
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

PANEL RADYATÖR ISIL GÜCÜNÜN İYİLEŞTİRİLMESİ YÖNÜNDE SU KANALI, PANEL VE KONVEKTÖRÜN AYRI AYRI VE BİRLİKTE SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Tamer ÇALIŞIR

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EYLÜL 2017

Tamer ÇALIŞIR tarafından hazırlanan "PANEL RADYATÖR ISIL GÜCÜNÜN İYİLEŞTİRİLMESİ YÖNÜNDE SU KANALI, PANEL VE KONVEKTÖRÜN AYRI AYRI VE BİRLİKTE SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……..

Başkan: Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ……

Üye: Doç. Dr. Cemil YAMALI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, ODTÜ

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……...

Üye: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB ETÜ

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……

Üye: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……

Tez Savunma Tarihi: 25/09/2017

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

……

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

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

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

Tamer ÇALIŞIR

25/09/2017

PANEL RADYATÖR ISIL GÜCÜNÜN İYİLEŞTİRİLMESİ YÖNÜNDE SU KANALI, PANEL VE KONVEKTÖRÜN AYRI AYRI VE BİRLİKTE SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

(Doktora Tezi)

Tamer ÇALIŞIR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2017

ÖZET

En yaygın kullanılan ısıtma sistemleri arasında yer alan panel radyatörlerin ısıl güçlerinin artırılması enerjinin tasarrufunda oldukça önemli bir rol oynayabilir. Bu tez çalışmasında, panel radyatörlerin ısıl güçlerinin iyileştirilmesi ve bununla birlikte kullanılan malzeme miktarının azaltılması hedeflenmiştir. Bu kapsamda sayısal ve deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Çalışmada, öncelikle üretimde olan referans bir radyatör için performans ve akış deneyleri ile sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve referans radyatörün ısıl gücü ve radyatör etrafında oluşan akış yapısı belirlenmiştir. Sonrasında, konvektörler için yoğun simülasyon çalışmaları yürütülmüş ve farklı konvektör yapılarının radyatör ısıl gücüne etkileri irdelenmiştir. Su kanalları için açıklık oranları değiştirilerek ısıl güce etkileri bulunmaya çalışılmıştır. Konvektör yüksekliğinin ve et kalınlığının artması ile birlikte ısıl gücün arttığı ve bununla birlikte radyatör ağırlığının da arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, konvektör uç kısımlarında yuvarlatma yapılmasının da ısı transferine olumlu etkilerinin olduğu ve buna ilave olarak radyatör ağırlığının azaltılabileceği gözlemlenmiştir. Simülasyon çalışmaları neticesinde konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yükseklikleri 535 mm ve 560 mm olan iki farklı prototip radyatör üretilmiştir. Konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 535 mm olan prototipte ısıl gücün referans radyatöre göre 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığında %6,2 oranında düşüş gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu düşüş oranının 0,32 mm ve 560 mm konvektör et kalınlığı ve konvektör yüksekliğine sahip radyatörde %3,2 oranında olduğu görülmüştür. Bununla birlikte bu prototipte, referans duruma göre 600x1000 mm'lik radyatörde 0,5 kg daha hafif bir tasarım elde edilmiştir. Bu bulgular neticesinde, konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 560 mm olan radyatör nihai tasarım olmuştur. Tez çalışması kapsamında elde edilen bilgiler sanayide uygulama alanı bulmuş ve konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 560 mm olan radyatörün seri üretimine başlanmıştır.

Bilim Kodu	:	91412
Anahtar Kelimeler	:	Panel radyatör, konvektör, ısıl güç, ısı transferi, PIV, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
Sayfa Adedi	:	301
Danışman	:	Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF WATER CHANNEL, PANEL AND CONVECTOR SEPARATELY AND ALL TOGETHER TO ENHANCE THERMAL OUTPUT OF PANEL RADIATOR

(Ph. D. Thesis)

Tamer ÇALIŞIR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2017

ABSTRACT

Enhancing the heat output of panel radiators, which are one of the most widely used heating systems, could play an important role in energy saving. In this thesis, it was aimed to improve the thermal output of panel radiators and to reduce the used material. In this context, numerical and experimental studies have been carried out. Performance and flow experiments have been carried out for a reference radiator in production, and the heat output and flow structure around the radiator has been determined. Subsequently, extensive simulation studies for convectors have been carried out and the effect of different convector structure on radiator thermal output were investigated. The openness rates for water channels have been changed to investigate the effect on the thermal output. It has been found that with the increase of the convector height and thickness, the thermal output, as well as the weight of the radiator increases. It has also been observed that rounding at the convector tip has positive effect on the heat transfer and in addition the weight could be reduced. As a result of the simulation studies, two different prototype radiators with convector thickness of 0.32 mm and convector heights of 535 mm and 560 mm were produced. It has been observed, that the prototype with convector thickness of 0.32 mm and convector height of 535 showed a decrease of 6.2% in the thermal output for a temperature range of 75/65°C according to the reference radiator. It has been seen that this decrease rate is 3.2% for the radiator with convector thickness of 0.32 mm and convector height of 560 mm. Besides, a 0.5 kg lighter design was obtained for a 600x1000 mm radiator according to the reference radiator. As a result of these findings, the radiator with the convector thickness of 0.32 mm and convector height of 560 mm has become the final design. The obtained knowledge in this thesis has found application area in the industry and mass production of the radiator with the convector thickness of 0.32 mm and convector height of 560 mm has been started.

Science Code	:	91412
Key Words	:	Panel radiator, Convector, Thermal Output, Heat Transfer, PIV, Computational Fluid Dynamics
Page Number	:	301
Supervisor	:	Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

TEŞEKKÜR

Bu tez, doğrudan veya dolaylı birçok kişinin emeğinin sonucudur. Öncelikle, bana deneysel ve sayısal çalışmanın inceliklerini sabırla öğreten, tüm bilgi birikimi ve tecrübelerini cömertçe paylaşan, tezin her aşamasında bana destek olan tez danışmanım Hocam Sayın Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım. Tez izleme komitelerinde zaman ve emek harcayıp beni daha iyiye yönlendiren ve değerli fikirleri ile bana destek olan hocalarım Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU ve Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ'a çok teşekkür ederim.

Tezin gerçekleşmesinde, SAN-TEZ programı kapsamında 0641.STZ.2014 kodlu proje ile maddi destek Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkür ederim. Ayrıca, desteklerinden dolayı Türk DemirDöküm Fabrikaları A.Ş'ye ve değerli Ar-Ge personeli Makina Mühendisi Hakan Onur YAZAR ve Makina Mühendisi Sinan YÜCEDAĞ'a teşekkürü borç bilirim. Çalışma boyunca desteklerinden dolayı Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a, Yrd. Doç. Dr. Mustafa KILIÇ'a ve Teknisyen Belgin DORUK'a teşekkürlerimi sunarım.

Birlikte çok güzel zamanlar geçirdiğim değerli arkadaşlarım Koray ÖZSOYLU ve Mert DOĞAN'a ve ayrıca Makine Mühendisi olmamı teşvik eden ve hayata farklı açılardan bakmamı öğreten, sabrıyla örnek bir insan olan değerli öğretmenim Gülden KURT'a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatım boyunca maddi ve manevi hiçbir desteğini esirgemeyen annem Güzin FIRAT'a, ablam Nalan SERİM'e, yeğenim Erdem Mert SERİM'e ve abim Nusret FIRAT'a sonsuz kez teşekkür ederim.

Hayatıma güzellikler katan saygıdeğer ve sevgili eşim Evrim ŞENKAYNAK ÇALIŞIR'a çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

RESİMLERİN LİSTESİ xxi

SİMGELER VE KISALTMALAR xxiii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 7

3. YÖNTEM 23

3.1. Deney Düzenekleri ve Ölçüm Teknikleri 23

3.1.1. Performans deney sistemi 23

3.1.2. PIV ve LDA deney sistemleri 35

3.2. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon 47

4. REFERANS RADYATÖRÜN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ 77

4.1. Referans Radyatör için Deneysel Isı Transferi Sonuçları 77

4.1.1. Belirsizlik analizi 94

4.2. Referans Radyatör HAD Analizi Sonuçları 95

4.3. Referans Radyatör Etrafındaki Akış Yapısı 122

4.3.1. Referans radyatörün üstündeki hava akışı 125

4.3.2. Referans radyatörün ön paneli üstündeki hava akışı 135

Sayfa

5. PARAMETRİK HAD ÇALIŞMALARI 139

5.1. Ön Parametrik Çalışma Sonuçları 139

5.2. Parametrik Çalışma Sonuçları 198

6. PROTOTİPLERİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ 231

6.1. Prototiplerin Isıl Deney Sonuçları 231

6.2. Prototiplerin Akış Deney Sonuçları 234

6.3. Nihai Tasarım Radyatör için HAD Analizleri 247

7. SONUÇ VE ÖNERİLER 257

KAYNAKLAR 263

EKLER 268

EK-1. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama 269

EK-2. Referans radyatör ile ilgili TSE test raporu 271

EK-3. Örnek Q1 kütüğü 273

EK-4. Örnek sonuç kütüğü 276

EK-5. Parametrik çalışma tablosu 292

EK-6. 0,32x535 modelinin TSE test raporu 297

EK-7. 0,32x560 modelinin TSE test raporu 298

ÖZGEÇMİŞ 299

DİZİN 302

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Termokupl kalibrasyon denklemleri 26

Çizelge 3.2. Emisometre ölçüm sonuçları..... 29

Çizelge 3.3. Klima santrali özellikleri 30

Çizelge 3.4. Sabit sıcaklık banyosu özellikleri 31

Çizelge 3.5. Gaz akışları için kullanılan parçacıklar..... 40

Çizelge 3.6. Çeliğin özellikleri 49

Çizelge 3.7. Sayısal çalışmada kullanılan debi değerleri..... 52

Çizelge 3.8. Bölge-1 için korunum denklemleri ve sınır şartları 71

Çizelge 3.9. Bölge-2 için korunum denklemleri ve sınır şartları 72

Çizelge 3.10. Bölge-3 için korunum denklemleri ve sınır şartları 73

Çizelge 3.11. Bölge-4 için korunum denklemleri ve sınır şartları 74

Çizelge 3.12. Bölge-5 için korunum denklemleri ve sınır şartları 74

Çizelge 4.1. Farklı bağlantı konumları ve sıcaklık aralıkları için deneysel sonuçlar 85

Çizelge 4.2. Termal kamera değerlerinin doğrulanması 87

Çizelge 4.3. Farklı sıcaklık aralıkları için ısıl güç değerlerinin belirsizlik analizi sonuçları 95

Çizelge 4.4. Sayısal çözümde kütlenin korunumu..... 98

Çizelge 4.5. Sayısal çözümde enerjinin korunumu..... 98

Çizelge 4.6. HAD analizinde kullanılan hücre sayıları 99

Çizelge 4.7. TBSE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması..... 102

Çizelge 4.8. TBOE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması..... 102

Çizelge 4.9. BBOE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması..... 103

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.10. Üst kapak ve yan kapağın radyatör ısıl gücüne etkisinin sayısal ve deneysel sonuçları 122

Çizelge 4.11. Isıl deney sonuçlarının tekrarlanabilirliği..... 124

Çizelge 5.1. Tam geometri ile dörtte bir geometri için hesaplama sonuçları 143

Çizelge 5.2. Simülasyon sonucu enerji dengesi..... 145

Çizelge 5.3. Referans radyatör konvektör boyutları..... 149

Çizelge 5.4. Ön parametrik çalışma tablosu 150

Çizelge 5.5. Konvektörsüz radyatörün deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş ısıl güç değerleri (TBSE – 75/65°C) 200

Çizelge 5.6. Isıl güç için oluşturulan korelasyonun hesaplama ve HAD sonuçları..... 211

Çizelge 5.7. Kütle için oluşturulan korelasyonun hesaplama HAD sonuçları..... 212

Çizelge 5.8. Üst kapak varlığının ısıl güce etkisi 228

Çizelge 5.9. Üst + yan kapak varlığının ısıl güce etkisi 229

Çizelge 6.1. Referans radyatör ve prototip radyatörlerin ısıl deney sonuçları..... 232

Çizelge 6.2. Referans radyatör ve prototip radyatörlerin ağırlıkları 233

Çizelge 6.3. TBSE bağlantı konumunda nihai tasarım radyatör için HAD analizi sonuçları 248

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Radyatörde meydana gelen ısı transferi mekanizmaları 3

Şekil 2.1. Myhren ve Holmberg tarafından incelenen radyatör panel ve konvektörleri 7

Şekil 2.2. Myhren ve Holmberg tarafından incelenen radyatör modelleri 8

Şekil 2.3. Optimizasyonu yapılan radyatörün şematik görüntüsü 10

Şekil 2.4. Panelleri seri ve paralel olarak bağlanmış radyatörler 11

Şekil 2.5. 2011/09328 numaralı faydalı modelin görüntüsü 15

Şekil 2.6. 2012/01568 numaralı patentin görüntüsü 15

Şekil 2.7. 2011/04231 numaralı patentin görüntüsü 16

Şekil 2.8. 2012/02063 numaralı patentin görüntüsü 16

Şekil 2.9. Paralel geçme konvektörlü dar panel radyatör 17

Şekil 2.10. Borulu tip panel radyatör 17

Şekil 2.11. Isıl kapasite artışını sağlayan konvektör yapılanması 18

Şekil 2.12. Panel radyatörler için yeni konvektör yapısı 18

Şekil 2.13. Çift ısıtma sıvısı kanallı panel radyatör 19

Şekil 2.14. Dairesel forma sahip konvektör yapılandırması 19

Şekil 3.1. Radyatör perfomans test düzeneği şematik görünümü 24

Şekil 3.2. Radyatör üstündeki termokupların yerleşimleri 25

Şekil 3.3. Radyatör ön paneli üstündeki termokupların yerleşimleri 25

Şekil 3.4. Radyatör giriş-çıkış bağlantı konumları 35

Şekil 3.5. Akış ölçümü deney sistemi şematik görüntüsü 36

Şekil 3.6. Akış ölçümü gerçekleştirilen kesitler 39

Şekil 3.7. PIV sisteminin bir rüzgar tünelindeki deney uygulaması 40

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.8. Oda ve radyatör katı model geometrisi 48

Şekil 3.9. Radyatör geometrisinin farklı düzlemlerdeki görüntüsü 49

Şekil 3.10. HAD çalışmalarında uygulanan sınır şartları 51

Şekil 3.11. Sayısal çalışmada incelenen çözüm bölgeleri 55

Şekil 3.12. Sınır hücresi üstündeki yarıküresel dağılan ışınlar 75

Şekil 4.1. Oda termostatının farklı sıcaklık ayarları için oda içinde oluşan ortalama sıcaklık değerleri 78

Şekil 4.2. Radyatör üstünde ölçülen sıcaklıklarda radyasyon etkisi 79

Şekil 4.3. Su giriş sıcaklığının ölçüm boyunca değişimi 80

Şekil 4.4. Su çıkış sıcaklığının ölçüm boyunca değişimi 80

Şekil 4.5. Tekrar edilen deneyler sonucunda radyatörün ısıl gücü (TBSE-75/65°C) 81

Şekil 4.6. Tekrar edilen deneyler sonucunda aşırı sıcaklıkların değişimi (TBSE-75/65°C) 82

Şekil 4.7. Tekrar edilen deneyler sonucunda ortalama oda sıcaklığının değişimi (TBSE-75/65°C) 82

Şekil 4.8. Tekrar edilen deneyler sonucunda radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı (TBSE-75/65°C) 83

Şekil 4.9. Bağlantı şeklinin ısıl güce etkisi 83

Şekil 4.10. Farklı aşırı sıcaklık değerlerinde bağlantı konumunun ısıl güce etkisi 84

Şekil 4.11. Isıl gücün giriş sıcaklığı ile değişimi 85

Şekil 4.12. Farklı bağlantı konum ve aşırı sıcaklıklarda radyatör üst ve alt hava sıcaklık farkı 86

Şekil 4.13. Termal kamera doğrulama görüntüsü 87

Şekil 4.14. Radyatör ön panel sıcaklığının zamanla değişimi 88

Şekil 4.15. ΔT_a=30°C için termal kamera görüntüleri 89

Şekil 4.16. ΔT_a=50°C için termal kamera görüntüleri 90

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.17. ΔT_a=60°C için termal kamera görüntüleri 91

Şekil 4.18. Farklı bağlantı konumlarında 75/65°C için enine yöndeki hava sıcaklığı 92

Şekil 4.19. Üst ve Yan kapakların ısıl güce etkisi 93

Şekil 4.20. Katı/akışkan arayüzünde hücre yapısı 96

Şekil 4.21. Çözümün yakınsama görselleri, (a) çıkış debisi, (b) çıkış sıcaklığı, (c) radyatör alt sıcaklığı 98

Şekil 4.22. Radyatör su çıkış sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi ve deneysel veri ile karşılaştırılması 100

Şekil 4.23. Farklı düzlemlerde oluşturulan hücre yapıları 101

Şekil 4.24. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (TBSE, sayısal) 104

Şekil 4.25. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (TBOE, sayısal) 105

Şekil 4.26. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (BBOE, sayısal) 105

Şekil 4.27. Farklı bağlantı konumlarında aşırı sıcaklık ile değişen ısıl güç değerleri (sayısal) 106

Şekil 4.28. Farklı bağlantı konumlarında radyatör içinde oluşan akış dağılımı 108

Şekil 4.29. ΔT_a=7,5°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 109

Şekil 4.30. ΔT_a=10°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 110

Şekil 4.31. ΔT_a=20°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 111

Şekil 4.32. ΔT_a=30°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 112

Şekil 4.33. ΔT_a=50°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 113

Şekil 4.34. ΔT_a=60°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı 114

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.35. Ortalama panel sıcaklığının aşırı sıcaklık ile değişimi 115

Şekil 4.36. Üst ve alt kollektördeki su sıcaklığının radyatör boyunca değişimi..... 116

Şekil 4.37. 55/45°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı 117

Şekil 4.38. 75/65°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı 117

Şekil 4.39. 90/70°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı 118

Şekil 4.40. Oda içinde oluşan sıcaklık dağılımı..... 118

Şekil 4.41. Oda içinde oluşan hız dağılımı 119

Şekil 4.42. Dolaşım debisinin radyatör ısıl gücüne ve özgül ısı transferine etkisi 120

Şekil 4.43. Dolaşım debisinin ön panel üstündeki sıcaklık dağılımına etkisi..... 121

Şekil 4.44. Üst kapaklı ve kapaksız radyatörün üstündeki hava hızı 122

Şekil 4.45. Radyatör giriş suyu sıcaklığının deney süresince değişimi 124

Şekil 4.46. Radyatör çıkış suyu sıcaklığının deney süresince değişimi..... 125

Şekil 4.47. 75/65°C sıcaklık aralığında z=20 mm yükseklikte PIV, LDA ve HAD analizi sonuçları..... 126

Şekil 4.48. 75/65°C giriş/çıkış sıcaklıklarında Konum-4 için farklı yüksekliklerde LDA ölçüm sonuçları..... 127

Şekil 4.49. Referans durumdaki radyatörün üstünde 55/45°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları..... 129

Şekil 4.50. Referans durumdaki radyatörün üstünde 75/65°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları..... 130

Şekil 4.51. Referans durumdaki radyatörün üstünde 90/70°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları..... 131

Şekil 4.52. Konum-2 için üst kapak etkisinin ortalama hıza etkisi 132

Şekil 4.53. Radyatör üstünden çıkan havanın kütle debisinin aşırı sıcaklık ile değişimi 133

Şekil 4.54. Konvektörler ve iç panellerden olan ısı transferinin aşırı sıcaklık ile değişimi 134

Şekil 4.55. Ön panel üstünde yapılan ölçüm..... 135

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.56. Radyatörün ön paneli üstünde farklı konumlarda hız dağılımları 136

Şekil 5.1. Ön parametrik çalışma kapsamında oluşturulan model ve sınır şartları..... 142

Şekil 5.2. Yüzeylerden olan ısı transferi miktarı 142

Şekil 5.3. Ön parametrik çalışma kullanılan dörtte bir model..... 143

Şekil 5.4. Çözümün iterasyon sayısından bağımsılaştırılması 144

Şekil 5.5. Çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılması 145

Şekil 5.6. Çıkış kesitlerinde oluşturulan genişletmenin çözüme etkisi..... 146

Şekil 5.7. Farklı z yüksekliklerinde oluşan sıcaklık dağılımları 147

Şekil 5.8. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı..... 148

Şekil 5.9. Ön parametrik çalışmada incelenen parametreler..... 149

Şekil 5.10. D mesafesinin ısı transferine etkisi..... 151

Şekil 5.11. D boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları..... 151

Şekil 5.12. D=5 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları..... 153

Şekil 5.13. D=17,5 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları..... 154

Şekil 5.14. D=20 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları..... 155

Şekil 5.15. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) D=5mm, (b) D=17,5mm, (c) D=20mm..... 156

Şekil 5.16. B mesafesinin ısı transferine etkisi..... 157

Şekil 5.17. B boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları..... 157

Şekil 5.18. B=2 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları..... 159

Şekil 5.19. B=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları..... 160

Şekil 5.20. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) B=2mm, (b) B=12mm 161

Şekil 5.21. D/B boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları..... 162

Şekil 5.22. d mesafesinin ısı transferine etkisi..... 164

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.23. d boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 164

Şekil 5.24. d=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 165

Şekil 5.25. d=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 166

Şekil 5.26. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) d=0mm, (b) d=12mm 167

Şekil 5.27. Konvektör yüksekliğinin ısı transferine etkisi 168

Şekil 5.28. H boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 169

Şekil 5.29. H=450 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 170

Şekil 5.30. H=600 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 171

Şekil 5.31. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) H=450mm, (b) H=600mm 172

Şekil 5.32. b boyutunun ısı transferine etkisi 173

Şekil 5.33. b boyutuna göre ısı transferi ve ağırlıktaki değişim oranları 174

Şekil 5.34. b=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 175

Şekil 5.35. b=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 176

Şekil 5.36. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) b=0mm, (b) b=12mm 177

Şekil 5.37. L boyutunun ısı transferine etkisi 178

Şekil 5.38. L boyutuna göre ısı transferi ve ağırlıktaki değişim oranları 179

Şekil 5.39. L=25 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 180

Şekil 5.40. L=60 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 181

Şekil 5.41. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) L=25mm, (b) L=60mm 182

Şekil 5.42. Konvektör et kalınlığının ısı transferine etkisi 183

Şekil 5.43. t boyutuna göre ısı transferi ve ağırlıktaki değişim oranları 184

Şekil 5.44. t=0,25 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 185

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.45. t=0,60 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 186

Şekil 5.46. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) t=0,25mm, (b) t=0,60mm 187

Şekil 5.47. Konvektör orta bölgelerinin boşaltılmasının ısı transferine etkisi 188

Şekil 5.48. s boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 189

Şekil 5.49. s=%10 için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 190

Şekil 5.50. s=%90 için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 191

Şekil 5.51. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) s=%10, (b) s=%90 192

Şekil 5.52. r boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 193

Şekil 5.53. G boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 194

Şekil 5.54. f boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları 195

Şekil 5.55. f=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 196

Şekil 5.56. f=90 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları 197

Şekil 5.57. Konvektörlü (PKKP) ve konvektörsüz (PP) radyatörlerin ısıl gücü 199

Şekil 5.58. Konvektörlü (PKKP) ve konvektörsüz (PP) radyatörlerin üstündeki havanın sıcaklık değişimleri 199

Şekil 5.59. Parametrik çalışmada ele alınan parametreler 200

Şekil 5.60. Et kalınlığının ısıl güce etkisi (H=535 mm) 202

Şekil 5.61. Et kalınlığının kütleye etkisi (H=535 mm) 202

Şekil 5.62. H=535 mm için et kalınlığının panel ortasındaki sıcaklık dağılımına etkisi 203

Şekil 5.63. H=535 mm için et kalınlığının farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımına etkisi 204

Şekil 5.64. Farklı konvektör et kalınlıkları için radyatörün üstünden çıkan havanın sıcaklık dağılımı 204

Şekil 5.65. H=535 mm için konvektör et kalınlığının radyatör üst ve alt sıcaklık farkları üstündeki etkisi 205

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.66. Konvektör yüksekliğinin ısıl güce etkisi 206

Şekil 5.67. Konvektör yüksekliğinin kütleye etkisi 207

Şekil 5.68. Farklı konvektör kalınlıkları ve konvektör yükseklikleri için sıcaklık konturları 208

Şekil 5.69. Radyatör üst ve alt hava sıcaklıklarının konvektör yüksekliği ile değişimi 209

Şekil 5.70. Radyatörün üstünden alınan hız dağılımı 209

Şekil 5.71. Konvektör uç yuvarlatmaları 213

Şekil 5.72. Konvektör uç yuvarlatmasının ısıl güce etkisi 214

Şekil 5.73. Konvektör uç yuvarlatmasının kütleye etkisi 215

Şekil 5.74. Farklı yuvarlatma yarıçaplarında sıcaklık dağılımının yükseklikle değişimi 216

Şekil 5.75. Farklı yuvarlatma yarıçapları için radyatör üstündeki hava sıcaklığı 216

Şekil 5.76. Farklı yuvarlatma yarıçapları için radyatörün üst ve alt hava sıcaklık farkı 217

Şekil 5.77. Konvektör hatve sayısının ısıl güce etkisi 218

Şekil 5.78. Konvektör hatve sayısının radyatör ağırlığına etkisi 218

Şekil 5.79. R=5,02 mm olması durumunda konvektör hatve sayısının ısıl güce etkisi 219

Şekil 5.80. R=5,02 mm olması durumunda konvektör hatve sayısının radyatör ağırlığına etkisi 219

Şekil 5.81. Konvektör trapez yüksekliğinin ısıl güce etkisi (W=sabit) 220

Şekil 5.82. Konvektör trapez yüksekliğinin kütleye etkisi (W=sabit) 221

Şekil 5.83. Konvektör trapez yüksekliğinin farklı kesitlerde sıcaklık dağılımına etkisi 221

Şekil 5.84. Konvektör trapez yüksekliği ile üst ve alt sıcaklık farkının değişimi 222

Şekil 5.85. Karşılıklı konvektörler arası mesafenin ısıl güce etkisi 223

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.86. Farklı d mesafeleri için sıcaklık dağılımının yükseklikle değişimi 223

Şekil 5.87. Konvektör dikey mesafesinin ısıl güce etkisi..... 224

Şekil 5.88. İlk dikey su kanalında gerçekleştirilen kısmalar..... 225

Şekil 5.89. Alt toplayıcı su kanalında gerçekleştirilen kısmalar 225

Şekil 5.90. İlk dikey su kanallarında farklı açıklık oranlarının ısıl güce etkisi 226

Şekil 5.91. Alt toplayıcı su kanalındaki farklı açıklık oranlarının ısıl güce etkisi..... 227

Şekil 5.92. Referans üst kapak 227

Şekil 5.93. Yeni üst kapak (2 mm kalınlıklı ara parçalar)..... 228

Şekil 5.94. Yan kapak geometrileri..... 228

Şekil 5.95. Parametrik çalışmadan oluşturulan korelasyon..... 229

Şekil 6.1. Referans durum ve prototip radyatörlerin ısıl güçlerinin karşılaştırılması..... 232

Şekil 6.2. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-1 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 235

Şekil 6.3. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-3 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 236

Şekil 6.4. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 236

Şekil 6.5. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-8 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 237

Şekil 6.6. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-2 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 237

Şekil 6.7. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-4 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 238

Şekil 6.8. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-5 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 238

Şekil 6.9. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 239

Şekil 6.10. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-1 için radyatörün üstündeki hız dağılımı..... 239

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.11. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-4 için radyatörün üstündeki hız dağılımı 240

Şekil 6.12. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı 240

Şekil 6.13. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-8 için radyatörün üstündeki hız dağılımı 241

Şekil 6.14. Konum-2 için radyatörün üstünde farklı yüksekliklerdeki hızın değişimi 242

Şekil 6.15. Konum-4 için radyatörün üstünde farklı yüksekliklerdeki hızın değişimi 243

Şekil 6.16. 0,32x560 prototip radyatörde Konum-3 için LDA ve HAD sonuçları 243

Şekil 6.17. Konum 1 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi 244

Şekil 6.18. Konum-4 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi 245

Şekil 6.19. Konum-7 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi 246

Şekil 6.20. Konum-8 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi 246

Şekil 6.21. Radyatör yüksekliğinin 400 olması durumunda farklı uzunluklar ve bağlantı konumlarında ısıl güç değerlerinin değişimi 249

Şekil 6.22. Radyatör yüksekliğinin 900 olması durumunda farklı uzunluklar ve bağlantı konumlarında ısıl güç değerlerinin değişimi 250

Şekil 6.23. Farklı yükseklikler için 1000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C) 251

Şekil 6.24. Farklı yükseklikler için 1400 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C) 252

Şekil 6.25. Farklı yükseklikler için 2000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C) 253

Şekil 6.26. Farklı yükseklikler için 3000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C) 254

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 1.1. Konvektörlü panel radyatör genel görüntüsü 1

Resim 1.2. PKKP radyatör genel elemanları 3

Resim 2.1. Erdoğmuş'un çalışmasında kullandığı üç farklı tip radyatör..... 11

Resim 3.1. Performans deney sistemi..... 27

Resim 3.2. Kataforeze yatırılmış radyatör..... 27

Resim 3.3. Emisivite ölçümünde kullanılan numuneler..... 28

Resim 3.4. Emisometre cihazı..... 29

Resim 3.5. Deneylerde kullanılan debimetre..... 30

Resim 3.6. Deneylerde kullanılan daldırma tipi termokupl..... 30

Resim 3.7. Sabit sıcaklık banyosu ve sirkülasyon pompası..... 31

Resim 3.8. Termal kamera 32

Resim 3.9. Veri toplama sistemi ve bilgisayar 32

Resim 3.10. Termal kameranın doğrulanması için kullanılan termokupllar..... 33

Resim 3.11. Radyatörün üstüne yerleştirilmiş termokupllar 33

Resim 3.12. Üst kapak yerleştirilmiş radyatör..... 34

Resim 3.13. Yan kapak yerleştirilmiş radyatör 34

Resim 3.14. PIV-LDA laboratuvarında kullanılan deney sistemi 36

Resim 3.15. Deney odası içinde bulunan ekipmanlar..... 37

Resim 3.16. PIV deneylerinde kullanılan lazer kolu 38

Resim 3.17. Travers mekanizması 38

Resim 3.18. (a) Deneylerde kullanılan atomizer, (b) Oda içinde örnek partikül dağılımı 41

Resim 3.19. PIV deneylerinde kullanılan CCD kamera..... 42

Resim 3.20. PIV zamanlayıcısı, kontrol kutusu ve soğutma kasası..... 42

Resim **Sayfa**

Resim 3.21. DynamicStudio yazılımı ve bilgisayar 43

Resim 3.22. Lazer üreteci, çok renkli ışın jeneratörü ve manipülatörler 46

Resim 3.23. LDA probunda kullanılan ön lens ve ışın genişleticisi 46

Resim 3.24. Fotodedektör modül, sinyal işleyici ve bilgisayar 46

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
a	Su kanalı et kalınlığı (mm)
A	Katsayı
A_u	Radyatör üst kesit alanı (m^2)
b	Konvektör tepe genişliği (mm)
B	Konvektör taban uzunluğu (mm)
c_p	Özgül ısı (J/kg.K)
C	Katsayı
C_1, C_2, C_μ	Türbülans modeli deneysel sabitleri
d	Konvektör tepe noktaları arası mesafe (mm)
D	Konvektör arası mesafe (mm)
D_h	Çap (mm)
f_1, f_2, f_μ	Sönümleme fonksiyonları
F	Katsayı
g	Yer çekim ivmesi (m/s^2)
g	Dikey su kanalı açıklık oranı (%)
g_a	Alt su kanalı açıklık oranı (%)
G	Asimetrik konvektör mesafesi (mm)
Gr	Grashof sayısı
h_g	Radyatöre giren suyun entalpisi (J/kg.K)
$h_ç$	Radyatörden çıkan suyun entalpisi (J/kg.K)
H	Konvektör yüksekliği (mm)
k	Isı iletkenlik katsayısı (W/m.K)
k	Türbülanslı kinetik enerjisi
L	Konvektör trapez yüksekliği (mm)
m	Kütle debisi (kg/s)
m_u	Sıcak hava kütle debisi (kg/s)

Simgeler	Açıklamalar
n	Yüzey normali
p	Basınç (Pa)
p_h	Konvektör hatve sayısı
p_o	Atmosfer basıncı (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isıl güç (W)
Q_p	Parametrik çalışmada elde edilen ısıl güç (W)
Q_r	Referans radyatör ısıl gücü (W)
r	Karşılıklı konvektörlerin asimetriklik mesafesi (mm)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
Re_t	Türbülans Reynolds sayısı
Re_y	Duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısı
s	Konvektör boşaltma oranı (%)
t	Konvektör et kalınlığı (mm)
T	Sıcaklık (°C)
T_a	Radyatörün altından giren hava sıcaklığı (°C)
$T_ç$	Radyatörden çıkan suyun sıcaklığı (°C)
T_f	Film sıcaklığı (°C)
T_g	Radyatöre giren suyun sıcaklığı (°C)
T_P	Panel sıcaklığı (°C)
T_s	Radyatör yüzey sıcaklığı (°C)
T_u	Radyatörün üstünden çıkan hava sıcaklığı (°C)
T_{ue}	Radyatörün üstünden çıkan enine hava sıcaklığı (°C)
T_∞	Oda sıcaklığı (°C)
ΔT_a	Aşırı sıcaklık (°C)
U	Radyatör üstündeki hız (m/s)
U	Radyatör uzunluğu (mm)
U_{max}	Maksimum hız (m/s)
u, v, w	Hız bileşenleri (m/s)
u_τ	Sürtünme hızı (m/s)
W	Panel genişliği (mm)

Simgeler	**Açıklamalar**
x, y, z	Koordinat eksenleri
Y	Radyatör panel yüksekliği (mm)
$\mathbf{y^+}$	Duvardan boyutsuz uzaklık
α	Isı yayılım katsayısı (m^2/s)
β	Isıl genleşme katsayısı (1/K)
ε	Emisivite
ε	Disipasyon oranı
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_t	Türbülanslı dinamik viskozite (Pa.s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_∞	Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
σ_k	k için türbülanslı Prandtl sayısı
σ_ε	ε için türbülanslı Prandtl sayısı
τ_w	Duvardaki kayma gerilmesi (Pa)

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
BBOE	Alt-alt-zıt-çıkış
LDA	Lazer Doppler Anemometrisi
PIV	Particle image velosimetrisi
PKKP	Panel-konvektör-konvektör-panel
TBOE	Üst-alt-zıt-çıkış
TBSE	Üst-alt-aynı-çıkış
TTOE	Üst-üst-zıt-çıkış
TSE	Türk Standartları Enstitüsü

1. GİRİŞ

Isınma ihtiyacı, tüm insanlık tarihi boyunca en temel ihtiyaçlardan bir tanesi olagelmiş ve bunun için birçok farklı yöntem kullanılmıştır. Isıtma mevsimi boyunca ise insanların iç mekanlarda ısıl konforunu sağlamak için binalarda ısıtma sistemleri kurulmaktadır. Bu nedenle, eski zamanlardan bu yana insanoğlu ısıtma ile ilgili konulara kafa yormuştur.

Ülkemizde ve Dünya'da panel radyatörler en yaygın kullanılan ısıtma cihazlarının başında gelmektedir. Radyatörlerin birçok tasarımının olmasına rağmen binalarda, işyerlerinde ve sanayide konvektörlü panel radyatörler oldukça yaygındır (Resim 1.1.).



Resim 1.1. Konvektörlü panel radyatör genel görüntüsü

Dünya'daki birçok ülke yönetimi dünya enerji kaynaklarının daha iyi kullanımı konusunda daha fazla bilinçlenmektedir. Ayrıca, enerjinin korunması ulusal enerji stratejileri içinde önemi her geçen gün daha da artan bir konuyu oluşturmaktadır. Örneğin Avrupa Birliği (AB), 2020 yılına kadar iklim değişikliği ve enerjinin sürdürülebilirliği konularında üç temel hedef koymuştur. 20-20-20 hedefi olarak adlandırılan kriterlerde sera gazlarında 1990 yılının seviyesinden %20 daha düşürülmesi, yenilenebilir enerji kullanımının %20 oranına çıkarılması ve birincil enerji tüketimindeki enerji verimliğinin %20 oranında artırılması öngörülmektedir [1]. Artan yakıt fiyatları ve çevre duyarlılığı ile birlikte ısıtma sistemlerinin veriminin artırılması konusu da önem kazanmaktadır.

Dünya'da toplam nihai enerji tüketiminin %29'ı evlerde kullanılmaktadır ve bununla birlikte CO_2 salınımının %21'ine neden olmaktadır. Dünya genelinde, evlerde tüketilen enerjinin

yaklaşık %50'si ısıtma amaçlı kullanılmaktadır [2]. Türkiye'de ise toplam nihai enerji tüketiminde konutlar %22'lik bir paya sahip olmuşlardır ve 2004 yılından bu yana konutlardaki tüketilen enerjide %6'lık bir artış meydana gelmiştir. Ocak 2016 itibari ile Türkiye'deki bina sayısı 9 milyona ve toplam mesken sayısı 22 milyona ulaşmıştır ve bu rakam artmaya devam etmektedir [3].

Ülkemizde konut sayısının sürekli artış göstermesinden dolayı ve toplam birincil enerji arzının sadece yaklaşık %25'lik [3] kısmını kendi kaynaklarımız ile sağlamamız dolayısıyla özellikle ısıtma sistemlerinde verim artışının sağlanması kaçınılmazdır.

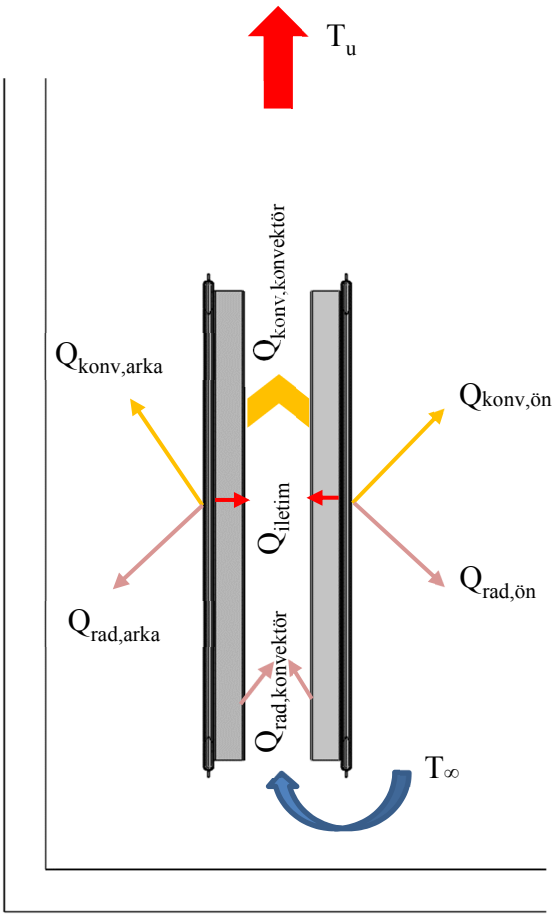
Bina ve konut sayısının artış göstermesinden dolayı ısıtma elemanlarına ihtiyaç da her geçen gün artış göstermekle birlikte hafif, ucuz, az yer kaplaması ve kolay montajı nedeniyle bina, konut ve işyerlerinde oldukça yaygın olarak panel radyatörler tercih edilmektedir. Sıcak sulu ısıtma sistemleri arasında en yaygın ürünlerin başında gelen panel radyatörlerin 2014 yılı itibari ile Türkiye'de yaklaşık 5,8 milyon metrelik üretimi gerçekleştirilmiştir. Bunun yaklaşık 2,9 milyon metrelik kısmı ihraç edilmiştir [4].

Radyatörlerin birçok tasarımının olmasına rağmen binalarda ve konutlarda, konvektörlü (kanatçıklı) çelik panel radyatörler en yaygın olarak kullanılmaktadır. Çelik sacların preslenerek ve kaynakla birbirine bağlanarak oluşturulan iki panel arasına kaynaklı bağlantı ile montajlanan konvektörler vasıtasıyla konveksiyon ile ısı transferinde artış sağlanabilmektedir. Bu nedenle, bu tip radyatörlerin üretimi ve kullanımı daha yaygındır. Buna örnek olarak DemirDöküm firmasının ürettiği radyatörlerin yaklaşık %70'i panel-konvektör-konvektör-panel (PKKP – Tip 22) tip radyatörlerdir.

Resim 1.2.'de görüldüğü gibi çelik sacların preslenmesi ile dikey su kanalları meydana gelmekte ve sıcak dolaşım suyu T-bağlantılar vasıtasıyla paneller içinde dolaşarak ısısını bu panellere aktarmaktadır. Panellerden iletimle aktarılan ısı, konvektörler ve panel dış yüzeyleri vasıtasıyla daha düşük sıcaklıkta olan çevre havaya doğal konveksiyon ve radyasyon ile aktarılmaktadır (Şekil 1.1.). Radyatörler, dış panellerden radyasyonla ısı transferini ve iç yüzeyler ve konvektörlerden taşınım ile ısı transferini azami şekilde elde edebilmek için tasarlanmıştır [5]. Ancak, isimleri radyatör olarak adlandırılsa da ısı transferinin doğal konveksiyon ile olan oranı daha ağır basmaktadır [6].



Resim 1.2. PKKP radyatör genel elemanları



Şekil 1.1. Radyatörde meydana gelen ısı transferi mekanizmaları

Yukarıda izah edilen karmaşık akış ve ısı transferi mekanizmaları nedeniyle radyatörün ısıl gücü; su giriş-çıkış sıcaklığı ve bağlantı konumu, radyatör tasarımı, radyatör konumu,

radyatör içinde kirlenme ve kireçlenme gibi birçok faktörden ve parametreden etkilenmektedir [7, 8]. Bu anlamda, bu çalışmada PKKP (Tip 22) radyatörlerinin ve konvektörlerinin tasarımları üzerine ayrıntılı incelemeler yapılamış ve ayrıca bağlantı giriş-çıkış sıcaklığı ve bağlantı konumları da ele alınmıştır.

Termodinamiğin birinci yasasına göre sürekli akışlı bir sisteme verilen ısı miktarının tamamı aynı miktarda çıkmak zorundadır. Radyatörlerde iş yapılmadığı için, sıcak dolaşım suyu tarafından radyatöre aktarılan ısı aynen çıkmak zorundadır. Daha verimli olarak tabir edilen radyatörler bu nedenle aynı ısıyı üretebilmesi için daha az enerji kullanması mümkün değildir. Bu nedenle radyatörlerin verimliliği aynı alandan veya aynı kütle miktarından sağlanan daha yüksek ısıl güç olarak tanımlanmalıdır [9]. Bu çalışmada, farklı parametreler göz önüne alınarak radyatör ısıl gücü ve aynı şekilde radyatör toplam kütlesi de göz önüne alınarak incelemeler yürütülmüştür.

Araştırmanın Amacı ve Hedefleri

Bu çalışmanın amacı; Resim 1.1.'de bir örneği gösterilen sıcak sulu ısıtma sistemleri arasında en yaygın kullanılan ürünler olan çelik panel radyatörlerin ısıl güçlerinin yükseltilmesi ve/veya aynı ısıl gücü sağlayacak şekilde daha hafif bir radyatörün elde edilmesi olmuştur. Bunu sağlamak amacıyla, radyatörlerin su kanalları ve konvektörlerinde ayrı ayrı ve birlikte incelemeler yapılmış ve radyatörden olan ısı transferi ve radyatör toplam ağırlığına etkisi irdelenmiştir. Bununla birlikte radyatör farklı kesitlerinde akış ölçümleri yapılarak farklı radyatörlerde oluşan akış yapısı anlaşılmaya çalışılmıştır. Bu sayede, panel radyatörlerin ısıl gücünde sağlanacak olan iyileşme ile birlikte daha düşük dolaşım suyu sıcaklıkları ve/veya daha kısa radyatör boyları ile aynı ısıyı sağlamak mümkün olacaktır.

Isıtma sistemlerinin en önemli elemanlarının başında gelen radyatörlerin ısıl güçlerinin artırılması ve böylece ulusal ve uluslararası enerji stratejileri içinde önemi her geçen gün artan enerjinin korunması sağlanmış olması hedeflenmiştir. Bununla birlikte, yakıt fiyatlarının her geçen gün daha da artması ve ülkemizin bu konuda önemli ölçüde dış ülkelere bağımlı olması ve aynı zamanda çevreye olan duyarlılığın artması neticesinde daha yüksek ısıl güce sahip radyatörler sayesinde daha düşük dolaşım suyu sıcaklıkları ile birlikte yakıt tüketimi ve çevreye olan salınımlar azaltılmış olacaktır. Isıl güç artışıyla birlikte, radyatör ağırlığının azaltılması ve/veya aynı ısıl güç çıktısı için daha hafif bir radyatörün

elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu sayede, aynı konfor ve ısıtma şartları için hem daha az enerji tüketimi hem de üretimde maliyet ve kaynak kullanımı azalması sağlanması amaçlanmıştır.

Resim 1.2.'de gösterildiği gibi panel radyatörler genellikle bir su-giriş çıkışının sağlandığı T-bağlantıları, su kanalları, ısı transferini arttıran konvektörler ve üst ve yan kapaklardan oluşmaktadır. Her ne kadar az parçadan oluşuyor olsa da ısı transferi ve akış yapısı olarak oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Radyatörlerin ısıl gücü birçok faktörden ve parametreden etkilenmektedir. Bu çalışma kapsamında ısı transferi ve akış dağılımını ve dolayısıyla radyatör ısıl gücünü etkileyen tüm parametreler belirlenerek deneysel ve sayısal yöntemlerle ısı transferi ve radyatör ağırlığı optimize edilmeye çalışılmıştır.

Yöntem

Tez kapsamında, öncelikle DemirDöküm tarafından üretilen panel radyatörlerin klimatik oda içerisinde performans deneyleri ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, PIV-LDA laboratuvarında radyatör etrafında akış ölçümleri yapılmıştır. Referans radyatör, parametrik sayısal ve deneysel çalışmada incelenen radyatörler için bir referans oluşturmuş ve karşılaştırma aracı olarak kullanılmıştır. Referans radyatör için farklı giriş-çıkış bağlantı konumlarında ve sıcaklık aralıklarında incelemeler yapılmış ve radyatör ısıl güçleri tespit edilmiştir. Sayısal çalışma kapsamında FloEFD paket programı kullanılmıştır.

Tüm radyatör için parametrik çalışmalara başlanmadan önce PHOENICS paket programında tek bir konvektör için ön parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiş ve buradan elde edilen sonuçlar oda içerisindeki tüm radyatör modellerine taşınmış ve etkileri incelenmiştir. Parametrik çalışmalarda ise konvektörler ve su kanalları için farklı geometrik düzenlemelerde parametrik HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

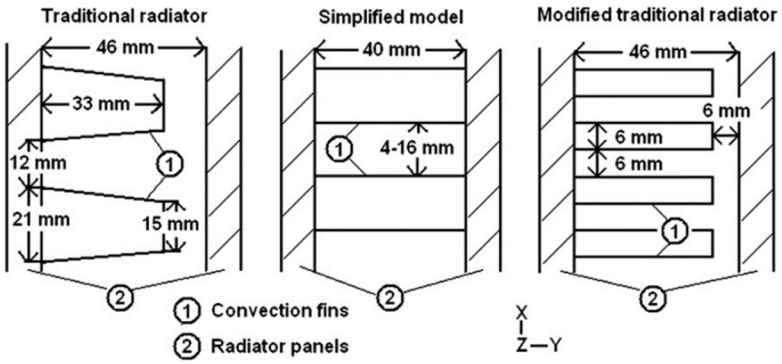
Parametrik çalışmadan elde edilen sonuçlara göre iki farklı prototip üretimi DemirDöküm tarafından gerçekleştirilmiş ve deneysel ve sayısal olarak ısıl gücü ve radyatörler etrafındaki akış yapısı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar referans model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Buna göre nihai tasarım radyatör elde edilmiş ve bu tasarımın farklı radyatör yüksekliği ve uzunluğu için HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve uzunluk ve yüksekliğe bağlı olarak bir korelasyon elde edilmiştir.

Bu bölümde radyatörler hakkında bilgiler sunulmuştur. Mekan ısıtmasında önemli bir yere sahip olan bu elemanlar mevcut çalışmada incelenmiş ve ısıl güç-ağırlık göz önünde bulundurularak optimize edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada elde edilen tüm veriler ayrıntılı olarak sunulmuş ve yorumlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde radyatörler ve benzeri ısıtma sistemleri ile ilgili yapılmış ve literatürde bulunan çalışmalar hakkında bilgiler verilmiş ve mevcut çalışma ile farkları izah edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda, ayrıntılı bir literatür araştırması sunulmuştur. Ayrıca, çalışma ile ilgili bulunan patentler de gösterilmiştir.

Myhren ve Holmberg, havalandırma radyatörlerinde dikey olarak yerleştirilmiş konvektörlerin dağılımını değiştirerek ısı transferini incelemişlerdir (Şekil 2.1.). Sonuçları geleneksel radyatörler ile karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini kullanmışlar ve analitik hesaplarla doğrulamışlardır [5]. Her ne kadar ayrıntılı bir sayısal çalışma yapmış olsalar da radyatördeki su akışı modellenmemiş ve konvektör taban yüzeylerinde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı kullanmışlardır.

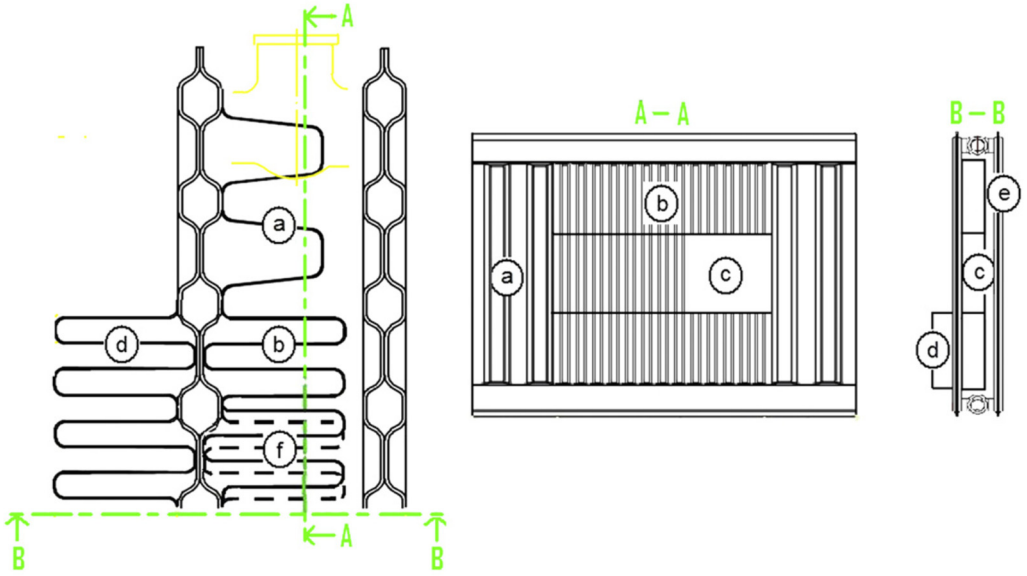


Şekil 2.1. Myhren ve Holmberg tarafından incelenen radyatör panel ve konvektörleri [5]

Bir radyatörün ısıl gücü, ısı transferi yüzeyleri etrafındaki hava akışının artması ve çevre hava ile olan sıcaklık farkı ile artış göstermektedir. Myhren ve Holmberg değişik hava giriş konumları kullanarak bir kişilik bir ofis odasındaki radyatörün ısıl gücünü ve konfor sıcaklıklarını sayısal olarak incelemişlerdir. Bu koşullar altında havalandırma radyatörlerinin daha kararlı ısıl konfor şartları sağladığını gözlemlemişlerdir [10]. Konfor anlamında önemli bir çalışma olmasına karşın, radyatörlerde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı kullanılmıştır. Bu durum radyatör ısıl gücünü önemli derecede etkilemesi nedeniyle gerçek çalışma koşullarından farklılık arz etmektedir.

Bir diğer çalışmada Myhren ve Holmberg kontrollü laboratuvar şartlarında çeşitli radyatör modellerinin performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Şekil 2.2.'de inceledikleri radyatör

modellerinin şematik görünümleri sunulmuştur. Çalışmalarında daha önceki bir incelemede elde ettikleri sayısal sonuçları deneysel olarak doğrulamayı ve bu sistemlerin veriminin artırılmasını amaçlamışlardır. Konvektör kanatçıklarından kaynaklanan ısı transferini incelemişler ve konfor şartları ve ortam sıcaklığını elde etmeyi amaçlamışlardır [11].



Şekil 2.2. Myhren ve Holmberg tarafından incelenen radyatör modelleri [11]

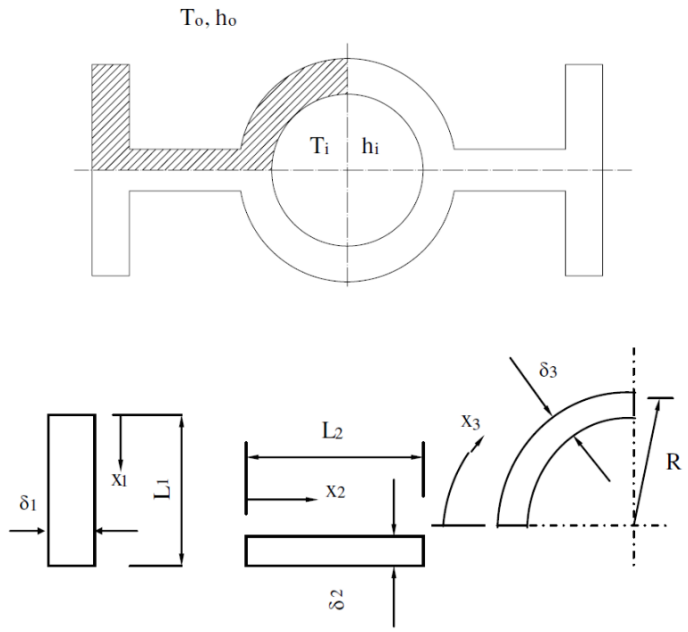
Beck, Grinsted, Blakey ve Worden bir radyatörde karşılıklı konvektörler arasına bir veya iki yüksek emisiviteye sahip levha yerleştirerek deneysel ve sayısal olarak ısı transferini artırmaya çalışmışlardır. Tek ve iki levhalı radyatörlerin PKKP tip bir radyatörün ısıl gücünün sırasıyla %71 ve %88'ini sağladıklarını gözlemlemişlerdir [7]. Çalışma, radyatörlerin ısıl güçlerinin artırılmasına yönelik önemli bir çalışma olmasına karşın HAD analizleri iki boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir.

Beck, Blakey ve Chung çalışmalarında deneysel ve sayısal olarak panel radyatörlerin arkasındaki duvarın emisivitesini değiştirerek radyatörlerin ısı aktarımındaki değişimini incelemişlerdir. Yüksek emisiviteye sahip yüzeyler için panelin arkasındaki havanın hızının arttığını gözlemlemişler ve ısı transferinin %20 oranına kadar yükseltilebildiğini tespit etmişlerdir. Sayısal çalışmalarında radyatöre sabit sıcaklık sınır şartı tanımlamışlar ve iki boyutlu olarak çözdürmüşlerdir [9]. Benzer şekilde Shati, Blakey ve Beck çalışmalarında deneysel ve sayısal olarak, radyatörlerin arkasında bulunan duvardaki emisiviteyi ve pürüzlülüğü değiştirerek radyatörlerin yaydığı ısının değişimini incelemişlerdir. Üç boyutlu RNG k-ε türbülans modelini kullanarak elde ettikleri sonuçların deneysel sonuçlarla uyum

içinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Pürüzlü ve emisivitesi yüksek bir duvarın varlığı sayesinde hem ısı transferinin hem de hava hızının artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir [6].

Tükel, Arıcı, Bingöllü ve Karabay radyatör arkalarına yerleştirdikleri yansıtıcı yüzeylerin radyatör etkenliğine etkisini irdelemişlerdir. Bu amaçla, farklı sıcaklıklardaki düşey iki paralel levha arasındaki akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, radyatör arkalarındaki ısı kayıplarını azaltmak için ısı iletim katsayısı düşük mat yüzeylerin kullanılması gerektiğini gözlemlemişlerdir [12]. Radyatör ile arka duvar arasına yerleştirilen yansıtıcı panellerin enerji kullanımını azaltma ihtimalini Baldinelli ve Asdrubali teorik olarak irdelemişlerdir. Analizlerinde, radyatör, yansıtıcı yüzey ve oda duvar yüzeyleri arasındaki irradyasyonla olan ısı transferini tanımlayan denklemleri kullanmışlardır ve aynı zamanda doğal konveksiyonu da hesaba katmışlardır [13]. Harris, deneysel çalışmasında radyatör arkasına metal folyo yerleştirilmesinin ısı kaybına etkisini bir kontrollü oda içerisinde incelemiştir. Odanın enerji ihtiyacının %6 oranında düşürülebildiğini gözlemlemiştir [14]. Benzer şekilde Jimenez çalışmasında radyatör arkasına alüminyum folyo yerleştirilmesinin bir pencere altında bulunan radyatörün ürettiği ısının kaybına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Alüminyum folyonun radyatör arkasına yerleştirilmesi ile birlikte %4 oranına kadar kayıpların azaltılabileceğini gözlemlemiştir [15].

Arslantürk ve Özgüç çalışmalarında radyatörlerin optimum ölçülerini analitik bir model kullanarak bulmaya çalışmışlardır. Radyatör problemini üç tane tek boyutlu kanatçık problemine ayırarak kanatçıklar boyunca sıcaklık dağılımı ve panelden olan ısı transferini analitik olarak elde etmeye çalışmışlardır (Şekil 2.3.). Geometrik boyutların ısıl parametreler üstündeki etkisini sunmuşlardır [16]. Arslantürk teorik çalışmasında, radyatörlerde birim ağırlık başına maksimum ısı transferini sağlayan optimum tasarımı bulmak için korelasyonlar oluşturmuştur [17].



Şekil 2.3. Optimizasyonu yapılan radyatörün şematik görüntüsü [16]

Yüksek yüzey sıcaklıkları veya görsel nedenlerden dolayı radyatörler sıklıkla pervazların veya bölmelerin içine yerleştirilmektedir. Bu durum da ısı transferinde düşüşe neden olmaktadır. Brady, Abdellatif, Cullen, Maddocks ve Al-Shamma'a çalışmalarında mıknatıslı dekoratif kaplama uygulanan radyatörlerden olan ısı transferinin değişimini irdelemişlerdir. Deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, kaplamasız, mıknatıslı dekoratif kaplama uygulanmış ve bir bölme içine yerleştirilmiş radyatörlerin ısıl gücünü incelemişler ve karşılaştırmışlardır [18].

Üreticiler, radyatörlerde kullanılan seramik panel kaplamaların ısıyı tutmalarından dolayı radyatör kapalıyken bile ısı yaymasını sağladıklarını belirtmektedirler. Menendez-Diaz, Ordonez-Galan, Bouza-Rodriguez ve Fernandez-Calleja deneysel ve sayısal olarak bu söylemi doğrulamak için çalışmalar yapmışlardır. Seramik panel kaplı radyatörleri ısınma ve soğuması sırasında incelemişlerdir. Termal kamera ile yaptıkları ölçümlerde seramik panel kaplı radyatörlerin seramik panel kaplı olmayanlara göre daha yavaş ısınıp soğuduklarını tespit etmişlerdir [8].

Radyatörlerin ısı yayma kapasiteleri belirli koşullar için deneysel çalışmalar ile belirlenir. Test koşullarını belirlemek için birçok standart geliştirilmiştir. Erdoğmuş çalışmasında üç farklı tip panel radyatörün ısı yayma kapasitesini sayısal yollarla hesaplamıştır. Nümerik çalışmada kullanılacak sınır şartlarını belirlemek ve nümerik yollarla elde edilen sonuçları

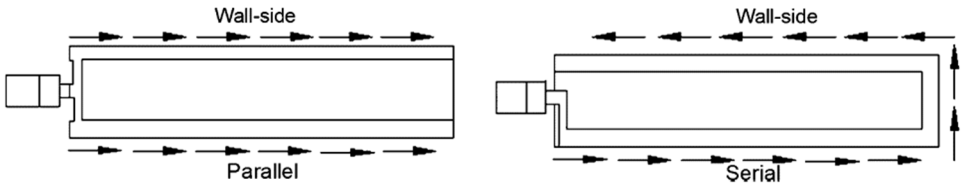
doğrulamak için EN-442 standardına göre hazırlanmış deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Testler üç farklı aşırı sıcaklık çalışma şartına dayanarak yapılmıştır [19]. Bu çalışmada, üretimde olan farklı tip radyatörlerin (Resim 2.1.) performansı belirlenmiş ancak radyatör ısıl gücü artırılması anlamında bir çalışma yapılmamıştır.



Resim 2.1. Erdoğmuş'un çalışmasında kullandığı üç farklı tip radyatör [19]

Panel radyatörlerde faz değişim malzemesi kullanımının ısıl performansa etkileri deneysel olarak Üçok tarafından incelenmiştir. Bu kapsamda, iki farklı faz değişim malzemesi kullanmış ve radyatör ısıl gücüne etkilerini irdelemiştir. Deneylerini TS EN 442-2'ye göre standart sıcaklıklarda gerçekleştirmiştir [20].

Paralel ve seri olarak bağlanmış panellere sahip radyatörlerin performans deneyleri EN 442-2'ye göre Maivel, Kozelmann ve Kurnitski tarafından gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.4.). Ayrıca, HAD analizleri de gerçekleştirmişlerdir. Seri olarak bağlanmış panellerin ön panel sıcaklığının 4°C daha yüksek ve arka panel sıcaklığının 3°C daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir [21].



Şekil 2.4. Panelleri seri ve paralel olarak bağlanmış radyatörler [21]

Sıcak sulu radyatörlerin ısıl gücü, dönüş suyu sıcaklığının düşmesi ile birlikte düşmektedir. McIntyre çalışmasında dönüş suyu sıcaklığının düşmesi ile birlikte radyatör ısıl gücündeki

değişimi deneysel olarak elde etmiş ve sonuçları sunmuştur [22]. Ward ise deneysel çalışmasında daha düşük dolaşım debisi veya daha yüksek sıcaklık farkları için radyatör ısıl gücünü elde etmiştir. Aynı zamanda standart test koşullarına göre elde edilmiş debiden %20 daha düşük debilerde meydana gelen sorunları da göstermiştir [23].

Gretarsson, Valdimarsson ve Jonsson ısıtma amaçlı kullanılan panel radyatörler için bir ısı transferi modeli geliştirmişler ve bu modeli bir bilgisayar programında uygulamışlardır. Radyatör tasarım ve simülasyonunda bu programı kullanmışlardır. Bu teorik modeli deneysel veriler ile karşılaştırmışlar ve standarda göre geçerliliğini irdelemişlerdir [24].

Tek panel radyatörün perfomansı üç boyutlu olarak sonlu hacimler yöntemini kullanılarak Jahanbin ve Zanchini tarafından incelenmiştir. Panel üzerine yükseklikle değişen doğrusal bir sıcaklık dağılımı tanımlanarak radyatörün duvardan olan farklı mesafelerin etkisi irdelenmiştir. Oda içindeki hız ve sıcaklık dağılımı elde edilmiş ve radyatörden aktarılan ısı transferi hesaplanmıştır [25].

Akın, TS EN 442'ye uygun bir çelik panel radyatörün ısıl gücünü sonlu hacimler yöntemini kullanarak belirlemiştir. Sonuçları, Fransa'daki CETIAT laboratuvarından alınan deneysel veriler ile doğrulamıştır. Ortam taşınım katsayısının değişiminin ısıl güce etkisini irdelemiş ve radyatörün ısıl gücünü arttırmak amacıyla sekiz farklı konvektör tasarımı incelemiştir [26].

Aydar ve Ekmekçi çalışmalarında mevcut panel radyatörün CFD analizlerini bir ticari CFD kodu olan STAR-CCM+ ile üç boyutlu olarak değişik bağlantı yöntemleri için yapmışlardır. Ayrıca çalışmalarında sayısal olarak ısıl güç değerlerini elde etmişlerdir ve bilinen katalog değerleri ile karşılaştırmışlardır [27].

D. Risberg, M. Risberg ve Westerlund radyatörlerdeki doğal konveksiyon ile ısı transferi simülasyonlarının basitleştirilmesi ve hücre sayısının azaltılması için çalışmalar yürütmüşlerdir. Kullanıcı tanımlı duvar fonksiyonları ile hücre sayısının önemli derecede azaltılabildiğini ve bu sayede de deneysel veri ile uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir [28].

Aydın panel radyatörlerde hız ve sıcaklık dağılımının üç boyutlu sayısal analizini HAD yöntemiyle ANSYS Fluent paket programında gerçekleştirmiştir. Sayısal olarak radyatör

performans değerleri elde etmiş ve katalog değerleri ile doğrulamıştır. Çalışmasında panel ve konvektörleri ayrı ayrı modellemiştir [29].

Yedikardeş, çalışmasında tek bir radyatör dilimi yüzeyinde oluşturduğu panjurların radyatörlerin ısıl verimleri üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak irdelemiştir [30].

Kılıç, Sevilgen ve Mutlu, üç boyutlu sonlu hacimler yöntemini kullanarak çelik panel radyatörlerin ısıl gücünü sayısal olarak elde etmişlerdir. TS EN 442 standardına göre oluşturdukları modelin ve elde edilen sonuçların literatürde yer alan deneysel veriler ile uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir [31].

Genelde soğuk ülkelerde görüldüğü üzere radyatörler mekan ısıtılması için kullanılmakla birlikte gıdaların kurutulmasında da kullanılması mümkündür. Mirmanto, Sulistyowati ve Okariawan radyatör konumunun ve kütle akısının radyatör ısıl gücüne etkisini deneysel olarak irdelemişler ve en uygun konum ve kütle akısını bulmaya çalışmışlardır. Kütle akısının radyatör ısıl gücü üstündeki etkisinin düşük olduğu, ancak radyatör konumunun oldukça önemli etkiye sahip olduğunu gözlemlemişlerdir [32].

Mirmanto, Syahrul, Sulistyowati, Okariawan ve Rodian çalışmalarında bir panel radyatör kullanarak kırmızı biber kurutulmasını araştırmışlardır. Radyatör giriş sıcaklığının ve havalandırma miktarının ısı transferi ve kurutma performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Radyatör giriş sıcaklığının artışı ile birlikte hem ısı transferi hem de kurutma performansının arttığı, ancak havalandırma miktarının artması ile birlikte ısı transferinin arttığını, kurutma performansının düştüğünü gözlemlemişlerdir [33].

Embaye, Al-Dadah ve Mahmoud radyatör girişinde sabit akış yerine darbeli akış göndererek radyatör performasını artırmayı hedeflemişlerdir. Matlab'ta geliştirdikleri modelde farklı debi ve frekanslarda akış göndererek radyatör ısıl gücünü incelemişlerdir. Radyatör ısınma süresinin darbeli akış ile kısaldığını ve %22'ye varan oranda enerji tasarrufu sağlanabileceğini gözlemlemişlerdir [34]. Bir diğer çalışmalarında Embaye, Al-Dadah ve Mahmoud tek panel ve konvektörden oluşan (Tip 11) ve tek panelden oluşan (Tip 10) radyatörlerin darbeli akış giriş sınır şartı ile tüketilen enerji miktarını sayısal olarak COMSOL paket programı ile incelemişlerdir. Darbeli akış ile birlikte, sabit akış ile karşılaştırıldığında, %20 oranında enerji tasarrufu sağlanabileceğini belirlemişlerdir [35].

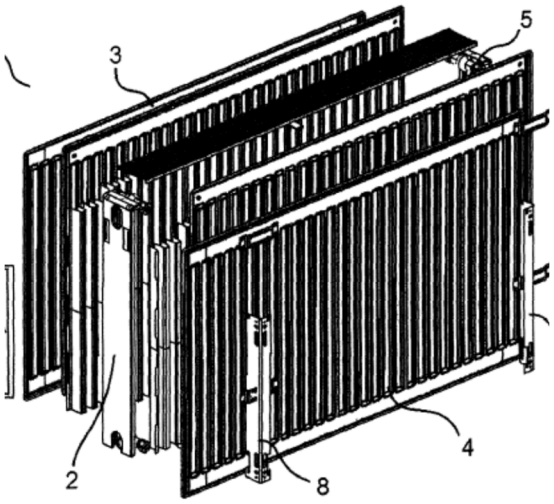
Enerji tasarrufu yapılırken iç mekan konfor şartlarından da ödün verilmemesi önemlidir. Bu kapsamda Embaye, Al-Dadah ve Mahmoud yaptıkları sayısal çalışmada darbeli giriş sınır şartı verilen radyatörlerde konfor koşullarından ödün vermeden sağlanan enerji tasarrufu ile birlikte iç mekan sıcaklığı ve hız dağılımına etkisini irdelemişlerdir. Sıcaklık ve hız dağılımının konfor şartlarını sağladığını gözlemlemişlerdir [36].

Isınmış hava akımlarının anlaşılması birçok açıdan önemlidir. Bunu gerçekleştirebilmek adına, laminerden türbülansa geçişin nereden itibaren oluştuğu ve türbülanslı salınımların belirlenmesi önem arz etmektedir. Bu anlamda, Sattari çalışmasında iki boyutlu PIV kullanarak radyatör etrafındaki ve duvar yakınındaki akışı gözlemlemiştir ve sonuçları vektörel ve akış çizgileri olarak sunmuştur [37]. Çalışma kapsamlı veriler barındırmasına karşılık incelemede sabit yüzey sıcaklığına sahip elektrikli bir ısıtıcı kullanmıştır. Ancak, sulu ısıtma sistemlerinden bir tanesi olan panel radyatörlerde bu hız dağılımları üniform sıcaklık dağılımları elde edilmemesinden dolayı radyatör boyunca değişiklikler göstereceği beklenmiştir ve bu anlamda mevcut çalışmada bu konuda sonuçlar sunulmuştur.

Basınç kayıplarının ısıtma tesisatlarında belirlenmesi kullanılacak ekipman açısından oldukça önem arz etmektedir. Bu kapsamda, Pillutla, Mishra, S. M. Barrans ve J. Barrans, konutların ısıtılmasında kullanılan radyatörlerin en yaygın kullanılan bağlantı konfigürasyonları için basınç kayıp katsayılarını elde etmişler ve karşılaştırmışlardır. Tek ve çift panelli radyatörlerin çok farklı davranışlar sergilediğini gözlemlemişlerdir [38].

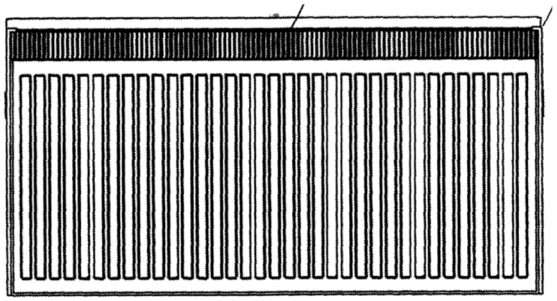
Yapılan literatür araştırmasına ilave olarak patent araştırması da gerçekleştirilmiş ve burada sunulmuştur. Radyatörlerle ilgili şimdiye kadar çıkarılmış patentler ve faydalı modeller ile ilgili kısa bir özet sunulmuştur.

2011/09328 numaralı ve “Isı kayıplarını azaltan panel radyatör” konulu faydalı model çalışması ev tipi panel radyatörlerde ön ve arka panellere giren sıcak su sınırlandırılarak önce radyatörün ön panelinden sonra arka panelinden geçirilmesi ve bu sayede ısı kayıplarının azaltılması sağlayan panel yapılanması ile ilgilidir. Şekil 2.5.’te oluşturulan radyatörün ayrıntısı gösterilmiştir [39].



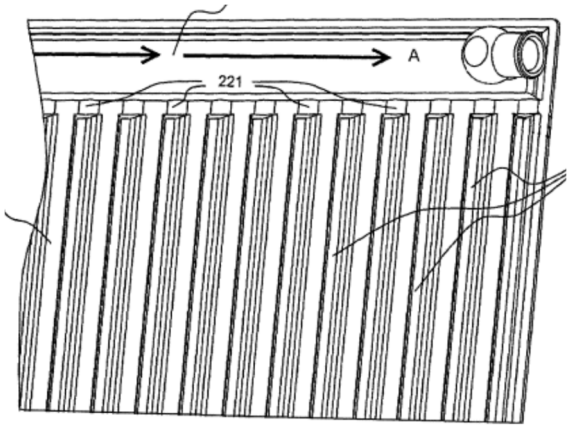
Şekil 2.5. 2011/09328 numaralı faydalı modelin görüntüsü [39]

2012/01568 numaralı "Isıl Verimliliği arttırılmış bir çelik panel radyatör" konulu patentte bir çelik panel radyatör formu dahilinde ızgara bloğu radyatör gövdesi üst ön kısmına konumlandırılmış ve bu sayede radyatörün verimliliği artırılmıştır. Radyatörün görseli Şekil 2.6.'da sunulmuştur.



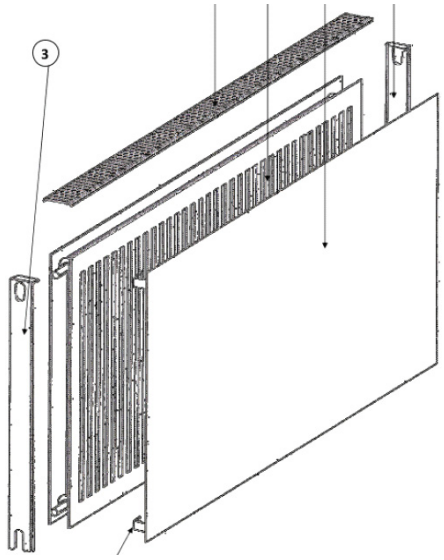
Şekil 2.6. 2012/01568 numaralı patentin görüntüsü [40]

2011/04231 numaralı "Kesiti daraltılmış dikey kanallara sahip panel radyatör" patent çalışması radyatörlerde ısıtıcı olarak dolaşan akışkanın radyatör üzerinde bulunan ve izlemesi gereken yolları tam anlamıyla dolaşmasını sağlayan panellerle ilgilidir. Oluşturulan bu panel radyatörün ayrıntıları Şekil 2.7.'de gösterilmiştir [41].



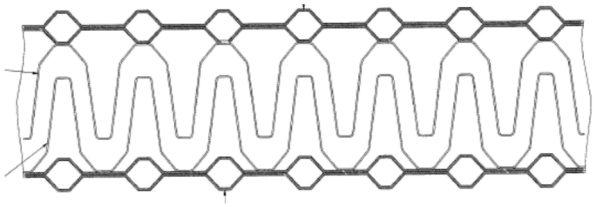
Şekil 2.7. 2011/04231 numaralı patentin görüntüsü [41]

Panel radyatör ısı yalıtım muhafazası uygulanmış 2012/02063 faydalı model numaralı buluşta radyatörün ön ve arka panellerine ısı yalıtımlı bir yüzey oluşturulmuş ve bu sayede radyatörle yalıtım arasında kalan ısınan havanın duvara iletilmesi engellenmeye çalışılmıştır. Uygulama ile ilgili görsel Şekil 2.8.'de sunulmuştur [42].



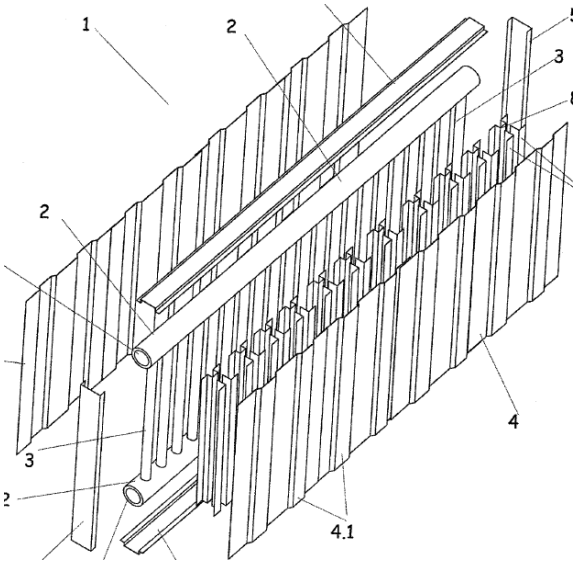
Şekil 2.8. 2012/02063 numaralı patentin görüntüsü [42]

Paralel geçme konvektörlü dar panel radyatör faydalı modelinde PKKP (panel-konvektör-konvektör-panel) tipi radyatörlerin konvektör çiftleri birbirine paralel olacak şekilde geçirilmiştir ve radyatör arasındaki genişlik azaltılmıştır. Böylelikle daha küçük hacimde gerekli ısı transferi sağlanmıştır. Şekil 2.9.'da tasarımı gerçekleştirilen radyatör görseli sunulmuştur [43].



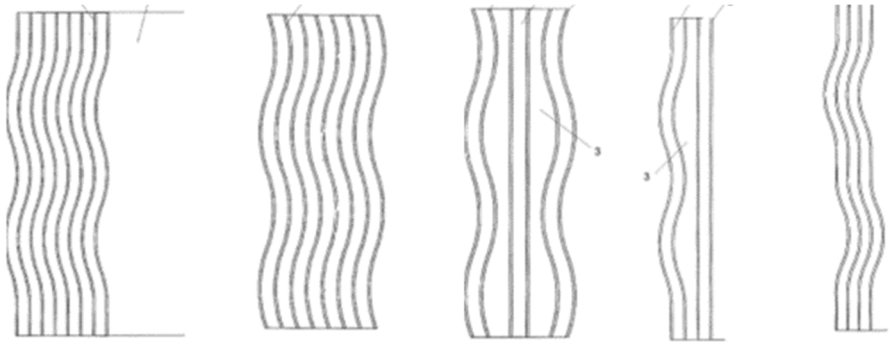
Şekil 2.9. Paralel geçme konvektörlü dar panel radyatör [43]

2004/03629 numaralı ve "Borulu tip panel radyatör" başlıklı faydalı model çalışmasında yeni tip borulu radyatör ile daha az yer kaplayan ve daha verimli olan bir radyatör oluşturulmuştur. Şekil 2.10.'de bu faydalı modelin görseli yer almaktadır [44].



Şekil 2.10. Borulu tip panel radyatör [44]

Sac panel radyatörlerde ısıl kapasite artışını sağlayan konvektör yapılanması 2009/01631 numaralı faydalı model altında sunulmuştur. Şekil 2.11.'de ayrıntılı olarak görüldüğü şekilde buluş, sac panel üzerine monte edilmiş üzerinde ısı yayıcı düz kanatlar bulunan çoklu sayıda düz konvektörler kanatlarına sahip sac panel kalorifer radyatörüne ilişkin olup, bahsedilen radyatörün mekanik ve ısıl kapasitesinin geliştirilmesini sağlamak, ısıtılan havanın akış doğrultusundaki yolunu uzatarak, birim zamanda daha fazla yüzeye temas ederek radyatörden daha fazla ısı yükü almasını sağlamak üzere, bahsedilen düz konvektör kanatlarının ısı yayma yüzeyinin artmasını sağlayacak ve ısıtılan havanın hızını arttıracak farklı açılara sahip kavisli yüzey formunda çoklu sayıda kavisli konvektör kanadı içeren ısıl kapasitesi arttırılmış konvektördür [45].



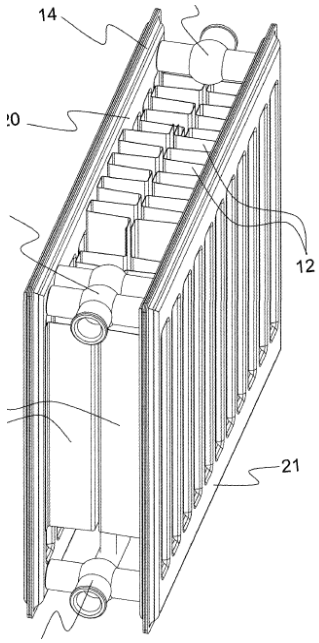
Şekil 2.11. Isıl kapasite artışını sağlayan konvektör yapılanması [45]

Panel radyatörler için yeni bir konvektör yapısı çalışması 2010/06053 numaralı patent altında sunulmuştur. Şekil 2.12.'de gösterildiği üzere paneller arasında konumlandırılan konvektörler içeren panel radyatörler ile ilgili olup, PKKP ve PKKPKP tip ürünlerde ısıl kapasitesinde olumsuzluk oluşturmaksızın, panel kalınlık ölçüsünün PKKP için PKP, PKKPKP tipleri için PKKP panel radyatör ölçüsüne indirildiği ve paneller arasında konumlandırılan bir irtibat yüzeyi ve bu irtibat yüzeyi ile dik açı oluşturan bir dikme ve konumlanma alanına haiz PKKP ürünlerde kullanılan doğrusal konvektör ısı transferi yüzey alanına kıyasla azaltma yapmaksızın L şekilsel formunda bir konvektör ile ilgilidir [46].



Şekil 2.12. Panel radyatörler için yeni konvektör yapısı [46]

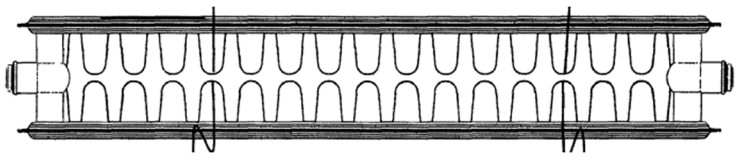
2010/00802 numaralı ve "Çift ısıtma sıvısı kanallı panel radyatör" başlıklı faydalı model konveksiyon yolu ile havanın ısıtılmasını sağlayan, içinde sıcak sıvı devir daim ettirilen, en az bir sıvı girişi, bahsedilen sıvının içinden geçirildiği en az bir kanallı panel, bahsedilen panele sabitlenen en az bir kıvrımlı konvektör levha, en az bir sıvı çıkışı, bahsedilen kanallı panelin içinde konumlandırılarak kanalların ikiye bölünmesini sağlayan en az bir yalıtım levhası ve bahsedilen yalıtım levhası üzerinde oluşturularak elde edilen çift kanal arasında sıvının taşınmasını sağlayan en az bir sıvı geçiş kanalı içeren radyatör ile ilgilidir. Oluşturulan bu radyatörün görseli Şekil 2.13.'te sunulmuştur [47].



Şekil 2.13. Çift ısıtma sıvısı kanallı panel radyatör [47]

2013/07794 numaralı ve "Panel radyatörde yenilik" başlıklı buluş, ısıtma amacı ile kullanılan panel tip radyatörde, üst dağıtım kanalı, dikey kanal ve alt toplama kanalı kullanımı ile su akışının homojen hale getirilmesiyle daha fazla ısıl güce sahip bir panel radyatör ile ilgilidir [48].

"Panel radyatörlerde dairsel forma sahip Konvektör yapılandırması" konulu patent çalışmasında paneller arasına konumlandırılan konvektörlerin tepelerinin dairesel (Şekil 2.14.) olarak oluşturularak kanal içi hava dağılımının artırılması ve bununla birlikte ısı transferinin artırıldığını izah etmiştir. Ayrıca malzeme tasarrufu sağlanarak üretim maliyeti düşürülebilmektedir [49].



Şekil 2.14. Dairesel forma sahip konvektör yapılandırması [49]

Radyatörlerin ısıl gücü TS EN 442-2 standardına göre belirlenmektedir ve belirleme yöntemi bu standartta ayrıntılı olarak izah edilmiştir. Bu standart, konutlarda kullanılan merkezi ısıtma sistemlerinde, 120°C'nin altındaki sıcaklıkta su veya buharla beslenen ısıtma cihazlarının standard ısıl güçlerinin tayin edilmesi için gerekli metotları kapsamaktadır. Bu

standart, laboratuvar düzenlemelerini ve kabul edilecek deney metotlarını, kabul edilebilir toleransları ve başlangıç deneylerinde denenen numunelerle genel üretimin uygunluğunun doğrulanması için denenecek numunelerin seçimindeki kriterleri belirler [50].

Literatür ve patent araştırmasından görüldüğü üzere panel radyatörlerle ilgili çalışmalar mevcut olup, bu konuda bazı alanlarda eksiklikler söz konusudur. Özellikle birçok sayısal çalışma mevcuttur. Ancak çoğunda basitleştirmeler yapılmış sabit panel sıcaklığı ve taşınım katsayısı sınır şartı tanımlanarak çözümler gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte radyatör içindeki dolaşım suyu da bazı çalışmalarda dikkate alınmamıştır. Radyatör içindeki suyun dağılımı panel üstündeki sıcaklık dağılımını doğrudan etkilemekte ve dolayısıyla radyatörün ısıl gücü üstünde önemli bir etkiye sahiptir. Bu nedenle sabit panel sıcaklığı sınır şartı gerçek çalışma koşullarını yansıtmamakla birlikte bu çalışmada suyun radyatör içindeki dağılımı ve sıcak dolaşım suyunun ısısını panellere ileterek soğumuş bir şekilde radyatörden çıkması gerçek koşullardaki gibi modellenmeye çalışılmıştır. Yine birçok çalışmada radyasyon çözüme dahil edilmemiştir. Ancak, literatürde bulunan bazı çalışmalara bakıldığında radyasyon etkisinin %20-%40 aralığında olduğu ve bu nedenle ihmal edilemeyeceği görülmüştür [6, 7, 9, 19]. Bu nedenle, bu çalışmada oda içine TS EN 442-2 standardına göre yerleştirilmiş radyatörün HAD analizlerinde radyasyon modellemesi de gerçekleştirilmiştir [50].

Bununla birlikte, deneysel çalışmalarda genelde radyatör tasarımı ile ilgili değişikliklerden ziyade, radyatörün oda içindeki konumu, veya radyatör arka duvarlarına yansıtıcı yüzey yerleştirilmesi gibi uygulamalar incelenerek radyatör ısıl gücüne etkileri sunulmuştur. Ayrıca, bazı çalışmalar üretimde olan radyatörlerin performansının belirlenmesi ile ilgili incelemelerle sınırlı kalmıştır.

Bu anlamda, bu tez çalışmasında literatürde bulunan çalışmalardan farklı olarak öncelikle üretimi DemirDöküm tarafından yapılan referans modelin ısıl gücü farklı bağlantı konumları ve giriş-çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ve sayısal olarak belirlenmiştir. Bu anlamda öncelikle klimatik oda içerisinde deneyler gerçekleştirilmiş ve ısıl güçler elde edilmiştir. Isıl deneylerin tamamlanması ile birlikte radyatör etrafında oluşan akış alanları PIV ve LDA ile görüntülenmiş ve hız ölçümleri yapılmıştır. Radyatör boyunca sıcaklık dağılımının değişmesi nedeniyle farklı kesitlerde ölçümler yapılmış ve radyatörün üstünden çıkan

ısınmış havanın hızı belirlenmiştir. Şimdiye kadar yapılan herhangi bir çalışmada bu tarz bir inceleme yapılmamış ve bu anlamda bir fark oluşturulmuştur.

Referans modelin ısıl ve akış özellikleri belirlendikten sonra sistematik bir şekilde oda içerisine yerleştirilmiş 600 mm yüksekliğinde ve 1000 mm uzunluğundaki radyatör için farklı konvektör ve su kanalı tasarımları göz önünde bulundurularak parametrik HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu HAD analizlerinde, parametrelerin radyatörün ısıl gücü ve ağırlığı üzerindeki etkileri irdelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Tüm radyatör modeli için ve gerçek çalışma koşulları altında oluşturulan modeller incelenmiş ve bu sonuçlardan iki farklı prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Bu prototiplerin performans ve akış deneyleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları gösterilmiştir. Elde edilen deneysel ve sayısal verilerden nihai bir tasarım elde edilmiştir ve referans model ile sonuçlar karşılaştırılarak ısı transferi ve radyatör ağırlığındaki değişimler sunulmuştur.

3. YÖNTEM

Bu bölümde, tezin deneysel çalışma kapsamında kurulan deney sistemleri tanıtılmış ve ayrıntılı bilgiler sunulmuştur. Ayrıca HAD analizleri için kullanılan modeller, korunum denklemleri ve sınır şartları izah edilmiştir.

Ayrıca, PIV ve LDA deneylerinin gerçekleştirildiği deney düzeneği hakkında bilgiler verilmiştir. Burada ayrıca kullanılan cihazlar ve ekipmanlar tanıtılmış ve ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri sunulmuştur.

Gerçekleştirilen HAD analizleri kapsamında kullanılan geometri, modeller ve sınır şartları hakkında bilgiler sunulmuştur.

3.1. Deney Düzenekleri ve Ölçüm Teknikleri

Bu kısımda, tez kapsamında kurulan deney sistemleri hakkında bilgiler verilmiştir. Öncelikle, performans deneylerinin gerçekleştirildiği klimatik oda ve burada kullanılan cihazlar hakkında bilgiler sunulmuştur.

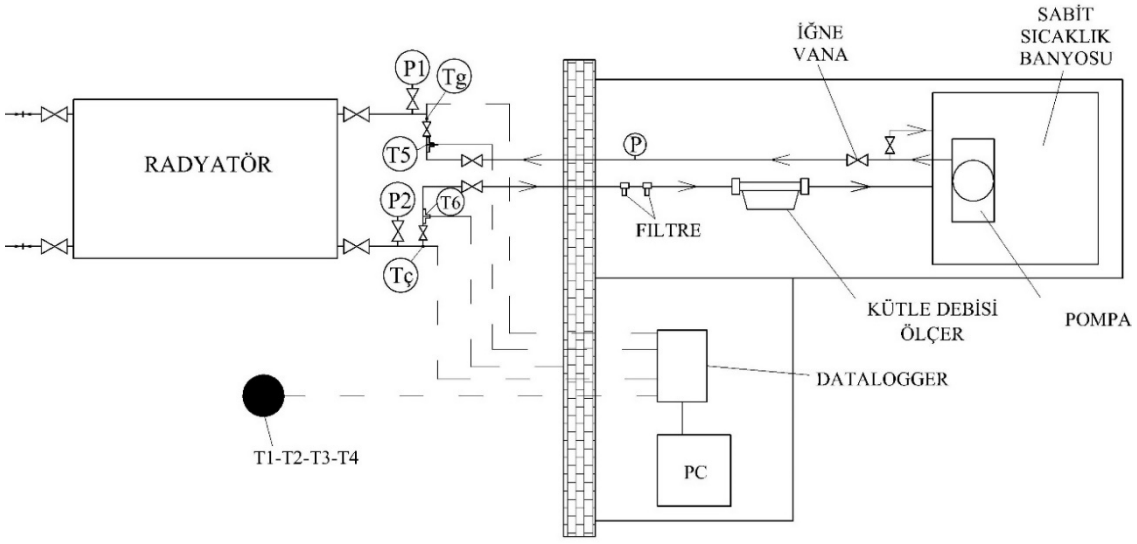
Sonrasında, radyatör etrafında gerçekleştirilen ısınmış hava akışı ve hız ölçümlerinin yapıldığı PIV ve LDA deney sistemleri ve burada kurulan deney tesisatı ile ilgili bilgiler verilmiştir. Klimatik oda içerisindeki deneylerin tamamlanması ile birlikte deney sistemi PIV-LDA laboratuvarında tekrar kurulmuş ve referans ile prototip radyatörlerin akış deneyleri burada gerçekleştirilmiştir.

3.1.1. Performans deney sistemi

Bu bölümde, klimatik oda içerisinde kurulan radyatör performans deney düzeneği hakkında bilgiler sunulmuştur. Farklı radyatör giriş-çıkış konumlarında 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir.

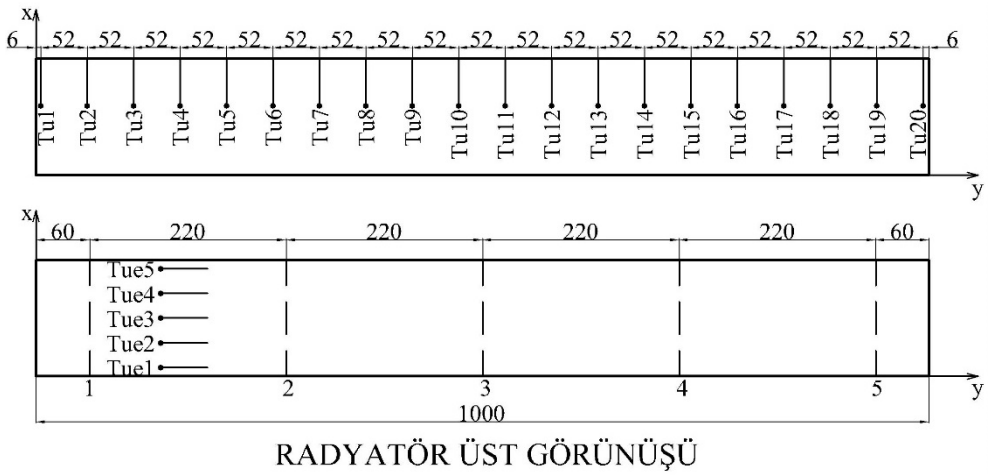
Şekil 3.1.'de performans deney sistemi için gerçekleştirilen tasarımın şematik görüntüsü verilmiştir. Görüldüğü üzere sistem radyatör, sabit sıcaklık banyosu, pompa, debimetre,

datalogger, basınç ölçerler, termokupllar ve hortumlardan oluşturulmuştur. Verilerin toplandığı ve datalogger yazılımının kurulu olduğu bir bilgisayar da sistemin bir parçasıdır. Debinin hassas ayarlanabilmesi için bir adet iğneli vana kullanılmıştır. Ayrıca deneyler sırasında termal kamera ile de radyatörün ön panelinden yüzey sıcaklık dağılımı görüntülenmiştir. Görüldüğü gibi hem radyatör girişinde hem de radyatörün çıkışında ikişer adet termokupl kullanılmıştır. Dönüş hattında, debimetre ve sabit sıcaklık banyosuna zarar vermemek için iki adet sıcak su filtresi kullanılmıştır. Radyatör ve ölçüm cihazları dışında tüm ekipmanlar oda dışına taşınmıştır.



Şekil 3.1. Radyatör performans test düzeneği şematik görünümü

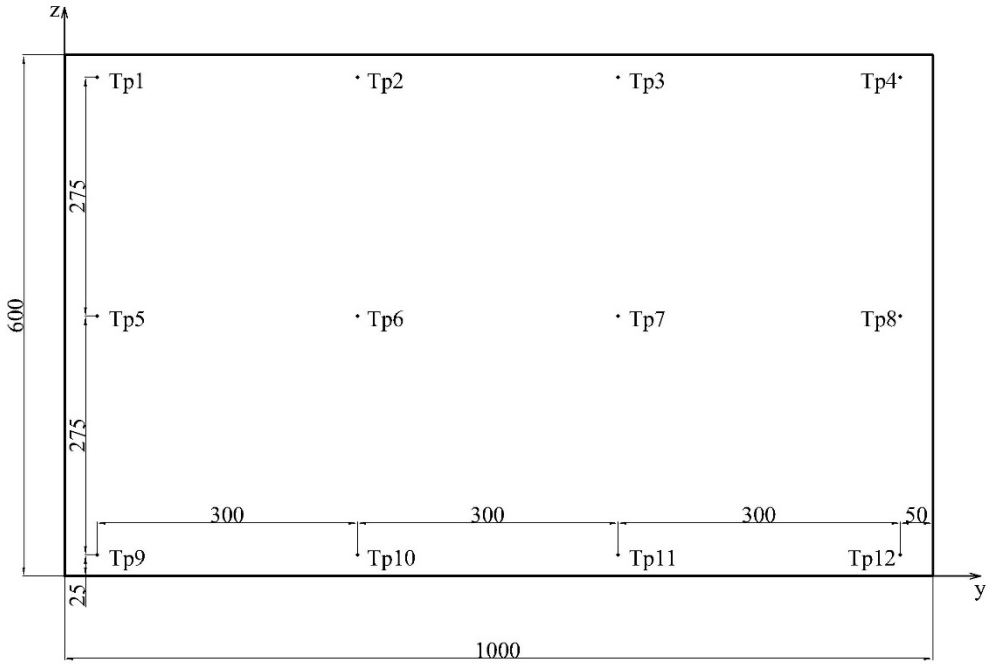
Şekil 3.2.'de görüldüğü üzere radyatörün üstünde sıcak havanın konvektörlerden çıktığı kısımda 20 adet termokupl yerleştirilmiştir (T_{u1}-T_{u20}). Radyatörün üst kısmında enine yönde de sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Burada beş adet termokupl kullanılarak farklı konumlarda enine yönde sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir (T_{ue1}-T_{ue5}). Ayrıca radyatörün alt kısmına da dört adet termokupl (T_{a1}-T_{a4}) yerleştirilmiş ve konvektörlere giren soğuk havanın sıcaklığı buradan izlenmiştir. Buradaki sıcaklıklar kullanılarak oda sıcaklığı EN 442-2'ye [50] göre 20°C sıcaklıkta tutulmuştur. Ayrıca oda içinde dört termokupl odanın merkezinde farklı yüksekliklerde yerleştirilerek oda sıcaklığı ölçülerek takip edilmiştir. EN 442-2'ye [50] göre odanın merkezinde 0,05 m (T_1), 0,75 m (T_2) ve 1,50 m (T_3) yüksekliklerde ve tavandan 0,05 m (T_4) aşağıda olmak üzere oda sıcaklığı takip edilmiştir. Burada kullanılan T tipi termokupların ölçüm aralıkları (-73°C) – (+482°C) ve hassasiyetleri ±%1,5 oranındadır.



RADYATÖR ÜST GÖRÜNÜŞÜ

Şekil 3.2. Radyatör üstündeki termokupların yerleşimleri

Ön panel üstündeki sıcaklık dağılımları ve ölçümleri termal kamera ile gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler, panel üstüne yerleştirilen T tipi termokupllar (Ölçüm aralıkları (-73°C) – (+482°C) ve hassasiyeti ±%1,5) ile doğrulanmıştır. Şekil 3.3.'te radyatör ön paneli üstüne yerleştirilen termokupların dizilimi gösterilmiştir.



ÖN PANEL

Şekil 3.3. Radyatör ön paneli üstündeki termokupların yerleşimleri

Termokupların buzlu suda ve kaynar suda kalibrasyonu yapılmış ve elde edilen kalibrasyon denklemleri Çizelge 3.1.'de gösterilmiştir. Çizelgede gösterilen t ölçülen sıcaklığı, T ise

gerçek sıcaklığı temsil etmektedir.

Çizelge 3.1. Termokupl kalibrasyon denklemleri

No.	Denklem	No.	Denklem
T_1	T=1,012*t-1,126	T_{u14}	T=1,015*t-0,718
T_2	T=1,01*t-1,021	T_{u15}	T=0,997*t-0,896
T_3	T=1,01*t-0,92	T_{u16}	T=1,007*t-0,809
T_4	T=1,007*t-0,915	T_{u17}	T=1,002*t-0,502
T_5	T=1,01*t-1,21	T_{u18}	T=1,002*t-0,502
T_6	T=1,01*t-1,21	T_{u19}	T=1,01*t-1,016
T_g	T=1,008*t-1,008	T_{u20}	T=1,008*t-0,912
$T_ç$	T=1,0125*t-1,0125	T_{ue1}	T=1,001*t-0,801
T_{a1}	T=1,003*t-0,302	T_{ue2}	T=1,004*t-1,006
T_{a2}	T=1,007*t-0,709	T_{ue3}	T=1,004*t-1,006
T_{a3}	T=1,007*t-0,809	T_{ue4}	T=1,015*t-0,718
T_{a4}	T=1,012*t-1,22	T_{ue5}	T=0,997*t-0,896
T_{u1}	T=1,008*t-1,315	T_{p1}	T=1,009*t-0,913
T_{u2}	T=1,003*t-0,302	T_{p2}	T=1,008*t-0,71
T_{u3}	T=1,007*t-0,709	T_{p3}	T=1,012*t-0,916
T_{u4}	T=1,007*t-0,809	T_{p4}	T=1,008*t-1,013
T_{u5}	T=1,012*t-1,22	T_{p5}	T=1,006*t-1,11
T_{u6}	T=1,008*t-1,315	T_{p6}	T=1,012*t-1,017
T_{u7}	T=1,007*t-0,709	T_{p7}	T=1,005*t-0,807
T_{u8}	T=1,008*t-1,013	T_{p8}	T=1,008*t-1,013
T_{u9}	T=1,009*t-0,913	T_{p9}	T=1,007*t-1,011
T_{u10}	T=1,006*t-1,009	T_{p10}	T=1,004*t-1,107
T_{u11}	T=1,008*t-1,113	T_{p11}	T=1,006*t-0,909
T_{u12}	T=1,003*t-0,403	T_{p12}	T=1,007*t-0,91
T_{u13}	T=1,007*t-0,91		

Resim 3.1.'de klimatik oda içerisinde kurulan performans deney sistemi gösterilmiştir. Resim 3.1. (a)'da klimatik oda dışında bulunan sabit sıcaklık banyosu, pompa, debimetre, su filtreleri ve by-pass gösterilmiştir. Resim 3.2. (b)'de ise klimatik odanın içinde olan radyatör, termokupllar, basınç ölçerler ve termal kamera sunulmuştur. EN 442-2'ye göre radyatör yerden 11 cm yükseklikte ve arka duvardan 5 cm uzakta yerleştirilmiştir [50]. Şekilden görüldüğü üzere radyatör siyah mat boya ile boyanarak tüm yüzeyin eşit emisiviteye sahip olması sağlanmıştır. Emisivite termal kamera ölçümleri için oldukça önemli bir parametre olmasından dolayı, tüm yüzey üstünde eşit bir emisivite elde edebilmek ve bununla birlikte PIV ölçümlerinde lazer ışınlarının yansımasını önlemek için bu işlem yapılmıştır. Termal kamera tüm radyatörü görecek şekilde ve radyatöre tam dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Tüm diklik ayarları su terazileri ile kontrol edilerek gerçekleştirilmiştir. Gidiş ve dönüş su hatları üç kat yalıtım ile kaplanmıştır.



(a) Klimatik oda dışında bulunan ekipmanlar



(b) Klimatik odanın içerisinde bulunan ekipmanlar

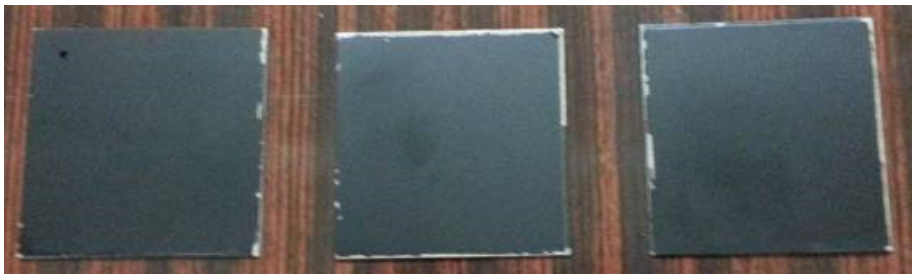
Resim 3.1. Performans deney sistemi

Resim 3.2.'de gösterildiği üzere DemirDöküm'den boyasız bir radyatör istenmiş ve deneylerde bu radyatör kullanılmıştır.



Resim 3.2. Kataforeze yatırılmış radyatör

Termal kamera ile ölçümlerin doğru bir şekilde yapılabilmesi için emisivite değerlerinin kesin olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle emisivite ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bunun için DemirDöküm'den radyatör imalatında kullanılan saclar istenmiş ve siyah mat sprey boya ile boyanmıştır. Boyanan saclar 100 mm x 100 mm ölçülerinde kesilerek emisivite ölçümüne uygun hale getirilmiştir. Resim 3.3.'te emisivite ölçümlerinde kullanılan numuneler gösterilmiştir. Resim 3.4.'te gösterilen D&S AE1 marka emisometre ile numunelerin hem boyalı hem de boyasız yüzeyleri için ölçümler yapılmıştır. Ölçüm sonuçları Çizelge 3.2.'de sunulmuştur. Termal kameraya emisivite değeri olarak 0,88 değeri tanımlanmıştır.



(a) Siyah mat boyalı yüzey



(b) Boyasız yüzey

Resim 3.3. Emisivite ölçümünde kullanılan numuneler



Resim 3.4. Emisometre cihazı

Çizelge 3.2. Emisometre ölçüm sonuçları

Siyah mat boyalı yüzey		Boyasız yüzey	
Numune	ε	Numune	ε
1	0,88	1	0,74
2	0,88	2	0,73
3	0,87	3	0,74
Ortalama	0,877	Ortalama	0,737

Deney odasının ölçüleri 4 x 5 x 2,55 m ölçülerindedir ve sıcaklık kontrolü bir klima santrali ile sağlanmaktadır. Klimatik odada kullanılan klima santralinin özellikleri ise Çizelge 3.3.'te gösterilmiştir. Resim 3.5.'te ise deneylerde kullanılan debimetre sunulmuştur. Debimetre olarak coriolis prensibine göre çalışan Coriolis kütle debi ölçer cihazı seçilmiştir. Bu debi ölçüm cihazları en hassas cihazlar arasındadır ve literatür araştırmasından da bu cihazların yoğun bir şekilde kullanıldığı görülmüştür. Bu nedenle, ölçüm aralığı 0-600 kg/h ve hassasiyeti ± %0,15 olan Kobold TME S80 cihazı seçilmiştir. Radyatör giriş ve çıkışında Resim 3.6.'da gösterilen (-200°C) – (+260°C) ölçüm aralığında çalışan ve ±%0,4 hassasiyete sahip daldırma tipi sıcaklık ölçer gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Klima santrali özellikleri

Özellik	Değer
Cihaz marka ve modeli	Tempstar / PH5550AZA
Cihaz Tipi	Isı pompası
Nominal ısıtma kapasitesi (kW)	14,0
Nominal soğutma kapasitesi (kW)	14,7
Boyutlar (mm)	573 x 1041 x 1295
Ağırlık (kg)	198
COP	3,53 (8,3°C) / 2,29 (-8,3°C)



Resim 3.5. Deneylerde kullanılan debimetre



Resim 3.6. Deneylerde kullanılan daldırma tipi termokupl

Deneylerde kullanılan sabit sıcaklık banyosu temin edilirken cihaz hassas bir sıcaklık kontrolüne sahip olacak şekilde seçilmiştir. Bunu sağlayabilmek için geniş hazneli bir ürüne

yönelinmiş ve tank hacmi 54 litre olan sabit sıcaklık banyosu seçilmiştir. Bu talepler neticesinde üretici (LABO) yeni bir tasarım gerçekleştirmiştir. Böylece yüksek ısıtma gücünün sağlanabilmesi için 3 kW'lık ısıtma gücüne sahip ve daha yüksek bir basınç düşüşünü karşılayabilen bir pompa yurtdışından getirilmiştir. Debinin hassas kontrol edilebilmesi için cihaz çıkışına bir iğneli vana konulmuştur. Resim 3.7.'de çalışmalarda kullanılan sabit sıcaklık banyosu ve pompası sunulmuştur. Cihazın özellikleri ise Çizelge 3.4.'te gösterilmiştir.



Resim 3.7. Sabit sıcaklık banyosu ve sirkülasyon pompası

Çizelge 3.4. Sabit sıcaklık banyosu özellikleri

Özellik	Değer
Cihaz marka ve modeli	Labo H541-D23
Çalışma sıcaklığı	+30 / +100 °C
Sıcaklık stabilitesi	0,05 °C'den daha iyi
Isıtma gücü	3 kW
Rezervuar hacmi	54 lt
Pompa basıncı	2 bar

Resim 3.8.'de deneylerde radyatörün ön yüzeyindeki sıcaklık dağılımının görüntülendiği termal kamera gösterilmiştir. Fluke marka Ti55 model termal kamera çalışmada kullanılmıştır. Çözünürlüğü 320x240, sıcaklık ölçüm aralığı (-20°C) – (+600°C) ve duyarlılığı 0,05°C olan kameranın hassasiyeti ±%2'dir.



Resim 3.8. Termal kamera

Resim 3.9.'da veri toplama sistemi ve bilgisayar bağlantısı gösterilmiştir. Agilent 34970 A model veri toplama sistemi kullanılmıştır. Veri toplama programı olarak BenchLink Datalogger 3 kullanılmış ve ölçümler 10 saniye aralıklarla ölçümler gerçekleştirilmiştir. Deneyler 1 saat boyunca devam ettirilmiş ve bu süre sonunda elde edilen sıcaklıkların ortalaması alınarak ısıl güçler hesaplanmıştır.



Resim 3.9. Veri toplama sistemi ve bilgisayar

Resim 3.10.'da ise termal kameranın doğrulanması için kullanılan ve yüzeye bağlanmış toplam 12 adet termokupl gösterilmiştir.



Resim 3.10. Termal kameranın doğrulanması için kullanılan termokupllar

Resim 3.11. (a)'da radyatörün üstünde hava sıcaklığının ölçümünde kullanılan termokupların görüntüsü sunulmuştur. Benzer olarak Şekil 3.11. (b)'de radyatörün enine yönünde hava sıcaklıklarını elde etmek için yerleştirilmiş olan termokupllar gösterilmiştir.



(a) Radyatörün üstüne yerleştirilmiş termokupllar



(b) Radyatörün enine yönünde yerleştirilen termokupllar

Resim 3.11. Radyatörün üstüne yerleştirilmiş termokupllar

Performans deneylerinde kullanılan radyatörde üst ve yan kapak kullanılmamıştır. Böylece

parametrik çalışmalarda üst ve yan kapak etkisi ayrıca irdelenmeye çalışılmıştır. Bu nedenle performans deneyleri tamamlandıktan sonra üst kapak ve yan kapakların ısıl güce etkisi de incelenmiştir. Resim 3.12. ve Resim 3.13.'te sırasıyla üst kapak ve yan kapak yerleştirilmiş radyatör gösterilmiştir.



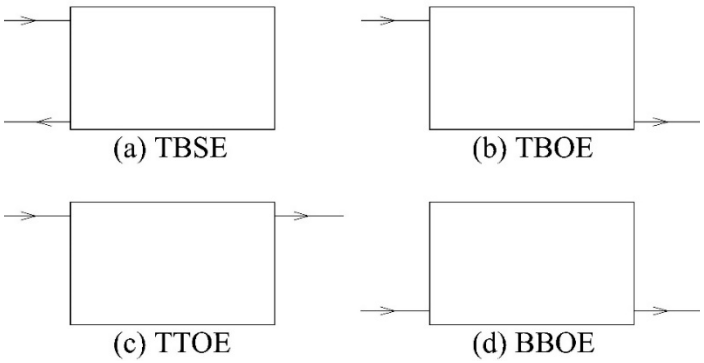
Resim 3.12. Üst kapak yerleştirilmiş radyatör



Resim 3.13. Yan kapak yerleştirilmiş radyatör

Çalışmada, farklı radyatör giriş-çıkış bağlantı konumları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4.'te incelenen bağlantı konumları gösterilmiştir. Dolaşım suyunun radyatörün üst kısmından girip aynı taraftaki alt kısım bağlantısından çıkması (TBSE), üst tarafından girip karşı taraftaki alt kısım bağlantısından çıkışı (TBOE), alt kısımdan girmesi ve karşı taraftaki alt kısım bağlantısından çıkması (BBOE) ve üst tarafından girmesi ve karşı taraftaki üst

kısım bağlantısından çıkması (TTOE) durumları incelenmiştir. Bu dört farklı bağlantı konumunda 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Sözü edilen sıcaklık aralıkları TS 442-2'de [50] tanımlanan radyatör giriş/çıkış sıcaklıklarıdır ve bu çalışmada bu değerler ele alınmıştır.



Şekil 3.4. Radyatör giriş-çıkış bağlantı konumları

Bu kısımda, radyatör performans deney sistemi tanıtılmış ve kullanılan cihaz ve ekipmanlar izah edilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışma sonuçları sonraki bölümlerde sunulmuştur.

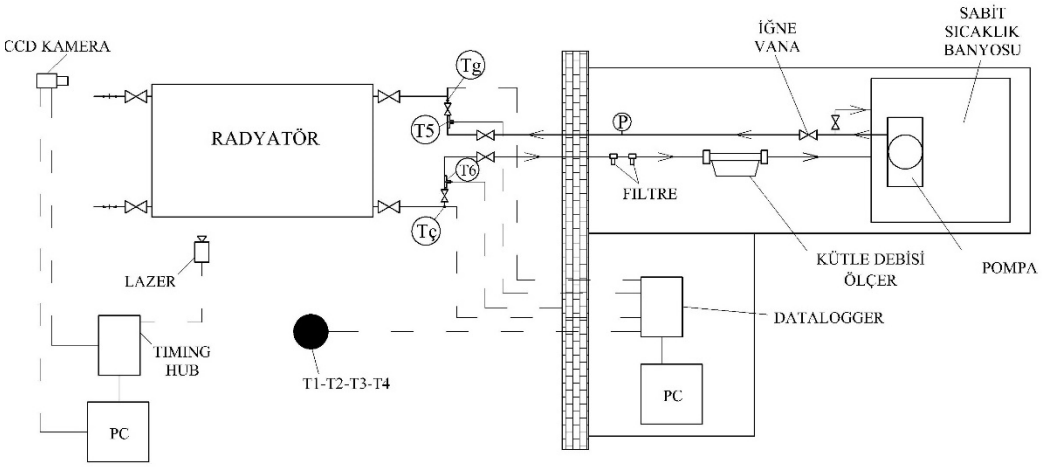
3.1.2. PIV ve LDA deney sistemleri

Performans deneylerinin tamamlanmasından sonra deney sistemi, radyatör etrafında akış ölçümlerinin gerçekleştirilmesi için, PIV-LDA laboratuvarında oluşturulmuştur. Bu kısımda, PIV (particle image velocimetry) ve LDA (lazer doppler anemometrisi) hakkında bilgiler sunulmuş ve burada oluşturulan deney sistemleri tanıtılmıştır.

Sistem, bir önceki bölümde sunulan sistem ile aynıdır ancak PIV ve LDA sistemleri de mevcuttur. Bununla birlikte radyatörün üstünden herhangi bir sıcaklık ölçümü, akış deneyleri sırasında termokupl tellerinin görüntü alınan kesitlerde görüntünün bozulmasına neden olmaması için, gerçekleştirilmemiştir.

