TURBO VE IZGARA FONKSİYONLARINA SAHİP ENDÜSTRİYEL GIDA FIRININ ISIL PERFORMANS VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÇERÇEVESİNDE TASARLANMASI

Mahmut BURHAN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TURBO VE IZGARA FONKSİYONLARINA SAHİP ENDÜSTRİYEL GIDA FIRININ ISIL PERFORMANS VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÇERÇEVESİNDE TASARLANMASI

Mahmut BURHAN
0000-0003-2059-2958

Prof. Dr. A.Alper ÖZALP
(Danışman)

Prof. Dr. Erhan PULAT
(2.Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

TURBO VE IZGARA FONKSİYONLARINA SAHİP ENDÜSTRİYEL GIDA FIRININ ISIL PERFORMANS VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÇERÇEVESİNDE TASARLANMASI

Mahmut BURHAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. A.Alper ÖZALP

Bu tezde, turbo ve ızgara fonksiyonlarına sahip endüstriyel bir gıda fırınının ısıl performans ve enerji verimliliği değerlendirilerek performans odaklı bir tasarım geliştirilmiştir. İlk bölümde, konveksiyonlu fırınlarda sıcaklık homojenliği problemleri ele alınmış ve geleneksel radyal fanların bu olumsuz etkileri ortaya konmuştur. Bu sorunu aşmak amacıyla teğetsel (cross-flow) fan destekli yenilikçi bir hava akış sistemi tasarlanmış, CFD analizleriyle optimize edilip prototip olarak üretilmiştir. Sonuçlar, sıcaklık farkının 35 °C'den 16 °C'ye düşürüldüğünü ve %11,4 oranında enerji tasarrufu sağlandığını göstermiştir. İkinci bölümde ise ızgara fonksiyonu kapsamında farklı ısıtıcı tipleri (yuvarlak, çubuk ve M tipi) fanlı ve fansız modlarda analiz edilmiştir. Her tipin ısıtma süresi, minimum sıcaklık değeri ve sıcaklık homojenliği açısından performansı değerlendirilmiştir. Çubuk tipi ısıtıcı en dengeli sıcaklık dağılımı ve kısa ısınma süresi ile öne çıkarken; M tipi ısıtıcılar fan kapalı modda etkili olmuş, fan açık modda ise dağılımda tutarsızlıklar gözlenmiştir. Yuvarlak tip ısıtıcılar ise homojenlik açısından en düşük performansı sergilemiştir. Çalışma, endüstriyel fırınlarda enerji verimliliğini artırmak ve pişirme kalitesini iyileştirmek amacıyla fan tipi ve ısıtıcı geometrisinin önemini kapsamlı biçimde ortaya koymuştur.

Anahtar Kelimeler: Konveksiyonlu fırın, ısı transferi, CFD, homojen pişirme, ızgara fonksiyonu, enerji tasarrufu
2025, xvii + 127 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

DESIGN OF AN INDUSTRIAL FOOD OVEN WITH FORCED CONVECTION (TURBO) AND GRILL FUNCTIONS IN TERMS OF THERMAL PERFORMANCE AND ENERGY EFFICIENCY

Mahmut BURHAN

Bursa Uludağ University
Institute of Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. A.Alper ÖZALP

In this thesis, a performance-oriented design is developed by evaluating the thermal performance and energy efficiency of an industrial food oven equipped with turbo (forced-convection) and grill functions. In the first part, temperature uniformity issues in convection ovens were addressed, and the negative effects of conventional radial fans on thermal distribution were revealed. To overcome this, an innovative airflow system supported by a tangential (cross-flow) fan was designed, optimized using CFD analyses, and produced as a prototype. The results showed that the temperature difference was reduced from 35 °C to 16 °C, and an energy saving of 11.4% was achieved. In the second part, within the scope of the grill function, various heater types (circular, rod, and M-type) were analyzed under both fan-on and fan-off modes. The performance of each heater type was evaluated in terms of heating time, minimum surface temperature, and temperature distribution uniformity. The rod-type heater demonstrated the most balanced heat distribution and shortest heating time, while the M-type heaters were effective in fan-off mode but showed distribution inconsistencies when the fan was active. The circular heater, on the other hand, exhibited the lowest performance in terms of uniformity. This study comprehensively highlights the critical role of fan type and heater geometry in improving energy efficiency and cooking quality in industrial ovens.

Key words: Convection oven**,** heat transfer**,** CFD**,** uniform cooking**,** grill function**,** energy saving
2025, xvii + 127 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bilimsel araştırma, sadece bilgiye ulaşmanın değil; aynı zamanda disiplin, sabır ve kararlılıkla yürütülen uzun soluklu bir sürecin ürünüdür. Bu doktora tezinde, endüstriyel pişirme fırınlarının ısıl performansı ve enerji verimliliği detaylı olarak incelenmiş; hem hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri hem de deneysel doğrulamalar ile desteklenen çok boyutlu mühendislik çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın temel amacı, konveksiyonlu pişirme sistemlerinde karşılaşılan ısıl düzensizlikleri ve enerji kayıplarını minimize edecek alternatif çözümler üretmek; fan tipi, ısıtıcı tasarımı ve sistem bileşenlerinin fırın performansı üzerindeki etkilerini mühendislik temelli yaklaşımlarla değerlendirmektir. Elde edilen bulguların, sektörel uygulamalara ışık tutacak nitelikte olduğu ve endüstriyel mutfak ekipmanlarının enerji verimliliği açısından yeniden tasarlanmasına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Tez süreci boyunca edinilen deneyimler, yalnızca bilimsel kazanımlar değil, aynı zamanda kişisel gelişim açısından da önemli bir dönüşüm süreci olmuştur. Bu bağlamda, katkı sunan tüm kişi ve kurumlara içtenlikle teşekkür ederim.

Bu doktora çalışması, TÜBİTAK 2244 Sanayi Doktora Programı kapsamında yürütülen ve 119C031 numaralı proje ile desteklenen araştırmalar çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda sağlanan maddi ve bilimsel katkılar için TÜBİTAK'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Araştırmanın yürütülmesinde değerli akademik katkılarıyla yol gösteren, bilgi ve tecrübesiyle her aşamada beni destekleyen danışman hocam Prof. Dr. A. Alper ÖZALP'e ve ikinci danışmanım Prof. Dr. Erhan PULAT'a teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesinde sunduğu altyapı ve katkılar nedeniyle İnoksan Mutfak Sanayi ve Ticaret A.Ş. ailesine; özellikle deney ve test süreçlerindeki destekleriyle süreci kolaylaştıran tüm AR-GE Merkezi ekibine teşekkürlerimi sunarım.

CFD analizleri sürecinde sağladığı teknik destek ve bilgi paylaşımı için Berke BAYRAKTAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm bu zorlu sürecin her anında yanımda olan, bana güç veren sevgili eşime ve çocuklarıma**,** fedakârlıkları, sabırları ve koşulsuz sevgileriyle bu yolculuğu anlamlı kıldıkları için minnettarım. Aynı zamanda, her zaman desteklerini hissettiren değerli aileme de sonsuz teşekkür ederim.

Mahmut BURHAN
…/…/…….

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET viii
ABSTRACT ix
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR x
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ xiv
ÇİZELGELER DİZİNİ xvii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
3. MATERYAL ve YÖNTEM 12
3.1 CFD'de Kullanılan Temel Denklemler 12
3.1.1 Kütlenin korunumu-süreklilik denklemi 12
3.1.2 Newton'un ikinci kanunu-momentum denklemi 12
3.1.3 Termodinamiğin birinci kanunu-enerji korunumu 13
4. BULGULAR 16
4.1 Radyal Fan Kontrollü Konveksiyonlu Fırın 16
4.1.1 CFD Analiz ve Deneysel Çalışmalar 18
4.2 Teğetsel Fan (cross-flow fan) Kontrollü Yeni Nesil Konveksiyonlu Fırın 40
4.2.1 Tasarım Çalışmaları 44
4.2.2 CFD Analiz Çalışmaları 46
4.2.3 Deneysel Çalışmalar 63
4.3 Teğetsel Fan Kontrollü Fırında Izgara Fonksiyonu 71
4.3.1 Tasarım Çalışmaları 72
4.3.2 CFD Analiz Çalışmaları 76
4.3.2.1 Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu 82
4.3.2.1.1 Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı) 82
4.3.2.1.1.1 3000 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 83
4.3.2.1.1.2 3250 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 84
4.3.2.1.1.3 3500 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 85
4.3.2.1.2 Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık) 86
4.3.2.1.2.1 3000 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 86
4.3.2.1.2.2 3250 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 87
4.3.2.1.2.3 3500 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 88
4.3.2.2 Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu 90
4.3.2.2.1 Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı) 90
4.3.2.2.1.1 3000 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 91
4.3.2.2.1.2 3250 W Gücünde yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 92
4.3.2.2.1.3 3500 W Gücünde yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 93
4.3.2.2.2 Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık) 94
4.3.2.2.2.1 3000 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık) 95
4.3.2.2.2.2 3250 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık) 96
4.3.2.2.2.3 3500 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık) 97
4.3.2.3 M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu 98
4.3.2.3.1 M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı) 98
4.3.2.3.1.1 3000 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 99
4.3.2.3.1.2 3250 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 100

4.3.2.3.1.3 3500 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı) 101
4.3.2.3.2 M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık) 102
4.3.2.3.2.1 3000 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 103
4.3.2.3.2.2 3250 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 104
4.3.2.3.2.3 3500 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık) 105
4.3.3 Deneysel Çalışmalar 108
4.3.3.1 Çubuk Tip Isıtıcı İle Deneysel Çalışmalar 109
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 113
5.1 Gelecek Çalışmalar ve Öneriler 122
KAYNAKLAR 124
ÖZGEÇMİŞ 127

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
kW	Kilowatt
°C	Santigrat derece
%	Yüzde
MPa	Megapascal
η	Verim
kJ/s	Kilojul / saniye
W/m²K	Watt / metrekare.Kelvin
mm	Milimetre
d/d	devir/dakika
kg/m³	Kilogram / metreküp
W	Watt

Kısaltmalar	**Açıklama**
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu
GN	Gastronorm
rpm	dakikadaki devir sayısı
AISI	çelik standart numarası

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 4.1	Radyal fan kontrollü fırının yapısal bileşenleri üst görünüm	17
Şekil 4.2	İnoksan 6 tepsili konveksiyonlu deney fırını	19
Şekil 4.3	Radyal fan	19
Şekil 4.4	10 kW Isıtıcı	20
Şekil 4.5	GN1/1 Tepsi	20
Şekil 4.6	Analiz datası ön ve üst görünümü	21
Şekil 4.7	Radyal fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı	23
Şekil 4.8	FloEFD genel ayarlar ekran görüntüleri	25
Şekil 4.9	Tepsi üzerindeki CFD analizi referans noktaları	26
Şekil 4.10	1. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	28
Şekil 4.11	2. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	28
Şekil 4.12	3. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	29
Şekil 4.13	4. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	30
Şekil 4.14	5. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	30
Şekil 4.15	6. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	31
Şekil 4.16	Radyal fan kontrollü sistemde 200 °C turbo modunda 4. tepsi düzleminde a) hız konturu ve akım çizgileri, b) sıcaklık konturu ve akım çizgileri	33
Şekil 4.17	a) Deneysel test düzeneğinin fotoğrafı b) Deney düzeneğinin şematik görünümü	34
Şekil 4.18	Elimko sıcaklık ölçüm cihazı	34
Şekil 4.19	200 °C'de CFD analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	37
Şekil 4.20	Teğetsel fan kontrollü fırın üst ve ön kesit perspektifi	42
Şekil 4.21	Teğetsel fan	45
Şekil 4.22	Isı Kaynağı	45
Şekil 4.23	Hava akış sacı	46
Şekil 4.24	Teğetsel fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı	49
Şekil 4.25	1200 d/d - 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	51
Şekil 4.26	1200 d/d–10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	52
Şekil 4.27	1200 d/d–11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	52
Şekil 4.28	1400 d/d – 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	53
Şekil 4.29	1400 d/d–10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	53
Şekil 4.30	1400 d/d–11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	54
Şekil 4.31	1600 d/d – 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	54
Şekil 4.32	1600 d/d–10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	55
Şekil 4.33	1600 d/d–11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları	55
Şekil 4.34	1. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	58

Şekil 4.35	2. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	58
Şekil 4.36	3. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	59
Şekil 4.37	4. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	59
Şekil 4.38	5. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	60
Şekil 4.39	6. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı	60
Şekil 4.40	Teğetsel fanlı sistemde 2. tepsi düzlemine ait a) hız konturu ve akım çizgileri, b) sıcaklık konturu ve akım çizgileri	62
Şekil 4.41	Prototip fırın	63
Şekil 4.42	a) Deney cihazı b) Hava akış sacı c) Isıtıcı –fan grubu	64
Şekil 4.43	Teğetsel fan kontrollü konveksiyonlu fırın CFD analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	68
Şekil 4.44	Radyal ve teğetsel fan kontrollü fırınların referans noktalarının 200 °C'ye göre sıcaklık farklarının karşılaştırılması	70
Şekil 4.45	Çubuk tip ısıtıcı	73
Şekil 4.46	M tip ısıtıcı	74
Şekil 4.47	Yuvarlak tip ısıtıcı	75
Şekil 4.48	Teğetsel fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı	78
Şekil 4.49	FloEFD genel ayarlar ekran görüntüleri	81
Şekil 4.50	Çubuk Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli	82
Şekil 4.51	Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	83
Şekil 4.52	Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	84
Şekil 4.53	Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	85
Şekil 4.54	Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	87
Şekil 4.55	Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	88
Şekil 4.56	Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	89
Şekil 4.57	Yuvarlak Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli	90
Şekil 4.58	Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	92

Şekil 4.59	Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. Tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	93
Şekil 4.60	Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	94
Şekil 4.61	Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	95
Şekil 4.62	Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	96
Şekil 4.63	Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.	97
Şekil 4.64	M Tip Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli	98
Şekil 4.65	Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	100
Şekil 4.66	Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	101
Şekil 4.67	Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	102
Şekil 4.68	Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	104
Şekil 4.69	Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	105
Şekil 4.70	Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü	106
Şekil 4.71	Izgara Fonksiyonuna Sahip Konveksiyonlu Fırında Çubuk Tip Isıtıcıların Montaj Konfigürasyonuna Ait Görünüm	109
Şekil 4.72	Deney düzeneğindeki tepsi üzerindeki referans noktaları	110
Şekil 4.73	Izgara fonksiyonlu prototip fırının deneysel görünümü	112
Şekil 4.74	Sabit ısıtıcı gücü altında farklı fan devrinde 200 °C'ye ulaşma süresi	116
Şekil 4.75	Sabit fan devri altında farklı ısıtıcı güçlerinin 200 °C'ye ulaşma süresi	117

ÇİZELGELER DİZİNİ

		Sayfa
Çizelge 4.1	Radyal fan kontrollü fırın yapısal bileşenleri	17
Çizelge 4.2	Mesh bağımsızlığı	22
Çizelge 4.3	Radyal fanlı fırın CFD analiz sınır şartları	24
Çizelge 4.4	200 °C'de 6 tepsideki yüzey sıcaklık değerleri	27
Çizelge 4.5	Radyal fan kontrollü fırının 200 °C'de sıcaklık sonuçları	36
Çizelge 4.6	Teğetsel fan kontrollü fırın yapısal bileşenleri	43
Çizelge 4.7	CFD analizleri için tasarım girdileri	47
Çizelge 4.8	Mesh bağımsızlığı	48
Çizelge 4.9	Teğetsel fanlı fırın CFD analiz sınır şartları	50
Çizelge 4.10	9 kW Teğetsel fırın için tepsiler arası sıcaklık değerleri	61
Çizelge 4.11	Teğetsel fan kontrollü konveksiyonlu fırının 200 °C'deki deneysel sıcaklık sonuçları	66
Çizelge 4.12	Izgara fonksiyonu kapsamında değerlendirilen ısıtıcı tipi, güç seviyesi ve fan durumu kombinasyonlarına ait senaryo tablosu	77
Çizelge 4.13	Mesh bağımsızlığı	79
Çizelge 4.14	Izgara Fonksiyonlu fırın CFD analiz sınır şartları	80

1. GİRİŞ

Konveksiyonlu gıda pişirme fırınları, restoranlar, oteller ve endüstriyel mutfaklar gibi toplu tüketim hizmeti sunan işletmelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tür fırınlardan beklenen temel performans kriterleri arasında, yüksek pişirme etkinliği sağlamak, tepsi içi ve tepsiler arası sıcaklık farklarını minimuma indirmek ve enerji verimliliğini artırmak yer almaktadır. Gıdaların homojen şekilde pişirilmesi, yalnızca ürün kalitesi açısından değil, aynı zamanda müşteri memnuniyeti ve işletme verimliliği açısından da kritik bir faktördür. Fırın içerisindeki sıcaklık dağılımının homojenliği, kullanılan fan tipleri ve ısıtıcı elemanların geometrileri ile doğrudan ilişkilidir. Radyal fanlar havayı merkezden çevreye yönlendirirken, teğetsel fanlar daha geniş alana yayılan dengeli bir hava akışı sağlar. Bu durum, ısı transfer mekanizmasının davranışını etkileyerek pişirme kalitesine doğrudan yansır. Homojen pişirme, tüm tepsilerde aynı sıcaklık profilinin elde edilmesi ve gıdaların eşit sürede, eşit derecede ısıl işleme tabi tutulması anlamına gelir. Aksi hâlde oluşabilecek sıcaklık dengesizlikleri, bazı ürünlerin fazla pişmesine, bazılarının ise yetersiz pişmesine neden olarak kalite kayıplarına yol açar.

Fırın içerisindeki hava hareketi, gıdanın ısınma hızını ve dolayısıyla pişirme süresini etkileyen temel parametrelerden biridir. Konveksiyonlu pişirme sürecinde sıcak hava ile gıda yüzeyi arasındaki ısı transferi zorlanmış taşınım mekanizmasıyla gerçekleşir ve bu mekanizmanın etkinliği; akış rejimi, akışkan özellikleri ve özellikle hava hızına (Reynolds sayısına) bağlıdır. Hava hızının artmasıyla Reynolds sayısı yükselir; Nusselt sayısı ve dolayısıyla ortalama konvektif ısı transfer katsayısı artma eğilimi gösterir (Çengel ve Ghajar, 2015). Bu artış, yüzeye yakın bölgede ısı geçişini sınırlayan sınır tabaka etkisini azaltarak gıdaya aktarılan ısı akısını yükseltebilir ve ürünün hedef sıcaklığa ulaşma süresini kısaltmaya katkı sağlayabilir.

Bununla birlikte pişirme performansı açısından yalnızca hava hızının büyüklüğü değil, hava akışının tüm pişirme hacmi boyunca dengeli/ homojen dağıtılması da kritik öneme sahiptir; aksi durumda tepsiler arasında ve tepsi içinde sıcaklık farklılıkları oluşarak homojen pişirme olumsuz etkilenebilir.

Fırın performansını belirleyen bir diğer önemli unsur enerji kullanım etkinliğidir. Özellikle artan enerji maliyetleri ve çevresel sürdürülebilirlik gereksinimleri, enerji kullanımının iyileştirilmesini zorunlu kılmaktadır. Bu bağlamda, pişirme sürecinde tüketilen enerjinin etkin kullanımı, sistemin ısıl performansını yansıtan çeşitli göstergeler üzerinden değerlendirilebilmektedir. Bu tez kapsamında da homojenlik iyileştirmesiyle birlikte enerji kullanımına ilişkin etkiler, seçilmiş koşullar altında incelenerek performans değerlendirmesine dahil edilmiştir.

Bu tez çalışmasının kapsamı, turbo (konveksiyon) ve ızgara fonksiyonlarına sahip endüstriyel bir konveksiyonlu fırının ısıl performansının ve sıcaklık homojenliğinin geliştirilmesine yöneliktir. Çalışma kapsamında, çok tepsili (6 tepsi) bir fırın sistemi ele alınmış; kabin içi hava dolaşımının fan tipi/konfigürasyonu ve akış yönlendirme elemanları ile iyileştirilmesine odaklanılmıştır. Bu amaçla, mevcut radyal fanlı yapıya alternatif olarak teğetsel fan temelli bir hava dolaşım tasarımı geliştirilmiş ve farklı tasarım parametrelerinin (fan yerleşimi ve akış kanalı düzeni gibi) sıcaklık dağılımına etkisi sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Sayısal analizlerde CFD yaklaşımı kullanılmış; kabin içindeki akış alanı ve sıcaklık dağılımı belirli işletme koşullarında (hedef sıcaklık 200°C gibi) değerlendirilmiş ve sonuçlar çok noktalı termokupl ölçümleri ile deneysel olarak doğrulanmıştır.

Tezin ikinci kısmında, ızgara fonksiyonu kapsamında farklı ısıtıcı geometrilerinin (çubuk, M tip ve yuvarlak tip gibi) fan açık ve fan kapalı çalışma koşullarındaki performansı karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş; ısıtma süresi ve sıcaklık dağılımı açısından sonuçlar analiz edilmiştir. Çalışmanın performans değerlendirmesi, sıcaklık homojenliği ve sistemin ısıl performansını yansıtan temel göstergeler üzerinden yapılmış; sonuçlar belirlenen çalışma koşullarında sayısal analizler ve deneysel doğrulama ile birlikte ele alınmıştır. Bu çalışma, tasarım geliştirme ve doğrulama odaklı olup; ürünün kimyasal/duyusal kalite analizi, farklı ürün yükleri altında pişirme davranışı ve tüm olası işletme koşullarını kapsayan çok değişkenli optimizasyon kapsam dışındadır. Sonuçlar, tezde tanımlanan fırın geometrisi, seçilen güç seviyeleri, hedef sıcaklık koşulları ve deneysel kurulum ile sınırlıdır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Mansour vd. (2024), yüksek sıcaklıkta çalışan bir ekmek pişirme fırını için tünel tipi bir prototip geliştirmiş ve bu prototipin haznesinde farklı konumlardaki sıcaklık dağılımlarını analiz etmişlerdir. Ayrıca, pişirme esnasında ekmeğin maruz kaldığı ısı akısını doğrudan ölçebilmek amacıyla özel bir ölçüm düzeneği tasarlamışlardır. Sayısal analiz sonuçlarına göre, fırın içerisindeki sıcaklık dağılımının homojen olmadığı tespit edilmiştir.

Rasheed vd. (2023), hem elektrik hem de kömürle çalışabilen çift enerjili bir ızgara fırın prototipi tasarlamış ve geliştirmişlerdir. Fırın; iç ve dış ortamda kullanılabilecek şekilde kompakt, kullanıcı dostu ve ekonomik olacak biçimde dizayn edilmiştir. Isıtma elemanı ve kömür haznesi aynı odada birleştirilerek hem yerden hem de malzemeden tasarruf sağlanmış, yalıtım için cam yünü kullanılmıştır. Prototip, farklı et türleriyle (sığır, keçi, tavuk, hindi vb.) test edilmiş ve 100–140 °C sıcaklık aralığında, 15 dakikalık pişirme süresi ile verimli sonuçlar alınmıştır. Enerji tüketimi, nem uzaklaştırma oranı ve üretim kapasitesi gibi kriterler hesaplanmış; cihazın düşük maliyetli, bakımı kolay ve verimli olduğu belirlenmiştir. Özellikle elektrik kısıtlı bölgelerde kömürle ön pişirme yapılarak enerji verimliliği artırılmış, duman salınımı minimize edilmiştir. Bu sistem, restoranlar ve hızlı tüketim noktaları için ekonomik ve sürdürülebilir bir çözüm olarak sunulmuştur. Yang vd. (2023), zorlamalı konveksiyon modunda çalışan bir fırında sıcaklık dağılımı homojenliğini artırmak amacıyla deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Fırın içindeki sıcaklık alanı, 13 noktalı termokupllar ile ölçülmüş ve elde edilen veriler CFD (HAD) analizleri ile doğrulanmıştır. Analizler sonucunda fırın içindeki sıcaklık alanının düzensiz olduğu, özellikle fan çıkışında büyük girdapların oluştuğu ve bu alanlarda konvektif ısı transferinin zayıf kaldığı tespit edilmiştir. Bu sorunu çözmek için fırın arka panelindeki hava dağılım yapısı (baffle) optimize edilmiştir. Yeni tasarım ile sıcaklık farkı 29 °C'den 8–18 °C aralığına düşürülerek önemli iyileştirmeler sağlanmıştır. Ayrıca çalışma kapsamında hava hacimsel dağılımını hesaplayan bir formül geliştirilmiş ve sayısal simülasyonlarla doğruluğu ispatlanmıştır. Sonuç olarak, geliştirilen yapısal iyileştirmelerin ve hesaplamalı modellemenin, sıcaklık homojenliğini ve pişirme kalitesini artırmada etkili olduğu vurgulanmıştır.

Medapati vd. (2023), elektrikli fırınların performansını iyileştirmeye yönelik olarak enerji verimliliği ve sıcaklık dağılımı odaklı tasarım uygulamaları üzerine araştırmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmalarında, fırın sistemlerinde ısıl etkinliği artırmaya ve ısının daha dengeli yayılmasını sağlamaya yönelik çözümler geliştirmişlerdir.

Köse ve Öğüt (2023), bir süt üretim tesisinde yürüttükleri araştırmada, buharın yoğuşmasıyla açığa çıkan gizli ısıyı geri kazanmak amacıyla tasarladıkları ısı eşanjörünü hem CFD yöntemleriyle hem de deneysel olarak analiz etmişlerdir. Bu çalışma, endüstriyel hava ve sıvı sistemlerinde gerçekleştirilen tasarımsal iyileştirmelerin enerji verimliliği üzerindeki etkilerini gözler önüne sermektedir.

Çelik vd. (2023), faz değiştiren malzeme uygulayarak açık dikey tipteki bir soğutucu teşhir dolabının enerji tüketimini %5,1 oranında azaltmayı başarmış ve sıcaklık dağılımında daha istikrarlı bir yapı elde etmişlerdir. Bu araştırma, pasif ısıl kontrol tekniklerinin hem enerji tasarrufu sağlama hem de sıcaklık homojenliğini artırma konusundaki etkinliğini göstermesi bakımından dikkat çekicidir.

Chen vd. (2022), taş ızgara plakalarının kırılma nedenlerini analiz etmek ve pişirme performansını artırmak amacıyla kombine bir analiz modeli geliştirmiştir. Çalışmada, taş ızgaraların yüzey sıcaklığı ve termal gerilme dağılımları sayısal olarak incelenmiş, elde edilen sonuçlar termal kamera verileriyle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Özellikle taş plakaların çatlamasına neden olan sıcaklık farkları ve düzensiz ısı dağılımı gibi sorunlar, yakıt karışım borusunun hava giriş tasarımı ve taş plakanın altındaki yapısal değişikliklerle giderilmeye çalışılmıştır. İyileştirilmiş tasarımlarla, yüzeydeki termal gerilmenin 45.3 MPa azaldığı ve sıcaklık farkının 91 °C düştüğü rapor edilmiştir. Ayrıca, hava giriş pozisyonunun ve yönteminin değiştirilmesiyle hava kütle akışının %12 arttığı, bunun da yanma verimliliğini belirgin ölçüde artırdığı gösterilmiştir. Yapılan deneyler ve simülasyonlar, geliştirilen modelin taş ızgaraların ömrünü uzatmada etkili olduğunu ortaya koymuştur.

Burhan vd. (2022), turbo kuzine tipi bir fırında tepsiler arasındaki sıcaklık dağılımını; çeşitli yalıtım malzemeleri, ısıtma kaynakları ve fan tipleri kullanarak hem sayısal hem de deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Ayrıca, geliştirdikleri dinamik hava perdesi

sayesinde farklı açılardan yönlendirilen hava akışının sıcaklık farklılıkları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Elde ettikleri bulgular, hareketli yönlendirici kanatların pişirme homojenliğini artırıcı yönde katkı sağladığını ortaya koymuştur.

Slavova (2021), ev tipi elektrikli fırınların ızgara modunda çalışırken enerji verimliliğini değerlendirmek amacıyla üç boyutlu matematiksel bir model geliştirmiştir. Çalışmada, Comsol Multiphysics ortamında hem boş hem de yüklenmiş (Hipor tuğlası ile) fırın için simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve sıcaklık dağılımları zamana bağlı olarak analiz edilmiştir. Model doğruluğu, deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmış, ızgara modunda tavan bölgesinde en yüksek sıcaklıkların oluştuğu ve alt kısımlara doğru sıcaklığın azaldığı tespit edilmiştir. Çalışmada ayrıca enerji verimlilik faktörü (η) ve enerji verimlilik endeksi (EEIcavity) hesaplanmış; ızgara modunun, konvansiyonel moda göre %6,5 daha düşük η ve %6,9 daha düşük EEI değerine sahip olduğu belirlenmiştir. Geliştirilen model sayesinde, fırın tasarımında enerji kayıpları detaylıca analiz edilebilmekte ve ızgara modunun performansı optimize edilebilmektedir.

Bilen (2021), yüksek lisans tez çalışmasında elektrikli ankastre fırınlarda enerji kullanımını azaltmak ve pişirme sürecindeki homojenliği artırmak üzerine araştırmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmasında, farklı geometrik yapıya sahip fan kapaklarını FloEFD yazılımı kullanarak CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizleriyle incelemiş, ardından elde ettiği sonuçları IEC 60350-1 standardına uygun olarak yürüttüğü deneysel ve pişirme testleri ile doğrulamıştır.

Azmi vd. (2020), gerçekleştirdikleri bir çalışmada, fırın içerisindeki hava akışının pişirme sürecinde ısı transferine olan etkisini, farklı sıcaklık ve hava hızlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada ayrıca, pişirme ortamı sıcaklığının kekin iç sıcaklığı üzerindeki etkisini tanımlayabilmek amacıyla Fourier kanununa dayalı bir ısı transfer modeli geliştirilmiştir.

Gürbüz (2020), porselen pişirme fırını üzerinde gerçekleştirdiği çalışmada enerji ve ekserji analizleri yapmış ve enerji tasarrufuna yönelik çeşitli yöntemler önermiştir. Yaptığı hesaplamalarda fırının enerji tüketimini 2968 kJ/s olarak belirlemiş; ancak

porselen üretimi için gerekli enerjinin, toplam enerji tüketimine oranlandığında fırının yalnızca %11 verimle çalıştığını tespit etmiştir.

Park vd. (2018), ev tipi konveksiyonlu fırınlarda enerji tüketimini azaltmaya yönelik olarak ısıtıcı kullanım stratejilerini hem deneysel hem de sayısal analizler ile incelemişlerdir. Çalışmada, konveksiyon ve ızgara ısıtıcılarının farklı güç oranları ve görev süreleriyle (HPR ve HDR) kullanımının fırın içi sıcaklık dağılımı ve toplam enerji tüketimi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Cupcake pişirme senaryosu üzerinden yürütülen analizlerde, üst tepsideki ürünlerin, alt tepsiye göre %80 daha fazla radyasyon aldığı ve bunun da pişirme homojenliğini olumsuz etkilediği gözlemlenmiştir. Simülasyonlar, ızgara ısıtıcının aşırı kullanımının, özellikle ön ısıtma aşamasında, enerji tasarrufu sağlarken pişirme kalitesini düşürebileceğini ortaya koymuştur. Bununla birlikte, ısı yalıtım malzemesinin ısıl iletkenliğinin, özgül ısıdan daha fazla enerji tüketimi üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak, ısıtıcı güç oranlarının optimize edilmesiyle %10'a kadar enerji tasarrufu sağlanabileceği ve konveksiyon akışının tasarımının iyileştirilmesinin enerji verimliliği ve sıcaklık homojenliği açısından kritik olduğu vurgulanmıştır.

Mohammed (2018), tez çalışmasında sabit bir sistemde farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında gerçekleşen ışınımla enerji aktarımını incelemiş ve bu ışınım temelli ısı transferinin maksimum verimle gerçekleştirilmesi amacıyla yeni bir matematiksel formülasyon geliştirmiştir.

Vatandaş (2016), endüstriyel bir emaye pişirme fırını üzerinde enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmiş; ayrıca fırının enerji geri kazanım potansiyelini incelemiştir. Yapılan verimlilik projelerinin ardından tekrarlanan analizlerde, başlangıçta %13 olan enerji verimliliği %28'e, %9 olan ekserji verimliliği ise %20,3'e kadar yükselmiştir.

Çelik (2015), ev tipi fırınların enerji tüketimini azaltmaya yönelik bir simülasyon programı geliştirerek doğrulama çalışmaları gerçekleştirmiştir. Bu kapsamda enerji verimliliğini artırmak adına çeşitli tasarım parametreleri tanımlamış ve bu parametrelerin enerji kullanımına olan etkilerini deneysel verilerle analiz etmiştir. Geliştirilen

simülasyon modeli, elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak performans açısından test edilmiştir.

Shapapuzi vd. (2015), fırın içerisinde pişirilen kekin iç sıcaklık profillerini, hava akışının etkisi bağlamında araştırmıştır. Deneyler çeşitli sıcaklık aralıklarında uygulanmış ve hava hareketlerinin pişirme sürecine olan etkileri detaylı şekilde analiz edilmiştir. Araştırmada, hava akışının kekin iç bölgesindeki ısı transfer sürecine olan katkısı değerlendirilerek, pişirme performansı üzerindeki rolü ortaya konmuştur.

Ünalsan (2014), ev tipi fırınlara yönelik gerçekleştirdiği araştırmasında, bu cihazların ısı transferi ve akış davranışlarını hem sayısal simülasyonlarla hem de deneysel yöntemlerle değerlendirmiştir. Elde ettiği analiz sonuçlarını, yapılan deneysel ölçümlerle karşılaştırarak doğruluğunu teyit etmiştir. Bu sayede fırın içi ısı ve akış dağılımlarına ilişkin güvenilir veriler elde edilmiştir.

Cernela vd. (2014), fırın performansını değerlendirmeye yönelik bir test yöntemi geliştirmek amacıyla yürüttükleri araştırmalarında, operasyon süresince ısıtıcı yüzey ile hava arasındaki sıcaklık değişimlerini ve taşınım ile ışıma kaynaklı ısı transfer katsayılarını izleyebilmenin önemine vurgu yapmışlardır. Bu doğrultuda, deneysel verilerin toplanmasında watt-metre, termokupl ve yüzey ısı akısı sensörleri gibi ölçüm cihazlarından yararlanmışlardır.

Khatir vd. (2013), sıcak hava jetleriyle çalışan üflemeli fırınların yüksek işletme maliyetlerinden yola çıkarak, farklı boyutlardaki fırınların tasarım süreçlerini hızlandırmayı amaçlayan bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu süreçte sıcaklık dağılımının homojenliği, enerji verimliliği ve üretim kolaylığı temel tasarım hedefleri olarak belirlenmiştir. Araştırmada özellikle lüle boyutları, lülelerin yerleşim düzeni, lüle ile pişirme yüzeyi arasındaki mesafe ve ısı transfer katsayısı gibi parametreler üzerinde durulmuş; taşınım ve ışıma yoluyla gerçekleşen ısı transfer seviyeleri ayrı ayrı analiz edilmiştir.

Yılmazer vd. (2013), çörek pişirme işlemini, taşınım ve buhar üfleme özelliklerini bir araya getiren hibrit fırında, farklı sıcaklık ve süre kombinasyonları altında deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırma bulguları, hibrit fırının kullanımıyla ürünlerin kuruma oranının

tek bir pişirme yöntemiyle karşılaştırıldığında daha düşük olduğunu göstermektedir. Ayrıca, ortalama nem içeriğinin fırın sıcaklığındaki değişikliklerden anlamlı şekilde etkilenmediği belirlenmiştir.

Zheng ve Wei (2013), ısı geri kazanımı gerekliliklerini göz önünde bulundurarak tasarladıkları bir fırın yapısında, ürün içerisindeki uçucu maddelerin ayrışma hızlarını ve fırın içindeki sıcaklık dağılımını ANSYS FLUENT yazılımı ile hem sürekli hem de süreksiz akış rejimlerinde analiz etmişlerdir. Çalışmada, farklı fırın kesitlerindeki hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının zamana bağlı olarak nasıl değiştiği ortaya konmuş; böylece momentum ve termal özellikler arasında ilişki kurulmaya çalışılmıştır.

Sari vd. (2013), fırın operasyonlarında enerji verimliliğinin artırılmasının öneminden yola çıkarak gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada, geliştirilmiş bir izolasyon yapısı tasarlamışlardır. Yüzey sıcaklıklarını ölçmek için termokupllar ve termal kameralar kullanılmış, farklı izolasyon tasarımları çeşitli fırın sıcaklıklarında değerlendirilmiştir. Elde edilen veriler hem sürekli hem de süreksiz rejim koşullarında analiz edilmiştir.

Chopade vd. (2012), üç boyutlu yüzeylerde homojen ısıl dağılım sağlamak amacıyla, sıcak yüzeylerin pozisyonlarını ve güç seviyelerini belirlemek üzere bir optimizasyon modeli geliştirmişlerdir. Bu modelin temelinde enerji dengesi yaklaşımı yer almakta olup, fırın içindeki konum değişimlerinin neden olduğu sıcaklık farklılıkları da çalışma kapsamında analiz edilmiştir.

Moon ve Kim (2012), ısı transfer performansını artırmaya yönelik bir hava yönlendirme elemanının yapısal optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Kalınlık ve dönüş açısı gibi tasarım parametrelerini dikkate alarak yürütülen çalışmada, ısı transferinde artış sağlanırken, eş zamanlı olarak sistemdeki basınç kaybının azaltılmasıyla daha verimli bir tasarıma ulaşılmıştır.

Sakin vd. (2009), konveksiyonlu fırınlarda pişirme işlemi sırasında yüzeye etkiyen toplam (konveksiyon + radyasyon) ısı transfer katsayısını belirlemek amacıyla sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada hem fanlı (zorlamalı konveksiyon) hem de fansız (doğal konveksiyon) fırın koşullarında 70–220 °C aralığında analiz yapılmıştır. Isı transfer katsayısı, "Lumped Capacity" (toplu ısı kapasitesi) ve "Time–

Temperature Matching" (zaman-sıcaklık eşleme) yöntemleriyle hesaplanmış; elde edilen değerlerin birbiriyle ve literatürle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Fan kullanılan durumda katsayılar sabit kalırken (yaklaşık 24–34 W/m²K), fansız durumda sıcaklıkla birlikte artış göstermiştir (yaklaşık 10–21 W/m²K). Ayrıca çalışma, radyatif ve konvektif bileşenlerin sıcaklıkla nasıl değiştiğini de inceleyerek radyasyon etkisinin artan sıcaklıklarda daha belirgin olduğunu ortaya koymuştur. Sonuç olarak, fırın tasarımı ve pişirme süresi optimizasyonu için ısı transfer katsayısının doğru belirlenmesinin kritik olduğu vurgulanmıştır.

Fahey vd. (2008), pirolitik (kendini temizleyen) bir ev tipi fırının soğutma kanalı tasarımını analiz etmek amacıyla deneysel yöntemler ile birlikte Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analizlerini bir arada kullanmışlardır. Çalışmada, Titan model fırının özellikle kapak içi hava akışı ve soğutma performansı ele alınmıştır. 2D CFD simülasyonları ile kapak içerisindeki hava giriş-çıkış noktalarındaki sıcaklık ve hız dağılımları analiz edilmiş ve bu veriler deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, fırın kapağındaki dış yüzey sıcaklığının güvenlik standartlarını aşmaması için yapılan hava devridaim tasarımının etkin olduğu doğrulanmıştır. Ayrıca, farklı mesh yapıları ve sınır koşullarının sonuçlara etkisi detaylıca irdelenmiş ve sistemin termal performansı hakkında önemli bilgiler sunulmuştur. Çalışma, ürün geliştirme sürecinde CFD ile yapılan doğrulamaların tasarım kalitesini artırmada etkili olduğunu göstermiştir.

Mistry vd. (2006), doğal taşınımla çalışan elektrikli bir fırında pişirme çevrimlerinin analizine yönelik üç boyutlu bir geçici CFD modeli geliştirmişlerdir. Model broil ve bake modlarındaki sıcaklık dağılımlarını incelemek amacıyla tasarlanmış, elde edilen sayısal veriler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Broil çevriminde yüzey radyasyonunun etkili olduğu, bake çevriminde ise konvektif ısı transferinin baskın olduğu gözlemlenmiştir. Modelde fırın çıkışında akış yönünü doğru tanımlayabilmek için emme basıncı sınır koşulu uygulanmıştır. Sonuçlar, emisyon katsayısı, rezistans gücü ve akış yapısının fırın performansı üzerinde doğrudan etkili olduğunu göstermiştir.

İbicek (2006), tez çalışmasında geleneksel pişirme yöntemlerinin eksikliklerini gidermek amacıyla mikrodalga, infrared, halojen, buhar, ohmik ve indüksiyon gibi modern sistemleri incelemiştir. Her yöntemin pişirme süresi, renklenme, nem ve yapı gibi kriterler

üzerindeki etkileri hem teknik ölçümlerle hem de duyusal analizlerle değerlendirilmiştir. Özellikle börek gibi unlu ürünler için standart bir test protokolü geliştirilmiş ve deneysel bulgulara göre avantajlı yönler belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, ürün kalitesini koruyarak enerji verimliliğini artırmak amacıyla mikrodalga-turbo ve halojen-infrared gibi hibrit pişirme sistemleri önerilmiştir. Bu hibrit sistemler hem pişirme süresini kısaltmakta hem de daha homojen ürün kalitesi sağlamaktadır.

Verboven vd. (2000), endüstriyel elektrikli zorlamalı konveksiyonlu bir fırının ısı transfer karakteristiğini sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) modeli ile analiz etmişlerdir. Geliştirilen model, k-ε türbülans modeli kullanılarak kütle, momentum ve enerji denklemleri üzerinden 3 boyutlu geçici analizle uygulanmıştır. Fırının içindeki sıcaklık dağılımı deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak %4.6 sapma ile doğrulanmıştır. Fırın içi hava akışının düzensizliği; ısı transfer katsayılarında, ürün yüzey sıcaklıklarında ve dolayısıyla pişirme homojenliğinde farklılıklara yol açmaktadır. Araştırmada ayrıca yüzey ısı transfer katsayısı ile Reynolds sayısı ve türbülans şiddeti arasında deneysel bir korelasyon kurulmuş ve Nusselt sayısı tahmini için ifade geliştirilmiştir. Modelin, fırın tasarımı ve işlem verimliliği üzerinde önemli optimizasyon fırsatları sunduğu belirtilmiştir. Bu yönüyle çalışma, özellikle fırınların enerji verimliliği, sıcaklık homojenliği ve ısıtma performanslarının CFD destekli analizinde yol gösterici niteliktedir.

