

**DIŞ TÜRBÜLANSIN
AKIŞ ve ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİ
ÜZERİNE ETKİLERİNİN
SAYISAL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Hıfzı Arda ERŞAN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DIŞ TÜRBÜLANSIN
AKIŞ ve ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN
SAYISAL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Hıfzı Arda ERŞAN

Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

BURSA – 2012
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Hıfzı Arda ERŞAN tarafından hazırlanan “Dış Türbülansın Akış ve Isı Transferi Karakteristikleri Üzerine Etkisi” adlı tez çalışması aşağıdaki juri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ / DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT

İkinci Danışman : -----

Başkan : Prof. Dr. Atakan AVCI
Uludağ Ü. Müh. ve Mim. Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
İmza

Üye : Doç. Dr. İhsan KARAMANGİL
Uludağ Ü. Müh. ve Mim. Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü
İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT
Uludağ Üniversitesi Müh. ve Mim. Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü
İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Kadri ARSLAN

Enstitü Müdürü

.... / /

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

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

beyan ederim.

13 / 02 / 2012

İmza

Hıfzı Arda ERŞAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DIŞ TÜRBÜLANSIN

AKIŞ ve ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN

SAYISAL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Hıfzı Arda ERŞAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT

Bu çalışmada giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkileri ANSYS CFX yazılımı kullanılarak bazı temel ve uygulama geometrileri için sayısal olarak araştırılmıştır. Düzlem levha, geri basamak akışı ve silindir üzerinden akış temel akış geometrileri olarak ve 90 derece dirsek, IEA ANNEX 20 odası ve Ahmed basitleştirilmiş araç modeli üzerinden akışta uygulama geometrileri olarak göz önüne alınmıştır. Akış sürekli ve sıkıştırılamaz olarak kabul edilmiştir. Tüm akış modellerinde Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemlerine dayalı Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri kullanılarak deneysel verilerle en uyumlu türbülans modelleri tespit edilmiş, daha sonra türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin etkileri bu uygun model kullanılarak araştırılmıştır. Yalnızca düzlem levha akışı için yukarıdaki modellere ek olarak laminlerden türbülansa geçiş modeli olan Gamma-Theta modeli de kullanılmıştır. Göz önüne alınan tüm geometrilerdeki akışta dış türbülansın akış ve ısı transferi üzerine etkileri hesaplanarak literatürdeki deneysel ve sayısal verilerle karşılaştırılmıştır.

Keywords: Giriş Türbülans Şiddeti, Giriş Türbülans Uzunluk Ölçeği, Sıfır Basınç Gradyenli Akış, Ayrılmış Akış, 90 Derece Dirsek, Isı Transferi, IEA ANNEX 20 Odası, Ahmed Modeli, Türbülans Modelleri, HAD

2012, xix+184 sayfa

ABSTRACT

MSC Thesis

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THE OUTER TURBULENCE IN FLUID FLOW and HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS

Hıfzı Arda ERŞAN

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Science
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Erhan PULAT

In this study, the effects of inlet turbulence intensity and length scale in fluid flow and heat transfer characteristics are investigated numerically for some basic and application geometries by using ANSYS CFX software. Flow over flat plate, backward-facing step flow and circular cylinder have been considered as basic flow geometries and 90 degree bend flow, ANNEX 20 room and flow over Ahmed simplified vehicle model have also been considered as application geometries. It is assumed that flow is steady and incompressible. The most consistent turbulence model with experimental values has been determined by using Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω and SST on Reynolds averaged Navier-Stokes equations based for all flow geometries and then the effects of turbulence intensity and length scale have been investigated by using only this suitable model. In addition to above turbulence models, Gamma-Theta transitional model has also been used for only flow over flat plate case. The effect of outer turbulence in fluid flow and heat transfer characteristics for all considered geometries have been computed and compared with experimental and numerical results in literature.

Keywords: Inlet Turbulence Intensity, Inlet Turbulence Length Scale, Zero pressure gradient flow, separated flow, 90 Degree Bend Flow, IEA ANNEX 20 room, Ahmed Model, Turbulence Models, CFD

2012, xix+184 pages

TEŞEKKÜR

Tüm öğrenimim boyunca bende emeği geçen Annem başta olmak üzere tüm aileme ve desteğini her zaman yanımda hissettiğim canım İpek'ime tüm kalbimle teşekkür ederim. Bu tezin ortaya çıkarılmasında emeğini ve vaktini hiçbir zaman esirgemeyen değerli Hocam Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT' a ayrıca teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Hıfzı Arda ERŞAN

13 / 02 / 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
1. GİRİŞ	1
1.1. Türbülanslı Akışlar	3
1.2. Türbülans Şiddeti (Intensity).....	5
1.3. Türbülans Oluşturma Sistemleri.....	8
2. KAYNAK ÖZETLERİ	11
2.1. Düzlem Plaka	11
2.2. Geri Basamak Akışı.....	16
2.3. Silindir Üzerinden Dış Akış	18
2.4. 90 Derece Dirsek	20
2.5. ANNEX 20 Odası.....	23
2.6. Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli.....	28
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	33
3.1. HAD Tarihi.....	34
3.2. HAD Matematiği	34
3.3. HAD İşleyişi.....	35
3.4. ANSYS CFX R13	38
3.5. Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri.....	38
3.6. Türbülans ve Türbülans Modelleme.....	39
3.7. İstatistiksel Türbülans Modelleri.....	40
3.8. Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri.....	41
3.9. Eddy Viskozitesi Modelleri	44
3.10. İki Denklemlili Türbülans Modelleri	45
3.10.1. Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli.....	45
3.10.2. RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli	47
3.10.3. Standart $k-\omega$ türbülans modeli.....	48
3.10.4. SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli	49

3.10.5.	Harmanlama fonksiyonları (Blending Functions).....	50
3.10.6.	GAMMA THETA türbülans modeli (Geçiş türbülans modeli)	51
3.11.	Duvar Yakını Modellemesi.....	53
3.11.1.	Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (Scalable wall function)	58
3.11.2.	Otomatik duvar yakını davranışı (Automatic near wall treatment).....	61
3.12.	Tanımlanan Boyutsuz Sayılar	66
3.13.	ANSYS CFX Programında Çözüm Metodu.....	69
3.13.1.	Sonlu hacimler yöntemi.....	69
4.	BULGULAR ve TARTIŞMA	72
4.1.	Düzlem Plaka	72
4.1.1.	Geometrik model.....	73
4.1.2.	Sayısal model	73
4.1.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	74
4.1.4.	Sonuçlar ve tartışma	75
4.2.	Geri Basamak	80
4.2.1.	Geometrik model.....	80
4.2.2.	Sayısal model	81
4.2.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	81
4.2.4.	Sonuçlar ve tartışma	83
4.3.	Silindir Üzerinden Dış Akış	91
4.3.1.	Geometrik model.....	91
4.3.2.	Sayısal model	92
4.3.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	93
4.3.4.	Sonuçlar ve tartışma	95
4.4.	90 Derece Dirsek	99
4.4.1.	Geometrik model.....	99
4.4.2.	Sayısal model	100
4.4.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	100
4.4.4.	Sonuçlar ve tartışma	102
4.5.	ANNEX20 Odası.....	112
4.5.1.	Geometrik model.....	112
4.5.2.	Sayısal model	112
4.5.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	118
4.5.4.	Sonuçlar ve tartışma	119
4.6.	Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli.....	151
4.6.1.	Geometrik model.....	152

4.6.2.	Sayısal model	152
4.6.3.	Sınır koşulları ve sayısal yöntem	153
4.6.4.	Sonuçlar ve tartışma	154
5.	SONUÇLAR.....	172
6.	KAYNAKLAR	176
7.	ÖZGEÇMİŞ	184

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
d_h	Hidrolik Çap
ε	Türbülans Kinetik Enerji Yayılımı
k	Türbülans Kinetik Enerjisi, Isı iletim katsayısı
LS	Türbülans uzunluk ölçeği
μ	Vizkozite
μ_{eff}	Efektif vizkozite
μ_t	Türbülans Vizkozitesi
ρ	Yoğunluk
P	Basınç
Re	Reynolds Sayısı
Re_{dh}	Hidrolik çapa göre tanımlanmış Reynolds sayısı
Re_x	Yerel Reynolds sayısı
Re_{θ_t}	Momentum kalınlığına göre tanımlanmış geçiş Reynolds sayısı
Nu	Yerel Nusselt sayısı
Nu_0	Ortalama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
D	Çap
PD	Yüzde Memnuniyetsizlik
C_{dp}	Şekil sürüklenme katsayısı
C_{df}	Cidar sürüklenme katsayısı
C_d	Sürüklenme katsayısı
F_{dp}	Şekil sürüklenme kuvveti

F_{df}	Cidar sürüklenme kuvveti
C_p	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi
C_f	Akışkan sürtünme katsayısı
R_{ij}	Reynolds gerilmeleri tensörü
τ_w	Duvar kayma gerilmesi
p'	Modifiye basınç
C_μ	Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\epsilon 1}$	Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\epsilon 2}$	Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
C_k	Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
C_ϵ	Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\epsilon 1 RNG}$	RNG k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\epsilon 2 RNG}$	RNG k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
ω	Türbülans frekansı
Ω	Vorticity
St	Stanton Sayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
Tu	Türbülans Şiddeti
$\bar{U}$	Ortalama hız
u	x yönündeki hız bileşeni
u'	Ortalama hızdan sapmanın x bileşeni
$\bar{u}$	Ortalama hız x bileşeni
u_0	Giriş hızı
δ	Sınır tabaka kalınlığı
X_r	Yeniden bağlanma uzunluğu
v	y yönündeki hız bileşeni
w	z yönündeki hız bileşeni

β'	Standart k- ω Türbölans Modeli Sabiti
β	Standart k- ω Türbölans Modeli Sabiti
Ar	Archimedes sayısı
α	Standart k- ω Türbölans Modeli Sabiti
σ_k	Standart k- ω Türbölans Modeli Sabiti
σ_ω	Standart k- ω Türbölans Modeli Sabiti
y^+	Cidardan boyutsuz uzaklık
ν	Kinematik viskozite
γ	Intermittency
u^+	Boyutsuz hız
u_t	Teğetsel hız
u_τ	Sürtünme hızı
K	Von Karman sabiti

Kısaltmalar	Açıklama
BSL k- ω	BSL k- ω Türbülans Modeli
CAD	Computer Aided Design
DNS	Direct Numerical Simulation
GT	Gamma Theta Türbülans Modeli
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
LDA	Laser Doppler Anemometer
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG k- ϵ	RNG k- ϵ Türbülans Modeli
SAS	Scale Adaptive Simulation
SST	SST k- ω Türbülans Modeli
Std. k- ϵ	Standart k- ϵ Türbülans Modeli
Std k- ω	Standart k- ω Türbülans Modeli

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Küre üzerinden akış: (a) Reynolds sayısı = 15,000; (b) Reynolds sayısı = 30,000, türbülans oluşturuca ızgara ile birlikte (Dyke 1982).....	1
Şekil 1.2. Türbin kanadı ard akışı (Mayle ve ark. 1991).....	2
Şekil 1.3. Araç ard akışı (POWERFLOW ile gerçekleştirilmiş Tatuus Motorsport' un yarış arabası dış aerodinamik simülasyonu).....	2
Şekil 1.4. Düzlem plaka üzerinde sınır tabaka ve potansiyel akış bölgesi.....	4
Şekil 1.5. Türbülanslı sınır tabaka (Dyke 1982).....	4
Şekil 1.6. Re sayısının türbülansa geçişe etkisi.....	5
Şekil 1.7. Türbülans oluşturuca.....	9
Şekil 1.8. Türbülans oluşturma sistemi (Pininfarina Rüzgar Tüneli).....	9
Şekil 1.9. Türbülans oluşumunun sürüklenme katsayısı üzerine etkisi (Pininfarina Rüzgar Tüneli).....	10
Şekil 2.1. Laminerden türbülansa geçişte ısı transfer katsayısının değişimi (Incropera ve Dewitt 2004).....	11
Şekil 2.2. Türbülansa geçiş süreci (Schlichting 1979).....	13
Şekil 2.3. Sınır tabaka kalınlığı ile tanımlanmış türbülansa geçiş Re sayısı ile giriş türbülans şiddeti (Tu) arasındaki ilişki.....	14
Şekil 2.4. Geri basamak akış yapısı.....	17
Şekil 2.5. Keskin köşeli 90 derece dirsekte akış yapısı (Herkestad 1971).....	22
Şekil 2.6 ANNEX 20 test odası (Nielsen 1974)	24
Şekil 2.7. Castro ve Restivo (1992)'nun çalışmalarında kullandıkları geometriler	25
Şekil 2.8. Farklı giriş türbülans şiddetindeki durumların karşılaştırılması (Said ve ark. 1993).....	26
Şekil 2.9. Çeşitli dönemlerde otomobil etrafında duman metoduyla akış görünürlüğü testleri (Sutton 1996, Morelli 2000, Hagens 2009).....	29
Şekil 2.10. Aerodinamik sürüklenme ve lastik-yol direncinin aracın gücü üzerine etkisi (Ford ve Charles 1988)	30
Şekil 2.11. Ahmed modeli arkasındaki akış yapısı (Gillireon ve Chometon 1999)	32
Şekil 3.1 HAD analizinde uygulanan prosedür	33
Şekil 3.2 Bir HAD Analizinin İşleyiş Şeması (ANSYS CFX Modelling Guide 2010).....	36

Şekil 3.3 Sayısal ağ eleman sayısı ve çözüm süresi arasındaki ilişki (Versteeg ve Malalasekera 1995)	37
Şekil 3.4 Sayısal ağ eleman sayısı ve sonuç arasındaki ilişki (Versteeg ve Malalasekera 1995)	37
Şekil 3.5. Reynolds ortalaması alma yaklaşımı (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010)	41
Şekil 3.6. Tam Gelişmiş Türbülanslı Sınır Tabaka Hız Profili.....	54
Şekil 3.7. y^+ ile Boyutsuz Hız, u^+ ’nın Değişimi	55
Şekil 3.8. Çözüm Noktasının y^+ Değerinin Gösterimi (ANSYS CFX Modelling Guide 2010)	56
Şekil 3.9. Standart duvar fonksiyonu (Vieser 2004)	60
Şekil 3.10. Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (Vieser 2004).....	60
Şekil 3.11. Otomatik duvar yakını davranışı hız profili (Vieser 2004).....	62
Şekil 3.12. Duvar yakını modellemede ağ hassasiyeti (Vieser 2004).....	63
Şekil 3.13. Düşük Reynolds sayılı modelle ağ hassasiyeti (Vieser 2004)	64
Şekil 3.14. Otomatik duvar yakını davranışı ile ağ hassasiyeti (Vieser 2004)	64
Şekil 3.15. Düşük Reynolds sayılı modelle ağ hassasiyeti (Vieser 2004)	65
Şekil 3.16. Otomatik duvar yakını davranışı ile ağ hassasiyeti (Vieser 2004)	66
Şekil 3.17. Çözüm Ağı	69
Şekil 3.18. Çözüm ağı içinde integrasyon noktaları ve nodlar	70
Şekil 4.1. Düzlem plaka hesaplama geometrisi	73
Şekil 4.2. Düzlem plaka sayısal ağ	73
Şekil 4.3. Ağdan bağımsız çözüm araştırması	74
Şekil 4.4. Gamma-Theta (GT), Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modellerinin karşılaştırılması (Bu çalışma)	76
Şekil 4.5. Gamma Theta (GT) türbülans modeli ile farklı giriş türbülans şiddeti koşullarında yerel Reynolds sayısına bağlı C_f sonuçları (Bu çalışma)	78
Şekil 4.6. Farklı giriş hız ve türbülans şiddeti koşullarında düzlem plaka üzerinde yerel Reynolds sayısına bağlı C_f sonuçları (Taghavi-Zenous ve ark. 2007)	78
Şekil 4.7. Geri basamak hesaplama geometrisi	80
Şekil 4.8. Geri basamak hesaplamalarında kullanılan sayısal ağ	81
Şekil 4.9. Geri basamak ağdan bağımsız çözüm araştırması	82

Şekil 4.10. C_f sayısının basamak alt yüzeyindeki dağılımı	83
Şekil 4. 11. Basamak alt yüzeyindeki Stanton sayısı dağılımı	84
Şekil 4.12. C_f sayısının basamak alt yüzeyindeki dağılımı	86
Şekil 4.13. Basamak alt yüzeyindeki Stanton sayısının dağılımı	86
Şekil 4.14. Basamak alt yüzeyindeki x yönlü duvar kayma gerilmeleri (Bu çalışma) ...	87
Şekil 4.15. Basamak alt yüzeyindeki x yönlü duvar kayma gerilmeleri (Bu çalışma) ...	87
Şekil 4.16. SST türbülans modeli ile $Re=3270$ için gerçekleştirilmiş farklı giriş türbülans şiddetlerinde yeniden bağlanma uzunlukları (Haque ve ark. 2007)	90
Şekil 4.17. Silindir üzerinden dış akış hesaplama geometrisi	92
Şekil 4.18. Silindir üzerinden akış sayısal ağ	93
Şekil 4.19. Silindir üzerinden akış için silindir etrafındaki sayısal ağ	93
Şekil 4.20. Silindir üzerinden akış ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	94
Şekil 4.21. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına h/h_0 dağılımı	97
Şekil 4.22. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına C_f dağılımı.....	97
Şekil 4.23. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına h/h_0 dağılımı	98
Şekil 4.24. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına C_f dağılımı.....	98
Şekil 4.25. 90 derece dirsek geometrisi	99
Şekil 4.26. 90 derece dirsek sayısal çözüm ağı.....	100
Şekil 4.27. 90 derece dirsek sınır koşulları.....	101
Şekil 4.28. $Tu=0.4$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi).....	105
Şekil 4.29. $Tu=0.4$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi).....	105
Şekil 4.30. $Tu=0.01$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi).....	106
Şekil 4.31. $Tu=0.01$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi).....	106

Şekil 4.32. $Tu=0.4$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi).....	107
Şekil 4.33. $Tu=0.4$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi).....	107
Şekil 4.34. $Tu=0.01$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi).....	108
Şekil 4.35. $Tu=0.01$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi).....	108
Şekil 4.36. Std. k- ϵ modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek iç yüzeyi).....	109
Şekil 4.37. Std. k- ϵ modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek dış yüzeyi).....	110
Şekil 4.38. Std. k- ω modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek dış yüzeyi).....	111
Şekil 4.39. ANNEX 20 test odası geometrisi.....	112
Şekil 4.40. ANNEX 20 odası ağ denemeleri.....	113
Şekil 4.41. Sonuçların verildiği doğrultular.....	114
Şekil 4.42. $x=H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	114
Şekil 4.43. $x=2H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	115
Şekil 4.44. $x=H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	115
Şekil 4.45. $x=2H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	116
Şekil 4.46. $y=h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	116
Şekil 4.47. $y=H-h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	117
Şekil 4.48. $y=h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	117
Şekil 4.49. $y=H-h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması.....	118
Şekil 4.50. ANNEX 20 test odası sınır koşulları.....	119
Şekil 4.51. Std. k- ϵ hız dağılımı.....	121
Şekil 4.52. Std. k- ω hız dağılımı.....	121
Şekil 4.53. RNG k- ϵ hız dağılımı.....	122
Şekil 4.54. SST hız dağılımı.....	122
Şekil 4.55. Std. k- ϵ türbülans kinetik enerjisi dağılımı.....	123
Şekil 4.56. Std. k- ω türbülans kinetik enerjisi dağılımı.....	123

Şekil 4.57. RNG k-ε türbülans kinetik enerjisi dağılımı.....	124
Şekil 4.58. SST türbülans kinetik enerjisi dağılımı.....	124
Şekil 4.59. Akım çizgileri a) Deneysel (Nielsen 1974) b) Std. k-ω sayısal (Rong ve Nielsen 2008) c) Std. k-ε Sayısal (Rong ve Nielsen 2008) d) SST Sayısal (Rong ve Nielsen 2008).....	125
Şekil 4.60. Std. k-ε akım çizgileri.....	125
Şekil 4.61. Std. k-ω akım çizgileri.....	126
Şekil 4.62. RNG k-ε akım çizgileri.....	126
Şekil 4.63. SST akım çizgileri.....	127
Şekil 4.64. Grafik sonuçlarının çizdirildiği doğrultular.....	127
Şekil 4.65. x=H doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	128
Şekil 4.66. x=2H doğrultusunda boyutsuz hız Sonuçları.....	128
Şekil 4.67. x=H doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları.....	129
Şekil 4.68. x=2H doğrultusunda ortalama karekök hız Sonuçları.....	129
Şekil 4.69. y=h/2 doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	130
Şekil 4.70. y=H-h/2 doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	130
Şekil 4.71. y=h/2 doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları.....	131
Şekil 4.72. y=H-h/2 doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları.....	131
Şekil 4.73. x=H doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları	134
Şekil 4.74. x=2H doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	134
Şekil 4.75. x=H doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları.....	135
Şekil 4.76. x=2H doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları.....	135
Şekil 4.77. y=h/2 doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	136
Şekil 4.78. y=H-h/2 doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları.....	136
Şekil 4.79. y=h/2 doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları.....	137
Şekil 4.80. y=H-h/2 doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları.....	137
Şekil 4.81. Sıcaklık Dağılımı Deneysel (Lemaire 1991).....	139
Şekil 4.82. Std. k-ε sıcaklık dağılımı.....	139
Şekil 4.83. Std. k-ω sıcaklık dağılımı.....	140
Şekil 4.84. RNG k-ε sıcaklık dağılımı.....	140
Şekil 4.85. SST sıcaklık dağılımı.....	141

Şekil 4.86. Vektörel hız dağılımı (Lemaire 1991).....	141
Şekil 4.87. Std. k- ϵ vektörel hız dağılımı.....	142
Şekil 4.88. Std. k- ω vektörel hız dağılımı.....	142
Şekil 4.89. RNG k- ϵ vektörel hız dağılımı.....	143
Şekil 4.90. SST vektörel hız dağılımı.....	143
Şekil 4.91. Y=0 m' da sıcaklık dağılımı.....	144
Şekil 4.92. Y=0 m' da Nusselt dağılımı.....	144
Şekil 4.93. RNG k- ϵ Tu=0.01 LS=0.00156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	147
Şekil 4.94. RNG k- ϵ Tu=0.4 LS=0.00156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	147
Şekil 4.95. RNG k- ϵ Tu=0.01 LS=0.0156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	148
Şekil 4.96. RNG k- ϵ Tu=0.4 LS=0.0156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	148
Şekil 4.97. RNG k- ϵ Tu=0.01 LS=0.156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	149
Şekil 4.98. RNG k- ϵ Tu=0.4 LS=0.156 m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları.....	149
Şekil 4.99. Y=0 m' de sıcaklık dağılımı sonuçları.....	150
Şekil 4.100. Y=0 m' de Nusselt dağılımı sonuçları.....	150
Şekil 4.101. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli (Ahmed ve ark. 1984).....	152
Şekil 4.102. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli hesaplama hacmi ölçüleri	153
Şekil 4.103. Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli Sayısal Ağ Yapısı.....	153
Şekil 4.104. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli etrafında akım çizgileri a)Deneysel (Lienhart ve Becker (2003) b) LES (Krajnovic ve Davidson (2004) c) Std. k- ϵ d) Std. k- ω e) RNG k- ϵ f) SST	156
Şekil 4.105. Sonuçların verildiği doğrultular	159
Şekil 4.106. Çizgi 1 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	159
Şekil 4.107. Çizgi 2 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	160
Şekil 4.108. Çizgi 3 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	160
Şekil 4.109. Çizgi 4 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	161

Şekil 4.110. Çizgi 5 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	161
Şekil 4.111. Çizgi 6 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	162
Şekil 4.112. Çizgi 7 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	162
Şekil 4.113. Çizgi 8 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	163
Şekil 4.114. Çizgi 9 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı	163
Şekil 4.115. Çizgi 10 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı.....	164
Şekil 4.116. Çizgi 1 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	166
Şekil 4.117. Çizgi 2 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	167
Şekil 4.118. Çizgi 3 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	167
Şekil 4.119. Çizgi 4 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	168
Şekil 4.120. Çizgi 5 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	168
Şekil 4.121. Çizgi 6 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	169
Şekil 4.122. Çizgi 7 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	169
Şekil 4.123. Çizgi 8 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı.....	170
Şekil 4.124. Çizgi 9 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı.....	170
Şekil 4.125. Çizgi 10 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı.....	171

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

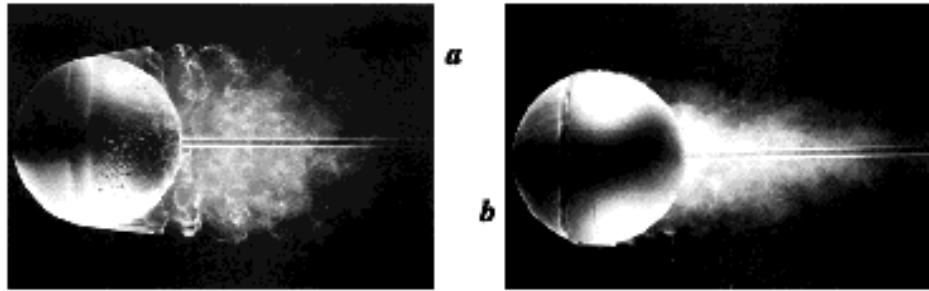
Çizelge 2.1. Farklı uygulamalarda laminar bölge uzunluğunun türbülanslı bölge uzunluğuna oranı (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010).....	12
Çizelge 3.1 Std. $k-\epsilon$ türbülans modeli sabitleri (Launder ve Spalding 1974)	47
Çizelge 4.1. Düzlem plaka hesaplamalarında kullanılan akışkan özellikleri (Incropera ve Dewitt 2003)	74
Çizelge 4.2. Gamma-Theta-SST türbülans modelinde giriş türbülans şiddetinin düzlem plaka üzerinde türbülansa geçiş bölgeleri (Bu Çalışma)	79
Çizelge 4.3. Taghavi-Zenous ve ark. (2007)'nın deney koşulları	79
Çizelge 4.4. Geri basamak hesaplamalarında kullanılan akışkan özellikleri (Incropera ve Dewitt 2003)	82
Çizelge 4.5. Yeniden Bağlanma Uzunluğunun Basamak Yüksekliğine Oranı	84
Çizelge 4.6. Yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Bu çalışma).....	88
Çizelge 4.7. Yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranının % hatası.....	88
Çizelge 4.8. 3 boyutlu sayısal olarak elde edilmiş yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Haque ve ark. 2007)	90
Çizelge 4.9. 2 boyutlu sayısal olarak elde edilmiş yeniden uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Haque ve ark. 2007).....	90
Çizelge 4.10. Silindir üzerinden akış akışkan özellikleri (Incropera ve Dewitt 2003)...	94
Çizelge 4.11. 90 derece dirsek akışkan özellikleri (Incropera ve Dewitt 2003).....	100
Çizelge 4.12. 90 derece dirsek geometrisinde gerçekleştirilen hesaplamalar.....	102
Çizelge 4.13. ANNEX 20 odası sayısal ağ denemeleri.....	113
Çizelge 4.14. ANNEX 20 odası akışkan özellikleri.....	118
Çizelge 4.15. ANNEX 20 odası hesaplamaları.....	145
Çizelge 4.16. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli akışkan özellikleri.....	153
Çizelge 4.17. Ahmed basitleştirilmiş araç modelinin şekil ve cidar sürüklenme katsayısı (C_{d_p} ve C_{d_f}), şekil ve cidar sürüklenme katsayısının toplam sürüklenmeye % oranı	

($C_{dp}/C_d(\%)$ ve $C_{df}/C_d(\%)$), toplam sürüklenme katsayısı (C_d (Sayısal)) ve % hata oranları (Fark (%))	156
Çizelge 4.18. Literatürden farklı çalışmaların % hataları.....	157
Çizelge 4.19. Ahmed modeli sürüklenme katsayıları.....	165

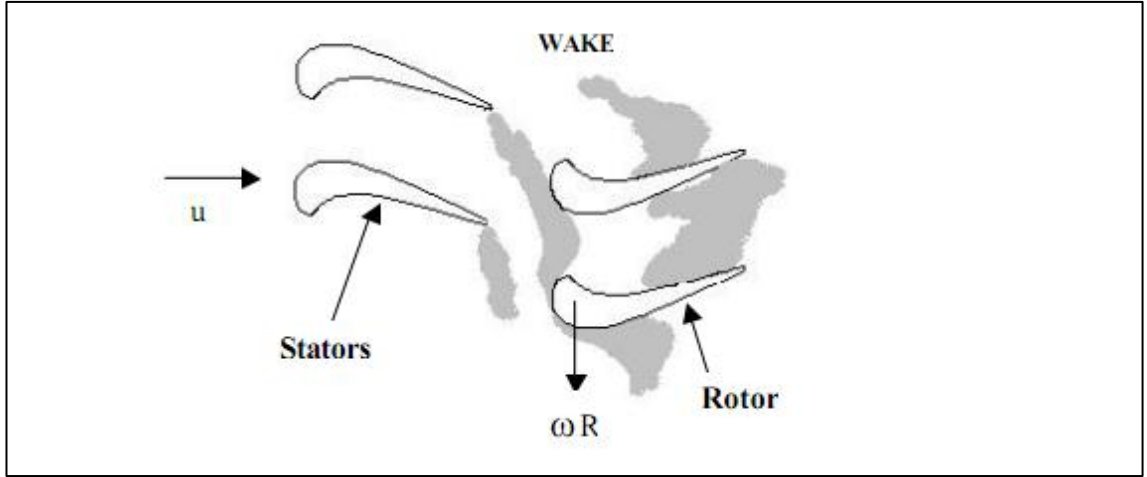
1. GİRİŞ

Türbülanslı akışlarda türbülans seviyesi, türbülans şiddeti ile tanımlanır. Türbülans şiddeti hızdaki dalgalanmaların ortalama kare kökünün ortalama hıza oranı olarak ifade edilir. Türbülans şiddeti, türbülans seviyesini tanımladığından türbülanslı akışlarla çalışan araştırmacılar ve tasarımcılar açısından önemlidir.

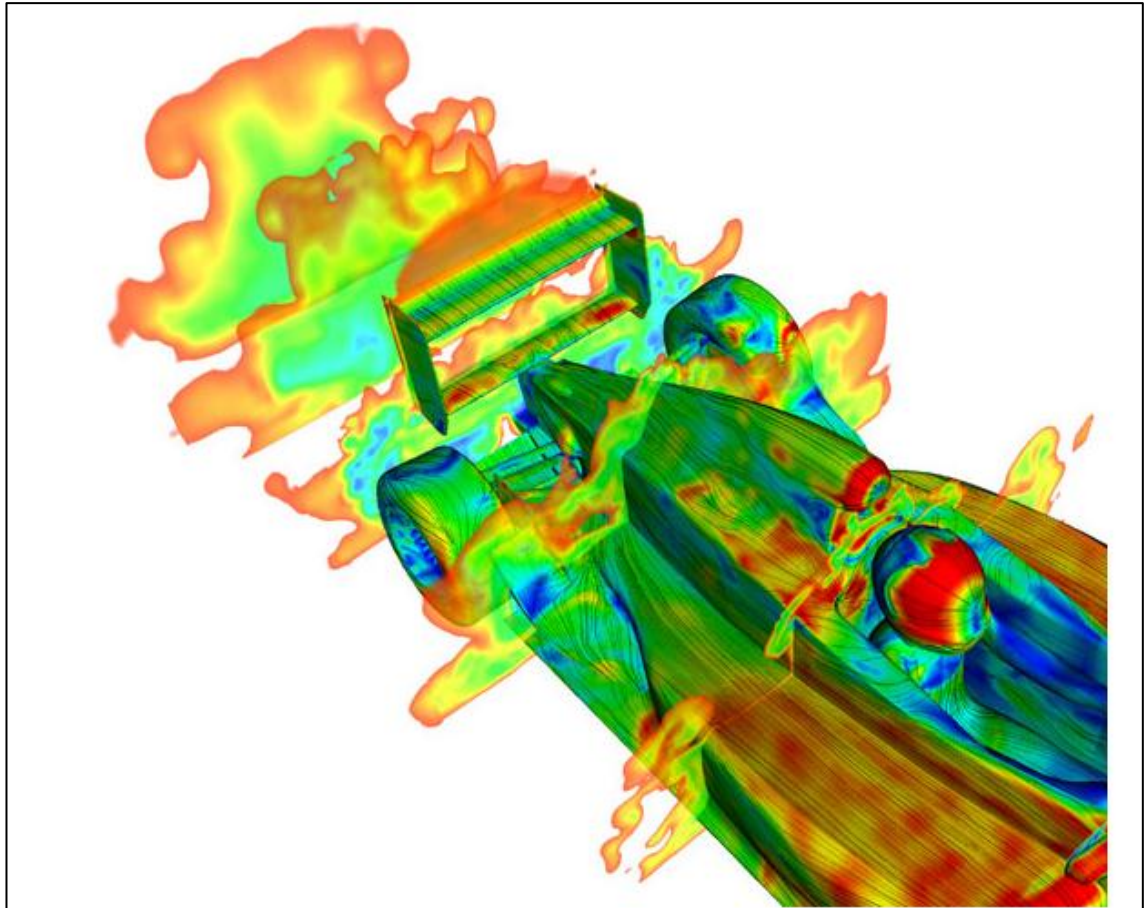
Türbülans seviyesi arttığında genellikle basınç düşümü ve ısı transferi artmaktadır. Fakat bazı durumlarda özellikle ayrılmış akışlarda giriş türbülans değeri akış formunu tamamiyle değiştirebilmektedir. Şekil 1.1' de küre önüne koyulan türbülans oluşturunca ızgara ile küre etrafındaki akış formunun değişimi görülmektedir. Türbülans oluşturunca ızgara sayesinde akış düşük Reynolds sayısında türbülansa geçmiş ve ayrılma geçikmiştir. Akış formunun değişimi basınç düşümü ve ısı transferinde değişimlere sebebiyet vermektedir. Uygulamada türbülans şiddetinin etkilerine Şekil 1.2 ve Şekil 1.3' te görüldüğü üzere türbin kanadı ard akışı ve araç ard akışı örnek verilebilir. Tasarımcılar bazen basınç kayıplarını minimize etmek isterken bazen de ısı transferini arttırmak isteyebilirler. Türbülans hem istenmeyen bir durum hemde bilinçli olarak istenen bir durum da olabilir. Bu nedenle türbülans seviyesinin akış karakteristiği ve ısı transferi üzerine etkilerinin önceden tahmin edilebilmesi önemlidir.