Şekil 3.5.'te PIV-LDA laboratuvarında kurulmuş olan deney sisteminin şematik görüntüsü yer almaktadır. Deneysel çalışmaya başlamadan önce oda içerisinde TS EN 442-2 [50] standardında tanımlanmış olan 20°C oda sıcaklığının sağlanmış olması için ön deneyler yapılmıştır.

Resim 3.14.'te akış deneyleri için oluşturulmuş deney sistemi görselleri yer almaktadır. Deneylerin gerçekleştirildiği deney odasının dışında sabit sıcaklık banyosu, pompa, debimetre, filtreler ve veri toplama sistemi kurulmuştur. Isı üreten tüm cihazlar oda dışına taşınmıştır. Deney odasının içinde radyatör ve radyatörün bağlandığı kısımda bir arka yüzey oluşturulmuştur. Ölçümler sırasında kullanılan lazer kaynağından gelen ışınların dağılmasını ve geri yansımasını engellemek için bu duvar siyaha boyanmıştır. Oda içinde ayrıca PIV ve LDA deney sistemleri yer almaktadır.

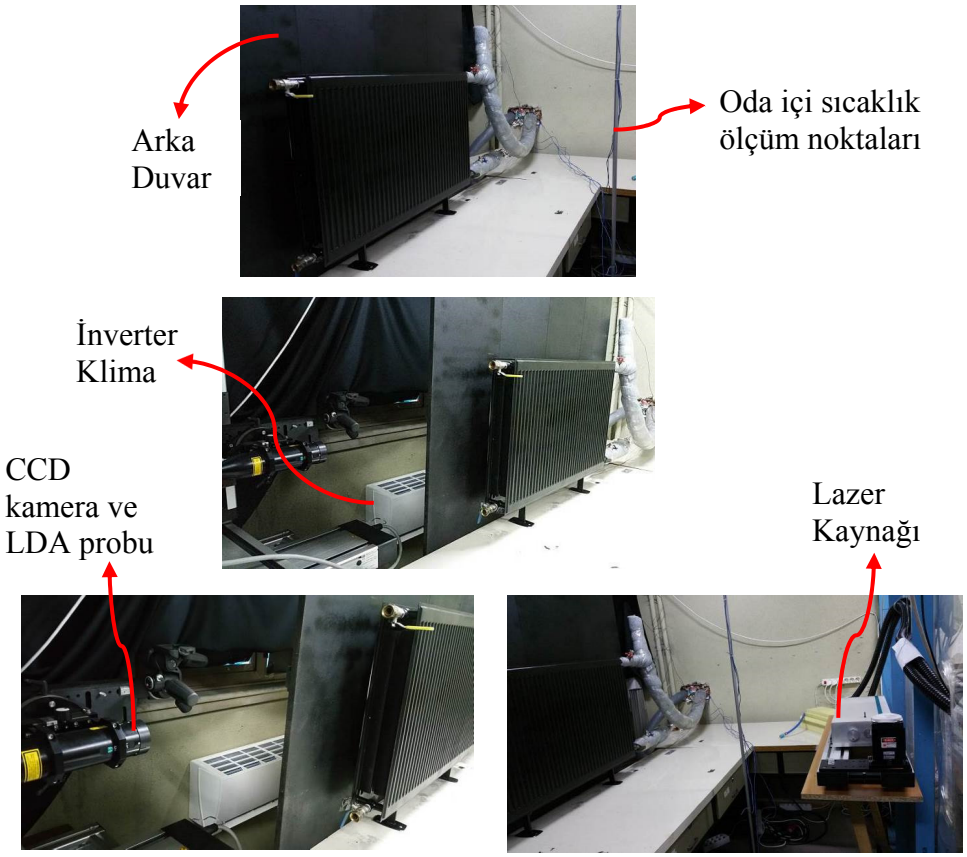


Şekil 3.5. Akış ölçümü deney sistemi şematik görüntüsü



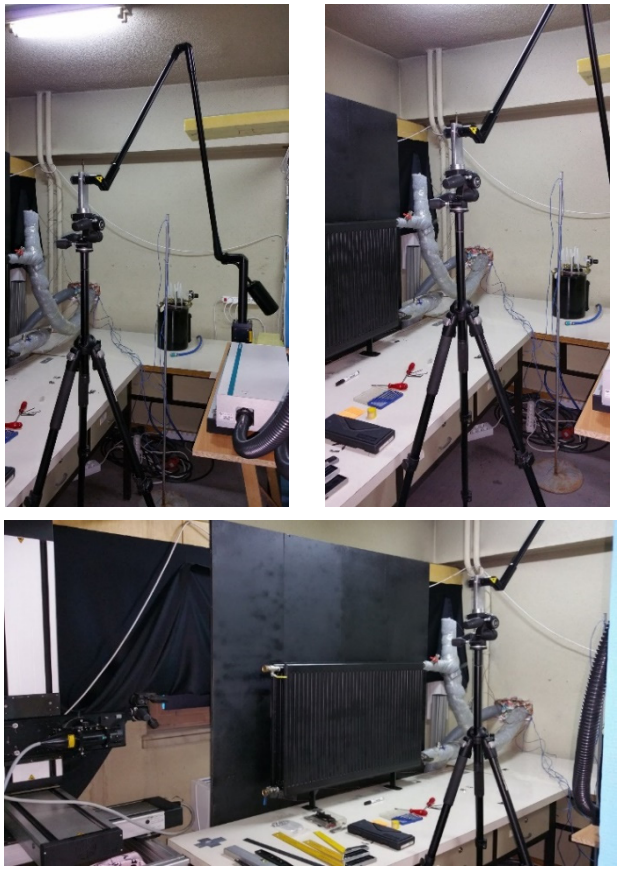
Resim 3.14. PIV-LDA laboratuvarında kullanılan deney sistemi

Resim 3.15.'te görüldüğü üzere oda içindeki sıcaklığın 20°C'de tutulabilmesi için inverter klima kullanılmıştır. Klimanın konumu radyatörün etrafında ve üstünde doğal konveksiyon akışını bozmayacak şekilde seçilmiştir. Bu nedenle radyatörün yerleştirildiği masanın altında bir konuma monte edilmiştir. Klima radyatörün ısıl gücünü karşılayacak ve oda içinde gerekli olan 20°C sıcaklığı sağlayacak şekilde seçilmiştir. Ayrıca beş farklı hız konumunda çalışabilmektedir. Radyatörün altında performans deneylerinde olduğu gibi dört adet termokupl yerleştirilmiş ve havanın radyatöre giriş sıcaklığı ölçülmüştür. Lazer kaynağı ve ona dik olan CCD kamera da Resim 3.15.'te gösterilmiştir. CCD kamera ve LDA probları aynı travers mekanizması üzerine monte edilmiştir. PIV deneylerinde ölçüm yapılan kesitin aydınlatılması için lazer kolu lazer kaynağına monte edilmiş ve bu sayede farklı kesitlerde akış ölçümünün yapılması mümkün hale gelmiştir. Kullanılan lazer kolu Resim 3.16.'da gösterilmiştir.

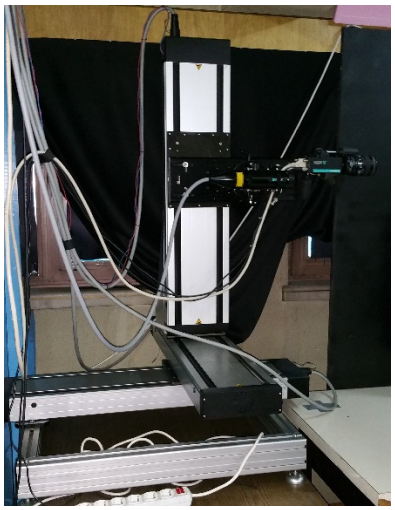


Resim 3.15. Deney odası içinde bulunan ekipmanlar

Resim 3.17.'de sunulan travers mekanizması üç boyutta hareket edebilmektedir ve 0,01 mm hassasiyette çalışabilmektedir. Böylece farklı kesitlerde akış ölçümlerinin yapılması mümkün olabilmektedir.

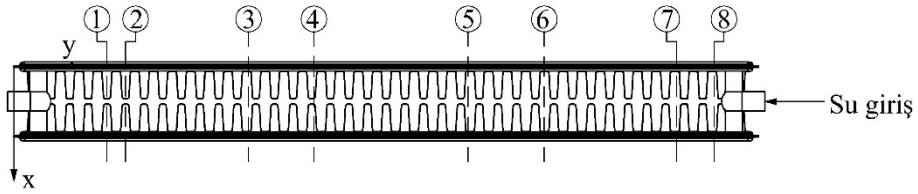


Resim 3.16. PIV deneylerinde kullanılan lazer kolu



Resim 3.17. Travers mekanizması

Radyatörlerde üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı oluşmasından dolayı farklı kesitlerde hız dağılımlarının değiştiği beklenmiştir. Bu nedenle farklı kesitlerde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.6.'da ölçüm yapılan kesitler gösterilmiştir. Deneyler 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıklarında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.6. Akış ölçümü gerçekleştirilen kesitler

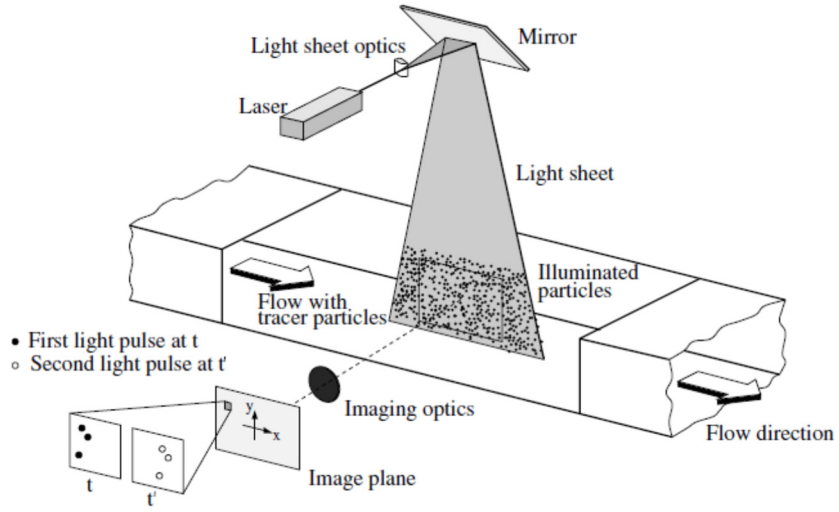
PIV sistemi

Bu kısımda, PIV ölçüm sistemi hakkında bilgiler verilmiştir. Bu çalışmada, radyatör etrafındaki birincil akış ölçme yöntemi olarak parçacıklı hız görüntüleme tekniği (PIV – particle image velocimetry) uygulanmıştır. Bu teknik akış alanının hız ölçümünde on yıllardır kullanılmaktadır. Radyatör panellerinin içine optik erişim sağlanamaması sebebiyle radyatör etrafında panel ve konvektörler ile dış havanın sıcaklık farkından dolayı oluşan ısınmış havanın doğal konveksiyon akışı görüntülenmiş ve hız ölçümü gerçekleştirilmiştir.

PIV sistemi küçük ve partikül katılmış bölgelerin hareketini iki veya daha çok kez kaydederek ve analiz ederek hesaplayan bir hız ölçüm tekniğidir [51]. PIV, iç ve dış akış olan uygulamalardaki hız ölçümlerinde oldukça etkin bir yöntemdir. PIV sistemi genel olarak birçok alt sistemden oluşmaktadır. Çoğu uygulamada, akışa partikül katılması gerekmektedir. Bu partiküller, akıştaki bir düzlem üstünde kısa bir zaman dilimi içinde en az iki kez aydınlatılarak konumları tespit edilmektedir. Partiküllerin iki aydınlatma arasındaki yer değiştirmesi PIV kayıtları arasında hesaplanmaktadır. Bu, büyük miktardaki verilerin kullanılabilmesi için ölçüm sonrasında karmaşık bir veri işleme gerekmektedir. Şekil 3.7.'de PIV sisteminin bir uygulaması sunulmuştur [52].

PIV, partiküllerin yer değiştirmesini ölçen dolaylı bir hız ölçüm tekniğidir. Partiküllerin doğru seçimi bu nedenle oldukça önemlidir ve uygulamadan uygulamaya değişiklik gösterebilmektedir [51]. Bu anlamda, özellikle hava uygulamalarında partiküllerin hava akışını doğru bir şekilde takip ediyor olması beklenmekte ve akışı bozmayan özelliklere sahip olması gerekmektedir. Ayrıca, iç ortamlarda kullanılan partiküller insan sağlığına zararsız ve çevreye duyarlı olmalıdır. İç ortam hava akış ölçümlerinde genelde yağ veya DEHS (Di-etil-heksil-sebakat) partikülleri yaygın olarak kullanılmaktadır [53]. Ortalama çapları Çizelge 3.5.'te farklı uygulamalar için katı ve sıvı partiküller sunulmuştur. Bu çalışmada, insan sağlığına zararlı olmaması ve çevreye zarar vermemesi ile birlikte havada

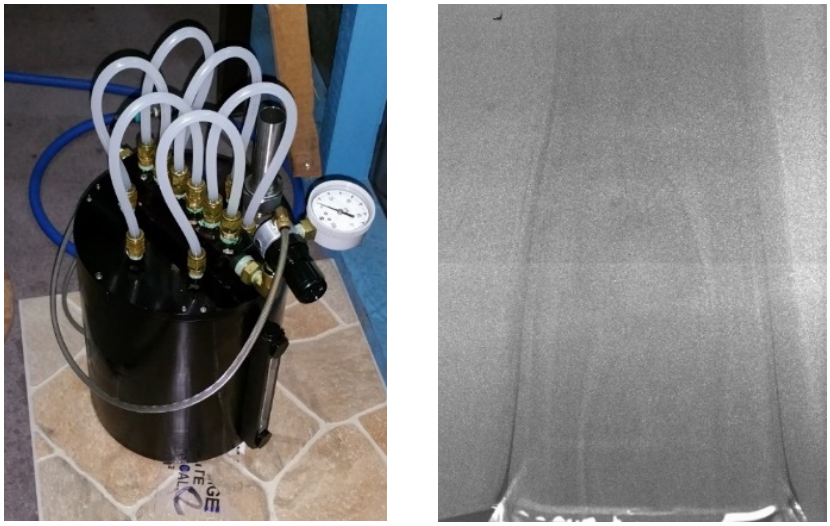
uzun süre asılı kalması ve gelen ışınları yeterli derecede yansıtması sebebiyle Di-etil-heksil-sebakat (DEHS) kullanılmıştır. 1 µm çaplarında üretilen partiküller, Resim 3.18. (a)'da gösterilen atomizer vasıtasıyla oda içine dağıtılmış ve tüm oda içinde eşit bir şekilde dağılması beklenmiştir. Resim 3.18. (b)'de radyatörün örnek bir kesiti üstündeki akışta oluşturulan partikül dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 3.7. PIV sisteminin bir rüzgar tünelindeki deney uygulaması [52]

Çizelge 3.5. Gaz akışları için kullanılan parçacıklar [52]

Tip	Malzeme	Ortalama çap (µm)
Katı	Polystyren	0,5-10
	Aluminyum oksit, Al_2O_3	0,2-5
	Titanyum oksit, TiO_2	0,1-5
	Mikro cam kürecikler	0,2-3
	Mikro cam baloncuklar	30-100
	Sentetik kaplamalar için granüller	10-50
	Dioktil ftalat	1-10
	Duman	<1
Sıvı	Çeşitli yağlar	0,5-10
	Di-etil-heksil-sebakat-asit-ester (DEHS)	0,5-1,5
	Helyum doldurulmuş sabun köpüğü	1000-3000



(a) (b)

Resim 3.18. (a) Deneylerde kullanılan atomizer, (b) Oda içinde örnek partikül dağılımı

Radyatör üstünde olan ısınmış hava akışı ve ön panel üzerinde gelişen sınır tabaka akışı görüntülenmesi ve ölçümleri Dantec Dynamics PIV sistemi ile gerçekleştirilmiştir. PIV deney sisteminde görüntülerin alınması için, Resim 3.19.'da gösterilen bir adet 60 mm'lik Nikkor lense sahip ve yeşil filtre yerleştirilmiş bir Coupled Charged Devices (CCD) kamera (FlowSense) kullanılmıştır. CCD kameralar, PIV uygulamalarında oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun nedeni ise uzamsal çözünürlük, kolay veri aktarımı ve görüntü işleme, minimum ışıklama süresi, ışığa duyarlılık ve düşük arkaplan gürültüsü. Bir CCD elemanı fotonları elektronlara dönüştürebilen bir elektronik sensördür. Kameradaki CCD sensörü birçok CCD elemanı diziliminden oluşmaktadır. Buna aynı zamanda piksel adı verilmektedir [53]. Elde edilen görüntüler 1600x1200 piksel çözünürlüğündedir. Ölçüm yapılan kesitlerin aydınlatılmasında 532 nm dalga boyuna sahip 120 mJ gücünde bir Nd:YAG lazer kullanılmıştır. Bu lazer Resim 3.15.'te gösterilen lazer kaynağı ile üretilmektedir. Lazer çıkış ucunda silindirik bir lens, lazeri düzlemsel hale dönüştürmekte ve ilgili kesitte ölçüm alınabilmektedir. Burada akış alanının aydınlatılan hacim içinde kalmasını garanti etmek için yaklaşık 4 mm kalınlığında bir lazer oluşturulmaktadır. Lazer ve kamera bir bilgisayar vasıtasıyla kontrol edilmekte ve tüm sistem, Resim 3.20.'de sunulan zamanlayıcı (Timing Hub) denilen cihaz vasıtasıyla senkronize çalışmaktadır.



Resim 3.19. PIV deneylerinde kullanılan CCD kamera

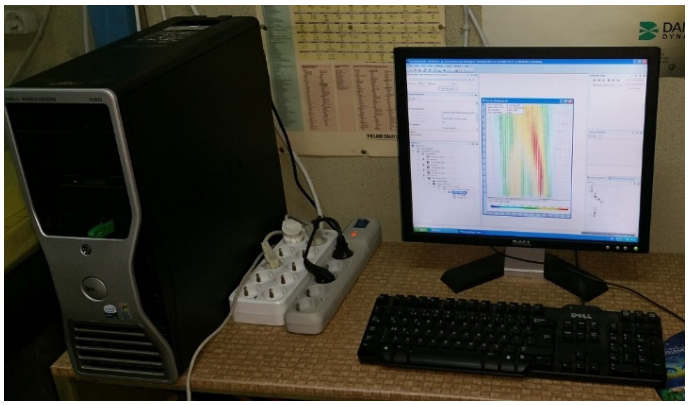
PIV ölçüm tekniği akış alanı içinde yer alan partiküllerin iki boyutunun belirlenmesi temeline dayanmaktadır: yer değiştirme ve zaman. Ancak, yüksek konsantrasyon ve iki partikülün çakışması nedeniyle her partikül için hız hesabının doğrudan yapılması imkansızdır. Bu nedenle, işlenmemiş görüntülerden hareket bilgilerinin elde edilebilmesi için görüntü işleme yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Burada en çok tercih edilen yöntemlerden biri de iki görüntüyü iki farklı karede oluşturarak çok adımlı bir çapraz korelasyon işleminin uygulanmasıdır. Bu çapraz korelasyon fonksiyonu bir maksimum noktası meydana getirmektedir. Bu da hızın boyut ve yönünü göstermektedir. Korelasyon yöntemleri genel olarak Fast Fourier Transform (FFT) algoritmaları temeline dayanmaktadır [53].



Resim 3.20. PIV zamanlayıcısı, kontrol kutusu ve soğutma kasası

Dantec Dynamics tarafından geliştirilen DynamicStudio v3.31 kullanılarak akış alanı işlenmiştir [54]. Resim 3.21.'de kullanılan yazılım ve bilgisayar sunulmuştur. Görüntülerin işlenmesi Intel Xeon 1,86 GHz işlemcili ve 2 GB Ram'a sahip bir bilgisayarda

gerçekleştirilmiştir. İşlem alanı (interrogation area) 32x32 piksel olarak seçilmiştir. Yatay ve dikey yönlerde %50'lik bir örtüşme oranı kullanılmıştır. Adaptive correlation yöntemi vektör alanının elde edilebilmesi için kullanılmıştır. İç mekan hava akışı uygulamalarında en yaygın kullanılan yöntem adaptive correlation yöntemidir [53]. Sonrasında moving-average validation yöntemi kullanılarak vektör alanından kabul edilen ve atılan vektörler belirlenmiştir.



Resim 3.21. DynamicStudio yazılımı ve bilgisayar

PIV ölçümlerinde iki lazer arasındaki süre 1000 μs olarak ayarlanmıştır. Bu değer, Cao, Liu, Jiang ve Chen tarafından önerilen ve Eş. 3.1'de sunulan denklem vasıtasıyla yaklaşık olarak hesaplanarak seçilmiştir [53]. Trigger rate denilen tetikleme zamanlaması 10 Hz olarak seçilmiştir.

$$U_{max} \times \Delta t(\mu s) = 250 \tag{3.1}$$

Denklemdeki U_{max} (m/s), ölçüm yapılan kesitteki maksimum hızı, Δt (μs) ise iki lazer arasındaki süreyi göstermektedir.

Deneyler sırasında, her 10 saniyede bir sıcaklık ölçümü gerçekleştirilmiş ve her 5 dakikalık aralıkta 200 adet fotoğraf çifti elde edilmiş ve analiz edilmiştir. Böylece akış ölçümlerinin tekrarlanabilirliği irdelenmiş ve her ölçüm sonrasında sinyal-gürültü oranı kontrol edilmiştir.

LDA sistemi

Bu kısımda lazer doppler anemometrisi (LDA) hakkında bilgiler sunulmuştur. Bu çalışmada öncelikli olarak hız ölçümü PIV ile gerçekleştirilmiştir. LDA ise, PIV ile edilen verilerin doğrulanması amacıyla uygulanmıştır.

Akış ölçümlerinde kullanılan en yaygın lazerli ölçüm teknikleri şüphesiz LDA ve PIV teknikleridir. PIV belli bir akış alanının ölçümünde kullanılırken, LDA yerel akış hızlarını ölçmede kullanılabilmektedir. Temelde bu iki yöntem birbirini tamamlamaktadır [55].

LDA yöntemi ilk olarak Yeh ve Cummins tarafından kullanılmış ve bu tarihten sonra sürekli geliştirilmiştir. LDA tekniği muhtemel olarak en etkili, en yaygın kullanılan ve akışı bozmayan, yüksek hassasiyetli optik bir akış ölçme tekniğidir [55]. Bir önceki bölümde anlatıldığı gibi, LDA ile ölçümde de DEHS partikülleri kullanılmıştır.

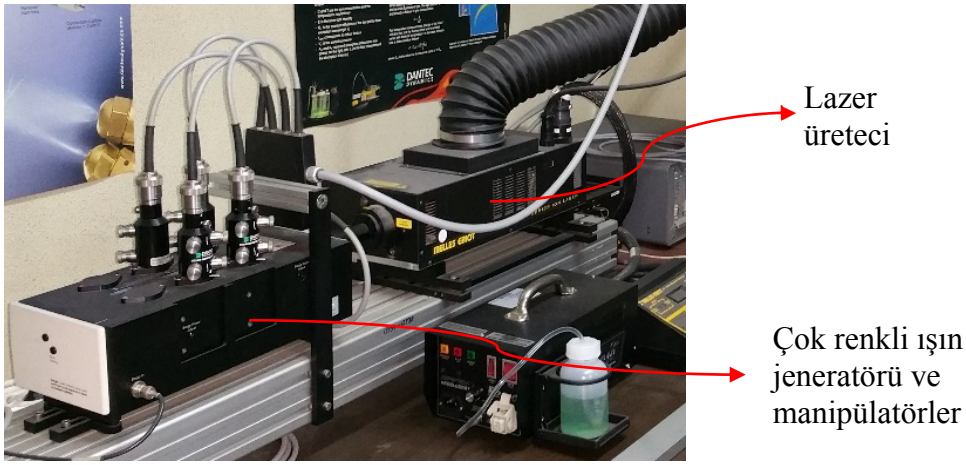
Bir partikül lazer ışını içerisinden geçerken ışığı yansıtmakta ve bir fotodedektör vasıtasıyla bu yansıyan ışığın bir kısmı yakalanıp ortalama enerjisi ölçülebilmektedir. Yüksek frekanslı ışık dalgaları sözkonusu olduğunda en hızlı fotodedektörler yetersiz kalabilmekte ve yansıyan ışığın anlık gücünü veya frekansını ölçmek neredeyse imkansız hale gelebilmektedir. Buna çare olarak, lazer ışını ikiye ayrılır ve bu iki ışın belli bir açıda kesiştirilip oluşan hacimden bir partikül geçirilirse fotodedektör iki bileşenden oluşan ışığı alacaktır. Her iki bileşen de partikülün hızı dolayısıyla doppler kaymasına sahip olacak, fakat bu kayma ışının yönüne de bağlı olacaktır. İki ışının belirli bir açıyla kesişmesi nedeniyle yansımakta olan iki ışının farklı doppler kaymaları olacaktır. Bundan dolayı fotodedektörde iki ışık bileşeni kesişecek ve titreşimli bir ışık yoğunluğu oluşturacaktır. Bu titreşimli ışık yoğunluğunun frekansı ışığın elektrik alanının frekansından yüksek değildir ve fotodedektör vasıtasıyla takip edilebilecek düzeydedir [56].

LDA sisteminin temel çalışma prensibini doppler etkisi oluşturmaktadır. Lazer ışını, çok renkli ışın jeneratöründe eşit güçte iki ışına ayrılır ve partikül, iki lazer ışınının oluşturduğu hacimden geçerken yansıtmış olduğu ışık dedektörü tarafından alınır ve bu ışık her iki lazer ışınının bileşenlerini taşır. Bu iki ışın bileşeninin optik yörünge uzunluklarının farklı olması sebebiyle, dedektör yüzeyinde oluşan kesişme titreşimli ve atımlı bir ışık yoğunluğu

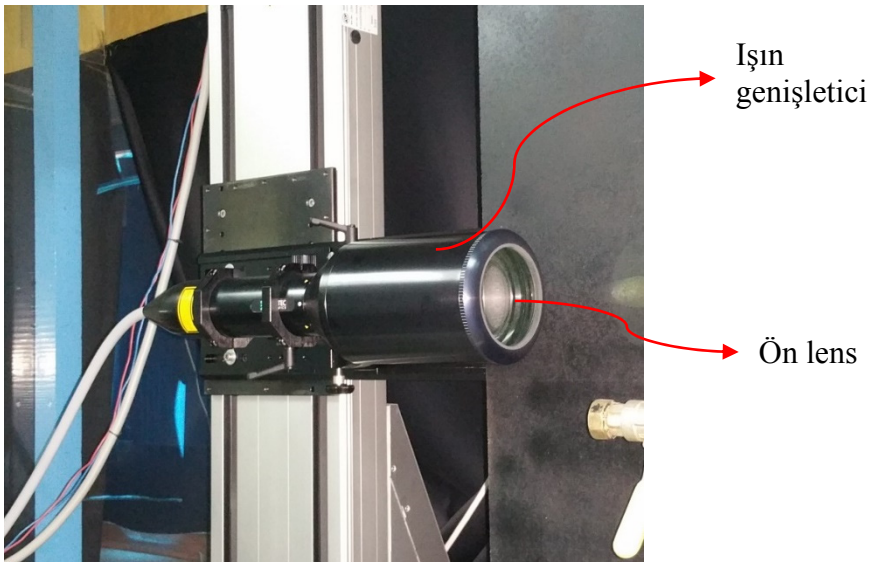
oluştururlar. Çıkış sinyali, doppler frekansı olan, iki ışının frekans farkı sebebiyle titreşmektedir [56].

Bu çalışmada, radyatör üstünde oluşan ısınmış havanın hız ölçümü Dantec Dynamics LDA sistemi ile gerçekleştirilmiştir. LDA sistemi bir verici ve bir alıcıdan meydana gelmektedir. Resim 3.22.'de gösterilen lazer üretecinde argon-ion lazer sistemi kullanılmaktadır ve x yönündeki hız bileşenini ölçen ışının dalga boyu 514,5 nm (yeşil) ve y yönündeki hız bileşenini ölçen ışının dalga boyu 488 nm (mavi) değerlerine sahiptir. Resim 3.22.'de gösterilen frekans kaydırıcılarda ışınların frekansı 40 MHz kadar kaydırılmaktadır. Çok renkli ışın jeneratörü dört adet lazer ışınını optik fiber kablolardan ileterek LDA probuna göndermektedir. Ayrıca, resimde görülen manipülatörler lazer ışığnı merkezleyip fiber kablolardan yönlendirmekte ve ışının konumunu ve açısını optimize ederek fiberoptik probtan en yüksek miktarda ışık elde edilmesini sağlarlar. Her bir bileşen için iki adet manipülatör mevcuttur. LDA probuna bağlı olan ön lens, LDA ölçüm hacmini oluşturmak için dört lazer ışınını birleştirerek tek bir noktada odaklamaktadır. Resim 3.23.'te gösterildiği üzere bu çalışmada, farklı kesitlerde ölçüm yapabilmek için ışınların daha uzak mesafelerde odaklanması istenmiş bu nedenle 800 mm odak uzunluğuna sahip bir ön lens kullanılmış ve bununla birlikte 112 mm'lik bir ışın genişletici kullanılarak güç yoğunluğu artırılmıştır.

LDA sisteminin alıcı birimi, alıcı optiği, fotodedektörler, sinyal işleme ünitesi ve bir bilgisayar ve yazılımından oluşmaktadır. Problar geri yansıtma modunda akış ölçümleri yapabilen fiber optik transdüserlerdir. Fotodedektör, sinyalleri probtan alır ve elektrik sinyaline dönüştürerek sinyal işleyiciye gönderir. Sinyal işleyicide bu veriler partikül hızı, frekansı, fazı vb. bilgiler elde edilerek bilgisayara gönderilir. Bu veriler, bilgisayardaki BSA flow software yazılımı ile analizi gerçekleştirilmiştir [57]. Veri analizi binlerce partikülün hızını dikkate alarak analiz yapar ve bu analiz sonucunda yatay ve dikey hız bileşenleri, ortalama hız, vb. istatistiksel özellikler elde edilir. Resim 3.24.'te fotodedektör, sinyal işleyici ve analizlerde kullanılan bilgisayar sunulmuştur.



Resim 3.22. Lazer üreteci, çok renkli ışın jeneratörü ve manipülatörler



Resim 3.23. LDA probunda kullanılan ön lens ve ışın genişletici



Şekil 3.24. Fotodedektör modül, sinyal işleyici ve bilgisayar

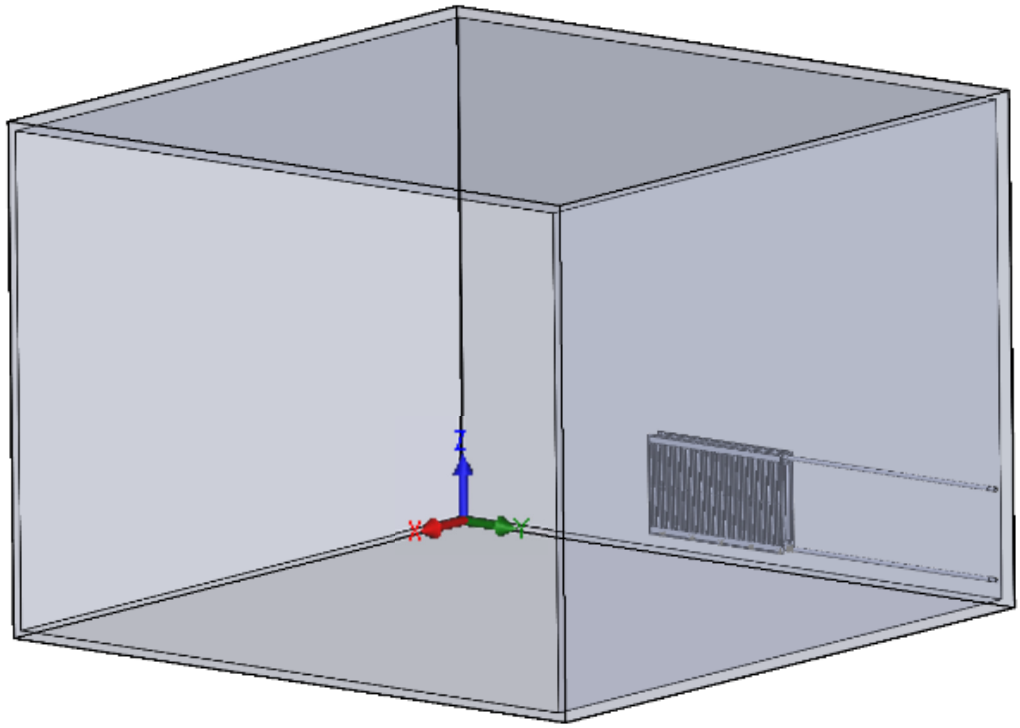
Bu bölümde, tez çalışması kapsamında kurulan deney sistemleri ve kullanılan ölçüm cihazları tanıtılmıştır. Deney sistemleri ile referans ve prototip radyatör modellerinin hem ısıl güç hem de akış deneyleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ilerleyen bölümlerde sunulmuştur.

3.2. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon

Bu bölümde, tez kapsamında gerçekleştirilen HAD analizi çalışmaları için oluşturulan model, korunum denklemleri ve sınır şartları sunulmuştur. Simülasyon çalışmalarında FloEFD hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılmıştır.

FloEFD, kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini ihtiva eden Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Bu denklemler, akışkanın özelliğini tanımlayan hal denklemleri ile desteklenmektedir. FloEFD, hem laminer hem de türbülanslı akışların incelenmesinde kullanılabilmektedir ve yazılım laminer ve türbülanslı akışların tanımlanmasında bir denklemler sistemi kullanmaktadır. Bundan başka, laminer akıştan türbülanslı akış ve/veya tersi durumun çözümünü de mümkün kılmaktadır [58].

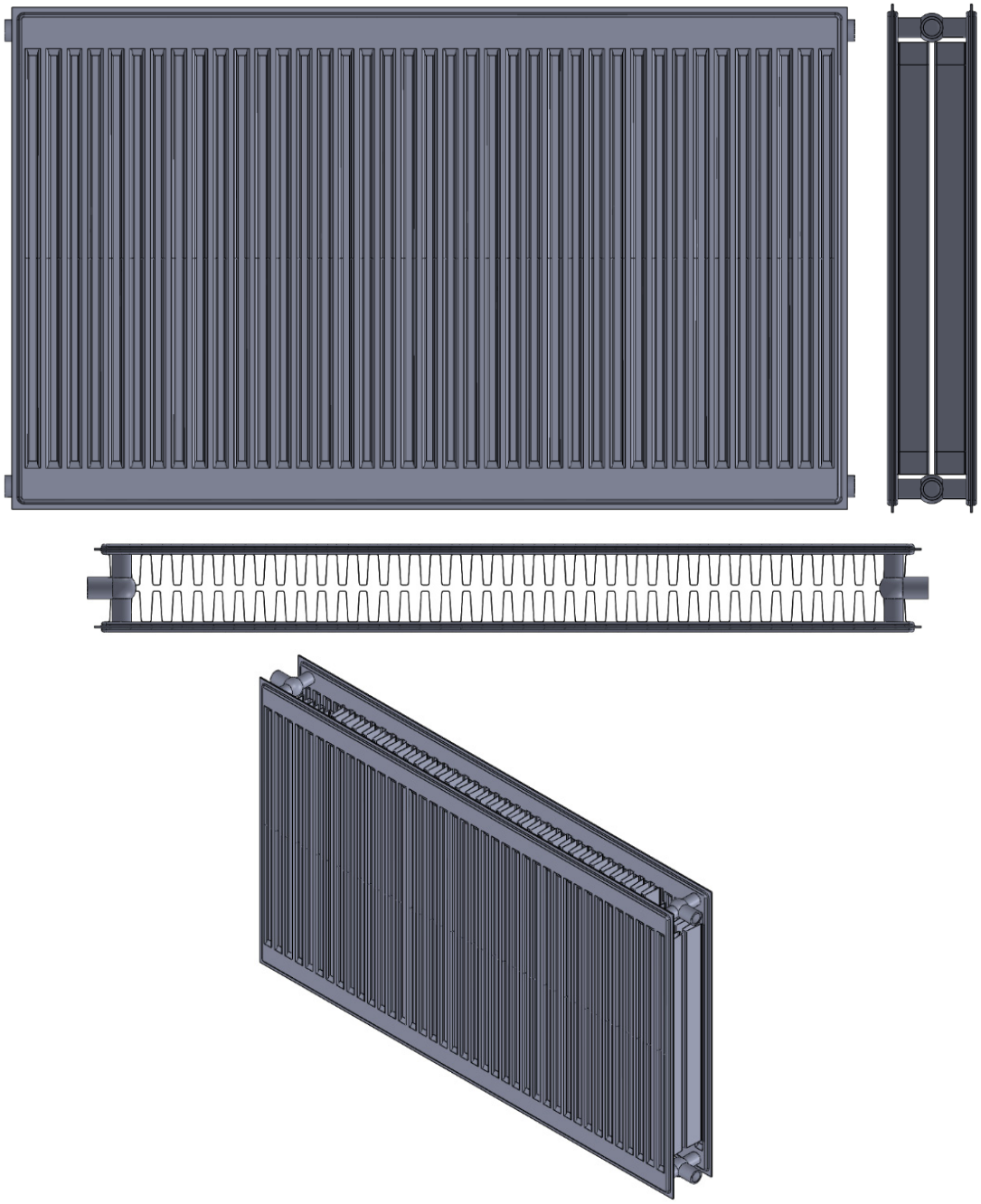
Şekil 3.8.'de oluşturulan çözüm hacmi ve radyatörün oda içerisinde yerleştirilmiş görüntüsü yer almaktadır. Oda EN 442-2 standardında belirtildiği gibi x-y-z yönlerinde 4 m x 4 m x 3 m ölçülerinde oluşturulmuştur. Yine standartta belirtildiği üzere radyatör yerden 11 cm yüksekte ve bağlandığı duvardan 5 cm mesafede yerleştirilmiştir [50]. Radyatörün bağlandığı duvarın karşı tarafı çıkış olarak modellenmiştir. Oda içinde radyatörün üstünden çıkan havanın odanın içinden atılarak, odanın altından tekrar soğuk ve taze havanın girmesini sağlamak amaçlanmıştır. Böylece, ilgili standartta belirtildiği gibi oda içinde sürekli 20°C şartları elde edilmiştir. Radyatörün bağlanmış olduğu duvar yalıtılmış olarak modellenmiş ve diğer duvarlara 20°C sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır [50].



Şekil 3.8. Oda ve radyatör katı model geometrisi

Problemde akışkan olarak iki hacim söz konusudur. Radyatörün içinde sıcak su dolaşarak zorlanmış konveksiyon ile ısısını çelik su kanallarına aktarmaktadır. Su kanalı duvarlarından iletim ile geçen ısı, radyatör dış yüzeylerinden doğal konveksiyon ve radyasyon ile oda havasına aktarılmaktadır. Görüldüğü üzere radyatörlerde tüm ısı transferi mekanizmaları mevcuttur.

Referans model ve parametrik çalışmalarda incelenen panel radyatörler özellikleri üretici tarafından alınan çelik olarak ve PKKP tip (Tip 22) 600x1000 mm ölçülerinde modellenmiştir. Şekil 3.9.'da incelenen radyatörün farklı düzlemlerdeki görüntüsü sunulmuştur. Nihai tasarımda radyatör yüksekliğinin 300-900 mm ve radyatör uzunluğunun 400-3000 mm aralığında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan çeliğin özellikleri Çizelge 3.6.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Radyatör geometrisinin farklı düzlemlerdeki görüntüsü

Çizelge 3.6. Çeliğin özellikleri

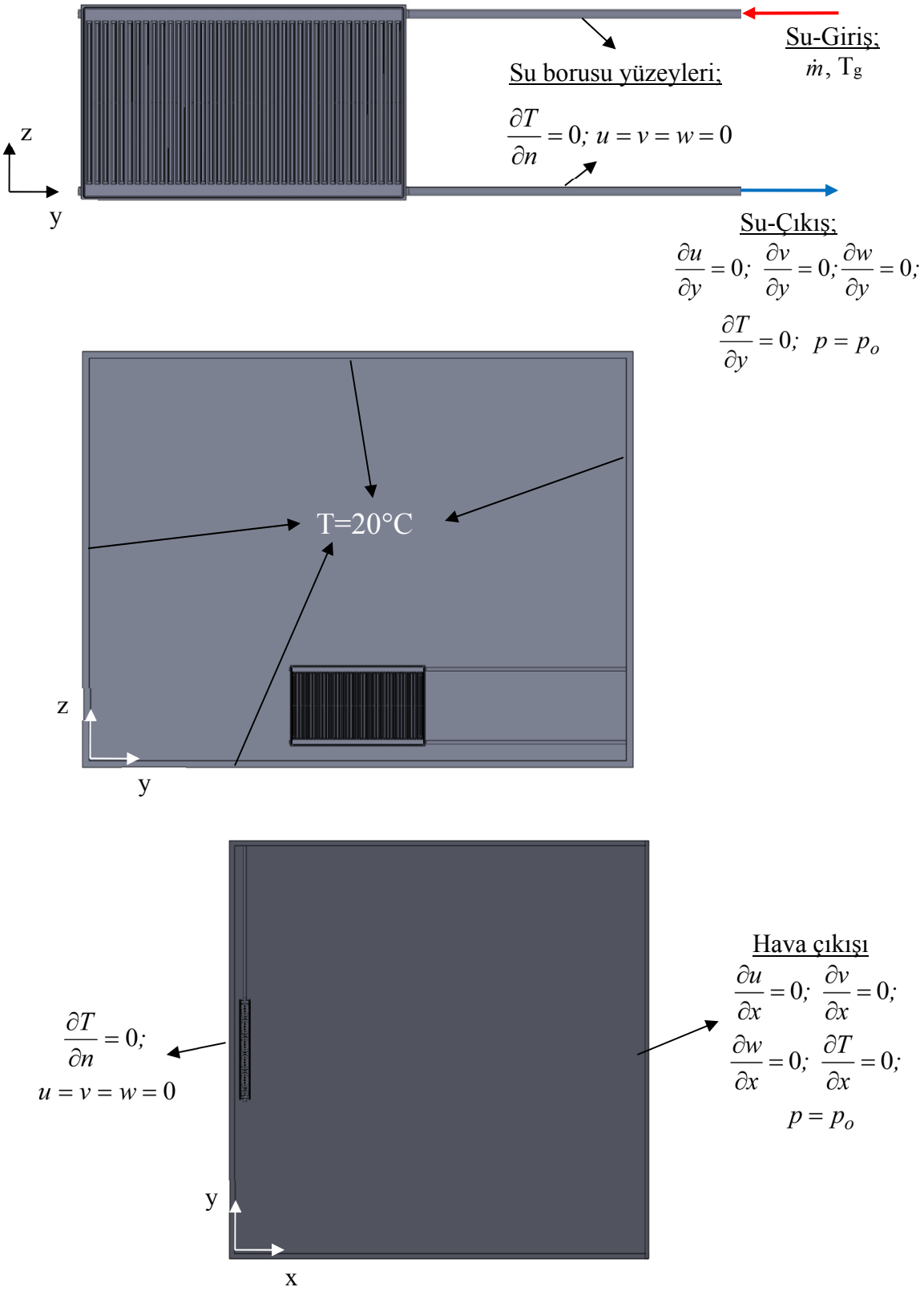
Özellikler	Değer
Yoğunluk (kg/m^3)	7850
Isı iletkenliği (W/m.K)	19,9
Özgül ısı (J/kg.K)	450

Yapılan simülasyon çalışmaları TBSE, TBOE ve BBOE (Şekil 3.4.) bağlantı düzenlemeleri

için 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için gerçekleştirilmiştir. Bu değerler TS EN 442-2 standardında belirtilen sıcaklık aralıklarıdır [50]. Bunlara ilave olarak 30/25°C, 35/25°C ve 45/35°C sıcaklık aralıkları için de simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bunun için radyatör CAD geometrisi DemirDöküm tarafından oluşturulmuş ve HAD simülasyonları için uygun hale getirilmiştir.

TS EN 442-2 standardında [50] TBSE bağlantı düzeni standart bağlantı düzeni olmasına rağmen bu çalışmada, referans model radyatörde performansa olan etkiyi irdelemek amacıyla diğer bağlantı düzenlemeleri de incelenmiştir. Standarda göre, 75/65°C su giriş/çıkış sıcaklık aralığında tanımlanan radyatör ısıl gücü standart ısıl güç olarak adlandırılmaktadır [50]. Bu nedenle, parametrik çalışmalarda TBSE bağlantı düzeninde 75/65°C su giriş/çıkış sıcaklık aralığındaki ısıl güç değerleri elde edilmiş ve referans radyatör modeli ile karşılaştırılmıştır.

Şekil 3.10.'da çözüm alanı içinde uygulanmış olan sınır şartları gösterilmiştir. Radyatöre bir giriş ve bir çıkış olacak şekilde iki sınır şartı verilmiştir. Radyatör girişine sıcaklık ve debi sınır şartı verilmiş, çıkışın ise atmosfere olduğu kabul edilerek modellenmiştir. Çıkış sıcaklığı ise simülasyon sonucunda elde edilen radyatör çıkış kesitindeki sıcaklıktır. Radyatörün bağlantı boruları yalıtılmış olarak modellenmiştir. Böylece deneysel çalışmada olduğu gibi, oda içindeki tek ısı kaynağı radyatördür. Ayrıca radyatörün bağlanmış olduğu duvara da yalıtım sınır şartı tanımlanmıştır. Bu sınır şartı EN 442-2 standardına göre tanımlanmıştır [50]. Diğer duvarlara ise sabit 20°C yüzey sıcaklığı tanımlanmıştır. Sıcak dolaşım suyu ısısını su kanallarından aktarmakta ve radyatör yakınındaki havanın sıcaklığı artarken yoğunluğu düşmekte ve böylece yukarı yönde harekete başlamaktadır. Bu nedenle yer çekimi ivmesi tanımlanmış ve –z yönünde 9,81 m/s^2 olarak değer girilmiştir. Radyasyon etkisi de çalışmalarda modellenmiştir. İlerleyen bölümlerde radyasyon etkisi ve toplam ısı transferine oranı da sunulmuş ve giriş/çıkış sıcaklığının radyasyona etkisi irdelenmiştir. Bundan dolayı oda duvarlarına ve radyatör yüzeyine emisivite değerleri tanımlanmıştır. Oda duvarlarına emisivite değeri 0,9 olarak tanımlanmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği odanın duvar malzemesi beyaz renkte alçıpandır. Bu yapı malzemesine karşılık gelen emisivite değeri 0,9 olarak kullanılmıştır [59]. Radyatör yüzeylerine de deneysel olarak elde edilmiş 0,88 değeri girilmiştir. Radyasyon modeli olarak yazılım içinde üç radyasyon modelinden bir tanesi olan ve uygulanışı bakımından basit ve bu tarz bir problem için daha uygun olan Discrete Transfer modeli kullanılmıştır.



Şekil 3.10. HAD çalışmalarında uygulanan sınır şartları

Deneysel çalışmada 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için elde edilen debiler sayısal çalışmada aynen kullanılmıştır. 30/25°C, 35/25°C ve 45/35°C sıcaklık aralıkları için

gerçekleştirilen simülasyonlarda ilgili çıkış sıcaklığını yakalamak için uygun debi bulunmaya çalışılmış ve nihai debi değerleri elde edilmiştir. Çizelge 3.7.'de kullanılan debi değerleri sunulmuştur.

Çizelge 3.7. Sayısal çalışmada kullanılan debi değerleri

Giriş/Çıkış Sıcaklığı (°C)	Debi (kg/s)
30/25	0,008
35/25	0,005
45/35	0,014
55/45	0,024
75/65	0,043
90/70	0,026

Bu debi değerleri ile Eş. 3.2 kullanılarak Reynolds sayısı hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D_h} \tag{3.2}$$

Burada, $\dot{m}$ (kg/s) suyun kütle debisini, μ (Pa.s) suyun dinamik viskozitesini ve D_h (m) ise su giriş bağlantısının çapını göstermektedir. Debi değerleri ve diğer ilgili tüm büyüklükler denklemde yerine yazıldığında incelenen 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıklarında Re>2300 olarak hesaplanmıştır. Bu da su kanallarında türbülanslı akış olduğunu göstermiştir. Ancak, 30/25°C, 35/25°C ve 45/35°C sıcaklık aralıklarında akışın laminer olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle, bu bölümde hem laminer hem de türbülanslı korunum denklemleri sunulmuştur.

Fiziksel olayları tanımlarken boyutsuz büyüklükleri kullanmak elverişlidir. Doğal konveksiyon ile ısı transferinde, bu boyutsuz büyüklük Rayleigh sayısıdır. Rayleigh sayısı Eş. 3.3 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr \tag{3.3}$$

Burada, L (m) panel yüksekliğidir ve 0,6 m olarak kullanılmıştır. T_s ortalama yüzey sıcaklığını, T_∞ odadaki havanın sıcaklığını, ν (m^2/s) havanın kinematik viskozitesini, Pr havanın Prandtl sayısını ve β (1/K) hacimsel genleşme katsayısını göstermektedir.

Doğal taşınım etkilerinin genleşme katsayısı β'ya bağlılığı açıktır. Genleşme katsayısının nasıl belirleneceği akışkanın türüne bağlıdır ve Eş. 3.4 ile hesaplanmaktadır [60].

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{3.4}$$

İdeal gazlar için bu eşitlik 1/T şekline dönüşmektedir.

Film sıcaklığı (T_f – K) Eş. 3.5 kullanılarak hesaplanmış ve havanın tüm özellikleri ilgili film sıcaklıklarında elde edilmiştir.

$$T_f = \frac{1}{2}\left(T_s + T_\infty\right) \tag{3.5}$$

Rayleigh sayısı, akış rejimini belirlemede kullanılmaktadır. C. Teodosiu, Kuznik ve R. Teodosiu çalışmalarında laminer-türbülanslı akış geçişinin (transition) Ra = 2,1-2,2x10^6 değerleri arasında oluştuğunu belirtmişlerdir [61]. Bu çalışmada, tüm giriş/çıkış sıcaklıklarında Ra>10^8 mertebesinde hesaplanmıştır. Ayrıca, literatürde de oda içinde bulunan bir ısıtma sisteminin modellenmesi çalışmalarında türbülanslı çözümler gerçekleştirilmiştir. Bunlara örnek olarak, Sevilgen ve Kılıç yaptıkları çalışmada bir radyatör ile ısıtılan odanın içindeki konfor durumunu incelemişler ve oda içindeki havanın modellemesini türbülanslı olarak yapmışlardır [62]. Myhren ve Holmberg yapmış oldukları çalışmalarda türbülanslı olarak ısıtma sisteminin etrafındaki havanın modellemesini gerçekleştirmişlerdir [5, 10, 11]. Jahanbin ve Zanchini oda içindeki panel radyatördeki sıcaklık gradyan yönünün ısı transferine etkisini sayısal olarak araştırmışlar ve oda içinde akışı türbülanslı olarak modellemişler ve akış dağılımını akış çizgileri ile göstermişlerdir [25]. Bu nedenle, oda içindeki hava akış modellemesi türbülanslı olarak gerçekleştirilmiştir.

Sınır şartı olarak radyatör giriş sıcaklığı tanımlanmış ve simülasyon sonucunda su çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Bu iki sıcaklık değeri ve debi kullanılarak Eş. 3.6 ile radyatör ısıl gücü hesaplanmıştır. Bu eşitlik TS EN 442-2 standardının önermiş olduğu ısıl güç hesaplama yöntemidir [50].

$$Q = \dot{m}\left(h_g - h_ç\right) \tag{3.6}$$

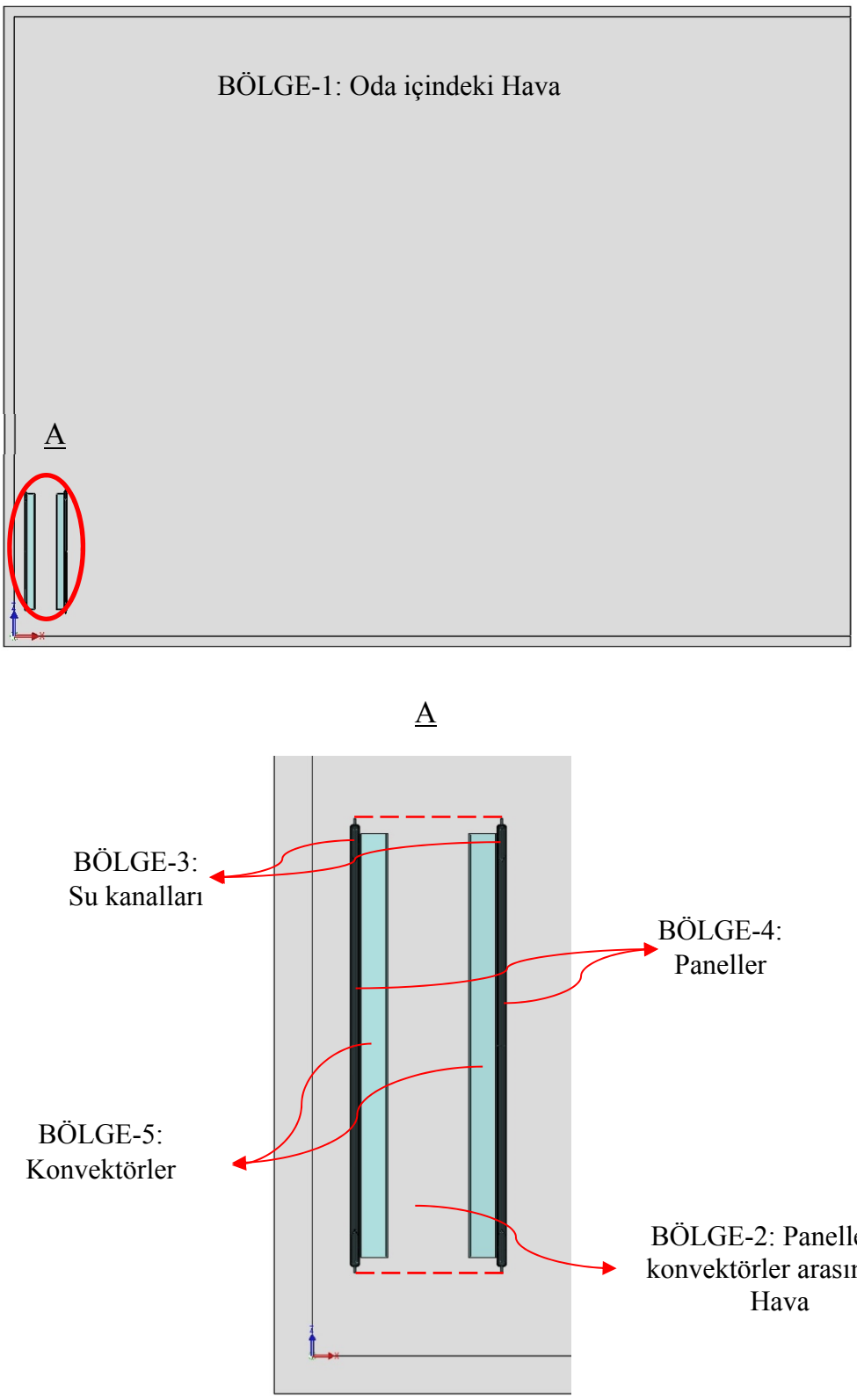
Bu denklemde, $\dot{m}$ (kg/s) sıcak su dolaşım debisini, h_g (J/kg) ve $h_ç$ (J/kg) ise sırasıyla suyun giriş ve çıkış kesitlerindeki entalpi değerleridir. İlgili sıcaklıklara karşılık gelen entalpi değerleri termodinamik tablolarından alınmıştır [63]. Eş. 3.6 deneysel çalışmada da kullanılmış ve ısıl güç hesaplanmıştır.

Aşırı sıcaklık (excess temperature) ortalama su sıcaklığı ile referans hava sıcaklığı arasındaki farktır ve Eş. 3.7 ile hesaplanmaktadır [50].

$$\Delta T_a = \left(\frac{T_g + T_ç}{2} \right) - T_\infty \tag{3.7}$$

Bir radyatörün, karakteristik eşitliği aşırı sıcaklığın bir fonksiyonu olarak elde edilmektedir ve bu eşitliği elde etmek için, ısıl güç ve aşırı sıcaklıkla ilgili bilgileri belirlemek gerekmektedir. Bununla birlikte, aşırı sıcaklıkların elde edilmesinde kabul edilebilir maksimum belirsizlik ±2,5 K [50]. Bu çalışmada da deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlarda aşırı sıcaklık hesaplanmış ve belirsizliğin bahsi geçen değerden küçük olmasına dikkat edilerek sonuçların doğruluğunun sınanmasında kullanılan kriterlerden bir tanesi olmuştur.

Sayısal çalışma kapsamında kullanılmış olan üç boyutlu, sürekli, laminer ve türbülanslı, sıkıştırılamaz akış için korunum denklemleri sunulmuştur. Yukarıda da bahsedildiği gibi panel radyatörlerde, kanallar içinde dolaşım suyu zorlanmış konveksiyon ile ısıyı çelik panele iletmekte ve paneller ile konvektörler vasıtasıyla ısı oda havasına iletilmektedir. Oda havasının ısınması ile birlikte doğal konveksiyon hareketi başlamaktadır. Doğal konveksiyon hareketi ile birlikte radyasyonun da eklenmesi sonucu oda havası ısınmaktadır. Görüldüğü üzere su kanalları içindeki ve oda havası için farklı ısı transferi mekanizmaları söz konusudur. Bu nedenle, Şekil 3.11.'de gösterildiği gibi oda ve radyatör geometrileri beş farklı çözüm bölgesine ayrılmış ve korunum denklemleri ve sınır şartları ayrı ayrı yazılmıştır. Bu bölgeler, oda içindeki hava hacmi, paneller arası ve konvektörlerin etrafındaki hava hacmi, kanallar içindeki su hacmi, radyatör panelleri ve konvektörlerdir.



Şekil 3.11. Sayısal çalışmada incelenen çözüm bölgeleri

Bölge-1: Oda içindeki Hava

Sabit özelliklere sahip odadaki hava için sürekli şartlarda üç boyutlu doğal konveksiyon için laminer kütle korunumu, x-y-z yönlerindeki momentum korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla Eş. 3.8 – Eş. 3.12 arasında sunulmuştur [64]. Panel radyatörün odaya bakan yüzeylerinde sıcaklık farkından dolayı havanın yoğunluğunda oluşan değişim neticesinde hava yukarı yönde hareket etmektedir. Bu nedenle z yönünde doğal konveksiyon akışı oluşmaktadır ve -9,81 m/s^2'lik yer çekimi ivmesi uygulanmıştır. Şekil 3.10.'da gösterildiği gibi tüm duvarlar 20°C olarak tanımlanmıştır. Radyatörün bağlı olduğu yüzey yalıtılmış olarak modellenmiş ve buradaki sıcaklık gradyanı sıfırdır. Panelin karşısındaki yüzey atmosfere çıkış olarak modellenmiş olup atmosfer basıncı sıfır olarak alınmıştır. Böylece ısınarak oda içinden çıkan hava yerine sürekli 20°C sıcaklıkta hava girerek oda içinde istenen sıcaklıkta tutulmuştur. Panel yüzeylerinde ve oda duvarlarında kaymazlık sınır şartından dolayı tüm hız bileşenleri sıfırdır.

Bölge-1 için kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.8}$$

Bölge-1 için momentum korunumu denklemleri;

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{3.9}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right] \tag{3.10}$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]-g\rho \tag{3.11}$$

Bölge-1 için enerji korunumu denklemi;

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \tag{3.12}$$

Herhangi bir kayma kuvveti ve ivmenin varlığının olmaması durumunda Eş. 3.11 sadeleşir ve Eş. 3.13'te gösterildiği hali alır [64].

$$\frac{dp}{dz}=-g\rho \tag{3.13}$$

Sınır tabakası dışındaki havanın yoğunluğuna ρ_∞ dersek ve kayma tabakası yaklaşımından kayma sınır tabakası içindeki ve dışındaki basınçların aynı olduğunu hatırlarsak dp/dz terimi - ρ_∞g ile değiştirilerek Eş. 3.14 elde edilir [64].

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]-g\left(\rho_\infty-\rho\right) \tag{3.14}$$

Hava için gerçekleşen doğal konveksiyonla ısı transferi için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşımda, akışkan bir durum dışında sıkıştırılamaz kabul edilir. Bu durum, yoğunluk değişiminin akışkan hareketini gerçekleştiren kaldırma kuvvetine etkisini göz önüne alır [60]. Yoğunluk değişimleri düşük olduğundan kaldırma kuvveti terimi dışındaki tüm yerlerde $\rho=\rho_\infty$ yazılabilir. Kaldırma kuvveti terimi ise Eş. 3.15'teki gibi yazılabilir.

$$\rho_\infty-\rho=\rho\beta\left(T_\infty-T\right) \tag{3.15}$$

Böylece Eş. 3.14'ün nihai hali Eş. 3.16'daki gibi olmaktadır.

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]+g\beta\left(T-T_\infty\right) \tag{3.16}$$

Şekil 3.11.'e göre Bölge-1 için sınır şartları yazılacak olursa;

Radyatörün bağlandığı duvar yalıtılmış olduğundan ve duvarlarda kaymazlık sınır şartı uygulandığından sıcaklık ve hız için Eş. 3.17'de sunulan sınır şartı elde edilir.

x=0; 0≤y≤4m; 0≤z≤3m için $\frac{\partial T}{\partial n} = 0;\ u = v = w = 0$ (3.17)

Radyatörün bağlandığı ile radyatörün karşısındaki çıkış dışındaki tüm duvarlarda sabit yüzey sıcaklığı ve kaymazlık sınır şartları uygulandığı için sıcaklık ve hız için uygulanan sınır şartları Eş. 3.18 – Eş. 3.21 arasında sunulmuştur.

0≤x≤4m; y=0; 0≤z≤3m için $T_w = 20°C;\ u = v = w = 0$ (3.18)

0≤x≤4m; y=4m; 0≤z≤3m için $T_w = 20°C;\ u = v = w = 0$ (3.19)

0≤x≤4m; 0≤y≤4m; z=0 için $T_w = 20°C;\ u = v = w = 0$ (3.20)

0≤x≤4m; 0≤y≤4m; z=3m için $T_w = 20°C;\ u = v = w = 0$ (3.21)

Radyatörün karşısında çıkış sınır şartı uygulandığı için Eş. 3.22'de sunulan sınır şartları kullanılmıştır.

x=4m; 0≤y≤4m; 0≤z≤3m için $\frac{\partial u}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0;\ p = p_o$ (3.22)

Radyatör panellerinin odaya bakan yüzeylerinde bileşik ısı transferi söz konusudur ve hava ile temasta olan yüzeylerde Eş. 3.23'teki sınır şartı söz konusudur;

$$-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel} = -k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava} + q_{rad} \quad (3.23)$$

Eşitlikteki q_{rad} değeri panel ve konvektörlerden gerçekleşen radyasyonla ısı transferi göstermektedir.

Yukarıda da izah edildiği gibi çözüm hacminin hem su tarafı hem de hava tarafında türbülanslı akış olduğu hesaplanmıştır. Türbülanslı akışta, çözüm hacmi içindeki herhangi bir noktada yukarıda izah edilen denklemleri kullanarak çözüm elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle yukarıda sunulan korunum denklemlerinin zaman averajları alınarak tekrar yazılmıştır. Buna göre tüm değişkenler öncelikle dönüştürülür ve Eş. 3.24'te sunulan hale getirilir [66]. Laminer akış çözümlerinde büyüklükler sadece ortalama değeri ihtiva etmektedir, ancak akışın türbülanslı hale gelmesi ile birlikte büyüklükler ortalama ve salınımlı bileşen olmak üzere iki bileşenden oluşmaktadır.

$$\begin{aligned} u &= \overline{u} + u', \qquad p = \overline{p} + p' \\ v &= \overline{v} + v', \qquad T = \overline{T} + T' \\ w &= \overline{w} + w' \end{aligned} \tag{3.24}$$

Bu dönüşümler kullanılıp cebrik işlemler yapıldığında oda içindeki hava bölgesi için türbülanslı kütle korunumu, momentum korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri Eş. 3.25 – Eş. 3.27 arasında sırasıyla sunulmuştur [66].

Bölge-1 için türbülanslı kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{3.25}$$

Bölge-1 için türbülanslı momentum korunumu denklemleri;

$$\rho \overline{u_i} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] - g_i \beta \left(\overline{T} - T_\infty \right) \tag{3.26}$$

Bölge-1 için türbülanslı enerji korunumu denklemi;

$$\rho c_p \overline{u_i} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[k \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u_i' T'} \right] \tag{3.27}$$

Bu denklemlerin çözümü bu bölüm içinde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür. Bu sayede türbülanslı korunum denklemlerindeki zaman ortalamaları alınan büyüklükler elde edilmiştir.

Bölge-2: Paneller ve konvektörler arasındaki hava

Sabit özelliklere sahip odadaki hava radyatör ile sıcaklık farkından dolayı paneller arasından ve konvektörlerin etrafından ısınarak yükselmekte ve oda havasına karışmaktadır. Paneller ve konvektörler arasındaki hava için sürekli şartlarda üç boyutlu doğal konveksiyon için laminer kütle korunumu, x-y-z yönlerindeki momentum korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla Eş. 3.28 – Eş. 3.32 arasında sunulmuştur [64].

Bölge-2 için kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.28}$$

Bölge-2 için momentum korunumu denklemleri;

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{3.29}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right] \tag{3.30}$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]+g\beta\left(T-T_\infty\right) \tag{3.31}$$

Bölge-2 için enerji korunumu denklemi;

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \tag{3.32}$$

Karşılıklı paneller ve konvektörlerde havaya doğru bileşik ısı transferi söz konusudur ve Eş. 3.33'teki sınır şartı uygulanmıştır.

$$-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel} = -k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava} + q_{rad} \tag{3.33}$$

Eşitlikteki q_{rad} değeri panel ve konvektörlerden gerçekleşen radyasyonla ısı transferi göstermektedir. Bununla birlikte radyatör panel ve konvektörlerde kaymazlık sınır şartından dolayı Eş. 3.34'te hız sınır şartları aşağıdaki şekli almaktadır.

$$u = v = w = 0 \tag{3.34}$$

Radyatörün altından giren oda havası için sıcaklık ve hız sınır şartları Eş. 3.35'te sunulmuştur.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{3.35}$$

Radyatörün üstünden çıkan ısınmış hava için sıcaklık ve hız sınır şartları Eş. 3.36'da sunulmuştur.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{3.36}$$

Daha önce Bölge-1 için benzer şekilde Bölge-2 için türbülanslı kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleri Eş. 3.37 – Eş. 3.39 arasında sunulmuştur.

Bölge-2 için türbülanslı kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{3.37}$$

Bölge-2 için türbülanslı momentum korunumu denklemleri;

$$\rho\overline{u_i}\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right]-g_i\beta\left(\overline{T}-T_\infty\right) \tag{3.38}$$

Bölge-2 için türbülanslı enerji korunumu denklemi;

$$\rho c_p\overline{u_i}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_i}-\rho c_p\overline{u_i'T'}\right] \tag{3.39}$$

Oda içindeki hava hacmine benzer şekilde bu denklemlerin çözümü bu bölüm içinde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

Bölge-3: Su kanalları

Su kanalı için üç boyutlu zorlanmış konveksiyon için laminer kütle korunumu, x-y-z yönlerindeki momentum korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla Eş. 3.40 – Eş. 3.44 arasında sunulmuştur [65]. Panel radyatör girişinde (Şekil 3.10.) sabit debi ve sıcaklıkta su girmektedir. Radyatör çıkışında suyun atmosfere olduğu kabul edilmiştir. Su kanalları yüzeyinde kaymazlık sınır şartından dolayı tüm hız bileşenleri sıfırdır.

Bölge-3 için kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.40}$$

Bölge-3 için momentum korunumu denklemleri;

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{3.41}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right] \tag{3.42}$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right] \tag{3.43}$$

Bölge-3 için enerji korunumu denklemi;

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \tag{3.44}$$

Şekil 3.10.'a göre su kanalları için sınır şartları yazılacak olursa;

Radyatör su girişinde Eş. 3.45 ile gösterilen sınır şartı uygulanmıştır. Debi ve sıcaklık için Çizelge 3.7.'de sunulan değerler kullanılmıştır.

$$T=T_g; \qquad \dot{m} = sabit \tag{3.45}$$

Radyatör çıkışında, su çıkışının atmosfere olduğu kabul edildiği için sıcaklık ve hız için Eş. 3.46'da sunulan sınır şartları uygulanmıştır.

$$\frac{\partial u}{\partial y}=0;\ \frac{\partial v}{\partial y}=0;\ \frac{\partial w}{\partial y}=0;\ \frac{\partial T}{\partial y}=0;\ \ p = p_o \tag{3.46}$$

Burada p_o atmosfer basıncını ifade etmektedir.

Şekil 3.10.'da görülen su giriş ve çıkış boruları yalıtılmış olarak modellenmiştir. Böylece oda içinde tek ısı kaynağı radyatör olmuştur. Buna göre uygulanan sınır şartları Eş. 3.47'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial T}{\partial n}=0; u=v=w=0 \tag{3.47}$$

Su kanalı yüzeylerinde bileşik ısı transferi söz konusudur ve panellerin dolaşım suyu ile temasta olan yüzeylerinde aşağıdaki sınır şartı söz konusudur;

$$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel} = k_{su}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{su} \tag{3.48}$$

$$u = v = w = 0 \tag{3.49}$$

Denklemdeki k değerleri ısı iletim katsayılarını, n ise yüzey normalini göstermektedir.

Daha önce hesaplandığı üzere su kanallarında türbülanslı akış söz konusudur ve bunun için türbülanslı kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleri gösterilmiştir.

Bölge-3 için türbülanslı kütle korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{3.50}$$

Bölge-3 için türbülanslı momentum korunumu denklemleri;

$$\rho \overline{u_i} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] \tag{3.51}$$

Bölge-3 için türbülanslı enerji korunum denklemi;

$$\rho c_p \overline{u_i} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u_i' T'}\right] \tag{3.52}$$

Buradaki türbülanslı denklemler Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemleri vasıtasıyla çözülmüştür. Bu bölüm içinde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan denklemler Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemlerini tanımlamakta ve daha önce sunulmuş olan türbülanslı denklemlerin çözümünde kullanılmıştır.

Hem hava hacmi hem de su kanalları için türbülanslı denklemler söz konusudur. Türbülanslı korunum denklemleri incelendiğinde toplam 17 adet bilinmeyen bulunmaktadır. Türbülans modellemesinin ana amacı; Reynolds gerilmelerini ve transport terimlerini elde edebilmek için sayısal yöntemler geliştirmektir. Mühendislik problemlerinin çözümünde genel olarak türbülansın tüm ayrıntılarının bilinmesine ihtiyaç duyulmamaktadır. Türbülansın, akışın tümü üzerindeki etkisinin bilinmesi genelde yeterli olmaktadır. Bundan dolayı ortalama büyüklüklerin bilinmesi yeterli olmaktadır. Türbülans modeli, bilinmeyen Reynolds gerilmelerin ve akıların elde edilmesi için gerekli denklemler ve bağıntılardan oluşmaktadır.

Türbülanslı denklemlerin kapatılabilmesi için Reynolds gerilmelerinin $\left(-\rho\overline{u_i'u_j'}\right)$ ve türbülanslı ısı akısı $\overline{u_i'T'}$ modellenmesi gerekmektedir. Farklı türbülans modellerinin Reynolds gerilmelerini ve türbülanslı ısı akılarını modellemede farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır [67]. Mevcut çalışmada türbülansın modellenmesinde Lam-Bremhorst k-ε (LB k-ε) türbülans modeli kullanılmıştır. Bu türbülans modelinde Reynolds gerilmeleri Eş. 3.53 kullanılarak modellenmektedir [67].

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{3.53}$$

Eşitlikte görülen μ_t, türbülanslı viskoziteyi, k türbülanslı kinetik enerjiyi ve δ_{ij} Kronecker deltayı göstermektedir. Kronecker delta ile ilgili tanım Eş. 3.54'te sunulmuştur [67];

$$i \neq j \rightarrow \delta_{ij} = 0; \quad i = j \rightarrow \delta_{ij} = 1 \tag{3.54}$$

Türbülanslı ısı akısı Eş. 3.55 vasıtasıyla modellenmiştir [67].

$$\overline{u_i'T'} = \frac{\mu_t}{\rho\sigma_k}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_i} \tag{3.55}$$

Lam ve Bremhorst tarafından oluşturulan sönümleme fonksiyonları, sınır tabakası profillerini daha iyi çözümleyebilmek adına yazılıma ilave edilmiştir. Bu türbülans modeli laminer, türbülanslı ve geçiş akışını tanımlamada kullanılmakta oldukça başarılıdır ve

türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε için sırasıyla Eş. 3.56 ve Eş. 3.57'yi kullanmaktadır [68].

$$\rho\bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + \mu_t\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + G_k - \rho\hat{\varepsilon} \tag{3.56}$$

$$\rho\bar{u}_i \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial x_i}\right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\hat{\varepsilon}}{k}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_1 G_k - f_2 C_2 \rho \frac{\hat{\varepsilon}^2}{k} \tag{3.57}$$

Eşitliklerde kullanılan türbülanslı kinetik (μ_t) viskozitesi Eş. 3.58 ile elde edilebilmektedir.

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\hat{\varepsilon}} \tag{3.58}$$

Denklemlerde sunulan G_k kaldırma kuvvetlerinden kaynaklı türbülans üretimini göstermektedir ve Eş. 3.59 ile hesaplanmaktadır. Su kanallarında zorlanmış konveksiyon olması nedeniyle su kanallarında bu terim sadeleşmektedir [68].

$$G_k = -\frac{g_i}{\sigma_B}\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i} \tag{3.59}$$

Lam-Bremhorst k-ε türbülans modelinde duvar fonksiyonları kullanılmamaktadır. Standart k-ε türbülans modelinden farklı olarak deneysel sabitler C_μ, C_1 ve C_2'nin sırasıyla sönümleme fonksiyonları ile çarpılması sonucunda elde edilmektedir. Sönümleme fonksiyonları standart modelde birdir [68].

$$f_\mu = \left[1 - exp\left(-0{,}0165\,Re_z\right)\right]^2\left(1 + \frac{20{,}5}{Re_t}\right) \tag{3.60}$$

$$f_1 = \left(1 + \frac{0{,}05}{f_\mu}\right)^3 \tag{3.61}$$

$$f_2 = 1 - exp\left(- Re_t^{\,2}\right) \tag{3.62}$$

Eşitliklerde görülen Re_t ve Re_z sırasıyla türbülans Reynolds sayısını ve duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısını göstermektedir ve Eş. 3.63 ve Eş. 3.64 ile ifade edilmektedirler [68].

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \hat{\varepsilon}} \tag{3.63}$$

$$Re_z = \frac{\rho k^{1/2} z}{\mu} \tag{3.64}$$

C_1, C_2 ve C_μ LB k-ε türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılardır. Ayrıca, σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Eş. 3.65'te kullanılan deneysel sabitlerin değerleri sunulmuştur.

$$\sigma_k = 1{,}00; \quad \sigma_{\hat{\varepsilon}} = 1{,}314; \quad C_1 = 1{,}44; \quad C_2 = 1{,}92; \quad C_\mu = 0{,}09; \quad \sigma_B = 0{,}9 \tag{3.65}$$

Türbülanslı kinetik enerji *k* ve dissipasyon oranı ε için giriş, çıkış ve duvar sınır şartları tanımlanmış ve sunulmuştur.

Radyatör girişinde sıcaklık ve debi sınır şartı tanımlanmıştır. Burada türbülans ile ilgili sınır şartları *k* ve ε için doğrudan verilmemiş ve Eş. 3.66 ve Eş. 3.67 ile hesaplanmıştır.

$$k = (T_i v)^2 \tag{3.66}$$

Burada görülen T_i değeri türbülans yoğunluğunu, *v* ise giriş hızını göstermektedir.

$$\varepsilon = \left(C_\mu C_d\right)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \tag{3.67}$$

Seçilen Lam-Bremhorst k-ε türbülans modelinde duvar fonksiyonları uygulanmadığı için hem su kanalı hem de oda duvarlarında kinetik enerji ve dissipasyon oranı için sırasıyla Eş. 3.68 ve Eş. 3.69 uygulanmıştır.

$$k = 0 \tag{3.68}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0 \tag{3.69}$$

Hem radyatör çıkışında hem de odada oluşturulan çıkış kesitinde x, y ve z yönlerinde uygulanan sınır şartları sırasıyla Eş. 3.70 – Eş. 3.72 arasında gösterilmiştir.

x yönü için; $\frac{\partial k}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$ (3.70)

y yönü için; $\frac{\partial k}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0$ (3.71)

z yönü için; $\frac{\partial k}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0$ (3.72)

Bölge-4: Paneller

Radyatör panellerinin metal kısmında iletim ile ısı transferi söz konusudur. Zamandan bağımısız ve içinde ısı üretimi olmayan çelik için Fourier ısı iletim yasası x-y-z yönlerinde Eş. 3.73'te sunulmuştur.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_{panel}\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k_{panel}\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k_{panel}\frac{\partial T}{\partial z}\right)=0 \tag{3.73}$$

Panellerdeki ısı iletim katsayısı sabit olduğundan eşitlikteki ısı iletim katsayısı sadeleşmekte ve Eş. 3.74'teki hali almaktadır.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0 \tag{3.74}$$

Su kanalı yüzeylerinde bileşik ısı transferi söz konusudur ve burada ısı su kanalları için sınır şartı oluşturmaktadır. Eş. 3.75'te gösterilen sınır şartı su kanalları için uygulanmıştır.

$$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{su}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{su} \tag{3.75}$$

Bununla birlikte panellerin odaya bakan yüzeylerinde Eş. 3.76'da gösterilen sınır şartları uygulanmıştır. Burada havaya iletim ve oda duvarlarına radyasyon söz konusudur.

$$-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=-k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava}+q_{rad} \tag{3.76}$$

Ayrıca paneller ile konvektörlerin birleşme bölgelerinde arayüzeyde iletim ile ısı transferi söz konusudur ve buna göre Eş. 3.77'de sunulan sınır şartı uygulanmıştır.

$$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{konvektör}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{konvektör} \tag{3.77}$$

Bölge-5: Konvektörler

Çözümde Bölge-5 olan konvektörler içinde üç boyutlu, zamandan bağımsız ve içinde ısı üretimi olmayan ısı iletimi söz konusudur. Konvektörler malzemesi paneller ile aynı ve konum ile değişmediği için Eş. 3.78 kullanılarak ısı iletimi hesaplanmıştır.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0 \tag{3.78}$$

Paneller ile konvektörlerin birleşme bölgelerinde arayüzeyde iletim ile ısı transferi söz konusudur ve buna göre Eş. 3.79'da sunulan sınır şartı uygulanmıştır.

$$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel} = k_{konvektör}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{konvektör} \tag{3.79}$$

Bununla birlikte konvektör yüzeylerinde hava ile temas nedeniyle ısı iletimi ve karşılıklı konvektör ve panellere doğru radyasyon söz konusudur. Bu nedenle Eş. 3.80'de sunulan sınır şartı uygulanmıştır.

$$-k_{konvektör}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{konvektör} = -k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava} + q_{rad} \tag{3.80}$$

Görüldüğü üzere birçok çözüm bölgesi söz konusudur ve bununla birlikte birçok denklem ve sınır şartına ihtiyaç duyulmuştur. Kullanılan denklem ve sınır şartları özetlenerek tüm bölgeler için sırasıyla Çizelge 3.8. – Çizelge 3.12. arasında sunulmuştur.

Çizelge 3.8. Bölge-1 için korunum denklemleri ve sınır şartları

Laminer kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0$
Laminer momentum korunumu denklemleri	$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]+g\beta\left(T-T_\infty\right)$
Laminer enerji korunumu denklemi	$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]$
Türbülanslı kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i}=0$
Türbülanslı momentum korunumu denklemleri	$\rho\overline{u_i}\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right]-g_i\beta\left(\overline{T}-T_\infty\right)$
Türbülanslı enerji korunumu denklemi	$\rho c_p\overline{u_i}\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}-\rho c_p\overline{u_i'T'}\right]$

Sınır Şartları
x=0; 0≤y≤4m; 0≤z≤3m için $\frac{\partial T}{\partial n}=0;\ u=v=w=0$
0≤x≤4m; y=0; 0≤z≤3m için $T_w=20°C;\ u=v=w=0$
0≤x≤4m; y=4m; 0≤z≤3m için $T_w=20°C;\ u=v=w=0$
0≤x≤4m; 0≤y≤4m; z=0 için $T_w=20°C;\ u=v=w=0$
0≤x≤4m; 0≤y≤4m; z=3m için $T_w=20°C;\ u=v=w=0$
x=4m; 0≤y≤4m; 0≤z≤3m için $\frac{\partial u}{\partial x}=0;\ \frac{\partial v}{\partial x}=0;\ \frac{\partial w}{\partial x}=0;\ \frac{\partial T}{\partial x}=0;\ p=p_o$
Panel yüzeylerinde; $-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=-k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava}+q_{rad}$
Duvarlarda türbülanslı sınır şartları; $k=0$; $\frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$
Çıkış kes. türbülanslı s. şartları; $\frac{\partial k}{\partial x}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0$; $\frac{\partial k}{\partial y}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=0$; $\frac{\partial k}{\partial z}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$

Not: Türbülanslı denklemlerin çözümünde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.9. Bölge-2 için korunum denklemleri ve sınır şartları

Laminer kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0$
Laminer momentum korunumu denklemleri	$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]+g\beta\left(T-T_\infty\right)$
Laminer enerji korunumu denklemi	$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]$
Türbülanslı kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i}=0$
Türbülanslı momentum korunumu denklemleri	$\rho\overline{u_i}\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right]-g_i\beta\left(\overline{T}-T_\infty\right)$
Türbülanslı enerji korunumu denklemi	$\rho c_p\overline{u_i}\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}-\rho c_p\overline{u_i'T'}\right]$

Sınır Şartları
Panel ve konvektör yüzeylerinde; $-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=-k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava}+q_{rad}$ $u=v=w=0$
Radyatörün altından giren hava; $\frac{\partial u}{\partial z}=0;\ \frac{\partial v}{\partial z}=0;\ \frac{\partial w}{\partial z}=0;\ \frac{\partial T}{\partial z}=0$
Radyatörün üstünden çıkan hava; $\frac{\partial u}{\partial z}=0;\ \frac{\partial v}{\partial z}=0;\ \frac{\partial w}{\partial z}=0;\ \frac{\partial T}{\partial z}=0$
Duvarlarda türbülanslı sınır şartları; $k=0$; $\frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$
Çıkış kes. türbülanslı s. şartları; $\frac{\partial k}{\partial x}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0$; $\frac{\partial k}{\partial y}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=0$; $\frac{\partial k}{\partial z}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$
Not: Türbülanslı denklemlerin çözümünde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.10. Bölge-3 için korunum denklemleri ve sınır şartları

Laminer kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0$
Laminer momentum korunumu denklemleri	$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]$ $u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right]$
Laminer enerji korunumu denklemi	$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]$
Türbülanslı kütlenin korunumu denklemi	$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i}=0$
Türbülanslı momentum korunumu denklemleri	$\rho\overline{u_i}\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i' u_j'}\right]$
Türbülanslı enerji korunumu denklemi	$\rho c_p\overline{u_i}\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}-\rho c_p\overline{u_i' T'}\right]$

Sınır Şartları
Radyatör su girişinde; $T=T_g$; $\dot{m}=sabit$
Radyatör su çıkışında; $\frac{\partial u}{\partial y}=0;\ \frac{\partial v}{\partial y}=0;\ \frac{\partial w}{\partial y}=0;\ \frac{\partial T}{\partial y}=0;\ p=p_o$
Radyatör su giriş-çıkış borularında; $\frac{\partial T}{\partial n}=0;\ u=v=w=0$
Su kanalı yüzeylerinde; $k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{su}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{su}$; $u=v=w=0$
Radyatör su girişinde türbülanslı sınır şartları; $k=(T_i v)^2$; $\varepsilon=\left(C_\mu C_d\right)^{3/4}\frac{k^{3/2}}{L}$
Radyatör su kanallarında; $k=0$; $\frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$
Radyatör su çıkışında; $\frac{\partial k}{\partial x}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0$; $\frac{\partial k}{\partial y}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=0$; $\frac{\partial k}{\partial z}=0;\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0$

Not: Türbülanslı denklemlerin çözümünde Eş. 3.53 – Eş. 3.65 arasında sunulan Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli denklemleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.11. Bölge-4 için korunum denklemleri ve sınır şartları

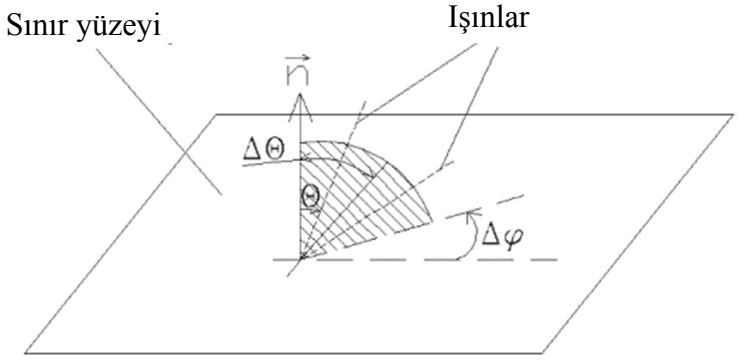
Panellerde ısı iletim denklemi	$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0$
Sınır Şartları	
Panel ile su arayüzeyinde;	$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{su}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{su}$
Panel ile oda havası arayüzeyinde;	$-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=-k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava}+q_{rad}$
Panel ile konvektörler arasındaki arayüzeyde;	$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{konvektör}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{konvektör}$

Çizelge 3.12. Bölge-5 için korunum denklemleri ve sınır şartları

Konvektörlerde ısı iletim denklemi	$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0$
Sınır Şartları	
Konvektör ile hava arayüzeyinde;	$-k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=-k_{hava}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{hava}+q_{rad}$
Panel ile konvektörler arasındaki arayüzeyde;	$k_{panel}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{panel}=k_{konvektör}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{konvektör}$

Radyasyon etkilerinin hesaplanmasında oda içindeki havanın radyasyonla ısı transferine katılmadığı ve tüm yüzeylerin difüz ve gri yüzeyler olduğu kabul edilmiş ve radyasyonun hesaplanması için Discrete Transfer radyasyon modeli kullanılmıştır.

Discrete Transfer radyasyon modeli ışınım ile ısı aktarımının çözümlenmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Shati vd., çalışmalarında bir radyatörün arkasındaki duvarın emisivitesini değiştirerek radyatörün ısıl gücüne etksini irdelemişler ve bu radyasyon modelinin geçerliliğini kanıtlamışlardır [6]. Bu radyasyon modeli genel olarak, bir yüzeyi farklı katı açılarında terk eden radyasyonun tek bir ışın olarak kabul edilebileceği yaklaşımına sahiptir. Bu yöntemde, bir radyant yüzeyi, yarıküresel olarak kapsayacak şekilde terk eden belli sayıdaki ışındaki radyasyon yoğunluğunun değişimi takip edilmektedir (Şekil 3.12.). Eş. 3.61'de gösterilen eşitlik ile ışın boyunca radyasyon şiddetindeki değişimi hesaplamak için kullanılmıştır [69].



Şekil 3.12. Sınır hücresi üstündeki yarıküresel dağılan ışınlar [69]

$$I_{n+1} = I_n(1-\varepsilon) + \varepsilon\frac{\sigma T^4}{\pi} \tag{3.81}$$

Burada, I radyasyon şiddetini, n ve n+1 ışının kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan konumlarını göstermektedir. Ayrıca, ε yüzeyin emisivitesini, σ Stefan-Boltzmann sabitini ($5{,}67\text{x}10^{-8}$ W/m^2K^4) ve T (K) yüzey sıcaklığını göstermektedir.

Bu modelin avantajları arasında uygulanmasının basit oluşu, ışın sayısının artırılması ile çözümün doğruluğunun artırılabilmesi ve geniş aralıkta optik kalınlıklara uygulanabilmesi bulunmaktadır [70].

Bilgisayar bellek kullanımını azaltmak amacıyla, FloEFD yazılımında radyasyon ile ısı transferi hesabında aşağıdaki genel kurallar çerçevesinde ayrık ışın Monte-Carlo yaklaşımını kullanmaktadır.

- Radyasyon ışınlarını azaltmak ve bununla birlikte hesaplama zamanını kısaltıp daha az hafıza kullanmak amacıyla radyasyona katılan yüzeyleri kümelerde birleştirerek yüzey alanını ve yüzey normali ile hücre arasındaki açıyı dikkate alan bir işlem uygulanmaktadır.
- Kümelerin her biri için, ışının kaynağı ve yüzeyinin normali tarafından oluşturulan yarıkürsel hacim birkaç eşit katı açıya eşit olarak bölünür. Bir radyasyon ışını, her bir katı açıda rastgele tanımlanan bir yönde bu katı açı boyunca yayılır. Her ışın, akışkan hesaplama alanının sınırına veya bir başka bir ışınım yüzeyine ait kümeyi kesene kadar yayılır. Radyasyon ile ısı transferi sadece bu ışınlar boyunca hesaplandığı için, ışın

sayısı ve düzenlenmesi radyasyon ile ısı transferinin doğru olarak hesaplanmasında oldukça önemlidir.

- Bir radyasyon ışını diğer ışıma yüzeylerinden oluşan bir kümeyi keserken, bu ışın tarafından taşınan ışınım ısısı bu kümenin alanı boyunca eşit olarak dağıtılır.

Discrete transfer radyasyon modelinde ışın izleme tekniği sayesinde yüzeyler arasında açık (explicit) şekil faktörü hesaplanmasına gerek duyulmadan radyasyon ile ısı transferi hesabı gerçekleştirilmektedir.

Bu bölümde deneysel çalışma kapsamında kullanılan ölçüm yöntemleri ve sayısal çalışma boyunca uygulanan denklem ve yöntemler izah edilmiştir. Deneysel sistemler kurulduktan ve teorik modeller oluşturulduktan sonra deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonraki bölümlerde elde edilen sonuçlar ayrıntılı olarak sunulmuştur.

4. REFERANS RADYATÖRÜN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Bu bölümde referans radyatör için gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur. Radyatör, DemirDöküm tarafından üretimi gerçekleştirilmiş ve bu kısımda elde edilen sonuçlar tüm çalışmalar için bir referans teşkil etmiştir. Burada elde edilen sonuçlar, parametrik deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda ortaya çıkan nihai tasarım radyatör için bir karşılaştırma parametresi olmuş ve referans radyatörün ısıl gücü ve toplam ağırlığı arasındaki fark tespit edilmiştir.

Şekil 3.4.'te sunulmuş olan giriş-çıkış bağlantı konumlarında 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Böylece bağlantı konumunun radyatör ısıl gücüne etkisi görülmüştür. Ayrıca, FloEFD yazılımı içinde ayrıntıları bir önceki bölümde sunulan çözüm geometrisi oluşturulmuş ve referans radyatör için deneysel sistemdeki ile aynı giriş-çıkış bağlantı konumlarında ve 30/25°C, 35/25°C, 45/35°C, 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C giriş-çıkış sıcaklık aralıkları için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Böylece düşük dolaşım sıcaklıklarında radyatörlerin ısıl güçleri sayısal olarak tespit edilmiştir.

Referans radyatörün ısıl olarak incelenmesi tamamlandıktan sonra LDA ve PIV ölçüm sistemleri kullanılarak radyatör etrafında oluşan hava hareketi ve hızı ölçülmüştür.

4.1. Referans Radyatör için Deneysel Isı Transferi Sonuçları

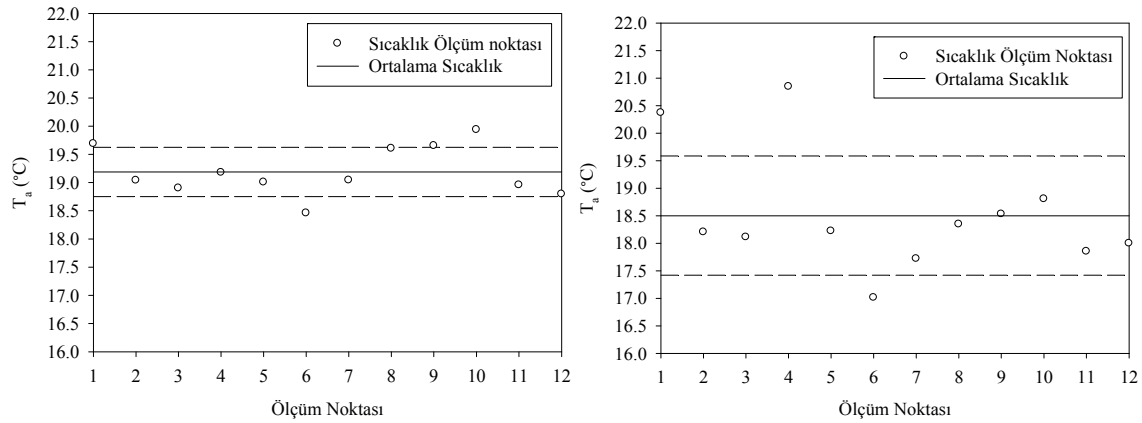
Bu kısımda, referans radyatör için gerçekleştirilen deneysel ısıl güç ölçüm sonuçları sunulmuştur.

Öncelikle oda içerisinde EN 442-2'ye göre 20°C sıcaklık şartlarının sağlanabilmesi için ön deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde radyatörün altından giren havanın 20°C sıcaklıkta olması hedeflenmiştir. Bunun sebebi odanın klima santralinden gelen şartlandırılmış havanın menfezler ile klimatik odaya aktarılmasındandır. EN 442-2 standardına göre oda duvarları içinde su dolaşımı vasıtasıyla odanın 20°C sıcaklıkta tutulması ve böylece odanın her yerinde aynı sıcaklık şartlarının olması gerekmektedir [50]. Ancak deneylerin yapıldığı klimatik odanın bu özelliklere sahip olmamasından dolayı böyle

bir yaklaşım geliştirilmiştir. Bununla birlikte odanın merkezine yerden 0,05 m, 0,75 m, 1,10 m ve tavandan 0,05 m'de termokupllar yerleştirilmiş ve oda içindeki sıcaklık ayrıca izlenmiştir. Burada da 20°C elde edilmesi hedeflenmiştir.

Şekil 4.1.'de klima kumandasının 19°C ve 20°C sıcaklıklara ayarlanmış olduğu durumlarda ayrı ayrı olarak birer saatlik ölçümler gerçekleştirilmiş ve radyatörün altından giren soğuk havanın sıcaklığı izlenmiştir. Radyatörün altından giren hava sıcaklığının belirlendiği bu ilk deneylerde toplam 12 adet ölçüm noktası oluşturulmuştur ve buna göre uygun termostat sıcaklığına karar verilmiştir.

Standart sapma değerleri kesikli çizgilerle gösterilmiştir. Ölçüm değerleri bir saat boyunca alınan veriler sonucunda hesaplanan ortalama değerlerdir. Görüldüğü üzere oda termostatının 19°C olması durumunda sıcaklık değerleri birbirine daha yakın olmuş ve standart sapma değeri daha dar bir aralıkta oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca ortalama sıcaklık değerleri termostatların 19°C ve 20°C olması durumlarında sırasıyla 19,2°C ve 18,5°C olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle uygun oda termostatı olarak 19°C durumu kullanılmıştır.

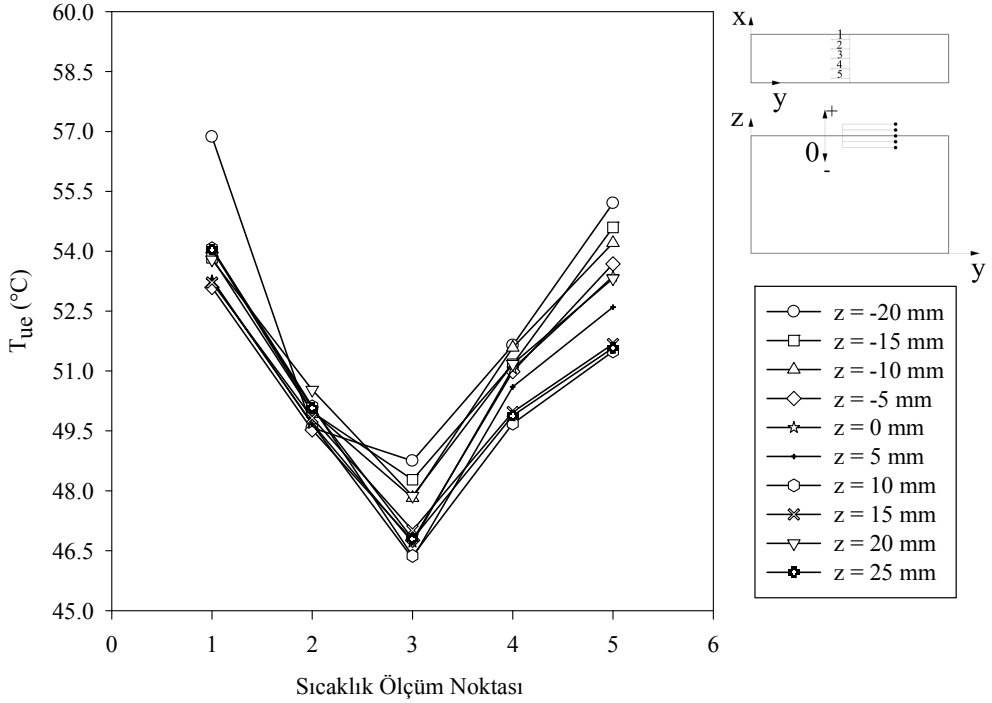


(a) 19°C (b) 20°C

Şekil 4.1. Oda termostatının farklı sıcaklık ayarları için oda içinde oluşan ortalama sıcaklık değerleri

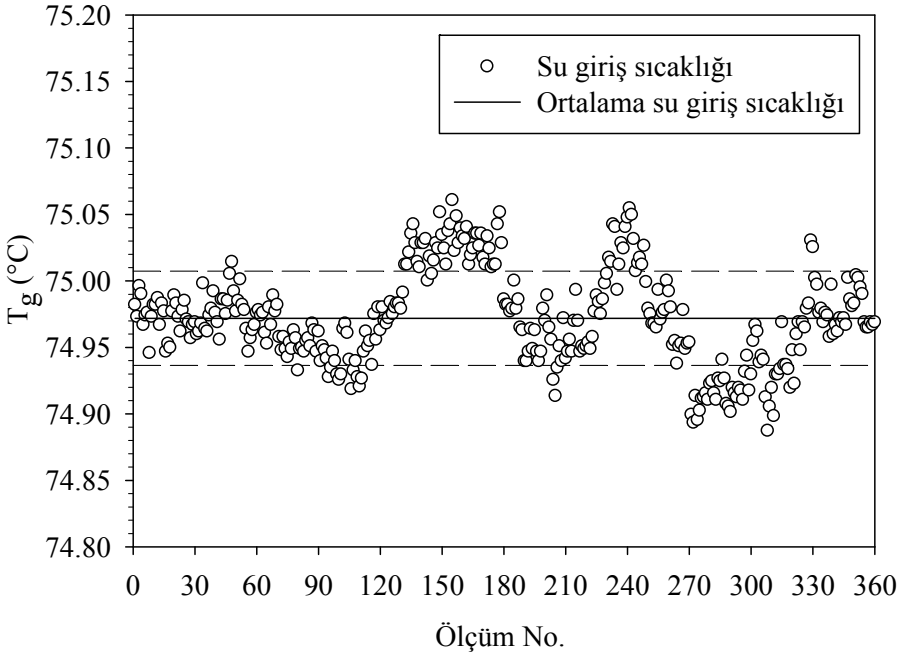
Radyatörün üstünde ölçülen ve ısınmış havanın sıcaklığının ölçülmesinde kullanılan termokupların yerleştirileceği yükseklik için deneyler gerçekleştirilmiştir. Buradaki amaç radyasyon etkisinin sıcaklık üzerindeki etkisini yitirdiği ve sadece doğal konveksiyon akışının oluşturduğu ısınmış havanın sıcaklığının ölçülmesidir. Radyatörün üstünde ve enine

yönde TBSE bağlantı düzeninde ve 75/65°C sıcaklık aralığında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Her yükseklikte 15 dakika ölçüm alınarak ortalama sıcaklıklar hesaplanmıştır. Şekil 4.2.'de farklı yüksekliklerde elde edilen sıcaklık verileri sunulmuştur. Görüldüğü üzere yaklaşık olarak artı yönde 10 mm'den itibaren sıcaklık değerleri birbirine oldukça yakın olmaya başlamaktadır. Bu nedenle radyasyon etkisinin bu yükseklikten itibaren azaldığı ve etkisini yitirdiği görülmüştür. Termokupllar artı yönde 20 mm'de sabitlenmiş ve radyatörün merkez çizgisi boyunca ölçümler alınmıştır.

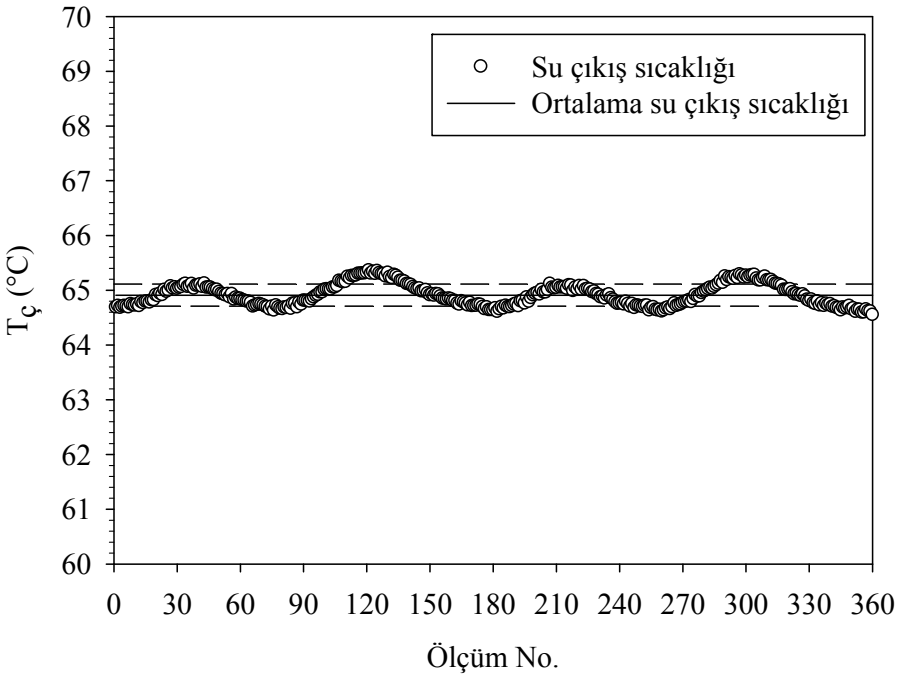


Şekil 4.2. Radyatör üstünde ölçülen sıcaklıklarda radyasyon etkisi

Deneylerde su giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçüm boyunca değişimi sırasıyla Şekil 4.3. ve Şekil 4.4.'te sunulmuştur. Ölçümler bir saat boyunca devam ettirilmiş ve elde edilen sonuçlar şekillerde gösterilmiştir. Görüldüğü üzere ölçüm boyunca sıcaklık değerlerinde büyük bir değişim görülmemiştir. Bir saatin sonunda giriş ve çıkış kesitlerinde hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri ise sırasıyla 74,97 °C ve 64,91 °C olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.3. Su giriş sıcaklığının ölçüm boyunca değişimi



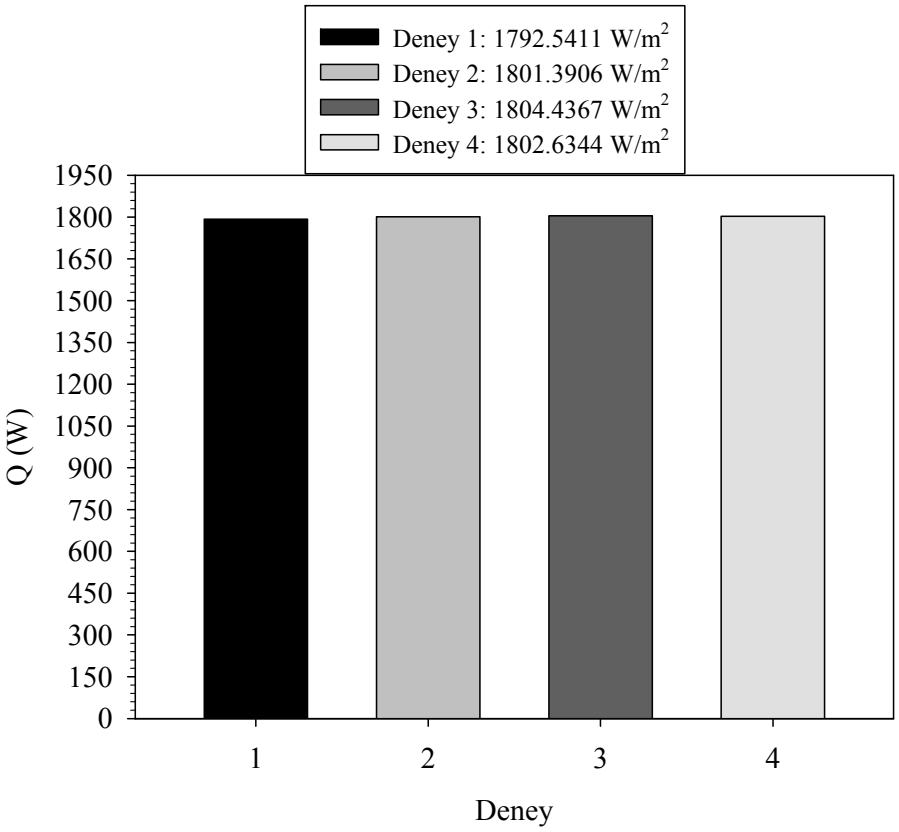
Şekil 4.4. Su çıkış sıcaklığının ölçüm boyunca değişimi

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen giriş ve çıkış sıcaklıkları kullanılarak o sıcaklığa karşılık gelen entalpi değerleri bulunmuş ve Eş. 3.6 vasıtasıyla radyatörün ısıl gücü hesaplanmıştır.

Deneysel çalışmada, 30°C (55/45°C), 50°C (75/65°C) ve 60°C (90/70°C) aşırı sıcaklık değerleri için ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede referans durumda karakteristik eşitlik belirlenebilmesi hedeflenmiştir.

Sabit sıcaklık banyosu istenen giriş sıcaklığını sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Sonrasında istenen sıcaklığın sağlanabilmesi için debi ayarı yapılmıştır. Debi ayarı yaparak istenen sıcaklık farkı elde edilmiştir.

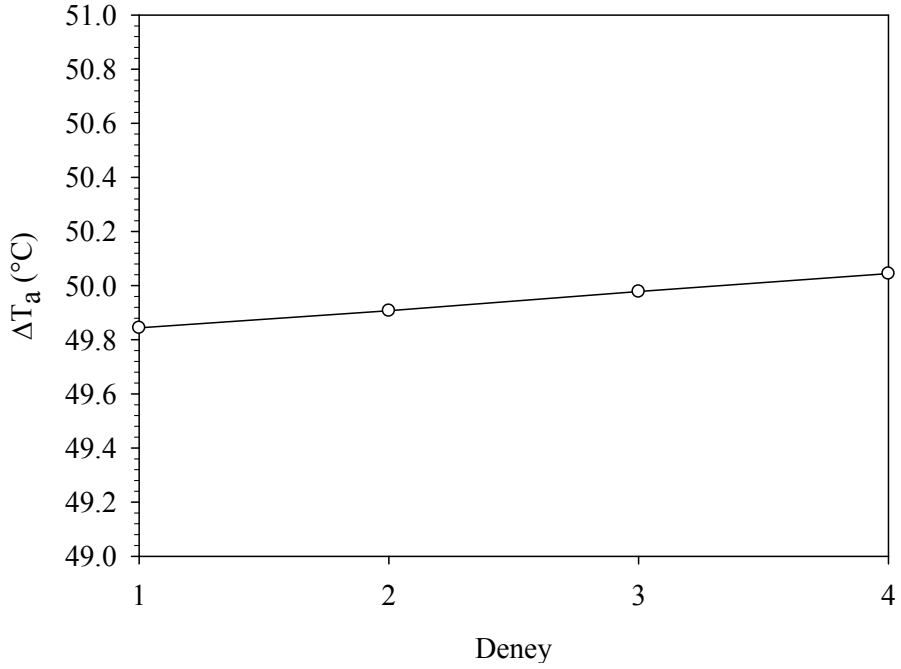
TBSE bağlantı düzenlemesinde ve 75/65°C sıcaklık aralığı için deney dört kez tekrarlanmış ve radyatörden elde edilen ısıl güç değerleri Şekil 4.5.'te sunulmuştur. Görüldüğü üzere tekrarlayan deneyler arasındaki farklar oldukça düşüktür ve elde edilen en yüksek ile en düşük ısı transferi arasındaki oran yaklaşık %0,7 olarak hesaplanmıştır.



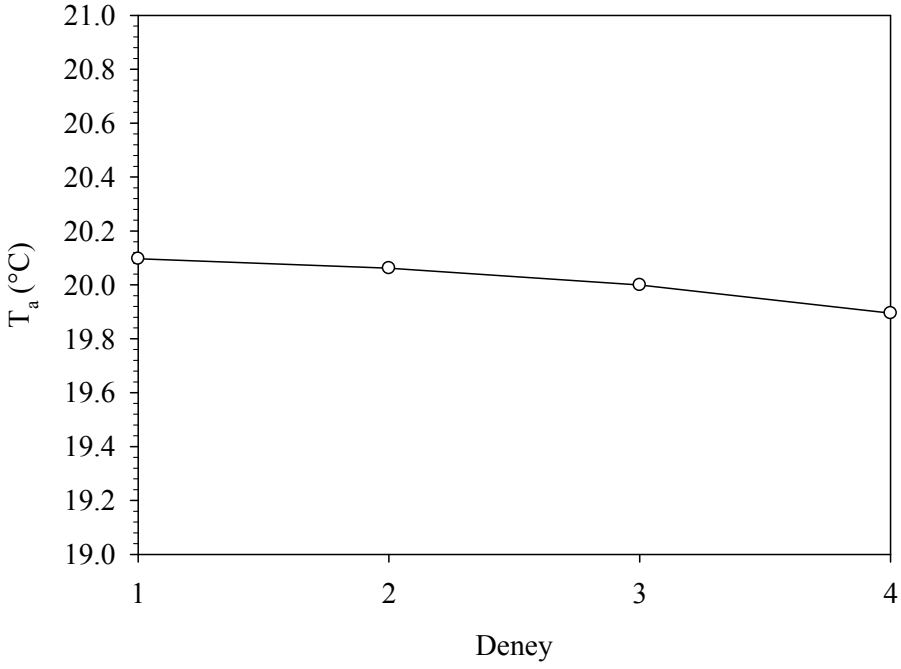
Şekil 4.5. Tekrar edilen deneyler sonucunda radyatörün ısıl gücü (TBSE-75/65°C)

Şekil 4.6.'da dört kez tekrarlanan deneyler sonucunda elde edilen aşırı sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Benzer şekilde Şekil 4.7. ve Şekil 4.8.'de sırasıyla ortalama oda sıcaklığının

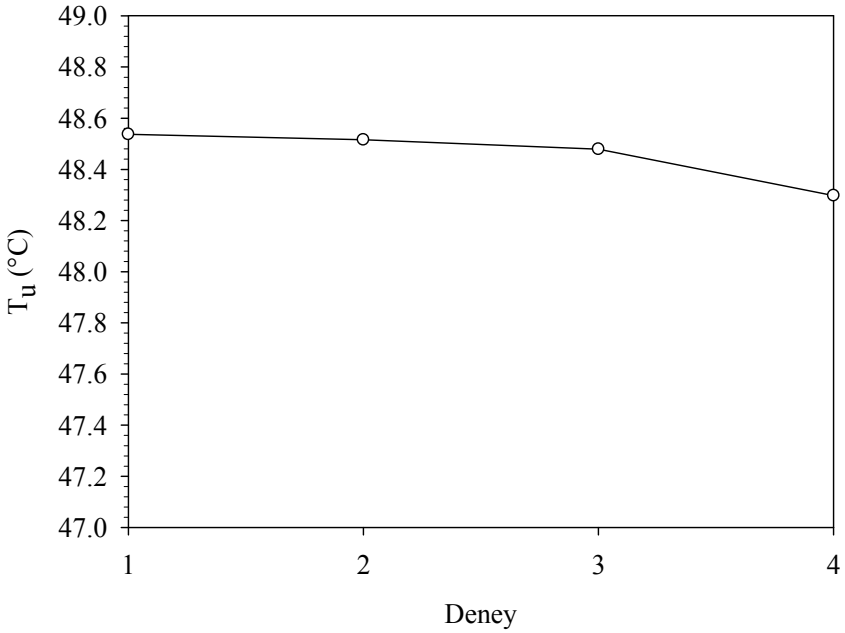
ve radyatörün üstünden çıkan ısınmış havanın değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere tekrar eden deneylerde değerlerin birbirine oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.6. Tekrar edilen deneyler sonucunda aşırı sıcaklıkların değişimi (TBSE-75/65)

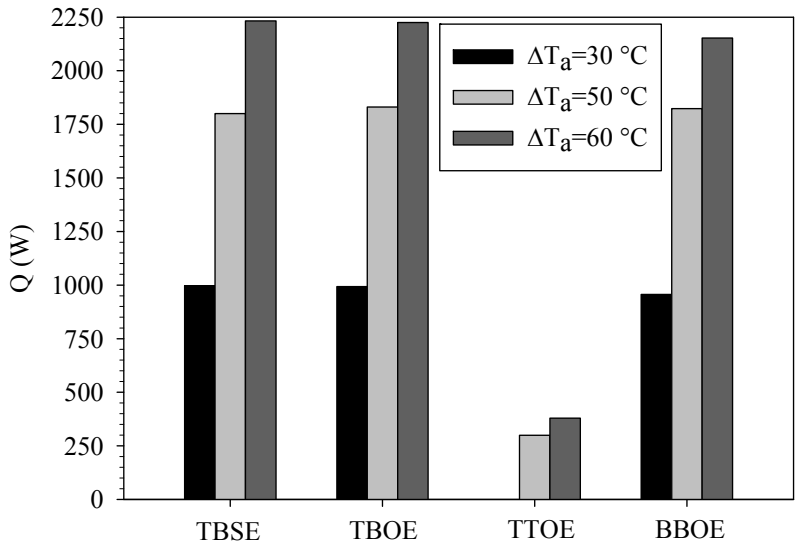


Şekil 4.7. Tekrar edilen deneyler sonucunda ortalama oda sıcaklığının değişimi (TBSE-75/65)



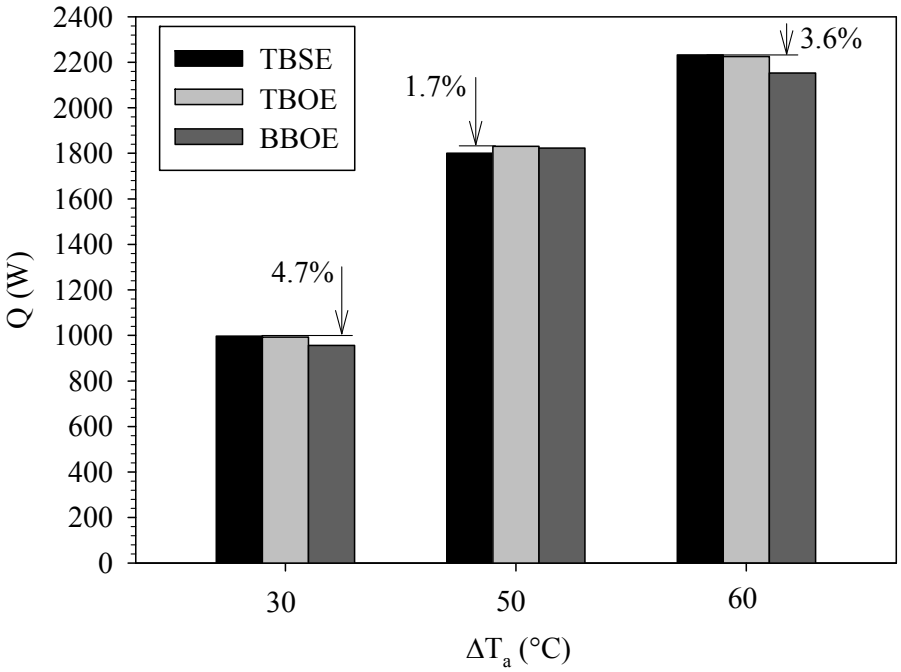
Şekil 4.8. Tekrar edilen deneyler sonucunda radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı (TBSE-75/65)

Şekil 4.9.'da farklı bağlantı şekilleri ve aşırı sıcaklık değerleri için elde edilmiş ısıl güç değerleri sunulmuştur. TTOE bağlantı konumunda ısıl güç değerlerinin oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi üstten giren dolaşım suyunun tekrar karşı taraftaki üst kısımdan çıkmasından dolayı, dolaşım suyunun radyatörün alt bölgelerini ısıtamadığı gözlemlenmiştir. Radyatörün sadece üst kısmının ısındığı görülmüş ve diğer kısımlarının soğuk kaldığı tespit edilmiştir. Bu nedenle dolaşım suyu ısısını odaya aktaramadığı görülmüştür.



