

**ÖN-FİLM OLUŞUMLU, HAVA PARÇALAMALI ATOMİZERE SAHİP BİR  
YANMA ODASININ SPREY VE YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE İNCELENMESİ**

**ENDER ÇELİK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞUSTOS 2012  
ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK  
Anabilim Dalı Başkanı

Ender ÇELİK tarafından hazırlanan “Ön-Film Oluşumlu, Hava Parçalamalı Atomizere Sahip bir Yanma Odasının Sprey ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

---

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU  
Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Üye : Prof. Dr. Yusuf ÖZYÖRÜK  
(Orta Doğu Teknik Üniversitesi)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Üye : Dr. Mehmet Ali AK  
(TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.)

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ender ÇELİK

**Üniversitesi** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Enstitüsü** : Fen Bilimleri  
**Anabilim Dalı** : Makine Mühendisliği  
**Tez Danışmanı** : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU  
**Tez Türü ve Tarihi** : Yüksek Lisans – Ağustos 2012

**ENDER ÇELİK**

**ÖN-FİLM OLUŞUMLU, HAVA PARÇALAMALI ATOMİZERE SAHİP BİR  
YANMA ODASININ SPREY VE YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE İNCELENMESİ**

**ÖZET**

Bu tez çalışmasında, insansız hava araçlarında kullanılacak olan küçük boyutlardaki bir turbojet motorun ön-film oluşumlu hava parçalamalı atomizere sahip yanma odası içerisindeki çift fazlı ve reaksiyonlu akış, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile analiz edilmiştir. Analiz edilen yanma odasının geometrisi, literatürde yer alan tasarım kriterleri çerçevesinde, bir boyutlu metodolojiler ve izotermal HAD simülasyonları ile oluşturulmuştur. Hava parçalamalı atomizerde oluşan spreyin karakteristikleri, atomizer içerisindeki çift fazlı akışın reaksiyonsuz HAD simülasyonları gerçekleştirilerek incelenmiştir. Sprey simülasyonlarında elde edilen damlacık çap ve hız değerleri, reaksiyonlu HAD simülasyonlarına sınır şart olarak girilmiştir. Reaksiyonlu simülasyonlarda, akışın türbülans ve yanma karakteristikleri, Realizable  $k-\epsilon$  ve Hibrit Eddy Break Up modelleriyle ele alınmış; bu modellerin ve HAD analizleri için kullanılan Star-CCM+ yazılımının güvenilirliği, bir türbülanslı yanma problemi olan Sandia Flame D deneyinin simülasyonları gerçekleştirilerek, kanıtlanmıştır. Hava parçalamalı atomizerde oluşan sıvı damlacıkların akışı ise Lagrange yaklaşımıyla hesaplanmıştır. Sprey simülasyonlarında, basınç atomizeri çıkışındaki birincil parçalanma, damlacıkların atomizer duvarına çarpması sonucu sıvı film oluşumu, duvar üzerinde oluşan sıvı filmin gaz fazı ile etkileşimi sonucu parçalanması ve gaz fazının yarattığı aerodinamik etkiler sebebiyle gerçekleşen ikincil damlacık parçalanması gibi olgular modellenmiş; sonuç olarak hava parçalamalı atomizerin ortalama 20  $\mu\text{m}$  çapında ve 15 m/s eksenel hıza sahip damlacıklar oluşturduğu görülmüştür. Reaksiyonlu simülasyonlar ile birlikte, yanma odası içerisindeki sıcaklık ve yakıt denge katsayısı dağılımı hesaplanmış; sonuç olarak, yanma verimi %97.4, RTDF değeri %16, OTDF değeri %28 ve toplam basınç kaybı %4.9 olarak bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Yanma odası, Hava parçalamalı atomizer, Çift fazlı akış, Lagrange yaklaşımı, Film oluşumu, Film parçalanması

**University** : TOBB University of Economics and Technology  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Assist. Prof. Dr. Sıtkı USLU  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. – August 2012

**ENDER ÇELİK**

**COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS OF SPRAY AND  
COMBUSTION CHARACTERISTICS OF A COMBUSTION CHAMBER  
WITH PREFILMING AIR-BLAST ATOMIZER**

**ABSTRACT**

In this study, two-phase reacting flow through a combustion chamber with a prefilming air-blast atomizer is analyzed using Computational Fluid Dynamics (CFD). The combustion chamber analyzed belongs to a small scale turbojet engine that will be used in unmanned aerial vehicles. According to predetermined design criteria, the geometry of the combustion chamber is formed by means of one dimensional design methodologies and isothermal CFD simulations. The characteristics of the spray generated by the airblast injector are investigated with the two phase non-reacting CFD simulations of the flow through the atomizer. Droplet size and velocity distributions obtained from the spray analysis are used as boundary conditions in the reacting simulations. Realizable k- $\epsilon$  turbulence model is used for turbulent flow coupled with the Hybrid Eddy Break Up combustion model for reactions. CFD simulations of Flame D of Sandia Laboratories have been performed in order to validate these models and the code, Star-CCM+. In addition, the flow of the dispersed phase is computed with Lagrangian models. In the spray analysis, primary breakup at the exit of the simplex nozzle, film formation due to impingement of droplets to the atomizer wall, film breakup arising from wave instabilities in the wall film and secondary breakup of fuel droplets are modeled. It has been observed that, the airblast atomizer generates a spray with a 20  $\mu\text{m}$  mean diameter and 15 m/s axial velocity. Moreover, in the reacting simulations, temperature and equivalence ratio distributions inside the combustion chamber have been predicted. As a result, combustion efficiency, RTDF, OTDF and pressure drop values are found as %97.4, %16, %28 and %4.9 respectively.

**Keywords:** Computational fluid dynamics, Combustion chamber, Airblast atomizer, Lagrangian two-phase modeling, Film formation, Film breakup

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli katkıları ve desteğiyle beni yönlendiren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya, proje boyunca beraber çalıőmaktan memnuniyet duyduğum Ahmet TOPAL ve Haydar BATTALOğLU'na, maddi destekleri için Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığına, sundukları teknik imkanlar ve göstermiő oldukları ilgi için TUSAŞ Motor Sanayii A.Ő.'ye ve manevi desteklerinden ötürü aileme ve çalışma arkadaşlarım Fırat ÖZER ve İlkey GÜNEL'e çok teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel Bilgiler	4
1.2. Literatür Özeti	10
1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı	17
2. YANMA ODASI TASARIM METODOLOJİSİ VE KRİTERLERİ	19
2.1. Tasarım Metodolojisi	19
2.2. Tasarım Kriterleri	20
3. KAVRAMSAL TASARIM VE BİR BOYUTLU MODELLEME	23
3.1. Kavramsal Tasarım ve Temel Ölçülendirme	23
3.2. Hava Parçalı Atomizerin Bir Boyutlu Aerodinamik Tasarımı	26
3.3. Yanma Odası İçerisindeki Akış Dağılımının Bir Boyutlu Tasarımı	30
4. YANMA ODASI İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ	33
4.1. Gaz Fazının Matematiksel Modellemesi	33
4.1.1. Temel Denklemler	33
4.1.2. Türbülanslı Akışın Modellenmesi	36
4.1.2.1. Standart k-ε Türbülans Modeli	42

4.1.2.2. Realizable k- $\epsilon$ Türbülans Modeli	43
4.1.2.3. k- $\omega$ Türbülans Modeli	44
4.1.3. Yanmanın Modellenmesi	45
4.1.3.1. Arrhenius Yaklaşımı	46
4.1.3.2. Standart Eddy Break Up Yanma Modeli	46
4.1.3.3. Hibrit Eddy Break Up Yanma Modeli	47
4.1.4. Sonlu Hacimler Yöntemi ve Çözüm Algoritması	50
4.1.4.1. Ayrıklaştırma Yöntemleri	50
4.1.4.2. Çözüm Algoritması	52
4.2. Sıvı Fazının Matematiksel Modellemesi	54
4.2.1. Temel Denklemler	54
4.2.2. LISA Birincil Parçalanma Modeli	57
4.2.3. TAB İkincil Parçalanma Modeli	61
4.2.4. Bai-Gosman Sprey-Duvar Etkileşimi Modeli	63
4.2.5. Foucart Duvar Filmi Modeli	65
4.2.6. Buharlaşmanın Modellenmesi	67
5. TÜRBÜLANSLI YANMA MODELLERİNİN DOĞRULANMASI	69
6. YANMA ODASININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ SİMÜLASYONLARI	74
6.1. Çözüm Ağı Çalışması	75
6.2. Atomizer Bölgesi Geometri Optimizasyonu	79
6.3. Sprey Analizleri	86
6.4. Yanma Analizleri	90
7. TARTIŞMALAR VE YAPILMASI PLANLANAN ÇALIŞMALAR	95
KAYNAKLAR	97
ÖZGEÇMİŞ	102



## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge		Sayfa
Çizelge 2.1	Yanma odası ana tasarım kriterleri	22
Çizelge 3.1	Yanma odası tasarım noktası performans parametreleri	25
Çizelge 3.2	Yanma odası temel ölçülendirme kriterleri	26
Çizelge 3.4	Yanma odası ara tasarım kriterleri	32
Çizelge 4.1	Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler	42
Çizelge 4.2	Realizable k-ε modeline ait deneysel sabitler	44
Çizelge 4.3	k-ω modeline ait deneysel sabitler	45
Çizelge 4.4	Metan ve dodekan kimyasal mekanizmaları için Arrhenius Parametreleri	49
Çizelge 4.5	İkincil parçalanma rejimleri ve önerilen modeller	62
Çizelge 5.1	Flame D pilot alev kompozisyonu	69
Çizelge 6.1	Farklı yanma odası geometrileriyle hesaplanan basınç kaybı, ALR ve atomizer çıkışı döngü sayısı değerleri	85
Çizelge 6.2	Duvar filminden kopan damlacıkların çap ve hız değerleri	89

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 1.1	Hero'nun tasarladığı ilkel jet motoru, Aeolipile [1]	1
Şekil 1.3	(a) Frank Whittle tarafından geliştirilen, tarihteki ilk jet motoru, W1; (b) Hans von Ohain'in geliştirdiği He S.8 motoruna sahip, uçan ilk turbojet motorlu uçak, He 178 [1]	2
Şekil 1.4	Turbojet motoru bileşenleri [1]	2
Şekil 1.5	General Electric CF6-50 motoru yanma odası [4]	3
Şekil 1.7	(a) Aerodinamik difüzör, (b) Boşaltma tipi difüzör [4]	6
Şekil 1.8	Yanma odası bölgeleri [4]	7
Şekil 1.9	Birincil bölgedeki CRV yapıları [4]	8
Şekil 1.10	Baston tipi buharlaştırıcı boru sistemi [4]	8
Şekil 1.11	(a) Yalın-jet hava parçalamalı atomizer [8], (b) Ön-film oluşumlu hava parçalamalı atomizer [10]	10
Şekil 2.1	Yanma odası tasarım metodolojisi akış şeması	19
Şekil 2.2	Yanma odası çıkışında radyal yönde istenen sıcaklık profili [4]	22
Şekil 3.1	Hava parçalamalı atomizer hava kanalları ve parçalanma aşamaları	27
Şekil 3.2	Atomizer kanal yapıları: (a) Yöndeş döngülü hava kanalları, (b) Ters döngülü hava kanalları	27
Şekil 3.3	Hava parçalamalı atomizerin geometrik parametreleri	28
Şekil 4.1	Logaritmik ölçekte enerji yoğunluğu fonksiyonunun dalga sayısına bağlı değişimi	37
Şekil 4.2	RANS ve URANS yaklaşımlarında ortalama değerler ve çalkantı miktarları [55]	39
Şekil 4.3	Komşu hücreler arasındaki yüzey alanı ve yayılım akısı vektörleri	51
Şekil 4.4	Sıvı yakıtın atomizasyon ve buharlaşma aşamaları	55
Şekil 4.5	Basınç atomizerindeki birincil parçalanma [60]	57

Şekil 4.6	Dalga formundaki sıvı tabakadan ligamentlerin ve damlacıkların kopması [60]	59
Şekil 4.7	Sıvı tabakanın hareket modları: (a) sinüs modu, (b) varis modu [68]	60
Şekil 4.8	TAB modeli damlacık deformasyonu [60]	62
Şekil 4.9	Damlacıkların çarpma rejimleri [60]	64
Şekil 4.10	Çarpma rejimlerinin geliş Weber sayısı ve duvar sıcaklığına göre sınıflandırılması [60]	64
Şekil 4.11	Dalga formundaki duvar filminin ortalama, asgari ve azami kalınlıkları	66
Şekil 5.1	(a) Flame D test alevi, (b) Flame D deney düzeneği şeması	69
Şekil 5.2	Flame D simülasyonu için oluşturulan çözüm ağı	70
Şekil 5.3	Farklı türbülans modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri	71
Şekil 5.4	Farklı türbülans modelleri ile elde edilen aksenal hız profilleri	71
Şekil 5.5	Farklı türbülans modelleri ile O <sub>2</sub> konsantrasyonu profilleri	72
Şekil 5.6	Farklı yanma modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri	73
Şekil 5.7	Farklı yanma modelleri ile elde edilen O <sub>2</sub> konsantrasyonu profilleri	73
Şekil 6.1	(a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi	74
Şekil 6.2	Yanma odası bölümleri, giriş ve çıkış yüzeyleri	74
Şekil 6.3	Merkezi kesit üzerindeki ağ yapıları: (a) ~ 500,000 hücre, (b) ~ 2,000,000 hücre, (c) ~ 8,000,000 hücre	75
Şekil 6.4	Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri	76
Şekil 6.5	Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri	76
Şekil 6.6	Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen türbülans zaman ölçeği değerleri	77
Şekil 6.7	Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları: (a) ~ 500,000 hücre, (b) ~ 2,000,000 hücre, (c) ~ 8,000,000 hücre	78
Şekil 6.8	Geometri 0 için hız konturları: (a) Merkezi kesit, (b) Birincil döngü kanalları kesiti, (c) İkincil döngü kanalları kesiti	79

Şekil 6.9	Yanma odasında yapılan geometri değişiklikleri: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4	80
Şekil 6.10	Atomizer kanal girişlerinde yapılan yuvarlatmalar	81
Şekil 6.11	Merkezi kesit üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4	82
Şekil 6.12	Birincil döngü kanalı kesiti üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1,	83
Şekil 6.13	İkincil döngü kanalı kesiti üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4	84
Şekil 6.14	Damlacık çapları	86
Şekil 6.15	Damlacıkların gaz fazı Weber sayıları	87
Şekil 6.16	Damlacıkların geliş Weber sayıları	87
Şekil 6.17	Damlacık orijinleri	88
Şekil 6.18	Atomizer duvarı üzerinde oluşan sıvı filmin kalınlık konturları	88
Şekil 6.19	Ortalama film kalınlığının zamanla değişimi	89
Şekil 6.20	Yanma analizlerinde kullanılan yakıt enjeksiyon noktaları	89
Şekil 6.21	Merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları	90
Şekil 6.22	Enine kesitler üzerindeki sıcaklık konturları	90
Şekil 6.23	Yanma analizinde damlacık dağılımı ve çapları	91
Şekil 6.24	Astar üzerindeki adyabatik duvar sıcaklıkları	92
Şekil 6.25	Merkezi kesit üzerindeki yakıt denge katsayısı konturları	92
Şekil 6.26	Enine kesitler üzerindeki yakıt denge katsayısı konturları	93
Şekil 6.27	Yanma odası eksenini boyunca ortalama sıcaklık ve yakıt denge katsayısı değerleri	93
Şekil 6.28	Yanma odası çıkışındaki sıcaklık konturları	94

## KISALTMALAR

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>ALR</b>	Hava Yakıt Oranı, Air to Liquid Ratio (atomizerdeki)
<b>CRV</b>	Merkezi Resirkülasyon Bölgesi, Central Recirculation Zone
<b>DNS</b>	Doğrudan Sayısal Modelleme, Direct Numerical Simulation
<b>EBU</b>	Eddy Break Up (yanma modeli)
<b>HAD</b>	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
<b>KH-RT</b>	Kelvin Helmholtz - Rayleigh Taylor (ikincil parçalanma modeli)
<b>LES</b>	Büyük Burgaç Simülasyonu, Large Eddy Simulation
<b>LHV</b>	Alt Isıl Değer, Lower Heating Value
<b>LISA</b>	Linearized Instability Sheet Analysis (birincil parçalanma modeli)
<b>NGV</b>	Türbin Giriş Kanatçığı, Nozzle Guide Vane
<b>OTDF</b>	Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü, Overall Temperature Distribution Factor
<b>PDF</b>	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu, Probability Density Function
<b>RANS</b>	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes, Reynolds Averaged Navier Stokes
<b>RSM</b>	Reynolds Gerilme Modeli, Reynolds Stress Model
<b>RTDF</b>	Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü, Radial Temperature Distribution Factor
<b>SMD</b>	Sauter Ortalama Çap, Sauter Mean Diameter
<b>SN</b>	Döngü Sayısı, Swirl Number
<b>TAB</b>	Taylor Analogy Break-up (ikincil parçalanma modeli)
<b>VOF</b>	Volume Of Fluid (çift faz modeli)

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$A$	Alan
$A_p$	Arrhenius önfaktörü
$B$	Spalding transfer sayısı
$C_D$	Debi katsayısı
$C_P$	Özgül ısı
$D$	Kütlesel yayılım katsayısı
$Da$	Damköhler sayısı
$E_A$	Aktivasyon enerjisi
$F$	Kuvvet
$g^*$	Kütlesel iletkenlik katsayısı
$H$	Toplam entalpi
$h$	Özgül entalpi
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
$k_g$	Isıl iletim katsayısı
$L$	Buharlaşma entalpisi
$M$	Molekül ağırlığı
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$Ma$	Mach sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı
$Oh$	Ohnesorge sayısı
$p$	Basınç
$Pr$	Prandtl sayısı
$Q$	Isı
$R$	Gaz sabiti
$S$	Kaynak
$Sc$	Schmidt sayısı
$Sh$	Sherwood sayısı
$T$	Sıcaklık

$t$	Zaman
$u$	Hız
$V$	Hacim
$W$	Vortisite
$We$	Weber sayısı
$x$	Konum
$Y$	Kütlesel oran
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı
$\gamma$	Özgül ısı oranı
$\varepsilon$	Türbülans yayılım hızı
$\theta$	Enjektör koni açısı
$\lambda$	Dalga boyu
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Özkütle
$\varsigma$	Dalga sayısı
$\sigma$	Yüzey gerilimi
$\tau$	Viskoz gerilme
$v$	Mol oranı
$\Phi$	Yakıt denge katsayısı
$\omega$	Özgül türbülans yayılımı
$\omega_r$	Reaksiyon hızı

<b>İndisler</b>	<b>Açıklama</b>
$crit$	Kritik değer
$D$	Sürüklemeye bağlı
$g$	Gaz fazına ait
$l$	Sıvı fazına ait
$P$	Damlacığa ait
$pr$	Basınca bağlı
$ref$	Referans
$t$	Türbülanslı

## 1. GİRİŞ

Jet tahrik sistemlerinin kökeni M.Ö. 100 yılına kadar uzanır. İlk örneklerden biri, Yunan filozof ve matematikçi Hero'nun Aeolipile adını verdiği bir oyuncaktır. Bu oyuncak Şekil 1.1'de görüldüğü gibi içi suyla doldurulmuş, iki yanına zıt yönlerde lüleler yerleştirilmiş bir çelik küredir. Küre, alt kısma yerleştirilen alev vasıtasıyla ısıtıldığında, buhar haline geçen su, lülelerden hızlı bir şekilde çıkarak yarattığı itki kuvveti ile küreyi eksenini etrafında döndürür [1].

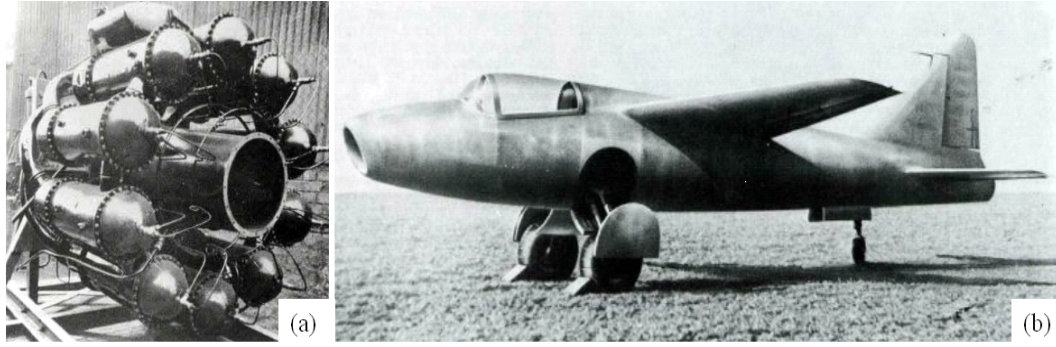


Şekil 1.1. Hero'nun tasarladığı ilkel jet motoru, Aeolipile [1]

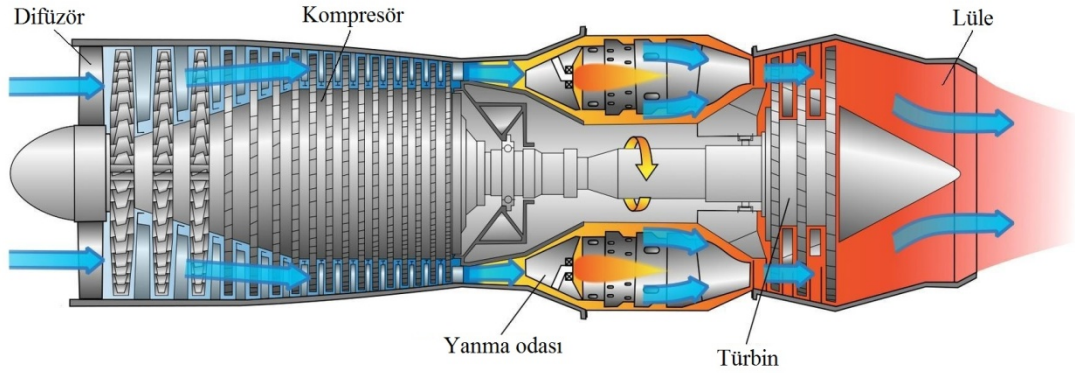
Bundan yaklaşık iki binyıl sonra, bilinen anlamdaki ilk modern jet motoru, W1, Frank Whittle tarafından tasarlanmıştır (Şekil 1.2(a)). 1937 yılında prototipi üretilen W1'in yer testleri, turbojet konseptinin başarısını kanıtlamış ve havacılık uygulamaları için potansiyel vaat ettiğini göstermiştir. Uçan ilk jet motorlu araç ise, 1939 yılında Hans von Ohain tarafından tasarlanan He S.8 motoru ile donatılmış He 178'dir (Şekil 1.2(b)) [1]. Bu dönemde gelişen jet motoru teknolojisi, ikinci dünya savaşının erken dönemlerinde etkin rol oynamış, dolayısıyla mevcut uluslararası siyasi yapıyı şekillendiren önemli faktörlerden biri olmuştur [2].

Bahsi geçen motorlar ve diğer günümüz jet motorları, temel prensipler açısından, Aeolipile ile benzerdir. Bir turbojet uçak motorunun ana bileşenleri, şematik olarak Şekil 1.3'te verilmiştir.





Şekil 1.2. (a) Frank Whittle tarafından geliştirilen, tarihteki ilk jet motoru, W1; (b) Hans von Ohain'in geliştirdiği He S.8 motoruna sahip, uçan ilk turbojet motorlu uçak, He 178 [1]



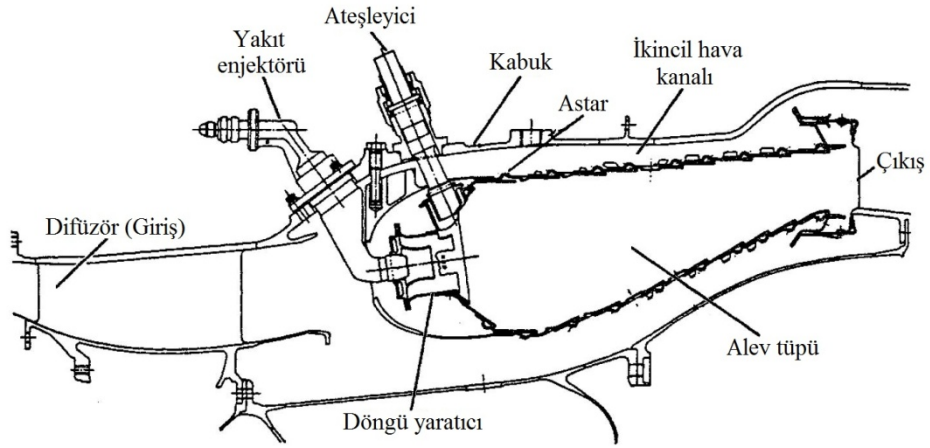
Şekil 1.3. Turbojet motoru bileşenleri [1]

Şekil 1.3'te görüldüğü gibi, turbojet motorları beş ana kısımdan oluşmaktadır. Motor, temel Brayton çevrimi prensiplerine göre çalışır. Difüzör ile içeri alınan hava, kompresörde sıkıştırılarak yanma odasına gönderilir. Burada yakıt ve hava karıştırılarak yakılır. Oluşan sıcak gazlar türbinden geçerken genişler ve kompresör tarafından kullanılacak olan mekanik iş üretilir. Sonrasında ise gazlar lüle kısmında hızlandırılarak dışarı verilir ve böylece Newton'un etki-tepki prensibine uygun olarak, uçağın hareketi için ihtiyaç duyulan itki kuvveti sağlar.

Yanma odası, jet motorunun en kritik komponentlerinden biridir. Motorun sorunsuz çalışması için, yanma odası içerisinde kararlı bir alev, makul seviyelerde metal sıcaklıkları ve basınç kaybı ve yanma odası çıkışında düzgün bir sıcaklık dağılımı gerekmektedir. Son dönemde, gelişen çevre kirliliği farkındalığı ve bu konudaki

uluslararası protokoller ile birlikte, özellikle ticari uçak motorlarında, kimyasal emisyon değerleri de önemli tasarım kriterleri arasında yerini almıştır [3].

General Electric şirketine ait CF6-50 motorunun yanma odası, Şekil 1.4'te, temel yanma odası bileşenleri gösterilerek verilmiştir. Şekil 1.4'te görüldüğü gibi, kompresörden gelen hava, difüzörde yavaşlatılıp düzeltilerek yanma odasına gönderilir. Bu havanın bir kısmı döngü yaratıcısına (swirler) girer ve enjektörden gelen yakıtla karışarak alev tüpüne (flame tube) yollanır. Kalan hava ise, kabuk (casing) ve astar (liner) arasındaki bölgeye, ikincil hava kanallarına geçer. Bu kanallardaki hava, astar üzerinde açılmış delikler vasıtasıyla alev tüpü içerisine alınır. Astar deliklerinden gelen hava, hem yanmanın tamamlanması için gerekli olan ek havayı sağlar hem de yanma sonucu oluşan gazların sıcaklıklarını makul seviyelere indirmeye yarar. Soğutulan gazlar yanma odasından çıkar ve türbine gönderilir [4].



Şekil 1.4. General Electric CF6-50 motoru yanma odası [4]

Whittle'dan günümüze dek, uçak motorları alanında oldukça önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Örneğin, ilk motor olan W1'in ürettiği itki yaklaşık 3.8 kN iken, bugün General Electric GE90-B4 ve Pratt&Whitney PW4084 motorları kalkış esnasında 387 kN itki sağlayabilmektedir [5]. Bu performans artışı, genel basınç oranının artırılması, yüksek dayanımlı malzemelerin geliştirilmesi, motor ağırlığının azaltılması gibi faktörlerin yanı sıra yanma odası alanındaki ilerlemelere de bağlıdır.

Yetmiş senelik gelişim süreci boyunca, pek çok farklı yanma odası konsepti, duvar soğutma yöntemi ve yakıt enjektörü geliştirilmiş; yanma odaları daha yüksek yanma sıcaklıklarında, daha verimli ve kararlı çalışır hale getirilmiş, daha kompakt ve uzun ömürlü hale gelmiştir.

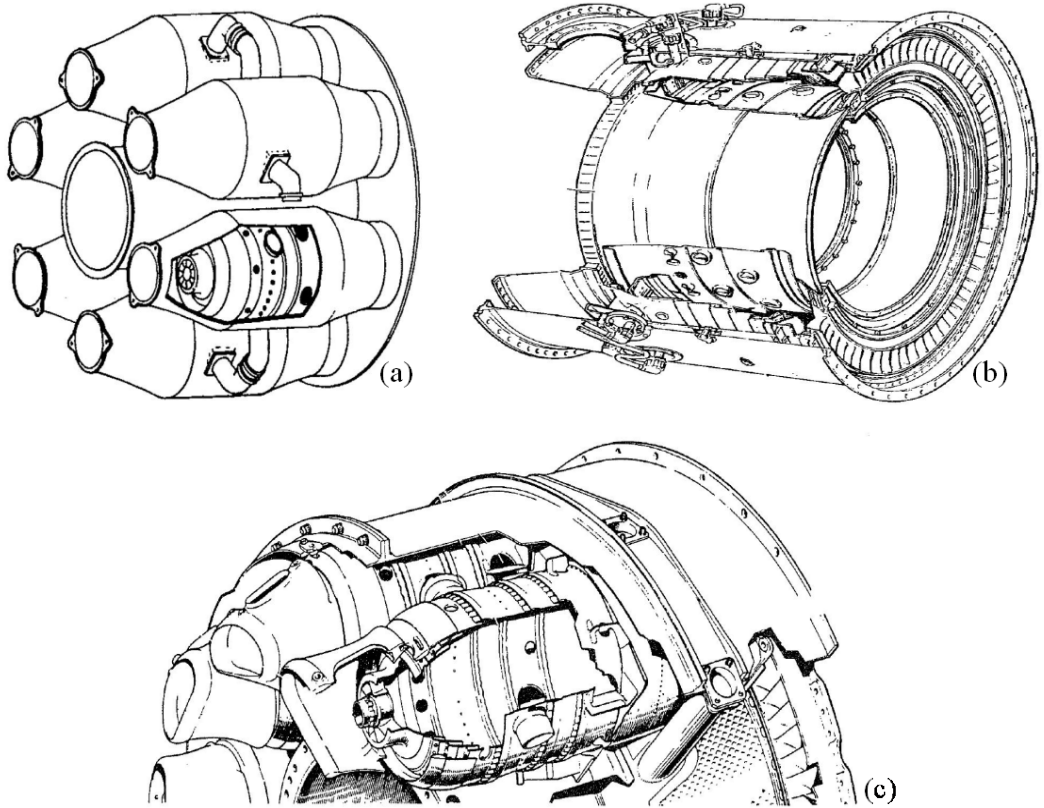
Bahsedilen gelişmelerin gerçekleşebilmesi, büyük ölçüde yanma odası içerisindeki akış ve yanmanın detaylı bir şekilde analiz edilebilmesine bağlıdır. Bu bağlamda; kavramsal tasarım metodolojileri, konvansiyonel rig testleri ve lazerli ölçüm sistemleri gibi araçların yanı sıra 1990'ların başından itibaren, yanma odası tasarımı alanında temel araçlardan biri haline gelen Hesaplama Akışkanlar Dinamiği'nin (HAD) önemi yadsınamaz bir noktadadır. Bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler ile hesaplama bilimleri, türbülans, çok fazlı akış ve yanma disiplinlerindeki ilerlemeler göz önüne alındığında, HAD'ın bu alandaki önemi daha da artacaktır [6].

### **1.1. Genel Bilgiler**

Yanma odası içerisindeki akış, kompresör ve türbinden farklı olarak, düzensiz bir davranış göstermektedir. Bu düzensizlik, yanma odasının geometrik yapısından kaynaklanmaktadır. Günümüze dek, hem uçak motorlarında hem de sanayi tipi gaz türbinlerinde kullanılmak üzere çeşitli geometrilere sahip yanma odaları tasarlanmıştır. Bu geometriler, üç temel kategori altında toplanabilir: boru tipi (tubular) yanma odası, boru-halka tipi (tubo-annular) yanma odası ve halka tipi (annular) yanma odası [3]. Şekil 1.5'te her üç tip yanma odası, şematik olarak gösterilmektedir.

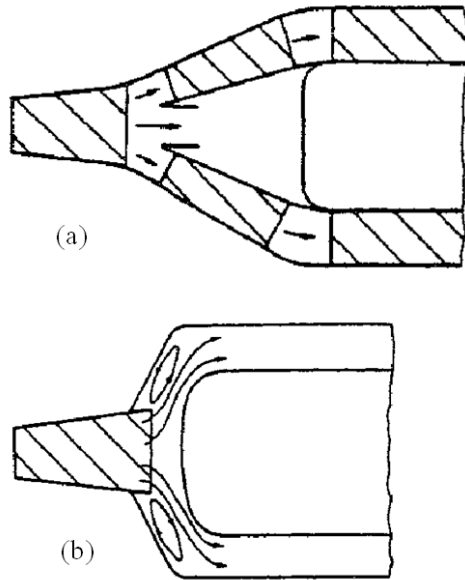
Boru tipi yanma odasında, iç kabuk etrafına belirli aralıklarla yerleştirilmiş, birden fazla silindirik alev tüpü bulunmaktadır. Kompresörden beslenen ve alev tüplerine gönderilecek olan hava, birbirlerinden bağımsız olan ikincil hava kanallarına dağıtılır. Bu tip yanma odasının tipik özelliği, yüzey alanı/hacim oranının yüksek olmasından dolayı uzun ve ağır olmasıdır. Avantajlı tarafı ise, açışal yönde daha düzenli bir akış sağlaması, mekanik anlamda daha dayanıklı olması ve testlerin tek bir tüp üzerinde yapılmasının yeterli olmasından dolayı, ucuz ve hızlı bir şekilde

geliştirilebilmesidir. Erken dönem jet motorlarında (Whittle W2B, Jumo 004, vb.) bu tip yanma odası kullanılsa da, bahsedilen sebeplerden dolayı, günümüzde sadece sanayi tipi gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Boru-halka tipi yanma odasında, yine iç kabuk etrafına belirli aralıklarla yerleştirilmiş silindirik alev tüpleri bulunmaktadır. Boru tipinden farkı, alev tüplerinin ortak bir ikincil hava kanalını paylaşmalarıdır. Amaç, basınç kaybını azaltmak ve yanma odasını daha kompakt hale getirmektir. Halka tipi yanma odasında ise, halka biçimindeki alev tüpü yine halka biçimindeki kabuğun içerisine yerleştirilmiştir. Bu tip yanma odalarının, uçak motorları açısından pek çok yönden ideal olduğu söylenebilir. Aerodinamik yapısı ve yüzey alanı/hacim oranının düşük olmasından dolayı, diğer yanma odalarına göre daha kompakt, dolayısıyla daha hafiftir ve daha az basınç kaybına sebebiyet vermektedir. 1980'den sonra üretilen çoğu uçak motorunda (GE CF6, P&W JT9D, RR RB211, vb.) halka tipi yanma odası kullanılmaktadır [4].



