

**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
SİVİL HAVACILIK ANABİLİM DALI**

**GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN ANNULAR  
YANMA ODASINDA ANNULUS AKIŞIN YANMA ODASI  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**Hazırlayan  
Osman KÜMÜK**

**Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Haziran 2019  
KAYSERİ**

**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
SİVİL HAVACILIK ANABİLİM DALI**

**GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN ANNULAR  
YANMA ODASINDA ANNULUS AKIŞIN YANMA ODASI  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan  
Osman KÜMÜK**

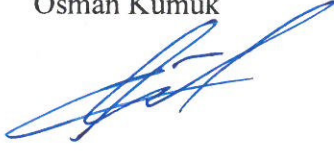
**Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ**

**Haziran 2019  
KAYSERİ**

## BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

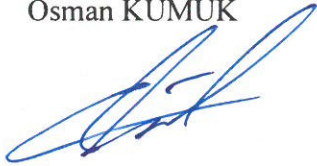
Osman Kümük



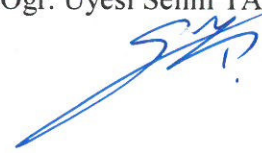
**YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI**

**“Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Annular Yanma Odasında Annulus Akışın Yanma Odası Performansına Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi”** adlı Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

**Hazırlayan**  
Osman KÜMÜK



**Danışman**  
Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ



**Sivil Havacılık ABD Başkanı**

Prof. Dr. İlker YILMAZ

**Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ** danışmanlığında **Osman KÜMÜK** tarafından hazırlanan “**Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Annular Yanma Odasında Annulus Akışın Yanma Odası Performansına Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi**” adlı bu çalışma jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Sivil Havacılık Anabilim Dalında Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

21 / 06 / 2019

**JÜRİ:**

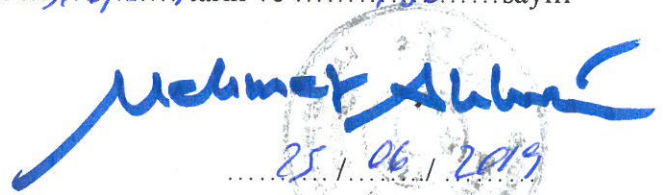
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ

Üye : Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Üye : Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

**ONAY:**

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 25/06/2019 tarih ve 2019/36-10 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

  
25 / 06 / 2019

Prof. Dr. Mehmet AKKURT

Enstitü Müdürü

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın oluőmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen ve her konu da yardım ve desteğini gördüğüm çok değerli tez danıőmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi hiçbir desteğini benden esirgemeyen çok kıymetli aileme ve yürüdüğüm bu yolda bütün zorlukları benimle birlikte karşılayan sevgili eşim Berre KÜMÜK ve biricik oğlum Mehmet ALP KÜMÜK'e bütün destekleri için teşekkür ederim.

Osman KÜMÜK

Haziran 2019, KAYSERİ



# GAZ TÜRBLNÖLİ MOTORLARDA KULLANILAN ANNULAR YANMA ODASINDA ANNULUS AKIŞIN YANMA ODASI PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Osman KÜMÜK

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü  
Yüksek Lisans Tezi, Haziran 2019  
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Selim TANGÖZ

## ÖZET

Güvenli ve zaman bakımından kısa olmasından dolayı ulaşım sektöründe uçaklar tercih sebebi olmuştur. Uçakların en önemli parçası itme kuvvetini oluşturan güç sistemleridir. Güç sistemleri, yakıtın belirlenmiş oranlarda tepkimeye girmesiyle kimyasal enerjinin itki kuvvetine dönüştüğü parçalardan oluşur. Bu dönüşüm tasarlanmış motor içerisinde yer alan yanma odalarında oluşmaktadır. Uçakların verimliliğini yanma odalarının performansları belirler. Bundan dolayı, yanma odasının performansını belirleyen etkenler, yanma stabilizesi, yanma verimi, yanma odasının çıkış sıcaklığı, basınç kayıpları ve emisyon analizleri çok önemlidir.

Yapılan bu tez çalışmasında, modern gaz türbinli motorlarda kullanılan model bir annular yanma odasında yakıt olarak kerozin kullanılarak kimyasal bir tepkime gerçekleşmiş ve sayısal olarak ikincil akışın yanma odasının performansına etkisi incelenmiştir. Yanma odası annular tip olmasından dolayı simetrik geometri kullanılmıştır. Sayısal çözümleme için HAD programı kullanılmıştır. Bu çözümlenelerde ikincil akış oranları %50, %60, %70, %80 ve %90 olarak belirlenerek yanma odasının performansı incelenmiştir.

Sonuç olarak ikincil akışın artması ile verimin azaldığı, basınç kayıplarının önce azaldığı sonra arttığı görülmektedir. Basınç kayıpları açısından en uygun ikincil akış değerinin %70 olduğu görülmüştür. Verim ve HC emisyonları açısından %50, NO<sub>x</sub> emisyonları açısından %70 ve CO<sub>2</sub> emisyonları açısından %80 akış oranlarının daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Yanma, kerozin, Annular yanma odası, HAD, ikincil akış

# NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF ANNULUS FLOW ON PERFORMANCE OF ANNULAR COMBUSTION CHAMBER USED IN GAS TURBINE ENGINES

Osman KÜMÜK

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Master Thesis, June 2019

Supervisor: Dr. Selim TANGÖZ

## ABSTRACT

A safe and timed short is a distant international airplane. The most important part of airplanes is the propulsion force advanced power systems. Power systems consist of components in which chemical energy is converted to propulsion by reacting the fuel at specified rates. This conversion occurs in the combustion chambers inside the engine. The efficiency of the aircraft comes from the performances of the combustion chambers. For this reason, the parameters of determined performance of the combustion chamber, combustion stability, combustion efficiency, outlet temperature of the combustion chamber and pressure losses and emissions are very important for performance of combustion chamber.

In this study, a chemical reaction was realized by using kerosene as fuel in a model annular combustion chamber using in modern gas turbine engine and the performance of combustion chamber was investigated numerically. Since the combustion chamber is annular type, symmetrical geometry is used. CFD program was used for numerical analysis. Secondary flow was changed as 50%, 60%, 70%, 80% and 90% for the analysis.

Results, it is seen that with the increase of secondary flow, the efficiency decreases and the pressure losses decrease first and then increase. In terms of pressure losses, the optimum secondary flow value was found 70%. Best flow rates was obtained as 50%, 70% and 80% in terms of efficiency and HC, NO<sub>x</sub> and CO<sub>2</sub> emissions respectively.

**Keywords:** Combustion, kerosene, gas turbine combustion chamber, CFD, secondary flow



## İÇİNDEKİLER

### GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN ANNULAR YANMA ODASINDA ANNULUS AKIŞIN YANMA ODASI PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	i
TEŞEKKÜR.....	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR ve SİMGELER.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	xiii

## 1. BÖLÜM

### GİRİŞ

1.1. Giriş.....	1
1.2. Tezin Amacı ve Önemi.....	2
1.3. Literatür Araştırması.....	2

## 2. BÖLÜM

### GAZ TÜRBİNLERİ VE YANMA ODALARI

2.1. Gaz Türbinleri.....	9
2.1.1. Brayton Çevrimi: Gaz Türbinleri İçin İdeal Çevrim.....	10
2.2. Gaz Türbini Yanma Odaları.....	10
2.2.1 Yanma Odalarının Özellikleri.....	12
2.2.2 Yanma Odası Çeşitleri.....	13

2.2.2.1. Boru Tip (Can/Tubular) Yanma Odası.....	15
2.2.2.2. Halka Tip (Annular) Yanma Odası.....	16
2.2.2.3. Boru- Halka (Can/Annular) Yanma Odası.....	17
2.2.3. Yanma Odasından İstenen Özellikler.....	18
2.2.4. Yanma Odasının Performansı.....	19
2.3. Kerozin Yakıtı ve Özellikleri.....	19

### 3.BÖLÜM

#### HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

3.1 Giriş.....	21
3.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışma Mantığı.....	22
3.2.1. HAD Tasarımı Yaparken Dikkat Edilmesi Gerekenler .....	22
3.2.3. Matematiksel model .....	23
3.2.4 İteratif çözüm stratejisi.....	23
3.2.5 CFD Modellerinin Validasyonu .....	24
3.3. Denklemler.....	24
3.3.1. Kütleinin Korunumu.....	25
3.3.2 Momentum Korunumu.....	25
3.3.3 Enerjinin Korunumu .....	25
3.3.4 Türlerin Korunum Denklemi.....	26
3.4 Sayısal Modeller .....	26
3.4.1.Standart k-ε Modeli .....	26

### 4. BÖLÜM

#### YANMA ODASININ MODELLENMESİ

4.1. Yanma Odası Geometrisi ve Boyutlandırılması.....	28
---	----

## 5. BÖLÜM

### SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

5.1. Sayısal Modelin Uyumluluğu .....	41
5.2. Yanma Verimi .....	42
5.3. Basınç Kayıpları.....	43
5.4. Sıcaklık Dağılımları .....	43
5.5. Hız Değişimleri .....	49
5.6. Emisyon Değerleri.....	52

## 6. BÖLÜM

SONUÇLAR.....	63
KAYNAKÇA.....	65
ÖZGEÇMİŞ.....	68

## KISALTMALAR ve SİMGELER

LES: Large Eddy Simulation

DNS: Direct Numerical Simulation

RNG: Re-normalization Group

$J_i$  :türbülanslı akışlarda  $i$  türünün kütle yayılımı,

$\eta_C$  : Yanma verimliliği

$A_L$  : Yanma alanı kesit uzunluğu

$A_{ref}$  : Referans alan

$L_{DZ}$  : Seyreltme bölgesi uzunluğu

$L_{SZ}$  : İkincil yanma odası uzunluğu

$R_i$  :  $i$  türünün net üretim oranı,

$S_i$  : dağılık fazdan kaynaklanan üretim oranı

$Y_i$ : yerel kütle kesri,

$m_3$ : Giriş havası debisi

$m_{fi}$  : Giren yakıt miktarı

$m_{fo}$  : Çıkan yakıt miktarı

$v$  :vektörel hız,

$\nabla$  : Koordinat sisteminde vektörel operatör

$A_3$  : Kompresör çıkış alanı

CFD : Computational fluid dDynamics

H/Y : Giriş hava yakıt oranı

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

P : Basınç

RANS: Reynolds ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri

$P_0$ : Çıkış toplam basınç

$P_i$  : Giriş toplam basınç

ppm : Parts per million

$R_0$  : Swirl giriş çap

$R_3$  : Swirl dış çap

RNG : Renormalization group theory

$T_3$ : Giriş sıcaklığı

$\varphi$  : Difüzör açısı



**TABLULAR LİSTESİ**

Tablo 2.1. Kerozin yakıtının teknik bazı özellikleri .....	20
Tablo 4.1. Çözülemelerde kullanılan ve literatürden elde edilen bilgilere göre hava ve kerozin yakıtına ait referans değerler .....	40
Tablo 5.1. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki HC kütle kesir konturları. ....	57
Tablo 5.2. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki CO <sub>2</sub> kütle kesir konturları. ....	58
Tablo 5.3. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki, y=0.06 m düzlemindeki ve yanma odası çıkışındaki NO <sub>x</sub> kütle kesir konturları.....	59

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. Annular tipi yanma odası .....	2
Şekil 2.1. İdeal Brayton çevrimi .....	10
Şekil 2.2. Yanma odası bileşenleri .....	11
Şekil 2.3. Yanma odasının bölümleri .....	11
Şekil 2.4. Bir yanma odasındaki hava akışı .....	12
Şekil 2.5. Yanma odasının çeşitleri .....	14
Şekil 2.6. Boru-halka yanma odasının dizaynı .....	15
Şekil 2.7. Boru tipi yanma odasının dizaynı .....	16
Şekil 2.8. Halka tipi yanma odasının dizaynı .....	17
Şekil 2.9. Boru-halka tipi yanma odasının dizaynı .....	18
Şekil 4.1. Referans geometri için yanma odasının önden görünümü.....	28
Şekil 4.2. Referans geometri için yanma odasının yandan görünümü.....	29
Şekil 4.3. Yanma odasına giren havanın yüzdesel olarak dağılımları .....	30
Şekil 4.4. Yanma odasının yandan kesit görünüşü .....	31
Şekil 4.5. Yanma odasının uzunluk ölçüleri .....	31
Şekil 4.6. İzometrik açıdan açıklık ölçüleri .....	32
Şekil 4.7. Swirl ölçüleri.....	32
Şekil 4.8. Yanma odasının kesit görüntüsü (a) ve katı modeli (b).....	33
Şekil 4.9. Yanma odasının (a) iç (b)dış kabuğu .....	34
Şekil 4.10. Annulus açıklıklarının önden (a), arkadan (b) ve yandan (c) görüntüsü .....	35
Şekil 4.11. Annulus açıklıklarının yandan görünümü.....	36
Şekil 4.12. Mesh sayısına bağlı olarak yanma odası çıkış hızı ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi.....	37
Şekil 4.13. Farklı mesh sayılarında aksenal mesafeye göre [0, 0, 0] düzlemindeki merkez hattın gaz sıcaklık değerleri.....	38
Şekil 4.14. Katı model akış hacmi .....	39

Şekil 4.15. Mesh yapısı .....	39
Şekil 5.1. Eksenel mesafeye göre [0,0,-10] düzlemindeki merkez hattın gaz sıcaklık değerleri.....	41
Şekil 5.2. Model yanma odası ikincil akış yüzdelereine bağlı olarak yüzde verimi.....	42
Şekil 5.3. Model yanma odası ikincil akış yüzdelereine bağlı olarak yüzde basınç kaybı.....	43
Şekil 5.4. Model yanma odasında eksenel mesafeye göre farklı ikincil akış yüzdelereinde sıcaklığın değişimi .....	44
Şekil 5.5. Model yanma odasında ikincil akış oranı %50 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem- toplam sıcaklık dağılımının görünümü.....	45
Şekil 5.6. Model yanma odasında ikincil akış oranı %60 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem- toplam sıcaklık dağılımının görünümü.....	46
Şekil 5.7. Model yanma odasında ikincil akış oranı %70 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem- toplam sıcaklık dağılımının görünümü.....	47
Şekil 5.8. Model yanma odasında ikincil akış oranı %80 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem- toplam sıcaklık dağılımının görünümü.....	48
Şekil 5.9. Model yanma odasında ikincil akış oranı %90 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem- toplam sıcaklık dağılımının görünümü.....	49
Şekil 5.10. Model yanma odasında eksenel mesafeye göre farklı ikincil akış yüzdelereinde eksenel hızın değişimi .....	50
Şekil 5.11. Model yanma odasında ikincil akış oranı %50 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü .....	50
Şekil 5.12. Model yanma odasında ikincil akış oranı %60 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü .....	51
Şekil 5.13. Model yanma odasında ikincil akış oranı %70 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü .....	51
Şekil 5.14. Model yanma odasında ikincil akış oranı %80 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü .....	51



Şekil 5.15. Model yanma odasında ikincil akış oranı %90 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü.....	52
Şekil 5.16. İkincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki hidrokarbon ve karbondioksit emisyon değerleri. ....	53
Şekil 5.17. Yanma odasının merkez hattındaki hidrokarbon kütle oranının aksenal değişimi. ....	54
Şekil 5.18. Yanma odasının aksenal düzlemlerindeki hidrokarbon emisyonlarının kütleli ağırlıklı değişimi. ....	55
Şekil 5.19. Yanma odasının merkez hattındaki karbondioksit kütle oranının aksenal değişimi. ....	55
Şekil 5.20. Yanma odasının aksenal düzlemlerindeki karbondioksit emisyonlarının kütleli ağırlıklı değişimi. ....	56
Şekil 5.21. İkincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki NO <sub>x</sub> ve yanma odası çıkış sıcaklığı değerleri. ....	60
Şekil 5.22. Yanma odasının merkez hattındaki NO <sub>x</sub> kütle oranının aksenal değişimi...	61
Şekil 5.23. Aksenal mesafeye göre NO <sub>x</sub> (ppm) emisyonlarının değişimi..	62

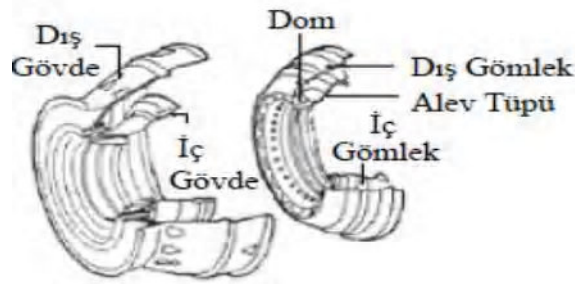
# 1. BÖLÜM

## GİRİŞ

### 1.1. Giriş

Günümüzde ulaşım aracı olarak, hızlı, konforlu ve güvenilir olmalarından dolayı uçaklar tercih edilmektedir. Uçakların güvenilirliğini ve performansını etkileyen en önemli bileşen uçağın motor kısmıdır. Motor içerisinde bulunan yanma odalarında yakıt ile hava tepkimeye girerek yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi hareket enerjisine dönüştürür[1]. Bu nedenle uçak motoru ile ilgili gerek deneysel gerek sayısal olarak yapılan çalışmalarda yanma odalarının performansını etkileyen parametreler incelenmektedir.

Bir yanma odasından; yüksek yanma oranı, güvenilir ve düzgün ateşleme, yanma odasında indüklenme stabilizesi ve basınç değişiminden bağımsızlığı, düşük basınç kaybı, duman yayılımının az olması ve tam yanma, düşük maliyet, bakımının kolay olması, basit bir tasarım, dayanıklılık ve çeşitli yakıtlarla beslenebilmesi gibi beklenen çeşitli özellikler vardır. Bu beklentileri karşılayabilmek için tasarlanmış olan, boru (can-tubular), boru-halka (can-annular) ve halka (annular) olmak üzere üç farklı tip yanma odası vardır. Bu farklı tipler arasında modern gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılan annular tipi yanma odasıdır. Annular yanma odasında iç ve dış gövdelerin taşıdığı bir tane kovan tipinde alev tüpü vardır. Gövdeler alev tüpü ile birlikte ikincil hava için bir kanal oluştururlar ve aynı zamanda motor yapısının parçasıdır. Şekil 1'de annular tipi yanma odası gösterilmektedir.



Şekil 1. Annular tipi yanma odası

## 1.2. Tezin Amacı ve Önemi

Yapmış olduğumuz tez çalışmasında gaz türbinli motorlarda kullanılan model bir annular yanma odasında annulus (ikincil) akışın yanma odasının performansı üzerine etkisinin araştırılması amaçlanmıştır. Yanma odasındaki annulus akış yanmanın geliştirilmesi, yanma odasının soğutulması ve türbin elemanlarının servis ömürlerini korumak için yanmanın seyreltilmesi işlemlerinde kullanılmaktadır. Bu sebeplerden yanma odasının performansı üzerinde yanmaya katılan birincil akış kadar öneme sahiptir. Bu çalışmada ikincil akış oranının (toplam akışın yüzdesi olarak) yanma verimi, yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı, basınç kayıpları, yanma odası çıkış hız değerleri, özgül yakıt tüketimi ve yanma sonucu oluşan emisyon değerleri üzerine etkisi araştırılmıştır.

Yapılan çalışmada, modern gaz türbinli motorlarda kullanılan model bir annular yanma odasında yakıt olarak kerozin kullanılarak kimyasal bir tepkime gerçekleşmiş ve sayısal olarak yanma odasının performansı incelenmiştir. Yanma odası annular tip olmasından dolayı simetrik geometri kullanılmıştır. Sayısal çözümleme için HAD programı kullanılmıştır. Bu çözümler için ikincil akış %50, %60, %70, %80 ve %90 olarak değiştirilerek inceleme yapılmıştır. Bu değişimlerin sonuçları sayısal olarak incelenerek 5. Bölümde verilmiştir.

## 1.3. Literatür Araştırması

Gaz türbinli motorlarda düşük maliyetli yakıt kullanımı ile hareket enerjisinin elde edilmesi için, yanma odasının performansının yüksek olması beklenmektedir. Bu nedenle yanma odasının performans analizi ile ilgili sayısal ve deneysel pek çok çalışma bulunmaktadır.

Amal A. H. ve ark. [2], güç istasyonlarında kullanılabilen boru tipi yanma odalarında duvar cidarından ısı transferi ve halka şeklinde oluşan soğuk film akışını hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanarak ve deneysel olarak incelemiştir. Halka akış davranışını incelemek için iki adet sayısal model geliştirmişlerdir. Bunlardan ilk model “Re-Normalization Group” (RNG) metodu adı verilen matematiksel bir teknik kullanılarak Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir. İkinci model ise kayma gerilimi taşınımı olan  $k-\omega$  modelidir (SST). Ancak SST modeli standart  $k-\omega$  modelinden sınır tabakasının iç bölgesi ve yüksek Reynolds (Re) sayısı nedeniyle farklıdır. Çalışmada, farklı sıcaklıklarda annulus bölgesindeki hız dağılımı, türbülans yoğunluğu ve soğutma etkinliği incelenmiştir. Yapılan sayısal analiz sonucunda, sayısal değerler ile deneysel verilerin uyumlu olduğu görülmüştür. Tüm veriler incelendiğinde RNG modelin SST modele göre daha iyi sonuçlar vermiştir.

Lee J. H. ve ark. [3] yeni bir bir mikro-yanıcı ile entegre mikro-reform konfigürasyonunu deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Isı kaynağı olarak mikro-yakıcı, üretimi kolay olması açısından basit bir silindir olarak tasarlanmıştır, ancak ateşlemeyi ve sabit yanmayı kontrol etmek için aşağı doğru genişletilmiştir. Halka şeklindeki mikro-reform sistemi, buhar reformer yöntemiyle 1-10W hidrojen üretmek üzere tasarlanmıştır. Su ve metanolün mol oranı, suyun besleme hızı, yakıt-hava karışımlarının mikro-yanıcıya giriş hızı ve mikro-yanıcı maddeler tasarlanan mikro-reform sisteminin performansını üzerindeki etkileri incelenmiştir. Optimize edilmiş tasarım ve çalışma koşulları altında, mikro-reform sistemi ile % 97.5 dönüşüm oranı,% 39.7 genel sistem verimi ve 6.7 ppm karbon monoksit konsantrasyonu ile 6.9W hidrojen üretilmiştir. Böylece, mevcut konfigürasyon yakıt hücreleriyle kullanım için pratik mikro reform sistemlerine uygulanabilmiştir.

Gupta A. K. ve ark. [4] çeşitli swirl geometrileri kullanarak yanma geometrisinin yanma ve  $\text{NO}_x$  emisyonu üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Bulunan sonuçlarda brülör geometrisi, girdap gücü, yakıt enjektörü geometrisi ve girdi işlem parametrelerinin yanma işlemleri ve  $\text{NO}_x$  emisyonu üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Rahim A. ve ark. [5] yaptıkları sayısal çalışmada, sabit bir yük boşluğuna sahip üç farklı halka şeklindeki akışa geometrili yanma odası modelleyerek analiz yapmışlardır. Akış düzgünlüğü, statik basınç geri kazanımı ve toplam basınç kaybı açısından üç model

arasında bir karşılaştırma yapılmıştır. Annulus bölgede az miktarda bir sapma ve kavisli bir şekilde kademeli yükseklik sağlanırsa, annulus bölgesindeki akışın düzgünlüğünün geliştirildiği görülmektedir.

Alqaraghuli W. ve Alkhafagit D. [6] gaz türbini santralinde kullanılan bir metal yanma odasının gerçek bir parçası içindeki akışın deneysel analizini yapmışlardır. İncelenen yakıcıda, cidar içindeki yüksek sıcaklık nedeniyle dış hava muhafazasında deformasyonlar meydana gelmiştir. Annulus boyunca akış kalitesi, birincil, ikincil ve difüzyon deliklerine hava beslemesi nedeniyle çok önemlidir. Yanma odası tasarımının en önemli kriterlerinden biri, annulus bölgesinde mümkün olan en erken basınçta tek tip basınca sahip olmaktır; bu, çeşitli kaplama deliklerinden akışın ayrılmasını ve minimum yanma uzunluğunu sağlar. Bu durum, havanın verimli ve etkili bir şekilde dağılmasıyla elde edilebilir. Çalışmada kompresörün dış halkalarındaki on istasyonda hız profilini ölçmek için pitot statik tüp kullanılmıştır. Sistemin performansı ayrıca toplam basınç kaybı ve ilk ve son ölçüm istasyonları arasındaki statik basınç geri kazanımı açısından değerlendirilmiştir. Deneyler sonucunda, deformasyonun, akış homojenliği ve havanın deliklerin içine girmesi üzerinde etkili olduğu, dolayısıyla yanma cihazının performansı üzerinde etkili olduğu görülmüştür.

Guoyu ve ark. [7] yanma cihazının performansı üzerinde birincil dilüsyon delikleri ve ikincil dilüsyon delikleri de dahil olmak üzere üçlü swirler deliklerinin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışma, yakıcıya sabit giriş hava akış sıcaklığı (473 K) ve atmosferik basınçla farklı giriş hava akış hızlarında (40-70 m / s) yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, birincil seyreltme delikleri en tepenin aşağısında 0.6H (H-cidar yüksekliğinin en yüksek olduğu yer) noktasına yerleştirildiği zaman, yüksek ateşlemeli yakıt-hava oranının belirli performansı ile ateşlemenin çok zor ayrıca ateşleme performansının da oldukça az olduğunu görülmüştür. Ayrıca birincil dilüsyon deliklerinin pozisyonunun üflemenin stabilizesini etkilediği ve yanma verimi üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır.

