

**T-BİRLEŞİM BÖLGESİ YAKINLARINDA SICAKLIK
SALINIMLARININ MODELLENMESİ**

**MODELLING OF TEMPERATURE FLUCTUATIONS
NEAR T-JUNCTION REGION**

HÜSEYİN AYHAN

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

NÜKLEER ENERJİ Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü

YÜKSEK LİSANS TEZİ

olarak hazırlanmıştır.

2011

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Bu çalışma jürimiz tarafından **NÜKLEER ENERJİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI 'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Başkan(Danışman) :.....

Doç. Dr. Cemal Niyazi Sökmen

Üye :.....

Doç. Dr. Ayhan Yilmazer

Üye :.....

Doç. Dr. Murat Köksal

Üye :.....

Yrd. Doç. Dr. Cemil Kocar

Üye :.....

Yrd. Doç. Dr. Şule Ergün

ONAY

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri uyarınca yukarıdaki jüri üyeleri tarafından 13/06/2011 tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulunca/...../..... tarihinde kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Ali DENİZLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

T-BİRLEŞİM BÖLGESİ YAKINLARINDA SICAKLIK SALINIMLARININ İNCELEMESİ

Hüseyin Ayhan

ÖZ

Bu çalışmada, özellikle güç santrallerinde sıkça görülen T-birleşimli yapıların, bilgisayar ortamında benzeşimi gerçekleştirilmiştir. Hesaplama, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan FLUENT yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği de mevcut olan bu problemin, bölgesel sıcaklık ve hız salınımları incelenmiştir. Modelleme Büyük Çalkantı Benzeşimi (LES) türbülans modeli ve Tutarlı k-epsilon türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir. LES modelinin T-birleşimli düzeneklerin benzeşimi için oldukça başarılı olduğu gösterilmiştir. Hesaplamalar hem zamandan bağımsız olarak hem de zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Akışkanın davranışının ve sıcaklık salınım frekansının tespiti için, modellemenin zamana bağlı çözülmesi gerektiği gözlemlenmiştir. Hesaplama zamanını kısaltmak için, paralel hesaplama yöntemleri kullanılmıştır. Uygulanan modellerin ve hesaplama tekniklerinin doğrulanması, benzer test problemleri ile gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: T-birleşim bölgesi, Termal yorulma, H.A.D., Türbülans modellemesi, LES

Danışman: Doç. Dr. Cemal Niyazi SÖKMEN, Hacettepe Üniversitesi, Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü, Nükleer Enerji Mühendisliği Anabilim Dalı

MODELLING OF TEMPERATURE FLUCTUATIONS NEAR T-JUNCTION REGION

Hüseyin Ayhan

ABSTRACT

In this study, simulation of T-junction structure, which is used at power reactors was done. Simulations were performed by FLUENT which is a Computational Fluid Dynamics (CFD) code. In this study, the local and fluctuating components of temperature and velocity for a T-junction are analyzed using data from an experimental setup. In the analysis, calculations were performed by Large Eddy Simulation (LES) model and Realizable k-epsilon model. LES model for simulation of mechanism with the T-junction was shown to be highly successful. Calculation was performed with both steady and unsteady conditions. It was observed that, for the determination of the behavior of fluids and temperature oscillation frequency, calculation must be performed with unsteady conditions. In this analysis, to reduce computational time, parallel computing techniques were used. The verification of models and calculational techniques were done by solving related test problems.

Keywords: T-junction, thermal fatigue, CFD, Turbulent models, LES

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Cemal Niyazi SÖKMEN, Hacettepe University, Department of Nuclear Engineering, Nuclear Engineering Section

TEŞEKKÜR

Öncelikle, her türlü desteği ve yardımı sağlayan ve çalıőmamda bana rehberlik eden danışmanım sayın Doç. Dr. Cemal Niyazi Sökmen hocama çok teşekkür ediyorum.

Değerli yorumları ve incelemelerinden dolayı, komite üyeleri, sayın Cemil Kocar, Ayhan Yılmazer, Şule Ergün ve Murat Köksal hocalarıma da çok teşekkür ediyorum.

Aileme, niőanlıma ve arkadaşlarıma, vermiş oldukları destek ve cesarettten dolayı teşekkür ediyor.

Son olarak, Hacettepe Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliği bölümündeki bütün hocalarıma asistan arkadaşlarıma ve çalıőanlarına teşekkür ediyorum.

Hüseyin AYHAN

Hacettepe Üniversitesi

Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü

13/06/2011

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZ.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
TERMİNOLOJİ	ix
KISALTMALAR	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. T – Birleşimli Yapılarda Isıl Karışım	1
1.2. Tezin Amacı.....	3
1.3. Tezin Kısımları	3
2. KORUNUM DENKLEMLERİ.....	4
2.1. Kütleinin Korunumu	4
2.2. Momentumun Korunumu	4
2.3. Enerjinin Korunumu	5
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI	7
3.1. Sonlu Hacim Analizi.....	10
3.2. Fluent Yazılımı.....	10

3.3. Korunum Denklemlerinin Çözümünde Uygulanan Numerik Yaklaşımlar.....	11
4. TÜRBÜLANS.....	13
4.1. Türbülanslı Akışlar.....	13
4.2. Çalkantı Ölçeğinde Türbülansın İncelenmesi.....	14
4.3. Türbülans Modelleri.....	18
4.3.1. Doğrudan Sayısal Benzeşim (DSB)	20
4.3.2. LES modeli.....	20
4.3.3. RANS Tabanlı Türbülans Modelleri.....	23
4.3.3.1 Tutarlı (Realizable) k-ε modeli.....	26
4.3.4. DSB, LES ve RANS Modellerinin Kıyaslanması.....	28
5. LİTERATÜR İNCELEMESİ	30
5.1. T-Birleşimli Yapıların İncelenmesi Kapsamında Yapılan Deneysel ve Numerik Çalışmalar	30
5.2. T-Birleşimli Yapıların Çözümlemesinde Kullanılan Modeller	35
6. HAD ÇALIŞMASI.....	38
6.1. Çözümlemesi Yapılan Sistemin Geometrisi ve Oluşturulan Izgara Yapısı	38
6.2. Hesaplama Kullanılan Sınır ve Başlangıç Koşulları.....	39
7. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME.....	42
7.1. Test Çalışmalarında Kullanılan Model Parametreleri.....	42

7.2. Farklı Testlerde Elde Edilen Sıcaklık Salınım Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması.....	43
7.3. Farklı Testlerde Elde Edilen Hız Dağılım Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması.....	49
7.4. Zamandan Bağımsız Çözümleme Sonuçları.....	53
8. TARTIŞMA ve YORUM	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ.....	60

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1 . Yapılan çalışmalar ve kullanılan parametreler. (D_a : Ana kanalın çapı, D_y : Yan kanalın çapı, u_a : Ana kanaldaki akışkanın hızı, u_y : Yan kanaldaki akışkanın hızı)	35
Çizelge 6.1. Girişlerdeki sıcaklık ve debi değerleri.....	40
Çizelge 7.1. Hesaplamalarda kullanılan Modeller ve Parametreleri.....	42

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. T-birleşim bölgesinin geometrik ölçüleri (büyüklükler mm cinsindedir).	2
Şekil 3.1. Fluent yazılımı için genel çözümleme yöntemi (Fluent User's Guide, 2006).	11
Şekil 4.1. Türbülans sınır tabakasında anlık enerji dönüşüm basamakları. Oklar enerjinin oluşum, yayılım ve sönümlenmesini ifade etmektedir (Tennekes Tennekes and Lumley, 1972).	15
Şekil 4.2. Türbülans sınır tabakasındaki büyük çalkantı gösterimi (Tennekes and Lumley, 1972).	16
Şekil 4.3. Farklı Reynolds sayılarında türbülans çalkantı uzunluk ölçeği ($Re_{(a)} < Re_{(b)}$) (Tennekes and Lumley, 1972).....	17
Şekil 4.4. LES modeli ile filtreleme uygulanacak uzunluk ölçeği aralığı. (ℓ' filtrelenen çalkantı uzunluk ölçeğidir) (Advanced Fluent Training Turbulence, April 2005).....	21
Şekil 4.5. Daimi hareketli akış için zaman ortalaması (sol) ve daimi olmayan hareketli akış için grup ortalaması (sağ) (Ferziger and Peric, 2002).	24
Şekil 4.6. Türbülans modellerinin çözümleme performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi.....	28
Şekil 4.7. Türbülans modellerinin çözümleme ve modelleme yaklaşımlarının çalkantı dalga sayısı aralığındaki gösterimi (Apte S. V.).....	29

Şekil 4.8. Türbülans modellerinin, akıştaki türbülans hareketlerinin ne kadarını hesaplayabildiğinin (sol) ve bu modellerin herhangi bir noktadaki hesapladıkları hız salınım profiline (sağ) şematik karşılaştırılması (Ferziger and Peric, 2002).	29
Şekil 6.1. T-birleşim bölgesinin geometrik ölçüleri (büyüklükler mm cinsindedir).	38
Şekil 6.2. Geometrinin ızgara yapısı.	39
Şekil 6.3. Vattenfall deney düzeneği.	40
Şekil 7.1. Belirli uzaklık ve açılardaki boyutsuz ortalama sıcaklıklar.	44
Şekil 7.2. Belirli uzaklık ve açılardaki boyutsuz sıcaklıklar için KHK değerleri.	45
Şekil 7.3. $x=2D$ uzaklığında boyutsuz sıcaklık salınımı.	46
Şekil 7.4. Sistemde baskın olan boyutsuz sıcaklık salınım frekansları.	47
Şekil 7.5. Sıcaklık salınımları için güç yoğunluğu dağılımı.	48
Şekil 7.6. Hareketli ortalama uygulanmış boyutsuz sıcaklık salınımı.	48
Şekil 7.7. Yatay (solda) ve dikey (sağda) doğrultulardaki hız dağılımları (U: x doğrultusundaki hız bileşeni).	50
Şekil 7.8. Ortalama Hız bileşenlerinin yatay (üstte) ve dikey (altta) doğrultudaki dağılımları (U: x doğrultusundaki hız, V: y doğrultusundaki hız, W: z doğrultusundaki hız bileşenleri).	51
Şekil 7.9. Merkez hızın x eksenine doğrultusundaki bileşeninin ortalama ve KHK değerleri.	52
Şekil 7.10. Merkez hızın x bileşeni için güç yoğunluğu dağılımı.	53
Şekil 7.11. Orta kesitteki boyutsuz sıcaklık (sol sütun) ve hız (sağ sütun) büyüklükleri dağılımları [(a),(b): RANS, (c),(d): URANS, (e),(f): LES].	54

TERMİNOLOJİ

A	$[m^2]$: Alan
c_p	$[J/kg/K]$: Isı kapasitesi
C_s		: Smagorinsky sabiti
C_T		: Türbülans katkı terimi
C_w		: WALE sabiti
dS	$[m^2]$: Birim alan
dV	$[m^3]$: Birim hacim
D	$[m]$: Hidrolik çap
D_a	$[m]$: Ana kanalın çapı
D_y	$[m]$: Yan kanalın çapı
E	$[m^2/s^2]$: Enerji (birim kütle başına)
g	$[m/s^2]$: Yerçekimi ivmesi
k	$[m^2/s^2]$: Türbülans kinetik enerjisi (birim kütle başına)
k	$[W/m/K]$: Isıl iletkenlik katsayısı
k_{ef}	$[W/m/K]$: Efektif ısıl iletkenlik katsayısı
l	$[m]$: En büyük çalkantı boyutu
L_t	$[m]$: Sınır tabaka kalınlığı
M		: İkinci moment
P	$[Pa]$: Basınç
Pr		: Prandtl sayısı
R	$[m]$: Çap
Re		: Reynolds sayısı
S		: Dışsal kaynaklar
S_{ij}	$[1/s]$: Deformasyon tensörünün değişimi
t	$[s]$: Zaman
T	$[°C]$: Sıcaklık
T^*		: Boyutsuz sıcaklık
u	$[m/s]$: Akışkanın hızı
u_a	$[m/s]$: Ana kanaldaki akışkanın hızı

u_y	[m/s]	: Yan kanaldaki akışkanın hızı
u_η	[m/s]	: Kolmogorov hız ölççeği
U	[m/s]	: Akışkanın x eksenini doğrultusundaki hız bileşeni
U_m	[m/s]	: Akışkanın merkez hızı
V	[m/s]	: Akışkanın y eksenini doğrultusundaki hız bileşeni
W	[m/s]	: Akışkanın z eksenini doğrultusundaki hız bileşeni

Yunan alfabesi

δ		: Birim tensör
ε	[m ² /s ³]	: Ortalama enerji kaybı oranı (birim kütle başına)
η	[m]	: Kolmogorov uzunluk ölççeği
κ		: Von Karman sabiti
μ	[kg/m/s]	: Dinamik viskozite
ν	[m ² /s]	: Kinematik viskozite
ρ	[kg/m ³]	: Akışkanın yoğunluğu
σ	[Pa]	: Gerilme tensörü
τ	[Pa]	: Deviatorik gerilme tensörü
τ_η	[s]	: Kolmogorov zaman ölççeği
Δ		: Fark operatörü

Üstel ifadeler

Bar	($\bar{\quad}$)	: Değişkenin ortalaması
Kesme işareti	($\dot{\quad}$)	: Değişkenin salınan değeri
Ok işareti	($\vec{\quad}$)	: Vektör operatörü

Kullanılan Eşitlikler

$$T^* = \frac{T - T_{soğuk}}{T_{sıcak} - T_{soğuk}}$$

$$\vec{u} = U \hat{i} + V \hat{j} + W \hat{k}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z}$$

Terimler Sözlüğü

<i>Anisotropy</i>	: Yön bağımlı
<i>Benchmark</i>	: Karşılaştırmalı değerlendirme
<i>Centerline velocity</i>	: Merkez hız
<i>Convergence Criteria</i>	: Yakınsama Kriteri
<i>Coupled</i>	: Kuple Edilmiş
<i>Discretization</i>	: Ayrıklaştırma
<i>Domain</i>	: Etki alanı
<i>Eddy</i>	: Çalkantı
<i>External source</i>	: Dışsal kaynaklar
<i>Fully developed</i>	: Tam gelişmiş (akış)
<i>Fractional step</i>	: Kesirli adım
<i>Piecewise linear</i>	: Parçalı doğrusal
<i>Post-process</i>	: Ard-işlem
<i>Root mean square</i>	: Karesel hatanın karekökü
<i>Running average</i>	: Hareketli ortalama
<i>Steady</i>	: Daimi hareketli
<i>Subgrid scale</i>	: Alt ızgara ölçeği
<i>Transient scheme</i>	: Numerik yaklaşım

Unsteady : *Daimi olmayan hareketli*

Wave number : *Dalga sayısı*

KISALTMALAR

BCD : *Bounded Central Difference*

DSB : *Doğrudan Sayısal Benzeşim*

DES : *Detached Eddy Simulation*

FFT : *Fast Fourier Transform*

FS : *Fractional Step*

HAD : *Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği*

ITA : *Iterative Time Advancement*

KHK : *Karesel Hatanın Karekökü*

LES : *Large Eddy Simulation*

LMFBR : *Liquid Metal Fast Breeder Reactor*

LWR : *Light Water Reactor*

NITA : *Non-Iterative Time Advancement*

PDN-S : *Pseudo Direct Navier-Stokes*

PISO : *Pressure Implicit with Splitting of Operators*

PRESTO : *PREssure STaggering Option*

(U)RANS : *(Unsteady) Reynolds Average Navier-Stokes*

RSM : *Reynolds Stress Model*

SGS : *Subgrid Scale*

SHA : *Sonlu Hacim Analizi*

TKE : *Türbülans Kinetik Enerjisi*

TKES : *Türbülans Kinetik Enerjisinin Sönümlenmesi*

WALE : *Wall-Adapting Local Eddy-viscosity*

1. GİRİŞ

Bu tezde, T- birleşimli borularda, sıcaklıkları ve hızları farklı olan iki akışkanın karışımının bilgisayar yoluyla çözümlene çalışması anlatılmıştır. Çalışmada modellenen T- birleşimli düzenek Şekil 1.1'de görülmektedir. Problemin çözümlenmesi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımlarından olan Fluent ile gerçekleştirilmiştir. Bu tezin konu aldığı problem, OECD/NEA (Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü / Nükleer Enerji Ajansı) tarafından yürütülen, bir “karşılaştırılmalı değerlendirme” (benchmark) çalışması kapsamındadır. Problemin deneysel çalışması OECD/NEA tarafından gerçekleştirilmiştir.

1.1. T – Birleşimli Yapılarda Isıl Karışım

Sıcaklıkları farklı olan akışkanların ani olarak birleşmesi “ısı karışım” problemi olarak ele alınır. Sıcak ve soğuk akışkanlar karşılaştıklarında kanal yüzeyinde sıcaklık salınımı meydana gelir. Bu işlem sürekli tekrarlandığı için, sıcaklıkta meydana gelen salınımlar, kanal malzemesi üzerinde çevrimsel zorlamaya sebep olurlar. Bu da malzemeyi ısı yüküne maruz bırakarak malzeme yorulma ve kırılmalara yol açabilir.

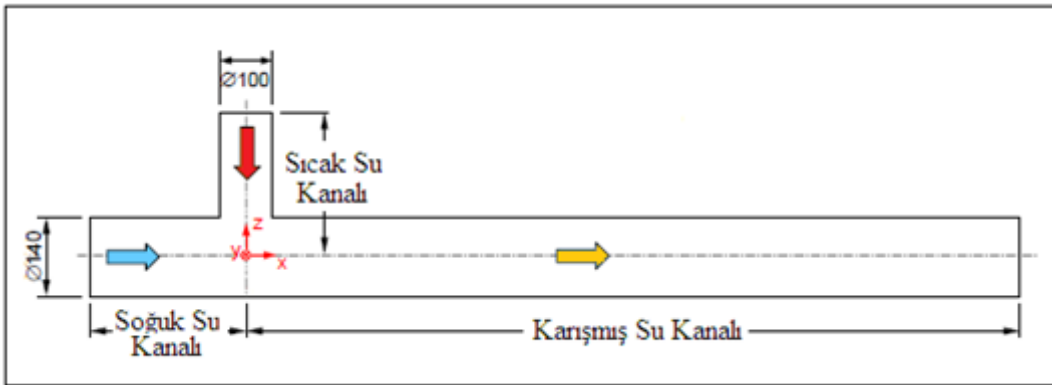
Isıl karışım durumlarında, akışkanların hızları, sıcaklık farkları ve içinden aktığı kanalın çapları önemli parametrelerdir. Akışkanların sıcaklık farkının yüksek olması sıcaklık salınım genliğini artırır. Salınım genliği kanal malzemesinin maruz kaldığı ısı yükünün büyüklüğü ile doğru orantılıdır. Akışkanların hızları da salınım frekansını etkileyen faktörlerdendir. Sıcaklık salınım frekansının küçük olduğu durumlarda ısı yükünün şiddeti artmaktadır. Ayrıca akışkanların termodinamik özellikleri de önemlidir. Özellikle akışkanın ısı iletkenlik katsayısının büyük olması, soğuk ve sıcak akışkanların karşılaşma sonucu ısı dengesine gelmesini geciktirir. Bu da malzemenin kullanım süresini azaltıcı etkiye sebep olmaktadır.

Isıl karışımın meydana gelebileceği yapılardan birisi T - birleşimli yapılardır. T - birleşimli yapılarda ana koldan ve yan koldan giren akışkanların karışımı çok keskin gerçekleşmektedir. Bu sebeple T bölgesindeki akışın davranışı kararsızlık

göstermektedir. Oluşan bu kararsızlık salınım frekansını etkilemektedir. Yani yan koldan giren akışkanın hızı önemli olduğu kadar karşılaşma açısı da bir o kadar önemlidir. Şekil 1.1'de de görüldüğü gibi T - birleşimli yapılarda akışkanlar 90°'lik bir açı ile karışmaktadırlar.

T - birleşimli sistemlerde sıcaklık salınım genliğinin ve frekansının öngörülmesi oldukça önemlidir. Bu bilgilerin elde edilmesi, kullanılan malzemenin ömrü hakkında bilgi verecektir. Yüksek ya da düşük sıcaklıklara dayanabilen kanal malzemeleri, ısıl karışım durumlarında, maruz kaldıkları ısıl yükün şiddetine bağlı olarak, aynı dayanıklılığı gösteremeyebilirler. Dolayısıyla malzemenin kullanım süresi de ısıl yükün şiddetiyle ters orantılı olarak azalacaktır.

Bu tür yapılara sanayinin birçok kolunda rastlanmaktadır. Malzemenin kullanılma ömrünün öngörülmesi işletme açısından oldukça önemlidir. Bu tür yapıların benzeşimi birçok yarar sağlayabilmektedir. Malzeme üzerinde oluşabilecek salınımların genlik ve frekansının öngörülmesi, malzemenin yorulma zamanı hakkında bilgi verir. Bu sayede malzeme her hangi bir bozukluğa uğramadan sistemden kaldırılabilir. Ya da edinilen bilgiler doğrultusunda ömrü daha uzun olan bir malzeme kullanılmaya karar verilebilir.



Şekil 1.1. T-birleşim bölgesinin geometrik ölçüleri (büyüklükler mm cinsindedir).

Bu tezin konu aldığı problemde incelenen akışın rejimi türbülans'tır. Türbülanslı akışların çözümlenmesi genelde laminar akışlara göre daha zordur. Modellenen problem için uygun türbülans modeli seçilmelidir. Türbülans hakkında geniş bilgiye Bölüm 4'te yer verilmiştir.