Bu bölümde yer verilen kaynaklar, endüstriyel konveksiyonlu fırınlarda sıcaklık homojenliğini belirleyen temel fiziksel mekanizmaları ve tasarım parametrelerini (fan tipi ve konfigürasyonu, akış yönlendirme elemanları/kanal geometrisi, ısı kaynağı yerleşimi–geometrisi ve güç dağılımı) sistematik biçimde ortaya koymak ve tez kapsamında geliştirilecek tasarımın mühendislik gerekçesini kurmak amacıyla seçilmiştir. Endüstriyel gıda fırınlarına yönelik doğrudan akademik çalışmanın sınırlı olması nedeniyle, literatürdeki bilgi birikimi çoğunlukla beyaz eşya/ev tipi fırın uygulamalarından gelmekte; buna karşın bu çalışmalarda ele alınan akış–ısı transferi ilişkileri ve homojenlik kriterleri ölçekten bağımsız olarak geçerli temel prensipleri sunduğu için bu tezde endüstriyel ölçekteki probleme uyarlanabilir bir başlangıç çerçevesi sağlamaktadır. Kaynaklarda genel olarak homojenliğin ürün kalitesi ve süreç tekrarlanabilirliği açısından kritik olduğu; fanın oluşturduğu akış yapısının ve akış yönlendirme elemanlarının sıcaklık

dağılımını belirlediği vurgulanmakta, bu bulgular tezde mevcut radyal fanlı yapının sınırlılıklarını açıklamak ve alternatif bir hava dolaşım yaklaşımına yönelmek için dayanak oluşturmaktadır. Bununla birlikte, teğetsel (cross-flow) fanların geniş yüzey boyunca daha dengeli üfleme karakteristiği ile teorik avantajı bilinse de, fırın uygulamalarında özellikle endüstriyel ölçekte kullanımına ilişkin kaynakların oldukça sınırlı olması bu konuda önemli bir literatür boşluğuna işaret etmektedir; bu tezde teğetsel fan temelli hava dolaşım tasarımının geliştirilmesi ve doğrulanması bu boşluğa uygulamaya dönük katkı üretmeyi hedeflemektedir. Ayrıca kaynaklarda, sadece toplam gücün değil ısı kaynağı geometrisi/yerleşimi ve güç dağılımının da homojenlik üzerinde etkili olduğu belirtilmekte; bu durum tezde farklı ısı kaynağı konfigürasyonları ve güç seviyelerinin fan konfigürasyonu ile birlikte değerlendirilmesini gerekçelendirmektedir. Fırın içi akış ve sıcaklık alanının doğrudan gözlenmesinin güç olması ve prototip deneme maliyetleri nedeniyle literatürde CFD'nin tasarım geliştirmede etkin bir araç olduğu gösterildiğinden, tez kapsamında CFD analizleri tasarım alternatiflerini karşılaştırmak için kullanılmış ve çok noktalı termokupl ölçümleri ile deneysel doğrulama yapılarak model güvenilirliği sağlanmıştır. Son olarak, ızgara fonksiyonunda ısıtıcı geometrisinin sıcaklık dağılımına etkisine dair çalışmaların sınırlı olması, tezde farklı ızgara ısıtıcı geometrilerinin karşılaştırmalı olarak incelenmesini anlamlı kılmakta; böylece bu kaynak araştırması yalnızca mevcut bilgiyi derlemekten öte, endüstriyel ölçekte geliştirilen tasarımın hangi gerekçelerle seçildiğini ve çalışmanın literatürdeki hangi boşluklara yanıt verdiğini açık biçimde ortaya koymaktadır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. CFD'de Kullanılan Temel Denklemler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD), temelini akışkan hareketini tanımlayan fiziksel korunum kanunlarından alır. Bu kanunlar, fiziksel olayların matematiksel modellerle ifade edilmesini sağlar. CFD analizlerinde dikkate alınan başlıca korunum prensipleri şunlardır:

- Kütlenin korunumu prensibi
- Newton'un ikinci hareket kanunu
- Termodinamiğin birinci kanunu

3.1.1. Kütlenin korunumu-süreklilik denklemi

Kütlenin korunumu ilkesi, akışkanlar dinamiğinde maddenin ne yaratılabileceğini ne de yok edilebileceğini ifade eden temel bir kanundur. Bu kanun doğrultusunda, herhangi bir kontrol hacmi içerisindeki kütle değişimi, giriş ve çıkıştaki kütle akışlarıyla dengelenmelidir. Bu fiziksel prensip, matematiksel olarak süreklilik denklemi ile ifade edilir ve akışkanın her an her noktadaki kütlesel dengede olduğunu gösterir.

Denklem (3.1), kütlenin korunumu yani süreklilik denklemine ait genel formdur şu şekilde yazılır: (Çengel ve Cimbala, 2015)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{3.1}$$

Bu ifade, hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışkanlar için geçerliliğini korur. Denklemdeki ρ, akışkanın yoğunluğunu; $\vec{v}$ ise akışkanın hız vektörünü temsil eder. Süreklilik denklemi, kontrol hacmi içindeki kütle birikiminin, kontrol hacmine giren ve çıkan kütlesel akıların net farkı ile dengelendiğini ifade eder.

3.1.2. Newton'un ikinci kanunu-momentum denklemi

Newton'un ikinci hareket kanununa göre, bir akışkan parçacığına etki eden net kuvvet, parçacığın kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir. Bu prensip, akışkanlar mekaniğinde momentum korunumu olarak ifade edilir. Bu çalışma kapsamında kullanılan FloEFD

yazılımı, akış alanını hesaplamak için Navier–Stokes denklemlerine dayanan momentum denklemlerini çözer.

İvmesiz (eylemsiz) bir referans sistemine göre yazılan momentum denkleminin genel hali aşağıdaki gibidir: (Çengel ve Cimbala, 2015)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla\cdot(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla\cdot(\bar{\bar{\tau}}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{3.2}$$

Bu denklemde:

ρ: Akışkan yoğunluğunu ifade eder.

p: Statik basıncı temsil eder.

$\bar{\bar{\tau}}$: Viskoz gerilme tensörünü ifade eder.

g: Yerçekimi ivmesini gösterir.

$\vec{F}$: Gövde üzerine etki eden diğer kuvvetleri içerir;

Ayrıca $\nabla\cdot(\rho\vec{v}\vec{v})$ terimi, akışın taşınımla momentumun akış ile taşınmasını (konvektif momentum akısını) temsil eder ve momentum denkleminin korunum formundaki yazımıdır (Çengel ve Cimbala, 2015).

Denklem (3.3)'de verilen $\bar{\bar{\tau}}$, gerilme tensörü:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu\left[(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^{T}) - \frac{2}{3}(\nabla\cdot\vec{v})\,I\right] \tag{3.3}$$

Bu denklemde, μ akışkanın dinamik viskozitesini, $\vec{v}$ hız vektörünü, *I* birim tensörü temsil etmektedir. Bu tezde incelenen fırın içi hava akışı düşük hız koşullarında gerçekleştiğinden, sıkıştırılabilirlik etkileri sınırlı kabul edilmiş; FloEFD yazılımı momentum denkleminde vizkoz etkileri bu gerilme tensörü üzerinden hesaba katarak akış kayma alanındaki kayma gerilmelerini sayısal çözüme dahil etmiştir.

3.1.3. Termodinamiğin birinci kanunu-enerji korunumu

Enerji denklemi**,** termodinamiğin birinci kanununa (enerjinin korunumu) dayanmaktadır ve bir akışkan içerisinde sıcaklığın zamana ve uzaya bağlı değişimini tanımlar. Akışkan hareketinin (konveksiyon) mevcut olduğu durumlarda sıcaklık alanı, ısı iletimi ve ısı

üretimi ile birlikte "konveksiyon – iletim denklemi" üzerinden ifade edilir. Bu tez kapsamında, fırın içi akış koşullarında viskoz yayınımın enerji denklemine etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu kabul edilmiştir. Sabit termofiziksel özellikler varsayımı altında denklemin sıcaklık cinsinden genel formu aşağıdaki gibidir (Çengel ve Ghajar, 2015).

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T\right) = k\nabla^2 T + \dot{q} \tag{3.4}$$

Burada ρ akışkan yoğunluğunu, c_p özgül ısı kapasitesini, T sıcaklığı ve $\vec{v}$ hız vektörünü temsil etmektedir. Denklemdeki k ısı iletkenliği, $\dot{q}$ ise birim hacimdeki ısı üretim terimidir. Bu çalışma kapsamında FloEFD yazılımı, fırın içerisindeki sıcaklık alanını bu enerji denklemini çözerek hesaplamaktadır; ısıtıcı elemanlar ise enerji denklemine uygun sınır koşulu/ısı kaynağı olarak tanımlanmıştır.

Bu tez kapsamında, konveksiyonlu fırın içerisinde oluşan hava akışı ve sıcaklık dağılımı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yöntemi ile değerlendirilmiştir. Sayısal çözüm sürecinde, kütlenin korunumu süreklilik denklemi aracılığıyla sağlanmış; fan kaynaklı zorlanmış taşınımın oluşturduğu hız alanı momentum denklemleri üzerinden hesaplanmış; elde edilen akış alanı ile birlikte enerji denklemi çözülerek fırın kabini içerisindeki sıcaklık dağılımları belirlenmiştir.

Fırın uygulamalarında fan etkisine bağlı olarak akış alanının türbülanslı karakter göstermesi nedeniyle, bu çalışmada türbülanslı akışların modellenmesinde Reynolds-ortalamalı Navier–Stokes (RANS) yaklaşımı esas alınmıştır. RANS denklemlerinde ortaya çıkan Reynolds gerilme terimlerinin kapatılabilmesi amacıyla, FloEFD yazılımında yer alan iki denkleme dayalı türbülans modelleme yaklaşımı kullanılmış ve türbülans etkileri standart k–ε türbülans modeli ile temsil edilmiştir. Bu model kapsamında, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans dağılım oranı (ε) için çözülen ilave taşınım denklemleri aracılığıyla türbülansın hız ve sıcaklık alanı üzerindeki etkileri sayısal çözüme dahil edilmiştir. Standart k–ε modeli, mühendislik uygulamalarında geniş kullanım alanına sahip olup türbülanslı akışların sayısal çözümünde yaygın biçimde tercih edilen bir yaklaşımdır (Launder ve Spalding, 1974).

Sayısal çözüm sürecinde, süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri için yakınsama kriteri artık hata eşiği 10^{-3} olarak belirlenmiş; sıcaklık alanının daha hassas biçimde çözülebilmesi amacıyla enerji denklemi için daha sıkı bir kriter olan 10^{-6} kullanılmıştır. Bu yakınsama kriterlerinin sağlanmasının ardından elde edilen çözümler kararlı kabul edilerek, farklı fan yapılandırmalarının fırın içi sıcaklık homojenliği ve ısıl performans üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

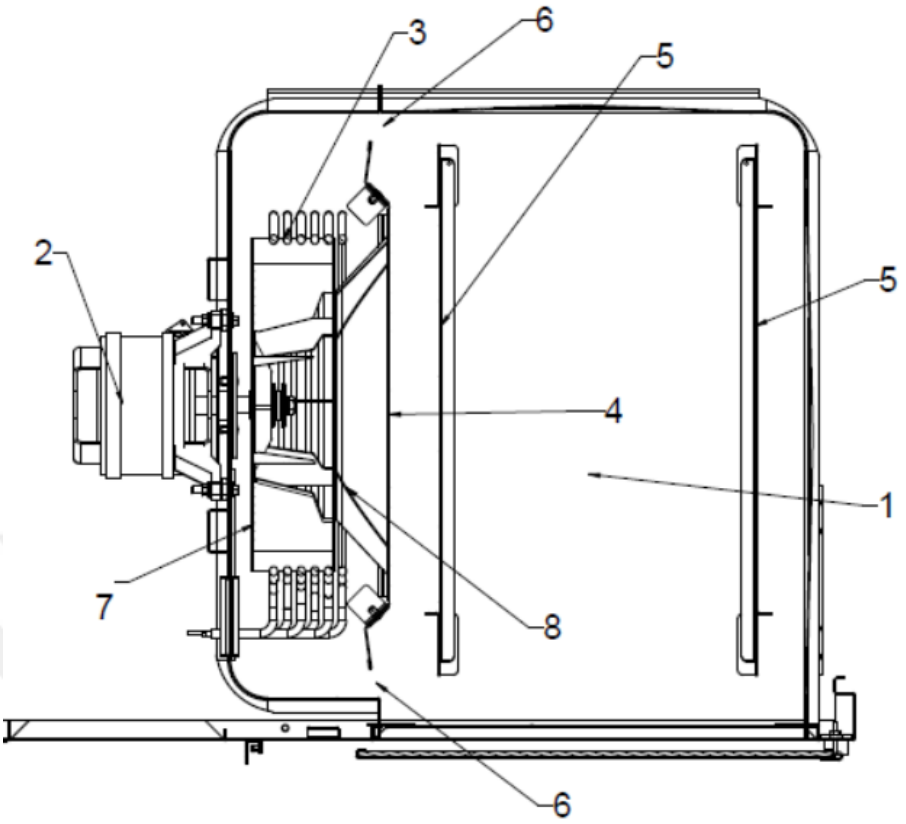
4. BULGULAR

4.1. Radyal Fan Kontrollü Konveksiyonlu Fırın

Seçilen konveksiyonlu fırının termal performansını ve sıcaklık dağılımını değerlendirmek amacıyla yürütülen bu çalışmada, dış boyutları 926 mm (genişlik) × 931 mm (yükseklik) × 983 mm (derinlik) olan, AISI 304 kalite paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiş, 6 GN 1/1 tepsi kapasitesine sahip bir fırın incelenmiştir. Fırın sistemi, 10 kW toplam ısıtıcı gücü, 1400 rpm hızında çalışan radyal tip fan ve 0,85 kW nominal güce sahip bir fan motoru ile donatılmıştır. Isı kayıplarını minimum seviyeye indirmek amacıyla, gövde izolasyonunda yoğunluğu 128 kg/m³ olan seramik fiber battaniye izolasyon malzemesi tercih edilmiştir.

Kullanılan GN 1/1 tipi tepsiler 530 mm × 325 mm boyutlarında olup, bu çalışmada analiz ve deneysel süreçlerde alüminyum malzeme tercih edilmiştir. Fırın, aynı anda tüm tepsileri pişirme kapasitesine sahip olsa da, tepsi bazında sıcaklık kontrolü sağlanamamaktadır. Tepsiler arası düşey mesafe 65 mm olarak belirlenmiş, sıcak hava sirkülasyonu radyal fan aracılığıyla pişirme haznesine yönlendirilmiştir.

Ancak, radyal fanların karakteristik yapısı gereği çıkış bölgesinde girdaplı ve düzensiz hava akımı meydana gelmekte; bu durum, pişirme haznesinde hava dağılımının eşit olmamasına ve hem tepsiler arası hem de tek bir tepsinin içindeki sıcaklık profillerinde homojenliğin bozulmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak, bu tür bir akış rejimi fırının genel termal verimini ve pişirme homojenliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Fırının yapısal düzeni ve iç sistem yerleşimi Şekil 4.1'de ayrıntılı biçimde sunulmuştur.



Şekil 4.1. Radyal fan kontrollü fırının yapısal bileşenleri üst görünüm

Çizelge 4.1. Radyal fan kontrollü fırın yapısal bileşenleri

Radyal Fan Kontrollü Fırın Yapısal Bileşenleri	
1	Pişirme hacmi
2	Fan motoru
3	Isı kaynağı
4	Sıcak hava emiş kanalı
5	Tepsi dizme rafları
6	Sıcak hava üfleme kanalları
7	Radyal fan
8	Hava dağıtım sacı

Geleneksel konveksiyonlu fırınlarda, pişirme işlemi genellikle hazneye entegre edilen bir ısıtıcı eleman (3) çevresine konumlandırılmış radyal fan (7) aracılığıyla gerçekleştirilir. Bu fan, elektrik motoru (2) tarafından tahrik edilerek çalıştırılır ve yüksek sıcaklıktaki havayı, hava dağıtım sacı (8) ile birlikte yönlendirerek, pişirme haznesine (1) bağlı hava üfleme kanalları (6) üzerinden ürünlerin bulunduğu alana iletir. Sirkülasyonun sürekliliği açısından, sıcak hava daha sonra emiş kanalı (4) yoluyla geri çekilir ve sistem içerisinde tekrar dolaşıma sokularak konvektif ısı transferiyle pişirme süreci devam ettirilir.

Ancak bu sistem yapısının barındırdığı temel zorluklardan biri, sıcak havanın hazne içerisinde her noktaya eşit dağıtılamamasıdır. Radyal fanların oluşturduğu girdaplı ve düzensiz hava akımları, özellikle fırın içerisindeki farklı tepsi seviyelerinde ve aynı tepsi üzerindeki çeşitli noktalarda sıcaklık farklılıklarına neden olmaktadır. Bu durum, gıda ürünlerinin pişirme sürecinde dengesizlikler oluşturmakta; bazı bölgelerde ürünlerin yeterince pişmemesine (örneğin çiğ kalma ya da az pişme), bazı bölgelerde ise aşırı pişme veya yanma gibi kalite problemlerine yol açmaktadır.

Bu tür termal dengesizlikler, özellikle çoklu tepsi kullanımının söz konusu olduğu endüstriyel mutfak ortamlarında daha belirgin hale gelmektedir. Kullanıcılar, bu eşitsizlikleri dengelemek amacıyla pişirme işlemi sırasında tepsilerin yerlerini değiştirme, yönlerini döndürme veya yeniden yerleştirme gibi manuel müdahalelere başvurmak zorunda kalmaktadır. Bu tür operasyonel müdahaleler, yalnızca iş gücü ve zaman kaybına yol açmakla kalmayıp, aynı zamanda pişirme sürecinin uzamasına ve dolayısıyla ikinci bir ısıtma çevrimi gerekliliğine neden olmaktadır. Bu da fırının enerji tüketimini artırmakta, termal verimliliğini düşürmekte ve toplam operasyonel etkinliği olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenlerle, hava sirkülasyon sistemlerinin optimize edilmesi ve sıcaklık homojenliğinin iyileştirilmesine yönelik tasarım geliştirmeleri, konveksiyonlu fırın performansının artırılması açısından kritik önem taşımaktadır.

4.1.1. CFD Analiz ve Deneysel Çalışmalar

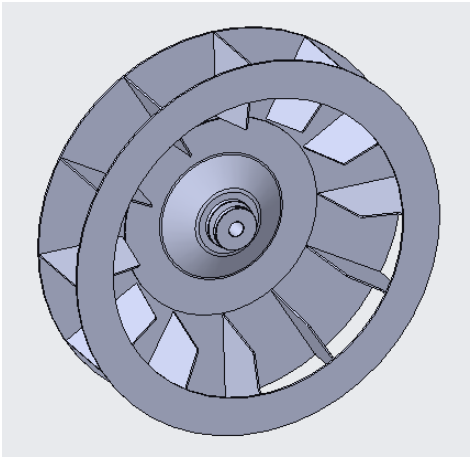
Çalışmanın temelini oluşturan 6 tepsili konveksiyonlu fırının fiziksel ve teknik özellikleri analiz öncesinde ayrıntılı şekilde incelenmiştir. Fırın bileşenlerinin geometrik yapıları, malzeme özellikleri, ısıtıcı sistemi, fan tipi ve yerleşimi gibi unsurlar, hem sayısal

modellemeye giriş açısından hem de deneysel doğruluğun sağlanması açısından kritik öneme sahiptir. Sistemin genel çalışma prensibine ilişkin ilk değerlendirmeler bu temel bilgiler ışığında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.2. İnoksan 6 tepsili konveksiyonlu deney fırını

AISI 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilen ve 6 adet GN 1/1 boyutunda tepsi kapasitesine sahip olan konveksiyonel fırın, 10 kW nominal ısıtıcı gücüne sahiptir. Fırın, tüm tepsilerde eş zamanlı pişirme yapabilme yeteneğine sahip olmakla birlikte, her bir tepsinin sıcaklık kontrolü bağımsız olarak sağlanamamaktadır. Tepsiler arasındaki mesafe 65 mm olarak tasarlanmış olup, sıcak hava sirkülasyonu pişirme haznesine radyal tip bir fan aracılığıyla yönlendirilmektedir. Bu yapı, zorlanmış konveksiyon prensibine dayalı homojen ısı transferi sağlamayı amaçlamaktadır.



Şekil 4.3. Radyal fan

Pişirme haznesine sıcak hava sirkülasyonunu sağlayan radyal fan, AISI 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiş olup, 350 mm çapa ve 80 mm genişliğe sahiptir. Fan sistemi, hız kontrol ünitesi ile sürülen bir asenkron motor aracılığıyla çalıştırılmaktadır. Pişirme işlemi süresince motor sabit olarak 1400 devir/dakika (d/d) hızında çalışmakta olup, bu sayede hazne içerisinde hedeflenen hava akışı ve sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.



Şekil 4.4. 10 kW Isıtıcı

Isıtıcı eleman, toplam 10 kW gücünde olup yüksek sıcaklıklara dayanıklı Incoloy 800 malzemeden üretilmiştir. Eleman, 400 mm çapında ve 100 mm genişliğinde spiral formda tasarlanmış olup, ısıtıcı borusunun dış çapı 8 mm'dir.

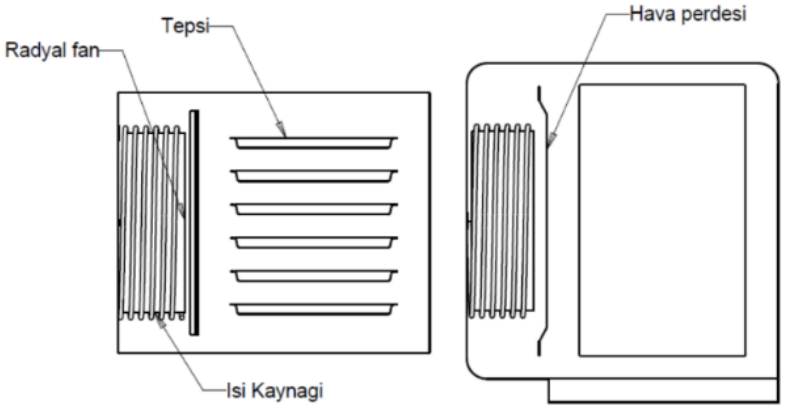


Şekil 4.5. GN1/1 Tepsi

Fırında kullanılan tepsiler, Gastronom (GN) normlarına uygun olarak GN 1/1 standardında imal edilmiştir. Tepsilerin üretiminde kullanılan malzeme, pişirilecek gıdanın türüne bağlı olarak çeşitlilik göstermektedir. Bu çalışmada gerçekleştirilen analiz ve deneysel uygulamalarda, iyi ısı iletkenliği ve hafifliği nedeniyle alüminyum malzemeden üretilmiş tepsiler tercih edilmiştir.

Bu çalışmada, toplamda altı adet GN 1/1 (Gastronorm) tipi tepsi kapasitesine sahip ve 10 kW ısıtıcı gücüyle çalışan bir konveksiyonlu gıda pişirme fırını ele alınmıştır. Pişirme haznesi içerisindeki hava akışı ve sıcaklık dağılımı ilk olarak sayısal modelleme teknikleri kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) simülasyonlarıyla analiz edilmiştir. Bu analizler sonrasında elde edilen bulguların doğrulanması amacıyla deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Deneysel aşamada, fırın içerisine belirli noktalara yerleştirilen termokupllar yardımıyla sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler, ELİMKO marka T-KL-K 100048 modeline ait 24 kanallı veri toplama sistemi aracılığıyla kaydedilmiştir.

Fırın iç düzeninde, tepsiler yatay düzlemde sıralanmış olup, en üst konumda yer alan tepsi 1 numaralı olarak kabul edilmiştir ve numaralandırma aşağı doğru devam ettirilmiştir. Simülasyon ve deneysel analizlerin yürütüldüğü kritik yapısal bileşenlere ait kesit görünüm detayları Şekil 4.6'da sunulmuştur. Bu yaklaşım sayesinde hem sayısal hem de deneysel verilerin karşılaştırılması sağlanarak sistemin sıcaklık homojenliği ve performans karakteristikleri değerlendirilmiştir.



Şekil 4.6. Analiz datası ön ve üst görünümü

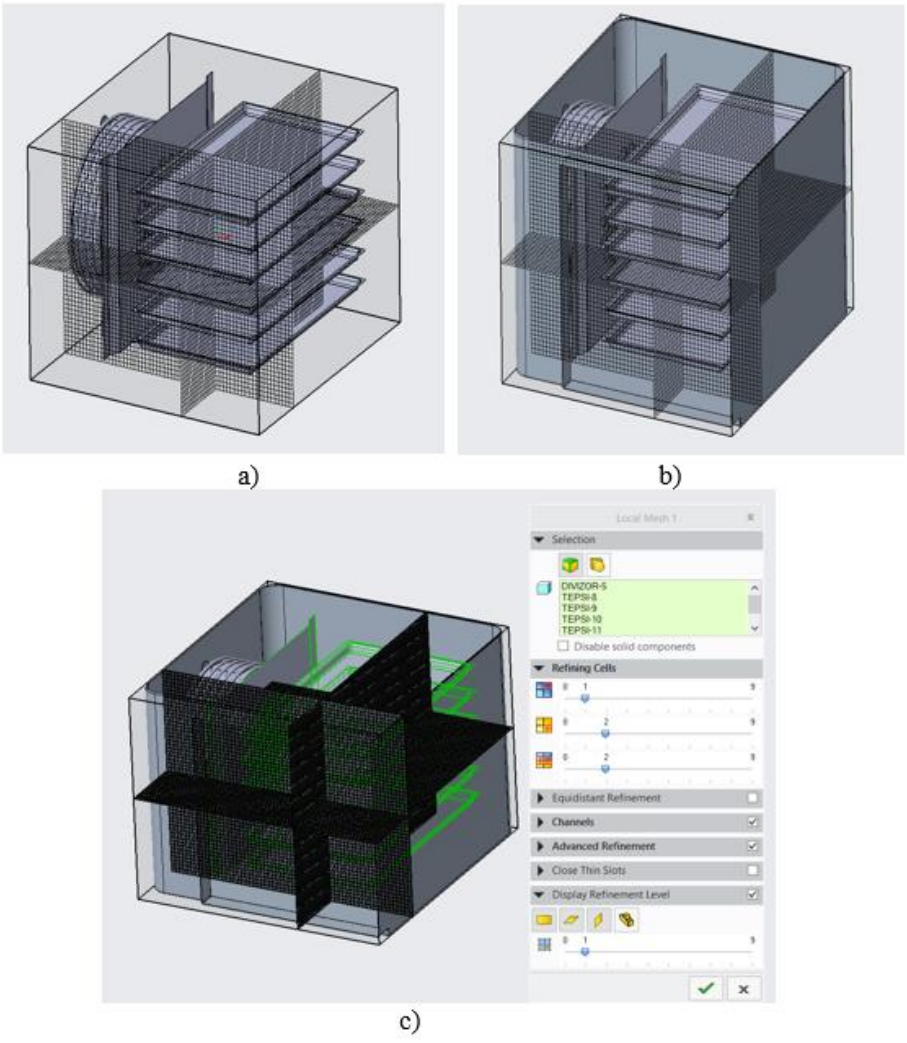
CFD analizlerinde ağ (mesh) yapısının seçimi, simülasyon sonuçlarının doğruluk ve güvenilirliğini doğrudan etkileyen temel unsurlardan biridir. Bu çalışmada, farklı yoğunluk ve yapıda mesh konfigürasyonları kullanılarak karşılaştırmalı bir analiz yapılmıştır. Mesh hassasiyetinin sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek amacıyla, hücre sayısı 472.602 ile 9.081.815 arasında değişen altı farklı ağ yapısı oluşturulmuş ve bu yapılar üzerinden sıcaklık yakınsama davranışı değerlendirilmiştir. Yakınsama kıstası olarak, fırının birinci tepsisinde seçilen dört referans noktasındaki sıcaklıkların ortalaması ile hedef sıcaklık olan 200 °C arasındaki fark dikkate alınmıştır. Mesh yoğunluğu arttıkça sıcaklık sonuçlarındaki sapmalar da analiz edilerek Çizelge 4.2'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.2. Mesh bağımsızlığı

Radyal Fan ile Çalışan Konveksiyonlu Fırın Tasarımı Üzerinde Yürütülen Simülasyon Çalışmalarında Sayısal Ağ İncelemeleri		
Sıra	Toplam Mesh Sayısı	200 °C'deki yakınsama
1	472.602	181
2	573.307	183
3	797.308	188
4	1.648.710	192
5	5.413.248	194
6	9.081.815	195

Yürütülen sayısal analiz çalışmasında, mesh yoğunluğunun sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi detaylı biçimde incelenmiştir. Mesh hücre sayısının artışı ile birlikte elde edilen sıcaklık sonuçlarının doğruluğunda belirgin bir iyileşme gözlemlenmiştir. Ancak bu iyileşme belirli bir hücre sayısından sonra marjinal düzeye inmiştir. Özellikle 5.413.248 hücreli mesh konfigürasyonundan sonra sıcaklık yakınsama farkı 1 °C'nin altına düşmüş ve bu noktadan itibaren daha yoğun mesh yapılarında (örneğin 9.081.815 hücreli yapı) sıcaklık dağılımlarının oldukça sabitlendiği tespit edilmiştir. Bu durum, hesaplama doğruluğunun yüksek mesh sayılarıyla sınırlı ölçüde artmaya devam ettiğini, ancak hesaplama süresi ve kaynak tüketimi açısından optimum noktanın 5.413.248 hücreli, beş numaralı mesh yapısında elde edildiğini göstermektedir. Bu nedenle, sonraki tüm analizlerde bu ağ yapısı tercih edilmiştir.

FloEFD ortamında oluşturulan sayısal ağ yapısının (mesh) genel görünümünü ve kritik bölgelerdeki yerel ağ yoğunlaştırması Şekil 4.7'de göstermektedir. Hacimsel ağ dağılımı, kesit düzlemleri üzerinde sunulmuş ve belirli yüzeylerde uygulanan yerel sıklaştırmalar ile çözüm hassasiyeti artırılmıştır. FloEFD'de oluşturulan hacimsel ağ yapısı, iç bölgelerdeki hücre dağılımını gösterebilmek amacıyla kesit düzlemleri üzerinde sunulmuştur.



Şekil 4.7. Radyal fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı: a) genel hacim ağı kesit görünümü, b) hesaplama alanı ve model yerleşiminin ağ yapısı ile gösterimi, c) tepsiler ve hava perde sacı üzerinde uygulanan yerel ağ yoğunlaştırma (Local Mesh) tanımı ve refinement seviyeleri.

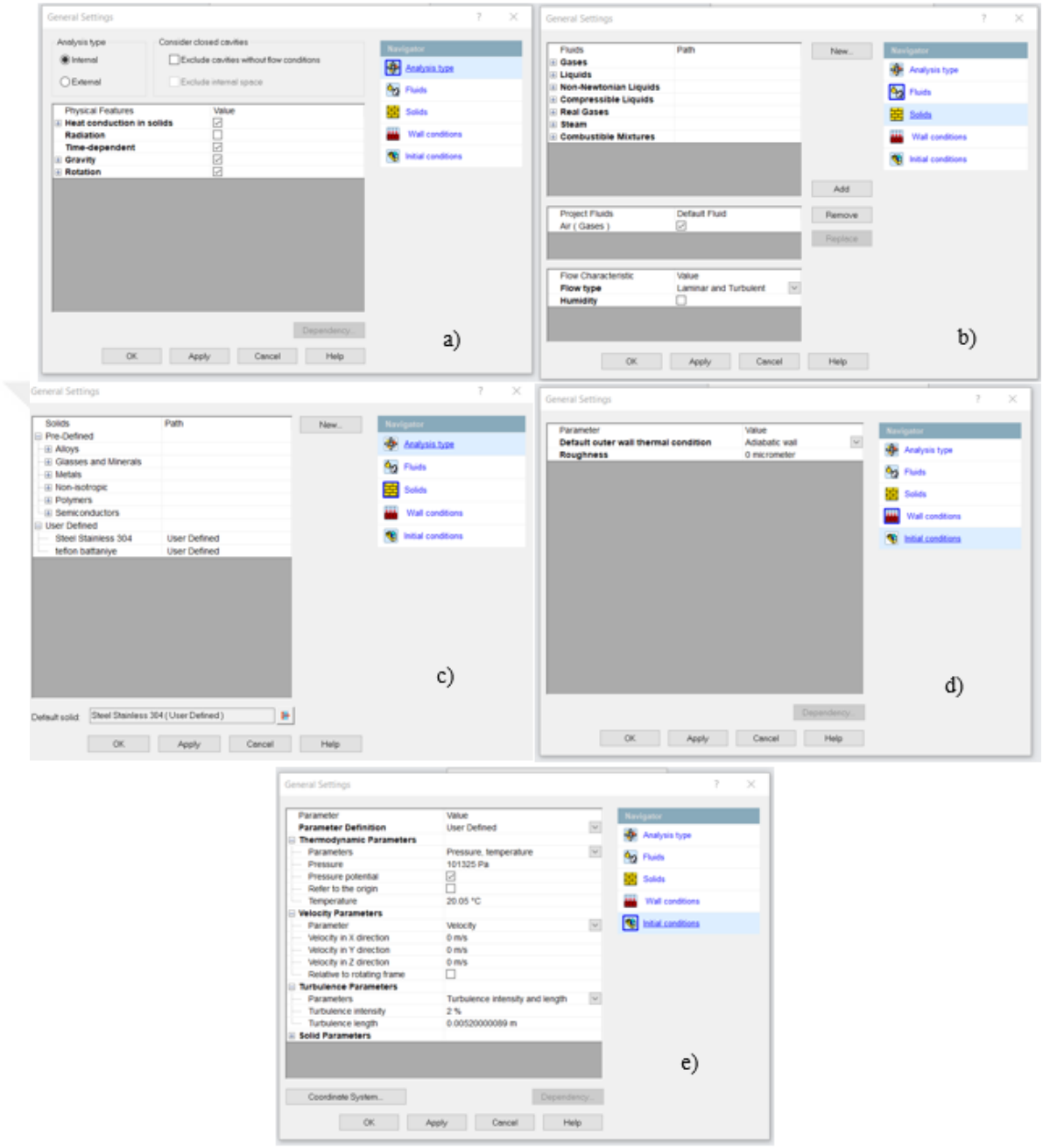
Yapılan çalışmalarda, hedef sıcaklık olan 200 °C'deki zamana bağlı sıcaklık profili ayrıntılı olarak incelenmiştir. Fırın içerisindeki hava hareketi ve sıcaklık dağılımları, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yöntemiyle simüle edilmiş ve sistemin dinamik ısıl davranışı zamana bağlı (transient) analiz modeli üzerinden değerlendirilmiştir. Simülasyon ortamında fan geometrisi üç boyutlu olarak modellenmiş; fanın devri ve ısıtıcı gücü sınır koşulu olarak atanmıştır. Isıtma sisteminin modellemesinde, toplam 10 kW gücünde ısıtıcı eleman dikkate alınmıştır.

Bu kapsamda, FloEFD ortamında tanımlanan analiz tipi, fiziksel modeller, başlangıç koşulları, duvar şartları ve çözüm kriterleri Çizelge 4.3'te özetlenmiştir.

Çizelge 4.3. Radyal fanlı fırın CFD analiz sınır şartları

Başlık	Değer
CFD Yazılımı	FLoEFD
Analiz Tipi	Internal,Transient (Zamana Bağlı)
Akış / Türbülans	Laminer ve Türbülanslı / RANS k–ε
Yerçekimi	Açık (ON)
Radyasyon	Kapalı (OFF)
Dönme (rotasyon)	Açık (ON)
Katılarda ısı iletimi	Açık (ON)
Dış duvar ısıl şartı	Adiyabatik duvar
Başlangıç koşulları	P = 101325 Pa, T = 20.05 °C, V = 0 m/s
Başlangıç türbülansı	TI = 2%, Lt = 0.0052 m
Fan devri (radyal)	1400 d/d (146.6 rad/s)
Isıtıcı gücü	10 kW
Yakınsama kriteri	10^{-3} (akış), 10^{-6} (enerji)
Durdurma kriteri	1. tepsi yüzeyi 200 °C olduğunda
Hücre Sayısı	5.413.248

Çizelge 4.3'te verilen ayarların FloEFD arayüzündeki karşılıkları, ekran görüntüleri ile Şekil 4.8'de sunulmuştur.



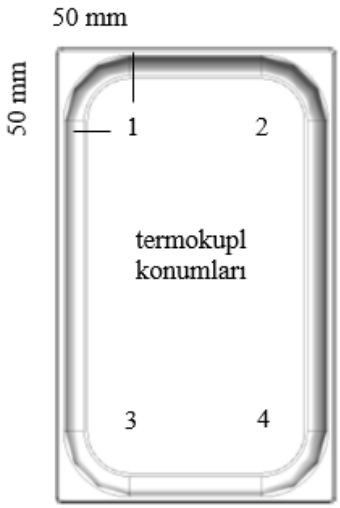
Şekil 4.8. FloEFD genel ayarlar ekran görüntüleri: a) analiz tipi ve fiziksel modeller, b) akışkan tanımı, c) katı malzemeler, d) duvar şartları, e) başlangıç koşulları

Bu koşullar altında, fırın içi hava akışı ve sıcaklık dağılımı zamana bağlı olarak çözdürülmüş ve sonuçlar tepsi üzerindeki referans noktaları üzerinden değerlendirilmiştir.

Sayısal analizlerde, incelenen pişirme modlarının ısı transfer karakteristikleri dikkate alınarak farklı modelleme yaklaşımları benimsenmiştir. Turbo/konveksiyon modunda gerçekleştirilen analizlerde, fırın içerisindeki sıcaklık dağılımını belirleyen temel mekanizmanın fan kaynaklı hava dolaşımı ile gerçekleşen zorlanmış taşınım (konveksiyon) olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle söz konusu analizlerde fan konfigürasyonunun ve akış yönlendirme elemanlarının etkisini izole edebilmek amacıyla ışıma (radyasyon) etkisi modele dahil edilmemiş; ısı transferi konvektif bileşen üzerinden değerlendirilmiştir.

Fırının dış yüzeyleri için ise, 128 kg/m³ yoğunluğa sahip seramik fiber battaniye izolasyonuna sahip yapı nedeniyle çevresel ısı kayıplarının ihmal edilebilir seviyede olduğu kabul edilmiş ve bu sınırlar adiyabatik (ısı geçirmez) şartlarla modellenmiştir.

Fırın içerisinde yer alan her bir GN 1/1 tepsisinde, kenarlardan 50 mm uzaklıkta konumlandırılmış belirli referans noktaları sıcaklık ölçüm noktaları olarak tanımlanmıştır. Bu noktalar, hem simülasyon hem de deneysel çalışmalarda karşılaştırma amacıyla referans alınmış ve sonuçların güvenilirliği açısından doğrulama sürecinde kullanılmıştır. Tepsi üzerindeki CFD analizi referans noktaları Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Tepsi üzerindeki CFD analizi referans noktaları

Analizler sırasında, termostatın açma-kapama (on-off) prensibi göz önünde bulundurularak gerçek pişirme döngüsüne benzer bir senaryo oluşturulmuştur.

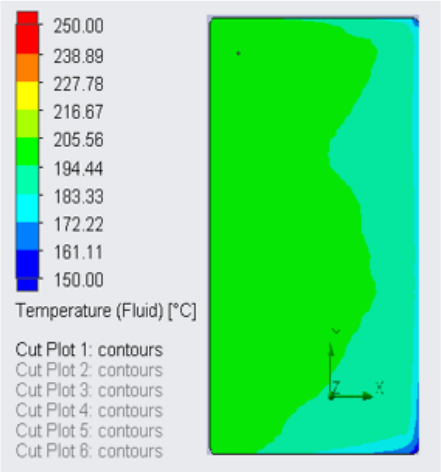
Simülasyon başlangıcında sistem 200 °C'ye kadar ısıtılmış, ardından sıcaklığın 190 °C'ye düşmesine izin verilmiş ve bu noktada ısıtıcılar yeniden devreye alınmıştır. Bu çevrim iki kez tekrar edilmiştir. Elde edilen sıcaklık dağılımlarının ilk çevrim ile son çevrimlerde benzerlik göstermesi, sistemin kararlı çalışma rejimine ulaştığını göstermiştir. Nihai olarak, 200 °C'deki sıcaklık dağılımlarının tepsiler üzerindeki dağılımı Çizelge 4.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. 200 °C'de 6 tepsideki yüzey sıcaklık değerleri

	1.nokta(°C)	2.nokta(°C)	3.nokta(°C)	4.nokta(°C)
1.tepsi	193	188	192	199
2.tepsi	189	184	185	196
3.tepsi	189	181	183	194
4.tepsi	193	163	168	192
5.tepsi	190	179	179	191
6.tepsi	190	183	180	191

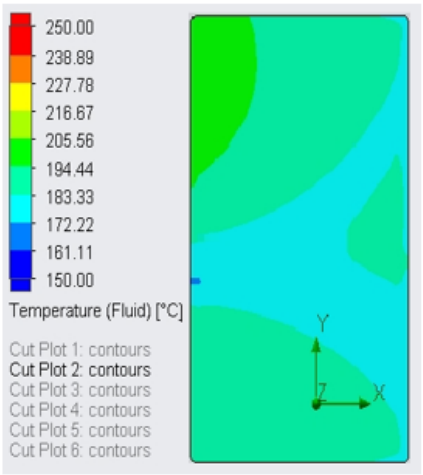
Gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarına göre, radyal fan ile çalışan konveksiyonlu fırında yer alan tüm tepsilerde, homojen pişirme performansını olumsuz yönde etkileyebilecek düzeyde termal dengesizlikler gözlemlenmiştir. Fırın içerisindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, bazı tepsi seviyelerinde sıcaklık farklarının kabul edilebilir toleranslar içinde kaldığı tespit edilmiş, ancak bazı seviyelerde bu farklılıkların belirginleştiği ve pişirme homojenliğini bozabilecek seviyelere ulaştığı saptanmıştır.