Şekil 1.1. Küre üzerinden akış: (a) Reynolds sayısı = 15,000; (b) Reynolds sayısı = 30,000, türbülans oluşturunca ızgara ile birlikte (Dyke 1982)



Şekil 1.2. Türbin kanadı ard akışı (Mayle 1991)



Şekil 1.3. Araç ard akışı (POWERFLOW programı ile gerçekleştirilmiş Tatuus Motorsport'un yarış arabası dış aerodinamik simülasyonu) (<http://www.exa.com/pages/applications/aerodynamics.html>, 2012)

Günümüzde akışkanlar mekaniği ile ilgilenen araştırmacı ve tasarımcılar hesaplamalı akışkanlar mekaniğinin avantajlarından yoğun bir şekilde faydalanmaktadırlar. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği pahalı deneylerin sayısını önemli ölçüde azaltılmasında faydalı olmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde de doğruluk ve zaman arasında ters orantı vardır. Ne kadar hassas sonuçlar elde etmek isterseniz bir o kadar karmaşık nümerik yöntemler kullanmalı daha uzun süreler beklemelisiniz. Doğruluk ayrıca belirlediğiniz sınır koşullarının doğruluğuyla da doğrudan ilgilidir. Gerçeğe ne kadar yakın sınır koşulları ile çözüm alırsanız sonuçlarınız da o ölçüde hassas olacaktır.

Türbülans şiddeti hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde giriş sınır koşulu olarak karşımıza çıkmaktadır. Türbülans şiddetini ölçmek için çok özel cihazlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle her durumda türbülans şiddetini bilmek pek mümkün olamamaktadır. Mühendisler hesaplamalarında ya giriş türbülans şiddetinin etkisini ihmal etmektedirler ya da tahmini yaklaşık bir değer üzerinden hesaplamalar gerçekleştirmektedirler. Eğer bu çalışmada olduğu gibi akış ve ısı transferi çözümlemeleri için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılıyorsa giriş türbülans şiddeti mecburen girilmelidir. Bu nedenle giriş türbülans şiddeti tahmini olarak dikkate alınırken veya hiç dikkate alınmadan yapılan hesaplamalarda giriş türbülans şiddetinin etkisinin sonuçlar üzerinde yaratacağı değişimin önceden bilinmesi önemlidir.

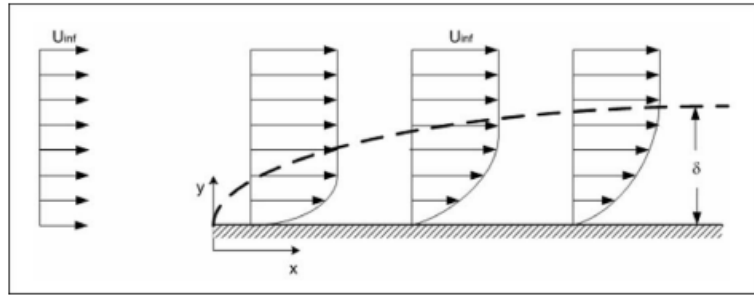
1.1.Türbülanslı Akışlar

Akışkanlar mekaniğinde türbülans veya türbülanslı akış, akışta kaotik özellik değişimlerinin meydana gelmesi hadisesidir. Basınç ve hız değişkenlerinde hem zaman hem de uzayda ani kaotik değişimler gözlenir. Türbülanslı akışın gerçekleşmesinde en önemli parametre Reynolds Sayısıdır (Re). Re kritik değeri geçtiğinde akış türbülanslı, bu değerin altında kaldığında ise laminar olarak kabul edilir.

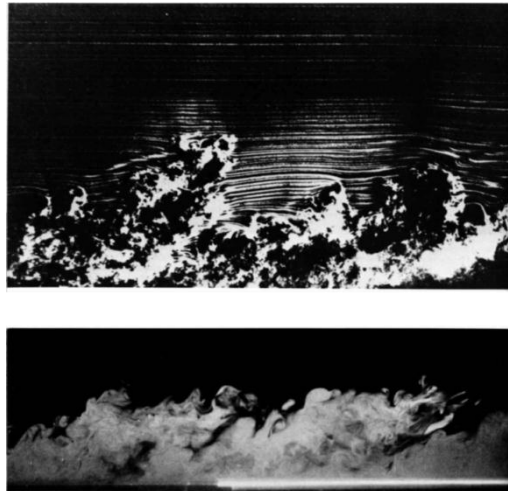
1755 Leonard Euler tarafından yayınlanan hareket denklemleri sürtünmesiz akış içindi o yıllarda mühendisler daha çok deneysel sonuçlardan çıkarılmış ampirik ifadeler ile çalışıyorlardı. Sürtünmeli akışın hareketini tanımlayan denklemler Navier ve Stokes

tarafından son haline getirildi ve günümüzde bilinen adıyla Navier-Stokes denklemlerini literatüre kazandırdı.

Sınır tabaka kavramı ilk kez 1904 yılında Alman bilim adamı Ludwig Prandtl tarafından ortaya atılmıştır. Prandtl viskoz akışın 2 ayrı bölgeye ayrılarak incelenebileceğini gösterdi (bkz: Şekil 1.4). Duvara yakın sınır tabaka bölgesi ve duvardan uzak potansiyel akış bölgesi. Sınır tabaka içerisinde hem viskoz hem de atalet kuvvetleri etkindir. Potansiyel akış bölgesinde ise atalet kuvvetleri baskındır. Yani duvarlara yakın olan bölgelerde viskozite dikkate alınır, uzak olan bölgelerde viskozite ihmal edilebilir. Sınır-tabaka kavramı kuram ile uygulama arasındaki uyuşmazlığı kaldırmış ve ikisi arasında yıllardır kurulamayan ilişkiyi kurmuştur. Daha da önemlisi, sınır-tabaka kavramı, Navier-Stokes denklemleri kullanılarak çözümü imkansız olan viskoz akış problemlerinin çözümünü mümkün kılmıştır.

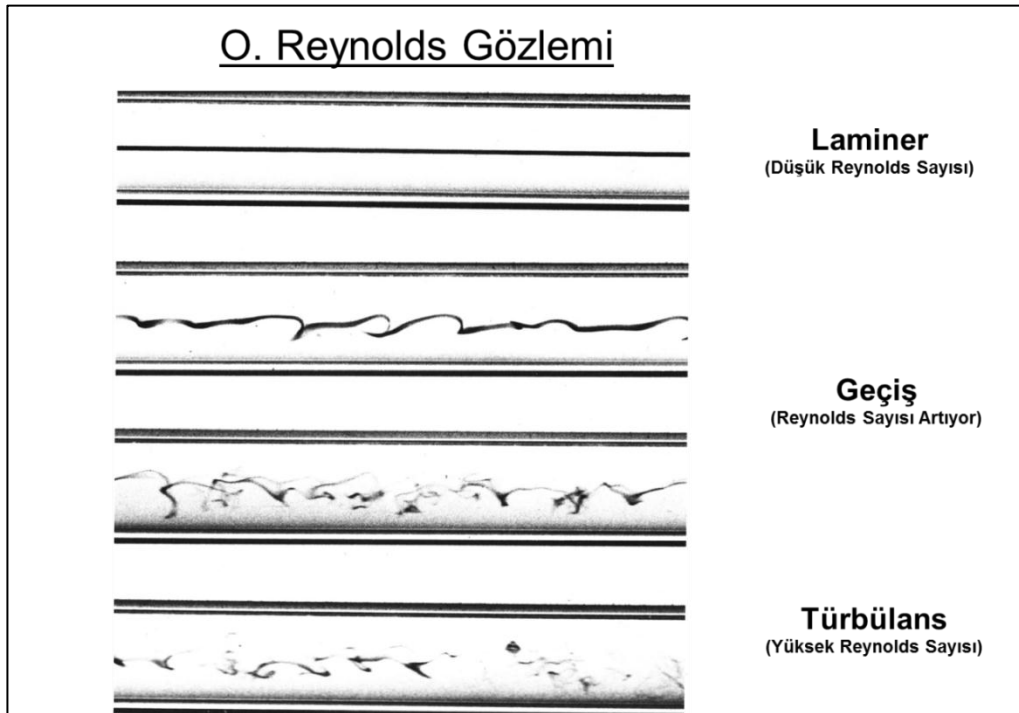


Şekil 1.4. Düzlem plaka üzerinde sınır tabaka ve potansiyel akış bölgesi



Şekil 1.5. Türbülanslı sınır tabaka (Dyke 1982)

O. Reynolds tarafından gerçekleştirilen deneyler göstermiştir ki türbülansa geçişte en önemli parametre Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı arttıkça akış türbülanslı olmaktadır. Türbülansa geçiş için düz plaka üzerinde akışta kritik Reynolds sayısı 500000'dir. Bu değer ortalama bir değer olup türbülansa geçişi etkileyen parametrelerin değişimiyle değiştiği bilinmektedir. Yüzey pürüzlülüğü, dış kuvvetler, kaldırma kuvvetleri, akım hatlarındaki bozulmalar ve giriş türbülans seviyesi değişimlerinde Re kritik değişmektedir (bkz: Şekil 1.6).



Şekil 1.6. Re sayısının türbülansa geçişe etkisi

1.2. Türbülans Şiddeti (Intensity)

Endüstride ısıtma ve soğutma uygulamalarında mühendisler genellikle akış ile uğraşırlar. Dış türbülans ısı değiştiricileri, araçlar, türbinler, roket lüleleri, elektronik soğutma, jeolojik akışlar ve kimya, petrol, gıda endüstrileri gibi uygulamalarda karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca dondurma, kızartma, yeniden ısıtma ve kurutma uygulamaları da diğer uygulama alanlarıdır.

Türbülans akışkan içerisindeki rastgele dalgalanmalar olarak tanımlanmaktadır. Bu rassallıktan ötürü dış türbülansın ısı transferini ne şekilde etkilediğini tahmin etmek

oldukça güçtür. Genellikle Reynolds sayısı akışı karakterize etmekte yeterlidir fakat türbülanslı akışta türbülans şiddeti (Tu) ve türbülans uzunluk ölçeği (LS)' de gerekli olmaktadır. Isı transferi ve türbülans arasında makul bir ilişki kurmak için çalışmalarda, sadece Reynolds sayısı değil türbülans şiddeti, türbülans uzunluk ölçeği ve Reynolds sayısı hep birlikte dikkate alınmalıdır.

Türbülans şiddeti hız dalgalanmalarının ortalama kare kökünün ortalama hıza oranı olarak tanımlanmaktadır. Genellikle yüzde olarak verilir. Bir başka deyişle türbülans şiddeti, akım boyunca meydana gelen rastgele dalgalanmaların yoğunluğunun ifadesidir. Şu şekilde formülize edilir.

$$Tu = \frac{u'}{\bar{U}} \times 100\%$$

Burada u' ortalama hızdan sapmaları ve U ortalama hız olarak tanımlanmıştır. (Reynolds ortalaması)

Eğer türbülans kinetik enerjisi biliniyorsa türbülans şiddetide şöyle hesaplanabilir:

$$Tu = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}k}$$

Ortalama hız da üç bileşeni biliniyorsa şöyle hesaplanabilir:

$$\bar{U} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}$$

Türbülans uzunluk ölçeği, akım içerisindeki vortekslerin büyüklüğü ile ilişkilidir (Tennekes ve Lumley 1999). Türbülans uzunluk ölçeği akımdaki dalgalanmaların korele edilmesi açısından önemlidir. Literatürde sayısız türbülans uzunluk ölçeği tanımlamaları mevcuttur. Isı transferi araştırmalarında genellikle integral uzunluk ölçeği kullanılmaktadır (Barrett ve Hollingsworth 1999).

Araştırmacılar tarafından giriş türbülans şiddeti arttıkça ısı transferinin arttığı yaygın olarak bilinmektedir (Kondjoyan ve Daudin 1993, Kondjoyan ve Daudin 1995,

Kondjoyan ve Boisson 1997). Literatürde yapılan çalışmalar da bu bilgiyi doğrulamaktadır. Isı transferini arttırmasının yanında laminar sınır tabakanın türbülanslı sınır tabakaya geçişini kolaylaştırmakta ve ayrılmış akışta akış karakteristiğini önemli ölçüde değiştirebilmektedir. Isı tansferi üzerinde türbülans şiddetinin, türbülans uzunluk ölçeğinden daha etkili olduğu söylenebilir.

Bir HAD simülasyonunda sınır koşulları girilirken türbülans şiddetinin belirlenmesi ve giriş koşulu olan bölgelere girilmesi önemlidir. Türbülans şiddetinin doğru girilebilmesi için önceki tecrübelerden yada deneysel ölçümlerden faydalanılabilir. Aşağıda önceki tecrübelerden edinilmiş bazı bilgiler aşağıda bulunabilir:

- 1. Yüksek Türbülans Durumu:** Karmaşık geometrilerde yüksek türbülanslı akışlar, örn. Isı değiştiriciler, turbomakineler de genellikle türbülans şiddeti %5 ile %20 arasında değişir. Bu bölge yüksek türbülanslı bölge olarak adlandırılır.
- 2. Orta Türbülans Durumu:** Akışın çok fazla kompleks olmadığı geniş borular, havalandırma kanalları gibi yerlerde türbülans şiddeti yaklaşık %1 ile %5 arasında seyrekmektedir.
- 3. Düşük Türbülans Durumu:** Dış akış, örneğin bir araç üzeri akış, gibi durumlarda düşük türbülans şiddeti görülür ve genel olarak %1' in altında türbülans şiddeti gerçekleşir.

Tam gelişmiş boru akışında merkezdeki türbülans şiddeti şu şekilde bulunur:

$$Tu = 0.16 Re_{d_h}^{-\frac{1}{8}}$$

Burada;

Re_{d_h} : boru hidrolik çapına, d_h , göre hesaplanmış Reynolds Sayısıdır.

Türbülans şiddeti bir çok farklı alanda karşımıza çıkar. Havacılıkta, airfoil üzerindeki sürüklenme doğrudan türbülans şiddetinden etkilenmektedir. Bunlar da doğrudan yakıt ekonomisini ve bazı durumlarda uçağın dengesini etkileyebilmektedir.

Otomotiv, araç dış geometrisinin aerodinamiğinde önem arz etmektedir. Her zaman düşük türbülans şiddeti ile değil bazı durumlarda yüksek türbülans şiddeti içeren uygulamalarla da karşılaşılabilir. Örneğin yarış arabalarındaki flaplar türbülans şiddetini arttırarak basma kuvvetini arttırma böylece virajlarda daha iyi bir denge elde edilmesine olanak vermektedir. Bazı durumlarda da türbülans şiddetini azaltarak sürüklenmeyi düşürme böylece daha atılgan bir araç yaratma amaçlanabilmektedir.

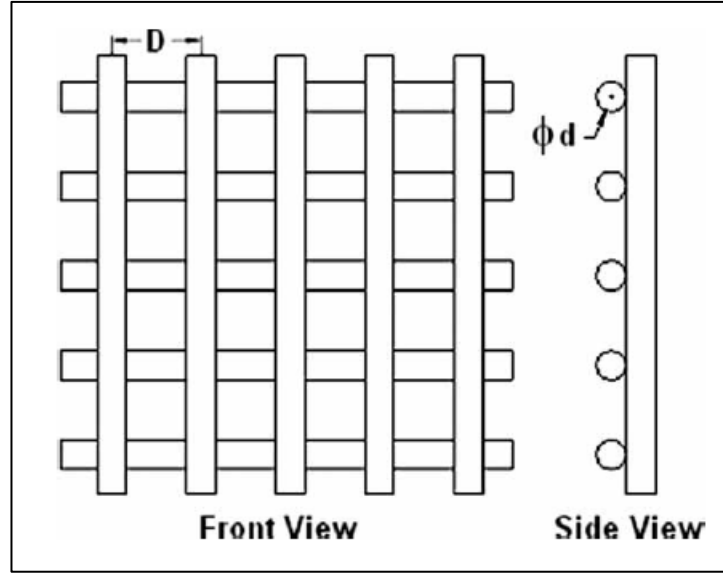
Kimya, kimyasallarla uğraşırken türbülans şiddetinin çok olması bazı durumlarda istenmektedir. Örneğin karışım miktarının arttırılmak istendiğinde türbülans şiddeti yüksek istenir. Fakat bazı durumlarda yavaş reaksiyonların gerçekleşmesi gereken yerlerde ise türbülans şiddeti istenmez.

İklimlendirme, ısıtma ve hava şartlandırma sistemlerinde konfor şartlarının sağlanması açısından türbülans şiddeti kontrol edilmelidir. Tüm bu nedenlerden dolayı türbülans şiddetinin doğru hesaplanması önemlidir.

1.3.Türbülans Oluşturma Sistemleri

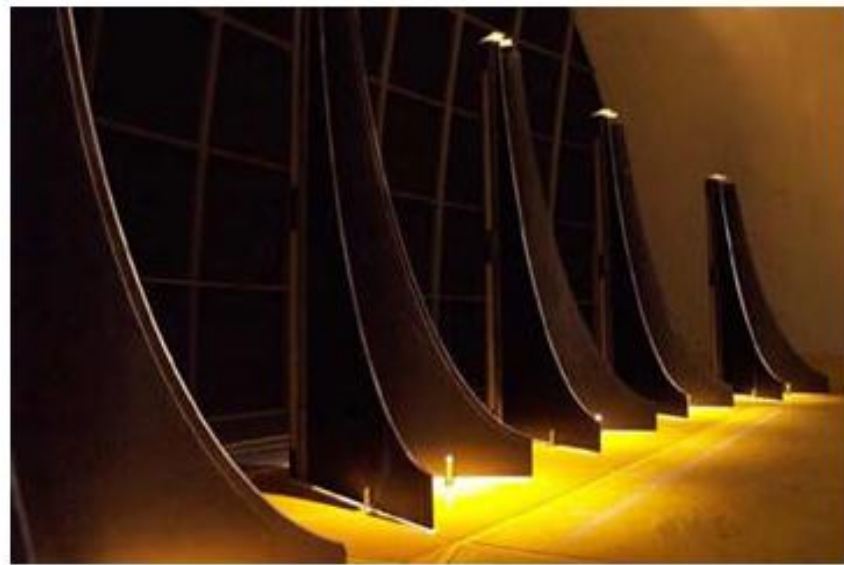
Yüksek teknolojiye rüzgar tünellerinde türbülans şiddeti %1' in altındadır. Türbülans şiddeti ile uğraşan araştırmacılar deneylerinde türbülans şiddetini arttırmak için tel ızgara (grid), delikli plakalar yada hareketli kanatçıklar kullanmaktadırlar (Bkz: Şekil 1.7). Bunlara literatürde türbülans oluşturma sistemleri (turbulence generator systems) denmektedir.

%1 ile %10-12 aralığında türbülans genellikle tel ızgaralarla veya ferfore plakalarla yaratılmaktadır ve türbülans homojen ve izotropik olmaktadır. Türbülans şiddetini %12'nin üzerine çıkarmak için bir jet akışı kullanmak gerekmektedir fakat bu yöntemle oluşturulan türbülans homojen ve izotropik olmamaktadır (Kondjoyan ve ark. 2002).



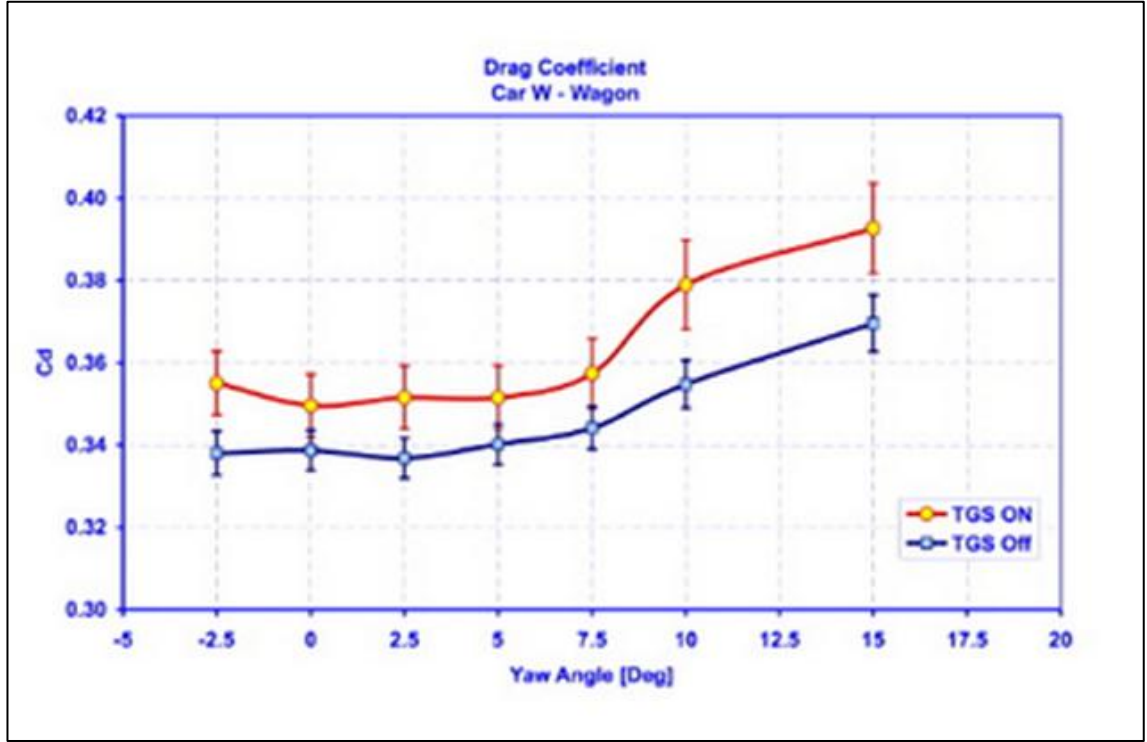
Şekil 1.7. Türbülans oluşturuıcı ızgara (Grid)

Türbülans oluşturuıcı sistemler akış içerisindeki türbülans seviyesini kontrol etmek amacıyla kullanılırlar. Böylece türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği kontrol edilebilmektedir. Şekil 1.8’ te görülmekte olan türbülans oluşturma sistemi Pininfarina Rüzgar Tüneline aittir. Resimde görülen kanatlar 0.1 Hz daha düşük frekanslarda titreşim oluşturarak türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğini değiştirebilmektedir. Bu sistem türbülans şiddeti olarak %7-8, türbülans uzunluk ölçeği olarak 1-2 m aralığında türbülans seviyesini değiştirebilmektedir.



Şekil 1.8. Türbülans oluşturma sistemi (Pininfarina Rüzgar Tüneli, Torino, İtalya)

Şekil 1.9’ da Pininfarina rüzgar tüneline araç benzeri küt bir çizim üzerindeki akış türbülans oluşturma sistemi kullanılarak düşük ve yüksek giriş türbülans değerleri ile alınmış ölçüm sonuçları görülmektedir.



Şekil 1.9. Türbülans oluşumunun sürüklenme katsayısı üzerine etkisi
(Pininfarina Rüzgar Tüneli, Torino, İtalya)

Bu çalışmada giriş türbülans şiddetinin etkisinin farklı durumlarda ortaya koyulması açısından, temel geometriler (düzlem plaka üzerinden akış, geri basamak akışı ve silindir üzerinden dik akış) ve uygulama geometrilerinde (90 derece dirsek akışı, ANNEX 20 Oda akışı ve Ahmed basitleştirilmiş araç modeli etrafında akış) farklı türbülans şiddeti giriş koşulları nümerik olarak incelenmiş deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak giriş türbülans değerlerinin (Giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği) sonuçlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

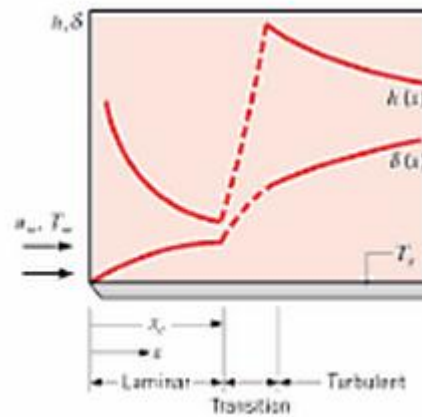
2. KAYNAK ÖZETLERİ

2.1.Düzlem Plaka

Düz plaka üzerinde giriş türbülans şiddetini araştıran çalışmalar 1960'lı yıllara kadar uzanır. Düz plaka üzerindeki eski çalışmalar, giriş türbülans şiddetinin laminlerden türbülansa geçiş üzerinde önemli etkisi olduğu ama ısı transferini laminler bölgede çok az arttırdığını ve türbülanslı sınır tabakanın da çok az etkilendiğini belirtmişlerdir (Kestin ve ark. 1961, Büyüktür ve ark. 1964). Daha yeni çalışmalar yüksek giriş türbülans değerlerinin ısı transferinde önemli artışlar meydana getirdiğini göstermişlerdir (Simonich ve Bradshaw 1978, Maciejewski ve Moffat 1992a, 1992b). Buna rağmen laminler bölgede giriş türbülans şiddetinin etkisinin olmadığıda belirtilmiştir (Blair 1983a, 1983b).

Laminer ve türbülanslı sınır tabakanın karakteristiği birbirinden farklıdır. Laminerden türbülansa geçiş veya yeniden laminizasyon, nesnenin aerodinamik performansında çok önemli değişiklikler yaratabilir. Akışkan içerisindeki nesnenin üzerine etkileyen aerodinamik kuvvetler ve momentler veya ısı transferi, laminlerden türbülansa geçişin pozisyonu ile doğrudan etkilenmektedir.

Laminerden türbülansa geçiş bölgesinde sürüklenme kuvvetinde ve ısı transferinde ani bir artış meydana gelmektedir (bkz. Şekil 2.1)



Şekil 2.1. Laminerden türbülansa geçişte sınır tabakanın ve ısı transfer katsayısının değişimi (Incropera ve DeWitt 2003)

Kanat profilinde sürüklenme kuvvetini düşürmek için laminlerden türbülansa geçişi hücum kenarından belirli bir uzaklığa taşımak gereklidir. Bazende düşük Reynolds sayılarında düşük giriş türbülans şiddetli akışta laminler bölge uzamakta ve akış ayrılması türbülansa geçmeden laminler bölgede oluşmakta bu da yakıt ekonomisi açısından tercih edilmemektedir. Sonuçta yakıttan %1' lik bir tasarruf bile ekonomik olarak çok önemlidir (Wissler 1998). Laminlerden türbülansa geçiş düşük basınçlı türbin kanatlarında eğer giriş türbülans şiddeti düşük ise kanadın %80' inde meydana gelebilmektedir (Suzen ve Huang, 1999). Bu nedenle laminlerden türbülansa geçişi doğru çözebilmek önemlidir (bkz. Çizelge 2.1).

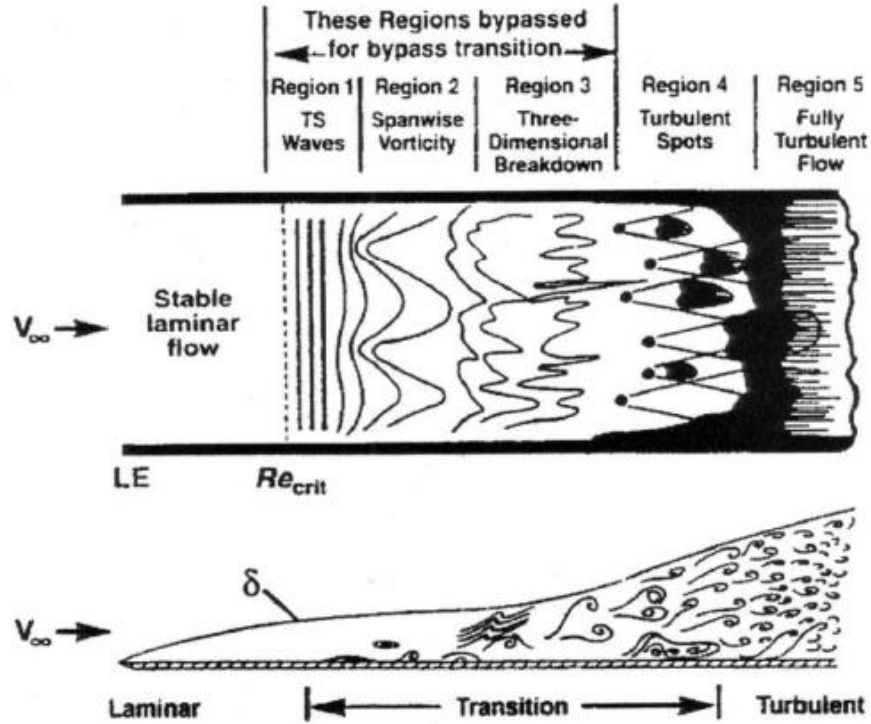
Çizelge 2.1. Farklı uygulamalarda laminler bölge uzunluğunun türbülanslı bölge uzunluğuna oranı (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010)

Durum	Re_x	Tu (%)	Laminler bölge oranı
Düşük Basınçlı Türbin Kanadı	150 000	2.5	0.80
Yüksek Basınçlı Türbin Kanadı	500 000	6.0	0.10
Kompresör Kanadı	1 000 000	1.0	0.38
Küçük Uçak Kanadı	5 000 000	0.2	0.57
F1 Yarış Arabası Spoiler Kanadı	2 000 000	0.3	0.86

Türbülansa geçişi etkileyen bir çok faktör vardır. Bunlar basınç gradyeni, Reynolds sayısı, yüzey pürüzlülüğü, ısı transferi ve giriş türbülans şiddetidir. Bu etkiler daha önceleri sunulmuş olan teorik veya ampirik ifadelerle, her çeşit durumu tam temsil edememektedir (Saric 1992). Bu nedenle çalışılmaya açık bir konudur.

Başarılı sayısal hesaplama için düz plakada laminlerden türbülansa geçişin doğru tahmin edilmesi gereklidir. Laminlerden türbülansa geçiş mekanizmasını doğal Geçiş (Natural Transition), By-Pass Geçiş (By-pass transition) ve ayrılmış akışa bağlı geçiş (seperated-flow transition) olarak 3'e ayırabiliriz. Düzlem plaka üzerindeki akışta (sıfır basınç gradyenli akış) bu geçişlerden ilk ikisine rastlamaktayız. Her üç geçiş mekanizmasının karakteristiği Mayle (1991) tarafından açıklanmıştır. Doğal geçiş, laminler sınır tabakada Tollmien-Schlichting dalgalarının (Tollmien-Schlichting Waves) oluşmasıyla meydana gelir. Doğrusal kararlılık analizi (Lineer Stability Analysis) ile tahmin edilebilir (Schlichting 1979). By-Pass geçiş ise laminler sınır tabakada doğrudan türbülans beneklerinin (Turbulence Spots) oluşmasıyla meydana gelir. Yüksek giriş türbülans

şiddetlerinde, $Tu > \%1$, meydana gelir. Analitik olarak türbülans benekleri teorisi (Turbulence Spot Theory) ile açıklanır (Emmons 1951) (bkz. Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Türbülansa geçiş süreci (Schlichting 1979)

Abu-Ghannam ve Shaw (1980), sınır tabaka momentum kalınlığına bağlı türbülansa geçiş Reynolds sayısının giriş türbülans şiddetine bağlı bir korelasyon önermişlerdir. Korelasyon aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$Re_{\theta_t} = 163 + \exp(6.91 - Tu)$$

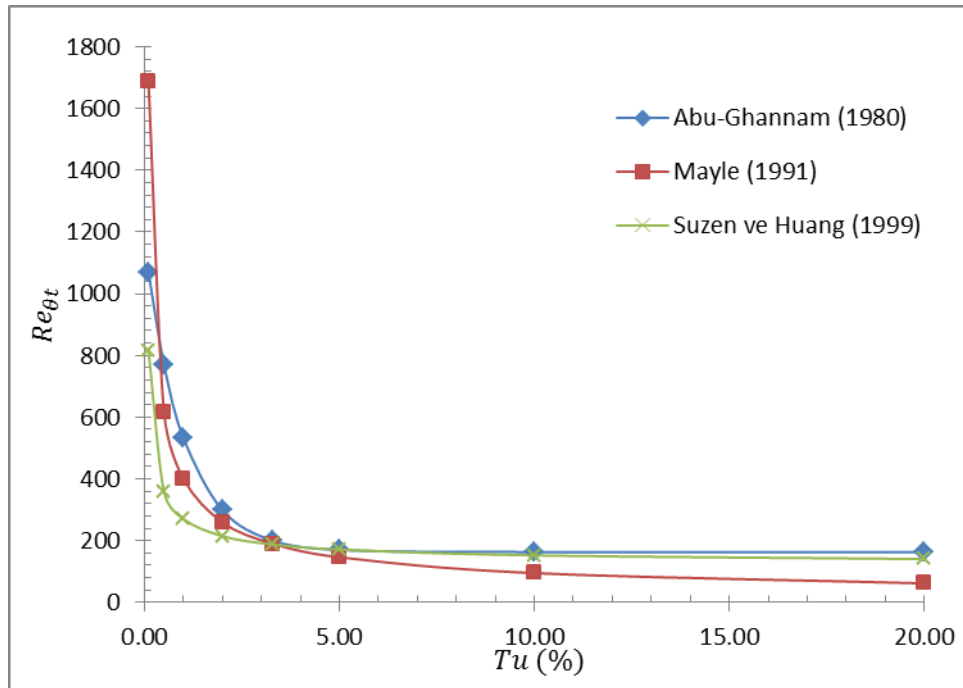
Mayle (1991)'nin önerdiği ifade ise şöyledir:

$$Re_{\theta_t} = 400 Tu^{-0.625}$$

Suzen ve Huang (1999) ise sayısal modellerinin içerisinde türbülansa geçiş için şu ifadeyi dahil etmişlerdir.

$$Re_{\theta t} = 120 + 150 Tu^{-2/3}$$

Yukarıda bahsedilen Abu-Ghannam ve Shaw (1980), Mayle (1991) ve Suzen ve Huang (1999) tarafından önerilen türbülansa geçiş Reynolds sayısını giriş türbülans şiddetine göre ifade eden korelasyonlar Şekil 2.3’ te karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.3. Sınır tabaka kalınlığı ile tanımlanmış türbülansa geçiş Re sayısı ile giriş türbülans şiddeti (Tu) arasındaki ilişki

Taghavi-Zenous ve ark. (2007) farklı giriş türbülans şiddetlerinde düz plaka üzerinde laminierden türbülansa geçen akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Ölçümler sıcak tel hız ölçeri ile, %1.5-4.4 giriş türbülans şiddeti aralığında alınmıştır. Giriş türbülans şiddetinin artmasıyla geçiş bölgesinin, küçüldüğünü ve daha düşük Reynolds sayılarına doğru gerilediğini belirtmişlerdir ve türbülansa geçiş Reynolds sayısı için aşağıdaki gibi giriş türbülans şiddetine bağlı ampirik bir ifade çıkartmışlardır.

$$Re_{\theta t} = \sum a_i \cdot e^{-(Tu-b_i/c_i)} \quad i = 1, 2, 3$$

Burada;

a_i : 3346, 879.9, 419,5

b_i : -0.3656, -0.8927, -12.93

c_i : 0.2825, 1.782, 18.29

Sugawara ve ark. (1988), türbülans oluşturuca ızgara ile yaratılmış türbülans şiddetinin ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Giriş türbülans şiddetinin artmasıyla laminlerden türbülansa geçiş Reynolds sayısının düştüğünü ve ısı transferinin arttığını, laminler bölgedeki akışın giriş türbülans şiddetinden etkilenmediğini ve Nu sayısındaki artışın yüksek giriş türbülans şiddeti seviyelerinde daha hızlı olduğunu belirtmiştir.