1.2. Tezin Amacı

Bu tezin amacı Şekil 1.1'deki T – birleşimli yapıda ısı karışımı incelemek ve malzemenin maruz kaldığı ısı yükünün genliğini ve şiddetini tespit etmektir. Bu yapıdaki akışın çözümlenmesi için uygun çözümlenme modelinin seçilmesi de oldukça önemlidir. Çalışmalarda kullanılan modeller Bölüm 4.3'te anlatılmıştır. Farklı modeller ile yapılan çözümlenme sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar ile tutarlı olan model sonuçları Bölüm 7'de irdelenmiştir.

1.3. Tezin Kısımları

Bu tez 8 kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısımda (bu kısım) yapılan çalışmanın konusu hakkında bilgi verilmiş ve tezin amacı vurgulanmıştır. İkinci kısımda akışkana etkiyen korunum denklemlerinden kısaca bahsedilmiştir. Üçüncü kısımda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile çözümlenme aracı olan Fluent yazılımı ve bu yazılımın çözümlenme tekniği olan Sonlu Hacim Analizi (SHA) hakkında genel bilgilere yer verilmiştir. Dördüncü kısımda türbülans hakkında ayrıntılı bilgilere yer verilmiştir. Bu tez çalışmasında kullanılan türbülans modelleri incelenmiştir. Beşinci kısımda daha önce yapılmış olan benzer çalışmalar irdelenmiştir. Altıncı kısımda, problem geometrisinin bilgisayar ortamında hazırlanışı hakkında bilgiler yer almaktadır. Ayrıca çözümlenmede kullanılacak sınır ve başlangıç koşullarının elde edilmiş şekilleri ve deneysel koşullarla karşılaştırılması da bu kısımda yapılmıştır. Yedinci kısımda çözümlenme sonucunda elde edilen veriler deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Kullanılan modellerin kıyaslanması bu bölümde yer almaktadır. Sekizinci ve son kısımda sonuçlar hakkında yorumlar yapılmıştır.

2. KORUNUM DENKLEMLERİ

Akışkan hareketlerini analiz etmek için 3 ayrı korunum denklemi tanımlanmıştır. Bunlar kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleridir. Bu bölümde korunum denklemleri incelenecektir.

2.1. Kütle Korunumu

Kütle korunumu ilkesi bir Δt zaman aralığında sistemin toplam kütledeki değişim miktarının, sistem sınırlarından giren kütle ile sistemden çıkan kütle farkına eşit olmasıdır.

Sisteme dışarıdan kütle girişi yok iken, kütle korunum denklemi diferansiyel formda;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

şeklindedir. Denklemdaki ρ , u terimleri sırasıyla, akışkanın yoğunluğunu ve hızını (Bkz. KISALTMALAR - kullanılan eşitlikler) simgelemektedir.

2.2. Momentumun Korunumu

Momentumun korunum denklemi diferansiyel formda,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho g + \frac{\partial}{\partial x_j} (\sigma_{ij} - C_{Tij}) + S_{F,i} \quad (2.2)$$

şeklindedir. Denklemdaki μ terimi akışkanın moleküler viskozitesini simgelemektedir. P sistem basıncını, C_T türbülans katkısını, S_F terimi de dış kuvvetleri simgelemektedir. σ terimi ise, moleküler viskoziteden dolayı oluşan gerilme tensörüdür ve,

$$\sigma_{ij} \equiv \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.3)$$

şeklinde tanımlanır. Burada δ birim tensördür. Açık formda görülen denklemdeki bütün terimler hesaplanabilen terimlerdir. Ancak C_T terimi dolaylı olarak hesaplanabilmektedir ve modellenmesi gerekmektedir. Bu terimin modellenmesi, seçilen türbülans modeline göre değişmektedir. Bu çalışmada kullanılan türbülans modellerini incelerken, bu terimin nasıl modellendiğinden bahsedilecektir.

2.3. Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunum denklemi diferansiyel formda,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i E) = - \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i P) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_i} + (\tau_{ij})_{ef} \right) + S_{E,i} \quad (2.4)$$

şeklinde yazılabilir. Denklemde E enerjii (iç enerji + kinetik enerji), T sıcaklığı, S_E ise birim kütleye birim zamanda dışarıdan verilen ısı miktarını simgelemektedir. Potansiyel enerjideki değişim bünyesel kuvvetlerin yaptığı işe karşılık geldiğinden, bu terimler denklem sisteminde yazılmamaktadır. Denklemdeki k_{ef} efektif ısı iletkenlik katsayısıdır ve çoğu türbülans modelinde,

$$k_{ef} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (2.5)$$

şeklinde modellenir. Denklemdeki k , c_p , μ_t , Pr_t terimleri sırasıyla, ısı iletkenlik, özısı (ısı kapasitesi), türbülans viskozitesi ve türbülans Prandtl sayıdır. Eş. 2.5'de türbülans viskozitesi terimi dışındaki terimler bilinen ve hesaplanabilen terimlerdir. Türbülans viskozitesi (μ_t) ise modellenmesi gereken bir terimdir. Bu terimin nasıl modellendiğine yine türbülans modellerini incelerken değinilecektir. Eş. 2.4'teki τ_{ij} terimi ise, deviatorik gerilme tensorüdür ve,

$$\left(\tau_{ij}\right)_{ef} = \mu_{ef} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{ef} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.6)$$

şeklinde tanımlanır. Eş. 2.4'teki $\frac{\partial}{\partial x_i} \left((\tau_{ij})_{ef} \right)$ terimi viskozdan kaynaklanan ısı miktarını simgeler.

Enerjinin korunumu denkleminde modellenmesi gereken tek terim türbülans viskozitesi terimidir. Diğer terimler denklem sisteminde hesaplanabilmektedir.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği (HAD); doğadaki akışkan davranışlarının matematiksel fizik temelinde ve sayısal yöntemlerle benzeşiminin yapılmasına verilen addır. Akışkanların hareketini belirlemek için temel denklemlerden yola çıkılarak geliştirilmiş bu teknikte, karmaşık akımların sayısal çözümlemesi sonlu elemanlar, sonlu farklar veya sonlu hacimler yöntemlerinin uygulanmasıyla mümkün olabilmektedir.

Genel olarak bir akışı çözmek için süreklilik denklemi, momentum denklemi ve yardımcı denklemlerin aynı anda çözümü gerekmektedir. 2-boyutlu bir akış için denklem sistemi indirgenerek çözülebilir. Ancak akış 3-boyutlu ise çözülecek denklem sayısı artmaktadır. Sistemde sıkıştırılabilirlik ya da ısı transferi varsa, enerji denklemine ihtiyaç duyulur. Ayrıca akışın türbülanslı olduğu durumlarda denklem sistemine bir de türbülans modeli eklenir. Bunun yanı sıra eğer akış açık kanal akışı şeklindeyse, su yüzeyinin yerini belirleyebilmek için sisteme yüzey belirleme denklemi katmak gerekecektir. Eğer akış içinde dağılan bir başka madde varsa konsantrasyon denklemleri de çözülür. Tüm bunlar göz önüne alındığında sayısal olarak modellenmek istenen akışın şartlarına göre denklem sistemi ortaya koyulur. Daha sonra bu denklemlerin her biri ayrı ayrı sayısallaştırıp çözümlenerek sonuca ulaşılabilir. Akış, akış ve sınır koşulları dahilinde bir, iki ya da üç boyutta değişkenlik gösterebilir. Bir ve iki boyutlu çözümlerde üç boyutlu çözümlere göre daha kısa zamanda sonuçlar elde edilebilir. Üç boyutlu modellerde çözüm zamanı ve zorluğu artmaktadır. Üç boyutlu hassas çözümler, hızlı ve bellek kapasitesi yüksek günümüz bilgisayarları yardımıyla yeni yeni mümkün olabilmektedir. Hatta bazı problemlerin sayısal çözümlemesi için sadece bir bilgisayar yeterli olmayıp, işlemci ve bellek kapasitesini arttırmak için birden fazla bilgisayarın paralel çalıştırıldığı sistemler gerekebilmektedir.

Genelde HAD yöntemleri analitik sonuç gibi tam doğrulukta çözümler oluşturamazlar, yaklaşık bir hesap yaparlar. Yapılan analizin hassasiyeti, öncelikle hesaplama alanı içindeki elemanların büyüklüklerine, konumlarına, türlerine (üçgen, dörtgen eleman) ve eleman formülasyonuna (doğrusal, 2.derece vs) bağlıdır.

HAD yazılımlarının çok yüksek hesaplama zamanı gerektirebilmeleri karşılaşılan en büyük sorunlardan birisidir. Ayrıca bazı karmaşık problemlerin modellenmesi, çözümlenmesi ve sonuçların doğru olarak değerlendirilebilmesinin zor olması da karşılaşılan diğer sorunlardandır.

HAD alanında yapılan çalışmalar zaman içinde büyük ilerleme kaydetmiştir. İlk temeller 1920'li yıllarda sayısal analiz araştırmalarının başlaması ile atılmıştır. 1950'li yıllarda önemli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. 1960-1980 yılları arasında ilerlemeler hızlanmış ve birçok HAD algoritması geliştirilmiştir. 1980'li yıllarda gerçek uygulamalar başlamış ve çeşitli konulara yönelik yazılımlar geliştirilmeye başlanmıştır. Bu ilerlemelerin sonucunda 1990'lı yıllarda ticari yazılımlar geliştirilmiş ve piyasaya sürülmüştür [Üsküdar Mühendislik, <http://tersane.uskudar.biz/makaleler/had.htm>]. Günümüzde ise artık kullanımları kolaylaştırılmış çözümlene süresi bakımında geliştirilmiş birçok ticari HAD yazılımı mevcuttur.

HAD, hesaplama ve tasarım çalışmalarının yanı sıra akışkan fiziği hakkında yeni kuramların geliştirilmesi çalışmalarında da kullanılmaktadır. HAD çalışmalarının birçok avantajı vardır. Deneysel çalışmalara göre daha ucuzdur. Ayrıca deneysel çalışmalara göre daha ayrıntılı, incelenebilir ve değerlendirilebilir veriler sunar. Deney esnasında ölçülemeyen ya da gözlemlenemeyen pek çok veriye HAD ile ulaşılabilir. Deney yapılmasının güç ya da imkansız olduğu fiziksel olayların modellenmesinde de kolaylık sağlar. Patlama, radyasyon, kirlenme, tehlikeli hava olayları ve daha birçok alanda deneyinin yapılması çok güç problemler HAD çalışmaları sayesinde modellenerek bilgi sahibi olunabilir.

HAD benzeşimlerinde izlenmesi gereken adımlar şunlardır: Ön-işleme (preprocessing), hesaplama (computation) ve ard-işleme (postprocessing). Ön-işleme adımında, probleme uygun geometrinin tanımlanması ve uygun şekilde oluşturulması, geometriye uygun hesaplama alanının belirlenmesi, çözüm örgüsünün (ızgara) örgü üretme yazılımlarıyla oluşturulması ve son olarak bu çözüm örgüsünün akış çözücüye uygun formatta hazırlanması işlemleri vardır. Örgü, hesaplama alanının küçük alt hesap alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesiyle oluşturulur. Bütün örgülerin düğüm noktalarında gerekli matematiksel çözümler ayrı ayrı yapılır ve hesaplama alanı içindeki nihai çözüm

elde edilir. Hesaplama adımımda, uygun sayısal yöntemler, uygun algoritmalar ve uygun sınır koşulları seçilir. Daha sonra da hesaplama alanı ve çözüm ağı üzerinde akış çözümleri kullanılarak hesaplamalar yapılır. Ard-işleme adımımda ise hesaplama adımımda elde edilen sayısal çözümün yani verilerin analiz edilmesi, ard-işleme yazılımları ile uygun şekilde çizgi grafikler, eş değer eğrileri, üç boyutlu görüntü ve animasyonlar ile görüntülenmesi ve yorumlanması işlemleri yapılır.

Sayısal hesaplama tekniklerinin ve yöntemlerinin analizlerinde, sonuçların güvenli bir şekilde kullanılması için doğrulanmaları ve kontrol edilmeleri oldukça önemlidir. Sayısal hesaplamalar ile elde edilen sonuçların kontrolü için uygulanan yaygın yöntemler; sonuçların klasik teorik sonuçlar, deneysel sonuçlar, yayınlanmış diğer çalışmalar, benzer yapıların performansı ve yapılmış diğer sayısal hesaplar ile karşılaştırılmasıdır. Bazen program geliştiricileri tersine çözülmüş problemler veya sağlama örnekleri sunarlar. Bu çalışmalarda aynı amaç için kullanılabilirler, fakat bu problemler nadiren asıl problemin tüm detaylarını göz önünde bulunduracak kadar geniş olur. Ayrıca akışkanlar mekaniği denklemleri yapılarında doğrusal olmayan ilişkiler barındırmaktadır. Sayısal hesaplamalarda doğrusal olmayan ilişkiler dikkatle ele alınmalıdır.

Bir HAD hesaplamasında titizlik gerektiren aşama, problemi çözmek için gereken doğrulukta bir örgü oluşturmaktır. Eğer örgü çok kabaysa (düşük çözünürlük) doğru çözüm elde edilemeyecektir. Eğer çok inceyse (yüksek çözünürlük) bu defa problemin çözüm süresi kabul edilemeyecek seviyelere çıkabilecektir. İyi veya uygun bir örgü, altta yatan fiziksel olayların etkin olarak hesaplanabilmesine olanak sağlayacak kadar ince, ama aynı zamanda da hızlı bir çözüm elde etmek için yeteri kadar kaba olmalıdır.

Uygun bir örgü tanımlayabilmek için hesaplama alanı içinde değişkenlerin (basınç, hız, sıcaklık gibi) dağılımının bilinmesi gereklidir. Eğer bu değişkenler bilinirse o zaman iyi bir örgü tanımlanabilir. Değişkenlerin ani ve belirgin olarak değiştiği hesaplama alanı bölgelerinde daha ince örgü, önemli değişiklikler göstermediği hesaplama alanı bölgelerinde de daha kaba örgü kullanılarak başarılı bir örgü oluşturulabilir. Bu nedenlerle herhangi bir HAD kullanıcısı modellenecek fiziksel olaylar hakkında temel bilgiye sahip olmalıdır.

Hesaplama alanındaki her bir örgü elemanı, temel ana elemanın şekline göre tanımlanır. Hesaplama alanının geometrisi sebebiyle örgüyü oluşturan elemanların özellikle geometrik model sınırlarıyla temas eden bölgelerde şekli geometriye uymak için değişir ve temel eleman şekline göre bir miktar çarpılır. Bu çarpılma elemanın etkinliğini bir miktar azaltır ve çarpılma arttıkça çözüm hataları gitgide büyür. Bu nedenle kullanıcı hesaplama örgüsünü oluştururken mümkün olduğu kadar elemanların çarpılmalarını azaltmaya ve temel eleman şeklini korumaya çalışmalıdır.

3.1. Sonlu Hacim Analizi

Diferansiyel formdaki denklem sistemlerini çözümlmek için kullanılan metodların en yaygın olanlarından birisi sonlu hacim metodudur. Sonlu hacim metodunda, öncelikle sistemin içinde birim hacim tanımlanır. Daha sonra diferansiyel formdaki denklem sistemi hacim üzerinden integre edilir. Elde edilen denklem sistemindeki hacim integralleri diverjans teoremi kullanılarak yüzey integralleri cinsinden yazılır. Daha sonra bu terimler ayrıklaştırılarak (discretization) her bir sonlu hacim yüzeyde akı olarak hesaplanır. Sistemin tamamını hesaplamak için, her bir birim hacim yüzeyinde çözüm gerçekleştirilir.

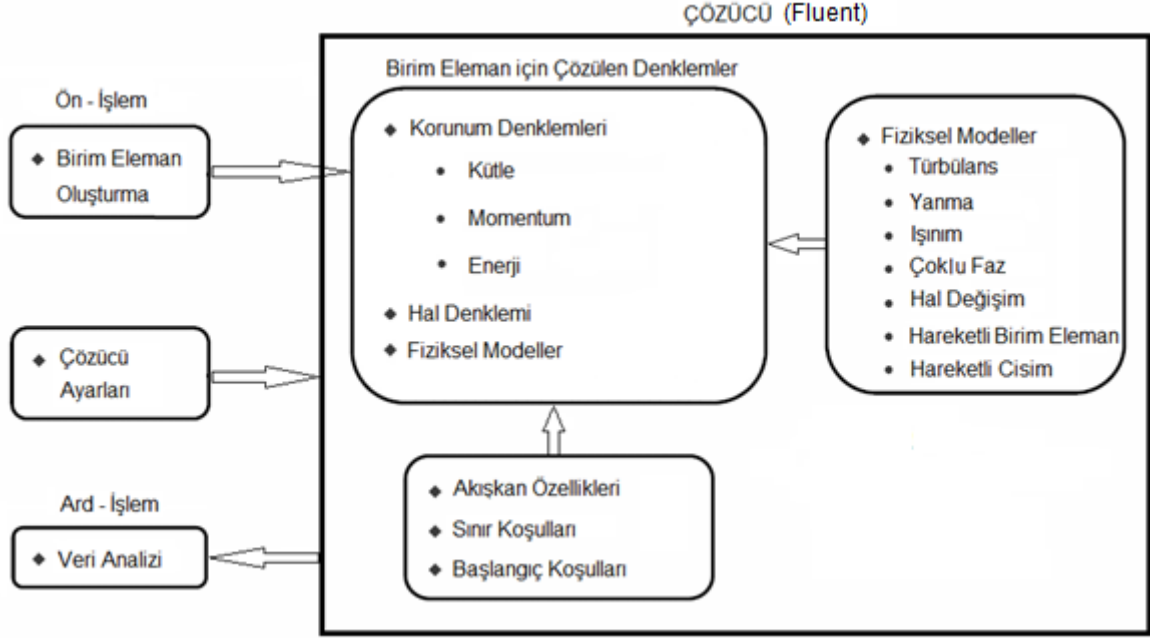
Sonlu hacim metodu ile yapılan çözümlmede değişkenlerin akıları hesaplandığından, bu metod oldukça tutarlıdır. Çünkü bir birim hacim yüzeyinden çıkan akı diğer birim hacim yüzeyinden girmektedir.

Akışkanlar için korunum denklemleri sonlu hacim metodu ile çözümlenmek istenildiğinde birim hacimlerin kendi aralarında da korunum denklemleri sağlanmaktadır.

3.2. Fluent Yazılımı

Fluent, sonlu hacimler yöntemini kullanarak hesaplama yapan bir HAD yazılımıdır. Fluent çözücüsü için çalışma aşamaları Şekil 3.1'de şematik olarak gösterilmiştir. Sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel

modeller sayesinde Fluent, laminer ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üretebilmektedir. Ayrıca, çoklu ağ metodu ve çoklu çözücü seçenekleri ile çözümde yakınsama hızını artırabilmektedir.



Şekil 3.1. Fluent yazılımı için genel çözümlene yöntemi (Fluent User's Guide, 2006).

3.3. Korunum Denklemlerinin Çözümünde Uygulanan Numerik Yaklaşımlar

Bölüm 2'de tanımlanan korunum denklemleri zamana bağımlı diferansiyel denklemlerdir. Bu denklemlerin analitik çözümleri çok zor olduğundan numerik olarak çözümlenmektedir. Numerik çözüm yapılabilmesi için bu denklemlere zamanda ve konumda ayrıklaştırma (discretization) uygulanmalıdır. Ancak bu denklemler sadece ayrıklaştırma yapıp kolayca çözümlenen denklemler değildir. Akış için tanımlanan bütün denklemler (kütle, momentum, enerji ve diğer yardımcı denklemler) birbirleriyle etkileşimli (coupled) denklemler olduklarından, çözümlenen değişkenler bütün bu denklemleri sağlamalıdır. Bu yüzden problemin çözümünde iteratif bir yaklaşım gerekmektedir. Bu bağlamda çözüm iki farklı yöntem ile

yapılmaktadır (Fluent için). Bu yöntemler ITA (Iteratif Time Advancement) ve NITA (Non-Iteratif Time Advancement) yaklaşımlarıdır. ITA yaklaşımı ile çözüm yapılırken, bütün denklemler çözüldükten sonra değişkenler arasında uygunluk (convergence criteria) kontrolü yapılır. Bütün değişkenlerin uygun değerinin hesaplanabilmesi için bu işlem tekrarlanır (iterasyon). NITA yaklaşımında ise, her bir denklem seti çözüldükten sonra uygunluk kontrolü gerçekleştirilir. Bu sayede değişkenlerin uygun değerlerine daha kısa sürede ulaşılır.

Tezin konu aldığı problem LES modeli ile çözümlenirken bu iki yaklaşım da kullanılmıştır. Test 1 ile yapılan çözümlerde ITA, Test 2 ile yapılan çözümlerde ise NITA yaklaşımları kullanılmıştır (testlerde kullanılan diğer parametreler Bölüm 7’de anlatılacaktır).

Korunum denklemlerinin doğası gereği basınç ve hız değişkenleri etkileşimli çözülmelidir. Çeşitli çözümlene yaklaşımları mevcuttur. Bu tez kapsamında yapılan çözümlelerde kullanılan yaklaşımlar PISO (The Pressure – Implicit with Splitting Operators) ve FS (Fractional Step) yaklaşımlarıdır.

Basınç ve hız değişkenleri etkileşimli çözüldükten sonra izlenen yol şöyledir: hız bileşenleri çözüldükten sonra basınç düzeltme (pressure correction) denklemi çözüldükten sonra hızlar tekrar düzeltilir. Ancak bu düzeltme sonrasında hız bileşenleri momentum denklemini sağlamayabilirler. Denklem sağlanması için bu işlem tekrar tekrar yapılır (iterasyon).

