

**1x3 DÜZENİNDEKİ AYIRAÇLI BİR YAKIT DEMETİNDE
AKIŞIN TÜRBÜLANS KARAKTERİSTİKLERİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ METODUYLA
İNCELENMESİ**

**INVESTIGATION OF TURBULENCE CHARACTERISTICS
OF THE FLOW IN A 1x3 ARRAY FUEL ROD BUNDLE
WITH SPACER GRIDS BY USING COMPUTATIONAL
FLUID DYNAMICS METHOD**

UMUT KARAMAN

Prof. Dr. CEMİL KOCAR

Tez Danışmanı

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

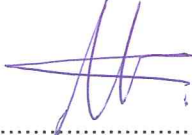
Nükleer Enerji Mühendisliği Anabilim Dalı için Öngördüğü

YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırlanmıştır.

2018

UMUT KARAMAN'ın hazırladığı “1x3 Düzenindeki Ayıraçlı Bir Yakıt Demetinde Akışın Türbülans Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Metoduyla İncelenmesi” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **NÜKLEER ENERJİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**’nda **YÜKSEL LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mehmet TOMBAKOĞLU
Başkan


.....

Prof. Dr. Cemil KOCAR
Danışman


.....

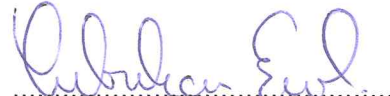
Prof. Dr. Ayhan YILMAZER
Üye


.....

Prof. Dr. İlker TARI
Üye


.....

Dr. Öğr. Üyesi Erol ÇUBUKÇU
Üye


.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Menemşe GÜMÜŞDERELİOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

YAYINLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/raporumun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kağıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma iznini Hacettepe Üniversitesine verdiğimi bildiririm. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları bana ait olacaktır.

Tezin kendi orijinal çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

- ☒ **Tezimin/Raporumun tamamı dünya çapında erişime açılabilir ve bir kısmı veya tamamının fotokopisi alınabilir.**
(Bu seçenekle teziniz arama motorlarında indekslenebilecek, daha sonra tezinizin erişim statüsünün değiştirilmesini talep etmeniz ve kütüphane bu talebinizi yerine getirirse bile, tezinin arama motorlarının önbelleklerinde kalmaya devam edebilecektir.)
- ☐ **Tezimin/Raporumun tarihine kadar erişime açılmasını ve fotokopi alınmasını (İç Kapak, Özet, İçindekiler ve Kaynakça hariç) istemiyorum.**
(Bu sürenin sonunda uzatma için başvuruda bulunmadığım takdirde, tezimin/raporumun tamamı her yerden erişime açılabilir, kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı ve ya tamamının fotokopisi alınabilir)
- ☐ **Tezimin/Raporumun tarihine kadar erişime açılmasını istemiyorum, ancak kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı veya tamamının fotokopisinin alınmasını onaylıyorum.**
- ☐ **Serbest Seçenek/Yazarın Seçimi**

11 / 06 / 2018



UMUT KARAMAN

ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada,

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversitede veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim

20/05/2018



UMUT KARAMAN

ÖZET

1x3 DÜZENİNDEKİ AYIRAÇLI BİR YAKIT DEMETİNDE AKIŞIN TÜRBÜLANS KARAKTERİSTİKLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ METODUYLA İNCELENMESİ

Umut KARAMAN

Yüksek Lisans, Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cemil KOCAR

Mayıs 2018, 134 sayfa

Nükleer reaktör analizlerinde, yakıt ayraçlarının akış üzerindeki etkilerinin anlaşılması, reaktörün termal-hidrolik performansının belirlenmesi ve güvenilir koşullar altında çalıştığına doğrulanabilmesinde önemli bir yere sahiptir. Akışın fiziğini yansıtacak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri, reaktör analizlerde güvenilir sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada, 1 x 3 düzeninde destek ayraç yapısına sahip yakıt demetlerinde gerçekleşen akışta, destek ayraçların kanatçık yapısından bağımsız olarak akış üzerindeki etkisi HAD yöntemi ile incelenmiştir ve akışın fiziğini yansıtacak en uygun türbülans modeli belirlenmiştir. Basıncı su reaktör koru içerisindeki tek fazlı akışın dikkate alındığı çalışmada, benzetim sonuçlarını doğrulamak amacıyla Penn State Üniversitesi Akış Laboratuvarı'nda bulunan deney düzeneği üzerinde gerçekleştirilen çalışmalar referans alınmıştır [1].

Çalışmada ilk aşamada en uygun türde ve yoğunluktaki örgü yapısının belirlenmesi amacıyla dörtyüzlü, melez ve çokyüzlü örgü yapılarında hazırlanmış modeller, $k - \epsilon$ Standart ve RSM LPS türbülans modelleri kullanılarak, incelenmiştir.

İkinci aşamada, belirlenen en uygun örgü yapısında çalışmada kullanılan bütün türbülans modellerini içerecek bir karşılaştırma gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırmalarda yakıt ayraç öncesi ve sonrasında $-3d_h$, $+3d_h$ ve $+40d_h$

konumlarında, kanal merkezlerindeki hız dağılımı, düzlem üzerindeki hız ve türbülans şiddeti dağılımı incelenmiştir ve deneysel verilerle kıyaslaması yapılmıştır.

Çalışma sonuçları, örgü tipinin hesaplamalar üzerindeki etkilerini ortaya koymaktadır nitekim, en çok yapılandırılmış hücreye sahip olan melez örgü diğerlerine kıyasla daha iyi performans sergilemiştir. Kanal merkez hızlarına ait nümerik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması, bütün türbülans modellerinde genel anlamda bir uyum olduğunu gösterirken, karmaşık modeller ve istisnai olarak $k - \varepsilon RNG$ diğer modellerden göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Bu çalışma sonucunda, destek yakıt ayracında meydana gelen akış incelenmiş ve akışın fiziğini yansıtan en uygun türbülans modeli belirlenmiştir.



ABSTRACT

INVESTIGATION OF TURBULENCE CHARACTERISTICS OF THE FLOW IN A 1x3 ARRAY FUEL ROD BUNDLE WITH SPACER GRIDS BY USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

Umut KARAMAN

Master Thesis, Department of Nuclear Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Cemil KOCAR

May 2018, 134 pages

In nuclear reactor analysis, understanding the effects of spacer grids on flow have an important place in determining the reactor thermal-hydraulic performance and ensuring that reactor works under reliable operating conditions. Computational Fluid Dynamics (CFD) methods which could reflect the physics of the real flow are capable of presenting precise analysis results. In this study effects of simple support grids, independently of the mixing vanes, on flow through an 1 x 3 array rod bundle has been investigated with CFD methodology and the most appropriate turbulence model reflecting physics of the flow has been determined. Experimental studies in the flow laboratories of Penn State University has been referenced in comparison of the simulation results where, single phase flow in subject rod bundle was examined [1].

In the first part, mesh convergence study has been carried out on tetra, hybrid and poly type mesh in order to determine the most appropriate type and density. In this section, only $k - \varepsilon$ Standard and *RSM LPS* turbulence models have been utilized. In the second part of the study, using the mesh determined in the first section, comparison has been made covering all turbulence models examined in the study. Velocity distribution in the center of the rods, velocity and turbulence intensity

contour plots on the upstream and downstream of the spacer grid at $-3d_h$, $+3d_h$ and $+40d_h$ locations have been examined and compared with the experimental data.

The results of the study reveal that the effects of the mesh type on calculations where, hybrid mesh having the most structured elements exhibit better performance over the others. Comparison between numerical and experimental results of channel central velocities shows an overall agreement with all turbulence models while, complex models and exceptionally $k - \varepsilon RNG$ present better results than other models. As a result of this study, flow through a simple support grid has been examined and the most appropriate turbulence model reflecting the physics of the flow has been determined.



TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda bana değerli katkı ve eleştirileriyle rehberlik eden ve her türlü yardımı ve desteği esirgemeyen sayın danışmanım Prof. Dr. Cemil KOCAR hocama, önemli yorum ve görüşlerinden dolayı jüri üyelerim Sayın Prof. Dr. Mehmet TOMBAKOĞLU'na, Sayın Prof. Dr. Ayhan YILMAZER'e, Sayın Prof. Dr. İlker TARI'ya, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Erol ÇUBUKÇU'ya, vermiş oldukları manevi destek ile her daim yanımda olan aileme ve biricik eşime ve son olarak yüksek lisansım boyunca değerli katkılarından dolayı Hacettepe Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliği bölümü öğretim üyelerine ve asistanlarına teşekkürlerimi sunuyorum.



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER	vi
ŞEKİLLER	viii
ÇİZELGELER	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1 GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Tezin Yapısı	2
2 LİTERATÜR TARAMASI	3
2.1 Alt Kanal Analizleri ve Yakıt Ayraçları Üzerine Yapılan Çalışmalar	6
3 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNETMİ	21
3.1 Korunum Denklemleri	22
3.2 Navier-Stokes Denklemleri	23
4 TÜRBÜLANS	26
4.1 Kolmogorov Teorisi	28
4.2 Türbülans Enerji Spektrumu	30
4.3 İstatistiksel Yaklaşım	32
5 TÜRBÜLANS MODELLERİ	35
5.1 RANS - Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes, Tabanlı Türbülans Modelleri	35
5.1.1 Çalkantı Viskozitesi Kavramı	37
5.1.2 Prandtl Karışım Boyu Modeli	38
5.1.3 Spalart-Allmaras Modeli	40
5.1.4 K-Epsilon Modeli	42
5.1.5 RNG K-Epsilon Modeli	46
5.1.6 Realizable K-Epsilon Modeli	47
5.1.7 K-Omega Modeli – Wilcox	48
5.1.8 SST K-Omega Modeli – Menter	50
5.1.9 Reynolds Stress Model	51

5.2 LES Modeli.....	53
5.2.1 Smagorinsky-Lilly SGS Modeli.....	55
5.3 Doğrudan Nümerik Benzetim, DNS	58
6 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	59
6.1 Deney Düzeneği	59
6.2 LDA – Lazer Doppler Anemometre	62
7 MODELLEME ÇALIŞMALARI	63
7.1 Fluent Programı	63
7.2 Çözücüler.....	63
7.2.1 Basınç Tabanlı Çözücüde Basınç-Hız Eşleştirme Yöntemleri.....	65
7.3 Geometri	67
7.4 Örgü yapısı	71
7.5 Ayarlar.....	81
7.5.1 Türbülans Modelleri	81
7.5.2 Çözücü Özellikleri	81
8 SONUÇLAR	84
8.1 Deneysel Çalışma Sonuçları.....	84
8.2 Örgü Yapısı Üzerinde Yapılan Çalışmalar	86
8.2.1 Melez Örgü Sonuçları	86
8.2.2 Dörtüzlü Örgü Sonuçları.....	91
8.2.3 Çokyüzlü Örgü Sonuçları	94
8.2.4 Örgü Türlerinin Karşılaştırılması	97
8.3 Türbülans Modelleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar	101
8.3.1 Hız Dağılımı Sonuçları	101
8.3.2 Türbülans Şiddeti Sonuçları.....	104
8.3.3 Türbülans Modellerinin Genel Değerlendirmesi ve En Uygun Türbülans Modelinin Belirlenmesi.....	107
8.4 Reynolds Gerilme Modeli Sonuçlarına Göre Yakıt Ayracı ve Kanal İçerisindeki Akışın Değerlendirilmesi	109
8.5 Çalışmanın Özeti ve Öneriler	126
9 REFERANSLAR.....	128

ŞEKİLLER

Şekil-4-1	Kolmogorov Enerji Akışı	30
Şekil 4-2	Türbülanslı bir akışta zamana bağlı hız değişimi	32
Şekil 6-1	Deney Düzenliğinin Şematik Gösterimi	60
Şekil 6-2	Deney Bölümünün Önden Görünüşü ve Şematik Gösterimi.....	61
Şekil 6-3	Yakıt Ayracının Üstten Görünüşü	62
Şekil 7-1	Çözüm Yöntemleri ve Süreçler	64
Şekil 7-2	Design Modeller İle Hazırlanan Yakıt Ayracı	68
Şekil 7-3	Yakıt Ayracının Şematik Olarak Üstten Görünüşü.....	68
Şekil 7-4	Yakıt Ayracının Yanal Kesiti	69
Şekil 7-5	Geometride Yakıt Destek Parçaları Üzerinde Yapılan Düzenlemenin Şematik Gösterimi	70
Şekil 7-6	Yapılan Düzenleme Sonrası Dikey Desteklerin Görünümü	70
Şekil 7-7	Yapılan Düzenleme Sonrası Yatay Desteklerin Görünümü	71
Şekil 7-8	Yakıt Ayracı Öncesinde Dörtüzlü Örgü Yapısı	73
Şekil 7-9	Yakıt Ayracı Öncesinde Melez Örgü Yapısı	74
Şekil 7-10	Yakıt Ayracı Öncesinde Son Hali Verilen Örgü Yapısının	74
Şekil 7-11	Yatay Yakıt Destek Parçaların Olduğu Bölgede Örgü	75
Şekil 7-12	Yatay Yakıt Destek Parçaların Olduğu Bölgede Örgü	75
Şekil 7-13	Dikey Yakıt Destek Parçaların Olduğu Bölgede Örgü	76
Şekil 7-14	Yakıt Ayracı Öncesinde Çokyüzlü Örgü Yapısı	76
Şekil 7-15	Yakıt Ayracı Öncesinde Çokyüzlü Örgü Yapısı Kesiti.....	77
Şekil 8-1	Deney Sonuçları a) Kanal Merkezi Hız Dağılımı b) Kanal Merkezi Türbülans Şiddeti Dağılımı	85
Şekil 8-2	Melez Örgü, $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu	87
Şekil 8-3	Melez Örgü, $RSM LPS$ Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu	89
Şekil 8-4	Dörtüzlü Örgü, $k - e$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu	92
Şekil 8-5	Dörtüzlü Örgü, $RSM LPS$ Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu	93

Şekil 8-6	Çokyüzlü Örgü, $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) - 3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu	95
Şekil 8-7	Çokyüzlü Örgü, <i>RSM LPS</i> Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) -3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu, ...	96
Şekil 8-8	$k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) -3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu	98
Şekil 8-9	<i>RSM LPS</i> Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) -3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu.....	99
Şekil 8-10	Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) -3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu.....	103
Şekil 8-11	Kanal Merkezi Türbülans Şiddeti Dağılımı a) -3d _h konumu b) +3d _h konumu c) +40d _h konumu	105
Şekil 8-12	Merkez Kanal Kesiti Hız Dağılımı, Deneysel Sonuçlar a) +40 d _h konumu b) +3 d _h konumu c) -3 d _h konumu	111
Şekil 8-13	Merkez Kanal Kesiti Hız Dağılımı, Benzetim Sonuçları a) +40 d _h konumu b) +3 d _h konumu c) -3 d _h konumu	112
Şekil 8-14	Merkez Kanal Kesiti Türbülans Şiddeti Dağılımı, Deney Sonuçları a) +40 d _h konumu b) +3 d _h konumu c) -3 d _h konumu	114
Şekil 8-15	Merkez Kanal Kesiti Türbülans Şiddeti Dağılımı, Benzetim Sonuçları a) +40 d _h konumu b) +3 d _h konumu c) -3 d _h konumu	115
Şekil 8-16	Yakıt Ayracı Boyunca Hız Dağılımı.....	117
Şekil 8-17	Yakıt Ayracının Üst Yarısındaki Hız Dağılımı	118
Şekil 8-18	Yakıt Ayracının Alt Yarısındaki Hız Dağılımı	119
Şekil 8-19	Yakıt Ayracı Merkez Kanal Boyunca Hız Dağılımı ve Akış Yol İzi	121
Şekil 8-20	Yakıt Ayracı Merkez Kanal Dikey Kesitte Hız Dağılımı a) Spring Kesiti b) Dimple Kesiti	122
Şekil 8-21	Yakıt Ayracı Sonrası Hız Dağılımı a) x-4.445 b) x-8.890	124
Şekil 8-22	Yakıt Ayracı Sonrası Dikey Kesitte Hız Dağılımı a) x-4.445 b) x-8.890	125

ÇİZELGELER

Çizelge 4.1 Türbülans ölçeklerine ilişkin bağıntılar	30
Çizelge 5.1 Farklı Akış Türleri için Karışım Boyu Değerleri	39
Çizelge 7.1 Çalışmada Kullanılan Örgü Yapılarının Özellikleri	80



SİMGELER VE KISALTMALAR

C, c	: Denklem sabitleri	[-]
c_p	: Sabit basınçtaki ısı kapasite	[J/kg.K]
c_v	: Sabit hacimdeki ısı kapasite	[J/kg.K]
d_h	: Hidrolik çap	[m ³]
E	: Enerji	[m ² /kg.s ²]
$e_{i,j,k}$	: Değişim sembolü	[-]
g	: Yerçekimi ivmesi	[m/s ²]
I_T	: Türbülans şiddeti	[%]
i	: İçsel enerji	[m ² /kg.s ²]
k	: Türbülans kinetik enerjisi	[m ² /kg.s ²]
K'	: Dalga boyu	[m]
l	: Uzunluk ölçeği	[m]
Nu	: Nusselt Sayısı	[-]
P	: Basınç	[Pa]
Pr	: Prandtl sayısı	[-]
Re	: Reynolds sayısı	[-]
S_G	: Gövde kuvveti	[kg.m/s ²]
s_{ij}	: Hız dalgalanmaları gerilme tensörü	[1/s]
S_{ij}	: Ortalama akış gerilme tensörü	[1/s]
S_M	: Momentum kaynağı	[kg.m/s]
t	: Zaman	[s]
T	: Sıcaklık	[°C]
u_ϕ	: Hız ölçeği	[m/s]
u, v, w	: Anlık hız birleşenleri	[m/s]
u', v', w'	: Hız dalgalanmaları	[m/s]
U, V, W	: Ortalama hız birleşenleri	[m/s]
ϑ	: Karakteristik hız	[m/s]
x	: Mesafe	[m]
y^+	: Boyutsuz ilk katman uzaklığı	[-]
Γ	: Yayınım katsayısı	[kg/m.s]
Δ	: Fark operatörü; LES modeli için ayrıştırma genişliği	[-]

δ_{ij}	: Klocker delta	[-]
ε	: Birim kütledeki enerji dağılım oranı	[m ² /s ³]
η	: Kolmogorov uzunluk ölçeği	[m]
κ	: Von Karman sabiti	[-]
μ	: Dinamik viskozite	[kg/m.s]
μ_t	: Türbülans viskozitesi	[kg/m.s]
ρ	: Yoğunluk	[kg/m ³]
σ	: Türbülans viskozite oran sabiti	[-]
τ	: Zaman ölçeği	[s]
τ_{ij}	: Kesme gerilmeleri	[kg/m.s ²]
ν	: Kinematik viskozite	[m ² /s]
ϕ	: Genel değişken	[-]
Ω	: Ortalama rotasyon	[1/s]
ω_k	: Rotasyon vektörü	[$\vec{i}, \theta$]
ω	: Türbülans frekansı	[1/s]

Üstel ifadeler

Bar (—)	: Değişkenin ortalaması
Kesme işareti (')	: Değişkenin dalgalanan değeri
Ok işareti (→)	: Vektör operatörü

Kısaltmalar

BWR	: Boiling Water Reactor
CHF	: Critical Heat Flux
DNB	: Departure from Nucleate Boiling
DNS	: Direct Numerical Simulation
ECCS	: Emergency Core Cooling System
EPRI	: Electric Power Research Institute
FSM	: Fractional Step Method
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ITA	: Iterative Time Advancement
KAERI	: Korea Atomic Energy Research Institute
LBLOCA	: Large Brake Loss of Coolant Accident
LDA	: Lazer Doppler Anemometer

LES	: Large Eddy Simulation
LSVF	: Large Scale Vortex Flow
MVG	: Mixing Vane Grid
NEA	: Nuclear Energy Agency
NITA	: Non-Iterative Time Advancement
NRC	: Nuclear Regulator Commission
OECD	: The Organisation for Economic Co-operation and Development
PISO	: Pressure Implicit with Splitting of Operators
PIV	: Particle Image Velocimetry
PRESTO	: Pressure Staggering Option
PWR	: Pressurized Water Reactor
(U)RANS	: (Unsteady) Reynolds Average Navier-Stokes
RSM	: Reynolds Stress Model
SBLOCA	: Small Brake Loss of Coolant Accident
SGS	: Subgrid Scale
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SSG	: Simple Support Grid
SSVF	: Small Scale Vortex Flow
TPCF	: Two-Phase Critical Flow

1 GİRİŞ

Nükleer reaktörlerde yakıt çubuklarında üretilen ısınn güvenli bir şekilde reaktörden uzaklaştırıldığından ve buna bağılı olarak güvenli çalışma koşullarının sağlanabildiğinden emin olabilmek için reaktör içerisindeki akışkanın davranışlarının bilinmesi önemlidir. Reaktör koru içerisinde akış rejimini etkileyen belirgin unsurlardan biri ise yakıt ayraçlarıdır. Yakıt ayraçları ve karıştırıcı kanatçıklar, kanallar arasındaki akışın karışmasına ve bu yolla ısı transferinin iyileştirilmesine katkıda bulunmaktadır. Soğutucunun termal-hidrolik özellikleri, aynı zamanda reaktörün nötronik dengesi ve üretilen güç ile karşılıklı etkileşim içerisinde olması sebebiyle, gerçek bir reaktörde soğutucunun davranışlarının tahmin edilebilmesi daha da güçleşmektedir. Ancak soğutucu sıcaklığı ile reaktörün gücü arasındaki etkileşim ihmal edilerek, yakıt ayraçlarının akış üzerindeki etkilerinin belirlenmesi reaktör içerisindeki akışın fiziğinin anlaşılabilmesi açısından önemli bir adımdır.

Yakıt ayraçları, destek ayraçlar (Simple Support Grid – SSG) ve karıştırıcı kanatçıklı ayraçlar (Mixing Vane Grid – MVG) olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Destek ayraçlar yakıt çubuklarının birbirine temas etmesini engellemek gibi temel bir göreve sahip iken, karıştırıcı kanatçıklı ayraçlar farklı türlerde olup soğutucunun kanallar arasında yönlendirilmesini veya türbülans üretimini sağlamaktadır. Karıştırıcı kanatçıklı ayraçlarda farklı kanatçık yapıları kullanılıyor olmasına rağmen, yakıt destek parçaları (dimple ve spring olarak adlandırılmaktadır) aynıdır.

Bu çalışmada, karıştırıcı kanatçıklı yakıt ayraçlarında yakıt destek parçalarının akış üzerindeki etkilerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi ile incelenmesi üzerine çalışılmıştır. Penn State Üniversitesi İleri Çift Fazlı Akış Laboratuvarı'nda bulunan 1x3 düzenindeki yakıt demeti düzeneğinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar [1], tezin konusu olan incelemelerin temelini oluşturmaktadır. Benzetimlerde Ansys-Fluent 17.0 yazılımı kullanılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Farklı kanatçık yapılarına sahip yakıt ayraçlarının akış üzerindeki etkilerinin HAD yöntemi ile incelenmesi birçok araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir. Ancak, kanatçık öncesindeki yakıt destek parçaların tek başlarına akış üzerindeki etkisi konusunda çok fazla bilimsel incelemede bulunulmamıştır. Bu tezin amacı, karıştırıcı kanatçıklı türdeki yakıt ayraçlarının (MVG) iç yapısındaki parçaların,

kanatçıkların türünden bağımsız olarak akış üzerindeki etkilerinin HAD yöntemi kullanılarak incelenmesi ve akışın fiziğini gerçeğine en yakın olarak yansıtacak türbülans modelinin belirlenmesidir. Bu çalışma ile ölçüm almanın mümkün olmadığı yakıt ayrılcısının iç kesimlerindeki akış hakkında bilgi edinmek mümkün olacaktır.

1.2 Tezin Yapısı

Hazırlanılan tez çalışması 9 bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde tezin konusu ve amacı anlatılmaktadır.

İkinci bölümde termal-hidrolik çalışmaların ve HAD yönteminin gelişiminin tarihçesi özetlenmiştir. İlerleyen kısımlarda tezin konusu üzerinde yapılan çalışmalara ilişkin literatür özeti sunulmaktadır.

Üçüncü bölümde HAD yöntemi genel hatları ile anlatılmaktadır. Yöntemin temelini oluşturan korunum denklemleri ve bu denklemlerin yöntemde kullanıma uygun hale getirilerek Navier-Stokes denklemlerinin ortaya çıkışı gösterilmiştir.

Dördüncü bölümde türbülans teorisi üzerinde durulmaktadır. İlk kısımda, türbülansın tanımı yapılmaktadır ve genel özellikleri tanıtılmıştır. İlerleyen kısımlarda türbülansın anlaşılmasına yönelik önemli bir yere sahip olan Kolmogorov Teorisi'ne yer verilmiştir ve türbülans enerji spektrumu anlatılmaktadır. Son kısımda HAD analizlerinde yaygın olarak kullanılan ve RANS modellerinin temelini oluşturan istatistiksel yaklaşım ele alınmıştır.

Beşinci bölümde tez çalışmasında kullanılan türbülans modelleri ve diğer önemli yaklaşımlar anlatılmaktadır. Modellerde esas alınan kuram ve kavramlar açıklanarak, modellerin yapısındaki eşitlikler verilmiştir.

Altıncı bölümde, tezin referans alındığı deneysel çalışmalara [1] ilişkin bilgilere yer verilmiştir. Deney düzeneğine ilişkin bilgiler paylaşılarak, ölçüm metodu ve hata payları incelenmiştir.

Yedinci bölümde, tez çalışmasında tercih edilen HAD programı tanıtılarak, program kullanılan çözüm yöntemlerine ilişkin bilgiler verilmiştir. İlerleyen kısımlarda modelleme çalışmaları kapsamında oluşturulan geometri, örgü yapısı ve model ayarları anlatılmaktadır.

Sekizinci bölümde, çalışma sonuçları detaylı olarak sunulmaktadır. Sonuçlar deney çalışmaları ile karşılaştırılmalı olarak verilmiştir ve nedenleri ile birlikte tartışılmaktadır.

Dokuzuncu bölümde tezde atıfta bulunulan yazıların listesini bulabilirsiniz.



2 LİTERATÜR TARAMASI

Reaktör koru içerisindeki termal-hidrolik özelliklerin incelenmesi nükleer mühendislik üzerine yapılan çalışmaların ana konularından biri olmuştur. Yakıt demetleri içerisindeki akışın karakteristiklerinin ve ısı transferinin doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi, yakıt çubuklarının termal performansının belirlenmesi ve limitlerin aşılmadığının tespit edilebilmesi için önemlidir. Yakıt elemanlarının performansını sınırlayan ve termal-hidrolik araştırmaların hedefinde olan bazı önemli parametreler; kritik ısı akışı (CHF - critical heat flux), çekirdekli kaynamadan uzaklaşma (DNB – departure from nucleate boiling) veya yakıt zarf sıcaklığı değerleri ve yakıt demetinde hangi bölgelerde gerçekleştiğidir. Reaktörün performansını sınırlayan bu etkenlere karşın, yakıt ayraçları ve karıştırıcı kanatçıkların etkisi ile termal-hidrolik performansın geliştirilmesi mümkündür. Akışın ayraçlar yardımıyla yakıt demetleri içerisinde yönlendirilmesi ve türbülans üretimi sayesinde reaktör içerisindeki ısı transferinin önemli ölçülerde iyileştirilebildiği görülmüştür. Ayrıca, tasarımların kullanımda olan santrallere de entegre edilebilir olması sebebiyle reaktörün termal-hidrolik performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi araştırmacılar tarafından yaygın olarak tercih edilmektedir.

Termal-hidrolik üzerine yapılan ilk çalışmalar, kazalar ve ilgili senaryolar üzerine olmuştur. 1950'lerde bilgisayarların olmadığı dönemde, reaktör güvenliğini esas alan deneysel analizler, ilk termal-hidrolik modellerin gelişimini sağlamıştır. 1960'larda, çift fazlı kritik akış (TPCF - Two-Phase Critical Flow), CHF, sistem basıncının azalması ve blöf gibi olaylar sistematik şekilde incelenmeye başlanmıştır. 1970'lere gelindiğinde, Amerikan Nükleer Denetleme Kurumu'nun (NRC - Nuclear Regulator Commission) düzenlemeleri doğrultusunda reaktör güvenlik analizleri acil kor soğutma sistemleri (ECCS - Emergency Core Cooling System) üzerinde yoğunlaşmıştır. Büyük Ölçekli Kırıklarda Soğutucu Kaybı Kazalarının (LBLOCA - Large Brake Loss of Coolant Accident) araştırılması ve kazalarda TPCF, CHF, DNB olaylarının incelenmesi dönemin ana konusu olmuştur. 1979'da Three Mile Island kazası ile birlikte araştırmaların odak noktası LBLOCA'dan Küçük Ölçekli Kırıklarda Soğutucu Kaybı Kazalarına (SBLOCA - Small Brake Loss of Coolant Accident) yönelmiştir. Aynı dönemde bilgisayarların hızlı gelişimi ile birlikte termal-hidrolik analizlerde kullanımı artmış ve araştırmalara yeni bir bakış kazandırmıştır. Kazaların araştırılmasında kurulan büyük ölçekli deneysel tesislerde elde edilen ölçümler,

nümerik kodların geliştirilmesinde rol almıştır. Bu doğrultuda geliştirilen ilk nümerik kodlar arasında RELAP, ATHLET ve CATHARE bulunmaktadır. Geliştirilen ilk kodlar tek boyutlu olmasının yanı sıra, alt kanal ve sistem analizlerinde uzunca bir zaman boyunca kullanılmışlardır. 1980'lerde nümerik kodlar üzerinde artan çalışmalar ve yeni kodların da geliştirilmesi ile birlikte, güvenlik ve lisanslama amacıyla kullanılabilmesi için kodlarda doğrulama ve geçerlemenin önemi açığa çıkmıştır. Bu çerçevede kodların ölçeklendirilmesi üzerinde yoğunlaşmış ve İktisadi İşbirliği ve Kalkınma Teşkilatı (OECD) / Nükleer Enerji Ajansı (NEA) öncülüğünde gerçekleştirilen uluslararası araştırmalarla termal-hidrolik kodların uygulanabilirliğine yönelik önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. 1990'lara gelindiğinde termal-hidrolik üzerine yürütülen çalışmaların ana konusu kodlardaki belirsizliklerin tahmin edilmesi olmuştur. Belirsizlik yöntemleri ayrıntılı olarak incelenerek uygulanabilecek modeller geliştirilmiştir. Örneğin OECD/NEA ve NRC'nin ortak çalışmaları doğrultusunda belirsizlik analizleri sunabilme yeteneğine sahip ve sonradan TRACE olarak adlandırılacak olan ileri termal-hidrolik kodun geliştirilmesi bu dönemde başlamıştır. Sisteminin tamamını analiz edebilen komplike sistem kodlarının geliştirilmesine alternatif olarak, probleme özgü sınırlandırılmış bir bölgenin gelişmiş üç boyutlu analizinin yapılması üzerinde de çalışılmıştır. Sistemin geri kalan kısmı için tek boyutlu sistem kodları ile entegre biçimde çalışması öngörülen projeler geliştirilmiştir. Bilgisayarların hesaplama güçlerindeki artış ile birlikte analizlerde HAD yöntemlerinin yaygınlaşmaya başlaması da aynı dönemde olmuştur [2]. Ancak, başlıca tek faz akış ve ısı transferi üzerine yapılan çalışmalarda tercih edilen yöntem, çift fazlı akış üzerine de analiz yapabilme kabiliyetine sahip olmasına rağmen, bu dönemde endüstriyel ihtiyacı karşılayabilecek seviyede değildi.

İlk geliştirilen tek boyutlu modeller akışın fiziğini tamamen yansıtmakta yetersizdi ve kabiliyetleri sınırlıydı. Örneğin yakıt demetlerindeki kritik ısı akısının tahmin edilebilmesi için, kanal boyunca yakıt ayraçlarının etkilerinin de göz önünde bulundurulduğu karmaşık üç boyutlu akış davranışlarının analiz edilmesine ihtiyaç duyulmaktaydı. Bu sebeple tek boyutlu kodlarda CHF tahmini ancak deneysel verilere dayalı tanımlamalarla mümkündü [2]. Benzer şekilde reaktör koru alt ve üst açıklığı (upper and lower plenum) ve reaktör gövdesi içerisindeki akış üzerine yapılan çalışmalar da üç boyutlu yaklaşımları gerektirmekteydi. 2000'li yıllara

gelindiğinde, ana sistemler ve korunak binası üzerine yapılan güvenlik analizlerinde alt kanal analiz ve sistem kodlarının yanı sıra üç boyut HAD yönteminden de faydalanılabileceği öngörülmüştür [3]. Bu yönde yapılan ilk önemli çalışmalar 1990'ların sonlarında başlamıştır. 1999'da STAR-CD HAD programını kullanılarak, PWR korunun sekizde biri üzerinde tek fazlı akış halinde sürekli durum için sıcaklık dağılımı hesaplanmış ve olası kabarcık oluşum bölgeleri incelenmiştir [4]. Başka bir çalışmada, BWR yakıt demetlerindeki faz ve kütle akı dağılımı CFX programı ile incelemiştir. Sonuçların ölçümlerden alınan verilerle uyumlu ve alt kanal analizlerinden elde edilen sonuçlardan daha iyi olduğu gözlemlenmiştir [5]. 2001 yılında, Fluent CFX programı ile PWR yakıt çubuklarında oluşan kabarcıklı akışın analizi yapılarak, duvar kenarlarındaki kabarcık oluşumu tespit edilebilmiştir [6]. İki-akışkan modeli kullanılarak yakıt ayraçları çevresindeki boşluk oranı dağılımının incelendiği bir diğer çalışmada, ölçümlerle uyumlu sonuçlar elde edilmiştir [7].

2.1 Alt Kanal Analizleri ve Yakıt Ayraçları Üzerine Yapılan Çalışmalar

Alt kanal analizleri, yakıt çubuklarının performansının iyileştirilmesi ve konservatif emniyet faktörlerinin geliştirilmesi açısından önemlidir. Araştırmalarda tek boyutlu modeller ile akışın detaylıca incelenmesi arasındaki en önemli fark türbülansın modellenmesi olmuştur. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, geniş yelpazedeki akış koşulları için deneysel bağıntıların geliştirilmesine gerek kalmadan üç boyutta detaylı analiz imkânı sunabilmesi sebebiyle, zaman içerisinde alt kanal analizlerinde araştırmacılar arasında artarak tercih edilen bir yöntem halini almıştır [2].

Alt kanal analizlerinde HAD yöntemi kullanılarak, kanal(lar) içerisindeki hız, sıcaklık ve basınç dağılımının belirlenmesi, türbülansın incelenmesi, kanal boyunca basınç düşüşünün hesaplanması ve yakıt ayraçlarının bu değişkenler üzerindeki etkilerinin araştırılması v.b. konular üzerine günümüze kadar pek çok sayıda çalışma yapılmıştır. Cui ve Kim yakıt demetlerinde karıştırıcı kanatçıkların, akışın yapısı ve ısı transferi üzerindeki etkilerini HAD yöntemi ile incelemiştir [8]. Çalışmada farklı açılarda tasarımılanan karıştırıcı kanatçıklar, ticari olarak kullanılan karıştırıcı kanat yapısı ile karşılaştırılmıştır. RANS modellerinin kullanıldığı çözümlemelerde, kanal boyunca hız ve basınç dağılımı, türbülans şiddeti, akış karışım katsayısı, ısı transferi katsayısı ve sürtünme katsayısı değerleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar kıyaslandığında konvektif ısı transferinin analizinde $k - \omega$, $k - \varepsilon$ ve RSM türbülans modelleri arasından $k - \varepsilon$ modelinin deney sonuçları ile en uyumlu sonuçları verdiği

görülmüştür. Araştırma sonuçlarında; karıştırıcı kanatçıklar sonrasında ısı transferini önemli ölçüde arttıran etkenlerin, kanallar arasındaki çapraz akış miktarı ve türbülans şiddeti olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca, kanal içerisinde oluşan girdapların ısı transferi üzerindeki etkisinin çok fazla olmadığı ve kanatçıkların büküm açısının artması ile kanallar arası çapraz akışın arttığı ve ısı transferinin iyileştiği tespit edilmiştir.

Ikeda & Hoshi, 5 x 5 düzeninde karıştırıcı kanatçıklara sahip bir yakıt demetinde, tek fazlı akış koşullarında kanal boyunca meydana gelen basınç düşüşünün hesaplanması, DNB olayının incelenmesi ve yakıt demetleri arasında kritik ısı akısına (CHF) maruz kalan en sıcak bölgenin belirlenmesi üzerine çalışmıştır [9]. Çalışmada Colombia Üniversitesi laboratuvarlarındaki deney düzeneği referans alınmış olup, 4 metre boyundaki deney düzeneğinde iki yakıt ayraç arası ~0.5 m'lik mesafe modellenmiştir. Araştırmacılar yakıt çubukları çevresindeki akışın entalpisindeki artışın, çubukların CHF performansı ile bağıntılı olduğunu öngörmektedir. Yapılan çalışma sonucunda, yakıt ayraç sonrasında oluşan çapraz akış dağılımı belirlenmiştir ve ayraç sonrasında maksimum çapraz akış vektörlerinin 20 cm mesafe içerisinde ilk durumun % 30'una gerilediği görülmüştür. Diğer yandan, hız ile akışın entalpisindeki artış ters orantılıdır ve hızın azalması ile birlikte entalpinin arttığı tespit edilmiştir. İlaveten, iki bağıntı arasındaki sapmaların yakıt ayraçlarından uzaklaştıkça azaldığı görülmüştür. Bunun nedeni yakıt ayraçlarına yakın yerlerde kanallar arası karışım miktarının daha fazla olması ve kanal boyunca giderek azalmasıdır. Dikey yönde yakıt çubukları etrafındaki entalpi artışı ve akış hızındaki değişimler incelendiğinde akış hızının en düşük olduğu yakıt çubuğunda, entalpi artışı en yüksek olmaktadır. Sonuç itibarıyla, analizlerde akıştaki entalpi artışının en yüksek olduğu yakıt çubuğu ile deneysel çalışmada DNB bulgularının tespit edildiği yakıt çubuğunun örtüştüğü görülmektedir.

Lee & Choi, 17 x 17 düzenindeki 8 sıra ayraç içeren bir yakıt demetinde yaptıkları çalışmada, farklı türdeki yakıt ayraçlarının termal hidrolik performans üzerindeki etkilerini araştırmıştır [10]. Çalışmada büyük ve küçük ölçekli girdap üreten iki farklı karıştırıcı kanatçık (SSVF – small scale vortex flow, LSVF – large scale vortex flow) yapısı incelenmiş olup, kanallar içerisindeki akış dağılımı, türbülans şiddeti, yakıt demetlerindeki maksimum yüzey sıcaklığı, ısı transfer katsayıları ve basınç düşüşü karşılaştırılmıştır. Söz konusu çalışmada bahsi geçen SSVF, küçük ölçekli girdap

hareketleri üreten ve reaktörlerde geleneksel olarak kullanılan bir kanatçık türüdür. LSVF ise, daha büyük girdap hareketleri üreten ve kanallar arası akışı iyileştirmeye yönelik geliştirilmiş, farklı dizilişe sahip bir kanatçık türüdür. Yakıt demetinin dörtte birinin modellendiği çalışmada periyodik sınır koşulları tanımlanmış olup, RSM türbülans modeli kullanılmıştır. Araştırma sonuçları SSVF tipi kanatçıkların alt kanal içerisinde veya yakıt çevresinde girdaplar oluşturduğu ancak, bu girdapların kısa mesafe içerisinde etkisini kaybettiği ve düşük miktarlarda çapraz akış oluşturduğu görülmüştür. LSVF tarafından üretilen büyük girdap yapılarının ise, daha uzun mesafeler boyunca korunabildiği ve ikincil akış şiddetinin küçük ölçekli girdaplara göre daha fazla olduğu ve her yakıt ayraç aralığında aradaki farkın arttığı görülmüştür. Bu sonuç, küçük ölçekli girdaplar ile kıyaslandığında büyük ölçekli girdaplarda ikincil akış şiddetinin daha yavaş azaldığını göstermektedir. Dolayısıyla, LSVF türü karıştırıcı kanatçıklar tarafından üretilen türbülansın, kanatçıklar sonrasında termal karışma ve gelişmiş ısı transferi etkilerinin daha uzun süre korunabildiği tespit edilmiştir. Sıcaklık dağılımı ele alındığında, LSVF tipi kanatçıkların çapraz akışın etkisi ile kanallar içerisinde daha homojen bir dağılım oluşmasına neden olduğu ve daha yüksek ısı transfer hızları, bir diğer ifadeyle daha yüksek Nu sayıları elde edildiğini göstermiştir. Diğer bir sonuç ise, LSVF türü karıştırıcı kanatçıklar ile 7 x 7'den 17 x 17'e kadar farklı seviyelerdeki dizilimler üzerinde yapılan modellemelerde, araştırmacılar daha büyük dizilimlerde elde edilen sonuçlarda ikincil akış miktarlarının ve türbülans şiddetlerinin daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir. Bununla bağıntılı olarak ısı transfer hızlarının da daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç itibarıyla, LSVF tipi karıştırıcı kanatçık yapılarının daha üstün termal hidrolik performans sergilediği görülmüş ve modellemelerin gerçek yakıt demetleri boyutlarında yapılmasının önemli olduğu anlaşılmıştır.

Shin & Chang, farklı türlerdeki yakıt ayraçlarının akış üzerindeki etkilerinin incelenmesi ve yakıt demetlerindeki kritik ısı akısı performansını geliştirecek en uygun yakıt ayraçının belirlenmesi amacıyla üç farklı kanatçık yapısını üzerinde araştırmalarda bulunmuştur [11]. 2 x 3 düzenindeki yakıt çubukları üzerinde gerçekleştirilmiş deneysel çalışmaların referans alındığı çalışmada, HAD yöntemi ile ayırıştırıcı, girdap ve melez türdeki karıştırıcı kanatçıklarda 7 - 11 Mpa basınç, 1000 - 2000 kg/m^2s kütle akısı aralığında ve farklı kaynama altı sıcaklıklarında (inlet

subcooling) en iyi kritik ısı akısı performansı incelenmiştir. Çalışmada kritik ısı akısının, 5 °C/s'den fazla sıcaklık artışıında veya herhangi bir yakıt çubuğunun diğerlerinden 10 °C'den fazla zarf sıcaklığına sahip olması durumunda gerçekleştiği öngörülmektedir. CHF'nin analizinde, soğuk kaynayan (subcooled boiling) akış miktarını hesaplamak için yakıt duvarındaki toplam ısı akısı üç ayrı ısı transfer olayı içerisinde incelenmiştir ve boşluk oranı gibi çift fazlı akış karakteristikleri de göz önünde bulundurulmuştur. Benzetim CFX programı ile gerçekleştirilmiştir ve iki akışkan (two-fluid model) modeli, duvar kaynama (wall boiling model) seçeneği ile birlikte kullanılmıştır. Çalışma sonuçları kanatçık yapılarının, kanallar içerisinde akışın homojen bir şekilde dağılmasına yardımcı olduğunu göstermektedir. Benzer şekilde kanatçıklar sayesinde üretilen girdap ve çapraz akış, yakıt zarfı çevresindeki kabarcıkların dağılmasına da yardımcı olmaktadır. Dolayısıyla ısı transferi artarken CHF de iyileşmektedir. Ancak yapılan gözlemler kanal boyunca akış dağılımının zaman içerisinde tekrar eski haline dönerken, kabarcık dağılımının kanatçıklar sonrasındaki yapısını koruduğunu göstermektedir. Bu olgudan yola çıkan araştırmacılar, CHF performansının kanatçık sonrasındaki boşluk yayılma oranı (void flattening ratio) ile değerlendirilebileceğini öngörmüşlerdir. Araştırma sonuçlarında yüksek kütle akılarında ve düşük basınç koşullarında CHF artışının daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Kütle akısındaki artış ile girdap oluşumu ve çapraz akış miktarının artması, yakıt duvarlarındaki akıştaki boşluk oranının ve entalpinin düşmesine sebep olurken; düşük basınç koşulları ise girdap oluşumu ve çapraz akışın güçlenmesine yol açmaktadır. Kanatçık yapıları arasında karıştırıcı tipteki kanatçıklar düşük basınç ve kütle akılarında en iyi CHF performansı sergiliyor iken, PWR çalışma koşullarına yakın daha yüksek basınç ve kütle akısı koşullarında melez tip kanatçıkların en iyi CHF performansı sergilediği görülmüştür. Son olarak, CHF'nin iyileşmesine etki eden unsurlardan momentum taşınım oranı, girdap miktarı, kanallar arasında hız ve boşluk yayılma oranı incelendiğinde, boşluk yayılma oranının (void flattening) CHF performansı ile doğru orantılı olduğu tespit edilmiş ve kanatçık yapılarının CHF performansının değerlendirilmesinde kullanılabileceği belirtilmiştir.

Conner Westinghouse adına, PWR yakıt demetlerinde ayraçlar sonrasındaki tek ve çift fazlı akışın benzetiminin gerçekleştirilmesine yönelik HAD yöntemi geliştirilmesi üzerinde çalışmıştır [12]. Westinghouse, çalışmalarında tutarlı bir HAD modeli

oluşturabilmek için küçük ölçekli deneyler ile modeli doğrulamaktadır. Bu amaçla yapılan ilk deneylerde, PIV (Particle Image Velocimetry) tekniği ile kanallar arası yanal akış ölçümleri gerçekleştirilmiş, yakıt çubukları boyunca ve çubukların çevresindeki ısı transfer katsayısındaki değişim incelenmiştir. Ancak, deneylerin düşük sıcaklıklarda gerçekleştirilmiş olması nedeniyle gerçek çalışma koşulların yansıtılabileceği yeni bir test düzeneği kurulmuştur. 5 x 5 düzenindeki yakıt demetinden oluşan yeni test düzeneğinde, kanallar boyunca ısı transferi olaylarının incelenebilmesi için düzeneğin bir kısmına ısıtıcı çubuklar yerleştirilmiştir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Conner'ın çalışmasında, önceki çalışmalarda hazırlanmış HAD modeli geliştirilerek yeni ve daha kapsamlı bir model oluşturulmuştur ve son gerçekleştirilen deneysel çalışmalar yeni modeli doğrulamada kullanılmıştır. Çalışma START-CD HAD analiz programı ile gerçekleştirilmiştir. Modelde üretilen geometri, deney düzeneği ile aynı kesitsel ölçülerde, bir yakıt ayracı açıklığı boyunda ve eş ayraç yapısına sahiptir. Çoğunlukla altı yüzeyli hücrelerin kullanıldığı örgü yapısı, toplamda 20 milyon hücreden oluşmaktadır. Daha önce gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen kazanımlar doğrultusunda $k - \epsilon RNG$ türbülans modelinin kullanılması uygun görülmüştür. Momentum ve türbülans denklemlerinin çözümünde ikinci derece ayrıştırma yöntemi kullanılırken, sıcaklık dağılımının çözümünde birinci derece ayrıştırma yöntemi kullanımı önceden yapılan çalışmalar sonucunda yeterli görülmüştür. y^+ değerleri 40 – 100 aralığındadır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, yanal akış alanının yapısının test sonuçları ile yakından örtüştüğü görülmüştür ancak, yanal yöndeki hız değerlerinin aksenal akış hızı ile bağıntılı olması sebebiyle, deney ile analizlerin farklı aksenal hızlarda olması neticesinde, yanal hız değerleri de test sonuçları ile uyuşmamaktadır. Bu sonuç önceden yapılan çalışmalarda, kullanılan ayraç yapılarına özgü olarak, kanatçıklar sonrasındaki akışın yapısının sıcaklık ve Reynolds sayısından bağımsız olduğu bilgisiyle de tutarlıdır. Isı transfer sonuçları ele alındığında, testin oda sıcaklığındaki hava ile gerçekleştirilmesi ve benzetimin PWR çalışma koşullarında yapılması sebebiyle farklı aksenal ısı transferi sönümlenme oranlarına sahip olmaları beklenmektedir. Ancak ısı transferi oranlarındaki değişim göreceli olarak incelendiğinde, belirli bir aksenal konumda yakıt çubukları çevresindeki ısı transferi dağılımı, benzetim sonuçları ile aynı değişimi göstermektedir. Örneğin yakıt çubuklarında ısı transferinin artış gösterdiği bölgelerin benzetim sonuçları ile yakından eşleşiyor olduğu görülmüştür. Benzer

şekilde tersi durumlar da geçerlidir. Dolayısıyla Conner'ın çalışmasında yanal akış profili ve ısı transfer dağılımı sonuçları ele alındığında benzetimin gerçek akış koşullarını yansıtabildiği ve modelin doğrulandığı görülmektedir.

Liu & Ferng farklı ayraç yapılarına sahip yakıt demetlerindeki termal-hidrolik karakteristikleri HAD yöntemi ile incelenmiştir [13]. Destek ayraçlar ve karıştırıcı kanatçıklı ayraçlar üzerinde gerçekleştirilen benzetim çalışmaları, Holloway'in deneysel çalışmaları [14] ve Yao korelasyonu [15] ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada, akış alanı ve ikincil akışın yapısı, zarf yüzey sıcaklığının dağılımı, yakıt çeperlerinde kesme kuvvetlerinin değişimi ve yakıt boyunca ısı transfer kat sayısındaki değişim incelenmiştir. Benzetimi gerçekleştirilen kısım tek bir yakıt çubuğu ve etrafındaki dört akış kanalını içermektedir. Geometrik modelde ilk sırada standart tip destek ayracı ve sonrasında 50.8 cm aralıklarla iki adet karıştırıcı kanatçıklı ayraç bulunmaktadır. Modelde y^+ değerleri 31 ile 48 aralığındadır. Yakıt çubuklarının 1.1 MW/m^2 sabit ısı akısına sahip oldukları varsayılmıştır. Fluent programı kullanılarak yapılan çözümlemede basınç hız eşleşmesi SIMPLE yöntemi ile gerçekleştirilmiş olup, türbülans modeli olarak *RSM* kullanılmıştır. Çalışma sonuçları, akış alanı içerisinde ikincil akışın *RSM* modeli ile yeterince yansıtılabildiğini göstermiştir. Karıştırıcı kanatçıkların çapraz akışa yol açtığı açık bir şekilde elde edilen sonuçlar üzerinde görülebilmektedir. Kanal boyunca kesme kuvvetleri ve Nu sayısındaki değişim incelendiğinde, karıştırıcı kanatçıkların türbülans ve ısı transferi üzerindeki etkileri makul ölçülerde tahmin edilebilmiştir. Nu sayısı yakıt ayraçlarının hemen sonrasında pik yaptıktan sonra, akış boyunca giderek azaldığı görülmektedir. Destek ayracı sonrası Nu sayısındaki değişimin, deneysel veriler ve Yao korelasyonu ile uyumlu olduğu görülürken, karıştırıcı kanatçıklı yakıt ayracı sonrasında yeterli ölçüde doğru tahminlerde bulunulamamıştır. Araştırmacılar daha gelişmiş bir türbülans modeli ve sıkı örgü yapısı ile ($y^+ \sim 1.0$) sonuçların iyileştirilebileceği görüşündedir.

Gandhir & Hassan, Conner'ın çalışmasına ilaveten farklı türbülans modellerinin kanallar arası çapraz akışı ve yakıt demetindeki basınç düşüşünü tahmin edebilmedeki yeterliliğini araştırmıştır [16]. Çalışmada, Conner tarafından kullanılmış olan konsept yakıt ayraç yapısını referans almış olup, örgü yapısında düzgün altı yüzlü hücreler kullanılmıştır. Benzetimler Openfoam programı ile gerçekleştirilmiştir. Çözümlemelerde basınç-hız eşleşmesi SIMPLE yöntemi ile

yapılmaktadır. Conner çalışmasında, geçmiş deneyimlerine dayanarak en iyi sonucu elde etmeyi öngördüğü $k - \varepsilon RNG$ türbülans modelini kullanmış olup, Gandhir ise $k - \varepsilon Realizable$ ve $k - w SST$ modellerini kıyaslamaktadır. Modellenen akışın Reynolds sayısı 23,000 civarındadır. Çalışma sonuçlarında, iki türbülans modeli ile farklı sonuçlar tespit edilmiştir. $k - \varepsilon Realizable$ modelinde alt kanallarda tek bir girdap oluştuğu gözlemlenirken, $k - w SST$ ile alt kanallardaki girdap oluşumunun yanı sıra kanallar arasında çapraz akış oluşumu da tespit edilmektedir. Diğer göze çarpan bir sonuç, $k - \varepsilon Realizable$ 'a kıyasla $k - w SST$ modelinde yüksek oranlarda yanıl akış tahmin edilmiştir. Karıştırıcı kanatçıkların sebep olduğu çapraz akış, her iki model için de yakıt ayracı sonrasında 15 - 20 d_h mesafede etkisini kaybetmektedir. Sonuçlar önceden yapılan çalışmalarla [12] kıyaslandığında $k - w SST$ modelinin daha yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. Araştırmacılar, bunun nedeninin duvar yakınlarındaki akış davranışlarının $k - w SST$ modeli ile daha iyi çözümlenebilmesi olduğunu savunmaktadır. Basınç düşüşünün hesaplanması konusunda ise, $k - w SST$ modeli $k - \varepsilon Realizable$ 'a kıyasla deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuçlar vermiştir. Sonuç itibarıyla, çalışmada $k - w SST$ modelinin yakıt demetleri arasındaki akışın davranışlarının tahmin edilmesi konusunda yeterli kabiliyete sahip olduğunu göstermiştir.