Ghose ve ark. [8] dom yapısını hemisferik, elipsoidal ve düşey elipsoidal yaparak sayısal olarak analiz etmişlerdir. Difüzör boyunca statik basınç geri kazanımı, her durum için basınç dağılımı üzerinden değerlendirilmiştir. Devridaim yapan girdapların boyutlarındaki ve yoğunluğundaki değişikliklere rağmen, basınç geri kazanımının,

girişteki belirli bir girdap seviyesi için tüm üç kubbe şekli için neredeyse aynı kaldığı görülmüştür. Bununla birlikte, giriş akışındaki girdap, basınç geri kazanımını önemli ölçüde etkilemiştir. Giriş girdap seviyesi arttıkça, köşe devridaiminin boyutu azalmış, ancak merkezi bir tekrarlanma da eklenmiştir. Statik basınç geri kazanımı, dikkate alınan girdap sayısı aralığında giriş girdap seviyesi ile artmıştır. Bu durum, akışın girdapla birlikte basınç geri kazanımında daha etkin olduğunu göstermiştir.

Ghose ve ark. [9] yaptıkları çalışmada, üç farklı yanma modelinin, eddy dağılma modeli, laminer flamelet modeli ve ayrıntılı kimyasal reaksiyon mekanizmalı ve sınırlı denge flamelet modelinin, eksenel simetrik bir sıcaklık ve NO<sub>x</sub> dağılımları üzerindeki etkilerini karşılaştırmışlardır. Deneysel sonuçlar, sayısal çalışma ile iyi bir uyum sağlamıştır. Sonuçlara göre eddy dağılma modeli, yanıcıda çok daha yüksek bir alev sıcaklığı ve NO<sub>x</sub> konsantrasyonu oluşturmuştur. Sonuçlar, türbülanslı sprey alev çalışmasında kimyanın önemini ortaya koymuştur. Ayrıca, uygun koşulların seçilmesiyle birlikte denge flamelet modelinin, yüksek skaler dağılım hızından dolayı alevdeki denge dışı kimyaya değinebileceğini görülmüştür.

Bharani S. ve ark. [10] dış halkadaki akış karakteristikleri ve akış üzerindeki etkileri farklı cidar deliklerinden ayrılan, giriş akışına uygulanan farklı girdap yoğunlukları için tam bir halka prototip ters akışlı gaz türbini yanma tertibatı üzerinde deneyler yapmışlardır. Yöne duyarlı bir basınç probu ve standart bir sıcak tel probu ile ölçümler yapılmıştır. Girdabın yerleştirilmesinin  $\theta$ -düzleminde çıkış akışının homojenliğini arttırdığı görülmektedir. Dönüş bölümündeki soğutma deliklerinden ve primer deliklerden akışın ayrılmasının  $S = 0.55$ 'e kadar neredeyse sabit kaldığı, seyreltme deliklerinden ayrılmanın azaldığı gözlenmiştir. Girdap yoğunluğu arttıkça ( $S = 0.84$ ) dönüş bölümünden ayrılan akış ve dilüsyon delikleri artarken, birincil deliklerden geçen akış azalmıştır. Çıkıştaki türbülans şiddeti seviyesinin, empoze edilen girdaptan etkilenmediği görülmüştür.

Inanli S. ve ark. [11] gaz türbini yakıcı cidarını temsil eden film veya efüzyon soğutmalı test plakalarının ısı transfer özelliklerini anlamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Farklı delik açalarına (yatayda 30 ve 75 °) sahip iki efüzyon soğutma test plakası kullanılarak film soğutma testleri altı farklı yuva geometrisi ile yapılmıştır. Test geometrileri, gerçek yanma makinesi cidarının ölçeklendirilmesi ile oluşturulmuştur.

Her test plakası geometrisi için üç farklı üfleme oranı uygulanmıştır. Her bir test koşulu için yüzey soğutma etkinliği, kızılötesi termografi tekniği ile yüzey sıcaklık dağılımının ölçülmesiyle belirlenmiştir. Geometrik ve akış parametrelerinin soğutma etkinliği üzerine etkileri incelenmiştir.

Sing S. N. ve ark. [12] birincil, ikincil ve dilüsyon delikleri iç ve dış cidar duvarlarında, kubbelerin ortasına swirler yerleştirilerek sayısal bir çalışma yapmışlardır. Akış, annulus bölgesinde analiz edilmiştir. Sonuçlar, cidardaki akış analizi için girdi olarak belirlenmiştir. Düzgün bir hız dağılımı, cidarın çevresindeki annulus geçişinde elde edilmiştir. Cidar akışı için, eksenel olarak nozülünden çıkışa geçildiğinde, hız ve sıcaklık hatlarının çevresel düzlemde daha düzgün ve simetrik hale geldiği görülmüştür. CH<sub>4</sub> ve O<sub>2</sub> kütle oranı azalırken, eksenel yönde CO<sub>2</sub>, NO ve H<sub>2</sub>O konsantrasyonu artmıştır.

Dahham R. Y. ve Alkhafajai D. A. H. [13] hazırladıkları deneysel bir düzenekle boru tipi yanma odasının alt halkası için farklı frekanslardaki (34, 48, 65 ve 80 Hz) kuvvet titreşimi altındaki hız profilinin davranışını incelemeye odaklanmışlardır. Hız profilleri, alt bölge için halka şeklindeki üç konumda incelenmiştir. X doğrultusundaki hız, alt halka için farklı bir frekansla hesaplanmıştır. Sonuçlar, frekans değerini arttırmanın hız profilini ve devridaim bölgesini arttırdığını göstermiştir. Akış türbülanslı olduğu için, duvardaki hız profilinin eğimi büyüktür, ancak zorlanmış titreşim etkisi uygulandığında, titreşim etkisinden %25 daha fazla olmuştur. Ayrıca, titreşim seviyesindeki artış, soğutma verimliliğinin yayılmasını etkileyen düzgün olmayan bir hız profili üretmiştir. Son olarak, hız profili şekli, titreşim etkisinden dolayı düzden tek biçimli şekil olmadığından, soğutma filmi havası, yanma odasının doğrusal duvarını hasardan koruyamamıştır.

Rahim A. ve ark. [14] farklı cidar tepe şekilleri için bir boru tipi yanma odasının halka şeklindeki akış özellikleri, hem kıvrılmayan hem de dönen akışlar için izotermal akış koşulları altında deneysel olarak oluşturmuşlardır. Tepe şekillerinin devridaim bölgesi ve bunun yanı sıra sabit bölge boşluğu için halka bölgesindeki akış bütünlüğü üzerindeki etkileri özel olarak incelenmiştir. Cidar tepe şeklinin, sirkülasyon bölgesinin boyutunu ve annulus bölgesindeki akış bütünlüğünü etkilediği görülmüştür. Sistemin performansı ayrıca toplam basınç kaybı ve ilk ve son ölçüm istasyonları arasındaki statik basınç geri kazanımı açısından değerlendirilmiştir. Yarım küre tepe cidarlı dönen

akışın, diğer iki tepe şekline göre annulus bölgesinde daha iyi akış özellikleri sağladığı görülmüştür.

Tayebrou M. G. ve Ariafer K. [15] yaptıkları çalışmada ters akışlı gaz türbini yanma cihazının dış halkasındaki akış özellikleri sonlu bir hacim yöntemi kullanılarak analiz etmişlerdir. Giriş akışına empoze etmek için üç farklı girdap yoğunluğu seçilmiştir ve bunların dış halkada cidar yüzeyindeki farklı deliklerden ayrılan akış hızı ve akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. RSM türbülans modeli akış tahminleri için kullanılmıştır. Mevcut sayısal tahminlerin mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmasının makul bir uyum içinde olduğu bulunmuştur.

Prastanth T. [16] yaptığı çalışmada yanma aerodinamiğinin boru tipi bir gaz türbinli motor yanma odasının yanma sürecindeki rolünü sayısal olarak incelenmiştir. Yanma ünitesinin statik koşulları ve hava-yakıt karışım modeli büyük ölçüde alev borusu üzerine açılan bir dizi delikten etkilenmiştir. Etkili bir yanma için bu deliklerin etkili bir geometrik düzende olması gerekir. Yapılan sayısal çalışma ile tasarım gereksinimlerine uyan en uygun geometrik düzen ve alev borusundaki delik sayısı incelenmiştir. Farklı geometrik düzenlere sahip iki yanma odası yanma yakıtı olarak propan ( $C_3H_8$ ) kullanılan sayısal model ANSYS 12.0 kullanılarak analiz edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

Mark C. P. ve Selwyn A. [17] bir gaz türbini motorunda halka şeklindeki bir yanma odasının tasarımını yapmıştır. Bir jet uçağı içerisinde düşük bypaslı bir turbofan motor olarak tasarlanmıştır. Bu tasarımda yanma odası, kompresör ve türbin arasına yerleştirilmiştir. Tasarım sabit basınçta entalpi ekleme işlemine göre dizayn edilmiştir. Çalışmada, öncelikle tasarım parametreleri gerçek değerlerle optimize edilmiştir. Daha sonra yanma odasının boyutları farklı deneysel formüller kullanılarak hesaplanmıştır ve hava kütle akışı yakıcı bölgelerine dağıtılmıştır. Soğutma ihtiyacı, soğutma delikleri kullanılarak karşılanmıştır. Tüm yanma odası, bir modelleme yazılımı olan Siemens NX 8.0 kullanılarak modellenmiş ve sunulmuştur. Model daha sonra optimize edilmiş ve tasarımı belirlemek için çeşitli aşamalarda ve seviyelerde çeşitli parametreler kullanılarak analiz edilmiştir. Aerodinamik akış karakteristikleri görüntü çıktıları ve grafikler, ANSYS14.5 yazılım paketi ile sayısal olarak simüle edilmiştir.

Anand ve ark. [18] yaptıkları çalışmada halka şeklindeki bir modelde yanma ve soğutmanın sıcaklık ve basınca katkısını araştırmak için tabaka şeklinde soğutma



tasarlanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli yazılımlar kullanarak yaptıkları analiz sonuçları referans makalelerle karşılaştırdığında yaptıkları tasarım sayesinde daha verimli bir yanmanın olduğu görülmüştür. Annulus soğutma deliklerinden geçen soğutma havasının yanmanın olduğu hacime geçişi kontrol edilmiştir. Soğutma deliğinin akış yönünün aşağı bölgelerdeki akış yapılarını, seyreltme açıklıklarının film oluşumuna ve soğutma performansına katkısını analiz edilmiştir. Genel olarak, hava dağılımı çok düzgün ve açıklıklar neredeyse tüm yüzeyi çok iyi koruduğu görülmüştür. Bu yapılan çalışma sonucunda yanma hacminin olduğu bölgelerde yan duvarlarının güzel korunacağı ve yanma veriminin arttığını gözlenmiştir.

Wakeman ve ark. [19] oluklu halka şeklinde sayıca fazla, çok küçük deliklerden oluşan, yan yana ve birbirlerine yakın yerleştirilmiş keskin yanma hacmine doğru yön verilen açılı tasarımın soğutma aracı olarak bir gaz türbini motor yanma tertibatı modellenmiştir. Her bir bölgede kavisler verilerek boğum halini alan tasarım oluşturulmuştur. Çalışmanın sonucunda yanma odasında gerçekleşen kimyasal reaksiyon sonucunun sıcaklık ve basınç üzerinde olumlu bir etki oluşturduğu gözlenmiştir.

## 2. BÖLÜM

### GAZ TÜRBİNLERİ VE YANMA ODALARI

#### 2.1. Gaz Türbinleri

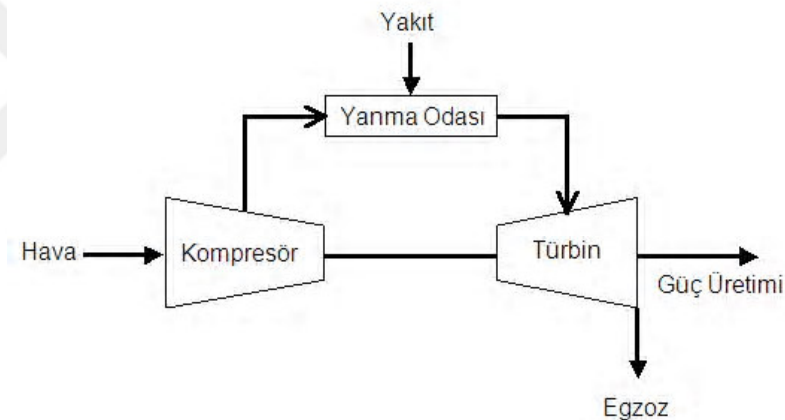
Gaz türbinleri, benzin ve dizel motorlar gibi içten yanmalı motorlardan olup, gaz olarak kullanılan havanın sıkıştırılıp yanan yakıtın ısını alarak genişlemesini ve dönme hareketine dönüşmesini sağlar. Ancak, gaz türbinlerini benzin ve dizel motorlardan ayıran en önemli özellik, gaz türbinlerinde krank milinin olmamasıdır. Ayrıca, yine benzin ve dizel gibi içten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında türbin kanatlarının sürekli yüksek sıcaklığa maruz kalmasından dolayı çalışma rejimini sınırlaması gaz türbinlerin dezavantajıdır.

İlk önemli gaz türbini tasarımı 1791 yılında John Barber tarafından gerçekleştirilmiş ve bu konuda patent almıştır. Modern anlamda çok kademeli, aksel akımlı bir kompresör ile oluşturulmuş reaksiyon tipi gaz türbini ise 1872 yılında Dr. F. Stolze tarafından icat edilmiştir. Gaz türbini konusundaki çalışmalar, aerodinamik konusundaki bilgilerin artması, ayrıca rotor ve kanat malzemelerinin gelişmesi, yüksek verimli kompresörlerin geliştirilmesi gibi olumlu gelişmeler sonucunda İkinci Dünya Savaşı'ndan sonra hızla artmış ve günümüzde kullanılan modern gaz türbinleri seviyesine gelmiştir[18].

Gaz türbinli motorlar hava araçlarının hareketi için gerekli enerjinin üretilmesinde kullanıldıkları gibi artan küresel enerji ihtiyacının karşılanması için güç santrallerinde de kullanılmaktadırlar. Ayrıca, motorlardaki gelişmelere bağlı olarak mevcut santrallerin iyileştirilmesi ile performanslarının artırılması da bu enerji ihtiyacını bir miktar daha azaltabilmektedir. Son yıllarda, gaz türbinleri aracılığıyla farklı kaynaklardan enerji üretimi oldukça yaygınlaşmıştır.

### 2.1.1. Brayton Çevrimi: Gaz Türbinleri İçin İdeal Çevrim

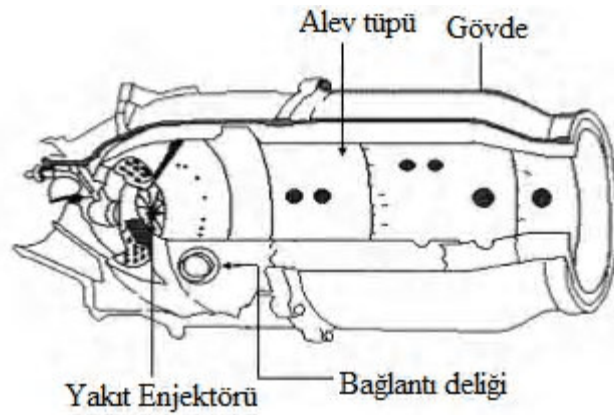
1870'li yıllarda George Brayton tarafından kendi geliştirdiği bir motorda kullanılmak üzere geliştirilen ve bugün hala Brayton çevrimi olarak bilinip kullanılan çevrim, kompresör ve türbinler üzerinde gerçekleştirilen sıkıştırma ve genişleme işlemlerine dayanmaktadır. Brayton çevriminde kompresör tarafından emilen taze hava sıkıştırılarak sıcaklık ve basıncı yükseltilir. Basıncı yükselen hava sabit basınçta yakılan yakıtın bulunduğu yanma odasına gider ve yanma olayı gerçekleşir. Yanma sonucunda oluşan ve sıcaklığı oldukça yüksek olan gazlar türbin tarafından çevre sıcaklığına genişletilir ve güç üretilir. Egzoz gazları ise atmosfere bırakılarak açık çevrim gerçekleştirilmiş olur. Şekil 2.1'de ideal Brayton çevrimi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.1. İdeal Brayton çevrimi[18]

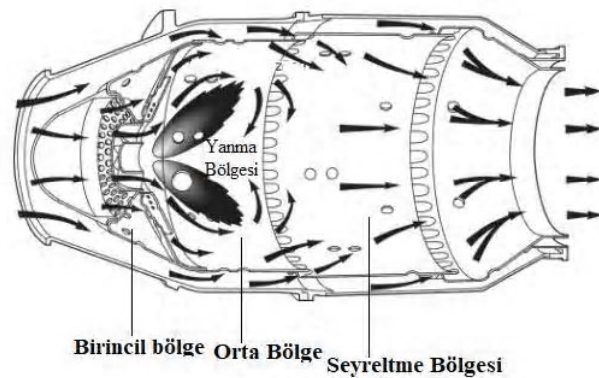
### 2.2. Gaz Türbini Yanma Odaları

Yanma odası, içten yanmalı motorlarda yakıt/hava karışımının yandığı ve türbin ve jet nozul için yüksek sıcaklıkta gaz üreten kısımlardır. Gaz türbinli motorlarda boru (can/tubular) tipi yanma odası, boru-halka (can-annular) tipi yanma odası ve halka (annular) tipi yanma odası olmak üzere üç adet yanma odası tipi vardır. Gaz türbinli motorların bütün tiplerinde gövde ve alev tüpü olmak üzere iki ana bileşen vardır. Şekil 2.2'de yanma odasının bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Yanma odası bileşenleri[1]

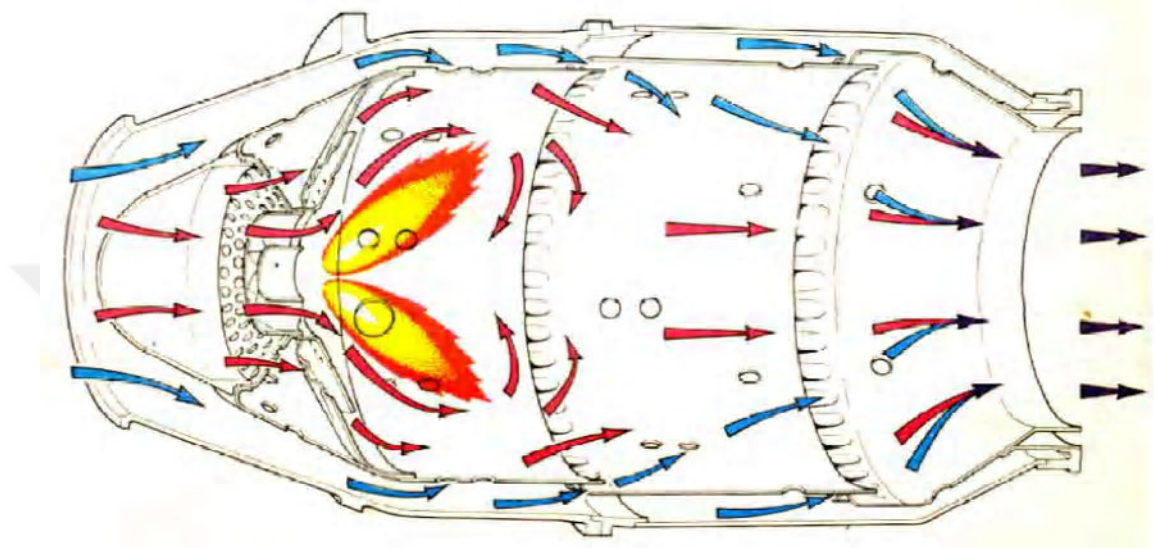
Yanma odasının dış etkenlerden muhafaza eden, motor bileşenlerini sıcak gazlardan koruyarak hava basınç yüklerini karşılayan kısım 'gövde' olarak adlandırılır. Yanma sonunda oluşan alevin kontrollü bir şekilde yönlendirilmesini sağlayan ve bu sebeple yüksek sıcaklıklara dayanabilen malzemelerden üretilen kısım ise 'alev tüpü'dür. Yanma odasını oluşturan temel bölümler ise Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Yanma odasının bölümleri[19]

Yanma odasındaki yanma, birincil bölgede gerçekleşir. Yanma gerçekleştikçe ısı açığa çıkar. Hava, yakıcıya düz akışlı veya ters akışlı bir şekilde girer. Çoğu aero-motor, düz akışlı yanmalı motorlara sahiptir. Büyük alev tipi ünitelerin çoğu ters akışa sahiptir. Devridaim bölgesinin işlevi, buharlaşmayı, kısmen yakmayı ve yakma bölgesinin geri kalan kısmında hızlı bir yanma için yakıtı hazırlamaktır. Seyreltme bölgesinin fonksiyonu sadece sıcak gazı seyreltme havası ile karıştırmak olduğundan ideal olarak, yanma bölgesinin sonunda, tüm yakıtlar yanmalıdır. Odadan çıkan karışım, kanatçıklara ve türbine uygun bir sıcaklık ve hız dağılımına sahip olmalıdır. Genel olarak, seyreltme

havasının eklenmesi o kadar hızlı gerçekleşir ki yanma bölgesinin sonunda yanma tamamlanmazsa, soğuma olmaz ve bu da yanmanın tamamlanmasını önler. Bununla birlikte, bazı bölmelerde, yanma bölgesi aşırı zengin olursa, seyreltme bölgesinde yanma devam eder. Bir yanma odasındaki hava akışı Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Bir yanma odasındaki hava akışı

### 2.2.1 Yanma Odalarının Özellikleri

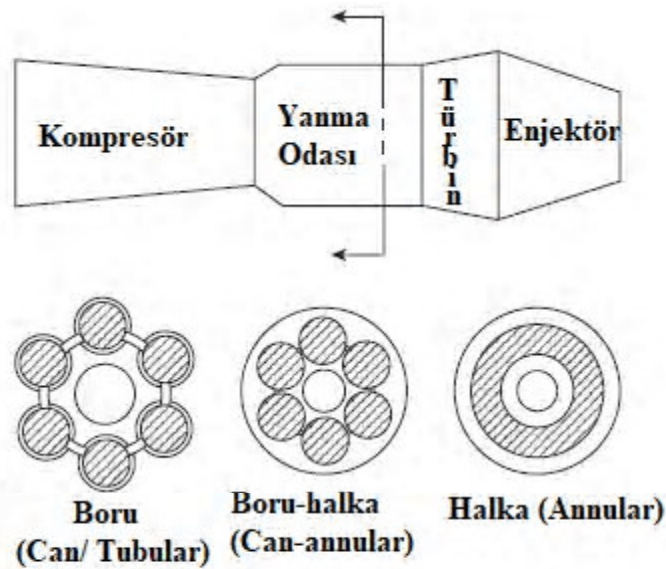
Bir gaz türbini yanma odasının farklı motor türleri için farklı özellikler taşıması gerekse de temel olarak sahip olması gereken bazı özellikler vardır. Bu özellikler aşağıda sıralanmıştır[20].

- Bir yanma odası yakıtın sahip olduğu bütün kimyasal enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek yüksek yanma verimliliğine sahip olmalıdır.
- Yüksek irtifalarda (uçak motorları vb.) alevlenme durumundan sonra güvenli ateşleme olmalıdır.
- Alevin hava/yakıt ve basınç oranı gibi durumlardan daha az etkilenmesi için stabilitesi uygun olmalıdır.
- Basınç kayıpları az olmalıdır.

- Türbin kanatlarının dayanımını arttırmak için uygun çıkış sıcaklık dağılımı olmalıdır.
- Düşük emisyon değerleri olmalıdır.
- Yüksek basınç dolayısıyla oluşan titreşimlerden ve yanma kaynaklı oluşan sorunlardan etkilenmemelidir.
- Kullanılacağı motora uygun boyutta ve şekillenebilir olmalıdır.
- Uygun maliyetle ve kolayca üretimi yapılabilmelidir.
- Sürdürülebilir olmalıdır.
- Mukavemeti yüksek olmalıdır.
- Farklı yakıtlarla çalışmaya uygun olmalıdır.

### **2.2.2 Yanma Odası Çeşitleri**

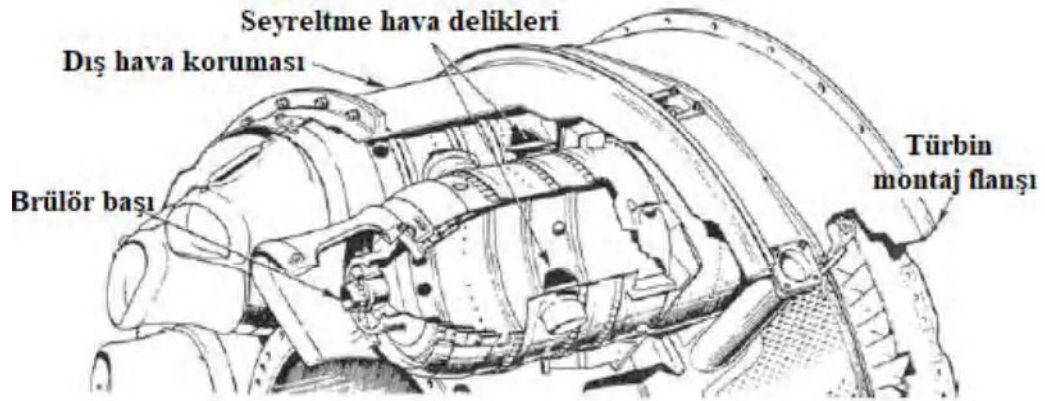
Bir yanma odası tasarlanırken, motor tasarımı ve tasarımımızda kullanabileceğimiz alan göz önünde bulundurulmalıdır. Boru ve halka olmak üzere temelde iki farklı yanma odası çeşidi vardır. Ayrıca bu iki farklı yanma odasının bir bileşimi gibi görünen üçüncü çeşit bir yanma odası tipi bulunmaktadır. . Şekil 2.5'te yanma odası çeşitleri görülmektedir.



