

**KÜÇÜK BİR TURBOJET MOTOR İÇİN YANMA ODASI
TASARIMI, TESTİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Ahmet TOPAL
Yüksek Lisans Tezi

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı
Mayıs-2014

**Bu tez çalışması Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından
desteklenmiştir. Proje No: 00564.STZ.2010-1**



JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Ahmet Topal'ın “**Küçük bir Turbojet Motor için Yanma Odası Tasarımı, Testi ve Termodinamik Analizi**” başlıklı **Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalındaki, Yüksek Lisans Tezi** 26.05.2014 tarihinde, aşağıdaki jüri tarafından **Anadolu Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.**

Adı-Soyadı

İmza

Üye (Tez Danışmanı) : **Doç. Dr. Önder TURAN**

Üye (II. Danışman) : **Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU**

Üye : **Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ**

Üye : **Prof. Dr. Hikmet KARAKOÇ**

Üye : **Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT**

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim

Kurulu'nun..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KÜÇÜK BİR TURBOJET MOTOR İÇİN YANMA ODASI TASARIMI, TESTİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ahmet Topal

Anadolu Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Önder TURAN

II. Danışman: Yard. Doç. Dr. Sıtkı USLU

2014, 98 sayfa

Bu tezde, 400 N itkiye sahip küçük bir turbojet motorun hava parçalı, yakıt hava püskürtücülü yakıt besleme sistemine sahip düz akışlı bir yanma odasının tasarımı, performans testi ve termodinamik analizi yapılmıştır. Tez çalışması, düz akışlı bir yanma odası kavramsal, ön ve detay tasarım süreçlerini içermektedir. Yanma odası performans testlerinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla ülkemizde ilk kez atmosferik bir yanma odası test düzeneğinin tasarımı ve kurulumu gerçekleştirilmiştir. Test sisteminde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda; yanma odasına ait basınç düşümü, çıkış sıcaklık profili, emisyon profilleri ve gömlek metal sıcaklığı parametreleri deneysel olarak ölçülerek teorik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca yine bu çalışma kapsamında, ön tasarım hesaplamalarının daha etkin ve hızlı gerçekleştirilebilmesi için *PreCoDe* ismi verilen özgün bir akış yolu tasarım kodu geliştirilmiş ve doğrulanmıştır. Yazılımla hesaplanan maksimum gömlek metal sıcaklığı, sayısal hesaplamalarla 953 K, termal boya sonuçlarında ise 969 K olarak bulunmuş olup, teorik değerlerle deneysel sonuçların tutarlı olduğu görülmektedir. Son olarak da elde edilen yanma odası deneysel verileriyle ekserji hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve yanma odası ekserji verimi % 49.4 olarak bulunmuştur. Yapılan bu tez çalışmasının önemli sonuçlarından biri ise gerçekleştirilen teorik hesaplamalar, tasarlanan test sistemi ve yapılan deneysel çalışmalarla, ülkemizde tasarlanacak olan gaz türbini yanma odasına ait AR-GE çalışmalarına önemli katkılar sağlayacak olmasıdır.

Anahtar Kelimeler: Gaz Türbini, Turbojet, Yanma Odası, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Rig Test, İtke



ABSTRACT

Master of Science Thesis

COMBUSTOR DESIGN, TEST AND THERMODYNAMIC ANALYSIS FOR A SMALL SCALE TURBOJET ENGINE

Ahmet Topal

Anadolu University

Graduate School of Sciences

Department of Airframe and Powerplant Maintenance

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Önder Turan

Co-Supervisor: Asst. Prof. Dr. Sıtkı USLU

2014, 98 pages

In this thesis; design, test and thermodynamic analysis of a through flow combustor that has an air-blast fuel-air injector fuel supply system for 400 N thrust level turbojet engine is analyzed. Thesis study includes conceptual, preliminary and detailed design phases of a through flow combustor. Within the present studies, an atmospheric combustor test rig, its first kind in the country, has been designed and built in order to carry out the performance tests of the combustor. As a result of the conducted experiments in the test system; combustor pressure drop, exit gas temperature profile, emission profiles and liner metal temperatures have been experimentally measured and compared with theoretical calculations. Moreover; in scope of this study, an original flowpath design code, *PreCoDe*, has been developed and validated to perform preliminary design calculations in a more effective and faster way. The numerical calculations calculated by software predict a peak liner metal temperature of 953 K while thermal paint results show a temperature of 969 K that indeed shows a good agreement between the predictions and measurements. Finally, exergy calculations have been performed based on the experimental data and combustor exergy efficiency has been found as 49.4 %. The theoretical and experimental research activities carried out within the scope of the present thesis should greatly enhance further research and development studies of gas turbine combustor in our country by performed theoretical calculations, designed test system and conducted experimental studies.

Keywords: Gas Turbine, Turbojet, Combustor, Computational Fluid Dynamics (CFD), Rig Test, Thrust



TEŞEKKÜR

Bilim ve Teknoloji Genel Müdürlüğü tarafından desteklenen ve TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.-TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi işbirliğinde yürütülen, 00564.STZ.2010-1 no'lu “Küçük bir Turbojet Motor için Hava Parçalı Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme Projesi” kapsamında gerçekleştirilmiş olan çalışmalarda;

- Projemizi destekleyen Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na
- Projemiz üniversite ayağında görev alan tez öğrencilerimize
- Tasarım, imalat, montaj ve test faaliyetlerinde gönülden destek veren ve emek harcayan mühendis ve teknisyen arkadaşlarıma,
- Yanma odası test riginin kurulumunda görev alan Arif Uçar ve Mehmet Karakış'a katkılarından dolayı çok teşekkür ederim.

Mesleki ve insani tecrübesiyle bana ışık tutan, projemizin yürütücüsü ve II. danışmanım çok değerli Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Hocam'a ve yüksek lisans öğrenimim süresince danışmanlığımı yapan, çalışmalarım sırasında desteğini ve ilgisini esirgemeyerek bana yol gösteren Doç. Dr. Önder Turan Hocam'a çok teşekkür ederim.

Son olarak, tüm çalışmalarımnda manevi desteklerini eksik etmeyen ailem ve eşime teşekkürler...

Ahmet TOPAL

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amaç ve Kapsamı	1
1.2. Genel Bilgiler	2
1.3. Literatür Özeti	8
1.3.1. Yanma odası kavramsal ve ön tasarımı	8
1.3.2. Yanma odası detay tasarımı	23
1.3.3. Yanma odası testi	24
1.3.4. Ekserji analizi	28
2. YANMA ODASI AKIŞYOLU TASARIMI	31
2.1. Akış Yolu Ölçülendirilmesi	33
2.2. Akış Dağılımı Analizi	35
2.3. Alev Sıcaklığı Hesabı	42
2.4. Metal Sıcaklığı Hesabı	43
2.5. Yakıt Besleme Sistemi	50
3. YANMA ODASI DETAY TASARIMI VE İMALATI	51
3.1. HAD Analizleri	51
3.2. Mekanik Tasarım ve İmalat	59

4. ATMOSFERİK TEST RİG TASARIM VE KURULUMU	61
5. YANMA ODASI PERFORMANS TESTLERİ	69
5.1. Basınç Düşüm Testi	69
5.2. Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımı Testi	70
5.3. Metal Sıcaklığı Karakterizasyon Testi	72
5.4. Emisyon Ölçüm Testi	78
6. EKSERJİ ANALİZİ	84
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR	90
7.1. Çalışmanın Sonuçları	90
7.2. Yapılması Planlanan Çalışmalar	90
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	98

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 (a) Whittle buharlaştırıcılı yanma odası (b) Whittle atomizerli yanma odası	3
Şekil 1.2 Metrovick halka tipi yanma odası.....	3
Şekil 1.3 Yanma odası tipleri	4
Şekil 1.4 Modern yanma odası.....	5
Şekil 1.5 Yanma odası tasarım parametrelerinin değişimi.....	6
Şekil 1.6 Yanma odası tipleri	9
Şekil 1.7 a) Aerodinamik difüzör b) Boşaltma difüzör.....	10
Şekil 1.8 Açınım açısının basınç kaybına etkisi	11
Şekil 1.9 Hava-parçalamalı yakıt besleme tipleri	12
Şekil 1.10 a) Dairesel sıcaklık dağılımı b) Radyal sıcaklık dağılımı.....	15
Şekil 1.11 Yanma odası duvarında temel ısı transferi prosesi	15
Şekil 1.12 Yanma verimi ve theta/lambda yükleme değeri ilişkisi.....	19
Şekil 1.13 Yanma odası L/D gelişimi	19
Şekil 1.14 Yanma odası yerel Mach sayıları.....	21
Şekil 1.15 Hava parçalamalı atomizer genel yapısı	22
Şekil 1.16 Atmosferik test rigi şematik görünümü	25
Şekil 1.17 Küçük boyutlu bir yanma odası için atmosferik test sistemi	25
Şekil 1.18 Yüksek basınç test rigi şematik görünümü [29]	26
Şekil 1.19 Yüksek basınç test rigi şematik görünümü [30]	27
Şekil 1.20 Ters akışlı yanma odası yüksek basınç test rigi şematik görünümü	27
Şekil 2.1 Yanma odası akış yolu tasarımı süreci.....	32
Şekil 2.2 Boyutsuzlaştırılmış yanma odası geometrisi	34
Şekil 2.3 Gömlek deliği üzerindeki akış	37
Şekil 2.4 Hava parçalamalı yakıt hava püskürtücü yapısı.....	39
Şekil 2.5 Yanma odası delik konfigürasyonu	40
Şekil 2.6 Alev tüpü delik akış debileri	40
Şekil 2.7 Alev tüpü hava debisi	41
Şekil 2.8 Dış ve iç halka hava debisi	41
Şekil 2.9 Yanma odası içinde hava yakıt oranı değişimi	42



Şekil 2.10 Yanma odası ortalama ve duvar kenarı sıcaklıkları	43
Şekil 2.11 Temel ısı transfer prosesi	44
Şekil 2.12 Yanma odası dış ve iç gömlek sıcaklık dağılımı	49
Şekil 2.13 Yanma odası dış ve iç halka hava sıcaklıkları	49
Şekil 2.14 Isı transfer katsayısı değişimi.....	50
Şekil 2.15 Yakıt enjektörü.....	50
Şekil 3.1 Yanma odası sektör geometrisi ve HAD sayısal ağ modeli.....	51
Şekil 3.2 Yakıt enjeksiyon lokasyonu	52
Şekil 3.3 Takip noktalarındaki yakınsama gelişimi	53
Şekil 3.4 Hız vektörleri	54
Şekil 3.5 Hız şiddeti konturu.....	54
Şekil 3.6 Yakıt püskürtücü lokasyonunda toplam sıcaklık konturu.....	55
Şekil 3.7 Birincil ve ikincil döngü delikleri hız konturları	55
Şekil 3.8 Toplam basınç konturu	56
Şekil 3.9 Yanma odası çıkış sıcaklık profili	57
Şekil 3.10 Delik debileri ön tasarım ve HAD karşılaştırması.....	59
Şekil 3.11 Döngü üretici (airblast swirler) mekanik tasarım ve imalatı.....	59
Şekil 3.12 Alev tüpü mekanik tasarım ve imalatı	60
Şekil 4.1 Test sistemi genel yerleşimi.....	63
Şekil 4.2 Test sistemi genel yapısı	64
Şekil 4.3 Akış düzeltici HAD analizleri.....	65
Şekil 4.4 Akış düzeltici tasarım ve imalatı	65
Şekil 4.5 Egzoz sistemi	66
Şekil 4.6 Yanma odası test kısmı	66
Şekil 4.7 Enstrümantasyon lokasyonları	67
Şekil 4.8 Test kontrol ve data toplama sistemi	68
Şekil 5.1 Çıkış basınç ölçüm düzeneği	69
Şekil 5.2 Yanma odası çıkışında ortalama basınç düşüm dağılımı.....	70
Şekil 5.3 Yanma odası çıkış ortalama sıcaklık dağılımı	71
Şekil 5.4 Yanma odası yakıt enjektörü konumları	72
Şekil 5.5 Isıl boya süreç akış şeması.....	74
Şekil 5.6 Enstrümanlı edilmiş yanma odası	75

Şekil 5.7 Termal boya sonuçları ve referans kuponlar.....	76
Şekil 5.8 Dış gömlek panoramik görüntüsü ve sıcaklık geçişleri	76
Şekil 5.9 Ölçülen çevresel ortalama ve 1B hesaplamalı gömlek sıcaklık dağılımı	77
Şekil 5.10 TESTO 350XL gaz analizörü	78
Şekil 5.11 Emisyon ölçüm test düzeneği	79
Şekil 5.12 O ₂ ve CO ₂ hacimsel Emisyon değerlerinin açısal konuma bağlı değişimi	81
Şekil 5.13 CO ve C _x H _y Emisyon değerinin açısal lokasyona bağlı değişimi	82
Şekil 5.14 CO ve C _x H _y emisyon indeks değerleri.....	82
Şekil 5.15 Yanma verimi dağılımı	83
Şekil 6.1 Yanma veriminin çıkış sıcaklığına bağlı değişimi.....	89

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Yanma odası temel tasarım parametreleri.....	5
Çizelge 1.2 Bölgesel uzunluk oranları	20
Çizelge 2.1 Yanma odası performans parametreleri	33
Çizelge 2.2 Ön tasarım parametreleri.....	33
Çizelge 2.3 Yanma odası basınç kayıpları	36
Çizelge 2.4 Denklem 2.19 ve 2.20 için katsayılar.....	48
Çizelge 3.1 HAD analiz sonuçları.....	57
Çizelge 3.2 Performans parametreleri.....	58
Çizelge 4.1 Test rig çalışma parametreleri.....	63
Çizelge 5.1 Test verileri ve yanma verimi	72
Çizelge 5.2 Yanma denklemi çözüm matrisi	80
Çizelge 5.3 Yanma odası ortalama emisyon indeksi ve yanma verimi değeri.....	83
Çizelge 6.1 Giriş havası gaz kompozisyonu	85
Çizelge 6.2 Yanma odası çıkışı gaz kompozisyonu.....	85
Çizelge 6.3 Molar entalpi ve entropi değerleri.....	86
Çizelge 6.4 Ekserji hesaplama sonuçları.....	87
Çizelge 6.5 Tasarım noktalarına ait parametreler	88
Çizelge 6.6 Tasarım noktalarında ekserji analiz sonuçları.....	88

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan (m^2)
AFR	: Hava-yakıt oranı
C	: Konveksiyon ısı akısı (W/m^2)
C_D	: Deşarj katsayısı
D	: Çap (m)
D_r	: Mean drop size relative to that for JP4
e	: Spesifik ekserji (kJ/kg)
\bar{e}	: Spesifik molar ekserji (kJ/kgmol)
E	: Ekserji (kW)
EI	: Emisyon indeksi ($kg/kg_{yakıt}$)
f	: Yakıt hava oranı
f_{LBO}	: Sönme hava yakıt oranı alt limiti
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Entalpi (kJ/kg)
\bar{h}	: Molar entalpi (kJ/kgmol)
K	: Isıl iletkenlik katsayısı (W/mK)
K	: Taşınım ısı akısı (W/m^2)
L	: Uzunluk (m)
LHV	: Alt ısı değer (kJ/kg)
\dot{m}	: Debi (kg/s)
NDF	: Düzeltilmiş akış $kg\sqrt{KsPa}$
OTDF	: Genel sıcaklık dağılım parametresi
p	: Statik basınç (Pa)
P	: Toplam basınç (Pa)
q	: Dinamik basınç (Pa)
R	: Radyasyon ısı akısı (W/m^2)
R	: Evrensel gaz sabiti (J/molK)
RTDF	: Radyal sıcaklık dağılım parametresi
s	: Entropi (kJ/kgK)
\bar{s}	: Molar entropi (kJ/molK)



S_N	: Döngü sayısı
t	: Kalınlık (m)
T	: Toplam sıcaklık (K)
U	: Hız (m/s)
V	: Hacim (m ³)
ε	: Emissivite
ε_w	: Gömlek emissivitesi
ε_c	: Mahfaza emissivitesi
ε_{cc}	: Yanma odası ekserji verimi
λ_{eff}	: Buharlaşma sabiti (m ² /s)
λ_r	: Effective evaporation relative to JP4
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
τ	: Kalış süresi (s)
σ	: Stefan Boltzman sabiti (5.67x10 ⁻⁸ W/m ² /K)
Φ	: Denge katsayısı
η_c	: Yanma verimi
Ω	: Yükleme faktörü (kg/satm ^{1.8} m ³)
ψ	: Akış katsayısı
θ	: Theta Yükleme parametresi
Λ	: Lambda yükleme parametresi
ΔP	: Basınç düşümü (Pa)
ΔT_{3-4}	: Yanma odası giriş ve çıkış sıcaklık farkı (K)

Alt ve üst indisler

3	: Yanma odası girişi
31	: Difüzör çıkışı
4	: Yanma odası çıkışı
a	: Hava
an	: Halka
atm	: Atmosferik
c	: Mahfaza



CO	: Karbon monoksit
C_xH_y	: Yanmamış hidrokarbon
dz	: Seyreltme bölgesi
f	: Yakıt
FT	: Alev tüpü
g	: Gaz
h	: Gömlek deliği
L	: Gömlek
pz	: Birincil bölge
red	: Azaltılmış
st	: Stokiyometri
sz	: İkincil bölge
ref	: Referans
w	: Duvar

1. GİRİŞ

1.1. Tezin Amaç ve Kapsamı

Bu tezin amacı, 400 N itkiye sahip küçük bir turbojet motora yönelik hava parçalama yakıt hava püskürtücülü yanma odasının tasarım, test ve termodinamik analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Çalışmalar, “Küçük Bir Turbojet Motor için Hava Parçalama Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme” adlı SANTEZ projesi kapsamında yapılmıştır.

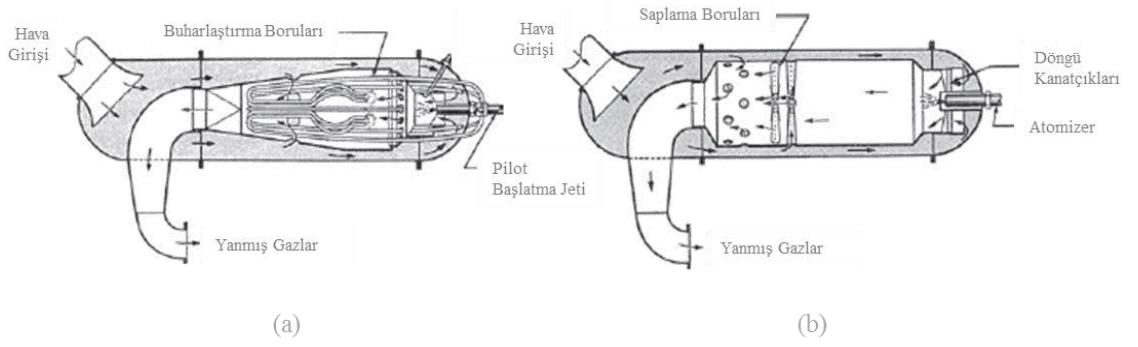
Çalışma kapsamında; özgün bir yanma odası kavramsal, ön ve detay tasarım çalışmaları gerçekleştirilmiş, atmosferik test rig altyapısı kurulmuş ve yanma odası rig testleri yapılmıştır. TEI bünyesinde geliştirilmekte olan turbojet motora ait çevrim verisi ve motor mimarisi kullanılmıştır. Yanma odası tasarım sürecinde en önemli adımlardan olan kavramsal ve ön tasarım sürecinin etkin ve hızlı yürütülebilmesi için özgün bir ön tasarım aracı geliştirilmiş (PreCoDe) ve akış dağılımı, alev sıcaklığı, gömlek sıcaklığı gibi tasarım parametreleri bu araç kullanılarak hesaplanmıştır. Ön tasarım sürecinde temel yapısı şekillendirilen yanma odası HAD analizleriyle eniyileştirilmiş ve tasarım kriterlerini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Aeroermal tasarımın dondurulması sonrası, yanma odası rig testleri için özel bir test parçası tasarımı gerçekleştirilmiş ve bu test parçası kullanılarak yanma odası performans karakterizasyonu yapılmıştır. Testler boyutsuz benzeşim yöntemi ile tasarım noktasını benzeştiren atmosferik test koşullarında gerçekleştirilmiştir.

Tezin İçeriği: İkinci bölümde, yanma odası akış yolu tasarımı sürecinde gerçekleştirilmiş olan çalışmalar ve ön tasarım aracı anlatılmıştır. Üçüncü bölümde, detay tasarım çalışmaları kapsamında aeroermal tasarım ve mekanik tasarım çalışmaları açıklanmaktadır. Dördüncü bölümde, atmosferik test rig tasarım ve kurulumuna yönelik bilgiler verilmektedir. Beşinci bölümde yanma odası performans testleri; altıncı bölümde ise yanma odası ekserji analizi çalışmaları sunulmuştur. Yedinci bölümde, tez çalışması sonuçları değerlendirilmiş ve ilerde yapılması planlanan çalışmalar üzerine görüşler bildirilmiştir.

1.2. Genel Bilgiler

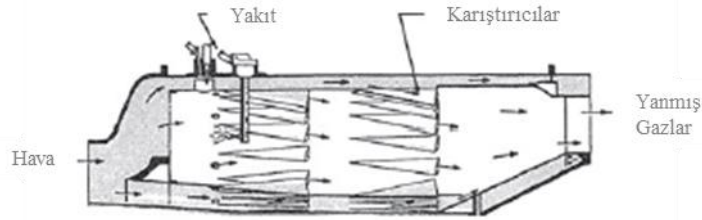
Gaz türbini yanma odası içermiş olduğu birçok karmaşık olgu ile gaz türbininde tasarımı en zor bileşen olarak değerlendirilmektedir. Akışkanlar dinamiği, yakıt atomizasyonu karmaşık kimyasal reaksiyonlar ve ısı transferi, tasarım sürecindeki parametreleri ve dolayısıyla bilinmeyenleri önemli ölçüde artırmaktadır. Tasarım parametrelerinin çokluğu birçok deneysel korelasyonun yanında detaylı ve uzun test süreçlerini beraberinde getirmektedir. Son yıllarda ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yanma odası tasarımında önemli bir yer edinmiştir. HAD yönteminin etkin olarak kullanılmaya başlanmış olması ve gelişen bilgisayar altyapıları sayesinde tasarımlar prototip haline gelmeden önce önemli derecede iyileştirilmekte ve buna bağlı olarak maliyetli test süreçleri azalmaktadır. Ancak tüm bu gelişmelere rağmen yanma odası tasarımı halen önemli derecede bir bilgi birikimine ihtiyaç duymaktadır. Bu bakımdan, kavramsal tasarımdan test sürecine her bir adım büyük önem arz etmektedir.

Yanma odası tasarımına ait tarihsel süreç irdelendiğinde ilk tasarımlarda yakıt besleme sistemi olarak buharlaştırma borularının kullanıldığı görülmektedir. Bu borular alev tüpünün içine konumlandırılmak suretiyle içerisinden geçen yakıtın buharlaşmasını ve yakıtın yanma bölgesine gaz fazında beslenmesini sağlamaktaydı. Buharlaştırma borularının direkt olarak aleve maruz kalması ömür açısından ciddi tasarımsal problemlere yol açmıştır. Buharlaştırıcı yakıt besleme sisteminde önemli derecede zorluklar tecrübe eden Frank Whittle, bir müddet sonra buharlaştırıcıları geniş püskürtme açısına sahip basınç-döngü parçalayıcılarla (pressure-swirl atomizer) değiştirmiştir. Whittle'in buharlaştırıcı ve atomizerli tasarımı Şekil 1.1'de verilmektedir [1].



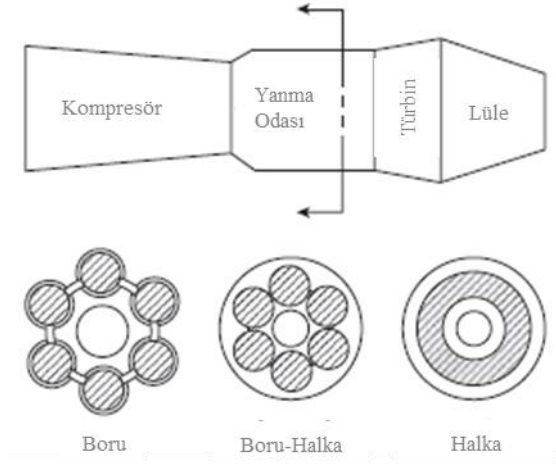
Şekil 1.1. (a) Whittle buharlaştırıcılı yanma odası (b) Whittle atomizerli yanma odası

Whittle'in ters akışlı yanma odası tasarımından sonra, De Havilland Goblin Lockheed P-40'a güç veren Metropolitan Vickers Beryl motorunda ilk düz akışlı yanma odasını kullanmıştır (Şekil 1.2). Bu konseptin en önemli özelliklerinden biri de akıntıya karşı bir yakıt enjeksiyonuna sahip olmasıdır. Bu tasarım daha sonra Alman Jumo 004 gibi motorlarda da yer almıştır [1]. II. Dünya Savaşı'nın hızlandığı gaz türbini teknolojik gelişimi, BMW 003, General Electric (GE) J33 ve Pratt & Whitney(PW) J57 gibi motorların doğmasına olanak tanımıştır. Bu motorlar, gaz türbini ve dolayısıyla yanma odasının temelini teşkil etmişlerdir.



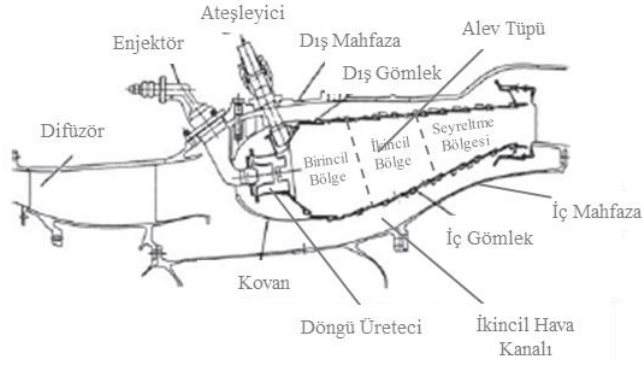
Şekil 1.2. Metrovick halka tipi yanma odası

Yanma odaları, Şekil 1.3'de gösterildiği üzere temelde boru (tubular), boru-halka (tubo-annular) ve halka (annular) tip olarak üç ana kategoriye ayrılabilir [1]. Yukarıda bahsedilmiş olan Whittle, Jumo 004, J33 motorlarına ait yanma odaları boru tipi iken; Metrovick, BMW 003 yanma odaları halka tipi ve PW J57 yanma odası boru-halka tipidir. Yüzey/hacim oranının küçük olması sonucu ısı kayıplarının az olmasından dolayı son yıllarda tasarımlarda yaygın olarak halka tipi yanma odası tercih edilmektedir.



Şekil 1.3. Yanma odası tipleri

Günümüzde kullanılmakta olan modern yanma odaları Şekil 1.4'deki yapıya sahip olup, hava-parçalamalı yakıt hava püskürtücülü (air-blast atomizer) yakıt besleme sistemine sahiptir. Birincil, İkincil ve seyreltme bölgesi olarak üç ana kısma ayrılan yanma odasında, yanmanın önemli bir kısmı birincil bölgede tamamlanırken, gerçekleşmeyen reaksiyonlar ikincil bölgede sonuçlanır. Seyreltme bölgesi ise türbinin ihtiyaç duyduğu sıcaklık profilini oluşturacak şekilde yanmış gazları soğutarak iletmektedir. Modern gaz türbinlerinde artan çıkış sıcaklıklarıyla birlikte türbinin ömrü açısından yanma odası çıkış sıcaklık profili daha da önem kazanmaktadır. Bu bakımdan tasarım süreçlerinde hedeflenen çıkış sıcaklık profiline ulaşabilmek için önemli bir mühendislik zamanı harcanmaktadır. Tasarım sonrası rig testlerle de çıkış sıcaklık profili doğrulanmakta ve gerekli kriterleri sağlayıp sağlamadığı irdelenmektedir.



Şekil 1.4. Modern yanma odası

Temel amacı yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi hava ile reaksiyona sokarak türbini sürmek için ihtiyaç duyulan termal enerjiyi ortaya çıkarmak olan yanma odasında; tasarım süreci kavramsal tasarım, ön tasarım, detay tasarım ve test fazlarından oluşmaktadır.

Yanma odası tasarımında hedeflenen temel parametreleri Çizelge 1.1’de verilmektedir.

Çizelge 1.1. Yanma odası temel tasarım parametreleri

<u>Aerothermal Performans Parametreleri</u>	<u>Mekanik Performans Parametreleri</u>
Yanma verimi	Ömür
Basınç düşümü	Yapısal bütünlüşme
Çıkış sıcaklık profili	Boyut ve ağırlık
Metal sıcaklıkları	Bakım yapılabilirlik
Emisyonlar	Montaj kolaylığı
Yanma kararlılığı	
İrtifa tekrar ateşlenebilirliği	

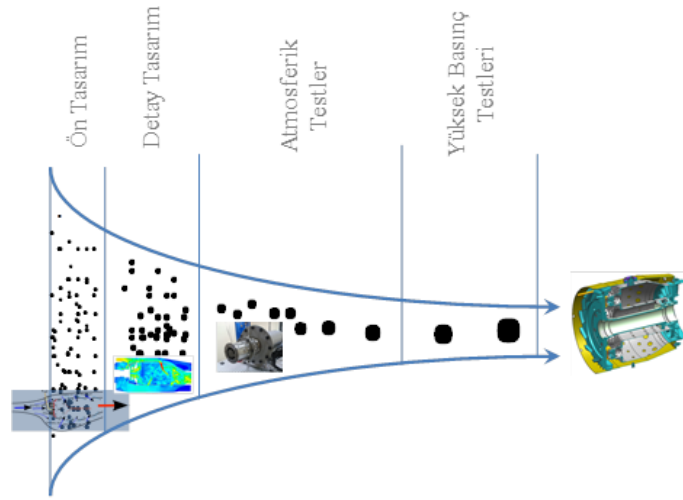
Tüm havacılık motoru yanma odalarının aşağıda verilen temel gereksinimleri sağlaması gerekmektedir [2].

- Tüm çalışma koşullarında yüksek verim
- Düşük basınç kaybı
- Yerde ve havada (tekrar ateşlemede) sorunsuz ateşleme

- Tüm operasyon koşullarında maksimum alev kararlılığı
- Türbin tasarım gereksinimlerini karşılayan çıkış sıcaklık profili
- Tüm çalışma koşullarında minimum emisyon oluşumu
- Minimum boyut, ağırlık ve imalat maliyeti
- Düşük bakım maliyeti
- Farklı yakıtlarla çalışabilirlik

Kompresör ve türbin gibi motorun diğer bileşenleri tarafından çevrelenmiş olan yanma odasına sürekli tasarımsal kısıtlar dikte edilmektedir. Bunun yanında geçen yarım yüzyılda yanma odası giriş basıncı 5'den 50 atmosfere, giriş sıcaklığı 450'den 1000 K değerine ve çıkış sıcaklıkları 1100'den 2000 K mertebesine çıkmıştır [1]. Tüm bu zorlayıcı isterlere rağmen yanma odası tasarımları istenilen performans gereksinimlerini gösterebilmektedirler.

Gelişen HAD hesaplamaları ve bilgisayar altyapısına rağmen yanma odası tasarım sürecinde test fazı halen çok önemli bir yere sahiptir. Yanma odasının motora entegrasyonu ve motor testleri öncesi, rig testlerle performans karakterizasyonu gerçekleştirilir. Gerekli görüldüğü halde iyileştirme çalışmaları test sürecinde de devam etmektedir. Yanma odası test süreci atmosferik ve yüksek basınç testi olarak iki adımlı bir yapıya sahiptir. Test altyapısının mümkün olması durumunda bu testleri irtifa testleri takip edebilmektedir. Şekil 1.5'de yanma odası tasarım sürecinde değerlendirilen parametrelerin gelişimi gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Yanma odası tasarım parametrelerinin gelişimi

Test sistemleri temelde havanın yanma odasına giriş sıcaklığını benzeştirebilmek için bir ön ısıtıcıyla donatılmaktadır. Bu ısıtıcının sonrasında bir akış düzeltici gelerek yanma odası test parçası öncesi akışın düzgün bir form almasını sağlar. Hava ve yakıt akışları özel vanalarla kontrol edilirken aynı zamanda yanma odası giriş basıncının kontrolü için basınç regülatörleri sistemde kullanılabilir.