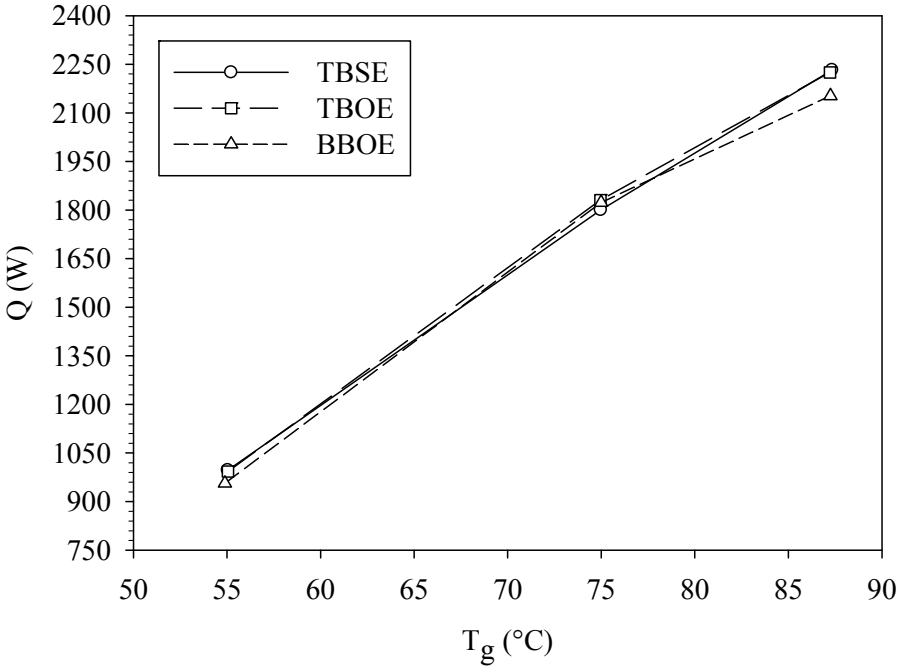
Şekil 4.9. Bağlantı şeklinin ısıl güce etkisi

Şekil 4.10.'da ise farklı aşırı sıcaklık değerlerinde ısıl gücün bağlantı konumları ile değişim grafiği sunulmuştur. Görüldüğü üzere, aşırı sıcaklık değerlerinin 30°C ve 50°C olması durumunda en yüksek ısıl gücün TBOE bağlantısında elde edildiği görülmüştür. Aşırı sıcaklığın 30°C olduğu durumda TBOE ile BBOE bağlantı konumları karşılaştırıldığında ısıl güçte %4,7 oranında fark olduğu tespit edilmiştir. Enerjinin verimli kullanımı hedefi kapsamında dolaşım suyu sıcaklıklarının da düşürülmesi hedeflenmektedir. Bu nedenle, düşük dolaşım sıcaklıklarında TBOE bağlantı konumunun en uygun olduğu gözlemlenmiştir. Aşırı sıcaklığın 60°C olması durumunda TBOE ve TBSE bağlantı konumları arasındaki fark %0,3 olduğu görülmüş ve bu aşırı sıcaklıkta en düşük ısıl gücün BBOE bağlantı konumda elde edildiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.10. Farklı aşırı sıcaklık değerlerinde bağlantı konumunun ısıl güce etkisi

Şekil 4.11.'de farklı giriş-çıkış bağlantı konumları için ısıl gücün giriş sıcaklığı ile değişim grafiği sunulmuştur. Giriş sıcaklığı ile ısıl güç arasında yaklaşık olarak doğrusal bir ilişki olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.11. Isıl gücün giriş sıcaklığı ile değişimi

Tüm radyatör giriş-çıkış bağlantı konumları ve sıcaklık aralıkları için elde edilmiş deneysel sonuçlar Çizelge 4.1.'de gösterilmiştir. Aşırı sıcaklığın 60°C olduğu durumda sabit sıcaklık banyosu ve pompanın dayanım sıcaklıklarını (90°C) aşmamak için tüm deneylerde radyatör giriş sıcaklığı 87,3°C'ye göre ayarlanmıştır. Bu durumda çıkış sıcaklığı da yaklaşık olarak 67,3°C olarak elde edilmiştir. Çizelgede ayrıca DemirDöküm tarafından TSE'de yaptırılan 600x1000 PKKP radyatör için deneysel sonuçlar gösterilmiştir. Ayrıntılı TSE test raporu EK-2'de sunulmuştur. Görüldüğü üzere sonuçlar birbiriyle uyum içindedir.

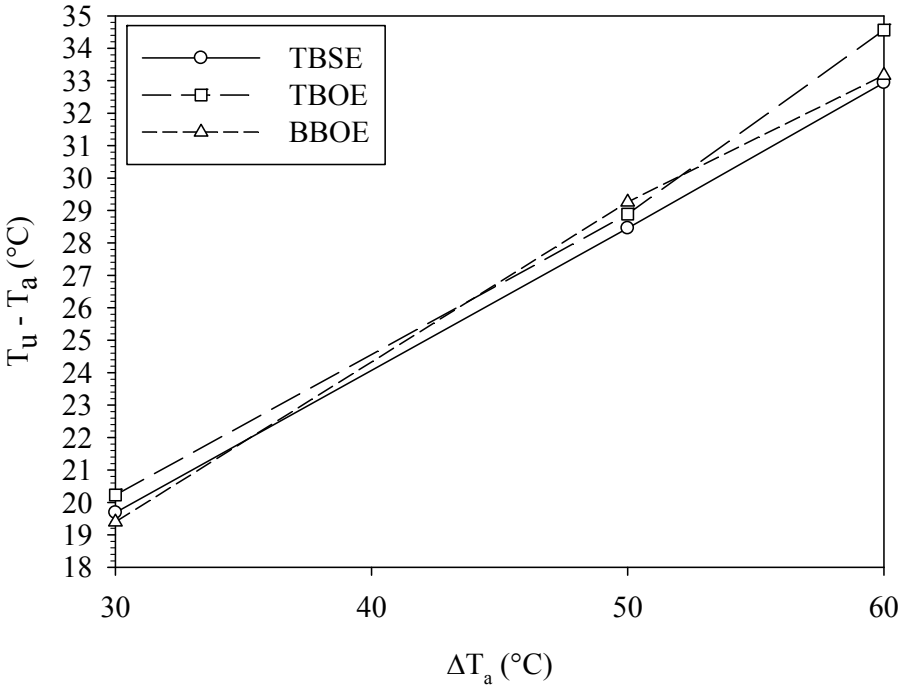
Çizelge 4.1. Farklı bağlantı konumları ve sıcaklık aralıkları için deneysel sonuçlar

	TBSE (W)	TSE** (W)	TBOE (W)	BBOE (W)	TTOE (W)
55/45°C (ΔT_a=30°C)	996,99	-	992,89	956,39	-
75/65°C (ΔT_a=50°C)	1800,25	1798,30	1830,60	1823,09	299,11
90/70°C* (ΔT_a=60°C)	2232,24	2295,80	2224,65	2152,44	378,57

* Buradaki giriş sıcaklığı sabit sıcaklık banyosu ve pompa dayanım sıcaklığı nedeniyle 87,3°C olarak alınmıştır. Ancak yapılan deneylerde amaç 90/70°C çalışma durumunu gözlemlemek olmuştur.
** TSE tarafından yapılan deneyler sonucunda DemirDöküm tarafından beyan edilen ısıl güç. Burada TBSE bağlantı düzenlemesi kullanılmıştır.

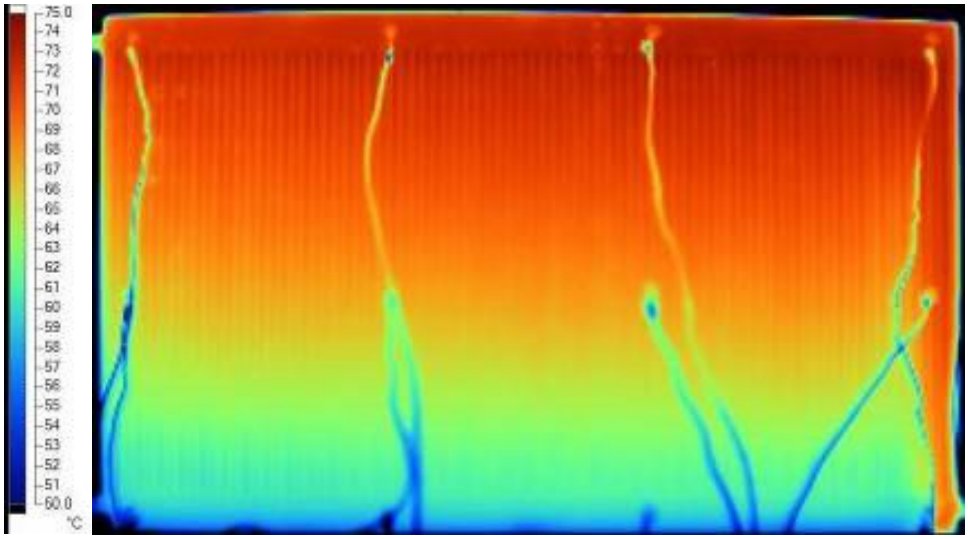
Şekil 4.12.'de radyatörün altından giren soğuk oda havası ile radyatörün üstünden çıkan ısınmış hava arasındaki sıcaklık farkının bağlantı konumu ve aşırı sıcaklık değerleri ile

değişimi sunulmuştur. Isıl güce benzer şekilde artan aşırı sıcaklık değeri ile birlikte alt ile üst hava sıcaklıkları arasındaki fark da yaklaşık olarak doğrusal bir artış göstermektedir. Oda içindeki soğuk havanın radyatör panelleri arasında en fazla TBOE bağlantı düzeninde ısındığı gözlemlenmiştir. Özellikle aşırı sıcaklığın 60°C olduğu durumda en yüksek ile en düşük sıcaklık farkı arasındaki oranın yaklaşık %4,7 olduğu hesaplanmıştır. Böylece oda içine dağılan havanın en fazla TBOE bağlantı düzeninde ısındığı görülmüştür.



Şekil 4.12. Farklı bağlantı konum ve aşırı sıcaklıklarda radyatör üst ve alt hava sıcaklık farkı

Deneyler sırasında radyatör ön panelinden termal kamera ile ölçümler gerçekleştirilerek ön panel üstünde oluşan sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Şekil 4.13.'te termal kameranın doğrulanması için kullanılan ve yüzeye bağlanmış toplam 12 adet termokupl gösterilmiştir. Çizelge 4.2.'de termal kamera değerlerinin termokupl ile ölçülen sıcaklık verileri gösterilmiştir. Ayrıca fark oranı da sunulmuştur. Görüldüğü üzere termal kamera ile yapılan ölçümler oldukça kabul edilebilir ve en yüksek fark %4,7 oranındadır.

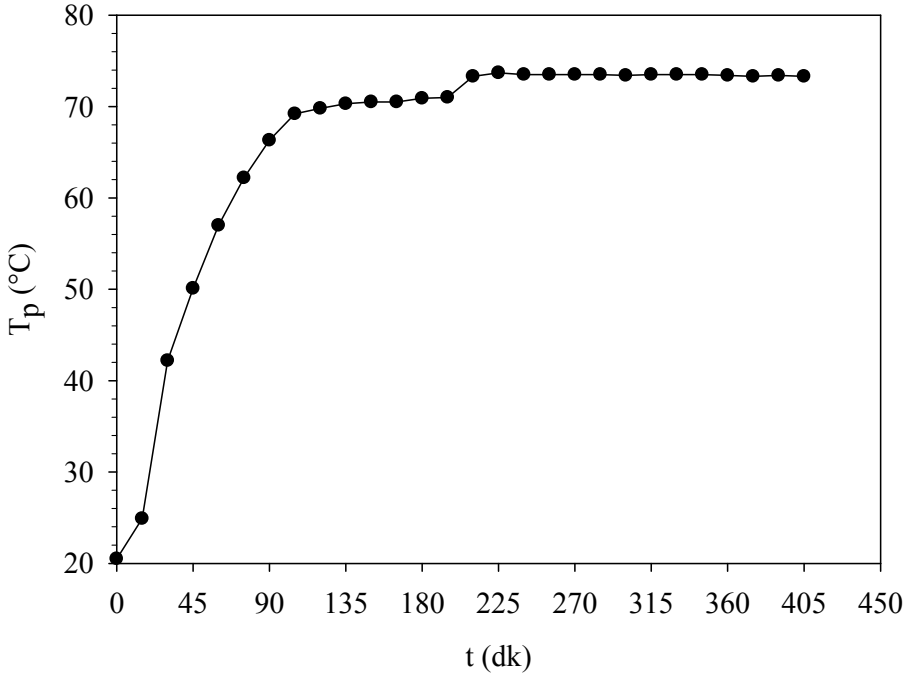


Şekil 4.13. Termal kamera doğrulama görüntüsü

Çizelge 4.2. Termal kamera değerlerinin doğrulanması

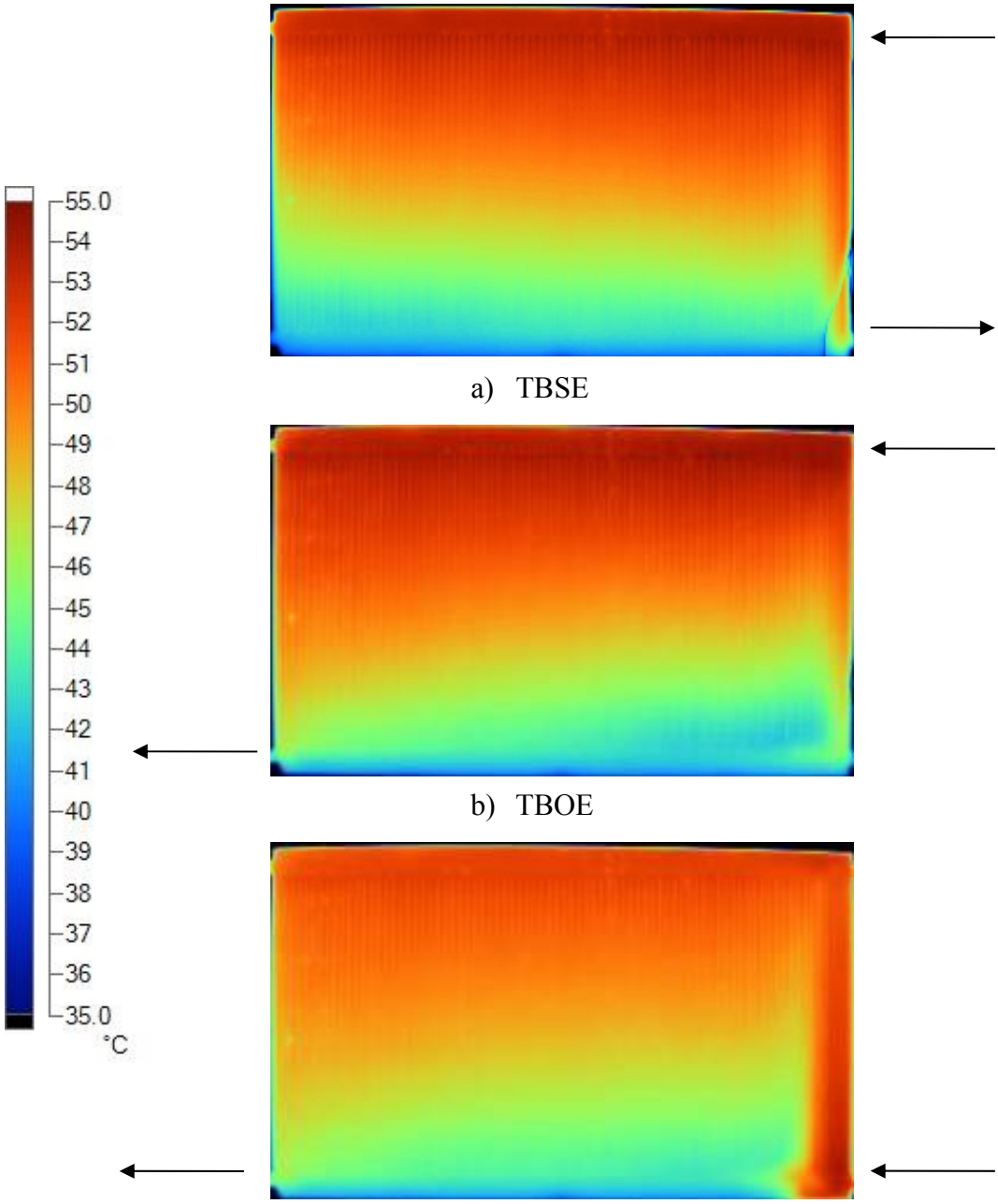
	Termokupl ile Ölçülen sıcaklık (°C)	Termal kamera ile ölçülen sıcaklık (°C)	Fark (%)
1	71,5	71,6	-0,2
2	69,7	71,7	-2,9
3	72,6	72,8	-0,3
4	72,5	72,6	-0,1
5	65,3	65,9	-0,9
6	63,3	66,3	-4,7
7	65,1	67,3	-3,4
8	68,7	69,8	-1,7
9	56,6	57,0	-0,6
10	56,9	57,8	-1,5
11	58,8	58,2	1,1
12	65,5	64,4	0,2

Şekil 4.14.'te 60°C aşırı sıcaklık için gerçekleştirilmiş ve tüm sistem kapalıyken başlanmış termal kamera çekimlerden elde edilen ortalama panel sıcaklığı sonuçları gösterilmiştir. Tüm sistem kapalıyken görüntüler alınmaya başlanmış ve sonrasında sistem çalıştırılarak 15 dakika aralıklarla görüntüler alınmıştır. Isınma davranışının literatür ile benzerlik gösterdiği ve uyumlu olduğu tespit edilmiştir [18, 35, 36]. Görüldüğü üzere yaklaşık 4 saat sonunda radyatör tam olarak ısınmış oluyor ve kararlı bir yüzey sıcaklık dağılımı oluşuyor. Bundan sonra çok az bir değişim söz konusu olmaktadır.



Şekil 4.14. Radyatör ön panel sıcaklığının zamanla değişimi

Şekil 4.15. – Şekil 4.17. arasında farklı bağlantı konumlarında ve sırasıyla 30°C, 50°C ve 60°C aşırı sıcaklık değerlerinde termal kamera görüntüleri sunulmuştur. Görüldüğü üzere TBSE bağlantı düzeninde suyun girdiği kısımdaki ilk iki su kanalı hariç, aşağı bölgelerde sıcaklık düşüşlerinin meydana geldiği gözlemlenmiştir. Benzer şekilde, TBOE incelendiğinde orta alt bölgelerin daha düşük sıcaklıkta kaldığı görülmüştür. Suyun girdiği tarafın karşı alt tarafından çıkmasından dolayı çıkışa yakın bölgede sıcaklıkta tekrar bir yükseliş meydana gelmektedir. Bu durum TBSE bağlantı şekline göre bir farklılık meydana getirmektedir. BBOE incelendiğinde ise ilk üç su kanalı boyunca özellikle alt kısımda yüksek sıcaklığın oluştuğu gözlemlenmiştir. Ancak sonrasında üst bölgelerin alt bölgelere oranla daha sıcak olduğu ancak diğer iki bağlantı düzenlemesi ile karşılaştırıldığında daha düşük yüzey sıcaklıkların oluştuğu görülmüştür. Üst bölgeler ile alt bölgeler arasındaki sıcaklık farkının aşırı sıcaklığın artması ile arttığı gözlemlenmiştir.

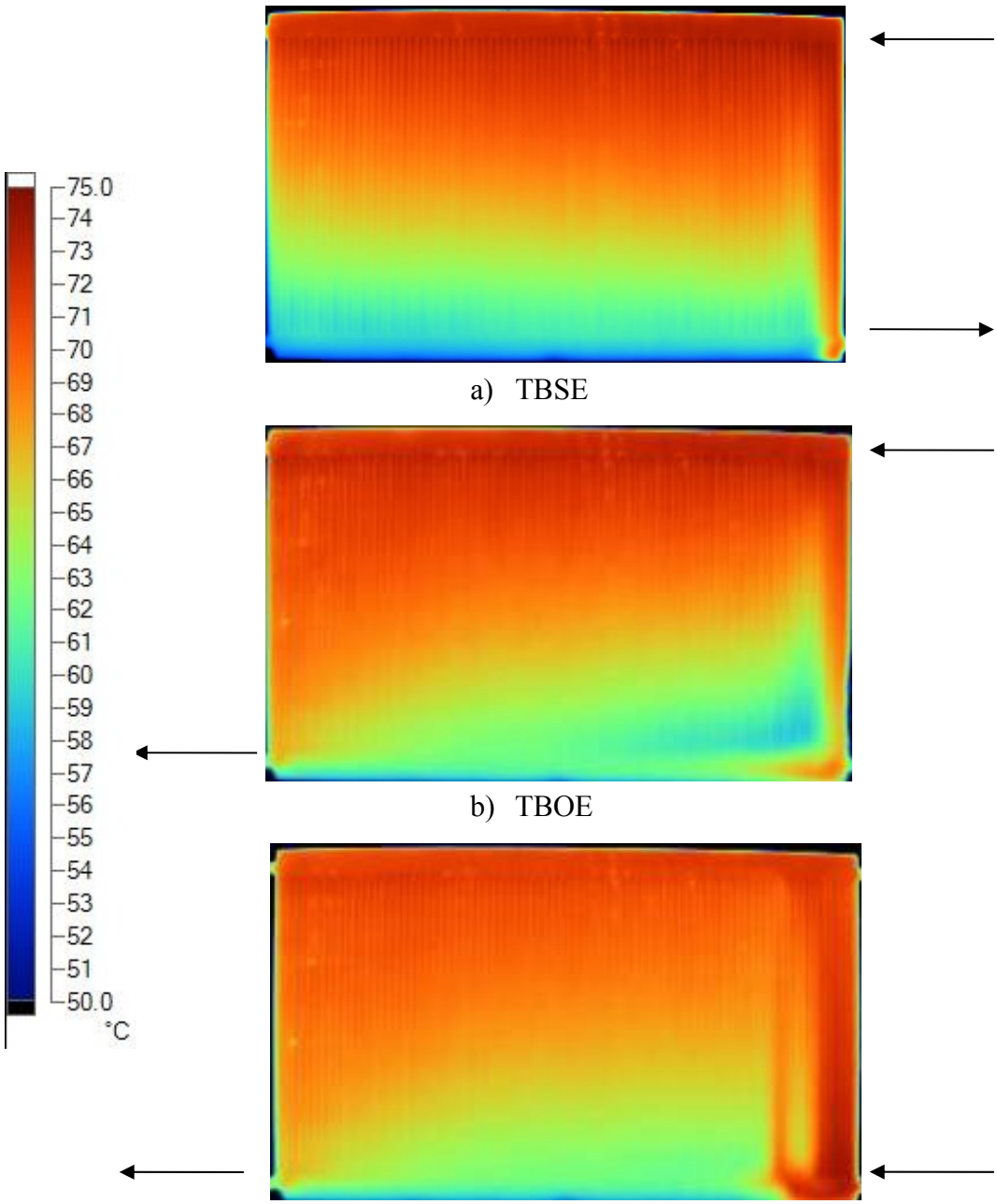


a) TBSE

b) TBOE

c) BBOE

Şekil 4.15. ΔT_a=30°C için termal kamera görüntüleri

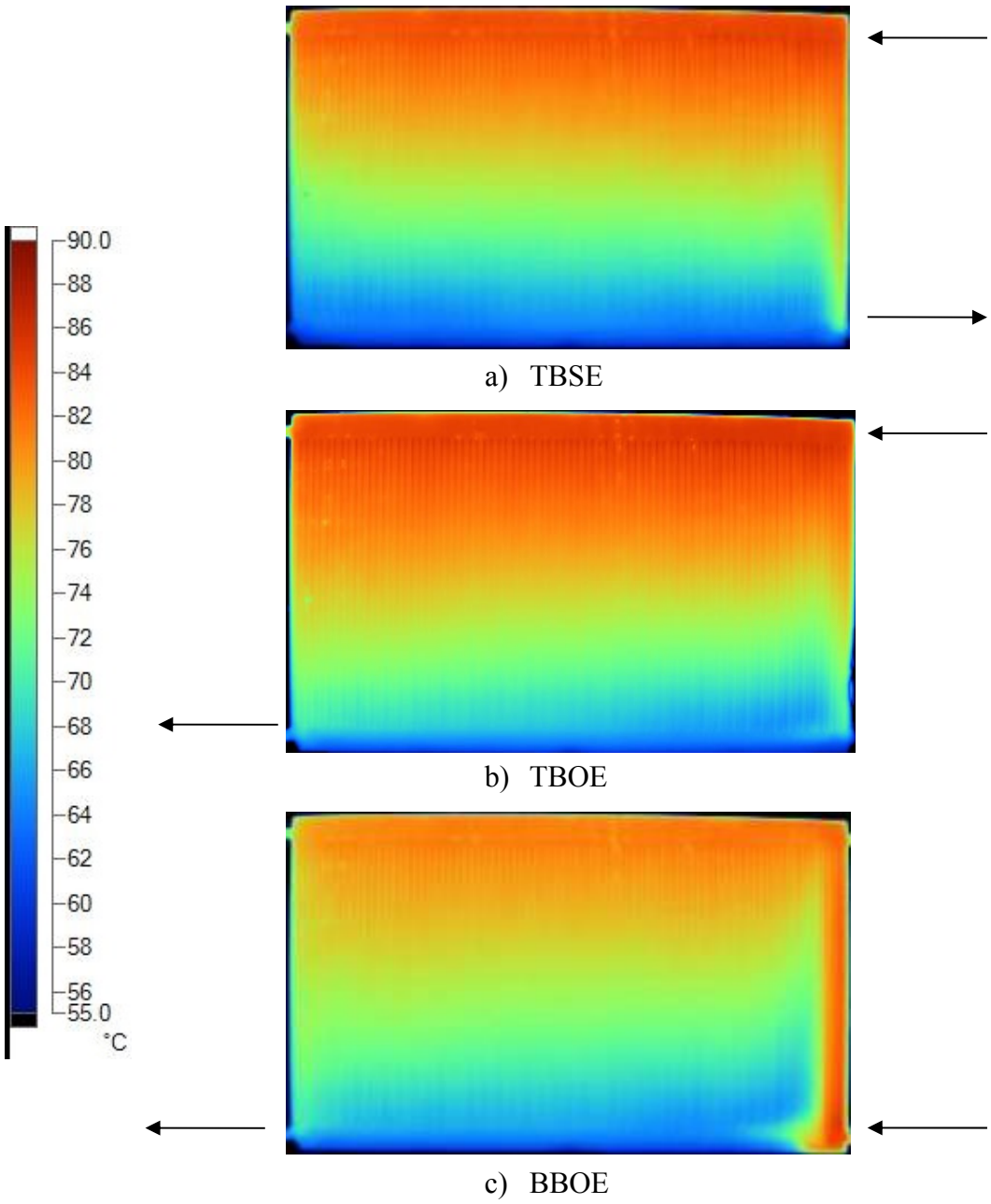


a) TBSE

b) TBOE

c) BBOE

Şekil 4.16. ΔT_a=50°C için termal kamera görüntüleri



a) TBSE

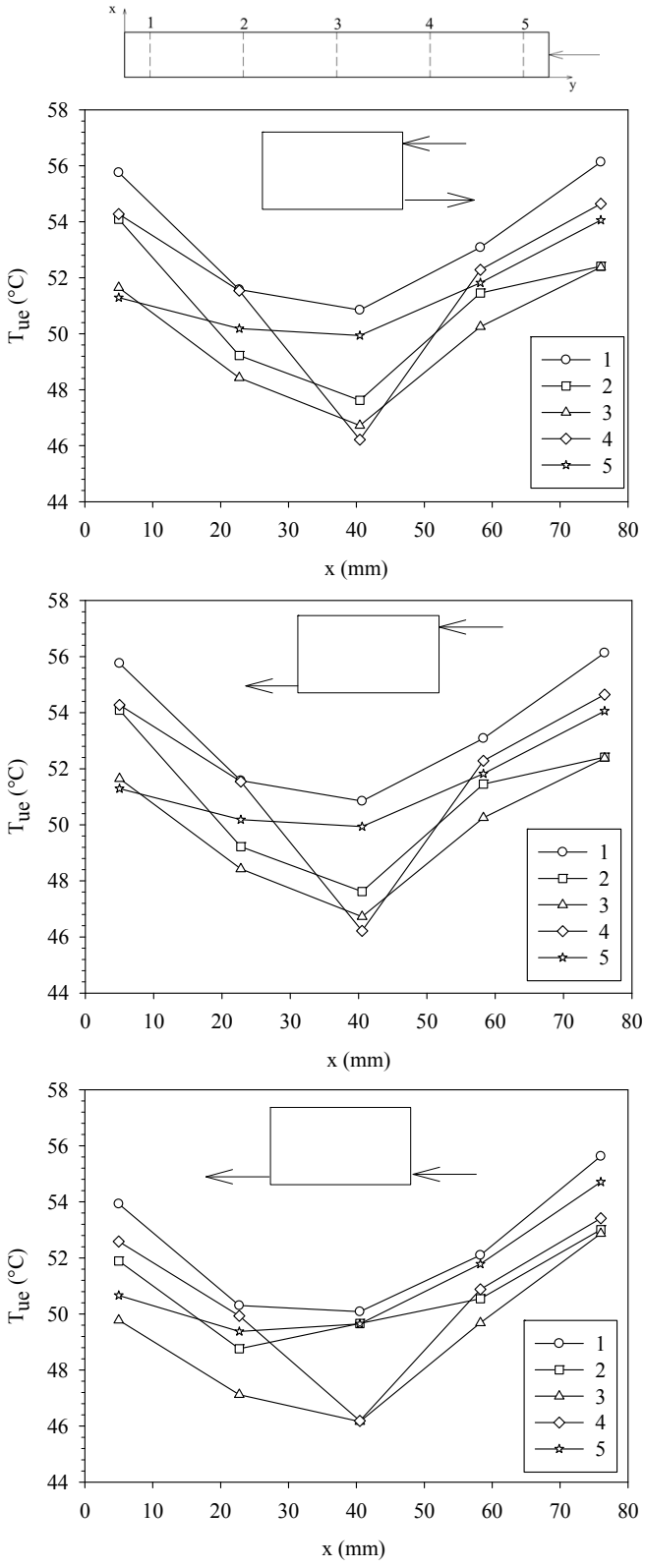
b) TBOE

c) BBOE

Şekil 4.17. ΔT_a=60°C için termal kamera görüntüleri

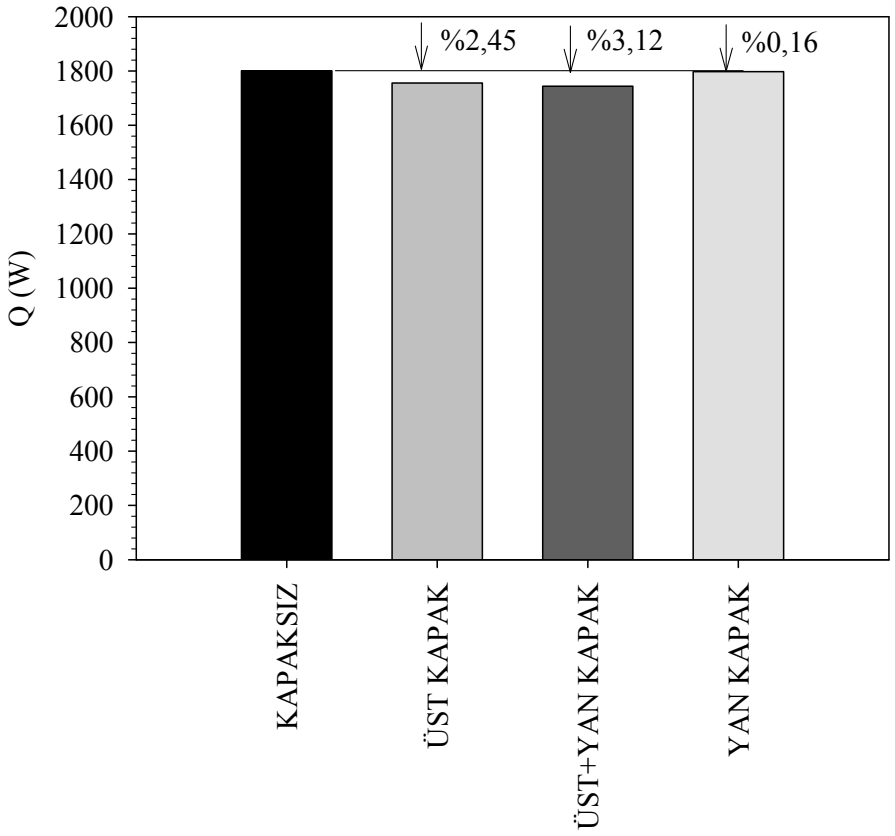
Şekil 4.18.'de farklı bağlantı konumlarında 75/65°C giriş-çıkış sıcaklık aralığında radyatörün üstünden çıkan ısınmış havanın enine yöndeki sıcaklık dağılımı radyatörün uzunluğu boyunca farklı konumlarda gösterilmiştir. Görüldüğü üzere tüm bağlantı konumlarında en düşük sıcaklık değerleri radyatörün ortasında oluşmuştur. Her ne kadar girişe en yakın konum olmasına rağmen en yüksek sıcaklık dağılımı 5 numaralı konumda oluşmamasının sebebi o bölgede bulunan konvektörlerin yüksekliğinin diğer kısımlardakine göre daha kısa olmasındandır. Ancak tüm bağlantı konumlarında en yüksek ikinci sıcaklık değerleri bu konumda oluştuğu gözlemlenmiştir. Paneller en sıcak kısımlar olması nedeniyle

kenarlarda en yüksek sıcaklıklar oluşmakta ve karşılıklı iki konvektörlerin tam ortasında en düşük hale gelmektedir.



Şekil 4.18. Farklı bağlantı konumlarında 75/65°C için enine yöndeki hava sıcaklığı

Radyatörlerin üst ve yan kapakları olmadan gerçekleştirilen referans durum tespiti deneyleri tamamlandıktan sonra yan ve üst kapakların radyatörün ısıl gücüne etkisi incelenmiştir. Bunun için sadece üst kapağın bulunduğu, sadece yan kapakların olduğu ve hem üst kapak hem de yan kapakların olduğu radyatör için ayrı ayrı olarak deneyler yapılmıştır. Bu deneyler neticesinde elde edilen ısıl güç değerleri Şekil 4.19.'da gösterilmiştir. Burada ayrıca kapaksız olarak gerçekleştirilen deney sonucu sunulmuştur. Sonuçlar TBSE bağlantı düzeninde 75/65°C sıcaklık aralığı için elde edilmiştir. Kapaksız duruma göre fark oranı da hesaplanarak sunulmuştur. Görüldüğü üzere sadece yan kapakların bağlanmış olması durumunda ısıl güçte oluşan fark oldukça düşüktür ve %0,16 oranındadır. Ancak üst kapağın radyatör ısıl gücüne etkisinin daha fazla olduğu görülmüştür. Sadece üst kapağın olması durumunda ısıl güçte %2,45 oranında azalma olduğu hesaplanmıştır. Bunun sebebinin havanın üst kapak tarafından engellenerek konvektör ile üst kapak arasında boğulmasıdır. Burada elde edilen sonuçlar neticesinde üst kapak ile ilgili de parametrik çalışmaların yapılması gerekliliği görülmüştür.



Şekil 4.19. Üst ve Yan kapakların ısıl güce etkisi

4.1.1. Belirsizlik analizi

Deneysel çalışma kapsamında ölçümleri yapılan büyüklükler daha sonra farklı büyüklüklerin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Deneysel verilerin doğruluğu gerçekleştirilen belirsizlik analizi ile hesaplanmıştır. Kline ve McClintock [71] ve Holman [72] tarafından önerilen belirsizlik analizi kullanılarak bu çalışmadaki deneysel verilerin belirsizliği elde edilmiştir.

Hesaplanması istenen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken x_1, x_2, x_3, ...x_n ise R Eş. 4.1 vasıtasıyla ifade edilir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, ...x_n) \tag{4.1}$$

Her bir bağımsız değişkene ait hata miktarı W_1, W_2, W_3, ...W_n ve R büyüklüğünün hata miktarı W_R, Eş. 4.2'de gösterilen kareler toplamının kökü ile hesaplanmıştır,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{4.2}$$

şeklinde ifade edilir. Deneylerde ölçülen büyüklüklerin hata oranları aşağıda verildiği gibi hesaplanmıştır.

Radyatör giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklıklar kullanılarak entalpi değerlerine ulaşılmıştır. İlgili sıcaklıklar kullanılarak termodinamik tablolarından entalpi değerleri okunmuştur. Bu nedenle, entalpi farkının hesaplanmasındaki hata oranı sıcaklık farkının hesaplanmasındaki hata oranı ile eşit alınmıştır ve yapılan hata oranı şu şekilde elde edilmiştir;

$$\Delta h = h_g - h_ç \tag{4.3}$$

$$\frac{W_{\Delta h}}{\Delta h} = \left[\left(\frac{W_{h_g}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{h_ç}}{\Delta h} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{4.4}$$

Radyatör ısıl gücünün hesaplanmasında yapılan hata oranı

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[\left(\frac{W_{h_g}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{h_ç}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{4.5}$$

Hesaplama sonuçları 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C giriş-çıkış sıcaklık aralıkları için Çizelge 4.3.'te sunulmuştur. Belirsizlik ile ilgili örnek hesaplama EK-1.'de sunulmuştur.

Çizelge 4.3. Farklı sıcaklık aralıkları için ısıl güç değerlerinin belirsizlik analizi sonuçları

Sıcaklık aralığı (°C)	Değişken	Belirsizlik (%)
55/45	$h_g - h_ç$ (°C)	2,8
	Q (W)	8,9
	Re	9,3
75/65	$h_g - h_ç$ (°C)	3,9
	Q (W)	6,1
	Re	6,1
90/70	$h_g - h_ç$ (°C)	2,2
	Q (W)	7,9
	Re	8,5

4.2. Referans Radyatör HAD Analizi Sonuçları

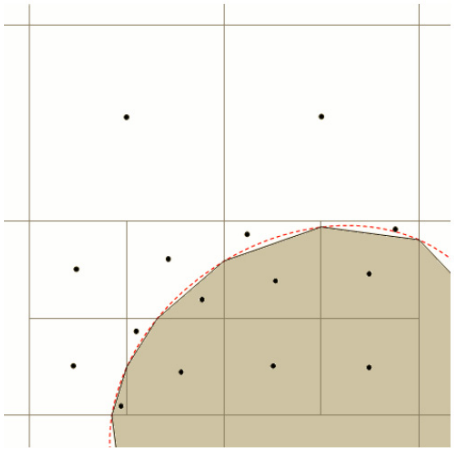
Bu kısımda, FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilen referans radyatör HAD analizi sonuçları sunulmuştur. Deney sonuçları bir önceki bölümde sunulmuş PKKP 600x1000 mm ölçülerindeki panel radyatör için FloEFD yazılımı ile simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırması ve doğrulaması yapılmıştır.

Yapılan simülasyon çalışmaları TBSE, TBOE ve BBOE bağlantı düzenlemeleri için 30/25°C, 35/25°C, 45/35°C, 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için gerçekleştirilmiştir. Bunun için radyatör CAD geometrisi DemirDöküm tarafından oluşturulmuştur.

Şekil 3.8.'de radyatörün oda içerisinde yerleştirilmiş görüntüsü yer almaktadır. Ayrıca incelenen radyatör geometrisi de Şekil 3.9.'da verilmiştir. Oda geometrisi tüm çalışmalarda kullanılmıştır.

FloEFD yazılımının uyguladığı sayısal çözüm tekniği oldukça güçlü ve güvenilirdir. Yazılımda korunum denklemleri sonlu hacimler yöntemine dayalı bir sayısal yöntem ile çözdürülmektedir. Yazılımda kartezyen koordinatlar kullanılmaktadır. Kontrol hacimleri (hücre yapıları) dikdörtgen paralel yüzlüdür. Geometri sınırlarında kartezyen "cut cell" yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşıma göre, sınır yüzeylerine yakın hücreler geometriyi kesmektedir (Şekil 4.20.). Dolayısıyla, sınıra yakın hücreler çokgendirler ve gelişigüzel yönde yüzeylere sahiptirler. Bu nedenle, FloEFD dikdörtgen hücrelerin avantajları ile yüksek doğruluğa sahip geometri sınır hücrelerini birleştirmektedir. Bununla birlikte, yerel sıklaştırmalar yapılarak geometrik ve nümerik çözüm özelliklerini dikkate alınmaktadır. Bu genelde, katı/akışkan arayüzeylerinde, yüksek gradyanlar söz konusu olduğunda, vb. durumlarda kullanılmaktadır [58].

Tüm fiziksel parametreler hücre merkezlerinde depolanmaktadır. Kontrol hacmi yaklaşımı bir önceki bölümde sunulan korunum denklemlerini cebrik ayrıklaştırılmış denklemlere dönüştürmekte ve denklemlerin iteratif olarak çözümü gerçekleştirmektedir. Uzaysal türevler implicit sonlu fark operatörleri ile ikinci mertebe doğrulukta elde edilmektedir. Zamansal türevler ise implicit birinci mertebe doğrulukta Euler tekniği ile elde edilmektedir. Konvektif akılar için upwind yaklaşımı kullanılmaktadır. Difüsif terimler için merkezi farklar yöntemi kullanılmaktadır. Süreklilik ve konveksiyon/difüzyon denklemleri için time-implicit yaklaşımı ile operatör ayrıklaştırma tekniği ile birlikte kullanılmaktadır. Bu yöntem ile basınç-hız bağlantısı çözümü mümkün hale gelmektedir. Bu işlemi SIMPLE benzeri bir yaklaşımı izleyerek, cebrik işlemler ile eliptik tip ayrık basınç denklemi elde edilmektedir [58].



Şekil 4.20. Katı/akışkan arayüzünde hücre yapısı [58]

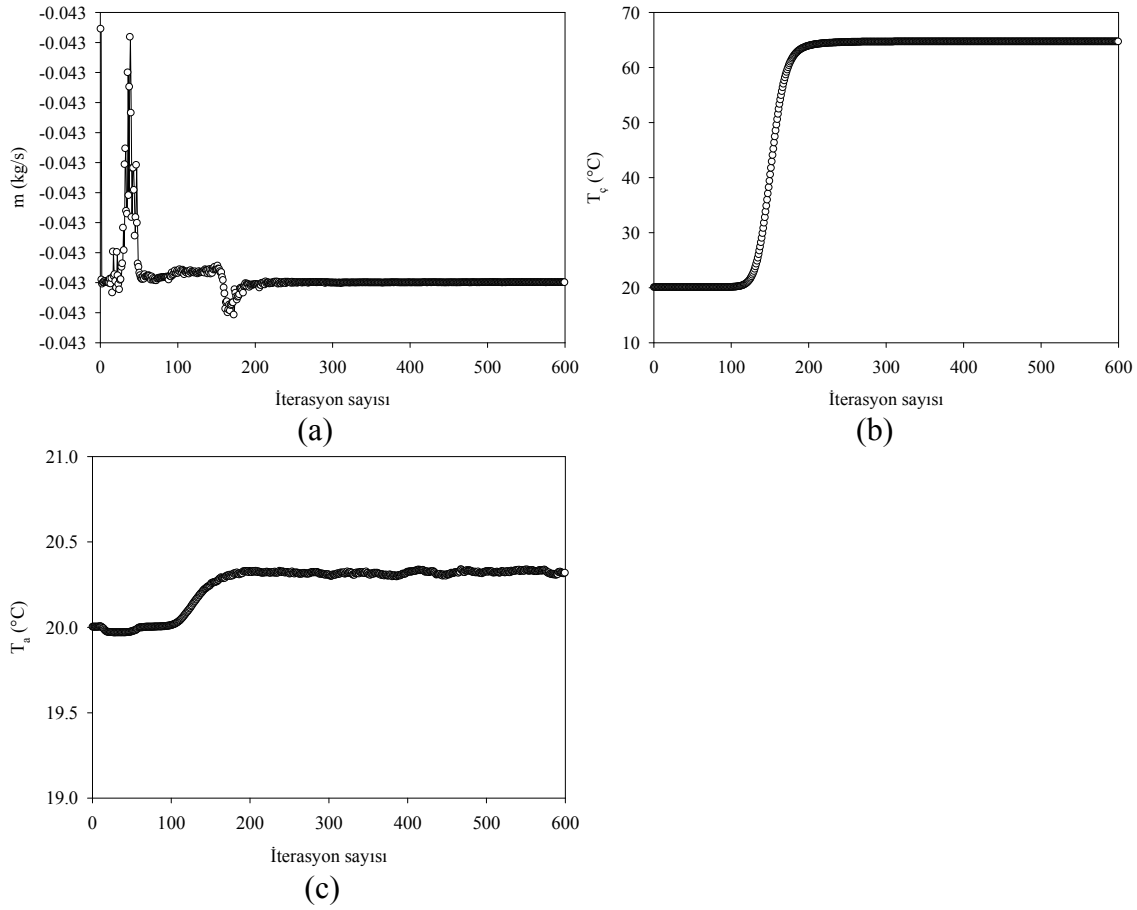
Yüksek hız ve sıcaklık gradyanları nedeniyle duvara yakın bölgelerde sınır tabaka etkilerini doğru bir şekilde çözümlemek önemlidir. FloEFD yazılımında, Van Driest tarafından türbülanslı sınır tabakasını tanımlama için oluşturulan profiller kullanılmış ve ana akış özelliklerine göre bir akışkanın sınır tabakası profiline uyacak şekilde iki yaklaşım geliştirilmiştir ("Two-Scale Wall Functions", 2SWF) [68]:

1. Duvara yakın hücrelerinin akışkan kütle merkezleri sınır tabakası içinde olduğunda, yani sınır tabakası kalın olması durumunda,
2. Duvara yakın hücrelerinin akışkan kütle merkezleri sınır tabakası dışında olduğunda, yani sınır tabakası kalın olması durumunda.

Bu iki yaklaşım, FloEFD yazılımına diğer yazılımlarda olduğu gibi hesaplama hacmi içinde duvara yakın bölgelerde çok ince bir hücre yapısı oluşturma zorunluluğunu ortadan kaldırmaktadır ve tüm geometriler için kartezyen hücre yapısı kullanılmasına izin vermektedir [68].

Çözümlerde öncelikle çözümün doğruluğu araştırılmıştır. Artık değerlerin süreklilik, momentum ve hız için 10^{-3} oranından daha düşük olması durumunda çözümün yakınsadığı kabul edilmiştir. Bunun için öncelikle çözümün yakınsamış olduğu irdelenmiştir. Şekil 4.21. çözüm sırasında elde edilen yakınsama görselleri sunulmuştur. Burada çıkış kesitindeki debi, radyatör çıkış sıcaklığı ve radyatör alt sıcaklığının iterasyon sayısı ile değişimi sunulmuştur. Görüldüğü üzere, yaklaşık 200 iterasyon sonunda değerler sabit hale gelmektedir ve çözüm yakınsamaktadır.

Çözümün yakınsamasından sonra korunum denklemlerinin sağlanmış olması kontrol edilmiştir. Bu kapsamda kütle ve enerji korunumu araştırılmıştır. Çizelge 4.4.'te radyatör giriş ile çıkış kesitlerindeki su debileri arasındaki fark sunulmuştur. Ayrıca odadaki çıkış kesitinde gerçekleşen toplam kütle değişimi de gösterilmiştir. Benzer şekilde Çizelge 4.5.'te enerjinin korunumu incelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Bu değerleri FloEFD yazılımının sonuç kütüğünden okunmuştur. Görüldüğü üzere hem kütlenin korunumu hem de enerjinin korunumu sağlanmıştır.



Şekil 4.21. Çözümün yakınsama görselleri, (a) çıkış debisi, (b) çıkış sıcaklığı, (c) radyatör alt sıcaklığı

Çizelge 4.4. Sayısal çözümde kütlenin korunumu

Sınır şartı	Değer
Radyatör giriş (kg/s)	0,04251
Radyatör çıkış (kg/s)	-0,04251
Oda çıkış (kg/s)	$1{,}072 \times 10^{-5}$
Toplam (kg/s)	0,00

Çizelge 4.5. Sayısal çözümde enerjinin korunumu

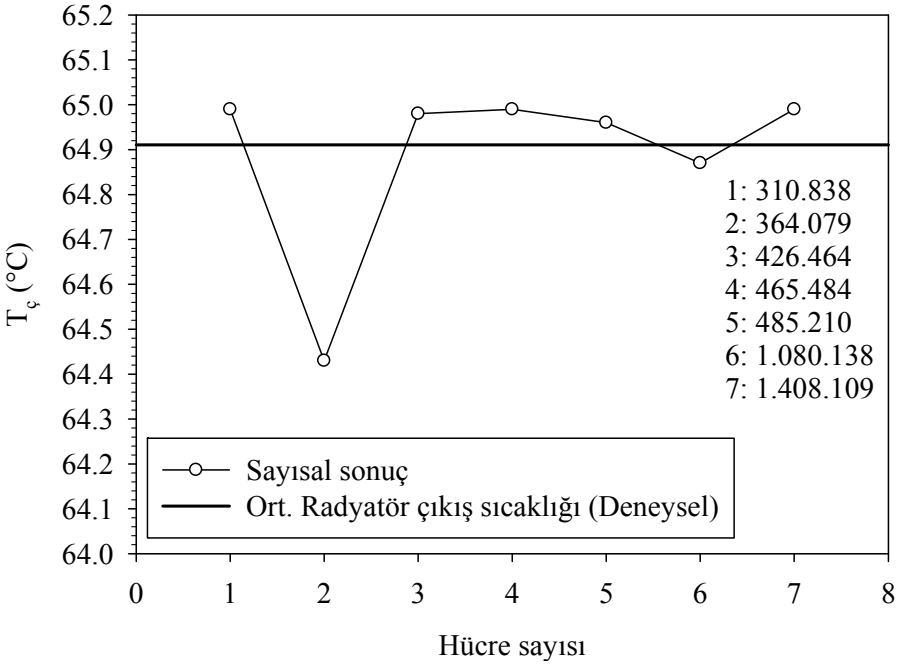
Sınır şartı	Değer
Radyatör giriş (W)	62349,99
Radyatör çıkış (W)	-60567,07
Ön panel (W)	-423,76
Arka panel (W)	-444,54
Ön konvektör (W)	-473,49
Arka konvektör (W)	-441,24
Toplam (W)	-0,12

Çözümün doğruluğunun araştırılması kapsamında gerçekleştirilen bir diğer çalışma

çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılmasıdır. Çizelge 4.6.'da çözümlerde kullanılan hücre sayıları gösterilmiştir. FloEFD yazılımı mesh atma işleminde akışkan hücrelerine, katı hücrelere ve katı-akışkan arayüzünde attığı mesh sayılarını ayrı ayrı sunmaktadır. Bu nedenle tabloda da sunulan hücre sayıları ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu hücre sayılarında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve çözümlerin hücre sayılarından bağımsız hale getirilmesi sağlanmıştır. Şekil 4.22.'de radyatör su çıkış sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi sunulmuştur. Şekilde ayrıca deneysel olarak elde edilen ortalama su çıkış sıcaklığı da gösterilmiş ve simülasyon sonucu ile karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere çözüm 3 numaralı hücre sayısı olan 426.464'dan sonra yaklaşık olarak sabit hale gelmektedir. Bu nedenle, çözüm süresi çok uzatmamak, bilgisayar kapasitesini zorlamamak ve bununla birlikte çözümün hassasiyetinden ödün vermemek adına 4 numaralı hücre sayısı olan 465.484 hücre sayısı tüm çözümlerde kullanılmıştır. Şekil 4.22.'den ayrıca sonuçların deneysel veri ile uyumlu olduğu ve sonuçların birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.6. HAD analizinde kullanılan hücre sayıları

	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3	Mesh 4	Mesh 5	Mesh 6	Mesh 7
Akışkan hücreleri	109.823	142.595	213.428	240.001	246.563	579.527	1.087.364
Katı hücreleri	13.726	8.800	15.742	20.046	23.110	24.515	49.214
Kısmi hücreler	187.289	212.684	197.294	205.437	215.537	476.096	271.531
Toplam	310.838	364.079	426.464	465.484	485.210	1.080.138	1.408.109



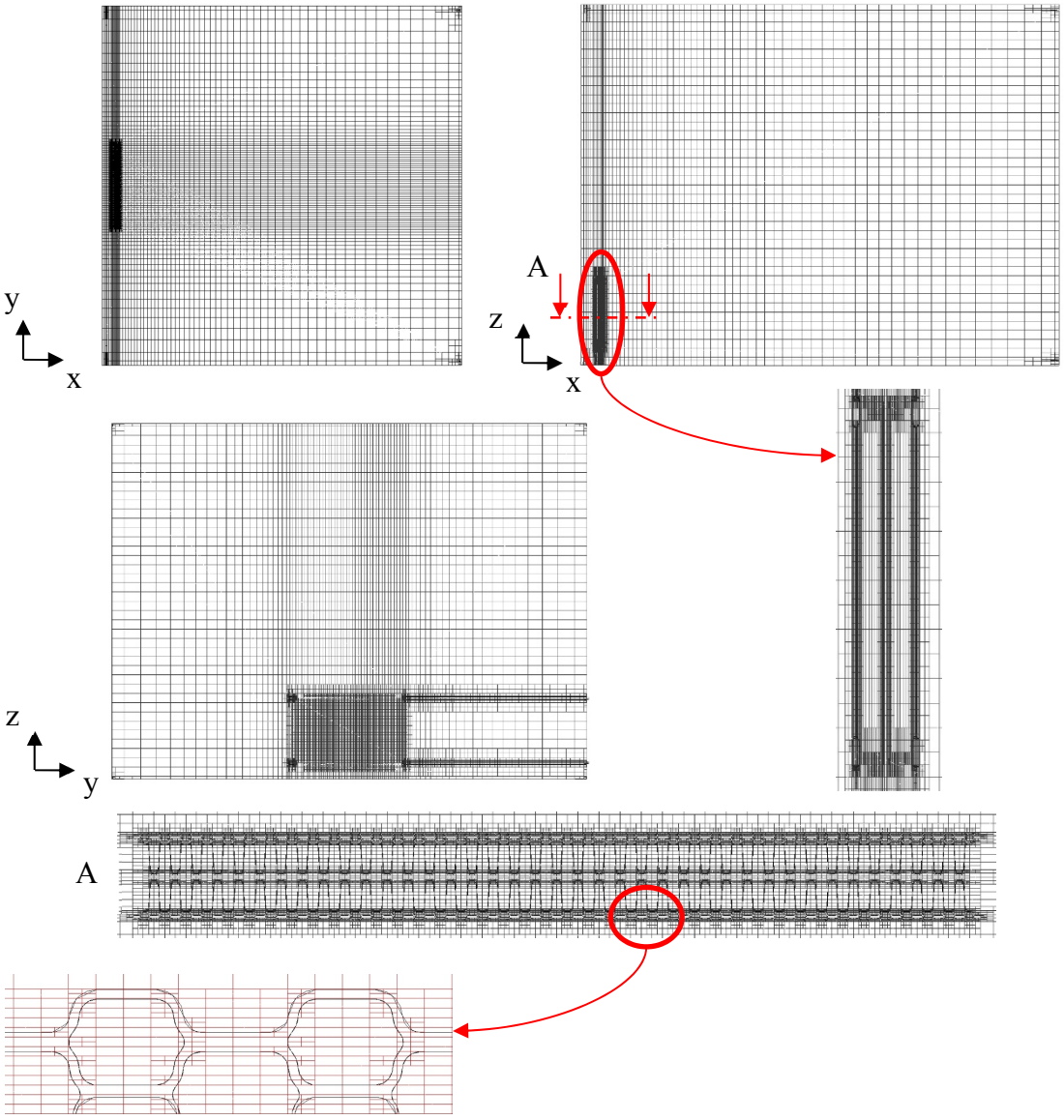
Şekil 4.22. Radyatör su çıkış sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi ve deneysel veri ile karşılaştırılması

Çözümlerde kullanılan hücre yapısının farklı düzlemlerdeki görüntüsü Şekil 4.23.'te sunulmuştur. Görüldüğü üzere özellikle radyatör ve konvektörler etrafında daha sık bir hücre yapısı kullanılmıştır. Böylece sıcaklık gradyanları ve hız salınımları daha doğru çözdürülmesi hedeflenmiştir. Lam-Bremhorst k-ε türbülans modeli duvar fonksiyonlarını kullanmadığı için duvara yakın bölgelerde y^+ değeri 1'den küçük olması gerekmektedir. Eş. 4.6 kullanılarak yapılan hesaplamaya göre ortalama y^+ değeri yaklaşık 0,3 olarak elde edilmiştir.

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \tag{4.6}$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{4.7}$$

Denklemlerde görülen u_τ sürtünme hızıdır ve duvara yakın bölgedeki hızları temsil eden hız ölçeğidir.



Şekil 4.23. Farklı düzlemlerde oluşturulan hücre yapıları

Sayısal çözümlerin doğruluğunun araştırılmasının son aşamasında sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Karşılaştırma sonuçları Çizelge 4.7. – Çizelge 4.9. arasında sırasıyla TBSE, TBOE ve BBOE bağlantı düzenlemelerinde farklı giriş/çıkış sıcaklıkları için sunulmuştur. Burada birçok farklı parametre karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere sayısal ve deneysel sonuçlar birbirine oldukça yakındır ve en yüksek farkın 55/45°C sıcaklık aralığında radyatörün altında ölçülen hava sıcaklığı (T_a) için oluştuğu ve farkın yaklaşık %8,6 oranında olduğu görülmüştür. Diğer tüm sonuçların oldukça uyumlu ve değerlerin deneysel sonuçlara çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte tüm değişkenlerin deneysel hata oranı içinde kaldığı görülmüştür. Böylece çözümlerin uygun olduğu tespit edilmiş ve doğruluğu kanıtlanmıştır.

Çizelge 4.7. TBSE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması

Giriş/çıkış sıcaklığı	Değişken	Sayısal	Deneysel	Fark (%)
55/45°C	Debi (kg/s)	0,024	0,024	-
	T_a (°C)	20,2	18,6	8,6
	T_g (°C)	55,0	55,0	-
	$T_ç$ (°C)	45,3	45,0	0,7
	ΔT_a (°C)	29,9	31,4	4,8
	Q (W)	959,3	997,0	3,8
75/65°C	Debi (kg/s)	0,043	0,043	-
	T_a (°C)	20,3	20,0	1,7
	T_g (°C)	75,0	75,0	-
	$T_ç$ (°C)	65,0	64,9	0,2
	ΔT_a (°C)	49,7	49,9	0,6
	Q (W)	1781,7	1800,2	1,0
90/70°C	Debi (kg/s)	0,026	0,026	-
	T_a (°C)	20,4	19,6	4,1
	T_g (°C)	87,3	87,3	-
	$T_ç$ (°C)	68,0	67,2	1,2
	ΔT_a (°C)	57,3	57,7	0,7
	Q (W)	2151,4	2232,2	3,6

Çizelge 4.8. TBOE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması

Giriş/çıkış sıcaklığı	Değişken	Sayısal	Deneysel	Fark (%)
55/45°C	Debi (kg/s)	0,024	0,024	-
	T_a (°C)	20,2	18,9	6,9
	T_g (°C)	55,0	55,0	-
	$T_ç$ (°C)	45,3	45,0	0,7
	ΔT_a (°C)	29,9	31,1	3,8
	Q (W)	963,4	992,9	2,9
75/65°C	Debi (kg/s)	0,043	0,043	-
	T_a (°C)	20,3	20,5	1,0
	T_g (°C)	75,0	75,0	-
	$T_ç$ (°C)	65,2	64,9	1,5
	ΔT_a (°C)	49,8	49,4	0,8
	Q (W)	1797,9	1830,6	1,8
90/70°C	Debi (kg/s)	0,026	0,026	-
	T_a (°C)	20,3	19,6	3,6
	T_g (°C)	87,2	87,2	-
	$T_ç$ (°C)	67,9	67,2	1,0
	ΔT_a (°C)	57,3	57,6	0,5
	Q (W)	2149,4	2224,7	3,4

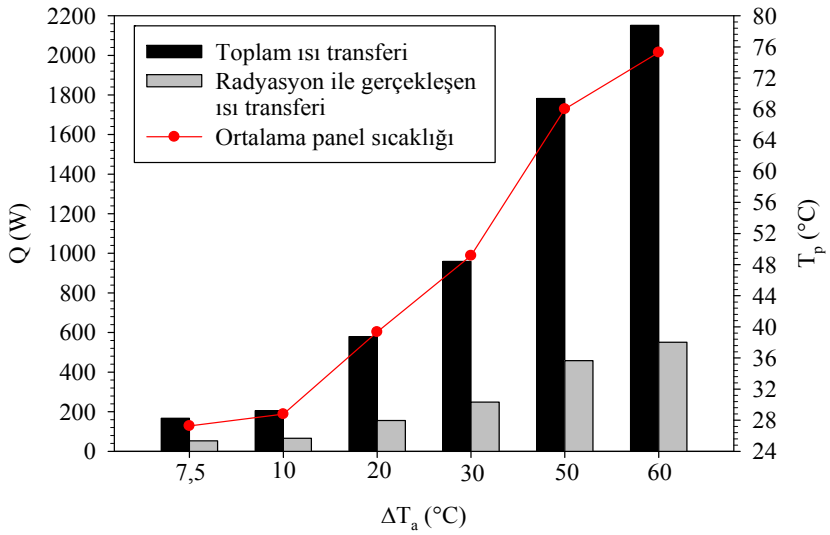
Çizelge 4.9. BBOE bağlantı düzenlemesi için farklı giriş/çıkış sıcaklık aralıkları için deneysel ile sayısal sonuçların karşılaştırılması

Giriş/çıkış sıcaklığı	Değişken	Sayısal	Deneysel	Fark (%)
55/45°C	Debi (kg/s)	0,023	0,023	-
	T_a (°C)	20,3	19,3	5,2
	T_g (°C)	55,0	55,0	-
	$T_ç$ (°C)	45,4	45,0	0,9
	ΔT_a (°C)	29,9	30,6	2,3
	Q (W)	938,1	956,4	1,9
75/65°C	Debi (kg/s)	0,043	0,043	-
	T_a (°C)	20,4	19,4	5,2
	T_g (°C)	75,0	75,0	-
	$T_ç$ (°C)	65,4	64,9	0,8
	ΔT_a (°C)	49,8	50,6	1,6
	Q (W)	1766,8	1823,1	3,1
90/70°C	Debi (kg/s)	0,026	0,026	-
	T_a (°C)	20,4	19,5	4,6
	T_g (°C)	87,3	87,3	-
	$T_ç$ (°C)	67,7	67,3	0,6
	ΔT_a (°C)	57,1	57,8	1,2
	Q (W)	2097,5	2152, 4	2,6

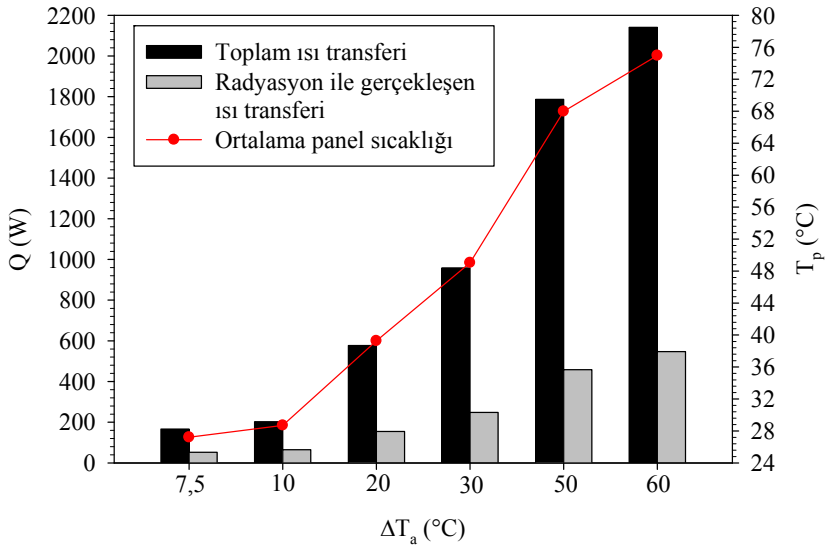
Şekil 4.24.'te TBSE bağlantı konumunda radyasyon oranının aşırı sıcaklığa göre değişimi sunulmuştur. Benzer şekilde, Şekil 4.25. ve Şekil 4.26.'da sırasıyla TBOE ve BBOE bağlantı konumları için de farklı aşırı sıcaklık değerlerinde radyasyonun etkisi ve ortalama panel sıcaklığı değişimi gösterilmiştir. Bu değerler, FloEFD yazılımı tarafından hesaplattırılmış ve elde edilmiştir. Tüm radyatörden olan toplam ısı transferi ve radyasyon ile olan kısmı yazılım tarafından hesaplanmış ve burada sonuçları sunulmuştur. Şekillerde toplam ısı transferi ile birlikte gerçekleşen radyasyon ile ısı transferi oranı yer almaktadır. Ayrıca sağ taraftaki eksenlerde ortalama panel sıcaklığının değişimi de gösterilmiştir. Aşırı sıcaklığın ve/veya su giriş sıcaklığının artışı ile birlikte ortalama panel sıcaklığında ve bununla birlikte radyatör ısıl gücünde artış olmaktadır. Ancak, buna rağmen radyasyonun toplam ısı transferine oranı artan aşırı sıcaklık ile birlikte azalmaktadır. Örneğin, TBSE bağlantı konumunda aşırı sıcaklığın 7,5°C (30/25°C) olduğu durumda radyasyonun toplam ısı transferine oranı %31,5 olurken, aşırı sıcaklığın 60°C (90/70°C) yükselmesi ile birlikte bu oran %24,6'ya düşmektedir. Bu oranlar literatür ile uyum içindedir ve benzer mertebelerde sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir [7, 9, 27]. Ayrıca, Beck vd. [9] çalışmalarında bu oranın %40'a kadar çıkabileceğini belirtmişlerdir. Radyasyon oranının artan su giriş suyu sıcaklığı ile azalması, artan yüzey sıcaklıkları ile birlikte kaldırma kuvvetleri dolayısıyla

radyatör etrafındaki hızla birlikte çevre havaya gerçekleşen doğal konveksiyon ile ısı transferi artış göstermekte ve radyasyona göre daha baskın hale gelmektedir. Isıtma sistemlerinde dolaşan su sıcaklığının düşürülmesinin hedeflenmesi dolayısıyla radyatörlerin toplam ısıl gücündeki radyasyon oranı artış göstermekte ve bu nedenle radyatörden olan radyasyon ile ısı transferinin olumsuz etkilenmemesi için radyatör önüne eşya konulmaması veya kaplamalar oluşturulmaması gerekmektedir.

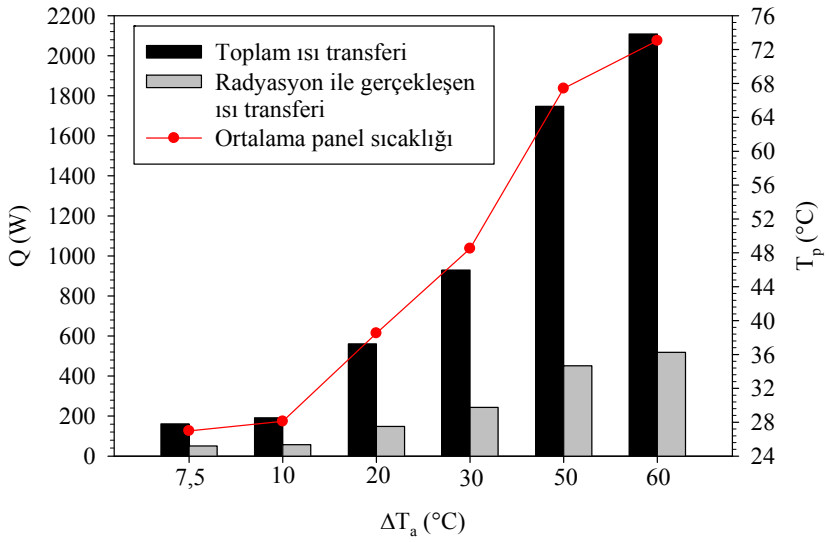
Tüm şekiller karşılaştırıldığında en düşük ortalama panel sıcaklığı ve bununla birlikte yüzeyden olan radyasyon ile ısı transferinin BBOE bağlantı düzeninde oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu durum bir önceki kısımda sunulan deneysel veriler ile uyum içindedir ve sonuçlar birbiriyle örtüşmektedir.



Şekil 4.24. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (TBSE, sayısal)



Şekil 4.25. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (TBOE, sayısal)

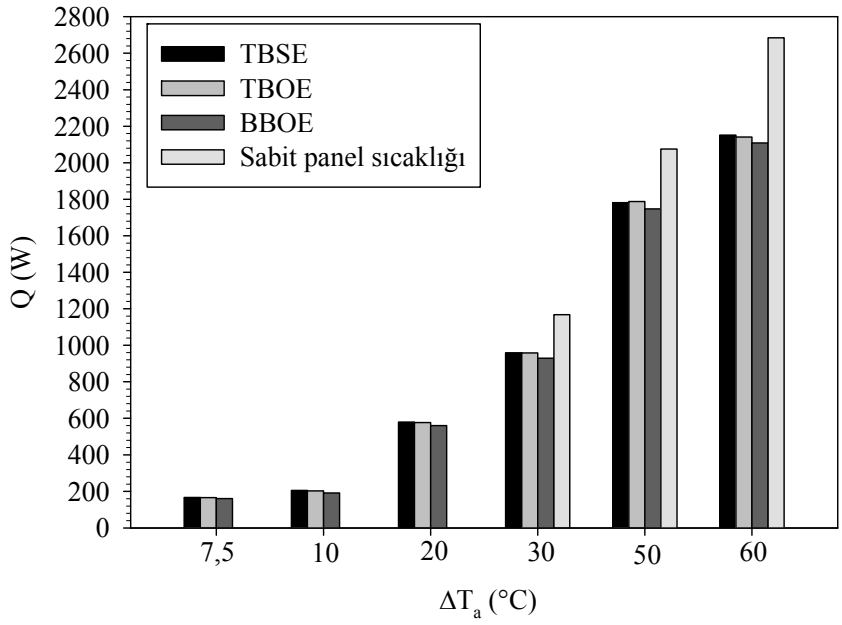


Şekil 4.26. Radyasyon ile ısı transferinin radyatör ısıl gücüne etkisi (BBOE, sayısal)

Şekil 4.27.'de farklı bağlantı konumlarında ve aşırı sıcaklıklara karşılık gelen ısıl güç değerleri sunulmuştur. Bir önceki bölümde görüldüğü gibi termal kamera ile elde edilen ön panel sıcaklık dağılımları üniform olmadığı gözlemlenmişti. Bu kısımda ise bir idealleştirme yapılarak panellere sabit sıcaklık sınır şartı verilerek çözümler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Şekil 4.27.'deki gerçek durumlarla karşılaştırılmıştır. Bu anlamda panellere sabit 55°C, 75°C ve 90°C sıcaklıklar tanımlanmış ve herhangi bir su akışı modellenmemiştir. Elde edilen sonuçların, bir önceki kısımda sunulan Şekil 4.10. ile uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, daha düşük dolaşım sıcaklıklarında bağlantı konumunun ısı transferine etkisinin daha az olduğu görülmüştür. Bu etki artan su dolaşım sıcaklığı ile artmaktadır.

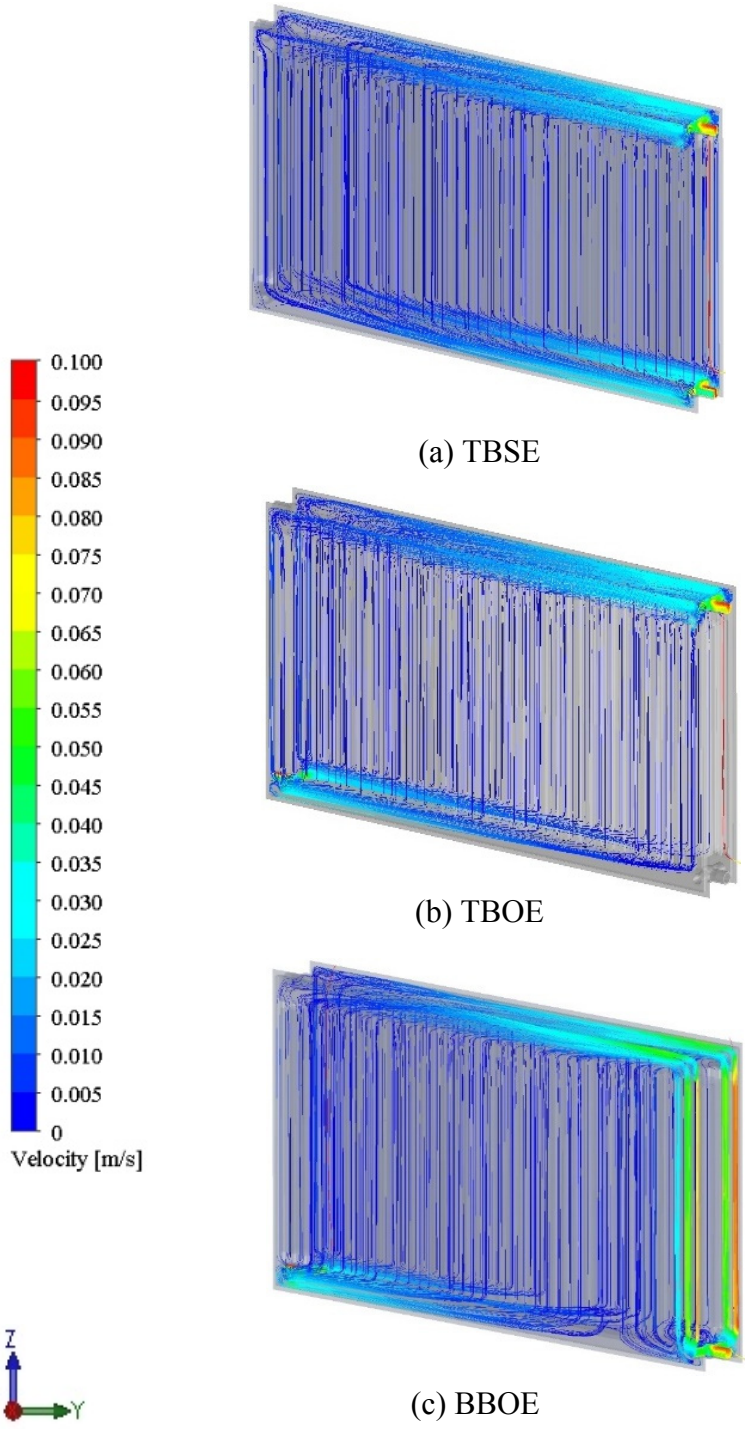
Ancak, tüm bağlantı konumlarında en düşük ısıl güç sağlayan bağlantı konumu BBOE olduğu gözlemlenmiştir. Termal kamera görüntülerinden görüldüğü üzere bu bağlantı konumunda, dolaşım suyu radyatörün alt kısmından girmekte ve ani olarak su kanalında yükselerek üst kısımları ısıtmakta ve radyatörün alt kısımlarında soğuk bölgeler oluşmaktadır. Bu nedenle en düşük ısıl gücün bu bağlantı konumunda oluştuğu söylenebilmektedir. TBSE bağlantı konumunda, aşırı sıcaklığın 60°C'den 7,5°C'ye düşürülmesi sonucunda radyatör ısıl gücünde yaklaşık %92 oranında azalma meydana geldiği hesaplanmıştır. Bu nedenle, aynı konfor şartlarının sağlanması için daha uzun radyatör boylarına ihtiyaç duyulacaktır. Bununla birlikte, daha düşük dolaşım sıcaklıkları ile birlikte yoğuşmalı kombi vb. ısıtma cihazlarından daha verimli faydalanabilmek adına yakın zamanda bu durum bir zorunluluk olacaktır.

TBSE bağlantı konumu için elde edilen sonuçlar, sabit panel sıcaklığına sahip radyatör ısıl güç değerleri ile karşılaştırıldığında 30°C, 50°C ve 60°C aşırı sıcaklık değerleri için farkın sırasıyla %21,7, %16,4 ve %24,8 oranında olduğu hesaplanmıştır. Radyatörlerde dolaşım suyunun su kanallarında eşit dağılmamasından dolayı üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı elde edilmekte ve bu durum ısıl güce olumsuz etki etmektedir. Bu nedenle, su dolaşımının daha eşit dağılmasının sağlanabilmesi durumunda daha üniform bir sıcaklık dağılımı ile birlikte daha yüksek ısıl güç elde edilmesi mümkün olacaktır.



Şekil 4.27. Farklı bağlantı konumlarında aşırı sıcaklık ile değişen ısıl güç değerleri (sayısal)

Şekil 4.28.'de 55/45°C sıcaklık aralığında farklı bağlantı konumlarında radyatör içinde meydana gelen dolaşım suyunun dağılımı sunulmuştur. TBSE bağlantı konumunda giriş ve çıkış kesitlerinde hızda ani yükselme meydana gelmekte. Bu bölgeler dışında hızlar oldukça düşük ve bazı bölgelerde neredeyse durgun hale gelmektedir. Termal kamera görüntülerinde bu bölgelerde oluşan düşük sıcaklık dağılımları meydana gelen bu durgun hız bölgeleri ile açıklanabilmektedir. TBOE bağlantı düzeninde üst ve alt toplayıcı kanallarında diğer bağlantı konumları ile karşılaştırıldığında daha yüksek hızlar oluştuğu görülmüştür. Bu durum diğer bağlantı konumlarına oranla daha üniform bir sıcaklık dağılımı oluştuğunu açıklamaktadır. TBOE bağlantı konumu için Menendez-Diaz vd. [8] benzer bulgular elde etmişlerdir. Bu anlamda çözümün geçerliliği bir kez daha gözlemlenmiştir. BBOE bağlantı konumunda alttan giren su sıcak olmasından dolayı daha düşük bir yoğunluğa sahiptir ve radyatöre girince dikey su kanalları içinde yükselmektedir. Termal kamera görüntülerinde görülen girişe yakın ilk dikey su kanallarındaki ani sıcaklık yükselişi bu şekilde açıklanabilmektedir.



(a) TBSE

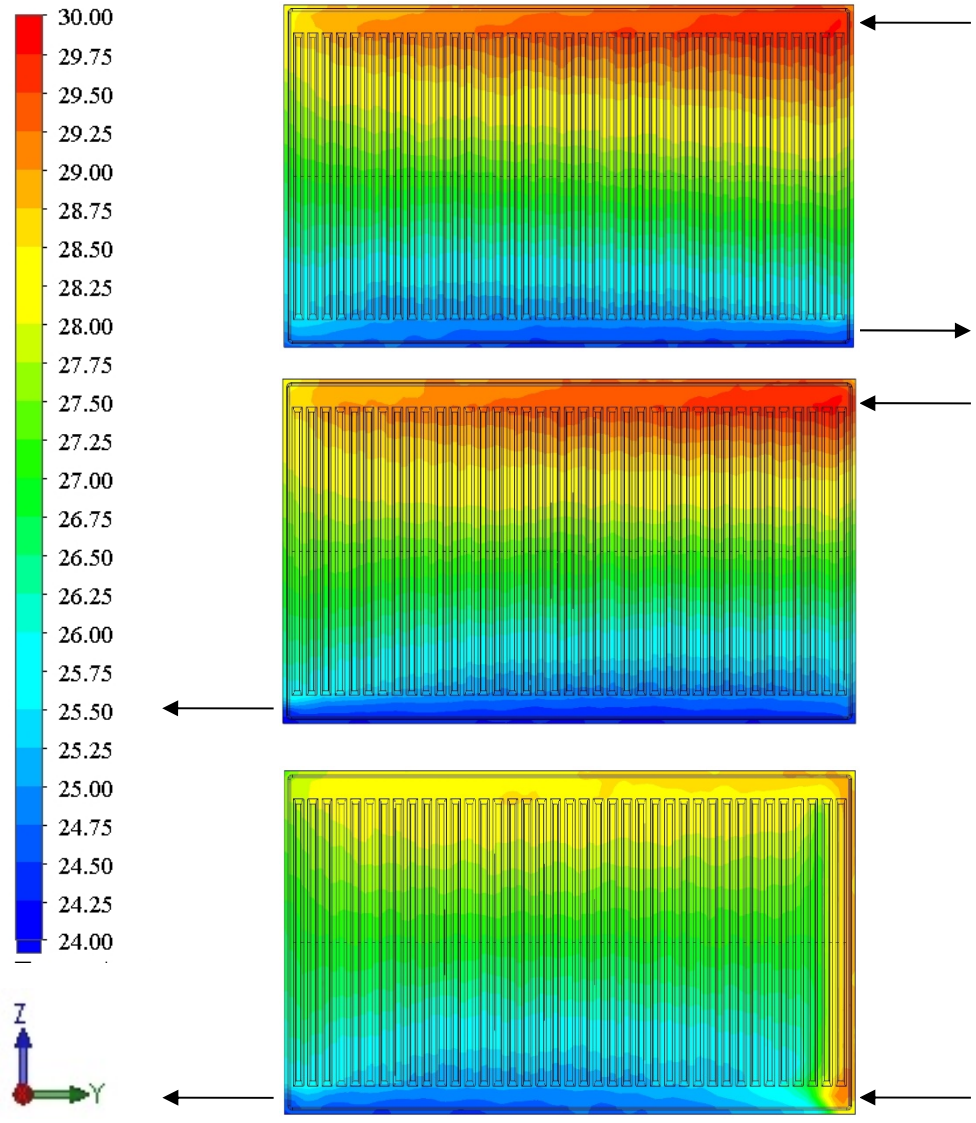
(b) TBOE

(c) BBOE

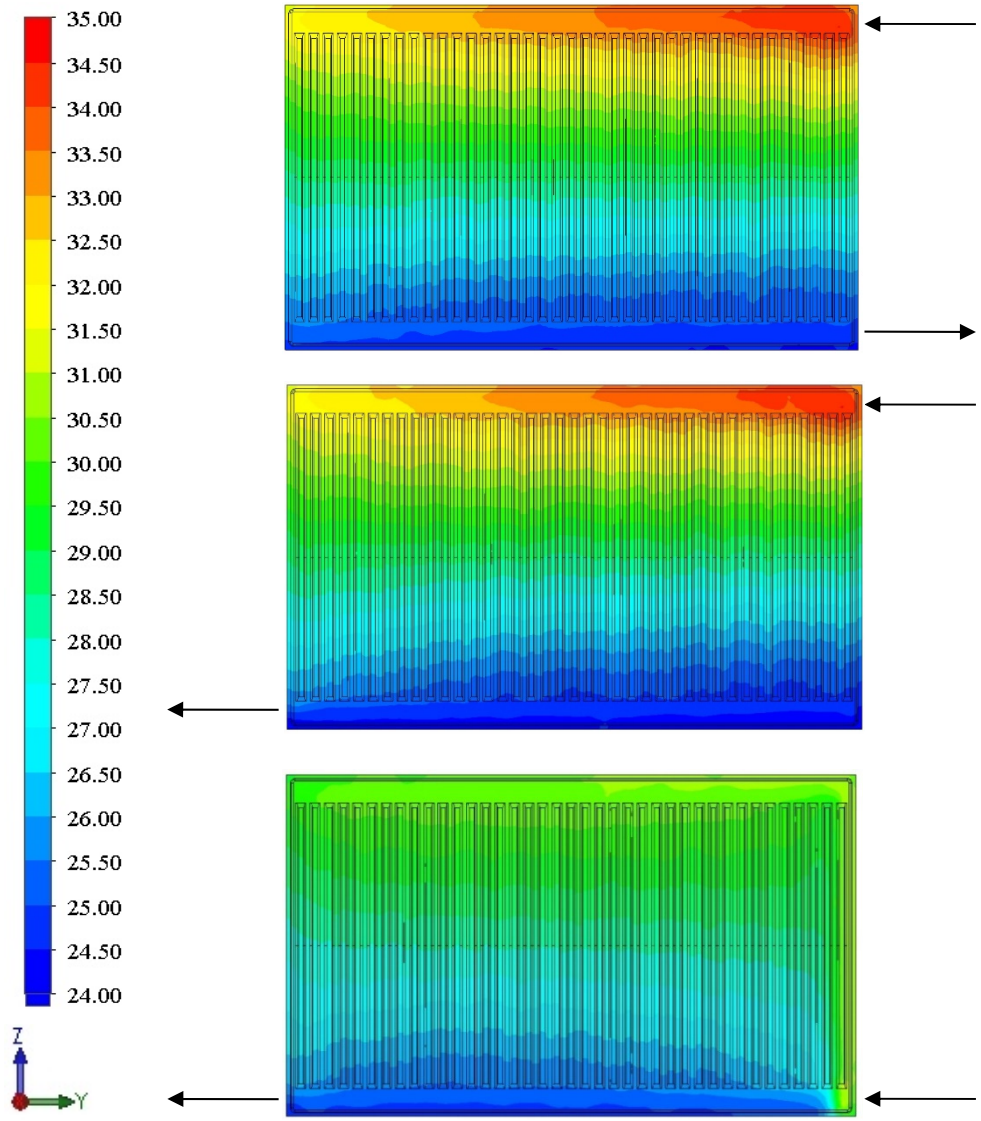
Şekil 4.28. Farklı bağlantı konumlarında radyatör içinde oluşan akış dağılımı

Şekil 4.29. – Şekil 4.34. arasında radyatörlerin ön yüzeylerinde sırasıyla 7,5°C, 10°C, 20°C, 30°C, 50°C ve 60°C aşırı sıcaklıkları için farklı bağlantı konumlarında sıcaklık konturları sunulmuştur. Sonuçların bir önceki bölümde sunulan termal kamera görüntüleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Tüm bağlantı konumlarında radyatörün alt kısımlarının daha soğuk olduğu görülmektedir. Sıcak suyun yoğunluğunun daha düşük olmasından dolayı üst

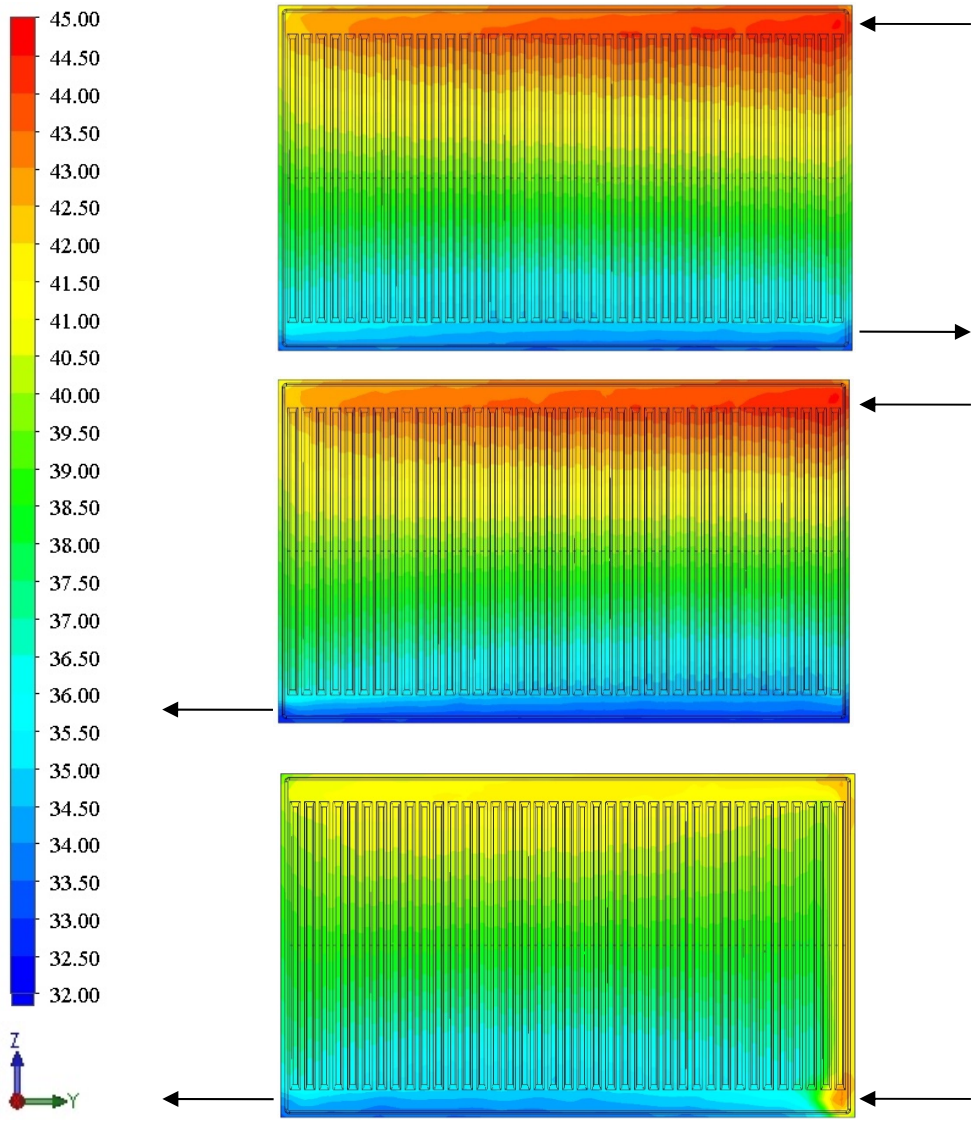
bölgelerde daha uzun süre kalmakta ve dikey su kanallarından aşağı yönlü hareket daha yavaş gerçekleşmektedir. Bu nedenle aşağı bölgeler daha düşük sıcaklıkta kalmaktadır. Bununla birlikte giriş sıcaklığının düşmesi ile birlikte üst bölgeler ile alt bölgeler arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bu durum da daha düşük sıcaklıklarda daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilebildiğini göstermektedir. Bununla ilgili daha ayrıntılı bilgi Şekil 4.36.'da sunulan üst ve alt su toplayıcı kanalları boyunca elde edilen su sıcaklığı dağılımında görülebilmektedir.



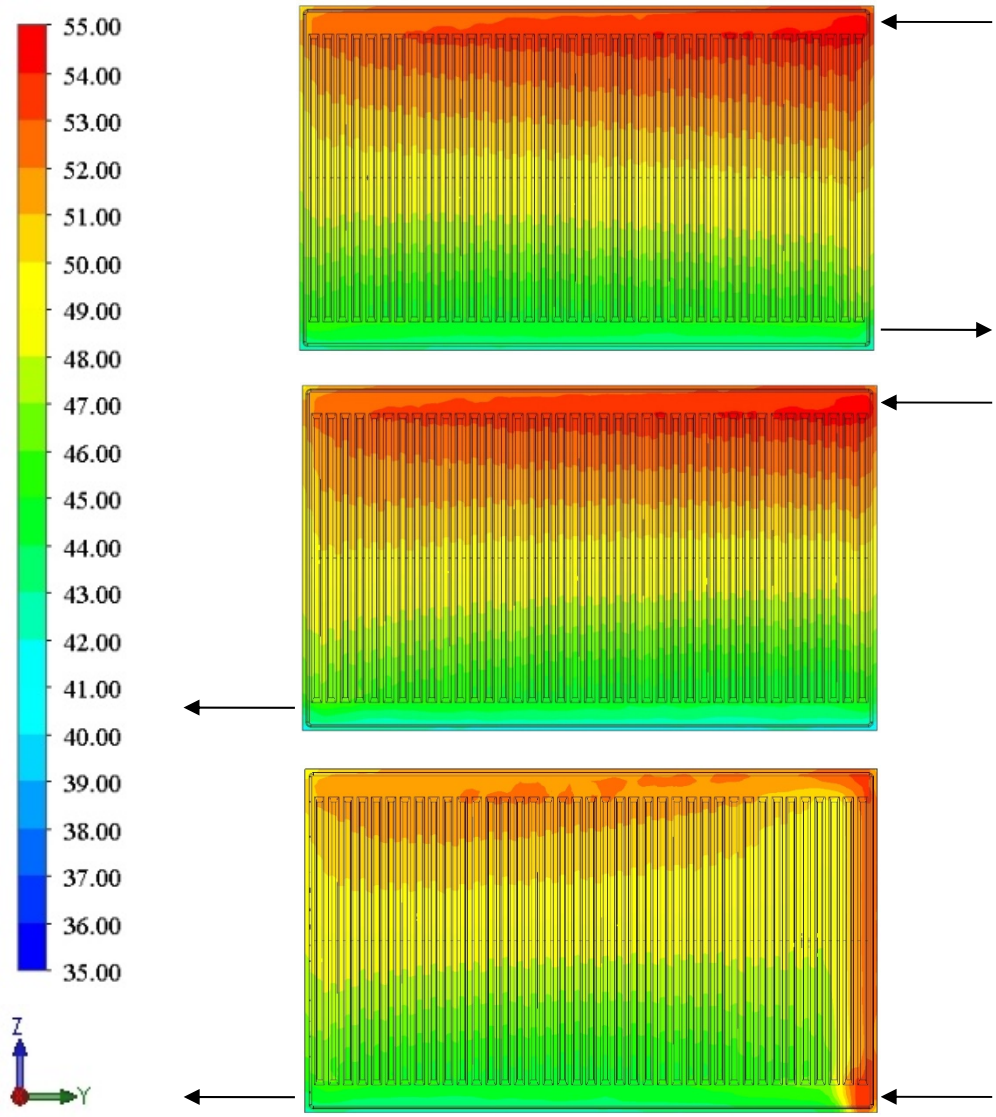
Şekil 4.29. ΔT_a=7,5°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı



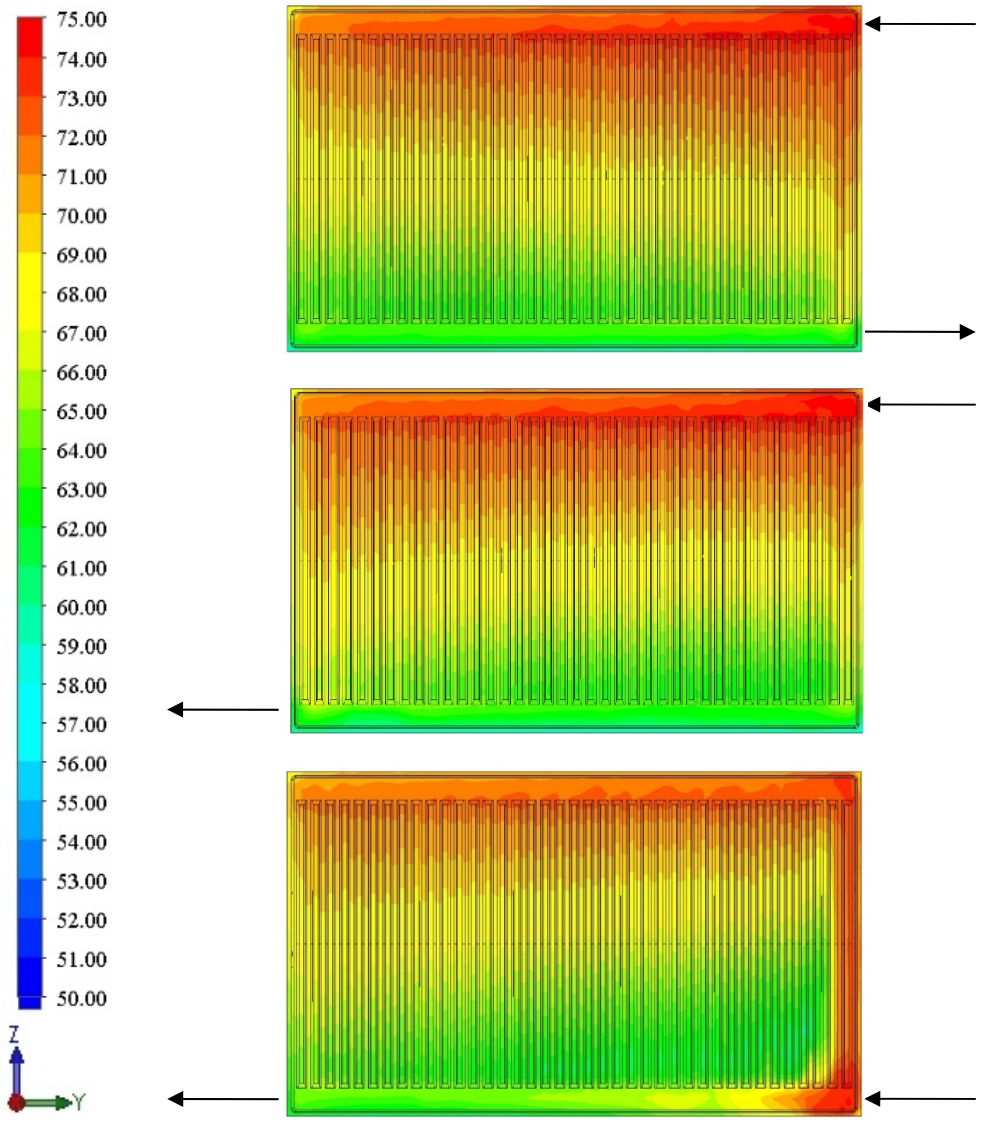
Şekil 4.30. ΔT_a=10°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı



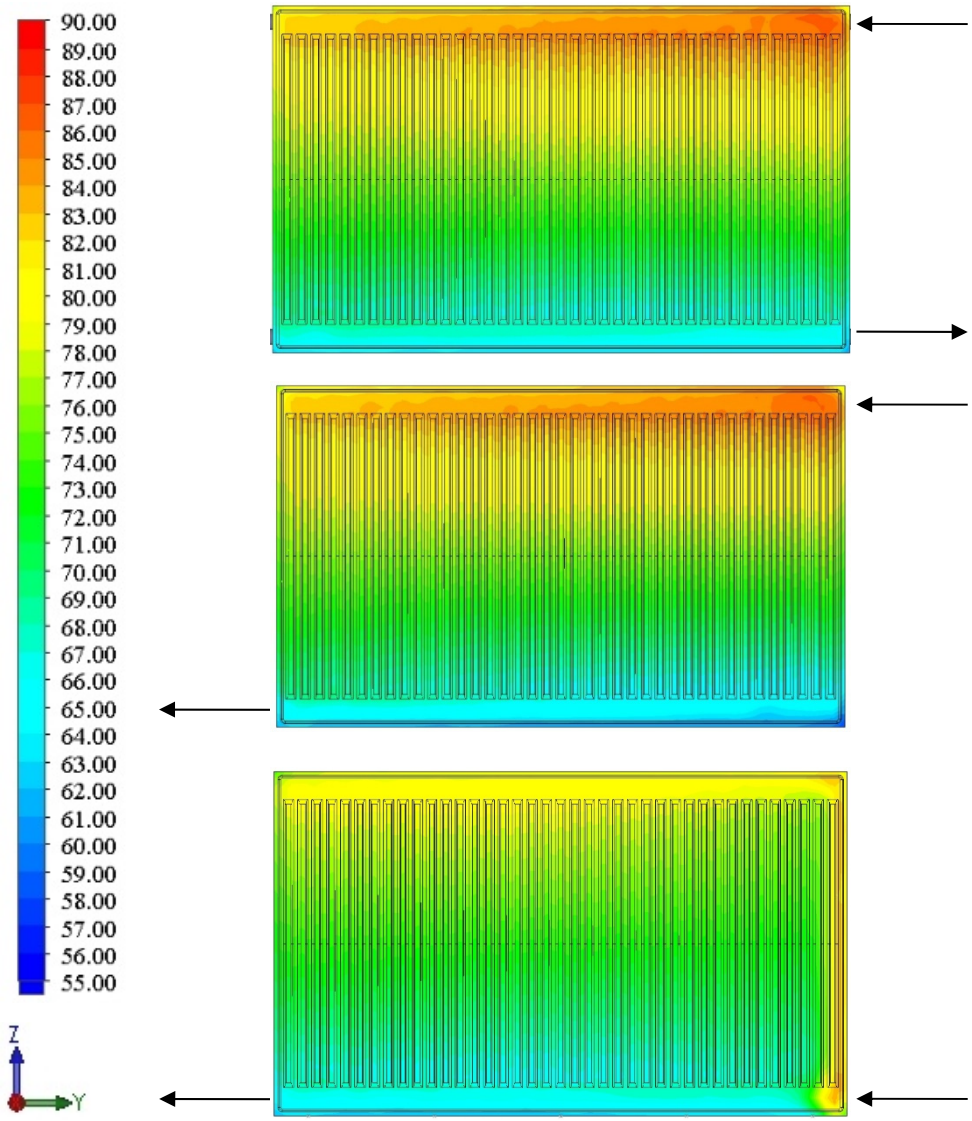
Şekil 4.31. ΔT_a=20°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.32. ΔT_a=30°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı

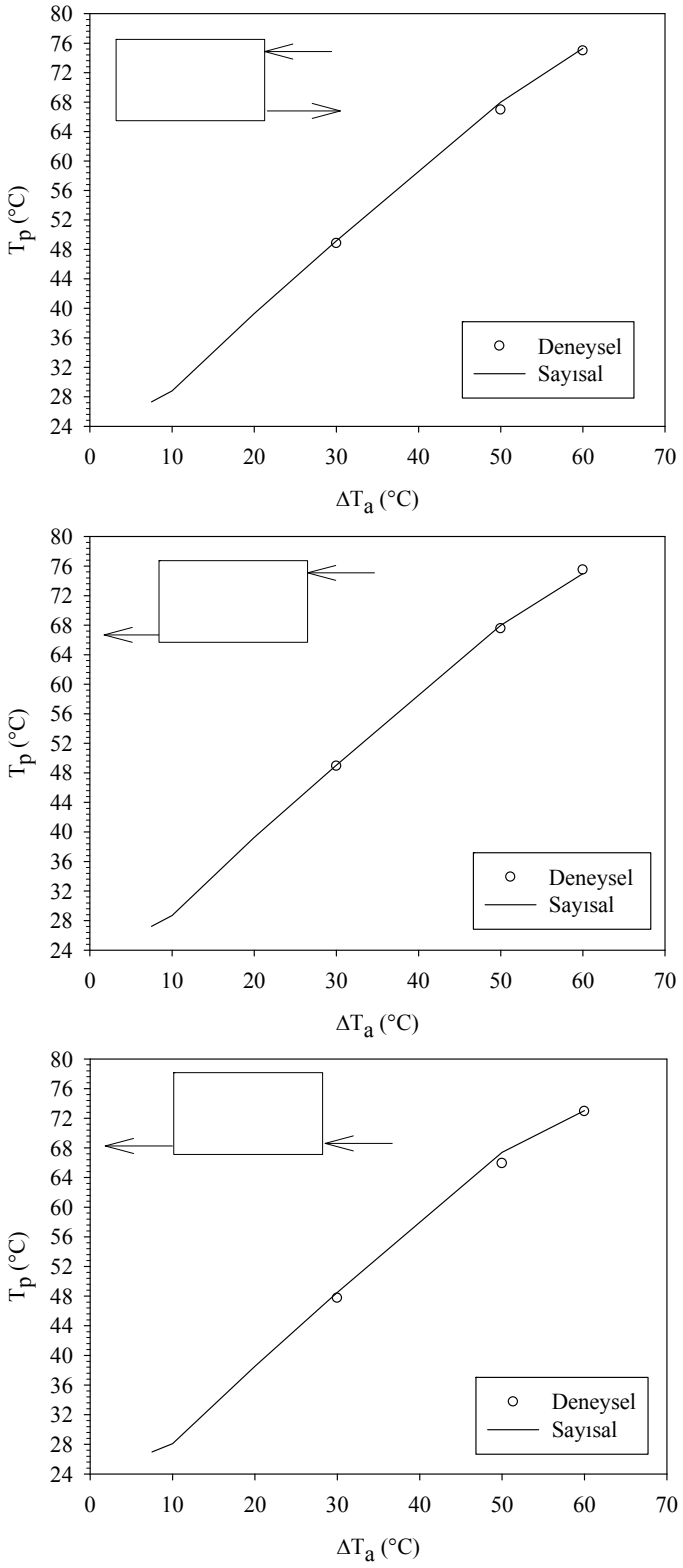


Şekil 4.33. ΔT_a=50°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.34. ΔT_a=60°C için farklı bağlantı konumları için ön panel üstündeki sıcaklık dağılımı

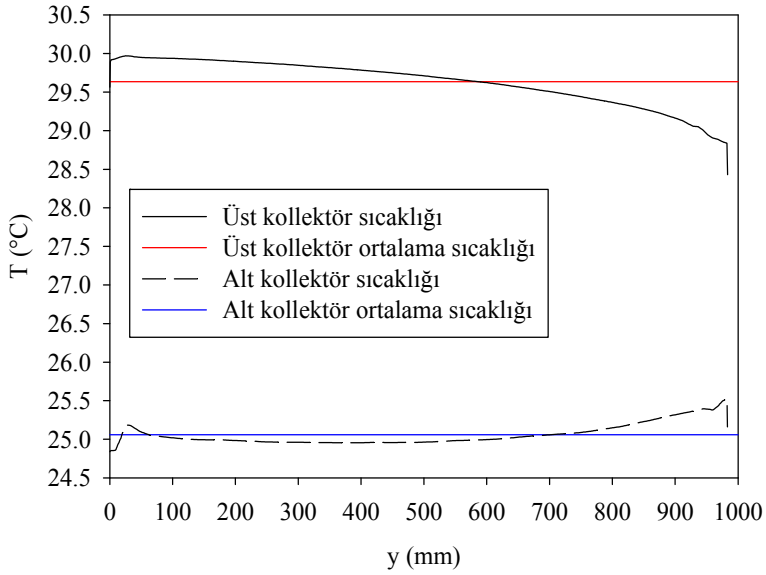
Şekil 4.35.'te farklı bağlantı konumları için deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş ortalama panel sıcaklıkları sunulmuştur. Tüm bağlantı konumlarında giriş sıcaklığının artması ile birlikte ortalama panel sıcaklığı yaklaşık olarak doğrusal bir şekilde artış göstermektedir. Deneysel ve sayısal değerler birbirine oldukça yakındır. Tüm sıcaklık değerlerinde en düşük ortalama panel sıcaklıkları BBOE bağlantı konumunda elde edilmektedir. Bu fark, aşırı sıcaklığın 60°C olduğu durumda TBSE bağlantı konumu ile karşılaştırıldığında %3,4 oranında olmaktadır.



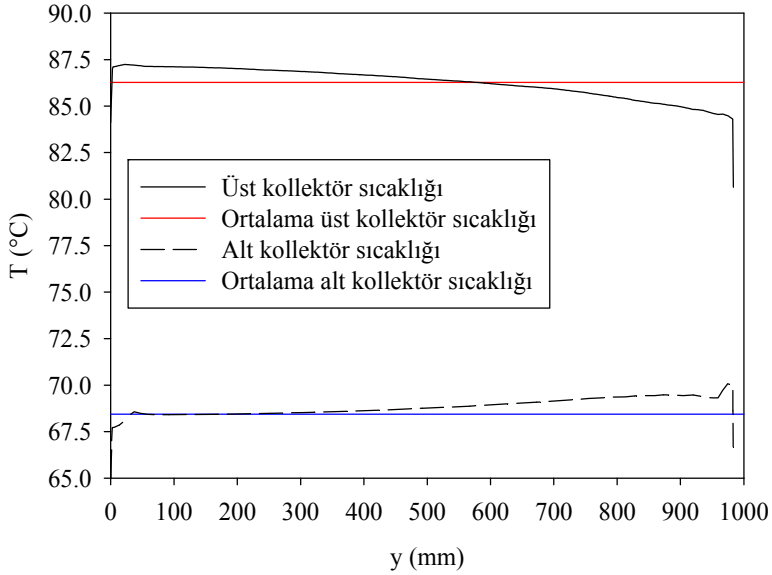
Şekil 4.35. Ortalama panel sıcaklığının aşırı sıcaklık ile değişimi

Şekil 4.36.'da üst ve alt kolektörler içindeki su sıcaklığının radyatör boyunca değişimi ve ortalama kolektör sıcaklıkları TBSE bağlantı konumu için sunulmuştur. Şekillerde 0 konumu su giriş ve çıkış bağlantı noktalarına yakın olan kısımları göstermektedir. Daha önce

ön panel sıcaklık dağılımlarından da görüldüğü üzere giriş sıcaklığının artması ile birlikte üst ve alt konvektörler arasındaki sıcaklık farkı da artış göstermektedir. Ortalama değerler göz önünde bulundurulduğunda 30/25°C giriş/çıkış sıcaklığı için üst ve alt konvektörler arasındaki sıcaklık farkı 5°C elde edilirken bu fark 90/70°C için yaklaşık 20°C çıkmaktadır. Her ne kadar düşük sıcaklıklarda daha üniform yüzey sıcaklıkları elde ediliyor olsa da radyatör etrafındaki hava ile sıcaklık farkının düşük olmasından dolayı ısısını aktaramamakta ve bu nedenle üst ve alt kollektör arasındaki sıcaklık farkı düşük olmaktadır.