Şekil 2.5. Yanma odasının çeşitleri [20]

Boru tipi yanma odasında, silindirik bir yapının içerisine eş merkezli olarak monte edilmiş farklı silindir yapılardan oluşur. Whittle W2B, Jumo 004 ve RR Nene, Dart ve Derwent gibi ilk jet motorlarının çoğu, genellikle motor başına 6 ila 16 arasında değişen sayılarda borulu yanma motorlarına sahiptir. Borulu sistemlerin temel avantajı, daha kısa sürede ve daha az maliyetle geliştirilebilmeleridir. Bununla birlikte, aşırı uzun menzillerin ve ağır yüklerin uçak motorlarında kullanımında uygun değildir ve bu yüzden genellikle erişilebilirliğin ve bakım kolaylığının bulunduğu endüstriyel ünitelerde kullanılmaktadırlar.

Motor basıncı oranları 1940'ların sonunda artmaya başladığında, borulu veya boru-halka biçimli yanma odası Atlantik'in her iki tarafında da kullanılmaya başlandı. Bu tasarım, Şekil 2.6'de gösterildiği gibi, genellikle 6 ila 10 arasında bir grup borunun, tek bir halka muhafazanın içine yerleştirilmesiyle oluşmuştur. Böylece halka şeklindeki kısmın kompakt yapısının yanma odasının mekanik mukavemetinin birleştirilmesi amaçlanmıştır. Bu yapının dezavantajı ise, ara bağlantılara ihtiyaç duyulmasıdır. Ayrıca, hava akımının daha sabit bir şekilde oluşturulması amacıyla difüzör tasarımı oldukça zordur. Halka şeklindeki tasarıma kıyasla, daha küçük bir hava besleme kısmı ile yanma odasının bölümleri daha iyi geliştirilmiş şekildedir.



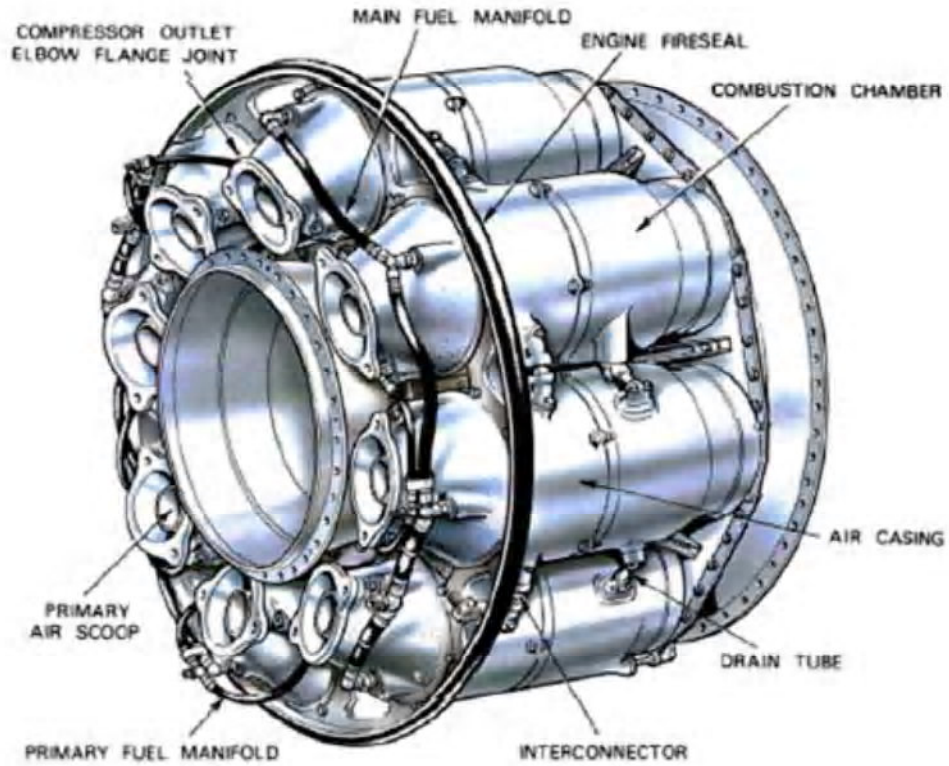
Şekil 2.6. Boru-halka yanma odasının dizaynı [20]

Halka şeklindeki yanma odası çeşidinde, halka şeklindeki bir astar halka şeklindeki bir kasanın içine eş merkezli olarak monte edilir. Uygun aerodinamik düzen ve diğer yanma odası çeşitlerine göre daha düşük basınç kaybına neden olan kompakt bir ünite oluşturması sebebiyle ideal bir tasarım şeklidir. En önemli dezavantajı, dış kabuk üzerindeki ağır burkulma yükünden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, turbojet gelişiminin ilk günlerinde, halka şeklindeki yanma odalarının kullanımı genellikle düşük basınçlı motorlarla sınırlıydı. Diğer bir dezavantaj ise, tam yük koşullarında büyük halka yanma odalarını test etmek için gereken basınç, sıcaklık ve akış hızlarında çok yüksek hava gerektiğinden maliyet oldukça artmaktadır.

### 2.2.2.1. Boru Tip (Can/Tubular) Yanma Odası

Boru tipi yanma odası, kompresörden gelen havanın her bir hazneye adaptör vasıtasıyla gireceği şekilde düzenlenir. Her bir ayrı oda, iki silindirik tüpten, yanma odasının astarı ve dış yanma odasından oluşur. Yanma astarın içinde gerçekleşir. Yanma alanına giren hava akımı, iç kubbede bulunan küçük örtücüler ve astarın uzunluğu boyunca yuvarlak delikler ve uzatılmış örtücüler tarafından kontrol edilir. Şekil 2.7’de boru tipi bir yanma odasının bölümleri görülmektedir.

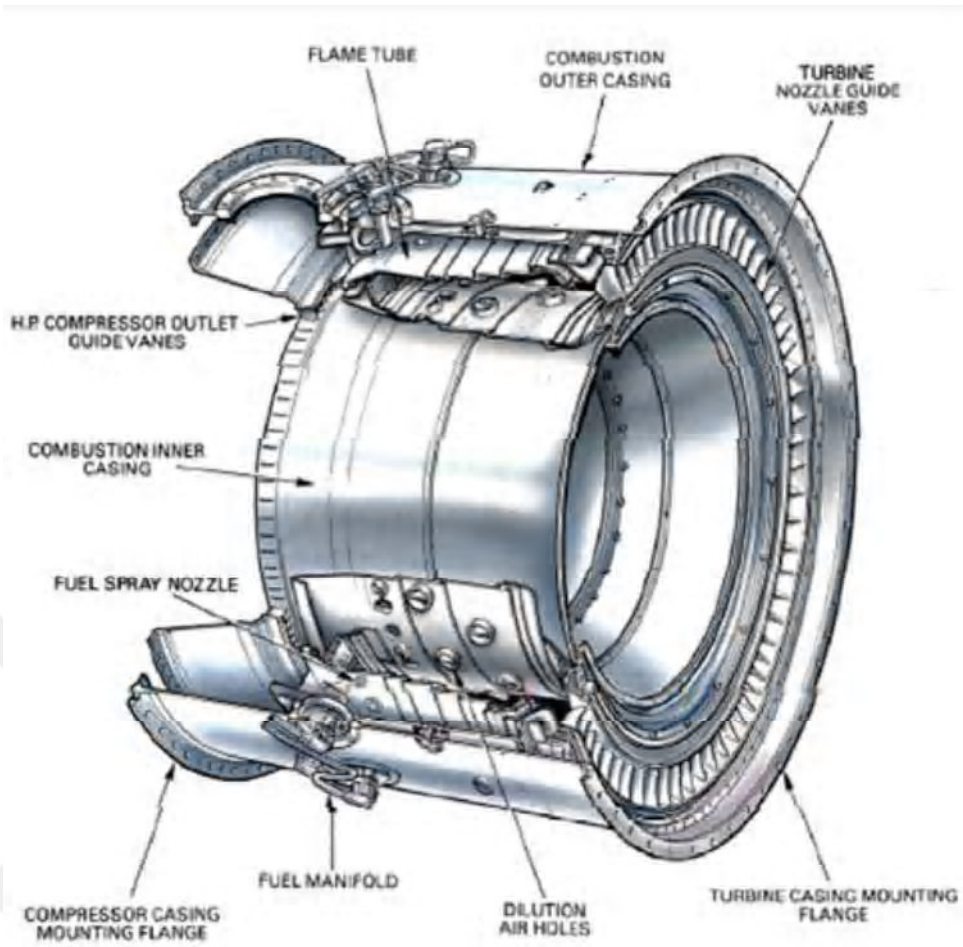




Şekil 2.7. Boru tipi yanma odasının dizaynı

#### 2.2.2.2. Halka Tip (Annular) Yanma Odası

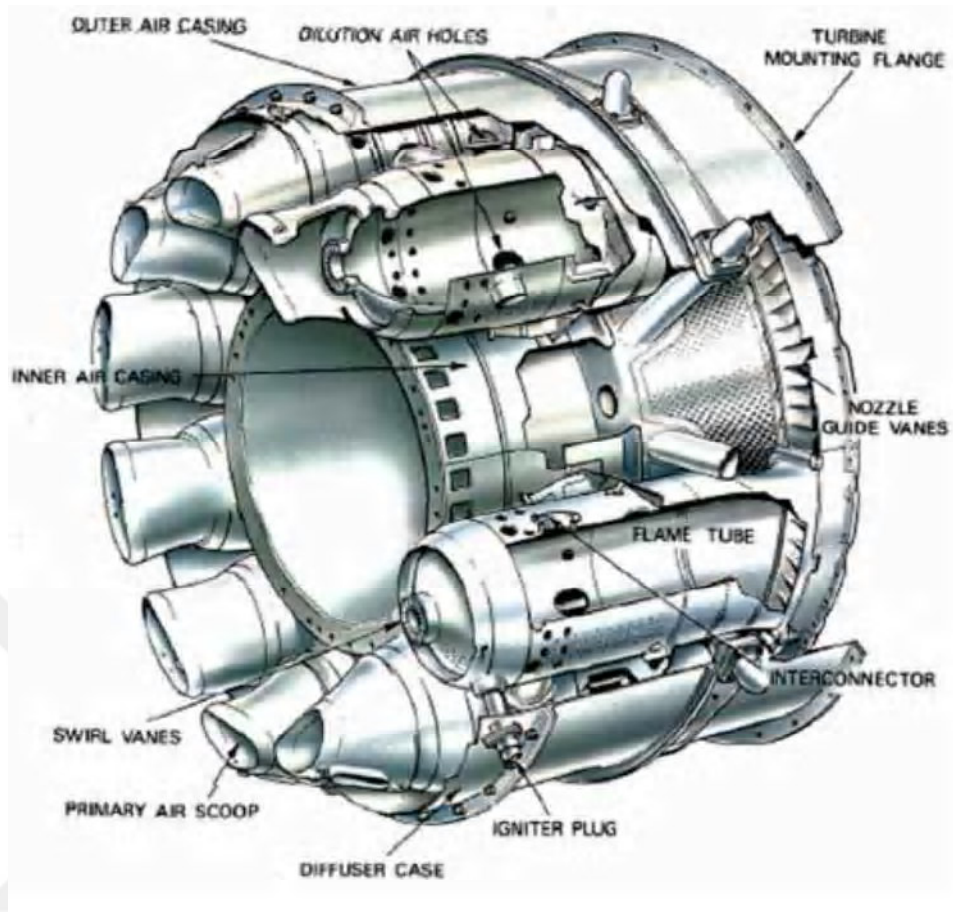
Halka tip yanma odasında birincil sıkıştırılmış hava, türbin düzeneği etrafındaki bir oda kaplamasıyla oluşturulan dairesel bir boşluğa verilir. Dış astar duvarı ve yanma odası muhafazası arasındaki boşluk, ikincil soğutma havasının kompresörden akışına izin verir. Birincil hava, yanma için yakıtla karıştırılır. İkincil (soğutma) havası, bu sıcak gazların etrafında bir soğuk hava tabakası oluşturarak, türbine giren sıcak gazların sıcaklığını uygun seviyeye düşürür. Şekil 2.8’de halka tipi yanma odasının dizaynı görülmektedir.



Şekil 2.8. Halka tipi yanma odasının dizaynı

### 2.2.2.3. Boru- Halka (Can/Annular) Yanma Odası

Boru-halka tipi yanma odaları tamamen astarlara çeşitli deliklerden giren hava akımı ile çevrilidir. Bu hava, yakıt nozullarından basınç altında püskürtülen yakıt ile karıştırılmıştır. Hava-yakıt karışımı ateşleyici bujilerle tutuşur ve alev daha sonra geçiş boruları boyunca kalan gömleklere taşınır. İç gövde düzeneği hem destek hem de ısı kalkanıdır; ayrıca, yakıcı içinden geçer. Şekil 2.9'da boru-halka tipi yanma odası dizaynı görülmektedir.



Şekil 2.9. Boru-halka tipi yanma odasının dizaynı

### 2.2.3. Yanma Odasından İstenen Özellikler

Yanma odasından istenen özellikler şu şekilde sıralanabilir:

- Yanma için gerekli olan ateşlemenin uygun ve güvenli olması,
- Düşük basınç kaybı,
- Doğa için tam yanma ve düşük emisyon,
- Motor üretimi ve yerleşimi için uygun ve nominal şekil büyüklüğü,
- Dayanıklılık,
- Kolay bakım yapılabilmesi,
- Yüksek yanma oranı vb.

#### 2.2.4. Yanma Odasının Performansı

Yanma odası birçok yakıcı için en verimli bir şekilde yakılmasına uygun olması ve basınç kaybının minimize olması istenmektedir. Yanmayı gerçekleştiren sistemin güvenilir ve her an sönmeye karşı yeniden alevlenmek için hazır olması gerekmektedir.

Gaz türbinli motorlarda yanma odasının performansını belirleyen faktörler şu şekilde sıralanabilir;

- Yanma odası çıkışı sıcaklık dağılımı
- Kararlı (Stabil) çalışma aralığı,
- Basınç kaybı,
- Emisyon değerleri,
- Yanma verimi.

#### 2.3. Kerozin Yakıtı ve Özellikleri

Genellikle sanayide ve uçak teknolojisinde kullanılan petrol esaslı bir maddedir. Uçak motorlarında ‘‘JET-A, JET-A1, JET-B, JP-4, JP-5, JP-7, ve JP-8’’ gibi farklı türevleri kullanılan yakıttır. Kerozin gaz yağı olarak bilinen maddenin daha geliştirilmiş ve içeriği olarak süzölmüş halidir.

Gaz yağı, motorin, benzin gibi yakıtların içinde parafin bulunduğu için donma noktalarını düşürür, bu nedenle akışkanın donma noktasının düşmemesi için kerozin kullanılmaktadır. Kerozin saf olarak kullanıldığında aşırı sıcaklık sebebiyle motorun yanmasına ve pistonların yatak sarmasına sebebiyet vermektedir.

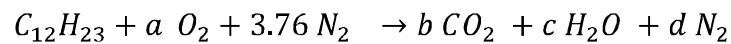
Petrolün çok ince damıtılmasıyla 150 ve 270 derece arasında üretilmektedir. Benzinden daha fazla ısı vermekte ve daha zor alev almaktadır. Parlama derecesi 40 derecedir ve bunun altında hiçbir şekilde ateş temasında yanmamaktadır. Bu sebebiyetten ötürü herhangi bir olası kaza vb. durumlarda yangın veya patlama durumu minimize olduğundan uçak yakıtı olarak kullanılmaktadır.

Kerozin kimyasal reaksiyon sonucu % 99 su buharı, nitrojen, ve karbondioksit çıkarmaktadır. Bu gazlar havanın doğasında da bulunmaktadır. Araştırmalara göre hava kirliliğine etkisi azımsanacak kadar %1-2 oranındadır.

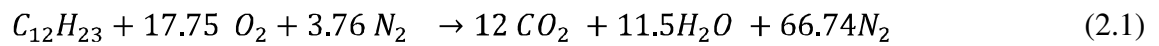
Tablo 2.1. Kerozin yakıtının teknik bazı özellikleri

Özellikler	Kerozin
Molekül Ağırlığı	167.3
Yoğunluk (buhar)(kg/m <sup>3</sup> )	4.5
Buharlaştırma Sıcaklığı (K)	310
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (K)	483
Alev Sıcaklığı (K)	2475
Minimum Tutuşma Enerjisi (MJ)	7.2
Maksimum Laminer Alev Hızı (cm/sn)	30-40
Hava İçerisindeki Difüzyon (cm <sup>2</sup> /sn)	0.05
Sabit Basıncıta Özgül Isısı (kJ/kgK)	2.57
Alt Isıl Değeri (kJ/kg)	43100

Kerozin kimyasal formülü : $C_{12}H_{23}$



a=17.75, b=12, c=11.5, d=66.74



## 3.BÖLÜM

### HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

#### 3.1 Giriş

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), deneysel teknikleri kullanarak çalışmanın zor, pahalı veya imkansız olduğu akış düzenleri hakkında bir fikir verir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli yazılımlar kullanarak akış olaylarının tanımlanmasında modelleme, ayrıklaştırma, yineleme ve uygulama gibi hata kaynakları olsa da avantajları aşağıdaki gibidir:

- İstenildiği kadar yenileyerek çözümler yapılabilir.
- Çok sayıda ve zamana bağlı çözümler yapabilmek mümkündür.
- Gerçek boyutlarla bir model tasarlanarak analiz yapılmaktadır.
- Hemen hemen öngörülen her sorun ve gerçekçi çalışma koşulları için modelleme yapılabilmektedir.

Deneysel ölçümlerde ise tek seferlik, sınırlı sayıda ve anlık ölçümler yapılmaktadır. Laboratuvar ölçekli bir model tasarlanarak analiz yapılmaktadır. Sınırlı sayıda sorun ve çalışma koşulları tanımlanmaktadır. Ayrıca, ölçüm hataları ve problemlerden meydana gelen akış bozuklukları hata kaynaklarını oluşturmaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ölçüm sonuçları kesin doğru sonuçlar değildir, ancak yakınsama ile en yakın doğru sonucu görmemizi sağlamaktadır. Böylece deney miktarı ve toplam maliyet önemli ölçüde azaltılabilir.

HAD sonuçlarının kesinlikle doğru sonuçları verememesinin sebepleri şu şekilde açıklanabilmektedir:

- Girdi verileri çok fazla tahmin veya yanlışlık içerebilir.
- Eldeki problemin matematiksel modeli yetersiz olabilir.
- Sonuçların doğruluğu, mevcut bilgi işlem gücü ile sınırlıdır.

Deneysel sonuçlar; pahalı, zaman bakımından yavaş, ardışık sonuçlar ve tek çözüm için tek sonuç vermektedir. HAD sonuçları ise; ucuz, zaman bakımından hızlı, birbirine paralel sonuçlar ve tek çözüm için birçok sonuç vermektedir.

### **3.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışma Mantığı**

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, eldeki problemin (tasarlanmış modellemenin) matematiksel denklemlerini bir bilgisayar vasıtasıyla çözer. Bir HAD tasarım döngüsünün ana bileşenleri aşağıdaki gibidir:

- Çözülecek sorunu belirten insan (analist)
- Matematiksel olarak ifade edilen bilimsel bilgi (modeller, yöntemler v.s.)
- Bu bilgiyi içeren ve detaylı talimatlar (algoritmalar) sağlayan bilgisayar kodu (yazılım).
- Gerçek hesaplamaları yapan bilgisayar donanımı

#### **3.2.1. HAD Tasarımı Yaparken Dikkat Edilmesi Gerekenler**

Bir HAD tasarımı yapılırken aşağıdakilere dikkat edilmesi çözümün doğruluğunu büyük ölçüde etkilemektedir.

- Ele alınacak akış sorunu nedir?
- Hangi fiziksel olayların dikkate alınması gerekir?
- Etki alanının geometrisi ve çalışma koşulları nedir?
- Herhangi bir iç engel veya serbest yüzey / ara yüz var mıdır?
- Akışın türü nedir (laminer / türbülanslı, sabit / kararsız)?
- Yapılacak CFD analizinin amacı nedir?

- Hedefe ulaşmak için en kolay / en ucuz / en hızlı yol nedir?

### 3.2.3. Matematiksel model

HAD tasarımı yapıldığında, uygun yazılımların analizleri yapabilmesi için aşağıdaki maddelere dikkat edilmelidir.

1. Uygun bir akış modeli (bakış açısı) ve referans çerçevesi seçilmelidir.
2. Akışkan hareketine neden olan ve etkileyen kuvvetleri tanımlanmalıdır.
3. Sorunun çözüleceği hesaplama alanı tanımlanmalıdır.
4. Kütle, momentum ve enerji için korunum yasaları formüle edilmelidir.
5. Hesaplama çabasını azaltmak için yönetim denklemleri basitleştirilmelidir. Basitleştirmeler aşağıdaki gibi yapılabilir:

- Geçerli akış rejimi hakkında mevcut bilgileri kullanmak
- Simetrisi ve baskın akış yönlerini kontrol etmek (1D / 2D)
- Sonuçlar üzerinde etkisi az olan veya hiç olmayan terimleri ihmal etmek
- Yakalanamayan küçük ölçekli dalgalanmaların etkisini modelleme
- Önceden bilinen bir bilgiyi dahil etmek (ölçüm verileri, CFD sonuçları)

6. Başlangıç / sınır koşullarını belirtilmelidir.

### 3.2.4 İteratif çözüm stratejisi

Eşleşmiş doğrusal olmayan cebirsel denklemler yinelemeli olarak çözülmelidir.

- Dış yineleme: ayrık problemin katsayıları önceki yinelemenin çözüm değerleri kullanılarak güncellenir.

- Newton benzeri olmayan bir yöntemle doğrusal olmayanlardan kurtulup, yönetim denklemlerini ayrılmış bir şekilde çözmek dış yinelemeli çözümlere olanak sağlamaktadır.



- İç yinelemeler: Sonuçta ortaya çıkan doğrusal alt problemler dizisi tipik olarak yinelemeli bir yöntemle (eşlenik gradyanlar, multigrid) çözülür, çünkü doğrudan çözümler (Gauss ortadan kaldırılması) oldukça zaman alıcıdır.
- Yakınsama kriterleri: Yinelemelerin birleştiğinden emin olmak için kalıntıları, göreceli çözüm değişikliklerini ve diğer göstergeleri kontrol etmek gerekir.

Kural olarak, çözülecek cebirsel sistemler çok fazla bilinmeyene sahiptir ancak matris katsayılarının çoğu sıfıra eşittir.

### 3.2.5 CFD Modellerinin Validasyonu

Modelin kendisinin pratik amaçlar için yeterli olup olmadığının kontrolüne ilişkin geçerliliğinde doğru denklemlerle çözüp çözmediğimiz sorgulanmalıdır.

- Sayısal çözümlerin doğru olduğundan emin olmak için denklemler doğrulanır
- Gerçeğin yeterince doğru gösterilip gösterilmediğini kontrol etmek için sonuçlar mevcut deneysel verilerle karşılaştırılır.
- Fiziksel süreçlerin yetersiz anlaşılmasından dolayı doğal belirsizliği değerlendirmek için duyarlılık analizi ve parametrik bir çalışma yapılır.
- Farklı modeller, geometri ve başlangıç / sınır koşullar kullanılabilir
- Bulguları, doküman modeli sınırlamalarını ve parametre ayarlarını rapor edilir.

Doğrulama ve onaylamanın amacı, CFD kodunun belirli bir dizi akış problemi için makul sonuçlar üretmesini sağlamaktır.

### 3.3. Denklemler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, nesnenin formlar arası geçişleri sırasından akış dinamiğindeki en etkili ve verimli denklemleri kullanır. CFD simülasyonunda kullanılan matematiksel model; skaler değişkenler, devamlılık (süreklilik), momentum ve enerji için taşınım denklemlerini sayısal çözümlerle yapmaktadır. Yanma odası haznesinde yakıtın yanma olayını tanımlayan kısmi diferansiyel denklemler alt bölümlerde açıklanmıştır.

Çözümleme yapılırken gaz türbinleri yanma odasında meydana gelen akış, düzensiz, türbülanslı ve sıkıştırılmaz kabul edilerek Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Navier-Stokes denklemlerini, kütle, momentum ve enerji dengesi denklemleri oluşturmaktadır.

### 3.3.1. Kütlelerin Korunumu

Kütlelerin korunumu, sonsuz küçük bir kontrol hacmi içerisindeki yoğunluk ve hızın sürekli fonksiyon olarak tanımlanmasından dolayı, süreklilik denklemi olarak tanımlanabilmektedir.