Li & Gao, 3 x 3 veya 5 x 5 düzenindeki sadeleştirilmiş yakıt demetleri üzerinde yapılan modelleme çalışmalarının aksine gerçek boyutlardaki bir yakıt demetinin uygun hesaplama maliyetlerinde HAD yöntemiyle modellenmesi üzerinde çalışmıştır [17]. Gerçeğine yakın ölçülerde gerçekleştirilen modellerde daha doğru sonuçlar alındığına dair önceden yapılan çalışmalarda da bulgular elde edilmiştir [10]. Li ve Gao ise daha makul hesaplama yüklerinde aynı kesinlikte sonuçlar elde edebilmek için yeni yaklaşımlar denemiştir. Çalışmada tipik bir PWR'da kullanılan 17 x 17 düzenindeki yakıt demetinin ayaç yapısı ile birlikte benzetimi yapılmış ve akışın yapısı ve ısı transferi incelenmiştir. Modelin doğrulanmasında iki aşamalı yöntem denenmektedir. İlk olarak merkezde yer alan 2 alt kanal, periyodik sınır koşullarında modellenerek deneysel verilere uygunluğu kontrol edilmiştir. İkinci aşamada 17 x 17 düzenindeki model alt gruplara bölünerek benzetimi gerçekleştirilmiş ve benzer çalışmalarda elde edilmiş sonuçlarla kıyaslanmıştır. Ayrıca en uygun örgü yapısının belirlenmesinin de amaçlandığı çalışmada dört ve çok yüzlü hücre tipleri ayrı ayrı incelenmektedir. 17 x 17 düzenindeki yakıt demeti

için oluşturulan modelin büyük olması sebebiyle hesaplama yükünü makul seviyelere çekebilmek için yakıt demeti alt gruplara bölünerek ayraç öncesi, ayraçların bulunduğu bölüm ve ayraç sonrası ayrı ayrı modellenmiştir. Hesaplamalarda, süreklilik sağlanması için iki bölüm arasındaki iç yüzeylerde akış yönünde önce gelen kısmın çıkış sınır koşulları, kendisinden sonrasındaki kısımda giriş sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Modelin alt gruplara ayrılmasında dikkat edilmesi gereken konu, geometrinin hangi mesafede ayrıştırılması gerektiği ve doğru sınır koşullarının tercih edilmesi olmuştur. Çalışmada farklı mesafelerdeki ayrıştırmanın etkileri araştırılmış ve ara yüzeylerde çıkış basıncı (pressure-outlet) ve dışarı akış (outflow) sınır koşullarının kullanımı karşılaştırılmıştır. Benzetim Fluent programı ile gerçekleştirilmiş, basınç-hız eşleşmesi olarak SIMPLE yöntemi seçilmiş ve akışın modellenmesinde $k - \omega SST$ türbülans modeli kullanılmıştır. y^+ değerleri yaklaşık olarak 30'dur. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, ilk aşamada iki alt kanal için gerçekleştirilmiş olan periyodik çözümlemede deneysel verilerle tatmin edici ölçülerde uyum sağlandığı görülmüştür. Böylece periyodik sınır koşullarının alt kanal analizlerde kullanımının etkin olduğu anlaşılmıştır. 17 x 17 düzenindeki esas modelin alt gruplara ayrıştırılması konusunda, ara yüzeylerin konumu ve yakıt ayraç bölümünün çıkış sınır koşullarının sonuçlar üzerinde önemli etkilerinin olduğu anlaşılmıştır. Dışarı akış (outflow) sınır koşulunu çıkış basıncına göre oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Çıkış basıncına göre yapılan çözümlemelerde alt kanal merkezlerindeki eksenel hızların düşük tahmin edildiği görülmüştür. Diğer yandan çok yüzlü örgü elemanları ile yapılan çalışma sonuçlarında, dört yüzlü hücrelerden oluşan örgü yapısına göre dörtte bir oranda daha az hücre ile aynı kesinlikte sonuç elde edilebildiği ve çözümün daha iyi yakınsama özellikleri sergilediği tespit edilmektedir. Büyük ölçekli modelleme çalışmalarında çok yüzlü hücrelerin kullanılmasının ideal olduğu belirtilmiştir. Önemli bir diğer bulgu ise, modellenen yakıt demeti büyüklüğü arttıkça, yakıt çubukları boyunca hesaplanan ısı transfer miktarında da önemli ölçüde artış olduğu tespit edilmiştir. Isı transferindeki artış kanallar arası çapraz akış miktarının da arttığına işaret etmektedir ve hesaplamalar bunu doğrulamaktadır. Ayrıca sonuçlar Lee ve Choi'nin çalışması ile uyushmaktadır. Sonuç itibariyle, benzetimlerin gerçeğine yakın ölçülerde gerçekleştirilmesinin önemi anlaşılmaktadır.

Yakıt demetlerinin termal performansı, kanallar boyunca kritik ısı akısına en çok yaklaşılmamasının beklendiği, yakıt ayracından en uzak kısımlardaki akışın yapısı ile sınırlandırılmıştır. Bieder ve çalışma arkadaşları, karıştırıcı kanatçıkların akış üzerindeki etkilerinin, yakıt ayraçları sonrasında ve özellikle çapraz akışın etkisini kaybetmeye başladığı ilerleyen kısımlarda incelenmesi üzerine yoğunlaşmıştır [18]. Çalışmada AGATE deney düzeneğinde 5 x 5 düzenindeki tipik bir PWR yakıt demeti modeli üzerinde yapılan çalışmalar [19] referans alınarak, Trio_U HAD programında farklı türbülans modelleri ile yakıt demeti içerisindeki akışın benzetimi gerçekleştirilmiştir. Geometrik model yakıt ayracı öncesi $20 d_h$, yakıt ayracı kısmını ve sonrasındaki $50 d_h$ mesafeyi kapsamaktadır. *RANS* / $k - \varepsilon$ ve *LES* türbülans modellerinin karşılaştırmalı olarak incelendiği çalışmada, geometrik model boyunca ayraç sonrasında yanal hız dağılımı ve kanallar arası çapraz akışın gelişimi elde edilmiştir. Ayrıca, karıştırıcı kanatçıklar sonrası gelişen akışın farklı mesafelerdeki türbülans kinetik enerji tayfı da incelenmiştir. Araştırma sonuçlarında, karıştırıcı kanatçıklara yakın bölgelerde, $z < 10 d_h$, eksenel ve yanal hız dağılımı incelendiğinde, $k - \varepsilon$ ve *LES* modellerinin her ikisinde de deney sonuçları ile tutarlı ve benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Bu sonuç çapraz akış hareketlerinin taşınım (advection) etkisi altında davrandığını göstermektedir. Yakıt demeti boyunca ilerleyen kısımlarda çapraz akışın etkisi azalarak, türbülans anizotropikleşme eğilimindedir. Bu sebeple lineer türbülans viskozitesini esas alan modeller başarısız olabilmektedir. Deneysel verilerde kanal kesitinde gelişen akış dağılımı incelendiğinde, yakıt ayracına yakın bölgelerde 45° yönünde olduğu görülen çapraz akış hareketleri, kanalın ilerleyen kısımlarında akışın yeniden düzenlenmesi ile birlikte 135° yönünde değiştiği tespit edilmiştir. Çalışmada, *LES* modelinin çapraz akışın yönündeki değişimi yakalayabiliyor olduğu görülürken, $k - \varepsilon$ modeli akışta herhangi bir değişim yakalayamamaktadır. Diğer yandan, *LES* ile elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile farklılıklar göstermektedir. Elde edilen sonuçlar karıştırıcı kanatçıkların kanallar arası çapraz akış üzerindeki etkisinin bir sonraki yakıt ayracına kadar, $50 d_h$, devam ettiğini göstermektedir. Araştırmacılar 5 x 5 düzenindeki AGATE deney düzeneğinden elde edilen sonuçlarda, akışın yeniden düzenlendiği karıştırıcı kanatçıklardan uzak bölgelerde akış profilinin kanal duvarlarından önemli ölçülerde etkilendiğini dolayısıyla, deney ve çalışma sonuçlarında 17 x 17 düzeninde gerçek boyutlardaki yakıt demeti içerisindeki akışın uygun bir biçimde yansıtılamadığını öngörmektedir.

Yakıt demetlerinde türbülans etkisindeki karışımın incelenmesi, HAD kodlarının doğrulanması ve probleme özgü üstün yöntem kılavuzu geliştirilmesi amacıyla OECD/NEA öncülüğünde KAERI - Korea Atomic Energy Research Institute laboratuvarlarında 5 x 5 düzeninde, ayırıştırıcı (split vane) ve karıştırıcı (mixing vane) olmak üzere iki farklı türde kanatçık yapısına sahip yakıt demetleri üzerinde MATIS-H deneyleri gerçekleştirilmiştir ve referans alınan deney sonuçları ile katılımcılar arasında karşılaştırma çalışması yürütülmüştür. Gerçekleştirilen deneylerde kanallar boyunca karıştırıcı kanatçıklar sonrasında farklı mesafelerde ($0.5 d_h$, $1.0 d_h$, $4.0 d_h$ and $10.0 d_h$) eksenel ve yanal hız dağılımı, türbülans şiddeti ve vortisite bilgileri sağlanmaktadır. Karşılaştırma çalışmasında, deney sonuçları verilmeden sadece sınır koşulları bilinen deney kurulumları için 25 katılımcı tarafından HAD çalışma sonuçları sunulmuştur. Hesaplama ve deney sonuçları karşılaştırılarak yakıt demetleri arasındaki kompleks akışın benzetiminin gerçekleştirilmesine yönelik önemli kazanımlar elde edilmiş ve üstün yöntem kılavuzları geliştirilmiştir [20]. Yapılan çalışma sonrasında doğrulanacak HAD analiz aracının, ileride normal çalışma koşullarında ve geçiş durumlarında CHF toleransının güvenilir şekilde ölçülebileceği ve olası kaza senaryolarında DNB tahmini yapılabileceği gelişmiş kodlar için temel oluşturması amaçlanmaktadır. Katılımcılar çalışmalarda farklı HAD programları, türbülans modelleri ve örgü yapıları ile katkıda bulunmuştur. Katılımcılardan 15'i *RANS* türbülans modelini tercih ederken 4'ü hibrit türde yaklaşım tercih etmiş, 6'sı *LES* yaklaşımı kullanmıştır. 19 katılımcı CFX, FLUENT Star-CCM+ gibi ticari HAD yazılımlarını kullanırken, 1 katılımcı OpenFoam açık HAD yazılımını tercih etmiş, kalan katılımcılar kendi organizasyonlarının geliştirdiği yazılımlar ile çalışmaya katılmıştır. Çalışmalarda 3'ten 144 milyon hücre yapısına varan farklı örgü yapıları kullanılmıştır. Ayırıştırıcı türdeki kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde, $k - \varepsilon$, $k - \omega$, *RSM*, *Melez / SAS - SST* ve *LES* modelleri ile yapılan beş çalışmanın öne çıktığı görülmektedir. Modeller arasında *RSM*, açık tip temel cebrik (Baseline Explicit Algebraic) yaklaşımında kullanılmış olup, standart *RSM* modelinden daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Sadece $k - \varepsilon$ modeli sürekli durum için çözülmüştür, diğer modellerde zamana bağımlı çözüm gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda tercih edilen modellerin örgü sayısı 13 - 48 milyon arasında değişmektedir. Elde edilen sonuçlarda, seçilen modellerin hepsi eksenel yöndeki ortalama akış değerlerini deney sonuçlarına uygun olarak tahmin edebilmiştir. En iyi tahmini

yürüten modeller yüksek dereceli modeller olmuştur. İlk sırada melez *SAS – SST* modeli yer alırken ikinci sırayı *LES – Smagorinsky* modeli almıştır. Ancak, bütün *LES* modelleri en iyi tahminleri sunmamaktadır. İlaveten kanalın ilerleyen kısımlarında modellerin performans sıralaması değişmektedir. Türbülans salınımları incelendiğinde, ortalama hız değerlerine göre daha çok farklılık görülmektedir. $k - \varepsilon$ modeli türbülans salınım piklerinin yerlerini doğru tahmin edebilirken, değerler deney sonuçlarının oldukça altında kalmaktadır. Bunun nedeninin, çözümün sürekli durum için yapılmış olmasından kaynaklandığı öngörülmüştür. Zamana bağlı çözüm yapılan diğer modellerde pikler makul ölçülerde tahmin edilebilmiştir. *RANS* modelleri akış yönündeki hız profillerinin maximum ve minimum noktalarında aşırı tahminlerde bulunmaktadır. Model kesitlerindeki örgü yapısı incelendiğinde, bütün başarılı modellerde kanal merkezinde sık yapıda altı yüzeyli hücreler kullanıldığı, bazı modellerde duvar kenarlarında prizma ve dört yüzeyli hücre yapısı tercih edilirken diğer modellerde örgü yapısının tamamen altı yüzeyli hücrelerden oluşturulduğu gözlemlenmiştir. En iyi performansı sergileyen melez modele ait örgü yapısı da tamamen altı yüzeyli hücrelerden oluşturulmuş olup örgü, kanatçıklar sonrasındaki öngörülen girdap hareketlerine ve akış yönüne uygun üretilmiştir. Vortisite incelendiğinde, *RSM* ve *SAS – SST* modellerinin kanatçık sonrasında ($2 d_h$) üretilen büyük ölçekli girdap hareketlerine ilişkin, $k - \varepsilon$ ve *LES* modellerine göre daha doğru tahminler verdiği gözlemlenmiştir. $k - \varepsilon$ ve *LES* modelleri yanal yöndeki akış hareketlerini deneysel verilerin altında tahmin etmiştir. Ancak, kanalın ilerleyen kısımlarında ($10 d_h$) girdap hareketinin zayıflaması ve dağılmaya başlaması ile birlikte *RSM* ve *SAS – SST* modellerinin tahminlerinin zayıfladığı ve $k - \varepsilon$ ve *LES* modellerinin gerçeğine daha yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Karıştırıcı türdeki kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde, en iyi performansı sergileyen modellerin *LES* ve *LES* tabanlı modeller olduğu görülmektedir. Ayırıştırıcı türdeki kanatçıklar üzerinde elde edilen sonuçlardan farklı olarak, kanal boyunca ilerleyen kısımlarda modellerin performans sıralaması değişmemektedir. İlk üçteki katılımcıdan ikisi *Smagorinsky* modelini tercih ederken diğeri *WALE* modelini tercih etmiştir. *WALE* modeli *LES* modelleri arasında en iyi performansı sergileyen model olmuştur. Modellerde örgü yapıları 20 ila 100 milyon hücreden oluşmaktadır. Benzetim sonuçları, ayırıştırıcı kanatçıklarda akış yönündeki hız birleşiminin oluşturduğu büyük ölçekli sinüzoidal yapının aksine küçük ölçekli dalgalanmalar

sergilemiştir. Ayırıştırıcı türdeki kanatçık yapılarında kanallar arası çapraz akış gelişirken, karıştırıcı kanatçıklarda kanalın merkezinde girdap oluşumunun korunuyor olmasından dolayı, akış yönündeki hız birleşeninde küçük ölçekli hız dalgalanmalarının yaşanması normaldir. Öne çıkan bütün modeller türbülans salınımındaki dağılımı ve kanal boyunca türbülansın sönümlenmesini yeterli ölçüde yakalayabilmiştir. Vortisite incelendiğinde ortalama hız değerleri ve türbülans salınım hesaplamalarında iyi sonuçlar veren *LES – SAS* ve *LES – Smagorinsky* modellerinin karıştırıcı kanatçıkların hemen sonrasındaki ($0.5 - 1 d_h$) vortisite tahminlerinde zayıf kaldığı ancak, kanalın ilerleyen kısımlarında tahminlerin deneysel verilerle ölçüştüğü görülmüştür. Diğer yandan, performans sıralamasında orta sıralarda yer alan ve *RSM* türbülans modeli kullanılarak yapılan çözümlemede kanal boyunca elde edilen vortisite değerleri diğer iki modelden daha iyi sonuçlar vermiştir. Söz konusu modelde 100 milyonun üzerinde hücre sayısı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar bütünüyle değerlendirildiğinde, yüksek miktarda hücre kullanımının ve/veya yüksek dereceli türbülans modellerin her zaman en iyi nümerik sonucu vereceğinin garanti edilemeyeceği ayrıca, hücrelerin kalitesinin de elde edilen sonuçlar üzerinde oldukça etkin olduğu anlaşılmaktadır. Ortalama hız tahminlerinde *LES* modeli ile elde edilen sonuçların iyi olmasına rağmen, çeşitli akış davranışlarında türbülans modelleri arasında *LES* modelinin her zaman en iyi tercih olacağı yönünde tutarlılık göstermemektedir. Nitekim elde edilen sonuçlarda *LES*'in, sürekli durumda *RANS* veya *URANS* ile elde edilen sonuçlar üzerinde üstünlüğü görülmemektedir. Ayırıştırıcı tip kanatçıklardan elde edilen sonuçlar, hücre sayısının hesaplama sonuçlarının kalitesi üzerinde etkin bir gösterge olamayabileceği, diğer yandan yeterli yoğunlukta ve özellikle düşük eğiklik oranları dikkate alınarak oluşturulmuş örgü yapılarının kanal boyunca akışın davranışlarını yakalayabildiği görülmüştür. Diğer önemli bir bulgu, türbülanslı akışların analizinde birinci derece upwind ayırıştırma yaklaşımının, salınım özelliği gösteren akışların benzetiminde kullanıma uygun olmadığı yönündedir. Son olarak yapılan çalışmada duvar kenarlarındaki akışa ilişkin deneysel verilerin olmamasından dolayı, duvar kenarlarındaki akışın benzetiminin doğrulanabilmesi için ilave bilgilere ihtiyaç duyulduğu not düşülmüştür [20].

Yakıt demetlerindeki akışın incelenmesi ve yakıt ayraçlarının etkilerinin araştırılmasına yönelik olarak benzer bir çalışma EPRI - Electric Power Research

Institute öncülüğünde NESTOR deneylerinin HAD benzetimi ile karşılaştırmalı olarak incelenmesi olmuştur. Kıyaslama çalışmasında 5 x 5 düzeninde destek ve ayrıştırıcı kanatçıklı ayraçlara sahip yakıt demetinde gerçekleştirilen NESTOR deney sonuçları referans alınarak, PWR yakıt demetlerinde karşılaşılan problemler için sürekli durumda RANS yaklaşımının kabiliyet ve sınırları incelenmiştir [21]. NESTOR deneyleri iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada sadece destek tipi ayraçların, ikinci aşamada ise karıştırıcı kanatçıklı ayraçların akış üzerindeki etkisi araştırılmaktadır. Deney düzeneği toplam beş metre uzunluğundadır ve ~3.6 metre uzunluğunda ısıtıcı kısma sahiptir. Her iki aşamada da deneyler, ısıtıcıların çalışmadığı izotermal durum ve ısıtıcıların çalıştığı termal durum altında gerçekleştirilmiştir. Termal durum için üç farklı ısı ve kütle akıllarında ölçümler alınmıştır. Deneylerde akış yönündeki ortalama akış hızı ve hız dalgalanmalarının ortalama karekökü, kanalların merkez sıcaklığı ve çubukların iç yüzey sıcaklık ölçümleri alınabilmektedir. Alınan ölçümler HAD karşılaştırma çalışmasında farklı HAD programları, çözüm yöntemleri, türbülans modelleri, örgü yapıları altında incelenmiştir. İlk aşamada çalışmalara 10, ikinci aşamada ise 7 organizasyon katılmıştır. Çalışmalarda ANSYS CFX, FLUENT; STAR-CCM+ gibi ticari HAD programlarının yanı sıra açık bir yazılım olan Code_Saturn ve katılımcının geliştirdiği Trio_U yazılımları kullanılmıştır. Çalışmalarda birçok farklı türbülans modeli denenmiştir ancak, çalışmanın konusu gereği katılımcılar sürekli durum için Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) türbülans modelleri üzerinde yoğunlaşmıştır. Bazı katılımcılar $k - \varepsilon$, $k - \varepsilon$ Realizable, $k - \omega$ gibi iki denklemliler lineer çalkantı viskozitesi yaklaşımına dayanan modelleri tercih ederken, diğer bir grup katılımcı ikinci dereceden $k - \varepsilon$ SZL, $k - \varepsilon$ modified quadratic gibi anizotropik türbülans modelleri ve $RSM - GL$, $RSM - SSG$ ve $RSM - \omega$ Reynolds Gerilme Modelleri üzerinde durmuşlardır. Duvar kenarlarının çözümü için bazı katılımcılar duvar fonksiyonu kullanırken, diğer katılımcılar gelişmiş yakın duvar yaklaşımını (improved near-wall treatment) tercih etmiştir. Örgü yapısına ilişkin olarak, genel anlamda dört çeşit farklı örgü yapısının esas alındığı görülmüştür. İlki duvar kenarlarında prizma katmanların yer aldığı ve iç yapısını bölünmüş altı yüzeyli hücrelerin (trimmed hexahedral) oluşturduğu örgü yapısıdır. Trim örgü olarak anılacaktır. İkinci tip örgü yapısı melez türdedir. Ayraç kısmı kesik-hücrelerden (cut-cell) ve çubukların bulunduğu kısımlar ise dört yüzlü hücre elemanlarından oluşmaktadır. Buradaki iki farklı örgü yapısı kesişim yüzeylerinde birbiri ile uyumsuz

şekilde bağlanmıştır (non-conformal mesh). Bu örgü melez olarak anılacaktır. Üçüncü örgü yapısı duvar yüzeylerin prizma, iç yapısı ise tamamen dört yüzeyli elemanlardan oluşmaktadır ve dörtyüzlü örgü olarak anılacaktır. Son örgü yapısı ise tamamen altı yüzeyli hücre elemanlarında oluşturulmuştur. Altıyüzlü örgü olarak anılacaktır. Oluşturulan örgü yapılarında iki ayraç açıklığı arasındaki hücre sayıları 4.25 ile 35 milyon arasında değişmektedir. HAD karşılaştırma çalışmasında ayraç açıklığı boyunca gerçekleşen basınç düşüşü, ortalama akış hızı ve hız dalgalanmalarının ortalama karekökü, ısıtılan kanal sonundaki alt kanal merkez sıcaklığı ve çubuk iç yüzey sıcaklığı karşılaştırmaları gerçekleştirilmiştir. Basınç düşüşü ile ilgili yapılan çalışma sonuçlarında, RANS modellerinin çoğunun ayraç açıklığı boyunca yaşanan basınç düşüşünü standart türdeki ayraçlarda %5, karıştırıcı türdeki ayraçlarda ise %10 hata payı ile doğru tahminde bulunabildiği görülmüştür. HAD yöntemi açısından incelendiğinde sonuçların türbülans modellerinden çok hücre yapısı ile bağıntılı olduğu dikkat çekmektedir. RANS tabanlı modellerde kararlı durum için yapılan çözümlerde farklı derecelerdeki türbülans modelleri dahi birbirine oldukça yakın sonuçlar vermekte, herhangi bir türbülans modeli öne çıkmamaktadır. Trim örgü yapısı ile gerçekleştirilen çözümlerin ölçüm değerlerine en yakın sonuçları verdiği gözlemlenirken, altıyüzlü örgü yapısının destek tipi ayraçların ve karıştırıcı kanatçıklı ayraçların her ikisinde de en zayıf tahminlerde bulunduğu görülmüştür. Bu sonucun, altıyüzlü örgünün kanatçık geometrisinden kaynaklı düşük ortogonal yapıda hücreler içeriyor olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Diğer yandan en iyi sonuçları vermesine rağmen Trim örgü yapısında karıştırıcı kanatçıklı ayraçlar için yapılan çözümlerde, ölçüm sonuçlarından %-3 ile %11 arasında sapmalar görülmektedir. Bununla birlikte, destek ayraçlar üzerinde yapılan çözümlerde bütün modeller %27'den fazla olmak üzere ölçümlerden büyük oranlarda sapma göstermiştir. Akış yönündeki ortalama hız değerleri incelendiğinde, destek tipi yakıt ayracı üzerinde gerçekleştirilen benzetimlerde yakıt ayracı sonrasındaki hız dağılımının *k – ε modified quadratic*, *RSM – SSG* gibi anizotropik türbülans modellerinin, lineer türbülans modellerine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Bunun sebebi, anizotropik modellerin ikincil akışın modellenmesinde ve bununla bağıntılı olarak akış yönündeki hız dağılımının hesaplanmasındaki başarısı olmuştur. Karıştırıcı kanatçıklar sonrasındaki hız dağılımı incelendiğinde ise, destek ayraçlarda elde edilen sonuçların aksine anizotropik türbülans modellerin, lineer türbülans modeller karşısında üstünlük

sağladığına dair kesin bir sonuca varılamamaktadır. Ancak örgü yapısı türünden incelendiğinde, Trim örgü yapılarında yapılan hesaplamaların diğer örgü yapılarına göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Yine de Trim örgü yapılarında bölgesel uyuşmazlıklar olduğu görülmektedir. Araştırmacılar, karıştırıcı kanatçıkların çapraz akışı harekete geçiriyor olması sebebiyle kanallarda doğrusal bir çizgide ölçüm alınması ve karşılaştırma yapılmasının doğru olmadığını ve kıyaslamaların çok fazla bilinmeyene bağlı olduğunu savunmaktadır. Akışın kanatçıklar tarafından yönlendirilmesi sonucu adveksiyon etkisi altında kanallar arası zikzaklar halinde bağlanıyor olması sebebiyle, kıyaslamaların da bu şekilde yapılması önerilmektedir. Bu yönde yapılan karşılaştırmalarda Trim örgü yapısının ayraç sonrası yakın mesafelerde hız dağılımının sadece bir kısmını doğru bir şekilde yakalayabildiği, ilerleyen mesafelerde ise hesaplamaların ölçümler ile tamamen uyumsuzlaştığı görülmüştür. Diğer yandan deneylerde ardışık ayraç yapılarında karıştırıcı kanatçıkların, zikzak akışın sürdürüleceği şekilde farklı yönlerde kanatçık dizilimlere sahip olması ve buna karşın HAD karşılaştırmalarında iki ayraç açıklığı arasındaki geometrinin periyodik koşullar altında çözülmesi sebebiyle, sürekli durumda RANS hesaplama sonuçları ile ölçümler arasında sağlıklı karşılaştırma yapılamadığı belirgindir. Hız dalgalanmalarının ortalama karekökü incelendiğinde ise, RANS modellerinin tamamında ölçülen değerlerden önemli ölçülerde sapma tespit edilmiştir. Ayrıca, basınç düşümü hesaplamalarında olduğu şekilde belirli bir türbülans modelinin diğer modeller karşısında üstünlük sağlayamadığı görülmektedir. Örgü yapıları baz alınarak yapılan karşılaştırmada ise, benzer şekilde Trim örgü yapısının melez ve altıyüzlü örgü yapılarından daha iyi sonuçlar verdiği dikkat çekmektedir. Trim örgü yapısındaki çözümlerde kanatçık sonrası yakın bölgede % 5, ilerleyen kısımlarda ise % 25 - 35 aralığında deneysel verilerden sapma gösterirken, melez örgü yakın bölgelerde ~% 34 ve ilerleyen kısımlarda % 25 - 32 ve altıyüzlü örgü ($k - \epsilon$, $RSM - SSG$) ise en yüksek hata payını göstererek ölçüm değerlerinden % 60 - 70 oranlarında sapmıştır. Çalışmada dikkate değer bir diğer konu, yakıt çubuğu üzerinde birbirini izleyen destek ayraçlar üzerinde yapılan ölçümlerde ve çalışmada gerçekleştirilen çözümlerinde, dizilimde önünde karıştırıcı kanatçıklı ayraç bulunan destek ayraçlar ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında, ayraçlar sonrasındaki türbülans şiddetinin ilk durumda ikinci duruma göre % 8 - 18 oranında daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Türbülans şiddetleri arasındaki bu farkın, destek ayraçlarda tam gelişmiş giriş akış koşullarında

ayraç etkisi ile üretilen türbülans miktarının artıyor olmasına karşın, öncesinde karıştırıcı kanatçıklı ayraç bulunan destek ayraçlarda, bir önceki ayraçtan kaynaklanan çapraz akışın etkisinin devam etmesi ile tam gelişmiş akış koşullarının oluşmaması sonucu kaynaklandığı öngörülmektedir. Çalışmada gerçekleştirilen diğer faaliyetlerde termal çözümlemeler karşılaştırılmıştır. Çubuk iç ve dış yüzey sıcaklık dağılımı ve alt kanal merkez sıcaklık ölçümleri, çözümlemeler ile karşılıklı olarak incelenmiştir. Sonuçlar diğer çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile tutarlıdır. En doğru tahminler Trim örgü yapısında ikinci derece türbülans modelleri ile yapılan çözümler ile elde edilmiştir. Ancak, en iyi tahminlerde dahi hata payları yüksektir. Diğer yandan, deney çubuklarında üniform ısı akısı yerine, birleşik ısı transferi modelleri kullanılarak yapılan çalışmaların, ölçümler ile daha uyumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Çalışmada tercih edilen türbülans modelleri açısından, ikinci derece doğrusal olmayan çalkantı viskozitesi modelleri sadece normal Reynolds gerilmelerindeki anizotropiyi yansıtabildiği için, türbülans modellerinde üçüncü derece terimler ile tanımlanabilen kavisli akış (streamline curvature) ve girdap etkisi ile ilgili anizotropik Reynolds gerilemeleri dikkate alınamamıştır. Dolayısıyla, doğrusal ve ikinci derece $k - \varepsilon$ modelleri ile yakın sonuçlar elde edilmiş olması, karıştırıcı kanatçıklar sonrasında Reynolds gerilmelerindeki anizotropinin kritik öneme sahip olmadığını göstermektedir. Kararlı durum RANS üzerinde yapılan çalışmalar açısından değerlendirildiğinde, çalışmanın amacına yönelik olarak tercih edilmiş olmasına rağmen araştırmacılar zamana bağlı çözümlerin yakıt çubukları arasındaki karmaşık akışın daha iyi anlaşılmasına ve kararlı durum RANS modelleri ile elde edilemeyecek zamana bağımlı etkilerin incelenmesine imkân tanıyacağını öngörmektedir. Son olarak, deneysel çalışma sonuçları üzerinde yapılan değerlendirmelerde, araştırmacılar 5 x 5 düzenindeki deney düzeneğinin küçük ölçekli olması sebebiyle duvar etkilerinin çapraz akış miktarını etkilediği ve gerçek bir PWR yakıt demeti içerisindeki akışı yansıtmakta yetersiz kaldığı görüşündedir. Diğer yandan yanıl akış dağılımı ölçümleri yapılmadığı için kanal boyunca girdap sönümlenmesi ve çapraz akış dağılımı gibi önemli olaylar doğrudan değerlendirilememiştir [21].

3 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNETMİ

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği akış, ısı transferi ve diğer fiziksel olayların nümerik yöntemler kullanılarak çözümlenmesidir. Fiziğin temel kanunları HAD yönteminin de temelini oluşturmaktadır. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri akışın mekaniğini belirleyen ve yöntemin esasını oluşturan ifadelerdir. Korunum denklemleri matematiksel temelde yeniden düzenlenerek HAD için gerekli çözüm yolu oluşturulmaktadır. Çözüm alanı ise küçük hücrelere bölünmektedir. Korunum denklemlerinin nümerik yöntemlerle ayrıştırılması ile her bir hücre içerisinde akışın özellikleri belirlenerek çözüm alanı içerisinde süreklilik sağlanmaktadır.

Bu bölümde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yönteminin temelini oluşturan korunum denklemleri tanıtılacaktır. İlerleyen kısımlarda korunum denklemlerinin nasıl HAD yönteminde kullanıma uygun hale getirildiği ve Navier-Stokes denklemlerinin türetilmesi anlatılacaktır.

3.1 Korunum Denklemleri

Yöntemin temelini oluşturan denklemler, fiziğin temel korunum kanunlarına dayanmaktadır. Süreklilik denklemi kütle korunumu esasını ifade etmektedir. Akış alanı içerisindeki akışkan kütlesi, kütle dengesi çerçevesinde korunmalıdır. Buna göre süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u_i) = 0 \quad (3-1)$$

Momentum denklemi Newton'un ikinci yasasından türetilmektedir. Momentum değişim oranı, akış parçacığı üzerine etki eden kuvvetlerin toplamına eşit olmalıdır. Bu bağlamda türetilen momentum denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{Gi} \quad (3-2)$$

Denklemden τ terimi viskoz gerilmeleri ifade ederken, S_G ise gövde kuvvetlerini ifade etmektedir.

Enerji denklemi termodinamiğin birinci yasasına dayanmaktadır. Enerjideki değişim miktarı, akış parçacığına ilave edilen ısı miktarı ve parçacık üzerinde yapılan işin toplamına eşit olmalıdır. Buna göre, enerji denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i E)}{\partial x_i} = - \operatorname{div}(Pu) + \left[\frac{\partial(u_i \tau_{ji})}{\partial x_j} \right] + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + S_E \quad (3-3)$$

Denklemden $E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$, içsel ve kinetik enerji toplamalarını ifade etmekte iken, S_E dış kaynaktan birim zamanda birim hacime aktarılan enerjiyi ifade etmektedir.

Akışkanın hareketi kütle korunum denklemi, x-, y- ve z-momentum denklemleri ve enerji denklemi olmak üzere toplamda beş kısmi diferansiyel denklem ile ifade edilmektedir.

3.2 Navier-Stokes Denklemleri

Korunum denklemlerini doğrudan HAD yönteminde kullanmak mümkün değildir. Denklemler, içerisinde birçok bilinmeyen değişkeni içermektedir ve cebrik olarak çözümü yapılamamaktadır. İlâveten bilinmeyenler arasında modellenmesi gereken bir de ifade bulunmaktadır. Dolayısıyla denklemlerin matematiksel olarak kapatılması için fiziksel temele uygun yeni bağıntılar kullanılmalı ve ilave düzenlemeler yapılmalıdır.

Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerindeki bilinmeyenler arasından ρ , P , i ve T termodinamik değişkenler olarak adlandırılmaktadır. Sistemin termodinamik dengede olacağı varsayıldığından termodinamik değişkenler arasında durum denklemleri ile bağıntı kurulabilmektedir. Örneğin ideal gazlar için basınç, $P = \rho RT$ olarak ifade edilebilirken, içsel enerji $i = c_v T$ olarak ifade edilebilmektedir.

Sistemin termodinamik dengede olduğu kabulü, termodinamik değişkenlerden iki tanesinin çözülebilmesine olanak tanımaktadır. Sıkıştırılabilir akışkanlar için yapılan çözümlerde, akışkanın yoğunluğunun basınç ve sıcaklığa bağlı olması nedeniyle, durum denklemleri kullanılarak, enerji ile kütle ve momentum denklemleri arasında bağlantı kurulabilmektedir. Ancak, düşük hızlardaki sıvı ve gazlar sıkıştırılmaz akışkanlar gibi davranmaktadır ve akışkan içerisinde yoğunluk değişimleri ihmal edilebilir boyutlardadır. Yoğunluk değişimlerinin olmadığı durumlarda enerji ile kütle ve momentum korunum denklemleri arasında bağlantı kurulamamaktadır. Bu durumda akış alanı sadece kütle ve momentum denklemleri göz önünde bulundurularak çözülmektedir. Enerji denklemi ise problem içerisinde ısı transferi öngörüldüğü durumlarda diğer denklemler ile birlikte kullanılabilir.

Korunum denklemlerinde diğer bir bilinmeyen ise τ_{ij} , viskoz gerilmelerdir. Denklemlerin HAD yönteminde kullanıma uygun hale gelebilmesi için viskoz gerilmelerin modellenmesine ihtiyaç vardır. Yapılan araştırmalarda birçok akışkan için viskoz gerilmelerinin lokal deformasyon veya gerilme oranının bir fonksiyonu olduğu görülmüştür. Newton'un viskozite kanununa göre viskoz gerilmelerin lokal gerilme oranları ile doğrusal bağıntılı olduğu Newton akışkanlarında, viskoz gerilmeler aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \operatorname{div} u \delta_{ij} \quad (3-4)$$

Denklemdaki ilk terim doğrusal uzama ve kesme deformasyonlarını, ikinci terim $\operatorname{div} u$ ise hacimsel deformasyonu ifade etmektedir. Ayrıca denklemde iki oran sabiti bulunmaktadır. Dinamik viskozite μ , gerilmeler ile doğrusal deformasyon arasındaki oran sabiti, λ ise gerilmeler ile hacimsel deformasyon arasındaki oran sabitidir. Sıkıştırılamaz akışkanlar için hacimsel deformasyon, $\operatorname{div} u$, terimi sıfır olmaktadır.

Viskoz gerilme denklemi korunum denklemleri içerisinde kullanıldığında Navier-Stokes olarak anılan taşınım denklemleri türetilmiş olur. Gerekli düzenlemeler yapıldığında, sıkıştırılabilir akışkanlar için zamana bağımlı Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3-5)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u_i) + S_{Mi} \quad (3-6)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \operatorname{div}(\mathbf{u}) + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \Phi + S_i \quad (3-7)$$

Denklemlerde S_M momentum kaynağı, Φ ise sönmelenme fonksiyonudur.

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div } \mathbf{u})^2 \quad (3-8)$$

Korunum denklemlerinde viskoz gerilmelerin Newton'un viskozite kanunu ile ifade edilmesi ve termodinamik denge yaklaşımı ile denklem sistemine ilave iki denklem eklenmesi ile birlikte, yedi bilinmeyenli yedi denklem seti elde edilmiş olur. Denklem sisteminin matematiksel olarak kapanması ile Navier-Stokes denklemleri HAD yönteminde kullanıma uygun hale gelmektedir.



4 TÜRBÜLANS

Türbülans akışkanın hareketindeki kararsızlık ve düzensizlik halinin tanımıdır. Doğada ve endüstriyel uygulamaların çoğunda türbülanslı akışlarla karşılaşılmaktadır. Türbülansın teorik olarak atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetler üzerinde baskın hale gelmesi ile oluştuğu düşünülmektedir. Akışın rejiminin belirlenmesinde atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısı Re , dikkate alınmaktadır. Akışın düşük Reynolds sayılarında laminar karakteristik sergilidiği gözlemlenirken, belirli bir Reynolds sayısı üzerinde kararsız ve düzensiz bir hale geldiği gözlemlenmiştir. Türbülansın yapısı dikkatle incelendiğinde içerisinde dönel hareketler sergileyen ve çalkantı (eddy) adı verilen oluşumların meydana geldiği tespit edilebilmektedir. Bu yapılar irili ufaklı pek çok ölçekte bulunmakta olup, akış içerisinde sürekli olarak hız ve basınç değişimlerinin yaşandığı kaotik ve rastgele bir hareket durumu gelişmesine sebep olmaktadır. Bu kompleks yapı içerisinde, akışın hareketini, kütle ve ısı transferi olaylarını teorik olarak tanımlamak oldukça zordur.

Tennekes ve Lumley türbülansın kesin bir tanımını yapmamakla beraber en önemli özelliklerini sıralamıştır [22]. Bunlar aşağıda sıralanmıştır.

- **Düzensizlik:** Türbülanslı akışlar düzensiz ve gelişi güzel olup, içerisinde geniş bir yelpazede uzunluk, hız ve zaman ölçeklerinden oluşan çalkantıları barındırmaktadır. Büyük çalkantıların büyüklüğü akışın bulunduğu geometri ile sınırlıdır ve içerisinde daha küçük çalkantıları aynı anda barındırabilmektedirler. alkantılar hareketlerini sürdürürken gerinir esner ve daha küçük çalkantılara bölünürler. En büyük çalkantılar en küçük çalkantıların birkaç katı büyüklüğünde olduğu öngörülmektedir. En küçük çalkantıların büyüklükleri ise viskozitenin akış üzerindeki etkileri ile sınırlıdır. Anlık olarak akışın belirli bir noktasında hız ölçümleri alındığında, büyük ve küçük çalkantıların düzensiz hareketleri neticesinde akış içerisinde hız dalgalanmaları meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bkz. şekil 4-1 Kolmogorov Enerji Akışı. Bu tür bir grafikte büyük genlik ve düşük frekanstaki dalgalanmalar büyük çalkantıların, küçük genlik ve yüksek frekanstaki dalgalanmalar ise küçük çalkantıların varlığına işaret etmektedir.
- **Yayınım:** Türbülanslı akışlarda düzensiz gelişen çalkantılar, akış içerisindeki momentum ve enerji yayınınının önemli ölçüde artmasına neden olmaktadır. Türbülans yayınımlı moleküler yayınıma göre birkaç kat kadar daha fazladır.

- **Yüksek Reynolds sayılarındaki kararsızlık:** Reynolds sayısının artması ile birlikte akıştaki kararsızlık durumu da artmaktadır. Teorik olarak, Reynolds sayısının artması atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere kıyasla akış üzerindeki etkisinin arttığı anlamına gelmektedir. Belirli bir değerden sonra, atalet kuvvetleri baskın hale gelirken viskoz kuvvetlerin etkisi akışkan taneciklerinin doğrusal hareket etmesini sağlamada yetersiz kalmaktadır ve bu durum türbülans oluşumuna neden olmaktadır.

Bu durumu Navier-Stokes denklemi de doğrular niteliktedir. Reynolds sayısındaki artış ile denklem içerisindeki viskoz yayılım teriminin zayıfladığı ve taşınım teriminin daha belirgin hale geldiği görülebilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial \bar{t}} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial \bar{x}_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_j} \quad (4-1)$$

Teorik olarak diğer bir tanım ile, akış içerisinde oluşacak olan türbülans hareketlerinin viskoz sönümlenme kuvvetleri ile sönümlenmesi için gereken zamanın, taşınım (convective transport) yolu ile sönümlenmesi gereken zamandan çok daha fazla olması sebebiyle gerçekleştiği şeklinde açıklanmıştır.

- **Üç boyutlu yapılar:** Türbülans doğası gereği üç boyutludur. Ancak, istatistiksel anlamda iki boyutlu benzetimler yapılabilmektedir. Ayrıca diğer yandan uygulanan modellerin bir kısmında üç boyutlu dalgalanmalar filtrelenerek çözümü yapılmamakta, dalgalanmaların ortalama akış özellikleri ile bağlantısı çözümlenmektedir.
- **Türbülans kinetik enerjisinin yayılması:** Türbülanslı akışlar, büyük çalkantıların enerjilerini ortalama akışın kinetik enerjisinden alarak oluşmasıyla başlarlar. Büyük çalkantılar akış içerisindeki gerilmelerle bölünerek daha küçük çalkantıları oluşturmakta ve enerjilerini de küçük çalkantılara aktarmaktadırlar. Bu olay enerji akışının büyük çalkantılardan daha küçük çalkantılara aktarılmasıyla devam eder. Ancak çalkantılar sonsuz küçük olamazlar, belirli bir ölçekten sonra akış içerisindeki viskoz kuvvetler nedeniyle sönümlenerek enerjilerini ısı olarak akışa aktarırlar. Bu olaya enerji akışı (energy cascade) adı verilmektedir. Enerjinin yayılması nedeniyle sisteme enerji sağlayan bir kaynağın olmaması durumunda türbülans da kısa sürede sönümlenir.
- **Süreklilik:** Türbülans moleküler ölçekten çok daha büyük ölçeklerde ele alınan ve süreklilik içeren bir olgudur. Bu sebeple akışkanın hareketi başlangıç ve sınır

koşulları belirli bir ortamda kütle ve momentum korunum denklemleri ile çözümlenir.

Türbülans akışkanın bir özelliği değil, akışın bir özelliğidir. Dolayısıyla tespit edilen olgular yeterli Reynolds sayılarında bütün akışkanlar için geçerlidir.

Gerçekleştirilen deneyler, büyük çalkantıların karakteristik hızları ϑ ve karakteristik uzunlukları l 'nin, ortalama akışın hız ölçüsü U ve uzunluk ölçüsü L ile aynı mertebelerde olduğunu göstermiştir. Dolayısıyla çalkantının Reynolds sayısının da $Re_l = \vartheta l / \nu$ yüksek olacağı ve büyük çalkantıların atalet kuvvetlerin etkisi altında olacağı ve viskoz kuvvetlerin ihmal edilebilir düzeylerde olduğu öngörülmektedir.

4.1 Kolmogorov Teorisi

Kolmogorov 1941'de türbülansın anlaşılabilmesi için üç önemli hipotez ortaya koymuştur [23].

- Yeteri kadar yüksek Reynolds sayılarında, küçük ölçeklerdeki türbülans hareketleri istatistiksel olarak izotropiktir.

İlk hipotez yüksek Reynolds sayılarında karmaşık türbülans hareketleri sonucunda büyük ölçekli çalkantılardan küçük ölçekli çalkantılara geçiş esnasında yön bilgisinin kaybolduğunu ve türbülans hareketlerinin izotropik olduğunu savunmaktadır. Büyük ölçeklerden küçük ölçeklere gerçekleşen enerji akışının ve sönümlenmenin ön planda olduğu bu ölçeklerde (Bkz. Şekil 4-1 Kolmogorov Enerji Akışı, Evrensel Denge Aralığı), türbülans yapısının enerji sönümlenme oranı ε ve viskozite ν ile tanımlanabileceği öngörülmektedir.

- Bütün türbülanslı akışlarda, yeteri kadar yüksek Reynolds sayılarında küçük ölçekli hareketler istatistiksel olarak evrensel bir yapı içerisinde sadece viskozite ν ve sönümlenme oranı ε ile belirlenir.

Karakteristik uzunluk, hız ve zaman ölçekleri sönümlenme aralığında olan çalkantılar en küçük ölçekli çalkantıları nitelemektedir. Sadece viskozite ve sönümlenme oranı ile ifade edilen bu çalkantılar Kolmogorov ölçekleri olarak da anılırlar. Kolmogorov uzunluk hız ve zaman ölçekleri aşağıda verilmiştir.

$$\text{Uzunluk ölçeği: } \eta = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (4-2)$$

$$\text{Hız ölçeği: } u_\eta = (\varepsilon \nu)^{1/4} \quad (4-3)$$

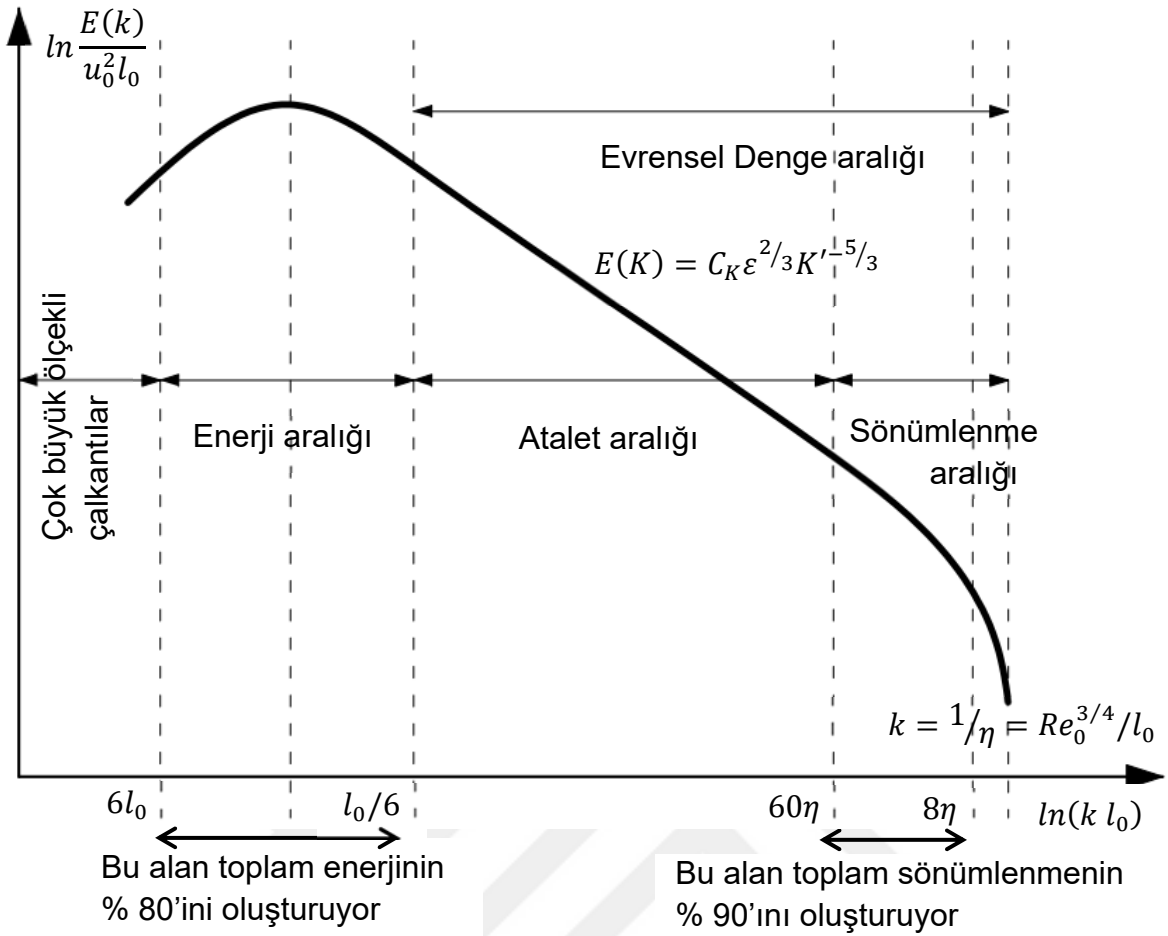
$$\text{Zaman ölçeği: } \tau_\eta = \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{1/2} \quad (4-4)$$

Türbülanslı akışlarda en küçük ölçekli hareketler (uzunlukları 0.1 ile 0.01 mm ve frekansı 10 kHz olan [24, s. 42]) viskoz kuvvetlerin etkisindedir. En küçük çalkantıların Reynolds sayıları, $Re_\eta = \vartheta \eta / \nu = 1$ 'dir. Dolayısıyla en küçük çalkantılar atalet ve viskoz kuvvetlerin etkilerinin aynı oranda olduğu türbülans hareketleridir. Bu ölçeklerde viskoz kuvvetlere karşı iş yapan çalkantı hareketleri sönmülerek termal iç enerjiye dönüşürler.

- Bütün türbülanslı akışlarda, yeteri kadar yüksek Reynolds sayılarında belirli uzunluk ölçekleri aralığındaki hareketler (Bkz. Şekil 4-1 Kolmogorov Enerji Akışı, $\eta \ll l \ll l_0$), istatistiksel olarak evrensel bir yapı içerisinde sadece sönmülme oranı ε belirlenir ve viskoziteden ν bağımsızdır.

Kolmogorov belirli uzunluk ölçekleri aralığında viskozitenin etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu, türbülans hareketlerinin belirlenmesinde ölçekler arasındaki enerji transferinin ve sönmülme ile denge haline olması gerektiği öngörüldüğü için sadece enerji sönmülme oranı ε 'nin etkin olduğunu ifade etmiştir.

Kolmogorov hipotezine göre tanımlanan enerji akışı Şekil 4-1'te verilmiştir. l_0 , akışın türbülans kinetik enerjisinin büyük bölümüne sahip olan en büyük ölçekli çalkantıları ifade etmektedir. Büyük ölçekli çalkantıların zaman ölçüsü τ_l , l_0 büyüklüğündeki bir çalkantının Kolmogorov ölçeğine (η) küçülmesi için gereken süreyi ifade eder. Bu süre aynı zamanda çalkantının ömrünü de tanımlamaktadır. Karakteristik hız ölçeği ise türbülans hareketlerinin kinetik enerjisi $k = \frac{1}{2}(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2})$ cinsinden belirtilebilmektedir. Buna göre Büyük ve Kolmogorov ölçeklerindeki çalkantıların uzunluk, zaman ve hız bağıntıları Çizelge 4.1'de verilmiştir. Ayrıca boyutsal analiz yapılarak büyük ve Kolmogorov ölçeklerinin birbirlerine olan oranlarına ilişkin tahmini büyüklük sıralamaları hakkında bilgi edinilebilmektedir.