Atmosferik test riginde temel prensip performans testlerinin atmosferik koşullara indirgenerek gerçekleştirilmesidir. Bir başka deyişle tasarım noktasındaki değerler atmosferik koşullara göre boyutsuzlaştırılır. Bu sayede performans karakterizasyonu ve gerekli tasarım iyileştirmeleri düşük maliyetli atmosferik rig testlerle gerçekleştirilmiş olmaktadır. Bu sistemde herhangi bir basınçlandırma ihtiyacı bulunmadığından test parçası çıkışı açıktır. Bu da alev tüpü içini rahatlıkla görme ve inceleme şansını yaratmaktadır.

Yüksek basınçlı test sistemleri ise atmosferik testlerin tamamlanması ve bu testler sonucunda gerekli görülen tasarım revizyonlarının gerçekleştirilmesini müteakip başlar. Bu sistem basınçlandırma ihtiyacına bağlı olarak test parçası çıkışında bir basınçlandırma vanasına ihtiyaç duymakta ve bu vananın yüksek sıcaklıktaki gazlardan korunması için de öncesinde bir su jeti kısmı gerekmektedir. Yüksek basınçlı rig testlerde genelde kararlılık testleri gerçekleştirilmektedir.

Yanma odaları doğrulaması kapsamında gerçekleştirilen bazı temel performans testleri şunlardır;

- Alev kararlılığı
- Ateşleme
- Yanma verimi
- Basınç düşümü
- Yanma odası çıkış sıcaklık profili
- Gömlek metal sıcaklığı (Isıl çift ve ısıl boya)
- Emisyon

Temel performans parametrelerinin en önemlilerinden olan yanma verimi, termodinamiğin birinci yasası çerçevesinde değerlendirilmekte olup günümüzde neredeyse % 100'lük bir değere ulaşmıştır. Ancak ekserji verimi açısından ele alındığında gaz türbininde en fazla ekserjetik kaybın yanma odasında yaşandığı ortaya çıkmaktadır. 4.2 MW güce sahip bir gaz türbininde yapılan ekserji analizinde yanma odasında % 48.9, egzoz gazında % 35.8, türbinde % 10.8 ve kompresörde % 4.3'lük bir ekserji kaybı olduğu gözükmektedir [4]. Bu bakımdan gaz türbini ısı verimini artırmak için üzerinde en fazla durulması gereken bileşenin yanma odası olduğu açıkça ortaya çıkmaktadır.

1.3. Literatür Özeti

Yanma odası tasarımında kavramsal tasarım, ön tasarım, detay tasarım ve test olmak üzere dört ana aşama bulunmaktadır. Teknik olarak çok fazla tasarım parametresine sahip yanma odasında, sonuca ulaşabilmek başlangıçtan bitişe iyi bir tasarım işlemi ile mümkün olabilir. Tasarım sürecinde birçok geri besleme oluşmakta ve bu geri beslemeler bir sonraki tasarım çalışması için tecrübe olarak biriktirmektedir. Doğrulanmış tasarımsal ve deneysel yöntemler motor projelerinde hedeflenen tasarım kriterlerine ulaşabilmek için kritik öneme sahiptir.

Tez kapsamında gerçekleştirilen çalışma dört ana süreç içerdiğinden literatür araştırması bu süreçlere ait başlıklar altında gerçekleştirilmiştir.

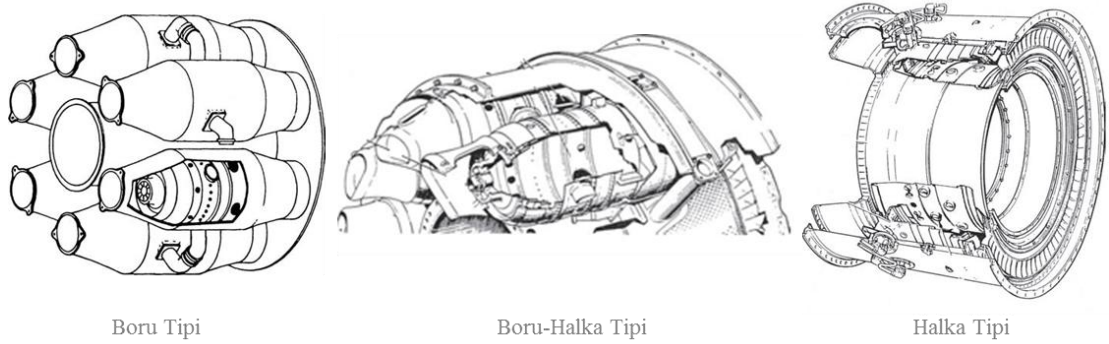
1.3.1. Yanma odası kavramsal ve ön tasarımı

Yanma odası tasarım sürecinde de en kritik süreçlerden biri kavramsal tasarım ve ön tasarım sürecidir. Bu fazda yapılacak olan hataların projenin ilerleyen dönemlerinde fark edilmesi durumunda ortaya çıkan maliyetler çok yüksektir. Konsept tasarım ve ön tasarım hesaplarının gerçekçi olması detay tasarım çalışmalarını önemli derecede azaltacaktır. Bu bakımdan detay tasarım ve testlerde elde edilen her veri kavramsal ve ön tasarım süreçlerine geri beslenmeli ve bu süreçlerin optimizasyonu sağlanmalıdır.

Kavramsal tasarım fazında yanma odasının performans parametreleri, tasarım kriterleri ve mimarisi tanımlanmaktadır. Yanma odası mimarisi genelde motor tarafından belirlenmekte olup tanımlanması gereken parametreler şunlardır;

- Yanma odası tipi
- Difüzör tipi
- Yakıt besleme tipi
- Ateşleme tipi

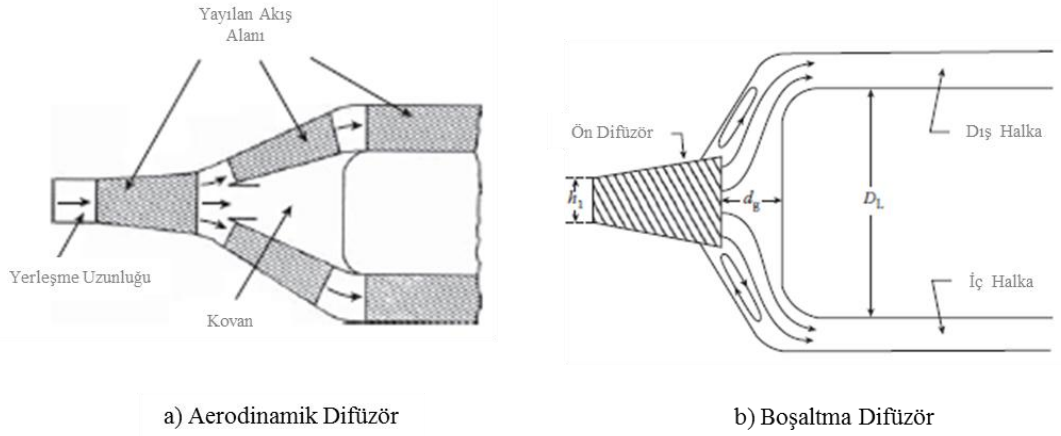
Yanma odası tipleri: Yanma odasının tipi genel olarak motor tasarımına göre şekillenmektedir. Boru tipi (Tubular), Boru-halka tipi (Tuboannular) ve Halka tipi (Annular) olmak üzere üç ana kategoride gruplanan yanma odasında, günümüzde en yaygın kullanılan tasarım halka tipi olmaktadır. Halka tipi yanma odasının ideal aerodinamik düzeniyle sıkı bir yapıya sahip olması, tasarımsal açıdan idealdir. En büyük dezavantajı ise dış gömlekte oluşan burulma yükleridir [1]. Yanma odası tipleri Şekil 1.6’da gösterilmektedir [1].



Şekil 1.6. Yanma odası tipleri

Difüzör: Kompresör çıkışındaki yüksek hızlı havanın yavaşlatılarak yanma odasına minimum basınç düşümü ile aktarılabilmesi için difüzör (yayıcı) adı verilen yapı kullanılmaktadır. En basit anlatımla difüzör; açılan bir geçitle kompresör çıkışındaki yüksek hızı düşürerek statik basıncın yükseltilmesini sağlamaktadır. Bu dönüştürme işlemi mümkün olduğunca düşük toplam basınç

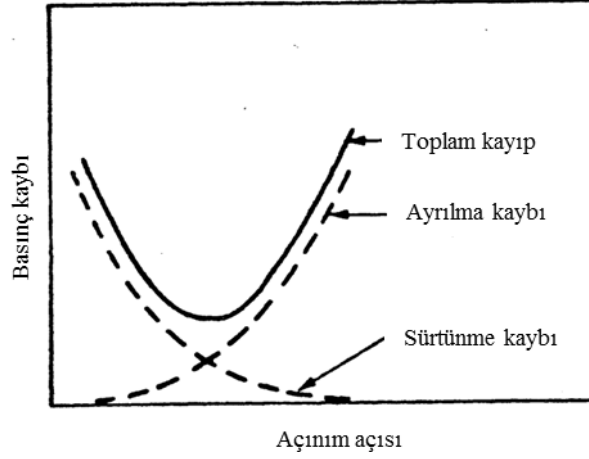
kaybıyla gerçekleştirilebilmelidir [1]. En bilinen iki difüzör tipi aerodinamik ve boşaltma (dump) tipleridir (Şekil 1.7). Aerodinamik difüzörler havayı kademeli bir şekilde yavaşlatırken, boşaltma tip difüzörlerde bu aniden gerçekleşir. Bu bakımdan boşaltma tipi difüzörlerde daha yüksek kayıplar oluşur. Ancak boyutsal olarak avantajlı olup jet motorlarında yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 1.7. a) Aerodinamik difüzör b) Boşaltma difüzör

Boşaltma tip difüzörler; ön difüzör ve boşaltma difüzör olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Kompresör deşarj difüzörü olarak da bilinen ön difüzör, hava yığıma difüzör kısmına girmeden önce akışı yavaşlatarak basınç geri kazanımını maksimize etmektedir [17]. Boşaltma tip difüzörlerde performansı belirleyen temel parametreler boşaltma aralığı, akış ayrılması ve ön difüzör geometrisidir. Lewis ve arkadaşları [16] sabit yanma odası geometrisinde, boşaltma tip difüzörde deneysel çalışmalar gerçekleştirmiş ve optimum ön-difüzör geometrisini belirlemeye çalışmışlardır.

Difüzör tasarımında kullanılan temel parametrelerden biri yayınım açısıdır. Murthy [6], bu açı için ideal değer olarak 11° vermiştir. Bu değer altında difüzör boyu uzamakta ve sürtünmeye bağlı kayıplar meydana gelmektedir. Üzerine çıkıldığında ise akış ayrılmaları dolayısıyla basınç kayıpları oluşmaktadır. Buna rağmen bazı tasarımlarda difüzör açınım açısı 20-22 derecelere kadar ulaşabilmektedir. Basınç kaybının açınım açısına bağlı olarak değişimi Şekil 1.8'de verilmektedir [6].



Şekil 1.8. Açınım açısının basınç kaybına etkisi

Yakıt besleme: Yanma odalarının farklı yakıt besleme sistemleri bulunmaktadır. Bunlar aşağıdaki şekilde listelenebilir;

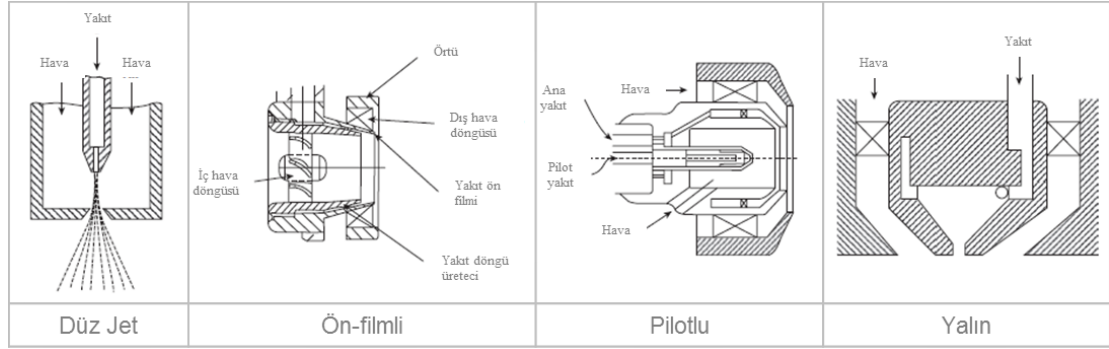
- Basınç atomizeri (Pressure atomizer)
- Döner atomizerler (Rotary atomizer)
- Hava-parçalama atomizer (Airblast atomizer)
- Köpüren atomizer (Effervescent atomizer)
- Buharlaştırıcı (Vaporizer)

Buharlaştırıcı yakıt besleme tipi en eski yöntem olmakla birlikte günümüzde en yaygın kullanılan yöntem hava-parçalama yakıt besleme sistemidir. Bu yakıt besleme sisteminde akan havanın kinetik enerjisi sayesinde yakıt jeti önce ligamentlere sonrasında da damlacıklara parçalanmakta ve alev tüpünün içine beslenmektedir [1].

Hava-parçalama yakıt besleme sistemi kendi içinde; düz-jet hava parçalama, ön-filmlü hava-parçalama, pilotlu hava-parçalama ve basit hava-parçalama olarak çeşitlenmektedir (Şekil 1.9). Şu an servisteki hava-parçalama atomizerlerin çoğunluğu ön-filmlü tipten oluşmaktadır. Bu atomizerde yakıt öncelikle bir katı yüzey üzerinde ince, sürekli bir film olarak yayılır ve sonrasında yüksek hızlı havanın etkisiyle parçalanır [1]. Tez kapsamında üzerinde çalışılan

yanma odası da ön-filmlili, hava parçalama tip yakıt besleme sistemi ile tasarlanmıştır.

Gepperth ve arkadaşları [14] Shadowgraphy tekniğini kullanmak suretiyle ön-filmlili atomizer üzerinde deneysel çalışma gerçekleştirmiş ve birincil parçalanmayı incelemişlerdir. Deneysel sonuçlarında ortalama parçacık çapları ve film kalınlığı gibi veriler toplanmıştır.



Şekil 1.9. Hava-parçalama tip yakıt besleme tipleri

Çelik [15] çalışmasında, hava parçalama atomizerde oluşan spray karakteristiklerini, atomizer içerisindeki çift fazlı akışın reaksiyonsuz HAD analizlerini gerçekleştirerek incelemiştir. Spray analizlerinde elde edilen damlacık çap ve hız değerleri, reaksiyonlu HAD analizlerinde sınır şart olarak girilmiştir.

Ateşleme: Yanma odası tasarımında önemli performans kriterlerinden biri de, yerde ve havada (tekrar ateşlemede) sorunsuz ateşlemedir. En yaygın kullanılan ateşleme tipi kıvılcım (spark) ateşlemedir. Bu ateşleme tipinde elektriksel enerji küçük bir hacim içinde ısıya çevrilerek yanmanın başlaması sağlanmaktadır. Bunun yanında meşale (torch) ateşleyici, glow plug, sıcak yüzey ateşleyici, plazma jet, lazer ateşleme, kimyasal ateşleme, gaz ilavesi ve oksijen enjeksiyonu gibi yöntemler de kullanılabilir [1]. Ateşleme performansını belirleyen temel parametreler; kıvılcım enerjisi, kıvılcım zamanı, kıvılcım oranı ve ateşleyici konumudur.

Yanma odası mimarisinin şekillendirilmesi sonrası genel performans parametreleri tanımlanmalıdır. Performans parametrelerinin dikkatli seçilmesi motor çevrimi için önem arz etmektedir. Bunun yanında, çıkış sıcaklık profili gibi

bazı parametreler yanma odasının ilişkili olduğu komponentler tarafından tanımlanmaktadır. Üzerinde çalışılan temel performans parametreleri şunlardır;

- Yanma verimi
- Basınç düşümü
- Yanma odası çıkış sıcaklık profili
- Metal sıcaklığı
- Zengin ve fakir karışım sönme limitleri

Yanma verimi: Yanma odasında verim düşüklüğü kabul edilemez bir durum olmakla birlikte günümüzde bu değer tasarım noktası için % 99.9 değerinin üzerine çıkmaktadır. Yanma verimi denklem (1.1)'de gösterildiği üzere yanma odasındaki sıcaklık artışına bağlı olarak hesaplanabilir. Bu bakımdan testler esnasında yanma odasının giriş ve çıkış sıcaklığının ölçülmesiyle yanma verimi ölçülebilir.

$$\eta_c = \frac{\Delta T_{3-4}}{\Delta T_{3-4,teorik}} \quad (1.1)$$

Bunun yanında gaz analiz ve pirometri yöntemleri ile yanma verimi hesaplanabilir [6]. Gaz analiz sonuçları elde edilen karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon değerleri yanmada oluşan verimsizliğin göstergesidir. ARP1533 havacılık standardında tanımlanan, CO ve C_xH_y emisyon indeks değerleri üzerinden yanma veriminin hesabı denklem (1.2)'de verilmektedir [22].

$$\eta_c = \left(1.00 - 10109 \cdot \frac{EI_{CO}}{LHV} - \frac{EI_{C_xH_y}}{1000} \right) \cdot 100 \quad (1.2)$$

Basınç düşümü: Yanma odası basınç düşümü genel olarak kompresör çıkışı ile türbin girişi arasındaki toplam basınç kaybını ifade etmektedir. Basınç düşümü yanma odası için gerekli bir fenomen olmasının yanında motor performansı açısından olumsuz bir etkendir. Yanma odası basınç düşümünde



gerçekleşen % 1'lik bir artış motor performansına % 0.5-1.0 arası bir özgül yakıt tüketimi olarak yansımaktadır [18]. Basınç düşümü genel olarak % 2-8 arasında olmakla beraber [13], günümüzde bu değer, motor performans gereksinimlerine bağlı olarak % 2-3'lere kadar gerilemiştir. Endüstri tipi gaz türbinlerinde havacılık motorlarına kıyasla daha düşük basınç düşüm değerleri kullanılmaktadır.

Yanma odasında basınç kaybı soğuk ve sıcak kayıplar olarak ikiye ayrılmaktadır. Soğuk kayıplar yanma odası geometrisinden kaynaklanan; difüzör kayıpları ve gömlek deliklerindeki basınç düşümünü teşkil etmektedir. Sıcak kayıplar ise yanma sonucu oluşan basınç kaybıdır. Soğuk basınç kaybı denklem (1.3) ile hesaplanmaktadır [1].

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_4} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 \cdot T_3^{0.5}}{A_{ref} \cdot P_3} \right)^2 \quad (1.3)$$

Burada $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$, soğuk basınç kayıp faktörü olup, difüzör ve gömlekte oluşan kayıpları ifade etmektedir.

Yanma odası çıkış sıcaklık profili: Yanma odası çıkış sıcaklık profili türbin rotor ve stator ömrü açısından kritik öneme sahiptir. OTDF (Overall Temperature Distribution Factor) ve RTDF (Radial Temperature Distribution Factor) terimleriyle yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı ile ifade edilmektedir. Bu parametrelerin OTDF ve RTDF tanımları, sırasıyla denklem (1.4) ve denklem (1.5) ile verilmiştir.

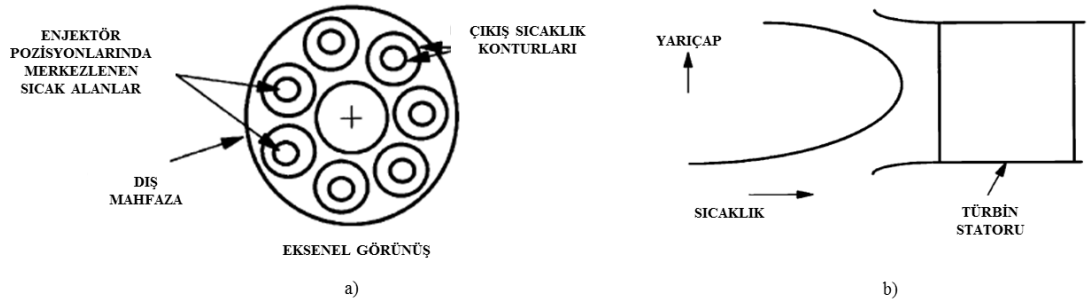
$$OTDF = \frac{T_{04,max} - T_{04}}{T_{04} - T_{03}} \quad (1.4)$$

$$RTDF = \frac{T_{04,r max} - T_{04}}{T_{04} - T_{03}} \quad (1.5)$$

Şekil 1.10'da halka tipi bir yanma odası çıkışındaki dairesel ve radyal sıcaklık dağılımını gösterilmektedir [8]. OTDF parametresi yanma odası çıkışındaki yüksek sıcaklık noktaları üzerinden hesaplanmaktadır. RTDF parametresi ise türbin kökün ucuna kadar belirli radyal lokasyonlardaki

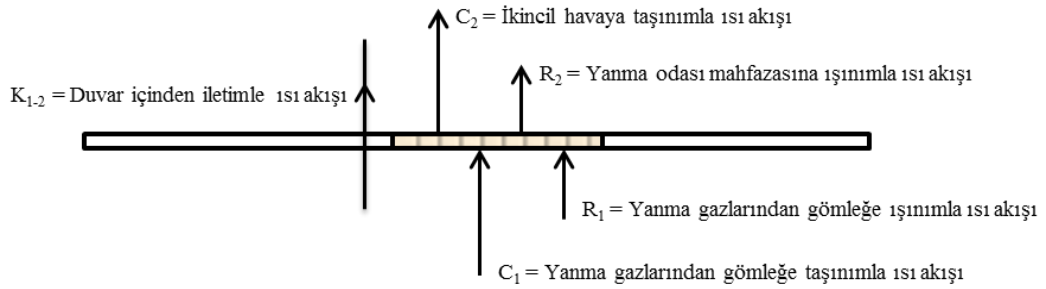
sıcaklıkların ortalamasına göre hesaplanır. Bu durumda, OTDF türbin statoru, RTDF ise türbin rotoru üzerine etki etmektedir. Yanma odası tasarımlarında OTDF 0.30 değerinin altında olmalıdır. Radyal profilde ise türbin kanatçığının ortalarında maksimum sıcaklık görülmesi arzu edilmektedir [6]. Lefebvre [1], halka tipi yanma odalarında OTDF parametresinin sıfır boyutta hesabı için denklem (1.6)'da tanımlanan korelasyonu önermiştir.

$$OTDF = 1 - \exp\left(-0.070 \frac{L_L \Delta P_L}{D_L q_{ref}}\right)^{-1} \quad (1.6)$$



Şekil 1.10. a) Dairesel sıcaklık dağılımı b) Radyal sıcaklık dağılımı

Metal sıcaklığı: Yanma odası gömleği yüksek sıcaklık ve gradyenlere maruz kalması bakımından ömür üzerinde önemli etkiye sahiptir. Etkin olarak soğutulamayan alev tüpü duvarları tasarımsal problemlere yol açabilmektedir. Lefebvre [1] yanma odası duvarındaki temel ısı akış prosesini Şekil 1.11'deki haliyle tanımlamıştır.



Şekil 1.11. Yanma odası duvarında temel ısı transferi prosesi

Metal sıcaklığı hesabı, yanma odası tasarım sürecinin önemli adımlarından biri olup, bu alanda yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Ön tasarım sürecinde metal sıcaklıkların öngörülebilmesi için bir-boyutlu hesaplamalar yapılmıştır. Network yaklaşımı yanma odasında akışın ve ısı transferinin bir boyutlu olarak modellenmesi ve metal sıcaklıklarının değerlendirilmesinde literatürde en çok kullanılan yöntemlerdendir [19]. Network yaklaşımının yanında, yanma odasının segmentlere bölünmesiyle akış ve ısı transferi hesapları gerçekleştirilmiştir [21].

Zengin ve fakir karışım sönme limitleri: Yanma odasını zengin ve fakir sönme limitleri direkt olarak motor performansına kısıtlar getirmektedir. Motordaki ani ivmelenmeye bağlı, ani yükselen yakıt debisi veya ani yavaşlamaya bağlı, ani düşen yakıt debisi yakıt-hava oranlarında önemli miktarda anlık düşüş ve yükselişler gösterebilmektedir. Bu geçişler esnasında yanma odasında alevin sönmesini engellemek adına motor kontrolcüsünün ivmelenmeleri limitlemesi şarttır. Bu durum da yanma odasının zengin karışım sönme limiti ve fakir karışım sönme limitini bilmeyi önemli kılar. Lefebvre [1], birçok havacılık motoru üzerinden toplanan veriler çerçevesinde fakir yakıt-hava karışımı (Lean Blow Out) limiti konusunda denklem (1.7)'de verilen denklemi türetmiştir.

$$f_{LBO} = \left[\frac{A}{V_{pz}} \right] \left[\frac{\dot{m}_3}{P_3^{1.3} \exp\left(\frac{T_3}{300}\right)} \right] \left[\frac{D_r^2}{\lambda_r LHV} \right] \quad (1.7)$$

Mimari ve performans parametrelerinin seçilmesi sonrası, ön tasarım hesaplarına yön verecek tasarım kriterleri tanımlanmaktadır. Bu kriterler literatür araştırmaları ve daha önce gerçekleştirilmiş tasarımlardan gelen tecrübelerle şekillenir. Kullanılan başlıca tasarım parametreleri;

- Referans hız
- Kalış süresi
- Yükleme
- Isıl yoğunluk

- En/boy oranı
- Bölgesel yakıt denge katsayıları
- İkincil akış kanalı mach sayıları
- Hava parçalama atomizer akış parametreleri

Referans hız: Referans hız, yanma odası gömleği dahil edilmeden maksimum mahfaza kesit alanındaki hızdır [6]. Yanma odası ölçüsündeki değişiklikler referans hızı dolayısıyla kalış süresi ve kararlılığı etkilemektedir [7]. Bu değer genel olarak; ters akışlı yanma odalarında 8 m/s, düz akışlı yanma odalarında 24-41 m/s'dir [13].

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 \cdot A_{ref}} \quad (1.8)$$

Kalış süresi: Kalış süresi, gazların yanma odasını geçmesi için gerekli zaman olarak tanımlanabilir. Bu süre genel olarak 3 ms'nin üzerinde olmalıdır [8]. Ancak yanma odasının tasarım kısıtları nedeniyle boyutsal olarak küçülmesine bağlı olarak daha düşük değerlerde de gerçekleşebilmektedir. Bu durum, kimyasal reaksiyonların tamamlanamaması nedeniyle verim kaybı oluşmasına rağmen kararlı bir yanma için problem olmayabilir. Kalış süresinin hesabı denklem (1.9)'da verilmektedir. Burada T_{mean} değeri alev tüpü içindeki ortalama gaz sıcaklığı olarak alınmakta olup, çevrime bağlı farklılık göstermektedir.

$$\tau = \frac{V_{FT} \cdot P_{O_3} \cdot 10^8}{\dot{m}_3 \cdot R \cdot T_{mean}} \quad (1.9)$$

Yükleme: Yanma odası hacmi yükleme parametresi çerçevesinde belirlenmektedir. Burada söz konusu olan hacim yalnızca alev tüpünü içermektedir. Yükleme parametresi farklı şekillerde hesaplanabilmektedir. Bu yaklaşımlardan ilki denklem (1.10)'da verilmektedir. Bu tanım çerçevesinde ele alındığında; maksimum yükleme $10 \text{ kg}/(\text{s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ değerinin altında, tercihen $5 \text{ kg}/(\text{s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ 'den daha az olmalıdır. Hatta endüstriyel gaz türbinlerinde bu değer $1 \text{ kg}/(\text{s atm}^{1.8} \text{ m}^3)$ 'e kadar inebilmektedir [8]. Bu yükleme tanımına göre

yanma odasında maksimum yanma verime ulaşabilmesi için yükleme 1 kg/s.atm^{1.8}m³ değerinin altında olmalıdır. Denklemden tanımlanmış olan P_{03} değeri atm olarak alınmaktadır.

$$\Omega = \frac{m_3}{V_{FT} \cdot P_{03}^{1.8} \cdot 10^{(0.00145 \cdot (T_{03} - 400))}} \quad (1.10)$$

Yükleme parametresi yanma verimiyle direkt olarak ilişkilidir. Walsh ve Fletcher yükleme parametresi için farklı bir formülasyon tanımlamış ve elde edilen yükleme parametresini yanma verimi ile ilişkilendirmiştir. Bu yükleme parametresi üzerinden yanma verimi denklem (1.11) ile hesaplanabilmektedir [8].

$$\eta_c = -5.46974 \cdot 10^{-11} \Omega^5 + 3.97923 \cdot 10^{-8} \Omega^4 - 8.72718 \cdot 10^{-6} \Omega^3 + 3.00007 \cdot 10^{-4} \Omega^2 - 4.568246 \cdot 10^{-3} \Omega + 99.7 \quad (1.11)$$

Yükleme için bir diğer tanımlama ise Lefebvre [1] tarafından yapılmıştır.

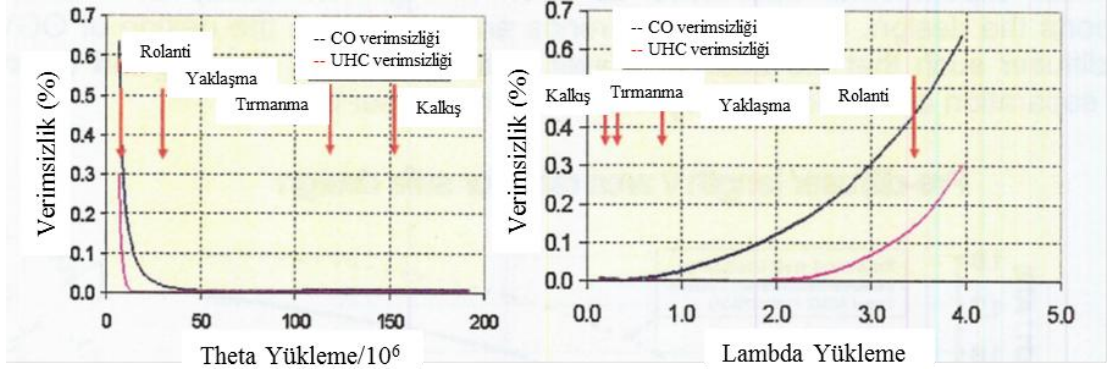
$$\Omega = \frac{P_{03}^{1.75} A_{ref} \cdot D_{ref}^{0.75} \cdot e^{T_{03}/300}}{m_3} \quad (1.12)$$

Denklem (1.12)'de P_{03} değeri kPa'dır.

Theta (θ) yükleme ve lambda (λ) yükleme şeklinde farklı tanımlamalarda görülebilmektedir. Bu formülasyonlar incelendiğinde diğer tanımlamalarla benzerlik göstermektedir. Bu tanımlardan elde edilen yükleme değerleri yine yanma verimiyle ilişkilendirilebilir. Theta ve Lambda yüklemeleri için formülasyonlar denklem (1.13) ve (1.14)'de verilmiş olup, bu parametrelere dair yanma verimi ilişkisi Şekil 1.12'de gösterilmektedir [11].

$$Theta, \theta = \frac{P_{03}^{1.75} V_{FT} \cdot e^{T_{03}/300}}{m_3} \quad (1.13)$$

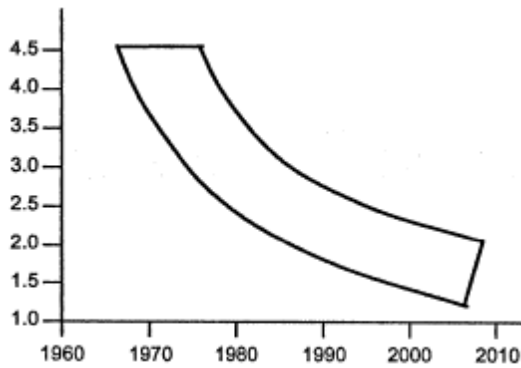
$$\text{Lambda}, \Lambda = \frac{m_3 \cdot 10^9}{P_{03}^{1.8} \cdot V_{FT} \cdot e^{(T_{03}/300)}} \quad (1.14)$$



Şekil 1.12. Yanma verimi ve theta/lambda yükleme değeri ilişkisi

Isıl yoğunluk: Yanma yoğunluğu olarak da tanımlanan bu parametre yanma odasında birim hacim ve birim yanma odası basıncı başına düşen ısı yükü ifade etmektedir. Yükleme parametresinde olduğu gibi ısıl yoğunlukta da düşük değerler istenilmektedir. Isıl yoğunluk için hedeflenen değer $60 \text{ MW/m}^3\text{atm}$ olarak verilebilir [8].

