

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI DUVAR SICAKLIĞININ HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİ İLE
HESAPLANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mahmut DOĞRUDİL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç Dr. Sıtkı USLU

NİSAN 2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 121511143 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mahmut DOĞRUDİL**'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI DUVAR SICAKLIĞININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİ İLE HESAPLANMASI**" başlıklı tezi **11 Nisan 2016** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ünver KAYNAK (Başkan)**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Prof. Dr. Yusuf ÖZYÖRÜK
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Sinan EYİ
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Mahmut DOĞRUDİL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR GAZ TÜRBİNİ YANMA ODASI DUVAR SICAKLIĞININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ YÖNTEMLERİ İLE HESAPLANMASI

Mahmut DOĞRUDİL

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tarih: Nisan 2016

Yanma odalarında, yanma sonucu açığa çıkan gaz sıcaklıkları, alev tüpü astarının erime sıcaklığından çok daha yüksektir. Bu nedenle yanma odası tasarımında çeşitli soğutma yöntemleri kullanılır ve yanma ürünü sıcak gazların olabildiğince astardan uzak olması sağlanır. Fakat gerçekte, alevin düzensizliği ve türbülanslı akış nedeniyle astar üzerinde yüksek sıcaklık bölgeleri meydana gelebilir. Bu yüksek sıcaklık bölgelerini tespit etmenin en iyi yolu yanma odasının test edilmesidir. Fakat test ulaşılabilirliği ve maliyeti düşünüldüğünde, özellikle endüstriyel uygulamalarda pratik bir yöntem değildir. Bu nedenle astar sıcaklıklarının daha pratik bir şekilde tahmin edilebilmesi için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) yöntemleri geliştirilmiştir.

Mevcut tez çalışması kapsamında bir turbojet motoru ve bir turboşaft motoru yanma odası için HAD ve CHT yöntemleri kullanılarak astar sıcaklıklarının hesaplanması amaçlanmıştır. Çalışmalar öncelikle hesaplama maliyeti daha düşük olan tepkimeli akışın modellenmediği, bir boru içinde akış probleminde yapılmıştır. İç kısmında yanma ürünü sıcak gazlar ve çevresinde soğuk hava bulunan problemde astar sıcaklığı, CHT yönteminin dahil edildiği iki boyutlu HAD analizleri yapılarak ve

ampirik denklemlerle analitik olarak çözümlenerek hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) yaklaşımının kullanıldığı HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları ile analitik çözümle hesaplanan duvar sıcaklıklarının uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca yapılan türbülans modeli çalışmasında Realizable k- ϵ modelinin CHT problemleri için daha uygun bir model olduğu görülmüştür.

Diğer bir çalışmada, turbojet motoru yanma odası, atmosferik ve tam yük uçuş koşulu olmak üzere iki farklı koşulda incelenmiştir. Atmosferik şartlarda farklı yanma modelleri ile yapılan analizlerden elde edilen duvar sıcaklıkları, testten elde edilen duvar sıcaklıkları ile karşılaştırılmış ve Hibrit Eddy Break Up (HEBU) yanma modelinin test verilerine göre en uyumlu yanma modeli olduğu görülmüştür. Buna ek olarak, yapılan türbülans modeli çalışmasında ise Realizable k- ϵ modelinin daha uyumlu olduğu söylenebilir. Tam yük uçuş şartları altında yapılan HAD analizlerinde ise beklenildiği gibi daha yüksek çalışma basıncı ve sıcaklıkta daha yüksek astar sıcaklıkları elde edilmiştir. Basınç ve sıcaklığın yükselmesiyle aynı yanma odası geometrisinde alev karakteristiğinin değişebildiği ve buna bağlı olarak astar üzerindeki sıcaklık dağılımının değişebildiği görülmüştür. Turbojet motoru yanma odası astarında görülen en yüksek duvar sıcaklıkları atmosferik koşul için 1260 K, tam yük uçuş koşulu için ise 1470 K olarak hesaplanmıştır. Bunun yanı sıra en yüksek duvar sıcaklıkları, atmosferik koşulda seyreltme bölgesinde gözlenirken uçuş koşulunda ikincil bölgede gözlenmiştir.

Diğer bir çalışmada ise atmosferik koşullarda düz akışlı bir turboşaft motoru yanma odasındaki yanma karakteristiği incelenmiş ve astar sıcaklıkları öngörülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre yanma odasının iç ve dış astarlarında yer alan soğutma deliklerinin duvar kenarlarında soğuk film tabakası oluşturarak astarı etkili bir şekilde soğuttuğu gözlenmiştir. Bunun yanı sıra yaklaşık 1600 K sıcaklıktaki yanma ürünleri, seyreltme bölgesinde herhangi bir soğutma olmaması nedeniyle astara oldukça yakın konumlanmıştır. Dolayısıyla astar üzerinde 1420 K civarındaki yüksek duvar sıcaklıkları bu bölgelerde meydana gelmiştir.

Anahtar Kelimeler: Eşlenik ısı transferi, yanma odası, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, astar sıcaklığı

ABSTRACT

Master of Science

COMPUTATIONS OF AN AERO ENGINE GAS TURBINE COMBUSTOR LINER TEMPERATURE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AND CONJUGATE HEAT TRANSFER METHODOLOGY

Mahmut DOĞRUDİL

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Sitki USLU

Date: April 2016

In combustion chambers, gas temperatures occurring due to combustion are higher compared to the melting point of the combustor liner material. So during the combustor design various types of cooling procedures are used to keep the hot gases away from the liner. Nevertheless hot spots may occur over the liner as a result of unsteady behavior of the turbulent reacting flow. To locate the hot spots, the most reliable method is performing rig tests. However when the accessibility issues and the cost of the experimental study is considered, rig testing cannot be used intensively during the design process. Therefore Computational Fluid Dynamics (CFD) with Conjugate Heat Transfer (CHT) approach is utilized for liner temperature prediction.

In this thesis study, it is aimed that liner temperatures of the combustor of a turbojet and a turboshaft engine are computed using CFD employing CHT. Firstly, a non-reacting, non-isothermal flow problem in a double pipe heat exchanger - which has less computational costs - is carried out as a preliminary study to investigate the physical and numerical CFD parameters. The wall temperature of the liner dividing the hot gas and cool air streams is calculated by two dimensional CFD analyses with

CHT method and empirical correlations. The results obtained from Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) based CFD analyses and the empirical correlations are well agreed. In addition, a turbulence model study is performed to determine an appropriate one for the CHT cases. Consequently the Realizable k- ϵ turbulence model is opted due to low computational cost and robustness.

After that, turbojet engine combustor is analyzed for the atmospheric and the full load flight condition. For the atmospheric condition, the predicted and measured temperature values are compared and it is observed that the Hybrid Eddy Break Up (HEBU) combustion model and Realizable k- ϵ turbulence model produce results that are in more agreement with the measurements. For the full load flight condition, which has higher inlet temperature and operating pressure; higher wall temperatures than the ones computed for the atmospheric condition are observed as expected. It is known that flame characteristics can vary according to the operating conditions. To this respect, the highest temperature regions over the liner are observed in the dilution zone of the combustion chamber for the atmospheric condition and in the secondary zone for the full load flight condition. The highest wall temperature values for the atmospheric and the full load flight conditions are calculated as 1260 K and 1470 K respectively.

Finally, the flame characteristics inside the turboshaft engine combustor which is straight-through flow are examined and liner temperatures are predicted. It is observed that the liner is cooled down to acceptable levels by the holes placed on the inner and outer sides. Since there are no cooling holes in the dilution zone, the hot combustion products, having temperature values about 1600 K, reside quite close to the wall. Therefore metal temperature values as high as 1420 K are seen in this region of the combustor.

Keywords: Conjugate heat transfer (CHT), combustor, computational fluid dynamics (CFD), liner temperature.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli katkıları ve desteğiyle beni akademik hayatımın her alanında yönlendiren akademik danışmanım Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya, bu süreçte daima anlayış gösteren amirim Dr. Bülent SÜMER'e ve iş arkadaşım Mehmet Burak SOLMAZ'a, yüksek lisans eğitimim boyunca her zaman destek olan kıymetli meslektaşlarım Ender ÇELİK, Serhan DÖNMEZ, Hasan Başar BOLAT, Ömer Faruk YALIM, Tekin AKSU, Ozan Can KOCAMAN, Bertan ÖZKAN ve Yücel SAYĞIN'a bu süreç boyunca desteğini ve emeğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli arkadaşlarım Tolga Can KANADIKIRIK ve Cemile BAŞGÜL'e, yüksek lisans eğitimim boyunca tecrübelerini esirgemeyen TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim görevlilerine öğrenim bursu sağlayarak çalışmalarına destek olan TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, maddi ve teknik destekleri için TEI TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ye ve hayatım boyunca paha biçilemez tüm desteklerinden ötürü bugünkü konumumda olmamı sağlayan aileme çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Yanma Odası	2
1.2 Literatür Özeti	5
1.3 Tezin Amacı	13
2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ	15
2.1 Temel Denklemler	15
2.2 Türbülansın Modellenmesi.....	16
2.2.1 Standart k-ε türbülans modeli	22
2.2.2 Realizable k-ε türbülans modeli	23
2.2.3 Standart k- ω türbülans modeli	24
2.2.4 SST k-ω türbülans modeli	26
2.3 Katı Hacmin Modellenmesi	28
2.4 Yanma Reaksiyonunun Modellenmesi.....	30
2.4.1 Standart Eddy Break Up yanma modeli.....	31
2.4.2 Hibrit Eddy Break Up yanma modeli	32
2.5 Sayısal Yöntemler	33
2.5.1 Sonlu hacimler yöntemi	33
2.5.2 SIMPLE çözüm algoritması.....	35
3. BİR BOYUTLU DUVAR SICAKLIĞI HESAPLAMASI	39
3.1 Çözüm Ağı Çalışması.....	42
4. ÜÇ BOYUTLU HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI	47
4.1 Turbojet Motoru Yanma Odası Sonuçları	47
4.1.1 Duvar sıcaklığı ölçüm sonuçları.....	48
4.1.2 Çözüm ağı çalışması	50
4.1.3 Yanma modeli çalışması	58
4.1.4 Türbülans modeli çalışması	64
4.1.5 Tam yük uçuş koşulundaki yanma odası HAD analiz sonuçları	70
4.2 Turboşaft Motoru Yanma Odası Sonuçları	76
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR	85
5.1 Sonuçlar.....	85
5.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar	87
KAYNAKLAR	89
ÖZGEÇMİŞ	95

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Whittle tipi turbo jet motoru [1]	1
Şekil 1.2: Şematik olarak tek şaftlı bir turbojet motoru [3]	2
Şekil 1.3: Yanma odasındaki bileşenler [6]	3
Şekil 1.4: (a) Film tipi soğutma yöntemi, (b) Efüzyon tipi soğutma yöntemi, (c) Terleme tipi soğutma yöntemi, (d) Çarpma tipi soğutma yöntemi [11]	4
Şekil 2.1: Dalga boyuna bağlı türbülans enerji spektrumu logaritmik grafiği [56] ...	18
Şekil 2.2: RANS yöntemindeki zaman ortalaması ve URANS yöntemindeki topluluk ortalaması [59].....	19
Şekil 2.3: Ayırıştırımda kullanılan iki boyutlu kontrol hacmi.....	34
Şekil 3.1: Duvar üzerindeki temel ısı transfer süreci [9]	39
Şekil 3.2: İki boyutlu hesaplama alanı	41
Şekil 3.3: Çözüm ağı yapıları.....	43
Şekil 3.4: Yakınlaştırılmış ağ yapısı (Çözüm ağı III)	43
Şekil 3.5: Duvar kenarındaki sıcaklık profili	45
Şekil 4.1: Turbojet motoru yanma odası sektör geometrisi, (a) Akış hacmi, (b) Astar	48
Şekil 4.2: Turbojet motoru yanma odası ana bölümleri	48
Şekil 4.3: Dış astar üzerindeki sıcaklık ölçümleri.....	49
Şekil 4.4: Yanma odası boyunca ölçülen duvar sıcaklıkları	50
Şekil 4.5: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki ağ yapıları	51
Şekil 4.6: Astar ve çevresindeki ağ yapısı (Çözüm ağı II).....	52
Şekil 4.7: (a) Alev tüpü içinde radyal doğrultuda oluşturulan çizgiler, (b) Dış astar üzerinde açılal doğrultuda oluşturulan çizgiler	53
Şekil 4.8: Farklı çözüm ağlarından elde edilen merkez kesitindeki hız konturları	54
Şekil 4.9: Farklı çözüm ağlarından elde edilen hız profilleri.....	54
Şekil 4.10: Farklı çözüm ağlarından elde edilen merkez kesitindeki sıcaklık konturları	55
Şekil 4.11: Farklı çözüm ağlarından elde edilen gaz sıcaklığı profilleri.....	55
Şekil 4.12: Farklı çözüm ağlarından elde edilen duvar üzerindeki sıcaklık dağılımları	56
Şekil 4.13: Farklı çözüm ağlarından elde edilen duvar sıcaklığı profilleri	57
Şekil 4.14: Farklı çözüm ağlarından elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ve ölçüm sonuçları	58
Şekil 4.15: Farklı yanma modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız dağılımları	59
Şekil 4.16: Farklı yanma modellerinden elde edilen hız profilleri	59
Şekil 4.17: Farklı yanma modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımları	60
Şekil 4.18: Farklı yanma modellerinden elde edilen gaz sıcaklığı profilleri	61
Şekil 4.19: Farklı yanma modellerinden edinilen duvar sıcaklıkları	63
Şekil 4.20: Farklı yanma modellerinden elde edilen duvar sıcaklığı profilleri.....	63

Şekil 4.21: Farklı yanma modellerinden elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ve ölçüm sonuçları	64
Şekil 4.22: Farklı türbülans modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız dağılımları.....	65
Şekil 4.23: Farklı türbülans modellerinden elde edilen hız profilleri	66
Şekil 4.24: Farklı türbülans modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımları	67
Şekil 4.25: Farklı türbülans modellerinden elde edilen gaz sıcaklığı profilleri	67
Şekil 4.26: Farklı türbülans modellerinden elde edilen ortalama ısı transfer katsayıları	68
Şekil 4.27: Farklı türbülans modellerinden edinilen duvar sıcaklıkları	69
Şekil 4.28: Farklı türbülans modellerinden elde edilen duvar sıcaklığı profilleri.....	69
Şekil 4.29: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız büyüklükleri	71
Şekil 4.30: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız vektörleri.....	72
Şekil 4.31: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki kimyasal ısı salınım hızı	73
Şekil 4.32: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki CO molekülünün kütle oranı	73
Şekil 4.33: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı	74
Şekil 4.34: Yanma odasında enine kesitler üzerindeki sıcaklık dağılımları	74
Şekil 4.35: Duvar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı	75
Şekil 4.36: Duvar üzerinde Stanton sayısı	75
Şekil 4.37: Yanma odası astar sıcaklıkları	76
Şekil 4.38: Turboşaft motoru yanma odası sektör geometrisi (a) Akış hacmi, (b) Astar.....	77
Şekil 4.39: Turboşaft motoru yanma odası ana bölümleri	77
Şekil 4.40: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki çözüm ağı.....	78
Şekil 4.41: Soğutma kanalı ve çevresindeki ağ yapısı	78
Şekil 4.42: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız büyüklükleri.....	79
Şekil 4.43: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız vektörleri.....	80
Şekil 4.44: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki kimyasal ısı salınım hızı	80
Şekil 4.45: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki CO molekülünün kütle oranı	81
Şekil 4.46: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı	81
Şekil 4.47: Yanma odasında enine kesitler üzerindeki sıcaklık dağılımları; (a) Birincil jet, (b) İkincil jet	82
Şekil 4.48: Yanma odası astar sıcaklıkları	83

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Standart k- ϵ modelindeki deneysel sabitler	23
Çizelge 2.2: Realizable k- ϵ modeline ait deneysel sabitler	24
Çizelge 2.3: Standart k- ω modeline ait deneysel sabitler	25
Çizelge 2.4: Standart k- ϵ modelinden elde edilen katsayılar	27
Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş k- ϵ modelinden elde edilen katsayılar	27
Çizelge 2.6: Jet-A kimyasal reaksiyon mekanizmasında kullanılan sabitler	33
Çizelge 3.1: Yanma ürünleri ve kütle oranları	42
Çizelge 3.2: Hesaplamalarda kullanılan sınır şartları	42
Çizelge 3.3: Analizlerde kullanılan çözüm ağları	42
Çizelge 3.4: Farklı çözüm ağları ile yapılmış HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları	44
Çizelge 3.5: Farklı türbülans modelleri ile yapılmış HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları	45
Çizelge 4.1: Çözüm ağlarındaki hücre sayıları ve y^+ değerleri	50
Çizelge 4.2: Çözüm ağlarındaki sınır tabaka hücrelerinin özellikleri	52

KISALTMALAR

CRV	: Merkezi Resirkülasyon Bölgesi (Central Recirculation Zone)
CHT	: Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer)
DNS	: Doğrudan Sayısal Modelleme (Direct Numerical Simulation)
EBU	: Eddy Break Up
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	: Büyük Burgaç Simülasyonu (Large Eddy Simulation)
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes



SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

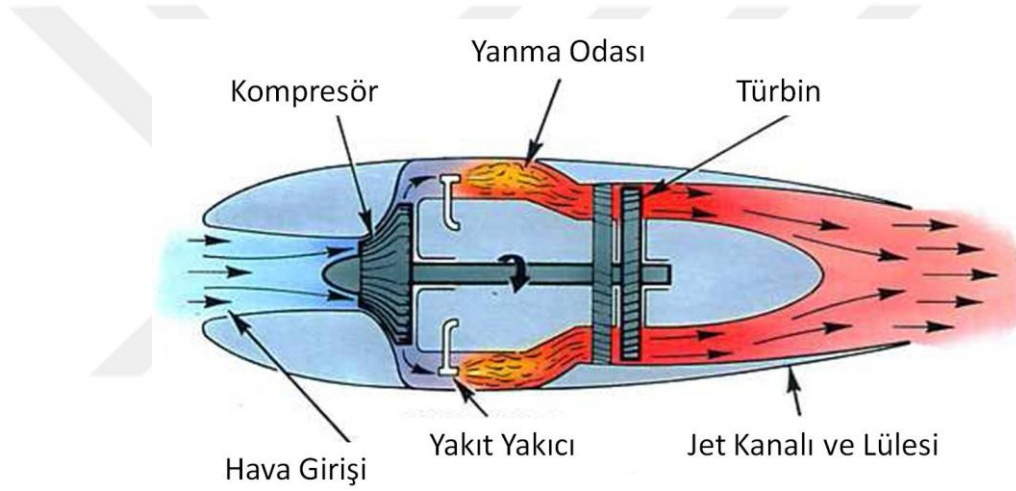
Simgeler	Açıklama
A	Alan
A_p	Arrhenius önfaktörü
C_D	Debi katsayısı
C_f	Yüzey sürtünme katsayısı
C_p	Özgül ısı
D	Kütlesel yayılım katsayısı
Da	Damköhler sayısı
E_A	Aktivasyon enerjisi
F	Kuvvet
H	Toplam entalpi
h	Özgül entalpi
h_f	Isı transfer katsayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
k_g	Isıl iletim katsayısı
M	Molekül ağırlığı
\dot{m}	Kütlesel debi
Ma	Mach sayısı
Nu	Nusselt sayısı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
q''	Isı akısı
R	Gaz sabiti
S	Kaynak terimi
Sc	Schmidt sayısı
T	Sıcaklık
t	Zaman
u	Hız
u^*	Referans hız
V	Hacim
w	Vortisite
x	Konum
Y	Kütlesel oran
y^+	Boyutsuz uzaklık
α	Isıl yayılım katsayısı
δ	Kronecker delta
Δ	Fark operatörü
γ	Özgül ısı oranı
ε	Türbülans yayılım hızı

λ	Dalga boyu
η_K	Kolmogorov uzunluk ölçeği
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
ρ	Özkütle
σ	Yüzey gerilimi
τ	Viskoz gerilme
τ_K	Kolmogorov zaman ölçeği
ν	Mol oranı
u_K	Kolmogorov hız ölçeği
Φ	Yakıt denge katsayısı
ω	Özgöl türbülans yayınımlı
ω_r	Reaksiyon hızı



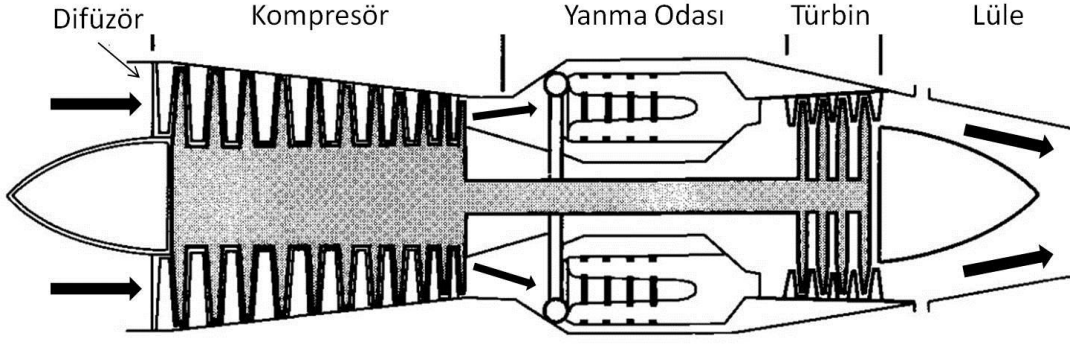
1. GİRİŞ

Jet motorları, itki kuvvetini sağlama şekline veya enerjiyi güce çevirme yöntemlerine göre ram jet ya da gaz türbini gibi farklı tiplerde olabilirler. 1930'lu yıllarda Frank Whittle, modern gaz türbini motorunun temelini oluşturan ilk jet motorunu tasarlamıştır. Şekil 1.1'de verilen Whittle tipi turbo jet motoru, pistonlu motor-pervane birleşiminden farklı da olsa her ikisi de havayı geriye doğru itme temel ilkesini kullanmaktadırlar [1].



Şekil 1.1: Whittle tipi turbo jet motoru [1]

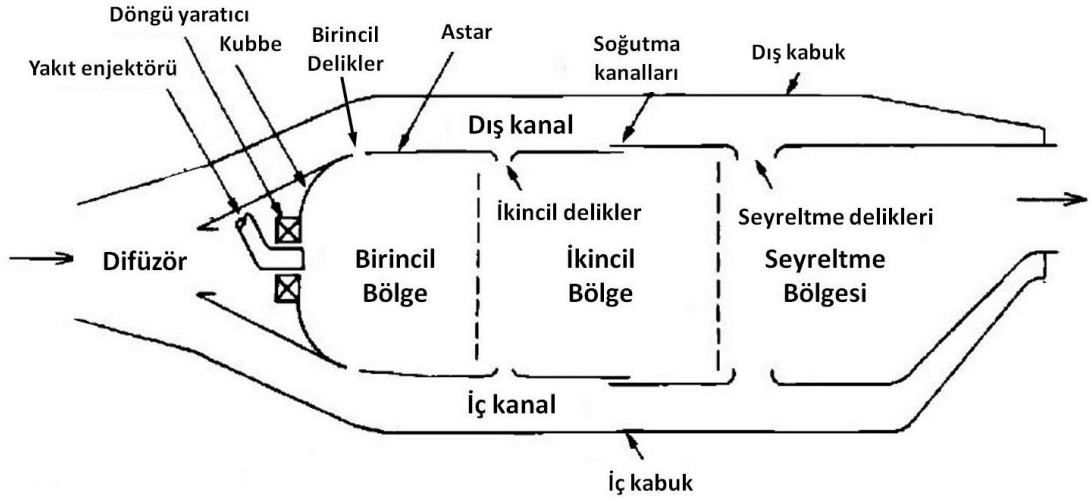
Modern bir turbojet motorunun temel bileşenleri Şekil 1.2'de gösterildiği gibidir. Serbest akıştan gelen hava, toplam basınçta gerçekleşen küçük bir kayıpla birlikte difüzöre ve ardından kompresöre gönderilir. Burada havanın basıncı ve sıcaklığı artırılarak yanma odasına gönderilir. Yanma odası çıkışında 1100 K ile 2000 K arasında sıcaklıklar elde edebilmek için yanma odasına giren hava, püskürtülen yakıt ile birlikte yakılır. Yanma ürünü sıcak gazlar, shaft gücünü sağlayan türbine gönderilir ve türbin boyunca genişlerler. Türbinden çıkan gazlar kısa jet kanalına gönderilerek itki lülesine girmeden önce düzgün bir akış sağlanır. Lülede ise akış ivmelendirilerek gerekli itki sağlanır. Böylelikle gerekli itki elde edilmiş olur [2].



Şekil 1.2: Şematik olarak tek şaftlı bir turbojet motoru [3]

1.1 Yanma Odası

Yanma odası motorun performansını büyük ölçüde etkileyen önemli ve karmaşık bir bileşendir. Alevin kararlılığı, yüksek yanma verimi, düşük basınç kaybı, düşük emisyonlar ve düşük astar sıcaklığı bir yanma odasının en önemli tasarım parametreleridir [4]. Yanma odasına ait bileşenler Şekil 1.3'de gösterilmiştir. Kompresörde sıkıştırılmış hava yanma odasına girerken yaklaşık 150 m/s'lik hızlara ulaşmaktadır ve bu hızda yanma odası içindeki alevin sürdürülebilir olması mümkün değildir. Dolayısıyla yanma odası girişinde, akış hızını makul seviyelere düşüren ve basıncı artıran difüzör kullanılmaktadır. Difüzörden gelen havanın bir bölümü döngü yaratıcısından çıkararak enjektörden gelen yakıt ile alev tüpü içinde karışır. Diğer hava ise dış ve iç kanala geçer. Buradaki hava, astar üzerindeki soğutma kanalları ve jet delikleri vasıtasıyla alev tüpüne geçer. Böylelikle yanma için gereken ek hava sağlanırken aynı zamanda yüksek sıcaklıktaki gazlar da soğutulmuş olur ve türbine gönderilir [6]. Şekil 1.3'de görüldüğü gibi yanma odası üç ana bölgeden oluşmaktadır; birincil bölge, ikincil bölge ve seyreltme bölgesi. Birincil bölgede, iyi bir yakıt-hava karışımı sağlayabilmek adına CRV (Central Recirculation Vortex) yapıları oluşturularak iyi bir yakıt – hava karışımı sağlanır ve yanma ürünlerinin yanma odası içindeki kalış süresi (residence time) arttırılır. Birincil bölgede yanma tepkimeleri sonucu ortaya çıkan CO ve H₂ gazları ikincil bölgede jet delikleri ile sağlanan ek hava ile yakılır. Böylelikle yanmamış hidrokarbonlar azaltılmış olur ve daha yüksek yanma verimi elde edilir. Seyreltme bölgesinde ise, yanma odası çıkışında yer alan türbin giriş kanatçıklarının daha uzun ömürlü olması için yüksek sıcaklıktaki gazlar belirli bir seviyeye soğutulur ve uygun bir sıcaklık dağılımı elde edilir [7].



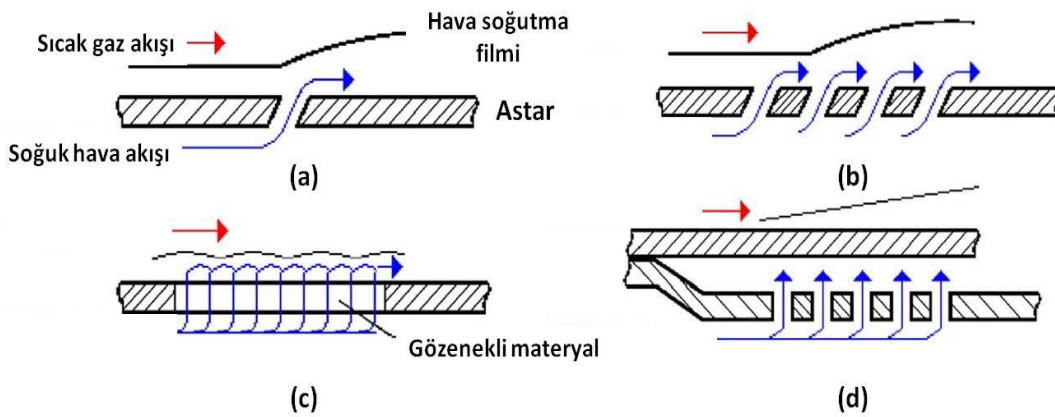
Şekil 1.3: Yanma odasındaki bileşenler [6]

Yanma odalarındaki en önemli parametrelerden biri de yanma verimidir ve modern yanma odalarında yanma verimi en az %99 olacak şekilde tasarlanmaktadır [8]. Yanma odası içinde farklı bölgelerde basınç kayıpları oluşmaktadır. Bunlardan biri olan difüzördeki basınç kaybının motorun performansı için en düşük seviyede olması gerekmektedir. Astar üzerinde oluşan basınç kayıpları ise jet deliklerinden alev tüpüne giren havanın nüfuz gücünü artırarak iyi bir yakıt-hava karışımı elde etmeye yardımcı olabilecek niteliktedir.

Yanma odası astarı, alev tüpü içindeki sıcak gazlardan kaynaklanan radyasyon ve taşınım ile ısınırken; radyasyon ile dış kabuğa ve taşınım ile hava kanallarına ısı aktararak soğur. Buradaki taşınım ve radyasyon oranları geometriye ve çalışma şartlarına göre değişebilir. Modern yanma odalarında alev tüpü içinde 2400 K gibi yüksek gaz sıcaklıkları oluşmaktadır; fakat bu sıcaklıklarda yanma odası astarının çalışabilir olması henüz mümkün değildir. Astar sıcaklığının 1100 K üzerine çıktığı durumlarda astar malzemesinin mekanik gücü ciddi bir şekilde azalmaktadır; bu da yanma odasının ömrünü kısaltmaktadır. [9, 10]. Bu nedenle astar sıcaklıkları, yanma odası tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli problemlerden biri haline gelmiştir.

Yanma odalarında bu kritik probleme yönelik yapılan tipik önlem astarın soğutulmasıdır. Soğutma yöntemlerinden bazıları Şekil 1.4'de verilen film tipi, efüzyon tipi, terleme (transpiration) tipi ve çarpma (impingement) tipi yöntemlerdir. Şekil 1.4'de astarın üst kısmında sıcak gaz akışı olurken; alt kısmında soğuk hava akışı olmaktadır. Bu soğuk hava akışı astardan çeşitli yöntemlerle geçerek, astar

üzerinde hava soğutma filmi oluşturmaktadır. Film tipi soğutma yönteminde yanma odasına giren toplam havanın büyük bir bölümü soğutma havasına ayrılmak zorundadır. Bu da yanma odasına göre istenmeyen bir durum olabilir. Terleme tipi soğutma yönteminde, sıcak gaz ile soğuk havanın karıştığı sıcak yüzeyde ısı transfer katsayısı yükselir ve yüzeye yakın olan sıcak gazlar soğur. Aynı yaklaşım, bir dizi birbirine oldukça yakın ve çok küçük çaplı delikler kullanılarak yapıldığında Efüzyon tipi soğutma olarak adlandırılmaktadır. Son olarak çarpma tipi soğutma yönteminde ise astarın dış bölgesinde ısı kalkanları yer alır ve gelen soğuk hava deliklerden geçerek astara çarpar ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur [11,12].



Şekil 1.4: (a) Film tipi soğutma yöntemi, (b) Efüzyon tipi soğutma yöntemi, (c) Terleme tipi soğutma yöntemi, (d) Çarpma tipi soğutma yöntemi [11]

Yanma odalarındaki astar sıcaklıkları Lefebvre [9] tarafından ortaya çıkarılan bir boyutlu eşlenik ısı transfer denklemleri ile hesaplanabilmektedir. Astar sıcaklığı bir boyutlu hesaplamaları 3. Bölümde ayrıntılı olarak verilmiştir. Yanma odası içinde türbülanslı akış ve yanma gibi oldukça karmaşık kavramlar yer alır. Dolayısıyla yanma odası içindeki alevin ya da buna bağlı olarak duvar sıcaklıklarının bir boyutlu olarak çözülmesi; gerçekte karşılaşılabilecek bir takım problemlerin gözden kaçmasına sebebiyet verebilir. Bir boyutlu hesaplamalar pratik ve gerçekçi bir şekilde sonuç almaya yardımcı olabilir; fakat bunu yalnızca yanma odasının aksel yönünde yapabilir. Özellikle halka tipi yanma odalarında aynı aksel konumda fakat farklı açılarda bulunan iki noktanın sıcaklıkları arasında yüksek sıcaklık farkları olabilmektedir [13]. Böyle bir durumda, bir boyutlu hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan sonucun yüksek ya da düşük olduğu bilinemeyeceğinden, güvenilir bir yanma odası tasarımı ortaya çıkmayacaktır ve yanma odasının ömrü beklenenden kısa olacaktır. Bu sebeple yanma odası astar sıcaklıklarının hesaplanmasında üç

boyutlu eşlenik ısı transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) hesaplamaları yapılmalıdır. Böylelikle astar üzerinde açısız, radyal ve aksel yöndeki sıcaklıklar hesaplanabilir ve tüm astar yüzeyi boyunca sıcak bölgeler (hot spots) dahil bir sıcaklık dağılımı elde edilebilir.

1.2 Literatür Özeti

Literatürde duvar sıcaklığı hesaplanması konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Bu bölümde bunlardan bazılarını değinilmektedir.

Ali ve diğ. [14], yaklaşık 3390 küçük deliğe sahip bir soğutma sisteminin, bir gaz türbini yanma odasının duvarları üzerindeki etkisini sayısal simülasyonlar yaparak incelemişlerdir. Ticari bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözücüsü olan FLUENT programını kullanarak astarda soğutmalı ve soğutmasız durumları ayrı ayrı simüle etmişlerdir. HAD analizlerinde türbülans ve yanma modeli olarak, Standart k- ϵ türbülans modeli ve yavaş kimya yanma modeli kullanmışlardır. Yakıt olarak Metan gazı kullanmış ve bir adımlı kimyasal reaksiyon tanımlamışlardır. Soğutucu deliklerin olmadığı durumda en yüksek duvar sıcaklıklarının 1700 K mertebelerinde olduğunu saptamışlardır. Soğutma sisteminin kullanıldığı durumda ise bazı bölgelerde 800 K daha düşük sıcaklıklar ön görmüşlerdir. Duvarın ısıl bozunmadan korunması için hem soğutma sisteminin hem de Nesbitt'e [15] göre ısıl bariyer kaplamanın kullanılması gerekmektedir. Nesbitt, ısıl bariyer kaplama ile bu mertebelerdeki duvar sıcaklıklarının 150 K düşürebileceğini öngörmüştür.

Mavris ve Roth [16], bir sivil taşıyıcı uçak motorunun yanma odası duvar sıcaklığını çalışmışlardır. Buna göre astar malzemesinin iletkenliğinin ve çarpma tipi soğutucudaki boşluk aralığının ortalama duvar sıcaklığı üzerindeki etkisinin küçük olduğunu belirtmişlerdir. Buna ek olarak, yapılan çalışmalarda ısıl bariyer kaplama (thermal barrier coating) kalınlığının artması, duvar sıcaklıklarının ve sıcaklık değişiminin azalmasına sebep olduğu görülmüştür.

Norgren ve Riddlebaugh [17], ters akışlı bir yanma odasında film tipi soğutma yöntemini, var olan tasarım prosedürünü değiştirmeden terleme tipi soğutma yöntemiyle deneysel olarak kıyaslamışlardır. Deneysel ölçümlere göre; her iki soğutma tipinde de benzer yanma verimi ve basınç kaybı elde edilmiştir; fakat terleme tipi soğutma yönteminde film tipi soğutma yöntemine göre kritik bölgelerde

ihtiyaç duyulan soğutucu akışkanın %50 daha az olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra terleme tipi soğutma yöntemi kullanıldığında; NO_x emisyon indeksinde azalma ve yanma odası çıkışındaki sıcaklık profilinde iyileşme sağlanmıştır. Bu çalışmanın devamı niteliğinde; Acosta ve Norgren [18] yaptıkları bir çalışmada, yanma odasında metal/seramik astar kullanmışlardır. Yapılan testlere göre metal/seramik astar için kullanılması gereken soğutucu akışkan kütlesinin, ters akışlı film soğutucusuna sahip ve terleme tipi soğutucuya sahip astarlar için kullanılması gereken soğutucu akışkan kütlesine göre çok daha az olduğunu belirtmişlerdir. Bunun etkisi olarak yanma odası çıkışında 167 K daha yüksek sıcaklıklar elde edilebileceğini hesaplamışlardır.

Shehata [19], geleneksel gaz türbin yanma odasından dönüştürülmüş fakir ön-karışimli buharlaştırılmış (lean premixed prevaporized) yanma odasında emisyon ve duvar sıcaklıklarını deneysel olarak incelemiştir. İç astar duvar sıcaklığının, daha çok birincil bölgedeki yakıt denge katsayısından etkilendiğini; buna karşın dış astar duvar sıcaklığının ise daha çok ikincil hava akış hızından etkilendiğini belirtmiştir. Yanma odası içinde oluşan en yüksek alev sıcaklığını 1900 K ve buna bağlı olarak en yüksek duvar sıcaklığını 1000 K olarak gözlemlemiştir.