Birinci tepsi seviyesinde gerçekleştirilen yüzey sıcaklık analizleri sonucunda, genel anlamda ısıl dağılımın dengeli olduğu ve sıcaklık farklılıklarının tolerans sınırları içerisinde kaldığı tespit edilmiştir. Tepsi yüzeyi boyunca sıcaklık profilinin nispeten uniform seyrettiği görülmüş, bu durum da konvektif ısı transferinin bu bölgede etkin şekilde gerçekleştiğini ortaya koymuştur. Elde edilen veriler, bu tepsideki pişirme sürecinin homojenliğinin yüksek düzeyde sağlandığını desteklemektedir. Birinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



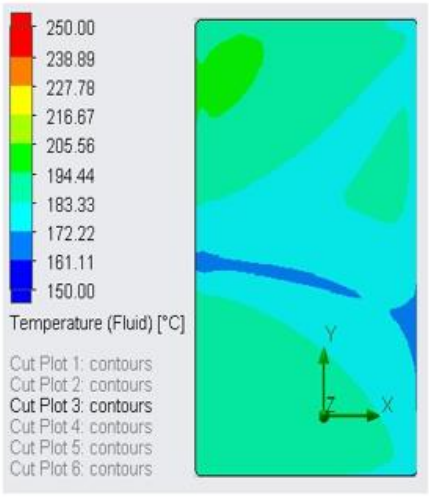
Şekil 4.10. 1. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

İkinci tepsi yüzeyinde yapılan sıcaklık ölçümleri, genel olarak bazı alanlarda ısıl dağılımın kabul edilebilir düzeyde olduğunu gösterse de özellikle tepsinin orta eksenine yakın bölgelerde sıcaklıkta anlamlı düşüşler gözlenmiştir. Bu lokal sıcaklık azalmaları, söz konusu alanlarda konvektif hava akışının yetersiz kaldığını ve ısı transferinin etkinliğini kaybettiğini göstermektedir. Bu tür bölgesel termal dengesizlikler, pişirme işleminin bütünlüğünü bozarak özellikle gıda ürünlerinin merkez kısımlarında pişmemiş veya az pişmiş alanların oluşmasına neden olabilecek niteliktedir. İkinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



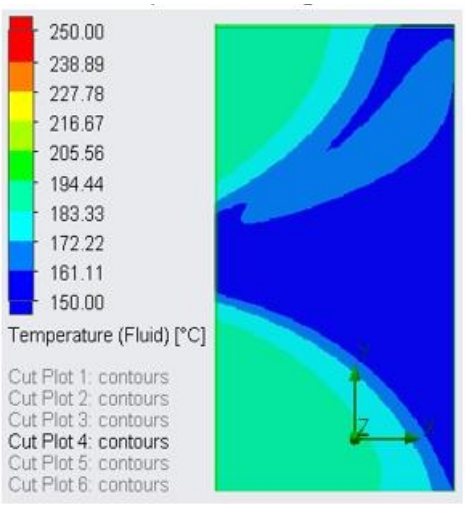
Şekil 4.11. 2. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

Üçüncü tepsi analizine göre, sıcaklık farklarının özellikle tepsinin merkez bölgesinde daha da belirginleştiği gözlemlenmiştir. Bu bölgedeki sıcaklık gradyanlarının, fırın içi hava sirkülasyonunun bu seviyede yeterli düzeyde sağlanamadığını göstermesi açısından önemli olduğu değerlendirilmiştir. Merkezdeki bu düşük sıcaklık bölgeleri, pişirme sürecinde ciddi homojenlik problemleri yaratabileceği için kritik olarak değerlendirilmelidir. Üçüncü tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



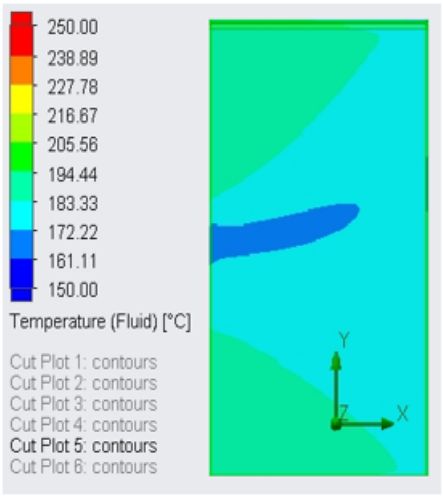
Şekil 4.12. 3. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

Dördüncü tepsi seviyesinde elde edilen sıcaklık dağılımı verileri, termal dengesizliğin lokal bir durum olmaktan çıkarak tepsi yüzeyinin büyük bir bölümüne yayıldığını göstermektedir. Özellikle orta eksen boyunca belirginleşen düşük sıcaklık alanları, burada konvektif hava akışının zayıfladığını veya akışın fiziksel engellere takıldığını düşündürmektedir. Söz konusu yaygın ısıl dengesizlik, bu seviyedeki pişirme kalitesinin ciddi şekilde etkilendiğini ve düzensiz ısı transferi nedeniyle pişirme işleminin tekrarlanabilirliğinin zorlaştığını göstermektedir. Dördüncü tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



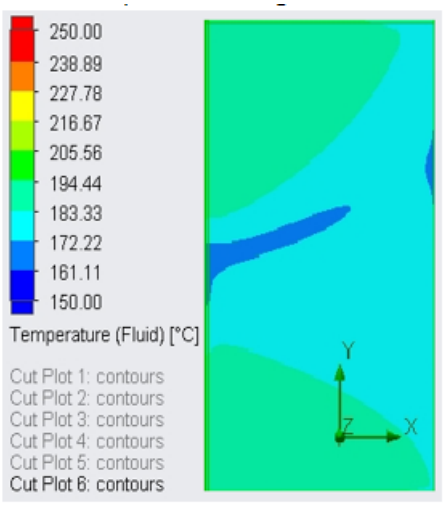
Şekil 4.13. 4. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

Beşinci tepside elde edilen sıcaklık ölçümleri, ikinci tepsi ile benzer termal davranışları sergilemektedir. Sıcaklık farklılıklarının daha çok belirli bölgelerde yoğunlaştığı, bu bölgelerdeki ısı transferinin diğer kısımlara kıyasla daha düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, pişirme homojenliğinin lokal olarak bozulmasına ve bazı bölgelerde yetersiz pişirme performansına neden olabilecek bir risk oluşturduğunu göstermektedir. Beşinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.14'de gösterilmiştir.



Şekil 4.14. 5. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

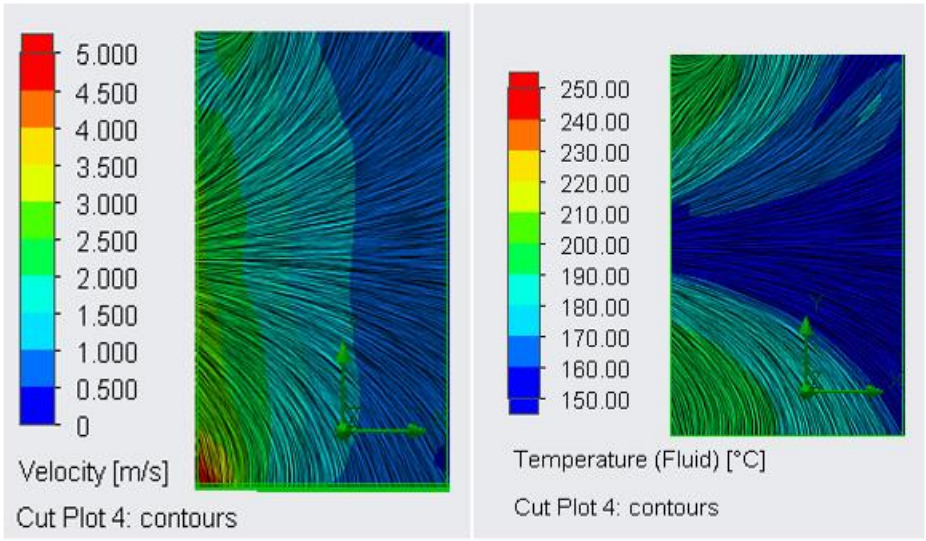
Altıncı tepsi düzeyindeki analizler, beşinci ve ikinci tepsilerde tespit edilen benzer termal dengesizlikleri tekrar ortaya koymuştur. Özellikle tepsi yüzeyinin belirli küçük alanlarında sıcaklık sapmalarının yoğunlaştığı gözlenmiş; bu sapmaların, genel pişirme homojenliğini azaltan temel etkenlerden biri olduğu belirlenmiştir. Bu analiz, alt seviyelere inildikçe hava dolaşım etkinliğinin azaldığını ve dolayısıyla sıcaklık dağılımının daha dengesiz hale geldiğini doğrulamaktadır. Altıncı tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.15'de gösterilmiştir.



Şekil 4.15. 6. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

Altı tepsi düzeyinde elde edilen sıcaklık dağılımı sonuçları bir bütün olarak değerlendirildiğinde, radyal fan kontrollü mevcut fırın konfigürasyonunda sıcaklık homojenliğinin tepsi seviyesine ve kabin içi akış karakteristiğine bağlı olarak değiştiği; özellikle bazı tepsilerde tekrarlayan düşük sıcaklık alanlarının oluştuğu görülmektedir. Bu durumun temel nedeni, fırın kabini içerisindeki zorlanmış taşınım akışının her tepsi seviyesine eşit ve dengeli biçimde dağıtılamamasıyla ilişkilidir. Bu fiziksel ilişkiyi daha net ortaya koymak amacıyla, referans sıcaklığa göre sıcaklık sapmalarının en yüksek olduğu ve homojenlik açısından en kritik durumun gözlendiği 4. tepsi için elde edilen hız konturları ve akım çizgileri (streamlines) birlikte sunulmuştur. Tepsi 4 düzlemindeki sonuçlar, radyal fanlı konfigürasyonda sıcak havanın fırın hacmine homojen biçimde dağılmadığını ve kabin içerisinde belirgin bir asimetrik akış yapısı oluştuğunu göstermektedir. Fan ve ısı kaynağı bölgesinden çıkan akışın yüksek hız seviyelerinde (yaklaşık 3–5 m/s) kabin içine girdiği; ancak bu akışın büyük ölçüde kabinin sol kısmında

yoğunlaşıp güçlü resirkülasyon bölgeleri oluşturduğu görülmektedir. Buna karşılık kabinin sağ tarafında geniş bir alanda hız seviyelerinin belirgin biçimde düştüğü (yaklaşık <1 m/s) ve akım çizgilerinin seyrekleştiği "ölü akış bölgeleri" oluşmaktadır. Bu akış karakteri, sıcak hava taşınımının bazı bölgelerde etkili gerçekleşirken bazı bölgelerde zayıfladığını ve kabin içinde hava dolaşımının dengeli olmadığını ortaya koymaktadır. Akış yapısı sıcaklık konturu ile birlikte değerlendirildiğinde ise, hız alanındaki düzensizliğin sıcaklık dağılımına doğrudan yansıdığı açıkça görülmektedir. Akışın güçlü olduğu bölgelerde sıcaklık seviyeleri daha yüksek kalırken, düşük hız bölgelerinde sıcaklığın belirgin şekilde daha düşük değerlere indiği gözlemlenmektedir. Bu durum, zorlanmış taşınım koşullarında ısı transferinin temel belirleyicisi olan hava hızı–taşınım katsayısı (h) ilişkisi ile açıklanabilir; tepsi yüzeyine ulaşan hava hızının azalması taşınım ısı transfer katsayısını düşürmekte, böylece sıcak havanın taşıdığı enerjinin ürün/tepsi yüzeyine aktarımı sınırlanmaktadır. Sonuç olarak düşük hız bölgeleri sıcaklık alanında "soğuk zon" olarak ortaya çıkmakta ve tepsi içi sıcaklık farklarının artmasına neden olarak pişirme homojenliğini olumsuz etkilemektedir. Ayrıca akış alanında bazı dar kesitli bölgelerde oluşan yerel hız artışları, akış ayrılmaları ve girdap yapıları sıcak havanın kabin içerisinde tüm hacme eşit yayılmak yerine belirli bölgelerde dönerek ilerlemesine yol açmakta; bu da sıcaklığın daha düzensiz dağılmasına katkı sağlamaktadır. Burada sunulan temsilî örnek, yalnızca 4. tepsiye özgü bir durumdan ziyade, radyal fanlı konfigürasyonun genel akış karakteristiğini ve sıcaklık homojenliği üzerindeki temel etkisini yansıtmaktadır. Diğer tepsilere ait sıcaklık konturları tez kapsamında ayrıca sunulduğundan, tekrarın önüne geçmek amacıyla akış–sıcaklık ilişkisini açıklayan bu bölümde yalnızca en kritik sıcaklık sapmasının gözlendiği tepsi düzlemi üzerinden örnekleme yapılmıştır.



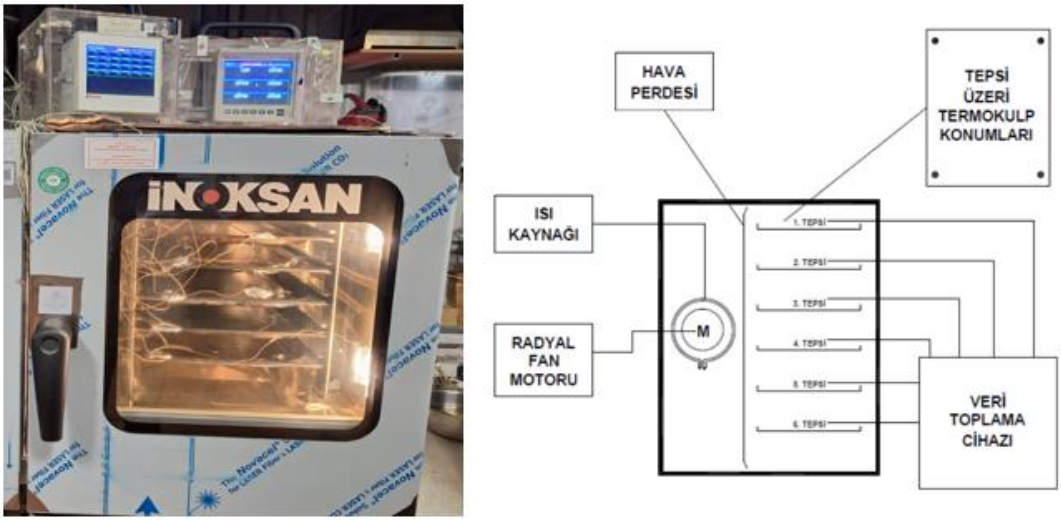
Şekil 4.16. Radyal fan kontrollü sistemde 200 °C turbo modunda 4. tepsi düzleminde a) hız konturu ve akım çizgileri, b) sıcaklık konturu ve akım çizgileri.

FLoEFD yazılımı ile gerçekleştirilen sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) analizlerinin güvenilirliğini test etmek ve modelin fiziksel gerçekliğe uygunluğunu değerlendirmek amacıyla kapsamlı bir deneysel doğrulama çalışması yürütülmüştür. Bu doğrultuda, analiz sırasında belirlenen referans sıcaklık bölgelerine, K tipi termokupllar dikkatli bir şekilde yerleştirilmiş ve bu noktalar üzerinden yüzey sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Termokupların her biri, tepsilerin kenarlarından belirli uzaklıklarda (örneğin 50 mm) sabitlenmiş olup, pişirme süreci boyunca dinamik sıcaklık değişimlerini yüksek hassasiyetle kaydedecek şekilde konumlandırılmıştır.

Sıcaklık verilerinin toplanmasında ELİMKO T-KL-K 100048 model 24 kanallı veri toplama sistemi kullanılmış, böylece her bir termokuptan eşzamanlı olarak sıcaklık verileri kaydedilmiştir. Ölçüm sistemi, fırının elektronik kontrol ünitesinden alınan nominal sıcaklık verileri ile tepsi yüzeylerinden elde edilen gerçek zamanlı termokupl ölçümlerini ayrı ayrı izlemiş; ayrıca fırın iç ortamında bulunan havanın sıcaklığı da bağımsız bir izleme noktası olarak değerlendirilmiştir. Böylece üç farklı referans veri kümesi elde edilerek, CFD analizlerinin doğruluğu çok yönlü şekilde test edilmiştir.

Gerçekleştirilen deneysel kurulumun hem saha uygulamasına ait görsel dokümantasyonu hem de sistem bileşenlerini açıklayan şematik diyagramı Şekil 4.17'de ayrıntılı biçimde

sunulmuştur. Bu doğrulama çalışması sayesinde, analiz ve deneysel bulgular arasında anlamlı bir uyum olup olmadığı incelenmiş; özellikle tepsi seviyelerindeki sıcaklık farklılıklarının analitik tahminlerle ne ölçüde örtüştüğü belirlenerek sayısal modelin geçerliliği ortaya konmuştur.



Şekil 4.17. a) Deneysel test düzeneğinin fotoğrafı b) Deney düzeneğinin şematik görünümü



Şekil 4.18. Elimko sıcaklık ölçüm cihazı

Deneysel çalışmanın başlangıç koşulları, sistemin gerçekçi sınır şartlarına uygun biçimde oluşturulmuştur. Bu kapsamda, testlerin sağlıklı ilerleyebilmesi ve sonuçların

tutarlılığının sağlanabilmesi amacıyla, fırın iç ortam sıcaklığı başlangıçta 20 °C'ye sabitlenmiş ve bu değer tüm analizlerin ortak referans noktası olarak kabul edilmiştir. Deneysel doğrulama sürecinde pişirme ortamını temsil etmek amacıyla GN 1/1 gastronom normlarına uygun, 10 mm derinliğinde alüminyumdan imal edilmiş tepsiler tercih edilmiştir. Alüminyumun yüksek ısı iletkenlik özelliği sayesinde tepsi yüzeylerinde sıcaklık farklarının hassas bir şekilde izlenebilmesi hedeflenmiştir.

Deney sırasında fırın, nominal çalışma sıcaklığı olan 200 °C set değerine ulaşacak şekilde çalıştırılmış; bu değere ulaşıldıktan sonra sıcaklık kontrolü termostat üzerinden açma-kapama (on–off) prensibiyle gerçekleştirilmiştir. Termostat, 200 °C set sıcaklığı için +0/−10 °C kontrol bandında çalışacak şekilde ayarlanmış olup, bu kontrol mantığı kapsamında fırın iç sıcaklığı 200 °C'ye ulaştığında ısıtıcı elemanlar devreden çıkarılmış; sıcaklığın yaklaşık 190 °C seviyesine düşmesine izin verildikten sonra ısıtıcılar yeniden devreye alınmıştır. Böylece sistem, 200 °C'de kesme ve 190 °C'de yeniden çalıştırma davranışı gösteren çevrimsel bir kontrol döngüsü ile işletilmiştir.

Termostatın konumu, fırın içerisinde ısıtıcı elemanların doğrudan etkisine maruz kalmayan ve hava akışından minimum düzeyde etkilenerek daha kararlı ölçüm alınabilecek bir "ölü bölge" esas alınarak belirlenmiştir. Bununla birlikte termostat, çalışma koşullarının temsil edici biçimde kontrol edilebilmesi amacıyla 1. tepsi seviyesine yakın bir bölgede konumlandırılmıştır. Bu nedenle termostatın algıladığı sıcaklık değişimi ile 1. tepsi yüzey sıcaklık değerleri arasında uyum oluşmakta; ısıtıcıların devreye girme/çıkma anları 1. tepsi sıcaklık davranışıyla benzer bir karakter göstermektedir.

Bu kontrol döngüleri boyunca fırın toplamda 1 saat kesintisiz çalıştırılmış ve sıcaklık davranışı sürekli olarak izlenmiştir. Bu yaklaşım, fırının gerçek kullanım koşullarındaki termostat kontrollü işletme karakteristiğini temsil etmekte; sıcaklık dağılımlarının yalnızca ısınma anına değil, aynı zamanda set sıcaklık çevrimleri altında oluşan kararlı çalışma rejimine göre değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır. Dolayısıyla deneysel süreçte elde edilen sıcaklık verileri, termostatın kontrol bandına bağlı olarak 190–200 °C aralığında çevrimsel bir değişim göstermiş; sonuçlar bu işletme koşulu dikkate alınarak analiz edilmiştir.

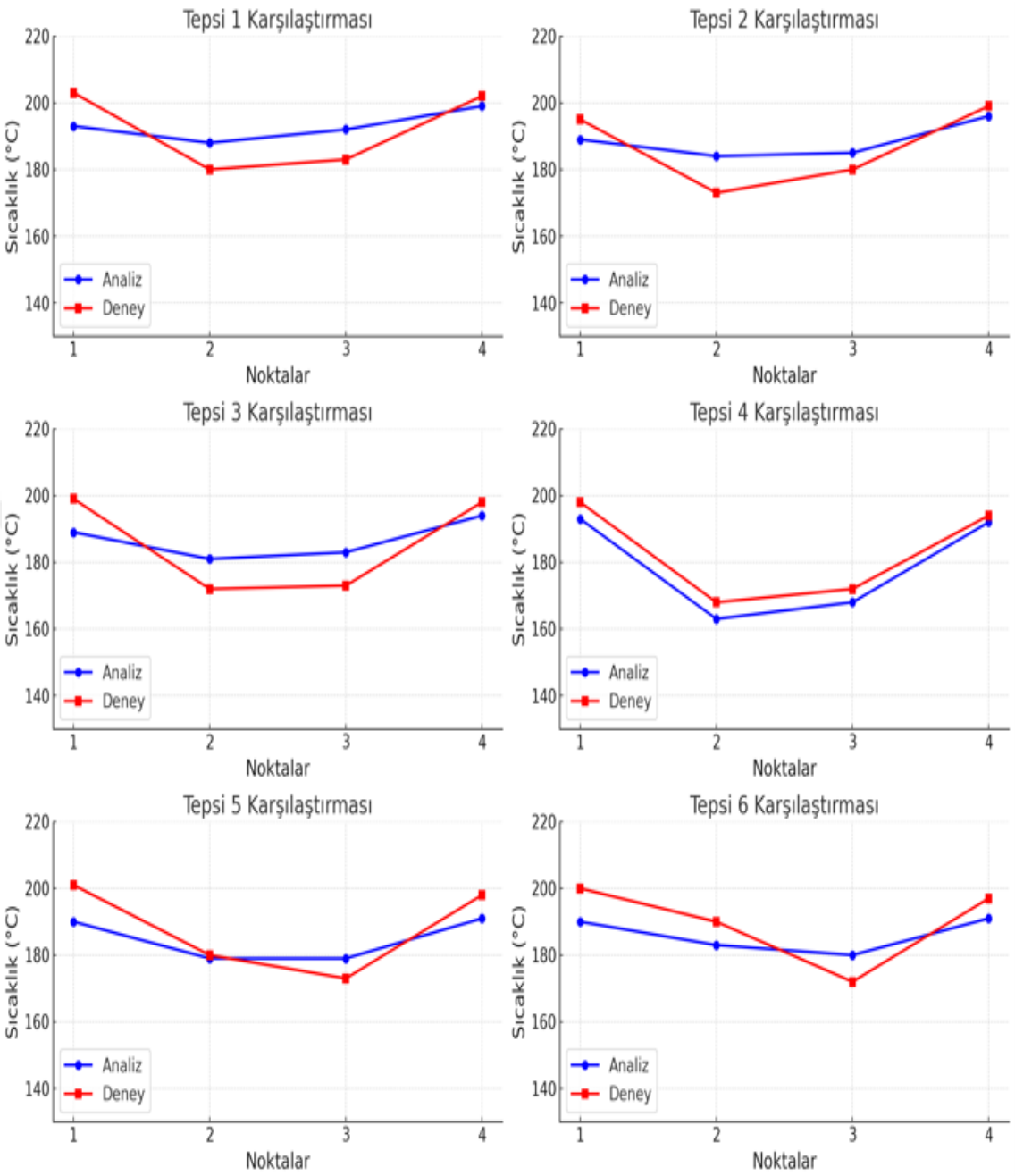
Termostatın daha erken ya da daha geç devreye girmesi (kontrol bandının değiştirilmesi veya sensör konumunun farklılaştırılması), fırın içindeki ortalama sıcaklık seviyesini ve çevrimsel dalgalanma genliğini etkileyebileceğinden, tepsi içi ve tepsiler arası sıcaklık farklarında da belirli ölçüde değişim oluşturabilecektir. Ancak bu çalışmada tüm senaryolar aynı termostat bandı ve aynı konum altında yürütüldüğü için, sıcaklık farklarına ilişkin karşılaştırmalar tutarlı ve kıyaslanabilir niteliktedir.

Yapılan gözlemler doğrultusunda, ilk ısıtma döngüsünden itibaren tepsilerdeki yüzey sıcaklıklarının zaman içinde belirgin bir değişim göstermediği, dolayısıyla sistemin yaklaşık 200 °C set değerine ulaştıktan sonra termal olarak kararlı bir hale geçtiği tespit edilmiştir. Bu durum, sistemin stabil pişirme koşullarında çalıştığını ve ölçümlerin tekrar edilebilirliğini sağlamaktadır. Deney süresince elde edilen sıcaklık verileri, her bir tepsiden alınan termokupl ölçümleriyle detaylı biçimde kaydedilmiş olup, bu veriler topluca Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Buna ek olarak, sayısal analizlerden elde edilen sıcaklık profilleri ile deneysel ölçümler karşılaştırılmış ve bu karşılaştırmanın grafiksel gösterimi Şekil 4.19'da görsel olarak sunulmuştur. Bu kıyaslama sayesinde CFD analizlerinin doğruluk düzeyi değerlendirilmiş ve modelin gerçek sistemle ne kadar örtüştüğü analiz edilmiştir.

Çizelge 4.5. Radyal fan kontrollü fırının 200 °C'de sıcaklık sonuçları

radyal fan kontrollü fırın	1.nokta (°C)	2. nokta (°C)	3. nokta (°C)	4. nokta (°C)
1. Tepsi	203	180	183	202
2. Tepsi	195	173	180	199
3. Tepsi	199	172	173	198
4. Tepsi	198	168	172	194
5. Tepsi	201	180	173	198
6. Tepsi	200	190	172	197



Şekil 4.19. 200 °C'de CFD analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analiz sonuçları ile deneysel ölçüm verileri arasında genel olarak yüksek düzeyde bir korelasyon tespit edilmiştir. Elde edilen sayısal ve deneysel verilerin karşılaştırılmasında, sıcaklık değerleri arasındaki farkların büyük çoğunluğunun %5'lik sapma sınırının altında kaldığı görülmüştür. Bu durum, CFD modellemesinin fiziksel sistem koşullarını başarıyla temsil ettiğini ve sayısal çözümleme sürecinde kullanılan sınır şartlarının, malzeme özelliklerinin ve akış modellerinin gerçek

sistem davranışıyla büyük oranda örtüştüğünü ortaya koymaktadır. Model doğruluğu açısından bu uyum, benzer endüstriyel uygulamalarda CFD'nin güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.

Fırının üst bölümünde yer alan tepsilere (Tepsi 1, 2 ve 3) ait analiz sonuçları değerlendirildiğinde, sıcaklık dağılımının oldukça dengeli olduğu gözlemlenmiştir. Bu bölgelerde, referans noktaları arasındaki sıcaklık farkları minimum düzeyde kalmış ve bu durum, konvektif ısı transferinin bu alanlarda etkin ve kararlı biçimde gerçekleştiğini göstermektedir. Yüksek termal homojenlik, bu tepsilerde pişirme kalitesinin tutarlı olacağına işaret etmektedir.

Buna karşılık, alt bölgelerde konumlanan Tepsi 4, 5 ve 6'ya ait analizlerde, sıcaklık değerleri arasında daha belirgin farklar tespit edilmiştir. Alt seviyelerdeki bu ısıl dengesizlik, fan tarafından oluşturulan hava akımının alt bölgelere yeterli hız ve basınçla ulaşamaması veya ısıtıcıların bu alanlarda yeterli termal yayılım sağlayamaması ile açıklanabilir. Bu durum, fırının iç hava sirkülasyon yapısında alt bölgelere yönelik ısı transfer mekanizmalarının yeniden değerlendirilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Tasarım açısından özellikle hava yönlendirme geometrilerinin optimizasyonuna ihtiyaç duyulduğu sonucuna varılmıştır.

Tepsiler içerisindeki sıcaklık farklılıklarının üst bölgelerde daha düşük düzeyde gerçekleşmesi, bu bölgelerde daha etkin bir konvektif ısı transfer mekanizmasının mevcut olduğuna işaret etmektedir. Bu durum, muhtemelen fan ve fan perdesinin tasarımsal farklılıklarından dolayı üst bölgelere daha doğrudan hava yönlendirmesi sağlaması ve fırın yapısındaki asimetrik yerleşimlerin etki olabilir. Yüksek sıcaklık homojenliği, üst bölgelerde pişirme sürecinin daha dengeli gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Hem sayısal analizler hem de deneysel gözlemler, tepsilerin sol taraflarında sıcaklık seviyelerinin daha yüksek olduğunu, buna karşın sağ taraflarında ise belirgin sıcaklık düşüşleri yaşandığını göstermiştir. Özellikle bazı tepsilerde sağ kısımlarda oluşan bu sıcaklık düşüşleri, soğuk bölgeler (cold spot) olarak tanımlanabilecek düzeye ulaşmış ve bu bölgelerde pişirme performansını olumsuz yönde etkileyebilecek termal dengesizlikler

tespit edilmiştir. Bu asimetrik sıcaklık dağılımı, hava akışının yönlendirilmesinde kullanılan kanal ve fan tasarım parametrelerinin gözden geçirilmesini gerektirebilir.

Enerji tüketimi, sistemin termal verimliliğini değerlendirmek amacıyla doğrudan bir enerji sayacı aracılığıyla kWh cinsinden ölçülmüştür. Sistemin başlangıç sıcaklığı olan ortam koşulundan, nominal set sıcaklığı olan 200 °C'ye ulaşması sürecinde ölçülen enerji tüketimi 1,073 kWh olarak kaydedilmiştir. Takip eden süreçte, termostat kontrollü sıcaklık döngüleriyle fırın 1 saat boyunca çalıştırılmış ve bu süre boyunca toplam enerji tüketimi 4,087 kWh olarak belirlenmiştir. Bu değer, hem ilk ısıtma fazını hem de sabit sıcaklıkta çalışma sürecinde gerçekleşen enerji ihtiyacını kapsamakta olup, fırının enerji profili açısından referans bir veri sunmaktadır.

Bu çalışmada, AISI 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilen, 10 kW gücünde ısıtıcıya ve 6 adet GN 1/1 tepsi kapasitesine sahip bir konveksiyonlu fırının termal karakteristikleri, radyal fan kontrollü yapı altında hem CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri hem de deneysel doğrulama çalışmaları ile kapsamlı olarak incelenmiştir. 1400 d/d hızla çalışan, 350 mm çap ve 80 mm genişliğe sahip radyal fan, sıcak havayı fırın hacmine dağıtmakta ancak bu dağılımın homojenliği, analizler sonucunda sorgulanabilir nitelikte olduğu görülmüştür.

Yapılan CFD analizlerinde, farklı mesh yoğunlukları ile elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, 5.413.248 hücreli yapıdan itibaren sıcaklık yakınsamalarının 1 °C'nin altına düştüğü ve 9 milyonu aşkın hücre sayısında kararlı çözüme ulaşıldığı belirlenmiştir. Bu doğrultuda seçilen optimum mesh yapısı ile yapılan simülasyonlarda, özellikle alt tepsilerde sıcaklık dağılımında ciddi homojenlik problemleri tespit edilmiştir. En üstteki 1. tepside sıcaklık dağılımının görece dengeli olduğu ve kabul edilebilir sınırlar içinde kaldığı görülse de, 2. tepsiden itibaren bu denge bozulmuş; özellikle orta bölgedeki konvektif akışın zayıf olduğu alanlarda ısıl dengesizliklerin arttığı anlaşılmıştır. 4. tepsi ve sonrasında, sıcaklık farklarının tepsinin büyük bir bölümüne yayıldığı ve pişirme performansını doğrudan etkileyecek düzeyde olduğu tespit edilmiştir. Bu dağılımlar tepsi bazında bölgesel sıcaklık analizleri ile desteklenmiştir.

Deneysel aşamada, fırın içerisine yerleştirilen termokupllar aracılığıyla 1 saat boyunca sıcaklık ölçümleri alınmış ve sistemin termostat kontrolü altında 200 °C'de sabit sıcaklıkta çalışması sağlanmıştır. Deneysel veriler de, özellikle fırının alt bölümlerinde sıcaklık farklılıklarının belirginleştiğini göstermiştir. Tepsiler arası ve tepsi içi sıcaklık dağılımlarında, sol tarafların daha yüksek, sağ tarafların ise daha düşük sıcaklıklara sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, hem analiz hem de deneysel olarak doğrulanan asimetrik hava dağılımının bir göstergesi olup, fan geometrisinin ve hava yönlendirme tasarımının gözden geçirilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Sonuç olarak, radyal fan kontrollü fırında elde edilen sonuçlar, hem sıcaklık homojenliği hem de enerji verimliliği açısından belirgin bazı tasarım eksikliklerine işaret etmektedir. Özellikle:

- Radyal fan çıkışındaki girdaplı hava akımı, tepsi yüzeylerine yönlendirilen sıcak havanın üniform dağılımını engellemiş,
- Hava perdesi tasarımının yetersizliği, akımın yönlenmesinde etkin rol oynayamamış,
- Isıtıcı konumu ve fanla olan etkileşiminin optimize edilmemiş olması, bazı bölgelerde sıcaklık sapmalarına neden olmuştur.

Bu sonuçlar doğrultusunda, fırının hava yönlendirme sistemi, fan tipi ve ısıtıcı yerleşimi gibi yapısal parametrelerinin yeniden tasarlanması; özellikle hava akışının alt tepsilere daha eşit ulaşmasını sağlayacak iyileştirmelerin yapılması gerektiği değerlendirilmektedir. Bu bulgular, ilerleyen aşamada teğetsel fanlı sistemlerin karşılaştırılmasına temel teşkil edecek ve daha yüksek pişirme homojenliği ile enerji tasarrufu elde etmeye yönelik yeni tasarım önerilerinin geliştirilmesine olanak sağlayacaktır.

4.2. Teğetsel Fan (cross-flow fan) Kontrollü Yeni Nesil Konveksiyonlu Fırın

Geleneksel radyal fan kontrollü konveksiyonel fırın sistemlerinde, yaklaşık 10 kW gücünde bir ısıtıcı eleman tarafından üretilen sıcak havanın pişirme hacmi içerisinde eşit ve kontrollü bir şekilde dağıtılamaması, özellikle pişirme tepsileri arasında sıcaklık farklılıklarının oluşmasına sebep olmaktadır. Bu durum, ürünlerin farklı bölgelerde farklı

sıcaklıklara maruz kalmasına yol açarak hem pişirme kalitesinde dengesizlikler yaratmakta hem de prosesin bütünsel verimliliğini olumsuz yönde etkilemektedir.

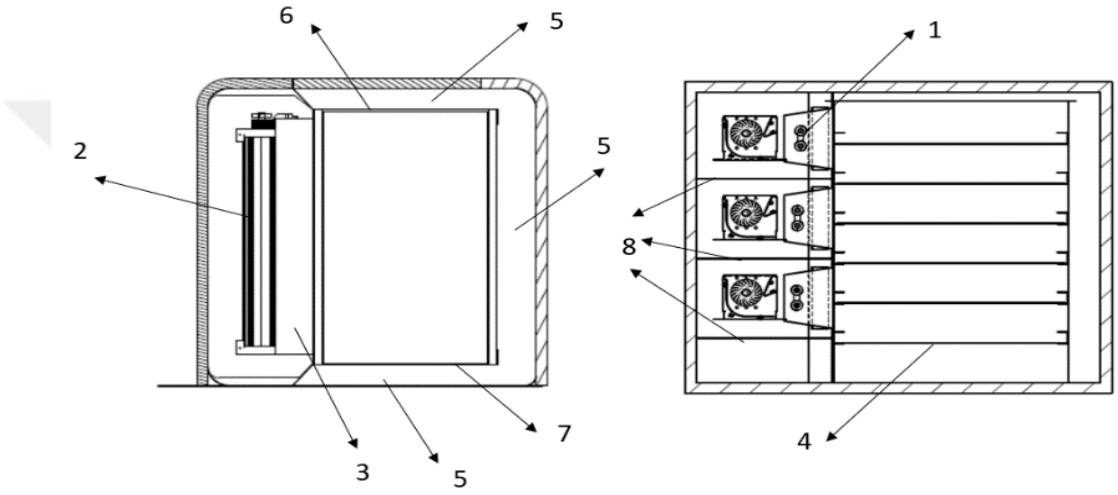
Yapılan kapsamlı analizler neticesinde, sistemde gözlemlenen bu düzensiz sıcaklık dağılımının temel nedenleri arasında; hava dağıtım çemberinin yetersiz geometrik ve işlevsel tasarımı, fan sisteminin hava yönlendirme kapasitesinin düşüklüğü ve ısı kaynağının pişirme hacmi içerisindeki yerleşiminde yapılan tasarımsal eksiklikler olduğu belirlenmiştir. Bu teknik sorunların tespit edilmesiyle birlikte, mevcut sistem bileşenleri detaylı şekilde ele alınarak yeniden tasarım sürecine gidilmiştir.

Bu kapsamda fan tipi açısından değerlendirildiğinde; radyal fanlar havayı merkezden alıp çark içerisinde hızlandırarak çevreye doğru radyal yönde dışarı atan bir çalışma prensibine sahiptir. Bu karakteristik, yüksek statik basınç gerektiren uygulamalarda avantaj sağlasa da, fırın gibi kapalı hacim içinde akışın homojen dağılmasının kritik olduğu sistemlerde çıkış bölgesinde yerel hızlanmalar (jet etkisi) ve asimetrik akış yapıları oluşmasına neden olabilmektedir. Bu durum, kabin içerisinde girdap bölgeleri ve düşük hız/ölü hacimler meydana getirerek özellikle bazı raflarda hava dolaşımının zayıflamasına ve dolayısıyla tepsiler arası sıcaklık farklılıklarının artmasına yol açabilmektedir. Teğetsel fanlar ise rotor boyunca daha geniş bir alandan emiş yaparak fanın boyu boyunca şerit şeklinde daha yayılı bir üfleme sağlayabilmekte, böylece hava akışının tek bir noktada yoğunlaşması yerine daha geniş bir kesite dağıtılması mümkün olabilmektedir. Özellikle çok tepsili sistemlerde her seviyeye benzer debide hava yönlendirilmesi homojen pişirme performansı açısından önem taşımaktadır. Bu nedenle bu çalışmada teğetsel fan temelli hava dolaşımı yaklaşımı, kabin içindeki akış dağılımını dengelemek ve sıcaklık homojenliği açısından iyileştirme sağlamak amacıyla değerlendirilmiştir.

Yeni geliştirilen tasarımda, sıcak havanın pişirme hacmi boyunca daha dengeli bir biçimde yönlendirilmesini sağlamak amacıyla, akış karakteristiklerine göre optimize edilmiş bir hava perdesi yapılandırılmıştır. Bununla birlikte, sıcak hava akışını artırmak ve oluşan akımı tüm hacme daha eşit biçimde yaymak amacıyla, yüksek performanslı ve etkinliği artırılmış bir fan sistemi geliştirilmiştir. Ayrıca, ısı kaynağı yeniden

konumlandırılarak, pişirme haznesi içerisindeki ısıl dağılımın daha dengeli hâle gelmesi ve genel sistem verimliliğinin artması sağlanmıştır.

Bu çok boyutlu tasarım yaklaşımıyla birlikte amaçlanan; pişirme alanı içerisindeki sıcaklık homojenliğinin artırılması, ürünlerin kalite standardının iyileştirilmesi ve enerji tüketiminde maksimum verimliliğin elde edilmesidir. Geliştirilen bu yeni yapı sayesinde, konveksiyonlu fırınların hem performans hem de kalite açısından daha tutarlı sonuçlar vermesi hedeflenmiştir.



Şekil 4.20. Teğetsel fan kontrollü fırın üst ve ön kesit perspektifi

Çizelge 4.6. Teğetsel fan kontrollü fırın yapısal bileşenleri

No	Bileşen	Açıklama
1	Boru Tip Isıtıcı (Güç Kaynağı)	Teğetsel fanlar tarafından ısı kaynağından alınan sıcak hava doğrudan tepsilere üflenerek homojen bir pişirme performansı sağlanır.
2	Teğetsel Fan	Teğetsel fan, kabin içerisindeki her tepsi üzerine ayrı ayrı sıcak hava dağılımını sağlayan bir fan tipidir.
3	Hava Yönlendirme Sacı	Tepsilere sıcak havanın eşit bir şekilde emildiği ve basıldığı bölgeyi oluşturur.
4	Tepsi Raf Sacı	Tepsilerin pişirme hacmi içerisinde konumlandırıldığı yapısal destek elemanıdır.
5	Hava Emiş Bölgeleri	Teğetsel fan ve ısı kaynağı tarafından üretilen sıcak havanın, tepsilerden geçtikten sonra toplanarak tekrar pişirme hacmine geri basıldığı bölgedir.
6	Tepsi Arka Sac Konstrüksiyonu	Sıcak havanın tepsiler üzerinden geçişi ve dönüş yolunda hava emiş bölgesine yönlendirilmesi sağlanır. Bu yapı, emiş ve basma havalarının karışmasını engeller.
7	Tepsi Ön Taraf Cam Tasarımı	Sıcak hava döngüsünü destekleyen ve emiş ile basma havalarının karışmasını önleyen cam tasarım elemanıdır.
8	Basma Havası Ara Bölme Sacları	Teğetsel fanlar arasındaki bağlantıyı ortadan kaldırarak her fanın kendi basma havasını yönlendirmesine olanak tanır.

Yeni nesil fırın tasarımında, boru tipi ısı kaynağı (1) tarafından üretilen sıcak hava, teğetsel fan (2) vasıtasıyla oluşturulan akış ile yönlendirilmekte ve bu akış, hava yönlendirme sacı (3) üzerinden geçirilerek her bir tepsiye ayrı ayrı aktarılmaktadır (4). Böylece sıcak havanın doğrudan tepsiler üzerinden geçmesi sağlanmakta ve ürünlerle etkin bir ısı teması kurulmaktadır. Tepsilerden geçen sıcak hava, dönüş fazında hava emiş bölgeleri (5) üzerinden geçerek tekrar teğetsel fanlara ulaşmakta, sistem böylece sürekli döngüsel bir sıcak hava sirkülasyonu temelinde çalışmaktadır.

Pişirme bölmesinde yer alan tepsilerin arka kısmına yerleştirilmiş sac konstrüksiyon (6) ve ön cephede bulunan cam yüzey tasarımı (7), sıcak havanın kontrollü bir akış güzergâhında ilerlemesini sağlayarak farklı bölgelere kaçışını önlemektedir. Bu yapı

sayesinde sıcak hava, belirlenen sirkülasyon hattı boyunca yönlendirilmekte ve böylelikle tepsiler üzerinde sıcaklığın homojen bir şekilde dağılması sağlanmaktadır.

Dönüş yolunda toplanan sıcak hava, her bir teğetsel fanın alt kısmında yer alan ara bölme sac konstrüksiyonu (8) aracılığıyla yönlendirilerek, her fanın kendi hava döngüsünü oluşturması sağlanmaktadır. Bu yapı, sıcak havanın her tepsi düzeyine eşit miktarda dağıtılmasını mümkün kılarak homojen bir pişirme performansı elde edilmesini hedeflemektedir.