PISO algoritması ile çözümlene yapılırken bu dezavantajı ortadan kaldırmak için iki ayrı düzeltme daha yapılır. Bunlar, komşu elemanlarda uyumun kontrol edilmesi ve çarpıklığı fazla olan elemanlar için yapılan düzeltmelerdir. Bu sayede fazladan iterasyona ihtiyaç duyulmadan basınç – hız uyumluluğu sağlanmaktadır. PISO algoritması ile basınç ve hız değerleri arasındaki uyum için yüksek derecede yaklaşık sonuç alınabilmektedir.

FS yaklaşımı ile işlem yapılırken, momentum denklemi uygun matematiksel dönüşümler kullanılarak hız bağımlılığından arındırılmaktadır. Dolayısıyla uyum kontrolüne ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu algoritma sadece NITA yaklaşımı tercih edildiğinde kullanılabilir.

4. TÜRBÜLANS

Türbülans kelime olarak, karışıklık, düzensizlik ve rastgele davranışı niteler. Türbülans ifadesi farklı alanlarda farklı anlamlarda kullanılır. Bu tezde akışkanlar için kullanılan türbülans bahsedilecektir. Akış için türbülans kelimesi, akışın rejimini belirlemede kullanılan bir terimdir.

Bir önceki kısımda, akışkanı tanımlayan korunum denklemlerini ve bu denklemlerin içerdiği terimlerin fiziksel manalarını kısaca görmüştük. Bu denklemler laminer akışlar için geçerli olduğu gibi türbülanslı akışlar için de geçerlidir.

4.1. Türbülanslı Akışlar

Akışkanlarda türbülansı tanımlamadan önce, türbülanslı akışları tanımlayan küçük akış olgularından bahsetmek gerekmektedir. Akış içindeki bu küçük olgular, baloncuk gibi akıştan kopmuş nesnelere değildirlir. “Çalkantı” (Eddy) olarak tanımlanan bu olgular, türbülanslı akışları karakterize ederler. Bu küçük yapıların akış içerisindeki davranışı akışın düzenini ifade eder. Akış içerisinde her büyüklükte çalkantılar bulunabilir.

Düşük hızlarda akan akışlarda, viskoz kuvvetler oldukça üstündür ve akışın düzgün seyretmesini sağlar. Bu tür akışlarda akış tanecikleri birbirleri üzerinde kayarak hareket ederler. Ancak akışın akma hızı arttıkça, akışkana etki eden kuvvetlerden atalet kuvvetinin etkisi baskın gelmeye başlar. Bunun sonucunda çalkantı olarak tanımlanan akışkan yapılarının hızlarında salınımlar meydana gelir. Hızlarındaki salınımlar sebebiyle çalkantılar, düzgün akış yolundan sapmaya başlarlar. Çalkantıların bu davranışı, her ölçek düzeyinde kararsızlıkları beraberinde getirir. Artık akış tanecikleri birbiri üzerinde kayarak değil, farklı yönlerde ve hatta birbirleriyle sürekli olarak çarpışarak hareket ederler. İşte akışkan taneciklerinin her birisinin düzensiz olarak hareket halinde olduğu bu tür akışlara türbülanslı akışlar denir.

Çalkantıların kendi aralarında momentum ve enerji korunumu vardır. En büyük çalkantılar enerjilerini akıştan alırlar ve akış esnasında enerjilerini, kendilerinden

daha küçük olan çalkantılara vererek kaybederler. Türbülanslı akışlarda, problemin fiziğinin tam olarak belirlenmesi için akıştaki bu çalkantıların çözümlenmesi gerekmektedir.

Akışkanın türbülanslı ya da düzgün akmasını, akış taneciklerine etki eden kuvvetlerin hangisinin baskın olduğunun belirlediğinden bahsetmiştik. Osborne Reynolds, akışa etki eden kuvvetlerin oranını kullanarak Reynolds birimsiz sayısını (*Re*) tanımlamıştır. Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine olan oranıdır ve sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Bundan ötürü, Reynolds sayısı, düzgün akış ve türbülanslı akış gibi değişik akış rejimlerini nitelemek için kullanılır.

Reynolds boyutsuz sayısı,

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (4.1)$$

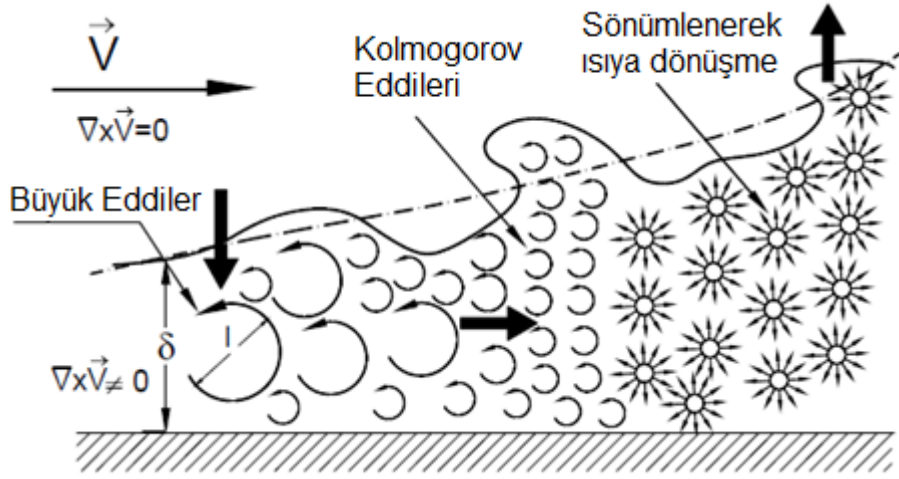
şeklinde tanımlanır. Burada ρ, u, D, μ sırasıyla, akışkanın yoğunluğu, akışkanın hızı, akışın geçtiği hidrolik çap ve akışkanın viskozitesidir. Reynolds sayısının tanımından da anlaşılacağı gibi, türbülanslı akışlarda *Re* sayısı yüksektir. Nitekim türbülanslı akışlarda bu değer, boru içindeki akışlar için yaklaşık 2300 iken, düzlem üzerinde akan akışlarda 10^5 mertebelerindedir.

4.2. Çalkantı Ölçeğinde Türbülansın İncelenmesi

Türbülans dönel ve üç boyutlu bir akış rejimidir. Yüksek girdap salınımları türbülansı belirleyen etkenlerdendir. Türbülans, sistemde rastgele meydana gelen döngüsel hareketlenmelerle karakterize edilir. Örneğın denizin yüzeyindeki dalgalanmalar türbülans rejiminde olmayabilir. Çünkü bu dalgalanmalar döngüsel harekette değildirler.

Türbülanslı akışlar daima sönümlenirler. Türbülans rejiminde viskoz kesme kuvveti, şekil bozucu olarak görev yaparak sistemin kinetik enerjisini iç (internal)

enerjiye dönüştürür. Dolayısıyla, türbülanslı akışlar daima, viskoz kayıpları karşılayacak kadar enerjiye ihtiyaç duyarlar. Şayet gerekli enerji sağlanamaz ise, türbülans rejimi hızlı bir şekilde durgunlaşır (laminer rejim oluşur). Türbülans rejimi içinde enerji, daima sistemden büyük ölçekli çalkantılara, onlardan da daha küçük çalkantı gruplarına doğru taşınır; taki en küçük ölçekli çalkantılara kadar ulaşıp sistemde sönmülene kadar. Bu olaylar zinciri Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



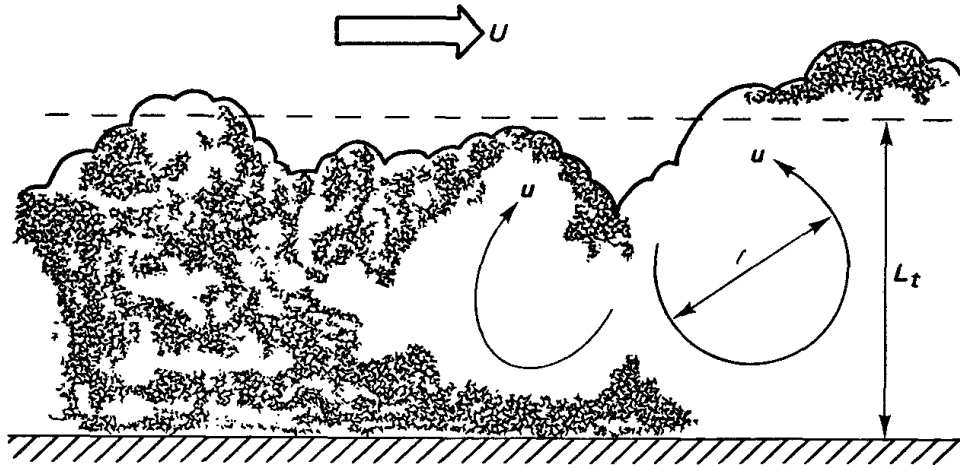
Şekil 4.1. Türbülans sınır tabakasında anlık enerji dönüşüm basamakları. Oklar enerjinin oluşum, yayılım ve sönmülenmesini ifade etmektedir (Tennekes and Lumley, 1972).

Akışta Reynolds sayısı yeterince büyük olduğunda, türbülanslı akışın ana karakteristiklerini akışkanın moleküler özellikleri kontrol edemez. Hareket denklemi doğrusal olmadığı için, her farklı akış rejimi kendine özgü karakteristik davranış sergiler. Bu davranışı etkileyen en önemli faktörler başlangıç ve sınır koşullarıdır.

Bütün türbülanslı akışların birçok ortak davranışları olmasına rağmen, hepsi de birbirlerinden farklı olduğundan, türbülanslı akışlar için Navier-Stokes denklemlerinin genel bir çözümü halen yoktur. Stokes denklemleri sayesinde "gerilim" (stress) ve "deformasyon hızı" (strain rate) arasındaki ilişki bilindiğinden (Newtonsal akışlar için), türbülanslı çözümlerde makul varsayımlar uygulanabilmektedir. Gerilim ve deformasyon hızı arasındaki ilişki, türbülans

viskozitesini içermektedir. Türbülanslı akışlarda türbülans viskozitesi, laminar akışlardaki moleküler viskozitenin oynadığı rolü üstlenir. Laminar akışlarda, momentumun ve enerjinin transferini moleküler hareketler sağlarken, türbülanslı akışlarda bu görevi “türbülans hız salınımları” gerçekleştirir. Türbülanslı akışları çalkantılar tanımladığı için, çalkantı viskozitesi de türbülans belirsizliğini tanımlamada etken rol oynamaktadır. Ancak unutmamak gerekir ki, viskozite akışkanın bir özelliğidir, türbülans ise akışın karakteristiğidir.

Türbülanslı akış içinde, momentum ve enerjinin taşınmasında başlangıç ve ana rolü büyük ölçekli çalkantılar üstlenir. Büyük çalkantılar akışın akış yüksekliği kadar olabilirler (Şekil 4.2).

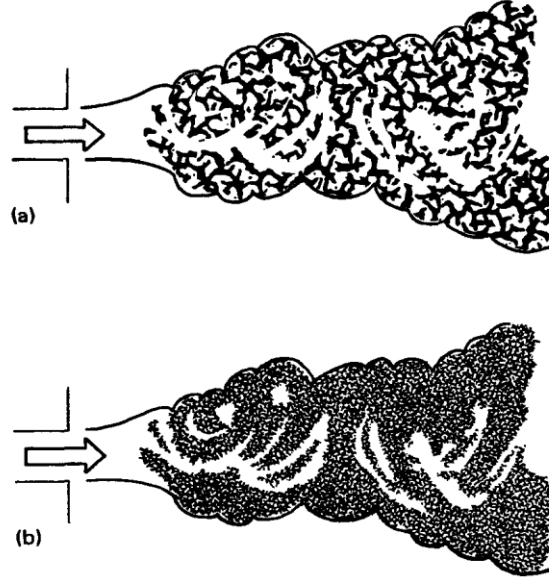


Şekil 4.2. Türbülans sınır tabakasındaki büyük çalkantı gösterimi (Tennekes and Lumley, 1972).

Şekil 4.2’de büyük çalkantı ölçeklerinin akıştaki davranış örneği gösterilmiştir. Sınır tabakası üzerinde akan akışın hızı U ; Çalkantıların hızı ise u ile ifade edilmiştir. “Maksimum çalkantı boyutu” (l) ile “sınır tabakası kalınlığı” (L_t) büyüklük olarak kıyaslanabilir mertebelerde olabilir.

Büyük çalkantıların yanı sıra diğer ölçekli çalkantılar da sistemdeki taşınımında rol oynarlar. Çok küçük uzunluk ölçeğinde, hız salınımlarını dengelemede viskozite oldukça etkindir. Şöyle ki; viskozite, küçük ölçekli çalkantıların taşıdıkları kinetik enerjiyi iç enerjiye dönüştürerek çok küçük ölçekli çalkantıların oluşmasını önler. Dolayısıyla sistemdeki küçük ölçekler viskozite tarafından kontrol edilirler.

Küçük ölçek hareketleri için zaman ve hız dereceleri de küçük ölçeklidir. Küçük çalkantıların büyük ölçekli çalkantılarla bağlantıları sadece taşınan enerji bağlamındadır. Bu yüzden, sistemde herhangi bir sınır ölçek tanımlanarak küçük ve büyük ölçekli çalkantılar ayrı ayrı modellenenirler. “Yön bağımlı” problemlerde, büyük çalkantıların modellenmesi oldukça zor olduğundan çözümlenmeleri tercih edilir. Ama küçük çalkantılar hemen hemen aynı karakteristik davranışı sergilerler. Bu yüzden küçük ölçekteki çalkantılar viskozite terimleriyle modellenenirler.



Şekil 4.3. Farklı Reynolds sayılarında türbülans çalkantı uzunluk ölçeği ($Re_{(a)} < Re_{(b)}$) (Tennekes and Lumley, 1972).

Türbülans rejiminde oluşan en küçük uzunluk ve zaman ölçekleri “Kolmogorov ölçekleri”dir (Kolmogorov micro scales). Akışkanın hızı arttığında, sönmelenme hızı da artacağından, Kolmogorov uzunluk ve zaman ölçekleri de azalır. Şekil 4.3’te Reynolds sayısına bağlı çalkantı uzunluk ölçeği karşılaştırılmıştır. Kolmogorov ölçekleri uzunluk, zaman ve hız için şöyle tanımlanırlar.

$$\text{Uzunluk ölçeği: } \eta = \left(\nu^3 / \varepsilon \right)^{0.25} \quad (4.2a)$$

$$\text{Zaman ölçeği: } \tau_\eta = \left(\nu / \varepsilon \right)^{0.5} \quad (4.2b)$$

$$\text{Hız ölçeği: } u_\eta = \left(\nu * \varepsilon \right)^{0.25} \quad (4.2c)$$

Burada ε birim kütle başına ortalama enerji kaybı oranı ve ν akışkanın kinematik viskozitesidir. A. N. Kolmogorov , türbülanslı akışlardaki en küçük ölçeklerin bütün akışlarda benzer olduğunu ve sadece ε ve ν 'ye bağlı olduklarını ileri sürmüştür. Bu bilgiler doğrultusunda ε ve ν 'ye bağlı olarak uzunluk, zaman ve hız ölçekleri boyutsuz analiz yöntemiyle elde edilmişlerdir. Kolmogorov teorisi “ortalama alan teorisi”dir. Türbülansla enerji sönümlenmesi oranı, uzay ve zaman arasında salındığına göre, en küçük ölçekleri de uzay ve zamanda salınan bir nicelik olarak tanımlamak yersiz olmayacaktır.

Türbülanslı akışkanları tanımlamak için kullanılan bir başka uzunluk ölçeği de Taylor uzunluk ölçeğidir (Tennekes and Lumley, 1972). Taylor uzunluk ölçeği, türbülans çalkantılarının akışkan viskozitesinden önemli derecede etkilediği en büyük uzunluk ölçeğidir. Hız salınımlarının Kolmogorov dağılımı ile tanımlanabilen türbülanslı akışlarda Taylor uzunluk ölçeği uygulanabilir. Bu tür akışlarda, Taylor uzunluk ölçeğinden daha büyük uzunluk ölçekleri, viskoziteden önemli ölçüde etkilenmezler. Akıştaki bu büyük ölçekler genelde “inertial subrange” olarak adlandırılırlar. Bu ölçek, türbülans ölçeği ya da dalga boyu esas alındığında (Şekil 4.4), en yüksek enerji aralığındaki çalkantı ölçeğinden küçük, viskoz çalkantı ölçeğinden daha büyük ölçekleri tanımlar. Bu uzunluk ölçeğinde, enerji yoğunluğu eğrisinin eğimi sabittir (Şekil 4.4). Kolmogorov bu eğimin (enerji boyutsuz terimler cinsinden ifade edildiğinde) değerinin $-5/3$ olduğunu göstermiştir ($E(\kappa, \varepsilon) = A \varepsilon^{2/3} \kappa^{-5/3}$). Burada ε, κ sırasıyla türbülans kinetik enerjisinin viskoz sönümlenme oranı ve dalga sayısıdır. A sabit bir sayıdır.

Ancak Taylor uzunluk ölçeğinden daha küçük ölçeklerde türbülans davranışı, önemli ölçüde viskoz kuvvetlere bağlıdır. Bu ölçeklerde kinetik enerji sistemin ısısı içinde sönümlendiği için bu ölçekler genelde sönümlenme aralığı olarak adlandırılır. Taylor uzunluk ölçeği Kolmogorov uzunluk ölçeği ile bağıntılıdır.

4.3. Türbülans Modelleri

Akışkanları sonlu hacim metodu gibi sayısal yöntemlerle modellemenin mümkün olduğundan bahsedilmişti. Akışkanlara etki eden bütün kuvvetlerin denklemleri de

incelenmişti. Ancak bazı kuvvetlerin varlığı ortaya konulmasına rağmen, denklem sisteminde bu kuvvetler tam olarak çözümlenememektedirler. Üstelik karmaşık geometri ve yüksek Reynolds sayısına sahip türbülanslı akışlar için, zamana bağımlı Navier-Stokes denklemlerinin çözümü bazen düşünüldüğü kadar kolay olmayabilir. Bu zorluğu ortadan kaldırmak için, çözümlenmesi zor olan bu kuvvetler modellenmek istenilmiştir. Var olan problemin fiziksel durumuna göre değişik modeller geliştirilmiştir. Örneğin bazı modeller iç akış için iyi performans gösterirken bazıları da dış akışlarda başarılı sonuçlar verebilmektedir. Yine bazıları kullanılabilirlik alanlarını geniş tutup hesaplama zamanını uzatırken, bazıları da belli başlı problemler için geliştirilip hesaplama zamanından tasarruf etmektedirler.

Modellerin farklı olması, akışkan için çözülen denklemleri değiştirmez. Akışı sayısal olarak modellemek için çözülmesi gereken korunum denklemleri aslında bütün modeller için aynıdır. Türbülanslı akışlarda modellenen kısım aslında sadece türbülans katkısı olan terimlerdir. Korunum denklemlerindeki modellenmesi gereken terimlerin, momentum korunum denkleminde “türbülans katkı terimi” ve enerji korunum denkleminde “efektif ısı iletkenlik” olan terim oldukları Bölüm 2’de vurgulanmıştı. Bu çalışmada kullanılan türbülans modellerinde, bu parametrelerin nasıl modellendiğinden bahsedilecektir.

Bu çalışmanın konu aldığı problem için iki farklı türbülans modeli denenmiştir. Bu modeller LES (Büyük Çalkantı Benzeşimi) ve $k - \varepsilon$ modelleridir. Bu modellerin çözümlene aralıklarını ve başarılarını daha iyi anlatmak için “Doğrudan Sayısal Benzeşim” (DSB) tekniğine de değinmek gerekmektedir.

Korunum denklemlerinin çözümü için kullanılan metodlar $k - \varepsilon$ modeli için Reynolds ortalama, LES modeli için de filtreleme teknikleridir. Yani, Navier - Stokes denklemleri, farklı düzenlemelerle,

- Reynolds ortalamalı (“average”) Navier-Stokes denklemleri (RANS)
- Filtrelenmiş (çalkantı ölçeğinde) Navier-Stokes denklemleri

hallerini alır. Bu teknikler daha sonraki bölümlerde anlatılacaktır.

4.3.1. Doğrudan Sayısal Benzeşim (DSB)

Bazı durumlarda türbülanslı akışların ayrıntılarını incelemek için, deneysel olarak incelemekten ziyade bilgisayar yoluyla incelemek daha bilgilendirici olabilmektedir. DSB tekniği, Navier-Stokes denklemlerinin herhangi bir matematiksel modelleme olmadan sayısal çözümünü gerçekleştiren bir araçtır. Günümüzde bu teknik teorik olarak en doğru çözümü sunmaktadır. Ancak en doğru çözüm olduğu kadar, kullanım alanı da sınırlı olan bir metoddur. Bu metod sayesinde akıştaki bütün çalkantılar en küçüğünden (Kolmogorov microscale) en büyük ölçeğine kadar çözülebilmektedir. Ancak bu metod, çok basit ve sınırlı geometrilerde, düşük Reynolds sayısındaki akışlar için kullanılabilir.