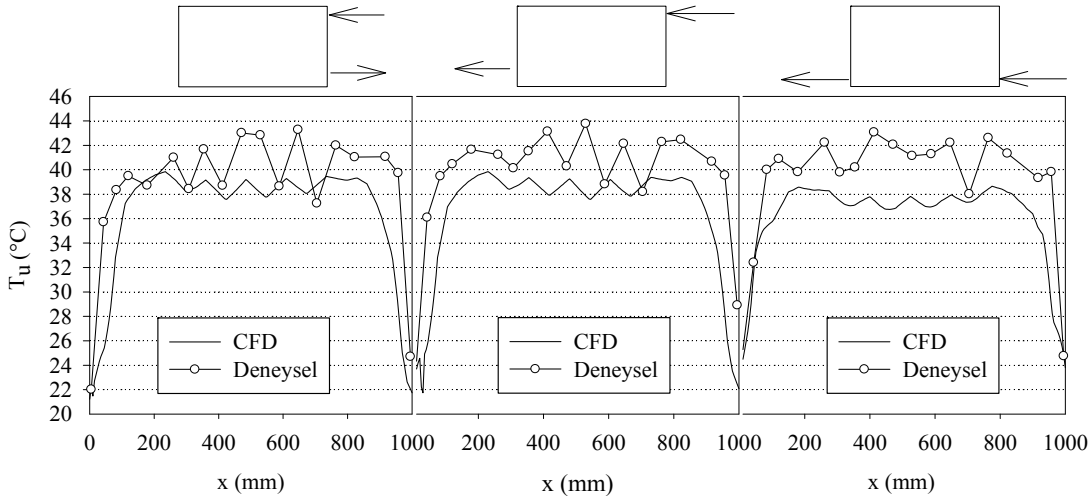
(a) 30/25°C



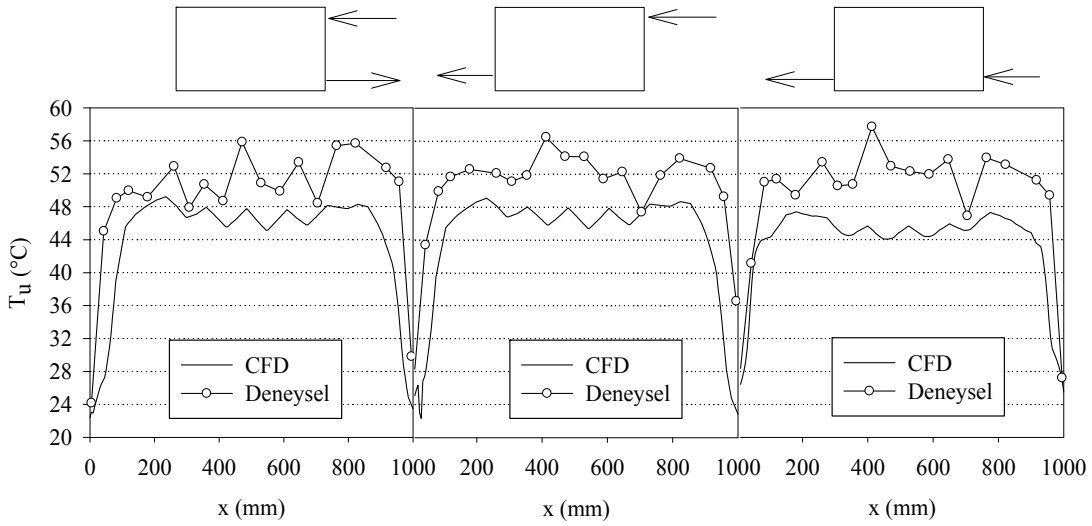
(b) 90/70°C

Şekil 4.36. Üst ve alt kollektördeki su sıcaklığının radyatör boyunca değişimi

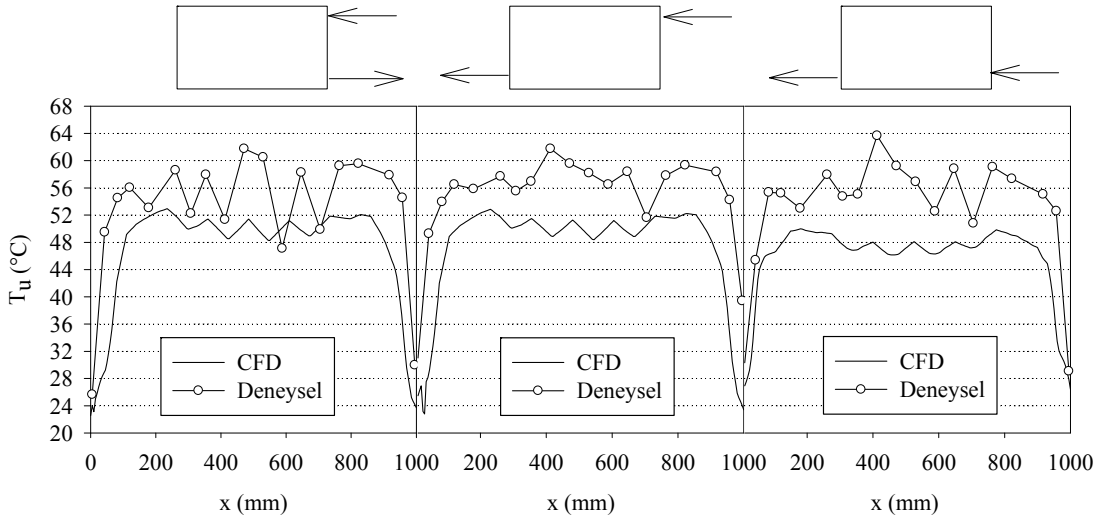
Şekil 4.37. – Şekil 4.39. arasında radyatör üstünden çıkan sıcak havanın radyatör boyunca değişimi gösterilmiştir. Deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş veriler sırasıyla 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C çalışma sıcaklıkları için TBSE, TBOE ve BBOE bağlantı konumlarında sunulmuştur. Görüldüğü üzere deneysel ile sayısal sonuçlar birbirine oldukça yakındır ve sayısal sonucun deneysel olarak elde edilen verilerin eğilimini oldukça iyi yakaladığı gözlemlenmiştir. Radyatörün üstünde oluşan dalgalı sıcaklık dağılımının konvektörlerin varlığı dolayısıyla olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Konvektör olan kısımda sıcaklıkta hafif bir yükselme ve konvektörün olmadığı kısımda sıcaklıkta bir düşüş olduğu görülmüştür. Artan giriş sıcaklığı ile birlikte radyatörün üstünden çıkan havanın sıcaklığının da arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.37. 55/45°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı

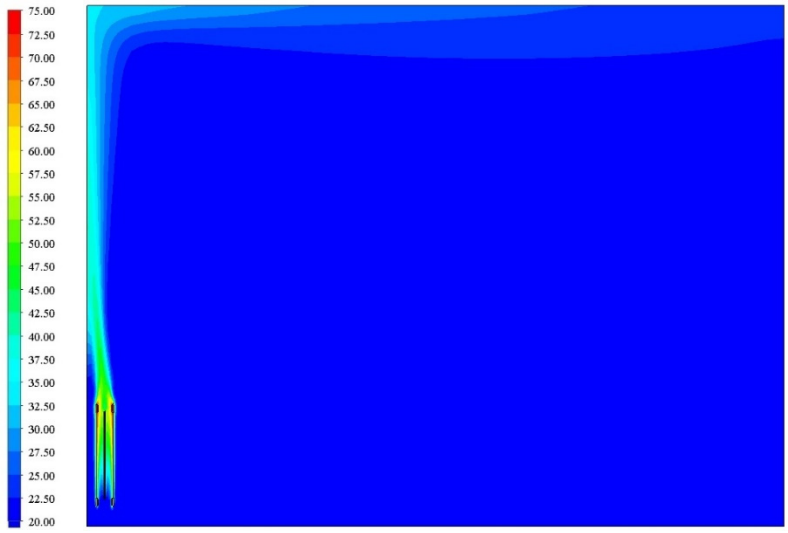


Şekil 4.38. 75/65°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı

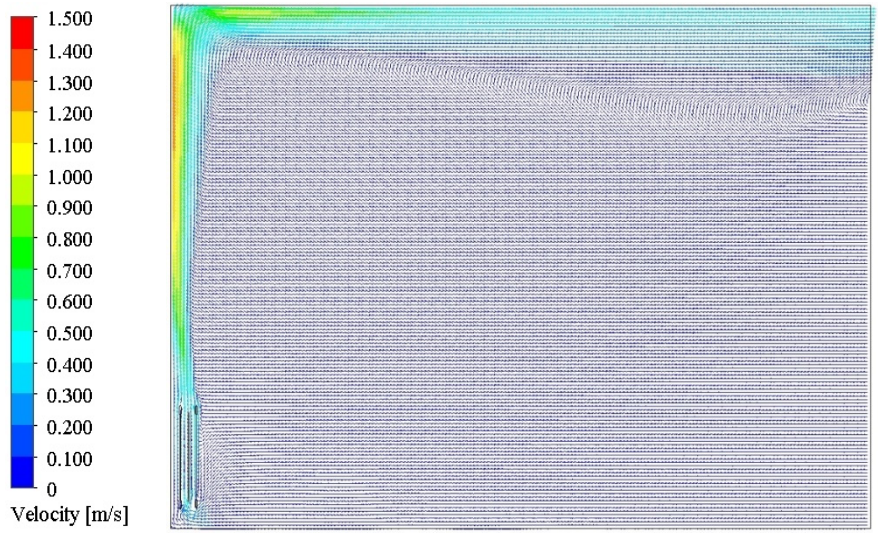


Şekil 4.39. 90/70°C sıcaklık aralığı için radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklığı

Şekil 4.40. ve Şekil 4.41.'de odanın ve aynı zamanda radyatörün tam merkezinden geçen düzlem boyunca sırasıyla sıcaklık konturu ve vektörel hız dağılımı sunulmuştur. TBSE bağlantı konumu için 75/65°C sıcaklık aralığı için sonuçlar gösterilmiştir. Görüldüğü üzere radyatörün etrafından ve içinden geçen hava ısınarak yükselmektedir. Belli bir yükseklikten sonra yalıtılmış olan duvara doğru akış yönlenmekte ve tavana ulaştığı anda yön değiştirmektedir. Soğuk hava radyatörün alt kısmından emilmekte ve radyatörün etrafından ısınma sonucunda yükselmektedir. Radyatörün içinden ve etrafından akarken sıcaklığın yükselmesi ile birlikte hava hızında artış olmaktadır. Görüldüğü üzere akış tavana ulaşmadan hızlanmakta ve sonrasında dönel bir hareket yaparak yatay olarak hareket etmektedir.



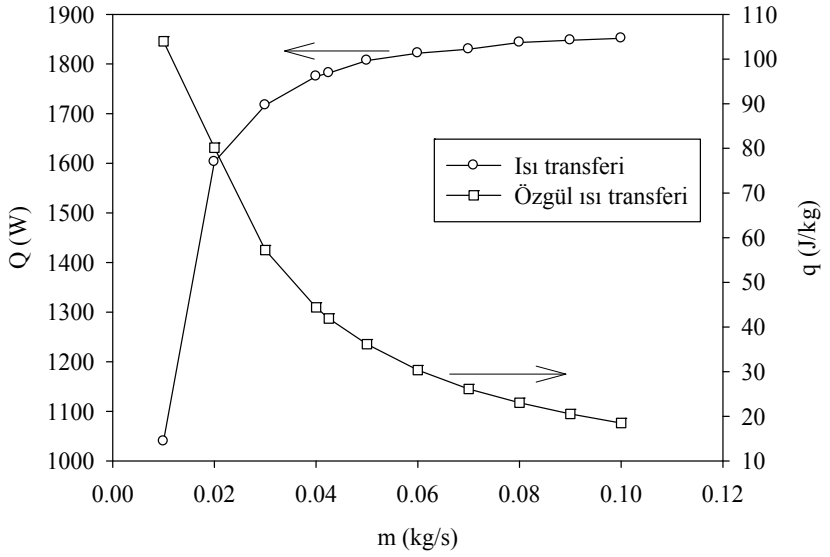
Şekil 4.40. Oda içinde oluşan sıcaklık dağılımı



Şekil 4.41. Oda içinde oluşan hız dağılımı

McIntyre [22] ve Ward [23] çalışmalarında su çıkış sıcaklığının ve dolaşım debisinin düşmesi ile birlikte radyatör ısıl gücünün de düştüğünü göstermişlerdir. Debinin düşmesi ile birlikte suyun radyatör içinde geçirdiği süre uzamakta ve bununla birlikte su çıkış sıcaklığı düşmektedir. Ayrıca, Ward çalışmasında debinin çok düşürülmesinin sakıncalarının da olduğunu belirtmiştir [23]. PKKP tip panel radyatörlerde bu etkinin hangi oranda olduğunu bulmak için 0,01 kg/s – 0,1 kg/s arasındaki debilerde ve 75°C su giriş sıcaklığında TBSE bağlantı konumunda bu etkinin bulunması için simülasyonlar yapılmış ve sonuçlar Şekil 4.42.'de sunulmuştur. Şekilde sol eksen debi ile birlikte değişen ısıl gücü, sağ eksen ise birim dolaşım debisi başına ısı transferi miktarını göstermektedir ($q = Q / \dot{m}$). Debi değerinin 0,01 kg/s olması durumunda en düşük ısıl güç değeri elde edilmektedir. Her ne kadar birim debi başına en yüksek ısı transferi en düşük debide elde ediliyor olsa da debi değerinin tasarım değerinden çok daha düşük (75/65°C sıcaklık farkının sağlanabildiği debi değeri) debi değerlerinde ısıl güçte ani bir azalma olmaktadır. Tasarım debisi ile elde edilen ısıl güç değeri ile debinin 0,01 kg/s olması durumunda elde edilen ısıl güç değeri arasındaki fark %42 civarında olduğu hesaplanmıştır. Ward çalışmasında tasarım debisinin %20'sinin altına düşmesi durumunda ısıl gücün düşmesi ile birlikte daha farklı sorunların da oluşacağını belirtmiştir [23]. Bu nedenle, dolaşım debisinin çok fazla düşmemesine dikkat edilmelidir. Debinin artması ile birlikte ısıl güç de artmakta ancak yaklaşık 0,04 kg/s'lik debiden itibaren artıştaki eğim azalmaktadır. Debinin 0,04 kg/s ile 0,10 kg/s olması durumunda ısıl güçte artış oranı yaklaşık %4 olmaktadır. Farklı dolaşım debileri için yapılan çalışma sonucunda radyatörlerde dolaşan su debisinin ısıl güce önemli bir etkisinin olduğu gözlemlenmiş ve

buna göre kullanımda optimum debinin yakalanmasının oldukça önemli olduğu tespit edilmiştir.



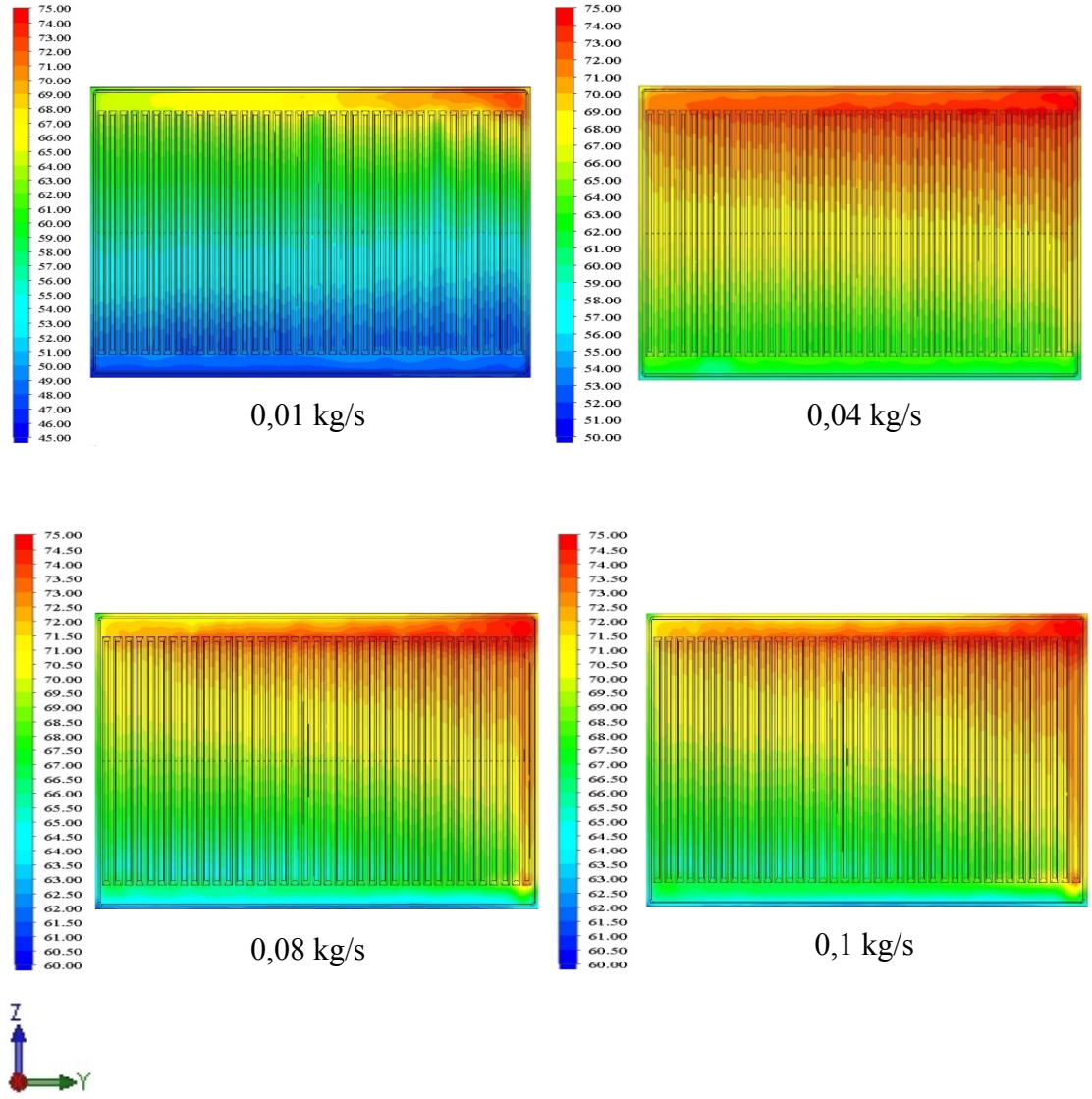
Şekil 4.42. Dolaşım debisinin radyatör ısıl gücüne ve özgül ısı transferine etkisi

Şekil 4.43.'te ise farklı dolaşım debileri için elde edilen ön panel üstündeki sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere dolaşım debisinin artışı ile birlikte panel üstündeki sıcaklık değerleri de artış göstermektedir. Debinin 0,01 kg/s olması durumunda radyatör alt kısımlarındaki sıcaklıklar yaklaşık 45°C mertebesine düşerken, 0,1 kg/s debi için alt kısımlardaki sıcaklıklar 60-65°C mertebesindedir. Ancak, 0,04 kg/s debi ile 0,1 kg/s arasında çok büyük farkların oluşmadığı gözlemlenmiştir. Bu durum ısıl güçteki azalan farkı açıklamaktadır.

Üst kapak ve yan kapak varlığının ısıl güç üstündeki etkisi sayısal olarak da incelenmiş ve sonuçları Çizelge 4.10.'da sunulmuştur. Çizelgede deneysel ile sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve farkın kabul edilebilir olduğu görülmüştür. Görüldüğü üzere özellikle üst kapağın varlığı ısı transferini azaltıcı bir etkiye sahiptir.

Şekil 4.44.'te radyatörün en üstünde ve radyatörün tam orta kesitinde enine yöndeki hız dağılımı sunulmuştur. Burada z=600 mm radyatörün üst kenarını, z=620 mm ise radyatörün 20 mm yukarısı göstermektedir. (deneysel çalışmada sıcaklık ölçümünün gerçekleştirildiği konum). Görüldüğü üzere her iki konumda da üst kapağa sahip radyatörde ortalama hava hızı daha düşüktür. Ayrıca, z=600 mm'de üst kapağa sahip radyatörde oldukça salınımlı bir

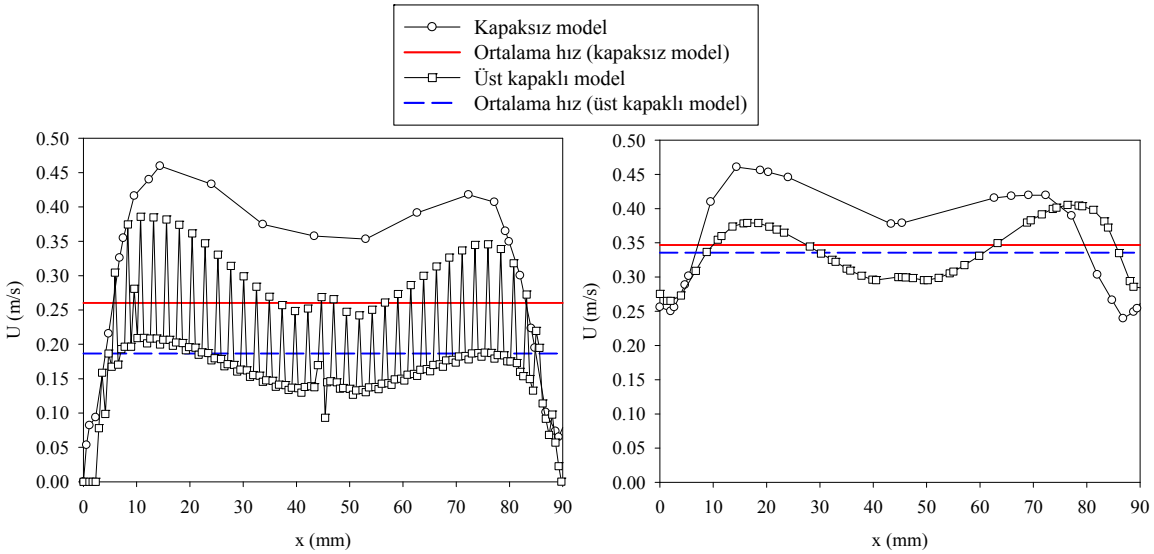
hız dağılımı tespit edilmiştir. Burada üst kapak çıtaları akışı bozarak hızın azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle ortalama hızlar arasındaki fark yaklaşık olarak %28 oranındadır. Buradaki hızın azalmasından ve akış yapısının bozulmasından dolayı üst kapak bulunan radyatörde ısıl güç kapaksız modele göre daha düşük olmaktadır.



Şekil 4.43. Dolaşım debisinin ön panel üstündeki sıcaklık dağılımına etkisi

Çizelge 4.10. Üst kapak ve yan kapağın radyatör ısıl gücüne etksinin sayısal ve deneysel sonuçları

	SICAKLIK - °C	Q (W) – SAYISAL	Q (W) - DENEYSEL	FARK - %
ÜST – KAPAK- ETKİSİ	75/65 (TBSE)	1776,3	1756,1	1,2
YAN + ÜST KAPAK ETKİSİ	75/65 (TBSE)	1772,8	1744,1	1,7



Şekil 4.44. Üst kapaklı ve kapaksız radyatörün üstündeki hava hızı

Bu kısımda, DemirDöküm tarafından üretilen referans radyatör için sayısal çalışma sonuçları gösterilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışma sonrasında FloEFD yazılımı ile sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Sonrasında farklı bağlantı konumları ve sıcaklık aralıkları için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yine deneysel çalışmaya benzer olarak üst kapak etkisinin ısıl güce etkisi de sayısal olarak tespit edilmiştir. Bir sonraki kısımda referans radyatör etrafında akış deney ve HAD analizi sonuçları sunulmuştur.

4.3. Referans Radyatör Etrafındaki Akış Yapısı

Bu bölümde, tez kapsamında incelenen referans radyatör için PIV ölçüm sonuçları sunulmuştur. Burada radyatörün üstünden ve ön paneli üstünde gerçekleşen doğal

konveksiyon akışının referans radyatörde incelenmesi amaçlanmıştır. Deneyler 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur. Bununla birlikte HAD analizlerinde elde edilen radyatör üstündeki hava akışı da incelenmiş ve sonuçları gösterilmiştir.

Klimatik oda içinde oluşturulan deneysel sistem LDA-PIV laboratuvarına taşınmıştır. Bölüm 3.1.2.'de ayrıntıları sunulmuş olan akış ölçümü deneylerinde görüntüleme yapılan kamera radyatörün yanına yerleştirilmiş ve lazer buna dik olarak konumlandırılmıştır.

PIV deney sisteminde görüntülerin alınması için bir adet 60 mm'lik lense sahip bir CCD kamera (FlowSense) kullanılmıştır. Elde edilen görüntüler 1600x1200 pixel çözünürlüğündedir. Ölçüm yapılan kesitlerin aydınlatılmasında 532 nm dalga boyuna sahip 120 mJ gücünde bir Nd:YAG lazer kullanılmıştır. Lazer çıkış ucunda silindirik bir lens lazeri düzlemsel hale dönüştürmekte ve ilgili kesitte ölçüm alınabilmektedir. Lazer ve kamera bir bilgisayar vasıtasıyla kontrol edilmekte ve tüm sistem "Timing Hub" denilen cihaz vasıtasıyla senkronize çalışmaktadır. Dantec Dynamics tarafından geliştirilen DynamicStudio v3.31 kullanılarak akış alanı işlenmiştir [54]. İşlem alanı (interrogation area) 32x32 piksel olarak seçilmiştir. Yatay ve dikey yönlerde %50'lik bir örtüşme oranı kullanılmıştır. Adaptive correlation yöntemi vektör alanının elde edilebilmesi için kullanılmıştır. Sonrasında moving-average validation yöntemi kullanılarak vektör alanından kabul edilen ve atılan vektörler belirlenmiştir.

Deneyler sırasında, her 10 saniyede bir sıcaklık ölçümü gerçekleştirilmiş ve her 5 dakikalık aralıkta 200 adet fotoğraf çifti elde edilmiş ve analiz edilmiştir. Böylece akış ölçümlerinin tekrarlanabilirliği irdelenmiş ve her ölçüm sonrasında sinyal-gürültü oranı kontrol edilmiştir. PIV ölçümlerinde iki lazer arasındaki süre 1000 μs olarak ayarlanmış ve trigger rate denilen tetikleme zamanlaması 10 Hz olarak seçilmiştir.

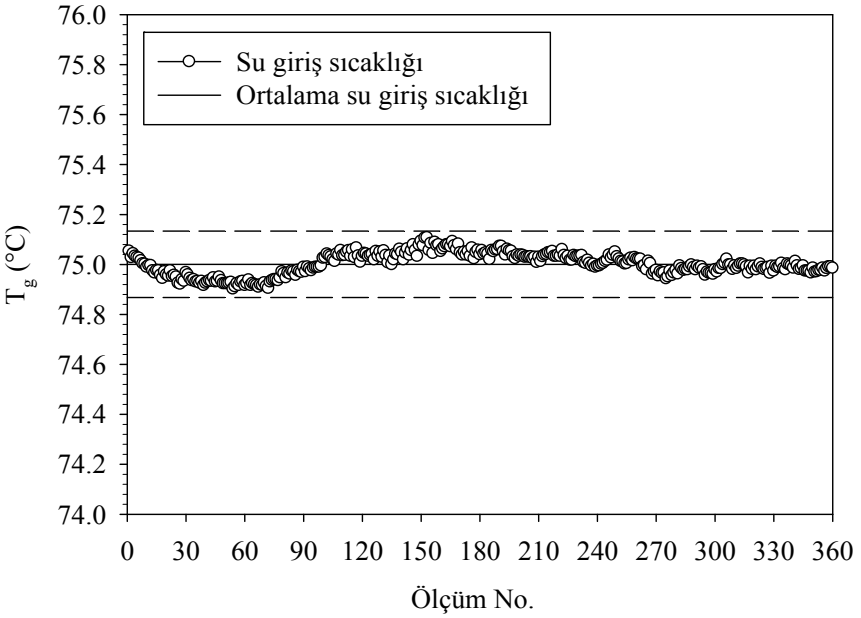
Deneyler radyatörün farklı konumlarında gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.6.'da ölçüm yapılan kesitler gösterilmiştir. Klimatik oda içerisinde gerçekleştirilen ısıl deneylerde radyatör üstünde üniform olmayan sıcaklık dağılımları gözlemlenmiştir. Bu nedenle, hız ölçümlerinde her konumda farklı hız dağılımlarının oluşacağı beklenmiştir.

Öncelikle ısıl deneyler gerçekleştirilmiş ve tekrarlanabilirlik incelenmiştir. Klimatik oda içinde gerçekleştirilen deneylere benzer şartların oluşturulduğundan emin olunduktan sonra akış deneylerine başlanılmıştır. Çizelge 4.11.'de TBSE bağlantı konumunda 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığında gerçekleştirilen ısıl deneylerin sonuçları ve tekrarlanabilirliği sunulmuştur.

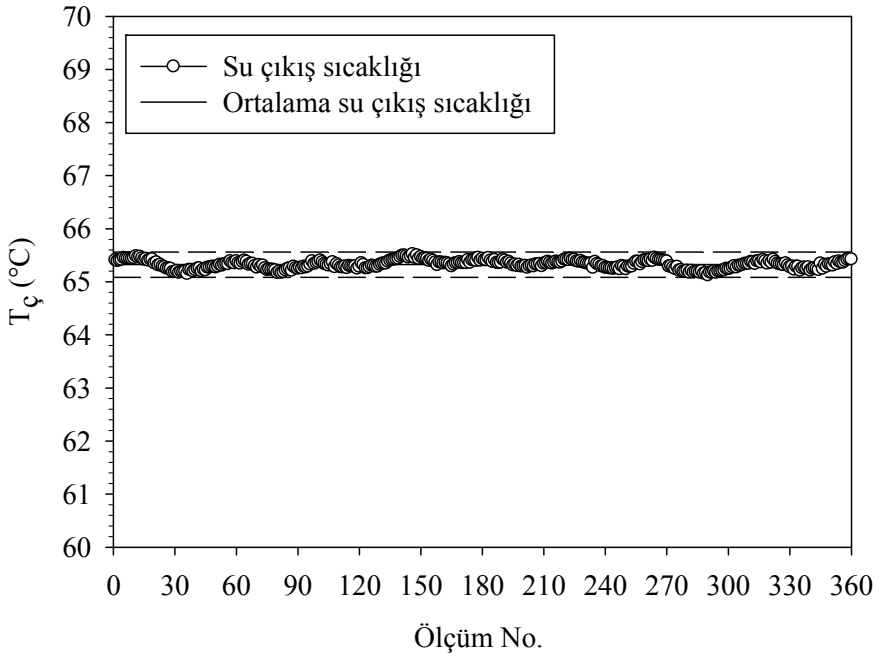
Çizelge 4.11. Isıl deney sonuçlarının tekrarlanabilirliği

T_g (°C)	$T_ç$ (°C)	T_{oda} (°C)	ΔT_a (°C)	Q (W)
75,0	64,9	20,4	49,6	1792,5
75,1	64,9	19,6	50,3	1816,9
75,0	64,9	19,9	50,1	1810,5
75,1	65,0	20,6	50,0	1800,9

Şekil 4.45. ve Şekil 4.46.'da PIV-LDA laboratuvarı içerisinde gerçekleştirilen deneyde 75/65°C sıcaklık aralığı için giriş ve çıkış sıcaklığının bir saatlik deney süresince değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları deney süresince fazla bir değişim göstermemektedir.



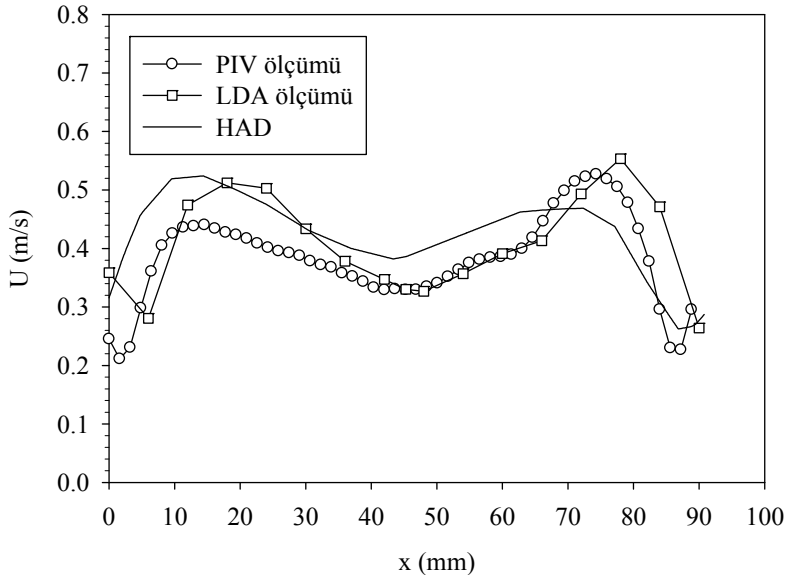
Şekil 4.45. Radyatör giriş suyu sıcaklığının deney süresince değişimi



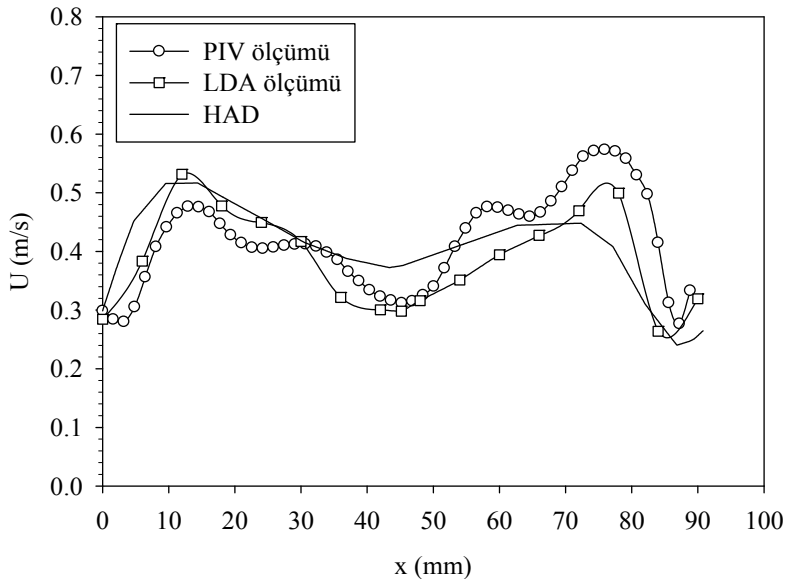
Şekil 4.46. Radyatör çıkış suyu sıcaklığının deney süresince değişimi

4.3.1. Referans radyatörün üstündeki hava akışı

Bu kısımda radyatörün üstünde oluşan ısınmış havanın akış sonuçları sunulmuştur. Şekil 4.47.'de Konum-1 ve Konum-2 için TBSE bağlantı konumunda 75/65°C sıcaklık aralığında 20 mm üstünde radyatörün enine yönünde elde edilen hız dağılımları sunulmuştur. Bu yüksekliğin seçilmesinin nedeni bir önceki kısımda sunulan performans deneyleri sonuçlarında bu yükseklikte ısınmış olan havanın sıcaklığının ölçülmüş olmasındandır. Şekilde PIV, LDA ve HAD analizi sonuçları gösterilmiştir. Görüldüğü üzere Konum-1 ve Konum-2 için sonuçlarda ölçüm değerlerinin uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Radyatörün enine yönünde hız dağılımları değişimi görülebilmektedir. Sıcaklık dağılımı doğrudan doğal konveksiyon hız dağılımını etkilemektedir. Radyatörde x=45,4 mm'de radyatörün enine yönde ortasıdır ve bu orta bölge etrafında simetrik olmayan bir hız dağılımının oluştuğu gözlemlenmiştir. Radyatörün bir yüzeyi duvara bağlanmış ve diğer yüzeyi odayı gördüğü için ön ve arka panel üstünde farklı sıcaklık dağılımları oluşmakta ve bu da simetrik olmayan bir hız dağılımı meydana getirmektedir.



(a) Konum-1



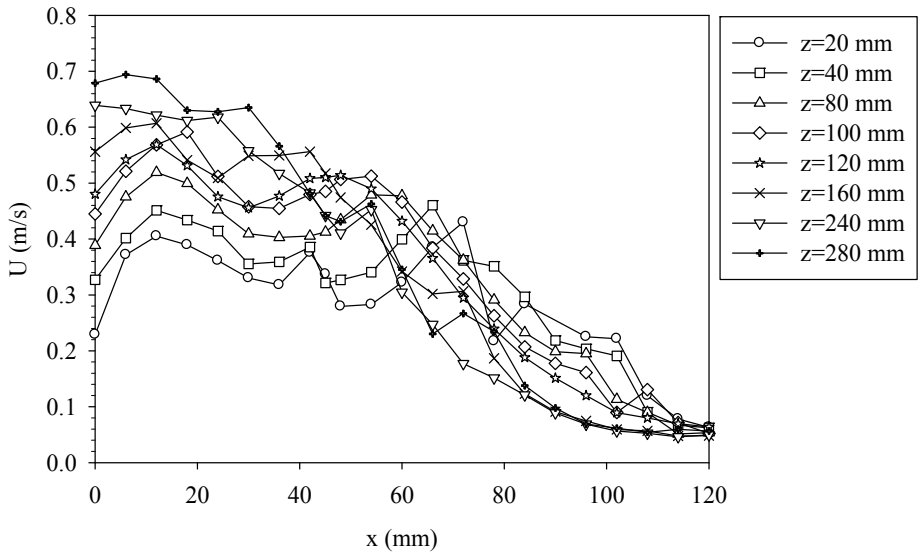
(b) Konum-2

Şekil 4.47. 75/65°C sıcaklık aralığında z=20 mm yükseklikte PIV, LDA ve HAD analizi sonuçları

Şekil 4.48.'de Konum-4'te LDA ile farklı yüksekliklerde ölçülmüş olan hız değerleri sunulmuştur. Deneyler 75/65°C sıcaklık aralığında gerçekleştirilmiş ve yükseklik değerleri (z) radyatörün üst kenarından itibaren alınmış ve 20mm ≤ z ≤ 280mm aralığında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Radyatörün enine yönde (x) ölçümler yapılmış ve sonuçları gösterilmiştir. Ölçümler 0 mm ≤ x ≤ 120 mm aralığında gerçekleştirilmiştir. Burada x=0 mm konumu radyatörün arka panelinin başlangıç noktasını tanımlamaktadır. Görüldüğü üzere duvara yaklaştıkça hız artmaktadır ve duvardan uzaklaştıkça hızda düşüş olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle x=90 mm'den sonra hızda ani bir düşüş yaşanmaktadır.

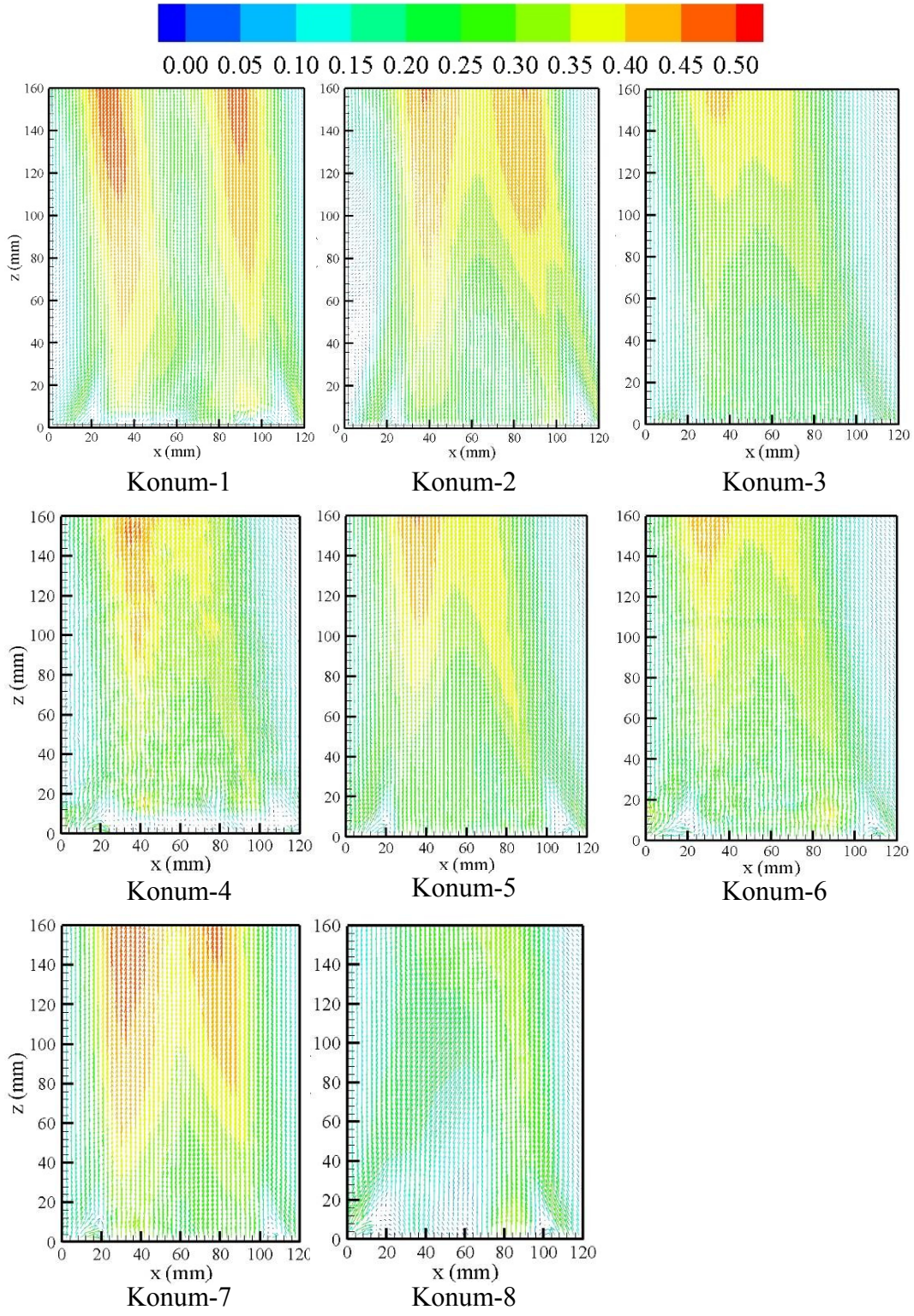
Radyatörün iki panel arası mesafe 90,8 mm'dir. Dolayısıyla ölçümler radyatör genişliğinden daha fazla bir genişlikte devam ettirilmiş ve ön panelin ilerisindeki hızlar da elde edilmiştir. Buradan hareketle oda içindeki durgun hava ile birlikte ön panel üstünde gelişen akışın hızının daha düşük olduğu sonucu çıkarılmıştır. Önceki bölümde sunulduğu üzere 75/65°C sıcaklık aralığında radyatörden odaya gerçekleşen ısı transferinin yaklaşık %75'i doğal konveksiyon ile olmaktadır. Konvektörler arasında çıkan ısınmış hava hızının daha yüksek olmasından dolayı doğal konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin büyük oranda konvektörlerden olduğu yorumu yapılabilmektedir. Bu nedenle konvektörlerden olan doğal konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin artırılmasına yönelik çalışmalara ağırlık verilmiş ve radyatör ısıl gücünün artırılması hedeflenmiştir.

Yüksekliğin artması ile birlikte genel olarak hız da artış göstermektedir. Bu durum literatür ile uyum içindedir ve özellikle z=200mm'den sonra radyatör üstündeki hava akışının türbülanslı hale geldiği literatürde tespit edilmiştir [37]. 20 mm ≤ z ≤ 160 mm aralığında enine yöndeki hız dağılımında iki adet maksimum meydana gelmekte ve bu iki maksimumun ortasında bir minimum hız bölgesi oluşmaktadır. Maksimumlar, konvektörlerin olduğu kısımlarda oluşmaktadır. Minimum hız noktası ise iki karşılıklı konvektör olduğu bölgede meydana gelmektedir. Daha önce sunulmuş olan CFD sonuçlarından elde edilen sıcaklık dağılımlarından özellikle konvektörlerin olduğu bölgelerde sıcaklıkların daha yüksek olduğu gözlemlenmişti. Bu nedenle hava hızının bu kısımlarda daha yüksek olması beklenen bir durum olmuştur. Yüksekliğin z>160 mm değeri için bu etki ortadan kalkmaktadır.

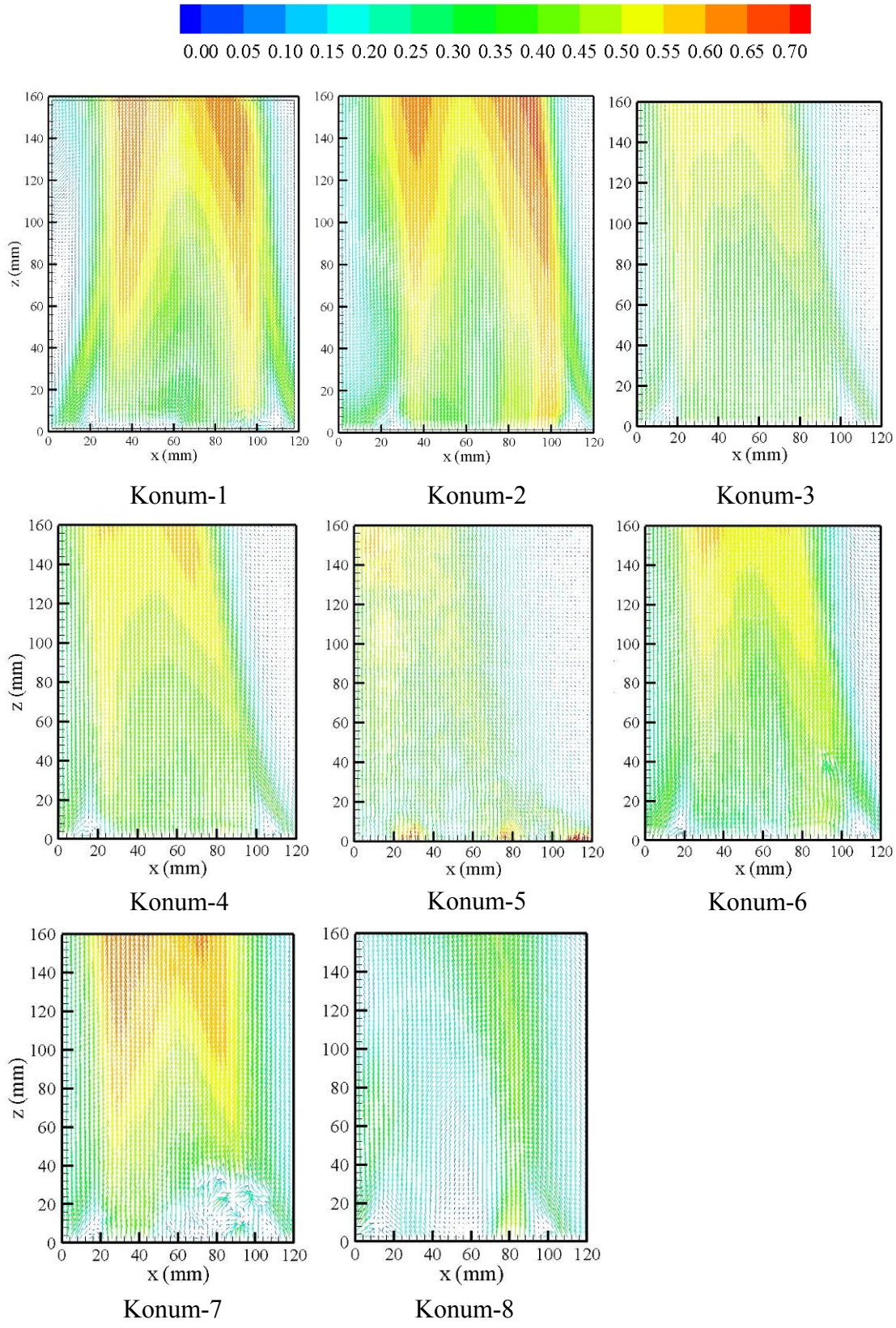


Şekil 4.48. 75/65°C giriş/çıkış sıcaklıklarında Konum-4 için farklı yüksekliklerde LDA ölçüm sonuçları

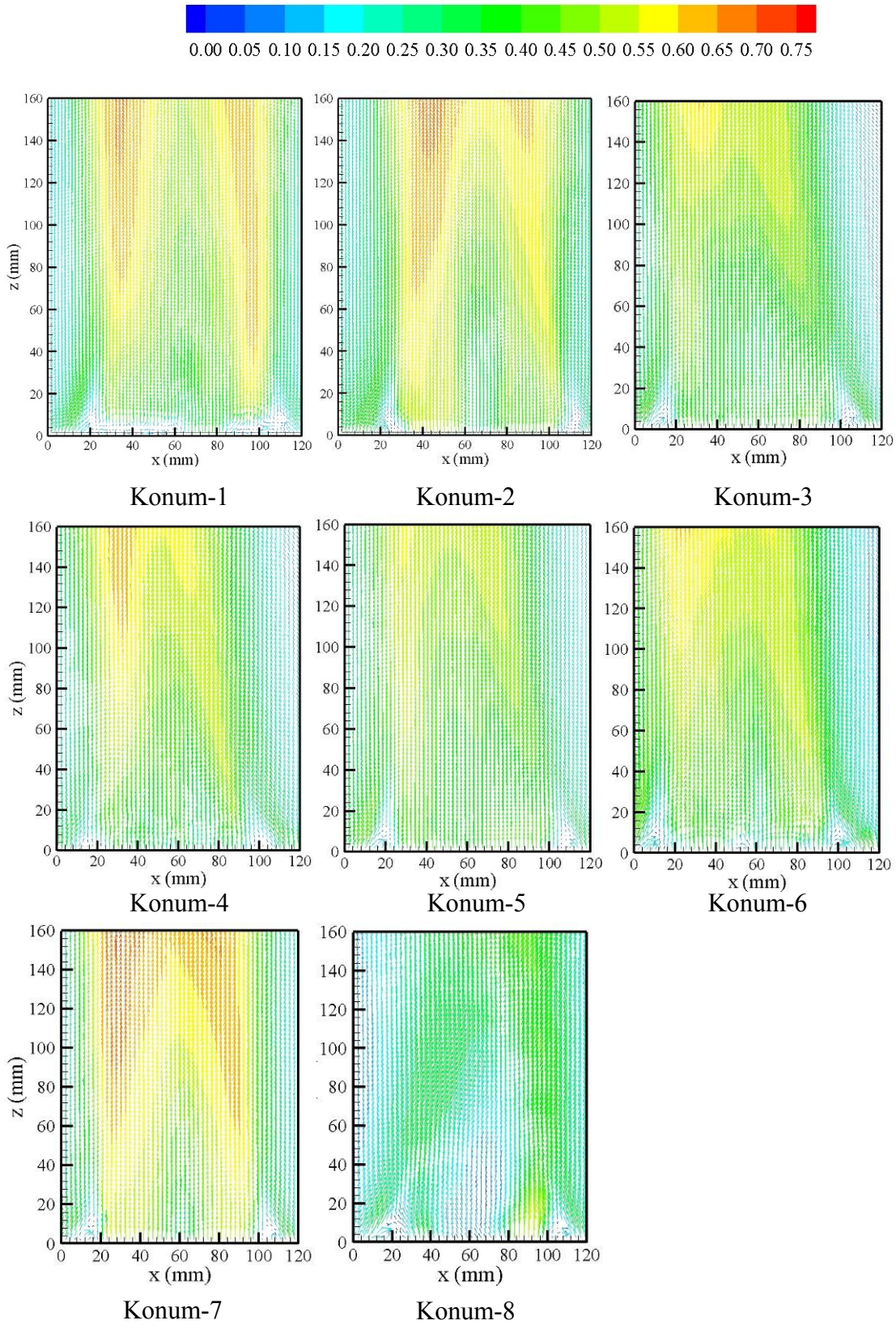
Şekil 4.49. – Şekil 4.51. arasında sırasıyla 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklıkları için farklı konumlarda PIV ile elde edilmiş hız dağılımları gösterilmiştir. Şekillerin sağ tarafları radyatörün odaya bakan yüzeyini göstermektedir. Sol tarafı ise radyatörün bağlı olduğu duvar yönüdür. Görüldüğü üzere sonuçlar LDA ölçümleri ile uyum içerisindedir ve yüksekliğin artması ile birlikte genel olarak hız değerlerinde de artış görülmektedir. Simetrik olmayan akış yapısı bu görsellerde net bir şekilde görülebilmektedir. Akışın yükselmesi ile birlikte genel olarak akış duvara doğru yönlenmektedir. Sağ taraftaki durgun havanın ana akıma doğru yönlendiği ve iki akımın birleşerek duvara doğru hareket ettiği gözlemlenmiştir. Ayrıca tüm konumlarda ve sıcaklık aralıklarında orta kısımlarda hız daha düşük olmaktadır. Akış iki koldan daha hızlı yükseliş göstererek birleşmektedir. Konvektörlerin olduğu bölgelerde daha yüksek hızlar gözlemlenmiştir. Genel olarak en yüksek hız dağılımı Konum-7'de, Konum-8'de ise en düşük hızlar gözlemlenmiştir. Bunun nedeni Konum-8'in konvektörlerin kısa olan kısmında olmasından kaynaklanmaktadır. Bu da konvektörlerin ve konvektör yüksekliğinin önemini daha belirgin ortaya çıkarmaktadır. Buradaki sonuçlardan hareketle konvektör yüksekliğinin daha yüksek olmasının hava akışını ve bununla birlikte gerçekleşen doğal konveksiyon ile ısı transferini artırıcı etkisi olduğu ve bundan dolayı konvektör yüksekliğini artırmak gerektiği görüşü çıkmaktadır. Bu nedenle yeni tasarım radyatörlerde konvektör yüksekliğinin artırılmasının ısı transferini artırıcı etkisinin olacağı öngörülmüştür. Konum-7'nin en yüksek hız değerlerini sağlamasının nedeni sıcak suyun giriş kısmına yakın olmasından dolayıdır. Bu da sıcaklık farkının artması ile birlikte ısınan hava hızının da artmasını sağlamaktadır. Yukarı yönlü olarak gerçekleşen ısınmış havanın akışı radyatörün önündeki durgun havayı sürüklemekte ve akışın yönü duvara doğru gelişmektedir. Bu durum özellikle Konum-3 – Konum-6 arasında daha belirgindir.



Şekil 4.49. Referans durumdaki radyatörün üstünde 55/45°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları

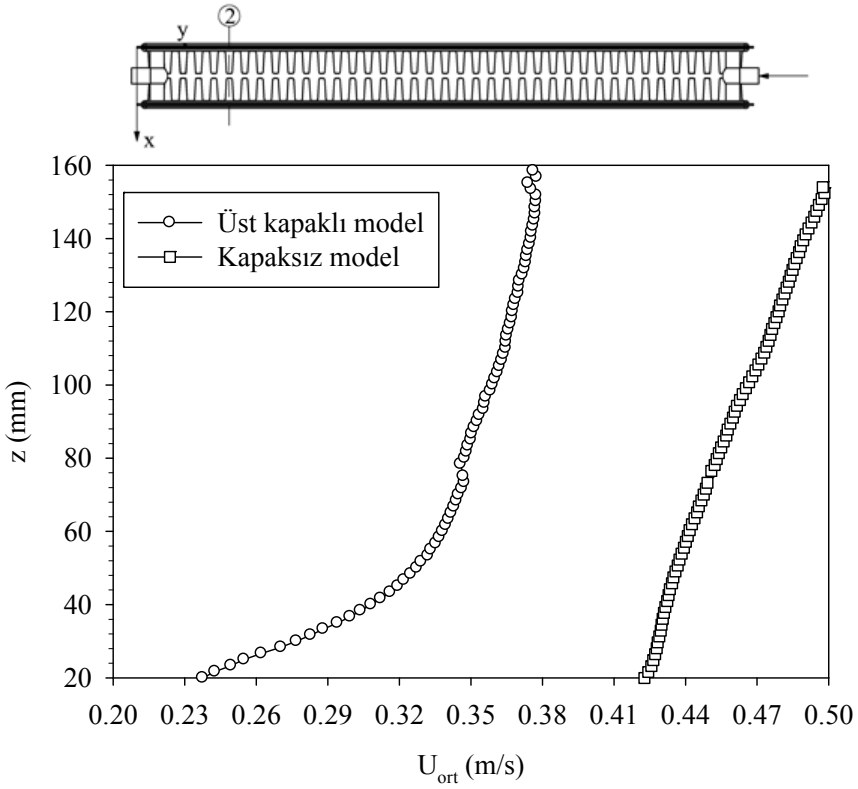


Şekil 4.50. Referans durumdaki radyatörün üstünde 75/65°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları



Şekil 4.51. Referans durumdaki radyatörün üstünde 90/70°C sıcaklık aralığında farklı konumlardaki PIV ölçüm sonuçları

Şekil 4.52.'de üst kapak varlığının radyatör üstündeki hız dağılımına etkisi irdelenmiştir. Konum-2'de TBSE bağlantı konumu ve 75/65°C sıcaklık aralığında radyatörün enine yönündeki hızların farklı yüksekliklerde ortalamaları alınmış ve yükseklik boyunca hız değişimi sunulmuştur. Ölçümler z=20 mm'den itibaren alınmaya başlanmıştır. Bu konum radyatörün üst noktasından itibaren hesaplanan mesafedir. Görüldüğü üzere, radyatörlerde üst kapak bulunması durumunda havanın çıkış hızı yaklaşık olarak %30 oranında daha düşük olmaktadır. Bu oran z=20 mm konumunda yaklaşık olarak %43 oranındadır. Bununla birlikte kapaksız modelde hız yükseklikle birlikte yaklaşık olarak doğrusal artarken, üst kapaklı modelde 20 mm ≤ z ≤ 80 mm aralığında yaklaşık olarak parabolik artmakta ve sonrasında doğrusal bir artış göstermektedir. Bu durum da üst kapak varlığının bir etkisidir ve radyatörden çıkan hava oldukça düşük hıza sahip olmaktadır.



Şekil 4.52. Konum-2 için üst kapak etkisinin ortalama hıza etkisi

Radyatör üstünde birçok kesitte hız ölçümleri yapılmıştır. Bu hız ölçümlerinde elde edilen değerler kullanılarak radyatörün üstünden çıkan havanın debisi hesaplanmaya çalışılmıştır. Radyatörün üst kesiti 90,8 mm genişliğindedir ve radyatör uzunluğu 1 m'dir. Bu sayede radyatör üst kesit alanı hesaplanmıştır. Bir önceki bölümde sunulan radyatör üstünde ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak havanın yoğunluğu hesaplanmıştır. Bununla birlikte

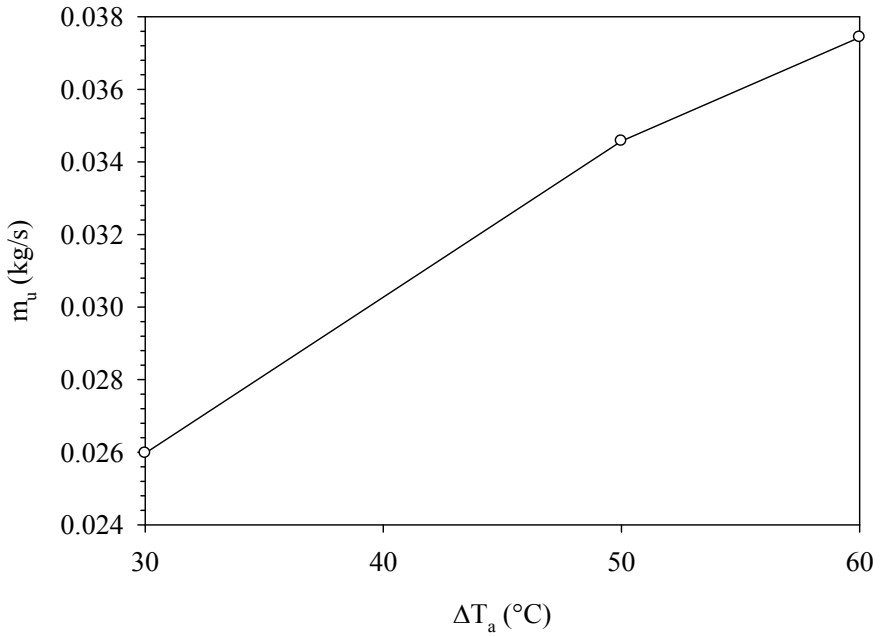
radyatörün 20 mm üstündeki hız değerleri kullanılarak debi hesaplanmıştır. Ayrıca, radyatörün altından ve üstünden ölçülen sıcaklık değerleri vasıtasıyla konvektörlerden ve panellerin iç yüzeylerinden gerçekleşen ısı transferi hesaplanmaya çalışılmıştır. Eş. 4.8 ve Eş. 4.9 vasıtasıyla radyatörün üstünden çıkan havanın debisi ve konvektörlerden gerçekleşen ısı transferi hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_u = \rho_\infty . U . A_u \tag{4.8}$$

$$Q_k = \dot{m}_u . c_p . (T_u - T_a) \tag{4.9}$$

Burada görülen A_u, radyatörün üst kısmının kesit alanını, Q_k konvektörlerden ve panellerin iç kısmından konveksiyon ile olan ısı transferi, $\dot{m}_u$ havanın kütle debisini göstermektedir.

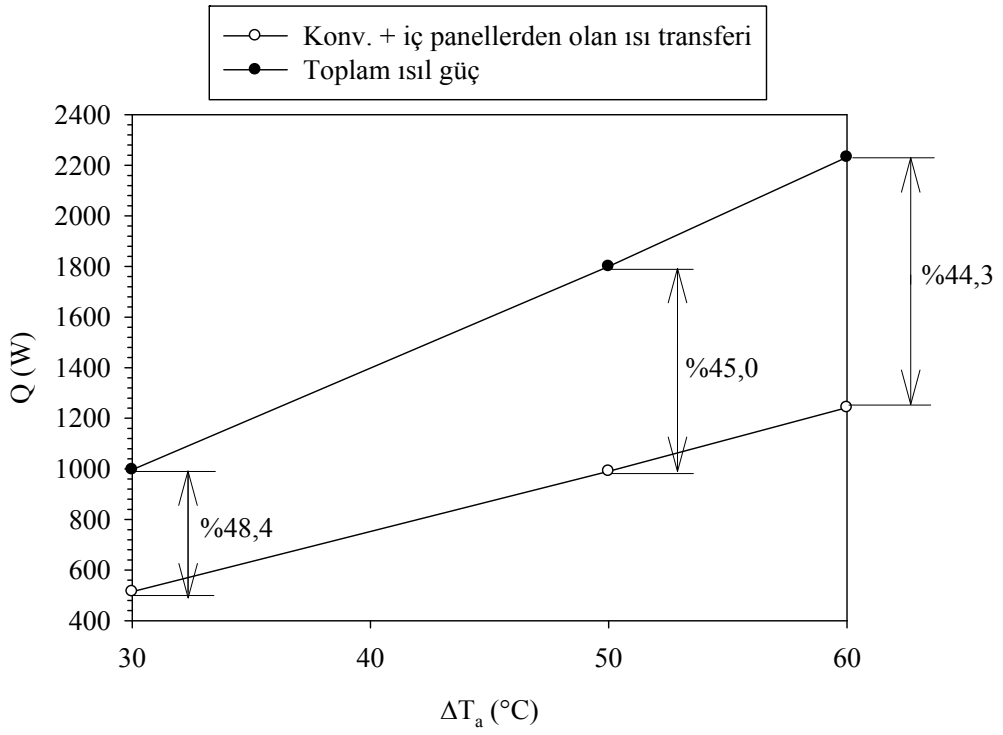
Şekil 4.53.'te referans durum radyatörün üstünden çıkan hava debisinin aşırı sıcaklık ile değişimi sunulmuştur. Artan sıcaklık ile birlikte radyatör panelleri arasından geçen havanın debisi de artış göstermektedir. Yüzey sıcaklığının artması ile birlikte çevre hava ile olan sıcaklık farkı artmakta ve böylece Ra sayısında da artış görülmektedir (Eş. 3.3). Bununla birlikte havanın hızı artış göstermektedir. Kesit alanının sabit olmasından dolayı hız artışı havanın debisinin artışını beraberinde getirmektedir.



Şekil 4.53. Radyatörün üstünden çıkan havanın kütle debisinin aşırı sıcaklık ile değişimi

Şekil 4.54.'te konvektörler ve iç panellerden olan ısı transferinin değişimi sunulmuştur. Şekilde ayrıca radyatörlerin ilgili aşırı sıcaklıktaki ısıl güçleri de gösterilmiştir. Artan aşırı sıcaklık ile birlikte çevre hava ile radyatör arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Aynı şekilde radyatörün altından giren ve üstünden ısınmış olarak çıkan havanın sıcaklık farkı da artış göstermektedir. Bununla birlikte, Şekil 4.53.'te görüldüğü gibi paneller ve konvektörler arasından geçen hava debisi de artmaktadır. Böylece, Eş. 4.9'a göre ısı transferi artmaktadır. Ancak, aşırı sıcaklığın artışı ile birlikte konvektör ve iç panellerden olan ısı transferinin toplam ısıl güce oranı azalma göstermektedir. Bunun nedeni, artan aşırı sıcaklık ile birlikte ön ve arka panelden konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferi de artış göstermekte ve böylece iç paneller ve konvektörlerden olan ısı transferi etkisi düşüş göstermektedir. Düşük sıcaklıklarda ise, kanatçık (konvektör) varlığı ısı transferine etkisi daha fazla olmaktadır.

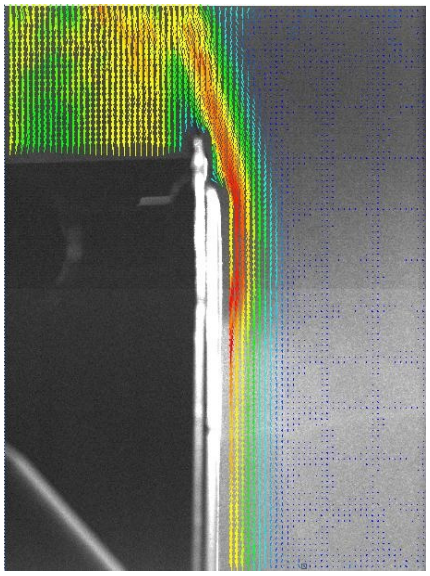
Avrupa Birliği'nin hedefi olan 2020 yılına kadar enerji tüketiminde %20 azalma sağlanması için kriterlerden bir tanesi de daha düşük sıcak su dolaşım sıcaklıklarıdır [1, 11]. Bu anlamda daha düşük dolaşım sıcaklıklarında konvektörlerin etkisi daha çok önem kazanacaktır. Bundan dolayı, konvektör tasarımlarının önemi oldukça fazladır.



Şekil 4.54. Konvektörler ve iç panellerden olan ısı transferinin aşırı sıcaklık ile değişimi

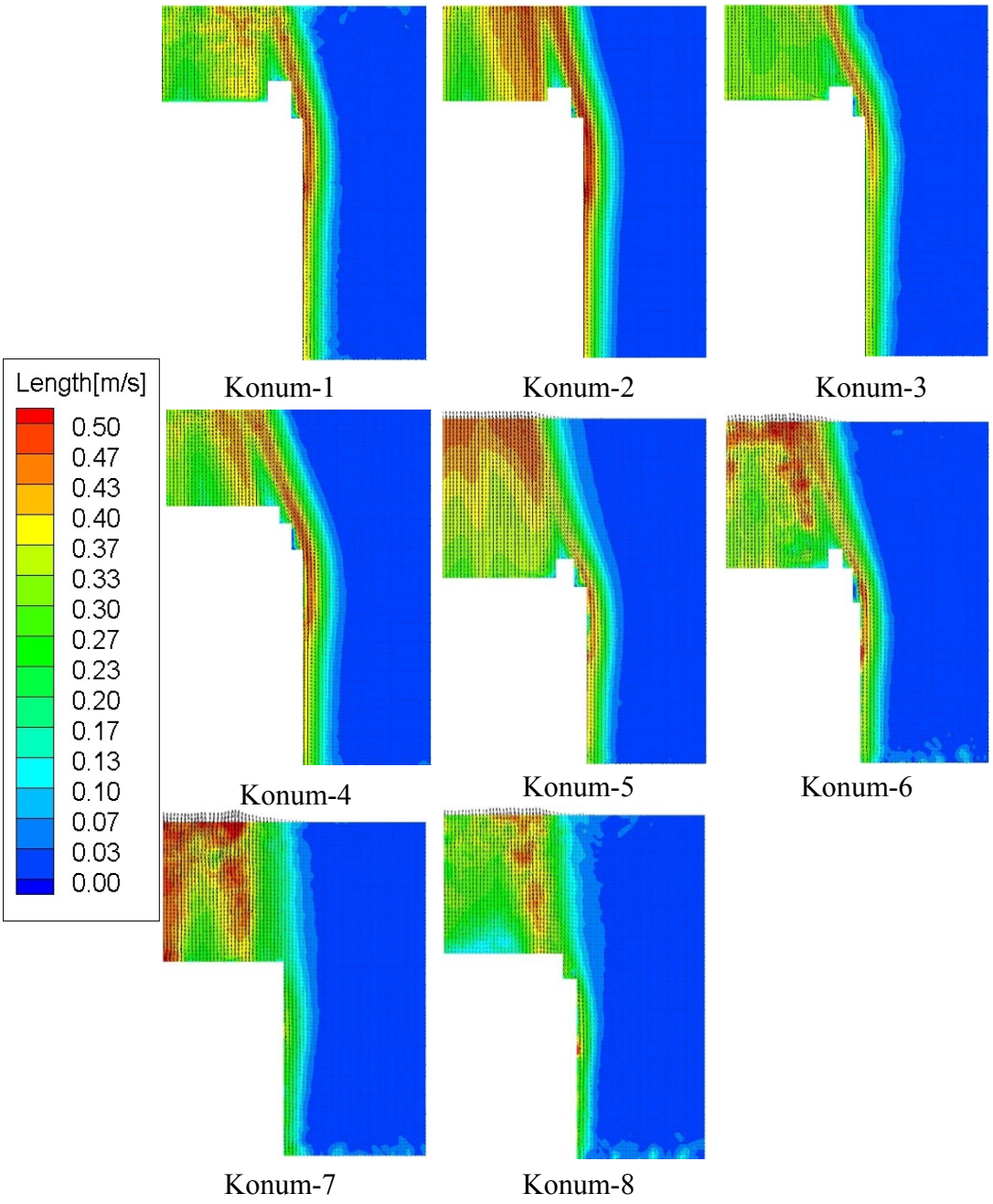
4.3.2. Referans radyatörün ön paneli üstündeki hava akışı

Bu kısımda referans radyatörün ön panelinde gelişen hava akışı ile ilgili elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Şekil 4.55.'te ölçüm alınan radyatörün ön paneli gösterilmiştir. Böylece ölçüm alınan konum daha iyi anlaşılabilmektedir.



Şekil 4.55. Ön panel üstünde yapılan ölçüm

Şekil 4.56.'da radyatörün ön paneli üstünde gelişen hız dağılımı farklı konumlarda sunulmuştur. Radyatör geometrisi şekillerde maskelenmiştir. Böylece hız hesabında radyatör geometrisinin olduğu bölge dahil edilmemiştir. Konum-1'den Konum-8'e doğru gidildikçe hızın arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni sıcak dolaşım suyunun Konum-8 tarafından radyatöre giriyor olmasıdır. Tüm şekillerde görüldüğü üzere hareket ön panel yüzeyinde yukarı doğru gelişmektedir. Panel üstündeki akış sonrasında radyatörün içinden çıkan ısınmış hava akımıyla birleşmektedir. Sınır tabakası dışındaki bölgede akış durgundur. Tüm konumlarda akış radyatörün üst köşesinde sola ve ana akışa doğru yönlenmektedir.



Şekil 4.56. Radyatörün ön paneli üstünde farklı konumlarda hız dağılımları

Bu bölümde referans radyatör için deneysel ve sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur. Farklı bağlantı konumları ve giriş/çıkış sıcaklıkları için radyatörlerin performansı belirlenmiş ve etrafındaki akış yapısı görüntülenmiştir. Deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş ve burada elde edilmiş sonuçlar, tez kapsamında gerçekleştirilen parametrik çalışma için yol gösterici olmuştur.

Sonraki bölümde parametrik HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur. Burada elde edilen sonuçlara göre prototipler üretilmiş ve nihai tasarıma karar verilmiştir. Bu anlamda bu bölümde elde edilen sonuçlar tüm çalışmanın temelini oluşturmuştur.

5. PARAMETRİK HAD ÇALIŞMALARI

Referans radyatörün deneysel ve sayısal analizi çalışmaları tamamlandıktan sonra parametrik HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve farklı boyutların radyatör ısıl gücüne etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu bölümde elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.

Tüm radyatör modelinde yapılacak parametrik çalışma öncesinde incelenecek parametrelere karar vermeden önce PHOENICS yazılımı kullanarak tek bir konvektör için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Burada elde edilen sonuçlar bir metrelik radyatöre göre dönüştürülmüştür. Değişen boyutla birlikte ısı transferi ve kullanılan malzeme miktarındaki değişim incelenmiştir. Burada elde edilen sonuçlar sonucunda en etkin parametrelere karar verilmeye çalışılmış ve sonrasında tüm panel radyatör üstünde bu parametreler incelenmiş ve neticesinde prototip üretimlere karar verilmiştir. Bu nedenle, bu bölümde elde edilen sonuçlar bir sonraki bölüm için temel teşkil etmektedir.

5.1. Ön Parametrik Çalışma Sonuçları

Bu kısımda PHOENICS yazılımı kullanılarak tek bir konvektör için simülasyonlar gerçekleştirilerek sonuçlar sunulmuştur. Farklı parametreler göz önüne alınarak incelemeler yapılmış ve elde edilen ısı transferi sonuçları bir metrelik radyatör için normalize edilmiştir. Burada, iki değişken göz önünde bulundurulmuştur. Her parametreye karşılık gelen ısı transferi oranı ve bununla birlikte ağırlık hesaplanmış ve sonuçları gösterilmiştir. Buna göre sonuçlar optimize edilmeye çalışılmıştır. Ön parametrik çalışmadan elde edilen sonuçlar tüm radyatör için gerçekleştirilen parametrik çalışma öncesi ele alınması önem arz eden parametrelerin kararlaştırılmasında yol gösterici olmuş ve buna göre parametrik çalışmada parametrelere ve inceleme aralığına karar verilmiştir.

Gerçekleştirilen sayısal çalışmada PHOENICS sayısal akışkanlar dinamiği kodu (Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series) kullanılmıştır. Kodun isminde geçen “parabolik”, “hiperbolik” ve “eliptik” kelimeleri çözülen denklem türlerini göstermektedir. Çözülen bu denklemler kütle, enerji ve momentum denkliklerini ifade etmekte olup bu denklemler ayrıca difüzyon, taşınım ve kaynakların etkilerini ve bunların zamanla değişimini göstermektedir. PHOENICS, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem

setlerinin çözümlerine iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar. Denklemlerdeki bağımlı değişkenler kütle, sıcaklık, basınç, hız veya başka korunan büyüklükler olabilmektedir. Kod kısmi diferansiyel denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürmek için sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. PHOENICS sayısal akışkanlar dinamiği kodunun ana elemanları Satellite, Earth ve Photon'dur. Satellite ön işlemci olarak görev yapmaktadır, Earth ana simülasyon yazılımını içermektedir. Yazılımda fiziksel kanunlarla ilgili parçalar ve kullanılan sayısal metoda uygulanan bütün işlemlerle ilgili Fortran kodlamasını kapsamaktadır. Earth, Satellite tarafından hazırlanan veri kütüğünü okur ve istenen hesaplamaları yapar. Hesaplama sonunda Result ve Phi adlarında iki kütük oluşturur. Photon Earth tarafından hazırlanan Phi kütüğünü okur ve kullanıcıya interaktif olarak sonuçları sunar. Kullanıcının vereceği komutlara göre akış vektörlerini, sıcaklık dağılımlarını, problemin hücre yapısını vb. gösterir [73].

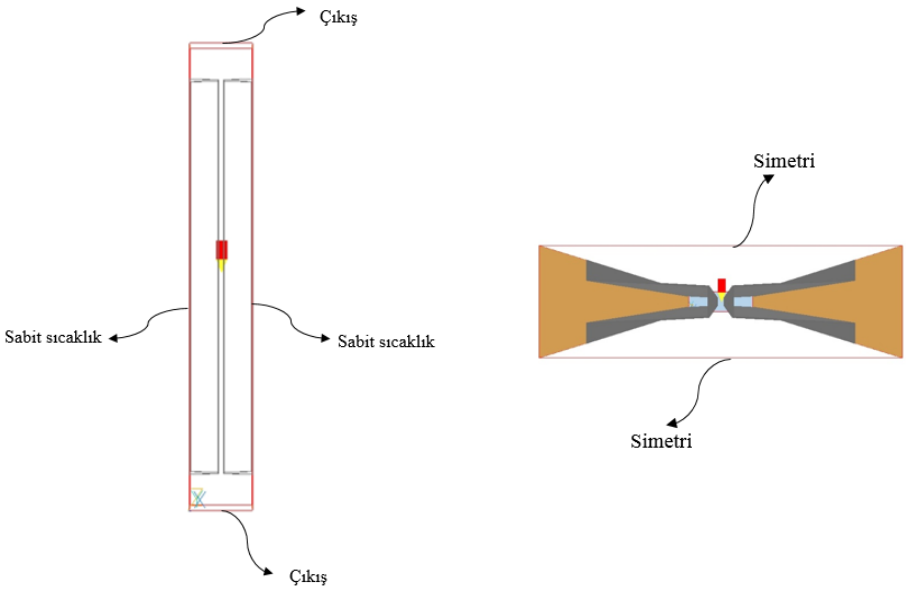
Sayısal olarak ele alınan problem kartezyen koordinatlarda zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Eş. 3.18 – Eş. 3.22 arasında sırasıyla sunulan üç boyutlu kütle, momentum ve enerji denklemleri çözdürülmüştür. Denklemlerin formülasyonunda eliptik denklem tipi ve kaydırılmış hücre yapısı kullanılmıştır. Matematiksel olarak kararlı haldeki viskoz akışlar eliptik yapıya sahiptir. Bu da akışın bir noktasındaki değerlerin çevresindeki noktalardan etkilendiği manasına gelmektedir. PHOENICS'te ise eliptik terimi paraboliğin aksine akış içerisinde baskın bir yön olmadığı ve bu vesileyle bilgisayar zamanından ve depolamadan tasarruf etmenin mümkün olmadığı durumlar için kullanılmaktadır. Kaydırılmış hücre yapısından kasıt ise hızların hücre yüzeylerinin orta noktasında depolanmasıdır. Kaydırılmış hücre yapısının kullanılmadığı durumlarda hızlar aynı basınç ve sıcaklık gibi hücre merkezlerinde depolanırlar. Ayrıklaştırma işlemi algoritması olarak hibrid şeması kullanılmıştır. Bu şema upwind şemasının kararlılığı ile merkezi farklar şemasının hassaslığını birleştiren bir şemadır. Çözüm işleminde bilgisayar hafızasında ekonomi sağlamak amacıyla "slabwise" denilen dilim dilim çözüm tekniği uygulanmıştır. Çözümümüzde basınç ve sıcaklık hariç bütün değişkenler için bu metod uygulanmıştır. Basınç ve sıcaklık için ise "whole-field" denilen bütün dilimlerin hafızada saklandığı yöntem uygulanmıştır. Akış sınır şartlarının ve blokların etkisini bütün çözüm alanına iletmesi nedeniyle özellikle basınç düzeltme denkleminin "whole-field" metoduyla çözülmesi tavsiye edilmektedir. Momentum ve süreklilik denklemleri birbiriyle bağlantılıdır. Basınç için ise doğrudan bir denklem bulunmamaktadır. Bütün sayısal akışkanlar dinamiği kodlarının amacı doğrudan denklemi olmayan bu değişkeni süreklilik

denklemiyle ilişkilendirmek ve bir şekilde içine katmaktır. Bu işlem PHOENICS'te SIMPLE algoritmasının bir varyasyonu olan SIMPLEST (SIMPLEShorTened) algoritması ile gerçekleştirilmektedir [73].

Sayısal çalışma kapsamında öncelikle karşılıklı iki konvektör modellenmiş olup konvektör boyutlarının değişiminin ısı transferine etkisi irdelenmiştir. Konvektörlerin bağlı bulunduğu duvarlara sabit sıcaklık sınır şartı verilmiş ve konvektörlerden iletimle ısı transferi modellenmiştir. Şekil 5.1.'de oluşturulan sayısal model ve sınır şartları sunulmuştur. Görüldüğü üzere konvektörlerin bağlandığı yüzeylere 60°C sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Hem alt hem de üst yüzeylere çıkış sınır şartı verilerek doğal konveksiyon probleminde giriş-çıkışın olabileceği kabul edilmiştir. İki yan yüzeye simetriklik sınır şartı verilerek konvektörlerin devam ettiği şeklinde tanımlanmıştır. Sayısal çalışma PHOENICS paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kanalın yüksekliği çalışma boyunca sabit tutulmuş olup 0,60 m'dir ve deneysel ve sayısal olarak incelenen radyatör ile aynıdır. Sayısal modelin doğrulanması aşamasında referans radyatör CAD geometrisi üzerinden ölçüler alınmış olup simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Referans radyatörün hatvesi (iki konvektör arası mesafe) 25 mm'dir ve deneysel çalışmada özellikleri sunulan ölçüler ile aynıdır.

Şekil 5.1.'de gösterildiği üzere konvektörlerin bağlandığı yüzeylere (x=0) 60°C sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Hem alt hem de üst yüzeylere (z=0; z=600 mm) çıkış sınır şartı verilerek doğal konveksiyon probleminde giriş-çıkışın olabileceği kabul edilmiştir. İki yan yüzeye (y=0; y=p) simetriklik sınır şartı verilerek konvektörlerin devam ettiği şeklinde tanımlanmıştır. Parametrik çalışmada PHOENICS paket programı kullanılmıştır. Kanalın yüksekliği çalışma boyunca sabit tutulmuş olup 0,60 m'dir ve deneyleri gerçekleştirilen radyatör ile aynıdır.

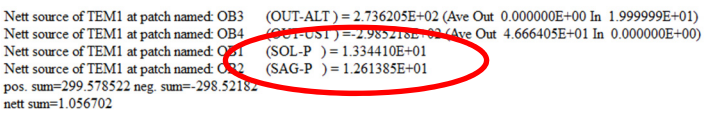
Çalışmada sürekli şartlarda doğal konveksiyon ile ısı transferi çözdürülmüş olup –z yönünde 9,81 m/s^2 değerinde yer çekim ivmesi uygulanmıştır. Sıcaklık farklarının yüksek olmayacağı ön görüldüğü için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Havanın özellikleri sabit kabul edilmiştir ve 20°C'deki havanın özellikleri kullanılmıştır. Dış ortam ve kanala giren havanın sıcaklığı da 20°C olarak modellenmiş ve böylece standartta belirtilen dış ortam sıcaklığı kullanılmıştır. Çalışma kapsamında radyasyon etkileri ihmal edilmiştir.



Şekil 5.1. Ön parametrik çalışma kapsamında oluşturulan model ve sınır şartları

Sayısal modelin doğruluğunun araştırılması kapsamında modelin iterasyon sayısından bağımsızlaştırılması, korunum denklemlerinin sağlanmış olması, çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılması aşamaları incelenmiştir. Doğal konveksiyon problemi olmasından dolayı burada ayrıca çözüm geometrisinin çıkış sınırlarının genişletilmesi çözüm sonucuna etkisi incelenerek bağımsızlaştırılmıştır.

Çözüm sonucunda öncelikle problemin yakınsamış olduğu tespit edilmiş ve korunum denklemlerinin sağlanmış olduğu görülmüştür. Bu aşamadan sonra problemin sonuç kütüğünden sıcaklık sınır şartı verilmiş yüzeyler olan ısı transferi miktarı alınmış ve bu değerin iterasyon sayısından bağımsızlaştırılması sağlanmıştır. Şekil 5.2.'de kullanılan ısı transferi miktarları gösterilmiştir.



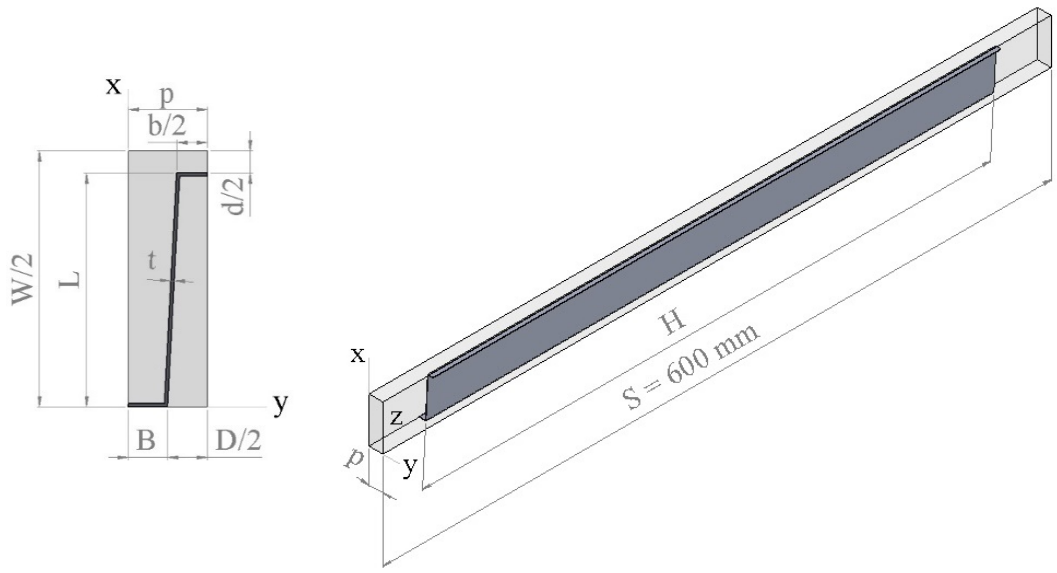
Şekil 5.2. Yüzeylerden olan ısı transferi miktarı

Çözüm hacminin azaltılarak daha hızlı sonuç alabilmek adına geometrinin simetriklik sınır şartları oluşturularak dörtte birinin kullanılmasına karar verilmiştir. Burada amaç hem daha az hücre sayısı hem de daha kısa çözüm süreleri ile bilgisayar işlemlerini hızlandırmaktır. Çizelge 5.1.'de tüm model ile dörtte bir modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve

çözüme etkisinin düşük olduğu görülmüştür. Şekil 5.3.'te oluşturulan model ve sınır şartları gösterilmiştir. Burada görüldüğü üzere sınır şartları aynen korunmuş ancak ilave iki simetri sınır şartı modele eklenmiştir.

Çizelge 5.1. Tam geometri ile dörtte bir geometri için hesaplama sonuçları

Tam Geometri (W)	Dörtte bir Geometri (W)	Fark (%)
26,05	6,66*4=26,64	2,3



Şekil 5.3. Ön parametrik çalışmada kullanılan dörtte bir model

PHOENICS ile gerçekleştirilen parametrik çalışma için oluşturulan sayısal modelde uygulanan sınır şartları genel olarak çıkış, duvar ve simetri olmuştur. Çıkışlar atmosfere açıktır ve bu nedenle çıkışlarda basınç atmosfer basıncı olarak alınmıştır. Sınır şartları aşağıda özetlenmiştir.

$$x = 0,\ 0 \le y \le p,\ 0 \le z \le S; \qquad u = 0;\ v = 0;\ w = 0;\ T = 60°C \tag{5.1}$$

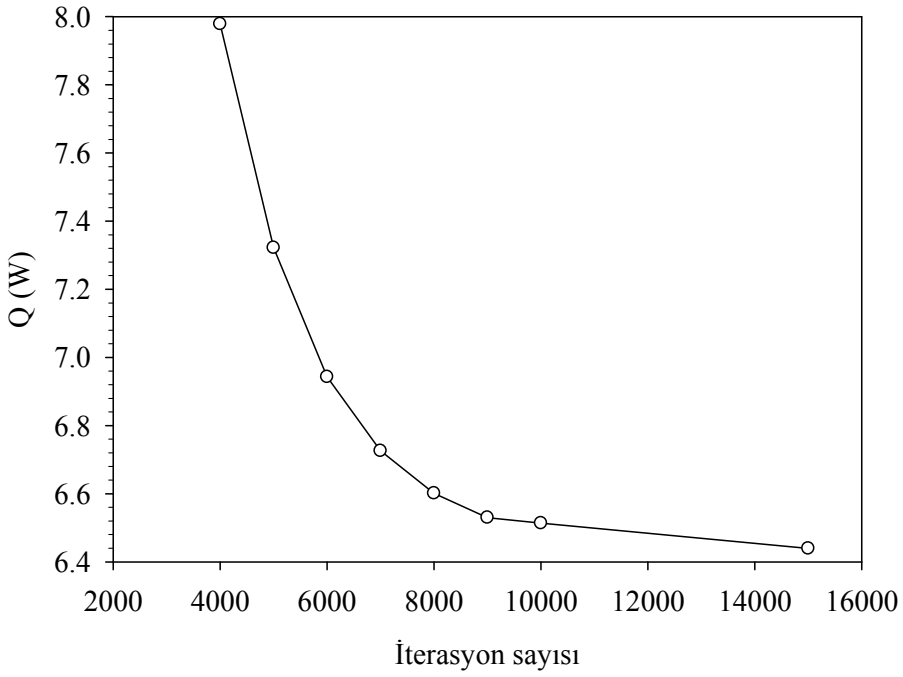
$$x = W/2,\ 0 \le y \le p,\ 0 \le z \le S; \qquad \frac{\partial u}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{5.2}$$

$$y = 0 \text{ ve } y = p,\ 0 \le x \le W/2,\ 0 \le z \le S; \qquad \frac{\partial u}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \tag{5.3}$$

z = 0 ve z = 600 mm, $0 \leq x \leq W/2$, $0 \leq y \leq p$;

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial v}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial w}{\partial z} = 0;\ \frac{\partial T}{\partial z} = 0;\ p = p_a \tag{5.4}$$

Şekil 5.4.'te iterasyon sayısı ile değişen ısı transferi sunulmuştur. Çözümler 4000 ile 15000 iterasyon arasında değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Görüldüğü üzere çözüm 8000 iterasyondan sonra yaklaşık olarak sabit kalmaktadır ve bu nedenle çalışma boyunca optimum iterasyon sayısı olarak 10000 belirlenmiştir.



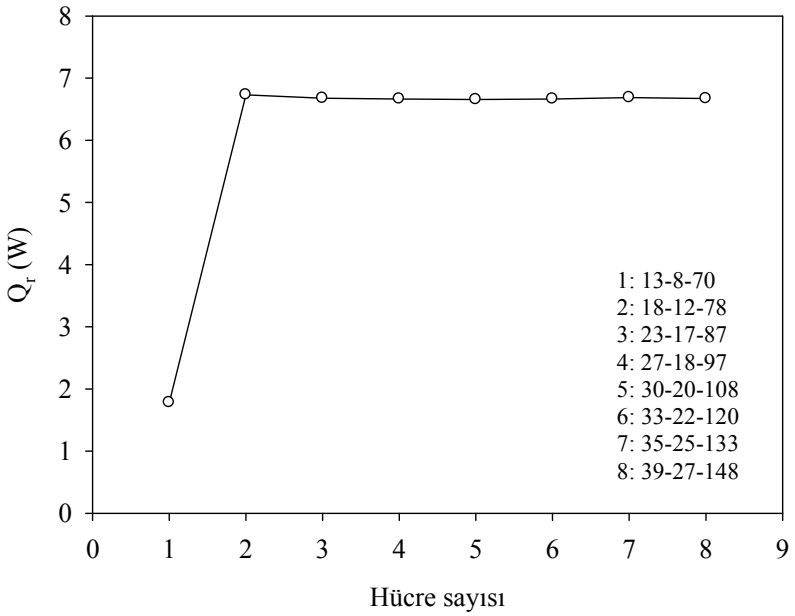
Şekil 5.4. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlaştırılması

Korunum denklemlerinin sağlanmış olması araştırılmış ve programın sonuç kütüğünden enerji ve kütle denklikleri elde edilmiştir. Giren ile çıkan kütle arasındaki farkın $5x10^{-10}$ mertebesinde olduğu görülmüştür. Enerji denkliği giriş ile çıkış kesitindeki havanın sahip olduğu enerji miktarı ile panelden aktarılan ısı transferi miktarının toplamından elde edilmektedir. Çizelge 5.2.'de enerji denkliği ile ilgili ayrıntılar sunulmuştur. Ayrıca, ayrıntılı olarak örnek bir sonuç kütüğü EK-4'te sunulmuştur.

Çizelge 5.2. Simülasyon sonucu enerji dengesi

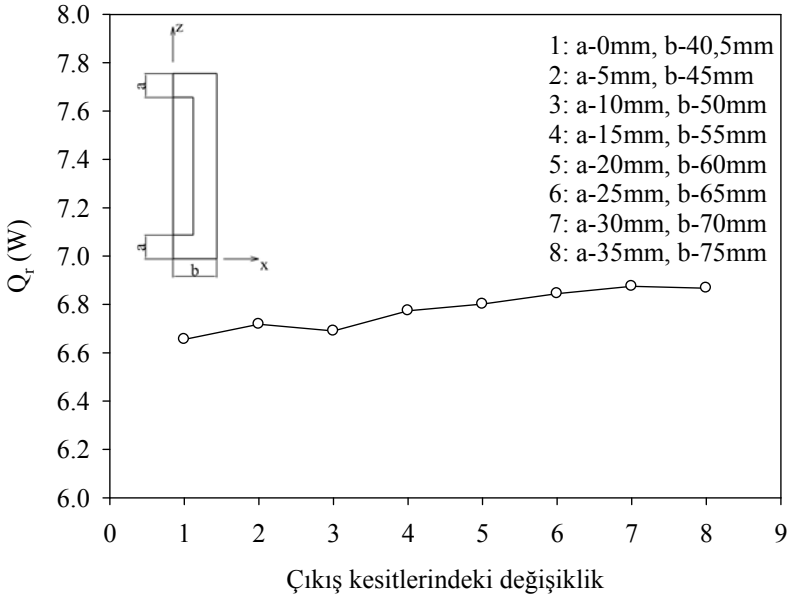
Sınır şartı	Değer
Üst çıkış kesiti (W)	68,6
Alt çıkış kesiti (W)	-74,8
Panel (W)	6,6
Toplam (W)	0,4

Bu aşamadan sonra hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması gerçekleştirilmiştir ve sonuçları Şekil 5.5.'te gösterilmiştir. Görüldüğü üzere çözüm 2 numaralı (18-12-78) hücre sayısından sonra yaklaşık olarak sabitlenmektedir. Bu çalışmada optimum hücre sayısı olarak x-y-z yönlerinde 30-20-108 hücre sayısı kullanılmıştır.



Şekil 5.5. Çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılması

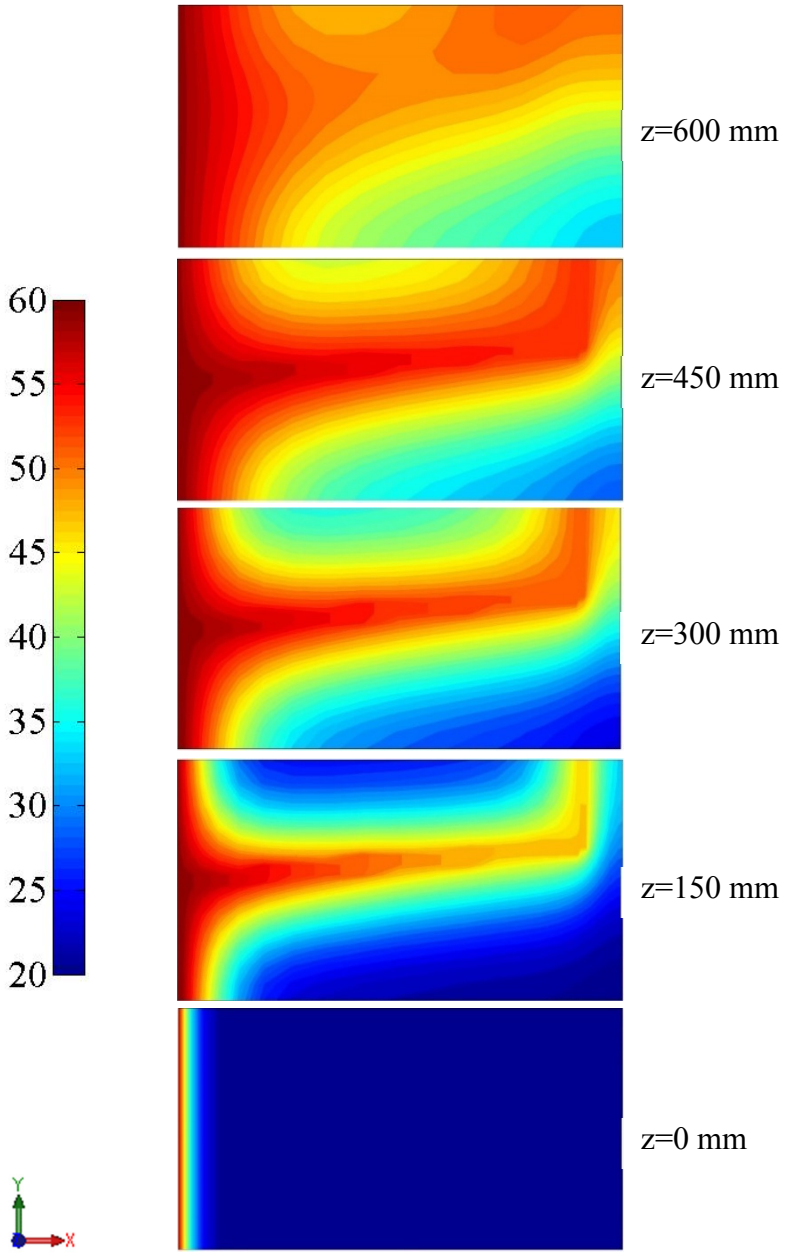
Sayısal çözümün doğrulanması aşamasında son adım olarak çıkış kesitlerinde oluşturulan genişletilmiş çıkış sınır şartlarının çözüme etkisi irdelenmiş ve sonuçlar Şekil 5.6.'da gösterilmiştir. Görüldüğü üzere çıkış kesitlerinde meydana getirilen genişletilmiş sınırların çözüme etkisinin ihmal edilebilir olduğu tespit edilmiş ve bu nedenle çözümlerde herhangi bir genişletmeye gerek görülmemiştir.



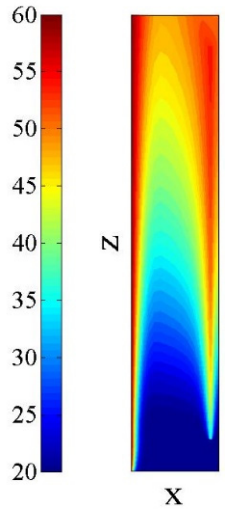
Şekil 5.6. Çıkış kesitlerinde oluşturulan genişletmenin çözüme etkisi

Burada gerçekleştirilen çözümler referans radyatörden alınan ölçüler ile oluşturulmuştur. Referans radyatörde kullanılan konvektörlerde oluşan sıcaklık dağılımları farklı kesitlerde elde edilen konturlar ile gösterilmiştir. Şekil 5.7.'de konvektör boyunca farklı z yüksekliklerinde meydana gelen sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere ortam havası alt kısımdan girmekte ve ısınarak yükselmektedir. Isınan hava konvektörün tabanında ve çevresinde bir ısıl sınır tabaka meydana getirmektedir. Ayrıca köşe noktalarında sıcaklığın fazla yükselemediği bölgeler oluştuğu görülmüştür. Çıkış kesitinde ise üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı tespit edilmiştir. Bunun konvektörün bitişinden sonra soğuk ile sıcak bölgelerin birbiriyle daha çok karışmasından dolayı oluştuğu şeklinde yorumlanmıştır.

Şekil 5.8.'de ise x-z düzlemi boyunca simetri düzlemi üstünde sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Burada sıcaklık sınır tabakasının gelişimi daha net bir şekilde görülebilmektedir. Özellikle konvektörün başlangıç noktasından sonra iki yönlü bir sınır tabakası gelişmektedir. Bu durum orta bölgelerde sıcaklığın daha geç ısınmasına neden olmakta ve çıkış kesitinde üniform olmayan bir sıcaklık dağılımının oluşmasına sebebiyet vermektedir.



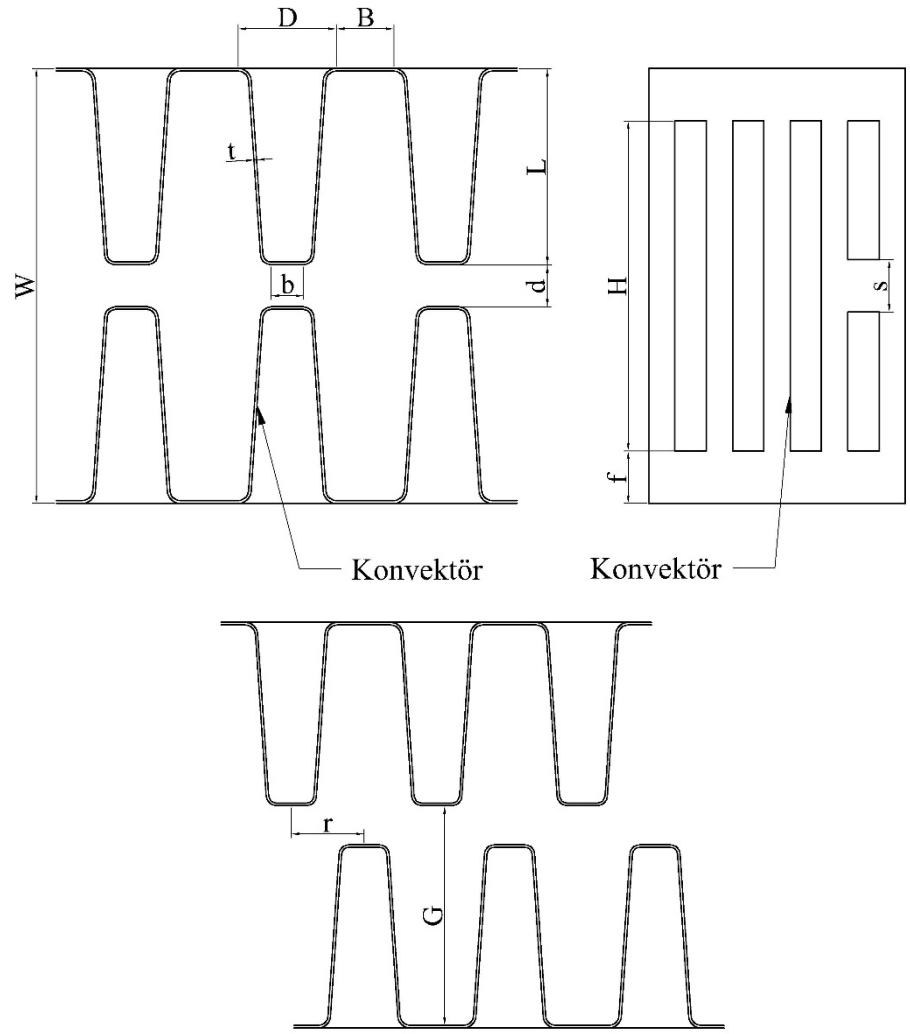
Şekil 5.7. Farklı z yükseliklerinde oluşan sıcaklık dağılımları



Şekil 5.8. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı

Bu kısımda, tek bir konvektör için PHOENICS yazılımı ile gerçekleştirilmiş ön parametrik HAD analizi sonuçları bir metrelik bir radyatöre göre normalize edilerek hesaplanmış ve ısı transferi ve radyatör ağırlığındaki değişimler sunulmuştur. Öncelikle Şekil 5.9.'da ön parametrik çalışma kapsamında incelenen parametreler ve hangi boyuta ait oldukları hakkında bilgiler sunulmuştur. Referans radyatör için ilgili büyükler hakkında bilgiler verilmiştir. Referans radyatörde kullanılan konvektör boyutları Çizelge 5.3.'te gösterilmiştir.

İncelenen parametreler ve aralıkları Çizelge 5.4.'te sunulmuştur. Parametrik çalışmada sadece bir parametre değiştirilmiş ve diğer parametreler referans radyatör ölçülerinde bırakılarak incelemeler yapılmıştır. Gerçekleştirilen bu ön parametrik çalışma ile konvektörlerdeki ısı transferinin en fazla etkilendiği parametreler tespit edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 5.9. Ön parametrik çalışmada incelenen parametreler

Çizelge 5.3. Referans radyatör konvektör boyutları

Parametre	
d (mm)	7
D (mm)	12,62
B (mm)	6,19
L (mm)	37
t (mm)	0,37
b (mm)	9,74
H (mm)	510
f (mm)	45
s (%)	0
r (mm)	0
G (mm)	44

Çizelge 5.4. Ön parametrik çalışma tablosu

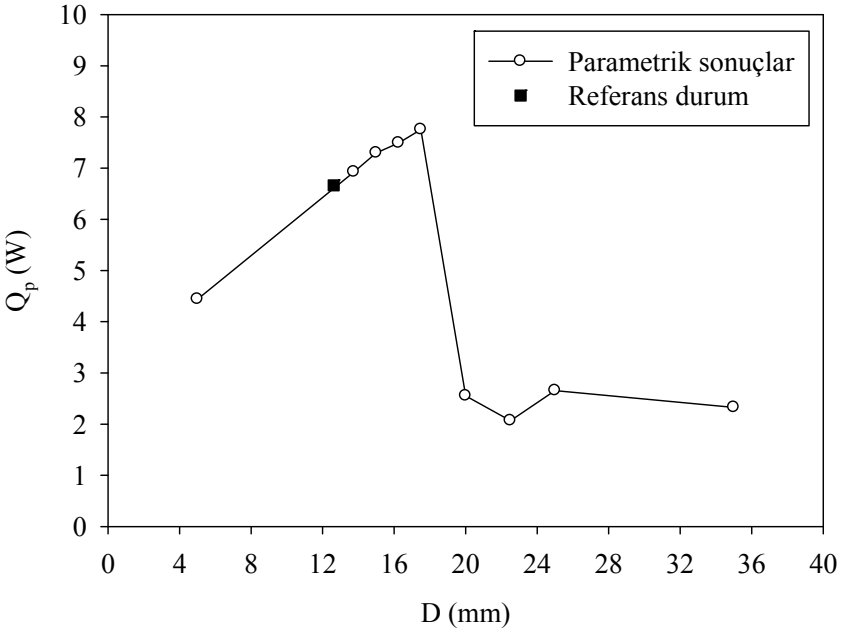
Parametre	
d (mm)	0-12
D (mm)	5-35
B (mm)	2-12
L (mm)	25-80
t (mm)	0,25-0,60
b (mm)	0-12
H (mm)	450-600
f (mm)	0-90
s (%)	10-100
r (mm)	0-12,5
G (mm)	5-40

Konvektörler arası mesafenin ısı transferine etkisi (D)

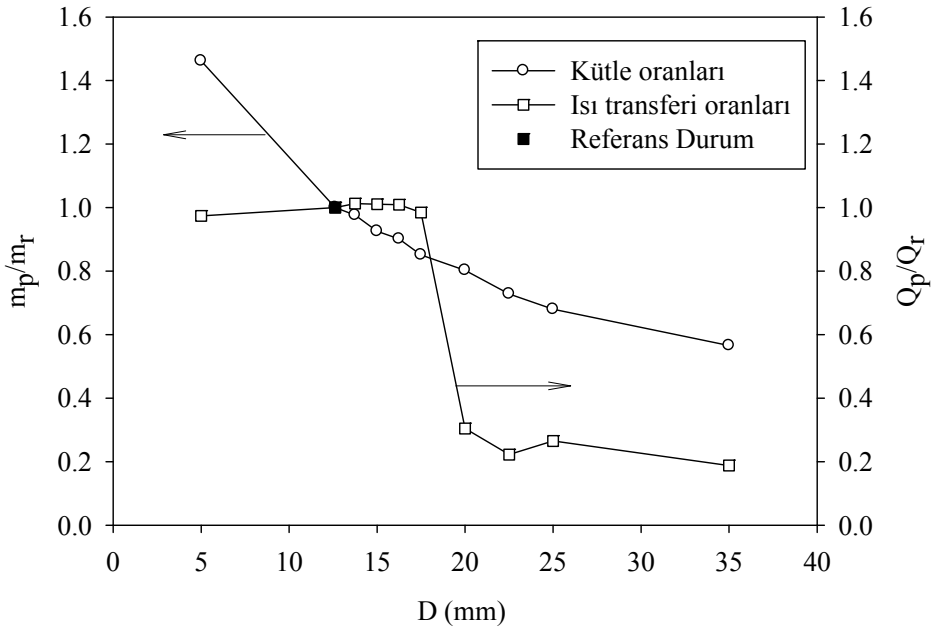
Bu kısımda konvektörler arası mesafenin (D) ısı transferine etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda D mesafesinin 5 mm, 13,75 mm, 15 mm, 16,25 mm, 17,5 mm, 20 mm, 22,5 mm, 25 mm ve 35 mm değerleri için çözümler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.10.'da D mesafesinin ısı transferine etkisi sunulmuştur. Grafikte ayrıca referans durumda elde edilen sonuç da sunulmuştur. Referans durumda D=12,62 mm olarak ölçülerek çözümlerde kullanılmıştır. Görüldüğü üzere, artan D ile ısı transferi artmakta ve D=20 olduğunda ani bir düşüş olmaktadır. Bu ani düşüşün nedeni, D boyutunun artması ile birlikte toplam kanatçık uzunluğu da artmaktadır. Bu artış neticesinde belli bir uzunluktan sonrasında konvektör ısıyı iletememektedir. Bu nedenle ısı transferi de olumsuz etkilenmektedir ve ısı transferinde düşüş meydana gelmektedir. En yüksek ısı transferi D=17,5 mm olduğunda elde edilmektedir.

D boyutu için ısı transferi ve kütle oranındaki değişim Şekil 5.11.'de sunulmuştur. Burada ısı transferi ve ağırlık referans durumdaki değerler ile normalize edilerek değişim oranları tespit edilmeye çalışılmıştır. Burada öncelikle bir metrelik bir radyatöre göre ısı transferi ve ağırlık hesaplanmıştır ve sonrasında referans durum ile oranlanmıştır. Burada p alt indisi parametrik çalışmadan elde edilen değeri, r alt indisi ise referans durumdaki değeri göstermektedir. Referans durum ile D=17,5 mm aralığında ısı transferi yaklaşık olarak sabit kalırken aynı aralıkta kütle oranı yaklaşık olarak %15 oranında düşürülebilmektedir. D=20 mm olduğunda ise referans duruma göre ısı transferinde yaklaşık %80 oranında bir düşüş meydana gelmektedir. Aynı aralıkta ağırlıkta sadece %20 oranında bir azalma olmaktadır.

Şekil 5.11.'e göre en ideal durumun D=17,5 mm olduğu durum olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 5.10. D mesafesinin ısı transferine etkisi

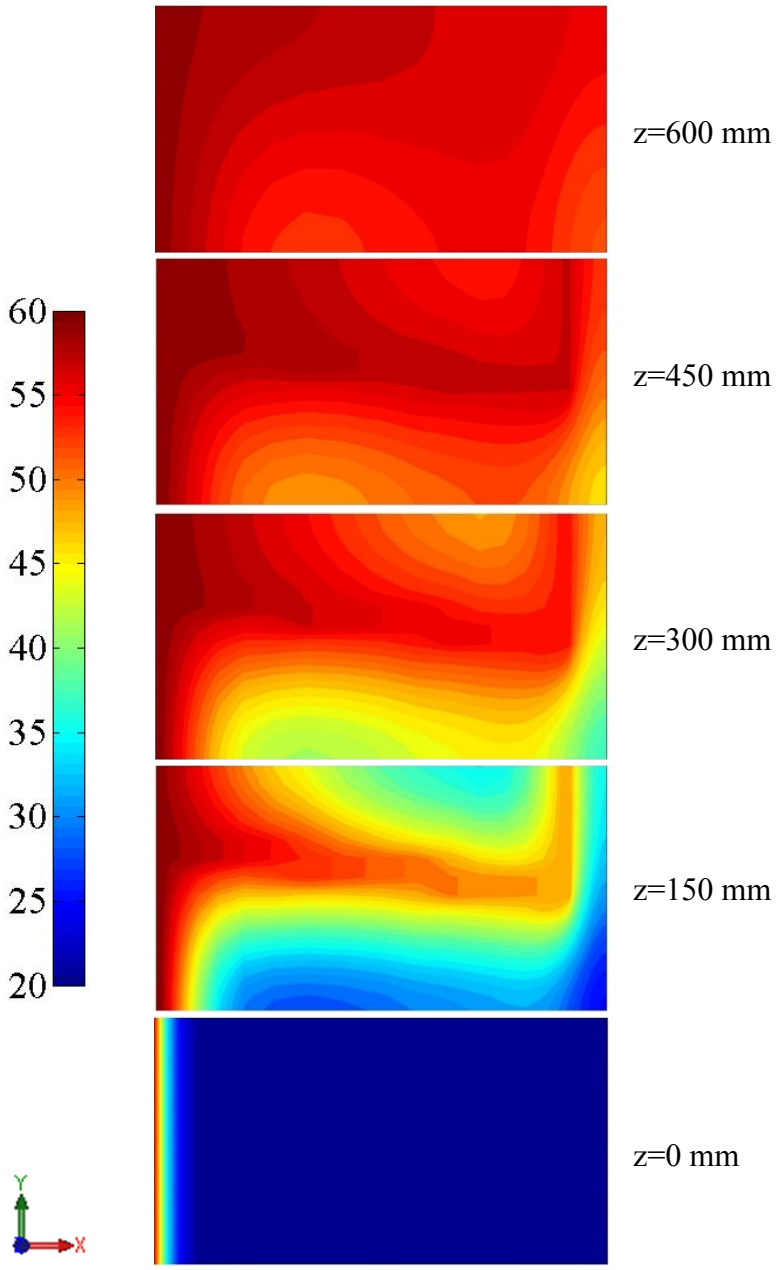


Şekil 5.11. D boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları

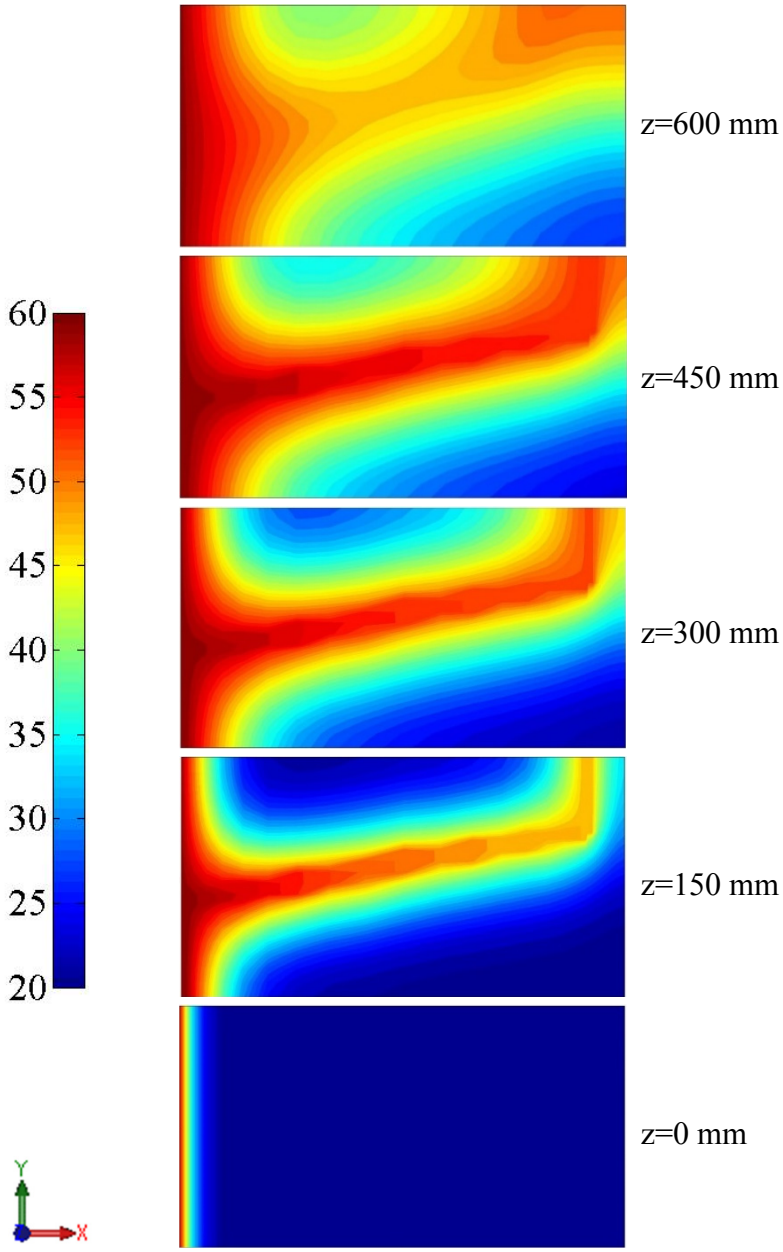
Şekil 5.12. – Şekil 5.14. arasında sırasıyla D=5 mm, 17,5 mm ve 20 mm için farklı z konumlarında sıcaklık konturları sunulmuştur. Giriş kesitinde tüm görseller yaklaşık aynı olmasına rağmen konvektör boyunca D=5 mm olduğunda en yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır. Özellikle çıkış kesitinde diğerlerine göre daha üniform bir sıcaklık dağılımı

gözlemlenmiştir. Ancak buna rağmen ısı transferi oranında bakılacak olursa (Şekil 5.11.) en yüksek ısı transferi D=17,5 mm olduğunda elde edildiği görülmüştür. D=5 mm olduğunda daha yüksek sıcaklıkların elde edilmesine rağmen daha düşük ısı transferinin elde edilmesinin sebebinin konvektörler arası mesafenin azalması nedeniyle akışın boğulması ve hızda düşüşten kaynaklanan ısı transferinde azalmanın meydana geldiği şeklinde yorumlanmıştır. D=20 mm olduğunda ise konvektörler arasındaki mesafenin çok artması nedeniyle konvektörün uzunluğu da artış göstermiş ve dolayısıyla iletimle olan ısı transferi tam gerçekleşememekte ve ısı tam aktarılamamaktadır. Bundan dolayı çıkış kesitinde hava ısınmamış olarak kanalı terk etmektedir. Bir metrelik radyatör uzunluğu için hesaplama yapılacak olursa D=5mm durumunda daha fazla konvektör yerleştirilebileceği için radyatörün ısıl gücü daha yüksek çıkabilecektir ancak konvektörler arası mesafenin çok fazla düşürülmesi durumunda konvektörler arasında oluşabilecek kirlenme ve tozlanma nedeniyle ısıl güçte düşüş ve bunu izleyen süreçle birlikte iç hava kalitesi bozulma ve sağlık problemleri ortaya çıkabilecektir [5].

