

**YÖNDEŞ VE TERS AKIŞLI HAVA PARÇALAMALI YAKIT-HAVA
PÜSKÜRTÜCÜLÜ BİR YANMA ODASININ KARAKTERİSTİKLERİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE BELİRLENMESİ**

HASAN BAŞAR BOLAT

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

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

**NİSAN 2015
ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilim Dalı Başkanı

Hasan Başar BOLAT tarafından hazırlanan “Yöndeş ve Ters Akışlı Hava Parçalamalı Yakıt-Hava Püskürtücülü Bir Yanma Odasının Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Belirlenmesi” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU
Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Abdullah ULAŞ

Üye : Prof. Dr. Yusuf ÖZYÖRÜK

Üye : Doç. Dr. Selin Aradağ ÇELEBİOĞLU

Üye : Doç. Dr. Oğuz UZOL

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

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.

Hasan Başar BOLAT

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 – Nisan 2015

HASAN BAŞAR BOLAT

**YÖNDEŞ VE TERS AKIŞLI HAVA PARÇALAMALI YAKIT-HAVA
PÜSKÜRTÜCÜLÜ BİR YANMA ODASININ KARAKTERİSTİKLERİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE BELİRLENMESİ**

ÖZET

Yanma odası tasarımlarında yakıt ve havanın iyi derecede karıştırılmaları en önemli noktalardan birisidir. Hava parçalamalı yakıt-hava püskürtücüsü, sıvı yakıtı atomize etmek ile beraber yakıt ve havayı da etkin biçimde karıştırarak yanma odasının içine gönderir. Yakıt ile havanın etkin karışımı, havaya döngülü bir hareket kazandıran atomizer kanalları sayesinde gerçekleştirilir. İki döngülü atomizer kanallarının hava akış yönlerinin seçiminde iki farklı yöntem izlenebilir. Yöndeş döngülü konfigürasyonda, hava atomizer kanallarına aynı yönde girer ve atomizer çıkışında radyal yönde genişleyen bir akış yapısı gözlemlenir. Ters akışlı konfigürasyonda ise birincil ve ikincil döngü kanallarından gelen akımlar zıt yönde döndüklerinden, büyük döngü hareketi parçalanarak, birincil bölge içerisinde düzensiz bir akış yapısı yaratırlar. Mevcut tez çalışmasında, hava parçalamalı atomizerlerin yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların turbojet ve turboşaft motor yanma odalarındaki performansları, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği simülasyonları gerçekleştirilerek incelenmiştir. Gerçekleştirilen HAD analizlerinde, akışın türbülans ve yanma karakteristikleri Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli ve Flamelet yanma modeli kullanılarak RANS yöntemi ile modellenmiştir. Analizlerde kullanılan türbülans ve yanma modellerinin doğrulanması Sandia Flame D deneyi simüle edilerek yapılmıştır. Analizler sonucunda, turbojet motor için yöndeş atomizer konfigürasyonunun, yanma odası duvarlarının yüksek sıcaklıklardan korunması bakımından daha uygun ve daha iyi yanma odası radyal çıkış sıcaklık profiline sahip olduğu bulunmuştur. Turboşaft motor için ters akışlı atomizer konfigürasyonunun daha yüksek yanma verimine ve daha iyi yanma odası çıkış sıcaklık profiline sahip olduğu gözlemlenmiştir. Her iki motorunda basınç kaybının atomizer konfigürasyonundan etkilenmediği görülmüştür. Turbojet motor yanma verimi her iki konfigürasyon için %96.5, Turboşaft motor için yanma verimi, yöndeş atomizer konfigürasyonunda %97.5, ters akışlı konfigürasyonunda %98.4 bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: HAD, Yanma odası, Hava parçalamalı yakıt-hava püskürtücüsü, Basınç düşümü, Yanma verimi

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. – April 2015

HASAN BAŞAR BOLAT

**INVESTIGATION OF CO AND COUNTER CONFIGURATIONS OF A
DOUBLE SWIRLER AIRBLAST ATOMIZER IN AN ANNULAR
COMBUSTOR WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

ABSTRACT

Strong mixing of fuel and air is one of the most important issues in a gas turbine combustion chamber design. Air-blast atomizer has two important functions in combustion chamber. One of them is atomizing the liquid fuel, and second one is mixing the air and fuel intensively in the primary zone of the combustor. This strong mixing can be achieved by channels of the air-blast which can create swirl in flametube. There are two types of configurations in double swirler atomizers in combustors, namely, a co-swirl atomizers and counter-swirl atomizers. In the co-swirl configurations the flow enters to the primary and secondary swirler channels in the same direction and then expands radially at the exit of the atomizer. On the other hand, in the counter-swirl atomizers, as primary and secondary swirlers rotate in opposite directions it can cause erratic flow structures in the flametube. In this study, the effect of the co/counter configurations of a double swirler airblast atomizer in an annular turbojet and turboshaft reverse flow combustor was investigated by computational fluid dynamics. In simulations, Realizable k- ϵ model was used for modelling turbulence, Flamelet combustion model for modelling reactions with RANS methodology. CFD results were validated by simulating Sandia Flame D experiment and using its experimental measurements. Results of CFD simulations, in turbojet combustor, co airblast atomizer has more advantageous than counter configuration to prevent combustor walls from hot gases and has better temperature profile for turbine NGV at the exit of the combustor. In turboshaft combustor, counter-swirl airblast configuration has higher combustion efficiency and has better temperature profile at the exit of the combustor than co-swirl configuration. Co and counter-swirl arrangement has no effect on pressure for the whole combustor. In turbojet combustor both configurations result in the same combustion efficiency of %96.5. In turboshaft combustor, Co-swirl airblast configuration has %97.5 and counter-swirl configuration has %98.4 combustion efficiency.

Keywords: CFD, Combustion chamber, Airblast atomizer, Pressure Drop, Combustion efficiency

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya, projelerde beraber çalıőtıęım Ender ÇELİK, Ahmet TOPAL ve Haydar BATTALOğLU'na, yapmış olduğum çalışmalarda tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve burs sağlayan TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, maddi desteklerinden dolayı Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na, maddi ve teknik destekleri için TUSAş Motor Sanayii A.ő.'ye ve tüm çalıőmalarım boyunca manevi desteklerini esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
KISALTMALAR.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Yanma Odası Tasarım Gereksinimleri.....	3
1.1.1. İşlerlik.....	3
1.1.2. Performans.....	3
1.1.3. Konfigürasyon.....	4
1.1.4. Emisyon Seviyeleri.....	7
1.2. Yanma Odası ile İlgili Genel Bilgiler.....	8
1.2.1. Difüzör.....	9
1.2.2. Atomizer.....	10
1.2.2.1 Basınç Atomizerleri;.....	11
1.2.2.2 Dönel Atomizerler.....	12
1.2.2.3 Hava-destekli Atomizerler.....	13
1.2.2.4 Hava-parçalamalı Atomizerler.....	13
1.3. Literatür Özeti.....	15
1.4. Tezin Amacı.....	21

2. YANMA ODASI TASARIM KRİTERLERİ VE BİR BOYUTLU HESAPLAMALAR.....	22
2.1. Yanma Odası Ana Tasarım Kriterleri	22
2.2. Yanma Odası Bir Boyutlu Hesaplamalar	24
2.2.1. Referans Hız.....	25
2.2.2. Kalış Süresi	25
2.2.3. Bölgesel Yakıt-Denge Katsayıları	26
2.2.4. Yükleme faktörü (Loading factor) ve Yanma şiddeti (Combustion intensity).....	26
2.2.5. İç ve dış ikincil hava kanallarındaki Mach sayıları.....	27
2.2.6. Yanma odası bölgelerinin boy/en oranları	27
2.3. Yanma Odası Akış Dağılımı	28
2.4. Hava Parçalama Yakıt Hava Püskürtücüsü (Atomizer) Tasarımı.....	30
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	37
3.1. Temel Denklemler	37
3.2. Türbülansın Modellenmesi.....	39
3.2.1. Standart k-ε Türbülans Modeli.....	43
3.2.2. Realizable k-ε Türbülans Modeli	45
3.2.3. Standart k-ω Türbülans Modeli.....	46
3.3. Reaksiyonlu Akışın Modellenmesi	48
3.3.1. Laminer Finite-Rate Model.....	49
3.3.2. Eddy Dissipation Model.....	49
3.3.3. Finite Rate/Eddy Dissipation Modeli.....	50
3.3.4. Flamelet Yanma Modeli.....	50
3.3.5. NOx modellemesi.....	54

3.4.	Sonlu Hacimler Yaklaşımı ve Çözüm Algoritması.....	55
3.4.1.	Genel Skaler Taşınım Denklemi ve Ayrıklaştırma Yöntemleri.....	55
3.4.2.	Süreklilik ve Momentum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması	58
3.4.2.1	Momentum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması	59
3.4.2.2	Süreklilik Denklemlerinin Ayrıklaştırılması	59
3.4.3.	SIMPLE Çözüm Algoritması.....	60
3.4.4.	Sınır Koşulları	62
4.	TÜRBÜLANSLI AKIŞIN VE YANMA MODELLERİNİN DOĞRULANMASI.....	63
5.	YANMA ODASI HAD ANALİZİ SONUÇLARI.....	69
5.1.	Turbojet Motor Yanma Odası Sonuçları	70
5.1.1.	Çözüm Ağı Çalışması	70
5.1.2.	Turbojet Motor Yöndeş ve Ters Akışlı Atomizer Sonuçları.....	75
5.2.	Turboşaft Motor Yanma Odası Sonuçları	88
5.2.1.	Çözüm Ağı Çalışması	89
5.2.2.	Turboşaft Motor Yöndeş ve Ters Akışlı Atomizer Sonuçları.....	93
6.	TARTIŞMALAR VE YAPILACAK ÇALIŞMALAR.....	105
	KAYNAKLAR.....	111
	ÖZGEÇMİŞ.....	115

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Yanma Odası Performans Parametreleri.....	34
Çizelge 2.2. Yanma Odası Ön Tasarım Parametreleri	34
Çizelge 2.3. Yanma Odası Tasarım Noktası Performans Parametreleri ve Ölçülendirme Değerler	35
Çizelge 3.1. Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler.....	45
Çizelge 3.2. Realizable k-ε modeline ait deneysel sabitler	46
Çizelge 3.3. Standart k- ω modeline ait deneysel sabitler.....	47
Çizelge 4.1. Flame D parametrelerinin hız ve sıcaklıkları.....	64
Çizelge 4.2. Pilot alev yakıt kompozisyonu.....	64
Çizelge 5.1. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan hücre sayısı	70
Çizelge 5.2. RTDF ve OTDF parametreleri.....	83
Çizelge 5.3. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan hücre sayısı	90
Çizelge 5.4. RTDF ve OTDF parametreleri.....	100

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. John Barber tarafından tasarlanan gaz türbini [2].....	1
Şekil 1.2. Frank Whittle tarafından geliştirilen ilk jet motoru, W1 [3].....	2
Şekil 1.3. İkinci Dünya Savaşı sırasında kullanılan jet motorları; BMW-003(solda), Junkers Jumo-004(sağda) [4].....	2
Şekil 1.4. Jet motoru temel kısımları [3].....	3
Şekil 1.5. Boru tipi yanma odası [7]	5
Şekil 1.6. Rolls-Royce Avon motoru boru-halka tipi yanma odası [7].....	5
Şekil 1.7. Rolls-Royce RB211 motoru halka tipi yanma odası [7].....	6
Şekil 1.8. General Electric CF6-50 motoru yanma odası ve elemanları [7]	7
Şekil 1.9. Emisyonların hava/yakıt oranı ile değişimi [5].....	8
Şekil 1.10. Yanma odası bölgeleri ve komponentleri [7].....	9
Şekil 1.11. (a) Aerodinamik difüzör, (b) Boşaltma tipi difüzör [7].....	10
Şekil 1.12. Basınç atomizer türleri (a) Tek delikli(Plain Orifice) (b) Yalın(Simplex) (c)Çift Delikli (d)Sızıntı geri dönüşlü [9].....	11
Şekil 1.13. Turbomeca dönel atomizerli yanma odası sistemi [9]	13
Şekil 1.14. Yalın-jet hava parçalamalı atomizer [9]	14
Şekil 1.15. Ön film oluşumlu atomizer [10]	15
Şekil 2.1. Yanma odası çıkışında radyal yönde istenen sıcaklık profili [7].....	23
Şekil 2.2. Yanma odası yerel mach sayıları [42]	27
Şekil 2.3. Yöndeş akışlı atomizer konfigürasyonu.....	30
Şekil 2.4. Alev tüpü birincil bölge içerisindeki CRV yapıları [45]	31
Şekil 2.5. Ters akışlı atomizer konfigürasyonu.....	31
Şekil 2.6. Hava parçalamalı atomizerde belirlenecek ölçüler	32
Şekil 2.7. Turbojet Motor Yanma Odası.....	36
Şekil 2.8. Turboşaft Motor Yanma Odası	36
Şekil 3.1. Skaler taşınım denklemlerinin ayrıklaştırılmasında kullanılan kontrol hacmi [46]	56
Şekil 3.2. En küçük kareler metodundaki temsili hücreler [46].....	58

Şekil 3.3. Turbojet(Üstte), Turboşaft(Altta) yanma odası, HAD sınır koşulları.....	62
Şekil 4.1. Flame D deney düzeneği lazer huzmesi ve pilot alevi [58].....	63
Şekil 4.2. Flame D deney düzeneği şematik gösterimi	63
Şekil 4.3. Flame D deney düzeneği iki boyutlu çözüm ağı.....	64
Şekil 4.4. Farklı yanma modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri	65
Şekil 4.5. Farklı yanma modelleri ile elde edilen O ₂ konsantrasyonu profilleri	66
Şekil 4.6. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen eksenel hız profilleri	67
Şekil 4.7. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri.....	67
Şekil 4.8. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen O ₂ konsantrasyonu profilleri....	68
Şekil 5.1. Turbojet motor (a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi	69
Şekil 5.2. Turboşaft motor (a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi	69
Şekil 5.3. Merkezi kesit üzerindeki çözüm ağı yapısı.....	71
Şekil 5.4. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri	72
Şekil 5.5. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri	72
Şekil 5.6. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri	73
Şekil 5.7. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları	74
Şekil 5.8. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız konturları	75
Şekil 5.9. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız vektörleri.....	76
Şekil 5.10. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hız konturları	77
Şekil 5.11. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hız konturları	77
Şekil 5.12. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hava debileri	78
Şekil 5.13. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hava debileri	79
Şekil 5.14. Yanma odası ekseni boyunca döngü sayısının değişimi.....	80
Şekil 5.15. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların basınç konturları.....	81

Şekil 5.16. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları.....	82
Şekil 5.17. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki sıcaklık konturları.....	82
Şekil 5.18. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık konturları	83
Şekil 5.19. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık profilleri	84
Şekil 5.20. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenine boyunca ortalama sıcaklıklar değerleri	84
Şekil 5.21. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları	85
Şekil 5.22. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları	85
Şekil 5.23. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların sıcaklık ve NO-ppm konturları.....	86
Şekil 5.24. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonlarda yanma odası eksenine boyunca oluşan NO emisyon değerleri	87
Şekil 5.25. Turbojet motor yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı; Test (a), HAD (b). 88	
Şekil 5.26. Merkezi kesit üzerindeki çözüm ağı yapısı.....	89
Şekil 5.27. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri	90
Şekil 5.28. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri.....	91
Şekil 5.29. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri	91
Şekil 5.30. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları	92
Şekil 5.31. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız konturları	93
Şekil 5.32. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız vektörleri.....	94
Şekil 5.33. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hız konturları	95
Şekil 5.34. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hız konturları	95
Şekil 5.35. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hava debileri	96

Şekil 5.36. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hava debileri	97
Şekil 5.37. Yanma odası eksenini boyunca döngü sayısının değişimi.....	98
Şekil 5.38. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların basınç konturları	98
Şekil 5.39. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları.....	99
Şekil 5.40. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki sıcaklık konturları.....	99
Şekil 5.41. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık konturları	100
Şekil 5.42. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık profilleri	101
Şekil 5.43. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenini boyunca ortalama sıcaklıklar değerleri.....	101
Şekil 5.44. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları	102
Şekil 5.45. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları	102
Şekil 5.46. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların sıcaklık ve NO-ppm konturları	103
Şekil 5.47. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonlarda yanma odası eksenini boyunca oluşan NO emisyon değerleri.....	104

KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
AFR	Hava Yakıt Oranı, Air to Fuel Ratio
ALR	Hava Yakıt Oranı, Air to Liquid Ratio (atomizerdeki)
CRV	Merkezi Resirkülasyon Bölgesi, Central Recirculation Zone
DNS	Doğrudan Sayısal Modelleme, Direct Numerical Simulation
EDC	Eddy Dissipation Concept
EDM	Eddy Dissipation Model
FR/EDM	Finite Rate/ Eddy Dissipation Model
HAD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Büyük Burgaç Simülasyonu, Large Eddy Simulation
LFM	Laminar Flamelet Model
LHV	Alt Isıl Değer, Lower Heating Value
NGV	Türbin Statör Kanatçığı, Nozzle Guide Vane
OTDF	Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü, Overall Temperature Distribution Factor
PDA	Doppler Anemometre Fazı, Phase Doppler Anemometry
PDF	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu, Probability Density Function
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes, Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds Gerilme Modeli, Reynolds Stress Model
RTDF	Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü, Radial Temperature Distribution Factor
SFC	Özgül Yakıt Tüketimi, Specific Fuel Consumption
SN	Döngü Sayısı, Swirl Number
TCI	Türbülans-Kimya Etkileşimi, Turbulence-Chemistry Interaction

SEMBOL LİSTESİ

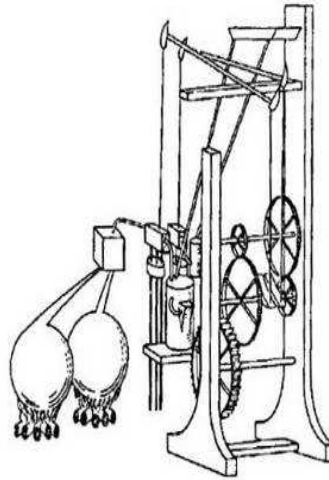
Simgeler	Açıklama
A	Alan
C_D	Debi katsayısı
C_p	Özgül ısı
D	Kütlesel yayılım katsayısı
Da	Damköhler sayısı
E	Aktivasyon enerjisi
f	Karışım oranı
F	Kuvvet
H	Toplam entalpi
h	Özgül entalpi
J	Yayılım akısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
k_g	Isıl iletim katsayısı
\dot{m}	Kütlesel debi
M	Mol ağırlığı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
r	Konum vektörü
R	Gaz sabiti
$R_{i,r}$	Reaksiyon hızı
S	Kaynak terimi
Sc	Schmidt sayısı
T	Sıcaklık
t	Zaman
u	Hız
V	Hacim
W	Vortisite
Y	Moleküler kütle oran

α	Isıl yayınım katsayısı
β	Termal genleşme katsayısı
γ	Özgül ısı oranı
η	Yanma verimi
ε	Türbülans kinetik enerjisi yayınım hızı
μ	Dinamik viskozite
χ	Skaler yitim oranı
ρ	Özkütle
τ	Viskoz gerilme tensörü
ω	Özgül türbülans yayınım hızı

1. GİRİŞ

İskenderiyeli Heron tarafından, içi su dolu çelik kürenin ısıtmasıyla beraber oluşan buhar tepkisinden faydalanarak elde edilen itki kuvveti, jet itki sistemlerinin temelini oluşturmaktadır. 13. yüzyılda Çinliler tarafından, barut ile çalışan roketin icadı ile beraber jet tahrik sistemlerin kullanım alanı yeni bir boyut kazanmıştır. Fakat gaz tepkisiyle çalışan roketlerin, savaşlarda istenilen sonucu verememesinden ötürü, jet tahrik sistemleri teknolojisinin gelişimi birkaç yüzyıl ertelenmiştir [1].

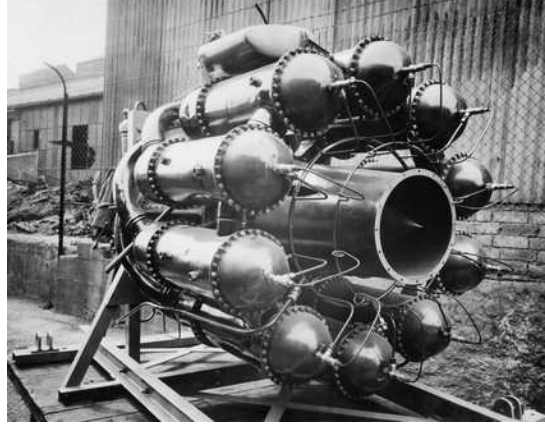
Günümüz jet motorlarının esasları olan ilk termodinamik döngülü gaz türbini 1791 yılında John Barber tarafından tasarlanmıştır. Her ne kadar üretilmemiş olsa da endüstriyel amaçla tasarlanan gaz türbini bileşenleri günümüz motorunun temellerini oluşturmaktadır [2].



Şekil 1.1. John Barber tarafından tasarlanan gaz türbini [2]

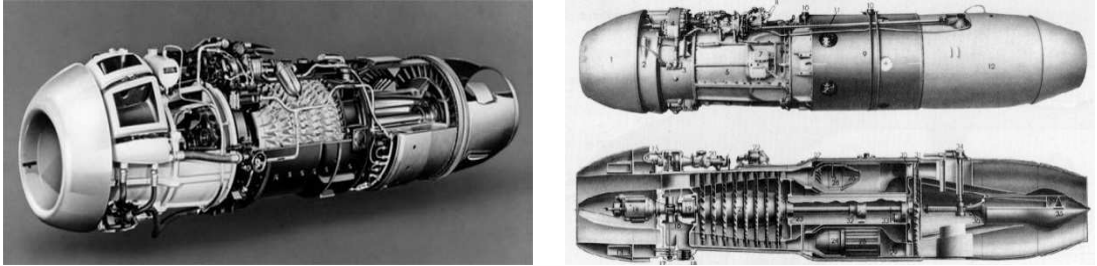
Tarihte bilinen ilk jet motoru W1'i tasarlayan Frank Whittle, 1928 yılında uçaklarda itkiyi sağlayan içten yanmalı motorlar yerine, gaz türbini ya da jet tahriki ve benzeri sistemlerin kullanımı üzerine bir makale yayınlamıştır. Yayınlamış olduğu makaleden bir yıl sonra, fikrini ilerleterek jet motoruna güç verilmesi için gaz türbinini kullanmıştır. İcat ettiği ilk turbojet motoru için 1928 yılında patent başvurusu yapmış ve başvurusu 1931 yılında onaylanmıştır. Whittle'ın 1937'de

prototipi üretilen W1'in yer testleri, turbojet motorun havacılık sektöründe gelecekte uygulanabilirliğini göstermiştir [3].



Şekil 1.2. Frank Whittle tarafından geliştirilen ilk jet motoru, W1 [3]

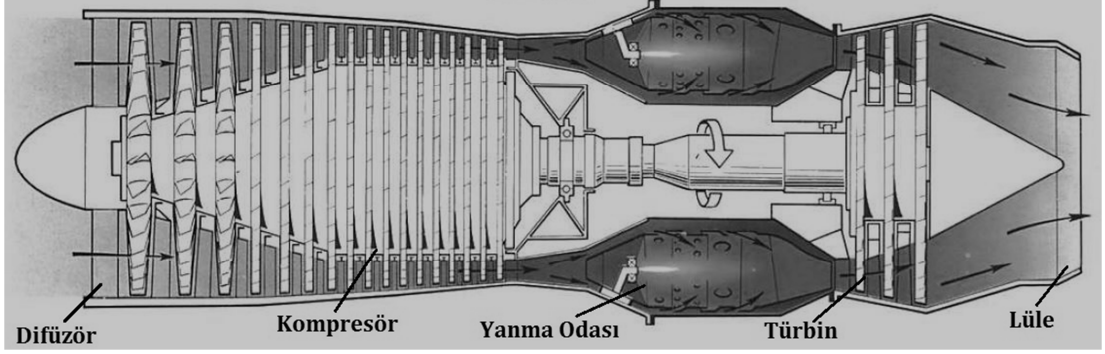
İkinci dünya savaşı sırasında, Almanlar tarafından geliştirilen BMW-003 motoru ve Junkers Jumo-004 motoru, jet motorlarının savaş alanlarındaki ilk kullanımları olmakla beraber, günümüz gaz türbini ve yanma odalarının temelini oluşturmaktadırlar [4].



Şekil 1.3. İkinci Dünya Savaşı sırasında kullanılan jet motorları; BMW-003(solda), Junkers Jumo-004(sağda) [4]

Şekil 1.4'te tipik bir turbojet motorunun temel kısımları görülmektedir. Difüzörden motor içerisine alınan hava, kompresörde sıkıştırılır ve basıncı, sıcaklığı arttırılarak yanma odasına gönderilir. Yanma odası içerisinde, yakıt-hava karışımı yakılır. Yanma sonucunda ısınan gazlar yanma odası çıkışında bulunan türbin içerisinden geçerken genişler ve kompresörün kullanacağı mekanik iş elde edilmiş olur.

Türbinden çıkan sıcak gazlar, lüle vasıtasıyla motoru terk eder ve uçağın hareketi için gerekli itki sağlanmış olur [5].



Şekil 1.4. Jet motoru temel kısımları [3]

1.1. Yanma Odası Tasarım Gereksinimleri

Jet motorlarının en kritik ve karmaşık bileşenlerinden biri olan yanma odasının tasarım gereksinimleri şu şekilde sıralanabilir [6].

1.1.1. İşlerlik

Gaz türbini motorunun problemsiz çalışabilmesi açısından, yanma odası geniş bir sıcaklık ve basınç aralığında işlevini sürdürebilmelidir. Bununla beraber motorun manevra kabiliyetlerini ve yeniden yanma gereksinimlerini sağlayabilmesi için de yanma odası işlerliğini sorunsuz biçimde yerine getirmelidir [6].

1.1.2. Performans

Yanma odası performans değerleri temel alındığında, bazı gereksinimleri sağlaması gerekmektedir. Performans açısından en önemli parametreler; Yanma verimi ve yanma odası çıkışında düzenli bir sıcaklık dağılımı ve basınç düşümüdür.

Yanma verimi, yanma odasındaki sıcaklık artışına bağlı olarak şu şekilde hesaplanır.

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

Burada T_3 yanma odası giriş sıcaklığını, T_4 yanma odası çıkışındaki ortalama sıcaklığını Kelvin [K] cinsinden temsil etmektedir. Yanma odalarında düşük yanma verimi motorun performansı açısından istenmeyen bir durumdur. Günümüz yanma odalarında, yanma veriminin %99 mertebelerinde olması hedeflenmektedir [6].

Yanma odası çıkışındaki sıcaklık profili, yanma odası çıkışında bulunan stator ve rotor türbinlerin ömrü açısından önem arz etmektedir. Radyal sıcaklık dağılım faktörü (RTDF) ve genel sıcaklık dağılım faktörü (OTDF) terimleri ile yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımları ifade edilmektedir [7]. Yanma odası kavramsal tasarım kısmında, bu terimler daha detaylı anlatılacaktır.

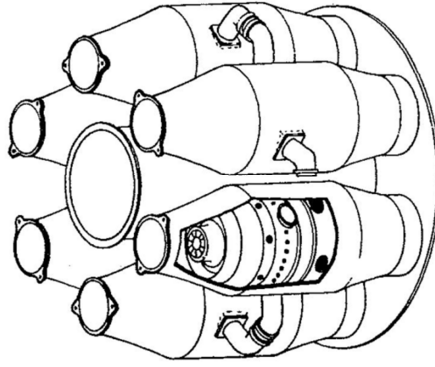
Yanma odası içerisindeki basınç kaybı üç kısımda meydana gelmektedir. Yanma odasında, hava ile yakıtın iyi karışması ve yüksek yanma verimliliği açısından, astar üzerinde oluşan basınç kaybı, hava jetlerinin nüfuz etmeleri açısından gerekli bir basınç kaybıdır. Sıcak basınç kaybı da, yanma işleminin sonucu olarak oluşması doğal bir durumdur. Yanma odasına gelen havayı yönlendirirken gerçekleşen difüzördeki basınç kaybının ise yanma odası performansı açısından minimum seviyelerde tutulması gerekmektedir [7].

1.1.3. Konfigürasyon

Yanma odası tasarım geometrileri, genel olarak 3 farklı konfigürasyon altında incelenir. Bunlar; halka tipi (annular) yanma odası, boru tipi (tubular) yanma odası, boru-halka tipi (tubo-annular) yanma odasıdır.

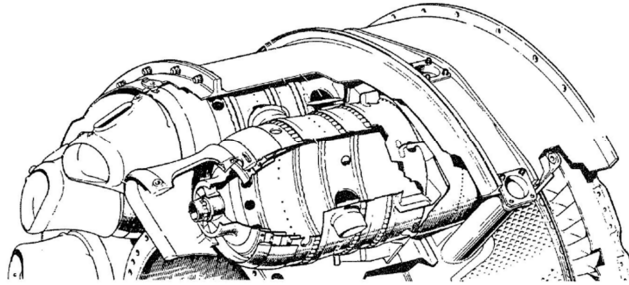
Erken dönem jet motorlarında genel olarak kullanılan boru tipi yanma odası, iç kabuk çevresinde bulunan 6 ile 16 arasında silindirik alev tüpü içeren yanma odasıdır. Boru tipi yanma odasında, kompresörden gelen hava alev tüpüne girmeden

önce birbirlerinden bağımsız ikincil hava kanallarına gönderilir. Boru tipi yanma odası motorlarının avantajı; mekanik dayanımlarının yüksek olması ve yanma odası testlerinin tek bir tüp üzerinden yapılabilmesidir. Dezavantajları ise uzun ve ağır olmalarıdır. Bu nedenle havacılık sektöründe kullanımları sınırlıdır. Günümüzde boru tipi yanma odaları genellikle sanayi tipi gaz türbinlerinde kullanılmaktadır [7].



Şekil 1.5. Boru tipi yanma odası [7]

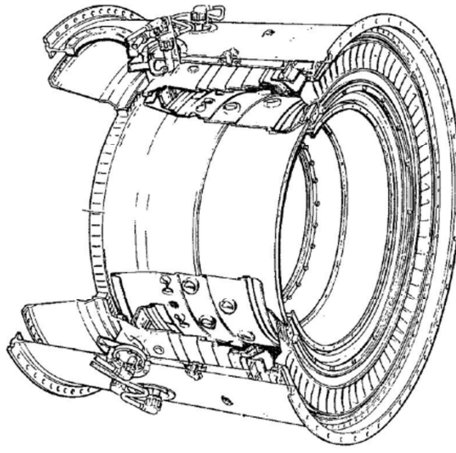
Boru-halka tipi yanma odası, tipik olarak boru tipi yanma odasıyla benzerlik göstermektedir. Boru tipi yanma odasından farklı olarak, boru-halka tipi yanma odasında, alev tüpleri ortak bir ikincil hava kanalına sahiptirler. Bu şekilde, boru tipi yanma odasında görülen yüksek basınç kaybı azaltılmakta ve yanma odası daha işlevsel hale gelmektedir. Bu tip yanma odalarının dezavantajları, difüzör tasarımı ve akış kontrol problemleridir [7].



Şekil 1.6. Rolls-Royce Avon motoru boru-halka tipi yanma odası [7]

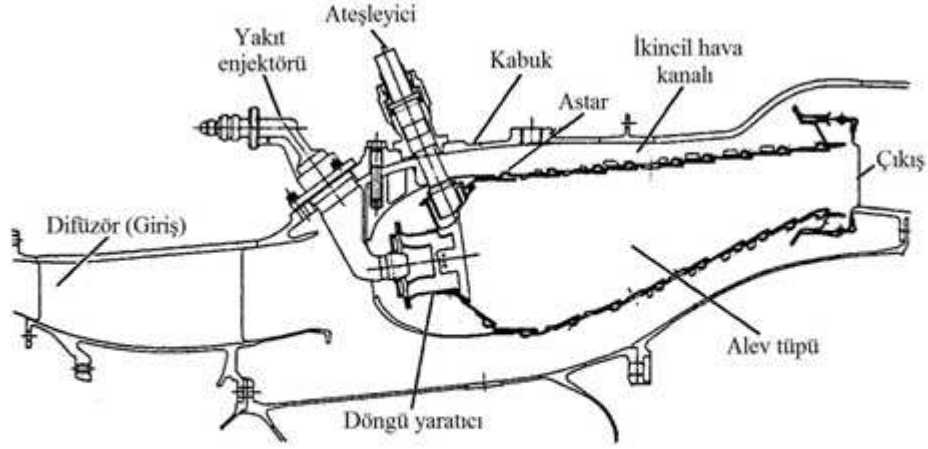
Halka tipi yanma odasında, alev tüpü, halka biçiminde bir kabuğun içerisinde yer almaktadır. Bu tip yanma odalarının avantajları; aerodinamik yapıları, hafif, kompakt

yapıya sahip olmaları ve diğer tip yanma odalarına göre az basınç kaybı yaratmalarıdır. Dezavantajları ise düzenli bir yanma odası çıkış sıcak dağılımı elde edebilmek için optimum hava/yakıt oranı (AFR) elde edebilmenin zor olması, yapısal açıdan dayanımlarının düşük olması ve yüksek sıcaklıklardan etkilenmeleridir. Günümüz uçak motorlarında (JT-15D GE CF6, vb.) genellikle halka tipi yanma odası kullanılmaktadır [7].



Şekil 1.7. Rolls-Royce RB211 motoru halka tipi yanma odası [7]

Genel olarak yanma odasının elemanları akış şemasına göre şu şekilde sıralanabilir; Kompresörden gelen 0.25-0.35 Mach ile gelen hava, difüzörde 0.05-0.1 Mach sayısına kadar yavaşlatılıp, akış düzenlenerek yanma odasına gönderilir [6]. Gönderilen havanın bir bölümü, yanma odasının döngü yaratıcısına (atomizer), diğer bölümü ikincil hava kanallarına (kabuk ve astar arasındaki bölge) yönlendirilir. Döngü yaratıcısına gönderilen hava, yakıt enjektöründen gelen yakıtla karışarak alev tüpüne (flame tube) girer. İkincil hava kanallarına gönderilen hava ise astar delikleri ile alev tüpü içerisine yönlendirilir. Astar deliklerinden gelen hava sayesinde, yanma reaksiyonlarının tamamlanması için gerekli hava sağlanmış olur ve yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki gazların daha düşük seviyelerde sıcaklıklara sahip olması sağlanır. İkincil hava kanallarından gelen hava ile soğutulan gazlar, yanma odası çıkışında bulunan türbine gönderilir. Şekil 1,8'de General Electric CF6-50 motorunun yanma odası elemanları gösterilmektedir [7].

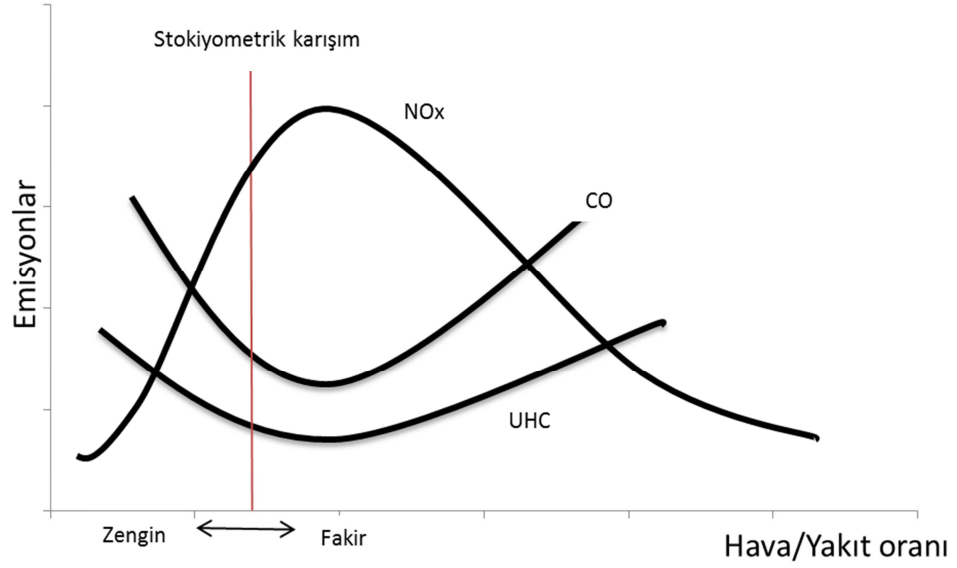


Şekil 1.8. General Electric CF6-50 motoru yanma odası ve elemanları [7]

1.1.4. Emisyon Seviyeleri

Son yıllarda artan çevresel problemler sebebiyle emisyon seviyelerinin kontrolü bir çok sanayi alanında hedef parametrelerinden biri haline gelmiştir. Özellikle havacılık sektöründeki gelişmeler sonrası, 1970’li yıllardan itibaren uçak motor üreticileri, uçak motorlarının çevreye yaydığı emisyonları belli bir seviyede tutabilmek adına Uluslararası Sivil Havacılık Teşkilatı (ICAO) tarafından getirilen emisyon standartlarına uygun gaz türbinleri geliştirmeye başlamışlardır.

Yanma odasında, yanma sonrası atılan emisyonlar; azot oksit, azot dioksit (NO_x), karbonmonoksit (CO),ve yanmamış hidrokarbonlar (UHC) olarak incelenmektedir. Yanma sonucu oluşan emisyonlardan NO_x’in miktarı, yüksek sıcaklığa ve yakıtın yanma odası içerisinde kalış zamanına göre değişmektedir. Yanma odasında hava ile yakıt ne kadar iyi karışırsa, oluşan yüksek sıcaklıklar sonucu oluşan NO_x miktarı o derece artış göstermektedir. NO_x miktarının düşürmek adına yapılabilecek çalışmalardan, hava ile yakıtın zengin-fakir oranda yakılması ve yakıtın yanma odasını daha kısa sürede terk etmesini sağlamak ise yanmamış yakıt ve karbon monooksit miktarının artmasına neden olmaktadır [7]. Emisyon seviyeleri ile hava/yakıt oranı arasındaki ilişki Şekil 1.9’da gösterilmektedir.