Birden fazla gaz türü içeren karışımlarda kütlelerin korunumu denklemi Eş. 3.1'de gösterildiği gibidir [21]. Bu eşitlikte  $\rho$  akışkanın yoğunluğu ve  $u$  akışkanın hızını ifade etmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (3.1)$$

### 3.3.2 Momentum Korunumu

Yanma denklemlerinde momentum korunum denklemleri sadece x yönünde verilerek Eş. 3.2'de verildiği gibi ifade edilmektedir [22]. Bu eşitlikte  $u$  hız,  $\mu$  akışkanın viskozitesi ve  $X$  ise x yönünde meydana gelen cisim kuvvetini ifade etmektedir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + X \quad (3.2)$$

Ayrıca Eş. 3.3'te dönen cisimler için momentum korunumu denklemi ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \omega + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} r \rho u \omega + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \rho v \omega = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} r \mu \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\omega}{r} \right) - \rho \frac{v \omega}{r} \quad (3.3)$$

### 3.3.3 Enerjinin Korunumu

Termodinamiğin birinci yasasına göre birim akışkan hacmindeki değişim hızı, sistemin iç, kinetik, mekanik ve kimyasal enerji gibi tüm enerji formlarının toplamına eşittir [23]. Newton tipi bir akışkan için ısı kaynakları ihmal edilerek yazılabilecek olan denklem Eş. 3.4'te verilmiştir. Burada  $k$  ısı iletim katsayısı olmakla birlikte  $\Phi$  ise viskoz disipasyon fonksiyonu olup Eş. 3.5'teki gibi ifade edilir.

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + p \nabla \cdot V = \nabla \cdot k \nabla T + \phi \quad (3.4)$$

$$\phi = \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

### 3.3.4 Türlerin Korunum Denklemi

Türlerin korunum denklemi şu şekildedir:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho Y_i + \nabla \cdot \rho v Y_i = -\nabla \cdot J_i + R_i + S_i \quad (3.6)$$

$Y_i$ ; yerel kütle kesri,

$R_i$ ; i türünün net üretim oranı,

$v$ ; vektörel hız,

$J_i$ ; türbülanslı akışlarda i türünün kütle yayılımı,

$S_i$ ; dağılık fazdan kaynaklanan üretim oranı

### 3.4 Sayısal Modeller

Kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri temel denklemler olup, karmaşık yanma sistemlerini çözümlenmekte tek başlarına yetersiz kalırlar. Bu nedenle fiziksel modeller kullanılarak karmaşık prosesler sadeleştirilerek çözümlenebilir. Modelimizde simetrik akış modeli kullanılmıştır. Ayrıca akış türbülanslı ve yanma reaksiyonları içermesinden dolayı türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanılmıştır. Işınım ve ısı transferi yanma reaksiyonlarında yoğun olduğundan kimyasal etkileşimler olduğundan türlerin taşınım modelleri kullanılmıştır.

#### 3.4.1. Standart k-ε Modeli

Standart k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisini k, kinetik enerjinin yayılım oranını ε ifade etmektedir. Standart k-ε denklemlerine ait eşitlikler Eş. 3.9 ve Eş. 3.10'de verildiği gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \nabla \cdot \rho k u = \nabla \cdot \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varepsilon + \nabla \cdot \rho \varepsilon u = \nabla \cdot \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad } \varepsilon + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

Yukarıdaki denklemlerde  $\mu_t$  türbülans viskozitesini,  $G_k$  ise türbülans kinetik enerjisi kaynak terimini göstermektedir. Bu terimlere ait denklemler ise Eş. 3.11 ve Eş. 3.12’te gösterilmektedir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

$$G_k = -\rho u_i u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.12)$$



## 4. BÖLÜM

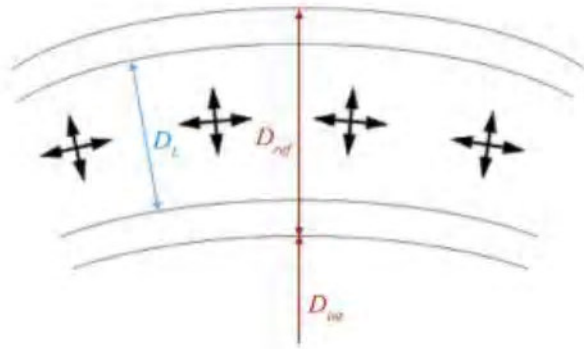
### YANMA ODASININ MODELLENMESİ

#### 4.1. Yanma Odası Geometrisi ve Boyutlandırılması

Yanma odasının modellenmesi orijinal boyutlarına göre belirli bir ölçüde küçültülmüş şekilde tasarlanmıştır. Yanma odası katı modelleme yapmak için kullanılan Solidworks 3D CAD ile modellenmiş olup, akış alanlarını ve Solidworks katı modellemeden kaynaklanan ufak hataların giderilmesi Autocad 2016 ile modelleme tasarımı desteklenmiştir. Model annular yanma odası tek olarak ele alınıp tasarımı yapıldıktan sonra tam dairesel olacak şekilde çoğaltılıp sonuçlar değerlendirilmiştir.

##### 4.1.1. Ölçülendirmeler

Şekil 4.1'de referans çapı gösteren referans geometri için yanma odasının önden görünümü görülmektedir.



Şekil 4.1. Referans geometri için yanma odasının önden görünümü[17]

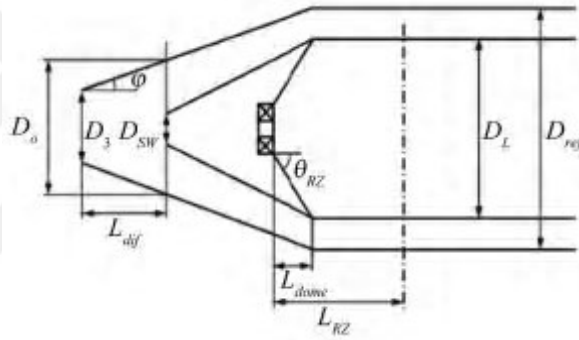
Referans alan ( $A_{ref}$ ) Eş. 4.1 ile hesaplanır [17].

$$A_{ref} = \frac{R}{2} \left( \frac{m_3 T_3^{0.5}}{P_3} \right)^2 \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \left( \frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} {}^{0.5} \quad (4.1)$$

Bu denklemde  $m_3$  giriş havası debisi,  $T_3$  giriş sıcaklığı,  $\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$  yanma odası basınç kaybı faktörü ve  $\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$  yanma odası basınç kaybı olarak tanımlanır. Yanma alanı kesit uzunluğu ise Eş. 4.2’de verilen denklem aracılığıyla hesaplanır.

$$A_L = 0.66 A_{ref} \quad (4.2)$$

Şekil 4.2’de referans geometrinin yandan görüntüsü verilmiştir. İlgili ölçüler ise aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır.



Şekil 4.2. Referans geometri için yanma odasının yandan görünümü

Yanma odası lineer uzunluğu ölçüleri Eş 4.3-4.6’da verilen denklemler ile hesaplanır[17].

$$L_L = \frac{-D_L}{0.05 \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \ln(1-PF)} \quad (4.3)$$

Yukarıdaki denklemde,  $D_L$  lineer çap,  $\frac{\Delta P_L}{q_{ref}}$  lineer basınç kaybı faktörü ve PF model faktörüdür. Birincil yanma odası uzunluğu Eş. 4.4’de verilmiştir.

$$L_{PZ} = \frac{3}{4} D_L \quad (4.4)$$

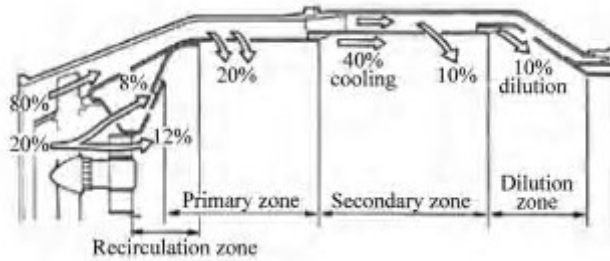
İkincil yanma odası uzunluğu Eş. 4.5’teki gibi hesaplanmaktadır.

$$L_{SZ} = \frac{1}{2} D_L \quad (4.5)$$

Seyreltme bölgesi uzunluğu ise Eş. 4.6'daki gibi bulunmaktadır.

$$L_{DZ} = D_L(3.83 - 11.83PF + 13.4PF^2) \quad (4.6)$$

Şekil 4.3'te yanma odasına giren havanın yüzdesel olarak dağılımları gösterilmektedir. İlk başta havanın %20 si swirl'lerden geçmek için ve %80 dış katmandan soğutma ve yanmanın seyreltilmesi amacıyla ayrılmaktadırlar. Daha sonra ihtiyaca göre birincil yanma odası bölgesine %20, ikincil yanma odası bölgesine %50 ve sonunda seyreltme bölgesinde ise %10 oranında hava verilerek verimli bir yanmanın sağlanması amaçlanmıştır. Egzoz gazlarındaki duman, karbon monoksit ( CO ) ve yanmamış hidrokarbonları ( UHC ) en aza indirmek için birincil bölgedeki denklik oranı 1,5'tan az olmamalıdır. Azot oksitleri (NOx) ve termal ayrışmaya bağlı diğer kirleticileri önlemek için, denklik oranı maksimum 0.6 değerinde sınırlandırılmıştır. İkincil bölgenin denklik oranı 0.8'den yüksek olmamalıdır.



Şekil 4.3. Yanma odasına giren havanın yüzdesel olarak dağılımları

Swirl dizaynı için gerekli olan hesaplamalar Eş. 4.7 ve Eş. 4.8'de verilmiştir.

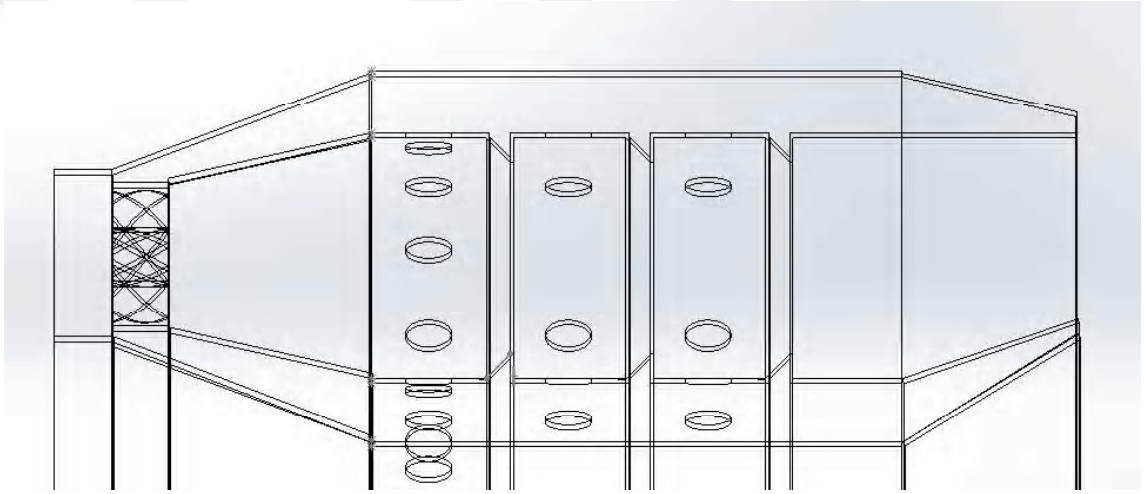
$$\varphi = \tan^{-1} \frac{\frac{\Delta P_{dif}}{P_3} A_3^2 P_3^2}{502.4 \left(1 - \frac{A_3}{A_0}\right)^2 m_3^2 T_3}^{1/1.22} \quad (4.7)$$

$$L_{dif} = \frac{(R_0 - R_3)}{\tan \varphi} \quad (4.8)$$

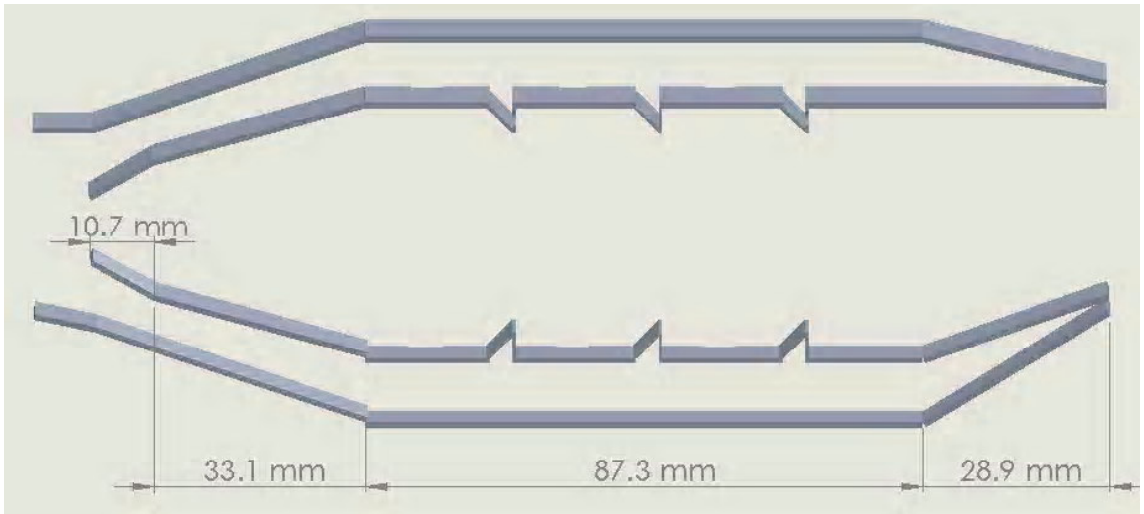
Yukarıdaki denklemlerde  $\varphi$  difüzör açısı,  $\frac{\Delta P_{dif}}{P_3}$  difüzör basınç kaybı,  $A_3$  kompresör çıkış alanı,  $P_3$  giriş basıncı,  $R_0$  giriş çapı ve  $R_3$  dış çapı ifade etmektedir.

Swirl uzunluğu:

Yapılan çalışmada, yanma odasında 2 tip hava akışı vardır. Yanma odasına doğru yönlendirilen primary (birincil) hava yakıt ile birlikte kimyasal bir tepkimeye girmektedir. Dış katmandan giden secondary (ikincil) hava ise, kimyasal tepkimeden sonra yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklığın türbin elemanlarına ve yanma odası duvarlarına zarar vermemesi için soğutma havası olarak isimlendirilir. Şekil 4.4'te yanma odasının kesit görünüşü verilirken Şekil 4.5'te yanma odasının uzunluk ölçüleri verilmiştir. Şekil 4.6'da izometrik açıdan açıklıklar, Şekil 4.7'de ise swirl ölçüleri verilmiştir.

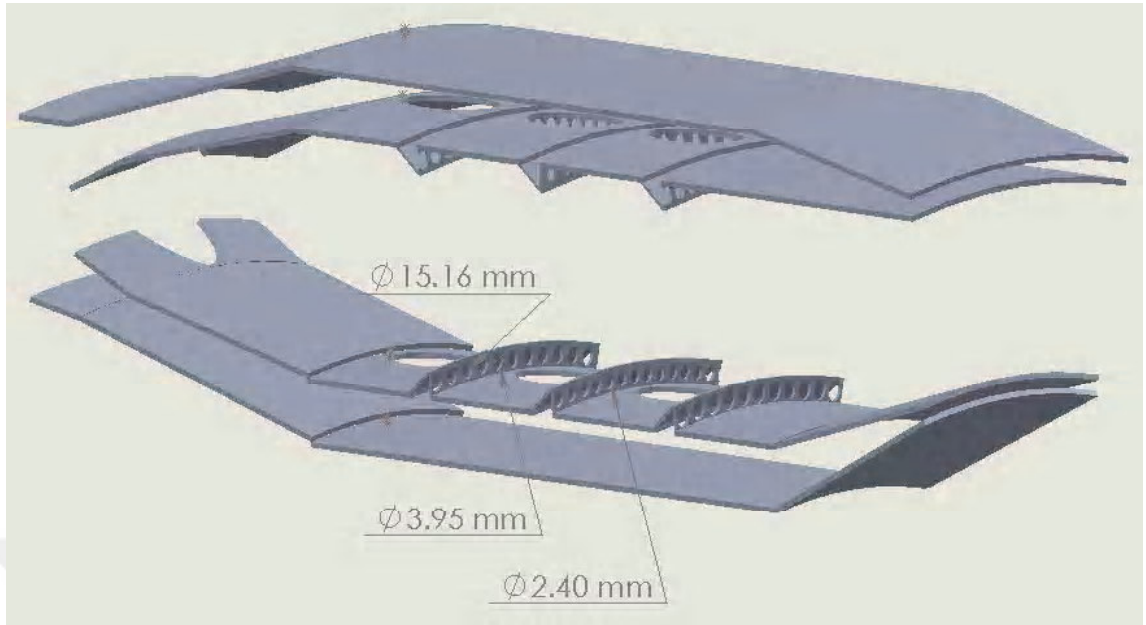


Şekil 4.4. Yanma odasının yandan kesit görünüşü

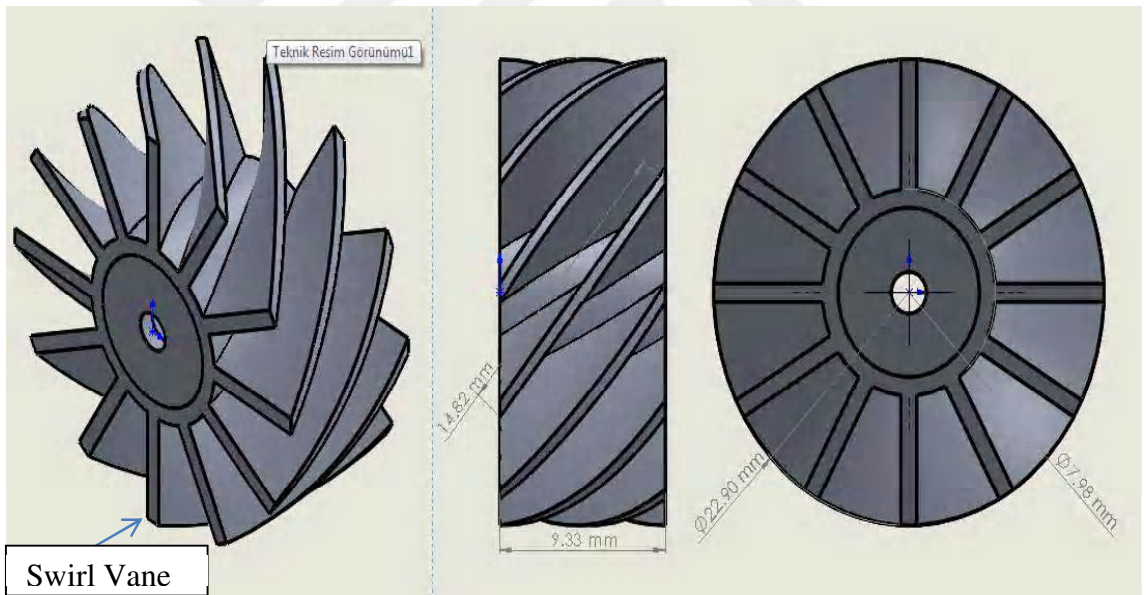


Şekil 4.5. Yanma odasının uzunluk ölçüleri



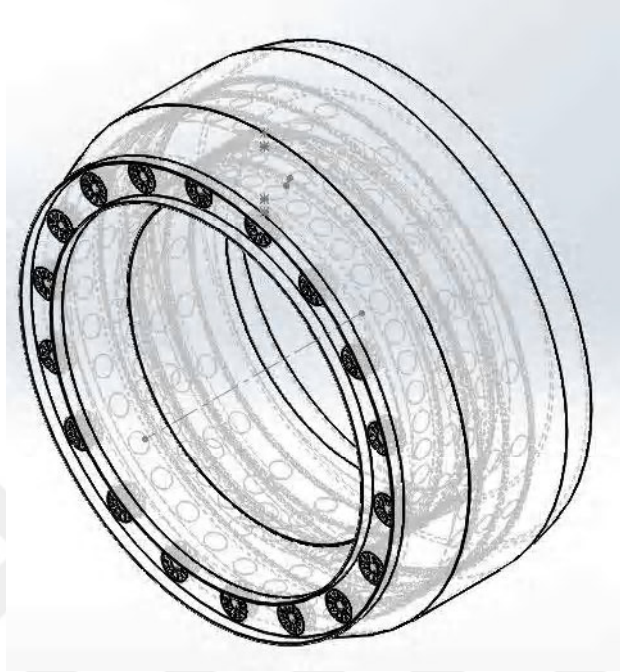


Şekil 4.6. İzometrik açıdan açıklık ölçüleri

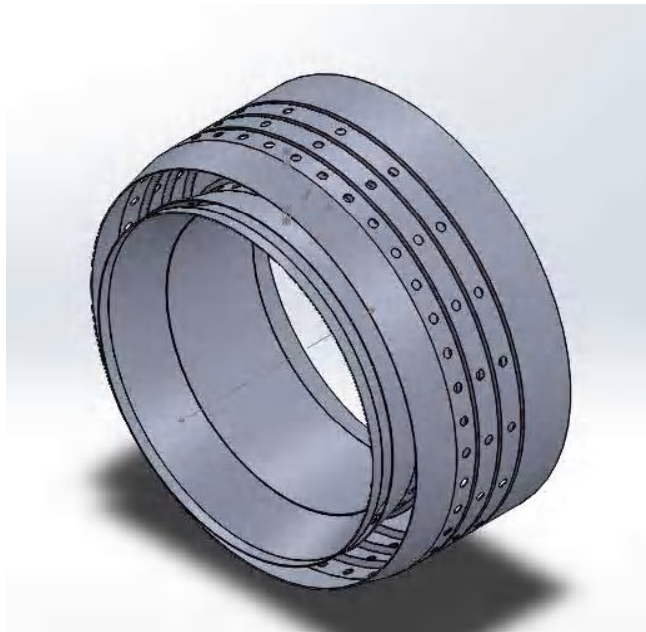


Şekil 4.7. Swirl ölçüleri

Yukarıda verilen ölçülendirmeler yardımıyla yapılan yanma odasının kesit görüntüsü (a) ve katı modeli (b) Şekil 4.8’de verilmiştir.



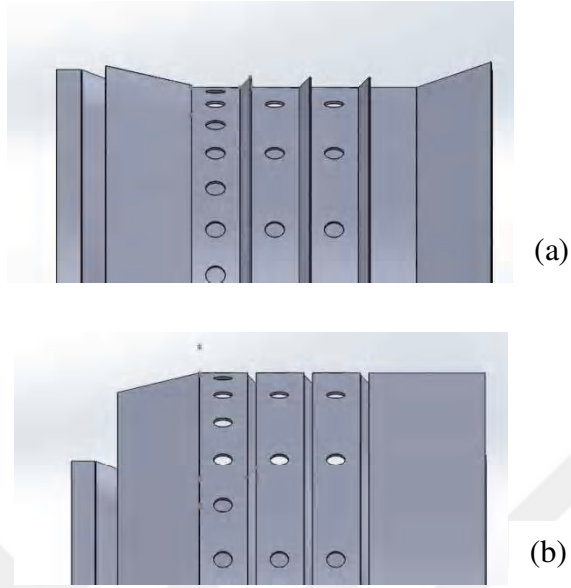
(a)



(b)

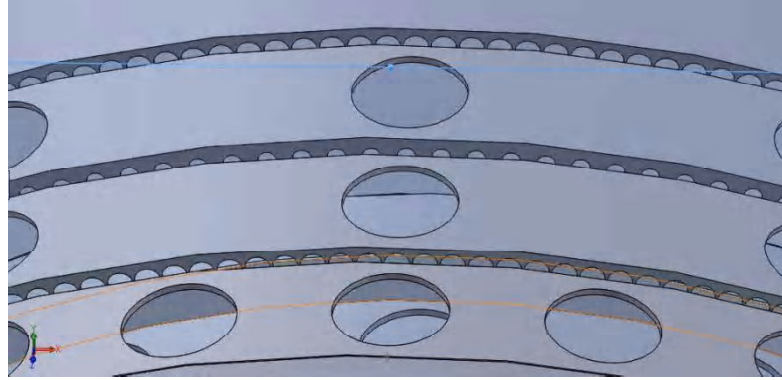
Şekil 4.8. Yanma odasının kesit görüntüsü (a) ve katı modeli (b)

Tasarımı yapılan yanma odasının Şekil 4.9 da iç (a) ve dış (b) kabuğu görülmektedir.

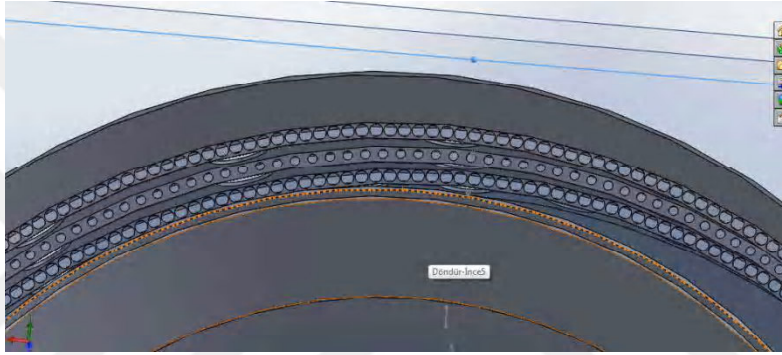


Şekil 4.9. Yanma odasının (a) iç (b)dış kabuğu

Şekil 4.10'da annulus açıklıklarının önden (a), arkadan (b) ve yandan (c) görünümü verilmiştir.