En/boy oranı: Yanma odasının bölmelerinde tecrübeye bağlı bazı L/D (Boy/En) oranları ön tasarımda kullanılabilir. Şekil 1.13’de görülebileceği gibi sürekli artan ağırlık azaltma talepleri karşısında yanma odası L/D oranı yıllar içinde önemli derecede aşağı düşmüştür [12].



Şekil 1.13. Yanma odası L/D gelişimi

Birincil bölge, ikincil bölge, seyreltme bölgesi ve lüle için bazı değerler Çizelge 1.2’de tanımlanmaktadır [6].

Çizelge 1.2. Bölgesel uzunluk oranları

	Birincil Bölge	İkincil Bölge	Seyreltme Bölgesi	Lüle
Yer motorları	0.8	0.4	1.4	0.6
10 km üzeri uçuş yapan motorlar	0.5	1.0	0.7	0.6
10 km altı uçuş yapan motorlar	0.55	0.85	0.9	0.4

Bölgesel yakıt denge katsayıları: Yanma odası birincil ve ikincil bölgelerinde yanma işleminin istenildiği şekliyle gerçekleşebilmesi için yakıt denge katsayısının dikkatle belirlenmesi gerekmektedir. Yakıt denge katsayısı yakıt hava oranının stokiyometrik yakıt hava oranına bölünmesi ile elde edilir. Stokiyometrik yakıt hava oranı ise yakıtın hava ile tam olarak yanması için gereken orandır.

$$\Phi = \frac{f}{f_{st}} \quad (1.15)$$

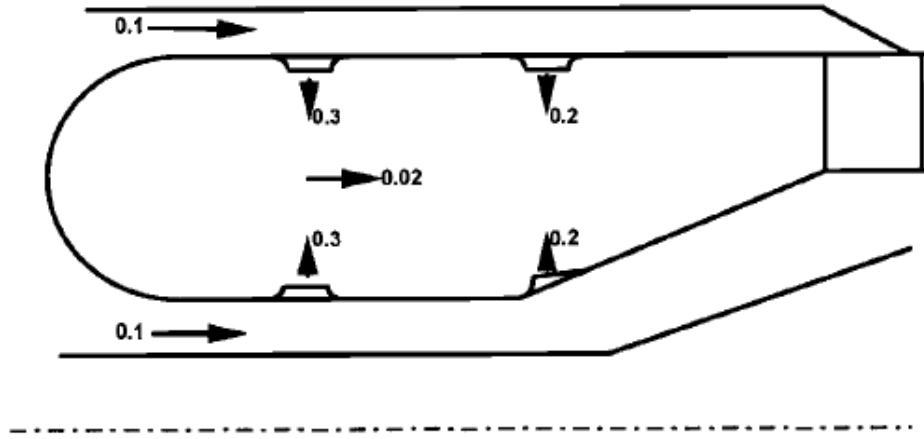
Yakıt denge katsayısının 1’den fazla olması zengin karışımı, az olması ise fakir karışımı ifade eder. Klasik yanma odalarında, birincil bölgede bu değer genelde zengin alınırken ikincil bölgede 0.6 gibi bir değer kullanılabilir. Bu değerler birincil bölgede 2300 K, ikincil bölgede ise 1700 K seviyelerindedirler [8]. Birincil bölgede zengin karışımlar kararlılık ve ateşleme açısından avantaja sahipken, karbon birikimi gibi dezavantajlar yaratabilmektedir. Bunun yanında emisyon açısından kötü değerler ortaya çıkmaktadır. Fakir karışımlar ise aksi davranışlar göstermektedir. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasının kullanım alanına göre (askeri veya sivil) bu parametre şekillenmektedir.

Yerel Mach sayıları: Yanma odası ikincil akış bölgesi, birincil hava delikleri öncesinde mach hızı 0.1 değerinin üzerinde olmamalıdır. Düşük hava hızı kuvvetli jet penetrasyonu, dolayısıyla etkin bir karışım sağlamaktadır.



Gömlek deliklerindeki 0.3 Mach'lık hız değeri ise etkin penetrasyon ve düşük basınç kaybı arasında ideal bir denge sağlamaktadır. Yerel bölgelere bağlı olarak mach hızlarının değişimi Şekil 1.14'de verilmektedir [8].

İkincil hava kanalında hava akış hızının düşük olması jet penetrasyonu açısından olumlu etki yaratırken; bu değerlerin düşmesiyle ısı transfer katsayısında düşüş olmakta, dolayısıyla havanın konvektif soğutma etkinliği düşmektedir. Bu nedenle halkadaki akış hızının optimum bir değerde seçilmesi gerekmektedir.



Şekil 1.14. Yanma odası yerel Mach sayıları

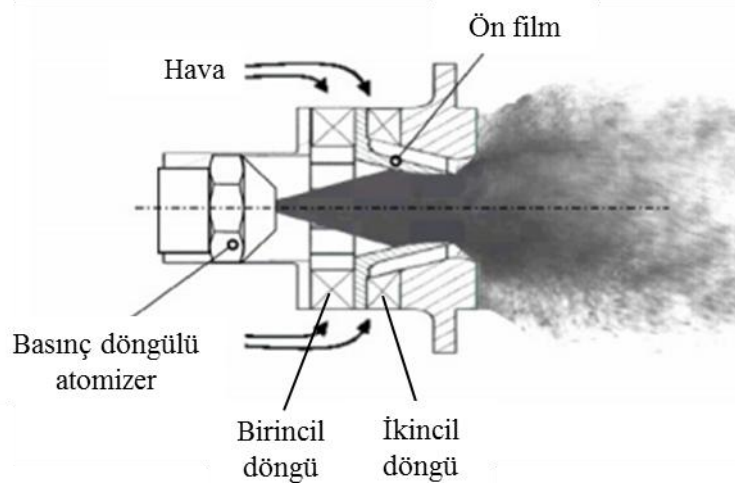
Hava parçalı atomizer akış parametreleri: İdeal bir atomizerin sahip olması gereken temel karakteristik Lefebvre tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [1].

- Farklı yakıt debilerinde etkin atomizasyon
- Yakıt debisi değişimlerine hızlı tepki verebilme
- Akış kararsızlıklarından etkilenmeme
- Düşük güç gereksinimi
- Tasarım esnekliği için ölçeklendirilebilirlik
- Düşük maliyet, düşük ağırlık, bakım kolaylığı
- İmalat ve montaj esnasında hasara düşük duyarlılık
- Karbon birikimi ve kirleticilerin yarattığı tıkanıklıklara düşük duyarlılık

- Isıl ıslanma nedeniyle ziftleşmeye düşük duyarlılık
- Homojen radyal ve çevresel yakıt dağılımı

Günümüz yanma odalarının en yaygın kullanılan yakıt sistemi hava parçalamalı yakıt enjektörleri, düşük yakıt basıncı gerektirip ince püskürtme karakteristiğine sahiptir. Hava parçalamalı (airblast) atomizere ait genel yapı Şekil 1.15'de verilmiştir [9].

Burada birincil ve ikincil hava kanallarından giren havanın yaratmış olduğu döngü etkisi yakıtı parçalayarak atomize etmektedir. Bunun yanında döngülü hava akışı, birincil bölgede geri-sirkülasyonlu bir akış bölgesi oluşmasına neden olur. Yanma odasında güçlü bir döngü yaratılması kararlı bir yanma için önemli bir etkidir. Döngü şiddetinin derecesi alevin büyüklüğünü, şeklini ve kararlılığını belirlemektedir [10].



Şekil 1.15. Hava parçalamalı atomizer genel yapısı

HAD alanındaki önemli gelişmelere rağmen ampirik korelasyonlar yanma odası tasarımında halen önemli bir yere sahiptir. Uzun yıllar yapılan nümerik ve deneysel çalışmalar neticesinde ön tasarım çalışmaları için birçok korelasyon türetilmiştir.

1.3.2. Yanma odası detay tasarımı

Yanma odası tasarımı uzun yıllar testlerden elde edilen tecrübe ve ampirik korelasyonlar üzerine kurulmuştur. Ancak bu yaklaşım beraberinde önemli kısıtlamalar ve limitler getirmiştir [24]. Bunlar;

- a. Ampirik korelasyon tabanlı yöntemlerin, yeni tasarımlardaki yetersizlikleri
- b. Teknolojik olarak atılım gerektiğinde (yanma odası çıkış sıcaklığı, basınç oranı, performans ve ömür seviyeleri) yanma mühendislerinin mevcut korelasyonlara güvenmemesi
- c. Gelişmiş teknolojiye yanma odalarında ihtiyaç duyulan tasarım kriterlerinin sağlanmasında daha iyi tasarım araçlarına ihtiyaç duyulması

Ampirik yaklaşımlardaki bu problemler, yüksek performanslı bilgisayar altyapılarının gelişmesiyle ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin yanma odası tasarım sürecinde kullanılmaya başlanmasıyla önemli derecede aşılmıştır. HAD yöntemi ile tasarım sürecinde gerçekleştirilen iyileştirmeler, test maliyetlerinin azalmasını dolayısıyla zaman ve maliyet tasarrufu sağlamıştır.

Singh [23], ticari bir HAD yazılımı ile 45°'lik bir yanma odası kesitinde akış ve yanma karakteristiğini incelemiştir. Çalışmada yanma odası içinde hız, sıcaklık ve gaz türü dağılımları ve gömlek deliklerinden geçen hava debileri incelenmiştir.

Crocker [25], komple yanma modeli için difüzör çıkışı ve türbin girişini de dahil ederek HAD analizleri yapmıştır. Çalışma kapsamında, gömlek deliklerindeki hava akışı ve alev tüpü duvarlarındaki metal sıcaklıkları incelenmiştir.

Çelik [26], küçük boyutlu bir turboprop motorun yanma odası için yanma analizleri gerçekleştirmiştir. Çalışmada yanma odası içinde akış ve sıcaklık karakteristikleri incelenmiş, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı irdelenmiştir.



1.3.3. Yanma odası testi

HAD analizleriyle yanma odasında gerçekleştirilen eniyileştirme çalışmalarına rağmen test fazında halen tasarımsal değişiklikler yaşanabilmektedir. Yanma odası test süreci atmosferik ve yüksek basınç testleri olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Atmosferik testler, tasarım noktasını benzeştiren atmosferik koşullarda gerçekleştirilir ve tasarımsal iyileştirmeler bu safhada hayata geçirilir. Daha yüksek maliyete sahip, yüksek basınç testlerinde ise eniyileştirilmiş geometride performans doğrulama ve kararlılık testleri gerçekleştirilir.

Atmosferik bir test düzeneğinin genel yapısı Şekil 1.16'da verilmektedir [27]. Bu sistemlerde ihtiyaç duyulan hava radyal fanlardan sağlanabileceği gibi mevcut basınçlı havanın atmosferik basınca indirgenmesiyle de sağlanabilmektedir.

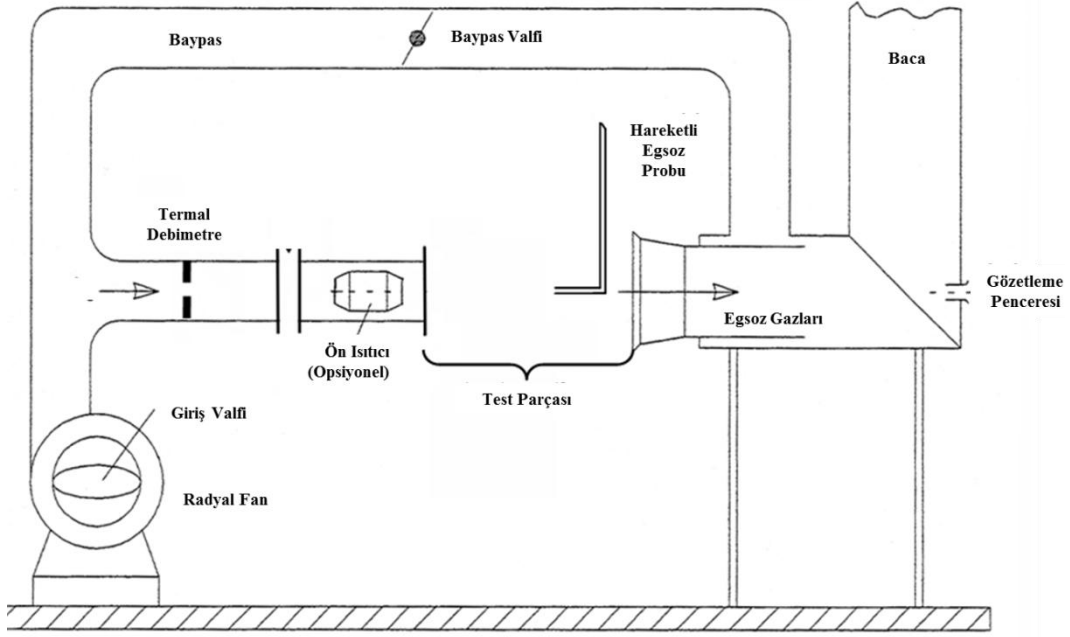
Atmosferik akış parametreleri akışın boyutsuz hale getirilmesiyle belirlenir. Dizayn noktası ve atmosferik koşullar benzeştirilirken sabit tutulması gereken parametre hava-yakıt oranı ve indirgenmiş debidir. Bu çerçevede testte kullanılacak hava yakıt debilerinin hesabı denklem (1.16), (1.17), (1.18) ve (1.19)'da verilmektedir [3].

$$NDF_{motor} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \quad \text{Motor için indirgenmiş debi} \quad (1.16)$$

$$NDF_{atm} = \frac{\dot{m}_{3,atm} \sqrt{T_{03,atm}}}{P_{03,atm}} \quad \text{Atmosferik test için indirgenmiş debi} \quad (1.17)$$

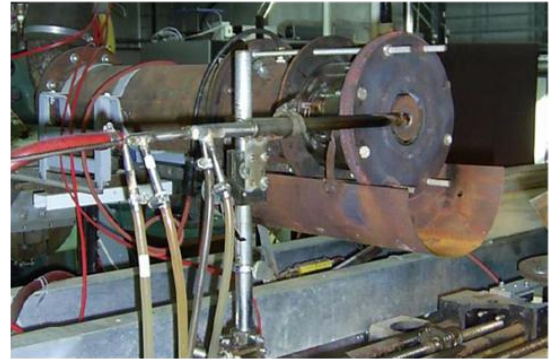
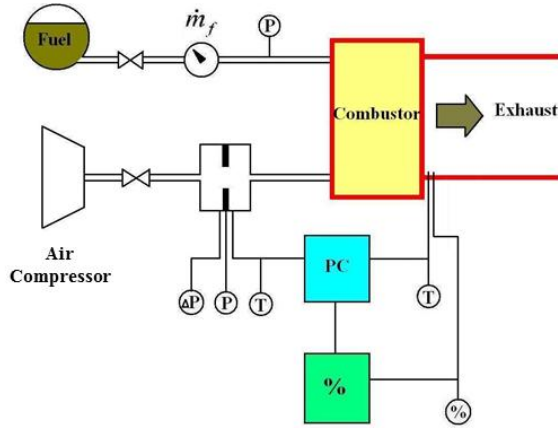
$$\dot{m}_{3,atm} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}} P_{03,atm}}{\sqrt{T_{03,atm}} P_{03}} \quad (1.18)$$

$$\dot{m}_{fuel,atm} = \frac{\dot{m}_{3,atm}}{AFR} \quad (1.19)$$



Şekil 1.16. Atmosferik test rigi şematik görünümü

Levy [28], küçük jet motoru yanma odası üzerinde atmosferik testler gerçekleştirmiş ve deneysel veri almıştır.



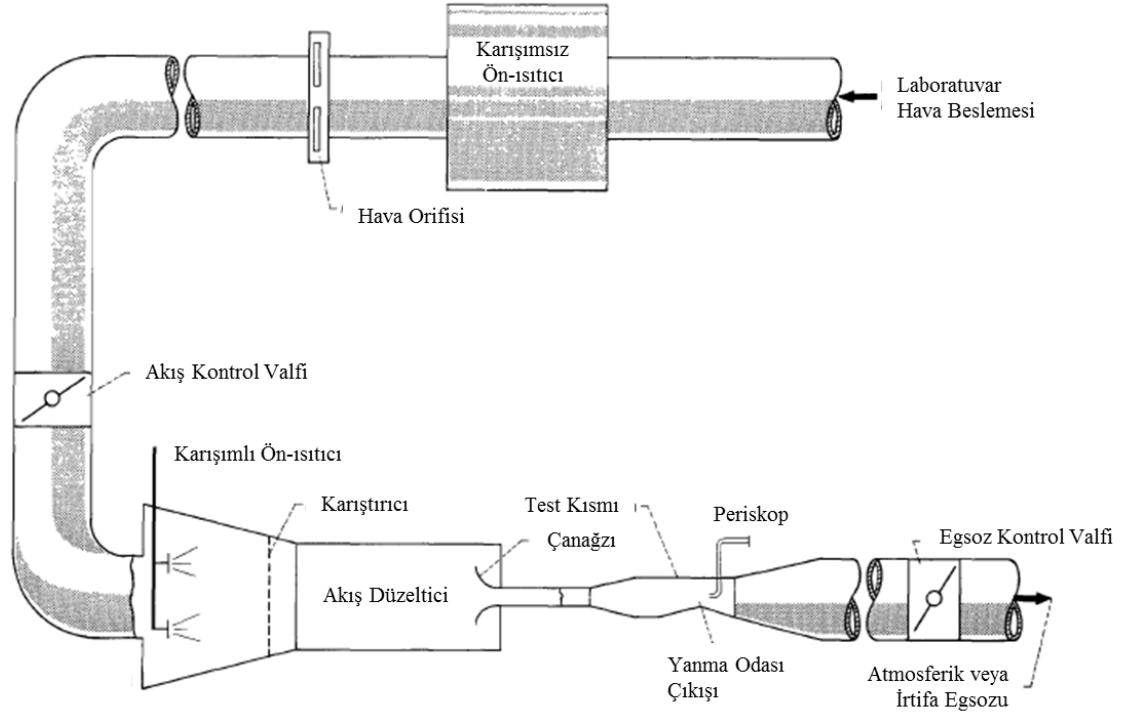
Şekil 1.17. Küçük boyutlu bir yanma odası için atmosferik test sistemi

Yüksek basınç testleri, yanma odasının tasarım noktasında gerçekleştirilen testlerdir. Atmosferik test düzeneklerinde debi değerlerinin düşük

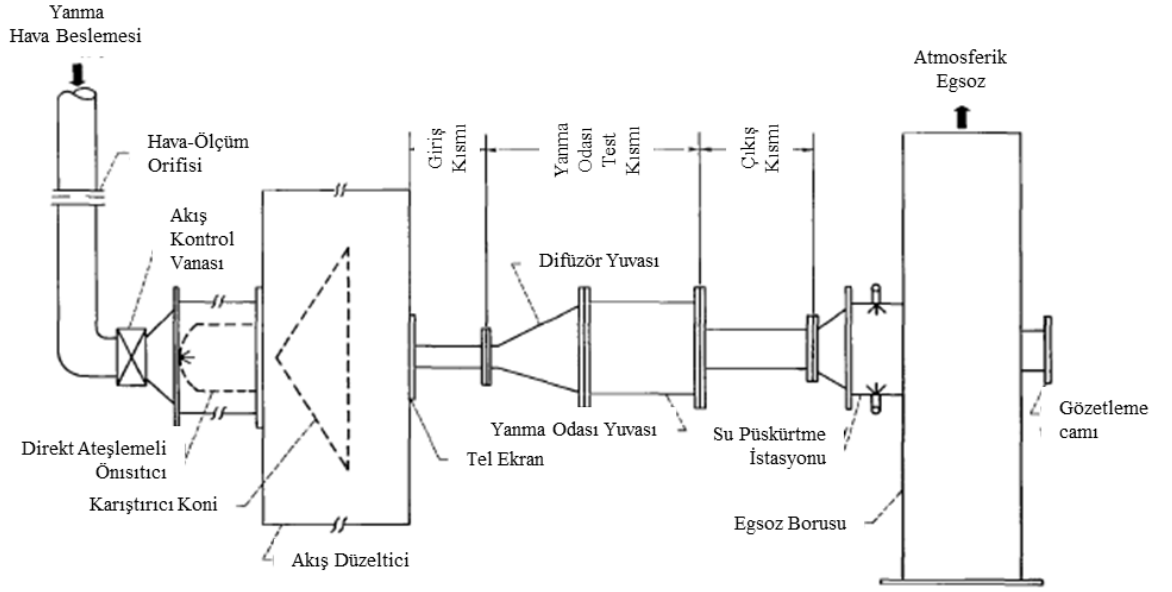


olması elektrikli ön ısıtıcıların kullanımını mümkün kılmaktadır. Ancak bu durum yüksek basınçlı riglerde mümkün olmadığından ısı değıştiricili veya direkt ateşlemeli ön-ısıtıcılar bu sistemlerde kullanılmaktadır. Yüksek basınçlı bir test rigin genel yapısı Şekil 1.18’de gösterilmektedir [29].

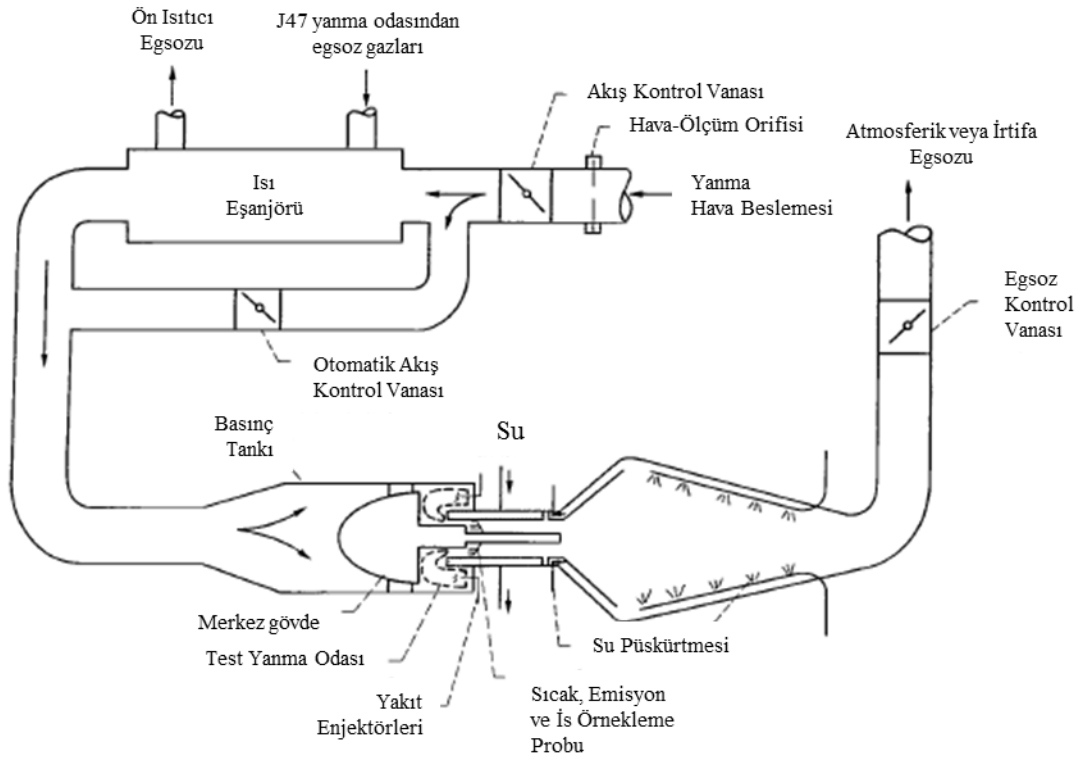
Humenik’in çalışmasında [30], bir başka yüksek basınçlı test düzeneğinde ise, ön ısıtma direkt ateşlemeli ön-ısıtıcılar ile sağlanmaktadır (Şekil 1.19). Bu sistemde geri basınçlandırma vanasını (egzoz kontrol vanası) sıcak gazlardan korumak adına yanma odası çıkışında egzoz gazına su püskürtülmektedir. Benzer bir sistem Norgren ve ark. [31] ters akışlı yanma odası testlerini gerçekleştirmiş olduğu test riginde de kullanılmıştır (Şekil 1.20).



Şekil 1.18. Yüksek basınç test rigi şematik görünümü [29]



Şekil 1.19. Yüksek basınç test rigi şematik görünümü [30]



Şekil 1.20. Ters akışlı yanma odası yüksek basınç test rigi şematik görünümü

1.3.4. Ekserji analizi

Ekserji, teorik olarak maksimum kullanılabilir enerji olarak tanımlanabilir [32]. Termodinamiğin I. Yasası çerçevesinde değerlendirildiğinde yanma verimi % 100 mertebesine neredeyse ulaşmıştır. Bu durum verim açısından yanma odasında tasarımsal gelişim açısından son noktaya geldiği şeklinde yorumlanabilir. Ancak ekserjetik açıdan baktığımızda gaz türbininde ekserji kaybının en fazla yaşandığı yani ekserji veriminin en düşük olduğu bileşenin yanma odası olduğunu görmekteyiz.

Aydın ve ark. [33] CT7-7C motoru üzerinde ekserjetik ekserji-ekonomik analizler gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada; kompresör % 90.6, türbin % 96.2, güç türbini, % 95.2, egzoz % 98.1 ekserji verimine sahipken bu değer yanma odasında % 79.9 olarak hesaplanmıştır.

Turgut ve ark. [34] ise bir turbofan motor üzerinde ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın temel amacı art-yakıclı bir turbofan motorun ekserji analizlerinin deniz seviyesi ve 11000 m irtifada incelenmesidir. Yapılan hesaplamalarda en fazla ekserji kaybı % 48.1 ile art yakıcıda gerçekleşmiştir. Art yakıcıyı % 29.7 ve %17.2 ile egzoz ve yanma odası izlemiştir.

Bir turbofan motor (CF6-80) üzerinde gerçekleştirilen bir başka ekserji analizinde ise en yüksek ekserji kaybı sırasıyla fan egzozu, egzoz ve yanma odasında görülmüştür [35].

Aydın ve ark. [36] deneysel bir turboprop/turboşaft motor üzerinde ekserji hesaplamaları gerçekleştirmişlerdir. Farklı çalışma koşullarında yapılan ekserji analizleri, gaz türbininde ekserjetik geliştirme potansiyeli en yüksek bileşenin yanma odası olduğu ortaya çıkmıştır. Bu çalışmaya göre 240 N.m torkluk çalışma koşulunda, sırasıyla; kompresör, gaz türbini ve güç türbini için % 13.4, % 15.8 e % 6.9 olan ekserji kayıp oranının yanma odasında % 63.9'a çıktığı görülmüştür.

Turan [37] spesifik-ekserji temelli metot yardımıyla, referans irtifanın etkilerini turbofan motor üzerinde incelemiştir. Motor bileşenlerinin ekserji verimleri 0.9 mach hız ve 9000 m irtifa için incelendiğinde en düşük ekserji veriminin % 73 ile yanma odasında olduğu görülmüştür.



Mousafarash ve Amerinin [38] bir gaz türbinli enerji santralinde gerçekleştirdiği enerji, ekserji ve ekserji-ekonomik analizler çerçevesinde en düşük ekserji veriminin yanma odasında oluştuğu görülmüştür. Bu çalışmaya göre yanma odası % 55 ekserji verimine sahipken, bu değer kompresör ve türbin için % 90 olarak hesaplanmıştır.

Dev ve Attri [39] 30 MW'lık bir kojenerasyon çevriminin matematiksel modelini çalışmış ve çevrim basınç oranı, giriş hava sıcaklığı ve yanma odası çıkış sıcaklığının yanma odası üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre, yanma odası giriş sıcaklığı 278 K'den 323 K'e çıktığında ekserji yıkımı % 31.3 yükselmiştir. Kompresör basınç oranının 5'den 15'e çıkması durumunda ise ekserji yıkımında önce bir artış sonrasında ise düşüş görülmüştür. Yanma odası çıkış sıcaklığının yükselmesi durumunda ise ekserji yıkımında azalma olduğu tespit edilmiştir. Yanma odası çıkış sıcaklık değerinin 1173 K'den 1573 K'e yükselmesiyle ekserji yıkımında % 6.22 oranında bir azalma tespit edilmiştir.

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilim etkileri ihmal edildiğinde sistemdeki toplam ekserji (E), 4 ana bileşene ayrılabilir: Fiziksel ekserji E^{PH} , kinetik ekserji E^{KN} , potansiyel ekserji E^{PT} ve kimyasal ekserji E^{CH} [32]. Kütlesel bazda toplam spesifik ekserji değeri denklem (1.21)'de verilmektedir.

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (1.20)$$

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (1.21)$$

Burada kinetik ve potansiyel ekserjiler, sistemin çevreye göre tamamen durağan hale getirilmesi durumunda tamamen dönüştürülebilir enerjiyi ifade etmektedir.

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad (1.22)$$



$$e^{PH} = gz \quad (1.23)$$

Belirli bir kontrol hacmi çerçevesinde değerlendirildiğinde akışa bağlı olarak spesifik ekserji transferi denklem (1.24) ile ifade edilebilir.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}V^2 + gz + e^{CH} \quad (1.24)$$

Akış içindeki her bir gazın özgül entropisi denklem (1.25) ile hesaplanmaktadır [32].

$$\bar{s}_k(T, p_k) = \bar{s}_k^\circ(T) - \bar{R} \ln \frac{p_k}{p_{ref}} \quad (1.25)$$

burada $\bar{s}_k^\circ(T)$ değeri k bileşeninin T sıcaklığı ve P_{ref} değerindeki mutlak entropi değeridir. Farklı gazların sıcaklığa bağlı mutlak molar entropi değerleri ve molar entalpi değerleri ideal gazların özellik tablolarında tanımlanmıştır [40]. Spesifik kimyasal ekserji değerinin denklem (1.26)'da verilen formülle hesaplanmaktadır.

$$\bar{e}^{CH} = \sum_i x_i \bar{e}_i^{ch} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (1.26)$$

2. YANMA ODASI AKIŞYOLU TASARIMI

Yanma odası tasarım süreci aşağıda belirtilen temel adımları içermektedir. Tasarımın başarısı ve minimum maliyetle sonuçlandırılabilmesi açısından her bir tasarım fazının başarısı önemli bir etken olarak değerlendirilmelidir.

- Kavramsal Tasarım
- Ön Tasarım
- Detay Tasarım
- Test ve Doğrulama

Konsept ve ön tasarım fazları iç içe geçmiş olmakla birlikte genel olarak akış yolu tasarımı olarak adlandırılabilirler. Tasarımın bu sürecinde yapılacak olası hatalar, detay tasarımda büyük zaman ve maliyet kayıplarına yol açabileceğinden akış yolu tasarımı derinlemesine ve detaylı irdelenmelidir.

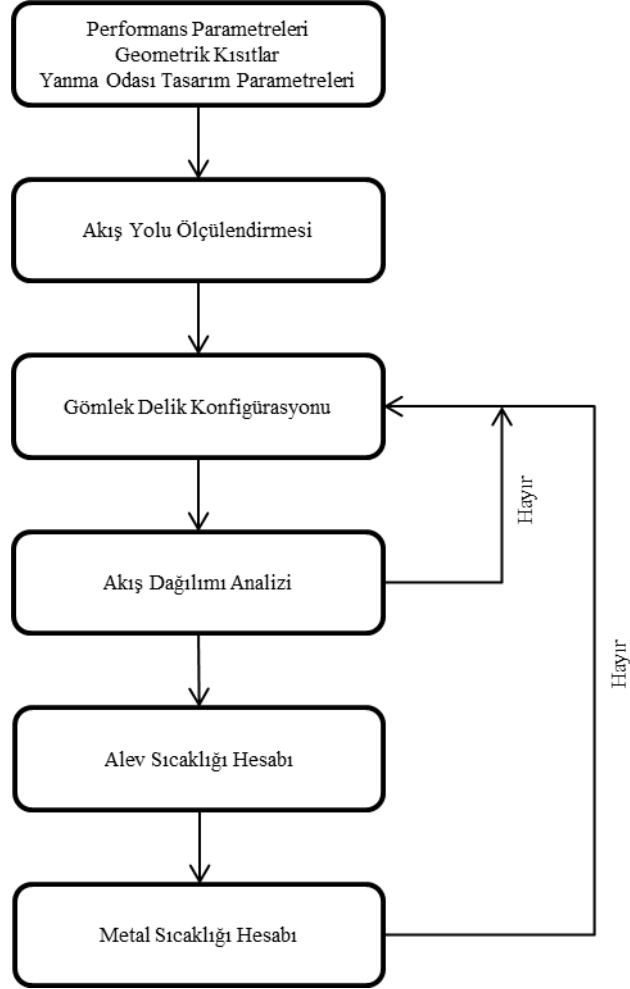
Akış yolu tasarımında izlenen süreç haritası Şekil 2.1’de verilmektedir. Tasarım süreci, kavramsal tasarım ve ön tasarım olarak iki kısma ayrılabilir. Bunlardan ilki olan kavramsal tasarım fazı, performans parametrelerinin seçilmesi, geometrik kısıtların tanımlanması ve tasarım kriterlerinin belirlenmesini içerir. Konsept tasarımın tamamlanması sonrası başlayan ön tasarımda ise; akış yolu ölçülendirmesi, gömlek delik konfigürasyonunun belirlenmesi, akış dağılım analizlerinin yapılması, alev sıcaklığı ve metal sıcaklığı hesapları yer almaktadır. Ön tasarım süreci çok fazla iterasyonun gerçekleştiği bir süreç olup, akış dağılım ve metal sıcaklığı analiz sonuçları yorumlanmaktadır. Yanma odası geometrisinin kavramsal tasarımda belirlenen kriterleri sağlaması adına gömlek delik konfigürasyonunda değişikliklere gidilerek tasarım eniyileştirilir.