Şekil 4-1 Kolmogorov Enerji Akışı

Çizelge 4.1 Türbülans ölçeklerine ilişkin bağıntılar

Ölçek	Uzunluk	Zaman	Hız
Kolmogorov ölçeği	$\eta = \left(\frac{v^3}{\varepsilon}\right)^{1/4}$	$\tau_\eta = \left(\frac{v}{\varepsilon}\right)^{1/2}$	$u_\eta = (\varepsilon v)^{1/4}$
Büyük ölçekli	$l = k^{3/2}/\varepsilon$	$\tau_l = k/\varepsilon$	$u_l = \left(\frac{2}{3}k\right)^{1/2}$
Kolmogorov/Büyük	$\frac{\eta}{l} \approx Re_l^{-3/4}$	$\frac{\tau}{T} \approx Re_l^{-1/2}$	$\frac{u}{U} \approx Re_l^{-1/4}$

4.2 Türbülans Enerji Spektrumu

Türbülans hareketlerinin enerji düzeylerine ve varoluş sıklıklarına göre sıralanması ile hareketlerin enerji spektrumu elde edilir. Enerji spektrumu türbülans hareketlerinin anlaşılmasında ve karakterize edilmesinde önemli bilgiler sağlamaktadır. Türbülans hareketleri enerji spektrumu üzerinde dalga boyları ile ifade edilmektedir. Dalga boyu çalkantıların uzunluk ölçüsü ile ters orantılıdır, $K' \propto$

1/r. Dolayısıyla büyük dalga boyları küçük çalkantıları ifade ederken küçük dalga boyları büyük çalkantıları ifade etmektedir. Kolmogorov teorisine göre türbülanslı akışların kinetik enerji spektrumu Şekil 4-1 Kolmogorov Enerji Akışı'de gösterilmiştir.

Toplam türbülans kinetik enerjisi k bütün dalga boylarının enerjilerinin toplamına eşittir ve dalgalanan hız hareketlerinin kinetik enerjilerinin toplamını ifade etmektedir, $k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_j'}$.

$$k = \int_0^{\infty} E(K') dK' \quad (4-5)$$

Enerji spektrumu incelendiğinde üç ayrı bölgeden oluştuğu gözlemlenmektedir. En yüksek enerjiye sahip çalkantıların bulunduğu bölgeye Enerji Aralığı adı verilmektedir. Bu bölgedeki çalkantılar enerjilerini ortalama akışın enerjisinden almaktadırlar ve daha küçük ölçeklere aktararak bir sonraki bölgeye doğru hareket halindedirler. Büyük ölçekli çalkantıların daha küçük çalkantılara bölünerek farklı karakteristik özellikler sergilemeye başladığı bölgeye Atalet Aralığı (inertial subrange) adı verilmektedir. Atalet aralığı büyük çalkantılardaki gibi viskoz etkilerden etkilenmeyecek kadar büyük ancak, karakteristik davranışları sadece enerji sönümlenme oranı ε ile ifade edilebilecek kadar küçük ölçekleri tanımlar. Bu bölgede daha küçük ölçeklere enerji akışı ön plandadır. Enerji üretimi ve sönümlenme yoktur. Atalet bölgesindeki çalkantılar ise enerjilerini sönümlenme aralığına aktarmaktadırlar. Sönümlenme aralığında türbülans hareketleri izotropiktir ve türbülans kinetik enerjisi sönümlenerek ısıya dönüşmektedir. Türbülans hareketlerinin izotropik olarak kabul edildiği Atalet ve Viskoz aralıkta, enerjinin küçük ölçeklere akışı ve sönümlenmesi denge halinde olduğu kabul edilmektedir. Bu sebeple Atalet ve Viskoz aralığı aynı zamanda Evrensel Denge Aralığı olarak da anılmaktadır.

Enerji spektrumu incelendiğinde yüksek Reynolds sayılarında Atalet Aralığındaki çalkantıların enerji dağılımının genellikle aşağıdaki bağıntıya uyduğu görülmüştür.

$$E(K) = C_K \varepsilon^{2/3} K'^{-5/3} \quad (4-6)$$

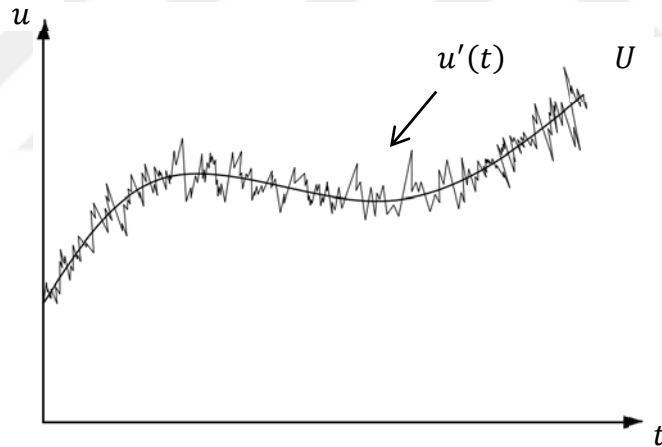
Bu bağıntıya göre, tamamen türbülanslı akışlarda izotropik Atalet Aralığı içerisinde ve enerji akışının denge halinde olduğu durumda, enerji spektrumunda -5/3 oranla

azalma görülmektedir. Büyük çalkantılar ile küçük çalkantıların ayrımı keskin olmamak ile birlikte yaklaşık olarak $K' \approx 1000$ civarlarındadır [24, s. 44].

4.3 İstatistiksel Yaklaşım

Osborne Reynolds, türbülanslı akışların özelliklerini tanımlayabilmek için istatistiksel yöntemlere başvurmuştur [25]. Bu metoda göre akışın konum ve zamandaki ortalama özellikleri dikkate alınmaktadır. Şekil 4-2 Türbülanslı bir akışta zamana bağlı hız değişimi'nde noktasal hız ölçümü gösterilen türbülanslı bir akış örneğini ele alacak olur isek, bu tip bir akışın belirli bir nokta ve zamandaki anlık hız değeri, akışın ortalama hız değeri U ve düzensiz olarak dalgalanan $u'(t)$ değerlerinin toplamı olacaktır. Bu ayrıştırmada U ortalama akışı ifade ederken $u'(t)$ türbülansı ifade etmektedir. Bu ayrıştırma Reynolds Ayrıştırması olarak da bilinmektedir. Buna göre anlık hız aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (4-7)$$



Şekil 4-2 Türbülanslı bir akışta zamana bağlı hız değişimi

Hız dalgalanmalarının akış üzerinde ilave gerilimlere neden olduğu bulunmuştur. Bu gerilimlere Reynolds Gerilimleri adı verilmiştir. Reynolds Gerilmelerinin nasıl keşfedildiğini anlayabilmek için türbülansın matematiksel tanımlamalarından yararlanmak gerekir.

Türbülans hareketlerinin ortalama akışa göre istatistiksel olarak dağılımı, dalgalanmaların varyansı ve ortalama karekök değerleri ile ifade edilmektedir. Ortalama karekök, deneysel ölçümlerde sıklıkla kullanılmakta olup, türbülans

hareketlerinin ortalama değerini ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$u_{i,rms} = \sqrt{\overline{(u_i')^2}} = \left[\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (u_i')^2 dt \right]^{1/2} \quad (4-8)$$

Türbölans hareketlerinin varyansı ise zamana göre ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri dikkate alındığında türbölans çalkantılarının neden olduğu momentum yayınımları ile orantılı olduğu görölmüştür ve akış içerisinde türbölans kaynaklı ilave normal gerinimleri $(\overline{u'^2}, \overline{v'^2}, \overline{w'^2})$ ifade etmektedirler. Varyansın tanımı aşağıda verilmiştir.

$$\overline{(u_i')^2} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (u_i')^2 dt \quad (4-9)$$

Ortalamalı Navier-Stokes denklemi kullanılarak yapılan özömlerde, hız dalgalanmalarının ortalama varyanslarının toplamalarının yarısı ise, ilgili hız dalgalanmalarının birim kütledeki kinetik enerjisidir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (4-10)$$

Birim kütledeki türbölans kinetik enerjinin, ortalama kinetik enerji denklemi içerisinde ifade edilmesi mümkündür. Akışın belirli bir noktasal konumdaki birim kütle başına düşen kinetik enerjisi $E = \frac{1}{2} u_i u_i$ ise, önceden belirttiğimiz şekilde akış hızını $u_i = U_i + u_i'$ olarak tanımladığımızda, ortalama kinetik enerji;

$$\bar{E} = \frac{1}{2} \overline{(U_i + u_i')(U_i + u_i')} \quad (4-11)$$

Denklemi sadeleştirdiğimizde ortalama kinetik enerji için aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\bar{E} = \frac{1}{2} (U_i U_i + \overline{u_i' u_i'}) \quad (4-12)$$

Bu ifadeler doğrultusunda ortalama kinetik enerji $\bar{E}$, ortalama akışın kinetik enerjisi E ile akışın birim kütledeki türbölans kinetik enerjisi k 'nın toplamına eşittir.

$$\bar{E} = E + k \quad (4-13)$$

Türbülans şiddeti I_T ise ortalama hız dalgalanmalarının, ortalama akış hızına oranı olarak tanımlanmaktadır ve türbülans kinetik enerjisi cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$I_T = \frac{\left(\frac{2}{3}k\right)^{1/2}}{U_{ref}} \quad (4-14)$$

Varyansın tanımına benzer bir şekilde, farklı yönlerdeki hız dalgalanmalarının oluşturduğu moment ise ikincil moment olarak adlandırılmaktadır. Örneğin u' ve v' hız hareketlerinin oluşturacağı ikincil moment aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\overline{u'v'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} u' v' \quad (4-15)$$

Farklı yönlerde meydana gelen hız dalgalanmalarının $(\overline{u'}, \overline{v'}, \overline{w'})$ eşit olduğu öngörülen durumlarda ikincil momentlerin toplamı $\overline{u'v'} + \overline{u'w'} + \overline{v'w'}$ da sıfırdır. Bu durumlarda türbülans hareketlerinin izotropik olduğu varsayılmaktadır. Ancak türbülanslı akışlar, içerisinde çalkantılar ve karmaşık akış hareketlerini içermektedir ve farklı yönlerdeki dalgalanmalar birbirleri ile bağıntılıdır dolayısıyla, türbülans hareketlerinin izotropik olmadığı ve ikincil momentler meydana geldiği anlaşılmıştır. Champagne ve arkadaşları [26], Gutmark ve Wygnanski [27] ve Wygnanski, Champagne ve Marasli [28] tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda karışan katmanlı akış, jet akış ve cisim arkasındaki akış türleri incelenmiş ve akış yönündeki hız dalgalanmalarının ortalama karekökünün, akış ortalamasının % 15'i ile % 40'ı arasında olduğu görülmüştür [24, s. 55]. Sonuçlar türbülans hareketlerinin anizotropik olduğunu doğrular niteliktedir.

Türbülans momentum yayılım değerleri $\overline{u'^2}$, $\overline{v'^2}$, $\overline{w'^2}$ ve $\overline{u'v'}$ 'deki en büyük değişimlerin, ortalama hız değişimleri $\partial U / \partial y$ 'nin en fazla olduğu yerlerde gerçekleştiği ayrıca, akışın ilerleyen evrelerinde türbülans hareketlerinin zayıflaması ile birlikte ikincil momentlerin giderek izotropikleşmeye yaklaştığı görülmektedir. Bu doğrultuda türbülans yoğunluğu ile akış içerisindeki kayma hareketlerinin birbiri ile bağıntılı olduğu anlaşılmıştır.

5 TÜRBÜLANS MODELLERİ

Karmaşık türbülans hareketlerinin tam olarak anlaşılamaması ve tek bir genel bağıntı ile henüz tanımlanamıyor olması sebebiyle, türbülansın modellenmesi gereği duyulmuştur. Türbülansın akış üzerindeki etkilerini yakalayabilmek için farklı akış türleri üzerinde uzun zaman boyunca araştırmalar yapılmış, farklı yaklaşımlar denenmiştir ve bu neticede çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Türbülans modellerini aşağıdaki başlıklar altında üç kategoride incelemek mümkündür.

- RANS - Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Tabanlı Türbülans Modelleri
- LES - Büyük Çalkantı Benzetimi
- DNS – Doğrudan Sayısal Benzetim

5.1 RANS - Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Tabanlı Türbülans Modelleri

Ortalımalı Navier-Stokes denklemlerinin ilk ortaya çıkışı, Reynolds'un (1895) türbülans üzerine yaptığı araştırmalar sonucu olmuştur [25]. Reynolds akışın zamana göre ortalaması ile anlık değişimlerin ayrıştırılarak ifade edilebileceğini öne sürmüştü ve daha sonradan kendi adı ile hitap edilecek olan türbülans gerilmelerinin varlığına işaret etmiştir. O yıllarda yapılan diğer araştırmalarda Boussinesq (1877), çalkantı viskozitesi (Eddy Viscosity) kavramını öne sürmüştür [29]. Boussinesq'e göre türbülans ya da diğer adıyla Reynolds gerilmeleri $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ ortalama hız değişim ölçüsü $(\partial U_i / \partial x_j + \partial U_j / \partial x_i)$ ile bağıntılıdır. Ancak, bu iki araştırmacı Navier-Stokes denklemlerinin sistematik bir şekilde çözümü üzerinde herhangi bir çalışmada bulunmamıştır.

İlk etkin türbülans modeli 1925'te Prandtl tarafından ortaya atılan karışım boyu (mixing length) modelidir [24, s. 69-72]. Prandtl Boussinesq'in çalkantı viskozitesi yaklaşımını esas alarak türbülans gerilmeleri ile ortalama akış değerlerinin cebrik olarak birbirine bağıntılı olduğu bir model geliştirmiştir. Günümüzde sıfır denklemlilik model olarak nitelendirilen karışım boyu modeli türbülans modellerinin tarihinde bir dönüm noktası olmasına karşın genel bir çözüm sunamıyor, her akış tipi için farklı deneysel sabitler kullanılması gerekiyordu. Bu sebeple Prandtl kendi modelini geliştirerek 1945 yılında tek denklemlilik bir model öne sürer [30, s. 366-373]. Bu modele göre çalkantı viskozitesi türbülans kinetik enerjisi k 'ya bağlıdır ve k taşınım denklemi ile ifade edilmektedir. İlk defa bir taşınım denklemi kullanılması ile birlikte türbülansın geçmiş etkilerinin de dikkate alınması sağlanmış ve türbülans tahminleri

geliştirilmiştir. Denemeler arasında kabul görmüş bir diğer tek denklemlilik türbülans modeli ise Spalart-Allmaras modelidir [31]. Spalart-Allmaras modeli havacılık sektörü aerodinamik türbülans hesaplamalarında başarılı sonuçlar vermiştir.

Araştırmacılar akışın fiziğinin daha kapsamlı tanımlanabilmesi için k denkleminin yanına ikinci bir taşınım denklemi ilave etme gereği duymuşlardır. İlk iki denklemlilik türbülans modeli 1942'de Kolmogorov tarafından öne sürülmüştür [32]. Kolmogorov modelinde türbülans kinetik enerjisi k ile birlikte birim hacim ve zamandaki enerji sönümlenme oranı olarak tanımladığı ω 'yı kullanmıştır [33]. $k - \omega$ modeli olarak anılan bu model, karmaşık matematik denklemlerinin çözümünü gerektirdiği için bilgisayarların gelişimine kadar uygulama alanı bulamamıştır. 50 – 60'lı yıllarda bilgisayarların hızlı gelişimi ile birlikte kompleks diferansiyel denklemlerin çözümü de mümkün olmuştur. Bu gelişmeler ışığında $k - \omega$ modelinin yanı sıra başka birçok çift denklemlilik türbülans modeli öne sürülmüştür. Bu modeller arasında en önemlisi 1972'de Launder ve Spalding tarafından geliştirilen $k - \varepsilon$ modeli olmuştur [34]. Modelde k ile birlikte kullanılan ikinci terim ε , türbülans kinetik enerjisinin sönümlenme oranını ifade etmektedir. k ve ε taşınım (transport) denklemlerinde türbülansın etkileri aktarım (convection), yayılım, üretim ve yıkım terimleri ile ifade edilmektedir. Günümüze kadar sayısız araştırmada kullanılmış olan bu model pek çok endüstriyel uygulamada yer alarak güvenilirliğini kanıtlamıştır. Diğer yandan Wilcox $k - \omega$ Modeli üzerinde yaptığı araştırmalar ile modele son halini vermiştir [35], [36], [37].

Menter $k - \varepsilon$ Modeli üzerinde yaptığı araştırmalarda, serbest bir akışta duvar yakınlığında ters basınç değişimlerinin var olduğu sınır tabakası çözümlemelerinde $k - \varepsilon$ modelinin düşük performans sergilediğini öne sürmüştür [38] ve bu tip akışların çözümünde karma bir model kullanmayı önermiştir. Menter $k - \omega$ SST Modeli olarak anılan bu model dört denklemlilik ve sınır tabakasından uzak tam türbülanslı bölgede $k - \varepsilon$ Standart Modelini kullanırken sınır tabakası yakınlığında Wilcox'un $k - \omega$ Modelini kullanmaktadır [38], [39], [40].

Karmaşık gerilme yapılarının olduğu akışların çözümlemesinde çalkantı viskozitesi kavramına dayalı iki denklemlilik modellerin önemli bazı eksiklerinin olduğu anlaşılmıştır. Bu doğrultuda, Rotta 1951'de Boussinesq yaklaşımını temel alarak Reynolds gerilmelerinin doğrudan çözümünü öneren ilk araştırmacı olmuştur [41], [42]. Reynolds Gerilim Modeli (RSM) olarak da adlandırılan modelde 6 Reynolds

gerilmesinin çözümü için 6 ayrı taşınım denklemi ve 1 adet basınç denklemi ile birlikte toplam 7 taşınım denklemi kullanılmaktadır. Model, kullanılan çözüm yolu ile ikinci derece türbülans modeli olarak da nitelendirilmiştir. Daha sonrasında Launder tarafından yapılan çalışmalar sonucunda Reynolds Gerilim Modeli, ikinci derece türbülans modellerinin temelini oluşturmuştur [43].

Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes tabanlı türbülans modellerini aşağıdaki şekilde sınıflandırabiliriz. Modellere ilişkin detaylar ilerleyen bölümlerde paylaşılmıştır.

- Doğrusal Türbülans Viskozitesi Modelleri
 - a. Cebrik veya Denklemsiz Türbülans Viskozitesi Modelleri
 - i. Prandtl Karışım Boyu Modeli
 - ii. Cebeci-Smith Modeli
 - b. Tek Denklemliler Türbülans Modelleri
 - i. Prandtl Tek Denklem Modeli
 - ii. Spalart-Allmaras
 - c. İki Denklemliler Türbülans Modelleri
 - i. k-epsilon Modelleri
 - o k-epsilon Standart
 - o k-epsilon Realizable
 - o k-epsilon RNG
 - ii. k-omega Modelleri
 - o Wilcox k-omega Modeli
 - o k-omega SST Modeli
- Doğrusal Olmayan Türbülans Viskozitesi Modelleri
- Reynolds Stress Modeli

5.1.1 Çalkantı Viskozitesi Kavramı

Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes tabanlı türbülans modelleri Boussinesq'in (1877), çalkantı viskozitesi (eddy viscosity) kavramına dayanmaktadır. Dolayısıyla türbülans modellerinin iyi anlaşılabilmesi için öncelikle çalkantı viskozitesi kavramının bilinmesi gerekir. Boussinesq viskoz kuvvetler ile Reynolds gerilmelerinin birbiri ile bağıntılı olduğunu ve Newton'un Viskozite Kanunu'na benzer bir şekilde Reynolds gerilmelerinin de ortalama hız değişimleri ile orantılı

olabileceğini öngörmüştür. Buna göre Reynolds gerilmeleri ile ortalama hız değişimleri arasındaki bağıntı denklem (5-1)'de ifade edilmiştir.

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5-1)$$

Bu ifadede k türbülans kinetik enerjisini, μ_t ise türbülans viskozitesini belirtmektedir. Kronecker Delta terimi δ_{ij} ise bağıntının normal Reynolds gerilmeleri hesaplamalarında doğru sonuçlar vermesi için kullanılmaktadır. Örneğin $\tau_{xx} = -\rho \overline{u'u'}$ veya $\tau_{yy} = -\rho \overline{v'v'}$ olmalıdır.

Bu yaklaşım Reynolds gerilmelerinin izotropik olduğu varsayımına işaret ediyor olsa da deneysel sonuçlar Reynolds gerilmelerinin genellikle izotropik olmadığını ortaya koymuştur [26], [27], [28].

Isı, kütle veya diğer skalar özelliklerin türbülans yoluyla taşınımı da benzer bir yaklaşım ile modellenabilmektedir. Skalar bir değer ϕ in türbülans taşınımı, taşınan değerin ortalamasının değişim miktarı ile orantılıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$-\rho \overline{u' \phi'} = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad (5-2)$$

$$\sigma_t = \frac{\mu_t}{\Gamma_t} \quad (5-3)$$

Bu denklemde Γ_t türbülans yayılımını ifade etmektedir. Türbülans hareketleri kaynaklı momentum taşınımının yanı sıra ısı ve kütle transferinin de aynı karışım mekanizması ile meydana geldiği düşünülmektedir. Bu sebeple türbülans yayılımı Γ_t ile türbülans viskozitesi μ_t değerlerinin birbirine yakın olması beklenmektedir. Bu doğrultuda gerçekleştirilen deneylerin birçoğunda Γ_t ve μ_t değerlerinin aynı mertebelerde olduğu teyit edilmiştir [24, s. 68].

5.1.2 Prandtl Karışım Boyu Modeli

Prandtl'in karışım boyu modeli, duvar ile sınırlandırılmış türbülanslı akışlarda sınır tabakaları üzerine yapılan çalışmalar ile bağıntılı olarak, türbülans viskozitesinin duvardan uzaklığa bağlı değişimini temsil eden karışım boyu kavramına dayanmaktadır. İlk defa iki boyutlu akışlar için kullanılan modelde, kinematik

türbülans viskozitesi ν_t (m^2/s) ölçüsel temelde model içerisinde türbülans hızı v (m/s) ile türbülans uzunluğu l (m)'nin çarpımı olarak ifade edilmektedir.

$$\nu_t = C\nu l \quad (5-4)$$

Türbülans kinetik enerjisinin büyük kısmının en büyük çalkantılarda olduğunu ve ortalama akışın kinetik enerjisinden alarak oluştuğunu hatırlayalım. Bu doğrultuda ortalama akış ile akış içerisindeki en büyük çalkantıların davranışlarının birbirleri ile bağlantılı olduğu kabul edilir ise, türbülans hızı ile ortalama akış arasında ölçüsel temelde aşağıdaki bağıntının var olduğu öngörülebilmektedir.

$$v = cl \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (5-5)$$

İki eşitliği birleştirecek olur isek, türbülans viskozitesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\nu_t = l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (5-6)$$

Bu eşitlik aynı zamanda karışım boyu modelinin temelini oluşturmaktadır. Yukarıdaki eşitliklerde C ve c sabit katsayılardır. l_m ise karışım boyunu ifade etmektedir. C ve c katsayıları üçüncü denklemde l_m içerisinde yer almaktadır. l_m basit akış türleri için tek bir değere sahiptir. Örneğin karışan katmanlı akış (mixing layers), jet akış ve cisim arkasında kalan akış (wake flow) türleri için Çizelge 5.1'deki değerleri içerir.

Çizelge 5.1 Farklı Akış Türleri için Karışım Boyu Değerleri

Akış tipi	karışan katmanlar	jet	cisim arkası akış
Karışım boyu, l_m	0.07L	0.09L	0.16L
L	katman genişliği	yarım jet genişliği	yarım ölü bölge genişliği

Boussinesq yaklaşımı kullanılarak, iki boyutlu akış üzerinde etki eden ortalama hız değişiminin sadece y -yönünde ($\partial U / \partial y$) olduğu dikkate alındığında, Reynolds gerilmeleri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'} = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (5-7)$$

Karışım boyu modeli üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde türbülans üretiminin ve sönümlenmesinin dengede olduğu iki boyutlu basit akış tiplerinde, türbülans özelliklerinin ortalama akışın uzunluk ölçüsü L ile orantılı olduğu görülmüştür. Bu sayede karışım boyu da cebrik denklemler ile hesaplanabilmektedir. Model günümüzde tek başına akış problemlerinin çözümünde kullanılmıyor olsa da, daha kompleks türbülans modelleri içerisinde sınır koşullarının çözülmesinin bir parçası olarak duvar kenarlarındaki akışın tanımlanmasında kullanılmaktadır.

5.1.3 Spalart-Allmaras Modeli

Karışım boyu modeli gibi cebrik modellerde türbülans viskozitesi lokal değerlerle belirlenmektedir dolayısıyla, türbülans gerilmelerinin geçmiş aşamalarından veya taşınımından bahsetmek söz konusu değildir. Yapılan deneyler ise bunun doğru olmadığını, türbülans gerilmelerinin yalnızca lokal değerlerle değil, belirli bir alan içerisindeki değişimlerle geliştiğini ve gerilmelerin geçmiş aşamalarının ve taşınımının dikkate alınması gerektiğini ortaya koymuştur. Bu doğrultuda araştırmacılar türbülans viskozitesini ortalama akışın değişim ölçüleri yerine taşınan türbülans değerleri (örneğin kinetik enerji k) ile orantılayarak, türbülans gerilmelerinin taşınımını modellemeyi sağlamışlardır.

Spalart Allmaras modeli tek taşınım denklemleri bir türbülans modelidir. Modelde hız ölçüsü, kinematik çalkantı viskozitesi değişkenine ($\tilde{\nu}$) ait taşınım denklemi ile belirlenirken, uzunluk ölçüsü ise cebrik denklemlere belirlenmektedir. Türbülans viskozitesi kinematik viskoziteye aşağıdaki denklem ile bağlıdır.

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (5-8)$$

Burada $f_{v1} = f_{v1}(\tilde{\nu}/\nu_t)$, duvar sönümlenme fonksiyonu olup, kinematik çalkantı viskozitesi değişkeni $\tilde{\nu}$ ile kinematik çalkantı viskozitesi arasındaki bağıntıyı vermektedir.

Reynolds gerilmeleri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (5-9)$$

Kinematik çalkantı viskozitesi değişkeni $\tilde{\nu}$ 'nin taşınım denklemi ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \tilde{\nu})}{\partial t} + \text{div}(\rho \tilde{\nu} \mathbf{U}) &= \frac{1}{\sigma_v} \text{div} \left[(\mu + \rho \tilde{\nu}) \text{grad}(\tilde{\nu}) + C_{b2} \rho \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \right] \\ &\quad - C_{b1} \rho \tilde{\nu} \tilde{\Omega} - C_{w1} \rho \left(\frac{\tilde{\nu}}{K'y} \right)^2 f_w \end{aligned} \quad (5-10)$$

- I. terim viskozite değişkeninin değişme hızı,
- II. terim viskozite değişkeninin aktarım (convection) yoluyla taşınımı,
- III. terim viskozite değişkeninin yayılım yoluyla taşınımı,
- IV. terim viskozite değişkeninin, üretim oranı,
- V. terim viskozite değişkeninin sönümlenme oranı.

Taşınım denkleminde $\tilde{\nu}$ 'nin üretimi ortalama lokal vortisite ile bağıntılıdır.

$$\tilde{\Omega} = \Omega + \frac{\tilde{\nu}}{(K'y)^2} f_{v2} \quad (5-11)$$

Ω ortalama vortisite, Ω_{ij} ise ortalama vortisite tensörüdür ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (5-12)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (5-13)$$

Tek denklemlili Spalart-Allmaras modelinde uzunluk ölçüsünü hesaplamak mümkün değildir. Bu sebeple uzunluk ölçüsü belirtilmelidir. Taşınım denkleminde sönümlenmenin belirtildiği V. terimde y duvara olan uzaklığı ifade etmektedir dolayısıyla, $K'y$ terimi uzunluk ölçüsü olarak kullanılmaktadır. Bu terim aynı zamanda vortisite değişkeni içerisinde de kullanılmıştır ve Prandtl'ın modelinde kullanılan karışım boyu değişkeni l_m ile aynı değere sahiptir. Modelde aşağıdaki sabitler kullanılmaktadır.

$$\sigma_v = 2/3 \quad \kappa = 0.4187 \quad C_{b1} = 0.1355 \quad C_{b2} = 0.622 \quad C_{w1} = C_{b1} + \kappa^2 \frac{1+C_{b2}}{\sigma_v}$$

5.1.4 K-Epsilon Modeli

K-Epsilon türbülans modeli, akışın türbülans kinetik enerjisine etki eden mekanizmaların çözümlenmesi esasına dayalıdır. Modelde türbülans kinetik enerjisi k ve kinetik enerjinin sönümlenme oranı ε , aktarım (convection) yayılım üretim ve yıkım terimleri ile ifade edilmektedir ve k ve ε taşınım (transport) denklemleri çözümlenerek türbülans viskozitesi dinamik olarak modellenmektedir.

Ortalama akış kinetik enerjisi K 'nın gerçek taşınım denklemi, Navier-Stokes denklemlerinin eş yönlü ortalama akış hız birleşenleri ile çarpılmasıyla (örneğin x yönünde U ile çarpılarak) elde edilebilmektedir. x , y ve z yönlerindeki kinetik enerji denklemlerinin toplamı, ortalama akış kinetik enerjisinin denklemini vermektedir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \text{div}(\rho KU) \\ = \text{div}(-PU + 2\mu US_{ij} - \rho U \overline{u'_i u'_j}) - 2\mu S_{ij} \cdot S_{ij} + \rho \overline{u'_i u'_j} \cdot S_{ij} \end{aligned} \quad (5-14)$$

I II III IV V VI VII

I. terim ortalama kinetik enerjinin zamana bağlı değişimini,

II. terim K 'nın ortalama akışın etkisinde konveksiyon yoluyla taşınımını,

III. terim K 'nın basıncın etkisi ile taşınımını,

IV. terim K 'nın viskoz gerilmelerin etkisi ile taşınımını,

V. terim K 'nın Reynolds gerilmeleri ile taşınımını,

VI. terim K 'nın viskoz kuvvetlerin etkisi ile sönümlenmesini,

VII. terim K 'nın Reynolds gerilmelerinin etkisi ile azalarak türbülans üretiminin artışını,

ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerji k 'nın taşınım denklemi ise aynı yöntemle aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

Türbülans kinetik enerji sönmelenme oranının taşınım denklemi de benzer şekilde Navier-Stokes denklemlerinden elde edilebilir ancak, k denkleminde daha karmaşıktır ve içerisinde pek çok tanımlanamayan terim içermektedir. Bu sebeple K-Epsilon modelinde epsilonun denklemi teoride sunulan yaklaşıma uygun olarak büyük oranda sadeleştirilmiştir.

K-Epsilon modelinin temelini türbülans viskozitesinin k ve ε denklemleri ile dinamik olarak modellenmesine dayandığını hatırlayalım. Türbülans viskozitesi boyutsal olarak değerlendirildiğinde aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\mu_t = C\rho\vartheta l \quad (5-17)$$

Modelde çalkantıların karakteristik hızı ϑ ile karakteristik uzunluğu l , türbülans kinetik enerjisi k ve kinetik enerjinin sönmelenme oranı ε cinsinden ifade edilebilmektedir. Burada ϑ ile l 'nin, büyük çalkantıları ifade ettiğini ve ortalama akışın hız ölçüsü U ve uzunluk ölçüsü L ile aynı mertebelerde olduğunu hatırlayalım.

$$\vartheta = k^{1/2} \quad (5-18)$$

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (5-19)$$

Bu eşitliklerde çalkantı karakteristik uzunluğu l 'nin küçük çalkantılar için tanımlanmış ε terimi ile ifade edildiği dikkat çekmektedir. Bu durum, hızlı değişimlerin yaşanmadığı ve yüksek Reynolds sayılarındaki akışlarda, türbülans kinetik enerjinin üretiminin, büyük çalkantılardan küçük çalkantılara doğru enerji akışının ve sönmelenmenin dengede olduğu kabulüne dayanmaktadır. Bu doğrultuda türbülans viskozitesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-20)$$

Modelde k ve ε 'nin taşınım denklemleri ise aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right) - 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5-21)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varepsilon\mathbf{U}) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right) - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5-22)$$

I II III IV V

- I. terimler k ve ε 'nin zamana bağlı değişimini,
- II. terimler k ve ε 'nin konveksiyon ile taşınımını,
- III. k ve ε 'nin yayılım yolu ile taşınımını,
- IV. k ve ε 'nin üretimini,
- V. k ve ε 'nin yıkımını,

ifade etmektedir.

k denkleminde birinci ikinci ve beşinci terimler gerçek kinetik enerji taşınım denklemindeki terimler ile aynıdır. Denklemlerde eşitliğin sağında yer alan türbülans taşınım terimleri, skalar bir büyüklüğün değişim oranına bağlı yayılımı kavramına uygun olarak modellenmiştir. Prandtl sayıları σ_k ve σ_ε , k ve ε 'nin yayılımı ile türbülans viskozitesi arasındaki bağıntıyı tanımlamaktadır. k denkleminde üretim terimi ise Boussinesq yaklaşımı kullanılarak tamamlanmıştır.

Modelde k ve ε denklemlerindeki üretim ve yıkım terimleri birbiri ile yakından bağıntılıdır. Örneğin k 'nin üretiminin yüksek olduğu yerlerde sönümlenme oranı ε de yüksek olmaktadır ve bu doğrultuda ε , kinetik enerjideki ani değişimlere uygun olarak artmakta veya azalmaktadır. ε denkleminde üretim ve yıkım terimlerinde bulunan ε/k katsayısı, terimlerin boyutsal olarak doğru değerde olmasını sağlar.

$C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ sabitleri ise k ve ε denklemleri arasındaki bağıntıyı oluşturmaktadır.

Modelde kullanılan sabitler uzun araştırmalar sonucunda akış türlerinin genelini kapsayacak şekilde aşağıdaki değerleri almıştır.

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.00 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30 \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92$$

K-Epsilon modeli endüstriyel uygulamaların birçoğunda rastlanılan akış türlerinde, her bir durum için ayrı ayarlama gerektirmeden iyi sonuçlar veren bir türbülans modelidir. Özellikle Reynolds kayma kuvvetlerinin önemli olduğu kapalı akış türlerinde güvenilir sonuçlar verdiği görülmüştür. Ancak modelin serbest akış türlerinde yeterli doğrulukta sonuçlar vermediği de tespit edilmiştir. Örneğin kavisli akışlar (streamline curvature), girdaplı akışlar (swirling flows) ve eksenel simetrik jet

akımları (axisymmetric jets) yeterli düzeyle modellenememektedir. Bu tür akışların birçoğunda türbülans kinetik enerjisi üretiminin, enerjinin sönümlenme oranından oldukça az olması gerektiği anlaşılmıştır. Ayrıca, jet akışların yayılma miktarı da olağandan fazla tahmin edilmektedir. Bu uyuşmazlıkların nedeninin, türbülans hareketlerinin izotropik olarak öngörüldüğü Bossinesq yaklaşımından ve ε denkleminin modellenme yönteminden kaynaklandığı düşünülmektedir [24, s. 88]. Halbuki bahsedilen tip akışlarda türbülans hareketlerinin izotropik olmadığını deneysel sonuçlardan da görmüştük. Modeldeki parametreler akış türlerinin çoğunluğunda en iyi performansı verecek şekilde seçilmiştir. Bu sebeple belirli bir akış türü için modelin doğruluğu, deneysel sonuçları yansıtan en uygun parametreler seçilerek arttırılabilmektedir.

5.1.5 K-Epsilon RNG Modeli

K-Epsilon RNG modelinde $k - \varepsilon$ Standart modelinin zayıf yönlerinin geliştirilmesi üzerine çalışılmıştır. İstatistiksel yaklaşımlardan yararlanılan modelde, küçük boyutlu türbülans hareketleri korunum denklemlerinden filtrelenerek etkileri daha büyük ölçülerdeki hareketler içerisinde tanımlanmaktadır. Ayrıca, yeteri kadar iyi modellenmediği düşünülen ε denklemini yeniden düzenlenmiştir. Modelde k ve ε denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div}(\sigma_k \mu_{eff} \text{grad } k) + \tau_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5-23)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div}(\sigma_\varepsilon \mu_{eff} \text{grad } \varepsilon) + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5-24)$$

Ayrıca,

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5-25)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (5-26)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-27)$$

Denklem sabitleri ise Standart $k - \varepsilon$ modeli sabitlerinden farklı olarak aşağıdaki değerlerdir.

$$C_\mu = 0.0845 \quad \sigma_k = 1.39 \quad \sigma_\varepsilon = 1.39 \quad C_{1\varepsilon} = 1.42 \quad C_{2\varepsilon} = 1.68$$

ε denklemindeki $C_{1\varepsilon}^*$ terimi ise aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3} \quad (5-28)$$

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij} \cdot S_{ij}} \quad (5-29)$$

$$\eta_0 = 4.377, \quad \beta = 0.012$$

S_{ij} gerilme tensörüdür. β ise modeldeki tek ayarlanabilir sabittir. Diğer bütün değişkenler modelin çözümü içerisinde hesaplanmaktadır.

$k - \varepsilon$ Standart modelinde yayılım miktarlarının oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Bu sebeple sirkülasyonların olduğu bölgelerde türbülans viskozitesinin gerektiğinden yüksek olmasından dolayı girdap hareketleri de sönümlenmektedir. Model büyük miktarda deformasyonların olduğu akışların gerçekçi olarak modellenebilmesi için ε denkleminde gerilmeye bağlı bir düzeltme faktörü içermektedir. Düzeltme faktörü büyük gerilmelerin olduğu bölgelerde ε 'un yıkımını azaltarak k 'nın sönümlenme miktarını arttırmaktadır, buna bağlı olarak efektif viskozite μ_{eff} de azalmaktadır. Yapılan değişikliklerle birlikte RNG modeli ani gerilmelerin olduğu akışlarda ve yüksek kavisli yüzeylerde $k - \varepsilon$ Standart modelinden daha duyarlı olabilmektedir. Bu neticede RNG modeli girdaplı ve yüksek kavisli akışların modellenmesinde iyi tahminler yürütmektedir ancak, jet ve duman bulutu (plume) türündeki akışlarda $k - \varepsilon$ Standart modelinden daha zayıf tahminlerde bulunduğu görülmüştür [23, s. 94].

5.1.6 K-Epsilon Realizable Modeli

Yüksek gerilme miktarlarının olduğu akış türlerinde normal gerilmelerin negatif değerler alabildiği gözlemlenmiştir. Değerlerin negatif olmasını engellemek için K-Epsilon Realizable modelinde $k - \varepsilon$ Standart modeline kıyasla, k denklemi üzerinde düzeltme yapılmıştır.

$$\overline{u'_i u'_i} = \sum_i \overline{u_i'^2} = \frac{2}{3}k - 2v_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (5-30)$$

Reynolds gerilme tensörünün normal birleşeni incelendiğinde normal gerilmelerin daima pozitif değere sahip olması gerektiği görülmektedir ancak, yukarıdaki denkleme göre ortalama gerilme miktarlarının yüksek olduğu yerlerde normal gerilmelerin negatif değerlere düşmesi söz konusu olabilmektedir. $k - \varepsilon$ *Realizable* modelinde değerin negatif değere düşmesini engellemek için C_μ parametresi kullanılmaktadır. C_μ değişkendir ve akışın lokal özellikleri doğrultusunda normal gerilmelerin daima pozitif olmasını sağlamaktadır. Bu değişiklik ile birlikte, yapılan araştırmalar sonucunda modelin dönüş hareketleri ve ayrışma içeren akışlarda daha iyi performans sergilediği görülmüştür [23, s. 95].

Modelde ε denklemi için de değişiklik öngörülmüştür. $k - \varepsilon$ *Standart* ve *RNG* modellerinden farklı olarak türbülans enerji sönmelenmesinin üretimini ifade eden bir terim kullanılmaktadır.

$k - \varepsilon$ *Standart* modeli düzensel jet akımlarında yayılma oranı için makul ölçülerde doğru tahminlerde bulunurken eksenel simetrik jet akımlarında yeterli hassasiyeti yakalayamamaktadır. Yapılan düzenlemeler ile birlikte $k - \varepsilon$ *Realizable* modeli düzensel jet akımlarının yanı sıra eksenel simetrik jet akımlarını da çözümleyebilmektedir. Model yüksek gerilme oranlarının olduğu akışlarda $k - \varepsilon$ *Standart* modeline kıyasla daha iyi performans sergilemektedir [23, s. 95].

5.1.7 K- ω Modeli – Wilcox

Türbülans viskozitesi kavramı üzerine kurulu iki denklemlilik modellerde türbülans hareketlerinin yayılımı farklı taşınım denklemleri ile de tarif edilebilmektedir. Yapılan çalışmalarda $k - \varepsilon$ modeli dışında öne çıkan diğer bir model ise K-Omega modelidir. K-Omega Modeli'nde türbülans hareketleri kinetik enerji taşınım denklemi k ve omega ω taşınım denklemleri ile tanımlanmaktadır. Burada omega ω türbülans frekansını (s^{-1}) ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\omega = \varepsilon/k \quad (5-31)$$

Bu doğrultuda türbülans viskozitesi tanımında, hız ölçüsü ϑ , $k - \varepsilon$ modelinde olduğu gibi türbülans kinetik enerjisi cinsinden ifade edilirken, uzunluk ölçüsü ise omega ω cinsinden ifade edilebilir, $l = \sqrt{k}/\omega$. Modelde türbülans viskozitesi aşağıdaki gibidir.

$$\mu_t = C\vartheta l = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5-32)$$

Modelde Reynolds gerilmeleri $k - \varepsilon$ modelinde olduğu gibi Boussinesq yaklaşımı ile hesaplanırken, yüksek Reynolds sayıları için k ve ω taşınım denklemleri ise aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (5-33)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega U) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \text{grad } \omega \right] + P_\omega - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (5-34)$$

Bu denklemlerde P_k ve P_ω , sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı üretim terimleridir.

$$P_k = \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (5-35)$$

$$P_\omega = \gamma_1 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (5-36)$$

Denklemlerdeki sabitler ise aşağıdaki şekilde optimize edilmiştir.

$$\sigma_k = 2.00 \quad \sigma_\varepsilon = 2.00 \quad \gamma_1 = 0.533 \quad \beta_1 = 0.075 \quad \beta^* = 0.09$$

Modelde duvar sınır koşullarında türbülans kinetik enerjisi $k = 0$, türbülans frekansı ω ise sonsuza yaklaşmaktadır. $k - \omega$ modelini $k - \varepsilon$ modelinden ayıran en belirgin özelliği, duvar sınır bölgelerinin çözümünde, yeteri sıklıkta ağ yapısı oluşturulması durumunda ($y^+ \leq 5$), duvar fonksiyonlarına ihtiyaç duymadan çözüm sağlayabilmesidir. $k - \varepsilon$ modelinde ise, duvar sınır bölgelerinde k ve ε aynı oranlarda sifıra yaklaşıyor olması gerekiyorken, taşınım denkleminde ε 'nin sönümlenme oranı ε^2 / k ile ifade ediliyor olmasından dolayı, paydada bulunan k 'nin sıfır olamayacağından k ve ε 'nin duvar fonksiyonu kullanmadan aynı oranlarda sifıra yaklaşmasını sağlamak güçtür. Böyle bir durum $k - \omega$ denkleminde yoktur.

Modelde serbest akış tiplerinde sınır koşullarının seçiminde bazı zorluklarla karşılaşmaktadır. Serbest akışlarda türbülans kinetik enerji ve frekans sınır

değerleri sıfıra yaklaşmaktadır. Ancak, türbülans viskozitesinin tanımı nedeniyle ω sıfırdan farklı bir sayı olmalıdır. Dolayısıyla ω küçük fakat sıfırdan farklı bir sayı seçilerek problemin çözümü gerçekleştirilir. Burada $k - \omega$ modelini zayıf kılan nokta ise, seçilen ω değerinin sonucu etkilemesidir.

Sabit basınç koşullarındaki sınır tabakalarında $k - \varepsilon$ ve $k - \omega$ modellerinin ikisi de iyi sonuçlar vermektedir. Ancak, ters basınç değişimlerinin yaşandığı sınır tabakalarında $k - \omega$ modelinin daha iyi sonuçlar verdiği görüşü yaygındır [23, s. 96].

5.1.8 K-Omega SST Modeli – Menter

Menter 1992'de serbest akışlarda $k - \varepsilon$ modeli ile yapılan çözümlerin, rastgele seçilmiş sınır değerlerinden bağımsız olduğunu ancak, sınır duvar bölgelerinde ters basınç değişimlerinin yaşandığı sınır katmanlarında yeterli performansı sergileyemediğini belirtmiştir [24, s. 91]. Bu doğrultuda duvara yakın bölgelerde $k - \omega$ modelinin kullanıldığı ve tamamen türbülanslı iç bölgelerde $k - \varepsilon$ modelinin kullanıldığı hibrit bir model kullanılmasını önermiştir. Modelde k taşınım denklemi $k - \omega$ modelinde kullanılan ile aynıdır ancak, ω taşınım denklemi $\varepsilon = k\omega$ dönüşümü kullanılarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega\mathbf{U}) \\ = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \text{grad } \omega \right] + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \\ - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (5-37)$$

Yukarıdaki denklemde orijinal $k - \omega$ modeline kıyasla son terim ilave edilmiştir. Bu terim ε denkleminin ω 'ya dönüşümü neticesinde ortaya çıkmaktadır. Model sabitleri ise aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_k = 1.00 \quad \sigma_{\omega,1} = 2.00 \quad \sigma_{\omega,2} = 1.17 \quad \gamma_2 = 0.4 \quad \beta_2 = 0.083 \quad \beta^* = 0.09$$

Modelin performansını geliştirmek için ilave bazı optimizasyonlar da yapılmıştır. $k - \varepsilon$ modelinden $k - \omega$ modeline geçiş sebebiyle nümerik uyumsuzluklar ortaya çıkmaktadır. Bunun üstesinden gelmek için karışım fonksiyonu kullanılmaktadır. Ayrıca ters basınç altındaki ve cisim arkasında kalan (wake) akışlardan daha iyi sonuçlar alabilmek için türbülans viskozitesi sınırlandırılmış ve akış durgunluk

(stagnation) bölgelerinde aşırı türbülans artışını engellemek için de türbülans kinetik enerji üretimi sınırlandırılmıştır.

5.1.9 Reynolds Stress Model

Reynolds Gerilim Modeli, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes yaklaşımına dayanan en kompleks türbülans modelidir. Model aynı zamanda ikinci derece veya ikincil moment kapama modeli olarak da anılmaktadır. Boussinesq yaklaşımına dayanan türbülans modellerinde, ortalama gerilme oranlarında ani değişimlerin olduğu akışlarda kinetik enerji makul ölçülerde hesaplanabiliyor olsa da Reynolds gerilmeleri doğru hesaplanamadığı için yeteri kadar iyi sonuçlar alınamamaktadır. Bunun nedeni olarak Reynolds gerilmelerinin etkilerinin göreceli olarak uzun mesafelerce devamlılık gösterdiğini ve çalkantılar arasında momentum transferinin daha yavaş gerçekleştiğini söyleyebiliriz, halbuki Boussinesq yaklaşımında çalkantıların hızlı momentum değişimi geçirdiği kabul edilmektedir [23, s. 98]. Reynolds gerilmelerinin taşınım denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + C_{ij} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (5-38)$$

- I. terim Reynolds gerilmelerinin değişme hızını,
- II. terim Reynolds gerilmelerinin aktarım (convection) yoluyla taşınımını,
- III. terim Reynolds gerilmelerinin üretim oranını,
- IV. terim Reynolds gerilmelerinin yayılım yoluyla taşınımını,
- V. terim Reynolds gerilmelerinin sönmelenme oranını,
- VI. terim Reynolds gerilmelerinin türbülans basınç-gerilme etkileşimleri nedeniyle taşınımını,
- VII. terim Reynolds gerilmelerinin dönme hareketleri nedeniyle taşınımını, ifade etmektedir.

Taşınım denkleminde taşınım (II. C_{ij}), üretim (III. P_{ij}) ve rotasyon (VII. Ω_{ij}) terimleri değişiklik yapılmadan gerçek halleri korunarak kullanılır. Ancak modelin çözülebilmesi için yayılım (IV. D_{ij}), sönmelenme (V. ε_{ij}) ve türbülans basınç-gerilme (VI. Π_{ij}) terimlerinin modellenmesi gereklidir. Aşağıda Launder (1975) ve Rodi (1980) tarafından yapılan çalışmalarda, araştırmacıların kullandıkları model terimleri verilmiştir.

- I. $\frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial t}$
- II. $C_{ij} = \frac{\partial(\rho U_k \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_k} = \text{div}(\rho \overline{u'_i u'_j} U)$
- III. $P_{ij} = -\left[R_{im} \frac{\partial U_j}{\partial x_m} + R_{jm} \frac{\partial U_i}{\partial x_m} \right]$
- IV. $D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_m} \left[\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m} \right] = \text{div} \left[\frac{v_t}{\sigma_k} \text{grad}(R_{ij}) \right]$
- V. $\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij}$
- VI. $\Pi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(R_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right)$
- VII. $\Omega_{ij} = -2\omega_k (\overline{u'_j u'_m} e_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} e_{ijm})$

Yayınım terimi D_{ij} , değişim oranına bağlı yayınım (gradient diffusion) kavramına dayanmaktadır. Yani Reynolds gerilmelerinin yayınım yoluyla taşınımı gerilmelerin değişim oranı ile orantılıdır. Yayınım terimindeki diğer bilinmeyenler aşağıdaki gibidir.

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-39)$$

$$R_{ij} = \overline{u'_i u'_j} = c_{ij} k \quad (5-40)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0$$

Sönümlenme oranı ε_{ij} , sönümlenme noktasındaki küçük çalkantıların izotropik olduğu varsayımına dayanmaktadır. Dolayısıyla sadece normal gerilmeler dikkate alınmaktadır.

VI. terim basınç-gerilme etkileşimleri modelin en önemli terimlerinden biridir. Terimin k denklemi içerisinde eşdeğeri bulunmamaktadır ve kinetik enerji üzerinde etkisinin olmadığı yapılan çalışmalarda görülmüştür. Basınç-gerilme terimi türbülans enerjisinin bir gerilim birleşeninden diğerine geçmesini sağlamaktadır. Genel bağlamda enerji akışı Reynolds kayma gerilmelerinden normal gerilmelere doğru olmaktadır. Dolayısıyla terim Reynolds gerilmelerinin izotropikleşerek normal gerilmelere doğru dağılması yönünde hareket etmektedir. Bu olay iki farklı süreçle gerçekleşmektedir. Birinci süreç çalkantılar arasındaki zayıf etkileşim neticesinde yavaş ilerleyen bir izotropikleşme süreci olarak belirtilmiştir. İkinci süreç ise türbülans dalgalanmalar ile ortalama akış içerisindeki gerilmeler arasındaki

etkileşim neticesinde izotropik olmayan türbülans hareketlerinin üretiminin engellendiği, hızlı gelişen süreci tanımlamaktadır. Yavaş gerçekleşen izotropikleşme süreci, anizotropi seviyesinin, $a_{ij} = (R_{ij} - \frac{2}{3}k\delta_{ij})$, zaman ölçüsüne, k/ε , orantılanması ile ifade edilir. Hızlı gerçekleşen süreç ise anizotropi üretim süreci ile orantılanmıştır. Denklem sabitleri ise aşağıdaki gibidir.

$$C_1 = 1.8 \quad C_2 = 0.6$$

Modelde her bir Reynolds gerilimi için ayrı birer taşınım denklemi çözülmektedir. Denklem setini kapamak için yedinci bir denkleme daha ihtiyaç vardır ve bunun için sönümlenme oranı ε denklemi kullanılmaktadır. Modelde bütün Reynolds gerilmelerinin ayrı dikkate alınarak hesaplama yapılması, anizotropik karmaşık akış türlerinin daha yüksek hassasiyet ile çözülmesini mümkün kılmaktadır. Bu doğrultuda model iki denklemlili modellerle kıyaslandığında oldukça komplekstir ancak, 7 denklem kullanılıyor olması sonucunda çözüm süresi de önemli ölçüde artmaktadır. Modelin hesaplama yükü getirmesi endüstriyel alanda güvenilirlik kazanmasını da zorlaştırmıştır. Model bütün klasik türbülans modellerinin en genel halini yansıtmaktadır.

5.2 LES Modeli

Kolmogorov farklı uzunluk ölçeklerindeki çalkantıların birbirinden farklı karakteristikler sergilediğini göstermiş idi. Küçük ölçekli çalkantılar neredeyse izotropik karakteristik sergiliyor iken, orta ve büyük ölçekli çalkantılar anizotropik yapıda olduğu anlaşılmıştır. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes yaklaşımında çalkantıların zamana göre ortalama özellikleri dikkate alınmakta, ayrıntılı olarak çözüm yapılmamaktadır. Zira, bütün ölçeklerdeki çalkantıların nümerik olarak çözümünün yapılabilmesi için çok büyük miktarlarda hesaplama gücüne gerek duyulmaktadır. Bu olgulardan yola çıkan araştırmacılar LES modelinde, denklemlerde anizotropik karakteristik sergileyen ve modellenmesi zor olan orta ve büyük ölçekli çalkantıları çözüm hacminde filtreleyerek zamana bağlı doğrudan çözümlemeyi; izotropik karakteristik sergileyen küçük çalkantıların davranışlarını ise modellemeyi önermişlerdir. Bu sayede nispeten hesaplama yükü hafifletilmiştir.