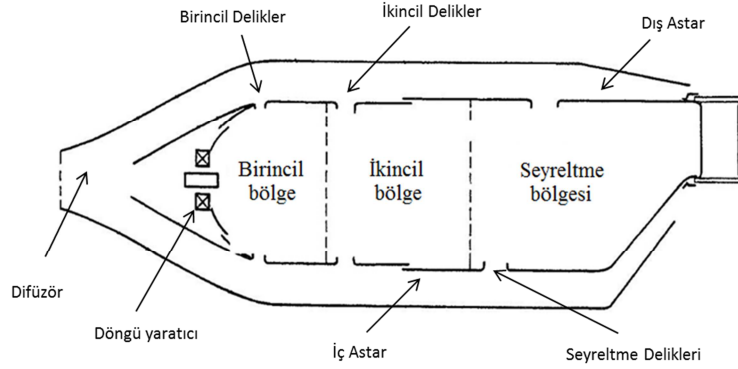


Şekil 1.9. Emisyonların hava/yakıt oranı ile değişimi [5]

1.2. Yanma Odası ile İlgili Genel Bilgiler

Yanma odası; birincil (primary), ikincil (secondary) ve seyreltme (dilution) bölgeleri olarak üç bölümden oluşmaktadır. Birincil bölgenin görevi, döngü yaratıcısından astar duvarlarına doğru ilerleyen yakıt-hava karışımının, yanma odası merkezinde düşük basınç bölgesi elde edilmesi sonucu bu bölgeye yönlendirilmesini sağlayan CRV (Central Recirculation Vortex) yapılarını oluşturmak, böylece alevi mümkün olduğunca hapsetmek ve yanmanın tamamlanması için gerekli zaman ve türbülanslı akışı yaratmaktır [8]. Birincil bölgedeki yanma sonucu oluşan gazlar, 2000 Kelvin'den daha yüksek sıcaklıklara ulaşırsa, yanma odası içerisinde ayrışma reaksiyonları sonucu yüksek miktarlarda CO ve H₂ ortaya çıkar. Bu gazların doğrudan seyreltme bölgesine ulaşmaları durumunda, soğumadan dolayı kimyasal reaksiyonların devamı için gerekli aktivasyon enerjisini bulamaz ve yanmamış hidrokarbonlar olarak dışarı atılırlar. Bu durum, yanma veriminin düşmesine ve emisyonların artışına neden olmaktadır. İkincil bölgede, yanmamış hidrokarbonların reaksiyonlarının tamamlanması için, ikincil hava deliklerinden alev tüpüne bir miktar daha hava alınmakta ve bu şekilde yanma işleminin tamamlanması sağlanmaktadır [7].

Seyreltme bölgesinde, yanma sonucu oluşan gazların sıcaklığı, yanma odası çıkışında bulunan stator (NGV, Nozzle Guide Vane) ve rotor türbin kanatçıklarının dayanabileceği sıcaklıklara düşürülür. Bununla beraber, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı da türbin kanatçıklarının dayanımı ve ömrü açısından önem taşımaktadır. Yanma odası çıkışındaki her bir türbin kanatçığının yakın sıcaklıklara sahip olabilmeleri için, açısal yönde homojen bir sıcaklık dağılımı istenmektedir. Radyal yönde ise orta kısımlarda yüksek, alt ve üst kısımlarında daha düşük sıcaklıkların olması durumunda, mekanik gerilimlerin en yüksek olduğu kanatçık kök bölgeleri daha az ısı yük altında kalacaklardır [7].



Şekil 1.10. Yanma odası bölgeleri ve komponentleri [7]

1.2.1. Difüzör

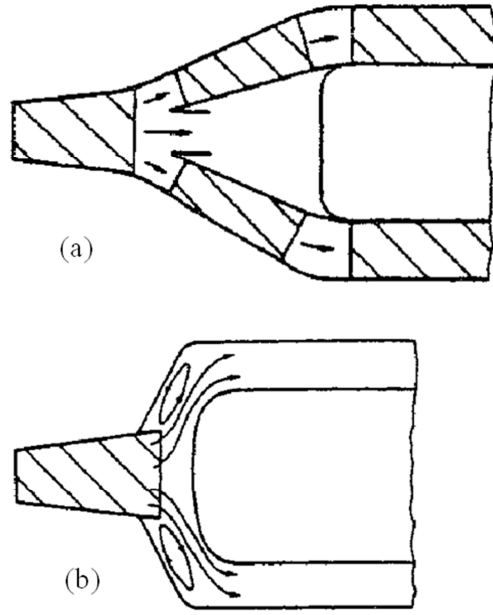
Yanma odası tasarımlarında genel olarak iki tip difüzör kullanılmaktadır. Bunlar aerodinamik (aerodynamic) difüzör ve boşaltma tipi (dump) difüzördür. Aerodinamik difüzörlerin asıl hedefleri basınç kaybını minimize etmektir. Her ne kadar aerodinamik difüzörlere göre daha yüksek basınç kaybına neden olsa da, boşaltma tipi difüzörler, hem daha kompakt ve daha hafif olmaları hem de kompresör çıkışındaki akış değişimlerinden daha az etkilenmeleri sebebiyle daha çok tercih edilmektedirler. Genel olarak difüzörlerin gereksinimleri şu şekilde sıralanabilir [7].

- Difüzör uzunluğu minimum seviyede tutulmalıdır.
- Aerodinamik difüzörler açısından akım ayrılması önlenmelidir.

-Difüzör çıkışında akış radyal ve çevresel olarak düzenli olmalıdır.

-Kompresör çıkışındaki akış değişimden mümkün olduğunca az etkilenmelidir [7].

Şekil 1.11’de iki farklı difüzör tipi, aerodinamik ve boşaltma tipi difüzörler, gösterilmektedir.



Şekil 1.11. (a) Aerodinamik difüzör, (b) Boşaltma tipi difüzör [7]

1.2.2. Atomizer

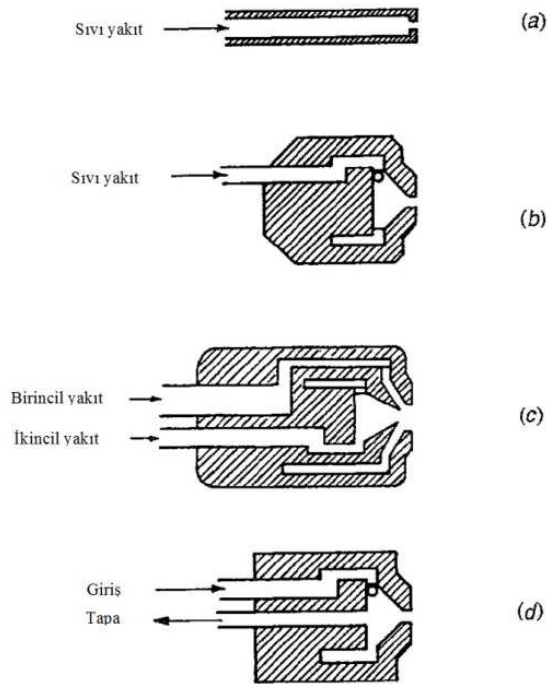
Gaz türbini yanma odaları, hem sıvı yakıt hem de gaz yakıt ile çalışabilmektedirler. Gaz yakıt kullanılan yanma odalarında hava ile yakıt moleküler seviyede hemen karışabilmektedir. Sıvı yakıt kullanılan gaz türbinlerin de ise yakıtın önce buharlaştırılıp, hava ile moleküler seviyede karışabileceği böylece, yanma sürecine hazır hale getirilmesi gerekmektedir. Bu tip gaz türbinlerinde, sıvı yakıtı parçalayarak küçük damlacıklar haline getiren, böylece yakıtın hızlı buharlaşmasını sağlayan atomizer sistemleri kullanılmaktadır [9]. Uçak motorlarında kullanılan atomizerlerin başlıca özellikleri şu şekilde sıralanabilir;

- Geniş yakıt debi aralıklarında güçlü atomizasyon sağlaması.
- Yakıt debilerinde ani değişimlere anında cevap verebilmesi.
- Akış değişimlerinden etkilenmemesi.
- Düşük maliyet, hafif olması, kolay sökülüp-takılabilmesi.
- Düzenli (Uniform) yakıt dağılımı sağlaması [9].

Atomizer tipleri, basınç atomizerler (pressure atomizer), dönel (rotary) atomizerler, hava destekli (air-assist) atomizerler ve hava parçalama (air-blast) atomizerler şeklinde sıralanabilir.

1.2.2.1 Basınç Atomizerleri;

Basınç atomizerlerin mekanizması genel olarak, yakıt ile onu çevreleyen hava arasında yüksek bağıl hız yaratarak, püskürtülen sıvı tabakasının (liquid sheet), türbülans etkisiyle kopmasını sağlamaktır [9]. Şekil 1.12'de yanma odalarında kullanılan basınç atomizer türleri gösterilmektedir.

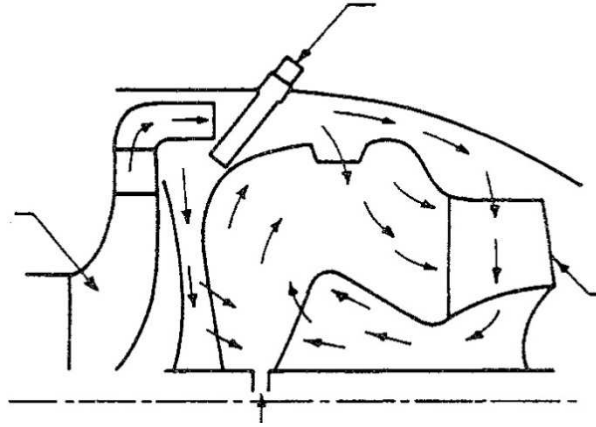


Şekil 1.12. Basınç atomizer türleri (a) Tek delikli(Plain Orifice) (b) Yalın(Simplex) (c) Çift Delikli (d)Sızıntı geri dönüşlü [9]

Tek delikli atomizerler, en basit basınç atomizer mekanizmasıdır. Burada, tek delikten gelen yüksek hızlı sıvı jet atomizer çıkışında parçalanır ve buharlaşır. Bu tip atomizerlerin en büyük dezavantajı; yanma odası içine yakıtı açılı gönderememesinden ötürü yeterli miktarda girdap yaratamayıp, iyi karışım sağlayamamasıdır. Yalın basınç atomizerleri, bu bakımdan tek delikli basınç atomizerlerine göre üstündür. Fakat bu atomizerler de motorun rölanti ve yüksek performans koşullarına göre çalışması sırasında, yakıt debilerinin yüksek orandaki değişimlerine cevap verememektedirler. Bu bakımdan çift delikli atomizerler bu problemin çözümü adına geliştirilmiştir. Çift delikli atomizerlerde artan yakıt debisi ihtiyacına göre yakıt basıncı artırılır, yakıt basıncı kritik değerine ulaştığında ihtiyaç duyulan yakıtı sağlamak adına ikincil delik devreye girer. Böylece yüksek yakıt basınçlarına ihtiyaç duyulmadan, istenen atomizasyon performansı elde edilmiş olur. Sızıntı geri dönüşlü atomizerler de ise atomizasyon için gerekli olan yakıt kontrolü tapa ile sağlar. İhtiyaç duyulan yakıt sağlandıktan sonra yakıtın geri kalanı yakıt tankına geri gönderilir. Bu tip basınç atomizerinin avantajı; geniş çalışma koşullarında etkili atomizasyon sağlamasıdır [9].

1.2.2.2 Dönel Atomizerler

Dönel atomizerler, basınç atomizasyon mekanizması göstermektedir. Basınç atomizerlerinde, film tabakasının kopmaya uğraması enjeksiyon basıncı sayesinde olurken, dönel atomizerlerde kopma, merkezkaç kuvveti ile gerçekleşir. Ucuz olması ve kolay tasarımı bu tip atomizerlerin avantajları iken, yüksek irtifalarda yeniden yanma (relight) kapasitesinin düşük olması, ateşleyici problemi içermesi ve yanma odası duvarlarının soğutulmasındaki problemler sebebiyle günümüzde kullanılmamaktadırlar [9].



Şekil 1.13. Turbomeca dönel atomizerli yanma odası sistemi [9]

1.2.2.3 Hava-destekli Atomizerler

Hava-destekli atomizerlerde parçalanma mekanizması, oluşturulan yüksek hava hızları sayesinde meydana gelmektedir. Yüksek hava hızları, sıvı üzerinde yüksek kayma gerilmelerinin oluşmasına neden olmakta ve bu sayede sıvı jeti ya da filmi kopmaya uğramaktadır [9].

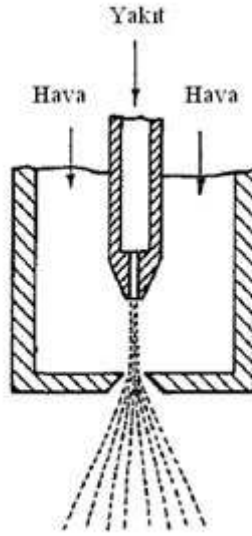
Hava destekli atomizerlerde, hava hızları oldukça yüksek mertebelere (>120 m/s). Bu yüksek hızlara erişmek amacıyla, astar basınç farkına ek olarak, bu tip atomizerlerde ek kompresörler kullanılmaktadır. Bu sebepten ötürü hava destekli atomizerlerin havacılık sektöründe kullanım alanları sınırlıdır [9].

1.2.2.4 Hava-parçalama Atomizerler

Hava-parçalama atomizerlerde, parçalanma mekanizması, hava-destekli atomizere benzerlik göstermektedir. Hava-destekli atomizere farkı, bu tip atomizerlerde sıvı jeti ya da filmin kopmaya uğraması sadece astar üzerindeki basınç farkından meydana gelmektedir. Bu sebepten, hava hızları hava-destekli atomizere göre daha düşüktür. Bu durumun üstesinden gelebilmek ve iyi bir parçalanma elde edebilmek adına hava parçalı atomizerlerde hava debileri daha yüksektir [9].

Hava parçalamalı atomizerler, basınç atomizerlerine göre daha işlevseldir ve daha çok avantaj barındırmaktadırlar. Basınç atomizelere göre en önemli avantajı; düşük yakıt besleme basınçlarında, daha küçük yakıt damlacıkları oluşturabilmesidir. Bununla beraber, hava parçalamalı atomizer içeren yanma odalarında, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımı yakıt enjektörüne daha az bağımlı olmaktadır. Ayrıca güçlü atomizasyon ile yakıt ile hava daha etkin biçimde karıştığından, yanma sonucu oluşan is azalmakta, böylece alev radyasyonunu minimum seviyelerde tutulmaktadır [9].

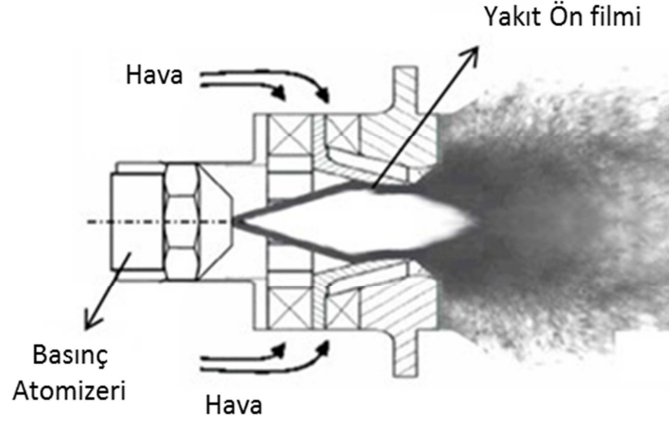
Hava parçalamalı atomizerler; yanma odalarında yalın-jet (plain-jet) ve ön-film oluşumlu (prefilming) olmak üzere iki tipte bulunmaktadır. Şekil 1.14’de görülen yalın-jet atomizerde, aksenal yönde püskürtülen jet yakıt, etrafından yollanan yüksek hızlı hava sayesinde küçük damlacıklar haline gelir. Yalın-jet atomizerlerin, gaz türbini yanma odası tasarımlarında kullanım alanları sınırlıdır.



Şekil 1.14. Yalın-jet hava parçalamalı atomizer [9]

Ön-film oluşumlu atomizer, yalın-jet atomizelere göre daha küçük spreyle oluşturur. Bu tip atomizerlerde, basınç atomizeri yardımıyla püskürtülen yakıt enjektör duvarı üzerinde ince, sürekli bir yakıt filmi oluşturur. Film üzerinden yüksek hızlarda geçen hava, filmden damlacıklar kopararak, yakıtı küçük damlacıklar haline getirir [9]. Şekil 1.15’de görülen iki döngülü hava-parçalamalı atomizerde,

enjektörden çevresel olarak homojen biçimde gönderilen yakıt, enjektör duvarı üzerinde ince bir film oluşturmakta ve birincil atomizer kanallarından gelen yüksek hızlı hava, filmden yakıtı koparmaktadır [9].



Şekil 1.15. Ön film oluşumlu atomizer [10]

1.3. Literatür Özeti

Bu bölümde, yanma odası tasarımlarında kullanılan analiz ve deneysel yöntemler ile yanma odalarının tasarımlarının önemli parametrelerinden olan hava-parçalı yakıt-hava püskürtücüsü (atomizer) hakkında günümüze kadar olan çalışmalar anlatılmıştır.

Yanma odası ve hava parçalı yakıt hava püskürtücüsünün tasarım alanında kullanılan deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları genel olarak alev kararlılığı, ateşleme sistemleri, yakıt parçalanması, yanma odası aerodinamik yapısı, yanma odası duvar soğutma mekanizmaları, yanma odası emisyon seviyeleri üzerinde yoğunlaşmıştır.

Yanma odası alev kararlılığı (flame stability) hakkında deneysel çalışmalarda bulunan Ballal ve Lefebvre [11], çalışmaları sonucunda, yanma kararlılık limitlerinin; etkili atomizasyon sağlanması, alev tüpü içerisinde yakıt-denge katsayısının 1'e yaklaşması, yanma odası hava giriş hızlarının azaltılması ve gaz sıcaklıklarının artırılması ile arttığını gözlemlemişlerdir.

Yanma odası iç ve dış astar deliklerinden alev tüpüne giren hava debi katsayılarının (discharge coefficient) hesaplanması amacıyla Kaddah [12], ve Freeman [13]. deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Kaddah, ikincil hava kanallarındaki havanın mach sayısının 0.1'den küçük olması halinde, astar deliklerinde güvenilir debi katsayılarının elde edildiğini belirtmiştir ve dairesel astar delikleri için ikincil hava kanallarındaki dinamik basınç, astar basınç farkına bağlı, astar deliği debi katsayısı korelasyonları türetmiştir. Freeman ise, Kaddah'ın debi katsayısı korelasyonlarını, yuvarlatılmış (plunged) astar delikleri için geliştirerek oldukça başarılı sonuçlar elde etmiştir.

Norster [14], astar deliklerinden alev tüpüne giren hava jetlerinin yapıları ve alev tüpüne nüfuz etmeleri (penetrasyon) ile ilgili deneysel çalışmalar yapmıştır. Norster yaptığı çalışmaları tek jet deliği üzerinden yürütmüştür. Lefebvre [15], Norster'in yaptığı çalışmaları da kullanarak astar jet penetrasyonunu, astarın sıcak tarafındaki gaz hızı ve astar delik çapına bağlı olarak ifade etmiştir. Carotte ve Stevens [16], Sridhara [17], Kamotani ve Greber [18], Holderman vd. [19], çoklu jet deliklerinin penetrasyonları ile ilgili deneysel çalışmalarda bulunarak, astar delik çapı ve jet hızına bağlı olarak jet penetrasyon korelasyonları geliştirmişlerdir.

Lefebvre ve Norster [20], astar üzerinde gerçekleşen basınç kaybının, hava ile yakıtın optimum karışım performansı üzerindeki etkisini incelemek adına deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Çalışmaları sonucunda, astar kesit alanının, minimum basınç kaybı içeren optimum karışım performansı elde edebilmek adına önemli bir parametre olduğunu öne sürmüşlerdir ve bu oran için yanma odası girişindeki hava debisine ve astar üzerindeki basınç düşümünün, alev tüpünde içerisindeki dinamik basınca oranına bağlı korelasyonlar türetmişlerdir.

Kilik [21], 1976 yılında doktora tezi sırasında yaptığı deneysel çalışmalarda, eksenel ve radyal atomizer kanal yapıları üzerinde durmuştur. Yaptığı çalışmalar sonucunda, radyal atomizer kanallarına sahip geometrinin, eksenel geometriye göre daha yüksek döngü yarattığı ve daha geniş resirkülasyon bölgesi oluşturduğunu gözlemlemiştir.

Kilik, Ayrıca çalışmalarında yaratılan döngünün, tek atomizer yerine çift atomizer kullanıldığında arttığını belirtmiştir.

Beer ve Chigier [22], Mathur ve Maccallum [23], atomizerlerin yarattığı akış yapıları üzerine deneysel çalışmalarda bulunmuşlar ve atomizer çıkışındaki akışı ifade edebilmek amacıyla, boyutsuzlaştırılmış döngü sayısı (Swirl Number, SN) parametresi tanımlamışlardır. Beer ve Chigier, döngü sayısını; açıl momentumun, aksenal momentum ile atomizer yarıçapının çarpımına oranı olarak ifade etmişlerdir ve alevin birinci bölgede tutunmasını sağlayan CRV yapılarını elde edebilmek için, atomizer çıkışındaki döngü sayısının 0.4'ün üzerinde olması gerektiğini öne sürmüşlerdir. Mathur ve Maccallum ise döngü sayısının ikiden büyük olduğu durumlarda, CRV yapılarının merkezinde düşük basınç bölgelerinin oluşması sonucu, bu bölgelerde yüksek vakum oluştuğunu ve bu vakumun ters akışlı hava rejimi yaratarak, havayı atomizere kadar taşıdığını belirtmişlerdir.

H. Ying ve Y. Vigor [24], yayınladıkları makalede, LES (Large Eddy Simulation) modeli kullanılarak yaptıkları HAD analizleri sonucunda, yanma odası girişinde oluşturulan döngünün artırılması ile beraber alevin boyunun aksenal olarak kısaldığını, homojen yakıt-hava dağılımı elde edildiğini, reaksiyonların daha hızlı bir şekilde tamamlandığını gözlemlemişlerdir. Döngü sayısının yüksek değerlere ulaşmasıyla beraber ise alevin geriye dönüşünün arttığını ve yanma odası girişine doğru kaydığını belirtmişlerdir.

Terasaki T. ve Hayashi S. [25], 1996 yılında yaptıkları deneysel çalışmada, yanma odalarında tek atomizer yerine çift atomizer kullanıldığında yanma veriminin yükseldiğini, yakıt ile havanın daha iyi karıştığını, daha homojen yakıt-denge katsayısı bölgesi elde edildiğini, böylece yanma reaksiyonları sonucu daha düşük miktarda emisyonların oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

H. Zheng vd. [26], yaptıkları çalışmada, tek ve çift atomizer kullanarak oluşturdukları 3 boyutlu gaz türbini yanma odalarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda, çift atomizerli konfigürasyonda hava ile yakıtın daha

iyi karıştığını, yanma reaksiyonlarının tek atomizerli geometriye göre daha çabuk tamamlandığını, daha iyi bir yanma odası çıkış profili elde edildiğini ve nispeten daha düşük oranda emisyonların oluştuğunu öne sürmüşlerdir.

K. Merkle vd. [27], yaptıkları deneysel çalışmada, yöndeş akışlı veya ters akışlı atomizer konfigürasyonuna sahip yanma odasında, havanın izotermal akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Deney sonucunda, atomizerden çıkan havanın ters akışlı konfigürasyonda, yöndeş konfigürasyona göre daha eksenel biçimde hareket ettiğini ve resirkülasyon bölgesinin eksenel yönde uzadığını gözlemlemişlerdir.

Ateşkadi A. vd. [28], yaptıkları deneysel çalışmada, yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonuna ait yanma odasının reaksiyonlu akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Deney sonucunda yöndeş konfigürasyona sahip yanma odasında, daha büyük çapta yakıt damlacıklarının resirkülasyon bölgesinde birikmesinden ötürü buharlaşmanın ve hava-yakıt karışımının ertelendiğini ve bu durumun alev kararsızlıklarına neden olduğunu, ters akışlı konfigürasyonda ise resirkülasyon bölgesinde daha küçük yakıt damlacıklarının bulunduğunu, böylece alevin daha kararlı bir davranış sergilediğini belirtmişlerdir.

Qi, S. vd. [29], 1998 yılında yaptıkları deneysel çalışmada, alev kararlılığı ve düzenli sıcaklık dağılımı elde etmek adına, yöndeş akışlı atomizerlerde döngü sayısının önemini incelemişlerdir. Gupta A.K. vd. [30] 2001 yılında yaptığı çalışmalarda ise, yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının yarattığı, akış karakterlerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmaları sonucunda, yöndeş akışlı konfigürasyonun ters akışlı konfigürasyona göre simetrik bir akış dağılımı yarattığını ve daha geniş bir resirkülasyon bölgesi oluşturduğunu, ters akışlı konfigürasyonun ise nispeten daha küçük fakat yakıt ile havanın daha hızlı biçimde karıştığı bir bölge yarattığını gözlemlemişlerdir.

Yehia A. vd. [31], 2011 yılında yaptıkları LES ve RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) analizleri sonucunda, yöndeş akışlı atomizer konfigürasyonun daha geniş bir resirkülasyon bölgesi oluşturduğunu, ters akışlı konfigürasyonun ise daha kompakt

ve daha yüksek türbülans kinetik enerji içeren bir akış karakterine sahip olduğunu göstermişlerdir.

R.Hadef ve B.Lenze [32], PDA (Phase Doppler Anemometry) tekniği kullanarak, sprey alevdeki yakıt damlacık karakteristiklerini incelemişlerdir. Deney sonucunda ters akışlı atomizer çıkışında daha yoğun miktarda yakıt damlacıklarının oluştuğunu, bu durumun yanma kararlılığı açısından olumlu bir durum doğurduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ters akışlı konfigürasyonda, hava ile yakıtın daha iyi karıştığını, böylece ters akışlı konfigürasyona sahip yanma odalarında daha yüksek yanma verimi elde edilebileceği sonucunu çıkarmışlardır.

Li G. ve Gutmark E.J. [33], yaptıkları çalışmada, yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının izotermal ve reaksiyonlu akıştaki karakteristik davranışlarını incelemiştir. Sıvı ve gaz yakıt kullanarak yaptıkları çalışma sonucunda, yöndeş konfigürasyonun daha düşük oranda NO_x emisyonu ortama saldıgını ve NO_x emisyonlarının, gaz yakıt kullanan ve yüksek hava giriş sıcaklığına sahip yanma odalarında, atomizer konfigürasyonlarından daha az etkilendiğini gözlemlemişlerdir.

Kristen Sundsbo Alne [34], Mohamed S. T. Zavia [35], Christian Schwerdt [36], yaptıkları çalışmalarda, yanma reaksiyonları sonucu oluşan NO_x emisyon seviyelerinin düşürmek adına yapılacak, yakıt-hava oranının sitokiyometrik orandan uzaklaştırılması, parçacıkların yanma odasında bulunma zamanını düşürmek gibi çalışmaların; CO ve UHC emisyon seviyelerini arttırdığını, yanma verimini düşürdüğünü ve alevde kararsızlıklara neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Parsons vd. [37], yaptıkları çalışmalarda, reaksiyonlu akış içeren HAD analizlerinde, farklı RANS tabanlı türbülans modellerini incelemişlerdir. Standart k- ϵ , RNG k- ϵ , Realizable k- ϵ ve Standart k- ω türbülans modelleri ile, Standart EDM (Eddy Dissipation Model) yanma modeli kullanılarak elde edilen HAD analizi sonuçlarına göre; yüksek döngülü ve reaksiyonlu bir akışta, Realizable k- ϵ ve RNG k- ϵ modellerinin, Standart k- ϵ ve Standart k- ω türbülans modellerine göre akışı daha iyi

çözümlediklerini ve deneysel veriler ile daha uyumlu sonuçlar elde ettiklerini gözlemlemişlerdir.

Brink vd. [38], Eddy Dissipation modellerinin yanma reaksiyonlarındaki performanlarını inceledikleri çalışmalarında, Standart EDM modelinin sıcaklık ve molekül konsantrasyonlarını yeterli doğrulukta hesaplayamadığı, yavaş kimya (finite-rate chemistry) etkilerinin de çözüme eklendiği Finite Rate/EDM modelinin, Standart EDM modeline göre deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

A.C. Benim ve K.J Syred [39], yaptıkları çalışmada, EDC (Eddy Dissipation Concept) modelinin ve Norbert Peters tarafından geliştirilen LFM (Laminar Flamelet Model) modelinin, yanma reaksiyonları sonucunda oluşan, sıcaklık, molekül konsantrasyonları, emisyon seviyelerinin tahminindeki uygulamalarını incelemişlerdir. Analizler sonucunda, geliştirilen LFM modelinin, deneyden elde edilen sıcaklık ve molar konsantrasyon verilerine yakın sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir, Bununla beraber, NO_x emisyon seviyeleri ölçümü konusunda da, geliştirilen LFM modelinin geleceğe yönelik başarılı sonuçlar verebileceğini gözlemlemişlerdir.

Rene Prieler vd. [40], yanma reaksiyonlarını ve türbülans modellerini inceledikleri HAD çalışmasında, türbülans modellerinin karşılaştırması amacıyla Standart k-ε, Realizable k-ε ve RSM (Reynolds Stress Model) türbülans modellerini kullanmışlardır. Karşılaştırma neticesinde Standart k-ε modelinin deneysel verilerden farklı sonuçlar verdiği, Realizable k-ε ve RSM modellerinin ise deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiklerini gözlemlemişlerdir. Yanma reaksiyonlarının karşılaştırılması amacıyla kullandıkları, EDM, EDC ve LFM analizleri sonucunda, EDC ve LFM modelleri ile sıcaklık ve molekül konsantrasyonları bakımından deneysel verilere yakın sonuçlar elde ettiklerini, EDC modeli ile 4 hafta süren simülasyon süresinin LFM modeli ile 6 günde tamamlandığını belirtmişlerdir.

1.4. Tezin Amacı

Mevcut çalışmanın amacı; insansız hava araçları için geliştirilecek olan, küçük bir turbojet motor için hava parçalama yakıt hava püskürtücüsü (atomizer) içeren düz akışlı (through flow) yanma odası ve 1000 hp sınıfı bir turboşaft motorunun hava parçalama atomizer içeren, ters akışlı (reverse flow) yanma odasının tasarımı ve tasarım sonucu ortaya çıkan, üç boyutlu yanma odası modellerin hava parçalama atomizerlerinin yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlarının, HAD analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Turbojet motor yanma odası çalışmaları; T.C Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen ve TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. ile beraber yürütülen 00564.STZ.2010-1 numaralı ‘‘Küçük Bir Turbojet Motor için Hava Parçalama Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme’’ adlı SANTEZ projesi kapsamında, Turboşaft motor yanma odası çalışmaları; TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. tarafından yürütülen ‘‘Çekirdek Motor Teknolojisi Geliştirme ve Gösterimi Projesi (ÇMTGGP) ile 1000+ hp Turboşaft motorların çekirdek kısmı için teknolojik hazırlık seviyesi’’ kapsamında yapılmıştır.

Çalışmada tasarım kriterleri ve bir boyutlu parametrelere bağlı ortaya çıkan üç boyutlu yanma odası geometrilerinin HAD analizleri, ANSYS-Fluent programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, turbojet motor ve turboşaft motor yanma odaları için hava parçalama atomizerlerin yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlarının yanma odalarındaki performansları incelenmiştir.

2. YANMA ODASI TASARIM KRİTERLERİ VE BİR BOYUTLU HESAPLAMALAR

2.1. Yanma Odası Ana Tasarım Kriterleri

Yanma odası tasarımlarında, birinci bölümde de bahsedildiği gibi belli parametreler gözetilmektedir. Bu parametrelerden başlıcaları; Yanma verimi, yanma odası duvarlarının mümkün olduğunca soğuk tutulması, yanma odası basınç düşümü, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımıdır.

Yanma verimi, yanma odasına giren yakıtın ne kadar iyi yakıldığıнын bir ölçüsüdür. Yanma verimi; yakıtın hava ile yüzde yüz olarak karışımından açığa çıkan ortalama sıcaklığın, girişteki hava sıcaklığına olan farkının, gerçek durumda açığa çıkan ortalama sıcaklığın, girişteki sıcaklığa olan farkının, oranı olarak tanımlanabilir. Genelde yanma odalarında, yanma verimi %99 olarak hedeflenmekle beraber, hacimsel olarak küçük yanma odalarında, gazların kalış süresinin kısa olmasından ötürü, bu oran %95'lere kadar düşmektedir [7].

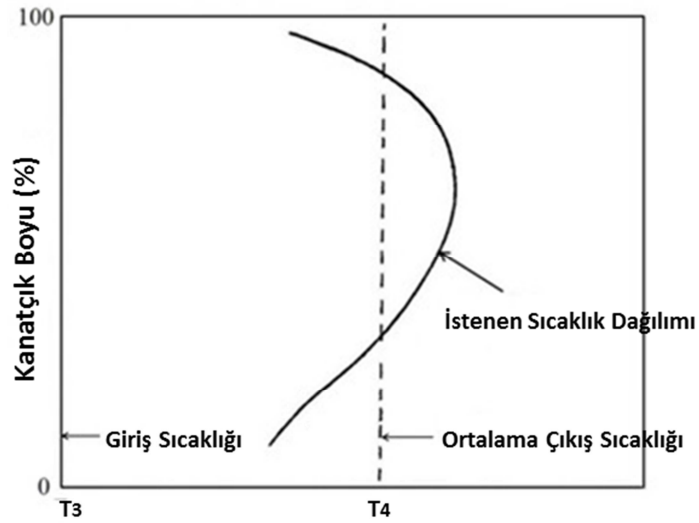
Yanma odalarının astar duvarları, iç taraftan yanma reaksiyonları sonucu oluşan sıcak gazların, dış taraftan ise ikincil hava kanallarından gelen soğuk havanın etkisinde kalmaktadır. Yüksek ısıl gerilmelere maruz kalan astar duvarları burulma problemleri ile karşılaşabilmektedirler. Bu nedenle, yanma sonucu oluşan sıcak gazların mümkün olduğunca astar duvarlarından uzak tutularak, duvarların soğuk tutulması gerekmektedir. Yanma odalarında, astar duvarlarının dayanımı açısından duvar sıcaklığının, 1200 K değerinin altında olması amaçlanmaktadır [5].

Yanma odalarındaki basınç düşümü, kompresör çıkışından, türbin girişine kadar olan bölgedeki toplam basınç düşümü olarak tanımlanabilir. Gaz türbinlerinin maksimum performansı elde etmesi, kararsızlıklarının önlenmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Yanma odasında gerçekleşebilecek %1'lik basınç düşümü artışı, motor performansında yaklaşık %0,5'lik özgül yakıt tüketimi (Specific Fuel Consumption (SFC)) artışına neden olabilmektedir [41]. Genel olarak, gaz türbini yanma

odalarında, basınç düşümü %2-8 arasında olmaktadır. Basınç düşümü üst limitleri uçak motorlarında, alt limitinin ise endüstri tipi gaz türbinlerinde tasarım parametresi olarak kullanılmaktadır [5].

Yanma odası çıkışındaki radyal yöndeki sıcaklık dağılımı, çıkışta bulunan NGV adı verilen türbin stator kanatçıklarının ve hareketli rotor kanatçıklarının dayanımları açısından kritik bir parametredir. Yanma odaları çıkışındaki stator kanatçıklarının kök kısmı en çok mekanik gerilmeye maruz kalan bölgedir. Kanatçık çevresindeki soğutma havası da stator ve rotor kanatçıklarının kök ve uç kısmına yeteri kadar etki edememesinden dolayı, kanatçıkların bu bölgelerine daha düşük sıcaklıklarda gazların tesir etmesi istenir [7].

Yanma odası çıkışında açısall yöndeki sıcaklık profili, NGV kanatçıklarının dayanımları açısından önemlidir. Açısall yönde düzensiz sıcaklık dağılımı bazı kanatçıkların diğerlerine göre daha yüksek sıcaklıklara sahip olmasına ve daha fazla ısınmasına yol açacaktır. Bu durumda yüksek sıcaklığa maruz kalan stator kanatçıkları, diğer kanatçıklara göre daha çabuk deforme olacaktır ve ömürleri daha kısa olacaktır. Böyle bir durumun oluşmaması açısından, yanma odası çıkışında açısall yönde sıcaklık dağılımının mümkün olduğunca homojen, radyal yönde ise Şekil 2.1'deki gibi olması amaçlanmaktadır [7].



Şekil 2.1. Yanma odası çıkışında radyal yönde istenen sıcaklık profili [7]

Yanma odaları çıkışında radyal ve genel sıcaklık dağılımlarını boyutsuz parametreler ile ifade adına, Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (Radial Temperature Distribution Factor, RTDF) ve Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (Overall Temperature Distribution Factor, OTDF) kullanılmaktadır. RTDF ve OTDF parametreleri şu şekilde tanımlanmaktadır [7];

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

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

Burada, $T_{mr,4}$ [K] yanma odası çıkışında radyal yönde, her yarıçapta alınan ortalama sıcaklıkların en büyüğünü, $T_{max,4}$ maksimum çıkış sıcaklığını, T_3 yanma odası giriş sıcaklığını, T_4 ise yanma odası çıkışındaki ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. Yanma odası çıkışında hedeflenen RTDF ve OTDF değerlerinin %30'nin altında olması hedeflenmekle beraber, RTDF alt limitinin %10-12 mertebelerinde olması amaçlanmaktadır [42].

2.2. Yanma Odası Bir Boyutlu Hesaplamalar

Yanma odası tasarımlarında ana tasarım kriterlerinin belirlenmesinden sonra, ön tasarım aşamasına ve üç boyutlu modelin oluşturulmasına yön verecek tasarım parametreleri belirlenmelidir. Yanma odası bir boyutlu hesaplamalarda başlıca tasarım kriterleri şu şekilde sıralanabilir;

- Referans hız
- Kalış süresi
- Bölgesel yakıt-denge katsayıları
- Yükleme faktörü (Loading factor) ve Yanma şiddeti (Combustion intensity)
- İkincil hava kanallarındaki Mach sayıları
- Yanma odası bölgelerinin boy/en oranları

2.2.1. Referans Hız

Referans hız, yanma odası alev tüpü dahil edilmeden yanma odası içerisindeki maksimum kesit alanındaki ortalama hız değeridir.

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 A_{ref}} [m / s] \quad (2.3)$$

Burada, $\dot{m}_3 [kg / s]$ havanın kütleli debisini, $\rho_3 [kg / m^3]$ havanın yanma odası girişindeki yoğunluğunu, $A_{ref} [m^2]$ ise yanma odası içerisindeki maksimum kesit alanını temsil etmektedir. Referans hız üzerinde yapılacak değişiklikler, kalış süresini ve alev kararlılığı, yanma verimi parametrelerini etkilemektedir. Referans hız değerinin, düz akışlı yanma odalarında 15-30 m/s, ters akışlı yanma odalarında 5-10 m/s arasında olması beklenmektedir [43].

2.2.2. Kalış Süresi

Kalış süresi; yanma odası alev tüpüne giren gazların, alev tüpünden çıkana kadar harcadıkları zaman olarak tanımlanabilir. Kalış süresinin genel olarak yanma odalarında 3 ms'nin üzerinde olması beklenmektedir. Fakat yanma odası tasarımında karşılaşılan hacim kısıtlamalarından ötürü hava araçlarında, bu değer 1 ms mertebesine inebilmektedir. Bu durum yanma verimini olumsuz yönde etkileyebilmektedir [42]. Kalış süresi milisaniye olarak şu şekilde ifade edilir;

$$\tau_{resident} = \frac{p_3 V_{ft} 10^8}{\dot{m}_3 R T_{mean}} [ms] \quad (2.4)$$

Burada, $T_{mean} [K]$ alev tüpü içerisindeki ortalama gaz sıcaklığını, $p_3 [bar]$ yanma odası girişindeki basıncı, $V_{ft} [m^3]$ alev tüpünün hacmini, $R [J / kg.K]$ gaz sabitini, temsil etmektedir.