Akış yolu tasarım çalışmaları PreCoDe (Preliminary Combustor Design) isimli yazılım kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmalardan elde edilen bilgi ve tecrübe ile özgün olarak geliştirilmiş olan bu tasarım aracı, Microsoft Excel



yazılımını ara yüz olarak kullanmak suretiyle Visual Basic üzerinden hesaplamalar gerçekleştirmektedir.

Kavramsal tasarımda kullanılan performans parametreleri, ilgili turbojet motorun çevriminden ve türbin bileşeninin tasarım isterlerinden ortaya çıkmıştır. Belirlenen çevrim değerlerinin ve türbin bileşeninden gelen tasarım isterlerinin karşılanması için yanma odası performans kriterleri oluşturulmuştur (Çizelge 2.1). Performans parametrelerinin yanında motordan aktarılan en önemli veri geometrik kısıtlardır. Motor mimarisi öncelikle kompresör, türbin, iç ve dış mahfazalar tarafından şekillenmiş olup, maksimum yanma odası uzunluğu konusunda tasarım kistası verilmiştir. Bu nedenle yanma odası belirlenmiş olan yapıya uygun olarak tasarlanmıştır.



Şekil 2.1. Yanma odası akış yolu tasarımı süreci

Çizelge 2.1. Yanma odası performans parametreleri

<u>Parametre</u>	<u>Değer</u>
Yanma Verimi (η_{cc})	% 96
Basınç Düşümü ($\Delta P_{3,4}/P_3$)	% 5.0
OTDF (maksimum)	0.30
RTDF	0.12

Motordan gelen performans parametreleri ve geometrik kısıtlar çerçevesinde istenilen tasarıma ulaşabilmek için yanma odası tasarım kriterleri belirlenmiştir. Tasarım kriterlerinin belirlenmesi geçmiş tasarım tecrübeleri ve literatür verileri çerçevesinde gerçekleştirilmektedir. Kavramsal tasarım fazının tamamlanması sonrası başlayan ön tasarım çalışması iki aşamalı olarak gerçekleşen bir süreçtir. Bunlardan ilki yanma odasının temel boyutlandırılması olarak adlandırabileceğimiz akış yolunun (dış mahfaza, iç mahfaza, dış gömlek, iç gömlek, kubbe vb.) kaba olarak şekillendirilmesi, ikincisi ise bu boyutlandırma üzerine delik konfigürasyonu çalışması ile istenilen performans parametrelerine ulaşılmasını içermektedir.

2.1. Akış Yolu Ölçülendirilmesi

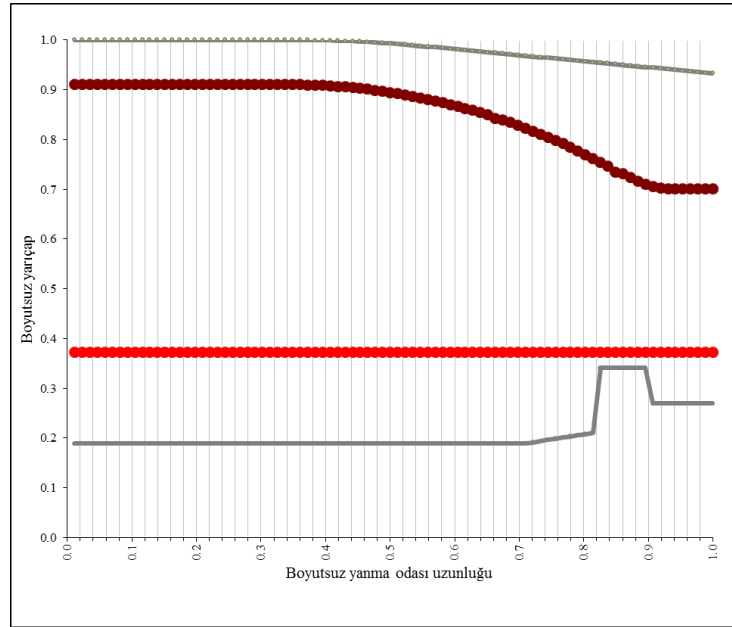
Yanma odası akış yolunun ölçeklendirilmesinde temel etkenler; referans hız, kalış süresi, yükleme faktörü ve ısı yoğunluğudur. Bu parametrelerden yükleme, yanma verimi üzerindeki direkt etkisi nedeniyle ön tasarım sürecinde önemle üzerinde durulması gereken bir parametredir. Şekil 2.2’de gösterildiği üzere yanma odası, motor mimarisi tarafından belirlenen geometrik kısıtlar çerçevesinde boyutlandırılmıştır. Bu boyutlandırma çerçevesinde hesaplanan temel parametreler Çizelge 2.2’de verilmektedir. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odası kavramsal olarak çok küçük bir hacme sahiptir. Bu durum elde edilen parametrelerin literatürdeki değerlerden çok uzak olmasına yol açmıştır. Ortaya çıkan bu durum kararlı bir yanma odası tasarımı gerçekleştirilmesine engel olmamakla beraber yanma veriminde kayıplara yol açacaktır.

Çizelge 2.2. Ön tasarım parametreleri

Referans Hız	15.2 m/s
Kalış Süresi	1.1 m/s
Yükleme	51.7 kg/s atm ^{1.8} m
Isıl Yoğunluk	175.3 MW/m ³ atm

Yanma verimi denklemi (1.11)'de belirtilen korelasyon üzerinden hesaplandığında, % 99.3 'lük bir değer ortaya çıkmaktadır. Ancak Walsh ve Fletcher'in bu yaklaşımı [8], yakıtın etkin buharlaşmamasından gelen verimsizliği dikkate almamaktadır. Bu durumda verim değeri biraz daha aşağı inecektir. Bunun yanında, yanma odası kalış süresinin literatürde verilen değerlerin altında kaldığı görülmektedir. Kalış süresinin düşüklüğü reaksiyonların tam olarak tamamlanmamasına ve dolayısıyla verim kaybına yol açacaktır.

Yanma odasının boyutlandırılması esnasında, akış ve ısı transferi hesaplamalarında kullanılmak üzere her 1 mm'lik yanma odası segmenti için koordinat verisi oluşturulmaktadır. Bu koordinatlar çalışmanın ilerleyen adımlarında hesaplamalarda kullanılacaktır.



Şekil 2.2. Boyutsuzlaştırılmış yanma odası geometrisi

2.2. Akış Dağılımı Analizi

Gömlek delik konfigürasyonunun belirlenmesi yanma odası tasarım sürecinde en fazla iterasyona sahip süreçlerden biridir. Yanma odası bölgelerine bağlı akış dağılımı, gömlek üzerindeki soğutmayı etkilemesi ve yanma çıkış sıcaklık dağılımı açısından dikkatle belirlenmesi gerekmektedir. Delik konfigürasyonunda delik çapı, konumu (eksenel ve açısal) ve adeti olarak üç temel parametreye karar verilmektedir. Gömlek deliklerinin toplam efektif alanı, yanma odası basınç düşümünü belirleyen ana etken olduğu için hesaplamalar bu parametre üzerinde odaklanmaktadır.

Yanma odası basınç düşümünü belirleyen temel parametreler; difüzör kaybı, sıcak basınç kaybı ve soğuk basınç kaybıdır. Difüzördeki ani genişlemeye bağlı olan ve çoğu difüzör için geçerli olan difüzör basınç kayıp katsayısı denklem (2.1)'de verilmektedir [1].

$$\frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} = \left[1 - \frac{1}{(A_{31}/A_3)^2} \right] \quad (2.1)$$

Yanma esnasında oluşan sıcak basınç kayıpları denklem (2.2)'de verilen formülle yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir.

$$\frac{\Delta P_{hot}}{q_{ref}} = \frac{T_4}{T_3} - 1 \quad (2.2)$$

Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasında hedeflenen toplam basınç kaybı % 5.0 olarak belirlenmiştir. Bu çerçevede difüzör ve sıcak basınç kayıpları hesaplandıktan sonra delik konfigürasyonunun belirlenmesi ihtiyaç duyulan soğuk basınç kaybı hesaplanmıştır. Difüzör, sıcak ve soğuk basınç kaybı Çizelge 2.3'de verilmektedir.

Çizelge 2.3. Yanma odası basınç kayıpları

Difüzör ani genişleme basınç kaybı	ΔP_{diff}	% 0.06
Sıcak basınç kaybı	ΔP_{hot}	% 0.12
Soğuk basınç kaybı	ΔP_{cold}	% 4.82
Toplam basınç kaybı	$\Delta P_{3-4}/P_3$	% 5

Hesaplamalar çerçevesinde yanma odasının delik konfigürasyonunun belirlenmesinde % 4.82'lik basınç kaybını sağlayacak toplam efektif delik alanı oluşturulmuştur. Delik konfigürasyonunun oluşturulması iteratif bir süreç olup tasarım kriterlerini sağlayana kadar delik çap, adet ve konumlarında değişiklikler gerçekleştirilmektedir. Burada izlenen yöntem şu şekildedir;

- Toplam basınç düşümü tasarım parametresi çerçevesinde, soğuk basınç düşüm değerinin belirlenmesi
- İlk delik konfigürasyonunun belirlenmesi
- Bütün gömlek delikleri için debi katsayılarının (C_D) tahmini (Düz delik: 0.6, Yuvarlatılmış delik: 0.8)
 - Dış halka, iç halka ve kubbe bölgesi basınç kayıp oranlarının tahmini
 - İlk akış dağılımı hesabı
 - Hızlı bir HAD analizi ile varsayımı yapılan debi katsayılarının yeniden belirlenmesi
- Yeni C_D değerleri ile hesaplamanın tekrarı

Bu süreçte deliklerden geçen hava debisi denklem (2.3)'de verildiği şekilde hesaplanmaktadır.

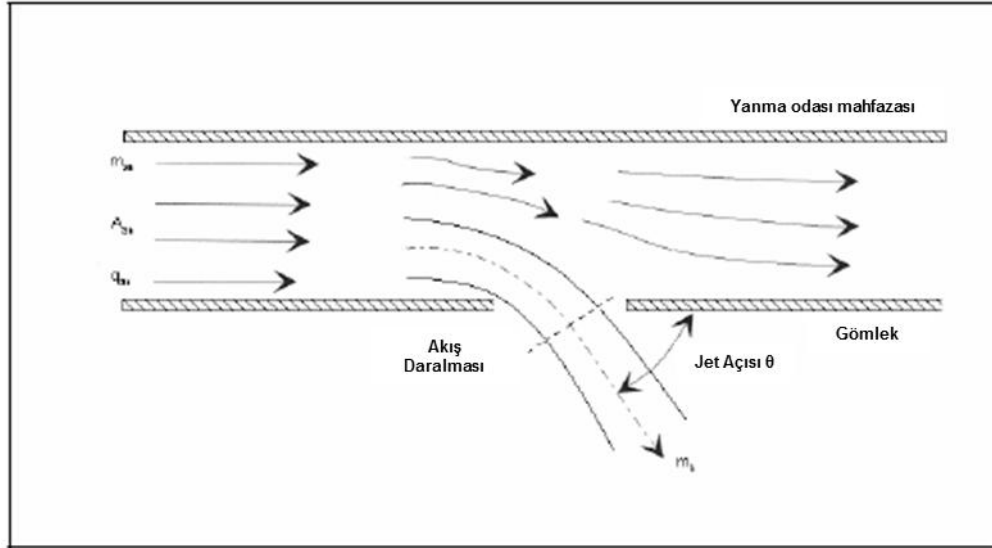
$$\dot{m} = \psi \frac{A_{h,eff} P_0}{\sqrt{T_0}} \quad (2.3)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{A_{h,eff}P_0} = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left[\left(\frac{P}{P_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (2.4)$$

$$A_{h,eff} = C_D \cdot A_h \quad (2.5)$$

A_h burada deliğin geometrik kesit alanıdır.

Yanma odası gömlek deliği üzerinde akış Şekil 2.3'de gösterilmektedir [42]. Havanın gömlek deliğinden geçerken oluşan akış daralması debi katsayısına bağlı olarak şekillenir.



Şekil 2.3. Gömlek deliği üzerindeki akış

Efektif delik alanının belirlenmesinde kullanılan debi katsayısı deliğin şekline ve delik üzerindeki akışa göre değişmektedir. Kaddah [43], düz dairesel, oval veya dikdörtgen delikler için denklem (2.6)'da verilen korelasyonu tanımlamıştır.

$$C_D = \frac{1.25(K-1)}{[4K^2 - K(2-\alpha)^2]^{0.5}} \quad (2.6)$$

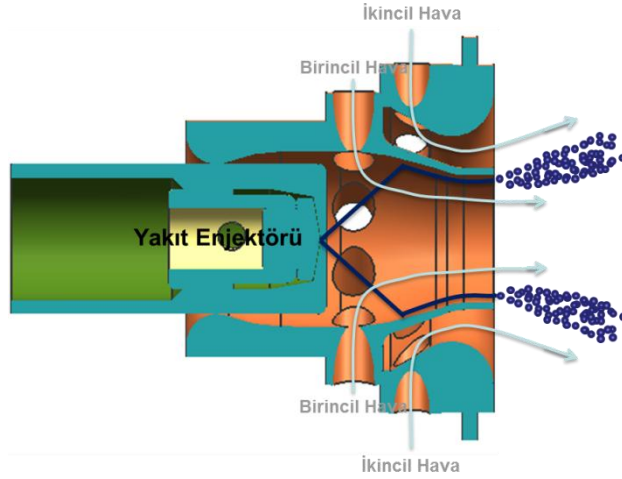
Burada α değeri gömlek deliğinden geçen hava debisinin halkadaki hava debisine oranıdır ($\alpha = m_h/m_{ann}$). K değeri ise jet dinamik basıncının halka içindeki dinamik basınca oranı olarak tanımlanır. K değerinin hesaplanması denklem (2.7)'de verilmiştir.

$$K = 1 + 0.64 \left\{ 2\varphi^2 + \sqrt{[4\varphi^4 + 1.56\varphi^2(4\alpha - \alpha^2)]} \right\} \quad (2.7)$$

$$\varphi = \frac{\alpha}{(A_h/A_{an})} \quad (2.8)$$

Freeman [44], denklem (2.6)'da verilen 1.25 katsayısının 1.65 olarak değiştirilmesiyle korelasyonun daldırılmış delikler için de rahatlıkla kullanılabilceğini belirtmiştir.

Hava parçalamalı yakıt hava enjektöründen geçen hava debisinin hesabının üzerinde ayrıca durulması gerekmektedir. Çalışma kapsamında kullanılan hava parçalamalı yakıt hava enjektörünün yapısı Şekil 2.4'de verilmiştir. Hava parçalamalı yakıt hava enjektörleri aksel ve radyal tiplerde bulunmakla birlikte, çalışmada radyal tip seçilmiştir. Yakıt enjektöründen püskürtülen yakıt birincil ve ikincil hava akımlarının etkisi ile parçalanmaktadır. Birincil ve ikincil hava akımlarının yarattığı döngü etkisi yakıtın daha etkin parçalanmasını sağlamanın yanında birincil bölgede bir geri sirkülasyon akışı yaratılmasını sağlar.

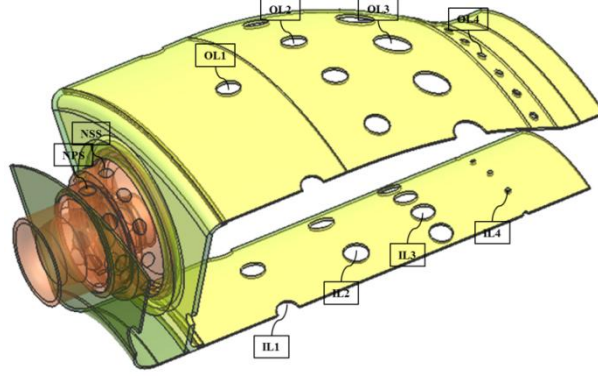


Şekil 2.4. Hava parçalamalı yakıt hava püskürtücü yapısı

Geri sirkülasyon akışının kuvvetini belirleyen temel faktör döngü sayısıdır (Swirl Number). Bu sayı açısal momentumun aksenal akışının aksenal momentumun aksenal akışına oranı olarak ifade edilmektedir. Döngü sayısının (S_N) 0.4'ün üzerinde olması bu geri sirkülasyonun oluşmasını sağlamaktadır ancak güçlü bir geri sirkülasyon için döngü sayısı 0.6 değerinin üzerinde olmalıdır [45]. Bu değer aynı zamanda kritik döngü sayısı olarak tanımlanmakla birlikte döngü üreteçlerinin çoğunluğu bu değer üzerinde tasarlanmaktadır. Çalışma kapsamında tasarımı yapılan hava parçalamalı yakıt hava püskürtücüsünde de kritik döngü sayısının üzerinde bir değer seçilmiştir. Seçilen döngü sayısının sağlanabilmesi için geometrik ölçüler belirlenmiştir. Bunun yanında birincil ve ikincil hava deliklerinden geçen hava debilerinin hesaplanabilmesi için gerekli olan debi katsayıları hesaplanmıştır.

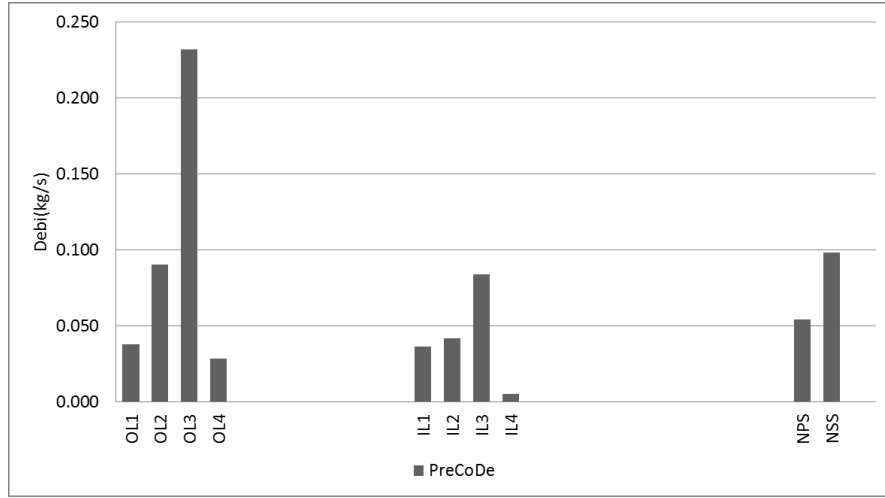
Yanma odası bölgelerine bağlı yakıt denge katsayıları, Φ , dikkate alınarak delik konfigürasyonu Şekil 2.5'deki gibi şekillendirilmiştir. Yanma odası bölgelerindeki yakıt denge katsayılarının tespiti kavramsal tasarım safhasında karar verilen bir konudur. Özellikle birincil bölgedeki denge katsayısı motorun kullanım alanına bağlı olarak değişebilmektedir. Askeri motorlar gibi ani hız geçişlerinin fazla olduğu motorlara ait yanma odalarında daha zengin bir birincil bölge tercih edilerek bu geçişlerdeki yaşanması muhtemel alev sönmelerinin

önüne geçilmeye çalışılmaktadır. Seçilen bölgesel yakıt denge katsayıları, aynı zamanda her bir delikten beslenecek hava debisini şekillendirmektedir.



Şekil 2.5. Yanma odası delik konfigürasyonu

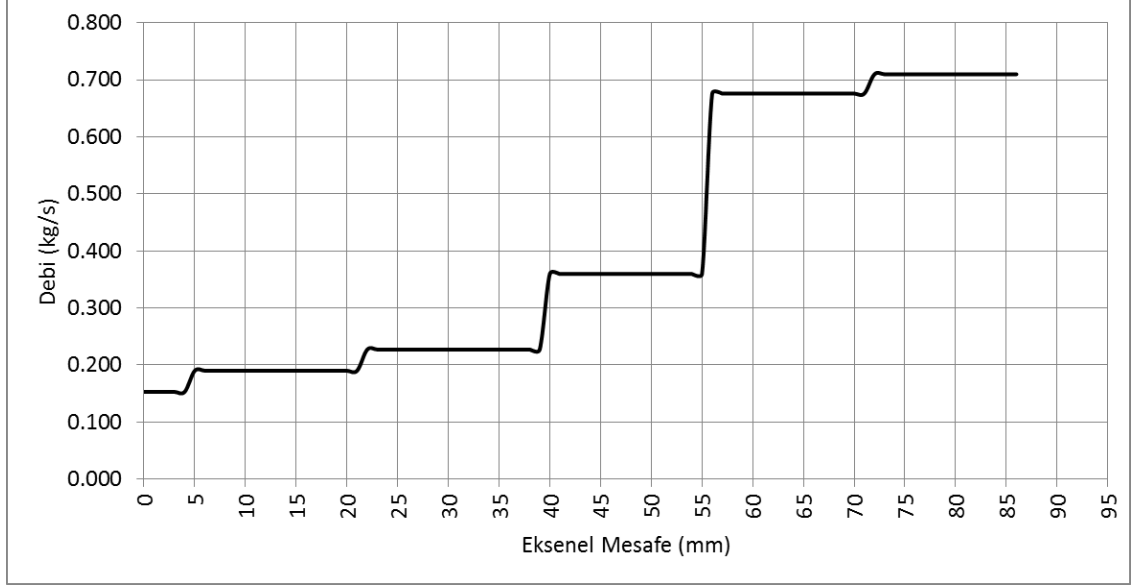
Yapılan hesaplamalar çerçevesinde alev tüpü deliklerindeki akış dağılımı Şekil 2.6'da verilmektedir.



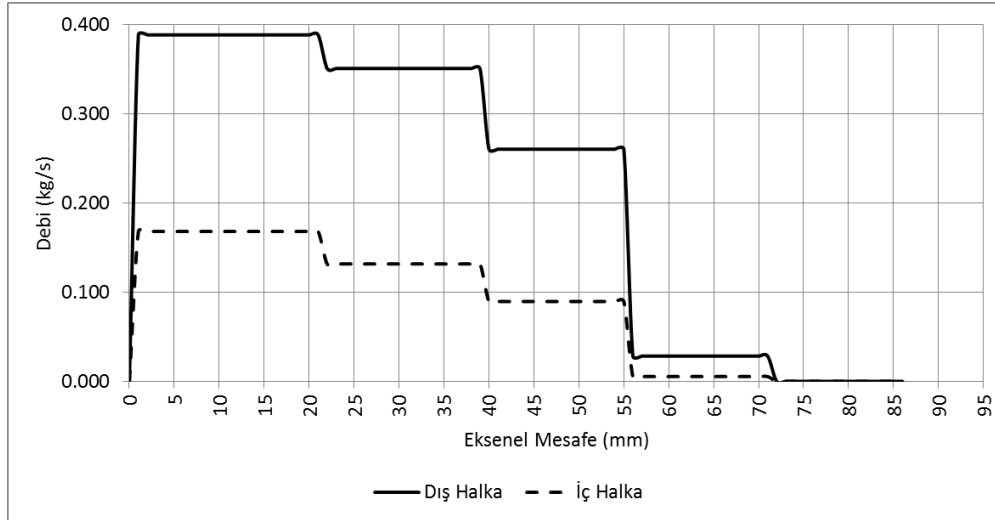
Şekil 2.6. Alev tüpü delik akış debileri

Yanma odası deliklerinden geçen hava debilerinin belirlenmesi dış ve iç halkadaki hava akışını şekillendirmesi açısından da önemlidir. Dış ve iç kanalın her 1 mm'lik segmentinde olduğu gibi alev tüpü içindeki segmentlerde de hava akışı modellenmiş olmaktadır. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasının dış halka,

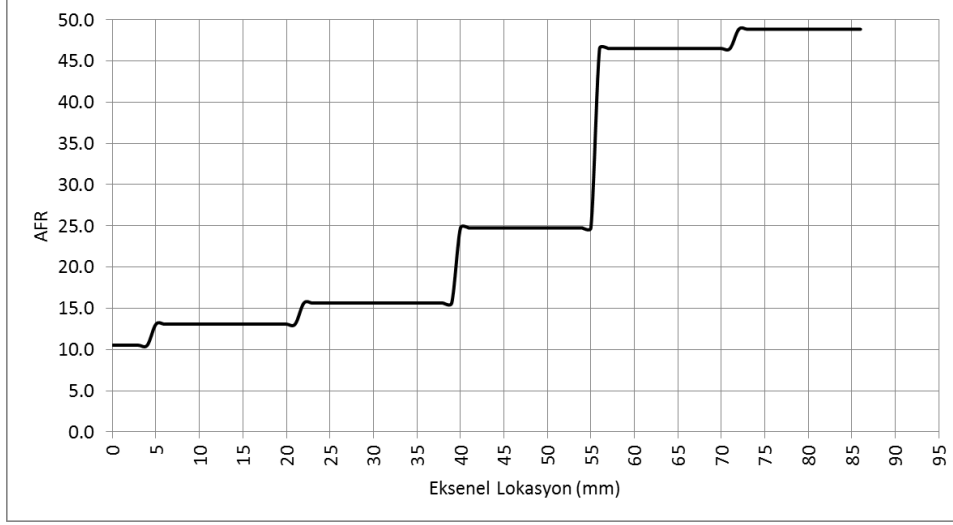
iç halka ve alev tüpü içindeki akış dağılımı Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de verilmektedir. Şekil 2.9'da ise alev tüpü içinde yakıt hava oranının değişimi verilmiştir. Gömlek deliklerinden hava girişine bağlı olarak AFR (Hava yakıt oranı) değeri artış sergilemektedir.



Şekil 2.7. Alev tüpü hava debisi



Şekil 2.8. Dış ve iç halka hava debisi



Şekil 2.9. Yanma odası içinde hava yakıt oranı değişimi

2.3. Alev Sıcaklığı Hesabı

Yanma odası metal sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için öncelikle alev sıcaklığının doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi gerekmektedir. Adyabatik alev sıcaklığının hesabı kullanılan yakıtta göre özel tablolarla yapılabileceği gibi, yakıtta özel oluşturulmuş korelasyonlarda kullanılabilir [46]. Her iki yaklaşımda da adyabatik alev sıcaklığı; yakıt hava oranı, giriş sıcaklığı ve giriş basıncı dikkate alınmaktadır. Yanma odası ön tasarımının yapıldığı PreCoDe yazılımında Gouws [20] tarafından verilen adyabatik alev sıcaklığı tablosu kullanılmıştır.

Hesaplamalar gerçekleştirilirken alev sıcaklığını doğru bir şekilde tahmin edebilmek için yanma verimi dikkate alınmıştır. Birincil ve ikincil bölgelerde yanma veriminin hesabı Odgers [47] tarafından belirlenen ve denklem (2.9) ve (2.10)'da gösterilen formüllerle hesaplanmıştır.

Birincil bölgede;

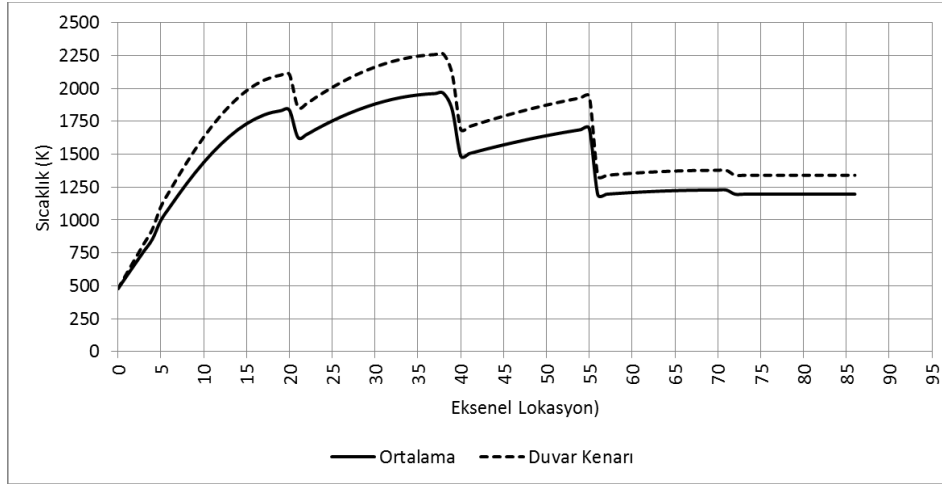
$$\eta_{PZ,max} = 0.72 + 0.29 \tanh[1.5475 \cdot 10^{-3}(T_a + 108 \ln P_a - 1863)] \quad (2.9)$$

İkincil bölgede;

$$\eta_{SZ,max} = 0.80 + 0.29 \tanh[1.5475 \cdot 10^{-3}(T_a + 108 \ln P_a - 1863)] \quad (2.10)$$

Burada verilen verim değerleri ulaşılabilecek maksimum değerler olup, ön tasarım kodu yakıt-hava karışım eksikliğinden kaynaklanan verimsizliği de dikkate alarak bir verim değeri hesaplamaktadır. Bu yüzden yanma verimi birincil ve ikincil bölge başlarında düşük olup bölge sonuna gelindiğinde maksimum değerine ulaşmaktadır [21].

Adyabatik alev sıcaklığı tablosu ve yanma verimi üzerinden hesaplanan sıcaklık değeri yanma odası segmentlerindeki ortalama sıcaklık değerini ifade etmektedir. Fakat yanmanın doğası gereği hiçbir zaman homojen bir sıcaklık dağılımına sahip bir alev söz konusu değildir. Bu durumda; tasarım gerçekleştirilirken güvenli tarafta kalabilme adına bir sıcaklık dağılım faktörü kullanılmış ve oluşabilecek en yüksek sıcaklık, duvar kenarı sıcaklığı olarak değerlendirilmiştir. Şekil 2.10'da yanma odasına ait ortalama ve duvar kenarı sıcaklıkları gösterilmektedir.



Şekil 2.10. Yanma odası ortalama ve duvar kenarı sıcaklıkları

2.4. Metal Sıcaklığı Hesabı

Yanma odası gömleklerinde oluşan ısıl gerilmeler çok küçük mertebelerde olmasına rağmen yüksek sıcaklıklar ve büyük ısıl geçişler yapısal açıdan ciddi bir risk oluşturmaktadır. Dolayısıyla yanma odası ömrünün tasarım isterlerini karşılayabilmesi için gömlek metal sıcaklıklarının belirli bir limitin altında tutulması önemlidir. Dış ve iç halkalardaki hızların belirlenmesi, gerekli

görülen bölgelerde film soğutma vb. özel soğutma tekniklerinin kullanılması gibi konuların ön tasarım aşamasında netleştirilmesi gerekmektedir.

Çalışma kapsamında tasarımı yapılan yanma odasının metal sıcaklığı hesaplamaları PreCoDe yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Yazılım Lefebvre [1] tarafından tarif edilen metodolojiyi kullanmaktadır. Metodolojinin basitleştirilmesi adına duvar iç ve dış yüzeylerindeki metal sıcaklıklarının eşit olduğu yani sıfır kalınlık kabulü yapılmaktadır. Gömlek kalınlığının az olduğu ve termal bariyer kaplama bulunmayan yüzeylerde bu yaklaşım kabul edilebilir bir varsayımdır. Bu durumda halka ve alev tüpü arasındaki ısı dengesi konveksiyon ve radyasyona bağlı ısı akılarından oluşmaktadır. Gömlekte gerçekleşen ısı transferi temel olarak Şekil 2.11’de gösterilmektedir.