Şekil 1.5. (a) Boru tipi yanma odası, (b) Rolls-Royce RB211 motoru halka tipi yanma odası, (c) Rolls-Royce Avon motoru boru-halka tipi yanma odası [4]

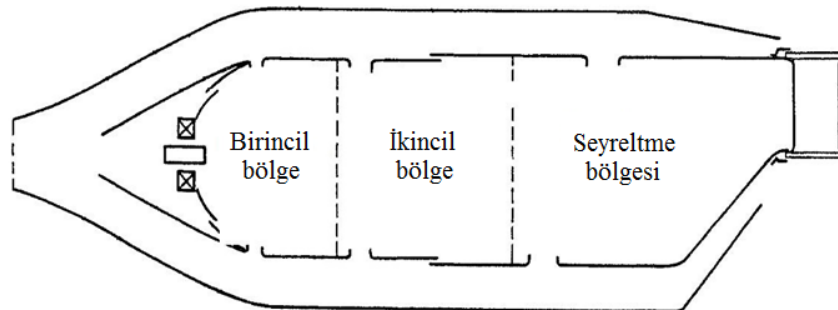
Daha önce de bahsedildiği gibi, yanma odası tasarım hedeflerinden biri de basınç kaybını asgari seviyelerde tutmaktır. Yanma odasındaki basınç kaybı, üç kısımda gerçekleşir: havanın oda içerisine yönlendirilmesi esnasında difüzörde gerçekleşen basınç kaybı, havanın ikincil hava kanallarından alev tüpüne geçerken astar üzerinde gerçekleşen basınç kaybı ve yanma esnasında gazların genişlemesi sonucu gerçekleşen sıcak basınç kaybı. Astar üzerindeki basınç kaybı, yüksek seviyelere çıkmadığı sürece, karıştırma ve yanma işlemine katkıda bulunduğu için istenen, ihtiyaç duyulan bir kayıptır. Sıcak basınç kaybı ise yanma işleminin doğası gereği kaçınılmazdır. Ancak, difüzördeki basınç kaybı, salt havayı yönlendirirken gerçekleştiğinden mümkün olduğunca asgari seviyelerde tutulmalıdır. Şekil 1.6'da iki farklı difüzör tipi, aerodinamik ve boşaltma tipi (dump) difüzörler, gösterilmektedir. Aerodinamik difüzörler, akışla uyumlu yapılarından ötürü daha az basınç kaybına yol açmakta, buna karşın daha fazla yer kaplamaktadır. Kompakt ve hafif bir çözüm gerektiğinde, nispeten yüksek basınç kaybına sebebiyet veren boşaltma tipi difüzörler kullanılır [4].



Şekil 1.6. (a) Aerodinamik difüzör, (b) Boşaltma tipi difüzör [4]

Yanma odası temel olarak üç bölgeden oluşur. Şekil 1.7'de görüleceği gibi, bu bölgeler birincil (primary), ikincil (secondary) ve seyreltme (dilution) bölgeleri

olarak adlandırılmıştır. Birincil bölgenin fonksiyonu alev tutmak, yakıtın mümkün ise hepsini yakmaktır [4]. Bu amaçla, çoğu yanma odasında, Şekil 1.8’de gösterildiği gibi resirkülasyon bölgeleri (Central Recirculation Vortex, CRV) oluşturan döngü yaratıcılar kullanılmaktadır. CRV yapıları sayesinde, döngü yaratıcısından çıkarak astara doğru yönelen yakıt-hava karışımı, basıncı düşen girdap merkezine çekilir. Böylece, hem belirli bir akış yapısı yakalandığından kararlı bir alev elde edilir hem de yanmamış yakıt molekülleri birincil bölgede daha uzun süreler tutularak okside olmaları sağlanır [7]. Birincil bölgedeki gaz sıcaklıklarının 2000 K’den daha yüksek değerlere çıkması durumunda, ayrışma reaksiyonları başlar ve yüksek miktarlarda CO ve H<sub>2</sub> konsantrasyonları gözlemlenir. Bu gazlar direkt olarak seyreltme bölgesine gönderilirse, ani soğumadan dolayı tekrar oksitlenecek aktivasyon enerjisini bulamaz ve yanmadan dışarı atılırlar. Bu sebeple, çoğu yanma odasında, alev tüpü içerisine ikincil bölgede bir miktar daha hava alınır ve yanma bu şekilde tamamlanır. Seyreltme bölgesinde ise sıcak gazlar türbin kanatçıklarının dayanabileceği makul seviyelere indirilir. Bu noktada, yanma odası çıkışındaki sıcaklık profili önem arz etmektedir. İstenen dağılım; açısız yönde homojen, radyal yönde ise orta kısımlara oranla, alt ve üst kısımlarda daha düşük sıcaklıkların olmasıdır. Bu sayede, her türbin giriş kanatçığı (Nozzle Guide Vane, NGV) aynı sıcaklıklara maruz kalacak ve kanatçıkların mekanik anlamda daha kritik olan kök ve uç bölgeleri daha soğuk olacaktır [4].

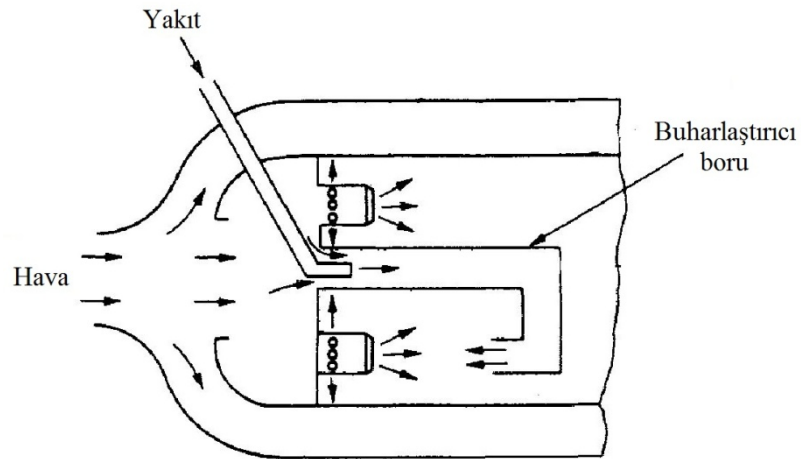


Şekil 1.7. Yanma odası bölgeleri [4]



Şekil 1.8. Birincil bölgedeki CRV yapıları [4]

Daha kolay ve güvenli muhafaza edilebildiğinden, hemen her uçak motorunda sıvı yakıt kullanılmaktadır [3]. Sıvı yakıtın, hava ile etkin bir şekilde karışıp yanabilmesi için hızlıca buhar fazına geçmesi gerekmektedir. Bu amaçla, günümüze dek çeşitli yakıt enjeksiyon sistemleri geliştirilmiştir. Erken dönem yanma odalarında, buharlaşma birincil bölge içerisine yerleştirilen borular sayesinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 1.9'da baston tipi (walking stick) buharlaştırıcı boruya sahip bir yanma odası gösterilmektedir. Bu tip sistemlerde, direkt alev içerisinde kaldığından, buharlaştırıcı borunun soğutulması önemli bir problemdir. Bir diğer dezavantaj ise, döngü yaratıcı kullanılmadığından, CRV yapılarının oluşturulamaması, dolayısıyla alevin kararlı hale getirilmesinin güçleşmesidir [4].



Şekil 1.9. Baston tipi buharlaştırıcı boru sistemi [4]

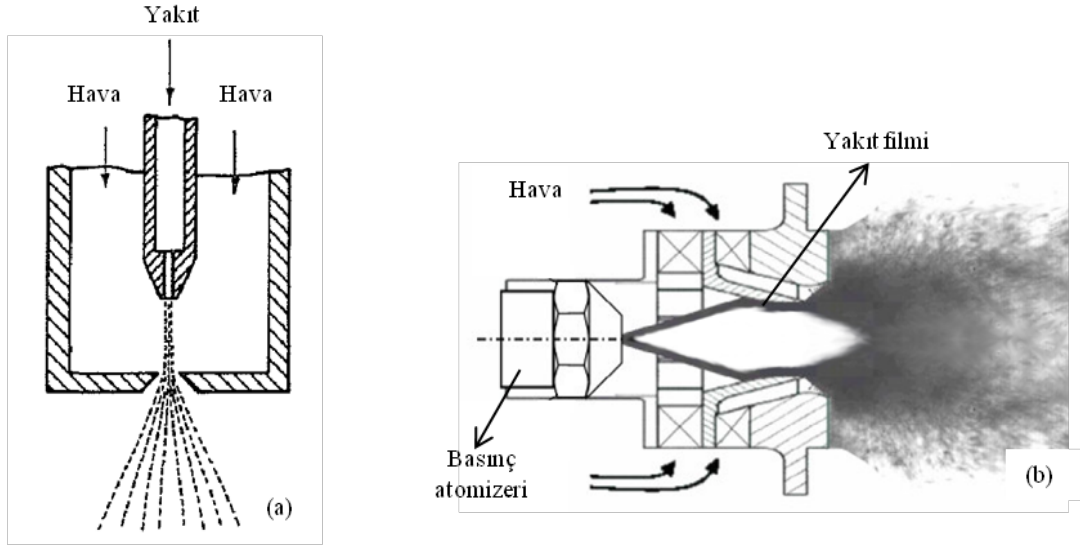
Günümüzde daha çok, yakıtı parçalayarak küçük damlacıklar haline getiren, bu sayede buharlaşma sürecini hızlandıran atomizer sistemleri kullanılmaktadır. Uçak motorlarında kullanılan başlıca atomizer tipleri, basınç atomizerleri, dönel (rotary) atomizerler, hava destekli (air-assist) atomizerler ve hava parçalamalı (air-blast) atomizerler olarak sıralanabilir. İlk iki tip atomizerde parçalanma mekanizması, püskürtülen sıvı jeti ya da sıvı tabakasının (liquid sheet), kapiler ve türbülansa bağlı etkiler altında kopmaya uğramasıdır. Bu etkiler basınç atomizerlerinde, yüksek enjeksiyon basıncı sayesinde meydana gelen yüksek sıvı hızları ile oluşturulurken, dönel atomizerlerde merkezkaç kuvveti ile sağlanır. Günümüz havacılık uygulamalarında, dönel atomizerler artık pek yer almamakta, basınç atomizerleri ise çeşitli modifikasyonlarla iyileştirilerek kullanılmaya devam etmektedir [8]. Diğer iki tip atomizerde ise, parçalanma mekanizması, oluşturulan yüksek hava hızları sayesinde sıvı üzerinde yüksek kayma gerilmelerinin meydana gelmesi, bu sayede sıvı jeti ya da filminin kopmaya uğramasıdır [9]. Hava destekli atomizerlerde, hava hızları oldukça yüksektir ( $>120$  m/s). Bu hız değerlerine erişebilmek için astar üzerindeki basınç farkı tek başına yeterli olmayacağından, genellikle fazladan bir kompresöre ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum hava destekli atomizerlerin kullanım alanını kısıtlamaktadır. Hava parçalamalı atomizerlerde ise, salt astar üzerindeki basınç farkından istifade edildiğinden hava hızları nispeten daha düşüktür. Bu durumu telafi etmek amacıyla, hava debileri, hava parçalamalı atomizerlerde daha yüksek tutulmaktadır [8].

Hava parçalamalı atomizerlerin, basınç atomizerleri ile karşılaştırıldığında pek çok üstün yanı bulunmaktadır. En önemli avantajı, daha düşük yakıt besleme basınçlarında daha küçük yakıt damlacıkları oluşturabilmesidir. Ayrıca, atomizasyon ile birlikte yakıt ve havanın iyi bir şekilde karışmasını sağladığından, is oluşumunu azaltmakta dolayısıyla alev radyasyonunu asgariye indirgemektedir [8].

Yalın-jet (plain-jet) ve ön-film oluşumlu (prefilming) olmak üzere iki tip hava parçalamalı atomizer bulunmaktadır. Yalın-jet atomizerde, Şekil 1.10(a)'da görüldüğü gibi, yakıt basit bir jet halinde püskürtülür ve etrafından yollanan yüksek hızlı hava, yakıtı küçük damlacıklar haline getirir. Ön-film oluşumlu atomizerde ise,



Şekil 1.10(b)'de görüldüğü gibi, enjektör duvarı üzerinde, genellikle bir basınç atomizeri kullanılarak, yakıt filmi oluşturulur. Filmin üzerinden akan yüksek hızdaki hava, filmde damlacıklar kopararak yakıtı atomize eder. Ön-film oluşumlu atomizerlerin, yalın-jet atomizelere göre daha ince spreyle oluşturduğu bilinmektedir [8].



Şekil 1.10. (a) Yalın-jet hava parçalamalı atomizer [8], (b) Ön-film oluşumlu hava parçalamalı atomizer [10]

## 1.2. Literatür Özeti

Yanma odası içerisindeki akış, türbülans, yanma ve çok fazlılık gibi kompleks olgular içermektedir. Bu konularda, günümüze dek sayısız araştırma yapılmıştır. Tüm bu araştırmaların aktarılması imkansız olacağından, bu bölümde, daha çok mevcut tez çalışmasına yön veren araştırmalar ve yayınlar özetlenerek sunulmuştur.

Daha öncede bahsedildiği gibi, yanma odası analizi ve tasarımı alanında kullanılan önemli yöntemlerden biri deneysel çalışmadır. Bugüne dek, yanma odası aerodinamiği, alev kararlılığı, ateşleme, yakıt atomizasyonu, duvar soğutma gibi konularda pek çok deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, günümüzde de tasarım alanında sıkça kullanılan ve HAD modellerinin geliştirilmesine ışık tutan veriler ve korelasyonlar elde edilmiştir [4].

Lefebvre ve Norster [11], yakıtla havanın karıştırılma performansı ve astar üzerindeki basınç kaybı arasındaki ilişkiyi incelemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar sonucunda, minimum basınç kaybıyla en iyi karıştırma performansını elde edebilmek için astar kesit alanının toplam kesit alana oranının belirli bir değere sahip olması gerektiği kanısına varmışlardır. Bu oran için, havanın kütleli debisi ve referans dinamik basınca bağlı olarak bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Kaddah [12], astar deliklerindeki debi katsayılarının (discharge coefficient) tahmini için deneysel çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalar ışığında, makul debi katsayısı değerlerinin elde edilebilmesi için, ikincil hava kanalı Mach sayısının 0.1'den düşük olması gerektiği sonucuna varmıştır. Kaddah ayrıca; dairesel, oval ve dikdörtgen biçimindeki astar delikleri için, ikincil hava kanalındaki dinamik basınç, kütleli debi ve astar üzerindeki basınç farkına bağlı olarak, debi katsayısı korelasyonları geliştirmiştir. Freeman [13] ise, Kaddah'ın geliştirdiği debi katsayısı korelasyonlarını, yuvarlatılmış (plunged) astar delikleri için modifiye etmiştir.

Carotte ve Stevens [14], Norster [15], Sridhara [16] ve Lefebvre [17], astar deliklerinden giren hava jetlerinin yapılarını, yörüngelerini ve penetrasyon miktarlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucu; jet hızı, astarın sıcak tarafındaki gaz hızı ve delik çapına bağlı olarak yörünge ve penetrasyon korelasyonları geliştirilmiştir.

Beer ve Chigier [18], döngü yaratıcıların aerodinamiği konusunda deneysel çalışmalar yapmışlar ve döngü yaratıcı çıkışındaki helezonik akışı karakterize etmek için boyutsuzlaştırılmış döngü sayısı (Swirl Number, SN) büyüklüğünü önermişlerdir. Döngü sayısı, açıl momentumun, aksel momentumla döngü yaratıcı yarıçapının çarpımına oranı olarak tanımlanmıştır. Beer ve Chigier, çalışmalarında, CRV yapılarının oluşabilmesi için enjektör çıkışındaki döngü sayısının 0.4'ün üzerinde olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Mathur ve Maccallum [19], döngü yaratıcılar üzerine yaptığı deneysel çalışmalarda, kuvvetli döngülerin ( $SN > 2$ ), CRV merkezinde yüksek vakum oluşturduğu; buna bağlı olarak, bu bölgeye istenmeyen seviyelerde ters hava akışı yarattığı sonucuna varmışlardır.

Cameron vd. [20], lazer anemometresi kullanarak yaptıkları çalışmada, döngü yaratıcı çıkışındaki CRV yapılarını, izotermal ve reaksiyonlu durumlar için incelemişlerdir. Bu çalışma sonucunda, belirli bir döngü yaratıcı konfigürasyonu için, izotermal akışta oluşan CRV yapılarının, yanma gerçekleştiğinde yayılarak bozulmaya başladığını gözlemlemişlerdir.

Moss [21], yaptığı deneysel çalışmada, model bir yanma odası kullanarak, izotermal ve reaksiyonlu akışların türbülans seviyelerini ölçmüş ve bu değerleri kullanarak integral uzunluk ölçeklerini (integral length scale) hesaplamıştır. Moss, bu çalışma sonucunda, ölçeklerin yanma olan ve olmayan durumlarda benzerlik gösterdiğini gözlemlemiştir.

Ballal ve Lefebvre [22], alev kararlılığı üzerine deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Bu çalışmalar sonucunda; gaz hızlarının azalması, beslenen hava sıcaklığının artması, oda basıncının artması, türbülans şiddetinin azalması, yakıt denge katsayısının (equivalence ratio) 1'e yaklaşması ve atomizasyon kalitesinin artması ile birlikte kararlılık limitlerinin genişlediğini gözlemlemiştir.

Sprey kalitesini nicilemek amacıyla, literatürde ortaya konulan çeşitli ortalama çap tanımları bulunmaktadır. Bu tanımlardan, yanma disiplini en çok kullanılan Sauter [23] tarafından öne sürülen Sauter ortalama çaptır (Sauter Mean Diameter, SMD). SMD, spreyi oluşturan damlacıkların toplam hacminin toplam yüzey alanına oranıdır.

Bugüne dek, ön-film oluşumlu hava parçalama atomizerlerin farklı koşullar altında yarattıkları spreylerin karakteristiklerini incelemek ve SMD'lerini bulmak amacıyla çeşitli deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Lefebvre ve Miller [24], su ve kerosin ile farklı atomizer konfigürasyonları altında yaptıkları deneylerin sonucunda, film kalınlığının önemini gözlemlemişler; film kalınlığındaki herhangi bir artışın, direkt olarak damlacık çaplarının büyümesine yol açtığına vurgu yapmışlardır.

Rizkalla ve Lefebvre [25], ışık saçınımı (light scattering) tekniğini kullanarak yaptıkları detaylı deneysel çalışmada; yakıt viskozitesinin ve yüzey geriliminin azalması, hava-yakıt oranının artması, oda basıncının azalması ve hava hızlarının artması ile birlikte daha ince spreylere elde edilebileceğini gözlemlemişlerdir. Rizkalla ve Lefebvre, ayrıca bu parametrelere bağlı olarak, sprey SMD'sini ifade eden bir korelasyon geliştirmişlerdir. El-Shanawany ve Lefebvre [26] ile Fraser vd. [27], Rizkalla ve Lefebvre'nin yaptığı çalışmaları gözden geçirerek, mevcut SMD korelasyonunu iyileştirmişlerdir.

Literatürde, HAD ile yanma odası analizi konusunda pek çok çalışma yer almaktadır. Bu çalışmaların özeti, HAD analizlerinin doğruluğunun hesaplama kaynaklarına bağımlılığı ve bilgisayar teknolojisinin son yirmi yıldaki gelişimi göz önünde bulundurularak, kronolojik bir biçimde sunulmuştur.

Yanma odasının ilk reaksiyonlu sayısal modellemelerinden biri, Lawson [28] tarafından 1993 yılında yapılmıştır. Hesaplama kaynaklarının verimli kullanımı için, döngü yaratıcı ve astar delikleri arasındaki hava paylaşımı bir boyutlu modelleme ile döngü yaratıcı çıkışındaki hız profili iki boyutlu HAD analizleri ile hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler, üç boyutlu HAD modeline sınır şart olarak girilmiştir. GE'ye ait bir turbofanın yanma odasının analiz edildiği çalışmada, çıkıştaki sıcaklık profilinin doğru tahmini ve iyileştirilmesi hedeflenmiştir. HAD analizinden elde edilen sonuçlarla rig testinden alınan değerlerin uyumlu olduğu belirtilmiştir. Lawson ayrıca, HAD analizleri sayesinde daha az sayıda test yapıldığını, böylece yanma odası Ar-Ge masraflarının 50,000\$ azaltıldığını ve ürün geliştirme süresinin 1 ay kısaldığını vurgulamıştır.

Little ve Manners [29], Srinivasan vd. [30] ve Karki vd. [31], Lawson'dan farklı olarak döngü yaratıcı ve astar deliklerindeki hız profillerinin tahmini için, difüzör ve ikincil hava kanallarının üç boyutlu HAD simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Sonuçlar, bir ve iki boyutlu modellere göre gelişim göstermiştir. Ancak Mongia [32], 1994 yılında yayınladığı çalışmasında, bu yaklaşımların astar üzerindeki basınç kaybını doğru hesaplayamadığını ileri sürerek, tüm geometrinin simüle edilmesi gerektiğini iddia etmiştir.

Lai [33], 1997 yılında yaptığı çalışmada üç boyutlu HAD modeline, döngü yaratıcı kanallarını da eklemiştir. HAD analizinde, Standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli ve Standart Eddy Break Up (Standart EBU) yanma modeli kullanılmış; yanma odasına direkt olarak enjekte edilen yakıt damlacıklarının akışı Lagrange yaklaşımıyla modellenmiştir. Çalışma sonucunda, analiz ve deneylerden elde edilen çıkış sıcaklık değerlerinin orta derecede uyum gösterdiği belirtilmiştir.

Crocker vd. [34], 1998 yılında yaptığı çalışmada, kompresör çıkışından türbin girişine kadar tüm yanma odasının HAD simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Çalışmada, astar duvarı da modele katı bölge olarak dahil edilip; duvara, konveksiyon ve radyasyon ile aktarılan ısı miktarı hesaplanmıştır. Simülasyonlarda, Standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli ve  $\beta$ -PDF Equilibrium yanma modeli kullanılmış, yakıt damlacıklarının akışı Lagrange yaklaşımıyla modellenmiştir. HAD simülasyonları, CFD-ACE kodu kullanılarak, 370,000 hücre içeren yapısal bir çözüm ağında gerçekleştirilmiştir. Deneylerden ve HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklığı değerleri karşılaştırılmış ve oldukça uyumlu olduğu belirtilmiştir. Crocker vd. ayrıca, kullanılan modellerin, türbülansa bağlı ısıl ve kütle yayılım katsayılarını doğru hesaplayamadığına dikkat çekerek, simülasyon girdilerinde, türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarını 0.9'dan 0.25'e çektiklerini belirtmişlerdir.

Smiljanovski ve Brehm [35], 1999 yılında yaptıkları sayısal çalışmada, BMW BR700 motorunun yanma odası içerisindeki akışı simüle etmişlerdir. Çalışmada, çıkıştaki sıcaklık dağılımı ve nitrik oksit (NO<sub>x</sub>) konsantrasyonları tahmin edilmeye çalışılmıştır. Crocker vd.'nin çalışmasındaki ile aynı modellerin kullanıldığı

simülasyonlar, CFD-ACE kodu ile 400,000 hücrelik yapısal bir çözüm ağı üzerinde gerçekleştirilmiştir. HAD analizinden elde edilen sıcaklık ve NO<sub>x</sub> değerlerinin deneylerden elde edilen verilerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Smiljanovski ve Brehm, türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarını 0.7 olarak aldıklarını belirterek, bu parametreleri daha yüksek seçtiklerinde sonuçların ölçülen değerlerden sapmaya başladıklarının altını çizmişlerdir.

Malecki vd. [36], 2001 yılında yaptığı çalışmada, Pratt&Whitney'ye ait PW6000 motorunun yanma odası içerisindeki akışı simüle etmişlerdir. Standart k- $\epsilon$  türbülans modelinin kullanıldığı çalışmada, çıkıştaki sıcaklık dağılımı tahmin edilmeye çalışılmıştır. Rig testlerinden elde edilen veriler, HAD sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve azami sapmanın sadece 22 K olduğu bilgisi verilmiştir. Ayrıca Malecki vd., simülasyonlarda türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarını 0.6 olarak aldığını belirtmiştir.

Snyder vd. [37], 2001 yılında yaptığı çalışmada, Malecki vd. ile aynı sayısal metodolojiyi kullanarak, PW6000'in yanma odasını, astar deliklerinin konfigürasyonunu değiştirerek optimize etmiştir. Bu çalışma sonucunda elde edilen yanma odası geometrisi, mevcut PW6000 motorunda hala kullanılmakta olup, HAD'ın yanma odası tasarımı alanındaki etkinliğine önemli bir örnek teşkil etmektedir.

di Mare vd [38], 2004 yılında yaptıkları çalışmada, jenerik bir yanma odası içerisindeki akışı, Büyük Burgaç Simülasyonu (Large Eddy Simulation, LES) metodunu kullanarak modellemişlerdir. Simülasyonlarda, Smagorinsky-Lilly türbülans modeli ve  $\beta$ -PDF Flamelet yanma modeli kullanılmıştır. HAD analizlerinden elde edilen sıcaklık ve karışım oranı (mixture fraction) değerleri deneylerden elde edilen verilerle oldukça uyum göstermektedir. Hesaplamalar, yaklaşık 1,000,000 hücreden oluşan yapısal çözüm ağı üzerinde gerçekleştirilmiş ve akışın 10 ms'lik bir kısmı simüle edilmiştir. 64 işlemcili bir öbek bilgisayarla yapılan simülasyonlar, toplam 413 saat sürmüştür.

Boudier vd. [39], 2008 yılında yaptıkları çalışmada, reaksiyonlu LES analizlerinin çözüm ağı sıklığına bağımlılığını incelemişlerdir. Bir helikopter motorunun yanma odasının modellendiği çalışmada, 1,242,086, 10,620,245 ve 43,940,682 hücre içeren üç farklı tetrahedral ağ yapısı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, sıcaklık ve karışım oranı değerlerinin zamana göre ortalamasının çözüm ağı sıklığından bağımsız olduğu gözlemlenmiş, bu değerlerin çalkantı (fluctuation) miktarlarının ise hücre sayısının artmasıyla oldukça arttığı belirtilmiştir. Akışın 10 ms'lik bir kısmı, en büyük çözüm ağında, 4096 işlemcili bir öbek bilgisayarla, yaklaşık 8 saatte simüle edilmiştir. Buna bağlı olarak Boudier vd. [39], LES yönteminin, mevcut bilgisayar teknolojisi göz önünde bulundurulduğunda, pratik uygulamalara yönelik olmadığı yorumunda bulunmuşlardır.

Nanduri vd. [40], farklı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) tabanlı türbülans modellerinin, yanma simülasyonlarındaki performanslarını incelemişlerdir. Çalışmada, Standart EBU yanma modeli ile birlikte Standart k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$ , Realizable k- $\epsilon$  ve k- $\omega$  türbülans modelleri kullanılmıştır. Yüksek döngülü ve reaksiyonlu bir akışın simüle edildiği çalışma neticesinde, türbülanslı lokal izotropik olarak kabul etmelerine rağmen, Realizable k- $\epsilon$  ve RNG k- $\epsilon$  modellerinin, anizotropik türbülanslı akışları daha doğru tahmin ettiği ve deneysel değerlere daha yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Brink vd. [41], EBU modelinin uygulanabilirliği ve kısıtlamalarını incelediği çalışmalarında, Standart EBU modelinin sıcaklık ve molekül (species) konsantrasyonlarını tahmin etmede zayıf kaldığını gözlemlemiş, ancak yavaş kimya (finite rate chemistry) etkilerinin de hesaba katıldığı Hibrit EBU modelinin, doğru bir indirgenmiş kimyasal mekanizma (reduced chemistry scheme) ile kullanıldığı takdirde oldukça iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Arienti vd. [42], damlacıkların duvara çarpması sonucu sıvı film oluşumu, oluşan filmin akışı ve film kopmalarını sayısal olarak incelemişlerdir. Damlacıkların akışı Lagrange yaklaşımıyla hesaplanmış, sıvı filmin akışı Volume of Fluid (VOF) metodu ile modellenmiş, film oluşumu ve film kopmaları ise Arienti vd. tarafından

geliştirilen yarı-deneysel modellerle tahmin edilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen değerlerin deneysel verilerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir; ancak sonuçların, modellerde kullanılan deneysel sabitlere oldukça duyarlı olduğu belirtilmiştir.

Foucart vd. [43], benzer bir çalışma yapmışlar, ancak Arienti vd.'den [42] farklı olarak sıvı filmin akışını, duvar üzerinde oluşturdukları kabuk (shell) çözüm ağı üzerinde iki boyutlu olarak hesaplamışlardır. Bu modelde, film akışının laminar ve filmin hız profilinin parabolik olduğu varsayımları yapılmıştır. Çalışma sonucunda, film kalınlığı, film hızı ve filmden kopan damlacıkların SMD değerlerinin deneysel verilerle oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

### **1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı**

Bu tez çalışmasının amacı, insansız hava araçlarında kullanılacak olan küçük boyutlardaki bir turbojet motorun, boşaltma tipi difüzöre ve hava parçalama atomizere sahip, halka tipi yanma odasının, bir boyutlu metodolojiler ve HAD ile analiz edilerek tasarlanmasıdır. Çalışmalar, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen ve TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. ile ortak yürütülen, 00564.STZ.2010-1 kodlu, *Küçük Bir Turbojet Motor için Hava Parçalama Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme* adlı SANTEZ projesi kapsamında yapılmıştır.

Tasarım çalışması çerçevesinde, yanma odasının kaba geometrisi bir boyutlu yöntemlerle oluşturulmuş, detaylı geometri optimizasyonu ise HAD yöntemi ile yapılmıştır. HAD analizleri, CD-Adapco Star-CCM+ paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada öncelikle; difüzör, ikincil hava kanalları ve döngü yaratıcı içerisindeki akış, izotermal HAD simülasyonlarıyla detaylı bir şekilde analiz edilerek geometri iyileştirilmesi yapılmıştır. Tasarlanan yanma odasında, ön-film oluşumlu hava parçalama bir atomizer kullanılmış (Şekil 1.10(b)); damlacık parçalanmaları, damlacıkların duvara çarpması sonucu film oluşumu, film kopmaları gibi olgular Lagrange yaklaşımı ile detaylı bir şekilde incelenmiştir. Sonrasında, farklı türbülans (Standart  $k-\epsilon$ , Realizable  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ ) ve yanma modelleri (Arrhenius,



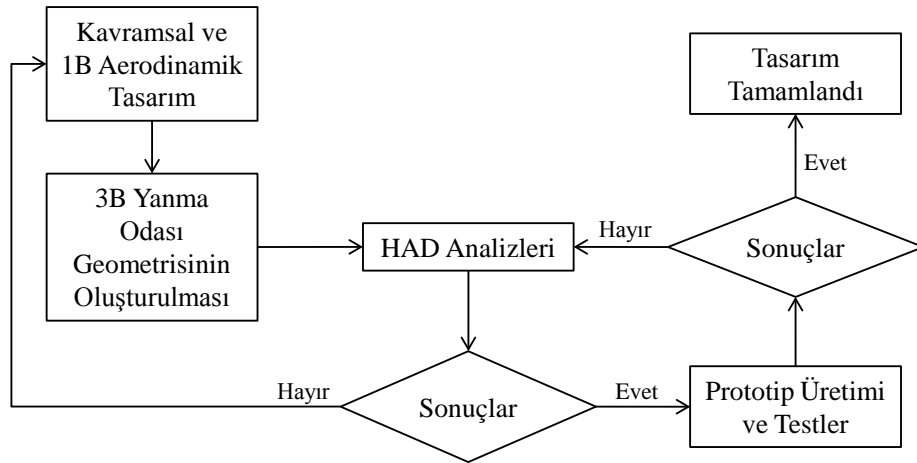
Standart EBU, Hibrit EBU), Sandia Laboratuvarları tarafından gerçekleştirilen Flame D ön-karışimsız (non-premixed) alev deneyinin [44] simülasyonları yapılarak test edilmiş; bu inceleme sonuçlarına bağlı olarak uygun olan türbülans ve yanma modelleri seçilmiştir. Seçilen türbülans ve yanma modelleri ile spreyn analizinden elde edilen sonuçlar, mevcut yanma odasına uygulanarak çıkıştaki sıcaklık dağılımı ve adyabatik duvar sıcaklıkları tahmin edilmiştir.

İkinci bölümde, tasarım sürecinde izlenen yol ve ana tasarım kriterleri detaylı bir şekilde verilmiştir. Üçüncü bölümde, bir boyutlu tasarım metodolojisi anlatılmıştır. Dördüncü bölümde, HAD analizlerinde kullanılan denklemler, modeller ve ayrıklaştırma (discretization) yöntemleri açıklanmıştır. Beşinci bölümde, türbülans ve yanma modellerinin doğrulanması; altıncı bölümde ise yanma odası HAD analizlerinin sonuçları sunulmuştur. Yedinci bölümde, tez çalışmasına yönelik tartışmalar ve ileride yapılması planlanan çalışmalar aktarılmıştır.

## 2. YANMA ODASI TASARIM METODOLOJİSİ VE KRİTERLERİ

### 2.1. Tasarım Metodolojisi

Tasarıma, Şekil 2.1’de görüldüğü gibi, kavramsal ve bir boyutlu (1B) metodolojilerle başlanmıştır. Bu aşamada, üçüncü bölümde detaylı bir biçimde anlatılacak olan yöntemler doğrultusunda, temel yanma odası ölçümlendirmeleri, hava parçalı atomizerin 1B aerodinamik analizi ve oda içerisindeki akış dağılımı (flow split) hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, 1B hesaplardan elde edilen değerler vasıtasıyla, HAD analizinde kullanılmak üzere yanma odasının üç boyutlu (3B) geometrisi oluşturulmuştur. 1B analizde, hesaplamaları fazla kompleks hale getireceğinden; sprey karakteristikleri, yanma verimi, birincil ve ikincil bölgelerdeki gaz sıcaklıkları ve duvar sıcaklıklarının tahminine yer verilmemiş bu hesaplamalar HAD analizi aşamasında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.1. Yanma odası tasarım metodolojisi akış şeması

HAD aşamasında, öncelikle izotermal analizler gerçekleştirilmiş ve ortaya çıkan aerodinamik problemler giderilmek üzere, özellikle atomizer girişi etrafındaki akışı düzeltmek adına, geometri iyileştirmeleri yapılmıştır. Sonrasında, hava parçalı atomizer içerisindeki çift fazlı akışın reaksiyonsuz (non-reacting) simülasyonları gerçekleştirilerek oluşan spreyin karakteristikleri incelenmiştir. Bu simülasyonlar kapsamında, sıvı yakıt filminden kopan damlacıkların pozisyonları, çap dağılımları

ve üç yöndeki hız değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen bu değerler, reaksiyonlu HAD analizlerine sınır şart olarak girilmiştir. Sıvı film oluşumu ve yanma, analizi fazla kompleks hale getirip yakınsama problemleri yarattığından, aynı simülasyon içerisinde modellenmemiştir. Yanma odası geometrisi, reaksiyonlu HAD analizleri vasıtasıyla, bir sonraki alt bölümde verilen ana tasarım kriterleri doğrultusunda simüle edilerek prototip üretimi aşamasına getirilmiştir.