LES yöntemi akış alanı içerisinde çalkantıların boyutsal olarak ayrıştırılması ile başlar. Ayrıştırma işlemi için uygun filtreleme fonksiyonu $G(x, x', \Delta)$ belirlenir ve ayrıştırma genişliği Δ (cut-off width) seçilmelidir. Seçilen genişlik hangi ölçekteki

çalkantıların filtreleneceğini belirlemekte kullanılır. Seçilecek ayrıştırma genişliği rastgele bir sayı tercih edilebilir ancak, sonlu hacim metodu kullanılan çözümlemelerde ağ yapısından küçük çalkantılara ait bilgiler kaybolacağından, ayrıştırma genişliği ağ yapısı kadar olmalıdır, $\Delta = \sqrt[3]{\Delta x \Delta y \Delta z}$.

Filtrelenen Navier-Stokes süreklilik ve momentum denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilir. Denklemlerde üst çizgi zamana göre ortalamayı değil, uzay hacimde filtrelenen değerleri tanımlamaktadır. Denklemler sıkıştırılmaz sıvılar için yazılmıştır, bu sebeple viskoz momentum kaynak terimleri S , ve $div(u)$, sıfırdır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \bar{u}) = 0 \quad (5-41)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + div(\rho \bar{u} \bar{u}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu div(grad(\bar{u})) \quad (5-42)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial t} + div(\rho \bar{v} \bar{u}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu div(grad(\bar{v})) \quad (5-43)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial t} + div(\rho \bar{w} \bar{u}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu div(grad(\bar{w})) \quad (5-44)$$

Denklemlerdeki $div(\rho \bar{\phi} \bar{u})$ taşınım terimlerini hesaplamak mümkün değildir. Çözümü kolaylaştırmak için terim aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenmiştir.

$$div(\rho \bar{\phi} \bar{u}) = div(\bar{\phi} \bar{u}) + (div(\rho \bar{\phi} \bar{u}) - div(\bar{\phi} \bar{u})) \quad (5-45)$$

I. II.

Bu denklemde eşitliğin sağındaki ilk terim akış alanı içerisindeki verilerle hesaplamak mümkündür. Ancak ikinci terim hesaplanamamaktadır ve filtrelenenip çözümlenemeyen küçük ölçekli çalkantılar arasındaki momentum taşınımını ifade etmektedir. Diğer bir ifadeyle alt örgü ölçeği gerilmeleri (SGS - sub grid scale stresses) de denilmektedir ve bu terimlerin modellenmesi gerekmektedir.

$$div(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (5-46)$$

$$\tau_{ij} = \rho \bar{u}_i \bar{u}_j - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (5-47)$$

sergilediği kabul edilmektedir. Bu doğrultuda küçük izotropik çalkantıların Boussinesq yaklaşımı ile SGS gerilmeleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (5-51)$$

$$R_{ij} = -2\mu_{SGS}\overline{S_{ij}} + \frac{1}{3}R_{ii}\delta_{ii} = -\mu_{SGS} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{1}{3}R_{ii}\delta_{ii} \quad (5-52)$$

LES üzerine gerçekleştirilen araştırmaların birçoğunda denklem (5-52) Leonard ve Çapraz gerilmeleri tanımlamak için de kullanılmıştır. Ancak, en son yapılan araştırmalarda Leonard, Çapraz ve LES Reynolds gerilmelerinin farklı karakteristik sergiliyor olmasına rağmen etkilerinin tek bir grup halinde tanımlanabileceği görülmüştür. Bu doğrultuda toplam SGS gerilmeler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\tau_{ij} = -2\mu_{SGS}\overline{S_{ij}} + \frac{1}{3}\tau_{ii}\delta_{ii} = -\mu_{SGS} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{1}{3}\tau_{ii}\delta_{ii} \quad (5-53)$$

SGS gerilmelerinin modellenmesi Prandtl'in Karışım Boyu modeli esasına dayanmaktadır. Modelde Karışım Boyu modelinde kullanılan türbülans viskozitesi ile benzer şekilde, kinematik SGS viskozitesi kavramı tanımlanmıştır.

$$\nu_{SGS} = C_{SGS}\nu l \quad (5-54)$$

Uzunluk ölçüsü olarak ayrıştırma genişliği Δ kullanılmaktadır. Hız ölçüsü olarak ise Karışım Boyu modelinde olduğu gibi uzunluk ölçüsü ile ortalama akışın gerilme oranının çarpımı kullanılmaktadır.

$$l = \Delta \quad (5-55)$$

$$\nu = \Delta |\overline{S}| = \Delta \sqrt{2\overline{S_{ij}}\overline{S_{ij}}} \quad (5-56)$$

Bu tanımlamalar sonucunda SGS viskozitesi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\mu_{SGS} = \nu_{SGS}/\rho = \rho(C_{SGS}\Delta)^2 \sqrt{2\overline{S_{ij}}\overline{S_{ij}}} \quad (5-57)$$

Atalet aralığındaki çalkantılar üzerinde yapılan çalışmalarda C_{SGS} değerinin 0.17 ile 0.21 aralığında değiştiği öngörülmüştür. Ancak, güçlü anizotropik türbülans karakteristik sergileyen kanal içi akışlarda ise C_{SGS} değerinin 0.1 olması uygun bulunmuştur. C_{SGS} değerinin farklı akış türlerinde değişmesinin sebebinin ortalama akış gerilmelerinin yarattığı etkiye dayandırılabilir. Farklı C_{SGS} değerlerinin elde ediliyor olması küçük çalkantıların bahsedildiği gibi her koşulda izotropik yapı sergilemediğinin göstergesi olabilir [24, s. 103].

Boussinesq kavramına dayanan SGS Reynolds gerilmeleri modelinde, çözümlenmiş akış parametrelerinin yavaş değiştiği ve buna bağlı olarak SGS çalkantılarının akış içerisindeki gerilmelere çabuk adapte olduğu kabul edilmektedir. Araştırmacılar modelin, akışın türüne bağlılığını azaltmak için modele taşınım terimleri eklemişlerdir. Dinamik SGS viskozitesinin tanımında uzunluk ölçüsü, ayrıştırma genişliği Δ olarak kullanılmaya devam ederken, hız ölçüsü SGS türbülans kinetik enerjinin karekökü olarak kullanılması öngörülmüştür. Kinematik SGS türbülans viskozitesi aşağıdaki gibidir.

$$\mu_{SGS} = \rho C'_{SGS} \Delta \sqrt{k_{SGS}} \quad (5-58)$$

SGS türbülans kinetik enerjisi k_{SGS} , taşınım, yayılım, üretim ve yıkım terimlerini içerecek bir taşınım denklemi ile ifade edilebilir.

$$\frac{\partial(\rho k_{SGS})}{\partial t} + \text{div}(\rho k_{SGS} \bar{u}) = \text{div} \left[\frac{\mu_{SGS}}{\sigma_k} \text{grad } k_{SGS} \right] + 2\mu_{SGS} \overline{S_{ij} \cdot S_{ij}} - \rho \varepsilon_{SGS} \quad (5-59)$$

Sönümlenme oranı ε_{SGS} ise uzunluk ve hız ölçüleri cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon_{SGS} = C_\varepsilon \frac{k_{SGS}^{3/2}}{\Delta} \quad (5-60)$$

SGS kinetik enerjinin taşınım denklemi ile ifade edilmesi ile birlikte LES modelinin bu hali tek denklemlili RANS türbülans modellerine eşdeğerdir. Yukarıda belirtilen modeller SGS gerilmelerinin, çözümlenmiş akışın gerilme oranları ile bağıntılı olduğu sabit SGS çalkantı viskozitesi kavramına dayalıdır. Araştırmacılar lokal C_{SGS} değerlerini hesaplayan gelişmiş dinamik SGS modelleri üzerinde de çalışmaktadır.

5.3 Doğrudan Nümerik Benzetim, DNS

Doğrudan Nümerik Benzetim yönteminde, Navier-Stokes denklemleri yeterince sıklıktaki ağ yapısı ve küçük zaman aralığında zamana karşı çözölmektedir. DNS modelleme içörmey, Navier-Stokes denklemleri hem laminar hem türbölans bütün akış türlerini tanımlamaktadır. Yöntemde en küçük ölçeklerdeki çalkantıların dahi çözömlmesi yapılır. Çözömlmesi yapılması gereken en küçük türbölans hareketleri, Kolmogorov uzunluk ve zaman ölçeklerindedir. Bu çok büyük miktarlarda ağ yapısı ve işlem zamanını gerektirir. Bu sebeple yöntem endüstriyel alanda uygulamaya açık değildir, daha çok geliştirilen modellerin doğrulanmasında ve benzeri araştırmalarda kullanılmaktadır.



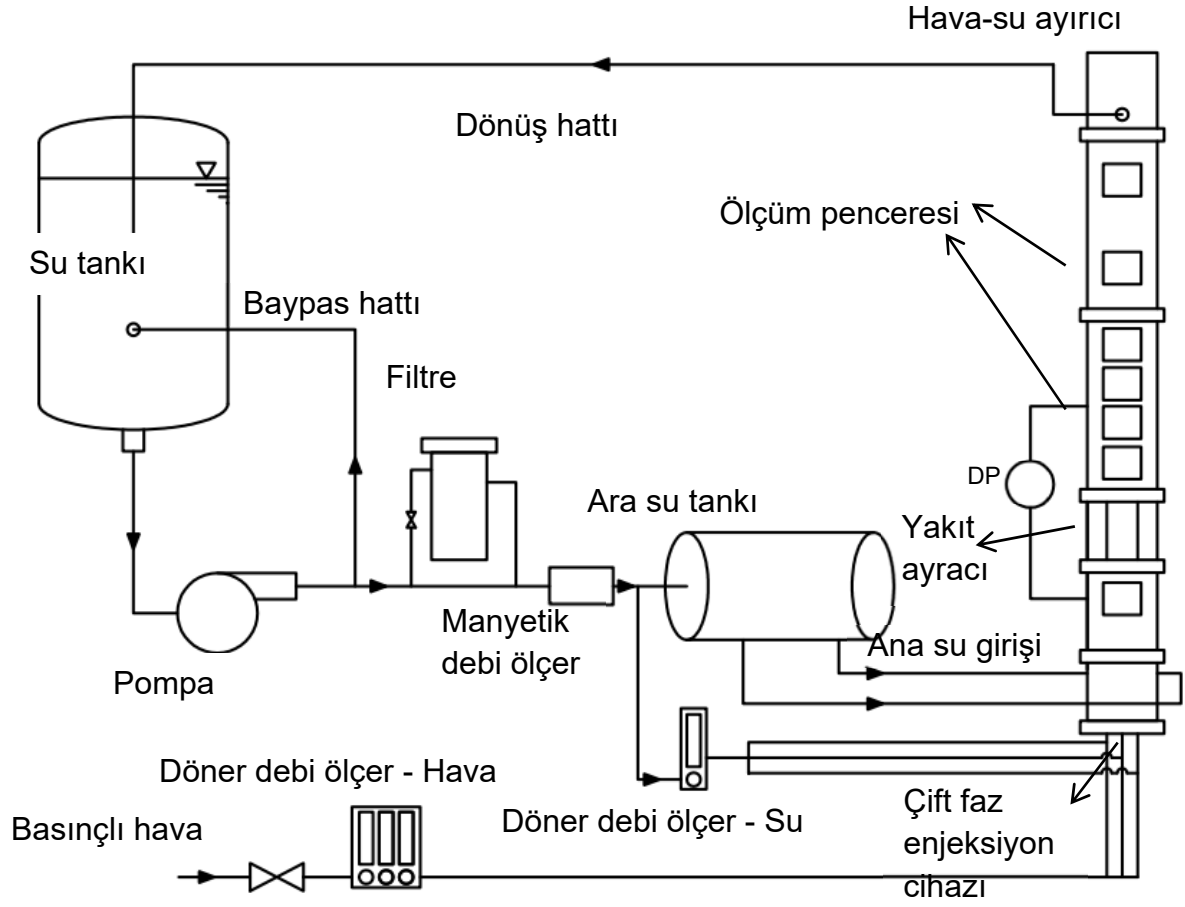
6 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışmada gerçekleştirilen benzetimlerde, Wheeler'ın deneysel çalışmaları referans alınmaktadır [1]. Pennsylvania Eyalet Üniversitesi akış laboratuvarında, 1x3 düzenindeki ayraç elemanlı yakıt demeti düzeneği üzerinde gerçekleştirilen deneylerde, LDA – Lazer Doppler Anemometre kullanılarak yapay yakıt elemanları arasındaki akışın hız dağılımı ve türbülans karakteristikleri ölçülmüştür. Deneyler iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısımda yapılan çalışmalarda yakıt ayracının çift fazlı akış üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Lokal çift fazlı akış değerleri iletkenlik algılayıcıları (conductivity probe) ile ölçülerek, yakıt ayracının iki fazlı taşınım üzerindeki etkisi araştırılmıştır. İkinci kısımda yapılan çalışmalarda ise yakıt ayracının tek fazlı akış üzerindeki etkisi araştırılmaktadır. Akış yönünde farklı konumlarda hız ve türbülans ölçümleri yapılarak, merkezde bulunan yakıt elemanı çevresinde toplamda 534 lokal ölçümü içeren bir veri tabanı oluşturulmuştur. Bu çalışmada gerçekleştirilen modellemelerde, tek fazlı akış üzerinde yapılan çalışma sonuçlarından faydalanılmaktadır.

6.1 Deney Düzeneği

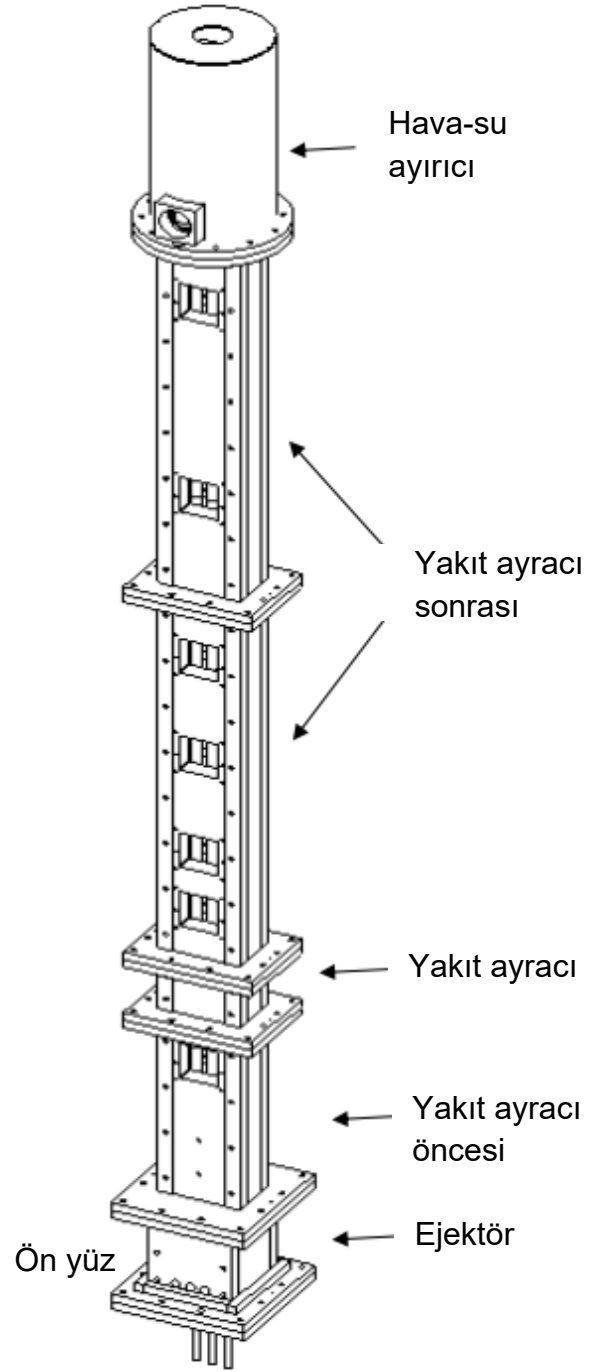
Deney düzeneği yakıt ayracının akış üzerindeki etkisini araştırılmasına uygun şekilde ve Westinghouse basınçlı su reaktörü örnek alınarak tasarlanmıştır. Deney düzeneğinin şematik olarak gösterimi Şekil 6-1'de verilmiştir. Daha detaylı bilgi için Wheeler'ın çalışması incelenebilir [1, s. 11-32].

Deneyin gerçekleştiği bölüm 1x3 yakıt demeti düzenindedir. Düzeneğin çeşitli konumlarında ölçüm almaya uygun pencereler bulunmaktadır. Ayrıca akışın görsel olarak da incelenebilmesi için deney bölümü şeffaf akrilik malzemeden üretilmiştir. Deney bölümünün bir fotoğrafı ve şematik gösterimi Şekil 6-2'de verilmiştir. Deney bölümü dört kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım akışın gelişmekte olduğu yakıt ayraç öncesi kısımdır. 27 hidrolik çap, d_h , yani 61 cm uzunluğundadır. Bu kısımda deneylerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir adet ölçüm penceresi bulunmaktadır. İkinci kısım yakıt ayracının bulunduğu kısımdır. 10 hidrolik çap, d_h , yani 23 cm uzunluğundadır. Ayraçlar gerçek reaktörde kullanılan elemanlara benzer şekilde tasarlanmıştır. Ayraç yapısındaki yakıt çubuğu destek parçaları (spring ve dimple), yakıt çubuklarını alt, orta ve üst kısımlarından karşılıklı olarak destekleyecek şekilde yerleştirilmiştir. Yakıt ayracının üstten görünüşü Şekil 6-3'de verilmiştir.



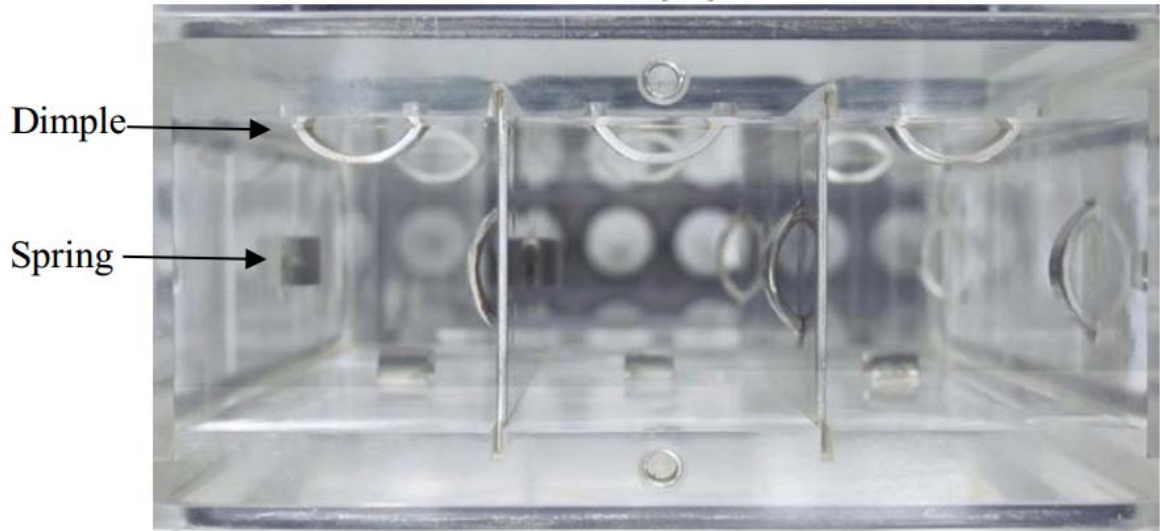
Şekil 6-1 Deney Düzenekinin Şematik Gösterimi [1]

Üçüncü ve dördüncü kısımlar yakıt ayırıcı sonrasında ölçümlerin alındığı kısımlardır. Her biri 109 hidrolik çap, d_h , yani 122 cm uzunluğundadır. Üçüncü kısımda dört adet, dördüncü kısımda ise iki adet ölçüm noktası bulunmaktadır. Ölçüm noktaları, yakıt ayırıcı öncesinde birinci kısımda girişten sonra $19D_h$ mesafesinde, kısımda ayırıcının çıkışından sonra sırasıyla $7d_h$, $16d_h$, $30d_h$, $45d_h$ mesafelerinde ve dördüncü kısımda ise yakıt ayırıcının çıkışından sonra $69d_h$ ve $98d_h$ mesafelerinde bulunmaktadır. Ölçüm pencerelerinde, boşluk oranı (void fraction), ara yüzey alanının yoğunluğu, baloncuk hızı vb. çift fazlı akış bilgileri algılayıcılar yardımıyla ölçülmektedir.



Şekil 6-2 Deney Bölümünün Önden Görünüşü ve Şematik Gösterimi [1]

Deney bölümünün şeffaf olması nedeniyle tek fazlı akışlarla gerçekleştirilecek deneylerde ölçüm pencerelerinin yanı sıra, LDA ile deney bölümünün herhangi bir konumundan, hız ve türbülans parametreleri ölçülebilmektedir. Wheeler tarafından gerçekleştirilen çalışmanın ikinci bölümünde yakıt ayracından $-3d_h$, $3d_h$ ve $40d_h$ mesafelerinde hız ve türbülans parametreleri ölçülmüş olup, bu çalışmada referans alınan bilgileri oluşturmaktadır [1, s. 184-189].



Şekil 6-3 Yakıt Ayracının Üstten Görünüşü [1]

6.2 LDA – Lazer Doppler Anemometre

Deneyisel ölçümlerde tek boyutlu Lazer Doppler Anemometre kullanılmıştır. LDA ile akış yönündeki hız birleşenine ait ortalama hız ve türbülans değerleri ölçülmektedir. Ölçüm yöntemi Doppler Kayması (Doppler Shift) prensibine dayanmaktadır. Hareket halindeki bir cisme çarpan ışık demetinin frekansı, yansıma sonrasında cismin hareket hızı ile orantılı olarak değişmektedir. Işık demetinin çarpışma öncesi ile sonrası arasındaki frekans farkı doppler kayması olarak nitelendirilmektedir. Yansıyan ışığın frekansındaki değişim miktarı ile odak noktasındaki hacmin hızı arasında bağıntı kurularak ölçüm yapılması sağlanmaktadır. LDA yöntemi ölçümün doğası gereği kesintisiz bilgi sunabilmektedir. Kurulan LDA sistemi ile ilgili daha detaylı bilgi Wheeler'ın çalışmasından edinilebilir [1, s. 26-31].

Wheeler sistemdeki başlıca ölçüm belirsizliklerinin, LDA sisteminin kurulumdan ve kalibrasyonundan kaynaklandığını ifade etmiştir. Akış yönündeki (y-ekseni) ölçümlerde, kalibrasyon ve ölçüm cihazındaki belirsizlikler nedeniyle toplamda $\pm 0.16\text{mm}$; yanıl yöndeki (x-ekseni) ölçümlerde ise ölçüm merkezinin belirlenmesindeki belirsizlikler sebebiyle $\pm 0.2\text{mm}$ standart hata payı olduğu belirtilmiştir. Bu etkenlerden ötürü ölçümlerde toplamda en fazla % 5 hata öngörülmektedir. Deney sonuçlarında % 5'lik hata payı dikkate alınmaktadır.

7 MODELLEME ÇALIŞMALARI

Akışın fiziğini yansıtacak en doğru HAD modelini tespit edebilmek için birçok parametreyi göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Modelleme çalışmasına etki eden parametreler ve bu çalışmada en iyi performansı sergileyecek modeli bulmak üzere göz önünde bulundurulan model parametreleri bu başlık altında verilmiştir. Modelleme çalışmaları ticari olarak yaygın kullanılan HAD yazılımı Fluent ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada farklı örgü yapıları, çözüm metotları ve türbülans modelleri incelenmiş ve çözüme uygun çözücü özellikleri kullanılmıştır. Bu değişkenlerin çözüm üzerindeki etkileri sonuçlar kısmında sunulacaktır.

7.1 Fluent Programı

Fluent, Ansys Inc. şirketi tarafından geliştirilen ve ticari olarak yaygın kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Program Navier-Stokes korunum denklemlerini nümerik yöntemler kullanılarak sonlu hacim metodu ile çözümlenmektedir. Yapılan çözümlerlerde, gerçek hayatta birçok alanda karşılaşılabilecek akış hareketlerinin ve kütle ve ısı transferi olaylarının benzetimi yapılabilmektedir.

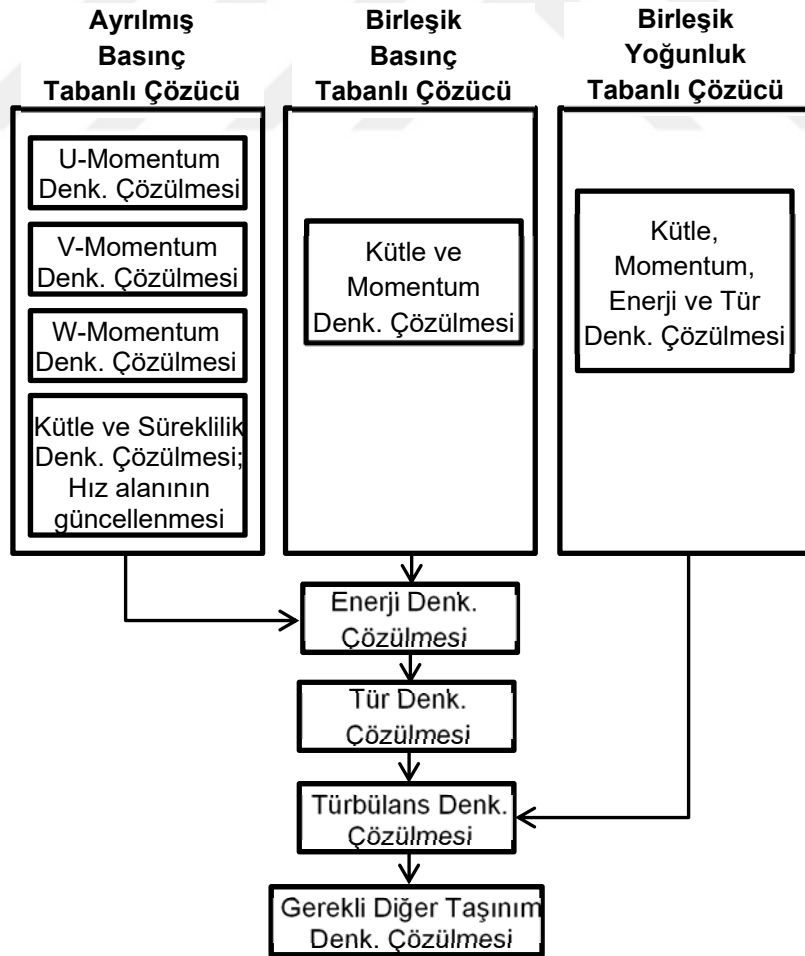
Fluent farklı çözüm yolları, ayrıştırma teknikleri ve türbülans modelleri seçenekleri sunabilmektedir. Yaygın olarak araştırılan bütün yaklaşımlar programda güncel olarak yer almaktadır. Ayrıca, teorik araştırmalarda ve ticari olarak en çok kullanılan ve referans alınan HAD programıdır. Bu sebeplerden ötürü yapılan çalışmada Fluent programı kullanılması uygun görülmüştür. Gerçekleştirilen benzetimlerde Fluent'in 17. sürümü kullanılmıştır.

7.2 Çözücüler

HAD programlarında genel olarak, iki farklı nümerik çözüm metodu kullanılması mümkündür. Bunlar basınç tabanlı çözücü ve yoğunluk tabanlı çözücülerdir. Basınç tabanlı çözücü, korunum denklemlerinin ayırık olarak çözüldüğü ve u , v , w , p , T vb. çözüm değişkenlerinin sırayla elde edildiği bir yöntemdir. Sonuçlar tekrarlayan çözüm döngüsü içerisinde yakınsama sağlandığında elde edilmektedir. Korunum denklemleri ayrı ayrı çözülüyor olması sebebiyle hafıza kullanımı daha verimli olmaktadır ancak, sonucun yakınsama süresi daha uzun sürmektedir. Bu yöntem başlangıçta sıkıştırılamaz akışkanlar için geliştirilmiş olmasına rağmen yapılan çalışmalarla birlikte çok çeşitli akış rejimleri için kullanılabilir hale gelmiştir. Basınç

tabanlı çözücünde korunum denklemlerinin bir arada çözüldüğü, birleştirilmiş yöntem kullanılarak çözülmesi de mümkündür. Yöntem momentum ve basınç tabanlı süreklilik denklemlerinin birleşik denklem sistemi içerisinde çözümüne dayanmaktadır, bu sayede çözümün yakınsaması daha hızlı olmaktadır. Denklemlerin birleşik sistem içerisinde çözülmesi, çözüm döngüsünün kararlılığını geliştirmektedir. Ayrılmış türdeki çözücüler, başlangıç koşullarından kaynaklanabilecek hatalara, fiziksel model içerisindeki doğrusalsızlıklara ve örgü yapısındaki eğri ve çarpık hücrelerin etkilerine karşı daha hassastır.

Yoğunluk tabanlı çözücü ise, süreklilik, momentum ve ilaveten enerji ve türlerin (species) taşınım denklemleri bir arada çözülür. Diğer skalar niceliklerin de çözülmesi ile birlikte, sonuçlar benzer şekilde tekrarlayan çözüm döngüsü içerisinde yakınsama sağlandığında elde edilir. Yoğunluk tabanlı çözücü, kendiliğinde var olan birleşik çözüm yöntemi (Coupled) kullanmaktadır ve birleşik çözüm yöntemleri ile ilgili yukarıda anlatılan benzer özellikleri taşımaktadır. Çözüm yöntemlerine ilişkin süreçler Şekil 7-1'de akış şeması üzerinde özetlenmiştir.



Şekil 7-1 Çözüm Yöntemleri ve Süreçler

Basınç tabanlı çözücünde, basınç alanı süreklilik ve momentum denklemlerinin çözümü ile elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı çözücünde ise yoğunluk alanı süreklilik denklemi ile elde edilmekte ve basınç hal denklemleri ile belirlenmektedir. Hız alanı ise, her iki yöntemde de momentum denklemleri ile belirlenmektedir. Basınç tabanlı çözücülerde kapalı (implicit) yöntemle çözüm yapılmaktadır. Yoğunluk tabanlı çözücünde ise hem kapalı hem açık (explicit) yöntemle çözüm yapılabilir.

7.2.1 Basınç Tabanlı Çözücünde Basınç-Hız Eşleştirme Yöntemleri

Fluent'te basınç tabanlı çözücünde basınç-hız eşleşmesi aşağıda isimleri verilen beş farklı yöntem ile yapılabilir.

- SIMPLE – Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
- SIMPLEC – SIMPLE-Consistent
- PISO – Pressure-Implicit with Splitting of Operators
- FSM – Fractional Step Method
- Coupled

Akış problemi ayrık veya birleşik olmak üzere iki ayrı yöntemle de çözülebilmektedir. SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve FSM ayrıştırılmış türde çözüm yöntemleridir. Coupled yöntemi ise yoğunluk tabanlı çözücüye benzer bir şekilde birleşik türde çözüm yapmaktadır. SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve Coupled yöntemleri zamandan bağımsız veya zamana bağlı çözümlerde kullanılabilir olup, FSM ise zamana bağlı çözümlerde NITA (Non-Iterative Time Advancement) yöntemi ile kullanılabilir.

Basınç tabanlı çözücünde ayrıştırılmış tür çözüm yöntemleri öngörme-düzeltilme yaklaşımına dayanmaktadır. Öncelikle momentum denklemi çözülerek hız alanı elde edilmektedir. Kütle korunumu ise basınç düzeltme denkleminin çözülmesi ile sağlanmaktadır. Burada basınç düzeltme denklemi, basınç-hız eşleşmesi sağlanarak süreklilik denklemlerinin yeniden düzenlenmesi ile elde edilmektedir. Türetilen basınç düzeltme denklemi ile hız alanı, basınç alanı ile düzeltilerek süreklilik denklemi çözüm döngüsü içerisinde sağlanmaktadır.

SIMPLE, SIMPLEC genellikle zamandan bağımsız çözümlerde kullanıma uygun iken, PISO'nun zamana bağımlı çözümlerde kullanılması tavsiye edilmektedir. PISO ayrıca, zamana bağlı veya zamandan bağımsız çözümlerde yüksek miktarda eğik

hücre yapısının bulunduğu akış problemlerinde de kullanılması uygundur [23, s. 47-49], [45].

SIMPLE Fluent'te basınç tabanlı çözücü için ön tanımlı çözüm yöntemidir. Açık ve anlaşılır bir mantık kullanılmıştır. Ancak, kullanılan basınç düzeltme denklemi ile hız değerleri yeterli düzeyde iyileştirilirken, basınç değerleri aynı seviyede iyileştirilememektedir. Bu sorunun üstesinden gelebilmek için SIMPLEX ve PISO gibi daha kompleks yöntemler geliştirilmiştir. SIMPLEX ilave modellere gerek duyulmadığı ve akışın sadece basınç-hız eşleşmesi ile çözümlendiği basit akış türlerinde SIMPLE'dan daha hızlı yakınsama sunabilmektedir. SIMPLEX'de basınç düzeltme denkleminin sönümlenme çarpanı (under-relaxation factor) çoğu akış probleminde 0.7 - 1.0 aralığında ayarlanabilir, bu da yakınsamanın hızlanmasına katkıda bulunmaktadır. Türbülans veya diğer ilave fiziksel modellerin kullanıldığı daha kompleks akış problemlerinde ise SIMPLEX, problem basınç-hız eşleştirmesi ile sınırlandırılmış ise daha iyi sonuçlar verebilmektedir. Bu tür akış problemlerinde ilave olarak kullanılan modeller genellikle yakınsama derecesini sınırlayan etkenlerdir ve bu durumda SIMPLE ve SIMPLEX benzer yakınsama eğilimleri göstermektedir [45].

PISO çözüm yöntemi ise zamana bağlı problemlerde daha uzun zaman adımı tercih edilebilmesine imkân tanımaktadır. Ancak, LES türbülans modeli ile yapılan çalışmalarda zaman adımlarının küçük seçilmesi gerektiğinden hesaplama yükünde artışa sebep olacaktır bu sebeple, SIMPLE veya SIMPLEX kullanılması önerilmektedir. Zamandan bağımsız çözümlerde PISO'nun SIMPLE ve SIMPLEX karşısında dikkate değer bir üstünlük sağlamadığı görülmüştür. Ancak, Jang tarafından 1986'da yapılan çalışmada momentum denklemlerinin skalar bir değişken ile bağıntılı olmadığı durumlarda PISO'nun kuvvetli yakınsama davranışı sergilediği ve SIMPLE ve SIMPLEX'dan daha az işlem gücüne ihtiyaç duyduğu belirtilmiştir. Diğer yandan momentum denklemlerinin skalar bir değişken ile bağıntılı olduğu durumlarda ise PISO'nun diğer çözüm yöntemlerine göre belirgin bir üstünlük sağlayamadığı kaydedilmiştir [46].

FSM – Fractional-Step Method, yöntemi NITA yaklaşımı ile zamana bağlı akışlarda diğer yöntemlere alternatif çözüm tekniği sunmaktadır. Yöntem, PISO ile benzer karakteristiğe sahiptir ancak, PISO'dan bir miktar daha az işlem gücüne ihtiyaç

duyduğu kaydedilmiştir. LES türbülans modeli kullanılan akış problemlerinde PISO'ya alternatif olarak kullanılmaktadır.

Coupled yöntemi, birleşik çözüm tekniği ile basınç tabanlı çözücüye alternatif sunmakta ve ayrıştırılmış türdeki yöntemlere karşı bazı avantajlar sağlamaktadır. Yöntem, tek fazlı akışlarda zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilen çözümlerde sağlam ve etkili çözümler sunmaktadır. Ayrıştırılmış türdeki yöntemlerden elde edilen çözümler karşılaştırıldığında daha kesin sonuçlar verdiği görülmüştür.

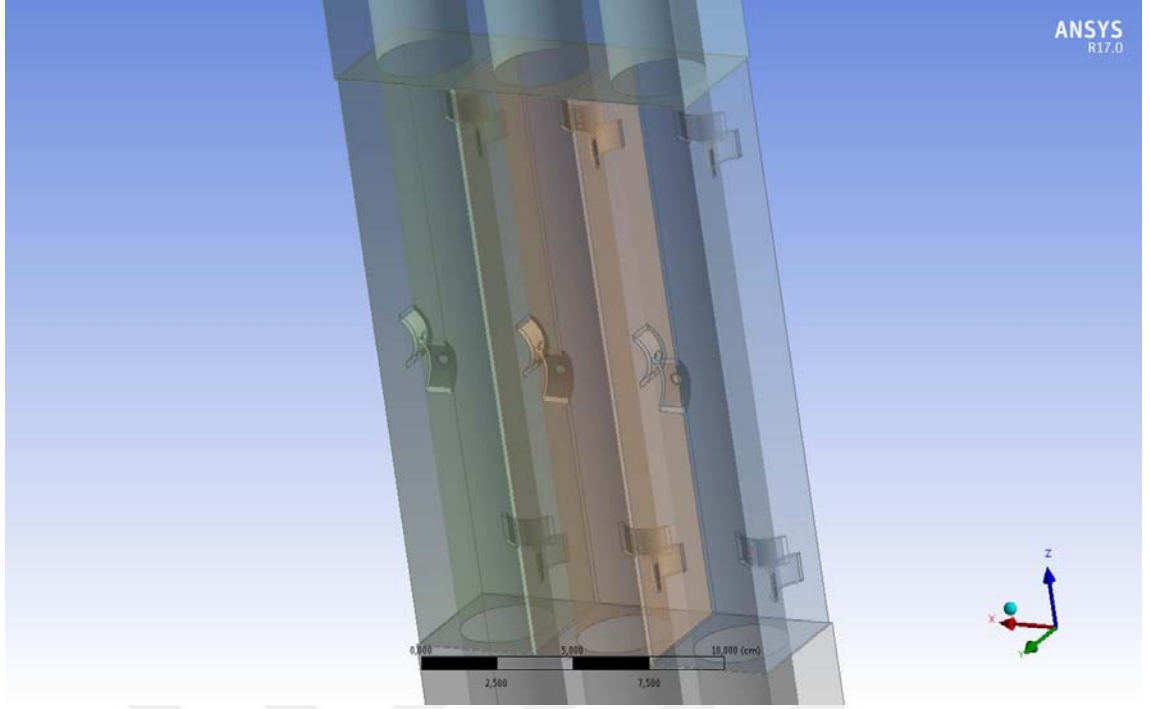
7.3 Geometri

Analizde kullanılacak geometrinin hazırlanması için Ansys bünyesinde “Design Modeler” modülü mevcuttur. Ayrıca Fluent, piyasadaki diğer 3 boyutlu tasarım programları ile üretilen geometrileri de desteklemektedir. Ancak Design Modeler, çalışmada hazırlanacak geometri için yeterli kabiliyete sahip ve kullanımı da oldukça kolaydır. Ansys bünyesinde geliştirilmiş bir program olmasından dolayı modüller arası herhangi bir uyumsuzluk yaşanması olasılığı düşüktür. Bu sebeplerden ötürü bu çalışmada geometri Design Modeler ile hazırlanmıştır.

Geometri deney düzeneği bölümünde verilen bilgilere uygun olarak hazırlanmıştır. Modelde deney düzeneğine ait parçalar üretilmemiştir, sadece akışkanın olduğu hacim üretilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde, yakıt ayracından $-3d_h$, $3d_h$ ve $40d_h$ mesafelerinde ölçümler alındığından bahsedilmiştir. Bu sebeple yakıt ayracı öncesinde akışın geliştiği kısım, yakıt ayracının bulunduğu kısım ve yakıt ayracı sonrasında ölçümlerin alındığı ilk kısım olmak üzere deney bölümünün üç parçası için geometri hazırlanmıştır. Hazırlanan geometriye ilişkin yakıt ayracı kısmını gösteren bir görsel Şekil 7-2’de verilmiştir.

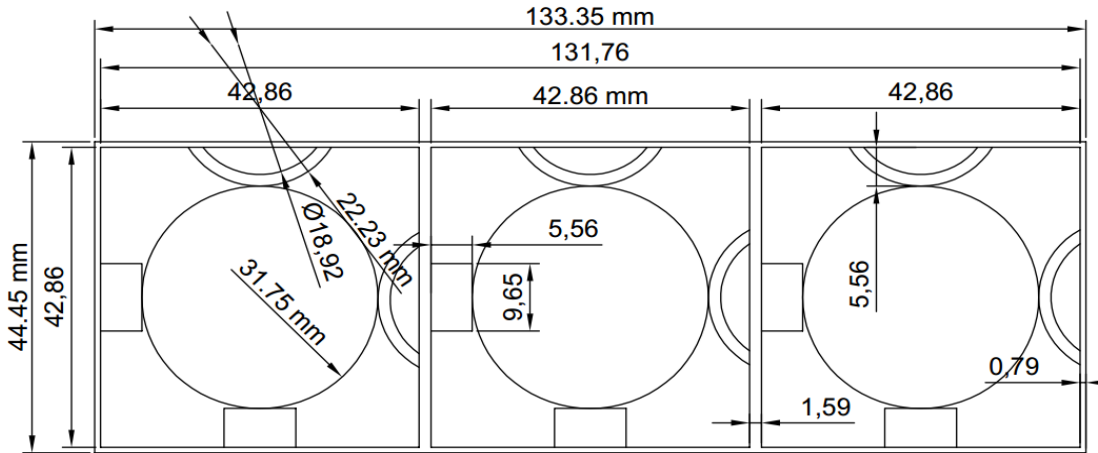
Ayraç öncesi akışın geliştiği kısım $13,335 \times 4,445 \times 30,48 \text{ cm}$ boyutlarında dikdörtgenler prizması şeklindedir. Akış kanalı içerisindeki üç yakıt çubuğu yan yana eşit aralıklarda kanal içerisine yerleştirilmiştir. Yakıt çubukları deney düzeneği boyunca dikey doğrultuda devam etmektedir. Yakıt çubukları $3,175 \text{ cm}$ çapındadır.

Yakıt ayracının bulunduğu kısım $20,32 \text{ cm}$ uzunluğundadır ve akış üç ayrı kanala yönlendirilmektedir. Her bir kanal plakalar ile ayrılmakta olup, kanalın dış çeperleri de aynı kalınlıktaki plakalar ile çevrelenmiştir. Dolayısıyla akış alanı, yakıt ayracı öncesi kısma göre küçük bir miktar azalmaktadır. Yakıt ayracı kesiti Şekil 7-3’de verilmiştir.



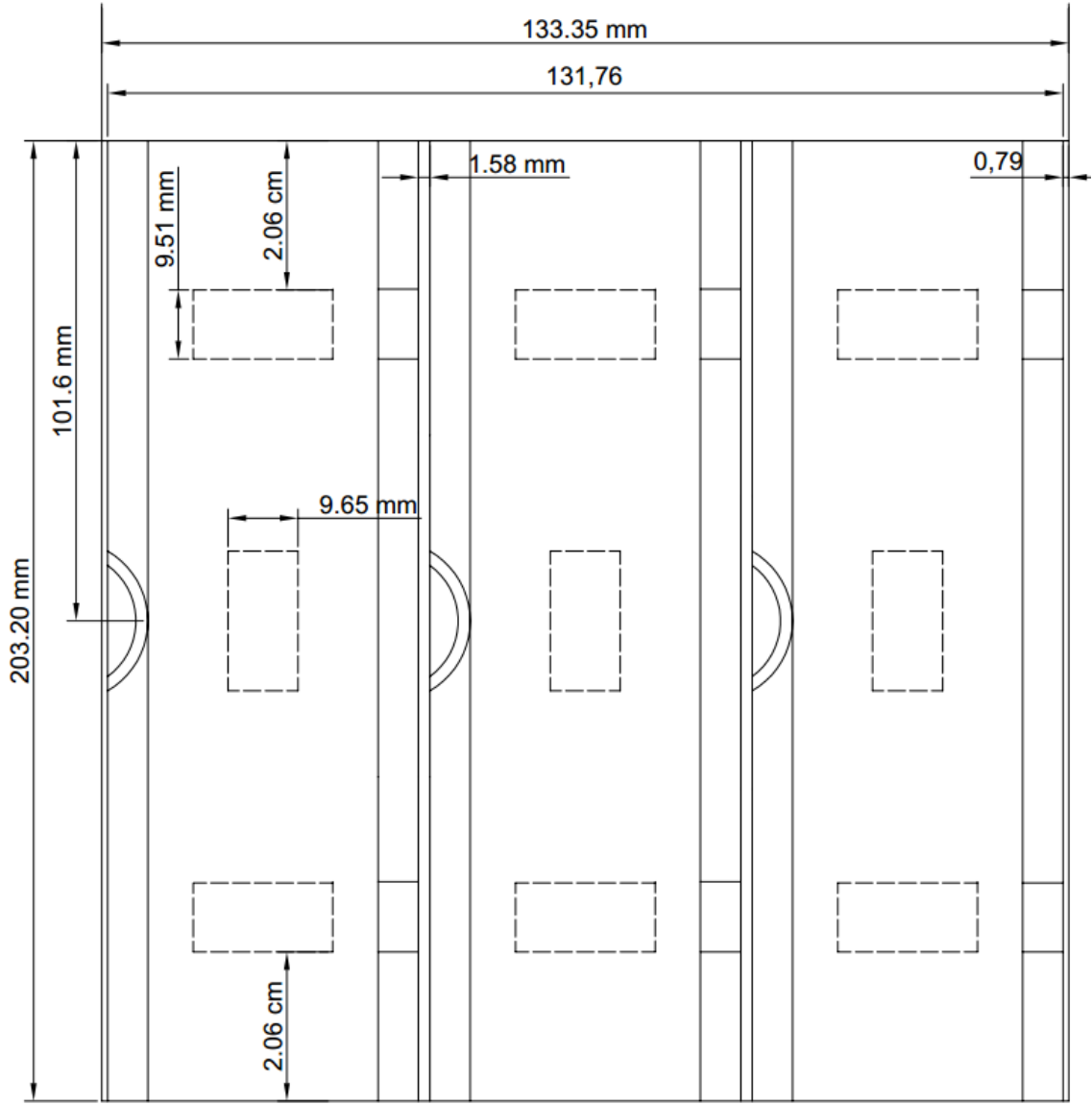
Şekil 7-2 Design Modeler İle Hazırlanılan Yakıt Ayracı

Yakıt çubuğu destek parçaları (spring ve dimple) yarım daire şekliindedirler ve akış kanalları boyunca yakıt çubuklarını altı noktada destekleyecek şekilde karşılıklı olarak yatay ve dikey doğrultularda yerleştirilmiştir. Akış doğrultusundaki ilk destekleyici parçalar yatay doğrultuda yerleştirilmiştir, ayraç kısmının başlangıcından 2,54 cm yukarıda ve verilen kesite göre kanalların güney ve doğu yüzeylerinde bulunmaktadır. Sonraki iki destek noktası akış kanallarının tam ortasında olup dikey doğrultudadır ve akış kanallarının güney ve batı yüzeylerinde bulunmaktadır. Son iki destekleyici ise ayracın kısmının çıkışından 2,54 cm aşağıda ve kanalların kuzey ve batı yüzeylerinde yatay doğrultuda yerleştirilmişlerdir.



Şekil 7-3 Yakıt Ayracının Şematik Olarak Üstten Görünüşü

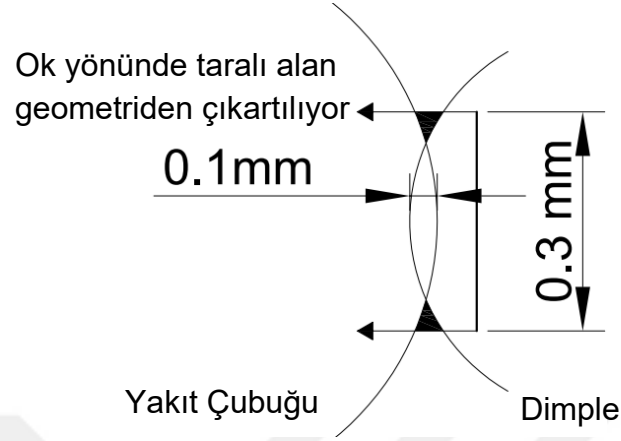
Destekleyici parçalarının yerleşimi Şekil 7-4'de verilen şematik çizimden daha iyi anlaşılabilir.



Şekil 7-4 Yakıt Ayracının Yanal Kesiti

Yakıt ayırıcı incelendiğinde destek parçaların, konumlarına göre yakıt çubuğuna tek bir noktadan veya kesişimleri bir doğru oluşturacak şekilde temas ettiği görülebilmektedir. Ancak, bu koşullar altında iki yüzey birbirini teğet geçtiği için bu noktaların Design Modeler'da oluşturulması mümkün değildir. Ayrıca bu bölgelerin ağ yapısı oluşturulurken çözüm kalitesini etkileyecek problemler yaratacağı da öngörülebilmektedir. Bu sebeplerden ötürü, destek parçaları ile yakıt çubuğu arasındaki birleşim bölgesinde ihtiyaç duyulan kalitede ağ yapısı üretilmesini sağlayabilmek için temas yüzeyleri genişletilmiştir. Bunun için, yakıt destek parçaları

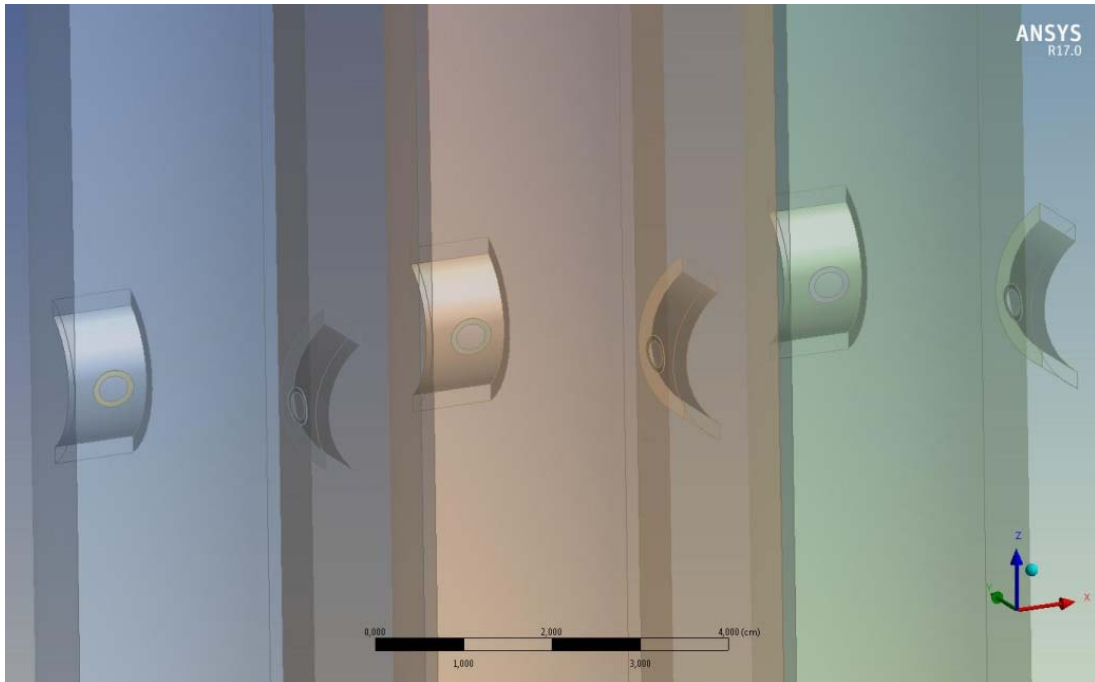
modelde $0,1\text{ mm}$ kadar kaydırılarak yakıt çubuğu içerisine gömülü olduğu varsayılmıştır ve kesişen bölgenin kenarları ise kesilerek düzeltilmiştir. Yapılan işlem yatay yerleştirilmiş bir destek için şematik olarak Şekil 7-5'te verilmiştir.