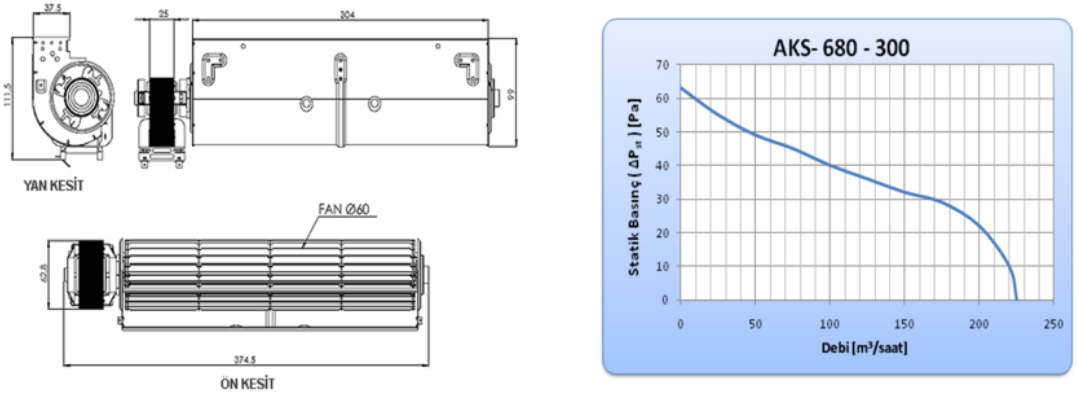
Ayrıca, fırının pişirme haznesi çevresinde, geleneksel radyal fanlı sistemde de kullanılan 128 kg/m³ yoğunluğundaki seramik fiber battaniye izolasyon malzemesi ile ısı kayıpları minimize edilmiştir. Tepsiler arası mesafe 65 mm olacak şekilde tasarlanarak, hem sıcak hava akışına uygun açıklık sağlanmış hem de pişirme verimliliği artırılmıştır. Tasarımda yer alan tüm kritik bileşenler, Şekil 4.20 üzerinde detaylı olarak sunulmaktadır.

4.2.1. Tasarım Çalışmaları

Yeni nesil fırın tasarımında kullanılmak üzere seçilen teğetsel fan, 40 W güç değerine sahip olup, 1300 d/d ile 2000 d/d (devir/dakika) arasında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarımda, her iki tepsiye bir fan tahsis edilerek, toplamda 6 tepsilik bir fırın için 3 adet teğetsel fan konumlandırılmıştır.

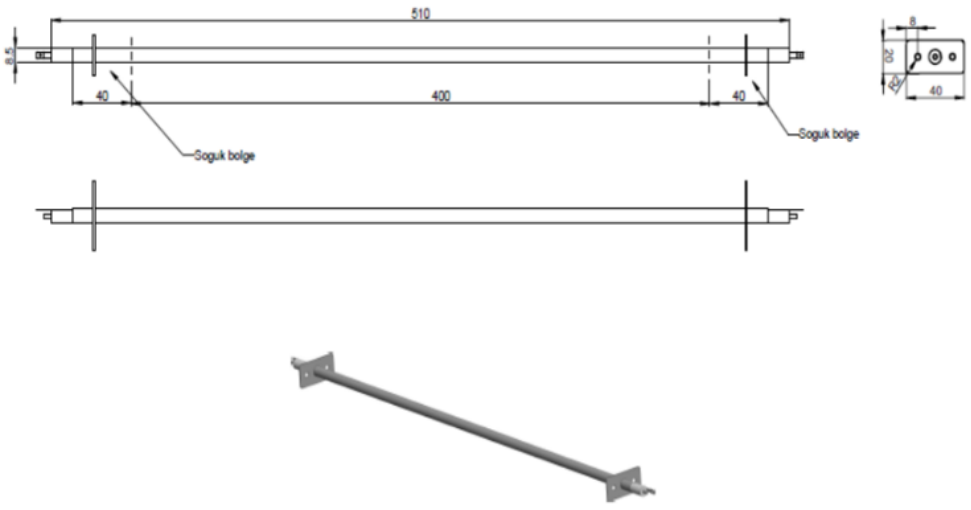
Teğetsel fanlar, pişirme kabininin sol bölgesinde yer alan hava sirkülasyon kanalına entegre edilmiş ve her bir fan modülü, iki tepsi seviyesine hizalı olacak şekilde yerleştirilmiştir. Böylece her fan, kendi sorumlu olduğu tepsi seviyelerine doğrudan akış sağlayacak biçimde konumlandırılmıştır.

Fanlardan üretilen sıcak hava, hava akış perdesi aracılığıyla yönlendirilmekte ve tepsi yüzeylerine eşit şekilde dağıtılarak homojen bir ısı transferi sağlanmaktadır. Yeni tasarımda kullanılan teğetsel fan Şekil 4.21'de gösterilmiştir.



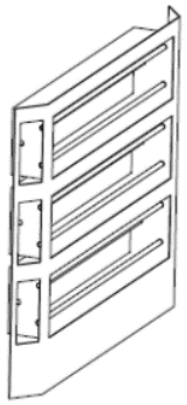
Şekil 4.21. Teğetsel fan

Isı kaynağı bileşeni, geleneksel tek parça ve yüksek güçlü konfigürasyon yerine, bu tasarımda düşük güçlü ve modüler bir yapı şeklinde tasarlanmıştır. Bu yaklaşım, her bir tepsi düzeyine eşit miktarda ısıl enerji aktarılmasını olanaklı kılmakta, dolayısıyla pişirme yüzeylerindeki sıcaklık dağılımının homojenliğini artırmaktadır. Isıtıcı eleman olarak kullanılan rezistanslar, AISI 304 kalite paslanmaz çelikten üretilmiş olup, 8,5 mm çapında ve 510 mm uzunluğundadır. Malzeme seçimi, hem gıda ile temas açısından güvenli hem de uzun süreli yüksek sıcaklık dayanımı açısından uygun bir tercihtir. Yeni tasarımda kullanılan ısı kaynağı Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Isı Kaynağı

Tasarımın bir diğer kritik bileşeni olan hava akış perde sacı, sıcak havanın kontrollü bir şekilde yönlendirilmesini sağlamak amacıyla tasarlanmış olup, 1,5 mm kalınlığında AISI 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Bu sac yapı, teğetsel fanlardan gelen sıcak havanın merkez bölgedeki açıklıklar vasıtasıyla tepsi yüzeylerine düzgün ve dengeli biçimde dağılmasını sağlamaktadır. Pişirme hacmi içerisinde dolaşan sıcak hava, sağ ve sol kenarlarda konumlandırılmış olan geri dönüş kanalları aracılığıyla yeniden toplanarak fanlara geri yönlendirilmekte ve böylece kapalı döngülü, verimli bir hava sirkülasyonu oluşturulmaktadır. Hava akış perde sacı Şekil 4.23'de gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Hava akış sacı

Bu bütüncül sistem yaklaşımı ile amaçlanan; sıcak hava akışının yönsel kontrolünü artırmak, pişirme hacmi boyunca sıcaklık dağılımında yüksek homojenlik sağlamak ve enerji verimliliğini optimize etmektir.

4.2.2. CFD Analiz Çalışmaları

Teğetsel fan ile düşük güçlü modüler ısıtıcı kombinasyonuna dayalı sistemin termal performansını değerlendirmek amacıyla, farklı fan devir sayıları (d/d) ve ısıtıcı güç değerleri (kW) dikkate alınarak kapsamlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde, temel odak noktası olarak pişirme haznesindeki tepsi yüzeylerinde oluşan sıcaklık dağılımlarının homojenliği ve tepsiler arası sıcaklık farklarının minimize edildiği senaryolar incelenmiştir. Analiz sürecinde, her bir tepsinin dört köşesi olmak üzere tanımlanan referans ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri esas alınmış; bu referans noktalarından elde edilen veriler doğrultusunda fırın

içi sıcaklık dağılımı değerlendirilmiştir. Bu yöntemle, sistemin farklı çalışma senaryoları altında tepsi düzeyinde nasıl bir ısıl davranış sergilediği detaylı şekilde analiz edilmiştir.

CFD simülasyonlarının nihai amacı, fırın içi hava dolaşımının optimize edilerek belirlenen set sıcaklığı olan 200 °C'ye en yakın ve en dengeli sıcaklık profillerini elde etmektir. Bu bağlamda, sıcaklık gradyanları düşük, izotermal bölgelerin geniş olduğu ve genel sıcaklık dağılımı açısından en yüksek performansı sergileyen fan devri ve ısıtıcı gücü kombinasyonu, hem prototip üretiminde hem de deneysel validasyon çalışmalarında kullanılmak üzere nihai tasarım olarak seçilecektir. Çalışmada kullanılan tüm tasarım girdileri Çizelge 4.7'de ayrıntılı şekilde sunulmuştur.

Çizelge 4.7. CFD Analizleri için tasarım girdileri

Sıra No	Fan Devri (d/d)	Isıtıcı Gücü (kW)	Isıtıcı Konfigürasyonu
a	1200	9	9 adet 1 kW ısıtıcı
b	1200	10,5	6 adet 1 kW + 3 adet 1,5 kW ısıtıcı
c	1200	11,7	9 adet 1,5 kW ısıtıcı
d	1400	9	9 adet 1 kW ısıtıcı
e	1400	10,5	6 adet 1 kW + 3 adet 1,5 kW ısıtıcı
f	1400	11,7	9 adet 1,5 kW ısıtıcı
g	1600	9	9 adet 1 kW ısıtıcı
h	1600	10,5	6 adet 1 kW + 3 adet 1,5 kW ısıtıcı
i	1600	11,7	9 adet 1,5 kW ısıtıcı

Gerçekleştirilen bu analizler, farklı fan devir sayılarının ve ısıtıcı güç seviyelerinin, pişirme haznesinde yer alan tepsi yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkilerini derinlemesine incelemek amacıyla yürütülmüştür. Her bir fan hızı ve ısıtıcı gücü kombinasyonu, sıcaklık farklarının minimize edildiği ve yüzeysel sıcaklık

homojenliğinin maksimum düzeye çıkarıldığı durumları tespit edebilmek adına ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Simülasyonların güvenilirliğini ve doğruluk seviyesini artırmak adına, farklı mesh (ağ) yoğunlukları kullanılarak çeşitli çözüm setleri oluşturulmuş ve bu setler, yakınsama kriterlerine göre karşılaştırılmıştır. Yakınsama ölçütü olarak, birinci tepsi düzeyinde tanımlanan dört adet referans noktasındaki sıcaklık değerlerinin ortalaması ile hedef sıcaklık olan 200 °C arasındaki fark esas alınmıştır. Bu yaklaşım sayesinde, hem bölgesel sıcaklık dengesizliklerinin etkisi minimize edilmiş hem de çözüm doğruluğu objektif olarak değerlendirilmiştir.

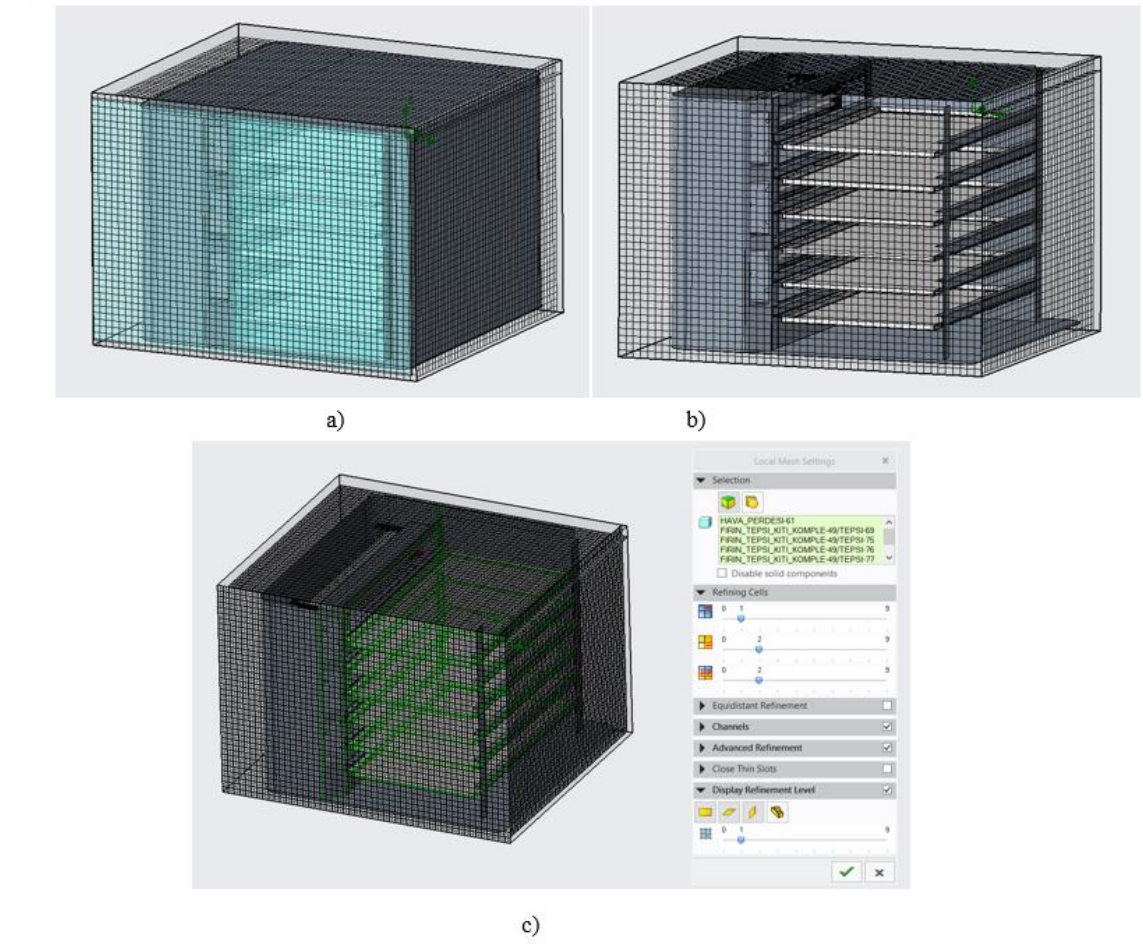
Bu kapsamda gerçekleştirilen karşılaştırmalar sonucunda, en düşük yakınsama hatasına sahip olan 6 numaralı mesh konfigürasyonu, analizlerde kullanılmak üzere tercih edilmiştir. Bu ağ yapısı, hem hesaplama süreleri açısından verimlilik sağlamış hem de sonuçların kararlılığı ve hassasiyeti açısından optimum çözüm sağlamıştır. Konveksiyonlu fırın sistemi için yürütülen çeşitli mesh konfigürasyonlarına ilişkin detaylar, Çizelge 4.8'de kapsamlı bir biçimde sunulmuştur.

Çizelge 4.8. Mesh bağımsızlığı

Teğetsel Fan ile Çalışan Konveksiyonlu Fırın Tasarımı Üzerinde Yürütülen Simülasyon Çalışmalarında Sayısal Ağ İncelemeleri		
Sıra	Toplam Mesh Sayısı	200 °C'deki yakınsama
1	423.032	179
2	798.184	182
3	1.076.808	184
4	1.647.710	186
5	4.178.941	188
6	7.895.610	190
7	10.235.689	191

Çizelge 4.8'de sunulan mesh çözünürlüğü verilerine göre, en iyi yakınsama performansı 10.235.689 hücrelik mesh konfigürasyonunda, birinci tepsi üzerindeki referans noktalarının ortalama sıcaklığı olan 191 °C ile elde edilmiştir. Bu değer, hedef sıcaklık olan 200 °C'ye en yakın sonuçlardan biri olarak öne çıkmıştır.

Ancak, analizlerin toplam hesaplama süresi, sistem kaynaklarının verimli kullanımı ve mühendislik uygulamalarında optimum çözüm-donanım dengesi göz önünde bulundurularak, yakınsama hatasının 1 °C'nin altında kaldığı ve yeterli doğruluk seviyesini sağlayan 7.895.610 hücrelik mesh yapısı tercih edilmiştir. Bu konfigürasyonda elde edilen ortalama sıcaklık değeri 190 °C olup, hem kabul edilebilir yakınsama sınırları içerisinde kalmakta hem de çözüm süresi açısından önemli avantaj sunmaktadır. Seçilen 7.895.610 hücreli ağ yapısının genel görünümü, hesaplama alanı üzerindeki hacimsel ağ dağılımı ve kritik bölgelerde (teğetsel fan çıkışı, yönlendirme elemanları ve tepsiler) uygulanan yerel ağ yoğunlaştırmaları üç farklı görünüm üzerinden Şekil 4.24'de sunulmuştur.



Şekil 4.24. Teğetsel fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı: a) genel hacim ağı kesit görünümü, b) hesaplama alanı ve model yerleşiminin ağ yapısı ile gösterimi, c) tepsiler ve hava perde sacı üzerinde uygulanan yerel ağ yoğunlaştırma (Local Mesh) tanımı ve refinement seviyeleri.

Üç farklı fan devir hızı ve üç farklı ısıtıcı güç seviyesi olmak üzere, toplamda dokuz farklı çalışma senaryosu tanımlanmış ve her bir senaryo için zamana bağlı (transient) CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde, radyal fan kontrollü geleneksel sistemde olduğu gibi, her bir tepsi düzleminde önceden belirlenmiş referans noktaları üzerinden sıcaklık takibi yapılmıştır. Analizlerde, birinci tepsi yüzeyindeki sıcaklık değeri 200 °C'ye ulaştığında çözüm sona erdirilmiş ve bu sıcaklık, analizlerde durma koşulu (cut-off condition) olarak kabul edilmiştir.

Bu kapsamda, FloEFD ortamında tanımlanan analiz tipi, fiziksel modeller, başlangıç koşulları, duvar şartları ve çözüm kriterleri Çizelge 4.9'da özetlenmiştir.

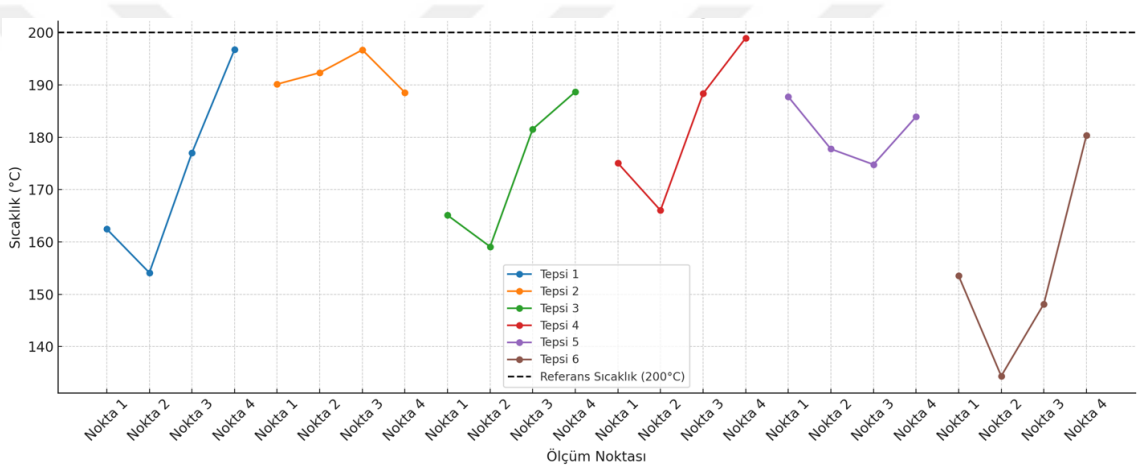
Çizelge 4.9. Teğetsel fanlı fırın CFD analiz sınır şartları

Başlık	Değer
CFD Yazılımı	FLoEFD
Analiz Tipi	Internal,Transient (Zamana Bağlı)
Akış / Türbülans	Laminer ve Türbülanslı / RANS k–ε
Yerçekimi	Açık (ON)
Radyasyon	Kapalı (OFF)
Dönme (rotasyon)	Açık (ON)
Katılarda ısı iletimi	Açık (ON)
Dış duvar ısıl şartı	Adiyabatik duvar
Başlangıç koşulları	P = 101325 Pa, T = 20.05 °C, V = 0 m/s
Başlangıç türbülansı	TI = 2%, Lt = 0.0052 m
Fan devri (teğetsel)	1200/1400/1600 d/d (125.6 / 146.6 / 167.6 rad/s)
Isıtıcı gücü	9 / 10,5 / 11,7 kW
Yakınsama kriteri	10^{-3} (akış), 10^{-6} (enerji)
Durdurma kriteri	1. tepsi yüzeyi 200 °C olduğunda
Hücre Sayısı	7.895.610

Çizelge 4.9'da verilen sınır şartların, FloEFD arayüzündeki ayarların menü karşılıkları ve ekran görüntüleri, radyal fanlı fırın için Şekil 4.8'de tanımlanan FLoEFD arayüzündeki ilgili ayarların menü karşılıkları ve ekran görntüleri ile birebir aynı olduğundan, tekrara düşmemek adına teğetsel fanlı çalışmada yeniden sunulmamıştır.

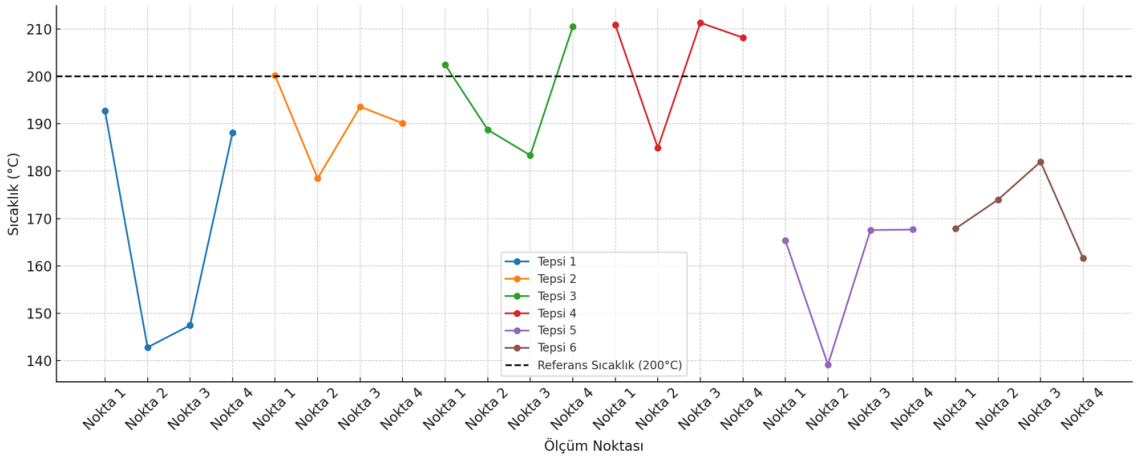
Simülasyon sonuçları, her bir tepsinin kendi iç sıcaklık gradyanı ile tüm tepsiler arasındaki ortalama sıcaklık farkları dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Böylece hem yüzey içi homojenlik hem de dikey eksendeki ısıl dağılım kararlılığı karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen veriler ışığında, tepsi düzeyinde minimum sıcaklık farkını ve altı tepsi arasında en dengeli ısı dağılımını sağlayan senaryo belirlenmiş ve bu senaryo, prototip sistem tasarımı için nihai temel yapılandırma olarak seçilmiştir.

Senaryo 1 kapsamında**,** 1200 d/d fan devri ve 9 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.25'de grafiksel olarak sunulmuştur.



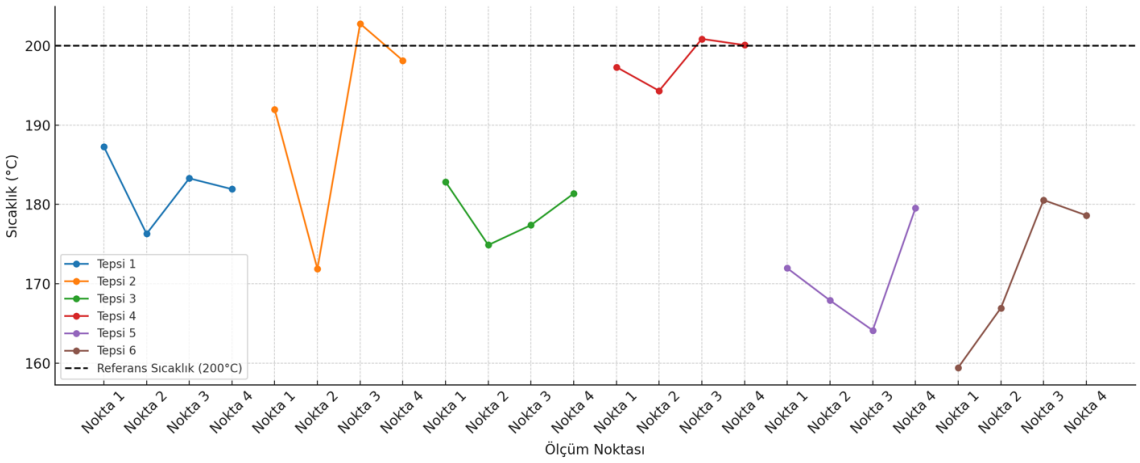
Şekil 4.25. 1200 d/d - 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 2 kapsamında**,** 1200 d/d fan devri ve 10,5 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.26'da grafiksel olarak sunulmuştur.



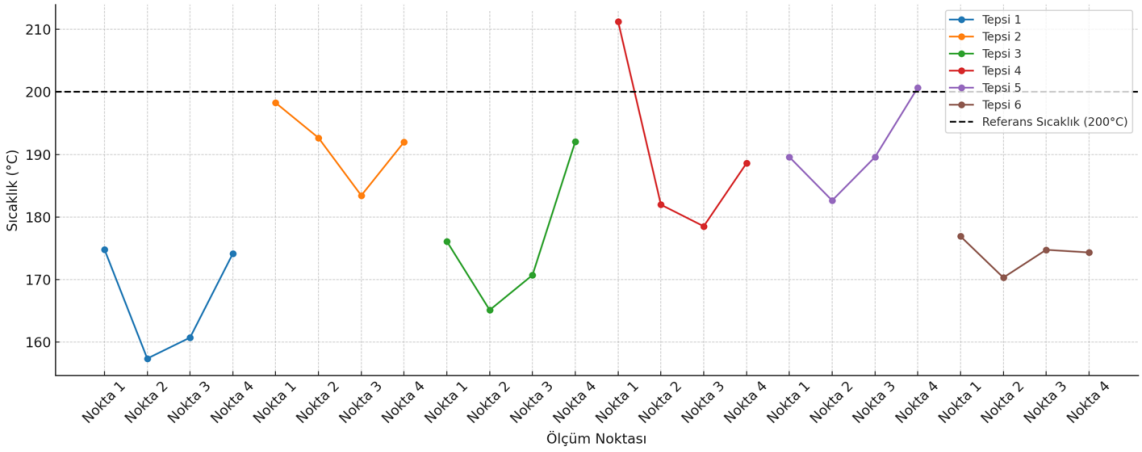
Şekil 4.26. 1200 d/d – 10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 3 kapsamında, 1200 d/d fan devri ve 17,7 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.27'de grafiksel olarak sunulmuştur.



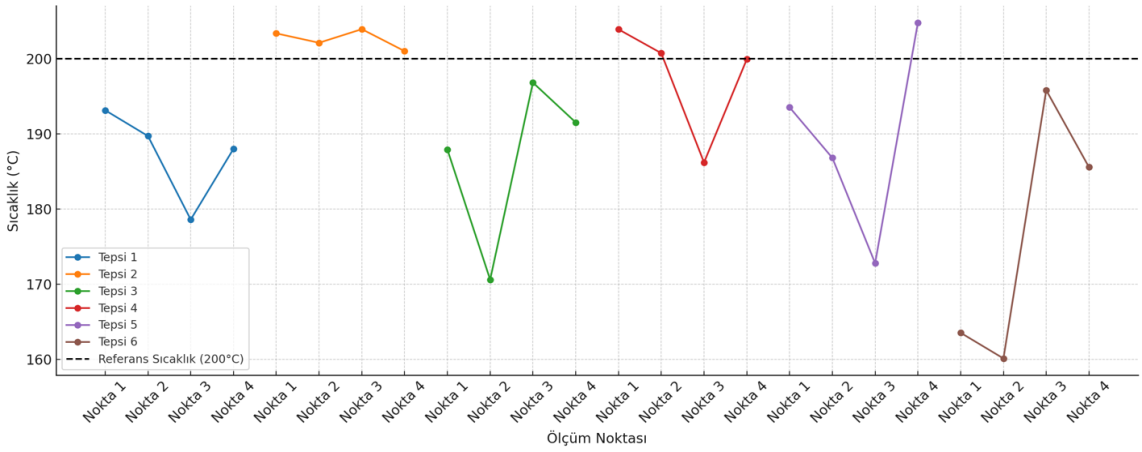
Şekil 4.27. 1200 d/d – 11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 4 kapsamında, 1400 d/d fan devri ve 9 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.28'de grafiksel olarak sunulmuştur.



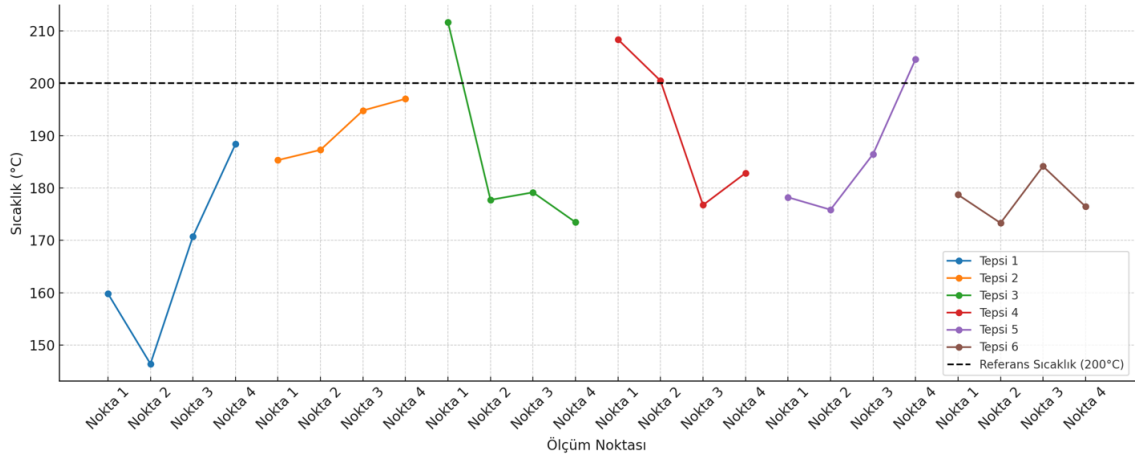
Şekil 4.28. 1400 d/d – 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 5 kapsamında**,** 1400 d/d fan devri ve 10,5 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.29'da grafiksel olarak sunulmuştur.



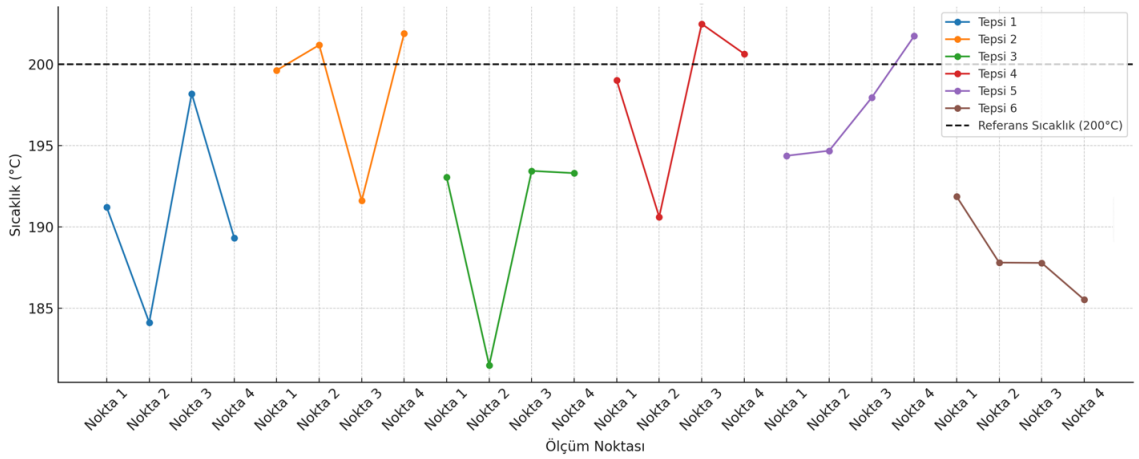
Şekil 4.29. 1400 d/d – 10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 6 kapsamında**,** 1400 d/d fan devri ve 11,7 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.30'da grafiksel olarak sunulmuştur.



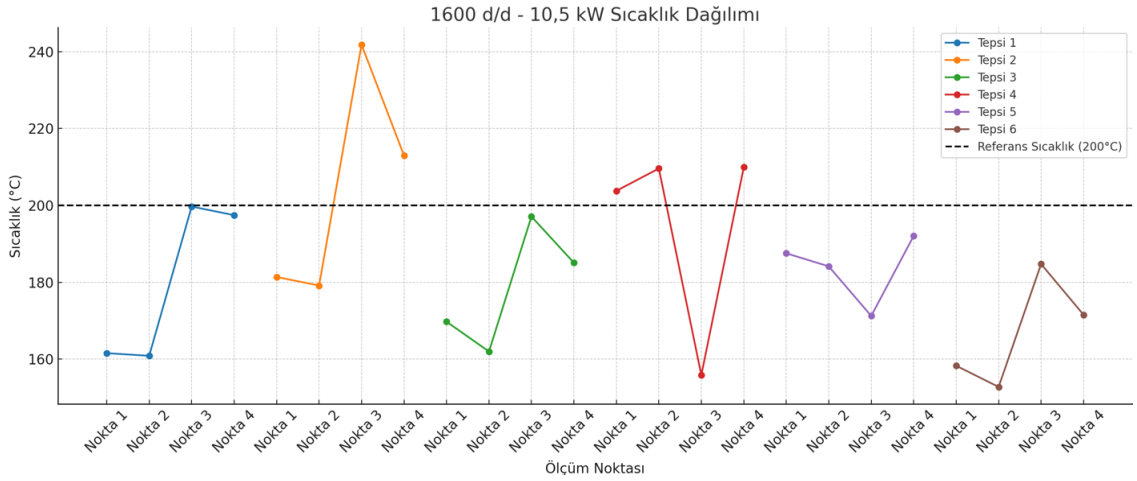
Şekil 4.30. 1400 d/d – 11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 7 kapsamında**,** 1600 d/d fan devri ve 9 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.31'de grafiksel olarak sunulmuştur.



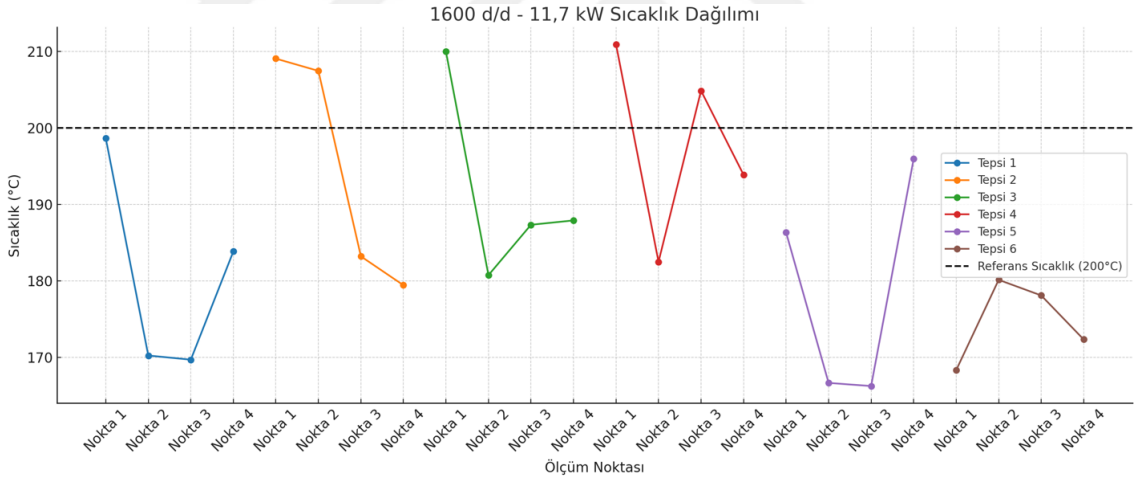
Şekil 4.31. 1600 d/d – 9 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 8 kapsamında**,** 1600 d/d fan devri ve 10,5 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.32'de grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.32. 1600 d/d – 10,5 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Senaryo 9 kapsamında**,** 1600 d/d fan devri ve 11,7 kW ısıtma gücüne sahip fırın koşullarında, altı adet tepsi üzerinde ölçülen sıcaklık değerlerinin 200 °C referans sıcaklığına göre dağılımı Şekil 4.33'de grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.33. 1600 d/d – 11,7 kW fırın için tepsi yüzeyleri sıcaklık dağılımları

Gerçekleştirilen toplam dokuz farklı senaryo analizinde, konveksiyonlu fırın sisteminin termal performansı; fan devri (d/d) ve ısıtıcı gücü (kW) parametrelerine bağlı olarak tepsi yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları üzerinden kapsamlı şekilde değerlendirilmiştir. Bu analizlerde temel amaç, fırın içerisindeki sıcak hava akışının her bir tepsiye eşit şekilde dağılmasını sağlayarak, sıcaklık dağılımında homojenliğin artırılması ve referans sıcaklık olan 200 °C'ye ulaşma başarısının en verimli koşullarda gerçekleştirilmesidir.

Yapılan hesaplamalarda dikkate alınan başlıca performans ölçütleri; tepsiler arasında oluşan sıcaklık farklarının mümkün olan en düşük seviyeye indirgenmesi, her bir tepsinin kendi içindeki dört ölçüm noktasında kaydedilen sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olması, yani tepsi içi homojenliğin sağlanması ve genel sıcaklık ortalamalarının hedeflenen referans sıcaklığa olan yakınlığıdır. Tüm bu kriterler çerçevesinde yürütülen analizler sonucunda elde edilen veriler sistematik olarak değerlendirilmiş ve her bir senaryonun performansı karşılaştırılmıştır.

Bu karşılaştırmalı analizler sonucunda, 1600 d/d fan devri ile 9 kW ısıtıcı gücüne sahip senaryonun, hem tepsiler arası sıcaklık farklarını minimum seviyeye indirdiği hem de tepsi içi sıcaklık dağılımında yüksek derecede homojenlik sağladığı görülmüştür. Ayrıca, bu kombinasyonun referans sıcaklık değeri olan 200 °C'ye en yakın ortalama sıcaklıkları elde etmesi, sistemin ısıl dengesinin optimum koşullarda sağlandığını ortaya koymuştur. Bu bağlamda, 1600 d/d – 9 kW parametreleriyle elde edilen senaryonun, prototip cihaz tasarımında esas alınmasına karar verilmiş olup, bu seçim hem enerji verimliliği hem de pişirme performansı açısından sistemin en uygun çalışma koşullarını temsil etmektedir.

1600 d/d fan devri ve 9 kW ısıtıcı gücüne sahip senaryo kapsamında gerçekleştirilen analizlerde, her bir tepsinin ortalama sıcaklık değerlerinin, hedeflenen referans sıcaklık olan 200 °C'ye oldukça yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Elde edilen ortalama sıcaklık değerleri 188 °C ile 198 °C aralığında değişmekte olup, bu durum pişirme performansının optimizasyonu açısından kritik bir gereksinimin karşılandığını göstermektedir. Özellikle 4. ve 5. tepsilerde ölçülen sıcaklık değerlerinin referans sıcaklığa yüksek yakınlık göstermesi, bu bölgelerdeki sıcaklık sapmalarının minimum düzeyde tutulabildiğini ortaya koymaktadır.

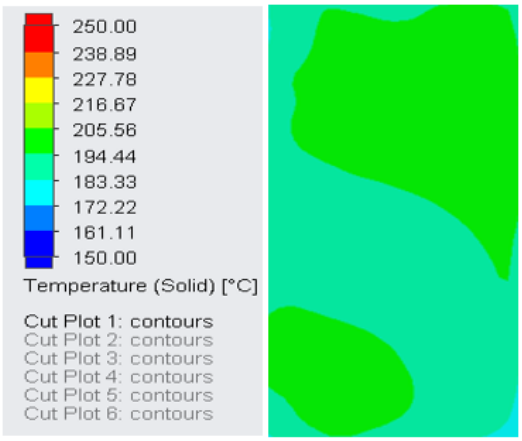
Sistem performansının önemli bir göstergesi olan tepsiler arası sıcaklık farkı, bu senaryoda yalnızca 11 °C olarak hesaplanmıştır. Bu değer, gerçekleştirilen tüm analizler arasında en düşük tepsi ortalama farkına karşılık gelmekte olup, cihazın tüm pişirme hacmi boyunca homojen bir ısı dağılımı sunduğunu kanıtlamaktadır. Sıcaklık farklarının bu denli düşük olması, pişirme işleminin fırının her bölgesinde benzer koşullarda gerçekleşmesini sağlamakta ve ürün kalitesinin tutarlılığını artırmaktadır.

Tepsi içi sıcaklık dağılımı detaylı olarak incelendiğinde, dört referans noktasında ölçülen sıcaklıklar arasında genellikle 15 °C'nin altında farklar oluştuğu tespit edilmiştir. Bu durum, her bir tepsi düzleminde sıcaklığın dengeli biçimde yayıldığını ve tepsi içi homojenliğin başarılı bir şekilde sağlandığını göstermektedir. Analiz sonuçları, bu senaryonun hem tepsiler arası hem de tepsi içi sıcaklık kontrolü açısından optimum performansı sunduğunu ortaya koymaktadır.

1600 d/d – 9 kW senaryosunun bu denli başarılı olmasında, teğetsel fan tarafından oluşturulan hava akışının etkisi büyüktür. Fan, ısı kaynağından üretilen sıcak havayı, pişirme hacmi boyunca eşit şekilde yönlendirerek, tepsiler arasında dengeli bir ısı transferi sağlamaktadır. Buna karşın, ısıtıcı gücünün artırıldığı diğer senaryolarda, sabit kalan fan devri, artan ısıyı yeterli düzeyde dağıtamamakta; bu durum bazı bölgelerde ısı birikimlerine yol açarak sıcaklık farklarının yükselmesine neden olmaktadır.

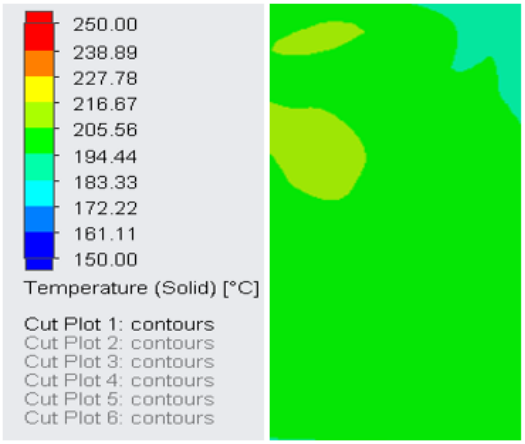
Bu kapsamda yürütülen tüm değerlendirmeler, 1600 d/d – 9 kW senaryosunun hem referans sıcaklık değerine yakınlığı hem de sıcaklık dağılımındaki kararlılığı açısından, cihaz performansı için en uygun koşulları sağladığını göstermektedir. Gerçekleştirilen analizler, termostatın açma-kapama (on-off) kontrol mantığı dikkate alınarak yürütülmüş ve ilk set sıcaklık değeri olan 200 °C'ye ulaşıldığı anda sıcaklık dağılımı ölçülmüştür.