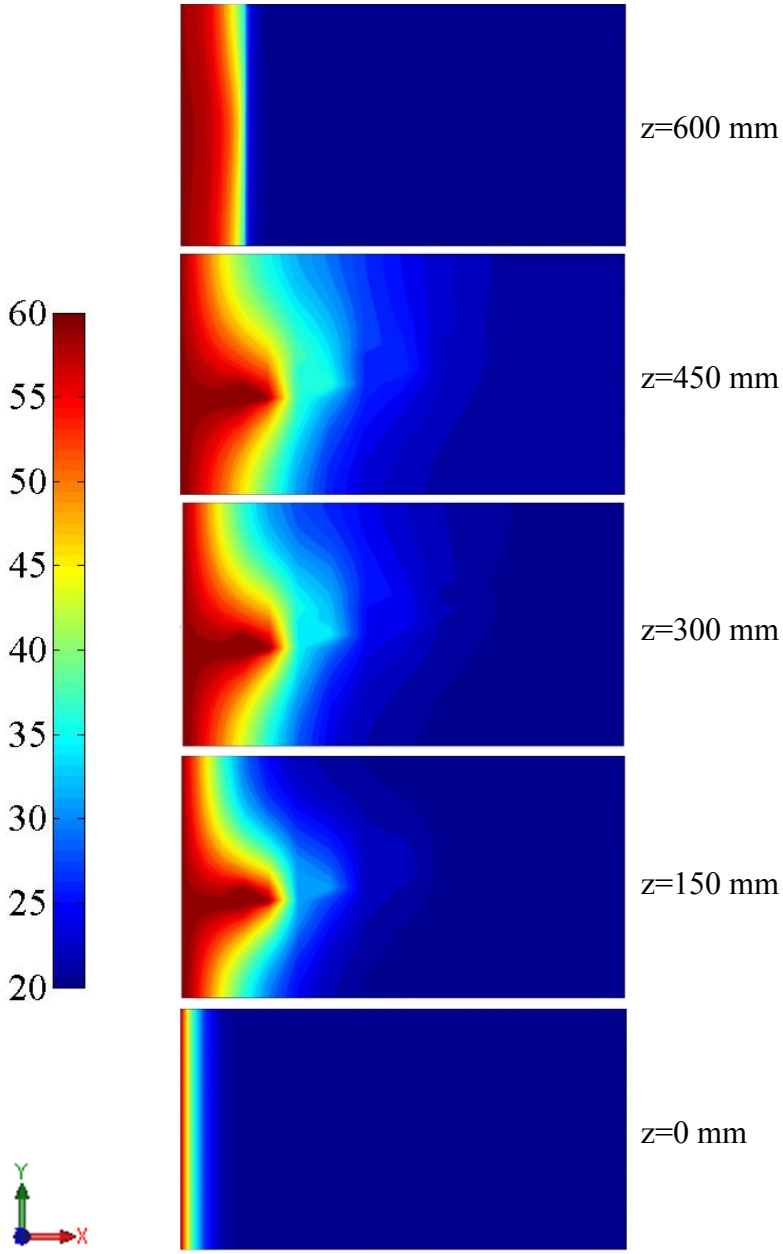
Şekil 5.15.'te x-z düzlemi boyunca D=5, 17,5 ve 20 mm için sıcaklık konturları ve vektörel hız dağılımları sunulmuştur. Bu görseller önceki şekiller ile uyum içindedir ve görüldüğü üzere D=5 olduğu durumda hava konvektörlere ulaştıktan sonra hızlı bir şekilde ısınmakta ve çıkış kesitine kadar yaklaşık olarak duvar sıcaklığına ulaşmaktadır ve oldukça üniform bir dağılım elde edilmektedir. Vektörel hız dağılımı incelendiğinde, özellikle orta kısımlarda oldukça üniform ve yaklaşık aynı hızların elde edildiği gözlemlenmiştir. Bundan dolayı sıcaklık dağılımındaki gelişim de benzer olmaktadır. Bu durum D=17,5 mm ve D=20 mm durumları için geçerli değildir. Özellikle D=20mm olduğunda hava sadece duvara yakın bölgede ısınmakta ve ısıl sınır tabakası gelişimi görülebilmektedir. D=20mm için vektörel hız dağılımı incelendiğinde ise ısıtılmış duvarın karşısındaki bölgede neredeyse akışın oluşmadığı görülmüştür. Bu konvektörlerde iletim ile ısı transferinin tam olarak gerçekleşmemesinden dolayı bu bölgelerde doğal konveksiyon ile akışın oluşamadığını göstermektedir. Bu nedenle havanın önemli bir kısmı ısınmadan kanalı terk etmektedir. D=17,5 mm olduğunda ise her iki taraftan gelişen sınır tabaka ortaya doğru ısıyı iletmekte ve duvar kenarlarında yüksek sıcaklıktan daha düşük sıcaklığa doğru bir geçiş olmaktadır.



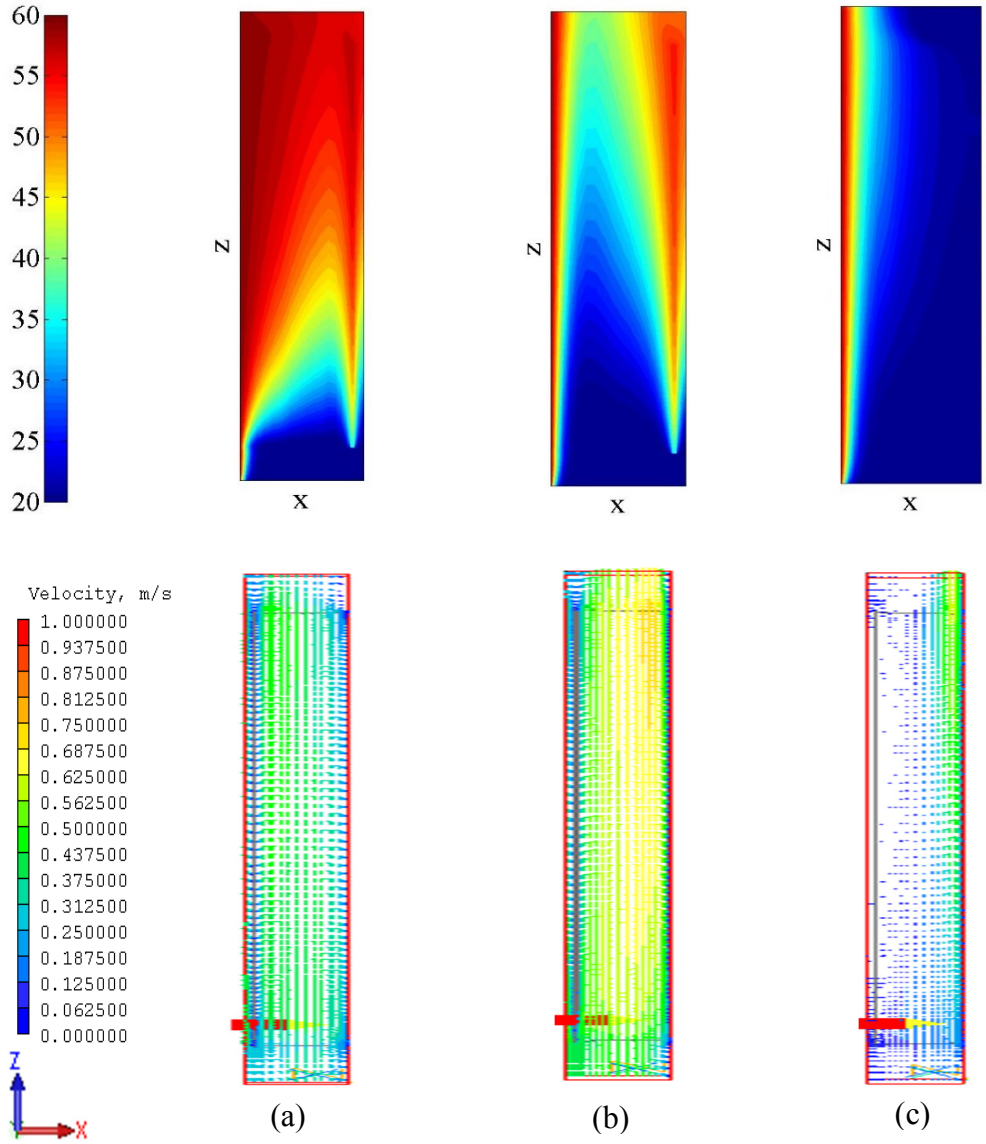
Şekil 5.12. D=5 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.13. D=17,5 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



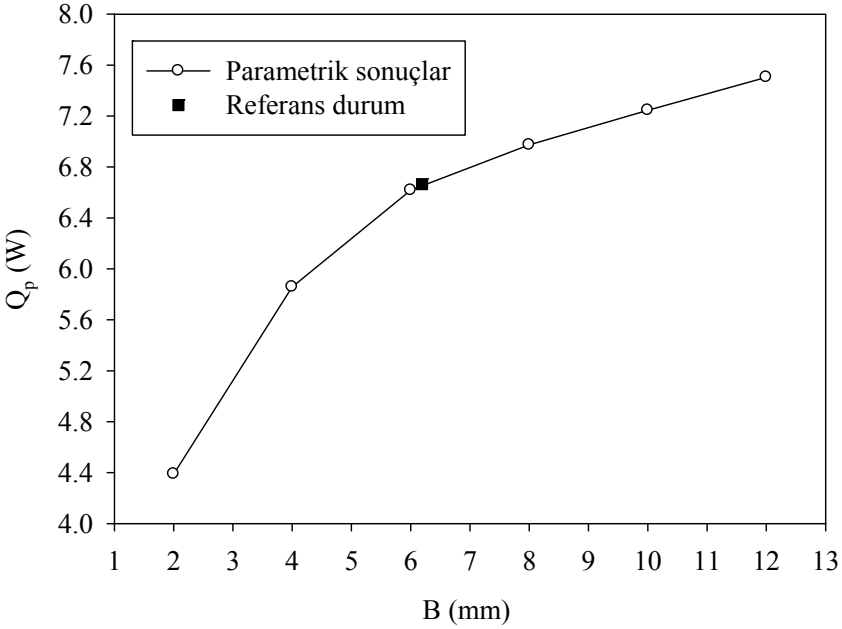
Şekil 5.14. D=20 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.15. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) D=5mm, (b) D=17,5mm, (c) D=20mm

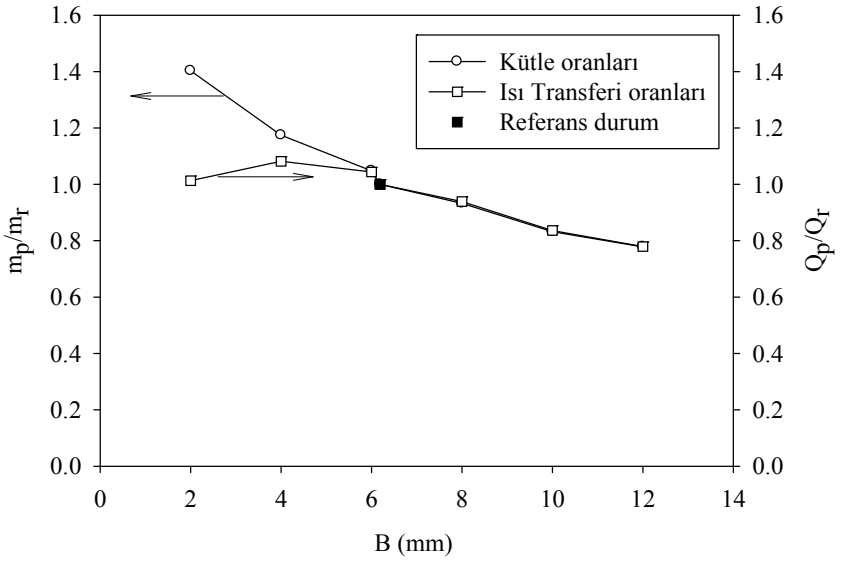
Konvektör taban kesitinin ısı transferine etkisi (B)

Bu bölümde konvektörlerin duvara kaynakla bağlandığı genişliğin ısı transferine etkisi irdelenmiştir. Şekil 5.16.'da B mesafesinin ısıl güce etkisi sunulmuştur. Görüldüğü üzere artan genişlik ile ısı transferi azalan bir eğimle artmaktadır. Referans durum eğimin azalmaya başladığı kırılma noktasında olduğu görülmüştür. Bu durum beklenen bir durumdur ancak burada göz önüne alınması gereken önemli bir husus 1 m uzunluğundaki bir radyatörde sağlanabilecek maksimum ısı transferi için optimum genişliğin bulunması ve aynı zamanda malzeme miktarının da optimum kullanımıdır.



Şekil 5.16. B mesafesinin ısı transferine etkisi

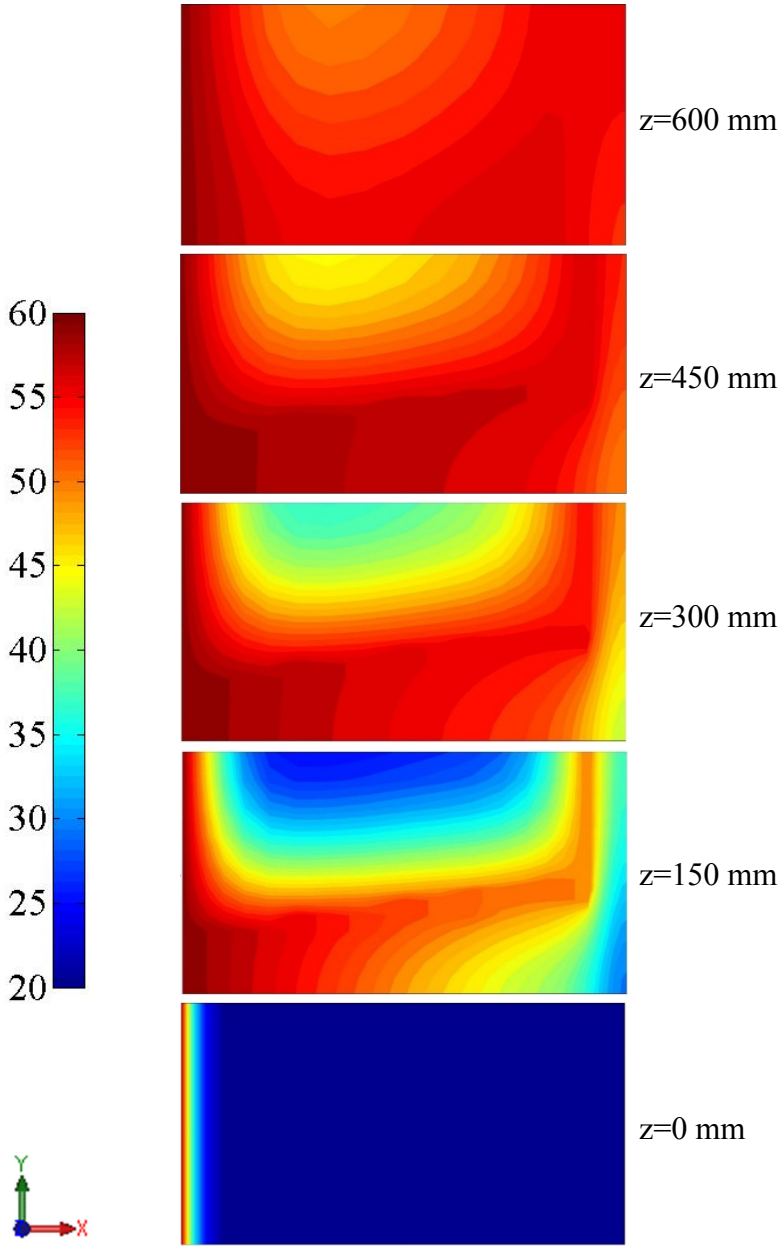
Gerçekleştirilen parametrik çalışmalar sonucunda elde edilen veriler kullanılarak bir metrelik bir radyatöre göre normalize edilmiştir. Şekil 5.17.'de B boyutunun değişiminin ısı transferi ve kütle miktarına etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere sol eksen kütledeki değişim oranını, sağ eksen ısı transferindeki değişim oranını göstermektedir. Referans durum olan B=6,19 mm'den daha büyük boyutlar için ısı transferi ve aynı zamanda kütle miktarı da düşmektedir ve değişimlerin birbiriyle örtüştüğü görülmektedir. B=12 olduğunda kütle ve ısı transferinin katsayısı yaklaşık olarak 0,8'e düşmektedir.



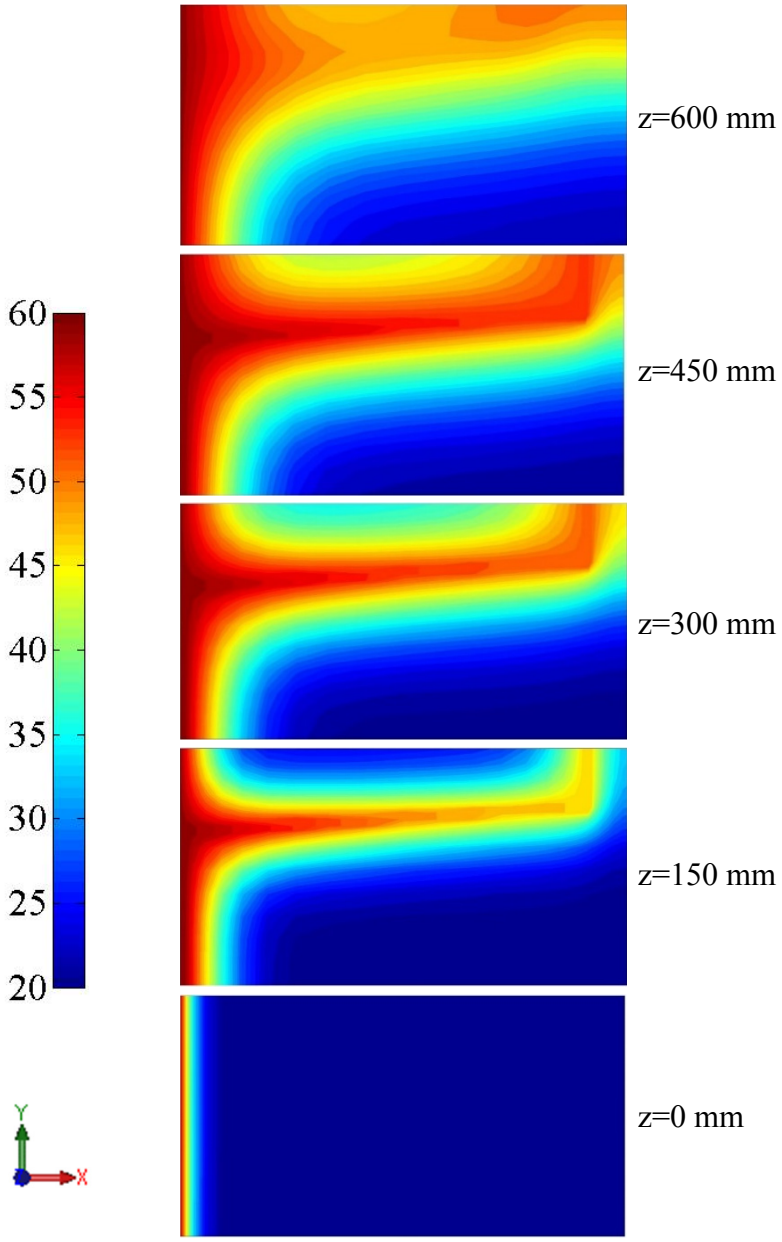
Şekil 5.17. B boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları

Şekil 5.18. ve Şekil 5.19.'da sırasıyla B=2 mm ve B=12 mm olması durumunda farklı z lokasyonlarında sıcaklık konturları sunulmuştur. B=2 mm olduğunda z=15 mm ve z=30 mm'de konvektörün orta kısmında soğuk bölgeler oluştuğu ancak konvektörün dışında iki farklı konvektörün ortasında sıcaklıkta hızlı bir artış olduğu görülmüştür. Bu hızlı sıcaklık artışı sonucunda çıkış kesitinde hava yüksek sıcaklıkta çıkmaktadır ve oldukça üniform bir dağılıma sahip olmaktadır. B=12 mm olduğunda ise sıcaklığın duvara yakın ve konvektörün etrafında yükseldiği görülmüştür. Ancak iki farklı konvektör arası mesafenin artması nedeniyle kenar bölgesinde soğuk kısımların oluştuğu gözlemlenmiştir. Bundan dolayı çıkış kesitinde soğuk hava ile sıcak hava karışmakta ve üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekil 5.20.'de ise x-z düzlemi boyunca B=2 mm ve B=12 mm olduğunda sıcaklık dağılımları ve vektörel hız dağılımları gösterilmiştir. Her iki görselde benzer sıcaklık gelişimleri olmasına rağmen B=2 mm olduğunda özellikle çıkış kesitine doğru daha yüksek sıcaklıkların oluştuğu görülmüştür.

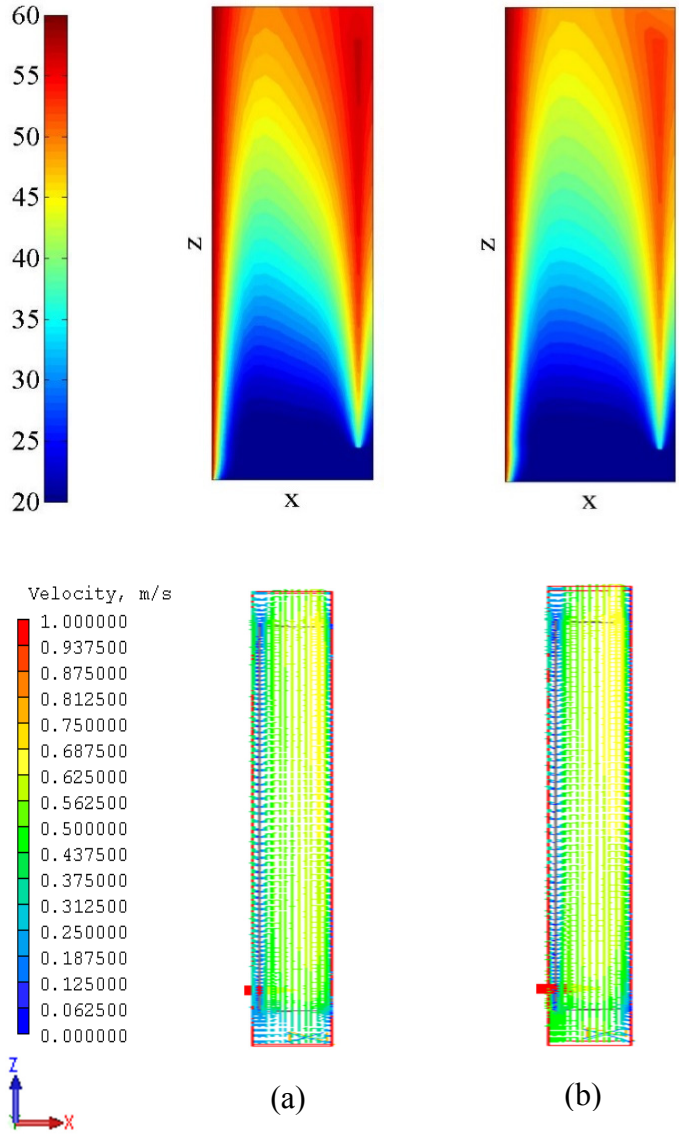
Referans radyatörde D+B oranı 25 mm'dir. Bu anlamda, D+B toplamının sabit 25 mm kalması koşuluyla farklı D/B oranları için simülasyonlar yapılmış ve sonuçları Şekil 5.21.'de sunulmuştur. $0{,}083 \leq D/B \leq 1{,}57$ aralığında ısı transferi artarken kütle oranında azalma olmaktadır. Bu aralıkta B boyutunun daha fazla olmasından dolayı sıcak yüzey ile temas daha fazladır ve ısı transferindeki artışla birlikte ağırlıkta azalma olmaktadır. Sonrasında referans durum ile D/B=6,33 oranına kadar yaklaşık %7 oranında ısı transferi artmaktadır. Bu aralıkta D boyutu için ısı transferi benzer oranda artış gösterdiği daha önce görülmüştü (Şekil 5.11.). Ancak, D/B=10,5 olduğunda kütle oranında az bir düşüş olmasına rağmen ısı transferinde ani bir düşüş meydana gelmektedir. Bu durum, Şekil 5.11.'de sunulan bilgilerle uyum içindedir ve hem B değerinin çok düşmesi nedeniyle sıcak yüzeyle olan temas yüzey boyutu azalmakta hem de kanatçık uzunluğu çok artması sebebiyle ısıyı yeterince iletememektedir.



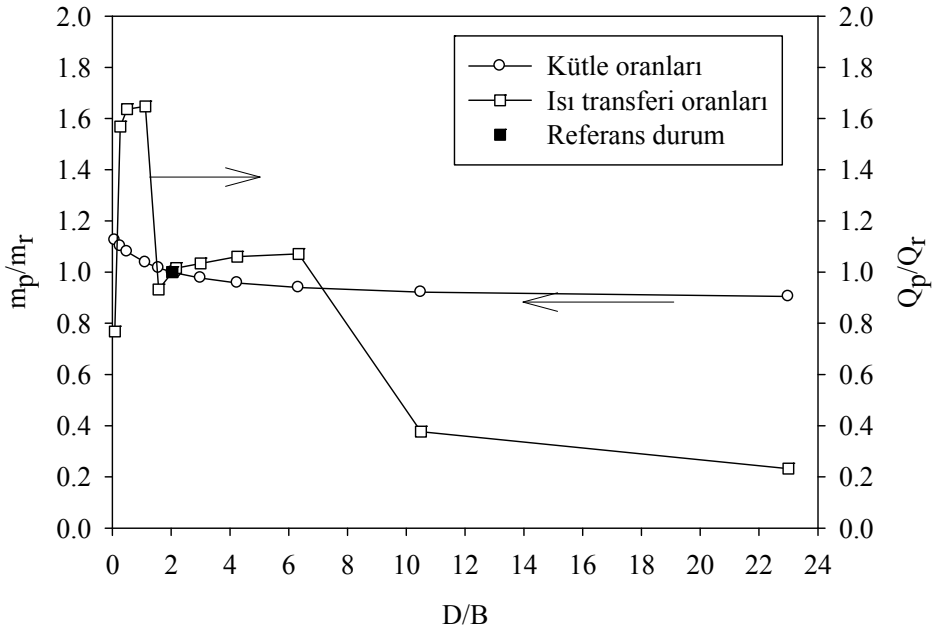
Şekil 5.18. B=2 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.19. B=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.20. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) B=2mm, (b) B=12mm



Şekil 5.21. D/B boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları

Konvektör tepe noktaları arası mesafenin ısı transferine etkisi (d)

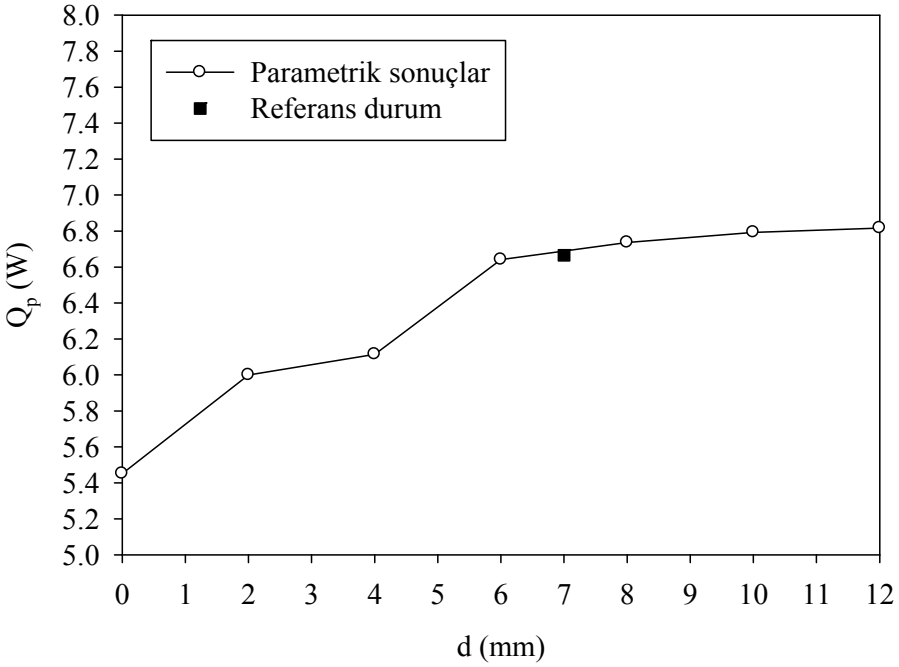
Konvektör tepe noktaları arası mesafenin ısı transferine etkisi incelenmiş ve sonuçları bu kısımda sunulmuştur. İncelemeler 0 mm ≤ d ≤ 12 mm aralığında gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.22.'de d değerinin değişiminin ısıl güç üzerindeki etkisi sunulmuştur. Görüldüğü üzere 0 mm ≤ d ≤ 6 mm arasında bir artış meydana gelmektedir. Bu aralıkta artış yaklaşık %18 oranında gerçekleşmiştir. 6 mm ≤ d ≤ 12 mm aralığında ısı transferi miktarı yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Bunun sebebinin bu aralık için iki konvektör arası mesafenin arasında gerçekleşen ısı transfer oranının mesafeden bağımsızlaştığı şeklinde yorumlanmıştır. Görüldüğü üzere referans durum için elde edilen ısı transferi oranı da bu aralık içinde kalmıştır.

Şekil 5.23.'te d mesafesinin değişiminin ısı transferi ve kütle oranına etkisi sunulmuştur. Bu parametrede kütle oranında herhangi bir değişim söz konusu değildir ancak sadece panel toplam genişliği (W) armaktadır. Isı transferi oranında referans durum olan d=7 mm'den itibaren ısı transferindeki artış daha düşük bir eğimle olmakta ve d=12 mm olduğunda katsayı yaklaşık olarak 1,02 olmaktadır. Paneller, evlerde büyük yer kaplamaktadır. Bu nedenle, toplam genişliğinin artması hem üretimde bazı zorluklar getirecek hem de ev içinde radyatörün daha fazla yer kaplamasına neden olacaktır. Bu nedenle yaklaşık %2 artış oranı için oluşacak diğer olumsuz tarafları bakımından tercih edilen bir değişiklik olmayacaktır.

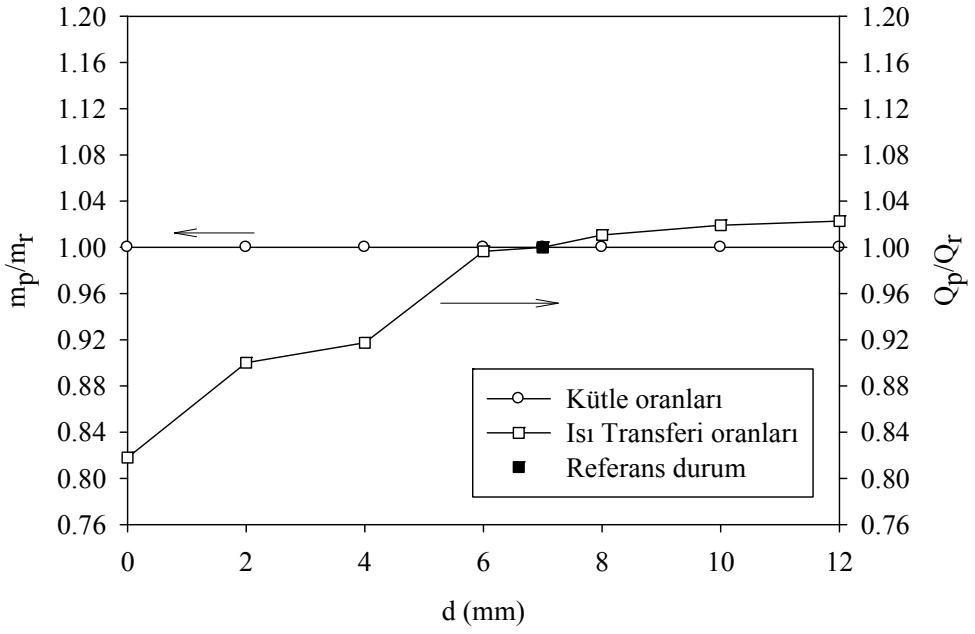
Şekil 5.24.'te d=0 mm için farklı z yüksekliklerinde oluşturulmuş sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere iki karşılıklı konvektörün olduğu bölgelerde iletim ile ısı transferi etkili bir şekilde gelişmekte ve bu bölgede yüksek sıcaklıklar elde edilmektedir. Akış tamamen konvektörün çevresinden gerçekleşmekte ve ön kısmında herhangi bir akış oluşmamaktadır. Bundan dolayı özellikle konvektörün hapsettiği kısımda sıcaklık daha hızlı yükseliş göstermektedir. Ancak çıkış kesitinde ısınmış havanın aniden bu kesitten çıkması ve çevre hava ile karşılaşması sonucunda sıcaklıkta düşüş meydana gelmekte ve ısıtılmış duvarın karşı kısmında soğuk bölgeler oluşmaktadır. Bu nedenle üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı gelişmektedir.

Benzer şekilde Şekil 5.25.'te d=12 mm için farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Burada konvektörün uç kısmındaki boşlukta öncelikle soğuk bölgeler oluşmakta ancak havanın ısınarak yükselmesi sonucunda bu bölgede de sıcaklık artışı meydana gelmektedir. Bu sıcaklık yükselişi sonucunda z=450 mm yüksekliğinde sadece köşe kısmında ısınmamış bir bölge bulunmaktadır. Çıkış kesitinde ise bu soğuk bölgenin ana akışa karışması sonucunda sıcaklıkta bir düşüş olmakta ancak d=0 mm durumuna göre daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.

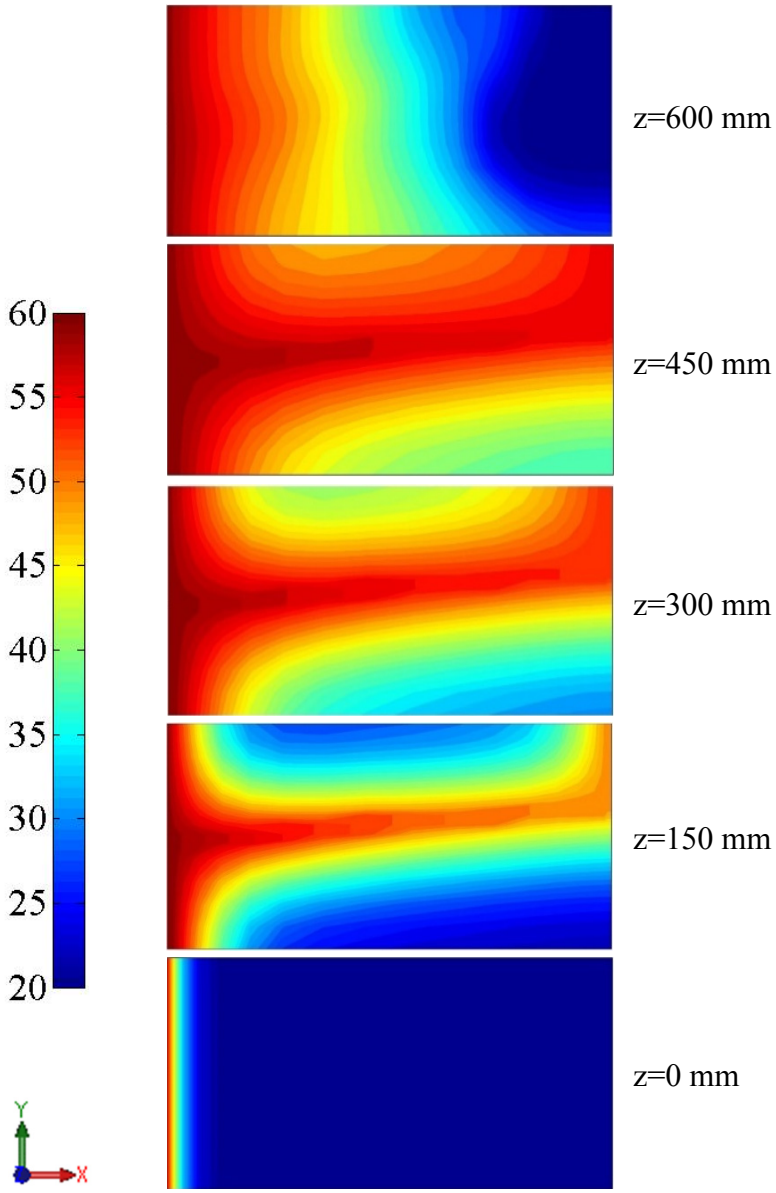
Şekil 5.26.'da d=0 mm ve d=12 mm için x-z düzlemi boyunca alınmış sıcaklık konturları ve vektörel hız dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere d=0 mm durumunda konvektörlerin bitişinden itibaren ısıtılmış duvarın karşı kısmında soğuk bir bölge oluşmakta ve özellikle çıkış kesiti yakınında ve çıkış kesitinde bu soğuk bölgenin ana akıma karışması sonucunda üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Vektörel hız dağılımı incelendiğinde ısıtılmış çıkış kesitine yakın bölgede ısıtılmış duvara yakın kısımda hızın artış gösterdiği ancak karşı kısımda akışın neredeyse durgun hale geldiği görülmüştür. Benzer durum d=12 mm'de de yaşanmasına rağmen burada ana akıma karışan hava daha yüksek sıcaklıkta olmasından dolayı çıkış kesitinde daha üniform ve yüksek bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Aynı zamanda hız dağılımında da akış boyunca önemli bir değişim yaşanmamaktadır.



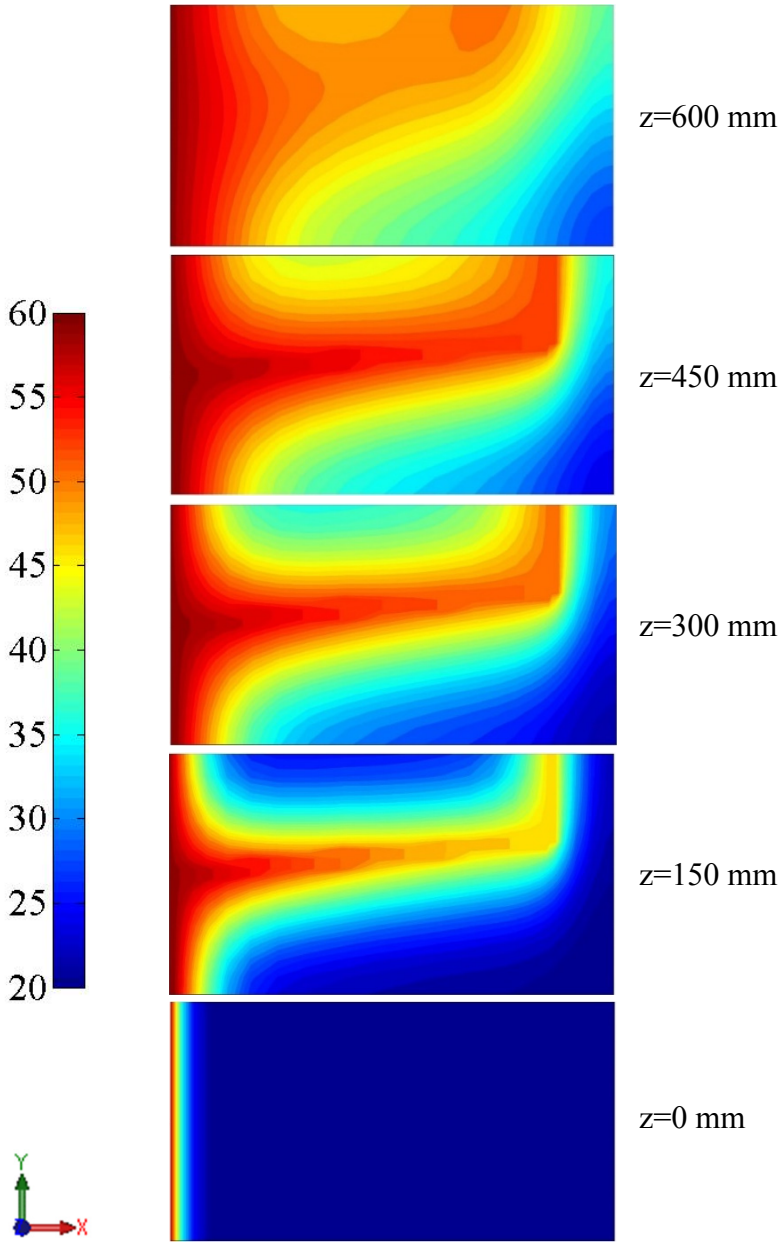
Şekil 5.22. d mesafesinin ısı transferine etkisi



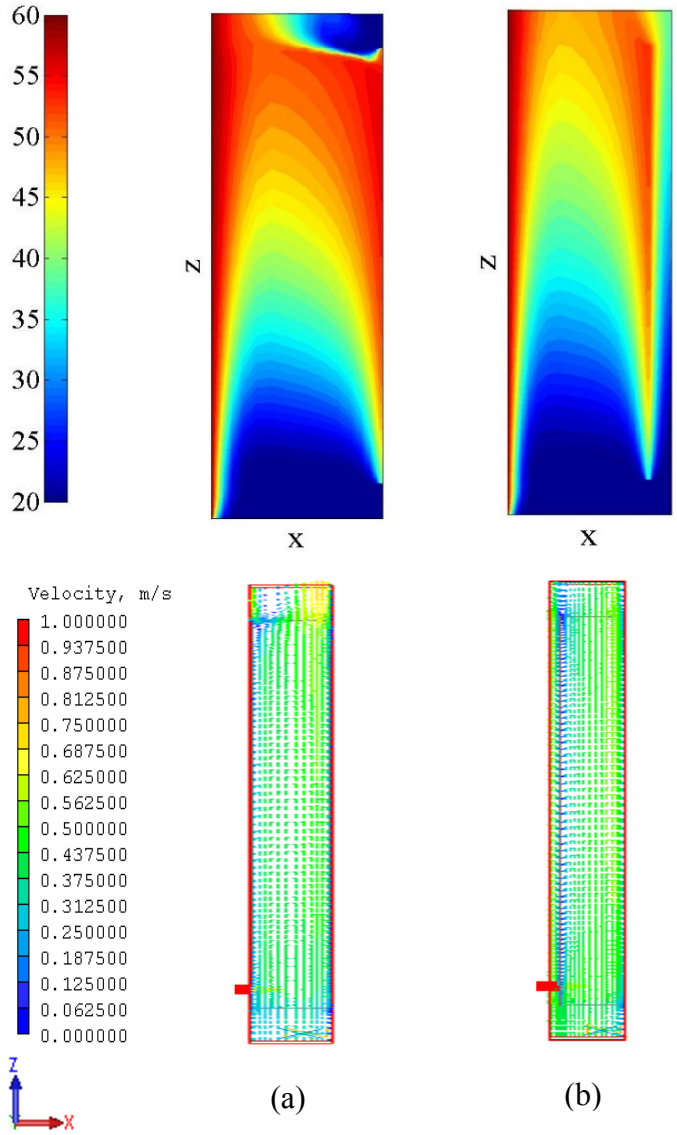
Şekil 5.23. d boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları



Şekil 5.24. d=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.25. d=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları

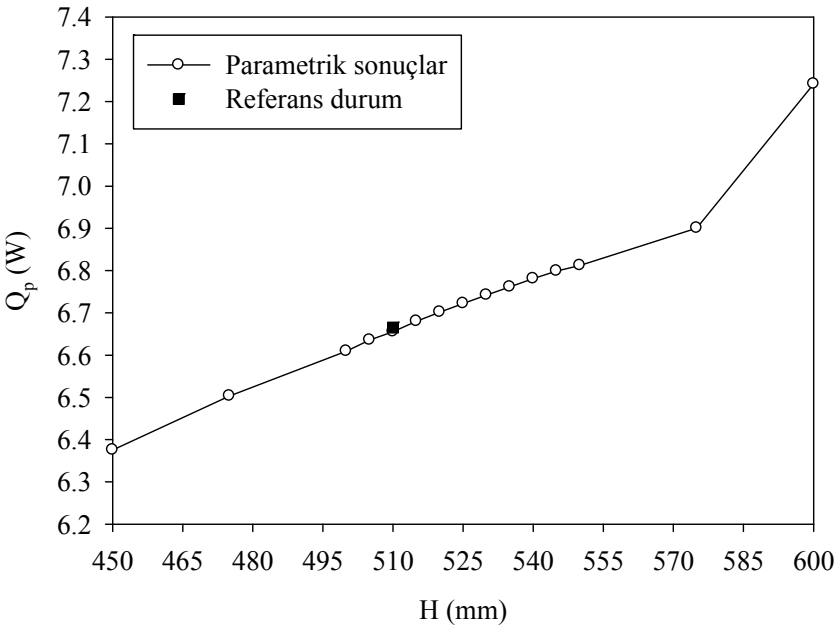


Şekil 5.26. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) d=0mm, (b) d=12mm

Konvektör yüksekliğinin ısı transferine etkisi (H)

Konvektör yüksekliğinin ısı transferine etkisi bu kısımda irdelenmiştir. İncelemeler 450 mm ≤ H ≤ 600 mm arasında gerçekleştirilmiştir. Radyatör yüksekliğinin 600 mm olmasından dolayı üst sınırlama bu şekilde yapılmıştır. Şekil 5.27.'de konvektör yüksekliğinin ısı transferine etkisi sunulmuştur. Genel olarak konvektör yüksekliğinin artması ile ısı transferi düşük bir eğimle artış göstermektedir. Görüldüğü üzere 575 mm ≤ H ≤ 600 mm aralığında ısı transferinde daha hızlı bir artış meydana gelmektedir. 450 mm ≤ H ≤ 575 mm aralığında ısı transferindeki artış yaklaşık %7,6 olmasına karşın 575 mm ≤ H ≤ 600 mm aralığında bu değer %4,7'dir. Bu durum daha yüksek eğimle bir artış olduğunu göstermektedir. Bunun

sebebi H=600 mm olduğunda tüm radyatör yüksekliğinin konvektör ile kaplanmış olmasından dolayı konvektör tarafından hapsedilmiş daha yüksek sıcaklıktaki havanın konvektör dışında kalan daha soğuk hava ile karışmaya fırsat bulamadan kanalı terk etmesi ve böylece soğuma olmamasıdır.



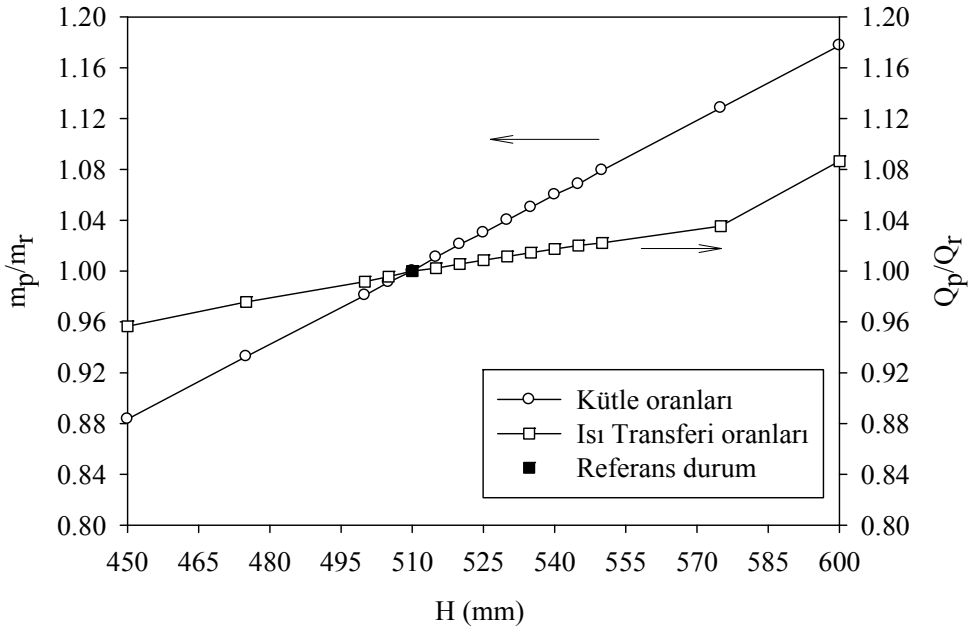
Şekil 5.27. Konvektör yüksekliğinin ısı transferine etkisi

Konvektör yüksekliğinin ısı transferi ve kütle oranına etkisi Şekil 5.28.'de sunulmuştur. Konvektör yüksekliğinin artışı ile birlikte hem kütle hem de ısı transferinde artış olmaktadır. Referans durumda, konvektör yüksekliği 510 mm'dir. Referans durumdan konvektör yüksekliğinin 600 mm'ye çıkarılması durumunda ağırlık %18 artarken, ısı transferindeki artış yaklaşık %8 oranındadır. Bu nedenle, ısı transferi-ağırlık birlikte incelendiğinde ağırlık artışının daha baskın olmasından dolayı konvektör yükseklik artışının üretim maliyetlerini ısıl güç artışından daha fazla artıracaktır.

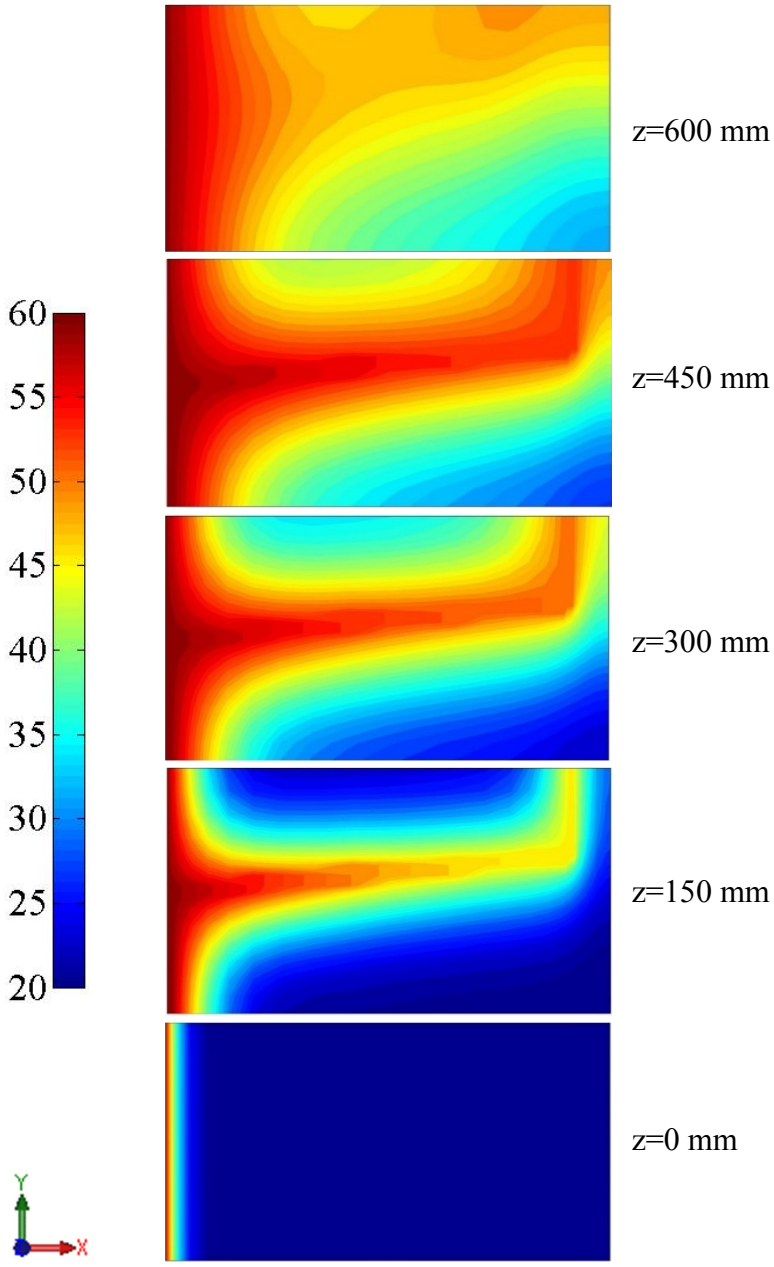
Şekil 5.29. ve Şekil 5.30.'da sırasıyla H=450 mm ve H=600 mm durumları için farklı yüksekliklerde sıcaklık dağılımları sunulmuştur. H=600 mm olduğunda özellikle çıkış kesitinde daha yüksek sıcaklıklar elde edilmektedir. Bunda giriş kesitinden itibaren konvektörden olan iletimle ısı transferinin başlamış olmasının da katkısı bulunmaktadır. Konvektör yüksekliği artıkça konvektör etrafındaki sınır tabaka kalınlığı da artmakta ve böylece ısı transferi engellenmektedir. Isıl sınır tabaka gelişimleri şekillerden görülebilmektedir.

Şekil 5.31.'de ise x-z düzlemi üstünde H=450 mm ve H=600 mm için sıcaklık ve dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere H=600 mm olduğunda soğuk ile sıcak hava karışmamakta ve dolayısıyla çıkış kesitinde daha yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır. Her iki durumda da kanalın genişliği boyunca ısıtılmış duvardan simetri duvarına doğru hız değerlerinde azalmalar gözlemlenmiştir.

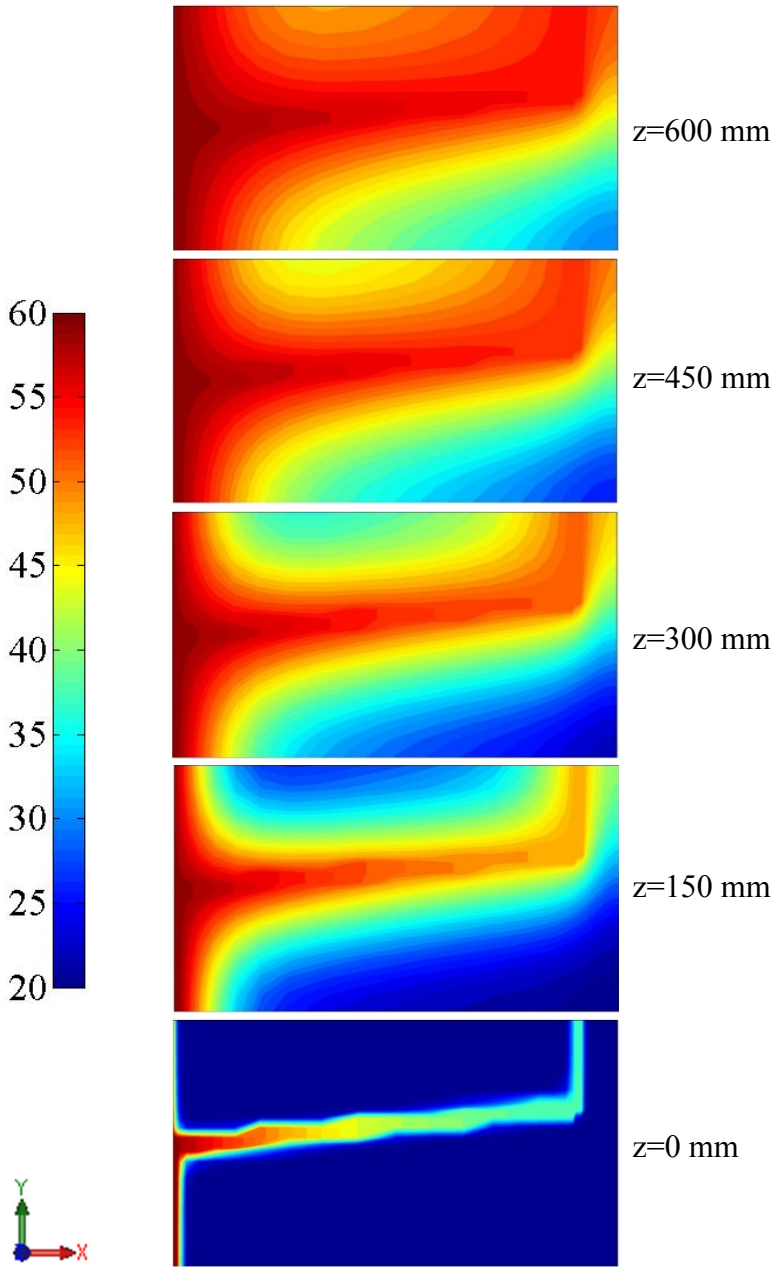
Bu kısımda yapılan incelemeler sonucunda H değerinin artması sonucunda ısı transferinde çok yüksek bir artış olmadığı görülmüştür. Ancak kullanılacak konvektör yüksekliğinin hem imalat hem de hammadde açısından değerlendirilerek en optimum yüksekliğe karar verilmesi gerekmektedir.



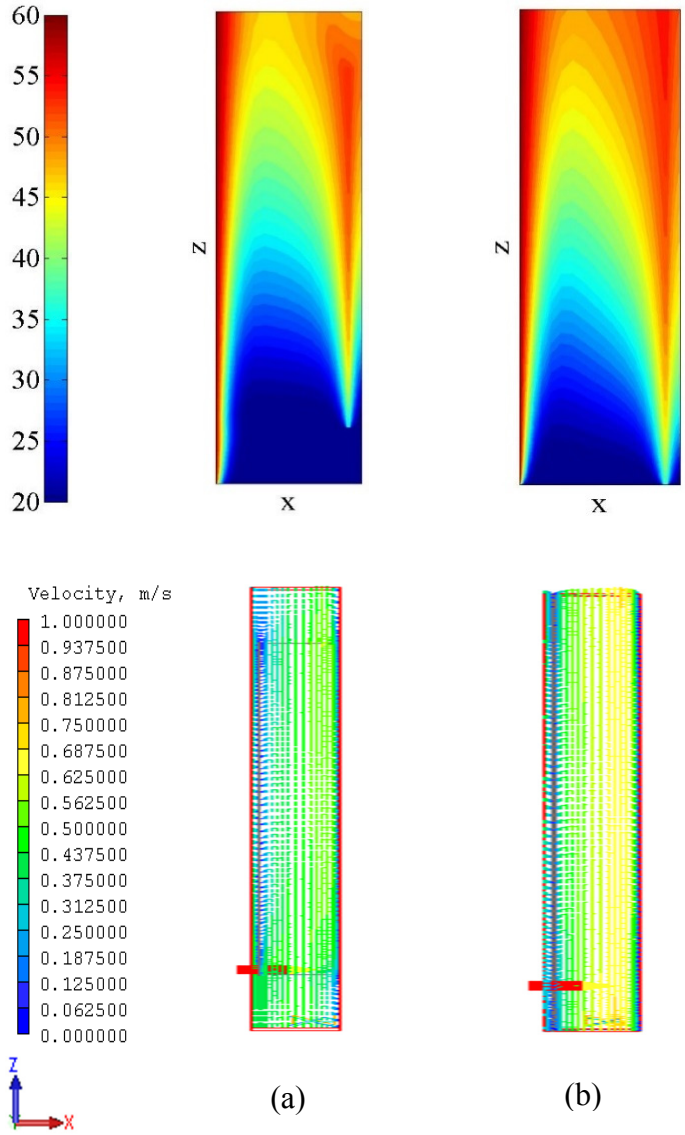
Şekil 5.28. H boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları



Şekil 5.29. H=450 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.30. H=600 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları

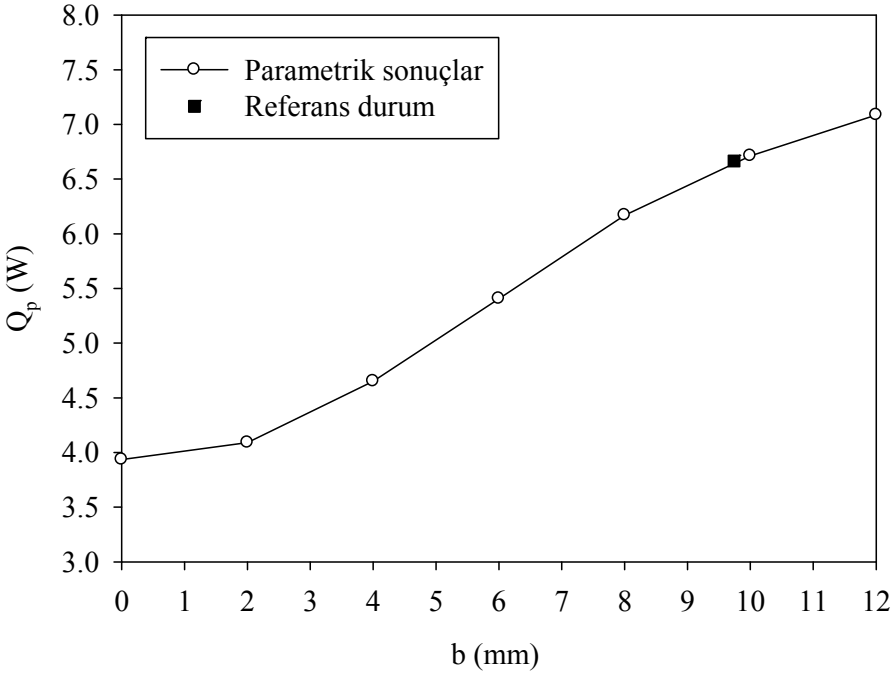


Şekil 5.31. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) H=450mm, (b) H=600mm

Konvektör tepe genişliğinin ısı transferine etkisi (b)

Parametrik çalışma kapsamında incelenen bir diğer parametre konvektör tepe genişliği olmuştur. Şekil 5.32.'de b boyutunun ısı transferine etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere $0 \leq b \leq 2$ mm aralığında ısı transferi yaklaşık olarak sabit kalmakta ve $b > 2$ mm için azalan bir eğimle artış göstermektedir. Referans durum için ısı transferi değerinin yaklaşık olarak optimum olan değere yakın olduğu görülmüştür. Referans durum ile maksimum ısı transferinin elde edildiği durum arasında yaklaşık %6,1'lik bir farkın olduğu hesaplanmıştır. Isı transferinde sağlanacak bu artışla malzeme kullanımında gerçekleşecek artış oranı da

dikkate alınarak radyatörün ısıl gücündeki sağlanacak toplam iyileşme ile optimum karar verilebileceği söylenebilmektedir.



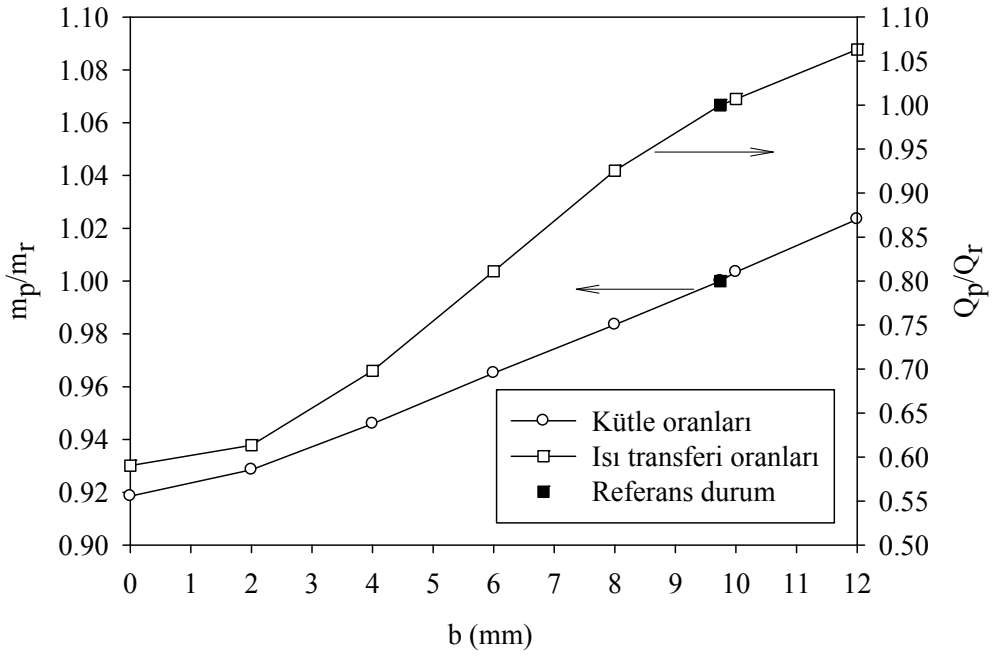
Şekil 5.32. b boyutunun ısı transferine etkisi

Konvektör tepe noktası genişliğinin ısı transferi ve kütle oranlarına etkisi Şekil 5.33.'te sunulmuştur. Görüldüğü üzere b mesafesi arttıkça kütle oranında düşük eğimli bir artış olmasına rağmen ısı transferi oranı özellikle b > 2 mm için hızla artmaktadır. Referans durum olan 9,74 mm'den b=12 mm'ye çıkarılması durumunda ısı transferinde yaklaşık olarak %6 oranında artış olurken ağırlık oranında yaklaşık %1'lik bir artış meydana gelmektedir. Bu nedenle tepe genişliğinin artırılması konvektörün iç bölgesinden yükselen havanın boğulmaması ve yavaşlayarak ısı transferini azaltmaması açısından olumlu etkisi bulunmaktadır.

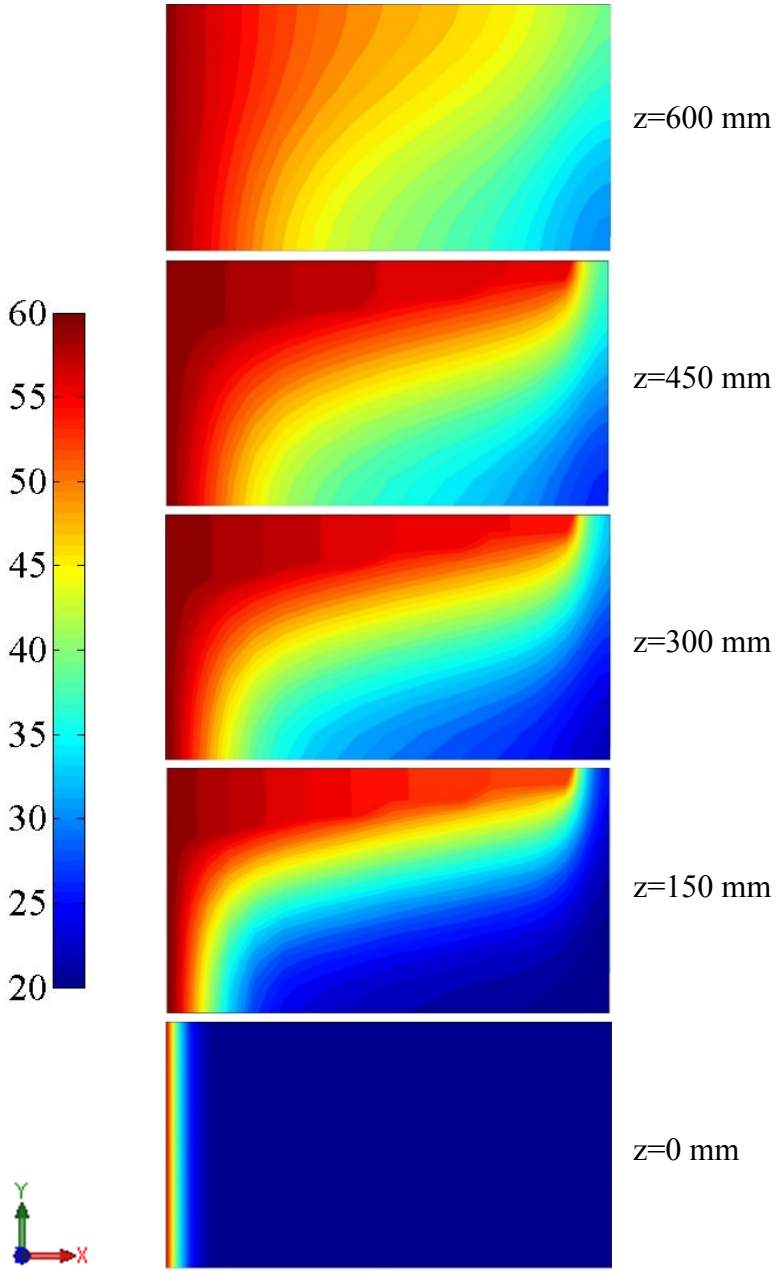
Şekil 5.34. ve Şekil 5.35.'te ise sırasıyla b=0 mm ve b=12 mm durumları için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere tepe genişliğinin azalması ile birlikte iki konvektör arası alan da küçülmekte ve bundan dolayı akış büyük oranda bu bölge içinde hapsolmaktadır. Bu nedenle b=0 mm olduğunda konvektörler tarafından çevrelenen bölgede hızlı bir sıcaklık artışı görülmekte ancak konvektörlerin dışında daha yavaş bir sıcaklık yükselişi gerçekleşmektedir. Çıkış kesitinde ise sadece ısıtılmış duvara yakın bölgede yüksek sıcaklık görülmekte ve ısıtılmayan duvar kısmından gelen daha düşük

sıcaklıktaki hava ile ana akım karışmakta ve üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı görülmektedir. Konvektör tepe genişliğinin artması ile birlikte konvektörlerden olan ısı transferi her yöne doğru yaklaşık aynı oranda gerçekleşmekte ve daha yüksek bir çıkış sıcaklığı görülebilmektedir.

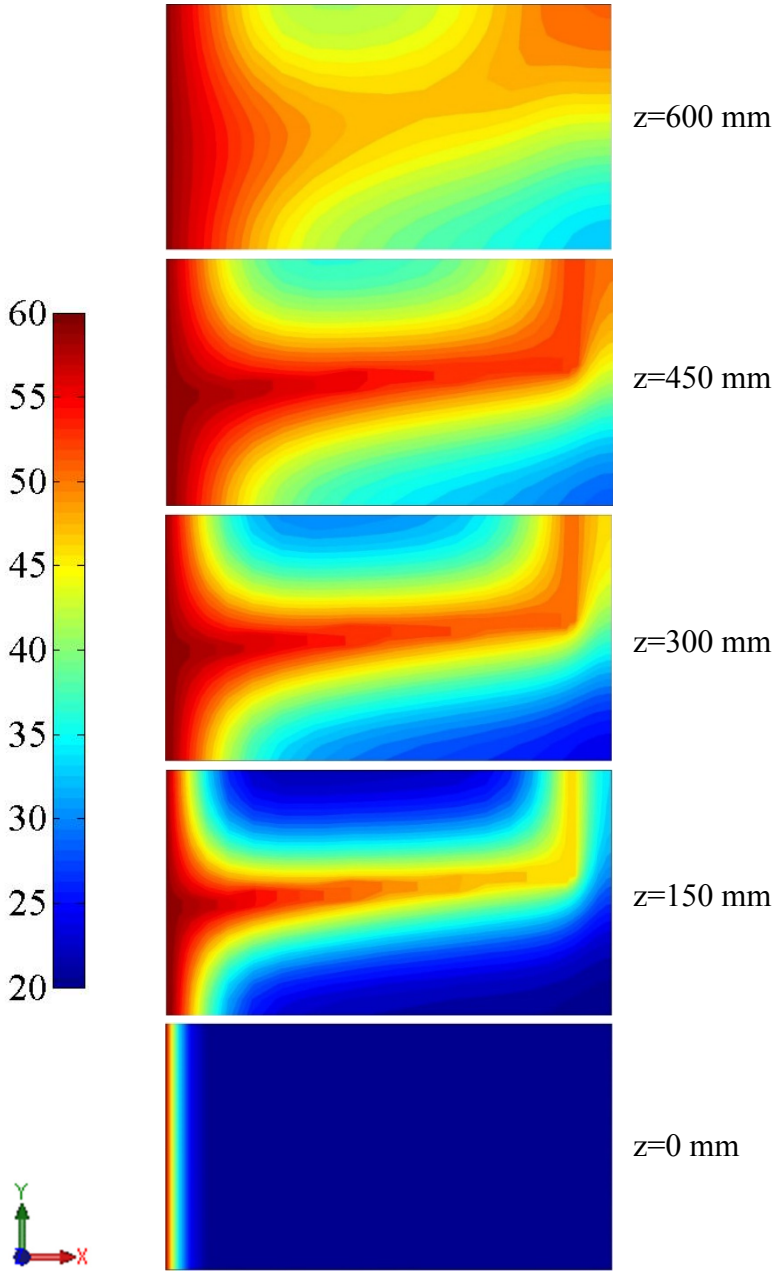
Şekil 5.36.'da x-z düzlemi boyunca b=0 mm ve b=12 mm durumları için sıcaklık ve hız dağılımları gösterilmiştir. Görüldüğü üzere b=0 mm olduğunda ısıtılmış duvara yakın bölgelerde hızlar oldukça düşüktür ve dolayısıyla bu kısımda hızlı bir sıcaklık artışı meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu düşük hızların oluşmasının sebebi ise akışın iki konvektör arasında dar kısımda hapsolmasından dolayı olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Bu durum b=12 mm olduğunda mevzu bahis değildir ve özellikle konvektörler arasındaki bölgede daha yüksek hızlar oluşmaktadır. Bundan dolayı çıkış kesitinde daha yüksek ve üniform bir sıcaklık dağılımı görülmektedir.



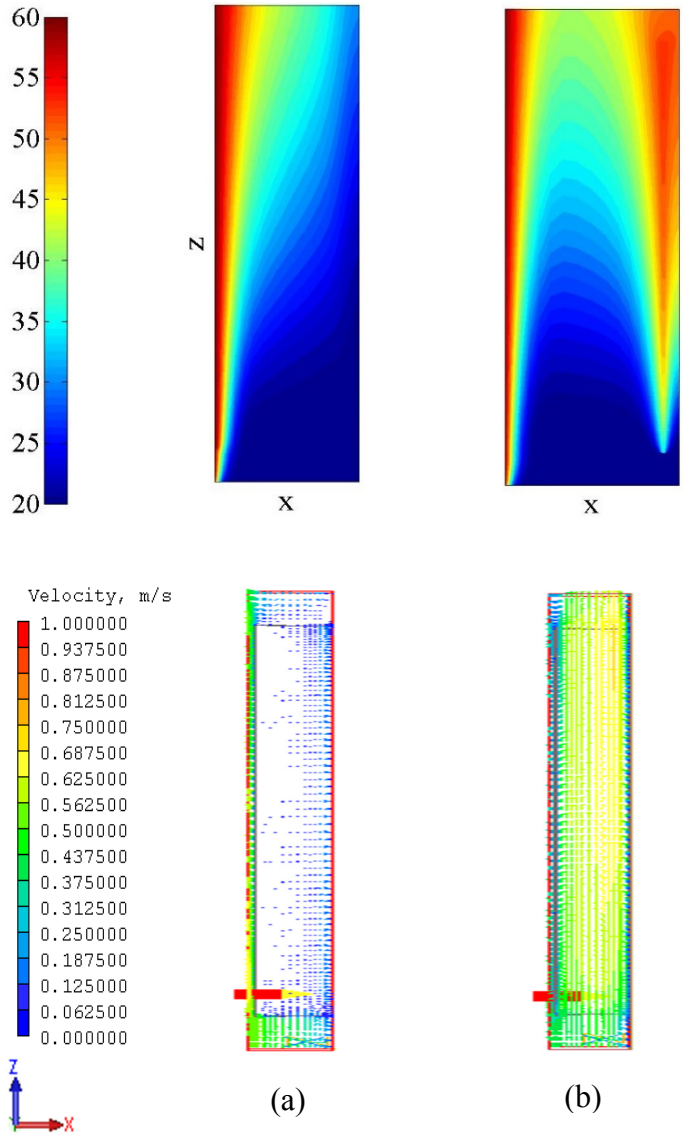
Şekil 5.33. b boyutuna göre ısı transferi ve ağırlıktaki değişim oranları



Şekil 5.34. b=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.35. b=12 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları

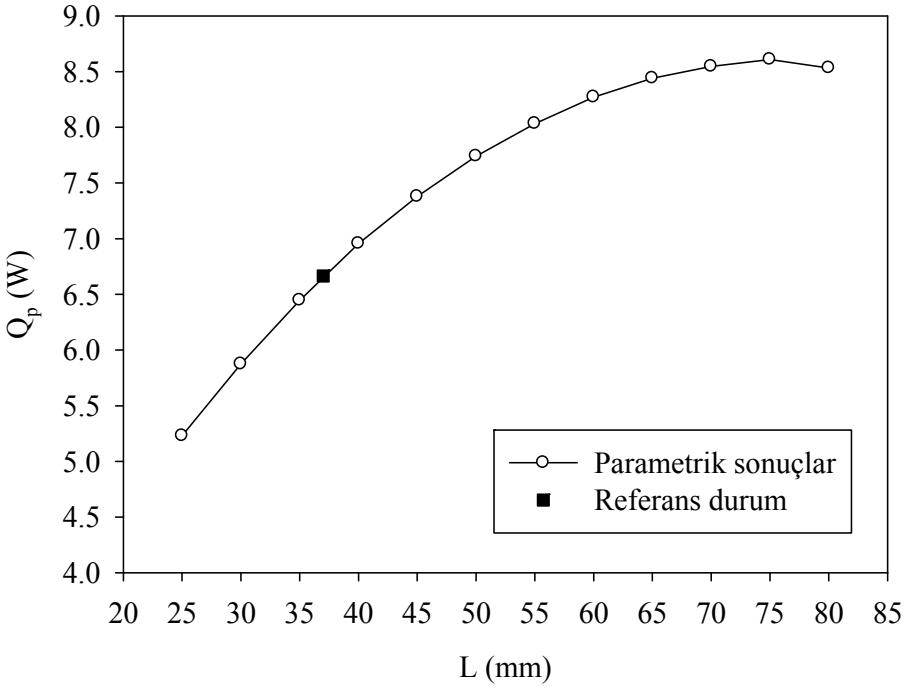


Şekil 5.36. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) b=0mm, (b) b=12mm

Konvektör trapez yüksekliğinin ısı transferine etkisi (L)

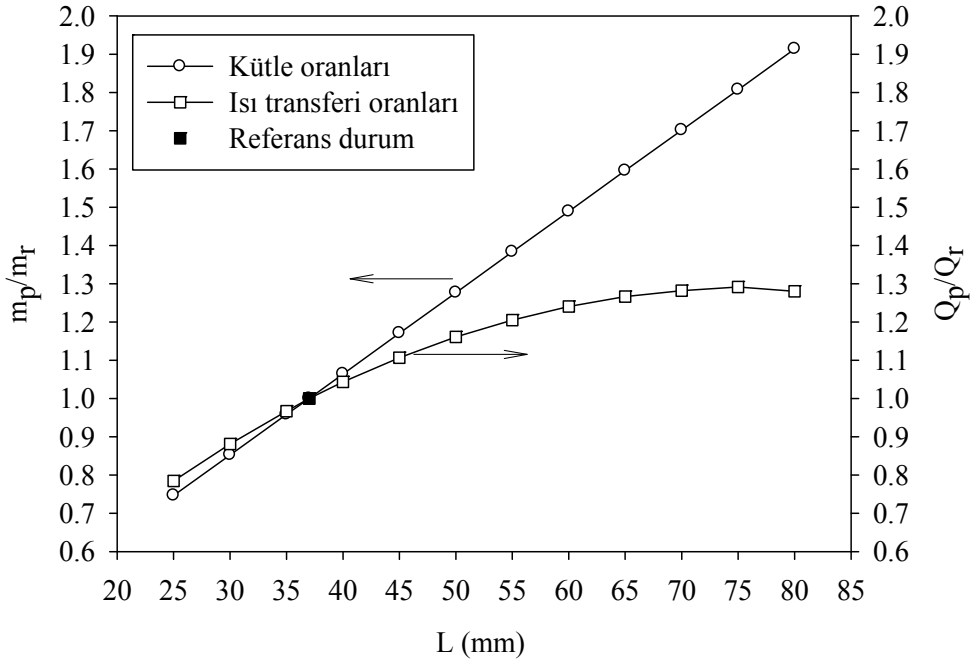
Bu kısımda konvektör eninin ısı transferine etkisi irdelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Şekil 5.37.'de konvektör trapez yüksekliğinin ısı transferine etkisi gösterilmiştir. L boyutunun artması ile birlikte ısı transferinde azalan bir eğimle artış oluşmakta ve yaklaşık L=65 mm'de sabit hale gelmekte ve L > 75 mm için ısı transferinde tekrar azalma oluşmaktadır. Bunun sebebi, konvektör trapez yüksekliğinin kanatçık uzunluğu nedeniyle bu boyuttan itibaren ısıyı iletememesidir. Maksimum ısı transferi L=75 mm olduğunda görülmektedir. Referans durum ile maksimum ısı transferinin oluştuğu değer arasında yaklaşık %22,7 oranında bir fark olduğu görülmüştür. Artış oranı her ne kadar oldukça yüksek olmasına karşın daha

büyük konvektör enleri ile daha geniş radyatörler (W) oluşacaktır. Bundan dolayı da daha fazla malzeme kullanımı gerçekleşecektir. Bu nedenle optimum değerin bulunması önem arz etmektedir.



Şekil 5.37. L boyutunun ısı transferine etkisi

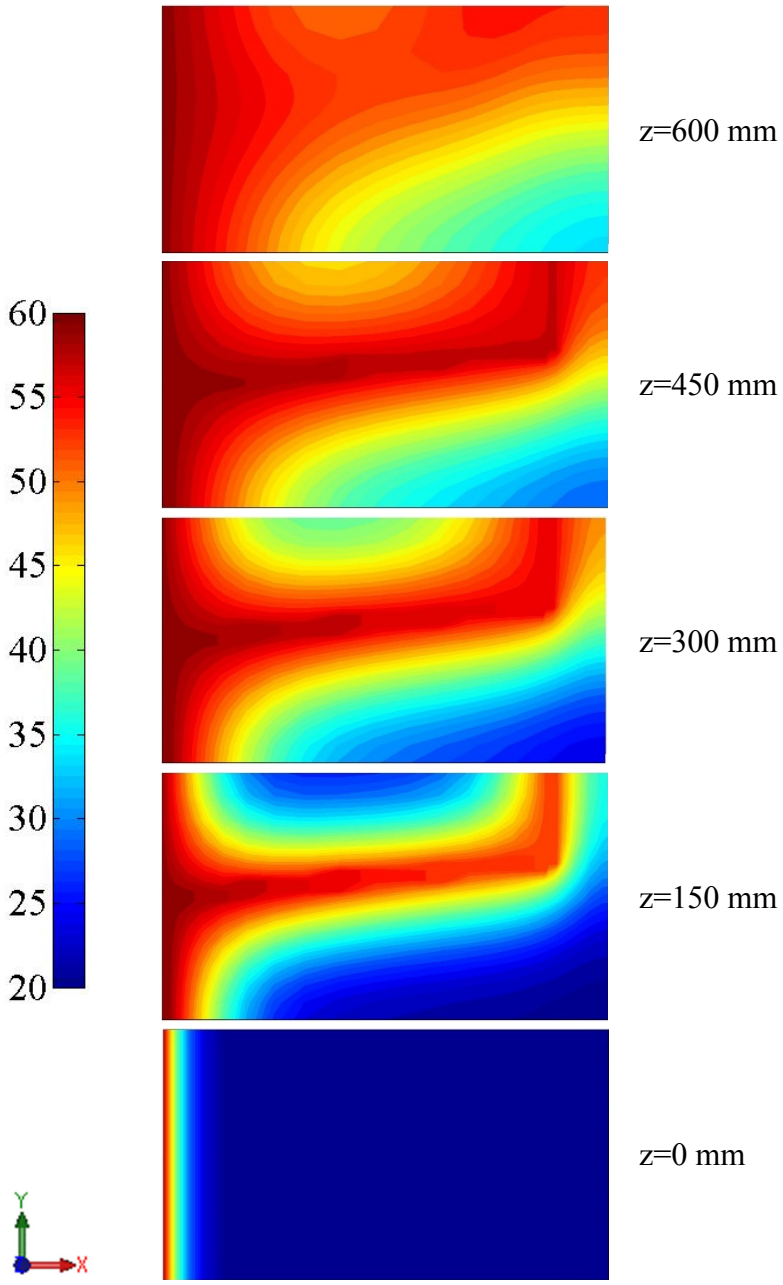
Konvektör boyunun değişimi ile birlikte bir metrelik bir radyatörde ısı transferi ve kütle oranındaki değişim Şekil 5.38.'de sunulmuştur. Kütle oranında doğrusal bir artış tespit edilmiştir. Isı transferinde ise azalan bir eğimle artış olduğu ve yaklaşık olarak L=75 mm'de maksimuma ulaşmakta ve sonrasında azalma meydana gelmektedir. Ancak referans olan L=37 mm'den daha büyük boyutlarda ağırlık, ısı transferine göre daha hızlı artış göstermektedir. Bu nedenle, L boyutunun artışı üretim maliyetlerini çok fazla artıracağı için referans durumun en optimum konum olduğu söylenebilmektedir.



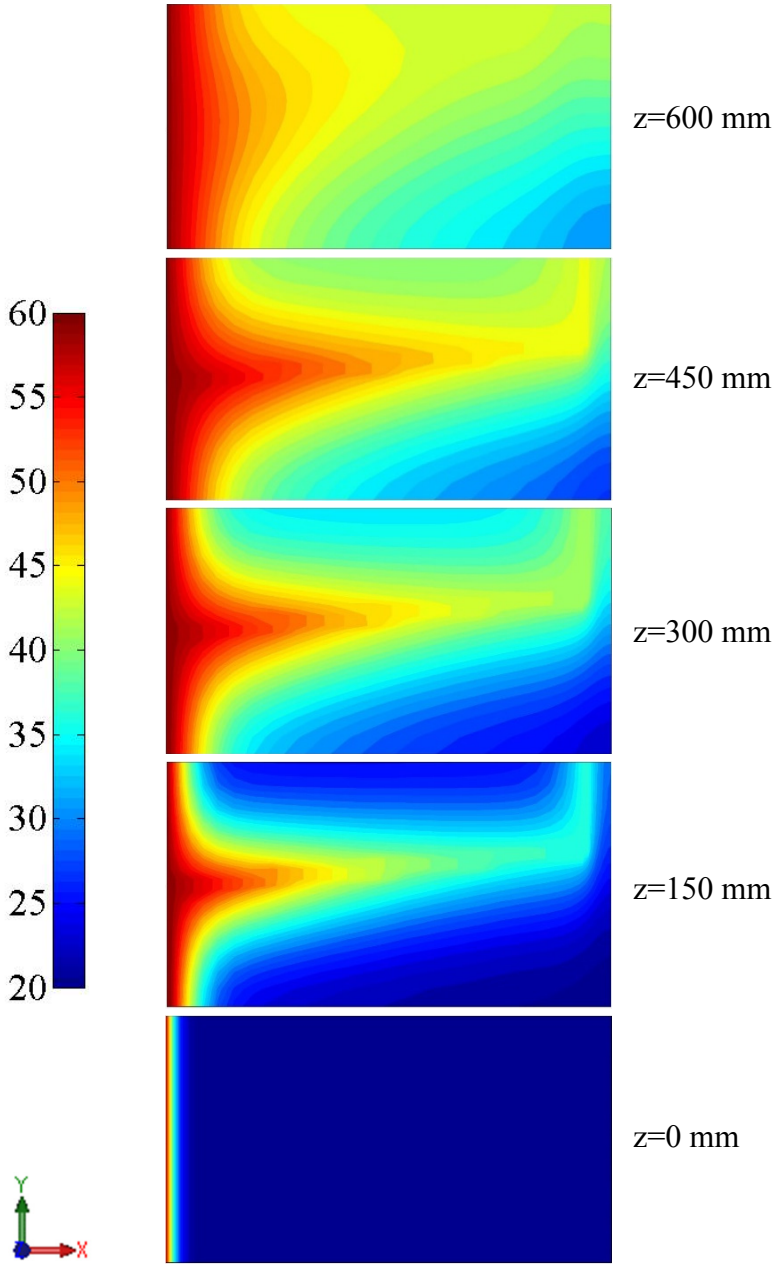
Şekil 5.38. L boyutuna göre ısı transferi ve ağırlıktaki değişim oranları

Şekil 5.39. ile Şekil 5.40.'ta L=25 mm ve L=60 mm değerleri için farklı z yüksekliklerinde oluşan sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere daha düşük konvektör enlerinde iletim ile ısı transferi daha etkin bir şekilde gerçekleşmektedir. Bu nedenle L=25 mm olduğunda konvektörün her iki tarafına yaklaşık eşit oranlarda ısı aktarılmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda çıkış kesitine ulaşmaktadır. L=60 mm olduğunda konvektörün uç kısımlarında daha düşük sıcaklıklar görülmekte ve iletimin tam olarak gerçekleşmediği gözlemlenmektedir. Bundan dolayı çıkış kesitinde daha düşük sıcaklıklar ve üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı tespit edilmiştir. Ancak konvektörlerin daha büyük bir alana sahip olmasından dolayı daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir (Şekil 5.38.).

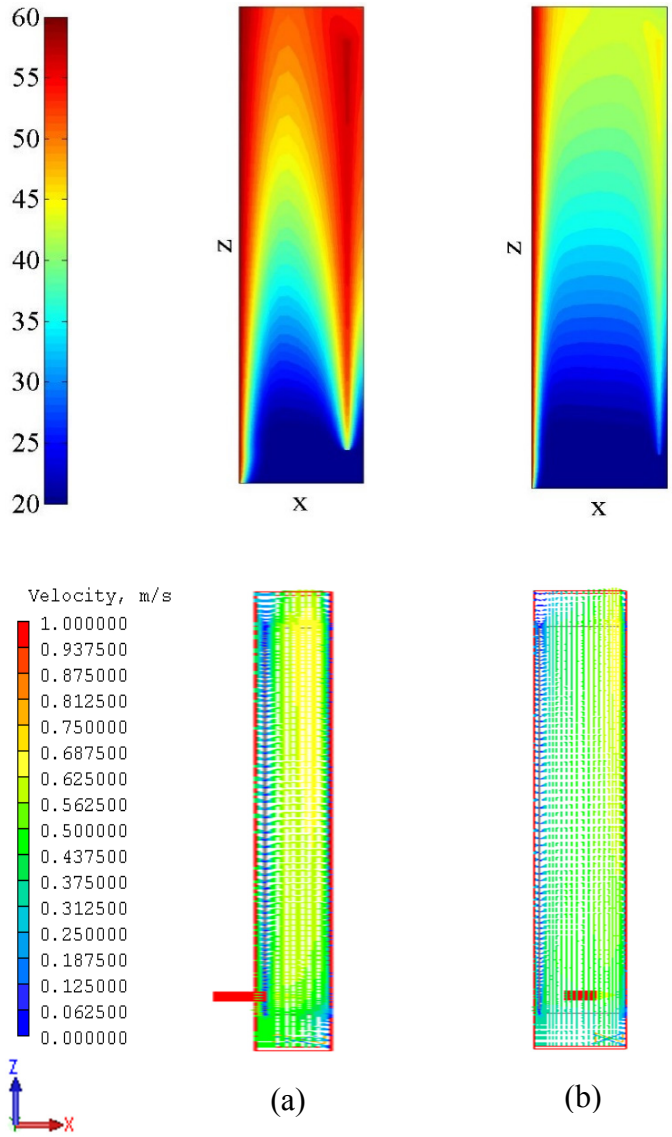
Konvektörlerin yüksekliği boyunca oluşan sıcaklık konturu ve vektörel hız dağılımı Şekil 5.41.'de sunulmuştur. Daha önce bahsedilen bilgiler burada daha net bir şekilde görülebilmektedir. Hız dağılımından ise L=25 mm olduğunda özellikle konvektörlerin çevrelediği bölgede daha yüksek hızların oluştuğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.39. L=25 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.40. L=60 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları

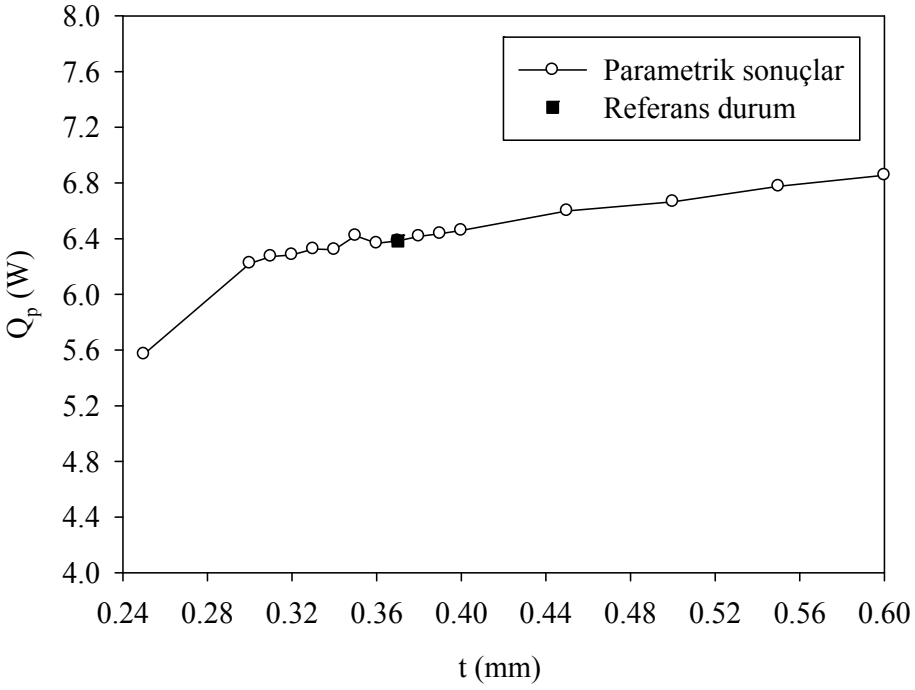


Şekil 5.41. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) L=25mm, (b) L=60mm

Konvektör et kalınlığının ısı transferine etkisi (t)

Malzeme kullanımı açısından önemli bir kriter de konvektörlerin et kalınlığıdır. Et kalınlığının değişmesi ile iletimin gerçekleştiği kesit alanı değişmekte ve konvektörlerden olan ısı transferi doğrudan etkilenmektedir. Şekil 5.42.'de et kalınlığının değişmesi ile ısı transferindeki değişim sunulmuştur. Et kalınlığının t=0,25 mm olması durumunda dikkate değer bir düşüş olduğu görülmüş ve $t \geq 0,3$ mm için artış daha düşük bir eğimle gerçekleşmiştir. Bu durum belli bir et kalınlığı değerinden sonra et kalınlığı değerinin ısı transferine önemli bir etkisinin olmadığı şeklinde yorumlanmıştır. Konvektörlerin tüm radyatör üzerinde yayılmış olmasından dolayı gerçekleşecek her kalınlık artışı ile birlikte

radyatör ağırlığı ve hammadde kullanımı da artacaktır. Bu nedenle optimum et kalınlığının bulunması oldukça önemlidir ve birim konvektör başına inceleme yapılmasının gerekli olduğu düşünülmektedir.



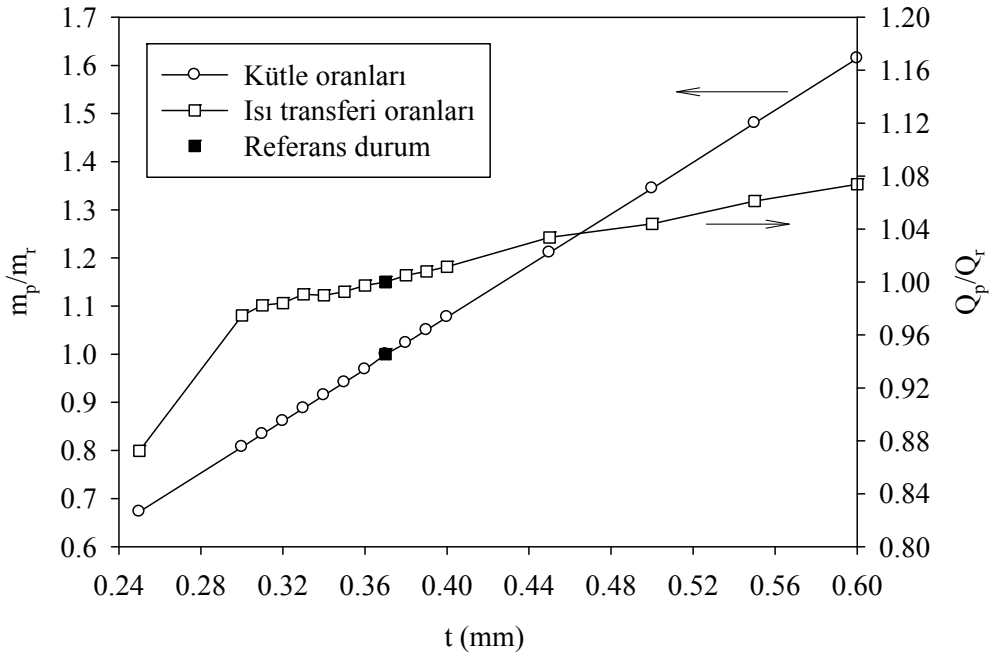
Şekil 5.42. Konvektör et kalınlığının ısı transferine etkisi

Konvektör et kalığının ısı transferi ve kütle oranına etkisi Şekil 5.43.'te gösterilmiştir. Kütle oranı doğrusal olarak artarken ısı transferindeki artış daha düşük bir eğimle gerçekleşmektedir. Özellikle 0,30 mm – 0,40 mm aralığında ısı transferi neredeyse sabit kalmaktadır. Buradaki sonuca göre konvektör et kalınlığının düşürülebileceği ön görülmüştür.

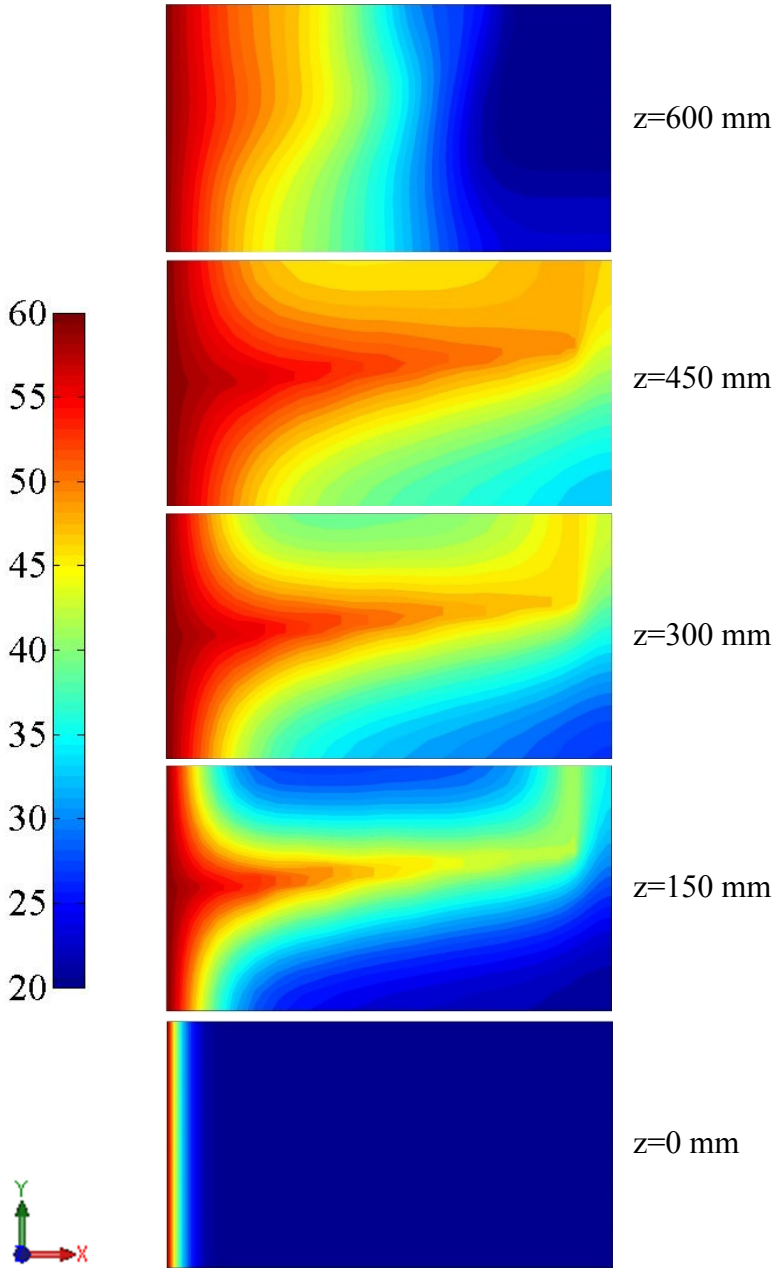
Şekil 5.44. ve Şekil 5.45.'te farklı yüksekliklerde elde edilmiş sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.44.'te t=0,25 mm konvektör et kalınlığı için elde edilmiş görseller sunulmuş ve konvektör kesitinin çok incelmesinden dolayı iletim ile ısı transferinin etkisiz olduğu görülmüştür. Bundan dolayı özellikle çıkış kesitinde daha düşük sıcaklıkta bölgeler oluşmakta ve üniform olmayan bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Şekil 5.43.'te görüldüğü üzere bu durumdan dolayı en düşük ısı transferi et kalınlığının t=0,25 mm olduğunda elde edildiği tespit edilmiştir. Et kalınlığının t=0,6 mm olduğunda konvektör kesitleri boyunca iletim ile ısı transferi daha etkili gerçekleşmekte ve çevre havaya ısı

transferi daha fazla olmaktadır. Bu nedenle çıkış kesitinde daha yüksek sıcaklıklar oluştuğu görülmüştür. Burada tespit edilen sonuçlar beklenen bir durumdur çünkü ısı iletim yasasında kesit alanı önemli bir parametredir. Ancak malzeme kullanımına da dikkat edilmesi gerektiği için optimum et kalınlığının tespit edilmesi önemli bir hususu oluşturmaktadır.

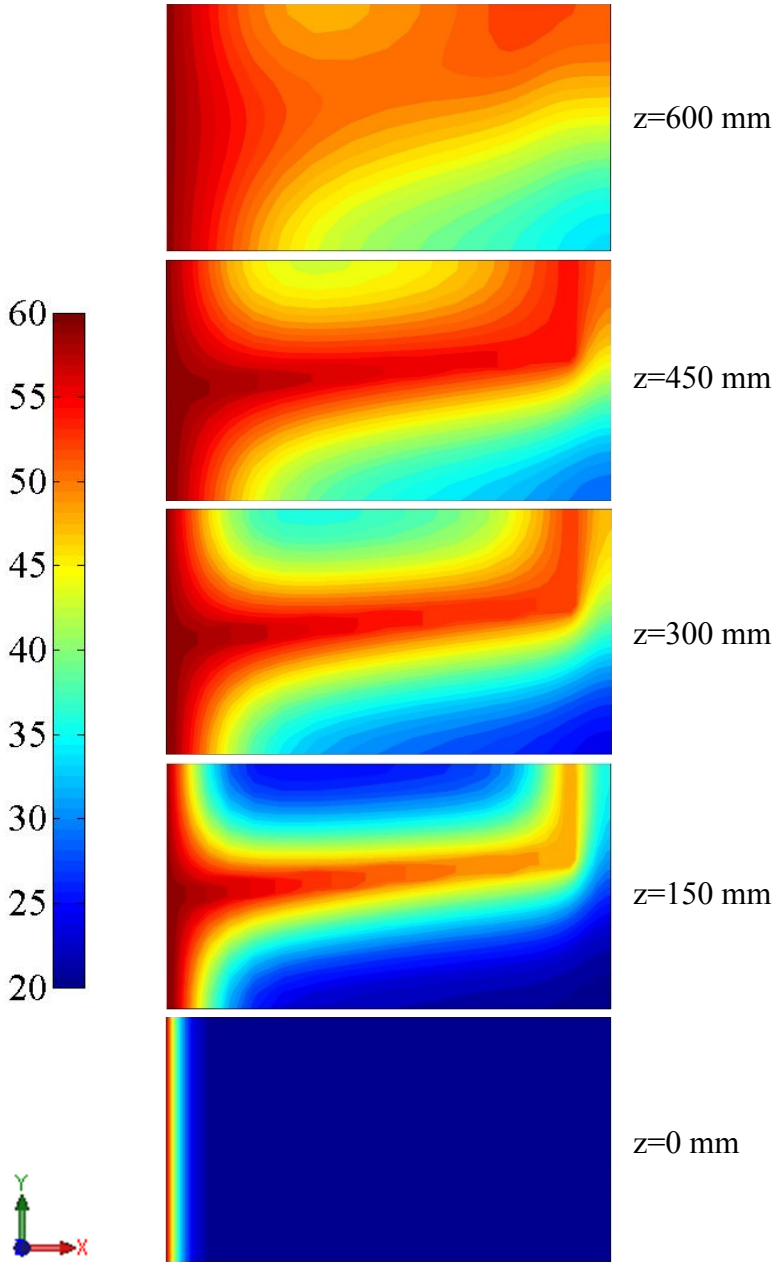
Şekil 5.46.'da x-z düzlemi boyunca alınmış sıcaklık ve hız dağılımları sunulmuştur. Et kalınlığının t=0,25 mm olduğu durumda ısıtılmayan yüzey boyunca oldukça düşük hızların oluştuğu ve bu kısımda sıcaklığın fazla yükselmediği görülmüştür. Bundan dolayı çıkış kesitinde bu kısımda yüksek sıcaklıktaki ve daha düşük sıcaklıktaki hava karışmaktadır. Et kalınlığının artması ile birlikte özellikle konvektörlerin çevrelediği bölgede daha yüksek hızlar elde edilmekte ve bundan dolayı özellikle çıkış kesitinde daha yüksek sıcaklıklar görülmektedir.



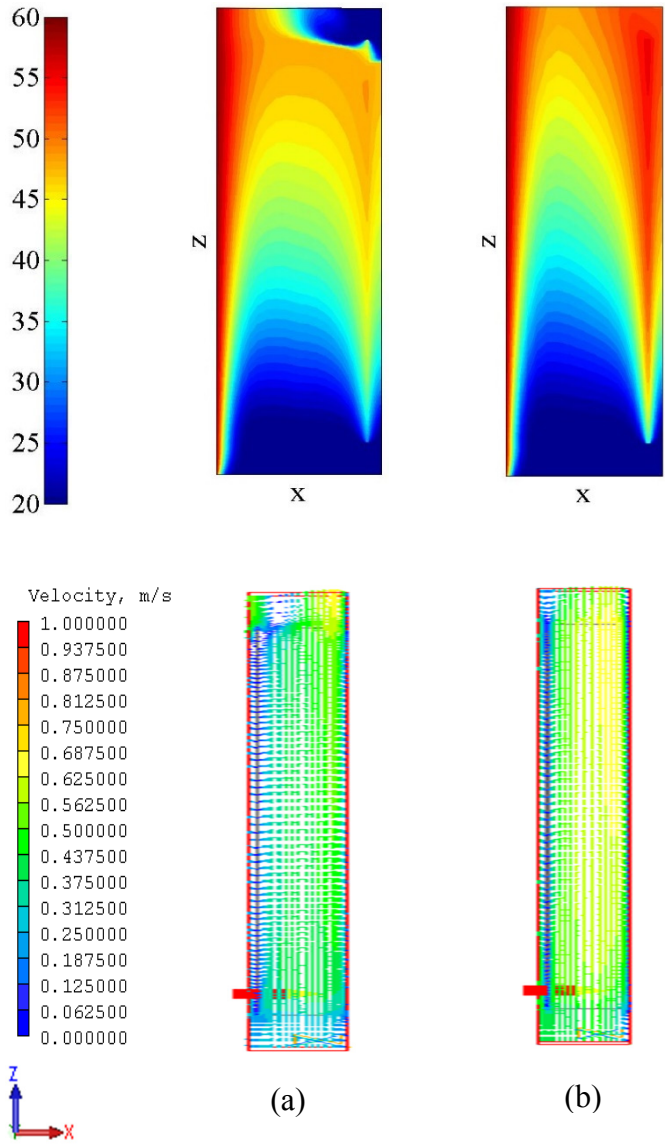
Şekil 5.43. t boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları



Şekil 5.44. t=0,25 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.45. t=0,60 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



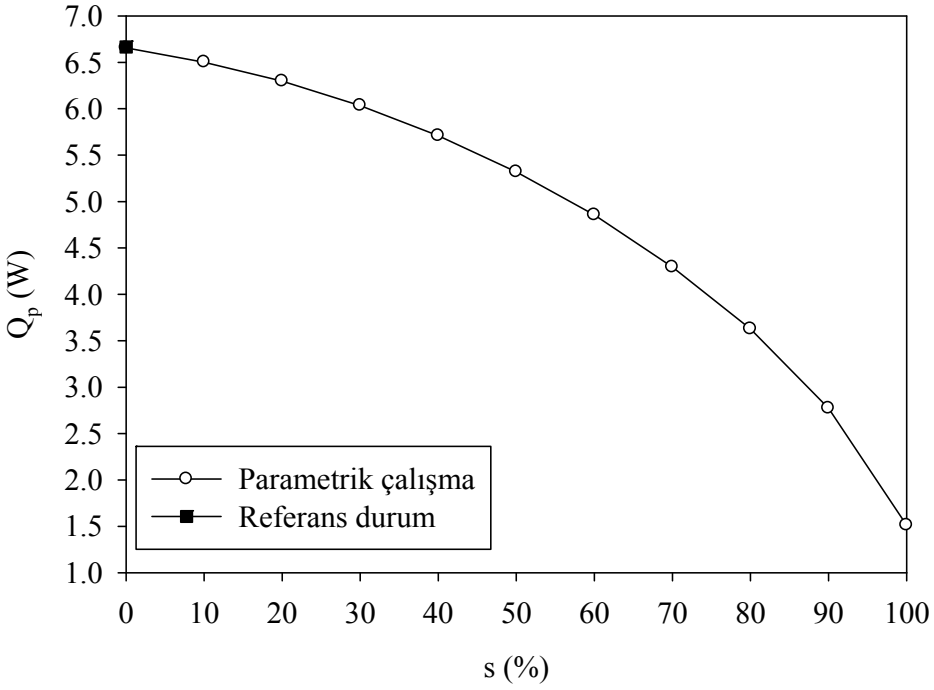
Şekil 5.46. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) t=0,25mm, (b) t=0,60 mm

Konvektör orta bölgelerinin boşaltılmasının ısı transferine etkisi (s)

Bu kısımda konvektör orta bölgelerinin boşaltılmasının ısı transferine etkileri incelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Yapılan çalışma kapsamında konvektör orta bölgeleri %10 - %100 (konvektör olmayan düz duvar) aralığında incelenmiş ve elde edilen değerler gösterilmiştir.

Şekil 5.47.'de konvektör orta bölgelerinin boşaltılmasının ısı transferine etkisi gösterilmiştir. Referans durum herhangi bir boşaltmanın olmadığı durumu ifade etmektedir ve en yüksek ısı transferinin elde edildiği noktadır. Artan boşaltma oranı ile birlikte ısı transferi azalmaktadır. Görüldüğü üzere artan bir eğimle ısı transferinde azalma meydan gelmektedir.

Her ne kadar orta bölgedeki boşaltmadan dolayı sınır tabakası yırtılması olsa da, doğal konveksiyon akışında bu etki düşük olmakta ve konvektör varlığının olmaması ısı transferini olumsuz yönde etkilemektedir.