Şekil 2.11. Temel ısı transfer prosesi

PreCoDe, yanma gazları ve hava tarafındaki ısı dengesini sağlamak için iteratif bir yaklaşım kullanmaktadır. Her iterasyonda, duvar sıcaklığı değeri denklem (2.11)’de verilen ısı dengesini sağlayacak yönde değiştirilmektedir.

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 \quad (2.11)$$

Radyasyon ve konveksiyon ısı akışı hesabı için kullanılan denklemler aşağıda verilmektedir [1];

$$R_1 = 0.5 \cdot \sigma \cdot (1 + \varepsilon_w) \cdot \varepsilon_g \cdot T_g^{1.5} \cdot (T_g^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad (2.12)$$

$$C_1 = 0.020 \cdot \frac{k_g}{D_L^{0.2}} \cdot \left(\frac{m}{A_L \cdot \mu_g} \right)^{0.8} \cdot (T_g - T_w) \quad (2.13)$$

$$R_1 = \sigma \cdot \frac{\varepsilon_w \cdot \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (A_w/A_c)} \cdot (T_w^4 - T_3^4) \quad (2.14)$$

$$C_2 = 0.020 \cdot \frac{k_a}{D_{an}^{0.2}} \cdot \left(\frac{m}{A_{an} \cdot \mu_a} \right)^{0.8} \cdot (T_w - T_3) \quad (2.15)$$

Radyasyon hesaplamalarında kullanılan gaz emissivite değerinin Luminosite faktörünü de içerecek şekilde formülasyonu denklem (2.16)'da verilmiştir.

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-290 \cdot P \cdot L \cdot (q \cdot l_b)^{0.5} \cdot T_g^{-1.5}) \quad (2.16)$$

Aşağıdaki korelasyon Lefebvre [48] tarafından modern gaz türbinlerinde Luminosite faktörünün hesaplanması için önerilmiş olup hesaplamalarda kullanılmıştır.

$$L = 336/H^2 \quad (2.17)$$

Denklem (2.17)'de kullanılan H ise yakıtın içinde Hidrojenin kütle oranını göstermektedir. Işın uzunluğu, l_b , ise yanma hacminin ölçüsü ve şekli ile ilişkili olup, aşağıdaki ifadeyle tanımlanmaktadır [49] ;

$$l_b = 3.4(\text{hacim})/(\text{yüzey alanı}) \quad (2.18)$$

Isı transferi hesabını yaparken dikkat edilmesi gereken noktalardan biri de viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin hesaplanmasıdır. Bu değerler sıcaklığa bağlı olarak önemli miktarda değiştiği için, sabit değerler kullanmak doğru değildir. Kadoya ve arkadaşları [50], havanın viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin geniş bir sıcaklık ve basınç aralığında hesaplanması için bir yaklaşım sunmuşlardır.

Tanımlanan sıcaklık aralığı 85 ila 2000 K, basınç aralığı ise 0 ila 100 MPa'dır. Bir boyutlu analizlerde yanma gazlarının bileşimini hesaplamak mümkün olmadığından ve bu konuda çok fazla korelasyon bulunmaması nedeniyle, yanma gazı da hava gibi ele alınmış ve aynı korelasyonlar viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Korelasyonun 2000 K değerinin üstünde de kullanılabilmesi varsayılmıştır. Viskozite değerinin hesabı denklem (2.19)'da verilmiştir.

$$\eta(T_r, \rho_r) = H. [\eta_0(T_r) + \Delta\eta(\rho_r)] \quad (2.19)$$

burada;

$$\eta_0(T_r) = A_1 T_r + A_{0.5} T_r^{0.5} + \sum_{i=0}^{-4} A_i T_r^i \quad (2.20)$$

$$\Delta\eta(\rho_r) = \sum_{i=1}^4 B_i \rho_r^i \quad (2.21)$$

$$T_r = T/T^* \quad (2.22)$$

$$\rho_r = \rho/\rho^* \quad (2.23)$$

Benzer bir yaklaşımda ısı iletkenlik değeri hesaplanmasında kullanılmıştır.

$$k(T_r, \rho_r) = \Lambda \cdot [k_0(T_r) + \Delta k(\rho_r)] \quad (2.24)$$

burada;

$$k_0(T_r) = C_1 T_r + C_{0.5} T_r^{0.5} + \sum_{i=0}^{-4} C_i T_r^i \quad (2.25)$$

$$\Delta k(\rho_r) = \sum_{i=1}^5 D_i \rho_r^i \quad (2.26)$$

$$T_r = T/T^* \quad (2.27)$$

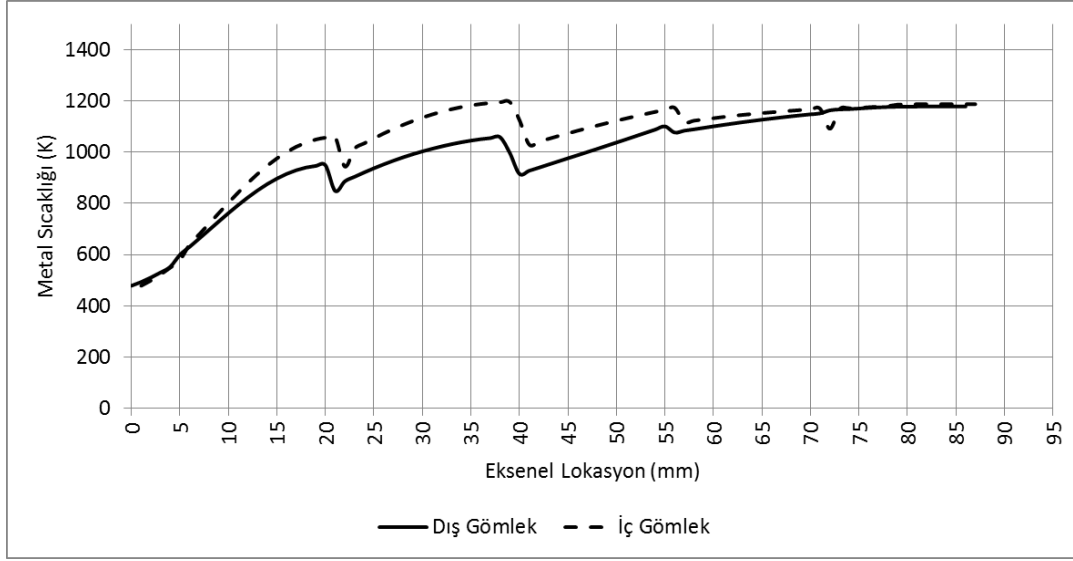
$$\rho_r = \rho/\rho^* \quad (2.28)$$

Denklem (2.19) ve (2.20)'de kullanılan katsayılar Çizelge 2.4'de verilmiştir.

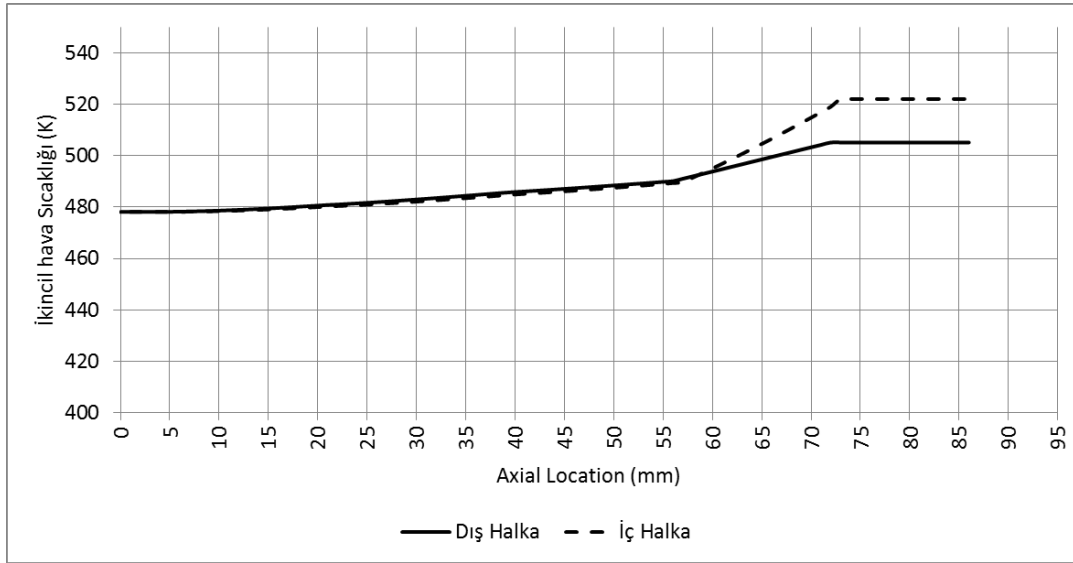
Çizelge 2.4. Denklem 2.19 ve 2.20 için katsayılar

T*	132.5 (K)	T*	132.5 (K)
ρ^*	314.3 (kg/m ³)	ρ^*	314.3 (kg/m ³)
H	6.16090 (Pa.s)	Λ	6.16090 (W/mK)
A ₁	0.128517	C ₁	0.128517
A _{0.5}	2.60661	C _{0.5}	2.60661
A ₀	-1	C ₀	-1
A ₋₁	-0.709661	C ₋₁	-0.709661
A ₋₂	0.662534	C ₋₂	0.662534
A ₋₃	-0.197846	C ₋₃	-0.197846
A ₋₄	0.00770147	C ₋₄	0.00770147
B ₁	0.465601	D ₁	0.465601
B ₂	1.26469	D ₂	1.26469
B ₃	-0.511425	D ₃	-0.511425
B ₄	0.2746	D ₄	0.2746
		D ₅	-0.0201725

Yukarıda belirtilen yaklaşımlar çerçevesinde yanma odası dış ve iç gömleğinin her 1 mm'lik segmenti için ısı transferi hesabı PreCoDe yazılımında bir boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Metal sıcaklıkları hesapları Şekil 2.12'de incelendiğinde seyreltme bölgesine gittikçe metal sıcaklığının arttığı görülmektedir. Bu durum seyreltme bölgesine doğru dış ve iç halkadaki hava debisinin azalmasına dolayısıyla taşınım soğutma etkinliğinin azalmasına bağlıdır. Bunun yanında Şekil 2.13'de de görülebileceği üzere ikincil havaya ısı geçişi kapsamında bir sıcaklık artışı gerçekleşmektedir. Yanma odası gömleklerinin maruz kaldığı maksimum metal sıcaklıkları incelendiğinde, tasarımın belirlenen kriterleri sağlamada yeterli olduğu görülmektedir.

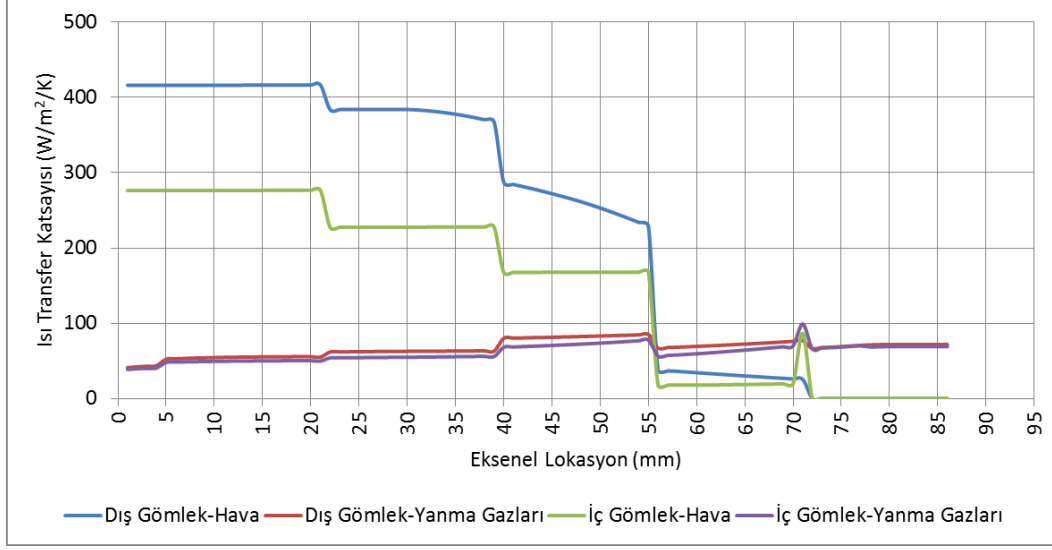


Şekil 2.12. Yanma odası dış ve iç gömlek sıcaklık dağılımı



Şekil 2.13. Yanma odası dış ve iç halka hava sıcaklıkları

Şekil 2.14'de yanma odası dış ve iç gömleğinin hava ve yanmış gaz taraflarındaki ısı transfer katsayıları verilmiştir. Grafiklerden görülebileceği üzere maksimum metal sıcaklığı 1200 K mertebelerinde gerçekleşmiştir.



Şekil 2.14. Isı transfer katsayısı değişimi

2.5. Yakıt Besleme Sistemi

Yakıt besleme sisteminde kullanılan yakıt enjektörleri içi boş koni tipindedir. Kullanılan yakıt enjektörlerinin genel yapısı Şekil 2.15'de verilmektedir. Yakıt enjektörleri tek bir manifolda bağlanarak ana yakıt beslemesi sağlanmıştır.



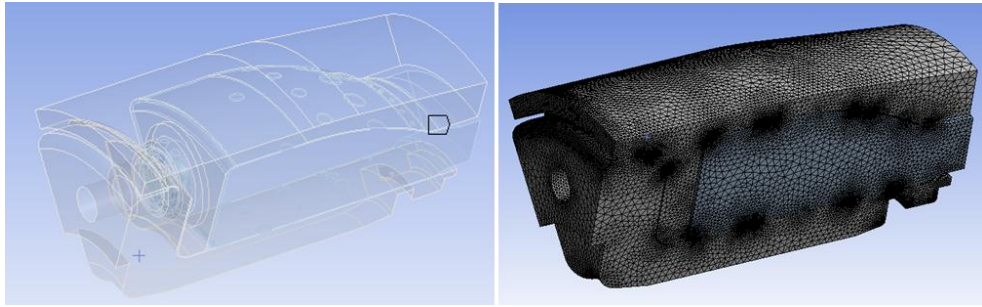
Şekil 2.15. Yakıt enjektörü

3. YANMA ODASI DETAY TASARIMI VE İMALATI

Ön tasarımda geometrik parametreleri belirlenen ve ampirik korelasyonlarla tasarımı şekillendirilen yanma odası, detay tasarım safhasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile imalat öncesi eniyileştirilmektedir. Ön tasarım araçlarının limitleri ve bir boyuttaki belirsizlikler HAD analiz sürecinin önemini artırmıştır. Gelişen bilgisayar altyapısı ve yazılımsal araçlar sayesinde tasarım optimizasyonu nümerik yöntemlerle gerçekleştirilebilmekte ve yanma odası test süreçleri buna bağlı olarak kısalmaktadır. HAD araçlarında tasarıma dair olası problemlerin tespiti yapıp, yanma odasının imalatı öncesi performans isterlerinin karşılanırlığı incelenebilmektedir. Analizler sonrası mimarisi netleşen yanma odasının bu safhada mekanik tasarımı şekillendirilmektedir. Bu kapsamda imalat yöntemleri, toleranslar ve yerel gerilme değerleri gibi konular incelenmektedir. Mekanik tasarım sonrasında yanma odası ve test için gerekli test parçalarının imalatı tamamlanarak performans karakterizasyon testleri gerçekleştirilmektedir.

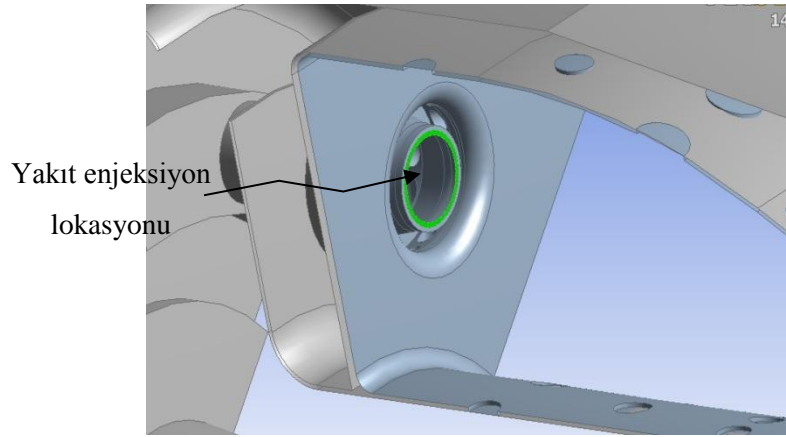
3.1. HAD Analizleri

Ön tasarım çalışmaları kapsamında yanma odası detay tasarım çalışmaları için akış geometrisi oluşturulup, HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de yanma odası akış hacmi ve ağ yapısı gösterilmektedir. Hücre sayısını, dolayısıyla hesaplama süresini azaltmak adına yanma odasının yalnızca $360/7^\circ$ ’lik bir dilimi üzerinde analizler periyodiklik tanımlanarak gerçekleştirilmiştir.



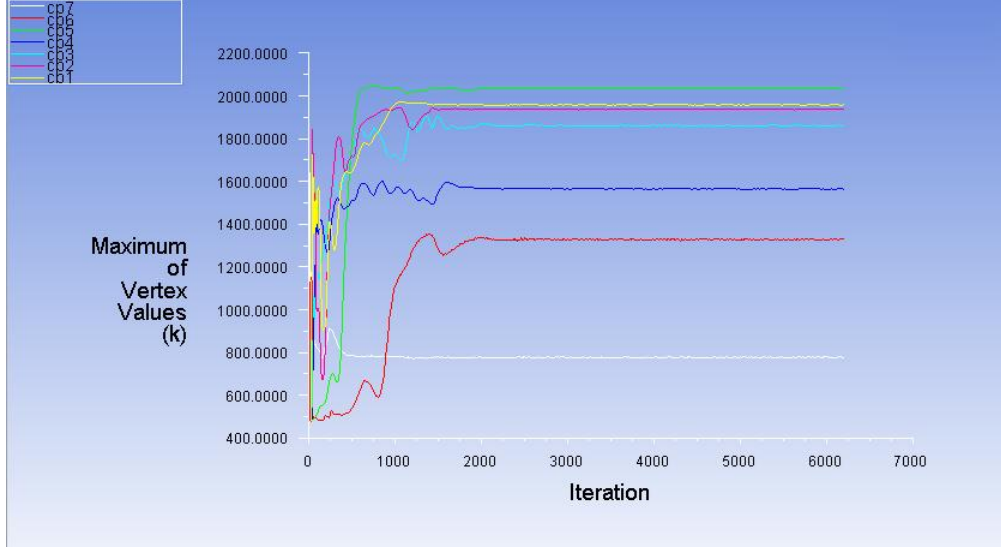
Şekil 3.1. Yanma odası sektör geometrisi ve HAD sayısal ağ modeli

Yanma odası sınırları olarak difüzör çıkışı ve NGV (Nozzle Guide Vane) girişi alınmıştır. Difüzör çıkışında (yanma odası girişi) “mass flow inlet” sınır koşulu, çıkışta ise “pressure outlet” sınır koşulları tanımlanmıştır. Lagrangian ayrık faz modeli (Discrete phase model) kullanılarak kerosen sıvı olarak enjekte edilmiştir. Enjeksiyon döngü üretici çıkışında 0.5 mm.’lik bir halkadan 5 m/s hız ve 1 μm ’lik damlacık çapıyla enjekte edilmiştir [51]. Damlacık çapının bu kadar düşük seçilmesi sayesinde püskürtülen yakıt anında gaz fazına geçmekte böylece atomizasyon ve buharlaşmadan gelen nümerik zorluklar ortadan kaldırılmaktadır. Yanma modeli olarak laminar flamelet yanma modeli, türbülans modeli olarak ise realizable k- ϵ tercih edilmiştir.



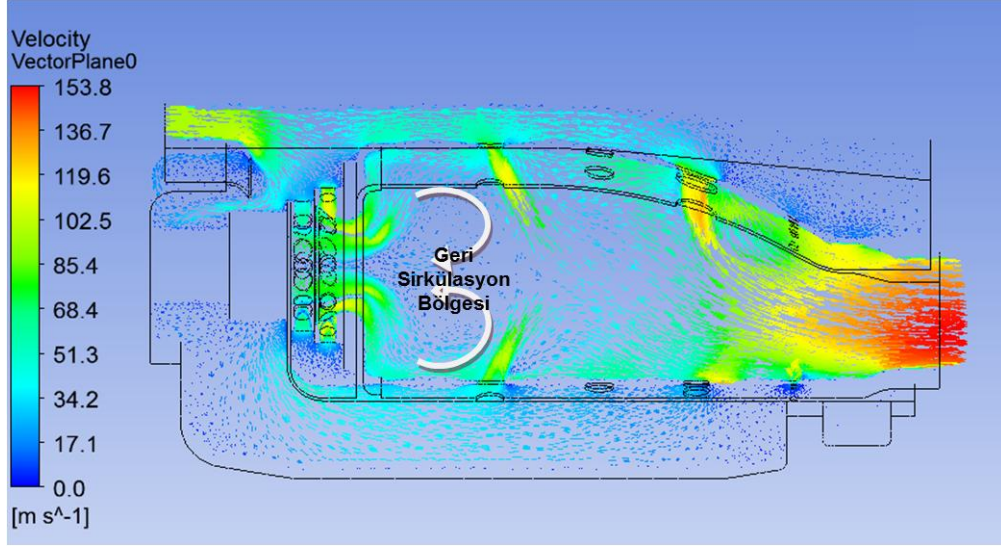
Şekil 3.2. Yakıt enjeksiyon lokasyonu

Analizler esnasında çözümün yakınsamasını incelemek için çözüm hata kalıntılarının yanında, takip noktaları üzerindeki hız ve sıcaklık değişimi de incelenmiştir. Eğer takip noktalarında hız ve sıcaklık değerlerinde bir sabitlenme görülüyorsa kalıntı değerleri yakınsama gösterse dahi çözüm yakınsanmış sayılmamaktadır. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odası HAD analizlerinde yedi adet takip noktasına ait sıcaklık değişimi Şekil 3.3’de verilmiştir.

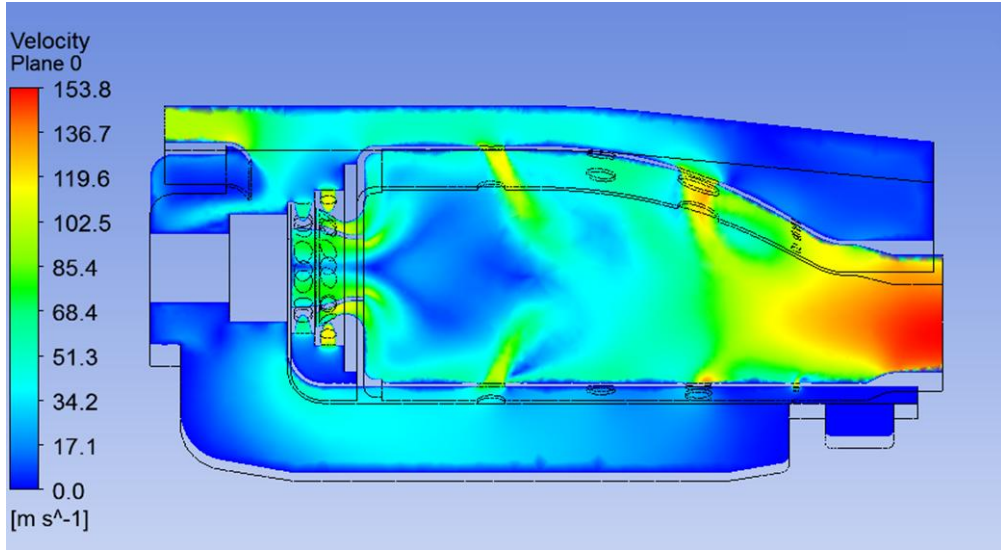


Şekil 3.3. Takip noktalarındaki yakınsama gelişimi

Kararlı bir yanma odası tasarımı için kritik noktalardan birisi birincil bölgedeki geri sirkülasyondur. Bu geri sirkülasyon yanmış sıcak gazlar ile kimyasal radikallerin tekrar yakıt püskürtücü çıkışına getirilmesiyle yakıt damlacıklarının buharlaşması ve tutuşması ile alev kararlılığı sağlanmaktadır. Bunun yanında yanmanın gerçekleşmesi için gerekli zamanın yaratılması da bu sayede sağlanmaktadır. Tasarıma ait hız Şekil 3.4’de gösterilmiştir. Burada oluşan geri sirkülasyon bölgesi görülebilmektedir. Şekil 3.5’de ise hız konturları verilmiştir. Yine burada da birincil bölgede oluşan durağan akış net bir şekilde belli olmaktadır.

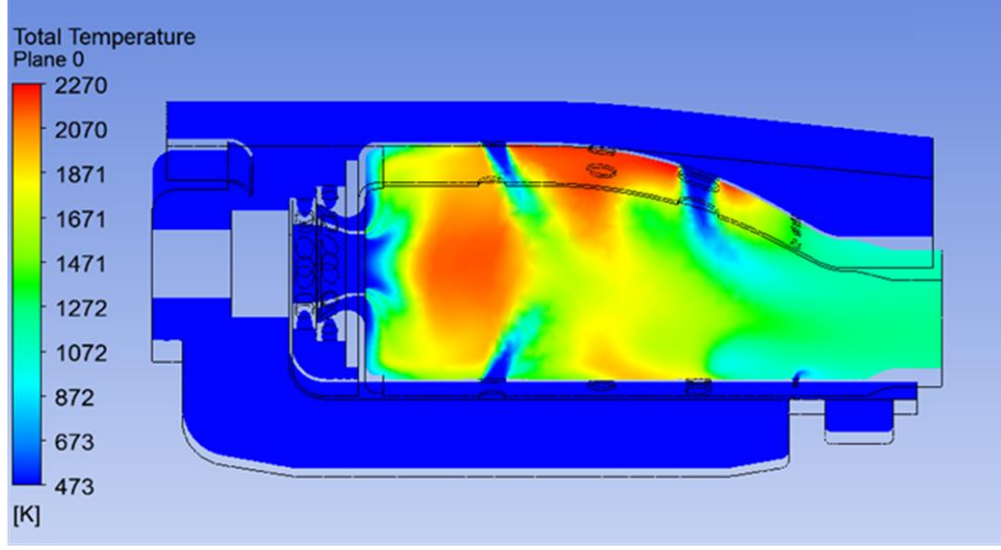


Şekil 3.4. Hız vektörleri



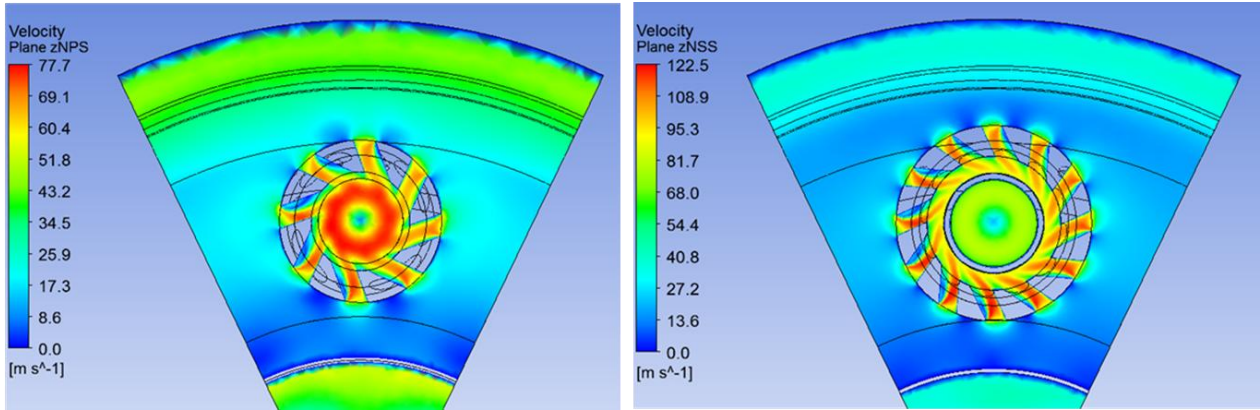
Şekil 3.5. Hız şiddeti konturu

Yakıt püskürtücüsünden alınan kesitte sıcaklık dağılımı Şekil 3.6'da verilmiştir. Burada birincil bölgede (geri sirkülasyon bölgesinde) istenilen yüksek sıcaklıklı bölgenin oluştuğu gözlemlenmektedir. Bunun yanında ikincil bölgenin dış gömleğinin duvara yakın kısımlarında yüksek sıcaklıklar görülmektedir. Bu durum metal sıcaklığı bakımından risk olarak değerlendirilmektedir.



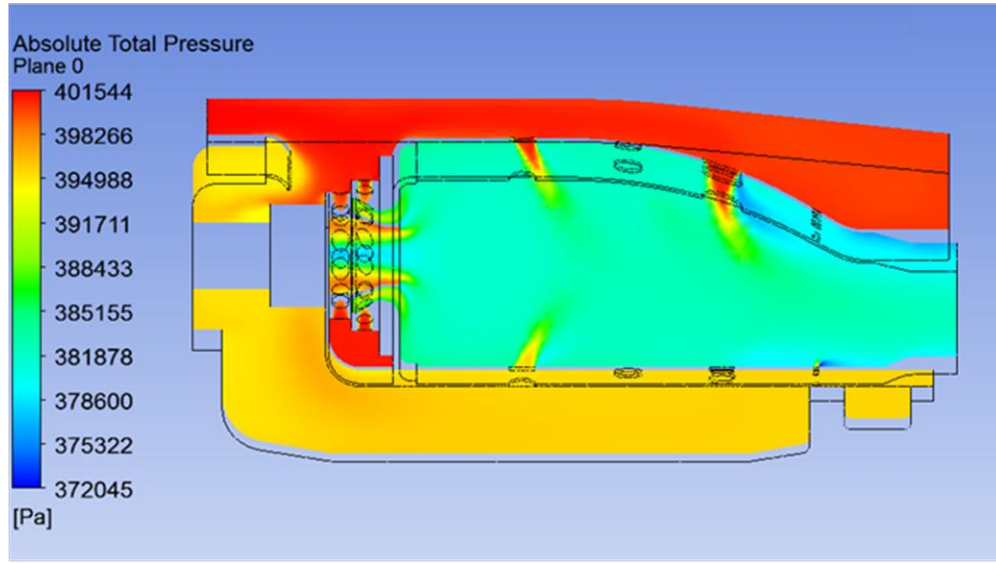
Şekil 3.6. Yakıt püskürtücü lokasyonunda toplam sıcaklık konturu

Birincil bölgede istenilen akış yapısının oluşmasında temel etkenler döngü üretici ve birincil hava delikleridir. Özellikle birincil ve ikincil döngü ureteçlerindeki akış simetriğinin hava parçalamalı yakıt püskürtücü çıkışındaki akış düzenine doğru etki ettiği yapılan çalışmalarda net bir şekilde anlaşılmıştır. Şekil 3.7’de birincil ve ikincil döngü deliklerindeki hız konturları görülmektedir. Burada bir simetrinin sağlanmış olması birincil bölgedeki akış karakteristiğinin istenen seviyede olmasını sağlamıştır.