1.tepsi üzerindeki sıcaklık değerleri, ölçüm noktalarında 184 °C ile 198 °C arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklık 190 °C'dir. Analiz görselini incelediğimiz zaman genellikle yeşil tonlar yüksek olmakla birlikte alt bölgelerde hafif renk değişikliği görülmüştür. Bu durum yüzeyin bazı bölgelerinde sıcaklıkların referans değerden düşük olduğunu göstermektedir. Birinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.34'de gösterilmiştir.



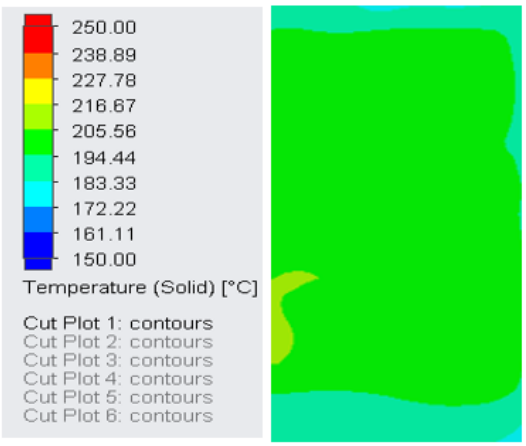
Şekil 4.34. 1. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

2. tepsi, analizdeki en başarılı tepsilerden biridir. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri 191 °C ile 201 °C arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklık 198 °C olup, 200 °C'ye oldukça yakındır. Görsellerdeki yeşil renk tonu tepsinin genelinde yaygın olduğu görülmektedir. Bu durum tepsideki sıcaklıkların oldukça dengeli olduğunu göstermektedir. İkinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.35'de gösterilmiştir.



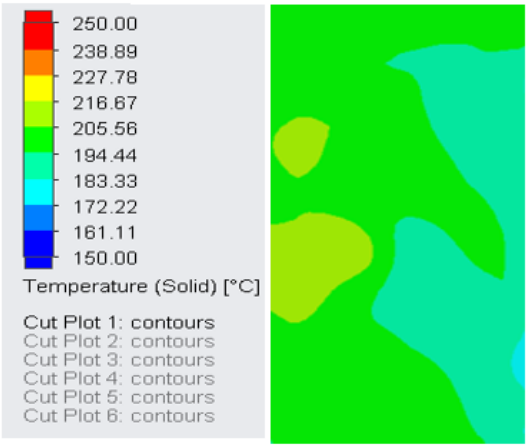
Şekil 4.35. 2. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

3. tepsideki ölçüm noktalarında sıcaklıklar 181 °C ile 193 °C arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklık 190 °C olup, 200 °C'den bir miktar düşük bir seviyede kalmaktadır. Renk dağılımında bazı geçişler göstermektedir. Bu, sıcaklıkların özellikle belirli bölgelerde farklılıklar göstermektedir. Üçüncü tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.36'da gösterilmiştir.



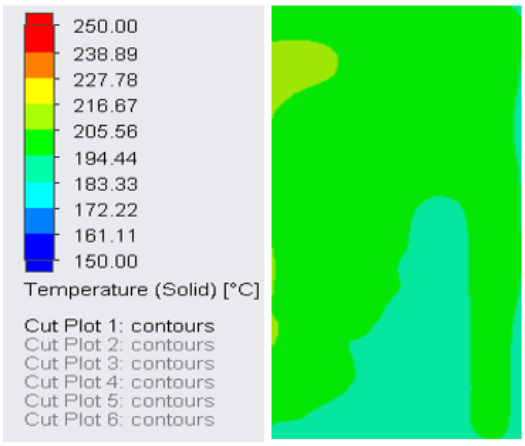
Şekil 4.36. 3. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

4. tepsi, sıcaklık homojenliği açısından başarılıdır. Sıcaklık değerleri 190 °C ile 202 °C arasında değişmekte olup, ortalama sıcaklık 198 °C ile referans sıcaklığa yakındır. Sağ bölgelerde yeşilden maviye geçişle ifade edilen lokal bir sıcaklık düşüşü gözlemlenmiş, ancak homojen pişirme üzerindeki etkisinin sınırlı olduğu değerlendirilmiştir. Ayrıca, bazı bölgelerde sıcaklık 200 °C'yi aşarak bölgesel aşırı ısınma potansiyeli göstermiştir. Dördüncü tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.37'de gösterilmiştir.



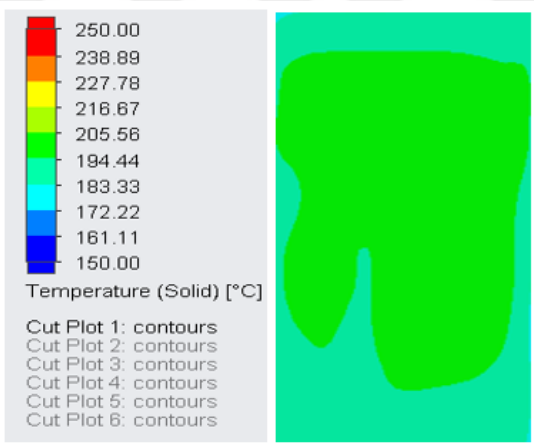
Şekil 4.37. 4. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

5. tepside sıcaklık değerleri 194 °C ile 201 °C arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklık 197 °C olup, referans sıcaklığa yakın bir performans sergilemektedir. Analiz görselinde genel olarak yeşil tonlarla temsil edilse de bazı bölgelerde hafif renk ton farklılıkları vardır. Fakat bu farklılıklar homojen pişirmeyi olumsuz yönde etkilemeyeceği görülmektedir. Beşinci tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.38'da gösterilmiştir.



Şekil 4.38. 5. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

6. tepsi, sıcaklık dağılımı açısından en düşük performansı sergileyen tepsilerden biridir. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri 185 °C ile 191 °C arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklık 188 °C olup, 200 °C referans sıcaklığa uzak kalmaktadır. Altıncı tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.39'da gösterilmiştir.



Şekil 4.39. 6. Tepsi üst yüzeyi sıcaklık dağılımı

Gerçekleştirilen analizler neticesinde, 1600 d/d fan devri ve 9 kW ısıtıcı gücüne sahip senaryoya ait 6 tepsi üzerindeki her biri dört referans noktasında elde edilen sıcaklık dağılımları, ayrıntılı biçimde Çizelge 4.10'da sunulmuştur.

Çizelge 4.10. 1600 d/d – 9 kW Teğetsel fırın için tepsiler arası sıcaklık değerleri

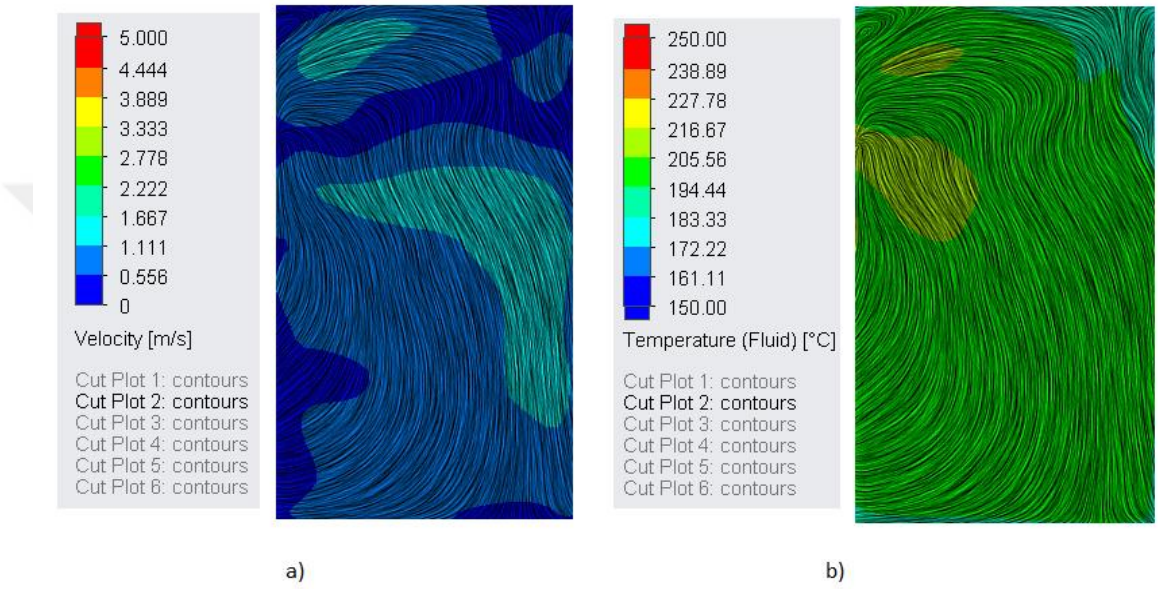
Analiz	1.nokta(°C)	2.nokta(°C)	3.nokta(°C)	4.nokta(°C)
1.tepsi	191	184	198	189
2.tepsi	199	201	191	201
3.tepsi	193	181	193	193
4.tepsi	199	190	202	200
5.tepsi	194	194	197	201
6.tepsi	191	187	187	185

Gerçekleştirilen analizler neticesinde elde edilen bu sıcaklık dağılımları, tepsi düzeyleri arasında akışın taşınım kapasitesinin farklılaştığını ve bunun sıcaklık homojenliğine doğrudan yansıdığını göstermektedir. Bu nedenle, sıcaklık homojenliğinin en yüksek olduğu ve referans sıcaklığa en yakın sonuçların elde edildiği 2. tepsi**,** teğetsel fanlı konfigürasyonda akış alanı ile sıcaklık dağılımı arasındaki ilişkinin fiziksel olarak açıklanabilmesi açısından temsilî örnek olarak seçilmiştir. Bu kapsamda 2. tepsi düzlemine ait hız konturu/akım çizgileri ve sıcaklık konturu birlikte değerlendirilmiştir.

2.tepsi düzleminde elde edilen hız konturları, fan çıkışından kabin içerisine yönlendirilen hava akışının tepsi yüzeyi boyunca daha dengeli biçimde yayıldığını ve belirli bir bölgede yığılmadan dağılım gösterdiğini ortaya koymaktadır. Hız seviyelerinin radyal fanlı konfigürasyona kıyasla daha düşük görünmesi, sistemin zayıf üfleme yaptığı anlamına gelmemekte; aksine teğetsel fanın karakteristiği gereği akışın yüksek hızla tek noktadan jet şeklinde ilerlemek yerine, daha geniş bir alana yayılarak hareket etmesiyle ilişkilidir. Bu yayılımlı akış yapısı, tepsi yüzeyine ulaşan hava akısının daha kararlı hale gelmesini sağlamakta; dolayısıyla taşınım yoluyla ısı transferi tepsi yüzeyi boyunca süreklilik kazanarak sıcaklık farklılıklarının azalmasına katkı sunmaktadır.

Hız alanı ile birlikte sıcaklık konturu incelendiğinde, akışın daha dengeli dağıldığı bölgelerde sıcaklığın da daha uniform seyrettiği görülmektedir. Zorlanmış taşınım koşullarında tepsi yüzeyindeki ısı transfer katsayısı (h), büyük ölçüde yerel hız seviyelerine bağlı olduğundan; tepsi üzerinde kesintiye uğramayan bir akış yapısının oluşması, sıcak havanın taşıdığı enerjinin yüzeye daha etkin aktarılmasını sağlamaktadır.

Bu nedenle 2. tepside tepsi içi sıcaklık farklarının düşük kalması, doğrudan akış dağılımının dengeli olmasıyla açıklanabilmektedir. Bu bölümde verilen temsilî görseller, teğetsel fanlı sistemin genel akış karakteristiğini ve bunun sıcaklık homojenliğine etkisini örneklemek amacıyla sunulmuş; diğer tepsilerdeki sıcaklık konturları ayrıca paylaşıldığından tekrarın önüne geçmek için yalnızca en iyi performansın görüldüğü tepsi düzlemi üzerinden fiziksel değerlendirme yapılmıştır.



Şekil 4.40. Teğetsel fanlı sistemde 2. tepsi düzlemine ait a) hız konturu ve akım çizgileri, b) sıcaklık konturu ve akım çizgileri

Radyal fanlı sistemde akış, fan çıkışından daha dar bir kesitten kabin içerisine yüksek lokal hızlarla girdiği için hız konturlarında jet benzeri yüksek hız bölgeleri oluşmaktadır. Bu durum, bazı bölgelerde güçlü geri dolaşım yapıları meydana getirirken, kabinin diğer bölgelerinde ise hava dolaşımının zayıfladığı "ölü akış zonları" oluşturarak sıcaklık dengesizliklerini artırabilmektedir. Teğetsel fanlı sistemde ise akış daha geniş bir hat boyunca dağıtıldığından, lokal hız değerleri daha düşük ölçülse bile tepsi düzeyinde daha dengeli bir taşınım sağlanmakta; böylece hızların düşük görünmesine rağmen sıcaklık homojenliği artabilmektedir.

4.2.3. Deneysel Çalışmalar

Teğetsel fan kontrollü fırın tasarımına ilişkin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizlerinden elde edilen bulguların doğruluğunu ve uygulanabilirliğini deneysel olarak test edebilmek amacıyla, sistemde yer alan tüm kritik bileşenler temin edilerek fiziksel bir prototip fırın imal edilmiştir. Bu prototip sistem, analizlerde kullanılan geometrik ve sınır koşullarıyla birebir uyumlu olacak şekilde tasarlanmış ve deneysel ölçümler için gerekli altyapı hazırlanarak test ortamına entegre edilmiştir. Bu doğrultuda, CFD analizlerinden elde edilen teorik sıcaklık dağılımı sonuçlarının, gerçek çalışma koşullarında elde edilen verilerle karşılaştırılması hedeflenmiş; böylece sayısal modelleme doğruluğunun pratik uygulamayla teyit edilmesi sağlanmıştır.

Prototip fırının imalat sürecine ait görseline Şekil 4.41'de yer verilmiştir.



Şekil 4.41. Prototip fırın

Üretilen bu prototip sistem, analiz sürecinde tanımlanan geometrik yapı ve sınır koşullarına birebir uygun şekilde tasarlanmış ve laboratuvar ortamında deneysel testlere hazır hale getirilmiştir. Deneysel çalışma, daha önce yürütülen analizler sonucunda tepsiler arası ve tepsi içi sıcaklık farklarının en düşük olduğu, dolayısıyla en homojen sıcaklık dağılımını sağlayan 1600 d/d fan devri ve 9 kW ısıtıcı gücüne sahip senaryo esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu senaryonun seçilmesindeki temel amaç, sayısal

analizlerde elde edilen verilerin fiziksel deney koşulları altında doğruluğunun test edilmesidir.

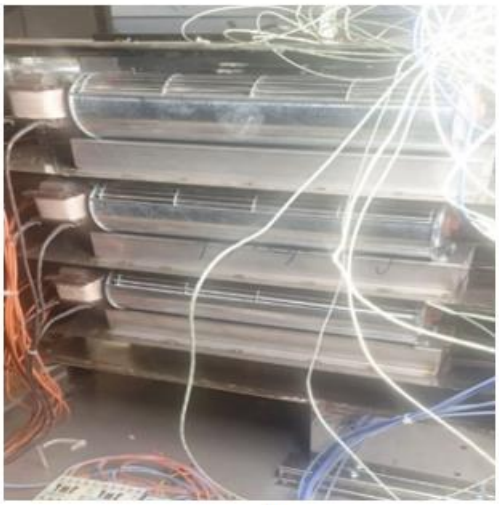
Sıcaklık ölçümlerinin hassasiyetle yapılabilmesi amacıyla, pişirme hacminde yer alan altı tepsinin her birine dört adet olmak üzere, toplamda 24 noktaya tip K termokupl sensörleri yerleştirilmiştir. Termokupların konumlandırılması, CFD analizlerinde kullanılan referans noktalarıyla birebir örtüşecek şekilde gerçekleştirilmiş ve bu sayede deneysel verilerle sayısal sonuçlar arasında doğrudan karşılaştırma yapılmasına imkân sağlanmıştır. Deney düzeneğine ait genel yerleşim, ölçüm yapısı ve prototip fırının tüm kritik bileşenleri Şekil 4.42'de detaylı olarak sunulmuştur.



a)



b)



c)

Şekil 4.42. a) Deney cihazı b) Hava akış sacı c) Isıtıcı –fan grubu

Deneysel çalışmanın başlangıcında, fırın iç ortam sıcaklığı 20 °C olarak sabitlenmiş ve tüm sıcaklık ölçümleri bu başlangıç sıcaklığı referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Böylece, sistemin ısıl davranışının kontrol altında ve tutarlı bir referans noktasına göre değerlendirilmesi sağlanmıştır. Ölçüm işlemleri sırasında, CFD analizlerinde esas alınan koşullara uyumlu olarak, GN 1/1 standardında ve 10 mm derinliğe sahip alüminyum pişirme tepsileri kullanılmıştır. Bu seçim, hem termal iletkenlik açısından tepsiler arası kıyaslamanın tutarlılığını artırmakta hem de sayısal modelleme ile deneysel ortam arasındaki fiziksel koşulları uyumlu hâle getirmektedir.

Kurulan deney düzeneği, CFD analizlerinden elde edilen sıcaklık dağılımı verilerinin doğruluğunu test etmek ve aynı zamanda prototip fırının belirlenen tasarım kriterleri doğrultusunda performans gösterip göstermediğini değerlendirmek amacıyla yapılandırılmıştır. Fırın, hedeflenen set sıcaklığı olan 200 °C'ye ulaştıktan sonra, sıcaklık kontrolü termostat aracılığıyla gerçekleştirilmiş ve sistem bu sıcaklıkta 1 saat boyunca çalıştırılmıştır. Bu süreçte, sıcaklık kontrolü termostatın açma-kapama (on-off) mantığı ile gerçekleştirilmiş; böylece, cihazın gerçek çalışma dinamiklerini yansıtan bir ısıl döngü simülasyonu oluşturulmuştur.

Çalışma boyunca elde edilen veriler, daha önce radyal fan kontrollü fırında yapılan deneysel doğrulamalarla benzerlik göstermiş; 1 saatlik çalışma süresi boyunca termostat devreye girme/dışarı çıkma davranışlarında önemli bir farklılık gözlemlenmemiştir. Bu durum, teğetsel fan kontrollü fırının, önceki sistemle kıyaslandığında benzer kararlılıkta çalıştığını ve sıcaklık regülasyonunun istenilen düzeyde gerçekleştiğini göstermektedir.

200 °C'de 1 saatlik sürekli çalışma sonunda elde edilen deneysel sıcaklık ölçüm sonuçları, Çizelge 4.11'de ayrıntılı olarak sunulmuştur.

Çizelge 4.11. Teğetsel fan kontrollü konveksiyonlu fırının 200 °C'deki deneysel sıcaklık sonuçları

teğetsel fan kontrollü fırın	1.nokta (°C)	2. nokta (°C)	3. nokta (°C)	4. nokta (°C)
1. Tepsi	194	189	200	195
2. Tepsi	190	199	193	195
3. Tepsi	197	187	195	190
4. Tepsi	203	197	202	203
5. Tepsi	190	188	193	197
6. Tepsi	195	187	189	190

Teğetsel fan kontrollü fırının deneysel çalışması kapsamında, her biri dört farklı referans noktasına sahip toplam altı tepside sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, fırının 200 °C set sıcaklığında bir saatlik çalışma süresinin sonunda değerlendirilmiştir. Deney bulgularına göre, tüm tepsilerdeki sıcaklık değerlerinin referans sıcaklığa oldukça yakın olduğu görülmüş, bu da sistemin termal dengesini koruma konusundaki başarısını göstermiştir. Tepsi içi sıcaklık farklarının çoğunlukla 10 °C'nin altında kalması, sıcak hava akışının homojen bir şekilde dağıtıldığını ortaya koymakta, bu durum da özellikle hava yönlendirme sistemi ve fan konfigürasyonunun etkinliğini kanıtlamaktadır. Ortalama sıcaklıklar incelendiğinde; 1., 2. ve 4. tepsilerde 194–201 °C aralığında değerler elde edilirken, 3., 5. ve 6. tepsilerde bu ortalamalar 190–193 °C civarında seyretmiştir. Tüm bu değerlendirmeler doğrultusunda, teğetsel fan kontrollü fırının hem tepsi içi hem de tepsiler arası sıcaklık dağılımında yüksek bir homojenlik sunduğu, böylece pişirme performansını optimize eden bir yapıya sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca deneysel bulguların, daha önce yapılan sayısal analizlerle büyük ölçüde uyum göstermesi, prototip tasarımın doğruluğunu destekleyen önemli bir göstergedir.

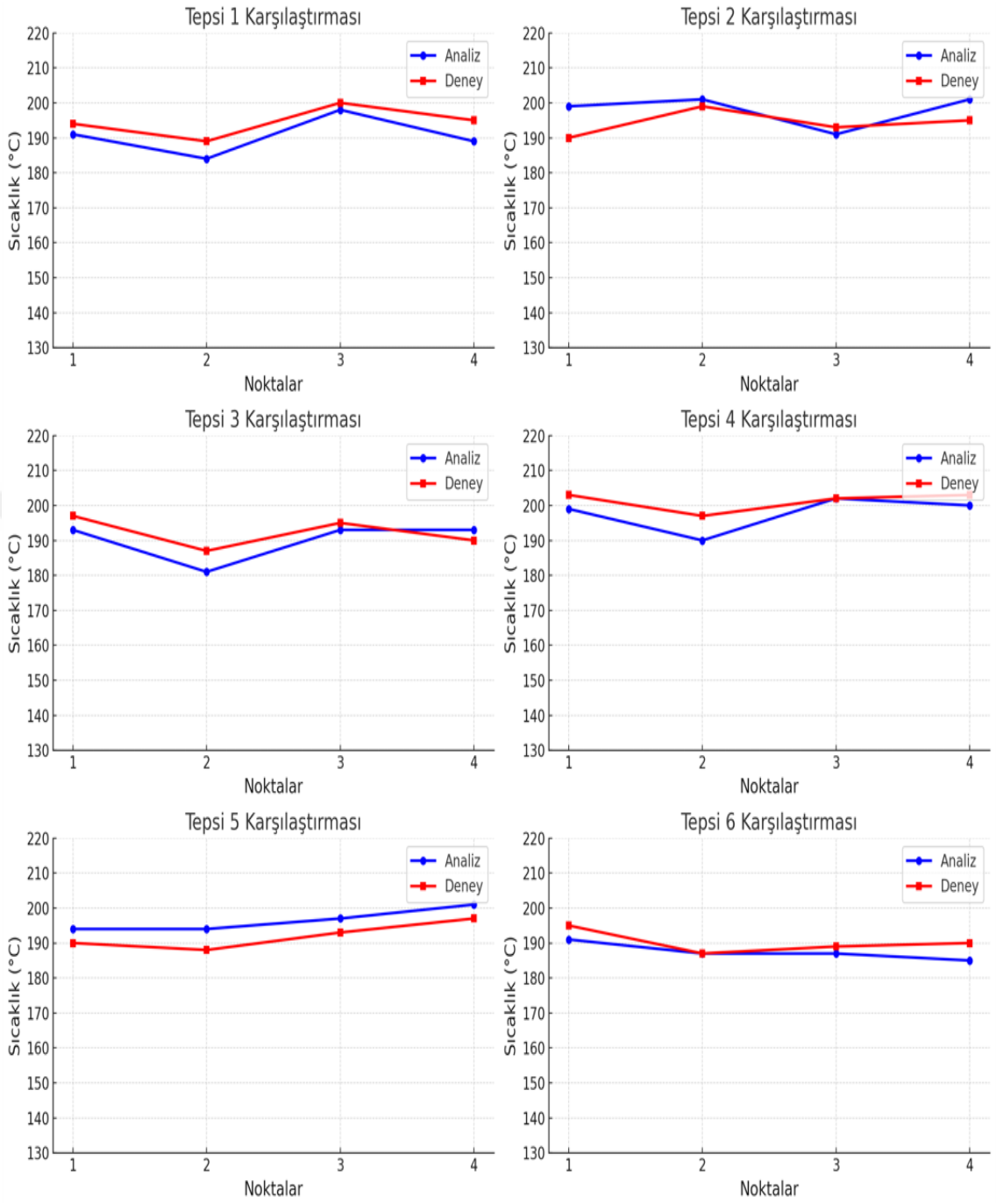
Teğetsel fan kontrollü fırın sistemine ilişkin gerçekleştirilen sayısal (CFD) analizler ile deneysel ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması, tasarımın termal performans açısından yüksek düzeyde doğrulukla modellendiğini ortaya koymuştur. Her iki yöntemden elde edilen veriler büyük ölçüde birbiriyle örtüşmekte olup, bu durum geliştirilen fırın

tasarımının hem teorik modellemede hem de gerçek uygulamada benzer sonuçlar verdiğini açıkça göstermektedir. Özellikle tepsilerdeki dört farklı referans noktasından alınan sıcaklık verileri üzerinden yapılan karşılaştırmalar, hava akışı yönlendirme sisteminin ve modüler ısıtıcı yapısının etkili bir şekilde çalıştığını doğrulamaktadır.

Analiz ve deneysel ölçümler arasındaki en yüksek uyum, 4. tepsinin 3. noktasında gözlemlenmiştir. Bu noktada hem sayısal analiz sonucu hem de deneysel sıcaklık değeri birebir aynı çıkmış, bu da CFD modellemesinin bu bölgede ısı transferi ve akış dinamiklerini gerçek sisteme son derece yakın şekilde simüle ettiğini göstermiştir. Bununla birlikte, tüm noktalar içinde en büyük sapma ise 2. tepsinin 1. noktasında meydana gelmiş ve analiz ile deneysel ölçüm arasında 9 °C'lik bir fark tespit edilmiştir. Bu fark, analiz sırasında ilgili bölgede daha güçlü bir konvektif akışın öngörüldüğünü veya deneysel ortamda ölçüm sırasında lokal ısı kayıplarının meydana geldiğini düşündürmektedir.

Ayrıca 2. ve 5. tepsilere ait veriler, sayısal analizlerde deneysel sonuçlara kıyasla belirgin şekilde daha yüksek sıcaklık değerleriyle temsil edilmiştir. Bu durum, özellikle bu bölgelerdeki hava sirkülasyonunun analiz ortamında fazla optimize edildiğini ya da deneysel kurulumda dış etkenlerden kaynaklanan soğuma etkilerinin daha belirgin olduğunu gösterebilir. Öte yandan, 1., 3. ve 6. tepsilerde ise analiz sonuçları, deneysel ölçümlere göre daha düşük sıcaklık değerleri üretmiştir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, 4. tepsi hem analiz hem de deneysel veriler açısından en yüksek uyumu sağlayan bölge olarak öne çıkmaktadır. Bu uyum, CFD analizlerinin belirli bölgelerde özellikle başarılı modellemeler sunduğunu ve sistemin homojen pişirme performansına dair güvenilir çıktılar ürettiğini desteklemektedir. Sonuç olarak, analiz ve deney karşılaştırması; sistemin tasarım doğrulamasını başarıyla gerçekleştirdiğini, prototip fırının hedeflenen termal performansa büyük ölçüde ulaştığını ve geliştirilen modelin gerçek sistem davranışını teknik olarak temsil edebilecek düzeyde hassas olduğunu kanıtlamaktadır. Teğetsel fan kontrollü konveksiyonlu fırın CFD analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.43’de verilmiştir.



Şekil 4.43. Teğetsel fan kontrollü konveksiyonlu fırın CFD analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

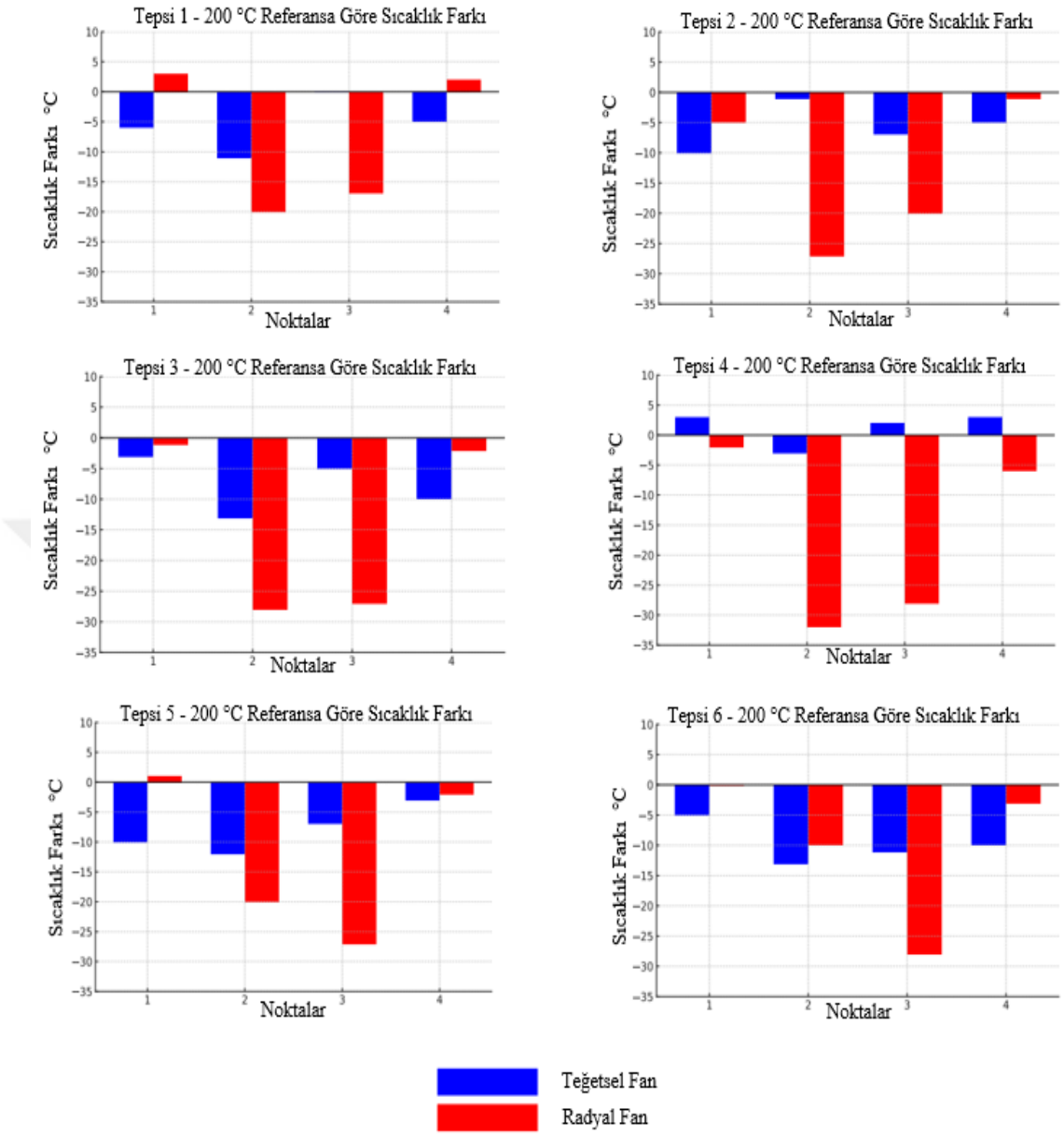
Deneysel çalışmada, fırının enerji tüketimi performansı başlangıç sıcaklığı olan ortam koşullarından, set sıcaklığı olan 200 °C'ye kadar olan ısınma süreci ve sonrasındaki sabit sıcaklıkta çalışma süresi dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda, fırın 200 °C hedef sıcaklığına 457 saniye (7 dakika 37 saniye) içerisinde

ulaşmıştır. Bu ısınma periyodu boyunca enerji tüketimi, enerji sayacı üzerinden yapılan gözlemle 0,914 kWh olarak kaydedilmiştir. Set sıcaklığa ulaşıldıktan sonra fırın, termostat kontrollü olarak 1 saatlik toplam çalışma süresi boyunca çalıştırılmış ve bu sürenin sonunda toplam enerji tüketimi 3,620 kWh olarak ölçülmüştür.

Bu çalışmada, klasik radyal fan kontrollü 6 tepsili konveksiyonlu fırın sisteminde tepsi içi ve tepsiler arası sıcaklık dağılımı detaylı şekilde analiz edilmiş ve mevcut fan-ısıtıcı yapılandırmasının özellikle belirli bölgelerde belirgin sıcaklık farklarına neden olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen veriler, bu bölgesel dengesizliklerin gıda ürünlerinin pişirme sürecinde homojenliği bozduğunu ve dolayısıyla nihai ürün kalitesini düşürdüğünü ortaya koymaktadır. Radyal fan sisteminde, hava sirkülasyonunun yetersiz yönlendirilmesi ve ısı kaynağının merkezi olmayan dağılımı, bazı bölgelerde aşırı ısınmaya veya yetersiz ısı transferine yol açmaktadır.

Buna karşılık, bu çalışmada geliştirilen yeni nesil teğetsel fan destekli konveksiyonlu fırın sistemi; optimize edilmiş hava perdesi, modüler ısıtıcı yerleşimi ve gelişmiş hava yönlendirme geometrisine sahip tasarımı ile sıcak hava dağılımını daha dengeli şekilde sağlamayı başarmıştır. Hem gerçekleştirilen CFD analizleri hem de deneysel testler, bu yeni tasarımın ısı transferinde yüksek homojenlik sağladığını ve 200 °C set sıcaklığına ulaşan sistemde tepsi yüzeylerinde oluşan sıcaklık farklarının radyal fanlı sistemle karşılaştırıldığında anlamlı ölçüde azaldığını göstermektedir. Elde edilen bu sıcaklık dengesi, pişirme sırasında ürün yüzeylerinde daha üniform renk oluşumu ve yapısal tutarlılık sağlayarak nihai ürün kalitesini artırmaktadır.

Radyal fan ve teğetsel fan kontrollü sistemlerin deneysel karşılaştırmasına ilişkin veriler, 200 °C çalışma sıcaklığı altında gerçekleştirilen ölçümler üzerinden değerlendirilmiş olup, sonuçlar karşılaştırmalı olarak Şekil 4.44'de görsel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.44. Radyal ve teğetsel fan kontrollü fırınların referans noktalarının 200 °C'ye göre sıcaklık farklarının karşılaştırılması

4.3. Teğetsel Fan Kontrollü Fırında Izgara Fonksiyonu

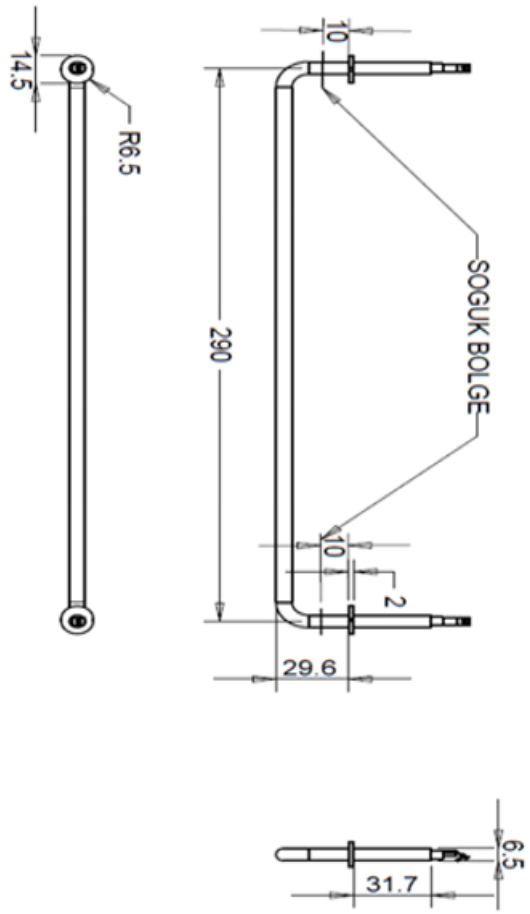
Isı transferi, mühendislik sistemlerinde enerji dönüşümlerinin anlaşılması ve kontrol edilmesi açısından kritik bir rol oynamaktadır. Isı transferi üç temel mekanizma ile gerçekleşir: iletim (konduksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışıma (radyasyon). Bu mekanizmalar, endüstriyel pişirme ekipmanlarında, özellikle fırınlarda aynı anda birden fazla şekilde işlev göstermektedir. Radyasyon (ışıma), özellikle yüksek sıcaklıkların söz konusu olduğu durumlarda baskın hale gelerek, yüzeyler arası enerji aktarımında belirleyici rol oynar. Izgara tipi fırın uygulamalarında, ısıtıcıların konumlandırılması ve yüzey özellikleri nedeniyle, ışıma etkisi konveksiyonun önüne geçebilmekte ve pişirme kalitesini doğrudan etkilemektedir (Çengel ve Ghajar, 2020).

Endüstriyel fırınlarda, özellikle ızgara fonksiyonlu modellerde, pişirme kalitesini belirleyen en önemli kriterlerden biri, hedeflenen sıcaklığın tepsi yüzeylerinde homojen bir şekilde sağlanmasıdır. Bu bağlamda, yalnızca konvektif akışlar değil, radyatif ısı transferinin de doğru modellenmesi gerekmektedir. Bu nedenle, bu çalışmanın ikinci aşamasında, bir endüstriyel fırının ızgara modundaki ısı dağılımı, farklı ısıtıcı tipleri ve güç seviyeleriyle hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir.

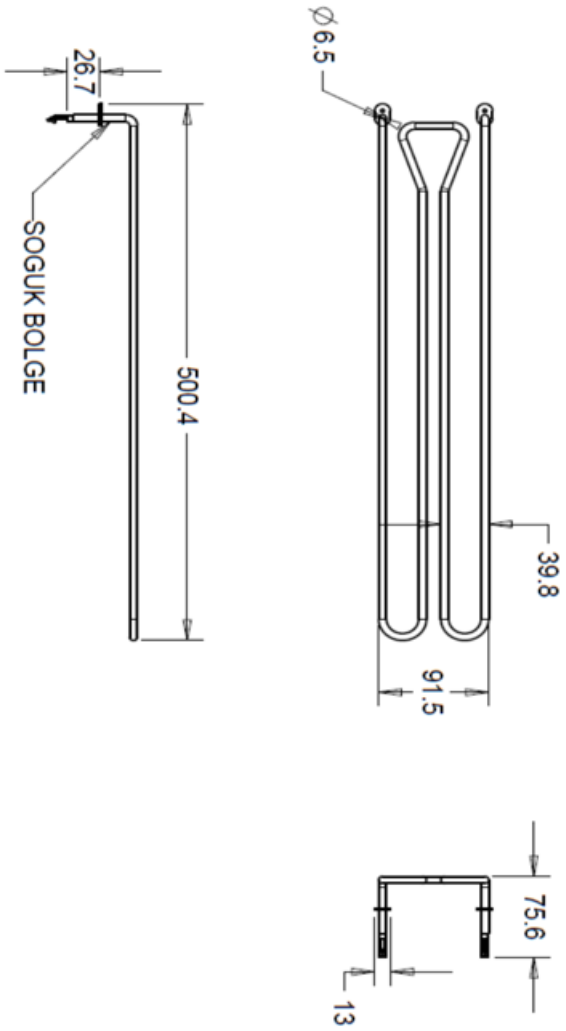
Sayısal analizler, FloEFD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. FloEFD, radyasyon modellemesinde View Factor (görünürlük faktörü) tabanlı çözüm yöntemini benimsemekte olup, özellikle yüksek sıcaklık bölgelerinde yüzeyler arası ışınım hesaplamalarında başarılı sonuçlar sunmaktadır. Bu yöntemde, ısıtıcı yüzeylerinden yayılan enerji, çevredeki diğer yüzeylerle olan geometrik ve yönel ilişkiler dikkate alınarak değerlendirilir. Görünürlük faktörleri, yüzeylerin birbirini görme durumuna göre hesaplanır ve FloEFD, bu etkileşimleri yüzey emisyon katsayılarıyla birlikte çözümler (Mentor Graphics, 2018). Bu sayede yalnızca zorlanmış taşınım etkileri değil, ızgara moduna özgü ışıma etkisi de modelleme içine dahil edilerek, fırın içi sıcaklık dağılımı daha gerçekçi bir biçimde tahmin edilmiştir. Çalışma kapsamında ayrıca, 1600 d/d sabit hızda çalışan fanın açık ve kapalı olarak iki farklı durumdaki etkileri de analiz edilmiştir. Bu yaklaşım, fanlı ve fansız senaryolar altında ışıma ve konveksiyon mekanizmalarının ayrı ayrı ve birlikte etkilerini değerlendirme imkânı sunmuştur.

4.3.1. Tasarım Çalışmaları

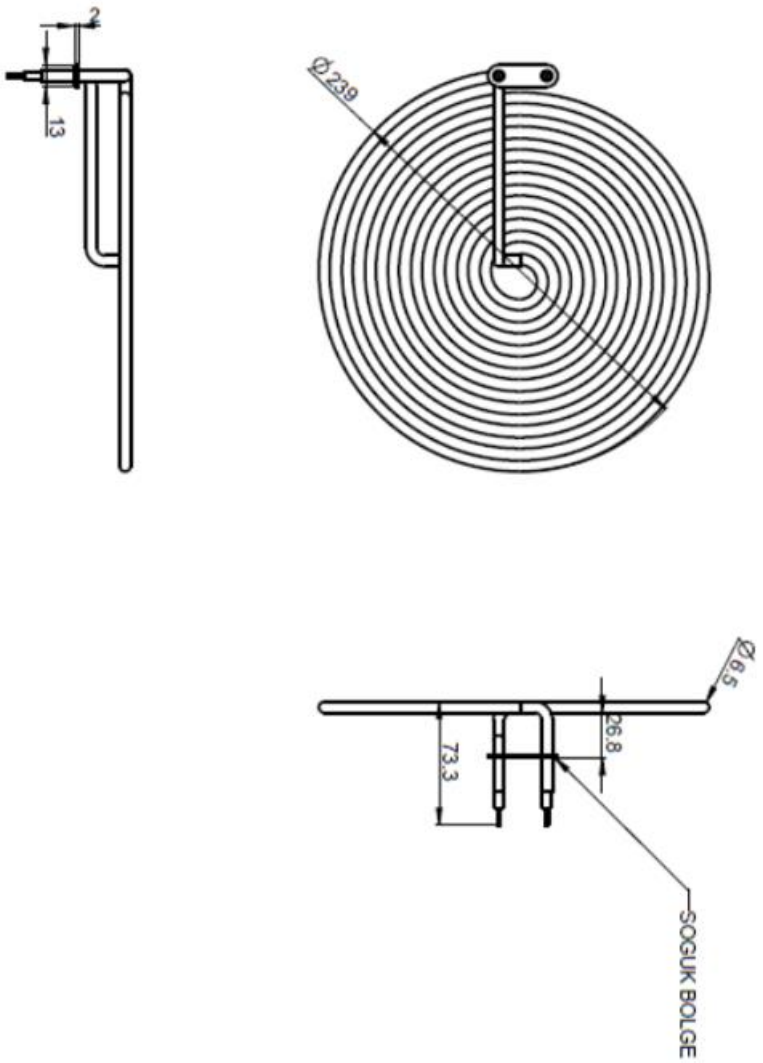
Izgara fonksiyonu kapsamında yürütülen çalışmalar çerçevesinde, daha önce tasarımı tamamlanan teğetsel fan destekli konveksiyonlu fırın modeline ilave olarak, fırın kabininin üst bölgesine üç farklı geometriye sahip ısıtıcı tasarımı entegre edilmiştir. Isıtıcı elemanların üst bölgede konumlandırılması nedeniyle ızgara modunda ısıtma etkisi esas olarak en üst raf (1. Tepsi) seviyesi üzerinde yoğunlaşmakta olup, diğer tepsi seviyeleri bu mod kapsamında doğrudan hedeflenmemektedir. Bu nedenle ızgara fonksiyonuna ilişkin performans değerlendirmeleri, fırın içi tepsi doluluğundan bağımsız olarak en üst tepsi seviyesi dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Söz konusu ısıtıcılar, fırın konstrüksiyonu ile uyumlu olacak şekilde CAD ortamında modellenmiş; yerleşimleri sistem içinde optimize edilerek yapıya dahil edilmiştir. Her bir ısıtıcı tipine ait yapısal detaylar ve konfigürasyonlar sırasıyla Şekil 4.45, Şekil 4.46 ve Şekil 4.47'de ayrıntılı biçimde sunulmuştur.