2.2.3. Bölgesel Yakıt-Denge Katsayıları

Yanma odası girişinden çıkışına kadar farklı bölgelerde yakıt denge katsayısının belirlenmesi, birincil ve ikincil yanma odası bölgelerinin işlevlerini istenilen düzeyde gerçekleştirebilmeleri açısından büyük önem arz etmektedir.. Yanma odalarında, birincil bölgede kararlı bir alev elde edebilmek adına yakıt-denge katsayısı 1 ile 1.2 arasında olması hedeflenirken, yüksek yanma verimliliği açısından ikincil bölgedeki yakıt-denge katsayısının 0.6-0.8 arasında olması amaçlanır. Bununla beraber atomizerdeki hava-yakıt oranının (ALR), alev tüpü içerisinde iyi bir atomizasyon sağlanabilmesi için 4'ün üstünde olması hedeflenmektedir [42,44].

2.2.4. Yükleme faktörü (Loading factor) ve Yanma şiddeti (Combustion intensity)

Yükleme faktörü ve yanma şiddeti; yanma odası alev tüpü hacminin, motorun çalışma şartlarına, ne derece uyum sağlayacağını belirlemede kullanılan parametrelerdir. Yükleme faktörü şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$\Omega = \frac{\dot{m}_3}{V_{fi} p_3^{1.8} 10^{(T_3/700)}} \left[kg / s.bar^{1.8} m^3 \right] \quad (2.5)$$

Burada, p_3 ve T_3 sırasıyla yanma odası giriş basınç ve sıcaklığını göstermektedir. Yükleme faktörünün, yanma verimliliği açısından 1'in altında olması hedeflenmektedir [42].

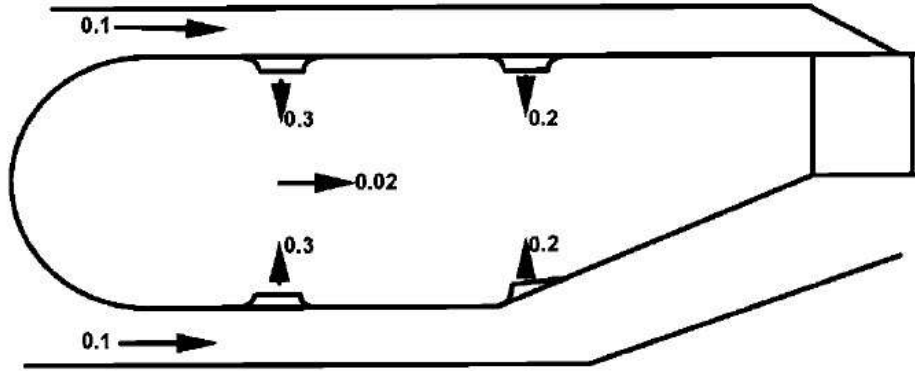
Yanma yoğunluğu olarak da tanımlanan yanma şiddeti, alev tüpü birim hacmi başına düşen ısı yükü olarak tanımlanmaktadır. Yanma şiddeti şu şekilde ifade edilmektedir;

$$I_{comb} = \frac{\dot{m}_f \eta_{comb} LHV}{p_3 V_{fi}} \left[MW / m^3 bar \right] \quad (2.6)$$

Burada, η_{comb} yanma verimini, \dot{m}_f yakıtın kütleli debisini, LHV ise yakıt alt ısı değeri temsil etmektedir. Yanma şiddetinin 80'in altında olması hedeflenmektedir [42].

2.2.5. İç ve dış ikincil hava kanallarındaki Mach sayıları

İkincil hava kanallarındaki Mach sayıları, alev tüpü içerisinde etkin karışım sağlanması ve astar deliklerindenki debi katsayılarının istenilen seviyelerde olması bakımından 0.1'in altında olması hedeflenmektedir. Astar deliklerindeki Mach sayılarının ise etkin penetrasyon ile beraber düşük basınç kaybı sağlaması açısından 0.2-0.3 Mach civarında olması gerekmektedir. Şekil 2.2'de yanma odası astar deliklerinde hedeflenen Mach sayıları gösterilmektedir [42].



Şekil 2.2. Yanma odası yerel mach sayıları [42]

2.2.6. Yanma odası bölgelerinin boy/en oranları

Yanma odasının, önceki bölümlerde bahsedilen tasarım parametrelerini sağlayabilmesi için yanma odası bölgelerinin boy/en oranının (L/D ratio) belirli değerlerde olması gerekmektedir. Bu değerlerin; birincil bölge için 1 ile 1.5, ikincil bölge için 0.5 ile 1.5 ve seyreltme bölgesi için 1 ile 1.5 arasında olması gerekmektedir [44].

2.3. Yanma Odası Akış Dağılımı

Yanma odası akış dağılımı, yanma verimi, yanma kararlılığı, yanma odası astar duvarlarının soğutulması, delik konfigürasyonuna bağlı olarak değişim göstermektedir. Bu nedenle, yanma odası astar üzerinde delik konfigürasyonlarının belirlenmesi yanma odası tasarım sürecinde önemli bir yer tutmaktadır. Delik konfigürasyonu belirlenirken; delik çapı, konumu ve adeti olmak üzere 3 parametreye karar verilmektedir.

Yanma odasında basınç kaybı, bölüm 1.1’de anlatıldığı gibi 3 aşamada gerçekleşir. Yanma odası tasarımında hedeflenen toplam basınç düşümüne karar verildikten sonra difüzörde gerçekleşen basınç kaybı ve yanma sonucu oluşan basınç kaybı hesaplanarak, ikincil hava kanallarındaki havanın, alev tüpüne geçişi sırasında oluşacak basınç düşümü belirlenir [7].

Yanma odası astar delik konfigürasyonuna bağlı basınç kaybının belirlenmesinden sonra, ikincil hava kanallarındaki ve alev tüpündeki basınç dağılımının uzaysal olarak sabit bir davranış göstermesi göz önünde bulundurularak, astar deliklerinden geçen havanın ortalama hızının, astar delik çapı ve konumundan bağımsız olarak, her astar deliğinde birbirlerine eşit olacakları varsayılır ve şu şekilde hesaplanır;

$$u_{jet} = \frac{p_3}{\rho_3 \sqrt{T_3}} \left(\frac{2k}{R(k-1)} \left(\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{k+1/k} \right) \right)^{0.5} \quad (2.7)$$

Burada, k havanın özgül ısı oranını (specific heat ratio), p_3 ve p_4 [bar] yanma odasının girişindeki ve çıkışındaki basıncı temsil etmektedir. Astar deliklerinden geçen havanın kütleli debisi ise şu şekilde hesaplanır;

$$\dot{m}_h = \rho_3 u_{jet} A_{h,eff} \quad (2.8)$$

$$A_{h,eff} = C_D A_h \quad (2.9)$$

Burada, A_h astar deliğinin alanını temsil etmektedir. Efektif alanın belirlenmesinde kullanılan debi katsayısı C_D , astar deliğinin şekline ve delik üzerindeki akışa göre değişmektedir. Astar deliklerinin debi katsayısı, Kaddah korelasyonu ile şu şekilde hesaplanır [12];

$$C_D = \frac{1.25(\psi - 1)}{\left(4\psi^2 - \psi(2 - \zeta)^2\right)^{0.5}} \quad (2.10)$$

$$\psi = 1 + 0.64 \left(2g^2 + \left(4g^4 + 1.56g^2 (4\zeta - \zeta^2) \right)^{0.5} \right) \quad (2.11)$$

$$g = \frac{A_{ann}}{A_h} \zeta \quad (2.12)$$

$$\zeta = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{ann}} \quad (2.13)$$

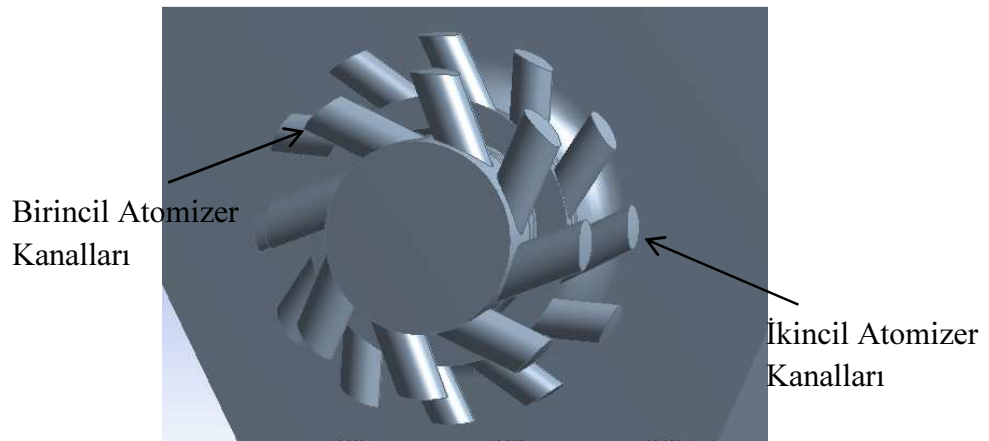
Burada \dot{m}_{ann} astar deliği önünde, ikincil hava kanalındaki hava debisini, \dot{m}_h astar deliğinden geçen hava debisini, A_{ann} ikincil hava kanalının kesit alanını, A_h astar deliği kesit alanını temsil etmektedir.

ψ terimi, astar deliklerindeki jet dinamik basıncın, ikincil hava kanallarındaki dinamik basınca oranı olarak tanımlanmaktadır. Freeman [13], denklem (2.10)'da 1.25 olan katsayının, yuvarlatılmış astar delikleri için 1.65 alınarak kullanılabilceğini belirtmiştir.

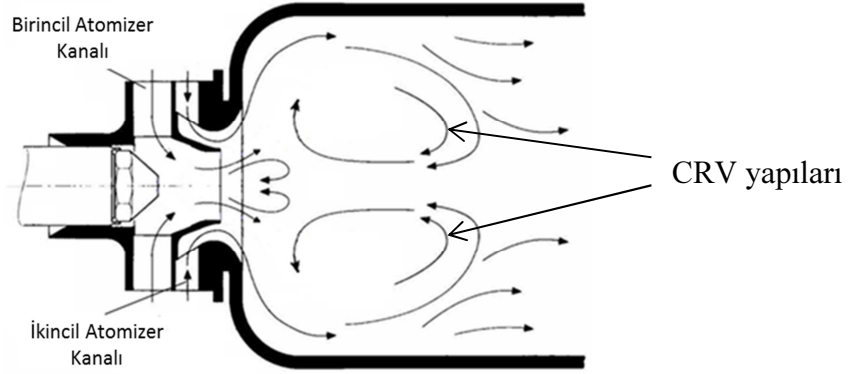
2.4. Hava Parçalamalı Yakıt Hava Püskürtücüsü (Atomizer) Tasarımı

Yanma odası tasarımlarında, yakıt ve havanın iyi derecede karıştırılmaları ve yakıtın alev tüpünde homojen bir şekilde dağılımı en önemli parametrelerden ikisidir. Yanma odalarında kullanılan hava parçalamalı atomizerin görevi; sıvı yakıtı atomize etmek, alev tüpü içerisinde hava ile yakıtın iyi bir şekilde karıştırılmasını sağlamak, homojen yakıt dağılımı elde etmek, yüksek alev kararlılığı açısından gerekli olan resirkülasyon bölgesini oluşturmaktır. Atomizerlerin bu anlatılan görevleri getirebilmeleri, atomizere giren havaya döngü hareketini kazandıran hava parçalamalı yakıt-hava püskürtücüsü kanalları (atomizer kanalları) ile mümkün olur [9]. Tez çalışmasında, yanma odasında alev tüpüne girene kadar birleşmeyen iki döngülü hava parçalamalı atomizerin, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonları kullanılmıştır.

Şekil 2.3'te gösterilen yöndeş akışlı konfigürasyonda, birincil ve ikincil atomizer kanallarına aynı yönde giren hava, atomizer çıkışında yanma odası astar duvarlarına doğru, radyal yönde ilerleyen bir akış yapısı sergilerler. Bu durum, alevin birincil bölgede tutulması adına büyük önem taşıyan, Şekil 2.4'te gösterilen CRV yapılarının oluşumuna olanak sağlar [9].

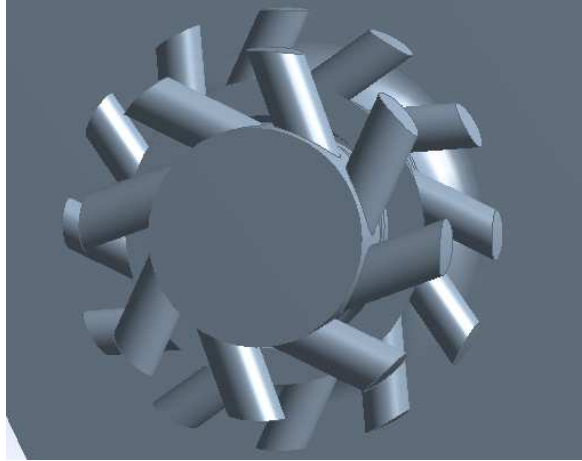


Şekil 2.3. Yöndeş akışlı atomizer konfigürasyonu



Şekil 2.4. Alev tüpü birincil bölge içerisindeki CRV yapıları [45]

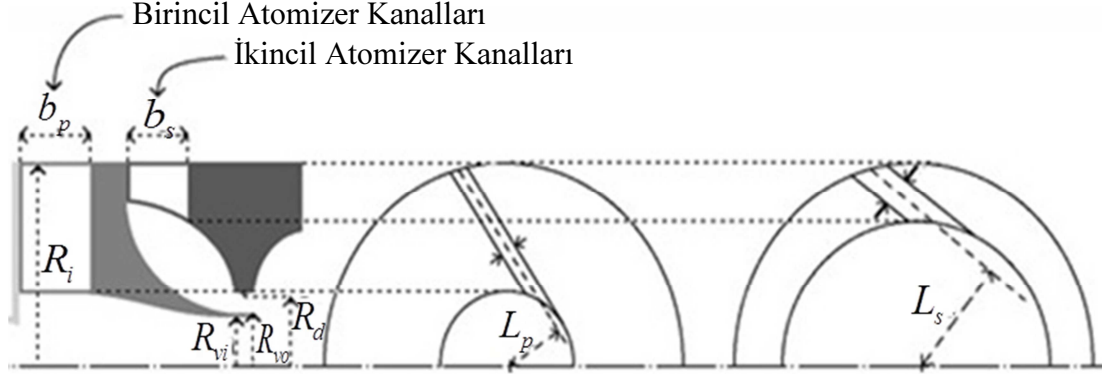
Şekil 2.5'te gösterilen, ters akışlı konfigürasyonda ise birincil ve ikincil atomizer kanallarından giren hava farklı yönde döndüklerinden, alev tüpünün birincil bölgesinde, düzensiz, türbülanslı bir akış yaratırlar. Bu durum, yöndeş akışlı konfigürasyonda oluşan CRV büyüklüğünü kısıtlamakla birlikte yakıt ve havanın birincil bölgede daha etkin biçimde karışmasına olanak sağlar [9].



Şekil 2.5. Ters akışlı atomizer konfigürasyonu

Yöndeş akışlı hava parçalama atomizerlerin tasarımında, CRV yapılarının elde edilebilmesi için atomizer çıkışında döngü sayısının literatürde aktarıldığı gibi 0.5'ten büyük, 2'den küçük olması, iyi bir atomizasyon açısından da atomizerdeki hava-yakıt oranının 8'in üstünde olması hedeflenmektedir.

Şekil 2.6’da atomizer tasarımında belirlenecek ölçüler gösterilmektedir



Şekil 2.6. Hava parçalama atomizerde belirlenecek ölçüler

Burada, b_p ve b_s birincil ve ikincil kanal girişlerinin çaplarını, R_{vi} birincil hava kanalı çıkışının iç, R_{vo} dış yarıçapını, R_d hava kanalı çıkışlarının atomizer merkez çizgisine, R_i ise hava kanalı girişlerinin atomizer merkez çizgisine olan uzaklığını temsil eder. L_p ve L_s hava akımlarının döngü moment kolunu simgelemektedir.

Birincil ve ikincil hava kanalları çıkışındaki döngü sayıları şu şekilde hesaplanır;

$$SN_p = \frac{G_p}{I_p R_{vi}} \quad (2.14)$$

$$SN_s = \frac{G_s}{I_s R_d} \quad (2.15)$$

Burada, G atomizer döngü kanalları çıkışındaki havanın açısal momentum değişim hızını, I ise atomizer döngü kanallarındaki havanın aksel momentum değişim hızını göstermektedirler ve şu şekilde ifade edilmektedirler;

$$I = \frac{\dot{m}^2}{\rho_3 A_e} \quad (2.16)$$

$$G = \frac{\dot{m}^2}{\rho_3 A_i} L \quad (2.17)$$

Burada, A_i atomizer kanalı giriş alanını, A_e ise atomizer kanalı çıkış alanını, temsil etmektedir.

$$A_i = \frac{\pi b^2}{4} \quad (2.18)$$

$$A_{e,p} = \pi R_{vi}^2 \quad (2.19)$$

$$A_{e,s} = \pi(R_d^2 - R_{vo}^2) \quad (2.20)$$

Yukarıda ifade edilen verilerle beraber, atomizer çıkışındaki toplam döngü sayısı şu formülle hesaplanır;

$$SN_t = \frac{G_p + G_s}{\frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_s)^2}{\rho_3 (A_{e,p} + A_{e,s})} R_d} \quad (2.21)$$

Birincil ve ikincil atomizer kanallarının debi katsayıları, aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$C_{D_p} = \left(\left(1 - 0.714 \frac{a^2}{R_{vi}^2} \right)^{-2} + SN_p^2 \right)^{-0.5} \quad (2.22)$$

$$C_{D_s} = \left(1 + SN_s^2 \frac{R_d^2}{R_{vo}^2} \right)^{-0.5} \quad (2.23)$$

Burada, a birincil atomizer kanalı yarıçapına ve döngü sayısına bağlı yarı-deneysel parametreyi temsil etmektedir.

Yanma odası alev tüpü içerisinde, daha düzenli sıcaklık dağılımı ve daha homojen yakıt dağılımı, yanma odasında kullanılan atomizer sayısının artırılmasıyla sağlanabilir. Ancak malzemenin, yapısal ve ısısal dayanımı da düşünülerek kullanılacak atomizer sayısı da belli bir seviyenin altında tutulmalıdır. Tez kapsamında tasarlanan yanma odalarında, turbojet motor için 7, turboşaft motor için 14 adet atomizer kullanılmasına karar verilmiştir.

Genel yanma odası ana tasarım kriterleri ve bir boyutlu tasarım hesabında hedeflenen performans parametre değerleri Çizelge 2.1’de, ön tasarım parametre değerleri Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Yanma Odası Performans Parametreleri

Performans Parametreleri	Hedeflenen değer
Yanma odası basınç düşümü	%5 ve daha düşük
Yanma verimi	%95 ve daha yüksek
Yanma odası astar duvar sıcaklığı	1200 K ve daha düşük
Radyal Sıcaklık Dağılım Faktörü (RTDF)	<% 20
Genel Sıcaklık Dağılım Faktörü (OTDF)	< %30
Atomizer çıkışındaki toplam döngü sayısı	0.6 ile 1.5 arasında

Çizelge 2.2. Yanma Odası Ön Tasarım Parametreleri

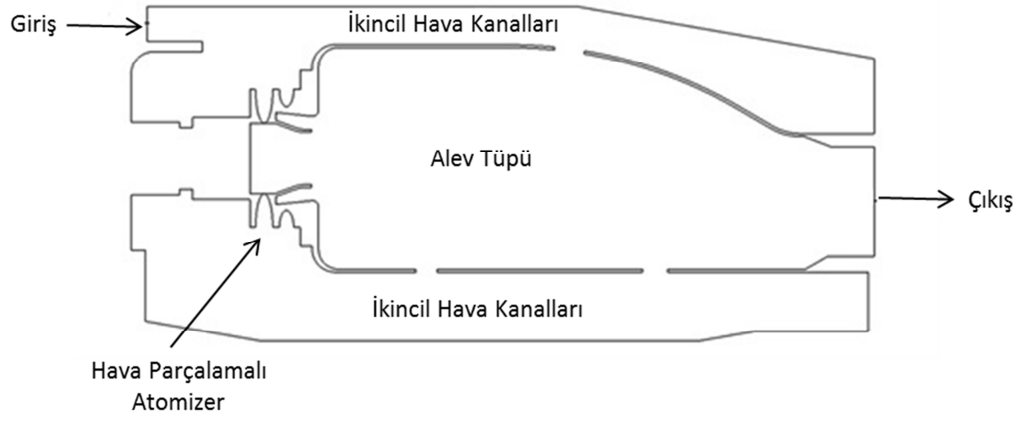
Ön Tasarım Parametreleri	Birim	Hedeflenen Değer
Referans Hız	m / s	5 ile 30 arasında
Kalış Süresi	$m s$	1 ve daha yüksek
Yanma Şiddeti	$mw / (m^3 bar)$	80 ve daha düşük
Yükleme faktörü	$kg / (bar^{1.8} m^3 s)$	1 ve daha düşük

Gaz türbini motor performans parametreleri ve ön tasarım kriterlerine göre oluşturulan turbojet ve turboşaft motor yanma odası tasarım noktası performans parametreleri ve ölçülendirme değerleri Çizelge 2.3'te gösterilmiştir.

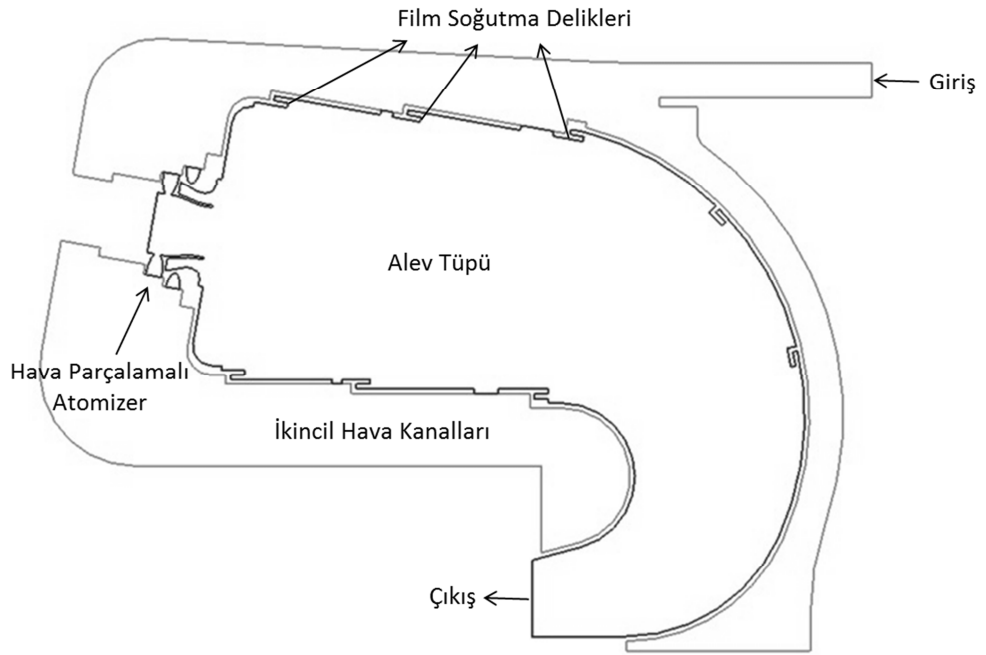
Çizelge 2.3. Yanma Odası Tasarım Noktası Performans Parametreleri ve Ölçülendirme Değerleri

Parametre	Birim	Turbojet	Turboşaft
Kütlesel hava debisi	<i>kg / s</i>	0.712	3.461
Hava/Yakıt oranı (AFR)	-	49	44.5
Hava giriş sıcaklığı	<i>K</i>	472.3	571
Hava giriş basıncı	<i>bar</i>	3.84	7.8
Yakıt alt ısıl değeri	<i>kJ / kg</i>	43124	43124
Minimum iç kabuk çapı	<i>mm</i>	31	265
Maksimum dış kabuk çapı	<i>mm</i>	148.5	474
Maksimum alev tüpü uzunluğu	<i>mm</i>	92.3	140
Maksimum yanma odası uzunluğu	<i>mm</i>	130	170
Birincil bölge boy/en oranı	-	1	1
İkincil bölge boy/en oranı	-	1.2	1.2
Seyreltme bölgesi boy/en oranı	-	1.25	1.25

Şekil 2.7'de turbojet, Şekil 2.8'de turboşaft motor yanma odası geometrilerinin merkezi kesit üzerindeki bir boyutlu gösterimi, yanma odası kısımları ve giriş-çıkış yüzeyleri gösterilmektedir.



Şekil 2.7. Turbojet Motor Yanma Odası



Şekil 2.8. Turboşaft Motor Yanma Odası

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Bu bölümde, yanma odası içerisindeki akışın HAD analizlerinde kullanılan; temel denklemler, türbülans modelleri, yanma modelleri anlatılmıştır.

3.1. Temel Denklemler

Gaz fazın akışını ifade eden temel diferansiyel denklemlerden birincisi, kütle korunumunu gösteren süreklilik denklemidir;

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

Burada, ρ yoğunluğu, t zamanı, S_M ise sıvı fazın buharlaşması sonucu gaz fazında meydana gelen kütle artışını temsil etmektedir.

Gaz fazın akışını ifade eden diğer temel denklem, momentum korunum denklemi, şu şekilde gösterilir;

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

Denklem 3.2'de p basıncı, \vec{F} gaz ve sıvı fazın etkileşimi sonucu meydana gelen kuvvetleri gösteren kaynak terimini, $\vec{\tau}$ terimi ise viskoz gerilme tensörünü ifade etmektedir.

Yapılan analizlerde; yerçekimi, elektromanyetik alan gibi kuvvetler ve düşük Mach sayılarının var olması sebebiyle, sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiştir. Sıkıştırılmaz, Newtonyen akışta, viskoz gerilme tensörü şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$\bar{\tau} = \mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) \quad (3.3)$$

Burada μ dinamik vizkoziteyi temsil etmektedir.

Enerji korunum denklemi, taşınma değişkeni entalpi olacak gösterilmektedir;

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} H) = \nabla \cdot \left(\frac{k_g}{C_p} \nabla H \right) + S_H \quad (3.4)$$

Burada, H toplam entalpiyi, C_p özgül ısıyı, k_g ısı iletim katsayısını, S_H reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ısıyı ve tanımlanan diğer hacimsel ısı kaynaklarını ifade eden terimdir.

Denklem 3.4'teki toplam entalpi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$H = \sum_i Y_i \left(\int_{T_{ref}}^T C_{p,i} dT + h_i^0(T_{ref,i}) \right) \quad (3.5)$$

Burada, Y_i i'ninci molekülün kütle oranını (mass fraction), T sıcaklığı, T_{ref} referans sıcaklığı, h_i^0 i'ninci molekülün referans sıcaklığındaki oluşum entalpisini temsil etmektedir.

Denklem 3.4'teki reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ısıyı temsil eden $S_{H_{reaksiyon}}$ terimi, şu şekilde ifade edilir;

$$S_{H_{reaksiyon}} = \sum_i \sum_r h_i^0 R_{i,r} \quad (3.6)$$

Burada, $R_{i,r}$ i'ninci molekülün r'inci reaksiyondaki Arrhenius molar oluşum/yıkım hızını ifade etmektedir. Ön karışimsız yanma problemlerinde, reaksiyon entalpi,

toplam entalpi içerisinde yer aldığından, $S_{H_{reaksiyon}}$ terimi, taşınım denklemlerinde S_H kaynak terimi içerisinde yer almamaktadır.

Gaz fazın akışını ifade eden diğer temel denklem, molekül taşınma denklemidir;

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_c + S_i \quad (3.7)$$

Burada, S_c kimyasal reaksiyonlar sonunda molekülün üretiminden veya tüketiminden gelen kaynak terimi, S_i yayılım fazından gelen kaynak terimidir. \vec{J}_i ise yayılım akısı olup şu şekilde hesaplanır;

$$\vec{J}_i = -\rho D_i \nabla Y_i \quad (3.8)$$

Burada D_i kütleli yayılım katsayısını temsil etmektedir.

3.2. Türbülansın Modellenmesi

Yanma odası içerisinde oluşan yüksek hızlar ve yanma odası geometrisinin karmaşık yapısı nedeniyle, yanma odası HAD analizlerinde akış, türbülanslı olarak çözülmekte ve bu türbülanslı akış bir takım yaklaşımlarla modellenmektedir. Burgaç adı verilen türbülanslı akışlar; üç boyutlu, düzensiz ve kaotik bir akış sergileyen döngülü yapılardan oluşmaktadırlar.

Türbülanslı akışı modellemek ve çözümlmek adına, geliştirilen sayısal yaklaşımlar; DNS (Direct Numerical Simulation), LES ve RANS yaklaşımlarıdır. DNS yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde, tüm burgaçlar türbülans modellemesine ihtiyaç duyulmadan temel denklemler kullanılarak çözümlenir. Yüksek hesaplama hücresi ve zaman adımı gerektirmesi nedeniyle HAD analizlerinde DNS yönteminin kullanımı kısıtlıdır [46].

Diğer bir yöntem olan LES modeli, hesaplama maliyetini küçültmek adına küçük ölçekli burgaçları ağ altı türbülans modeli ile çözerken, büyük ölçekli zamana bağlı akış fiziğini çözüm ağı içerisinde direkt çözebilmektedir. Böylece, reaksiyonlar ve çok fazlı akış modellenmesi daha kolay bir hale gelmektedir. LES modelinde yüksek Reynolds sayısındaki artış, çözüm ağına da sıklaştırmayı gerektirdiğinden, yüksek hesaplama gücü gerektirmektedir. Son zamanlarda artan bilgisayarlar gücü ile LES türbülans modellemesinde kullanımı artmakla beraber günümüzde kullanımı halen sınırlıdır [46].

RANS yöntemi DNS ve LES modellerine göre daha az hesaplama maliyeti gerektirir. Bu yöntemde, akış kompozisyonun hız, sıcaklık gibi skaler büyüklükleri, ortalama değer ve dalgalanma miktarı olmak üzere iki bileşene ayrılır [46];

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.9)$$

Denklem 3.9'da, $\bar{\phi}$ akışın skaler büyüklüğünün zamana göre ortalamasını, ϕ' skaler büyüklüğün dalgalanma miktarını temsil etmektedir.

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (3.10)$$

RANS yönteminde, denklem 3.10'da görülen Δt , sonsuza yaklaşırsa analiz süresi boyunca ortalama alındığından, akış daimi rejimde çözülmüş olur. Δt 'nin sonlu bir değer aldığı URANS yönteminde ise akışın zamana bağlı hareketleri çözülebilmektedir.

Yanma analizlerinde akış, geniş aralıklara sahip yoğunluk değişimleri barındırdığından bu tarz problemlerin çözümünde, Favre ortalama (Yoğunluk ağırlıklı ortalama) yöntemi kullanılmaktadır [47];

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad (3.11)$$

$$\tilde{\phi} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \rho \phi dt}{\int_t^{t+\Delta t} \rho dt} = \frac{\overline{\rho \phi}}{\bar{\rho}} \quad (3.12)$$

Süreklilik, momentum, enerji ve molekül taşınım denklemleri, Favre ortalama yöntemi ile kartezyen koordinatlarda, aşağıdaki şekilde ifade edilir [47];

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = \bar{S}_M \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i'') + \bar{F} \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H})}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \alpha \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} + \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H}'' \right) + \bar{S}_H \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} D_i \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} + \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_i'' \right) + \bar{S}_C + \bar{S}_i \quad (3.16)$$

Newtonyen akışkan ve sıkıştırılamaz akış için viskoz gerilme tensörü kartezyen koordinatlarda şu şekilde ifade edilir;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.17)$$

Denklem 3.15'te, gaz fazın ısıl yayılım katsayısını ifade eden α , denklem 3.18'de şu şekilde hesaplanır;

$$\alpha = \frac{k}{\bar{\rho} C_p} \quad (3.18)$$

Denklem 3.14'te yer alan $\widetilde{\rho u_j u_i}$ terimi, Reynolds gerilme tensörü olarak tanımlanmaktadır. Burada u_i ve u_j terimleri x ve y yönündeki ortalama hızdan, anlık sapma miktarını göstermektedir. Türbülanslı akışın yapısından ötürü bu terimler analitik olarak hesaplanamamaktadır. Bu nedenle Reynolds gerilme tensörünün hesaplanması amacıyla, literatürde iki yaklaşım geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlardan birincisi, Reynolds gerilme tensörünün bilinmeyen her elemanının ayrı taşınım denklemi ile hesaplandığı Reynolds Gerilme Modelidir (Reynolds Stress Model, RSM). RSM modeli, yüksek hesaplama maliyeti içermesi, normal gerilmeleri yeterli hassasiyetle tahmin edememesi ve yakınsamayı geciktirmesi nedeniyle kullanım alanı sınırlı bir yaklaşımdır [46]. Reynolds gerilme tensörünün hesaplanmasında ikinci yaklaşım ise Boussinesq yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda, tensörün bütün elemanlarının birbirine eşit olduğu varsayılır ve Reynolds gerilme tensörü, viskoz gerilme tensörüne benzer biçimde ifade edilir [48]. Boussinesq yaklaşımında, Reynolds gerilme tensörü, sıkıştırılamaz akış için şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$-\widetilde{\rho u_j u_i} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.19)$$

Denklem 3.19'da yer alan μ_t terimi, türbülanslı viskozite olarak tanımlanmaktadır.

Denklem 3.15 ve denklem 3.16'daki türbülansa bağlı enerji ve molekül taşınım denklemindeki terimler de benzer şekilde ifade edilir;

$$\widetilde{\rho u_j H} = - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} \quad (3.20)$$

$$\widetilde{\rho u_j Y_i} = - \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \quad (3.21)$$

Denklem 3.20 ve denklem 3.21'deki, Pr_t türbülanslı Prandtl, Sc_t ise türbülanslı Schmidt sayısını temsil etmektedir. Bu iki terim şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\rho \alpha_t} \quad (3.22)$$

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (3.23)$$

Yanma odası HAD analizlerinde; türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayıları 0.85 ve 0.8 olarak alınmıştır. Denklem 3.22 ve denklem 3.23'teki, α_t ve D_t türbülansa bağlı ısı yayılım ve kütle yayılım katsayılarını ifade etmektedirler.

Türbülanslı viskozitenin hesaplanması amacıyla geliştirilen modellerden tez kapsamında kullanılanları; Launder ve Spalding tarafından ortaya konulan Standart k- ϵ modeli [49], Shih vd.'nin Standart k- ϵ modelini geliştirilerek ortaya çıkardığı Realizable k- ϵ modeli [50] ve Wilcox tarafından geliştirilen k- ω modelidir [51].

3.2.1. Standart k- ϵ Türbülans Modeli

Standart k- ϵ modelinde, türbülanslı viskozite, denklem 3.24'de şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.24)$$

Burada, C_μ deneysel bir sabittir. Denklem 3.24'deki türbülans kinetik enerjisi, k ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı, ϵ aşağıdaki taşınma denklemleri yardımıyla şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1_\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3_\varepsilon} G_b) - C_{2_\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.26)$$

Burada, G_k ortalama hız gradyanlarının oluşturduğu türbülans kinetik enerjisini ifade eder ve şu şekilde hesaplanır;

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.27)$$

G_b doğal kaldırma kuvvetlerinin oluşturduğu türbülans kinetik enerjisini temsil etmektedir ve mevcut çalışmada etkisi ihmal edilecek düzeydedir.

$$G_b = -\beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.28)$$

Burada, β termal genleşme katsayısı olup şu şekilde hesaplanır;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_\rho \quad (3.29)$$

Y_M salınımlı genleşmenin ortalama yitim oranına etkisini simgeler. S_k ve S_ε ise kaynak terimlerini ifade ederler. σ_k ve σ_ε , k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır.

Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler Çizelge 3.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Standart k-ε modeline ait deneysel sabitler

Parametre	C_{1_ϵ}	C_{2_ϵ}	C_{3_ϵ}	C_μ	σ_k	σ_ϵ
Değer	1.44	1.92	0.33	0.09	1.0	1.3

3.2.2. Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε modelinde, Standart k-ε modelinden farklı olarak C_μ terimi sabit değildir ve gerinim hızı, vortisite tensörlerine bağlı olarak dinamik biçimde hesaplanır. Shih vd. [50] ve S-E Kim vd. [52], Realizable k-ε modelinde, ayrılmış bölgelerdeki akışın fiziğinin, Standart k-ε modeline göre daha doğru şekilde çözümlendiğini belirtmişlerdir.

Türbülans kinetik enerjisi, k ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı, ϵ aşağıdaki taşınma denklemleri yardımıyla şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1_\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3_\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (3.31)$$

$$C_\mu = \frac{1}{\left(A_0 + A_s \frac{k U^*}{\epsilon} \right)} \quad (3.32)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \left(\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{|S_{ij}|^3} \right) \right) \quad (3.33)$$

$$U^* = (S_{ij}S_{ij} + W_{ij}W_{ij})^{0.5} \quad (3.34)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.35)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.36)$$

$$C_1 = \max \left(0.43, \frac{\eta}{5 + \eta} \right) \quad (3.37)$$

$$\eta = \frac{|S_{ij}|k}{\varepsilon} \quad (3.38)$$

Burada, S_{ij} gerinim oranı tensörünü, W_{ij} ise vortisite tensörünü temsil etmektedir.