Wang ve diğ. [20], basıncın, bir sentez gaz (syngas) modeli yanma odasının astar sıcaklığı üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal yöntemlerle çalışmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre çalışma basıncının artmasıyla; birincil ve ikincil bölgedeki duvar sıcaklıklarının soğutma etkisinin artması nedeniyle nispeten azaldığını; seyreltme bölgesindeki duvar sıcaklığında ise soğutma yetersizliği sebebiyle bariz bir artış olduğunu belirtmişlerdir. 0.1 MPa ile 2.0 MPa basınç aralığında yapılan çalışmalarda, astar sıcaklığının konuma bağlı olarak yaklaşık -20 K ile 150 K arasında değiştiğini belirtmişlerdir.

Doktora tezinde, mikro yanma odalarındaki yakıt-hava denge katsayısının duvar sıcaklıkları üzerindeki etkisini de çalışan Mehra [21]; yakıt-hava denge katsayısının 1'den küçük olduğu durumlarda, yakıt-hava denge katsayısı arttıkça duvar sıcaklıklarının artacağını göstermiştir. Yakıt-hava katsayısının 0.4 ve 0.6 olduğu durumlarda ve aynı kütleli debide elde edilen duvar sıcaklıkları arasında 150 K sıcaklık farkı olduğunu vurgulamıştır. Benzer konuda çalışmalar yapmış olan Cho ve diğ. [22], ön-karışimli bir yakıcı üzerinde yaptıkları testler sonucunda hava-yakıt oranının azalmasının duvar sıcaklıklarını arttıracak olduğunu belirtmişlerdir.

Tietz ve Behrendt [23], yaptıkları çalışmada, ön-tasarım aşamasındaki bir yanma odasının tasarımını, optimizasyonunu ve analizini yapmayı hedeflemişlerdir. Kalkış, tırmanış ve seyrüsefer koşullarının, yanma odası duvar sıcaklıkları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Buna göre en yüksek duvar sıcaklıklarının kalkış esnasında, en düşük duvar sıcaklıklarının ise seyrüsefer sırasında oluştuğunu ve bu iki durum arasında 100 K sıcaklık farkı oluşabileceğini vurgulamışlardır. Buna ek olarak, aynı tasarıma sahip iki yanma odasında farklı kalınlıklarda ısı bariyer kaplaması kullanarak duvar sıcaklığı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre; ısı bariyer kaplama kalınlığının 0.5 mm olduğu durumdaki duvar sıcaklığının, kalınlığın 0.2 mm olduğu durumdaki duvar sıcaklığına göre daha yüksek çıktığını; bu nedenle kalınlığın optimal bir değerde olması gerektiğini açıklamışlardır.

Kumar ve diğ. [24], uçak motoru yanma odaları için otomatikleştirilmiş bir soğutma tasarım yöntemi geliştirmişlerdir. Bu yöntemde, yakınsamış bir HAD akış çözümü kullanılarak, yanma odası duvarlarında ayrıntılı sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Duvar sıcaklıklarının hesaplanmasında; film-tesir (film-effectiveness) yöntemi ve genelleştirilmiş duvar fonksiyon yöntemi olmak üzere iki farklı yöntem kullanmışlardır. Elde edilen duvar sıcaklıklarının ve duvar üzerindeki ısı akılarının test verileriyle oldukça uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Li ve diğ. [25], bir uçak motorunun halka tipi yanma odasında katı-akışkan bağıntısını analiz ederek yanmanın ve soğutmanın yanma odası duvarları üzerinde oluşturduğu ısı yükleri incelemişlerdir. Yaptıkları HAD analizlerini test verileriyle doğrulayan Li ve arkadaşları, yanma odası içindeki jet deliklerinin gereğinden fazla alev tüpüne nüfuz etmesinin, karşı duvarları yüksek sıcaklıktan korumak için kullanılan film soğutma tabakasını bozduğunu gözlemlemişlerdir. Bu duruma özellikle havanın güçlü nüfuz ettiği seyreltme bölgesinde rastlamışlardır.

Lee ve diğ. [26], yaptıkları çalışmalardan birinde, H_2-O_2 model enjektöründen elde edilen türbülanslı alevin, yanma odası duvarları üzerinde oluşturduğu sıcaklık dağılımını incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmanın ana teması; enjektör operasyonu ve kuvvet parametrelerinin bir fonksiyonu olarak ısı sınır şartlarının, zamana bağlı değişimini elde etmek olmuştur. Duvar sıcaklıklarının hesaplanmasında, birkaç basit ölçüm ve oldukça basitleştirilmiş ısı transferi analizlerini birleştirerek yeni bir yöntem oluşturmuşlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre Biot sayısının küçülmesiyle, duvar üzerindeki sıcaklık dağılımının daha doğru hesaplandığını belirtmişlerdir.

Bununla birlikte yanma odasındaki akustik kuvvetlerin duvar sıcaklıklarını önemli ölçüde artırdığını gözlemlemişlerdir.

Rastogi ve Whitelaw [27], 1974 yılında yaptıkları çalışmada, bir gaz türbini yanma odasında akışın ve geometrik parametrelerin duvar sıcaklığı üzerindeki etkilerini hesaplamışlardır. Sıcak taraftaki ısı transferini elde edilmek için duvar boyunca enerji dengesini kullanmışlardır ve sonuçları ısı boyası (thermal paint) testinden 125 K düşük öngörmüşlerdir. Çalıştıkları soğutma delikleri üzerinde geometrik boyutlardan P_i iki delik arasındaki mesafeyi, L delik uzunluğunu, t astar ile delik arasındaki kalınlığı ve D delik çapını temsil etmektedir. Buna göre P_i/D , L/D , t/D gibi geometrik parametrelerinden, P_i/D oranının duvar sıcaklığını en çok etkileyen faktör olduğunu saptamışlardır. Bunun yanı sıra t/D oranının 0.2'den 0.8'e yükselmesiyle duvar sıcaklığında 22 K'lık bir artış olacağını da belirtmişlerdir.

Riedmann ve diğ. [28], tek sektörlü bir H_2/O_2 yanma testinin RANS yaklaşımı ile analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayılarını farklı kombinasyonlarda analiz ederek test sonuçlarıyla kıyaslamışlardır. Prandtl sayısının en çok sınır tabaka çözümünü etkilediğini; Schmidt sayısının ise yanma odası içindeki karışımı ve dolayısıyla genel akış alanını etkilediğini tespit etmişlerdir. Analizlerde denedikleri birçok varyasyon sonucunda, Prandtl sayısının 0.9 ve Schmidt sayısının 0.6 olduğu durumda, duvar ısı akışının ve duvar sıcaklıklarının test verilerine kıyasla en yakın sonucu verdiğini gözlemlemişlerdir.

Korusoy ve Whitelaw [29], boru içindeki ön-karışımli bir alevin farklı Reynolds sayılarında ve farklı yakıt kullanıldığında duvar üzerinde oluşacak etkisini araştırmışlardır. Buna göre Reynolds sayısının 26.000'den 74.000'e yükseltilmesinin duvar boyunca ısı transfer miktarını artıracaklarını ve duvar sıcaklıklarını yaklaşık 56 K artıracaklarını belirtmişlerdir. Bununla birlikte Metan, Propan ve Etilen yakıtlarını kullanarak, yakıt denge katsayısının 1.0 ve 0.67 olduğu durumlar için 6 farklı test yapmışlardır. Test sonucunda duvar üzerindeki sıcaklık dağılımlarına bakan Korusoy ve Whitelaw; fakir yakıt denge katsayısında, üç yakıtın da birbirine paralel bir sıcaklık profili çizdiğini; fakat zengin yakıt denge katsayısında Etilen yakıtının duvar sıcaklıklarını arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Najjar ve Droubi [30], 1986 yılında yaptıkları bir çalışmada, bir gaz türbini yanma odasının duvar sıcaklıklarını hesaplayabilmek için formülasyon geliştirmişlerdir. Gaz

emisivitesi için deneysel bir formül oluşturmuş ve farklı operasyon koşulları altında test sonuçlarıyla kıyaslandığında %2'lik bir sapma olduğunu belirtmişlerdir. Buna ek olarak bir hidrokarbon yakıtındaki kütlece Hidrojen oranının duvar sıcaklığı üzerindeki etkisini de araştırmışlardır. Yaptıkları testlere ve teorik hesaplamalara göre kütlece Hidrojen oranının artmasının birincil bölgede alev yayılımını azalttığını bu nedenle hem kalkışta hem de seyrüsefer esnasında duvar sıcaklığını azalttığını gözlemlemişlerdir. Kütlece Hidrojen oranı aynı seviyede artırıldığında ortalama duvar sıcaklığının seyrüseferde daha çok azaldığını vurgulamışlardır.

Bailey ve diğ. [31], bir endüstriyel gaz türbini yanma odası duvarlarının ısı transfer karakteristiğini saptamak için deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. HAD analizlerinde, duvar fonksiyonu (wall function) ve çift katmanlı (two-layer) yaklaşım olmak üzere iki farklı türbülans modeli kullanmışlardır ve çift katmanlı yaklaşımın test verileriyle daha uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Eşlenik ısı transferi problemleri 1960'larda ilgi görmeye başlamıştır ve özellikle Ruslar tarafından bu konuda birçok çalışma yapılmıştır. Bu yıllarda CHT problemleri genellikle bir plaka ve bir akışkan arasında farklı hız profil varsayımları kullanılarak çalışılmıştır [32]. Yaklaşık son 50 yılda pek çok CHT çalışması yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları kronolojik bir şekilde bu bölümde sunulmaktadır.

1960'ların başlarında Perelman [33,34] CHT problemleri üzerine yoğunlaşmış ve çalışmalarında; katı bir cisim ile etrafını saran akışkanı, integral denklemlerin asimptotik çözüm yöntemi ile ele almıştır. 1968'de ise Kumar ve Bartman [35], sıkıştırılabilir bir akış probleminde yaptığı CHT hesaplamalarında radyasyonu da dahil etmiştir. Bir CHT probleminin sayısal çözümü ilk olarak 1974'de Grishin ve Zichenko [36] tarafından yapılmıştır.

Crocker ve diğ. [37], bir gaz türbini yanma odasının ayrıntılı geometrisi üzerinde HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında yanma odası duvar sıcaklıklarını CHT yöntemiyle hesaplamayı hedefleyen Crocker ve diğ., hesaplamalarda radyasyonun etkisini de araştırmışlardır. Analiz sonuçlarına göre en yüksek duvar sıcaklıklarının seyreltme bölgesinde olduğunu ve 1320 K sıcaklığa ulaştığını saptamışlardır. Radyasyonun ise genel duvar sıcaklıklarını yaklaşık 40 K artırdığını ifade etmişlerdir.

Luff ve Mcguirk [38], bir uçak motoru yanma odasındaki ısı kalkanı için çeşitli çalışmalar yürütmüşlerdir. Çalışmalardan birinde katı ile akışkan arasındaki ısı akısını hesaplayabilmek adına bir CHT metodu geliştirmiş ve test verileriyle kıyaslamışlardır. Yaptıkları HAD analizlerinin test ile bir hayli uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca Nusselt sayısı hesabında, yüksek Reynolds sayılı $k-\epsilon$ türbülans modeli ve logaritmik duvar fonksiyonunun kullanılmasını önermişlerdir.

Bahador ve Sundén [39], yaptıkları bir çalışmada bir gaz türbini yanma odasında oluşan ısıl yükleri ve duvar sıcaklıklarını CHT ile hesaplamayı hedeflemişlerdir. Ön-karışımli yanmanın gerçekleştiği yanma odasını, 2 boyutlu ve eksenel simetrik olarak modellemişlerdir ve analizlerde, türbülans modeli olarak Standart $k-\epsilon$; yanma modeli olarak ise Burgaç Yitim Konsepti (Eddy Dissipation Concept)'ni kullanmışlardır. Elde ettikleri duvar sıcaklıklarının, astar genelinde, test verileriyle uyduğunu gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte radyasyonun da analizlere dahil edilmesiyle ortalama duvar sıcaklığında yaklaşık 40 K'lik artış olduğunu belirtmişlerdir.

Verstraete ve diğ. [40], bir CHT yöntemi geliştirmiş ve turbo makineler üzerinde test etmişlerdir. Bu CHT metodunda; akış için bir HAD çözücüsü ve katı içindeki ısı transferi için bir Sonlu Elemanlar Analiz (SEA) çözücüsü olmak üzere iki ayrı çözücü kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, bir CHT çözümünün hesaplama zamanının sıradan bir HAD çözümü hesaplama zamanından en az 5 kat daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Fakat mevcut tez kapsamında yapılan çalışmalarda bu kadar büyük bir fark gözlenmemiştir.

Wang ve diğ. [41], katı-akışkan arasındaki CHT için bir Lattice Boltzmann algoritması geliştirmişlerdir. Çalışmalarını ısıtılmış kalın duvarlı bir mikro kanal üzerinde yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre yeni yaklaşımla hesaplanan ısı transferinin ve akış alanının, klasik HAD ile oldukça uyumlu sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca bu yaklaşımın, daha az sayıda hesaplama hücresine ihtiyaç duyduğundan, HAD analizlerine göre daha düşük hesaplama maliyeti doğuracağını vurgulamışlardır.

Jeromin ve diğ. [42], efüzyon tipi soğutmalı bir gaz türbini yanma odası duvarının üç boyutlu CHT analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizleri ANSYS CFX ticari programında çözen Jeromin ve diğ., katı-akışkan ara yüzünü daha iyi öngörebilmek için duvar kenarlarında oldukça sık sayısal ağ oluşturmuşlardır. Analiz sonuçlarını,

test sonuçlarıyla karşılaştırmış ve ısı transfer katsayısının deneysel verilerle örtüştüğünü; fakat duvar sıcaklıklarında deneye göre yer yer sapmalar gözlemlendiğini belirtmişlerdir. Bunun sebebi olarak; kullanılan türbülans modelinin, akış alanındaki sıcaklık dağılımını çözerken yetersiz kaldığını, tahmin etmişlerdir.

Silieti ve diğ. [43], üç boyutlu bir yanma odasında film soğutma etkisini adyabatik ve CHT modelleri ile analiz etmişlerdir. Farklı türbülans modelleri ve farklı yapıda çözüm ağı kullanarak yaptıkları analizler sonucunda; CHT modelinin duvar sıcaklıklarını daha iyi hesapladığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca film soğutma etkisini ve duvardaki sıcaklık dağılımını Realizable $k-\epsilon$ modelinin V2F modeline göre daha iyi hesapladığını belirtmişlerdir. Yaptıkları farklı yapıdaki çözüm ağı çalışmasında ise dört yüzlü (tetrahedral) çözüm ağının altı yüzlü (hexahedral) çözüm ağı ile çok benzer sonuç verdiğini gözlemlemişlerdir. Özellikle karmaşık geometrilerde dört yüzlü çözüm ağı kullanımının zamandan tasarruf sağlayacağını ifade etmişlerdir.

Fife ve Davis [44], bir CHT problemine Ayrık-Burçak Simülasyonu (Detached-Eddy Simulation, DES) ve Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (Reynolds-Averaged Navier Stokes, RANS) yöntemlerini uygulamışlardır. İki yöntem arasında çok az farklılıklar gözlemiş ve test sonuçları ile oldukça tutarlı olduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları birçok analiz sonucu Reynolds sayısının CHT üzerinde oldukça etkili olduğunu vurgulamışlardır.

Kuhn ve diğ. [45], türbülanslı karışımın gerçekleştiği bir T-Bağlantısında CHT ile duvar üzerindeki sıcaklık dalgalanmalarını öngörebilmek için sayısal yöntemler üzerinde çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmalar sonucu LES yönteminin test sonuçlarıyla oldukça örtüştüğünü gözlemlemişlerdir. Bunun yanı sıra duvar sıcaklıklarında meydana gelen dalgalanmaların duvar kalınlıkları ile olan ilişkisini araştırmış ve kalın duvarlarda meydana gelen sıcaklık dalgalanmasının daha fazla olduğunu öngörmüşlerdir.

Mangani ve diğ. [46], HAD analizlerindeki CHT problemleri için ticari kodlara alternatif olarak OpenFOAM kullanmışlardır. Bir türbin kanatçığı için farklı türbülans modelleri ile yaptıkları analizlerden, SST $k-\omega$ ve Spalart-Allmaras türbülans modellerinden elde edilen ısı transfer katsayısı ve duvar sıcaklıklarının, test verileriyle gayet uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Kim ve diğ. [47], CHT ve sonlu hacimler yöntemi ile 6 enjektörlü bir yanma odasının duvarı üzerindeki sıcaklık dağılımını elde etmeyi amaçlamışlardır. Genel sıcaklık dağılımının duvar bitişiğindeki akışın sıcaklığına benzer olduğunu gözlemlemişlerdir ve en yüksek duvar sıcaklığının 1130 K olduğunu ifade etmişlerdir. Astarın iç ve dış duvarları arasındaki sıcaklık gradyanının; duvar sıcaklığının düşük olduğu yerlerde yüksek, duvar sıcaklığının yüksek olduğu bölgelerde ise düşük olduğunu belirtmişlerdir. Benzer bir şekilde Ahn ve diğ. [48] üzerinde çalıştıkları bir ağır-hizmet gaz türbininin (heavy-duty gas turbine) yanma odası duvarlarında en yüksek sıcaklığın 1103 K olduğunu test etmişlerdir.

Li ve Kong [49], sonlu hacimler yöntemi ve CHT metodu kullanarak; bir silindir içindeki duvar boyunca gerçekleşen ısı transferinin yanma sürecine etkisini ve bir içten yanmalı motor duvarında oluşan ısıl yüklemeyi incelemişlerdir. Kullandıkları yöntemleri analitik çözümlerle doğrulayan Li ve Kong, yanma odası yüzeyinde zamana bağlı ve homojen olmayan bir dağılım elde edebildiklerini belirtmişlerdir.

He ve Oldfield [50], bir yüksek basınçlı türbinin kanatçıkları üzerindeki sıcaklık dağılımını CHT metoduyla elde etmeyi hedeflemişlerdir. Sonlu hacimler yöntemi kullanarak, duvar kenarındaki sayısal ağın duvar sıcaklıkları çözümünde oynadığı rolü incelemişlerdir. Buna göre duvar kenarındaki sayısal ağ yoğunluğunun çözümü doğrudan etkilediğini vurgulamış ve özellikle zamana bağlı olan problemlerde sayısal ağ yoğunluğunun bu bölgelerde fazla olmasını önermişlerdir.

Chen ve diğ. [51], bir ısıtılmış halka tipi mini-kanalda CHT metodu için türbülans modeli çalışması yapmışlardır. Yaptıkları çalışmalar sonucu girişteki türbülans koşullarının analiz sonuçlarını oldukça etkilediğini belirtmişlerdir. Bununla birlikte, kurum-içi yaptıkları test sonuçlarıyla kıyaslandığında, ticari HAD kodlarından Star-CD çözücüsünün, CFX çözücüsüne göre daha iyi olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca $k-\epsilon$, SST $k-\omega$ ve V2F türbülans modellerini karşılaştıran Chen ve diğ., ısı transfer hesaplamalarında, 6000 mertebelerindeki Reynolds sayıları için Star-CD V2F modelinin; 10000 civarındaki Reynolds sayıları için Star-CD SST $k-\omega$ türbülans modelinin daha iyi performans verdiğini belirtmişlerdir.

1.3 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, insansız hava araçlarında kullanılacak olan küçük bir turbojet motorun düz akışlı (through flow) ve halka tipi yanma odasının ve 1000 hp sınıfı bir turboşaft motorunun düz akışlı ve halka tipi yanma odasının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) analizleri ile astar sıcaklıklarının elde edilmesidir. Mevcut tezde turbojet motoru yanma odası çalışmaları, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen ve TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. ile ortak yürütülen, 00564.STZ.2010-1 kodlu, Küçük Bir Turbojet Motor için Hava Parçalı Yakıt-Hava Püskürtücülü Yanma Odası Geliştirme adlı SANTEZ projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Turboşaft motoru yanma odası çalışmaları ise TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. tarafından yürütülen “Çekirdek Motor Teknolojisi Geliştirme ve Gösterimi Projesi ile 1000+ hp Turboşaft motorların çekirdek kısmı için teknolojik hazırlık seviyesi” kapsamında yapılmıştır.

Çalışma kapsamında tasarım kriterlerine bağlı olarak oluşturulmuş üç boyutlu yanma odası geometrisinin Star-CCM+ ticari çözücüsü kullanılarak CHT analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Bununla birlikte yanma ve türbülans modeli çalışmaları yapılarak deneysel verilerle karşılaştırılması hedeflenmiştir.



2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YÖNTEMİ

Bu bölümde, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözücüsü olan Star-CCM+’da kullanılan temel denklemler, türbülans modelleri ve yanma modelleri açıklanmıştır.

2.1 Temel Denklemler

Bu bölümde, gaz fazındaki akışı matematiksel olarak ifade eden temel diferansiyel denklemler açıklanmıştır. Bu denklemler; süreklilik, momentum, enerji ve kimyasal türlerin taşınma denklemleri olarak sıralanabilir.

Kütlenin korunumunu ifade eden temel denklemlerden ilki Denklem (2.1)’de verilen süreklilik denklemidir ve kartezyen tensör formunda şu şekilde verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = S_M \quad (2.1)$$

Burada, ρ öz kütleyi, t zamanı, x konum vektörünü ve u hız vektörünü ifade ederken; S_M ise sıvı fazın buharlaşması sonucunda gaz fazındaki kütle artışını temsil eden kaynak terimi (source term)’dir.

Denklem (2.2)’de ise diğer bir temel denklem olan Momentum korunum denklemi kartezyen tensör formunda verilmiştir.

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{F,i} \quad (2.2)$$

Burada, p basıncı, $S_{F,i}$ ise sıvı ve gaz fazların birbirleri ile olan etkileşimleri nedeniyle birim hacime etki eden kuvvetleri temsil eden kaynak terimidir. τ_{ij} terimi ise viskoz gerilme tensörünü ifade etmektedir. Viskoz gerilme, Newtonyen akışkan için Denklem (2.3)’te gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.3)$$

Burada, μ dinamik viskoziteyi ifade etmektedir. Bir diğere temel denklem olan enerji korunum denklemi Denklem (2.4)'de gösterildiğı gibidir. Akışın tepkimeli olması sebebiyle bu denklem, taşınma değışkeni entalpi olacak şekilde yazılmıştır.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j H)}{\partial x_j} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_g}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) + S_H + S_E \quad (2.4)$$

Burada, H toplam entalpiyi ifade ederken; k_g ısı iletim katsayısını, C_p özgül ısıyı ifade etmektedir. Kaynak terimlerinden S_H terimi, kimyasal reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ısıyı temsil ederken; S_E terimi ise sıvı ve gaz fazı arasında gerçekleşen ısı transferini ifade etmektedir. Bunun yanı sıra Denklem (2.4)'de basınç ve viskoz ısınma kavramlarına yer verilmemiştir; çünkü yanma enerjisi referans alındığında, bu terimler çok küçük olduğundan ihmal edilmektedir.

Denklem (2.5)'de ise kimyasal türlerin taşınma denklemi gösterilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho Y_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_m)}{\partial x_j} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_C + S_M \quad (2.5)$$

Burada, Y_m m'inci türün kütle oranını (mass fraction), D terimi ise kütle yayılım katsayısını ifade etmektedir ve boyutsuz bir sayı olan Schmidt sayısı ile Denklem (2.6)'da gösterildiğı gibi hesaplanmaktadır. Bir diğere kaynak terimi olan S_C terimi ise, kimyasal tepkimeler sonucunda kimyasal türün üretim veya tüketiminden kaynaklanan terimdir.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (2.6)$$

2.2 Türbülansın Modellenmesi

Yanma odası içinde, yanma reaksiyonları sonucunda oluşan gaz, yanma odasını terk ederken 150 m/s gibi yüksek hızlara ulaşmaktadır. Bunun yanı sıra yanma odasındaki jet delikleri, döngü kanalları, soğutma delikleri yanma odası problemini fazlasıyla karmaşık hale getirmektedir. Tüm bu etkenler göz önüne alındığında, yanma odasında türbülanslı bir akış oluşması kaçınılmaz hale gelmektedir. Sözü geçen alanda mühendislik problemlerinin tümü türbülanslı olduğundan, türbülanslı akış büyük önem taşımaktadır [1]. Günümüzde halen türbülansın varlığı her ne kadar

bilinse de tam olarak açıklanamayan bir olgu konumundadır. Bu nedenle HAD simülasyonlarında, türbülanslı akışlar çeşitli yaklaşımlarla modellenmektedir.

Türbülanslı akışlar; üç boyutlu, farklı büyüklüklere sahip ve gelişi güzel davranışlar sergileyen, burgaç (eddy) adında yapılardan meydana gelmektedir. Burgaçlar büyüklüklerine göre farklı karakterlere sahiptirler; büyük burgaçlar, sınır şartı, başlangıç şartı gibi parametrelere bağlı ve anizotropik iken; küçük burgaçlar, izotropiktir ve o parametrelere bağlı değildir [53]. Bunlara ek olarak burgaçlar momentum ve kinetik enerjiye de sahiptirler. Kinetik enerjisi yüksek olan bir burgaç viskoz (viscous) kuvvetlerin etkisi ile daha küçük burgaçlara bölünür ve bu bölünme işlemi en küçük burgaç oluşana dek devam eder. Oluşan en küçük burgaç ise yayınır. Bu enerji aktarımı, ismini Andrey Kolmogorov'dan alan, Kolmogorov kademesi olarak isimlendirilmiştir. Buna göre burgaçların yayınmadan önce sahip olabileceği en küçük uzunluk ölçeği Denklem (2.7)'de gösterildiği gibidir [54].

$$\eta_K = \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (2.7)$$

Burada, η_K Kolmogorov uzunluk ölçeğini, ε türbülans kinetik enerjisinin yayınım hızını ve v kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Bunun yanı sıra Kolmogorov zaman ve hız ölçekleri ise Denklem (2.8) ve Denklem (2.9)'da sırasıyla gösterilmiştir.

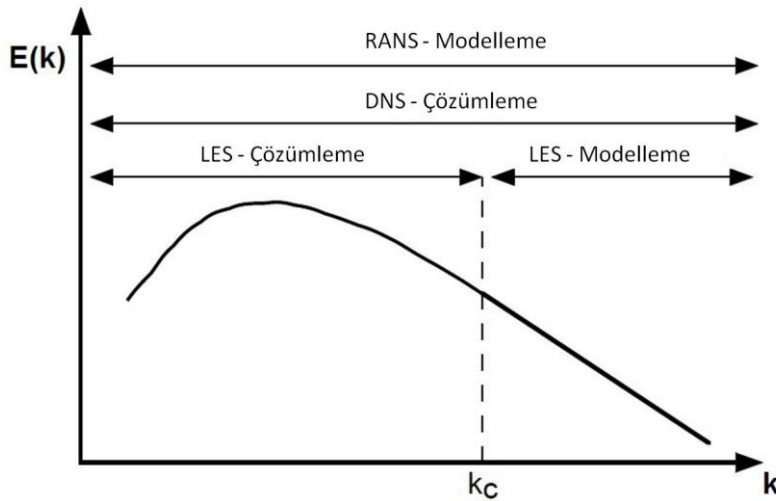
$$\tau_K = \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (2.8)$$

$$u_K = (v\varepsilon)^{1/4} \quad (2.9)$$

Farklı enerji ve ölçekteki burgaçları çözümleyebilmek ya da modelleyebilmek adına çeşitli sayısal yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlar doğruluk derecesine göre hiyerarşik olarak; DNS (Direct Numerical Simulation), LES (Large Eddy Simulation) ve RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) olarak sıralanabilir. DNS herhangi bir modellemeye ihtiyaç duyulmadan temel denklemlerin çözüldüğü bir yöntemdir. Bu yöntemde, Kolmogorov mikro ölçekleri de dahil olmak üzere tüm türbülans uzunluk ölçekleri çözümlenmektedir. Dolayısıyla bu çözümü elde edebilmek için çok fazla sayıda hesaplama hücresine ve zaman adımına ihtiyaç duyulmaktadır. Moser ve Moin, bir kanal akış probleminin çözümü için gerekli olan

hesaplama hücre sayısını, türbülanslı Reynolds sayısı cinsinden, $Re_T^{9/4}$ olarak ifade etmiştir [55]. Hesaplama maliyetinin bu denli fazla olması nedeniyle; çoklu kimyasal tür taşınımını, karmaşık bir kimyayı ve gerçek termodinamiği içeren kimyasal tepkimeli bir akışın DNS ile çözülmesi halen mümkün değildir [56].

LES yaklaşımında ise küçük ölçekli burgaçlar modellenirken; büyük ölçekli burgaçlar doğrudan çözülmemektedir. Dolayısıyla hesaplama maliyeti açısından LES modeli, tüm ölçekteki burgaçların modellendiği RANS yaklaşımı ile tüm ölçekteki burgaçların doğrudan çözümlendiği DNS yaklaşımı arasında yer almaktadır. Bu yaklaşımda, burgaçları büyük ya da küçük ölçeklere göre kategorize eden bir cut-off dalga boyu yer almaktadır. Bu dalga boyundan daha küçük dalga boyuna sahip burgaçlar büyük burgaçlar ya da enerji içeren burgaçlar olup doğrudan çözümlenirken; diğerleri ağ-altı ölçek (sub-grid scale) türbülans modeliyle modellenmektedir [57]. LES yönteminde büyük burgaçlar doğrudan çözümlendiği için çözüm ağı büyük önem teşkil etmektedir; hesaplama hücreleri olabildiğince eş boyutlu ve sık olmalıdır. Dolayısıyla yüksek bilgisayar gücü gerektiren bu çözüm yöntemi zaman zaman kullanılsa da günümüzde birçok uygulama için çok pratik bir yöntem değildir [58]. Şekil 2.1’de DNS, LES ve RANS yöntemlerine ait yaklaşımlar enerji spektrumuna bağlı olarak gösterilmektedir. Burada k_c , cut-off dalga boyunu temsil etmektedir.



Şekil 2.1: Dalga boyuna bağlı türbülans enerji spektrumu logaritmik grafiği [56]

Diğer bir çözüm yöntemi olan RANS yöntemi hesaplama maliyeti açısından LES ve DNS yöntemlerine göre daha düşük bir gereksinime sahiptir. Bu yöntemde zamana bağlı olmayan bir akışta, herhangi bir değişken, Denklem (2.10)'da gösterildiği gibi zaman ortalamalı değer ($\bar{\phi}$) ve çalkantı miktarının (ϕ') toplamı olarak yazılabilir.

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (2.10)$$

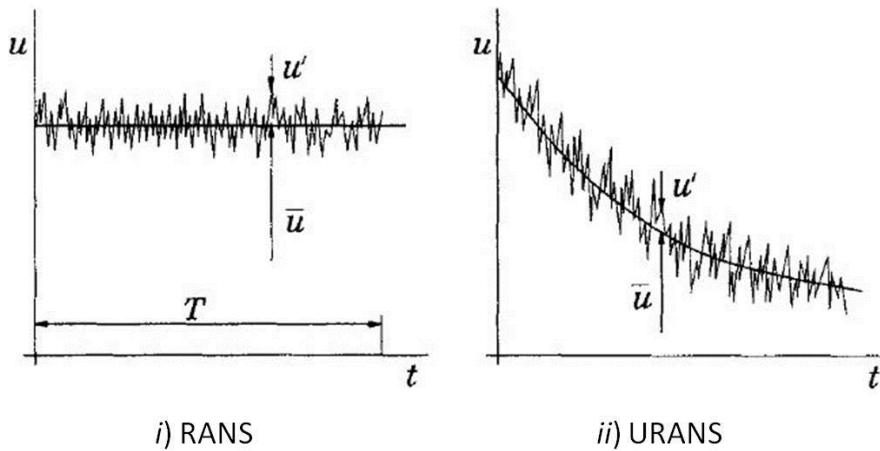
Zaman ortalamalı değer ise Denklem (2.11)'de gösterildiği gibidir.

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt \quad (2.11)$$

Burada t , zamanı, T terimi ise ortalama zaman aralığını temsil etmektedir ve eğer zaman aralığı yeterince büyükse, $\bar{\phi}$ zamandan bağımsız olmaktadır. Eğer akış zamana bağlı ise zaman ortalaması yerine topluluk ortalaması (ensemble averaging) kullanılmaktadır ve Denklem (2.12)'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır [59].

$$\bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_{n=1}^N \phi(x_i, t) dt \quad (2.12)$$

Burada, N , topluluktaki üye sayısını temsil etmektedir ve çalkantının etkisini yok etmek için yeterince büyük olmalıdır. İsmine, Zamana Bağlı Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) denilen bu yaklaşım herhangi bir akışa uygulanabilmektedir. Akışın sürekli rejimdeki ve zamana bağlı rejimdeki davranışları Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: RANS yöntemindeki zaman ortalaması ve URANS yöntemindeki topluluk ortalaması [59]

Sıkıştırılabilir akışlarda ve yanma gibi yoğunluk değişiminin fazla olduğu akışlarda, zaman ortalaması yöntemi yerine, yoğunluk ağırlıklı ortalama (favre average) kullanılması önerilmektedir. Aksi takdirde, temel denklemlere yoğunluk dalgalanmasının korelasyonları da eklendiğinde çok karmaşık bir hal almaktadır [60].

$$\phi(x_i, t) = \tilde{\phi}(x_i, t) + \phi''(x_i, t) \quad (2.13)$$

Burada, ϕ'' değerinin yoğunluk ile birlikte ortalaması alındığında aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\overline{\rho\phi''} = 0 \quad (2.14)$$

Buradan $\tilde{\phi}$ terimini türetmek amacıyla Denklem (2.13) yoğunluk ile çarpılarak ortalaması alınır:

$$\overline{\rho\phi} = \overline{\rho\tilde{\phi}} + \overline{\rho\phi''} = \overline{\rho\tilde{\phi}} \quad (2.15)$$

Böylelikle $\tilde{\phi}$, ortalama değeri Denklem (2.16)'da yazıldığı ifade edilir [61]:

$$\tilde{\phi}(x_i, t) = \frac{\overline{\rho\phi(x_i, t)}}{\bar{\rho}} \quad (2.16)$$

Denklem (2.16)'ya göre Navier Stokes denklemleri aşağıdaki gibi yeniden yazılabilir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = \bar{S}_M \quad (2.17)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\tau}_{ij} + \overline{\rho u_j'' u_i''} \right) + \bar{S}_{F,i} \quad (2.18)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{H})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H})}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \alpha \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j'' H''} \right) + \bar{S}_H + \bar{S}_E \quad (2.19)$$

Herhangi bir kimyasal tür için çözülen kütle taşıma denklemi:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Y}_m)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho}D \frac{\partial\tilde{Y}_m}{\partial x_j} + \bar{\rho}u_j''\tilde{Y}_m'' \right) + \bar{S}_C + \bar{S}_M \quad (2.20)$$

Burada ısı yayılım katsayısı olarak geçen α terimi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\alpha = \frac{k}{\bar{\rho}C_p} \quad (2.21)$$

Momentum denklemindeki Reynolds gerilme tensörü olarak isimlendirilen, $\bar{\rho}u_j''u_i''$ terimi, üç boyutta dokuz bilinmeyen içermektedir ve bu matris Denklem (2.22)'de gösterildiği gibidir. Fakat u_i'' ve u_j'' terimleri yer değiştirebildiğinden, Reynolds gerilme tensörü altı bağımsız bileşenden oluşur [62].

$$\bar{\rho}u_j''u_i'' = \begin{pmatrix} \overline{\rho(u_1'')^2} & \overline{\rho u_1'' u_2''} & \overline{\rho u_1'' u_3''} \\ \overline{\rho u_2'' u_1''} & \overline{\rho(u_2'')^2} & \overline{\rho u_2'' u_3''} \\ \overline{\rho u_3'' u_1''} & \overline{\rho u_3'' u_2''} & \overline{\rho(u_3'')^2} \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

RSM (Reynolds Stress Model) yaklaşımında, denklem sayısının artması ile birlikte hesaplama yükü ve hesaplama maliyeti artmaktadır. Bu nedenle bu çalışma kapsamında Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşıma göre Reynolds gerilme tensörü, Denklem (2.3)'de verilmiş olan viskoz gerilme tensörüne benzer şekilde hesaplanmaktadır:

$$\bar{\rho}u_j''u_i'' = \mu_t \left(\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.23)$$

Burada μ_t , türbülanslı burgaç viskozitesini göstermektedir. Denklem (2.19)'da yer alan türbülansa bağlı $\bar{\rho}u_j''H''$ terimi aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmaktadır:

$$\bar{\rho}u_j''H'' = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial\tilde{H}}{\partial x_j} \quad (2.24)$$

Burada, Pr_t türbülanslı Prandtl sayısını temsil etmektedir ve Denklem (2.25)'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho}\alpha_t} \quad (2.25)$$

Burada α_t , türbülansa bağlı ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir. Denklem (2.20)'deki $\overline{\rho u_j Y_m}$ türbülansa bağlı terim ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\overline{\rho u_j Y_m} = \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \quad (2.26)$$

Burada Sc_t , türbülanslı Schmidt sayısını göstermekte ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho}D_t} \quad (2.27)$$

Burada D_t , türbülansa bağlı kütle yayılım katsayısını ifade etmektedir. Tez kapsamında türbülanslı Prandtl ve Schmidt sayıları 0.9 olarak alınmıştır [63].

Türbülanslı viskoziteyi (μ_t) hesaplayabilmek için çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modellerden bazıları, Standart k- ε modeli, Realizable k- ε modeli, Standart k- ω modeli ve SST (Shear Stress Transport) k- ω modelidir.