Peneau ve ark. (2004) düzlem plaka üzerinde giriş türbülans şiddetinin gelişmekte olan sınır tabaka üzerine etkilerini LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli kullanarak incelemişlerdir. Farklı giriş türbülans şiddetlerinde sonuçlar elde etmişler ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. LES türbülans modelinin giriş türbülans şiddetinin etkisini incelemek için uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Langtry (2006), doktora çalışmasında yapılandırılmamış (unstructured) ağ yapıları için SST türbülans modelini modifiye ederek türbülansa geçiş bölgesini daha hassas çözebilen yerel değişkenleri kullanan korelasyon tabanlı bir türbülans modeli ortaya koymuştur. Bu model kısa sürede ANSYS CFX ticari HAD kodunun içerisine alınmıştır. Langtry doktora çalışmasında bu modelin düzlem plaka, helikopter aerodinamiği, uçak kanadı aerodinamiği, türbin kanadı aerodinamiği üzerinde doğrulama çalışmalarını yapmış, geçiş bölgesinde Menter'in SST modelinden daha başarılı olduğunu ortaya koymuştur. Bu türbülansa geçiş modelinin ANSYS CFX koduna Gamma-Theta adıyla entegre edilmesinin 2-3 yıl ardından piyasanın diğer en çok bilinen HAD kodları ANSYS FLUENT ve STAR CD içerisine de entegre edilerek endüstride geçiş bölgesinin çözümünde en çok kullanılan türbülans modeli haline gelmiştir. Literatürde geçiş bölgesini sayısal olarak inceleyen çalışmalarda Gamma-Theta modeli kullanılmış ve doğrulanmıştır (Bochon ve ark. 2008, Piotrowsky ve ark. 2008, Suluksna ve ark. 2008).

Bochon ve ark. (2008) laminar akıştan türbülansa geçiş bölgesinde, birleşik ısı transferini en iyi çözen türbülans modelinin Gamma-Theta olduğunu ve 2 denklemlilik diğer modellerin Gamma-Theta gibi modifiye edilerek başarılı sonuçlar elde etmesinin mümkün olduğunu belirtmişlerdir.

Piotrowsky ve ark. (2008), Gamma-Theta geçiş türbülans modelini düzlem plaka ve N3-60_04 türbin kanat profili üzerinde çalışmışlardır. Çalışma sonucunda Gamma-Theta türbülans modelinin deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğunu, bypass ve ayrılmış akış (wake-induced) türbülansa geçişı çok iyi çözebildiğini belirtmişlerdir.

Suluksna ve ark. (2008), Gamma-Theta modelini kullanarak sayısal olarak giriş türbülans şiddeti ve basınç gradyeninin geçiş bölgesi akış karakteristikleri üzerindeki etkisini belirlemek üzerine çalışmışlardır. Kritik Re sayısının sadece türbülans şiddeti ile değiştiğini, sıfır basınç gradyenli ve uygun basınç gradyenli (Favorable Pressure Gradient) akışlarda basınç gradyeninin Re kritik sayısını çok fazla etkilemediğini basınç gradyeni etkisinin ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir.

Incropera ve DeWitt (2003), literatürde verilen zorlanmış taşınımda giriş türbülans şiddetinin ve yüzey pürüzlülüğünün etkisiyle %25' e kadar sonuçları etkilediğinden bahsetmiştir.

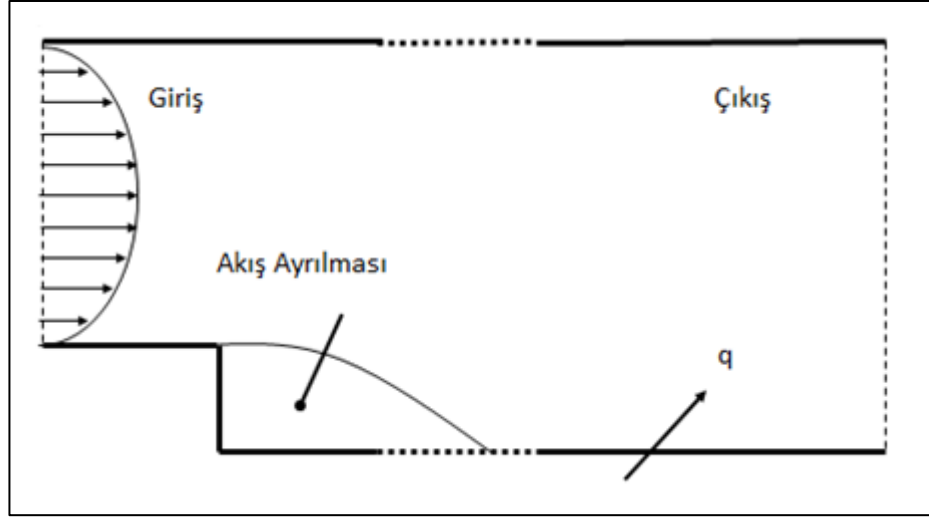
Yukarıdaki çalışmalardan anlaşılacağı üzere bazı çalışmalardaki bulgular birbiriyle çelişmekte ayrıca düzlem levha üzerinde dış türbülansın etkisinin önemli uygulama alanlarında karşımıza çıktığı görüldüğünden bu konuda çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

2.2.Geri Basamak Akışı

Sıfır basınç gradyenli akışlar dışında, ayrılmış akışların da önemli mühendislik uygulamaları bulunmaktadır. Akış ayrılması akışkanlar mekaniğinde viskoz akışın en karmaşık konularından biridir. Bu sadece bilim için değil aynı zamanda uygulamalar açısından da önem arz etmektedir. Mühendislik problemlerinde ayrılmış ve yeniden bağlanan akış ile sıklıkla karşılaşılır. Bu konuda nükleer reaktörler, gaz türbinleri, elektronik soğutma ve diğer ısı transferi problemleri gibi bir çok örnek gösterilebilir. Isı transferi mühendislik hesaplamalarında ayrılmış akış çok ciddi önem arz etmektedir çünkü akış ayrılması ile beraber ısı transfer katsayısında hem pozitif hem

negatif yönde ciddi farklılıklar oluşabilmektedir. Ayrılmış akışları temsil eden en basit geometriler geri basamak ve silindir üzerindeki akış geometrileridir.

Şekil 2.4’ te geri basamak akış yapısı görülmektedir. Basamak arkasında ayrılan ve yeniden bağlanan akışla birlikte akış yönünde dönen girdap bölgesi oluşmaktadır.



Şekil 2.4. Geri basamak akış yapısı

Geri basamak akışı, ayrılmış akışta literatürde önemli bir yere sahiptir. Literatürde geri basamak üzerinde akış çok defa incelenmiştir.

Bradshaw ve Wong (1972), Eaton ve Johnston (1981), Etheridge ve Kemp (1978), Vogel ve Eaton (1985) geri basamak üzerine akış ve ısı transferini incelemeleri açısından çok değerli çalışmalar sunmuşlardır. Önceki bazı çalışmalar yeniden bağlanma uzunluğunu etkileyen parametrelerin belirlenmesi üzerine yoğunlaşmışlardır. Reynolds sayısının yeniden bağlanma uzunluğuna etki eden önemli bir parametre olduğunu Eaton ve Johnston (1980), Adams ve ark. (1984), Durst ve Tropea (1981)’ nın çalışmaları göstermektedir.

Eğimli duvarın yeniden bağlanma uzunluğuna etkisini Honami ve Nakajo (1986)’ nun deneylerinde, genişleme uzunluğunun etkisi ise Durst ve Tropea (1981)’ nın geniş çalışmasında sunulmuştur.

Giriş türbülans parametrelerinin yeniden bağlanma uzunluğu üzerinde etkili olduğu Eaton ve Johnston (1981) tarafından sunulmuştur.

Şekil 2.4’ te görüldüğü gibi basamak arkasında ayrılan ve yeniden bağlanan akışın yeniden bağlanma noktasının doğru hesaplanması akış karakteristiği açısından

önemlidir ve ayrıca ısı transferinde yeniden bağlanma noktasında en yüksek değerine ulaştığı düşünülürse ısı dağılımı ve ısı transferi açısından da oldukça önemli bir etkindir.

Giriş türbülans değerinin etkisi üzerine bir çalışma ise Isomoto ve Honami (1989)' nin çalışmasıdır. Bu çalışmada türbülans şiddeti artıkça yeniden bağlanma uzunluğunun kısaldığı tespit edilmiştir.

Ayrılmış akışlarda giriş türbülans şiddetinin ve uzunluk ölçeğinin akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkilerini inceleyen çalışmalar düzlem levhadaki kadar fazla olmamakla birlikte gittikçe önem kazanmaktadır.

2.3.Silindir Üzerinden Dış Akış

Dairesel silindir üzerinde akışta, akış ve ısı transferini inceleyen makaleler literatürde mevcuttur ve yerel ısı transfer katsayısının silindir üzerinde ön durma noktası (Stagnation point) ile arka durma noktası arasında kalan bölgedeki değişimi, düşük Re sayısından yüksek Re sayısına doğru oldukça geniş çeşitli Re sayısı aralıklarında araştırılmıştır. Bu çalışmalar arasında giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin etkisini inceleyen çalışmalar diğerlerine oranla daha az sayıdadır ve aşağıda özetlenmiştir.

Churchill ve Bernstein (1977), silindir üzerinden akışta sabit yüzey sıcaklığı kabulü ile ortalama Nu sayısı için bir korelasyon ortaya koymuşlardır. Korelasyon sonuçları geniş bir Re aralığında geçerli olmaktadır. Sabit yüzey sıcaklığı kabulü altında $Re > 10000$ ve $RePr > 0.2$ için aşağıdaki bağıntıyı vermişlerdir.

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

Smith ve Kuethe (1966), düzlem plakalarda ve dairesel silindirlerin durma noktalarında türbülansın ısı transfer katsayısına etkileri üzerinde çalışmışlardır. Sabit ısı akısıyla ısıtılan bir dairesel silindir üzerine dik akışta, $Pr=0.7$ olmak koşulu ile $30000 < Re < 250000$ aralığında aşağıdaki bağıntının geçerli olduğunu ortaya koymuşlardır.

$$Nu = \sqrt{Re}$$

Burada Nu , durma noktasındaki Nu sayısıdır. Buna ek olarak ön durma noktası civarındaki laminar sınır tabaka bölgesindeki ısı transferinin türbülans şiddeti ile arasında lineer bir ilişki olduğu ve türbülansın ön durma noktası civarında ısı transferi üzerinde çok ciddi artışlara sebep olduğunu ortaya koymuşlardır.

Çengel (1998), silindir üzerinden zorlanmış taşınımında ortalama Nu sayısı için çeşitli Re aralıklarında ampirik ifadeler vermiştir. Bu ampirik ifadelerden biri $4000 < Re < 40000$ aralığında için aralığında geçerlidir ve aşağıda verilmiştir.

$$Nu = 0.193 Re^{0.618} Pr^{1/3}$$

Kondjoyan ve Daudin (1995), giriş türbülans şiddetinin, silindir üzerine dik akışta sabit yüzey sıcaklığı için silindir yüzeyindeki ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Türbülans uzunluk ölçeğini dikkate almadan türbülans şiddeti etkilerini içeren ortalama Nusselt sayısı korelasyonunu $3000 < Re < 40000$ ve $1\% < Tu < 45\%$ aralıkları için aşağıdaki şekilde vermişlerdir.

$$Nu = (1.07 + 0.015 Tu \sqrt{Re}) 0.63 \sqrt{Re}$$

Lowery ve Vachon (1975), sabit yüzey sıcaklığında tutulan silindir üzerinden akışta giriş türbülans şiddetinin etkisini içeren bir ortalama Nusselt bağıntısı elde etmişlerdir. Bu bağıntı $109000 < Re < 302000$, $0.4\% < Tu < 14.2\%$ ve $0.015 < LS < 0.095$ için geçerlidir.

$$Nu = 0.686 \sqrt{Re} + 0.043 Tu Re$$

Sikmanovic ve ark. (1974), sabit yüzey sıcaklığındaki dairesel silindir üzerine türbülanslı akışta giriş türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi üzerine deneysel çalışmışlardır. Ölçümler $Re = 19000$ ' de türbülans şiddeti $2.5\% < Tu < 16\%$ ve türbülans uzunluk ölçeği $0.05 < LS < 0.19$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

$$Nu = 0.25 Re^{0.618} + 0.488 Re^{1.118} \left(\frac{Tu}{100} \right) - 0.914 Re^{1.618} \left(\frac{Tu}{100} \right)^2$$

Mehendale ve ark. (1991), sabit yüzey sıcaklığına sahip dairesel silindire dik akışta, silindir üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı ile Reynolds sayısı 25000-100000 aralığında ve giriş türbülans şiddeti %0.73-15.2 aralığında geçerli şu bağıntıyı vermişlerdir.

$$Nu = 0.902\sqrt{Re} + 2.14Re \left(\frac{Tu}{100} \right) - 2.89\sqrt{Re^3} \left(\frac{Tu}{100} \right)^2$$

Türbülans uzunluk ölçeğinin etkisi, türbülans şiddetinin etkisi kadar önemlidir. Türbülans uzunluk ölçeği artınca ısı transferinin düştüğü belirtilmektedir. Sunden (1979), sabit türbülans şiddetinde, $0 < LS/D < 1.6$ aralığında türbülans uzunluk ölçeği arttıkça ısı transfer katsayısının arttığını, fakat $LS/D < 1.6$ aralığında düştüğünü belirtmektedir.

Van der Hegge Zijnen (1958), türbülans şiddetinin $\%2 < Tu < \%13$ ve $2000 < Re < 25800$ aralığında ısı transferinde en çok artışın $LS/D=1.6$ da olduğunu göstermiştir.

Yardi ve Sukhatme (1978), Reynolds sayısı 6000-100000 ve giriş türbülans şiddeti %0.2-7 aralığındaki deneysel çalışmalarında türbülans uzunluk ölçeğinin maksimum veya tepe noktalarda etkili olduğunu belirtmişlerdir. Zukauskas ve ark. (1993)' nın deneysel çalışmaları da Yardi ve Sukhatme (1978)'yi doğrular niteliktedir.

2.4.90 Derece Dirsek

Dirsek geometrisinde akış, endüstride sıkça karşılaşılan akış durumlarından biridir. Her türlü tesisat projesinde (sıhhi, kanalizasyon, ısıtma ve iklimlendirme tesisatları) kullanılan olmasa olmaz elemanlardanır. Bu nedenle günümüz enerji fiyatları da düşünüldüğünde, basınç kayıpları ve ısı kayıp/kazançları açısından bu tesisat elemanının karakteristiğini anlamak tesisat mühendisliği açısından önemlidir.

Dirsekler uygulamada çok farklı dönüş açıları ile karşımıza çıkabilmektedir fakat bunların arasında standart eleman olarak sayabileceğimiz 45 derece ve 90 derece en çok kullanılanlardır. 90 derece dirseğin basınç düşümü ve ısı kayıp/kazancı değerleri 45

dereceye göre daha yüksek olduğu bilinmektedir. Bu nedenle basınç düşümü ve ısı kaybı/kazancı olarak 45 dereceye göre daha kritiktir.

Ayrıca 90 derece dönüş bir çok akış geçen hacimde oluşabilecek bir akış formudur. Örneğin eşanjörlerde, radyatörlerde, motor içersinde bu formda akışlarla karşılaşmaktayız. Bu bakımdan 90 derece dirsek geometrisi sadece bir tesisat elemanı olarak değil, mühendislikte bir çok uygulamada akış formu açısından benzerlik gösteren durumlarla uyusmaktadır.

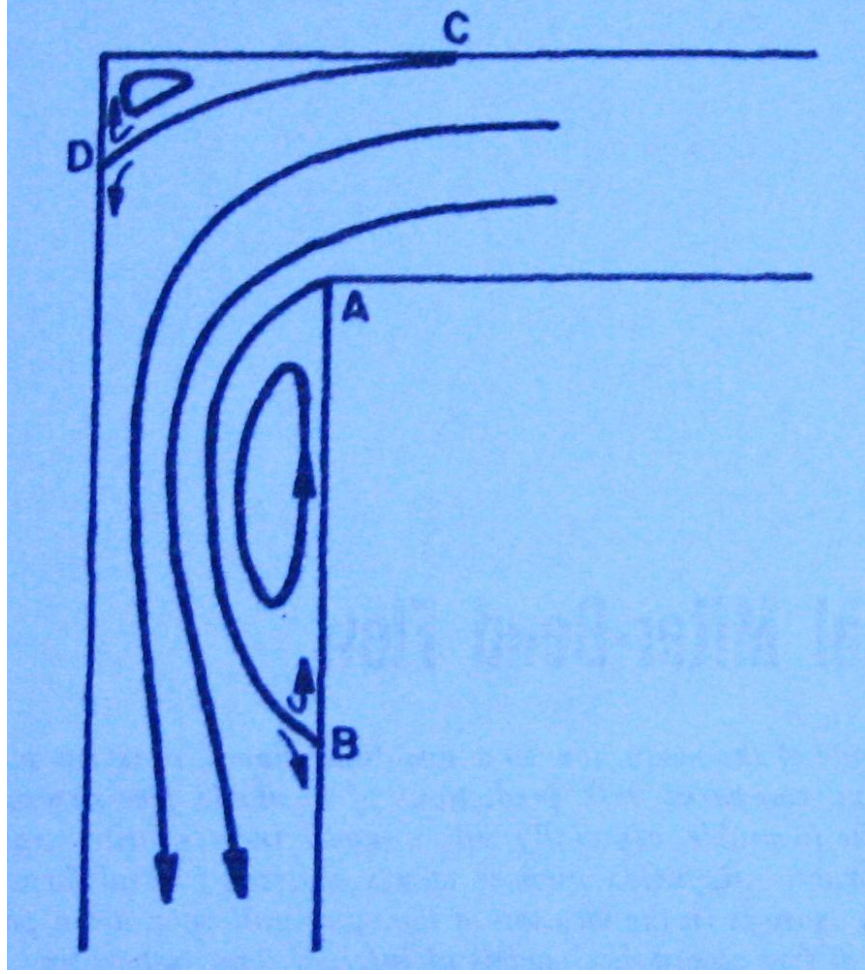
Bu çalışmada incelenen dikdörtgen kesitli keskin 90 derece dirsek uygulamada genellikle iklimlendirme kanallarında karşımıza çıkmaktadır. Yuvarlatılmış köşeli dirseklerin keskin köşeli dirseklerden daha düşük basınç kayıpları yarattığı bilinen bir gerçektir fakat yer darlığı olan durumlarda yuvarlatılmış köşeli dirseklere göre daha az yer kaplamasından dolayı keskin köşeli dirsekler de uygulamada yer bulmaktadır. Ayrıca keskin köşeli dirseklerin üretimi yuvarlatılmış köşeli dirseklere göre daha kolaydır ve daha ucuzdur (Mossad ve ark. 2009).

90 derece keskin köşeli dirsek yuvarlatılmış köşeli dirseğe göre daha karmaşık akış yapısına sahiptir. 90 derece dönüşün ardından akış ayrılması ve girdap akışı karmaşık hale getirmektedir. Bu nedenle hem deneysel hemde sayısal olarak incelenmesi yuvarlatılmış köşeli dirseğe göre daha zordur. Şekil 2.5' te Heskestad (1971) tarafından verilen keskin köşeli 90 derece dirsekte oluşan şematik akış yapısı görülmektedir.

Heskestad (1971), keskin köşeli 90 derece dirsek üzerinde deneysel veriler elde etmiş, serbest akım çizgileri modelinin (Free-Streamlines Model) sonuçlarının keskin köşeli 90 derece dirsek geometrisine uygun olup olmadığını tartışmıştır.

Humprey ve ark. (1981), LDA (Laser Doppler Anemometer) ile hava akışını deneysel inceleyen ilk çalışmalardandır.

Humprey ve ark. (1981) ve Taylor ve ark. (1982), 90 derece dirsek geometrisinde keskin ve farklı yuvarlatma yarıçaplarının akış üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Orta çizgideki akışın en çok akış doğrultusundaki basınç gradyeni etkisinde ayrılan akıştan etkilendiğini belirtmişlerdir.



Şekil 2.5. Keskin köşeli 90 derece dirsekte akış yapısı (Heskestad 1971)

Yamashita ve ark. (1984), Kushida ve ark. (1985a), Kushida ve ark. (1985b), laminar akışta keskin köşeli 90 derece dirsek üzerine çalışmışlardır.

Yamashita ve ark. (1986), türbülanslı akışta keskin köşeli 90 derece dirsek üzerine hem deneysel hem de sayısal çalışmışlardır. Geometrinin iç ve dış duvarları sabit ısı akısı ile ısıtılmıştır. Sonuçlar hem deneysel hem de sayısal olarak verilmiştir. Sayısal sonuçlar sonlu farklar ayrıklaştırılmasıyla elde edilmiştir.

Yamashita ve ark. (1987), keskin köşeli 90 derece dirsekte 600 – 2000 Reynolds sayısı aralığında 2 boyutlu olarak zamana bağlı sayısal hesaplamalar gerçekleştirmişlerdir.

Yılmaz ve Levy (2001), yuvarlatılmış kenarlı 90 derece dirsek üzerinde hem deneysel hem de sayısal çalışmışlardır. Sayısal çalışmalarında FLOW3D ve ANSYS CFX kullanmışlardır. Cidarlardaki aşınmayı ve akış yapısını incelemişlerdir.

Yang ve Kuan (2006) ve Kuan ve ark. (2007), yuvarlatılmış köşeli 90 derece dirsekte hava ve parçacık akışını incelemişlerdir. 90 derece dirseğin dış duvarlarına yakın bölgede parçacık akışının hava akışından farklı olabileceğini belirtmişlerdir.

Mossad ve ark. (2009), keskin köşeli 90 derece dirsekte LDA ölçümleri gerçekleştirmiş ve RNG k-ε, Realizable k-ε ve Reynolds Gerilmeleri türbülans modelleri ile sayısal çalışmışlardır. Her 3 türbülans modelinde deney sonuçlarıyla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

2.5.ANNEX 20 Odası

Havalandırma sisteminin tasarımı konfor ve enerji tasarrufu açısından önem arz etmektedir. Günümüzde konfor ve enerji tasarrufu mühendis ve mimarların projelendirmede en çok dikkat ettikleri hususlardır. Daha konforlu ve verimli bir iklimlendirme için projelendirme aşamasında hava ve sıcaklık dağılımının hızlı ve güvenilir bir şekilde hesaplanması gerekir.

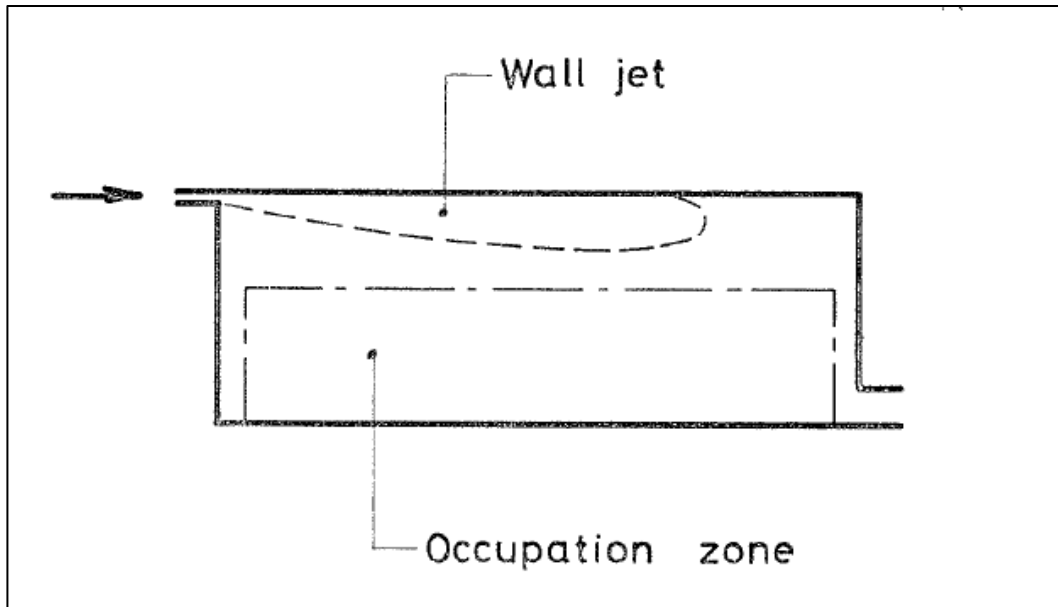
Isıl konfor iş verimini, üretkenliği ve şehirde yaşayan insanların hayatının büyük bir bölümünü mekanik havalandırılan mahallerde geçirdiği göz önüne alındığında insan sağlığını etkileyen önemli etkenlerden biridir. Isıl konfor insan boyutları, yaşı, cinsiyeti gibi birçok parametreye bağlı olsa bile en genel anlamda ısı konforu etkileyen parametreler kişisel ve çevresel parametreler olarak sınıflandırılabilir. Ortam sıcaklığı, ortam bağıl nemi, ortam hava hızı ve ortalama ışıyım sıcaklığı çevresel parametreler olarak adlandırılırken, kişisel parametreleri ise kişinin metabolik aktivite düzeyi ve giyinme durumu oluşturmaktadır (Atmaca ve Yiğit 2011). Havalandırılan bir mahaldeki insanların kendilerini konforlu hissetmemelerinin önemli nedenlerinden biri de hava cerayanıdır (Draft). ASHRAE Standart 55-1992' de hava cerayanının insan konforu üzerindeki etkisini belirlemek için Toftum ve ark. (2003) tarafından geliştirilen aşağıdaki ifadenin kullanılması önerilmektedir.

$$PD (\%) = (34 - T_a) (\bar{U} - 0.05)^{0.62} (0.37 \bar{U} T_u + 3.14)$$

Burada, PD yüzde cinsinden memnuniyetsizlik faktörü, T_a , hava sıcaklığı, $\bar{U}$, ortalama hava hızı ve T_u , türbülans şiddetidir.

Bu denklem memnuniyetsizlik yüzdesini (Percentage Dissatisfaction) vermektedir. Hava cerayanına bağlı memnuniyetsizlik, PD, sıcaklık farkı, ortalama hız ve türbülans şiddeti değerlerine bağlı bir ifadedir. Bu bakımdan giriş türbülans şiddetinin ortamdaki hava dağılımına etkisinin bilinmesi önemlidir.

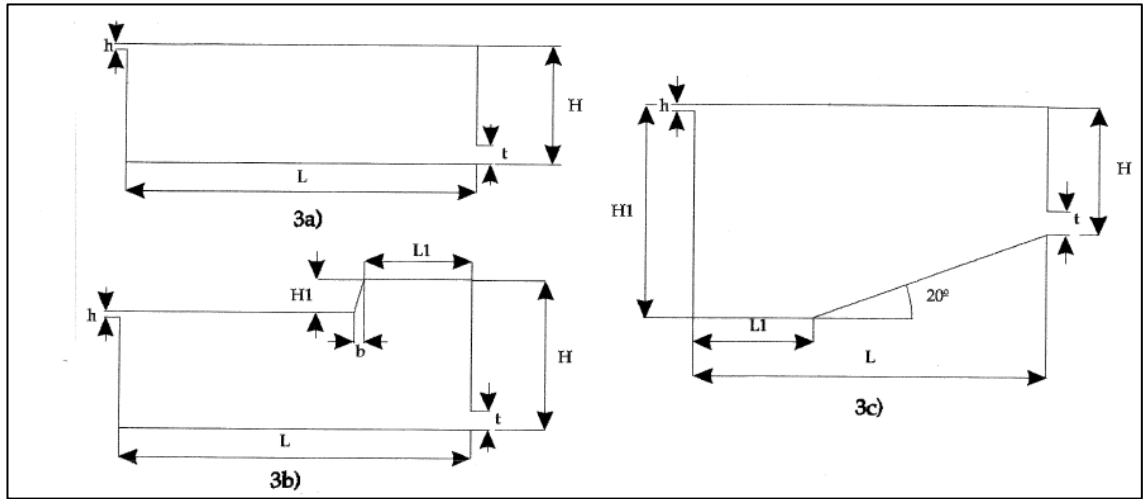
Mahallerin havalandırılması hem deneysel hemde sayısal olarak önceden beri araştırılmaktadır. Nielsen (1974) sol üst köşesinden hava girişi, sağ alt köşesinden çıkış olan olan çeşitli en boy oranlarındaki dikdörtgen oda geometrisi üzerinde deneysel olarak çalışmıştır. 1988 yılında Nielsen, Lemaire ve Chen'in de içinde olduğu bir grup araştırmacı IEA (International Energy Agency) çatısı altında başlatılan ortak bir programda görev almışlardır. Programın amacı binalardaki hava hareketlerini sayısal yöntemlerle tahmin edebilmenin geliştirilmesiydi. 1993 yılında yayınlanan çalışma sonucunda "Annex 20" test odası oluşturulmuştur. Nielsen (1990) Annex 20 odasının geometri ve sınır koşullarını belirlemiş, Lemaire (1991), Chen (1991), Heikinen ve Piira (1991), Said (1991), Skovgaard ve Nielsen (1991) ve Vogl ve Renz (1991) farklı sayısal modellerle çözümler almışlar ve IEA bünyesinde geniş kapsamlı çalışma raporları yayınlamışlardır. "Annex 20" test odası, mahal havalandırmasının incelenmesinde basit modelleme imkanı, mevcut deneysel verileri ile bu konuda çalışan araştırmacılar için önemli bir referans haline gelmiştir (bkz. Şekil 2.6).



Şekil 2.6 ANNEX 20 test odası (Nielsen 1974).

Nielsen (1990) Annex 20 test odasında yaptığı sayısal çalışmada, Std. k- ϵ modelinin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiğini tespit etmiştir.

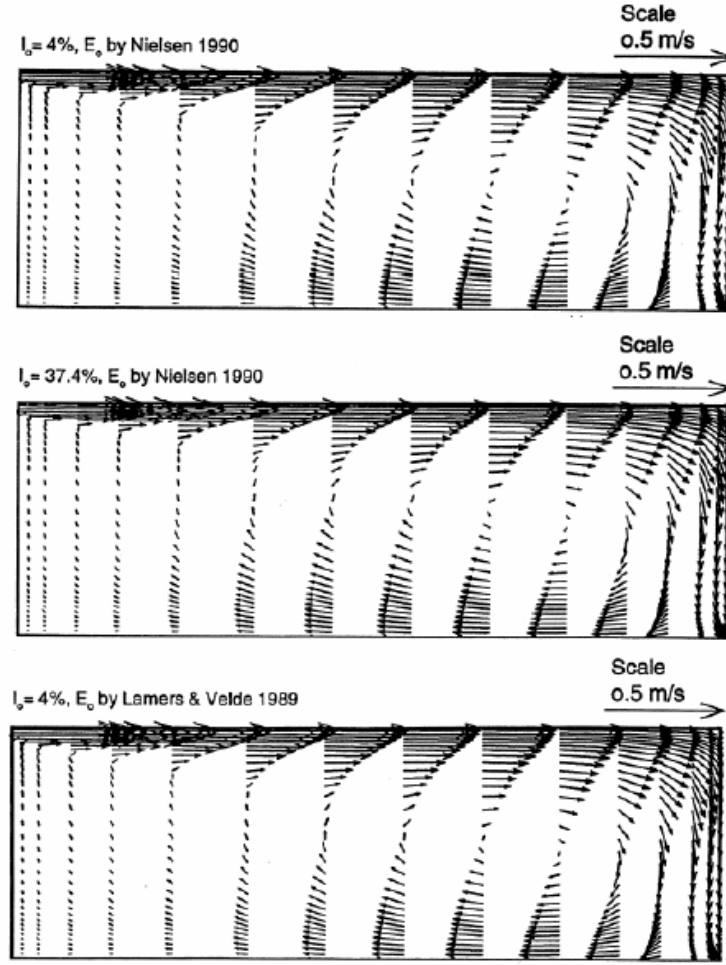
Castro ve Restivo (1992), oda havalandırılmasında sayısal yöntemlerin kullanımı için bir prosedür geliştirmek amacıyla Annex 20 geometrisi ve benzer 2 geometriyi sayısal olarak çalışmışlardır (bkz. Şekil 2.7). Hesaplamalarda düşük Reynolds sayılı k- ϵ türbülans modelini kullanmışlar ve deneylerle uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir.



Şekil 2.7. Castro ve Restivo (1992)'nin çalışmaları kullandıkları geometriler

Chen ve Jiang (1992) ve Rösler ve Hanel (1992), Annex 20 odasındaki akış ve ısı dağılımını sayısal olarak incelemişlerdir. Uygun giriş çıkış sınır koşulları tanımlandığında Std. k- ϵ modelinin hava akışını tahmin etmekte en uygun türbülans modeli olduğunu fakat duvar üzerindeki ısı transfer katsayılarının tahmininde standart duvar fonksiyonunun uygun olmadığını belirtmişlerdir.

Said ve ark. (1993), Annex 20 odasında giriş türbülans şiddeti, giriş türbülans kinetik enerjisi ve giriş türbülans kinetik enerjisi yayılım hızının hava dağılımına olan etkisini incelemişlerdir (bkz. Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Farklı giriş türbülans şiddetindeki durumların karşılaştırılması
(Said ve ark. 1993)

Skalicky ve ark. (1992), ANNEX 20 odasını sonlu hacimler ve sonlu elemanlar ayrıklaştırmasıyla sayısal olarak incelemişler, 2 metodu kendi aralarında karşılaştırmalarına rağmen akışın karmaşıklığı nedeniyle (duvar jeti ve oda köşelerindeki girdaplar) net bir sonuca varamamışlardır.