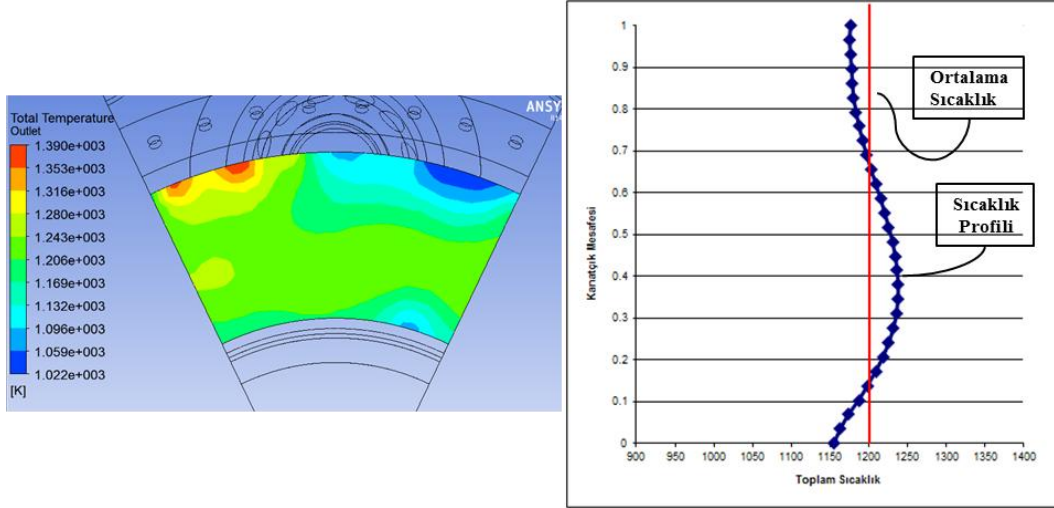
Şekil 3.7. Birincil ve ikincil döngü delikleri hız konturları

Yanma odası içindeki toplam basınç dağılımı Şekil 3.8’de incelendiğinde dış ve iç halka arasında önemli bir basınç farkı olduğu görülmektedir. Bu durum difüzör çıkışından kubbe bölgesine akışın dönüşü esnasında oluşan kayıptan kaynaklanmaktadır. Buradaki kaybın minimize edilmesi için difüzör çıkışı üzerinde tasarım iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiş ve difüzör çıkışı mümkün olan en ideal şekile getirilmiştir.



Şekil 3.8. Toplam basınç konturu

Yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı ve radyal sıcaklık profili Şekil 3.9’da verilmiştir. Bu sıcaklık dağılımı çerçevesinde OTDF ve RTDF parametreleri hesaplanmıştır.



Şekil 3.9. Yanma odası çıkış sıcaklık profili

Yanma odasına ait HAD analiz sonuçları Çizelge 3.1’de listelenmiştir.

Çizelge 3.1. HAD analiz sonuçları

Yanma odası giriş sıcaklığı	T_{03}	478.1 K
Yanma odası giriş basıncı	P_{03}	401454 Pa
Yanma odası çıkış sıcaklığı	T_{04}	1203.5 K
Yanma odası çıkış basıncı	P_{04}	380775 Pa
Yanma odası maksimum çıkış sıcaklığı	$T_{04,max}$	1396.9 K
Yanma odası maksimum radyal çıkış sıcaklığı	$(T_{04,max})_{radial}$	1238.0 K
Hava yakıt oranı	AFR	49.0
Adyabatik alev sıcaklığı	$T_{04,theoretical}$	1230.1 K

Yanma odası OTDF ve RTDF parametreleri, yanma odası çıkışındaki bileşenlerinin ömrünü ve dayanıklılığını belirlemesi açısından kritik öneme sahiptir. Türbin statoru (NGV) sabit bir parça olduğu için yanma odası çıkışındaki yüksek sıcaklık noktalarına maruz kalmaktadır. Bu yüzden türbin statoru için OTDF parametresi önem arz etmektedir. Türbin rotoru için ise OTDF’den ziyade radyal sıcaklık profili önemlidir. Hareket halinde olan türbin kanatçıkları yanma odası çıkışını tarayacağı için radyaldeki ortalama sıcaklıkların etkisi altında kalmaktadır.

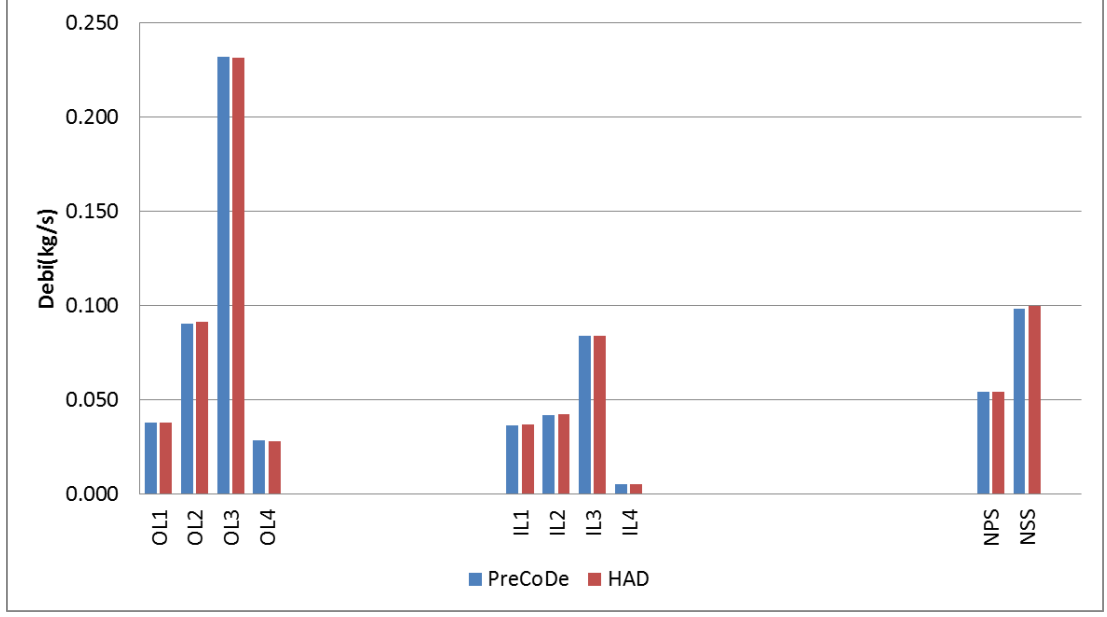
Tasarımı gerçekleştirilmiş olan yanma odasının hedeflenen, ön tasarımda ve 3B tasarımda hesaplanan değerleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir. Bu çerçevede yanma verimi, toplam basınç düşümü ve OTDF parametrelerinin; ön tasarım ve HAD analizlerine göre tasarım kriterlerini sağladığı görülmüştür. RTDF parametresinde ise istenilen değere detay tasarımda ulaşamamıştır. İlk yanma odası için tasarım bu şekilde kabul edilip, sonraki versiyonlarda RTDF tasarım iyileştirme çalışmalarının gerçekleştirilmesi planlanmıştır.

Çizelge 3.2. Performans parametreleri

<u>Performans Parametresi</u>	<u>Hedef</u>	<u>Ön Tasarım</u>	<u>HAD</u>
Yanma Verimi $\eta_c = \frac{T_4 - T_3}{T_{4,teorik} - T_3}$	% 96	% 99.4	% 96.5
Toplam Basınç Düşümü $\Delta P = \frac{P_3 - P_4}{P_3} \cdot 100$	% 5.0	% 5.0	% 5.15
Genel Sıcaklık Dağılım Katsayısı $OTDF = \frac{T_{4,maks} - T_{4,ort}}{\Delta T_{4-3}}$	0.30	-	0.267
Radyal Sıcaklık Dağılım Katsayısı $RTDF = \frac{(T_{4,maks})_{radyal} - T_{4,ort}}{\Delta T_{4-3}}$	0.12	-	0.048

*T₀₄ ve P₀₄ değerleri yanma odası çıkışı kütleli ortalama değerleridir.

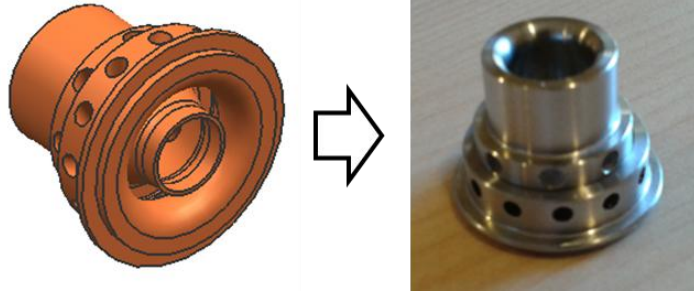
Ön tasarım aracı PreCoDe ve HAD analizlerinden elde edilen gömlek delik debileri Şekil 3.10’da verilmektedir. Grafikten de görülebileceği üzere bir boyutlu tahminlerle HAD analizleri arasında yakın değerler bulunmaktadır.



Şekil 3.10. Delik debileri ön tasarım ve HAD karşılaştırması

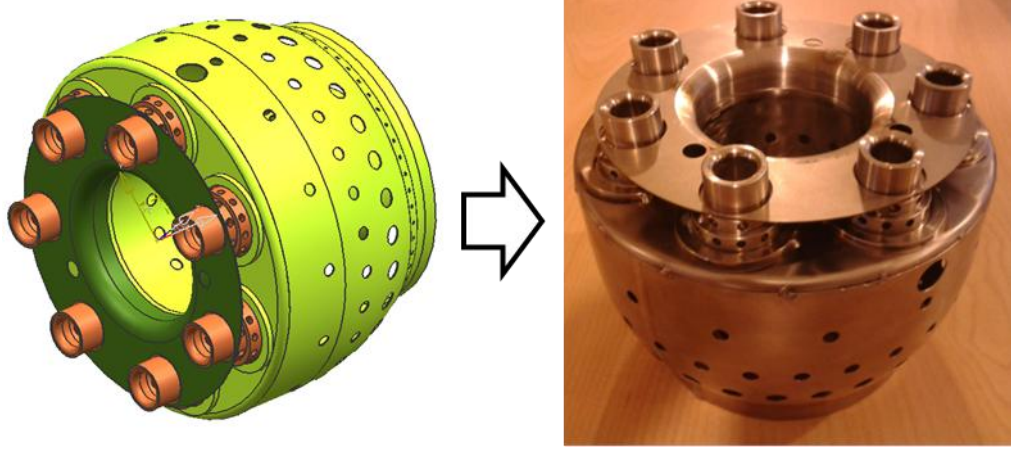
3.2. Mekanik Tasarım ve İmalat

Yanma odası HAD analizleri sonrasında mekanik tasarım faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Mekanik tasarım faaliyetleri kapsamında yanma odasının imalat yöntemleri belirlenmiş ve CAD modelleri hazırlanmıştır. İmalat safhasının önemli parçalarından bir tanesi döngü üretici imalatıdır. Şekil 3.11’de döngü üretici mekanik tasarım ve imalatı gösterilmektedir. Birincil bölgedeki akış karakteristiğini direkt olarak etkilemesi bakımından bu parçanın imalat toleransları hassas bir şekilde değerlendirilmelidir.



Şekil 3.11. Döngü üretici (airblast swirler) mekanik tasarım ve imalatı

Yanma odası alev tüpü imalatı ağırlıklı olarak sac malzemedен gerçekleştirilmiştir. Dış ve i gmleklерde, yüksek sıcaklıklara maruz kalması nedeniyle Nikel alaşımlı yüksek sıcaklığa dayanımlı malzemeler seçilmiştir. şekil 3.12’de alev tüpü mekanik tasarım ve imalatı görülmektedir.



şekil 3.12. Alev tüpü mekanik tasarım ve imalatı

4. ATMOSFERİK TEST RİĞ TASARIM VE KURULUMU

Yanma odası test sürecinde atmosferik testler önemli bir kısmı oluşturmaktadır. Atmosferik testlerin zaman ve maliyet açısından yüksek basınçlı testlere göre büyük avantaja sahip olması ve temel performans parametreleri açısından benzeşimin yeterliliği bu sistemlerin önem derecesini artırmaktadır. Bu avantajdan dolayı tasarımı tamamlanan yanma odalarının ilk testleri atmosferik koşullarda gerçekleştirilmekte ve optimizasyon bu testlerle yapılmaktadır. Bu testlerde dikkat edilmesi gereken hususlardan bir tanesi yanma verimidir. Yükleme parametresinin atmosferik testlerde daha yüksek olması yanma veriminde bir düşüşü beraberinde getirmektedir. Bunun yanında hava parçalamalı yakıt enjektörlerinde de yakıt atomizasyon kalitesindeki düşüşe bağlı olarak da bir verimsizlik olacaktır. Bu sebeplerden ötürü sonuçlar incelenirken bu durum dikkate alınmalıdır.

Çalışma kapsamında tasarımı gerçekleştirilen yanma odasının testlerinin gerçekleştirilmesi ve performans karakterizasyonunun yapılması için atmosferik yanma odası test rigi tasarım ve kurulumu gerçekleştirilmiştir.

4.1. Test Rig Sistem Tasarımı

Atmosferik test riglerde yanma odası basınç düşümü, yanma verimi, çıkış sıcaklık profili, gömlek sıcaklık dağılımı gibi temel testlerin gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu testlerde esas olan tasarım noktasındaki düzeltilmiş akış değerlerinin atmosferik koşullarda da sağlanmasıdır. Düzeltilmiş akışı tanımlayan debi değeri NDF veya m_{red} ile ifade edilir ve denklem (4.1) ve (4.2) ile hesaplanmaktadır [8].

Atmosferik testin temel mantığı olan yanma odasının atmosferik basınç altında test edilmesi çerçevesinde, tasarım noktasındaki m_{red} değeri, atmosferik rig test için de aynı olmalıdır. Bu durum atmosferik testlerde daha düşük debiyle testlerin gerçekleştirilmesini dolayısıyla testlerin düşük maliyetle yapılmasını sağlamaktadır.

Atmosferik testlerde yanma odası giriş sıcaklığı tasarım noktasındaki değerle aynı tutulabileceği gibi ısıtıcı kapasitesine bağlı olarak daha düşük sıcaklıklar da kullanılabilir. Ancak ısıtıcının hiç kullanılmaması yanma odası kararlılığında problemler oluşturmakta ve testte alev sönmeleri gerçekleşebilmektedir. Bu yüzden tasarım noktasına çıkılmasa bile giriş havasının belli bir miktarda ısıtılması önemlidir.

Atmosferik testlerde yanma odasına beslenecek olan hava debisi denklem (4.3) ile belirlendikten sonra yakıt debisi hava yakıt oranı dikkate alınarak hesaplanabilir. Burada temel prensip, AFR değerinin tasarım noktasında ve atmosferik test koşullarında değişmemesidir.

$$m_{red} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \quad (4.1)$$

$$m_{red,atm} = \frac{\dot{m}_{3,atm} \sqrt{T_{3,atm}}}{P_{3,atm}} \quad (4.2)$$

Gerçek çalışma koşulları ile atmosferik çalışma koşullarında m_{red} değerinin sabit kalması gerektiği varsayımıyla;

$$m_{3,atm} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3} P_{3,atm}}{\sqrt{T_{3,atm}} P_3} \quad (4.3)$$

$$m_{fuel,atm} = \frac{m_{3,atm}}{AFR} \quad (4.4)$$

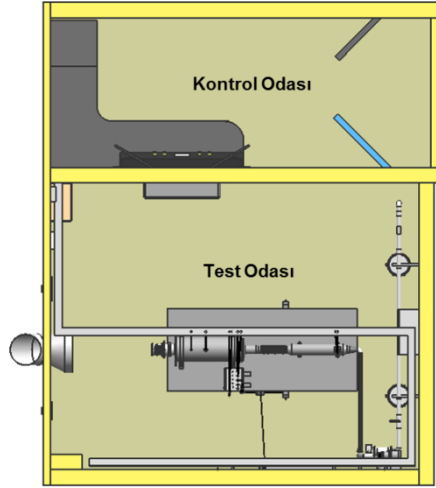
Test rig küçük boyutlu motorlara ait yanma odalarının testlerini gerçekleştirebilecek şekilde tasarlanmıştır. Sistem Raman Spektroskopi ve Shadowgraphy tekniği gibi lazer tanılama sistemleri ile gerçekleştirilecek testlere uyum sağlayacak şekilde düşünülmüştür. Test sistemine ait çalışma parametreleri Çizelge 4.1'de verilmektedir.

Çizelge 4.1. Test rig çalışma parametreleri

Giriş Basıncı	< 1.1 bar
Giriş Sıcaklığı	288 - 478 K
Hava Debisi	0 - 0.3 kg/s
Yakıt Debisi	0 - 0.005 kg/s
Hava Yakıt Oranı, AFR	> 35

4.2. Test Odası

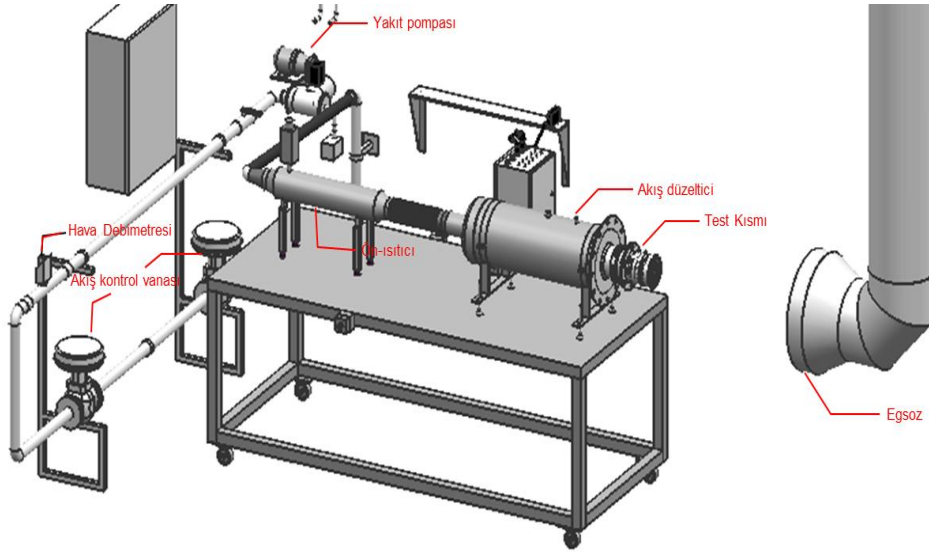
Test odasında genel yerleşim Şekil 4.1'de gösterilmektedir. Şekilden de görülebileceği üzere test altyapısı, kontrol ve test odası olmak üzere iki ana kısımdan oluşmaktadır. Test odasının kontrol odasından ayrılması ve sistemin tüm kontrolünün kontrol odasından yapılabilmesi sistemin güvenlik seviyesini artırmıştır. Hava ve yakıt debisi, ön ısıtma sıcaklığı, ateşleme v.b. birçok test parametresi operatör tarafından kontrol odasından belirlenebilmektedir.



Şekil 4.1. Test sistemi genel yerleşimi

Test sisteminin genel yapısı Şekil 4.2'de verilmektedir. Sistemde hava ve yakıt olmak üzere iki ana akış kontrolü bulunmaktadır. Hava akışının kontrolü elektro-pnömatik vanalarla sağlanırken yakıt akışının kontrolü ise yakıt pompası ve coriolis tipi debimetre üzerindeki servo vana ile sağlanmaktadır. Hava

debisinde ölçüm ise termal debimetre ile sağlanmaktadır. Test kısmı öncesinde, hava elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla ihtiyaç duyulan sıcaklığa yükseltilmektedir. Test kısmına giriş öncesi düzensiz formdaki hava akış düzeltici vasıtasıyla forma sokularak test kısmına beslenmektedir. Test kısmından çıkan sıcak gazlar açık sistem egzoz vasıtasıyla test odası dışına atılmaktadır.

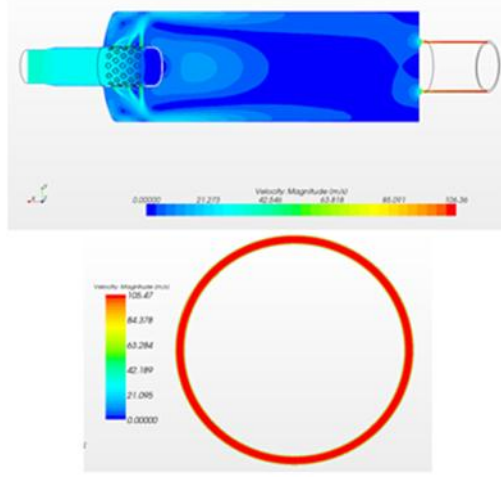


Şekil 4.2. Test sistemi genel yapısı

4.3. Akış Düzeltici

Akış düzelticinin temel amacı test kısmı girişinde tekdüze bir akış ve sıcaklık dağılımı elde etmektir. Kavramsal tasarımın oluşturulması için literatürde yapılan araştırma sonucunda tasarımlar incelenmiş ve bir tasarım belirlenmiştir [54].

Akış düzeltici tasarımının oluşturulması ve optimize edilmesi kapsamında HAD analizleri kullanılmış ve test kısmı girişinde ideal tekdüze akışı ve sıcaklığı sağlayan akış düzeltici geometrisi oluşturulmuştur (Şekil 4.3). Akış düzelticinin geometrisi oluşturulurken imalat esnasında kullanılacak malzemelerin ölçüleri de dikkate alınmış, bu sayede maliyetler de minimize edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 4.3. Akış düzeltici HAD analizleri

Test sistemi çalışma parametreleri çerçevesinde analiz edilen ve tasarım kriterini sağlayan akış düzelticinin mekanik tasarımı gerçekleştirilerek üretilmiştir (Şekil 4.4).

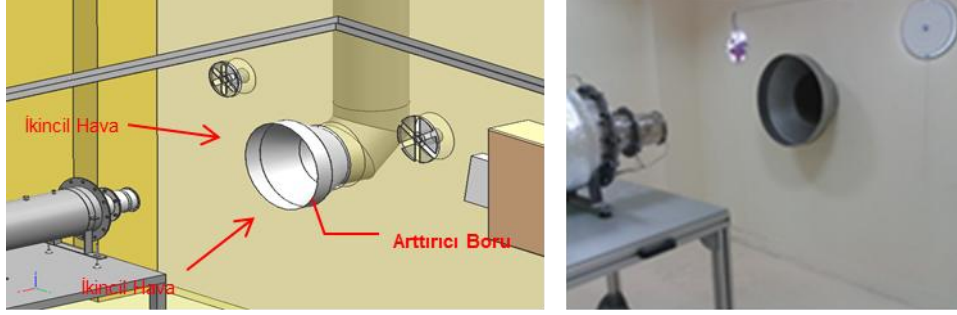


Şekil 4.4. Akış düzeltici tasarım ve imalatı

4.4. Egzoz

Yanma odasından çıkan yanmış gazların herhangi bir geri dönüş olmadan ve ikincil hava ilavesiyle soğuyarak odadan tahliye edilmesi için açık sistem bir egzoz tasarımı seçilmiştir. Yanma odası çıkışındaki sıcak yanmış gazların yaratmış olduğu jet etkisi ikincil bir hava akımının odadan arttırıcı boruya doğru yönelmesini, bu sayede de egzoz gazlarının soğumasını sağlamaktadır. Egzoz gazlarının soğuması, egzoz maliyetinin düşmesi ve ömrünün uzaması için önemli bir etkidir.

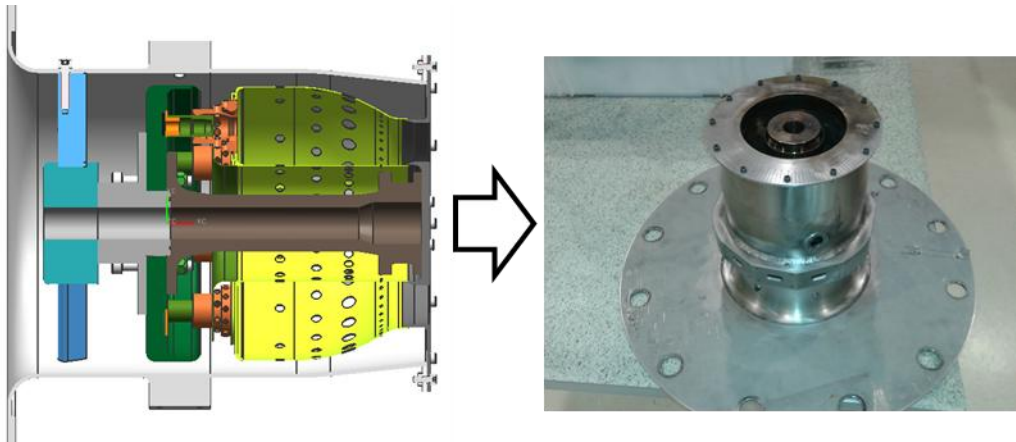
Egzoz ölçülerinin belirlenmesinde kullanılan temel parametreler test kısmı-arttırıcı arası mesafe, test kısmı çıkışı ile arttırıcı çaplarının oranı, arttırıcının uzunluğu ve gaz sıcaklığıdır.



Şekil 4.5. Egzoz sistemi

4.5. Test Kısmı Tasarımı

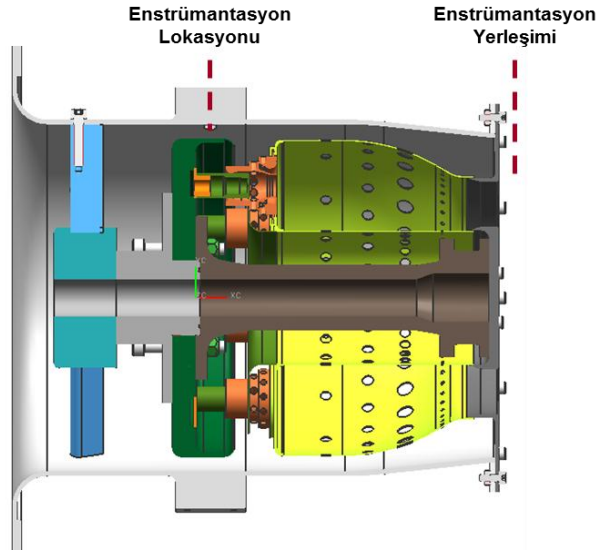
Çalışma kapsamında tasarımı yapılan düz akışlı ve hava-yakıt parçalı yanma odası için motor çalışma şartlarını ve akış yolunu benzeştiren bir test parçası tasarlanmış ve imal edilmiştir (Şekil 4.6). Yanma odası giriş kısmında enstrümantasyon yapılabilmesi için tasarımda giriş kısmı oluşturulmuştur. Test kısmı ve akış düzeltici arasındaki geçiş, farklı yanma odalarının sisteme entegrasyonunu mümkün olduğunca kolaylaştıracak şekilde oluşturulmuştur.



Şekil 4.6. Yanma odası test kısmı

4.6. Enstrümantasyon

Yanma odasındaki karmaşık geometri, enstrümantasyon açısından limitler yaratmaktadır [55]. Bu bakımdan Şekil 4.7’de gösterildiği üzere yalnızca giriş ve çıkışta ölçüm noktaları belirlenmiştir. Giriş kısmında açısız olarak üç farklı konumda toplam basınç, statik basınç ve statik sıcaklık değerleri alınmaktadır. Bu değerler yanma odasının giriş değerlerini teşkil etmektedir. Yanma odası çıkışı ise enstrümantasyon açısından rahat bir bölgedir. Atmosferik test rig konseptine bağlı olarak yanma odası çıkışı direkt olarak atmosfere açıktır. Bu durumda çıkış için tasarlanan basınç ve sıcaklık duyargalarıyla ölçüm alınabileceği gibi emisyon probu ile de emisyon ölçümleri rahatlıkla alınabilmektedir.



Şekil 4.7. Enstrümantasyon lokasyonları

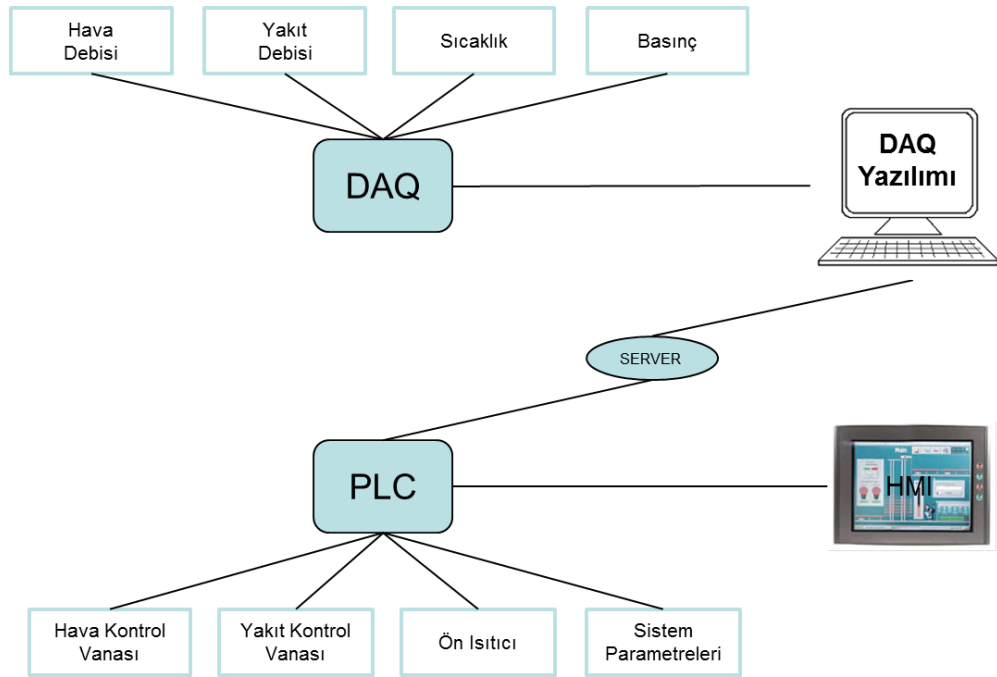
4.7. Kontrol ve Veri Toplama Sistemi

Kontrol ve veri toplama sisteminin genel yapısı Şekil 4.8’de verilmektedir. Test sisteminin kontrolü PLC (Programmable Logic Control) üzerinden, tamamen elektronik olarak gerçekleştirilmektedir. PLC sistemi; hava kontrol vanası, yakıt kontrol vanası, ön-ısıtıcı yanında sistemdeki bazı

parametrelerin de kontrolünü sağlamaktadır. PLC sistemi ile operatör arası iletişim HMI (Human Machine Interface) ile sağlanmaktadır. HMI üzerinden test rig test mühendisi tarafından yönetilmektedir.

Hava debisi, yakıt debisi, sıcaklık ve basınç gibi ölçüm parametreleri DAQ (Data Acquisition System) ile kayıt altına alınmanın yanında server üzerinden de PLC sistemine aktarılmaktadır. DAQ için ticari bir veri toplama yazılımı tercih edilmiştir.

Test sistemlerinde en önemli konulardan biri olan güvenlik tedbirleri bu sistem için de fazlasıyla geçerlidir. Güvenliğin maksimum seviyede sağlanabilmesi adına PLC sistemi içinde acil durdurma işlemleri yazılımsal olarak oluşturulmuş olup devreye alım öncesinde bu sistemin çalışırılığı kontrol edilmiştir.