Bu tez çalışmasında, uzun ve kompleks analizler gerektirmesi sebebiyle, ateşleme ve yanma kararlılığı, HAD simülasyonları kapsamında incelenmemiştir. Bu olgular, rig testi aşamasında yapılacak çalışmalar kapsamında değerlendirilecektir.

## **2.2. Tasarım Kriterleri**

Gaz türbinlerinde, yanma odasındaki basınç düşümü %2 ile %8 arasında değişmektedir. Hava araçlarındaki yanma odaları, ağırlık ve hacim kaygıları dolayısıyla daha küçük ve dar yapılı olduğundan, bu aralığın alt limiti %4'e kadar çıkmaktadır [3]. Mevcut yanma odasındaki basınç düşümü hedefi, yanma odasının boyutları ve boşaltma tipi bir difüzör kullanılacağı göz önünde bulundurularak, %5 olarak belirlenmiştir.

Yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı, NGV kanatçıklarının mekanik dayanımları açısından oldukça önemlidir. Bir NGV kanatçığı üzerinde en çok mekanik gerilmeye maruz kalan kısım, kanatçığın gövdeye bağlandığı kök ve uç kısımlarıdır. Bununla birlikte, kanatçık içerisindeki kanallarda dolaşan soğutma havası, kanatçığın bu kısımlarında etkinliğini kaybetmektedir [45]. Bu sebeplerden ötürü, kanatçığın kök ve uç kısımlarına daha düşük sıcaklıktaki gazların etki etmesi istenir. Şekil 2.2'de yanma odası çıkışında istenen, radyal yöndeki ideal sıcaklık dağılımı verilmiştir.

Ayrıca, çıkıştaki sıcaklık dağılımında açisal yöndeki herhangi bir düzensizlik, bazı NGV kanatçıklarının diğerlerine göre daha yüksek sıcaklıklara maruz kalmasına

sebebiyet verecektir. Böyle bir durumun oluşmaması için, açısız yöndeki dağılımın mümkün olduğunca homojen olması istenir [4].

Radyal ve genel yöndeki sıcaklık dağılımlarını nicelemek amacıyla, literatürde kullanılan bir takım boyutsuzlaştırılmış parametreler bulunmaktadır. Bu parametreler sırasıyla Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (Radial Temperature Distribution Factor, RTDF) ve Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (Overall Temperature Distribution Factor, OTDF) olarak adlandırılmıştır. RTDF ve OTDF parametreleri şu şekilde formülize edilmiştir;

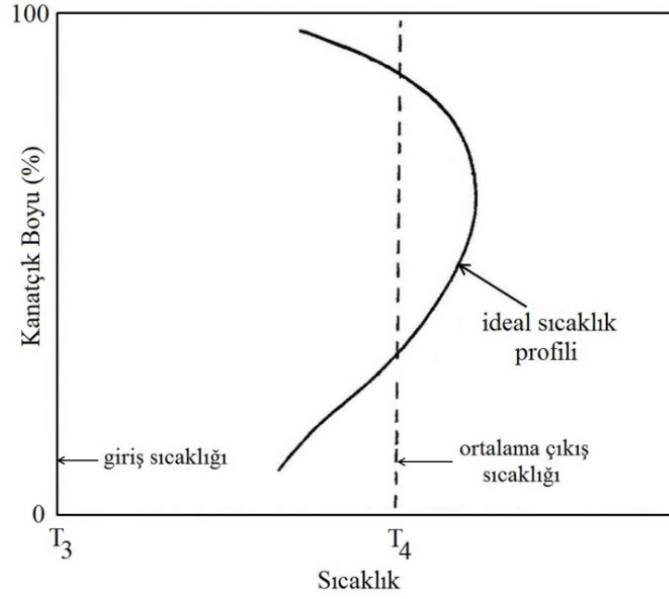
$$RTDF = \frac{T_{mr,4} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (2.1)$$

$$OTDF = \frac{T_{max,4} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (2.2)$$

Burada,  $T_{mr,4}$  yanma odası çıkışında her yarıçaptaki ortalama sıcaklıkların en büyüğünü,  $T_{max,4}$  azami çıkış sıcaklığını,  $T_3$  yanma odası giriş sıcaklığını ve  $T_4$  yanma odası çıkışındaki ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. Hedeflenen RTDF ve OTDF değerleri, sırasıyla %12 ve %30 olarak alınmıştır [46].

Astar duvarları, iç taraftan sıcak yanma ürünlerine, dış taraftan soğuk havaya maruz kalmaktadır. Bu durum, yüksek ısıl gerilmelere sebebiyet vermekte ve astarın burulmasına (buckling) yol açabilmektedir. Bu sebeple, astar duvarlarının mümkün olduğunca soğuk tutulması ve yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemeden imal edilmesi gerekmektedir [3]. Mevcut yanma odasında, astar malzemesi olarak nikel-krom bazlı Inconel 625 alaşımı kullanılmış ve alaşımın mekanik özellikleri göz önünde bulundurularak, azami duvar sıcaklığının 1200 K değerini geçmemesi hedeflenmiştir.

Küçük boyutlardaki yanma odalarının dezavantajlarından biri, kalış süresinin (residence time) az olmasından dolayı yanma veriminin düşmesidir. Mevcut yanma odasının boyutları ve yakıt enjeksiyon yöntemi göz önünde bulundurularak, %95'lik bir yanma verimi hedeflenmiştir.



Şekil 2.2. Yanma odası çıkışında radyal yönde istenen sıcaklık profili [4]

Bu bölümde ortaya konulan yanma odası ana tasarım kriterleri Çizelge 2.1’de sıralanmıştır.

Çizelge 2.1. Yanma odası ana tasarım kriterleri

Kriter	Hedeflenen değer	
Yanma odası basınç düşümü	%5 veya daha düşük	
Çıkış sıcaklık dağılımı	RTDF	%12
	OTDF	%30
Astar duvarı sıcaklığı	1200 K veya daha düşük	
Yanma verimi	%95 veya daha yüksek	

### 3. KAVRAMSAL TASARIM VE BİR BOYUTLU MODELLEME

Bu bölümde, yanma odasının kavramsal ve bir boyutlu metodolojilerle üç boyutlu kaba geometrisinin çıkarılması sırasında izlenen yol; kullanılan denklemler, korelasyonlar ve varsayımlar detaylı bir şekilde açıklanarak sunulmuştur.

#### 3.1. Kavramsal Tasarım ve Temel Ölçülendirme

Bu aşamada, aşağıda sıralanan faktörler göz önünde bulundurularak, alev tüpü hacmi, astar uzunluğu, astar kesit alanı vb. yanma odası temel ölçüleri çıkarılmıştır;

- Referans hız
- Astar kesit alanının toplam kesit alana oranı
- İç ve dış ikincil hava kanallarındaki Mach sayıları
- Yanma odası bölgelerinin boy/en oranları
- Kalış süresi
- Yükleme faktörü (loading factor)
- Yanma şiddeti (combustion intensity)

Referans hız, alev tüpünün olmadığı durumda, yanma odasının azami kesit alanındaki ortalama hız değeridir [4];

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 A_{ref}} \quad (3.1)$$

Burada,  $\dot{m}_3$  yanma odası içerisindeki havanın kütleli debisini,  $\rho_3$  girişteki havanın özkütlesini,  $A_{ref}$  ise azami kesit alanını, bir başka isimlendirmeye referans alanı ifade etmektedir. Referans hız değerinin; yanma kararlılığı, kalış süresi ve yanma verimi gibi faktörler göz önünde bulundurulduğunda 5 m/s ile 30 m/s arasında olması beklenir [47].

İkincil kanallardaki havanın, astar içerisine düzgün bir biçimde ve yeterli miktarda penetre edebilmesi için; astar kesit alanının, referans alana oranı belirli bir değere sahip olmalıdır [11]. Bu değer, 0.65 ile 0.85 arasında olması istenir [47].

Astar deliklerindeki debi katsayılarının makul seviyelerde olması için, iç ve dış ikincil hava kanallarındaki Mach sayılarının 0.1'i geçmemesi hedeflenmiştir [12].

Yanma odası bölgelerinin, Bölüm 1.1'de anlatılan fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri için, boy/en oranlarının ( $L/D$  ratio) belirli değerlere sahip olması gerekir. Bu değerler; birincil, ikincil ve seyreltme bölgeleri için sırasıyla, 1, 1.2 ve 1.5 olarak belirlenmiştir [47].

Kalış süresi, yükleme faktörü ve yanma şiddeti; alev tüpü hacminin, yanma odası çalışma koşulları için yeterliliğini belirleyen parametrelerdir. Kalış süresi, bir akışkan parçacığının alev tüpüne girmesi ve çıkması arasında geçen süredir [48];

$$\tau_{res} = \frac{p_4 V_{ft} 10^8}{\dot{m}_3 R T_{mean,ft}} \quad (3.2)$$

Burada,  $p_4$  alev tüpü içerisindeki basıncı,  $V_{ft}$  alev tüpü hacmini,  $R$  yanma ürünleri karışımının gaz sabitini,  $T_{mean,ft}$  ise alev tüpü içerisindeki ortalama gaz sıcaklığını ifade etmektedir. Sanayi tipi gaz türbinleri için kalış süresi 3 ms civarında olmakla beraber, hava araçlarında bu değer 1 ms'lere kadar inmektedir [48].

Yükleme faktörü, alev tüpü hacminin belirlenmesi esnasında dikkat edilmesi gereken parametrelerden bir diğeridir;

$$\Omega = \frac{\dot{m}_3}{p_3 V_{ft} 10^{T_3/700}} \quad (3.3)$$

Burada,  $p_3$  yanma odası giriş basıncını,  $T_3$  ise yanma odası giriş sıcaklığını temsil etmektedir. Yükleme faktörünün, normal koşullarda 1'in altında olması beklenir [48].

Yanma şiddeti, alev tüpünün birim hacmi başına açığa çıkan ısı miktarı olarak tanımlanmıştır;

$$I_{comb} = \frac{\dot{m}_3 \eta_{comb} LHV}{P_3 V_{ft}} \quad (3.4)$$

Burada,  $\eta_{comb}$  yanma verimini,  $LHV$  ise yakıtın alt ısıl değerini ifade etmektedir. Yanma şiddetinin, yanma odasının etkin bir performans gösterebilmesi için 100'ün üzerinde olması gerekir [48].

Ayrıca, tasarlanacak olan yanma odası, hali hazırda geliştirilmiş bir turbojet motora uyarlanacağından; difüzör konumu ve boyutu, iç ve dış kabuk çapları, yanma odası uzunluğu ve NGV pozisyonu, tasarım sürecinde değişmez parametreler olarak alınmıştır.

Yanma odasının tasarım noktası (design point) performans parametreleri Çizelge 3.1'de, kavramsal tasarım ve ölçülendirme kriterleri ise Çizelge 3.2'de sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Yanma odası tasarım noktası performans parametreleri

Parametre	Sembol	Birim	Değer
Havanın kütleli debisi	$\dot{m}_3$	$kg / s$	0.712
Yakıtın kütleli debisi	$\dot{m}_f$	$kg / s$	0.01453
Girişteki hava sıcaklığı	$T_3$	$K$	472.3
Girişteki hava basıncı	$p_3$	$bar$	3.84
Girişteki havanın özkütlesi	$\rho_3$	$kg / m^3$	2.829
Çıkış sıcaklığı (Adiyabatik alev sıcaklığı)	$T_4$	$K$	1193
Çıkış basıncı	$p_4$	$bar$	3.71
Yakıtın (kerosin) alt ısıl değeri	$LHV$	$kJ / kg$	43124



Çizelge 3.2. Yanma odası temel ölçülendirme kriterleri

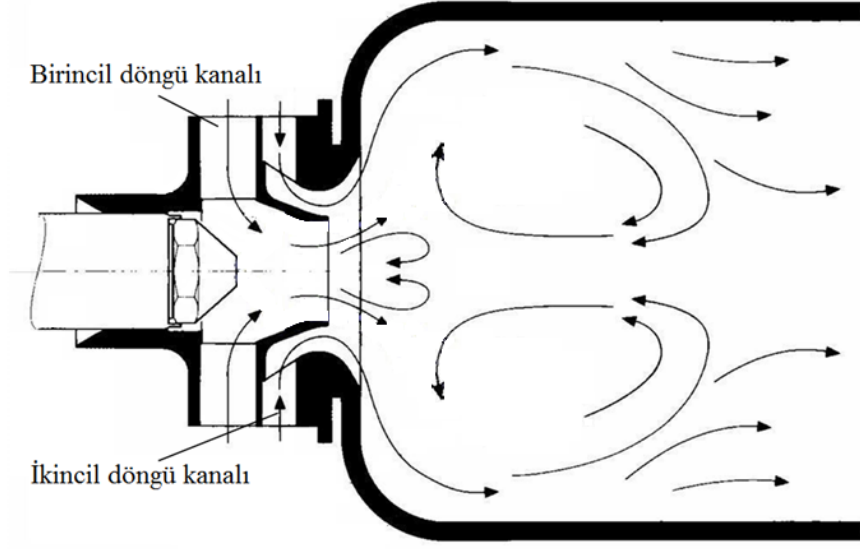
Parametre	Birim	Değer
Referans hız	<i>m/s</i>	5 ile 30 arasında
Astar kesit alanının toplam kesit alana oranı	-	0.65 ile 0.85 arasında
İkincil hava kanallarındaki Mach sayısı	-	0.1 veya daha düşük
Birincil bölge boy/en oranı	-	1
İkincil bölge boy/en oranı	-	1.2
Seyreltme bölgesi boy/en oranı	-	1.5
Kalış süresi	<i>ms</i>	1
Yükleme faktörü	<i>kg / (bar<sup>1.8</sup> m<sup>3</sup> s)</i>	1 veya daha düşük
Yanma şiddeti	<i>kW / (m<sup>3</sup> bar)</i>	100 veya daha yüksek
Asgari iç kabuk çapı	<i>mm</i>	31
Azami dış kabuk çapı	<i>mm</i>	148.5
Azami yanma odası uzunluğu	<i>mm</i>	130

### 3.2. Hava Parçalamalı Atomizerin Bir Boyutlu Aerodinamik Tasarımı

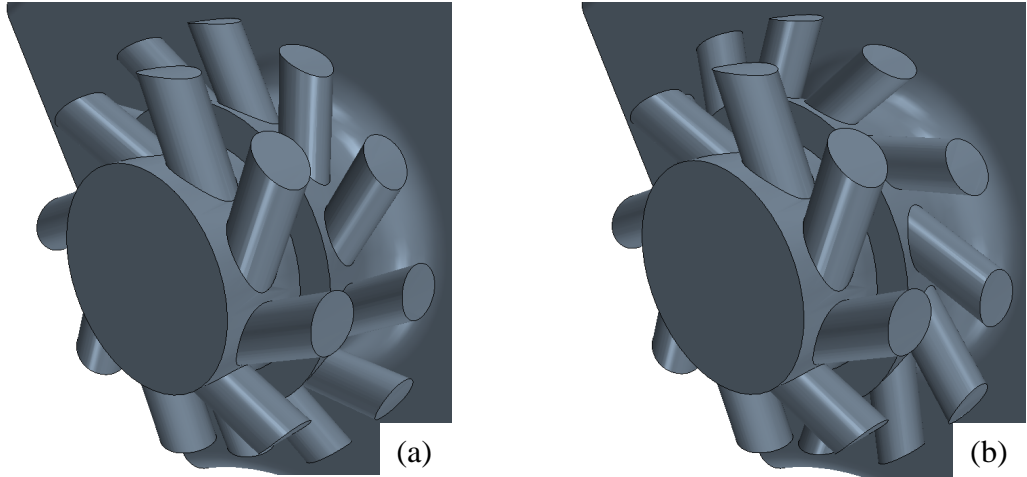
Daha önce de bahsedildiği gibi hava parçalamalı atomizerler, sıvı yakıtı atomize etmenin yanı sıra yakıt ve havayı, iyi derecede karışmış bir biçimde yanma odası içerisine gönderir. Bu durum, atomizere giren havaya döngülü bir hareket kazandıran kanallar vasıtasıyla gerçekleştirilir. Mevcut yanma odasında kullanılacak olan ön-film oluşumlu atomizerde, alev tüpüne girene kadar birleşmeyen iki ayrı hava kanalı bulunmaktadır. Şekil 3.1’de gösterdiği gibi, bu kanallar birincil ve ikincil döngü kanalları olarak adlandırılmıştır.

Şekil 3.2’de görüleceği gibi kanal yönlerinin seçiminde iki farklı strateji izlenebilir. Yöndeş döngülü konfigürasyonda, atomizer çıkışında radyal yönde genişleyen ve duvarı takip eden (wall-attached) bir akış yapısı gözlemlenir. Bu durum, alev tüpü hacminin daha verimli kullanımına olanak sağlarken CRV yapılarının oluşumunu da imkan tanır. Ters döngülü konfigürasyonda ise, birincil ve ikincil döngü kanallarından gelen akımlar farklı yönde döndüklerinden, birincil bölge içerisinde

daha düzensiz bir akış yapısı gözlemlenir. Bu durum, yakıt ve havanın birincil bölgedeki karıştırılma etkinliğini artırırken, CRV yapılarının oluşumunu engeller.



Şekil 3.1. Hava parçalamalı atomizer hava kanalları ve parçalanma aşamaları



Şekil 3.2. Atomizer kanal yapıları: (a) Yöndeş döngülü hava kanalları, (b) Ters döngülü hava kanalları

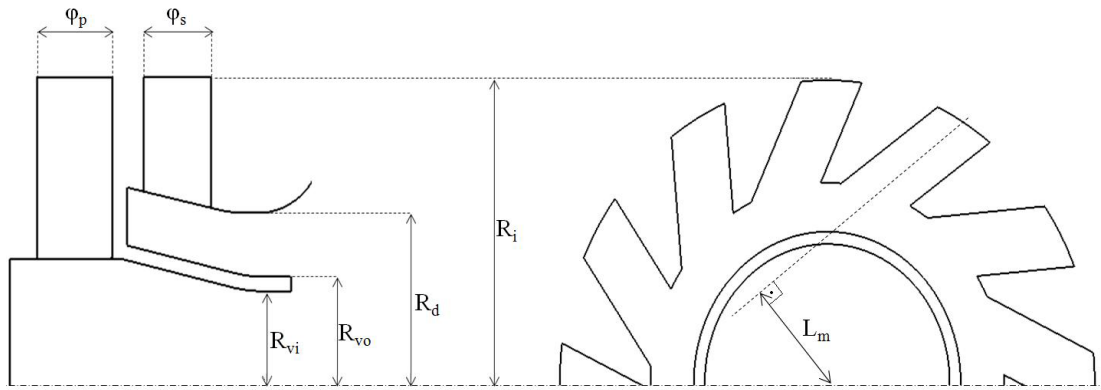
Tasarlanacak olan yanma odasında, boyutlar göz önünde bulundurularak yöndeş döngülü kanallara sahip bir hava parçalamalı atomizer kullanılmış ve CRV

yapılarının oluşabilmesi için atomizer çıkışındaki döngü sayısının 0.6 ile 1.5 arasında olması hedeflenmiştir.

Alev tüpü içerisinde düzgün sıcaklık dağılımları elde edebilmek için, yakıtın mümkün olduğunca homojen dağılması istenir. Bu durum, atomizer sayısının artırılmasıyla sağlanabilir. Mevcut yanma odasında, geometrik kısıtlamalardan dolayı 8 adet atomizer kullanılması uygun görülmüştür.

Daha önce de bahsedildiği gibi, hava parçalama atomizerlerin karakteristik özelliklerinden biri, atomizerdeki hava-yakıt oranının (Air to Liquid Ratio, ALR) yüksek olmasıdır. Rizkalla ve Lefebvre [25], yaptıkları deneysel çalışmalarda, iyi bir atomizasyon performansı için bu değer 4'ün üzerinde olması gerektiği sonucuna varmışlardır. Mevcut yanma odasının muhtemel kalış süresi de göz önünde bulundurularak, bu çalışmada atomizer ALR değerinin 8'in üzerinde olması hedeflenmiştir.

1B hesaplamalar sonucunda, hava parçalama atomizerde belirlenecek olan ölçüler Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Hava parçalama atomizerin geometrik parametreleri

Burada,  $\varphi_p$  ve  $\varphi_s$  birincil ve ikincil kanal girişlerinin çaplarını;  $R_{vi}$  ve  $R_{vo}$  birincil kanal çıkışının iç ve dış yarıçaplarını;  $R_d$  ve  $R_i$  sırasıyla ikincil kanal çıkışı dış

duvarının ve kanal girişlerinin atomizer merkez çizgisine olan uzaklığını;  $L_m$  ise kanallardan giren hava akımlarının döngü moment kolunu temsil etmektedir.

Birincil ve ikincil kanalların çıkışlarındaki döngü sayıları aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır; (Atomizer ile ilgili denklemlerdeki  $p$  alt indisleri büyüklüğün birincil kanala,  $s$  alt indisleri ise büyüklüğün ikincil kanala ait olduğu anlamına gelmektedir.)

$$SN_p = \frac{G_p}{I_p R_{vi}} \quad (3.5.a)$$

$$SN_s = \frac{G_s}{I_s R_d} \quad (3.5.b)$$

Burada,  $G$  havanın döngü kanalı çıkışındaki açısal momentumunun değişim hızını,  $I$  ise havanın döngü kanalındaki eksenel momentumunun değişim hızını, ifade etmektedir;

$$I = \frac{\dot{m}^2}{\rho_3 A_e} \quad (3.6)$$

$$G = \frac{\dot{m}^2}{\rho_3 A_i} L_m \quad (3.7)$$

Burada,  $\dot{m}$  kanaldaki kütleli hava debisini,  $A_e$  kanal çıkış alanını,  $A_i$  ise kanal giriş alanını temsil etmektedir;

$$A_i = \frac{\pi \varphi^2}{4} \quad (3.8)$$

$$A_{e,p} = \pi R_{vi}^2 \quad (3.9.a)$$

$$A_{e,s} = \pi (R_d^2 - R_{vo}^2) \quad (3.9.b)$$

Kanal çıkışındaki toplam döngü sayısı ise şu şekilde hesaplanabilir;

$$SN_t = \frac{G_p + G_s}{\frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_s)^2}{\rho_3 (A_{e,p} + A_{e,s})} R_d} \quad (3.10)$$

Birincil ve ikincil döngü kanallarındaki debi katsayıları ise aşağıdaki yarı-deneysel bağıntılar kullanılarak bulunabilir;

$$C_{D,p} = \left( \left( 1 - 0.714 \frac{a^2}{R_{vi}^2} \right)^{-2} + SN_p^2 \right)^{-0.5} \quad (3.11.a)$$

$$C_{D,s} = \left( 1 + SN_s^2 \frac{R_d^2}{R_{vo}^2} \right)^{-0.5} \quad (3.11.b)$$

Burada  $a$ , birincil kanal yarıçapı ve döngü sayısına bağlı yarı-deneysel bir parametreyi ifade etmektedir.

### 3.3. Yanma Odası İçerisindeki Akış Dağılımının Bir Boyutlu Tasarımı

Bu bölümde atomizerden ve astar deliklerinden girecek hava debilerinin paylaşımı, bir boyutlu yaklaşımlarla hesaplanmıştır. Paylaşım sırasında dikkat edilen noktalar, atomizerdeki hava-yakıt oranı (ALR) ile birincil ve ikincil bölgelerdeki yakıt denge katsayıları olmuştur. Astar deliklerinin konfigürasyonu; atomizasyon açısından ALR değeri 8'in üzerinde, alev kararlılığı açısından birincil bölgedeki yakıt denge katsayısı 1.15 civarında, yanma verimi açısından ikincil bölgedeki yakıt denge katsayısı 0.6 civarında olacak şekilde tasarlanmıştır [47].

Standart bir yanma odasında, difüzördeki basınç kaybı ihmal edildiği takdirde, ikincil hava kanallarındaki basınç dağılımı uzaysal olarak sabit bir davranış göstermektedir. Benzer bir davranış, astar üzerindeki basınç düşümünden sonra alev tüpünde de gözlemlenmektedir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, çapı ve konumundan

bağımsız olarak, her astar deliğinden giren hava akımının ortalama hızı aynı olacaktır. Bu hız değeri izentropik ideal gaz bağıntıları yardımıyla şu şekilde hesaplanabilir;

$$u_{jet} = \frac{p_3}{\rho_3 \sqrt{T_3}} \left( \frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left( \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right)^{0.5} \quad (3.12)$$

Burada,  $\gamma$  havanın özgül ısı oranını (specific heat ratio),  $R$  ise havanın gaz sabitini temsil etmektedir. Herhangi bir delikten geçecek havanın kütleli debisi ise süreklilik denklemi ile şu şekilde bulunabilir;

$$\dot{m}_h = C_D \rho_3 u_{jet} A_h \quad (3.13)$$

Burada,  $A_h$  astar deliğinin alanını ifade etmektedir. Her bir astar deliğindeki debi katsayısı ise Kaddah korelasyonu [12] ile hesaplanmıştır;

$$C_D = \frac{1.25(\chi-1)}{\left(4\chi^2 - \chi(2-\mathfrak{U})^2\right)^{0.5}} \quad (3.14.a)$$

$$\chi = 1 + 0.64 \left( 2\mathfrak{g}^2 + \left( 4\mathfrak{g}^4 + 1.56\mathfrak{g}^2 (4\mathfrak{U} - \mathfrak{U}^2) \right)^{0.5} \right) \quad (3.14.b)$$

$$\mathfrak{g} = \frac{A_{ann}}{A_h} \mathfrak{U} \quad (3.14.c)$$

$$\mathfrak{U} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{ann}} \quad (3.14.d)$$

Burada,  $\dot{m}_{ann}$  delik önünde, ikincil hava kanalındaki kütleli hava debisini,  $A_{ann}$  ise ikincil hava kanalının kesit alanını ifade etmektedir.

Bölüm 3.2 ve 3.3'te aktarılan yanma odası ara tasarım hedefleri Çizelge 3.3'te sıralanmıştır.

Çizelge 3.3. Yanma odası ara tasarım kriterleri

Parametre	Sembol	Birim	Değer
Atomizer çıkışındaki toplam döngü sayısı	$SN_l$	-	0.6 ile 1.5 arasında
Atomizerdeki hava-yakıt oranı	$ALR$	-	8 veya daha yüksek
Birincil bölgedeki yakıt denge katsayısı	$\Phi_{pz}$	-	1.15
İkincil bölgedeki yakıt denge katsayısı	$\Phi_{sz}$	-	0.6

## 4. YANMA ODASI İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ

Bu bölümde, yanma odası içerisindeki çift fazlı ve reaksiyonlu akışın HAD simülasyonları sırasında kullanılan denklemler, modeller, ayrıklaştırma yöntemleri ve çözüm algoritmaları açıklanmıştır.

### 4.1. Gaz Fazının Matematiksel Modellemesi

#### 4.1.1. Temel Denklemler

Bu kısımda, gaz fazının akışını tanımlayan temel diferansiyel denklemler, kartezyen koordinatlarda ve tensör formunda sunulmuştur.

Temel denklemlerden ilki, kütle korunumunu ifade eden süreklilik denklemidir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = S_M \quad (4.1)$$

Burada,  $\rho$  özkütleyi,  $t$  zamanı,  $x$  konum vektörünü ve  $u$  hız vektörünü temsil etmektedir.  $S_M$  ise sıvı fazın buharlaşması sonucu gaz fazındaki kütle artışını ifade eden kaynak (source) terimidir.

Akışı tanımlayan bir diğer temel denklem, momentum korunum denklemi, şu şekilde ifade edilebilir;

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{F,i} \quad (4.2)$$

Burada,  $p$  basıncı,  $S_{F,i}$  ise gaz fazının sıvı damlacıklarıyla olan etkileşimi sonucu meydana gelen kuvvetleri içeren kaynak terimini temsil etmektedir. Tez çalışması kapsamında yapılan simülasyonlarda, yerçekimi, elektromanyetik alan gibi hacimsel



kuvvetler, buharlaşan yakıtın gaz fazı momentumuna katkısı ve düşük Mach sayılarından dolayı sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiştir. Denklemdaki  $\tau_{ij}$  terimi ise viskoz gerilme tensörünü ifade etmektedir. Newtonyen akışkan ve sıkıştırılmaz akış için viskoz gerilme tensörü şu şekilde yazılabilir;

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

Burada,  $\mu$  dinamik viskoziteyi temsil etmektedir.

Enerji korunum denklemi, akışın reaksiyonlu olması sebebiyle, taşınma değişkeni (transported scalar) entalpi olacak şekilde ifade edilmiştir;

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j H)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k_g}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) + S_H + S_E \quad (4.4)$$

Burada,  $H$  toplam entalpiyi,  $k_g$  ısı iletim katsayısını,  $C_p$  özgül ısıyı,  $S_H$  kimyasal reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ısıyı temsil eden kaynak terimini,  $S_E$  ise sıvı yakıtla gaz fazı arasındaki ısı transferini temsil eden kaynak terimini ifade etmektedir. Enerji denklemine, yanma sonucu açığa çıkan enerji ile karşılaştırıldığında oldukça küçük kalmasından ötürü, basınç ve viskoz ısınma (viscous heating) terimleri dahil edilmemiştir. Toplam entalpi şu şekilde ifade edilebilir;

$$H = h + \frac{|u_j|^2}{2} \quad (4.5)$$

Burada,  $h$  özgül entalpiyi temsil etmektedir. Özgül entalpi, aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir;

$$h = \sum_m Y_m \left( h_{f,m}^0(T_{ref}) + \int_{T_{ref}}^T C_{p,m} dT \right) \quad (4.6)$$

Burada,  $Y_m$  m'inci molekülün (species) kütleli oranını (mass fraction),  $h_{f,m}^0$  m'inci molekülün oluşum entalpisini,  $T$  sıcaklığı,  $T_{ref}$  ise referans sıcaklığı temsil etmektedir.

Denklem 4.4'teki  $S_H$  terimi ise şu şekilde hesaplanabilir;

$$S_H = \sum_n \sum_m \omega_{r,n} h_{f,m}^0 (v_{m,n}'' - v_{m,n}') \quad (4.7)$$

Burada,  $\omega_{r,n}$  n'inci reaksiyonun hızını,  $v_{m,n}''$  reaktant ise n'inci reaksiyondaki m'inci molekülün mol oranını,  $v_{m,n}'$  ürün ise n'inci reaksiyondaki m'inci molekülün mol oranını ifade etmektedir.

Gaz fazındaki akışı tanımlayan son temel denklem ise molekül taşınma denklemdir;

$$\frac{\partial(\rho Y_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_m)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_C + S_M \quad (4.8)$$

Burada,  $D$  kütleli yayılım katsayısını,  $S_C$  ise kimyasal reaksiyonlar sonucu molekülün üretim ya da tüketiminden ileri gelen kaynak terimini temsil etmektedir.

$S_M$ ,  $S_{F,i}$  ve  $S_E$  kaynak terimlerinin hesaplanması sıvı fazı modellerinin,  $\omega_n$  teriminin hesaplanması ise yanma modellerinin açıklanması sırasında aktarılmıştır.

Ayrıca, taşınma denklemlerinde kullanılan ısıli iletim katsayısı ve dinamik viskozite değerleri, karışımı oluşturan bileşenlerin hacimsel oranlarına göre; özgül ısı değeri ise bileşenlerin kütleli oranlarına göre ortalama alınarak hesaplanmıştır. Kütleli yayılım katsayısı ise boyutsuz Schmidt sayısı ile hesaplanmaktadır;

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (4.9)$$

Mevcut çalışma kapsamında gerçekleştirilen HAD simülasyonlarında Schmidt sayısı 1 alınmıştır.

#### 4.1.2. Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Yüksek hızlar ve karmaşık geometrik yapı, yanma odası içerisindeki akışı türbülanslı hale getirmektedir. Bu sebeple, akışın, HAD simülasyonları kapsamında doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için, türbülansın bir takım yaklaşımlarla modellenmesi veya çözümlenmesi gerekmektedir.

Türbülanslı akışlar burgaç (eddy) adı verilen, farklı uzunluk ölçeklerinde, yayılımsal (diffusive), üç boyutlu ve düzensiz bir davranış gösteren dönel akış yapılarından meydana gelmektedir. Burgaçların uzunluk ölçekleri, akış geometrisi boyutlarından gözle görülemeyecek mertebelere kadar çeşitlilik göstermektedir. Büyük burgaçların karakteristikleri, anizotropik olmakla birlikte, önemli ölçüde geometri, başlangıç şartı ve sınır şartları gibi parametrelere bağlıdır. Küçük burgaçlar ise bu parametrelerden bağımsızdır ve izotropik bir davranış sergilerler [49].

Burgaçlar arasındaki enerji aktarımını ifade etmek amacıyla, Richardson [50] 1922 yılında, enerji kademesi (energy cascade) konseptini öne sürmüştür. Bu konsepte göre, kinetik enerji, türbülanslı yapıya büyük burgaçların oluşumuyla birlikte dahil olur. Sonrasında, büyük burgaçlar bölünerek küçük burgaçlara dönüşür ve böylece enerjilerini aktarmış olur.

Farklı ölçeklerdeki burgaçların kinetik enerji dağılımlarını ifade etmek amacıyla, Kolmogorov [51] 1941 yılında, türbülans kinetik enerjisi spektrum fonksiyonunu tanımlamıştır;

$$E(\zeta) = C\varepsilon^{2/3}\zeta^{-5/3} \quad (4.10)$$

Burada,  $\zeta$  dalga sayısını,  $E$  dalga başına düşen enerji yoğunluğunu,  $\varepsilon$  türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızını,  $C$  ise evrensel bir sabiti temsil etmektedir. Dalga

sayısı,  $\zeta=2\pi/\lambda_e D_e$  şeklinde tanımlanmaktadır. Burada,  $\lambda_e$  ardışık burgaçların dalga boyunu,  $D_e$  ise burgacın çapını ifade etmektedir.