2.2.1 Standart k- ε türbülans modeli

k- ε modeli ilk olarak 1972'de Jones ve Launder tarafından geliştirilmiştir [64]. Bu model, türbülans viskozitesini, türbülansın üretim ve yitim denklemleri ile açıklamaktadır. Buna göre türbülans viskozitesi Denklem (2.28)'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \bar{\rho}C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.28)$$

Burada C_μ terimi, deneysel verilerle elde edilen bir sabittir. Ayrıca denklemde yer alan k ve ε terimleri sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yitim hızını ifade etmektedir. k ve ε terimleri aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \bar{\rho}\varepsilon \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.30)$$

Her iki denklemde de yer alan P_k , kinetik enerji üretimi, aşağıdaki gibi modellenmektedir:

$$P_k = \bar{\rho} \overline{u_j u_i} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.31)$$

Denklem (2.29) ve Denklem (2.30)'da yer alan $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , ve σ_ε terimleri Standart k- ε modelindeki sabitlerdir ve bu parametrelere ait değerler Çizelge 2.1'de verildiği gibidir. Bu sabitler deneysel verilerden türetildiğinden, birçok kayma gerilimi olmayan akışlarda (free shear flow) ve sınır tabaka akış tiplerinde karşılaştırılabilir bir biçimde doğru sonuçlar vermektedir. Fakat döngülü akış gibi farklı akış türleri için Realizable k- ε modeli türetilmiştir.

Çizelge 2.1: Standart k- ε modelindeki deneysel sabitler

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

2.2.2 Realizable k- ε türbülans modeli

Standart k- ε modelinin yetersiz çözüm sağladığı akış türleri için Realizable k- ε modeli geliştirilmiştir [65]. Buna ek olarak matematiksel sınırlamaların da etkisiyle Realizable k- ε modeli, türbülans viskozitesi için farklı bir formülasyon içermektedir. Böylelikle türbülanslı kinetik enerjinin (k) taşınım denklemi aynı şekilde hesaplanırken; ε değeri için aşağıdaki taşınım denklemi kullanılmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \bar{\rho} C_1 \tilde{S} \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (2.32)$$

Burada C_1 katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (2.33)$$

$$\eta = \tilde{S} \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.34)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.35)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.36)$$

Denklem (2.28)'deki türbülans viskozitesi hesabında yer alan C_μ terimi sabit olarak alınırken; bu modelde gerinim hızı ve vortisite tensörüne bağlı, değişken bir parametre olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (2.37)$$

Burada yer alan A_0 sabitinin değeri 4.04'tür. A_s ise aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmaktadır:

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (2.38)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1} (\sqrt{6}W) \quad (2.39)$$

$$\tilde{W} = \frac{\tilde{S}_{ij} \tilde{S}_{jk} \tilde{S}_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (2.40)$$

Denklem (2.37)'de bulunan U^* terimi modele ait diğer bir değişkendir ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$U^* \equiv \sqrt{\tilde{S}_{ij} \tilde{S}_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (2.41)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.42)$$

Realizable k- ε modelinde kullanılan deneysel sabitler Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.2: Realizable k- ε modeline ait deneysel sabitler

C_2	σ_k	σ_ε
1.9	1.0	1.2

2.2.3 Standart k- ω türbülans modeli

Bu model ilk olarak Kolmogorov tarafından ve ardından 1970'de Saffman tarafından geliştirilmiştir. Son 30 yıldır ise Wilcox tarafından sadeleştirilmiş ve iyileştirilmiştir [66]. Bu modelde türbülans viskozitesi aşağıdaki hesaplanmaktadır:

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho}k}{\tilde{\omega}} \quad (2.43)$$

$$\tilde{\omega} = \max \left[\omega, 0.875 \left(\frac{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}{\beta^*} \right)^{0.5} \right] \quad (2.44)$$

$$\bar{S}_{ij} = S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.45)$$

Burada ω terimi, özgül türbülans yitimini, \bar{S}_{ij} ortalama gerinim hızı tensörünü, β^* bir türbülans model katsayısını ve δ_{ij} ise Kronocker deltası temsil etmektedir. Türbülanslı kinetik enerji ve özgül türbülans yitimi sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta^* \omega k \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega) &= \alpha \frac{\omega}{k} \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \\ &+ \sigma_d \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta \omega^2 \end{aligned} \quad (2.47)$$

Burada τ_{ij} terimi, özgül Reynolds gerilim tensörünü temsil etmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\mu_t}{\bar{\rho}} \bar{S}_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.48)$$

Denklem (2.46) ve Denklem (2.47)'de yer alan α , β , β^* , σ^* , σ_d , σ terimleri deneysel sabitlerdir ve Çizelge 2.3'deki değerleri almaktadırlar.

Çizelge 2.3: Standart k- ω modeline ait deneysel sabitler

α	β	β^*	σ^*	σ_d	σ
0.52	0.07	0.09	0.6	0.125	0.5

2.2.4 SST k- ω türbülans modeli

Menter [67, 68], Standart k- ω türbülans modelinin ve yüksek Reynolds sayılı k- ε türbülans modelinin pozitif yönlerini alarak SST k- ω türbülans Modelini türetmiştir. Bu modelde; ters basınç gradyanlı akışların öngörüşü için, uyarlanmış türbülanslı burgaç-viskozitesi (Modified turbulent eddy-viscosity) fonksiyonu kullanılmıştır. Türbülanslı kinetik enerji ve özgül türbülans yitimi sırasıyla aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \bar{\rho}\omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.49)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \omega) &= \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \bar{\rho}\beta\omega^2 \\ + 2(1 - F_1)\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.50)$$

Burada τ_{ij} kayma gerilim tensörünü göstermekte ve şu şekilde hesaplanmaktadır,

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho}k \delta_{ij} \quad (2.51)$$

Burada μ_t , türbülanslı burgaç viskozitesini temsil etmektedir ve Denklem (2.52)'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Burada a_1 0.31 değerine sahip bir katsayıdır.

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho}a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (2.52)$$

SST k- ω türbülans modelindeki sabitler; Standart k- ω modelinin sabitleri ve Dönüştürülmüş k- ε modelinin sabitleriyle harmanlanarak elde edilmektedir. Bu bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.53)$$

Burada F_1 , duvara yakın bölgede ve yüzey üzerinde tasarlanan bir fonksiyonu, ϕ_1 , Standart k- ω modeline ait sabitleri, ϕ_2 ise Dönüştürülmüş k- ε modeline ait sabitleri temsil etmektedir. F_1 , aşağıda ifade edildiği gibi elde edilmektedir:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.54)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (2.55)$$

Burada, y en yakın duvara olan mesafeyi ifade ederken; $CD_{k\omega}$, çapraz-yayınım (cross-diffusion) terimini temsil etmektedir ve Denklem (2.56)'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (2.56)$$

İkincil bir fonksiyon olan F_2 ise aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.57)$$

$$\arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (2.58)$$

Standart k- ω modelinden gelen katsayılar (ϕ_1) Çizelge 2.4'de yer aldığı gibidir.

Çizelge 2.4. Standart k- ε modelinden elde edilen katsayılar

σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	β_1	a_1	β^*	κ	γ_1
0.85	0.5	0.075	0.31	0.09	0.41	0.533

Burada γ_1 katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad (2.59)$$

Dönüştürülmüş k- ε modelinden gelen katsayılar (ϕ_2) ise Çizelge 2.5'te verildiği gibidir.

Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş k- ε modelinden elde edilen katsayılar

σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$	β_2	a_1	β^*	κ	γ_2
1	0.856	0.0828	0.31	0.09	0.41	0.44

Burada γ_2 katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad (2.60)$$

2.3 Katı Hacmin Modellenmesi

Katı hacim içinde çözülen enerji taşınımı Denklem (2.61)'de gösterildiği gibi integral formunda yazılabilir:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho C_p T dV + \oint_A \rho C_p T v_s \cdot da = - \oint_A q'' \cdot da + \int_V s dV \quad (2.61)$$

Burada, q'' ısı akısı vektörünü, v_s katı taşınım hızını, s ise hacimsel kaynak terimini temsil etmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda dönel katı cisim modellenmemiş dolayısıyla katı taşınım hızı 0 olarak alınmıştır.

Eşlenik ısı transferi modelinde, akış ile katı enerji denklemleri eş zamanlı ve bağışık bir biçimde çözümlenmektedir [69]. Akışkan-katı ara yüzünde katı ve akışkanın ısı akıları birbirlerine eşittir ve bu arayüzde gerçekleşen ısı akısı dengesi Denklem (2.62)'de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = h_f (T_w - T_{ref}) \quad (2.62)$$

Burada k_s , katıya ait ısı iletkenlik katsayısını, n katı yüzeyi normal vektörünü, h_f akışkanın ısı transfer katsayısını, T_w duvar sıcaklığı ve T_{ref} ise duvara en yakın hesaplama hücresinin merkezindeki sıcaklık değerini temsil etmektedir. Isı transfer katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$h_f = \frac{\rho_f C_{p,f} u_\tau}{T^+} \quad (2.63)$$

Burada ρ_f ve $C_{p,f}$ akışkana ait yoğunluğu ve özgül ısı sığasını, u_τ duvar kayma gerilimine bağlı hız ölçeğini ve T^+ ise boyutsuz sıcaklığı ifade etmektedir. Aynı zamanda bu ifadeler boyutsuz duvar uzaklığının (y^+) bir fonksiyonudur. y^+ ise aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$y^+ = \frac{y u^*}{\nu} \quad (2.64)$$

Burada y , duvara en yakın hücre merkezinin duvara olan normal uzaklığını, u^* referans hızı ve ν kinematik viskoziteyi temsil etmektedir. u^* ise duvar kayma gerilimine bağlı olarak Denklem (2.63)'deki gibi yazılabilir.

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.65)$$

Isı transfer katsayısını elde etmek için gerekli olan boyutsuz sıcaklık, T^+ hesaplanırken duvar yasaları kullanılır. Harmanlanmış duvar yasalarına (Blended wall laws) göre T^+ aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$T^+ = \exp(-\Gamma)(T_{lam}^+ - q_{lam}^+) + \exp\left(-\frac{1}{\Gamma}\right)(T_{trb}^+ - q_{trb}^+) \quad (2.66)$$

Burada Γ ise,

$$\Gamma = \frac{0.01(\text{Pr } y^+)^4}{1 + 5\text{Pr}^3 y^+} \quad (2.67)$$

Denklem 2.66'da yer alan lam ve trb alt indisleri terimin laminar ya da türbülanslı olduğunu göstermektedir. Buna göre viskoz alt tabaka içinde modellenen boyutsuz büyüklükler T_{lam}^+ ve q_{lam}^+ sırasıyla Denklem (2.68) ve Denklem (2.69)'da gösterildiği gibi yazılabilir.

$$T_{lam}^+ = \text{Pr } y^+ \quad (2.68)$$

$$q_{lam}^+ = \frac{\rho u^* u^2}{2q''} \quad (2.69)$$

Logaritmik bölgede modellenen boyutsuz büyüklükler T_{trb}^+ ve q_{trb}^+ ise sırasıyla Denklem (2.70) ve Denklem (2.71)'de verilmiştir.

$$T_{trb}^+ = \text{Pr}_t (u_{trb}^+ + P) \quad (2.70)$$

$$q_{trb}^+ = \frac{\rho u^*}{2q''} \left[u^2 - \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} - 1 \right) \left(\frac{u^* P}{\text{Pr} - \text{Pr}_t} \right)^2 \right] \quad (2.71)$$

Burada Pr ve Pr_t , moleküler ve türbülanslı Prandtl sayılarını ifade etmektedir. Türbülanslı boyutsuz sıcaklığın hesaplandığı Denklem (2.70)'de yer alan türbülanslı boyutsuz hız dağılımı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$u_{trb}^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(E' y^+) \quad (2.72)$$

Burada E' ;

$$E' = \frac{E}{f} \quad (2.73)$$

Burada f duvara ait pürüzlülük fonksiyonunu göstermektedir ve pürüzsüz yüzeylerde bire eşittir. κ ve E ise tipik olarak sırasıyla 0.42 ve 9.0 değerine sahip katsayılardır.

Denklem (2.70) ve (2.71)'de yer alan P fonksiyonu, logaritmik ve viskoz alanlardaki ısıl profillerin kesiştiği noktadaki hızı yönlendiren bir fonksiyondur ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$P = 9.24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{0.75} - 1 \right] \left[1 + 0.28 \exp \left(-0.007 \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right) \right] \quad (2.74)$$

Isı transferi farklı şekillerde matematiksel olarak ifade edilebilir; bunlardan biri de boyutsuz Stanton sayısıdır. Reynolds andırımı (Reynolds analogy)'na göre Stanton sayısı (St) yüzey sürtünme katsayısına (skin friction coefficient, C_f) bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$St = \frac{C_f}{2} \quad (2.75)$$

Burada C_f ,

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho_f u_f^2} \quad (2.76)$$

2.4 Yanma Reaksiyonunun Modellenmesi

Yanma, ön-karışımli (premixed) ve ön-karışımli (non-premixed, diffusion) olmak üzere iki ana grupta sınıflandırılmaktadır. Ön-karışımli yanmada, yakıt ile hava karışımı yanmadan önce gerçekleşirken; ön-karışımli yanmada, yakıt ile hava yanma bölgesinde yayılım nedeniyle gerçekleşir. Bununla birlikte akışın karakterine bağlı olarak her iki yanma rejimi laminer ya da türbülanslı olarak tasnif edilir [9]. Bu tez çalışması kapsamında, türbülanslı ön-karışımli yanma rejimi ele alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Ön-karışimsız türbülanslı yanma rejimi, kimyasal reaksiyonlara farklı yaklaşan iki modelden oluşmaktadır. Bu yaklaşımlardan ilki, hızlı kimya (infinitely fast chemistry) modelinde; yakıt ile havanın reaksiyonu, türbülanslı karışıma oranla daha hızlıdır. Bu nedenle reaksiyon hızları türbülanslı karışım tarafından saptanır. Diğer bir yaklaşım olan, yavaş kimya (finite-rate chemistry) modelinde ise yakıt ile havanın yanması, türbülanslı karışım ile aynı ya da daha yavaş hızlarda gerçekleşir. Dolayısıyla reaksiyon hızları kimyasal kinetik ile belirlenir.

Ön-karışimsız türbülanslı yanma rejiminde akış ile kimya arasındaki etkileşimi belirlemek amacıyla Damköhler sayısı (Da) kullanılmaktadır. Bu sayı, karakteristik akış zamanının karakteristik kimyasal zamana oranı olarak tanımlanmaktadır. Buna göre Damköhler sayısının yüksek olması durumunda hızlı kimya yaklaşımı modellenirken; küçük Damköhler sayılarında yavaş kimya yaklaşımı modellenmektedir [70].

Yanma süreçlerinde, çok kısa bir süre içinde çeşitli ara türler meydana gelir ve kaybolur. Tüm bu olaylar flamelet adı verilen çok ince bir bölgede gerçekleşir. Bu nedenle bu ince yanma bölgesi içinde kimyasal türlerin ve sıcaklığın dağılımını belirleyebilmek için yanma esnasında ortaya çıkan her bir kimyasal türe ilişkin reaksiyon hızı hesaplanması gerekmektedir. Günümüzdeki bilgisayar gücü ile bile tüm bu hesaplamaların yapılması limitler içinde gerçekleşmektedir [71].

2.4.1 Standart Eddy Break Up yanma modeli

Bu model ilk olarak Spalding tarafından 1971'de geliştirilmiştir ardından 1976 yılında Magnusen ve Hiertager tarafından modifiye edilmiştir [72,73]. Modelde reaksiyon hızlarının türbülanslı karışım tarafından belirlendiği varsayımı yapılmaktadır. Dolayısıyla Da sayısının yüksek olduğu durumlarda kullanılmakta ve reaksiyon hızı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\tilde{\omega}_r^{mix} = -\frac{\bar{\rho}}{M_F} \left(\frac{1}{\tau_t} \right) A_{EBU} \min \left[\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O \left(\frac{\nu_F M_F}{\nu_O M_O} \right) \right] \quad (2.77)$$

Burada, τ_t türbülanslı karışım zamanını (turbulent mixing time), A_{EBU} deneysel bir sabiti, \tilde{Y}_F ve \tilde{Y}_O sırasıyla yakıtın ve oksitleyicinin mol oranını, M_F ve M_O yakıtın ve oksitleyicinin mol ağırlığını, ν_F ve ν_O ise yakıtın ve oksitleyicinin stokiyometrik

katsayılarını ifade etmektedir. Tez çalışması kapsamında A_{EBU} deneysel sabiti 4 olarak alınmıştır. Türbülanslı karışım zamanı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\tau_t = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.78)$$

2.4.2 Hibrit Eddy Break Up yanma modeli

Bu yanma modelinde reaksiyon hızı, Standart Eddy Break Up yanma modeli ve Arrhenius yanma modelinden elde edilen reaksiyon hızlarından daha küçük olana eşittir. Buna göre bu modeldeki reaksiyon hızı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\tilde{\omega}_r = \min(\tilde{\omega}_r^{kin}, \tilde{\omega}_r^{mix}) \quad (2.79)$$

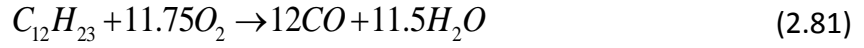
Burada $\tilde{\omega}_r^{mix}$ Denklem (2.68)'de verilmiş olan Standart Eddy Break Up modelinden elde edilen reaksiyon hızı iken, $\tilde{\omega}_r^{kin}$ ise Arrhenius yanma modelinden elde edilen reaksiyon hızını temsil etmektedir ve Denklem (2.80)'deki gibi hesaplanmaktadır. Arrhenius yanma modelinde, reaksiyon hızları yalnızca kimyasal kinetik tarafından belirlenir ve küçük Da sayılarında kullanılır [74].

$$\tilde{\omega}_r^{kin} = -A_r \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \prod_m \left(\frac{\bar{\rho} \tilde{Y}_m}{M_m}\right)^{\psi_m} \quad (2.80)$$

Burada A_r , reaksiyona ait ön faktörü, E_A , reaksiyonun aktivasyon enerjisini, M_m , kimyasal türe ait mol ağırlığını, ψ_m terimi ise hız faktörünü ifade etmektedir.

Yapılan yanma analizlerinde, bir hidrokarbon olan Jet-A ($C_{12}H_{23}$) yakıtı kullanılmıştır. Bu yakıt için Dagaut'un detaylı kimyasal mekanizması 209 tür ve 1673 tersinir reaksiyondan oluşmaktadır [75]. Böyle bir kimyasal mekanizmayı çözmek için büyük bilgisayar hafızaları ve uzun analiz zamanları gerekmektedir. Bunun yanı sıra birçok reaksiyondaki özel hız sabitleri literatürde olmadığından ya da tam olarak bilinmediğinden dolayı hata olasılığı artmaktadır. Bu nedenle yanma modellemelerinde, sadece ısı salınım hızı (heat release rate), alev sıcaklığı ve emisyon gibi nicelikleri öngörebilen indirgenmiş reaksiyon mekanizmaları kullanılmaktadır [76].

Tez çalışması kapsamında Jet-A yakıtı için Denklem (2.81) ve Denklem (2.82)'de gösterilen indirgenmiş iki kademeli reaksiyon mekanizması kullanılmıştır [77].



Jet-A mekanizmalarına ait Arrhenius parametreleri Çizelge 2.6'da gösterilmiştir. Burada ön faktör değerlerinde kmol, m, s ve K birim sistemleri kullanılmıştır.

Çizelge 2.6: Jet-A kimyasal reaksiyon mekanizmasında kullanılan sabitler

	Aktivasyon Enerjisi [J/kmol]	Ön Faktör	Hız Faktörü			
			$C_{12}H_{23}$	O_2	CO	H_2O
Denklem (2.81)	1.2552×10^8	2.27×10^9	$C_{12}H_{23}$	O_2	CO	H_2O
			0.25	1.5	0	0
Denklem (2.82)	1.6736×10^8	2.24×10^{12}	CO	H_2O	O_2	CO_2
			1.0	0.5	0.25	0

2.5 Sayısal Yöntemler

2.5.1 Sonlu hacimler yöntemi

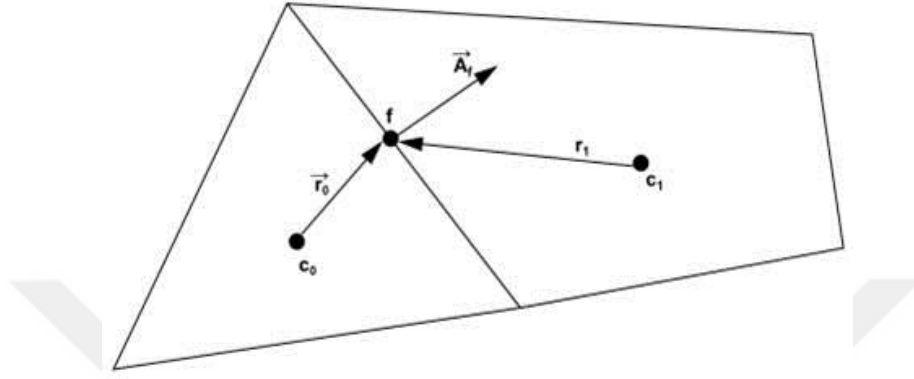
Kontrol hacmi olarak da bilinen sonlu hacimler yöntemi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği alanında ilk olarak 1971'de Mcdonald tarafından ortaya çıkarılmıştır [78]. Bu yöntemde kontrol hacmi, hesaplama hücresi adı verilen birbirine komşu sınırlı sayıda kontrol hacme ayrılmaktadır ve her bir hesaplama hücresi için taşınım denklemi hesaplanmaktadır. Bu taşınım denklemleri ayrıştırılabilmeleri açısından Denklem (2.83)'de gösterildiği gibi integral formunda yazılmaktadır.

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) dV + \oint_A \rho\phi\vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint_A \Gamma_\phi \vec{\nabla}\phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (2.83)$$

Burada denklemin sol tarafındaki ilk terim zamana bağlı terimi ifade etmektedir ve burada bulunan ϕ ve dV terimleri sırasıyla akışa ait herhangi bir skaler büyüklüğü ve hacim elamanını temsil etmektedir. Taşınım terimi olarak ifade edilen ikinci terimde ise \vec{v} hız vektörünü, $d\vec{A}$ ise yüzey elamanının normal vektörüyle çarpımını göstermektedir. Denklemin sağ tarafındaki ilk terim, yayılım terimini ifade etmektedir ve bu terimin içinde yer alan Γ_ϕ ifadesi skaler büyüklüğün yayılım

katsayısını belirtmektedir. Son terim ise kaynak terimi ifade etmekte ve burada bulunan S_ϕ skaler büyüklüğün üretim hızını göstermektedir.

Şekil 2.3’de iki boyutlu üçgen şeklindeki hücelere ait kontrol hacmi verilmiştir. Burada f , hesaplama hücresinin yüzey indisini, A_f ise hesaplama hücresinin yüzey alanını temsil etmektedir.



Şekil 2.3: Ayrıştırımda kullanılan iki boyutlu kontrol hacmi

Buna göre Denklem (2.83) ayrıştırıldığında aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$V \frac{d}{dt}(\rho\phi) + \sum_f \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.84)$$

Burada N , hücredeki yüzey sayısını, ϕ_f , yüzey boyunca taşınan ϕ miktarını, V ise hücre hacmini ifade etmektedir. Skaler taşınım denklemindeki zamana bağlı terim birinci dereceden ileri fark yöntemi ile ayrıştırıldığında aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{d}{dt}(\rho\phi) = \frac{(\rho\phi)^{n+1} - (\rho\phi)^n}{\Delta t} \quad (2.85)$$

Burada Δt , zaman adımını, n ve $n+1$ ise eski ve yeni zaman seviyelerini ifade etmektedir. Bununla birlikte taşınım ve yayılım terimlerinin merkezi fark yöntemi ile ayrıştırılmış halleri sırasıyla Denklem (2.86) ve Denklem (2.87)’de verildiği gibidir.

$$\rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = (\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f) (f^* \phi_{c_0} + (1-f^*) \phi_{c_1}) \quad (2.86)$$

$$\Gamma_{\phi_f} \vec{\nabla} \phi_f \cdot \vec{A}_f = \Gamma_f \left((\phi_{C_1} - \phi_{C_0}) \vec{\gamma} \cdot \vec{A} + \overline{\nabla \phi} \cdot \vec{A} - (\overline{\nabla \phi} \cdot d\vec{s}) \vec{\gamma} \cdot \vec{A} \right) \quad (2.87)$$

Burada f^* , ağırlık faktörünü belirtmektedir. Bu faktör hücre merkezlerinin hacimleri ve paylaştıkları yüzeye olan uzaklıkları üzerinden hesaplanmaktadır. Bunun yanı sıra denklemlerde yer alan C_0 ve C_1 alt indisleri komşu hücreleri temsil etmektedir. Denklem (2.87)'de bulunan $d\vec{s}$ terimi komşu hücrelerin yüzey indisine uzaklıkları farkından hesaplanmaktadır. Aynı denklemde yer alan Γ_f terimi komşu hücrelere ait yayılım katsayılarının ortalamasını ifade etmektedir ve $\vec{\gamma}$ terimi ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\vec{\gamma} = \frac{\vec{A}}{\vec{A} \cdot d\vec{s}} \quad (2.88)$$

2.5.2 SIMPLE çözüm algoritması

Bu çalışmada hesaplama maliyeti açısından daha yüksek olan bağlılık (coupled) çözücü yerine ayrılmış (segregated) çözücü kullanılmıştır. Ayrılmış çözücüde değişkenler bağlılık olarak çözümlenmediğinden basınç-hız bağlaşımı yapılmaktadır. Bu çalışmada basınç-hız bağlaşımı için ilk olarak 1972'de Patankar ve Spalding tarafından ortaya çıkarılan SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Bu algorithmada, hız değerleri lineerleştirilmiş momentum denklemlerinden elde edilirken; basınç değerleri ilk iterasyon için tahmin edilmektedir [79,80]. Momentum denkleminin çözümüyle elde edilen hız değerleri kullanılarak hücre yüzeylerindeki kütle akıları aşağıdaki gibi bulunmaktadır:

$$\bar{m}_f^* = \rho_f \left(\frac{\vec{v}_0^{**} + \vec{v}_1^{**}}{2} \cdot \vec{A} \right) - \rho_f \left(\frac{V_0 + V_1}{\bar{c}_0 + \bar{c}_1} \right) \vec{\gamma} \cdot d\vec{s} \left(p_1^* - p_0^* - \overline{\nabla p_f^*} \cdot d\vec{s} \right) \quad (2.89)$$

Burada v^{**} terimi hız alanını ifade etmektedir. Denklemin sağında bulunan ikinci terim Rhie ve Chow [81] cinsi yüzey yayılımını temsil etmektedir ve burada \bar{c}_0 ve \bar{c}_1 hücrelerin momentum katsayılarını, p_1^* ve p_0^* bir önceki iterasyonda bulunan basınç değerlerini; $\overline{\nabla p_f^*}$ ise bir önceki iterasyonda komşu hücrelerin basınç değişimlerinin hacimsel ortalamalarını temsil etmektedir. Bunu takiben çözülen basınç düzeltme denklemini aşağıda gösterildiği gibidir:

$$r = cp' + \sum_{ad} c_{ad} p'_{ad} \quad (2.90)$$

Burada r , artık (residual) kütle debisini, c ve p' sırasıyla hesaplama yapılan hücre için lineerleştirilmiş katsayıyı ve basınç düzeltme terimini temsil etmektedir. Benzer şekilde, c_{ad} komşu hücreler için lineerleştirilmiş katsayı ve p'_{ad} basınç düzeltme terimini ifade etmektedir.

Basınç düzeltme denkleminin çözülmesiyle elde edilen p' kullanılarak basınç alanı Denklem (2.91)'deki gibi yeniden hesaplanır.

$$p^{n+1} = p^n + \omega p' \quad (2.91)$$

Burada ω terimi basınç için rahatlatma katsayısını (under-relaxation factor) temsil etmektedir. Bir sonraki aşamada yüzey kütle akıları, Denklem (2.92)'deki gibi yeniden hesaplanmaktadır.

$$\bar{m}_f^{n+1} = \bar{m}_f^* + \bar{m} \quad (2.92)$$

Hesaplama hücrelerinin hızları ise Denklem (2.93)'de gösterildiği gibi güncellenmektedir.

$$v^{n+1} = v^* - \frac{V \nabla p'}{c_p^{rv}} \quad (2.93)$$

Burada $\nabla p'$ terimi basınç düzeltmelerinin değişimini ve c_p^{rv} terimi ise hız denklemini temsil eden ayrıştırılmış doğrusal sistem için merkezi katsayılar vektörünü temsil etmektedir.

Yanma, ön-karışimli (premixed) ve ön-karışimsız (non-premixed, diffusion) olmak üzere iki ana grupta sınıflandırılmaktadır. Ön-karışimli yanmada, yakıt ile hava karışımı yanmadan önce gerçekleşirken; ön-karışimsız yanmada, yakıt ile hava yanma bölgesinde yayılım nedeniyle gerçekleşir. Bununla birlikte akışın karakterine bağlı olarak her iki yanma rejimi laminer ya da türbülanslı olarak tasnif edilir [9]. Bu tez çalışması kapsamında, türbülanslı ön-karışimsız yanma rejimi ele alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Ön-karışimsız türbülanslı yanma rejimi, kimyasal reaksiyonlara farklı yaklaşan iki modelden oluşmaktadır. Bu yaklaşımlardan ilki, hızlı kimya (infinitely fast

chemistry) modelinde; yakıt ile havanın reaksiyonu, türbülanslı karışıma oranla daha hızlıdır. Bu nedenle reaksiyon hızları türbülanslı karışım tarafından saptanır. Diğer bir yaklaşım olan, yavaş kimya (finite-rate chemistry) modelinde ise yakıt ile havanın yanması, türbülanslı karışım ile aynı ya da daha yavaş hızlarda gerçekleşir. Dolayısıyla reaksiyon hızları kimyasal kinetik ile belirlenir.

Ön-karışimsız türbülanslı yanma rejiminde akış ile kimya arasındaki etkileşimi belirlemek amacıyla Damköhler sayısı (Da) kullanılmaktadır. Bu sayı, karakteristik akış zamanının karakteristik kimyasal zamana oranı olarak tanımlanmaktadır. Buna göre Damköhler sayısının yüksek olması durumunda hızlı kimya yaklaşımı modellenirken; küçük Damköhler sayılarında yavaş kimya yaklaşımı modellenmektedir [70].

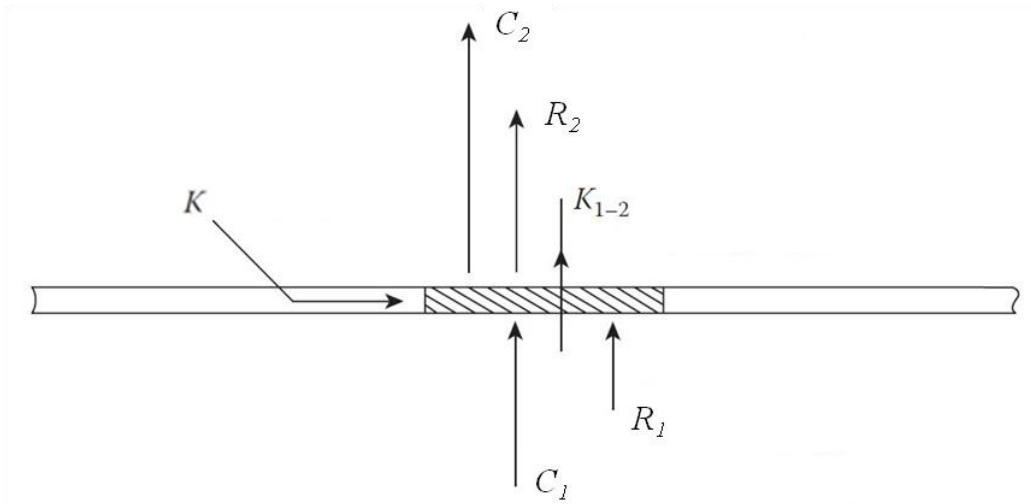
Yanma süreçlerinde, çok kısa bir süre içinde çeşitli ara türler meydana gelir ve kaybolur. Tüm bu olaylar flamelet adı verilen çok ince bir bölgede gerçekleşir. Bu nedenle bu ince yanma bölgesi içinde kimyasal türlerin ve sıcaklığın dağılımını belirleyebilmek için yanma esnasında ortaya çıkan her bir kimyasal türe ilişkin reaksiyon hızı hesaplanması gerekmektedir. Günümüzdeki bilgisayar gücü ile bile tüm bu hesaplamaların yapılması limitler içinde gerçekleşmektedir [71].



3. BİR BOYUTLU DUVAR SICAKLIĞI HESAPLAMASI

Yanma odalarındaki astar üzerinde meydana gelebilecek yer değiştirmeyi ve ısı gerilimleri saptamak, ayrıca yanma odasının ömrünü tayin etmek için astarın ısı transfer modellemesinin yapılması gerekmektedir. Bu duvar sıcaklığı hesaplamalarını yapabilmek için astar materyal özellikleri, motorun performans bilgileri ve doğrulanmış ısı transfer katsayıları girdi olarak kullanılmaktadır. Bu bölümde astar üzerinde bir boyutlu ısı transferi modellemesi Lefebvre [9] tarafından türetilmiş korelasyonlar ve HAD analizleri ile incelenmiştir.

Lefebvre, iç kısmında sıcak gaz, dış kısmında ise hava olan çift borulu bir akış sisteminde, astarda meydana gelen ısı transfer problemini Şekil 3.1’de gösterildiği gibi şematik olarak açıklamıştır. Bu bir boyutlu gösterimde C_1 ve R_1 sırasıyla sıcak gazlardan duvara gelen taşınım ve radyasyon ısı akılarını, C_2 ve R_2 ise astardan dış kanaldaki havaya geçen taşınım ve radyasyon ısı akılarını göstermektedir. Buna göre astar R_1 ve C_1 ile ısınırken R_2 ve C_2 ile soğumaktadır. Astarın içinde ise astar yüzeyine paralel oluşan iletim ısı transferi, K ve astar iç ve dış duvarları doğrultusunda gerçekleşen, K_{1-2} iletim ısı akısı oluşmaktadır.



Şekil 3.1: Duvar üzerindeki temel ısı transfer süreci [9]

Astar boyunca oluşan iletim ısı transferi diğer terimlerle karşılaştırıldığında çok küçük olduğundan genellikle ihmal edilmektedir ve astar oldukça ince olduğundan iç duvar ile dış duvar yüzey alanları birbirine eş kabul edilmektedir. Buna göre Denklem 3.1’de gösterilen bağıntı yazılabilir.

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad (3.1)$$

Burada Fourier yasasına göre K_{1-2} aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) \quad (3.2)$$

Burada k_w ve t_w sırasıyla astarın ısı iletkenlik katsayısını ve kalınlığını ifade etmektedir; T_{w1} ve T_{w2} ise iç ve dış duvarların sıcaklıklarını göstermektedir. Lefebvre [9] tarafından da kullanılan bir boyutlu radyasyon ve taşınım korelasyonları aşağıda verildiği gibidir:

$$R_1 = \sigma (\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{w1}^4) \quad (3.3)$$

$$R_1 = 0.5\sigma (1 + \varepsilon_w) (\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_{w1}^4) \quad (3.4)$$

$$\frac{\alpha_g}{\varepsilon_g} = \left(\frac{T_g}{T_{w1}} \right)^{1.5} \quad (3.5)$$

$$R_1 = 0.5\sigma (1 + \varepsilon_w) \varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_{w1}^{2.5}) \quad (3.6)$$

$$R_2 = Z\sigma (T_{w2}^4 - T_3^4) \quad (3.7)$$

$$C_1 = 0.020 \frac{k_g}{D_l^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_g}{A_l \mu_g} \right)^{0.8} (T_g - T_{w1}) \quad (3.8)$$

$$C_2 = 0.020 \frac{k_a}{D_{an}^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a} \right)^{0.8} (T_{w2} - T_3) \quad (3.9)$$

Burada ε_g , gaz yayınlılık katsayısını (emissivity), α_g gaz soğurma katsayısını (absorptivity), T_g gaz sıcaklığını, T_3 havanın yanma odasına giriş sıcaklığını, D_l ve D_{an} sırasıyla astara ve hava kanalına ait hidrolik çapları ifade etmektedir. Gerçekte duvar, siyah cisim (black body) olarak davranmayacağından etkin soğurma katsayısı 1’den küçüktür. Bu nedenle Denklem 3.4’de $0.5(1 + \varepsilon_w)$ faktörü dahil edilmiştir. Burada ε_w duvarın malzemesine, sıcaklığına ve oksidasyon derecesine bağlı bir

terimdir. Yapılan araştırmalar neticesinde gaz yayınlılık ve soğurma katsayıları arasında türetilmiş bağıntı Denklem 3.5'te verilmiştir. Ayrıca Denklem 3.7'de yer alan Z , dış kabuk malzemesine bağlı olarak değişen bir katsayıdır ve σ , Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) sabitidir [9].