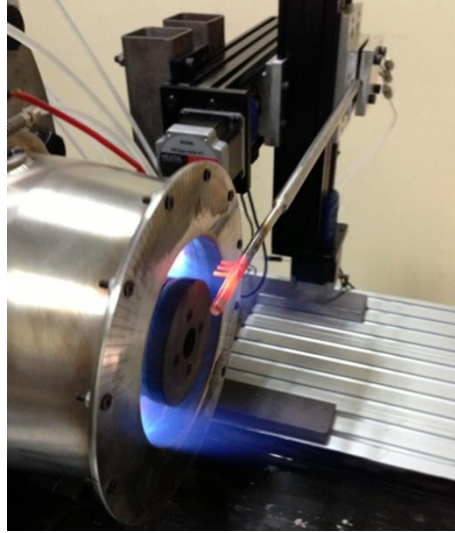


Şekil 4.8. Test kontrol ve data toplama sistemi

5. YANMA ODASI PERFORMANS TESTLERİ

5.1. Basınç Düşüm Testi

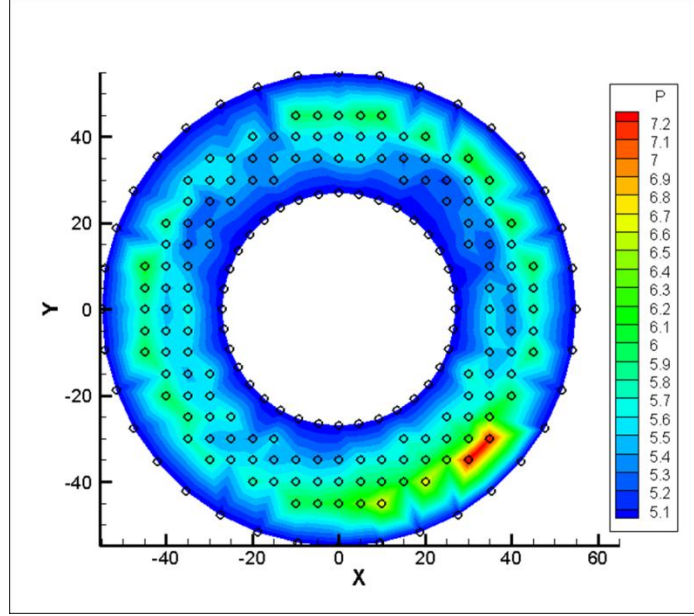
Yanma odası basınç düşüm testleri, performans karakterizasyon sürecinin ilk adımıdır. Bu testlerle motor çevrimi için önem arz eden yanma odası basınç düşümünün tasarım kriterini sağlayıp sağlamadığı değerlendirilmektedir. Bu kapsamda tasarımı gerçekleştirilen yanma odasının, atmosferik koşullarda test parçası giriş ve çıkışında toplam basınç değerleri ölçülmüştür. Test koşulları Bölüm 1.2.3'de belirtilen şekilde, tasarım noktasından atmosferik koşula indirgenerek tespit edilmiştir. Yanma odası çıkışındaki basınç dağılımının homojen bir yapıya sahip olmamasından dolayı özel tasarlanmış bir enstrümantasyon parçasıyla çıkış belirli açılarla taranmıştır. Ölçüm için kurulan test düzeneği Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Çıkış basınç ölçüm düzeneği

Test sonucunda yanma odası basınç düşümü % 5.6 olarak belirlenmiştir. % 5.0'lik tasarım kriteri ele alındığında ve ilk kez tasarımı gerçekleştirilen böyle bir yanma odası için bu değer kabul edilebilir olarak değerlendirilmektedir. Yanma odası çıkışındaki basınç düşüm dağılımı Şekil 5.2'de verilmektedir. Dağılım incelendiğinde belirli bir konumda yüksek basınç düşümü göze

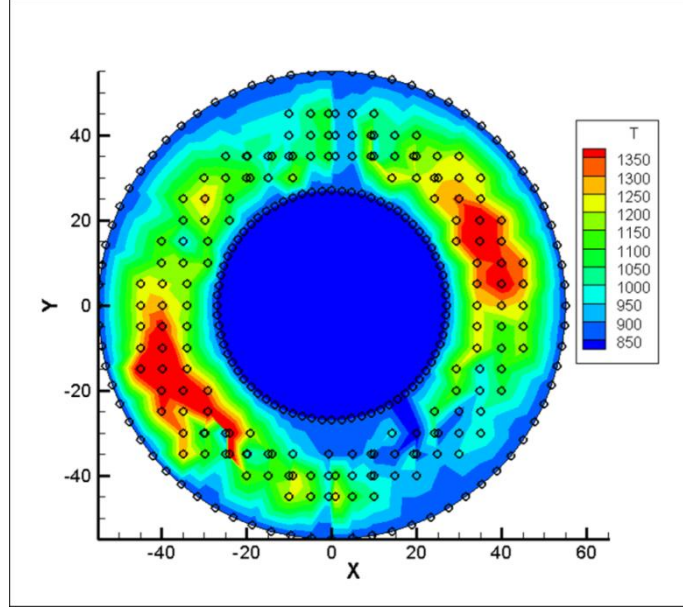
çarpmaktadır. Bu durumun yanmadaki kararsızlıklardan meydana gelebileceği tahmin edilmektedir.



Şekil 5.2. Yanma odası çıkışında ortalama basınç düşüm dağılımı

5.2. Yanma Odası Çıkış Sıcaklık Dağılımı Testi

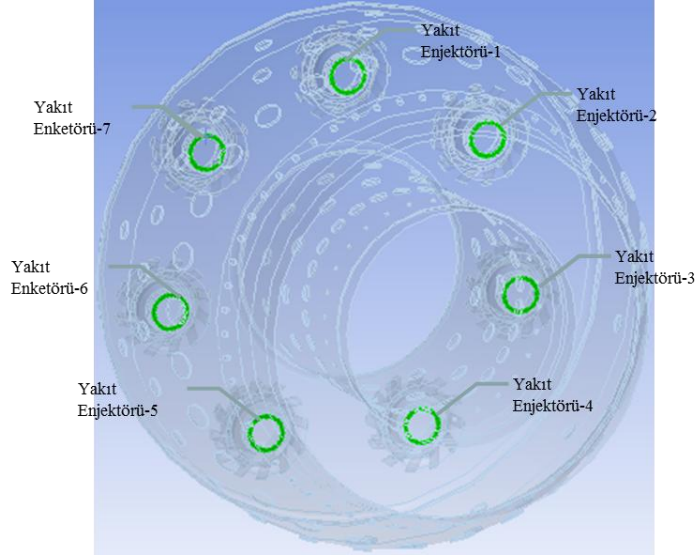
Önceki bölümlerde de belirtildiği üzere yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımının belirlenmesi türbin tasarımı için büyük önem arz etmektedir. Çıkışta, çevresel olarak oluşabilecek yüksek sıcaklık bölgeleri özellikle türbin statoru açısından büyük risk yaratmakta ve malzeme deformasyonları oluşmaktadır. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasında çıkış sıcaklık dağılımı testi özel tasarlanmış ısı çift tarağıyla gerçekleştirilmiştir. Çıkışta yapılan sıcaklık ölçümleri hıza ve radyasyon etkilerine bağlı olarak düzeltilmiştir. Tasarım noktasında gerçekleştirilen testten alınan verilerin işlenmesiyle Şekil 5.3'de verilen çıkış sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 5.3. Yanma odası çıkış ortalama sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı incelendiğinde ve enjektörlerin konumlarına bağlı olarak değerlendirildiğinde (Şekil 5.4), 2 no'lu ve 6 no'lu enjektörlerin hizasında yüksek sıcaklık bölgeleri belirmektedir. Bunun yanında 4 no'lu yakıt enjektörü bölgesinde ise düşük sıcaklıklı bir alan tespit edilmiştir. 4 no'lu enjektörde test esnasında kararsız yanmaya bağlı alev sönmeleri görülmüş olması bu hizadaki düşük sıcaklığı açıklamaktadır. Bunun yanında 2 ve 6 no'lu enjektör hizasındaki alanlarda yüksek sıcaklıkların kaynağının ise yakıt manifoldundaki düzensiz yakıt dağılımı olduğu düşünülmektedir.

Yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımının ölçülmesi, çıkış sıcaklık dağılımının yanı sıra ortalama sıcaklık değerinin hesaplanabilmesi açısından da önemlidir. Bu sayede; yanma odası yakıt debisi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı üzerinden test noktasındaki yanma verimi hesaplanmıştır. Test esnasında ölçülen veriler ve bu çerçevede hesaplanan yanma verimi Çizelge 5.1'de verilmektedir. Çizelgede verilen teorik yanma verimi hava yakıt oranı, yanma odası giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.4. Yanma odası yakıt enjektörü konumları

Çizelge 5.1. Test verileri ve yanma verimi

Yanma odası giriş toplam sıcaklığı	T_3	407.7 K
Yanma odası çıkış toplam sıcaklığı	T_4	1101.2 K
Yakıt debisi	m_{fuel}	0.00381 kg/s
Hava debisi	m_a	0.1845 kg/s
Haav-yakıt oranı	AFR	48.4
Adyabatik çıkış sıcaklığı	$T_{04,teorik}$	1174.4 K
Yanma verimi $\eta_c = \frac{T_4 - T_3}{T_{4,teorik} - T_3}$	η_c	% 90.4

5.3. Metal Sıcaklığı Karakterizasyon Testi

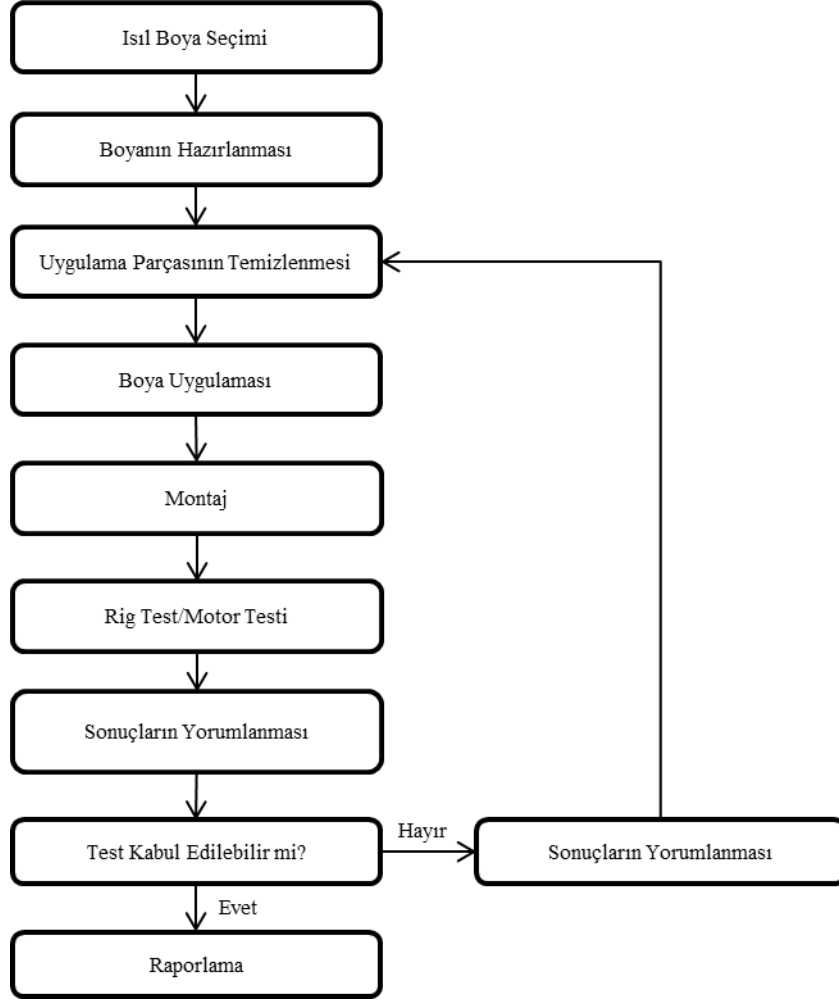
Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere çok fazla karmaşık fenomen içeren yanma odasında metal sıcaklıklarının tasarım fazında net olarak hesaplanması önemli zorluklar içermektedir. Bu bakımdan test fazında yanma odası metal sıcaklık dağılımının belirlenmesi ve gerekli tasarımsal optimizasyonların gerçekleştirilmesi yanma odası ömrü açısından büyük öneme sahiptir. Bunun yanında testlerden gelen veriler tasarımda kullanılmış olan

metodolojilerin ve yaklaşımların doğrulanmasına ve gerekiyorsa iyileştirilmesine olanak sağlamaktadır.

Gömlek metal sıcaklıklarının ısı çiftleri ile belirli noktalarında net bir şekilde ölçülebilmesine rağmen tüm gömlek üzerindeki dağılımı gösterecek adette ısı çifti yerleştirmek mümkün değildir. Bu durum hassasiyeti düşük olmasına rağmen gömleğin tamamını değerlendirebilmeye olanak sağlayan ısı boyası uygulamasının gerçekleştirilmesini zorunlu kılmaktadır.

Isı boyası uygulama süresi ve maruz kaldığı sıcaklık değerine bağlı olarak mevcut rengini değiştirerek kalıcı bir renk dağılımı oluştururlar. Isı boyaları düşük bir hassasiyete ve geniş renk skalalarına sahip oldukları için kalibrasyonu önemlidir. Termal boyası uygulaması esnasında belirlenen bazı noktalarda ısı çifti ile metal sıcaklığının da aynı anda alınması ısı boyası uygulamasını kontrol ederek ölçüm hassasiyetinin artmasını sağlamaktadır.

Termal boyanın uygulama süreci Şekil 5.5’de verilmektedir. Uygulama adımlarından ilki boyası seçiminde analiz sonuçlarından gelen veriler dikkate alınmaktadır. Üreticiye ve üreticinin boyası tiplerine bağlı olarak her boyanın sıcaklık aralıkları farklılık gösterdiğinden, tasarım esnasında öngörülen sıcaklıklar çerçevesinde en uygun aralığa sahip boyası tipi seçilmelidir. Boya’nın uygulamasında boyanın hazırlığı ve uygulama parçasının temizliği, boyanın yüzeye etkin ve homojen bir şekilde tutunması için gereklidir.



Şekil 5.5. Isıl boya süreç akış şeması

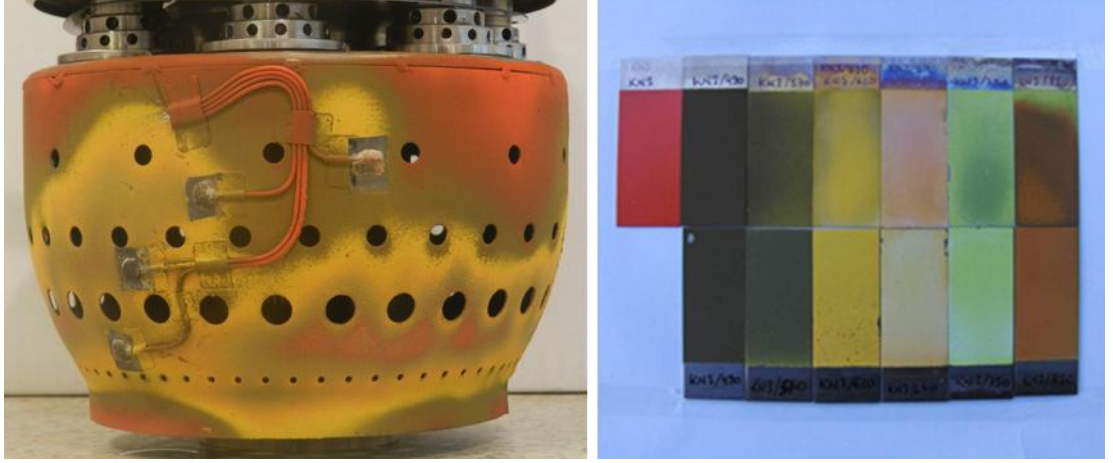
Test sonrasında ısı boya sonuçlarını kalibre edebilmek için yanma odası dış gömleğinde farklı noktalara 3 adet ısı çift yerleştirilmiştir. Boya uygulaması için hazırlanmış olan yanma odası Şekil 5.6'da verilmektedir. Uygulanacak olan ısı boyanın yanma odasında istenmeyen bölgelerine ulaşmasını engellemek adına bazı bölgeler maskelenmiştir. Özellikle sıcaklık verisine ihtiyaç duyulmaması ve yakıt enjektörlerinin boyadan etkilenmesinin önüne geçilmesi için kubbe bölgesi boyama öncesi kapatılmıştır. Boyanın uygulaması esnasında homojen bir dağılım olması, uygun kalınlıkta boya katmanı oluşturulması ve uygulama sonrası boyanın temizliği gibi konular etkin test sonuçları elde edebilme adına önemlidir. Boya uygulamasını parametrelere bağlamak çok mümkün olmamakla birlikte, daha çok tecrübe öne çıkmaktadır.



Şekil 5.6. Enstrümante edilmiş yanma odası

Termal boyalar teknik özellikleri çerçevesinde belirli bir kalibrasyon süresine sahiptir. Üretici tarafından verilen renk aralıkları yalnızca tanımlanan test süresi için geçerli olduğu için test esnasında bu süreye uymak gerekmektedir. Test esnasında yanma odası hızlı bir şekilde tasarım noktasındaki koşullara getirilmiş ve ısı dengeye ulaşmasının ardından tanımlanan kalibrasyon süresince tasarım noktasında çalıştırılmıştır.

Test sonrası sonuçlarını etkin bir şekilde değerlendirebilmek için özel ısı boyası referans kuponları oluşturulmuştur. Tasarım sıcaklıklarına özel olarak seçilmiş boya tipi, hazırlanan kuponlara uygulanmış ve sıcaklığı ayarlanmış yüksek sıcaklık fırınlarında kalibrasyon süresince belirlenen geçiş sıcaklığı uygulanmıştır. Bu sayede termal boyanın bu sıcaklıkta alacağı rengin daha net görülebilmesine olanak sağlanmıştır. Test sonrası yanma odasındaki renk dağılımı ve referans kuponlar Şekil 5.7’de verilmektedir.



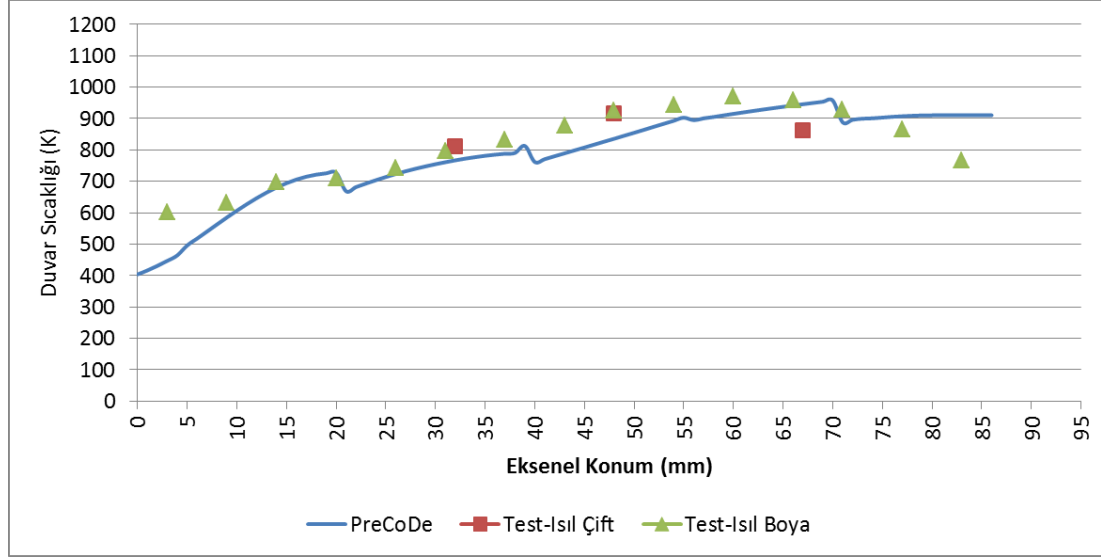
Şekil 5.7. Termal boya sonuçları ve referans kuponlar

Yanma odası iç gömlek çapının çok küçük olması nedeniyle incelemeler dış gömlek üzerinde yapılmıştır. Ancak buna rağmen iç gömlek görsel olarak incelenmiş ve muhtemel yüksek sıcaklık bölgeleri irdelenmiştir. Dış gömleğe ait panoramik fotoğraf Şekil 5.8'de verilmektedir. Şekilden de görülebileceği üzere, dış gömlek üzerindeki sıcaklık değişimleri tespit edilmiş ve işaretlenmiştir. Yanma odası ön tasarım hesapları çerçevesinde gerçekleştirilen bir boyutlu analizlerin doğrulanması ve kullanılan tasarım yönteminin kontrol edilmesi amacıyla, bir boyutlu hesaplamalar test koşullarına göre tekrarlanmış ve analiz verisi üretilmiştir. Bunun yanında sıcaklık geçişleri çıkarılan dış gömlek üzerinde manuel bir görüntü işleme ile iki boyuttaki sıcaklık dağılımı, ortalama değerler alınarak bir boyuta indirgenmiştir. Bunun için gömlek dikdörtgen parçalara ayrılarak her bir parçadaki sıcaklık dağılımı yaklaşık olarak hesaplanmış ve ortalama değer için kullanılmıştır.



Şekil 5.8. Dış gömlek panoramik görüntüsü ve sıcaklık geçişleri

Bir boyutlu hesaplamalar, bir boyuta indirgenmiş termal boya sonuçları ve ısı çift ölçümleri Şekil 5.9'da karşılaştırılmaktadır.



Şekil 5.9. Ölçülen çevresel ortalama ve 1B hesaplamalı gömlek sıcaklık dağılımı

Test sonucunda öncelikle ısı çift ile ölçülen sonuçlar termal boya verileriyle kıyaslanmış ve elde edilen boya sonuçlarının kabul edilebilirliği incelenmiştir. Sonuçlara göre duvar sıcaklığı ve ısı boya sonuçları makul derecede benzeşmektedir. Maksimum yüksek sıcaklık değerleri açısından değerlendirildiğinde ise dış ve iç gömleğin bazı bölgelerinde duvar sıcaklığının 1123 K mertebelerine ulaştığı görülmüştür. Bu durum yanma odası içindeki düzensiz yapının (çıkış sıcaklık dağılımında da görülen) varlığından dolayı oluşmuştur. Ortalama değerler üzerinden değerlendirildiğinde ise bir boyutlu hesaplamalarda 953 K'lik maksimum duvar sıcaklığı hesaplanırken testte görülen maksimum sıcaklık değeri 969 K mertebesindedir. Bu kıyaslama, kullanılan metodolojinin etkin bir metal sıcaklığı tahmini yaptığını göstermektedir. Yanma odası giriş kısmında görülen sapma ısı boyanın hassasiyetinden (düşük sıcaklıklarda renk geçişi bulunmaması) kaynaklanmaktadır. Yanma odası çıkış kısmında ise PreCoDe yazılımında seyreltme deliklerinden sonra oluşan radyal sıcaklık profilinin tahmin edilememesi ve buna bağlı duvar yakınındaki gaz

sıcaklığının yüksek tahmin edilmesi sonucu bir sapma görülmektedir. Ancak her iki değer de tasarımsal açıdan bir risk oluşturmamaktadır.

5.4. Emisyon Ölçüm Testi

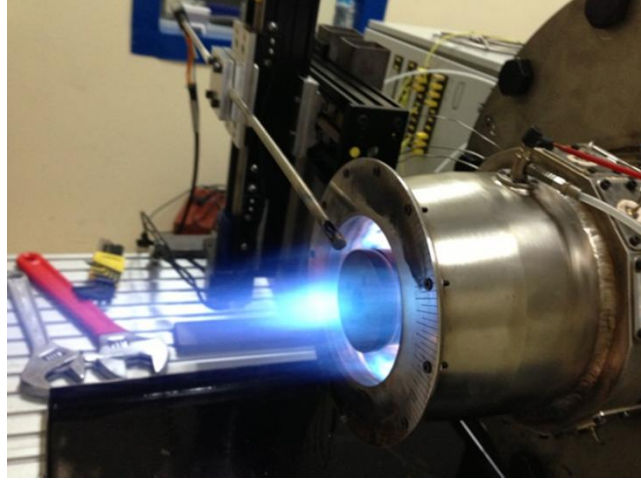
Hidrokarbon yakıtlarda gerçekleşen yanma karmaşık bir mekanizma olmasına rağmen tek bir yanma denklemine indirgenerek ifade edilebilir. Bu denklemin emisyon verileri sonucunda çözümü yanma prosesinin daha detaylı incelenmesine imkan tanımaktadır. Çevresel etkiler açısından değerlendirilmesi önemli olan emisyon verileri, aynı zamanda yanma verimini değerlendirmeye olanak tanınması bakımından da önemli bir yanma odası performans parametresidir.

Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasında emisyon ölçümleri TESTO 350XL (Şekil 5.10) gaz analizörü ve özel tasarım ölçüm probu ile gerçekleştirilmiştir. Analizör CO, CO₂, O₂, HC, NO ve NO₂ gaz emisyon değerlerini ölçebildiği gibi bunun yanında ekstra gaz ölçüm yuvalarına sahiptir. Yanma odasındaki sürekli performansı görebilmek ve uzun süreli veri alabilmek için ihtiyaç duyulan yoğuşma haznesi cihazda bulunduğu için test esnasında uzun süreli veri almak mümkün olmuştur. Yoğuşturma haznesi egzoz gazından çekilen gaz içindeki su buharını yoğuşturarak elektrokimyasal sensörlerin zarar görmesini engellemektedir [52].



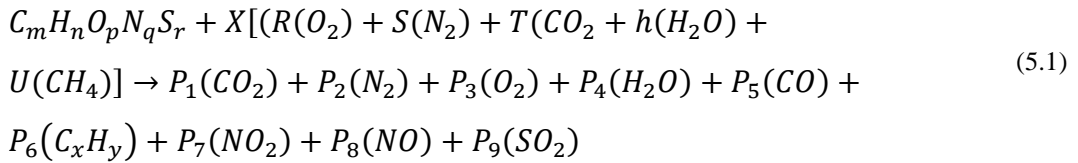
Şekil 5.10. TESTO 350XL gaz analizörü

Ölçümlerin anlamlı bir şekilde değerlendirilebilmesi için yanma odası çıkışındaki emisyon dağılımı taranmalı ve ortalama veriler üzerinden hesaplama gerçekleştirilmelidir. Bunun için özel bir test düzeneği oluşturulmuş ve farklı açısız lokasyonlardan emisyon verisi alınmıştır.



Şekil 5.11. Emisyon ölçüm test düzeneği

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen yanma odası emisyon ölçümlerinin değerlendirmesi SAE ARP1533'e göre gerçekleştirilmiştir [53]. Bir mollük hidrokarbon yakıtın yanma denklemi, denklem (5.1)'de verilmektedir.



P_1 'den P_9 'a sırasıyla; CO_2 , N_2 , O_2 , H_2O , CO , $C_x H_y$, NO_2 , NO , ve SO_2 'nin mol sayısı ifade edilmektedir. Burada P_9 değeri denklemin çözümü için zorunlu olmadığı için SO_2 ölçümü tercihe bağlıdır.

Yanma denklemine bağlı olarak 11 bilinmeyen parametre için 11 eşitlik standarttaki tanıma bağlı olarak matrise yerleştirilip, "Gauss Jordan Elimination" metoduyla çözülmüştür. Bu çerçevede her bir gaz değeri için mol sayıları elde

edilmiştir. Test esnasında alınan verilerin PreCoDe yazılımına girilmesiyle her bir veri seti için bu işlem tekrarlanarak CO ve C_xH_y emisyon indeks değerleri hesaplanmıştır. Emisyon indeks değerlerinin hesabı (5.2) ve (5.3)'de verilmektedir. CO ve C_xH_y değerleri yanmadaki verimsizliğin göstergesi olup bu değerler üzerinden yanma verimi hesaplanabilmektedir (Denklem (5.4)).

Yanma verimine ilave olarak hava yakıt oranının da emisyon değerleri üzerinden hesaplanabilmesi mümkündür. Bu hesaplama ait formülasyon denklem (5.5)'de verilmektedir.

Çizelge 5.2. Yanma denklemi çözüm matrisi

Equation	Matrix A											Matrix B
	PT	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	X	Const.
Carbon Balance	0	1	0	0	0	1	x	0	0	0	-T-U	m
Hydrogen Balance	0	0	0	0	2	0	y	0	0	0	-2h-4U	n
Oxygen Balance	0	2	0	2	1	1	0	2	1	2	-2R-2T-h	p
Nitrogen Balance	0	0	2	0	0	0	0	1	1	0	-2S	q
Sulfur Balance	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	r
Moles of CO ₂	$(1+h_{ad})[CO_2]_{ms}$	-1	0	$J[CO_2]_{ms}$	$-(1+h_{ad})[CO_2]_{ms}$	0	0	0	0	0	0	0
Moles of CO	$(1+h_{ad})[CO]_{ms}+h_{ad}M$	L	0	0	$-(1+h_{ad})[CO]_{ms}-h_{ad}M$	-1	0	0	0	0	0	0
Moles of C _x H _y	$[C_xH_y]_{ms}$	0	0	0	0	0	-x	0	0	0	0	0
Moles of NO _x	$(1+(h_{ad}(1+M')))[NO_x]_m$	$L'[NO_x]_m$	0	0	$-(1+(h_{ad}(1+M')))[NO_x]_m$	0	0	-η	-1	0	0	0
Moles of NO	$(1+(h_{ad}(1+M')))[NO]_{ms}$	$L'[NO]_{ms}$	0	0	$-(1+(h_{ad}(1+M')))[NO]_{ms}$	0	0	0	-1	0	0	0
Total Moles	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0

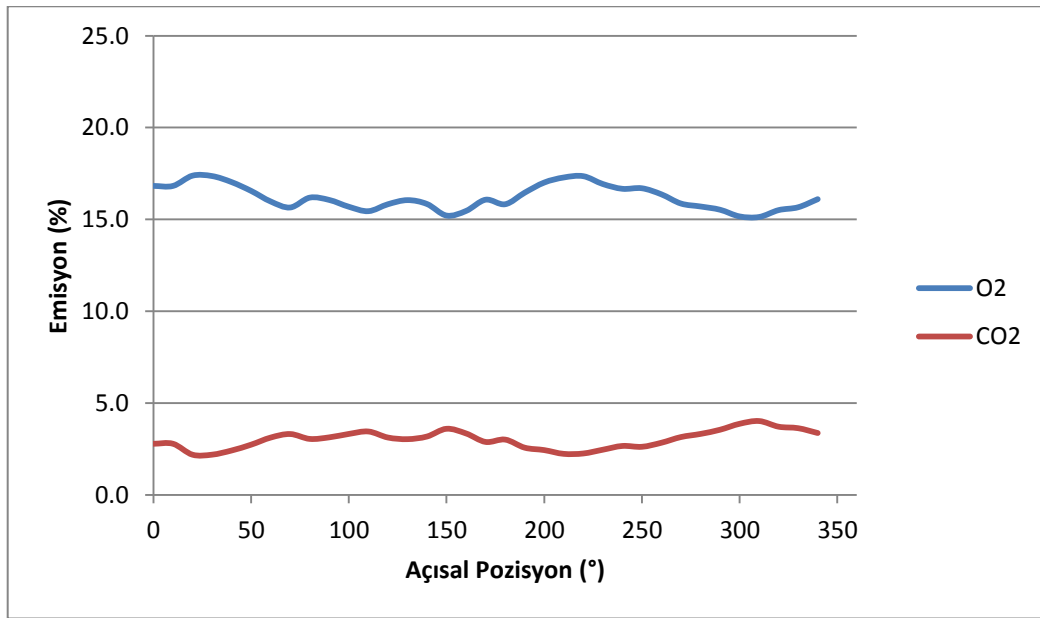
$$EI_{CO} = \frac{P_5 \cdot M_{CO} \cdot 1000}{m \cdot M_C + n \cdot M_H} \quad (5.2)$$

$$EI_{C_xH_y} = \frac{x \cdot P_6 \cdot M_{C_xH_y} \cdot 1000}{m \cdot M_C + n \cdot M_H} \quad (5.3)$$

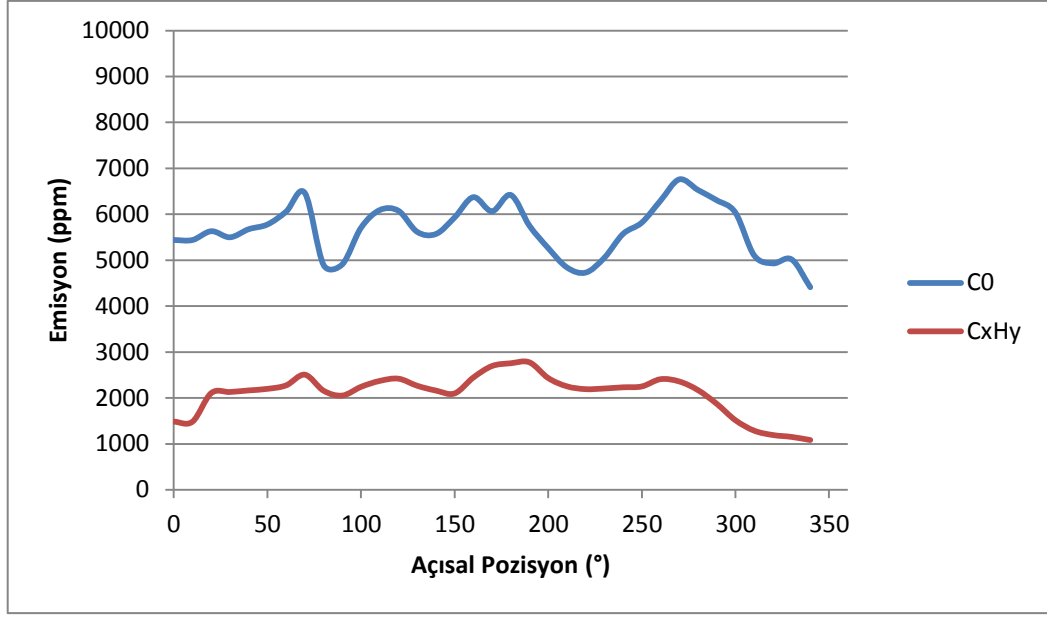
$$\eta_c = \left[1.00 - 10109 \frac{EI_{CO}}{LHV} - \frac{EI_{C_xH_y}}{1000} \right] \cdot 100 \quad (5.4)$$

$$AFR = \frac{X \cdot M_{air}}{m \cdot M_C + n \cdot M_H} \quad (5.5)$$

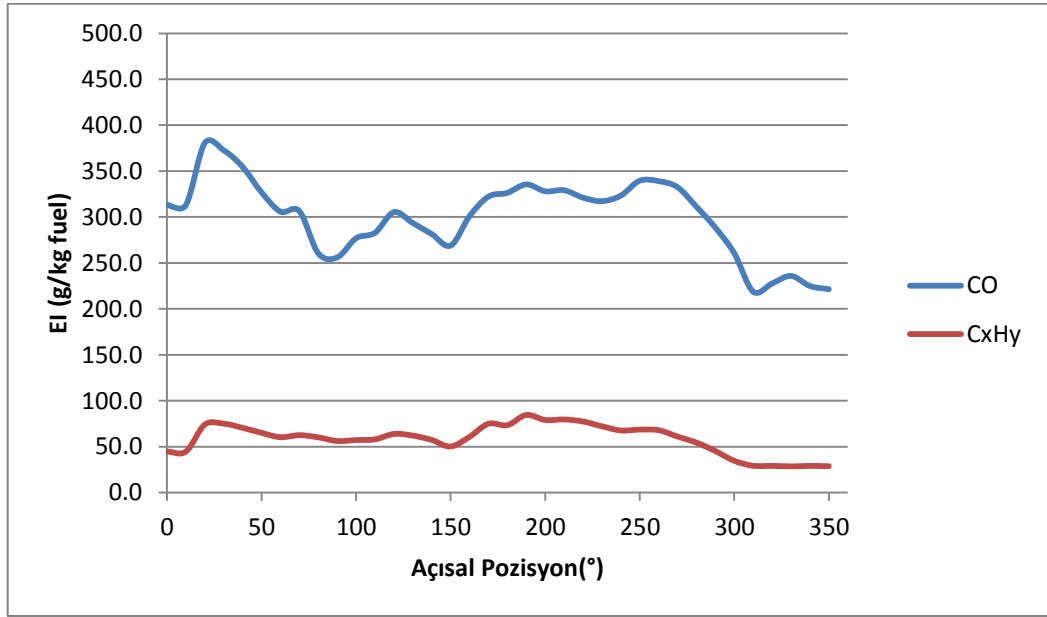
Yanma odası üzerinden alınan emisyon verilerinden O₂, CO, CO₂, ve C_xH_y değerlerinin açısal konuma bağlı dağılımı Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’de verilmektedir. Bu değerler üzerinden yine açısal konuma bağlı CO ve C_xH_y emisyon indeks değerleri hesaplanmıştır (Şekil 5.14).