Şekil 4.45. Çubuk tip ısıtıcı



Şekil 4.46. M tip ısıtıcı



Şekil 4.47. Yuvarlak tip ısıtıcı

4.3.2. CFD Analiz Çalışmaları

Bu çalışma, endüstriyel kullanım amaçlı olarak geliştirilen altı tepsili konveksiyonlu bir fırının ızgara pişirme fonksiyonu özelinde gerçekleştirilen kapsamlı bir ısı dağılımı analizini içermektedir. Çalışmanın odak noktası, özellikle fırının en üst rafında konumlanan tepsi yüzeyinde yüksek sıcaklık gerektiren pişirme koşullarında oluşan termal davranışın incelenmesidir. Bu bağlamda, fırın tavan bölgesine entegre edilen ve geometrik özellikleri birbirinden farklı olan üç tip ısıtıcı tasarımı (düz çubuk tipi, M biçimli ve yuvarlak formda) değerlendirme kapsamına alınmıştır.

Isıtıcı tiplerine ek olarak, her bir ısıtıcı tasarımı için üç ayrı güç seviyesi belirlenmiştir: 3000 W, 3250 W ve 3500 W. Bu güç seviyeleri, ızgara modunun gerektirdiği radyatif enerji ihtiyacını karşılayacak şekilde seçilmiş ve ısıl yüklerin fırın iç hacmi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Izgara fonksiyonuna ait CFD analizlerinde, üst ısıtıcı elemanlardan kaynaklanan radyatif ısı transferinin baskın mekanizmalardan biri olması nedeniyle ışıma (radyasyon) modeli aktif hale getirilmiş ve hesaplamalara dahil edilmiştir. Bununla birlikte, daha önceki konveksiyon analizlerinden bilinen 1600 d/d sabit fan hızına sahip teğetsel fan sistemi, bu senaryoların her biri için iki ayrı durumda analiz edilmiştir: fanın açık (aktif hava sirkülasyonu sağlayan) ve kapalı (yalnızca doğal taşınım ve ışıma ile ısı transferi) konumları. Bu durum, ızgara modunda ışımanın baskın olduğu sistemlerde konvektif katkının ne ölçüde etkili olduğunu araştırmak amacıyla yapılmıştır.

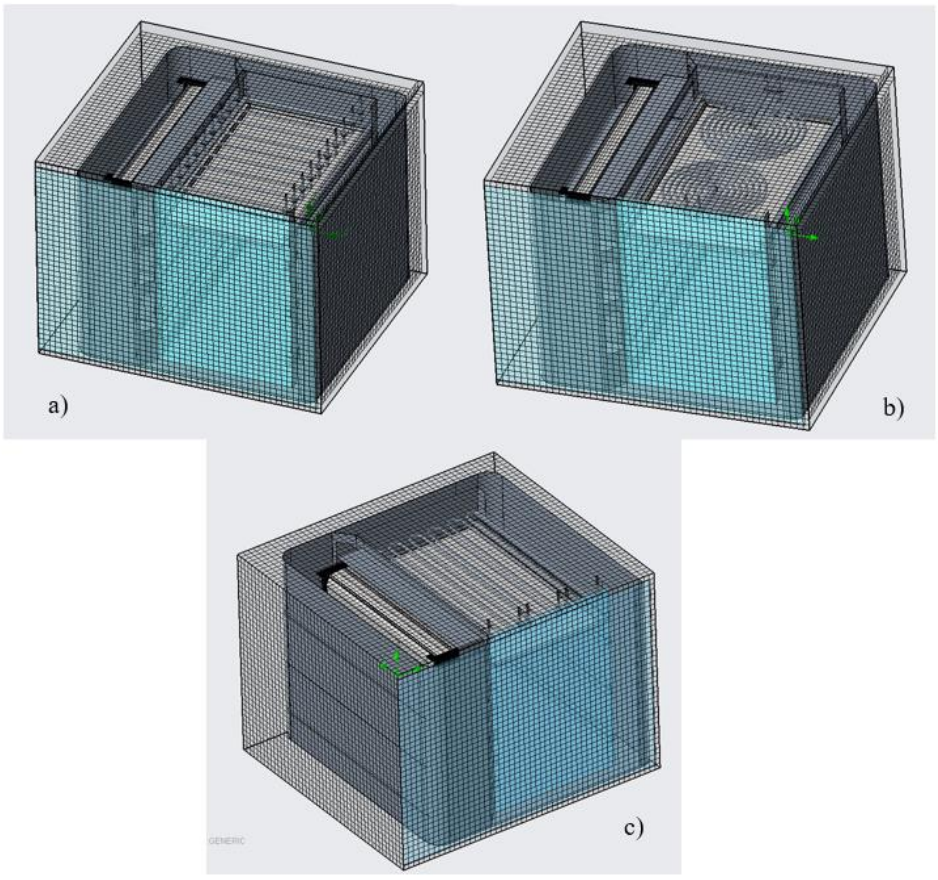
Tüm bu kombinasyonlar birleştirildiğinde, üç farklı ısıtıcı tipi, üç farklı ısıtıcı gücü ve iki farklı fan çalışma durumu olmak üzere toplamda 18 adet senaryo oluşturulmuştur. Bu senaryolar, hem sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri hem de ilerleyen aşamalarda yürütülecek deneysel çalışmalarla değerlendirilerek, optimum ısıtıcı konfigürasyonunun ve çalışma koşullarının belirlenmesine olanak sağlayacaktır. Yapılan bu analizler, fırın içindeki sıcaklık dağılımının homojenliği, hedef sıcaklığa ulaşma süresi ve enerji verimliliği gibi performans kriterlerine göre karşılaştırmalı olarak yorumlanacaktır.

Oluşturulan tüm senaryolara ait kombinasyonlar ve parametrik yapı, Çizelge 4.12'de sistematik olarak sunulmuştur.

Çizelge 4.12. Izgara fonksiyonu kapsamında değerlendirilen ısıtıcı tipi, güç seviyesi ve fan durumu kombinasyonlarına ait senaryo tablosu

Senaryo No	Isıtıcı Tipi	Güç (W)	Fan Durumu
1	Çubuk Tipi Isıtıcı	3500	Açık
2	Çubuk Tipi Isıtıcı	3500	Kapalı
3	Çubuk Tipi Isıtıcı	3250	Açık
4	Çubuk Tipi Isıtıcı	3250	Kapalı
5	Çubuk Tipi Isıtıcı	3000	Açık
6	Çubuk Tipi Isıtıcı	3000	Kapalı
7	M Tipi Isıtıcı	3500	Açık
8	M Tipi Isıtıcı	3500	Kapalı
9	M Tipi Isıtıcı	3250	Açık
10	M Tipi Isıtıcı	3250	Kapalı
11	M Tipi Isıtıcı	3000	Açık
12	M Tipi Isıtıcı	3000	Kapalı
13	Yuvarlak Isıtıcı	3500	Açık
14	Yuvarlak Isıtıcı	3500	Kapalı
15	Yuvarlak Isıtıcı	3250	Açık
16	Yuvarlak Isıtıcı	3250	Kapalı
17	Yuvarlak Isıtıcı	3000	Açık
18	Yuvarlak Isıtıcı	3000	Kapalı

Çalışmanın ikinci bölümünde, sayısal analizlerin güvenilirliğini ve çözüm kararlılığını sağlamak amacıyla, birinci bölümde olduğu gibi kapsamlı bir ağ yapısı (mesh) bağımsızlık çalışması yürütülmüştür. Bu doğrultuda, farklı eleman sayıları içeren altı ayrı mesh konfigürasyonu oluşturularak, çözümün hassasiyeti ve ağ yoğunluğunun sonuçlar üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Uygulanan mesh yapıları, yaklaşık 352.765 ile 8.345.212 hücre aralığında tasarlanmış ve her bir senaryo için ısı dağılımı sonuçları ayrı ayrı analiz edilmiştir. FloEFD ortamında oluşturulan sayısal ağ yapısının (mesh) genel görünümünü ve kritik bölgelerdeki yerel ağ yoğunlaştırması Şekil 4.48'de göstermektedir. Hacimsel ağ dağılımı, kesit düzlemleri üzerinde sunulmuş ve belirli yüzeylerde uygulanan yerel sıklaştırmalar ile çözüm hassasiyeti artırılmıştır. FloEFD'de oluşturulan hacimsel ağ yapısı, iç bölgelerdeki hücre dağılımını gösterebilmek amacıyla kesit düzlemleri üzerinde sunulmuştur.



Şekil 4.48. Teğetsel fanlı konveksiyonlu fırın CFD modelinde kullanılan hesaplamalı ağ (mesh) yapısı: a) Çubuk ısıtıcılı fırın genel hacim ağı kesit görünümü, b) Dairesel ısıtıcılı fırın genel hacim ağı kesit görünümü c) M tip ısıtıcılı fırın genel hacim ağı kesit görünümü

Mesh doğrulama sürecinde temel yakınsama ölçütü olarak, üst raf konumundaki birinci tepsi üzerinde belirlenmiş dört adet referans noktasının sıcaklık değerlerinin ortalaması alınmıştır. Bu ortalama, hedef set sıcaklığı olan 250 °C referans alınarak, her mesh konfigürasyonundaki sapma oranları incelenmiştir. Elde edilen sıcaklık farkları üzerinden mesh bağımsızlığına ulaşma eğilimi grafiksel ve sayısal olarak değerlendirilmiştir.

Yapılan bu analizler, daha yüksek hücre sayısına sahip mesh konfigürasyonlarında sıcaklık değerlerinin hedef değere daha yakınsadığını; ancak belirli bir yoğunluktan sonra artan hücre sayısının çözüm hassasiyetine anlamlı bir katkı sağlamadığını ortaya koymuştur. Bu durum, hem çözüm süresi hem de kaynak verimliliği açısından optimum mesh yapısının belirlenmesinde kritik rol oynamıştır.

Sonuç olarak, belirli bir ağ yoğunluğunun üzerinde çözüm sonuçlarının istikrar kazandığı görülmüş; bu nedenle ilerleyen tüm senaryolarda hesaplama süresini optimize eden, ancak doğruluktan ödün vermeyen ideal mesh konfigürasyonu referans olarak seçilmiştir. Bu çalışma ile kullanılan çözüm ağ yapısının model doğruluğunu sağladığı ve güvenilir analiz çıktıları elde edildiği teyit edilmiştir. Söz konusu sıcaklık yakınsama değerleri Çizelge 4.13'de detaylı şekilde sunulmuştur.

Çizelge 4.13. Mesh bağımsızlığı

Izgara Fonksiyonlu Konveksiyonlu Fırın Tasarımı Üzerinde Yürütülen Simülasyon Çalışmalarında Sayısal Ağ İncelemeleri

Sıra	Toplam Mesh Sayısı	250 °C'deki yakınsama
1	352.765	220
2	513.209	225
3	812.785	230
4	2.345.412	236
5	6.982.741	240
6	8.345.212	241

Mesh bağımsızlık çalışmasının ikinci aşamasında, çözüm doğruluğu ile ağ yoğunluğu arasındaki ilişki daha detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan karşılaştırmalı analizler, mesh sayısı arttıkça sıcaklık dağılımı tahminlerinin daha doğru hale geldiğini, ancak belirli bir

yoğunluktan sonra bu iyileşmenin sınırlı kaldığını ortaya koymuştur. Özellikle 6.982.741 eleman sayısına sahip beşinci mesh konfigürasyonundan itibaren, referans sıcaklık farkı 1 °C'nin altına düşmüş ve 8.345.212 elemanlı en yoğun yapı ile sonuçlar tam anlamıyla kararlı hale gelmiştir.

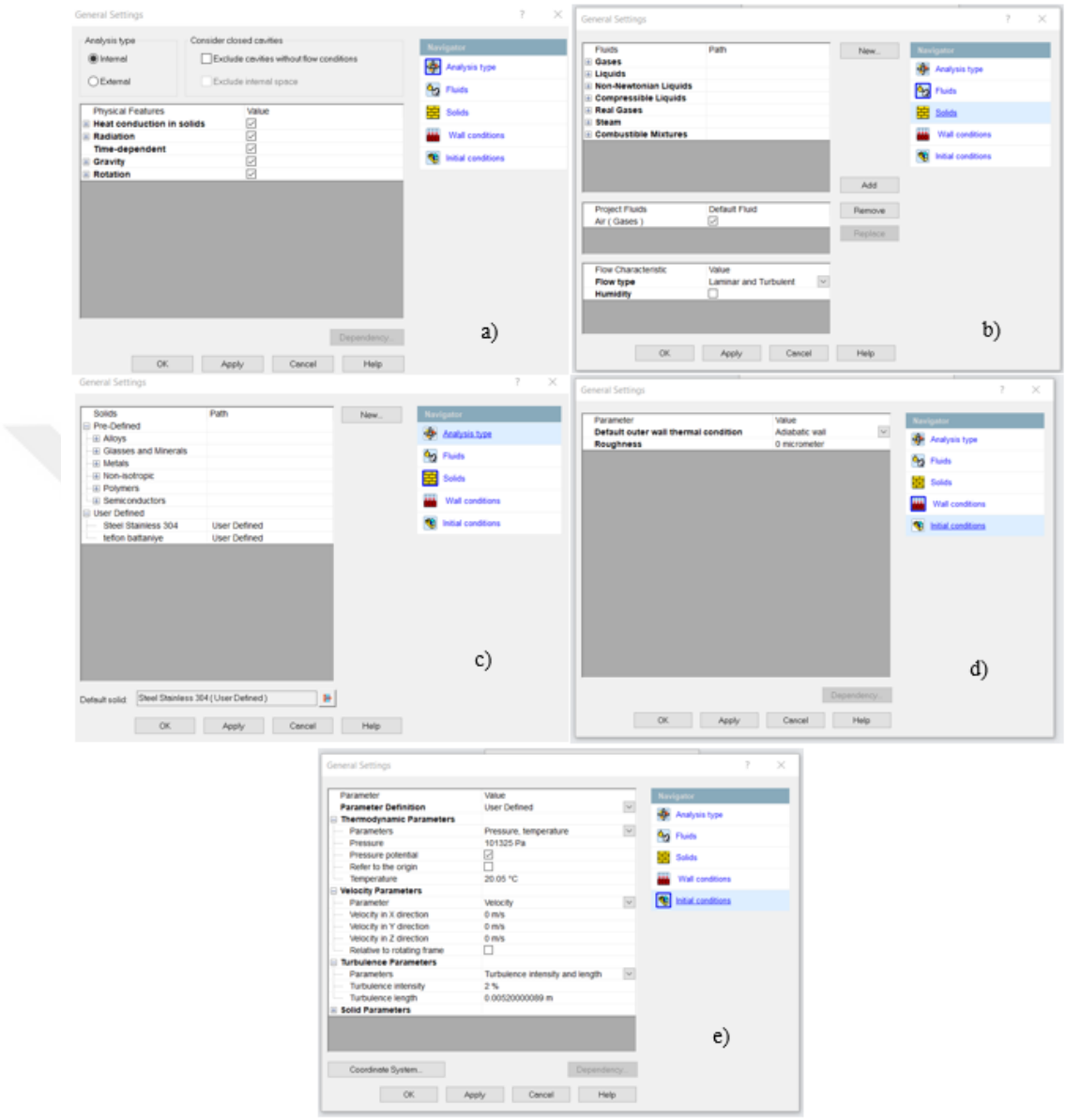
Bu gözlem, ağ yapısının çözüm üzerindeki etkisini net bir şekilde ortaya koymakta; ancak daha yüksek ağ yoğunluğunun çözüm doğruluğuna anlamlı bir katkı sağlamadığı durumda hesaplama maliyetinin gereksiz yere arttığını göstermektedir. Bu nedenle analizlerin geri kalanında hem zaman açısından verimli hem de doğruluk açısından güvenilir olan 5 numaralı mesh yapısı (6.982.741 eleman) tercih edilmiştir.

Bu kapsamda, FloEFD ortamında tanımlanan analiz tipi, fiziksel modeller, başlangıç koşulları, duvar şartları ve çözüm kriterleri Çizelge 4.14'te özetlenmiştir.

Çizelge 4.14. Izgara Fonksiyonlu fırın CFD analiz sınır şartları

Başlık	Değer
CFD Yazılımı	FLoEFD
Analiz Tipi	Internal,Transient (Zamana Bağlı)
Akış / Türbülans	Laminer ve Türbülanslı / RANS k–ε
Yerçekimi	Açık (ON)
Radyasyon	Kapalı (ON)
Dönme (rotasyon)	Açık (ON) / Kapalı (OFF)
Katılarda ısı iletimi	Açık (ON)
Dış duvar ısıl şartı	Adiyabatik duvar
Başlangıç koşulları	P = 101325 Pa, T = 20.05 °C, V = 0 m/s
Başlangıç türbülansı	TI = 2%, Lt = 0.0052 m
Fan devri (teğetsel)	1600 d/d (167.6 rad/s)
Isıtıcı gücü	3000 / 3250 / 3500 W
Yakınsama kriteri	10^{-3} (akış), 10^{-6} (enerji)
Durdurma kriteri	1. tepsi yüzeyi 250 °C olduğunda
Hücre Sayısı	6.982.741

Çizelge 4.14'te verilen ayarların FloEFD arayüzündeki karşılıkları, ekran görüntüleri ile Şekil 4.49'da sunulmuştur.

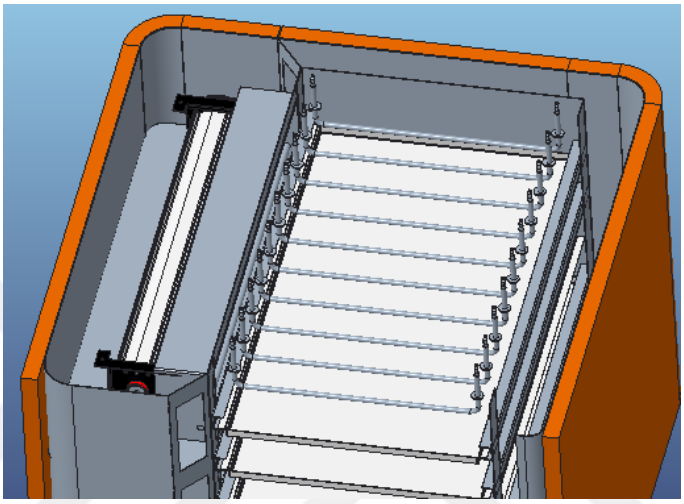


Şekil 4.49. FloEFD genel ayarlar ekran görüntüleri: a) analiz tipi ve fiziksel modeller, b) akışkan tanımı, c) katı malzemeler, d) duvar şartları, e) başlangıç koşulları

Analizlerde, her bir GN 1/1 tepsisinin kenarlarından 50 mm uzaklıkta tanımlanmış sabit referans noktaları, sıcaklık takibi için kontrol noktası olarak belirlenmiştir. Bu noktalar, hem sayısal simülasyon hem de deneysel çalışmaların karşılaştırılmasında temel doğrulama ölçütü olarak kullanılmıştır. Ayrıca bu bölümde gerçekleştirilen tüm CFD analizleri, pişirme sürecinde sıcaklık değişimlerinin zaman içerisindeki gelişimini

yansıtabilmek amacıyla zaman bağımlı (transient) çözüm yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem sayesinde hem ısıtıcı tiplerinin hem de fan konfigürasyonlarının fırın içi sıcaklık yayılımı üzerindeki etkileri zamana bağlı olarak dinamik biçimde izlenmiş ve değerlendirilmiştir.

4.3.2.1. Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu



Şekil 4.50. Çubuk Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli

4.3.2.1.1. Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı)

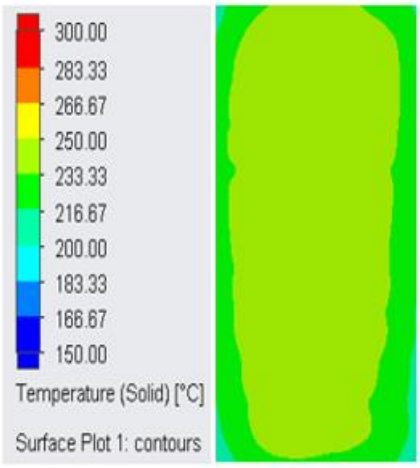
Çubuk tipi ısıtıcıya sahip ızgara sistemi, mevcut konveksiyonlu fırın tasarımının üst bölümüne entegre edilerek, özellikle en üst raf seviyesinde konumlandırılan tepsiler üzerinde yer alan gıdaların doğrudan ışıma yoluyla pişirilmesini sağlayacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu yerleşim, ızgara fonksiyonunun esas hedefi olan yüzeyden gelen radyasyonla hızlı ve etkili pişirme performansını değerlendirmeyi amaçlamaktadır.

Gerçekleştirilen CFD analiz çalışmaları kapsamında, çubuk tipi ısıtıcıya ilişkin termal performans üç farklı güç düzeyinde (3000 W, 3250 W ve 3500 W) değerlendirilmiştir. Her bir güç seviyesinde, sistem çalıştırılmış ve fırın içi ortamda belirlenen kontrol noktalarının, özellikle en üst tepsi yüzeyinde, 250 °C hedef sıcaklığa ulaşması izlenmiştir. Analiz sürecinde, yalnızca hedef sıcaklık değerine ulaşılması değil, aynı zamanda bu sıcaklığın tepsi yüzeyine olan dağılımı ve homojenliği de önemli bir performans kriteri olarak ele alınmıştır.

Söz konusu analizlerde, sistemin zamana bağlı termal davranışı modellenmiş, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye ulaşıldığı anda çözüm sonlandırılmıştır. Bu andan itibaren, elde edilen sıcaklık dağılımları analiz edilerek, ızgara fonksiyonunun etkinliği ve yüzeysel ısı yayılımının homojenliği değerlendirilmiştir. Böylece, çubuk tipi ısıtıcının geometrik yapısı, gücü ve yerleşimi ile pişirme yüzeyinde elde edilen ısıl profil arasındaki ilişki teknik olarak ortaya konmuştur.

4.3.2.1.1.1. 3000 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

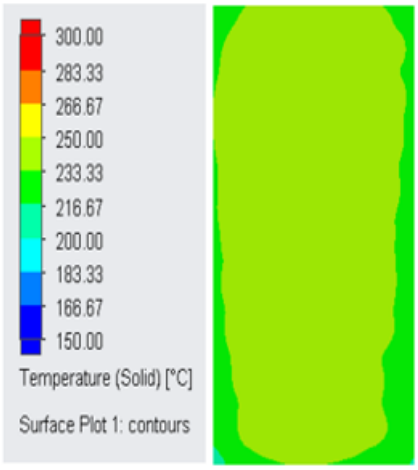
Çubuk tipi ısıtıcının 3000 W'lık en düşük güç seviyesinde çalıştırıldığı senaryoda, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye ulaşmak için gereken süre 3196 saniye olarak kaydedilmiştir. Analiz sonucunda, tepsi yüzeyinde ölçülen en düşük sıcaklık değeri 225 °C olup, bu değer hedef sıcaklığa göre 25 °C'lik bir sapma göstermektedir. Tepsi yüzeyi boyunca yapılan sıcaklık dağılımı incelemelerinde, lokal bölgelerde göreceli bir sıcaklık dengesi sağlanmış olsa da, genel sıcaklık dağılımı açısından bu senaryo grubun en düşük termal homojenlik performansını sergilemiştir. Isıtıcıdan yayılan radyasyonun, yüzeyin tamamında eşit enerji dağılımı sağlayamadığı gözlemlenmiş; özellikle ısıtıcının geometrik etkisi ve ısı kaynağına olan mesafeye bağlı olarak bazı bölgelerde sıcaklık düşüşleri meydana gelmiştir.



Şekil 4.51. Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.1.1.2. 3250 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

Bu senaryoda, çubuk tipi ısıtıcı 3250 W toplam güçle çalıştırılarak fırın içi ısı dağılımı analiz edilmiştir. Fırın, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye 2168 saniyede ulaşmış ve bu süre sonunda analiz durdurularak sıcaklık dağılım profilleri değerlendirilmiştir. Tepsi yüzeyi üzerinde ölçülen minimum sıcaklık değeri 228 °C olarak tespit edilmiştir. Elde edilen sıcaklık haritası, genel olarak tepsi yüzeyinde kabul edilebilir düzeyde homojen bir dağılım göstermektedir. Ancak ısıtıcı gücünün 3500 W seviyesine kıyasla daha düşük olması nedeniyle, sistemin ısıl yanıtı görece zayıf kalmış, hem ısınma süresi uzamış hem de bazı lokal sıcaklık farkları gözlemlenmiştir. Bu durum, ısıtıcı gücünün pişirme süreci üzerindeki doğrudan etkisini ortaya koymakta; daha düşük gücün daha yavaş bir ısınma eğrisi ve kısmen daha düzensiz bir sıcaklık yayılımı oluşturduğunu göstermektedir. Isı transfer mekanizmasının büyük oranda ışıma yoluyla gerçekleştiği bu statik durumda, ısıtıcı ile tepsi yüzeyi arasındaki enerji aktarım etkinliği doğrudan ısıtıcı gücü ile ilişkilidir.

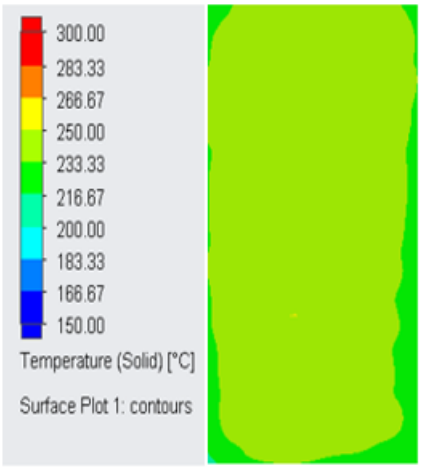


Şekil 4.52. Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.1.1.3. 3500 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

Bu senaryoda, sistemin maksimum toplam ısıtıcı gücü olan 3500 W ile çalıştırılmasıyla, fırın iç ortamının hedef sıcaklık değeri olan 250 °C'ye ulaşma süresi 1665 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu süre, daha düşük güçlü senaryolarla karşılaştırıldığında önemli ölçüde kısa olup, sistemin ısıl yanıt kabiliyetinin güç artışıyla nasıl iyileştiğini net şekilde ortaya koymaktadır. Tepsi yüzeyi üzerinde elde edilen en düşük sıcaklık değeri 232 °C olarak ölçülmüş ve bu değer, hedef sıcaklığa olan yakınlığı bakımından oldukça başarılı bir performans sergilemiştir. Sıcaklık dağılım haritalarının görsel incelemeleri, yüksek güç seviyesiyle birlikte tepsi yüzeyinde belirgin şekilde homojen bir sıcaklık yayılımı elde edildiğini göstermektedir. Lokal sıcaklık farklarının minimum seviyede kalması, yüzey boyunca daha dengeli bir ısı aktarımı sağlandığını ortaya koymuştur. Bu durum, ısıtıcıdan yayılan ışıma enerjisinin tepsi yüzeyine daha etkili bir şekilde iletildiğini ve sistem genelinde daha kararlı bir termal ortam oluşturulduğunu göstermektedir.

Bu senaryo, hem ısıtma süresi hem de yüzeysel sıcaklık homojenliği bakımından çubuk ısıtıcı kullanımında en başarılı performansı sergilemiştir.



Şekil 4.53. Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.1.2. Çubuk tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık)

Bu bölümde, fırın içi hava sirkülasyonunun aktif hale getirilmesiyle (fan açık) oluşturulan termal ortamın, sıcaklık dağılımına ve hedef sıcaklığa ulaşma süresine etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Sistem, 1600 d/d (devir/dakika) hızında çalışan teğetsel fan yardımıyla zorlanmış taşınım koşullarında çalıştırılmış ve elde edilen bulgular, daha önce pasif (fan kapalı) durumda gerçekleştirilen senaryolarla karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

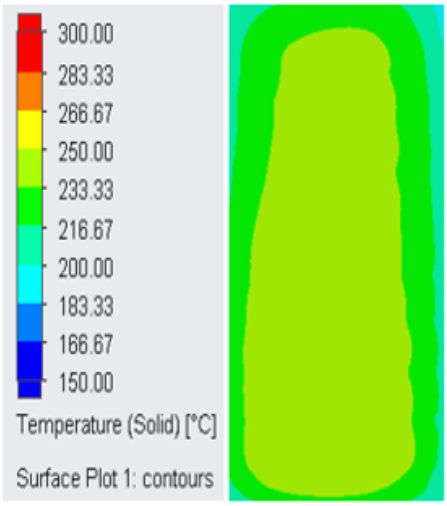
Bu kapsamda, çubuk tipi ısıtıcılar için daha önce kullanılan üç farklı güç seviyesi (3000 W, 3250 W ve 3500 W) yeniden uygulanmış ve analizler, hem sabit ısıtıcı geometrisi hem de sabit konumlandırma altında gerçekleştirilmiştir. Ancak bu çalışmanın önceki senaryolardan temel farkı, doğal taşınımın yanında aktif hava akışının da devreye girmesiyle birlikte ısı transfer mekanizmasının büyük ölçüde zorlanmış taşınım ve ışıma kombinasyonu haline gelmesidir.

4.3.2.1.2.1. 3000 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

Bu senaryoda, toplam 3000 W gücünde çubuk tipi ısıtıcıların kullanıldığı ve fırın içi hava sirkülasyonunun 1600 d/d hızında çalışan fan ile aktif hale getirildiği bir ısıtma işlemi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, fırın iç ortamının hedef sıcaklık olan 250 °C'ye ulaşma süresi 5125 saniye olarak tespit edilmiştir. Bu süre, fan kapalı koşullarda elde edilen 3196 saniyeye kıyasla yaklaşık %60 oranında artış göstermektedir. Bu durum, düşük güç seviyelerinde zorlanmış taşınımın ısıtma sürecine tek başına ivme kazandırmakta yetersiz kalabileceğini göstermektedir.

Buna rağmen, sıcaklık dağılım performansı açısından olumlu gelişmeler gözlemlenmiştir. Tepsi yüzeyi üzerindeki minimum sıcaklık değeri 227 °C olarak ölçülmüş ve bu değer, fan kapalı senaryodaki minimum sıcaklık olan 225 °C'den daha yüksek gerçekleşmiştir.

Sıcaklık kontur haritalarının görsel analizi, özellikle fırın iç bölgesinde sıcaklık gradyentlerinin oldukça dengeli ve yumuşak geçişli olduğunu göstermektedir. Dış kenarlarda ise sınırlı düzeyde sıcaklık sapmaları tespit edilmiştir.



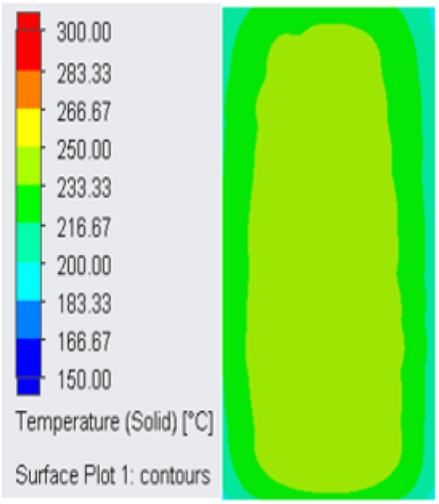
Şekil 4.54. Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.1.2.2. 3250 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

Bu analiz senaryosunda, çubuk tipi ısıtıcıların toplam 3250 W gücünde çalıştırıldığı ve fırın içi zorlanmış hava sirkülasyonunun 1600 d/d hızında dönen fan ile sağlandığı bir termal değerlendirme gerçekleştirilmiştir. Sistem, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye 4290 saniyede ulaşmıştır. Bu süre, aynı güç seviyesinde fan kapalı durumdaki 2168 saniyelik süreye kıyasla önemli ölçüde daha uzundur.

Sıcaklık dağılımı açısından değerlendirildiğinde, yüzeydeki minimum sıcaklık değeri 225 °C olarak ölçülmüştür. Görsel analiz sonuçları, yüzey genelinde oldukça dengeli bir sıcaklık dağılımı elde edildiğini, ısıtıcıya yakın ve uzak bölgeler arasında ciddi sıcaklık geçişlerinin bulunmadığını ortaya koymuştur.

Fırın içi sıcaklık konturlarında özellikle merkez bölgelerde yüksek homojenlik dikkat çekerken, dış kenarlarda ise hafif gradyent geçişleri gözlenmiştir. Ancak bu geçişler, tehlikeli bir sıcaklık farkı oluşturmamakta ve genel sıcaklık profili açısından sistemin dengeli çalıştığını göstermektedir.



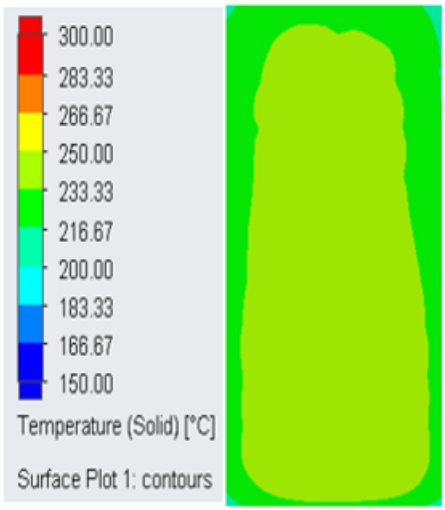
Şekil 4.55. Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.1.2.3. 3500 W Gücünde Çubuk Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

Bu senaryoda, çubuk tipi ısıtıcılar toplam 3500 W güçle çalıştırılmış ve fırın içi zorlanmış hava sirkülasyonu, 1600 d/d devirli fan kullanılarak aktif hale getirilmiştir. Yüksek ısıtıcı gücüne rağmen, sistemin 250 °C'lik hedef sıcaklığa ulaşma süresi 3065 saniye olarak belirlenmiştir. Bu değer, fan kapalı durumda aynı güç seviyesinde elde edilen 1665 saniyelik sürenin yaklaşık iki katıdır.

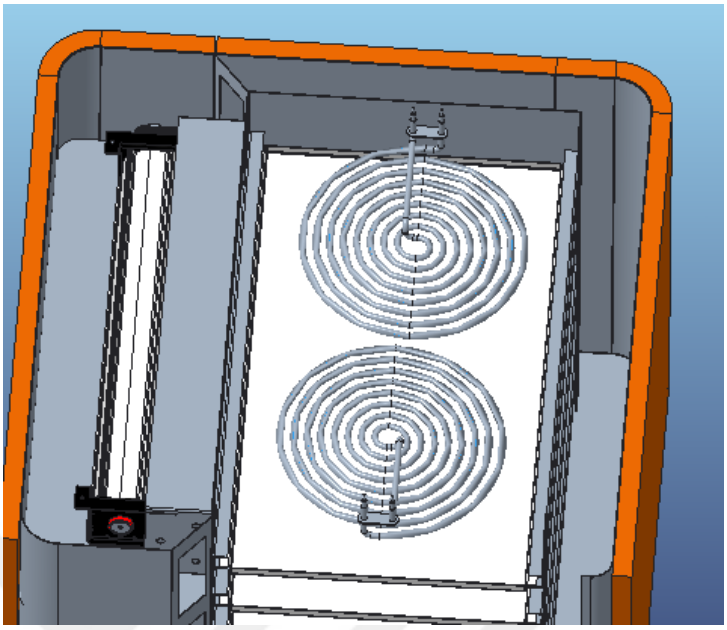
Sıcaklık dağılımına ilişkin analizlerde, tepsi yüzeyindeki minimum sıcaklık değeri 225 °C olarak kaydedilmiştir. Özellikle kenar bölgelerde, fan kapalı senaryolara göre daha fazla sıcaklık sapması tespit edilmiştir.

Görsel sıcaklık kontur haritalarında ise oldukça homojen bir yapı gözlenmiş; renk geçişleri yumuşak ve sürekli bir karakter sergilemiştir. Ancak dikkat çekici bir bulgu, fan açık durumlarda daha uzun ısınma sürelerine rağmen, minimum sıcaklık değerlerinin ısıtıcı gücünden bağımsız olarak 225–227 °C aralığında kalmasıdır. Bu durum, ısıtıcı gücündeki artışın belirli bir noktadan sonra homojenlik üzerinde sınırlı etki yarattığını, ancak ısınma süresi açısından önemli avantaj sağladığını göstermektedir.



Şekil 4.56. Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde çubuk tipi ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.2. Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu



Şekil 4.57. Yuvarlak Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli

4.3.2.2.1. Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı)

Bu çalışma kapsamında, 6 tepsili konveksiyonlu fırının ızgara fonksiyonu özelinde termal performansının değerlendirilmesi amacıyla, üst bölgeye önceki analizlerde kullanılan çubuk tip ısıtıcıdan farklı olarak yuvarlak formda bir ısıtıcı elemanı entegre edilmiştir. Bu alternatif konfigürasyon, özellikle ısı kaynağının geometrik yapısının fırın içi sıcaklık dağılımı üzerindeki etkilerini incelemek ve farklı tasarımların performansını karşılaştırmalı olarak değerlendirmek amacıyla tercih edilmiştir.

Yapılan analizler, fırının set sıcaklığı olan 250 °C hedef alınarak yürütülmüş ve yuvarlak ısıtıcı üç farklı toplam güç seviyesinde (3000 W, 3250 W ve 3500 W) çalıştırılmıştır. Her bir güç seviyesi için, fırın performansı yalnızca ısıtıcı karakteristikleri ile sınırlı kalmamış, aynı zamanda fanın etkisini de kapsayacak şekilde iki farklı çalışma modu (fan kapalı – yalnızca doğal taşınım ve ışıma etkileri; fan açık – zorlanmış taşınımın dahil olduğu durum) altında değerlendirilmiştir.

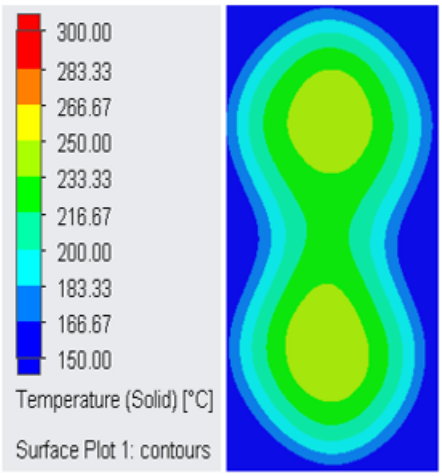
Bu yöntemle, yuvarlak ısıtıcı formunun fırın iç ortamında yarattığı ısınma süresi, minimum sıcaklık değerleri, sıcaklık dağılım homojenliği ve yüzeysel gradyent geçişleri gibi parametreler detaylı olarak incelenmiştir.

4.3.2.2.1.1. 3000 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

3000 W güç seviyesinde gerçekleştirilen ilk analiz senaryosunda, sistemin hedef sıcaklığı olan 250 °C'ye ulaşma süresi 290 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu sonuç, yuvarlak tip ısıtıcıların düşük güçte dahi hızlı bir ısıl yanıt sağlayabildiğini göstermektedir. Ancak, elde edilen sıcaklık dağılımı incelendiğinde, ısıl performansın yalnızca ısınma süresi açısından değil, dağılım homojenliği bakımından da değerlendirilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır.

Görsel analizler, sıcaklık alanlarının özellikle ısıtıcı merkezinde yoğunlaşarak iki simetrik sıcaklık çekirdeği oluşturduğunu ortaya koymaktadır. Bu bölgelerde yüzey sıcaklıkları hedef değere oldukça yakın seviyelere ulaşmıştır. Bununla birlikte, ısıtıcı merkezinden uzaklaştıkça sıcaklık gradyentleri belirginleşmiş, çevresel alanlarda sıcaklık değerlerinde hissedilir düşüşler gözlemlenmiştir. Bu durum, yuvarlak formdaki ısıtıcı geometrisinin doğal olarak lokalize ısıtma etkisi yarattığını göstermektedir.

Isıtıcıya yakın bölgelerde enerji yoğunluğu daha yüksek olduğundan, gıda yüzeyinde hızlı bir ısınma gerçekleşirken, kenar bölgelerde daha düşük sıcaklıkların oluşması homojen pişirme performansını sınırlandırmaktadır. Dolayısıyla, bu senaryoda hedef sıcaklığa kısa sürede ulaşılması avantajına rağmen, yüzeysel sıcaklık dağılımında dengesizlikler görülmüştür. Bu bulgular, yuvarlak ısıtıcıların düşük güç seviyelerinde özellikle kenar bölgelerdeki ısıl kayıpların daha belirgin hale geldiğini ve bu durumun genel sıcaklık homojenliğini olumsuz etkilediğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.58. Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

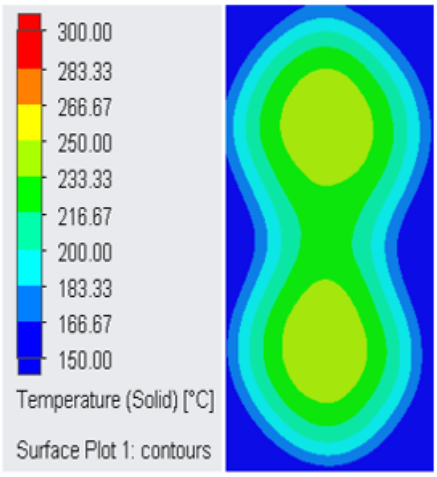
4.3.2.2.1.2. 3250 W Gücünde yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

3250 W toplam güçle gerçekleştirilen analizde, sistemin hedef sıcaklık olan 250 °C'ye ulaşma süresi 262 saniye olarak belirlenmiştir. Bu sonuç, güç artışının ısıl yanıt süresini kayda değer ölçüde hızlandırdığını göstermektedir. Ancak sıcaklık dağılımı incelendiğinde, hızlı ısınma süresine rağmen sistemin homojenlik açısından sınırlı bir performans sergilediği ortaya çıkmıştır.