(a)



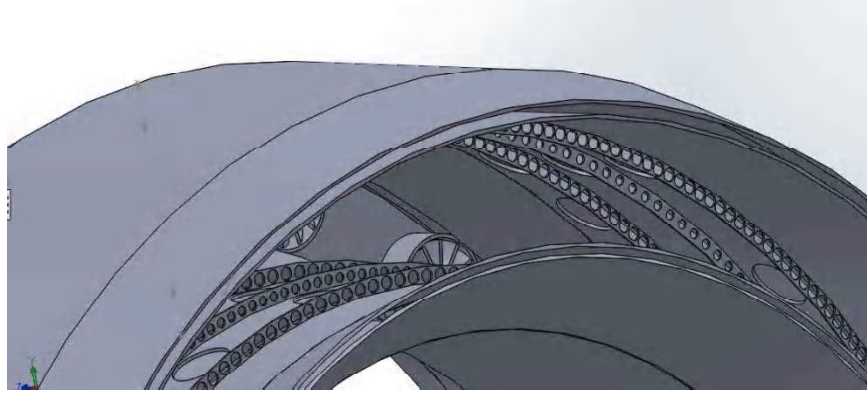
(b)



(c)

Şekil 4.10. Annulus açıklıklarının önden (a), arkadan (b) ve yandan (c) görüntüsü

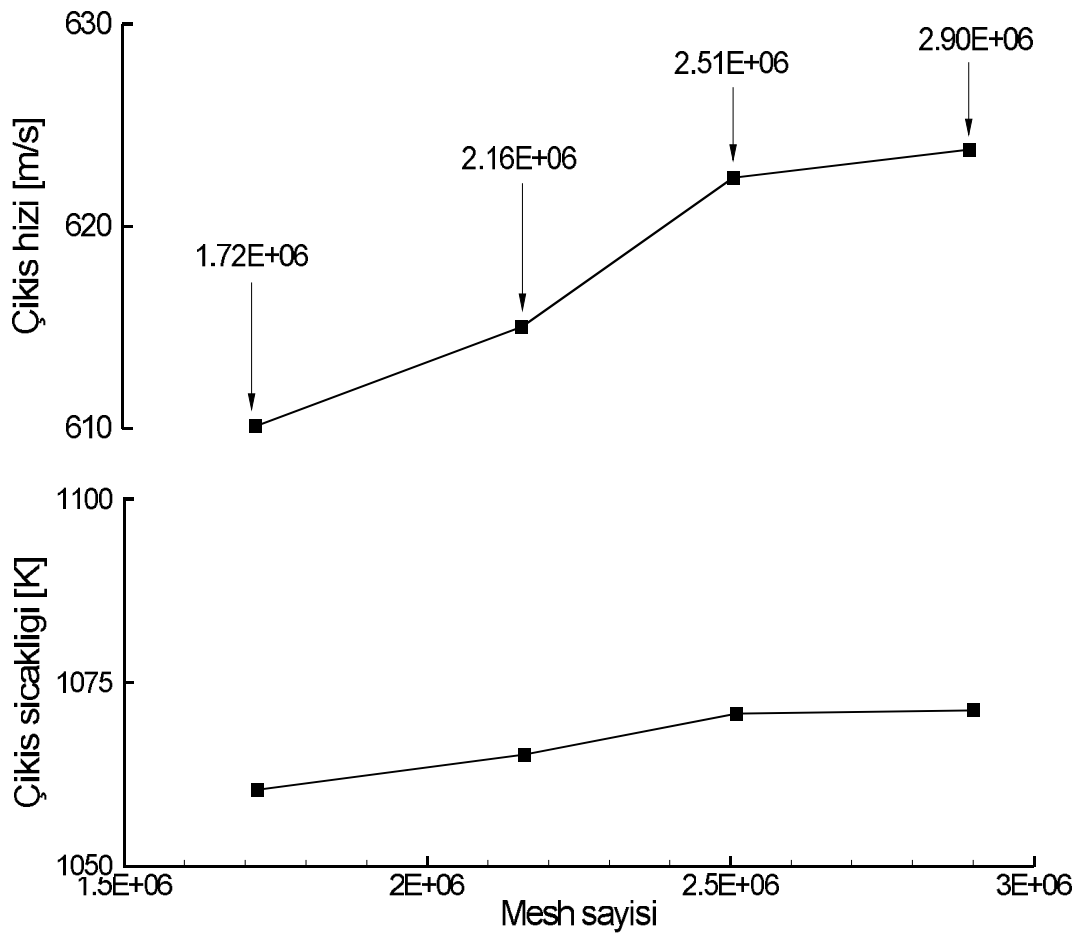
Şekil 4.11’de yanma odasının arkadan görünümü verilerek annulus açıklıklarının daha net görülmesi amaçlanmıştır.



Şekil 4.11. Annulus açıklıklarının yandan görünümü

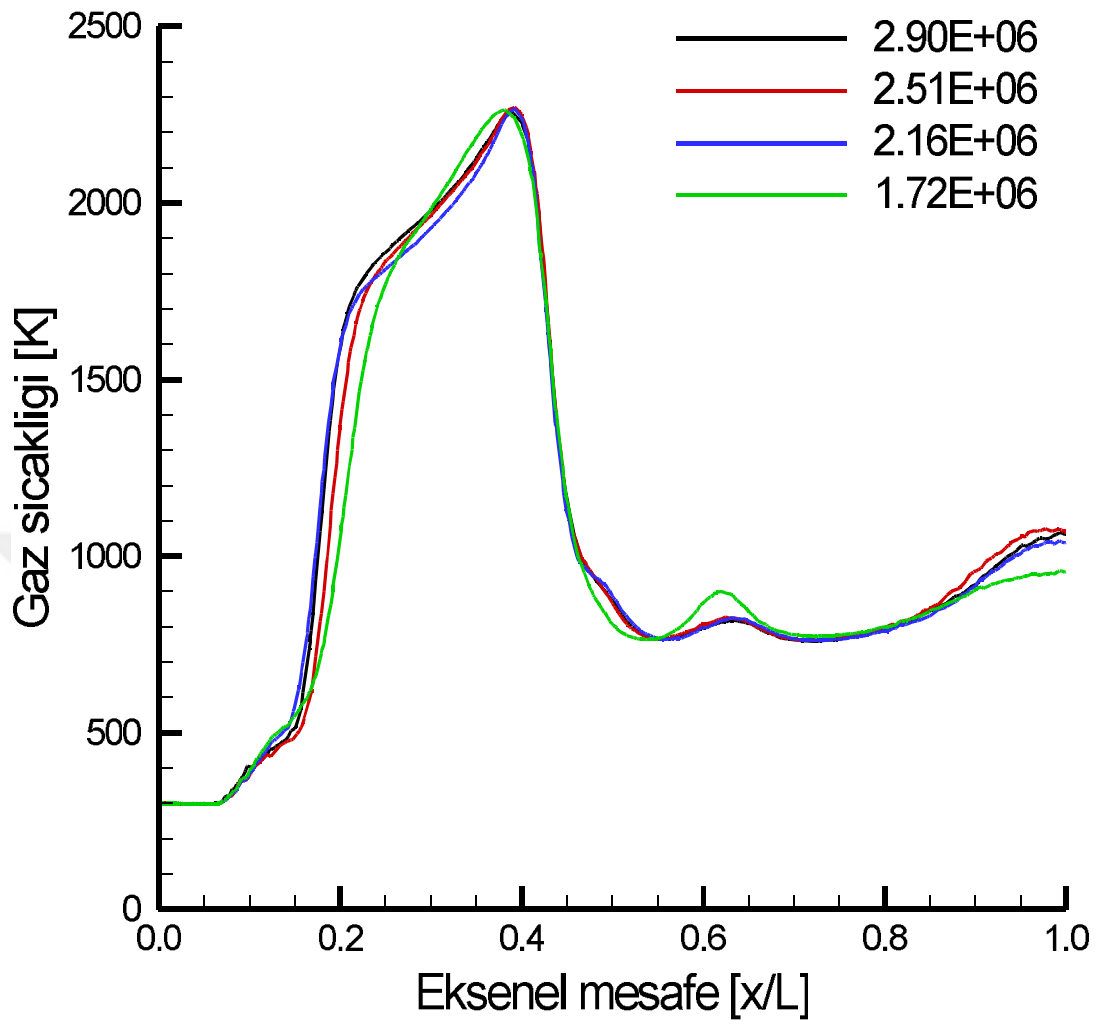
#### 4.2. Sayısal Ağ (Grid) Üretimi

Bu çalışmamızda analizi tasarlanan ve hesaplanan yanma odası 3D model referans makale ölçülerinde skala edilerek tasarlanmıştır. Çalışmalarda orthogonal mesh değerinin 0.1'in üzerinde ve skewness değerinin 0.9'nın altında olmasına dikkat edilerek 1720000, 2160000, 2510000, 2900000 olmak üzere grid sayıları ile meshlemeler yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda yanma odası çıkış sıcaklığında mesh sayısının artırılması ile sonuçlarda büyük farklılıklar görülmemekle birlikte 2510000 grid sayısından sonra değerlerde önemsiz değişimler görülmüştür. Optimum değer ve zaman dikkate alınarak 2510000 grid sayısındaki mesh yapısı sayısal çözümlerinde kullanılmıştır. Farklı grid sayılarındaki çözümlerden elde edilmiş yanma odası çıkış hızı ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi Şekil 4.12'de gösterilmektedir. Yanı sıra 2510000 grid sayısı kullanılan 3 boyutlu yanma hacmi Şekil 4.14'de ve mesh yapısı Şekil 4.15'de gösterilmektedir.

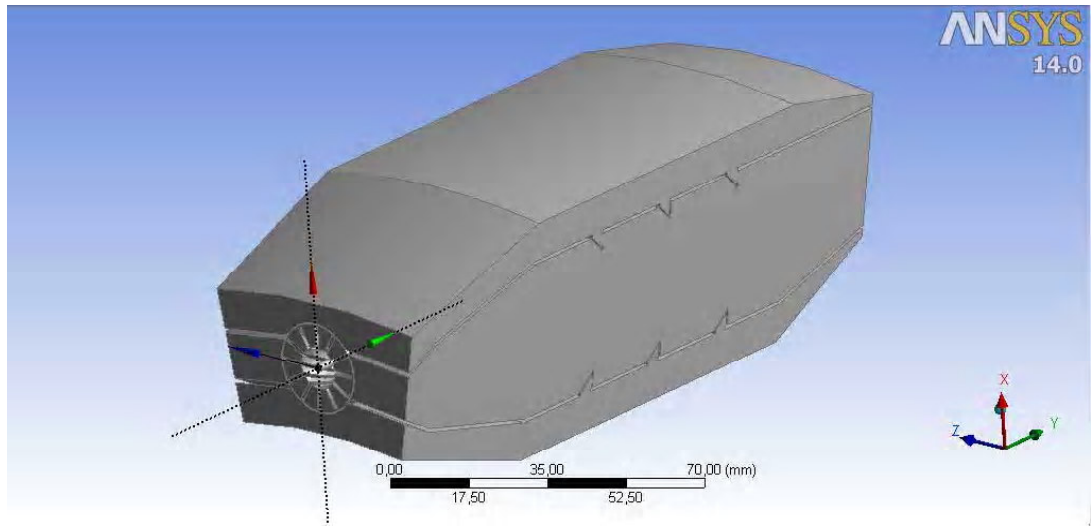


Şekil 4.12. Mesh sayısına bağlı olarak yanma odası çıkış hızı ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi.

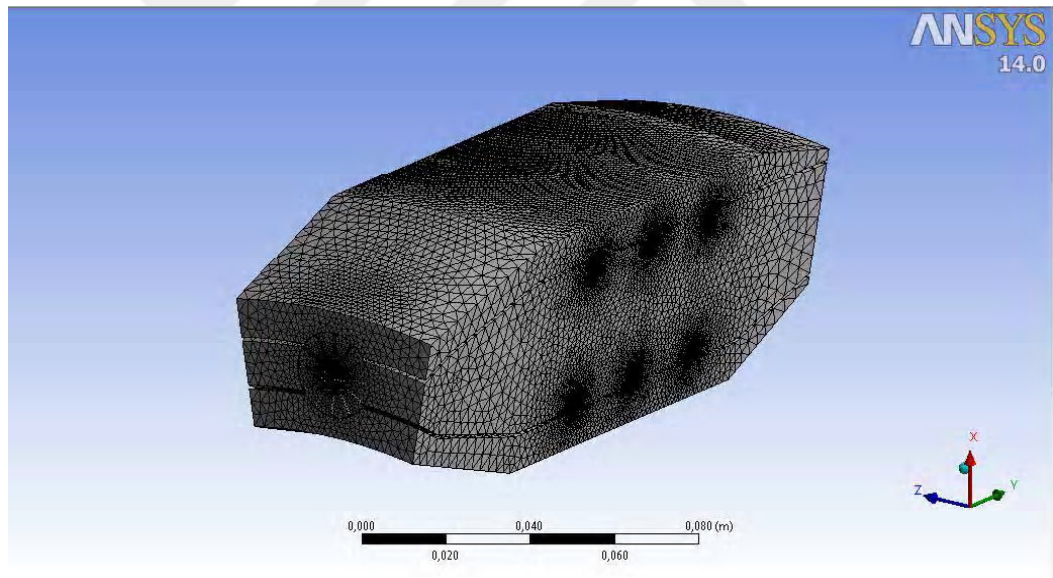
Farklı mesh sayılarında aksenal mesafeye göre merkez hattın gaz sıcaklıkları Şekil 4.13'de gösterilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi aksenal mesafe birincil bölgede yanmanın başlamasıyla gaz sıcaklığı ivmeli bir şekilde artmaktadır. Ardından annulus açıklıkları sayesinde gaz sıcaklığı belirli bir standartta devam etmektedir. Ayrıyetten belirlenen farklı mesh sayılarında birbirleriyle tutarlı oldukları görünmekte ve gaz sıcaklığında aykırı bir durum görünmemektedir.



Şekil 4.13. Farklı mesh sayılarında aksenal mesafeye göre [0, 0, 0] düzlemindeki merkez hattın gaz sıcaklık değerleri.



Şekil 4.14. Katı model akış hacmi



Şekil 4.15. Mesh yapısı

### 4.3. Sınır Şartları

Kerozin yakıtının sıcaklığı ön ısıtma işlemi uygulandığını 300 K kabul ederek standart deniz seviyesi şartlarında çözümleme yapılmıştır. Yakıt pompası sıkıştırdığı varsayılarak 20 atm basınçta değer verilmiştir. Deniz seviyesi çevre basıncı 1 atm, çevre sıcaklığı 288 K kabul edilmiştir. Yakıt ve havanın türbülans yoğunluğu %10 olarak alınmıştır.



Sınır şartları tanımlanırken yanma odası duvarları için bir tanımlama yapılmamıştır. Yanma odası giriş ve çıkışları hidrolik çap olarak ve mm olarak alınmıştır. Çözümlenelerde kullanılan ve literatürden elde edilen bilgilere göre hava ve kerozin yakıtına ait referans değerler Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1. Çözümlenelerde kullanılan ve literatürden elde edilen bilgilere göre hava ve kerozin yakıtına ait referans değerler.

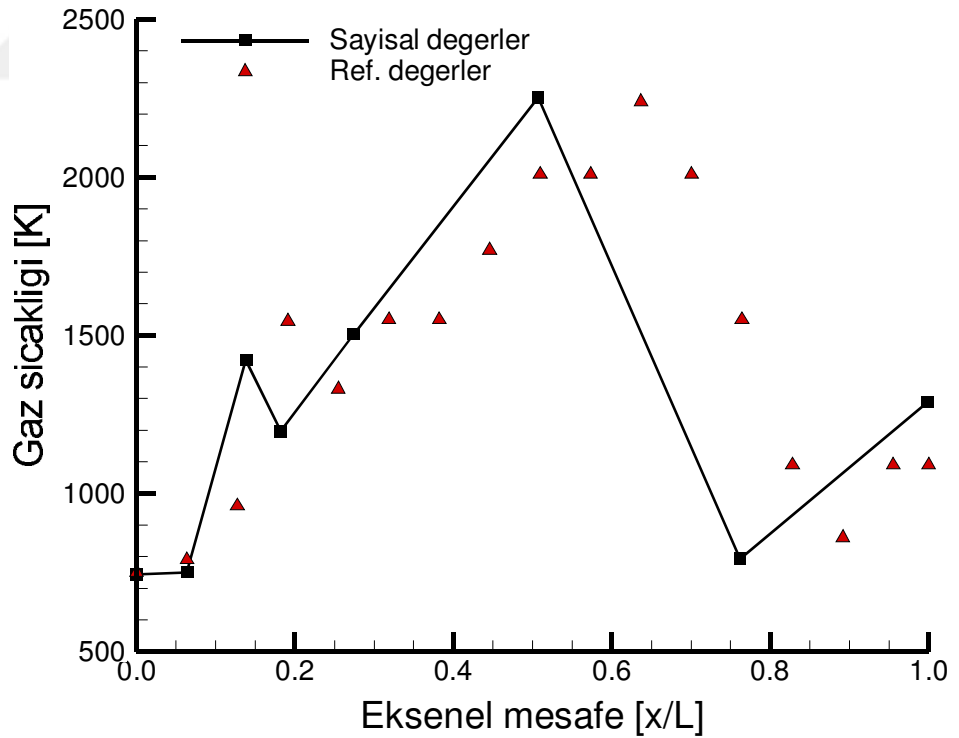
	Kütlesel Akış Oranı (Kg/s)			Toplam Basınç (MP)	Toplam Sıcaklık (K)
Kerozin	0.01434			2.08	300
Hava	1.Akış Oranı	2.Akış Oranı	Swirl Akış Oranı	2.08	743
İkincil Akış Oranı (%)					
50	0.49111	0.79750	0.30639		
60	0.39289	0.95700	0.24511		
70	0.29467	1.11650	0.18383		
80	0.19645	1.27600	0.12255		
90	0.09822	1.43550	0.06128		

## 5. BÖLÜM

### SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

#### 5.1. Sayısal Modelin Uyumluluğu

Tez çalışmamızda sayısal çözümlerinin uyumluluğu kerozin yakılması sonucu ikincil akışın etkileri araştırılmış olup literatür çalışmasından elde edilen referans değerler ile karşılaştırma yapılmıştır. Mevcut çalışmadan elde edilen aksel mesafeye göre merkez hattın gaz sıcaklık değerleri referans alınan değerler ile uyumlu olduğu gözlenmiştir. Valüasyonun uyumlu olduğu Şekil 5.1’de gösterilmiştir.

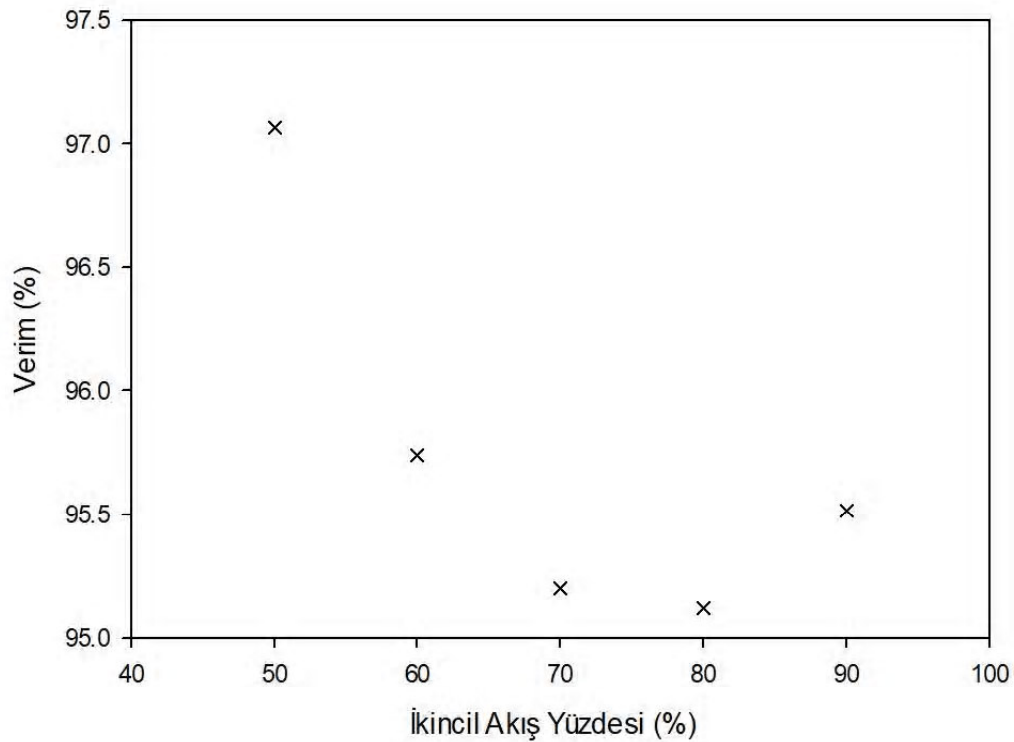


Şekil 5.1. Aksel mesafeye göre [0,0,-10] düzlemindeki merkez hattın gaz sıcaklık değerleri.

## 5.2. Yanma Verimi

Yanma verimi bir yanma odası tasarımı yapılırken veya tasarım değişiklikleri yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli kriterlerden birisidir. Yanma odasında gerçekleşen kimyasal reaksiyonda giren yakıtın bir ısı enerjisine ne kadar dönüştüğünü ve bu yanma sonucu ne kadar verim alındığı ile ilgilidir. Yanma reaksiyonlarında verimi her zaman en yüksek olmasını istenmektedir. Yanma verimliliği denklemi Eş. 5.1' deki gibidir. Bu denklemde  $\eta_c$  yanma verimliliği,  $m_{fi}$  giren yakıt miktarı ve  $m_{fo}$  çıkan yakıt miktarını ifade etmektedir.

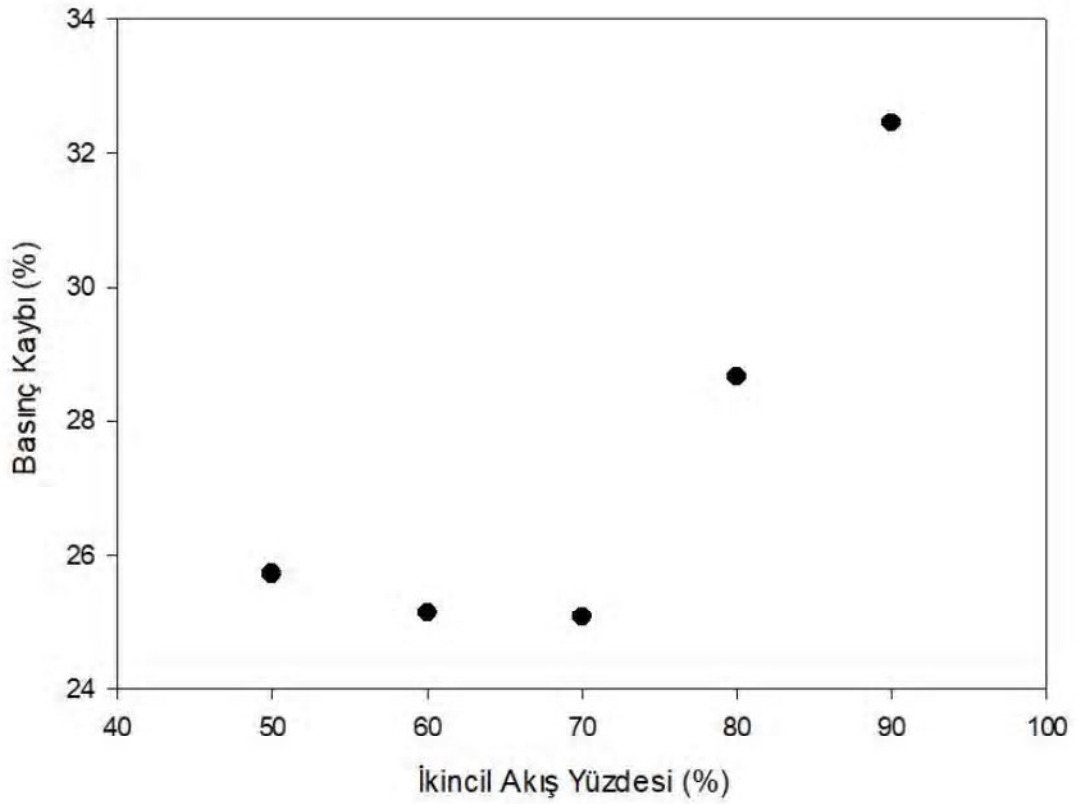
$$\eta_Y = \eta_C = \frac{m_{fi} - m_{fo}}{m_{fi}} \times 100 \quad (5.1)$$



Şekil 5.2. Model yanma odası ikincil akış yüzdelere bağlı olarak yüzde verimi.

Model yanma odası ikincil akış yüzdelere bağlı olarak yüzde verim ifadeleri Şekil 5.2'de gösterilmektedir. Yanma odasında ikincil akış artıkça yanma odasına giren hava miktarı azaldığından dolayı yanma verimi genellikle azaldığı görülmektedir. İkincil akış oranı %50 iken yanma verimi %97.06 olmakta ve akış oranı %80 iken yanma verimi %95.12 hesaplanmaktadır. Buradan anlaşılmaktadır ki yanma bölgesine giren hava miktarının azalması verimi düşürmektedir.

### 5.3. Basınç Kayıpları



Şekil 5.3. Model yanma odası ikincil akış yüzdelerine bağlı olarak yüzde basınç kaybı.