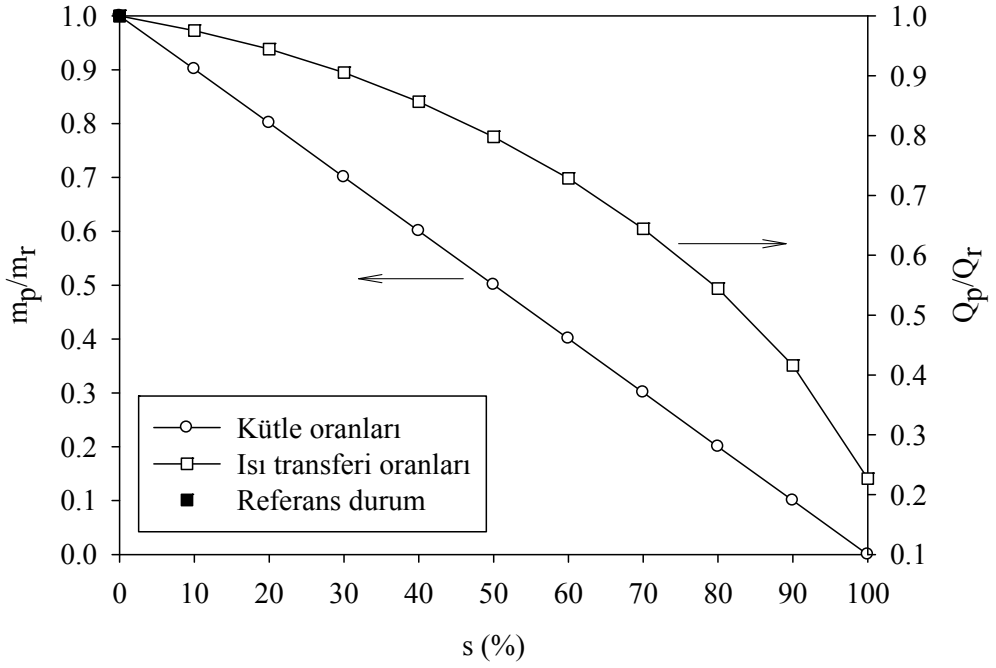


Şekil 5.47. Konvektör orta bölgelerinin boşaltılmasının ısı transferine etkisi

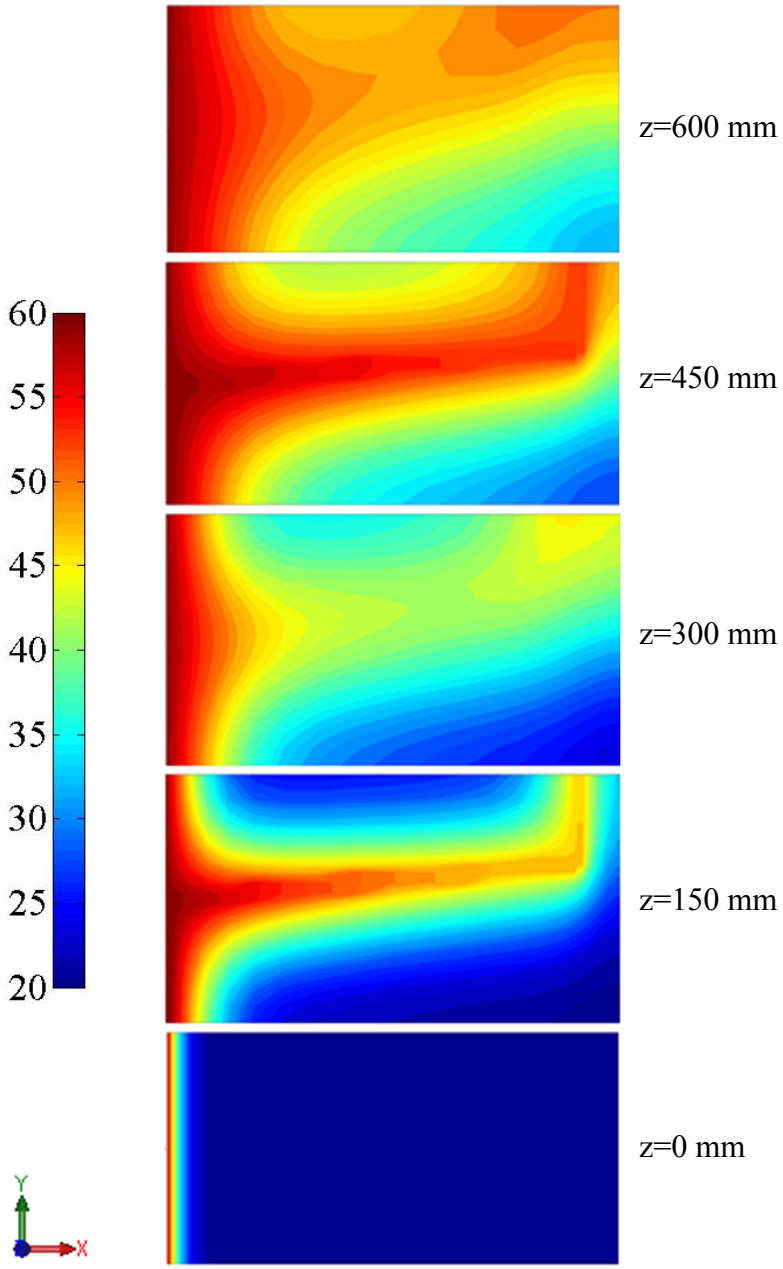
Şekil 5.48.'de konvektörlerin ortasından yapılan boşaltmaların ısı transferi oranına ve kütle oranına etkisi sunulmuştur. Beklendiği gibi kütle oranında azalma meydana gelmektedir. Bununla birlikte ısı transferi de azalmaktadır. Ancak kütle oranındaki azalma yaklaşık olarak doğrusal olmasına rağmen ısı transferindeki azalma üstel olarak gerçekleşmektedir. Bu nedenle ısı transferinde çok fazla kayıp vermeden %10 veya %20'lik bir boşaltma yapılması uygun olabilecektir. Bu anlamda malzemeden tasarruf sağlanabilmekle birlikte ilave bir üretim işlemi gerçekleştirilmesi bu parametreyi olumsuz etkileyen bir etkendir.

Şekil 5.49. ve Şekil 5.50.'de ise sırasıyla %10 ve %90 boşaltma oranları için farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Boşaltmanın %10 olması durumunda z=300 mm'de konvektörlerin dışındaki soğuk hava ile sıcak hava karışmaktadır ve tekrar konvektörlerin arasında ısınarak devam etmektedir. Boşaltma oranı %90 olduğunda ise konvektörler büyük oranda etkisini kaybetmektedir ve sadece duvar dibinde bir ısınma oluşmaktadır.

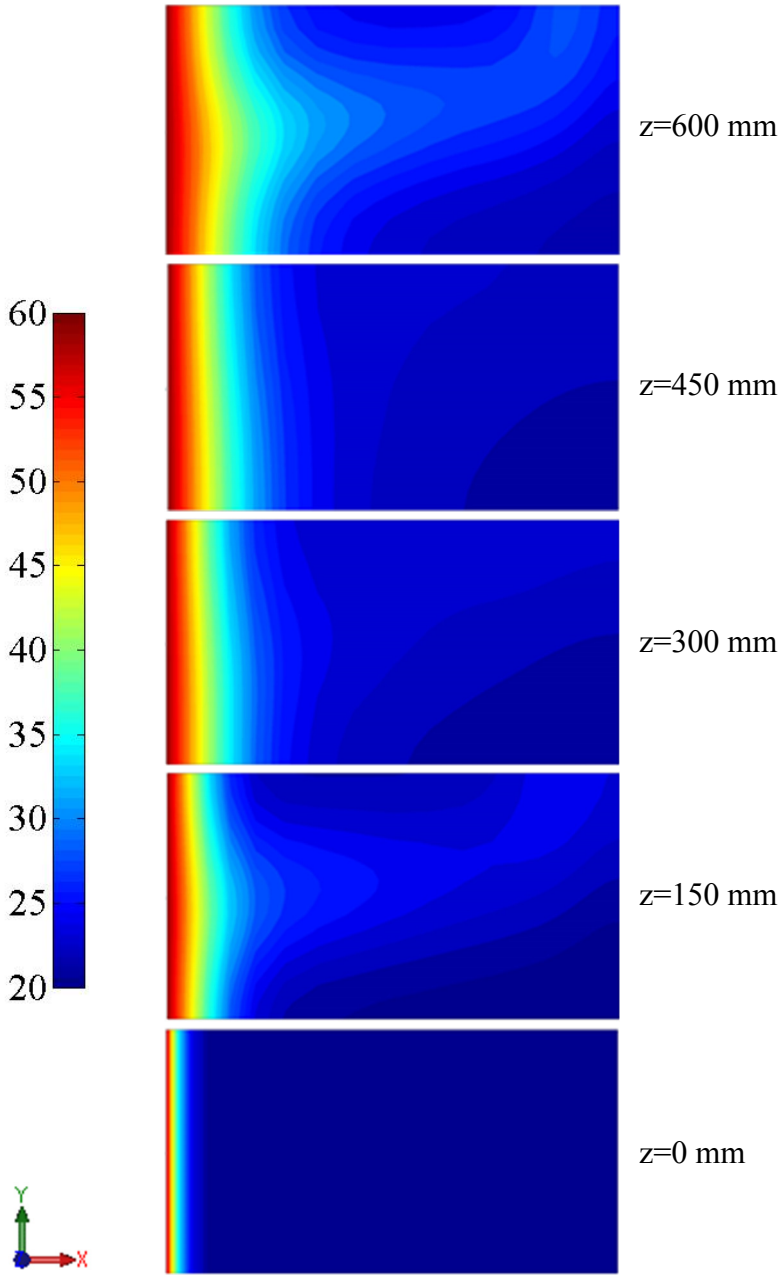
Şekil 5.51.'de %10 ve %90 boşaltma oranları için x-z düzlemi boyunca sıcaklık ve vektörel hız dağılımları gösterilmiştir. Görüldüğü üzere %10 boşaltma oranında konvektörlerin dışındaki hava ile içindeki hava karışmakta ve yükselmeye devam etmektedir. Boşaltma oranının %90 olduğu durumda ise kanalın iki ucunda bulunan iki kısa kanatlar etrafında bir sıcaklık yükselişi olmakta ancak bunların kısa olmasından dolayı konvektör etkisi oldukça düşüktür. Ancak konvektörler etrafında hızda ani bir yükselme meydana geldiği görülmüştür.



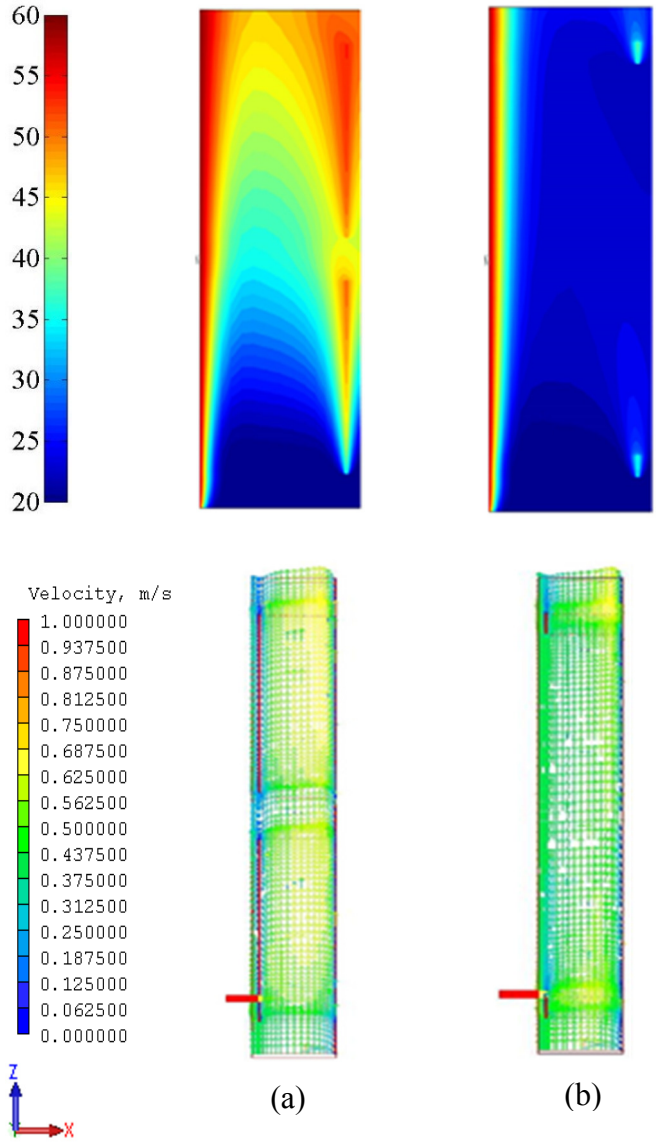
Şekil 5.48. s boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları



Şekil 5.49. s=%10 için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



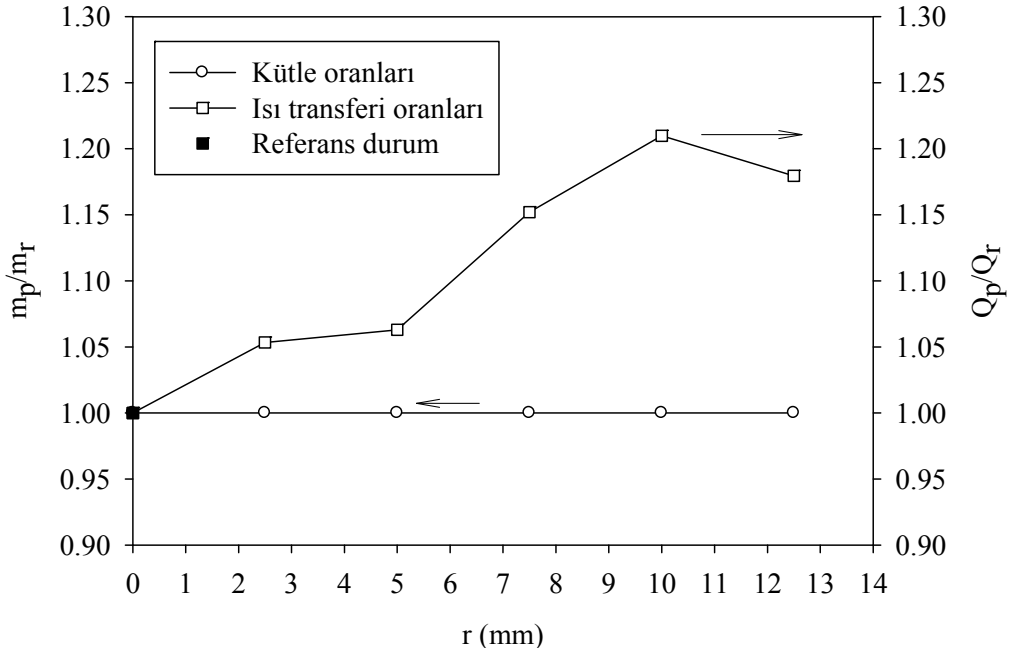
Şekil 5.50. s=%90 için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.51. x-z düzlemi boyunca sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri (a) s=%10, (b) s=%90

Karşılıklı konvektörlerin asimetrik duruşunun ısı transferine etkisi (r)

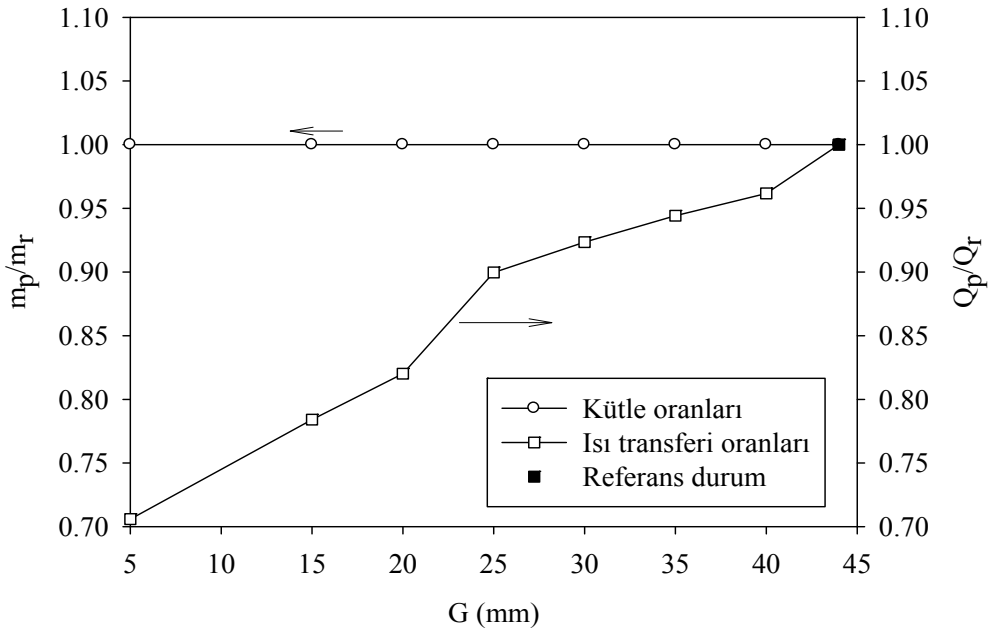
Iki karşılıklı konvektörün birbirine göre asimetrik olarak kaynatılması sonucu ısı transferi ve kütle oranındaki değişim Şekil 5.52.'de gösterilmiştir. Kütle oranında herhangi bir değişim söz konusu olmamakla birlikte konvektörlerin birbirine olan kayma mesafeleri artıkça ısı transferinde genel olarak bir artış söz konusu olduğu görülmüştür. En yüksek değer r=10 mm'de oluştuğu ve buradaki ısı transferi yaklaşık %21 oranında artış olduğu hesaplanmıştır. Bu parametre ile ısı transferinde önemli bir iyileşme sağlanmasına rağmen üretim kısıtlamaları nedeniyle sorunlar yaşanabileceği öngörülmüştür.



Şekil 5.52. r boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları

Karşılıklı konvektörlerin asimetrik olması durumunda konvektör mesafelerinin ısı transferine etkisi (G)

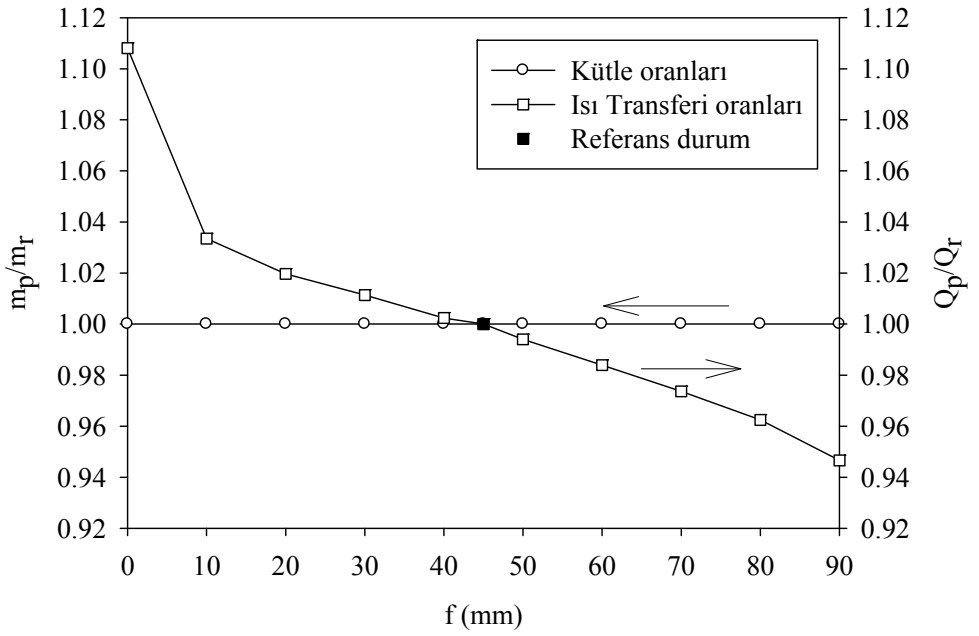
Şekil 5.53.'te ise r=12,5 mm olduğu durumda kovektörlerin birbirine göre uzaklıklarının ısı transferi ve kütle oranına etkisi sunulmuştur. Referans durum olan G=45 mm boyutunda maksimum ısı transferinin oluştuğu görülmüştür. Bunun sebebi mesafe azaldıkça konvektörlerin arasından geçen hava azalmakta. Kesit düşüşünden dolayı hava boğulmakta ve bu nedenle ısı transferi azalmaktadır.



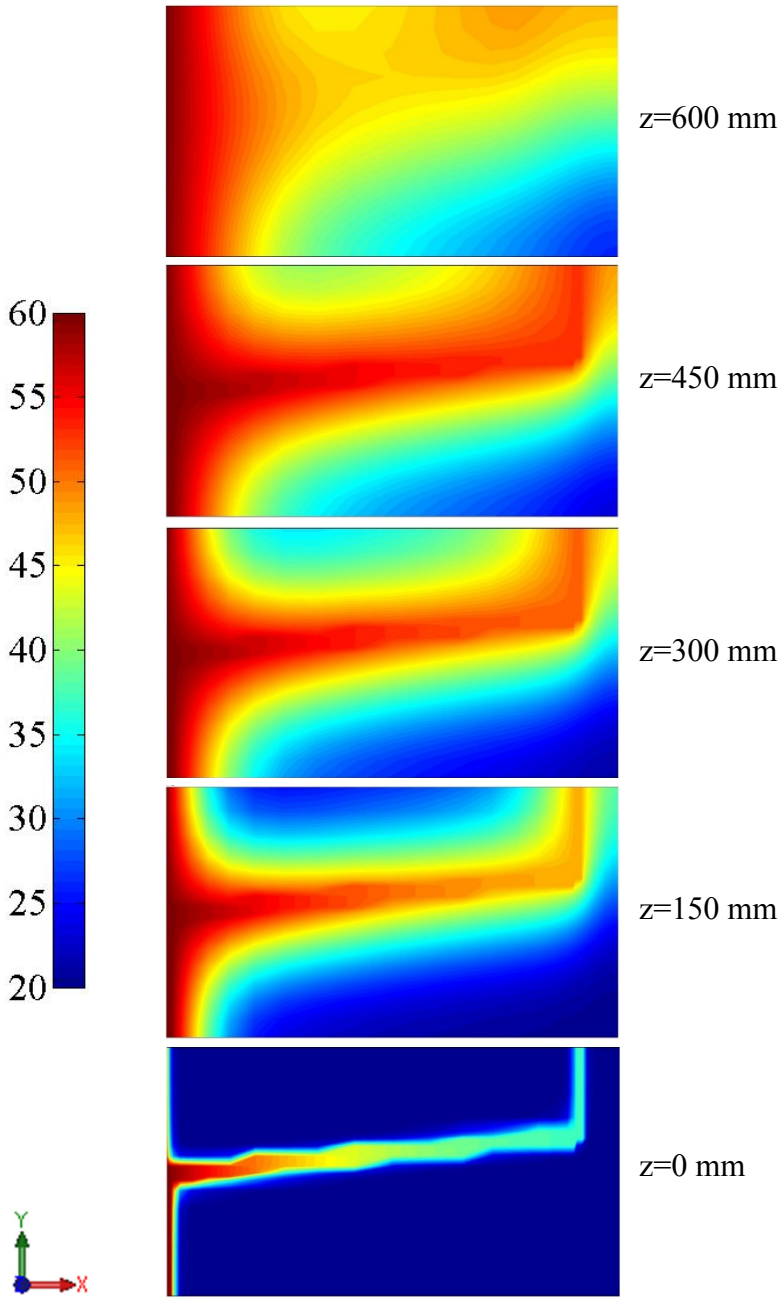
Şekil 5.53. G boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları

Konvektör dikey mesafesinin ısı transferine etkisi (f)

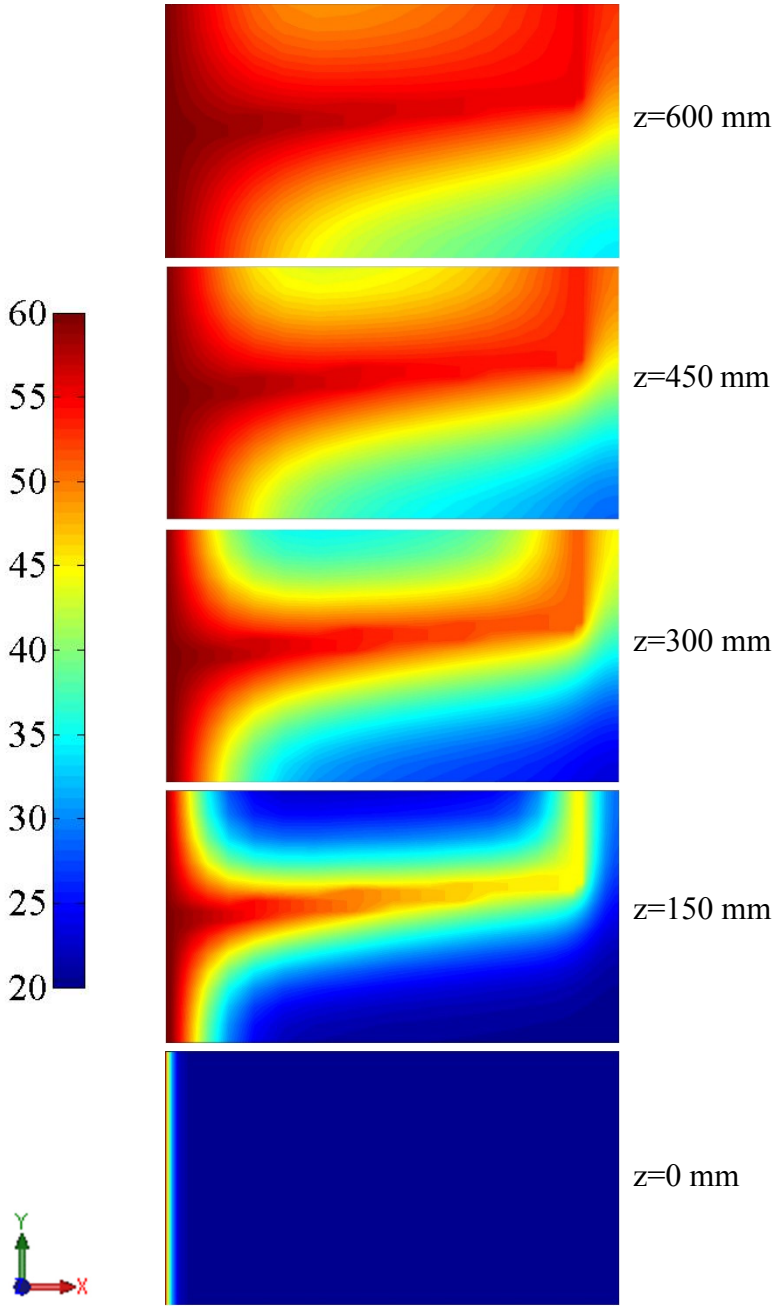
Konvektörlerin panel alt kenarından olan mesafenin ısı tranferine etkisi bu kısımda incelenmiştir. Şekil 5.54.'te konvektör dikey konumdaki mesafesinin ısı transferine etkisi sunulmuştur. Burada 0 mm konumu panelin en alt ucunu ve soğuk ortam havasının paneller arasına girdiği konumu göstermektedir. Görüldüğü üzere en yüksek ısı transferi bu konumda olmakta ve referans duruma göre yaklaşık olarak %11 oranında ısı transferi artırılabilmektedir. Konvektöre giren soğuk hava ile yüzey arasındaki sıcaklık farkının en yüksek olduğu kısım z=0 mm konumudur. Bu nedenle ısı transferi en yüksek bu kısımda oluşmakta ve bu nedenle f=0 mm olması durumunda konvektörden olan en yüksek ısı transferi elde edilmektedir. Konvektör dikey mesafe konumunun f=90 mm'ye çıkarılması durumunda ise ısı transferinde referans duruma göre yaklaşık %6 oranında azalma olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.55. ve Şekil 5.56.'da farklı yüksekliklerde sırasıyla f=0 mm ve f=90 mm olan dikey konumlar için görüldüğü üzere f=90 mm olduğunda giriş kesitinde sadece sıcak yüzeye yakın kısımda ince bir sıcaklık gradyanı oluşmaktadır. Bu durum, f=0 mm olduğunda söz konusu değildir ve konvektör etrafında ısınma başlamaktadır. Çıkış kesitinde ise f=0 durumu için daha düşük sıcaklıklar gözlemlenmiştir. Ancak, f=90 mm olduğunda z=600 mm'de daha yüksek sıcaklık dağılımı görülmesine rağmen hava ile sıcak yüzey arasındaki sıcaklık farkı düşmesinden dolayı ısı transferi azalmaktadır ve bu da doğrudan yüzeyden ve konvektörlerden olan ısı transferini azaltmaktadır.



Şekil 5.54. f boyutuna göre ısı transferi ve kütle miktarındaki değişim oranları



Şekil 5.55. f=0 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları



Şekil 5.56. f=90 mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları

Bu kısımda farklı konvektör parametrelerinin ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar neticesinde her parametrenin ısı transferine etkisinin farklı olduğu görülmüştür. Çoğu parametrede konvektör boyutlarının ve dolayısıyla malzeme kullanımındaki artış ile birlikte ısı transferinin de arttığı görülmüştür. Bu durum, ısı transferi kanunları göz önüne alındığında beklenen bir sonuçtur. Ancak malzeme kullanım miktarı da göz önüne alınarak optimum değerin belirlenmesi bu

çalışmada hedeflenmiştir. Bu kapsamda, bu kısımda elde edilen sonuçlar ile tüm radyatör için incelenecek parametreler ve parametre aralıkları için karar verilmiştir.

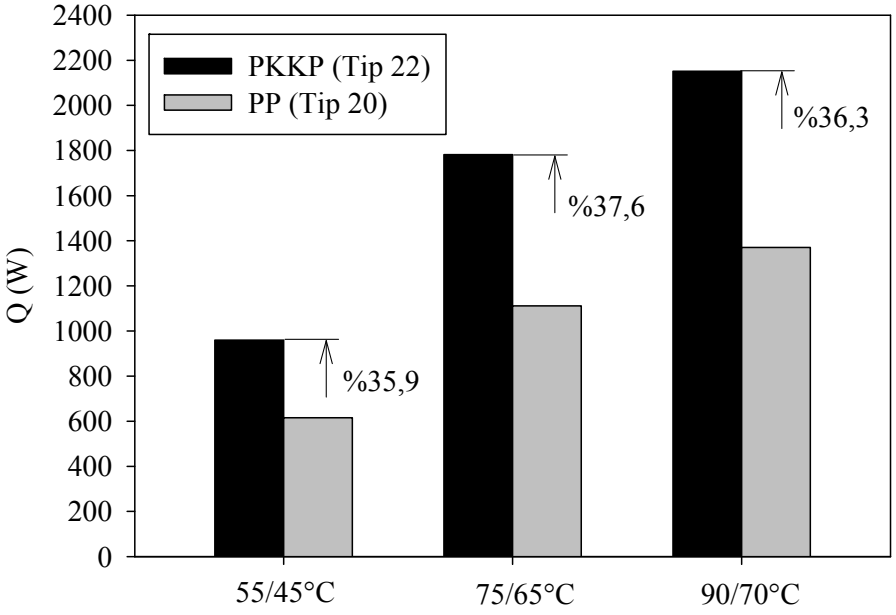
5.2. Parametrik Çalışma Sonuçları

Bu bölümde, tez kapsamında tüm radyatör modeli için FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilen parametrik HAD analizi sonuçları sunulmuştur. Bir önceki bölümde sunulan veriler doğrultusunda tüm model için incelenecek parametrelere karar verilmiş ve burada öncelikle ele alınan parametreler hakkında kısa bilgiler gösterilmiştir. Sonrasında elde edilen sonuçlar ayrıntılı olarak sunulmuştur.

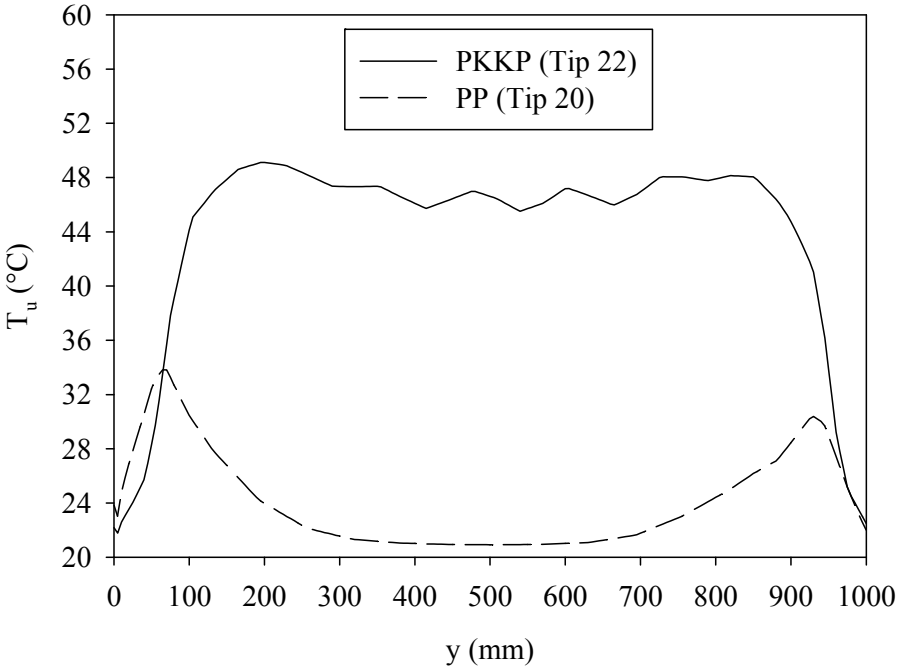
Gerçekleştirilen parametrik çalışmada TBSE bağlantı düzeninde 75°C giriş sıcaklığı tanımlanmıştır. Ayrıca debi değeri olarak referans radyatör için gerçekleştirilen deneyde elde edilen debi sınır şartı olarak tanımlanmış ve buna göre radyatör su çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır. Giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre radyatör ısıl güçleri elde edilmiştir. Bunun dışındaki tüm sınır şartları da bir önceki bölümde izah edildiği gibi kullanılmıştır. Çalışma PKKP 600x1000 mm ölçülerindeki radyatörler için gerçekleştirilmiştir.

Parametrik çalışma kapsamında özellikle konvektörler için yoğun bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, özellikle konvektörlerin ısı transferine etkisi önem arz etmektedir. Bundan dolayı, konvektörsüz bir panel radyatör (PP – tip 20) için TBSE bağlantı konumunda 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için çözümler elde edilmiş ve PKKP tip radyatör ile karşılaştırma gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar Şekil 5.57.'de sunulmuştur. Görüldüğü üzere konvektörlerin ısı transferi üzerinde çok büyük bir etkisi bulunmakta ve giriş/çıkış sıcaklık aralığının 75/65°C olması durumunda %37,6 oranında radyatör ısıl gücünü etkilemektedir. Bu nedenle konvektör kısmında ısı transferini artırmak radyatör ısıl performansını önemli derecede etkileyecektir.

Şekil 5.58.'de radyatörlerin üstünden çıkan ısınmış havanın değişimi gösterilmiştir. Sonuçlar 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığı için TBSE bağlantı konumunda elde edilmiştir. Görüldüğü üzere konvektörsüz radyatörde özellikle orta bölgelerde sıcaklık yaklaşık olarak 21°C'ye düşmektedir. Bu da konvektörsüz radyatörde havayı ısıtma kapasitesinin oldukça düşük olduğunu göstermiştir.



Şekil 5.57. Konvektörlü (PKKP) ve konvektörsüz (PP) radyatörlerin ısıl gücü



Şekil 5.58. Konvektörlü (PKKP) ve konvektörsüz (PP) radyatörlerin üstündeki havanın sıcaklık değişimleri

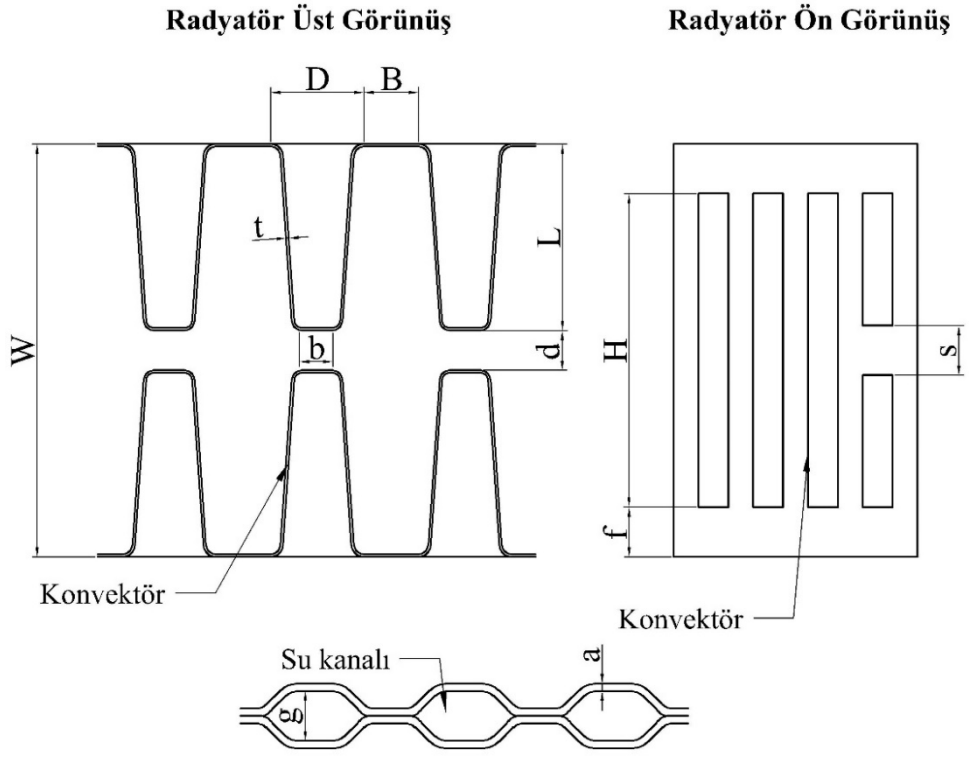
Çizelge 5.5.'te konvektörsüz radyatör için 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığında ve TBSE bağlantı konumunda deneysel olarak elde edilmiş ısıl güç değerleri sunulmuştur. Bununla birlikte sayısal olarak elde edilen sonuç da gösterilmiştir ve iki değer karşılaştırılmıştır. Sayısal değerin deneysel olarak elde edilmiş ısıl güç değerine oldukça yakın olduğu ve farkın oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, konvektörsüz radyatör etrafında

da akış deneyleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları ayrıntılı olarak bir sonraki bölümde sunulmuştur.

Çizelge 5.5. Konvektörsüz radyatörün deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş ısıl güç değerleri (TBSE – 75/65°C)

Deneysel (W)	Sayısal (W)	Fark (%)
1131,3	1111,1	1,8

Gerçekleştirilen sayısal parametrik çalışmada ele alınan parametreler Şekil 5.59.'da sunulmuştur. Radyatör üst görünüşünde konvektörlerde yapılan farklı boyut değişimleri hakkında bilgiler verilmiştir. Radyatör ön görününüşünde H ile gösterilen boyut konvektör yüksekliğini, s konvektör orta bölgesinin boşaltma oranını ve f konvektörün alt kısımdan olan mesafesini tanımlamaktadır. Su kanalında gösterilen a değeri su kanallarının duvar kalınlığını tanımlamaktadır ve boyutu 1,11 mm'dir. Bu değer TS 442-2 standardı gereği su kanallarının sahip olması gereken asgari kalınlıktır. Yine su kanallarında görülen g değeri su kanallarının genişliğini göstermekte ve bu boyutun değişiminin ısıl güce etkileri de irdelenmiştir.



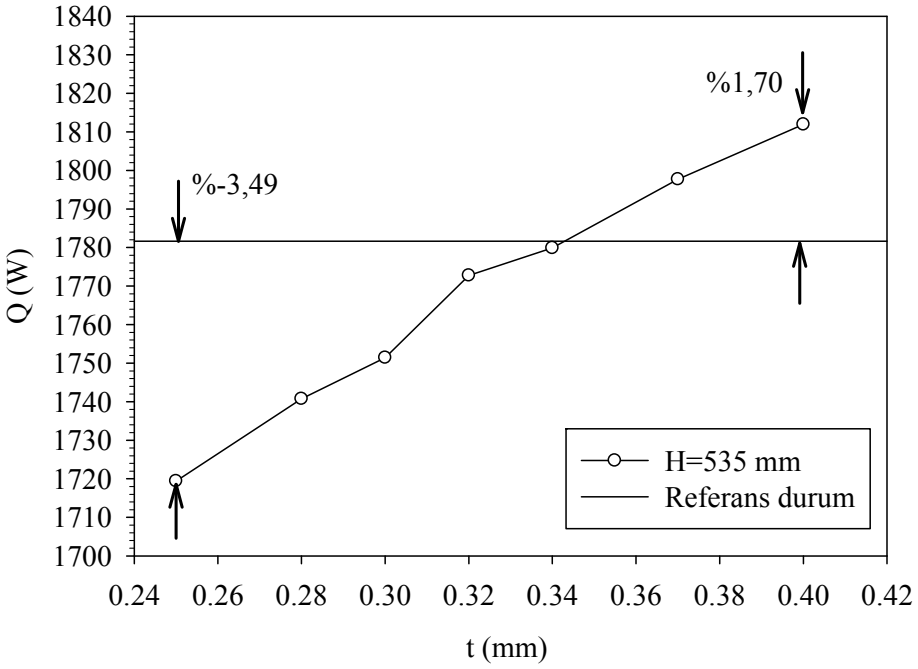
Şekil 5.59. Parametrik çalışmada ele alınan parametreler

Çalışma kapsamında ele alınan parametrelerin parametrik çalışma tablosu EK-5'te gösterilmiştir. Burada sunulan tüm boyutlar tez çalışması kapsamında incelenmiş ve parametrik sayısal çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar ile prototip üretimlerine karar verilmiştir. Yapılan parametrik çalışmanın çoğu kapaksız durum için gerçekleştirilmiş ancak üst ve yan kapak için farklı parametrik çalışmalar ele alınmıştır. Tüm çalışmalar bu parametrik tabloya göre gerçekleştirilmiş ve sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur.

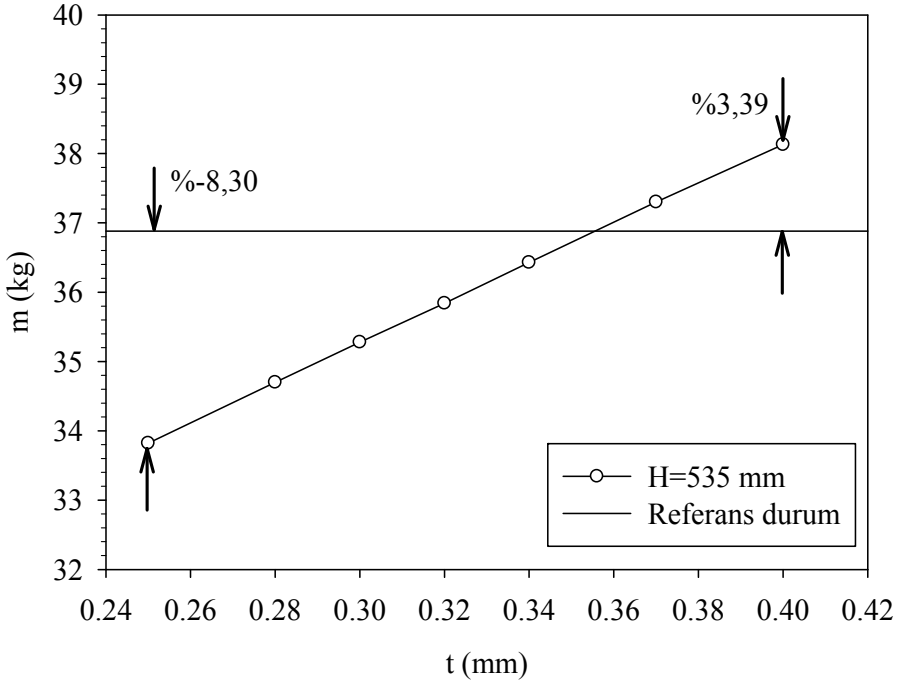
Konvektör et kalınlığının (t) radyatör ısıl gücüne etkisi

Bu kısımda radyatörde kullanılan konvektörlerin et kalınlığının (t) değişiminin radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Ayrıca bir diğer önemli hedef ise malzeme kullanımının azaltılmasıdır. Bu kapsamda konvektör et kalınlığının değişiminin malzeme miktarındaki değişimine etkisi de irdelenmiştir.

Şekil 5.60.'ta konvektör et kalınlığı değişiminin ısıl güce etkisi gösterilmiştir. Konvektör yüksekliğinin 535 mm olması durumu için 0,25mm≤t≤0,40mm aralığında inceleme yapılmıştır. Şekil üstünde ayrıca referans durum olan t=0,37 mm ve H=510 mm durumu da gösterilmiştir. Görüldüğü üzere et kalınlığının artışı ile birlikte ısıl güç yaklaşık olarak doğrusal artmaktadır. İletim ile ısı transferini etkileyen büyüklüklerden bir tanesi ısı transferine dik olan kesit alanıdır. Dolayısıyla, et kalınlığı ile birlikte ısı transferinin artması beklenen bir durumdur. Ancak, bununla birlikte radyatör toplam ağırlığının değişimi de önemlidir. Bu anlamda, ısıl güç-ağırlık değişimi kapsamında optimum konvektör et kalınlığının belirlenmesi önemlidir. Şekil 5.61.'de gösterilen radyatör ağırlığının konvektör et kalınlığı ile değişimi gösterilmiş ve doğrusal bir değişim gözlemlenmiştir. Görüldüğü üzere t=0,34 mm ve H=535 mm olması durumunda ısıl güç referans duruma göre yaklaşık olarak %0,1 azalmakla birlikte radyatör ağırlığında %1,2 oranında bir azalma sağlanabilmektedir. Et kalınlığının t=0,32 mm olması durumunda ısıl gücün %0,50 daha düşük olmasına karşılık malzeme miktarında yaklaşık %2,8 oranında bir kazanç sağlandığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle ilk prototip üretimi için t=0,32 mm, H=535 mm ve diğer tüm boyutları referans radyatördeki ölçülerle aynı olan ilk prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar bir sonraki bölümde sunulmuştur.



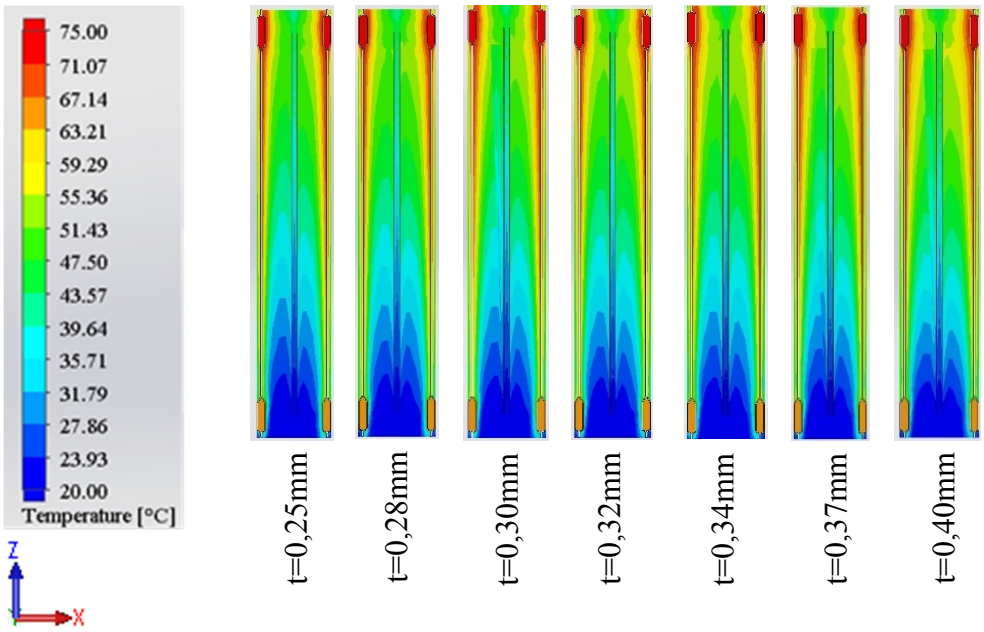
Şekil 5.60. Et kalınlığının ısıl güce etkisi (H=535 mm)



Şekil 5.61. Et kalınlığının kütleye etkisi (H=535 mm)

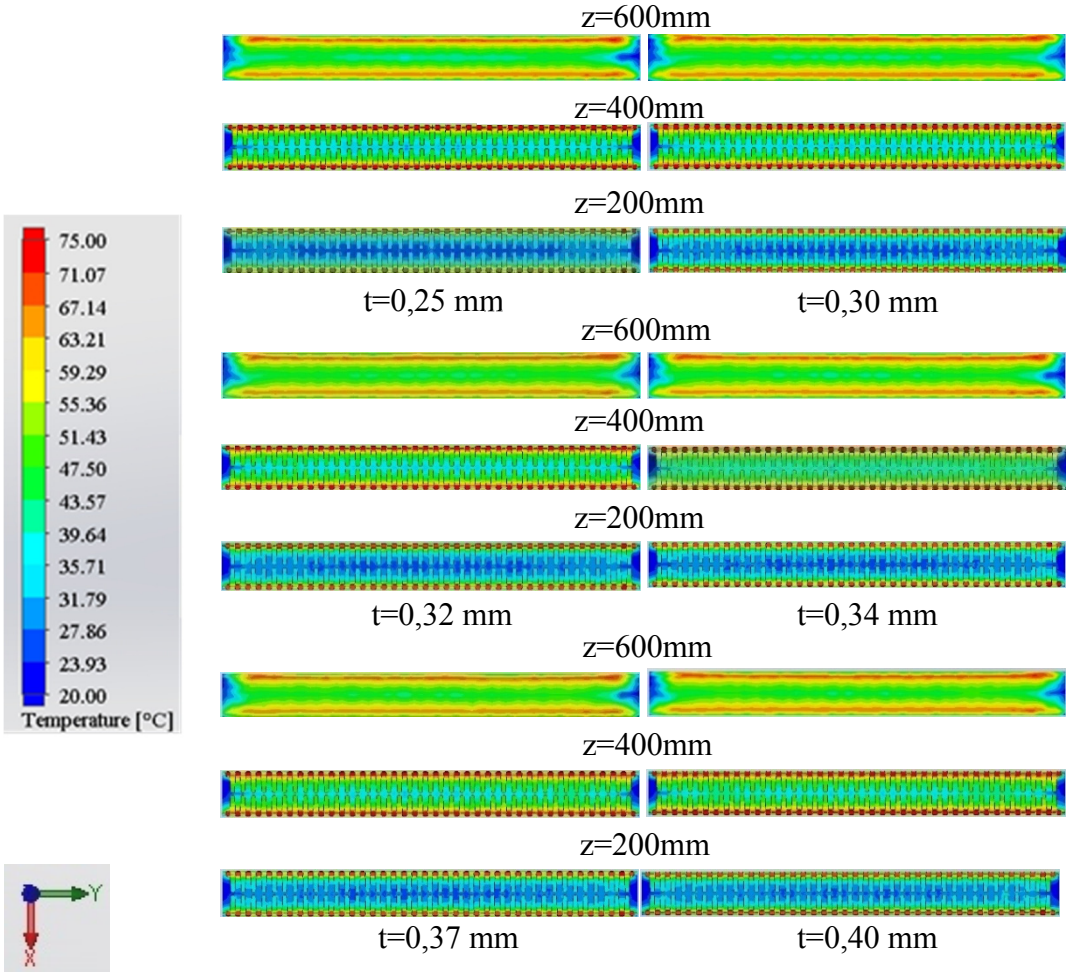
Şekil 5.62.'de radyatörün yan görünüşü için ortasından geçen düzlem boyunca sıcaklık konturları sunulmuştur. Farklı konvektör et kalınlıkları için havanın ısınarak yükselmesi ile oluşan sıcaklık dağılımları gözlemlenmiştir. Görüldüğü üzere et kalınlığının artması ile birlikte sıcaklık daha düşük bir seviyede artmaya başlamaktadır ve ısınmış hava radyatör

üstünden çıkarken daha yüksek bir sıcaklığa sahip olmaktadır. Bu durum Şekil 5.63.'te de görülebilmektedir. Burada, farklı et kalınlıkları için H=535 mm olduğu durumda radyatör yüksekliği boyunca farklı yüksekliklerde alınan kesitlerde sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Ayrıca, Şekil 5.64.'te farklı konvektör et kalınlıkları için radyatör üstünden çıkan ısınmış havanın radyatör boyunca sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Konvektör et kalınlığının artması ile birlikte radyatör üstünden çıkan havanın sıcaklık dağılımı da artış göstermektedir. En düşük sıcaklık dağılımı t=0,25 mm olduğunda gözlemlenmiştir. Ancak, konvektör et kalınlığının artışı ile birlikte radyatör üstünde görülen sıcaklık değerleri arasındaki farkın azaldığı gözlemlenmiştir. Radyatör boyunca t=0,25 mm ile t=0,40 mm karşılaştırıldığında sıcaklık farklarının 3°C'ye kadar çıktığı gözlemlenmiştir. Ancak, t=0,32 mm ile t=0,40 mm karşılaştırıldığında bu farkın en fazla 1°C olduğu tespit edilmiştir. Bu, konvektör et kalınlığı artışı ile birlikte iki panel arasındaki mesafenin daralması nedeniyle akışta bir yavaşlama olduğu ve bu nedenle sıcaklığın çok fazla yükselemediği şeklinde yorumlanmıştır.

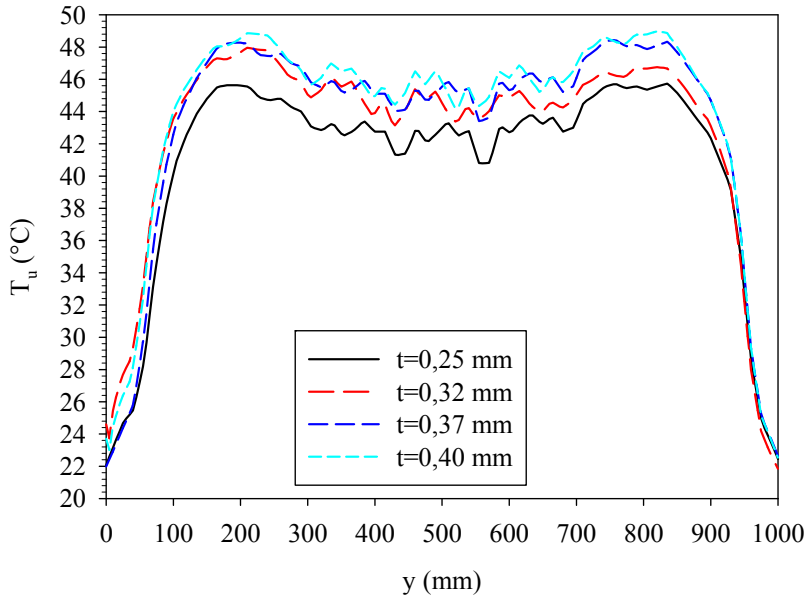


Şekil 5.62. H=535 mm için et kalınlığının panel ortasındaki sıcaklık dağılımına etkisi

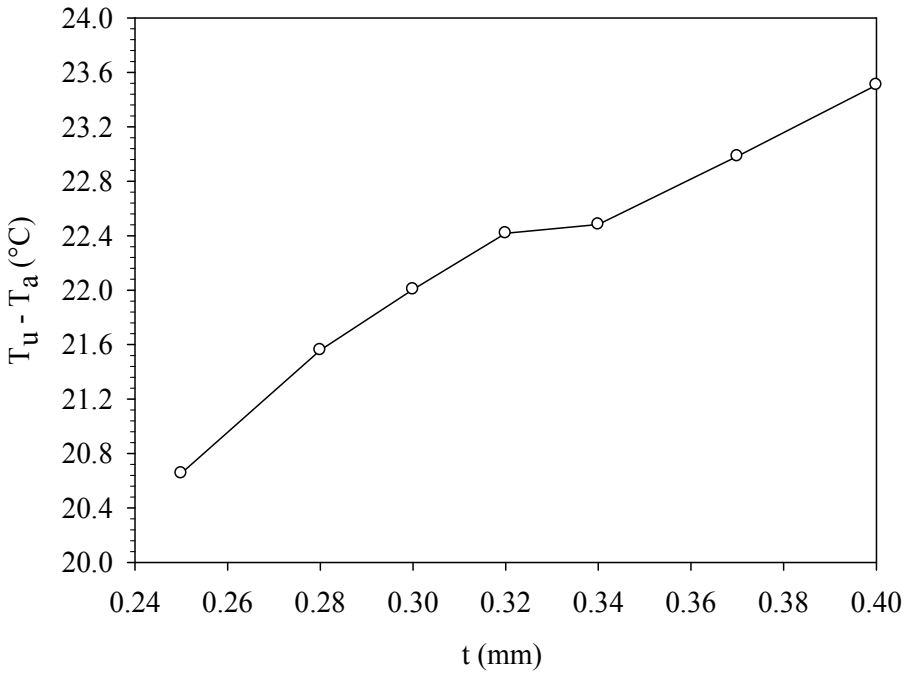
Şekil 5.65.'te konvektör et kalınlığı ile değişen radyatör üstündeki ve altındaki havanın sıcaklık farkının değişimi sunulmuştur. Konvektör et kalınlığının 0,25 mm'den 0,40 mm'ye çıkarılması durumunda sıcaklık farkı %12,1 oranında yükselmektedir. Ancak, referans durum olan 0,37 mm'den 0,32 mm'ye düşürülmesi durumunda oluşan sıcaklık farkı %2 oranında azalma olmasına karşına toplam ağırlıkta %4 oranında tasarruf sağlanabileceği görülmüş ve bu durumunda kabul edilebilir bir azalma olduğu öngörülmüştür.



Şekil 5.63. H=535 mm için et kalınlığının farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 5.64. Farklı konvektör et kalınlıkları için radyatörün üstünden çıkan havanın sıcaklık dağılımı



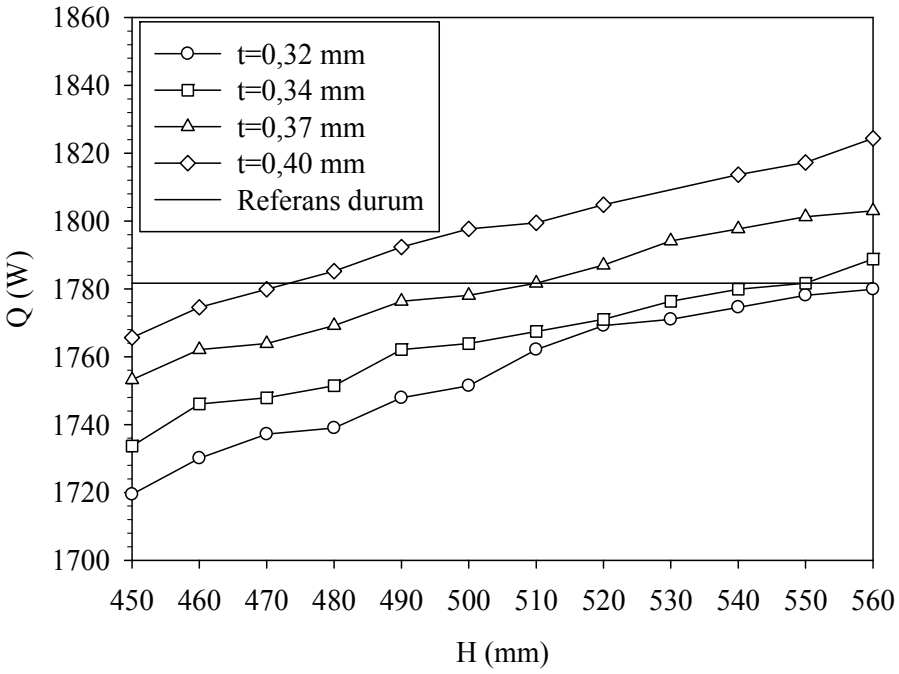
Şekil 5.65. H=535 mm için konvektör et kalınlığının radyatör üst ve alt sıcaklık farkları üstündeki etkisi

Konvektör yüksekliğinin (H) radyatör ısıl gücüne etkisi

Bu kısımda, konvektör yüksekliğinin radyatör ısıl gücüne etkisi farklı konvektör et kalınlıkları için incelenmiştir. Bir önceki bölümde görüldüğü üzere 0,25mm≤t≤0,30mm aralığında ısı transferi çok fazla düşmektedir. Bu nedenle farklı yükseklikler için bu et kalınlıkları için analizlere devam etme gereği duyulmamıştır. Bu kısımda 0,32mm≤t≤0,40mm için farklı konvektör yüksekliklerinde (H) parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur. Benzer şekilde, konvektör yüksekliğinin kullanılan malzeme miktarına etkisi de irdelenmiş ve burada gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar kullanılarak t ve H bağımsız değişkenlerine bağlı bir korelasyon oluşturulmuştur.

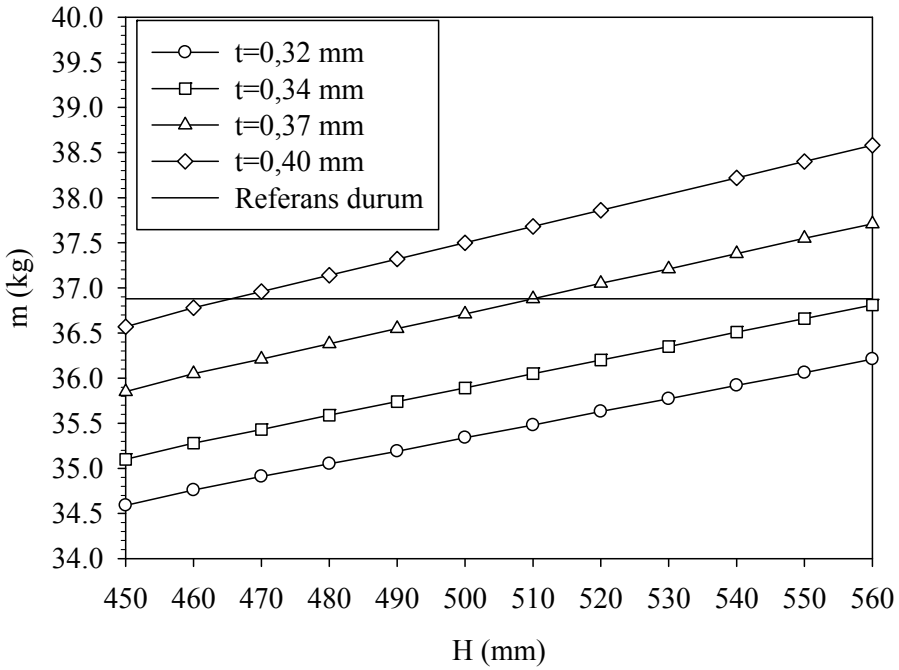
Şekil 5.66.'da farklı konvektör et kalınlıklarında 450mm≤H≤560mm konvektör yükseklikleri için radyatör ısıl gücünün değişimi sunulmuştur. Ön parametrik çalışmada H=600 mm'ye kadar incelemeler yapılmış olmasına karşılık, burada üretim kısıtları nedeniyle konvektör yüksekliği için üst sınır olarak H=560 mm belirlenmiştir. Şekil 5.67.'de ise radyatör ağırlığının konvektör yüksekliği ile değişimi gösterilmiştir. Her iki grafikte de referans durum değerleri sunulmuştur. Görüldüğü üzere, ısıl güç ile konvektör yüksekliği arasında yaklaşık olarak doğrusal bir ilişki bulunmaktadır. Bunun nedeni, paneller arasında

yükselen hava daha uzun süre artırılmış alan ile temasta bulunmakta ve daha fazla ısı almaktadır. Buna göre t=0,32 mm olduğu durumda her konvektör yüksekliği için ısıl güç referans durumdan düşük kalmaktadır. Ancak H=550mm ve H=560mm ısıl güçte sırasıyla yaklaşık %0,10 ve %0,20 oranında azalma olmasına karşılık kullanılan kütle miktarında %2,2 ve %1,8 kazanç sağlanmaktadır. Bununla birlikte t=0,34 mm et kalınlığı durumunda H=540-560 mm yükseklik aralığında referans duruma göre yakın bir ısıl güç elde edilmesi ile birlikte %1'e kadar malzeme tasarrufu sağlanabilmektedir. Et kalınlıklarının t=0,37 mm ve t=0,40 mm olması durumlarında ısıl güç çoğu konvektör yüksekliği değerinde referans duruma göre yüksek olmasına karşın kullanılan malzeme miktarı da önemli derecede artmaktadır. Bu anlamda, t=0,37 mm ve t=0,40 mm et kalınlıklarında konvektör yüksekliklerinin 560 mm'ye çıkarılması durumunda referans duruma göre ısıl güç değerleri sırasıyla %1,2 ve %2,4 artmasına karşılık radyatör ağırlıkları sırasıyla %2,3 ve %4,6 oranında artış göstermektedir.



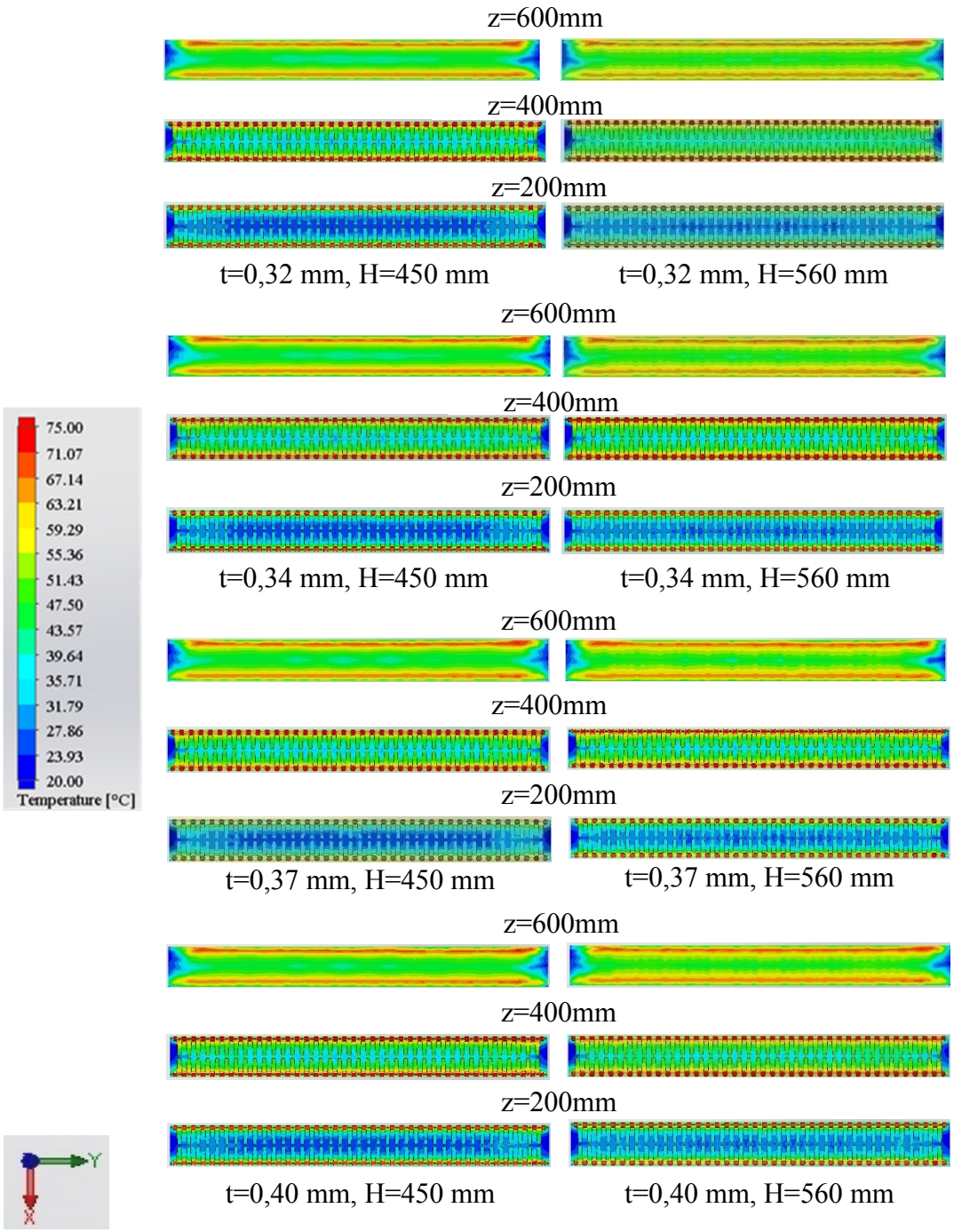
Şekil 5.66. Konvektör yüksekliğinin ısıl güce etkisi

Şekil 5.68.'de ise farklı konvektör kalınlıkları ve konvektör yükseklikleri için farklı kesitlerde elde edilmiş sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere değişen konvektör et kalınlığı ve konvektör yükseklikleriyle sıcaklık dağılımlarında önemli değişimler olmakta ve bu durum radyatör ısıl gücünü doğrudan etkilemektedir.

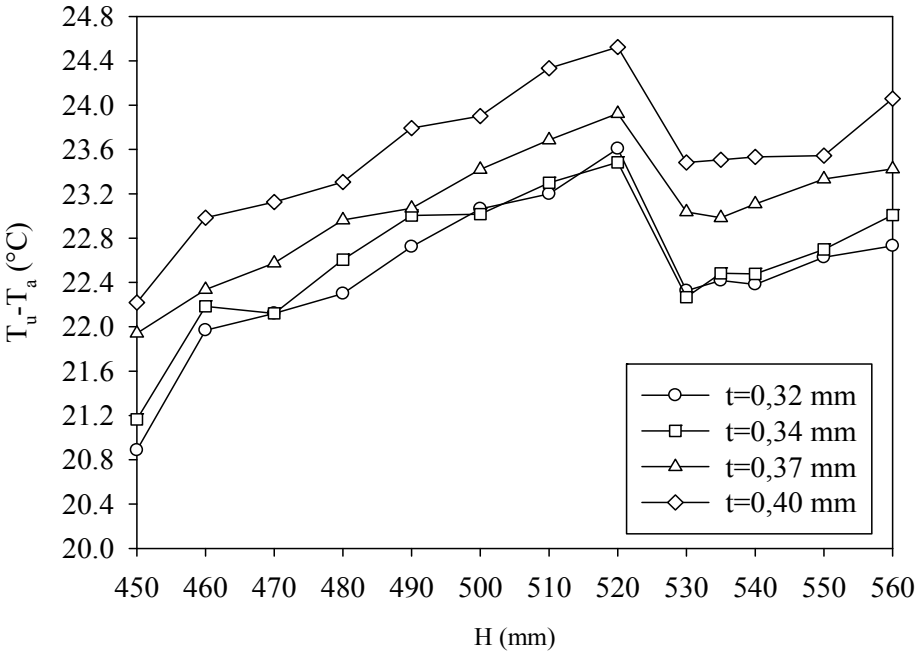


Şekil 5.67. Konvektör yüksekliğinin kütleye etkisi

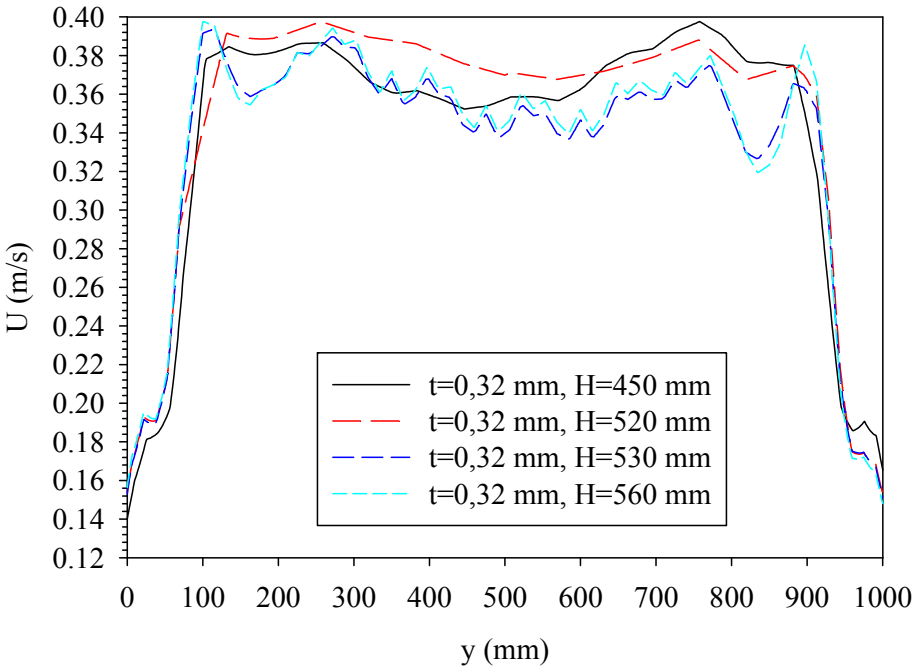
Şekil 5.69.'da ise farklı konvektör et kalınlıklarında konvektör yüksekliği ile değişen radyatör üst ile alt hava sıcaklık farkları sunulmuştur. Görüldüğü üzere artan konvektör yüksekliği ile sıcaklık farkı artış göstermekte ve en yüksek fark H=520 mm olduğu durumda elde edilmektedir. 520 mm $\leq$ H $\leq$ 530 mm aralığında sıcaklık farkında ani bir düşüş gerçekleşmekte ve sonrasında tekrar hafif bir yükseliş olmaktadır. Bunun sebebi Şekil 5.70.'te daha iyi anlaşılabilmektedir. Şekil 5.70.'te radyatörün 20 mm üstünden radyatörün uzunluğu boyunca t=0,32 mm olması durumunda farklı konvektör yükseklikleri için alınan hız dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere H=450 mm ve H=520 mm için radyatörün üstünde oluşan hız dağılımı düzgün olarak gerçekleşmekte ve oldukça az salınım görülmektedir. Ancak, H>530 mm için radyatörün üstünde oldukça salınımlı bir hız dağılımı tespit edilmiştir. Bu durum, radyatörün 20 mm üstünden alınan hava sıcaklığının (T_u) daha düşük bir değerde çıkmasını açıklamaktadır.



Şekil 5.68. Farklı konvektör kalınlıkları ve konvektör yükseklikleri için sıcaklık konturları



Şekil 5.69. Radyatör üst ve alt hava sıcaklıklarının konvektör yüksekliği ile değişimi



Şekil 5.70. Radyatörün üstünden alınan hız dağılımı

Radyatörden gerçekleşen ısı transferini en çok etkileyen iki parametrenin konvektör yüksekliği ve konvektör et kalınlığı olduğu bir önceki bölümde sonuçları sunulan ön parametrik çalışmada gözlemlenmişti. Buna göre burada elde edilen sonuçlara göre hem radyatör ısıl gücü hem de malzeme miktarı için iki ayrı korelasyon türetilmiştir. Bu iki

korelasyon doğrudan konvektör kalınlığı ve yüksekliğine bağlıdır. İki korelasyon Eş. 5.5 ve Eş. 5.6'da sunulmuştur. Görüldüğü üzere ısıl güç üstünde konvektör yüksekliğinin etkisinin daha yüksek olmasına karşın, radyatör ağırlığı üstünde konvektör et kalınlığının etkisi daha yüksektir. Bu nedenle, optimum ısıl güç-ağırlığın elde edilebilmesi için bu iki değişkenin seçimi oldukça önemli olmuştur. Ayrıca korelasyonlardan hesaplanan büyüklükler ve CFD sonuçları karşılaştırılmıştır. Isıl güç ve kütle miktarı için karşılaştırma sonuçları Çizelge 5.6. ve Çizelge 5.7.'de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere korelasyonlar hesaplama değerleri ile uyum içindedir ve değerler birbirine oldukça yakındır.

$$Q = A.t^{0,11}.H^{0,14}$$

$$A = 828{,}9\,W/mm^2;\ 0{,}32mm \le t \le 0{,}40mm;\ 450mm \le H \le 560mm; \quad (5.5)$$
$$s = \%0;\ R = 0mm;\ L = 37mm;\ d = 7mm$$

$$m = C.t^{0,26}.H^{0,22}$$

$$C = 12{,}21\,kg/mm^2;\ 0{,}32mm \le t \le 0{,}40mm;\ 450mm \le H \le 560mm; \quad (5.6)$$
$$s = \%0;\ R = 0mm;\ L = 37mm;\ d = 7mm$$

Çizelge 5.6. Isıl güç için oluşturulan korelasyonun hesaplama ve HAD sonuçları

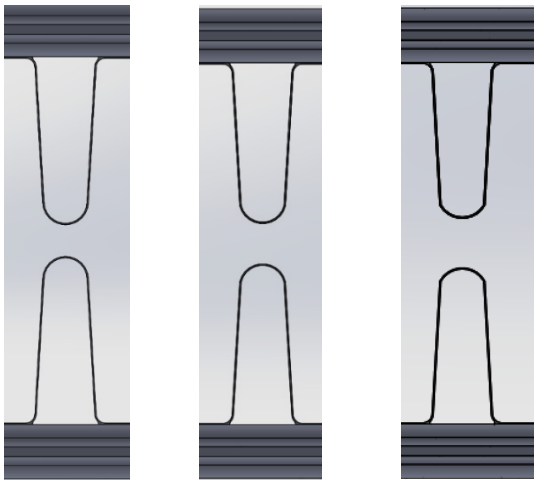
t (mm)	H (mm)	CFD (W)	Hesaplanan (W)	Fark (W)
0,32	450	1719,42	1726,44	-7,02
0,32	460	1730,09	1731,76	-1,66
0,32	470	1737,21	1736,98	0,23
0,32	480	1738,99	1742,11	-3,12
0,32	490	1747,88	1747,14	0,74
0,32	500	1751,44	1752,09	-0,65
0,32	510	1762,11	1756,95	5,15
0,32	520	1769,22	1761,74	7,49
0,32	530	1771,00	1766,44	4,56
0,32	535	1772,78	1768,76	4,02
0,32	540	1774,56	1771,07	3,49
0,32	550	1778,12	1775,62	2,49
0,32	560	1778,12	1780,11	-1,99
0,34	450	1733,65	1737,64	-3,98
0,34	460	1746,10	1742,99	3,11
0,34	470	1747,88	1748,25	-0,37
0,34	480	1751,44	1753,41	-1,97
0,34	490	1762,11	1758,47	3,63
0,34	500	1763,89	1763,45	0,43
0,34	510	1767,44	1768,35	-0,91
0,34	520	1771,00	1773,16	-2,16
0,34	530	1776,34	1777,90	-1,56
0,34	535	1779,89	1780,24	-0,34
0,34	540	1779,89	1782,56	-2,66
0,34	550	1781,67	1787,14	-5,47
0,34	560	1788,79	1791,65	-2,86
0,37	450	1753,21	1753,37	-0,16
0,37	460	1762,11	1758,78	3,33
0,37	470	1763,89	1764,08	-0,19
0,37	480	1769,22	1769,29	-0,07
0,37	490	1776,34	1774,40	1,94
0,37	500	1778,12	1779,43	-1,31
0,37	510	1781,67	1784,37	-2,70
0,37	520	1787,01	1789,22	-2,21
0,37	530	1794,13	1794,00	0,13
0,37	535	1797,69	1796,36	1,33
0,37	540	1797,69	1798,70	-1,01
0,37	550	1801,25	1803,33	-2,08
0,37	560	1803,03	1807,88	-4,86
0,40	450	1765,67	1768,01	-2,35
0,40	460	1774,56	1773,46	1,10
0,40	470	1779,89	1778,81	1,09
0,40	480	1785,23	1784,06	1,17
0,40	490	1792,35	1789,22	3,13
0,40	500	1797,69	1794,28	3,41
0,40	510	1799,47	1799,26	0,20
0,40	520	1804,81	1804,16	0,65
0,40	535	1811,92	1811,36	0,57
0,40	540	1813,70	1813,72	-0,01
0,40	550	1817,26	1818,38	-1,12
0,40	560	1824,38	1822,98	1,41

Çizelge 5.7. Kütle için oluşturulan korelasyonun hesaplama ve HAD sonuçları

t (mm)	H (mm)	CFD (kg)	Hesaplanan (kg)	Fark (kg)
0,32	450	34,59	34,48	0,11
0,32	460	34,76	34,65	0,11
0,32	470	34,91	34,83	0,08
0,32	480	35,05	34,99	0,06
0,32	490	35,19	35,15	0,04
0,32	500	35,34	35,31	0,03
0,32	510	35,48	35,46	0,02
0,32	520	35,63	35,62	0,01
0,32	530	35,77	35,77	0,00
0,32	535	35,84	35,84	0,00
0,32	540	35,92	35,93	-0,01
0,32	550	36,06	36,07	-0,01
0,32	560	36,21	36,22	-0,01
0,34	450	35,10	35,05	0,05
0,34	460	35,28	35,23	0,05
0,34	470	35,43	35,39	0,04
0,34	480	35,59	35,57	0,02
0,34	490	35,74	35,73	0,01
0,34	500	35,89	35,89	0,00
0,34	510	36,05	36,05	0,00
0,34	520	36,20	36,21	-0,01
0,34	530	36,35	36,36	-0,01
0,34	535	36,43	36,44	-0,01
0,34	540	36,51	36,52	-0,01
0,34	550	36,66	36,66	0,00
0,34	560	36,81	36,81	0,00
0,37	450	35,85	35,86	-0,01
0,37	460	36,05	36,04	0,01
0,37	470	36,21	36,21	0,00
0,37	480	36,38	36,38	0,00
0,37	490	36,55	36,55	0,00
0,37	500	36,71	36,71	0,00
0,37	510	36,88	36,88	0,00
0,37	520	37,05	37,04	0,01
0,37	530	37,21	37,19	0,02
0,37	535	37,30	37,28	0,02
0,37	540	37,38	37,35	0,03
0,37	550	37,55	37,51	0,04
0,37	560	37,71	37,66	0,05
0,40	450	36,57	36,65	-0,05
0,40	460	36,78	36,79	-0,01
0,40	470	36,96	36,97	-0,01
0,40	480	37,14	37,15	-0,01
0,40	490	37,32	37,32	0,00
0,40	500	37,50	37,49	0,01
0,40	510	37,68	37,66	0,02
0,40	520	37,86	37,82	0,04
0,40	535	38,13	38,06	0,07
0,40	540	38,22	38,14	0,08
0,40	550	38,40	38,30	0,10
0,40	560	38,58	38,46	0,12

Konvektör uç yuvarlatmasının (R) radyatör ısıl gücüne etkisi

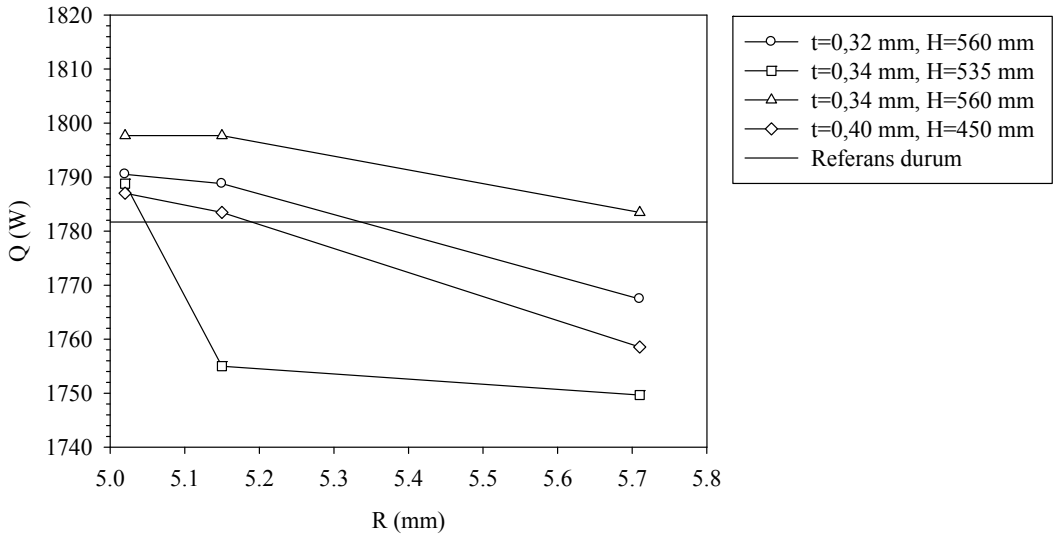
Bu kısımda, konvektörlerin uç kısımlarının yuvarlatmasının ısıl güce etkisi irdelenmiştir. Uç kısmının farklı yuvarlatma yarıçapları incelenmiş ve etkileri sunulmuştur. Referans durumda herhangi bir yuvarlatma söz konusu değildir. "Panel radyatörlerde dairsel forma sahip konvektör yapılandırması" isimli patent çalışmasında [49] konvektör uç yuvarlatmasına sahip radyatörlerde, radyatörün üstünden çıkan havanın hızının %2,2, sıcaklığın ise %1,1 oranında arttığı belirtilmiş ve böylece radyatör ısıl gücünün de artış gösterdiği beyan edilmiştir. Bu anlamda, bu çalışmada da konvektör uç yuvarlatma etkisinin radyatör ısıl gücüne ve radyatör toplam ağırlığına etkisi irdelenmiştir. Şekil 5.71'de uygulanan yuvarlatmalar ve yarıçapları gösterilmiştir.



Şekil 5.71. Konvektör uç yuvarlatmaları

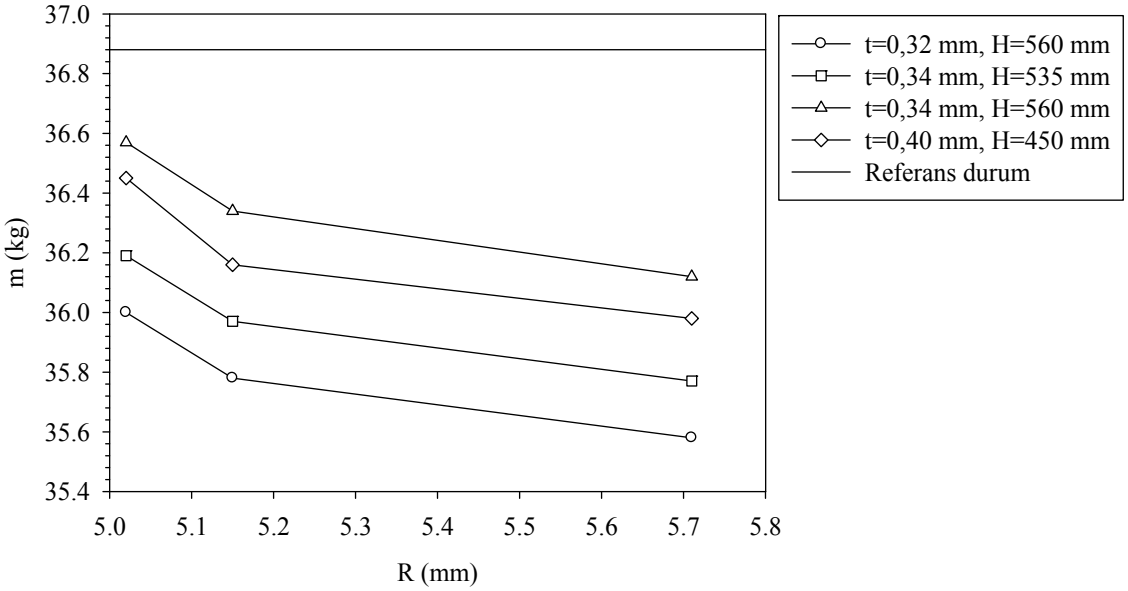
Şekil 5.72. ve Şekil 5.73.'te ise farklı konvektör et kalınlıkları ve yükseklikleri için farklı yuvarlatma yarıçapları için ısıl güç ve malzeme miktarı değişimleri gösterilmiştir. Görüldüğü üzere R=5,02 mm ve R=5,15 mm yuvarlatma yarıçapları için ısıl güç referans duruma göre artış göstermektedir. Sadece t=0,34 mm ve H=535 mm olması durumunda R=5,15 yuvarlatma yarıçapı için referans duruma göre daha düşük ısıl güç elde edilmiştir. Burada konvektör yüksekliğinin daha baskın olduğu anlaşılmıştır. Bununla birlikte et kalınlığının çok artması ile birlikte t=0,40 mm ve H=450 mm için tüm yuvarlatma yarıçaplarında referans duruma göre daha yüksek ısıl güç elde edilmiştir. Konvektör uç yuvarlatması ile birlikte yuvarlatılmış kısımlar havanın daha geniş alana yayılmasını ve

panel arasında daha hızlı yol almasını sağlamaktadır [49]. Böylece ısıl güçte artış sağlanabilmektedir. Bununla birlikte Şekil 5.73.'te tüm konvektör et kalınlığı ve yüksekliklerinde yuvarlatma ile birlikte referans duruma göre daha hafif radyatörler elde edildiği gözlemlenmiştir. Örnek olarak, t=0,32 mm ve H=560 mm durumu için ısı transferinde %0,50 oranında artış sağlanması ile birlikte malzeme kullanım miktarında yaklaşık olarak %2,4 oranında tasarruf sağlanabilmektedir. Yuvarlatma yarıçapı ne olursa olsun malzeme kullanım miktarında tasarruf sağlanmaktadır. Yine aynı konvektör et kalınlığı ve konvektör yüksekliği için R=5,71 mm olması durumunda ise ısı transferi oranındaki düşüş %0,8 olmasına karşılık radyatör ağırlığı %3,5 oranında düşüş göstermektedir.



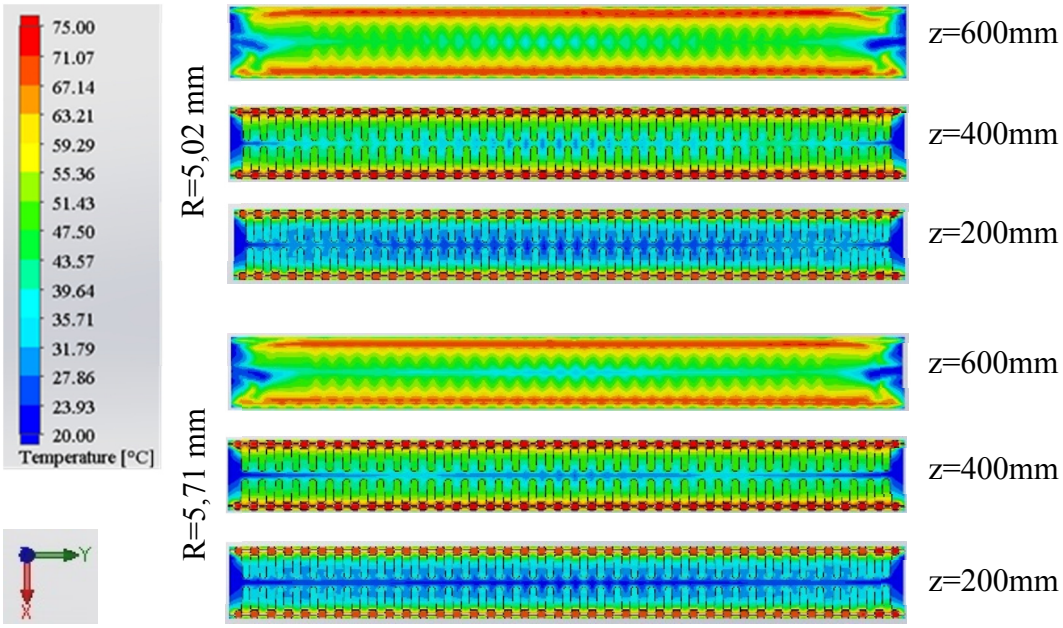
Şekil 5.72. Konvektör uç yuvarlatmasının ısıl güce etkisi

Şekil 5.74.'te t=0,32 mm ve H=560 mm için R=5,02 mm ve R=5,71 mm yuvarlatma yarıçapları için farklı yüksekliklerdeki sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere özellikle çıkış kesitinde referans duruma göre daha yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır.

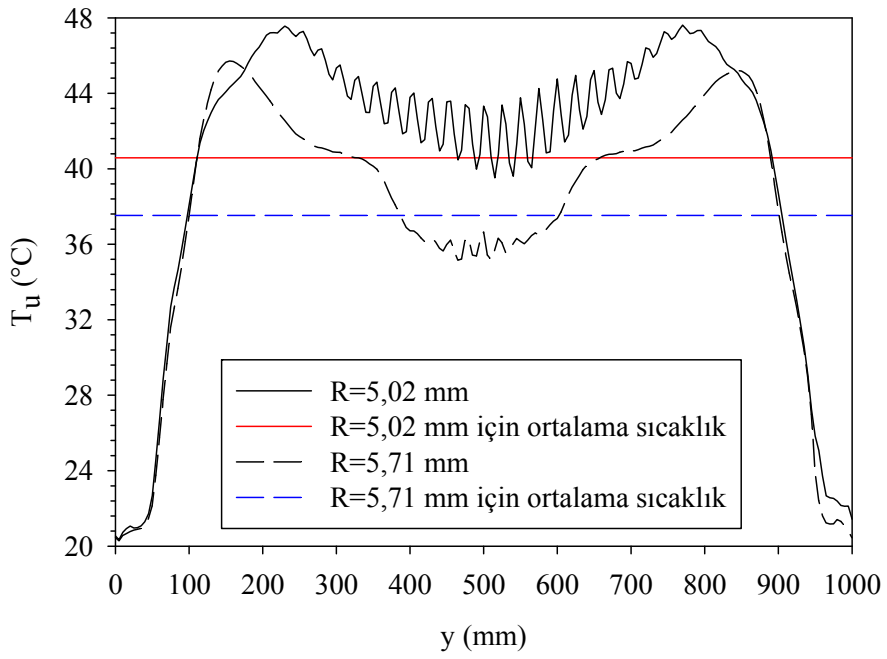


Şekil 5.73. Konvektör uç yuvarlatmasının kütleye etkisi

Şekil 5.75.'te t=0,32 mm ve H=560 mm olması durumunda radyatörün üstünden çıkan hava sıcaklığının radyatör boyunca değişimi farklı yuvarlatma yarıçapları için sunulmuştur. Görüldüğü üzere 100 mm ≤ y ≤ 900 mm aralığında R=5,02 yuvarlatma yarıçapı için sıcaklık dağılımının daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu sınırlar dışında kalan bölgelerde, konvektörlerin daha kısa olmasından dolayı birbirine yakın sıcaklık değerlerinin oluştuğu gözlemlenmiştir. Özellikle radyatörün orta bölgelerinde sıcaklık farkları 5°C'ye kadar çıkabildiği görülmüştür. Ayrıca radyatör üstündeki havanın ortalama sıcaklık değerleri de sunulmuştur. Yuvarlatma yarıçapının artırılması sonucunda, T_u değerinde yaklaşık %7,5 oranında azalma olduğu hesaplanmıştır. Konvektör yarıçapının artırılması ile birlikte konvektör uç kısmı daha basık hale gelmektedir. Böylece konvektör uç kısımlarında köşe etkileri oluşmaya başlamakta ve bu da akışı yavaşlatan bir etki yapmaktadır. Bu nedenle, radyatör üstünde ölçülen sıcaklıklar artan yuvarlatma yarıçapı ile azalmaktadır.



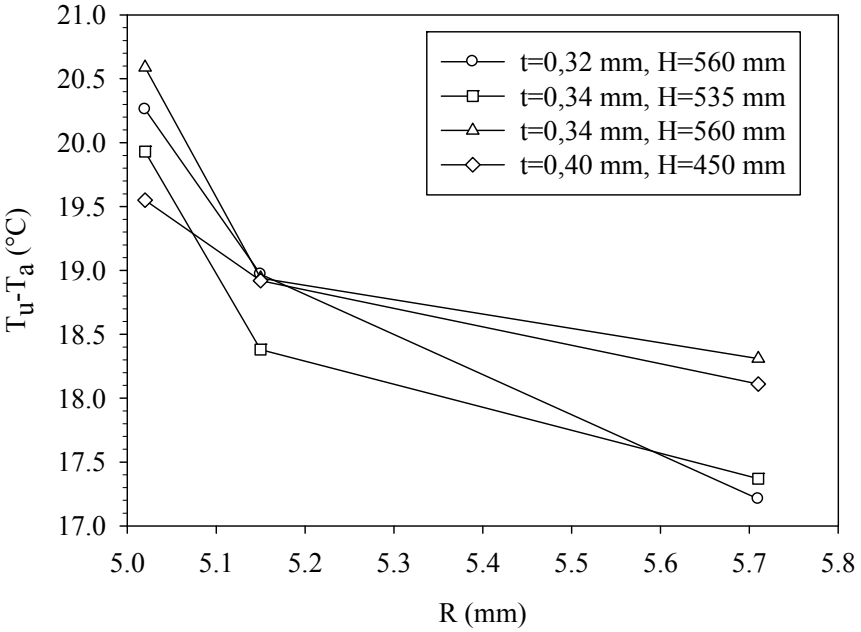
Şeki 5.74. Farklı yuvarlatma yarıçaplarında sıcaklık dağılımının yükseklike değişimi



Şekil 5.75. Farklı yuvarlatma yarıçapları için radyatör üstündeki hava sıcaklığı

Radyatörün üst ve altındaki havanın sıcaklık farkları farklı yuvarlatma yarıçaplarındaki değişimi farklı konvektör et kalınlıkları ve yüksekliklerinde Şekil 5.76.'da sunulmuştur. Artan yuvarlatma yarıçapı ile sıcaklık farkının tüm et kalınlıkları ve yüksekliklerde azaldığı tespit edilmiştir. R=5,02 mm olması durumunda en düşük sıcaklık farkının t=0,40 mm ve H=450 mm olduğu durum için oluştuğu, en yüksek sıcaklık farkının ise t=0,34 mm ve H=560

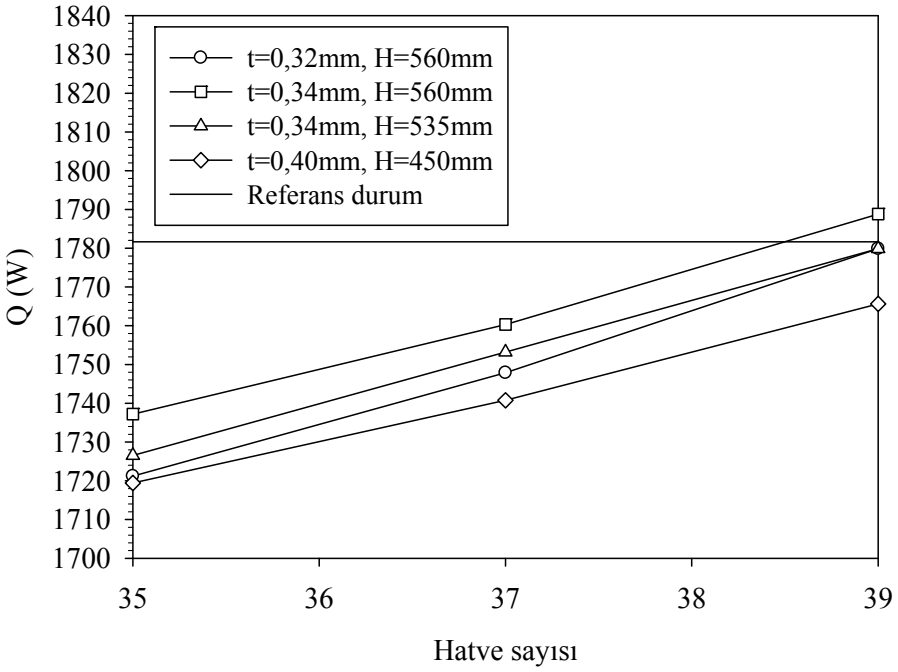
mm için oluştuğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla, üst ve alt hava sıcaklık farkının oluşmasında en etkin parametrenin konvektör yüksekliği olduğu söylenebilmektedir.



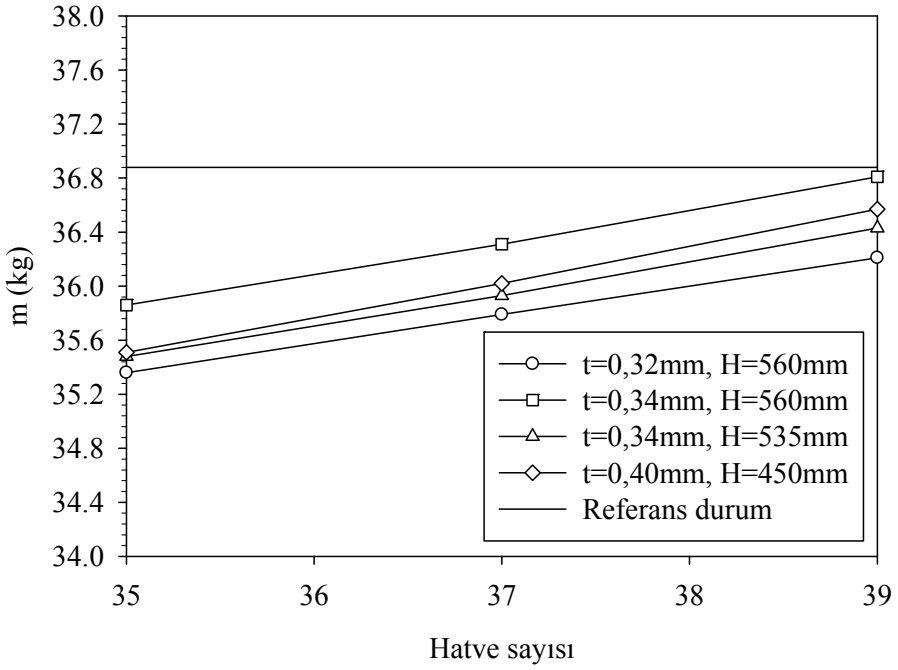
Şekil 5.76. Farklı yuvarlatma yarıçapları için radyatörün üst ve alt hava sıcaklık farkı

Konvektör hatve sayısının radyatör ısıl gücüne etkisi

Bu kısımda hatve sayısının radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Referans durumda konvektörlerde 39 hatve bulunmaktadır. Burada incelenen parametrelerde her iki uçtan birer ve ikişer hatveler kesilerek 37 ve 35 adet hatve incelenmiştir. Şekil 5.77. ve Şekil 5.78.'de sırasıyla hatve sayısının ısıl güce ve malzeme miktarına etkisi sunulmuştur. Burada 35, 37 ve 39 hatve olması durumları gösterilmiştir. Radyatörlerde her iki taraftaki ilk konvektörler radyatördeki T parçalarının panellere kaynak yapılabilmesi için diğer konvektörlere göre daha kısa üretilmektedir. Dolayısıyla, ilk dört konvektör hatvesinin diğer hatvelere göre daha kısa olmasından dolayı, bunların kesilmesinin ısıl gücü düşük bir oranda etkileyip malzeme oranında tasarruf edilebileceği düşünülmüştür ve bu nedenle bu parametre incelenmiştir. Görüldüğü üzere hatve sayısının azalması ile birlikte ısıl güç önemli oranda azalmaktadır. Kütle miktarında da azalma olmasına karşılık, ısı transferinde meydana gelen azalmada ön görülenden çok fazladır. Bu nedenle, prototip üretiminde konvektör hatve sayısının azaltılması göz önünde bulundurulmamıştır.



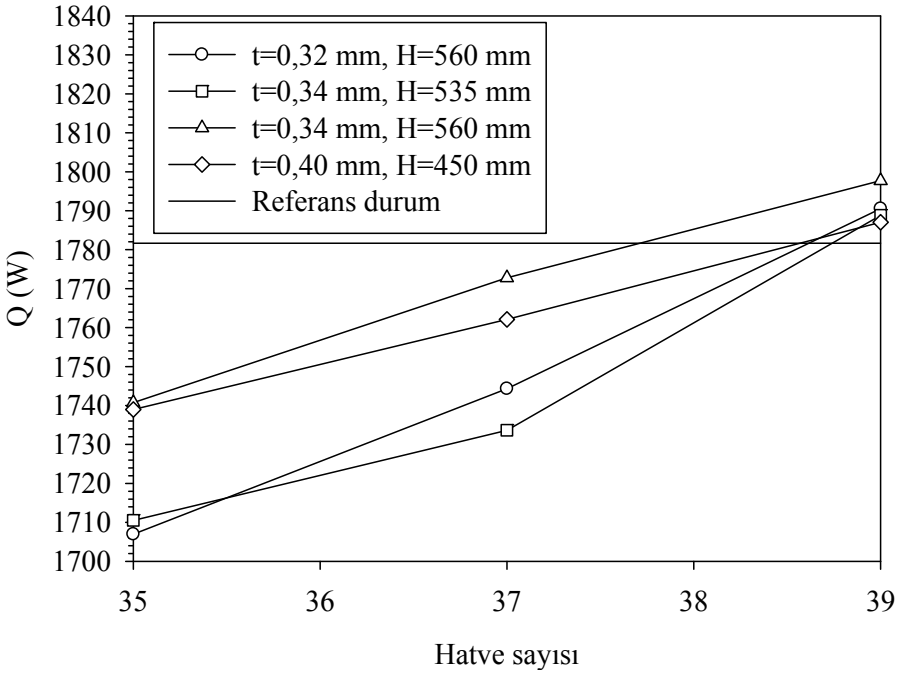
Şekil 5.77. Konvektör hatve sayısının ısıl güce etkisi



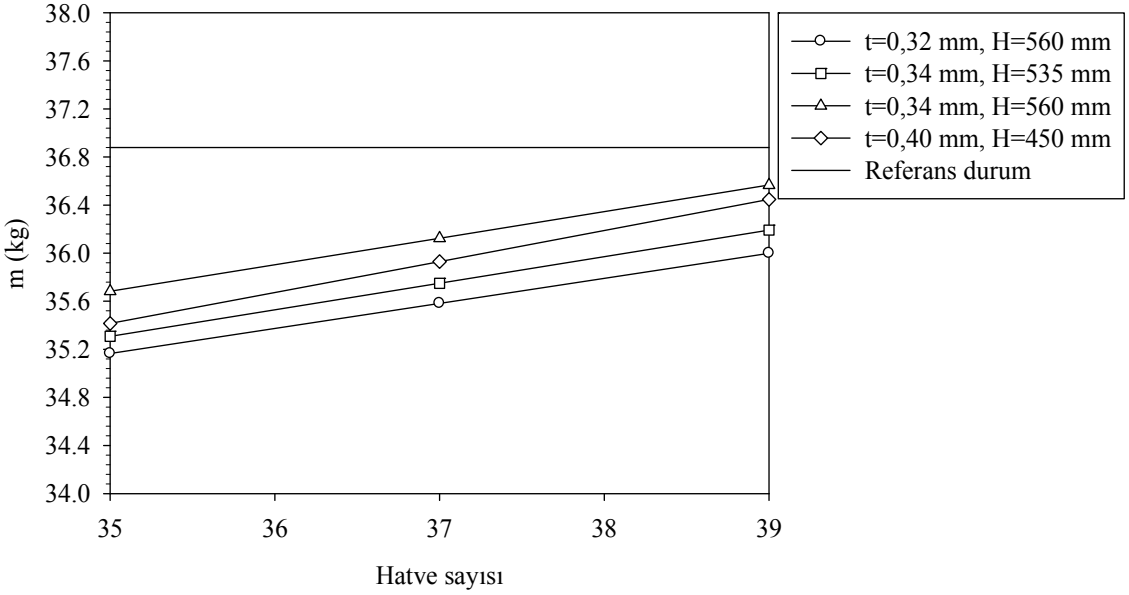
Şekil 5.78. Konvektör hatve sayısının radyatör ağırlığına etkisi

Bu anlamda, bir önceki kısımda sunulduğu üzere konvektör uç yuvarlatmasının ısıl gücü artırıcı bir etki yapabileceği öngörülmüş ve uç yuvalatmasının R=5,02 mm olması durumunda konvektör hatve sayısı irdelenmiş ve Şekil 5.79. ve Şekil 5.80.'de sırasıyla ısıl güç ve ağırlığa etkisi sunulmuştur. Konvektör yuvarlatma etkisinin de ısıl gücü artırıcı bir

etkisinin olmadığı gözlemlenmiş ve tüm konvektör et kalınlıklarında ve yüksekliklerinde referans duruma göre daha düşük ısıl güçlerin oluştuğu gözlemlenmiştir. Ancak, düşüş oranının daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Örnek olarak t=0,34 mm ve H=560 mm olması durumunda referans duruma göre ısıl güçte meydana gelen %0,5 azalmaya karşılık radyatör ağırlığı %2,4 oranında azalmaktadır.



Şekil 5.79. R=5,02 mm olması durumunda konvektör hatve sayısının ısıl güce etkisi

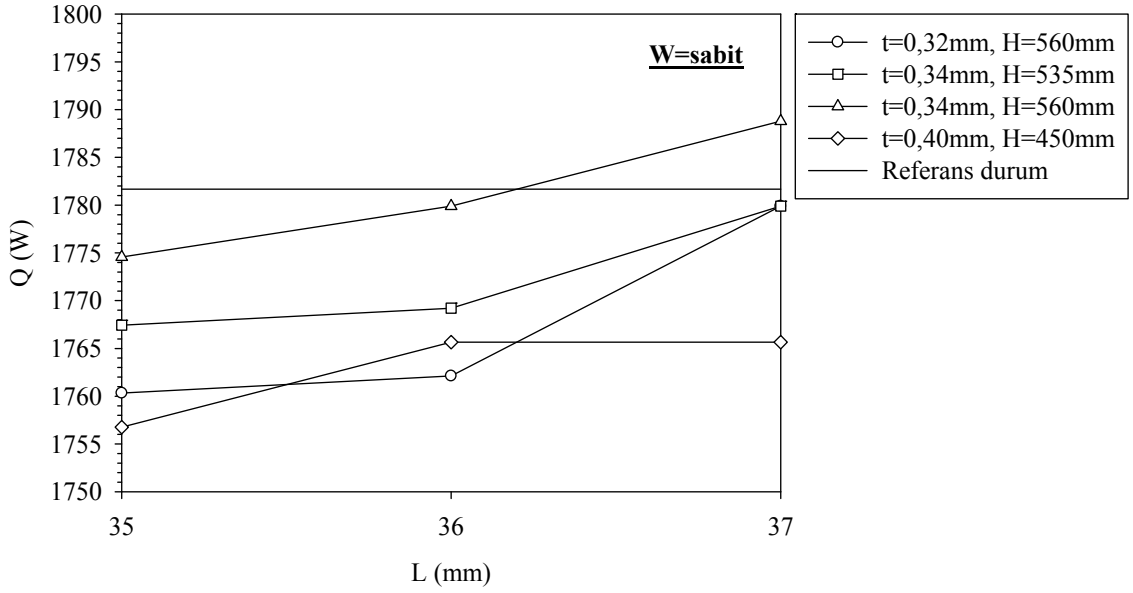


Şekil 5.80. R=5,02 olması durumunda konvektör hatve sayısının radyatör ağırlığına etkisi

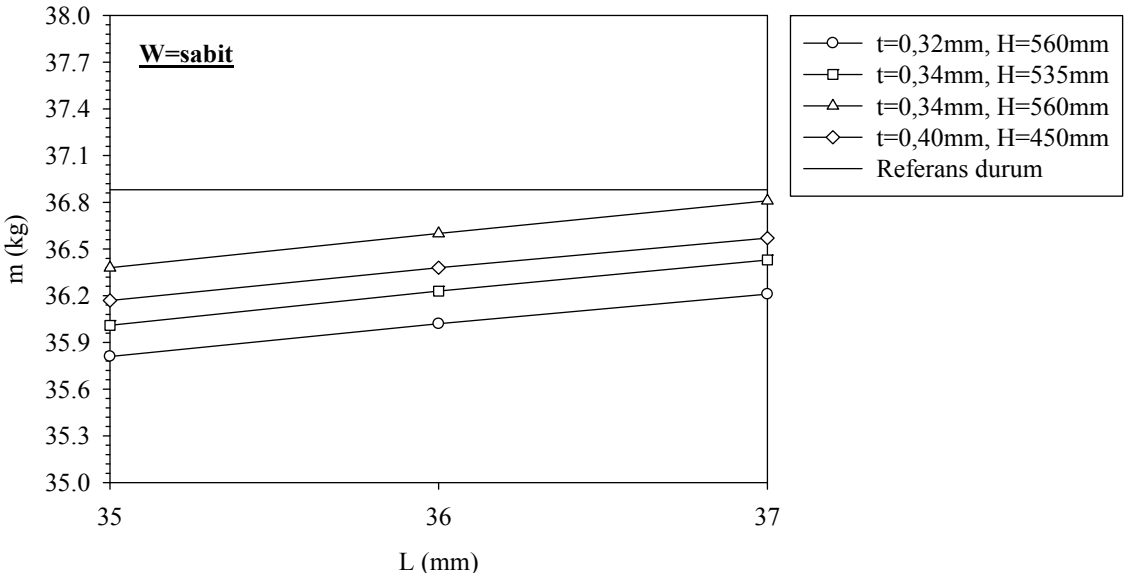
Konvektör trapez yüksekliğinin (L) radyatör ısıl gücüne etkisi

Konvektör trapez yüksekliği de ısı transferini etkileyen parametrelerden bir tanesidir ve bu bölümde konvektör trapez yüksekliği için elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 5.81. ve Şekil 5.82.'de toplam panel genişliği (W) sabit kalacak şekilde konvektör trapez yüksekliğinin ısıl güce ve malzeme miktarına etkisi irdelenmiştir. W referans durumdaki değer ile aynı tutulmuştur ve 81 mm olarak modellenmiştir. Bunun sebebi radyatörlerin daha fazla genişliğe sahip olmaması ve bununla birlikte radyatör T parçalarının da sabit kalmasını sağlamaktır. W sabit kaldığında konvektör yüksekliğinin azalması ile birlikte ısı transferi de azalmaktadır. W sabit kalması durumunda konvektör yüksekliğinin azalması ile birlikte d değeri artış göstermektedir. Buradan hareketle d değerinin artışı ile birlikte konvektör trapez yüksekliğinin azalması ısı transferini azaltıcı etki yapmaktadır.

Şekil 5.83.'te t=0,32 mm ve H=560 mm durumu için farklı konvektör trapez yükseklikleri için W=sabit olması halinde farklı yüksekliklerde oluşan sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere W sabit olması durumunda karşılıklı iki konvektör arası mesafe (d) artmakta ve bu durum karşılıklı konvektörler arasındaki bölgede sıcaklığın daha düşük olmasına neden olmaktadır. Bu durum da genel olarak radyatör ısıl gücüne olumsuz etki yapmaktadır.