Chen (1995), ANNEX 20 odası içerisindeki hava dağılımını 5 farklı $k-\epsilon$ türbülans modeli ile incelemiş türbülans modellerini kendi aralarında karşılaştırmıştır. Sayısal çözümlerde Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Düşük Reynolds Sayılı $k-\epsilon$, 2 Katmanlı $k-\epsilon$ ve 2 ölçekli $k-\epsilon$ (Two Scales $k-\epsilon$) türbülans modellerini kullanmıştır. RNG $k-\epsilon$ en iyi sonuç verdiği, Std. $k-\epsilon$ sonuçlarının kullanılabilir olduğu fakat diğer türbülans modellerinin kullanılabilir sonuç veremediğini belirtmiştir.

Chen (1996), ANNEX 20 odası içerisindeki hava dağılımını Reynolds Gerilmeleri Türbülans Modelleri ve Std. $k-\epsilon$ ile sayısal olarak incelemiştir. Reynolds Gerilmeleri Modellerinin Std. $k-\epsilon$ 'a göre az daha iyi sonuç versede, daha yüksek bilgisayar kapasitesi gerektirmesi nedeniyle Std. $k-\epsilon$ modelinin optimum çözüm olacağını belirtmiştir.

Davidson ve Nielsen (1996), LES türbülans modellerinin oda havalandırma sistemlerinde kullanımını göstermek amacıyla ANNEX 20 odasındaki hava dağılımını Smagorinsky ve Dinamik LES türbülans modelleri ile sayısal olarak incelemiştir. Dinamik LES türbülans modelinin deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Joubert ve ark. (1996), giriş hız profili ve giriş türbülans şiddetinin ANNEX 20 odasındaki hava dağılımına etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Giriş türbülans şiddeti ve hız profilinin hava dağılımı üzerinde etkisinin çok az olduğunu belirtmişlerdir.

Nielsen (1998), ANNEX 20 odasında düşük Reynolds sayılı türbülans modelleri ile LES türbülans modellerini karşılaştırmıştır.

Peng ve ark. (1996), ANNEX 20 odasında 2 denklemlilik türbülans modellerini karşılaştırmışlardır.

Peng ve ark. (1997), ANNEX 20 oda geometrisi gibi dönümlü akışlarda kullanılmak üzere $k-\omega$ türbülans modeli önermişlerdir ve ANNEX 20 odasında model sonuçlarını sunmuşlardır.

Topp ve ark. (1997), Collignan ve Riberon (2000) ve Topp ve ark. (2001), ANNEX 20 odasında çeşitli durumlarda duvarlardan akışkana olan kütle transferini ve duvarlardan olan oda içerisindeki hava kirlenmesini sayısal olarak incelemiştir.

Voigt (2000), sayısal çalışmada Annex 20 odasındaki hava dağılımını incelemiştir. Sayısal çözümlerinde 5 farklı türbülans modelini kullanmış ve sonuçları kendi aralarında karşılaştırmıştır. Std. $k-\epsilon$, düşük Reynolds sayısı $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve BSL- $k-\omega$ uyumlu sonuçlar verirken SST'nın deney sonuçlarıyla uyumsuz olduğunu tespit etmiştir.

Peng ve Davidson (2000), 2 denklemlilik türbülans modelleri ile LES türbülans modellerini ANNEX 20 odasında karşılaştırmışlardır.

Sorensen ve Weschler (2002) ANNEX 20 odasında ozon gazı dağılımını sayısal olarak araştırmışlardır.

Voigt ve ark. (2003), sayısal çalışmalarında Annex 20 odasında sol alt köşede oluşan girdaplı bölgeyi incelemişlerdir. Std. k- ω modelinin en uygun sonuçları verdiği Std. k- ϵ modelinin sonuçlarının kabul edilebilir olduğu fakat SST modelinin ise en uzak sonuçları verdiğini belirtmiştir.

Susin ve ark. (2009), ANNEX 20 odasını 3 boyutlu olarak çalışmışlardır. Giriş kanalının genişliğinin oda içerisindeki hava dağılımına etkisini Std. k- ϵ , RNG k- ϵ ve Std. k- ω türbülans modellerini kullanarak sayısal olarak araştırmışlardır. Std. k- ϵ türbülans modelinin deney verileriyle diğerlerinden daha uyumlu sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Rong ve Nielsen (2008), ANNEX 20 odasında ANSYS CFX ticari HAD kodunu kullanarak Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve BSL-k- ω türbülans modelleriyle sonuçlar elde etmişlerdir. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen hava dağılımları kendi aralarında karşılaştırılmış Std. k- ϵ , Std. k- ω ve BSL-k- ω modellerinin deney verileriyle uyumlu sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Olmedo ve Nielsen (2010), 2 boyutlu ve 3 boyutlu ANNEX 20 odasında kararlı rejim ve zamana bağlı sayısal hesaplamalar yapmışlardır. Sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. ANNEX 20 odasında 2 boyutlu sonuçların 3 boyutlu sonuçlarla, kararlı rejim sonuçlarının da zamana bağlı hesaplama sonuçlarıyla çok yakın olduğunu belirtmişlerdir.

ANNEX 20 oda geometrisinde yukarıda verilen çalışmaların oda içerisindeki havayı en iyi tahmin eden türbülans modelinin belirlenmesinde birbirleriyle bazı noktalarda çelişmeleri ve giriş türbülans şiddetinin etkisini inceleyen çok az sayıda çalışma olması nedeniyle çalışılmaya açık bir konudur.

2.6.Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli

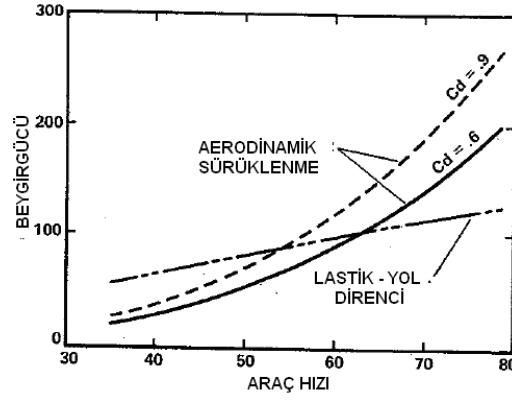
Otomotiv sektöründe son yıllarda yaşanan gelişmeler ve global ekonomik krizler sektördeki rekabeti gittikçe arttırmaktadır. Müşteriler üreticilerden konfor, performans, güvenlik ve yakıt tasarrufunu bir arada sunan ürünleri daha ucuza beklemektedir. Araç aerodinamiği yukarıdaki beklentilerin tamamıyla ilgilidir ve otomobillerin yaygın olarak kullanımından itibaren rüzgar tünellerinde sürekli araştırılmaktadır (bkz. Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Çeşitli dönemlerde otomobil etrafında duman metoduyla akış görünürlüğü testleri (Sutton 1996, Morelli 2000, Hagens 2009)

Araç etrafındaki akış yapısı, araç stabilitesi, gürültü, yol tutuş ve sürüklenmeyi doğrudan etkilediğinden araç tasarım mühendisliği açısından büyük önem taşımaktadır ve çok çalışılan konulardandır. Aracın stabilitesi yan rüzgarlar, trafikteki diğer araçların art izleri veya yol kenarındaki yapıların oluşturduğu basınç değişimlerinin yarattığı akımların neticesinde oluşabilecek fazladan yüklerin etkisiyle bozulabilmekte ve yüksek hızlarda sürücünün yol hakimiyetini etkileyebilmektedir. Gürültü ise türbülanslı akış bölgelerinde ayrılma ve keskin köşeler yüzünden türbülans şiddetinin artmasıyla oluşur. Tasarım aşamasında gürültüye neden olabilecek noktaların tespiti önemlidir. Yol tutuş ise basma kuvvetiyle doğrudan ilişkilidir. Araçta motordan gelen torkun yola aktarılabilmesi için faydalı bir sürtünmeye de gerek vardır ve bunun için yere dik doğrultuda basma kuvvetine ihtiyaç duyulur.

Sürüklenme aracın gidiş yönüne ters yönde oluşan kuvvetlerin toplamına denir. Araç ve lastik arasında oluşan mekanik sürtünme kuvveti ve aerodinamik kuvvetler olmak üzere ikiye ayrılır. Bu kuvvetler Şekil 2.10' dan da görülebileceği gibi aracın gücü üzerinde etkilidirler ve dolayısıyla yakıt tasarrufu açısından önemlidirler. Aerodinamik sürüklenme araç hızının karesiyle doğru orantılı olarak artmaktadır ve bu nedenle yol sürtünmesine göre daha önemlidir (bkz. Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Aerodinamik sürüklenme ve lastik-yol direncinin aracın gücü üzerine etkisi (Ford ve Charles 1988)

Aerodinamik sürüklenme şekil yada basınç sürüklenmesi (Form or pressure drag) ve cidar sürüklenmesi (Friction or viscous drag) olmak üzere iki bileşenden oluşur ve aşağıdaki sürüklenme katsayılarıyla ifade edilirler.

$$C_{dp} = \frac{F_{dp}}{0.5\rho U_{\infty}^2 A} : \text{Şekil sürüklenmesi}$$

$$C_{df} = \frac{F_{df}}{0.5\rho U_{\infty}^2 A} : \text{Cidar sürüklenmesi}$$

Aerodinamik sürüklenme katsayısı bu iki katsayının toplamıdır.

$$C_d = C_{dp} + C_{df}$$

Sıradan bir binek (Sedan) otomobilinde bu katsayı 0.28 – 0.37 değerleri arasındadır (Hucho 2003).

Şekil sürüklenmesi; aracın, akış şeklini bozmasıyla oluşan basınç farklarından kaynaklanır. Akış ayrılmaları, art bölgede oluşan girdaplar ve düşük basınçlı bölge şekil sürüklenmesinin temel nedenidir. Şekil sürüklenmesinin azaltılabilmesi için havanın kesintisiz bir şekilde yuvarlatılmış yüzeylerden akması gerekir. Cidar sürüklenmesi ise hava ile araç yüzeyi arasında oluşan sürtünme kuvvetinden kaynaklanır. Aerodinamik

mühendisinin bu dört etkeni (Stabilite, Gürültü, Yol tutuş ve Sürüklenme) doğru yönetmesi gerekir. Bu da akış karakteristiklerinin ve akış alanının doğru hesaplanmasına dayanır.

Parameswaran ve ark. (1993), General Motors' un araç tipi üç boyutlu yere yakın bir küt cisim etrafındaki akış yapısını minimum sayıda rüzgar tüneli testiyle araç şeklini optimize etmek için std. $k-\epsilon$ türbülans modelini kullanarak hesaplamışlar ve akış alanının en önemli özelliklerini tahmin ettiklerini ve araç boyunca sürüklenme katsayısının değişiminin de deneysel verilerle uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

İki boyutlu bir araba modeli üzerinden akışta hem sayısal hem de deneysel bir çalışma Angelis ve ark. (1996), tarafından yapılmış olup çalışmanın sayısal kısmında std. $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır.

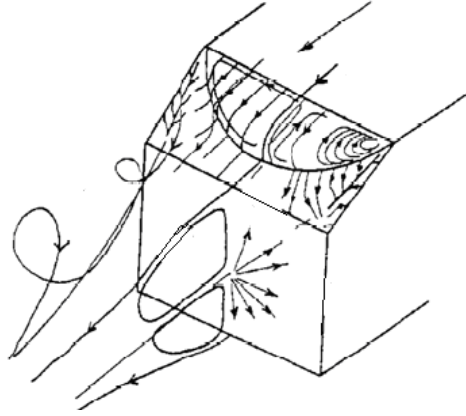
Kim (2005), bir otobüs üzerinden olan üç boyutlu akışı hem RNG $k-\epsilon$ hem de lineer olmayan quadratik türbülans modellerini kullanarak simüle etmişler ve aerodinamik katsayıları oldukça iyi tahmin ederek sürüklenme azaltıcı ek donanımlar kullanarak aerodinamik sürüklenmenin ticari bir otobüste %14 oranında azaltılabileceğini göstermişlerdir.

RNG $k-\epsilon$ türbülans modelinin kullanıldığı diğer bir hesaplamalı çalışma Güneş (2007) tarafından yapılmış ve ağır iş araçları etrafındaki aerodinamik sürüklenme analiz edilerek bu katsayının hassas olarak tahmin edilebilmesi için ağ yapısının önemine vurgu yapılmıştır.

Wang ve ark. (2004), bir van etrafındaki üç boyutlu akışı enerji tasarrufu açısından hem sayısal hem de deneysel olarak araştırmışlar ve std. $k-\epsilon$ ve RNG $k-\epsilon$ modellerini kullanarak tahmin ettikleri sürüklenme katsayılarının deneysel olarak elde ettikleri ile karşılaştırarak RNG $k-\epsilon$ modelinin std. $k-\epsilon$ modeline göre daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Diğer başka türbülans modelleri ile birlikte std. $k-\epsilon$ ve RNG $k-\epsilon$ modellerinin kullanıldığı üç boyutlu bir başka çalışmada ağır araç aerodinamiği Pointer ve ark.(2009) tarafından STAR-CD programı kullanılıp hem hesaplamalı hem de deneysel olarak araştırılarak sürüklenme kayıplarını azaltıcı faktörler incelenmiş ve sürüklenme katsayısının tahmininde std. $k-\epsilon$ modeliyle Menter' in SST $k-\omega$ modeli arasında %0.2 kadar bir fark olup std. $k-\epsilon$ modelinin RNG $k-\epsilon$ modelinden daha iyi sonuç verdiğini rapor etmişlerdir.

Yukarıdaki çalışmalardan da anlaşılacağı üzere yol taşıtları binek otomobillerden vanlara, minibüs ve otobüslerden kamyonetlere, tek gövdeli taşıtlardan kamyonlar ve yarış arabaları gibi çok gövdeli taşıtlara kadar çok fazla çeşitlilikte geometriye sahip olabilirler ve hepsinin art akışları türbülanslı ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Ahmed ve ark. (1984)'nın geliştirdikleri basitleştirilmiş bir araç modeli, araç üzerinde oluşan akış yapısını (bkz. Şekil 2.11) çok iyi temsil etmektedir ve literatürde Ahmed modeli diye anılmaktadır. Bu model Lienhart ve Becker (2003) tarafından deneysel olarak detaylı bir biçimde araştırılarak akış verileri genişletilmiştir. Bu modelin arkası eğimlidir ve baz model 25° ve 35° eğim açısına (Slant angle) sahip olup akış yapısının sürüklenme üzerine etkisini göstermesi açısından önemlidir (Guilmineau 2008).



Şekil 2.11. Ahmed modeli arkasındaki akış yapısı (Gillireon ve Chometon 1999)

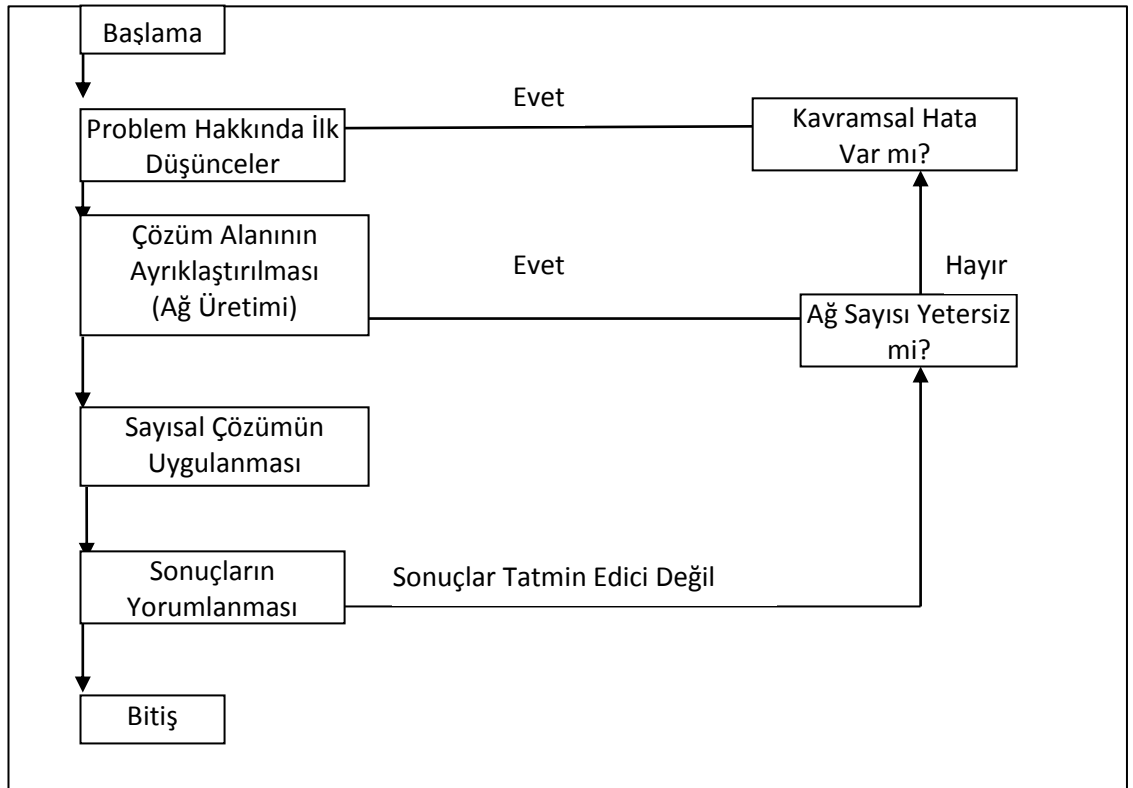
Literatürde çok bilinen 25 derece eğimli Ahmed basitleştirilmiş araç modeli giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin akış karakteristikleri ve araç aerodinamiği üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiş sonuçlar Lienhart ve Becker (2003) tarafından verilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

3. MATERİYAL VE YÖNTEM

Momentum, ısı ve kütle transferi işlemlerini tanımlamak için kullanılan denklemler Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir. Bu kısmi diferansiyel denklemler 19.yy başlarında türetilmiş ve analitik olarak çözülememiştir. Fakat sayısal olarak çözülebilirler. Günümüzde ise bu denklemlerin çözümü geliştirilen yazılımlarla hem de paket programlar yardımıyla yapılmaktadır.

HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kodları içinde bu denklemlerin çözümü farklı yöntemlerle yapılır. ANSYS CFX sonlu hacimler yöntemine göre çözüm üretir. Bu teknikte çözüm alanı kontrol hacmi olarak adlandırılan küçük bölümlere ayrılır. Denklemler her bir kontrol hacmi için ayrıklaştırılarak iteratif olarak çözülür. Sonuç olarak her kontrol hacmindeki değişkenler tüm akış alanı (domain) içinde baştan sona tespit edilir. Böylece akışın davranışı tespit edilmiş olur.

HAD analizlerinde takip edilecek yöntem Şekil 3.1'deki gibidir.



Şekil 3.1 HAD analizinde uygulanan prosedür

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği akış, ısı transferi ve bunlarla ilişkili diğer fiziksel durumların bilgisayar tabanlı simüle edilmesidir. Akışkanlar mekaniğinden bildiğimiz korunum denklemlerinin bilgisayar yardımıyla sayısal olarak çözülmesine dayanmaktadır.

3.1.HAD Tarihi

Bilgisayar, akışkanlar mekaniği problemlerini çözmek için uzun yıllar önce kullanılmaya başlanmıştır. Bunun için geçmişte bir çok genel amaçlı yazılım ve özel kodlar yazılmıştır. 1970' lerin ortalarında kompleks matematiksel denklemleri çözmek için algoritmalar geliştirilmeye başlandı. HAD çözümleri de bu dönemde geliştirilmiştir. 1980' lerde akışkanlar mekaniğinin geniş çalışma alanı araştırmacıların dikkatini çekti ve yüksek performanslı bilgisayar ihtiyacı doğdu. Bilgisayarların pahalı olması nedeniyle HAD o dönemde sadece enstitü ve laboratuvarlarda kullanılabiliyordu. Bilgisayar alanındaki son gelişmeler, grafik kartları ve işlemcilerde yaşanan gelişmeler, bir HAD analizini çok çabuk makul sürelerde gerçekleştirilebilir kıldı. Böylece ürün geliştirme maliyetlerini düşürmede çok önemli bir rol oynadı. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak ileri çözümlerin de geliştirilmesiyle HAD endüstride vazgeçilmez bir tasarım aracı olarak yerini aldı.

Bugün akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinde HAD, hem üniversitelerde araştırma amaçlı hemde endüstride güçlü bir tasarım doğrulama aracı olarak yoğun olarak kullanılmaktadır.

3.2.HAD Matematiği

Momentum, ısı ve kütle transferini açıklayan denklemler takımı Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Bu kısmi diferansiyel denklemler 19. yy. başlarında ortaya konulmuştur ve günümüzde bilinen bir analitik çözümü yoktur. Bu nedenle ayrıklaştırılır ve sayısal olarak çözülür.

Akış ve ısı transferi ile ilişki diğer durumları açıklayan denklemler, örneğin yanma, Navier-Stokes denklemleri ile birlikte çözülürler. Türbülans modelleri de bunlara verilebilecek bir diğer örnektir.

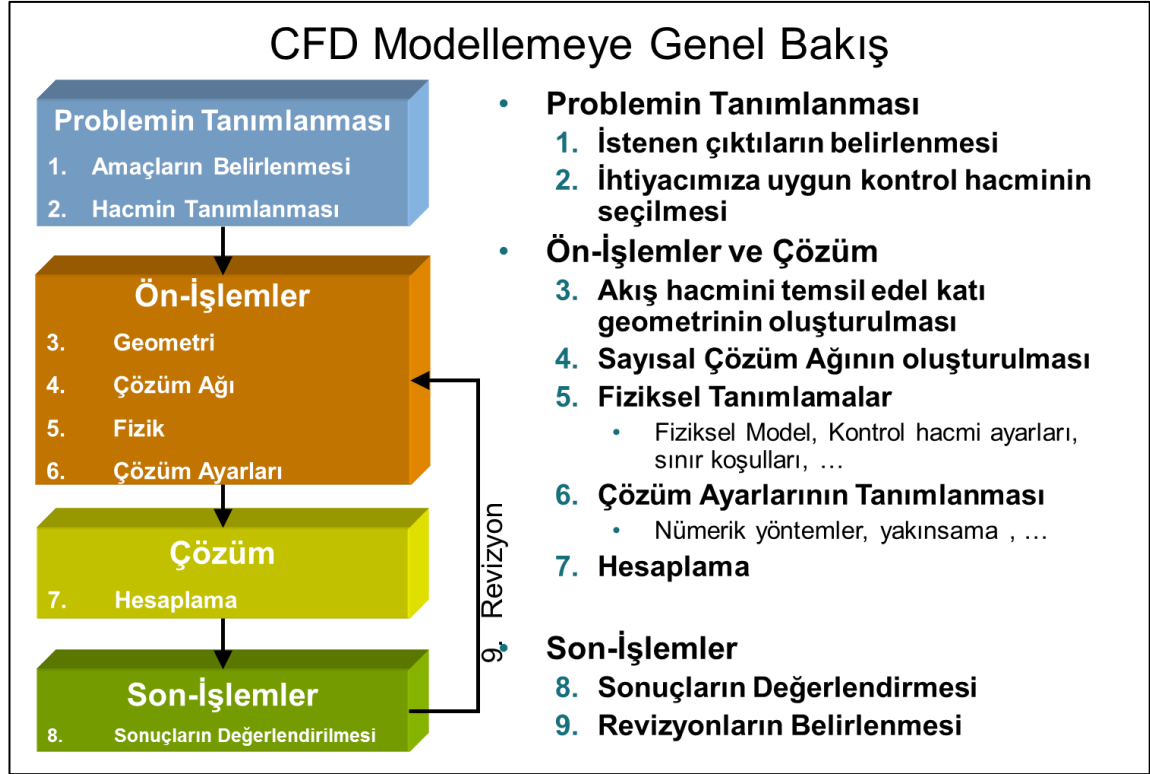
HAD yazılımlarında bir çok birbirinden farklı çözüm metoduna rastlanabilir. HAD çözümlerinde kullanılan en çok bilinen yöntem sonlu hacimler yöntemidir. Bu çalışma kapsamında kullanılan ANSYS CFX programı da sonlu hacimler metodunu kullanmaktadır.

Bu metodta, öncelikle çözüm almak istediğimiz hacim küçük alt hacimlere bölünür. Bunlar kontrol hacimleri diye isimlendirilir. Denklemler her bir hacim için ayrı ayrı ayrıklaştırılır ve sayısal olarak çözülür. Her bir kontrol hacmini temsil eden sonuç komşuları ile birlikte aralardaki yaklaşık çözümler hesaplanarak tüm model üzerindeki sonuçlar elde edilmiş olur.

3.3.HAD İşleyişi

Bir problemin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle modellenmesine önce çözüm hacminin bir CAD programı ile çizilmesi ile başlanır. Ardından bu hacim hesaplamalara uygun olarak sonlu hacimlere bölünür yani bir diğer deyişle çözüm ağı oluşturulur. Ardından sınır koşullarının eklenmesi ile çözüm aşamasına geçilir. Çözüm bittiğinde ise sonuçlar görselleştirilir ve değerlendirilir. Sonuçların değerlendirilmesiyle geometri, çözüm ağı veya sınır koşulları değiştirilerek tekrar çözüme gidilebilir. Bir HAD problemini 4 temel aşamada değerlendirebiliriz (bkz. Şekil 3.2):

- 1) Problemin tanımlanması
- 2) Ön İşlemler (Pre-Processing)
- 3) Çözüm (Solve)
- 4) Son İşlemler (Post-Processing)



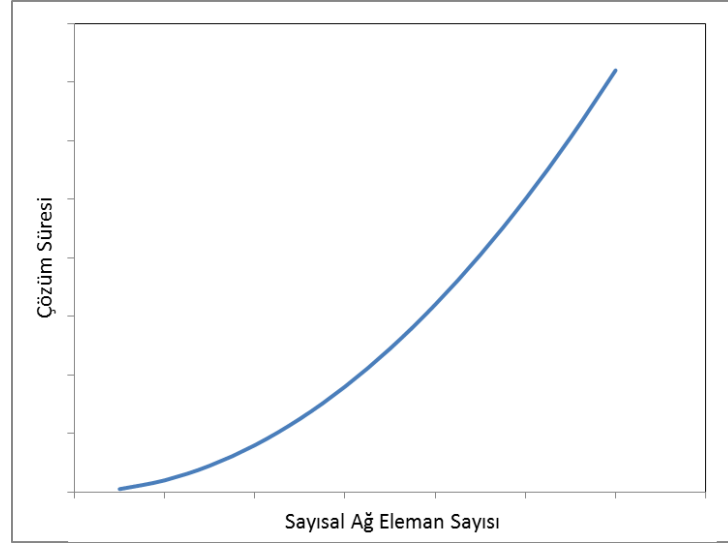
Şekil 3.2 Bir HAD Analizinin İşleyiş Şeması (ANSYS CFX Modelling Guide 2010)

Problemin tanımlanması aşamasında, öncelikle bu çözümden elde edilecek çıktılarına karar verilmesi gereklidir. Ardından elde edeceğimiz çıktıları etkileyecek parametreler ortaya çıkacaktır. Buna göre analizimizde neleri dikkate alıp neleri ihmal edebileceğimize, yani basitleştirmelere karar verebiliriz. Örneğin, karmaşık geometriler çözüm süresini uzatacaktır. Geometride sonuçlarımızı değiştirmeyecek detaylar bu aşamada ihmal edilebilir. Bu ihmallere göre geometrimiz yeniden revize edilir ve bir sonraki aşamaya geçilebilir. Yine bu aşamada fiziksel tanımlamalar, sınır koşulları ve nümerik yöntemlere karar verilir.

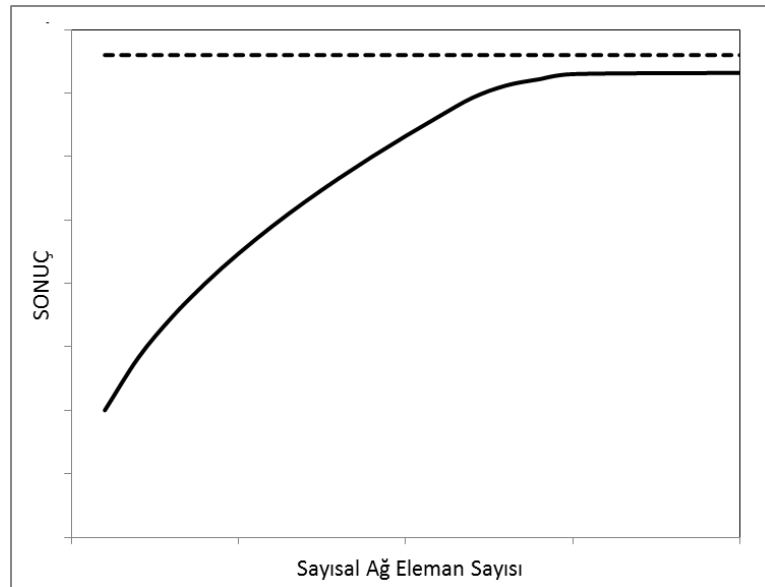
Ön işlemler aşamasında sayısal çözüm ağı oluşturulur. Burada sayısal çözüm ağımızdaki eleman sayısı ne kadar çok olursa gerçek sonuçlara o kadar yakın sonuçlar elde edebiliriz. Fakat çözüm süresi de bir o kadar artacaktır (bkz. Şekil 3.3). Buna rağmen sonuçların doğruluğu sayısal ağ eleman sayısının belli bir değerine kadar değişmektedir. O değere ağdan bağımsız eleman sayısı denir. Analizlerde bu nokta civarında olmamızla optimum çözüm süresini elde edebiliriz (bkz. Şekil 3.4).

Çözüm aşamasında bilgisayar arka planda oluşturulan matematik modeli çözer.

Son işlemler aşamasında ise öncelikle sonuçlar görselleştirilerek raporlanır. Ardından sonuçların hassasiyeti değerlendirilir. Sayısal çözüm ağının yeterli olup olmadığı, sınır koşullarının doğruluğu gibi sonuçları etkileyecek parametreler değerlendirilerek çözümün yeterli olup olmadığına karar verilir. Eğer değilse revizyon yapılarak yeniden çözüm yapılır.



Şekil 3.3 Sayısal ağ eleman sayısı ve çözüm süresi arasındaki ilişki (Versteeg ve Malalasekera 1995)



Şekil 3.4 Sayısal ağ eleman sayısı ve sonuç arasındaki ilişki (Versteeg ve Malalasekera 1995)

3.4.ANSYS CFX R13

Bu çalışmada HAD çözümleri için, genel amaçlı HAD paket programlarından ANSYS CFX kullanılmıştır. ANSYS CFX güçlü ön ve son işlemler arayüzü ve ileri bir sonlu hacimler çözücüsü içermektedir. ANSYS CFX çözücüsü hem endüstride hem de literatürde verdiği sonuçlar bakımından güvenilirliğini ispat etmiştir. Birleşik (Coupled) çözücüsü sayesinde çözüm esnasında kararlı sonuçlar alınabilmektedir. ANSYS CFX paket programı şu analiz yeteneklerine sahiptir:

- Kararlı rejim ve zamana bağlı analiz
- Laminer ve türbülanslı akış çözümleri
- Ses altı ve ses üstü çözümler
- Isı transferi ve ısıt ısıtım
- Yerçekimi etkileri
- Newtonyen olmayan akışlar
- Çok fazlı akışlar
- Parçacık takibi analizleri
- Serbest yüzey analizleri
- Yanma

3.5.Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri

Korunum denklemleri kartezyen koordinatlarda en genel haliyle aşağıdaki gibidir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

Momentum denklemleri x,y ve z yönlerinde sırasıyla ;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z$$

Enerji denklemi;

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left(\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) + k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi$$

Bu çalışmada türbülanslı akış durumları incelendiğinden bunlara ek olarak kullanılan türbülans modelinin denklemleri de eşlenik olarak çözülmektedir. Türbülans modelleme konusunda daha geniş bilgi aşağıda verilmiştir.

3.6. Türbülans ve Türbülans Modelleme

Türbülans akış alanında meydana gelen zaman ve uzaydaki dalgalanmalar olarak tanımlanır. 3 boyutlu, zamana bağlı ve birçok ölçek içerdiğinden oldukça kompleks bir akış türüdür. Akış karakteristiklerinde baskın bir etkiye sahiptir. Türbülans atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre baskın olduğunda gerçekleşir.

Navier-Stokes denklemleri hem laminar hem de türbülanslı akışı temsil etmeye haizdir, türbülans için herhangi ek bir terime ihtiyaç duymamaktadır. Pratikte türbülanslı akışta hız ve basınç değerlerinde çok küçük dalgalanmalar olmaktadır. Bu dalgalanmaları sayısal ağımızın yakalayabilmesi için o boyutlarda elemanlar kullanmamız gerekmektedir. Bu da günümüz bilgisayarlarıyla imkansızdır. Bu yüzden HAD çözümü

yaparken türbülanslı akış için türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller sayesinde türbülanslı akışı araştırabilmekteyiz.

Türbülans modellerini 3 ana başlıkta inceleyebiliriz:

- 1) İstatistiksel türbülans modelleri
- 2) Büyük Girdap Simülasyonu (LES)
- 3) Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS)

Günümüzde en çok kullanılan türbülans modelleri istatistiksel türbülans modelleridir. LES ve DNS pratikte bilgisayar kapasitesilerinin yetersiz kalması nedeniyle nadiren kullanılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan türbülans modellerinin tamamı istatistiksel türbülans modelleri olup ileride daha detaylı açıklanacaktır.