DSB tekniği ile çözümlemedeki zorluğu anlatmak için, oluşturulması gereken ızgara sayısı ve buna bağlı olarak çözümlene zamanından bahsetmek gerekmektedir. DSB tekniği ile çözümlene yapmak için sistemdeki ızgara sayısı minimum $Re^{9/4}$ kadar olmalıdır (Tennekes and Lumney). Örnek vermek gerekirse, Reynolds sayısının 10000 olduğu bir akışta kullanılması gereken ızgara sayısı yaklaşık 1 milyardır. Dolayısıyla bu kadar çok sayıda eleman için yapılacak olan bir çözümlene, günümüzde süper bilgisayar olarak tanımladığımız yüksek performanslı cihazlarla dahi oldukça uzun zaman alacaktır.

Sonuç olarak DSB tekniği, hesaplama hassasiyeti çok iyi olmasına karşın hesaplama süresi bakımında dezavantaja sahiptir. Ancak DSB, basınç salınımları ve yakın duvar akışının detayları gibi deneysel olarak ölçülmesi zor veya imkansız olan akış problemlerinde bilgi sağlayabilen değerli bir araçtır.

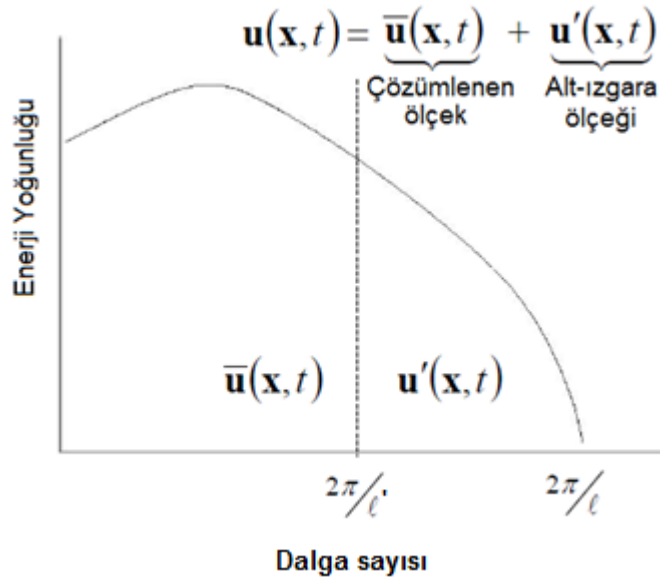
4.3.2. LES modeli

Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için iki önemli metodun mevcut olduğu bir önceki bölümde vurgulanmıştı. Bu metodlardan birisi filtreleme yöntemidir. Bu yöntemde, Navier-Stokes denklemleri boyutsal olarak filtrelenerek, belirli bir boyutun altında kalan çalkantılar modellenir. Filtrelenen boyuttaki çalkantılar çözümlenir. Çözümlenen ve modellenen uzunluk ölçekleri Şekil 4.4'te şematik olarak gösterilmiştir.

Filtreleme işlemi, tanımlanan bir filtreleme fonksiyonu yardımıyla yapılır. Filtreleme fonksiyonu;

$$G(x, x') = \begin{cases} 1/V, & x' \in V \\ 0, & x' \notin V \end{cases} \quad (4.3)$$

şeklindedir. Denklemde V ızgara elemanının hacmidir.



Şekil 4.4. LES modeli ile filtreleme uygulanacak uzunluk ölçeği aralığı. (l' filtrelenen çalkantı uzunluk ölçeğidir) (Advanced Fluent Training Turbulence, April 2005).

Filtrelenmek istenilen değişken (ϕ) filtreleme fonksiyonu yardımıyla;

$$\bar{\phi}(x) = \int_D \phi(x') G(x, x') dx' \quad (4.4)$$

şeklinde filtrelenir. D akış etki alanıdır. Eş 4.3 ile Eş 4.4 birleştirildiğinde, filtrelenmiş değişken;

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{V} \int_V \phi(x') dx', \quad x' \in V \quad (4.5)$$

halinde yazılabilir. LES modelinde Navier-Stokes denklemlerine filtreleme uygulandığında denklem Eş. 2.2 ile aynı formda elde edilir. Eş. 2.2'deki C_T terimi LES modelinde τ_{ij} 'dir. τ_{ij} alt-ızgara-ölçek gerilmesidir ve,

$$\tau_{ij} \equiv \overline{\rho u_i u_j} - \rho \overline{u_i} \overline{u_j} \quad (4.6)$$

şeklinde tanımlanır. Korunum denklemlerindeki τ_{ij} teriminin dışındaki bütün terimler hesaplanabilen terimlerdir. LES modelinde alt-ızgara-ölçek gerilmesi modellenirken,

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} - 2 \mu_t \overline{S_{ij}} \quad (4.7)$$

formu elde edilir. Burada alt-ızgara-ölçek gerilmesinin yön bağımsız bileşeni τ_{kk} 'nın modellenmesine gerek yoktur. Deformasyon tensörünün değişimi olan $\overline{S_{ij}}$ 'nin formu,

$$\overline{S_{ij}} \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.8)$$

şeklinindedir ve hesaplanabilir. Dolayısıyla modellenmesi gereken tek terim türbülans viskozitesidir. LES modelinde türbülans viskozitesi modellenirken bazı alt modeller kullanılmaktadır. Bu modellerden en çok kullanılanları Smagorinsky-Lilly Modeli ve Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity (WALE) modelidir. Smagorinsky-Lilly Modelinde türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \rho L_s^2 \left| \overline{S} \right| \quad (4.9)$$

formülü ile modellenir. Burada,

$$L_s = \min (\kappa d, C_s V^{1/3}) \quad (4.10)$$

$$|\overline{S}| \equiv \sqrt{2\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}}} \quad (4.11)$$

formülleriyle hesaplanırlar. Formüllerdeki $\overline{S_{ij}}$, κ , d , C_s , V sırasıyla; deformasyon tensorünün değişimi, von Karman sabiti, komşu elemana olan uzaklık, Smagorinsky sabiti ve elemanın hacmidir. Smagorinsky sabiti genelde 0.1 alınarak çözümlene yapılır.

WALE Modelinde ise türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \rho L_s^2 \frac{(\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{1.5}}{(\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{2.5} + (\overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{1.25}} \quad (4.12)$$

formülü ile modellenir. Burada,

$$L_s = \min (\kappa d, C_w V^{1/3}) \quad (4.13)$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2}(\overline{g_{ij}} + \overline{g_{ji}}) - \frac{1}{3}\delta_{ij}\overline{g_{kk}}$$

(4.14a)

$$\overline{g_{ij}} = \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (4.14b)$$

formülleriyle hesaplanır. C_w WALE sabitidir ve değeri 0.325'tir (modellemelerde değiştirilebilir).

4.3.3. RANS Tabanlı Türbülans Modelleri

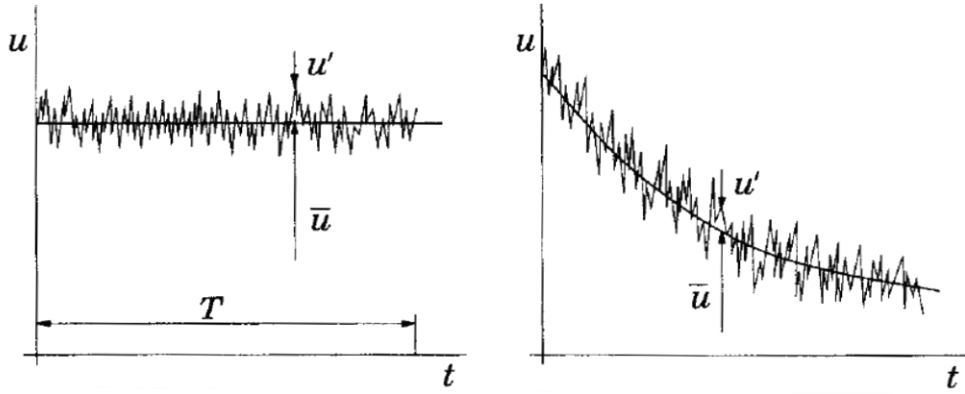
RANS yönteminde, isminden de anlaşılacağı gibi (Reynolds ortalama Navier-Stokes) Navier-Stokes denklemleri, denklem sistemindeki değişkenler ortalama ve salınan olmak üzere iki bileşene ayrılarak yeniden düzenlenir. Ortalama zaman

üzerinden yada grup üzerinden yapılabilir. Eğerki akış daimi hareketli (steady) ise ortalama, zaman üzerinden yapılır. Ancak akış daimi olmayan hareketli (unsteady) ise ortalama, grup üzerinden yapılmaktadır. Zaman ve grup üzerinden yapılan ortalama arasındaki fark Şekil 4.5'de şematik olarak gösterilmiştir.

RANS denklemlerinde değişken (ϕ), ortalama ve salınan bileşenlerine;

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (4.15)$$

şeklinde ayrıştırılır. Burada $\bar{\phi}$ değişkenin ortalamasını, ϕ' ise değişkenin salınan bileşenini ifade etmektedir. i ($i=1,2,3,..$) indisi ise akıştaki konumu, t zamanı ifade etmektedir.



Şekil 4.5. Daimi hareketli akış için zaman ortalaması (sol) ve daimi olmayan hareketli akış için grup ortalaması (sağ) (Ferziger and Peric, 2002).

Reynolds ortalama tekniğinde, ayrıştırma işlemi hız ve basınç için uygulanmıştır. Eş. 3.2'yi kullanarak süreklilik ve momentum denklemlerini yeniden düzenlersek, denklemler,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)$$

$$= -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.17)$$

haline getirilebilirler. Burada;

$$\bar{\phi}' = 0 \quad (4.18a)$$

$$\bar{\bar{\phi}} = \bar{\phi} \quad (4.18b)$$

$$\overline{\phi_i \phi_j} = \overline{(\bar{\phi}_i + \phi'_i)(\bar{\phi}_j + \phi'_j)} = \bar{\phi}_i \bar{\phi}_j + \overline{\phi'_i \phi'_j} \quad (4.18c)$$

özellikleri kullanılmıştır.

Oluşturulan denklem Navier-Stokes denklemiyle aynı yapıdadır. Farklı olarak Reynolds gerilme $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ terimi vardır. Bu terim Eş. 2.2'deki C_T terimine karşılık gelmektedir ve modellenmesi gerekmektedir.

Reynolds gerilme teriminin modellenmek istenmesi, iki farklı metodu ortaya çıkarmıştır. Bular “Boussinesq yaklaşımı” ve “Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model - RSM)” dir.

Boussinesq metodunda Reynolds gerilme terimi,

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.19)$$

şeklinde modellenir. Dolayısıyla doğrudan çözülemeyen bu terim, μ_t türbülans viskozitesi, ve k türbülans kinetik enerjisi cinsinden ifade edilebilmektedir. Buradaki sıkıntı, hem türbülans viskozitesi hem de türbülans kinetik enerjisi değişkenleri de bilinmemektedir. Boussinesq yaklaşımı üzerine kurulu çözümlerlerde bu terimlerin de ayrıca modellenmesi gerekmektedir. Bu noktada da bazı değişik modeller üretilmiştir. Boussinesq yaklaşımı ile çözüm yapan modellerin başlıcaları Spalart-Allmaras, $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modelleridir. RSM'inde ise, “Reynolds Gerilme Tensörü” için elde edilen taşınım denklemi çözülmektedir. Bu denklemin çözümü için fazladan bir denkleme daha ihtiyaç duyulmaktadır.

Normalde bu denklem, “türbülans kinetik enerjisinin sönümlenmesi” eşitliğidir. RSM metodunun Boussinesq yaklaşımından farkı, yön bağımlı türbülanslı akışlar için uygun olmasıdır. Ancak dezavantajı, birçok denklemi çözüyor olmasıdır. İki boyutta işlem yaparken 4 tane Reynolds gerilme tensörü ve bir tane de Türbülans Kinetik Enerji Sönümlenmesi (TKES) denklemi için toplamda 5 denklem çözülmesi gerekmektedir. Üç boyutta işlem yapmak için ise, toplamda 7 denklem çözülmesi gerekmektedir. Dolayısıyla Boussinesq yaklaşımına göre hayli pahalı bir modeldir. Ancak girdaplı akışlar gibi dönme etkisinin görüldüğü akışlarda Boussinesq yaklaşımı çok uygun olmadığından RSM yaklaşımı tercih edilmektedir.

4.3.3.1 Tutarlı (Realizable) k-ε modeli

Boussinesq yaklaşımını kullanan modellerden kullanımı en yaygın olan model Tutarlı k - ε modelidir. k - ε modellerinden birisi türbülans kinetik enerji (TKE) denklemi diğeri de TKES denklemi olmak üzere iki tane transport denklemi çözülmektedir. TKE denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.20)$$

ve TKES denklemi;

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.21)$$

şeklindedir. Burada,

$$C_1 = \max [0.43, \eta / (\eta + 5)] \quad (4.22a)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (4.22b)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}} \quad (4.22c)$$

dir. Denklemlerdeki, G_k ortalama hız gradyanından dolayı, G_b ise kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerjilerini temsil etmektedir. Y_M sıkıştırılabilir akışlarda genişleme salınımının katkısını ifade etmektedir. Bu terim sıkıştırılmayan akışlarda genelde ihmal edilmektedir. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ katsayıdır. σ_k ve σ_ε , k ve ε için türbülans Prandtl sayılarıdır ve $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$ 'dir. S_k ve S_ε , kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. μ_t Türbülans viskozitesidir ve diğer RANS modellerinden farklı olarak bu terim Tutarlı $k-\varepsilon$ modelinde sabit değildir.

Çözümlemek istenilen akışta dönme varsa, akış kanalı duvarında güçlü ters basınç gradyanı varsa, devir daim varsa yada akışta ayrılma varsa Tutarlı $k-\varepsilon$ modeli gayet başarılı sonuçlar vermektedir (Fluent 6.3 User's Guide). Tutarlı $k-\varepsilon$ modelini diğer $k-\varepsilon$ modellerinden ayıran en önemli özelliği ise, tutarlı $k-\varepsilon$ modeli sistemin her noktasında Reynolds Gerilmesini pozitif bir değer olarak hesaplarken, diğer $k-\varepsilon$ modelleri sistemin her noktasında Reynolds Gerilme teriminin pozitif değerini garanti edememektedirler.

Eş. 2.5.'deki türbülans katkısını içeren C_T terimi, $k-\varepsilon$ modellerinde $-\rho \overline{u_i u_j}$ 'dir ve,

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.23)$$

şeklinde modellenir. Eş. 3.9'daki türbülans viskozite terimi ise,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.24)$$

şeklinde modellenir. Burada, C_μ terimi deformasyon tensörüne bağlıdır ve sabit değildir. (Tutarlı $k-\varepsilon$) modelini diğer $k-\varepsilon$ modellerinden ayıran özellik C_μ teriminin sabit olmamasıdır.

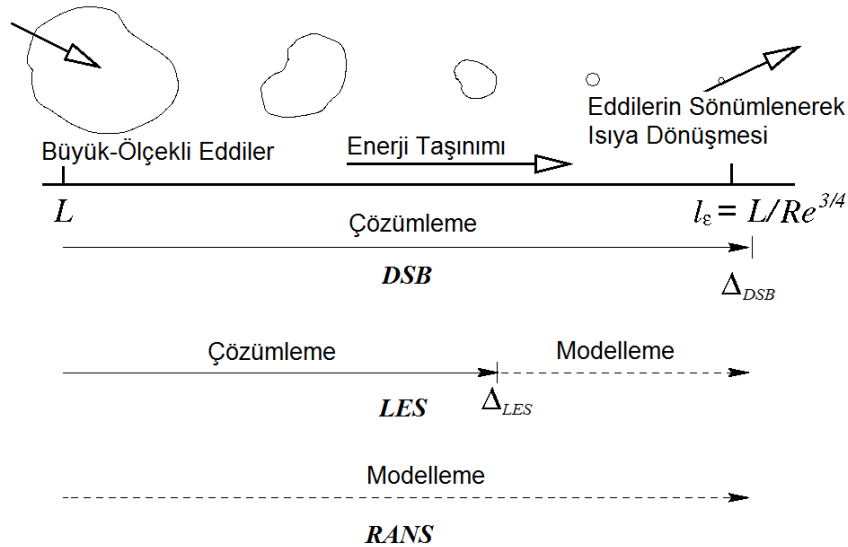
Modellenmesi gereken bir başka terimin ise Eş. 2.8'deki k_{ef} terimi olduğunu belirtmiştik. Tutarlı $k - \varepsilon$ modelinde bu terim,

$$k_{ef} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.25)$$

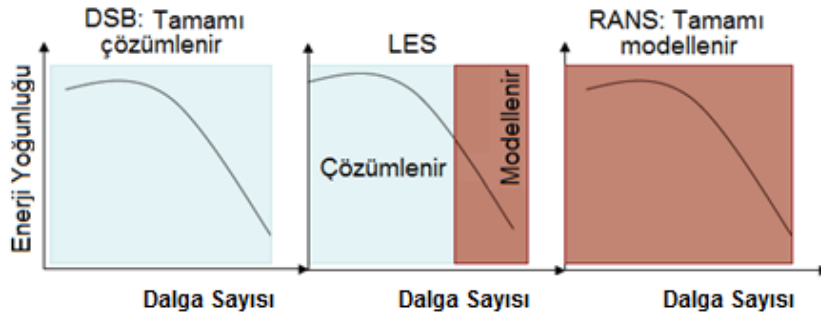
şeklinde modellenir.

4.3.4. DSB, LES ve RANS Modellerinin Kıyaslanması

LES modelinde belirli bir boyutun altında kalan çalkantıların modellendiği ve filtrelenen boyuttaki çalkantıların çözümlendiğini vurgulamıştık. LES modeli bu özelliğiyle, DSB tekniği ile RANS modelleri arasında bir model olarak işlev görmektedir. Çünkü RANS modelleri sistemi tamamen modellerken, DSB tekniği ile sistemin tamamı çözümlenmektedir. LES modeli ise belli bir ölçeğin altını modelleyip geri kalan ölçeklerde çözümlenmektedir. Bu üç modelin kıyaslanması şematik olarak Şekil 4.6'da ve Şekil 4.7'de görülmektedir.

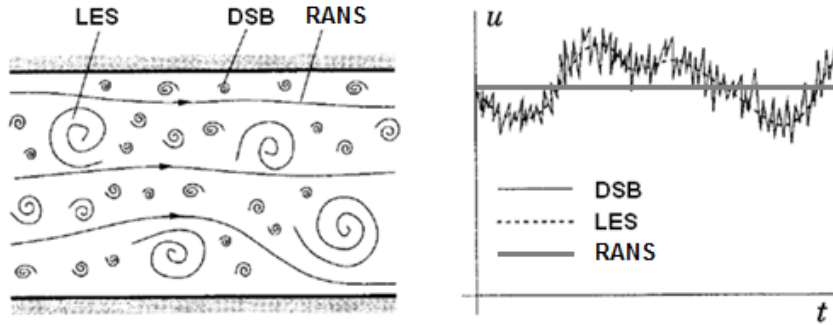


Şekil 4.6. Türbülans modellerinin çözümlenme performanslarının çalkantı uzunluk ölçeği aralığındaki gösterimi



Şekil 4.7. Türbülans modellerinin çözümü ve modelleme yaklaşımlarının çalkantı dalga sayısı aralığındaki gösterimi (Apte S. V.)

Türbülans hareketlerinin RANS modeli, LES modeli ve DSB tekniğiyle çözümlenmesinin şematik gösterimi Şekil 4.8'de yer almaktadır.



Şekil 4.8. Türbülans modellerinin, akıştaki türbülans hareketlerinin ne kadarını hesaplayabildiğinin (sol) ve bu modellerin herhangi bir noktadaki hesapladıkları hız salınım profilinin (sağ) şematik karşılaştırılması (Ferziger and Peric, 2002).

Elbette en küçük çalkantı ölçeğine (Kolmogorov ölçeği) kadar çözümü yaptığınan dolayı DSB yöntemiyle yapılan hesaplamalar en doğru sonucu vermektedir. LES modeli en küçük ölçekli çalkantıları modellemektedir. Çünkü küçük ölçekli çalkantıların karakteristik davranışları problemin akış, sınır ve geometrik özelliğine çok bağlı değildir. Küçük çalkantılar genel bir davranış sergilerler ve bu yüzden küçük ölçekli çalkantıların modellenmesi oldukça uygundur. Bazı problemlerde büyük çalkantıları modellemek oldukça zordur. Çünkü büyük çalkantılar yön bağımlılığa, sınır ve başlangıç koşullarına ve problemin geometrisine bağlıdır ve genel bir model oluşturmak olanaksızdır. Dolayısıyla, bütün ölçekler modellediğinden, bazı problemlerde RANS modelleri başarılı olamamaktadır.

5. LİTERATÜR İNCELEMESİ

5.1. T-Birleşimli Yapıların İncelenmesi Kapsamında Yapılan Deneysel ve Numerik Çalışmalar

Isıl katmanlaşma ve sonucunda malzemedeki yorulma problemleri ilk olarak, 1980'lerde, Sıvı Metal - Hızlı Üretken Reaktörlerde (LMFBRs) incelenmeye başlanmıştır (Walker et al., 2009). LMFBR tipi reaktörlerde, sıvı metal soğutucunun yüksek ısı iletkenliği nedeniyle ısıl karışım problemleri ciddi sorun oluşturmuştur. Fransa'da bulunan Phénix reaktörünün ikinci çevriminde ve Superphénix reaktörünün T-birleşim bölgesinde ısıl karışıma bağlı ilk aksamalar yaşanmıştır. Bu belirsizlikleri anlamak ve üzerinde çalışmak için Uluslararası Atom Enerji Ajansı'nın (IAEA) organize ettiği bir "karşılaştırılmalı değerlendirme" (benchmark) çalışması yapılmıştır.