İçinden sıcak yanma ürünleri, çevresinden ise soğuk hava geçen basit bir boru içinde akış probleminde, yanma ürünü sıcak gazlar ile soğuk hava arasında yer alan astarın duvar sıcaklığı, yukarıda açıklanan bir boyutlu korelasyonlar ve iki boyutlu HAD analizleri ile hesaplanmıştır. HAD analizlerinde hesaplama maliyetini azaltmak amacıyla analizler eksenel simetrik olarak modellenmiştir ve kullanılan model Şekil 3.2'de gösterildiği gibidir. Bu iki boyutlu model, Lefebvre'nin [9] hesaplamalarında kullanmış olduğu boyutlar ile oluşturulmuştur. Modele ait geometrik boyutlar şu Őekildedir, hava kanalı dış çapı 192 mm, alev tüpü çapı 132 mm, astar kalınlığı 1.2 mm ve eksenel uzunluğu 1500 mm'dir. Şekil 3.2'de gösterildiği gibi, iç borudan kerosen – hava karışımının yanması neticesiyle ortaya çıkan yanma ürünü sıcak gazlar girmektedir. Yakıt denge katsayısının 0.7 olduğu kimyasal tam yanma tepkimesinde açığa çıkan kimyasal türlerin kütle oranları Çizelge 3.1'de; hesaplamalarda kullanılan sınır şartları ise Çizelge 3.2'de verildiği gibidir. Burada yer alan gaz sıcaklığı, T_g , yakıt denge katsayısının 0.7 olduğu duruma göre adyabatik alev sıcaklığı olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.2: İki boyutlu hesaplama alanı

Çizelge 3.1: Yanma ürünleri ve kütle oranları

	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
Kütle oran	0.139	0.062	0.067	0.733

Çizelge 3.2: Hesaplamalarda kullanılan sınır şartları

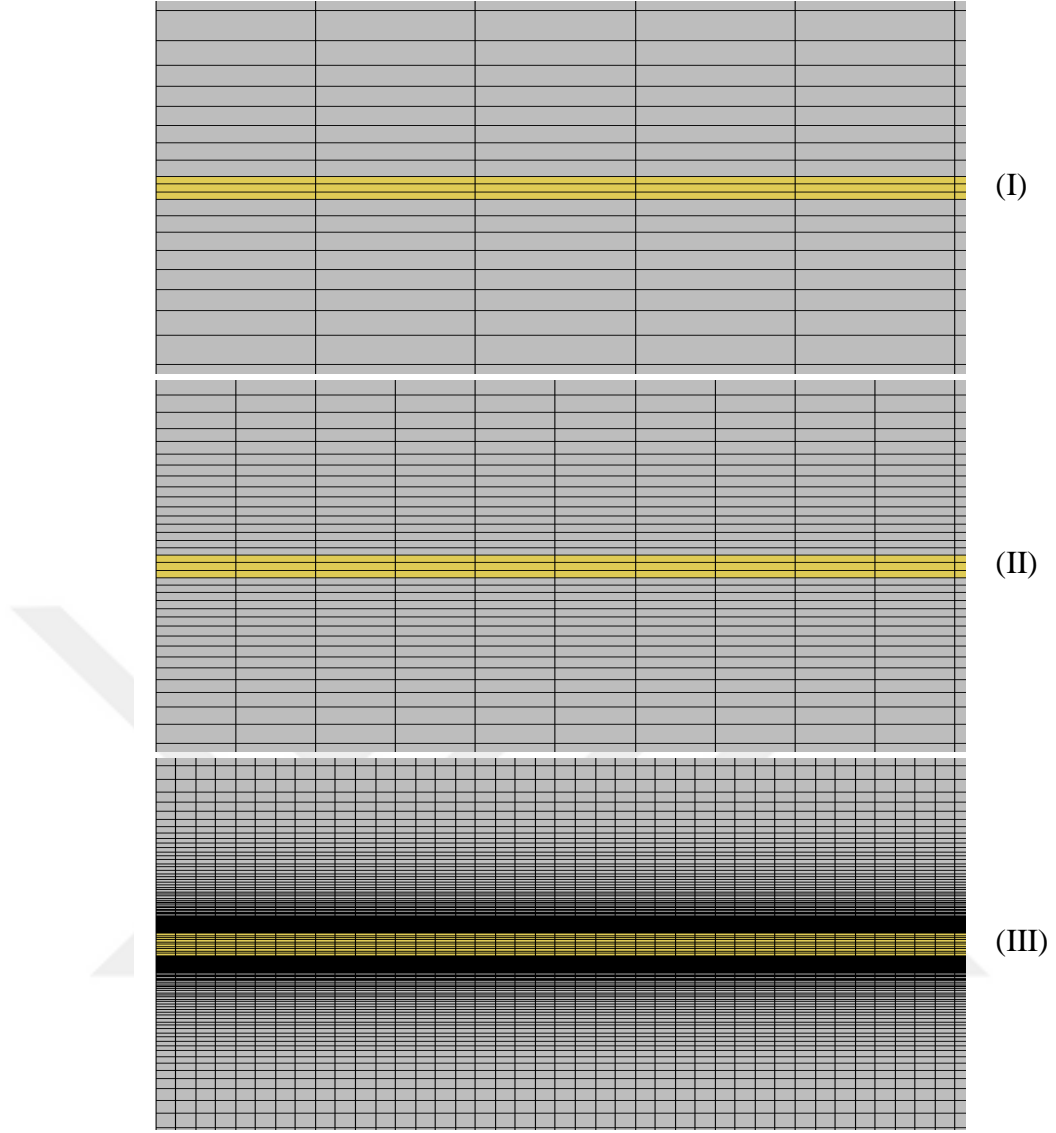
P_a , havanın giriş basıncı	3040	kPa
P_g , gazın giriş basıncı	2980	kPa
\dot{m}_a , havanın kütleli debisi	1.210	kg/s
\dot{m}_g , gazın kütleli debisi	0.426	kg/s
T_a , havanın giriş sıcaklığı	880	K
T_g , gazın giriş sıcaklığı	2315	K

3.1 Çözüm Ağı Çalışması

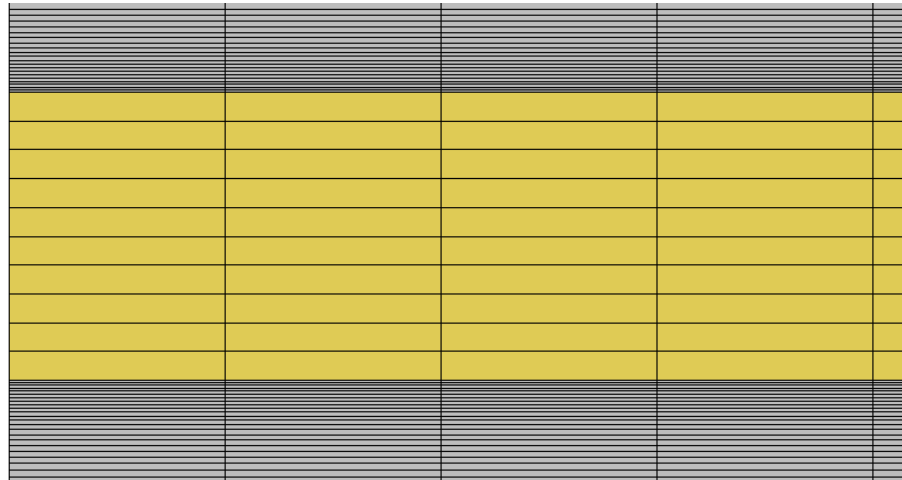
Duvar sıcaklığı hesabında çözüm ağının etkisini incelemek için üç farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Çizelge 3.3'de her bir çözüm ağına ait boyutsuz duvar uzaklığı (y^+) ve toplam hücre sayısı verilmiştir. Çözüm ağı sıklaştırılırken hem aksel hem de radyal yöndeki hücre sayıları artırılmıştır. Buna göre elde edilen ağ yapıları Şekil 3.3'de sunulmuştur. Buna ek olarak Şekil 3.4'de Çözüm ağı III'e ait duvar kenarındaki ağ yapısı daha ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir.

Çizelge 3.3: Analizlerde kullanılan çözüm ağları

	İç duvarda y^+	Hücre sayısı [x10 ³]
Çözüm ağı I	70	11
Çözüm ağı II	25	39
Çözüm ağı III	1	570



Şekil 3.3: Çözüm ağı yapıları



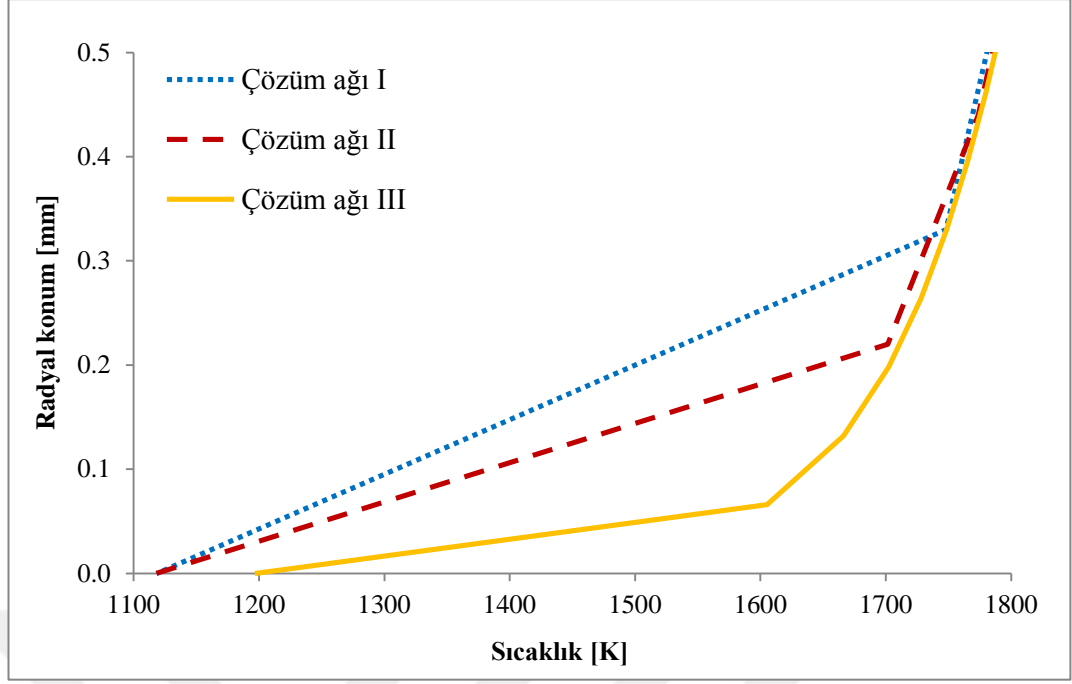
Şekil 3.4: Yakınlaştırılmış ağ yapısı (Çözüm ağı III)

HAD analizlerinde Realizable k- ϵ türbülans modeli ve sınır tabaka içindeki akışı modelleyebilmek için duvar kenarlarında her y^+ değeri için makul çözümler sunan çift katmanlı (two-layer) yaklaşım kullanılmıştır [69]. Ayrıca analizlerde ve analitik çözümlerde astar için kullanılan metalin ısı iletim katsayısı 26 W/mK olarak verilmiştir. Radyasyonun hesaba katılmadığı analitik hesaplamalarda iç duvar ve dış duvar sıcaklıkları sırasıyla 1458 K ve 1436 K olarak elde edilmiştir. Üç farklı çözüm ağı ile yapılan HAD analizlerinden edinilen duvar sıcaklıkları ve analitik çözümle aralarındaki yüzde farklar Çizelge 3.4’de verildiği gibidir. Burada çözüm ağına duvar kenarındaki hücre yoğunluğunun artmasıyla duvarda daha yüksek sıcaklıkların hesaplandığı görülmüştür. Duvara komşu olan ilk hesaplama hücresi kaba bir çözüm ağına duvara daha uzak mesafede bulunur ve Şekil 3.5’te verildiği gibi sonlu hacimler yönteminde ilk hücre ile duvar arasında lineer bir sıcaklık profili hesaplanır. Burada düşey eksen duvara olan uzaklığı göstermektedir. Böylelikle Şekil 3.5’te de görüleceği gibi duvara 0.1 mm uzaklıkta alınan bir noktanın sıcaklığı Çözüm ağı I’de yaklaşık 1300 K iken Çözüm ağı II’de yaklaşık 1650 K’dir. Duvar kenarında daha sık hücre oluşturulduğunda elde edilen daha yüksek gaz sıcaklığı (T_g) ile Denklem 3.8’de hesaplanan ve C_I taşınım ısı transfer akısı artar ve buna bağlı olarak duvar sıcaklığı da artar.

HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları, ampirik denklemlerle hesaplanan duvar sıcaklıkları ile karşılaştırıldığında T_{w1} için en fazla %2.6’lık, T_{w2} için ise en fazla %3.2’lik bir fark olduğu görülmektedir. HAD analizleri ile analitik çözüm sonuçlarının birebir aynı olmamasında, çeşitli varsayımların kullanıldığı ampirik denklemlerin yetersizliği de söz konusu olabilir.

Çizelge 3.4: Farklı çözüm ağları ile yapılmış HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları

	T_{w1} [K]	Δ [%]	T_{w2} [K]	Δ [%]
Çözüm ağı I	1466	0.5	1451	1.0
Çözüm ağı II	1480	1.5	1463	1.9
Çözüm ağı III	1496	2.6	1482	3.2



Şekil 3.5: Duvar kenarındaki sıcaklık profili

Aynı çalışma için türbülans modelinin duvar sıcaklığı üzerindeki etkisini görmek amacıyla üç farklı türbülans modeli üzerinde HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Standart k- ϵ , Realizable k- ϵ ve SST k- ω türbülans modellerinin kullanıldığı HAD analizleri orta yoğunluktaki Çözüm ağı II kullanılarak yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar Çizelge 3.5'te sunulmuştur. Buna göre analitik çözüme en uzak çözüm Standart k- ϵ türbülans modeli ile elde edilirken en yakın çözüm ise SST k- ω türbülans modeli ile elde edilmiştir. SST k- ω türbülans modeli duvar kenarında viskoz etkileri daha iyi çözümleyebilmektedir; fakat bunun yanında k- ϵ modellerine göre daha fazla hesaplama maliyeti gerektirir ve daha komplike yapısı nedeniyle analizlerde yakınsama problemi doğurabilir. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda, tepkimeli akışın da dahil edileceği yanma odası CHT hesaplamalarında, Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılmasına karar verilmiştir.

Çizelge 3.5: Farklı türbülans modelleri ile yapılmış HAD analizlerinden elde edilen duvar sıcaklıkları

	T_{w1} [K]	Δ [%]	T_{w2} [K]	Δ [%]
Standart k- ϵ	1493	2.4	1477	2.9
Realizable k- ϵ	1480	1.5	1463	1.9
SST k- ω	1465	0.5	1450	1.0

Bu çalışma kapsamında, CHT hesaplamalarında astar içinde radyal yönde oluşturulan hücre sayısının astar içindeki sıcaklık gradyanı üzerindeki etkisi de araştırılmıştır. Yapılan HAD analizlerinde; çözüm ağı II'de yer alan akış alanı hesaplama hücreleri aynen kullanılmış; buna ek olarak astar içine ise sırasıyla 2, 4 ve 8 katman hücre oluşturulmuştur. Yapılan üç farklı HAD analizi sonucuna göre radyal yönde oluşturulan hücre sayısının astar içindeki sıcaklık değişim eğilimini etkilemediği anlaşılmıştır. Bununla birlikte çözüm ağı kalitesini düşürmesi ve çözüm ağı oluştururken hatalara sebep olması nedeniyle; astar içinde 5 katmandan fazla hücre oluşturulması önerilmemektedir [69]. Bu nedenle tez kapsamında yapılan CHT çalışmalarında duvar içinde 4 katman hücre oluşturulmuştur.

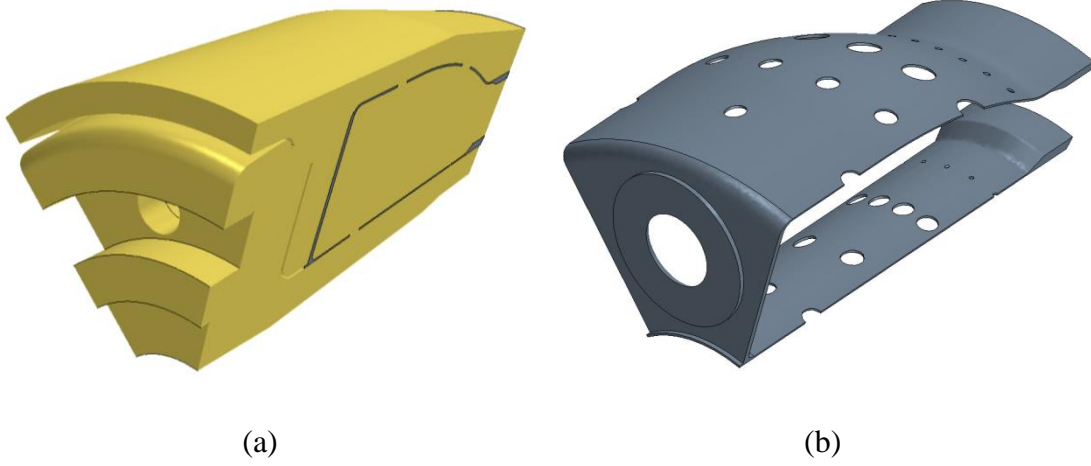


4. ÜÇ BOYUTLU HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ HESAPLAMALARI

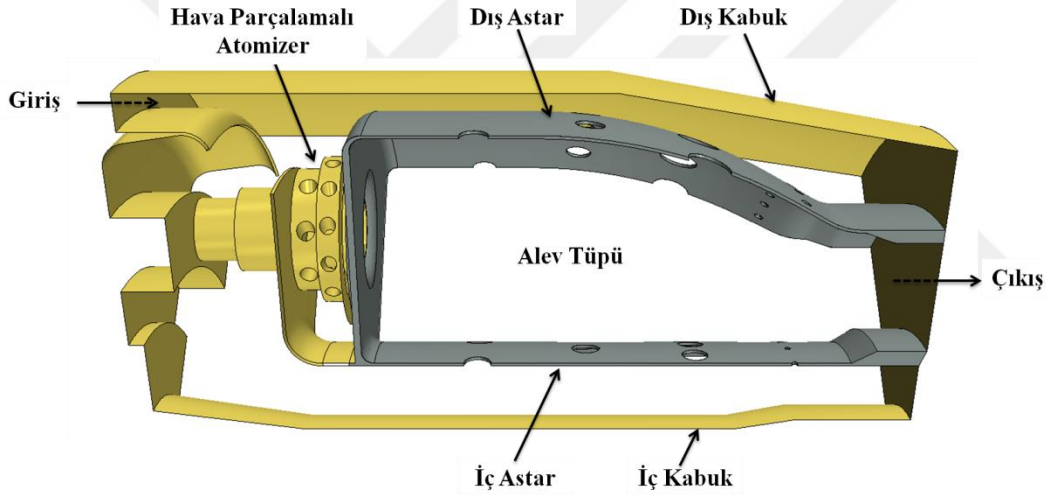
Bir önceki bölümde astar sıcaklıklarının bir boyutlu hesaplama yöntemi gösterildi ve HAD analizleri ile analitik çözümün oldukça uyumlu olduğu görüldü. Fakat hesaplanan bir boyutlu duvar sıcaklığı bir yanma odasının astar tasarımı için yeterli değildir. Yanma odası duvarı iki boyutlu çözümlendiğinde ise; aksel yönde, birincil, ikincil ve seyreltme bölgelerinde farklı olması beklenen duvar sıcaklıklarını elde etmek mümkün hale gelir; fakat yine de üçüncü boyut olan açıl yöndeki sıcaklık dağılımı ihmal edilmiş olur. Bu da yanma odası içindeki türbülanslı akış nedeniyle gerçekte eşdeğer olması beklenmeyen duvar üzerindeki sıcaklık dağılımının, tamamen yanlış hesaplanmasına yol açabilir. Yapılan çalışmalarda yanma odası duvar sıcaklığının aksel yönde 600 K ile 800 K, açıl yönde ise 150 K ile 200 K arasında farklı olabileceğine yer verilmiştir [14,47].

4.1 Turbojet Motoru Yanma Odası Sonuçları

Bu bölümde üç boyutlu turbojet motoruna ait yanma odası geometrisinde Eşlenik Isı Transferi (CHT) yöntemiyle yapılan HAD analizlerine ve bu çalışmaların atmosferik koşulda yapılmış deneysel veri ile karşılaştırılmasına yer verilmiştir. HAD analizlerinde, yedi enjektöre sahip halka tipi yanma odasının hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla yalnızca bir sektörü simüle edilmiştir ve periyodik sınır şartı tanımlanmıştır. Yanma odası sektör modelinin akış hacmi ve astarı Şekil 4.1'de gösterildiği gibidir. İç ve dış astar üzerinde dörder set jet deliği bulunmaktadır; bunlardan ikisi ikincil bölgede diğer iki set delik ise birincil ve seyreltme bölgesinde yer almaktadır. Şekil 4.2'de ise yanma odasının bölümleri gösterilmiştir. Burada alev tüpü uzunluğu 92.3 mm, yanma odası girişinden çıkışına olan mesafe 130 mm, dış kabuk çapı 148.5 mm ve iç kabuk çapı 31 mm'dir. Ayrıca tez içinde, astarların alev tüpü tarafındaki yüzeyi iç duvar, hava kanalı tarafındaki yüzeyi ise dış duvar olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 4.1: Turbogetter motoru yanma odası sektör geometrisi, (a) Akış hacmi, (b) Astar

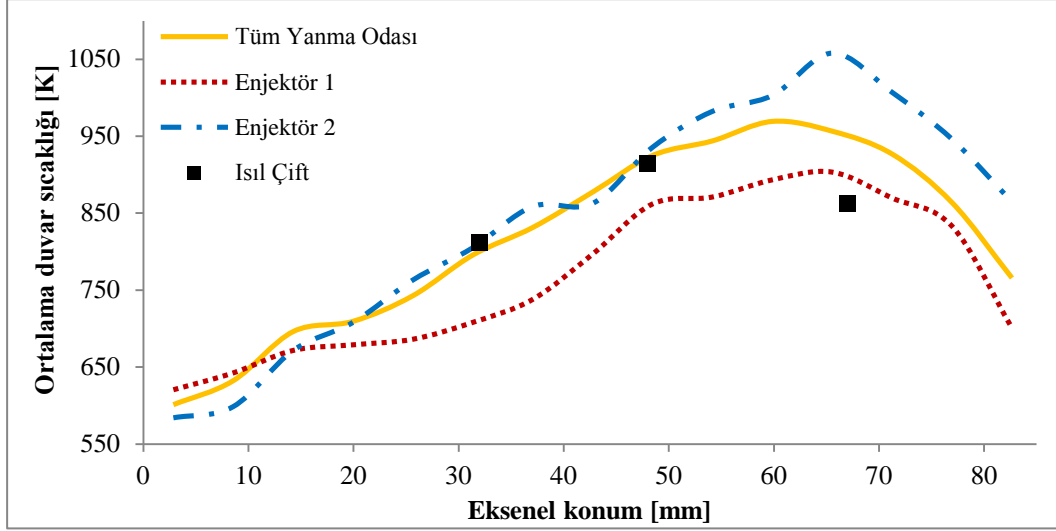


Şekil 4.2: Turbogetter motoru yanma odası ana bölümleri

Turbogetter motoru yanma odası atmosferik ve operasyon olmak üzere iki farklı sınır koşulunda incelenmiştir. Atmosferik sınır şartında yapılmış olan duvar sıcaklığı ölçümleri ile HAD analizlerinde yapılmış çözüm ağı çalışması, yanma modeli, ve türbülans modeli çalışmaları ayrı ayrı mukayese edilmiştir.

4.1.1 Duvar sıcaklığı ölçüm sonuçları

TEI Tusaş Motor Sanayii A.Ş. tarafından atmosferik koşullarda yapılmış olan testte duvar sıcaklığı, KN3 tipi ısı boyası (thermal paint) ve K-tipi ısı çift kullanılarak ölçülmüştür [82]. Ölçümler dış astarın dış duvarı üzerinden yapılmıştır ve duvar sıcaklık dağılımının panoramik görüntüsü Şekil 4.3'de sunulmuştur. Ölçümlerde



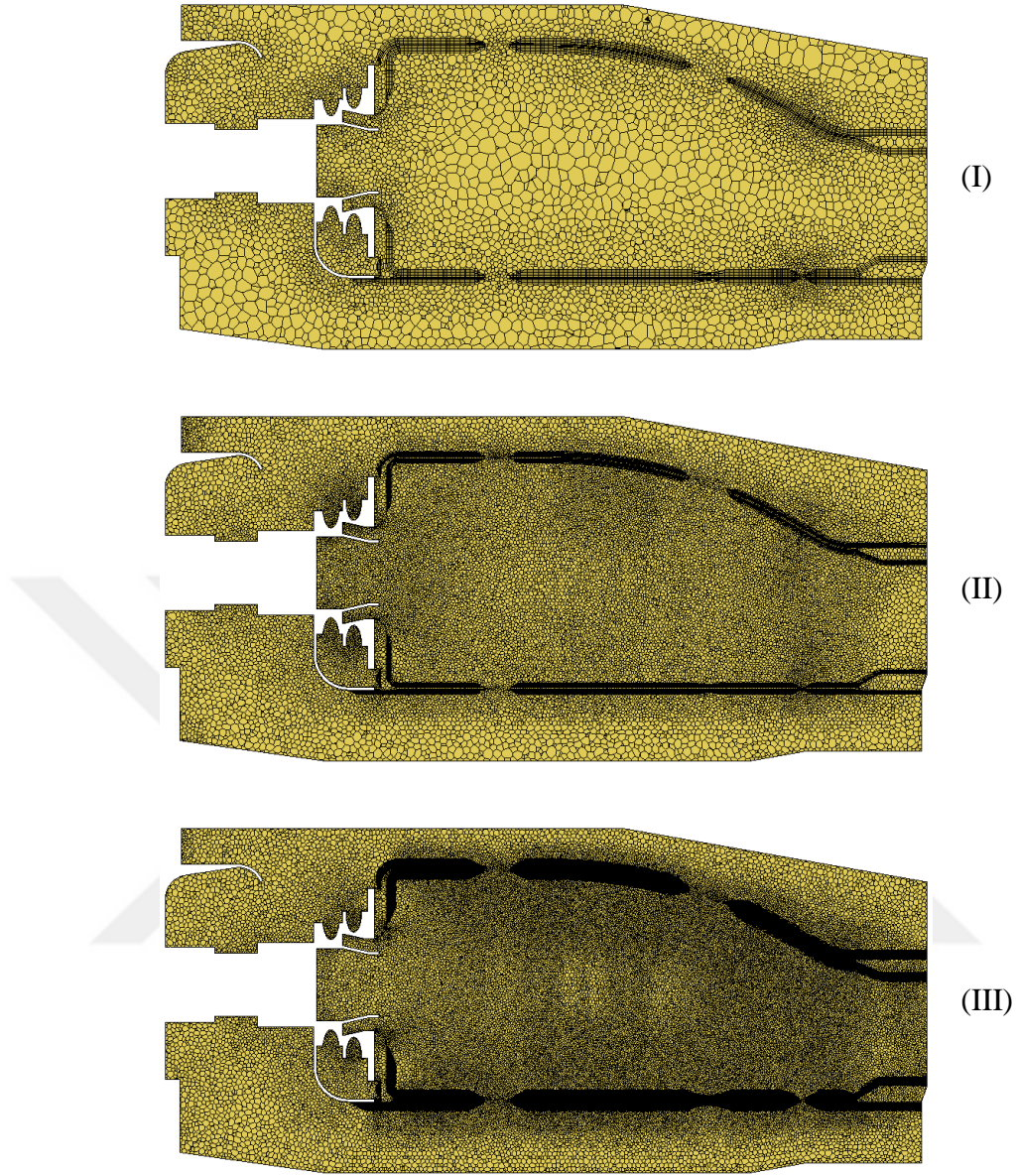
Şekil 4.4: Yanma odası boyunca ölçülen duvar sıcaklıkları

4.1.2 Çözüm ağı çalışması

HAD analizlerinde modellenen turbojet yanma odası geometrisi için üç farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağlarındaki yaklaşık hücre sayıları Çizelge 4.1'de ve her bir çözüm ağının yanma odası merkezinden alınan kesit üzerindeki ağ yapısı ise Şekil 4.5'te gösterildiği gibidir. Aynı zamanda Çizelge 4.1'de yanma odası iç duvarlarında hesaplanan y^+ aralıkları belirtilmiştir.

Çizelge 4.1: Çözüm ağlarındaki hücre sayıları ve y^+ değerleri

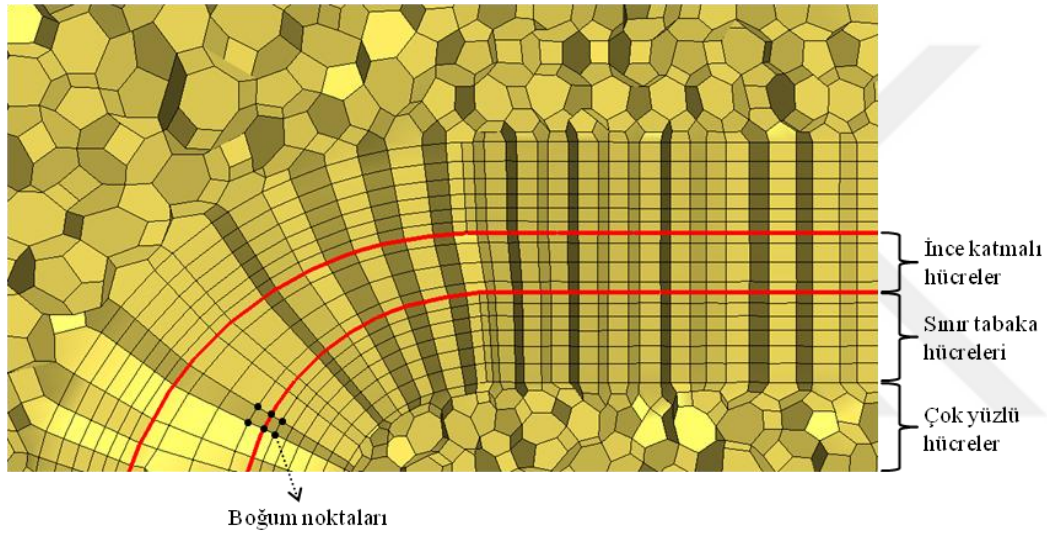
	İç duvarlarda y^+ aralığı	Hücre sayısı [$\times 10^6$]
Çözüm ağı I	25 - 82	0.65
Çözüm ağı II	5 - 21	2.8
Çözüm ağı III	0.5 - 4	9.5



Şekil 4.5: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki ağ yapıları

CHT hesaplamalarında katı – akışkan arayüzünde doğru hesaplamalar yapabilmek için katı ve akışkan hacimlerindeki çözüm ağlarının uyumlu olması gerekmektedir. Çözüm ağlarının uyumluluk durumu birbirine komşu olan katı ve akışkan hücrelerine ait düğüm noktalarının birebir örtüşmesi olarak açıklanabilir. Tez çalışması kapsamında duvar – akışkan arayüzlerinde Şekil 4.6’da görüldüğü gibi uyumlu çözüm ağı oluşturulmuştur. Burada kırmızı renk ile vurgulanan çizgi astar ile akışkan arayüzünü temsil etmektedir. Aynı şekil üzerinde HAD analizlerinde oluşturulan ağ hücre tipleri de gösterilmiştir. Sınır tabaka dışında kalan akış hacmi içinde çok yüzlü (polyhedral) hücre tipi kullanılmıştır. Çok yüzlü hücre tipleri 12 – 20 yüzeye sahip

hücrelerdir; dolayısıyla hücreler arası gradyanı dört yüzlü (tetrahedral) hücre tiplerine göre çok daha doğru hesaplama olanağı sağlamaktadır. Hem hava kanalı hem de alev tüpü hacmindeki duvar kenarlarında akışın doğru çözümlenebilmesi için sınır tabaka hücreleri (prism layers) oluşturulmuştur. Sınır tabaka hücreleri duvar kenarlarında sürekliliği bozan ayrıştırma hatalarını en düşük seviyede tutabilen hücre tipidir. Çözüm ağlarında kullanılan sınır tabaka hücre bilgileri Çizelge 4.2’de verildiği gibidir. Bunun yanı sıra astar hacmi içinde ise ince katmanlı hücreler (thin mesh) oluşturulmuştur. Bu hücreler yapısı itibariyle sınır tabaka hücreleriyle aynıdır. Akış hacminde oluşturulan hücre tipine göre çok yüzlü ya da dört yüzlü tabana sahip olabilirler [69].



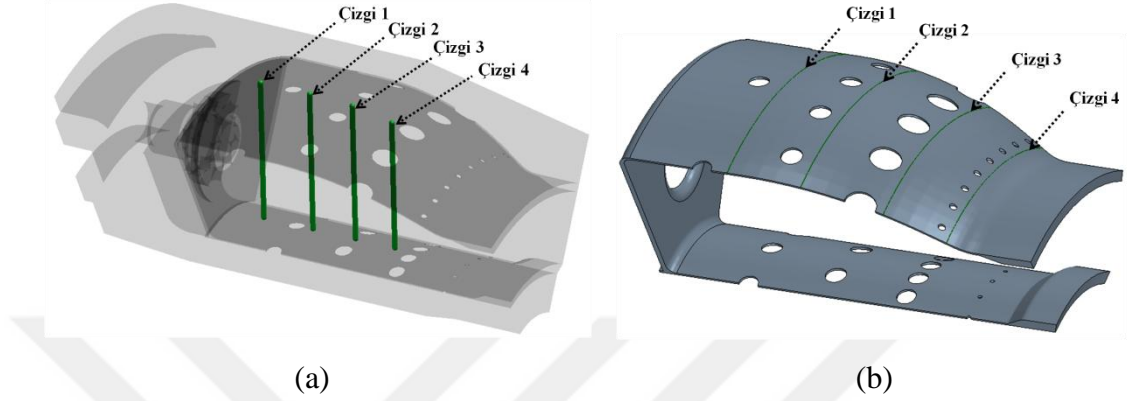
Şekil 4.6: Astar ve çevresindeki ağ yapısı (Çözüm ağı II)

Çizelge 4.2: Çözüm ağlarındaki sınır tabaka hücrelerinin özellikleri

	Hücre sayısı	Uzama oranı	Toplam kalınlık [mm]
Çözüm ağı I	4	1.07	1.0
Çözüm ağı II	6	1.07	1.0
Çözüm ağı III	20	1.07	1.5

Test sınır koşullarının esas alındığı, üç farklı çözüm ağı ile gerçekleştirilen HAD analizlerinde, yanma modeli olarak Hibrit Eddy Break Up (EBU) ve türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ kullanılmıştır. Duvar kenarlarında ise tüm y^+ değerleri için doğru çözüm yapabilen çift katmanlı yaklaşım kullanılmıştır. Elde edilen

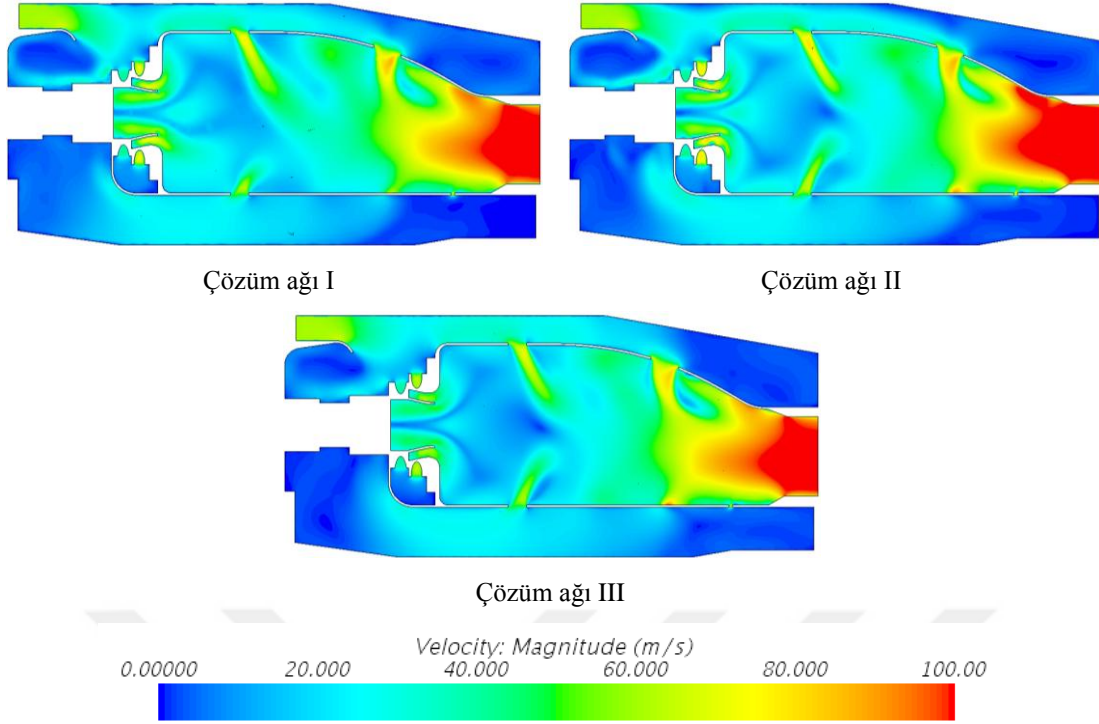
sonuçlar Şekil 4.7’da gösterilen alev tüpü içindeki dört çizgi ve dış astarın dış duvarındaki dört çizgi üzerinde çizdirilmiŐtir. Alev tüpü içindeki çizgiler açısal olarak aynı, eksenel olarak farklı konumlarda oluşturulmuştur. Duvar üzerinde oluşturulan çizgilerin kubbeye olan eksenel uzaklıkları sırasıyla 26, 43, 61 ve 74 mm’dir.