Realizable k- ε modeline ait sabitler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Realizable k- ε modeline ait deneysel sabitler

Parametre	$C_{1\varepsilon}$	C_2	A_0	σ_k	σ_ε
Değer	1.44	1.9	4.04	1.0	1.2

3.2.3. Standart k- ω Türbülans Modeli

Standart k- ω türbülans modelinde, türbülans viskozitesi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\mu_t = \rho k \frac{\alpha^*}{\omega} \quad (3.39)$$

Denklem 3.39'da α^* deneysel sabiti temsil etmektedir. Özgül türbülans yayılım hızı w şu şekilde ifade edilir.

$$w = \frac{1}{C_\mu} \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.40)$$

Türbülans kinetik enerjisi ve özgül türbülans yayılım hızı, Denklem 3.41 ve Denklem 3.42'deki taşınma denklemleri yardımıyla şu şekilde bulunmaktadır;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \beta^* \omega k \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - \rho \beta \omega^2 \quad (3.42)$$

Burada, G_k terimi türbülans kinetik enerjisinin ortalama hız gradyanlarına göre üretimini, G_ω ise türbülans yayılımının üretimini simgeler ve şu şekilde hesaplanırlar;

$$G_k = \mu \left| S_{ij} \right|^2 \quad (3.43)$$

$$G_\omega = \rho \alpha^{**} \left| S_{ij} \right|^2 \quad (3.44)$$

k- ω modeline ait deneysel sabitler Çizelge 3.3'te verilmiştir;

Çizelge 3.3. Standart k- ω modeline ait deneysel sabitler

Parametre	β^*	β	σ_k	σ_ω	α^*	α^{**}
Değer	0.09	0.072	2	2	1.02	0.52

3.3. Reaksiyonlu Akışın Modellenmesi

Ön-karışimsız (Non-premixed) yanma problemlerinde, reaksiyon hızlarının belirlenmesinde hızlı kimya (infinitely fast chemistry) ve yavaş kimya (finite-rate chemistry) yaklaşımı olmak üzere iki tip modelleme geliştirilmiştir. Yavaş kimya yaklaşımı; kimyasal tepkimelerin, hava ile yakıtın türbülanslı karışımından daha yavaş olduğu, böylece reaksiyon hızlarının kimyasal kinetik tarafından belirlendiği yaklaşımdır. Hızlı kimya yaklaşımı ise kimyasal zaman ölçeğinin, türbülans zaman ölçeğine göre çok küçük olduğu varsayımına dayanır. Reaksiyon hızlarının türbülanslı ve kimyasal kinetiğe bağlı olarak ifade edilebilmek amacıyla Alman kimyacı Gerard Damköhler tarafından boyutsuz Damkohler sayısı öne sürülmüştür. Damköhler sayısı denklem 3.45'te, şu şekilde gösterilmektedir [53].

$$Da = \frac{\text{Türbülanslı karışım zaman ölçeği}}{\text{Kimyasal reaksiyon zaman ölçeği}} \quad (3.45)$$

Yanma reaksiyonlarında yüksek Damkohler sayılarında hızlı kimya yaklaşımı, küçük Damkohler sayılarında ise yavaş kimya yaklaşımı kullanılmaktadır [53]. Yanma reaksiyonlarında farklı bölgelerde farklı Damköhler sayıları görülebildiği durumları simüle edebilmek adına, günümüzde hibrit modeller daha çok kullanılmaktadır [46].

Tez çalışmalarında simüle edilen reaksiyonlu akış, yakıt ve havanın, yanma odası alev tüpüne girene kadar karışmaması nedeniyle, ön-karışimsız (non-premixed) olarak çözülmüştür. Gerçek durumda kullanılan sıvı yakıt keroseni temsil etmesi adına, %60 n-heptan (n-C₁₀H₂₂) ve %40 trimetilbenzen (tmb-C₉H₁₂) karışımı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir [54]. Analizlerde, atomizasyon ve buharlaşmadan kaynaklanan sayısal zorlukların ortadan kaldırılması ve sıvı yakıtın hızlı bir şekilde gaz fazına geçmesi amacıyla, yakıt 1 μm damlacıklar halinde püskürtülmüştür [55]. HAD simülasyonlarında kullanılan yanma modelleri aşağıda sunulmuştur.

3.3.1. Laminer Finite-Rate Model

Arrhenius tarafından oluşum/yıkım reaksiyonların hızını ifade etmek amacıyla ortaya atılan bağıntı, reaksiyon hızlarının kimyasal kinetik tarafından belirlendiği, düşük Damköhler sayılarında kullanılır.

Arrhenius yaklaşımında ifade edilen bağıntı şu şekildedir;

$$R_{i,r}^{kim} = (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \left[A_r T^{B_r} \exp\left(-\frac{E_r}{RT}\right) \prod_j [C_{j,r}]^{(\eta_{j,r}' + \eta_{j,r}'')} \right] \quad (3.46)$$

Burada, A_r reaksiyonun ön faktörünü, $C_{j,r}$ r'inci reaksiyondaki j'inci molekülün molar konsantrasyonunu, $v_{i,r}''$ r'inci reaksiyondaki i'inci ürün molekülünün mol oranını, $v_{i,r}'$ r'inci reaksiyondaki i'inci reaktant molekülünün mol oranını, B_r sıcaklık üstelini, E_r reaksiyonun aktivasyon enerjisini, $\eta_{j,r}' + \eta_{j,r}''$ ise mevcut reaksiyondaki ileri ve geri hız faktörlerini temsil etmektedir.

3.3.2. Eddy Dissipation Model

Eddy Dissipation yanma modeli, reaksiyon hızlarının türbülanslı karışım tarafından belirlendiği, yüksek Damköhler sayılarında kullanılır.

Spalding tarafından ortaya atılan model, içerisinde yanmamış yakıt-hava karışımı bulunan burgaçların, türbülanslı akış içerisinde daha küçük parçalara bölüdüğü ve bu parçacıkların reaksiyon bölgesindeki yanmış gazlar etkileşime girmesi sonucu yandıkları varsayımı üzerine kurulmuştur [56]. Magnussen ve Hjertager [57] tarafından genişletilen modelde, ürünlerin ve reaktantların kütle oranlarına göre iki ifade içermektedir. Reaksiyon hızı, bu iki ifadeden küçük olanına göre belirlenir.

$$R_{i,r}^{tur} = v_{i,r}' M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left(\frac{Y_R}{v_{R,r}' M_{w,R}} \right) \quad (3.47)$$

$$R_{i,r}^{tur} = v_{i,r}' M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum p Y_p}{\sum_j^N v_{j,r}'' M_{w,j}} \quad (3.48)$$

Burada Y_p ve Y_R ürünlerin ve reaktantların kütle oranlarını, M_w moleküllerin mol ağırlıklarını ifade etmektedir. A ve B ise deneysel sabit olup 4 ve 0.5 olarak kullanılmıştır.

3.3.3. Finite Rate/Eddy Dissipation Modeli

Bu modelde, reaksiyon hızları, hem Arrhenius yaklaşımı hem de Eddy Dissipation modeli ile hesaplanır ve reaksiyon hızları bu iki değerden küçük olanına göre belirlenir;

$$R_{i,r} = \min(R_{i,r}^{kim}, R_{i,r}^{tur}) \quad (3.49)$$

3.3.4. Flamelet Yanma Modeli

Türbülans ve kimyasal reaksiyonlarının etkileşimini içeren Flamelet modelinde ana amaç; reaktantların kütle oranının, yoğunluğunun ve sıcaklığının anlık değerini, adiyabatik durumda karışım oranı (mixture fraction) üzerinden, adiyabatik olmayan durumlar için ise karışım oranına ek olarak entalpi üzerinden elde edebilmektir. Karışım oranı şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,o}}{Z_{i,f} - Z_{i,o}} \quad (3.50)$$

Burada Z_i , $Z_{i,f}$ ve $Z_{i,o}$ i'ninci molekülün, yakıt ve hava karışımındaki kütle oranlarıdır.

Kimyasal zaman ölçeğinin, türbülanslı zaman ölçeğinden daha küçük olduğu, yakıt ile havanın ince ve tek boyutta reaksiyona girdiği durumlarda geçerli olan bu yaklaşım, türbülanslı alevi, 'flamelet' adı verilen ayrık ve daimi rejimdeki yapıların bir araya gelerek oluşturduğu alev şeklinde modeller. Türbülanslı akış içerisinde, ön karışimsız şekilde meydana gelen reaksiyonların çok ince tabakalar halinde ve laminer yapıda olduğu varsayılmaktadır. Laminer flamelet'lerin her birinin sıcaklık, reaktant kütle oran gibi noktasal özellikleri, karşılıklı akış halinde bulunan yakıt ile hava arasında, karışım oranı uzayında aşağıdaki denklemler çözülerek belirlenir ve laminer flamelet kütüphanesi oluşturulur. Kimyasal dengede bulunan laminer flamelet'ler üzerindeki türbülans etkisi sonucu kimyasal dengeden sapma miktarı, skaler yitim katsayıları hesaplanarak bulunur ve flamelet kütüphanesi farklı yitim katsayıları için güncellenir.

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i \quad (3.51)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f} \quad (3.52)$$

$$\chi = \frac{a_s}{4\pi} \frac{3 \left(\sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho}} + 1 \right)^2}{2 \sqrt{\frac{\rho_\infty}{\rho}} + 1} \exp \left[-2 \left(\text{erfc}^{-1}(2f) \right)^2 \right] \quad (3.53)$$

Burada, χ skaler yitim oranını, S_i ve H_i , i'ninci molekülün reaksiyon hızını ve özgül entalpisini, a_s gerinim oranını, ρ_∞ girişteki havanın yoğunluğunu göstermektedir.

Oluşturulan flamelet kütüphanesindeki sıcaklık ve reaktant kütleli oranının türbülanslı akış içerisindeki değerleri, Beta-PDF (Probability Density Function) yaklaşımı kullanılarak hesaplanır. Favre-ortalama metodu kullanılarak ortalama karışım oranı \tilde{f} ve karışım oranı varyansı $\widetilde{f'^2}$ için taşınım denklemleri çözülerek, türbülanslı akıştaki flamelet kütüphanesini içeren PDF tabloları oluşturulur. Böylece kompleks akış çözülmeden, detaylı kimya hakkında fikir sahibi olunur, hesaplama zamanı önemli ölçüde düşürülür.

Sıcaklık, yoğunluk, moleküler kütleli oran gibi skaler değişkenlerin türbülans-kimya etkileşimi arasındaki ilişkisi aşağıda gösterildiği şekilde hesaplanan Beta-PDF ile sağlanır.

$$P(f) = \frac{f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1}}{\int f^{\alpha-1}(1-f)^{\beta-1} \partial f} \quad (3.54)$$

$$\alpha = \tilde{f} \left[\frac{\tilde{f}(1-\tilde{f})}{\widetilde{f'^2}} - 1 \right] \quad (3.55)$$

$$\beta = (1-\tilde{f}) \left[\frac{\tilde{f}(1-\tilde{f})}{\widetilde{f'^2}} - 1 \right] \quad (3.56)$$

Burada $P(f)$ akışkanın herhangi bir karışım oranında geçirdiği zaman dilimi olarak tanımlanabilir. Beta-PDF yaklaşımı sayesinde, karışım oranına bağlı olarak elde edilen sıcaklık ve moleküler kütleli oran değişkenlerinin, yoğunluk ortalamalı (density-weighted) değerleri şu şekilde bulunur;

$$\tilde{\phi}_i = \int_0^\infty \int_0^1 \phi_i(f, \chi) P(f) P(\chi) \partial f \partial \chi \quad (3.57)$$

Adyabatik olmayan durumlarda, skaler değişkenler, karışım oranı ile beraber entalpi üzerinden ifade edilir ve değişkenlerin yoğunluk ortalamalı değerleri şu şekilde bulunur;

$$\tilde{\phi}_i = \int_0^\infty \int_0^1 \phi_i(f, \tilde{H}, \chi) P(f) P(\chi) \partial f \partial \chi \quad (3.58)$$

Sıcaklık ve moleköl kütleli oran skaler değişkenlerinin ortalama değerini simgeleyen $\tilde{\phi}_i$ için çözülen taşınım denklemleri şu şekilde gösterilmektedirler;

$$\frac{\partial(\rho \tilde{f})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \tilde{v} \tilde{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \tilde{f} \right) + S_m \quad (3.59)$$

$$\frac{\partial(\rho \tilde{f}^2)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \tilde{v} \tilde{f}^2) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \tilde{f}^2 \right) + C_g \mu_t (\nabla \tilde{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \tilde{f}^2 \quad (3.60)$$

Burada \tilde{f} ortalama karışım oranı, \tilde{f}^2 karışım oranı varyansıdır. S_m sıvı yakıt damlacıklarından gaz fazına olan kütle transferini simgeleyen kaynak temini gösterir. Sabitler; $\sigma_t=0.85$, $C_g=2.86$, $C_d=2$ olarak alınmıştır

Adyabatik olmayan durumlarda, ortalama değerleri bulmak amacıyla karışım oranına ek olarak, entalpi içinde taşınım denklemi çözümlür. Çözülen taşınım denklemleri ile adyabatik olmayan, türbölanslı akıştaki flamelet kütüphanesini içeren PDF tabloları oluşturulur.

$$\frac{\partial(\rho \tilde{H})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \tilde{v} \tilde{H}) = \nabla \cdot \left(\frac{k_t}{c_p} \nabla \tilde{H} \right) + S_h \quad (3.61)$$

Burada S_h terimi duvar ya da sıvı parçacıklara olan ısı transferini, radyasyon ve fazlar arası ısı alış-verişini simgelemektedir.

3.3.5. NOx modellemesi

Yüksek oranda NO ve daha düşük oranda NO₂ içeren NOx emisyonları, yanma reaksiyonları sırasında 2 farklı kimyasal mekanizmada meydana gelir. Bunlar Isıl (Thermal) NOx, Prompt NOx mekanizmalarıdır.

Isıl NOx mekanizması, yüksek sıcaklıklarda ortaya çıkar ve literatürde Zeldovich mekanizması olarak bilinir. Yanma reaksiyonlarında Isıl NOx, 2100 K ve üzeri sıcaklıklarda, sıcaklıkla üstel olarak artar.



Üçüncü reaksiyon mekanizması, sitokiyometrik koşullara ve yakıt bakımından zengin karışımlarda azot atomunun OH [Hidroksil] radikali ile reaksiyona girmesiyle oluşur ve genişletilmiş Zeldovich (Extended Zeldovich) mekanizması olarak adlandırılır.



Prompt NOx mekanizması, düşük sıcaklıklarda, yakıt bakımından zengin ve parçacıkların kalış süresinin kısa olduğu yanma odalarında ortaya çıkar. Karmaşık ve yüzlerce reaksiyon mekanizması içeren Prompt NOx mekanizması genel olarak şu denklemlerle ifade edilebilir.





NOx emisyonları için çözülen taşınım denklemi, kütle korunumu prensibi temel alınarak türetilmiştir. Parçacıkların kalış süresinin NOx mekanizmasına etkisi, Eulerian yaklaşımı ile türetilen taşınım denklemleri sırasında hesaba katılmıştır. Isıl ve Prompt NOx mekanizmaları için NO taşınım denklemi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\frac{\partial(\rho Y_{NO})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO} \quad (3.69)$$

Burada, Y_{NO} gaz fazın kütle oranını, D efektif difüzyon katsayısını, S_{NO} NO üretim hızını simgeleyen kaynak terimini temsil etmektedir.

3.4. Sonlu Hacimler Yaklaşımı ve Çözüm Algoritması

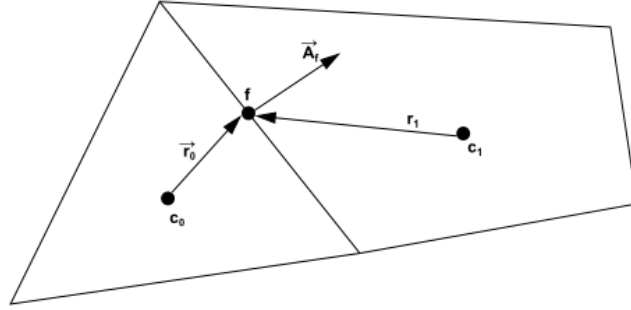
3.4.1. Genel Skaler Taşınım Denklemi ve Ayrıklaştırma Yöntemleri

Akış alanında, gaz fazına ait denklemler ANSYS Fluent programı kullanılarak sonlu hacimler yöntemi ile çözülmektedir.

Çözüm algoritmasında; akış özelliklerinin belirlenmesi amacıyla, genel taşınım denklemleri ayrıklaştırılarak çözülmüştür. Taşınım denklemlerinin ayrıklaştırılabilmesi için bu denklemlerin integral formda yazılması gerekmektedir. Kontrol hacminde, taşınan akışa ait herhangi bir skaler büyüklük olan ϕ değeri için genel skaler taşınım denklemi integral formda şu şekilde yazılır;

$$\underbrace{\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV}_{\text{Zamana bağlı terim}} + \underbrace{\oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A}}_{\text{Taşınım terimi} = \underbrace{\oint \Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi \cdot d\vec{A}}_{\text{Yayınım terimi}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Kaynak terimi}} \quad (3.70)$$

Burada \vec{v} hız vektörünü, \vec{A} yüzey alan vektörünü, ρ yoğunluğu, $\Gamma_\phi \phi$ 'nin yayınım katsayısını, $S_\phi \phi$ 'nin birim hacimdeki oluşum hızını gösteren kaynak terimini temsil etmektedir.



Şekil 3.1. Skaler taşınım denklemlerinin ayrıklaştırılmasında kullanılan kontrol hacmi [46]

Şekil 3.1'de gösterilen iki boyutlu üçgen hücreler için, denklem 3.70'in ayrıklaştırılmış hali, denklem 3.71'de gösterilmektedir.

$$\frac{d\rho\phi}{dt}V + \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.71)$$

Burada $N_{\text{yüzey}}$ hücreyi saran yüzey sayısını, f hesaplama hücresinin yüzey indisini, $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ yüzeyden geçen kütle akısını, ϕ_f yüzey boyunca taşınan ϕ miktarını, \vec{A}_f yüzey alanını, V hücre hacmini temsil etmektedir.

Birbiriyle bağlantılı terimler içeren, doğrusal olmayan denklem 3.71, denklem 3.72'deki gibi doğrusallaştırılır.

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.72)$$

Burada, alt indis nb komşu hücreleri, a_p ve a_{nb} ise ϕ ve ϕ_{nb} için doğrusallaştırılmış katsayıları temsil etmektedir.

Denklem 3.70'deki zamana bağlı terim, birinci dereceden ileri fark yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılır.

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = f(\phi^{n+1}) \quad (3.73)$$

Burada n zaman seviyesini, Δt zaman adımını göstermektedir.

Hesaplama süresince sonraki zaman adımı şu şekilde hesaplanır:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t \cdot f(\phi^{n+1}) \quad (3.74)$$

Çözüm sırasında, skaler ϕ değerleri hücre merkezinde depolanır. Taşınım terimlerinin hesaplanması için gerekli olan ϕ_f değeri, Upwind yöntemi kullanılarak interpolasyon ile hesaplanır.

İkinci dereceden Upwind yönteminde, ϕ_f değeri şu şekilde hesaplanır;

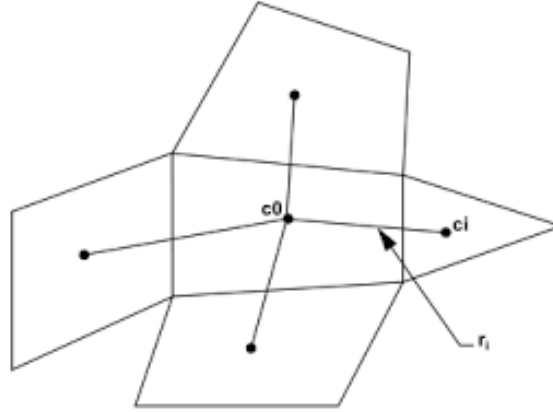
$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \bar{r} \quad (3.75)$$

Burada, \bar{r} komşu hücre merkezleri arasındaki konum vektörünü simgelemektedir.

Denklem 3.70'deki yayılım teriminde, hesaplanmak istenen niceliğin gradyanını temsil eden $\nabla \phi$ teriminin ayrıklaştırılması için en küçük kareler metodu kullanılmaktadır. Hücre merkezlerindeki çözümün doğrusal olarak değiştiği kabul edilen bu method da, merkezdeki değerler arasındaki değişim şu şekilde ifade edilir;

$$(\nabla \phi)_{c_0} \cdot \vec{r} = (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (3.76)$$

Şekil 3.2’de en küçük kareler metodunu açıklamak adına temsili hücreler gösterilmektedir.



Şekil 3.2. En küçük kareler metodundaki temsili hücreler [46]

Burada, ortadaki hücrenin merkezi c_0 , sağdaki komşu hücrenin merkezi c_i olarak temsil edilmektedir. \vec{r}_i iki merkez arasındaki konum vektörünü simgelemektedir.

3.4.2. Süreklilik ve Momentum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

Basınç tabanlı Navier-Stokes denklemlerinde, kontrol hacmi için türetilen, zamandan bağımsız süreklilik ve momentum denklemleri şu şekilde gösterilmektedir.

$$\int \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (3.77)$$

$$\int \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = - \int \rho I \cdot d\vec{A} + \int \bar{\bar{\tau}} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} \cdot dV \quad (3.78)$$

Burada ρ yoğunluğu, \vec{v} hız vektörünü, \vec{A} yüzey alan vektörünü, I birim matrisini, $\bar{\bar{\tau}}$ gerilme tensörünü, \vec{F} kuvvet vektörünü temsil etmektedir.

3.4.2.1 Momentum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

Momentum denklemleri, genel skaler taşınım denklemleri ile aynı şekilde ayrıklaştırılır. Örneğin, x yönündeki momentum denklemi, ϕ yerine u yazılarak şu şekilde ifade edilir.

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_b + \sum P_f A \cdot i + S \quad (3.79)$$

Basınç alanı ve yüzeydeki kütle akısı bilinirse, denklem 3.79 ile hız alanı hesaplanabilir. Hücre merkezlerinde depolanan basınç alanlarının yüzeydeki değerleri ise interpolasyon yöntemi ile şu şekilde hesaplanır;

$$P_f = \frac{\frac{P_0}{a_{p,c_0}} + \frac{P_1}{a_{p,c_1}}}{\frac{1}{a_{p,c_0}} + \frac{1}{a_{p,c_1}}} \quad (3.80)$$

3.4.2.2 Süreklilik Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

Denklem 3.77'de gösterilen süreklilik denklemi, Şekil 3.1'de görülen kontrol hacmi üzerinden ayrıklaştırılarak denklem 3.81 elde edilir.

$$\sum_f^{N_{\text{yüzey}}} J_f \cdot A_f \quad (3.81)$$

J_f yüzeyden geçen kütle akısını göstermektedir ve şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$J_f = \rho_f \frac{a_{p,c_0} v_{n,c_0} + a_{p,c_1} v_{n,c_1}}{a_{p,c_0} + a_{p,c_1}} + d_f \left(\left(P_{c_0} + (\nabla P)_{c_0} \cdot \vec{r}_0 \right) - \left(P_{c_1} + (\nabla P)_{c_1} \cdot \vec{r}_1 \right) \right) \quad (3.82)$$

$$J_f = \hat{J}_f + d_f (P_{c_0} - P_{c_1}) \quad (3.83)$$

Burada; P_{c_0} , P_{c_1} , v_{n,c_0} , v_{n,c_1} komşu hücrelerdeki basınç ve normal hız değerlerini, d_f komşu iki hücrenin momentum katsayılarının ortalamalarına bağlı bir fonksiyonu temsil etmektedir.

3.4.3. SIMPLE Çözüm Algoritması

Yanma odası akış analizlerinde, basınç-hız bağlaşımı için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. SIMPLE algoritması, basınç alanını hesaplamak adına, hız ve basınç düzeltmesi arasında bağlantı kurarak kütle korunumunu sağlar.

Eğer basınç değeri p^* tahmin edilerek, momentum denklemi çözümlürse, kütle akısı J_f^* denklem 3.84'den şu şekilde hesaplanır:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{c_0} - p_{c_1}) \quad (3.84)$$

Denklem 3.84 süreklilik denklemini sağlamamaktadır. Bundan dolayı J_f^* düzeltme terimi, J_f^* terimine eklenir. Böylece düzeltilmiş kütle akısı terimi elde edilir.

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (3.85)$$

Denklem 3.85 süreklilik denklemini sağlamaktadır. J_f' terimi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$J_f' = d_f(p'_{c_0} - p'_{c_1}) \quad (3.86)$$

Burada p' hücrese basınç düzeltme terimidir.

Denklem 3.85 ve 3.86, denklem 3.81 içerisine yazılırsa, basınç düzeltme denklemi şu şekilde elde edilir:

$$a_p P' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad (3.87)$$

Burada, kaynak terimi b hücreye giren net akıyı temsil etmektedir ve şu şekilde gösterilir:

$$b = \sum_f^{N_{yüzey}} J_f^* A_f \quad (3.88)$$

Basınç düzeltme denklemi cebirsel olarak hesaplandıktan sonra hücresel basınç değeri ve kütle akısı şu şekilde hesaplanır:

$$P = P^* + a_p P' \quad (3.89)$$

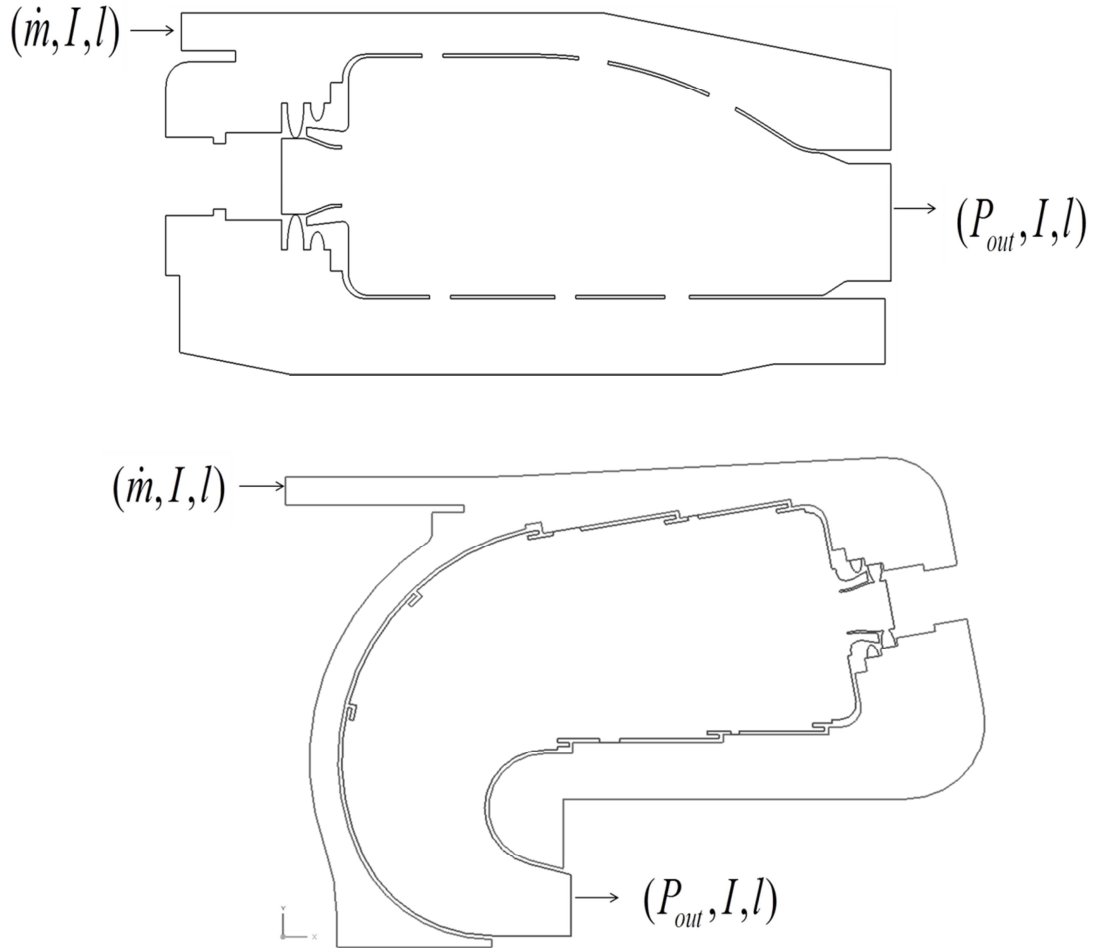
$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{c_0} - p'_{c_1}) \quad (3.90)$$

Burada, a_p basınç rahatlama faktörünü (under-relaxation factor) temsil etmektedir. Düzeltilmiş kütle akısı J_f , yukarıdaki işlemlerden sonra süreklilik denklemini sağlamaktadır.

SIMPLE algoritması ile, öncelikle süreklilik ve momentum denklemleri hesaplanır. Sonrasında enerji ve molekül taşınım denklemleri ile türbülans modeli denklemleri aynı anda çözülür, böylece iç iterasyon tamamlanmış olur. Çözüm esnasında iç iterasyonda yakınsama koşulu sağlandıktan sonra dış iterasyona (sonraki zaman adımı) geçilir. Böylece akış probleminin çözümü sağlanmış olur.

3.4.4. Sınır Koşulları

Tez kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde, giriş yüzeyi olarak kütleli debi (mass-flow inlet), çıkış yüzeyi olarak basınç tipi (pressure-outlet), duvarlarda adyabatik duvar sıcaklığı (adiabatic wall temperature) sınır şartları kullanılmıştır. Giriş ve çıkış yüzeylerinde türbülans sınır şartı olarak, türbülans şiddeti (turbulent intensity) ve uzunluk ölçeği (length scale) değerleri girilmiştir. Şekil 3.3'te \dot{m} , P_{out} , I ve l sırasıyla kütleli debiyi, basınç tipini, türbülans şiddetini ve türbülans uzunluk ölçeğini temsil etmektedir.

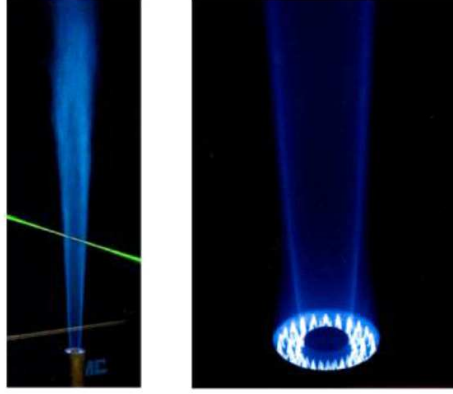


Şekil 3.3. Turbojet(Üstte), Turboşaft(Altta) yanma odası, HAD sınır koşulları

4. TÜRBÜLANSLI AKIŞIN VE YANMA MODELLERİNİN DOĞRULANMASI

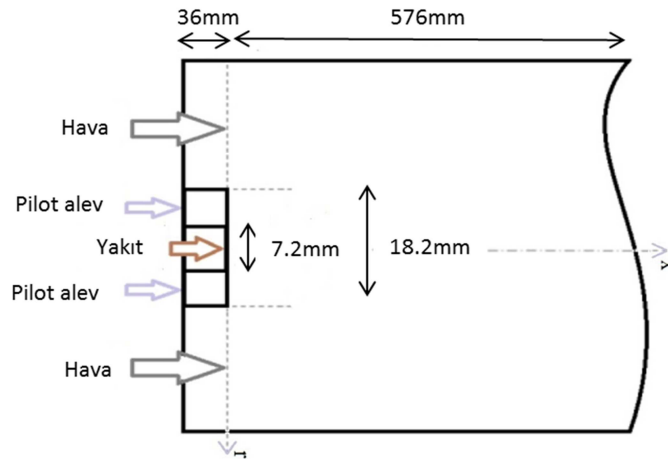
Yanma odası HAD analizlerinde kullanılan türbülans ve yanma modellerinin doğrulanması amacıyla, Sandia Laboratuvarların'da gerçekleştirilen Flame-D türbülanslı alev deneyinin verileri kullanılmıştır [58].

Şekil 4.1'de, Flame-D deney düzeneğinin lazer huzmesi ve pilot alevin yakın görünüşü gösterilmektedir;

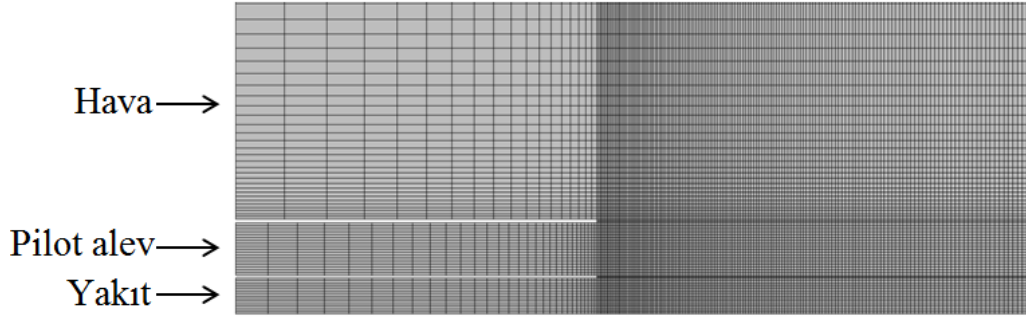


Şekil 4.1. Flame D deney düzeneği lazer huzmesi ve pilot alevi [58]

Şekil 4.2'de, Flame D deney düzeneğinin ölçülendirilmiş şematik gösterimi, Şekil 4.3'de deney düzeneğinin iki boyutlu olarak modellenmesi sonucu elde edilen, 50000 hegzagonal hücre içeren, çözüm ağının aksel yönde simetrik hali görülmektedir.



Şekil 4.2. Flame D deney düzeneği şematik gösterimi



Şekil 4.3. Flame D deney düzeneği iki boyutlu çözüm ağı

Şekil 4.2’de gösterilen deney şemasında hava, pilot alev ve yakıt parametrelerinin deney düzeneğine giriş yaptıkları hız ve sıcaklıkları şu şekildedir;

Çizelge 4.1. Flame D parametrelerinin hız ve sıcaklıkları

Hava	0.9 m/s	294 K
Pilot alev	11.4 m/s	1880 K
Yakıt	49.6 m/s	294 K

Flame D testinde, hacimce %25 oranında metan (CH_4), %75 oranında kuru hava içeren yakıt kullanılmıştır. Pilot alevin yakıt kompozisyonu ise Çizelge 4.2’de gösterilmiştir;

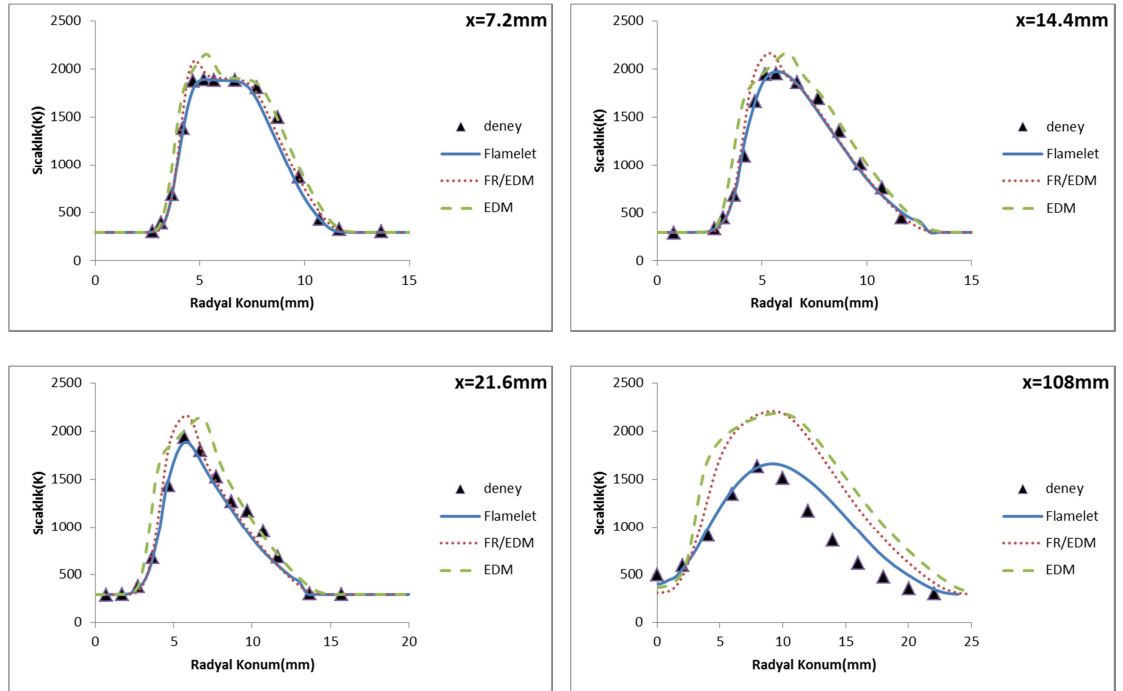
Çizelge 4.2. Pilot alev yakıt kompozisyonu

Molekül	Kütle Oran
N_2	0.734
O_2	0.056
H_2O	0.092
CO_2	0.110
OH	0.0022

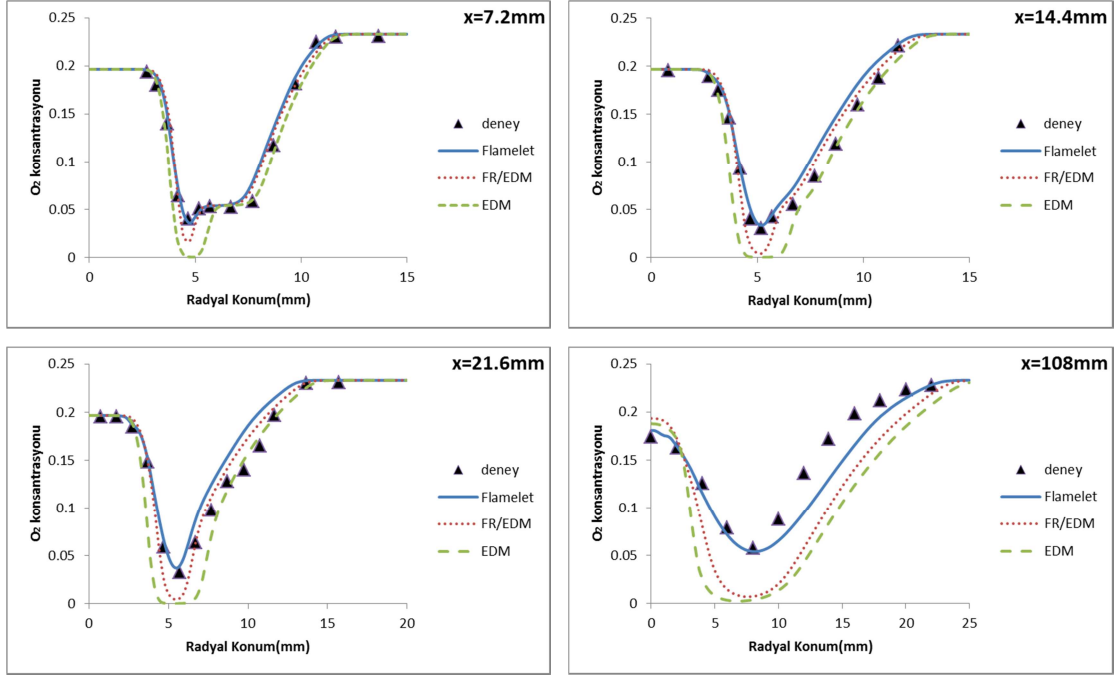
HAD analizlerinde kullanılacak yanma modeline karar vermek amacıyla üç farklı yanma modelinin karşılaştırılması yapılmıştır. Reaksiyonlu akışın çözümünde daha iyi sonuç verdiği düşünülen Realizable k-epsilon türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen Flame D yanma simülasyonlarında, Eddy Dissipation Model, Finite

Rate/Eddy Dissipation Model ve Flamelet yanma modelleri kullanılmıştır. Simulasyonlar sonucunda elde edilen sıcaklık, O₂ konsantrasyonu verileri ve deneysel veriler, girişten aksel yönde 7.2, 14.4, 21.6, ve 108 mm uzaklıkta bulunan radyal doğrultudaki çizgiler üzerinde alınarak, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te gösterilmiştir.

Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'teki sıcaklık ve O₂ konsantrasyonu profilleri incelendiğinde, reaksiyon hızlarının daha çok türbülanslı kinetik tarafından belirlendiği gözlemlenmektedir. En büyük avantajı kimyasal kinetik etkilerini türbülanslı alev gerçekçi biçimde dahil etmek olan (Turbulence-Chemistry Interaction (TCI)) ve hızlı kimya yaklaşımında etkin sonuçlar veren Flamelet modelinin deneysel ölçümlere en yakın sonucu vermesi göz önünde bulundurularak, yanma odası HAD simülasyonlarında, Flamelet yanma modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.