Isıl yorulma problemlerinin Hafif Sulu Reaktörlerde (LWRs) ilk olarak ortaya çıkması ve ciddi hasarın belirmesi ise yine Fransa'da bulunan Civaux I reaktörünün "artık ısı çekme (residual heat removal)" sisteminde görülmüştür (detaylı bilgi için bkz Stephan and Curtit, 2005).

Bu tür sıkıntılar genelde 5-20 cm çapındaki T-birleşimli bölgelerde görülmektedir. Isıl yorulma problemi reaktörlerin ömrünü de etkileyen çok ciddi güvenlik sorunudur. Sıcaklık sensörlerinin zaman duyarlılığındaki sınırlamalar sebebiyle, ısıl karışım problemleri düzgün ve tam doğru bir şekilde izlenememektedir. Bu yüzden ısıl karışım problemleri HAD çalışmaları yardımı ile çözümlenmeye çalışılmaktadır.

Bu alanda düzenlenen deneysel çalışmaların en önemlileri, Japonya'da bulunan Hitachi Ltd. ve Toshiba kurumu tarafından oluşturulan deney düzeneği, Electricité de France (EDF) tarafından kurulan deney düzeneği, THERFAT Avrupa projesi (8 Avrupa ülkesinden 16 kuruluştan oluşan konsorsiyum) kapsamında hazırlanmış deney düzeneği, İsviçre'deki Nükleer Enerji Sistemleri laboratuvarında bulunan ETHZ deney düzeneği ve İsveç'deki Alvkärlaby laboratuvarında bulunan Vattenfall deney düzeneğidir.

Sıcaklık salınımı ve ısı karışım, öngörülmesi ve çözümlenmesi oldukça zor olgulardır. Ancak analitik olarak yada fiziksel olarak öngörülemeyen bu problemler, deneyi hazırlanan prototip düzeneklerle ya da HAD çalışmaları ile tespit edilebilmektedir. Bu tür çalışmalardaki en önemli olgu sıcaklık salınımı ve frekansıdır. Daha önce de değinildiği gibi, teknik ekipmanların hassasiyetleri göz önünde bulundurulduğunda, deneysel çalışmalar hem maliyetli hem de veri açısından sınırlı bilgi sağlayabilmektedirler. Dolayısıyla bilgisayar tabanlı çözümlenmeye ciddi şekilde ihtiyaç duyulmaktadır. Bilgisayar tabanlı çözümlenme modelleri henüz tam doğrulukta bilgi sağlayamamaktadırlar. Ancak bu konudaki çalışmaların yoğunlukta olması, ileride bu problemlerin kolayca çözülebileceğine işaret etmektedir.

Yapılan deneyler bilgisayar ortamında çözümlenirken (HAD uygulamaları) kullanılan birkaç model vardır. LMFBR Problemi modellenirken LES modeli ve Pseudo Direct Navier - Stokes (PDN-S) formülasyonu kullanılmıştır (Gelineau et al., 2002). Isı karışım çalışmalarının çoğunda LES modeli kullanılmıştır. DSB ve "Ayrık Çalkantı Benzeşimi" (Detached Eddy Simulation - DES) de tercih edilebilen modellerdendir. DSB yöntemi daha doğru sonuçlar verebilmesine karşın, yüksek bilgisayar kapasitesi isteyen, uzun hesaplama zamanı alan ve çok özel durumlarda kullanılabilen bir araçtır. DES modeli de duvar yakınlarında LES modeli kadar iyi çözümlenme yapabilmektedir ancak serbest akış bölgelerinde LES modeli kadar başarılı olamamaktadır.

Halen LES modeli de mühendislik açısından oldukça pahalı bir modeldir. Yapılan çalışmalarda da belirtildiği üzere, LES modeli uzun hesaplama zamanı gerektirmektedir (Walker et. al., 2009). Bunların dışında, ısı karışım problemlerinde kullanımı sınırlı bir diğer model de RANS tabanlı modellerdir (genelde $k-\epsilon$). Ancak RANS tabanlı modeller çalkantıları çözümlenmede, dolayısıyla türbülans karakteristiklerini yakalamada başarılı olamamaktadırlar.

Isı karışım problemlerinde HAD çalışmalarının doğrulanması için izlenen yöntemler arasında, sıcaklık salınımlarının genliği ve frekansının incelenmesi, hız ve sıcaklıkların ortalama ve "karesel hatasının karekökü" (KHK) değerlerinin karşılaştırılması en önemli olanlarıdır.

Sıcaklık salınımlarının genliği, bölgedeki ısıl yükün şiddeti hakkında bilgi vermektedir. Sıcaklık farkının çok olması (genliğin yüksek olması) malzeme üzerindeki ısıl yükü artırmaktadır. Deneysel çalışma ile hesaplamalardaki sıcaklık salınımlarının frekansındaki uyumluluk oldukça önemlidir. Çünkü bu tür çevrimsel zorlanma problemlerinde, sıcaklık salınımları sonucunda oluşan ısıl gerilme, salınım frekansına bağlıdır. Yüksek frekanslar malzeme üzerinde etkili olmazken, düşük frekanslar yüksek periyotlu sıcaklık değişimini gösterir ve bu da malzemenin maruz kaldığı çevrimsel zorlanmanın şiddeti hakkında bilgi verir.

Isıl karışım problemi üzerine deneysel ve numerik çeşitli çalışmalar 2000'li yıllarda yoğunluk kazanmıştır. Yapılan çalışmalarda farklı akışkanlar, farklı fiziksel durumlar, farklı geometrik parametreler ve farklı numerik modeller kullanılmıştır. Çalışmalarda ele alınan problem aynıdır ve sıcaklık salınımlarına maruz kalan malzemedeki yorulma incelenmiştir. Tezde ele alınan problem ile benzer olan bazı çalışmalar Çizelge 4.1'de görülmektedir.

Yapılan bir çalışmada (Nimbalkar et al., 2010), büyük ölçekli çalkantıların frekans karakteristiği mertebesinin, yan kanaldaki türbülans şiddeti ile çalkantıların karakteristik boyutlarının arasındaki oranı ile ilişkilendirilmiştir. Çalışmada karışım durumlarında oluşan çalkantıların karakteristik boyutlarının mertebesi, ana akış ile yan akışın (T bölgesinden giren akışın) arasındaki "kesme katmanı" (shear layer) ile ilişkilendirilebileceği vurgulanmıştır. Kesme katmanı büyüklüğünün ise, yan kanal çapı (D_y) mertebesinde olduğu belirtilmiştir. Yan kanallardaki türbülans şiddetlerinin, yan kanaldaki ortalama hızın %10'u kadar olduğu belirtilmiştir.

Başka bir çalışmada (Westin et al., 2006), mevcut akışı yöneten karakteristik uzunluk ölçeğinin, viskoz uzunluk ölçüleriyle değil de, T - bölgesindeki kesme katmanları ile ilişkili olduğunun makul bir varsayım olduğunu belirtilmiştir.

Isıl karışım durumlarında, incelemek istenilen değişkenin zaman ortalamasının ikinci momenti "karışımın derecesi" (mixing quality) hakkında bilgi verebilir. İncelenen değişken için, zaman ortalamasının, hesaplanan kesit alan üzerinden normalize edilmiş varyansı ikinci momentini vermektedir (Sroka and Forney, 1989).

Yani ikinci moment M ;

$$M = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{\bar{\psi} - \bar{\varphi}}{\bar{\varphi}} \right)^2 dA \quad (5.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $\bar{\psi}$ değişkenin zaman üzerinden ortalamasını, $\bar{\varphi}$ zaman ve kesit alan üzerinden ortalamasını göstermektedir. A ise kesit alanını ifade etmektedir. Yapılan bir çalışmada (Walker et al., 2009) karışımın derecesi incelenmiştir.

Yüksek frekanslı sıcaklık salınımlarının, deneysel ölçümlerde yeteri kadar hassas belirlenememesi, deneyler ile hesaplamalar arasındaki farklılığın sebeplerindedir. Bir diğer sebep de ızgara yapısından ve sınır koşullarından kaynaklanmaktadır. Izgara büyüklüğünün “Taylor uzunluk ölçeği” ile aynı mertebede olması gerektiği yapılan bazı çalışmalarda vurgulanmıştır (Kuczaj et al., 2009). Taylor uzunluk ölçeği, RANS benzeşiminden elde edilebilir.

Özellikle duvar yakınlığında oluşturulacak olan ızgara örgüsü çözüm üzerinde etkili olmaktadır. Aynı zamanda duvar yakınlığında fazladan iyileştirmeler de kullanılmalıdır (specific wall treatment). Bu iyileştirmelerden birisi “wall-resolved” yaklaşımıdır. Yapılan bir çalışmada (Jayaraju et al., 2010), “wall-function” (WF) ve “wall-resolved” (WR) yaklaşımlarının sıcaklık ve hız dağılımları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu iki tekniğin, ortalama sıcaklık ve hız davranışının çözümlenmesindeki başarısı (deneysel sonuçlara yakınlığı) karşılaştırılmıştır. Akış bölgesinde (bulk region) WF tekniği daha başarılı iken, duvar yakınlığında WR tekniğinin daha başarılı olduğu görülmüştür. Ancak WR yaklaşımını kullanmak için duvar yakınlığında çok daha fazla birim elemana ihtiyaç duyulmaktadır. Buda çözümlene zamanını etkilemektedir.

Izgara büyüklüğünü etkileyen faktörlerden birisi de akışkanın ısı iletkenlik katsayısıdır. Isıl iletkenlik katsayısı büyük olduğunda duvar yakınlığındaki çözümlenmeye herhangi bir iyileştirme uygulamak gerekmemektedir (Simoneau et al., 2010). Çünkü yüksek ısı iletkenliğe sahip akışkanlarda birim elemandaki sıcaklık değişimi daha az olacağından duvar yakınlığındaki elemanların çok küçük olması gerekmemektedir.

Dolayısıyla çözümlenmenin başarılı olmasında ızgara yapısının etkisi oldukça fazladır. Ama eleman sayısının artması da çözümlene süresini artırmaktadır. Çözümlenmenin başarısını artırmak için eleman sayısının artırılması mühendislik açısından iyi bir yöntem değildir. Bu sorunun giderilmesi için, çözümlenmenin, tek model ile değil de birden fazla modelin etkileşimli kullanılarak oluşturulan teknikler ile (hibrit modeller ile) yapılması gerekmektedir (Westin et al., 2008; Simoneau et al., 2008).

Geçmişte yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde, halen HAD hesaplamaları ile deneysel sonuçlar arasında belirgin farklar bulunmaktadır. Izgara boyutları ne kadar küçük olursa olsun, yapılan hesaplamalar bir miktar hata payı içermektedir. Bu hata payını artıran birçok etken vardır. Sınır ve başlangıç koşulları, ızgara yapısı, model seçimi, eleman türü seçimi, eleman formülasyonu seçimi gibi etkenler bunlardan bazılarıdır.

Üstelik bu hata payında, sadece hesaplamalardaki faktörler değil, deneysel ölçümlerdeki bazı faktörlerin de etkisi vardır. Örnek vermek gerekirse, deneysel ölçümlerin tam doğrulukta gerçekleştirilememesi de, karşılaştırmalardaki hata payını artırmaktadır. Akışkandaki kırılma ortamının, lazer ışınlarını etkilediğini ve bu yüzden 15°C'lik bir sıcaklık farkında gerçekleştirilen deneyde, ölçümlerin tam doğru olmasının güç olduğu yapılan bir çalışmada (Westin et al., 2008) belirtilmiştir. Alınan 45 dakikalık verilerin işlenmesiyle, alt duvar haricinde (Şekil 5.1'de 180° konumu), % 5 istatistiksel (sayısal) ve % 5 sistematik olmak üzere toplamda %10'luk bir belirsizliğin olduğu, alt kısımda ise toplamda %15'lik bir belirsizliğin olduğu belirtilmiştir.

Isıl karışım durumları için yakın zamanda yapılan çalışmaların özeti Çizelge 5.1'de yer almaktadır.

Çizelge 5.1 . Yapılan çalışmalar ve kullanılan parametreler. (D_a : Ana kanalın çapı, D_y : Yan kanalın çapı, u_a : Ana kanaldaki akışkanın hızı, u_y : Yan kanaldaki akışkanın hızı)

Çalışma	Akışkan	D_a/D_y (mm)	u_y/u_a (m/s)	ΔT (°C)	Model
J. Westin (2006)	Su	190/123	1.00	36	LES
			0.42	39	DES
			0.85		
C. Walker (2009)	Su	51/51	0.40	30	LES
			0.71		
			1.00		
			1.67		
Simoneau (2008)	Sodyum	494/68	0.46	90	LES
J. Westin (2008)	Su	140/100	1.00	15	LES
					DES
Lin-Wen Hu (2008)	Su	100/100	0.20	~32	LES
			4.70	~34	
			4.90		
A. K. Kuczaj (2009)	Su	140/100	1.00	15	LES (Vreman SGS)
S.T. Jayaraju (2010)	Su	140/100	1.00	15	LES
V.S. Naik Nimbalkar (2010)	Su	50/15	0.50	15	RANS ($k-\epsilon$)
		50/25	1.00		
			2.00		
			4.00		

5.2. T-Birleşimli Yapıların Çözümlemesinde Kullanılan Modeller

Isıl karışım problemleri hem termodinamik hem de dinamik inceleme bakımından oldukça karmaşık problemlerdir. Ani karışımlarda meydana gelen çalkalanma, tam tespiti zor ve bir o kadar rastgele oluşan bir olgudur. Bu tür problemlerde çözümlenmek istenilen aslında sistemin davranışdır. Noktasal verilerin tespiti

olanaksız olduğu için, birebir noktasal verilerden ziyade zaman üzerinden ortalama ve KHK değerleri karşılaştırılabilir ancak çözümlene kesinlikle zamana bağlı olmalıdır. Çünkü, ısı karışım ile ilgili geçmişte yapılan çalışmalar incelendiğinde, zamandan bağımsız çözümlenmeler türbülans karakteristiğini yakalayamamaktadırlar (Westin et al., 2006, 2008; Frank et al., 2009; Kuczaj et al., 2009). Bu tür problemler, büyük geometride ortalama davranışın incelendiği problemler değil, belli bir kesitte sistemin yerel davranışının incelendiği problemlerdir. Dolayısıyla zamandan bağımsız çözümlenmeler genelde ortalama sistem davranışının çözümlenmek istenildiği problemlere uygun olduğundan ısı karışım gibi yerel davranışın önemli olduğu problemlerde tercih edilmemektedir.

Ayrıca rastgele olguların gerçekleştiği yön bağımlılığının bulunduğu problemlerde türbülansın çözümlenmesi de oldukça zordur. Çünkü türbülanslı akışlarda laminer akışlardan farklı olarak, sistemde var olduğu bilinen ancak bağılı olduğu faktörler cinsinden ifade edilmesi güç olan ve dolayısıyla çözümlenmesi zor olan fazladan bir kuvvet vardır. Bu kuvvet problemin termodinamik etkilerine bağılı olduğu gibi problem geometrisine de bağılıdır. Özellikle yön bağımlılığın bulunduğu problemlerde bu kuvvetin çözümlenmesi daha da zordur. Bu kuvvet en kolay türbülans problemlerinde dahi modellenerek çözümlenir. Yön bağımlı problemlerde ise modellenmesi de oldukça zordur ve çözümlenmesi hesaplama zamanı açısından oldukça pahalıdır.

Kısım 4'te, akışın çözümlenmesinde, herhangi bir matematiksel modelleme olmadan sayısal çözümünü gerçekleştiren tek aracın DSB tekniği olduğu, günümüzde bu teknik teorik olarak en doğru çözümü verdiği, ancak kullanım alanının da sınırlı olduğunu belirtmiştik. Isı karışım problemlerinde DSB tekniği elbette kullanılabilir ancak, çok yüksek performanslı bilgisayarlarla dahi problemin çözümlenmesi oldukça uzun zaman almaktadır.

DSB tekniğinin T-birleşimli yapıların modellenmesindeki başarısı test edilmiştir (İgarashi and Tanaka, 2003; Fukushima and Fukagata, 2003). Yapılan bu çalışmalarda iyi sonuçlar alınmasına rağmen bu teknik, T-birleşimli yapıların modellenmesinde, içerdiği kısıtlamalardan ve uzun hesaplama zamanı aldığından dolayı, kullanımı halen yaygınlaşmamıştır.

Bir diğ er yaygın olmayan ancak tercih edilebilen metod da DES modelidir. DES modeli de duvar yakınlarında başarılı çözümlene yapabilmektedir ancak serbest akış bölgelerinde aynı oranda başarılı olamamaktadır.

Bu modellerin dışında, RANS tabanlı modeller de ısı karışım problemleri için sınınanmıştır. Ancak gerek türbülans karakteristiklerini yakalamada gerek salınımların frekansını tespit etmede başarılı olamamışlardır (Westin et al., 2006).

T- bölgesindeki ısı karışımı çözümlenmede en çok kullanılan türbülans modeli ise LES modelidir. Kısım 4'te LES modelinin özelliklerinden bahsedilmiştir. Isı karışımındaki türbülans karakteristiğini en iyi yakalayabilen model LES modelidir. LES modeli, altında birçok "alt model"i (subgrid scale model) barındırmaktadır. Probleme uygun olarak bu modellerden birisi seçildiğinde, gayet olumlu sonuçlar alınmıştır. Son yıllarda bu model ile çözümlene üzerinde çalışmalar yoğunlaşmıştır.

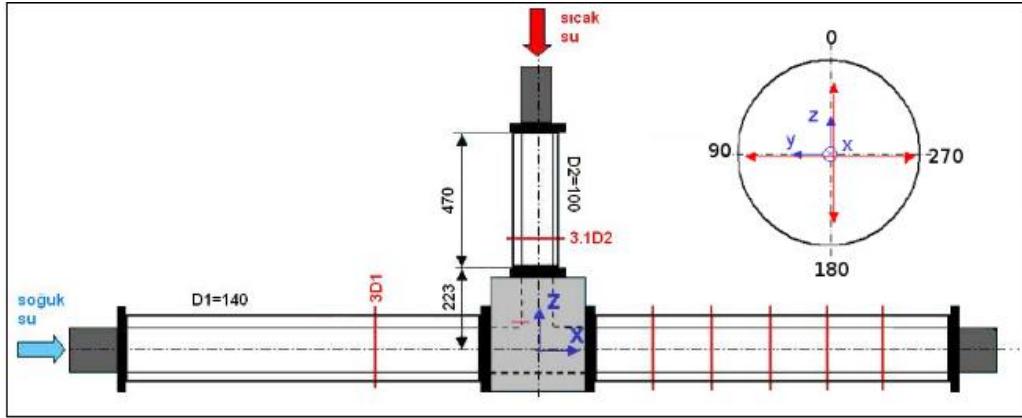
Literatürdeki çalışmalardan LES modelinin sınıandığı çalışmalara bakılacak olursa, özellikle üzerinde durulan konular şu şekildedir: (1) ızgara büyüklüğünün çözüme etkisi (Kuczaj et al., 2008; Westin et al., 2008); (2) "alt ızgara ölçeği" modellerinin çözüme etkisi (Kuczaj et al., 2008; Pasutto et al., 2005; Howard and Pasutto, 2009); (3) başlangıç koşullarının karışım durumuna etkisi (Coste et al., 2006; Westin et al., 2008; Odemark et al., 2009); (4) farklı T birleşimli yapıların karışım durumuna etkisi (Hu and Kazimi, 2006; Pasutto et al., 2007); (5) farklı akış hızlarının ve sıcaklıkların karışım durumuna etkisi (Hosseini et al., 2008; Lee et al., 2009). Yapılan bu çalışmalarda LES modeli gayet başarılı sonuçlar vermiştir. Izgara büyüklüğünün çözüme etkisi duvar yakınlarında oldukça önemlidir. Izgara büyüklüğü arttıkça hesaplama kötüleşmektedir. Hesaplamalarda sınır koşullarının duvar yakınlarındaki sıcaklık salınımlarına etkisinin az olduğu görülmüştür. Isı yükün şiddetini etkileyen faktörlerin, duvar ile akışkan arasındaki ısı transfer katsayısı ve akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı olduğu belirlenmiştir. Ayrıca sıcak ve soğuk suların hız oranları da ısı transferi katsayısını etkilemekte olduğu vurgulanmıştır. LES modelinin en önemli eksikliği hesaplama zamanıdır. Ortalama bir T-birleşimli ısı karışım probleminde 100 s akış zamanı için yaklaşık iki haftalık hesaplama süresi gerekmektedir (4x2 çekirdek intel işlemci-8 GB ram).

6. HAD ÇALIŞMASI

6.1. Çözümlemesi Yapılan Sistemin Geometrisi ve Oluşturulan Izgara Yapısı

Çözümlemesi yapılan problemin deney düzeneği, Westin ve arkadaşları tarafından Älvkarleby laboratuvarında (İsveç) hazırlanan Vattenfall deney düzeneğidir. Vattenfall araştırma ve geliştirme merkezinde bulunan Älvkarleby laboratuvarındaki deney düzeneği Şekil 6.1'de görülmektedir. Düzenek yer düzlemine dik olarak kurulmuştur. Sıcak su T-bölgesine yukarıdan girmektedir.