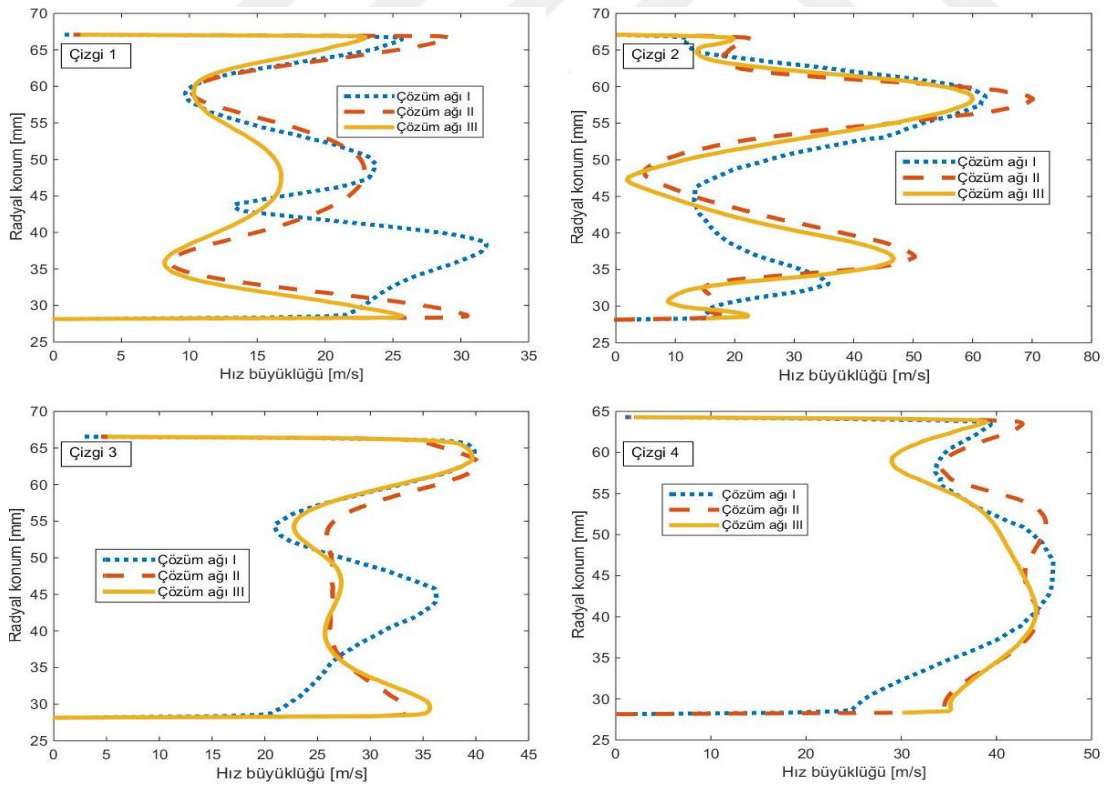
Şekil 4.7: (a) Alev tüpü içinde radyal doğrultuda oluşturulan çizgiler, (b) Dış astar üzerinde açısal doğrultuda oluşturulan çizgiler

HAD analizleri sonucu yanma odası merkez kesiti üzerinden alınan hız konturu ve alev tüpü içindeki çizgiler üzerinde alınan hız profilleri sırasıyla Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da; benzer Şekilde sıcaklık konturu ve gaz sıcaklığı profilleri ise sırasıyla Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de sunulmuştur. Merkez kesiti üzerinde incelenen hız konturlarına bakıldığında çözüm ağı I ile akış alanının farklı hesaplandığı görülmektedir. Döngü yaratıcısının çıkışında beklenenin aksine asimetrik bir akış alanı oluştuğu; aynı zamanda birincil bölgedeki alt ve st astarda yer alan hava jetlerinin alev tüpü içine oldukça dengesiz nüfuz ettiği görülmektedir. Bununla birlikte çizgi 1 üzerindeki hız profilleri incelendiğinde de birincil bölgedeki akış farklılığı hız konturlarını desteklemektedir.

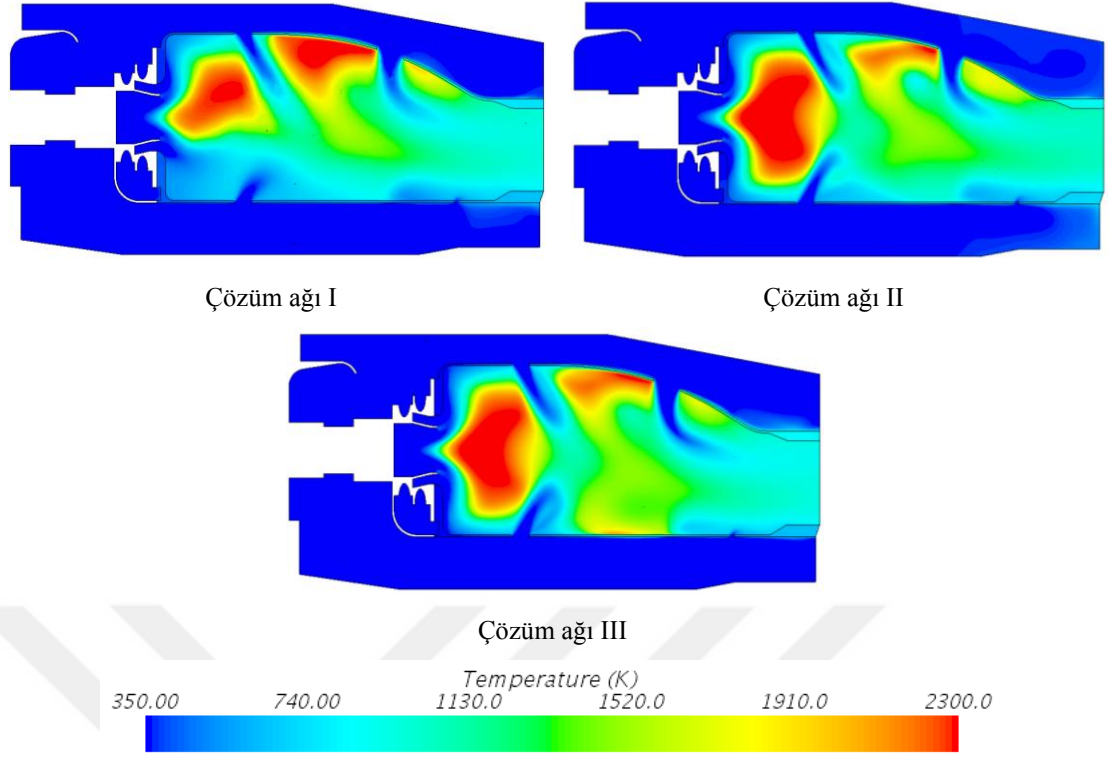
Sıcaklık konturlarına ve gaz sıcaklığı profillerine bakıldığında ise çözüm ağı I ile elde edilen alev yapısının yanma odası karakteristiğinden uzak olduğu görülmektedir. Buna karşın orta ve yüksek sıklıktaki çözüm ağlarının akış alanındaki hız ve gaz sıcaklığı profilleri benzer eğilimler göstermektedir. Bu nedenle çözüm ağından bağımsız sonuçların çözüm ağı II sıklığında elde edilebileceği söylenebilir.



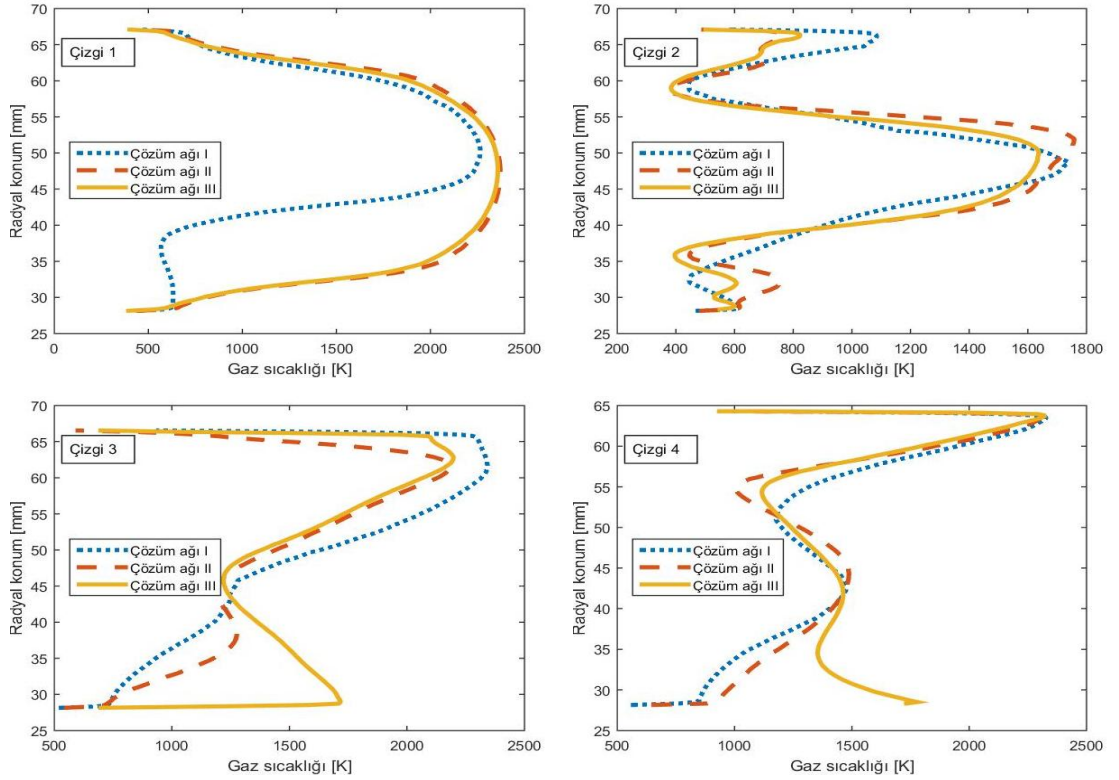
Şekil 4.8: Farklı çözüm ağlarından elde edilen merkez kesitindeki hız konturları



Şekil 4.9: Farklı çözüm ağlarından elde edilen hız profilleri

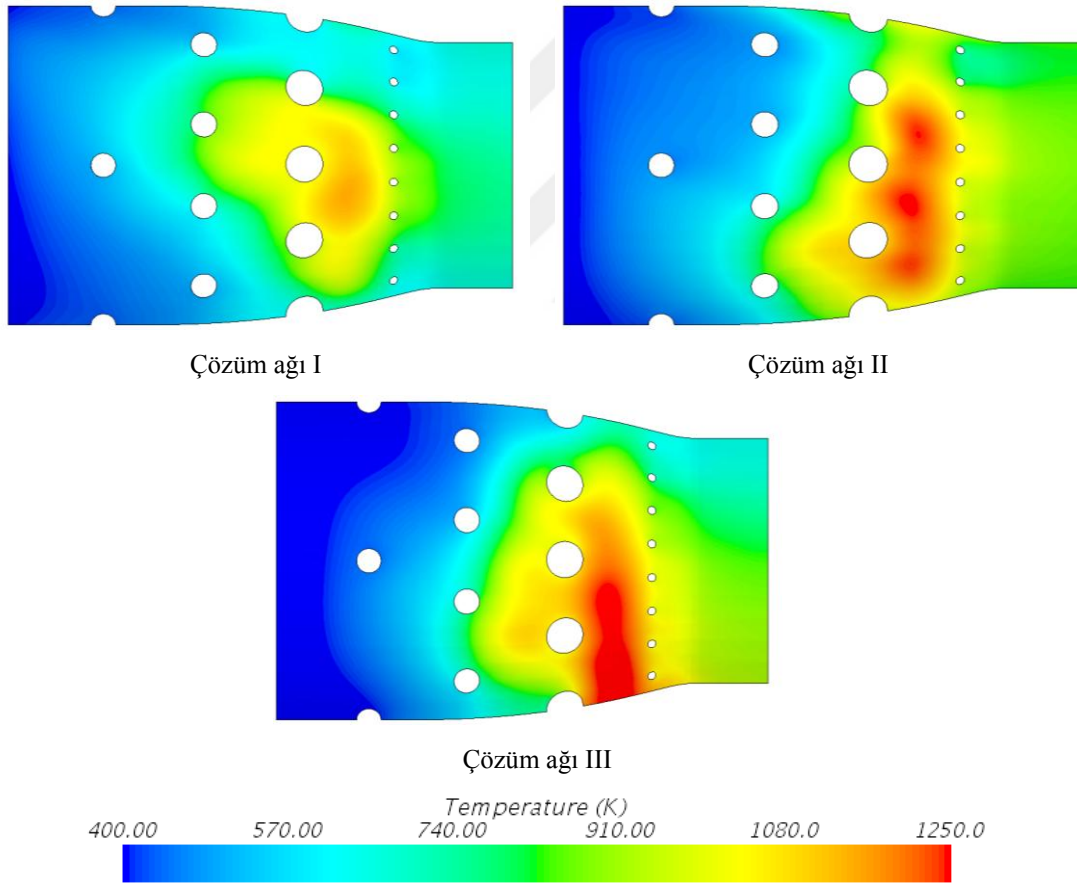


Şekil 4.10: Farklı çözüm ağlarından elde edilen merkez kesitindeki sıcaklık konturları

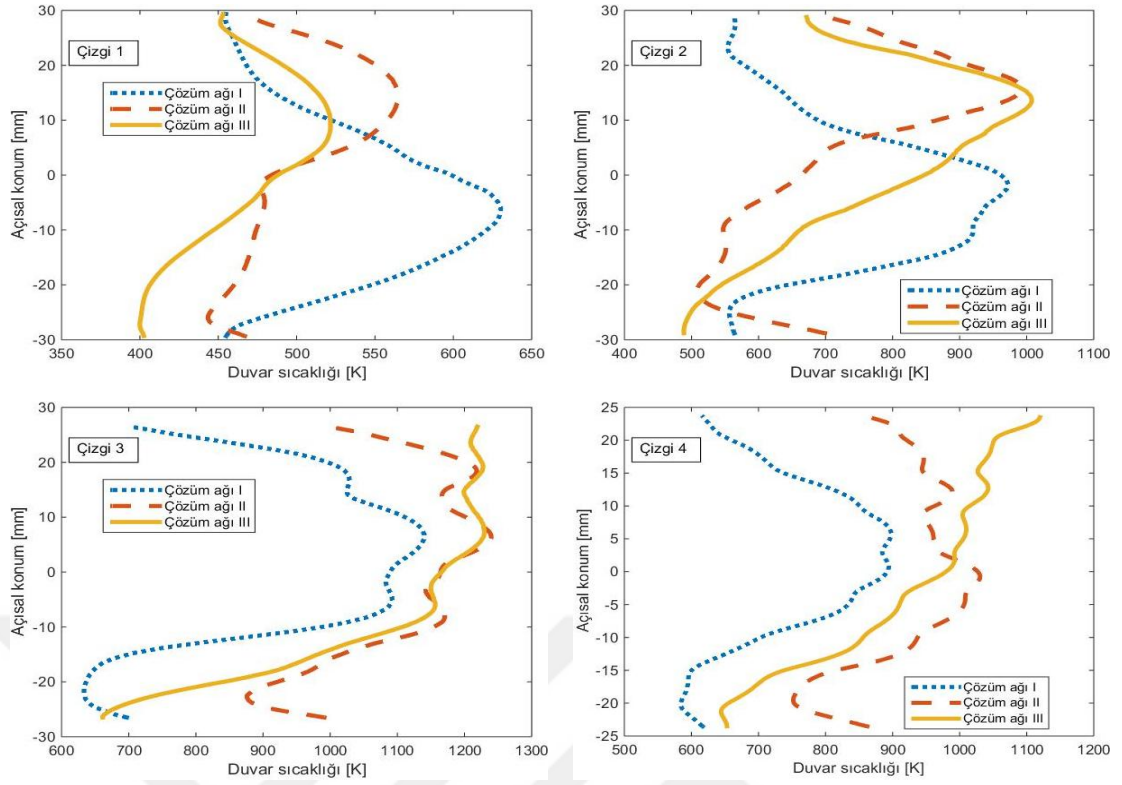


Şekil 4.11: Farklı çözüm ağlarından elde edilen gaz sıcaklığı profilleri

Farklı çözüm ağlarından elde edilen sonuçlara göre dış astarın dış duvarı üzerindeki sıcaklık dağılımları ve dört farklı çizgi üzerinden alınan duvar sıcaklığı profilleri Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de verilmiştir. Sıcaklık konturlarına bakıldığında yanma odası duvarlarında yüksek sıcaklıkların üçüncül jet deliklerinden sonra oluştuğu gözlenmektedir. Duvar sıcaklığı profilleri incelendiğinde ise Çözüm ağı I’de gözlenen akış alanındaki farklılıkların duvar sıcaklığını oldukça etkilediği gözlenmektedir; öyle ki duvarda diğer çözümlere kıyasla yer yer 300 K sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Üç çözüm ağı sonucunda da benzer sıcaklık dağılımı yakalansa da; Çözüm ağı I ile yapılan HAD analizinde duvar kenarında yeterli sıklıkta hücre olmadığından sınır tabaka içinde hesaplanan viskoz etkilerin doğru çözümediği söylenebilir. Dolayısıyla oldukça düşük duvar sıcaklıkları öngörülmüştür.



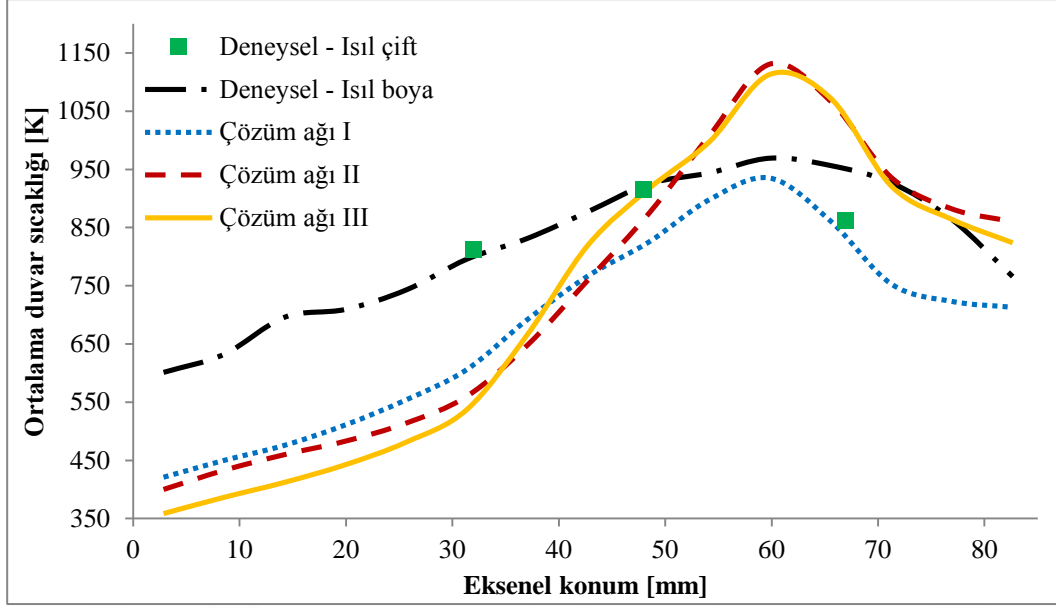
Şekil 4.12: Farklı çözüm ağlarından elde edilen duvar üzerindeki sıcaklık dağılımları



Şekil 4.13: Farklı çözüm ağlarından elde edilen duvar sıcaklığı profilleri

Çözüm ağı çalışmasından elde edilen sonuçlar ile ölçüm sonuçları Şekil 4.14'de verilmiştir. Buna göre Çözüm ağı I HAD analizlerinde hesaplanan duvar sıcaklıklarının, ölçümlerin altında kaldığı görülmüştür. Diğer çözüm ağları ise duvar sıcaklıklarını yaklaşık 48. mm'ye kadar ölçüm sonuçlarından daha düşük; sonrasında ise daha yüksek hesaplamıştır. Bunun yanı sıra kubbeden yaklaşık 70 mm uzaklıktaki bölgede ise ısı boyası ile Çözüm ağı II ve III sonuçlarının oldukça örtüştüğü gözlenmektedir.

Yapılan çözüm ağı çalışmasında Çözüm ağı II ile Çözüm ağı III ağ yapılarının oldukça benzer sonuçlar doğurduğu görülmüştür. HAD analizlerinde Çözüm ağı III ile sonuç elde edilmesi Çözüm ağı II'ye kıyasla çok daha uzun sürdüğünden; hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla tezde yapılacak diğer çalışmalarda Çözüm ağı II'nin kullanılmasına karar verilmiştir.

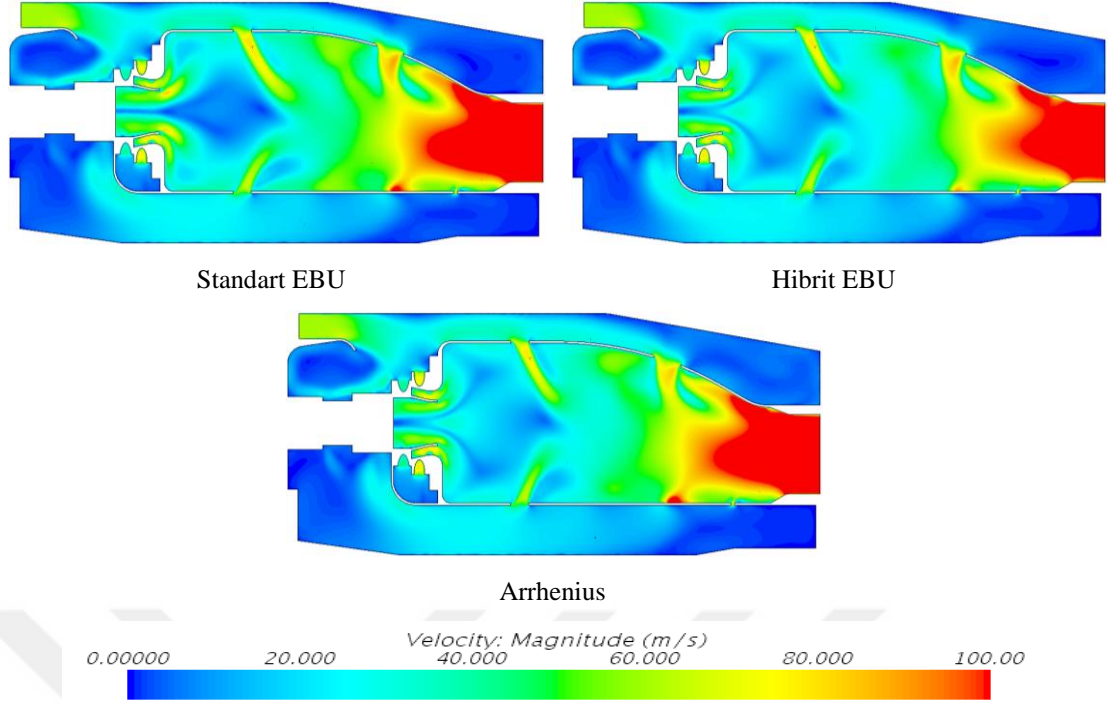


Şekil 4.14: Farklı çözüm ağlarından elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ve ölçüm sonuçları

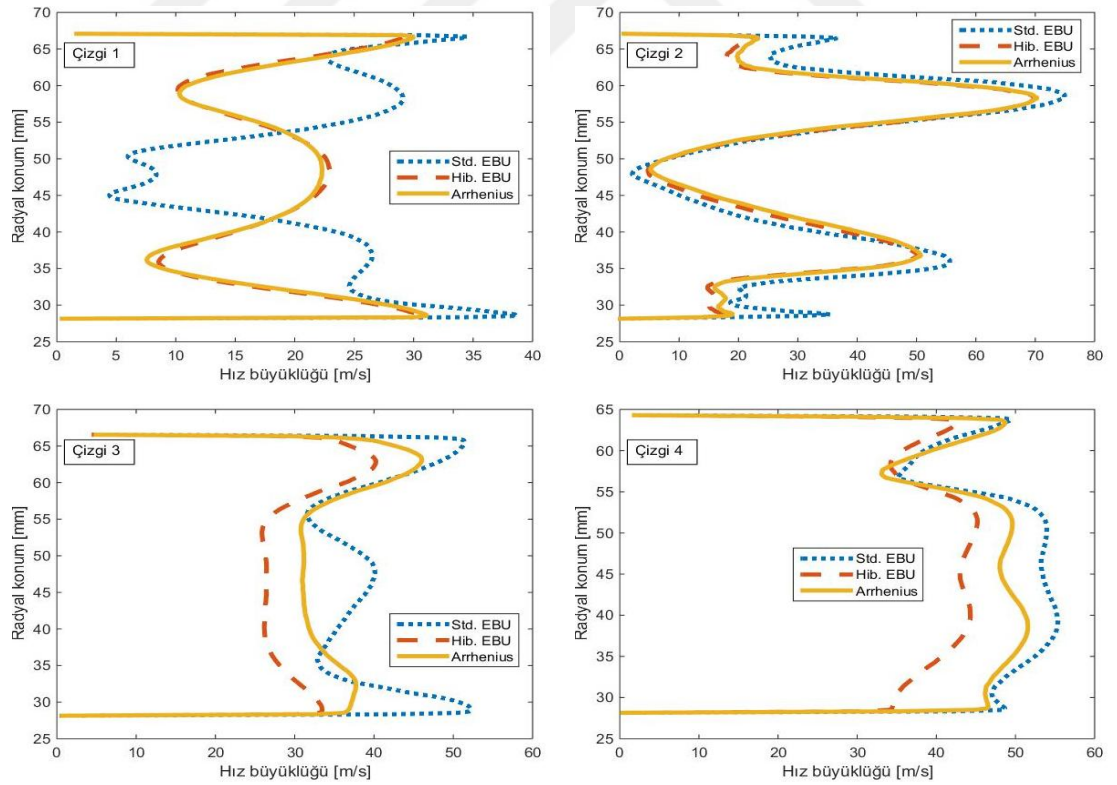
Şekil 4.14'de görüldüğü gibi analiz sonuçlarında, yanma odasının birincil ve ikincil bölgelerinde teste elde edilen ortalama duvar sıcaklıklarının yaklaşık 200 – 250 K altında duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır. Yakıt bakımından zengin olan birincil ve ikincil bölgelerde gaz sıcaklığı (T_g) oldukça yüksektir; dolayısıyla T_g^4 ile doğru orantılı olan radyasyon ısı transferi, bu bölgelerdeki duvarlar üzerinde gerçekleşen ısı transferinin büyük bölümünü oluşturur. Tez kapsamında yapılan HAD analizlerinde radyasyon ısı transferi modellenmediğinden; birincil ve ikincil bölgelerdeki duvarlar yalnızca taşınım ısı transferi ile ısınmış ve daha düşük sıcaklıklar ön görülmüştür.

4.1.3 Yanma modeli çalışması

Bir önceki bölümde yapılan çalışmada Çözüm ağı II'nin kabul edilebilir sonuçlar elde edebilmek için yeterince sık bir çözüm ağı olduğu saptanmıştır. Dolayısıyla yanma modeli ve türbülans modeli çalışmalarında yer alan HAD analizlerinde Çözüm ağı II kullanılmıştır. Bu bölümde Standart Eddy Break Up (EBU), Hibrit EBU ve Arrhenius olmak üzere üç farklı yanma modelinin, alev tüpü içindeki sıcaklık ve hız dağılımına, ayrıca astar üzerindeki sıcaklık dağılımına olan etkisi incelenmiştir. Türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ modelinin kullanıldığı HAD analiz sonuçlarına göre hız konturları ve alev tüpü içindeki çizgilerden alınan hız profilleri sırasıyla Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da; sıcaklık konturu ve gaz sıcaklığı profilleri ise sırasıyla Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de sunulmuştur.

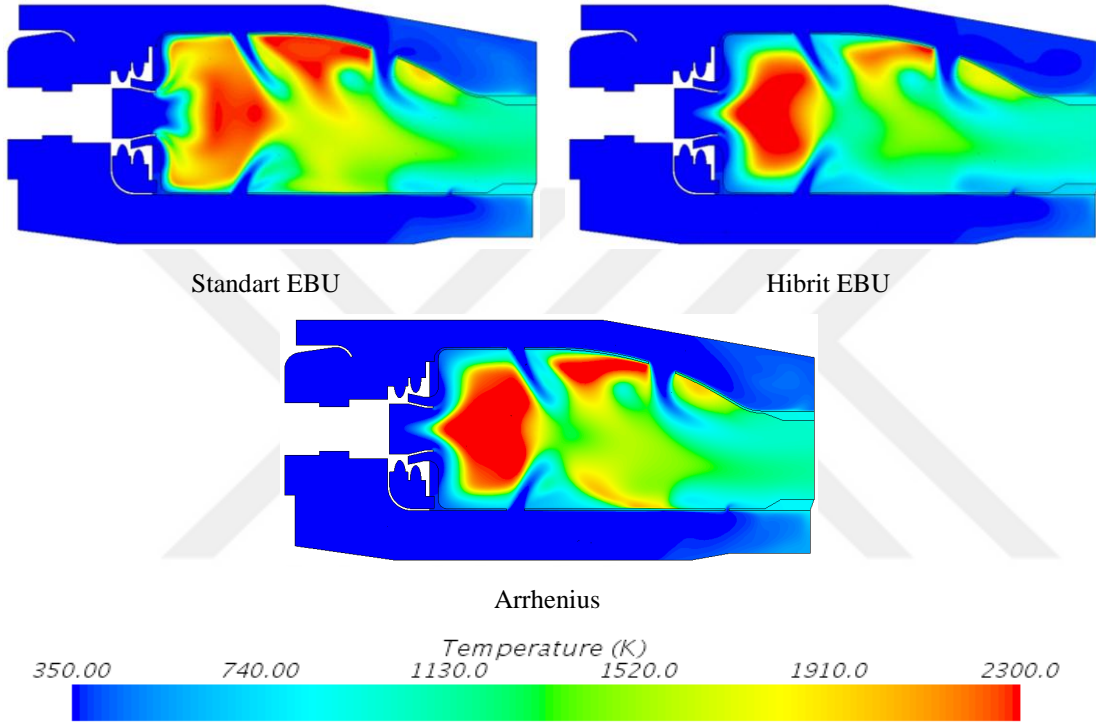


Şekil 4.15: Farklı yanma modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız dağılımları

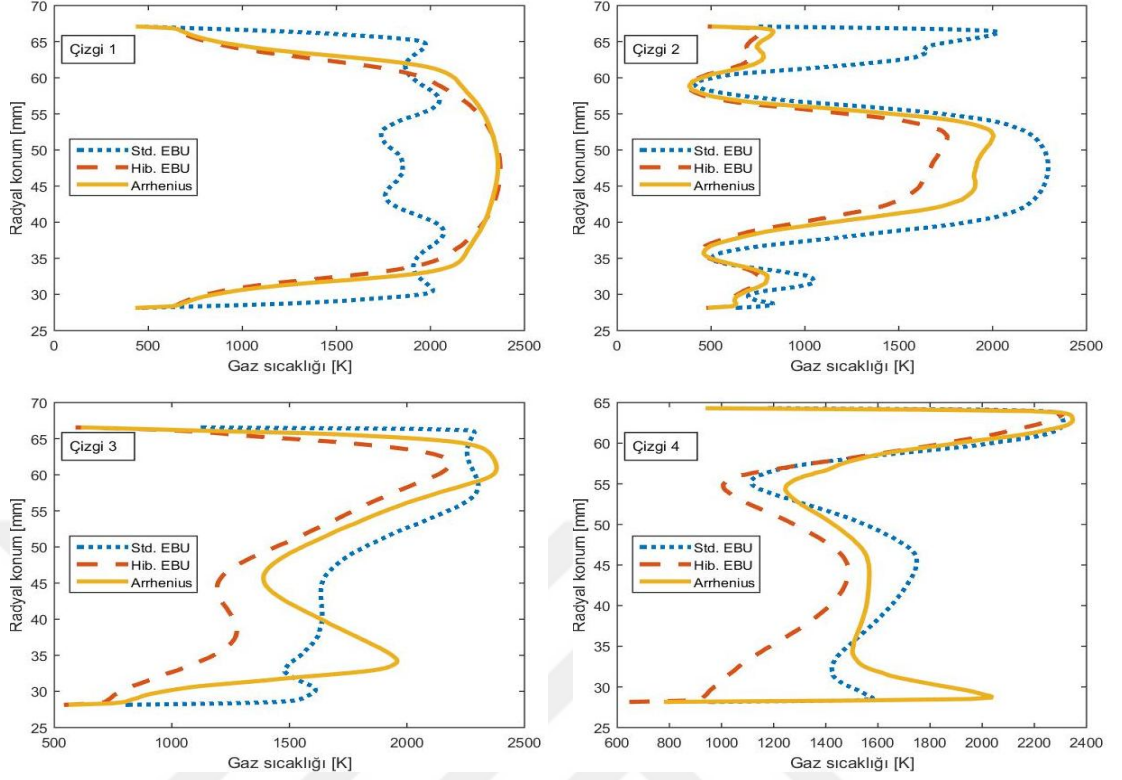


Şekil 4.16: Farklı yanma modellerinden elde edilen hız profilleri

Elde edilen sonuçlara göre; reaksiyon hızı hesabında, türbülanslı karışımın baskın olduğu Standart EBU modelinin birtakım sapmalara yol açtığı görülmüştür. Özellikle yakıt denge katsayısının yüksek olduğu birincil bölgede akış hızlarındaki büyük farklılık göze çarpmaktadır. Merkezi kesit üzerinde sıcaklık dağılımının gösterildiği Şekil 4.17 ve Şekil 4.18 incelendiğinde; Standart EBU modelinde yanmanın büyük bir kısmının ikincil bölgede tamamlandığı sonucu çıkarılmaktadır.

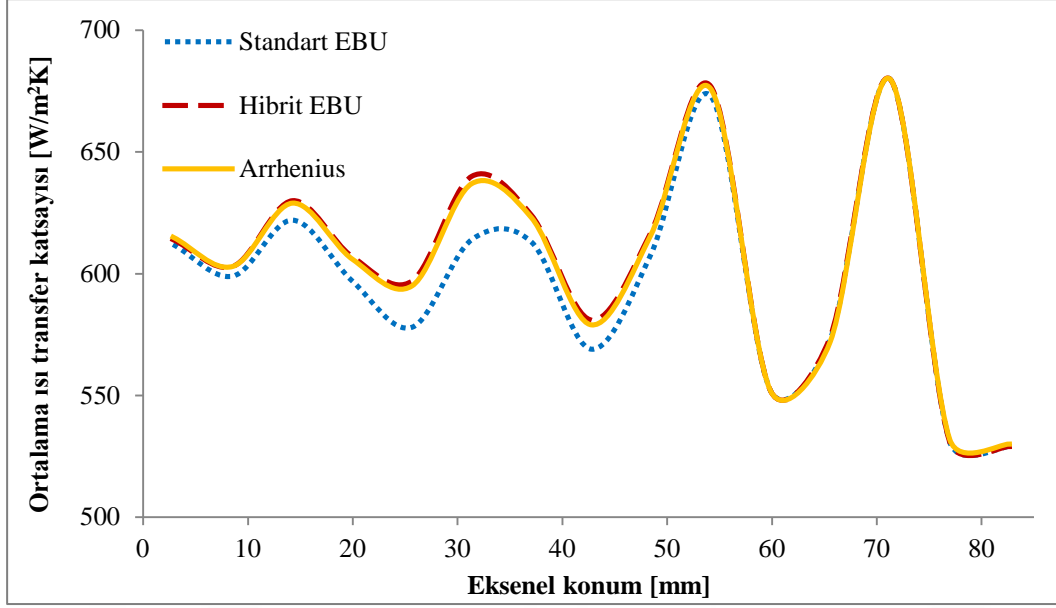


Şekil 4.17: Farklı yanma modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımları



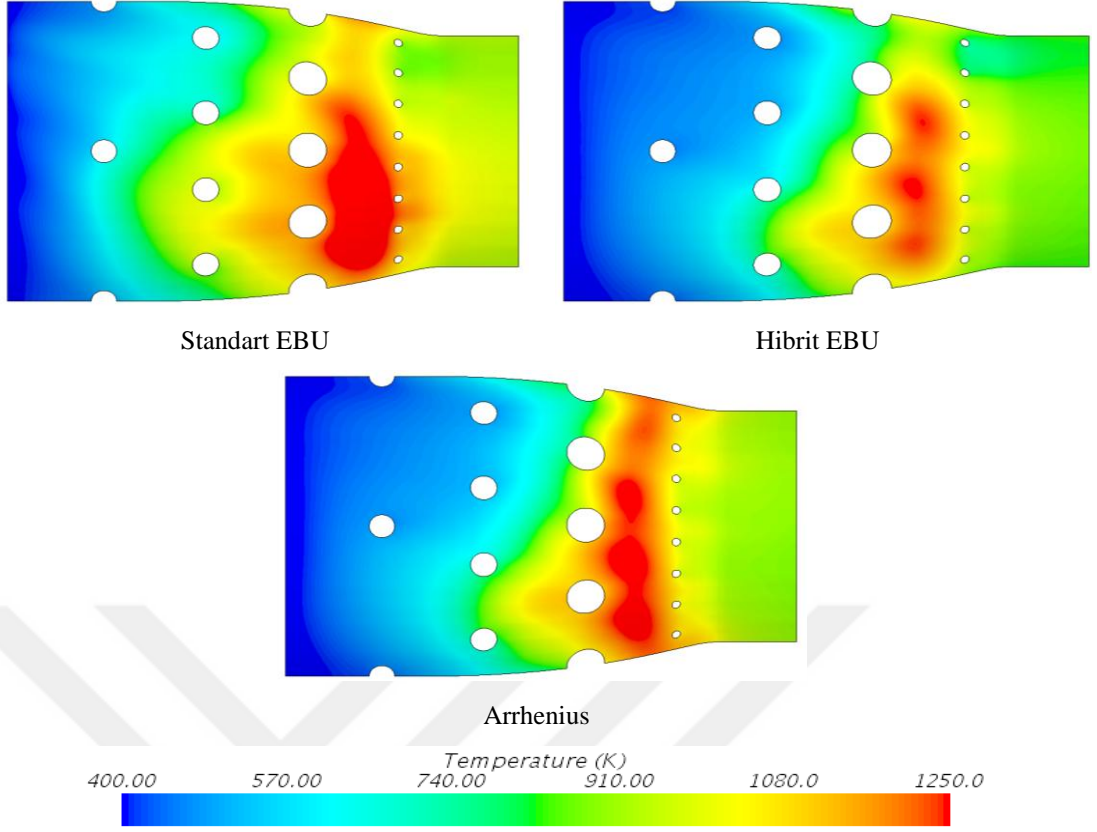
Şekil 4.18: Farklı yanma modellerinden elde edilen gaz sıcaklığı profilleri

CHT yönteminin sağladığı en önemli çıktılardan biri de ısı transfer katsayısının herhangi bir varsayıma ihtiyaç duymadan hesaplanabilmesidir. Yerel ısı transfer katsayıları, duvar üzerindeki her bir hücrede akışa bağlı olarak değişen yoğunluk, özgül ısı ve sıcaklık gibi akışkan özellikleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Analiz sonuçlarından elde edilen yerel ısı transfer katsayılarının açısız yönde ortalaması alınarak Şekil 4.19’da verildiği gibi yanma odası ekseni boyunca değişimi gösterilmiştir. Buna göre ısı transfer katsayısının aksel yönde sabit bir değer almadığı; yanma odası çıkışına doğru salınım genliğinin arttığı üç analizden de anlaşılmaktadır. Bunun yanı sıra aksel olarak ilk 50 mm dışında üç yanma modelinin de benzer sonuçlar verdiği görülmektedir. Birincil ve ikincil bölgede ise Standart EBU modeli ısı transfer katsayısını diğer modellere göre daha düşük öngörmüştür.