Elde edilen sonuçlara göre, tepsi yüzeyindeki minimum sıcaklık değeri 155 °C seviyesine kadar düşmektedir. Bu durum, belirli bölgelerde ısıtıcıdan yayılan enerjinin etkin bir şekilde aktarılmadığını ve kenar alanlarda ciddi sıcaklık kayıpları yaşandığını göstermektedir. Görsel kontur analizleri, merkez bölgelerdeki sıcaklık çekirdeklerinin artan güç ile birlikte genişlediğini; ancak bu genişlemenin yalnızca lokal bir yoğunlaşma oluşturduğunu ortaya koymaktadır. Kenarlarda yeterli ısıl yayılım sağlanamamış, dolayısıyla genel yüzey boyunca ciddi sıcaklık farklılıkları gözlenmiştir.

Renk gradyentlerindeki keskin geçişler, sıcaklık farklarının yüksek olduğunu ve sistemin ısıl dengeye ulaşamadığını açıkça göstermektedir. Özellikle alt ve üst sınır bölgelerinde belirgin "soğuk zonların" varlığı, yuvarlak tip ısıtıcının bu güç seviyesinde fırın hacminin

tamamında dengeli bir enerji aktarımı sağlayamadığını kanıtlamaktadır. Bu sonuçlar, ısıtıcı gücü arttıkça hedef sıcaklığa daha hızlı ulaşılmasına rağmen, yüzeysel homojenlik sorununun devam ettiğini ve pişirme kalitesini sınırladığını ortaya koymaktadır.



Şekil 4.59. Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

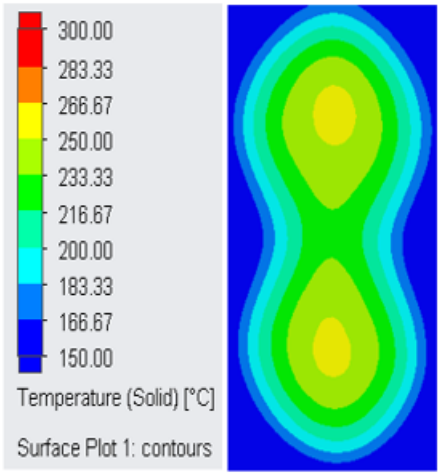
4.3.2.2.1.3. 3500 W Gücünde yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

Üçüncü analiz senaryosunda, yuvarlak tip ısıtıcı 3500 W toplam güçle çalıştırılmıştır. Bu durumda sistemin 250 °C hedef sıcaklığa ulaşma süresi 248 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu değer, fan kapalı koşullarda gerçekleştirilen tüm senaryolar arasında en kısa ısınma süresi olup, yüksek güç seviyelerinin termal yanıt hızını belirgin biçimde artırdığını göstermektedir.

Ancak, sıcaklık dağılım performansı incelendiğinde, bu avantajın homojenlik açısından aynı ölçüde yansımadığı görülmektedir. Tepsi yüzeyi üzerinde ölçülen minimum sıcaklık değeri 159 °C olup, bu değer 3250 W senaryosuna göre yalnızca küçük bir artış göstermiştir. Dolayısıyla, yüksek güç uygulamasıyla set sıcaklığına ulaşma süresi kısalmasına rağmen, sıcaklık dağılımındaki dengesizlik büyük ölçüde devam etmiştir.

Görsel kontur analizleri, önceki senaryolarda olduğu gibi merkez bölgelerde yoğun sıcaklık çekirdeklerinin oluştuğunu, buna karşılık çevresel alanlarda geniş soğuk bölgelerin varlığını koruduğunu ortaya koymaktadır. Isıtıcı yüzeyinden yayılan enerji,

merkezde etkin bir şekilde yoğunlaşırken, çevresel bölgelerde yeterli ısıl yayılım sağlanamamış; bu da belirgin sıcaklık gradyentlerinin ortaya çıkmasına neden olmuştur.



Şekil 4.60. Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.2.2. Yuvarlak tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık)

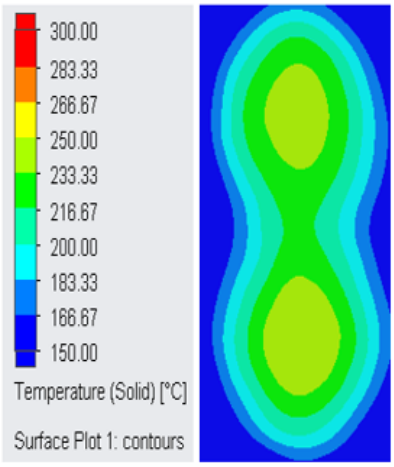
Bu bölümde, 6 tepsili konveksiyonlu fırının üst bölgesine entegre edilen yuvarlak tip ısıtıcı kullanılarak, fanın aktif olduğu koşullarda gerçekleştirilen analiz sonuçları incelenmiştir. Önceki fan kapalı senaryolarda olduğu gibi, üç farklı ısıtıcı gücü (3000 W, 3250 W ve 3500 W) değerlendirilmiş; ancak bu kez fırın iç hacminde zorlanmış taşınımın etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Fan, 1600 d/d devir sayısında çalıştırılarak ısıtıcıdan yayılan enerjinin fırın hacmi içerisinde daha etkin bir şekilde dağılması sağlanmıştır.

Analizler, fırının hedef sıcaklığı olan 250 °C'ye ulaşma süresi, tepsi yüzeylerindeki minimum sıcaklık değerleri ve elde edilen sıcaklık dağılımının homojenliği gibi kriterler dikkate alınarak yapılmıştır. Böylece yuvarlak tip ısıtıcının, konvektif akış desteği ile birlikte nasıl bir performans sergilediği ve önceki fan kapalı senaryolara kıyasla hangi farklılıkları ortaya koyduğu değerlendirilmiştir.

4.3.2.2.2.1. 3000 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık)

3000 W güç seviyesinde gerçekleştirilen analizde, sistemin 250 °C hedef sıcaklığa ulaşma süresi 2906 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu süre, fan kapalı durumda aynı güç seviyesinde elde edilen ısınma süresine kıyasla belirgin ölçüde daha uzun olup, fanın aktif hale gelmesiyle birlikte enerji dağılımının yalnızca lokal bölgelerde yoğunlaşmak yerine tüm hacme yayılmasının, set sıcaklığa ulaşma süresini uzattığını göstermektedir. Analiz süresince fan 1600 d/d (devir/dakika**)** hızında çalıştırılmış ve zorlanmış taşınım koşullarında sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Tepsi yüzeyi üzerinde kaydedilen minimum sıcaklık değeri 153 °C olup, bu değer ısıtıcıdan uzak kenar bölgelerdeki termal kayıpların hala ciddi boyutta olduğunu ortaya koymaktadır.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, sıcaklık alanlarının merkezde iki belirgin çekirdek etrafında yoğunlaştığını göstermektedir. Bu çekirdek bölgeler hedef sıcaklığa daha yakın değerler sergilerken, çevresel alanlarda sıcaklıkların önemli ölçüde düştüğü gözlemlenmiştir. Fanın aktif olması, merkez bölgelerden çevreye doğru sınırlı bir yayılım etkisi yaratmış olsa da, genel homojenliği yeterli düzeye çıkaramamıştır. Özellikle alt ve üst kenarlarda görülen geniş soğuk zonlar, yuvarlak tip ısıtıcının düşük güç seviyesinde fan desteğiyle dahi homojen bir sıcaklık profili oluşturmakta yetersiz kaldığını kanıtlamaktadır.

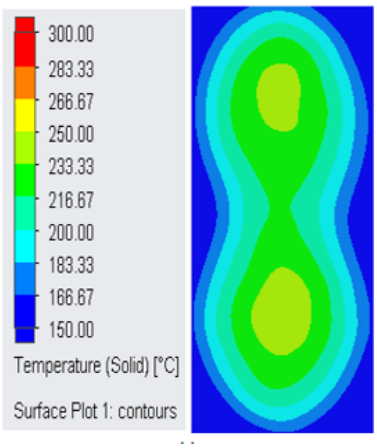


Şekil 4.61. Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.2.2.2. 3250 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık)

Bu senaryoda, yuvarlak tip ısıtıcı toplam 3250 W güçle çalıştırılmış ve fırın içi hava dolaşımı 1600 d/d hızında çalışan fan ile zorlanmış taşınım koşullarında sağlanmıştır. Analiz sonuçlarına göre sistem, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye 1795 saniyede ulaşmıştır. Bu süre, 3000 W gücündeki senaryoya kıyasla belirgin biçimde daha kısa olup, güç artışının set sıcaklığa ulaşma süresine doğrudan katkı sağladığını göstermektedir. Bununla birlikte, tepsi yüzeyinde kaydedilen minimum sıcaklık değeri 152 °C olup, bir önceki düşük güçlü senaryoya kıyasla kayda değer bir iyileşme göstermemiştir. Bu bulgu, güç artışının yalnızca ısınma süresini kısaltmakla sınırlı kaldığını, yüzeysel homojenliğin ise aynı seviyede sorunlu olmaya devam ettiğini ortaya koymaktadır. Özellikle sıcaklık çekirdeklerinin merkezde yoğunlaşarak lokalize bir yapı sergilemesi, çevresel bölgelerdeki düşük sıcaklık alanlarının giderilemediğini göstermektedir.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, merkez bölgelerde yüksek sıcaklık yoğunlaşmalarının oluştuğunu, buna karşın çevresel bölgelerde mavi tonların devam ettiğini ortaya koymuştur. Bu durum, fan etkisinin sıcaklığı çevreye yaymada kısmi bir katkı sağladığını, ancak sistem genelinde tam homojen bir dağılım elde etmeye yeterli olmadığını göstermektedir. Kenar bölgelerdeki sıcaklık kayıpları, konveksiyon etkisinin ısıyı homojen şekilde dağıtmada sınırlı kaldığını ve radyatif transferin baskınlığını sürdürdüğünü kanıtlamaktadır.

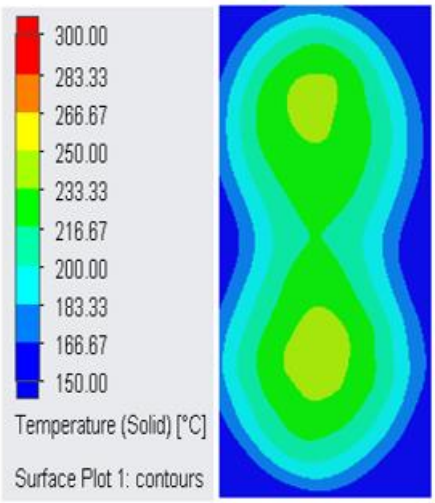


Şekil 4.62. Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.2.2.3. 3500 W Gücünde Yuvarlak Isıtıcı Kullanımı (Fan açık)

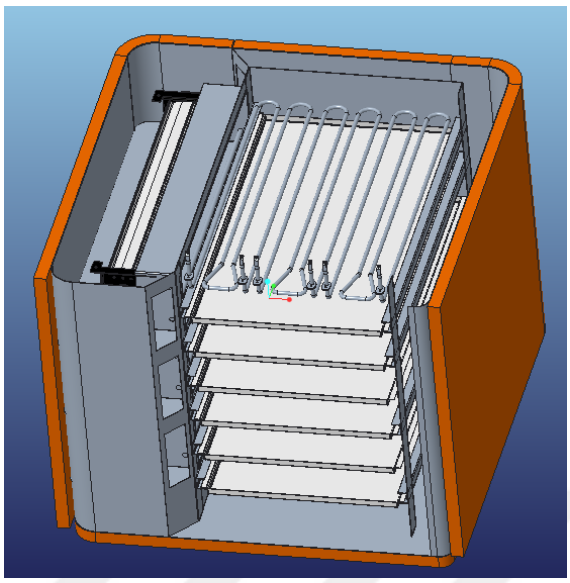
Bu senaryoda, yuvarlak tip ısıtıcı maksimum güç olan 3500 W seviyesinde çalıştırılmış ve fırın içi zorlanmış taşınım koşulları, sabit 1600 d/d hızında dönen fan ile sağlanmıştır. Analiz sonuçlarına göre sistem, 250 °C set sıcaklığına 1680 saniye gibi fan açık senaryolar arasındaki en kısa sürede ulaşmıştır. Bu bulgu, yüksek güç uygulamasının sistemin termal yanıtını hızlandırarak hedef sıcaklığa ulaşma süresini optimize ettiğini göstermektedir. Tepsi yüzeyinde kaydedilen minimum sıcaklık değeri 159 °C olup, önceki güç seviyelerine kıyasla bir miktar artış gözlemlenmiştir. Bu durum, yüksek güç ve zorlanmış taşınımın birlikte uygulanmasına rağmen sistem genelinde ciddi sıcaklık farklarının devam ettiğini, özellikle kenar bölgelerde homojenliğin tam olarak sağlanamadığını ortaya koymaktadır.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, sıcaklık çekirdeklerinin alanının önceki senaryolara kıyasla daha genişlediğini ve kenar bölgelerdeki sıcaklık geçişlerinin daha yumuşak bir profil sergilediğini göstermektedir. Bu bulgu, fan desteği ile yüksek güç seviyesinin birlikte çalışmasının ısıl dağılımı olumlu yönde etkilediğini kanıtlamaktadır. Ancak, minimum sıcaklık değerlerinin düşük kalması, çevresel bölgelerde radyatif ve konvektif etkilerin birlikte dahi tam anlamıyla yeterli olmadığına işaret etmektedir.



Şekil 4.63. Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde dairesel tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü.

4.3.2.3. M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu



Şekil 4.64. M Tip Isıtıcılı 6 Tepsili Fırına Ait CAD Modeli

4.3.2.3.1. M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan kapalı)

Bu bölümde, 6 tepsili konveksiyonlu fırının ızgara fonksiyonunda kullanılan M tipindeki ısıtıcı eleman ile gerçekleştirilen analizler sunulmaktadır. M tipi ısıtıcı, geometrik yapısı itibarıyla hem doğrusal hem de dairesel formlardan farklı olarak kıvrımlı ve kompakt bir dizilime sahiptir. Bu özel tasarım sayesinde, ısıtıcıdan yayılan radyatif enerjinin yalnızca merkezde yoğunlaşması değil, aynı zamanda yan bölgelere de daha etkin biçimde aktarılması hedeflenmiştir. Böylece fırın içerisinde daha dengeli bir sıcaklık dağılımı elde edilmesi ve homojen pişirme koşullarının sağlanması amaçlanmıştır.

Çalışmalarda, fırının set sıcaklığı olan 250 °C hedef alınmış ve M tipi ısıtıcı üç farklı güç seviyesinde, yani 3000 W, 3250 W ve 3500 W olarak çalıştırılmıştır. Daha önce çubuk tip ve yuvarlak tip ısıtıcılarla gerçekleştirilen analizlerde olduğu gibi, bu çalışmada da tutarlılığı korumak amacıyla her güç seviyesi için hem fan kapalı hem de fan açık koşullar incelenmiştir. Fan kapalı durumda yalnızca doğal taşınım ve ışıma etkileriyle sınırlı bir ısı transferi gerçekleşirken, fan açık durumda zorlanmış taşınımın da devreye girmesiyle birlikte radyatif ve konvektif mekanizmaların ortak etkisi değerlendirilmiştir.

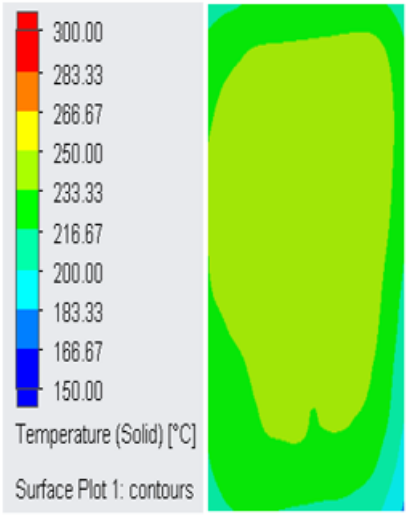
Analizler sonucunda, M tipi ısıtıcının farklı güç seviyelerinde ve farklı fan çalışma koşullarında sergilediği termal performans detaylı olarak değerlendirilmiş; hedef sıcaklığa ulaşma süresi, minimum sıcaklık değerleri, yüzey boyunca sıcaklık dağılımının homojenliği ve merkez–kenar bölgeler arasındaki gradyent farklılıkları karşılaştırmalı biçimde incelenmiştir. Elde edilen veriler, M tipi ısıtıcının geometrisinin fırın performansı üzerindeki etkilerini ortaya koyarken, aynı zamanda çubuk ve yuvarlak tip ısıtıcılarla yapılan çalışmalarla kıyaslamalara imkân tanımış ve ızgara fonksiyonunun optimizasyonu için önemli teknik bulgular sağlamıştır.

4.3.2.3.1.1. 3000 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

3000 W güç seviyesinde gerçekleştirilen analizde, fırın iç ortamının hedef sıcaklık değeri olan 250 °C'ye ulaşma süresi 1500 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu süre, düşük güç seviyelerinde dahi M tipi ısıtıcının sistem içerisinde yeterli bir ısıl yanıt sağlayabildiğini göstermektedir. Analizlerde kaydedilen minimum sıcaklık değeri 217 °C olup, bu değer kenar bölgelerde gerçekleşmiştir.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, M tipi ısıtıcının geometrisinin sağladığı avantajı açıkça ortaya koymaktadır. Isıtıcı elemanın kıvrımlı yapısı sayesinde, radyatif enerji yalnızca merkezde lokalize olmak yerine, tepsi yüzeyine daha dengeli biçimde yayılmış ve böylece sıcaklık profili daha homojen bir karakter sergilemiştir. Özellikle kenar bölgelerde gözle görülür bir soğuk zonun oluşmaması, bu ısıtıcı tipinin ısıl dağılım açısından yuvarlak tip tasarımına göre belirgin bir üstünlük sunduğunu ortaya koymuştur.

Merkez bölgelerde sıcaklık farklarının sınırlı olması, hem ısıtıcı gücünün yeterli düzeyde olmasından hem de M tipi geometrinin enerji aktarımında sağladığı avantajdan kaynaklanmaktadır. Elde edilen sonuçlar, bu konfigürasyonda ısıl homojenliğin yüksek olduğunu, minimum sıcaklık değerlerinin genellikle tepsi köşelerinde olduğunda pişirme performansı açısından oldukça olumlu olduğunu göstermektedir.

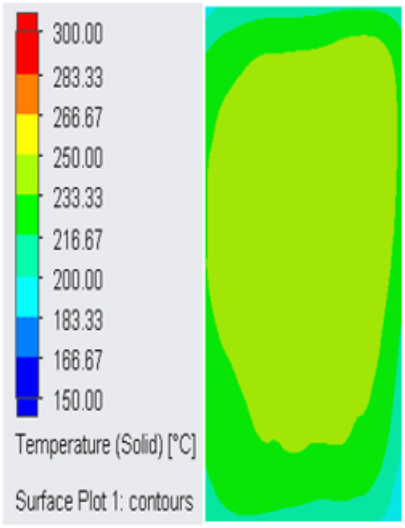


Şekil 4.65. Fanın kapalı olduğu durumda 3000 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

4.3.2.3.1.2. 3250 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

3250 W güç seviyesinde gerçekleştirilen analizde, sistemin 250 °C hedef sıcaklığa ulaşma süresi 1084 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu süre, düşük güç seviyesine göre önemli ölçüde azalmış olup, M tipi ısıtıcının artan güçle birlikte fırın hacmine daha hızlı enerji aktarabildiğini göstermektedir. Kaydedilen minimum sıcaklık değeri 218 °C olmaktadır. Bu bulgu, M tipi ısıtıcının kıvrımlı geometrisinin, enerji aktarımında yalnızca merkez bölgelerde değil tüm yüzey boyunca etkin olduğunu ve çevresel bölgelerdeki sıcaklık kayıplarını büyük ölçüde engellediğini ortaya koymaktadır.

Görsel kontur analizleri, tepsi yüzeyinde sıcaklık dağılımının oldukça dengeli bir yapıya sahip olduğunu göstermektedir. Renk konturlarında keskin gradyent geçişleri yerine düzenli ve yumuşak geçişlerin gözlenmesi, yüzey genelinde sıcaklık farklarının sınırlı kaldığını ve homojenliğin yüksek seviyede sağlandığını kanıtlamaktadır.

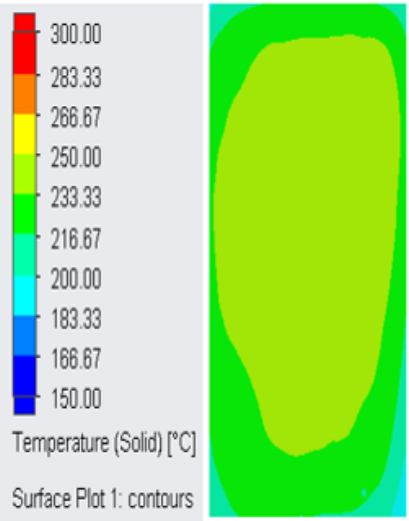


Şekil 4.66. Fanın kapalı olduğu durumda 3250 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

4.3.2.3.1.3. 3500 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Kapalı)

3500 W güç seviyesinde gerçekleştirilen analizde, fırın iç ortamının hedef sıcaklığı olan 250 °C'ye ulaşma süresi yalnızca 720 saniye olarak ölçülmüştür. Bu değer, fan kapalı senaryolar arasında en kısa ısınma süresini temsil etmekte ve M tipi ısıtıcının yüksek güç seviyelerinde oldukça hızlı bir termal yanıt sağladığını ortaya koymaktadır. Sistemin minimum sıcaklık değeri ise 217 °C civarında sabit kalmış, böylece artan güçle birlikte ısınma süresi önemli ölçüde azalmasına rağmen, yüzeyin alt bölgelerindeki termal seviye belirgin bir değişiklik göstermemiştir. Bu durum, M tipi ısıtıcının geometrisinin sağladığı homojen enerji dağılımının, farklı güç seviyelerinde tutarlı bir şekilde korunabildiğini göstermektedir.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, sıcaklığın tepsi yüzeyine oldukça dengeli bir biçimde yayıldığını açıkça ortaya koymaktadır. Merkez ve kenar bölgeler arasında belirgin sıcak-soğuk farkları gözlemlenmemiş; renk konturlarında düzgün ve yumuşak geçişler kaydedilmiştir. Bu bulgu, M tipi ısıtıcının kıvrımlı diziliminin, radyatif ısıyı yalnızca lokalize bölgelerde yoğunlaştırmak yerine tüm yüzeye eşit şekilde dağıttığını ve böylece yüksek güç seviyelerinde iyi bir homojenlik sağladığını göstermektedir.



Şekil 4.67. Fanın kapalı olduğu durumda 3500 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

4.3.2.3.2. M tip ısıtıcı için ızgara fonksiyonu (Fan açık)

Bu bölümde, 6 tepsili konveksiyonlu fırının ızgara fonksiyonunda kullanılan M tipi ısıtıcı elemanın, fanın aktif olduğu koşullardaki performansı incelenmiştir. M tipi ısıtıcının kıvrımlı ve kompakt geometrisi, radyatif ısının yalnızca merkezde yoğunlaşmasını engelleyerek kenar bölgelere de etkin biçimde yayılmasını hedeflemektedir. Fanın 1600 d/d hızda çalıştırılmasıyla, bu radyatif etkilerin yanı sıra zorlanmış taşınım mekanizması da devreye girmiş; böylece fırın hacmi içerisinde hem radyasyon hem de konveksiyon etkilerinin ortak katkısı değerlendirilmiştir.

Analizlerde, sistemin set sıcaklığı olan 250 °C hedef alınmış ve M tipi ısıtıcı üç farklı güç seviyesinde (3000 W, 3250 W, 3500 W) çalıştırılmıştır. Her bir senaryoda, hedef sıcaklığa ulaşma süresi, minimum sıcaklık değerleri, yüzeysel sıcaklık dağılımının homojenliği ve merkez–kenar bölgeler arasındaki gradyent farklılıkları detaylı olarak incelenmiştir. Böylece fan desteğinin, M tipi ısıtıcının kendi geometrik avantajlarını nasıl güçlendirdiği veya sınırladığı teknik açıdan ortaya konmuştur.

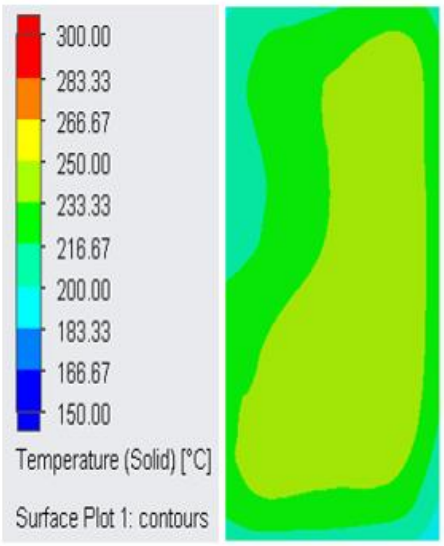
Sonuç olarak, bu bölümde sunulan analizler, M tipi ısıtıcının fanlı koşullarda performansını ortaya koymakta; yalnızca radyatif etkinin baskın olduğu fan kapalı durumlarla karşılaştırmalı değerlendirme yapmaya olanak sağlamaktadır. Elde edilen bulgular, fırın içerisindeki ısıl homojenlik, set sıcaklığa ulaşma süresi ve minimum sıcaklık değerleri bakımından M tipi ısıtıcının optimizasyon potansiyelini göstermektedir.

4.3.2.3.2.1. 3000 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

3000 W güç seviyesinde ve fanın 1600 d/d hızında çalıştırıldığı senaryoda, fırın 250 °C set sıcaklığına 3600 saniyede ulaşmıştır. Bu durum, fan kapalı senaryoya göre belirgin şekilde daha uzun bir süreyi temsil etmektedir. Fanın çalışması, ısının yalnızca lokal bölgelerde yoğunlaşmasını engelleyip fırın hacmine daha geniş ölçekte yayılmasına katkı sağlamış; ancak bu etki ısınma süresini uzatmıştır.

Tepsi yüzeyinde kaydedilen minimum sıcaklık değeri 209 °C'dir. Görsel sıcaklık dağılımı incelendiğinde, merkez bölgelerde sıcaklık çekirdeklerinin belirgin olduğu, ancak bu çekirdeklerin çevreye görece dengeli bir şekilde yayıldığı görülmektedir. Kenar bölgelerde sınırlı soğuk zonlar bulunmasına rağmen, özellikle fana yakın bölgelerde renk gradyentlerinde yumuşak geçişler sergilenmiştir.

Sonuç olarak, düşük güç seviyesinde fan açık senaryosu, hedef sıcaklığa ulaşma süresi açısından dezavantajlı ve sıcaklık dağılımının homojenliği bakımından fan kapalı durumuna göre sıcaklık farklılıkları daha yüksektir.



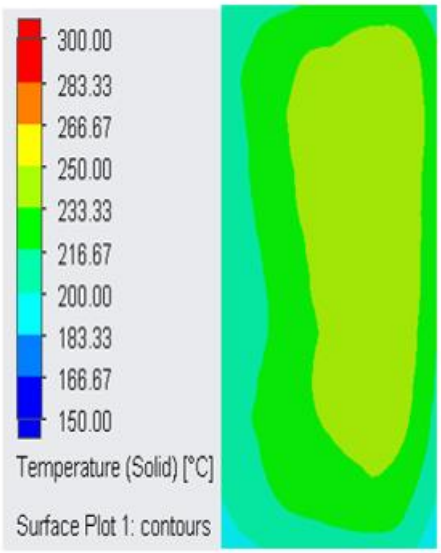
Şekil 4.68. Fanın açık olduğu durumda 3000 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

4.3.2.3.2.2. 3250 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

3250 W güç seviyesinde ve fanın 1600 d/d hızında çalıştırıldığı analizde, sistemin 250 °C set sıcaklığına ulaşma süresi 2500 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu süre, 3000 W senaryosuna kıyasla yaklaşık %30 daha kısa olup, güç artışının ısınma süresine doğrudan katkı sağladığını göstermektedir. Bununla birlikte, minimum sıcaklık değeri 207 °C olarak belirlenmiştir.

Görsel sıcaklık kontur analizleri, sıcaklık dağılımının tepsi yüzeylerinde farklılıklar gösterdiğini ve ısıl gradyentlerin geniş yüzey alanlarına yayıldığını ortaya koymaktadır. Merkez bölgelerde yüksek sıcaklık çekirdekleri daha geniş bir kapsama ulaşmış, fana yakın bölgelerde ise soğuk zonların arttığı gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, 3250 W gücünde fan açık senaryosu, ısınma süresi bakımından daha avantajlı olup, sıcaklık dağılımında kendi grubunda dengeli bir görünüm elde edilmesini sağlamıştır.



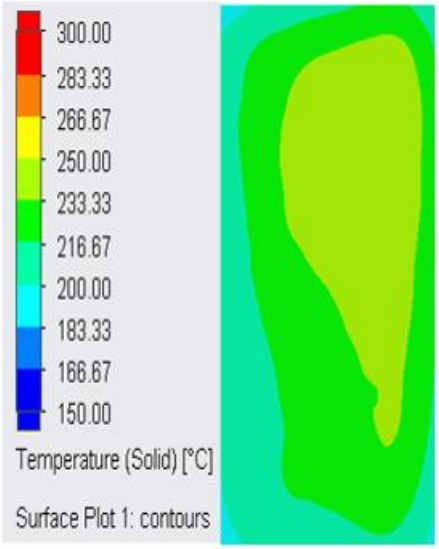
Şekil 4.69. Fanın açık olduğu durumda 3250 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

4.3.2.3.2.3. 3500 W Gücünde M Tip Isıtıcı Kullanımı (Fan Açık)

3500 W güç seviyesinde ve fanın 1600 d/d hızında çalıştırıldığı analizde, fırın iç ortamının hedef sıcaklığı olan 250 °C'ye ulaşma süresi 1600 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu değer, fan açık senaryolar arasında en kısa sürede hedef sıcaklığa ulaşmayı temsil etmekte ve yüksek güç ile zorlanmış taşınımın birlikte çalışmasının ısıl yanıtı belirgin biçimde hızlandırdığını göstermektedir.

Kaydedilen minimum sıcaklık değeri 207 °C dir. Görsel kontur analizleri, sıcaklık profilinin genel olarak fana yakın olan bölgelerde düşük merkeze doğru arttığı gözlemlenmiştir.

Bu sonuçlar, M tipi ısıtıcının fan desteğiyle çalıştırıldığında yalnızca daha kısa sürede hedef sıcaklığa ulaştığını fakat sıcaklık homojenliğini üst düzeyde sağlayamadığını göstermektedir.



Şekil 4.70. Fanın açık olduğu durumda 3500 W gücünde M tip ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilen ızgara fonksiyonuna ait fırın içi sıcaklık dağılımının 1. tepsi yüzeyi üzerindeki görünümü

Yapılan sayısal analizler, üç farklı ısıtıcı tipinin (çubuk, yuvarlak ve M tipi) hem fan açık hem de fan kapalı koşullarda, farklı güç seviyeleri (3000 W, 3250 W, 3500 W) altında performanslarını kapsamlı biçimde değerlendirmiştir. Çalışmada elde edilen bulgular, ısıtma süresi, minimum sıcaklık değerleri, sıcaklık dağılımının homojenliği ve görsel sıcaklık konturlarının incelenmesi gibi kriterler üzerinden karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

Isıtma süresi açısından, çubuk tipi ısıtıcı genel olarak çok düşük ısıtma süresi göstermemiştir. Fakat fan kapalı koşullarda yüksek güç seviyelerinde, hedef sıcaklık olan 250 °C'ye daha kısa sürelerde ulaşmıştır. M tipi ısıtıcı, fan kapalı durumda benzer şekilde bir ısınma eğrisi sergilese de fan açık senaryolarda süre belirgin şekilde uzamıştır. Yuvarlak tip ısıtıcı ise süre bakımından en iyi seviyede kalmış; ancak bu performansa rağmen yüzeyde homojen bir dağılım sağlayamadığından verimliliği en düşük bulunmuştur.

Sıcaklık homojenliği kriteri dikkate alındığında, çubuk tipi ısıtıcı tüm senaryolar içerisinde en başarılı sonuçları vermiştir. Hem fan açık hem de fan kapalı koşullarda tepsi yüzeyinde sıcaklık dengeli bir şekilde yayılmış, gradyent geçişleri yumuşak olmuş ve

kenar bölgelerde kayda değer soğuk zonlar oluşmamıştır. M tipi ısıtıcı da genel olarak homojen bir yapı sağlamış; ancak özellikle fanın devreye girdiği senaryolarda belirli bölgelerde dengesizlikler gözlenmiştir. Yuvarlak tip ısıtıcı ise en düşük homojenliği sergilemiş; sıcaklık merkezde yoğunlaşırken, çevresel bölgelerde ciddi sıcaklık kayıpları ve keskin geçişler meydana gelmiştir.

Minimum sıcaklık değerleri bakımından da benzer bir sıralama ortaya çıkmıştır. Çubuk tipi ısıtıcı, fan kapalı durumda 225–232 °C, fan açık durumda ise 225–227 °C aralığında sonuçlar vermiştir. Bu değerler, referans sıcaklık olan 250 °C'ye oldukça yakın olup, pişirme kalitesi açısından yüksek güvenilirlik sunmaktadır. M tipi ısıtıcı ise ikinci sırada yer almış; fan kapalı durumda 217–218 °C, fan açık durumda ise 207–209 °C seviyelerinde tutarlı ve kabul edilebilir sonuçlar elde etmiştir. Buna karşın yuvarlak tip ısıtıcı, minimum sıcaklıkların 152–159 °C aralığında kalması nedeniyle hem pişirme homojenliği hem de ürün kalitesi açısından yetersiz bulunmuştur.

Görsel sıcaklık dağılımı analizleri de bu bulguları desteklemiştir. Çubuk tipi ısıtıcıda sıcaklık dağılımı düzenli, geçişler yumuşak ve uçlardaki soğumalar sınırlı kalmıştır. M tipi ısıtıcı, özellikle fan kapalı koşullarda oldukça dengeli bir profil sunmuş; ancak fan açık senaryolarda bazı bölgelerde asimetrik soğumalar gözlenmiştir. Yuvarlak tip ısıtıcıda ise sıcaklık yalnızca merkezde yoğunlaşmış, kenar bölgelerde homojen bir yayılım sağlanamamış ve konturlarda sert gradyent geçişleri ortaya çıkmıştır.

Tüm bu değerlendirmeler ışığında, çubuk tipi ısıtıcı en iyi termal performansı sunan konfigürasyon olarak öne çıkmıştır. Optimum sürede hedef sıcaklığa ulaşabilmesi, yüzeyde homojen dağılım sağlaması ve yüksek minimum sıcaklık değerleri sunması, çubuk tipi ısıtıcıyı prototip geliştirme aşamasına taşımak için en uygun çözüm haline getirmiştir. M tipi ısıtıcı, genel homojenliğiyle ikinci sırada yer almakta, yuvarlak tip ısıtıcı ise düşük minimum sıcaklık ve zayıf homojenlik nedeniyle tercih edilebilirlik açısından sınırlı kalmaktadır.

Bu noktadan sonra çalışmanın ikinci aşaması olarak, çubuk tipi ısıtıcıya sahip prototip fırının imalat süreci başlatılacak ve sayısal analizlerden elde edilen bulgular, deneysel ölçümler ile doğrulanacaktır. Prototip üretimiyle birlikte yapılacak deneysel çalışmalar,

CFD analizleri ile elde edilen sıcaklık dağılımlarının gerçek koşullardaki geçerliliğini sınamakta ve tasarımın güvenilirliğini ortaya koymakta kritik bir rol oynayacaktır.

4.3.3. Deneysel Çalışmalar

Bu bölümde, yapılan sayısal analizler sonucunda en iyi termal performansı gösterdiği belirlenen çubuk tip ısıtıcı için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Analiz verileri doğrultusunda, 3500 W toplam güç seviyesi hem ısıtma süresi, hem sıcaklık homojenliği, hem de minimum sıcaklık değeri açısından en verimli senaryo olarak seçilmiştir. Bu nedenle deneysel prototip uygulamaları yalnızca bu güç seviyesinde gerçekleştirilmiştir.

Deneysel düzeneğin oluşturulması aşamasında, daha önce tasarımı yapılmış olan 6 tepsili teğetsel fan destekli konveksiyonlu fırın temel alınmıştır. Seçilen ısıtıcı tipi olan çubuk ısıtıcıdan toplam 10 adet kullanılarak sistem 3500 W güce ulaştırılmıştır. Her bir ısıtıcı elemanı 350 W gücünde olacak şekilde konumlandırılmış ve fırının üst iç yüzeyine, ızgara fonksiyonunu yerine getirecek biçimde montajı yapılmıştır. Isıtıcıların yerleşimi, en üst tepsiye yakın olacak şekilde belirlenmiş; böylece ısı enerjisinin doğrudan ışıma yoluyla gıdaya aktarılması sağlanmıştır.

Deneysel çalışma senaryoları, CFD analiz süreciyle tutarlılık gösterecek biçimde planlanmıştır. Bu kapsamda, sistem iki farklı fan çalışma durumuna göre test edilmiştir:

- Fan açık (teğetsel fan 1600 d/d devirle aktif)
- Fan kapalı (doğal taşınım ortamı)

Her iki durumda da, sistemin 250 °C set sıcaklığına ulaşma süresi, tepsi yüzeyindeki sıcaklık dağılımı, minimum sıcaklık değerleri ve ısıtma homojenliği değerlendirilmeye alınmıştır. Tepsi yüzeyi üzerine yerleştirilen termokupl sensörler aracılığıyla sıcaklık verileri toplanmış, deneysel sonuçlar analizlerle karşılaştırılabilir şekilde raporlanmıştır.

Izgara fonksiyonlu ısıtıcı montaj konfigürasyonlu fırının kabin içi genel görünümü Şekil 4.71'de verilmiştir.

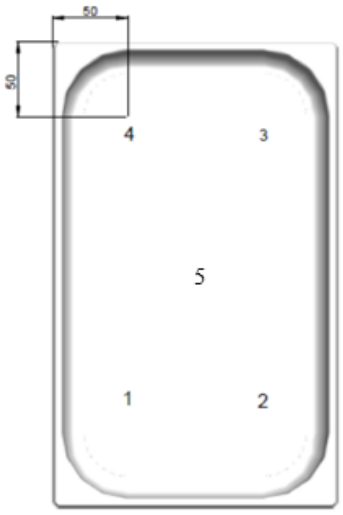


Şekil 4.71. Izgara Fonksiyonuna Sahip Konveksiyonlu Fırında Çubuk Tip Isıtıcıların Montaj Konfigürasyonuna Ait Görünüm

4.3.3.1. Çubuk Tip Isıtıcı İle Deneysel Çalışmalar

Izgara fonksiyonu özelinde yapılan deneysel çalışmalar, çubuk tipi ısıtıcının 3500 W toplam güçteki uygulaması üzerinden gerçekleştirilmiştir. Toplamda 10 adet ısıtıcı kullanılarak her biri 350 W olacak şekilde sistem yapılandırılmış, bu prototip düzenek, analiz çalışmalarında elde edilen en başarılı ısıtıcı tipi ve konfigürasyon dikkate alınarak oluşturulmuştur. Deneysel uygulamalar, fan açık ve fan kapalı olmak üzere iki temel senaryoda yürütülmüş, her durumda başlangıç ortam sıcaklığı 20 °C olarak belirlenmiştir. Hedeflenen sıcaklık ise tüm senaryolarda 250 °C olarak sabitlenmiştir.

Sıcaklık ölçümleri, fırının üst tepsisine yerleştirilen beş adet termokupl aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Bunlardan dört tanesi, tepsinin dört köşesine (köşelere 50 mm mesafede) ve bir tanesi ise tam orta noktasına yerleştirilmiştir. Bu konumlandırma sayesinde sıcaklık dağılımı hem çevresel hem de merkez bölgelerde değerlendirilmiş, elde edilen sonuçlar hem doğrulama hem de analizlerle kıyaslama amacıyla referans alınmıştır.



Şekil 4.72. Deney düzeneğindeki tepsi üzerindeki referans noktaları

Fan kapalı senaryoda yapılan ölçümlerde, sistemin 250 °C'ye ulaşma süresi 1703 saniye olarak kaydedilmiştir. Bu durumda elde edilen sıcaklık değerleri Nokta 1 için 241 °C, Nokta 2 için 240 °C, Nokta 3 için 246 °C, Nokta 4 için 244 °C ve orta nokta için 248 °C şeklinde gerçekleşmiştir. Bu veriler, doğal taşınım koşullarında dahi oldukça dengeli bir ısı dağılımının sağlandığını göstermektedir. Köşe noktalar arasındaki farkların sınırlı kalması ve orta noktanın hedef sıcaklığa çok yakın bir değerde ölçülmesi, çubuk ısıtıcının fan kullanılmadan da etkin bir performans sergilediğini kanıtlamaktadır.

Fan açık durumda ise sistemin 250 °C'ye ulaşma süresi 3216 saniye olarak belirlenmiş, bu da fan kapalı senaryoya kıyasla ciddi bir süre artışını ortaya koymuştur. Izgara modunda ısı transferinin temel bileşeni, üst bölgede konumlandırılmış ısıtıcı elemanlardan tepsi yüzeyine gerçekleşen radyatif (ışıma) ısı transferidir. Teğetsel fanın açık olduğu çalışma koşullarında hava hareketi artmakta ve buna bağlı olarak konvektif taşınım bileşeni güçlenmektedir. Bu durum, ısıtıcıdan sağlanan enerjinin yalnızca üst tepsi bölgesinde yoğunlaşması yerine kabin geneline ve fırın iç yüzeylerine daha hızlı taşınmasına neden olur. Böylece sistemin etkin olarak ısıtılması gereken kütlesi artmakta ve hedef sıcaklığa ulaşma sürecinde enerji daha geniş bir hacme dağıldığı için üst tepsinin 250 °C'ye ulaşma süresi uzayabilmektedir. Ayrıca artan hava dolaşımı, fırın iç yüzeylerinde konvektif ısı geçişini artırarak ısı kayıplarını büyütebilmekte; bu da ısıtma

hızını düşüren ek bir etken olarak ortaya çıkmaktadır. Bu durumda Nokta 1 için sıcaklık 235 °C, Nokta 2 için 240 °C, Nokta 3 için 228 °C, Nokta 4 için 226 °C ve orta nokta için 247 °C olarak ölçülmüştür. Özellikle köşe bölgelerde sıcaklıkların daha düşük seviyelerde kalması, zorlanmış taşınımın yer yer soğutucu etki oluşturduğunu ve yüzeyde lokal soğuk zonlar meydana getirdiğini göstermektedir.