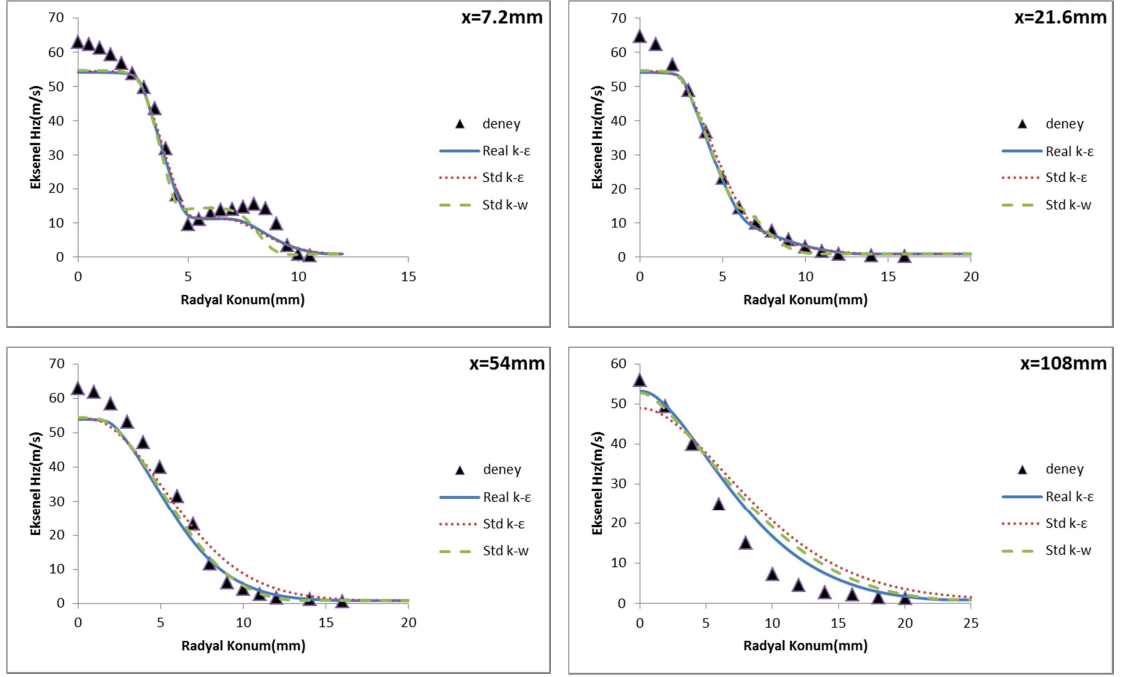
Şekil 4.4. Farklı yanma modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri



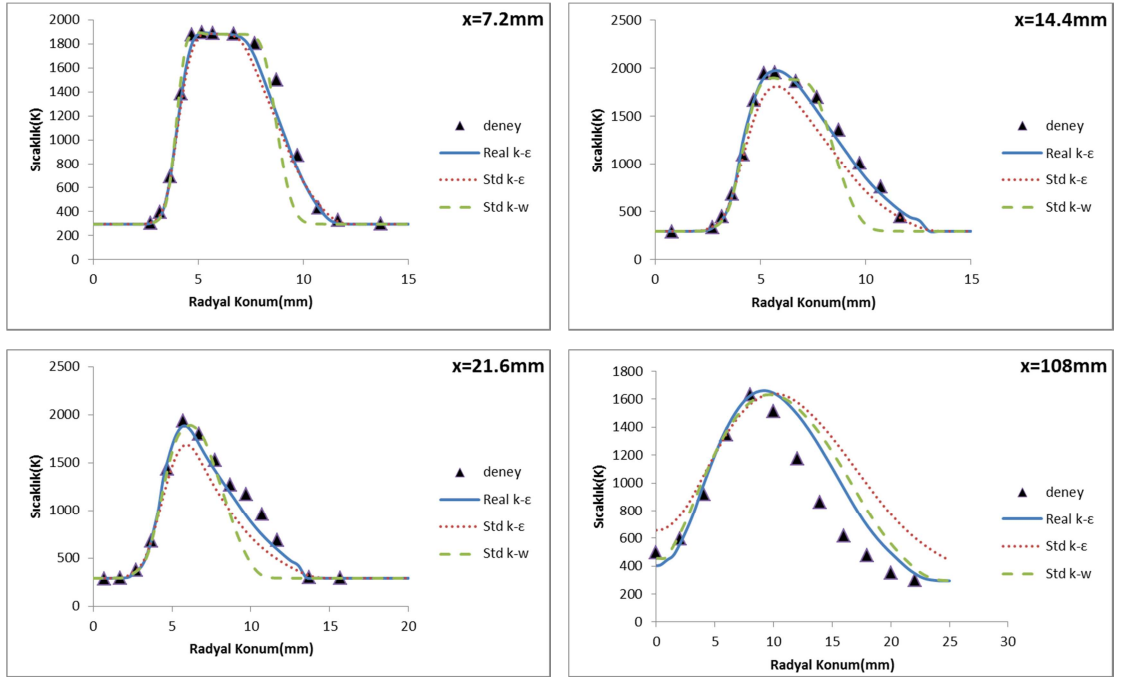
Şekil 4.5. Farklı yanma modelleri ile elde edilen O₂ konsantrasyonu profilleri

Yanma odası simülasyonlarında kullanılacak türbülans modeline karar vermek amacıyla, Realizable k- ϵ , Standart k- ϵ , Standart k- ω modellerinin, yanma analizlerinde en iyi sonucu veren Flamelet yanma modeli kullanılarak, analizleri gerçekleştirilmiştir. Yanma modellerinin karşılaştırıldığı ölçümlere ek olarak, türbülans modellerinin karşılaştırılmasında eksenel yönde 56 mm uzaklıkta da ölçüm alınmıştır. Karşılaştırma parametreleri olarak eksenel hız değerleri, sıcaklık değerleri, O₂ konsantrasyonu değerleri alınmıştır.

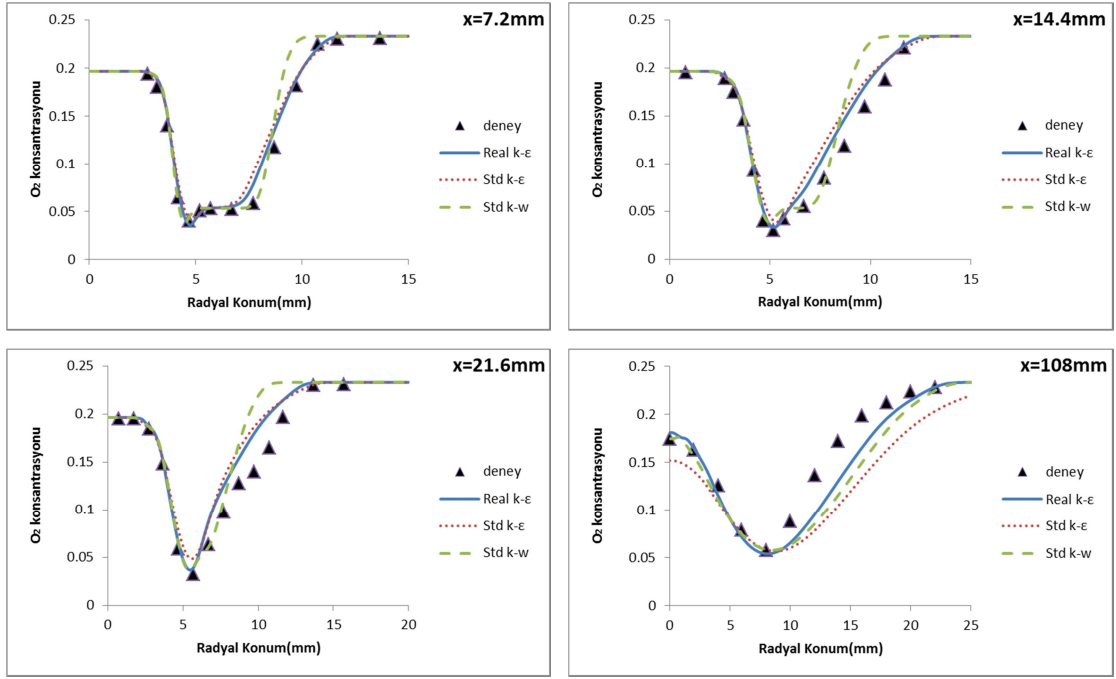
Analizler sonucunda elde edilen simülasyon verileri ile deneysel ölçümler, Şekil 4.6-4.8'de karşılaştırılmıştır. Şekil 4.6'da eksenel hız profilleri, Şekil 4.7'de sıcaklık profilleri, Şekil 4.8'de O₂ konsantrasyonu profilleri gösterilmiştir. Profiller incelendiğinde, Standart k- ω türbülans modelinin, yanma reaksiyonlarındaki akışı yeterli doğrulukta hesaplayamadığı, Shih vd. [50], Kim vd. [52] tarafından, ayrık bölgelerde ve jet penetrasyonları içeren akışlarda, Realizable k- ϵ modeli kadar iyi sonuç veremediği belirtilen Standart k- ϵ modelinin, girişten uzak bölgelerde deneysel verilerden daha çok uzaklaştığı görülmektedir. Bu veriler ışığında, yanma odası analizlerinde Realizable k- ϵ türbülans modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 4.6. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen eksenel hız profilleri



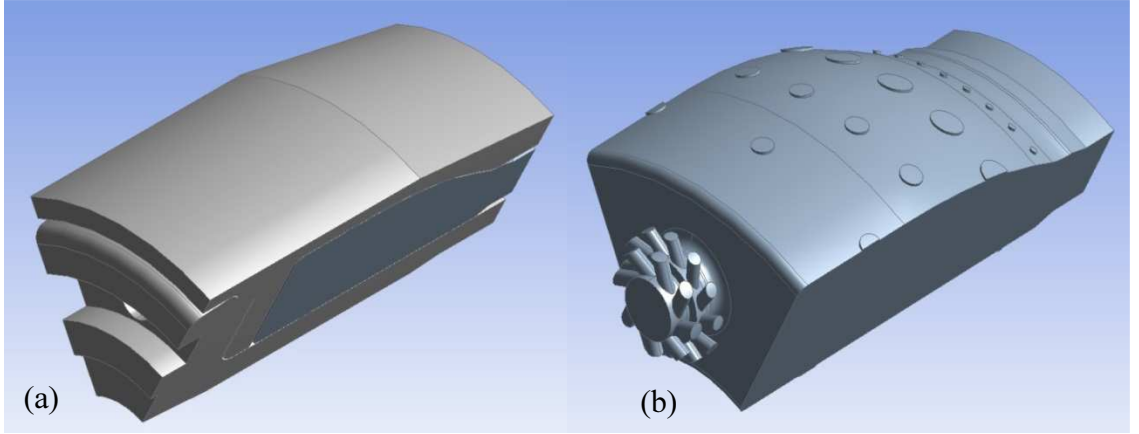
Şekil 4.7. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen sıcaklık profilleri



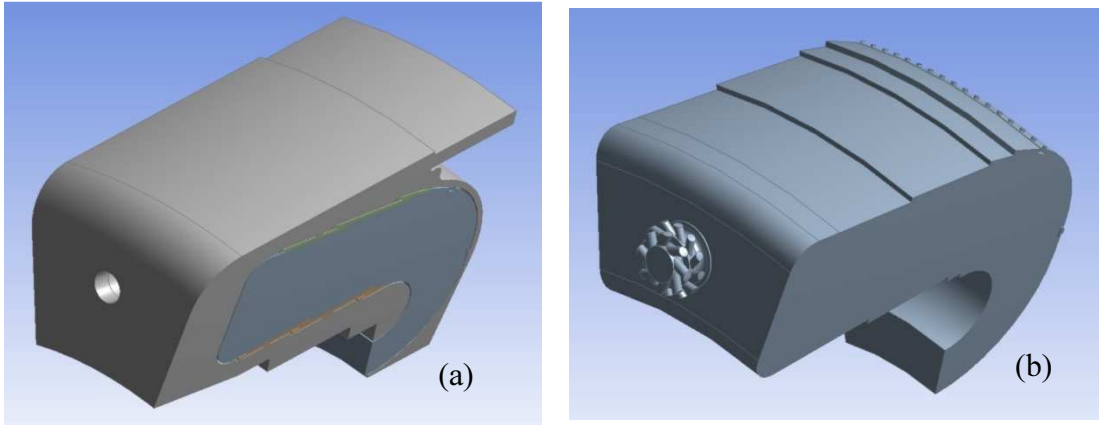
Şekil 4.8. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen O₂ konsantrasyonu profilleri

5. YANMA ODASI HAD ANALİZİ SONUÇLARI

Tasarım kriterleri ve parametreleri doğrultusunda, Bölüm 2’de bir boyutlu hesaplamaları anlatılan turbojet motor ve turboşaft motor yanma odalarının ve alev tüplerinin, üç boyutlu geometrilerinin, HAD simülasyonları için hazırlanan kısımları gösterilmektedir. Birer hava parçalamalı atomizer içeren geometrilerden, turbojet motor için geliştirilen yanma odası geometrisinin, yedide birlik kısmı Şekil 5.1’de, turboşaft motor için geliştirilen yanma odası geometrisinin ondörtte birlik kısmı Şekil 5.2’de sunulmaktadır. Eldeki kaynakları verimli bir şekilde kullanımı açısından turbojet ve turboşaft motoru yanma odası HAD analizleri, tek atomizer içeren sektör geometrisi ile periyodik sınır şartları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.1. Turbojet motor (a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi



Şekil 5.2. Turboşaft motor (a) Yanma odası geometrisi, (b) Alev tüpü ve atomizer geometrisi

Yanma odası HAD simülasyonlarına başlamadan önce, analiz sonuçlarının çözüm ağından bağımsızlığını kanıtlamak amacıyla, Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de gösterilen geometriler üzerinde, tetrahedral hücreler içeren, üç farklı sıklıktaki çözüm ağlarında simülasyonlar gerçekleştirilerek, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonraki aşamada, üç boyutlu turbojet ve turboşaft motor yanma odalarının, yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının yanma analizleri sonucundaki hız, basınç, sıcaklık, yakıt-denge katsayısı, emisyon konturları vb. değerleri karşılaştırılmıştır.

5.1. Turbojet Motor Yanma Odası Sonuçları

Bu bölümde, insansız hava aracı için tasarlanan turbojet motor yanma odasının yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının HAD analizi sonuçları gösterilmiştir.

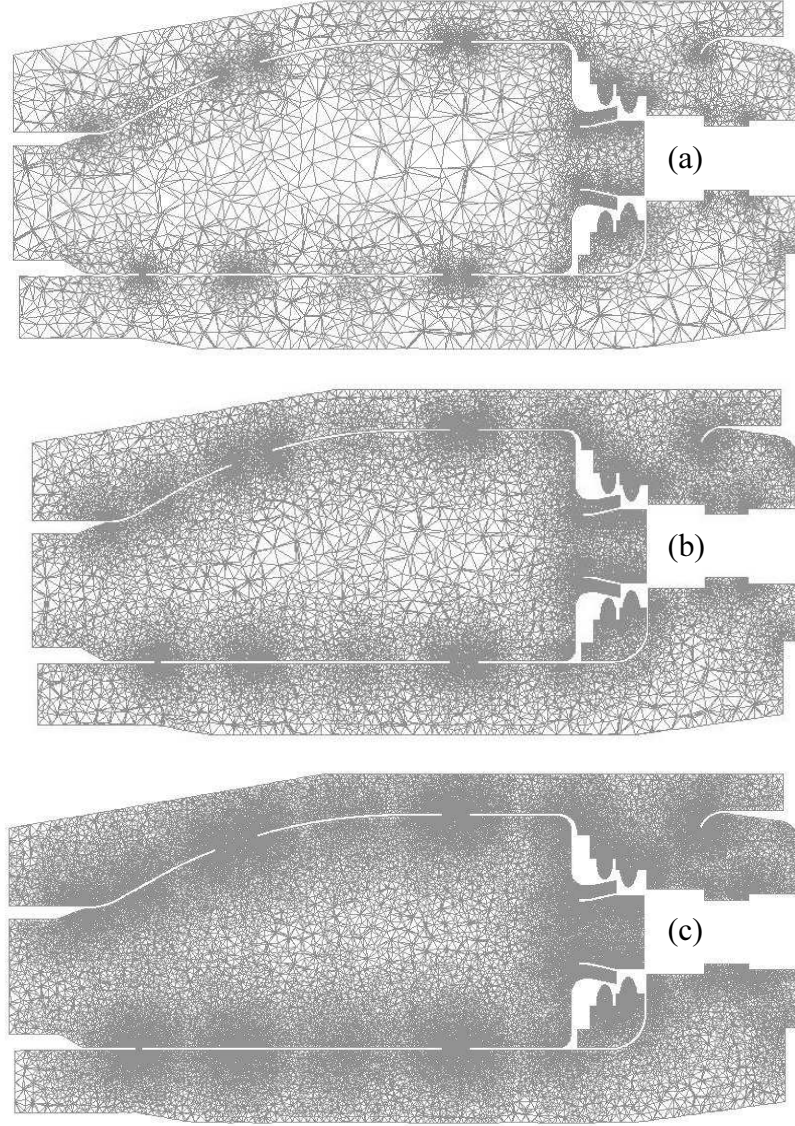
5.1.1. Çözüm Ağı Çalışması

Turbojet motor için geliştirilen yanma odası geometrisinin oluşturulan 3 farklı sıklıktaki çözüm ağlarının içerdiği tetrahedral hücre sayısı Çizelge 5.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.1. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan hücre sayısı

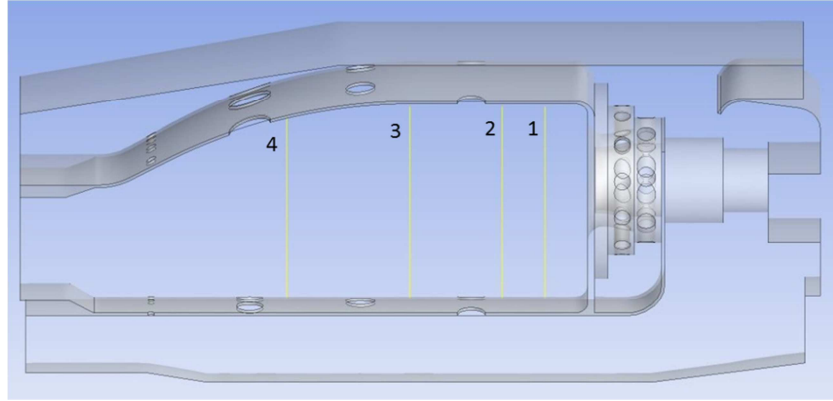
Çözüm Ağı	Hücre sayısı
Kaba çözüm ağı (a)	1.5 milyon
Orta çözüm ağı (b)	6 milyon
İnce çözüm ağı (c)	16 milyon

Şekil 5.3’te, 3 farklı çözüm ağının, merkezi kesitler üzerindeki ağ yapısının gösterimi sunulmaktadır.



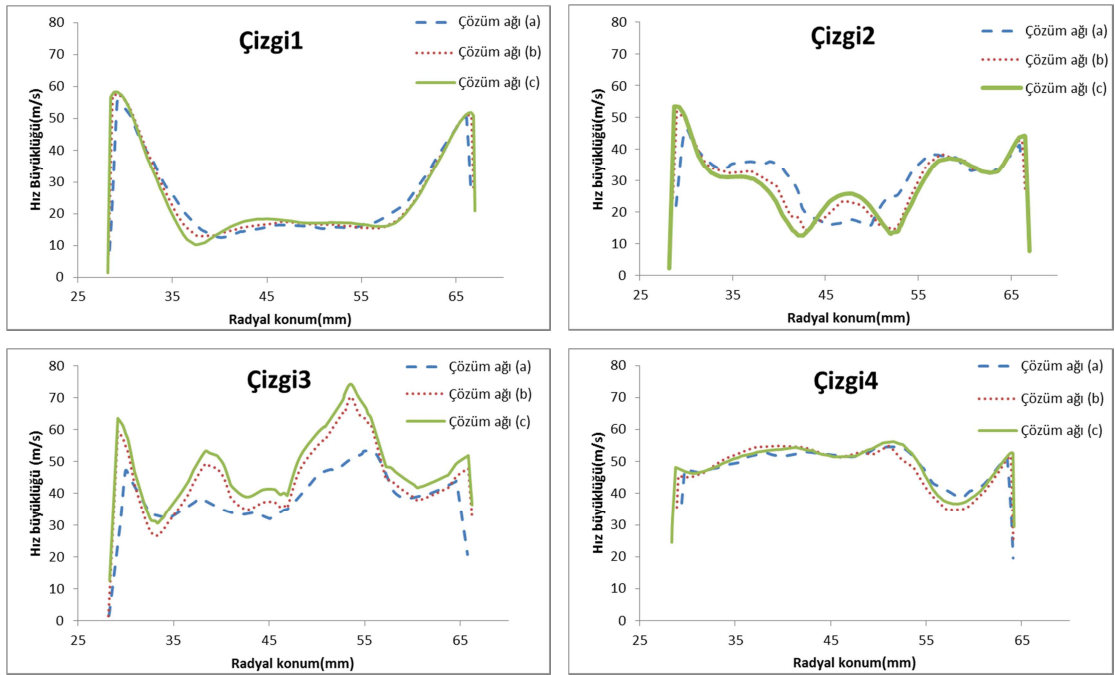
Şekil 5.3. Merkezi kesit üzerindeki çözüm ağı yapısı

Çözüm ağı çalışmasında, Şekil 5.3'te gösterilen ağ yapılarındaki sonuçları karşılaştırmak amacıyla, Şekil 5.4'te gösterilen radyal çizgiler üzerinde hız ve sıcaklık değerleri alınmış ve merkezi kesit üzerindeki hız konturları karşılaştırılmıştır.

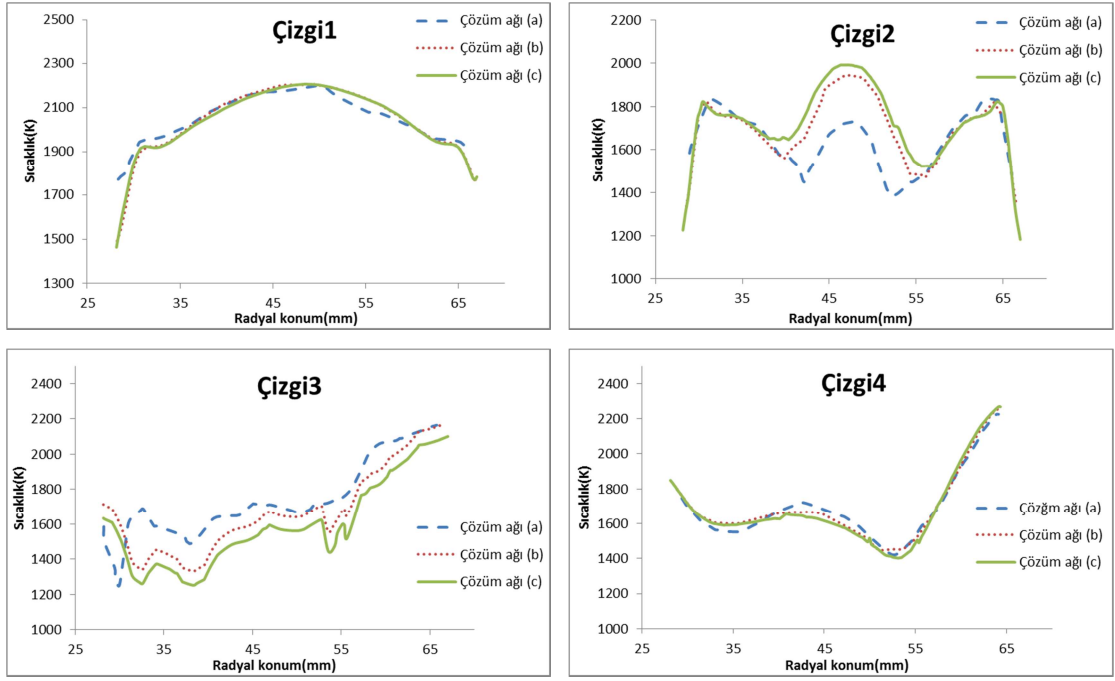


Şekil 5.4. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri

Şekil 5,4'te gösterilen ölçüm çizgileri üzerindeki hız ve sıcaklık profilleri, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da gösterilmektedir.

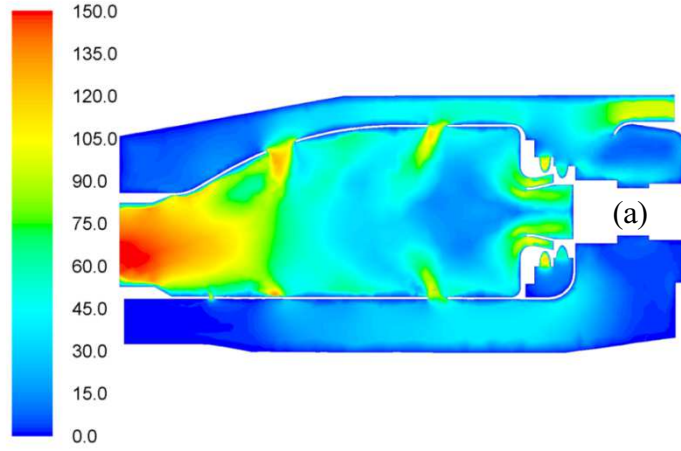


Şekil 5.5. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri

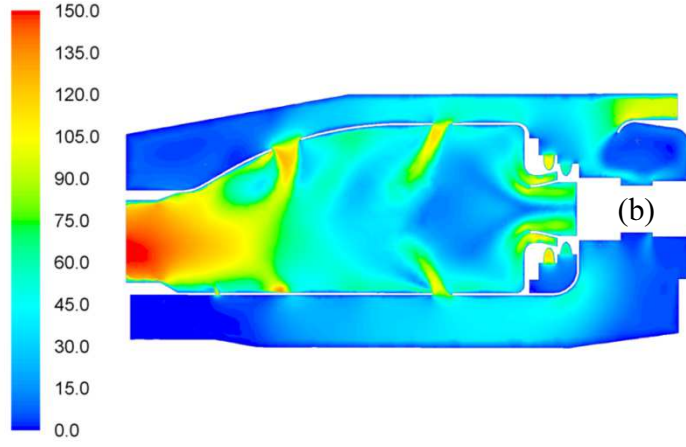


Şekil 5.6. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri

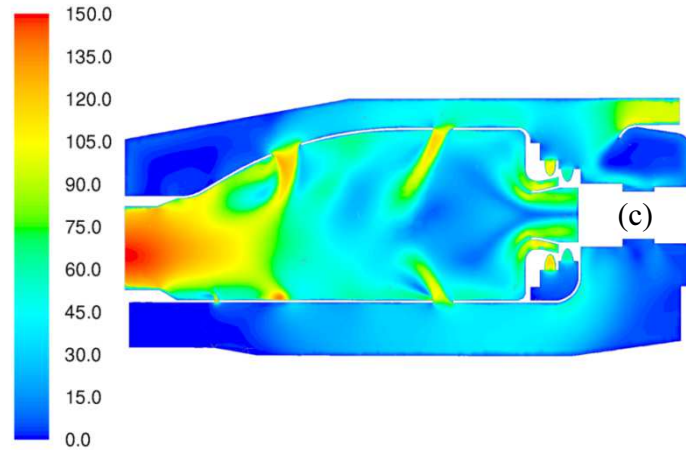
Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'daki hız ve sıcaklık profilleri ve Şekil 5.7'deki hız konturları incelendiğinde, 1.5 milyon tetrahedral hücre içeren çözüm ağının, diğer iki çözüm ağından farklı sonuçlar verdiği, jet penetrasyonlarının derinliğini hesaplayamadığı ve birincil atomizer kanallarından gelen akışın ayrılmasını tahmin edemediği görülmektedir. Bu sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda, çözüm ağından bağımsız sonuçlar elde etmek açısından 1.5 milyonluk kaba çözüm ağının, yeterli olmadığı anlaşılmaktadır. 6 milyonluk ve 16 milyonluk hücrelerin hız ve sıcaklık profillerinin ve hız konturlarının çok yakın sonuçlar vermesi dikkate alınarak, orta büyüklükteki çözüm ağından elde edilen sonuçların, 'çözüm ağından bağımsız' olduğu sonucu çıkarılabilir. HAD analiz süreleri de hesaba katıldığında, turbojet motor için geliştirilen yanma odası analizlerinde, 6 milyon tetrahedral hücreye sahip orta çözüm ağının kullanılmasına karar verilmiştir.



Contours of Velocity Magnitude (m/s)



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

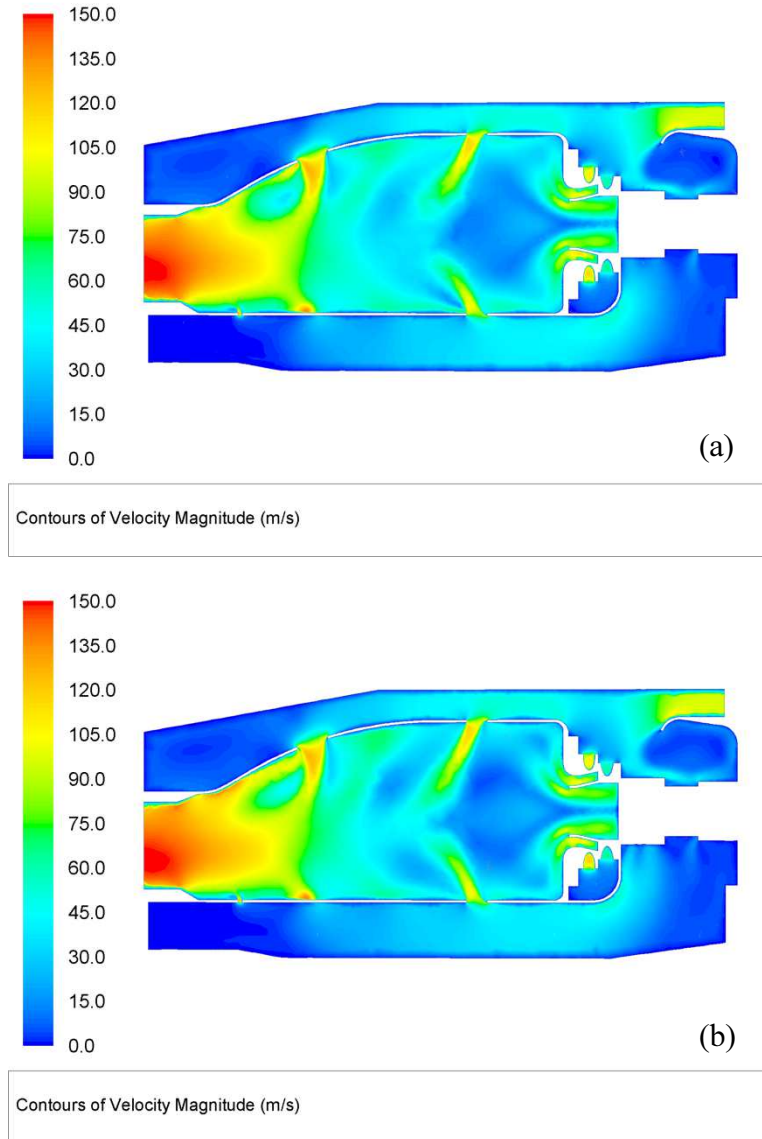


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Şekil 5.7. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları

5.1.2. Turbojet Motor Yöndeş ve Ters Akışlı Atomizer Sonuçları

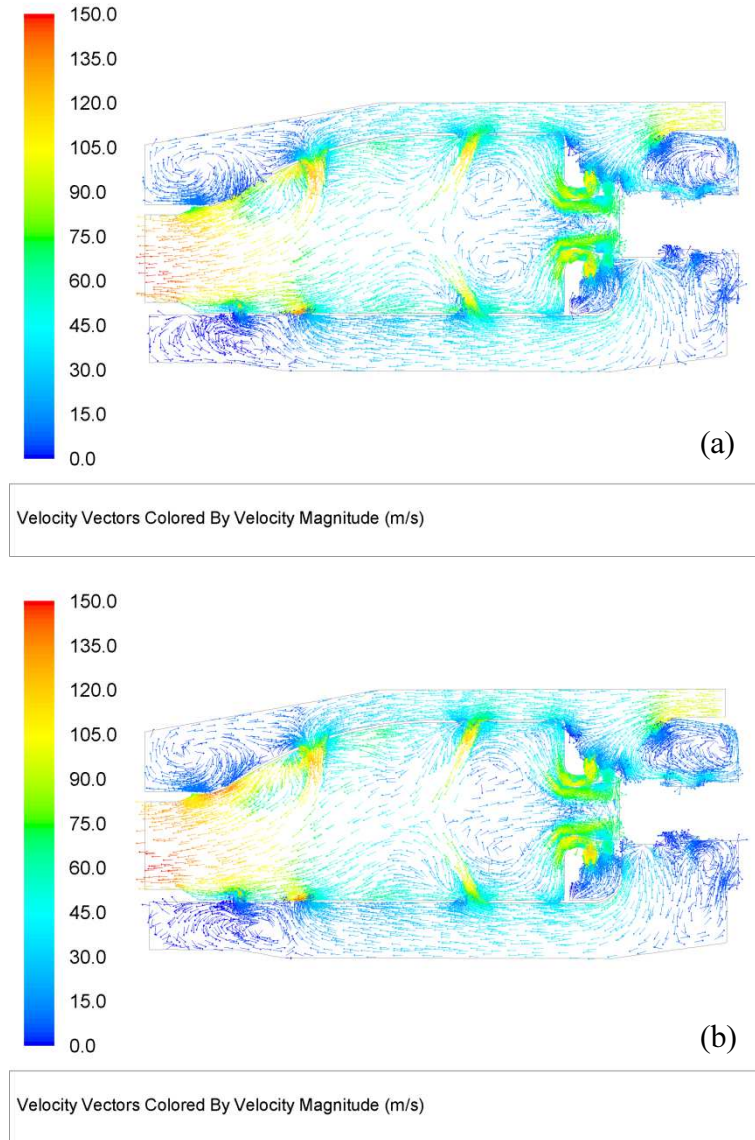
Bu bölümde yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının, turbojet motor yanma odası içerisindeki akış karakterlerini incelemek amacıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda, yanma odası merkezi kesit, aksenal kesit ve çıkış kesitinde alınan değerlerden; hız, basınç, sıcaklık, yakıt-denge katsayısı, emisyon konturları ve hız vektörleri aşağıda paylaşılmıştır. Bu kapsamda ilk olarak merkezi kesit üzerinde alınan hız konturları Şekil 5.8’de gösterilmektedir.



Şekil 5.8. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız konturları

Yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının hız konturları incelendiğinde, yöndeş akışlı konfigürasyonda, birincil atomizerden gelen havanın duvarı takip eden bir akış yapısı sergilediği, ters akışlı atomizerde ise birincil atomizerden gelen havanın daha aksenal biçimde hareket ettiği görülmektedir. Bu durumun sonucu olarak, birincil jet deliklerindeki havanın, yöndeş konfigürasyonda, birincil atomizer kanalından gelen havanın da etkisiyle daha aksenal biçimde hareket ettiği, ters akışlı konfigürasyonda ise, jet penetrasyonunun daha çok radyal yönde hareket ettiği ve yanma odası merkezine etkin bir şekilde ulaşabildiği gözlemlenmektedir.

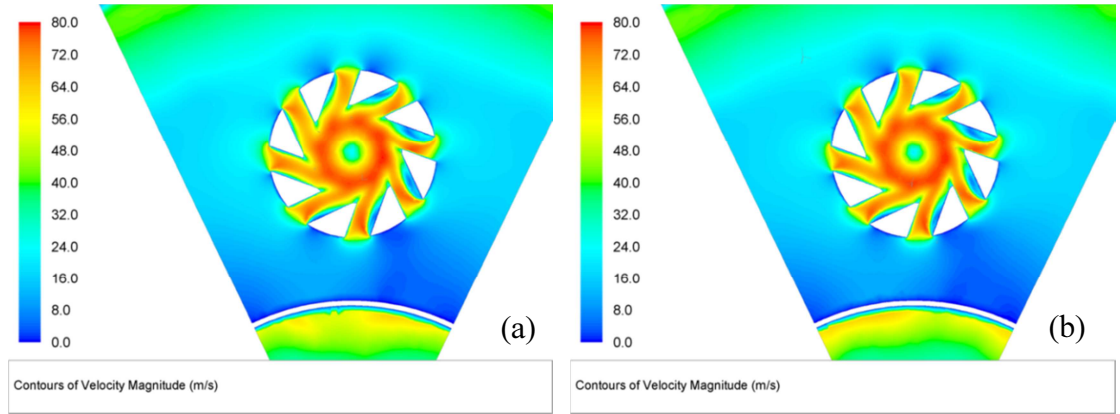
Merkezi kesit üzerinde alınan hız vektörleri Şekil 5.9’da gösterilmektedir.



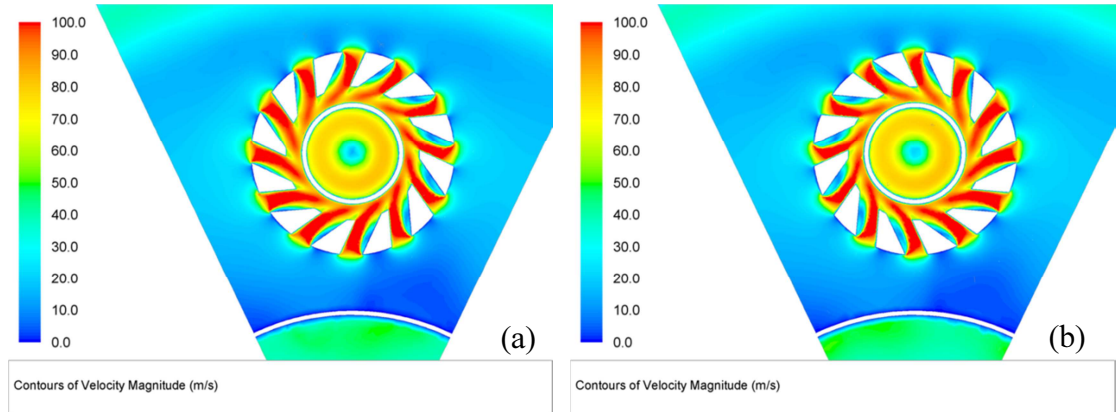
Şekil 5.9. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız vektörleri

Merkezi kesit üzerinde alınan hız vektörleri incelendiğinde, yöndeş akışlı konfigürasyonda, birincil bölgedeki geniş CRV yapılarının oluşumu, ters akışlı konfigürasyonda ise birincil bölgedeki düzensiz yapı daha net biçimde görülmektedir.

Difüzörden gelen havanın, alev tüpüne yönlendirilmesi sırasında, mümkün olduğunca atomizer kanallarına düzenli ve eşit biçimde dağıtılması hedeflenmektedir. Aksi takdirde, atomizasyon ve birincil bölgedeki akış yapısı bu durumdan olumsuz etkilenecektir. Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların, birincil ve ikincil atomizer kanallarındaki akış yapısı gösterilmektedir.