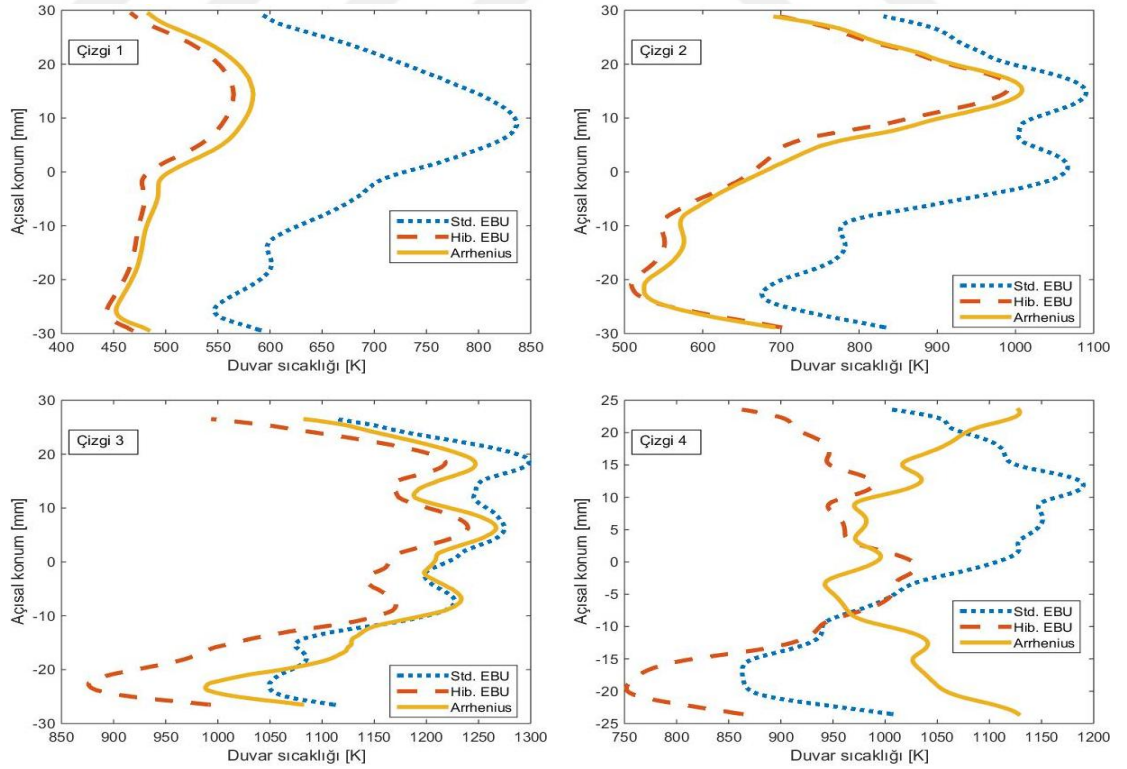


Şekil 4.19: Farklı yanma modellerinden elde edilen ortalama ısı transfer katsayıları

Farklı yanma modellerinden elde edilen sonuçlara göre dış astarın dış duvarı üzerindeki sıcaklık dağılımları ve duvar üzerinde yer alan çizgilerdeki duvar sıcaklığı profilleri sırasıyla Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de gösterildiği gibidir. Sıcaklık konturları incelendiğinde, ısı transfer katsayısına paralel olarak en yüksek duvar sıcaklıklarının üçüncül jet deliklerinden sonra oluştuğu görülmektedir. Standart EBU modeli; birincil bölgedeki duvara oldukça bitişik akış formu nedeniyle Şekil 4.20'deki grafiklerde de görüldüğü üzere daha yüksek duvar sıcaklıkları hesaplamıştır. Buna karşın Hibrit EBU ve Arrhenius yanma modelleri genel olarak birbirine yakın sonuçlar sunmuştur. Ayrıca duvar üzerindeki sıcaklık dağılımları incelendiğinde açısız yönde muntazam bir sıcaklık değişiminin ortaya çıkmadığı görülmektedir. Özellikle Standart EBU modelinde ikinci jet deliklerinin bulunduğu bölgede azımsanamayacak oranda bir açısız sapma olduğu gözlenmektedir.

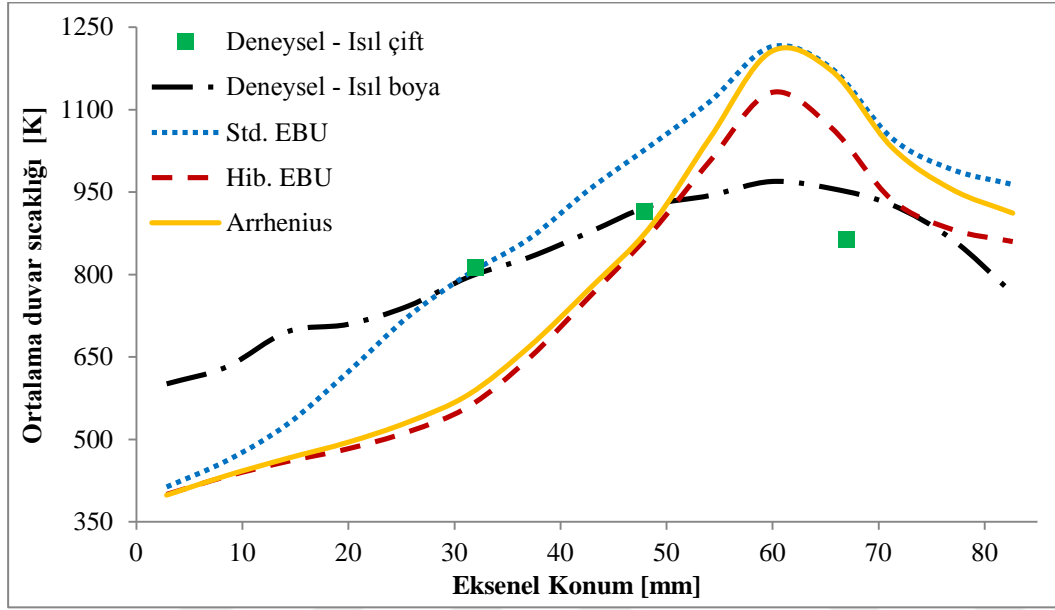


Şekil 4.19: Farklı yanma modellerinden edinilen duvar sıcaklıkları



Şekil 4.20: Farklı yanma modellerinden elde edilen duvar sıcaklığı profilleri

Analiz sonuçlarının ölçüm verileri ile karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.21’de verilmiştir. Ortalama duvar sıcaklıkları incelendiğinde Standart EBU modelinin ölçümlere göre en uzak sonucu verdiği Hibrit EBU modelinin ise en yakın sonucu verdiği görülmektedir. Mevcut problemde türbülanslı karışım ölçeği ile kimyasal reaksiyon hız ölçeği aynı seviyelerde olduğundan Hibrit EBU yanma modelinin daha doğru sonuçları öngörmesi anlaşılabilir bir durumdur [83].



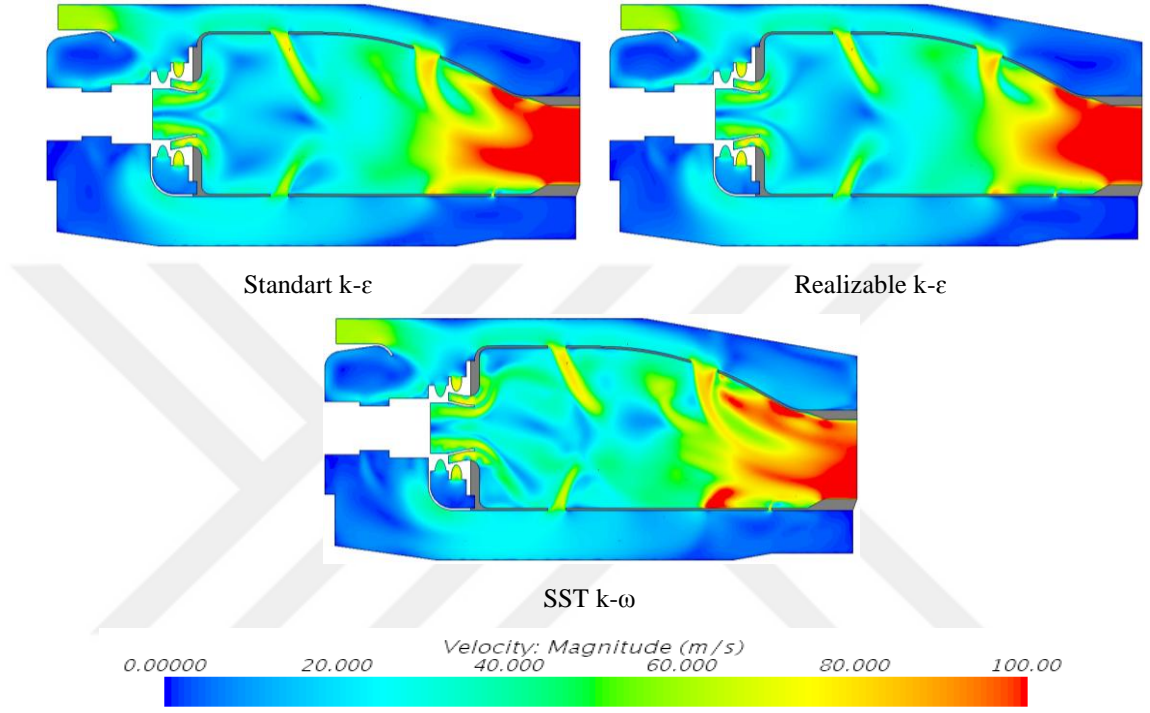
Şekil 4.21: Farklı yanma modellerinden elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ve ölçüm sonuçları

4.1.4 Türbülans modeli çalışması

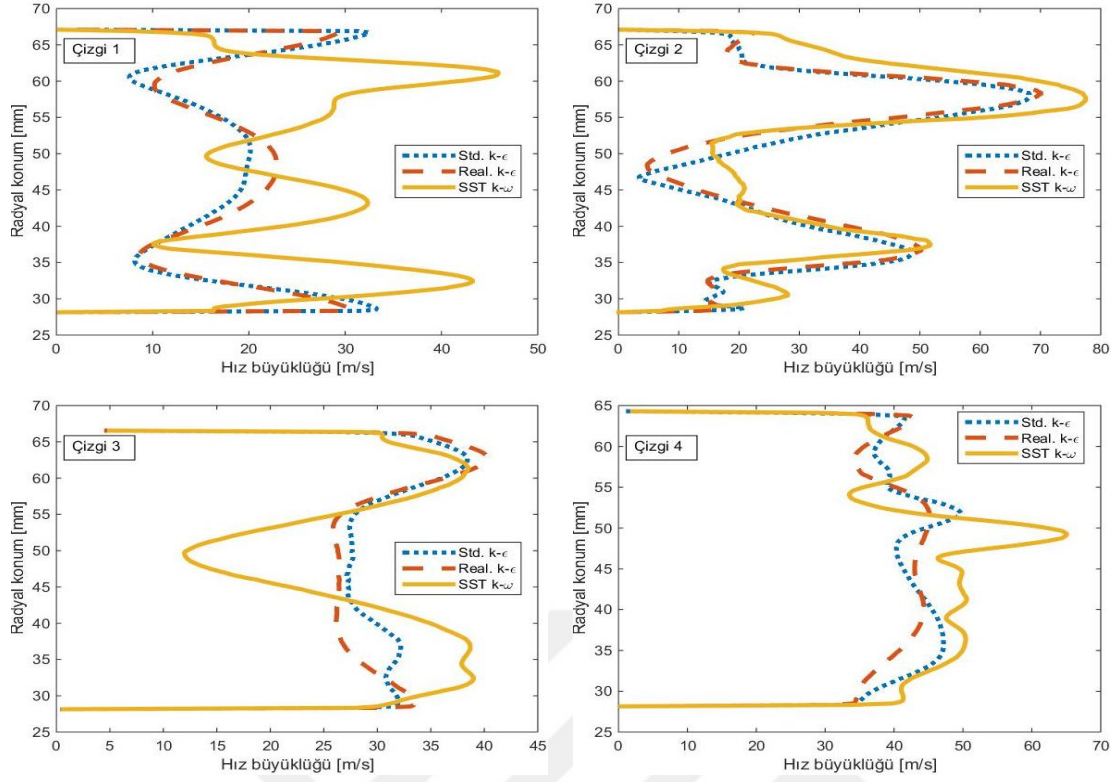
Önceki bölümlerde yapılan turbojet motoru yanma odası Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinde yanma odası içindeki türbülanslı akış Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli ile çözüldü. Bu bölümde ise RANS yaklaşımına ait farklı türbülans modellerinin yanma odası içindeki akış ve yanma karakteristiği üzerindeki etkileri ve bu etkiler neticesinde duvar sıcaklığındaki değişim incelenmiştir. HAD analizlerinde çözüm ağı olarak Çözüm ağı II, yanma modeli olarak ise Hibrit Eddy Break Up (HEBU) modeli kullanılmıştır.

Standart $k-\epsilon$ (SKE), Realizable $k-\epsilon$ (RKE) ve SST $k-\omega$ (SST) türbülans modelleri kullanılarak üç farklı Eşlenik Isı Transferi (CHT) analizi yapılmıştır. Elde edilen hız konturları ve hız profilleri sırasıyla Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’de verildiği gibidir. Hız konturlarına bakıldığında, SST modelinin akış alanını, SKE ve RKE modellerinden oldukça farklı hesapladığı görülmektedir. Birincil bölgedeki akış alanının homojen

olmaması (non-uniformity), iç astar üzerindeki jet deliklerinin birincil bölgede istenilenden az, seyreltme bölgesinde ise istenilenden fazla nüfuz etmesi, birincil bölgede CRV yapılarının oluşmaması sözü geçen farklılıklara örnek gösterebilir. Bununla birlikte Şekil 4.23’de gösterilen çizgi üzerindeki hız profillerine bakıldığında da SST modelinde özellikle birincil bölgede akışın gereğinden fazla salınım yaptığı görülebilir.

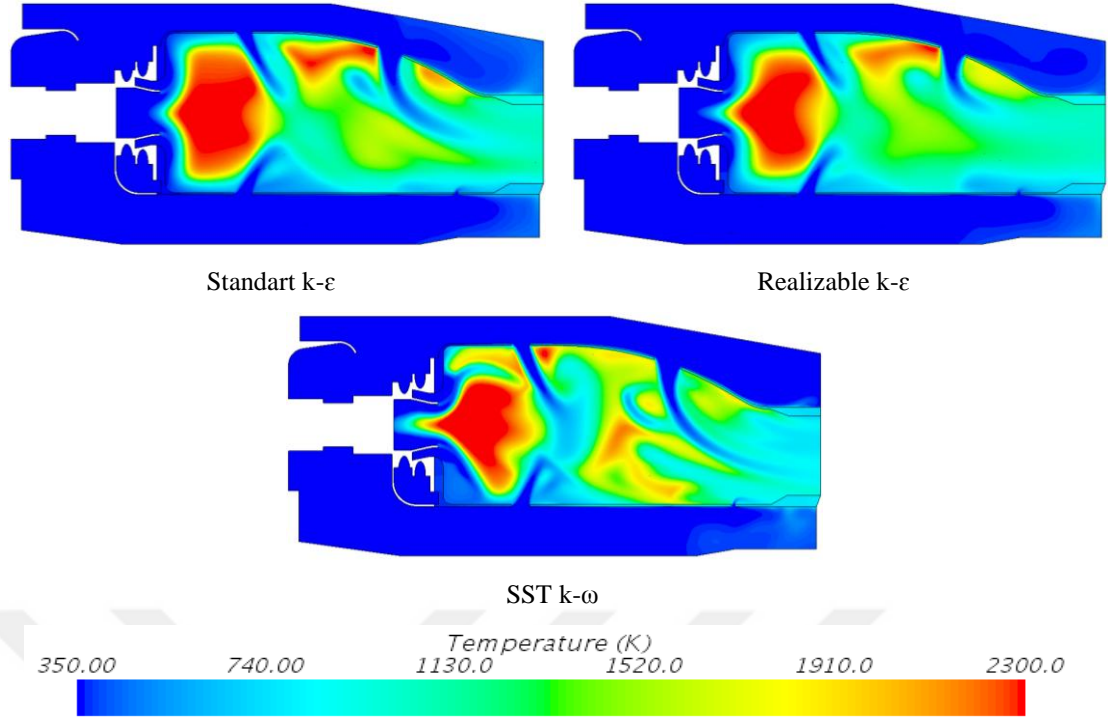


Şekil 4.22: Farklı türbülans modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız dağılımları

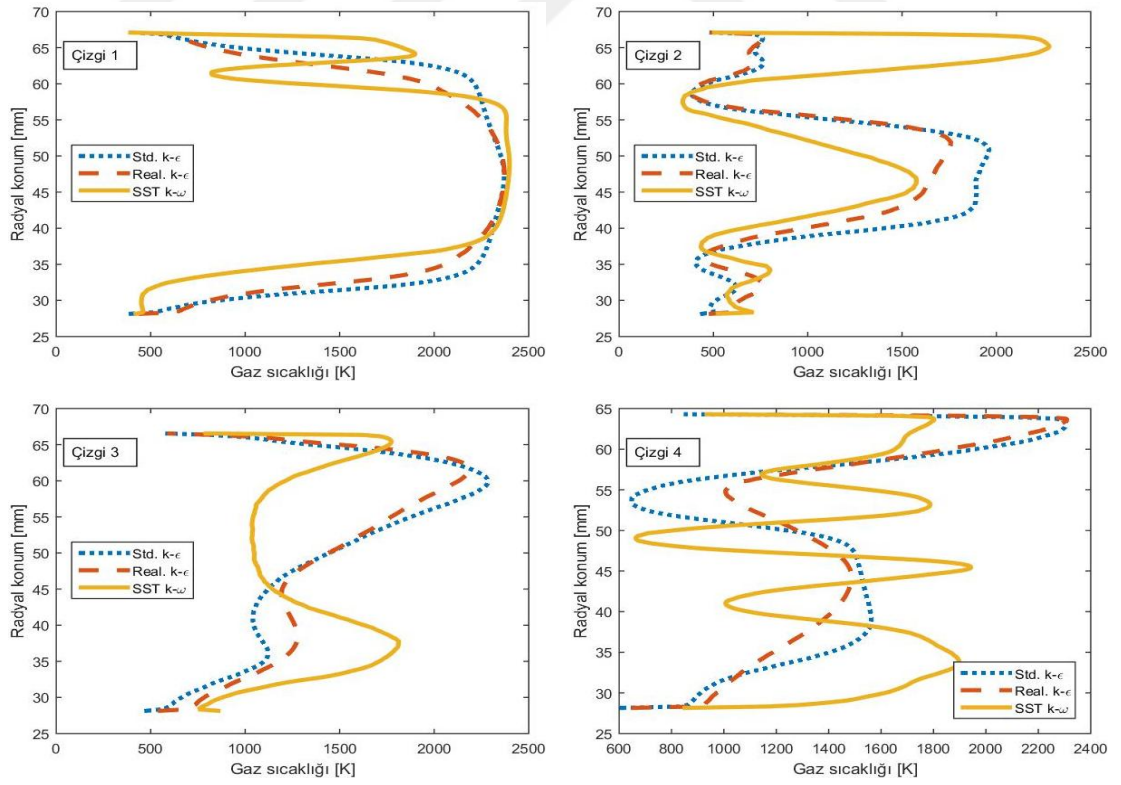


Şekil 4.23: Farklı türbülans modellerinden elde edilen hız profilleri

Farklı türbülans modellerinden elde edilen orta düzlem üzerindeki sıcaklık konturu Şekil 4.24'te; alev tüpü içindeki gaz sıcaklığı profilleri ise Şekil 4.25'da verildiği gibidir. Merkezi kesit üzerindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde SST modelinin diğer modellere göre farklı bir çözüm ürettiği görülmektedir. SST türbülans modelinden elde edilen gaz sıcaklığı dağılımına göre beklenmedik bir şekilde döngü yaratıcısının hemen çıkışında kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği gözlenmektedir. Bununla birlikte SST türbülans modelinde hız alanına paralel bir şekilde birincil bölgede homojen olmayan bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Sıcaklık konturlarından net bir şekilde belli olmasa da gaz sıcaklığı profillerine bakıldığında SKE ve RKE türbülans modellerinden elde edilen sonuçlar arasında küçük farklılıklar olduğu görülmektedir. Her iki türbülans modeli için de Çizgi 1, 2 ve 3 üzerindeki gaz sıcaklığı profilleri benzer eğilim gösterirken; Çizgi 4'te de görüldüğü üzere yaklaşık 54. mm'de neredeyse 400 K'lik bir fark ortaya çıkmıştır. Bunun sebebi, Şekil 4.24'te görüldüğü gibi SKE modelinde jetlerin normalden fazla nüfuz etmesi olarak açıklanabilir.

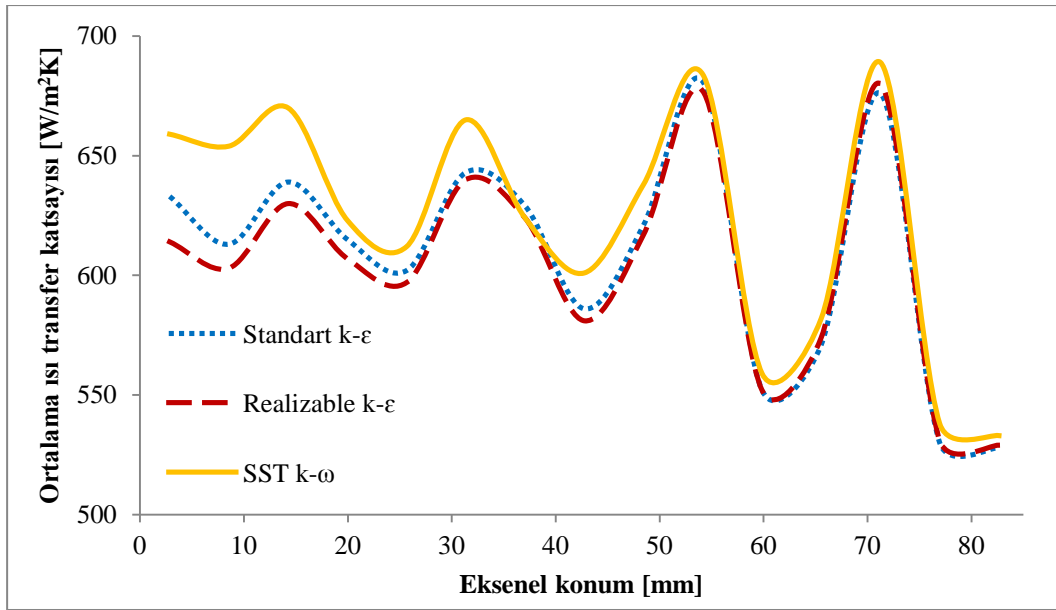


Şekil 4.24: Farklı türbülans modellerinden elde edilen yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımları



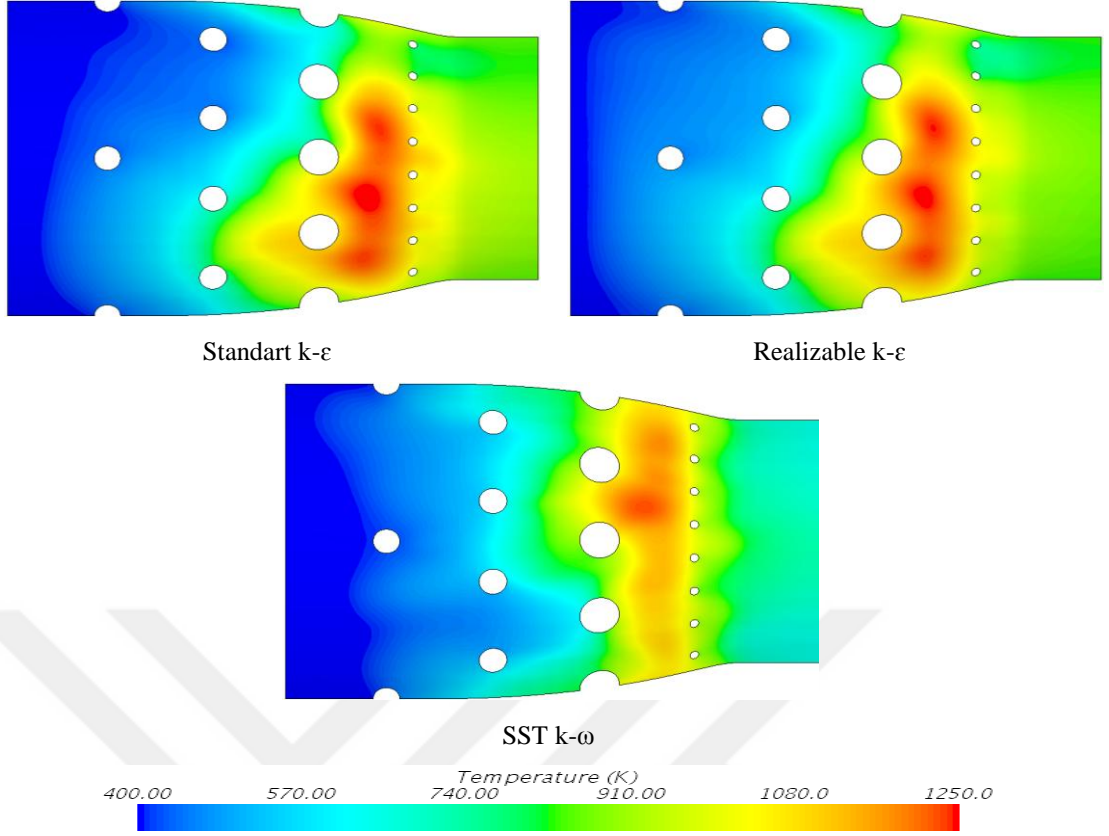
Şekil 4.25: Farklı türbülans modellerinden elde edilen gaz sıcaklığı profilleri

Analizlerden elde edilen dış astarın dış duvarı üzerindeki yerel ısı transfer katsayılarının açısız yönde alınan ortalama değerleri Şekil 4.26’de gösterildiği gibidir. Buna göre türbülans modelinden bağımsız olarak ısı transfer katsayısının duvar boyunca sabit kalmadığı görülmektedir. Bununla birlikte üçüncül jet deliklerine kadar olan bölgede SST modelinin ısı transfer katsayısını farklı hesapladığı, kalan bölgelerde ise üç türbülans modelinin de benzer sonuçlar öngördüğü dikkat çekmektedir. Buradan, özellikle yüksek türbülanslı akış bölgelerinde hesaplanan türbülanslı viskozitenin modele göre değişiklik gösterdiği sonucuna varılabilir.

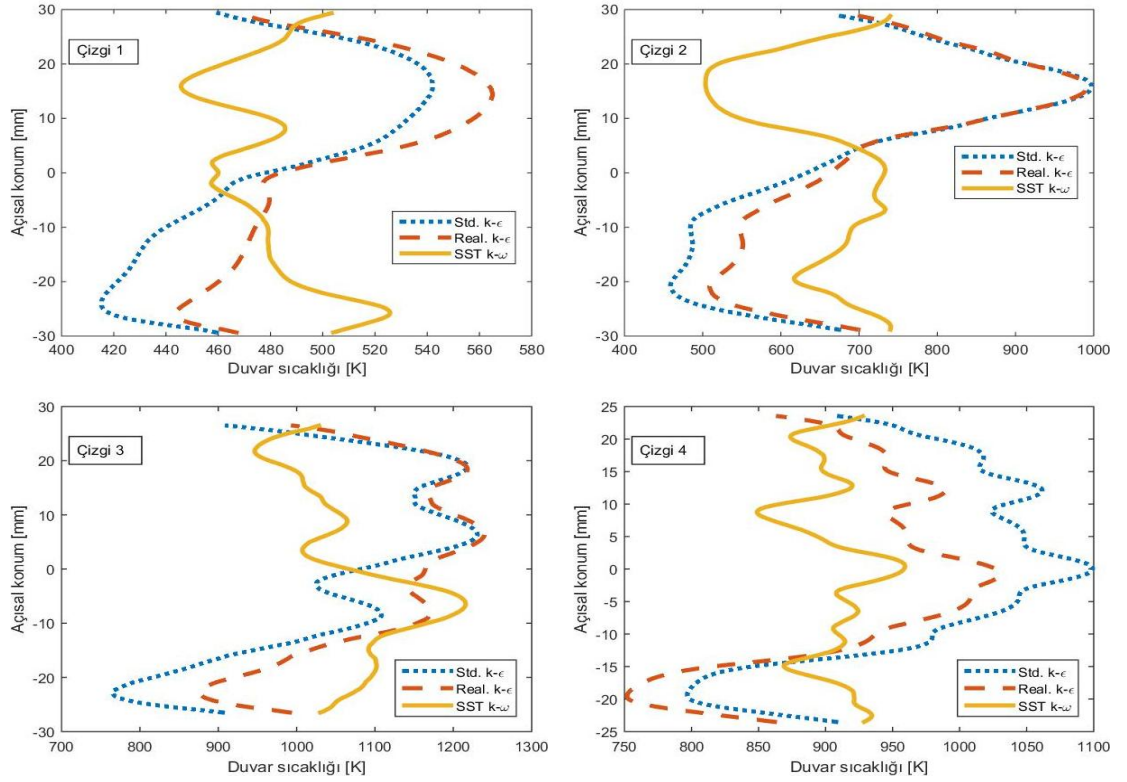


Şekil 4.26: Farklı türbülans modellerinden elde edilen ortalama ısı transfer katsayıları

Üç farklı türbülans modeline göre dış astarın dış duvarı üzerinden alınan sıcaklık konturu Şekil 4.27’de duvar sıcaklık profilleri ise Şekil 4.28’de sunulmuştur. Buna göre SKE ve RKE türbülans modellerinin benzer duvar sıcaklık dağılımı öngördüğü fark edilmektedir. Buna karşın duvar üzerindeki sıcaklık dağılımının açısız yönde homojen olmadığı görülmektedir. Bu da aslında duvara paralel olan akışın da açısız simetrik olmadığını göstergesidir. Farklılıkları daha ayrıntılı görebilmek adına oluşturulan duvar üzerindeki sıcaklık profilleri incelendiğinde de SKE ve RKE modellerinin benzer, SST modelinin ise oldukça farklı duvar sıcaklığı hesapladığı görülmektedir.

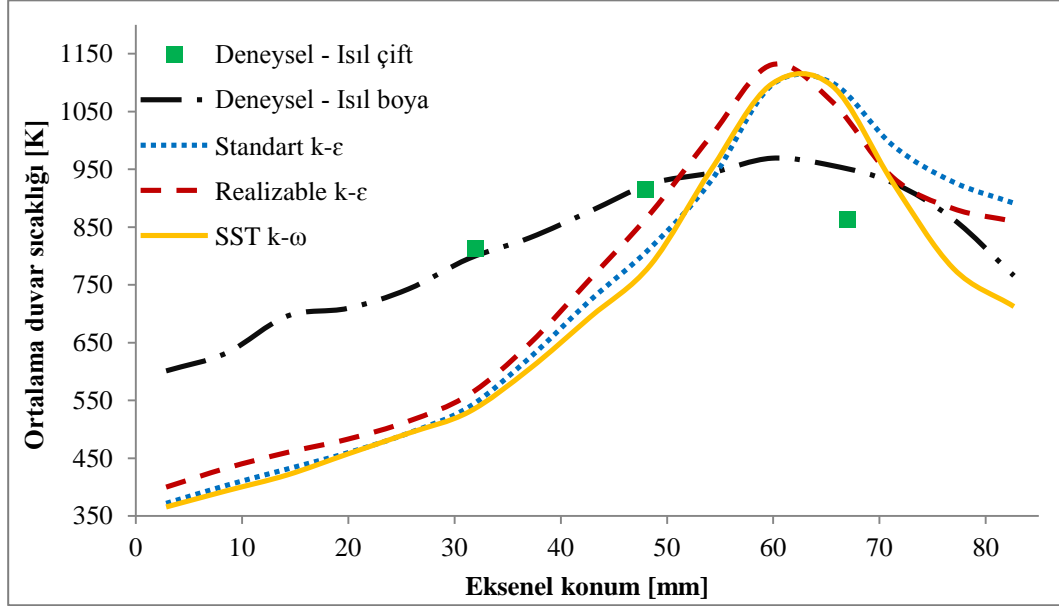


Şekil 4.27: Farklı türbülans modellerinden edinilen duvar sıcaklıkları



Şekil 4.28: Farklı türbülans modellerinden elde edilen duvar sıcaklığı profilleri

Türbülans modeli çalışmasından elde edilen dış astarın dış duvarındaki ortalama sıcaklık değerleri Şekil 4.29’da sunulduğu gibidir. Buna göre Realizable k-ε türbülans modelinin ısı çift ve ısı boy ölçümlerine özellikle ikincil bölgede daha fazla yaklaştığı görülmektedir.



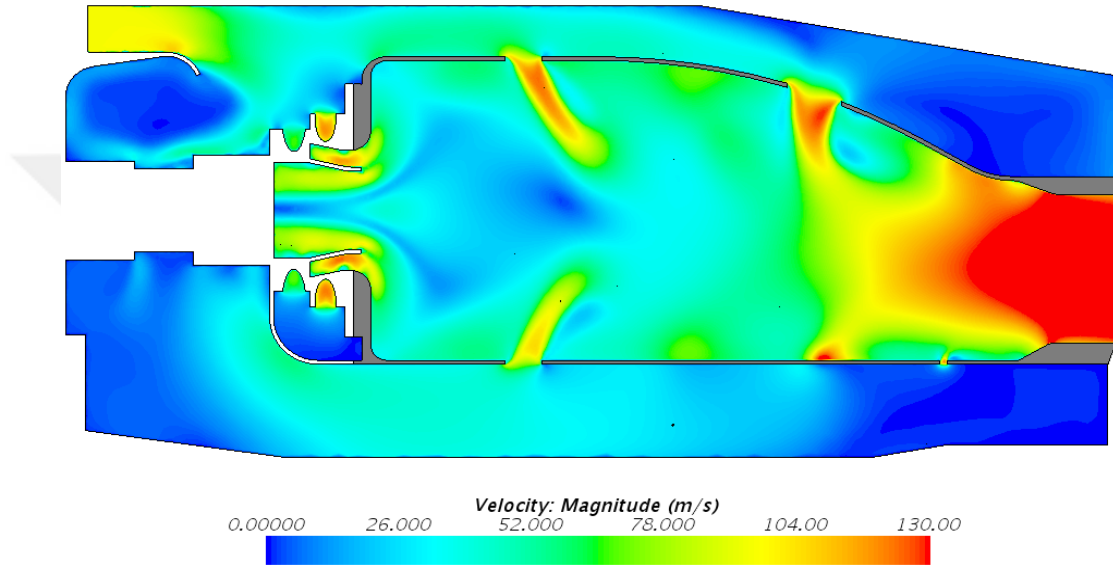
Şekil 4.29: Farklı türbülans modellerinden elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ve ölçüm sonuçları

4.1.5 Tam yük uçuş koşulundaki yanma odası HAD analiz sonuçları

Şimdiye kadar turbojet motoru yanma odası için yapılan CHT hesaplamalarında testte kullanılan sınır şartları kullanılmıştır. Bu bölümde ise yanma odasının tam yük uçuş koşulu altında çalıştığı durumda oluşabilecek duvar sıcaklıklarının hesaplanması amaçlanmıştır. Gerçek koşuldaki yanma odası çalışma basıncı test koşulunun yaklaşık 4 katıdır; bununla birlikte hava ve yakıt debileri de yaklaşık aynı oranda daha fazladır.