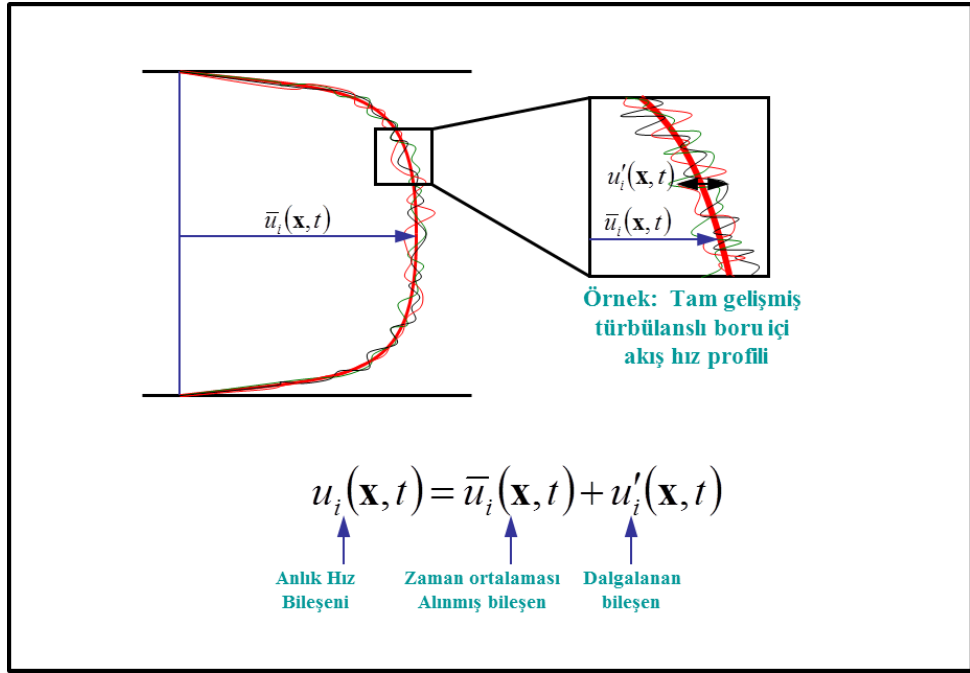
3.7.İstatistiksel Türbülans Modelleri

Eğer türbülans dalgalanmalarından daha büyük zaman adımlarıyla bakarsak, türbülanslı akış ortalama karakter gösterecektir. Bunun için ilave bir terim, dalgalanma terimi, kullanırız. Örneğin, hız iki bileşene ayrılır. Ortalama hız ve hız dalgalanmaları.

Genellikle istatistiksel türbülans modelleri orijinal Navier-Stokes denklemlerine, ortalama ve dalgalanma terimleri ile tekrar yazarak modifiye ederler. Ortaya çıkan bu yeni Navier-Stokes formuna Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes (RANS) denklemleri denmektedir. Bu denklemler sayesinde türbülans dalgalanmaları doğrudan çözülmeyerek, türbülans dalgalanmalarının etkileri çözüme katılabilmektedir. Bu yöntem, ilave bilinmeyen terimler getirmesine rağmen (Reynolds Gerilmeleri) DNS gibi çok çok küçük ağ elemanları kullanma zorunluluğumuz ortadan kaldırarak günümüz bilgisayarlarıyla çözüm alma imkanı sağlamaktadır. Endüstride zaman-doğruluk açısından en optimum çözümü sunan türbülans modelleri istatistiksel türbülans modelleridir. Bu çalışmada da istatistiksel türbülans modellerinden en çok bilinen 4 tanesi, Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST, kullanılmıştır.

3.8.Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri

Yukarıda bahsedildiği gibi, türbülans modellemede transport denklemlerini ortalama terim + dalgalanma terimi şeklinde iki terim daha yazılarak modifiye edilir. Örneğin, hız bileşeni iki bileşene ayrılabilir: ortalama hız $\bar{u}_i$ ve hızdaki dalgalanmalar yada çalkantılar u'_i (bkz. Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Reynolds ortalaması alma yaklaşımı (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010)

Hız terimi aşağıdaki şekilde ortalama hız ve dalgalanan hız bileşenleri olarak yazılabilir.

$$u_i(x, t) = \bar{u}_i(x, t) + u'_i(x, t)$$

Burada ortalama bileşen şu şekilde ifade edilir.

$$\bar{u}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u_i dt$$

Burada Δt zaman ölçeğidir ve türbülans dalgalanmalarından büyük fakat denklemlerin çözüm adımından küçüktür. Sıkıştırılabilir akışlarda bu ortalama yoğunluk ağırlıklıdır (Favre-Averaging) fakat bu çalışmada akış sıkıştırılmaz kabul edildiğinden yoğunluk dalgalanmaları ihmal edilmiştir ve burada açıklanmayacaktır.

Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes şöyle düzenlenir:

$$\rho \left(\frac{\delta \bar{u}_i}{\delta t} + \bar{u}_k \frac{\delta \bar{u}_i}{\delta x_k} \right) = - \frac{\delta \bar{p}}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\mu \frac{\delta \bar{u}_i}{\delta x_j} \right) + \frac{\delta R_{ij}}{\delta x_j}$$

Burada R_{ij} , Reynolds Gerilme terimleridir ve şöyle ifade edilir:

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$$

Zamana bağlı akışlarda denklemlerin grup ortalaması alınmaktadır (Ensemble-averaging). Grup ortalaması ortalaması alınmış denklemlerin zamana bağlı çözümlerde de kullanılabilmesini sağlamaktadır. Grup ortalaması alınmış denklemlere Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS) denklemleri denmektedir.

Orijinal Navier-Stokes denklemi ve ortalaması alınmış terimlerin eklenmiş durumu aşağıda gösterilmiştir. Dalgalanma terimleri düzenlenmiş reynolds gerilmeleri diye ifade edilen terim şeklinde toplanmıştır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_j) = 0$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) + S_M$$

Burada, τ moleküler gerilme tensörüdür ve hem normal hemde kayma gerilmelerini içermektedir.

Süreklilik denklemi değişmemiştir fakat hem momentum hemde skaler transort denklemleri türbülans akısı ve moleküler yayılım akısı terimleri içermektedir. Bunlar Reynolds gerilmeleri diye adlandırılırlar. Bu terimler ortalaması alınmamış Navier-Stokes denklemlerindeki doğrusal olmayan konveksiyon terimlerinden ortaya çıkarlar.

Bu terimler konvektif transport nedeniyle, hız dalgalanmalarının moleküler düzeyde termal dalgalanmaların neden olduğu karışmanın artmasına sebep olacağı gerçeğini ortaya çıkmaktadır. Yüksek Reynolds Sayılarında türbülans hız dalgalanmalarının uzunluk ölçeği termal dalgalanmalarının uzunluk ölçeğinden daha büyüktür yani türbülans akısı moleküler akıdan daha büyüktür.

Reynolds ortalaması alınmış enerji denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \right] + S_E$$

Bu denklem Reynolds ortalaması alınmamış haliyle karşılaştırıldığında ilave türbülans akısı terimi olduğu görülür ($\frac{\partial}{\partial x_j} [U_j (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$). Bu terim viskoz iş terimidir ve ANSYS CFX içerisinde eğer gerekli görülürse hesaba katılabilir ya da ihmal edilebilir. Bu çalışmada gerek görülmemiş ve ihmal edilmiştir.

Ortalama Toplam Entalpi şu şekilde ifade edilir.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k$$

Toplam entalpi içerisinde türbülans kinetik enerji terimi (k) vardır ve şu şekilde ifade edilir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$$

Reynolds ortalama alma yaklaşımına dayalı türbülans modelleri Reynolds Gerilmeleri bilinen başka özellikler yardımı ile hesaplama yaklaşımı ile çözüme ulaşırlar. RANS modelleri 2 ana başlık altında incelenebilir.

- 1) Eddy Viskozitesi Modelleri
- 2) Reynolds Gerilmeleri Modelleri

Bu çalışmada Eddy Viskozitesi modelleri başlığı altında değerlendirilen Std. K- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu nedenle bir sonraki başlıkta Eddy Viskozite Modelleri ile ilgili bilgi verilecektir.

3.9.Eddy Viskozitesi Modelleri

Türbülanslı akışta sürekli küçük ediler oluşur ve yayılır. Reynolds gerilmeleri, ortalama hız gradyanine ve türbülans viskozitesine bağlı olarak hesaplanır. Bu yöntemde Eddy Viskozitesi Modeli denir.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right)$$

Burada μ_t eddy viskozitesi veya türbülans viskozitesi olarak adlandırılır.

Bu yöntemde Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes denklemleri şu formu alır.

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

Burada S_M dış kuvvetlerin toplamı, μ_{eff} türbülans viskozitesinide içeren efektif viskozite, p' ise modifiye basınçtır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$$

3.10. İki Denklemlı Türbülans Modelleri

İki denklemlı türbülans modelleri zaman – hassasiyet arasında optimum sonucu sunduğundan endüstride ve araştırmalarda sıklıkla kullanılmaktadır. İki denklemlı modeller sıfır ve bir denklemlı türbülans modellerine göre daha karmaşıktır. Hız ve uzunluk lçeğı 2 ayrı transport denklemi ile zlmektedir.

Std. k- ϵ ve Std. k- ω tabanlı iki denklemlı türbülans modelleri Reynolds gerilmeleri ile ortalama hız gradyeni ve türbülans viskozitesini gradyen difüzyon hipotezi ile ilişkilendirmektedir. Türbülans viskozitesi, türbülans hızı ve türbülans uzunluk lçeğinin ürünü olarak modellenir. İki denklemlı modellerde türbülans hız lçeğı türbülans kinetik enerjisinden, türbülans kinetik enerjisi de türbülans kinetik enerjisi transport denkleminde hesap edilir. Türbülans uzunluk lçeğı ise genellikle türbülans kinetik enerji ve yayılım hızından (dissipation rate) hesaplanır. Türbülans yayılım hızı için yine ayrı bir transport denklemi zlmektedir.

3.10.1. Standart k- ϵ türbülans modeli

Hızdaki dalgalanmaların varyansına türbülans kinetik enerjisi denir ve “k” ile gösterilir.

$$k = \sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2}$$

Birimi uzunluğun karesinin zamanın karesine oranıdır (rneğın, m^2/s^2). " ϵ " ise türbülans eddy yayılımıdır (hız dalgalanmalarının yayılım hızı) ve birimi birim zamandaki türbülans kinetik enerjisidir (rneğın, m^2/s^3).

Std. k- ϵ modeli denklem sistemine iki yeni denklem ve iki yeni bilinmeyen ekler. Yeni durumda süreklilik denklemi şöyle yazılır (Launder ve Spalding 1974).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0$$

Momentum denklemi şöyle yazılır.

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

Burada S_M dış kuvvetlerin toplamı, μ_{eff} türbülans viskozitesinide içeren efektif viskozite, p' ise modifiye basınçtır.

Std. k-ε modeli eddy viskozite yaklaşımına dayanmaktadır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

Burada μ_t türbülans viskozitesidir. Std. k-ε modeli türbülans viskozitesini türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yayılım oranı ile ilişkilendirir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Burada C_μ sabittir (bkz. Çizelge 3.1).

Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yayılım hızı ayrı ayrı çözülen iki transport denkleminde hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b})$$

Burada $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_k, C_\varepsilon$ model sabitleridir ve aşağıda Çizelge 3.1' de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Std. k- ε türbülans modeli sabitleri (Launder ve Spalding 1974)

Std. k- ε Sabitleri	Değeri
C_μ	0.09
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
C_k	-
C_ε	-

P_{kb} ve $P_{\varepsilon b}$ kaldırma kuvvetlerinin etkisini temsil eder, P_K viskoz kuvvetlerden dolayı oluşacak türbülans üretimini temsil eder ve şu şekilde ifade edilir.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right)$$

3.10.2. RNG k- ε türbülans modeli

RNG k- ε türbülans modeli Navier-Stokes denklemlerinin renormalizasyon grup analizini taban almaktadır. Türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılım hızı için çözülen transport denklemleri Std. k- ε türbülans modeli ile aynıdır fakat model sabitleri farklıdır ve bir fonksiyona bağlanmıştır. Türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı için transport denklemi şöyledir (Yakhot ve Orszag 1986).

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1 RNG} P_k - C_{\varepsilon 2 RNG} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1 RNG} P_{\varepsilon b})$$

Burada,

$$C_{\varepsilon 1 RNG} = 1.42 - f_\eta$$

Ve,

$$f_{\eta} = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38}\right)}{\left(1 + \beta_{\text{RNG}} \eta^3\right)}$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu \text{RNG}} \epsilon}}$$

3.10.3. Standart k- ω türbülans modeli

Standart k- ω türbülans modelinin formülasyonu, düşük Reynolds sayılı bölge yani cidar yakınındaki bölgede avantaj sunmaktadır. Düşük Reynolds sayılı k- ϵ modeli gibi karmaşık lineer olmayan sönümler fonksiyonları (damping functions) içermediğinden daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. Düşük Reynolds sayılı k- ϵ türbülans modeli cidar yakınında $y^+ < 0.2$ değerinin sağlanmasını gerektirmektedir fakat Std. k- ω modeli $y^+ < 2$ değerini gerektirmektedir. Bu da Std. k- ω modelinin daha az sayısal çözüm ağı elemanı ile doğru sonuca gidebileceğini göstermektedir. Pratikte bırakın $y^+ < 0.2$, $y^+ < 2$ değerini bile her yerde sağlamak çok zordur (ANSYS CFX R13 Modelling Guide, 2010). Bu nedenle ANSYS CFX içerisinde farklı bir duvar yakını modelleme seçeneği sunulmuştur. Bu yeni cidar modelleme yöntemi düşük Reynolds formülasyonundan standart duvar fonksiyonu yaklaşımına tatlı bir geçiş yapmak üzerine kurulu bir yöntemdir. Std. k- ω modeli türbülans viskozitesini, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı arasında ilişki kurarak, bu ilişkinin denklemini çözerler.

ANSYS CFX içerisindeki Std. k- ω modeli Wilcox tarafından geliştirilmiş türbülans modelidir (Wilcox 1986). Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı için ayrı ayrı iki transport denklemi çözülmektedir. Gerilme tensörü ed viskozite yaklaşımından çıkarılmaktadır.

Türbülans kinetik enerji transport denklemi şöyledir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}$$

Türbülans frekansı transport denklemi şöyledir.

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b}$$

Burada P_k türbülans üretim hızıdır (turbulence production rate). Std. k- ϵ türbülans modelindeki gibi hesaplanır.

Std. k- ω model sabitleri şöyledir.

$$\beta' = 0.09$$

$$\alpha = 5/9$$

$$\beta = 0.075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

Reynolds gerilme tensörü ise şöyle ifade edilir.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right)$$

3.10.4. SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli

Std. k- ω tabanlı SST türbülans modeli, türbülans kayma gerilmelerinin transportunu yüksek hassiyette hesaplar. Böylece eğimli yüzeylerdeki ve ters basınç gradyeni altındaki ayrılmış akışlarda daha hassas sonuçlar verir. ANSYS CFX içerisindeki SST türbülans modeli Menter tarafından geliştirilmiştir (Menter 1993).

Diğer modeller türbülans kayma gerilmelerinin transportunu çözmemektedir. Bu da eddy viskozitesinin olması gerekenden fazla tahmin edilmesine sebep olmaktadır. Uygun kayma gerilmelerinin hesaplanması için eddy viskozite formülasyonuna bir limitör eklenmektedir.

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}$$

Burada,

$$v_t = \mu_t / \rho$$

F_2, F_1 sınır tabaka bölgesinde limitör fonksiyonlardır.

3.10.5. Harmanlama fonksiyonları (Blending Functions)

Harmanlama fonksiyonları yöntemin başarısı açısından önemlidir. Formülasyonları duvardan olan boyutsuz uzaklık ve akış değişkenlerine bağlı olarak yazılmaktadır.

$$F_1 = \tanh\left(\arg_1^4\right)$$

İle,

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4 \rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2}\right)$$

Burada, y en yakın duvara uzaklık, ν kinematik viskozite ve

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right)$$

$$F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right)$$

İle,

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

3.10.6. GAMMA THETA türbülans modeli (Geçiş türbülans modeli)

Gamma Theta türbülans modeli, momentum kalınlığına göre tanımlanmış Reynolds sayısına dayalı geçiş kriteri ve “intermittency” için iki ayrı transport denklemi çözen, bu sayede geçiş bölgesini çok daha hassas çözeabilen bir türbülans modelidir. Kullandığı ampirik korelasyon (Langtry ve Menter 2005) by-pass geçişini düşük giriş türbülans şiddetlerinde dahi yakalama üzerine dizayn edilmiştir. ANSYS CFX içerisinde SST türbülans modeli ile kullanılmaktadır. Literatürde bir çok çalışmada SST türbülans modeli kullanılarak farklı geometrilerde doğrulama çalışmaları yapılmıştır (Menter ve ark. 2004, Menter ve ark. 2005, Menter ve ark. 2006, Langtry 2006, Malan 2009).

Gamma Theta modeli BSL ve SAS-SST modeli ile de başarılı bir şekilde kullanılabilir. Bu çalışmada SST modeli ile birlikte kullanılmıştır.

“intermittency” için transport denklemi şöyledir:

$$\frac{\partial(\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right]$$

Geçiş kaynak terimleri ise şöyle tanımlanır:

$$P_{\gamma 1} = 2 F_{length} \rho S [\gamma F_{onset}]^{c_{\gamma 3}} ; E_{\gamma 1} = P_{\gamma 1} \gamma$$

Burada “S” gerinme oranı bileşkesidir. F_{length} , geçiş bölgesinin uzunluğunu kontrol eden ampirik bir ifadedir. Yeniden laminarleşme (Destruction/Relaminarization) için kaynak terimleri ise şöyle tanımlanır:

$$P_{\gamma 2} = (2 c_{\gamma 1}) \rho \Omega \gamma F_{turb} ; E_{\gamma 2} = c_{\gamma 2} P_{\gamma 2} \gamma$$

Burada, Ω vorticity oranı bileşkesidir. Geçiş başlangıcı şu fonksiyonlarla kontrol edilir:

$$Re_v = \frac{\rho y^2 S}{\mu} ; R_T = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

$$F_{onset 1} = \frac{Re_v}{2.193 \cdot Re_{\theta c}}$$

$$F_{onset 2} = \min \left(\max \left(F_{onset 1}, F_{onset 1}^4 \right), 2.0 \right)$$

$$F_{onset 3} = \max \left(1 - \left(\frac{R_T}{2.5} \right)^3, 0 \right)$$

$$F_{onset} = \max (F_{onset 2} - F_{onset 3}, 0)$$

$$F_{turb} = e^{-\left(\frac{R_T}{4}\right)^4}$$

$Re_{\theta c}$, intermittency'nin sınır tabaka kalınlığını arttırmaya başladığı kritik Reynolds sayısıdır. Intermittency denklemi için sabitler şöyledir:

$$c_{y1} = 0.03$$

$$c_{y2} = 50$$

$$c_{y3} = 0.5$$

$$\sigma_y = 1.0$$

Mometum kalınlığına bağlı Reynolds sayısının ($\tilde{Re}_{\theta t}$)kritik geçiş değeri için tranport denklemi şöyledir:

$$\frac{\partial (\rho \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j \tilde{Re}_{\theta t})}{\partial x_j} = P_{\theta t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_{\theta t} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \tilde{Re}_{\theta t}}{\partial x_j} \right) \right]$$

Kaynak terimleri şöyle tanımlanır:

$$P_{\theta t} = c_{\theta t} \frac{\rho}{t} (Re_{\theta t} - \tilde{Re}_{\theta t}) (1.0 - F_{\theta t}) ; t = \frac{500 \mu}{\rho U^2}$$

$$F_{\theta t} = \min \left(\max \left(F_{\text{wake}} \cdot e^{-\left(\frac{y}{\delta}\right)^4}, 1.0 - \left(\frac{y-1/50}{1.0-1/50}\right)^2 \right), 1.0 \right)$$

$$\theta_{BL} = \frac{\tilde{Re}_{\theta t} \mu}{\rho U} ; \delta_{BL} = \frac{15}{2} \theta_{BL} ; \delta = \frac{50 \Omega y}{U} \cdot \delta_{BL}$$

$$Re_{\omega} = \frac{\rho \omega y^2}{\mu} ; F_{\text{wake}} = e^{-\left(\frac{Re_{\omega}}{1 \times 10^5}\right)^2}$$

$\tilde{Re}_{\theta t}$ transport denklemi için model sabitleri şöyledir

$$c_{\theta t} = 0.03 ; \sigma_{\theta t} = 2.0$$

$\tilde{Re}_{\theta t}$ için duvarlarda “0 akı” (Zero Flux) sınır koşulu otomatik olarak tanımlanmaktadır. Girişteki sınır koşulu ise giriş türbülans şiddetine bağlı ampirik bir korelasyonla tanımlanır.

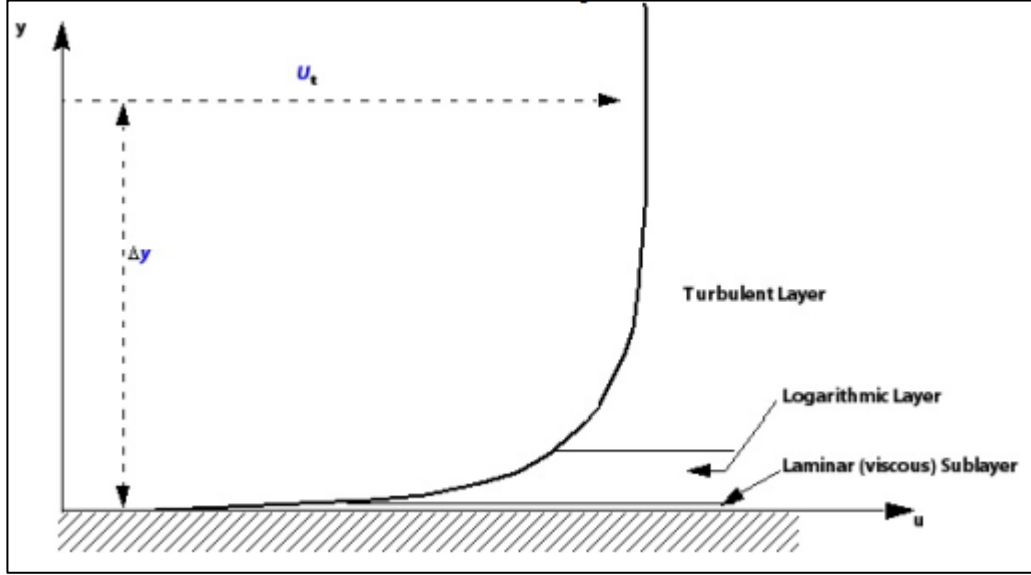
3.11. Duvar Yakını Modellemesi

Kaymaz duvar yakınında yüksek gradyenler oluşur. Ayrıca viskoz etkilerde çok yüksektir. Bu bölgeler sayısal çözümde şu sorunları ortaya çıkarır.

- Duvardaki viskoz etkileri nasıl hesaplanacak
- Sınır tabaka bölgesinde akış değişkenlerindeki ani değişim nasıl hesaplanacak

Deneyler ve matematiksel analizler göstermiştir ki duvar yakını iki ayrı bölge olarak incelenebilir. Akışın neredeyse laminar olduğu ve momentum ve ısı transferinde

viskozitenin dominant olduğu viskoz alt tabakadır. Diğeri ise duvardan biraz daha uzak olan logaritmik bölge. Altta Şekil 3.6’ da bahsedilen bölgeler gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Tam Gelişmiş Türbülanslı Sınır Tabaka Hız Profili

Logaritmik bölgede, hız dağılımı logaritmik fonksiyonla kabul edilebilir doğrulukta temsil edilebilmektedir ve bu sayede akışkan içerisindeki kayma gerilmeleri hızın fonksiyonuyla sayısal olarak temsil edilebilmektedir. Bu yaklaşıma duvar fonksiyonu (wall function) yaklaşımı denir.

Duvar yakınına hesaplamada 2 temel yaklaşım vardır.

- 1) Duvar fonksiyonu yaklaşımı
- 2) Düşük Reynolds Sayılı Türbülans Modelleri

Duvar fonksiyonu yaklaşımında duvara yakın bölgeler sayısal içerisine alınıp çözülmeyen, logaritmik duvar kanunu ile hıza bağlı bir fonksiyon ile temsil edilirler. Bu sayede bilgisayar hafızası ve çözüm zamanından tasarruf edilir. Bununla beraber özellikle ayrılmış akış ve yüksek eğimli duvarlarda gerçek sonuçtan sapmalar meydana geldiği bilinmektedir.

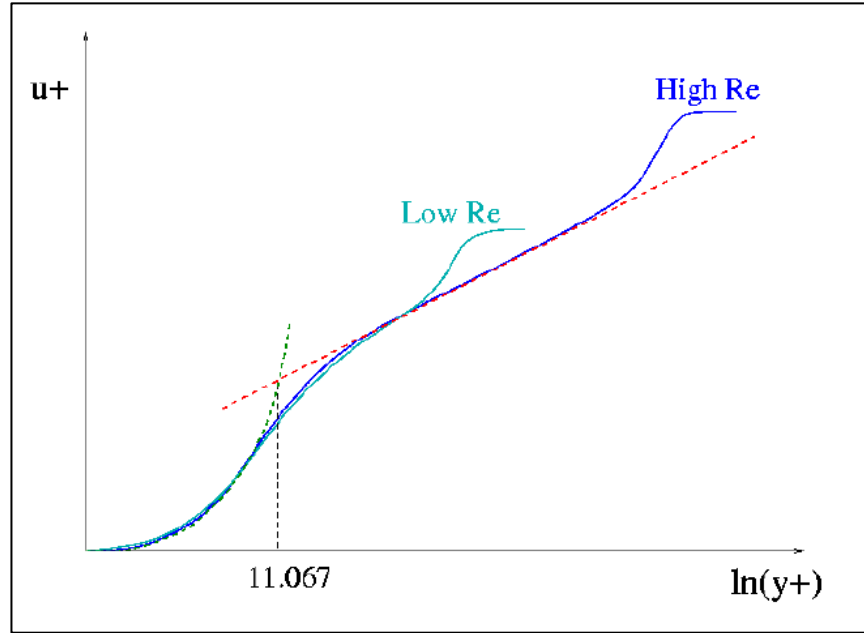
Düşük Reynolds sayılı türbülans modeli kullanma yaklaşımı ise, duvar yakınında özellikle hız gradyanını yakalayacak yoğunlukta sayısal ağ kullanarak sayısal olarak

özüm elde etmektir. Bu yaklaşım bilgisayar hafızası ve çözüm süresi bakımından devavantaj getirse de akış ayrılmasında daha hassas sonuçlar vermektedir.

Duvar yakınında yoğun sayısal ağı gereksinimi şöyle açıklanabilir. y^+ cidardan dik boyutsuz uzaklık olarak tanımlanır ve şu şekilde ifade edilir:

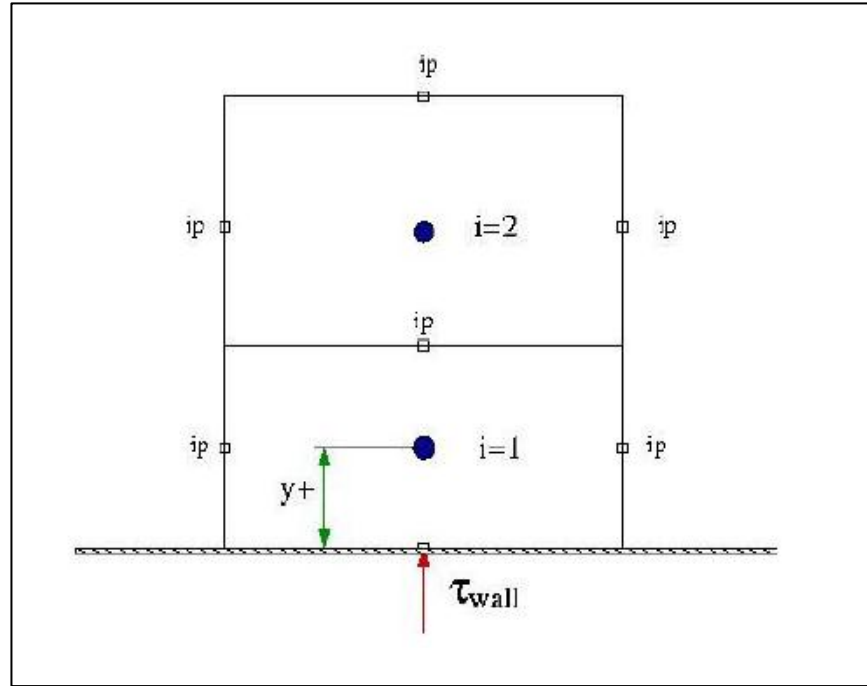
$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{\nu}$$

Burada, u_* , boyutsuz sürtünme hızı, y duvardan dik uzaklık, ν , kinematik viskozitedir. $y^+ < 11.06$ bölgesi viskoz laminar alt tabaka olarak ifade edilir. Düşük Reynolds sayılı türbülans modelleri ile hassas sonuçlar olmak için bu bölgede en az 10 adet ağı noktası (node) olmalıdır (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010). y^+ ile boyutsuz hız, u^+ , nın değişimi Şekil 3.7’ da görölmektedir.



Şekil 3.7. y^+ ile Boyutsuz Hız, u^+ , nın Değişimi

Çözüm ağında çözüm noktasının denk geldiği y^+ değeri Şekil 3.8’ de görülmektedir.



Şekil 3.8. Çözüm Noktasının y^+ Değerinin Gösterimi (ANSYS CFX R13 Modelling Guide 2010)

“ ω ” denklemini çözen türbülans modelleri, örneğin SST, Std. k- ω , bu yaklaşıma uygun türbülans modelleridir. Burada düşük Reynolds sayısından kasıt, türbülans Reynolds sayısının düşük olduğu bölgeler yani viskoz alt tabaka kastedilmektedir.

Çözüm sürelerini düşürmek amacıyla ANSYS CFX programında otomatik duvar fonksiyonu (Automatic Wall Function) geliştirilmiştir. Bu yöntem “ ω ” tabanlı türbülans modellerinde duvar yakınındaki sayısal ağ yoğunluğuna bağlı olarak duvar fonksiyonu yada düşük Reynolds yaklaşımı arasında geçiş sağlar. Böylece sayısal ağımızın seyrek olduğu yerlerde duvar fonksiyonu, yoğun olduğu bölgelerde düşük Reynolds yaklaşımının kullanılmasını otomatik olarak sağlamaktadır.

Endüstride çözüm zamanı açısından duvar fonksiyonu kullanmak en çok tercih edilen yöntemdir. Duvar fonksiyonlarının ayrılma bölgelerindeki ters basınç gradyenli akışta hatalı sonuçlar verdiği bilinmektedir. Bu deavantajı aşmak için ANSYS CFX içerisinde Ölçeklendirilebilir Duvar Fonksiyonu (Scalable Wall Function) seçeneği mevcuttur. Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu bütün “ ϵ ” tabanlı türbülans modelleri ile

kullanılabilir. Bu çalışmadaki Std. k-ε ve RNG k-ε türbülans modelleri ile gerçekleştirilen tüm hesaplamalarda bu modeller ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu ile kullanılmıştır.

ANSYS CFX' teki standart duvar fonksiyonu yaklaşımı Launder and Spalding (1974)' in genişletilmiş halidir. Logaritmik kanun bölgesinde teğetsel hız duvar kayma gerilmelerinin bir fonksiyonudur.

Duvar fonksiyonu yaklaşımında viskoz alt tabakadaki akış ortalama akış ve türbülans transport denklemlerini sağlamak için ampirik formüllerle ifade edilmektedir.

Duvar yakınında, hızın logaritmik fonksiyonu şöyle ifade edilir:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C$$

Burada,

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}$$
$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}$$

Burada ,

u^+ duvar yakını boyutsuz hız,

u_τ sürtünme hızı,

u_t teğetsel hız,

y^+ duvardan olan boyutsuz uzaklık,

τ_w kayma gerilmesi,

K von Karman sabiti,

C logaritmik sabittir.

3.11.1. Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (Scalable wall function)

Aşağıdaki standart duvar fonksiyonu ayrılma noktalarında, U_t sıfıra giderse, tekillik göstermektedir.

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C$$

Bu nedenle alternatif bir hız ölçeği, u^* , kullanılabilir.

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$$

Bu hız ölçeği U_t sıfıra gitse dahi sıfıra gitmemektedir. Dolayısıyla tekilliği ortadan kaldırmaktadır. Buna dayanarak U_t 'nin açık hali aşağıda verilmiştir.

$$u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C}$$

Kayma gerilmesinin mutlak değeri, τ_w şöyle ifade edilir.

$$\tau_w = \rho u^* u_\tau$$

Burada,

$$y^* = (\rho u^* \Delta y) / \mu$$

Duvar fonksiyonu yaklaşımının en önemli eksikliği, sonuçların hassasiyetinin duvara en yakın düğüm noktasının duvardan uzaklığına bağlı olmasıdır. Sayısal ağı sıklaştırmak sonuçların hassasiyetini arttırmaktan ziyade hata oranını arttırmaktadır. Bu ikilem ANSYS CFX tarafından geliştirilmiş ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu ile aşılmıştır (Grotjans ve Menter 1998). Ölçeklendirilmiş duvar fonksiyonunun ardındaki temel fikir,

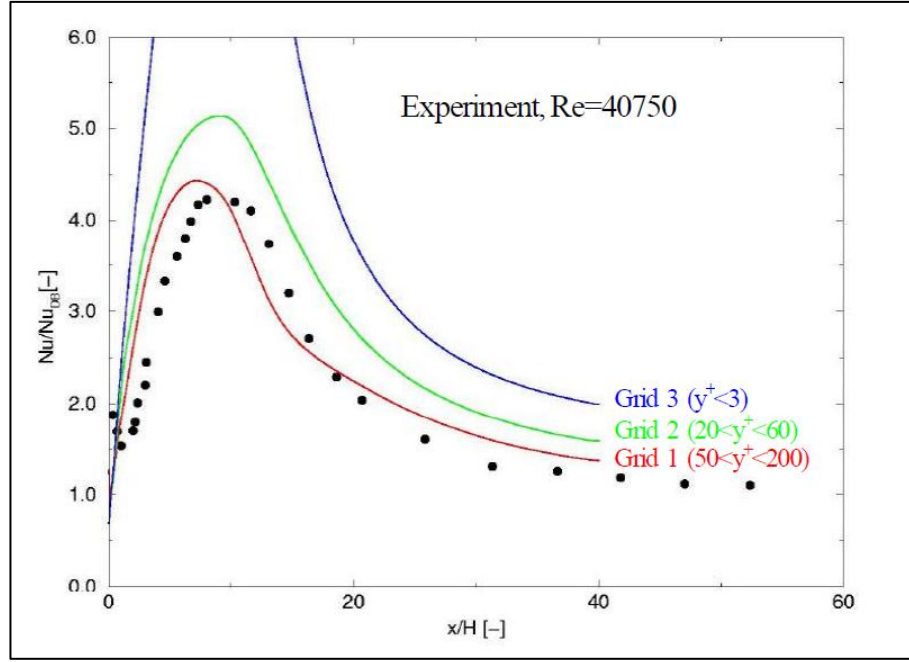
logaritmik formülasyonda kullanılan y^* değerinin, $\tilde{y}^* = \max(y^*, 11.06)$ fonksiyonu ile değiştirilerek 11.06 da limitlenmesidir. Hesaplanan değeri bundan sonra hiçbir yerde 11.06 değerinin altına inemeyecektir. Böylece duvar yakınındaki sık ağ yapısının yarattığı hatalar giderilmiş olmaktadır.

Yayılm hızı, ε , sınır kuşulu logaritmik bölgede geçerli olmak üzere şu ilişki ile tanımlanır.