Kolmogorov'a göre [51], burgaçlar, belirli uzunluk, hız ve zaman ölçeklerinden daha küçük ölçeklere sahip olamaz ve bu ölçeklere geldiklerinde viskoz etkilerden ötürü yayılır. Bu ölçekler şu şekilde tanımlanmaktadır;

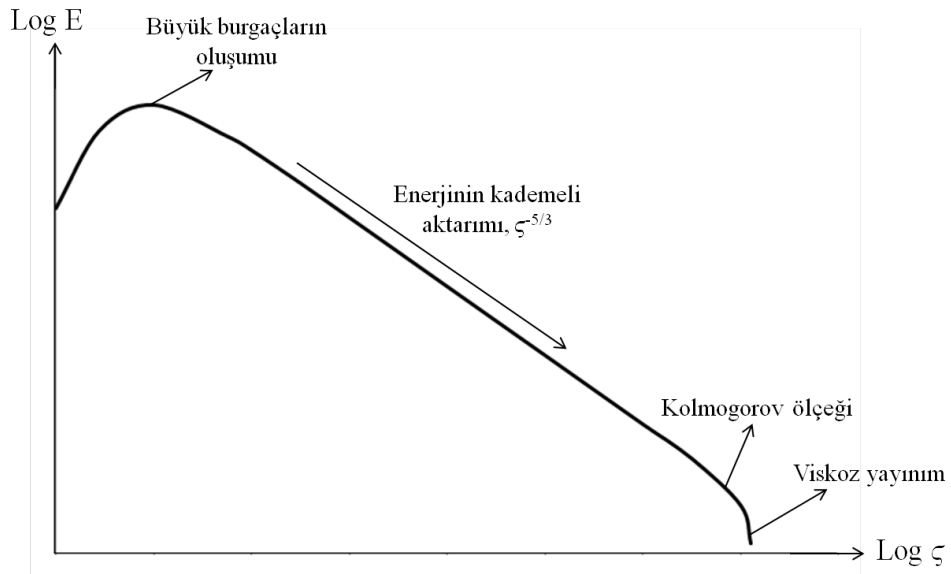
$$\eta_K = \left( \frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (4.11)$$

$$\tau_K = \left( \frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (4.12)$$

$$\nu_K = (\nu\varepsilon)^{1/4} \quad (4.13)$$

Burada,  $\eta_K$  Kolmogorov uzunluk ölçeğini,  $\tau_K$  Kolmogorov zaman ölçeğini,  $\nu_K$  Kolmogorov hız ölçeğini,  $\nu$  ise kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

Enerji yoğunluğu fonksiyonu dalga sayısına bağlı olarak şu şekilde çizilebilir;



Şekil 4.1. Logaritmik ölçekte enerji yoğunluğu fonksiyonunun dalga sayısına bağlı değişimi

Literatürde, Şekil 4.1’de gösterilen, değişik ölçeklerdeki burgaçların etkilerini modellemek veya çözümlmek amacıyla, farklı sayısal yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bunlardan en temel olanı Doğrudan Sayısal Modelleme (Direct Numerical Simulation, DNS) adı verilen yöntemdir. DNS yönteminde, sayısal ağ (mesh) ve zaman çözünürlüğü, tüm ölçeklerdeki burgaçları çözümlenebilecek seviyede olup, simülasyonlar herhangi bir modelleme gereksizdir, salt yukarıda verilen temel taşınma denklemleri kullanılarak gerçekleştirilir. Bu yöntemin, oldukça fazla hesaplama hücresi (computational cell) ve zaman adımı (time step) gerektirmesi, mevcut bilgisayar teknolojisi göz önünde bulundurulduğunda, DNS’in akademik çalışmalardaki kullanımını kısıtlı, pratik anlamda kullanımını ise imkansız kılmaktadır [52].

Şekil 4.1’de, lineer bir davranış gösteren kademeli enerji aktarımı aralığındaki burgaçlar, daha önce de bahsedildiği gibi izotropik ve geometriden bağımsız, yani evrensel bir davranış sergiler. LES yönteminde, bu durumdan istifade edilerek, davranışları nispeten daha deterministik olan küçük ölçekteki burgaçlar ağ-altı (Sub-Grid Scale, SGS) türbülans modelleriyle simüle edilirken, büyük ölçekteki burgaçlar bir takım filtreleme yöntemleri vasıtasıyla doğrudan çözümlenir. LES’te dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan biri, çözüm ağını oluşturan hesaplama hücrelerinin büyük burgaçları çözümlenebilecek sıklıkta olmasıdır [53]. Akışın Reynolds sayısının artmasıyla birlikte, ağın sıklık seviyesinin de artırılması gerekmektedir. Bu durum, çoğu uygulama bazlı problemde, hesaplama kaynağı ihtiyacını oldukça artırmakta, bu sebeple LES yöntemini pratik olmaktan uzaklaştırmaktadır [54].

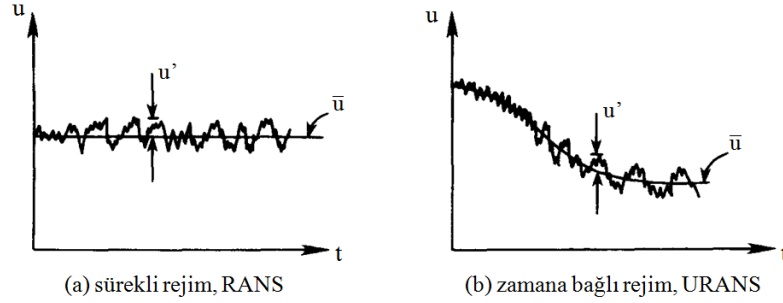
Daha az hesaplama kaynağı gerektiren RANS yönteminde ise, tüm ölçeklerdeki burgaçlar, değişik yaklaşımlarla modellenir. Bu yöntemde; hız, sıcaklık, kütle oran gibi akışa ait herhangi bir skaler büyüklüğün anlık değeri, ortalama değer ve çalkantı miktarı olmak üzere iki bileşene ayrılır;

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.14)$$

Burada,  $\phi'$  skaler büyüklüğün çalkantı miktarını,  $\bar{\phi}$  ise zamana göre ortalamasını ifade etmektedir;

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (4.15)$$

Denklem 4.15'te,  $\Delta t$  sonsuza yaklaştıkça, tüm simülasyon süresi için ortalama alındığından, Şekil 4.2'de görüldüğü gibi, akışın sürekli rejimdeki hali çözülmüş olur.  $\Delta t$ 'nin sonlu bir değer alması durumunda ise, ortalama akışın zamana bağlı davranışları da çözümlenebilmektedir. Bu yaklaşıma Zamana Bağlı Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes, URANS) adı verilmektedir [55]. Tez çalışması kapsamında yapılan HAD simülasyonlarında, sıvı fazı denklemlerinin çözüm yöntemlerinin gereksinimleri sebebiyle URANS yaklaşımı kullanılmıştır.



Şekil 4.2. RANS ve URANS yaklaşımlarında ortalama değerler ve çalkantı miktarları [55]

Yanma problemlerinde, özkütlerdeki değişimler önemli seviyelerde olduğundan, özkütle ağırlıklı ortalama yöntemi, bir diğer isimlendirmeye Favre ortalama yöntemi tercih edilmektedir [56];

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad (4.16)$$

$$\tilde{\phi} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \rho \phi dt}{\int_t^{t+\Delta t} \rho dt} = \frac{\overline{\rho \phi}}{\bar{\rho}} \quad (4.17)$$

Favre ortalama yöntemi uygulandığında, gaz fazını tanımlayan temel denklemler (süreklilik, momentum, enerji ve molekül taşınma denklemleri) şu hali alır;

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = \bar{S}_M \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\tau}_{ij} + \overline{\rho u_j u_i} \right) + \bar{S}_{F,i} \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H})}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\rho} \alpha \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j H} \right) + \bar{S}_H + \bar{S}_E \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_m)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\rho} D \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j Y_m} \right) + \bar{S}_C + \bar{S}_M \quad (4.21)$$

Burada,  $\alpha$  gaz fazının ısı yayılım katsayısını temsil etmektedir. Isıl yayılım katsayısı, şu şekilde ifade edilebilir;

$$\alpha = \frac{k}{\bar{\rho} C_p} \quad (4.22)$$

Oluşturulan matematiksel sistemin çözülebilmesi için, Denklem 4.18, 4.19 ve 4.20'de yer alan, türbülansa bağlı  $\overline{\rho u_j u_i}$ ,  $\overline{\rho u_j H}$ ,  $\overline{\rho u_j Y_m}$  terimlerinin bir takım modellerle hesaplanması gerekmektedir.

Momentum denkleminde yer alan  $\overline{\rho u_j u_i}$  terimi, Reynolds gerilme tensörü olarak adlandırılmaktadır. Reynolds gerilme tensörü, simetrik bir tensör olması sebebiyle altı adet bilinmeyen içermektedir. Literatürde, bu tensörün hesaplanması amacıyla, iki temel yaklaşım geliştirilmiştir. Yaklaşımlardan ilki, tensörün altı elemanının herbirinin ayrı bir denklemle hesaplandığı Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model, RSM); ikincisi ise, izotropi varsayımıyla tensörün tüm elemanlarının birbirine eşit kabul edildiği Boussinesq yaklaşımıdır [55]. RSM yaklaşımı, sayısal

yakınsamayı geciktirmesi ve hesaplama yükünü artırması sebebiyle mevcut tez çalışmasında kullanılmamıştır.

Boussinesq yaklaşımında, sıkıştırılamaz akış için, Reynolds gerilme tensörü, viskoz gerilme tensörüne benzer olarak, şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\overline{\rho u_j u_i} = \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.23)$$

Denklem 4.23'te yer alan  $\mu_t$  terimi türbülanslı viskozite olarak adlandırılmaktadır.

Denklem 4.20 ve 4.21'deki türbülansa bağlı terimler ise şu şekilde hesaplanabilir;

$$\overline{\rho u_j H} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} \quad (4.24)$$

$$\overline{\rho u_j Y_m} = \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \quad (4.25)$$

Burada,  $Pr_t$  ve  $Sc_t$  sırasıyla türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayılarını temsil etmektedir. Bu parametreler şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\rho \alpha_t} \quad (4.26)$$

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (4.27)$$

Burada,  $\alpha_t$  türbülansa bağlı ısı yayılım katsayısını,  $D_t$  ise türbülansa bağlı kütle yayılım katsayısını temsil etmektedir. Mevcut tez çalışmasında, türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayıları 0.9 alınmıştır.



Türbülanslı viskozitenin hesaplanması için, günümüze dek çeşitli modeller geliştirilmiştir. Bu modellerden başlıcaları, Jones ve Launder'ın [57] geliştirdiği Standart k-ε modeli, Shih vd.'nin [58] bu modeli iyileştirerek ortaya koyduğu Realizable k-ε modeli ve Wilcox'un [59] geliştirdiği k-ω modelidir.

#### 4.1.2.1. Standart k-ε Türbülans Modeli

Standart k-ε modelinde, türbülanslı viskozite değeri şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.28)$$

Burada  $C_\mu$  deneysel bir sabittir. Denklem 4.28'deki türbülans kinetik enerjisi,  $k$  ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı,  $\varepsilon$ ; aşağıdaki taşınma denklemleri yardımıyla bulunmaktadır;

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P - \bar{\rho}\varepsilon \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.30)$$

Burada  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$  ve  $C_{\varepsilon 2}$  modele ait deneysel sabitleri temsil etmektedir. Türbülans kinetik enerjisinin üretim hızını ifade eden  $P$  terimi ise şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$P = \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.31)$$

Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler

Parametre	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Değer	1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

#### 4.1.2.2. Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε modelinin, Standart k-ε modelinden farkı ise  $C_\mu$  ve  $C_{\varepsilon 1}$  parametrelerinin gerinim hızı (strain rate) ve vortisite tensörlerine bağlı olarak dinamik bir biçimde hesaplanmasıdır;

$$C_\mu = \left( A_0 + A_s V^* \frac{k}{\varepsilon} \right)^{-1} \quad (4.32)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \left( \frac{1}{3} \cos^{-1} \left( \sqrt{6} \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{|S_{ij}|^3} \right) \right) \quad (4.33)$$

$$V^* = (S_{ij} S_{ij} + W_{ij} W_{ij})^{0.5} \quad (4.34)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.35)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.36)$$

$$C_{\varepsilon 1} = \max \left( 0.43, \frac{\eta_\varepsilon}{5 + \eta_\varepsilon} \right) \quad (4.37)$$

$$\eta_\varepsilon = \frac{|S_{ij}| k}{\varepsilon} \quad (4.38)$$

Burada,  $A_0$  deneysel bir sabiti;  $A_s$ ,  $V^*$  ve  $\eta_\varepsilon$  modele ait değişken parametreleri;  $S_{ij}$  gerinim hızı tensörünü;  $W_{ij}$  ise vortisite tensörünü ifade etmektedir.

Shih vd.'ye göre [58], Realizable k-ε modeli ayrılmış bölgelerdeki (separated regions) akışı, Standart k-ε modeline göre daha iyi tahmin etmektedir.

Ayrıca, sınır tabaka içerisindeki akışı modellemek amacıyla, duvar kenarlarında, Denklem 4.30 yerine türbülans uzunluk ölçeğini cebirsel bir ifadeyle hesaplayan çift

katmanlı (two-layer) yaklaşım kullanılmıştır. Bu yaklaşım sayesinde, tüm boyutsuz duvar uzaklıkları için (all  $y^+$ ) daha doğru çözümler yapılabilmektedir. Bahsi geçen modele ait detaylara [60] nolu kaynaktan ulaşılabilir.

Realizable  $k$ - $\varepsilon$  modeline ait deneysel sabitlerin sayısal değerleri Çizelge 4.2’de sunulmuştur;

Çizelge 4.2. Realizable  $k$ - $\varepsilon$  modeline ait deneysel sabitler

Parametre	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$A_0$
Değer	1.9	1.0	1.2	4.0

#### 4.1.2.3. $k$ - $\omega$ Türbülans Modeli

$k$ - $\omega$  modelinde ise türbülans viskozitesi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \rho k \frac{\alpha^*}{\omega} \quad (4.39)$$

Burada,  $\omega$  özgül türbülans yayınımları,  $\alpha^*$  ise deneysel bir sabiti temsil etmektedir. Bu modelde  $k$  ve  $\omega$ , aşağıdaki taşınma denklemleriyle hesaplanmaktadır;

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k^\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \bar{\rho}\beta^* \omega k \quad (4.40)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + P_\omega - \bar{\rho}\beta^{**} \omega^2 \quad (4.41)$$

Burada,  $\sigma_k^\omega$ ,  $\sigma_\omega$ ,  $\beta^*$  ve  $\beta^{**}$  parametreleri deneysel sabitleri temsil etmektedir. Sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edildiğinde,  $P_k$  ve  $P_\omega$  terimleri şu şekilde hesaplanabilir;

$$P_k = \mu_t |S_{ij}|^2 \quad (4.42)$$

$$P_\omega = \rho_t \alpha^{**} |S_{ij}|^2 \quad (4.43)$$

Denklem 4.43'teki  $\alpha^{**}$  modele ait deneysel bir sabittir. k- $\omega$  modeline ait deneysel sabitler Çizelge 4.3'te verilmiştir;

Çizelge 4.3. k-  $\omega$  modeline ait deneysel sabitler

Parametre	$\sigma_k^\omega$	$\sigma_\omega$	$\beta^*$	$\beta^{**}$	$\alpha^*$	$\alpha^{**}$
Değer	0.5	0.5	0.09	0.07	1.02	0.52

#### 4.1.3. Yanmanın Modellenmesi

Mevcut tez çalışmasında incelenen yanma problemi, yakıt ve havanın, yanma esnasında karışması sebebiyle ön-karışimsız (non-premixed) rejimde yer almaktadır. Denklem 4.7'de bulunan  $\omega_r$  terimi, daha önce de bahsedildiği gibi, yanma reaksiyonlarının hızını ifade eden terimdir. Bu terimin hesaplanması amacıyla, literatürde, ön-karışimsız yanma rejimine yönelik farklı modeller geliştirilmiştir. Bu modeller yavaş kimya (finite rate chemistry) ve hızlı kimya (infinitely fast chemistry) yaklaşımları olmak üzere iki temel kategori altında toplanabilir. Yavaş kimya yaklaşımında, reaksiyon hızları, yakıt ve havanın türbülanslı karışım işleminden daha yavaş gerçekleştiği varsayılan kimyasal kinetik tarafından belirlenmektedir. Hızlı kimya yaklaşımında ise tersi bir durum söz konusudur. Reaksiyon hızlarını, kimyasal kinetik ve türbülanslı karışım işlemleri açısından karakterize etmek amacıyla, boyutsuz Damköhler sayısı ( $Da$ ) kullanılmaktadır [61];

$$Da = \frac{\text{Türbülanslı karışım zaman ölçeği}}{\text{Kimyasal reaksiyon zaman ölçeği}} \quad (4.44)$$

Yüksek Damköhler sayılarında, hızlı kimya yaklaşımı; düşük Damköhler sayılarında ise yavaş kimya yaklaşımı kullanılmaktadır. Ancak belirli bir yanma problemi için,

alevin farklı kısımlarında farklı Damköhler sayıları oluşabilmektedir. Bu tür alevlerin HAD ile simüle edilebilmesi için hibrit modeller geliştirilmiştir.

#### 4.1.3.1. Arrhenius Yaklaşımı

Arrhenius yaklaşımı, reaksiyon hızlarının salt kimyasal kinetik tarafından belirlendiği, düşük Damköhler sayılarında kullanılır. Arrhenius [62], kimyasal bir reaksiyonun hızını ifade etmek amacıyla aşağıdaki bağıntıyı öne sürmüştür;

$$\tilde{\omega}_r^{kin} = -A_p \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \prod_m \left(\frac{\bar{\rho}\tilde{Y}_m}{M_m}\right)^{\psi_m} \quad (4.45)$$

Burada,  $A_p$  reaksiyonun ön faktörünü (pre-exponential factor),  $M_m$  m'inci molekülün mol ağırlığını,  $\psi_m$  m'inci molekülün mevcut reaksiyondaki hız faktörünü (rate exponent),  $E_A$  ise reaksiyonun aktivasyon enerjisini temsil etmektedir.

#### 4.1.3.2. Standart Eddy Break Up Yanma Modeli

Bir hızlı kimya yaklaşımı olan Standart Eddy Break Up yanma modeli, Spalding [63] tarafından 1970 yılında öne sürülmüştür. Bu model, enerji kademesi konseptine benzer olarak, yanmamış yakıt-hava karışımını içeren burgaçların türbülanslı akış içerisinde daha küçük parçalara bölündüğü, ancak bu küçük parçaların hali hazırda yanmış, yüksek sıcaklıktaki gazlar ile yeterli miktarda temas haline geçebildiği ve bunun sonucu yandıkları varsayımı üzerine kurulmuştur;

$$\tilde{\omega}_r^{mix} = -\frac{\bar{\rho}}{M_F} \frac{\varepsilon}{k} A_{EBU} \min\left(\tilde{y}_F, \frac{\tilde{y}_O}{s_O}\right) \quad (4.46)$$

Burada  $M_F$ , oksidantın mol ağırlığını,  $A_{EBU}$  deneysel bir sabiti,  $\tilde{y}_F$  oksidantın mol oranını ve  $\tilde{y}_O$  oksitleyicinin mol oranını temsil etmektedir. Denklemdaki  $s_O$  terimi ise şu şekilde ifade edilebilir;

$$s_o = \frac{v_o M_o}{v_f M_f} \quad (4.47)$$

Burada,  $v_o$  ve  $M_o$  oksitleyicinin stokiyometrik katsayısı ve mol ağırlığını;  $v_f$  ve  $M_f$  ise oksidantın stokiyometrik katsayısı ve mol ağırlığını temsil etmektedir.

Modelde  $A_{EBU}$  deneysel sabiti 4 olarak kullanılmıştır.

#### 4.1.3.3. Hibrit Eddy Break Up Yanma Modeli

Bu modelde, reaksiyon hızı hem Arrhenius yaklaşımı hem de Standart Eddy Break Up modeli ile hesaplanır ve gerçek reaksiyon hızını bu iki değerden küçük olanı belirler;

$$\tilde{\omega}_r = \min(\tilde{\omega}_r^{kin}, \tilde{\omega}_r^{mix}) \quad (4.48)$$

Yakıt olarak, Bölüm 5'te sunulan Sandia Flame D simülasyonlarında metan ( $CH_4$ ), tez çalışması kapsamında tasarlanan yanma odası simülasyonlarında ise, gerçek durumda kullanılan kerosini temsil etmesi amacıyla dodekan ( $C_{12}H_{26}$ ) kullanılmıştır. Metan ve dodekan gibi hidrokarbon temelli yakıtların kimyasal mekanizmaları yüzlerce reaksiyondan meydana gelmektedir. HAD analizlerinde, hesaplama yükünün azaltılması amacıyla, sadece temel molekül ve reaksiyonları içeren indirgenmiş kimyasal mekanizmalar kullanılmaktadır [64].

Metan için, Westbrook ve Dryer [65] tarafından indirgenmiş, iki aşamalı bir mekanizma kullanılmıştır;



Dodekan için ise, Hautman vd. [66] tarafından indirgenmiş dört aşamalı bir mekanizma kullanılmıştır;



Metan ve dodekan mekanizmalarına ait Arrhenius parametreleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Metan ve dodekan kimyasal mekanizmaları için Arrhenius Parametreleri<sup>†,††</sup>

Reaksiyonlar	Arrhenius Parametreleri		
Denklem 4.49.a	Ön faktör		1.26E08
	Aktivasyon enerjisi		1.50E10
	Hız faktörü	$CH_4$	-0.30
		$O_2$	1.30
Denklem 4.49.b	Ön faktör		7.08E09
	Aktivasyon enerjisi		1.67E08
	Hız faktörü	$CO$	1.00
		$O_2$	0.25
$H_2O$		0.50	
Denklem 4.50.a	Ön faktör		2.57E14
	Aktivasyon enerjisi		2.08E08
	Hız faktörü	$C_{12}H_{26}$	0.50
		$O_2$	1.07
$C_2H_4$		0.40	
Denklem 4.50.b	Ön faktör		3.71E12
	Aktivasyon enerjisi		2.09E08
	Hız faktörü	$C_{12}H_{26}$	-0.37
		$C_2H_4$	0.90
$O_2$		1.18	
Denklem 4.50.c	Ön faktör		2.45E11
	Aktivasyon enerjisi		1.72E08
	Hız faktörü	$C_2H_4$	-0.56
		$H_2$	0.85
$O_2$		1.42	
Denklem 4.50.d	Ön faktör		2.25E12
	Aktivasyon enerjisi		1.67E08
	Hız faktörü	$H_2O$	0.50
		$CO$	1.00
$O_2$		0.25	

<sup>†</sup> Reaksiyonlarda yer alan fakat hız faktörü sıfır olan moleküllere Çizelge 4.4'te yer verilmemiştir.

<sup>††</sup> Çizelgede yer alan parametreler [J kmol m s K] birim sisteminde verilmiştir.



#### 4.1.4. Sonlu Hacimler Yöntemi ve Çözüm Algoritması

##### 4.1.4.1. Ayrıklaştırma Yöntemleri

Euler yaklaşımıyla türetilen gaz fazına ait denklemler Star-CCM+ programında sonlu hacimler yöntemiyle çözülmektedir. Taşınma denklemlerinin, ayrıklaştırılabilmesi için, sonlu hacimler yöntemiyle uyumlu olan integral formunda yazılmaları gerekmektedir. Yukarıda verilen diferansiyel formdaki denklemler, Gauss diverjans teoremiyle integral formuna dönüştürülebilir;

$$\int_V \vec{\nabla} \cdot \mathbf{G}_{ij} dV = \oint_A \mathbf{G}_{ij} \cdot d\vec{A} \quad (4.51)$$

Genel bir skaler taşınma denklemi integral formunda şu şekilde yazılabilir;

$$\underbrace{\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV}_{\text{Zamana bağlı terim}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A}}_{\text{Taşınım terimi}} = \underbrace{\oint_A \Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi \cdot d\vec{A}}_{\text{Yayılm terimi}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Kaynak terimi}} \quad (4.52)$$

Burada,  $\phi$  akışa ait herhangi bir skaler büyüklüğü,  $dV$  hacim elemanını,  $\vec{u}$  hız vektörünü,  $d\vec{A}$  yüzey elemanının yüzey normal vektörüyle çarpımını,  $\Gamma_\phi$  skaler büyüklüğün yayılım katsayısını,  $S_\phi$  ise skaler büyüklüğün üretim hızını ifade etmektedir.

0 nolu hücre için Denklem 4.52'nin sonlu hacimler yöntemine göre ayrıklaştırılmış hali şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{d}{dt} (\rho \phi V)_0 + \sum_f (\rho \phi \vec{u} \cdot \vec{A})_f = \sum_f (\Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi \cdot \vec{A})_f + (S_\phi V)_0 \quad (4.53)$$

Burada,  $V$  hesaplama hücresindeki gaz fazının hacmini,  $f$  ise hesaplama hücresinin yüzey indisini temsil etmektedir. Zamana bağlı terim, birinci dereceden ileri fark yöntemiyle ayrıştırılmıştır;

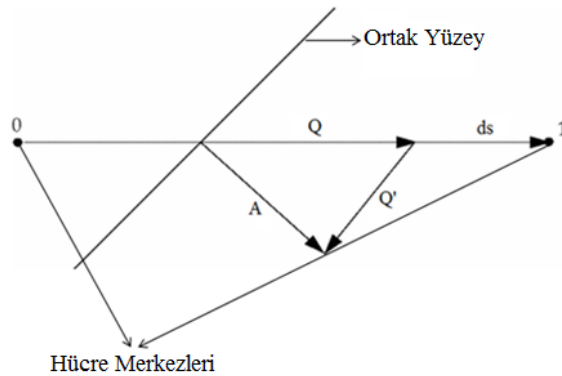
$$\frac{d}{dt}(\rho\phi V)_0 = \frac{(\rho_0\phi_0)^{n+1} - (\rho_0\phi_0)^n}{\Delta t} V_0 \quad (4.54)$$

Denklem 4.54'te,  $n$  mevcut zaman seviyesini,  $\Delta t$  ise zaman adımını temsil etmektedir. Skaler taşınma denklemindeki taşınım terimi ise merkezi fark yöntemiyle ayrıştırılmıştır;

$$(\rho\phi\vec{u} \cdot \vec{A})_f = (\rho\vec{u} \cdot \vec{A})_f (f^*\phi_0 + (1-f^*)\phi_1) \quad (4.55)$$

Burada,  $f^*$  komşu hücre merkezlerinin hacimleri ve paylaştıkları yüzeye olan uzaklıkları üzerinden belirlenen ağırlık faktörünü, 1 alt indis ise komşu hücreyi temsil etmektedir.

İki komşu hücre arasındaki yüzey alanı ve yayılım akısı vektörleri Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Komşu hücreler arasındaki yüzey alanı ve yayılım akısı vektörleri

Buna göre, yayılım terimi merkezi fark yöntemiyle şu şekilde ayrıştırılmaktadır;

$$(\Gamma_{\phi} \bar{\nabla} \phi \cdot \vec{A})_f = \Gamma_f \left( (\phi_1 - \phi_0) \vec{\gamma} \cdot \vec{A} + \overline{\nabla \phi} \cdot \vec{A} - (\overline{\nabla \phi} \cdot d\vec{s}) \vec{\gamma} \cdot \vec{A} \right) \quad (4.56.a)$$

$$\vec{\gamma} = \frac{\vec{A}}{\vec{A} \cdot d\vec{s}} \quad (4.56.b)$$

$$d\vec{s} = \vec{x}_1 - \vec{x}_0 \quad (4.56.c)$$

$$\overline{\nabla \phi} = \frac{\nabla \phi_0 + \nabla \phi_1}{2} \quad (4.56.d)$$

Burada,  $\Gamma_f$  komşu hücrelerin yayılım katsayısının harmonik ortalamasını,  $\vec{x}$  ise konum vektörünü temsil etmektedir.

#### 4.1.4.2. Çözüm Algoritması

HAD analizlerinde basınç-hız bağılaşımı için SIMPLE [82] algoritması kullanılmıştır. SIMPLE algoritmasında öncelikle, herhangi bir düzeltme yapılmadan momentum denklemi çözülür ve ham hız alanı,  $u^{**}$  elde edilir. Sonrasında bu hız alanı kullanılarak hücre yüzeylerindeki ham kütle akıları bulunur;

$$\dot{m}_f^* = \rho_f \left( \frac{\vec{u}_0^{**} + \vec{u}_1^{**}}{2} \cdot \vec{A} \right) - \Lambda_f \quad (4.57)$$

Burada,  $\Lambda_f$  Rhie ve Chow tipi yüzey yayılımını ifade etmektedir [67];

$$\Lambda_f = \rho_f \left( \frac{V_0 + V_1}{\bar{a}_0 + \bar{a}_1} \right) \vec{\gamma} \cdot d\vec{s} \left( p_1^* - p_0^* - \overline{\nabla p_f^*} \cdot d\vec{s} \right) \quad (4.58)$$

Burada,  $\bar{a}_0$  ve  $\bar{a}_1$ , hesaplama hücresi ve komşu hücrenin ortalama momentum katsayılarını;  $p_1^*$  ve  $p_0^*$ , bir önceki iterasyonda elde edilen basınç değerlerini;  $\overline{\nabla p_f^*}$  ise bir önceki iterasyonda komşu hücrelerin basınç gradyanlarının hacimsel ortalamalarını ifade etmektedir.

Sonrasında, basınç düzeltme denklemi çözülmektedir;

$$a_p p' + \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} = r \quad (4.59)$$

Burada,  $a_p$  ve  $a_{nb}$  hesaplama yapılan hücre ve komşu hücreler için doğrusallaştırılmış katsayıları,  $p'$  ve  $p'_{nb}$  hesaplama yapılan hücre ve komşu hücreler için basınç düzeltme terimlerini,  $r$  ise artık (residual) kütle debisini temsil etmektedir.

Daha sonra, elde edilen düzeltme değerleriyle basınç alanı güncellenir;

$$p = p^* + \lambda_p p' \quad (4.60)$$

Burada  $\lambda_p$ , basınç rahatlatma katsayısını (under-relaxation factor) temsil etmektedir.

Son olarak, elde edilen düzeltilmiş basınç değerleri vasıtasıyla hücre yüzeylerindeki kütle akıları ve hız alanı güncellenir;

$$\dot{m}_f = \dot{m}_f^* + \dot{m}_f' \quad (4.61)$$

$$u = u^{**} - \frac{V \nabla p'}{\bar{A}_p^u} \quad (4.62)$$

$\dot{m}_f'$  ve  $\bar{A}_p^u$  terimlerinin hesaplanma yöntemi [60] nolu kaynakta detaylı bir biçimde sunulmuştur.

Süreklilik ve momentum denklemleri SIMPLE algoritması vasıtasıyla çözüldükten sonra enerji ve molekül taşınma denklemleri, türbülans modeline ait denklemler ve sıvı fazı denklemleri eş zamanlı çözümlenerek bir iç iterasyon tamamlanır. Yakınsama kriterleri sağlanana kadar hesaplanan iç iterasyonlar bir dış iterasyonu (bir zaman adımını) oluşturur.

HAD simülasyonlarında, giriş yüzeyinde kütleli debi tipi, çıkış yüzeyinde basınç tipi, duvarlarda ise adyabatik sınır şartı kullanılmıştır. Giriş ve çıkış yüzeylerinde, türbülanslı sınır şart değerleri, türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği kullanılarak girilmiştir.

## 4.2. Sıvı Fazının Matematiksel Modellemesi

Sıvı yakıtın atomizasyon ve buharlaşma süreci boyunca gerçekleşen akışı Şekil 4.4'te şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 4.4'te görüldüğü gibi, basınç atomizerinden, içi boş konik (hollow cone) bir tabaka (sheet) formunda püskürtülen yakıt, ilk olarak birincil parçalanmaya uğrar ve sıvı ligamentleri oluşur. Bu aşama, hidrodinamik kararlılık analizi temelli LISA (Linearized Instability Sheet Analysis) modeliyle [68] simüle edilmiştir. Sonrasında ligamentler ikincil parçalanma işlemi ile birlikte daha küçük damlacıklar haline gelir. HAD simülasyonlarında ikincil parçalanma, TAB (Taylor Analogy Breakup) modeliyle [69] hesaplanmıştır. Oluşan damlacıklar atomizer duvarına çarparak, bu duvar üzerinde sıvı film oluşturur. Bu aşama ise Bai-Gosman Sprey-Duvar Etkileşimi modeliyle [70] tahmin edilmiştir. Sıvı filmde, üzerinden geçen hava akışı sebebiyle, dalga formunda kararsızlıklar (wave instability) meydana gelir. Bu kararsızlıklar sonucu, sıvı filmde damlacıklar kopmaya başlar. Sıvı film akışı ve film kopmaları Foucart Duvar Filmi modeliyle [71] simüle edilmiştir. Filmde kopan damlacıklar ikinci bir ikincil parçalanma sürecinden sonra toplam yüzey alanının artması ve alev bölgesine girmeleri sonucu buharlaşır.

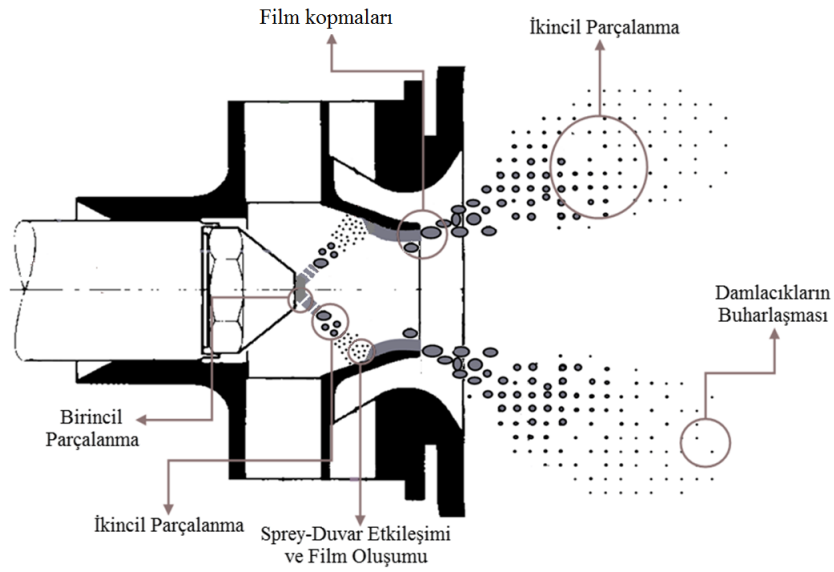
### 4.2.1. Temel Denklemler

Damlacıkların akışı, daha önce de bahsedildiği gibi Lagrange yaklaşımıyla modellenmiştir. Lagrange yaklaşımında, damlacıkların hareketini ve kütle dengesini tanımlayan denklemler şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{d\vec{r}_p}{dt} = \vec{u}_p \quad (4.63)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = \dot{m}_p \quad (4.64)$$

Burada,  $\vec{r}_p$  damlacığın konum vektörünü,  $\vec{u}_p$  damlacığın hız vektörünü,  $m_p$  damlacığın kütlesini,  $\dot{m}_p$  damlacığın kütlesindeki değişimin hızını ifade etmektedir.



Şekil 4.4. Sıvı yakıtın atomizasyonu ve buharlaşma aşamaları

Denklem 4.1'de yer alan, damlacıkların buharlaşmasına bağlı  $S_M$  terimi şu şekilde ifade edilebilir;

$$S_M V = -\frac{1}{\Delta t} \sum_P \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_p dt \quad (4.65)$$

Burada,  $V$  kontrol hacmi (ayrıklaştırılmış durumda, damlacığın içinde bulunduğu hesaplama hücrelerinin hacmini) temsil etmektedir.

Damlacık için momentum dengesi aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir;

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_{pr} \quad (4.66)$$

Burada,  $\vec{F}_D$  damlacık üzerindeki sürüklenme kuvvetlerini,  $\vec{F}_{pr}$  ise damlacık üzerindeki basınç kuvvetlerini temsil etmektedir;

$$\vec{F}_D = \frac{1}{2} C_d \rho A_p |\vec{u}_s| \vec{u}_s \quad (4.67)$$

$$\vec{F}_{pr} = -V_p \nabla p \quad (4.68)$$

Burada,  $C_d$  sürüklenme katsayısını,  $A_p$  damlacığın yüzey alanını,  $\vec{u}_s$  gaz fazındaki hız değeriyle damlacık hızı arasındaki farkı,  $V_p$  damlacığın hacmini,  $\nabla p$  ise damlacığın içinde bulunduğu hücredeki statik basınç gradyanını ifade etmektedir.