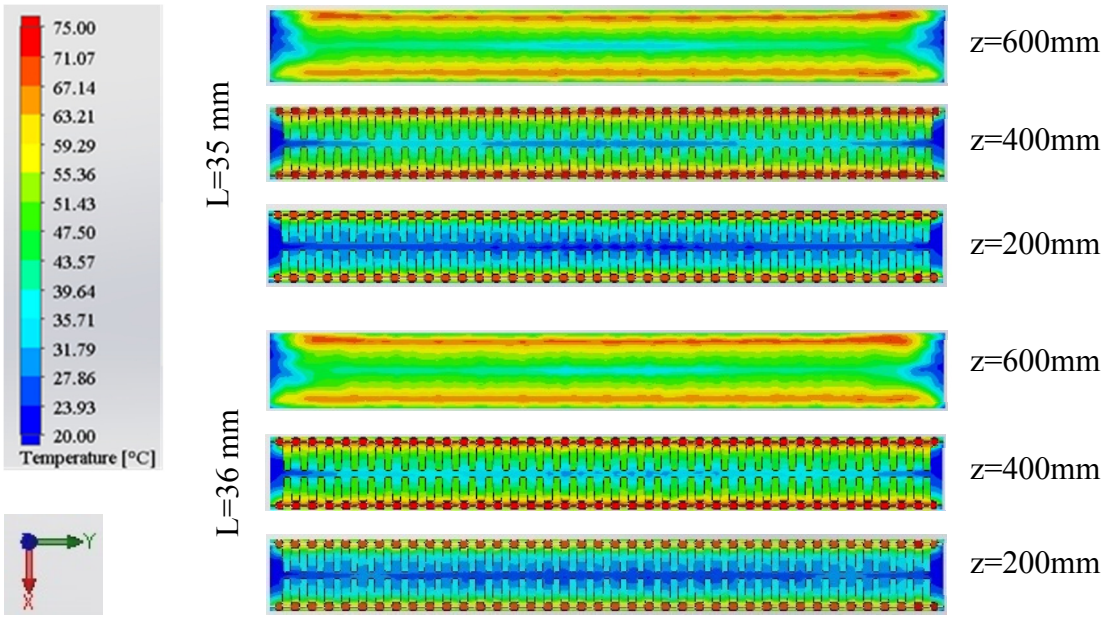


Şekil 5.81. Konvektör trapez yükseklğinin ısıl güce etkisi (W=sabit)

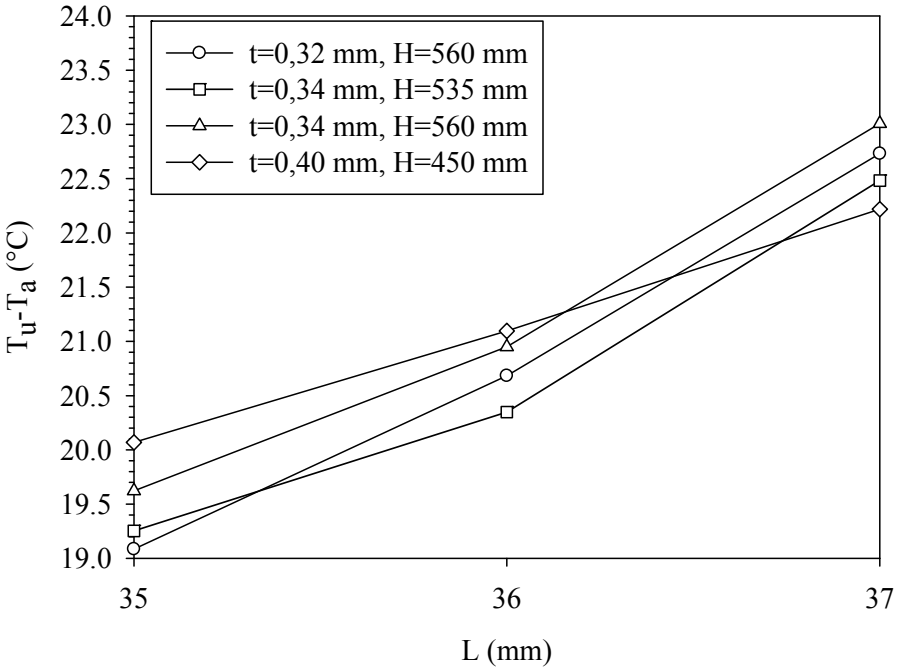


Şekil 5.82. Konvektör trapez yüksekliğinin kütleye etkisi (W=sabit)

Şekil 5.84.'te değişen konvektör trapez yüksekliği ile birlikte radyatörün altındaki ve üstündeki hava sıcaklık farkının değişimi sunulmuştur. Azalan konvektör trapez yüksekliği ile birlikte sıcaklık farkının azaldığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.83.'te de görüldüğü üzere üzere, artan d mesafesi nedeniyle özellikle iki konvektör orta bölgesinde daha düşük sıcaklıklar oluşmaktadır. Dolayısıyla üst ve alt hava sıcaklıkları da düşüş göstermektedir.



Şekil 5.83. Konvektör trapez yüksekliğinin farklı kesitlerde sıcaklık dağılımına etkisi

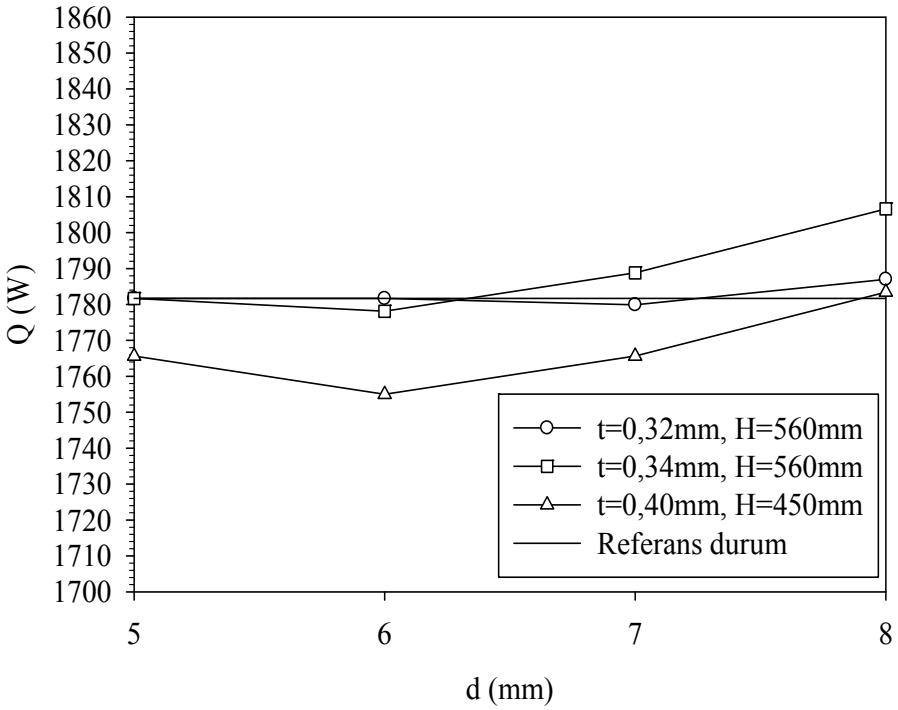


Şekil 5.84. Konvektör trapez yüksekliği ile üst ve alt sıcaklık farkının değişimi

Karşılıklı konvektörler arası mesafenin (d) radyatör ısıl gücüne etkisi

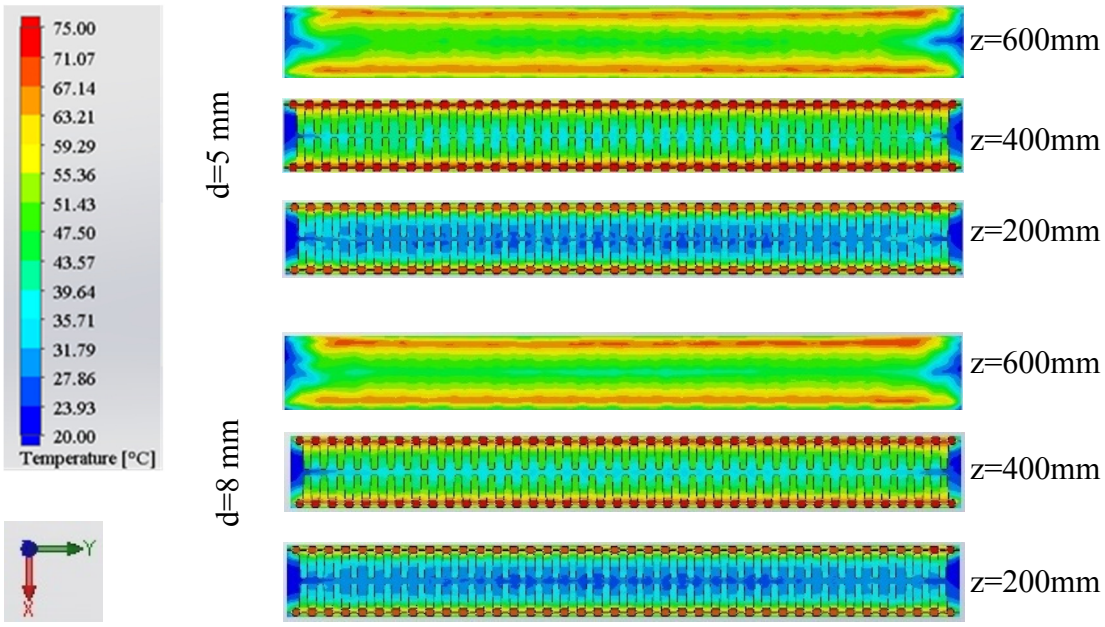
Bu kısımda, bir önceki bölümden farklı olarak konvektör trapez yüksekliği L=37 mm olması durumunda karşılıklı konvektörler arası mesafenin (d) ısı transferine etkisi irdelenmiştir. Karşılıklı konvektör mesafesinin değişmesi ile birlikte toplam radyatör genişliğinin (W) de değiştiği ele alınmıştır.

Şekil 5.85.'te farklı konvektör et kalınlıkları ve yükseklikleri için radyatör ısıl gücünün d mesafesi ile değişimi sunulmuştur. Görüldüğü üzere 5 mm $\leq$ d $\leq$ 6 mm aralığında ısı transferinde azalma olmasına karşılık d>6 mm için ısı transferi artmaktadır. En yüksek ısı transferi t=0,34 mm, H=560 mm ve d=8 mm olduğu durumda elde edilmekte ve referans duruma göre artış oranı yaklaşık %1,40 olmaktadır. Burada ağırlıkta gerçekleşen değişim oldukça düşük olduğu için d mesafesinin değişimi ile birlikte değişen radyatör ağırlığı ile ilgili bir bilgi sunulmamıştır.



Şekil 5.85. Karşılıklı konvektörler arası mesafenin ısıl güce etkisi

Şekil 5.86.'da t=0,34 mm ve H=535 olduğu durumda d=5mm ve d=8mm için farklı yüksekliklerde sıcaklık konturları sunulmuştur. Görüldüğü üzere d mesafesinin artması ile birlikte hava daha hızlı hareket etmekte ve bununla birlikte hem ısıl güçte artış meydana gelmekte hem de daha yüksek sıcaklık dağılımları elde edilebilmektedir.

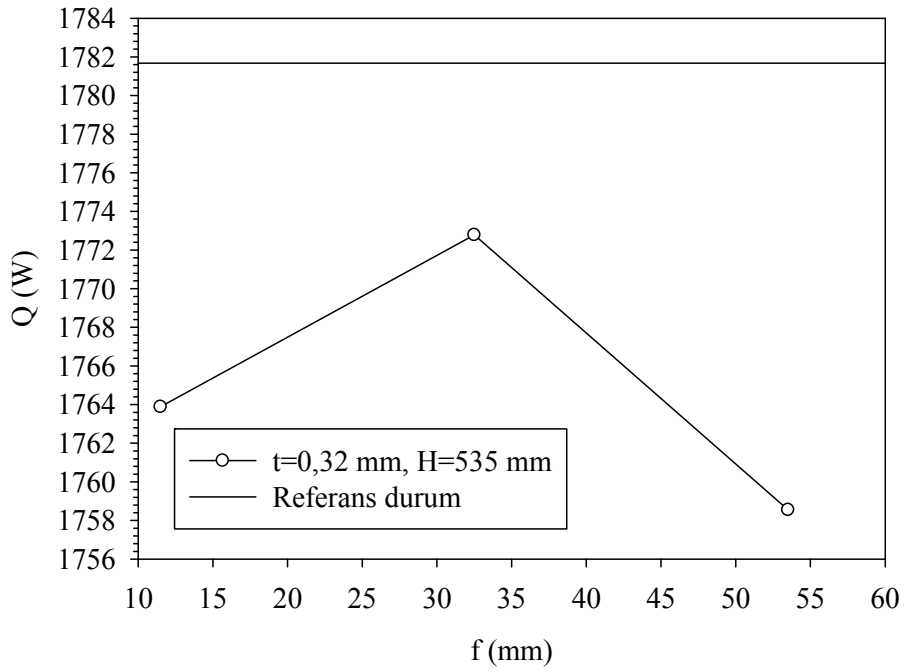


Şekil 5.86. Farklı d mesafeleri için sıcaklık dağılımının yükseklikle değişimi

Konvektör dikey mesafesinin (f) radyatör ısıl gücüne etkisi

Ön parametrik çalışma kapsamında konvektörün dikey mesafesinin ısı transferine etkisi irdelenmiş ve panelin alt kısmına olan mesafe arttıkça ısı transferinin azaldığı gözlemlenmişti. Bu kısımda ise t=0,32 mm ve H=535 mm için farklı dikey mesafeleri için ısıl güç değerleri elde edilmiş ve sonuçları Şekil 5.87.'de sunulmuştur.

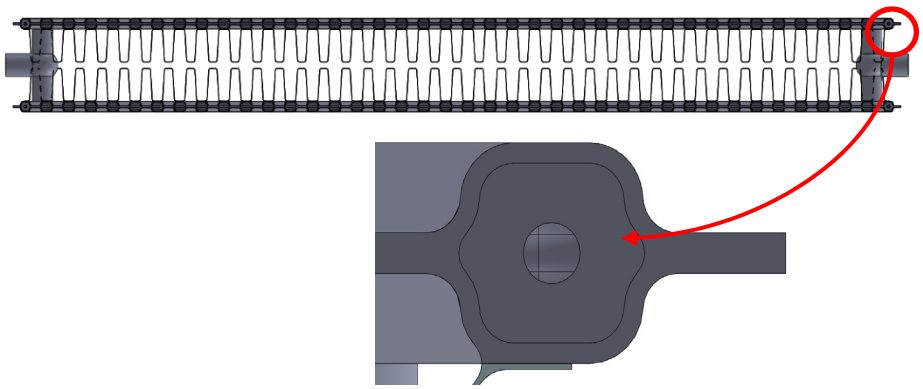
Görüldüğü üzere tek bir konvektör için elde edilen sonuçtan farklı olarak konvektörlerin panel alt kenarında bulunması ısıl gücü artırıcı bir etkiye sahip olmamaktadır. En yüksek ısıl güç f=32,5 mm olduğunda (konvektörler panelin tam ortasında) elde edilmektedir. Ön parametrik çalışmada en alt kenarda en yüksek ısı transferi elde ediliyorken burada bu etkinin görülmemesinin sebebi ön parametrik çalışmada tüm panel sabit sıcaklıkta modellenmişti. Ancak daha önceki bölümlerde görüldüğü üzere radyatör panellerinde üniform bir sıcaklık elde edilememektedir ve özellikle alt bölgelerde daha düşük sıcaklıklar oluşmaktadır. Bu nedenle burada yapılan çalışmada ısıl güçte artış görülememiştir.



Şekil 5.87. Konvektör dikey mesafesinin ısıl güce etkisi

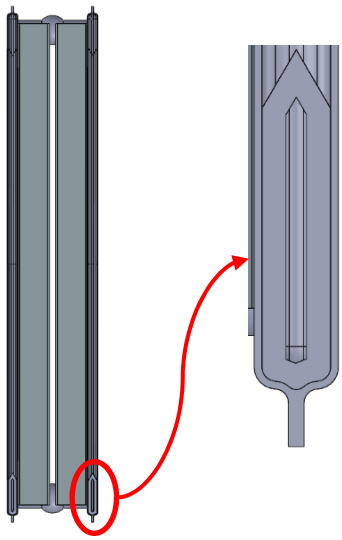
Su kanallarının açıklık oranının radyatör ısıl gücüne etkisi

Referans radyatörün incelenmesi kapsamında radyatör içinde dolaşım suyunun dikey su kanallarında eşit olarak dağılmamasından dolayı paneller üzerinde üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilememektedir ve bu durum radyatör ısıl gücü üstünde önemli ve azaltıcı bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle burada panelin her iki ucundaki ilk su kanallarında farklı açıklık oranları için incelemeler yapılmıştır. Ayrıca, alt su kanalında da farklı oranlarda açıklıkların ısıl güce etkileri anlaşılmaya çalışılmıştır. İlk dikey su kanallarında gerçekleştirilen kısmalar ve paneldeki konumları Şekil 5.88.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.88. İlk dikey su kanalında gerçekleştirilen kısmalar

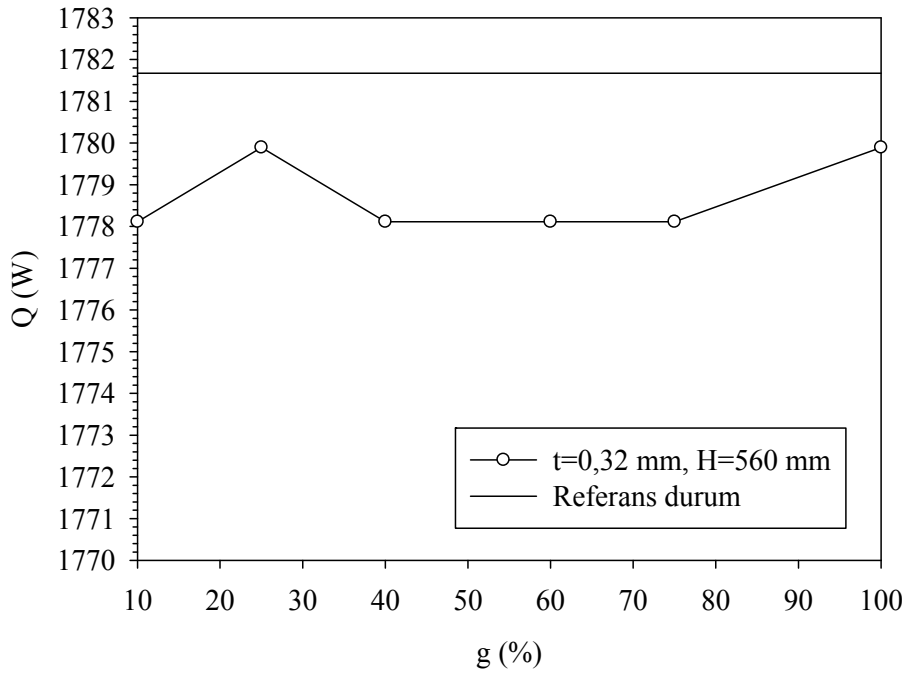
Benzer şekilde radyatörün alt toplayıcı kanalında gerçekleştirilen kısma Şekil 5.89.'da sunulmuştur.



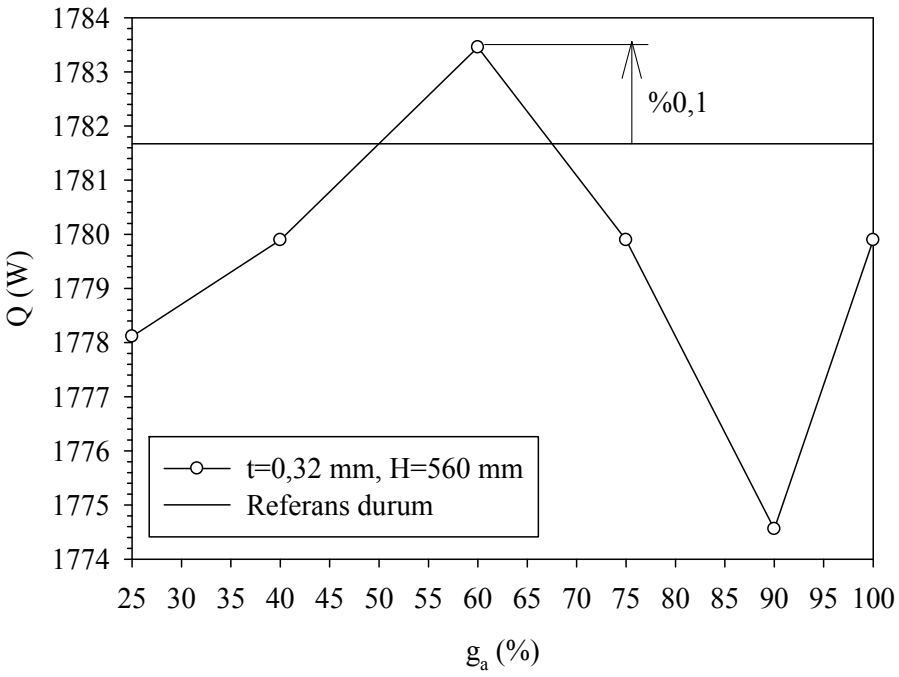
Şekil 5.89. Alt toplayıcı su kanalında gerçekleştirilen kısmalar

Şekil 5.90.'da ilk dikey su kanallarının farklı oranlarda kısılması sonucu değişen ısıl güç değerlerinde değişim sunulmuştur. Burada x ekseninde gösterilen değer (g) açıklık oranını temsil etmekte ve %100 konumu tam açıklığı göstermektedir. Tüm açıklık oranlarında ısıl güç, referans duruma göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, dikey su kanallarında açıklık oranlarının radyatör ısıl gücüne etkisinin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.

Şekil 5.91.'de alt toplayıcı kanalın farklı açıklık oranlarında (g_a) ısıl güce etkisi irdelenmiştir. Görüldüğü üzere açıklık oranı %60'a indirildiğinde referans duruma göre ısıl güçte %0,1 oranında artış gerçekleşmektedir. Açıklık oranı %100'den %60'a indirildiği zaman ise ısı transferinde %0,2 artış gerçekleşmektedir. Bu orandaki bir artışın, gerçekleştirilecek ilave üretim işlemlerindeki oluşturacağı maliyet ve zaman açısından incelendiğinde makul olmadığı görülmüştür.



Şekil 5.90. İlk dikey su kanallarında farklı açıklık oranlarının ısıl güce etkisi

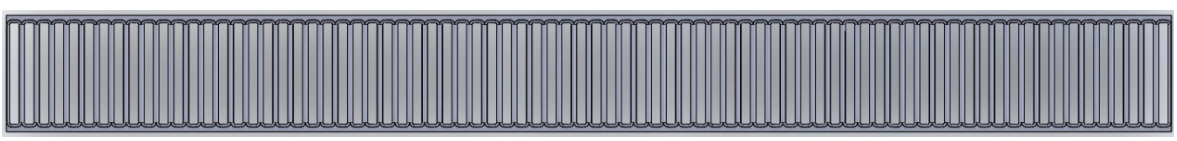


Şekil 5.91. Alt toplayıcı su kanalındaki farklı açıklık oranlarının ısıl güce etkisi

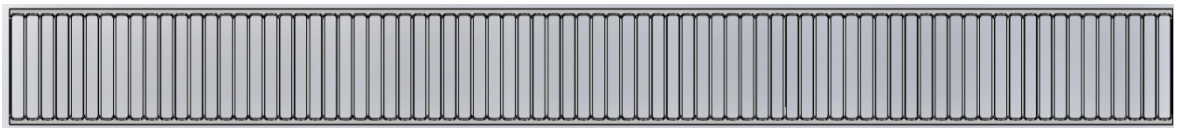
Farklı yan ve üst kapakların radyatör ısıl gücüne etkisi

Bu bölümde radyatör yan ve üst kapakların radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Burada öncelikle referans durumda kullanılan üst kapak ve yan kapaklar incelenmiştir. İnceleme t=0,32 mm, H=535 mm ve H=560 mm için gerçekleştirilmiştir.

Şekil 5.92. ve Şekil 5.93.'te sırasıyla referans radyatörlerde kullanılan üst kapak ve ara parçaları inceltilmiş yeni üst kapak tasarımları yer almaktadır. Çizelge 5.8.'de ise t=0,32mm ve H=535mm ve H=560 mm için referans ve yeni üst kapak kullanılarak elde edilen hesaplama sonuçları sunulmuştur. Görüldüğü üzere yeni üst kapak ile birlikte ısıl güç artış göstermektedir. Bunun nedeni, açıklığın daha fazla olması sebebiyle ısınmış hava radyatörün üst kısmından daha kolay çıkabilmektedir. Bununla birlikte, üst kapak için daha az malzeme kullanılarak daha hafif bir tasarım elde edilebilecektir.



Şekil 5.92. Referans üst kapak

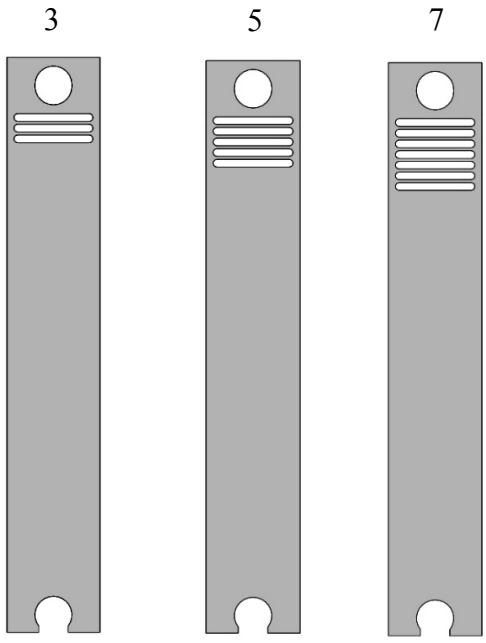


Şekil 5.93. Yeni üst kapak (2 mm kalınlıklı ara parçalar)

Çizelge 5.8. Üst kapak varlığının ısıl güce etkisi

t (mm)	H (mm)	Üst Kapak	Q (W)
0,32	535	Referans	1765,66
0,32	535	2	1771,00
0,32	560	Referans	1769,22
0,32	560	2	1778,12

Şekil 5.94.'te ise yan kapaklarda gerçekleştirilen boşaltmalar gösterilmiştir. Buna göre 3, 5 ve 7 adet boşaltma yapılarak radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Burada öncelikle boşaltma olmayan referans yan kapak ile simülasyonlar yapılmış ve çözümler elde edilmiştir. Sonrasında Şekil 5.94.'te gösterilen yan kapakların ısıl güce etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.9.'da sunulmuştur. Görüldüğü üzere yan kapakta yapılacak değişikliklerin ısıl güce önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Özellikle t=0,32 mm ve H=560 mm olması durumunda tüm yan kapak geometrilerinde ısıl güç aynı kalmaktadır. Bu nedenle referans yan kapağın değiştirilmesinin ısı transferine önemli bir katkısı olmayacak ancak üretim anlamında ilave bir işlem getirecektir.

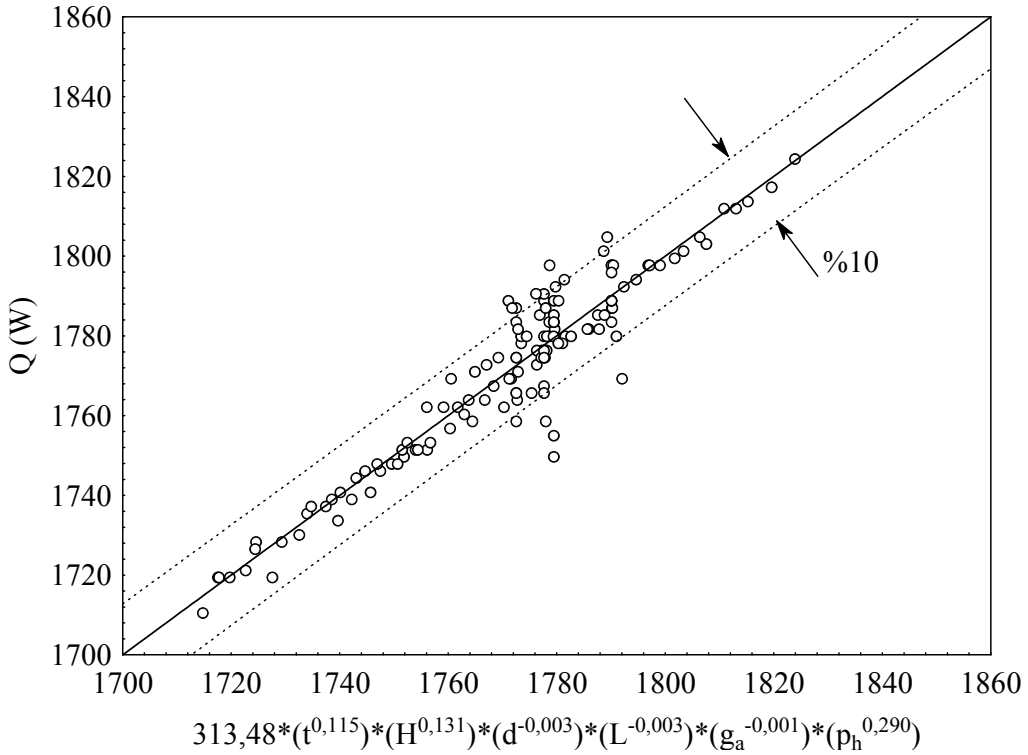


Şekil 5.94. Yan kapak geometrileri

Çizelge 5.9. Üst + yan kapak varlığının ısıl güce etkisi

t (mm)	H (mm)	Yan Kapak	Üst Kapak	Q (W)
0,32	535	Referans	Referans	1760,33
0,32	535	Referans	2	1771,00
0,32	560	Referans	Referans	1769,22
0,32	560	Referans	2	1772,78
0,32	535	3	2	1769,22
0,32	535	5	2	1767,44
0,32	535	7	2	1772,78
0,32	560	3	2	1776,34
0,32	560	5	2	1776,34
0,32	560	7	2	1776,34

Parametrik çalışmanın tamamlanmasıyla birlikte incelenen parametreleri kapsayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Şekil 5.95.'te korelasyon denklemi ile sayısal analiz sonucunun karşılaştırılması sunulmuştur. Görüldüğü üzere korelasyon ile simülasyon sonuçları oldukça uyumludur ve ±%10 aralığında birbirini sağlamaktadır. Eş. 5.7'de korelasyon denklemi sunulmuştur.



Şekil 5.95. Parametrik çalışmadan oluşturulan korelasyon

$$Q = F.\left(t^{0,115}\right)\left(H^{0,131}\right)\left(d^{-0,003}\right)\left(L^{-0,003}\right)\left(g_a^{-0,001}\right)\left(p_h^{0,290}\right)$$

$$F = 313{,}48 W/mm^4;\quad 0{,}25mm \le t \le 0{,}40mm;\ 450mm \le H \le 560mm; \qquad (5.7)$$
$$5mm \le d \le 11mm;\ 35mm \le L \le 37mm;\ \%25 \le g_a \le \%100;\ 35 \le p_h \le 39;$$
$$R = 0;\ s = 0;\ D = 12{,}62mm;\ B = 6{,}19mm;\ b = 9{,}74mm$$

Eşitlikte görülen t konvektör et kalınlığını, H konvektör yüksekliği, d karşılıklı konvektörler arası mesafeyi, L konvektör trapez yüksekliğini, g_a alt su kanalı kısma oranını, p_h ise hatve sayısını tanımlamaktadır.

Bu bölümde, tez kapsamında gerçekleştirilen tek bir konvektörün göz önüne alındığı ön parametrik çalışma sonuçları ve tüm radyatör için gerçekleştirilen parametrik HAD çalışma sonuçları sunulmuştur. Çalışma kapsamında birçok parametre incelenmiş ve bunun sonucunda iki farklı prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen parametrik çalışmadan, ilk prototip t=0,32 mm ve H=535 mm konvektör ölçülerinde ve ikinci prototip t=0,32 mm ve H=560 mm konvektör ölçülerinde üretilmiştir. Bu konvektörlerin diğer tüm ölçüleri referans model ile aynı kullanılmıştır. Bir sonraki bölümde bu prototipler için gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur.

6. PROTOTİPLERİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Bu bölümde, tez kapsamında üretilen prototiplerin deneysel ve sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur. Tez kapsamında, DemirDöküm tarafından üretilen iki adet prototipin ısıl performans deneyleri ve akış deneyleri gerçekleştirilmiştir. Konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği sırasıyla 535 mm ve 560 mm olan iki adet prototip üretilmiştir. Bunun dışındaki tüm konvektör ölçüleri referans model ile aynı kalmıştır ve su kanallarında herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir.

Bu kısımda öncelikle, prototipler için gerçekleştirilen ısıl deneyi sonuçları sunulmuştur. Sonuçlar referans durumdaki radyatör ile karşılaştırılmıştır ve değişim oranları hesaplanmıştır. Sonrasında, prototiplerin etrafındaki hava akışı ölçüm sonuçları karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Bununla birlikte konvektörsüz radyatör için gerçekleştirilen akış ölçümleri de bu bölümde sunulmuştur.

6.1. Prototiplerin Isıl Deney Sonuçları

Bu kısımda, prototipler için gerçekleştirilen ısıl deney sonuçları sunulmuştur. DemirDöküm tarafından üretilen iki prototipin konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 535 (0,32x535) ve 560 mm (0,32x560) olan iki radyatörün ısıl güç deneyleri gerçekleştirilmiştir. Daha önce yapılan parametrik HAD analiz sonuçlarına göre ısıl güçte az bir düşüşle birlikte radyatör ağırlığında daha yüksek oranda bir azalma sağlanmasından dolayı bu iki prototipin üretimine karar verilmiştir. Elde edilen sonuçlar referans radyatör ile karşılaştırılmıştır.

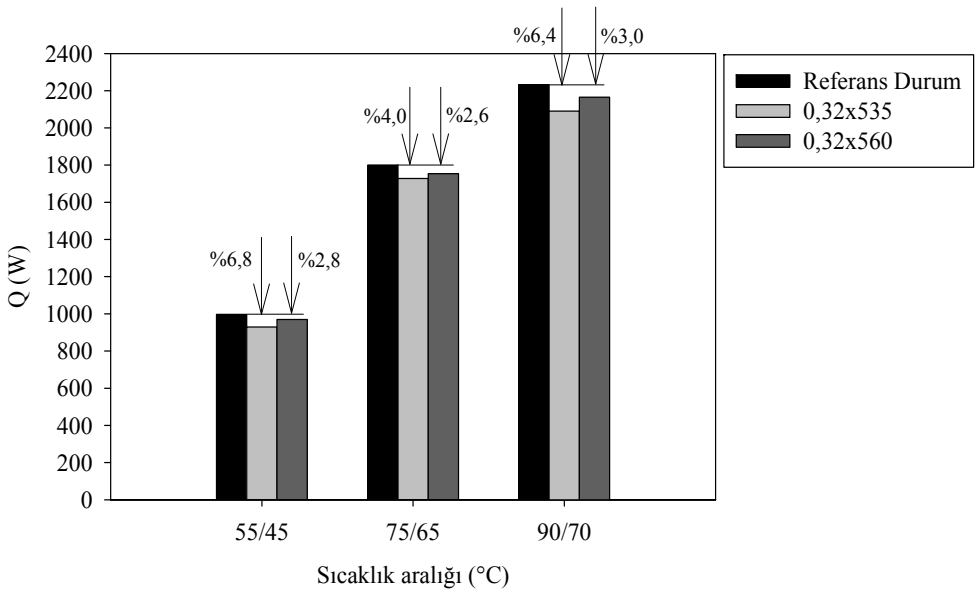
Çizelge 6.1.'de prototipler için elde edilen ısıl güç değerleri sunulmuştur. Bu değerler deneysel olarak elde edilmiş ve TSE test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Her iki prototip için de TSE test raporları sırasıyla EK-6 ve EK-7'de sunulmuştur. Çizelgede ayrıca referans durum (konvektör et kalınlığı 0,37 mm ve konvektör yüksekliği 510 mm) değerleri de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere 0,32x535 prototipi tüm sıcaklık aralıklarında en düşük ısıl güç değerleri sağlamaktadır. Ayrıca 0,32x560 prototipinin referans duruma göre daha yakın ısıl güç değerleri sağladığı gözlemlenmiştir. Parametrik çalışmalarda raydatör ısıl gücünün konvektör et kalınlığının ve konvektör yüksekliğinin artması ile birlikte arttığı gözlemlenmişti. Bir önceki bölümde sunulan Eşitlik 5.5'te gösterilen üstel korelasyona göre

her iki boyutun katsayısının birbirine yakın olduğu görülmüştür. Buna göre konvektör et kalınlığının azaltılması ve konvektör yüksekliğinin artırılması neticesinde radyatör ısıl gücünde, referans duruma yakın bir değerin elde edilmesi beklenilmiştir.

Çizelge 6.1. Referans radyatör ve prototip radyatörlerin ısıl deney sonuçları

Sıcaklık	Referans Durum		0,32x535		0,32x560	
Farkı (°C)	Deney (W)	TSE (W)	Deney (W)	TSE (W)	Deney (W)	TSE (W)
55/45	996,99	-	928,99	873,4	969,57	895,2
75/65	1800,25	1798,3	1727,85	1686,5	1754,18	1741,1
90/70	2232,24	2295,8	2089,97	2147,2	2165,33	2229,0

Şekil 6.1.'de ise referans durum ve prototip radyatörlerin ısıl güçlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Daha önce Çizelge 6.1.'de sunulduğu üzere 0,32x535 prototipinin ısıl gücü en düşüktür ve referans durumla arasındaki oran 75/65°C giriş/çıkış sıcaklığı için %4,0'tür. Standart gereği referans duruma göre ısıl güçte referans duruma göre en fazla %4,0 oranında bir düşüş kabul edilebilirdir. Bu nedenle 0,32x535 prototipinin kriter sağlayamadığı görülmektedir. Bu fark 0,32x560 prototipinde tüm sıcaklık aralıkları için yaklaşık %3,0 civarındadır. Buradan hareketle referans duruma göre (konvektör et kalınlığı 0,37 mm ve konvektör yüksekliği 510 mm) konvektörlerde daha ince bir sac kullanılarak (0,32 mm) ve konvektör yüksekliğinde yapılacak 50 mm artış ile birlikte radyatör ısıl gücünde ihmal edilebilir bir düşüş gerçekleşmekte. Bununla birlikte radyatör ağırlığında sağlanacak %1,7 oranındaki azalma sağlanabilecektir.



Şekil 6.1. Referans durum ve prototip radyatörlerin ısıl güçlerinin karşılaştırılması

Çizelge 6.2.'de ise referans radyatörün ve prototiplerin ağırlıkları gösterilmiştir. 0,32x535 prototip ile yaklaşık %2,4 oranında bir malzeme tasarruf sağlanabiliyorken, 0,32x560 prototipi ile yaklaşık %1,7 oranında bir tasarruf sağlanabilmektedir. Her iki çizelge bir arada ele alınacak olursa ısıl güçteki az bir düşüş ve malzeme oranındaki tasarruf ile birlikte seri üretimde önemli miktarda malzeme tasarrufu sağlanabileceği tespit edilmiştir.

Çizelge 6.2. Referans radyatör ve prototip radyatörlerin ağırlıkları

Referans Radyatör	0,32x535	0,32x560
33,70 kg	32,90 kg	33,14 kg

Bu kısımda, DemirDöküm tarafından üretilen iki yeni prototipin ısıl güç deney sonuçları sunulmuş ve referans panel radyatör ile karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere her iki prototipte de malzeme miktarından tasarruf edilebilmekte ancak her ikisinde de ısıl güç düşüş göstermektedir. Ancak, standart gereği referans duruma göre ısıl güçte en fazla %4,0 oranında bir düşüş kabul edilebilirdir. Buna göre 0,32x560 prototipinin daha uygun olduğu görülmüştür.

Referans durum ve prototiplerin simülasyon sonuçlarından karakteristik denklemler oluşturulmuş ve Eş. 6.1 – Eş. 6.3 arasında sunulmuştur. Burada sırasıyla referans durum, 0,32x535 ve 0,32x560 prototipleri için denklemler gösterilmiştir. Denklemlerde görülen ΔT_a, aşırı sıcaklık değerini temsil etmektedir ve tanımı Eş. 3.7'de sunulmuştur. 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C giriş/çıkış sıcaklıkları için aşırı sıcaklık değerleri sırasıyla 30°C, 50°C ve 60°C'dir.

$$Q = 19{,}00.\Delta T_a^{1{,}16} \tag{6.1}$$

$$Q = 18{,}87.\Delta T_a^{1{,}16} \tag{6.2}$$

$$Q = 18{,}95.\Delta T_a^{1{,}16} \tag{6.3}$$

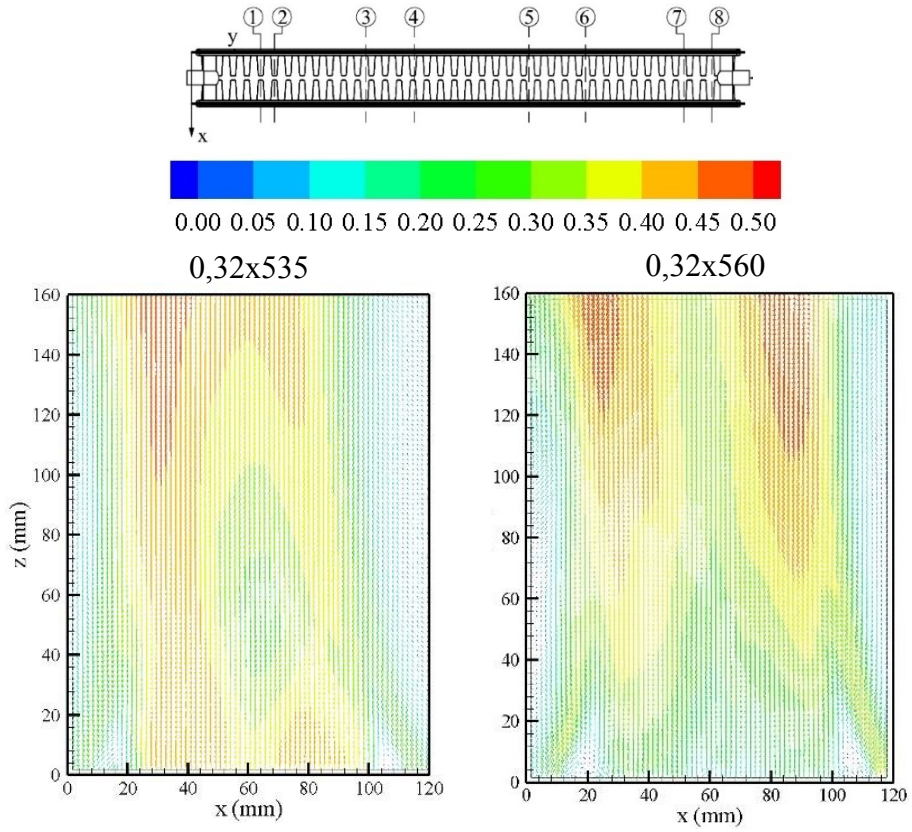
6.2. Prototiplerin Akış Deney Sonuçları

Bu kısımda, üretilen prototipler için gerçekleştirilen akış deney sonuçları sunulmuştur. Radyatörün üst kısmından çıkan ısınmış havanın hızı PIV ile ölçülmüş ve sonuçları gösterilmiştir. Ayrıca, LDA deneyleri de yapılarak PIV deneyleri doğrulanmaya çalışılmıştır. Deneyler 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıklarında gerçekleştirilmiştir. Tüm prototiplerde radyatörün üstünden çıkan ısınmış havanın akış ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte, konvektörsüz radyatör için akış ölçümleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur.

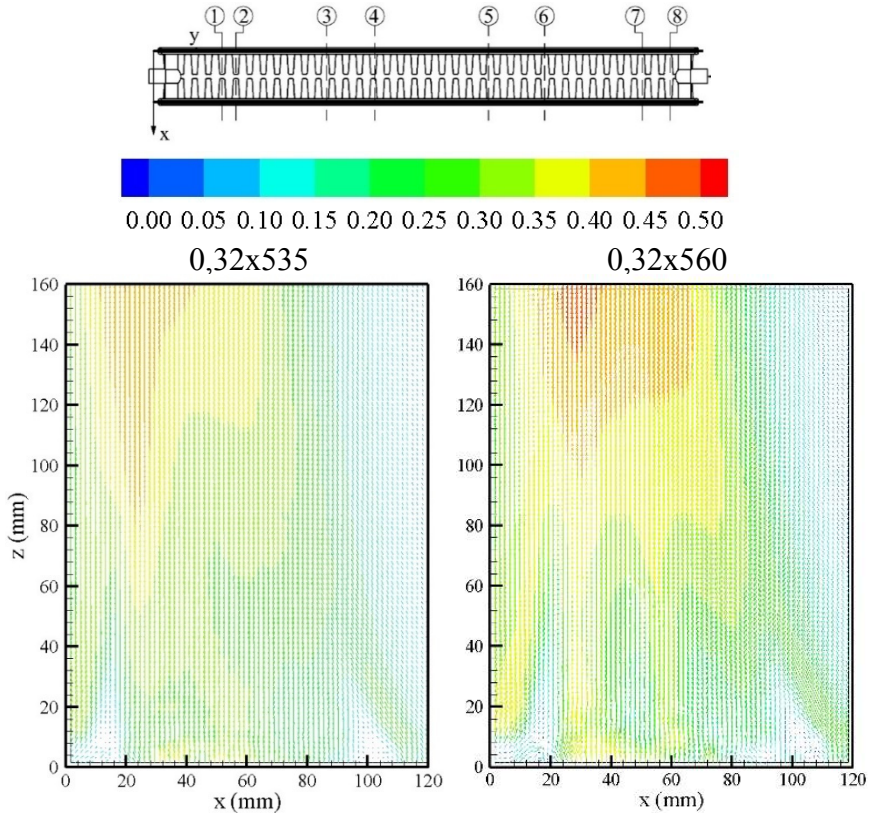
Burada, 0,32x535 ve 0,32x560 prototipleri için gerçekleştirilen PIV deney sonuçları sunulmuştur. Bu prototiplerde konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 535 mm ve 560 mm olarak üretilmiştir. Deneyler 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıklarında gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6.2. – Şekil 6.5. arasında 55/45°C sıcaklık aralığı için, Şekil 6.6. – Şekil 6.9. arasında 75/65°C sıcaklık aralığı için ve Şekil 6.10. – Şekil 6.13. arasında 90/70°C sıcaklık aralığı için radyatörün üstünde oluşan hava akışının vektörel hız dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere sıcaklık artışı ile birlikte hız değerleri de artış göstermektedir. Genel olarak referans radyatörlerdeki akış yapısına benzer bir dağılım oluşmaktadır. Konvektörlerin daha yüksek olmasından dolayı 560 mm konvektör yüksekliğine sahip prototipte daha yüksek hava hızı değerlerinin oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu da özellikle doğrudan radyatör üstündeki akışı etkilemekte ve referans radyatöre göre farklı bir akış yapısı oluşturmaktadır. Konvektörlerin uzunluğunun artmasından dolayı özellikle radyatörden çıkan havanın hızı daha yüksek olmaktadır. Bu durum özellikle, Konum-2, Konum-4 ve Konum-6'da gözlemlenmiştir. Referans durum ile prototipler karşılaştırıldığında prototiplerde gelişen akışın çok daha hızlı bir şekilde duvara doğru hareket ettiği gözlemlenmiştir. Özellikle pencere önüne yerleştirilen radyatörler için bir avantaj sağlayabilmektedir. Pencerelerde olabilen infiltrasyon kayıpları için bir engel teşkil edebilecek ve dışarıdan içeriye giren soğuk hava önünde bir hava perdesi oluşturup olası ısı kayıplarını engelleyebilecektir. Ayrıca, incelenen prototiplerde duvara yakın olan tarafta çıkan havanın hızının daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, referans radyatör için bu kadar belirgin olmamaktadır. Bu da ayrıca bir avantaj sağlayabileceği ve radyatörün arka paneli ile duvar arasındaki boğulmuş havanın ısısını oda içine daha kolay taşıyabileceği şeklinde yorumlanmıştır. Genel

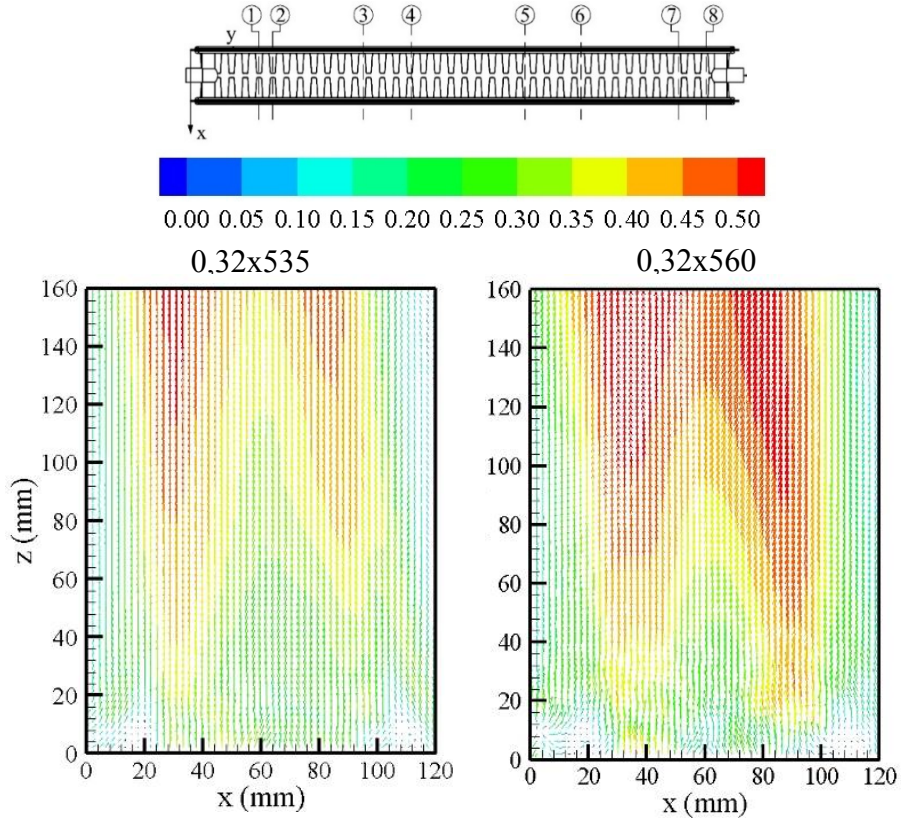
olarak en yüksek hızlar Konum-7'de oluştuğu, en düşük hızların ise Konum-8'de oluştuğu gözlemlenmiştir. Her ne kadar dolaşım suyu Konum-8'e yakın kısımdan giriyor olsa da bu bölgedeki konvektörlerin daha kısa olmasından dolayı hız değerleri de düşüş göstermektedir. Bu nedenle, su giriş sıcaklığının yüksek ve konvektörlerin uzun olduğu kesit olan Konum-7'de en yüksek sıcaklıklar gözlemlenmiştir.



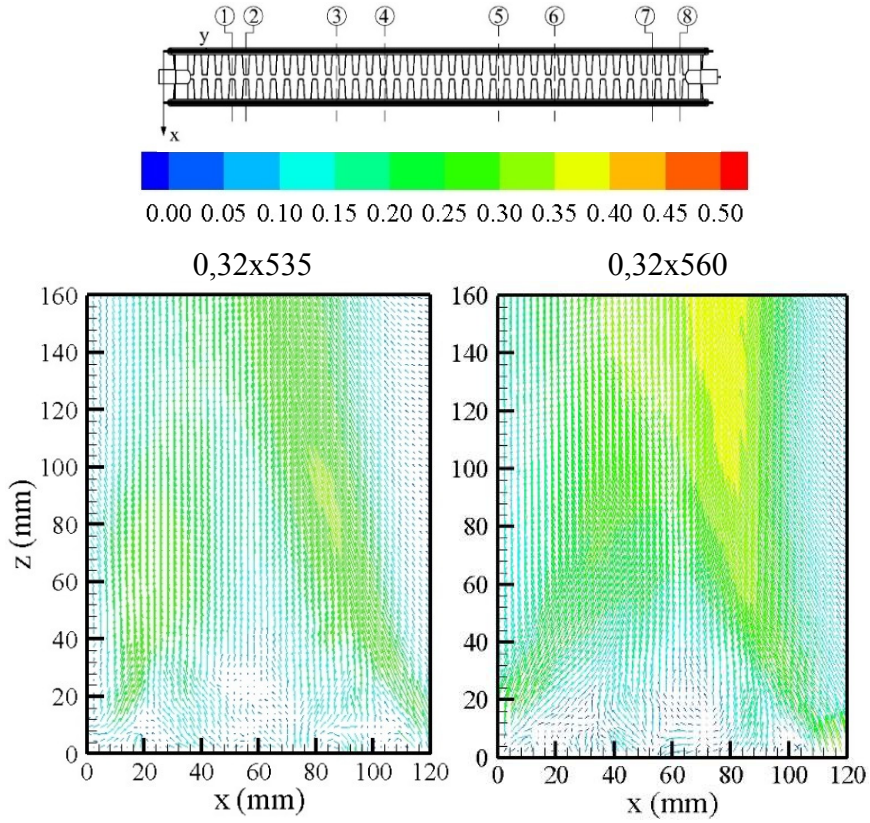
Şekil 6.2. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-1 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



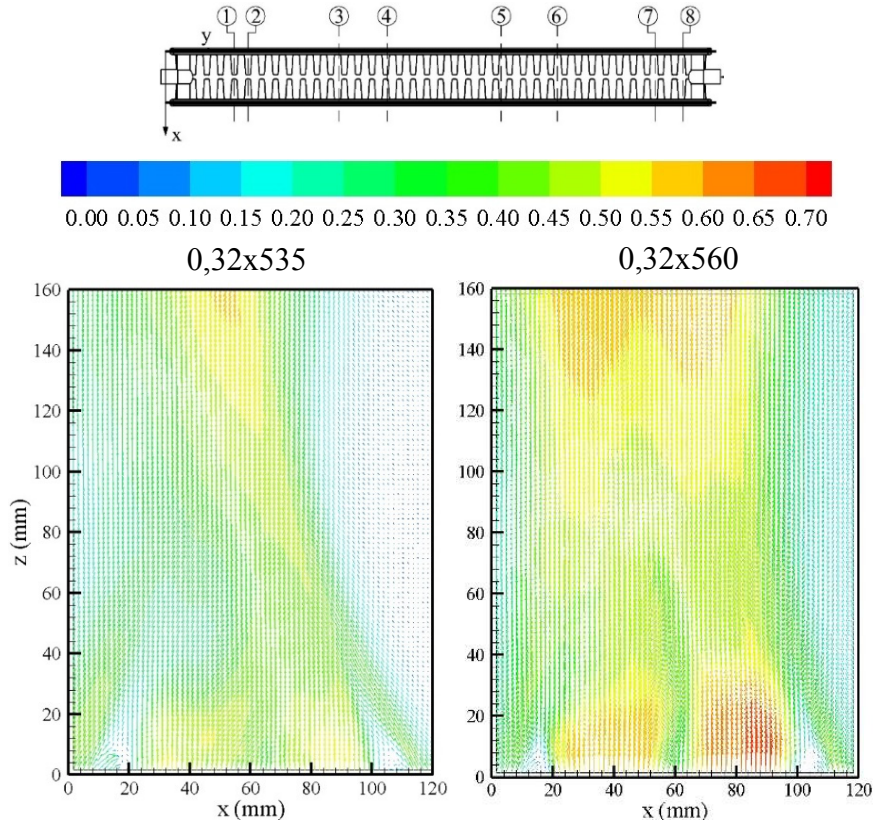
Şekil 6.3. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-3 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



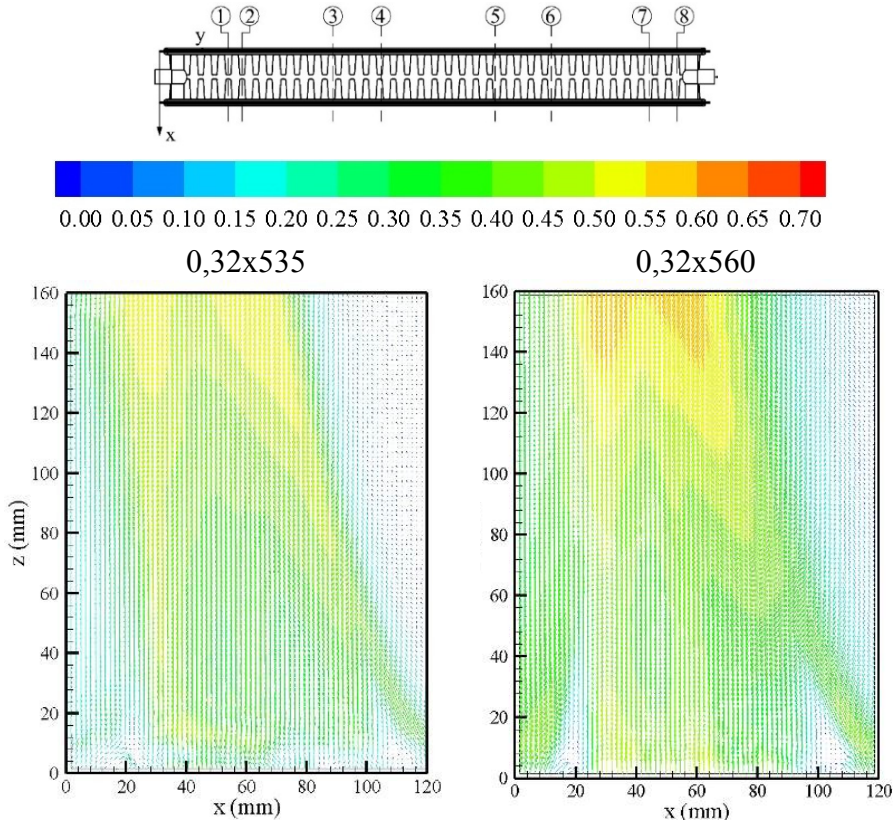
Şekil 6.4. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



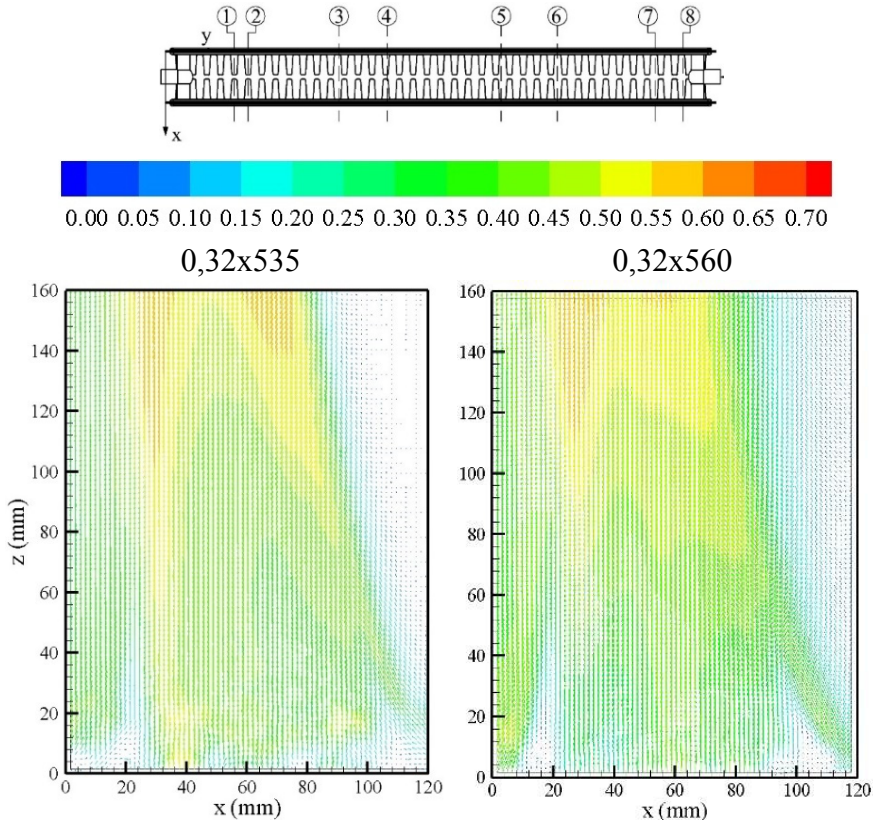
Şekil 6.5. 55/45°C sıcaklık aralığında Konum-8 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



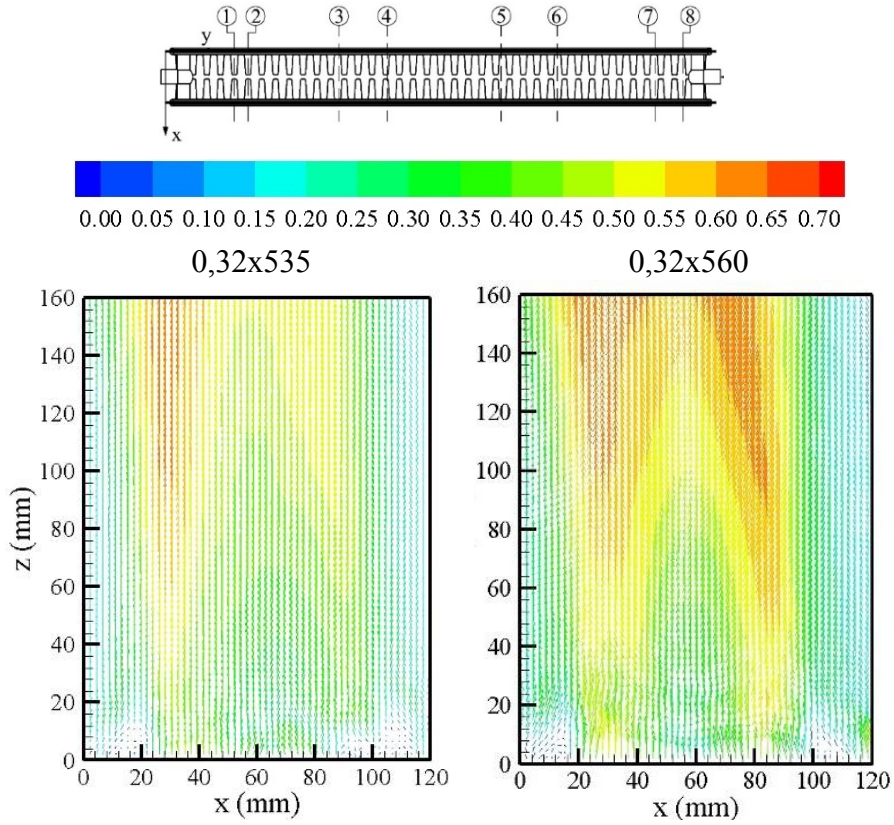
Şekil 6.6. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-2 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



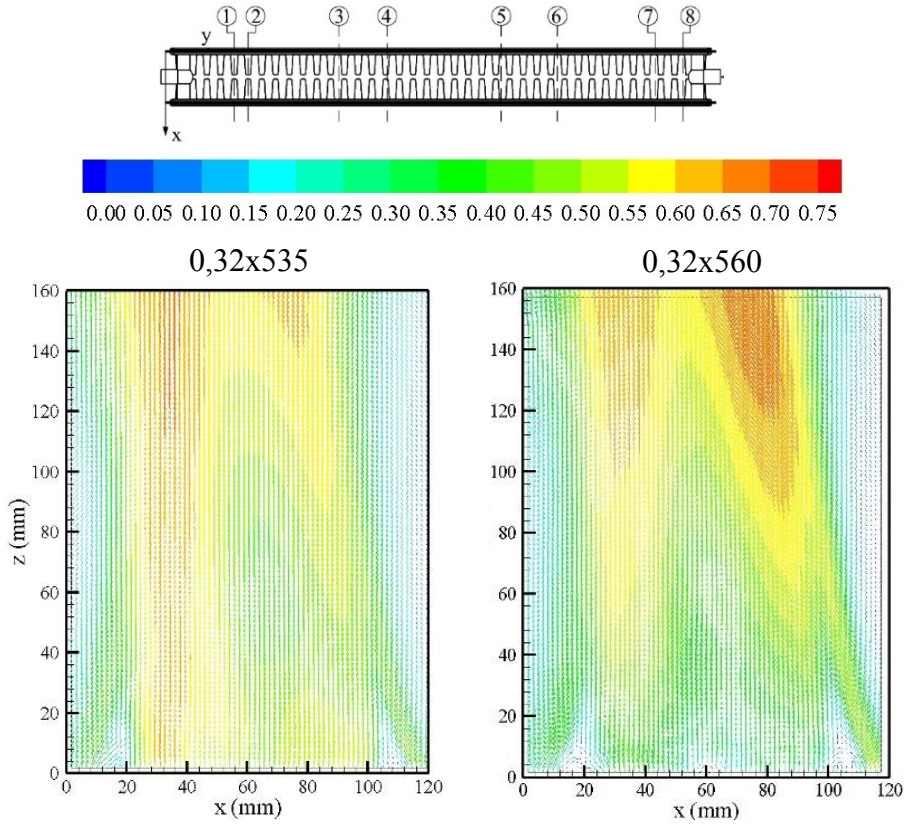
Şekil 6.7. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-4 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



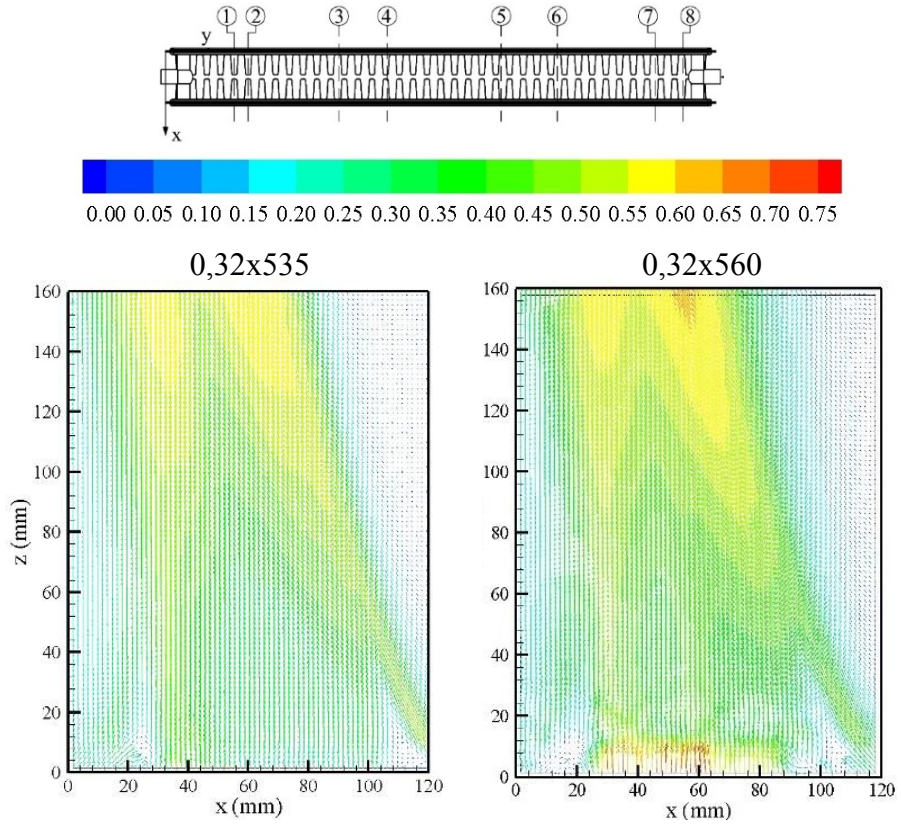
Şekil 6.8. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-5 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



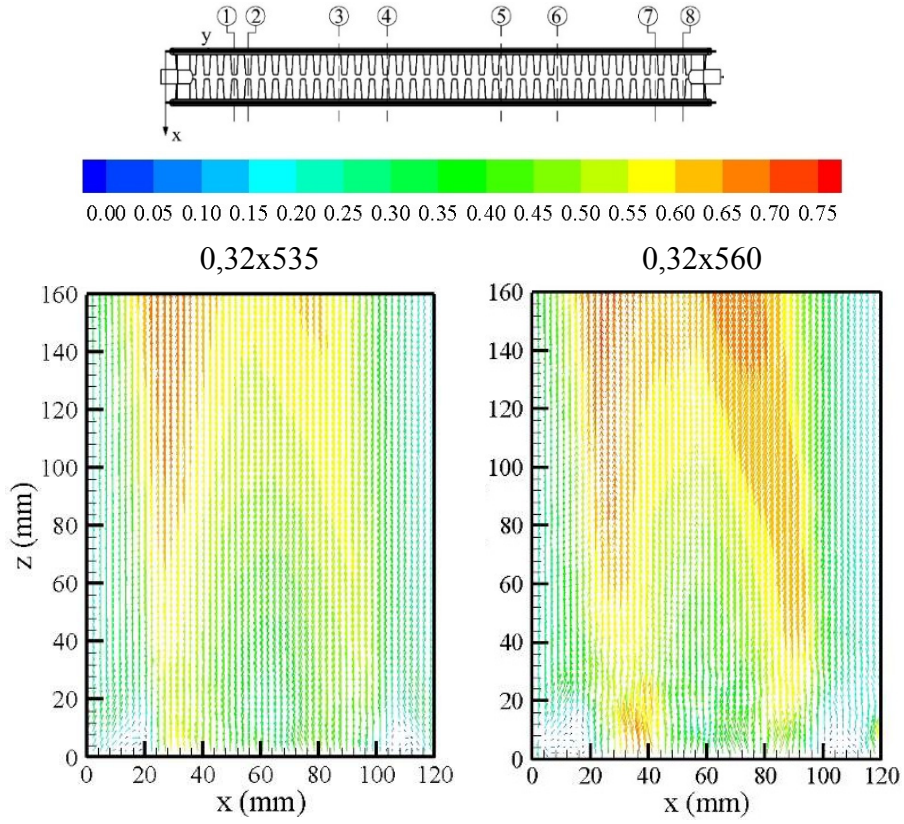
Şekil 6.9. 75/65°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



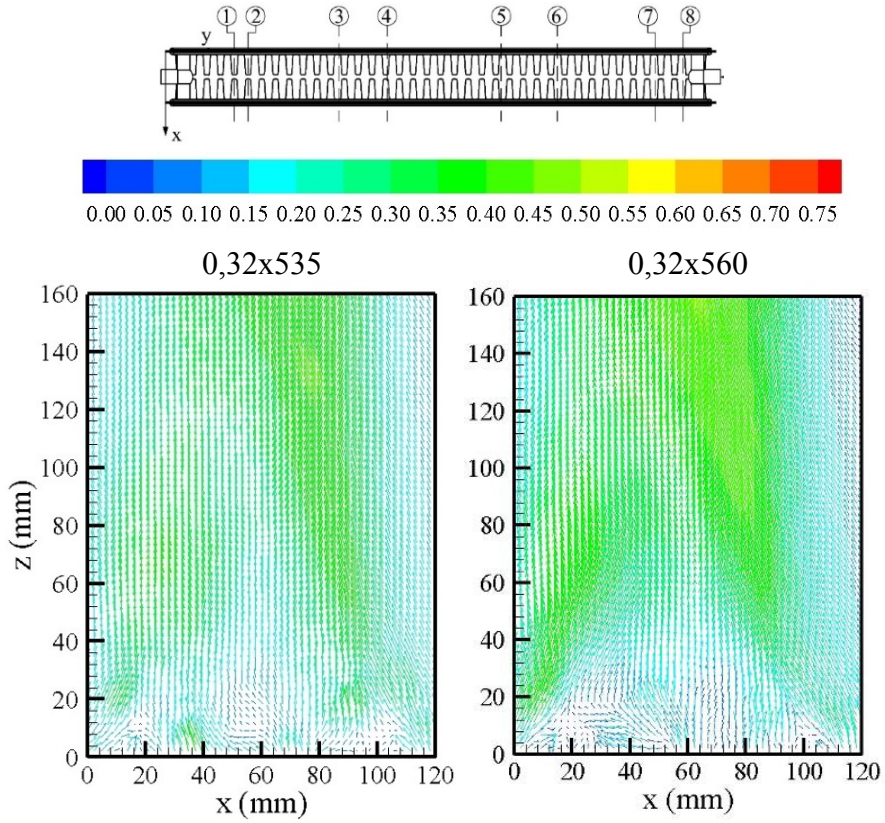
Şekil 6.10. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-1 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



Şekil 6.11. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-4 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



Şekil 6.12. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-7 için radyatörün üstündeki hız dağılımı



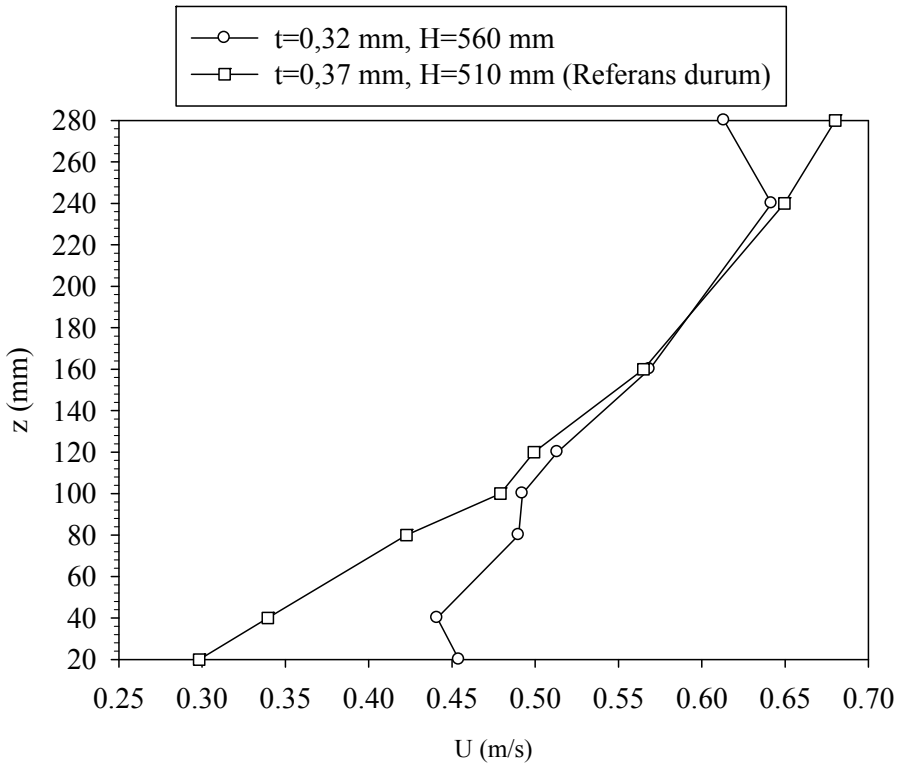
Şekil 6.13. 90/70°C sıcaklık aralığında Konum-8 için radyatörün üstündeki hız dağılımı

LDA ölçüm tekniği ile radyatörün üstünden 20 mm ≤ z ≤ 280 mm yüksekliklerinde hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.14. ve Şekil 6.15.'de sırasıyla Konum-2 ve Konum-4'te radyatörün ortasında farklı yüksekliklerde ölçüm sonuçları sunulmuştur. Giriş/çıkış sıcaklık aralığının 75/65°C olduğu durum için referans radyatör (0,37x510) ve 0,32x560 prototipi için hız ölçüm sonuçları gösterilmiştir.

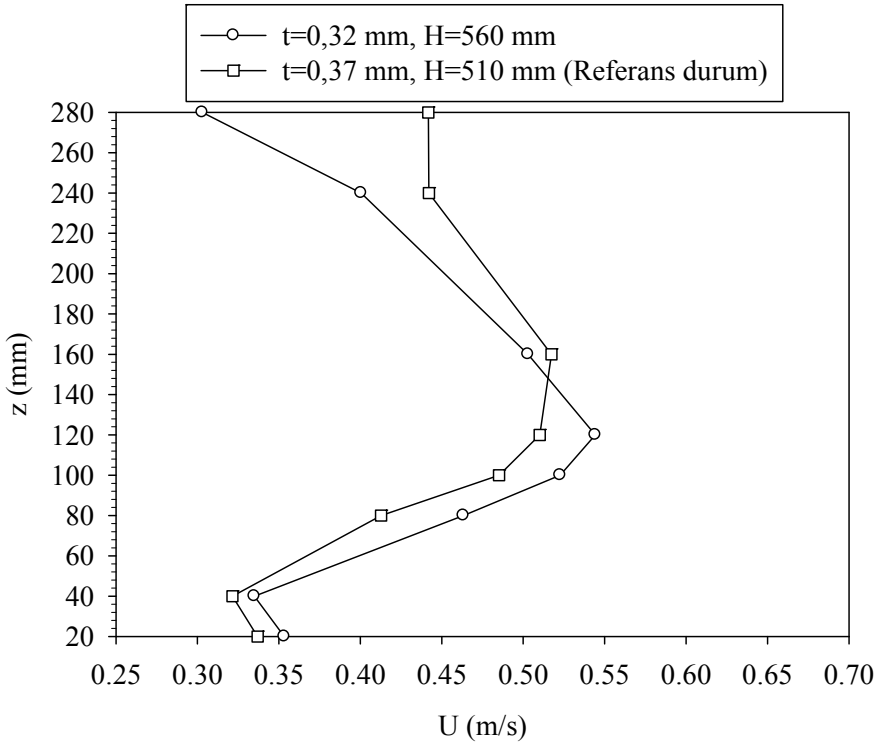
Sonuçlar vektörel hız dağılımı görselleri ile uyum içindedir ve konvektör yüksekliğinin artışı ile birlikte radyatörün üstündeki hız artmaktadır. Ancak belli bir yükseklikten sonra referans radyatörün üstündeki hava hızı daha yüksek olmaktadır. Bununla birlikte farklı konumlarda oluşan hız dağılımının farklılık gösterdiği görülmüştür. Konum-2'de her iki radyatörde de hız yükseklikle artış gösterirken, Konum-4'te z>120 mm için hızda azalma olmaktadır. Bunun nedeni, özellikle radyatörün orta kısımlarında, belli bir yükseklikten sonra akış duvara doğru yönlenmekte ve duvara yakın bölgede daha yüksek hızlar oluşmaktadır. Vektörel hız dağılımlarından görüldüğü üzere konvektör yüksekliğinin artması ile birlikte radyatörün üstünde gerçekleşen hava akışı daha erken duvara doğru yönlenmektedir. Bundan dolayı, Konum-4'te belli bir yükseklikten sonra hızda düşüş görülmektedir. Aynı

nedenle referans radyatör üstünde belli bir yükseklikten sonra daha yüksek hava hızları oluşmaktadır.

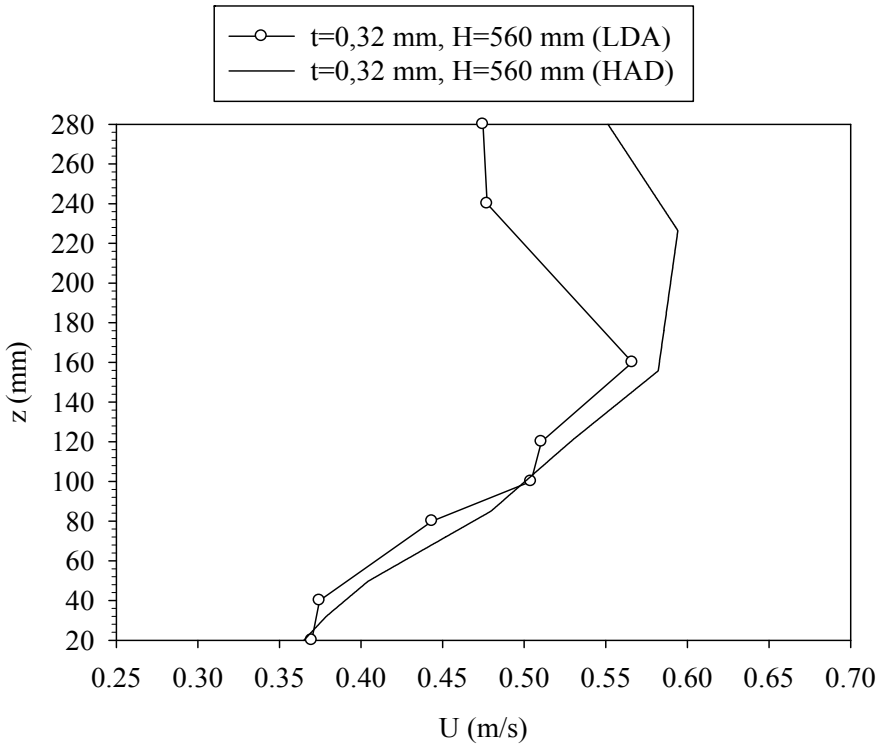
Şekil 6.16.'da Konum-3 için radyatörün üstünde ve enine yönünde ortasında farklı yüksekliklerdeki hız değerleri sunulmuştur. HAD analiz sonuçları LDA ölçüm sonuçları ile doğrulanmaya çalışılmıştır. Sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir. Ancak z>160 mm için LDA ölçüm sonucu ile sayısal analiz sonucunun hız değerleri arasında farkın arttığı görülmüştür ve simülasyon sonucunun daha yüksek hız değerleri verdiği tespit edilmiştir. Bunun nedeni belli bir yükseklikten sonra hızdaki düşüş türbülans modeli tarafından tam çözülememekte ve değerleri yüksek hesaplamaktadır. Konum-4'e benzer olarak (Şekil 6.18.) belli bir yükseklikten sonra hızda düşüş olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 6.14. Konum-2 için radyatörün üstünde farklı yüksekliklerdeki hızın değişimi

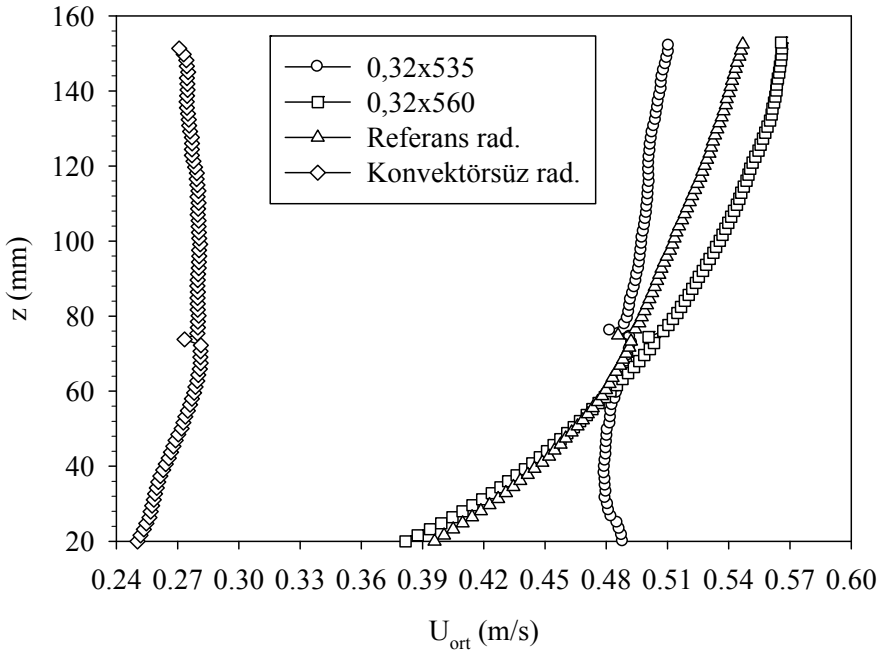


Şekil 6.15. Konum-4 için radyatörün üstünde farklı yüksekliklerdeki hızın değişimi



Şekil 6.16. 0,32x560 prototip radyatörde Konum-3 için LDA ve HAD sonuçları

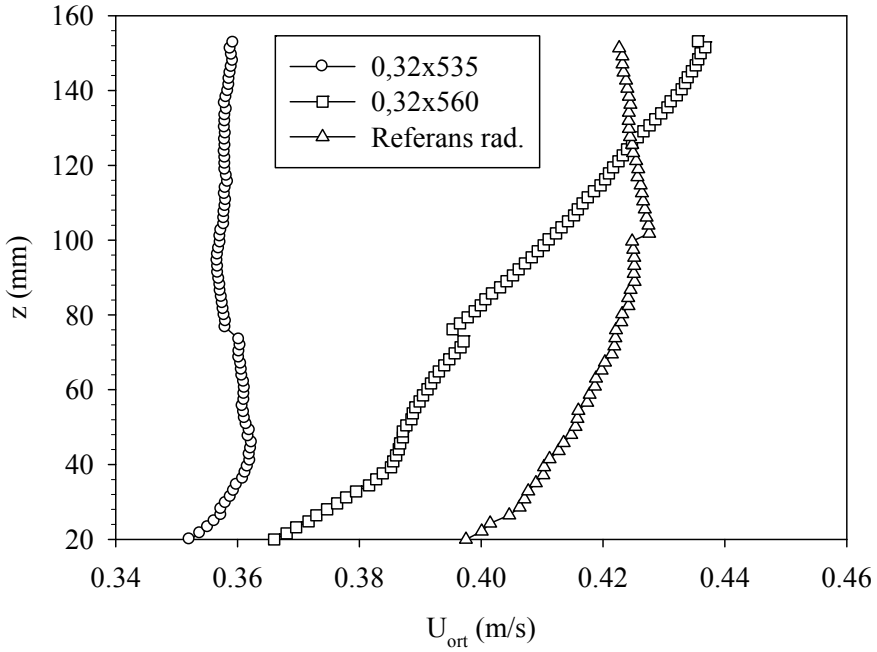
Şekil 6.17. – Şekil 6.20. arasında sırasıyla Konum-1, Konum-4, Konum-7 ve Konum-8 için radyatör enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimleri sunulmuştur. TBSE bağlantı konumunda 75/65°C sıcaklık aralığında elde edilen veriler grafiklerde gösterilmiştir. Görüldüğü üzere radyatör konvektör tasarımından bağımsız olarak paneller üstündeki sıcaklık dağılımı üniform olmaması sebebiyle radyatör üstünde oluşan hız dağılımları da her konumda farklılık göstermektedir. Konum-1'de 0,32x535 prototipindeki hız, yükseklik boyunca yaklaşık olarak sabit olmasına rağmen 0,32x560 modelinde ve referans radyatörde hız yaklaşık olarak parabolik artış göstermektedir. 20 mm ≤ z ≤ 60 mm aralığında en yüksek hız dağılımı 0,32x535 prototipinde görülmektedir. Şekil 6.17.'de ayrıca konvektörsüz radyatörün üstünde oluşan hız dağılımı da gösterilmiştir. Görüldüğü üzere Konum-1'de konvektör varlığı oldukça önem kazanmaktadır ve konvektörsüz durumda hız önemli oranda düşüş göstermektedir. Daha önce Şekil 5.58.'de gösterilen sıcaklık dağılımından bu şekildeki bir hız dağılımı beklenen bir durum olmuş ve radyatör üstünde sıcaklığın düşmesi ile birlikte hızda da önemli bir düşüş meydana gelmiştir.



Şekil 6.17. Konum-1 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi

Şekil 6.18.'de sunulan Konum-4 için ise en düşük hız değerleri 0,32x535 modelinde görülmüştür. En yüksek hız değerlerinin referans radyatörde oluşmasına rağmen z>120 mm için en yüksek hızlar 0,32x560 prototipinde görülmüştür. Bu durum her ne kadar Şekil 6.15. ile tezat oluşturuyor olsa da burada ortalama hızlar kullanılmış olmasından dolayı bu dağılım

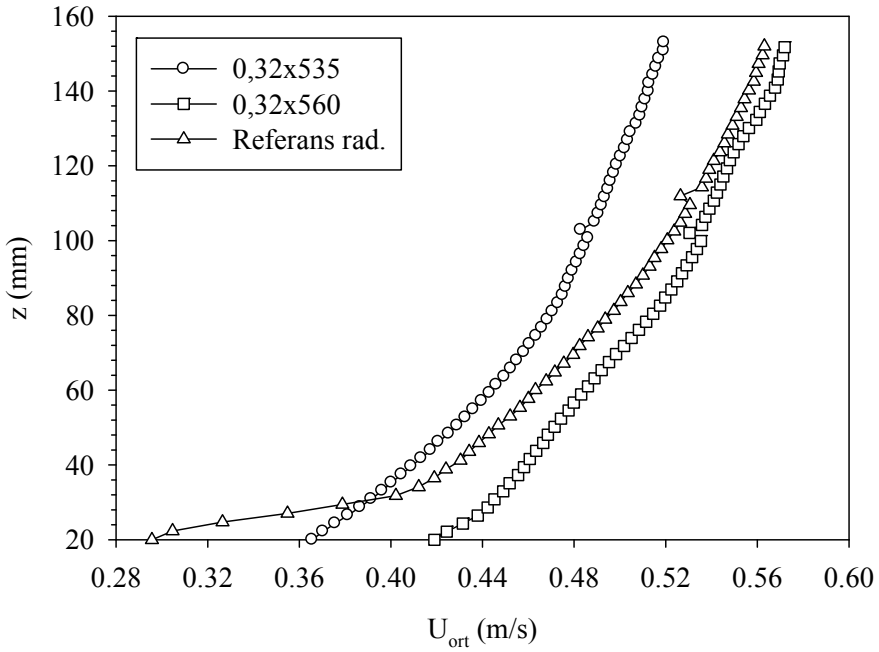
beklenmiştir. Vektörel hız dağılımlarından görüldüğü üzere özellikle yüksek kısımlarda konvektörlerin daha uzun olmasından dolayı daha yüksek hızlar görülmüştür.



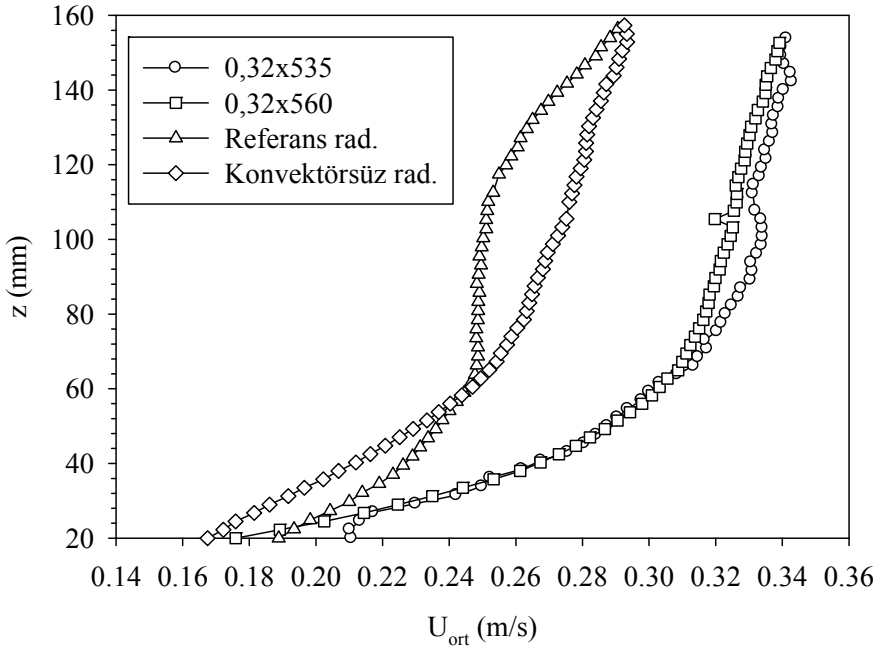
Şekil 6.18. Konum-4 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi

En yüksek ve en düşük ortalama hız değerleri tüm yükseklik boyunca sırasıyla Konum-7 ve Konum-8'de gözlemlenmiştir. Konum-8 radyatör su girişine yakın olmasına rağmen konvektör yükseklikleri daha düşük olması sebebiyle yükseklik boyunca ortalama hızlar düşük gerçekleşmiştir (Şekil 6.20.). Referans radyatörde bu kısa konvektörlerin yüksekliği 457 mm, 0,32x560 ve 0,32x535 modellerinde kısa konvektörlerin yüksekliği 482 mm'dir. Bu nedenle Konum-8'de en düşük hız değerleri referans radyatör için oluşmaktadır. Bununla birlikte konvektörsüz radyatör sonuçları da referans radyatör hız değerlerine oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir. Referans modelde bu konumda bulunan kısa konvektörlerin hız üstündeki etkisinin düşük olduğu ve bu nedenle Konum-8'de konvektörsüz radyatör ile benzer hız dağılımlarının oluştuğu sonucu çıkarılmıştır.

Konum-7'de tüm radyatörlerde hızdaki değişim oldukça benzerdir ve yükseklikle birlikte artış göstermektedir (Şekil 6.19.). Ancak, konvektör yüksekliğinin en fazla olduğu 0,32x560 prototipinde en yüksek hız değerleri elde edilmiştir. Bununla birlikte konvektör yüksekliğinin daha düşük olmasına rağmen konvektör et kalınlığının daha fazla olması nedeniyle ısı transferinde artış ile birlikte hız da artış göstermekte ve bu nedenle referans radyatör için elde edilen hız değerleri 0,32x560 prototipine oldukça yakındır.



Şekil 6.19. Konum-7 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi



Şekil 6.20. Konum-8 için enine yöndeki ortalama hızın yükseklik ile değişimi

Bu kısımda, tez çalışması kapsamında üretilmiş olan prototipler için gerçekleştirilmiş performans ve akış deneyi sonuçları sunulmuştur. Öncelikle, prototip radyatörler için ısıl güç değerleri belirlenmiş ve sonrasında hem PIV hem de LDA deneyleri gerçekleştirilmiştir. LDA ölçüm sonuçları kullanılarak PIV ölçümleri ile karşılaştırma yapılmış ve sonuçlar doğrulanmıştır. Isıl güç ve akış deneyinden elde edilen veriler referans radyatör ile

karşılaştırılmıştır. Prototip radyatörlerin referans radyatör ısıl gücünden en fazla %4,0 oranında daha düşük ısıl güce sahip olması gerekmektedir. Bu nedenle, elde edilen sonuçlara göre bu durum 0,32x560 prototipinde sağlanmış ve belirlenen kriterler içinde kalınmıştır. Her ne kadar 0,32x535 prototipinde daha hafif bir tasarım elde edilmiş olsa da ısıl güç anlamında kriteri sağlamış olmasından dolayı nihai tasarım olarak 0,32x560 prototipine karar verilmiştir. Bununla birlikte, nihai prototipin ısıl güç anlamında referans duruma yakın değerler elde edilmesi ile birlikte radyatör etrafındaki akış yapısında daha olumlu özellikler elde edildiği tespit edilmiştir. Elde edilen bulgular sanayiye fayda sağlamış ve nihai tasarım olan 0,32 mm et kalınlığı ve 560 mm yüksekliğe sahip konvektörlerin bulunduğu radyatörün DemirDöküm tarafından seri üretimine başlanmıştır.

Bir sonraki bölümde nihai tasarım radyatörlerin farklı uzunluk ve yükseklikleri için simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur. Bu veriler ile, ısıl gücün elde edilebilmesi için nihai tasarım radyatörlerin yükseklik ve uzunluğuna bağlı olarak bir korelasyon geliştirilmiştir.

6.3. Nihai Tasarım Radyatör için HAD Analizleri

Bir önceki bölümde, DemirDöküm tarafından üretilen prototipler için gerçekleştirilen ısı transferi ve akış deneyi sonuçları gösterilmişti. Standart gereği yeni üretilecek nihai radyatör tasarımının, mevcut radyatörden en fazla %4,0 oranında daha düşük ısıl güce sahip olması gerekmektedir. Bir önceki bölümde elde edilen sonuçlara göre bu durum 0,32x560 prototipinde sağlanmış ve belirlenen kriterler içinde kalınmıştır. Her ne kadar 0,32x535 prototipinde daha hafif bir tasarım elde edilmiş olsa da ısıl güç anlamında kriteri sağlamamış olmasından dolayı nihai tasarım olarak 0,32x560 prototipine karar verilmiştir.

Bu bölümde, nihai tasarım (0,32x560) için radyatör uzunluğunun 400-3000 mm ve radyatör yüksekliğinin 300-900 mm aralığındaki boyutları için simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve radyatör ve uzunluğuna bağlı olarak hem ısıl güç hem de radyatör ağırlığı için birer korelasyon oluşturulmuştur.

Burada nihai tasarımın farklı yükseklik ve uzunlukları için simülasyonlar 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C giriş/çıkış sıcaklıkları için gerçekleştirilmiştir. Giriş debisi olarak deneysel çalışma kapsamında elde edilen debi değerleri kullanılmıştır. Buna göre çıkış sıcaklıkları

elde edilmiştir. Böylece Eş. 3.6 kullanılarak radyatörün ısıl gücü hesaplanmıştır. Ayrıca radyatörlerin ağırlıkları da hesaplanmış ve sunulmuştur. Çizelge 6.3.'de nihai tasarım radyatör için yüksekliğin 300-900 mm ve uzunluğun 400-3000 mm aralığı için HAD analizi sonuçları farklı giriş/çıkış sıcaklıkları ve TBSE bağlantı konumu için sunulmuştur. Çizelgede ayrıca radyatör ağırlıkları da gösterilmiştir.

Çizelge 6.3. TBSE bağlantı konumunda nihai tasarım radyatör için HAD analizi sonuçları

		Q (W)			
Yükseklik (mm)	Uzunluk (mm)	ΔT_a=30°C	ΔT_a=50°C	ΔT_a=60°C	m (kg)
300	400	247,13	438.17	555,87	7.16
300	1000	574,58	1034.65	1294,46	17.46
300	1400	774,87	1409.94	1751,42	24.33
300	2000	1029,70	2208.75	2345,18	34.64
300	3000	1365,84	2603.79	3129,32	51.81
400	400	308,67	548.60	692,52	9.57
400	1000	724,31	1321.01	1629,45	23.56
400	1400	967,23	1799.47	2173,55	32.89
400	2000	1271,64	2416.94	2868,01	46.89
400	3000	1694,14	3355.52	3808,55	70.21
500	400	367,22	657.25	831,39	11.98
500	1000	849,24	1566.46	1908,89	29.66
500	1400	870,06	1607.37	1975,35	41.45
500	2000	1481,85	2865.09	3322,91	59.14
500	3000	1950,08	3947.23	4350,40	88.62
600	400	411,89	744.53	940,22	14.40
600	1000	956,33	1779.89	2145,87	36.21
600	1400	1267,67	2415.16	2851,39	50.02
600	2000	1657,43	3264.90	3711,20	71.40
600	3000	2137,57	4416.34	4747,16	107.03
900	400	806,60	1217.85	1287,79	21.63
900	1000	1240,90	2374.24	2804,86	54.08
900	1400	1600,89	3152.95	3600,57	75.71
900	2000	2049,28	4203.11	4581,38	108.16
900	3000	2534,41	5476.17	5646,96	162.24

TBSE bağlantı konumunda elde edilen sonuçlar vasıtasıyla radyatör yüksekliğine ve uzunluğuna bağlı olarak bir korelasyon oluşturulmuştur. Eşitlik 6.4'te radyatör yüksekliği, uzunluğuna ve aşırı sıcaklığa bağlı olarak ısıl gücün değişimi gösterilmiştir. Benzer şekilde Eş. 6.5'te radyatör ağırlığı için oluşturulmuş korelasyon sunulmuştur. Her iki korelasyon da 300 mm $\leq$ Y $\leq$ 900 mm ve 400 mm $\leq$ U $\leq$ 3000 mm aralığında geçerlidir. Burada Y, radyatör yüksekliğini, U ise radyatör uzunluğunu temsil etmektedir.

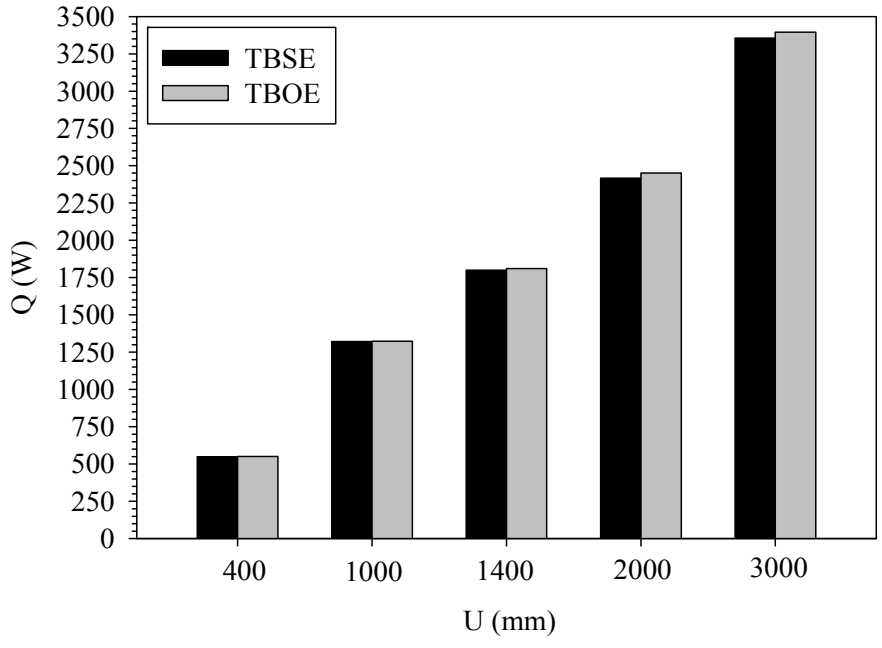
$$Q = 0{,}000082 \,.Y^{0{,}81} \,.U^{0{,}99} \,.\Delta T_a^{1{,}23}$$

$$300\,mm \le Y \le 900\,mm\,; \;\; 400\,mm \le U \le 3000\,mm\,; \quad 30^\circ C \le \Delta T_a \le 60^\circ C \tag{6.4}$$

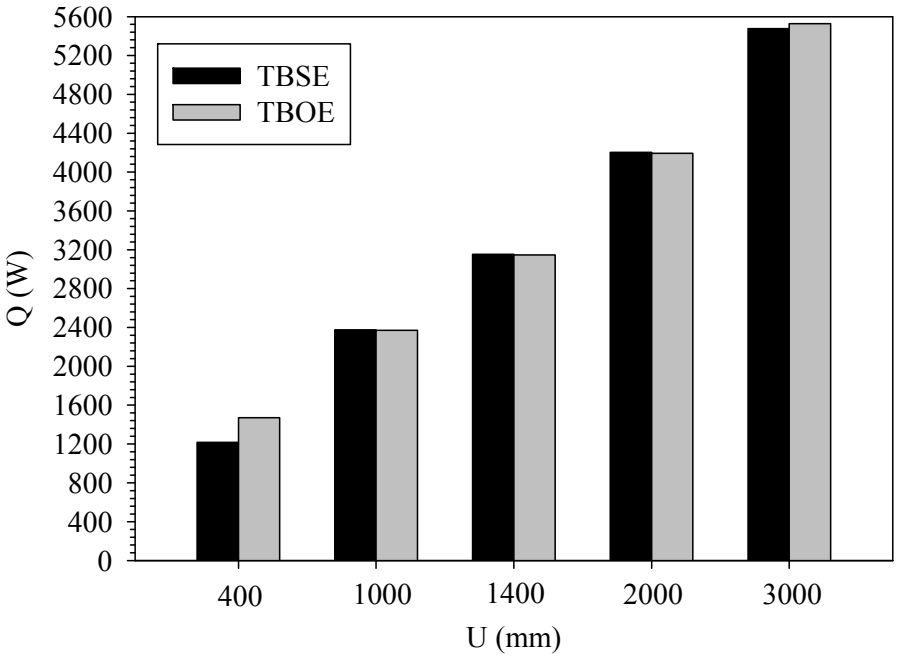
$$m = 0{,}00005 Y^{1{,}03} \,.U^{0{,}99}$$

$$300 mm \le Y \le 900 mm; \;\; 400 mm \le U \le 3000 mm \tag{6.5}$$

Bununla birlikte 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığında TBOE bağlantı konumunda farklı yükseklik ve uzunluk değerleri için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklık aralığında TBSE bağlantı konumu için karşılaştırma gerçekleştirilmiş ve radyatör yüksekliğinin 400 mm ve 900 mm olduğu durumlar için Şekil 6.21. ve Şekil 6.22.'de sunulmuştur. Görüldüğü üzere genel olarak ısıl güç değerleri kısa ve alçak radyatörlerde birbirine oldukça yakındır, ancak radyatör uzunluğunun U>1400 mm için ve yüksek yüksekliklerde TBOE bağlantı konumunda daha yüksek ısıl güç değerlerinin oluştuğu gözlemlenmiştir.

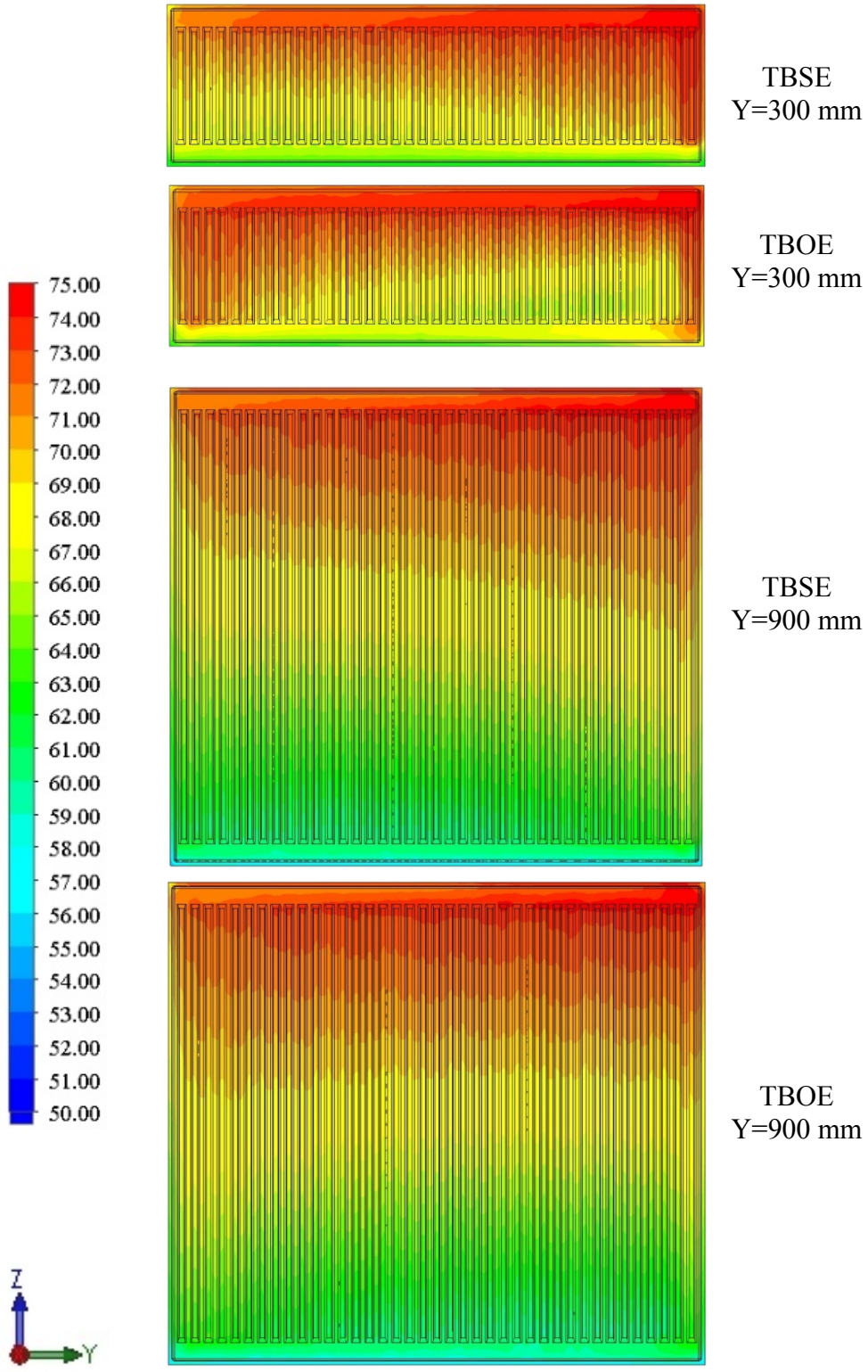


Şekil 6.21. Radyatör yüksekliğinin 400 mm olması durumunda farklı uzunluklar ve bağlantı konumlarında ısıl güç değerlerinin değişimi

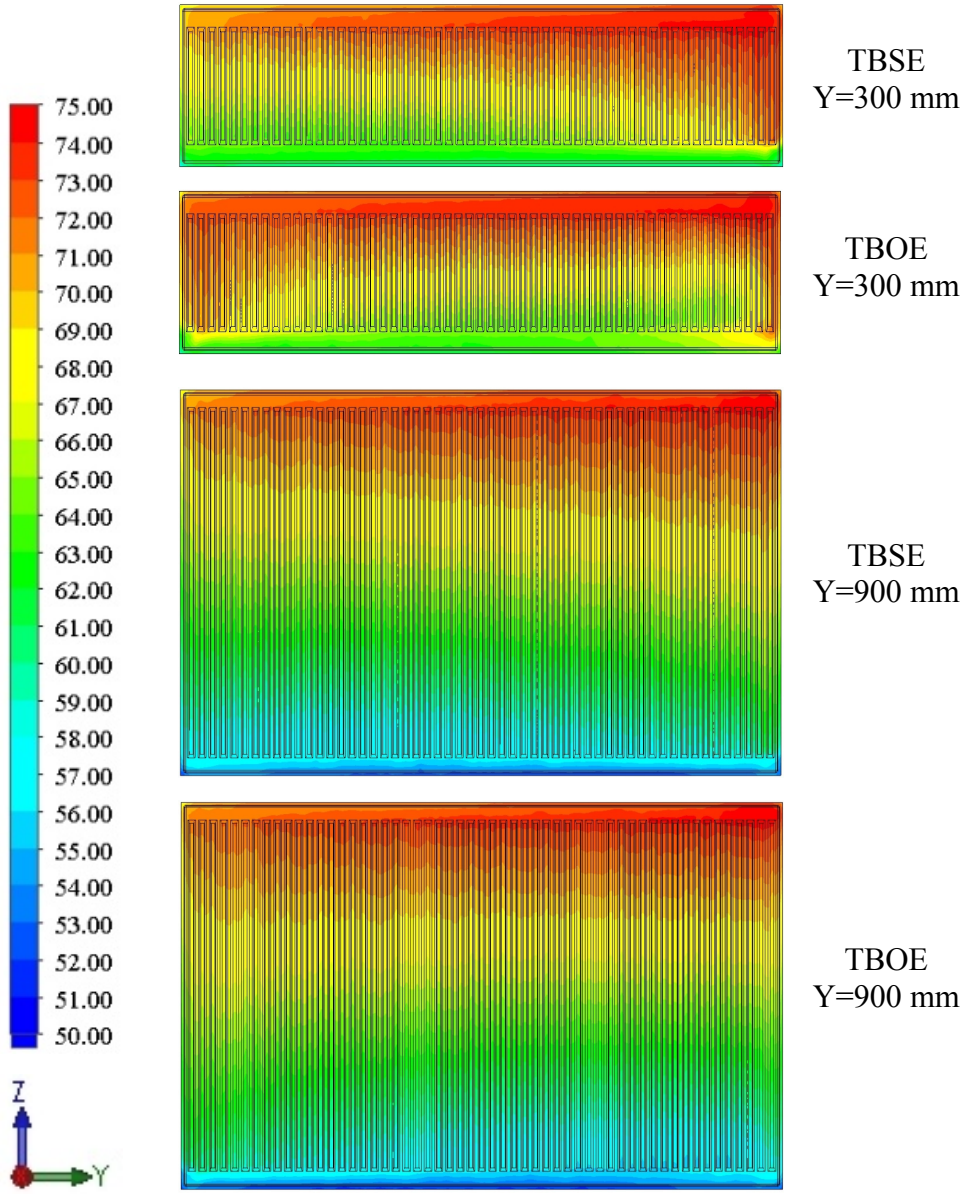


Şekil 6.22. Radyatör yüksekliğinin 900 mm olması durumunda farklı uzunluklar ve bağlantı konumlarında ısıl güç değerlerinin değişimi

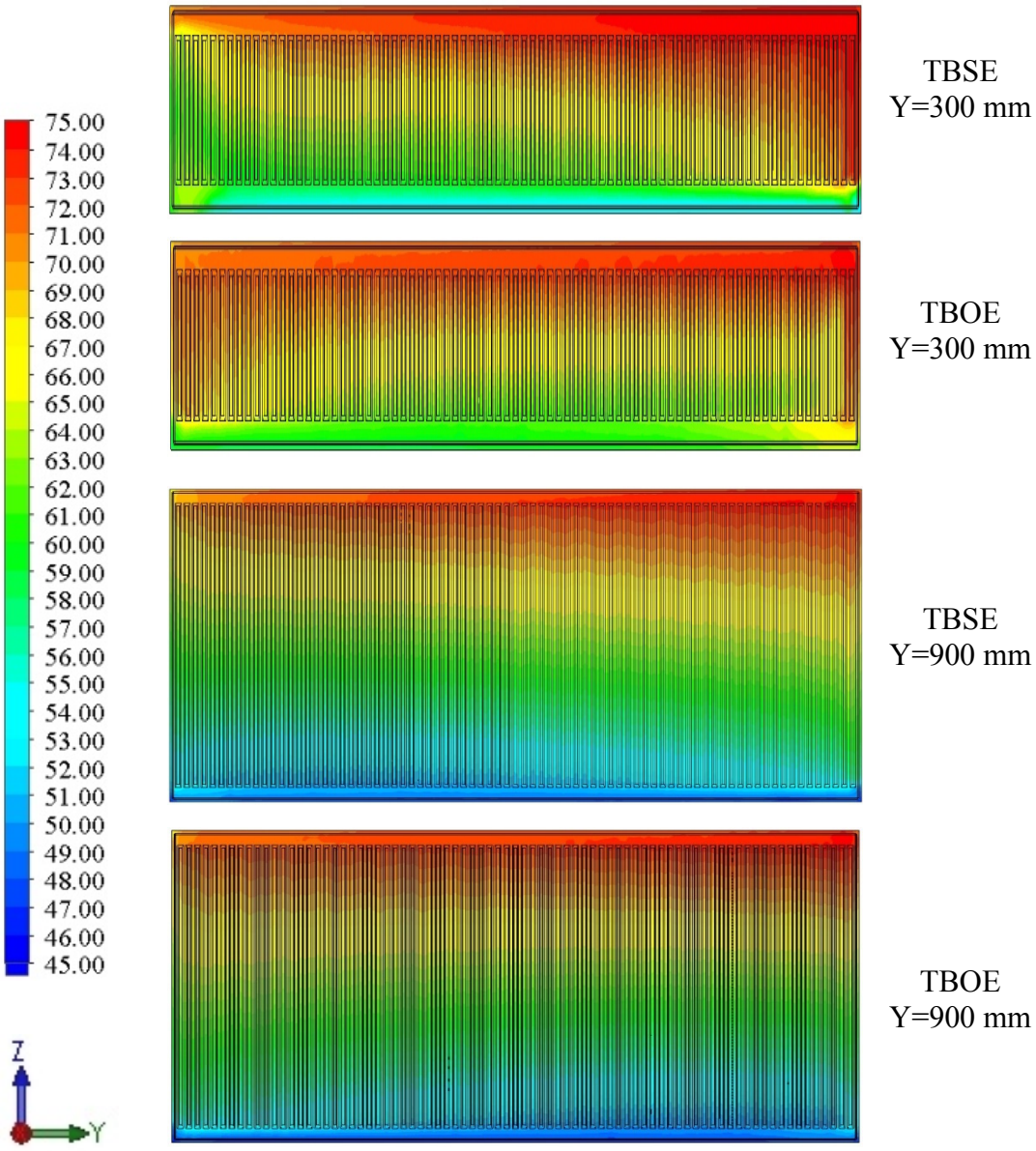
TBOE bağlantı konumunda radyatör yüksekliğinin ve uzunluğunun yüksek olduğu durumda ısıl güç değerlerin daha fazla olması Şekil 6.23. – Şekil 6.26. arasında sunulan farklı yükseklik ve uzunluklarda radyatör ön panelindeki sıcaklık dağılımlarından anlaşılabilmektedir. TBOE bağlantı düzeninde su radyatörün üst kısmından girmekte ve zıt tarafın alt kısmından radyatörden çıkmaktadır. Bu nedenle, su üst toplayıcı kanalda hareket ederken çıkış kesitine yaklaşması ile birlikte radyatörün alt kısmına doğru yönelmektedir. Bu sayede daha üniform bir sıcaklık elde edilmektedir. TBSE bağlantı düzeninde ise su girişinin aynı tarafındaki alt çıkıştan çıkmaktadır. Bu nedenle radyatör uzunluğu arttıkça suyun dağılımı özellikle uzak uçtaki dikey su kanallarında zorlaşmaktadır ve ısıtma etkisi azalmaktadır. Bu durum özellikle, uzunluğun 3000 mm ve yüksekliğin 900 mm olduğu radyatörde TBSE bağlantı düzeninde göze çarpmaktadır. Bu nedenle, yükseklik ve uzunluk arttıkça TBOE bağlantı düzeninde hem daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmekte ve bununla birlikte daha yüksek ısıl güç sağlanabilmektedir. Dolayısıyla, daha üniform bir sıcaklık dağılımı ve bununla birlikte daha yüksek ısıl güç elde edebilmek adına özellikle U≥2000 mm için TBOE bağlantı düzenlemesi önerilmektedir.