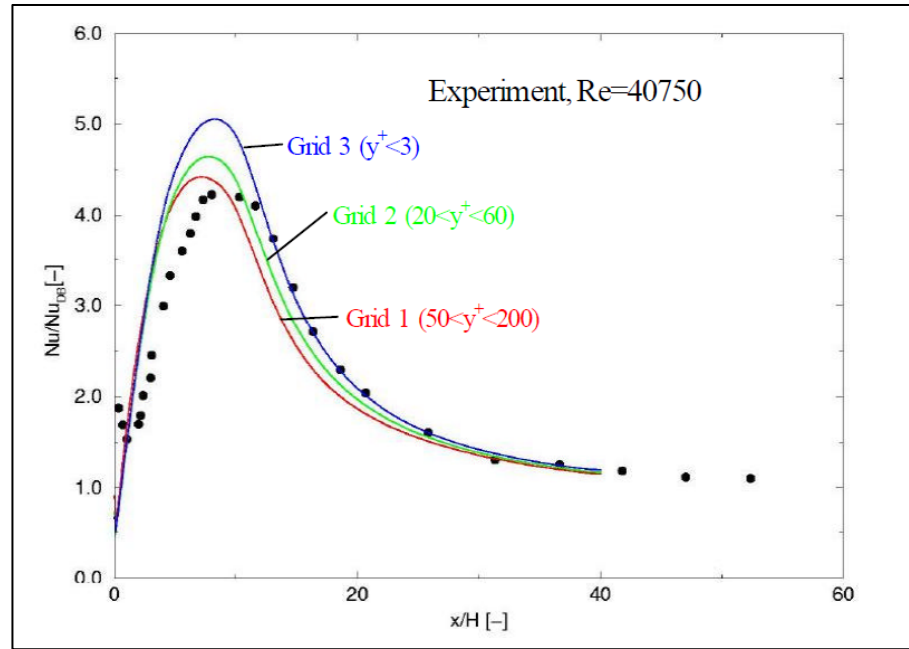
$$\varepsilon = \frac{\rho u^*}{\tilde{y}^*} \frac{C_\mu^{3/4}}{\mu} \kappa^{3/2}$$

Sınır tabaka bölgesini tamamen çözmek için, 10 adet düğüm noktasına ihtiyaç vardır. Standart duvar fonksiyonu ilk düğüm noktamızı $30 < y^+ < 300$ aralığına denk getirmemiz önerilir (Vieser 2004). Böylece çok daha az düğüm noktası ile sonuca ulaşabiliriz. Böylece çözüm süremiz oldukça kısalmır. Fakat standart duvar fonksiyonu ile her yerde $30 < y^+ < 300$ şartını sağlayamayabiliriz. Bu durumlarda ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu avantajlar sağlamaktadır.

Aşağıda basamak alt yüzeyi sabit ısı akısıyla ısıtılan bir geri basamak akışında, ısıtılan yüzey üzerindeki Nu sayısının değişimi görülmektedir. Şekil 3.9 standart duvar fonksiyonu kullanılarak elde edilen sonuçları, Şekil 3.10 ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu kullanılarak elde edilen sonuçları göstermektedir. Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 karşılaştırıldığında duvar yakınındaki ilk sayısal çözüm elemanının y^+ değerinin standart duvar fonksiyonu kullanıldığında sonuçlar üzerinde önemli etkisi olduğu görülmektedir. Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu Şekil 3.10'da görüldüğü gibi duvara en yakın sayısal ağ elemanının y^+ değerinin etkisini minimuma indirebilmektedir.



Şekil 3.9. Standart duvar fonksiyonu (Vieser ve ark. 2004)



Şekil 3.10. Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (Vieser ve ark. 2004)

3.11.2. Otomatik duvar yakını davranışı (Automatic near wall treatment)

Duvar fonksiyonları viskoz alt tabaka bölgesini bir fonksiyonla temsil ettiği için bazı durumlarda hassas sonuçlar verememektedir. Örneğin düşük Reynolds sayılı akışlarda viskoz alt tabakadaki akış önemli olmaktadır. Böyle durumlarda duvar fonksiyonu hassasiyetini kaybedebilmekte yapılan kıyaslamalarda %10 gibi bir sapma meydana gelebilmektedir (Vieser ve ark. 2004). Dış akışlarda bu etki azalmakta fakat iç akışlarda bu tarz sapmalar meydana gelebilmektedir.

Düşük Reynolds sayılı türbülans modelleri duvar yakınında çok yoğun sayısal ağ gereksiniminden dolayı endüstride yaygınlaşamamıştır. ANSYS CFX içerisindeki bu farklı duvar yakını modelleme tekniği “ ω ” tabanlı türbülans modellerine uygulanabilmektedir. Bu çalışmada Std. k- ω ve SST modelleri ile gerçekleştirilen tüm hesaplamalarda Std. k- ω ve SST modelleri otomatik duvar yakını davranışı yöntemi ile kullanılmıştır.

Bu yeni yöntemdeki temel felsefe duvar yakınında düşük Reynolds sayılı k- ω ile duvar fonksiyonu arasında harmanlama yapmasıdır. Yani y^+ değerlerinin yeterli ölçüde küçük olduğu bölgelerde düşük Reynolds sayılı k- ω , yüksek olduğu bölgelerde duvar fonksiyonu kullanmaktadır. Böylece modelde her noktada en doğru sonucun elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Doğrusal ve logaritmik bölgede ω çözümü şöyledir:

$$\omega_{vis} = \frac{6 \nu}{0.075 y^2}$$

$$\omega_{log} = \frac{1}{0.3 K} \frac{u_\tau}{y}$$

Harmanlama ile tekrar yazıldığında şöyle ifade edilir:

$$\omega_1(y^+) = \left(\omega_{vis}^2(y^+) + \omega_{log}^2(y^+) \right)^{0.5}$$

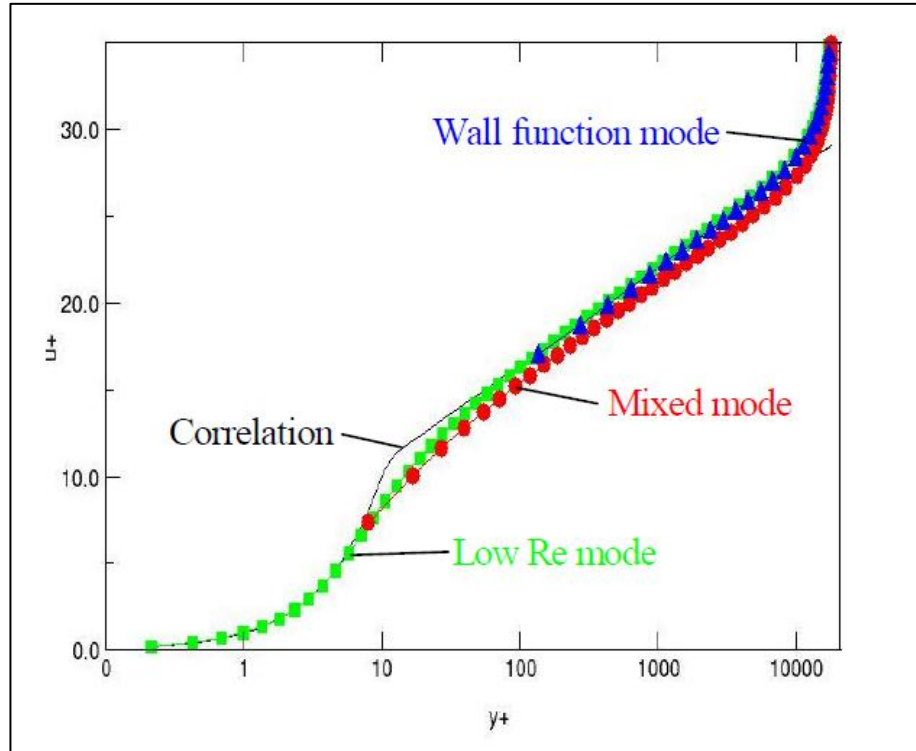
Benzer bir formülasyon da duvar yakını hız profili için tanımlanır:

$$u_{\tau}^{vis} = \frac{U_1}{y^+}$$

$$u_{\tau}^{log} = \frac{U_1}{\frac{1}{K} \ln(y^+) + C}$$

$$u_{\tau} = \left[(u_{\tau}^{vis})^4 + (u_{\tau}^{log})^4 \right]^{0.25}$$

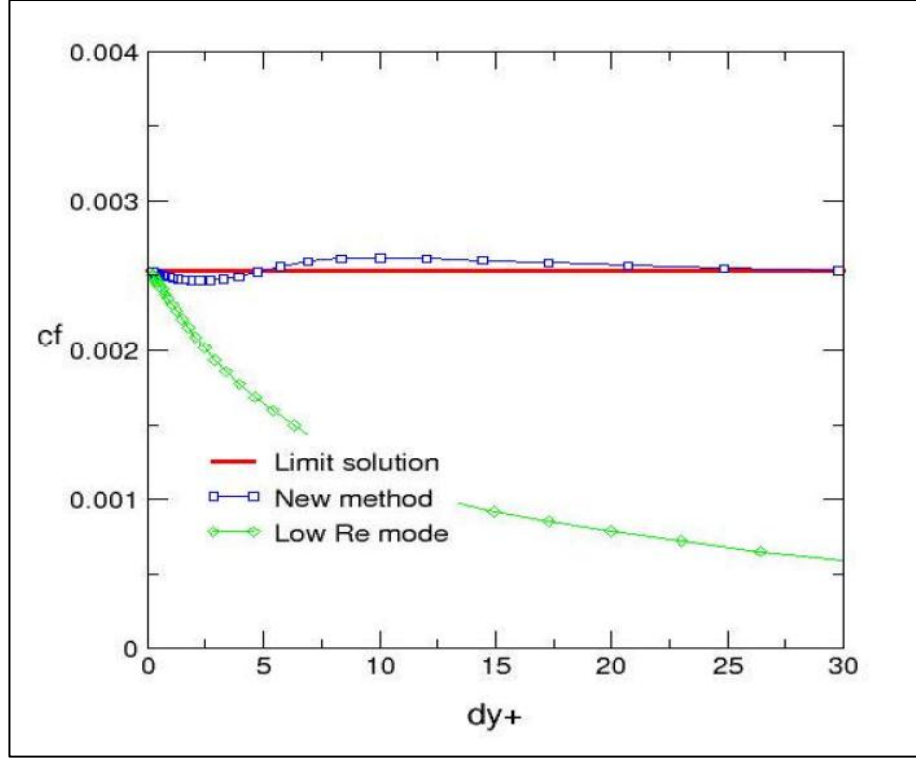
Şekil 3.11.'de duvar fonksiyonunun harmanlaması görülmektedir.



Şekil 3.11. Otomatik duvar yakını davranışı hız profili (Vieser ve ark. 2004)

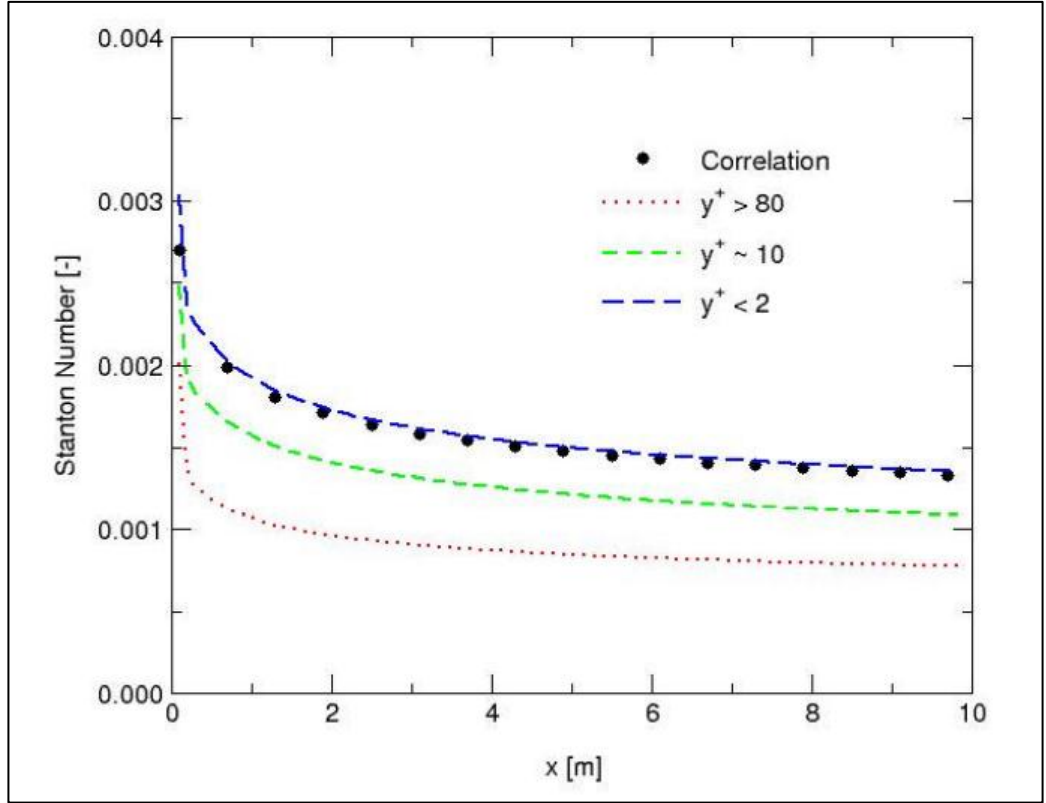
Şekil 3.12' de, düşük Reynolds sayılı türbülans modeli ile çözüm, otomatik duvar yakını davranışı metodu ile çözüm ve gerçek çözüm farklı y^+ değerlerine sahip sayısal ağlarda karşılaştırılmış ve aynı şekilde gösterilmiştir. Burada yeni duvar yakını modelleme yaklaşımı otomatik duvar yakını davranışının verdiği sonuçların, düşük Reynolds sayılı

türbülans modellerinin verdiği sonuçlara göre, y^+ değerinden daha bağımsız olduğu söylenebilir. Böylece bu yaklaşım kullanıcıya sayısal ağ yapısını oluşturmada serbestlik kazandırmaktadır.

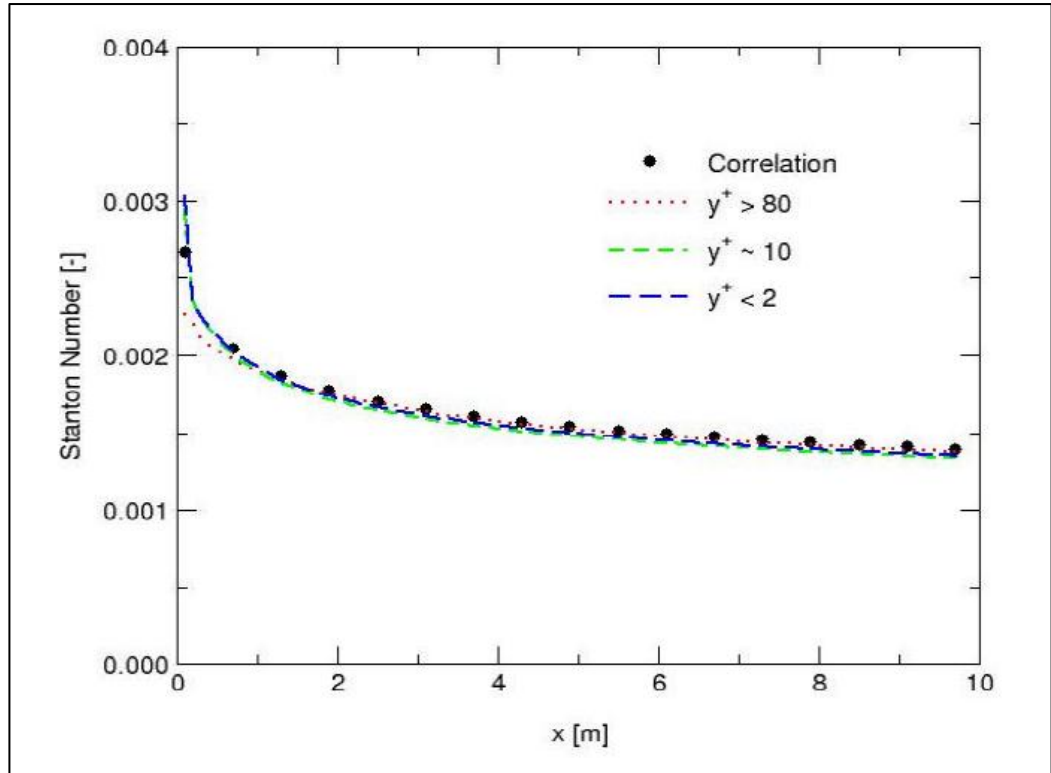


Şekil 3.12. Duvar yakını modellemede ağ hassasiyeti (Vieser ve ark. 2004)

Şekil 3.13 ve Şekil 3.14' de ısıtılmış düz plaka üzerinde Stanton sayısı gösterilmiştir. Şekil 3.13 düşük Reynolds sayılı türbülans modeli ile Şekil 3.14 otomatik duvar yakını davranışı yöntemi ile elde edilmiş çözümleri göstermektedir. Şekillerden görülebildiği gibi otomatik duvar yaklaşımı duvar yakını modelleme yöntemiyle alınan sonuçların y^+ değerinden bağımsız olduğu söylenebilir.

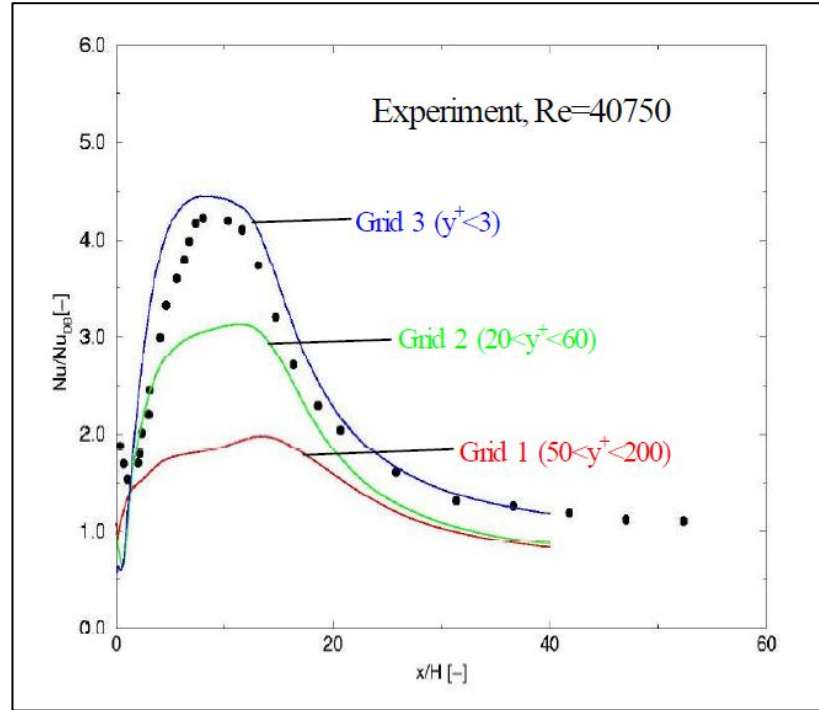


Şekil 3.13. Düşük Reynolds sayılı modelle ağ hassasiyeti (Vieser ve ark. 2004)

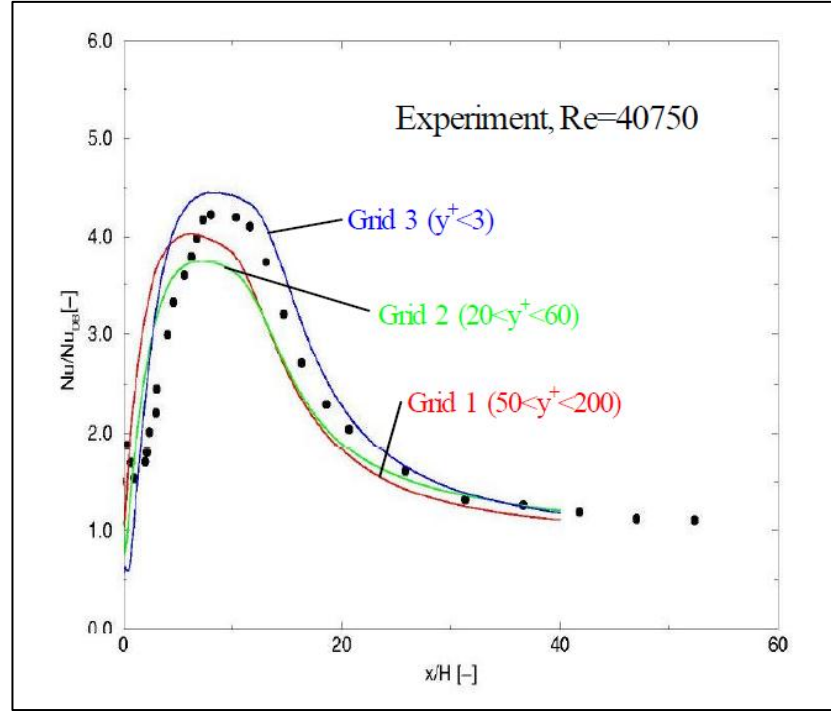


Şekil 3.14. Otomatik duvar yakını davranışı ile ağ hassasiyeti (Vieser ve ark. 2004)

Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’ da, alt yüzeyi ısıtılmış geri basamak akışında ısıtılan yüzey üzerindeki Nusselt sayıları gösterilmiştir. Üç farklı y^+ aralığına sahip sayısal ağ yapısı ile sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.15 düşük Reynolds sayılı türbülans modeli sonuçlarını, Şekil 3.16 otomatik duvar yakını davranışı duvar yakını modelleme yöntemi ile elde edilen sonuçları göstermektedir. Sonuçlar karşılaştırıldığında otomatik duvar yakını davranışı yönteminin, düşük Reynolds sayılı türbülans modeline göre üç farklı y^+ aralığına sahip sayısal ağda daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir.



Şekil 3.15. Düşük Reynolds sayılı modelde ağ hassasiyeti (Vieser ve ark. 2004)



Şekil 3.16. Otomatik duvar yakını davranışı ile ağ hassasiyeti (Vieser ve ark. 2004)

3.12. Tanımlanan Boyutsuz Sayılar

Reynolds Sayısı (Re) :

Reynolds sayısı, akışkan içerisindeki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını gösteren boyutsuz bir büyüktür.

$$Re = \frac{UL}{\nu}$$

Burada;

U: Hava hızı

ν : Havanın kinematik viskozitesi

L: Karakteristik uzunluk

Akışkan Sürtünme Katsayısı (C_f):

Cıdarlardaki viskoz sürtünme katsayısıdır. Şöyle ifade edilir:

$$C_f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho U^2}$$

Burada;

τ_w : Duvar kayma gerilmesi

ρ : Akışkan yoğunluğu

$\bar{U}$: Ortalama akışkan hızı

Nusselt Sayısı (Nu) :

Nusselt Sayısı, akışkana yüzeyden dik olarak gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin, iletimle ısı transferine oranını ifade eden boyutsuz bir büyüklüktür.

$$Nu = \frac{h L}{k}$$

Burada;

h : Isı taşınım katsayısı

L : Karakteristik uzunluk

k : Akışkanın ısı iletim katsayısı

Stanton Sayısı (St):

Stanton sayısı akışkana olan ısı transferinin akışkanın ısı kapasitesine oranını gösteren boyutsuz bir büyüklüktür. Şu şekilde ifade edilir:

$$St = \frac{h}{c_p \rho U}$$

Veya tekrar düzenlenirse:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr}$$

Şeklinde ifade edilir.

Burada;

h : Isı taşınım katsayısı

c_p : Özgül ısı kapasitesi

ρ : Yoğunluk

$\bar{U}$: Ortalama akışkan hızı

Archimedes Sayısı (Ar):

Archimedes sayısı, karışık taşınım ile ısı transferi durumlarında, ısı transferinde doğal taşınımın veya zorlanmış taşınımın baskın olduğunu veren boyutsuz bir sayıdır. $Ar \gg 1$ durumlarında doğal taşınım, $Ar \ll 1$ durumlarında ise zorlanmış taşınım baskın olmaktadır. Şu şekilde ifade edilir:

$$Ar = \frac{\beta h \rho \Delta T}{u_0^2}$$

Burada:

β : Isıl genişleme katsayısı

h : Giriş yüksekliği

ρ : Akışkan yoğunluğu

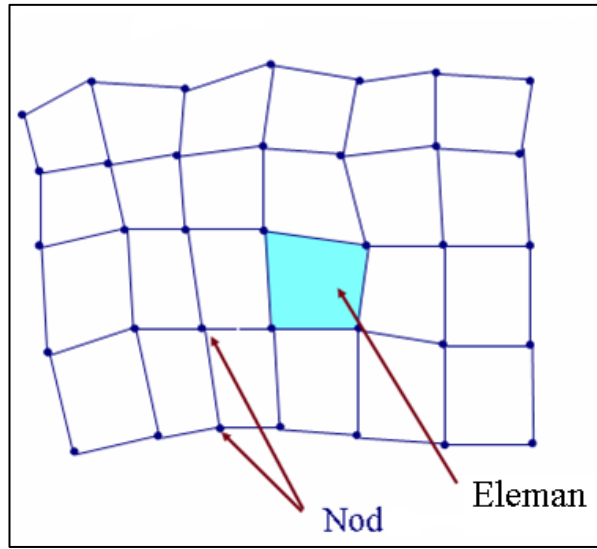
ΔT : Giriş çıkış sıcaklık farkı

u_0 : Giriş hızı

3.13. ANSYS CFX Programında Çözüm Metodu

Akış alanı içerisinde hız ve sıcaklık dağılımlarının bulunabilmesi için yukarıda verilen korunum denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Burada denklemler ANSYS CFX programı kullanılarak çözülecektir. ANSYS CFX Sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapan bir koddur.

3.13.1. Sonlu hacimler yöntemi



Şekil 3.17. Çözüm Ağı

Ayrıklaştırma:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_{u_i}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_{\phi}$$

$$\mu_{eff} = \mu_{dinamik} + \mu_{türbülans}$$

$$k_{eff} = k_{moleküler} + k_{türbülans}$$

Burada;

u_i : Hız [m/s]

P: Statik basınç [Pa]

ρ : Yoğunluk [kg/m^3]

μ_{eff} : Efektif viskozite

Γ_{eff} : Efektif kinetik enerji

Bu kısmi diferansiyel denklemler kontrol hacmi üzerine integre edilirse;

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho dv + \int_s \rho u_j dn_j = 0$$

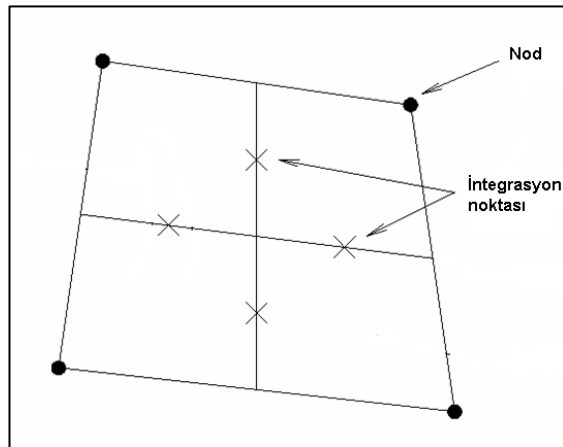
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho u_i dv + \int_s \rho u_j u_i dn_j = - \int_s P dn_j + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_v S_{u_i} dv$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho \phi dv + \int_s \rho u_j \phi dn_j = \int_s \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_v S_{\phi} dv$$

v ve s sırasıyla hacim ve yüzey integrallerini göstermektedir.

Burada;

dn_j : Yüzey normaline dik olan komponent



Şekil 3.18. Çözüm ağı içinde integrasyon noktaları ve nodlar

Ayrıklaştırılmış denklemler;

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0$$

$$\rho V \left(\frac{u_i - u_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V$$

$$\rho V \left(\frac{\phi - \phi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} u_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V$$

$$m_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip}^o$$

V : kontrol hacmi

Δn_j : Yüzey vektörü

Δt : Zaman adımı

ip : İntegrasyon noktası

ANSYS CFX, SIMPLEC algoritmasını ve basınç hız eşlemesinde (Pressure-velocity coupling) Rhie ve Chow (1989)' un yöntemini kullanmaktadır. Ayrıca bu çalışmada sayısal hesaplamalar yapılırken edveksiyon terimlerinin ayrıklaştırılmasında ANSYS CFX içerisinde yüksek çözünürlük şeması (High resolution scheme) kullanılmıştır (Barth ve Jespersen 1989).

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında hesaplamalı akışkanlar mekaniği yöntemiyle türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin farklı geometri ve farklı akış tiplerinde, ısı transferi ve akış karakteristiklerini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Literatürden farklı akış tipleri ve ısı transferi durumlarını temsil etmek üzere temel geometriler düzlem plaka, uygulama geometrisi olarak geri basamak, silindir, 90 derece dirsek, ANNEX 20 odası ve Ahmed basitleştirilmiş araç modeli seçilmiştir. Bu 6 farklı geometri farklı türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği giriş koşullarıyla uygun şekilde çözdürülmüş sonuçlar literatürdeki benzer durumlar ve deney sonuçlarıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu bölümde bu altı geometri ayrı ayrı başlıklar altında sunulmuştur.

4.1. Düzlem Plaka

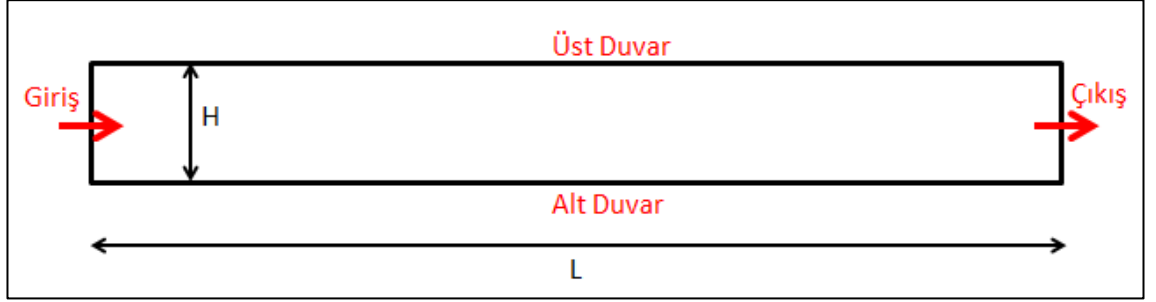
Birçok gerçek akışta uzun ve düz yüzeyler ile karşılaşılır. Sınır tabakanın uzun ve düz yüzeyler üzerinde olduğu durumlara bir gemi teknesi üzerinde akış, denizaltı teknesi üzerinde akış, uçak kanatlarındaki akış, düz araziler üzerindeki atmosferik akış örnek gösterilebilir.

Mühendislik problemlerindeki uzun ve düz yüzeyler üzerindeki akış karakteristiği düz plaka üzerindeki akış olayıyla benzerlik gösterir. Bu nedenle düz plaka üzerinde akışı anlamamız mühendislik problemlerindeki düz ve uzun yüzeylerdeki akış karakteristiklerini anlamamız açısından önemlidir.

Düzlem plaka üzerinde akış hem mühendislik problemlerinde sıkça karşılaşıldığından, sınır tabaka gibi temel akış denklemlerinin düz plaka üzerinde akış için geliştirilmesinden ve türbülansa geçişi incelemek açısından önemlidir. Bu çalışmada düzlem plaka üzerinde ERCOFTAC T3A test düzeneği temel alınarak giriş türbülans seviyesinin sıfır basınç gradyenli akış üzerindeki etkileri incelenmiş ve bu başlık altında sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

4.1.1. Geometrik model

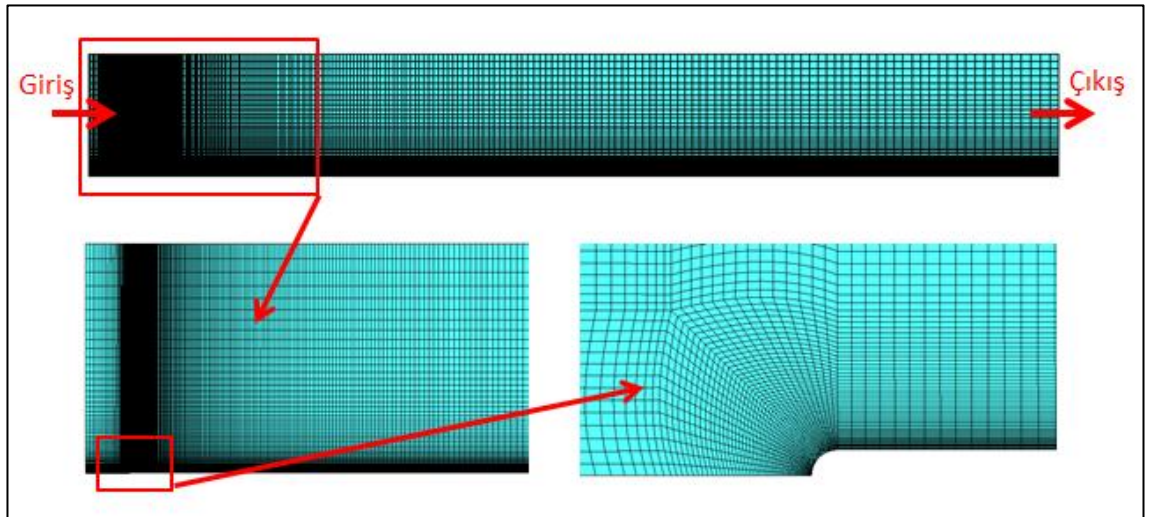
Düzlem plaka hesaplamalarında aşağıda Şekil 4.1.' de görülen $H=0,26$ m $L=2$ m'lik hesaplama alanı kullanılmıştır. Kullanılan bu geometri ERCOFTAC T3A deney düzeneği referans alarak aynı koşullarda modellenmiştir (ERCOFTAC).



Şekil 4.1. Düzlem plaka hesaplama geometrisi

4.1.2. Sayısal model

Yukarıda görülebilen hesaplama geometrisi aşağıda görülen şekilde yüksek kaliteli düzgün altı yüzlü çözüm elemanlarıyla ağlara bölünmüştür. Toplam 135610 düğüm sayısı kullanılmıştır. Girişte ve cidara yakın yerlerde sık elemanlar kullanılmıştır.