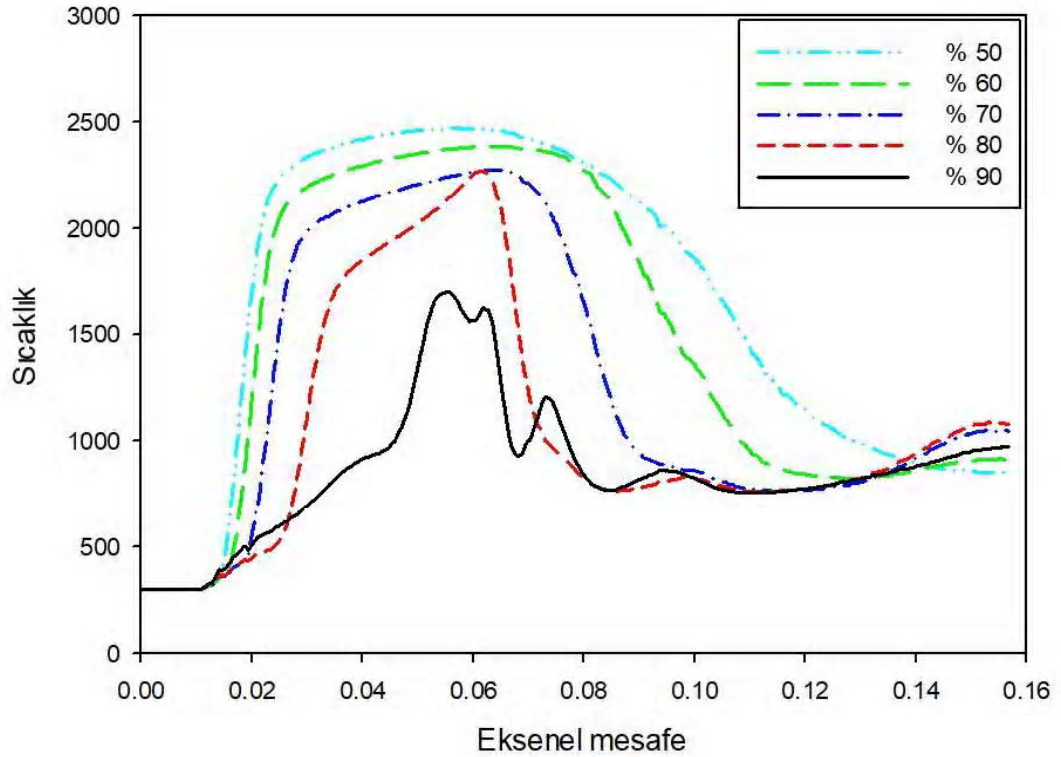
Model yanma odası ikincil akış yüzdelerine bağlı olarak yüzde basınç kaybı Şekil 5.3'de gösterilmektedir. Yanma odasında ikincil akış oranının eldeki verilere göre en ideal %70 olduğu görülmektedir. İkincil akış oranı hava yüzdesi arttıkça basınç kayıpları artmaktadır. Bunun sebebi olarak ikincil akışa gönderilen havanın artmasıyla yanma reaksiyonundaki azalmanın olduğu söylenebilir.

### 5.4. Sıcaklık Dağılımları

Yanma odası modelinde ikincil akışın %80 olduğu bölgedeki sıcaklık dağılım grafiğini incelediğimizde alevin genişleme bölgesinde (a) başladığı görülmüş olup, birincil bölgeye doğru ilerlediği görülmektedir. Ek olarak ikincil akışın etkisiyle alev ince uzun bir şekilde yanma odası çıkışına doğru yönelmektedir. Z -10 (b) ve Y 60 (d) düzlemine baktığımızda ise alev swirl vane (kanatçık) etkisiyle açısall bir şekilde dağılım olduğu görülmektedir. Ayrıyette kanatçıklar sayesinde alev alt ve üst duvarlara yaslanarak hareket etmektedir. Bu hareket yanma odası çıkışında (e) da belirgin bir şekilde

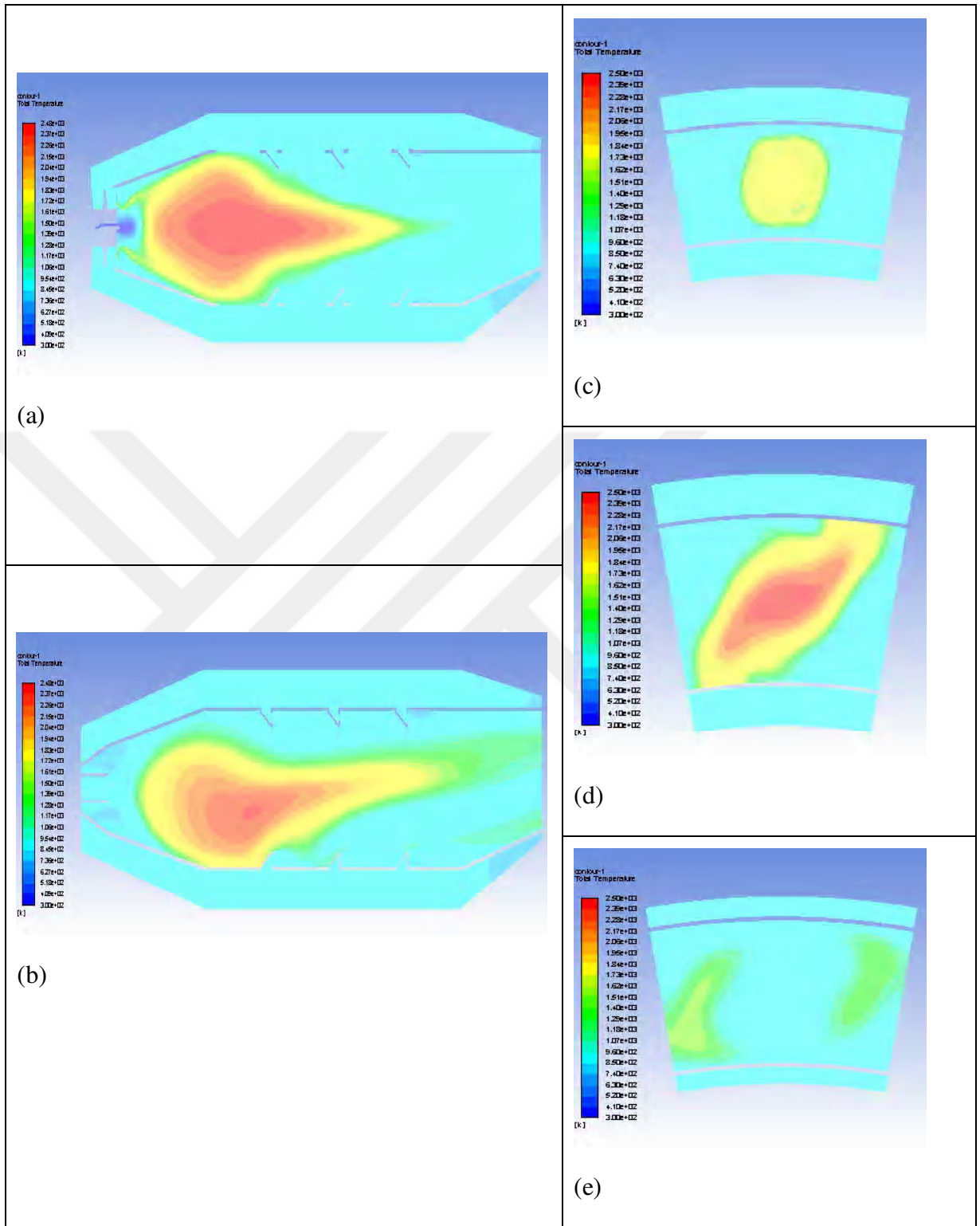
görülmektedir.

Yine sıcaklık görünümlerine baktığımızda da ikincil akışın % oranı azaldıkça yani yanma bölgesine giren hava miktarı arttıkça sıcaklıkta çok fazla bir değişim olmasa da alevin yanma odasının çıkışına doğru uzadığı açıkça görülmektedir.

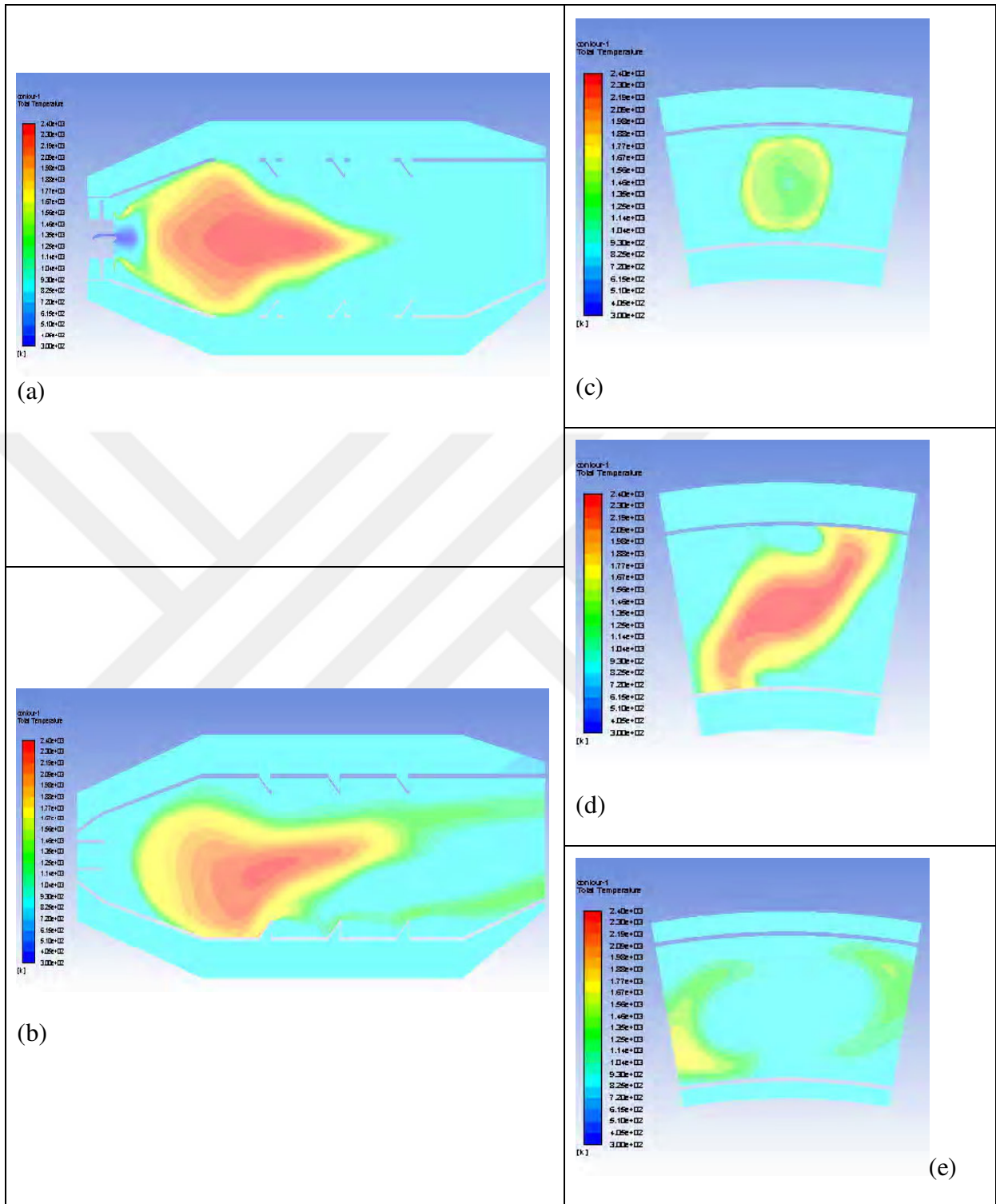


Şekil 5.4. Model yanma odasında aksel mesafeye göre farklı ikincil akış yüzdelerinde sıcaklığın değişimi

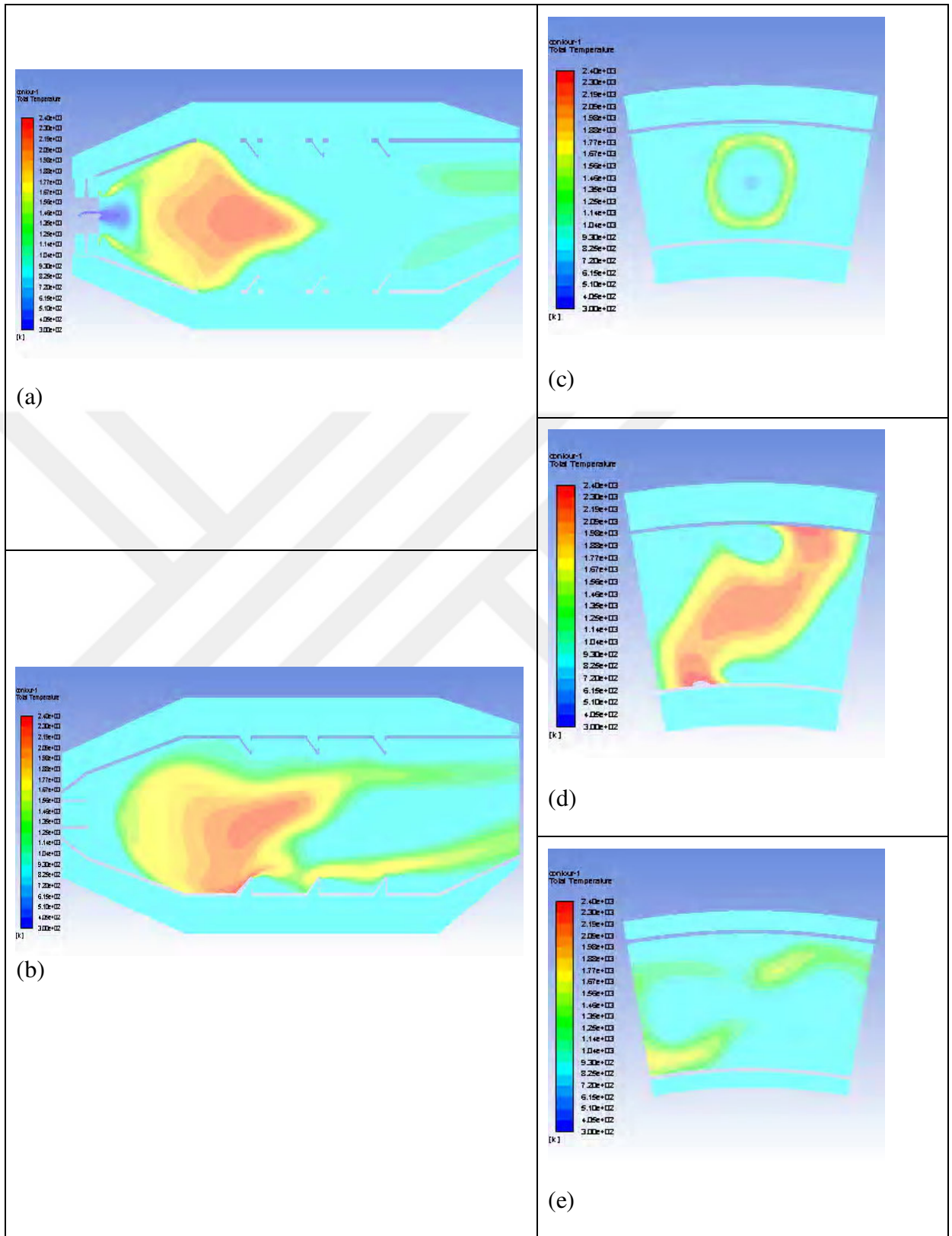
Model yanma odasında aksel mesafeye göre farklı ikincil akış yüzdelerinde sıcaklığın değişimi Şekil 5.4'de gösterilmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi %90 hariç ikincil akış yüzdeleri birbirleriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Ancak akış yüzdesi %90 olduğunda stabilite bozulmaya başlamaktadır. Bu yapılan çalışmalarda da görülmektedir.



Şekil 5.5. Model yanma odasında ikincil akış oranı %50 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem - toplam sıcaklık dağılımının görünümü.

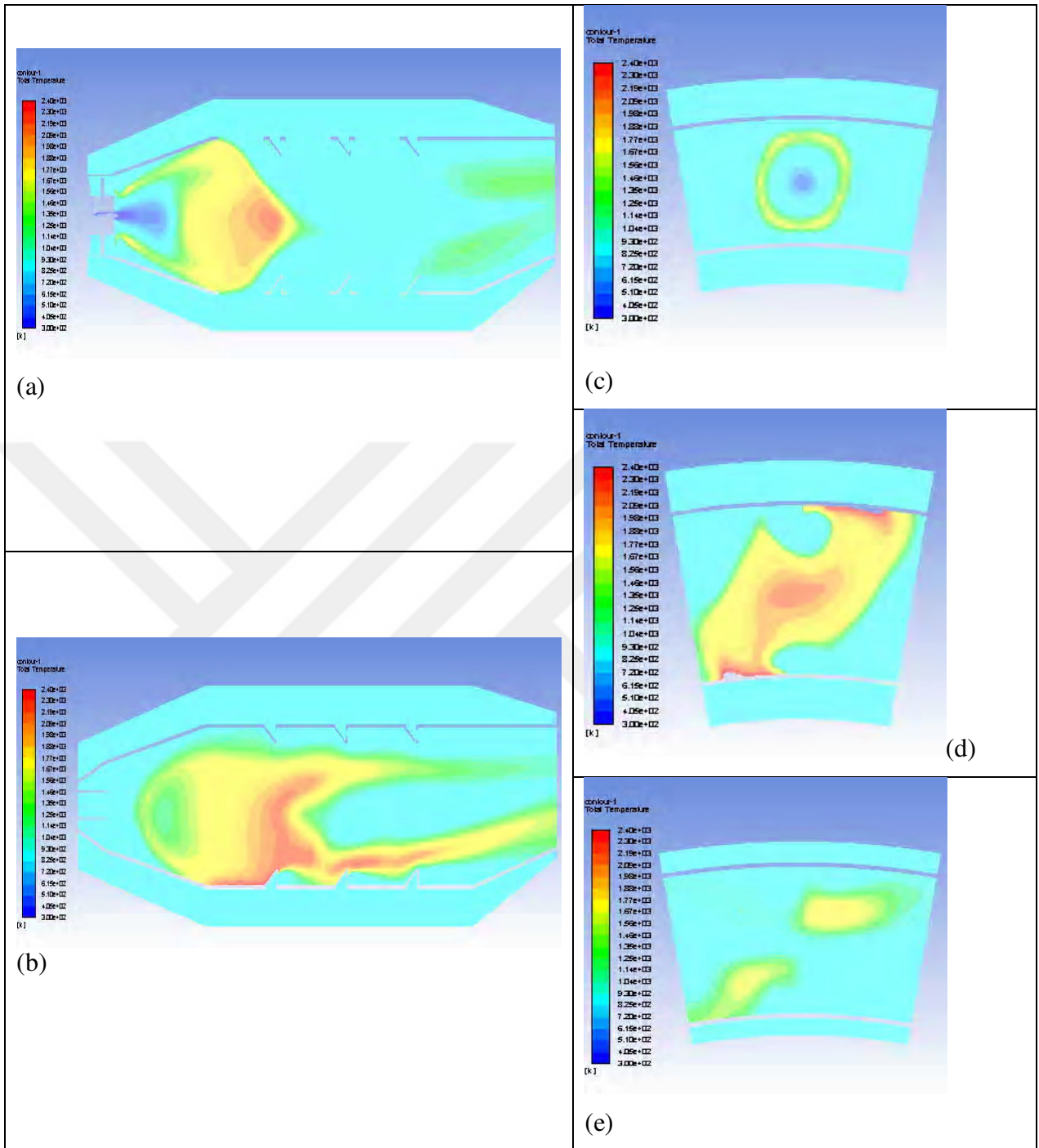


Şekil 5.6. Model yanma odasında ikincil akış oranı %60 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem - toplam sıcaklık dağılımının görünümü.

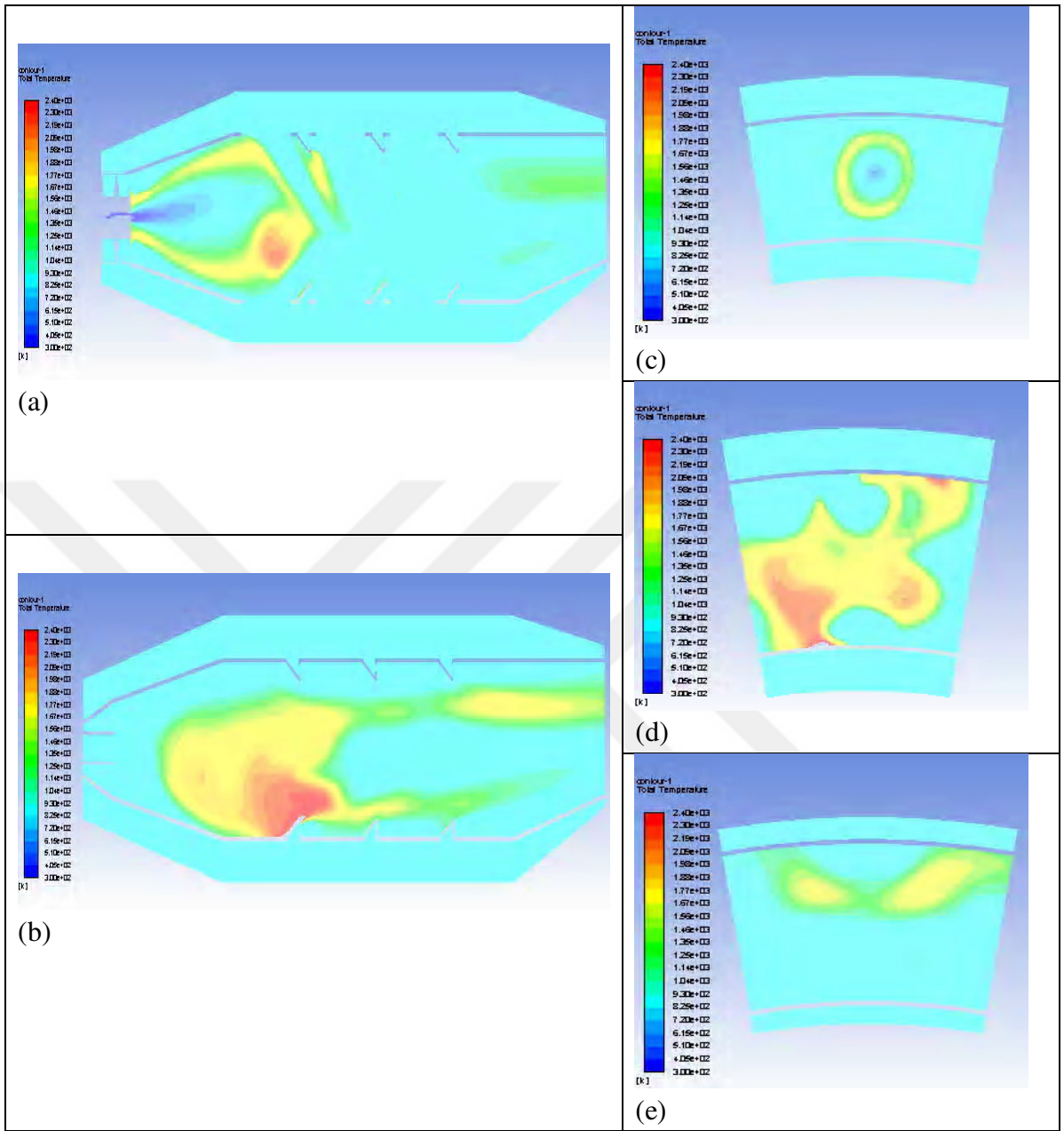


Şekil 5.7. Model yanma odasında ikincil akış oranı %70 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem - toplam sıcaklık dağılımının görünümü.





Şekil 5.8. Model yanma odasında ikincil akış oranı %80 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem - toplam sıcaklık dağılımının görünümü.



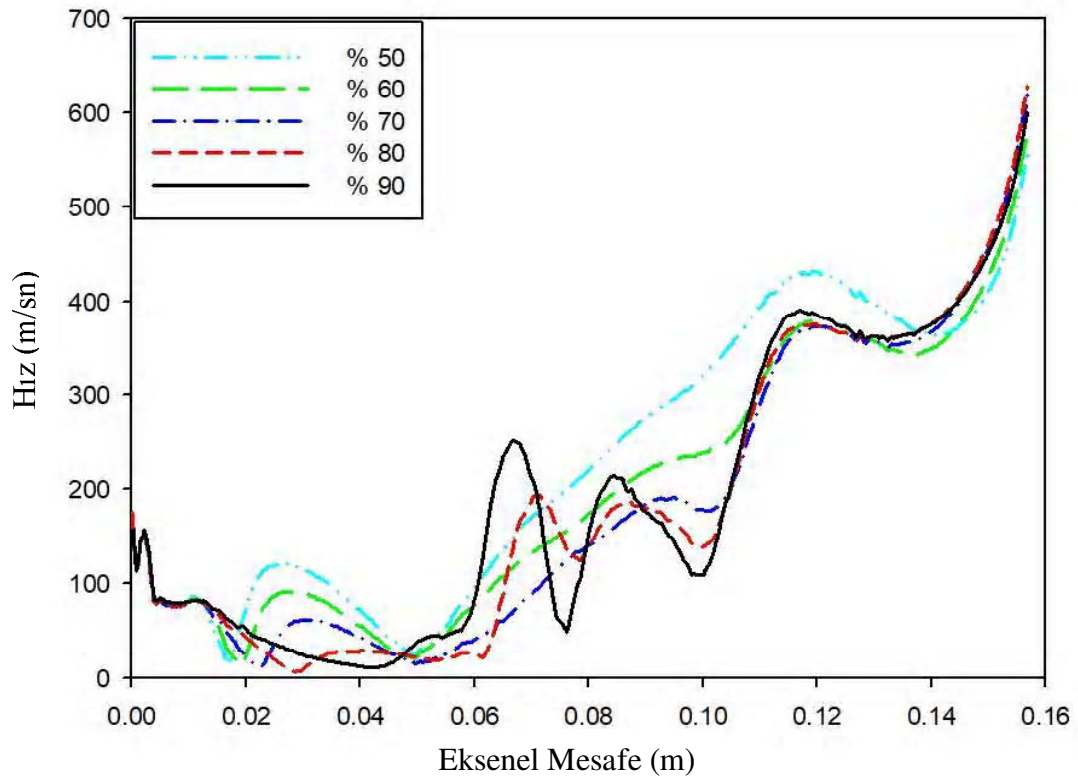
Şekil 5.9. Model yanma odasında ikincil akış oranı %90 (a) Merkez düzlem, (b) Z -10 düzlem, (c) Y 20 düzlem (d) Y 60 düzlem ve (e) Y 150 (outlet) düzlem - toplam sıcaklık dağılımının görünümü.