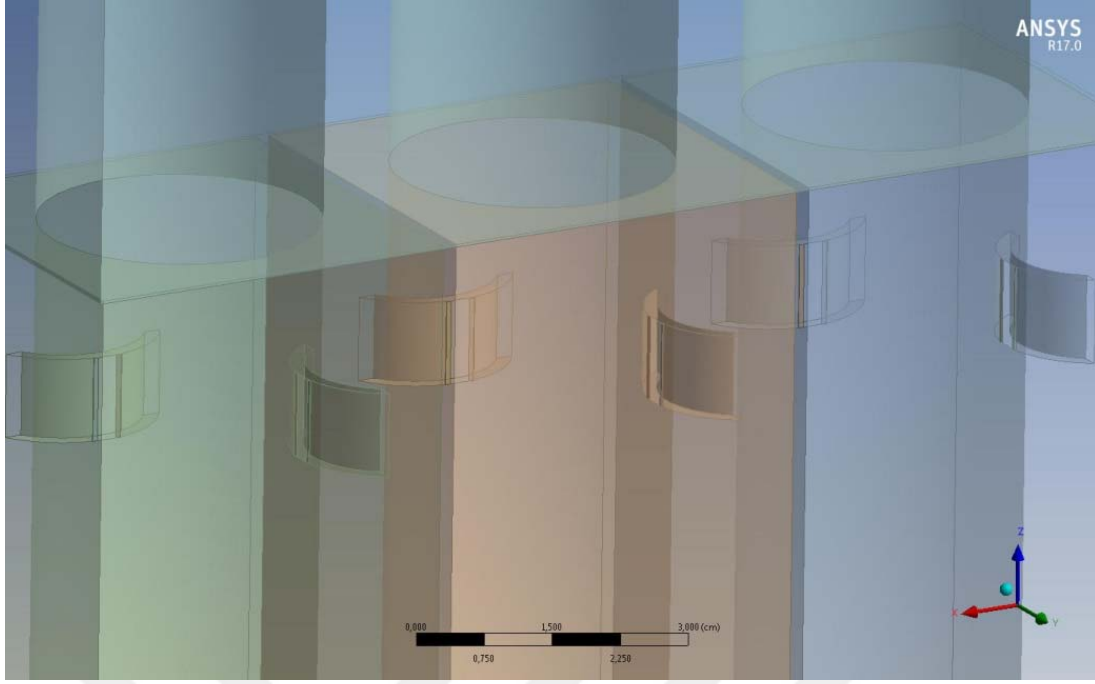
Şekil 7-5 Geometride Yakıt Destek Parçaları Üzerinde Yapılan Düzenlemenin Şematik Gösterimi

Yapılan müdahale sonrasında destek parçalar ile yakıt çubuğu arasında Şekil 7-6 Şekil 7-7'de gösterilen temas yüzeyleri oluşmaktadır.

Kesişim bölgelerinden kesilerek çıkartılan hacim oldukça küçüktür. Bu bölgelerde yüzey gerilmeleri nedeniyle akış oluşmayacağı ve çözüm üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olacağı öngörülmüştür.



Şekil 7-6 Yapılan Düzenleme Sonrası Dikey Desteklerin Görünümü



Şekil 7-7 Yapılan Düzenleme Sonrası Yatay Desteklerin Görünümü

Yakıt ayracı sonrasındaki kısım ise $13,335 \times 4,445 \times 60,96 \text{ cm}$ boyutlarında dikdörtgenler prizması şeklindedir. Yakıt ayracında üç kanala ayrılan akış, burada tekrar birleşmektedir. Bu kısım yakıt ayracı öncesi ile aynı kesite sahip ancak, uzunluk olarak iki katı kadardır.

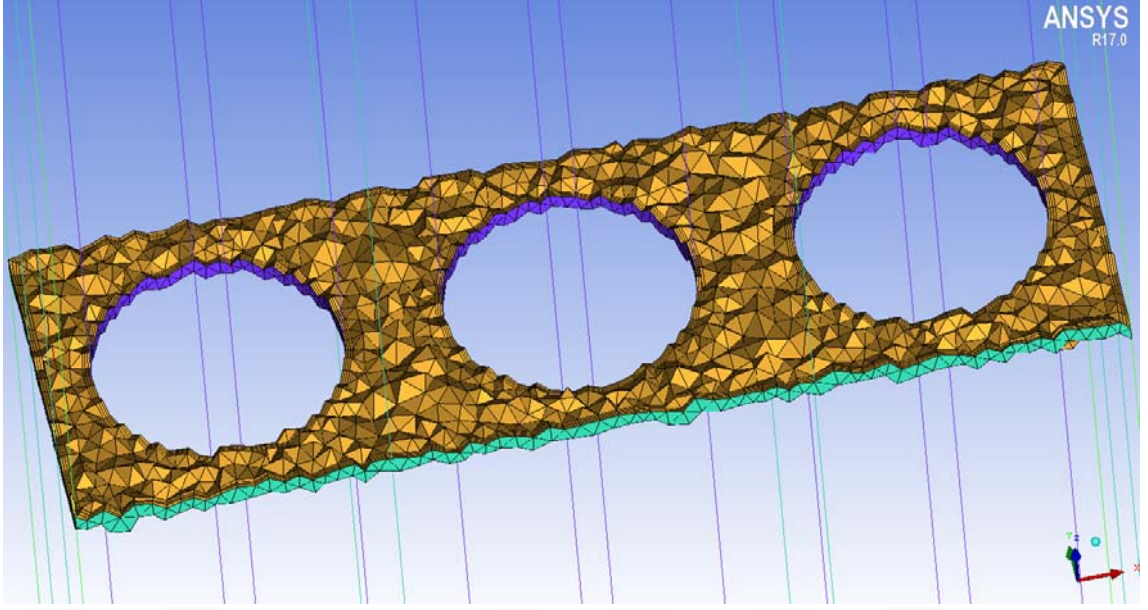
7.4 Örgü yapısı

Örgü yapısının çözüm üzerindeki etkisi büyüktür. Yeterli kalitede hazırlanmamış bir örgü yapısında çözümün yakınsama süresinin daha fazla olmasının yanı sıra elde edilecek sonuçların da düşük doğrulukta olacağı kaçınılmazdır. Bu sebeple örgü yapısı hazırlanırken azami dikkat gösterilmeli ve analizlerin örgünün yapısından bağımsız sonuçlar verdiğine emin olunmalıdır. Kaliteli örgü yapısı oluşturabilmek için dikkat edilmesi gereken birkaç nokta vardır. İlk olarak örgünün akış yönü ile aynı doğrultuda ve çoğunlukla düzgün altı yüzeyli hücrelerden oluşturulması çözüm kalitesini arttıracaktır. Altı yüzeyli hücrelerin kenar açılarının 90 derece, 4 yüzeyli hücrelerin ise eşkenar olması en idealidir. Bu, çözümlerde sıkça karşılaşılan sayısal yayılım (numerical diffusion), diğer adıyla sahte yayılımın (false diffusion) önüne geçilmesi için gereklidir. Bir diğer konu ise, hücre boyutlarındaki değişim oranının 1.2'yi geçmemesine dikkat edilmelidir. Niceliklerde büyük değişimlerin olduğu bölgelerde, hücre boyutlarındaki değişimin büyük olması akışın fiziğinin doğru olarak yakalanamamasına neden olmaktadır. Hücrelerin yeterli kalitede olup

olmadığını yorumlayabilmek için eğrilik (skewness), en boy oranı (aspect ratio) gibi göstergeler kullanılmaktadır. Bu değerler sıfıra yaklaştıkça hücrelerin kalitesi de artmaktadır. Eğrilik ve en boy oranı özellikle yapılandırılmamış hücrelerden oluşan örgü yapılarında dikkat edilmesi gereken bir husustur. En boy oranının 5:1'den fazla olmamasına dikkat edilmelidir (sınır koşullarında daha yüksek değerlere izin verilmektedir) [45]. Sınır bölgeleri hazırlanırken, prizma hücrelerden faydalanılması, geometri yüzeyine uygun ağ yapısı üretilmesi açısından kolaylık sağlamak ve yüzey kayma gerilmelerinin yakalanabileceği sıklıkta örgü yapısı üretilmesine de olanak tanımaktadır. Hücre yoğunluğu dikkat edilmesi gereken diğer bir husustur. Kaliteli hücrelerden oluşmasına rağmen yeterli yoğunlukta oluşturulmamış ağ yapısı, yoğun değişim ölçülerinin olduğu bölgelerde örgü sayısındaki yetersizlik nedeniyle akışa ilişkin detayları yakalayamayabilir. Modelde bu gibi durumlarla karşılaşılması için daha yoğun bir örgü yapısı oluşturularak, çözümün ağ yapısından bağımsız sonuçlar verdiğine emin olunmalıdır.

Yapılan çalışmada modelin ağ yapısı Icem CFD modülü ile hazırlanmıştır. Örgü yapısı hazırlanırken yukarıda belirtilen hususlar dikkate alınmıştır. En uygun örgü yapısının belirlenebilmesi amacıyla üç farklı türde örgü yapısı hazırlanmış olup, çalışmada Dörtüzlü, Melez ve Çokyüzlü isimleri ile anılacaktır.

Dörtüzlü örgü yapısı yüzeylerde prizma hücrelerin bulunduğu ve iç bölümünün tamamında dört yüzeyli elemanların kullanıldığı örgü yapısıdır. Dörtüzlü örgünün oluşturmasına bütün hacimlerin Robust (Octree) yöntemiyle dört yüzlü elemanlardan oluşturulması ile başlanmaktadır. Robust yöntemi, tümdengelim yaklaşımı kullanılarak geometriye uyumlu hacimlerin oluşturulmasını sağlamaktadır. Bu yöntemle aynı zamanda bağımsız yüzey örgüleri de oluşturulmaktadır. Octree yöntemi ile oluşturulan hücreler özellikle geometride detayların olduğu bölgelerde yeteri kadar esneklik gösterememektedir, bu bölgelerde hücrelerin kaliteleri tatmin edici değildir. Bu sebeple Octree ile oluşturulan hücreler, Quick (Delanuay) yöntemi ile yeniden üretilmiştir. Delanuay yönteminde tümevarım yaklaşımı kullanılmaktadır ve geometri üzerinde önceden Octree ile oluşturulmuş yüzey örgülerinden daha iyi performans vermektedir. Bu sebeple, başlangıçta Octree yöntemi kullanılarak Delanuay için gerekli düzgün yüzey örgülerinin oluşturulması amaçlanmıştır. Ayrıca, örgü yapısı Delanuay ile oluşturulduktan sonra hücre kalitesinde genel olarak iyileşme gözlemlenmektedir.



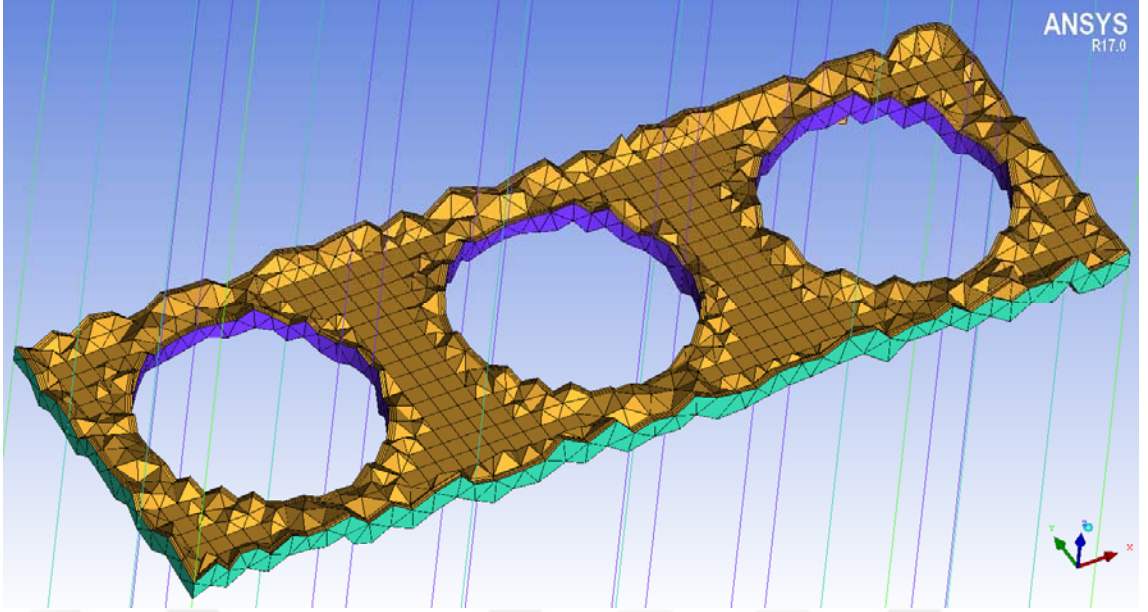
Şekil 7-8 Yakıt Ayracı Öncesinde Dörtüzlü Örgü Yapısı

Diğer yandan geometrinin tamamı dört yüzlü hücrelerden oluşturulduğu için örgü sayısı hedeflenenin oldukça üzerine çıkmaktadır. İkinci aşamada ise yüzey elemanlarının oluşturulması vardır. Yüzeylerde prizma hücreler kullanılmıştır. Delanuay yöntemi ile hazırlanan ağ yapısı üzerine, prizma hücrelerin oluşturulacağı yüzeyler belirlenerek istenilen boyutlarda ve katman sayılarında prizma hücreler oluşturulmuştur. Dörtüzlü yapısı ile hazırlanan örgüde ayraç öncesindeki hacmi gösteren bir kesit Şekil 7-8’de verilmiştir.

Melez örgüde, yüzeylerde prizma hücreler kullanılırken iç hacimlerde mümkün olduğunca düzgün altı yüzeyli hücreler kullanılmıştır. Prizma hücreler ile altı yüzeyli hücreler arasındaki geçiş dört yüzeyli hücreler ile sağlanmıştır. Yakıt ayracı öncesi hacimdeki örgü yapısını gösteren bir kesit Şekil 7-9’da verilmiştir.

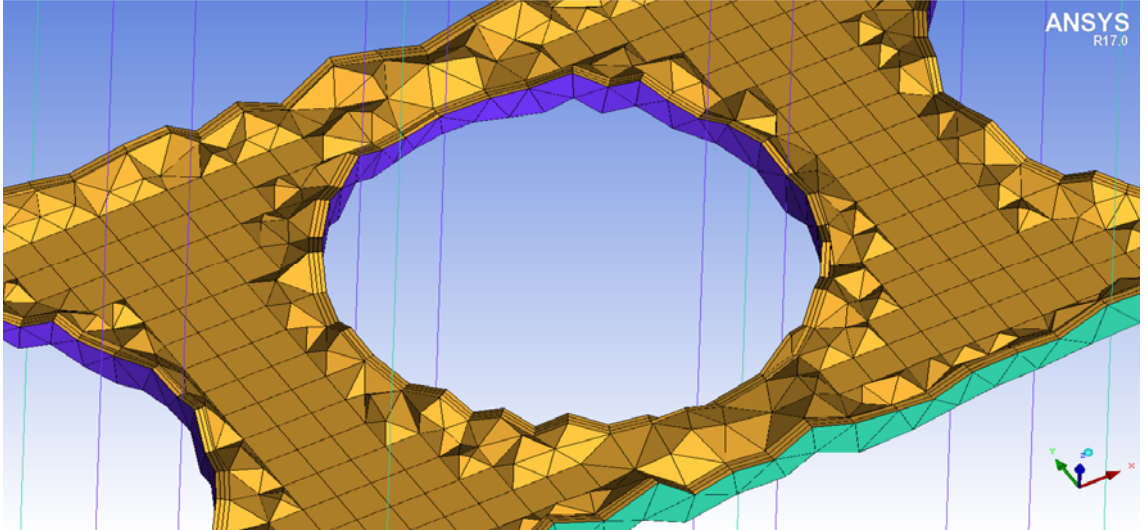
Melez örgünün hazırlanışında, dörtüzlü örgünün tamamlanması sonrasında, akış hacminin iç bölgelerini oluşturan dört yüzeyli elemanların düzgün altı yüzeyli hücrelere dönüştürülmektedir. Böylece hücre kalitesi artırılarak sayısal yayılımın minimize edilmesi amaçlanmaktadır.

Son aşamada hücre yüzeyleri optimize edilerek, genel hücre kalitesi iyileştirilir ve örgü yapısının nihai şekli verilir. Yapılan işlemler sonrasında örgü yapısı, yakıt ayracı öncesinden alınan bir kesitte Şekil 7-10’daki gibi görünmektedir.



Şekil 7-9 Yakıt Ayracı Öncesinde Melez Örgü Yapısı

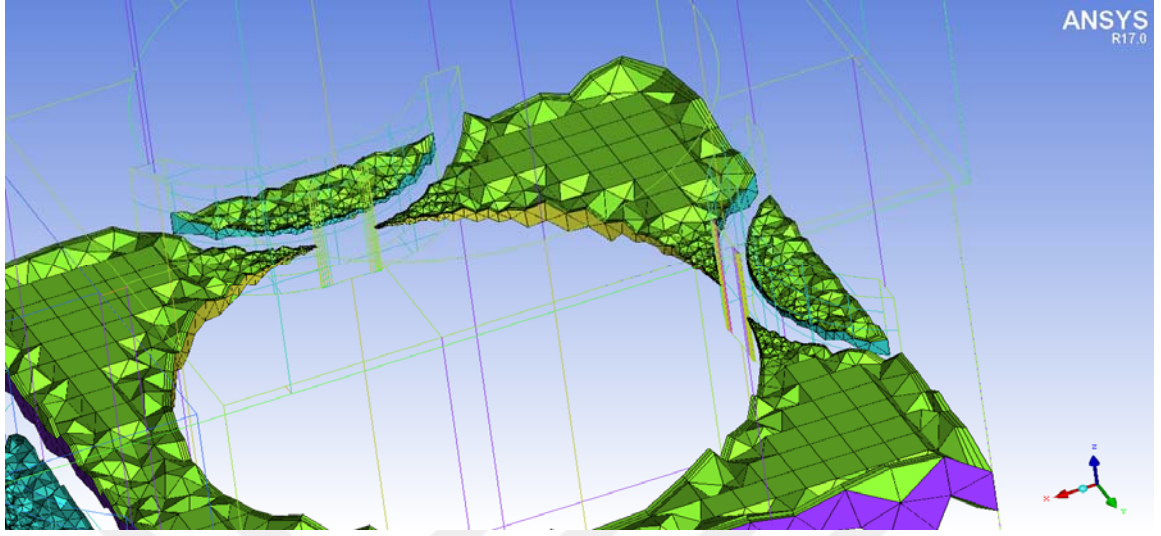
Geometrinin büyük bir kısmı Şekil 7-10'da verilen örgü yapısında devam ederken, ayraç kısmındaki yakıt destekleyici elemanların bulunduğu bölgede örgü yapısı farklılaşmaktadır. Destek parçalar yakıt çubuğun oldukça küçük bir yüzeyde kesiştiğinden, hücre yapısı da birleşim noktasında yaklaştıkça küçülmektedir. Parçaların iç kısımlarında kalan hacimler tamamen dört yüzlü hücrelerden ve yüzey elemanları geometrinin geneline uygun şekilde prizma hücrelerden oluşmaktadır.



Şekil 7-10 Yakıt Ayracı Öncesinde Son Hali Verilen Örgü Yapısının Yakından Görünümü

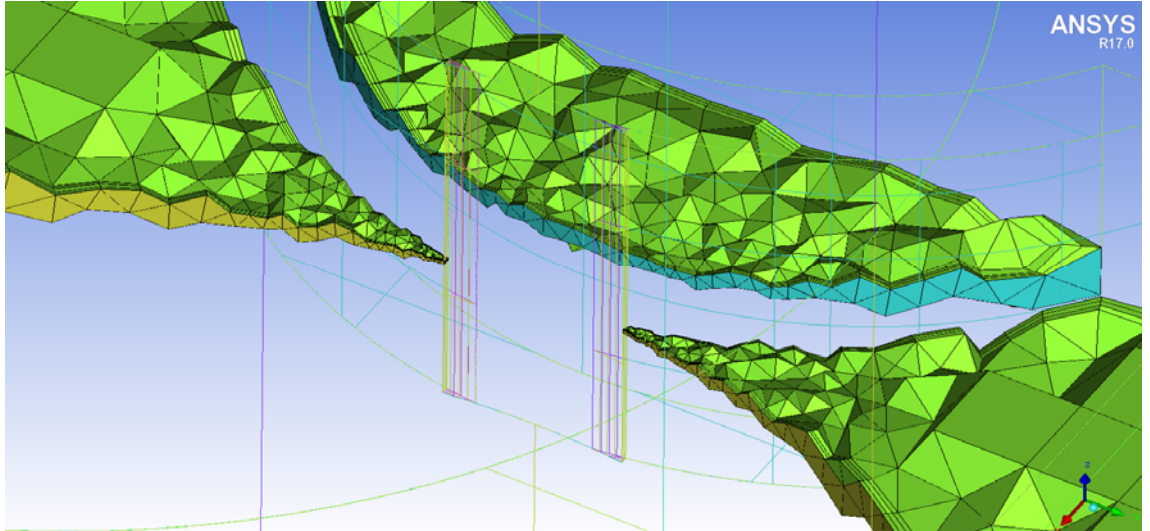
Prizma katmanlarının kalınlıkları kesişim yüzeyine doğru, hücre boyutları ile orantılı bir şekilde küçülecek şekilde ayarlanmıştır. Yakıt destek elemanlarının bulunduğu

bölgelere ait örgü yapısından kesitler Şekil 7-11, Şekil 7-12 ve Şekil 7-13’de verilmiştir.

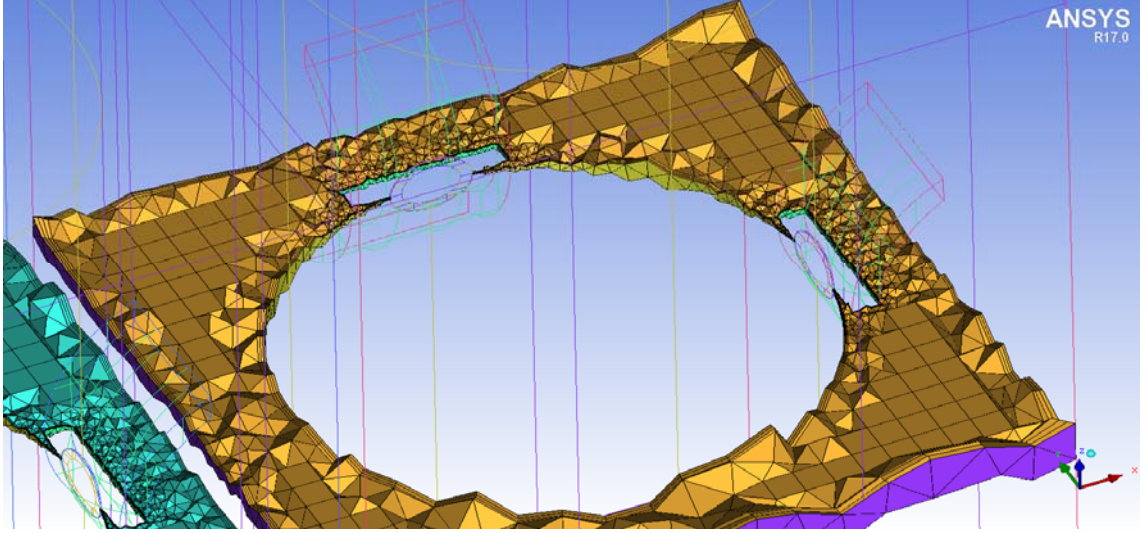


Şekil 7-11 Yatay Yakıt Destek Parçalarının Olduğu Bölgede Örgü Yapısının Görünümü

Son olarak çokyüzlü örgü, yüzeylerde prizma ve iç kısımlarda ise tamamen çokgen hücrelerden oluşmaktadır. Bu örgü yapısı dörtyüzlü örgüde dört yüzeyle hücrelerden hazırlanılan iç bölgelerin Fluent modülünde çokyüzlü hücrelere dönüştürülmesi ile elde edilmiştir.

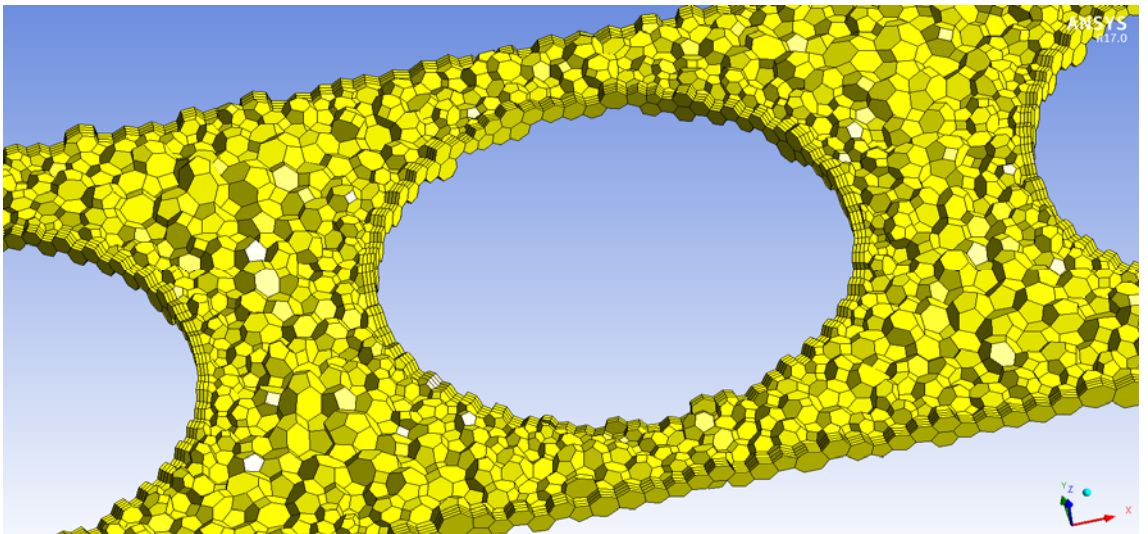


Şekil 7-12 Yatay Yakıt Destek Parçalarının Olduğu Bölgede Örgü Yapısının Yakından Görünümü

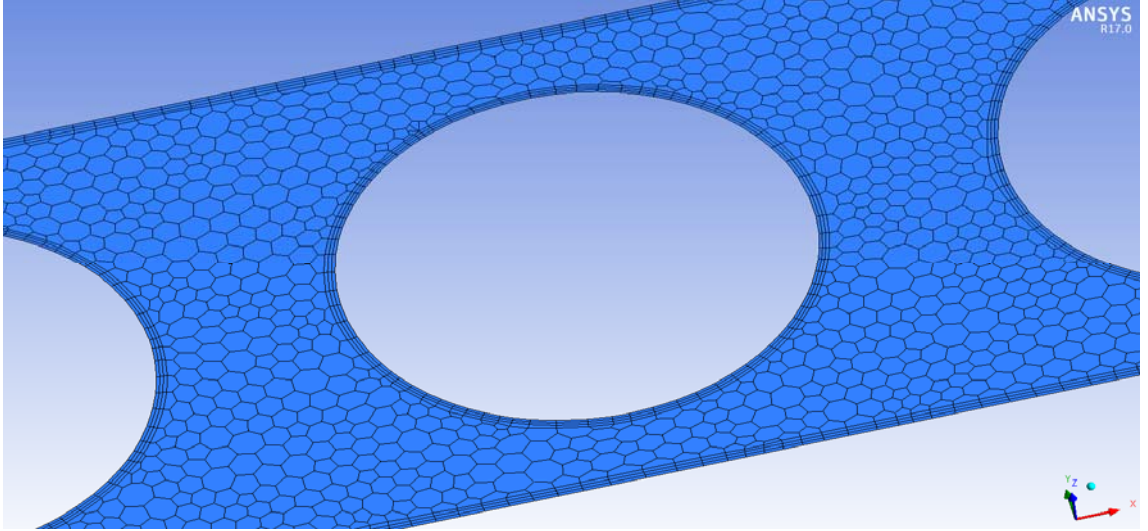


Şekil 7-13 Dikey Yakıt Destek Parçalarının Olduğu Bölgede Örgü Yapısının Görünümü

Hücrelerin dört yüzeyleten çok yüzeyle elemanlara dönüştürülmesi ile birlikte, hücre eğikliği iyileştirilmekte ve dolayısıyla nümerik çözümün doğasında var olan sayısal, diğer adıyla sahte, yayılım nispeten daha düşük seviyelerde tutulabilmektedir. Diğer yandan dörtyüzlü örgü ile karşılaştırıldığında hücre sayısında önemli ölçüde azalma sağlanmaktadır. Aralarındaki fark 3 katına kadar çıkmaktadır. Bunun sonucunda, hesaplama zamanında da dikkate değer azalma gözlenmektedir. Anlaşılacağı üzere çokyüzlü örgü dörtyüzlüye göre önemli üstünlükler içermektedir. Kanal içerisinde çokyüzlü örgü yapısını gösteren bir kesitler Şekil 7-14 ve Şekil 7-15’de verilmiştir.



Şekil 7-14 Yakıt Ayracı Öncesinde Çokyüzlü Örgü Yapısı



Şekil 7-15 Yakıt Ayracı Öncesinde Çokyüzlü Örgü Yapısı Kesiti

Çalışmada, hesaplamaların örgüden bağımsız sonuçlar sunacağı en uygun örgü yoğunluğunun belirlenebilmesi amacıyla her bir örgü türü için farklı yoğunluk seviyelerinde örgüler üretilmiştir. Örgü I'den IV'e kadar derecelendirilen yoğunluklara ilişkin özellikler Çizelge 7.1'de verilmiştir.

Hazırlanan ilk örgü, nispeten düşük hücre sayısına sahiptir. Ayraç öncesi ve sonrasındaki kısımlarda hücrelerin her bir köşe uzunluğu en çok 0.25 mm, ayraç bölgesinde ise 0.18 mm olarak ayarlanmıştır. Yüzey elemanlarının uzunlukları en çok 0.5 mm, yakıt destek elemanların bulunduğu bölgede ise 0.01 mm'ye kadar küçülmektedir. Yüzeylerde 3 prizma katmanı kullanılmıştır. Prizma kalınlığı, geometri genelinde y^+ değeri 30 olacak şekilde ayarlanmıştır ancak, yakıt çubuğu destek elemanlarının yakıt çubuğu ile kesiştiği bölgelerde y^+ değeri küçülmektedir. Her örgü türü, yapısına özgü olarak farklı hücre sayılarından oluşmaktadır. Dörtüzlü örgüde 4.6, melez örgüde 5.8 ve çokyüzlü örgüde ise 2.1 milyon hücre bulunmaktadır.

İlk örgü yapısını takiben hazırlanan örgülerde sonuçların örgünün yoğunluğundan bağımsızlığını anlayabilmek için hücre yoğunluğu arttırılmaktadır. Genel olarak iki örgü arasında % 50 oranında yoğunlaştırma hedeflenmektedir. Hazırlanan ikinci örgüde, ayraç öncesindeki kısımdaki hücrelerin köşe uzunluğu 0.25 mm'den 0.225 mm'ye düşürülmüştür. Gelişmekte olan akışın modellendiği bu kısımda, ilk hazırlanan örgü boyutlarında ayraç öncesinde gelişmiş akış koşullarının oluşuyor olduğu anlaşıldığından boyutlarda asgari ölçüde değişiklik yapılmıştır. Ayraç kısmında ise hücre köşe uzunluğu 0.25'ten 0.15 mm'ye düşürülmüştür. Yeni ölçü ile

yaklaşık olarak % 66'lık bir yoğunlaştırma söz konusudur. Ayrıcı sonrasındaki kısımda ise hücrelerin her bir köşe uzunluğu en çok 0.22 mm olarak belirlenmiştir. Yüzey elemanlarının uzunlukları ise 0.32 mm olarak seçilmiş olup, melez örgüde 5 dörtyüzlü ve çokyüzlü örgülerde 3'er prizma katmanı oluşturulmuştur. Yüzey eleman sayısının görünür bir etkisi olmadığı anlaşılabacağından, daha sonra oluşturulmuş olan çokyüzlü örgüde 3 prizma katmanı kullanılması yeterli görülmüştür. y^+ değeri 30 olarak korunmuştur. Yeni oluşturulan örgülerdeki hücre sayıları melez örgüde 9.7, dörtyüzlü örgüde 8.1 ve çokyüzlü örgüde 3.1 milyondur. Hücre sayıları genel olarak kıyaslandığında yeni oluşturulan örgü yapısında % 45-75 oranlarında yoğunlaştırma söz konusudur.

Üçüncü örgüde, yakıt ayracı öncesi ve sonrasındaki kısımlarda hücrelerin her bir köşe uzunluğu en çok 0.22 mm ve ayraç bölgesinde 0.15 mm olarak korunmuştur. Yüzey elemanlarının uzunlukları ise en çok 0.25 mm'dir. Çalışma sonuçlarında yakıt destek elemanlarının bulunduğu kısımlarda detaylı bir örgü yapısı oluşturulmasının sonuçlar üzerinde dikkate değer bir etkisinin olmadığı anlaşılmıştır. Dolayısıyla, bu bölgelerde Örgü II'de detaylıca hazırlanmış olan örgünün yoğunluğu azaltılmıştır. Bu sayede hücre sayısında ve dolayısıyla hesaplama sürelerinde önemli tasarruf sağlanmaktadır. Diğer yandan, bir önceki örgünün toplam hücre sayısı ile kıyaslama yapıldığında yoğunlaştırma oranı anlaşılamayacaktır. Bu sebeple, etkin bir kıyaslama yapılabilmesi için melez ve dörtyüzlü örgülerde farklı mesafelerde örgü kesitlerindeki hücre sayıları tespit edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Söz konusu bilgiler Çizelge 7.1'de yer almaktadır. Bunun yanı sıra, sonuçlar değerlendirildiğinde yüzeylerde 3 prizma katmanı kullanımının yeterli olduğu görülmüştür ve y^+ değeri ise 30 olacak şekilde ayarlanmıştır. Örgü III'ün hücre sayıları melez örgüde 8.7, dörtyüzlü örgüde 9.5 ve çokyüzlü örgüde ise 4.6 milyondur. Örgü kesitlerindeki hücre sayıları kıyaslandığında Örgü II'ye göre % 65 - 75 oranlarında yoğunlaştırma söz konusudur.

Dördüncü örgüler sadece dörtyüzlü ve melez örgü yapılarında hazırlanmıştır. Sonuçlar bölümünde anlatılacağı üzere, dörtyüzlü ve melez örgü ile yapılan çalışmalarda örgüsel yakınsamanın III. seviyedeki örgüde sağlanamaması neticesinde daha yoğun örgü hazırlanılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Yakıt destek elemanların bulunduğu bölgede programın otomatik olarak atayacağı nispeten düşük hücre yoğunlukları kullanılmaya devam edilmiştir. Benzer şekilde yüzeylerde

3'er prizma hücre kullanılmıştır. Dördüncü örgüde yüzey elemanları da dahil olmak üzere hücrelerin her bir köşe uzunluğu en çok 0.18 mm, ayırıcı bölgesinde ise 0.15 mm olarak ayarlanmıştır. Hazırlanılan örgüde hücre sayıları melez örgüde 13.5 ve dörtyüzlü örgüde 12.9 milyondur. Örgü kesitlerindeki hücre sayıları kıyaslandığında Örgü III'e göre yaklaşık % 65 oranlarında yoğunlaştırma söz konusudur.

Hazırlanılan örgü yapılarına ilişkin özet bilgiler Çizelge 7.1'de verilmiştir. Çizelgede yer alan kanal kesitlerindeki hücre sayıları bölümünde, geometri üzerinde giriş kısmından başlayarak z-ekseni boyunca kesitlerin konumu oransal olarak ifade edilmektedir. 0.2 konumu yakıt ayırıcı öncesindeki giriş kısmını, 0.325 ayraç kısmında ilk iki sıra destek elemanlar arasında kalan bölgeyi, 0.35 ayraç kısmında destek elemanların bulunduğu ayracın orta bölümünü, 0.5 ayraç çıkışı sonrası yakın bölgeyi ve son olarak 0.7 ayraç çıkışı sonrası uzak bölgeyi ifade etmektedir.

Çizelge 7.1 Çalışmada Kullanılan Örgü Yapılarının Özellikleri

Örgü Özellikleri	Örgü I	Örgü II	Örgü III	Örgü VI
Toplam hücre sayısı (mil.)				
Melez örgü	5.8	9.7	8.7	13.5
Dörtüzlü örgü	4.6	8.1	9.5	12.9
Çokyüzlü örgü	2.1	3.1	4.6	-
Hücre boyutu (mm)				
Yakıt ayracı öncesi	0.25	0.22	0.22	0.18
Yakıt ayracı kısımda	0.18	0.15	0.15	0.15
Yakıt ayracı sonrası	0.25	0.22	0.22	0.18
Yüzey hücre büyüklüğü	0.50	0.32	0.25	0.18
Yüzey katman sayısı	3	5	3	3
y ⁺ değeri	30	30	30	30
Kanal kesitinde hücre sayısı				
Melez örgü				
0.7	4288	6659	10103	14084
0.5	4231	6497	10024	13666
0.35	25395	30619	15402	23736
0.325	6776	16046	11994	21782
0.2	4331	6334	10225	13826
Dörtüzlü örgü				
0.7	4225	6881	9198	11298
0.5	4216	6742	9093	11244
0.35	24151	28844	15046	15301
0.325	6616	10076	10273	12132
0.2	4303	6757	9327	11220

7.5 Ayarlar

Bu kısımda benzetim çalışmalarında Fluent modülünde kullanılan ayarlar anlatılacaktır. Benzetimlerde kullanılan türbülans modelleri ve modellere ilişkin ayarlar, çözüm yolu ve ayrıştırma yöntemleri, hesaplama süreleri ve yakınsama kriterleri, sınır koşulları ve izlenen değişkenlere ilişkin bilgiler ilgili başlıklar altında verilmektedir.

7.5.1 Türbülans Modelleri

Çalışmada gerçek akışın fiziğini yansıtabilecek en uygun türbülans modelinin belirlenmesi amacıyla Fluent programında sunulan RANS tabanlı türbülans modellerin tamamına yakını kullanılmıştır. Modeller, model sabitleri değiştirilmeden orijinal ayarları korunarak kullanılmış olup, farklı çözücü ayarları ve çözüm stratejileri ile koşulmuştur. Ayraç bölgesinde yakıt destek elemanlarının bulunduğu kısımlarda y^+ değerinin homojen olarak korunması mümkün olamamaktadır. Bu sebeple yüksek Reynolds modellerinde duvar kenarları, ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (scalable wall function) kullanılarak çözümlenmiştir.

Çalışmada kullanılan türbülans modelleri aşağıda verilmiştir.

- k-epsilon
 - Standard
 - RNG
 - Realizable
- k-omega
 - Standard
 - BSL
 - SST
- Transition k-kl-omega
- Transition SST
- Reynolds Stress
 - Linear Pressure Strain

7.5.2 Çözücü Özellikleri

Çalışmada gerçekleştirilen çözümlerde Reynolds Gerilmeleri dışında kullanılan modellerin tamamında ayrıştırılmış basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır ve çözümler

sürekli durum için gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırılamaz akışın modelleneyecek olması sebebiyle, bu tür akışlara özel geliştirilmiş olan basınç tabanlı çözücü kullanılması yerinde bir tercihtir. Ayrıca yapılan ölçümler ortalama değerleri içeriyor olduğundan çözümler sürekli durum için elde edilmelidir.

Basınç-hız eşleştirme yöntemi olarak SIMPLEC tercih edilmiştir. SIMPLEC tercih edilmesinin sebebi güvenilir ve güçlü bir çözüm yöntemi olmasıdır, çıkış noktası olan SIMPLE yöntemine göre daha karmaşık ve geliştirilmiş sürümüdür. Yöntem, SIMPLE'a ilaveten eğrilik (skewness) düzeltme hesapları yapabilme kabiliyetine sahip olduğundan bozuk yüzeylerde daha iyi performans sunabilmektedir. Ayırıştırılmış türde bir çözüm yöntemi olan SIMPLEC, birleştirilmiş türde veya yoğunluk tabanlı çözüm yöntemlerine göre daha az işlem gücüne ihtiyaç duyması ile avantaj sağlamaktadır. Ayrıca çözümlenmesine gerek duyulmayan denklemler çözüm döngüsünden çıkarmak mümkündür. Yapılan deneylerde akışkanın oda sıcaklığında olduğu ve deney düzeneği içerisindeki etkileşimin adyabatik ve izotermal kabul edilebileceği için bu çalışmada basınç tabanlı çözücü ile gerçekleştirilmiş çözümlerde enerji denklemi kullanılmamıştır.

Hesaplanan kalıntıların tamamının 10^{-4} 'e kadar azalması ile sonuçların yakınsadığı kabul edilmektedir. Ancak, bu tek başına yeterli olmamaktadır. Çözümün yakınsadığından emin olabilmek için kalıntıların sınır değerleri iptal edilerek, kalıntı profillerinin yeterince bir süre 10^{-4} 'ten aşağıda kaldığı ve istikrarlı bir yapı sergileyip sergilemediği incelenmiştir. Kalıntıların ortalamadan büyük oranlarda sapması çözümün yakınsamadığının bir göstergesidir. Sonucun yakınsayıp yakınsamadığına ilişkin diğer bir gösterge ise çözüm alanındaki kütle veya ısı akısındaki değişimin gözlenmesidir. Çalışmada kütle akısı izlemeye alınmıştır. Akışın giriş ve çıkış debisi izlenerek arasındaki farkın % 1'den küçük olması yeterli hassasiyette sonuç elde edildiğinin bir göstergesidir.

Sonuçları etkileyebilecek önemli bir etken de sınır koşullarıdır. Yapılan çalışmada kullanılan bütün modellerde aynı sınır koşulları kabul edilmiştir. Deney düzeneği girişinde akışın hızı ölçüm değeri olan 3 m/s olarak kabul edilmiştir. Giriş bölgesindeki türbülans karakteristiklerinde programın öngördüğü değerler korunmuştur. Türbülans yoğunluğu % 5 ve türbülans viskozite oranı ise % 10 olarak alınmıştır. Deney düzeneği çıkışında ise çıkış basınç sınır koşulları tanımlanmıştır. Çıkış basıncına herhangi bir değer girilmesine gerek yoktur, Fluent geometri

boyunca meydana gelen basınç düşüşünü modelde öngörülen sınır değerlerinden hesaplayabilir. Ayrıca, deneysel verilerde tek fazlı akışta basınç kaybına ilişkin bir bilgi olmaması sebebiyle bu çalışmada bu yönde bir karşılaştırma yapılmamıştır. Modelde giriş ve çıkış yüzeyleri dışındaki yüzeyler duvar olarak belirlenmiştir ve yüzeylerde kaymama şartı (no slip condition) kabul edilmiştir.

Çözümlerde kullanılan sönümleme çarpanı (under-relaxation factor) çözümün ıraksamaması için program tarafından öngörülen değerlerin aşağısına çekilmiştir. Örneğin basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi gibi değişkenler 0.3 alınmıştır. Türbülans sönümleme oranı 0.5 tercih edilmiş, diğer değişkenler ise değiştirilmemiştir. Sönümleme çarpanının küçültülmesi çözümün dengesizleşmesini önlerken, yakınsama süresini de uzatmaktadır.

Deneysel verileri kıyaslayabilmek için ölçüm alınan noktalar örgü yapısı üzerinde belirlenerek izlemeye alınmıştır. Ayraç bölgesinden $-3d_h$, $3d_h$ ve $40d_h$ mesafelerinde soldan birinci ve ikinci yakıt çubuklarının ortasından geçen doğru boyunca hız profilleri gözlemlenmiştir. Deney düzeneği boyunca aralıklarla düzlemsel hız ve türbülans kinetik enerji dağılım haritaları oluşturulmuştur. İzlenen değerlerin deneysel veriler ile kıyaslanmasının yanı sıra farklı model ve örgü yapılarından elde edilen sonuçlar da birbiri ile kıyaslanmıştır.

Modellerin her biri ilk aşamada 5000 iterasyon boyunca çözülmüştür. Çözümün yukarıda anlatılan kriterler doğrultusunda yakınsamadığına karar kılınması durumunda sonuçlarda yakınsama sağlanıncaya kadar çözüme devam edilmiştir.

8 SONUÇLAR

Sonuçlar bölümünde, Modelleme Çalışmaları başlığı altında anlatılan durumlarda gerçekleştirilen benzetim sonuçları sunulmakta ve sonuçlara ilişkin gerekli açıklama ve görüşler yer almaktadır.

İlk kısımda, referans alınan deneysel çalışma sonuçları özetlenmiştir.

İkinci kısımda, en uygun örgü yapısının belirlenmesi amacıyla örgü yapıları üzerinde yapılan çalışma sonuçları sunulmuştur. Dörtüzlü, Melez ve Çokyüzlü türündeki örgü yapıları incelenerek, sonuçların örgünün yoğunluğundan bağımsız yakınsama sağlayacağı en uygun örgü yoğunlukları belirlenmiş ve deney sonuçlarını yansıtan en yakın örgü türü incelenmiştir.

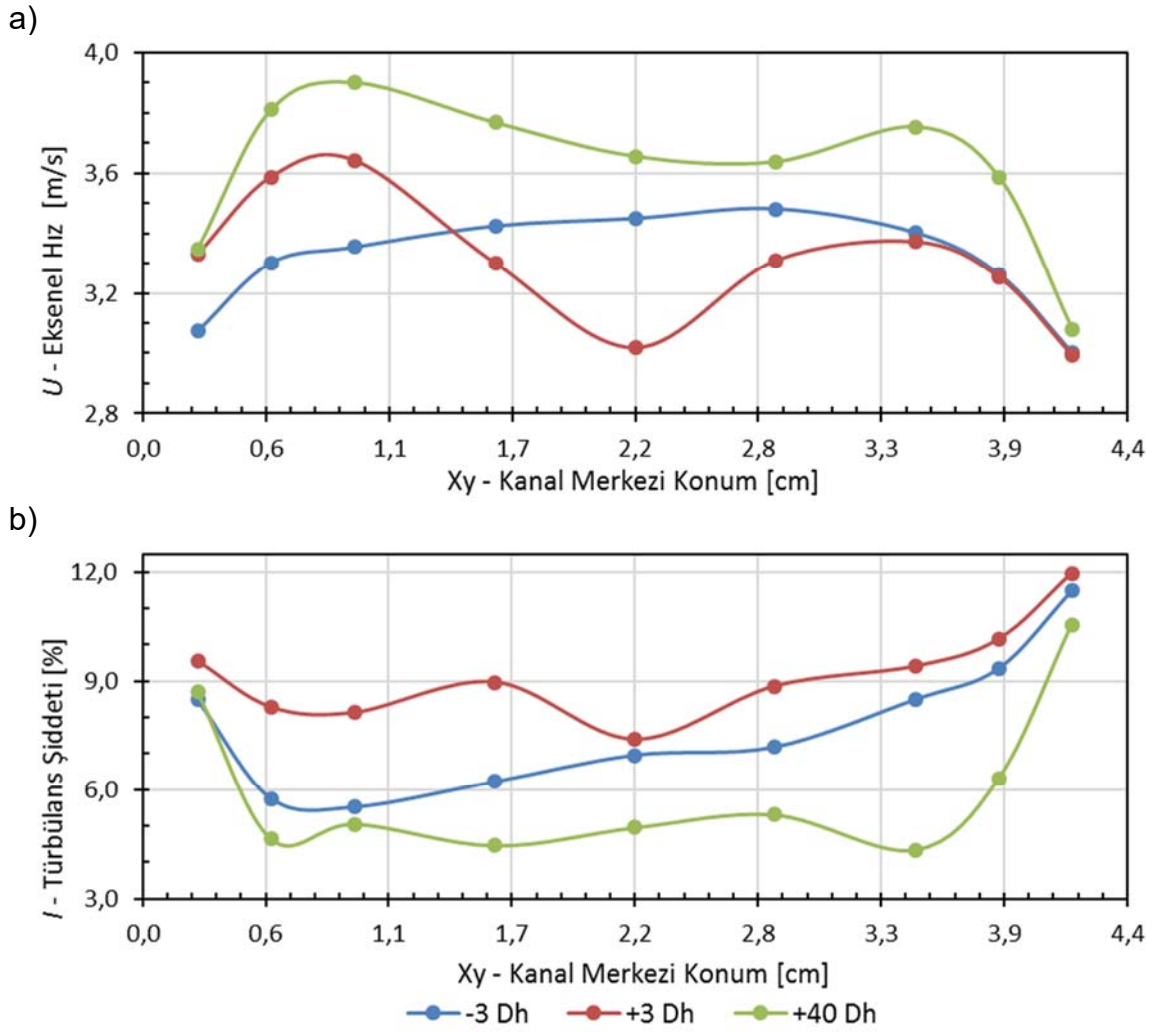
Üçüncü kısımda, Melez, Dörtüzlü ve Çokyüzlü yapıları için elde edilen en uygun örgü yoğunluklarında, çalışmada belirlenen türbülans modelleri kullanılarak hız dağılımı ve türbülans şiddeti değerleri karşılaştırmalı olarak incelenmektedir. İlk aşamada, hız dağılımı incelenerek deneysel verilerle en uyumlu sonuçları sunan türbülans modeli belirlenmiştir. İkinci aşamada ise türbülans şiddeti sonuçları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Dördüncü kısımda, belirlenen en uygun türbülans modeli ile yakıt demetleri ve yakıt ayırıcı içerisindeki akış hareketleri incelenmiş ve yorumlanmıştır.

Beşinci ve son kısımda ise çalışma özeti ve ileriki çalışmalar için öneriler yer almaktadır.

8.1 Deneysel Çalışma Sonuçları

Çalışmada Penn State Üniversitesi akış laboratuvarında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar referans alınmıştır [1]. Şekil 8-1'de kanal boyunca $-3d_h$, $+3d_h$, $+40d_h$ konumlarında soldan birinci ve ikinci yakıt çubuğu arasında kanal merkezinde, akış yönündeki hız ve türbülans şiddeti dağılımı verilmiştir.



Şekil 8-1 Deney Sonuçları a) Kanal Merkezi Hız Dağılımı b) Kanal Merkezi Türbülans Şiddeti Dağılımı

Deneyisel sonuçlar incelendiğinde yakıt ayracı öncesi ölçümlerde simetrik bir dağılım elde edilememiş olduğu görülmektedir. Bu sonuç deney koşullarındaki bazı bilinmeyenlerden kaynaklandığı düşünülmektedir ve Wheeler'ın tezinde de akış giriş koşullarındaki olumsuzluklara işaret edilmektedir. Bu sebeple, gelişmiş akış koşullarının tamamen sağlanamadığı ve kanalın arka yarısına doğru akış hızında artışa neden olduğu anlaşılmaktadır. Nümerik çözümlerde benzer bir eşitsizlik ile karşılaşılması beklenmemektedir. Kanalın ilerleyen kısımlarında sonuçların bu sebepten ötürü bir miktar etkilenmesi söz konusu olmasına rağmen, +3d_h, +40d_h'de sonuçlardaki değişim dikkate alındığında yakıt ayraç yapısının akış üzerindeki etkisinin baskın olduğu ve giriş koşullarının etkisinin kanalın ilerleyen kısımlarında ihmal edilebilir düzeylere ineceği öngörülmektedir.