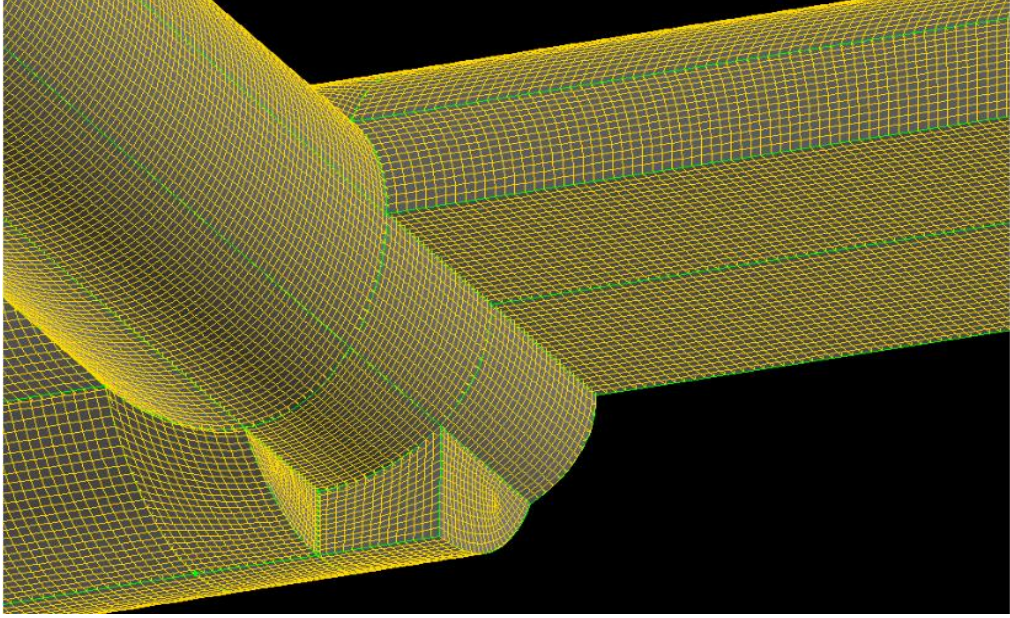
Şekil 5.1'de görüldüğü gibi, ana boru 140 mm çapında, sıcak suyun geçtiği ince boru ise 100 mm çapındadır.



Şekil 6.1. T-birleşim bölgesinin geometrik ölçüleri (büyüklükler mm cinsindedir).

Model için hazırlanan geometrinin ızgara örgüsü için GAMBIT yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan ızgara yapısının LES modellemesine uygun olması için, elemanların küp yapıya yakın olmaları gerekmektedir. LES modelinde küçük çalkantılar modellendiği için, ızgara elemanları mümkün olduğunca küçük olmalıdırlar. Ancak ızgara elemanların boyutlarının çok küçük olması, hesaplamanın tuttuğu zamanı artırmaktadır. Boyutun büyük olması da modelin uygulanabilirliğini azaltacaktır. Dolayısıyla uygun bir boyut seçilmelidir. Oluşturulan ızgara yapısı da LES modeli için uygun olarak hazırlanmıştır.

Geometrinin ızgara yapısı Şekil 6.2’de görülmektedir. Şekil 6.2’de görülen kısım geometrinin bütünü değildir, yapının iç kısmındaki ızgara yapısının da görülebilmesi için ana borunun bir kısmı gösterilmemiştir. Geometrik örgüde 0.92 milyon hacim elemanı oluşturulmuştur. Hacim elemanları hexagonal elemanlardan oluşmaktadır.



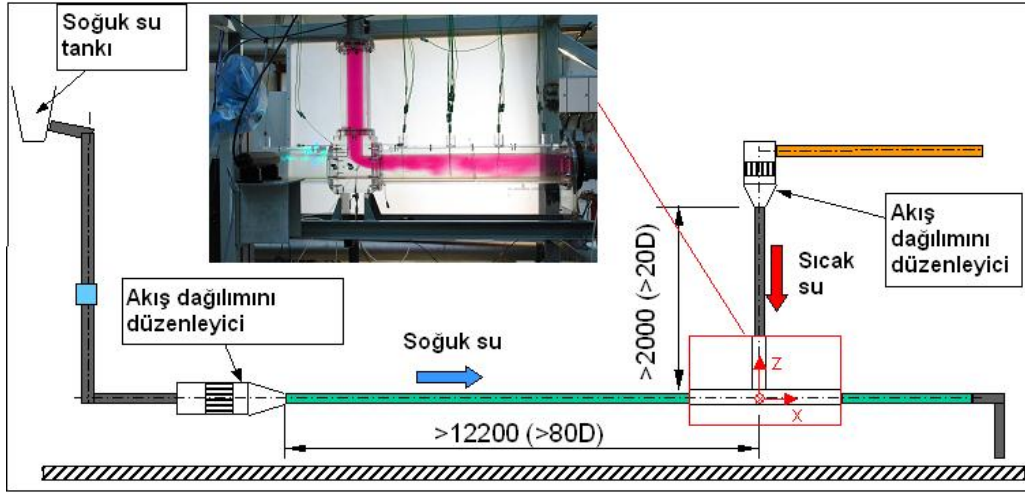
Şekil 6.2. Geometrinin ızgara yapısı.

Geometrinin hexagonal elemanlara bölünebilmesi için, geometride uygun parçalamalar uygulanmıştır. Şekil 6.2’de görüldüğü gibi, ana eleman kuru yeşil çizgilerin olduğu yerler sınırları olmak üzere, alt hacimlere parçalanmıştır. Daha sonra alt hacimlerin ızgara yapısı oluşturulmuştur. Alt hacimlerin sınır komşuluklarında ızgara sayıları eşittir.

6.2. Hesaplama Kullanılan Sınır ve Başlangıç Koşulları

Modelleme yapılırken, deney düzeneğinin tamamı kullanılmamıştır. Dolayısıyla modellemeye başlanılan noktadaki akış profillerinin gerçeğe yakın değerleri elde edilmelidir. Vattenfall deney düzeneğinin tamamı Şekil 6.3’de görülmektedir. Şekil 6.3’de kırmızı çerçeve içinde kalan bölge için çözümleme yapılmıştır. Problemden ısı karışımının gerçekleştiği bölge bu kısım olduğundan diğer kısımların

modellenmesi çözümde önemli bir avantaj sağlamayacaktır. Üstelik modelleme bölgesinin artması, hesaplama zamanı açısından önemli ölçüde dezavantaj yaratacaktır. Deneysel ölçümler Şekil 6.3'deki kırmızı çerçeve içinde kalan kısımlarda alınmıştır. Dolayısıyla karşılaştırma yapılabilmesi için bu bölge modellenmiştir.



Şekil 6.3. Vattenfall deney düzeneği.

Deney düzeneğinde elde edilen akış debileri Çizelge 6.1'de gösterilmektedir. Modelleme yapılırken, bu değerlerin ölçüldüğü noktalardan başlanmıştır. Ölçülen debi değerleri kullanılarak ortalama hız bulunabilir. Ortalama hız bulunduktan sonra, radyal kesitte gerekli olan hız dağılımı elde edilebilir.

Çizelge 6.1. Girişlerdeki sıcaklık ve debi değerleri.

	Sıcaklık (°C)	Boru Çapı (mm)	Ölçüm Yeri (mm) [#]	Akış Debisi (lt/s)
Soğuk Su	19	140	-420 (x ekseninde)	9
Sıcak Su	36	100	310 (z ekseninde)	6

[#] negatif işaret koordinat ekseninde negatif yönü göstermektedir.

Deney düzeneğinde, soğuk suyun geçtiği ana boru, akış profilinin tamamen gelişmiş olabilmesi için gerekli olan uzunluğa sahiptir. Buyüzden ana borudaki giriş sınır koşulunu hazırlamak kolaylaşmıştır. Ana boru giriş koşulu için, 140 mm

apındaki yeterince uzun bir boruda akış çözümlenmiş ve giriş hız profili elde edilmiştir. Çünkü ana borudaki akışkan modellenen bölgenin girişine geldiğinde zaten “tam gelişmiş” (fully developed) durumda olacaktır. Ancak sıcak suyun geçtiği ince boru, akış profilinin oturması için gerekli olan uzunluktan daha kısadır. Bu koşul, yeterince uzun bir boruda akışı çözümleyerek dağılımın elde edilmesini engellemektedir. Dolayısıyla yan borudaki akışkanın giriş hız dağılımını elde ederken, sistem ile aynı uzunlukta bir boruda akış çözümlenmiştir.

7. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

7.1. Test Çalışmalarında Kullanılan Model Parametreleri

Deneysel sonuçlarla karşılaştırılma yapıldığında, çözümlerinin kabul edilebilir ölçüde olduğu modeller için uygulanan parametreler Çizelge 7.1'de gösterilmiştir. Test 1 ve Test 2'de aynı model (LES) tercih edilmiştir. Ancak türbülansı karakterize eden çalkantılardan ızgara altı ölçeğinde bulunanlar için modellenmiş olan türbülans viskozitesi farklı seçilmiştir. İki model arasındaki en önemli farklılıklardan bir diğeri de iteratif ya da iteratif olmayan çözüm seçeneği ve zaman adımlarının farklı olmasıdır. Test 1'de hesaplanan akış zamanı Test 2'dekine göre kısa olmasına rağmen çözümlenme zamanı da Test 2'dekinden oldukça fazladır. Bunun sebebi Test 1'de zaman adımının daha küçük seçilmiş olması ve iteratif çözümlenme yapmış olmasındandır.

Çizelge 7.1. Hesaplamalarda kullanılan Modeller ve Parametreleri.

Ayarlar	Test 1	Test 2
H.A.D. Yazılımı	ANSYS Fluent 12.0	ANSYS Fluent 12.0
Model	LES	LES
SGS-Model	Smagorinsky-Lilly	WALE
Nümerik Yaklaşım	İteratif (ITA)	İteratif değil (NITA)
Basınç-Hız Etkileşim Yöntemi	Piso	Kesirli Adım (FS)
Basınç	Presto	Presto
Enerji	Quick	Quick
Momentum	BCD	BCD
Zaman adımı	0.00025 s	0.001 s
Her adımdaki iterasyon sayısı	25	--
Akışkanın termodinamik özellikleri	Parçalı Doğrusal	Parçalı Doğrusal
Hesaplanan akış süresi	15 s	100 s
Hesaplama süresi	30 gün	13 gün

7.2. Farklı Testlerde Elde Edilen Sıcaklık Salınım Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması

Kullanılan farklı test'lerde ve deneysel hesaplamalardaki küçük sıcaklık değişimlerini yok etmek için boyutsuz sıcaklıkların (T^*) incelenmesi daha uygundur. Boyutsuz sıcaklık:

$$T^* = \frac{T - T_{soğuk}}{T_{sıcak} - T_{soğuk}} = \frac{T - T_{soğuk}}{\Delta T} \quad (7.1)$$

şeklinde tanımlanır. Denklemden T sıcaklığı ifade etmektedir. Ancak modellere ait performans ölçüsü olarak sadece ortalama sıcaklıkların karşılaştırılması yeterli olmamaktadır. İstatistiksel veriler işlenirken sıfır hatanın ne kadar uzağında olduğunu belirlemede, verinin KHK değeri kullanılmaktadır. Sıcaklık salınımları için KHK:

$$T_{KHK} = \left(\overline{(T - \bar{T})^2} \right)^{1/2} \quad (7.2)$$

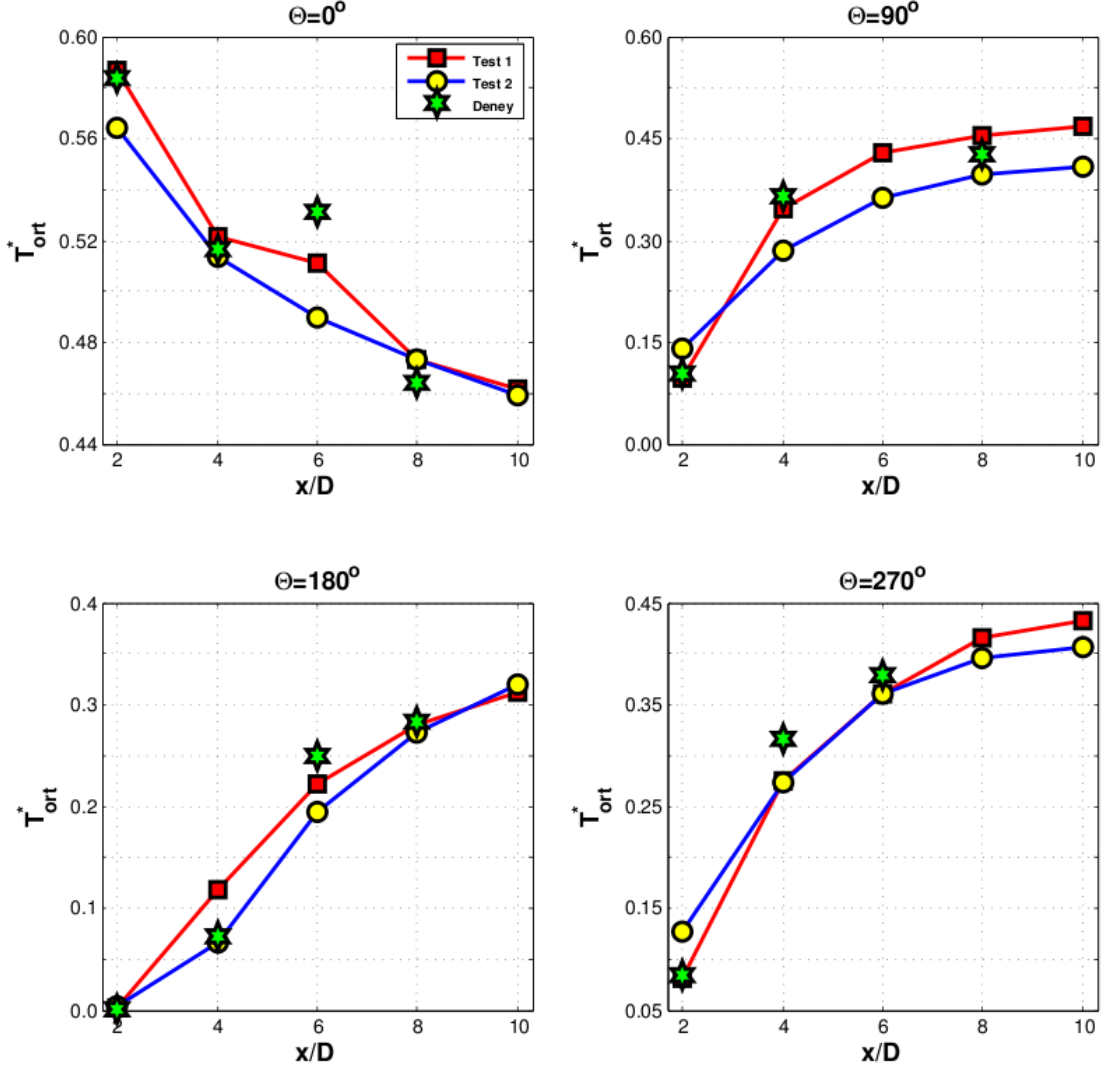
şeklinde tanımlanır. Denklemden "bar" değişkeninin zaman üzerinden ortalamasını göstermektedir. Yine küçük salınımların etkisini yok etmek için, KHK hesabını boyutsuz sıcaklıklar için uygulayacak olursak, boyutsuz sıcaklık için KHK:

$$T_{KHK}^* = \left(\overline{(T^* - \bar{T}^*)^2} \right)^{1/2} = \frac{T_{KHK}}{\Delta T} \quad (7.3)$$

şeklini alır. Hesaplamalar ile deneysel verilerin boyutsuz ortalama sıcaklıklar açısından karşılaştırılması Şekil 7.1'de görülmektedir. LES modelinin farklı ızgara ölçeği modelleri ve farklı hesaplama parametreleri kullanılarak yapılan çalışmaların birbirinden çok da farklı olmadığı anlaşılmaktadır. Sıcaklık ortalaması olarak probleme bakıldığında, çözümlene sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyumluluğu Test 1'de Test 2'ye oranla daha fazladır.

En fazla hata Test 2 ile yapılan hesaplamada $x=6D$ uzaklığında ve 0° konumunda görülmektedir. Deneysel sonuca göre göreceli hata %7,9'dur. daha önce yapılan

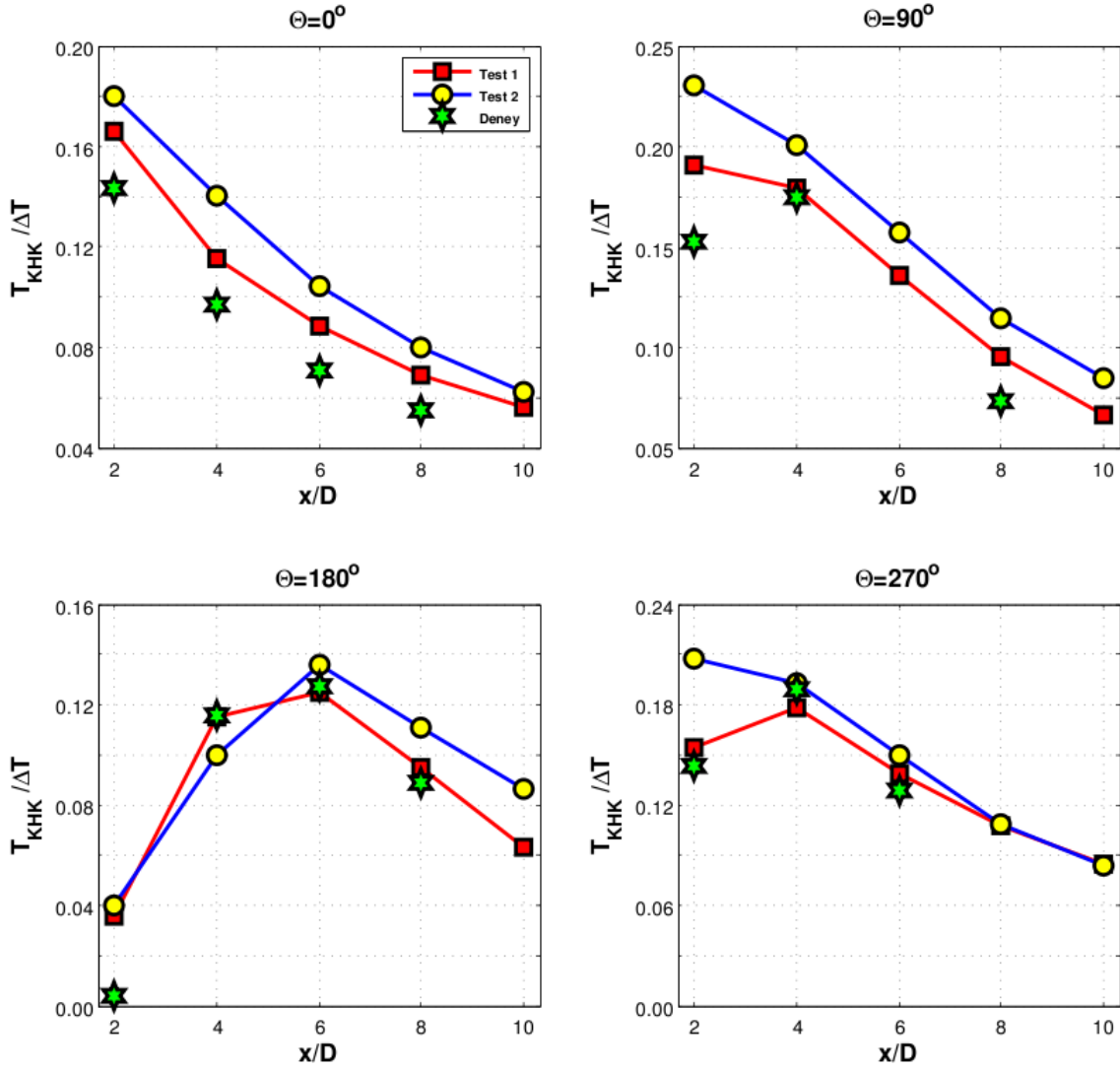
bir çalışmada (Westin et al., 2006), bu konum için toplamda %10'luk bir belirsizliğin olabileceği vurgulanmıştır. Bu çalışmada gözlemlenen göreceli hata çalışmada belirtilenden daha küçüktür.



Şekil 7.1. Belirli uzaklık ve açılardaki boyutsuz ortalama sıcaklıklar.