Denklem 4.2'de yer alan  $\vec{S}_F$  momentum kaynak terimi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\vec{S}_F V = -\frac{1}{\Delta t} \sum_P \int_t^{t+\Delta t} (\vec{F}_D + \vec{F}_{pr} + \dot{m}_p \vec{u}_p) dt \quad (4.69)$$

Damlacık için enerji dengesi ise şu denklemle ifade edilmektedir;

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{evap} \quad (4.70)$$

Burada,  $C_p$  damlacığın özgül ısısını,  $T_p$  damlacığın sıcaklığını,  $\dot{Q}_{conv}$  gaz fazından damlacığa taşınım ile geçen ısıyı,  $\dot{Q}_{evap}$  ise damlacığın buharlaşırken gaz fazından aldıkları ısıyı temsil etmektedir. Denklem 4.4'teki  $S_E$  kaynak terimi ise şu şekilde ifade edilebilir;

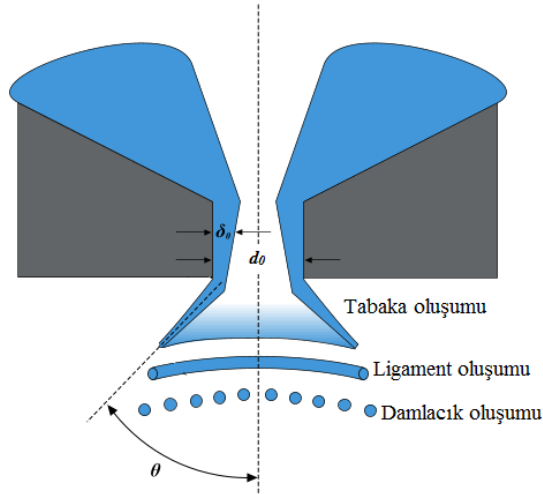
$$S_E V = -\frac{1}{\Delta t} \sum_P \int_t^{t+\Delta t} (\dot{Q}_{conv} + \dot{m}_p H_p) dt \quad (4.71)$$

Burada,  $H_p$  yakıt damlacığının toplam entalpisini temsil etmektedir.

Ayrıca, HAD analizlerinde, hesaplama kaynaklarının verimli kullanılabilmesi için, yukarıdaki denklemler bütün damlacıklar için çözülmemiş; bunun yerine kinematik ve termofiziksel özellikleri benzer olan ve birbirlerine yakın konumlarda bulunan damlacıkları temsil eden parseller üzerinden hesaplama yapılmıştır [60].

#### 4.2.2. LISA Birincil Parçalanma Modeli

LISA modeli ile, Şekil 4.5'te gösterildiği gibi, içi boş konik formdaki sıvı tabakadan, hidrodinamik kararsızlıklar sonucu ligamentlerin kopması, sonrasında sıvı damlacıklarının oluşması simüle edilerek bu damlacıkların çap ve hız değerleri tahmin edilmiştir.



Şekil 4.5. Basınç atomizerindeki birincil parçalanma [60]

Modelde kullanılan varsayımlar şunlardır;

- Sıvı tabakasından kopan tüm damlacıkların çapları aynı kabul edilmiş ve bu değeri temsilen ortalama bir damlacık çapı hesaplanmıştır.
- Birincil parçalanma uzunluğu, oldukça küçük bir alanda gerçekleştiğinden, ihmal edilmiş; kopan damlacıklar enjektör çıkışı koordinatlarından yanma odası içerisine gönderilmiştir.
- Birincil parçalanma hesabında, enjektör çıkışı bölgesindeki hava neredeyse durgun olduğundan, sıvı-gaz arayüzündeki bağıl hız sıfır alınmıştır.



Modelde, öncelikle enjektörden çıkan sıvı tabakanın kalınlığı,  $\delta_0$ , aşağıdaki süreklilik denklemi vasıtasıyla hesaplanmıştır;

$$\dot{m}_{sh} = \pi \rho u_{1,sh} \delta_0 (d_0 - \delta_0) \quad (4.72)$$

Burada,  $\dot{m}_{sh}$  sıvının kütesel debisini,  $\rho$  gaz fazının özkütlesini,  $d_0$  enjektör çıkış çapını temsil etmektedir.  $u_{1,sh}$  terimi ise sıvı tabakanın eksenel hızını ifade etmektedir;

$$u_{1,sh} = |\vec{u}_{sh}| \cos \theta \quad (4.73)$$

Burada  $\theta$ , Şekil 4.5'te gösterildiği gibi koni açısını temsil etmektedir. Sıvı tabakasının hız büyüklüğü ise aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmaktadır;

$$|\vec{u}_{sh}| = k_u \sqrt{\frac{2\Delta p_{inj}}{\rho}} \quad (4.74)$$

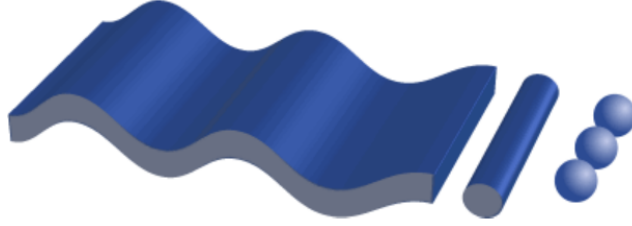
$$k_u = \max \left( 0.7, \frac{4\dot{m}_{sh}}{\pi d_0^2 \rho_{sh} \cos \theta} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_{inj}}} \right) \quad (4.75)$$

Denklem 4.75'te yer alan  $k_u$  enjektör çıkışındaki debi katsayısını,  $\Delta p_{inj}$  enjektördeki basınç farkını,  $\rho_{sh}$  ise sıvının özkütlesini temsil etmektedir.

LISA modelinde enjektörden çıkan sıvı tabakanın akışı; iki boyutlu, viskoz ve sıkıştırılmaz kabul edilmiştir. Hem sıvı tabakada hem de onu çevreleyen gaz fazında meydana gelen basınç ve hız çalkantıları, tabaka üzerinde, Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, dalga formunda sarsımlara (disturbance) neden olmaktadır. Bu sarsımların spektrumu, matematiksel olarak, aşağıdaki formda ifade edilebilir;

$$\eta_w = \eta_{w,0} \exp(ik_w x + \omega_w t) \quad (4.76)$$

Burada,  $\eta_{w,0}$  başlangıç durumundaki dalga genliğini,  $k_w = 2\pi/\lambda_w$  dalga sayısını,  $\lambda_w$  dalga boyunu,  $x$  tabakayla birlikte hareket eden koordinat sisteminin yatay bileşenini,  $\omega_w = \omega_{w,r} + i\omega_{w,i}$  ise karmaşık büyüme hızını ifade etmektedir.



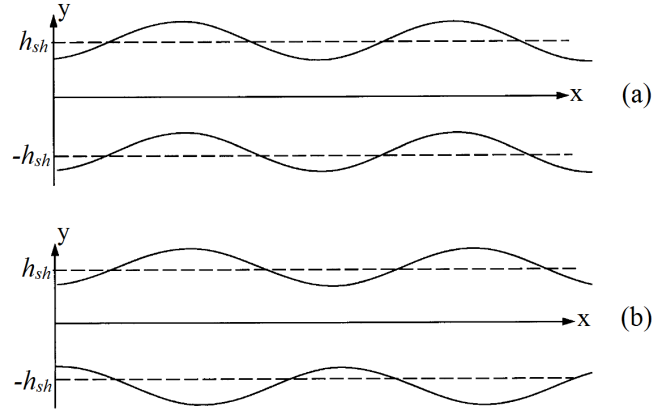
Şekil 4.6. Dalga formundaki sıvı tabakadan ligamentlerin ve damlacıkların kopması [60]

En kararsız sarsımı oluşturan  $\omega_{w,r}$ 'nin azami değeri, sıvı tabakadan ligament kopuşundan sorumludur. Bu değeri bulabilmek içinse  $\omega_{w,r}$  ile  $k_w$  arasında bir saçılım (dispersion) bağıntısı elde etmek gerekmektedir. Doğrusallaştırılmış korunum denklemleri (süreklilik ve momentum) ile Denklem 4.76 ortak çözüldüğünde sıvı tabakanın iki farklı modda hareket edebildiği görülmüştür. Şekil 4.7'de gösterilen bu modlar, sırasıyla sinüs modu ve varis (varicose) modu olarak adlandırılmaktadır. Squire [72], Rangel ve Sirignano [73] ile Senecal vd.'nin [74] yaptığı çalışmalar göstermektedir ki kopmalara yol açan mod sinüs modudur. Bu moda ait saçılım bağıntısı ise şu şekilde yazılabilir;

$$\omega_{w,r} = \frac{-2|\bar{u}_{sh}|k_w^2\Lambda_w}{\Lambda_w + r_\rho} + \frac{\sqrt{4|\bar{u}_{sh}|^2k_w^4\Lambda_w^2 - r_\rho^2|\bar{u}_{sh}|^2k_w^2 - (\Lambda_w + r_\rho)(-r_\rho|\bar{u}_{sh}|^2k_w^2 + \sigma k_w^3/\rho_{sh})}}{\Lambda_w + r_\rho} \quad (4.77.a)$$

$$\Lambda_w = \tanh(k_w h_{sh}) \quad (4.77.b)$$

Burada,  $r_\rho$  gaz fazının özkütlesinin sıvının özkütlesine oranını,  $\sigma$  yüzey gerilimini (surface tension),  $h_{sh}$  ise tabaka kalınlığını temsil etmektedir.



Şekil 4.7. Sıvı tabakanın hareket modları: (a) sinüs modu, (b) varis modu [68]

Denklem 4.77, oluşan dalganın uzun veya kısa olması durumuna göre farklı biçimlerde sadeleştirilebilir. Dalga formundaki sıvı tabakanın uzun ya da kısa olacağı boyutsuz Weber sayısı ile belirlenmektedir;

$$We_g = \frac{\rho |\vec{u}_{sh}|^2 h_{sh}}{\sigma} \quad (4.78)$$

$We_g < 27/16$  olması durumunda kısa dalgalar, tersi durumda ise uzun dalgalar oluşmaktadır. Bununla beraber, çoğu modern basınç atomizerinde kısa dalgalar gözlemlenmektedir.

Kısa dalgalar için saçılım bağıntısı şu şekilde sadeleştirilebilir;

$$\omega_{w,r} = -2 |\vec{u}_{sh}| k_w^2 + \sqrt{4 |\vec{u}_{sh}|^2 k_w^4 - r_\rho^2 |\vec{u}_{sh}|^2 k_w^2 - \sigma k_w^3 / \rho_{sh}} \quad (4.79)$$

Bu durumda kopma esnasındaki tabaka kalınlığı ise şu şekilde ifade edilebilir;

$$h_{sh,b} = \frac{\delta_0 \cos \theta (d_0 - \delta_0)}{48 \frac{|\vec{u}_{sh}|}{\omega_{w,r,max}} + d_0 - \delta_0} \quad (4.80)$$

Burada  $\omega_{w,r,\max}$ ,  $\omega_{w,r}$ 'in azami değerini temsil etmektedir. Tabakadan kopan ligamentin büyüklüğü ise Şu bağıntıyla bulunur;

$$d_L = \sqrt{\frac{16h_{sh,b}}{k_{w,\max}}} \quad (4.81)$$

Burada  $k_{w,\max}$ ,  $\omega_{w,r,\max}$  değerini sağlayan  $k_w$  değerini ifade etmektedir. Son olarak, ligamentlerden kopan damlacıkların ortalama çapı ise aşağıdaki korelasyon yardımıyla hesaplanır;

$$d_{D,mean} = 1.88d_L (1 + 3Oh)^{1/6} \quad (4.82)$$

Denklem 4.82'de yer alan  $Oh$ , boyutsuz Ohnesorge sayısını ifade etmektedir;






$$Oh = \frac{\mu_{sh}}{(\rho_{sh}\sigma d_L)^{0.5}} \quad (4.83)$$

### 4.2.3. TAB İkincil Parçalanma Modeli

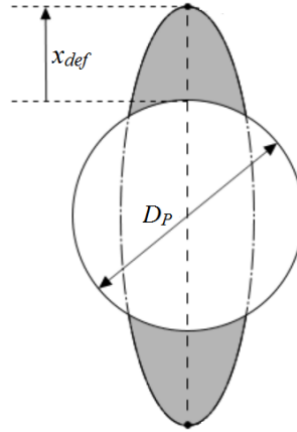
Damlacıkların aerodinamik etkiler altında oluşan ikincil parçalanmaları, farklı Weber sayılarında farklı rejimlerde gerçekleşmektedir. Düşük Ohnesorge sayılarında, Steisch [75] tarafından öne sürülen bir sınıflandırma izelge 4.5'te, parçalanma Őemalarıyla birlikte sunulmuştur.

Mevcut çalışmada, damlacık Weber sayıları 12'den küçük olduğundan, ikincil parçalanma için TAB modeli kullanılmıştır. TAB modelinde, damlacıkların Şekil 4.8'de görüldüğü gibi uzayarak deforme oldukları ve belirli koşullar sağlandığında parçalandıkları varsayılmaktadır.

Çizelge 4.5. İkincil parçalanma rejimleri ve önerilen modeller<sup>†</sup>

Sınıflandırma	Parçalanma Şeması	Weber Sayısı	Önerilen Model
Titreşimsel parçalanma		<12	TAB
Torba tipi parçalanma		<20	KH-RT
Torba-huzme tipi parçalanma		<50	KH-RT
Soyulma tipi parçalanma		<100	KH-RT ya da Reitz-Diwakar
Katastrofik parçalanma		>100	Reitz-Diwakar

<sup>†</sup>KH-RT ve Reitz-Diwakar modelleri, [76] ve [77] nolu kaynaklarda detaylı bir şekilde anlatılmıştır.



Şekil 4.8. TAB modeli damlacık deformasyonu [60]

Şekil 4.8'de belirtilen, damlacık deformasyon miktarı,  $x_{def}$ , hesaplamaları kolaylaştırmak amacıyla şu şekilde boyutsuzlaştırılmıştır;

$$y_{def} = \frac{2x_{def}}{C_b D_p} \quad (4.84)$$

Burada  $C_b$ , 0.5 değerini alan deneysel bir sabiti ifade etmektedir. Damlacığın deformasyonu ise, Denklem 4.84'te tanımlanan boyutsuz parametre üzerinden, bir kütle-yay-damper sistemine benzer olarak, şu şekilde formülize edilmiştir;

$$\rho_p D_p^2 \ddot{y}_{def} + C_m \mu_p \dot{y}_{def} + \frac{C_k \sigma}{D_p} \left( 2y_{def} - \frac{We_g}{We_{g,crit}} \right) = 0 \quad (4.85)$$

Burada,  $\rho_p$  damlacığın özkütlesini,  $C_m$ ,  $C_k$  ve  $We_{g,crit}$  sırasıyla 5, 8 ve 12 değerlerini alan deneysel sabitleri,  $\mu_p$  ise damlacığın dinamik viskozitesini temsil etmektedir.

Modele göre  $y_{def}$  değeri 1'e ulaştığında parçalanma gerçekleşir. Parçalanmış damlacıkların SMD'leri,  $D_{32}$ , şu bağıntı yardımıyla hesaplanır;

$$\frac{D_p}{D_{32}} = 1 + \frac{2}{3} C_b^2 C_k + 0.5 \frac{C_b^2 m_p}{4\sigma\pi} \dot{y}_{def}^2 \quad (4.86)$$

Parçalanmış damlacıklar, ana damlacığın (parent droplet) hareket yönüne dik yönde hız kazanırlar. Normal yöndeki bu hız bileşeninin değeri şu şekilde hesaplanmaktadır;

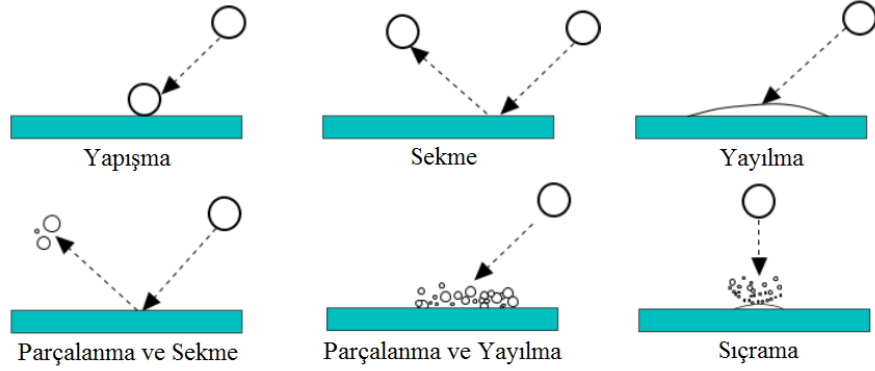
$$u_{\perp} = 0.5 C_b D_p \dot{y}_{def,b} \quad (4.87)$$

Burada,  $\dot{y}_{def,b}$  parçalanma anındaki deformasyon hızını ifade etmektedir.

Ayrıca, damlacıkların sürüklenme katsayıları, damlacık deformasyonunu da hesaba katan Liu [78] sürüklenme katsayısı yaklaşımıyla tahmin edilmiştir.

#### 4.2.4. Bai-Gosman Sprey-Duvar Etkileşimi Modeli

Bai-Gosman Sprey-Duvar Etkileşimi modelinde, damlacıkların duvara çarpmaları sonucu, Şekil 4.9'da gösterildiği gibi, altı farklı durum oluşabildiği varsayılmaktadır.

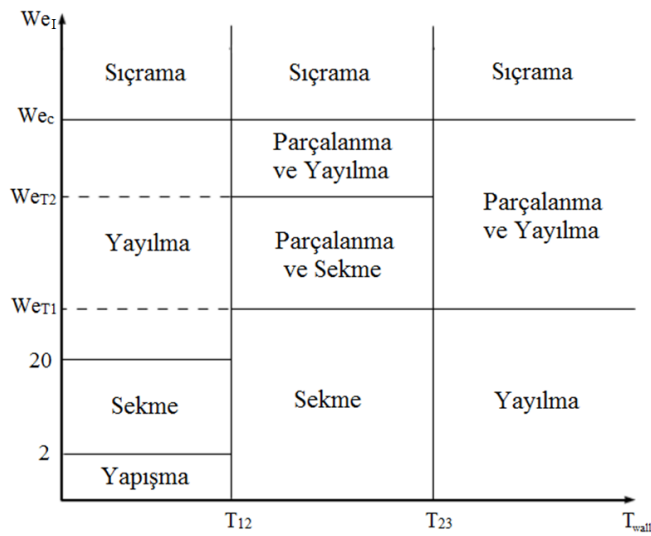


Şekil 4.9. Damlacıkların çarpma rejimleri [60]

Şekil 4.9’da gösterilen çarpma rejimleri, damlacığın geliş Weber sayısı (incident Weber number),  $We_I$  ve duvar sıcaklığına,  $T_{wall}$  göre belirlenmektedir. Geliş Weber sayısı, damlacığın duvar yüzeyine dik olan hız bileşeni üzerinden hesaplanmaktadır;

$$We_I = \frac{\rho_P (\vec{u}_P \cdot \vec{n}_{wall})^2 D_P}{\rho} \quad (4.88)$$

Islatılmış duvarlar (wetted walls) için çarpma rejimleri, Şekil 4.10’da verilen haritalama ile sınıflandırılmıştır.



Şekil 4.10. Çarpma rejimlerinin geliş Weber sayısı ve duvar sıcaklığına göre sınıflandırılması [60]

Şekil 4.10'da gösterilen  $T_{12}$  damlacığın kaynama sıcaklığını,  $T_{23}$  damlacığın Leidenfrost sıcaklığını [79],  $We_{T1}$ ,  $We_{T2}$  ve  $We_c$  ise sırasıyla 50, 120 ve 4200 değerlerini alan deneysel sabitleri temsil etmektedir.

Duvar üzerinde sıvı filmin oluşabilmesi için duvar sıcaklığının  $T_{12}$  değerinden küçük olması gerekmektedir. Aksi halde duvar kenarında oluşan yakıt buharı, damlacığın duvara temasına izin vermeyecektir. Bununla birlikte, damlacıklar sadece yapışma ve yayılma rejimlerinde sıvı filme katılıp, kütle, momentum ve enerjilerini filme aktarmaktadırlar.

#### 4.2.5. Foucart Duvar Filmi Modeli

Foucart duvar filmi modelinde, sıvı filmin akışı şu varsayımlar dahilinde hesaplanmaktadır;

- Film, sınır tabaka yaklaşımı uygulanabilecek kadar incedir.
- Film, kopma modeli devreye girmediği sürece duvara yapışık kalmaktadır.
- Film içerisinde, duvara dik yönde, parabolik bir hız profili oluşmaktadır.
- Normal yöndeki hız profili önceden belirlenmiş olduğundan, filme ait süreklilik ve momentum denklemleri iki boyutlu kabul edilerek kabuk (shell) çözüm ağı üzerinde çözülmektedir.

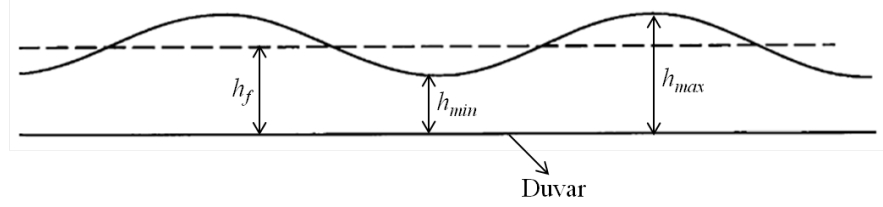
Bahsi geçen parabolik hız profili matematiksel olarak şu şekilde ifade edilebilir;

$$u_f(\xi) = \left( 3 \frac{\bar{u}_f}{h_f} - \frac{\tau_{fs}}{2\mu_f} \right) \xi - \left( 3 \frac{\bar{u}_f}{h_f^2} - \frac{3\tau_{fs}}{4\mu_f h_f} \right) \xi^2 \quad (4.89)$$

Burada,  $\xi$  duvara dik yöndeki koordinatı,  $\bar{u}_f$  ortalama film hızını,  $h_f$  film kalınlığını,  $\tau_{fs}$  sıvı film-gaz arayüzündeki kayma gerilmesini,  $\mu_f$  ise sıvının dinamik viskozitesini temsil etmektedir.



Sıvı film-gaz arayüzündeki kayma gerilmesi ve basınç değerlerinde meydana gelen çalkantılar, Şekil 4.11’de gösterildiği gibi, film içerisinde dalga formunda kararsızlıklar yaratmaktadır.



Şekil 4.11. Dalga formundaki duvar filminin ortalama, asgari ve azami kalınlıkları

Damlacıkların filmden kopması ise bu kararsızlıkların dalga boyları ile karakterize edilmektedir. Kopmalardan sorumlu tutulan ve en kararsız dalga boyu olan rezonans dalga boyu, matematiksel olarak şu şekilde ifade edilebilir;

$$\lambda_r = \frac{2\pi}{\rho_f \vec{f}_b \cdot \vec{n}_{wall}} \left( \frac{1}{3} \rho u_{rel}^2 - \sqrt{\frac{1}{3} \rho u_{rel}^2 - \rho_f \vec{f}_b \cdot \vec{n}_{wall} \sigma} \right) \quad (4.90)$$

Burada,  $\rho_f$  sıvının özkütlesini,  $u_{rel}$  sıvı film-gaz arayüzündeki bağıl hızı,  $\vec{f}_b$  ise filmdeki ivmelenmelerden kaynaklanan atalet kuvvetini temsil etmektedir.

Damlacıkların filmden kopabilmesi için, asgari film kalınlığı  $h_{min}$ 'in belirli bir değere düşmesi gerekmektedir. Bu değer şu bağıntı yardımıyla hesaplanmaktadır;

$$h_{min,b} = C_H \frac{\lambda_r}{2\pi} \quad (4.91)$$

Burada,  $C_H$  modele ait deneysel bir sabiti temsil etmektedir. Kopan damlacığın çapı ise şu bağıntıyla tahmin edilmektedir;

$$D_p = 3.78 \sqrt{\frac{\lambda_r h_a}{\pi}} \quad (4.92)$$

Burada  $h_a$ , kopma öncesinde, sıvı film dalgasının genliğini ifade etmekte ve şu bağıntıyla hesaplanmaktadır;

$$h_a = 0.012\pi\lambda_r \quad (4.93)$$

#### 4.2.6. Buharlaşmanın Modellenmesi

Damlacıkların buharlaşması, Spalding [80] tarafından 1960 yılında öne sürülen buharlaşma modeliyle hesaplanmaktadır. Bu modele göre damlacık kütleindeki buharlaşmaya bağlı değişim şu bağıntıyla tahmin edilmektedir;

$$\dot{m}_p = -g^* A_p \ln(1+B) \quad (4.94)$$

Burada,  $g^*$  kütleli iletkenlik katsayısını (conductance),  $A_p$  damlacığın yüzey alanını,  $B$  ise Spalding transfer sayısını temsil etmektedir.

Modele göre, damlacıkların buharlaşması üç farklı modda gerçekleşmektedir. İlk modda, damlacık kritik sıcaklığın üzerine çıkmakta ( $T_p > T_{cr}$ ) ve hemen buharlaşmaktadır.

İkinci modda, damlacık yüzeyi doymuş bir durumdadır ( $p_{sat}/p_p > 1$ ) ve buharlaşma hızı, damlacık yüzeyindeki yakıt buharından damlacığa aktarılan ısı ile damlacığın buharlaşma entalpisi arasındaki denge tarafından belirlenmektedir. Bu mod için  $g^*$  ve  $B$  değerleri şu bağıntılarla hesaplanmaktadır;

$$B = \frac{C_p(T - T_p)}{L_p} \quad (4.95)$$

$$g^* = \frac{k_p Nu_p}{C_p D_p} \quad (4.96)$$

Burada,  $T$  gaz fazı sıcaklığını,  $L_P$  damlacığın buharlaşma entalpisini,  $k_P$  damlacığın ısı iletkenlik katsayısını,  $Nu_P$  ise damlacık Nusselt sayısını temsil etmektedir.

Üçüncü modda ise damlacık yüzeyi doymamış bir durumdadır ( $p_{sat}/p_P < 1$ ) ve buharlaşma hızı, damlacık yüzeyindeki yakıt buharının yayılım hızı tarafından belirlenmektedir. Bu mod için  $g^*$  ve  $B$  değerleri şu bağıntılarla hesaplanmaktadır;

$$B = \frac{Y_{v,s} - Y_v}{1 - Y_{v,s}} \quad (4.97)$$

$$g^* = \frac{\rho D_v Sh_P}{D_P} \quad (4.98)$$

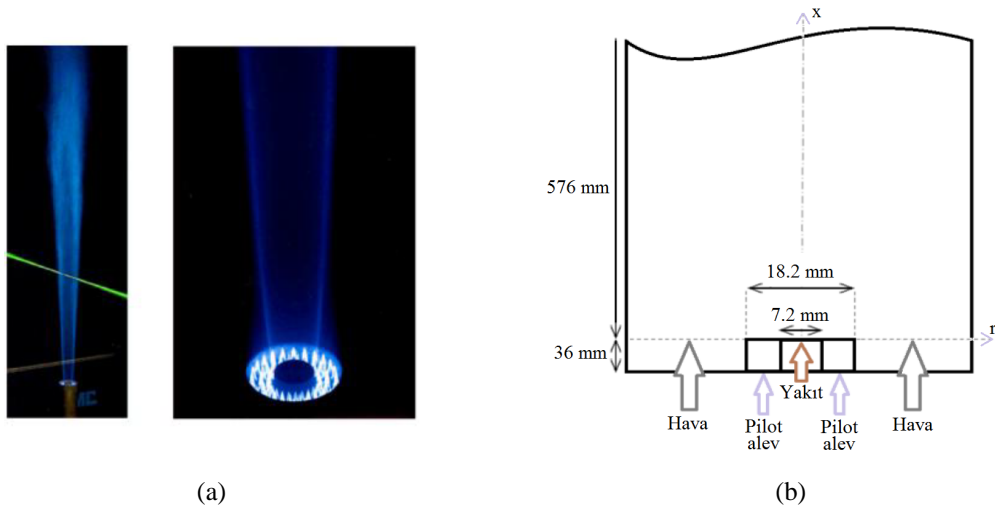
Burada  $Y_{v,s}$  damlacık yüzeyindeki yakıt buharının kütle oranını,  $Y_v$  damlacığın içinde bulunduğu kontrol hacimdeki yakıt buharının kütle oranını,  $D_v$  yakıt buharının kütle yayılım katsayısını,  $Sh_P$  ise damlacık Sherwood sayısını temsil etmektedir.

Denklem 4.96 ve 4.98'deki boyutsuz  $Nu_P$  ve  $Sh_P$  sayılarının hesaplanması için Ranz-Marshall korelasyonu [81] kullanılmıştır.

## 5. TÜRBÜLANSLI YANMA MODELLERİNİN DOĞRULANMASI

Bu bölümde, Sandia laboratuvarları tarafından bir test alevi olarak geliştirilen türbülanslı ve ön-karışimsız Flame D deneyinin [44] HAD simülasyonları gerçekleştirilerek, yanma odası analizinde kullanılacak olan türbülans ve yanma modelleri belirlenmiştir.

Flame D test alevi ve deney düzeneği şeması Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Deney parametreleri ise şu şekilde özetlenebilir: 49.6 m/s’lik bir hızla gönderilen yakıt, hacimsel olarak %25 metan ( $CH_4$ ), %75 kuru hava içermektedir. Pilot alev ve hava ise, sırasıyla 11.4 ve 0.9 m/s’lik hızlarla akış alanına girmektedir. Pilot alevin kompozisyonu Çizelge 5.1’de sunulmuştur. Giriş esnasında, yakıt ve hava 294 K, pilot alev ise 1880 K sıcaklığa sahiptir.

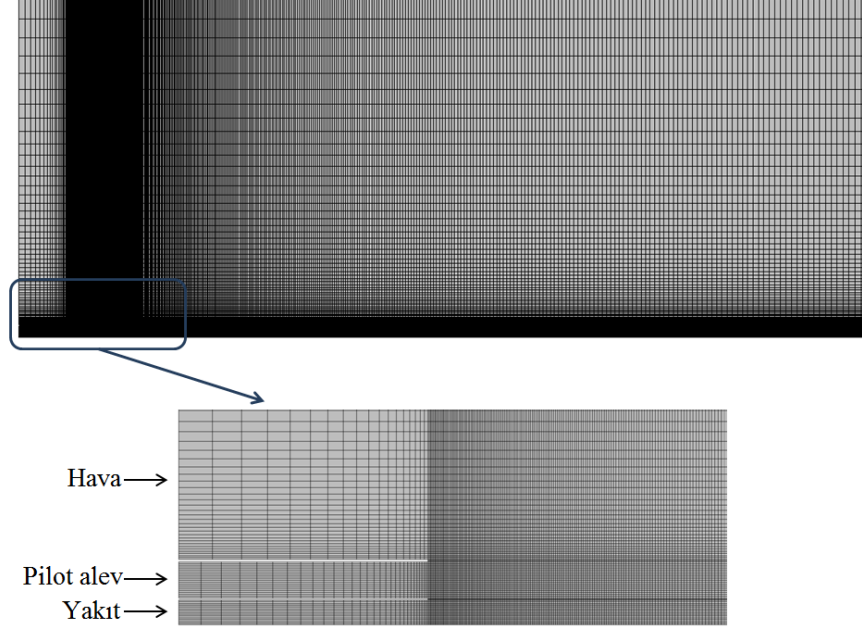


Şekil 5.1. (a) Flame D test alevi, (b) Flame D deney düzeneği şeması

Çizelge 5.1. Flame D pilot alev kompozisyonu

Molekül	Kütlesel Oran
$O_2$	0.056
$CO_2$	0.004
$H_2O$	0.095
$CO_2$	0.110
$N_2$	0.735

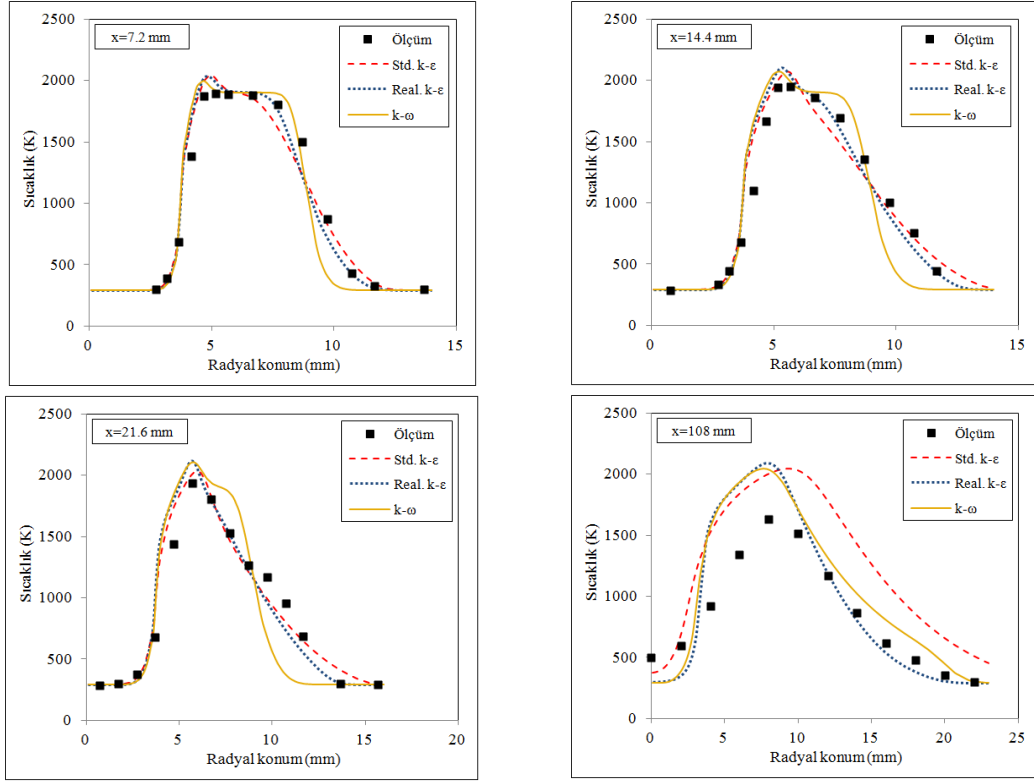
Flame D HAD simülasyonları için, Şekil 5.2’de gösterilen, yaklaşık 50000 hücreye sahip, iki boyutlu çözüm ağı, eksenel simetri varsayımıyla kullanılmıştır.