8.2 Örgü Yapısı Üzerinde Yapılan Çalışmalar

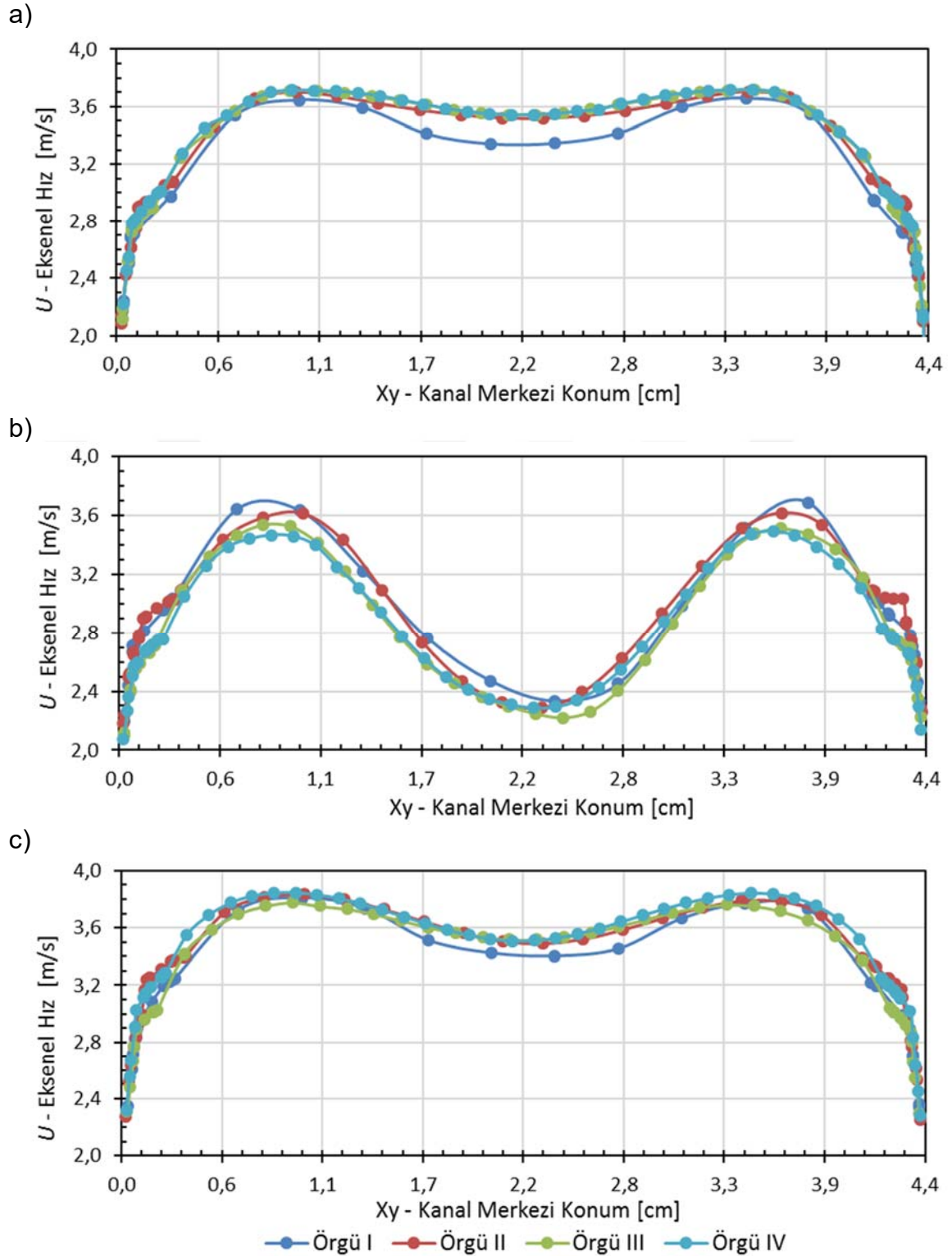
Modele uygun örgü yapısının belirlenmesi amacıyla, çalışmada üç farklı örgü türü dikkate alınmıştır. Bunlar Dörtüzlü, Melez ve Çokyüzlü örgüdür. Her örgü türü için düşük orta ve yüksek çözünürlükte farklı örgü yapıları oluşturularak, kanal merkezlerinde eksenel yönlerdeki hız dağılımları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmaktadır. İlk aşamada $-3d_h$, $+3d_h$ ve $+40d_h$ mesafelerinde elde edilen hız dağılımlarındaki değişim gözlemlenerek her bir örgü türü için en uygun çözünürlük incelenecektir. Sonrasında farklı türlerdeki çözümler bir biri ile kıyaslanacaktır.

En uygun örgü yapısının belirlenmesinde, türbülans modellerinin tamamı ile çözüm gerçekleştirilmeye gerek duyulmamıştır. Bunun yerine, iki denklemlili modelleri temsilen $k - \varepsilon$ Standart modeli tercih edilmiştir. Daha kompleks modelleri temsil etmesi amacıyla Reynolds Gerilme Modeli (*RSM LPS*) tercih edilmiştir. Her bir çalışmada tercih edilen iki türbülans modeli için de çözüm yapılmıştır.

8.2.1 Melez Örgü Sonuçları

İlk aşamada melez örgü yapısında gerçekleştirilen çalışma sonuçları verilmiştir. $k - \varepsilon$ Standart ve *RMS LPS* modelleri için $-3d_h$, $+3d_h$ ve $+40d_h$ mesafelerinde farklı örgü çözünürlüğündeki sonuçlar Şekil 8-2 ve Şekil 8-3'de verilmektedir.

$k - \varepsilon$ Standart ile yapılan çözümlerde kanal merkezlerindeki hız dağılımı incelendiğinde, öncelikle bütün örgü yoğunluklarında aynı görünümün yakalanabilmiş olmasına rağmen Örgü I'in diğer örgü yoğunlukları karşısında yetersiz kaldığı görülmektedir. Nitekim, $-3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında elde edilen sonuçlar diğerleri ile kıyaslandığında, orta kısımda daha düşük hız dağılımı elde edildiği ve örgü yoğunluğunun iyileştirilmesi ile sonuçların da değiştiği görülmektedir. Böylece, örgü yapısının kullanılan modele özgü olarak akıştaki değişimi yakalayabilecek sıklıkta hücre içermediği anlaşılmaktadır. Ayraç yapısının hemen sonrasında $+3d_h$ konumunda ise bütün örgü yoğunluklarında yakın sonuçlar elde edilmiştir. Ancak, Örgü I ve II'de elde edilen sonuçlarda hücre yoğunluğunun artırılması ile değişimin devam ettiği görülmektedir. Örgü I'de ayraç öncesinde gelişmiş akış koşullarının sağlanamamış olmasına rağmen $+3d_h$ konumunda elde edilen hız dağılımı ile III. ve IV. örgü sonuçları arasında büyük farklılıklar yoktur.



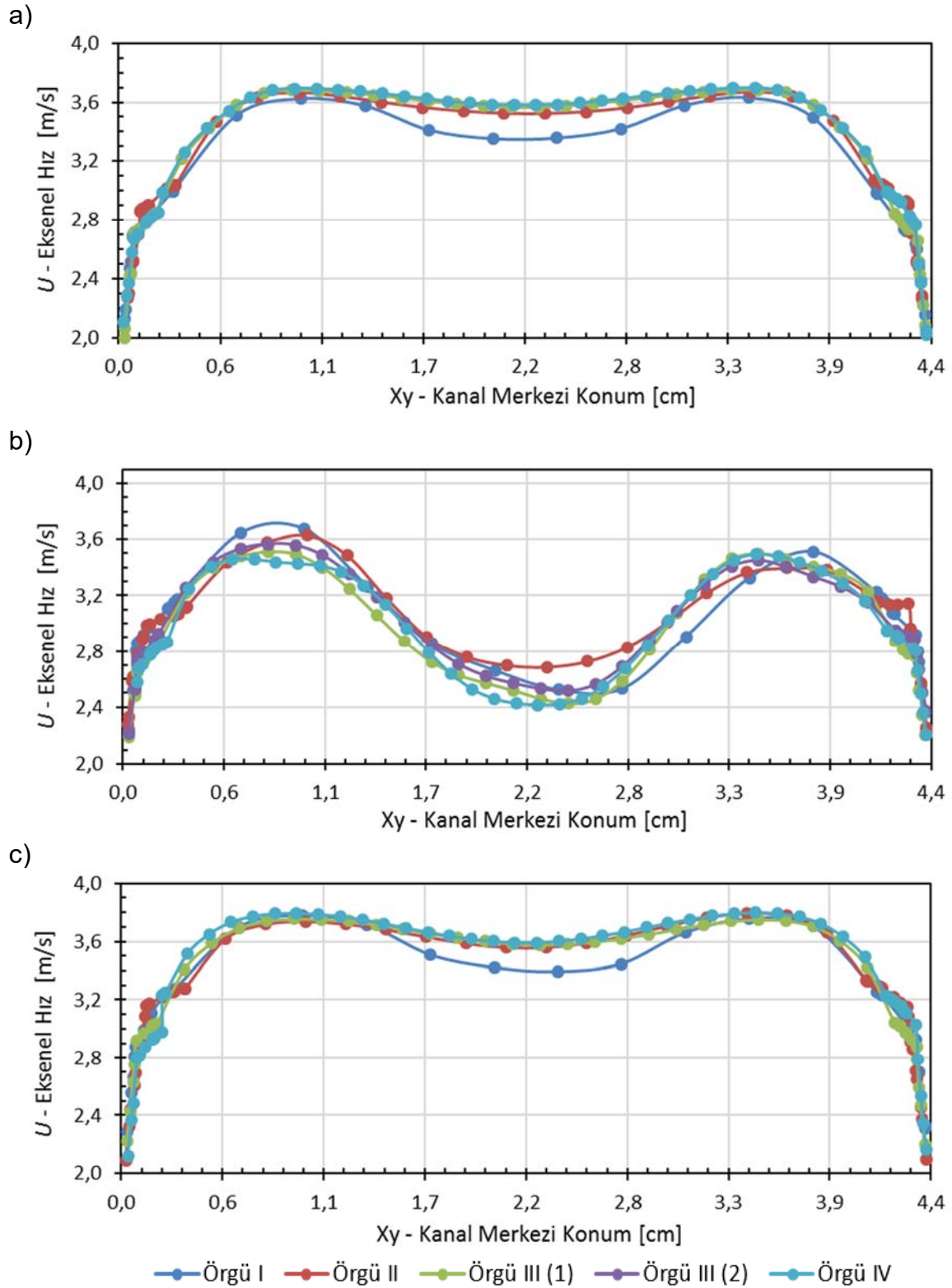
Şekil 8-2 Melez Örgü, $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

Bu sonuç, adveksiyon hareketlerinin ön planda olduğu bölgelerde yüksek yoğunlukta oluşturulmuş örgü yapılarının sonuç üzerindeki etkisinin çok fazla

olmadığına işaret etmektedir. Ancak, ikincil momentin etkilerinin görüleceği bölgelerde ($-3d_h$ ve $+40d_h$) örgü yoğunluğunun önemi öne çıkmaktadır. Diğer yandan, Örgü II'de gelişmiş akış koşullarının oluşuyor olmasına rağmen $+3d_h$ konumundaki sonuçların halen yakınsamadığı görülmektedir ve Örgü III'ün yanı sıra Örgü IV'ün hazırlanmasına ihtiyaç doğmuştur. Örgüsel yakınsama, sonuçlardaki değişimin asgari düzeye indirilebildiği Örgü III ile sağlanabilmiştir ve sonuçların örgü yoğunluğundan bağımsız olduğunu göstermektedir.

Reynolds Gerilme Modeli ile yapılan çözüm sonuçları Şekil 8-3'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, $k - \varepsilon Standart$ modelinde elde edilenler ile yakından benzerlik olduğu görülmektedir. İlk örgü yoğunluğunda $-3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında kanal merkezlerinde nispeten düşük hız dağılımı elde edilirken, diğer örgü yoğunlukları arasındaki sonuçlarda neredeyse birebir uyum göze çarpmaktadır. Tartışmaya en açık sonuçlar ise akış hareketlerinin karmaşıklaştığı ve dolayısıyla örgüler arasında farklı sonuçların elde edildiği ayraç sonrası $+3d_h$ konumunda elde edilmiştir. Örgü yoğunluğunun, $+3d_h$ konumunda elde edilen sonuçlar üzerindeki etkisinin büyük olmasına karşın, akışın ilerleyen kısımlarında ($+40d_h$) düşük yoğunluktaki örgü yapılarında dahi diğer örgülerle aynı sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Bu sonuç bize $+40d_h$ konumunda ayraç yapısının akış üzerindeki etkisinin kaybolduğunu ve bütün örgü yoğunluklarında gelişmiş akış koşullarının yeniden oluşması için yeterli yoğunlukta hücre sayısının mevcut olduğunu göstermektedir. $k - \varepsilon Standart$ modeli ile gerçekleştirilen çözüm sonuçlarında olduğu gibi örgüsel yakınsama III. örgü yoğunluğunda elde edilebilmiştir.

$+3d_h$ konumunda elde ettiğimiz sonuçlar üzerinde yoğunlaşırsak, Örgü I ile II arasında kanal merkezindeki hız dağılımında alt tepe noktası değerleri azalırken, ikinci üst tepe noktasının konumunun kanalın arka duvarına doğru kaydığı görülmektedir. Örgü yoğunluğu daha arttığında (Örgü III ve IV) üstü tepe noktası eski konumuna dönerken, alt tepe noktası değerleri sabit kalmaktadır. Çözümün en önemli çıktısı; $k - \varepsilon Standart$ modelinin aksine *RSM LPS* ile yapılan çözüm sonuçlarında dalgalanmalar yaşandığı tespit edilmiştir. Bu noktada, çözümün yakınsayıp yakınsamadığının anlaşılabilmesi için sadece sonuçlara bakmak ve değişimin belirli bir seviyenin altında olduğunu görmek yeterli olmamaktadır. Bu sebeple kalıntı değerleri (residuals) ve kütle korunumu gibi diğer izleme yöntemleri göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 8-3 Melez Örgü, *RSM LPS* Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

Çözüm kalıntıları incelendiğinde bütün değerlerin 10^{-4} 'ün altına düştüğü görülmektedir ayrıca, kütle korunumu da %0,5'in altında bir oranda fark ile sağlanabilmiştir dolayısıyla, yeterli sayılabilecek düzeyde yakınsama elde edilmiş

olduğu söylenebilir. Ancak >30.000 iterasyon gibi uzun çözüm süreleri boyunca hesaplamaların devam ettirilmesine rağmen çözüm değerlerindeki dalgalanmalarda dikkate değer bir azalma gözlenmemiştir. Diğer yandan kalıntı profili incelendiğinde, değerler sabit düzeyde seyretmekte ve belirli aralıklarla periyodik olarak ani dalgalanmalar meydana gelmektedir. Bu neticeden sonuçların dalgalanmasını tetikleyen iki etkenin olabileceği düşünülmüştür. Bunlardan ilki model geometrisinden kaynaklı olarak az sayıda da olsa önüne geçilemeyen düşük kalitedeki hücreler olabilir. Düşük kalitedeki (0,2'den düşük) hücrelerin model genelindeki toplam hücre sayısına oranı % 0,5 civarındadır. Ancak, bunun olma ihtimali düşüktür çünkü, benzer bir dalgalanma aynı örgü yapısında $k - \varepsilon$ Standart modeli ile yapılan çalışma sonuçlarında görülmemektedir. Ayrıca Örgü II ile III arasında bulunan önemli fark da, bunu doğrular niteliktedir. II. Örgü'de ayraç destek parçalarının yanındaki örgü yapısı detaylandırılarak üretilirken III. Örgü'de bu şekilde bir detay oluşturulmamış ve II'ye göre nispeten daha makul seviyede hücre sayısı elde edilmiş olmasının yanı sıra bunun sonucunda da daha çok sayıda düşük kalitede hücre açığa çıkmıştır. Nitekim örgü kalitesinde böyle bir değişim meydana gelmiş olmasına rağmen, ileride daha detaylı aktarılacağı üzere, Örgü II ve III ile elde edilen sonuçlar birbirinin aynısıdır. Dolayısıyla daha çok duvar kenarlarında ve kesişim bölgelerinde oluşan bu düşük kaliteli hücrelerin sonuçlar üzerindeki etkilerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu söylenebilir. Sonuçlarda dalgalanmalar oluşmasına ilişkin diğer bir etken ise akışın zamana bağlı değişmesinden kaynaklanabileceği yönündedir. Yakıt destek parçalarının girdap döküntüsü (vortex shedding) benzeri etkileri başlatıyor olması mümkündür. Nitekim yapılan çalışmalarda oval şeklindeki yakıt çubuğu destek elemanlarının girdap döküntüsü etkisi meydana geldiğine dair tespitler yapılmıştır [20], [21]. Çalışmanın bu bölümünde, dalgalanmaların boyutlarını gösterebilmek için Örgü III'te ilerleyen çözüm döngüsü içerisindeki iki sonuç Şekil 8-5'te gösterilmiştir. Verilen örnekler yaklaşık olarak 5000 iterasyon aralıklarla elde edilen sonuçları sunmaktadır. Sonuçlarda dikkat çeken nokta çözüm durumlarının tamamında üst tepe noktalarında değişimlerin minimum olduğudur. Sonuçların dalgalandığı kısım daha çok ölçüm mesafesinin orta kısmında alt tepe noktasında yaşanmaktadır. Örgü yoğunluğu arttırıldığında (Örgü IV) çözümde aynı bölgelerde benzer büyüklüklerde dalgalanmalar devam etmektedir. Şekil 8-3'de Örgü IV'te verilen sonuçlar aynı süre çözüm yapılan Örgü III (1) ile yakın derecede örtüştüğü görülebilir. Dolayısıyla, Örgü

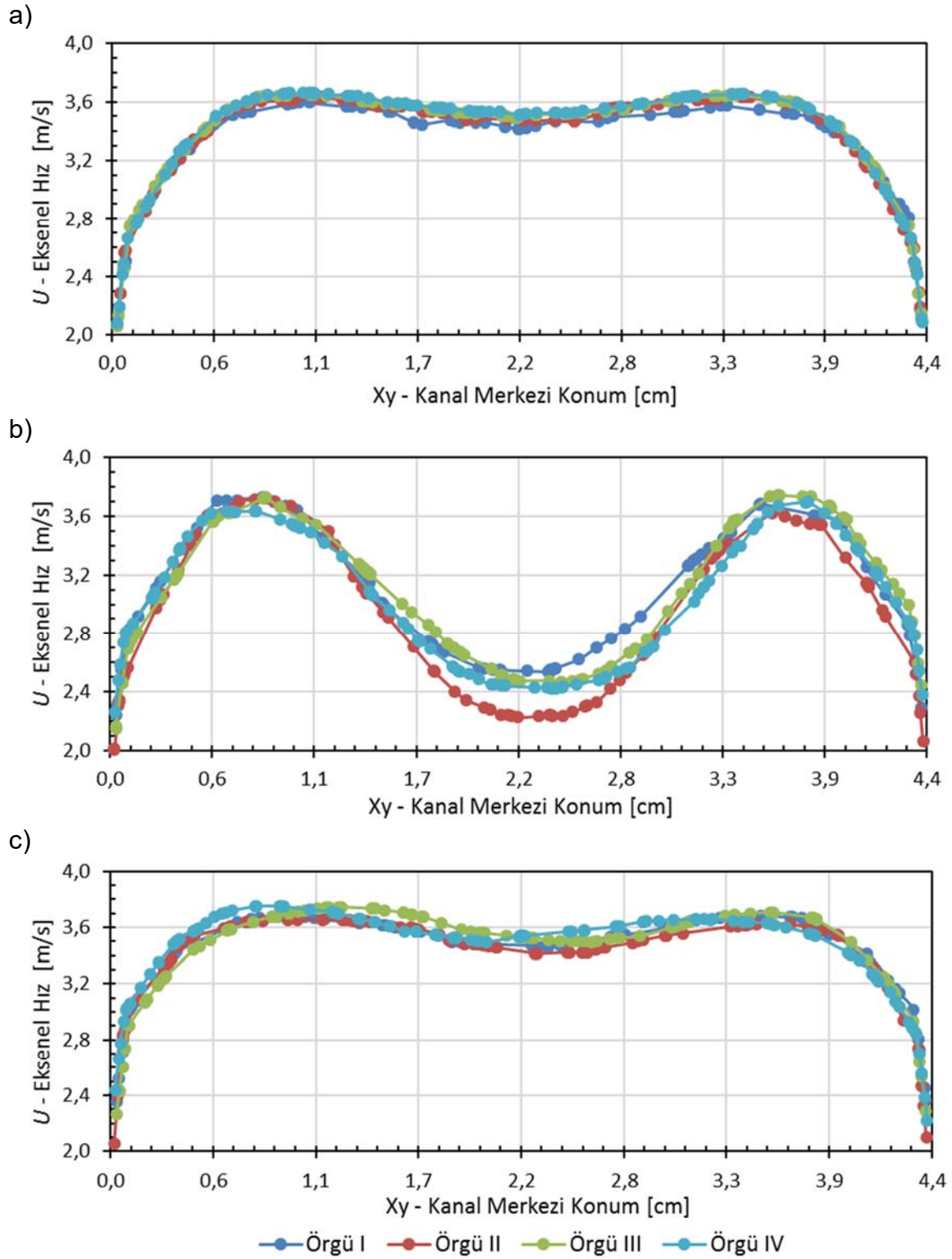
III'te örgüsel yakınsamanın sağlandığı görülmektedir ve sonuçların bu tipteki örgü yapısı için hücre sayısından bağımsız olduğunu teyit edilmiştir.

8.2.2 Dörtüzlü Örgü Sonuçları

Dörtüzlü örgü yapısında $k - \varepsilon$ Standart ve RMS LPS modelleri ile farklı örgü çözünürlüklerinde gerçekleştirilen çalışma sonuçları Şekil 8-4 ve Şekil 8-5'de verilmektedir.

$k - \varepsilon$ Standart ile yapılan çözümlerde, sonuçların melez örgüde elde edilen sonuçlar ile uyumlu olduğu görülebilmektedir. Aynı görünümde hız dağılımı elde edilmiştir. Diğer yandan melez örgüden farklı olarak dörtüzlü örgüde $k - \varepsilon$ Standart ile yüksek çözünürlükte gerçekleştirilen çözüm sonuçlarının da çözüm döngüsü içerisinde dalgalandığı görülmüştür. Örgü yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi incelendiğinde $-3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında bütün örgü yoğunluklarında yakın sonuçlar elde edildiği gözlemlenirken, Örgü I'den Örgü II'ye iyileştirildiğinde $+3d_h$ konumunda kanal merkez hızının azaldığı dikkat çekmektedir. Bu sonuç, Örgü I'in akıştaki değişimi yakalayabilecek sıklıkta hücre içermediğini yansıtmaktadır.

Örgü yoğunluğu ikinci defa arttırıldığında (Örgü III) $+3d_h$ konumunda kanal merkez hızının yeniden arttığı görülmektedir ve Örgü I'de elde edilen değerlere yaklaşmıştır ancak, birebir uyuşmadığı görülebilir. Örgü I ile Örgü III'te yakın değerler elde edilmiş olması tesadüftür. Örgü I'de elde edilen sonuçlar hücre yoğunluğunun yetersizliğinden kaynaklanmaktadır. Örgü II ile III kıyaslandığında örgüsel yakınsamanın henüz ulaşamadığı anlaşılmaktadır dolayısıyla, örgü yoğunluğu bir kez daha arttırılması gerekmiştir. Örgü IV ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde sonuçlardaki değişimin göz ardı edilebilecek düzeye indiği görülmektedir. İki çözüm arasındaki fark, çözüm döngüsü ilerledikçe dalgalanan sonuçlar mertebesinde. Dolayısıyla, Örgü III'te örgüsel yoğunluğa erişilmiş olduğu kabul edilebilir. Çözüm kalıntıları incelendiğinde ise, 10^{-3} mertebesinde yakınsama sağlanabildiği görülmektedir. Bu değer çözümün makul seviyelerde yakınsadığına işaret ediyor olsa da hassas sonuçlar için yetersiz kabul edilmektedir.

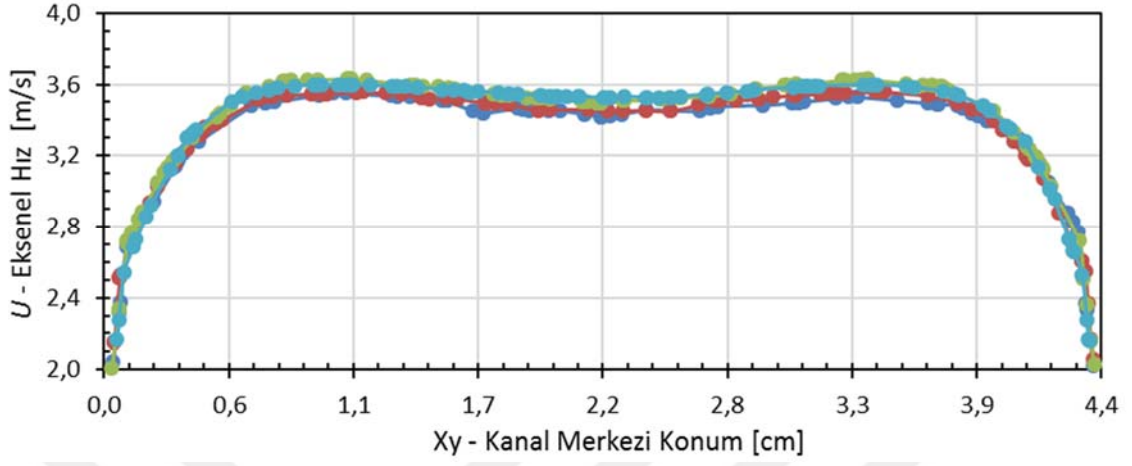


Şekil 8-4 Dörtüzlü Örgü, $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

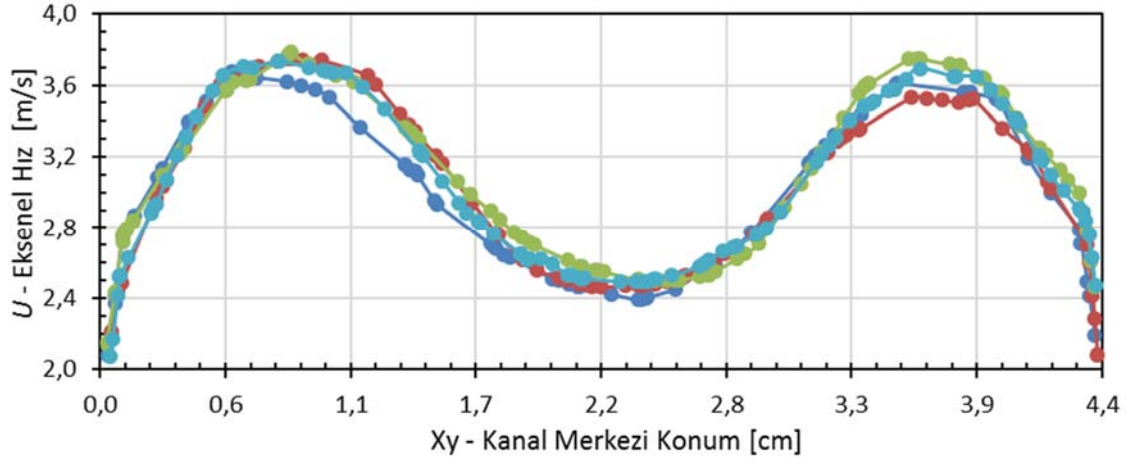
RSM LPS modeli ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde ise, sonuçlar nispeten birbirine daha yakın olduğu görülmektedir. Öncelikle melez örgü yapısında

karşılaştığı gibi sonuçlar çözüm döngüsü ilerledikçe periyodik olarak dalgalanmaktadır. Bu durum kalıntı değerlerinin izlenmesiyle de anlaşılabilmektedir.

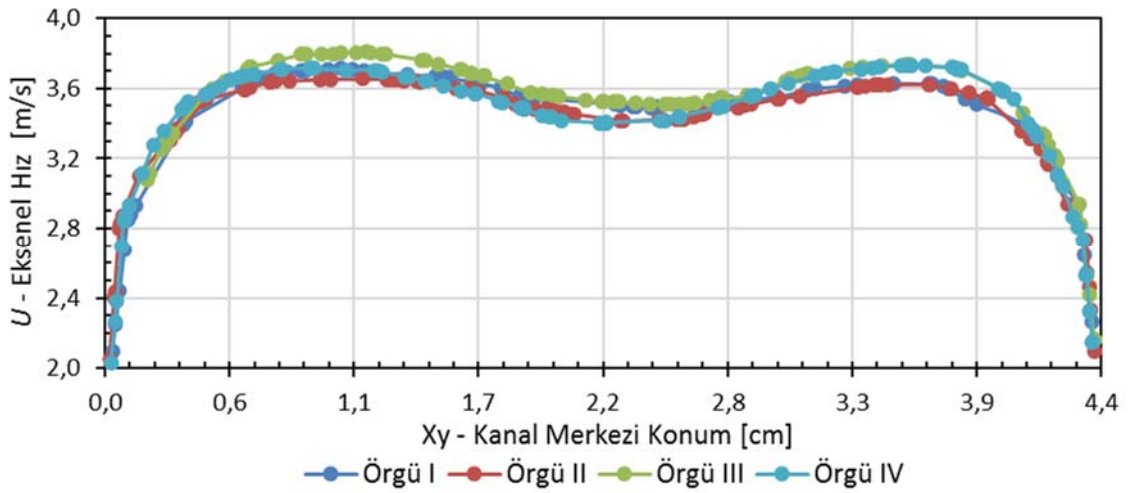
a)



b)



c)



Şekil 8-5 Dörtüzlü Örgü, *RSM LPS* Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

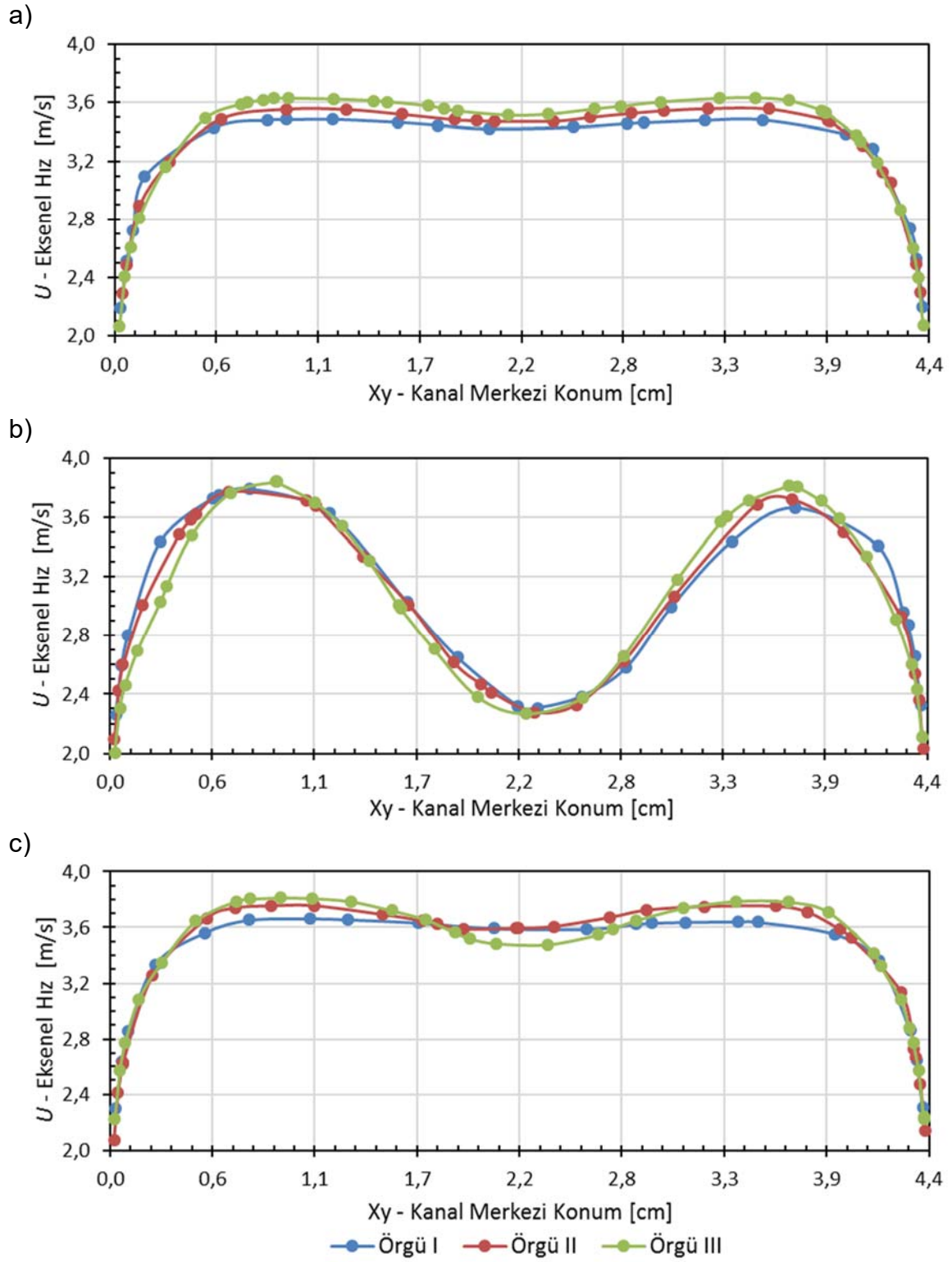
Örgü yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi incelendiğinde, Örgü I'de elde edilen sonuçların yoğunluğun iyileştirilmesi ile birlikte, özellikle $+3d_h$ konumunda kanal merkezinde sabit kaldığı gözlenirken, üst tepe noktaları Örgü I ve II'de değişmektedir. $+3d_h$ 'de elde edilen değerlerin çözüm döngüsü içerisinde değişiyor olması, $+40d_h$ 'de elde edilen sonuçlar üzerinde de etkisi azalarak tesir etmektedir. $+40d_h$ konumunda Örgü III sonuçlarının diğerlerinden bir miktar yüksek olduğu görülse de çözüm döngüsü içerisinde değişen değerler mertebelerindedir. Bu çerçevede örgüsel yakınsamaya Örgü III'te ulaşılmış olduğu anlaşılmaktadır ve en uygun örgü yoğunluğu olarak belirlenmiştir.

8.2.3 Çokyüzlü Örgü Sonuçları

Çokyüzlü örgü yapısında $k - \varepsilon$ Standart ve RMS LPS modelleri ile farklı örgü çözünürlüklerinde gerçekleştirilen çalışma sonuçları Şekil 8-6 ve Şekil 8-7'de verilmektedir.

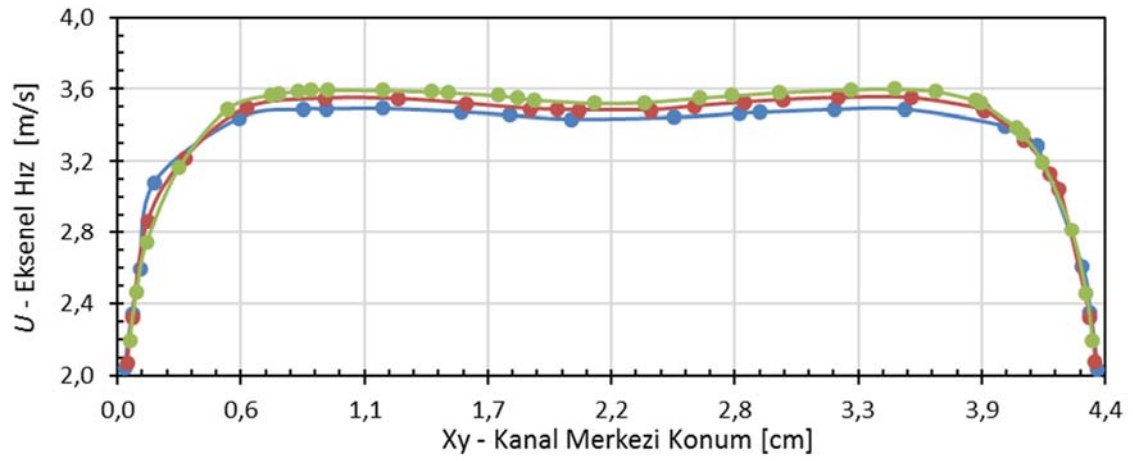
$k - \varepsilon$ Standart ile yapılan çözümlerde sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülebilmektedir. Çokgen hücrelerde nispeten düşük eğiklik oranları elde edilebilmesi neticesinde, kalıntı değerleri de 10^{-4} seviyelerine kadar düşürülmüştür. Diğer yandan, çözüm döngüsü içerisinde sonuçlarda hafif dalgalanmalar bu örgüde de devam etmektedir. Örgü yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi incelendiğinde melez örgünün, düşük hücre sayısına göre diğer modeller kadar iyi performans sergilediği anlaşılmaktadır nitekim, Örgü I'de elde edilen sonuçlar ile Örgü II ve Örgü III arasında önemli farklar bulunmamaktadır. Çalışmada diğer örgü yapıları ile kıyaslanmak üzere, Örgü II'nin kullanılması uygun görülmüştür.

RSM LPS ile yapılan çözümlerde de sonuçların yakın birbirine olduğu görülmektedir. Benzer bir şekilde sonuçlar çözüm döngüsü içerisinde dalgalanmaktadır. Örgü yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi incelendiğinde, Örgü I ile II arasında ufak farklılıklar gözlemlenirken Örgü II ile III birbirine daha yakındır. Yalnızca $+40d_h$ konumunda Örgü III ile elde edilen sonuçlarda merkez hız değerlerinin azalarak alt tepe noktasının derinleştiği görülmektedir. Sonuçların bütünündeki uyum göz önünde bulundurulduğunda bu farklılık göz ardı edilmiştir ve yeni bir örgü hazırlanmasına gerek duyulmamıştır. Bu doğrultuda çalışmada diğer örgü yapıları ile kıyaslanmak üzere, Örgü II'nin kullanılması uygun görülmüştür.

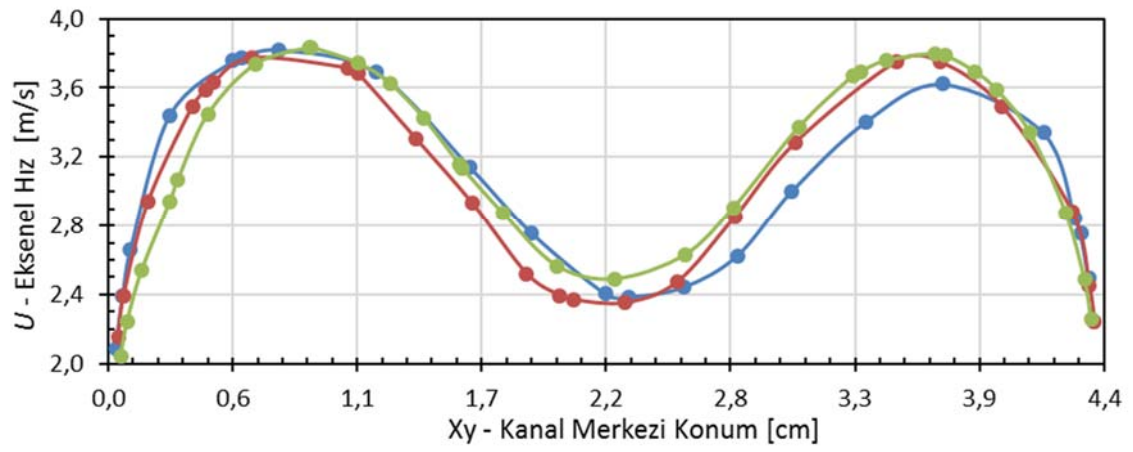


Şekil 8-6 Çokyüzlü Örgü, $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

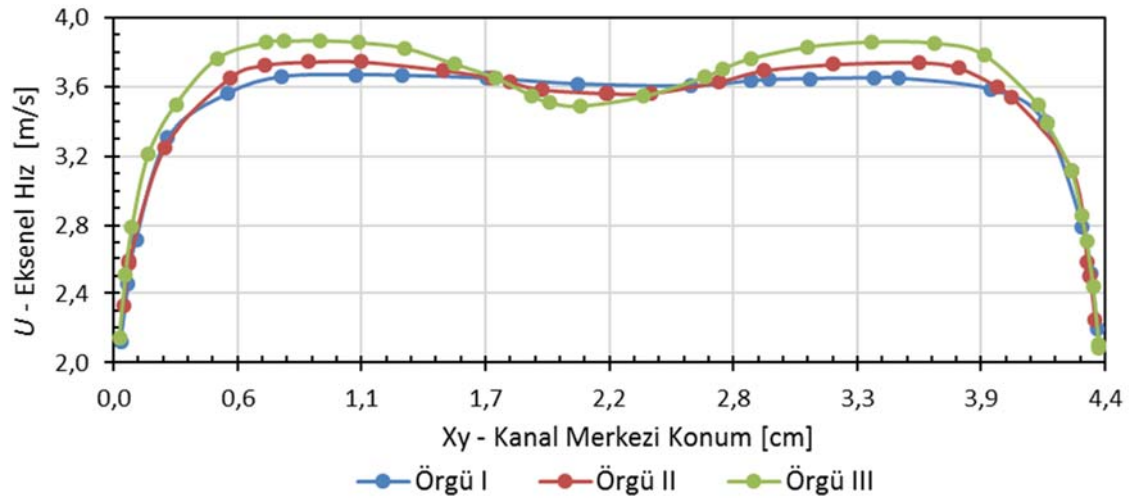
a)



b)



c)



Şekil 8-7 Çokyüzlü Örgü, *RSM LPS* Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu,

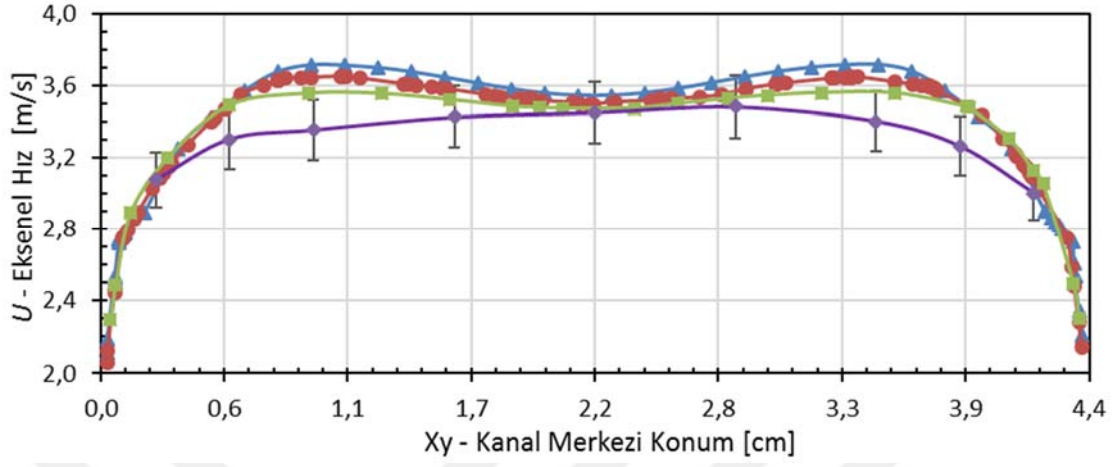
8.2.4 Örgü Türlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde farklı örgü yapılarının sonuçlar üzerindeki etkilerini görmek ve en iyi performansı veren örgü türünün belirlenmesi amacıyla Bölüm 8.2’de belirlenen en uygun örgü yoğunluklarında dörtyüzlü, melez ve çokyüzlü örgü yapılarının karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar örgü yapısının çözüm üzerinde dikkate değer etkilerinin olduğunu doğrulamaktadır. Dörtyüzlü, melez ve çokyüzlü örgüler ile yapılan çalışma sonuçları kullanılan iki türbülans modelinde de farklıdır.

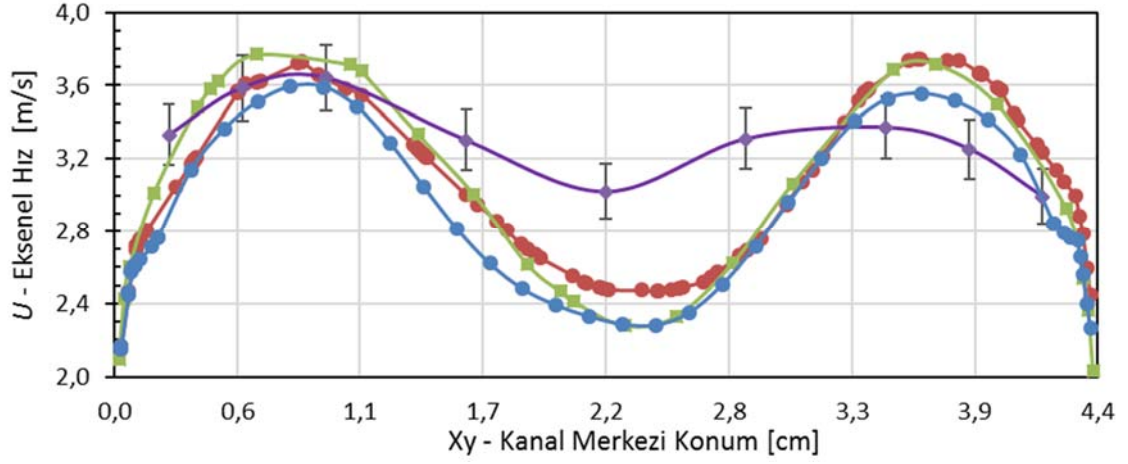
$k - \varepsilon$ Standart türbülans modeli ile yapılan çalışmaların karşılaştırması Şekil 8-8’de verilmiştir. Gerçekleştirilen çözümlerde, sonuçlar birbirinden farklı olmasına rağmen, herhangi bir örgü türünün diğerleri üzerinde belirgin bir üstünlük gösterdiğini söylemek zordur. $-3d_h$ konumunda sonuçlar beklendiği gibi simetrik bir dağılım sergiliyor iken, benzetim sonuçları ile deneysel veriler aynı dağılımı göstermemektedir. Benzetimlerde ölçüm mesafesinin orta kısmında deneysel verilerin aksine alt tepe oluştuğu görülmektedir. Tahminler arasında melez örgüde elde edilen sonuçlar diğerlerinden düşük miktarlarda daha yüksektir. Yakıt ayracı sonrası $+3d_h$ konumunda bütün örgü yapılarının deney sonuçlarındaki dağılımı görünüm olarak yakalayabildiği gözlemlenmektedir. Deney sonuçlarında ölçüm mesafesinin ilk yarısındaki $[0 - 2.2 \text{ cm}]$ hız değerleri ikinci yarısına kıyasla daha yüksektir ancak, çözüm sonuçları aynı dağılımı göstermemekte ve simetriye yakın bir dağılım sergilememektedir. Hatta dörtyüzlü ve çokyüzlü örgülerde ters yönde bir eğilim görülmektedir. Dörtyüzlü ve çokyüzlü örgüde sonuçlar çözüm döngüsü içerisinde değişiyor olmasına rağmen tepe noktalarında büyüklüklerin asgari oranlarda değiştiği hatırlanmalıdır. Diğer yandan tepe noktalarında hesaplanan hız büyüklüklerinin, ölçümleri genel itibarıyla aştığı gibi kanal ortasında da deneysel verilerin altında kalmıştır. Tahminler arasında en yakın sonuçlar, diğerlerinden büyük fark göstermeksizin, melez örgü ile elde edilmiştir. Yakıt ayracı sonrası $+40d_h$ konumunda ise, benzetim sonuçları ile deneysel veriler örtüşmektedir. Dörtyüzlü örgüde elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile aynı görünümde bir dağılım sergiliyor iken, tahminler daha düşük çıkmıştır. Çokyüzlü örgü hassas bir dağılım yansıtamazken, melez örgüde ise daha simetrik ancak deneysel verilerdeki eşit olmayan dağılımı gösteren ve deneysel verilere daha yakın bir sonuç elde edilmiştir. Bu sonuçlar çerçevesinde melez örgünün diğerlerinden daha iyi bir performans

sergilediği görülmektedir. Dörtüzlü ve çokyüzlü örgüler 2. sırada aynı yeri paylaştığı söylenebilir.

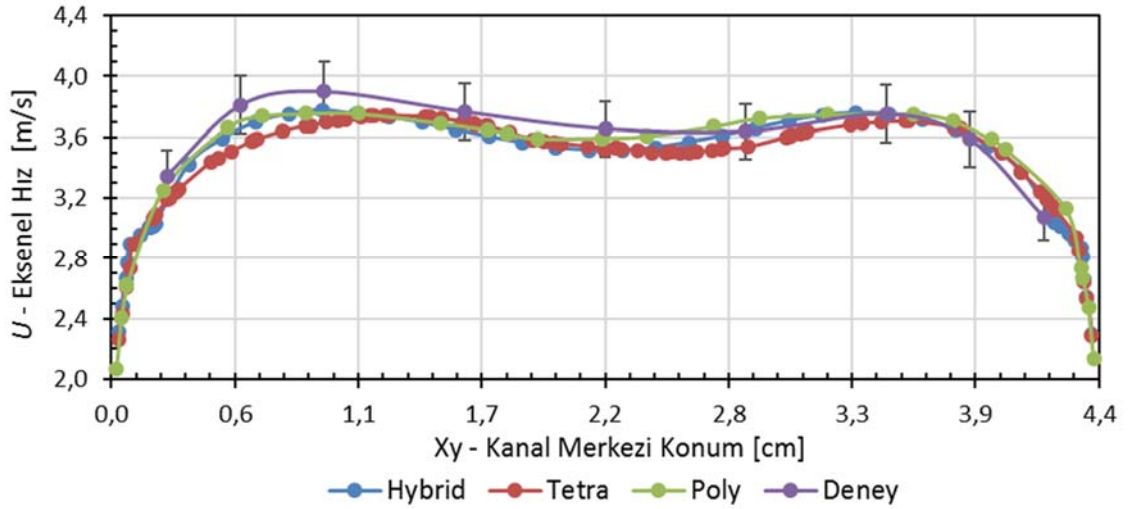
a)



b)



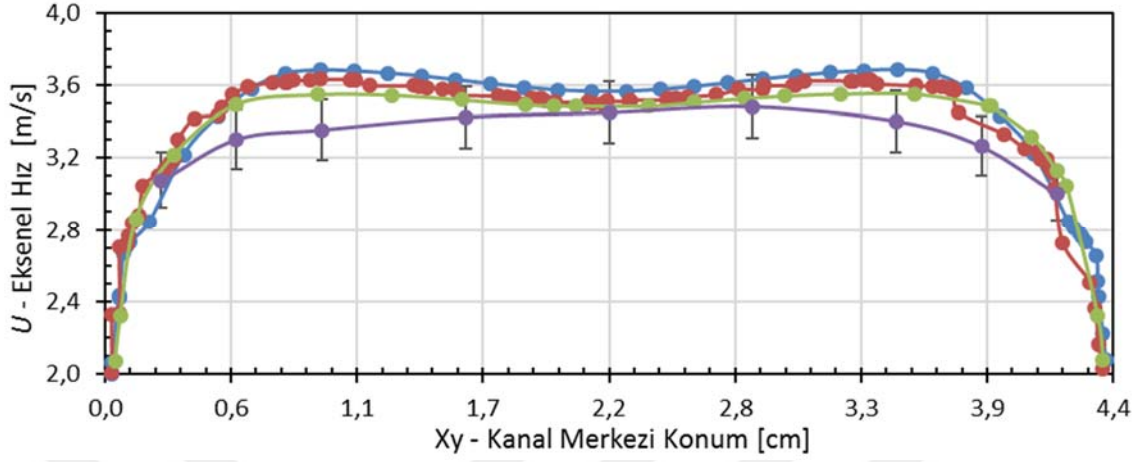
c)



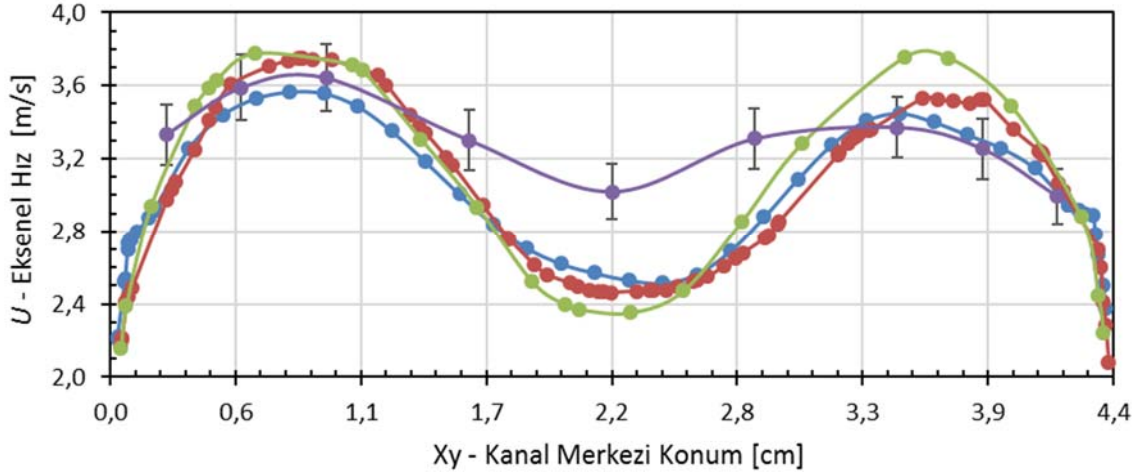
Şekil 8-8 $k - \varepsilon$ Standart Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

RMS LPS türbülans modeli ile yapılan çalışmaların karşılaştırması Şekil 8-9'da verilmiştir.