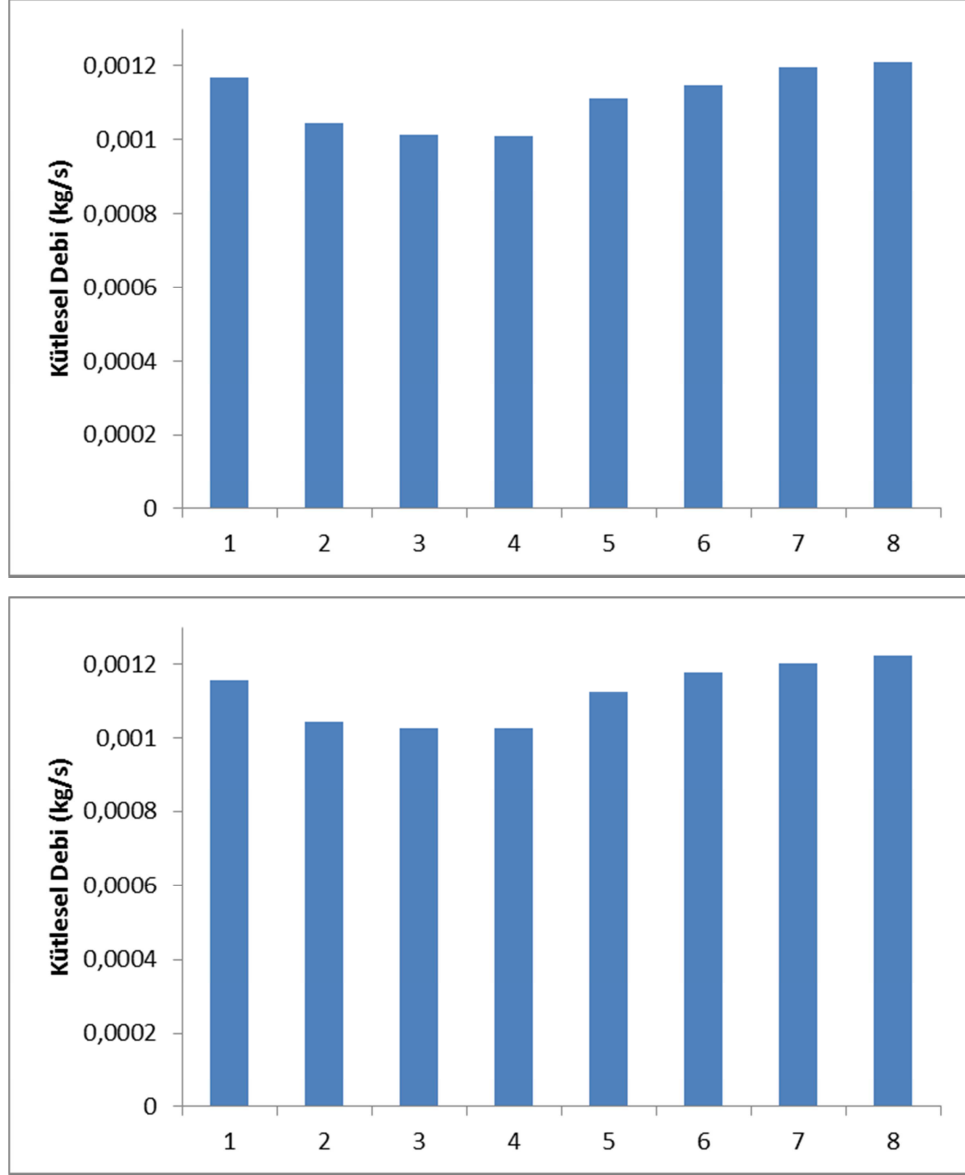


Şekil 5.10. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hız konturları

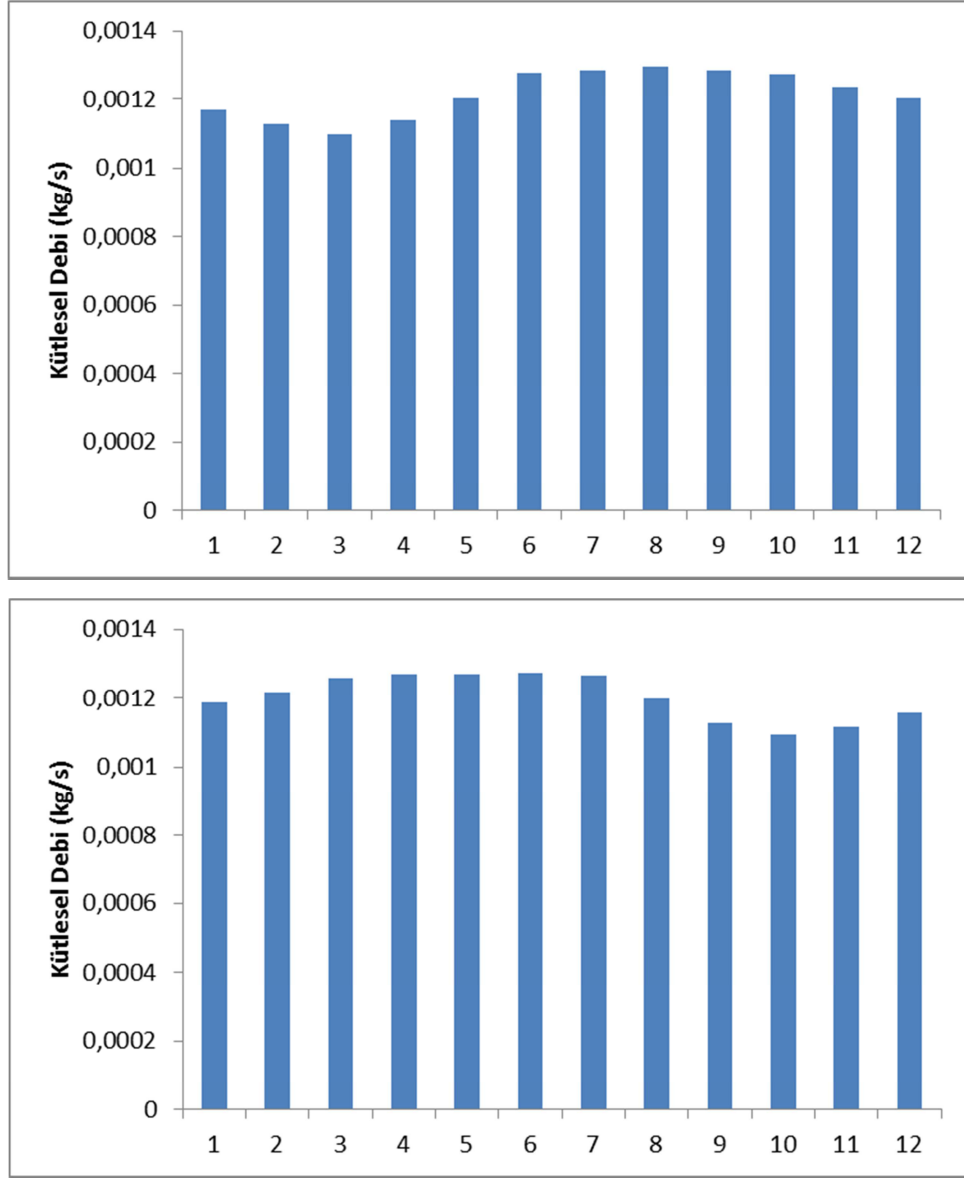


Şekil 5.11. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hız konturları

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'te, her atomizer kanalından geçen hava debileri, sütun grafiğinde gösterilmektedir. Atomizer kanalları en üstte bulunan atomizer kanalına bir numarası verilerek, saat yönünde artacak şekilde numaralandırılmıştır.



Şekil 5.12. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hava debileri



Şekil 5.13. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hava debileri

Yöndeş ve ters akışlı atomizer kanallarındaki hava debileri incelendiğinde, aynı yönde dönen birincil atomizer kanallarının birbirleriyle eş hava debileri içerdikleri, ters yönde dönen ikincil atomizer kanallarının ise simetrik bir debi dağılımı içerdikleri görülmektedir. Şekil 5.12 ve Şekil 5.13 incelendiğinde, bazı atomizer kanallarından daha düşük hava debileri geçtiği gözlemlenmektedir. Birincil atomizer kanallarında ortalamadan yaklaşık %10'luk bir sapma mevcut iken, ikincil atomizer kanallarında, bu fark yaklaşık %7 mertebesindedir. Bu oranı azaltabilmek ve daha eşit bir debi dağılımı elde edebilmek için yanma odasının girişi ile alev tüpü

arasındaki mesafe arttırılabilir ya da alev tüpünün boyu kısaltılabilir. Fakat yapılacak bu iŖlemler, yanma odasının boyunun uzamasına veya etkin bir yanma iŖlemi için yeterli alev tüpü uzunluğu elde edilememesine neden olacaktır.

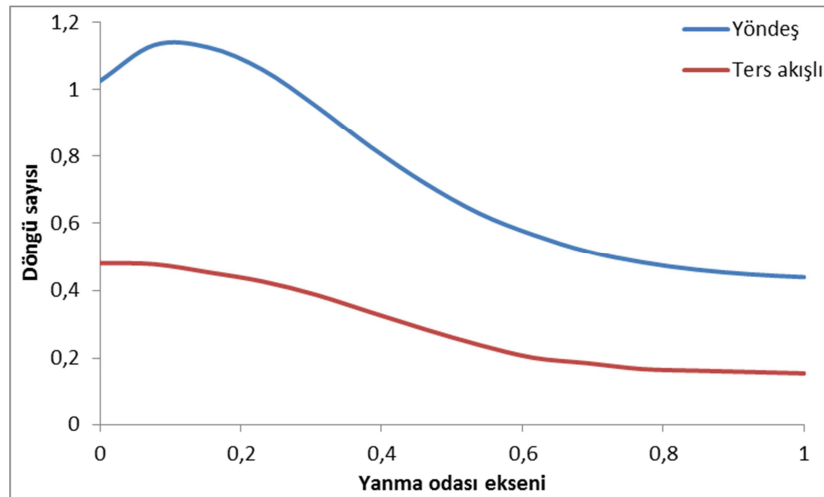
Bir boyutlu tasarım parametrelerinde belirtildiği gibi, atomizer ıkıŖındaki döngü sayısının, CRV oluŖumu açısından 0.6'nın üzerinde olması gerekmektedir. Fakat ters akıŖlı konfigürasyonlarda, birincil ve ikincil atomizerlerden gelen havalar, ters yönde alev tüpüne girdiklerinden birbirlerini s n mlerler. Bu nedenle ters akıŖlı konfigürasyonlarda döngü sayısı, tasarım parametresi olarak kullanılmamaktadır.

Döngü sayısı, türbülanslı akıŖlarda, akıŖkanın açısal momentumunun çizgisel momentuma oranı olarak tanımlanmaktadır ve Ŗu Ŗekilde hesaplanmaktadır.

$$DS = \frac{\int r V_{\theta} V_z \cdot dA}{\bar{R} \int V_z^2 \cdot dA} \quad (5.1)$$

Burada V_{θ} açısal hızı, V_z eksenel hızı, \bar{R} hidrolik çapı temsil etmektedir.

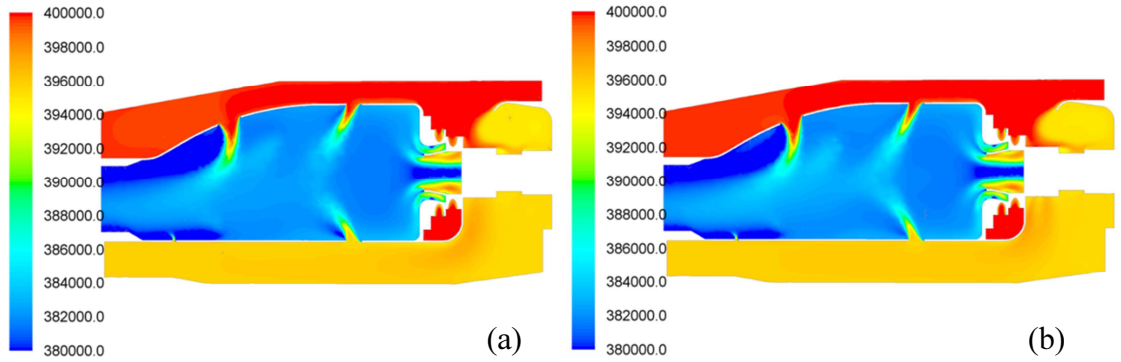
Yanma odası eksenini boyunca alınan enine kesitler üzerinde, y ndeŖ ve ters akıŖlı konfigürasyonlardaki döngü sayısının deęiŖimi, Ŗekil 5.14'de gösterilmektedir.



Ŗekil 5.14. Yanma odası eksenini boyunca döngü sayısının deęiŖimi

Şekil 5.14 incelendiğinde, yöndeş akışlı konfigürasyonun, alev tüpü girişindeki döngü sayısı, tasarım parametre isterlerini karşıladığı görülmektedir. Ters akışlı konfigürasyonun ise birincil ve ikincil atomizerden gelen havanın birbirlerini sönmlemelerinden ötürü, yöndeş konfigürasyona kıyasla oldukça düşük döngü sayısına sahip olduğu görülmektedir.

Yanma odası ana tasarım parametrelerinden biri olan basınç dağılım konturları Pascal [Pa] cinsinden Şekil 5.15’de gösterilmektedir.

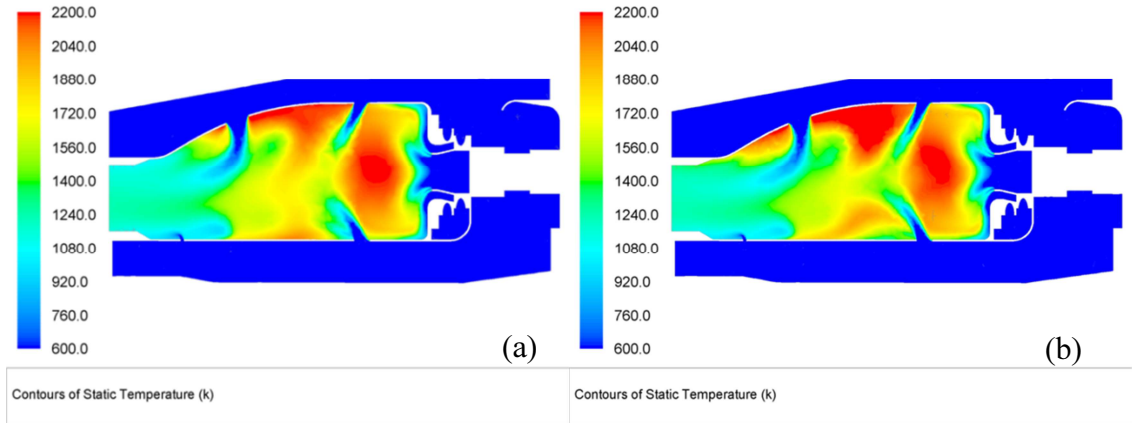


Şekil 5.15. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların basınç konturları

Şekil 5.15 incelendiğinde iki konfigürasyonunda benzer basınç dağılımlarına sahip oldukları görülmektedir. Ana tasarım hedeflerinden biri olan yanma odası basınç düşümü, iki konfigürasyon içinde %5 olarak hesaplanmıştır. Yanma odası iç astar hava kanalları ile dış astar hava kanalları arasında, difüzörden gelen havanın yönlendirilmesi sırasında oluşan basınç farkı da %1 seviyelerinde tutulmaktadır.

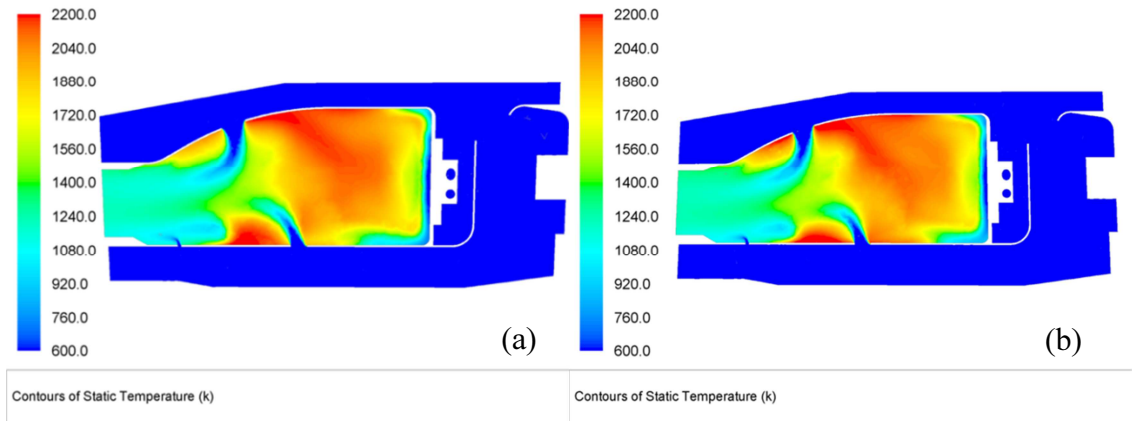
Yanma odası içerisindeki sıcaklık dağılımları Kelvin [K] cinsinden, merkezi kesit üzerinde, merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki kesit üzerinde ve yanma odası çıkışında olmak üzere 3 farklı konum üzerinde incelenmiştir.

Şekil 5.16’da merkezi kesit üzerindeki iki konfigürasyonun sıcaklık dağılımları gösterilmektedir.



Şekil 5.16. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları

Şekil 5.17’de, merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki (yan) kesit üzerindeki sıcaklık dağılımları paylaşılmaktadır.

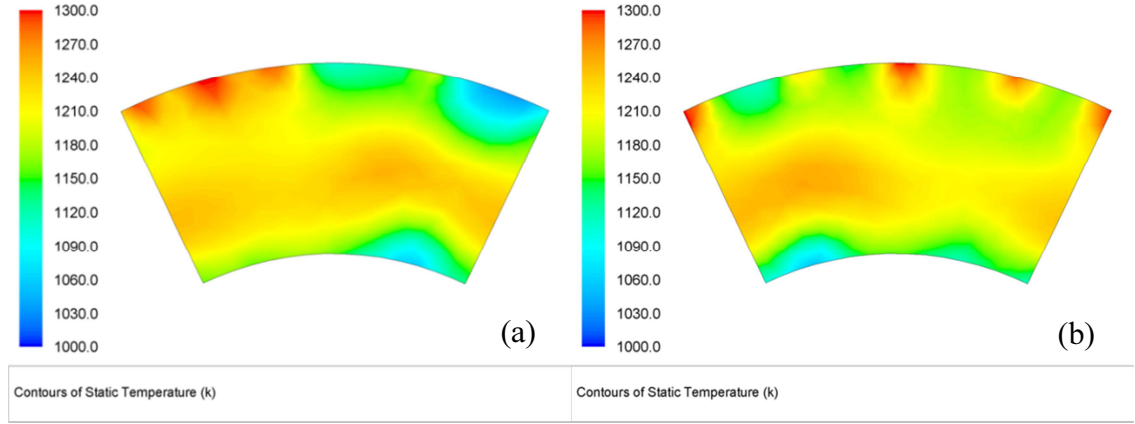


Şekil 5.17. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki sıcaklık konturları

Şekil 5.16 ve Şekil 5.17 incelendiğinde, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların benzer sıcaklık dağılımlarına sahip olduğu görülmektedir. Bununla beraber, merkezi kesit üzerinde, ikincil bölgedeki yüksek sıcaklık bölgelerinin yanma odası duvarlarına daha yakın bölgede yer aldığı, benzer şekilde merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki kesit üzerinde de ters akışlı konfigürasyondaki yüksek sıcaklık bölgelerinin yanma odası duvarlarına daha yakın bölgelerde olduğu görülmektedir. Ters akışlı konfigürasyonda oluşan bu yüksek sıcaklık bölgeleri, yanma odası

duvarlarının dayanımı açısından olumsuz bir durumun oluşmasına neden olabilmektedirler.

Şekil 5.18’de yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımları gösterilmektedir.



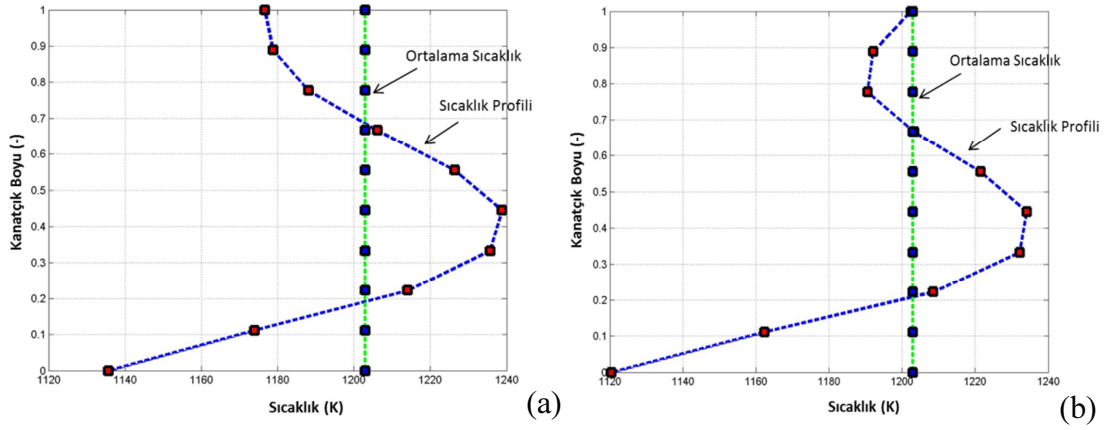
Şekil 5.18. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık konturları

Yanma odası çıkış sıcaklık dağılımları incelendiğinde, alt ve üst kısımların yeterince soğutulamaması ve açışal yöndeki sıcaklık dağılımının yeterince homojen olmaması nedeniyle her iki konfigürasyonun da istenilen çıkış sıcaklık dağılımlarına sahip olmadıkları görülmektedir. Yanma verimleri açısından konfigürasyonlar incelendiğinde, yanma odası ortalama çıkış sıcaklığı üzerinden hesaplanan yanma verimi, her iki konfigürasyon için de %96.5 bulunmuştur.

Yanma odası çıkış sıcaklığını, türbin rotor ve stator kanatçıklarının dayanımları açısından incelemek adına, RTDF ve OTDF parametreleri ve radyal yönde yanma odası çıkış sıcaklık profili aşağıda gösterilmektedir.

Çizelge 5.2. RTDF ve OTDF parametreleri

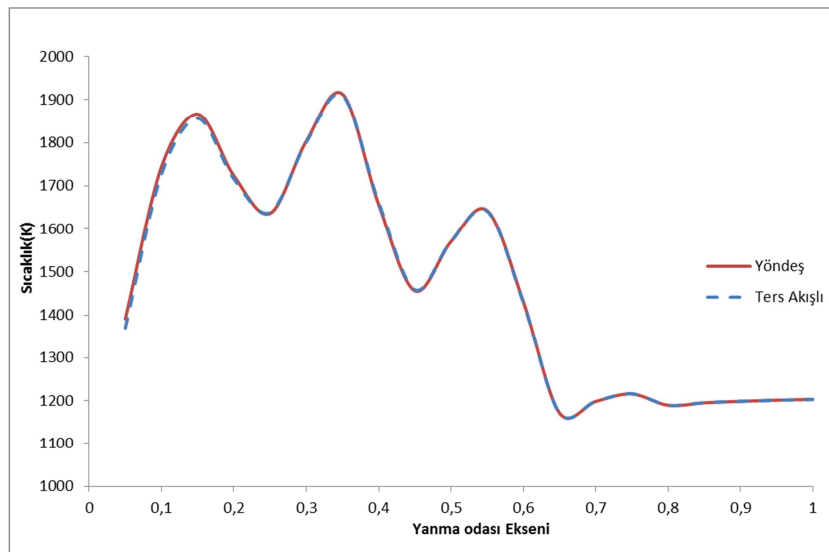
KONFIGÜRASYON	RTDF	OTDF
YÖNDEŞ	4,95	17,51
TERS AKIŞLI	4,3	15,74



Şekil 5.19. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık profilleri

RTDF ve OTDF parametreleri incelendiğinde, her iki konfigürasyonunda OTDF değerini sağladığı (< 30), RTDF değerlerinin ise beklenenden daha düşük olduğu görülmektedir. Şekil 5.19'daki sıcaklık profilleri incelendiğinde, yöndeş akışlı konfigürasyonun, istenilen profile daha yakın olduğu, ters akışlı konfigürasyonun ise kanatçık üst kısmına doğru, istenilen profile göre daha yüksek sıcaklığa sahip olduğu belirlenmiştir.

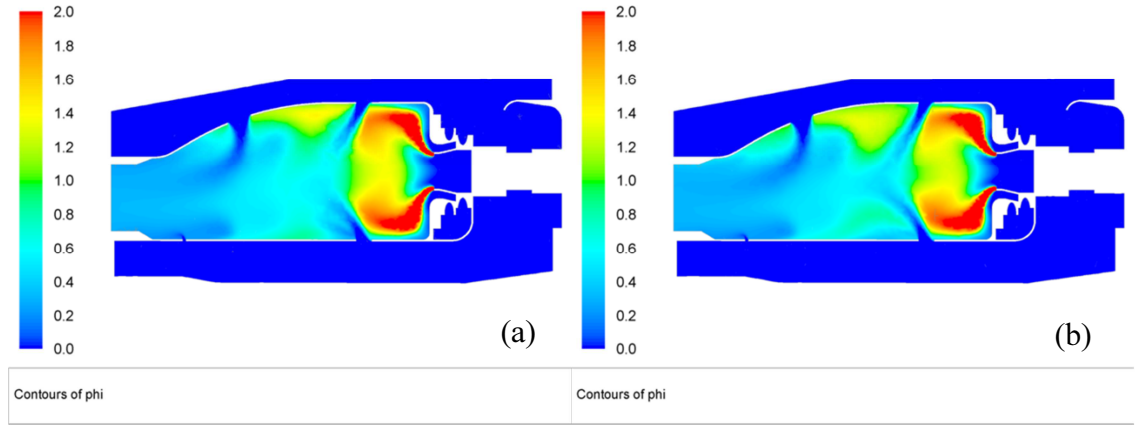
Şekil 5.20'de, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenine boyunca alınan enine kesitlerdeki ortalama sıcaklık değerleri verilmektedir.



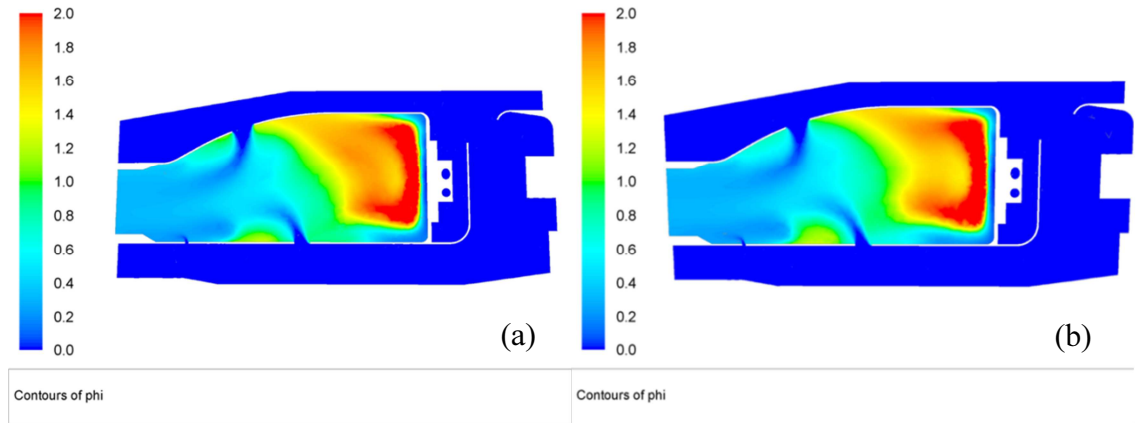
Şekil 5.20. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenine boyunca alınan enine kesitlerdeki ortalama sıcaklık değerleri

Şekil 5.20 incelendiğinde, iki konfigürasyonun enine kesitler de alınan ortalama sıcaklık değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu grafik ile beraber merkezi kesitlerdeki sıcaklık konturları ve yanma verimlerinin de birbirlerine çok yakın çıkması göz önünde bulundurulursa, iki konfigürasyonun yanma reaksiyonları açısından benzer karakter sergiledikleri söylenebilir.

Şekil 5.21’de, merkezi kesit üzerinde, Şekil 5.22’de, merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları gösterilmektedir.



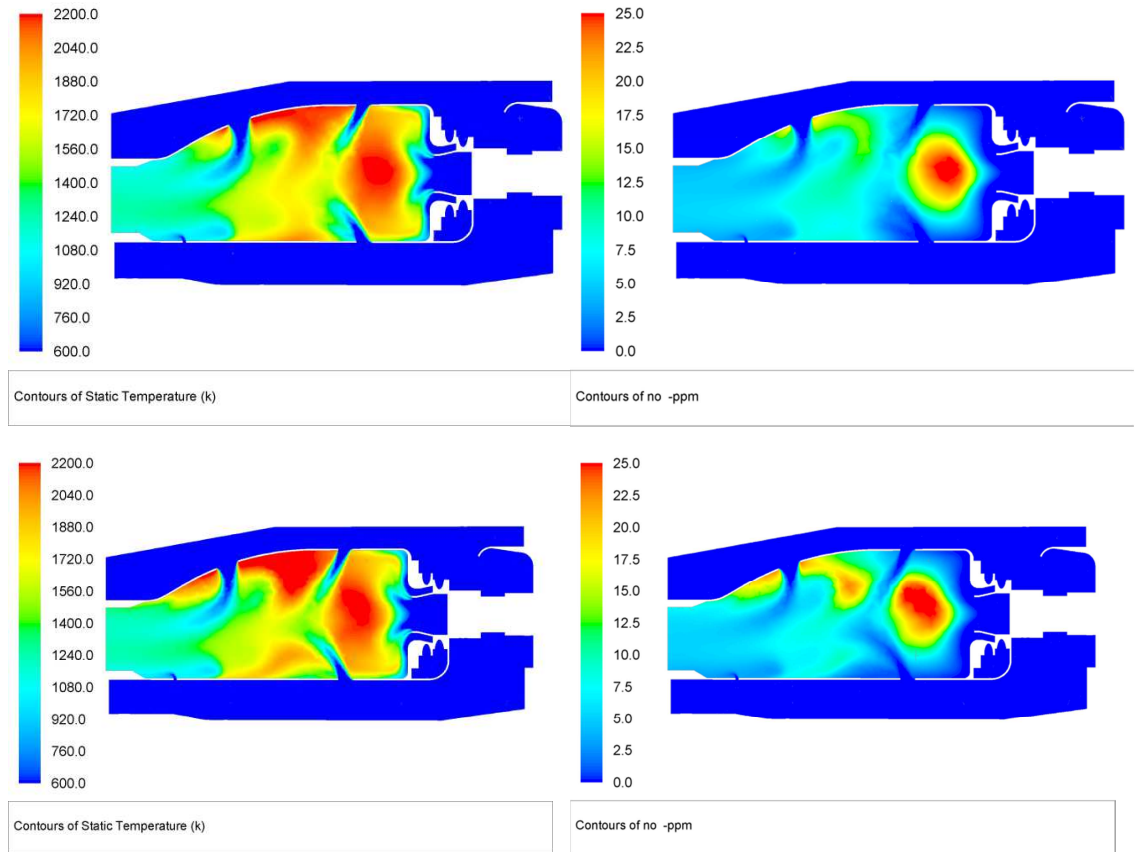
Şekil 5.21. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları



Şekil 5.22. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları

Sıcaklık konturları ile beraber Şekil 5.21 ve Şekil 5.22 incelendiğinde, yakıt dengesi katsayısının 1'e yaklaştığı yani stokiometrik orana yakın bir yakıt-hava karışımı bulunan bölgelerin, daha yüksek sıcaklıklar içerdikleri görülmektedir. Ters akışlı konfigürasyonda, duvarlara yakın bölgelerde, yakıt dengesi katsayısı değerlerinin 1'e daha çok yaklaşmasından dolayı, bu bölgeler yöndeş akışlı konfigürasyona göre daha yüksek sıcaklık değerleri içermektedirler.

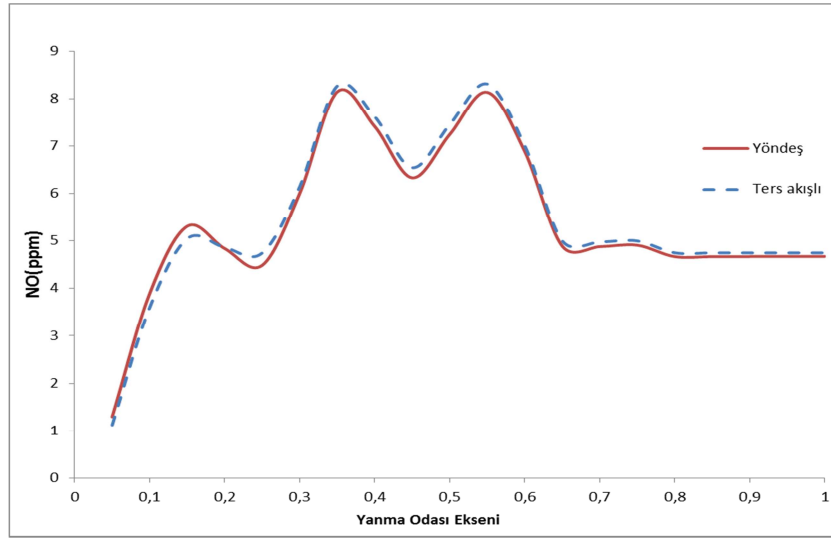
Şekil 5.23'te merkezi kesit üzerinde, yanma reaksiyonları sonucu oluşan NO emisyon değeri ppm (parts per million) mertebesinde, sol taraflarında aynı kesit üzerinde sıcaklık konturları yer alacak şekilde gösterilmektedir.



Şekil 5.23. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların sıcaklık ve NO-ppm konturları

Şekil 5.23 incelendiğinde, 1900K ve üzeri sıcaklıklarda, NO emisyonunun belirgin şekilde ortaya çıktığı ve iki konfigürasyon için de CRV bölgeleri içerisinde, NO

oranı ile sıcaklık arasında doğrudan bir korelasyon olduğu görülmektedir. Ancak, dış astar yüzeyine yakın bölgelerde de yüksek sıcaklıklar mevcut olmasına rağmen, NO oluşumu için gerekli olan kalış süreleri yeterli olmadığından, o kısımlarda yüksek NO oluşumları gözlenmemektedir. Şekil 5.24'te yanma odası eksenini boyunca iki konfigürasyonda oluşan emisyon değerleri gösterilmektedir.

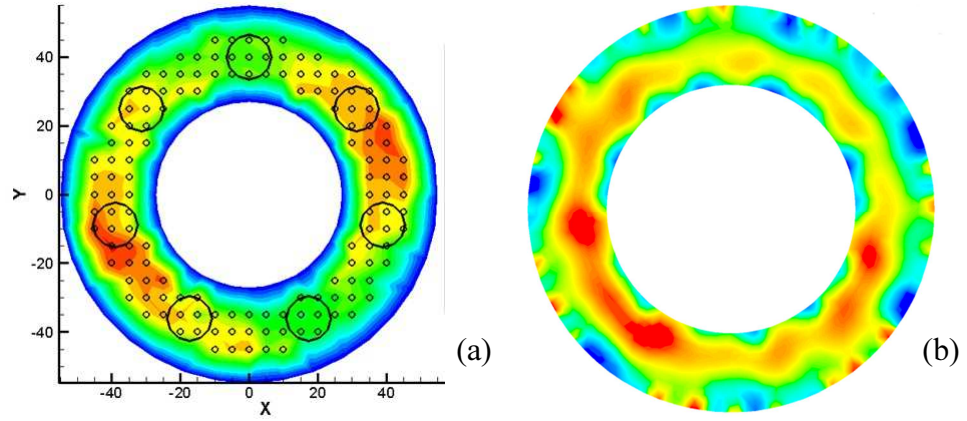


Şekil 5.24. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonlarda yanma odası eksenini boyunca oluşan NO emisyon değerleri

Yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlarda oluşan emisyon değerleri incelendiğinde, iki konfigürasyonun benzer sıcaklık dağılımları içermeleri sonucu yakın değerlerde NO oluşturdukları gözlemlenmiştir. Ters akışlı konfigürasyonda, ikincil bölgede yakıt-hava karışımının dış astar yüzeylerine yakın kısımlarda artması ile bu bölgelerde yüksek sıcaklıkların olduğu, bu durumun sonucu olarak da ters akışlı konfigürasyonun yaklaşık %5 oranında daha yüksek NO emisyonu yaydığı hesaplanmıştır.

SANTEZ projesi kapsamında geliştirilen, turbojet motor yanma odasının yöndeş akışlı konfigürasyonun, yine aynı proje kapsamında TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. bünyesinde kurulan, atmosferik test platformunda (atmospheric test rig) performans testleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen testlerde yanma odası çıkış sıcaklık dağılımını testi özel olarak tasarlanan ısıl çift tarayıcı kullanılarak ölçülmüştür. Yakıt

manifoldundaki düzensiz yakıt dağılımından dolayı bazı enjektörlere farklı debilerde yakıt gelmesi hesaba katılarak, farklı koşullarda ve sıcaklık dağılımının niteliksel olarak tahmini amacıyla gerçekleştirilen HAD analizi sonucu elde edilen yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı konturu ile deneysel ölçüm sonucu elde edilen çıkış sıcaklık dağılımı aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 5.25. Turbojet motor yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı; Test (a), HAD (b)

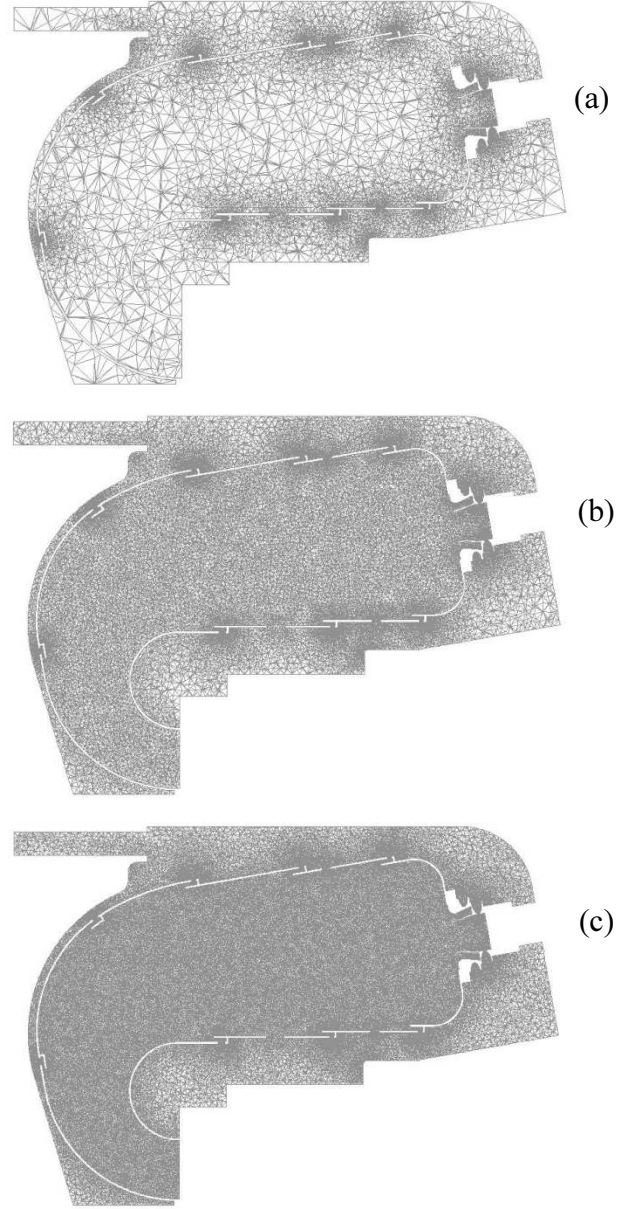
Şekil 5.25'teki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, sol alt köşedeki yüksek sıcaklık bölgesi tahmininde başarılı sonuç elde edilirken, sağ üst bölgedeki sıcak nokta, HAD analizleri tarafından saat yönünde kaymış olarak öngörülmüştür. Bunun önemli bir nedeninin yeterli incelikte bir sayısal çözüm ağı kullanılamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. HAD analizlerinin çok daha ince bir sayısal ağ kullanılarak gerçekleştirilmesi ile sağ üst noktadaki yüksek sıcaklık bölgesinin de doğru öngörülebileceği beklenmektedir.