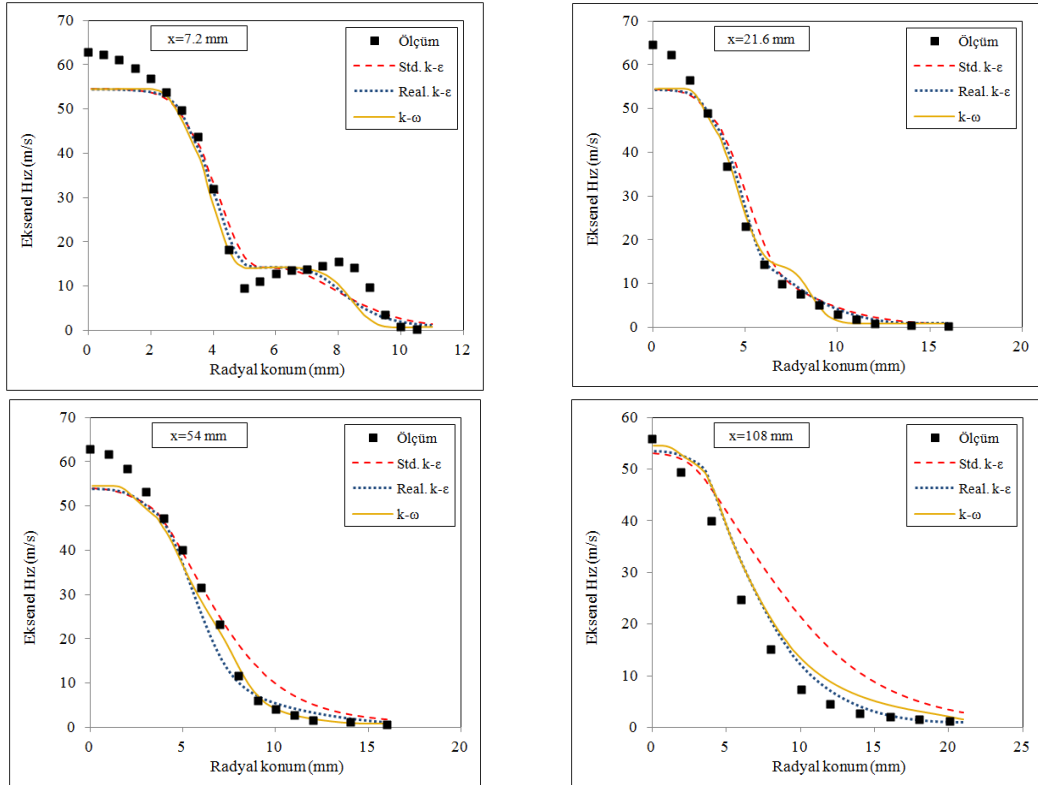
Şekil 5.2. Flame D simülasyonu için oluşturulan çözüm ağı

Simülasyon aşamasında öncelikle, hibrit EBU yanma modeli kullanılarak, farklı türbülans modellerinin (Standart k- $\epsilon$ , Realizable k- $\epsilon$ , k- $\omega$ ), sıcaklık, hız ve O<sub>2</sub> konsantrasyonu dağılımları üzerinden karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırma sırasında kullanılan veriler, eksenel olarak 7.2, 14.4, 21.6, 54 ve 108 mm’de bulunan radyal doğrultudaki çizgiler üzerinde alınmıştır.

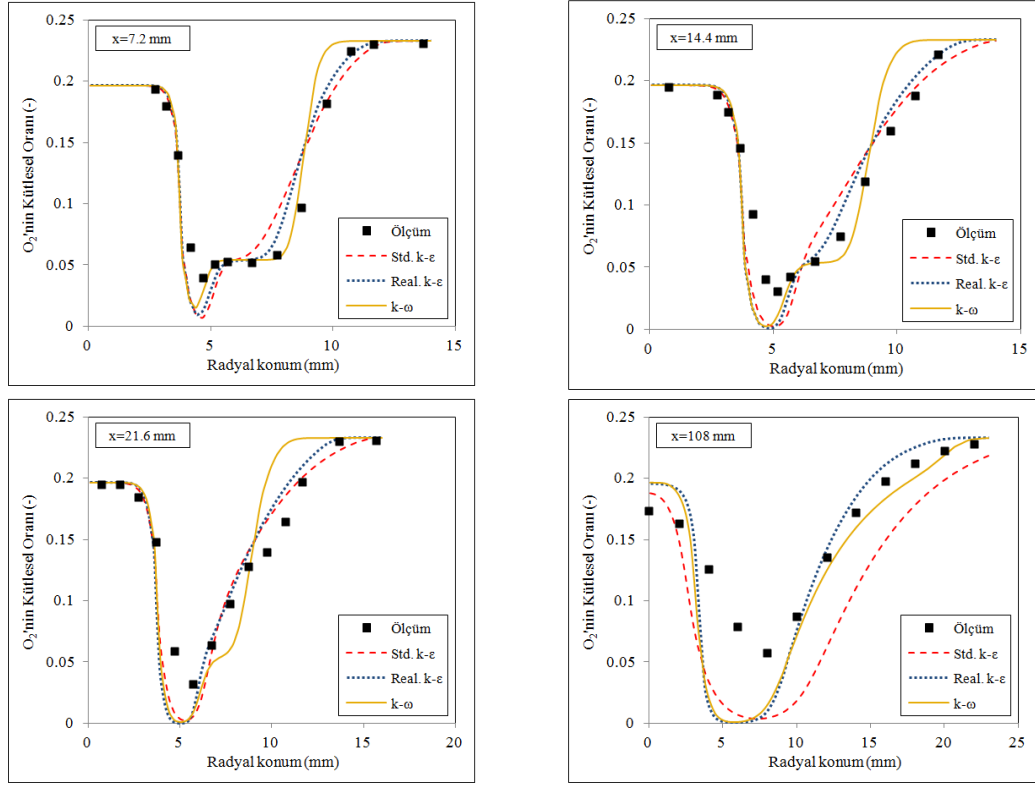
HAD simülasyonları ve deneysel ölçümler sonucunda elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 5.3’te, eksenel hız değerleri Şekil 5.4’te, O<sub>2</sub> konsantrasyonu değerleri ise Şekil 5.5’te sunulmuştur. Bu şekillerde verilen profillerden, k- $\omega$  modelinin genel anlamda reaksiyonlu akışın fiziğini çözümlenmekte zayıf kaldığı, türbülans yayılımını normalden fazla hesapladığı bilinen Standart k- $\epsilon$  modeline ait sonuçların ise özellikle girişe uzak bölgede deneysel ölçümlerden sapmaya başladığı gözlemlenmektedir. Bu çıkarımlar göz önünde bulundurularak, yanma odası HAD simülasyonlarında Realizable k- $\epsilon$  türbülans modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5.3. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri



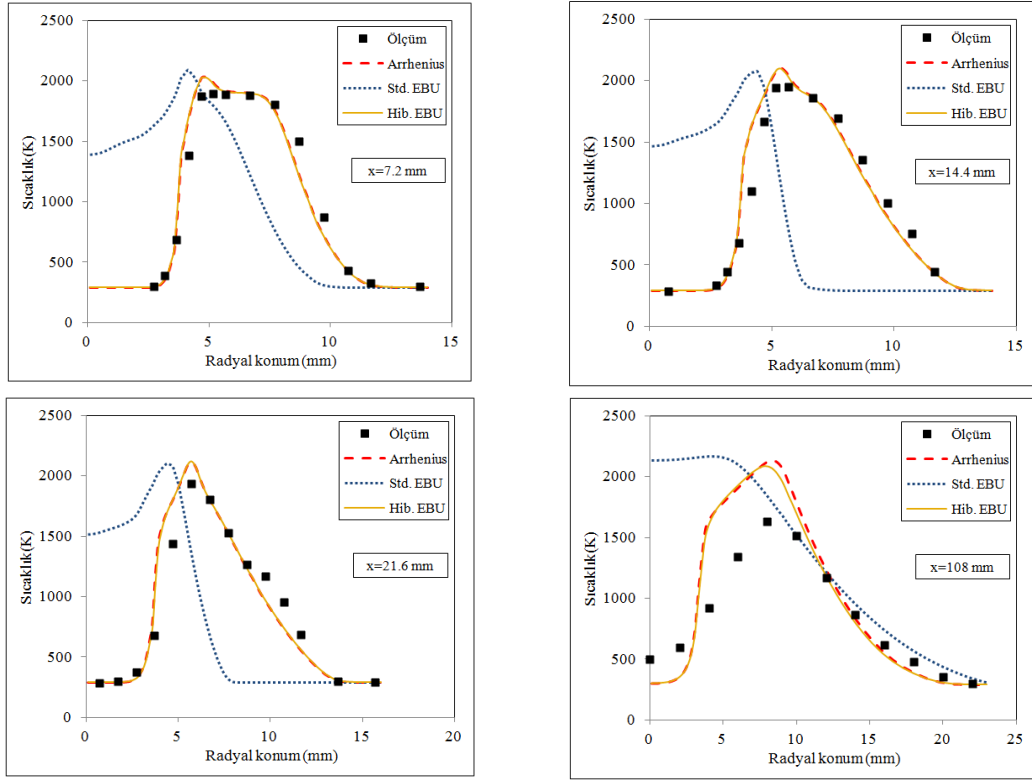
Şekil 5.4. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen eksenel hız profilleri



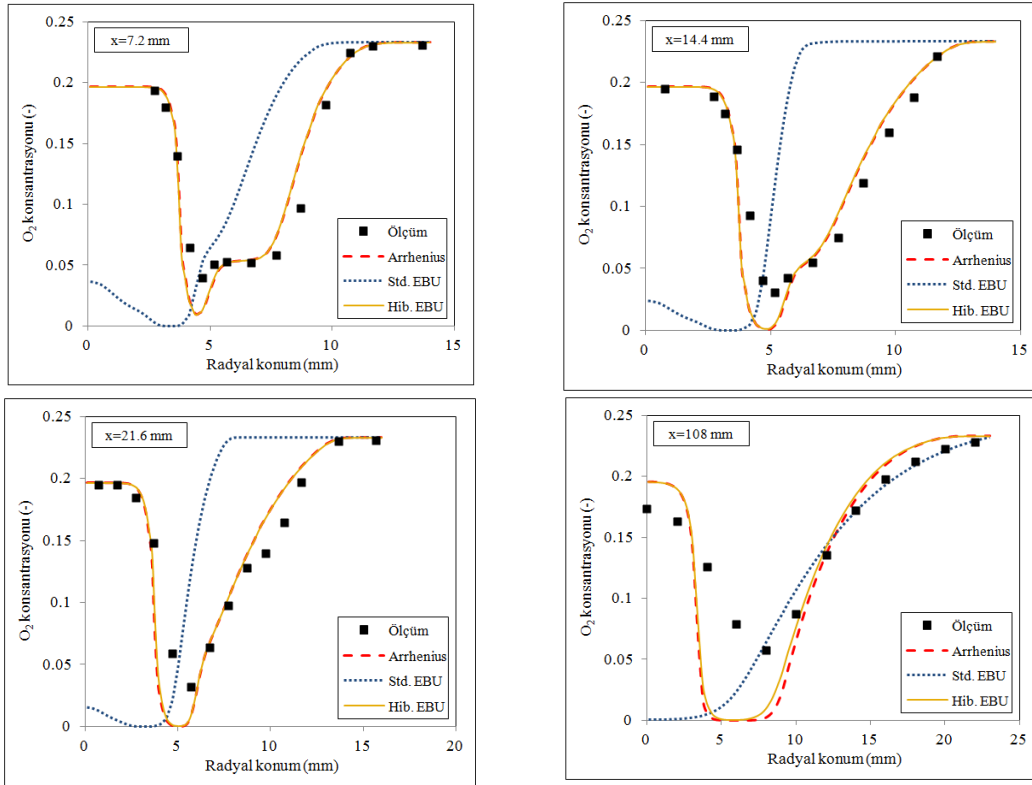
Şekil 5.5. Farklı türbülans modelleri ile O<sub>2</sub> konsantrasyonu profilleri

Benzer şekilde yanma modellerini karşılaştırmak amacıyla, Flame D simülasyonları, Arrhenius, Standart EBU ve Hibrit EBU modelleriyle tekrarlanmıştır. Bu simülasyonlarda, yukarıda bahsedilen sebeplerden ötürü Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 5.6'da, O<sub>2</sub> konsantrasyonu değerleri ise Şekil 5.7'de sunulmuştur.

Şekil 5.6 ve 5.7'den, reaksiyon hızlarının daha çok kimyasal kinetik tarafından belirlendiği; yakıt ve pilot alev akımlarının aksel momentumlarını kaybetmeye başladığı girişten uzak bölgelerde ise türbülans yayılım hızının azalmasından ötürü, türbülanslı karışım etkilerinin gözlemlenmeye başladığı çıkarılabilir. Bu bağlamda, yanma odası simülasyonlarında Hibrit EBU modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5.6. Farklı yanma modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri

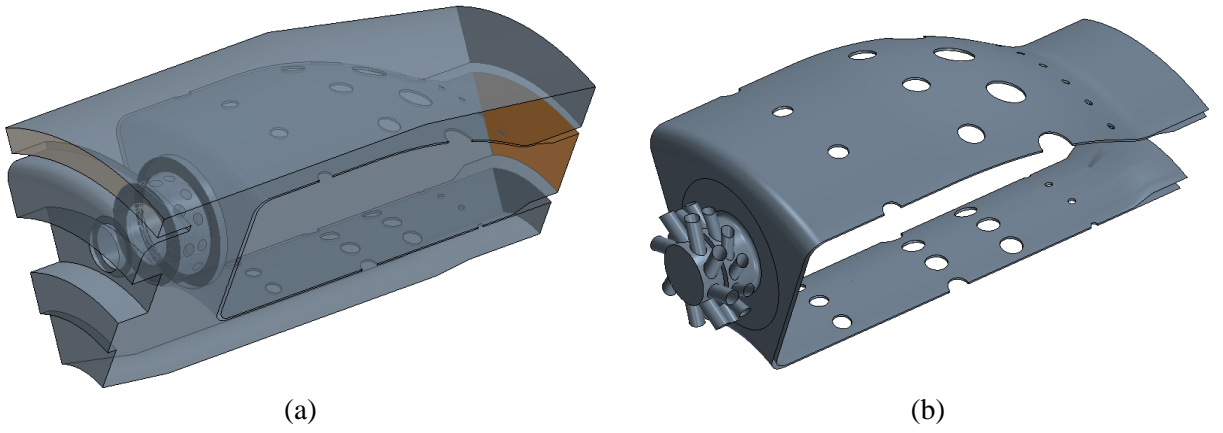


Şekil 5.7. Farklı yanma modelleri ile elde edilen  $O_2$  konsantrasyonu profilleri



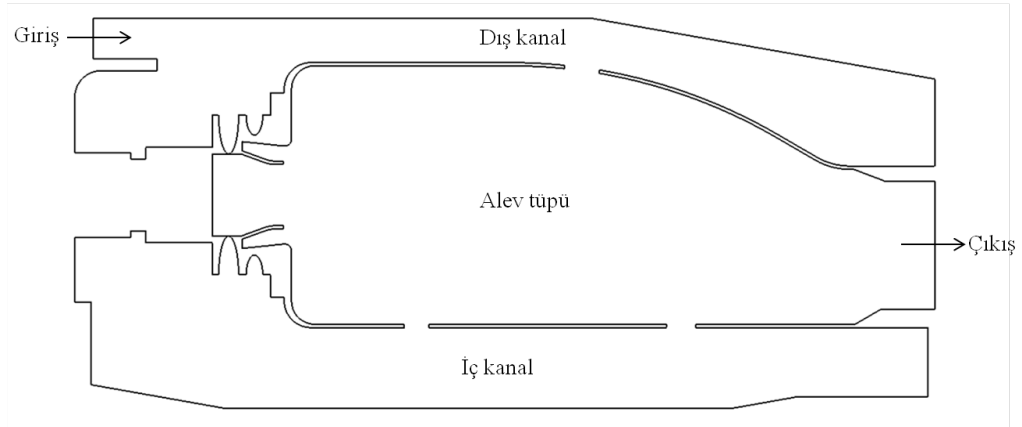
## 6. YANMA ODASININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ SİMÜLASYONLARI

Bölüm 3’te aktarılan bir boyutlu tasarım metodolojileri ve kriterleri çerçevesinde ortaya çıkan yanma odası ve alev tüpü geometrisinin, bir atomizeri kapsayan sekizde birlik kısmı Şekil 6.1’de gösterilmektedir. Yanma odası HAD simülasyonları, hesaplama kaynaklarının verimli kullanımı açısından, periyodik sınır şart kullanılarak, bu sekizde birlik kısımda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.1. (a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi

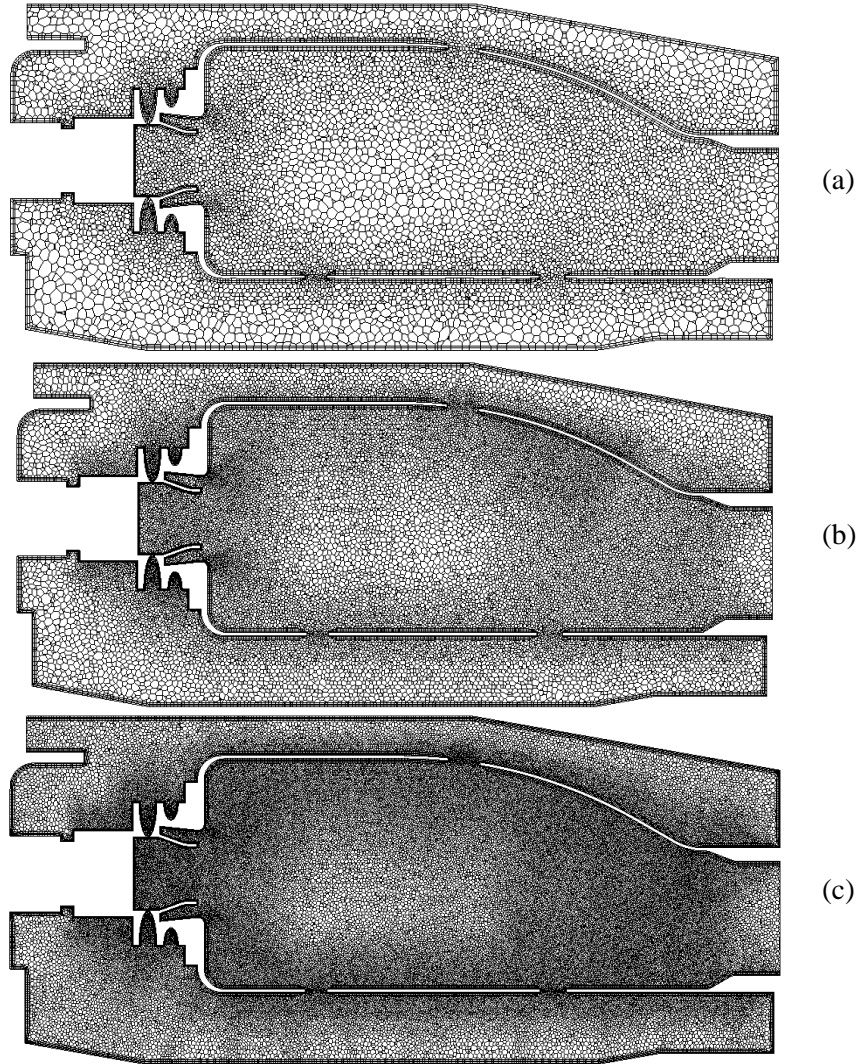
Şekil 6.2’de ise, mevcut yanma odası geometrisinin merkezi kesiti üzerinde giriş ve çıkış yüzeyleri ile yanma odası bölümleri gösterilmektedir.



Şekil 6.2. Yanma odası bölümleri, giriş ve çıkış yüzeyleri

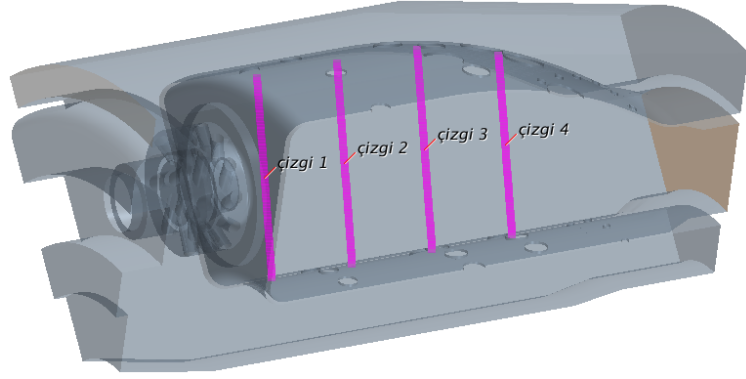
## 6.1. Çözüm Ağı Çalışması

HAD simülasyonlarından elde edilen sonuçların çözüm ağından bağımsızlığını göstermek amacıyla, yukarıda verilen geometri üzerinde, Şekil 6.3'te görüldüğü gibi polihedral hücrelere sahip, üç farklı sıklıkta çözüm ağı oluşturulmuş ve bu çözüm ağlarında izotermal analizler gerçekleştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır.



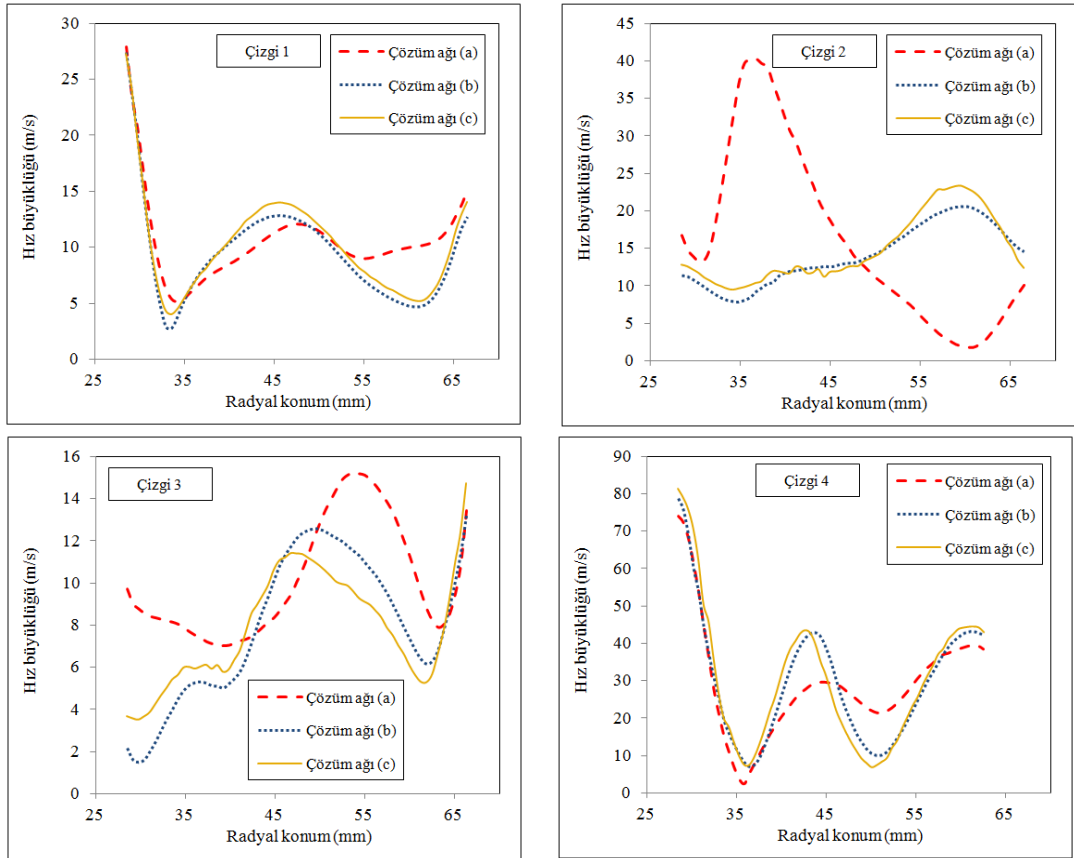
Şekil 6.3. Merkezi kesit üzerindeki ağ yapıları: (a) ~ 500,000 hücre, (b) ~ 2,000,000 hücre, (c) ~ 8,000,000 hücre

Bu çözüm ağlarında elde edilen sonuçları karşılaştırmak için Şekil 6.4'te verilen radyal çizgiler üzerinde alınan hız ve türbülans zaman ölçeği değerleri ile merkezi kesit üzerinde alınan hız konturları kullanılmıştır.

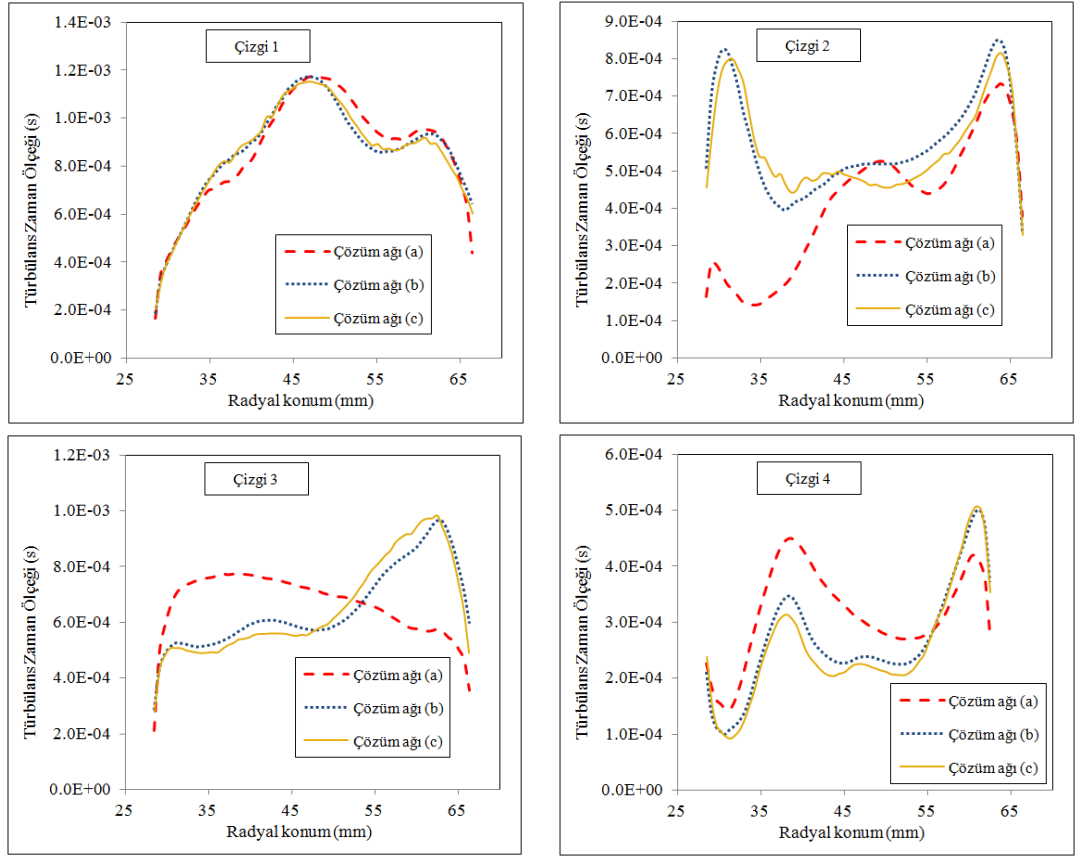


Şekil 6.4. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri

Ölçüm çizgileri üzerinde alınan hız profilleri Şekil 6.5'te, türbülans zaman ölçüğü değerleri Şekil 6.6'da, merkezi kesit üzerinde alınan hız konturları ise Şekil 6.7'de sunulmuştur.



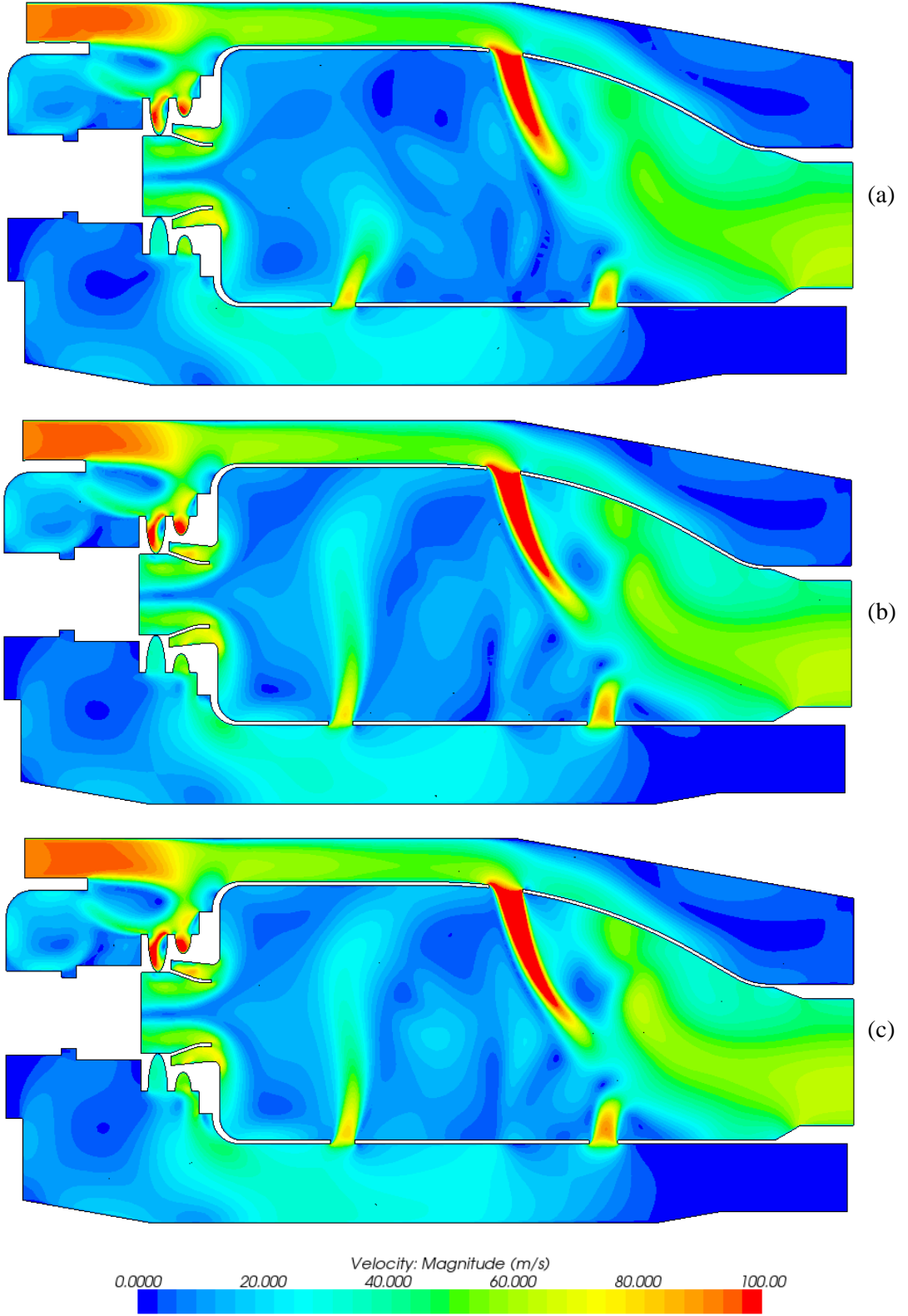
Şekil 6.5. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri



Şekil 6.6. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen türbülans zaman ölçeği değerleri

Karşılaştırma parametresi olarak hız büyüklüğü ve türbülans zaman ölçeği değerlerinin seçilme sebebi; hız değişkeninin HAD simülasyonlarında kullanılan tüm taşınma denklemlerini karakterize eden bir parametre olması, türbülans zaman ölçeği ( $k/\epsilon$ ) değişkeninin ise EBU modelinde yer alan reaksiyon hızı denklemindeki ana parametre olmasıdır.

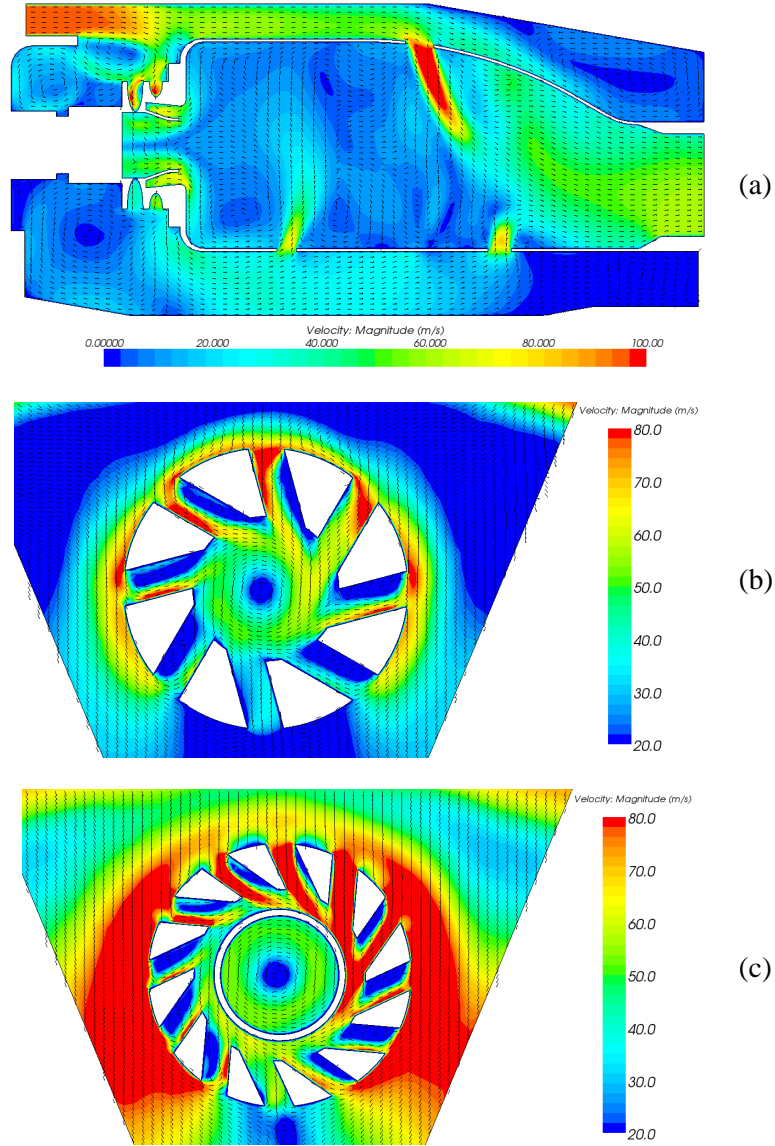
Şekil 6.5 ve 6.6'da verilen grafiklerden ve Şekil 6.7'de verilen hız konturlarından, sonuçların çözüm ağından bağımsızlığı açısından, 500,000 hücrelik çözüm ağının yetersiz kaldığını, 2,000,000 hücrelik ve 8,000,000 hücrelik çözüm ağlarının birbirlerine yakın sonuçlar verdiği, dolayısıyla bu mertebelerde, çözüm ağından bağımsız sonuçlar elde edilebileceği çıkarılabilir. Hesaplama kaynakları ve simülasyon süreleri de göz önünde bulundurulduğunda, bundan sonra gerçekleştirilecek olan HAD simülasyonlarında yaklaşık 2,000,000 hücre kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 6.7. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları: (a) ~ 500,000 hücre, (b) ~ 2,000,000 hücre, (c) ~ 8,000,000 hücre

## 6.2. Atomizer Bölgesi Geometri Optimizasyonu

Çift fazlı ve reaksiyonlu analizlerden önce, mevcut geometrideki (geometri 0) akış yapısını incelemek amacıyla izotermal HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucunda elde edilen, merkezi kesit ve atomizer döngü kanallarından geçen kesitler üzerinde alınan hız konturları, hız vektörleriyle bütünleşik bir biçimde Şekil 6.8’de verilmiştir.