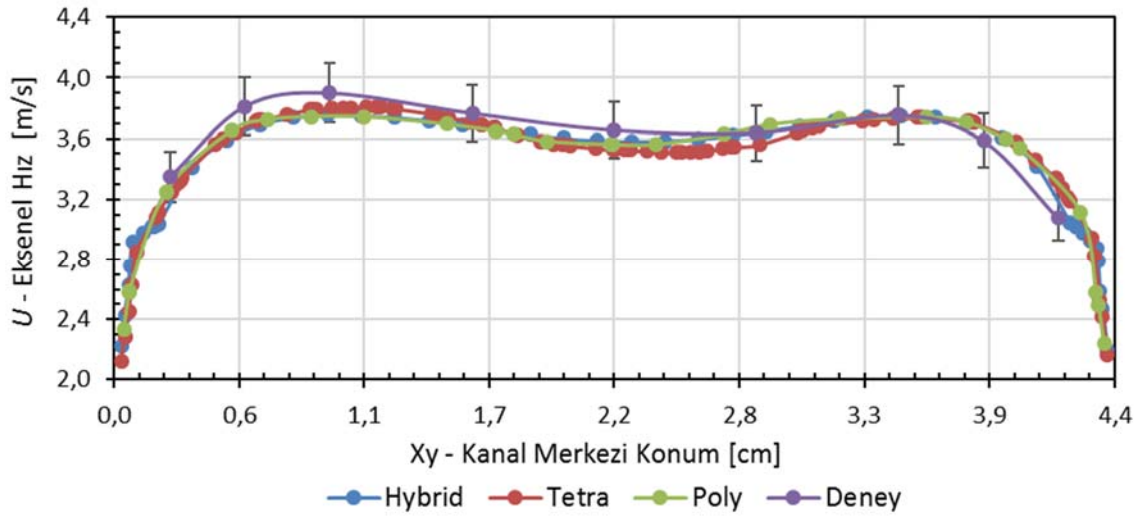
a)



b)



c)



Şekil 8-9 *RSM LPS* Modeli, Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

RMS LPS modeli ile yapılan çalışma sonuçları incelendiğinde ise, $k - \varepsilon$ Standart modeli ile benzer sonuçlar elde edilmiş olduğu görülmektedir. $-3d_h$ konumunda deneysel veriler ile tahminler aynı dağılımı göstermemektedir. Diğer yandan hesaplanan değerler ölçümlerden daha yüksektir. Yakıt ayrıacı sonrasında $+3d_h$ konumu incelendiğinde melez örgüde diğerlerine göre belirgin bir üstünlük görülmektedir. Ancak, alt ve üst tepe noktalarında $k - \varepsilon$ Standart modelinde olduğu gibi ölçüm değerlerinden sapmalar bulunmaktadır. Dörtüzlü örgüde elde edilen değerlerin ölçüm sonuçları ile daha uyumlu olduğu görülürken, çokyüzlü örgüde daha simetrik ve ölçüm değerlerine nispeten uzak tahminler elde edilmiştir. $+40d_h$ konumunda elde edilen değerler incelendiğinde ise, bütün örgü yapılarında aynı simetrik sonuçlar elde edildiği görülürken, melez ve çokyüzlü örgülerinde birbirlerine oldukça yakın ve deneysel verilerle en uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar bütünüyle değerlendirildiğinde melez örgünün *RMS LPS* modelinde de en uygun sonuçları verildiği görülmektedir. Dörtüzlü ve çokyüzlü örgüler ile elde edilen sonuçlarda çokyüzlü örgü $+3d_h$ ve $+40d_h$ konumunda daha iyi performans sergilemiştir.

Genel bir değerlendirme yaparsak; örgü türleri arasında melez örgünün diğerlerinden daha iyi performans sergilemesinin ardında iç kısımlarda çoğunlukla düzgün altı yüzlü hücrelerden oluşması gösterilebilir. Bu sayede nümerik yayınının azaltılmış olmasının etkisi hissedilmektedir. Özellikle her iki türbülans modeli ile yapılan hesaplamalarda yakıt ayrıacı sonrasında $+3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında en iyi tahminleri vermiştir. Diğer yandan hücre sayısında çok yüzlü örgüde olduğu gibi olmasa da göreceli bir azalma olması hesaplama süreleri üzerinde de avantaj sağlamıştır. Dörtüzlü ve çokyüzlü örgülerde elde edilen sonuçlar ise, birbiri ile oldukça yakın olduğu görülmektedir ve akışın fiziğine ilişkin doğru profili yansıtabilmiş olmasının yanı sıra melez örgü ile elde edilen sonuçların çok da gerisinde kalmamıştır. Bu sebeple geometrinin karmaşık olduğu analizlerde hızlı örgü yapıları oluşturulması gerektiğinde kullanıma oldukça uygundur. Dörtüzlü ile çokyüzlü örgü kıyaslandığında ise, çokyüzlü örgünün düşük hücre sayısı ve hesaplama süreleri yönüyle kayda değer bir avantaj sağlıyor olmasına rağmen $+3d_h$ konumunda daha düşük performans sergilediği görülmekte ancak, $-3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında dörtüzlü örgüden az farkla da olsa daha iyi tahminlerde bulunmaktadır.

8.3 Türbülans Modelleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar

En uygun örgü yapısının melez örgü olarak belirlenmesi ile birlikte, melez örgüde bütün türbülans modelleri üzerinde gerçekleştirilen benzetim çalışmaları bu bölüm altında verilmektedir. İlk kısımda $-3d_h$, $+3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında kanal merkezinde hız dağılımları incelenirken, ikinci kısımda türbülans şiddeti incelenecektir. Bölüm sonunda kanal içerisindeki akışın fiziğini yansıtacak en uygun türbülans modeli için öneride bulunulmuştur.

8.3.1 Hız Dağılımı Sonuçları

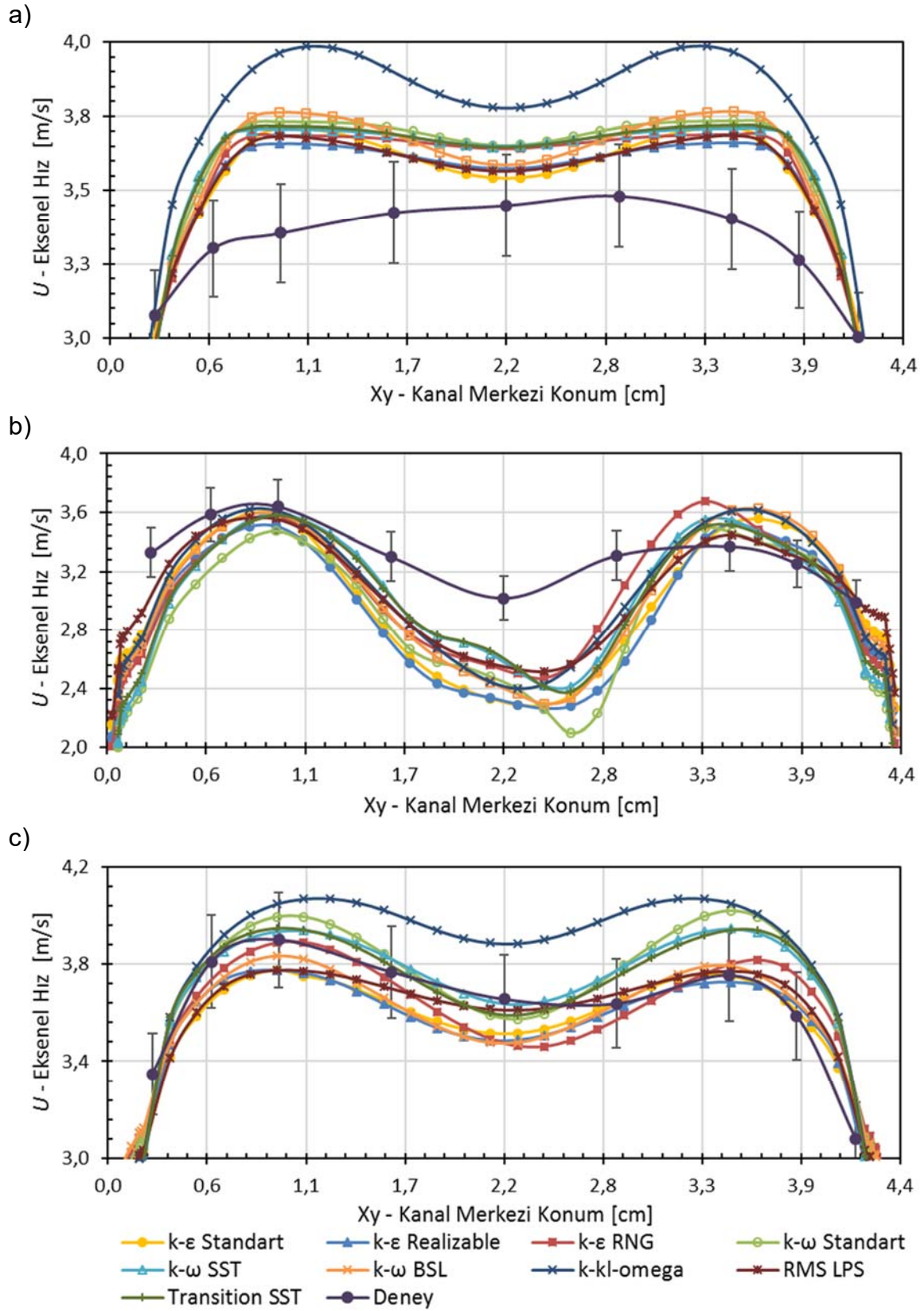
Çalışmada kullanılan bütün türbülans modelleri ile gerçekleştirilen çözümlerlerde elde edilen kanal merkezi hız dağılım sonuçları Şekil 8-10'da verilmiştir. $-3d_h$ konumunda elde edilen sonuçlar incelendiğinde, türbülans modellerinin tamamının deneysel verilerin üzerinde tahminlerde bulunduğu görülürken, diğer modellerden farklı olarak en uzak tahmin $k - kl - omega$ modelinde elde edilmiştir. Sonuçlar deneysel verilerin aksine, genel hatlarıyla merkezde basık yanlarda iki tepe oluşturduğu gözlemlenmektedir. Deney sonuçları ise, kanalın arka yarısına doğru artan eğik bir hız profili çizmektedir. Ancak, sonuçlardaki eğik dağılımın olumsuz deney koşullarından kaynaklandığı göz önünde bulundurulduğunda, eşit dağılmış giriş koşulları sağlanması durumunda simetrik ve benzetim sonuçları ile uyumlu bir hız dağılımı elde edilmesi öngörülmektedir. Bu bağlamda türbülans modelleri akış profilini genel hatları ile yakalayabildiği ancak, hız değerlerinde aşırı tahminlerde bulunduğu söylenebilir. Elde edilen sonuçlardaki hata payı % 3 – 10 arasında değişmektedir. Deneysel verilere en yakın sonuçlar $RMS LPS$, $k - \epsilon Standart$ ve $k - \epsilon Realizable$ modelleri ile elde edilmiştir.

$+3d_h$ konumunda elde edilen sonuçlar incelendiğinde, bütün modellerin yakıt demetinin önünde ve arkasında oluşan iki tepeli hız dağılımını yakalayabildiği ancak merkez hız değerlerinde oldukça düşük tahminlerde bulunduğu görülmektedir. Sonuçların birbirine yakın olduğu görülürken, bazı detaylar önemli farklar olduğuna da işaret etmektedir. Öncelikle, $k - kl - omega$ ile elde edilen sonuçların $-3d_h$ konumunda deneysel verilerden ve diğer türbülans modelleri ile elde edilen sonuçlardan uzak olmasına rağmen $+3d_h$ konumunda diğer türbülans modelleri ile aynı mertebelerde sonuç verdiği görülmektedir. Bu bize, konveksiyon hareketlerinin ön planda olduğu ve ani değişimlerin yaşandığı yerlerde türbülans modelleri

arasındaki farkın azaldığına işaret etmektedir. Diğer yandan modellerden bazıları yakıt destek parçalarının yakıt demetinin ön ile arka yarısı arasında yarattığı hız farkını ve eğik hız profilini yakalayabiliyorken, diğerleri kanalın iki yarısında da eşit dağılım gösteren hız tahminlerinde bulunmuştur. *RSM LPS*, *k - ω SST* ve *Transition SST* iki tepe arasındaki hız farkını ve eğik hız dağılımını yakalayabilen en iyi modeller olurken, deneysel datalar ile de en yakın sonuçları sunmaktadır. İlaveten, değişmekte olan akışların (transition flow) benzetimi üzerinde başarılı sonuçlar veren ve *k - ω SST* türbülans modelinin gelişmiş türevi olan *Transition SST* modeli bu çalışmada *k - ω SST* ile neredeyse aynı sonuçları vermesi dikkat çekicidir.

+40d_h konumunda elde edilen sonuçlar incelendiğinde, öncelikle destek parçalarının yarattığı etkinin devam ediyor olduğu deneysel sonuçlardaki eğik hız dağılımından görülebilmektedir. *k - kl - omega* dışında bütün modeller birbiri ile yakın tahminlerde bulunmuştur ve tahminlerin büyük bir kısmı % 5'lik deneysel hata payının içerisinde ancak, detaylıca incelendiğinde aralarında önemli farklar da bulunmaktadır. Çalışmada kullanılan modellerin yarısı yakıt ayraç sonrasında uzak mesafelerde hızın asimetric dağılımını yakalayamamıştır. Genellikle simetric bir dağılım tahmin edilmiştir. Deneysel veriler ile en uyumlu sonuçları veren modeller performans sırası ile *k - ϵ RNG*, *RSM LPS*, *k - ϵ Standart*, *k - ω BSL* ve *k - ϵ Realizable* olmuştur. *k - ϵ* modelleri +40d_h'de genel itibariyle iyi performans sergilemiştir. *k - ϵ RNG* tepe noktalarında deneysel sonuçlara yakın tahminlerde bulunurken, merkezde % 5 sapma göstermiştir. Diğer yandan -3d_h ve +3d_h'de en iyi sonuçları sergileyen *RSM LPS*, deneysel verilerle uyumlu ancak, nispeten daha simetric bir hız dağılımı tahmininde bulunmuştur. *k - ω SST* ve *Transition SST* ise +3d_h'de gösterdiği performansa karşın +40d_h'de diğer modellerin gerisinde kalmıştır.

Elde edilen sonuçlar bütünüyle değerlendirildiğinde, türbülans modellerinin tamamı genel hatları ile akış dağılımını makul seviyelerde tahmin edilmiş olsa da, hız büyüklüklerinde önemli ölçülerde sapmalar olduğu görülmektedir. Deneysel verilerle en uyumlu sonuçları sergileyen modeller performans sırasıyla *RSM LPS* ile *k - ϵ RNG* olmuştur.



Şekil 8-10 Kanal Merkezi Hız Dağılımı a) $-3d_h$ konumu b) $+3d_h$ konumu c) $+40d_h$ konumu

8.3.2 Türbülans Şiddeti Sonuçları

Türbülans şiddeti hesaplanırken normal gerilmeler izotropik türbülans yaklaşımını benimsemiş modellerde kinetik enerji üzerinden hesaplanmakta, Reynolds Gerilme Modeli'nde ise gerilmelerin ayrı ayrı çözülebilmesi ile doğrudan elde edilmektedir. Bu çerçevede deneysel veriler ile kıyaslamada kullanılacak değerler, Fluent'te aşağıda verilen eşitlikler kullanılarak elde edilmiştir.

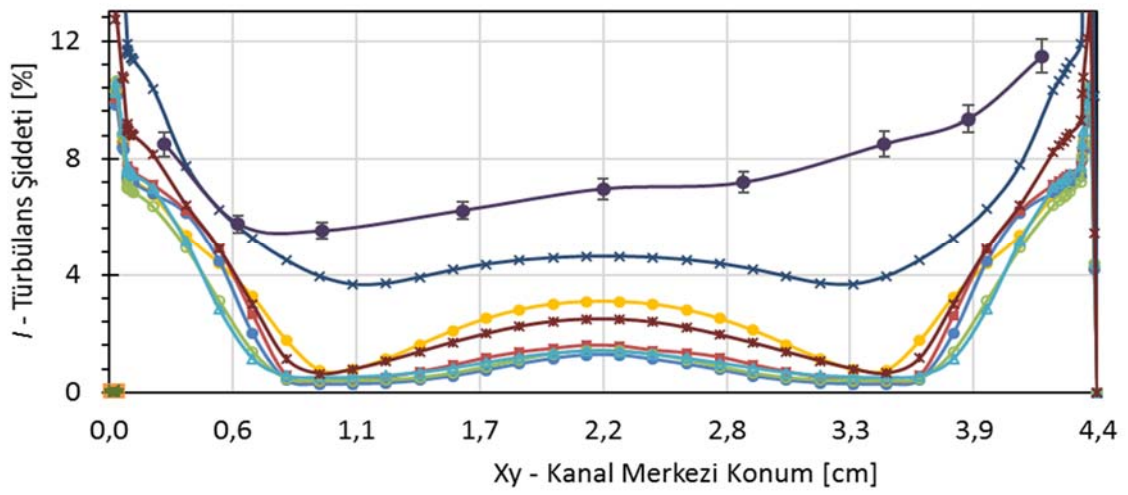
$$I_{T,izo.} = \frac{\left(\frac{2}{3}k\right)^{1/2}}{U_z} \quad (8-1)$$

$$I_{T,RSM} = \frac{\left(\overline{w'^2}\right)^{1/2}}{U_z} \quad (8-2)$$

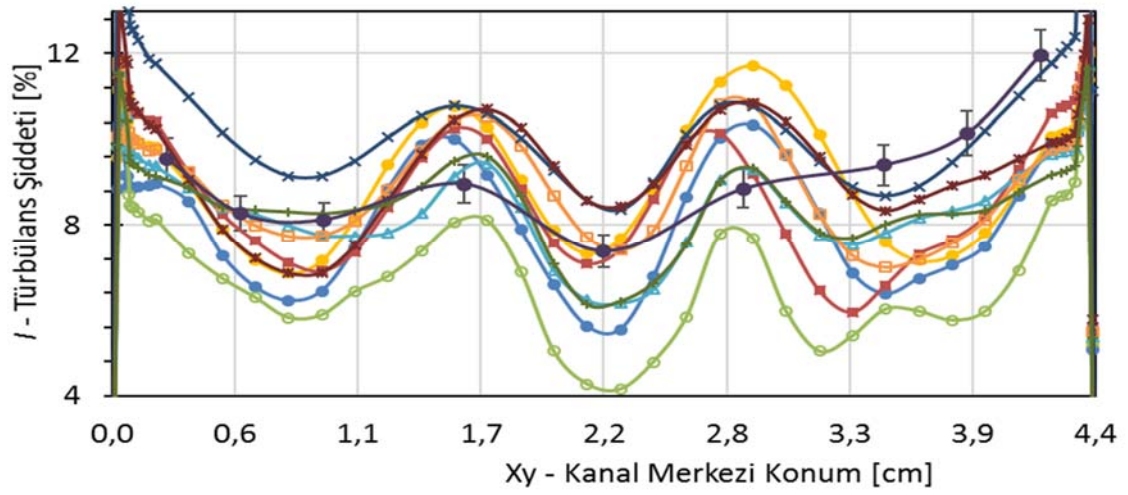
Yapılan çözümlerlerde elde edilen türbülans şiddeti sonuçları Şekil 8-11'de verilmiştir. Sonuçların genel itibariyle deneysel veriler ile makul sayılabilecek ölçülerde eşleştiği görülmektedir. Dikkat çeken nokta, akışta ani değişimleri olmadığı -3d_h ve +40d_h konumlarında türbülans model sonuçları deneysel verilerin altında kalırken, yakıt ayraçının hemen sonrasında +3d_h konumunda çoğu türbülans modeli deneysel veriler mertebesinde tahminlerde bulunmuştur. Değerlerin büyüklük olarak birebir örtüşmüyor olmasına rağmen türbülans şiddeti dağılımının deneysel veriler ile benzeştiği görülebilmektedir.

-3d_h konumunda elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, bütün türbülans modellerinde türbülans şiddetinin kanal merkezinin orta kısmında tepe yaptığı ve ön ve arka kısımlara doğru iki dip oluşturduğu görülmektedir. Deney sonuçları ise kanalın ön yarısında dip yaparken, kanalın arka yarısında doğru artış gösterdiği görülmektedir. Bir önceki kısımda belirtilmiş olduğu üzere, akış giriş koşullarının yarattığı etki bertaraf edilebilmiş olması durumunda kanalın arka yarısında azalan bir türbülans profili görülmesi beklenirdi. Bu doğrultuda, türbülans model tahminlerinin deneysel veriler ile uyumlu bir dağılım sergilediği ifade edilebilir. Ancak, model tahminleri daha keskin değişim sergilemektedir ve kanalın iki yarısında da türbülans şiddeti tahminleri deneysel değerlerin önemli ölçüde altındadır. Tam gelişmiş akış koşullarında akış yönündeki dalgalanmaların diğer yönlerde meydana gelen türbülans hareketlerinden daha fazla olacağı

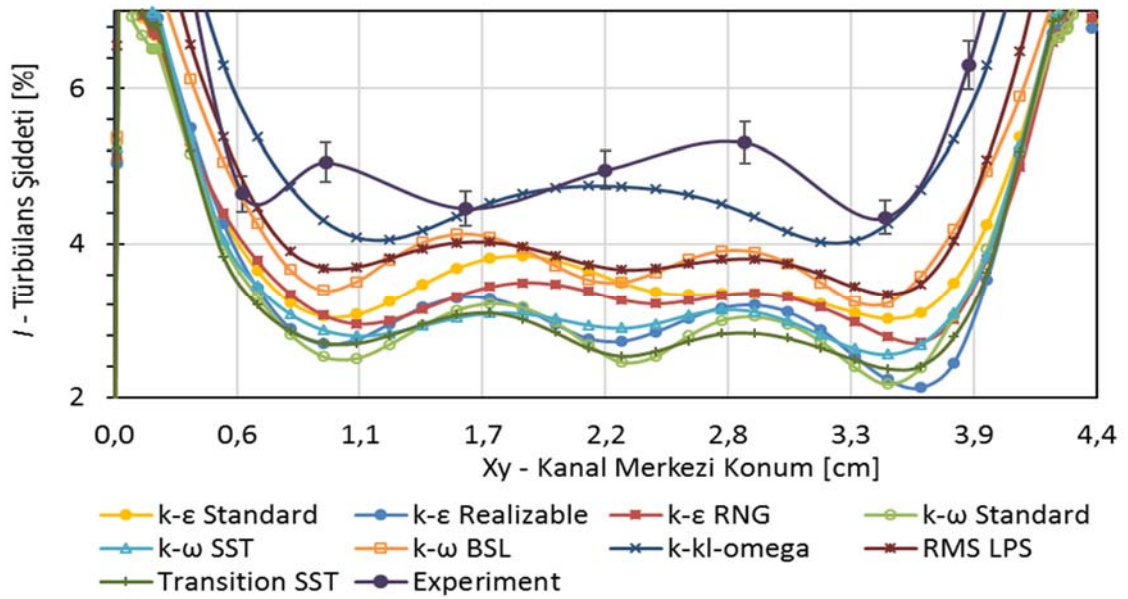
a)



b)



c)



Şekil 8-11 Kanal Merkezi Türbülans Şiddeti Dağılımı a) -3dh konumu b) +3dh konumu
c) +40dh konumu

beklenmektedir. Ancak, çalışmada kullanılan çoğu türbülans modelinde kullanılan izotropik türbülans yaklaşımı nedeniyle türbülans hareketlerinin üç yönde eşit bölünmesi neticesinde, akış yönündeki türbülans dalgalanmalarında olması gerekenden daha düşük tahminler elde edilmiş olması muhtemeldir. Bu öngörüye uygun olarak, türbülans hareketlerinin ayrı ayrı çözüldüğü Reynolds Gerilme Modelinde akış yönündeki türbülans hareketlerinin diğer çoğu türbülans modelinde hesaplanan türbülans değerlerinden daha yüksek olduğu görülmektedir ancak, yine de $k - kl - \omega$ ve $k - \varepsilon$ Standart modellerinden daha düşük tahminlerde bulunmuştur. Deneysel verilere en yakın sonuçları $k - kl - \omega$, *RSM LPS* ve $k - \varepsilon$ Standart modelleri sunmaktadır.

+3d_h konumunda elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, model sonuçlarının deneysel veriler ile uyumlu bir dağılım sergilediği görülmektedir. Dağılım incelendiğinde, türbülans şiddetinin yakıt ayracı sonrasında kanalın arka yarısında ön yarısına göre daha fazla olduğu dikkat çekmektedir. Yakıt ayracı tarafından yaratılan bu etkinin, en belirgin olarak $k - kl - \omega$ ve *RSM LPS* modellerince yakalanabildiği görülmektedir. İkinci sırada $k - \omega$ SST, *Transition SST* ve $k - \varepsilon$ RNG modelleri öne çıkmaktadır. Diğer modeller ise daha simetrik bir dağılım sergilemektedir. Model tahminlerinde tepe ve dip noktalarda oldukça keskin geçişler görülmektedir ve türbülans büyüklükleri deneysel ölçümlerin dışında kalmıştır. -3d_h konumunda bütün türbülans modelleri deneysel ölçümlerin altında tahminlerde bulunmasına karşın yakıt ayracı sonrasında ani akış değişimlerinin meydana geldiği kısımda deneysel datalar ile aynı mertebelerde tahminler elde edilmesi dikkat çekicidir.

+40d_h konumunda elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, deneysel veriler kanalın arka yarısında oluşan türbülansın kanal merkezine doğru hareket ederek etkisini devam ettirdiği görülebilmektedir. Model sonuçlarında elde edilen değerler ise, deneysel verilerin bir miktar altında ve farklı şiddetlerde iki tepe oluşturmaktadır. Modellerin hiç biri akış boyunca arka yarımından ön yarıma doğru hareket halinde olan türbülans kalıntısının yerini doğru bir şekilde tespit edememiş ve deney sonuçlarının aksine kanalın ön yarısında daha yüksek türbülans şiddeti tahminlerinde bulunmuştur. $k - kl - \omega$ modeli ise kanal merkezinde tek bir tepe öngörmektedir. Diğer yandan, elde edilen tahminlerin deneysel verilerin yeniden altında kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla genel olarak, türbülans

modellerinin akışta ani değişimlerin meydana geldiği ve adveksiyon hareketlerinin ön planda olduğu bölgelerde türbülans şiddetini doğru ölçülerde tahmin edebiliyorken, akışta yön değişimlerinin etkin olmadığı ve ikincil moment hareketlerinin etkilerinin devam ettiği yerlerde, olması gerekenden düşük türbülans değerleri hesapladığı söylenebilir.

Yukarıdaki sonuçlar bütünüyle değerlendirildiğinde, modellerin türbülans şiddetini tahmin etmedeki kabiliyetlerinin, hız dağılımında gösterdikleri performansa göre farklılıklar gösterdiği anlaşılmaktadır. Türbülans şiddetindeki dağılım yakalanabilmiş olmasına karşın, büyüklüklerin özellikle $-3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarında deneysel verilerin dışında kaldığı görülmektedir. Bütün modeller arasında özellikle yakıt ayracı sonrasındaki türbülans dağılımını doğru yönde tahmin edebilen *RSM LPS* ile *k – kl – omega* türbülans modelleri diğer modellerden daha iyi performans sergilemiştir.

8.3.3 Türbülans Modellerinin Genel Değerlendirmesi ve En Uygun Türbülans Modelinin Belirlenmesi

Hız dağılımı ve türbülans şiddeti sonuçları değerlendirildiğinde, deneysel veriler ile en uyumlu sonuçları sunması ve akışın fiziğini ve türbülans hareketlerini en yakın şekilde yansıtabilmesi ile modeller arasında en iyi performansı *RSM LPS* türbülans modelinin gösteriyor olduğu anlaşılabilmektedir. *RSM LPS* modelinin diğerlerinden daha iyi performans sergiliyor olmasının arkasındaki neden, akışta meydana gelen anizotropinin çözümlenebiliyor olduğu düşünülmektedir. Nitekim bu çıkarım, yakıt ayracı sonrası anizotropinin en yüksek olduğu $+3d_h$ konumunda hız ve türbülans şiddeti dağılımı sonuçlarındaki başarısında görülebilmektedir. Diğer yandan, $+3d_h$ 'de kanal merkezinde hız değerlerindeki keskin düşüş ve değerlerin deneysel verilerin altında tahmin ediliyor olması yapılan diğer benzer çalışmalarda da tespit edilmiştir [20]. Bu sonuç bize türbülans modellerinin yakıt demetlerindeki akışın benzetiminde karşılaştığı genel sorunları yansıtmaktadır ve modellerin akışın fiziğini gerçek şekilde yansıtabilmeleri için geliştirmeye halen açık olduğunu göstermektedir. Bu yönde, öncelikli olarak model sabitlerinin akış türüne uygun şekilde optimize edilmesi üzerinde çalışılabilir. En iyi ikinci model ise, *k – ω SST* ve *k – ϵ RNG* olmuştur. *k – ω SST* gerek hız gerekse türbülans şiddeti sonuçlarında *k – ϵ RNG*'den daha iyi sonuçlar sergilemiştir ancak, özellikle hız dağılımında

aralarında büyük farklar bulunmamaktadır. $k - kl - \omega$ ise, türbülans şiddeti değerlerinde tutarlı tahminlerde bulunmasına karşın hız tahminlerinde diğer modellerin gerisinde kalmıştır. Conner, destek ayraç yapısına sahip 5 x 5 yakıt demeti üzerinde yaptığı çalışmada $k - \varepsilon RNG$ türbülans modelini benimsemiş ve yakıt demetleri içerisindeki akışın benzetiminde kullanılabilecek en uygun model olarak beyan etmiştir [12]. İlaveten, aynı model üzerinde Ghandir, $k - \omega SST$ modelini kullanarak dikkate değer sonuçlar elde etmiştir [16]. Ancak elde edilen bu bulgulara karşın, destek ayraç yapısına sahip yakıt demetlerindeki tek fazlı akışın modellenmesi göz önüne alındığında, yapılan bu benzer çalışmada en uygun türbülans modeli diğer iki modelden kayda değer şekilde daha üstün performans sergileyen *RSM LPS* modeli olmuştur. Conner, çalışmasında çokyüzlü örgü yapısını benimserken, Ghandir ise melez yapıya benzer altıyüzlü hücrelerin kullanıldığı bir örgü yapısını benimsemiştir. Örgü yapısı üzerinde gerçekleştirilen çalışmalarda çokyüzlü hücreler ile altıyüzlü hücrelerden elde edilen sonuçların birbirinde oldukça farklı olması çalışmalar arasındaki sonuçları etkileyen faktörlerden biri olabilir.

Çalışmanın bir diğer önemli bulgusu, Reynolds Gerilme Modeli, Transition $k - kl - \omega$ ve Transition *SST* gibi daha komplike türbülans modellerinde yakıt ayraç sonrası +3d_h konumunda elde edilen sonuçların % 1 – 5 arasında dalgalandığı ve +40d_h konumuna doğru bu etkinin % 1'in altına kadar zayıfladığı görülmüştür. +3d_h konumunda elde edilen sonuçlardaki dalgalanmanın şiddeti Şekil 8-3'te görülmektedir. Bu durum, çözüm kalıntılarının davranışları ile de teyit edilebilmektedir. Yakınsama kriterlerinin ve kütle korunumunun sağlanmasına rağmen kalıntı değerlerinin belirli aralıklarla tekrarlayan şekilde dalgalanması, sonuçların sürekli değişen bir döngü içerisinde olduğu göstermektedir. Sonuçlar muhtemelen yakıt destek parçaları dimple ve spring'lerin neden olduğu girdap saçılması benzeri zamana bağlı akış meydana geldiğine işaret etmektedir. Spring ve dimple'lardan kaynaklanan zamana bağlı kararsız akış davranışları, yapılan başka çalışmalarda da rapor edilmiştir [21], [20].

Çalışmada Omega tabanlı türbülans modellerinin genel anlamda diğer modeller karşısında daha düşük performans sergilediği görülmektedir. Bu konuyla ilgili olarak duvar kenarlarındaki akışın duvar fonksiyonları ile modellenmesi, Omega tabanlı modelleri olumsuz etkilemiş olabilir. Literatürde $k - \omega$ modeli ile yapılmış bir çalışmada gelişmiş yakın duvar yaklaşımının duvar fonksiyonuna göre, aralarında

büyük farklar olmaksızın, daha iyi performans sergilediği anlaşılmıştır [47]. Dolayısıyla yapılmış çalışmalara ilaveten y^+ değeri 1 olacak şekilde hazırlanacak bir örgü yapısında gelişmiş yakın duvar yaklaşımının denenmesi, sınır tabakasının çözümlenmesinin mevcut sonuçlar üzerinde ne düzeyde etkili olabileceğini gösterebilir.

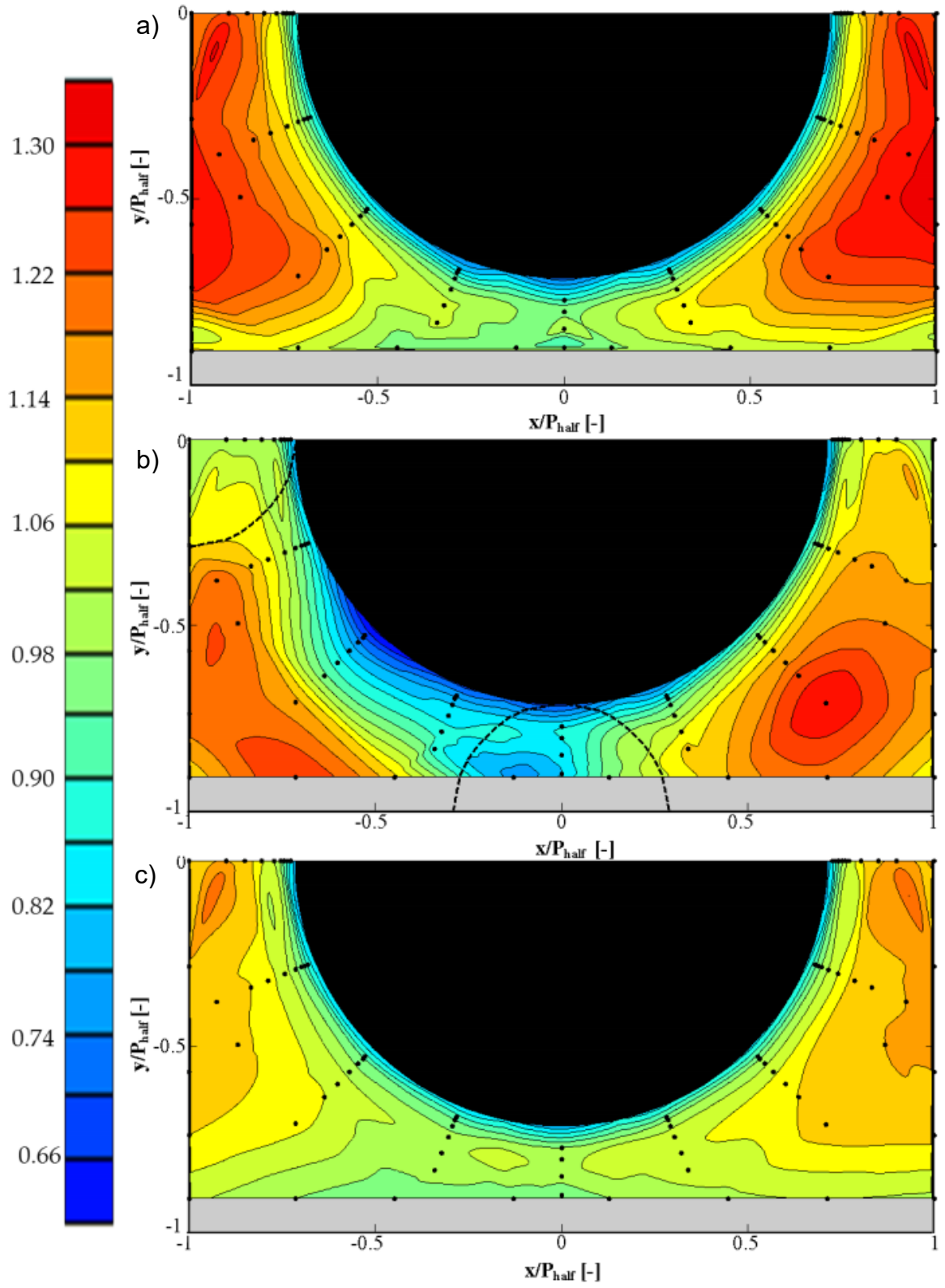
8.4 Reynolds Gerilme Modeli Sonuçlarına Göre Yakıt Ayracı ve Kanal İçerisindeki Akışın Değerlendirilmesi

Bu kısımda, deneysel veriler ile en uyumlu sonuçları sunmuş olan Reynolds Gerilme Modeli (*RSM LPS*) sonuçları incelenerek yakıt ayracında gelişen akış görsel anlamda yorumlanacaktır. Öncelikle deneysel ölçümlerdeki hız ve türbülans şiddeti haritası Reynolds Gerilme Modeli sonuçları ile kıyaslanmıştır. İlerleyen kısımda, yakıt ayracı boyunca ve sonrasında akışın davranışları incelenmiştir.

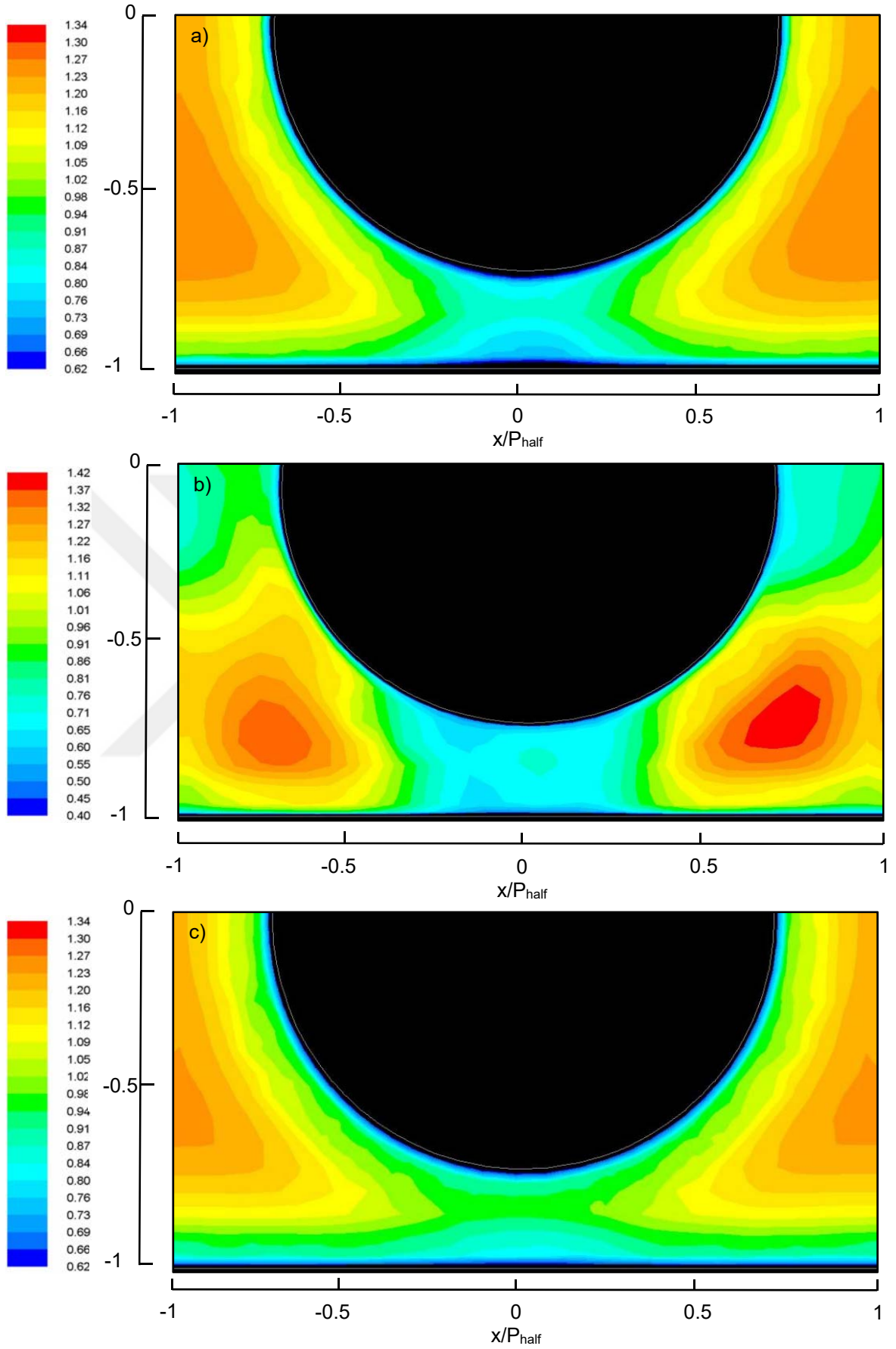
$-3d_h$, $+3d_h$ ve $+40d_h$ konumlarındaki deneysel hız dağılım sonuçları Şekil 8-12'de, benzetim sonuçları ise Şekil 8-13'te verilmiştir. $-3d_h$ 'de yakıt ayracı giriş koşullarına ilişkin sonuçlar incelendiğinde, yakıt çubukları arasında hızın artıyor olduğu görülürken yakıt çubuğu ile duvar arasında kalan kısımda hız ortalamanın altına düşmektedir. Deneysel verilerde yakıt çubuğunun sağ yarısında daha yüksek hız ölçümleri elde edilmiş olmasına karşın, benzetim sonuçlarında her iki yarımda eşit hız dağılımı elde edilmiştir. $+3d_h$ konumu incelendiğinde akışın dağılımında önemli değişimler olduğu görülebilir. Ayracın öncesinde iki yakıt çubuğu arasında hızlanan akış, yakıt ayracının etkisi ile yakıt çubuğu ile duvar arasında kalan kanalda köşelere doğru yönlendirilmiştir. Benzetim sonuçlarında sağ alt köşedeki tepe noktasının yeri doğru tahmin edilirken, sol köşede deney sonuçlarına göre yayılmış yapıdaki hız artışının benzetim sonuçlarında tek bir bölgede toplandığı görülmektedir. Hızın sağ yarımda (sola göre) daha fazla olması doğru bir şekilde yansıtılabildiği gibi yakıt çubuğu ile kanal duvarı arasında hız düşüşü makul ölçülerde yakalanabilmiştir. Hızdaki düşüş ve maviye dönen bölgeler yakıt ayracının yarattığı türbülansı göstermektedir. Deney sonuçlarına göre ortalama hızın altında kalan akışın yakıt çubuğu ile duvar merkezinden sol yarıma doğru yayıldığı gözlemlenirken benzetim sonuçlarında tam merkezde meydana geldiği öngörülmektedir. Diğer yandan yakıt çubukları arasında orta kısma doğru hızın azaldığı görülebilmektedir. Benzetim sonuçlarında ise deneysel bulgulara göre daha keskin geçişler tahmin edilmiştir. Genel itibariyle, hızdaki dağılımın yansıtılabildiği görülürken büyüklüklerin deney

sonuçları ile birebir uyumlu olmadığı göz çarpmaktadır bu sebeple, iki dağılımın aynı skala altında gösterimi yapılamamıştır. +40d_h konumunda yakıt ayracının etkisinin ihmal edilebilir boyutlarda olduğu anlaşılabilmektedir. Yakıt ayracının hemen sonrasındaki hız dağılımı ile kıyaslandığında karmaşık akış hareketleri ve keskin geçişler kaybolmuştur. Ayraç öncesinde olduğu gibi gelişmiş akış koşullarının yeniden sağlandığı ve yakıt çubukları arasında kalan bölgelerde artan, yakıt çubuğu ile duvar arasında ise daha düşük bir hız dağılımı sağlandığı görülmektedir. Akış yakıt çubuğunun iki yarısına doğru eşit bir dağılım sergilemektedir. Benzetim sonuçlarının, hız dağılımı ve büyüklüklerde deney sonuçları ile oldukça uyumlu olduğu görülebilmektedir.



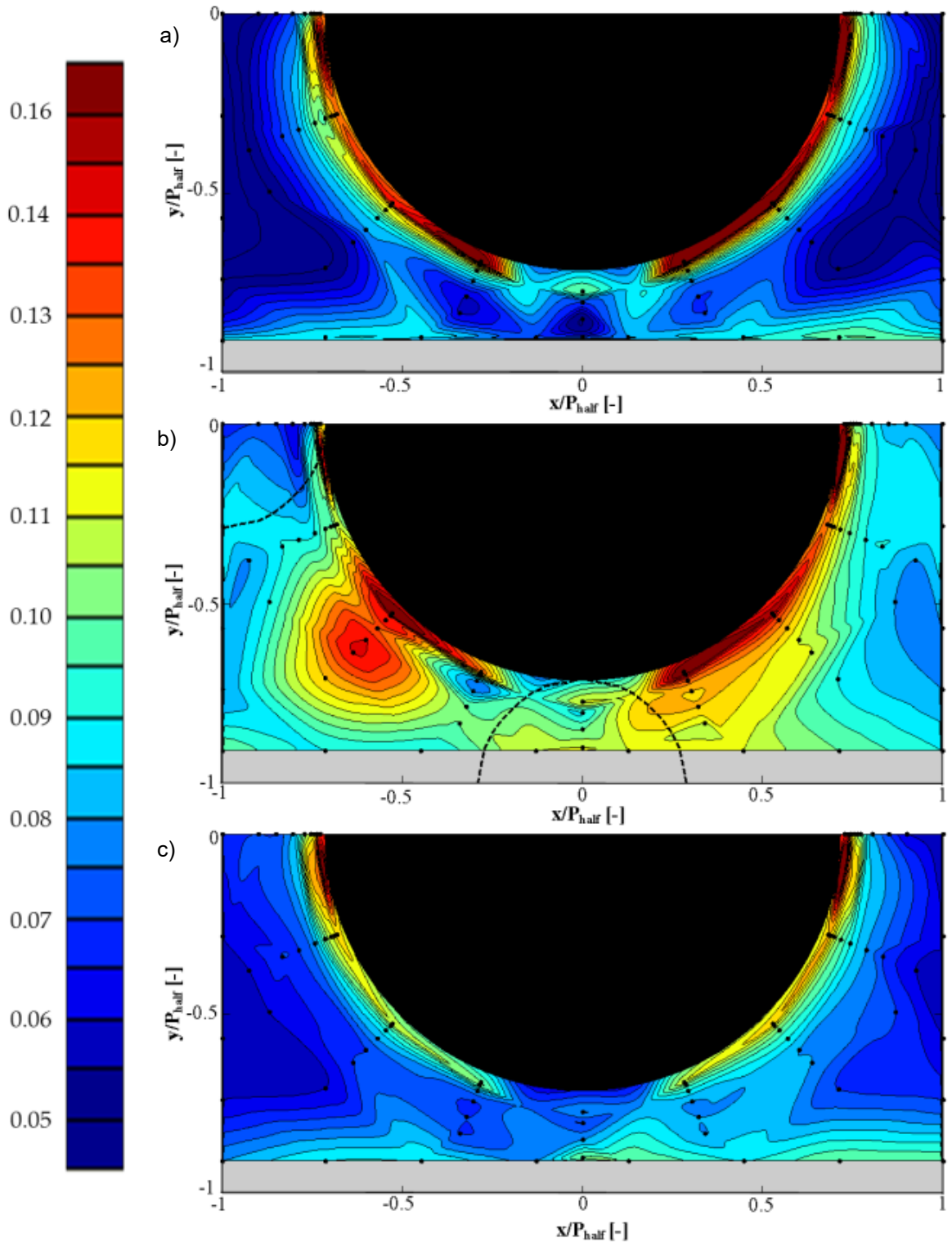


Şekil 8-12 Merkez Kanal Kesiti Hız Dağılımı, Deneysel Sonuçlar a) +40 d_h konumu b) +3 d_h konumu c) -3 d_h konumu

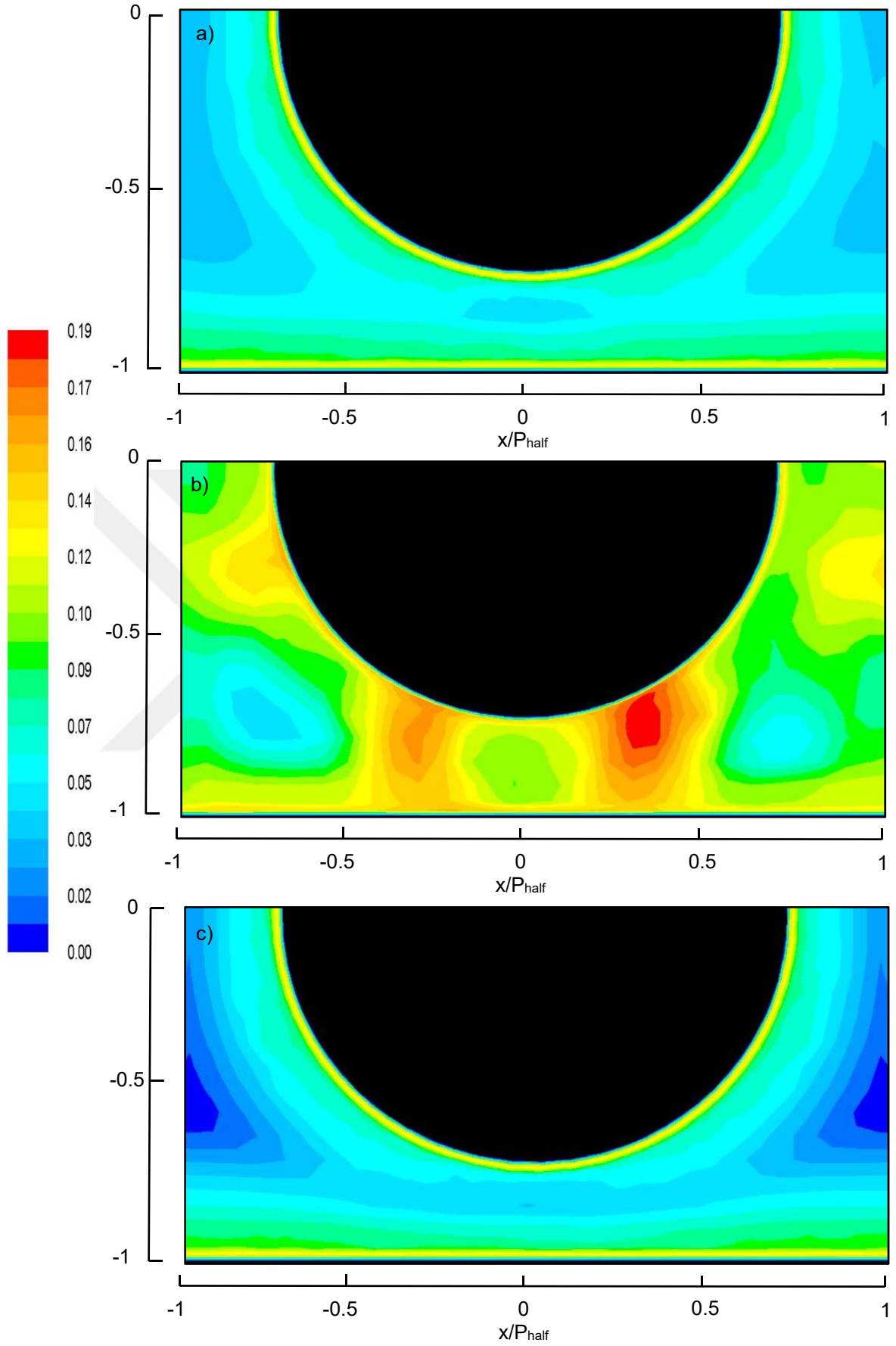


Şekil 8-13 Merkez Kanal Kesiti Hız Dağılımı, Benzetim Sonuçları a) +40 d_h konumu b) +3 d_h konumu c) -3 d_h konumu

Türbülans şiddeti dağılımına ilişkin deneysel ve benzetim sonuçları Şekil 8-14 ve Şekil 8-15'te verilmiştir. $-3d_h$ konumundaki türbülans haritası incelendiğinde, gelişen akış koşullarına uygun olarak yakıt çubuğu ve duvar çeperlerinde oluşan türbülans görülebilmektedir. Yakıt çubuğu ile duvar arasında orta kısma doğru yaklaştıkça duvarlardaki türbülans şiddetinin azaldığı dikkati çekmektedir. Deneysel veriler ile benzetim sonuçları birbiri ile uyumlu bir dağılım sergilerken benzetimde türbülans büyüklüğü deneysel verilerin bir miktar altında tahmin edilmiştir. Özellikle kanal merkezlerine doğru deneysel sonuçlarda türbülans şiddeti % 0'a yaklaşırken deneysel veriler türbülansın esasen % 5 civarında olduğunu göstermektedir. Türbülans haritasının görünümü incelendiğinde gerçek akışta, modelde hesaplanandan daha fazla istikrarsızlık olduğu görülmektedir. $+3d_h$ konumu incelendiğinde, yakıt çeperlerindeki türbülans oluşumunun benzer şekilde devam ettiği ancak türbülansın kanal kesitinde genel olarak arttığı görülebilmektedir. Yakıt çubuğu ile duvar arasında sol ve sağ yarımda iki farklı türbülans oluşumu gözlemlenmiştir ve hız dağılımı haritasında keskin hız değişimlerinin meydana geldiği bölgeleri işaret etmektedir. Benzetim sonuçlarında sol yarımda ($x/P_{half} = -0.4$) oluşan türbülans artışı, konum olarak deneysel sonuçların biraz sağında, kanal duvarına yakın bölümde gelişiyor olduğu görülmektedir. Sağ yarımda ($x/P_{half} = 0.4$) oluşan türbülans artışı ise konum olarak deneysel sonuçlar ile uyumlu ancak, deneysel sonuçlardaki yayılmış yapısından çok, tek bir bölgede yoğunlaşan bir türbülans oluşumunu göstermektedir. Deney sonuçlarında her iki türbülans oluşumunun da yakıt çubuğunun çeperinden gelişiyor olduğu izlenimi doğmaktadır. Benzetim sonuçlarında da benzer bir görünüm elde edilmiştir. Diğer yandan iki türbülans bölgesi arasındaki büyüklük farkı benzetim sonuçlarında yakalanabilmiştir. Kesitte diğer bölgelerde türbülans şiddetindeki dağılım benzetim sonuçları ile zayıf ölçüde de olsa ilişkilidir. Örneğin kanalın sağ yarısında duvar kenarında türbülans şiddeti % 10 seviyelerinde başlayıp, daha sonra $y/P_{half} = -0.5$ konumuna doğru % 7 seviyesine gerileyerek hemen yukarısında yeniden bir miktar artmış ve $y/P_{half} = 0$ 'da ikinci defa azalmıştır. Benzetim sonuçları incelendiğinde de türbülans şiddetinde benzer değişimlerin yaşandığını görebiliyoruz ancak, benzetimde birbirine paralel değişim katmanları gözlemlenirken deney sonuçlarında eş seviyelerdeki türbülans hareketlerinin ara kanalda orta kısma doğru (gösterimde