Hesaplamalar ile deneysel verilerin boyutsuz sıcaklık açısından KHK değerleri ile karşılaştırılması Şekil 7.2'de görülmektedir. Yine sonuçlar deneysel verilerle tutarlı seviyelerdedir. Test 1'in sonuçları Test 2'ye göre deneysel verilerle daha tutarlıdır. Yani ısı incelemede, hem ortalama sıcaklığın çözümlenmesi hem de çözümlenme

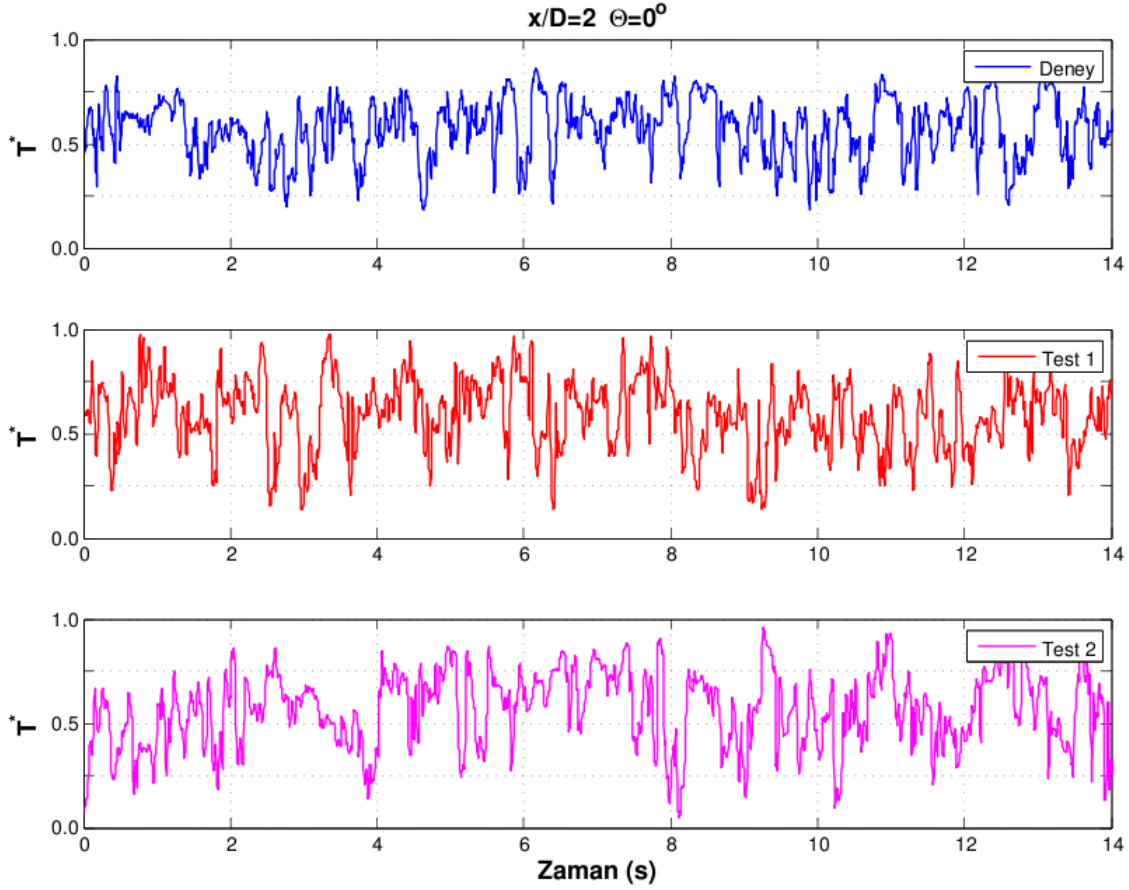
hatasının sıfır hataya yakınlığı bilgilerine bakarak, Test 1’de yapılan hesaplamanın daha başarılı olduğu söylenebilir.



Şekil 7.2. Belirli uzaklık ve açılardaki boyutsuz sıcaklıklar için KHK değerleri.

Isıl karışım problemlerindeki en önemli parametrelerden birisinin sıcaklık salınım frekansı olduğu önceki kısımlarda belirtilmişti. Bu etkiyi inceleyebilmek için “Hızlı Fourier Dönüşümü” (Fast Fourier Transform - FFT) en yaygın kullanılan tekniktir. İstatiksel hesaplamalarda sistemin güç yoğunluğunu bulmak için, bu algorithmadan sıkça yararlanır. Sistemin güç yoğunluğu, sistemdeki sabit ya da değişken bir büyüklüğün frekans miktarının ölçümünde kullanılır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen boyutsuz sıcaklık salınımları, deneysel ölçümlerde elde edilenlerle birlikte Şekil 7.3’te gösterilmiştir. Grafik sonuçları birbirinden çok farklı

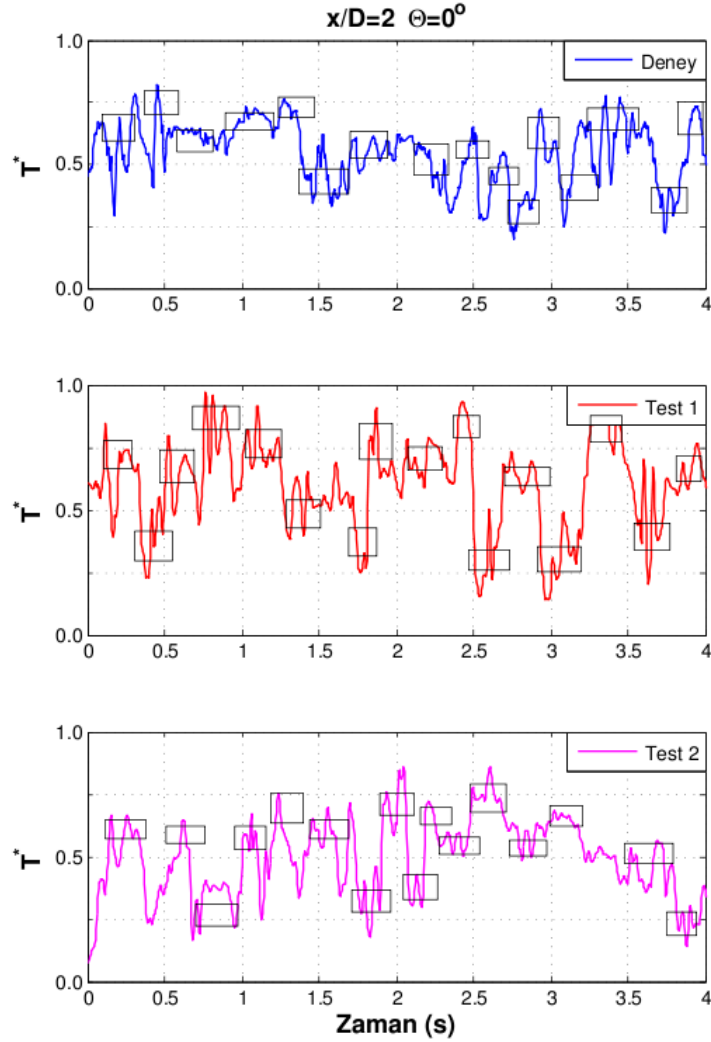
gibi görünse de aslında taşıdıkları bilgilerin hemen hemen aynı oldukları anlaşılmaktadır. Sistemdeki baskın olan frekanslar hesaplamalarda ve deneysel sonuçlarda hemen hemen aynıdır.



Şekil 7.3. $x=2D$ uzaklığında boyutsuz sıcaklık salınımı.

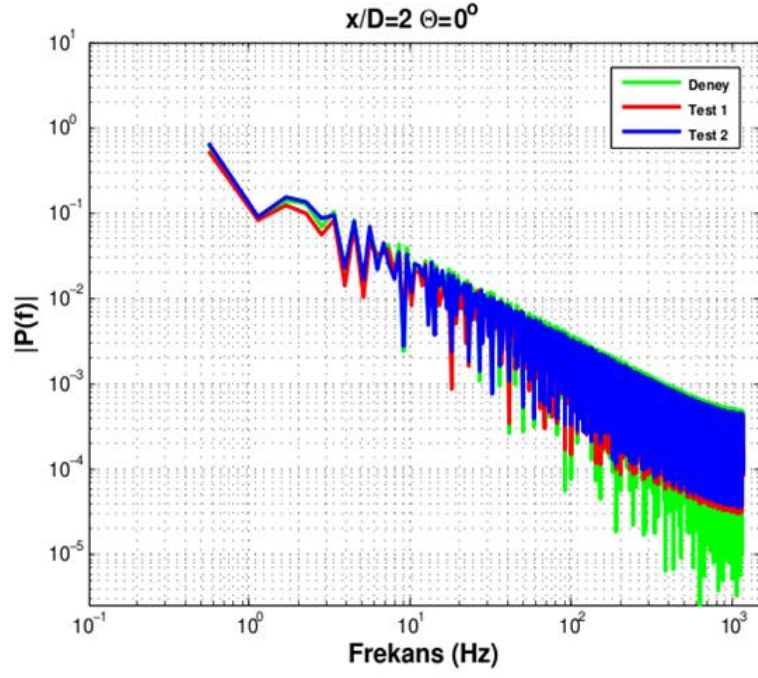
Şekil 7.4 de daha açık görülmektedir ki, sistemde baskın olan salınımların periyotları hesaplamalarda ve deneysel sonuçlarda yaklaşık eşittir. Ortalama olarak 4 saniyelik akış süresinde 16 tane baskın periyot olduğu kabul edilirse (periyotlar Şekil 7.4'te kutu içerisinde gösterilmiştir), bu salınımların frekansları 3-5 Hz civarında olduğu söylenebilir. Şekil 7.5'de sistemin frekansa bağlı güç yoğunluğu dağılımı görülmektedir. Güç yoğunluğu dağılımı elde edilirken gerekli ayıklama işlemleri uygulanmıştır. Sınır koşulları ve başlangıç zamanlarını ayarlamak için "hareketli ortalama" (running ya da moving average) uygulanmıştır. Çünkü, salınım periyodu küçük (frekansı büyük) olan sıcaklık salınımları malzeme açısından kritik durum oluşturmamaktadır. Malzeme, kısa periyotta meydana

gelen sıcaklık değişimini algılayamamaktadır. Zaten küçük periyotlu salınımların genliği de oldukça küçüktür. Bu da malzemede ısıl yorulmayı meydana getirecek bir durum oluşturmamaktadır. Asıl kritik durum frekansı küçük olan salınımlardır. Bu salınımların genliği de büyük olduğundan, malzemede ısıl çevrim sonucu yorulma yaratabilmektedir. Şekil 7.5'ten de anlaşıldığı gibi baskın olan frekanslar 3-5 Hz aralığındadır. Bu da sıcaklık salınım grafiğinde gözlenen frekans ile uyuşmaktadır.

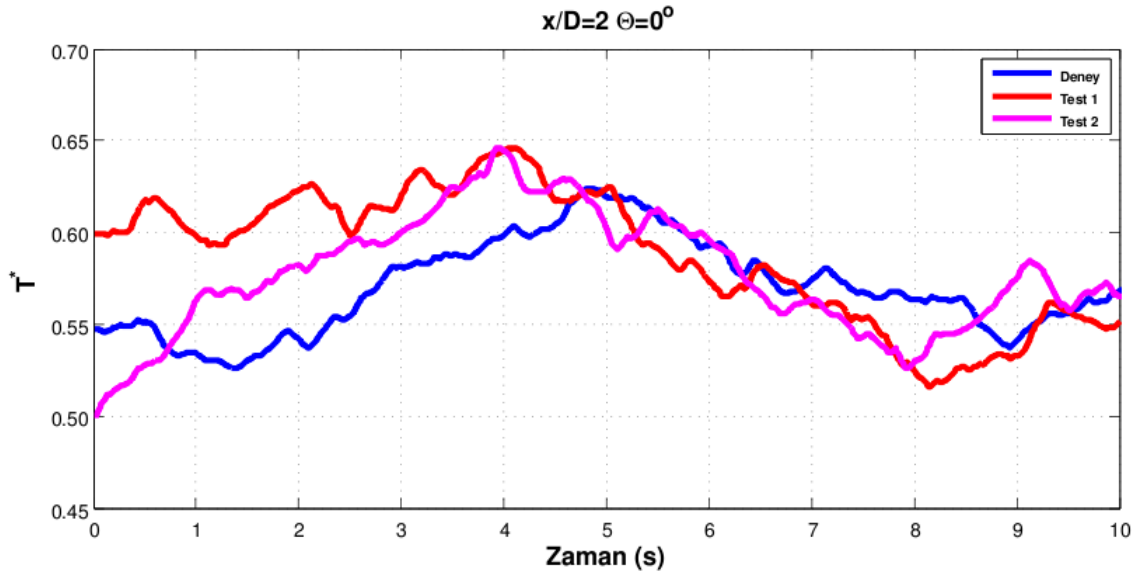


Şekil 7.4. Sistemde baskın olan boyutsuz sıcaklık salınım frekansları.

Hesaplamalar ile deneysel sonuçların uyumluluğu Şekil 7.6 da görölmektedir. Sıcaklık – zaman eğrisindeki küçük salınımlar yok edildiğinde aslında hesaplama ve deney sonuçları birbirlerine yakınsamaktadır.



Şekil 7.5. Sıcaklık salınımları için güç yoğunluğu dağılımı.



Şekil 7.6. Hareketli ortalama uygulanmış boyutsuz sıcaklık salınımları.

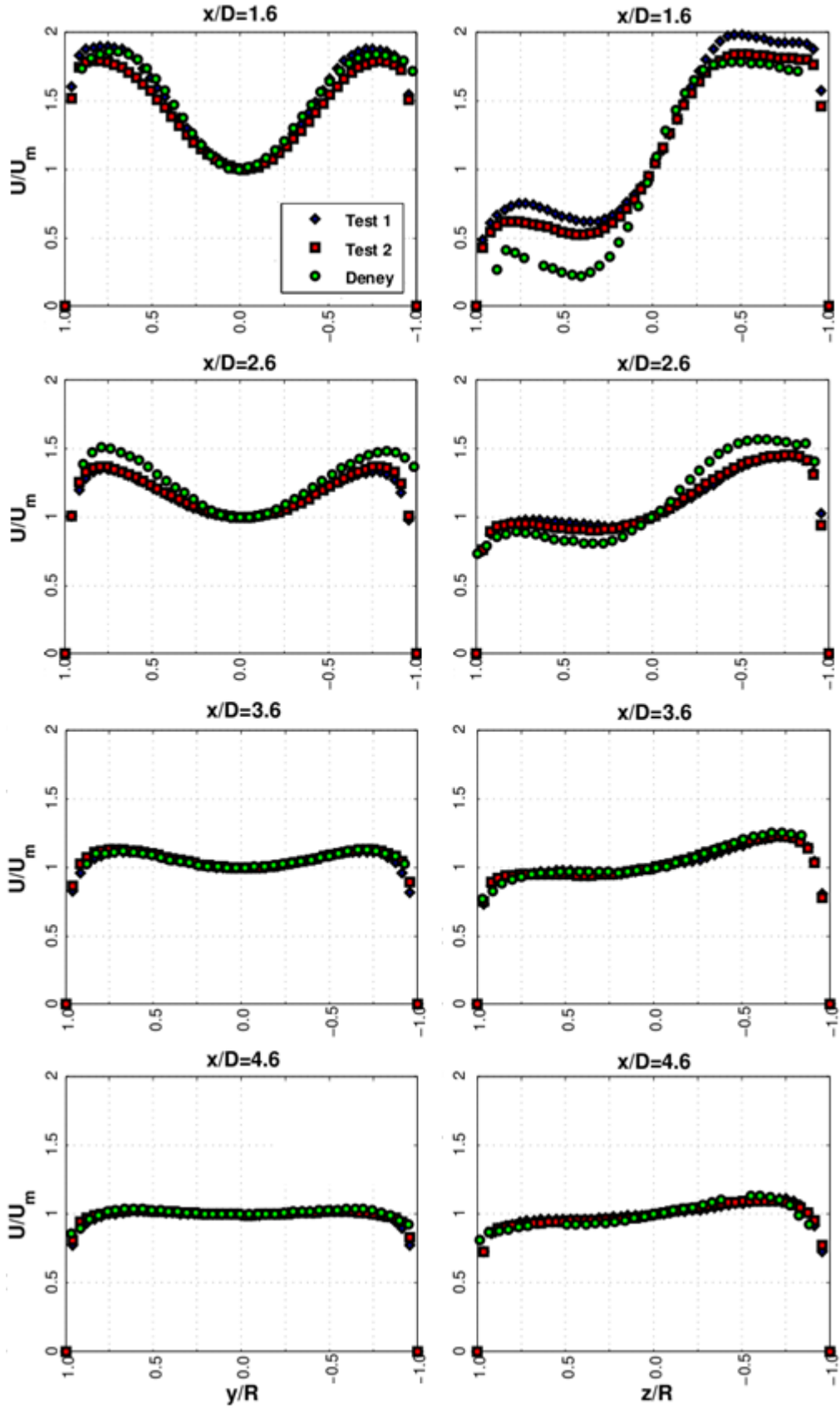
7.3. Farklı Testlerde Elde Edilen Hız Dağılım Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması

Şekil 7.7’de yatay ve dikey doğrultularda ve farklı uzaklıklarda ortalama (zaman üzerinden) hız dağılımları görülmektedir. Yan borudan gelen sıcak suyun yüksek momentumundan dolayı (ana borudaki akışın momentumuna oranla), borunun üst bölgesinde, ana borudan gelen akış perdelenmektedir. Dolayısıyla yan borudan giren akış, perdelemeyen dolayı borunun üst kısmındaki hız büyüklüğünü azaltmıştır. Bu durum beklenen bir davranıştır. Önceki kısımlarda, yan borudan giren akışkanın hızının, sıcaklık salınım frekansını etkilediğinden bahsedilmişti. Ana borudan gelen akışkan, karışım bölgesinde ne kadar çok perdelenirse, sıcaklık salınım frekansı da o kadar küçülmektedir. Yani karışım bölgede bir noktadaki sıcaklığın değişim periyodu artmaktadır. Bu da o noktanın maruz kaldığı ısı yükünün şiddetini artıracaktır.

Deneysel sonuçlar ile hesaplamalardan elde edilen sonuçlar hız dağılımı bakımından incelendiğinde, en çok farklılık $x=1.6D$ uzaklığında dikey doğrultuda görülmektedir. Sonuçların, tek bir çizgi üzerindeki zaman ortalamalı değişkenlerin karşılaştırılması şeklinde değil de, hem alan hem de zaman üzerinden ortalamalarıyla karşılaştırılması şeklinde olması çok daha uygun olur. Başka bir deyişle, sıcak suyun ana boruya girdiği andan itibaren, akışkan hızının sadece z doğrultusundaki bileşeni değil, hem z ve hem de y doğrultularındaki hızları göz önünde bulundurulmalıdır. Deneysel verilerin kısıtlı olması bu açıdan bir karşılaştırmayı mümkün kılmamaktadır.

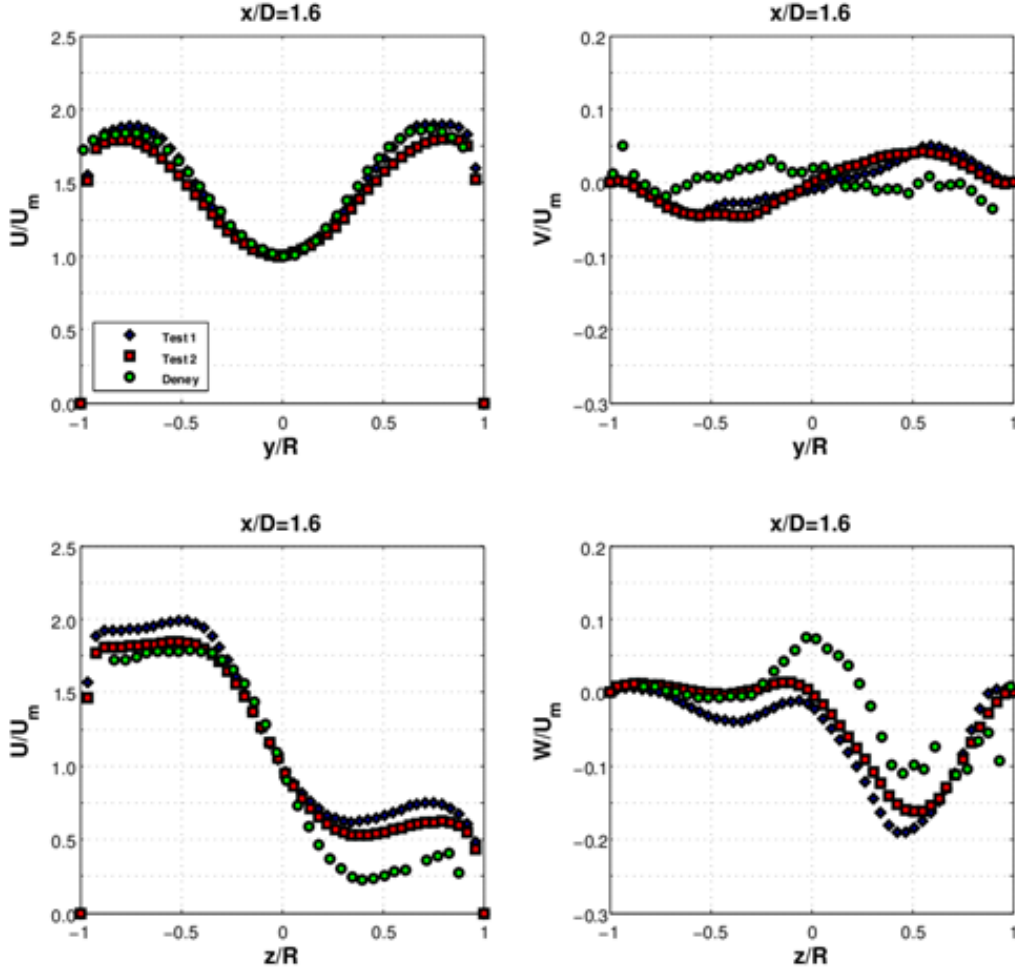
Yine Şekil 7.7’de görüldüğü gibi, karışımdan sonra akışkan yeniden ısı ve hidrolik dengeye gelmeye başlamıştır. Yaklaşık $x=3.6D$ uzaklığından itibaren akış denge konumuna gelmeye başlamıştır.

Gerek yatay gerekse dikey doğrultuda hesaplamalar ile deneysel sonuçlar uyumludur. Deneysel verinin alınma frekansının hesaplamadakine göre düşük olması hatayı artırmıştır. Deneysel verinin düşük frekansta alınması, sistemdeki küçük hız salınımlarının ölçülememesi demektir. Bu sebepten, veriler işlenirken “hareketli ortalama” işlemi uygulanmıştır.



Şekil 7.7. Yatay (solda) ve dikey (sağda) doğrultulardaki hız dağılımları (U: x doğrultusundaki hız bileşeni).

Şekil 7.8’de, $x=1.6D$ uzaklığında, x , y ve z yönündeki ortalama hız bileşenleri karşılaştırılmıştır. Hızların y ve z bileşenleri birbirinden farklı gibi görünse de, baskın hız bileşeninin (x doğrultusundaki hızın) büyüklüğü göz önünde bulundurulursa, sonuçlar birbirlerine yakın mertebelindedir.