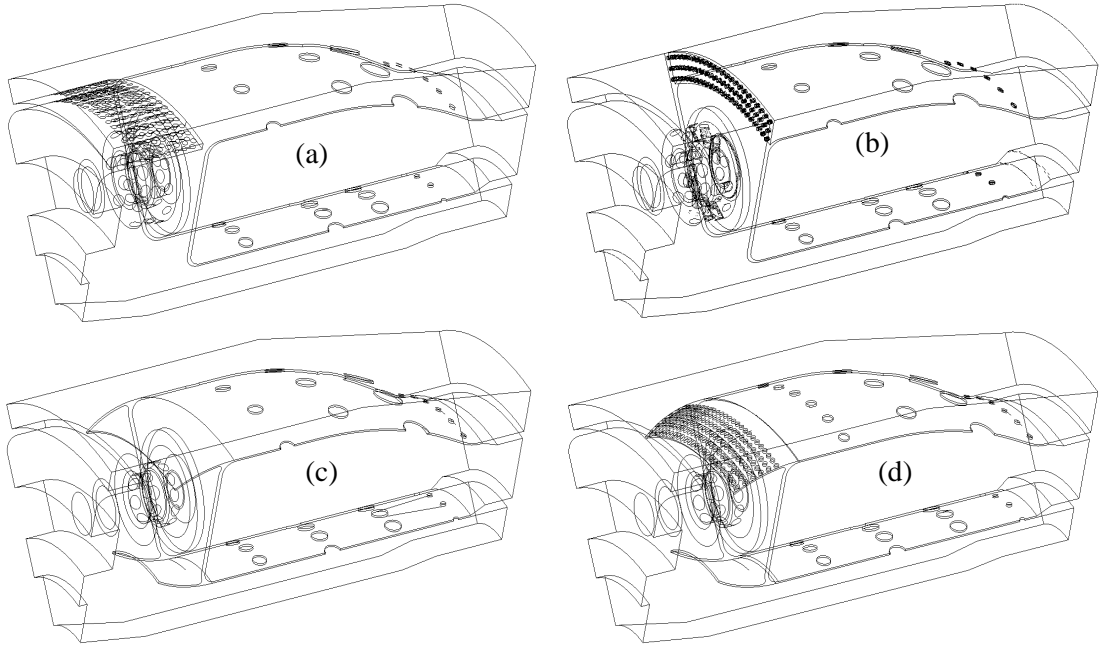


Şekil 6.8. Geometri 0 için hız konturları: (a) Merkezi kesit, (b) Birincil döngü kanalları kesiti, (c) İkincil döngü kanalları kesiti

Şekil 6.8’de görüldüğü gibi, geometri 0’daki sorunlardan biri yanma odası girişinin, difüzör yapısı nedeniyle, alev tüpünün üzerinde kalması ve yüksek hızlarda giren hava akımının atomizer bölgesine ve iç kanala (ikincil hava kanalı) düzgün bir biçimde yönlendirilememesidir. Difüzör çıkışında duvardan ayrılan hava akımı, atomizerin üst kısmında büyük bir girdap halini almakta, bu durum ise atomizer kanallarında düzensiz, asimetrik bir akış dağılımına sebebiyet vermektedir. Atomizer kanallarında oluşacak asimetrik bir hava akışı, atomizasyon performansını ve birincil bölgedeki akış yapısını da etkileyecektir.

Ayrıca, geometri 0’ın HAD simülasyonunda hesaplanan basınç kaybı ve ALR değerleri sırasıyla %5.2 ve 6.3 bulunmuştur. Bu değerler, Bölüm 3 ve 4’te verilen yanma odası tasarım kriterlerini sağlamamaktadır.

Bahsedilen sorunları gidermek amacıyla yanma odası geometrisi üzerinde bir takım değişiklikler yapılarak izotermal simülasyonlar tekrarlanmıştır. Yapılan geometri değişiklikleri Şekil 6.9’da sunulmuştur.



Şekil 6.9. Yanma odasında yapılan geometri değişiklikleri: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4

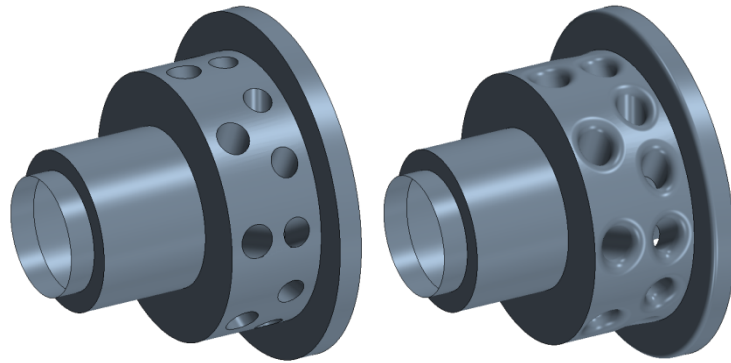
Geometri 1’de, difüzör çıkışındaki girdabı yok etmek amacıyla, difüzörün alt duvarı alev tüpüne kadar uzatılmış, havanın atomizere ve iç kanala gidebilmesi içinse uzatılan duvar üzerine delikler açılmıştır.

Geometri 2’de, daha çok dış kanala yönlenen hava akımına karşı direnç oluşturmak, bu sayede atomizere ve iç kanala giden hava miktarını artırmak amacıyla dış kabuk ile astar arasına delikli bir plaka yerleştirilmiştir.

Geometri 3’te, difüzör çıkışında oluşan girdabın atomizer kanallarının girişinde yarattığı düzensizliği engellemek amacıyla, yanma odası içerisinde bulunan tüm atomizerleri 360° boyunca çevreleyen bir perde yapısı kullanılmıştır.

Geometri 4’te ise, Geometri 3’te kullanılan perde yapısı üzerine, atomizer kanallarındaki akış dağılımını iyileştirmek amacıyla delikler açılmış ve yanma odasındaki basınç kaybını azaltmak amacıyla birincil bölgedeki dış astar deliklerinin sayısı artırılmıştır.

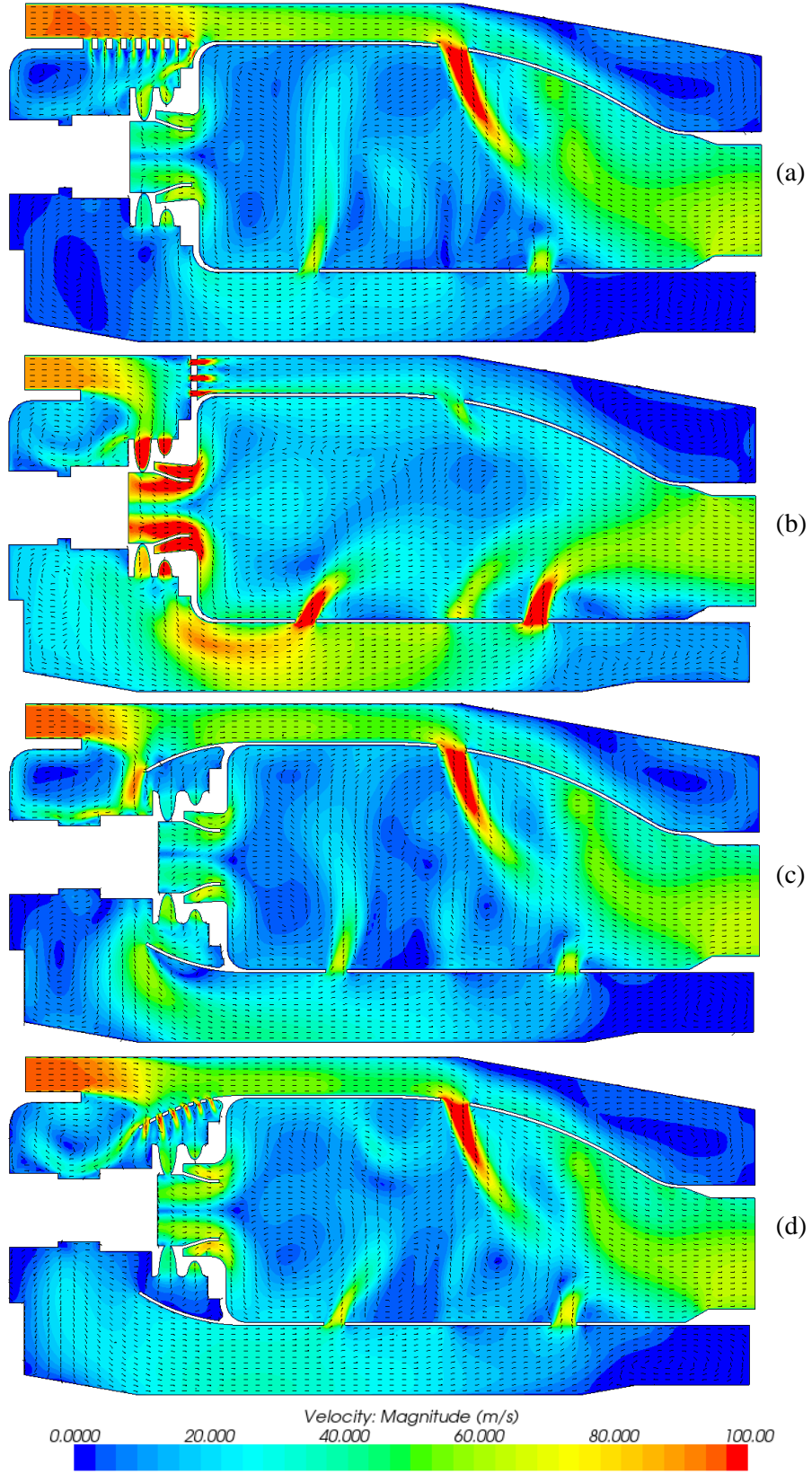
Ayrıca 3 ve 4 nolu geometrilere, atomizerin kanal girişlerinde, akış ayrılmasını engellemek amacıyla, Şekil 6.10’da görüldüğü gibi yuvarlatmalar yapılmıştır.



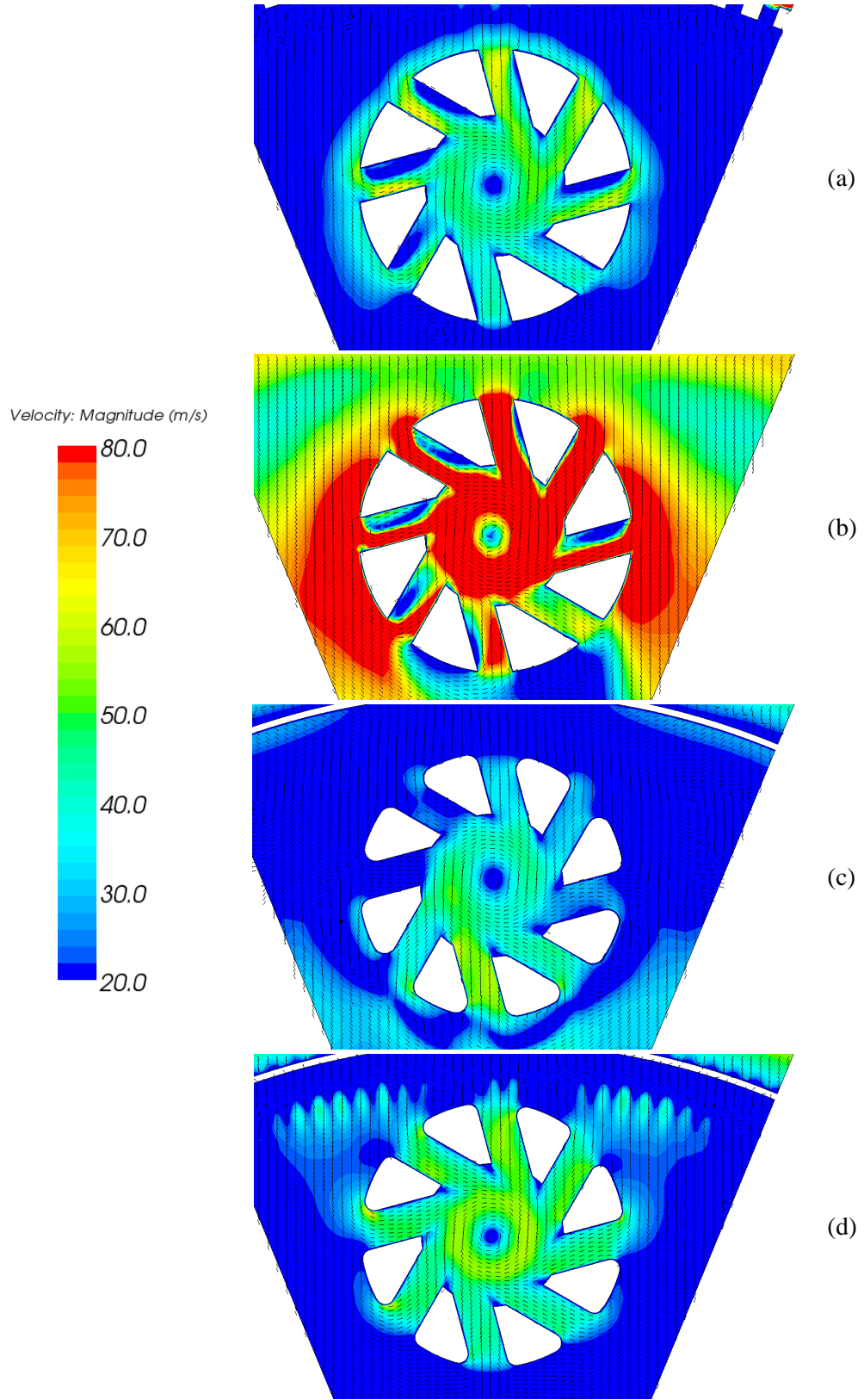
Şekil 6.10. Atomizer kanal girişlerinde yapılan yuvarlatmalar

Değiştirilen geometrilerle elde edilen ve merkezi kesit ile atomizer döngü kanallarından geçen kesitler üzerinde alınan hız konturları, Şekil 6.11, 6.12 ve 6.13’te verilmiştir.

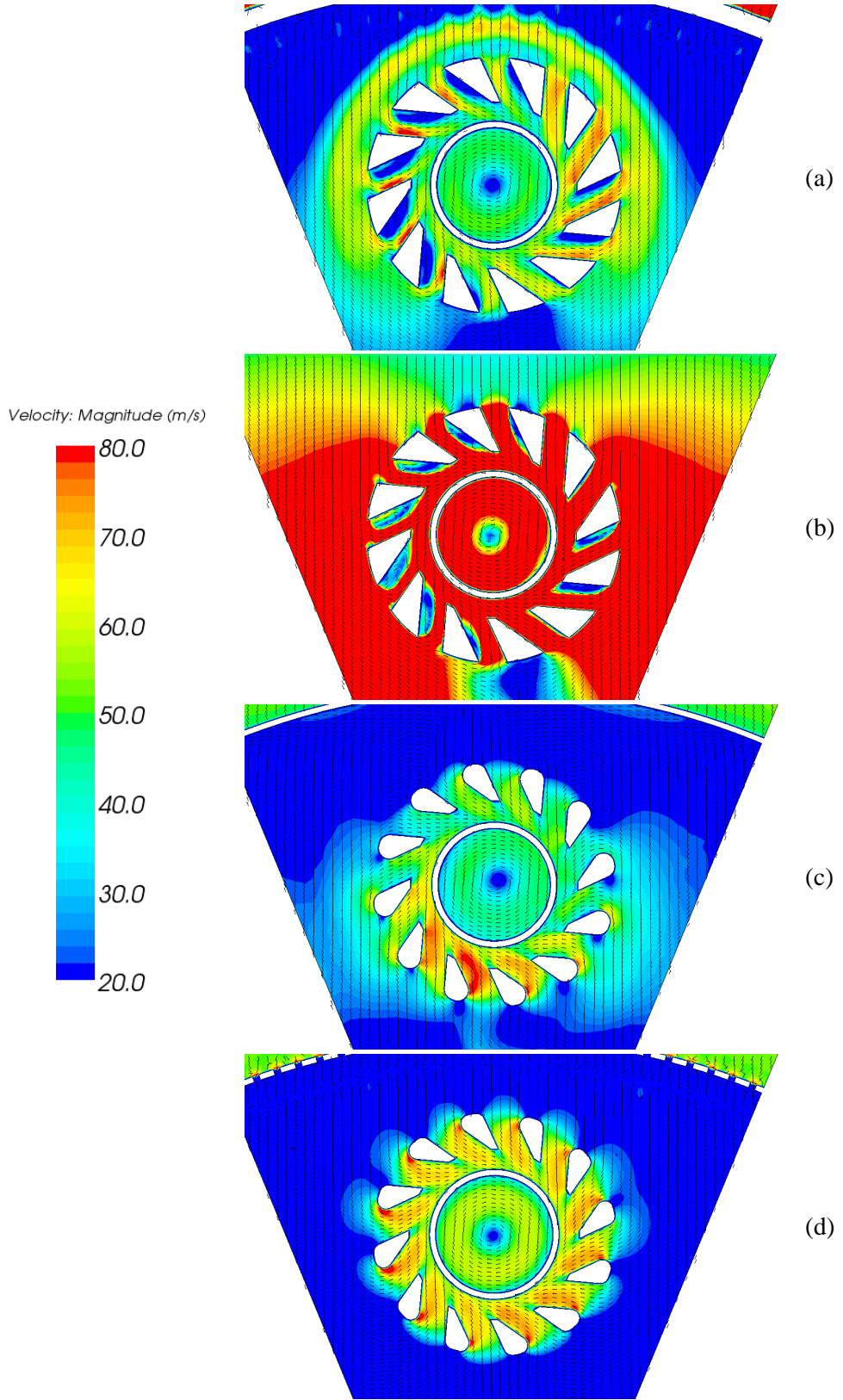




Şekil 6.11. Merkezi kesit üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4



Şekil 6.12. Birincil döngü kanalı üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4



Şekil 6.13. İkincil döngü kanalı kesiti üzerindeki hız konturları: (a) Geometri 1, (b) Geometri 2, (c) Geometri 3, (d) Geometri 4

Şekil 6.11, 6.12 ve 6.13'te verilen hız konturlarında, geometri 1'de, atomizer kanallarındaki asimetrik akış dağılımı nispeten azaltılmış ancak tamamen düzeltilememiştir. Ayrıca, geometri 1'de hesaplanan basınç kaybı, yanma odası kriteri olan %5'in üzerine çıkmıştır.

Yanma odasına geometri 2'de dahil edilen delikli plaka, difüzörden giren havanın büyük bir kısmının atomizere ve iç kanala yönlendirilmesini sağlamış, fakat yarattığı dirençten ötürü yanma odası basınç kaybını %9.2 gibi çok yüksek bir değere çıkarmıştır.

Perde yapısına sahip geometri 3'te, yanma odası basınç kaybı %5'in altına indirilmiş ve difüzör çıkışında oluşan girdabın atomizer kanallarının girişinde yarattığı düzensizlik giderilmiş, ancak kanallardaki asimetrik akış dağılımı düzeltilememiştir. Şekil 6.11(c)'de görüleceği üzere, bu geometride üst kısımda yer alan atomizer kanallarına, alt kısımdakilere oranla daha az hava gitmektedir. Geometri 4'te, bu sorunu gidermek amacıyla, perde yapısının üst kısmına delikler açılmıştır. Şekil 6.12(d) ve 6.13(d)'de görüldüğü gibi, delikli perde yapısı ile birlikte, atomizer kanallarında, istenen simetrik akış dağılımına ulaşılmıştır. Bu sebeple, bundan sonra gerçekleştirilecek çift fazlı ve reaksiyonlu HAD analizlerine geometri 4 ile devam edilmesine karar verilmiştir.

Bu kısımda incelenen beş geometriye ait basınç kaybı, ALR ve atomizer çıkışındaki döngü sayısı değerleri Çizelge 6.1'de sunulmuştur.

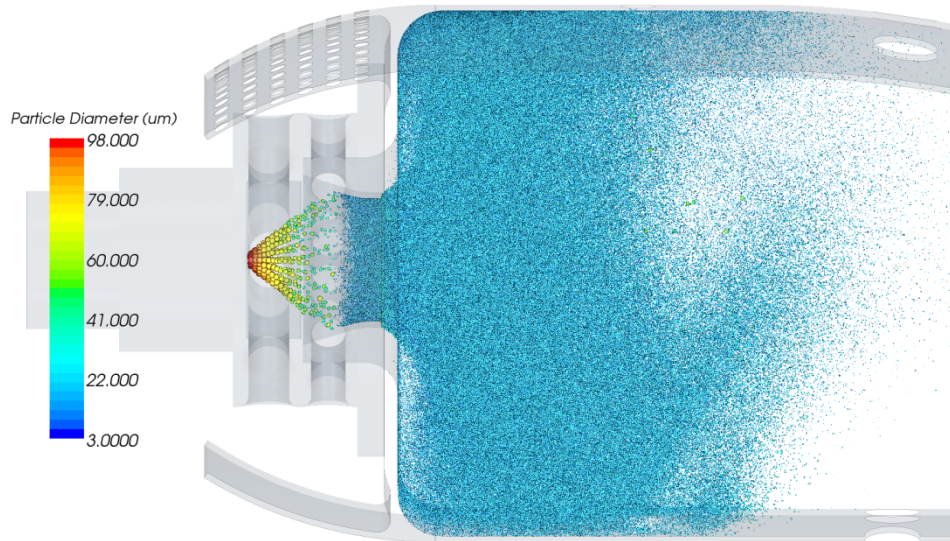
Çizelge 6.1. Farklı yanma odası geometrileriyle hesaplanan basınç kaybı, ALR ve atomizer çıkışı döngü sayısı değerleri

Geometri	Yanma odası basınç kaybı	ALR	Atomizer çıkışındaki döngü sayısı
0	%5.2	6.3	0.93
1	%5.5	6.9	0.94
2	%9.2	14.0	1.12
3	%4.9	7.3	0.97
4	%4.9	11.0	1.04

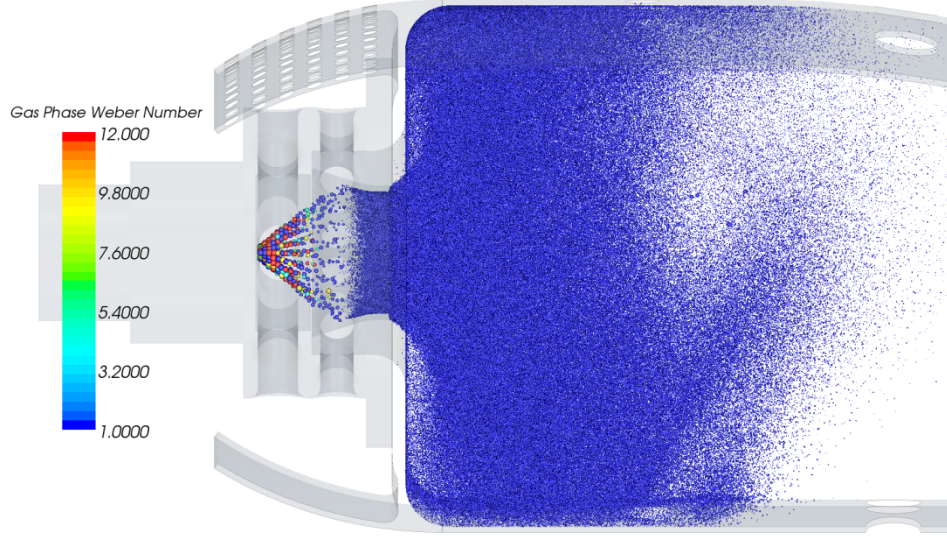
### 6.3. Sprey Analizleri

Bu bölümde, damlacıkların basınç atomizerinden çıkmalarından, atomizer duvarında oluşan sıvı filmden koparak yanma odasına yönelmelerine kadarki işlem simüle edilmiş ve yanma analizinde sınır şart olarak kullanılacak olan sıvı filmden kopan damlacıkların konum, çap ve hız değerleri hesaplanmıştır. Daha önce de bahsedildiği gibi, modeli fazla kompleks hale getirerek yakınsama problemlerine sebebiyet vermesinden ötürü, sprej ve yanma simülasyonları ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Sprej analizlerinde, sıcaklıkların düşük olması sebebiyle, sıvı yakıtın buharlaşması ihmal edilmiştir.

0.3 mm çıkış çapı ve 40° koni açısına sahip basınç atomizerinden 15 bar'lık bir besleme basıncıyla püskürtülen sıvı yakıt, Şekil 6.14'te görüldüğü gibi, birincil parçalanma sonucunda yaklaşık 100 µm'lik damlacıklar halinde yanma odasına girmektedir. Sonrasında, 60 m/s mertebesindeki hızlarla atomizer kanallarından gelen havanın yarattığı aerodinamik etkiyle gerçekleşen ikincil parçalanma süreci sonucunda, damlacık çapları, atomizer duvarına çarpana dek 50 µm'lere kadar düşmektedir. Şekil 6.15'te görüldüğü gibi, damlacıkların gaz fazı Weber sayıları, TAB ikincil parçalanma modeline uygun olarak 12'nin altında kalmaktadır.

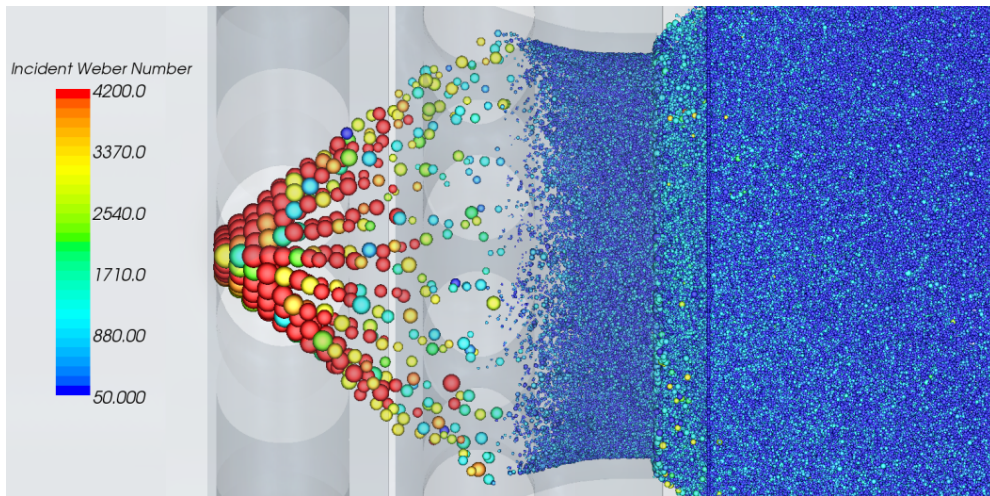


Şekil 6.14. Damlacık çapları



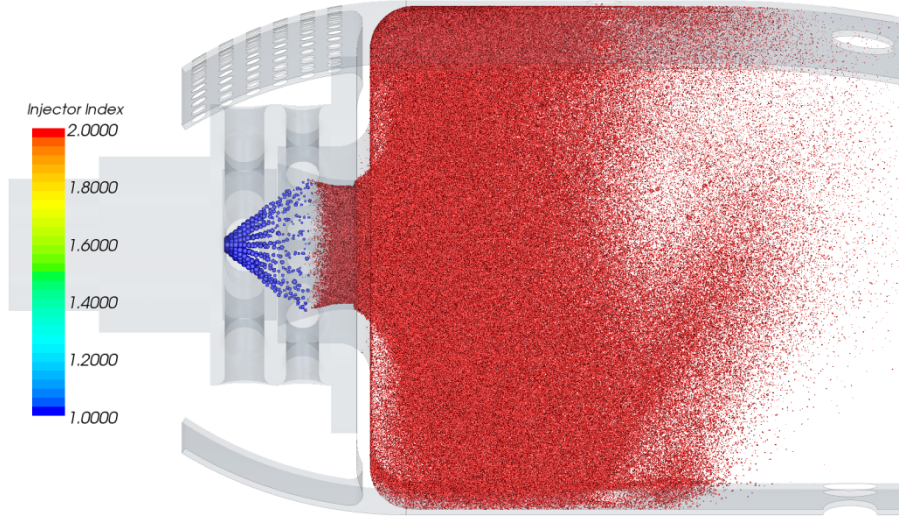
Şekil 6.15. Damlacıkların gaz fazı Weber sayıları

Bai-Gosman modelinde, çarpma rejimini belirleyen iki parametreden biri olan geliş Weber sayısının damlacıklar üzerindeki dağılımı, Şekil 6.16’da gösterilmiştir. Çarpma rejimini belirleyen diğer parametre, duvar sıcaklığı, atomizer duvarının alev bölgesine uzak olmasından ötürü, yanma odası giriş sıcaklığına (472.3 K) eşit alınmıştır. Bu sıcaklık, dodekanın oda basıncındaki (~3.8 bar) kaynama sıcaklığından (553.8 K) düşük olduğundan ve duvara çarpan damlacıkların geliş Weber sayıları 50 ile 4200 arasında yer aldığından, damlacıklar yayılma rejiminde duvara çarpmakta ve hemen hepsi sıvı filme katılmaktadırlar.



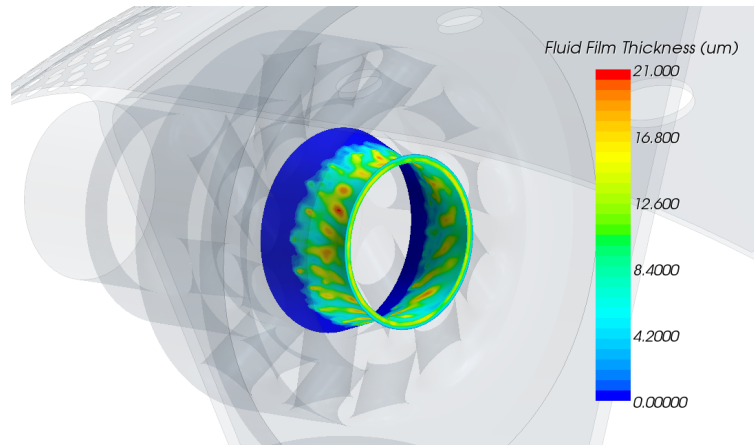
Şekil 6.16. Damlacıkların geliş Weber sayıları

Şekil 6.17’de basınç atomizerinden çıkan tüm damlacıkların filme katıldığı görülebilir. Burada, maviyle renklendirilmiş damlacıklar basınç atomizeri orijinli, kırmızıyla renklendirilmiş damlacıklar ise filmde kopan damlacıklardır.

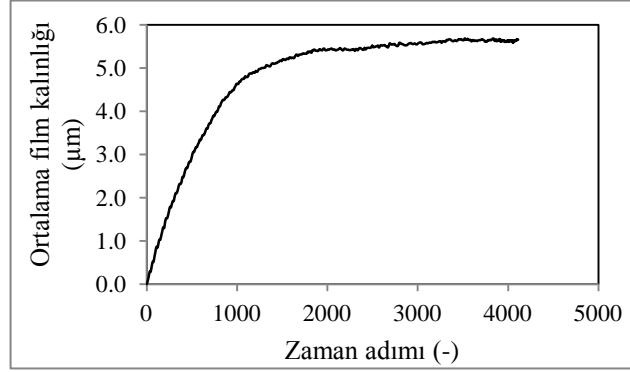


Şekil 6.17. Damlacık orijinleri

Atomizer duvarında oluşan sıvı filmin kalınlık konturları Şekil 6.18’de verilmiştir. Görüleceği üzere, sıvı film kalınlığı yaklaşık 21  $\mu\text{m}$ ’lik bir azami değere ulaşmaktadır. Ayrıca, Şekil 6.18 verilen konturlarda, atomizer kanallarından giren döngülü hava akımının etkisi net bir biçimde görülmektedir. Sprey simülasyonu, Şekil 6.19’da görüldüğü gibi, ortalama film kalınlığı belirli bir değere yakınsayana kadar sürdürülmüştür.



Şekil 6.18. Atomizer duvarı üzerinde oluşan sıvı filmin kalınlık konturları



Şekil 6.19. Ortalama film kalınlığının zamanla değişimi

Şekil 6.19'da, ortalama film kalınlığının 5.5  $\mu\text{m}$  gibi bir değere yakınsadığı görülmektedir. Ancak film kalınlığının ortalaması, yakıtın ulaşmadığı kısımları da içeren tüm kabuk üzerinden alındığından (Şekil 6.18), gerçek ortalama film kalınlığının 10  $\mu\text{m}$ 'nin üzerinde bir değere sahip olduğu belirtilmelidir.

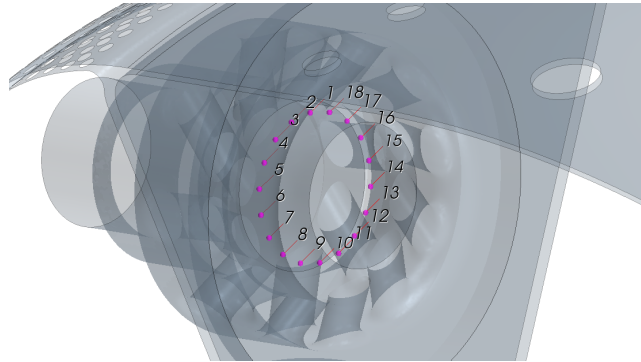
Yapılan hesaplamalar sonucunda yanma analizinde kullanılacak enjeksiyon parametreleri Çizelge 6.2'de sunulmuştur.

Çizelge 6.2. Duvar filminden kopan damlacıkların çap ve hız değerleri<sup>†</sup>

Damlacık çapı	Eksenel hız	Radyal hız	Teğetsel hız
20 $\mu\text{m}$	15 m/s	-5 m/s	10 m/s

<sup>†</sup>Çizelgedeki hız değerleri, orijini atomizer merkezinde olan silindirik koordinat sistemine göre dir.

Çizelge 6.2'deki özelliklere sahip damlacıklar, Şekil 6.20'de verilen konumlarda yer alan 18 ayrı noktadan yanma odası içerisine enjekte edilmiştir.