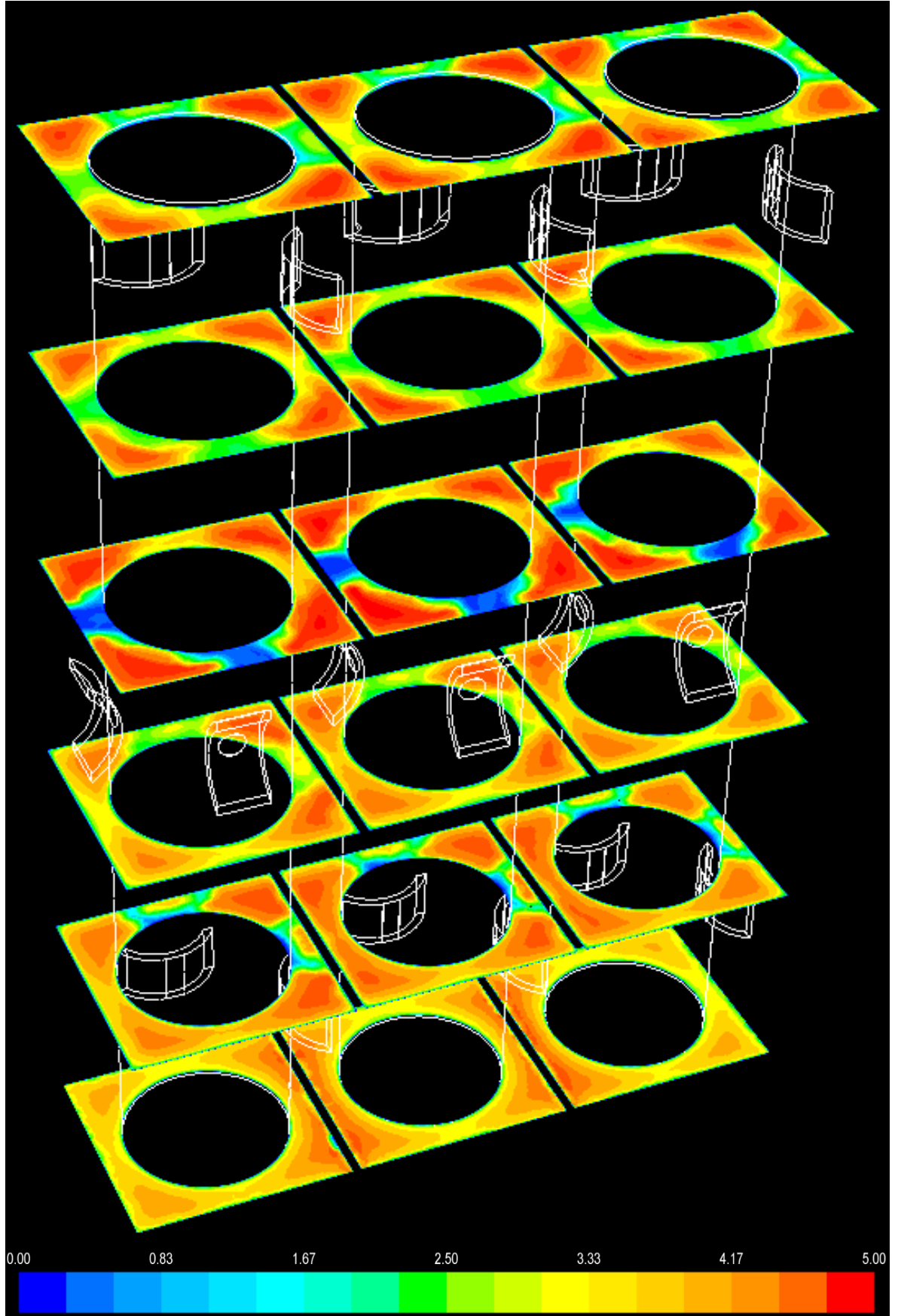
Şekil 8-14 Merkez Kanal Kesiti Türbülans Şiddeti Dağılımı, Deney Sonuçları
a) +40 d_h konumu b) +3 d_h konumu c) -3 d_h konumu



Şekil 8-15 Merkez Kanal Kesiti Türbülans Şiddeti Dağılımı, Benzetim Sonuçları
a) $+40 d_h$ konumu b) $+3 d_h$ konumu c) $-3 d_h$ konumu

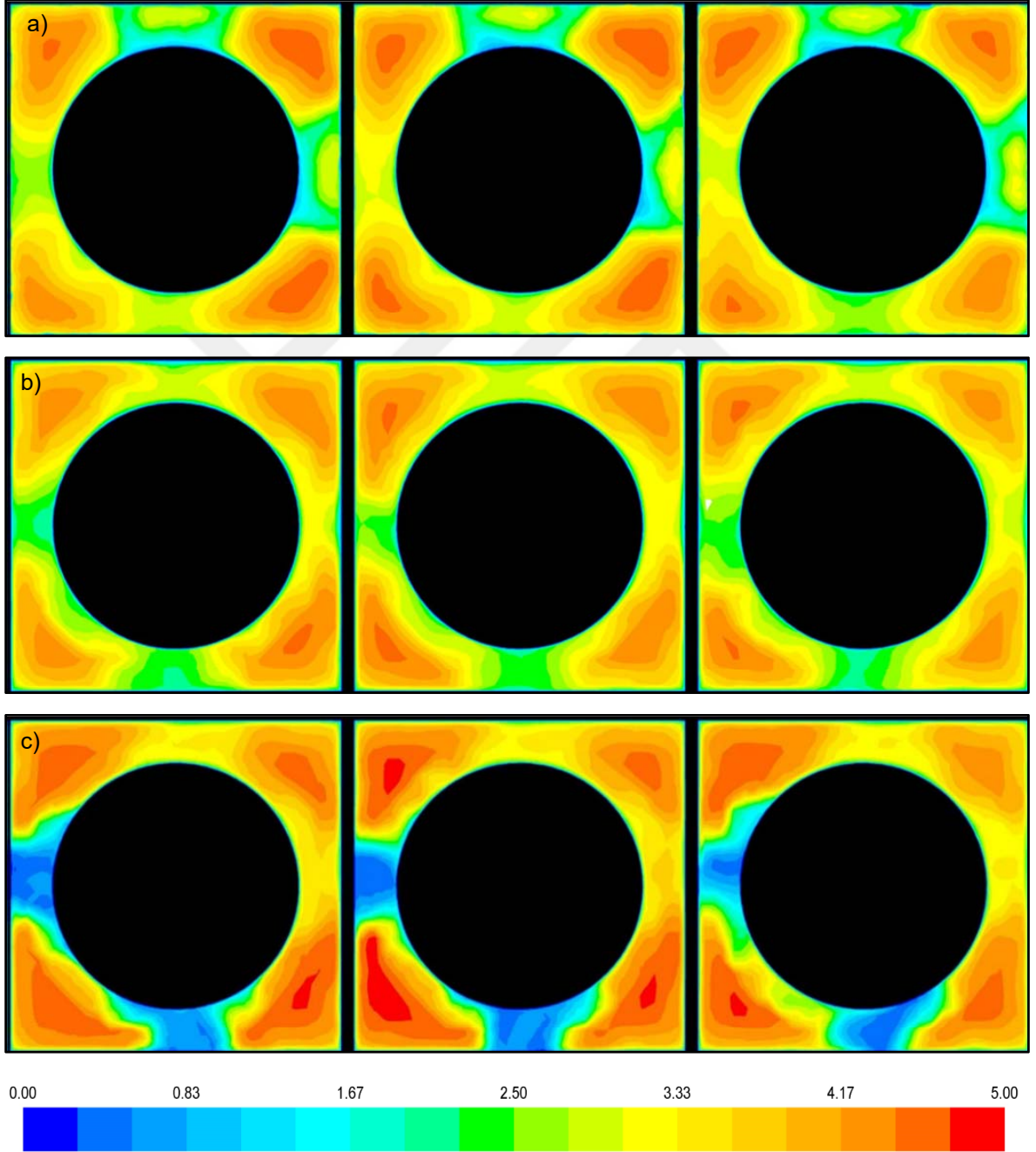
yukarıya doğru) kaymış olduğu görülmektedir. Deney ile benzetim arasında türbülans şiddeti dağılımının kısmen uyumlu olduğu görülse de, benzetimde türbülans şiddeti büyüklükleri deney sonuçlarının yer yer dışında kalmıştır. +40_{dh} konumunda yakıt ayrıracının yol açtığı türbülans hareketlerinin etkisi zayıflamıştır. Türbülans haritası incelendiğinde yakıt ayrıracı girişi öncesindeki gelişmiş akış durumunun yeniden sağlandığı görülebilmektedir. Yakıt çubuğu çeperinde türbülans şiddetinin hızdaki değişim ile orantılı olarak arttığı görülürken, yakıt çubuğu ile ön duvar arasında kalan kısımda türbülansın azaldığı görülebilir. -3_{dh} konumundaki sonuçlar ile kıyaslandığında azami ve asgari değerler arasındaki farkın azaldığı da dikkat çekmektedir. Deney sonuçlarında yakıt çubuğu çeperindeki türbülans şiddeti artış gösterirken, benzetim sonuçlarında kayda değer bir değişim olmamıştır. Diğer yandan, yakıt çubukları arasındaki kanalda türbülans şiddetinin deney sonuçlarında aynı mertebelerde kalırken ve benzetim sonuçlarında arttığı görülebilir. Benzetim sonuçları deneysel sonuçlar ile uyumludur ancak, türbülansın büyüklüğü deneysel değerler ile yüksek hassasiyette değildir.

Şekil 8-16 ile Şekil 8-19 arasında yakıt ayrıracı boyunca eşit aralıklarla hazırlanan kesitlerde hız dağılımı sunulmaktadır. Öncelikle yakıt ayrıracı girişinde (Şekil 8-18 / a) daralmanın etkisi ile genel olarak akış hızının arttığı ve orta bölümde ayraç duvarlarının akışı kanallara ayırarak iç duvar kenarlarında eşit olmayan bir hız artışına sebep olduğu görülebilmektedir. Akışın ilk olarak dimple parçalarından geçişi sonrasında, yönünün önemli ölçüde değişmediği anlaşılmıştır ve Şekil 8-19'da dimple'lardan geçen akışın yol izi incelendiğinde karmaşık akış hareketlerinin oluşmadığı da görülmektedir. Ayrıca, dimple sonrasında akış hızının azalıyor olduğu görülse de sadece parça geometrisine benzer bir akış izi bırakmıştır halbuki, aksi halde daha geniş bir alana etki ediyor olması beklenirdi. Diğer yandan dimple'in etkisi ile kanalın köşelerine doğru akış hızının arttığı gözlemlenmektedir (Şekil 8-18 / b). Akış bir miktar daha ilerleyip spring öncesine ulaştığında hızın yakıt çubuğu çevresinde yayılmaya başladığı görülmektedir. Akış üzerindeki en yoğun etki spring'lerden geçiş sırasında meydana gelmektedir. Şekil 8-17 / c'de spring sonrasında ani hız değişimleri ve türbülansın oluşumu açıkça görülebilmektedir. Hız haritasında mavi ile gösterilen yerlerde girdap hareketlerinin oluşuyor olduğu tahmin edilebilir. Nitekim, Şekil 8-19'da spring'lerden geçen akışın yol izinde akış parçalarının dönel hareketler sergiliyor olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra kanal



Şekil 8-16 Yakıt Ayracı Boyunca Hız Dağılımı

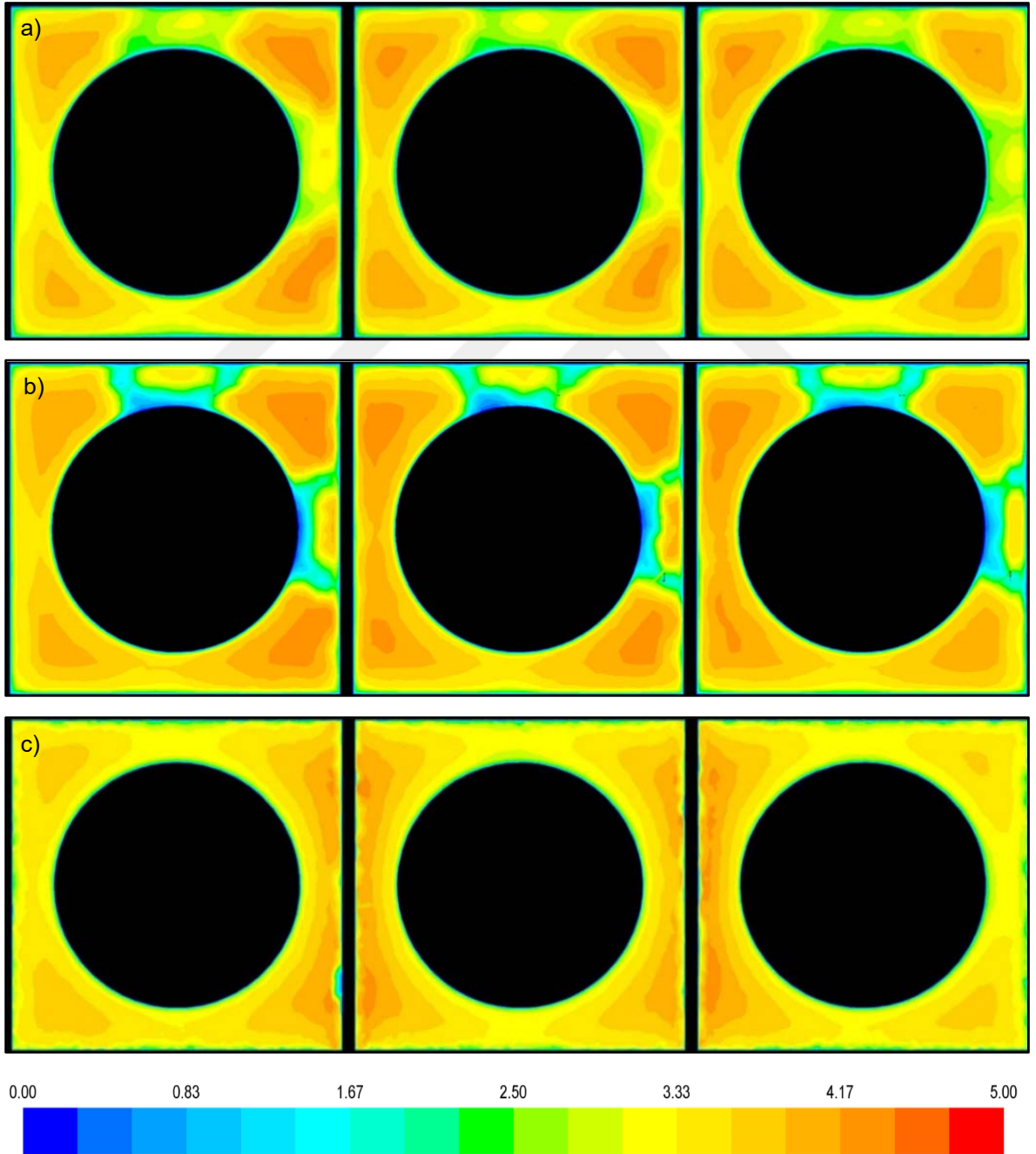
kenarlarına doğru itilen akış model boyunca en yüksek hızlara bu kısımda ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra akış ilerleyen kısımlarda yeniden dağılırarak normalleşme eğilimindedir. 2. dimple'lara gelmeden önce kanal köşelerinde hızın bir önceki konuma göre azaldığı görülebilir. Yakıt çubuklarının duvarlara yakın olduğu bölümlerde akış hızının daha düşük olması duvar sürtünmesi ile ilgilidir. Belirtilmiş olduğu üzere, duvar yüzeylerinde akış hızının 0 olduğu kabulü yapılmaktadır. Son olarak yakıt ayracının üst yarısındaki dimple'lar sonrasında akışın yapısında büyük



Şekil 8-17 Yakıt Ayracının Üst Yarısındaki Hız Dağılımı

değişiklikler olmamıştır. Alt yarımda yer alan dimple sonrasına benzer bir hız dağılımı ortaya çıkmaktadır. Ancak, genel anlamda hız profilinde kanal kenarlarında artış olduğu ve daha keskin hız değişimlerinin olduğu görülebilir. Neticede dimple'ların akış üzerinde spring parçaları kadar etkisi olmadığı anlaşılmaktadır.

Yakıt demetlerindeki türbülans hareketleri ısı transferinin iyileştirilmekte ve yakıt zarf sıcaklığını düşürmektedir. Şekil 8-16'da görülebileceği üzere spring ve dimple parçaları yakıt çeperi üzerine homojen olmayan hız ve türbülans oluşumlarına yol açmaktadır. Destek parçalarının olmadığı yüzeylerin sıcaklıklarının da farklı olacağı

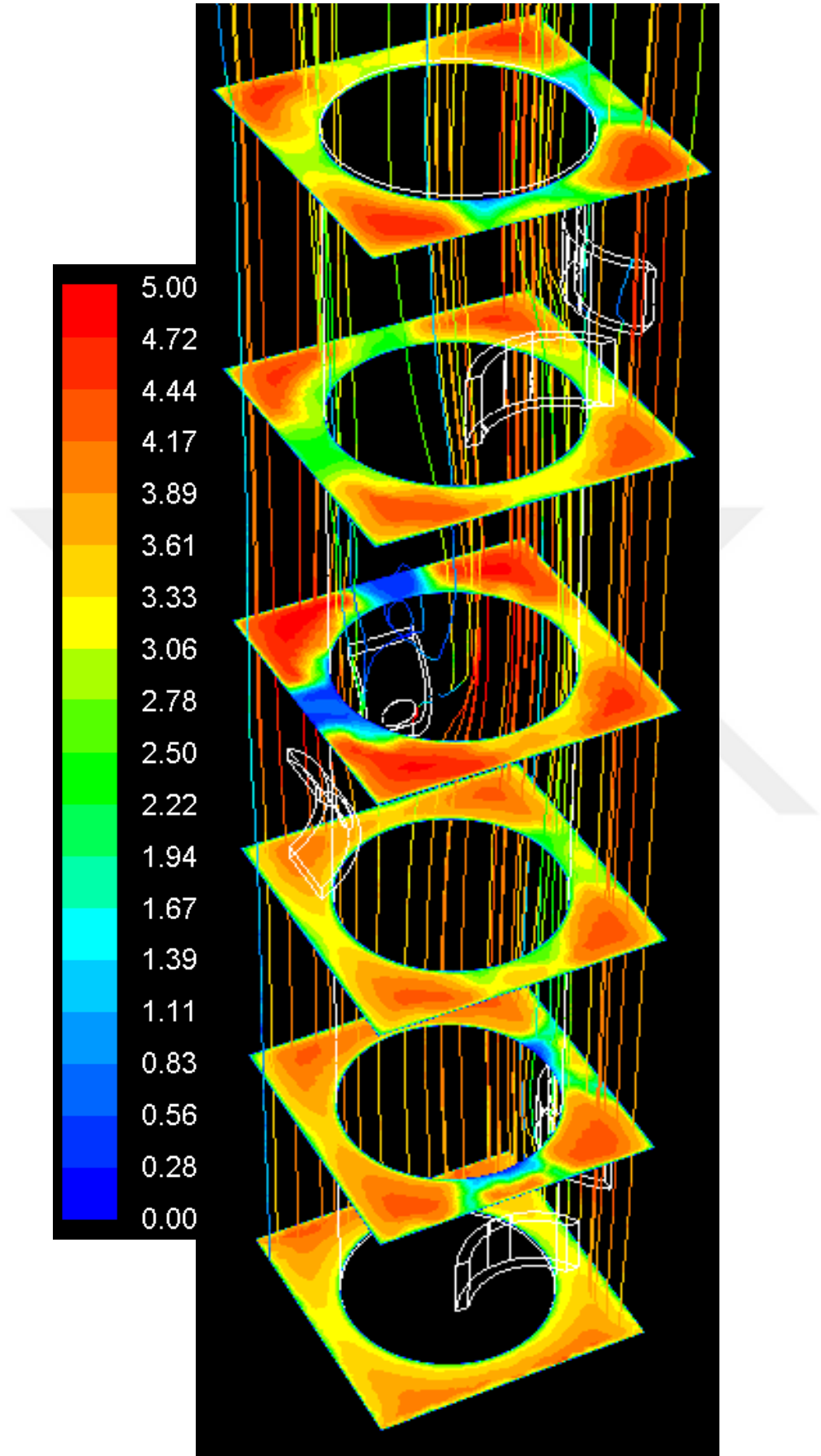


Şekil 8-18 Yakıt Ayracının Alt Yarisındaki Hız Dağılımı

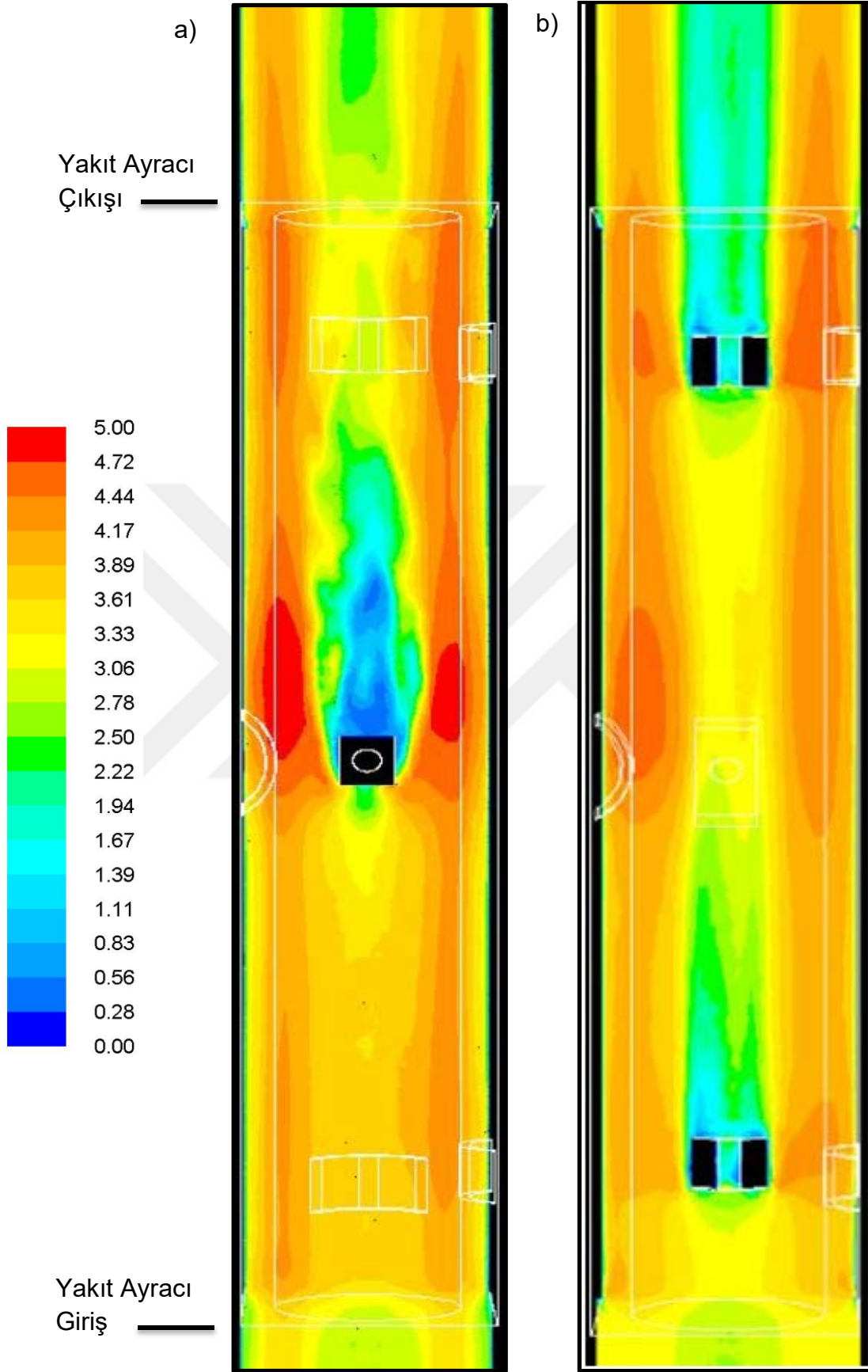
aşikârdır. Ancak, türbülans oluşumunun kısa mesafeler içerisinde kaybolması ve akışın eski haline dönmesi sebebiyle ciddi bir etki yaratması beklenmemektedir. Literatürde dimple ve spring'ler ile ilgili yapılan araştırmalarda karıştırıcı ve özellikle ayrıştırıcı tip kanatçıklara sahip yakıt ayraçlarında çapraz akış yaratılması sebebiyle yakıt demetlerinde vibrasyonun tetiklendiği ve yakıt çubuklarının dimple ve spring'ler ile olan etkileşimi sebebiyle yakıt zarfında hasara yol açtığı öne çıkmaktadır [48]. Genel anlamda 3 m/s hızındaki akışkanın (ve çapraz akışın) yakıt çubuklarında sebep olduğu vibrasyon ve bununla alakalı olarak dimple ve spring parçalarının yakıt çubuklarına sadece değişiyor değil de birleşikmiş gibi modellenmesi sebebiyle reaktör içerisindeki gerçek akışın bir miktar daha farklı olabileceği göz ardı edilmemelidir.

Bir diğer dikkati çeken nokta, üç kanalda da aynı akış koşulları mevcut olmasına rağmen, hız dağılımı benzer de olsa birebir aynı değildir. Özellikle spring'ler sonrası hız dağılımı önemli ölçüde farklılaşmaktadır. Bu sonuç bize akışın birtakım etkenlerle zamana bağlı olarak değişiyor olabileceğini gösteren bir diğer kanıttır ve dolayısıyla kararlı durum için yapılan çözümde aynı sonuçların alınamıyor olmasının nedeni olabilir.

Şekil 8-20'de ise yakıt ayracından alınan dikey kesitte akışın dimple ve spring üzerinden geçişi görülmektedir. Şekil 8-20 a'da spring'ten geçen akış incelendiğinde, sonuçlar kararlı durumda *RSM LPS* ve bazı diğer modellerdeki belirsizlikleri açıklar niteliktedir ve akışın zamana bağlı gelişiyor olabileceği yönündeki öngörülerini doğrulamaktadır. Akışta kararsızlığın hakim olduğu göz çarpmaktadır nitekim, akış izinde girdap saçılması benzeri salınım hareketleri oluşmaktadır. Rastgele oluşan girdap hareketleri hız alanının kararlı durum için çözülmesini engellemekte ve sonuçların dalgalanmasına neden olmuştur. Bu durumda akışın zamana bağlı gelişiyor olduğu doğrulanmaktadır. Etkinin yakıt ayracı sonrasına kadar azalarak devam ettiği görülebilir. İlaveten, üç kanalda aynı sonuçlarında da farklı akış profilleri görülmektedir dolayısıyla, her bir kanalda akışın zamana bağlı ve kendine özgü gelişiyor olduğu söylenebilir. Diğer yandan, dimple'in akış üzerindeki etkisi ise nispeten daha küçüktür.



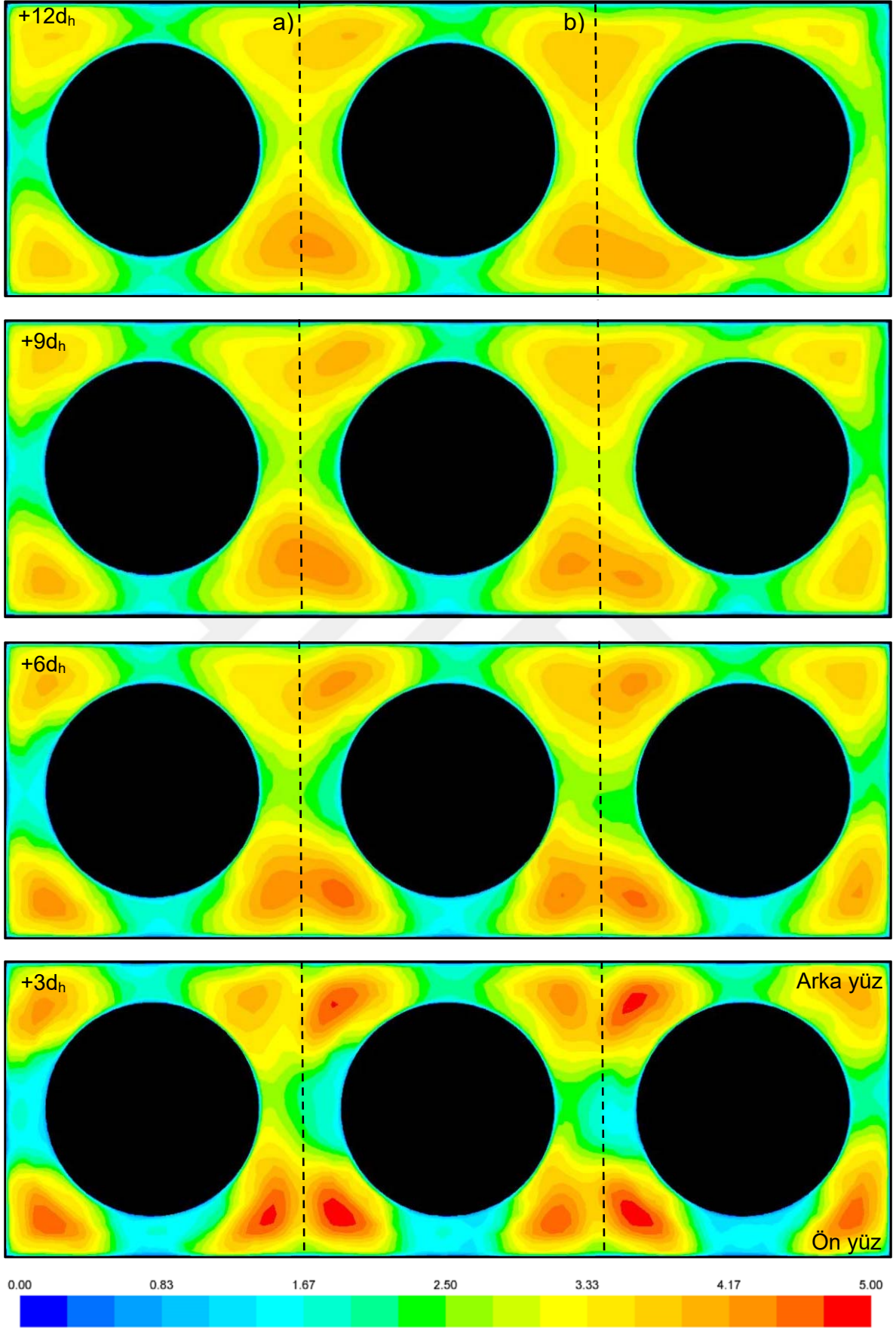
Şekil 8-19 Yakıt Ayracı Merkez Kanal Boyunca Hız Dağılımı ve Akış Yol İzi



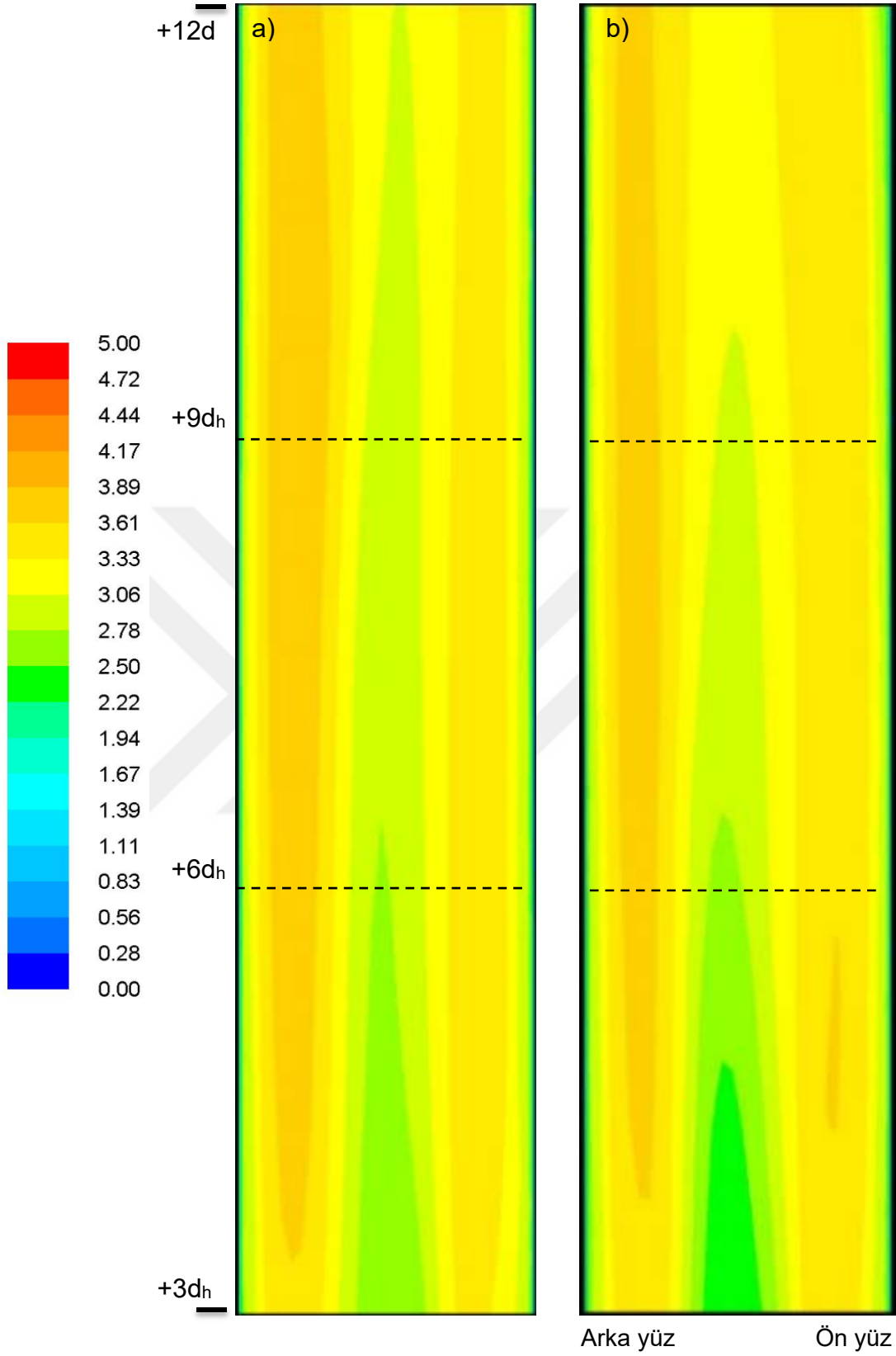
Şekil 8-20 Yakıt Ayracı Merkez Kanal Dikey Kesitte Hız Dağılımı a) Spring Kesiti
b) Dimple Kesiti

Şekil 8-16 b'de dimple sonrasında nispeten kararlı akış koşullarının sağlanabildiği görülmektedir ve diğer kanallarda elde edilen sonuçlar ile de ihmal edilebilecek farklılıklar göstermektedir. Dolayısıyla dimple'ların zamana bağlı rastgele akış hareketleri yaratmadığı anlaşılmaktadır. Elde edilen bulgular değerlendirildiğinde, akıştaki kararsızlığın başlıca sebebinin spring'ler olduğu açığa çıkmaktadır. Bunun nedeni ise spring'in akışı engellediği alanın nispeten büyük oluşu ve akışa karşı duran oval yapısı olduğu düşünülmektedir. Dimple'lar ise temelde içleri boş halka biçiminde olması nedeniyle akışın yönünü etkileyebilecek yapıda değildir.

Yakıt ayracı sonrasında akışın kanal boyunca dağılımına ilişkin kesitler Şekil 8-21 ve Şekil 8-22 verilmektedir. Şekil 8-21'de kanal çıkışı sonrasında $+3d_h$ konumunda kanal köşelerinde oluşan hız tepelerinin halen yapısını koruyarak devam ettiği görülmektedir. Ayrıca, dimple'ların yanı sıra spring'lerin neden olduğu akış hareketlerinin etkilerinin de devam ettiği, parçaların iz düşümünde oluşan keskin hız değişimlerinden anlaşılmaktadır. Yakıt çubukları arasındaki kanallar incelendiğinde, hız dağılımının birbirine benzer ancak birebir eş olmadığı anlaşılmaktadır. Bu fark bahsedildiği üzere spring'lerin neden olduğu zamana bağlı rastgele akış hareketlerinin yarattığı etkiden kaynaklanmaktadır. Akış kanal boyunca devam ettiğinde ise, dimple ve spring'lerin etkisinin yavaşça kaybolduğu ve köşelere dağılmış hız tepelerinin birleşerek kanal aralarına dağıldığı görülmektedir. Akış yakıt ayracı öncesindeki dağılımına doğru gelişirken, yakıt çubukları arasında kalan her iki kanal (a ve b) kendi içerisinde ayrı bir değişim izlemektedir.



Şekil 8-21 Yakıt Ayracı Sonrası Hız Dağılımı a) x-4.445 b) x-8.890



Şekil 8-22 Yakıt Ayracı Sonrası Dikey Kesitte Hız Dağılımı a) x-4.445 b) x-8.890

8.5 Çalışmanın Özeti ve Öneriler

Yapılan bu çalışmada, yakıt destek ayraçlarında gerçekleşen akışın fiziğini yansıtacak en uygun benzetim modeli tespit edilmiş ve ayraç yapısının akış üzerindeki etkilerinin nümerik yöntemlerle incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

En uygun benzetim modelinin oluşturulması için yapılan çalışmalarda öncelikle farklı örgü yapıları üzerinde modelin performansı değerlendirilmiştir ve örgü yapısının sonuçlar üzerinde önemli derecede etkisi olduğu anlaşılmıştır. Nitekim, dörtyüzlü, melez ve çokyüzlü örgü yapılarında elde edilen sonuçlar birbirinden oldukça farklıdır. Gerçekleştirilen çözümlerlerde, melez örgü deney sonuçları ile en uyumlu sonuçları sergilemiştir. Dörtyüzlü ve çokyüzlü örgüler ise birbirine yakın ve nispeten daha zayıf tahminlerde bulunmuştur. Melez örgünün diğer türler karşısındaki avantajı düzgün oluşturulmuş hücre yapısı olduğu anlaşılmaktadır ve nümerik yayınının sonuçlar üzerindeki olumsuz etkisi görülmektedir. Yapılmış çalışmalara ilaveten tamamen düzgün altı yüzlü hücrelerden oluşturulacak örgü yapısının sonuçlar üzerindeki etkisi ilerleyen çalışmalarda incelenebilir.

Çalışmanın ikinci kısmında, benzetimlerde akışın fiziğini yansıtacak en uygun türbülans modelinin belirlenmesi için farklı türbülans modelleri ile çözümler yapılmış ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. *RSM LPS* modeli deneysel veriler ile en uyumlu sonuçları sunarak, yakıt demetleri arasındaki karmaşık akışı yansıtabilen en uygun model olduğu anlaşılmıştır. $k - \omega SST$ ve $k - \varepsilon RNG$ modelleri ise en iyi ikinci sonuçları sunmuştur. Akış içerisindeki ani değişimleri ve anizotropiyi yakalayabilen modeller ön plana çıkmaktadır. *RMS LPS* en iyi sonuçları sunmuş olmasına rağmen deney sonuçları ile uyuşmadığı yerler de bulunmaktadır dolayısıyla, akışını fiziğini gerçek bir şekilde yansıtabilmek adına geliştirilmeye halen açık olduğu anlaşılmıştır. Bu doğrultuda, model sabitlerinin akış türüne uygun şekilde optimize edilmesi üzerinde ilave çalışmalar yapılabilir. Diğer yandan, omega tabanlı modeller diğerlerinden daha düşük performans sergilediği görülmüştür. Yapılan çalışmalara ilaveten, $y^+ = 1$ olacak şekilde hazırlanacak örgü yapısında omega tabanlı modellerde duvar fonksiyonu kullanılmadan gerçekleştirilecek çözümler incelenebilir.

Son olarak, *RMS LPS* modelinde elde edilen sonuçlarda destek ayraç boyunca ve sonrasındaki akış incelenmiştir. Yakıt destek parçalarının akış üzerinde kayda

değer etkiler yarattığı anlaşılmıştır. Özellikle spring'lerin girdap döküntüsü benzeri zamana bağlı akışa neden olduğu anlaşılmıştır ve bunun aksine dimple'larda benzer bir etki oluşmadığı da görülmüştür. Böylelikle, *RMS LPS* modeli ile elde edilen sonuçların dalgalanıyor olmasının sebebi açıklanmıştır. İlerideki çalışmalarda spring ve dimple'lar sebebiyle meydana gelen karmaşık akışın zaman bağlı olarak incelenmesi gerçekleştirilebilir.

Hazırlanılan bu çalışma yakıt demetleri ve destek tipi ayraç içerisindeki akışın nümerik yöntemler ile çözülmesine ve anlaşılmasına yardımcı olması öngörülmektedir. İleride bu yönde yapılacak çalışmalara referans olması temennidir.



9 REFERANSLAR

- [1] J. E. Wheeler, Experimental Studies On The Effects Of A Spacer Grid In A 1x3 ROD Bundle Sinle And Two-Phase Flow, Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 2014.
- [2] F. D'Auria, «Perspectives In System Thermal-Hydraulics,» *Nuclear Engineering and Technology*, pp. 855-870, 2012.
- [3] G. Yadigaroglu, «Trends and needs in experimentation and numerical simulation for LWR safety,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 205-223, 2003.
- [4] D. Weber, «Computational fluid dynamics (CFD) and its potential for nuclear applications.,» *Proceedings of the American Power Conference*, pp. 338-348, 1999.
- [5] G. Windecker, «Phase distribution in BWR fuel assembly and evaluation of multidimensional multi-field model,» %1 içinde *Proceedings of the Ninth International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-9)*, San Francisco, 1999.
- [6] W. In ve T. Chun, «CFD simulations of two-phase bubbly flows in a circulat channel and a rond bundle subchannel,» %1 içinde *Proceedings of the ICONE-9*, Nice, 2001.
- [7] Z. Stosic ve V. Stevanovic, «A numerical approach to the simulation of one-phase and two phase reactor coolant flow around nuclear fuel spacers,» %1 içinde *Proceedings of the ICONE-9*, Nice, 2001.
- [8] X.-Z. Cui ve K.-Y. Kim, «Three-Dimensional Analysis of Turbulent Heat Transger and Flow through Mixing Vane In A Subchannel of Nuclear Reactor,» *Journal of Nuclear Science and Technology*, pp. 719-724, 2003.
- [9] K. Ikeda ve M. Hoshi, «Single-phase CFD applicability for estimating fluid hot-spot locations in a 5 x 5 fuel rod bundle,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 1149-1154, 2006.
- [10] C. Lee ve Y. Choi, «Comparison of thermo-hydraulic performances of large scale vortexx flow (LSVF) and small scale vortex flow (SSVF) mixing vanes in

- 17 x 17 nuclear rod bundle,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 2322-2331, 2007.
- [11] B. S. Shin ve S. H. Chang, «CHF experiment and CFD analysis in a 2 x 3 rod bundle with mixing vane,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 889-912, 2008.
- [12] M. E. Conner, «CFD methodology and validation for single-phase flow in PWR fuel assemblies,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 2088-2095, 2009.
- [13] C. Liu ve Y. Freng, «Numerically simulating the thermal-hydraulic characteristics within the fuel rod bundle using CFD methodology,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 3078-3086, 2010.
- [14] M. Holloway, «The effect of support grid features on local, single-phase heat transfer measurements in rod bundles,» *Journal of Heat Transfer*, pp. 43-53, 2004.
- [15] S. Yao, L. Hochreiter ve W. Leech, «Heat-transfer augmentation in rod bundles near spacer grids,» *Journal of Heat Transfer*, pp. 76-81, 1982.
- [16] A. Gandhir ve Y. Hassan, «RANS modeling for flow in nuclear fuel bundle in pressurized water reactor (PWR),» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 4404-4408, 2011.
- [17] X. Li ve Y. Gao, «Methods of simulating large-scale rod bundle and application to a 17 x 17 fuel assembly with mixing vane spacer grid,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 10-22, 2013.
- [18] U. Bieder, F. Falk ve G. Fauchet, «LES analysis of the flow in a simplified PWR assembly with mixing grid,» *Progress in Nuclear Energy*, pp. 15-24, 2014.
- [19] F. Falk ve A. Mompontail, «Détermination d'un champ de vitesses 3D en géométrie complexe par vélocimétrie laser 2 dimensions,» %1 içinde *6th congrès francophone de velocimetrie laser*, Saint-Louis, 1998.
- [20] J. R. Lee, J. Kim ve C.-H. Song, «Synthesis of the turbulent mixing in a rod bundle with vaned spacer grids based on the OECD-KAERI CFD benchmark exercise,» *Nuclear Engineering and Design*, pp. 3-18, 2014.
- [21] S. K. Kang ve Y. A. Hassan, «Computational fluid dynamics (CFD) round robin benchmark for a pressurized water reactor (PWR) rod bundle,» *Nuclear Engineering and Desing*, pp. 204-231, 2016.

- [22] H. Tennekes ve J. Lumley, A First Course In Turbulence, Cambridge: MIT Press, 1972.
- [23] B. Andersson, R. Andersson, L. Hakanansson, M. Mortensen, R. Sudiyo ve B. v. W. Wachem, Computational Fluid Dynamics for Engineers, Cambridge: Cambridge University Press, 2012.
- [24] H. Versteeg ve W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Essex: Pearson Education Limited, 2007.
- [25] D. Jackson ve B. Launder, «Osborne Reynolds and the Publication of His Papers on Turbulent Flow,» *The Annual Review of Fluid Mechanics*, pp. 19-35, 2007.
- [26] F. Champagne, Y. Pao ve I. Wygnanski, «On the Two-Dimensional Mixing Region,» *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 209-250, 1976.
- [27] E. Gutmark ve I. Wygnanski, «The Planar Turbulent Jet,» *Journal on Fluid Mechanics*, pp. 465-495, 1976.
- [28] I. Wygnanski, F. Champagne ve B. Marasli, «On the large-scale structures in two-dimensional, small-deficit, turbulent wakes,» *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 31-71, 1986.
- [29] F. G. Schmitt, «About Boussinesq's turbulent viscosity hypothesis: historical remarks and direct evaluations of its validity,» *Comptes Rendus Mecanique*, pp. 617-627, 2007.
- [30] S. B. Pope, Turbulent Flows, Cambridge: Cambridge University Press, 2011.
- [31] P. Spalart ve S. Allmaras, «A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows,» *La Recherche Aerospaciale*, pp. 5-21, 1994.
- [32] A. Kolmogorov, «The Equations of a turbulent motion of an incompressible viscous fluid,» *Izvestiya Akademii Nauk SSR, Seriya Fizicheskaya*, pp. 56-58, 1942.
- [33] J. Hunt ve J. Vassilicos, «Kolmogorov's Contributions to the Physical and Geometrical Understanding of Small-Scale Turbulence and Recent Developments,» %1 içinde *Proceedings: Mathematical and Physical Sciences*, Cambridge, 1991.

- [34] B. Launder ve D. Spalding, «Mathematical Models of Turbulence,» *Academic Press*, 1972.
- [35] D. Wilcox, «Reassessment of the Scale Determining Equation for Advanced,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pp. 1299-1310, 1988.
- [36] D. Wilcox, «Comparison of Two-Equation Turbulence Models for Boundary,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pp. 1414-1421, 1993.
- [37] D. Wilcox, «Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, p. 247255, 1994.
- [38] F. Menter, «Improved two-equation k- ω turbulence models for aerodynamics flows,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pp. 1-31, 1992.
- [39] F. Menter, «Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pp. 1598-1605, 1994.
- [40] F. Menter, «Eddy Viscosity Transport Equations nad Their Relation to the k- ϵ Model,» *Journal of Fluids*, pp. 876-884, 1997.
- [41] J. Rotta, «Statistical theory of inhomogeneous turbulence, Part I,» *Zeitschrift für Physik*, pp. 257-572, 1951a.
- [42] J. Rotta, «Statistical theory of inhomogeneous turbulence, Part II,» *Zeitschrift für Physik*, pp. 51-77, 1951b.
- [43] B. Launder, G. Reece ve W. Rodi, «Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure,» *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 537-566, 1975.
- [44] J. Ferziger, «Large Eddy Simulations of Turbulent Flows,» *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pp. 1261-1267, 1977.
- [45] ANSYS, Inc, ANSYS FLUENT Theory Guide, Pennsylvania: ANSYS, Inc, 2016.
- [46] D. Jang, R. Jetli ve S. Acharya, «Comparison of the PISO, SIMPLER and SIMPLEC Algorithms for the Treatment of the Pressure-Velocity Coupling in Steady Flow Problems,» *Numerical Heat Transfer*, pp. 209-228, 1986.

- [47] S. M. Salim ve S. Cheah, «Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows,» %1 içinde *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Hong Kong, 2009.
- [48] B. Cheng ve R. L. Yang, «Fuel Failure Experiences in U. S. Light Water Reactors,» %1 içinde *GENESA4/ANP*, Kyoto, 2003.
- [49] J. Boussinesq, «Essai sur la théorie des eaux courantes, Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences 23,» pp. 1-680, 1877.
- [50] P. Jang, D. Benney ve R. Gran, «On the origin of streamwise vortices in a turbulent boundary layer,» *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 109-123, 1986.



ÖZGEÇMİŞ

Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı : Umut KARAMAN
Doğum Yeri : Ankara
Medeni Hali : Evli
E-posta : umutkr@gmail.com
Adresi : 2432. Cad. 2494. Sk. Çamlıca Bulvar Sitesi F Blok no:9 Ümitköy
– ÇANKAYA / ANKARA

Eğitim

Lisans : Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, 2008
Yüksek Lisans : Hacettepe Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü, 2018

Yabancı Dil ve Düzeyi

İngilizce – İyi

İş Deneyimi

2018 – Bugün : Technovision Mühendislik A.Ş., Ankara, Kıdemli Proje Mühendisi
2015 – 2018 : Gama Güç Sistemleri A.Ş., Ankara, Proje Mühendisi
2010 – 2015 : MİMAG Enerji A.Ş., Ankara, Proje Mühendisi
2008 – 2009 : İdil-Aksu İnşaat Ltd. Şti. Alma-Ata, Kazakistan, Proje Mühendisi

Deneyim Alanları

Enerji santralleri tasarımı, Gaz Türbini, Buhar Türbini, Kazan, Kondenser ve Santral destek ekipmanları. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Yakıt Ayracı Destek Yapıları, Fluent Programı

Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçeleri

Tezden Üretilmiş Yayınlar

Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar

- U. Karaman, C. Kocar, A. Rau ve S. Kim, «Investigation of Turbulence Characteristics of the Flow in a 1x3 Fuel Rod Bundle with Spacer Grids Using Computational Fluid Dynamics Method,» *Nuclear Energy for New Europe*, Bled, **2018**.





HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
NÜKLEER ENERJİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA

Tarih: 11/06/2018

Tez Başlığı / Konusu: 1x3 Düzenindeki Ayıracılı Bir Yakıt Demetinde Akışın Türbülans Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Metoduyla İncelenmesi

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Giriş, c) Ana bölümler d) Sonuç kısımlarından oluşan toplam 136 sayfalık kısmına ilişkin, 11/06/2018 tarihinde tez danışmanım tarafından *Turnitin* adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 3'tür.

Uygulanan filtrelemeler:

- 1- Kaynakça hariç
- 2- Alıntılar ~~hariç~~/dâhil
- 3- 5 kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Tarih ve İmza

Adı Soyadı: Umut Karaman
Öğrenci No: N13129538
Anabilim Dalı: Nükleer Enerji Mühendisliği
Programı: Nükleer Enerji Mühendisliği
Statüsü: ☒ Y.Lisans ☐ Doktora ☐ Bütünleşik Dr.

11.06.2018

DANIŞMAN ONAYI

UYGUNDUR.

Prof. Dr. Cemil KOCAR

(Unvan, Ad Soyad, İmza)