### 5.5. Hız Değişimleri

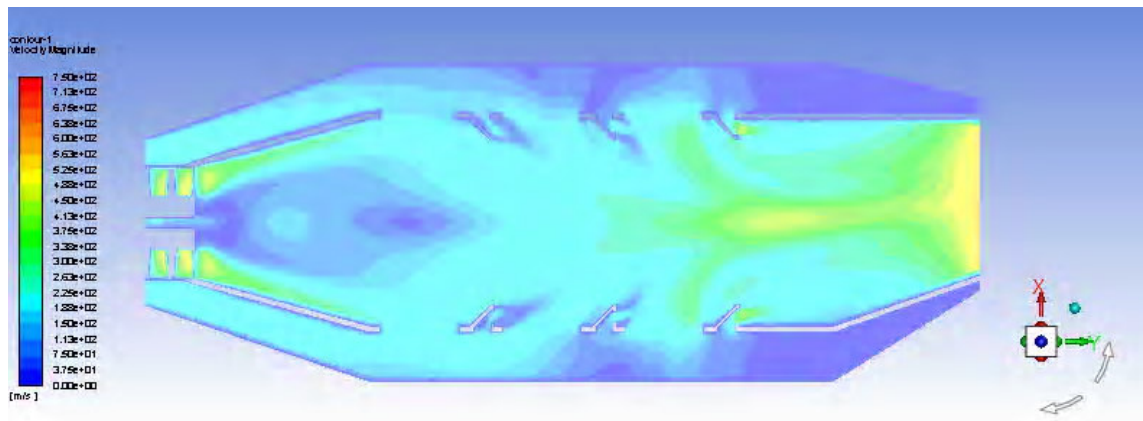
Hız görünümlerini incelediğimizde yanmanın olduğu birincil bölgede hızın çok düşük olduğu, yanma odasının ikincil bölgesinde ve seyreltme bölgelerinde ikincil akışın etkisiyle hızın arttığı görülmektedir. Ayrıca yanma odasının çıkışına doğru alanın azalmasıyla hızın giderek daha fazla arttığı görülmektedir.

Ayrıca ikincil akışın girişindeki geometrinin etkisiyle hızda artış görülmektedir.

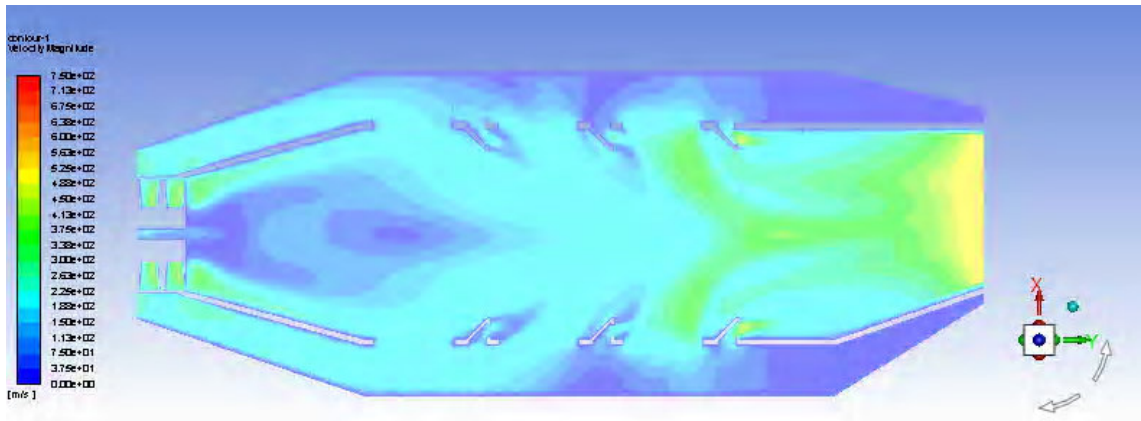
Yine hız görünümleri incelendiğinde ikincil akışın % oranları azaldıkça, ikincil akıştaki hız değerlerinin azaldığı yanma bölgesindeki ve swirl vane köşelerinde de hızın arttığı görülmektedir.



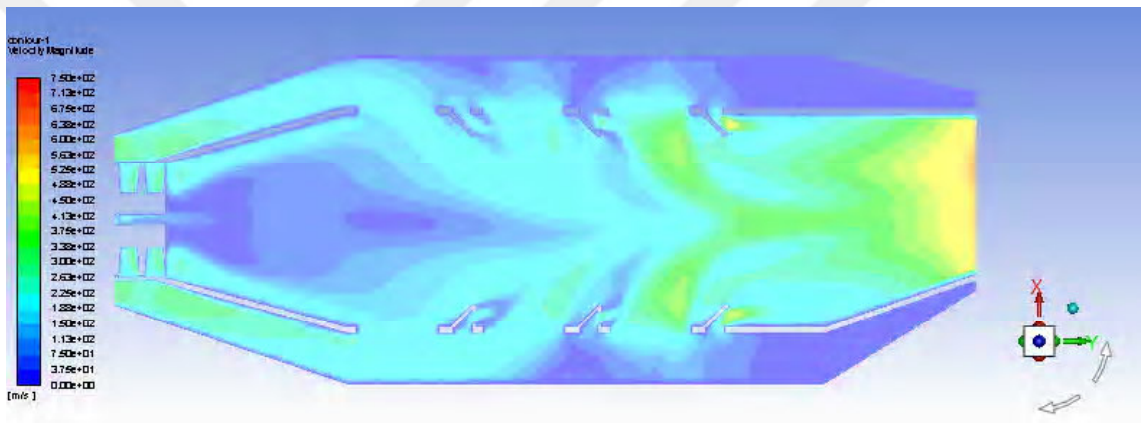
Şekil 5.10. Model yanma odasında eksenel mesafeye göre farklı ikincil akış yüzdelerinde eksenel hızın değişimi



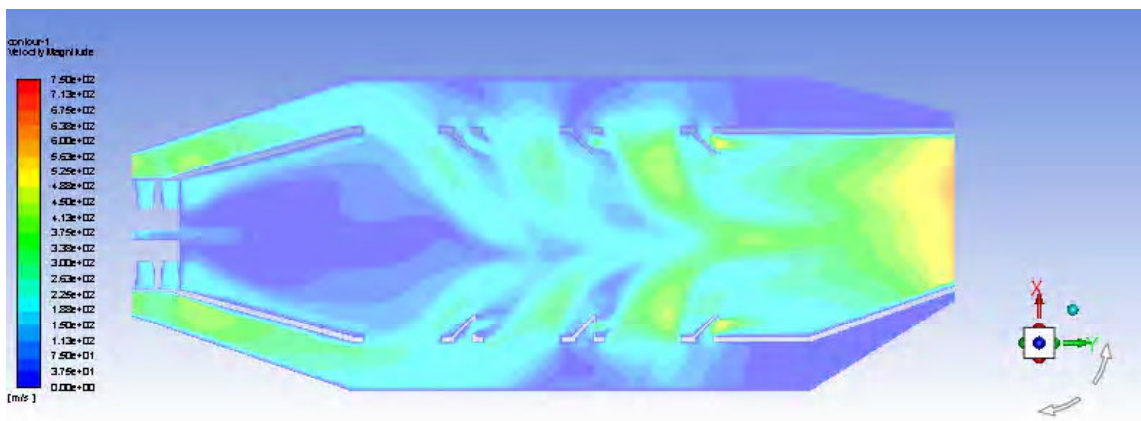
Şekil 5.11. Model yanma odasında ikincil akış oranı %50 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü



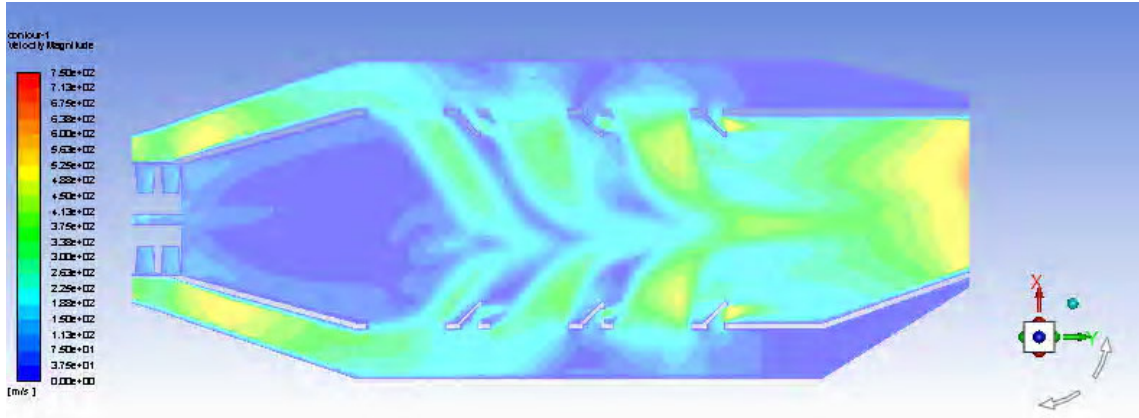
Şekil 5.12. Model yanma odasında ikincil akış oranı %60 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü



Şekil 5.13. Model yanma odasında ikincil akış oranı %70 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü



Şekil 5.14. Model yanma odasında ikincil akış oranı %80 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü

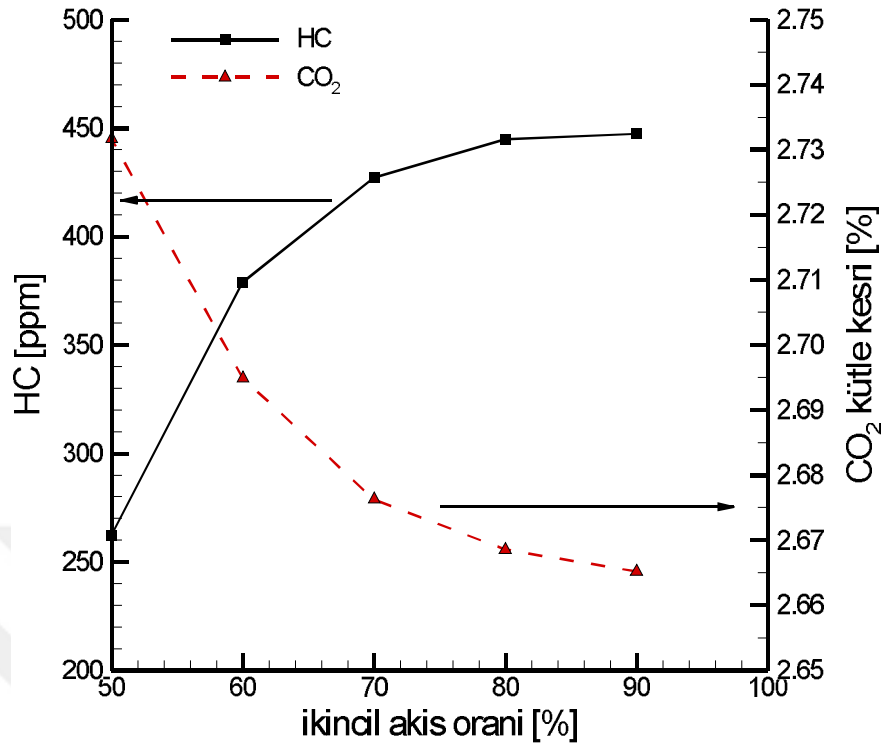


Şekil 5.15. Model yanma odasında ikincil akış oranı %90 için merkez düzlemindeki hız dağılım görünümü

## 5.6. Emisyon Değerleri

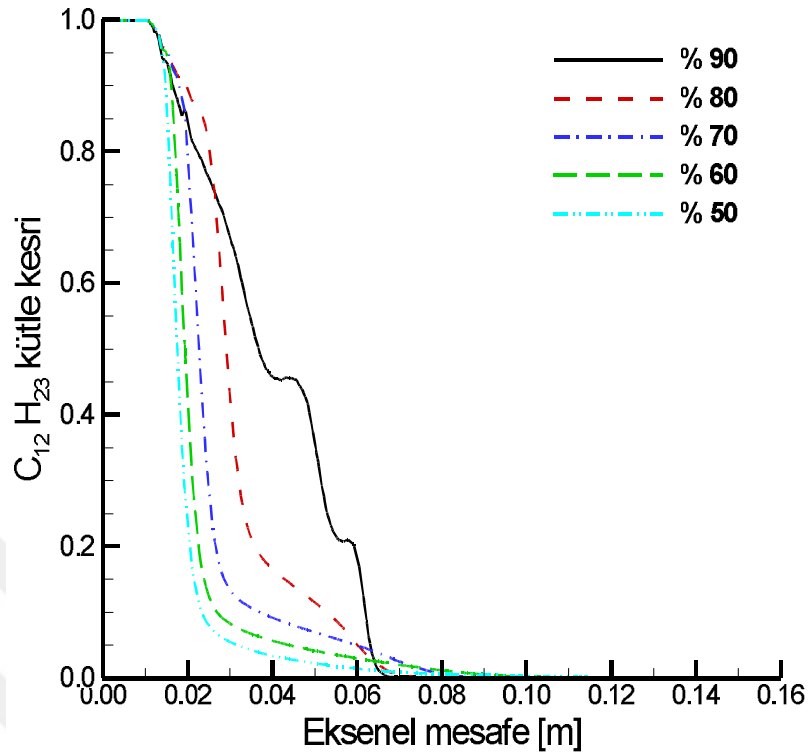
Yanma odası çıkışındaki emisyon değerleri ve yanma odası içerisindeki emisyon dağılımları yanma verimi, sıcaklık dağılımı ve hava-yakıt oranına bağlı olarak değişmektedir. Yüksek yanma verimi yanmamış hidrokarbon emisyon miktarını azaltırken, uygun sıcaklık dağılımı nitrojen oksit oluşumunu olumlu yönde etkilemektedir. Ayrıca hava yakıt oranı stokiometrik orana yaklaştıkça yanmamış hidrokarbon miktarı azalırken karbonmonoksit ve azotoksit emisyon miktarları artmaktadır. Yanma odasının farklı bölümlerindeki hava-yakıt oranları hem emisyon miktarlarını hemde emisyon dağılımlarını değiştirmektedir. Son olarak yanma odasında kullanılan yakıtın kimyasal yapısı karbondioksit, azotoksit ve hidrokarbon emisyon miktarlarını etkilemektedir.

Şekil 5.16'da ikincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki hidrokarbon ve karbondioksit emisyon değerleri sırasıyla ppm ve kütle kesri olarak görülmektedir. Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de ise yanma odasının merkez hattındaki ve eksenel yüzeylerdeki hidrokarbon emisyonlarının kütleli ağırlıklı değişimleri görülmektedir. Ayrıca, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de karbondioksit emisyonlarının yanma odası merkez hattındaki ve eksenel yüzeylerdeki kütleli ağırlıklı değişimleri verilmektedir.



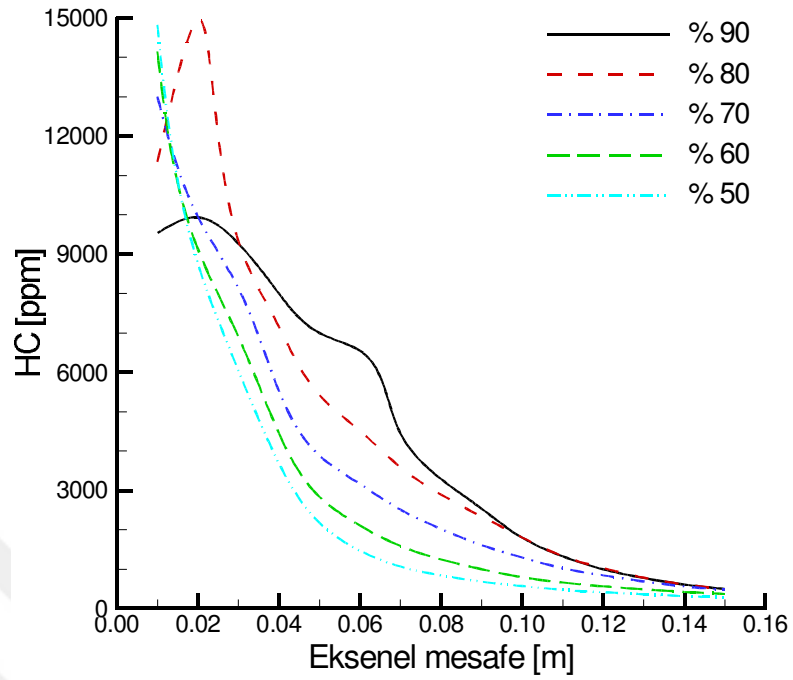
Şekil 5.16. İkincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki hidrokarbon ve karbondioksit emisyon değerleri.

İkincil akış oranına bağlı olarak hidrokarbon ve karbondioksit değerlerinin verildiği şekil incelendiğinde annulus akış oranı arttıkça yanma odası çıkışındaki yanmamış hidrokarbon emisyon değerlerinin arttığı ve karbondioksit kütle oranlarının azaldığı görülmektedir. İkincil akış oranı % 50 iken 262 ppm olan HC emisyonları ikincil akış oranı % 60, 70, 80 ve 90 için sırasıyla 379, 427, 445 ve 447 ppm olarak ölçülmüştür. CO<sub>2</sub> kütle kesirleri ise sırasıyla 0.0273, 0.0269, 0.0268, 0.0267 ve 0.0266 olarak elde edilmiştir. Annular yanma odasının dizayn özelliklerine göz önüne alındığında birinci akış azaltılıp ikincil akış artırıldığı zaman yanma bölgesine giren hava miktarı azaldığından dolayı yanma verimi azalmakta ve ikincil akışın artması ile HC emisyon değerleri artarken yanmanın doğal ürünü olan karbondioksit oranlarının düştüğü görülmektedir.

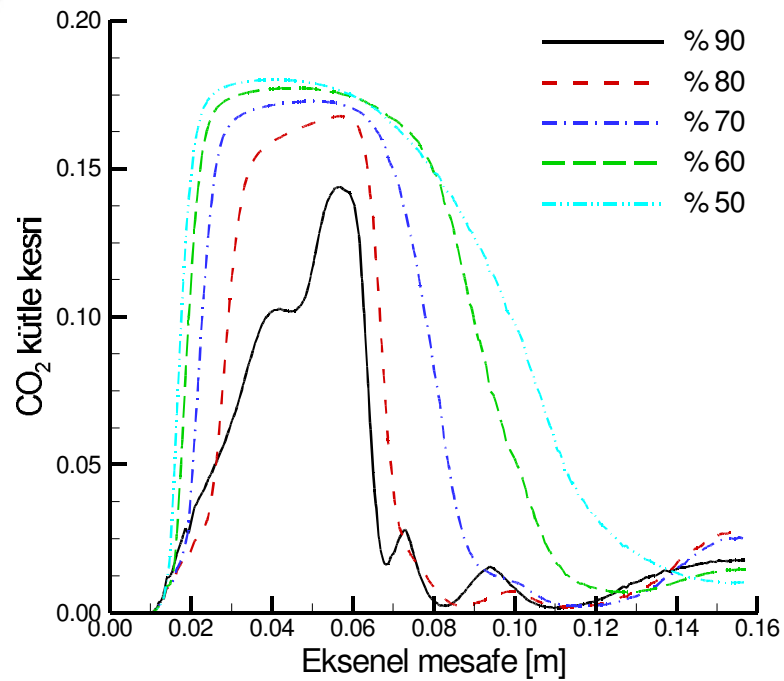


Şekil 5.17. Yanma odasının merkez hattındaki hidrokarbon kütle oranının aksenal değişimi.

HC kütle kesirlerinin aksenal değişimleri incelendiğinde ikincil akış oranının artması ile yakıtın aksenal olarak tükenme mesafesinin azaldığı yani yakıtın daha hızlı tükendiği görülmektedir. % 90 ikincil akışta yakıtın % 95'i 0.06 m'de tükenmekte iken % 50 ikincil akışta yakıtın % 95'i 0.03 m'de tükendiği görülmektedir. Burada alev tüpüne giren hava miktarı arttıkça (ikincil akış oranı azalmaktadır) yakıtın daha kısa mesafede tükendiği fakat küçük bir miktarının ise (%5) alevi uzatacak şekilde ileriye doğru kaydığı görülmektedir. Burada ikincil akışın alevi seyreltme fonksiyonunun azaldığı söylenebilir. Bu da sıcaklık grafiklerinde görüldüğü gibi alevin yanma odası boyunca aksenal olarak uzamasına sebep olmuştur. Benzer sonuçlar yanma odasının aksenal düzlemlerinde kütle ağırlıklı HC emisyonlarının gösterildiği Şekil 5.18'de ve ikincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki HC kütle kesir konturlarının verildiği Tablo 5.1' de görülmektedir.

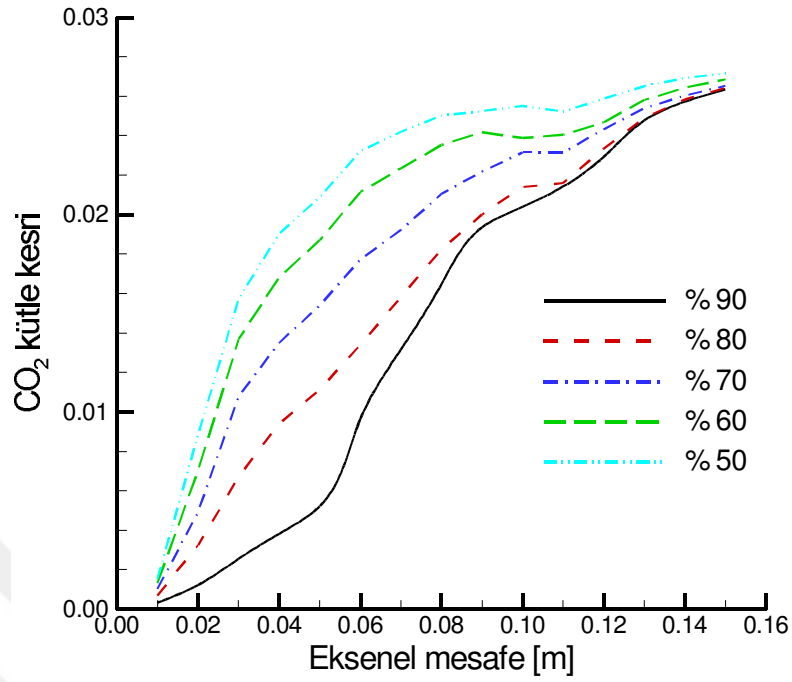


Şekil 5.18. Yanma odasının aksenel düzlemlerindeki hidrokarbon emisyonlarının kütleli ağırlıklı değışimi.



Şekil 5.19. Yanma odasının merkez hattındaki karbondioksit kütle oranının aksenel değışimi.