Şekil 4.2. Düzlem plaka sayısal ağ

4.1.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

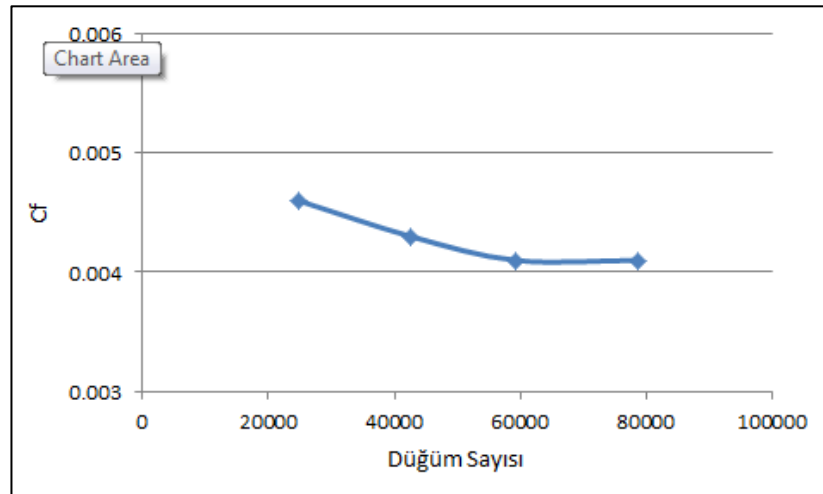
0,26 m yükseklik 2 m uzunluğunda hesaplama alanı tanımlanmıştır. Düz plaka üzerinden vizkoz akışı temsilen akış alanının alt kenarına kaymaz duvar şartı tanımlanmıştır. Üst kenara sürtünmesiz duvar sınır şartı, çıkışa 0 Pa basınç çıkış şartı ve giriş kenarına 5,3 m/s sabit giriş hızı tanımlanmıştır. Bu şartlar ERCOFTAC T3A deneyini temsilen kullanılmıştır (ERCOFTAC).

Hesaplamalarda kullanılan akışkan havadır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.1’ de aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.1. Düzlem plaka hesaplamalarında kullanılan akışkan özellikleri (Incropera ve DeWitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK

Hesaplamalar da ağdan bağımsız çözüm 4 farklı ağ yapısı için araştırılmıştır. 4. Ağ yapısında ağdan bağımsız çözüme ulaşılmış hesaplamalar bu ağ yapısı ile tekrarlanmıştır. Ağdan bağımsız çözüme 135610 düğüm sayılı modelde ulaşılmıştır. 4 farklı ağ denemesi Şekil 4.3’ te görülmektedir.



Şekil 4.3. Ağdan bağımsız çözüm araştırması

4.1.4. Sonuçlar ve tartışma

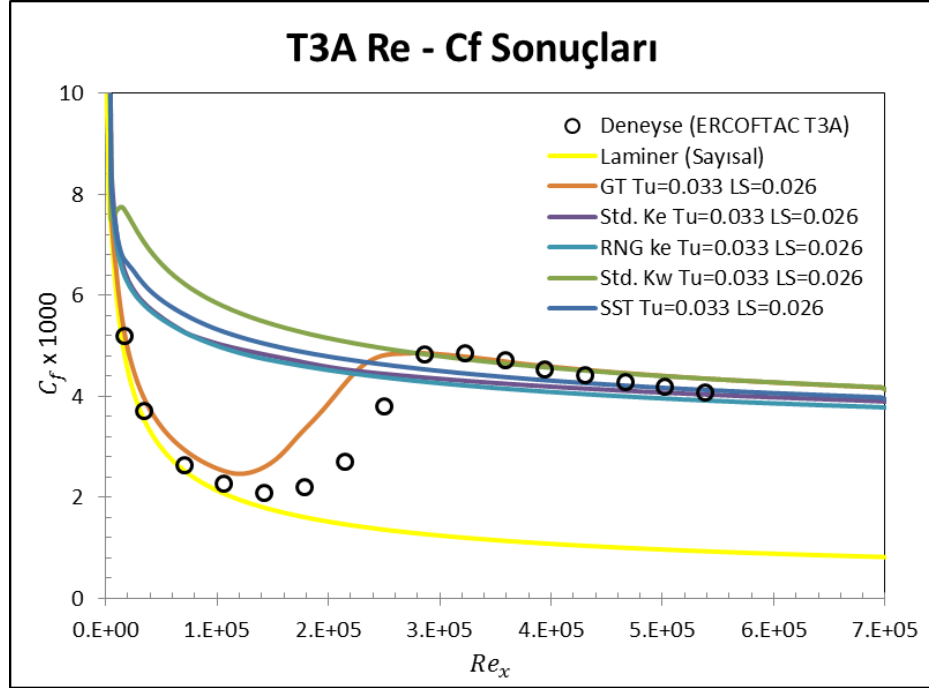
Düzlem plaka üzerinde ERCOFTAC T3A deney düzeneği sonuçları laminar ve türbülanslı sayısal çözümler aşağıda verilmiştir ve tartışılmıştır.

Düzlem plaka üzerinde akışta Reynolds sayısı tanımlanırken karakteristik uzunluk olarak, akış doğrultusundaki uzunluk kullanılmaktadır. Deneysel sonuçlardan akışta yerel Re sayısının yaklaşık 140000 değerinde türbülansa geçişin başladığını ve yerel Re sayısının yaklaşık 270000 değerinde de akışın tam türbülanslı olduğunu görmekteyiz.

Şekil 4.4' de Gamma-Theta, Std. k- ϵ , Std. k- ω , SST, RNG k- ϵ ve Laminer sayısal çözümler deneysel sonuçlarla birlikte aynı grafikte karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Buradaki Gamma-Theta modeli Materyal ve Yöntem bölümünde detaylı olarak anlatıldığı gibi SST türbülans modeli ile birlikte kullanılmıştır. Bu model BSL-k- ω (Baseline k- ω) ve SAS (Scale Adaptive Simulation) modelleri ile birlikte kullanılabilmesine rağmen Kaynak Araştırması bölümünde Menter ve ark. (2004), Langtry ve Menter (2005), Menter ve ark. (2006), Langtry (2006), Bochon ve ark. (2008)' nin çalışmaları tartışılırken de belirtildiği gibi bu model SST modeli ile birlikte en çok kullanılan ve doğrulanmış bir model olduğundan bu çalışmada da SST ile birlikte kullanılmıştır.

Şekil 4.4' de laminar sayısal çözümün türbülansa geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde beklendiği gibi deneysel verilerle uyumsuz sonuç verdiği görülmüştür. Std. k- ϵ , Std. k- ω , SST ve RNG k- ϵ türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sonuçların da laminar ve türbülansa geçiş bölgesinde beklendiği gibi uyumsuz kaldığı görülmektedir. Gamma-Theta-SST türbülansa geçiş modeli ile alınan çözümler Şekil 4.4' de de görüldüğü üzere laminar, türbülansa geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde diğer modellerden farklı olarak deneysel sonuçlarla uyumluluk göstermektedir.



Şekil 4.4. Gamma-Theta (GT), Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modellerinin karşılaştırılması (Bu çalışma)

Gamma-Theta modelinin düz plaka üzerinde akışta laminar, türbülansa geçiş ve türbülanslı bölgeyi çözmek için uygun bir model olduğu yukarıda bulunan sonuçlarda görülmektedir. Ancak türbülansa geçiş bölgesindeki deneysel sonuçlarla uyumluluk laminar ve türbülanslı bölgelerdeki kadar iyi olmamasına rağmen geçiş bölgesindeki akışın karmaşıklığı ve diğer türbülans modellerinin bu bölgeyi hiç yakalayamaması göz önüne alındığında oldukça kabul edilebilir mertebede olduğu söylenilebilir. Geçiş bölgesinde Gamma-Theta modeli deneysel verilerden daha erken geçişe başlamakta ve yine biraz daha erken geçişi tamamlamaktadır. Sürtünme katsayısı bu bölgede deneysel sonuçların yaklaşık en fazla yaklaşık %40 üzerinde tahmin edilmektedir. Bu sonuçlar ERCOFTAC T3A giriş türbülans şiddeti $Tu=3.3$ deney durumu için olup bu deney durumunda türbülans uzunluk ölçeği belirtilmemiştir ve bu çalışmadaki hesaplamalarda uzunluk ölçeği $LS=0.026$ m olarak alınmıştır. Bu bölgedeki deneysel sonuçlardan yaklaşık %40 sapmanın belirli bir kısmı buna yorulabilir.

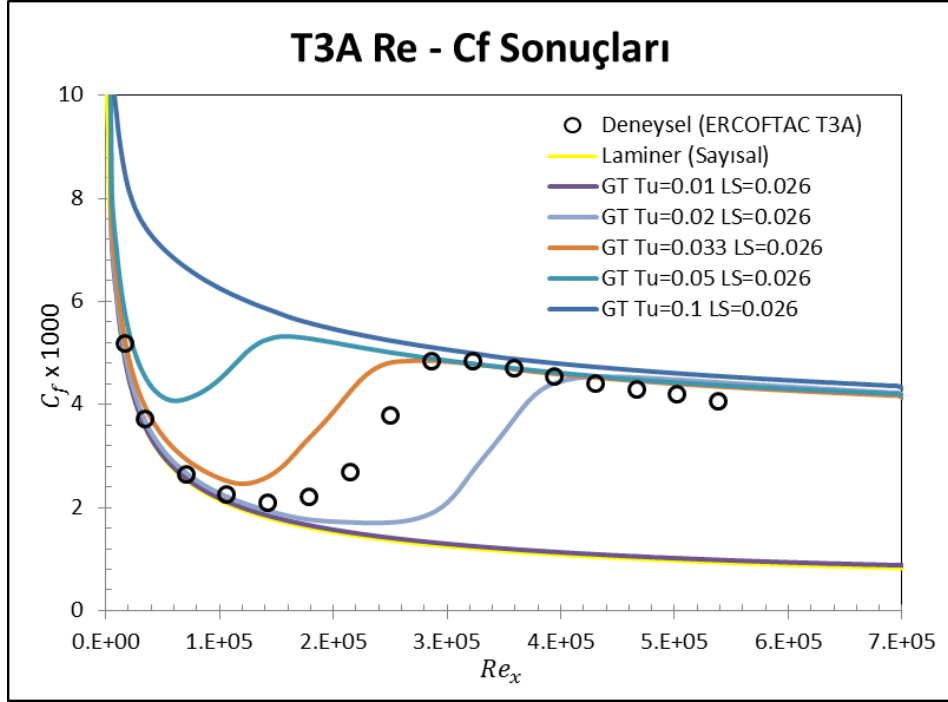
Şekil 4.4' e baktığımız zaman eğer akış tamamen türbülanslı olsaydı ($Re_x > 270000$) yine Gamma-Theta modelinin en uygun türbülans modeli olduğu ve bu modelle aynı uygunluktaki modelin Std. k- ω modeli olduğu görülmektedir. En uygun diğer modeller

ise sırasıyla SST, Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modelleridir. Ancak Gamma-Theta ve Std. k- ω modelleri neredeyse deneysel verilerle çakışık olmasına rağmen diğer modeller $Re=440000$ ' den küçük Reynolds sayılarında sürtünme katsayısını deneysel verilerin altında tahmin etmektedir ve hepsinin hemen hemen aynı performansı gösterdiği söylenebilir. Yine eğer akış tamamen laminar olsaydı laminar bölgede ($0 < Re < 170000$) sayısal çözümün deneysel verilerle son derece uyumlu olduğu da Şekil 4.4' ten görülmektedir.

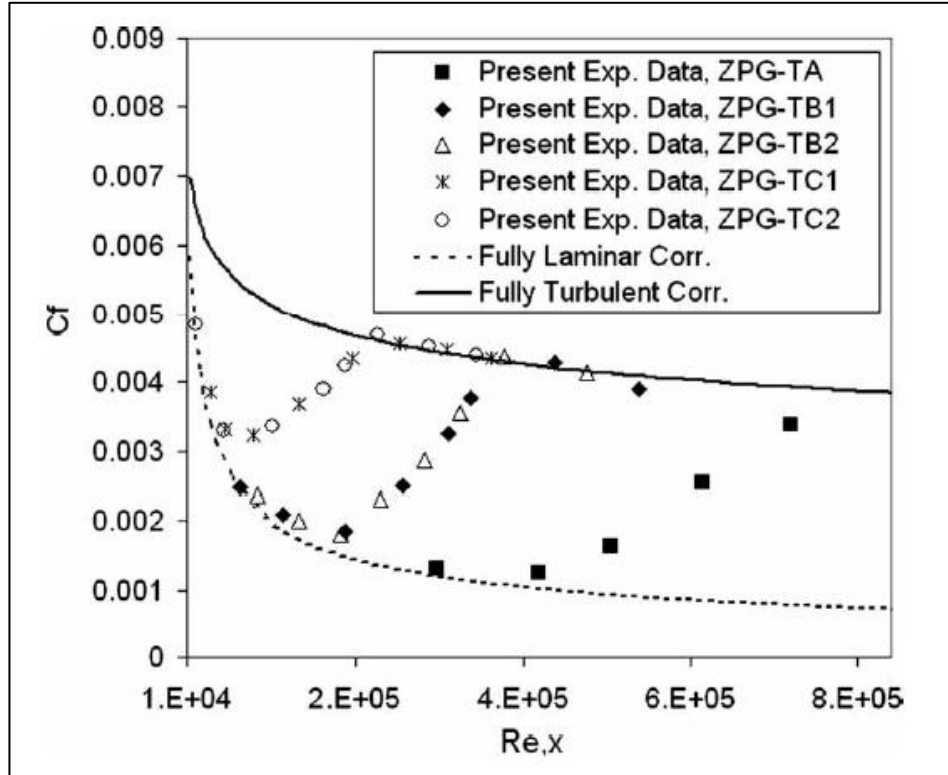
Giriş türbülans şiddetinin etkisini araştırmak üzere en uygun model olan Gamma-Theta-SST türbülans modeli seçilerek, giriş türbülans şiddetinin etkisi bu model ile araştırılmıştır. Türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulup giriş türbülans şiddeti %1 ile %10 arasında değiştirilerek beş farklı hesaplama yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 4.5' de deneysel ve laminar sayısal çözüm sonuçları ile birlikte gösterilmiştir. Ayrıca Taghavi-Zenous ve ark. (2007)' nın deneysel çalışmasındaki sonuçlar da karşılaştırma amacıyla Şekil 4.6' da verilmiştir. Bu deneysel çalışmanın deney koşulları da Çizelge 4.3' te gösterilmiştir.

Akışta türbülansa geçiş, kritik Re sayısının aşılmasıyla meydana geldiğinden Çizelge 4.2' de farklı giriş türbülans şiddetindeki durumlarda türbülansa geçiş bölgesinin Re sayısına göre değişimi verilmiştir. Giriş türbülans şiddeti arttıkça türbülansa geçiş daha düşük Re sayılarında meydana gelmektedir. Giriş türbülans şiddetinin %1 olduğu durumda, hesaplamalar $0 < Re < 700000$ aralığında yapıldığından ve türbülansa geçiş bölgesi bu aralığın dışında kaldığından türbülansa geçiş bölgesi tespit edilememiştir ve Çizelge 4.2' de “-” ile gösterilmiştir. Giriş türbülans şiddetinin %10 olduğu durumda ise akış doğrudan türbülanslı olarak meydana geldiğinden bu defa da laminar ve türbülansa geçiş bölgesi olmadığından Çizelgede “-” ile gösterilmiştir.

Şekil 4.5' ten görüldüğü gibi giriş türbülans şiddetinin artmasıyla türbülansa geçiş kolaylaşmış, laminar bölge kısalmıştır. Şekil 4.5' teki bazı sonuçlar Çizelge 4.2' de özetlenmiş olup türbülans şiddeti arttıkça türbülansa geçiş bölgesinin daraldığı da görülebilmektedir. Bu durum Taghavi-Zenous ve ark. (2007)' nın deneysel çalışmasında da tespit edilmiştir.



Şekil 4.5. Gamma Theta (GT) türbülans modeli ile farklı giriş türbülans şiddeti koşullarında yerel Reynolds sayısına bağlı C_f sonuçları (Bu çalışma)



Şekil 4.6. Farklı giriş hız ve türbülans şiddeti koşullarında düzlem plaka üzerinde yerel Reynolds sayısına bağlı C_f sonuçları (Taghavi-Zenous ve ark. 2007)

Çizelge 4.2. Gamma-Theta-SST türbülans modelinde giriş türbülans şiddetinin düzlem plaka üzerinde türbülansa geçiş bölgeleri (Bu Çalışma)

Tu (%)	LS [m]	Giriş Hızı (m/s)	Laminer Bölge	Türbülansa Geçiş Bölgesi	Türbülanslı Bölge
1	0.026	5.3	$0 < Re < \infty$	-	-
2	0.026	5.3	$Re < 280000$	$280000 < Re < 400000$	$Re > 400000$
3.3	0.026	5.3	$Re < 115000$	$115000 < Re < 260000$	$Re > 260000$
5	0.026	5.3	$Re < 60000$	$60000 < Re < 150000$	$Re > 150000$
10	0.026	5.3	-	-	$0 < Re < \infty$

Çizelge 4.3. Taghavi-Zenous ve ark. (2007)'nin deney koşulları

Deney Kodu	Tu (%)	LS (m)	Giriş Hızı (m/s)
ZPG-TA	1.5	0.009	15.5
ZPG-TB1	3.2	0.0105	12
ZPG-TB2	3.3	0.011	15
ZPG-TC1	4.3	0.0126	8.35
ZPG-TC2	4.4	0.0129	10.5

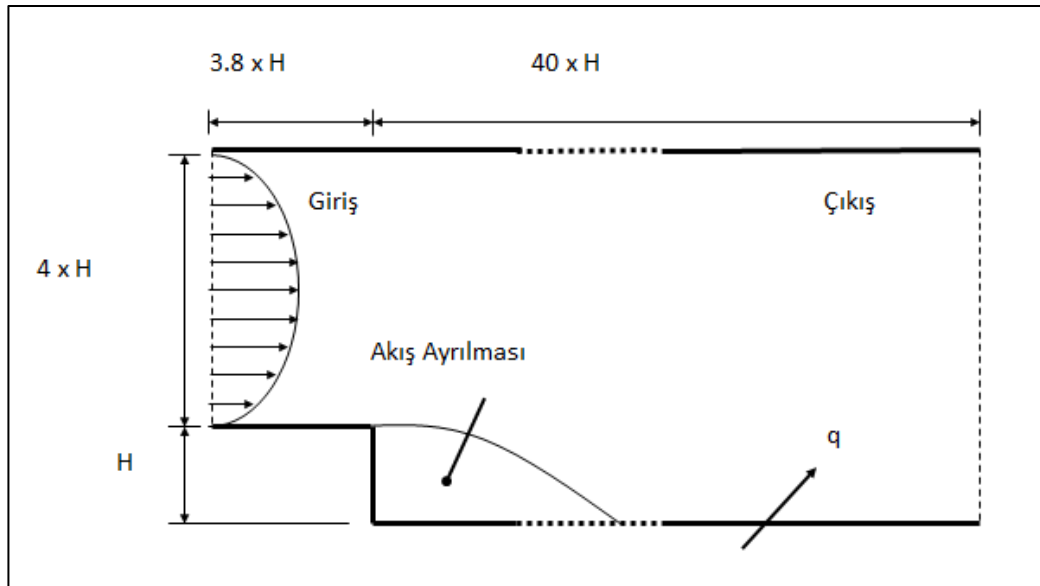
Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 incelendiğinde bu çalışmadaki sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu da rahatlıkla söylenebilir. Bu çalışmada türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulmasına rağmen deneysel çalışmada sabit tutulmadığından bu uyumun kalitatif olarak değerlendirilmesi gerektiği unutulmamalıdır. Çünkü Hancock ve Bradshaw (1983)'ın ve onların çalışmalarının değerlendirildiği Iyer ve Yavuzkurt (1999)' un çalışmalarında belirtildiği gibi türbülans şiddeti ile birlikte türbülans uzunluk ölçeği de sınır tabaka üzerinde etkilidir.

4.2. Geri Basamak

Geri basamak geometrisi ayrılmış ve yeniden bağlanan akış problemlerini oldukça iyi temsil etmektedir. Bu konuda literatürde hem deneysel hem sayısal bir çok çalışma yayınlanmıştır. Geri basamak akışı sayısal çözüm yöntemlerinin ve türbülans modellerinin doğrulanması açısından da önemli bir test geometrisidir. Bu çalışmada 2 denklemlili türbülans modellerinden Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri denenmiştir. Bunların deneysel sonuçlarla karşılaştırmaları yapılmış en uygun olanı üzerinde giriş türbülans değerleri parametrik olarak çalışılmış ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkisi incelenmiştir.

4.2.1. Geometrik model

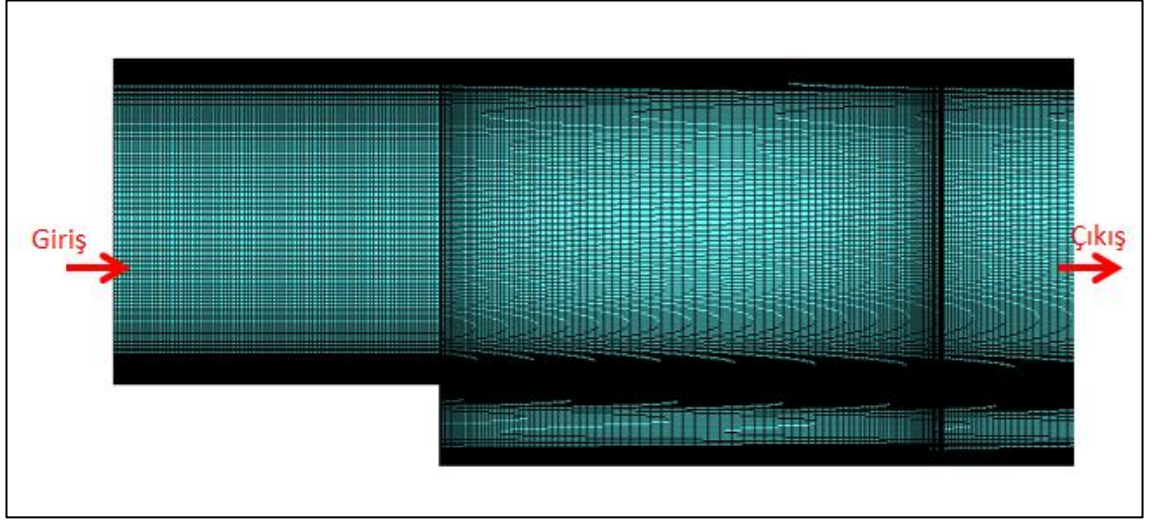
Geri basamak geometrisi olarak literatürde çok sayıda çalışmaya referans olmuş, doğruluğu bir çok çalışma tarafından desteklenmiş Vogel ve Eaton (1985)' in deneysel çalışması referans alınmıştır. Bu çalışmadaki deney düzeneğiyle uyumlu olarak aşağıdaki geometri oluşturulmuş ve hesaplamalarda bu geometri kullanılmıştır. Burada $H=0.038$ m' dir.



Şekil 4.7. Geri basamak hesaplama geometrisi

4.2.2. Sayısal model

Yukarıda Şekil 4.8’ de görülebilen hesaplama geometrisi aşağıda görülen şekilde yüksek kaliteli düzgün altı yüzlü çözüm elemanlarıyla çözüm ağı oluşturulmuştur. Toplam 78736 düğüm sayısı kullanılmıştır. Duvar yakınlarında y^+ değerleri kullanılan duvar yakını modelleme metoduyla uyumlu olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.8. Geri basamak hesaplamalarında kullanılan sayısal ağ

4.2.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

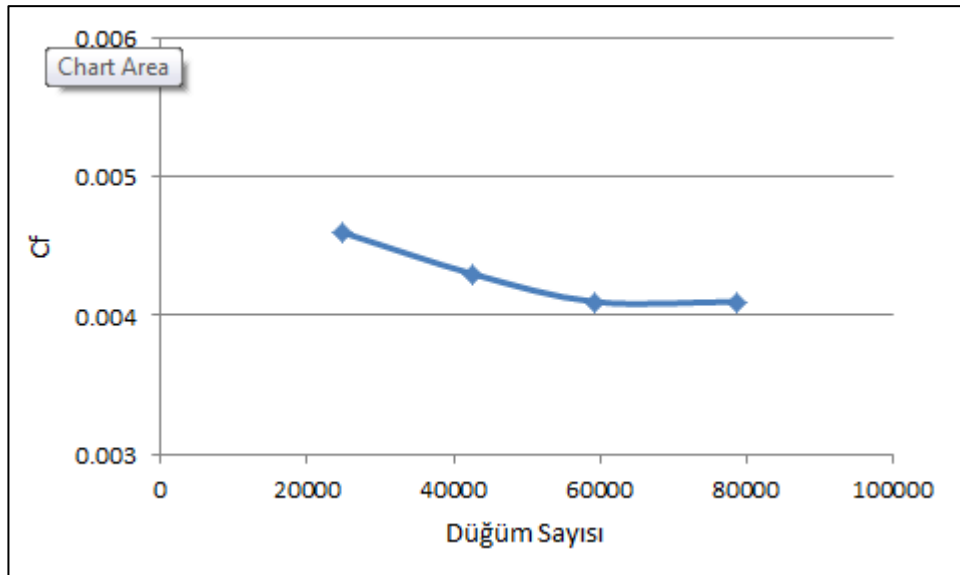
Yukarıda geometrik modeli verilen 1,25 genişleme oranına sahip geri basamak geometrisinde giriş hızı 11 m/s ve tam gelişmiş hız profili olarak tanımlanmıştır. Üst kenar sürtünmesiz, alt duvarlar ve basamak kaymaz duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Çıkış koşulu olarak 0 Pa basınç çıkış koşulu tanımlanmıştır.

Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.4’ de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Geri basamak hesaplamalarında kullanılan akışkan özellikleri
(Incropera ve Dewitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK

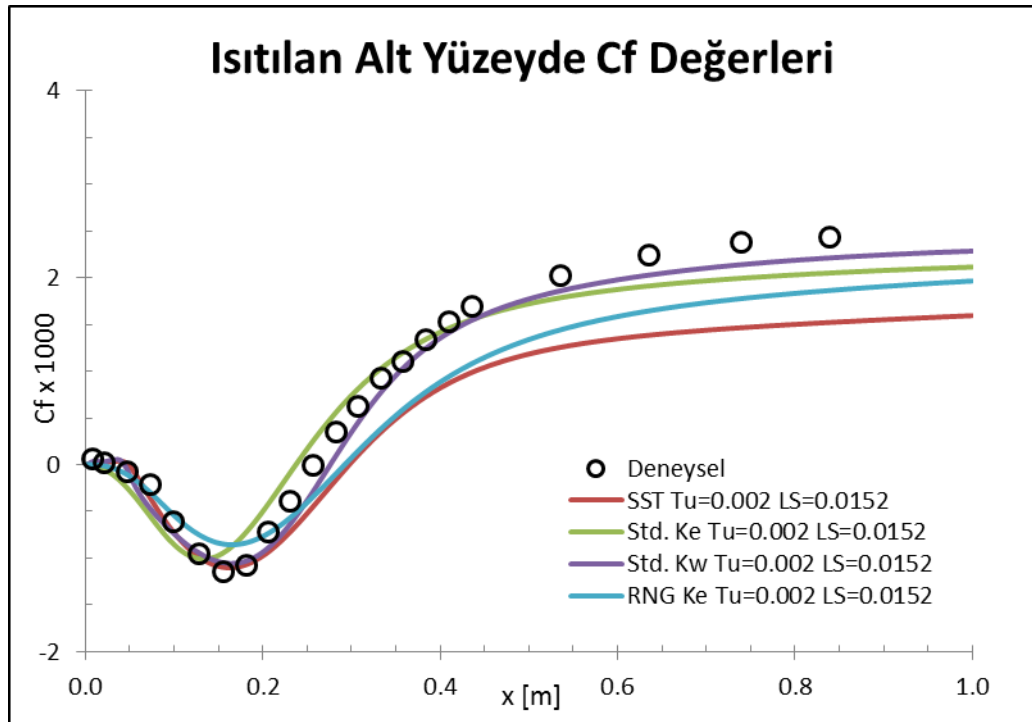
Hesaplamalar da ağdan bağımsız çözüm dört farklı ağ yapısı için araştırılmıştır. Dördüncü ağ yapısında ağdan bağımsız çözüme ulaşılmış hesaplamalar bu ağ yapısı ile tekrarlanmıştır. Ağdan bağımsız çözüme 78736 düğüm sayılı modelde ulaşılmıştır. Ağdan bağımsız çözümün araştırılması Şekil 4.9’ da görülmektedir.



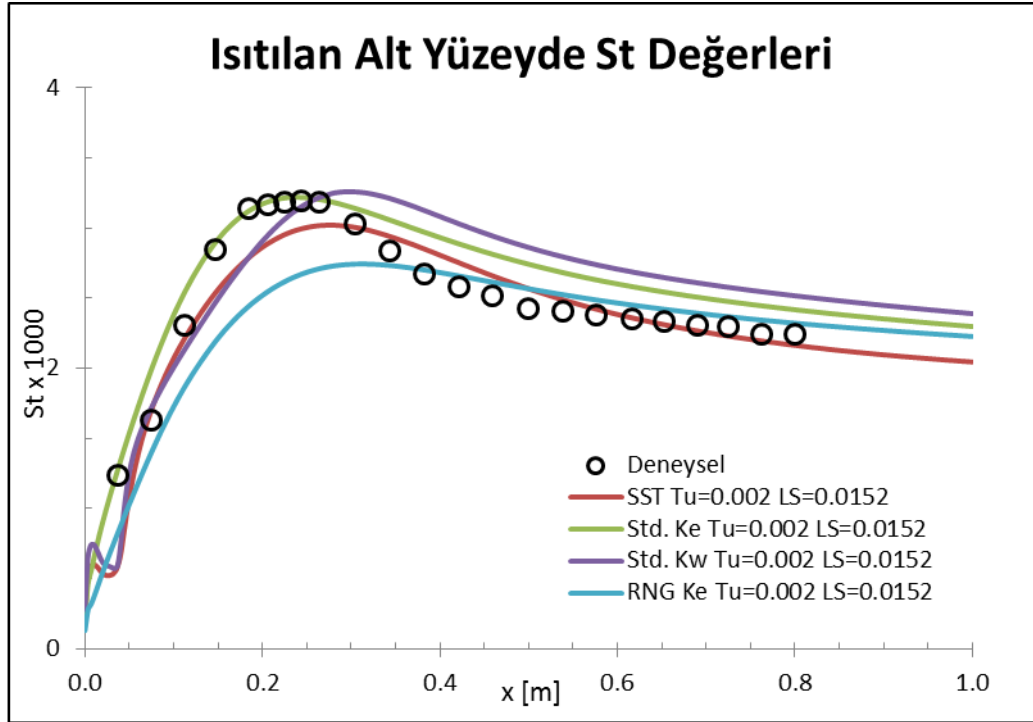
Şekil 4.9. Geri basamak ağdan bağımsız çözüm araştırması

4.2.4. Sonuçlar ve tartışma

Vogel ve Eaton (1985)' in deneysel çalışmasında sunduğu geometri, deney sonuçlarının açıkça belirtilmesi bu sayede karşılaştırma imkanı olmasından dolayı sayısal olarak modellenmiş sunduğu deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Std k- ϵ , RNG k- ϵ , Std k- ω ve SST türbülans modelleri kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Basamak arkasındaki yerel sürtünme katsayısı ve yerel Stanton sayısı deneysel sonuçlarla aynı grafiklerde verilmiştir (bkz: Şekil 4.10 ve Şekil 4.11). Şekil 4.10 incelendiğinde C_f değerleri açısından Std k- ω ve Std k- ϵ modellerinin deneysel verilerle daha uyumlu olduğu göze çarpmaktadır. Aralarında az fark olmasına rağmen Std k- ω modeli Std k- ϵ modelinden daha uyumlu sonuç sergilemektedir. Fakat Şekil 4.11 incelendiğinde de yine deneysel verilerle en uygun modeller Std k- ϵ ve SST olarak değerlendirilebilir. Ayrıca Std k- ω ' da yeniden bağlanma noktasına kadar deneysel sonuçlarla RNG k- ϵ ' dan daha uyumlu olmasına rağmen yeniden bağlanma noktasından sonra ise deneysel verilerle en uyumsuz modeldir.



Şekil 4.10. C_f sayısının basamak alt yüzeyindeki dağılımı



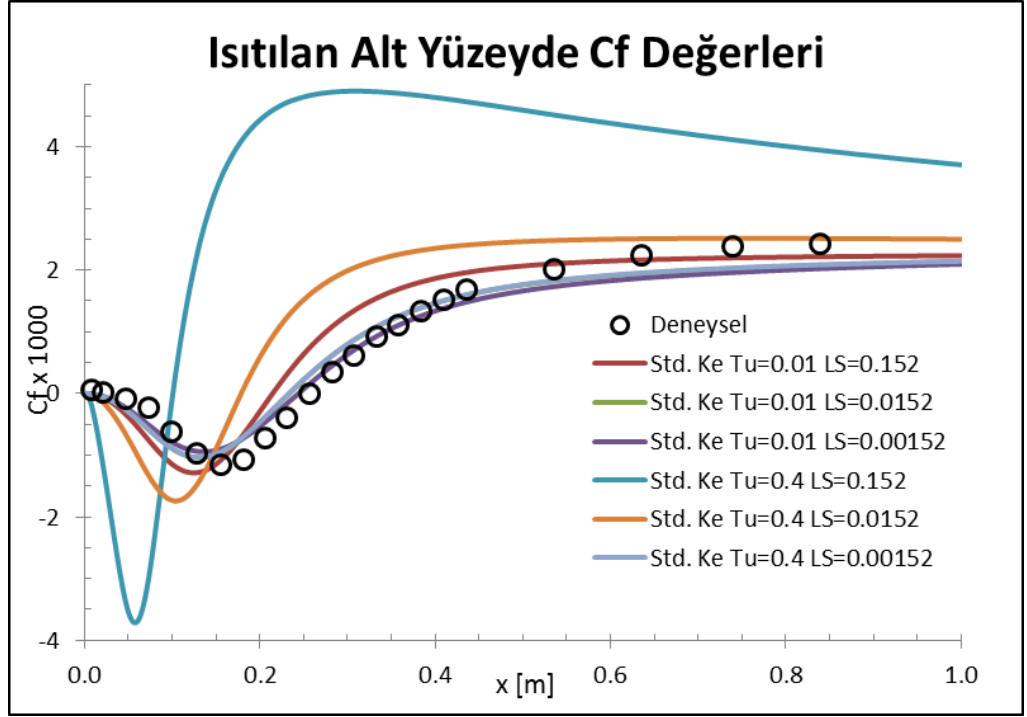
Şekil 4. 11. Basamak alt yüzeyindeki Stanton sayısı dağılımı

C_f ve St değişimleri birlikte değerlendirildiğinde Std k- ϵ modelinin deneysel verilerle en uyumlu model olduğu sonucuna varılabilir. Ayrıca Çizelge 4.5’ de verilen yeniden bağlanma uzunluklarının tahmininde de en yakın sonuç yine Std k- ϵ modeli ile elde edilmiştir. Dolayısıyla türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı ve Stanton sayısı üzerine etkileri bu model kullanılarak araştırılmıştır (bkz. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13).