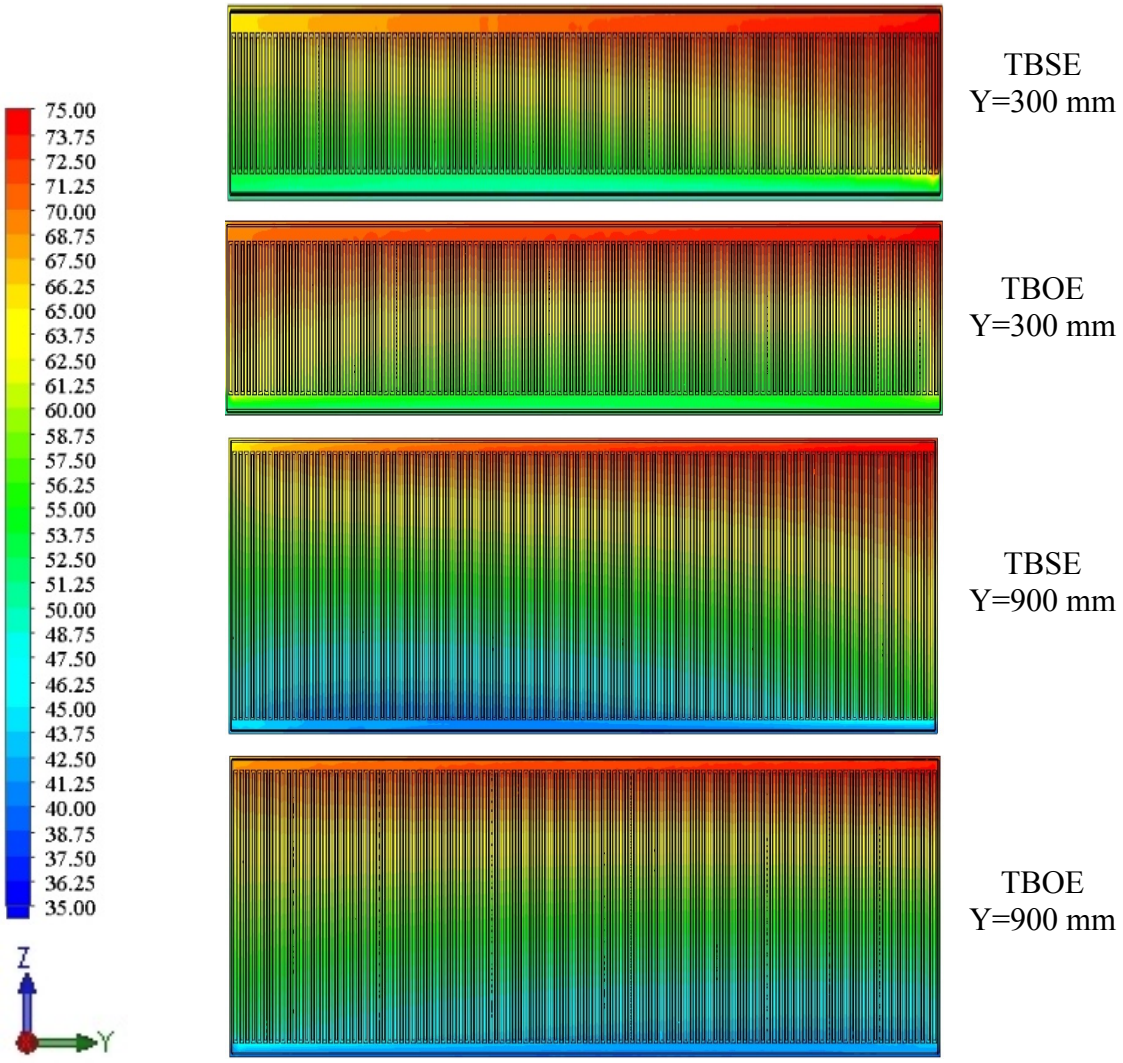
Şekil 6.23. Farklı yükseklikler için 1000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C)



Şekil 6.24. Farklı yükseklikler için 1400 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C)



Şekil 6.25. Farklı yükseklikler için 2000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C)



Şekil 6.26. Farklı yükseklikler için 3000 mm uzunluğundaki radyatörlerin ön panel sıcaklık dağılımları (75/65°C)

Bu bölümde karar verilen nihai tasarım için gerçekleştirilen HAD analizi sonuçları sunulmuştur. Öncelikle üretilen iki prototip için 55/45°C, 75/65°C ve 90/70°C sıcaklık aralıklarında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Sonrasında prototip radyatörler için akış deneyleri gerçekleştirilmiş ve referans radyatör ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen verilere göre nihai tasarım olan ve konvektör yüksekliği 560 mm ve konvektör et kalınlığı 0,32 mm olan model için karar verilmiştir. TBSE bağlantı düzenlemesinde farklı radyatör yüksekliklerinde ve uzunluklarında simülasyonlar gerçekleştirilerek radyatör uzunluğu, yüksekliği ve aşırı sıcaklığa bağlı bir korelasyon oluşturulmuştur. Ayrıca, TBOE bağlantı düzenlemesi için de simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve TBSE bağlantı düzeni ile

karşılaştırılmıştır. Yüksekliğin ve uzunluğun artması ile birlikte TBOE bağlantı düzeninin daha avantajlı olduğu gözlemlenmiştir.

Konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve yüksekliği 560 mm olan panel radyatör nihai tasarım olarak seçilmiştir. Böylece, referans duruma göre 75/65°C sıcaklık aralığında ısıl güçte yaklaşık %2,6 oranındaki düşüş ile birlikte radyatör toplam ağırlığında yaklaşık 0,5 kg daha hafif bir tasarım elde edilmiştir. Bu radyatör için DemirDöküm tarafından seri üretime başlanmıştır.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, bir radyatörün ısıl gücünün artırılması ve bununla birlikte kullanılan malzeme miktarının azaltılması için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu anlamda, DemirDöküm tarafından üretimde olan radyatör referans olarak alınmış ve öncelikle incelenmiş ve performansı elde edilerek radyatör ısıl gücünün artırılması yönündeki çalışma için temel teşkil etmiştir. Referans radyatör için performans deneyleri gerçekleştirilmiş ve radyatör ısıl gücü tespit edilmiştir. Bununla birlikte HAD analizleri yapılmış ve referans durum tespiti simülasyonlar ile de belirlenmiştir. Ayrıca, PIV ve LDA ölçüm teknikleri kullanılarak radyatörün etrafında akış ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Referans radyatörler için çalışmalar farklı sıcaklık aralıkları ve giriş-çıkış konumları için tamamlanmıştır.

Referans radyatörün durum tespitinin tamamlanması ile birlikte PHOENICS paket programı kullanarak tek bir konvektör için parametrik HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda konvektörün farklı boyutlarının ısı transferine etkisi sabit duvar sıcaklığı sınır şartları altında irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar bir metrelik bir radyatöre göre hesaplanarak toplam ısı transferi oranı ve bununla birlikte üretim için değişen malzeme miktarı anlaşılmaya çalışılmıştır. Burada elde edilen sonuçlar tüm radyatör modeli için gerçekleştirilen parametrik çalışmalar için temel teşkil etmiş ve en etkin parametreler bulunmaya çalışılmıştır.

Ön parametrik çalışmaların tamamlanması ile birlikte, elde edilen sonuçlar doğrultusunda tüm radyatör modelinde incelenecek parametrelere karar verilmiş ve buna göre tüm radyatör modeli için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Radyatörün ısıl gücü ile birlikte toplam ağırlığı da irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yükseklikleri 535 mm ve 560 mm olan iki prototip üretimi gerçekleştirilmiş ve deneysel olarak ısıl güçleri ve akış yapıları belirlenmiştir. Bununla birlikte sayısal incelemeler de gerçekleştirilmiştir. Konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 535 mm olan prototip için 75/65°C giriş/çıkış sıcaklığında referans radyatörden yaklaşık %4,0 oranında daha düşük olduğu görülmüştür. Bu oranın 55/45°C ve 90/70°C sıcaklık aralıkları için sırasıyla %6,8 ve %6,4 olduğu hesaplanmıştır. Standart gereği mevcut duruma göre ısıl güçte en fazla %4,0 oranında bir düşüş kabul edilebilirdir. Bu nedenle 0,32x535 prototipinin kriteri tam sağlayamadığı görülmüştür.

Konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 560 mm olan ikinci bir prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Bu radyatörün ısıl gücü 75/65°C giriş/çıkış sıcaklığı için referans radyatöre göre ısıl gücünden yaklaşık olarak %2,4 oranında daha düşük olarak elde edilmiştir. Bununla birlikte, 600x1000 mm ölçülerindeki radyatörler için referans duruma göre yaklaşık 0,5 kg daha hafif bir radyatör tasarımı elde edilmiştir. Buna göre, nihai tasarım olarak konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 560 mm olan radyatör seçilmiştir ve seri üretmine başlanmıştır.

Gerçekleştirilen yoğun simülasyon çalışma sonuçlarından incelenen parametreleri kapsayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Korelasyon hesaplama sonuçları ile sayısal simülasyon sonuçlarının birbirine uyumlu olduğu ve sonuçların güvenilir olduğu görülmüştür.

Bununla birlikte, nihai tasarım radyatörün farklı uzunluk ve yükseklik değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Radyatörün uzunluğunun 300-3000 mm aralığında ve radyatör yüksekliğinin 400-900 mm aralığında HAD analizleri yapılarak ilgili boyutlar için ısıl güç değerleri hesaplanmıştır. Buna göre radyatör yüksekliği ve uzunluğuna bağlı bir korelasyon oluşturulmuştur.

Genel olarak özetlenecek olursa; tez çalışması kapsamında panel radyatörün ısıl gücünün artırılması yönünde çalışmalar yürütülmüştür. Bu kapsamda birçok farklı parametre incelenmiş ve radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Bununla birlikte radyatör ağırlığının değişimi de ele alınmıştır.

Elde edilen çıktılar birçok parametreyi içermektedir. Ayrıca parametrelerin geniş bir aralığında incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda, elde edilen çok sayıda veri göz önünde bulundurulduğunda hem bilimsel hem de sanayiye yönelik bilgi birikimi oluşturulmuştur. Bu sayede birçok farklı parametrenin etkisini göz önünde bulundurarak farklı radyatör modelleri için bu bilgi birikimi kullanılabilecektir. Bununla birlikte aşağıdaki çıkarımlar ve öneriler yapılabilmektedir:

- Konvektör et kalınlığı ve konvektör yüksekliğinin artırılmasının ısı transferini artırıcı özelliklerinin olduğu, gerçekleştirilen sayısal simülasyonlarda görülmüştür. Bu iki parametre birlikte değerlendirildiğinde konvektör yüksekliğinin ısıl güç üstünde, konvektör et kalınlığının ise radyatör ağırlığı üstünde etkisinin daha fazla olduğu

oluşturulan korelasyonlarda gözlemlenmiştir. Bu nedenle, nihai tasarım radyatörde konvektör et kalınlığı azaltılmış ve konvektör yüksekliği artırılarak ısıl güçten düşük oranda ödün verilerek radyatör ağırlığında azalma sağlanabilmiştir.

- Konvektörlerin uçlarında yuvarlatma yapılması ile birlikte ısı transferinin arttığı ve radyatör ağırlığının azaldığı tespit edilmiştir. Buna göre, konvektör et kalınlığı 0,32 mm, konvektör yüksekliği 560 mm ve konvektör tepe kısmının yarım daire şeklinde yapıldığı modelde 75/65°C giriş/çıkış sıcaklık aralığında referans duruma göre ısıl güçte %0,5 oranında artış ile birlikte radyatör ağırlığında %2,4 oranında azalma olacağı tespit edilmiştir.
- Konvektör trapez yüksekliğinin değişimi ile birlikte ısıl güç ve ağırlıktaki değişim incelenmiştir. Buna göre konvektör et kalınlığı 0,32 mm, konvektör yüksekliği 560 mm ve konvektör trapez yüksekliğinin 36 mm'ye (referans durumda 37 mm) düşürülmesi ile birlikte ısıl güçte %0,3 azalma olmasına rağmen radyatör toplam ağırlığında %2,4 azalma sağlanabilmektedir. Ancak karşılıklı konvektörlerin, referans durumda olduğu gibi 7 mm kalması şartı ile birlikte bu durum sağlanabilmektedir. Bu sayede radyatör toplam genişliği de azaltılabilecektir.
- Konvektör dikey mesafesinin ısı transferine etkisi irdelenmiş ve tek bir konvektör için elde edilen sonuçtan farklı olarak konvektörlerin panel alt kenarında bulunması ısıl gücü artırıcı bir etkiye sahip olmadığı gözlemlenmiştir.
- Radyatör ısıl gücünü etkileyen bir önemli faktör de su kanallarındaki suyun dağılımıdır. Su radyatör içinde ne kadar üniform dağılırsa daha üniform bir panel sıcaklığı elde edilebilmekte ve neticesinde ısıl güçte iyileştirme sağlanabilmektedir. Bunun için, radyatör alt toplayıcı kanalında kısma yapılması ile birlikte bunun sağlanabileceği görülmüştür. Buna göre konvektör et kalınlığı 0,32 mm ve konvektör yüksekliği 560 mm olması durumunda radyatör alt toplayıcı kanalında yapılacak %60 oranındaki kısma ile birlikte ısıl güçte %0,10 oranında bir artış görülmüştür. Böyle bir durumda radyatör ağırlığının azalmaması ile birlikte, su kanallarında yapılacak değişiklikte ilave bir üretim işlemi olması dolayısıyla, ısıl güçte sağlanacak bu orandaki bir iyileştirme için bu türden bir değişikliğin mantıklı olmadığı düşünülmüştür.
- Karşılıklı konvektörlerin farklı yükseklikte olması durumu incelenmiştir. Burada amaç bağlandığı duvara yakın olan konvektörlerin daha kısa olması ve böylece malzemeden tasarruf edilebilmesi olmuştur. Bu kapsamda konvektör et kalınlığı 0,34 mm ve konvektör yüksekliği 535 mm ve konvektör yükseklikleri 37/36 mm olması durumunda ısıl güçte %0,10 artış ile birlikte ağırlıkta %1,50 azalma sağlanabilmektedir. Ancak böyle asimetrik

bir konvektör yapısının üretimde birçok soruna neden olacağı düşünülmekle birlikte, ısıl güçte bu oranda bir artışın bunun için yeterli olmadığı görüşü hakim olmuştur.

- Konvektör hatve sayısının radyatör ısıl gücüne etkisi irdelenmiştir. Konvektör hatve sayısının azalması ile birlikte ısıl güç önemli oranda azaldığı görülmüştür ve bu nedenle uygulanmasının ısı transferi bakımından olumsuzluklar yarattığı görülmüştür.
- Yapılan incelemelerde yan kapakların ısıl güce önemli bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.
- Benzer şekilde referans radyatörde kullanılan üst kapağın ısıl güce olumsuz etkisi gözlemlenmiştir. Referans radyatörde üst kapak varlığının kapaksız duruma göre ısıl gücü yaklaşık %2,45 oranında azalttığı deneysel olarak gözlemlenmiştir. Bununla birlikte gerçekleştirilen PIV deneylerinde üst kapak varlığının radyatörün üstündeki hava akışını olumsuz etkilediği ve kapaksız duruma göre oldukça düşük hızların oluştuğu görülmüştür. Bu nedenle daha ince ara çıtaları olan bir üst kapak tasarımı gerçekleştirilmiş ve simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu kapsamda çıta kalınlığı 2 mm'ye düşürüldüğünde ısıl güçteki azalma oranının düştüğü görülmüştür.
- Gerçekleştirilen akış deneylerinde, panellerdeki üniform olmayan sıcaklık dağılımı nedeniyle her kesitte farklı hız dağılımlarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, konvektör uzunluğu ve konvektör et kalınlığının radyatör etrafında oluşan akış yapısına etkisinin oldukça fazla olduğu ve özellikle konvektör yüksekliğinin artması ile birlikte ortalama hızların genel olarak arttığı görülmüştür.
- Nihai tasarım radyatör için farklı yükseklikte ve farklı uzunluktaki radyatörler için gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarında uzunluğu ve yüksekliği fazla olan radyatörlerde bağlantı konumunun TBOE olması durumunda TBSE bağlantı konumuna göre daha üniform panel sıcaklık dağılımları oluştuğu ve daha yüksek ısıl güçlerin elde edildiği görülmüştür.

Gerçekleştirilen deneysel ve sayısal araştırmalar sonucunda DemirDöküm panel radyatör üretimlerinde değişikliğe gitmiş ve radyatör ağırlığının azalması sayesinde yıllık yaklaşık 350.000 €'luk bir tasarruf sağlamıştır.

KAYNAKLAR

1. Bertoldi, P., Lopez-Lorente, J., Labanca, N. (2016). *Energy Consumption and Energy Efficiency Trends in the EU-28 2000-2014*. İtalya, 7.

2. International Energy Agency. (2008). *Worldwide Trends in Energy Use and Efficiency*. Paris: International Energy Agency (IEA), 17.

3. International Energy Agency. (2016). *Energy Policies of IEA Countries – Turkey, 2016 Review*. Paris: International Energy Agency (IEA), 23-25.

4. TOBB İklimlendirme Meclisi. (2015). *Türkiye İklimlendirme Sanayi Sektör Raporu*. Ankara: TOBB İklimlendirme Meclisi, 166-167.

5. Myhren, J. A., Holmberg, S. (2011). Improving the thermal performance of ventilation radiators – The role of internal convection fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 115-123.

6. Shati, A. K. A., Blakey, S. G., Beck, S. B. M. (2011). The effect of surface roughness and emissivity on radiator output. *Energy and Buildings*, 43, 400-406.

7. Beck, S. M. B., Grinsted, S. C., Blakey, S. G., Worden, K. (2004). A novel design for panel radiators. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1291-1300.

8. Menendez-Diaz, A., Ordonez-Galan, C., Bouza-Rodriguez, J. B., Fernandez-Calleja, J. J. (2014). Thermal analysis of a stoneware panel covering radiators. *Applied Energy*, 131, 248-256.

9. Beck, S. M. B., Blakey, S. G., Chung, M. C. (2001). The effect of wall emissivity on radiator heat output. *Building Services Engineering Research and Technology*, 22(3), 185-194.

10. Myhren, J. A., Holmberg, S. (2009). Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators. *Energy and Buildings*, 41, 92-100.

11. Myhren, J. A., Holmberg, S. (2013). Performance evaluation of ventilation radiators. *Applied Thermal Engineering*, 51, 315-324.

12. Tükel, M., Arıcı, M., Bingöllü, M. F., Karabay, H. (2009, 6-9 Mayıs). *Radyatör arkalarına yerleştirilen yansıtıcı yüzeylerin Radyatör etkinliğine etkisi*. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İstanbul.

13. Baldinelli, G., Asdrubali, F. (2008, 17-20 December). *Reflecting Panels for Radiators in Residential Buildings: Theoretical Analysis for Energy Performance. Paper presented at Thermal Issues in Emerging Technologies*, Cairo, Egypt.

14. Harris, D. J. (1995). Use of Metallic Foils as Radiation Barriers to Reduce Heat Losses from Buildings. *Applied Energy*, 52, 331-339.

15. Jimenez, N. B. (2013). *The Effect of a Thin Foil on the Heat Losses behind a Radiator*, Ph.D. Thesis, University of Gävle, Sweden.

16. Arslanturk, C., Ozguc, A. F. (2006). Optimization of a central-heating radiator. *Applied Energy*, 83, 1190-1197.

17. Arslanturk, C. (2006). Optimum design of space radiators with temperature-dependent thermal conductivity. *Applied Thermal Engineering*, 26, 1149-1157.

18. Brady, L., Abdellatif, M., Cullen, J., Maddocks, J., Al-Shamma'a, A. (2016). An investigation into the effect of decorative covers on the heat output from LPHW radiators. *Energy and Buildings*, 133, 414-422.

19. Erdoğmuş, A. B. (2011). *Simulation of the Heater Test Room Defined by EN 442 Standard and Virtual Testing of different type of Heaters*, Ph.D. Thesis, Izmir Institute of Technology, Graduate School of Engineering and Sciences, İzmir.

20. Üçok, T. (2012). *Faz Değişim Malzemeli Panel Radyatörün Deneysel İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

21. Maivel, M., Konzelmann, M., Kurnitski, J. (2015). Energy performance of radiators with parallel and serial connected panels. *Energy and Buildings*, 86, 745-753.

22. McIntyre, D. A. (1986). Output of radiators at reduced flow rate. *Building Services Engineering Research & Technology*, 7(2), 92-95.

23. Ward, I. C. (1991). Domestic radiators: Performance at lower mass flow rates and lower temperature differentials than those specified in standard performance tests. *Building Services Engineering Research & Technology*, 12(3), 87-94.

24. Gretarsson, S. P., Valdirmarsson, P., Jonsson, V. K. (1991). Heat Transfer Modelling of a Plate Radiator for District Heating Applications. *International Journal of Energy Research*, 15, 301-315.

25. Jahanbin, A. H., Zanchini, E. (2016). Effects of position and temperature-gradient direction on the performance of a thin plane radiator. *Applied Thermal Engineering*, 105, 467-473.

26. Akın, D. (2007). *Computer Aided Design of Thermal Systems*, M.Sc. Thesis, Dokuz Eylül University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, İzmir.

27. Aydar, E., Ekmekçi, İ. (2012). Thermal Efficiency Estimation of the Panel Type Radiators with CFD Analysis. *Journal of Thermal Science and Technology*, 32(2), 63-71.

28. Risberg, D., Risberg, M., Westerlund, L. (2016). CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions. *Applied Thermal Engineering*, 94, 266-273.

29. Aydın, S. (2013). *Düşük Giriş Suyu Sıcaklıkları için Yeni Nesil Panel Radyatör Geliştirilmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

30. Yedikardeş, Y. (2009). *Panel Radyatörlerde Panjurların ısıl verime etkisinin incelenmesi*, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

31. Kılıç, M., Sevilgen, G., Mutlu, M. (2014). Three-Dimensional Numerical Analysis of Thermal Output of a Steel Panel Radiator, In I. Dincer, A. Midilli and H. Kucuk (Eds.), *Progress in Exergy, Energy and the Environment*, Springer, pp. 585-593.

32. Mirmanto, M., Sulistyowati, E. D., Okariawan, I. D. K. (2016). Effect of radiator position and mass flux on the dryer room heat transfer rate. *Results in Physics*, 6, 139-144.

33. Mirmanto, Syahrul, Sulistyowati, E. D., Okariawan, I. D. K., Rodian. (2017). Effect of inlet temperature and ventilation on heat transfer rate and water content removal of red chilies. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(3), 1531-1537.

34. Embaye, M., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S. (2016). Effect of flow pulsation on energy consumption of a radiator in a centrally heated building. *Internation Journal of Low-Carbon Technologies*, 11(1), 119-129.

35. Embaye, M., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S. (2015). Thermal performance of hydronic radiator with flow pulsation – Numerical investigation. *Applied Thermal Engineering*, 80, 109-117.

36. Embaye, M., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S. (2016). Numerical evaluation of indoor thermal comfort and energy saving by operating the heating panel radiator at different flow strategies. *Energy and Buildings*, 121-298-308.

37. Sattari, A. (2015). Particle Image Velocimetry Visualization and Measurement of Airflow Over a Wall-Mounted Radiator. *International Journal of Ventilation*, 14(3), 289-302.

38. Pillutla, G., Mishra, R., Barrans, S. M., Barrans, J. (2010, 23-25 March). *Evaluation of Loss Coefficient For Stand Alone Radiator*. Paper presented at the International Conference on Renewable Energies and Power Quality, Granada, Spain.

39. Türk Patent ve Marka Kurumu (2011). *Isı kayıplarını azaltan panel radyatör*. (Faydalı Model Tescil Numarası: 2011 09328), Türkiye.

40. Türk Patent ve Marka Kurumu (2012). *Isıl Verimliliği arttırılmış bir çelik panel radyatör*. (Patent Tescil Numarası: 2012 01568), Türkiye.

41. Türk Patent ve Marka Kurumu (2011). *Kesiti daraltılmış dikey kanallara sahip panel radyatör*. (Patent Tescil Numarası: 2011 04231), Türkiye.

42. Türk Patent ve Marka Kurumu (2012). *Panel radyatör ısı yalıtım muhafazası*. (Faydalı Model Tescil Numarası: 2012 02063), Türkiye.

43. Türk Patent ve Marka Kurumu (2005). *Paralel geçme konvektörlü dar panel radyatör*. (Faydalı Model Tescil Numarası: 2005 03094), Türkiye.

44. Türk Patent ve Marka Kurumu (2004). *Borulu tip panel radyatör*. (Faydalı Model Tescil Numarası: 2004 03629), Türkiye.

45. Türk Patent ve Marka Kurumu (2009). *Sac panel radyatörlerde ısıl kapasite artışını sağlayan konvektör yapılanması*. (Faydalı Model Tescil Numarası: 2009 01631), Türkiye.

46. Türk Patent ve Marka Kurumu (2010). *Panel radyatörler için yeni bir konvektör yapısı*. (Patent Tescil Numarası: 2010 06053), Türkiye.

47. Türk Patent ve Marka Kurumu (2010). *Çift ısıtma sıvısı kanallı panel radyatör*. (Faydalı Model Tescil Numarası : 2010 00802), Türkiye.

48. Türk Patent ve Marka Kurumu (2013). *Panel radyatörde yenilik*. (Patent Tescil Numarası: 2013 07794), Türkiye.

49. Türk Patent ve Marka Kurumu (2012). *Panel Radyatörlerde dairsel forma sahip Konvektör yapılandırması*. (Patent Tescil Numarası: 2012 14519), Türkiye.

50. Türk Standartları Enstitüsü (TS EN 442-2), (2015). *Radyatörler ve konvektörler-Bölüm 2: Deney metotları ve değerlendirme (TS EN 442-2)*. Türkiye.

51. Elyyan, M. (2005). *Design of an experimental facility for Building Airflow and Heat Transfer Measurements*, M.Sc. Thesis, Oklahoma State University, Graduate College, Oklahoma.

52. Raffel, M., Willert, C., Wereley, S., Kompenhans, J. (2007). *Particle Image Velocimetry – A Practical Guide* (Second edition). Heidelberg: Springer Verlag.

53. Cao, X., Liu, J., Jiang, N., Chen, Q. (2014). Particle image velocimetry measurement of indoor airflow field: A review of the technologies and applications. *Energy and Buildings*, 69, 367-380

54. Dantec Dynamics. (2012). *DynamicStudio User's Guide v3.31*. Denmark.

55. Zhang, Z. (2010). *LDA Application Methods* (First edition). Heidelberg: Springer Verlag.

56. Köseoğlu, M. F. (2007). *Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal olarak incelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

57. Dantec Dynamics. (2005). *BSA Flow Software Installation & User's Guide Version 4*. Denmark.

58. MentorGraphics. (2014). *FloEFD Technical Reference – Software Version 14*. USA.

59. Janna, W. S. (1999). *Engineering Heat Transfer* (Second edition). Boca Raton: CRC Press, 661.

60. Incropera, F. P., DeWitt, D. P. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri* (çev. T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu, Y. Uralcan). Literatür Yayınları. (Eserin orijinali 1996'da yayımlandı). 523.

61. Teodosiu, C., Kuznik F., Teodosiu, R. (2014). CFD modeling of buoyancy driven cavities with internal heat source – Application to heated rooms. *Energy and Buildings*, 68, 403-411.

62. Sevilgen, G., Kilic, M. (2011). Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and Buildings*, 43, 137-146.

63. Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2004). *Thermodynamics, An Engineering Approach* (Fifth edition). New York: McGraw-Hill, 916-917.

64. Cebeci, T., Bradshaw, P. (1984). *Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer* (First edition). Heidelberg: Springer Verlag.

65. Versteeg, H. K., Malalasekera, W. (1995). *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method* (First edition). Essex: Longman Scientific & Technical.

66. Bejan, A. (2013). *Convection Heat Transfer* (Fourth edition). New Jersey: John Wiley & Sons.

67. Wu, T., Lei, C. (2015). On numerical modelling of conjugate turbulent natural convection and radiation in a differentially heated cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 454-466.

68. MentorGraphics. (2011). *Enhanced Turbulence Modeling in FloEFD*. USA.

69. Baburic, M., Duic, N., Raulot, A., Coelho, P. J. (2005). Application of the Conservative Discrete Transfer Radiation Method to a Furnace with Complex Geometry. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 48(4), 297-313.

70. Kumar, S. (2011). *Analysis of Radiative Heat Transfer in an Absorbing-Emitting-Scattering medium using Fluent*, Master of Technology Thesis, National Institute of Technology Rourkela Department of Mechanical Engineering.

71. Kline, S. J., McClintock, F. A. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.

72. Holman, J. P. (2011). *Experimental Methods for Engineers* (Eight edition). New York: McGraw-Hill.

73. CHAM. (2009). *Documentation for PHOENICS*. UK.

EKLER

EK-1. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Hesaplamalarda üretici kataloglarında ve ölçüm sistemlerinde verilen hata oranları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Ölçüm sistemlerinde verilen hata oranları

Sıcaklık ölçümleri	±%0,4
Debi ölçümleri	±%0,2
Boyut ölçümleri	±0,5 mm

Verilen bu hata oranları ile deneylerde hesaplanan deney verileri aşağıdaki çizelged sunulmuştur.

Hata analizi için yapılan örnek hesaplama

Radyatör giriş entalpisi (J/kg)	314056
Radyatör çıkış entalpisi (J/kg)	271683
Dolaşım debisi (kg/s)	0,04251
Radyatör ısıl gücü (W)	1800,25
Radyatör giriş çapı (m)	0,0127

Yukarıdaki verilen deney verileri kullanılarak yapılan hata oranları aşağıda hesaplanmıştır. Entalpi farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$\frac{W_{\Delta h}}{\Delta h} = \left[\left(\frac{W_{h_1}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{h_2}}{\Delta h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[\left(\frac{314056 * 0{,}004}{42373} \right)^2 + \left(\frac{271683 * 0{,}004}{42373} \right)^2 \right]^{1/2} = 0{,}0392$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\mu}}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{W_{\pi}}{\pi} \right)^2 + \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[\left(\frac{0{,}002}{0{,}04251} \right)^2 + (0)^2 + (0)^2 + \left(\frac{0{,}0005}{0{,}0127} \right)^2 \right]^{1/2} = 0{,}0613$$

EK-1. (devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Radyatör ısıl gücün hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[\left(\frac{W_{h1}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{h2}}{\Delta h} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[\left(\frac{314056 * 0{,}004}{42373} \right)^2 + \left(\frac{271683 * 0{,}004}{42373} \right)^2 + \left(\frac{0{,}002}{0{,}04251} \right)^2 \right]^{1/2} = 0{,}0612$$

EK-2. Referans radyatör ile ilgili TSE test raporu

TÜRK STANDARDLARI ENSTİTÜSÜ - TURKISH STANDARDS INSTITUTION - INSTITUT TURC DE NORMALISATION

Sayfa 4 / 174 No: 0.16.08.04/02 -208

TS EN 442-1 / Mart 1998 - TS EN 442 -2 / Mart 1998 ve TS EN 442-3 / Kasım 1998

75/65°C , Δ T=50K , 20°C Oda Sıcaklığında Standart Isıl Güç

TABLO 1

TİP	BOYUT mm	Q(WATT)	Q(KCAL/H)
P	300X1000	334.7	287.8
P	400X1000	424.0	364.6
P	500X1000	511.1	439.4
P	600X1000	596.6	513.0
P	750X1000	725.1	623.5
P	900X1000	855.4	735.5
PK	300X1000	544.4	468.1
PK	400X1000	696.0	598.4
PK	500X1000	834.5	717.5
PK	600X1000	965.5	830.2
PK	750X1000	1481.1	1273.5
PK	900X1000	1306.9	1123.8
PKKP	300X1000	1052.8	905.3
PKKP	400X1000	1316.1	1131.6
PKKP	500X1000	1563.4	1344.3
PKKP	600X1000	1798.3	1546.3
PKKP	750X1000	2132.6	1833.7
PKKP	900X1000	2449.0	2706.1
PK-K	300X1000	1288.1	1107.5
PK-K	400X1000	562.1	483.3
PK-K	500X1000	701.1	602.8
PK-K	600X1000	830.0	713.7
PK-K	750X1000	956.2	822.2
PK-K	900X1000	1126.9	968.9
PKPN	300X1000	845.6	727.1
PKPN	400X1000	1054.4	906.7
PKPN	500X1000	1247.8	1072.9
PKPN	600X1000	1429.7	1229.3
PKPN	750X1000	1685.4	1449.2
PKPN -K	900X1000	1921.5	1652.2
PKPN -K	300X1000	801.0	688.7
PKPN -K	400X1000	999.3	859.2
PKPN -K	500X1000	1186.2	1019.9
PKPN -K	600X1000	1362.2	1171.3
PKPN -K	750X1000	1608.7	1383.2
PKPN -K	900X1000	1841.3	1583.2
DKEK	300X1000	1508.0	1296.7
DKEK	400X1000	1878.2	1614.9
DKEK	500X1000	2223.4	1911.8
DKEK	600X1000	2546.1	2189.3
DKEK	750X1000	3000.3	2579.8
DKEK	900X1000	3424.2	2944.3

EK-2. (devam) Referans radyatör ile ilgili TSE test raporu

TÜRK STANDARDLARI ENSTİTÜSÜ - TURKISH STANDARDS INSTITUTION - INSTITUT TURC DE NORMALISATION

Sayfa 5 / 174 No: 0.16.08.04/02 -208

TS EN 442-1 / Mart 1998 - TS EN 442 -2 / Mart 1998 ve TS EN 442-3 / Kasım 1998

90/70°C , Δ T=60K , 20°C Oda Sıcaklığında Isıl Güç
TABLO 2

TİP	BOYUT mm	Q(WATT)	Q(KCAL/H)
P	300X1000	423.6	364.3
P	400X1000	537.7	462.4
P	500X1000	648.6	557.7
P	600X1000	758.9	652.5
P	750X1000	924.7	795.1
P	900X1000	1092.1	939.1
PK	300X1000	696.3	598.7
PK	400X1000	890.7	765.9
PK	500X1000	1071.3	921.1
PK	600X1000	1241.2	1067.2
PK	750X1000	1470.9	1264.8
PK	900X1000	1679.1	1443.8
PKKP	300X1000	1341.5	1153.5
PKKP	400X1000	1677.7	1442.6
PKKP	500X1000	1994.8	1715.3
PKKP	600X1000	2295.8	1974.0
PKKP	750X1000	2731.8	2348.9
PKKP	900X1000	3147.2	2706.1
PK-K	300X1000	1654.9	1423.0
PK-K	400X1000	716.5	616.1
PK-K	500X1000	895.7	770.1
PK-K	600X1000	1066.1	916.7
PK-K	750X1000	1221.7	1050.5
PK-K	900X1000	1447.7	1244.8
PKPN	300X1000	1083.2	931.4
PKPN	400X1000	1348.6	1159.6
PKPN	500X1000	1596.5	1372.7
PKPN	600X1000	1827.9	1571.7
PKPN	750X1000	2153.2	1851.4
PKPN -K	900X1000	2453.3	2109.5
PKPN -K	300X1000	1021.2	878.1
PKPN -K	400X1000	1276.3	1097.4
PKPN -K	500X1000	1515.9	1303.5
PKPN -K	600X1000	1742.9	1498.6
PKPN -K	750X1000	2061.9	1772.9
PKPN -K	900X1000	2367.1	2035.3
DKEK	300X1000	1924.6	1654.9
DKEK	400X1000	2400.4	2064.0
DKEK	500X1000	2845.5	2446.7
DKEK	600X1000	3262.5	2805.2
DKEK	750X1000	3856.9	3316,3
DKEK	900X1000	4412.7	3794.2

EK-3. Örnek Q1 kütüğü

```
TALK=T;RUN( 1, 1)

 ***********************************************************
   Q1 created by VDI menu, Version 2009, Date 24/09/09
 CPVNAM=VDI;SPPNAM=Core
 ***********************************************************
 IRUNN = 1 ;LIBREF = 0
 ***********************************************************
  Group 1. Run Title
 TEXT(30-20-108                                  )
 ***********************************************************
  Group 2. Transience
 STEADY = T
 ***********************************************************
  Groups 3, 4, 5  Grid Information
    * Overall number of cells, RSET(M,NX,NY,NZ,tolerance)
 RSET(M,30,20,108,1.0E-04)
 ***********************************************************
  Group 6. Body-Fitted coordinates
 ***********************************************************
  Group 7. Variables: STOREd,SOLVEd,NAMEd
    * Non-default variable names
 NAME(146)=TEM1 ;NAME(148)=DEN1
    * Solved variables list
 SOLVE(P1,U1,V1,W1,TEM1)
    * Stored variables list
 STORE(DEN1)
    * Additional solver options
 SOLUTN(P1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(TEM1,Y,Y,Y,N,N,Y)
  ***********************************************************
  Group 8. Terms & Devices
 ***********************************************************
  Group 9. Properties
 PRESS0 =1.01325E+05 ;TEMP0 =273.
    * Domain material index is   0 signifying:
    * Air at 20 deg C, 1 atm, treated as incompressible
 SETPRPS(1, 0)
 ENUT =0.
 DVO1DT =3.413E-03
 PRNDTL(TEM1)=-0.0258
 ***********************************************************
  Group 10.Inter-Phase Transfer Processes
 ***********************************************************
  Group 11.Initialise Var/Porosity Fields
 FIINIT(P1)=0. ;FIINIT(TEM1)=20.
   No PATCHes used for this Group


 INIADD = F
 ***********************************************************
  Group 12. Convection and diffusion adjustments
   No PATCHes used for this Group
 ***********************************************************
  Group 13. Boundary & Special Sources

 PATCH(BUOYANCY, PHASEM, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 1)
 COVAL(BUOYANCY, U1, FIXFLU, GRND3)
 COVAL(BUOYANCY, V1, FIXFLU, GRND3)
```

EK-3. (devam) Örnek Q1 kütüğü

```
COVAL(BUOYANCY, W1, FIXFLU, GRND3)

 BUOYA =0. ; BUOYB =0.
 BUOYC =-9.81
 BUOYE =20.
 EGWF = T
 ************************************************************
  Group 14. Downstream Pressure For PARAB
 ************************************************************
  Group 15. Terminate Sweeps
 LSWEEP = 10000
 RESFAC =1.0E-03
 ************************************************************
  Group 16. Terminate Iterations
 LITER(P1)=200
 ************************************************************
  Group 17. Relaxation
 RELAX(P1 ,LINRLX,1. )
 ************************************************************
  Group 18. Limits
 VARMAX(TEM1)=3000. ;VARMIN(TEM1)=-204.75
 ************************************************************
  Group 19. EARTH Calls To GROUND Station
 CONWIZ = T
 ************************************************************
  Group 20. Preliminary Printout
 ************************************************************
  Group 21. Print-out of Variables
 ************************************************************
  Group 22. Monitor Print-Out
 IXMON = 15 ;IYMON = 18 ;IZMON = 23
 NPRMON = 100000
 NPRMNT = 1
 TSTSWP = -1
 ************************************************************
  Group 23.Field Print-Out & Plot Control
 NPRINT = 100000
 ISWPRF = 1 ;ISWPRL = 100000
   No PATCHes used for this Group
 ************************************************************
  Group 24. Dumps For Restarts

 GVIEW(P,0.137004,-0.979564,0.147262)
 GVIEW(UP,0.987349,0.14702,0.059388)

> DOM,    SIZE,        4.050000E-02, 1.250000E-02, 6.000000E-01
> DOM,    MONIT,       2.643702E-02, 9.784841E-03, 7.422721E-02
> DOM,    SCALE,       1.000000E+00, 1.000000E+00, 1.000000E+00
> DOM,    INCREMENT,   1.000000E-02, 1.000000E-02, 1.000000E-02
> GRID,   RSET_X_1,      3, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_X_2,    -18, 1.800000E+00
> GRID,   RSET_X_3,      3, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_X_4,     -6, 1.800000E+00
> GRID,   RSET_Y_1,      7, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_Y_2,      3, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_Y_3,      3, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_Y_4,      3, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_Y_5,      4, 1.000000E+00
> GRID,   RSET_Z_1,      9,-1.800000E+00
```

EK-3. (devam) Örnek Q1 kütüğü

```
> GRID,   RSET_Z_2,    -90, 1.800000E+00
> GRID,   RSET_Z_3,      9, 1.800000E+00
> DOM,    INI_AMB,    YES
> DOM,    INI_BUOY,   YES
> OBJ,    NAME,        SOL-P
> OBJ,    POSITION,    0.000000E+00, 0.000000E+00, 0.000000E+00
> OBJ,    SIZE,        0.000000E+00, 1.250000E-02, 6.000000E-01
> OBJ,    GEOMETRY,    cube13
> OBJ,    TYPE,        PLATE
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    SURF_TEMP,   0. ,60.

> OBJ,    NAME,        OUT-ALT
> OBJ,    POSITION,    0.000000E+00, 0.000000E+00, 0.000000E+00
> OBJ,    SIZE,        4.050000E-02, 1.250000E-02, 0.000000E+00
> OBJ,    GEOMETRY,    cube12t
> OBJ,    TYPE,        OUTLET
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    PRESSURE,     P_AMBIENT
> OBJ,    TEMPERATURE,  T_AMBIENT
> OBJ,    COEFFICIENT, 1000.
> OBJ,    VELOCITY,    GRND1 , GRND1 , GRND1

> OBJ,    NAME,        OUT-UST
> OBJ,    POSITION,    0.000000E+00, 0.000000E+00, 6.000000E-01
> OBJ,    SIZE,        4.050000E-02, 1.250000E-02, 0.000000E+00
> OBJ,    GEOMETRY,    cube12t
> OBJ,    TYPE,        OUTLET
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    PRESSURE,     P_AMBIENT
> OBJ,    TEMPERATURE,  T_AMBIENT
> OBJ,    COEFFICIENT, 1000.
> OBJ,    VELOCITY,    GRND1 , GRND1 , GRND1

> OBJ,    NAME,        B5
> OBJ,    POSITION,    0.000000E+00, 0.000000E+00, 4.500000E-02
> OBJ,    SIZE,        5.000000E-04, 6.190000E-03, 5.100000E-01
> OBJ,    GEOMETRY,    cube14
> OBJ,    TYPE,        BLOCKAGE
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    MATERIAL,    111,STEEL at 27 deg c (C = 1%)

> OBJ,    NAME,        B9
> OBJ,    POSITION,    0.000000E+00, 5.720000E-03, 4.500000E-02
> OBJ,    SIZE,        3.700000E-02, 5.000000E-04, 5.100000E-01
> OBJ,    ROT-ANGLE,   3.000000E+00, 0.000000E+00, 0.000000E+00
> OBJ,    GEOMETRY,    cube14
> OBJ,    TYPE,        BLOCKAGE
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    MATERIAL,    111,STEEL at 27 deg c (C = 1%)

> OBJ,    NAME,        B13
> OBJ,    POSITION,    3.650000E-02, 7.630000E-03, 4.500000E-02
> OBJ,    SIZE,        5.000000E-04, 4.870000E-03, 5.100000E-01
> OBJ,    GEOMETRY,    cube14
> OBJ,    TYPE,        BLOCKAGE
> OBJ,    WIREFRAME,   YES
> OBJ,    MATERIAL,    111,STEEL at 27 deg c (C = 1%)
STOP
```

EK-4. Örnek sonuç kütüğü

```
************************************************************

   ----------------------------------------------------------
         CCCC HHH        PHOENICS September 2009 - EARTH
      CCCCCCCC     H     (C) Copyright 2009
    CCCCCCC    See   H   Concentration Heat and Momentum Ltd
   CCCCCCC   our new  H  All rights reserved.
   CCCCCC    Web-site  H  Address:  Bakery House, 40 High St
   CCCCCCC  www.cham. H  Wimbledon, London, SW19 5AU
    CCCCCCC   co.uk  H   Tel:       020-8947-7651
      CCCCCCCC     H     Fax      : 020-8879-3497
         CCCC HHH        E-mail:  phoenics@cham.co.uk
   ----------------------------------------------------------
  This program forms part of the PHOENICS installation for:
                   CHAM
  The code expiry date is the end of : apr 2020
    ----------------------------------------------------------

 ************************************************************

 Initial estimated storage requirement is        21072959
 Information about material properties

 Total number of SPEDATs is          28
 number of materials specified by SPEDATs is            1
 solprp = 100 porprp = 198 vacprp = 199
 !!!! The properties file is PROPS
 Properties being read from  PROPS
 Properties have been read from  PROPS

 PRPS is stored with initial value =
 =-1.
 Material properties used for phase 1 are
 density
 laminar viscosity
 thermal expansion coefficient
 specific heat
 >>>   End of property-related data   <<<
 ************************************************************

 Number of F-array locations available is        21072959
 Number used before BFC allowance is              3389935
 Number used after BFC allowance is               3389935
 biggest cell volume divided by average is     8.054430      at:
 ix = 13 iy = 17 iz = 54
 xg =0.020219 yg =8.698777E-03
 zg =0.294945
 smallest cell volume divided by average is   1.3495407E-03  at:
 ix = 22 iy = 8 iz = 10
 xg =0.036575 yg =5.798333E-03
 zg =0.045135
 ratio of smallest to biggest is   1.6755260E-04
 Number used after PARSOL allowance is            5282547
 ************************************************************

 -------- Recommended settings -------
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
CONWIZ = T activates settings based on
refrho =1. refvel =10.
 reflen =1. reftemp =1000.
 rlxdu1 =0.5 rlxdv1 =0.5
 rlxdw1 =0.5
 Maximum change of U1   per sweep =   100.0000
 Maximum change of V1   per sweep =   100.0000
 Maximum change of W1   per sweep =   100.0000
 Maximum change of TEM1 per sweep =   1000.000
 relaxation and min/max values left at
 defaults may have been changed

 ************************************************************
 ************************************************************
  Group 1. Run Title and Number
 ************************************************************
 ************************************************************

 TEXT(30-20-108                                  )

 ************************************************************
 ************************************************************

 IRUNN = 1 ;LIBREF = 0
 ************************************************************
  Group 2. Time dependence
 STEADY = T
 ************************************************************
  Group 3. X-Direction Grid Spacing
 CARTES = T
 NX = 30
 XULAST =0.0405
 XFRAC(1)=4.115227E-03 ;XFRAC(7)=0.115595
 XFRAC(13)=0.541698 ;XFRAC(19)=0.871584
 XFRAC(25)=0.918396
 ************************************************************
  Group 4. Y-Direction Grid Spacing
 NY = 20
 YVLAST =0.0125
 YFRAC(1)=0.065371 ;YFRAC(5)=0.326857
 YFRAC(9)=0.482667 ;YFRAC(13)=0.6104
 YFRAC(17)=0.739345
 ************************************************************
  Group 5. Z-Direction Grid Spacing
 PARAB = F
 NZ = 108
 ZWLAST =0.6
 ZFRAC(1)=0.014328 ;ZFRAC(22)=0.120468
 ZFRAC(43)=0.331607 ;ZFRAC(64)=0.654648
 ZFRAC(85)=0.873044 ;ZFRAC(106)=0.972709
 ************************************************************
  Group 6. Body-Fitted Coordinates
 ************************************************************
  Group 7. Variables: STOREd,SOLVEd,NAMEd
 ONEPHS = T
 NAME(1)=P1 ;NAME(3)=U1
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
NAME(5)=V1 ;NAME(7)=W1
 NAME(146)=TEM1 ;NAME(148)=DEN1
   NAME(150)=PRPS
    * Y in SOLUTN argument list denotes:
    * 1-stored 2-solved 3-whole-field
    * 4-point-by-point 5-explicit 6-harmonic averaging
 SOLUTN(P1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(U1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(V1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(W1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(TEM1,Y,Y,Y,N,N,Y)
 SOLUTN(DEN1,Y,N,N,N,N,Y)
 SOLUTN(PRPS,Y,N,N,N,N,N)
 DEN1 = 148
 PRPS = 150
 ************************************************************
  Group 8. Terms & Devices
    * Y in TERMS argument list denotes:
    * 1-built-in source 2-convection 3-diffusion 4-transient
    * 5-first phase variable 6-interphase transport
 TERMS(P1,Y,Y,Y,N,Y,N)
 TERMS(U1,Y,Y,Y,N,Y,N)
 TERMS(V1,Y,Y,Y,N,Y,N)
 TERMS(W1,Y,Y,Y,N,Y,N)
 TERMS(TEM1,N,Y,Y,N,Y,N)
 DIFCUT =0.5 ;ZDIFAC =1.
 GALA = F ;ADDDIF = T
 ISOLX = -1 ;ISOLY = -1 ;ISOLZ = -1
 ************************************************************
  Group 9. Properties used if PRPS is not
  stored, and where PRPS = -1.0 if it is!
 RHO1 =1.189 ;TMP1 =0.
 EL1 =0.
 TSURR =0. ;TEMP0 =273.
 PRESS0 =1.01325E+05
 DVO1DT =3.413E-03 ;DRH1DP =0.
 EMISS =0. ;SCATT =0.
 RADIA =0. ;RADIB =0.
 ENUL =1.544E-05 ;ENUT =0.
 PRNDTL(U1)=1. ;PRNDTL(V1)=1.
 PRNDTL(W1)=1. ;PRNDTL(TEM1)=-0.0258
 PRT(U1)=1. ;PRT(V1)=1.
 PRT(W1)=1. ;PRT(TEM1)=1.
 CP1 =1005. ;CP2 =1.
 ************************************************************
  Group 10.Inter-Phase Transfer Processes
 ************************************************************
  Group 11.Initial field variables (PHIs)
 FIINIT(P1)=0. ;FIINIT(U1)=1.0E-10
 FIINIT(V1)=1.0E-10 ;FIINIT(W1)=1.0E-10
 FIINIT(TEM1)=20. ;FIINIT(DEN1)=1.189
 FIINIT(PRPS)=-1.
    Parent VR object for this patch is: B5
 PATCH(OB4 ,INIVAL, 1, 3, 1, 10, 10, 99, 1, 1)
 INIT(OB4 ,PRPS,0. ,111. )
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
   Parent VR object for this patch is: B9
 PATCH(OB5 ,INIVAL, 1, 25, 7, 17, 9, 100, 1, 1)
 INIT(OB5 ,PRPS,0. ,111. )
Parent VR object for this patch is: B13
 PATCH(OB6 ,INIVAL, 21, 25, 13, 20, 9, 100, 1, 1)
 INIT(OB6 ,PRPS,0. ,111. )
 INIADD = F
 FSWEEP = 1
 NAMFI =CHAM
 ************************************************************
  Group 12. Patchwise adjustment of terms
  Patches for this group are printed with those
  for Group 13.
  Their names begin either with GP12 or &
 ************************************************************
  Group 13. Boundary & Special Sources
    Parent VR object for this patch is: OUT-ALT
 PATCH(OB2 ,LOW , 1, 30, 1, 20, 1, 1, 1, 1)
 COVAL(OB2 ,P1 ,1000. ,0. )
 COVAL(OB2 ,U1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB2 ,V1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB2 ,W1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB2 ,TEM1,0. ,20. )

   Parent VR object for this patch is: OUT-UST
 PATCH(OB3 ,HIGH , 1, 30, 1, 20, 108, 108, 1, 1)
 COVAL(OB3 ,P1 ,1000. ,0. )
 COVAL(OB3 ,U1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB3 ,V1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB3 ,W1 ,0. , GRND1 )
 COVAL(OB3 ,TEM1,0. ,20. )

   Parent VR object for this patch is: SOL-P
 PATCH(OB1 ,WWALL , 1, 1, 1, 20, 1, 108, 1, 1)
 COVAL(OB1 ,V1 ,1. ,0. )
 COVAL(OB1 ,W1 ,1. ,0. )
 COVAL(OB1 ,TEM1,1. ,60. )

 PATCH(BUOYANCY,PHASEM, 1, 30, 1, 20, 1, 108, 1, 1)
 COVAL(BUOYANCY,U1 , FIXFLU , GRND3 )
 COVAL(BUOYANCY,V1 , FIXFLU , GRND3 )
 COVAL(BUOYANCY,W1 , FIXFLU , GRND3 )

   Parent VR object for this patch is: B5
 PATCH(OC4 ,VOLUME, 1, 3, 1, 10, 10, 99, 1, 1)

   Parent VR object for this patch is: B9
 PATCH(OC5 ,VOLUME, 1, 25, 7, 17, 9, 100, 1, 1)

   Parent VR object for this patch is: B13
 PATCH(OC6 ,VOLUME, 21, 25, 13, 20, 9, 100, 1, 1)
 XCYCLE = F
 EGWF = F
 BUOYA =0. ; BUOYB =0.
 BUOYC =-9.81
 BUOYE =20.
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
************************************************************
  Group 14. Downstream Pressure For PARAB
************************************************************
Group 15. Terminate Sweeps
 LSWEEP = 10000 ;ISWC1 = 1
 LITHYD = 1 ;LITFLX = 1 ;LITC = 1 ;ITHC1 = 1
 SELREF = T
 RESFAC =1.0E-03
 ************************************************************
  Group 16. Terminate Iterations
 LITER(P1)=200 ;LITER(U1)=10
 LITER(V1)=10 ;LITER(W1)=10
 LITER(TEM1)=20
 ENDIT(P1)=1.0E-03 ;ENDIT(U1)=1.0E-03
 ENDIT(V1)=1.0E-03 ;ENDIT(W1)=1.0E-03
 ENDIT(TEM1)=1.0E-03
 ************************************************************
  Group 17. Relaxation
 RELAX(P1,LINRLX,0.5)
 RELAX(U1,LINRLX,0.5)
 RELAX(V1,LINRLX,0.5)
 RELAX(W1,LINRLX,0.5)
 RELAX(TEM1,LINRLX,0.25)
 RELAX(DEN1,LINRLX,0.5)
 RELAX(PRPS,LINRLX,1.)
 OVRRLX =0.
 EXPERT = F ;NNORSL = F
 ************************************************************
  Group 18. Limits
 VARMAX(P1)=1.0E+10 ;VARMIN(P1)=-1.0E+10
 VARMAX(U1)=1.0E+06 ;VARMIN(U1)=-1.0E+06
 VARMAX(V1)=1.0E+06 ;VARMIN(V1)=-1.0E+06
 VARMAX(W1)=1.0E+06 ;VARMIN(W1)=-1.0E+06
 VARMAX(TEM1)=3000. ;VARMIN(TEM1)=-204.75
 VARMAX(DEN1)=1.0E+10 ;VARMIN(DEN1)=1.0E-06
 VARMAX(PRPS)=1.0E+10 ;VARMIN(PRPS)=-1.0E+10
 ************************************************************
  Group 19. Data transmitted to GROUND
 CONWIZ = T
 SPEDAT(SET,DOMAIN,PHASE_1_MAT,I,0)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,!OB1,C,SOL-P)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,!OB1,C,PLATE)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,!OB2,C,OUT-ALT)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,!OB2,C,OUTLET)
 SPEDAT(SET,ARATIO,!OB2,R,1.)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,!OB3,C,OUT-UST)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,!OB3,C,OUTLET)
 SPEDAT(SET,ARATIO,!OB3,R,1.)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,!OB4,C,B5)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,!OB4,C,BLOCKAGE)
 SPEDAT(SET,B5,MATERIAL,R,111.)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,!OC4,C,B5)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,!OC4,C,BLOCKAGE)
 SPEDAT(SET,B9,DATFILE,C,cube14)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,^OB5,C,B9)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,^OB5,C,BLOCKAGE)
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
SPEDAT(SET,B9,MATERIAL,R,111.)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,^OC5,C,B9)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,^OC5,C,BLOCKAGE)
SPEDAT(SET,B13,DATFILE,C,cube14)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,^OB6,C,B13)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,^OB6,C,BLOCKAGE)
 SPEDAT(SET,B13,MATERIAL,R,111.)
 SPEDAT(SET,OBJNAM,^OC6,C,B13)
 SPEDAT(SET,OBJTYP,^OC6,C,BLOCKAGE)
 SPEDAT(SET,FACETDAT,NUMOBJ,I,6)
 SPEDAT(SET,MATERIAL,111,L,T)
 ************************************************************
  Group 20. Preliminary Printout
 ************************************************************
  Group 21. Print-out of Variables
 INIFLD = F ;SUBWGR = F
    * Y in OUTPUT argument list denotes:
    * 1-field 2-correction-eq. monitor 3-selective dumping
    * 4-whole-field residual 5-spot-value table 6-residual table
 OUTPUT(P1,Y,N,Y,Y,Y,Y)
 OUTPUT(U1,Y,N,Y,Y,Y,Y)
 OUTPUT(V1,Y,N,Y,Y,Y,Y)
 OUTPUT(W1,Y,N,Y,Y,Y,Y)
 OUTPUT(TEM1,Y,N,Y,Y,Y,Y)
 OUTPUT(DEN1,Y,N,Y,N,N,N)
 OUTPUT(PRPS,Y,N,Y,N,N,N)
 ************************************************************
  Group 22. Monitor Print-Out
 IXMON = 15 ;IYMON = 18 ;IZMON = 23
 NPRMON = 100000 ;NPRMNT = 1 ;TSTSWP = 10001
 UWATCH = F ;USTEER = F
 HIGHLO = F
 ************************************************************
  Group 23.Field Print-Out & Plot Control
 NPRINT = 10000 ;NUMCLS = 5
 NXPRIN = 6 ;IXPRF = 1 ;IXPRL = 30
 NYPRIN = 4 ;IYPRF = 1 ;IYPRL = 20
 NZPRIN = 21 ;IZPRF = 1 ;IZPRL = 10000
 XZPR = F ;YZPR = F
 IPLTF = 1 ;IPLTL = 10000 ;NPLT = 500
 ISWPRF = 1 ;ISWPRL = 100000
 ITABL = 3 ;IPROF = 1
 ABSIZ =0.5 ;ORSIZ =0.4
 NTZPRF = 1 ;NCOLPF = 50
 ICHR = 2 ;NCOLCO = 45 ;NROWCO = 20
   No PATCHes yet used for this Group
 ************************************************************
  Group 24. Dumps For Restarts
 SAVE = T ;NOWIPE = F
 NSAVE =CHAM

 *** grid-geometry information ***
 X-coordinates of the cell centres
    8.333E-05   2.500E-04   4.167E-04   6.724E-04   1.273E-03
    2.346E-03   3.837E-03   5.715E-03   7.962E-03   1.056E-02
    1.351E-02   1.678E-02   2.022E-02   2.349E-02   2.644E-02
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
    2.904E-02   3.128E-02   3.316E-02   3.465E-02   3.573E-02
    3.633E-02   3.657E-02   3.672E-02   3.687E-02   3.707E-02
3.750E-02   3.826E-02   3.918E-02   3.995E-02   4.038E-02
 Y-coordinates of the cell centres
    4.086E-04   1.226E-03   2.043E-03   2.860E-03   3.677E-03
    4.494E-03   5.311E-03   5.798E-03   5.955E-03   6.112E-03
    6.430E-03   6.910E-03   7.390E-03   7.718E-03   7.893E-03
    8.068E-03   8.699E-03   9.785E-03   1.087E-02   1.196E-02
 Z-coordinates of the cell centres
    4.298E-03   1.249E-02   1.984E-02   2.634E-02   3.196E-02
    3.666E-02   4.038E-02   4.307E-02   4.457E-02   4.513E-02
    4.560E-02   4.644E-02   4.761E-02   4.908E-02   5.083E-02
    5.287E-02   5.517E-02   5.773E-02   6.054E-02   6.360E-02
    6.691E-02   7.045E-02   7.423E-02   7.823E-02   8.247E-02
    8.693E-02   9.161E-02   9.651E-02   1.016E-01   1.070E-01
    1.125E-01   1.183E-01   1.242E-01   1.304E-01   1.368E-01
    1.433E-01   1.501E-01   1.571E-01   1.643E-01   1.716E-01
    1.792E-01   1.870E-01   1.949E-01   2.031E-01   2.114E-01
    2.200E-01   2.287E-01   2.376E-01   2.467E-01   2.560E-01
    2.654E-01   2.751E-01   2.849E-01   2.949E-01   3.051E-01
    3.151E-01   3.249E-01   3.346E-01   3.440E-01   3.533E-01
    3.624E-01   3.713E-01   3.800E-01   3.886E-01   3.969E-01
    4.051E-01   4.130E-01   4.208E-01   4.284E-01   4.357E-01
    4.429E-01   4.499E-01   4.567E-01   4.632E-01   4.696E-01
    4.758E-01   4.817E-01   4.875E-01   4.930E-01   4.984E-01
    5.035E-01   5.084E-01   5.131E-01   5.175E-01   5.218E-01
    5.258E-01   5.295E-01   5.331E-01   5.364E-01   5.395E-01
    5.423E-01   5.448E-01   5.471E-01   5.492E-01   5.509E-01
    5.524E-01   5.536E-01   5.544E-01   5.549E-01   5.554E-01
    5.569E-01   5.596E-01   5.633E-01   5.680E-01   5.737E-01
    5.802E-01   5.875E-01   5.957E-01

 X-coordinates of the (higher) cell faces
    1.667E-04   3.333E-04   5.000E-04   8.449E-04   1.701E-03
    2.991E-03   4.682E-03   6.749E-03   9.176E-03   1.195E-02
    1.506E-02   1.850E-02   2.194E-02   2.505E-02   2.782E-02
    3.025E-02   3.232E-02   3.401E-02   3.530E-02   3.616E-02
    3.650E-02   3.665E-02   3.680E-02   3.695E-02   3.720E-02
    3.780E-02   3.872E-02   3.964E-02   4.025E-02   4.050E-02
 Y-coordinates of the (higher) cell faces
    8.171E-04   1.634E-03   2.451E-03   3.269E-03   4.086E-03
    4.903E-03   5.720E-03   5.877E-03   6.033E-03   6.190E-03
    6.670E-03   7.150E-03   7.630E-03   7.805E-03   7.980E-03
    8.156E-03   9.242E-03   1.033E-02   1.141E-02   1.250E-02
 Z-coordinates of the (higher) cell faces
    8.597E-03   1.637E-02   2.331E-02   2.938E-02   3.455E-02
    3.877E-02   4.200E-02   4.414E-02   4.500E-02   4.527E-02
    4.594E-02   4.695E-02   4.827E-02   4.989E-02   5.178E-02
    5.395E-02   5.638E-02   5.907E-02   6.201E-02   6.520E-02
    6.862E-02   7.228E-02   7.617E-02   8.030E-02   8.464E-02
    8.921E-02   9.401E-02   9.901E-02   1.042E-01   1.097E-01
    1.153E-01   1.212E-01   1.273E-01   1.335E-01   1.400E-01
    1.467E-01   1.536E-01   1.606E-01   1.679E-01   1.754E-01
    1.830E-01   1.909E-01   1.990E-01   2.072E-01   2.156E-01
    2.243E-01   2.331E-01   2.421E-01   2.513E-01   2.607E-01
    2.702E-01   2.800E-01   2.899E-01   3.000E-01   3.101E-01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
3.200E-01   3.298E-01   3.393E-01   3.487E-01   3.579E-01
    3.669E-01   3.757E-01   3.844E-01   3.928E-01   4.010E-01
    4.091E-01   4.170E-01   4.246E-01   4.321E-01   4.394E-01
    4.464E-01   4.533E-01   4.600E-01   4.665E-01   4.727E-01
    4.788E-01   4.847E-01   4.903E-01   4.958E-01   5.010E-01
    5.060E-01   5.108E-01   5.154E-01   5.197E-01   5.238E-01
    5.277E-01   5.314E-01   5.348E-01   5.380E-01   5.409E-01
    5.436E-01   5.460E-01   5.482E-01   5.501E-01   5.517E-01
    5.531E-01   5.541E-01   5.547E-01   5.550E-01   5.559E-01
    5.580E-01   5.612E-01   5.655E-01   5.706E-01   5.767E-01
    5.836E-01   5.914E-01   6.000E-01

 Total number of F-array elements used is         5282547
 --- INTEGRATION OF EQUATIONS BEGINS ---


 Flow field at ITHYD=   1, IZ=  21, ISWEEP= 10000, ISTEP=    1

 Field Values of P1
 IY=  20  -4.365E-02  -4.380E-02  -4.500E-02  -4.622E-02  -6.542E-02
 IY=  16  -4.383E-02  -4.401E-02  -4.518E-02  -4.637E-02  -6.513E-02
 IY=  12  -4.385E-02  -4.404E-02  -6.540E-02  -6.520E-02  -6.508E-02
 IY=   8    none      -6.459E-02  -6.535E-02  -6.513E-02  -6.499E-02
 IY=   4    none      -6.444E-02  -6.510E-02  -6.479E-02  -6.467E-02
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of U1
 IY=  20  -7.822E-06  -6.903E-03  -1.250E-02  -3.124E-03   5.712E-05
 IY=  16   3.623E-05  -1.086E-03  -5.872E-03  -4.741E-05  -5.921E-05
 IY=  12   3.091E-05   1.599E-03   2.642E-04  -1.111E-03  -1.558E-03
 IY=   8    none       3.700E-04   1.839E-03  -8.381E-05  -8.784E-04
 IY=   4    none      -3.290E-04   1.688E-03   1.904E-03   1.194E-03
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of V1
 IY=  19  -8.149E-05   9.527E-04   1.895E-03   2.370E-03   5.356E-05
 IY=  15  -1.552E-04   8.622E-04   2.223E-04    none      -1.946E-04
 IY=  11   9.271E-06   8.461E-05  -8.041E-07  -1.035E-03  -2.218E-03
 IY=   7    none      -3.587E-05  -1.257E-03  -3.255E-03  -3.759E-03
 IY=   3    none      -3.215E-03  -3.801E-03  -3.291E-03  -2.995E-03
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of W1
 IY=  20   2.601E-02   4.253E-01   5.192E-01   3.841E-01   2.961E-02
 IY=  16   2.119E-02   3.169E-01   2.246E-01   1.547E-02   4.057E-02
 IY=  12   1.287E-02   1.314E-01   2.139E-02   1.732E-01   2.892E-01
 IY=   8    none       4.018E-02   2.749E-01   3.791E-01   4.372E-01
 IY=   4    none       4.280E-01   5.456E-01   5.176E-01   5.163E-01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of TEM1
 IY=  20   5.913E+01   2.694E+01   2.027E+01   2.622E+01   3.900E+01
 IY=  16   5.946E+01   3.903E+01   3.535E+01   3.945E+01   3.920E+01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
IY=  12   5.972E+01   5.068E+01   4.383E+01   3.404E+01   2.949E+01
 IY=   8   5.988E+01   5.445E+01   3.354E+01   2.645E+01   2.381E+01
 IY=   4   6.000E+01   3.211E+01   2.058E+01   2.020E+01   2.011E+01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of DEN1
 IY=  20   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  16   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  12   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   8   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   4   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of PRPS
 IY=  20    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  16    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  12    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   8   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   4   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IX=          1           7          13          19          25

 Flow field at ITHYD=   1, IZ=  42, ISWEEP= 10000, ISTEP=    1

 Field Values of P1
 IY=  20  -1.137E-01  -1.137E-01  -1.139E-01  -1.140E-01  -1.182E-01
 IY=  16  -1.137E-01  -1.137E-01  -1.139E-01  -1.140E-01  -1.182E-01
 IY=  12  -1.137E-01  -1.137E-01  -1.182E-01  -1.181E-01  -1.182E-01
 IY=   8    none      -1.182E-01  -1.182E-01  -1.181E-01  -1.181E-01
 IY=   4    none      -1.182E-01  -1.182E-01  -1.181E-01  -1.181E-01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of U1
 IY=  20   7.626E-07  -1.054E-03  -2.818E-03  -1.373E-04   2.812E-06
 IY=  16   3.530E-06   4.983E-04  -2.701E-05  -9.522E-07  -1.979E-05
 IY=  12   1.577E-06   2.474E-04  -3.868E-05  -2.649E-05  -2.119E-04
 IY=   8    none       2.182E-05  -3.691E-04  -2.905E-04  -4.145E-04
 IY=   4    none       4.419E-05  -4.863E-04  -4.540E-04  -4.793E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of V1
 IY=  19  -6.772E-06  -5.272E-05   1.292E-04   1.072E-04  -7.507E-06
 IY=  15   2.309E-06   2.464E-05   3.268E-05    none      -9.101E-05
 IY=  11   1.996E-06   7.529E-06  -3.259E-06  -1.056E-05  -4.011E-04
 IY=   7    none      -1.927E-06  -7.167E-05  -7.004E-05  -5.768E-04
 IY=   3    none      -1.782E-04  -3.567E-04  -2.449E-04  -4.991E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of W1
 IY=  20   2.438E-02   5.519E-01   5.666E-01   2.944E-01   2.244E-02
 IY=  16   1.709E-02   3.275E-01   1.848E-01   1.045E-02   3.345E-02
 IY=  12   9.618E-03   1.228E-01   1.711E-02   1.458E-01   2.502E-01
 IY=   8    none       3.431E-02   2.219E-01   3.336E-01   4.050E-01
 IY=   4    none       4.466E-01   5.510E-01   5.569E-01   5.684E-01
 IX=          1           7          13          19          25
  Field Values of TEM1
 IY=  20   5.954E+01   3.942E+01   2.881E+01   4.271E+01   4.852E+01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
IY=  16   5.979E+01   5.082E+01   4.599E+01   4.874E+01 4.860E+01
IY=  12   5.988E+01   5.579E+01   5.121E+01   4.435E+01   4.023E+01
 IY=   8   5.994E+01   5.734E+01   4.445E+01   3.718E+01   3.358E+01
 IY=   4   6.000E+01   4.679E+01   2.851E+01   2.483E+01   2.360E+01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of DEN1
 IY=  20   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  16   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  12   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   8   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   4   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of PRPS
 IY=  20    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  16    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  12    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   8   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   4   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IX=          1           7          13          19          25

 Flow field at ITHYD=   1, IZ=  63, ISWEEP= 10000, ISTEP=    1

 Field Values of P1
 IY=  20  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.179E-01
 IY=  16  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.179E-01
 IY=  12  -1.197E-01  -1.197E-01  -1.179E-01  -1.179E-01  -1.179E-01
 IY=   8    none      -1.179E-01  -1.179E-01  -1.179E-01  -1.179E-01
 IY=   4    none      -1.179E-01  -1.179E-01  -1.179E-01  -1.179E-01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of U1
 IY=  20   1.819E-06   2.993E-04  -6.689E-04  -6.479E-05   5.175E-07
 IY=  16   1.440E-06   2.929E-04  -1.078E-04  -1.411E-06  -7.057E-06
 IY=  12   6.267E-07   1.102E-04  -2.589E-05  -5.159E-05  -8.713E-05
 IY=   8    none       2.797E-05  -2.714E-04  -1.199E-04  -1.008E-04
 IY=   4    none       2.038E-04  -6.914E-04  -2.443E-04  -1.683E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of V1
 IY=  19   1.197E-06   4.498E-05   5.097E-05   1.631E-05  -3.810E-06
 IY=  15   3.767E-06   4.720E-05   9.495E-06    none      -3.037E-05
 IY=  11   8.971E-07   4.357E-06  -1.929E-06  -1.522E-05  -1.096E-04
 IY=   7    none      -7.361E-08  -3.364E-05  -4.195E-05  -1.390E-04
 IY=   3    none      -6.412E-05  -1.263E-04  -5.861E-05  -1.098E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of W1
 IY=  20   2.202E-02   5.810E-01   5.714E-01   2.735E-01   2.068E-02
 IY=  16   1.442E-02   3.140E-01   1.759E-01   9.297E-03   3.198E-02
 IY=  12   7.822E-03   1.133E-01   1.606E-02   1.388E-01   2.428E-01
 IY=   8    none       3.212E-02   2.110E-01   3.220E-01   3.972E-01
 IY=   4    none       4.474E-01   5.457E-01   5.560E-01   5.717E-01
 IX=          1           7          13          19          25
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
Field Values of TEM1
 IY=  20   5.979E+01   4.997E+01   4.118E+01   5.052E+01   5.275E+01
IY=  16   5.990E+01   5.539E+01   5.145E+01   5.288E+01   5.280E+01
 IY=  12   5.994E+01   5.771E+01   5.445E+01   4.937E+01   4.642E+01
 IY=   8   5.996E+01   5.842E+01   4.954E+01   4.349E+01   4.075E+01
 IY=   4   6.000E+01   5.318E+01   3.710E+01   3.178E+01   3.025E+01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of DEN1
 IY=  20   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  16   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  12   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   8   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   4   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of PRPS
 IY=  20    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  16    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  12    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   8   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   4   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IX=          1           7          13          19          25

 Flow field at ITHYD=   1, IZ=  84, ISWEEP= 10000, ISTEP=    1

 Field Values of P1
 IY=  20  -8.618E-02  -8.618E-02  -8.619E-02  -8.615E-02  -8.538E-02
 IY=  16  -8.617E-02  -8.618E-02  -8.619E-02  -8.615E-02  -8.539E-02
 IY=  12  -8.617E-02  -8.618E-02  -8.549E-02  -8.542E-02  -8.541E-02
 IY=   8    none      -8.551E-02  -8.549E-02  -8.542E-02  -8.541E-02
 IY=   4    none      -8.551E-02  -8.549E-02  -8.542E-02  -8.541E-02
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of U1
 IY=  20   2.732E-06   4.289E-04  -5.566E-04  -6.596E-05   5.909E-07
 IY=  16   1.832E-06   2.650E-04  -1.616E-04  -1.876E-06  -1.802E-05
 IY=  12   8.920E-07   9.942E-05  -3.778E-05  -1.797E-04  -2.774E-04
 IY=   8    none       2.546E-05  -3.139E-04  -3.184E-04  -3.097E-04
 IY=   4    none       2.717E-04  -6.849E-04  -4.011E-04  -2.895E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of V1
 IY=  19   1.099E-06   3.790E-05   3.102E-05   6.609E-06  -8.060E-06
 IY=  15   2.622E-06   3.456E-05   2.475E-06    none      -6.689E-05
 IY=  11   6.768E-07   3.494E-06  -2.403E-06  -3.260E-05  -2.324E-04
 IY=   7    none       1.597E-07  -3.035E-05  -8.225E-05  -2.643E-04
 IY=   3    none      -3.895E-05  -1.093E-04  -1.164E-04  -1.797E-04
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of W1
 IY=  20   2.059E-02   5.780E-01   5.785E-01   2.610E-01   1.970E-02
 IY=  16   1.315E-02   3.029E-01   1.738E-01   8.727E-03   3.102E-02
 IY=  12   7.028E-03   1.078E-01   1.564E-02   1.348E-01   2.376E-01
 IY=   8    none       3.073E-02   2.070E-01   3.153E-01   3.913E-01
 IY=   4    none       4.396E-01   5.472E-01   5.528E-01   5.699E-01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
IX=          1           7          13          19          25
Field Values of TEM1
 IY=  20   5.986E+01   5.353E+01   4.670E+01   5.306E+01   5.433E+01
 IY=  16   5.993E+01   5.693E+01   5.367E+01   5.443E+01   5.436E+01
 IY=  12   5.996E+01   5.838E+01   5.570E+01   5.143E+01   4.898E+01
 IY=   8   5.997E+01   5.882E+01   5.174E+01   4.637E+01   4.406E+01
 IY=   4   6.000E+01   5.532E+01   4.161E+01   3.600E+01   3.453E+01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of DEN1
 IY=  20   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  16   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  12   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   8   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   4   7.800E+03   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of PRPS
 IY=  20    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  16    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  12    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   8   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   4   1.110E+02    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IX=          1           7          13          19          25

 Flow field at ITHYD=   1, IZ= 105, ISWEEP= 10000, ISTEP=    1

 Field Values of P1
 IY=  20  -3.229E-02  -3.214E-02  -3.077E-02  -3.085E-02  -3.088E-02
 IY=  16  -3.208E-02  -3.190E-02  -3.060E-02  -3.079E-02  -3.085E-02
 IY=  12  -3.199E-02  -3.185E-02  -3.059E-02  -3.081E-02  -3.088E-02
 IY=   8  -3.195E-02  -3.184E-02  -3.061E-02  -3.085E-02  -3.093E-02
 IY=   4  -3.196E-02  -3.191E-02  -3.081E-02  -3.106E-02  -3.113E-02
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of U1
 IY=  20   9.345E-06   1.775E-03  -3.383E-03   1.471E-03  -1.737E-03
 IY=  16  -1.735E-05   4.088E-04  -4.516E-03  -3.215E-03  -5.402E-03
 IY=  12  -3.622E-05  -2.717E-03  -4.574E-03  -3.918E-03  -5.518E-03
 IY=   8  -4.271E-05  -4.222E-03  -4.520E-03  -3.895E-03  -4.684E-03
 IY=   4  -1.849E-05  -1.403E-03  -3.833E-03  -2.880E-03  -2.505E-03
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of V1
 IY=  19   3.886E-05  -2.156E-03  -1.975E-03   7.552E-06   3.914E-04
 IY=  15   1.424E-04  -5.812E-03  -3.098E-03   5.600E-03   5.050E-03
 IY=  11   1.518E-04  -3.039E-03   1.601E-03   8.038E-03   6.733E-03
 IY=   7   1.272E-04   2.246E-04   4.564E-03   8.353E-03   6.868E-03
 IY=   3   1.257E-04   3.546E-03   3.778E-03   4.180E-03   3.512E-03
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of W1
 IY=  20   1.244E-02   4.968E-01   5.212E-01   1.907E-01   1.570E-01
 IY=  16   7.746E-03   2.985E-01   2.720E-01   1.855E-01   2.432E-01
 IY=  12   6.449E-03   2.267E-01   2.353E-01   2.484E-01   3.120E-01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

```
IY=   8   6.172E-03   2.122E-01   2.821E-01   3.340E-01   3.863E-01
 IY=   4   9.285E-03   3.790E-01   5.020E-01   4.980E-01   5.130E-01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of TEM1
 IY=  20   5.989E+01   5.477E+01   4.834E+01   5.266E+01   5.217E+01
 IY=  16   5.992E+01   5.670E+01   5.088E+01   4.885E+01   4.800E+01
 IY=  12   5.993E+01   5.707E+01   5.023E+01   4.649E+01   4.545E+01
 IY=   8   5.993E+01   5.704E+01   4.858E+01   4.377E+01   4.255E+01
 IY=   4   5.991E+01   5.564E+01   4.237E+01   3.679E+01   3.557E+01
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of DEN1
 IY=  20   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  16   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=  12   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   8   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IY=   4   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00   1.189E+00
 IX=          1           7          13          19          25

 Field Values of PRPS
 IY=  20    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  16    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=  12    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   8    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IY=   4    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop    pil prop
 IX=          1           7          13          19          25
  ************************************************************
 Whole-field residuals before solution
 with resref values determined by EARTH
 & resfac=1.0E-03
  variable   resref  (res sum)/resref  (res sum)
     P1     4.001E-10   1.573E+01      6.293E-09
     U1     1.046E-12   1.638E+03      1.714E-09
     V1     1.533E-12   9.127E+02      1.399E-09
     W1     2.084E-10   2.703E+02      5.633E-08
     TEM1   1.216E-04   1.263E+05      1.536E+01

 ************************************************************
 Sources and sinks
 !! Zero nett sources are not printed !!!

    Nett Sources have units of mass_per_unit_time * variable
    Average values have units of the variable

    Typically the units of the sources are:
        U1,V1,W1 - Force  - Newtons
        R1       - Mass   - kg/s
        TEM1     - Energy - Watts

 Nett source of U1   at patch named: OB3     (OUT-UST ) = 7.661383E-07
 pos. sum=7.661383E-07 neg. sum=0.
 nett sum=7.661383E-07
 Nett source of V1   at patch named: OB3     (OUT-UST ) =-2.875514E-07
 Nett source of V1   at patch named: OB1     (SOL-P   ) = 1.905147E-08
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü

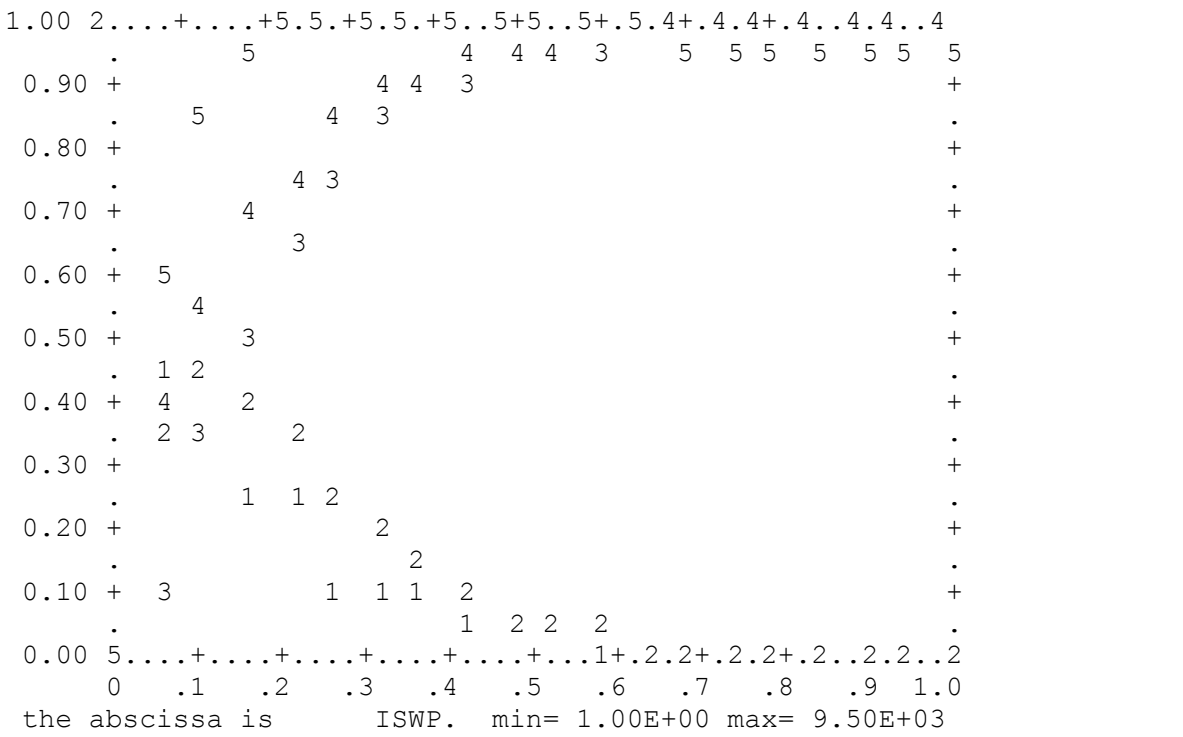
```
pos. sum=1.905147E-08 neg. sum=-2.875514E-07
 nett sum=-2.684999E-07
  Nett source of W1   at patch named: OB2      (OUT-ALT ) = 9.378575E-
05
 Nett source of W1   at patch named: OB3      (OUT-UST ) =-9.876926E-
05
 Nett source of W1   at patch named: OB1      (SOL-P   ) =-1.530244E-
05
 Nett source of W1   at patch named: BUOYANCY          = 2.268413E-04
 pos. sum=3.20627E-04 neg. sum=-1.140717E-04
 nett sum=2.065553E-04

 Nett source of R1   at patch named: OB2      (OUT-ALT ) = 2.329673E-
04 (Mass Out  0.000000E+00 In 2.329674E-04)
 Nett source of R1   at patch named: OB3      (OUT-UST ) =-2.329679E-
04 (Mass Out -2.329679E-04 In 0.000000E+00)
 pos. sum=2.329673E-04 neg. sum=-2.329679E-04
 nett sum=-5.529728E-10

 Nett source of TEM1 at patch named: OB2     (OUT-ALT ) = 6.860072E+01
(Ave Out  0.000000E+00 In  2.000000E+01)
 Nett source of TEM1 at patch named: OB3     (OUT-UST ) =-7.484497E+01
(Ave Out  4.666878E+01 In  0.000000E+00)
 Nett source of TEM1 at patch named: OB1     (SOL-P   ) = 6.655292E+00
 pos. sum=75.256004 neg. sum=-74.844971
 nett sum=0.411034
  ************************************************************
 spot values vs sweep or iteration number
 IXMON= 15 IYMON= 18 IZMON= 23 TIMESTEP= 1

 Tabulation of abscissa and ordinates...
   ISWP       P1           U1           V1           W1           TEM1
      1   0.0000E+00   1.0000E-10   9.9973E-11   1.0000E-10   2.0007E+01
    501  -2.8580E-02  -6.2504E-03   2.5575E-04   1.7856E-01   2.3413E+01
   1001  -3.6002E-02  -5.4289E-03   7.3116E-04   2.4681E-01   2.4760E+01
   1501  -3.9676E-02  -5.7262E-03   1.1271E-03   2.9798E-01   2.5228E+01
   2001  -4.1316E-02  -6.2876E-03   1.3659E-03   3.2800E-01   2.5509E+01
   2501  -4.7202E-02  -7.1424E-03   1.6306E-03   3.6669E-01   2.5459E+01
   3001  -4.8370E-02  -7.7935E-03   1.8197E-03   3.8870E-01   2.5445E+01
   3501  -4.9668E-02  -8.2654E-03   1.9211E-03   4.0238E-01   2.5439E+01
   4001  -5.0752E-02  -8.6038E-03   1.9890E-03   4.1193E-01   2.5428E+01
   4501  -5.1582E-02  -8.8457E-03   2.0368E-03   4.1873E-01   2.5415E+01
   5001  -5.2204E-02  -9.0195E-03   2.0715E-03   4.2366E-01   2.5401E+01
   5501  -5.2666E-02  -9.1454E-03   2.0972E-03   4.2726E-01   2.5388E+01
   6001  -5.3009E-02  -9.2369E-03   2.1163E-03   4.2991E-01   2.5376E+01
   6501  -5.3264E-02  -9.3040E-03   2.1305E-03   4.3186E-01   2.5366E+01
   7001  -5.3453E-02  -9.3533E-03   2.1411E-03   4.3331E-01   2.5357E+01
   7501  -5.3594E-02  -9.3896E-03   2.1490E-03   4.3438E-01   2.5350E+01
   8001  -5.3699E-02  -9.4165E-03   2.1549E-03   4.3517E-01   2.5344E+01
   8501  -5.3777E-02  -9.4365E-03   2.1593E-03   4.3576E-01   2.5340E+01
   9001  -5.3836E-02  -9.4514E-03   2.1627E-03   4.3620E-01   2.5336E+01
   9501  -5.3879E-02  -9.4624E-03   2.1651E-03   4.3653E-01   2.5333E+01
   Variable    1 = P1     2 = U1     3 = V1     4 = W1     5 = TEM1
     Minval= -5.388E-02 -9.462E-03  9.997E-11  1.000E-10  2.001E+01
     Maxval=  0.000E+00  1.000E-10  2.165E-03  4.365E-01  2.551E+01
     Cellav= -4.633E-02 -7.878E-03  1.711E-03  3.682E-01  2.498E+01
```

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü



****

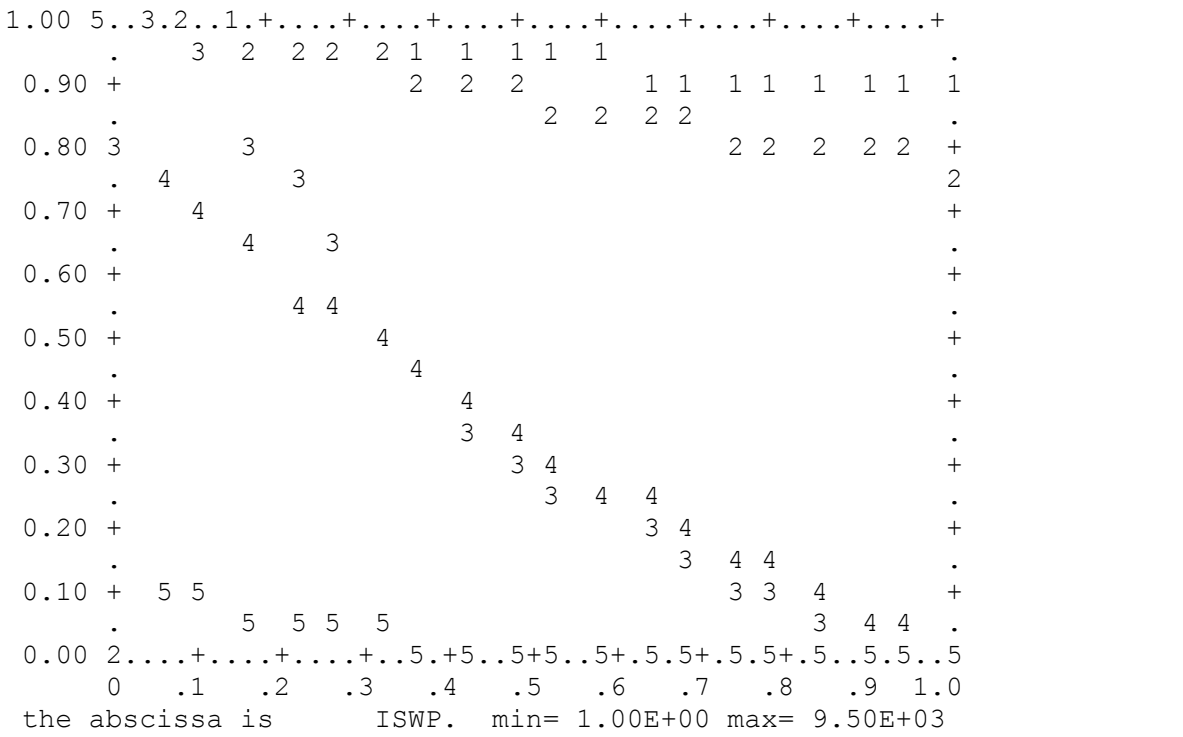
****

residuals vs sweep or iteration number

Tabulation of abscissa and ordinates...

ISWP	P1	U1	V1	W1	TEM1
1	0.0000E+00	6.5427E-05	1.0661E+05	2.5819E+06	6.3559E+12
501	2.6084E+03	4.0225E+05	3.8342E+05	3.1100E+05	1.0877E+06
1001	1.8627E+03	2.5766E+05	3.0180E+05	1.7437E+05	6.1860E+05
1501	8.8750E+02	1.1613E+05	1.1452E+05	9.5140E+04	4.2532E+05
2001	6.1188E+02	1.2966E+05	7.8579E+04	5.2694E+04	3.3032E+05
2501	6.1938E+02	1.5148E+05	5.4314E+04	5.5469E+04	2.6187E+05
3001	2.9748E+02	7.8002E+04	2.0475E+04	2.6218E+04	2.2069E+05
3501	1.9205E+02	5.5571E+04	1.3042E+04	1.6331E+04	1.9416E+05
4001	1.3303E+02	4.0511E+04	9.0486E+03	1.1038E+04	1.7562E+05
4501	9.5743E+01	3.0111E+04	6.5714E+03	7.7559E+03	1.6231E+05
5001	7.0843E+01	2.2590E+04	4.9123E+03	5.5621E+03	1.5258E+05
5501	5.3682E+01	1.7014E+04	3.7538E+03	4.0362E+03	1.4543E+05
6001	4.1581E+01	1.2857E+04	2.9117E+03	2.9519E+03	1.4015E+05
6501	3.3051E+01	9.7159E+03	2.3045E+03	2.1705E+03	1.3622E+05
7001	2.7364E+01	7.3762E+03	1.8714E+03	1.6025E+03	1.3332E+05
7501	2.3172E+01	5.6070E+03	1.5567E+03	1.1867E+03	1.3117E+05
8001	2.0864E+01	4.3102E+03	1.3406E+03	8.8065E+02	1.2957E+05
8501	1.8932E+01	3.3151E+03	1.1848E+03	6.5460E+02	1.2838E+05
9001	1.7584E+01	2.5934E+03	1.0683E+03	4.8703E+02	1.2749E+05
9501	1.6599E+01	2.0500E+03	9.7973E+02	3.6256E+02	1.2683E+05
Variable	1 = P1	2 = U1	3 = V1	4 = W1	5 = TEM1
Minval=	-4.605E+01	-9.635E+00	6.887E+00	5.893E+00	1.175E+01
Maxval=	7.866E+00	1.290E+01	1.286E+01	1.476E+01	2.948E+01

EK-4. (devam) Örnek sonuç kütüğü




```
 ************************************************************

 ************************************************************
 SATLIT RUN NUMBER =   1 ; LIBRARY REF.=    0
 Run started at 12:23:48 on Monday, 11 August 2014
 Run completed at 16:26:59 on Monday, 11 August 2014
 CPU time of run 14489 s
 This includes 14132 seconds of user time and 356 seconds of system
time.
 TIME/(VARIABLES*CELLS*TSTEPS*SWEEPS*ITS) = 1.449E+04
 ************************************************************
```

EK-5. Parametrik çalışma tablosu

	t (mm)	H (mm)	f (mm)	s (%)	R (mm)	L (mm)	Konv. Hatve sayısı	d (mm)	Yan K. Boş.	Üst K. Boş.	Su kanalında kısma (%)
REFERANS DURUM	0.37	510	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	510	O	0	R	37	39	7	M	M	0
	0.37	510	O	0	R	37	39	7	K	M	0
ET KALINLIĞININ ETKİSİ (t-mm)	0.25	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.28	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.3	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.4	535	O	0	R	37	39	7	K	K	0
KONVEKTÖR YÜKSEKLİĞİ ETKİSİ (H-mm)	0.3	550	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.3	560	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	450	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	460	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	470	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	480	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	490	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	500	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	510	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	520	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	530	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	540	O	0	R	37	39	7	K	K	0

EK-5. (devam) Parametrik çalışma tablosu

	t (mm)	H (mm)	f (mm)	s (%)	R (mm)	L (mm)	Konv. Hatve sayısı	d (mm)	Yan K. Boş.	Üst K. Boş.	Su kanalında kısma (%)
KONVEKTÖR YÜKSEKLİĞİ ETKİSİ (H-mm)	0.32	550	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	450	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	460	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	470	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	480	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	490	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	500	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	510	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	520	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	540	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	550	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.34	530	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	450	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	460	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	470	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	480	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	490	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	500	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	520	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	530	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	540	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	550	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	560	O	0	R	37	39	7	K	K	0

EK-5. (devam) Parametrik çalışma tablosu

	t (mm)	H (mm)	f (mm)	s (%)	R (mm)	L (mm)	Konv. Hatve sayısı	d (mm)	Yan K. Boş.	Üst K. Boş.	Su kanalında kısma (%)
KONVEKTÖR YÜKSEKLİĞİ ETKİSİ (H-mm)	0.40	450	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	460	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	470	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	480	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	490	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	500	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	510	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	520	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	540	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	550	O	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.40	560	O	0	R	37	39	7	K	K	0
DİKEY KONUM	0.32	535	53.5	0	R	37	39	7	K	K	0
	0.32	535	11.5	0	R	37	39	7	K	K	0
KONV. ORTA B. BOŞALTMA	0.37	510	O	5	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	510	O	10	R	37	39	7	K	K	0
	0.37	510	O	15	R	37	39	7	K	K	0
KONVEKTÖR FORMU (R-mm)	0.32	560	O	0	5,47	35	39	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	4,85	36	39	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	4,70	37	39	7	K	K	0
	0.34	535	O	0	5,47	37	39	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	4,85	37	39	7	K	K	0
KONVEKTÖR HATVE SAYISI	0.32	560	O	0	R	37	37	7	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	37	37	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	37	7	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	37	37	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	37	35	7	K	K	0

EK-5. (devam) Parametrik çalışma tablosu

	t (mm)	H (mm)	f (mm)	s (%)	R (mm)	L (mm)	Konv. Hatve sayısı	d (mm)	Yan K. Boş.	Üst K. Boş.	Su kanalında kısma (%)
KONV. HATVE	0.34	535	O	0	R	37	35	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	35	7	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	37	35	7	K	K	0
KONVEKTÖR TRAPEZ YÜKSEKLİĞİ ETKİSİ	0.32	560	O	0	R	36	39	7	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	36	39	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	36	39	7	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	36	39	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	35	39	7	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	35	39	7	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	35	39	7	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	35	39	7	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	36	39	9	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	36	39	9	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	36	39	9	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	36	39	9	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	35	39	11	K	K	0
	0.34	535	O	0	R	35	39	11	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	35	39	11	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	35	39	11	K	K	0
YAN VE ÜST KAPAK ETKİSİ	0.32	535	O	0	R	37	39	7	K	M	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	M	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	K	2	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	2	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	R	R	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	R	R	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	R	2	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	R	2	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	3	2	0

EK-5. (devam) Parametrik çalışma tablosu

	t (mm)	H (mm)	f (mm)	s (%)	R (mm)	L (mm)	Konv. Hatve sayısı	d (mm)	Yan K. Boş.	Üst K. Boş.	Su kanalında kısma (%)
YAN VE ÜST KAPAK ETKİSİ	0.32	535	O	0	R	37	39	7	5	2	0
	0.32	535	O	0	R	37	39	7	7	2	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	3	2	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	5	2	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	7	2	0
KARŞILIKLI KONVEKTÖRLER ARASI MESAFE (d-mm)	0.32	560	O	0	R	37	39	8	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	39	8	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	37	39	8	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	6	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	39	6	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	37	39	6	K	K	0
	0.32	560	O	0	R	37	39	5	K	K	0
	0.34	560	O	0	R	37	39	5	K	K	0
	0.4	450	O	0	R	37	39	5	K	K	0
SU KANALINDA KISMA	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	90
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	75
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	60
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	40
	0.32	560	O	0	R	37	39	7	K	K	25

Çizelgede görülen R değeri referans, O değeri ortalı, K değeri kapaksız anlamlarını taşımaktadır.

EK-6. 0,32x535 modelinin TSE test raporu

MUAYENE - DENEY SONUÇLARI *TEST RESULTS*

Ölçülen ortalama değerler ve sonuçlar

	Sembol	Birim	Ölçüm Noktaları		
			1 (ΔT 50)	2 (ΔT 60)	3 (ΔT 30)
Hava basıncı	p	kPa	101,0	101,0	101,0
Hava referans sıcaklığı	t_r	°C	20,01	20,05	20,03
Su giriş sıcaklığı	t_1	°C	74,97	86,06	52,93
Su çıkış sıcaklığı	t_2	°C	65,14	73,56	47,83
Sıcaklık farkı	t_1-t_2	K	9,83	12,51	5,10
Giriş suyu entalpisi	h_1	kJ/kg	313,923	360,406	221,660
Çıkış suyu entalpisi	h_2	kJ/kg	272,774	308,000	200,355
Entalpi farkı	Δh	kJ/kg	41,1487	52,4056	21,3055
Ortalama su sıcaklığı	t_m	°C	70,058	79,811	50,376
Aşırı sıcaklık	ΔT	K	50,050	59,755	30,348
Ağırlık metodu Su debisi	q_m	kg/h	147,3000	147,2560	147,3440
Ölçülen ısıl güç	Φ_{me}	W	1683,7	2143,6	872,0
Barometrik basınç etkisi için ısıl güç düzeltmesi	Φ	W	1686,5	2147,2	873,4

K_M	n	$\Phi = K_M . \Delta T^n$ (W)		
9,4865	1,3249	**ΔT=50 K**	**ΔT=60 K**	**ΔT=30 K**
Bir Modelin Karakteristik Eşitliğine Göre Hesaplanan Güç:		1690,7	2152,7	859,3

TÜRK STANDARTLARI ENSTİTÜSÜ TSE 1954 ENERJİ TEKNOLOJİLERİ LABORATUVARI

EK-7. 0,32x560 modelinin TSE test raporu

MUAYENE - DENEY SONUÇLARI *TEST RESULTS*

Ölçülen ortalama değerler ve sonuçlar

	Sembol	Birim	Ölçüm Noktaları		
			1 (ΔT 50)	2 (ΔT 60)	3 (ΔT 30)
Hava basıncı	p	kPa	100,0	100,0	100,0
Hava referans sıcaklığı	t_r	°C	19,97	20,01	19,98
Su giriş sıcaklığı	t_1	°C	75,15	86,43	52,97
Su çıkış sıcaklığı	t_2	°C	65,12	73,56	47,81
Sıcaklık farkı	t_1-t_2	K	10,03	12,86	5,16
Giriş suyu entalpisi	h_1	kJ/kg	314,665	361,926	221,854
Çıkış suyu entalpisi	h_2	kJ/kg	272,649	308,020	200,289
Entalpi farkı	Δh	kJ/kg	42,0163	53,9057	21,5648
Ortalama su sıcaklığı	t_m	°C	70,131	79,995	50,391
Aşırı sıcaklık	ΔT	K	50,160	59,989	30,414
Ağırlık metodu Su debisi	q_m	kg/h	148,0220	147,7380	148,2820
Ölçülen ısıl güç	Φ_{me}	W	1727,6	2212,2	888,3
Barometrik basınç etkisi için ısıl güç düzeltmesi	Φ	W	1741,1	2229,0	895,2

K_M	n	$\Phi = K_M . \Delta T^n$ (W)		
9,2036	1,3401	ΔT=50 K	ΔT=60 K	ΔT=30 K
Bir Modelin Karakteristik Eşitliğine Göre Hesaplanan Güç:		1740,8	2222,6	877,9

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler



Soyadı, adı	: ÇALIŞIR, Tamer
Uyruğu	: T.C.
Doğum tarihi ve yeri	: 17.12.1986, Aichach / Almanya
Medeni hali	: Evli
Telefon	: 0 (312) 582 34 69
Faks	: 0 (312) 231 98 10
e-mail	: tamercalisir@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2017
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2011
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2008
Lise	Çankaya Anadolu Lisesi	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011-Halen	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2009-2011	Atılım Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

Almanca, İngilizce

Yayınlar

1. Caliskan, S., Baskaya, Calisir, T. (2014). Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 685-703.

2. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2014, 18-27 Kasım). *Experimental investigation of panel radiator heat output enhancement for efficient thermal use under actual operating conditions*. Experimental Fluid Mechanics 20214 (EFM 14), Cesky Krumlov, Çek Cumhuriyeti.

3. Baskaya, S., Karaaslan, S., Calisir, T., Yilmazoglu, M. Z., Yilmaz, T. O. (2015). Experimental and Numerical Study on Thermoelectric Generator Performance Applied to a Condensing Combi Boiler. *Heat Transfer Engineering*, 36(14-15), 1292-1302.

4. Köseoğlu, M. F., Başkaya, S., Çalışır, T. (2015). Farklı Isı Eşanjörlerine Sahip Kombi Cihazlarının Performanslarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 30(1), 29-37.

5. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2015, 25-29 Mayıs). *Parametric numerical investigation of heat transfer from convectors to improve efficiency of panel radiators*. ICHMT International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer, Piscataway, ABD.

6. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2016). Experimental and Numerical Prediction of Flow Field around a Panel Radiator. *Journal of Environmental Science*, 5(1), 1-11.

7. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2016, 11-15 Mayıs). *Panel radyatör ısıl gücünün farklı bağlantı konumu ve Giriş-çıkış sıcaklıklarında sayısal olarak incelenmesi*. 1. Uluslararası Şehir, Çevre ve Sağlık Kongresi, Kuzey Kıbrıs.

8. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2016, 12-14 Temmuz). *Experimental Determination of Panel Radiator heat outpt according to EN 442-2*. International Conference on Engineering and Natural Science – Summer Session, Kyoto, Japonya.

9. Harab, B. A., Baskaya, S., Calisir, T. (2016). Non-newtonian nano akışkanla dolu olan iki dairesel silindir arasındaki laminar doğal taşınımın incelenmesi. *GAU Journal of Social and Applied Sciences*, 6(2), 37-48.

10. Kilic, M., Calisir, T., Baskaya, S. (2017). Experimental and numerical study of heat transfer from a heated flat plate in a rectangular channel with an impinging air jet. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39, 329-344.

11. Kilic, M., Calisir, T., Baskaya, S. (2017). Experimental and Numerical investigation of Vortex promoter effects on heat transfer from heated electronic components in a rectangular channel with an Impinging jet. *Heat Transfer Research*, 48(5), 435-463.

12. Calisir, T., Caliskan, S., Kilic, M., Baskaya, S. (2017). Çarpan Akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış alanının sayısal olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, (32)1, 127-138.

13. Calisir, T., Caliskan, S., Kilic, M., Baskaya, S. (2017). Numerical investigation of heat transfer using impinging jets on triangular and square ribbed roughened wall. *J. of Thermal Science and Technology*, 37(1), 13-24.

14. Alptekin, M., Calisir, T., Baskaya, S. (2017). Design and experimental investigation of a thermoelectric self-powered heating system. *Energy Conversion and Management*, 146, 244-252.

15. Calisir, T., Yazar, H. O., Baskaya, S. (2017). Determination of the effects of different inlet-outlet locations and temperatures on PCCP panel radiator heat transfer and fluid flow characteristics. *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 322-335.

16. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2017, 2-5 Nisan). *Enhancement of Heat output of Panel radiators using numerical techniques*. Proceedings of the 2nd Thermal and Fluid Engineering Conference, TFEC2017 4th International Workshop on Heat Transfer, IWHT2017, Las Vegas, NV, ABD.

17. Calisir, T., Baskaya, S., Yazar, H. O., Yucedag, S. (2017, 2-5 Nisan). *Determination of the effect of different inlet and outlet water circulation temperatures on the flow field around a panel radiator using PIV*. Proceedings of the 2nd Thermal and Fluid Engineering Conference, TFEC2017 4th International Workshop on Heat Transfer, IWHT2017, Las Vegas, NV, ABD.

Hobiler

Kitap okuma, Sinema, Tiyatro, Seyahat etmek

DİZİN

A

Aşırı sıcaklık · 11, 54, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 103, 105, 106, 108, 115, 133, 134, 233

B

Basınç · 14, 24, 26, 31, 56, 57, 63, 96, 140, 143
Boussinesq · 57, 141

C

Coriolis · 29

D

Debi · 12, 13, 24, 29, 31, 50, 51, 52, 53, 54, 62, 63, 67, 81, 97, 98, 102, 103, 119, 120, 121, 132, 133, 134, 198, 247, 269
Debimetre · 23, 24, 26, 29, 30, 36
Discrete Transfer · 50, 74, 76
Doğal konveksiyon · 2, 9, 12, 37, 39, 48, 52, 54, 56, 57, 60, 78, 104, 125, 127, 128, 141, 142, 152, 188

E

Entalpi · 54, 80, 94, 269
EN 442 ·11, 12, 13, 19, 20, 24, 26, 35, 47, 50, 53, 77

F

FloEFD · 5, 47, 75, 77, 95, 96, 97, 99, 103, 122, 198

H

HAD · 5, 8, 11, 12, 20, 21, 23, 47, 50, 51, 95, 99, 122, 123, 125, 126, 137, 139, 148, 198, 211, 212, 230, 231, 242, 243, 247, 248, 254, 257, 258
Hatve · 141, 217, 218, 219, 230, 260, 292, 293, 294, 295, 296
Hız · 8, 9, 12, 14, 17, 20, 21, 23, 37, 38, 39, 42, 43, 44, 45, 56, 58, 61, 62, 63, 67, 77, 96, 97, 100, 104, 107, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 125, 126, 127, 128, 132, 133, 135, 136, 140, 142, 152, 156, 158, 161, 163, 167, 169, 172, 173, 174, 177, 178, 179, 182, 184, 187, 189, 192, 207, 209, 213, 214, 223, 234, 235, 236, 237, 238, 239, 240, 241, 242, 243, 244, 245, 246, 260,

I

Isıl güç · 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 19, 20, 21, 32, 34, 37, 47, 50, 53, 54, 74, 77, 80, 81, 83, 84, 85, 86, 93, 95, 103, 104, 105, 106, 119, 120, 123, 121, 122, 127, 134, 139, 152, 156, 162, 168, 173, 198, 199, 200, 201, 202, 205, 206, 209, 210, 211, 213, 214, 217, 218, 219, 220, 222, 223, 224, 225, 226, 227, 228, 229, 231, 232, 233, 246, 247, 248, 249, 250, 255, 257, 258, 259, 260, 261, 269, 270
Isı transferi · 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 16, 18, 19, 21, 48, 50, 52, 53, 54, 57, 58, 61, 64, 68, 69, 74, 75, 76, 77, 81, 103, 104, 105, 119, 120, 127, 128, 133, 134, 139, 141, 143, 144, 148, 150, 151, 152, 156, 157, 158, 162, 163, 164, 167, 168, 169, 172, 173, 174, 177, 178, 179, 182, 183, 184, 187, 188, 192, 193, 194, 195, 197, 198, 201, 205, 209, 214, 217, 220, 222, 224, 226, 228, 245, 247, 257, 258, 259, 260

İ

İletim · 2, 3, 9, 48, 64, 68, 69, 70, 74, 141, 152, 163, 168, 179, 182, 183, 184, 201

K

Kanatçık · 2, 8, 9, 134, 150, 158, 177
k-ε · 8, 60, 62, 64, 65, 66, 67, 68, 71, 72, 73, 100
Konvektör · 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 12, 13, 16, 17, 18, 19, 21, 24, 39, 54, 55, 58, 60, 61, 69, 70, 72, 74, 91, 92, 93, 98, 100, 116, 117, 127, 128, 133, 134, 139, 141, 146, 148, 149, 150, 151, 152, 156, 158, 162, 163, 167, 168, 169, 172, 173, 174, 177, 178, 179, 182, 183, 184, 187, 188, 189, 192, 193, 194, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 210, 213, 214, 215, 216, 217, 218, 219, 220, 221, 222, 223, 224, 230, 231, 232, 234, 235, 241, 244, 245, 246, 247, 254, 255, 257, 258, 259, 260, 292, 293, 294, 295, 296
Korelasyon · 5, 9, 42, 205, 209, 210, 211, 212, 229, 231, 247, 248, 254, 258, 259

L

Lam-Bremhorst · 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 72, 73, 100
LDA · 5, 20, 23, 35, 36, 37, 44, 45, 46, 77, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 234, 241, 242, 243, 246, 257

M

Monte-Carlo · 75

P

Panel radyatör · 1, 2, 4, 5, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 48, 53, 54, 56, 62, 95, 119, 139, 198, 213, 233, 255, 258, 261
Parametrik · 5, 21, 34, 48, 50, 77, 93, 136, 137, 139, 141, 142, 143, 148, 149, 150, 151, 157, 164, 168, 172, 173, 178, 183, 188, 198, 200, 201, 205, 209, 224, 229, 230, 231, 257, 292, 293, 294, 295, 295
PHOENICS · 5, 139, 140, 141, 143, 148, 257
PIV · 5, 14, 20, 23, 26, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 77, 122, 123, 124, 125, 126, 128, 129, 130, 131, 234, 246, 257, 260
PKKP · 2, 3, 4, 8, 16, 18, 48, 85, 95, 119, 198, 199

R

Radyasyon · 2, 9, 20, 48, 50, 54, 58, 61, 69, 70, 74, 75, 76, 78, 79, 103, 104, 105, 141
Rayleigh sayısı · 52, 53
Reynolds sayısı · 52, 65, 67, 269

S

Sıcaklık · 2, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 19, 20, 23, 24, 25, 26, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 36, 37, 38, 39, 43, 47, 50, 51, 52, 53, 54, 56, 58, 60, 61, 62, 63, 67, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 91, 92, 93, 94, 95, 97, 100, 101, 102, 103, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 136, 140, 141, 142, 146, 147, 148, 151, 152, 153, 154, 155, 156, 158, 159, 160, 161, 163, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173, 174, 175, 176, 177, 179, 180, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 191, 192, 194, 196, 197, 198, 199, 202, 203, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 214, 215, 216, 217, 220, 221, 222, 223, 224, 225, 231, 232, 233, 234 235, 236, 237, 238, 239, 240, 241, 244, 247, 248, 249, 250, 251, 252, 253, 254, 255, 257, 259, 260, 261

T

Termal kamera · 10, 24, 25, 26, 28, 31, 32, 33, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 105, 106, 107, 108
Termokupl · 24, 25, 26, 30, 32, 33, 35, 37, 78, 79, 86, 87
TSE · 85, 231, 232, 271, 272, 297, 298
Türbülans · 8, 14, 47, 52, 53, 54, 59, 60, 61, 62, 64, 65, 66, 67, 68, 71, 72, 73, 97, 100, 127, 242

Y

Yer çekim ivmesi · 50, 56, 141

Z

Zorlanmış konveksiyon · 48, 54, 62, 66



GAZİ GELECEKTİR..