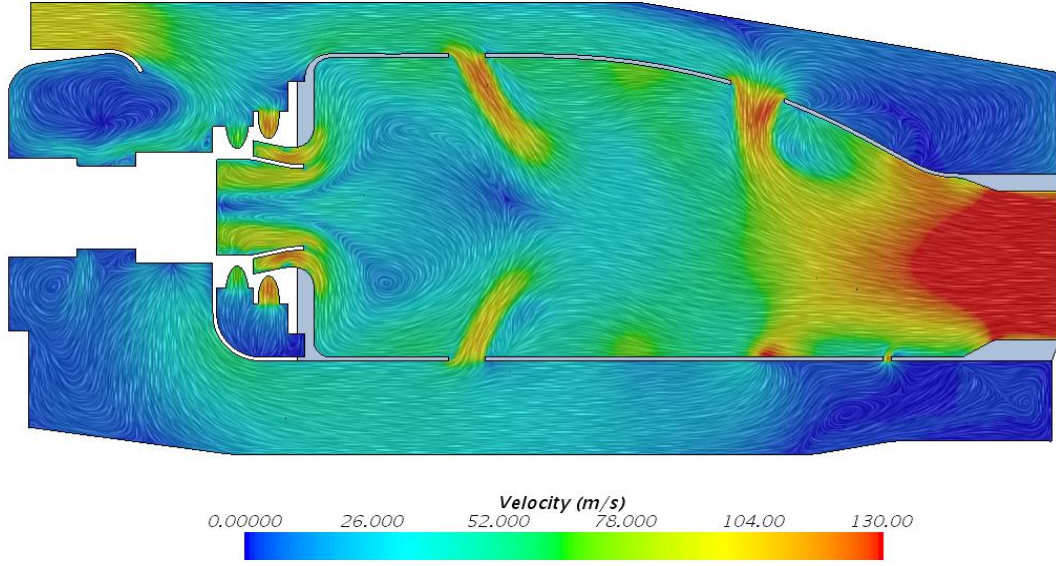
Yapılan HAD analizlerinde; önceki bölümlerde daha doğru yaklaşım sağladığı gösterilen Hibrit EBU yanma modeli ve Realizable k-ε türbülans modeli; sayısal ağ yapısı olarak da Çözüm ağı II kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yanma odası merkez kesiti üzerinde gösterilen hız konturu ve hız vektörleri sırasıyla Şekil 4.29 ve Şekil 4.30’de sunulmuştur. Buna göre özellikle birincil bölgedeki jetlerin alev tüpüne etkili nüfuz ettiği açıkça görülmektedir. Dolayısıyla tasarımın bir parçası olan astar üzerindeki basınç kayıplarının doğru hesaplanmış olduğu HAD analizleri ile de görülmüştür. Bunun yanı sıra Şekil 4.30’deki hız vektörlerine bakıldığında yöndeş

döngü yaratıcısının güçlü etkisiyle akışın duvara oldukça yakın gittiği görülmektedir. Bu durum astar üzerinde oluşacak ısıl yükleri artırıcı etki yapsa da böylesine küçük bir yanma odasında kalış süresini artırmak için gerekli bir yöntemdir. Kalış süresinin artmasını sağlayan diğer bir olgu ise birincil bölgede yer alan merkezi resirkülasyon bölgeleri (Central Recirculation Vortex, CRV)'dir. Şekil 4.30'de açık bir şekilde görülebilen CRV yapıları iyi bir yakıt-hava karışımı sağlamasının yanı sıra yakıt moleküllerinin bu bölgede daha fazla kalmasına ve büyük bir kısmının yanmasına yardımcı olur [7].



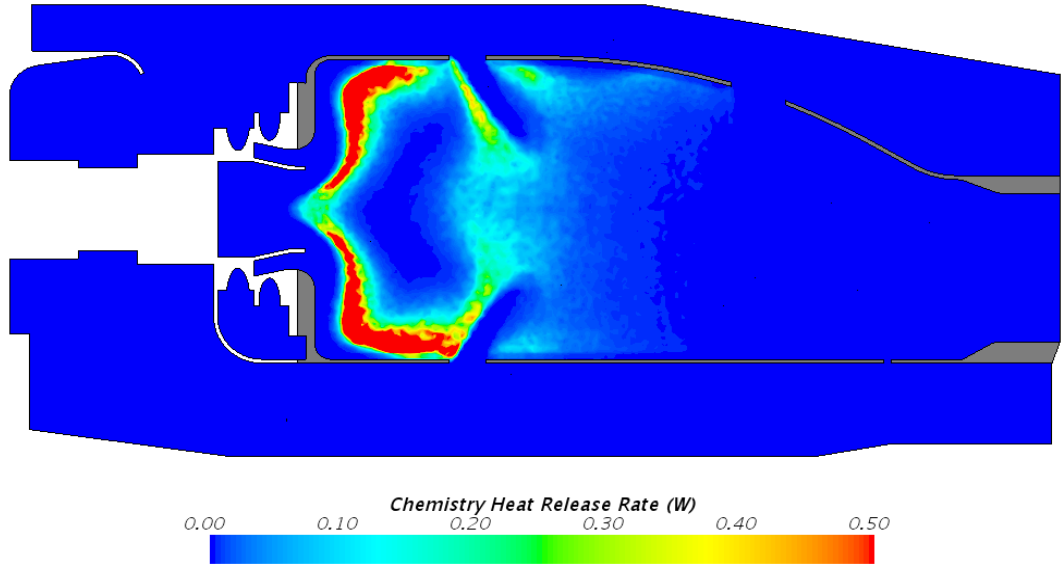
Şekil 4.29: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız büyüklükleri

Mach sayıları, hava kanallarında, hava jetlerinde ve yanma odası çıkışında sırasıyla 0.1, 0.27 ve 0.22 olarak hesaplanmıştır. Kaddah [84] astar deliklerindeki debi katsayılarının (C_D) kabul edilebilir seviyede olabilmesi için hava kanallarındaki Mach sayısının 0.1'i geçmemesi gerektiğini vurgulamıştır. Buna göre yanma odasında elde edilen akış alanının oldukça makul seviyelerde olduğu söylenebilir.

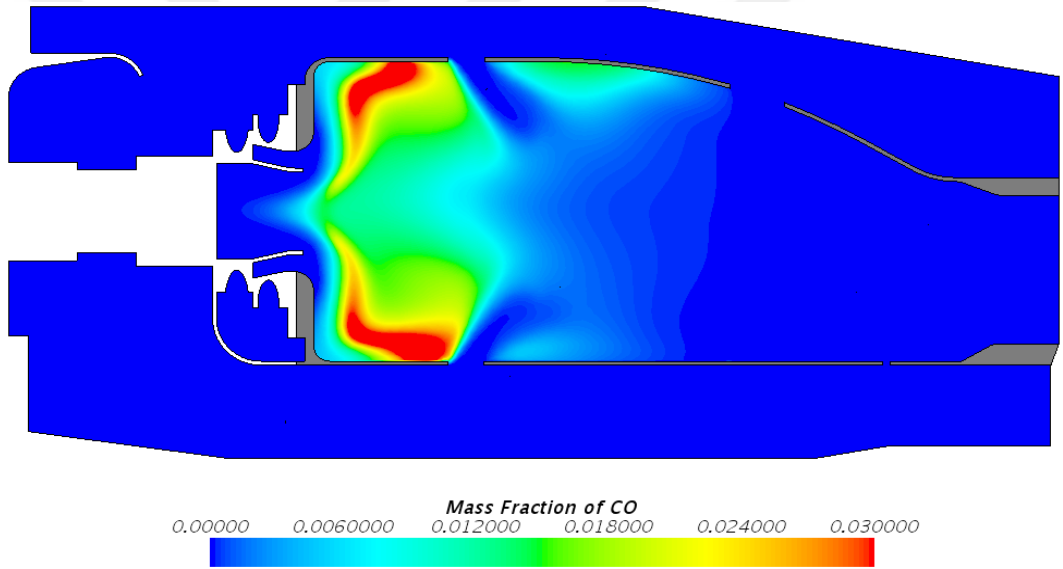


Şekil 4.30: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız vektörleri

Yanma odası alev tüpündeki yanma süreci, her bir kimyasal tür için hücre bazında hesaplanan kimyasal ısı salınım hızı (chemistry heat release rate) ile değerlendirilebilir. Kimyasal ısı salınım hızı türlerin reaksiyon hızı ile oluşum entalpilerinin çarpımı ile hesaplanmaktadır. Dolayısıyla reaksiyon hızıyla doğru orantılı olarak değişen bu kavram yanmanın gerçekleştiği bölgeleri görselleştirmekte yardımcı olmaktadır. Kimyasal ısı salınım hızı konturu Şekil 4.31’de yanma odası merkezinden alınan kesit üzerinde sunulmuştur. Buna göre duvara bitişik giden akış sebebiyle, kubbeye ve duvara yakın bölgelerde yanmanın yoğun olduğu görülmektedir. Buna ek olarak birincil jet delikleri sayesinde sağlanan ters akış ile yanmamış yakıtın oksidasyonu sağlanmıştır. Şekil 4.31’den de görülebileceği gibi yanma çok düşük seviyelerde de olsa üçüncü jet deliklerine kadar sürmektedir. Buna paralel olarak CO molekülünün kütle oranı Şekil 4.32’de verilmiştir. Burada üçüncü jet deliklerinden sonra CO molekülüne rastlanmadığı dolayısıyla kimyasal yanma mekanizmasında ikinci ve son adımda oluşan CO emisyonlarının oksidasyonunun tamamlandığı söylenebilir.



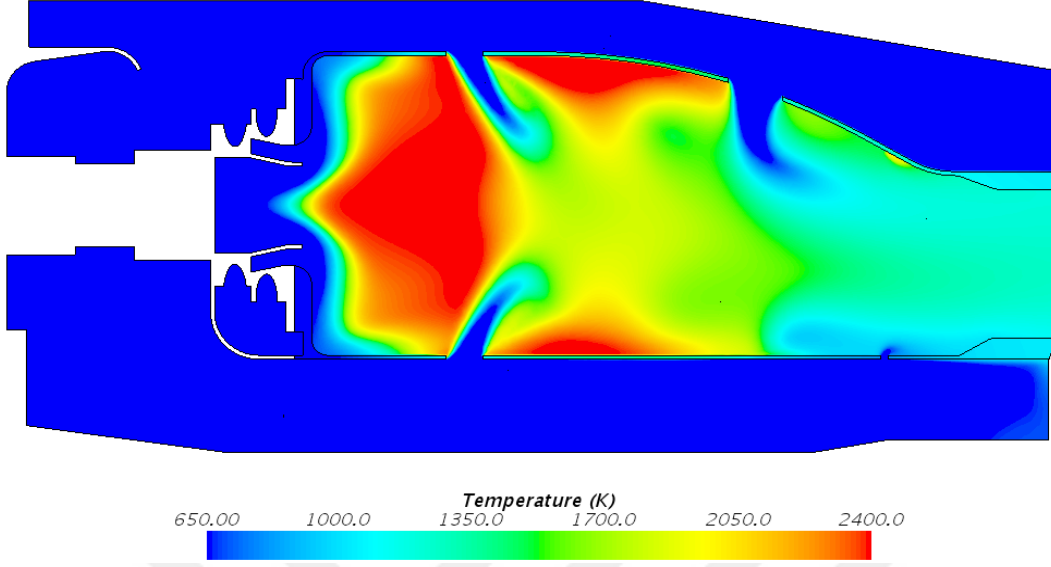
Şekil 4.31: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki kimyasal ısı salınım hızı



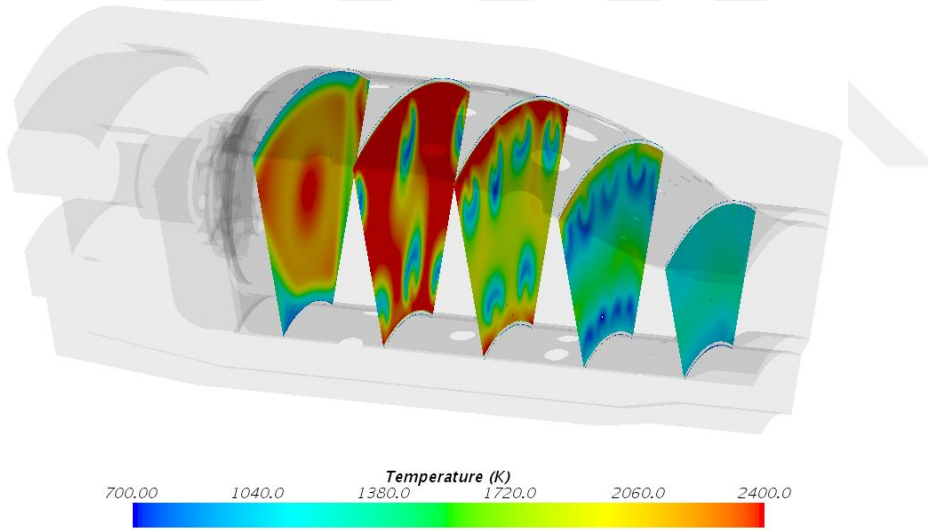
Şekil 4.32: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki CO molekülünün kütle oranı

Yanma odasındaki sıcaklık dağılımını görselleştirmek için Şekil 4.33'da merkez kesit ve Şekil 4.34'de enine kesitler üzerinde sıcaklık konturları sunulmuştur. İkincil bölgedeki duvar kenarlarında yoğunlaşan sıcak bölgelerin 2400 K'nin üzerinde değerlere sahip olduğu görülmektedir. Yanma odası, tasarımı itibari ile herhangi bir soğutma filmi içermediğinden bu bölgelerdeki astar sıcaklıklarının aşırı yüksek olması beklenmektedir. Şekil 4.34'de verilen enine kesitlerde ise yanmanın büyük bir bölümünün birincil jet deliklerinden sağlanan hava ile sağlandığı görülmektedir.

Bunun yanı sıra ikincil bölgedeki enine kesit incelendiğinde, merkezde bulunan jetlerin olması gerekenden fazla nüfuz ederek çakıştığı görülmektedir.

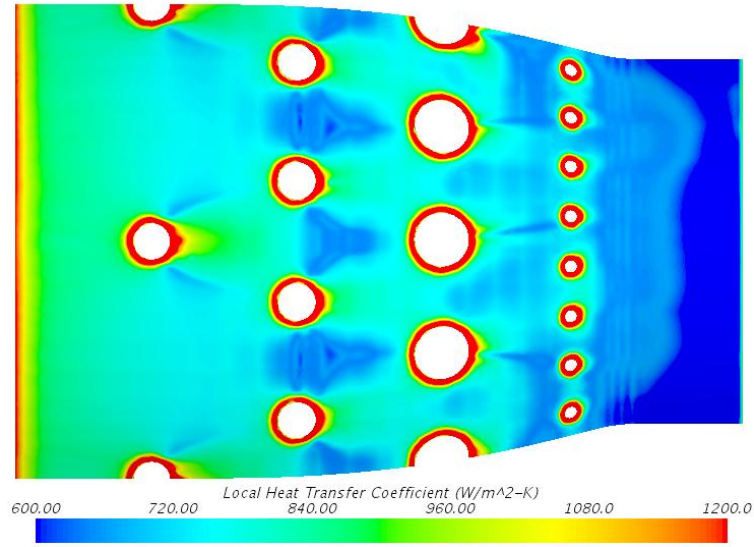


Şekil 4.33: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

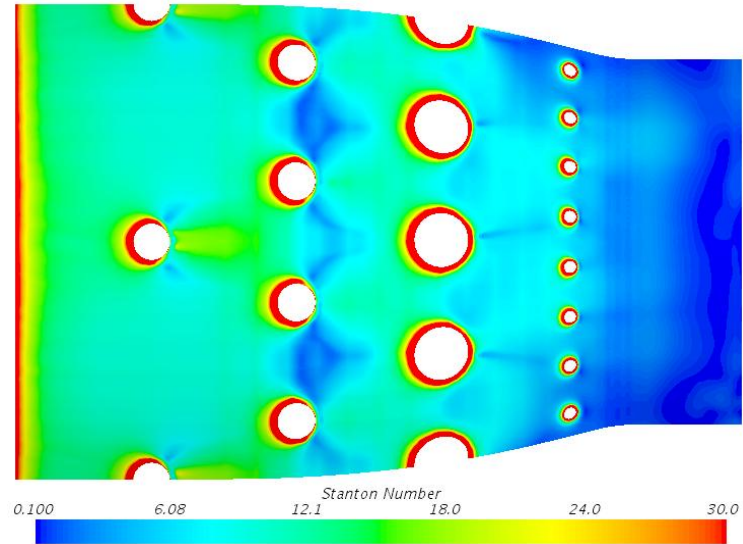


Şekil 4.34: Yanma odasında enine kesitler üzerindeki sıcaklık dağılımları

CHT çözümünden elde edilen yerel ısı transfer katsayısı ve boyutsuz Stanton sayısının dış astarın dış duvarı üzerindeki konturları sırasıyla Şekil 4.35 ve Şekil 4.36'de verilmiştir. Burada Stanton sayısı Reynolds andırımı (Reynolds analogy) yöntemine göre yüzey sürtünme katsayısı (skin friction coefficient) kullanılarak Denklem 'de verildiği gibi hesaplanmıştır. Genel dağılımlara bakıldığında hem ısı transfer katsayısının hem de Stanton sayısının jet delikleri çevresinde yüksek olduğu görülmektedir.

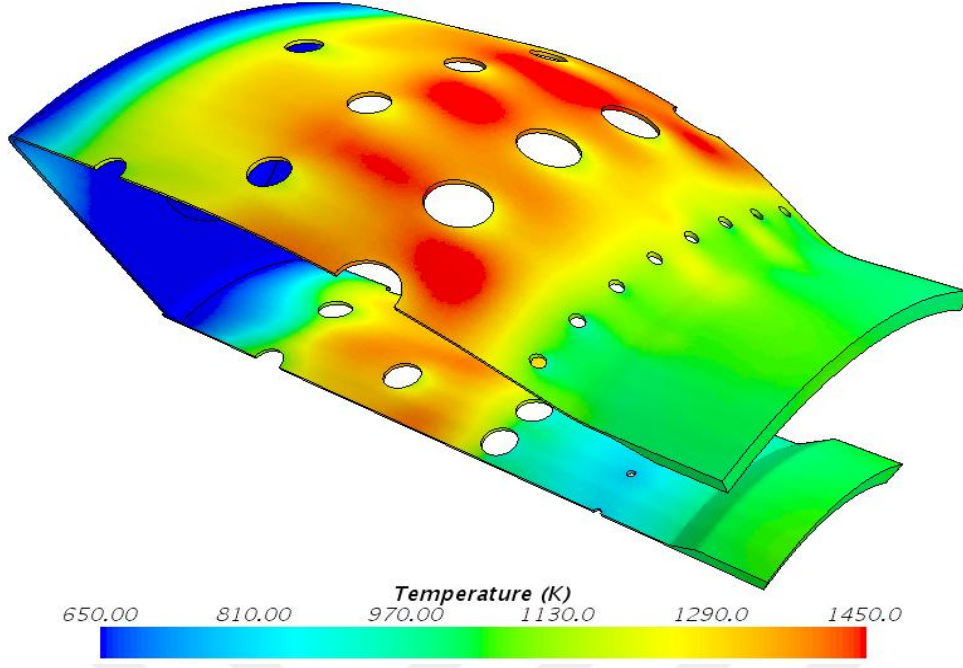


Şekil 4.35: Duvar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı



Şekil 4.36: Duvar üzerinde Stanton sayısı

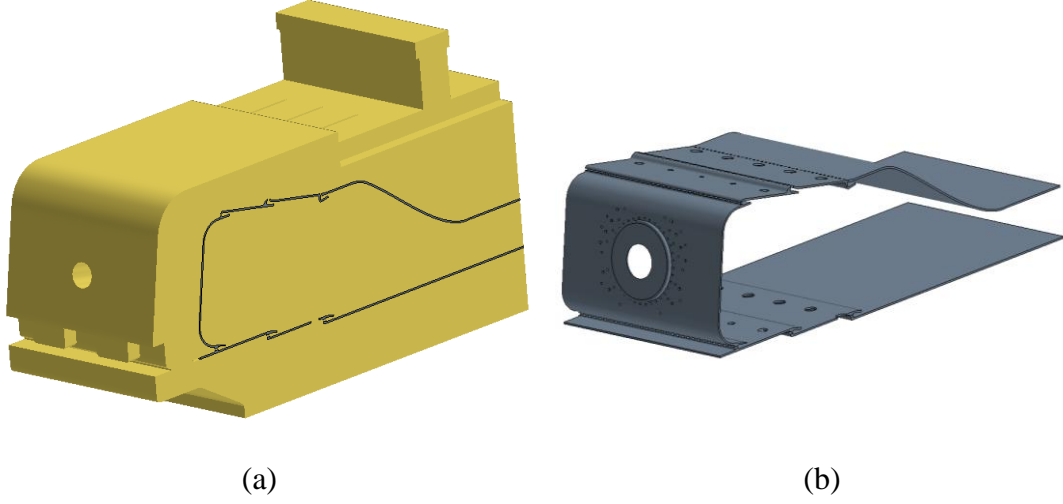
Tam yük uçuş koşulunda simüle edilmiş bu HAD analizinde elde edilen astar sıcaklıkları Şekil 4.37’de sunulduğu gibidir. Buna göre hem iç astar hem de dış astar için en yüksek duvar sıcaklıkları beklendiği üzere ikincil bölgede gerçekleşmektedir. Duvar kalınlığının oldukça ince olması nedeniyle iç duvar ile dış duvar arasında en fazla 5 K’lik farklar gözlenmiştir. Yanma basıncının, hava ve yakıt debisinin artmasıyla, test koşullarına göre yaklaşık 200 K daha yüksek duvar sıcaklıkları elde edilmiştir. Gerçekte bu koşullarda çalışması beklenen turbojet motoru yanma odasının özellikle dış astarında gözlenen bu yüksek sıcaklıklar uzun süreli çalışma koşullarında metalde istenmeyen bozunmalara yol açabilir.



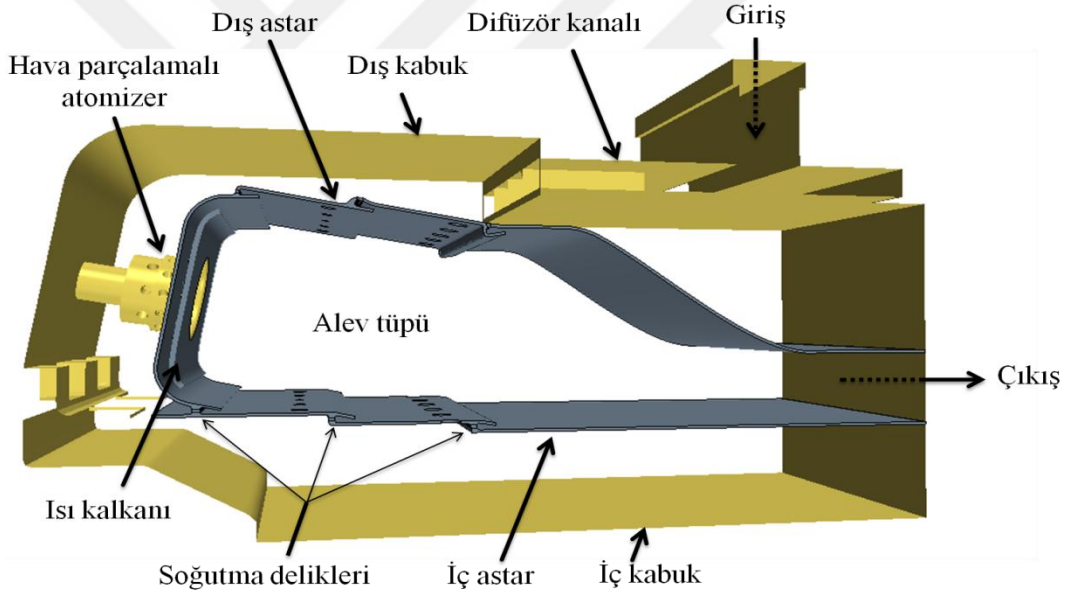
Şekil 4.37: Yanma odası astar sıcaklıkları

4.2 Turboşaft Motoru Yanma Odası Sonuçları

Bu bölümde 1000 hp sınıfı bir turboşaft motoru yanma odasındaki astar sıcaklıklarının CHT ile hesaplandığı HAD analizleri sunulmuştur. Hava parçalı atomizere sahip turboşaft motoru yanma odası aslında ters akışlı (reverse flow) olmasına rağmen testlerde kullanılacak olan yanma odası atmosferik çalışma basıncına sahip düz akışlı ve üç enjektörlü bir modele çevrilmiştir. İleride yapılması planlanan testler ile kıyaslanabilmesi amacıyla tez kapsamında yapılan çalışmalarda Şekil 4.38’de gösterilen düz akışlı model kullanılmıştır. Normalde üç enjektöre sahip modelin, HAD analizlerinde hesaplama maliyetini düşürmek için yalnızca orta sektörü ele alınmıştır. Analizlerde kullanılan yanma odasına ait temel bölümler Şekil 4.39’de verildiği gibidir. Turbojet motoru yanma odası analizlerine benzer şekilde bu yanma odasında da hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla sektör geometri ele alınmıştır. Turbojet motoru yanma odasına göre daha büyük hacme sahip olan turboşaft motoru yanma odasının, aynı zamanda film soğutma sistemi bulunmaktadır. Bununla birlikte kubbenin hemen önünde bulunan, kubbeyi yüksek sıcaklıklara karşı koruyan ısı kalkanı (heat shield) yer almaktadır. Aynı zamanda bu ısı kalkanı, kubbede yer alan efüzyon tipi soğutma sistemi ile soğutulmaktadır.



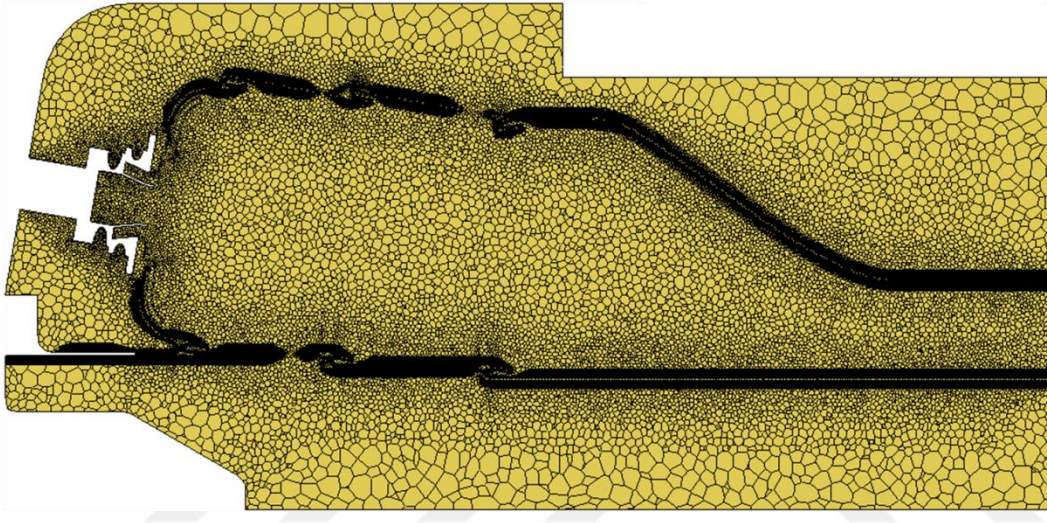
Şekil 4.38: Turboşaft motoru yanma odası sektör geometrisi (a) Akış hacmi, (b) Astar



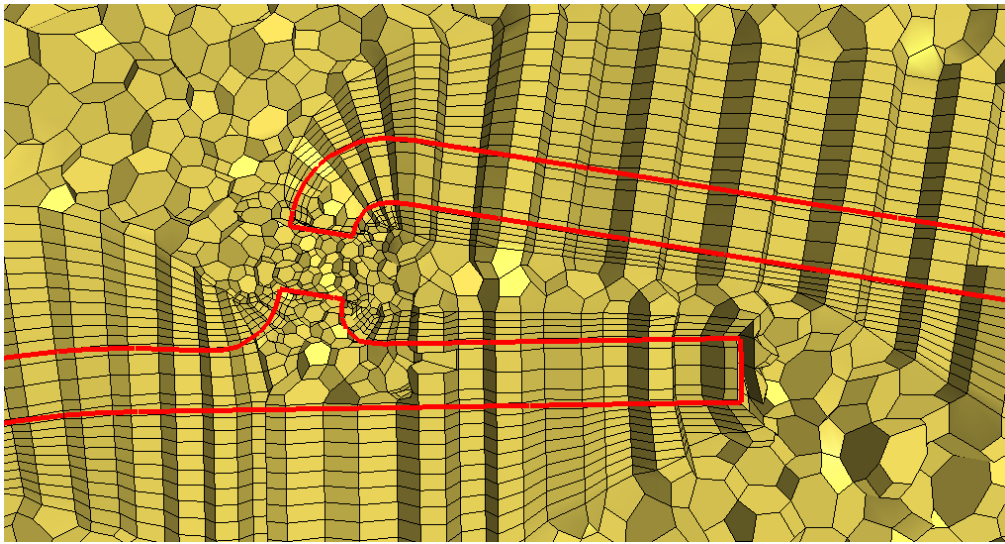
Şekil 4.39: Turboşaft motoru yanma odası ana bölümleri

Turbojet motoru yanma odası için yapılan sayısal ağ çalışmasında yaklaşık 2,800,000 hücre sayısının CHT çalışmaları için yeterli olduğu önceki bölümlerde gösterilmişti; dolayısıyla bu yanma odası için de benzer bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Hacmin daha geniş olması ve astar üzerinde soğutma deliklerinin olması nedeniyle yaklaşık 4,000,000 hücreli bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağının yanma odası merkez kesitindeki görünümü ise Şekil 4.40'de verildiği gibidir. Bu tip yanma odası modellerinde oldukça küçük çaplı soğutma kanalları bulunduğundan geçerli bir

çözüm ağı oluşturmak daha zor bir hal almaktadır. Kubbe ile dış astarın kesiştiği bölgede yer alan soğutma kanalındaki ağ yapısı Şekil 4.41’de sunulmuştur. Buna göre soğutma kanallarının fiziği gereği var olan kavisli yüzeyler nedeniyle ağ yoğunluğunun daha sık olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra astar içinde oluşturulan ince katmanlı hücreler; Şekil 4.41’de de görüleceği gibi ağın çok yoğun olması gereken bölgelerde yerini otomatik olarak çok yüzlü hücrelere bırakmaktadır. Böylelikle özellikle dar bölgelerde gerçekleşebilecek sayısal hataların artması engellenmektedir.



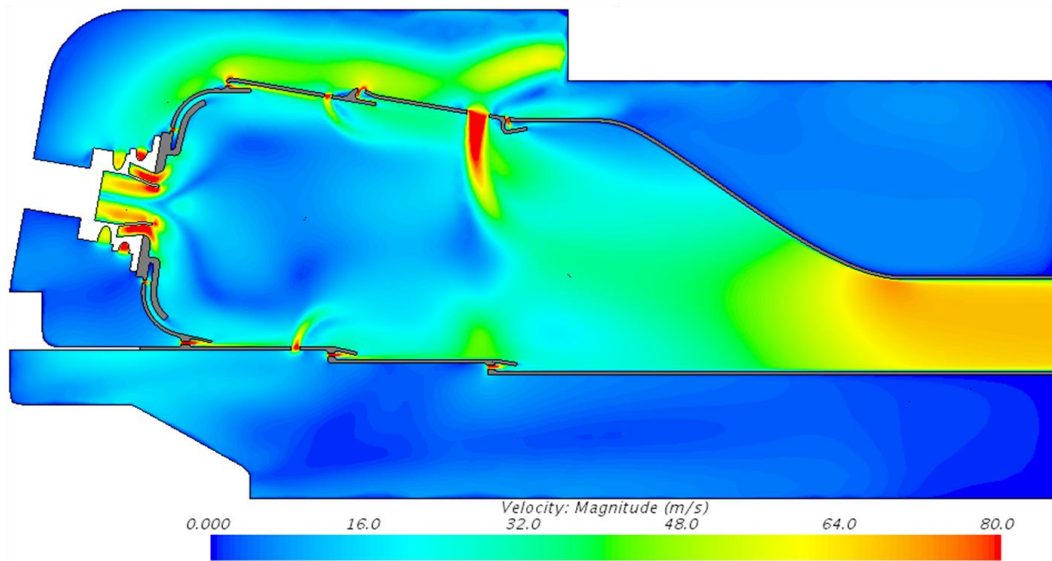
Şekil 4.40: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki çözüm ağı



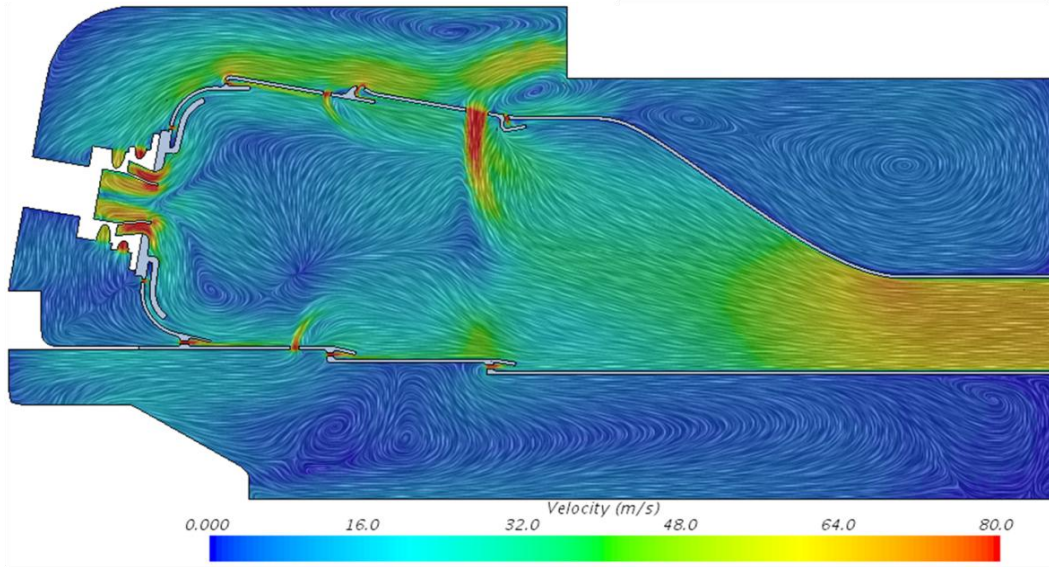
Şekil 4.41: Soğutma kanalı ve çevresindeki ağ yapısı

Turboşaft motoru yanma odası için yapılan HAD analizinde, önceki bölümlerde kabul edilebilir yaklaşım yapabildiği gösterilmiş Hibrit EBU yanma modeli ve

Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Duvar kenarlarında ise çift katmanlı yaklaşım kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yanma odası merkezinden alınan kesit üzerindeki hız konturları ve hız vektörleri sırasıyla Şekil 4.42 ve Şekil 4.43'te gösterilmiştir. Bu bölümdeki sonuçlar kısmında merkez kesit üzerinde gösterilen figürlerde; merkez kesitin difüzör kanalında yer alan yapısal boşluğa denk gelmesi nedeniyle, difüzör kanalı ve giriş bölümleri gizlenmiştir. Şekil 4.43 incelendiğinde; jetten çıkan akışın hız vektörlerine göre; jetlerin nüfuz etkisinin oldukça zayıf olduğu görülmektedir. Buradan büyük hacimli bir yanma odası için atmosferik çalışma basıncının, astar üzerinde yetersiz basınç farkı oluşturduğu sonucu çıkarılabilir. Bunun yanı sıra hız vektörlerine bakıldığında yanma odasının birden fazla yerinde düşük basınç alanlarının göstergesi olan girdaplar (vortex) görülmektedir. Bunlardan en önemlisi difüzör kanalının çıkışında gözlenen girdap yapılarıdır ve aslında özellikle jet hızlarını etkileyecek bir kayıp olduğundan yanma odalarında istenmeyen bir durum olarak nitelendirilebilir. Bunun yanı sıra turboşaft motoru yanma odasında kullanılan ters yönlü döngü yaratıcısının birincil bölgede çok güçlü bir döngü oluşturmadığı söylenebilir. Bu sebepten ötürü birincil bölgede beklenen CRV yapılarının oldukça zayıf kaldığı; hatta dış astara yakın bölgede ise neredeyse hiç oluşmadığı görülmektedir. Benzer şekilde, Bolat ve Uslu [85] yapmış oldukları bir çalışmada, ters akışlı döngü yaratıcısı konfigürasyonunda, birincil ve ikincil atomizer kanallarından gelen havanın alev tüpü içindeki döngüyü azalttığı dolayısıyla CRV oluşumunu engellediğini belirtmişlerdir.