5.2. Turboşaft Motor Yanma Odası Sonuçları

Bu bölümde, 1000 HP sınıfı turboşaft motoru için geliştirilen ve bir önceki bölümde anlatılan turbojet motoruna göre hacimce daha büyük olan turboşaft motor yanma odasının yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının HAD analizi sonuçları gösterilmiştir. Turboşaft motoru yanma odasında, turbojet motorunda farklı olarak, yanma odası duvarlarını yüksek sıcaklıklardan korumak adına film soğutma kanalları kullanılmıştır.

5.2.1. Çözüm Ağı Çalışması

Turboşaft motor için geliştirilen yanma odası geometrisinin, Şekil 5.26'da, 3 farklı çözüm ağının merkezi kesitleri üzerindeki ağ yapısının gösterimi, Çizelge 5.3'te. oluşturulan 3 farklı çözüm ağının içerdiği tetrahedral hücre sayısı sunulmaktadır.

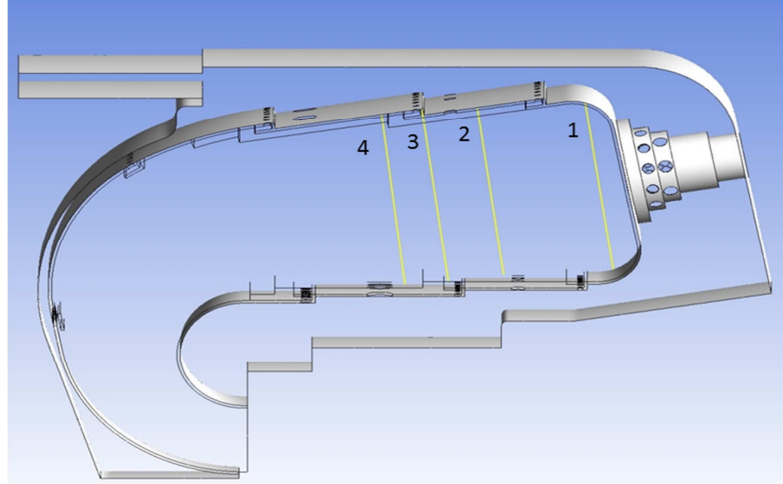


Şekil 5.26. Merkezi kesit üzerindeki çözüm ağı yapısı

Çizelge 5.3. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan hücre sayısı

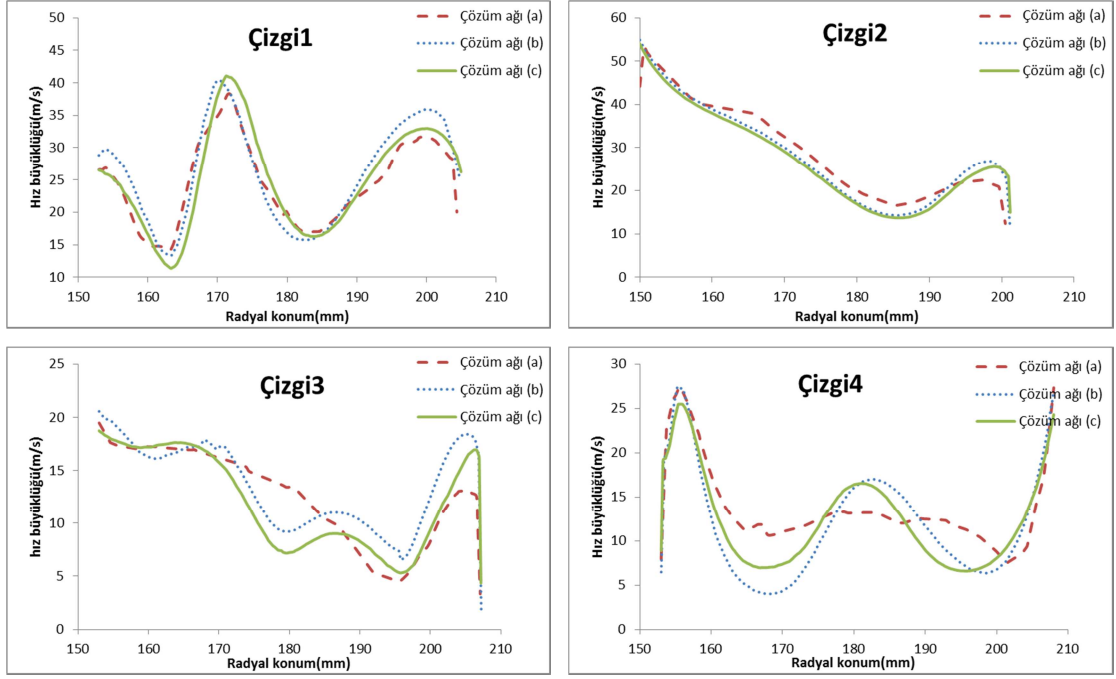
Çözüm Ağı	Hücre sayısı
Kaba çözüm ağı (a)	1.7 milyon
Orta çözüm ağı (b)	6.5 milyon
İnce çözüm ağı (c)	16.5 milyon

Çözüm ağı çalışmasında, bir önceki bölümde anlatıldığı gibi ağ yapılarındaki sonuçları karşılaştırmak amacıyla radyal çizgiler üzerinde hız ve sıcaklık değerleri alınmış ve merkezi kesit üzerindeki hız konturları karşılaştırılmıştır.

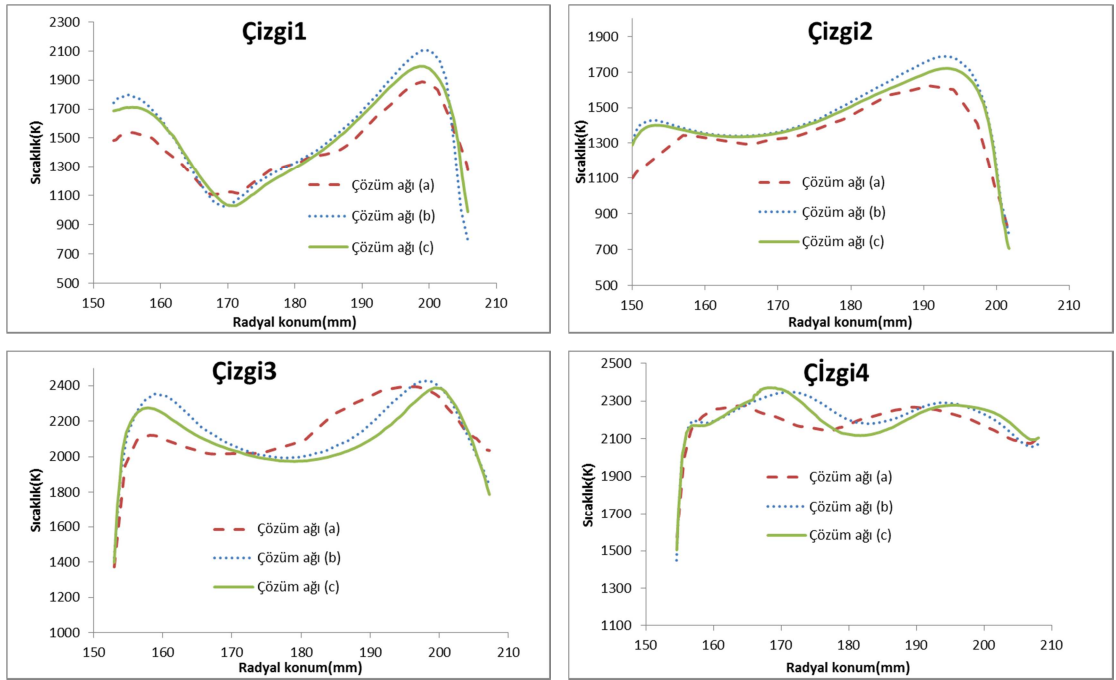


Şekil 5.27. Çözüm ağı çalışmasında kullanılan ölçüm çizgileri

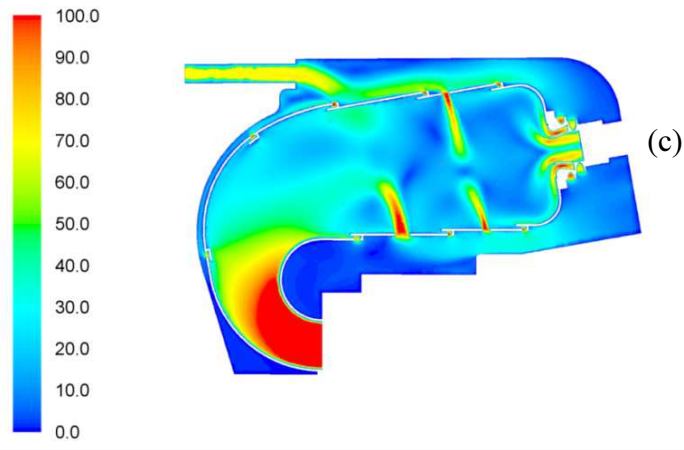
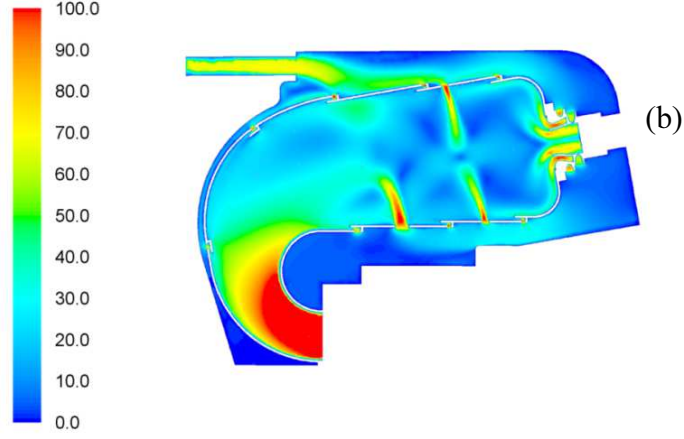
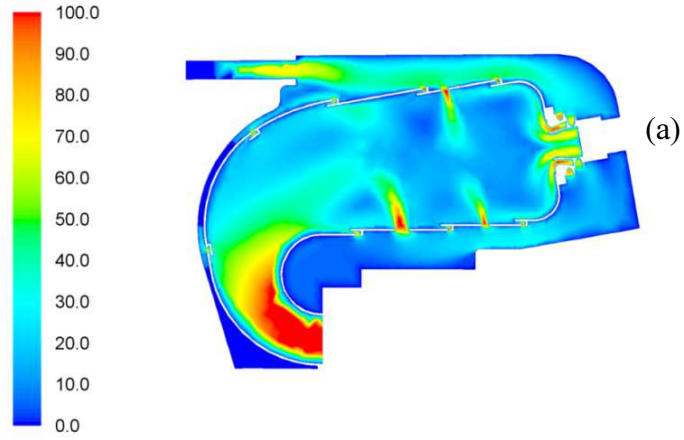
Şekil 5.27’de gösterilen ölçüm çizgileri üzerindeki, Şekil 5.28 ve Şekil 5.29’daki hız ve sıcaklık profilleri ile Şekil 5.30’daki hız konturları incelendiğinde, 1.7 milyon tetrahedral hücre içeren çözüm ağının, diğer iki çözüm ağından farklı sonuçlar verdiği, jet penetrasyonlarını yeterli doğrulukta tahmin edemediği, bu bakımdan çözüm ağından bağımsız sonuçlar elde etmek açısından yeterli olmadığı gözlemlenmektedir. 6.5 milyonluk ve 16,5 milyonluk hücrelerin ise hız ve sıcaklık profillerinin yakın sonuçlar verdikleri ve hız konturlarının da benzer çıkması nedeniyle, turboşaft motor için geliştirilen yanma odası HAD analizlerinde, 6.5 milyon tetrahedral hücreye sahip çözüm ağının kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5.28. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız profilleri



Şekil 5.29. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen sıcaklık profilleri

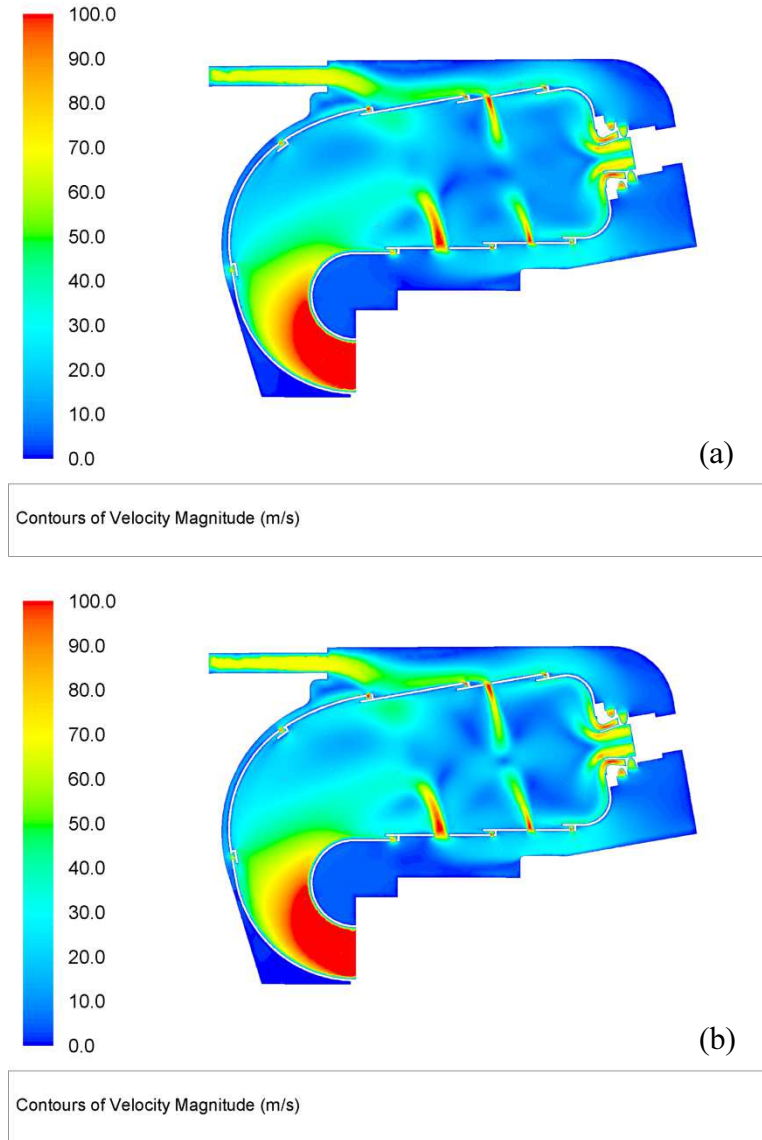


Şekil 5.30. Farklı sıklıklardaki çözüm ağlarında elde edilen hız konturları

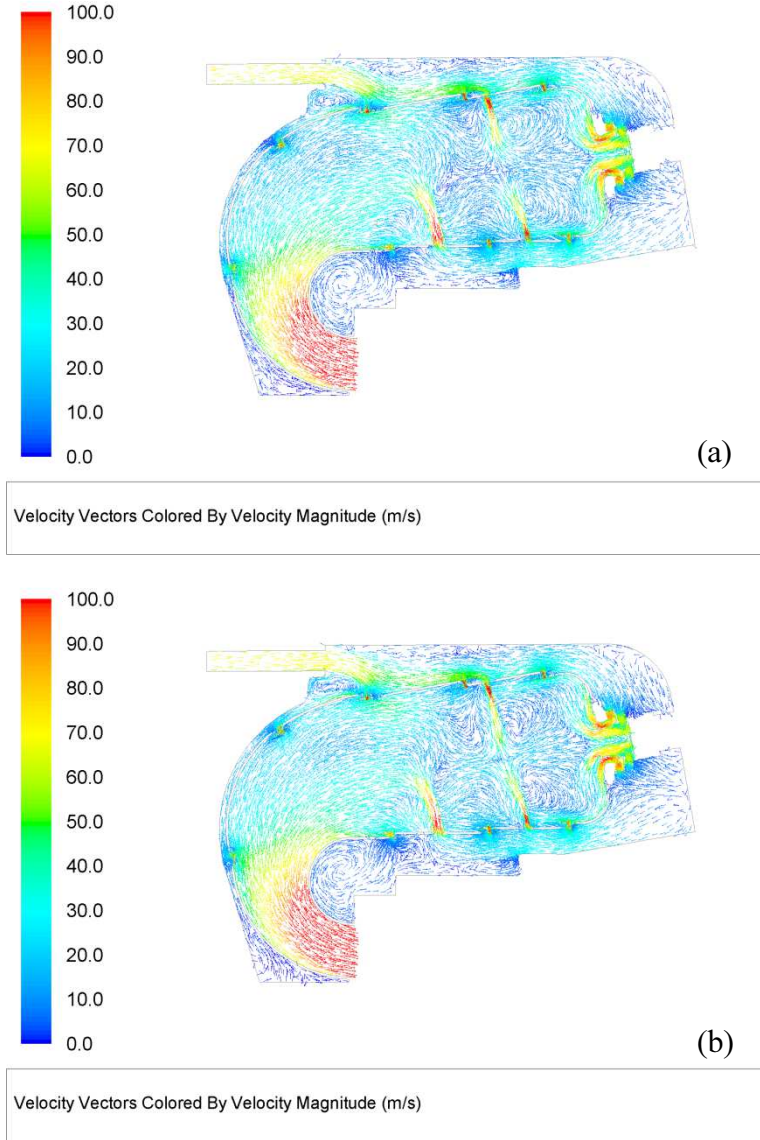
5.2.2. Turboşaft Motor Yöndeş ve Ters Akışlı Atomizer Sonuçları

Yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarının, turboşaft motor yanma odası içerisindeki akış karakterlerini incelemek amacıyla HAD analizleri gerçekleştirilmiş, bir önceki bölümde gösterilen sonuçlar bu bölümde de aynı sırayla paylaşılmıştır.

Şekil 5.31'de merkezi kesit üzerindeki hız konturları, Şekil 5.32'de merkezi kesit üzerindeki hız vektörleri gösterilmektedir.



Şekil 5.31. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız konturları

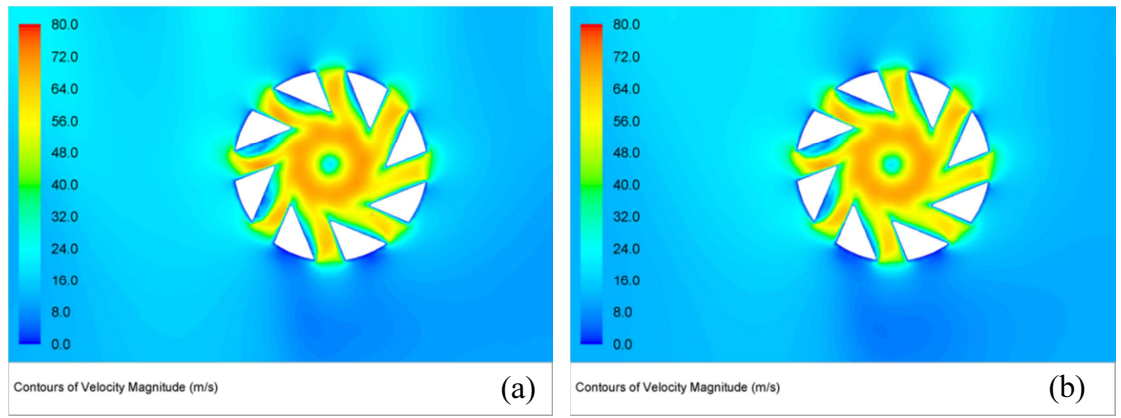


Şekil 5.32. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların hız vektörleri

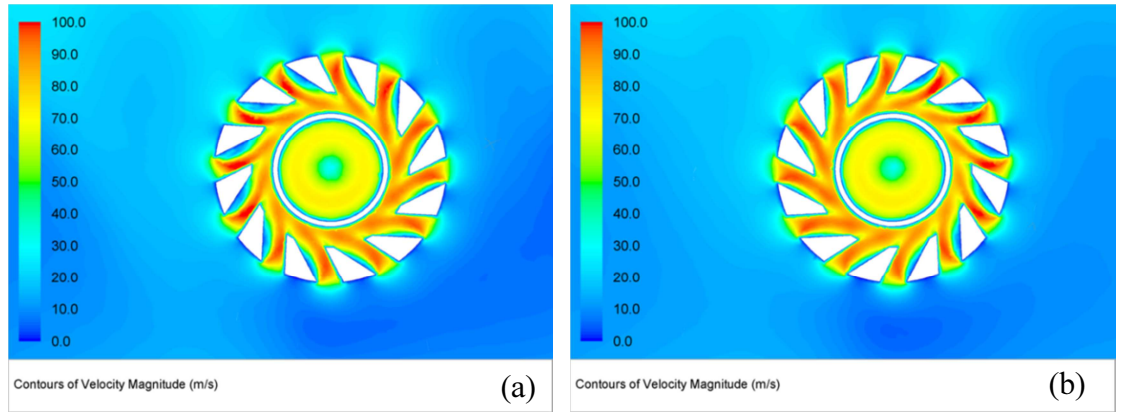
Şekil 5.31 ve Şekil 5.32 incelendiğinde, yöndeş akışlı atomizer konfigürasyonunda, atomizer çıkışında duvarı takip eden akış yapısı ve oluşan geniş resirkülasyon bölgeleri, ters akışlı konfigürasyonda ise birincil atomizer kanallarından gelen havanın aksenal şekilde hareket ettiği ve birincil jet deliklerinin yanma odası merkezine daha etkin biçimde ulaştıkları görülmektedir. Turboşaft motor yanma odasında, akış yapısını etkileyen bir diğer parametre film soğutma kanalları adı verilen ve yanma odası astar duvarlarını sıcak gazlardan korumak amacıyla duvar kenarlarındaki oluklarından gönderilen ikincil havadır. Bu gönderilen ikincil

havanın, jet deliklerinden gönderilen havanın penetrasyonunu ve yanma odası çıkış dağılımını olumsuz yönde etkilememesi için film kanallarının konumlarının iyi belirlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda, iç astar duvarlarında üç, dış astar duvarlarında beş adet film soğutma kanalı kullanılmasına karar verilmiştir.

Şekil 5.33 ve Şekil 5.34'te, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların, birincil ve ikincil atomizer kanallarındaki akış yapısı gösterilmektedir.

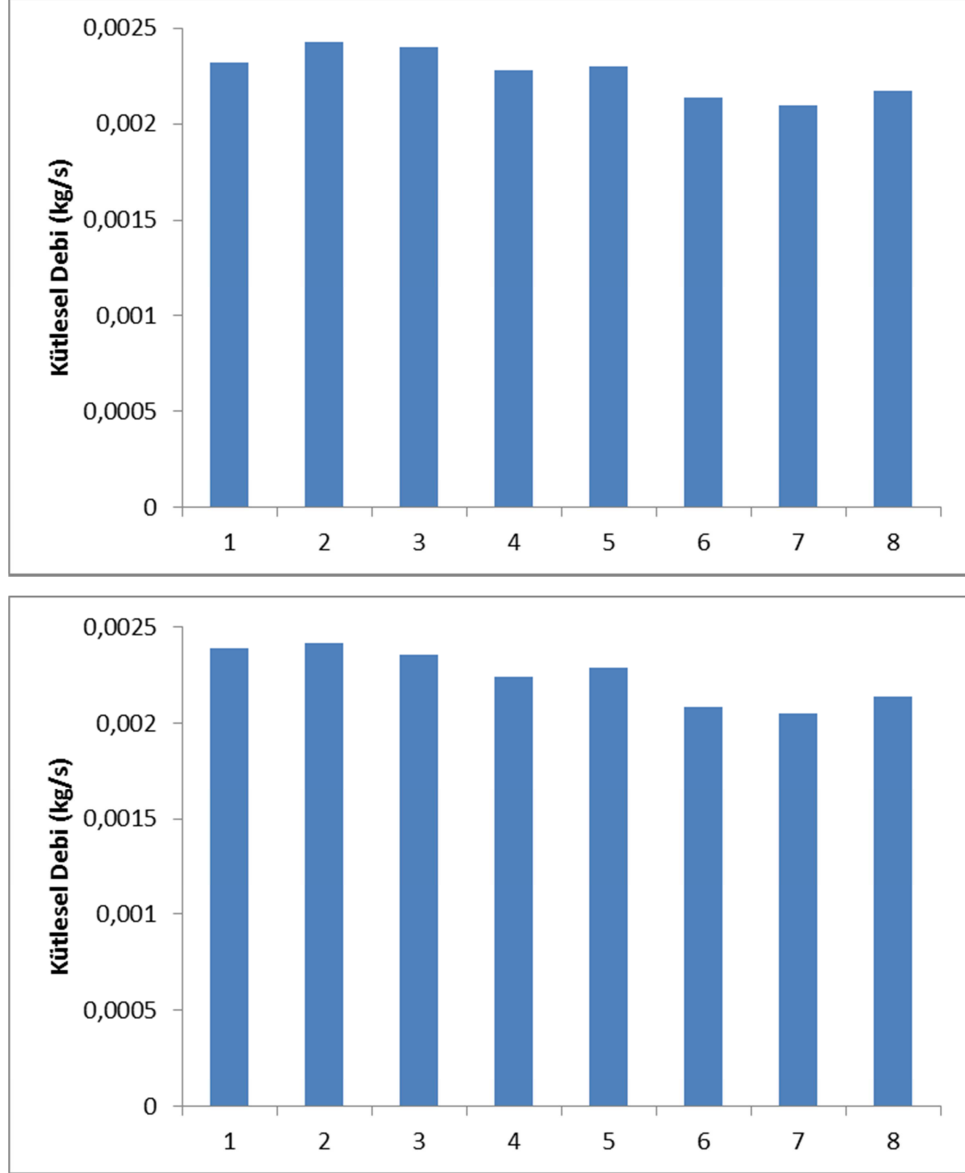


Şekil 5.33. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hız konturları

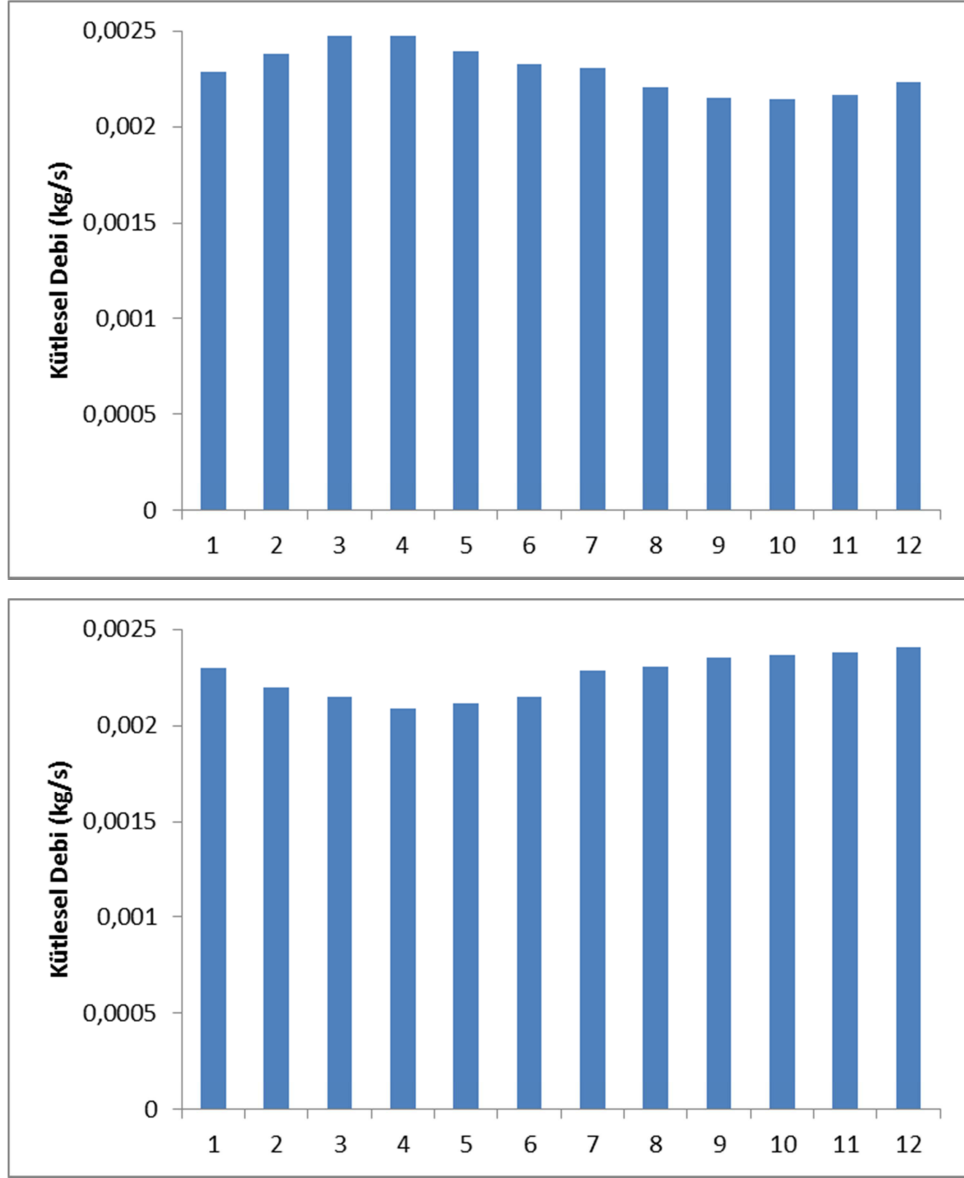


Şekil 5.34. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hız konturları

Şekil 5.35 ve Şekil 5.36’da, birincil ve ikincil atomizer kanallarından geçen hava debileri, sütun grafiğinde gösterilmektedir. Atomizer kanalları en üstte bulunan atomizer kanalına bir numarası verilerek, saat yönünde artacak şekilde numaralandırılmıştır.



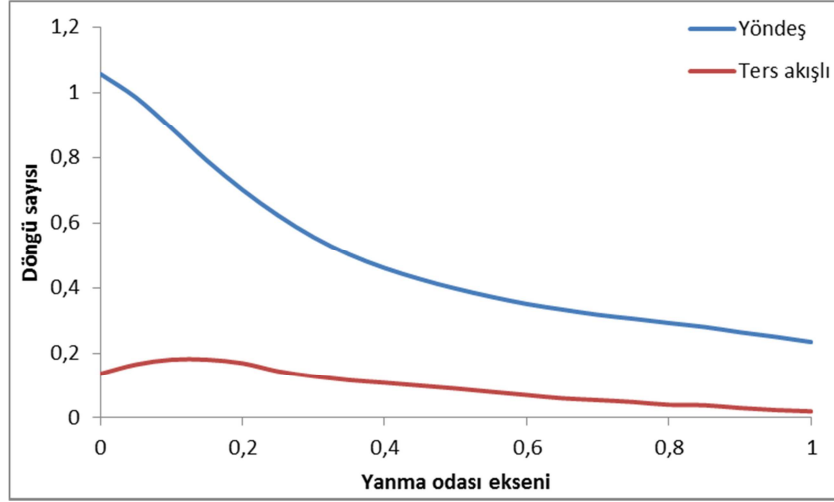
Şekil 5.35. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların birincil atomizer kanallarındaki hava debileri



Şekil 5.36. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigürasyonların ikincil atomizer kanallarındaki hava debileri

Birincil atomizer kanallarındaki hava debileri arasında, ortalamadan yaklaşık %8'lik bir sapma bulunmaktadır. İkincil hava kanallarında ise bu oran %7 mertebesindedir.

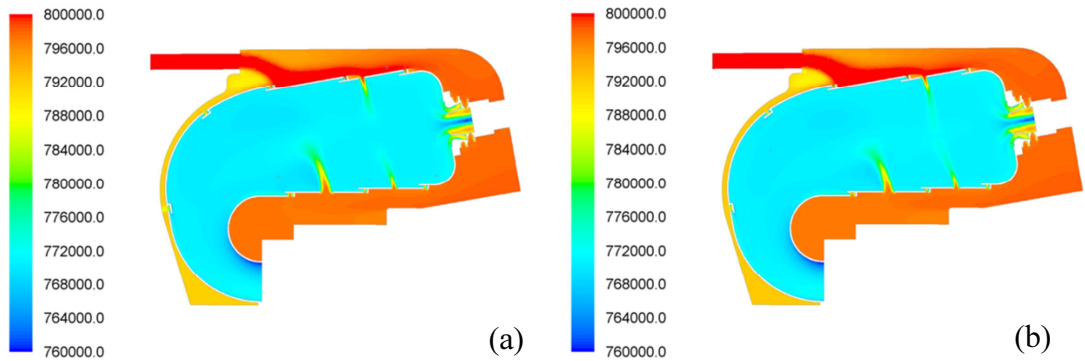
Yanma odası eksenini boyunca, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlardaki döngü sayısının değişimi Şekil 5.37'de gösterilmektedir.



Şekil 5.37. Yanma odası eksenini boyunca döngü sayısının değışimi

Şekil 5.37 incelendiğinde, yöndeş akışlı konfigürasyon için döngü sayısının, alev tüpü girişinde CRV yapılarının oluşumu ve hava ile yakıtın etkin karışımı açısından yeterli seviyelerde olduğu, ters akışlı konfigürasyonda ise birincil ve ikincil atomizerden gelen akışın birbirlerini sönmülemesinden ötürü, bu konfigürasyonda düşük seviyelerde döngülü akış oluştuğu görülmektedir.

Şekil 5.38'de turboşaft motor yanma odası basınç dağılım konturları, Pascal [Pa] cinsinden gösterilmektedir.

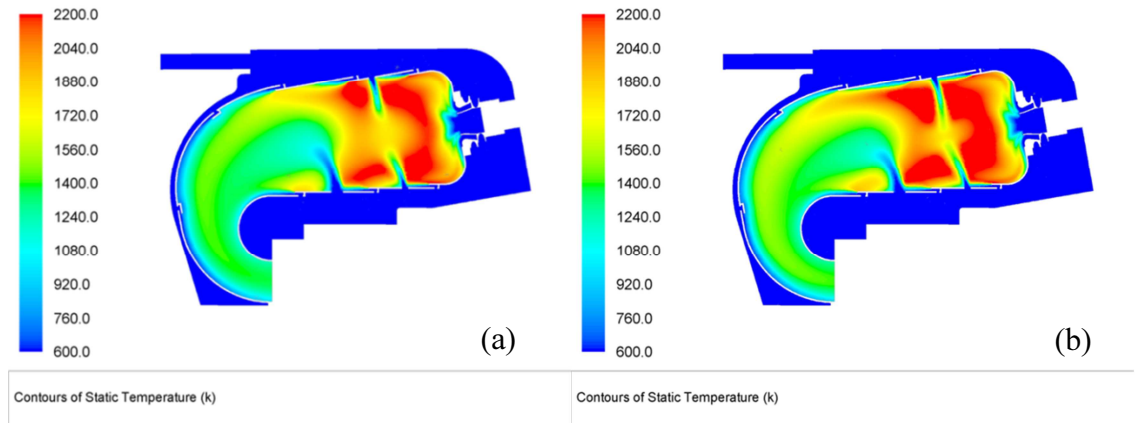


Şekil 5.38. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların basınç konturları

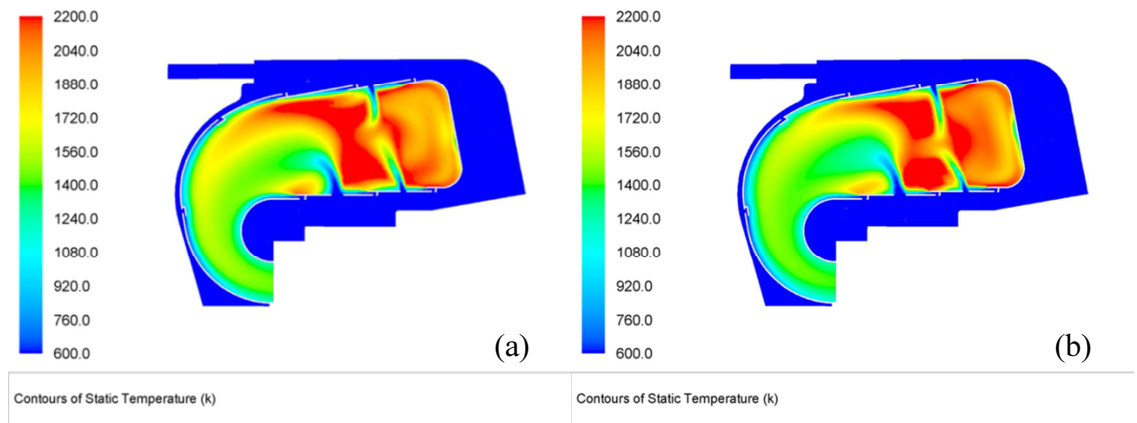
Yaklaşık %4'lük bir basınç düşümü içeren iki konfigürasyonun da, benzer basınç dağılımlarına sahip olduğu görülmektedir. İç ve dış astar ikincil hava kanalları

arasındaki basınç farkı da turboşaft motor yanma odasında oldukça düşük seviyelerdedir.

Merkezi kesit üzerinde, merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki kesit üzerinde (yan) ve yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımları, Kelvin [K] cinsinden sırasıyla Şekil 5.39, Şekil 5.40 ve Şekil 5.41’de gösterilmektedir.