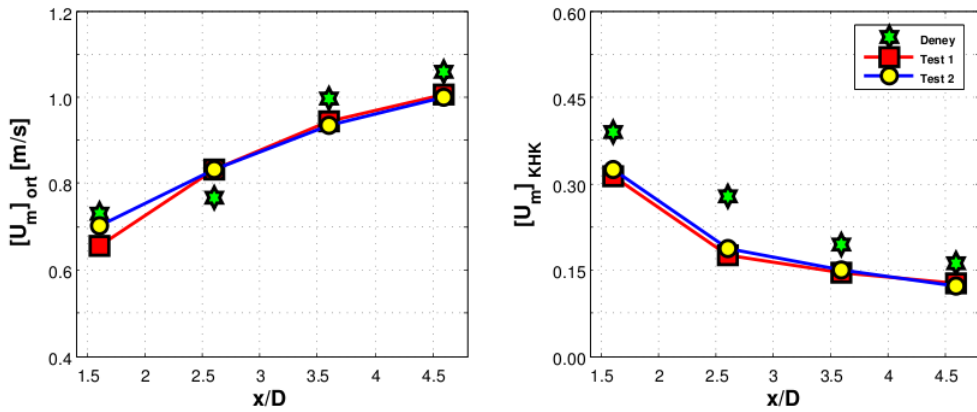


Şekil 7.8. Ortalama Hız bileşenlerinin yatay (üstte) ve dikey (altta) doğrultudaki dağılımları (U : x doğrultusundaki hız, V : y doğrultusundaki hız, W : z doğrultusundaki hız bileşenleri).

Hız dağılımı bakımından incelendiğinde, en çok farklılığın $x=1.6D$ uzaklığında dikey doğrultuda görüldüğü yukarıda belirtilmişti. Şekil 7.8’deki dağılımlar da bunu desteklemektedir. Karışım bölgesinin hemen yakınlarında ($x=1.6D$) akışkan hızının z ve y bileşenleri için hız dağılımlarına bakıldığında (Şekil 7.8’de sağ

sütun), hesaplamaların, kendi aralarında tutarlı ama deneysel verilerle biraz farklılıklarının olduğu görülmektedir. Hem z hem de y doğrultusundaki hız bileşenlerinin farklı olması, kesit alan üzerinden normalize edilmiş hız büyüklüğünün hemen hemen aynı olacağını göstermektedir. Normalize edilmiş hız büyüklüğünün tutarlı olup, hız bileşenlerinin farklılık göstermesinin en büyük nedeni ise başlangıçta uygulanan hız dağılımının deneydeki dağılım ile aynı olmamasındandır.

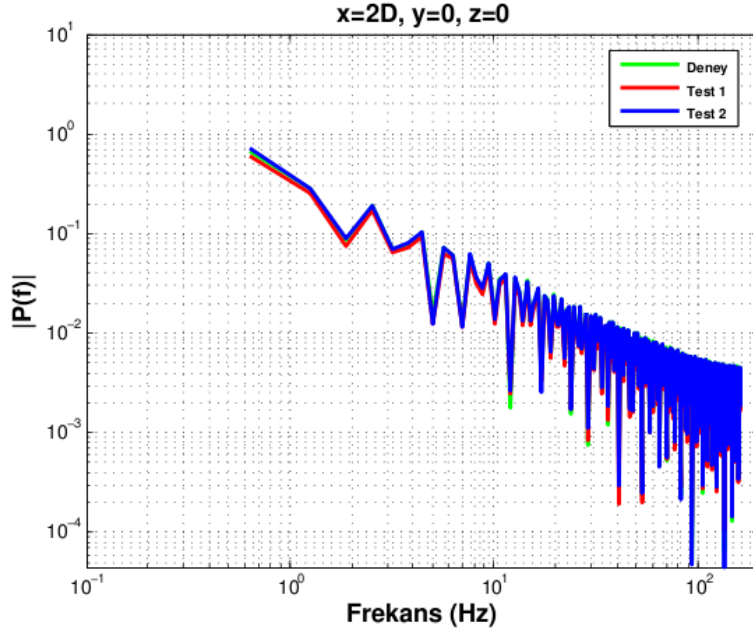
Şekil 7.9'da x eksenini doğrultusundaki merkez hızın ortalama ve KHK değerleri grafiklenmiştir. Sonuçlar birbirleriyle uyumludur. Deneysel verilerin az ve veri alma frekansının düşük olması, deneysel verilerle hesaplama arasındaki farklılığı etkileyen faktörlerdendir. Ayrıca daha önce de belirtildiği gibi, özellikle hız büyüklüğünün tayininde, sınır ve başlangıç koşullarının önemi oldukça fazladır. Deneyde kullanılan sınır ve başlangıç parametrelerinin tam doğrulukta hesaplama aktarılması oldukça zordur. Deneyde ölçülen ve hesaplama sınır koşulu oluşturan büyüklükler kesit alan üzerinden ortalama ile elde edilmiştir. Dolayısıyla tam dağılım elde edilirken bir miktar hata payı eklenmektedir. Keza başlangıç koşulları yönünden problem incelendiğinde, deneysel veriler ile hesaplanan büyüklükler aynı zaman aralığında ve aynı frekansta alınmadığından, yine hatayı artırıcı bir etkisi olacaktır.



Şekil 7.9. Merkez hızın x eksenini doğrultusundaki bileşeninin ortalama ve KHK değerleri.

Yapılan bir çalışmada (Westin et al., 2006) da belirtildiği gibi toplamda üst ve yan kısımlar için yaklaşık %10, alt kısım içinse %15 civarında hata payı olabilmektedir.

Hesaplama sonuçlarına bakıldığında en fazla toplam hata, Test 1 ile yapılan çözümlemede $x=1.6D$ uzaklığında %10 olarak hesaplanmıştır.



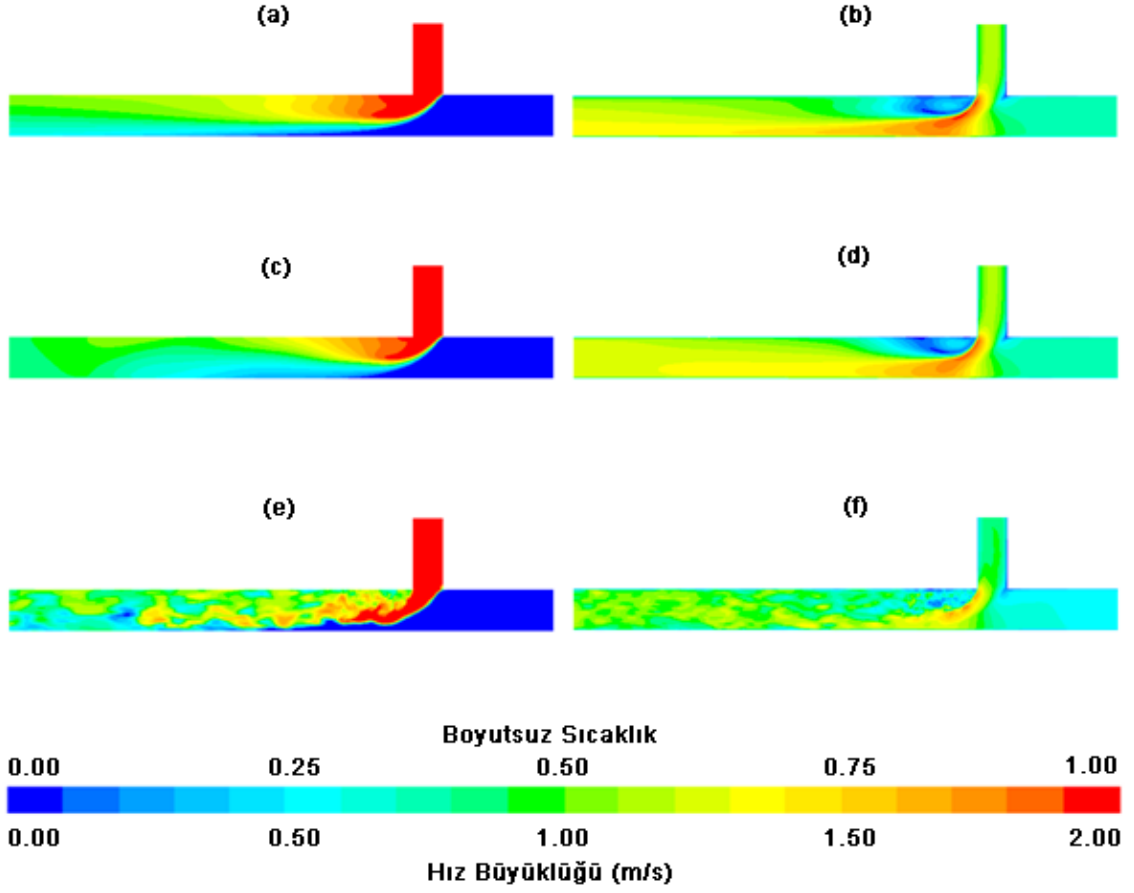
Şekil 7.10. Merkez hızın x bileşeni için güç yoğunluğu dağılımı.

Şekil 7.10'da merkez hızın x bileşeni kullanılarak elde edilmiş "Güç Yoğunluğu" dağılımı görülmektedir. Yine sıcaklık salınımlarında da uygulandığı gibi, ana etkiyi gözlemleyebilmek için hareketli ortalama işlemi uygulanmıştır. Hareketli ortalamanın periyodu, sıcaklık için yapılan işlemdekiyle aynıdır. Baskın olan etkinin frekansı 2-6 Hz aralığındadır. Buda sıcaklık salınım güç yoğunluğunun en yüksek olduğu frekans aralığıyla örtüşmektedir.

7.4. Zamandan Bağımsız Çözümleme Sonuçları

Şekil 7.11'de açıkça görülmektedir ki, LES modeli türbülans karakteristiklerini çözümlemede, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklem sistemlerini zamana bağlı ya da zamandan bağımsız olarak çözen modellere kıyasla oldukça başarılıdır. LES modeli dışındaki çözümler kanal malzemesi üzerinde oluşan sıcaklık ve hız salınımlarını değil de ortalama dağılımları vermektedir (Şekil 7.11).

Şekil 7.11'de (f) şekline bakıldığında, birleşim bölgesinde, hız gradyanının çok büyük olduğu görülmektedir. Akıştaki bu etki, türbülans kararsızlığını oluşturmakta ve rastgele akış davranışına sebep olmaktadır. Aynı zamanda akışın termal dengeye gelme uzaklığını artırmaktadır.



Şekil 7.11. Orta kesitteki boyutsuz sıcaklık (sol sütün) ve hız (sağ sütün) büyüklükleri dağılımları [(a),(b): RANS, (c),(d): URANS, (e),(f): LES].

8. TARTIŞMA ve YORUM

Bu çalışmanın konu aldığı problem, OECD/NEA (Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü / Nükleer Enerji Ajansı) tarafından yürütülen, bir “karşılaştırılmalı değerlendirme (benchmark)” çalışması kapsamındadır. Yapılan “kapalı benchmark” çalışmasının sonuçları yayınlanmıştır. Yaklaşık otuz katılımcı sonuçlarını bildirmişlerdir. Katılımcıların kullandıkları model, yazılım ve hacim elemanı sayısı gibi parametreleri birbiriyle farklılıklar göstermektedir. Bu tez kapsamında yapılan hesaplamaların sonuçları diğer katılımcılarla karşılaştırıldığında, gerek sıcaklık tayini, gerekse de hız tayini çözümlerinde gayet başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Üstelik sıcaklık tayini deneysel sonuçlarla tutarlı olan çalışmada 25 milyon gibi çok sayıda hacim elemanı kullanılmıştır. Ve buna rağmen aynı başarıyı hız tayininde gösterememiştir. Bu tezde yapılan hesaplamada sadece 0.92 milyon hacim elemanı kullanılarak makul sonuçlar elde edilmiştir. Fazla hacim elemanı kullanılarak yapılan hesaplamalar çok fazla çözümlene zamanı almaktadır. Dolayısıyla kullanılan hacim elemanı sayısının da makul seviyelerde olması gerekmektedir.

Ortalama boyutsuz sıcaklık tayininde, deney sonuçlarına göre göreceli maksimum hata, $x=6D$ uzaklığında 0° 'de Test 2 ile yapılan çalışmada, %7.9 olarak saptanmıştır. Aynı noktada Test 1 ile yapılan çözümlerde hata %4 olarak bulunmuştur.

Ortalama merkez hız tayininde ise en fazla hata Test 1 ile yapılan çözümlere sonucunda $x=1.6D$ uzaklığında %9.9 olarak bulunmuştur. Aynı noktada Test 2 ile yapılan çözümlerde %5'lik hata saptanmıştır.

Test 1 ile Test 2 çözümlerinde kullanılan türbülans modeli LES modelidir. Fakat her iki çözümlerde iki önemli farklılık mevcuttur. Bunlardan ilki, alt ızgara ölçeğindeki çalkantılar için kullanılan viskozite modelidir. İkinci farklılık ise akış için çözülen denklemlerin çözülme sırası ve çözüm şeklindeki farklılıklardır. Test 1'de iteratif çözümlere seçilirken Test 2'de iteratif olmayan çözümlere seçilmiştir.

Sıcaklık ve hız salınımları için yapılan incelemede bu iki çözümlerde bir miktar farklılık gözlenmiştir. Seçilen alt ızgara modeli ya da numerik yaklaşımın daha iyi

olduğundan bahsetmek yerine Test 1 ile Test 2’de kullanılan parametrelerin uygunluğundan bahsetmek daha uygun olur. Bu iki Test’in performansı incelenirken, sıcaklık tayininde Test 1, hız tayininde de Test 2 ile yapılan hesaplamalar deneysel sonuçlar ile daha uyumludur. Her iki çözümlemede de deneysel sonuçlara göre göreceli hata %10’un altındadır. Yapılan bir çalışmada (Westin, 2008), benzeri çalışmalarda sayısal ve sistematik olmak üzere toplamda %10’luk bir hatanın makul olduğu belirtilmiştir.

Sistemde sıcaklık ve hız salınımları için güç yoğunluğu dağılımlarına bakıldığında, sistemde etkisi en fazla olan salınımların frekans aralığının her iki dağılımda da birbirleriyle tutarlı olduğu görülmüştür. Salınım frekansı 3-5 Hz civarında olan sıcaklık dalgalanmalarının ısı yorulmaya etkisi en fazladır. Aynı şekilde salınım frekansı 2-6 Hz civarında olan hız dalgalanmaları ısı yükünün şiddetini artırmaktadır. Bu frekans aralığı literatürdeki aralık ile örtüşmektedir. Ayrıca salınımlar için güç yoğunluğu grafiğine bakıldığında, eğimin sabit olduğu “inertial subrange” bölgesi görülmektedir. Eğim eğrisi kolmogorov eğrisiyle örtüşmektedir.

Çalışma sonucunda LES türbülans modelinin, ısı karışım problemlerinde başarılı sonuçlar verebildiği görülmüştür. Bunun yanı sıra RANS ve URANS modelleri ile yapılan çözümlerinde bu modeller ile yapılan çözümlerinin sadece ortalama dağılım hakkında bilgi verebildiği gözlemlenmiştir. Bu modeller türbülans davranışlarını yakalayamamaktadırlar. Hız ve sıcaklık salınımları hakkındaki bilgiyi doğru verememektedirler.

KAYNAKLAR

Bilimsel periyodikler:

Coste, P., Quemere, P., Roubin, P., Emonot, P., Tanaka, M., Kamide, H., 2008. Large Eddy simulation of highly fluctuational temperature and velocity fields observed in mixing-tee experiment. Nucl. Technol. 164, 76–88.

Frank, Th.; Lifante, C.; Prasser, H.-M., Menter, F., 2009. Simulation of turbulent and thermal mixing in T-junctions using URANS and scale-resolving turbulence models in ANSYS CFX, Nuclear Engineering and Design 240, 2313-2328.

Fukushima, N., Fukagata, K., 2003. Numerical and experimental study on turbulent thermal mixing in a T-junction flow. In: Proceedings of the sixth ASME-ISME Thermal Engineering Joint Conference TED-AJ03-582.

Gelineau, O., Sperandio, M., Simoneau, J.P., Hamy, J.M., Roubin, P.H.L., 2002. Thermomechanical and thermalhydraulic analyses of a T-junction using experimental data, in IAEA-TECDOC-1318, pp. 31–62.

Howard, R.J.A., Pasutto, T., 2009. The effect of adiabatic and conducting wall boundary conditions on LES of a thermal mixing tee. NURETH-13.

Hu, L.-W., Kazimi, M.S., 2006. LES benchmark study of high cycle temperature fluctuations caused by thermal striping in a mixing tee. Int. J. Heat Fluid Flow 27, 54–64.

Igarashi, M., Tanaka, M., 2003. Study on fluid mixing phenomena for evaluation of thermal striping in a mixing tee. In: Proceedings of the 10th International Toping Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-10), Korea.

Jayaraju S.T., Komen E.M.J. and Baglietto E., 2010. Suitability of wall-functions in large eddy simulation for thermal fatigue in a T-junction, Nuclear Engineering and Design

Kuczaj, A.K., Komen, E.M.J., 2008. Large-Eddy Simulation Study of Turbulent Mixing in a T-junction. XCFD4NRS, Grenoble, France, September 10–12, 2008, Paper MIX-08.

Kuczaj, A.K., Komen, E.M.J., Loginov, M.S., 2010. Large eddy simulation study of turbulent mixing in a t-junction. Nuclear Engineering and Design.

Lee, J.I., Hu, L., Saha, P., Kazimi, M.S., 2009. Numerical analysis of thermal striping induced high cycle thermal fatigue in a mixing tee. Nucl. Eng. Des. 239, 833–839.

Naik-Nimbalkar V.S., Patwardhan A.W., Banerjee I., Padmakumar G. and Vaidyanathan G., 2010. Thermal mixing in T-junctions, Chem. Eng. Sci. 65 (2010), pp. 5901–5911.

Odemark, Y., Green, T.M., Angele, K., Westin, J., Alavyoon, F., Lundstrom, S., 2009. High-cycle thermal fatigue in mixing tees: new LES validated against new data obtained by piv in the vattenfall experiments. ICONE-17.

Pasutto, T., Peniguel, C., Sakiz, M., 2005. Chained computations using an unsteady 3d approach for the determination of thermal fatigue in a t-junction of a PWR nuclear plant. International Congress on Advances in Nuclear Power Plants.

Pasutto, T., Peniguel, C., Stephan, J.M., 2007. Effects of the upstream elbows for thermal fatigue studies of PWR t-junction using les. ICONE-15.

Simoneau J.P., Champigny J. and Gelineau O., 2010. Applications of large eddy simulations in nuclear field, Nucl. Eng. Des. 240 pp. 429–439.

Sroka, L.M., Forney, L.J., 1989. Fluid mixing with a pipeline tee: theory and experiment. AIChE J. 35 (3), 406–414.

Stephan J. M., Curtit F., 2005. Mechanical aspects concerning thermal fatigue initiation in the mixing zones of piping, 18th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT 18) Beijing, China, SMiRT18-F03-6

Walker, C., Simiano, M., Zboray, R., Prasser, H.M., 2009. Investigations on mixing phenomena in single-phase flow in a t-junction geometry. Nuclear Engineering and Design 239, 116–126.

Westin, J., Alavyoon, F., Andersson, L., Veber, P., Henriksson, M., Andersson, C., 2006. Experiments and unsteady CFD-calculations of thermal mixing in a T-junction. In: OECD/NEA/IAEA Workshop on the Benchmarking of CFD Codes for Application to Nuclear Reactor Safety (CFD4NRS), Munich, Germany, pp. 1–15.

Westin, J., Veber, P., Andersson, L., t Mannetje, C., Andersson, U., Eriksson, J., Hendriksson, M., Alavyoon, F., Andersson, C., 2008. High-cycle thermal fatigue in mixing Tees. Large-Eddy simulations compared to a new validation experiment. In: 16th Int. Conf. On Nuclear Engineering (ICONE-16), Florida, Orlando, USA, 11-15 May, pp. 1-11, Paper No. 48731.

Kitaplar ve Diğer Dokümanlar

Tennekes, H., Lumley, J.L., 1972. A First Course in Turbulence, Cambridge, MA: MIT Press, ISBN 0-262-20019-8

Ferziger J. H., Peric M., 2002. Computational methods for fluid dynamics, Springer, ISBN 3-540-42074-6.

Advanced Fluent Training Turbulence, “Turbulence Modeling Option in Turbulence, April 2005)

Apte S. V., Introduction to turbulence modeling techniques, ME569 (Turbulence)

Fluent 6.3 User’s Guide, September 2006.

İnternet (www/ftp) kaynakları:

Üsküdar Mühendislik, <http://tersane.uskudar.biz/makaleler/had.htm>

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hüseyin AYHAN

Doğum Yeri : Kızılcahamam / ANKARA

Doğum Yılı : 1985

Medeni Hali : Bekar

Eğitim ve Akademik Durumu : Hacettepe Ün. Nükleer Enerji Müh. Y. Lisans

Lise : Atatürk (Anadolu) Lisesi (1999 – 2003) Çankaya / ANKARA

Lisans : Hacettepe Ün. -- Nükleer Enerji Müh. (2003 – 2008) ANKARA

Yabancı Dil : İngilizce

İş Tecrübesi : (09/01/2009 - ..) Araştırma Görevlisi – Hacettepe Üniversitesi - Nükleer Enerji Müh.