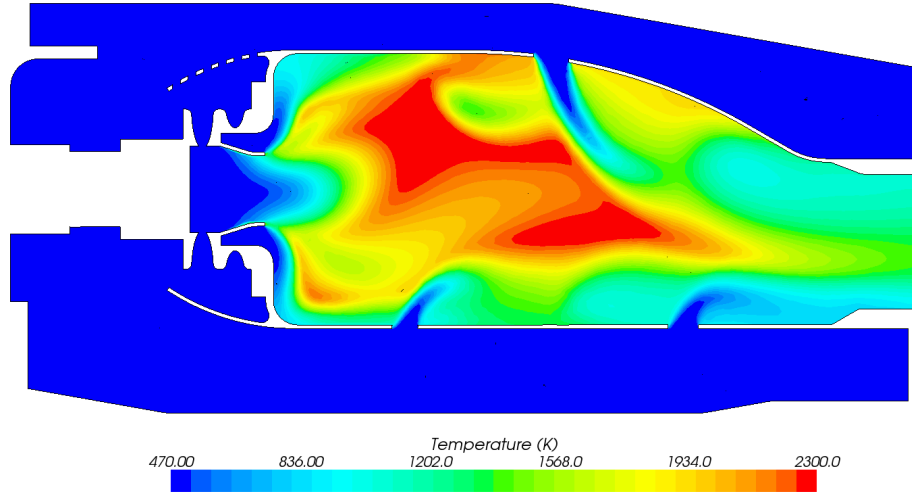
Şekil 6.20. Yanma analizlerinde kullanılan yakıt enjeksiyon noktaları



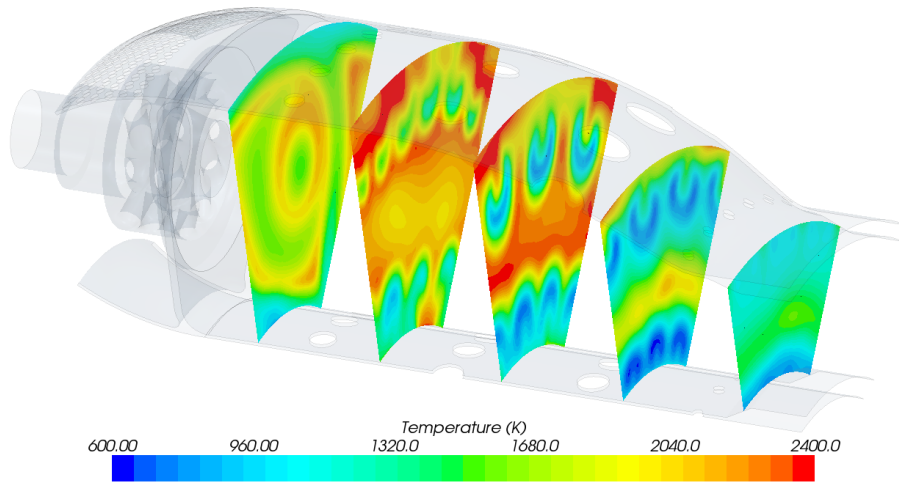
#### 6.4. Yanma Analizleri

Bu bölümde, sprey analizinden elde edilen enjeksiyon parametreleriyle, Bölüm 5’te belirlenen türbülans ve yanma modelleri kullanılarak, yanma odası içindeki reaksiyonlu akış simüle edilmiştir.

Yanma analizleri sonucunda, merkezi kesit üzerinde hesaplanan sıcaklık değerleri Şekil 6.21’de, enine kesitler üzerindeki sıcaklık değerleri ise Şekil 6.22’de sunulmuştur.

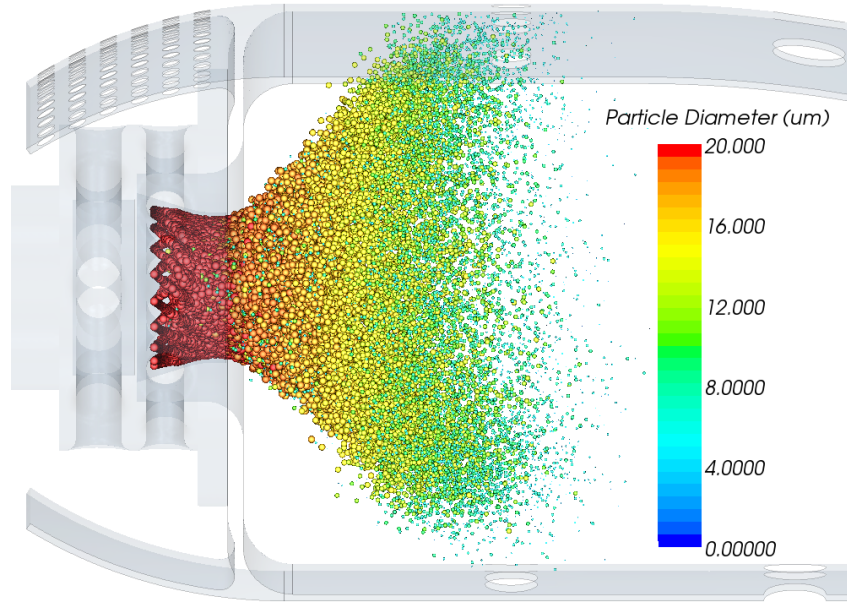


Şekil 6.21. Merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları



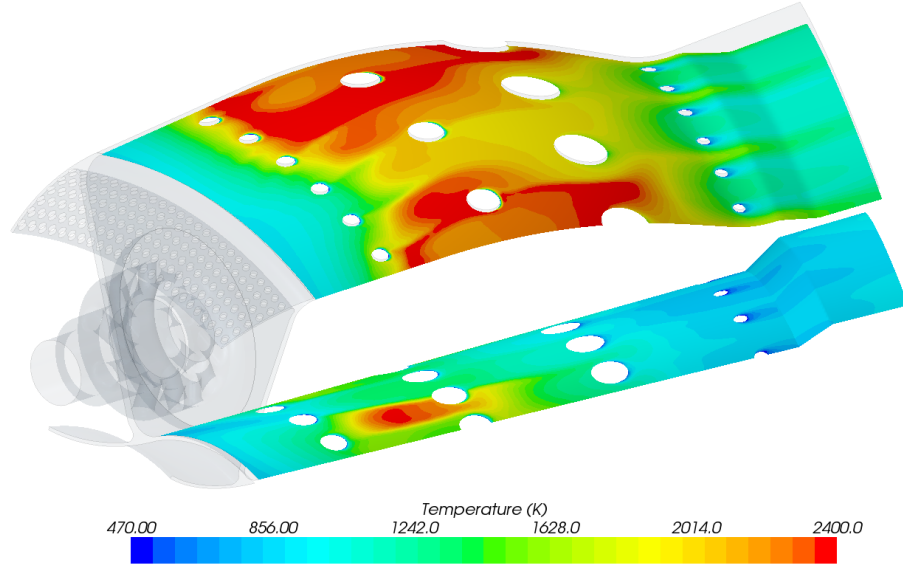
Şekil 6.22. Enine kesitler üzerindeki sıcaklık konturları

Şekil 6.21 ve 6.22’de verilen kontur grafiklerinde, azami gaz sıcaklıklarının birincil bölgenin sonunda ve ikincil bölgede olduğu görülmektedir. Bu durum reaksiyonların önemli bir kısmının ikincil bölgede gerçekleştiğine işaret etmektedir. İkincil bölge sıcaklıklarının yüksek olmasının sebebi, Şekil 6.23’te de görüldüğü gibi, damlacıkların buharlaşmalarını ancak birincil bölgenin sonunda tamamlayabilmeleridir.



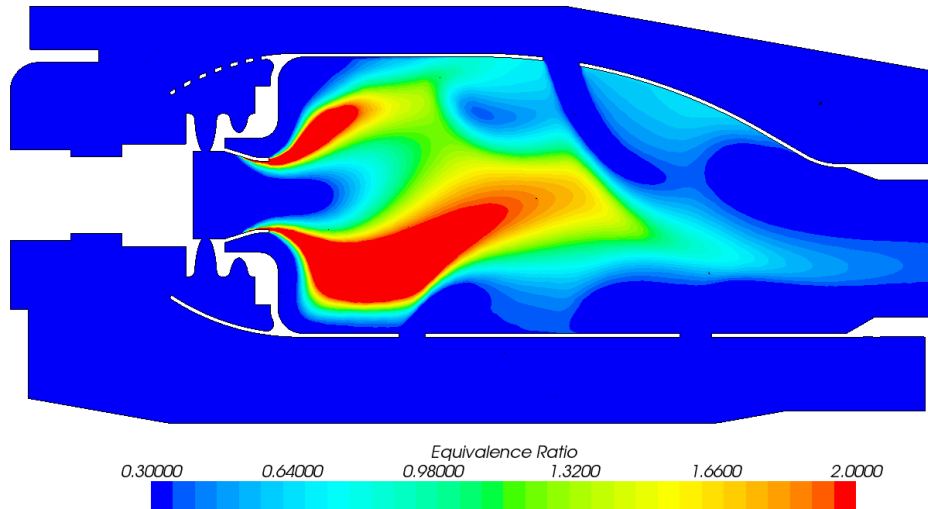
Şekil 6.23. Yanma analizinde damlacık dağılımı ve çapları

Şekil 6.21 ve 6.22’de dikkat çeken bir diğer nokta ise, ikincil bölgedeki astar duvarları üzerinde yüksek seviyelerde sıcaklıklar oluşmasıdır. Sıcak taraftaki astar duvarları üzerinde bulunan sıcaklık dağılımı Şekil 6.24’te verilmiştir. Bu grafiklerde görülen duvar sıcaklıkları, simülasyonlarda adyabatik duvar sınır şartı kullanıldığından gerçek durumdaki duvar sıcaklıklarının üzerindedir. Sıcak gazlardan astar duvarına ve astar duvarından ikincil kanallardaki havaya, taşınım ile ısı aktarımı da modele dahil edildiği takdirde, HAD ile elde edilen duvar sıcaklığı değerleri daha düşük çıkacaktır. Yine de, 2400 K mertebelerindeki adyabatik duvar sıcaklıkları, astar duvarları için tehlike arz etmektedir. Mevzubahis bölgedeki yüksek sıcaklıklar, film ya da efüzyon tipi soğutma yöntemleriyle makul seviyelere düşürülebilir [4].

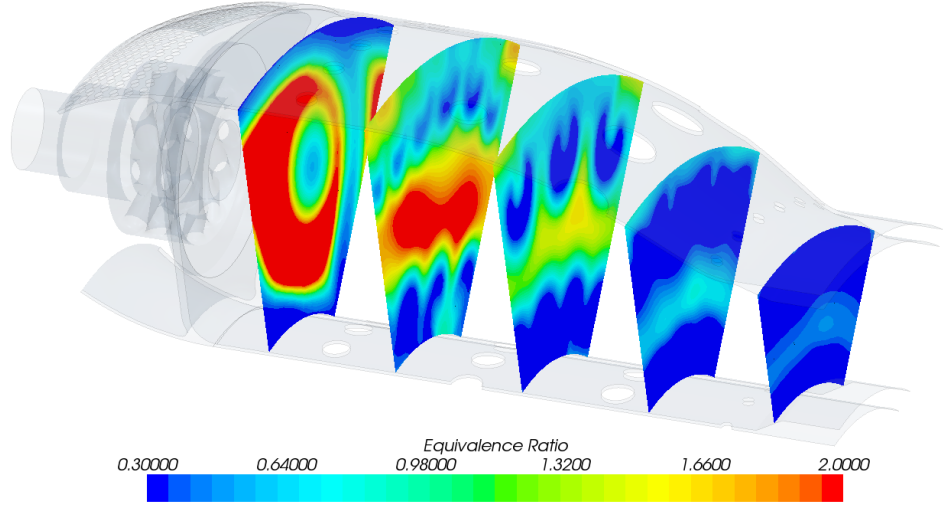


Şekil 6.24. Astar üzerindeki adyabatik duvar sıcaklıkları

Şekil 6.25 ve 6.26’da ise, karışım oranı üzerinden hesaplanan, merkezi kesit ve enine kesitler üzerindeki yakıt denge katsayısı dağılımları verilmiştir. Bu grafiklerde, astar duvarlarındaki sıcak bölgelerin etrafında, bu durumun sebebi olarak öne sürülebilecek olan stokiyometrik orana yakın bir yakıt hava karışımı bulunduğu görülmektedir. Dolayısıyla, ikinci bir çözüm olarak, delik konfigürasyonunda yapılacak değişikliklerle, bu bölgelerdeki yakıt denge katsayısı düşürülebilir, böylelikle astar duvarlarındaki yüksek sıcaklıklar makul seviyelere indirilebilir.

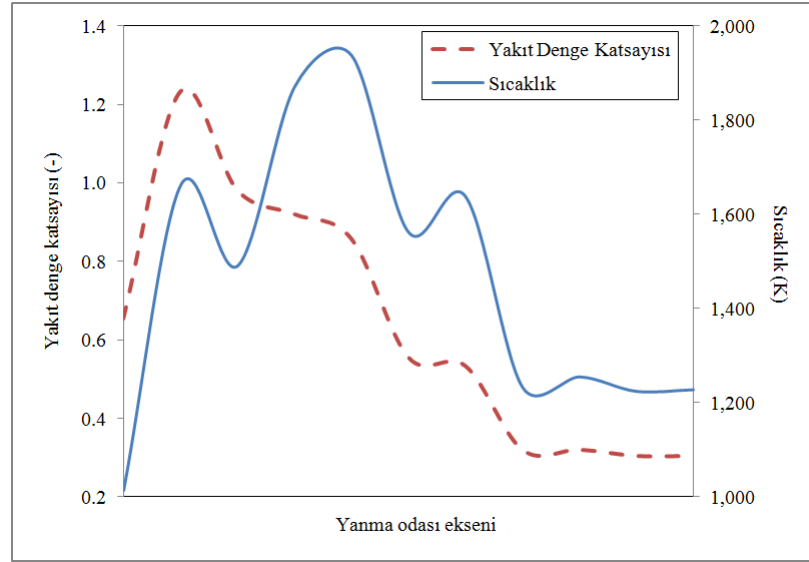


Şekil 6.25. Merkezi kesit üzerindeki yakıt denge katsayısı konturları



Şekil 6.26. Enine kesitler üzerindeki yakıt denge katsayısı konturları

Şekil 6.27’de, yanma odası eksenini boyunca, enine kesitler üzerindeki ortalama değerler kullanılarak elde edilen, alev tüpü içerisindeki sıcaklık ve yakıt denge katsayısı dağılımları görülmektedir.

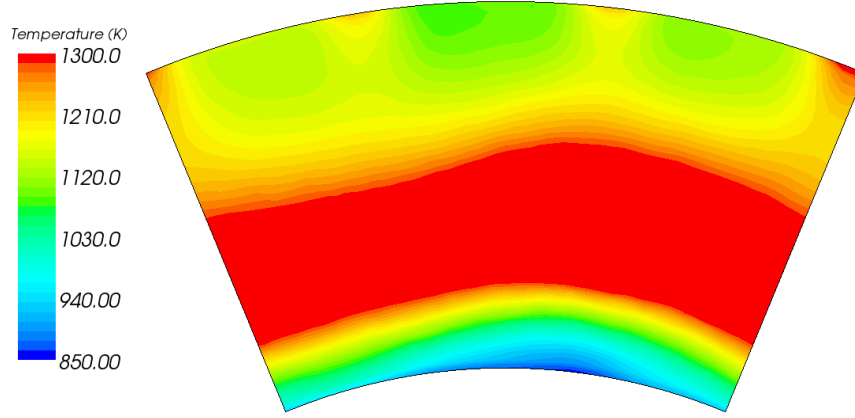


Şekil 6.27. Yanma odası eksenini boyunca ortalama sıcaklık ve yakıt denge katsayısı değerleri

Şekil 6.27’de verilen ortalama yakıt denge katsayısı değerlerinin, Bölüm 3’te belirlenmiş olan birincil, ikincil ve seyreltme bölgeleri yakıt denge katsayısı kriterleriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Ayrıca, yakıt denge katsayısı eğrisindeki,

ikincil ve seyreltme bölgelerine denk gelen küçük artışlar, bu bölgelerde halen sıvı yakıt buharlaşması gerçekleştiğine işaret etmektedir.

Şekil 6.28’de ise, yanma odası çıkış düzlemi üzerinde alınan sıcaklık konturları gösterilmiştir.



Şekil 6.28. Yanma odası çıkışındaki sıcaklık konturları

Bu grafikte, istenildiği gibi, çıkış yüzeyinin alt ve üst bölgelerinde daha düşük sıcaklıklar elde edildiği görülmektedir. Ancak, azami çıkış sıcaklığının alt kısma daha yakın olması ve üst köşelerdeki sıcak noktalar, NGV kanatçıklarının ömrü açısından iyileştirmeye ihtiyaç duyulan unsurlardır.

Öte yandan çıkış yüzeyinde oluşturulan ölçüm noktaları vasıtasıyla hesaplanan RTDF ve OTDF değerleri, sırasıyla %16 ve %28 olarak bulunmuştur. Bu değerlerin, Bölüm 2’de belirlenen kriterlerle (%15 ve %30) oldukça uyumlu olduğu dikkat çekmektedir.

Son olarak, adyabatik alev sıcaklığı üzerinden hesaplanan yanma verimi %97.4 olarak bulunmuştur.

## 7. TARTIŞMALAR VE YAPILMASI PLANLANAN ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışmasında, küçük bir turbojet motorda kullanılmak üzere, ön-film oluşumlu hava parçalama atomizere ve boşaltma tipi difüzöre sahip bir yanma odası geliştirilmiştir. Yanma odasının kaba geometrisi bir boyutlu yöntemlerle oluşturulmuş; yanma odası içerisindeki akış, sprey ve yanma karakteristiklerinin detaylı incelemeleri ise HAD yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

Bir boyutlu tasarım ve geometri iyileştirmeleri ile ortaya çıkan yanma odası geometrisinin, HAD ile gerçekleştirilen sprey ve yanma analizleri sonucunda, %4.9 basınç kaybı, %97.4 yanma verimi, %16 RTDF ve %28 OTDF değerlerine sahip olduğu bulunmuştur.

Mevcut geometriye ait, Bölüm 6.4'te ortaya konulan sıcaklık dağılımına ilişkin problemler, tez çalışmasında kullanılan modellerle gerçekleştirilecek olan optimizasyon amaçlı HAD simülasyonları çerçevesinde giderilmeye çalışılacaktır.

Bundan sonra yapılacak reaksiyonlu HAD simülasyonlarında, katı bölge de modele dahil edilerek, akışkan ve katı arasında, taşınım ve radyasyon ile gerçekleşen ısı transferi hesaplanacak, bu sayede gerçek duvar sıcaklıkları tahmin edilecektir. Yanma odalarında, radyasyon modundaki ısı transferi, önemli ölçüde is parçacıklarından kaynaklandığından, ileride gerçekleştirilecek detaylı yanma analizlerinde is oluşumunun da modellenmesi planlanmaktadır.

Sprey analizlerinde kullanılan Foucart Duvar Filmi modeli, Bölüm 4.2.5'te değinildiği gibi, atomizer duvarında oluşan sıvı filmin akışını iki boyutlu olarak hesaplamaktadır. Bu sebeple, sıvı film ile gaz fazı arasındaki aerodinamik etkileşim, modelde tek taraflı olarak (gazdan sıvıya) sınırlandırılmıştır. Ne var ki, gaz fazında meydana gelecek düzensizliklerin sıvı filmindeki sarsımların gelişimini de etkilemesi beklenmektedir. Bu sebeple, ileride gerçekleştirilecek olan sprey analizlerinde, atomizer duvarı etrafında oluşturulacak daha sık ağ yapıları ile birlikte VOF modelinin kullanılması planlanmaktadır.

Yanma analizlerinde, yanma ve türbülans etkileşimi, Hibrit EBU ve Realizable k- $\epsilon$  modelleri bir arada kullanılarak tahmin edilmiştir. Bu kombinasyonun, Bölüm 5'te gerçekleştirilen Sandia Flame D simülasyonlarından elde edilen sonuçlarda, özellikle girişe uzak bölgelerde, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımlarının tahmin edilmesinde zayıf kalmaya başladığı görülmektedir. Bu bağlamda, ileride gerçekleştirilecek olan detaylı yanma analizlerinde, türbülanslı akışı daha doğru hesaplayacağı öngörülen LES yöntemi ile birlikte, yanma kimyasını ve alev topolojisini daha detaylı bir şekilde ele alan Flamelet [83] modelinin kullanılması planlanmaktadır.

Mevcut çalışmada, hesaplama kaynaklarının verimli kullanımı açısından, yanma odasının 45°'lik bir sektörü, periyodik sınır şartı kullanılarak simüle edilmiştir. Bu yaklaşım, yanma odası içerisindeki akışın periyodik olmayan davranışlarının ortaya çıkmasını engellemektedir. Bu sebeple, ilerleyen çalışmalarda, sektör analizleri sonucunda geliştirilen geometrilerin, tüm geometri simülasyonları da gerçekleştirilecektir.

Ayrıca, mevcut çalışma çerçevesinde geliştirilen yanma odası geometrisi üretilerek, *Küçük Bir Turbojet Motor için Hava Parçalı Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme* adlı SANTEZ projesi kapsamında, TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de kurulmakta olan atmosferik rigde test edilecektir. Bununla beraber, yine bu proje kapsamında, tez çalışmasında sunulan yanma odasına paralel olarak geliştirilen, hava parçalı atomizere sahip jenerik bir yanma odası içerisinde, Shadowgraphy ve Raman Image Spectroscopy yöntemleriyle, damlacık çap dağılımı, gaz sıcaklıkları ve konsantrasyon değerleri ölçülecektir. Bu ölçümler, HAD simülasyonlarında kullanılan metodolojilerin doğrulanmasına imkan tanıyacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] Rolls-Royce, The Jet Engine, *Rolls-Royce PLC*, Derby, 1996.
- [2] Grant, R.G., Flight: The Complete History, *DK Publishing*, New York, 2007.
- [3] Saravanamutto, H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H. ve Straznický, P.V., Gas Turbine Theory, *Pearson Education Limited*, Essex, 2009.
- [4] Lefebvre, A.H., Gas Turbine Combustion, *Taylor & Francis*, New York, 1999.
- [5] Mattingly, J.D., Elements of Gas Turbine Propulsion, *AIAA Education*, Virginia, 2005.
- [6] Epstein, A.H., Aircraft Engines' Needs from Combustion Science and Engineering, *Combustion and Flame*, 159, 1791-1792, 2012.
- [7] Gupta, A.K., Lilley, D.G. ve Syred, N., Swirl Flows, *Abacus Press*, Kent, 1984.
- [8] Lefebvre, A.H., Atomization & Sprays, *Taylor & Francis*, New York, 1989.
- [9] Bayvel, L. ve Orzechowski, Z., Liquid Atomization, *Taylor & Francis*, New York, 1993.
- [10] Batarseh, F.Z., 2008, Spray Generated by an Airblast Atomizer: Atomization, Propagation and Aerodynamic Instability, Doktora Tezi, Darmstadt Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Darmstadt.
- [11] Lefebvre, A.H. ve Norster, E.R., The Design of Tubular Combustion Chambers for Optimum Mixing Performance, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 183, 150-155, 1969.
- [12] Kaddah, K.S., 1964, Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes, Yüksek Lisans Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [13] Freeman, B.C., 1965, Discharge Coefficients of Combustion Chamber Dilution Holes, Yüksek Lisans Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [14] Carotte, J.F. ve Stevens, S.J., The Influence of Dilution Hole Geometry on Jet Mixing, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 112, 73-79, 1990.
- [15] Norster, E.R., Yayınlanmamış çalışma ([4] nolu kaynaktan alınmıştır), Cranfield, 1964.
- [16] Sridhara, K., 1967, Gas Mixing in the Dilution Zone of a Combustion Chamber, Yüksek Lisans Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [17] Lefebvre, A.H., Yayınlanmamış çalışma ([4] nolu kaynaktan alınmıştır), Cranfield, 1979.
- [18] Beer, J.M. ve Chigier, N.A., Combustion Aerodynamics, *Applied Science*, Londra, 1972.
- [19] Mathur, M.L. ve MacCallum, N.R.L., Swirling Air Jets Issuing from Vane Swirlers. Part I: Free Jets, *Journal of the Institute of Fuel*, 214, 214-225, 1967.
- [20] Cameron, C., Brouwer, J., Wood, C. ve Samuelsen, G., A Detailed Characterization of the Velocity and Thermal Fields in a Model Can Combustor with Wall Jet Injection, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 111, 31-35, 1989.



- [21] Moss, R.W., 1992, The Effects of Turbulence Length Scale on Heat Transfer, Doktora Tezi, Oxford Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri, Oxford.
- [22] Ballal, D.R. ve Lefebvre, A.H., Some Fundamental Aspects of Flame Stabilization, Fifth International Symposium on Air Breathing Engines, 48.1-48.8, 1981.
- [23] Sauter, J., Die Größenbestimmung der in Gemischnebeln von Verbrennungskraftmaschinen vorhandenen Brennstoffteilchen, VDI-Forschungsheft, 279, 1926.
- [24] Lefebvre, A.H. ve Miller, D., 1966, The Development of an Airblast Atomizer for Gas Turbine Application, Teknik Rapor, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [25] Rizkalla, A.A. ve Lefebvre, A.H., Influence of Liquid Properties on Airblast Atomizer Spray Characteristics, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2, 173-179, 1975.
- [26] El-Shanawany, M.S.M.R ve Lefebvre, A.H., Airblast Atomization: The Effect of Linear Scale on Mean Drop Size, Journal of Energy, 4, 184-189, 1980.
- [27] Fraser, R.P., Dombrowski, N. ve Routley, J.H., The Atomization of a Liquid Sheet by an Impinging Air Stream, Journal of Chemical Engineering Science, 18, 339-353, 1963.
- [28] Lawson, R. J., Computational Modeling of an Aircraft Engine Combustor to Achieve Target Exit Temperature Profiles, ASME Paper 93-GT-164, 1993.
- [29] Little, A.R. ve Manners, A.P., Predictions of the Pressure Losses in 2D and 3D Model Pump Diffusers, ASME Paper 93-GT-184, 1993.
- [30] Srinivasan, R., Freeman, W.G., Mozumdar, S. ve Grahman, J.W., Measurements in an Annular Combustor-Diffuser System, AIAA Paper 90-2162, 1990.
- [31] Karki, K.C., Oeclsle, V.L. ve Mongia, H.C., A Computational Procedure for Diffuser-Combustor Flow Interaction Analysis, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 114, 1-7, 1992.
- [32] Mongia, H.C, Combustion Modeling in Design Process: Applications and Future Direction, AIAA Paper 94-0466, 1994.
- [33] Lai, M.K., CFD Analysis of Liquid Spray Combustion in a Gas Turbine Combustor, ASME Paper 97-GT-309, 1997.
- [34] Crocker, D.S., Nickolaus, D. ve Smith, C.E., CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 121, 89-95, 1999.
- [35] Smiljanovski, V. ve Brehm, N., CFD Liquid Spray Combustion Analysis of a Single Annular Gas Turbine Combustor, ASME Paper 99-GT-300, 1999.
- [36] Malecki, R., Rhie, C., McKinney, R., Ouyang, H., Syed, S., Colket, M., ve Madabhushi, R., Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution. Part I: Description and Validation of the Analysis Tool, ASME Paper 2001-GT-0062, 2001.
- [37] Snyder, T., Stewart, J., Stoner, M., ve McKinney, R., Application of an Advanced CFD Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution. Part II: Comparison of Predictions to Full Annular Rig Test Data, ASME Paper 2001-GT-0064, 2001.

- [38] di Mare, F., Jones, W.P. ve Menzies, K.R., Large Eddy Simulation of a Model Gas Turbine Combustor, *Combustion and Flame*, 137, 278–294, 2004.
- [39] Boudier, G., Gicquel, L.Y.M., Poinso, T., Bissieres, D. ve Berat, C., Comparison of LES, RANS and Experiments in an Aeronautical Gas Turbine Combustion Chamber, *Proceedings of the Combustion Institute*, 31, 3075–3082, 2007.
- [40] Nanduri, J.R., Parsons, D.R., Celik, I.B. ve Strakey, P.A., Analysis of the Emission Prediction Capabilities of RANS Based Turbulent Combustion Models for Lean Premixed Combustion of Methane, *International ANSYS Conference*, Pittsburgh, USA, Ağustos 2008.
- [41] Brink, A., Mueller, C., Kilpinen, P. ve Hupa, M., Possibilities and Limitations of the Eddy Break Up Model, *Combustion and Flame*, 129, 275-279, 2000.
- [42] Arienti, M., Wang, L., Corn, M., Li, X., Soteriou, M.C., Shedd, T.A. and Herrmann, M., Modeling Wall Film Formation and Breakup Using an Integrated Interface-Tracking/Discrete-Phase Approach, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133, 31501/1-31501/7, 2011.
- [43] Foucart, H., Habchi, C., Le Coz, J. ve Baritaud, T., Development of a Three Dimensional Model of Wall Fuel Liquid Film for Internal Combustion Engines, *SAE Paper 980133*, 1998.
- [44] Barlow, R.S. ve Frank, J.H., Effects of Turbulence on Species Mass Fractions in Methane/Air Jet Flames, *Proceedings of the Combustion Institute*, 27, 1087-1095, 1998.
- [45] Dodds, W.J. ve Bahr, D.W., Design of Modern Gas Turbine Combustors, *Academic Press*, San Diego, 1990.
- [46] Hill, P. and Peterson, C., Mechanics and Thermodynamics of Propulsion, *Prentice Hall*, New Jersey, 1991.
- [47] Murthy, J.N., 1988, Gas Turbine Combustor Modelling for Design, Doktora Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Cranfield.
- [48] Walsh, P.P. ve Fletcher, P., Gas Turbine Performance, *Pennwell Books*, Tulsa, 1998.
- [49] Tennekes, H. ve Lumley, J.L., A First Course in Turbulence, *The MIT Press*, Boston, 1972.
- [50] Richardson, L.F., Weather Prediction by Numerical Process, *Cambridge University Press*, Cambridge, 1922.
- [51] Kolmogorov, A.N., The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Numbers, *Doklady Akademii Nauk SSSR*, 30, 299–303, 1941.
- [52] Poinso, T. ve Veynante, D., Theoretical and Numerical Combustion, *R.T. Edwards, Inc.*, Toulouse, 2005.
- [53] Sagaut, P. ve Germano, M., Large Eddy Simulation for Incompressible Flows, *Springer*, Berlin, 2004.
- [54] Fureby, C., Towards the Use of Large Eddy Simulation in Engineering, *Progress in Aerospace Sciences*, 44, 381-396, 2008.
- [55] Versteeg, H. ve Malalasekera, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, *Prentice Hall*, New Jersey, 2007.

- [56] Warnatz, J., Maas, U. ve Dibble, R.W., *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, Springer, Berlin, 2012.
- [57] Jones, W.P. ve Launder, B.E., The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, 301-314, 1972.
- [58] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J., A New k- $\epsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows, NASA TM 106721, 1994.
- [59] Wilcox, D.C., *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries Inc., California, 1998.
- [60] Star-CCM+ Kullanım Kılavuzu
- [61] Turns, S., *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*, McGraw-Hill, Columbus, 2011.
- [62] Laidler, K.J., *The World of Physical Chemistry*, Oxford University Press, Oxford, 1993.
- [63] Spalding, D.B., *Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames*, 13th Symposium on Combustion of the Combustion Institute, Pittsburgh, USA, 1970.
- [64] Kuo, K.K., *Principles of Combustion*, Wiley International, New Jersey, 2005.
- [65] Westbrook, C.K. ve Dryer, F.L., Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames, *Combustion Science and Technology*, 27, 31-43, 1981.
- [66] Hautman, D.J., F.L. Dryer, K.P. Schug ve I. Glassman, A Multiple-Step Overall Kinetic Mechanism for the Oxidation of Hydrocarbons, *Combustion Science and Technology*, 25, 219-235, 1981.
- [67] Rhie, C.M. ve Chow, W.L., Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA Journal*, 21, 1525-1532, 1983.
- [68] Schmidt, D.P., Nouar, I., Senecal, P.K., Rutland, C.J., Martin, J.K., Reitz, R.D. ve Hoffman, J.A., Pressure-Swirl Atomization in the Near Field, SAE Paper 990149, 1999.
- [69] O'Rourke, P.J. ve Amsden, A.A., The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup, SAE Paper 872089, 1987.
- [70] Bai, C. ve Gosman, A.D., Development of Methodology for Spray Impingement Simulation, SAE Paper 950283, 1995.
- [71] Foucart, H., Private Communications in CD-Adapco Department of Development ([60] nolu kaynaktan alınmıştır).
- [72] Squire, H.B., Investigation of the Instability of a Moving Liquid Film, *British Journal of Applied Physics*, 4, 167, 1953.
- [73] Rangel, R.H. ve Sirignano, W.A., The Linear and Nonlinear Shear Instability of a Fluid Sheet, *Physics of Fluids*, 3, 2392, 1991.
- [74] Senecal, P.K., Richards, K.J., Pomraning, E., Yang, T., Dai, M.Z., McDavid, R.M., Patterson, M.A., Hou, S. ve Shethaji, T., A New Parallel Cut-Cell Cartesian CFD Code for Rapid Grid Generation Applied to In-Cylinder Diesel Engine Simulations, SAE Paper 2007-01-0159, 2007.
- [75] Stiesch, G., *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*, Springer, Berlin, 2003.

- [76] Reitz, R.D., Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, *Atomization and Spray Technology*, 3, 309-337, 1987.
- [77] Reitz, R.D. ve Diwakar, R., Structure of High-Pressure Fuel Sprays, SAE Paper 870598, 1987.
- [78] Liu, A.B., Mather, D. ve Reitz, R.D., Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays, SAE Paper 930072, 1993.
- [79] Leidenfrost, J.G., *De Aquae Communis Nonnullis Qualitatibus Tractatus*, 1756.
- [80] Spalding, D.B., A standard formulation of the steady convective mass transfer problem, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1, 192-207, 1960.
- [81] Ranz, W.E. ve Marshall, W.R., Evaporation from drops Parts I and II, *Chemical Engineering Progress*, 48, 141, 1952.
- [82] Patankar, S., *Numerical Heat and Fluid Flow*, *Taylor & Francis*, New York, 1980.
- [83] Peters, N., *Turbulent Combustion*, *Cambridge University Press*, Cambridge, 2000.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ÇELİK, Ender  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 27.01.1986 Mersin  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (506) 549 32 41  
E-posta : ecelik@etu.edu.tr

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2009

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2009-2012	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

- **Çelik, E.**, Uslu, S. ve Topal, A., Numerical Simulation of the Reacting Flow through the Combustor of a Small Scale Turboprop Engine, Ankara International Aerospace Conference, Ankara, Türkiye, 14-16 Eylül, 2011.
- **Çelik, E.**, Uslu, S., Topal, A. ve Battaloğlu, H., Reacting CFD Simulations through a Small Turbojet Combustor with Pre-Filming Air-Blast Atomizer

(özet kabul edildi), International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013.

- Topal, A., Uslu, S., **Çelik, E.**, ve Battaloğlu, H., Design of an Atmospheric Combustor Test Rig for Small Aero-Engine Applications (özet kabul edildi), International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013.
- Topal, A., Uslu, S., **Çelik, E.**, ve Battaloğlu, H., Design of a Test Rig for Raman and Shadowgraphy Investigations of Non-Premixed Combustion with an Airblast Fuel-Air Injector (özet kabul edildi), International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013.
- Battaloğlu, H., Uslu, S. ve **Çelik, E.**, Numerical Simulation of Reacting Flow in a Scramjet Using Large Eddy Simulation (özet kabul edildi), International Society for Air Breathing Engines Conference, Busan, Kore, 9-13 Eylül, 2013.