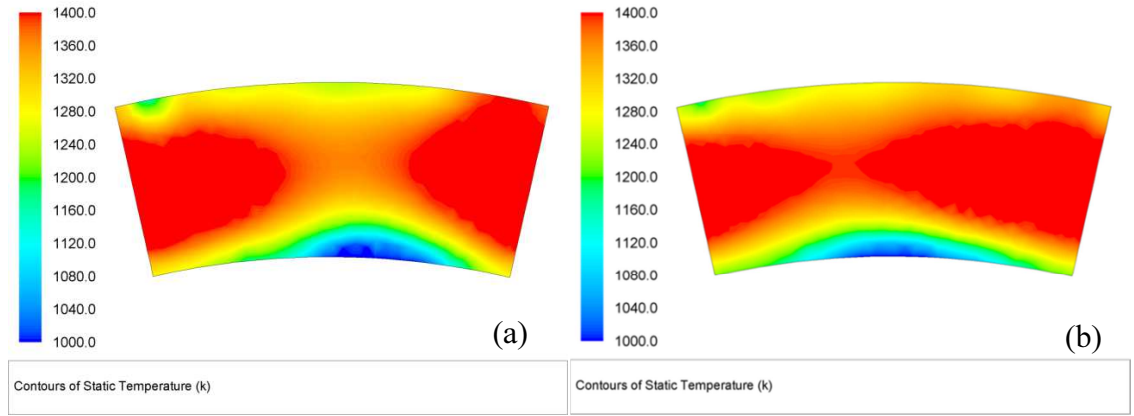
Şekil 5.39. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki sıcaklık konturları



Şekil 5.40. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki sıcaklık konturları

Turboşaft motor yanma odası aksenal kesitlerdeki sıcaklık konturları incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonda, yüksek sıcaklık bölgelerinin daha çok birincil bölgede olduğu görülmektedir. Bu yüksek sıcaklık bölgeleri, ters akışlı konfigürasyonda, hava ile yakıtın birincil bölgede daha etkin biçimde karıştığı ve yanma

reaksiyonlarının, yöndeş atomizer konfigürasyonuna göre daha çabuk tamamlandığı sonucunu ortaya koymaktadır. Yöndeş atomizer konfigürasyonunda ise ikincil bölge sonlarına kadar devam eden yanma reaksiyonları sonucu oluşan yüksek sıcaklık bölgeleri, yanma odası çıkışında sıcaklık dağılımını olumsuz yönde etkilemektedir. Şekil 5.41’de, yanma odası çıkışındaki sıcaklık dağılımları gösterilmektedir.



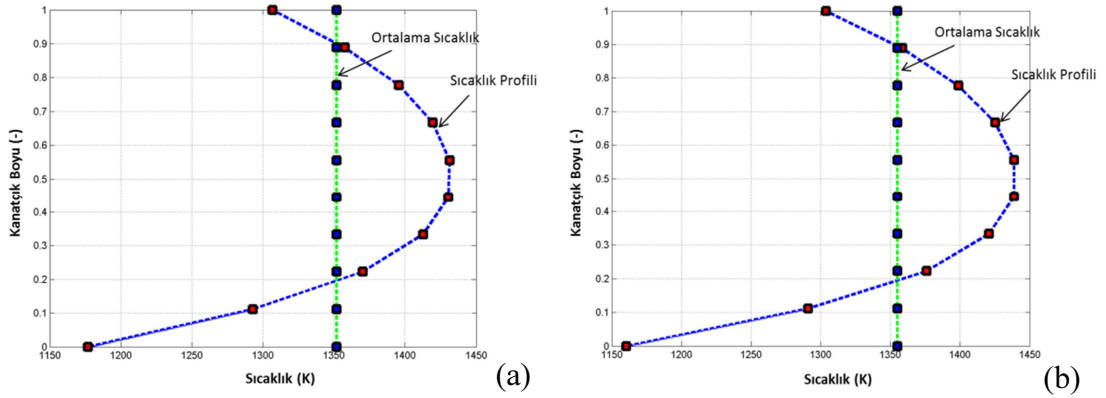
Şekil 5.41. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık konturları

Şekil 5.41 incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonun, yöndeş akışlı konfigürasyona göre açısız yönde daha düzenli, radyal yönde ise alt ve üst kısımlarında daha soğuk sıcaklık değerleri içeren bir çıkış sıcaklık dağılıma sahip olduğu görülmektedir.

Yanma odası çıkış profillerini ve parametrelerini incelemek adına, Çizelge 5.4’te RTDF ve OTDF parametreleri, Şekil 5.42’de yanma odası çıkış sıcaklık profilleri gösterilmektedir.

Çizelge 5.4. RTDF ve OTDF parametreleri

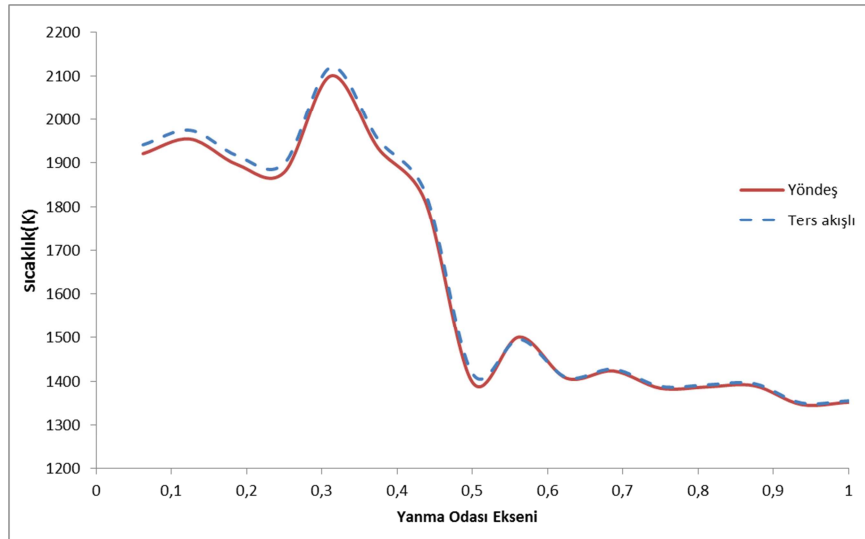
KONFIGÜRASYON	RTDF	OTDF
YÖNDEŞ	10.21	17,85
TERS AKIŞLI	10,75	15,74



Şekil 5.42. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yanma odası çıkış sıcaklık profilleri

Çizelge 5.4'te, her iki konfigürasyonunda RTDF parametre isterini sağladığı, OTDF değerinin ise ters akışlı konfigürasyonda daha düşük olduğu görülmektedir. Şekil 5.42 incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonun, kanatçığın orta kısımlarına daha yüksek, alt ve üst kısımlarına ise daha düşük sıcaklıkların etki edeceği bir sıcaklık profiline sahip olduğu görülmektedir.

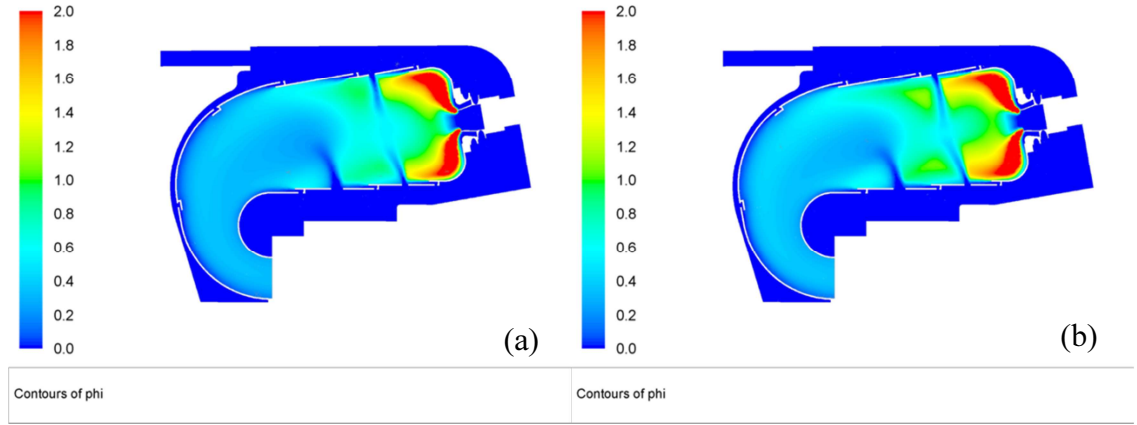
Şekil 5.43'te, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenı boyunca alınan enine kesitlerdeki ortalama sıcaklık değerleri gösterilmektedir.



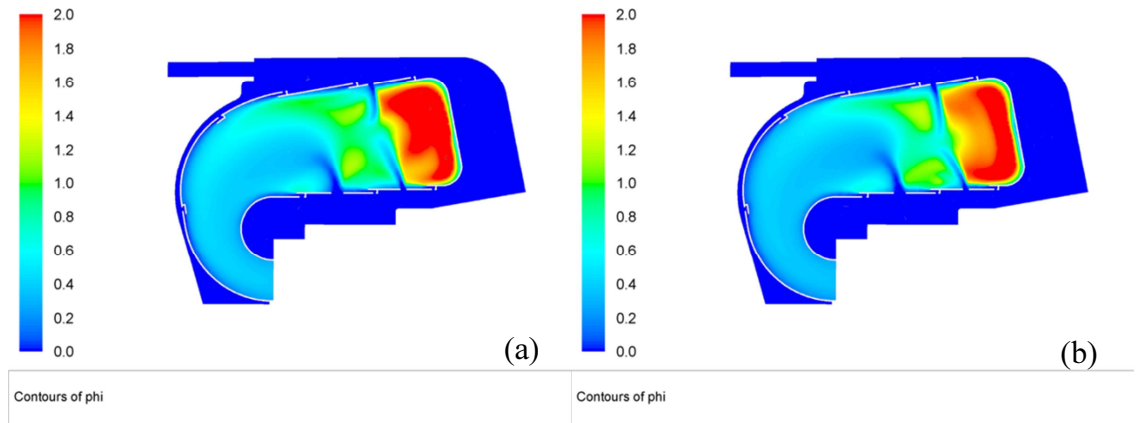
Şekil 5.43. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonların yanma odası eksenı boyunca ortalama sıcaklıklar değerleri

Şekil 5.43 incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonun, yanma reaksiyonlarının daha çabuk tamamlanmasından dolayı birincil bölgede daha yüksek ortalama sıcaklık değerine sahip olduğu görülmektedir. Yanma verimleri açısından iki konfigürasyon incelendiğinde, yöndeş konfigürasyonun %97.5'lik bir yanma verimine sahip olduğu, ters akışlı konfigürasyonun ise %98.4'lük yanma verimine sahip olduğu hesaplanmıştır.

Şekil 5.44'te merkezi kesit üzerinde, Şekil 5.45'de merkezi ile periyodik yüzey ortasındaki kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları gösterilmektedir.



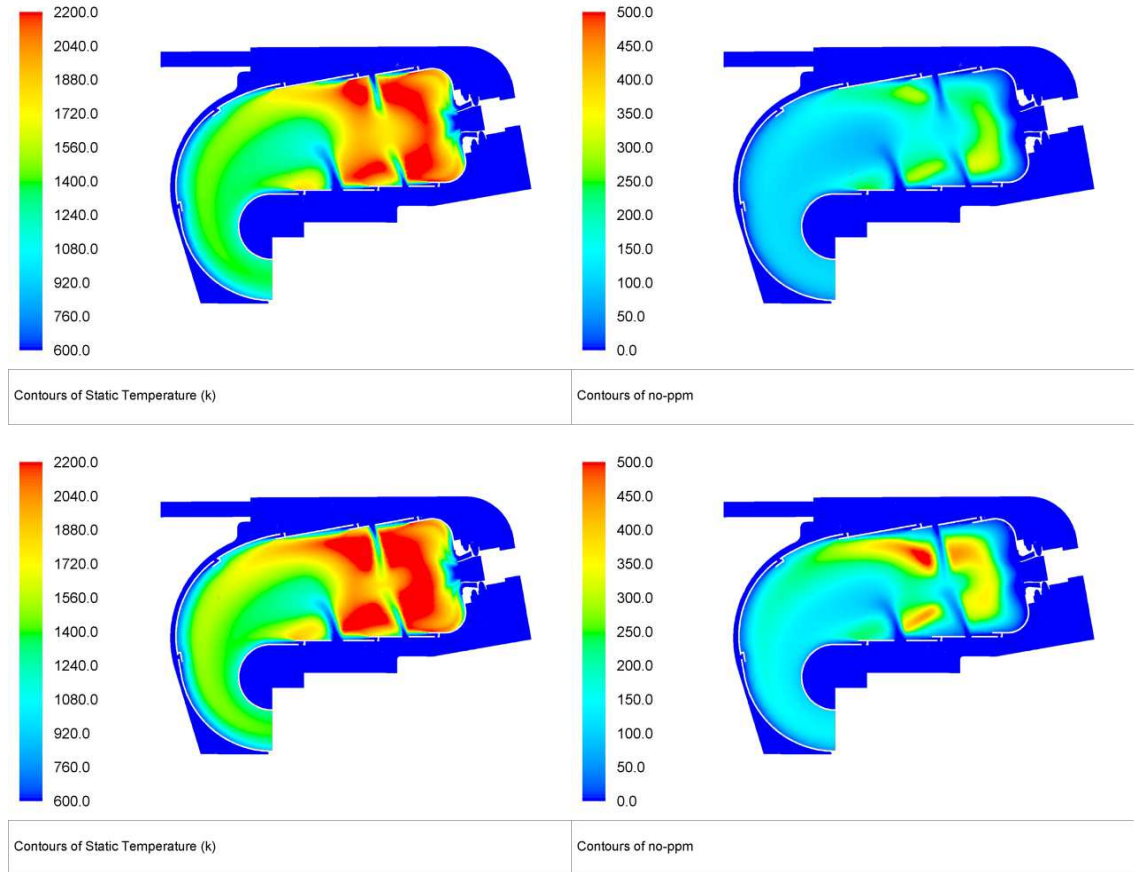
Şekil 5.44. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların merkezi kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları



Şekil 5.45. Yöndeş (a) ve Ters (b) akışlı konfigürasyonların yan kesit üzerindeki yakıt-denge katsayısı konturları

Şekil 5.44 ve Şekil 5.45 incelendiğinde, yüksek sıcaklık bölgelerinin, yakıt denge katsayısının 1'e yaklaştığı kısımlarda oluştuğu, ters akışlı konfigurasyonda, birincil bölgede hava ile yakıtın sitokiyometrik orana daha yakın biçimde karışmasından ötürü, yüksek sıcaklıkların daha çok birincil bölgede oluştuğu gözlemlenmektedir.

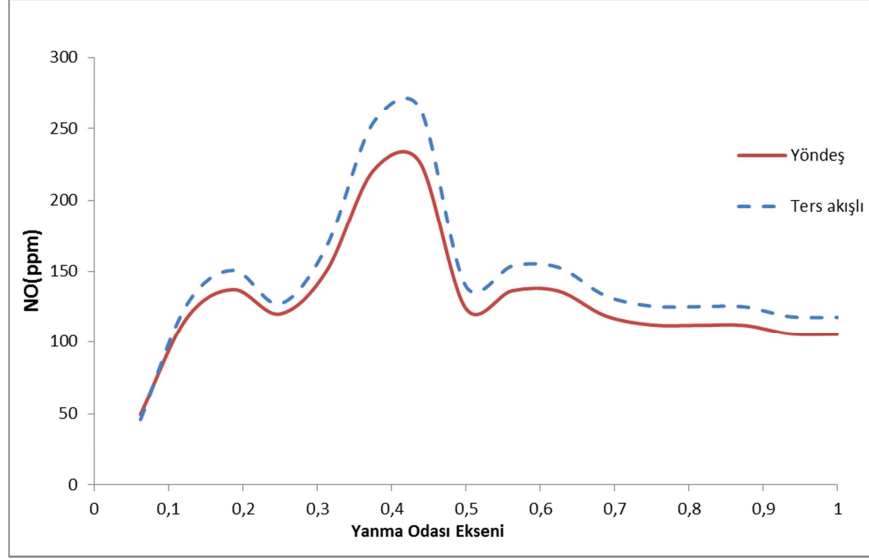
Şekil 5.46'da, merkezi kesit üzerinde yanma reaksiyonları sonucu oluşan NO emisyon değerleri ppm mertebesinde, sol taraflarında aynı kesit üzerinde sıcaklık konturları yer alacak şekilde gösterilmektedir.



Şekil 5.46. Yöndeş(Üstte) ve Ters(Altta) akışlı konfigurasyonların sıcaklık ve NO-ppm konturları

Şekil 5.46 incelendiğinde, NO emisyonunun, yüksek sıcaklık bölgelerinde ortaya çıktığı ve sıcaklık ile doğru orantılı olarak artış gösterdiği görülmektedir. Ters akışlı atomizer konfigurasyonu, birincil bölgede yakıt-hava karışımını arttırarak daha yüksek sıcaklıkların ortaya çıkmasına neden olmakta ve bu yüksek sıcaklık bölgeleri

de NO oluşumunun arttırmaktadır. Yanma odası eksenini boyunca iki konfigürasyonda oluşan emisyon değerleri Şekil 5.47’de gösterilmektedir.



Şekil 5.47. Yöndeş ve Ters akışlı konfigürasyonlarda yanma odası eksenini boyunca oluşan NO emisyon değerleri

Şekil 5.47’deki emisyon değerleri incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyondaki NO emisyonunun, daha yüksek seviyelerde olduğu görülmektedir. Yanma odası çıkışında, ters akışlı konfigürasyon yöndeş akışlı konfigürasyona göre yaklaşık %12 oranında daha yüksek NO emisyonu yaydığı hesaplanmıştır.

6. TARTIŞMALAR VE YAPILACAK ÇALIŞMALAR

Mevcut tez kapsamında; insansız hava araçlarında kullanılacak turbojet motor ile 1000 hp ve üzeri güç üretebilecek turboşaft motor için geliştirilmesi planlanan yanma odalarının, bir boyutlu tasarım parametrelerine göre üç boyutlu geometrileri oluşturulmuş, elde edilen yanma odası geometrilerinin, hava parçalamalı atomizerlerinin yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlarının; yanma odası içerisindeki akış ve yanma karakterleri üzerindeki etkileri HAD analizleri gerçekleştirilerek incelenmiştir.

HAD analizlerinde, türbülans ve yanma modeli olarak, Realizable k- ϵ türbülans modeli ve Flamelet yanma modeli kullanılmıştır. Kullanılan modellerin doğrulanması amacıyla Sandia Flame D deneyi simüle edilerek, deneysel ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Mevcut CPU kaynakları düşünülerek, tasarım kriterleri ve parametreleri doğrultusunda oluşturulan üç boyutlu tam yanma odası geometrilerinin tek atomizere karşılık gelen turbojet motoru yanma odası için 51.43'lik, turboşaft motor yanma odası için 25.71'lik sektör HAD analizleri yapılmıştır. Sektör analizleri için periyodik sınır koşulları kullanılmıştır.

Turbojet ve turboşaft motor yanma odası HAD analizlerinde, elde edilen sonuçların çözüm ağından bağımsızlığını kanıtlamak amacıyla, üç farklı sıklıktaki çözüm ağı analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları merkezi kesit üzerindeki radyal çizgiler üzerindeki hız ve sıcaklık değerleri ve merkezi kesit üzerindeki hız konturları üzerinden karşılaştırılmış ve turbojet motor için 6 milyon, turboşaft motor için 6.5 milyonluk tetrahedral çözüm ağı mertebelerinde, sonuçların çözüm ağından bağımsız olduğu görülmüş ve mevcut çalışmanın asıl amacı olan, yöndeş ve ters akışlı atomizelere sahip yanma odası analizleri, sözü geçen orta sıklıktaki çözüm ağları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen turbojet motor yanma odası HAD analizleri sonucunda, yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlarda basınç düşümü, %5 olarak bulunmuştur. İç ve dış ikincil hava kanalları arasındaki basınç farkı da %1 olarak hesaplanmıştır. Yanma verimleri açısından konfigürasyonlar incelendiğinde, iki konfigürasyonunda %96.5'lik yanma verimine sahip olduğu bulunmuş ve yanma odası içindeki akış parçacıklarının kalış sürelerinin 1ms mertebesinde olması nedeniyle, yanma verimlerinin beklenen değeri karşılamakta olduğu görülmüştür (>%95).

Turbojet motor yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarında, atomizer kanalları içerisindeki hız dağılımları incelendiğinde, aynı yönde dönen birincil atomizer kanallarının, eş hava debi dağılımı içerdikleri, ikincil atomizer kanallarının ise, zıt yönde dönmelerinden ötürü simetrik bir debi dağılımı içerdikleri görülmektedir. Atomizer kanallarındaki hava debilerinin dağılımının, birincil atomizer kanallarında ortalama %10'luk, ikincil atomizer kanallarında ise %7'lik bir sapma içerdiği hesaplanmıştır.

Turbojet motor yanma odası içerisindeki hız dağılımları açısından iki konfigürasyon incelendiğinde, yöndeş atomizer konfigürasyonunda, birincil atomizerden gelen havanın, jet penetrasyonunu etkilediği ve birincil jet deliklerinden gelen havanın daha eksenel biçimde hareket etmesine neden olduğu, ters akışlı konfigürasyonda ise birincil jet deliklerinden gelen havanın, yanma odası merkezine daha etkin biçimde ulaştığı görülmüştür. CRV yapılarının oluşumu ve yanma odası içerisindeki döngü sayılarının değişimi açısından iki konfigürasyon karşılaştırıldığında, yöndeş akışlı konfigürasyonda, daha geniş CRV yapılarının oluştuğu ve atomizer çıkışında döngü sayısının 1'in üzerinde olduğu belirlenmiştir. Ters akışlı konfigürasyonda ise birincil ve ikincil atomizerden gelen havanın birbirlerini sönmelerinden ötürü, CRV yapılarının oluşumu engellenmekte ve atomizer çıkışında, düşük seviyelerde döngüler oluşmaktadır.

Turbojet motor yanma odası çıkış sıcaklığı incelendiğinde, her iki konfigürasyonun da istenilen çıkış sıcaklık dağılımına sahip olmadığı görülmektedir. Bununla beraber, yöndeş akışlı konfigürasyonun, ters akışlı konfigürasyona göre yanma odası

çıkışında bulunan türbin yönlendirici kanatçıkları (NGV) üst bölümüne etki eden bölgede, daha iyi bir sıcaklık profili vermektedir.

Yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonların turbojet motor yanma odası içerisindeki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, her iki konfigürasyonun benzer sıcaklık dağılımına sahip olduğu ve eksenel kesitlerde alınan ortalama sıcaklık değerleri bakımından da yakın değerlere sahip oldukları görülmüştür. Ters akışlı konfigürasyonda, yanma odası duvarlarına yakın bölgelerde, yakıt-denge katsayısının 1'e yaklaşmasından dolayı, yüksek sıcaklık bölgeleri, ters akışlı konfigürasyonda yöndeş akışlı konfigürasyona göre yanma odası duvarlarına daha yakın bölgelerde oluşmaktadır.

SANTEZ projesi kapsamında geliştirilen, turbojet motor yanma odasının yöndeş akışlı konfigürasyonun, gerçekleştirilen test sonucu elde edilen çıkış sıcaklık dağılımı ile HAD analizi sonucu elde edilen yanma odası çıkış dağılım konturları karşılaştırıldığında, ilk kez tasarımı ve testi gerçekleştirilen yanma odasının, aynı zamanda ilk kez HAD analizinin de tam geometri üzerinden gerçekleştirilmesi göz önünde bulundurulduğunda, genel çıkış sıcaklık dağılımı ve yakıt manifoldundaki düzensizlikten kaynaklanan sol alt köşedeki yüksek sıcaklık bölgesi doğru bir şekilde öngörülürken, sağ üst bölgedeki sıcak nokta HAD analizleri tarafından saat yönünde kaymış olarak tahmin edilmiştir. Yeterli incelikte bir sayısal çözüm ağı kullanılamamasından kaynaklandığı düşünülen bu farkın, çok daha ince bir sayısal ağ kullanılarak gerçekleştirilmesi ile çözülebileceği düşünülmektedir.

Test sonucunda %5.5 olarak ölçülen basınç düşümü, yanma odası tasarım kriteri olan ve HAD analizleri sonucunda da elde edilen %5'lik değere yakın hesaplanmıştır. Tam yanma odası için 17 milyonluk tetrahedral çözüm ağı kullanıldığı, bu nedenle çözüm ağının yeterli incelikte olmadığı göz önünde bulundurulduğunda, sözü geçen %10'luk farka, öncelikle sayısal ağ yetersizliğinin veya test sırasında gerçekleşen ölçüm hatalarının neden olduğu öngörülmektedir.

Tez kapsamında yapılan çalışmaların ikinci bölümünde, turbojet motora göre hacimce daha büyük olan ve daha yüksek itki üretebilecek olan turboşaft motor yanma odası HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda, turboşaft motor yanma odasında her iki konfigürasyon içinde basınç düşümü yaklaşık %4 bulunmuştur. İç ve dış ikincil hava kanalları arasındaki basınç farkının da %1'in altında olduğu hesaplanmıştır. Yanma verimleri açısından iki konfigürasyon incelendiğinde; ters akışlı konfigürasyon yöndeş akışlı konfigürasyona göre %1 oranında daha yüksek bir yanma verimine sahip olduğu hesaplanmıştır.

Turboşaft motor yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonlarında, atomizer kanalları içerisindeki hız dağılımları incelendiğinde, turbojet motor ile benzer şekilde, aynı yönde dönen birincil atomizer kanallarının, eş hava debi dağılımı içerdikleri, ikincil atomizer kanallarının ise, zıt yönde dönmelerinden ötürü simetrik bir debi dağılımı içerdikleri görülmektedir. Atomizer kanallarındaki hava debilerinin dağılımının, birincil atomizer kanallarında ortalama %8'lik, ikincil atomizer kanallarında ise %7'lik bir sapma içerdiği hesaplanmıştır.

Turboşaft motor yanma odası içerisindeki hız dağılımları açısından iki konfigürasyon karşılaştırıldığında, yöndeş atomizer konfigürasyonunda, birincil atomizer kanallarından gelen akışın, duvarı takip eden bir hareket sergilediği ve birincil jet deliklerinden gelen havayı etkilediği görülmektedir. Ters akışlı atomizer konfigürasyonunda ise birincil atomizer kanallarından gelen havanın daha aksel biçimde hareket ettiği ve CRV yapılarının oluşumunu kısıtladığı gözlemlenmektedir. İki konfigürasyon, atomizer çıkışındaki döngü sayıları bakımından incelendiğinde, yöndeş atomizer konfigürasyonunda döngü sayısı 1'in üzerinde olmaktadır. Ters akışlı konfigürasyonunda ise atomizer kanallarındaki akışın, atomizer çıkışında sönmelerinden ötürü, yöndeş atomizere göre daha düşük düzeyde döngüler elde edilmektedir. Turboşaft motor yanma odasında, yanma odası duvarlarını yüksek sıcaklıklardan korumak amacıyla kullanılan film-soğutma kanalları, jet deliklerinin penetrasyonlarını etkilemeyecek ve astar duvarlarını etkin biçimde soğutacak şekilde konumlandırılmışlardır.

Turboşaft motor yanma odası birincil bölge içerisindeki yakıt-denge katsayıları incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonda, sitokiyometrik orana daha yakın yakıt-hava karışımı elde edildiği, bu durumun sonucu olarak da bu bölge içerisinde, yöndeş konfigürasyona göre, 1'e yakın yakıt-denge katsayısı değerlerinin daha yoğun bulunduğu ve daha yüksek sıcaklık bölgelerinin oluştuğu gözlemlenmektedir.

Yöndeş ve ters akışlı atomizer konfigürasyonların, turboşaft motor yanma odasında, çıkış sıcaklık dağılımları açısından incelendiğinde, NGV kanatçıklarına etki edecek bölgelerde, ters akışlı konfigürasyonun orta kısımlarda daha yüksek, alt ve üst kısımlarda daha düşük sıcaklık değerlerine sahip ve açısal yönde daha homojen bir sıcaklık dağılımına sahip olduğu, bu bakımdan NGV kanatçıklarının dayanımı açısından daha iyi bir sıcaklık profiline sahip olduğu görülmektedir. İki konfigürasyonun turboşaft motor yanma odası içerisindeki sıcaklık dağılımları ve yanma odası boyunca enine kesitlerdeki ortalama sıcaklık değerleri incelendiğinde, ters akışlı konfigürasyonda, birincil bölgede ve ikincil bölge başlarında daha yüksek sıcaklık değerleri görülmesinden, yakıtın, yöndeş konfigürasyona göre daha hızlı yakıldığı sonucu çıkarılmaktadır.

Turbojet ve turboşaft motorlarda; yanma sonucu ortama salınan emisyon seviyeleri açısından yöndeş ve ters akışlı konfigürasyonlar karşılaştırıldığında; ters akışlı konfigürasyonun, turbojet motorda %5, turboşaft motorda %12 oranında daha yüksek NO emisyonu çevreye saldığı hesaplanmıştır.

Gelecek çalışmalar arasında, turbojet motor yanma odası çıkış sıcaklık dağılımı, yanma verimi, difüzörden gelen havanın yönlendirilmesi sırasında oluşan basınç kaybının minimize edilmesi ve atomizer kanallarındaki hava dağılımı ile ilgili problemlerin giderilmesi, turboşaft motor yanma odası ile ilgili olarak da yanma veriminin ve atomizer kanallarındaki hava dağılımı ile ilgili problemlerin giderilmesi ile ilgili optimizasyon çalışmaları bulunmaktadır.

Turbojet ve turboşaft motor geometri optimizasyonu için gerçekleştirilecek HAD analizlerinin, tam geometri üzerinden sürdürülmesi ve TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş.

bünyesine kurulan, atmosferik test platformundan elde edilen veriler ışığında HAD analizlerinin şekillendirilmesi yapılması gereken çalışmalar arasında yer almaktadır. Analizlerde, yakıt damlacıklarının film oluşumu, yakıtın filmde kopması ve birincil parçalanmanın modellenmesi, akışkan ile katı arasındaki radyasyon ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferini hesaplayabilmek adına, çözüm ağına katı bölgede eklenmesi, turbojet ve turboşaft motor yanma odası HAD analizlerinde yapılması gereken çalışmalar arasından yer almaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] “A Timeline of Rocket History” erişim adresi: <http://history.msfc.nasa.gov/rocketry/> erişim tarihi: 16 Ocak 2014.
- [2] Cook, Alan F. “JOHN BARBER – The Inventor Of The Gas Turbine: A Potted History”. Nuneaton & North Warwickshire History Society, 2003.
- [3] Rolls-Royce, The Jet Engine, *Rolls-Royce PLC*, Derby, 1996
- [4] Antony L. Kay German, *Jet Engine and Gas Turbine Development, 1930-1945*, Airlife Publishing, 2002.
- [5] Saravanamutto, H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H. ve Straznický, P.V., Gas Turbine Theory, *Pearson Education Limited*, Essex, 2009.
- [6] Mellor, A.M., *Design of Modern Turbine Combustors*. Academic Press Ltd., 1990, ISBN 0-12-490055-0.
- [7] Lefebvre, A.H., Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, New York, 1999
- [8] Gupta, A.K., Lilley, D.G. ve Syred, N., Swirl Flows, *Abacus Press*, Kent, 1984.
- [9] Lefebvre, A.H., Atomization & Sprays, *Taylor & Francis*, New York, 1989.
- [10] Batarseh, F.Z., 2008, Spray Generated by an Airblast Atomizer: Atomization, Propagation and Aerodynamic Instability, Doktora Tezi, Darmstadt Teknik Üniversitesi, Darmstadt.
- [11] 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.
- [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] Norster, E.R., 1964 “Jet Penetration and Mixing Studies”, Yayınlanmamış çalışma, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [15] Lefebvre, A.H., 1979, Yayınlanmamış çalışma ([7] nolu kaynaktan alınmıştır), Cranfield.
- [16] 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.
- [17] Sridhara, K., 1967, Gas Mixing in the Dilution Zone of a Combustion Chamber, Yüksek Lisans Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Uçak Mühendisliği, Cranfield.
- [18] Kamotani Y. ve Greber I. Experiments on a turbulent jet in a cross flow *AIAA J.*10.1425, 1972.
- [19] Holderman, J. D., Clisset, J. R. ve Moder, J. P. “Spreadsheet Calculations for Jets in Crossflow from Single and Opposed Rows with Alternating Hole Sizes”, *ASME J. of Engineering For Gas Turbines and Power*, 064502-1-7, 2010.

- [20] 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.
- [21] Kilik Erol, 1976, “The Influence of Swirler Design Parameters on the Aerodynamics of the Downstream Recirculation Region”, Doktora Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Cranfield.
- [22] Beer, J.M. ve Chigier, N.A., Combustion Aerodynamics, *Applied Science*, Londra, 1972.
- [23] 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
- [24] H. Ying ve Y. Vigor, “Effect of swirl on combustion dynamics in a lean-premixed swirl-stabilized combustor”, Proceedings of the Combustion Institute 30, 1775–1782, 2005.
- [25] Hayashi and T. Terasaki “The effects of fuel-air mixing on NO_x formation in non-premixed swirl burners,” in Proceedings of the 26th Symposium International on Combustion, 2733– 2739, 1996.
- [26] H. Zheng, G. Pan, Xi Chen, ve X. Hu “Effect of Dual Fuel Nozzle Structures on Combustion Flow Field in CRGT Combustor” Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering, 2013.
- [27] H. Haessler, H. Beuchner , K. Merkle , N. Zarzalis, “Effect of co- and counter-swirl on the isothermal flow- and mixture-field of an airblast atomizer nozzle”, International Journal of Heat and Fluid Flow 24, 529–537, 2003.
- [28] A. Ateshkadi, V. G. McDonnell and G. S. Samuelsen “Effect Of Hardware Geometry On Gas And Drop Behavior In A Radial Mixer Spray” Twenty-Seventh Symposium on Combustion/The Combustion Institute, 1985–1992, 1998.
- [29] Qi, S., Gupta, A. K., and Lewis, M. J., “Effect of Swirl on Combustion Characteristics in Premixed Flames,” ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress 97-GT-276, Orlando-Florida, 488-494, 1998.
- [30] Daurer, M., Gupta, A. K., and Lewis, M. J., “Swirl Effects on Combustion Characteristics of Premixed Flames,” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 619-626, 2001.
- [31] Yehia A. Eldrainy, Khalid M. Saqr, Hossam S. Aly , Tholudin Mat Lazim, Mohammad Nazri Mohd Jaafar “Large eddy simulation and preliminary modeling of the flow downstream a variable geometry swirler for gas turbine combustors”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 1104–1109, 2011.
- [32] R.Hadef ve B.Lenze “Effects of co and counter-swirl on the droplet characteristics in a spray flame” Chemical Engineering and Processing 47, 2209–2217, 2008.
- [33] Li G. ve Gutmark E.J. “Effects of Swirler Configurations on Flow Structures and Combustion Characteristics” New York, 2004-GT-53674, 2004
- [34] Kristin Sundsbø Alne, 2007 “Reduction of NO_x Emissions from the Gas Turbines for Skarv Idun” Yüksek Lisans Tezi, Norveç Bilim ve Teknoloji Enstitüsü, Enerji ve Proses Mühendisliği, Norveç.

- [35] Mohamed S. T. Zawia “Flame Cooling And Residence Time Effect On Nox And Co Emission In A Gas Turbine Combustor” Proceedings Of The 4th WSEAS Int. Conf. On Heat Transfer, Thermal Engineering And Environment, 115-121, 2006.
- [36] Christian Schwerdt, 2006, “Modelling NOx-Formation in Combustion Processes” Yüksek Lisans Tezi, Lund Üniversitesi, Otomatik Kontrol Departmanı, İsveç.
- [37] 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, USA, 2008.
- [38] 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.
- [39] A.C. Benim ve K.J Syred “Laminar flamelet modelling of turbulent premixed combustion” Applied Mathematical Modelling 22, 113-136, 1998.
- [40] Rene Prieler, Martin Demuth, Davor Spoljaric, Christoph Hochenauer “Numerical investigation of the steady flamelet approach under different combustion environments,” 731–743, 2014.
- [41] Sanborn, J. W., Lenertz, J. E., Johnson, J. D., Advanced Turbofan Engine Combustion System Design and Test Verification, Joint Propulsion, Vol. 5, 1989.
- [42] Walsh, P. P., Fletcher, P., Gas Turbine Performance, Gas Turbine Performance (2nd ed.), John Wiley and Sons, 2004.
- [43] Boyce, M. P., Gas turbine Engineering Handbook, 2nd Edition, Gulf Professional Publishing, 2002.
- [44] Murthy, J.N., 1988, Gas Turbine Combustor Modelling for Design, Doktora Tezi, Cranfield Teknoloji Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Cranfield.
- [45] Çelik, E., 2012, Ön Film Oluşumlu, Hava Parçalı Atomizere Sahip Yanma Odasının Sprey ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- [46] ANSYS FLUENT v14.0, Theory Guide.
- [47] Warnatz, J., Maas, U. ve Dibble, R.W., “Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation”, Springer, Berlin, 2012.
- [48] J. O. Hinze. Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co., New York. 1975.
- [49] B. E. Launder and D. B. Spalding. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England. 1972.
- [50] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J., “A New k-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows”, NASA TM 106721, 1994.
- [51] Wilcox, D.C., Turbulence Modeling for CFD, *DCW Industries Inc.*, California, 1998.
- [52] S.-E. Kim, D. Choudhury, and B. Patel. “Computations of Complex Turbulent Flows Using the Commercial Code ANSYS FLUENT”. In Proceedings of the ICASE/LaRC/AFOSR Symposium on Modeling Complex Turbulent Flows. Hampton, Virginia, 1997.

- [53] Lee, Y.Y. and Pope, S.B., "Nonpremixed Turbulent Reacting Flow Near Extinction", *Combustion and Flame*, 501-528, 1995.
- [54] Eigenbrod C., Moruie O., Weilmunster P., Rath H.J. "Development of a Simple Model Fuel for Kerosene Droplet Ignition", 28th Int. Conference of Fraunhofer Institute for Chemical Technology, 42.1-42.14, Germany, 1997
- [55] Poinso T., Wolf P., Staffelbach G., Gicquel L.Y.M., Muller J.D. "Identification of Azimuthal Modes in Annular Combustion Chambers", *Center for Turbulence Research Annual Research Briefs*, 2011
- [56] Spalding, D.B., *Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames*, 13th Symposium on Combustion of the Combustion Institute, Pittsburgh, USA, 1970.
- [57] B. F. Magnussen and B. H. Hjertager. "On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion". The Combustion Institute. 1976.
- [58] 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.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : BOLAT, Hasan Başar
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 19.05.1989 Adana
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (536) 306 72 26
E-posta : hbolat@etu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2012

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-2014	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2014-	SAGE-Tubitak	Araştırmacı

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

- I. Bolat, H., Uslu, S., Yöndeş ve Ters Akışlı Hava Parçalı Yakıt-Hava Püskürtücülü Bir Yanma Odasının Karakteristiklerinin Belirlenmesi, 5. Ulusal

Havacılık ve Uzay Konferansı UHUK 2014, 70, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, Türkiye, Eylül, 2014.

- II.** Bolat, H., Uslu, S., Investigation of the Effect of Co/Counter Configurations of a Double Swirler Airblast Atomizer in an Annular Turbojet Combustor with Computational Fluid Dynamics (özeti kabul edildi), 51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Florida, U.S.A., 27-29 Temmuz 2015.