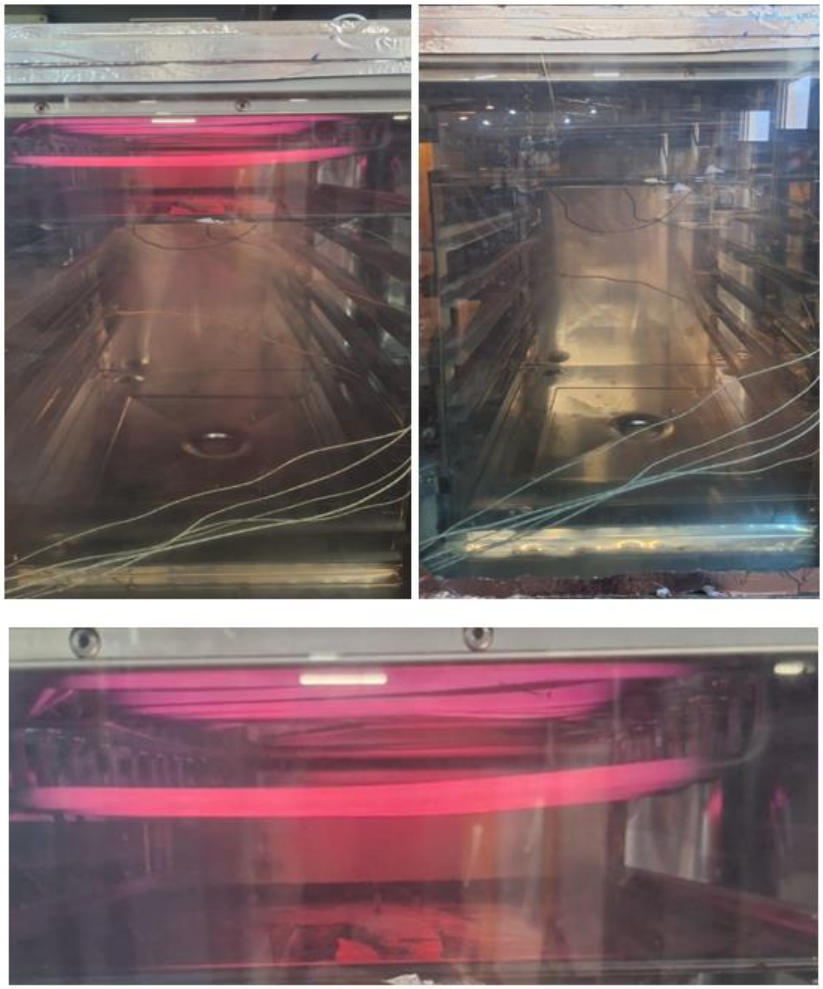
Bu deneysel bulgular, daha önce gerçekleştirilen CFD analiz sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, genel eğilimlerin benzer olduğu ve sistemin simülasyon ile fiziksel prototip üzerinde tutarlı bir termal performans sergilediği açıkça görülmektedir. Fan kapalı durumda, çubuk tipi ısıtıcının sağladığı doğal taşınım etkisiyle, sıcaklık tepsi yüzeyine homojen biçimde yayılmış ve hedef sıcaklığa 1703 saniyede ulaşılmıştır. Bu durumda ölçülen minimum sıcaklık değeri 240 °C, maksimum ise 248 °C olup, merkez ile köşeler arasındaki fark oldukça sınırlıdır. Bu bulgular, CFD analizinde elde edilen ısı dağılımı yapısıyla yüksek oranda örtüşmektedir.

Fan açık senaryoda ise, ısıtıcı ile birlikte çalışan 1600 d/d hızındaki fan sayesinde zorlanmış taşınım etkisi devreye girmiştir. Ancak bu durumda hedef sıcaklığa ulaşma süresi 3216 saniyeye uzamış; sıcaklık dağılımı genişlemiş olsa da, bazı bölgelerde ısıl dengesizlikler oluşmuştur. Deneysel ölçümlerde özellikle köşe noktalarında 226–235 °C arasında sıcaklıklar elde edilirken, merkezde 247 °C'ye ulaşılmıştır. CFD analizlerinde de benzer bir eğilim gözlemlenmiş; merkez sıcaklıklarının hedefe yakın olduğu, ancak kenar bölgelerde sıcaklıkların daha düşük kaldığı görülmüştür.

Isıtma süresi yönünden değerlendirildiğinde, deneysel sürecin analiz çıktılarıyla yüksek oranda örtüştüğü gözlemlenmiştir. Fan kapalı analizde hedef sıcaklığa ulaşma süresi 1665 saniye, fan açıkta ise 3065 saniye olarak raporlanmış ve deneysel verilerle uyum içinde olduğu tespit edilmiştir.

Sıcaklık homojenliği bakımından çubuk tipi ısıtıcı, fan kapalı durumda daha başarılı bir performans sergilemiş, yüzey genelinde dengeli bir yayılım sağlamıştır. Fan açık senaryoda ise merkezde yüksek sıcaklık elde edilmesine rağmen, köşe bölgelerdeki gradyent farklılıkları artmış ve homojenlik azalmıştır. Bu farklar, hava akışının yönlendirilmesinden kaynaklanan lokal türbülans etkileriyle açıklanabilir.

Bu değerlendirmeler ışığında, çubuk tipi ısıtıcının hem deneysel hem de sayısal analizlerde tutarlı performans sunduğu, özellikle fan kapalı koşullarda daha verimli ve homojen ısı dağılımı sağladığı sonucuna varılmıştır. Deneysel çalışmalara ilişkin görseller Şekil 4.73'de sunulmuştur.



Şekil 4.73. Izgara fonksiyonlu prototip fırının deneysel görünümü

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışma kapsamında, endüstriyel bir konveksiyonlu fırının pişirme performansının artırılması amacıyla yapılan sayısal modellemeler, tasarımsal iyileştirmeler ve deneysel doğrulama çalışmaları sistematik olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma iki temel aşamada ele alınmıştır: birinci aşamada, geleneksel radyal fan kontrollü konveksiyonlu fırın ile yeni nesil teğetsel fan sistemine sahip fırınların karşılaştırmalı performans analizi yapılmıştır. Bu bağlamda, sıcaklık dağılımının homojenliği, enerji tüketimi ve ısınma süresi gibi performans parametreleri detaylı olarak incelenmiştir.

İkinci aşamada ise aynı fırın yapısı içerisinde ızgara fonksiyonu senaryosu geliştirilmiş ve fırının üst kısmına entegre edilen farklı tipteki (çubuk, M tipi ve yuvarlak) ısıtıcılar üzerinden hem sayısal analizler hem de deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Bu kapsamda, ışıma (radyasyon) etkisinin baskın olduğu koşullarda, fan açık ve fan kapalı durumlarına karşılık gelen zorlanmış ve doğal taşınım rejimlerinde farklı güç seviyelerinde elde edilen sıcaklık dağılımları değerlendirilmiş; ısıtıcı geometrisinin fırın içi sıcaklık homojenliğine etkisi detaylı biçimde analiz edilmiştir.

Her iki aşamadan elde edilen bulgular, sistemin termal verimliliği, sıcaklık homojenliği, hedef sıcaklığa ulaşma süresi ve enerji tüketimi gibi çok boyutlu parametreler üzerinden karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş ve performansı optimize edilmiş bir endüstriyel fırın sisteminin geliştirilmesine katkı sunmuştur.

- Radyal fan kontrollü geleneksel konveksiyonlu fırında yapılan ölçüm ve analizler, referans sıcaklık olan 200 °C'de hem tepsi içi hem de tepsiler arası sıcaklık dağılımının ciddi oranda dengesiz olduğunu ortaya koymuştur. Bu sistemde, pişirme yüzeylerinde belirgin sıcaklık farkları oluşmuş ve homojenlik istenilen düzeye ulaşamamıştır.

- Radyal fanlı sistemde, belirlenen referans noktalarda sıcaklıklar arasında 30 °C'ye kadar varan farklar tespit edilmiştir. Bu durum, özellikle gıdaların eşit pişmesini olumsuz yönde etkileyebilecek bir ısı dengesizliğini göstermekte olup, endüstriyel pişirme kalitesi açısından ciddi bir zaaf olarak değerlendirilmiştir. Teğetsel fan kontrollü fırında yapılan aynı analizlerde, referans noktalar arasındaki sıcaklık farkları 15 °C'nin altına

düşürülmüş ve tepsi yüzeylerinde daha dengeli bir dağılım elde edilmiştir. Bu, özellikle homojen pişme gereksinimi olan ürünler için önemli bir iyileşme anlamına gelmektedir.

• Radyal fan sisteminde alt ve orta raflarda hava sirkülasyonunun yetersiz kalması nedeniyle bu bölgelerde sıcaklıklar daha düşük tespit edilmiştir. Bu, ısı transferinde bölgesel dengesizliklere yol açarak bazı gıda bölgelerinde yetersiz pişme riskini doğurmuştur. Teğetsel fan sisteminde ise optimize edilmiş hava perdesi sayesinde, sıcak hava her bir tepsiye daha düzenli ve kontrollü şekilde yönlendirilmiş; bu da hem tepsi yüzeyi boyunca hem de tepsiler arası daha stabil sıcaklık dağılımı sağlamıştır.

• Geleneksel sistemde homojen pişirmeyi olumsuz etkileyen sıcaklık dalgalanmaları gözlemlenmiş, özellikle alt raflar ve kenar bölgelerde bu dalgalanmaların daha belirgin olduğu saptanmıştır. Yeni tasarımda ise sıcaklık geçişleri daha yumuşak olup, pişirme sürecinde daha stabil bir termal ortam oluşturulmuştur.

• Radyal fanlı sistemin tek bir 10 kW ısıtıcıyla çalışıyor olması, olası bir ısıtıcı arızasında tüm sistemin devre dışı kalmasına neden olmaktadır. Bu durum hem üretim sürekliliğini hem de operasyonel güvenliği ciddi biçimde tehdit etmektedir. Yeni teğetsel fanlı sistemde ise her iki rafın bağımsız ısıtıcı ve fan sistemleriyle donatılmış olması sayesinde, bir ünitede meydana gelebilecek arızalar diğer rafların çalışmasını etkilememekte ve sistemin genel işlevselliği korunmaktadır.

• Eski sistemde 200 °C'ye ulaşma süresi 496 saniye olarak ölçülürken, yeni teğetsel fanlı tasarımda bu süre 457 saniyeye düşürülmüştür. 39 saniyelik bu iyileşme, sistemin ısınma sürecindeki verimliliğini doğrudan ortaya koymaktadır.

• Enerji tüketimi karşılaştırmalarında, 200 °C'ye ulaşana kadar eski sistem 1,073 kWh harcarken, yeni sistem 0,914 kWh tüketmiştir.

• 1 saatlik toplam enerji tüketimi kıyaslandığında ise, geleneksel sistemin 4,087 kWh tüketimine karşılık yeni sistem 3,620 kWh tüketim göstermiştir. Bu da yaklaşık %11,4'lük bir enerji verimliliği anlamına gelmektedir. Bu çalışmada raporlanan %11,4 değeri, klasik termodinamik verim tanımından ziyade, iki tasarımın aynı süreli çalışma

koşulunda enerji tüketimleri karşılaştırıldığında elde edilen enerji tüketimindeki yüzdesel azalma değerini (enerji tüketiminde iyileşme/tasarruf oranını) ifade etmektedir. Buna göre enerji tüketimindeki iyileşme Eşitlik 5.1 ile hesaplanmıştır:

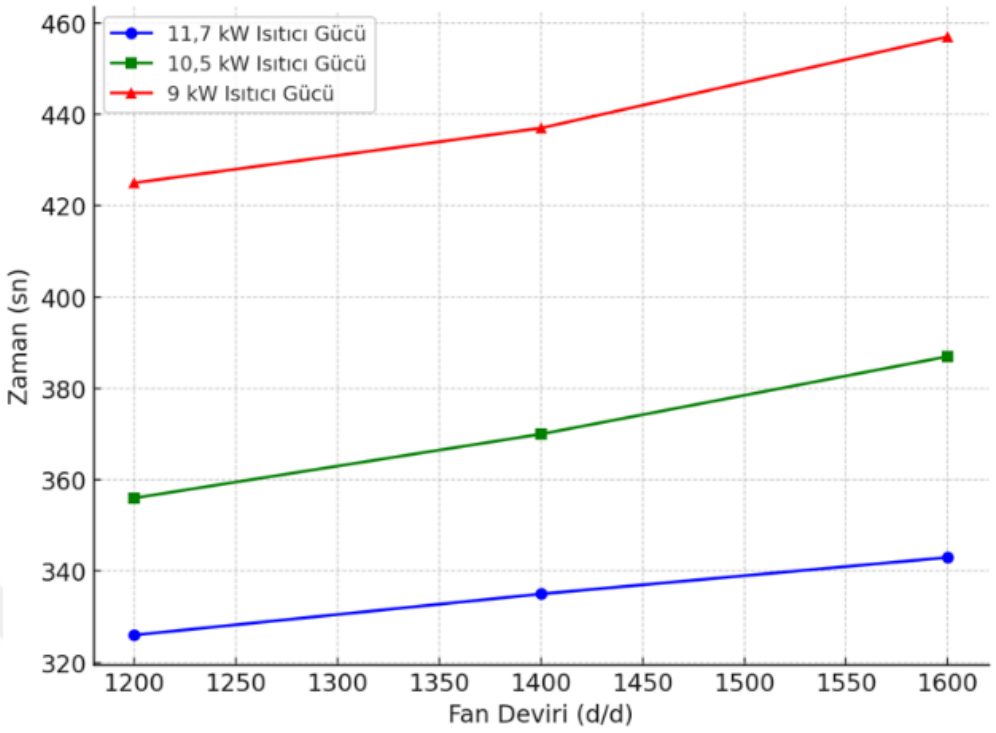
$$\%\ \text{iyileşme} = \frac{E\ radyal - E\ teğetsel}{E\ radyal}\ x\ 100 \tag{5.1}$$

$$\%\ \text{iyileşme} = \frac{4{,}087 - 3{,}620}{4{,}087}\ x\ 100 = 11{,}4$$

Bu sonuç, teğetsel fan temelli yeni tasarımın, aynı işletme koşullarında 1 saatlik çalışma periyodu için geleneksel radyal fanlı sisteme göre yaklaşık %11,4 daha düşük enerji tüketimi ile çalıştığını göstermektedir.

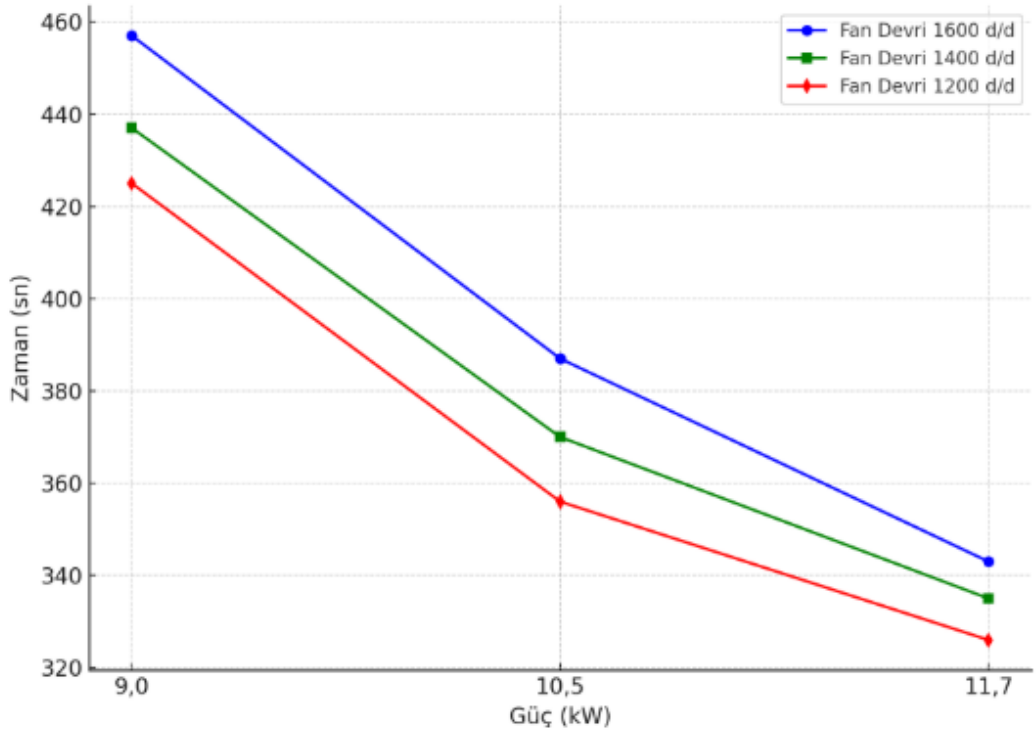
- Yapılan CFD analizleri ile deneysel veriler arasında yüksek seviyede tutarlılık elde edilmiş, teğetsel fanlı sistemin hem teorik hem de pratik düzeyde performans üstünlüğü ortaya konmuştur. Bu sayede yeni sistemin geliştirme sürecindeki tasarım doğruluğu teyit edilmiştir.

Çalışmanın birinci bölümünde dokuz farklı senaryoyu kapsayan sayısal analizlerde, fırının 200 °C'lik hedef sıcaklığa ulaşma süresi üzerinde etkili olan iki temel parametre olan fan devri ve ısıtıcı gücü ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu parametrelerin sistemin ısıl tepkisi üzerindeki etkilerini değerlendirebilmek amacıyla oluşturulan veriler, Şekil 4.74 ve Şekil 4.75'de grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.74. Sabit ısıtıcı gücü altında farklı fan devrinde 200 °C'ye ulaşma süresi

Şekil 4.74, sabit bir ısıtıcı gücü değeri altında fan devir sayısındaki artışın, set sıcaklığına ulaşma süresini nasıl etkilediğini ortaya koymaktadır. Analiz sonuçlarına göre, fan devri artırıldıkça, ısıtıcıdan yayılan enerjinin fırın hacmi içerisinde daha geniş bir alana dağılması sağlanmakta; ancak bu dağılım, doğrudan hedef sıcaklığa ulaşma süresini uzatmaktadır. Bunun temel nedeni, hava akışının hızlanması ile birlikte enerji yoğunluğunun daha homojen ancak daha seyrelmiş şekilde yayılması ve bu nedenle lokal sıcaklık artışının gecikmesidir. Bu durum, zorlanmış taşınımın bir yandan homojenliği artırırken, diğer yandan ısınma süresini uzatabileceğini göstermektedir.



Şekil 4.75. Sabit fan devri altında farklı ısıtıcı güçlerinin 200 °C'ye ulaşma süresi

Öte yandan, Şekil 4.75'de sunulan bulgular, fan devrinin sabit tutulduğu koşullarda ısıtıcı gücünün artırılmasının set sıcaklığına ulaşma süresini anlamlı biçimde kısalttığını göstermektedir. Güç artışıyla birlikte, fırın iç hacmine daha fazla ısı enerjisi kazandırıldığından, sıcaklık yükselme eğrisi daha dik hale gelmiş ve ısıl hedefe ulaşmak için geçen toplam süre önemli ölçüde azalmıştır. Bu durum, özellikle yüksek verimli ve hızlı ısınma gerektiren endüstriyel pişirme senaryoları açısından kritik öneme sahiptir.

Bu bulgular birlikte değerlendirildiğinde, ısıtıcı gücü ile fan devri arasındaki etkileşimin, fırının termal davranışı ve pişirme karakteristiği üzerinde oldukça belirleyici olduğu anlaşılmaktadır. Yüksek fan devri daha iyi sıcaklık yayılımı sağlarken, ısıtıcı gücü doğrudan enerji girişini ve ısınma süresini belirlemektedir. Bu nedenle, optimum performansa ulaşmak için her iki parametrenin birlikte ve dikkatli şekilde optimize edilmesi gerekmektedir.

İkinci bölümde yürütülen ızgara fonksiyonuna yönelik deneysel çalışmalar, daha önce sayısal yöntemlerle gerçekleştirilen CFD analizleriyle genel olarak uyumlu sonuçlar vermiştir. Isıtıcı tiplerine ve güç seviyelerine göre gerçekleştirilen deneylerde, analizlerde öngörülen sıcaklık dağılımları ve performans eğilimleri büyük ölçüde doğrulanmıştır. Bu durum, modelleme sürecinde seçilen parametrelerin fiziksel sistem davranışını başarıyla yansıttığını ve elde edilen simülasyon sonuçlarının güvenilirliğini göstermektedir.

Isıtıcı güçüne bağlı olarak elde edilen sonuçlar incelendiğinde;

- Yapılan analiz ve deneysel çalışmalar, ısıtıcı gücünün artırılmasının ısı transfer performansına olumlu etki sağladığını açık biçimde ortaya koymuştur. Genel olarak güç seviyesi yükseldikçe, hem hedef sıcaklığa ulaşma süresi kısalmış, hem de merkez sıcaklık değerlerinde iyileşme gözlemlenmiştir. Özellikle 3500 W gücündeki çubuk ısıtıcı senaryosu, fan kapalı durumda 1703 saniyede 250 °C'ye ulaşarak en kısa sürede ısınmayı sağlamıştır. Bu değer, 3000 W'lık senaryoya göre anlamlı bir zaman avantajı sunmaktadır.

- Ancak ısıtıcı gücünün artışı, her durumda homojenlik açısından aynı oranda pozitif bir etki yaratmamıştır. Örneğin, yuvarlak (dairesel) ısıtıcı tipinde 3500 W gücünde dahi çevresel bölgelerde ciddi sıcaklık düşüşleri görülmüş, minimum sıcaklık 159 °C seviyesinde kalmıştır. Bu durum, ısıtıcı formunun ve konumlandırılmasının da en az güç seviyesi kadar belirleyici olduğunu göstermektedir.

- M tipi ısıtıcıda ise güç artışı hem sürede hem de dağılımda daha istikrarlı bir iyileşme sağlamıştır. 3500 W'ta hem sürede anlamlı kısalma olmuş (fanlı durumda 1600 saniye), hem de minimum sıcaklıklar 207–217 °C arasında tutulmuştur.

- Sonuç olarak, ısıtıcı gücü arttıkça hedef sıcaklığa ulaşma süresi anlamlı biçimde azalmaktadır, ancak homojenlik üzerindeki etkisi, kullanılan ısıtıcı tipinin geometrik formuna ve fan etkisine bağlı olarak farklılık göstermektedir. Bu nedenle sadece yüksek güce sahip olmak değil, ısıtıcı tipinin seçimi ve yerleşimi de kritik mühendislik parametreleri arasında yer almaktadır.

Isıtıcı tipine göre yapılan değerlendirmede;

• Çubuk tipi ısıtıcı, tüm senaryolar arasında en başarılı ısıtıcı tipi olarak öne çıkmıştır. Bu tip, hem fan kapalı hem de fan açık durumlarında en yüksek minimum sıcaklık değerlerini, kısa hedef sıcaklığa ulaşma sürelerini ve en dengeli sıcaklık dağılım profillerini sunmuştur. Fan kapalı senaryoda 1703 saniyede 250 °C'ye ulaşılmış, sıcaklık değerleri 241–248 °C aralığında kalmış ve köşe-merkez farkı oldukça düşüktür. Fan açık durumda süre 3216 saniyeye çıksa da, merkezdeki yüksek sıcaklık ve kenar bölgelerdeki toleranslı farklılıklar, bu tipin termal performansının çok yüksek olduğunu göstermektedir. Görsel analizlerde de, sıcaklık konturlarının geniş ve yumuşak geçişli olduğu görülmüştür.

• M tipi ısıtıcı, özellikle fan kapalı modda yüksek verimlilik göstermiştir. Bu senaryoda ısıtma süreleri oldukça kısa (720–1500 s arası), minimum sıcaklıklar ise 217–218 °C aralığında ölçülmüştür. Fan açık durumda ise süreler uzamış (1600–3600 s), minimum sıcaklıklar 207–209 °C'ye gerilemiştir. Bu durum, fan etkisinin M tipi ısıtıcıda ısı yayılımını biraz bozabildiğini göstermektedir. Ancak genel olarak sıcaklık dağılımı dengeli, kenarlarda belirgin bir sıcaklık düşüşü oluşmamış ve homojenlik tatmin edici seviyede kalmıştır.

• Yuvarlak (dairesel) tipi ısıtıcı, termal performans açısından en zayıf sonuçları vermiştir. Bu tipte, hem fan kapalı hem de fan açık durumda minimum sıcaklık değerleri oldukça düşük kalmış (152–159 °C), görsel analizlerde ise sıcaklığın merkezde yoğunlaştığı ve çevrede soğuk zonlar oluştuğu açıkça görülmüştür. Isınma süresi kısmen başarılı (248–290 s arası) olsa da, düşük minimum sıcaklıklar ve ciddi sıcaklık gradyentleri nedeniyle homojenlik istenen düzeyde değildir. Bu dairesel ısıtıcı formunun, lokalize ısınma eğilimi nedeniyle fırın genelinde istenen sıcaklık dengesini kurmakta yetersiz kaldığını göstermektedir.

Fan etkisinin değerlendirilmesi sonucunda;

• Fan kapalı çalışma modunda (doğal taşınım), tüm ısıtıcı tiplerinde daha kısa sürede hedef sıcaklığa ulaşılmıştır. Bu durum, fanın devreye girmediği senaryolarda, ısının

doğrudan yüzeye iletilmesiyle daha etkili bir ısıtma sağlandığını göstermektedir. Özellikle çubuk tipi ısıtıcı ile yapılan deneylerde 250 °C'ye 1703 saniyede ulaşılmış ve 241–248 °C aralığında oldukça dengeli bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. M tipi ısıtıcı için bu süre daha da kısalarak 720–1500 saniye aralığında gerçekleşmiş ve minimum sıcaklık 217–218 °C düzeyinde kalmıştır. Fan kapalı senaryolarda dairesel ısıtıcıda ise kısa sürede ısınma gerçekleşmiş olsa da (yaklaşık 248–290 s), merkezde yoğun sıcaklık oluşumu ve çevrede soğuk zonlar sebebiyle homojenlik sağlanamamıştır. Genel olarak fan kapalı durumda, özellikle sabit radyasyon kaynaklı ısıtıcıların yer aldığı sistemlerde, doğrudan ışıma yoluyla etkin bir ısıl yayılım gözlenmiş ve sıcaklık farkları daha düşük kalmıştır.

• Fan açık çalışma modunda (zorlanmış taşınım), ısıtma süreleri belirgin şekilde artmıştır. Örneğin çubuk tipi ısıtıcıda hedef sıcaklığa ulaşma süresi 3216 saniyeye çıkmış, ancak buna karşın minimum sıcaklık değeri 225–227 °C aralığında yüksek tutulmuştur. Bu durum, fanın etkisiyle ısının daha geniş yüzeye yayılması ve sıcaklık farklarının dengelenmesi bakımından avantaj yaratırken, ısınma süresini uzattığı bir dezavantaj ortaya koymuştur. M tipi ısıtıcıda fan açık durumunda süre 1600–3600 saniye aralığına çıkarken, minimum sıcaklık değerleri 207–209 °C seviyesine gerilemiştir. Dairesel ısıtıcıda ise süreler görece iyi kalmış olsa da (1680–2900 s), merkez-kenar sıcaklık farkları yüksek kalmaya devam etmiş, fanın yayma etkisi homojenliği iyileştirmekte yetersiz olmuştur. Genel olarak fan açık mod, ısıl yayılım açısından bazı ısıtıcı tipleri için bölgesel iyileştirmeler sağlasa da**,** her ısıtıcı tipi için ısınma süresini uzatmıştır. Bu uzama, özellikle düşük güçlü sistemlerde daha belirgin hale gelmiş, sıcaklık çekirdekleri merkezde toplanmış ve kenarlarda soğuk alanlar oluşmuştur.

Bu çalışmada, endüstriyel bir fırının pişirme fonksiyonu özelinde ısı transferi, enerji verimliliği ve sıcaklık homojenliği gibi temel performans parametreleri hem sayısal (CFD) analizler hem de deneysel yöntemler aracılığıyla kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Tez kapsamında yürütülen çift kademeli inceleme yaklaşımı, hem turbo fanlı konveksiyon modunu hem de ızgara fonksiyonunu kapsayarak fırının farklı pişirme senaryolarındaki davranışını teknik ve bütüncül bir perspektifle ortaya koymuştur.

İlk aşamada, fırının turbo fanlı konveksiyon modundaki termal davranışı değerlendirilmiş ve özellikle radyal fan kontrollü geleneksel sistemler ile teğetsel fan kontrollü yeni tasarım karşılaştırılmıştır. Teğetsel fanlı sistemin, hava akışını daha dengeli yönlendirerek sıcaklık dağılımını önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür. Radyal fanlı sistemlerde, bazı bölgelerde 30 °C'ye varan sıcaklık sapmaları gözlenmişken; teğetsel fanlı sistemde bu fark 15 °C'nin altına düşürülmüştür. Enerji verimliliği açısından, teğetsel fan kontrollü sistem daha az enerji tüketmiş, ayrıca hedef sıcaklığa daha kısa sürede (457 sn) ulaşmıştır. Yine 1 saatlik toplam enerji tüketimi bazında, yeni sistem yaklaşık %11,4 tasarruf sağlamıştır. Ayrıca, 10 kW'lık tek ısıtıcılı sistem yerine her rafın bağımsız ısıtıcı ve fan sistemine sahip olması, operasyonel süreklilik açısından önemli avantajlar sunmuştur. Bu veriler, özellikle hava akışı optimizasyonunun, sıcaklık dağılımını dengeleme, pişirme kalitesini artırma ve enerji verimliliğini yükseltme açısından ne kadar kritik bir rol oynadığını açıkça göstermiştir.

İkinci aşamada, aynı fırının ızgara fonksiyonuna odaklanılmış ve çubuk, M tipi ve yuvarlak tipte ısıtıcılar olmak üzere üç farklı ısıtıcı geometrisinin fanlı ve fansız koşullardaki performansları hem CFD analizleri hem de deneysel yöntemlerle test edilmiştir. Elde edilen bulgular, her bir ısıtıcı tipi için ayrı ayrı değerlendirilmiş, ardından genel sonuçlar üzerinden kıyaslama yapılmıştır:

- Çubuk tipi ısıtıcı, her iki fan modunda da en yüksek homojenliği, en kısa sürede hedef sıcaklığa ulaşımı ve en yüksek minimum sıcaklıkları sunarak en başarılı konfigürasyon olarak belirlenmiştir.
- M tipi ısıtıcı, özellikle fan kapalı modda başarılı bir dağılım sağlamış, ancak fan açık modda hafif tutarsızlıklar göstermiştir.
- Yuvarlak tip ısıtıcı, merkezde yoğun ısınma oluştursa da çevresel bölgelerde ciddi sıcaklık düşüşleri gözlenmiş ve homojenlik açısından yetersiz kalmıştır.

Deneysel çalışmalarda, çubuk tip ısıtıcı prototipe uygulanarak 3500 W (her biri 350 W'lık 10 adet) güç seviyesinde test edilmiştir. Ölçüm noktalarında kaydedilen sıcaklık değerleri, özellikle fan kapalı modda ısı dağılımının daha dengeli olduğunu göstermiştir. Ayrıca, deneysel olarak 250 °C hedef sıcaklığa ulaşma süresi fan kapalı durumda 1703

sn, fan açık durumda ise 3216 sn olarak ölçülmüş; bu da analiz sonuçlarıyla uyumlu ve tutarlı bir performansı teyit etmiştir.

Tez kapsamında elde edilen tüm bu bulgular, fırın tasarımında termal verimliliğin yalnızca enerji miktarıyla değil, bu enerjinin zaman, ve kalite bakımından nasıl kullanıldığıyla doğrudan ilişkili olduğunu göstermiştir. Ayrıca bu tez, yalnızca ürün performansını artırmakla kalmayıp, enerji maliyetlerini düşürme, kaynakların daha etkin kullanımı ve üretim sürekliliği gibi yönleriyle de endüstriyel mutfak ekipmanları sektöründe mühendislik temelli iyileştirmelere doğrudan katkı sunmaktadır.

Bu çalışma kapsamında elde edilen performans ve enerji tüketimi sonuçları; ortam koşulları, ürün yükleme durumu, kabin sızdırmazlığı/izolasyonu, fan–ısıtıcı bileşen toleransları, ölçüm belirsizlikleri ve işletme parametreleri gibi etkenlere bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Bu nedenle sunulan bulgular, çalışmada kullanılan prototip sistemin ve ilgili bileşenlerin deney anındaki teknik özellikleri ile tanımlanan çalışma koşulları için geçerlidir.

5.1. Gelecek Çalışmalar ve Öneriler

Bu tez kapsamında, altı tepsili endüstriyel bir konveksiyonlu fırında teğetsel fan temelli hava dolaşım tasarımı geliştirilmiş; turbo ve ızgara fonksiyonlarında sıcaklık dağılımı ve ısıl performans, sayısal analizler ve deneysel çalışmalar ile değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular ışığında çalışmanın devamında gerçekleştirilebilecek çalışmalar aşağıda özetlenmiştir:

- Bu tezde belirli hedef sıcaklık ve güç seviyeleri altında yapılan analizlerin, farklı set sıcaklıkları (ör. 160–250 °C aralığı) ve farklı fan devirleri için genişletilmesi; böylece tasarımın farklı işletme koşullarındaki davranışının daha kapsamlı şekilde ortaya konulması önerilmektedir.
- Tepsi doluluğu ve ürün yükünün ısı dağılımına etkisini incelemek amacıyla, farklı ürün yerleşimleri, farklı kütlelerde ürün yükleri ve farklı ürün tipleri için deneysel çalışmaların yapılması önerilmektedir.
- Pişirme sürecinin yalnızca sıcaklık dağılımı değil, ürün kalitesi üzerindeki etkilerini değerlendirebilmek adına; nem kaybı, yüzey kızarma davranışı ve

duyusal kalite gibi parametrelerin ilerleyen çalışmalarda değerlendirilmesi planlanabilir.

- CFD modelleme yaklaşımı, ürünün (gıdanın) dahil edildiği, ürün içi iletim ve buharlaşma/nem kaybı gibi kütle transferi etkilerini içerecek şekilde genişletilerek, pişirme sürecine daha yakın bir fiziksel temsil elde edilebilir.
- Turbo (konveksiyon) modunda fan konfigürasyonlarının karşılaştırıldığı analizlere radyasyon etkisinin de dahil edilmesi ve yüzey özelliklerinin (emissivite vb.) modellenmesiyle, toplam ısı transferi mekanizmaları daha gerçekçi biçimde değerlendirilebilir.
- Teğetsel fanlı tasarımda, akış yönlendirme elemanlarının ve hava kanal geometrisinin çok hedefli optimizasyon (homojenlik–ısınma süresi–enerji tüketimi) yaklaşımıyla iyileştirilmesi ve bu optimizasyonun prototip uygulama ile doğrulanması önerilmektedir.
- Son olarak, geliştirilen tasarımın seri üretime uygunluğu açısından; fan dayanımı, bakım kolaylığı, gürültü seviyesi ve maliyet gibi tasarım kriterlerinin de ilerleyen çalışmalarda değerlendirilmesi yerinde olacaktır.

Bu çalışmaların gerçekleştirilmesiyle, geliştirilen teğetsel fan temelli fırın tasarımının hem performans hem de uygulama ölçeğinde daha kapsamlı bir şekilde optimize edilmesi mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

Mansour, Y., Rouaud, O., Slim, R., & Rahmé, P. (2024). Thermal characterization of a high-temperature industrial bread-baking oven: A comprehensive experimental and numerical study. *Applied Thermal Engineering, 236*, 121467.

Rasheed, O. A., Azeeza, N. A., Olawale, O. K., & Akinpelu, E. A. (2023). Design and development of a dual powered grill oven for application in higher institution of learning. *International Journal of Science, Engineering & Environmental Technology (IJOSEET), 10*(11), 1–7

Yang, Z., Cheng, D., Su, B., Li, H., & Zhang, K. (2023). Study on the optimization of temperature uniformity in the oven under the forced convection mode. *Scientific Reports, 13*(1), 12486.

Medapati, S., & Monde, A. D. (2023). Discretized low–order model of an electric oven: Transient thermal analysis of door sub-system. *International Communications in Heat and Mass Transfer, 142*, 106619.

Köse, U., & Öğüt, E. (2023). Bir süt fabrikasında süt tozu üretimi proses ihtiyacı için ısı eşanjörü tasarımı ve HAD analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 38*(3), 2119–2132.

Çelik, A. B., Tanıyan, R., Yiğit, A., & Karaca, A. A. (2023). Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabın faz değiştiren malzeme kullanılarak enerji verimliliğinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 38*(1), 193–211.

Chen, W.-L., Liao, K.-C., Wu, H.-Y., & Wen, H.-T. (2022). Heat flow and thermal stress analysis to enhance the temperature distribution and service life of stone grill plates in barbecue ovens. *Inventions, 7*(4), 103.

Burhan, M., Kişin, B., Efeler, E., & Özalp, A. A. (2022). Turbo kuzine fırınlarının radyal ve tanjansiyel fan ile farklı kanat açıları ve gövde izolasyonları kullanılarak kabin içi sıcaklık dağılımlarının deneysel ve nümerik olarak incelenmesi. *Uluslararası Bilim Teknoloji ve Tasarım Dergisi, 3*(2), 116–129.

Slavova, Y. (2021). Determining the efficiency of an electric oven in the grill heating mode. *In Proceedings of the 2021 17th International Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA)* (pp. 1–4). IEEE.

Bilen, F. (2021). *Ankastre fırınlarda farklı delik opsiyonlarına sahip U bükümlü yeni tip fan kapakları ile homojen pişirme ve enerji verimliliği optimizasyonu* [Yüksek lisans tezi, Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü]. YÖK Tez Merkezi.

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2020). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications* (6th ed.). McGraw-Hill Education

Azmi, M. M. Z., Ahmedov, A., & Taip, F. S. (2020). Experimental studies and mathematical modeling on the effects of rapid airflow and baking. *Emirates Journal of Food and Agriculture, 32*(6), 469–478.

Gürbüz, M. H. (2020). *Bir porselen pişirme fırınının enerji ve ekserji analizi* (Yüksek lisans tezi). Dumlupınar Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Kütahya.

Park, D. H., Seo, E. R., Kwon, M. K., & Park, Y. J. (2018). The study on the heater usage for better energy efficiency of domestic convection oven. *Journal of Mechanical Science and Technology, 32*(2), 907–914.

Mentor Graphics. (2018). *FloEFD theory manual*. Siemens PLM Software, Mechanical Analysis Division.

Mohammed, H. N. (2018). *Thermal and radiative energy / exergy analyses of parabolic trough collector systems* (Doktora tezi, Özyeğin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul).

Vatandaş, S. (2016). *Sanayi fırınlarında enerji ve ekserji verimliliği: Örnek çalışma emaye pişirme fırını verimlilik projesi ve ekserji analizlerinin gerçekleştirilmesi* (Yüksek lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa).

Çelik, A. (2015). *Fırın enerji tüketiminin iyileştirilmesi için simülasyon programının geliştirilmesi ve doğrulanması* (Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul).

Shahapuzi, N. S., Taip, F. S., Ab Aziz, N., & Ahmedov, A. (2015). Effect of oven temperature profile and different baking conditions on final cake quality. *International Journal of Food Science and Technology, 50*(3), 723–729.

Ünalsan, İ. D. (2014). *Numerical and experimental investigations of heat transfer and fluid flow analyses of domestic ovens* (Yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir).

Cernela, J., Heyd, B., & Broyart, B. (2014). Evaluation of heating performances and associated variability of domestic cooking appliances (oven-baking and pan-frying). *Applied Thermal Engineering, 62*, 758–765.

Khatir, Z., Paton, J., & Thompson, H. (2013). Optimisation of the energy efficiency of bread-baking ovens using a combined experimental and computational approach. *Applied Energy, 112*, 918–927.

Yılmazer, M. S., Kemerli, T., & Isleroglu, H. (2013). Baking kinetics of muffins in convection and steam assisted hybrid ovens. *Journal of Food Engineering, 119*, 483–489.

Zheng, Q., & Wei, H. (2013). Three-dimensional numerical simulations and analysis of a heat-recovery coke oven. *Energy & Fuels, 27*, 3570–3577.

Sari, T., Çelik, A., & Işık, O. (2013). Effects of insulation parameters on the energy consumption in domestic ovens and the most efficient insulation design. *EFM12 – Experimental Fluid Mechanics 2012, EPJ Web of Conferences, 45*, Article 01019.

Chopade, R. P., Mishra, S. C., & Mahanta, P. (2012). Estimation of power of heaters in a radiant furnace for uniform thermal conditions on 3-D irregular shaped objects. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 55*, 4340–4351.

Moon, M. A., & Kim, K. Y. (2012). Multi-objective optimization of a guide vane in the turning region of a rotating U-duct to enhance heat transfer performance. *Heat and Mass Transfer, 48*, 1941–1954.

Sakin, M., Kaymak-Ertekin, F., & Ilicali, C. (2009). Convection and radiation combined surface heat transfer coefficient in baking ovens. *Journal of Food Engineering, 94*, 344–349.

Fahey, M., Wakes, S. J., & Shaw, C. T. (2008). Use of computational fluid dynamics in domestic oven design. *International Journal of Multiphysics, 2*(1), 37–57.

Mistry, H., Ganapathi-Subbu, G., Dey, S., Bishnoi, P., & Castillo, J. L. (2006). Modeling of transient natural convection heat transfer in electric ovens. *Applied Thermal Engineering, 26*, 2448–2456.

İbicek, T. (2006). *Alternatif pişirme yöntemlerinin araştırılması ve yeni hibrit yöntem oluşturulması* (Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Fizik Mühendisliği Anabilim Dalı).

Verboven, P., Scheerlinck, N., De Baerdemaeker, J., & Nicolaï, B. M. (2000). Computational fluid dynamics modelling and validation of the temperature distribution in a forced convection oven. *Journal of Food Engineering, 43*(1), 61–73.

Aksa Motor Fan. (n.d.). *AKS 680-300 Endüstriyel fan teknik özellikleri*. https://www.aksamotorfan.com/tr-TR/catalogue/endustriyel-fanlar/aks-680-300/46/80

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2015). *Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları* (Üçüncü baskıdan çeviri). Palme Yayıncılık.

Launder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3*(2), 269–289.