Şekil 5.12. O₂ ve CO₂ hacimsel Emisyon değerlerinin açısal konuma bağlı değişimi



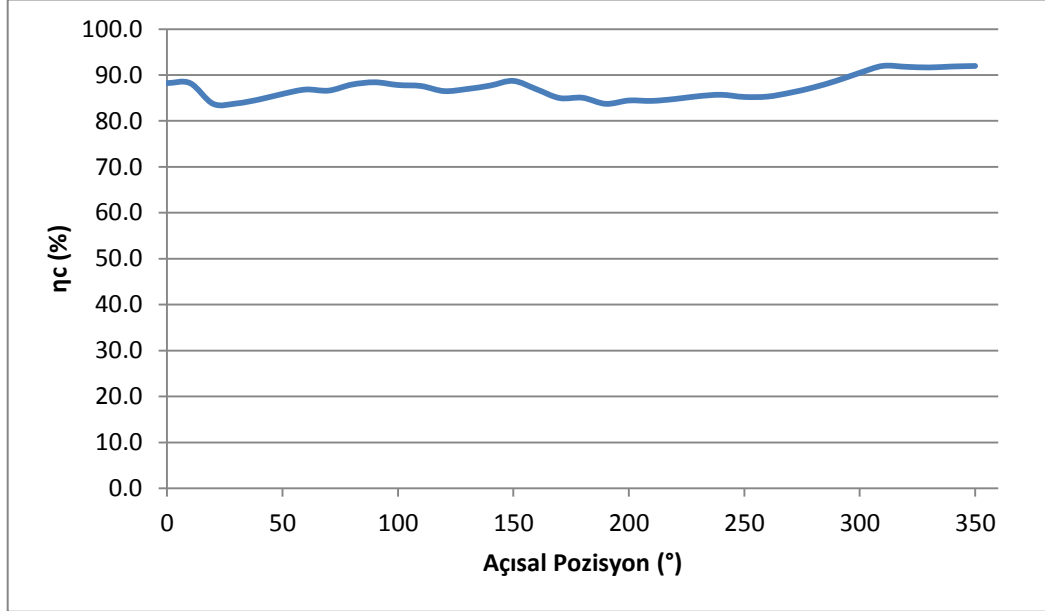
Şekil 5.13. CO ve C_xH_y Emisyon değerinin açısal lokasyona bağlı değişimi



Şekil 5.14. CO ve C_xH_y emisyon indeks değerleri

Yanma verimi her bir açısal lokasyondaki emisyon indeks değerlerine bağlı olarak hesaplanarak Şekil 5.15’de gösterilmektedir. Emisyon indeks değerlerindeki değişime bağlı olarak yanma verimi de açısal lokasyona bağlı

farklılık göstermektedir. Yanma odasına ait ortalama veriler Çizelge 5.3’de sunulmaktadır.



Şekil 5.15. Yanma verimi dağılımı

Çizelge 5.3. Yanma odası ortalama emisyon indeksi ve yanma verimi değeri

CO Emisyon İndeksi	EI_{CO}	300.1 g/kgfuel
C_xH_y Emisyon İndeksi	$EI_{C_xH_y}$	58.5 g/kgfuel
Yanma Verimi	η_c	% 87.1

Yanma odası çıkış sıcaklığı dağılımına benzer bir şekilde yanma odası çıkışında emisyon değerlerinde de açisal olarak farklılıklar görülmüştür. Bu durum emisyon değerlerinin alınmasında farklı konumlardan veri alınmasının önemini ortaya koymaktadır.

6. EKSERJİ ANALİZİ

Son yıllarda gerçekleştirilen çalışmalar kapsamında yanma odası verim değerleri termodinamiğin birinci yasa çerçevesinde % 99.9 seviyelerine kadar ulaşmıştır. Birinci yasa çerçevesinde bir değerlendirme yapıldığında, bu durum yanma odası teknolojisinin verim açısından doygunluğa ulaştığı anlamını taşıyabilir. Ancak; ikincil yasa çerçevesinde enerji kullanımında, miktarın yanında kalitesinin de değerlendirilmesiyle farklı sonuçların ortaya çıktığı görülmektedir. Özellikle yanma prosesi esnasında oluşan tersinmezliklerden kaynaklanan kayıplar tahmin edilenden çok daha fazladır. Tipik bir atmosferik yanma sisteminde, yakıt eksejisinin yaklaşık 1/3'ü doğal tersinmezliklerden ötürü kullanılamaz duruma gelmektedir [57]. Bu nedenle, güç üretim sistemlerinde yanma esnasında ortaya çıkan ekserji yıkımının azaltılması sistemin genel veriminin artmasına önemli katkı sağlayacaktır [58]. Bu veriler çerçevesinde, tasarımı gerçekleştirilen yanma odasında birinci yasa çerçevesinde gerçekleştirilen analizlerin yanında ekserji analizleri de yapılmıştır.

Emisyon ve çıkış sıcaklık ölçüm testleri çerçevesinde yanma odası üzerinde ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yanma odası giriş ve çıkışında fiziksel, kimyasal ve kinetik ekserji hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Kinetik ekserji verisinin hesabı yanma odası giriş ve çıkış hızlarının test verileri ile hesaplanması ile gerçekleştirilmiştir. Giriş ve çıkışta yükseklik farkının bulunmaması nedeniyle potansiyel ekserji kullanılmamıştır. Hesaplamalarda aşağıda belirtilen varsayımlar kullanılmıştır.

- Yanma odasındaki akışlar ideal gazdır.
- Yanma odası test parçası adyabatik olarak ele alınmıştır.
- Yakıt pompası ve yanma odası egzoz çıkışı hesaplamalara dahil edilmemiştir.
- Referans çevre olarak alınan test odasının basınç ve sıcaklık değerleri ölçümler çerçevesinde; $p_0 = 0.922$ bar ve $T_0 = 307.9$ K'dir.
- Hesaplamalar atmosferik rig testler üzerinden elde edilen veriler çerçevesinde gerçekleştirilmiştir.



- Testlerde kullanılan yakıt JP-8 olup kimyasal ekserji değeri 45.8 MJ/kg olarak alınmıştır. Bu değer Dagaut ve arkadaşlarının Jet A1 yakıtı için tanımlamış oldukları değer üzerinden ele alınmıştır [56]. Yakıtlara bağlı kimyasal ekserji verisinin spesifik olarak bulunamaması ve Jet A1 yakıtı ile JP-8 yakıtının kimyasal karakteristiklerinin birbirine çok yakın olması nedeniyle bu şekilde bir kabule gidilmiştir.

Ekserji analizlerinin gerçekleştirilmesi kapsamında standart hava içindeki gaz kompozisyonu Çizelge 6.1'de ve çıkış gaz kompozisyonu Çizelge 6.2'de verilmiştir. Yanma odası çıkışındaki gaz kompozisyon emisyon ölçüm testleri çerçevesinde elde edilerek SAE ARP1533 standardı çerçevesinde yanma denklemi çözümlenmiştir [53].

Çizelge 6.1. Giriş havası gaz kompozisyonu

<u>Komponent</u>	<u>Kimyasal Formül</u>	<u>Moleküler Ağırlık</u> (g/mol)	<u>Hacimsel Oran</u>
Nitrojen	N ₂	28.0134	0.7748
Oksijen	O ₂	31.9998	0.2059
Karbon dioksit	CO ₂	44.0098	0.0003
Karbon monoksit	CO	28.010	0.0000
Su buharı	H ₂ O	28.9659 (kuru)	0.0190

Çizelge 6.2. Yanma odası çıkışı gaz kompozisyonu

<u>Komponent</u>	<u>Kimyasal Formül</u>	<u>Moleküler Ağırlık</u> (g/mol)	<u>Hacimsel Oran</u>
Nitrojen	N ₂	28.0134	0.7640
Oksijen	O ₂	31.9998	0.1543
Karbon dioksit	CO ₂	44.0098	0.0293
Karbon monoksit	CO	28.010	0.005361
Su buharı	H ₂ O	28.9659 (kuru)	0.0453
Yanmamış Hidrokarbon	C _x H _y		0.002067

Yanma odası giriş ve çıkışında, istasyona bağlı ve durağan haldeki molar entalpi, molar entropi değerleri Çizelge 6.3'de verilmektedir. Değerler yanma odası gaz kompozisyonuna bağlı olarak ideal gaz tabloları üzerinden hesaplanmıştır [40].

Çizelge 6.3. Molar entalpi ve entropi değerleri

Lokasyon	\bar{h} kJ/kmol	\bar{s} kJ/kmol	\bar{h}_0 kJ/kmolK	\bar{s}_0 kJ/kmolK
Yanma Odası Girişi	11912	207.7	8952	200.1
Yanma Odası Çıkışı	34793	242.4	8681	201.8

Spesifik molar ekserji değerleri (fiziksel, kinetik ve kimyasal) denklem (6.1), (6.2) ve (6.3) ile hesaplanmıştır. M parametresi, yanma odası giriş ve çıkışındaki gaz karışımının molar ağırlığını ifade etmektedir.

$$\bar{e}^{PH} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (6.1)$$

$$\bar{e}^{KN} = \left(\frac{1}{2}V^2\right)/M \quad (6.2)$$

$$\bar{e}^{CH} = \sum_i x_i \bar{e}_i^{ch} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (6.3)$$

Kimyasal ekserji değerinin hesaplanmasında gerekli olan gazların standart kimyasal ekserji değerleri, Bejan tarafından sunulan “Standart kimyasal ekserji çizelgesi-Model I” üzerinden ele alınmıştır.

Termodinamik değerler ve test verileri çerçevesinde ekserji hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Yanma odası girişi, yanma odası çıkışı ve yakıta ait fiziksel, kimyasal, kinetik ve toplam enerji değerleri Çizelge 6.4’de listelenmiştir.

Çizelge 6.4. Ekserji hesaplama sonuçları

<u>Lokasyon</u>	\underline{E}_{PH} (kW)	\underline{E}_{CH} (kW)	\underline{E}_{KN} (kW)	\underline{E}_T (kW)
Yanma Odası Girişi	3.972	0.00	0.60	4.57
Yanma Odası Çıkışı	86.010	1.871	0.52	88.40
Yakıt (JP8)	0	174.50	0.00	174.50

Elde edilen veriler çerçevesinde yanma odası ekserji verimi;

$$\varepsilon_{cc} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_f} = 0.494 \quad (6.4)$$

Ekserji yıkım oranı;

$$\dot{E}_{des} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 90.7 \text{ kW} \quad (6.5)$$

Geliştirme potansiyeli;

$$\dot{I}P = (1 - \varepsilon_{cc}) \cdot (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) = 43.9 \text{ kW} \quad (6.6)$$

Yapılan hesaplamalarda yanma odası çıkışındaki gaz kompozisyonunun net olarak bilinmesi yanma odası ekserji veriminin daha net hesaplanmasına olanak tanımıştır. Bunun yanında, koşullandırılmış test koşullarında alınan test verileri ile giriş ve çıkışta kinetik ekserji değerleri hesaplanabilmiştir. Literatürdeki benzer çalışmalarda veri eksikliğinden dolayı ihmal edilen kinetik ekserji, yine literatürde belirtildiği üzere düşük bir değer olarak hesaplanmıştır.

Testlerden gelen veriler çerçevesinde gerçekleştirilen ekserji hesaplamalarının yanında, yanma odasının farklı çıkış sıcaklıklarında sahip olduğu ekserji verimi sayısal hesaplamalar çerçevesinde değerlendirilmiştir. Bu kapsamda dört farklı tasarım noktası seçilmiştir (Çizelge 6.5). Hava debisi, basınç

düşümü, ortam sıcaklığı ve yanma veriminin tüm tasarım noktaları için sabit olduğu kabul edilmiştir.

Çizelge 6.5. Tasarım noktalarına ait parametreler

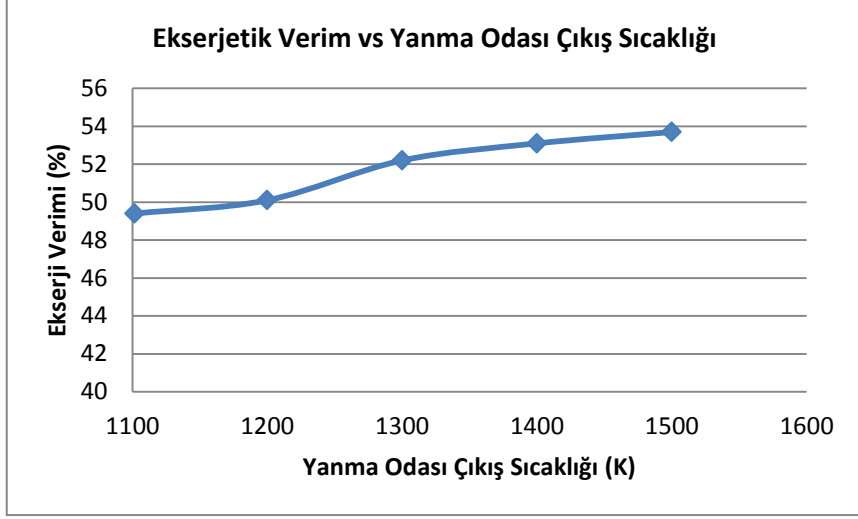
Parametreler	Test Noktası	Tasarım Noktaları			
		TN1	TN2	TN3	TN4
Yanma Odası Giriş Sıcaklığı (K)	407.7	407.7	407.7	407.7	407.7
Yanma Odası Çıkış Sıcaklığı (K)	1101.2	1200.0	1300.0	1400.0	1500.0
Yanma Odası Giriş Basıncı (Pa)	99490	99490	99490	99490	99490
Yanma Odası Çıkış Basıncı (Pa)	93920	93920	93920	93920	93920
Yakıt Debisi (kg/s)	0.003810	0.004434	0.005070	0.005742	0.006438
Hava Debisi (kg/s)	0.1845	0.1845	0.1845	0.1845	0.1845
Ortam Sıcaklığı (K)	307.9	307.9	307.9	307.9	307.9
Adyabatik Çıkış Sıcaklığı (K)	1174.7	1284.1	1394.8	1505.3	1616.0

Çizelge 6.6'da gösterildiği üzere; ekserji verimi, ekserji yıkımı ve geliştirme potansiyeli her bir tasarım noktası için değerleri hesaplanmış ve sunulmuştur.

Çizelge 6.6. Tasarım noktalarında ekserji analiz sonuçları

Tasarım Noktaları	Yanma Odası Çıkış Sıcaklığı (K)	Ekserji Verimi (%)	Ekserji Yıkımı (kW)	Geliştirme Potansiyeli (kW)
Test Noktası	1101.7	49.4	90.7	45.9
TN1	1200.0	50.1	103.5	51.6
TN2	1300.0	52.2	113.1	54.0
TN3	1400.0	53.1	125.6	59.0
TN4	1500.0	53.7	138.7	64.2

Yanma odası çıkış sıcaklığının artışına bağlı olarak ekserji verimindeki değişim Şekil 6.1'de verilmektedir. Grafikten de görülebileceği üzere çıkış sıcaklığındaki artış ekserji veriminin yükselmesini sağlamaktadır.



Şekil 6.1. Yanma veriminin çıkış sıcaklığına bağlı değişimi

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

7.1. Çalışmanın Sonuçları

- a. Çalışma kapsamında ülkemizde ilk kez hava parçalı yakıt hava püskürtücü yanma odası tasarımı ve testleri gerçekleştirilmiştir.
- b. Tasarımı gerçekleştirilen yanma odasının performans karakterizasyon testleri yine bir ilk olan atmosferik test riginde tamamlanmıştır. Bu çalışmalar sayesinde küçük boyutlu bir turbojet motorun yanma odasının tüm tasarım çevrimi tamamlanmıştır.
- c. Çalışma kapsamında ön tasarım için ihtiyaç duyulan tasarım araçları (PreCoDe) temel seviyede geliştirilmiş ve yanma odası akış yolu tasarımı gerçekleştirilmiştir.
- d. Ticari bir yazılımla HAD analizleriyle eniyileştirilen yanma odasının imalatı ve rig testleri gerçekleştirilerek tasarım doğrulamasına gidilmiştir.
- e. Testlerden elde edilen sonuçlar ön tasarım ve HAD sonuçlarıyla kıyaslandığında farklılıklar görülebilmektedir. Bu durum nümerik metodolojilerin üzerinde daha uzun süreli ve spesifik çalışmalar yürütülmesi konusunda gerekliliği ortaya koymuştur. Özellikle yanma veriminin değerlendirilmesi konusunda yakıt atomizasyonundan gelen belirsizliklerin değerlendirme yapmayı güçleştirdiği görülmektedir. Bu durumun ilerleyen dönemlerde Shadowgraphy sisteminden gelen yakıt atomizasyon verilerinin HAD analizlerine girilmesi ile düzeleceği düşünülmektedir.

7.2. Yapılması Planlanan Çalışmalar

Tasarımı gerçekleştirilen ilk yanma odasında; kavramsal tasarım, ön tasarım, detay tasarım, imalat ve test olmak üzere tüm tasarım çevrimi gerçekleştirilmiştir. Testler sonrasında elde edilen veriler ön tasarım ve HAD analizleri ile kıyaslanmış ve iyileştirme gereken konular belirlenmiştir. Bu kapsamda;



- a. Çalışmaların devam ettirilerek ikinci bir yanma odasında basınç düşümü, yanma verimi ve çıkış sıcaklık profili gibi performans parametrelerinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir.
- b. Yanma odası üzerinde gerçekleştirilen rig testler, uygulanan nümerik yöntemlerin geçerliliğini sorgulama imkanı tanımıştır. Bu sayede elde edilen test verileri bu metodlarında geliştirilmesi için yeni çalışmaların önünü açmıştır.
- c. Gaz türbinlerinin ekserji veriminin en düşük olduğu komponentlerinden biri olan yanma odasında daha detaylı ekserji analizlerinin yapılabilmesi için bir başlangıç yapılmıştır. Rig testlerden elde edilen veriler ve farklı koşullarda test verisi alma imkanı yanma odasının ekserji verimine etki eden faktörlerin daha detaylı irdelenmesine olanak sağlayacaktır.

Çalışma kapsamında ortaya çıkan yayınların listesi aşağıda verilmektedir.

- a. **Topal, A.**, Pişkin, A., Küçük Bir Turbojet Motor Yanma Odasında Emisyon Analizi, II. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, Eskisehir, Türkiye, 16-18 Eylül 2010
- b. Çelik, E., Uslu, S. ve **Topal, A.**, Numerical Simulation of the Reacting Flow through the Combustor of a Small Scale Turboprop Engine, 6. Ankara International Aerospace Conference, Ankara, Türkiye, 14-16 Eylül, 2011
- c. **Topal, A.**, Uslu, S., Çelik, E., ve Battaloğlu, H., Design of an Atmospheric Combustor Test Rig for Small Aero Engine Applications, International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013
- d. Çelik, E., Uslu, S., **Topal, A.**, Battaloğlu, H., Reacting CFD Simulations Through a Small Turbojet Combustor with Pre-filming Air-blast Atomizer, International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013
- e. **Topal, A.**, Uslu, S., Turan, Ö., A Design Tool for the Preliminary Analysis of Gas Turbine Combustors, 7. Ankara International Aerospace

Conference, Ankara, Türkiye, 11-13 Eylül, 2013

- f. **Topal, A.**, Çatorı C., Çağan L., Uslu S., Turan Ö., Pişkin A., One-Dimensional Heat Transfer Analysis and Experimental Investigation of a Gas Turbine Combustor, Int. Symp. on Convective Heat and Mass Transfer, 8 – 13 Haziran, 2014, Türkiye (Tam makale gönderildi)
- g. **Topal, A.**, Turan Ö., Söğüt M.Z., Uslu S., Energy and Exergy Analysis of a Combustor Developed for a 90 lb Turbojet Engine, International Conference on Clean Energy, 2014 (Abstract gönderildi)

KAYNAKLAR

- [1] Lefebvre, A. H., *Gas Turbine Combustion*, Taylor & Francis, New York, 1999
- [2] Badarinath, C., “Development of Aero Gas Turbine Annular Combustor: An Overview”, Combustion group, GTRE, Bangalore-93
- [3] Topal, A., Uslu, S., Celik, E., Battaloğlu H., “Design of an Atmospheric Test Rig for Small Aero Engine Applications”, ISABE, 2013
- [4] Baheta, A. T., Gilani, S. I., “Exergy Based Performance Analysis of a Gas Turbine at Part Load Conditions”, *Journal of Applied Sciences*, 2011
- [5] Pugh, S., *Total Design*, Addison Wesley Publishers, Wokingham, England, 1990.
- [6] Murthy, J. N., *Gas Turbine Combustor Modelling for Design*, Ph.D Thesis, Cranfield Institute of Technology, School of Mechanical Engineering,, Cranfield, 1988
- [7] Charest, R.J., “Design Methodology for a Lean Premixed Prevaporized Can Combustor”, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University, 2005
- [8] Walsh, P. P., Fletcher, P., *Gas Turbine Performance, Gas Turbine Performance (2nd ed.)*, John Wiley and Sons, 2004
- [9] Batarseh, F. Z., *Spray Generated by an Airblast Atomizer: Atomization, Propagation and Aerodynamic Instability*, Vom Fachbereich Maschinenbau an der Technische Universität Darmstadt, M.Sc. Thesis, 2008
- [10] Eldrainy, Y. A., Mohd, M. N., Lazim, T. M., “Cold Flow Investigation of Primary Zone Characteristics in Combustor Utilizing Axial Air Swirler”, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 2010
- [11] Doerr, T., “Aero-Engine Design: From State of the Art Turbofans Towards Innovative Architectures, Von Karman Institute of Fluid Dynamics”, *Introduction to Aero-Engine Gas Turbine Combustion, Lecture Series 2008-3*, 2008
- [12] Rollin, G., *Aero-Engine Design: A State of the Art*, Von Karman Institute of Fluid Dynamics, Combustion Chamber, Lecture Series 2003-6, 2003

- [13] Boyce, M. P., *Gas Turbine Engineering Handbook, 2nd Edition*, Gulf Professional Publishing, 2002
- [14] Gepperth, S., Guildenbecher, D., Koch, R., and Bauer H. J., “Pre-filming Primary Atomization: Experiments and Modelling”, ILASS – Europe 2010, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Brno, Czech Republic, 2010
- [15] Çelik, E., *Ön Film Oluşumlu, Hava Parçalı Atomizere Sahip bir Yanma Odasının Sprey ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2012
- [16] Lewis, K. L., Backström, T. W., “The experimental optimization of an annular dump diffuser”, *N&O Joernaal*, 1991
- [17] Dunn, J. J., *On the Nature of the Flow in a Separated Annular Diffuser*, Master Thesis, B.S.A.E. University of Central Florida, 2007
- [18] Sanborn, J. W., Lenertz, J. E., Johnson, J. D., “Advanced Turbofan Engine Combustion System Design and Test Verification”, *Joint Propulsion*, Vol. 5, No. 4, 1989
- [19] Stuttaford J. P., *Preliminary Gas Turbine Combustor Design Using a Network Approach*, Cranfield University, School of Mechanical Engineering, 1997
- [20] Gouws, J. J., *Combining a One-Dimensional Empirical and Network Solver with Computational Fluid Dynamics to Investigate Possible Modifications to a Commercial Gas Turbine Combustor*, University of Pretoria, Faculty of Mechanical/Aeronautical Engineering, 2007
- [21] Topal, A., Uslu, S., Turan, Ö., “A Design Tool for the Preliminary Analysis of Gas Turbine Combustors”, 7. Ankara International Aerospace Conference, 2013
- [22] SAE Aerospace, Aerospace Recommended Practice, ARP1533, *Procedure for the Analysis and Evaluation of Gaseous Emissions from Aircraft Engines*, Rev. A, 2004

- [23] Singh, S. N., Seshadri V., Singh R. K., Mishra T., “Flow Characteristics of an Annular Gas Turbine Combustor Model for Reacting Flows Using CFD”, *Journal of Scientific & Industrial Research*, Vol. 65, 2006
- [24] Mongia H. C., “Multidimensional Gas Turbine Combustion Modeling: Applications and Limitations”, *AIAA Journal*, Vol. 24, No. 6, 1985
- [25] Crocker, D. S., Nickolaus, D., Smirth, C.E., “CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121/89, 1999
- [26] Çelik., E., Uslu, S., Topal, A., “Numerical Simulation of the Reacting Flow Through the Combustor of a Small Scale Turboprop Engine”, 6. Ankara International Aerospace Conference, AIAC-2011-150, 2011
- [27] Alexander, R., *Development and Testing of Hydrogen Fuelled Combustion Chambers for the Possible Use in an Ultra Micro Gas Turbine*, Université Libre de Bruxelles, PhD Thesis, 2012
- [28] Levy, Y., “Spray Combustion in Small Jet Engines”, Faculty of Aerospace Engineering, Technion, Israel Institute of Technology
- [29] Niedzwiecki R. W., Moyer H. M., *Performance of a Short Modular Turbojet Combustor Segment Using ASTM-A1 Fuel*, NASA Technical Note, NASA TN D-6167, Lewis Research Center, 1991
- [30] Humenik F. M., *Performance of Short Length Turbojet Combustor Insensitive to Radial Distortion of Inlet Airflow*, NASA Technical Note, NASA TN D-5570, Lewis Research Center, 1970
- [31] Norgren, C. T., Mularz, E.J., Riddlebaugh, S.M., *Reverse-Flow Combustor for Small Gas Turbines with Pressure-Atomizing Fuel Injectors*, NASA Technical Paper 1260, Lewis Research Center, 1978
- [32] Bejan, A., Tsatsaronis G., Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley and Sons, 1996
- [33] Aydın, H., Turan, O., Midilli, A., Karakoc, T.H., “Exergetic and Exergoeconomic Analysis of a Turboprop Engine: A Case Study for CT7-9C”, *International Journal of Exergy*, Vol. 11, No. 1, 2012
- [34] Turgut, E.T., Karakoc, T.H., Hepbaslı, A., “Exergetic Analysis of an Aircraft Turbofan Engine”, *International Journal of Energy Research*, 2007

- [35] Turgut, E.T., Karakoc, T.H., “Exergy Analysis of a Turbofan Aircraft Engine”, *International Journal of Exergy*, Vol. 6, No. 2, 2009
- [36] Aydın, H., Turan, O., Midilli, A., Karakoc, T.H., “Component-based Exergetic Measures of an Experimental Turboprop/Turboshaft Engine for Propeller Aircrafts and Helicopters”, *International Journal of Exergy*, Vol. 11, No. 3, 2012
- [37] Turan, O., “Effect of Reference Altitudes for a Turbofan Engine with the Aid of Specific-Exergy Based Method”, *International Journal of Exergy*, Vol. 11, No. 2, 2012
- [38] Mousafarash, A., Ameri, M., “Exergy and Exergo-Economic Based Analysis of a Gas Turbine Power”, *Journal of Power Technologies*, 93 (1) 44–51, 2013
- [39] Dev, N, Attri, J., “Exergetic Analysis of Combustion Chamber of a Combined Heat and Power System, Proceedings of the National Conference on Trends and Advances in Mechanical Engineering”, YMCA University of Science & Technology, Faridabad, Haryana, Oct 19-20, 2012
- [40] Çengel, Y.A., Boles, M.A., *Thermodynamics-An Engineering Approach, 5th Edition*, McGraw-Hill Science, 2001
- [41] Lefebvre, A. H., *Theoretical Aspects of Gas Turbine Combustion Performance*, CoA Note Aero No.163, Cranfield University, Bedford, England, 1966
- [42] Van Niekerk, J.E., Morris, R.M., *T56 Isothermal Tests and CFD Predictions*, PTE/01/003/1, 2001
- [43] Kaddah, K. S., *Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes*, College of Aeronautics MSc Thesis, Cranfield, UK, 1964
- [44] Freeman, B. C., *Discharge Coefficients of Combustion Chamber Dilution Holes*, College of Aeronautics MSc Thesis, Cranfield, UK, 1965
- [45] Goh, Y.S., *Heat Transfer and Flow Characteristics inside a Gas Turbine Combustor*, MSc Thesis, Louisiana State University, 2006
- [46] Gülder, Ö.L., “Flame Temperature Estimation of Conventional and Future Jet Fuels”, National Research Council of Canada, Division of Mechanical Engineering, ASME Vol. 108, 1986

- [47] Odgers J., *Combustion Modelling within Gas Turbine Engines, Some Applications and Limitations*, AGARD CP 275
- [48] Lefebvre, A. H., *Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance*, AFWAL-TR-84-2104, 1985
- [49] Fishenden, M., and Saunders, O. A., *An Introduction to Heat Transfer*, Oxford University Press, New York, 1950
- [50] Kadoya, K., Matsunaga, N., Nagashima, A., “Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Air”, Keio University, Department of Mechanical Engineering, 1985
- [51] Poinot T., Wolf P., Staffelbach G., Gicquel L.Y.M., Muller J.D. *Identification of Azimuthal Modes in Annular Combustion Chambers*, Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, 2011
- [52] Testo 350 Combustion & Emission Analyzer, *Instruction Manual*
- [53] SAE ARP1533 Rev. A, *Procedure for the Analysis and Evaluation of Gaseous Emissions from Aircraft Engines*, 2004-07
- [54] James S. Fear, “Performance of a Small Annular Turbojet Combustor Designed for Low Cost”, National Aeronautics and Space Administration, 1972
- [55] Agrawal M.D., Bharani S., “Performance Evaluation of a Reverse-flow Gas Turbine Combustor using Modified Hydraulic Analogy”, *IE Journal*, 2003
- [56] Dagaut P., Cathonnet M., “The Ignition, Oxidation and Combustion of Kerosene: A review of Experimental and Kinetic Modeling”, *Progress in Energy and Combustion Science* 32(1):48-92, 2006
- [57] Karimi, M.N, Kamboj, S.K., “Exergy Destruction and Chemical Irreversibilities during Combustion in Spark-Ignition Engine Using Oxygenated and Hydrocarbon Fuels”, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Technology, *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering (IJMIE)* ISSN No. 2231 –6477, Vol-2, Iss-3, 2012
- [58] Anheden, M., *Analysis of Gas Turbine Systems for Sustainable Energy Conversion*, PhD Thesis, Department of Chemical Engineering and Technology Energy Processes, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2000