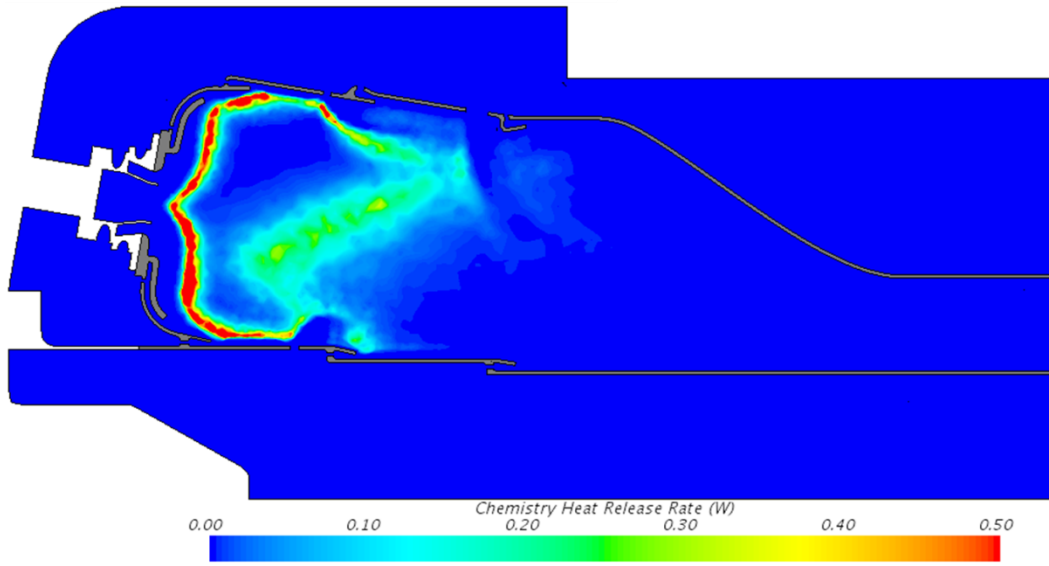


Şekil 4.42: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız büyüklükleri

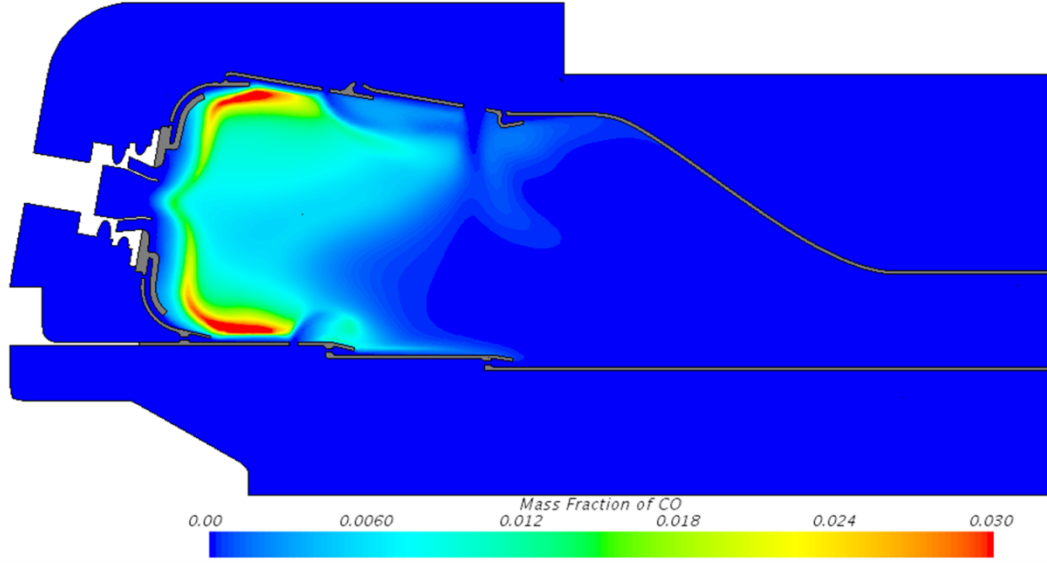


Şekil 4.43: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki hız vektörleri

Alev tüpü içindeki kimyasal reaksiyonların oluştuğu bölgeleri saptamak amacıyla kimyasal ısı salınım hız konturu Şekil 4.44'de sunulmuştur. Buna göre döngü yaratıcısından çıkan akışın karakterine oldukça paralel bir yanma dağılımı gözlenmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi birincil bölgede simetrik CRV yapılarının oluşmaması nedeniyle daha fazla yanmamış yakıtın ikincil bölgeye kaydığı anlaşılmaktadır. Buna rağmen ikincil jet deliklerine kadar yanma reaksiyonlarının büyük oranda sona erdiği söylenebilir. Bunu destekler nitelikte; Şekil 4.45'de verilen CO molekülünün kütle oranına bakıldığında, ikincil jet deliklerinden sonra çok düşük miktarda CO molekülüne rastlandığı görülmektedir.

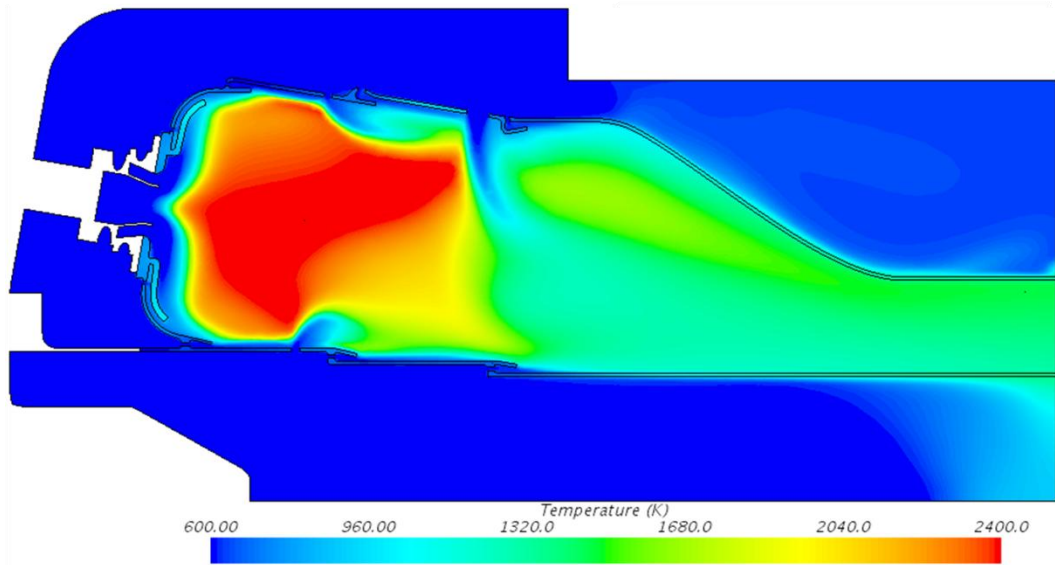


Şekil 4.44: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki kimyasal ısı salınım hızı



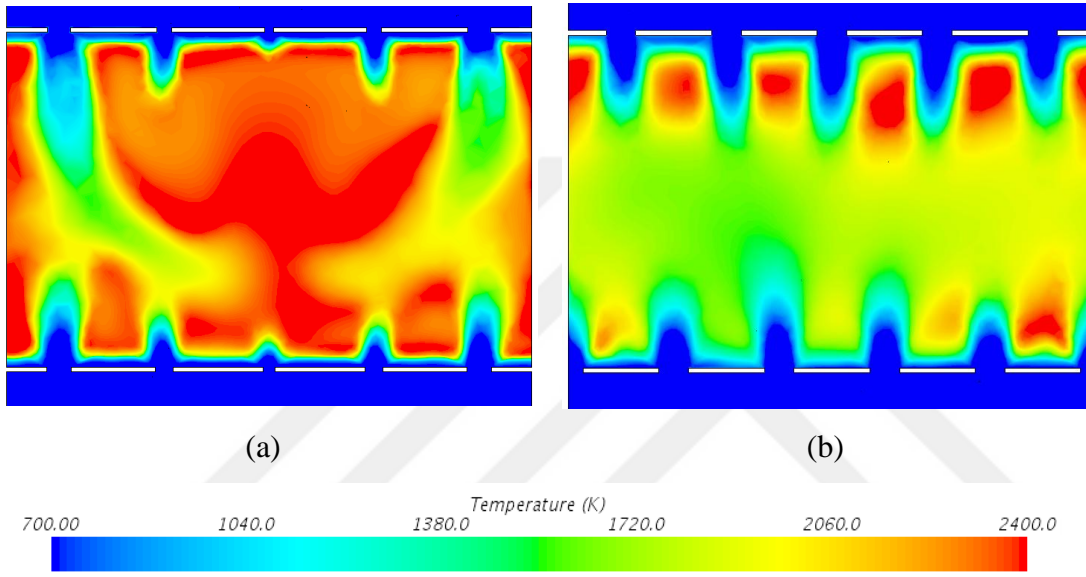
Şekil 4.45: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki CO molekülünün kütle oranı

Yanma odası merkez kesiti üzerinde gösterilen sıcaklık konturu Şekil 4.46'deki gibidir. Ters akışlı asıl yanma odası geometrisinde yer alan; fakat bu tasarıma dahil edilmemiş seyreltme bölgesindeki soğutma kanallarının yokluğu; ikincil jet deliklerinden çıkışa kadarki bölgede yüksek sıcaklık hattı oluşmasına neden olmuştur. Yaklaşık 1600 K sıcaklığa sahip bu bölgenin dış astara oldukça yakın olması astarın mekanik ve ısı dayanımını azaltacaktır.



Şekil 4.46: Yanma odası merkez kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Astar üzerindeki birincil ve ikincil jet deliklerini ortadan kesecek şekilde alınan enine kesitler ile Şekil 4.47’de gösterilen sıcaklık konturları oluşturulmuştur. Burada enine kesitler, 5°’lik eğime sahip aksenal akışa dik yönde alınmıştır ve yukarıda kalan kısım dış astarı, aşağıda kalan kısım ise iç astarı temsil etmektedir. Daha önceden de belirtildiği gibi özellikle birincil jet deliklerinin alev tüpüne olan nüfuz etkisinin oldukça yetersiz olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra farklı çaplardaki jet delik konfigürasyonunun, alevin yanma odası merkezinde gerçekleşmesini sağladığı gözlenmektedir.

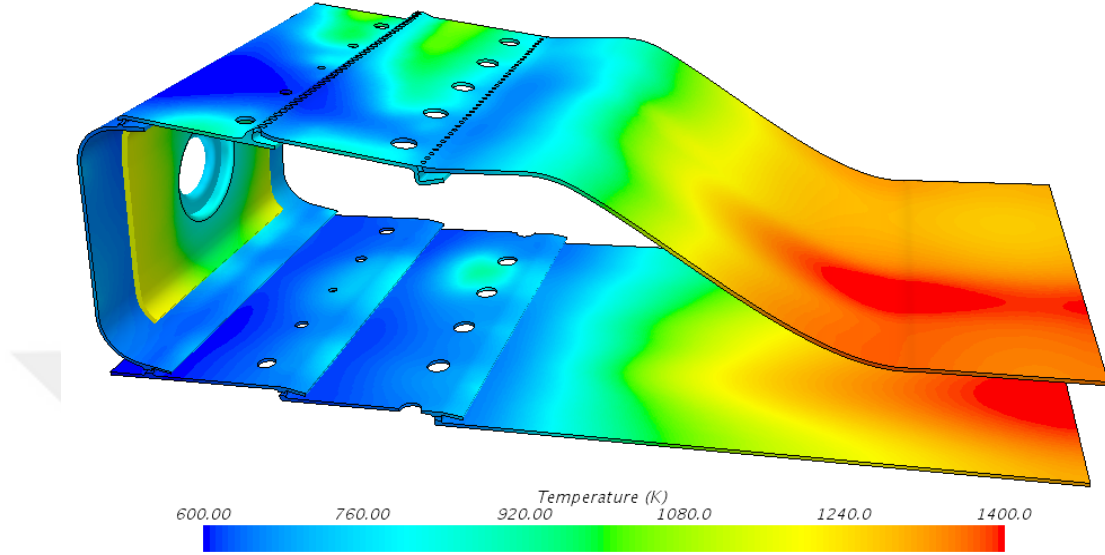


Şekil 4.47: Yanma odasında enine kesitler üzerindeki sıcaklık dağılımları;
(a) Birincil jet, (b) İkincil jet

Aynı zamanda sıcaklık konturları incelendiğinde, astara çok yakın bölgelerdeki gaz sıcaklığının neredeyse yanma odası giriş sıcaklığına denk olduğu belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu durum, astar üzerindeki soğutma kanallarının görevini yerine getirdiğinin bir kanıtı sayılabilir.

Atmosferik çalışma koşuluna sahip turboşaft motoru yanma odası için yapılan HAD analiz sonucuna göre astar üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 4.48’de verilmiştir. Buna göre yukarıdaki enine kesitlerde de görüldüğü gibi ikincil jet deliklerine kadar soğutma kanallarının etkisiyle astarda oldukça düşük sıcaklıklar meydana gelmektedir. Sonrasında ise yukarıda da bahsedildiği üzere ortalama 1600 K sıcaklığa sahip duvara yakın bir bölge nedeniyle, bir hayli yüksek duvar sıcaklıkları oluşmuştur. Bu bölgede duvarın bu kadar ısınmasının bir diğer etkisi de; yanma

odasının daralan bu bölgesinde hızların yaklaşık iki katına çıkması dolayısıyla konvektif ısı transferinin artmasıdır. Böylelikle gözlenen en yüksek duvar sıcaklığının çıkışa yakın bölgelerde ve yaklaşık 1420 K değerinde olduğu saptanmıştır.



Şekil 4.48: Yanma odası astar sıcaklıkları

Ters akışlı asıl yanma odasında bulunan deflektör nedeniyle hızlar çok daha yüksek seviyelere ulaşsa da o bölgede bulunan soğutma delikleri sayesinde; 1400 K gibi yüksek duvar sıcaklıklarının gözlenmeyeceği düşünülmektedir. Bunun yanı sıra Şekil 4.48’de görüldüğü gibi çıkışa yakın bölgelerdeki yüksek sıcaklıklar tüm astar boyunca değil kısmen oluşmuştur. Bu çalışma eğer tek ya da iki boyutta çalışılmış olsaydı bu yüksek sıcaklık noktaları gözden kaçmış olacaktı. Bu nedenle yanma odası CHT hesaplamalarında üç boyutlu analizlerin gerekliliği kaçınılmaz olmaktadır.



5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

5.1 Sonuçlar

Mevcut tez çalışması kapsamında insansız hava araçlarında kullanılacak olan küçük bir turbojet ile 1000 hp sınıfı bir turboşaft motoru yanma odasının astar sıcaklıkları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) yöntemleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Çalışmalar öncelikle hesaplama maliyeti daha düşük olan basit bir boru içinde akış problemi üzerinde yapılmıştır. Tepkimeli akışın modellenmediği bu çalışmada yanma ürünü sıcak gazlar ile soğuk hava arasında bulunan astarın sıcaklığı radyasyon dahil edilmeden hesaplanmıştır. CHT'nin de modellendiği iki boyutlu HAD analizleri ile çözüm ağı çalışması yapılmış ve duvar kenarında oluşturulan hücre sıklığı arttıkça ilk hücrede hesaplanan gaz sıcaklığının daha yüksek olduğu buna bağlı olarak duvar sıcaklığının arttığı görülmüştür. Bunun yanı sıra ampirik denklemlerden elde edilen duvar sıcaklığı, Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) yaklaşımında kullanılan farklı türbülans modellerinin öngördüğü duvar sıcaklıkları ile karşılaştırılmıştır. Buna göre analitik hesaplamalara en uzak çözüm Standart k- ϵ türbülans modeli ile elde edilirken en yakın çözüm ise SST k- ω türbülans modeli ile elde edilmiştir. Fakat SST k- ω türbülans modeli sınır tabaka problemlerinde yüksek doğruluk sağlasa da hesaplama maliyeti ve yakınsama kavramları hesaba katıldığında daha karmaşık bir problem olan tepkimeli akış çözümlerinde dezavantaj oluşturabilmektedir. Bu nedenle yanma odası HAD analizlerinde hem doğruluk derecesi hem de daha gürbüz (robust) oluşu nedeniyle Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Üç boyutlu turbojet motoru yanma odası, atmosferik ve tam yük uçuş koşulu olmak üzere iki farklı koşul altında ele alınmıştır. HAD analizlerinde hesaplama maliyetini düşürmek amacıyla yanma odasının 1/7'lik sektörü modellenmiştir. Atmosferik şartlarda testi yapılmış turbojet motoru yanma odasındaki dış astar sıcaklıkları, HAD analizlerinde yapılan çözüm ağı çalışması, yanma ve türbülans modeli çalışmalarında doğrulama için kullanılmıştır. Bunun yanı sıra alev tüpü içinde farklı eksenel

konumlarda oluşturulan radyal doğrultudaki çizgiler üzerinde hız ve sıcaklık profilleri karşılaştırılmıştır.

Turbojet motoru yanma odası için yapılan çözüm ağı çalışmasında, boru içinde akış probleminde de gözlendiği gibi kaba çözüm ağında daha düşük duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bunun yanı sıra alev tüpü içindeki hız ve sıcaklık profilleri ile duvar sıcaklıkları incelendiğinde 2.8 milyonluk hücre ile çözüm ağından bağımsız sonuç elde edilmiştir. Böylelikle yapılan diğer turbojet yanma odası HAD analizlerinde 2.8 milyonluk çözüm ağı kullanılmıştır.

Atmosferik koşul altında, turbojet yanma odasında gerçekleştirilen yanma modeli çalışmasında, Hibrit Eddy Break Up (HEBU) yanma modeli, test sonuçlarına en çok yaklaşan model olmuştur. Yanma odasındaki alev karakteristiğine bakıldığında çoğu bölgede reaksiyon hızları kimyasal kinetik tarafından belirlense de türbülans yayılım hızının azaldığı bölgelerde türbülanslı karışım etkileri de görülebilir. Dolayısıyla HEBU yanma modeli böyle bir problem için avantaj sağlamaktadır. Aynı koşullarda yapılan türbülans modeli çalışmasında ise Realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinin daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Turbojet motoru yanma odası için tam yük uçuş koşulunda yapılan HAD analizlerinde ise beklenildiği gibi daha yüksek çalışma basıncı ve sıcaklık ile daha yüksek astar sıcaklıkları elde edilmiştir. Aynı çözüm ağı, türbülans modeli ve yanma modeli için, atmosferik koşullarda öngörülen en yüksek duvar sıcaklığı yaklaşık 1260 K iken; bu koşulda 1470 K olarak hesaplanmıştır. Ayrıca astar üzerindeki yüksek sıcaklık bölgeleri her iki koşul için farklılık göstermiştir; atmosferik koşulda seyreltme bölgesinde, bu koşulda ise yoğunlukla ikincil bölgede ortaya çıkmıştır. Bunun yanı sıra duvar kalınlığının oldukça ince olmasının da etkisiyle iç duvar ile dış duvar sıcaklıkları arasında en fazla 5 K'lık bir fark olduğu gözlenmiştir.

Turbojet motoru yanma odası geometrisinden farklı olarak ısı kalkanı ve soğutma kanallarının yer aldığı düz akışlı bir turboşaft motoru yanma odasında, atmosferik koşullar altında yanma karakteristiği incelenmiş ve astar sıcaklıkları öngörülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre yanma odasının iç ve dış astarlarında yer alan soğutma deliklerinin duvar kenarlarında soğuk film tabakası oluşturularak astarı etkili bir şekilde soğuttuğu gözlenmiştir. Seyreltme bölgesinde ise kesit alanının daralması ve

herhangi bir soğutmanın uygulanmaması nedeniyle astar üzerinde yaklaşık 1420 K mertebelerinde yüksek sıcaklık bölgeleri oluşmuştur.

5.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar

Tez kapsamında yanma odası astar sıcaklıklarının hesaplanması için kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Eşlenik Isı Transferi (CHT) yöntemlerinde çeşitli geliştirmeler yapılabilir. Bu bölümde gelecekte yapılabilecek çalışmalara yer verilmiştir.

Turbojet motoru yanma odası testi ile HAD analizlerinin tam anlamıyla uyuşmadığı görülmüştür. Yapılan duvar sıcaklığı karşılaştırmalarında, test sonuçları tam geometriye aitken, analizlerden elde edilen sonuçlar 1/7'lik sektör geometrisine aittir. Dolayısıyla tam yanma odası astarındaki sıcaklık dağılımının her sektör için tekdüze olmadığı bilindiğinden, karşılaştırmaların tam geometrinin modellendiği HAD analizleriyle yapılması daha anlamlı olacaktır.

Tez kapsamında yapılan HAD analizlerinde türbülanslı akış çözümlerinde kullanılan Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı yerine türbülanslı akışı daha iyi hesaplayabilen Large Eddy Simulation (LES) yaklaşımının kullanılması planlanmaktadır. Bununla birlikte yanma tepkimelerini daha detaylı bir şekilde modelleyen Flamelet yanma modelinin kullanılması ileride yapılacak çalışmalar arasındadır.

Astar ile akışkan arasında yalnızca taşınımın hesaba katıldığı CHT hesaplamalarına, soğurma (absorption), yayılım (emissivity) ve saçma (scatter) ısı radyasyonlarını içeren ortam radyasyonunun dahil edilmesi planlanmaktadır. Buna ek olarak daha ayrıntılı bir şekilde Lagrangian fazına ait is (soot) parçacıklarının da modellenmesi gelecek çalışmalar arasında yer almaktadır.

Yakın gelecekte yapılacak olan tam yük uçuş koşulundaki turbojet motoru yanma odası testleri ve atmosferik şartlardaki düz akışlı turboşaft motoru yanma odası testlerinden elde edilen verilerin, tez kapsamında yapılan çalışmalarla karşılaştırılması planlanmaktadır.



KAYNAKLAR

- [1] **Rolls-Royce**, *The Jet Engine*, Rolls-Royce PLC: Derby, (1996).
- [2] **Walsh, P.P., Fletcher, P.**, *Gas Turbine Performance*, Blackwell Publishing, (2004).
- [3] **Mattingly, J.D.**, *Elements of Gas Turbine Propulsion*, AIAA Education, Virginia, (2005).
- [4] **Saravanamotto, H.I.H., Rogers, G.F.C, Cohen, H. ve Straznicky, P.V.**, *Gas Turbine Theory*, Pearson Education Limited, Essex, (2009).
- [5] **Hünecke, K.**, *Jet Engines: Fundamentals of Theory, Design and Operation*, Motorbooks International Publishers & Wholesalers, USA, (2003).
- [6] **Mattingly, J.D., Heiser, W.H., Pratt, D.T.**, *Aircraft Engine Design*, AIAA Education, Virginia, (2002).
- [7] **Gupta, A.K., Lilley, D.G., Syred, N.**, *Swirl Flows*, Abacus Press, Kent, (1984).
- [8] **Mellor, A.M.**, *Design of Modern Turbine Combustors*, Academic Press Ltd., (1990).
- [9] **Lefebvre, A.H., Ballal, D.R.**, *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions*, CRC Press, New York, (2010)
- [10] **Lefebvre, A.H.**, (1984). Fuel Effects on Gas Turbine Combustion – Liner Temperature, Pattern Factor and Pollutant Emissions, *AIAA – 1491*, Cincinnati, Ohio.
- [11] **Laraia, M., Manna, M., Cinque, G., Martino, P.D.**, (2013). A Combustor Liner Cooling System Design Methodology Based on a Fluid/Structure Approach, *Applied Thermal Engineering*, 60, 105 – 121.
- [12] **Wolfersdorf, J.V.**, (2005). Effect of Coolant Side Heat Transfer on Transpiration Cooling, *Heat Mass Transfer*, 41, 327 – 337.
- [13] **Mongia, H.C.**, (2001). Gas Turbine Combustor Liner Wall Temperature Calculation Methodology, *37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 3267, Salt Lake City, Utah.
- [14] **Ali, A.B.S., Kriaa, W., Mhiri, H., Bournot, P.**, (2012). Numerical Investigations of Cooling Holes System Role in the Protection of the Walls of a Gas Turbine Combustion Chamber, *Heat Mass Transfer*, 48, 779 – 788.
- [15] **Nesbitt, J.A.**, (2000). Thermal Modeling of Various Thermal Barrier Coatings in a High Heat Flux Rocket Engine, *Surface Coating Technology*, 130 (2 – 3), 141 – 151.
- [16] **Mavris, D.N., Roth, B.**, (1997). A Methodology for Robust Design of Impingement Cooled High Speed Civil Transport Combustor Liners, *AIAA 35th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*, Reno.
- [17] **Norgren, C.T., Riddlebaugh, S.M.**, (1983). Small Gas Turbine Study – Combustor Liner Evaluation, *AIAA 21st Aerospace Sciences Meeting*, Reno, Nevada.
- [18] **Norgren, C.T.**, (1986). Small Gas Turbine Combustor Experimental Study – Compliant Metal/Ceramic Liner and Performance Evaluation,

AIAA/ASME/SAE/ASEE 22nd Joint Propulsion Conference, AIAA-1452, Alabama.

- [19] Shehata, M., (2009). Emissions and Wall Temperatures for Lean Prevaporized Premixed Gas Turbine Combustor, *Fuel*, 88, 446 – 455.
- [20] Wang, H., Shao, W., Lei, F., Zhang, Z., Liu, Y., Xiao, Y., (2015). Experimental and Numerical Studies of Pressure Effects on Syngas Combustor Liner Temperature, *Applied Thermal Engineering*, 82, 30 – 38.
- [21] Mehra, A., Development of a High Power Density Combustion System for a Silicon Micro Gas Turbine Engine, *Ph.D. Thesis*, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2000.
- [22] Cho, J.H., Kim, H.S., Kim, M.K., Hwang, J.J., Lee, S.M., Woo, T.K., (2016). Experimental Investigations on Combustion Characteristics of a Swirl-Stabilized Premixed Burner, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30 (2), 925 – 932.
- [23] Tietz, S., Behrendt, T., (2011). Development and Application of a Pre-Design Tool for Aero-Engine Combustors, *CEAS Aeronaut J*, 2, 111-123.
- [24] Kumar, G.N, Rettig, M., Mongia, H., Chauvette, C., (1998). Automated Cooling Design Methodology for Combustor Walls, *AIAA*, 836.
- [25] Li, L., Peng, X.F., Liu, T., (2006). Combustion and Cooling Performance in an Aero-Engine Annular Combustor, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1771 – 1179.
- [26] Lee, H.S., Ghosh, A., Diao, Q., Yu, K.H., (2012). Transient Temperature Measurements of Combustor Walls Enclosing a 2-D Model Coaxial Injector, *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, 784, Tennessee.
- [27] Rastogi, A.K., Whitelaw, J.H., (1974). The Calculation of Combustor–Wall Temperature Downstream of Total-Head Cooling Rings, *AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conference*, AIAA – 677, Boston.
- [28] Riedmann, H., Kniesner, B., Frey, B., Munz, C.D., (2014). Modeling of Combustion and Flow in a Single Element GH_2/GO_2 Combustor, *CEAS Space J*, 6, 47 – 59.
- [29] Korusoy, E., Whitelaw, J.H., (2004). Effects of Wall Temperature and Fuel on Flammability, Stability, and Control of Ducted Premixed Flames, *Combustion Science and Technology*, 176, 1217 – 1241.
- [30] Najjar, Y.S.H., Droubi, R.M., (1987). Prediction of Liner Temperature in Gas Turbine Combustors, *Fuel*, 66, 1156 – 1160.
- [31] Bailey, J.C., Intile, J., Fric, T.F., Tolpadi, A.K., Nirmalan, N.V., Runker, R.S., (2003). Experimental and Numerical Study of Heat Transfer in a Gas Turbine Combustor Liner, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125, 994 – 1002.
- [32] Dorfman, A., Renner, Z., (2009). Conjugate Problems in Convective Heat Transfer: Review, *Mathematical Problems in Engineering*, 927350.
- [33] Perelman, T.L., (1961). On Conjugated Problems of Heat Transfer,

- International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3, 293 – 303.
- [34] **Perelman, T.L.**, (1963). About Conjugate Heat Transfer Problems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 5, 79 – 93.
- [35] **Kumar, I.O., Bartman, A.B.**, (1968). Conjugate Heat Transfer in a Laminar Boundary Layer of Compressible Fluid with Radiation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 9, 481 – 489.
- [36] **Grishin, A.M., Zinchenko, V.I.**, (1974). Conjugated Heat and Mass Transfer Between a Reactive Solid and a Gas in the Presence of Nonequilibrium Chemical Reactions, *Izvestiya Akademii Nauk SSSR, Mekhanika Zhidkosti i Gaza*, 9 (2), 121 – 129.
- [37] **Crocker, D.S., Nickolaus, D., Smith, C.E.**, (1999). CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121 (1), 89 – 95.
- [38] **Luff, J.K., Mcguirk, J.J.**, (2001). Conjugate Heat Transfer Predictions of a Combustor Heatshield Containing Pedestals, *RTO-MP*, 69 (1).
- [39] **Bahador, M., Sundén, B.**, (2006). A Conjugate Heat Transfer Model for Heat Load Prediction in Combustion Devices, *9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, AIAA 2006 – 3582, San Francisco.
- [40] **Verstraete, T., Alsalihi, Z., Van den Braembussche, R.A.**, (2006). A Conjugate Heat Transfer Method Applied to Turbomachinery, *European Conference on Computational Fluid Dynamics*, Netherlands.
- [41] **Wang, J., Wang, M., Li, Z.**, (2007). A Lattice Boltzmann Algorithm for Fluid-Solid Conjugate Heat Transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 228 – 234.
- [42] **Jeromin, A., Eichler, C., Noll, B., Aigner, M.**, (2008). Full 3D Conjugate Heat Transfer Simulation and Heat Transfer Coefficient Prediction for Effusion-Cooled Wall of a Gas Turbine Combustor, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*, GT2008-50422, Berlin.
- [43] **Silieti, M., Kassab, J.A., Divo, E.**, (2009). Film Cooling Effectiveness: Comparison of Adiabatic and Conjugate Heat Transfer CFD Models, *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 2237 – 2248.
- [44] **Fife, M.E., Davis, R.L.**, (2009). A Conjugate Heat Transfer RANS/DES Simulation Procedure, *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, AIAA – 913, Orlando.
- [45] **Kuhn, S., Braillard, O., Ničeno, B., Prasser, H.M.**, (2010). Computational Study of Conjugate Heat Transfer in T-Junctions, *Nuclear Engineering and Design*, 240, 1548 – 1557.
- [46] **Mangani, L., Maritano, M., Spel, M.**, (2010). Conjugate Heat Transfer Analysis of NASA C3X Film Cooled Vane with an Object-Oriented CFD Code, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*, GT2010-23458, Glasgow.
- [47] **Kim, M.K., Yun, N., Jeon, H.Y., Lee, D.H., Cho, H.H., Kang, S.**, (2010).

- Conjugated Heat Transfer and Temperature Distributions in a Gas Turbine Combustion Liner Under Base-Load Operation, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24 (9), 1939 – 1946.
- [48] **Ahn, K.Y., Kim, H.S., Antonovsky, V.I.**, (2001). Model and Field Testing of a Heavy-Duty Gas Turbine Combustor, *KSME International Journal*, 15 (9), 1319 – 1327.
- [49] **Li, Y., Kong, S.C.**, (2011). Coupling Conjugate Heat Transfer with in-Cylinder Combustion Modeling for Engine Simulation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2467 – 2478.
- [50] **He, L., Oldfield, M.L.G.**, (2011). Unsteady Conjugate Heat Transfer Modeling, *Journal of Turbomachinery*, 133, 031022-1.
- [51] **Chen, J., Arbeiter, F., Schlindwein, G.**, (2012). A Comparative Study of Turbulence Models for Conjugate Heat Transfer to Gas Flow in a Heated Mini-Channel, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, 61, 38 – 60.
- [52] **Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi T.H.**, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons Inc., 5th Edition, (2006).
- [53] **Tennekes, H., Lumley, J.L.**, *A First Course in Turbulence*, The MIT Press, (1972).
- [54] **Kolmogorov, A.N.**, (1941). The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Numbers, *Doklady Akademii Nauk SSSR*, 30, 299–303.
- [55] **Moser, R. D., Moin, P.**, (1984). Direct Numerical Simulation of Curved Turbulent Channel Flow, *NASA TM-85974*.
- [56] **Poinsot, T., Veynante, D.**, *Theoretical and Numerical Combustion*, R.T. Edwards, Inc., Toulouse, (2005).
- [57] **Fureby, C.**, (2008). Towards the Use of Large Eddy Simulation in Engineering, *Progress in Aerospace Sciences*, 44, 381-396.
- [58] **Sagaut, P., Germano, M.**, *Large Eddy Simulation for Incompressible Flows*, Springer, Berlin, (2004).
- [59] **Ferziger, J.H., Perić, M.**, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 3rd Edition, Springer, New York, (2002).
- [60] **Favre, A.**, (1965). Equations Des Gaz Turbulents Compressibles, Part 1: Formes Générales, *Journal de Mécanique*, 361-390.
- [61] **Peters, N.**, *Turbulent Combustion*, Cambridge University Press, Cambridge, (2000).
- [62] **Blazek, J.**, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, Switzerland, (2001).
- [63] **Keistler, P.**, A Variable Turbulent Prandtl and Schmidt Number Model Study for Scramjet Applications, *Ph.D. Thesis*, The Graduate Faculty of North Carolina State University, Mechanical and Aerospace Engineering Raleigh, North Carolina, (2009).
- [64] **Jones W. P., Launder B. E.**, (1972). The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, *International Journal of*

- [65] **Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.,** (1994). A New k- ϵ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows, *NASA TM 106721*.
- [66] **Wilcox, D.C.,** (2008). Formulation of the k- ω Turbulence Model Revisited, *AIAA Journal*, 46 (11), 2823-2838.
- [67] **Menter, F.R.,** (1993). Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows, *24th Fluid Dynamics Conference*, Orlando, U.S.A, Temmuz.
- [68] **Menter, F.R.,** (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA*, 32 (8), 1598-1605.
- [69] Star-CCM+ v10.06.010 User's Manual
- [70] **Vervisch, L., Poinso, T.,** (1998). Direct Numerical Simulation of Non-Premixed Turbulent Flames, *Annual Reviews Fluid Mechanics*, 30, 655-691.
- [71] **Tsuji, H., Gupta, K.A., Hasegawa, T.,** *High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction*, CRC Press LLC, New York, (1993).
- [72] **Spalding, D.B.,** (1971). Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames, *Symposium (International) on Combustion*, 13(1), 649-657, USA.
- [73] **Magnussen, B.F., Hjertager, B.H.,** (1976). On the Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, *Symposium (International) on Combustion*, 16, 719-729, USA.
- [74] **Laidler, K.J.,** *The World of Physical Chemistry*, Oxford University Press, Oxford, (1993).
- [75] **Dagaut, P., Cathonnet, M.,** (2006). The Ignition, Oxidation, and Combustion of Kerosene: A Review of Experimental and Kinetic Modeling, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 48-92.
- [76] **Lee, C.M., Kundu, K., Ghorashi, B.,** (1993). Simplified Jet Fuel Reaction Mechanism for Lean Burn Combustion Application, *AIAA*, 21.
- [77] **Meredith K.V., Black D.L.,** (2006). Automated Global Mechanism Generation for Use in CFD Simulations, *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Nevada.
- [78] **McDonald, P.W.,** (1971). The Computation of Transonic Flow Through Two-Dimensional Gas Turbine Cascades, *ASME International Gas Turbine Conference and Products Show*, Houston, Texas.
- [79] **Patankar, S.V., Spalding D.B.,** (1972). A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, 1787-1806.
- [80] **Patankar, S.V.,** *Numerical Heat and Fluid Flow*, CRC Press, New York, (1980).
- [81] **Rhie, C.M., Chow, W.L.,** (1983). Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA Journal*, 21,

1525-1532, 1983

- [82] **Topal, A., Uslu, S., Turan, Ö.**, (2013). A Design Tool for the Preliminary Analysis of Gas Turbine Combustors, *7th Ankara International Aerospace Conference*, AIAC – 1183, Ankara.
- [83] **Çelik, E.**, (2012), Ön-Film Oluşumlu, Hava Parçalı Atomizere Sahip Bir Yanma Odasının Sprey ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [84] **Kaddah, K.S.**, (1964), Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes, *M.Sc.*, Cranfield Institute of Technology, Department of Aeronautical Engineering, Cranfield.
- [85] **Bolat, H.B., Uslu, S.**, (2015). Investigation of the Effect of Co/Counter Configurations of a Double Swirler Airblast Atomizer in an Annular Turbojet Combustor with Computational Fluid Dynamics, *51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Propulsion and Energy Forum*, AIAA – 3787.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mahmut DOĞRUDİL
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 26.04.1990
E-posta : m.dogrudil@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2013-2015	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2015-	TÜBİTAK SAGE	Araştırmacı

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Doğrudil, M., Çelik, E. ve Uslu, S., 2015.** Computations of an Aero Engine Gas Turbine Combustor Liner Temperature Using a Conjugate Heat Transfer Methodology, Ankara International Aerospace Conference, 10-12 Eylül, Ankara, Türkiye.