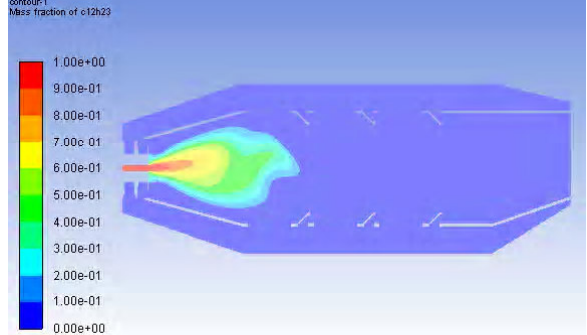
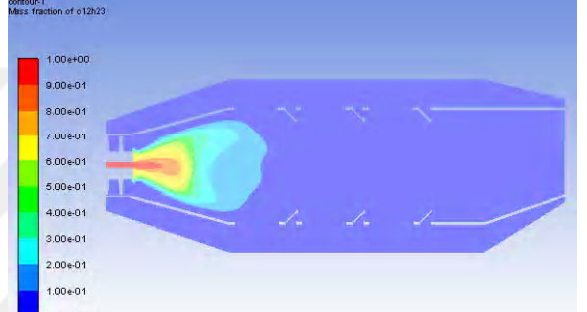
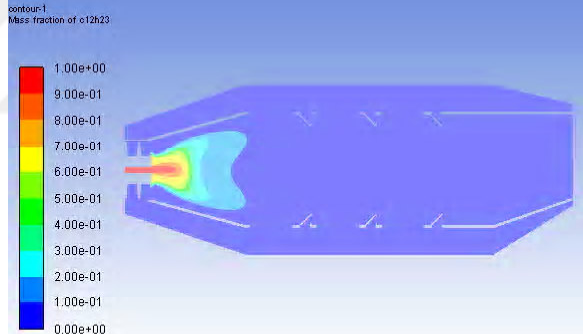
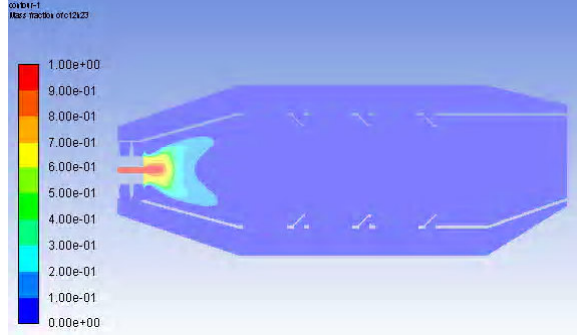
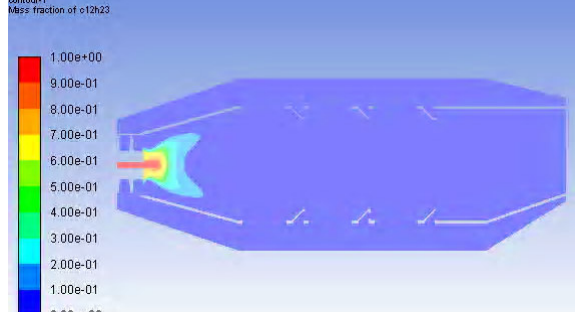




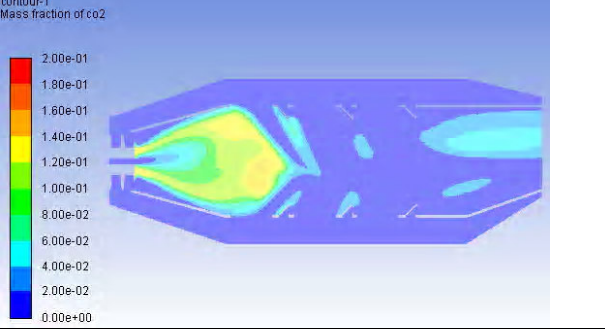
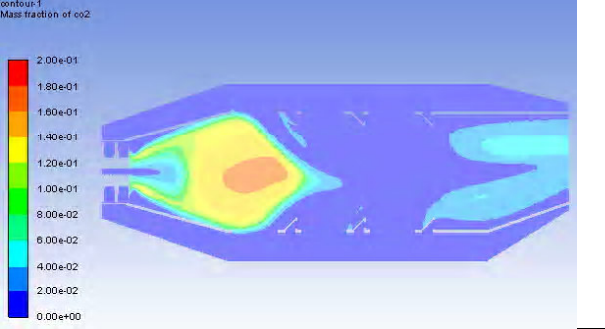
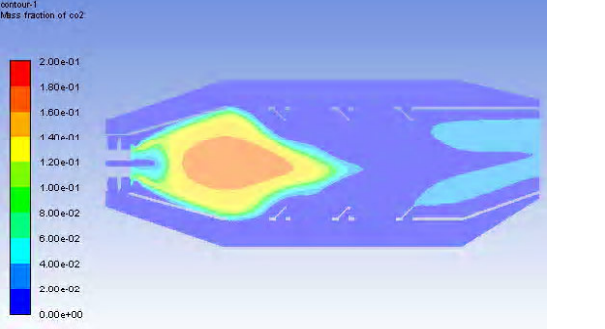
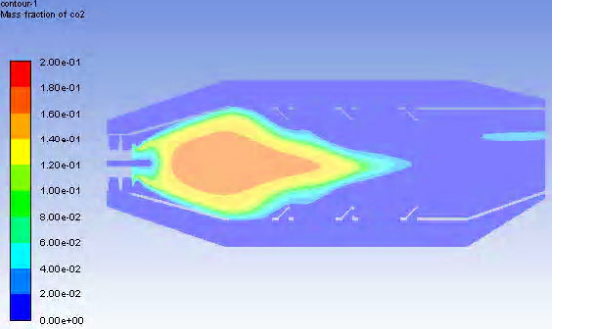
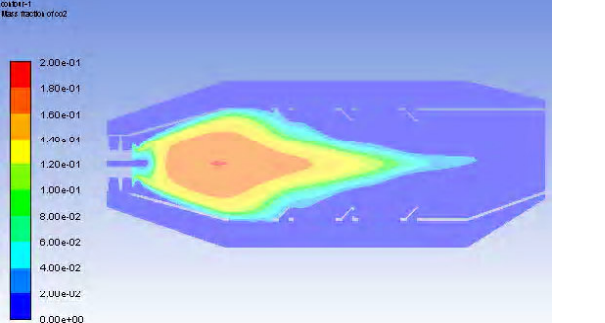
Şekil 5.20. Yanma odasının eksenel düzlemlerindeki karbondioksit emisyonlarının kütleli ağırlıklı değışimi.

CO<sub>2</sub> emisyonlarının eksenel olarak kütle kesir değışimleri incelendiğinde ikincil akış oranındaki azalma ile (yanma bölgesine giren birincil akışın artması) CO<sub>2</sub> emisyonlarının daha kısa sürede ve daha yüksek miktarlarda oluştuğu görülmektedir. Benzer bir eğilim eksenel düzlemlerindeki karbondioksit emisyonlarının kütleli ağırlıklı değışimini veren Şekil 5.19'da ve ikincil akışa bağılı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki CO<sub>2</sub> kütle kesir konturlarının verildiği Tablo 5.20'de de görülmektedir.

Tablo 5.1. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki HC kütle kesir konturları.

İkincil akış oranı	HC kütle kesri konturları
90	
80	
70	
60	
50	

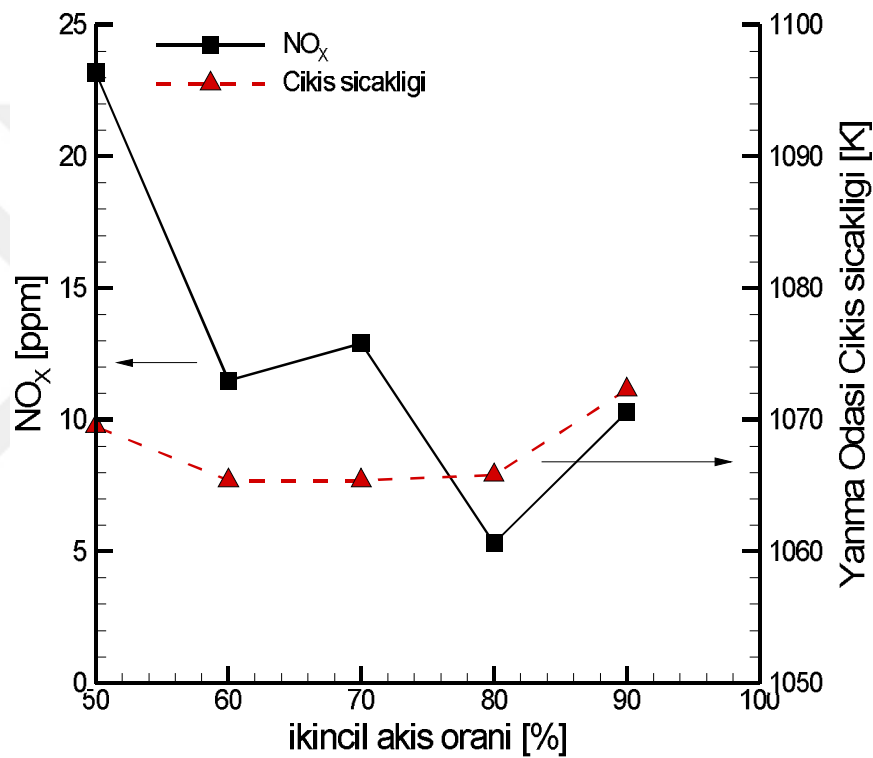
Tablo 5.2. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki CO<sub>2</sub> kütle kesir konturları.

İkincil akış oranı	CO <sub>2</sub> kütle kesir konturları
90	
80	
70	
60	
50	

Tablo 5.3. İkincil akış oranına bağlı olarak yanma odasının merkez düzlemindeki,  $y=0.06$  m düzlemindeki ve yanma odası çıkışındaki  $\text{NO}_x$  kütle kesir konturları.

İkincil akış oranı	$\text{NO}_x$ kütle kesir konturları		
90			y=0.06 m düzlemi
			Yanma odası çıkışı
80			y=0.06 m düzlemi
			Yanma odası çıkışı
70			y=0.06 m düzlemi
			Yanma odası çıkışı
60			y=0.06 m düzlemi
			Yanma odası çıkışı
50			y=0.06 m düzlemi
			Yanma odası çıkışı

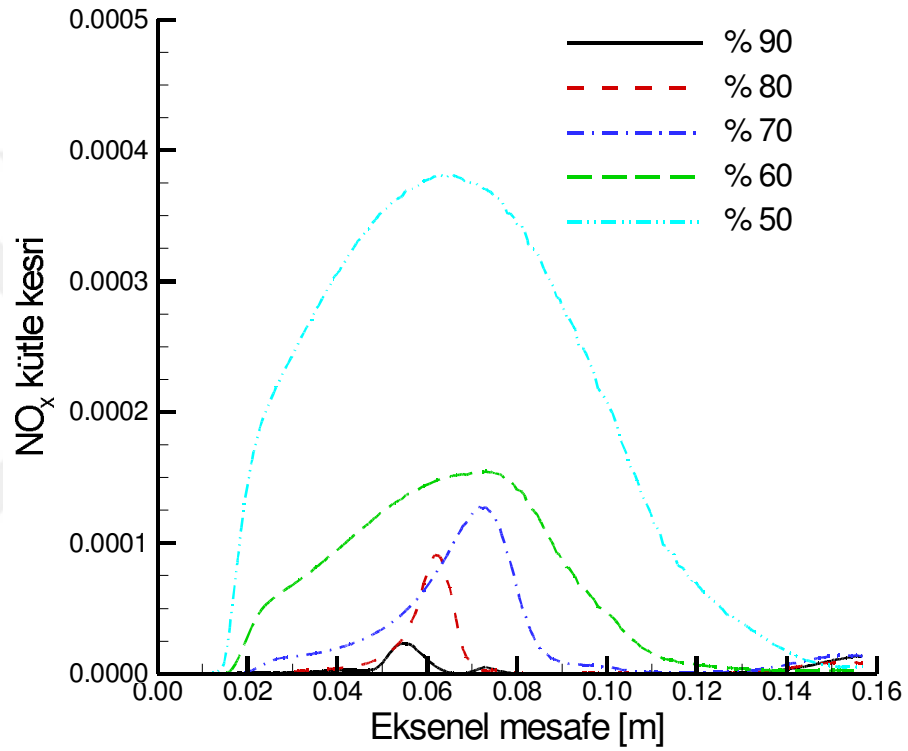
Azot oksit emisyon değerleri gaz sıcaklığı, sıcaklık dağılımı ve havanın sıcak bölgelerde bekleme süresine bağlı olarak değişmektedir. Farklı şekillerde farklı ikincil akış oranlarında yanma odası içerisindeki  $\text{NO}_x$  dağılımları görülmektedir. Verilen  $\text{NO}_x$  kontur görünüşleri incelendiğinde ikincil akış oranındaki azalmanın  $\text{NO}_x$  değerlerini artırdığı ve yanma odasının çıkışına doğru uzandığı ve hareket ettiği görülmektedir. Sıcaklık konturları ile uyumlu olması beklenirken görsellerden de anlaşılacağı gibi tutarlılıklar söz konusudur.



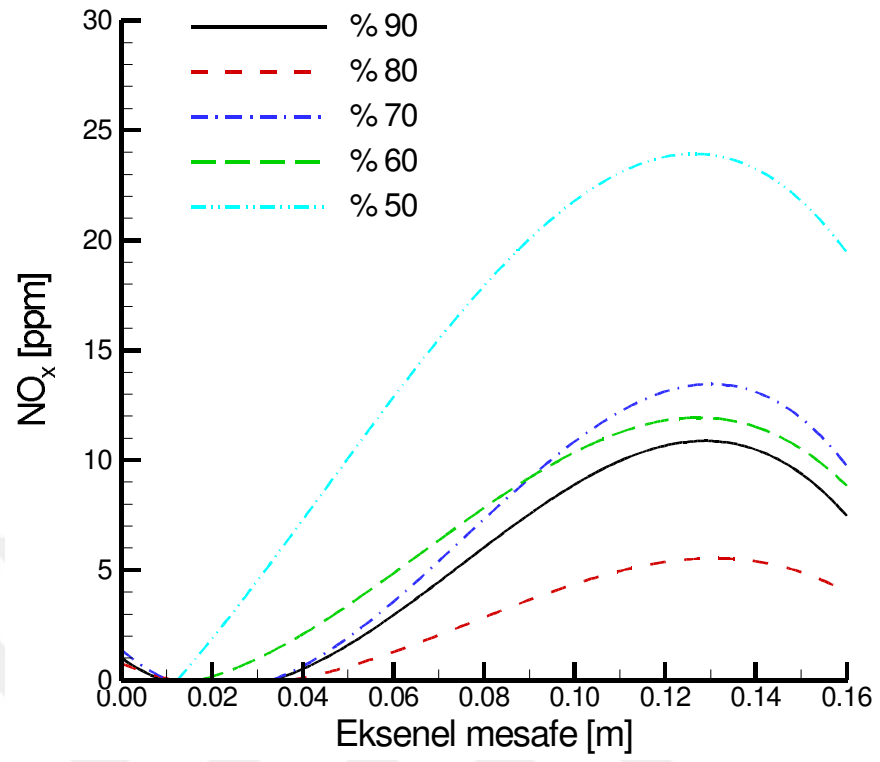
Şekil 5.21. İkincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki  $\text{NO}_x$  ve yanma odası çıkış sıcaklığı değerleri.

İkincil hava akış oranına bağlı olarak yanma odası çıkışındaki  $\text{NO}_x$  ve çıkış sıcaklığı değerleri Şekil 5.21’de görülmektedir.  $\text{NO}_x$  grafikleri incelendiğinde akış oranı arttıkça yanma odasına giren hava miktarı azaldığı için verim düşmektedir. Dolayısıyla toplam sıcaklıklar azaldığından  $\text{NO}_x$  grafikleri ikincil akış oranının artmasıyla düşmektedir. Ayrıca  $\text{NO}_x$  değerlerinin yanma odası çıkış sıcaklıklarıyla uyumlu olduğu görülmektedir.

Şekil 5.22 Yanma odasının merkez hattındaki NO<sub>x</sub> kütle oranının aksenal değişimi ve Şekil 5.23'de Yanma odasının Y aksenal mesafelerinde NO<sub>x</sub> (ppm) aksenal değişimi grafikler halinde görölmektedir. Merkez düzlemdeki veya merkez hattaki aksenal NO<sub>x</sub> grafikleri incelendiğinde ikincil akışın oranındaki artmayla beraber yanma bölgesine giren hava akışı azalmakta ve verim düşmekte dolayısıyla NO<sub>x</sub> kütle kesri değerleri ile NO<sub>x</sub> ppm değerlerinin azalmakta olduğu görölmektedir.



Şekil 5.22. Yanma odasının merkez hattındaki NO<sub>x</sub> kütle oranının aksenal değişimi.



Şekil 5.23. Eksenel mesafeye göre NO<sub>x</sub> (ppm) emisyonlarının değişimi.

## 6. BÖLÜM

### SONUÇLAR

Yanma odasında kerozin yakıtı kullanılarak yapılan sayısal çalışmada ikincil akışın etkileri araştırılmıştır. Yanma odasındaki annulus akış yanmanın geliştirilmesi, yanma odasının soğutulması ve türbin elemanlarının servis ömürlerini korumak için yanmanın seyreltilmesi işlemlerinde kullanılmaktadır. Bu sebeplerden yanma odasının performansı üzerinde yanmaya katılan birincil akış kadar öneme sahiptir. Bu çalışmada ikincil akış oranının (toplam akışın yüzdesi olarak) yanma verimi, yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı, basınç kayıpları, yanma odası çıkış hız değerleri, özgül yakıt tüketimi ve yanma sonucu oluşan emisyon değerleri üzerine etkisi araştırılmıştır. Sayısal çözümleme için bir HAD programı olan ANSYS Fluent 18.2 kullanılmıştır. Bu çözümler için ikincil akış %50, %60, %70, %80 ve %90 olarak değiştirilerek inceleme yapılmıştır.

Yanma odasında ikincil akışın etkilerini özetlemek gerekirse;

- Yanma odasında ikincil akış arttıkça yanma odasına giren hava miktarı azaldığından dolayı yanma verimi genellikle azalmaktadır. İkincil akış oranı %50 iken yanma verimi %97.06 olmakta akış oranı %80 iken yanma verimi %95.12 hesaplanmaktadır.
- Yanma odasında ikincil akış oranının eldeki verilere göre en ideal %70 olduğu görülmektedir. İkincil akış oranı hava yüzdesi arttıkça basınç kayıpları artmaktadır. Bunun sebebi gönderilen havanın artması ve yanma reaksiyonunun azalmasıdır.
- Yanma odası modelinde ikincil akışın sıcaklık dağılım grafiğini incelediğimizde alevin genişleme bölgesinde başladığı görülmüş olup, birincil bölgeye doğru ilerlediği görülmektedir. Ek olarak ikincil akışın etkisiyle alev ince uzun bir şekilde yanma odası çıkışına doğru yönelmektedir.
- Sıcaklık görünümüleri incelendiğinde ikincil akışın % oranı azaldıkça yani yanma bölgesine giren hava miktarı arttıkça sıcaklıkta çok fazla bir değişim olmasa da alevin yanma odasının çıkışına doğru uzadığı açıkça görülmüştür.



- Akış yüzdesi %90 olduğunda stabilite bozulmaya başlamaktadır.
- Yanmanın olduğu birincil bölgede hızın çok düşük olduğu, yanma odasının ikincil bölgesinde ve seyreltme bölgelerinde ikincil akışın etkisiyle hızın arttığı görülmektedir. Ayrıca yanma odasının çıkışına doğru alanın azalmasıyla hızın giderek daha fazla arttığı görülmektedir.
- İkincil akışın % oranları azaldıkça, ikincil akıştaki hız değerlerinin azaldığı ve yanma bölgesindeki ve swirl vane köşelerinde hızın arttığı görülmektedir.
- İkincil akış oranı arttıkça yanma odası çıkışındaki yanmamış hidrokarbon emisyon değerlerinin arttığı ve karbondioksit kütle oranlarının azaldığı görülmektedir.
- Annular yanma odasının dizayn özelliklerine göz önüne alındığında birinci akış azaltılıp ikincil akış artırıldığı zaman yanma bölgesine giren hava miktarı azaldığından dolayı yanma verimi azalmakta ve ikincil akışın artması ile HC emisyon değerleri artarken yanmanın doğal ürünü olan karbondioksit oranlarının düştüğü görülmektedir.
- İkincil akış oranındaki azalma ile (yanma bölgesine giren birincil akışın artması) CO<sub>2</sub> emisyonlarının daha kısa sürede ve daha yüksek miktarlarda oluştuğu görülmektedir.
- İkincil akış oranındaki azalmanın NO<sub>x</sub> değerlerini artırdığı ve yanma odasının çıkışına doğru uzandığı ve hareket ettiği görülmektedir.

Sonuç olarak ikincil akışın artması ile verimin azaldığı, basınç kayıplarının önce azaldığı sonra arttığı görülmektedir. Basınç kayıpları açısından en uygun ikincil akış değerinin %70 olduğu görülmüştür. Verim ve HC emisyonları açısından %50, NO<sub>x</sub> emisyonları açısından %70 ve CO<sub>2</sub> emisyonları açısından %80 akış oranlarının daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

## KAYNAKÇA

- [1] Tangöz, S. 2009. Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Model Bir Yakıcıda Doğal Gaz Yanmasının Sayısal Analizi. Erciyes Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 1-2.
- [2] Amal, AH., Alkhafaji, D., Jelawy HA. 2016. A computational study into the influence of cold film on can combustor annulus flow, 295-300, 9th International Conference on Developments in a Systems Engineering (DeSE) 5.
- [3] Lee JH, Do GS, Moon HJ, Kwon OC. 2010, An annulus-type micro reforming system integrated with a two-staged micro-combustor. **Int J Hydrogen Energy** **35**:1819–28.
- [4] Gupta AK, Chomiak J, Marchionna N, Ramavajjala MS. 2008, Burner geometry effects on combustion and NO(x) emission characteristics using a variable geometry swirl combustor. **J Propuls Power** **7**:473–80.
- [5] Rahim A, Alkhafagiy D, Talukdar P. 2013, Effect of Casing Geometry on Flow Characteristics in a Model Can-Combustor 73.
- [6] Alqaraghuli W, Alkhafagiy D. 2016, Effect of Combustor Casing Deformation on the Air Flow at Annulus n.d.:301–9.
- [7] Ding G, He X, Zhao Z, An B, Song Y, Zhu Y. 2014, Effect of dilution holes on the performance of a triple swirler combustor. **Chinese J Aeronaut** **27**:1421–9.
- [8] Ghose P, Datta A, Mukhopadhyay A. 2013, Effect of dome shape on static pressure recovery in a dump diffuser at different inlet swirl 3:465–71.
- [9] Ghose P, Datta A, Mukhopadhyay A. 2015, Effect of Prediffuser Angle on the Static Pressure Recovery in Flow Through Casing-Liner Annulus of a Gas Turbine Combustor at Various Swirl Levels. **J Therm Sci Eng** **8**:011017.

- [10] Bharani S, Singh SN, Agrawal DP. 2001, Effect of swirl on the flow characteristics in the outer annulus of a prototype reverse-flow gas turbine combustor. **Exp Therm Fluid Sci** 25:337–47.
- [11] Inanli S, Yasa T, Ulas A. 2016, Experimental Investigation of Effusion and Film Cooling for Gas Turbine Combustor. 12th Int Conf Heat Transf Fluid Mech Thermodyn n.d.:1342–7.
- [12] Singh SN, Seshadri V, Singh RK, Mishra T. 2006, Flow characteristics of an annular gas turbine combustor model for reacting flows using CFD. **J Sci Ind Res** 65:921–34.
- [13] Dahham RY. 2017, Investigation Cold Flow of Can Combustor under Vibration Effect. *Int J Res Appl Sci Eng Technol* V:2005–12.
- [14] Rahim A, Singh SN, Veeravalli S V. 2007, Liner dome shape effect on the annulus flow characteristics with and without swirl for a can-combustor model. **Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy** 221:359–69.
- [15] Tayeblou MG, Ariafar K. 2014, Numerical Investigation of Swirl ' s Effects in the Outer Annulus of a Reverse- flow Gas Turbine Combustor Numerical Investigation of Swirl ' s Effects in the Outer Annulus of a Reverse-flow Gas Turbine Combustor.
- [16] Prashanth T. 2017, Performance Investigation of Can Type Gas Turbine Engine **Combustion Chamber** 3:14–21.
- [17] Mark CP, Selwyn A. 2016, Design and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. **Propuls Power Res** 5:97.
- [18] Anand, M. S., Zhu, J., Connor, C., & Razdan, M. K. 1999. Combustor flow analysis using an advanced finite-volume design system. In *ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. American Society of Mechanical Engineers.

- [19] Chamber C, Zone B, Zone I, Zone P, Zone R, Flow R. 2007, Learn more about Dilution Zone Gas turbine combustion An Overview of Gas Turbines.
- [20] Lippman SB. 2013, Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions, **Third Edition 40**:6,16-22.
21. Shi, Y., Ge, H. ve Reitz, R.D. 2011. Computational Optimization of Internal Combustion Engines (1. Baskı). USA: Springer.
22. McAllister, S., Chen J.Y. ve Fernandez A.C. 2011. Fundamentals of Combustion Processes (1. Baskı). USA: Springer.
23. Gundmalm, S. 2009. CFD modelling of a four stroke SI engine for motorcycle application. Yüksek Lisans Tezi, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm.
24. Fukuda, K. 2012. Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines. Yüksek Lisans Tezi. Windsor Üniversitesi, Ontario.

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı:** Osman KÜMÜK  
**Uyruğu:** Türkiye (T.C)  
**Doğum Tarihi ve Yeri:** 26.03.1991 - Çorum  
**Medeni Durum:** Evli  
**e-mail:** osmankumuk@hotmail.com

### EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği	2014
Lise	Çankaya Anıttepe Lisesi, Ankara	2009

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2017-Halen	Türk Standartları Enstitüsü	2 yıl
2015-2017	Berre Mühendislik	2 yıl

### YABANCI DİL

İngilizce

### YAYINLAR

- Kümük O., Tangöz S. (2018). Studies on effect of annulus flow in gas turbine combustors, 5th International Symposium on Multidisciplinary Studies (ISMS2018), Ankara, Türkiye, 16 - 17 November 2018, ss.1-6.

- Kümük O.,Tangöz S. (2019).Effect of annulus flow on combustion performance in annular combustion chamber, 6th International Symposium on Academic Studies in Science,Engineering and Architecture Studies (ISMS2019),Ankara,Türkiye, 13 – 15 June 2019,impress.