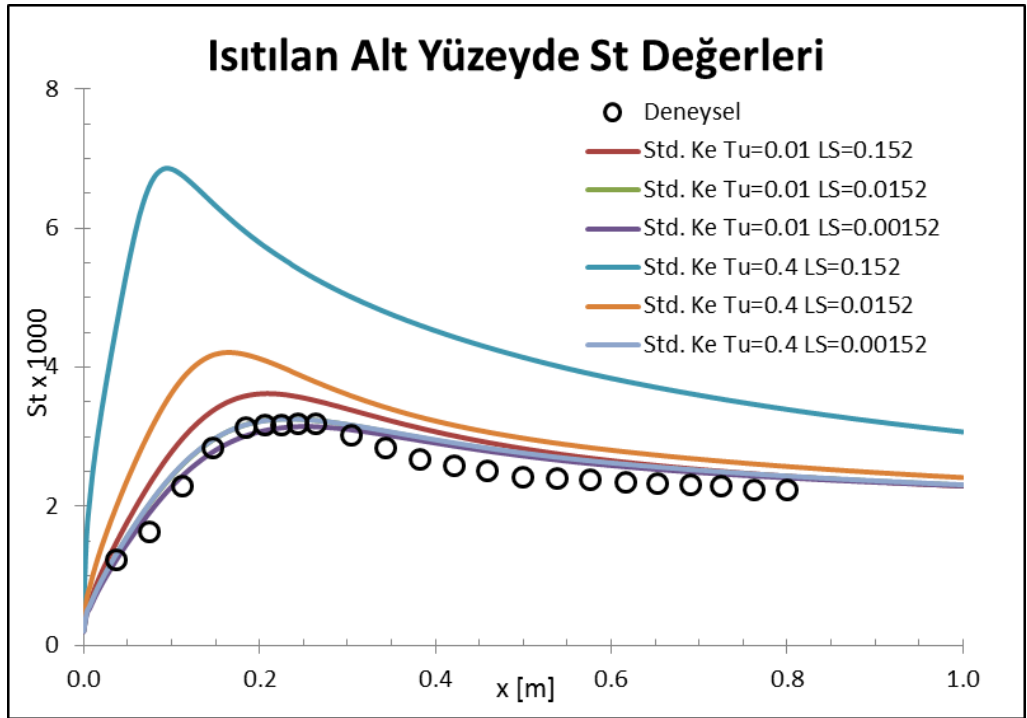
Çizelge 4.5. Yeniden Bağlanma Uzunluğunun Basamak Yüksekliğine Oranı

Tu	Ls (m)	Yeniden Bağlanma Uzunluğunun Basamak Yüksekliğine Oranı (X_r/H_s)			
		Std. ke	Std. kw	RNG-ke	SST
0.002	0.0152	6.242	7.303	7.695	7.832
Vogel ve Eaton (1985)		(X_r/H_s)=6.71			

Şekil 4.12 incelendiğinde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı üzerine etkisi oldukça azken yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.4$) bu etki artmaktadır. Yüksek türbülans şiddetinde yüksek türbülans uzunluk ölçeği ($Tu=0.4$ ve $LS=0.152$ m) göz önüne alınan deneysel çalışmanın sonuçlarından önemli ölçüde sapmaktadır. Yani türbülans şiddetinin artmasıyla türbülans uzunluk ölçeği de artarsa deneysel verilerden sapma da artmaktadır ki bu da düzlem levha üzerindeki akışta türbülans şiddetinin etkisini inceleyen Hancock ve Bradshaw (1983) ve Iyer ve Yavuzkurt (1999)' un bulgularıyla uyumludur. Bu araştırmacılar artan türbülans uzunluk ölçeğiyle türbülans şiddetinin etkisinin azalacağını ve bu durumun da kısmen katı yüzeyin sebep olduğu hız çalkantılarının normal bileşeninin azalmasına yorulabileceğini belirtmişlerdir ki serbest kayma tabakalarında (free shear layers) böyle bir durum söz konusu değildir. Bu durum, bu çalışmadaki gibi giriş türbülans şiddetinin bilinmediği deneysel çalışmaların modellenmesinde giriş türbülans sınır şartlarının uygun seçilmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermesi açısından dikkat çekicidir. Benzer değerlendirme ısı transferinin hesaplanmasında da geçerlidir ve Şekil 4.13' ten kolayca görülebilir. Burada da türbülans uzunluk ölçeğinin artmasıyla türbülans şiddetinin azalması yerine artmasının ısı transferinin tahmin edilmesinde deneysel verilerden en fazla sapmanın olduğu duruma karşılık geldiği görülmektedir. Giriş türbülans şiddetinin basamak arkasında, ısı transferi ve sürüklenme üzerine etkili olduğu görülmektedir. Bu etki giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu durumda sürüklenme ve ısı transferinin artış gösterdiği, giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu durumda ise azaldığı yönünde olmuştur.

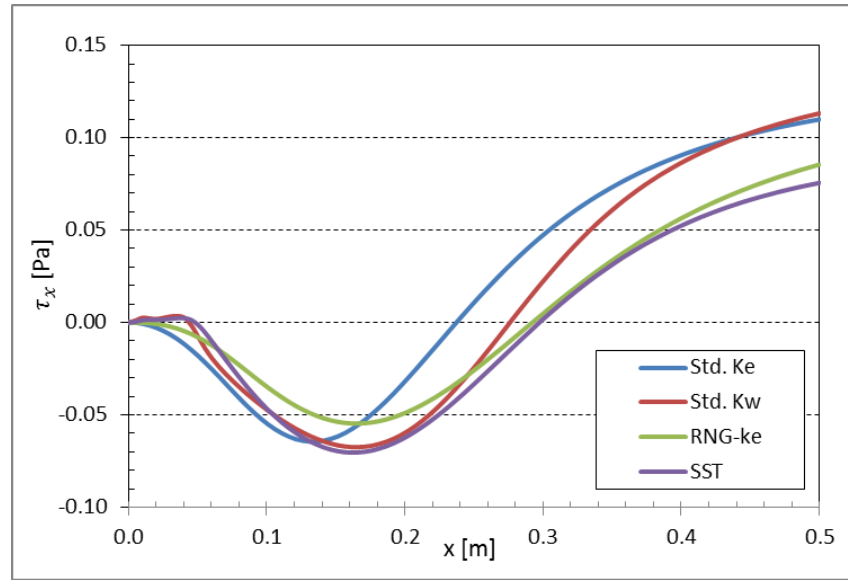


Şekil 4.12. C_f sayısının basamak alt yüzeyindeki dağılımı

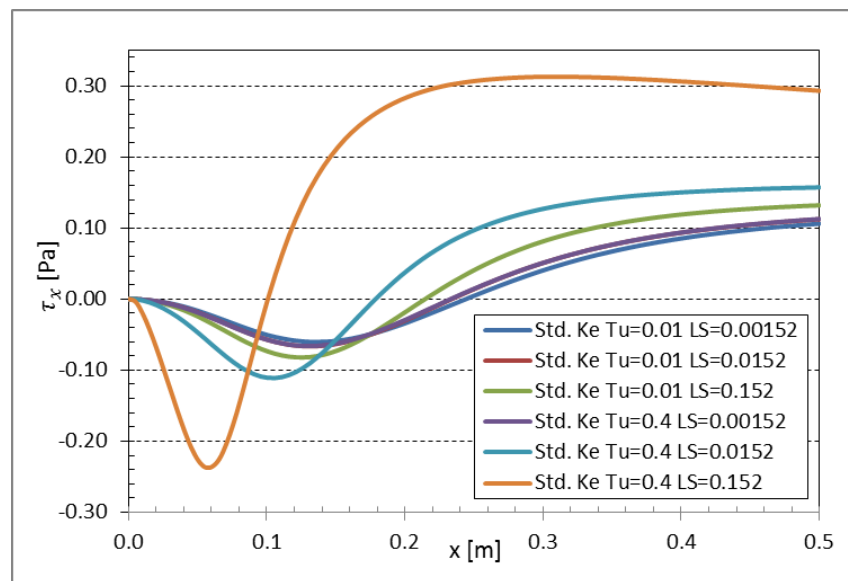


Şekil 4.13. Basamak alt yüzeyindeki Stanton sayısının dağılımı

Geri basamak arkasında yeniden bağlanma noktasının tahmininde en güvenilir yöntemlerden biri geri basamak arkası boyunca duvar kayma gerilmesinin hesaplanmasıdır. Bu çalışmada da geri basamak arkası boyunca duvar kayma gerilmesi dağılımları Şekil 4.14’ te karşılaştırılan türbülans modelleri için ve Şekil 4.15’ de da bu çalışmadaki deneysel verilerle en uyumlu model olan Std. k- ϵ türbülans modeli kullanılarak türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin etkileri ile birlikte verilmiştir.



Şekil 4.14. Basamak alt yüzeyindeki x yönlü duvar kayma gerilmeleri (Bu çalışma)



Şekil 4.15. Basamak alt yüzeyindeki x yönlü duvar kayma gerilmeleri (Bu çalışma)

Bu çalışmada yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranları (X_r/H_s) hem karşılaştırılan türbülans modelleri için hem de türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin etkisinin incelendiği Std. k- ϵ türbülans modeli için Çizelge 4.6’ de özetlenmiştir. Ayrıca Çizelge 4.6’ de özetlenen tüm durumların deneysel verilerden % sapması ise Çizelge 4.7’ de verilmiştir.

Çizelge 4.6. Yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Bu çalışma)

Re	Tu	Ls (m)	Yeniden Bağlanma Uzunluğunun Basamak Yüksekliğine Oranı (X_r/H_s)			
			Std. ke	Std. kw	RNG-ke	SST
28000	0.002	0.0152	6.242	7.303	7.695	7.832
28000	0.01	0.00152	6.432	-	-	-
28000	0.01	0.0152	6.113	-	-	-
28000	0.01	0.152	5.647	-	-	-
28000	0.4	0.00152	6.118	-	-	-
28000	0.4	0.0152	4.7	-	-	-
28000	0.4	0.152	2.645	-	-	-
Deneyssel Vogel ve Eaton (1985)			$(X_r/H_s)=6,71$			

Çizelge 4.7. Yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranının % hatası

Re	Tu	Ls (m)	Yeniden Bağlanma Uzunluğu Oranı hata yüzdesi (%)			
			Std. ke	Std. kw	RNG-ke	SST
28000	0.002	0.0152	-6.99	8.82	14.66	16.70
28000	0.01	0.00152	-4.16	-	-	-
28000	0.01	0.0152	-8.91	-	-	-
28000	0.01	0.152	-15.85	-	-	-
28000	0.4	0.00152	-8.84	-	-	-
28000	0.4	0.0152	-29.97	-	-	-
28000	0.4	0.152	-60.59	-	-	-
Deneyssel Vogel ve Eaton (1985)			$X_r=0.255$ m			

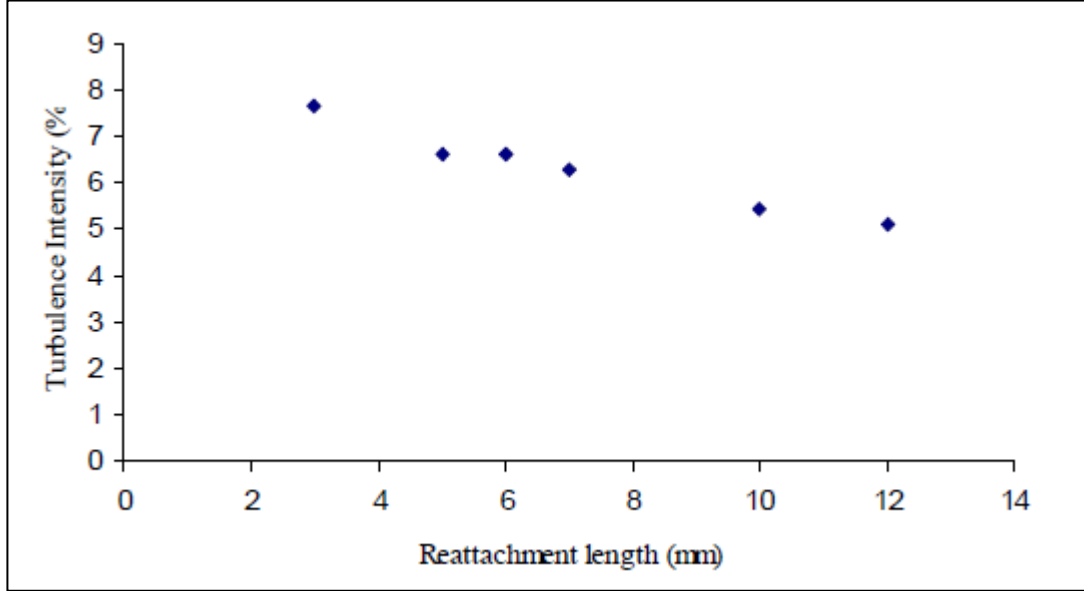
Karşılaştırılan türbülans modellerinin yeniden bağlanma noktasının tahmin edilmesinde bütün türbülans modelleri için sürtünme katsayısı ve St sayısının tahmin edilmesinde olduğu gibi $Tu=0.002$ ve $LS=0.0152$ değerleri kullanılmıştır. Burada deneysel veriyle en uyumlu sonuç % 6.99 ile deneysel verinin altında Std. k- ϵ modeli ile elde edilmiştir. Diğer tüm modellerin tahmini deneysel verinin üzerinde ve deneysel veri ile en uyumlu sonuçta Std. k- ω modeli ile hesaplanmıştır. Std. k- ϵ modeli kullanılarak türbülans şiddeti sabit tutulup türbülans uzunluk ölçeği arttırıldığında yeniden bağlanma uzunluğu azalmakta ve deneysel sonuçtan sapma da artmaktadır. Benzer şekilde türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulup türbülans şiddeti arttırıldığında da yeniden bağlanma uzunluğu deneysel sonuçlardan sapma ile birlikte azalmaktadır.

Genel olarak türbülans şiddetinin artmasıyla yeniden bağlanma uzunluğunun kısaldığı bilinen bir durumdur (Isomoto ve Honami (1989), Hague ve ark. (2007)). Bu çalışmada da bu durumla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Haque ve ark. (2007), 4 mm yüksekliğindeki basamak üzerinden akışı $Re=3693$ için sayısal olarak farklı türbülans modellerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Hesaplamaları FLUENT ticari HAD kodu ile Spalart Almaras, Std. k- ϵ , RNG k- ϵ ve SST türbülans modellerini kullanarak 2 boyutlu ve 3 boyutlu geometrilerde gerçekleştirmişlerdir. $Re=3270$ ' te giriş türbülans şiddetinin, basamak arkasında ayrılan akışın yeniden bağlanma uzunluğuna etkisini incelemek için %5-%8 aralığında 6 farklı giriş türbülans şiddeti için SST türbülans modeli ile sonuçlar elde etmişlerdir (bkz. Şekil 4.16).

Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9' da Haque ve ark. (2007) yeniden bağlanma uzunluğu için sırasıyla 2 boyutlu ve 3 boyutlu sayısal çalışmalarının sonuçları Yamada ve ark. (2005) deneysel sonuçları ile birlikte yine karşılaştırma maksadıyla verilmiştir. Deneysel verilerle en uyumlu modelin SST modeli olduğu sonucuna varmışlardır. Std. k- ϵ modeli ile birlikte diğer türbülans modellerinde Reynolds ortalaması alınmış transport denklemlerinin çözülmesinde dengede olmayan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function) kullanılmıştır. Özellikle Std. k- ϵ modelinin duvar fonksiyonu yaklaşımıyla düşük Reynolds sayılarında karmaşık akışlarda deneysel verilerle uyumsuz sonuçlar verdiği bilinmektedir (Pulat ve ark. 2011). Fakat bu çalışmada Reynolds sayısı Haque ve ark. (2007) çalışmasındaki Reynolds sayılarına göre oldukça yüksektir ve Std. k- ϵ modeli klasik duvar fonksiyonu yaklaşımlarıyla değil ölçeklendirilebilir duvar

fonksiyonu (scalable wall function) ile birlikte kullanılmıştır ve deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.16. SST türbülans modeli ile $Re=3270$ için gerçekleştirilmiş farklı giriş türbülans şiddetlerinde yeniden bağlanma uzunlukları (Haque ve ark. 2007)

Çizelge 4.8. 3 boyutlu sayısal olarak elde edilmiş yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Haque ve ark. 2007)

Re	Yeniden Bağlanma Uzunluğu Oranı (X_r/H_s)				
	Deney	Std. ke	RNG-ke	SA	SST
3615	6.45	4.5	5.17	6.2	6.35
2976	7.6	5.3	5.87	7.23	7.48
2425	9.2	6.1	6.74	8.94	9.12

Çizelge 4.9. 2 boyutlu sayısal olarak elde edilmiş yeniden bağlanma uzunluğunun basamak yüksekliğine oranı (Haque ve ark. 2007)

Re	Yeniden Bağlanma Uzunluğu Oranı (X_r/H_s)				
	Deney	Std. ke	RNG-ke	SA	SST
3615	6.45	4.2	5.32	5.89	6.57
2976	7.6	5.1	5.98	6.93	7.89
2425	9.2	6.3	6.93	8.54	9.4

4.3. Silindir Üzerinden Dış Akış

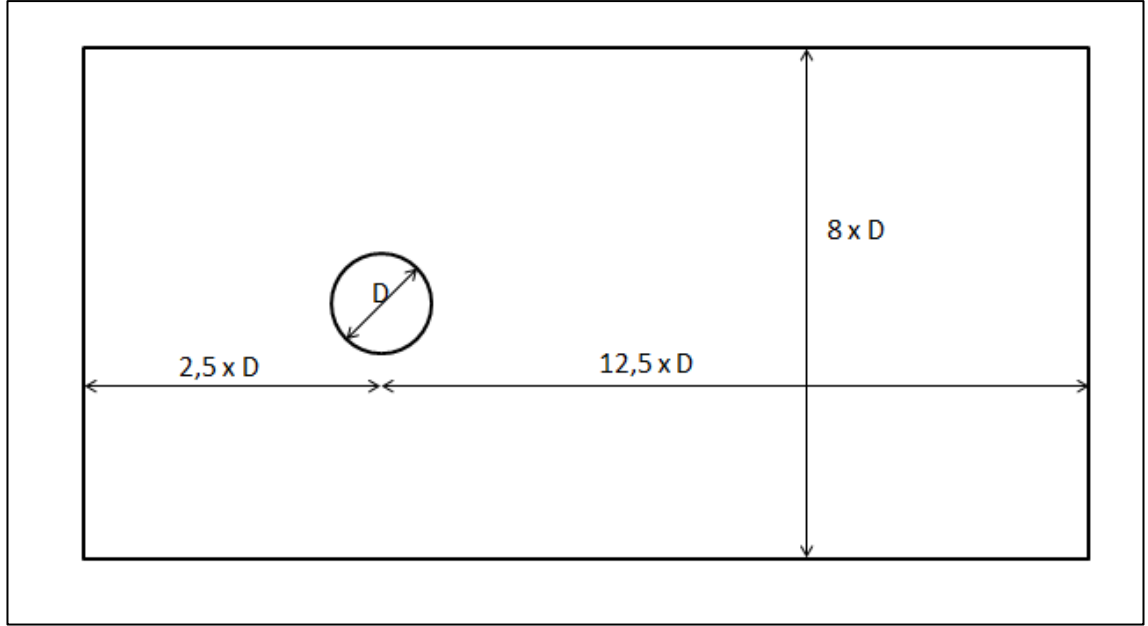
Küt cisimler üzerine dik akış durumu için yapılan bir çok deneysel çalışma, küt cisimler üzerinden ısı transferinin ve akışın, akışkanın fiziksel özellikleri, küt cismin boyutları, blokaj etkisi, yüzey pürüzlülüğü, sıcaklık farkı ve Reynolds sayısına bağlı olduğunu göstermiştir (Rao 2000, Sanitjai ve Goldstein 2001). Bu faktörler kadar etkili bir diğer faktör de giriş türbülans şiddetidir. Türbülansın ısı transferi üzerine etkisi bir çok çalışmaya konu olmuştur fakat giriş türbülans parametrelerinin ısı transferi ve akış üzerine etkisi daha az çalışmada incelenmiştir.

Zorlanmış taşınım, kurutma, ısıtma, soğutma gibi uygulama alanlarından gaz türbinleri, araç tasarımına kadar endüstride geniş bir mühendislik alanında yer bulmaktadır ve çok çalışılan bir araştırma alanıdır. Türbülans, zorlanmış taşınım ile ısı transferi üzerinde oldukça etkilidir dolayısıyla türbülans ve etkilerinin zorlanmış taşınım üzerindeki etkilerini anlamak oldukça önemlidir.

Bir silindir üzerine dik akışta ısı transferi üç temel mekanizmayla gerçekleşir. İletim, taşınım ve ışıyım. Mevcut çalışmalar iletim ve ışıyım ile ısı transferinin, taşınım ile ısı transferi yanında oldukça düşük kalmasından dolayı temel ısı transferi mekanizmasının taşınım olduğunu göstermektedir. Silindir üzerine dik akışta taşınım ile ısı transferinin akışkan özelliklerinden viskozite, ısı iletim katsayısı, yoğunluk, özgül ısı, geometri, yüzey pürüzlülüğü ve akışkanın hızına bağlı olduğu bilinmektedir. Ayrıca giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin de ısı transferi ve akış karakteristiği üzerinde etkili olduğu bilinmektedir. Türbülanslı akış altında bir silindir üzerinden gerçekleşen ısı transferini Nu sayısı ve akış karakteristiğini C_f ile ifade edebiliriz. Bu iki ifade silindir üzerinden akışta ısı transferi ve akış karakteristiklerini etkileyen parametreleri temsil etmektedir. Bu nedenle sonuçlar bu parametreler üzerinden verilecek ve tartışmalar, karşılaştırmalar bu parametreler üzerinden yapılacaktır.

4.3.1. Geometrik model

Dariesel silindir etrafında akış hesaplamaları için Kondjoyan ve Daudin (1995) çalışması referans alınmıştır. Çalışmada verilen detaylı deneysel sonuçlar bu çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Hesaplama geometrisi Şekil 4.17’ te görülmektedir ve $D=0.1$ m’ dir.

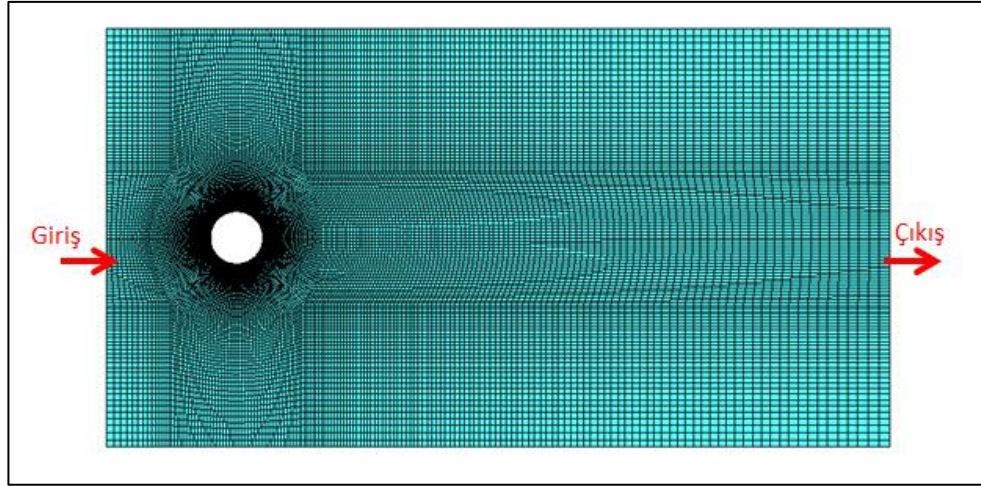


Şekil 4.17. Silindir üzerinden dış akış hesaplama geometrisi

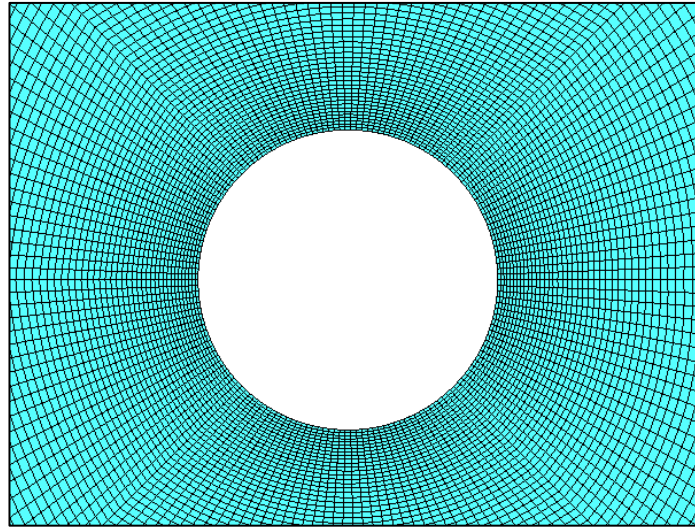
4.3.2. Sayısal model

Kondjoyan ve Daudin (1995) çalışmasında silindir üzerinden akışta giriş türbülans şiddetini deneysel olarak incelemişlerdir. Onların çalışması referans alınarak geometri ve sayısal ağ oluşturulmuştur. Ağdan bağımsız çözüm aranmış 135610 düğüm sayılı çözüm ağının ağdan bağımsız çözümü verdiği görülmüştür (bkz. Şekil 4.20). Bu çözüm ağı ile tekrarlanan analizler yapılmış, giriş türbülans şiddetinin sürüklenme, ayrılma, ısı transferi ve türbülansa geçiş üzerine etkileri araştırılmıştır.

Yukarıda görülebilen hesaplama geometrisi aşağıda görülen şekilde yüksek kaliteli düzgün altı yüzlü çözüm elemanlarıyla çözüm ağı oluşturulmuştur. Toplam 135610 düğüm sayısı kullanılmıştır (bkz. Şekil 4.18 ve Şekil 4.19).



Şekil 4.18. Silindir üzerinden akış sayısal ağ



Şekil 4.19. Silindir üzerinden akış için silindir etrafındaki sayısal ağ

4.3.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

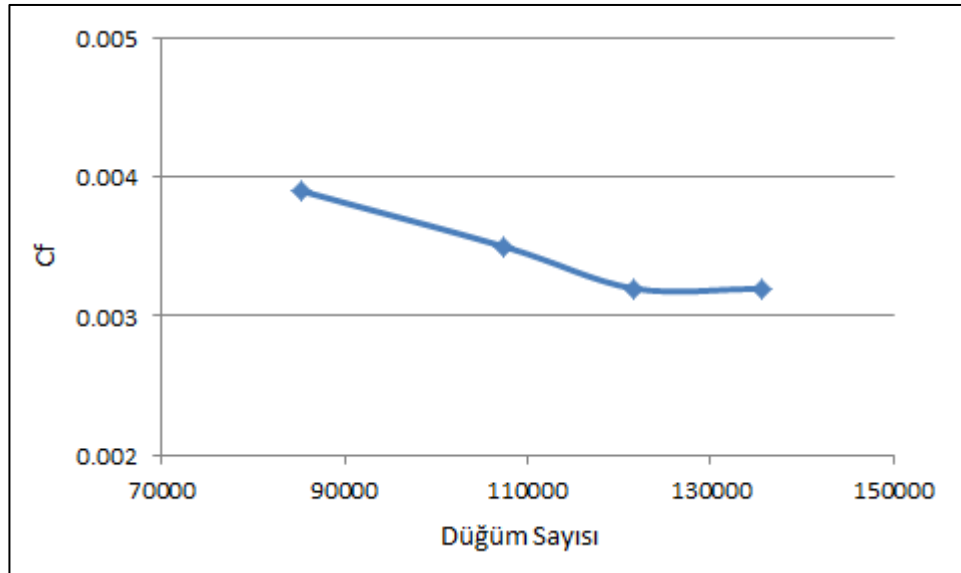
Yukarıda Şekil 4.17’ de geometrik modeli verilen silindir üzerinden akış geometrisi yukarıda gösterilen şekilde çözüm ağı oluşturularak modellenmiştir. (Bkz: Şekil 4.18 ve Şekil 4.19) Silindir kaymaz duvar, üst ve alt kenar ise sürtünmesiz duvar sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Çıkış koşulu olarak 0 Pa basınç çıkış koşulu tanımlanmıştır. Giriş sınır koşulu olarak 5 m/s hız sınır koşulu tanımlanmıştır.

Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.10’ da verilmiştir.

Çizelge 4.10. Silindir üzerinden akış akışkan özellikleri (Incropera ve DeWitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK

Hesaplamalar da ağdan bağımsız çözüm 4 farklı ağ yapısı için araştırılmıştır. 4. Ağ yapısında ağdan bağımsız çözüme ulaşılmış hesaplamalar bu ağ yapısı ile tekrarlanmıştır. Ağdan bağımsız çözüme 135610 düğüm sayılı modelde ulaşılmıştır (Bkz: Şekil 4.20).



Şekil 4.20. Silindir üzerinden akış ağdan bağımsız çözüm araştırması

4.3.4. Sonuçlar ve tartışma

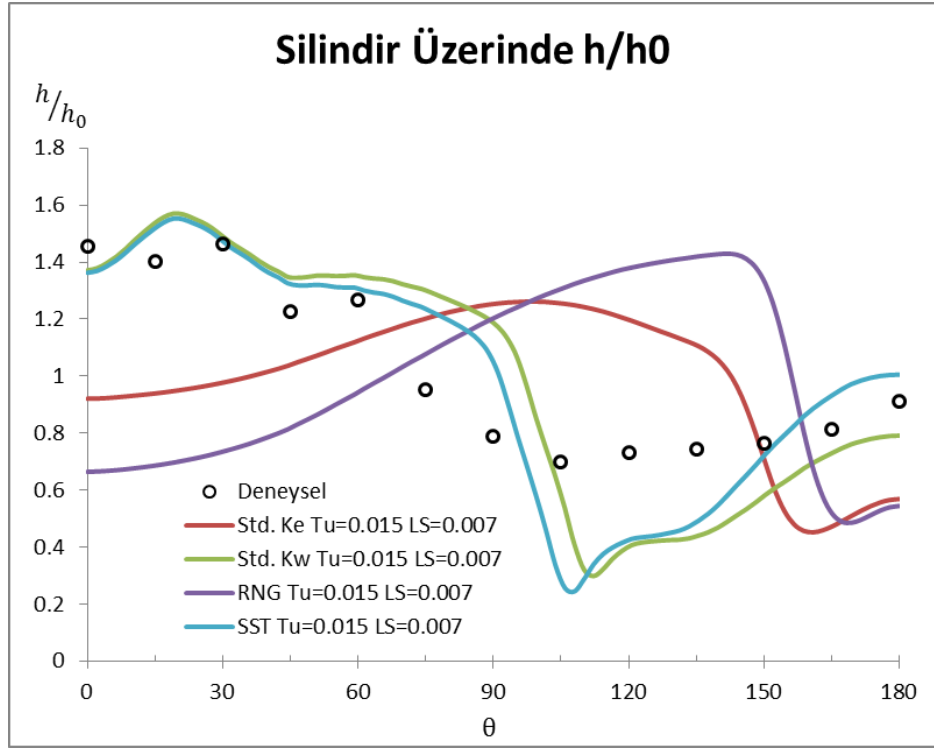
Silindir üzerinden akışta, silindir etrafındaki karmaşık akış yapısının ısı transferi üzerinde önemli derecede etkili olmaktadır (Kondjoyan ve Daudin 1995). Bu nedenle öncelikle akış yapısının iyi bilinmesi ve akış yapısını etkileyen parametrelerin etkisinin ortaya koyulması gerekmektedir. Bu bölümde öncelikle akış yapısını en doğru tahmin eden türbülans modelinin bulunması amacıyla *Std. k-ε* , RNG *k-ε* *Std. k-ω* ve SST türbülans modelleri ile akış yapısı zlmştr. Sonuçlar Nu sayısı ve C_f katsayısı olarak verilmiştir. Deneysel sonuçlar ve türbülans modellerinin kendi aralarında yapılan karşılaştırmadan sonra en iyi sonuçları veren türbülans modelinin SST olduğu görülmüştür (bkz. şekil 4.21 ve şekil 4.22). SST türbülans modeli kullanılarak, giriş türbülans parametreleri Tu ve LS parametrik olarak değiştirilerek analizler tekrarlanmış ve giriş türbülans değerlerinin Nu ve Cf zerine etkisi ortaya koyulmuştur. Farklı Tu ve LS değerleri ile gerçekleştirilen hesaplamaların sonuçları şekil 4.23 ve şekil 4.24’ de gösterilmiştir.

şekil 4.22’ de Kondjoyan ve Daudin (1995)’ in deneysel şartları gözönüne alınarak ($Tu=0.015$ $LS=0.007$) silindir üzerinde sürtünme katsayısının değişimi kullanılan türbülans modelleri için gösterilmiştir. Bu araştırmacılar kendi çalışmalarında sürtünme katsayısını incelemedikleri için deneysel veriler mevcut değildir. Bu şekil incelendiğinde ısı taşınım katsayılarının hesaplandığı bir önceki şekilde (şekil 4.21) en iyi performansı sergileyen SST ve *Std. k-ω* modelleri yine *Std. k-ε* ve RNG *k-ε* modellerinden farklı bir karakteristik sergilemektedir ve gerçeğe daha yakın oldukları kabul edilmiştir. Kondjoyan ve Daudin (1995) alışmalarında silindir üzerinde akış ayrılmasının yaklaşık 90 derecede olduğunu belirtmişlerdir. SST ve *Std. k-ω* modelleri ayrılma noktasını 90 derecenin üzerinde fakat diğer modellere göre en yakın tahmin eden modellerdir ve az da olsa SST daha iyi performans göstererek ayrılma noktasını yaklaşık 102 derece tahmin etmiştir. Yaklaşık 70 dereceden sonra sürtünme katsayısı tepe noktası yaptığı değerden ayrılma noktasına doğru hızla düşmekte ve ayrılmadan sonra düşük değerine devam etmektedir.

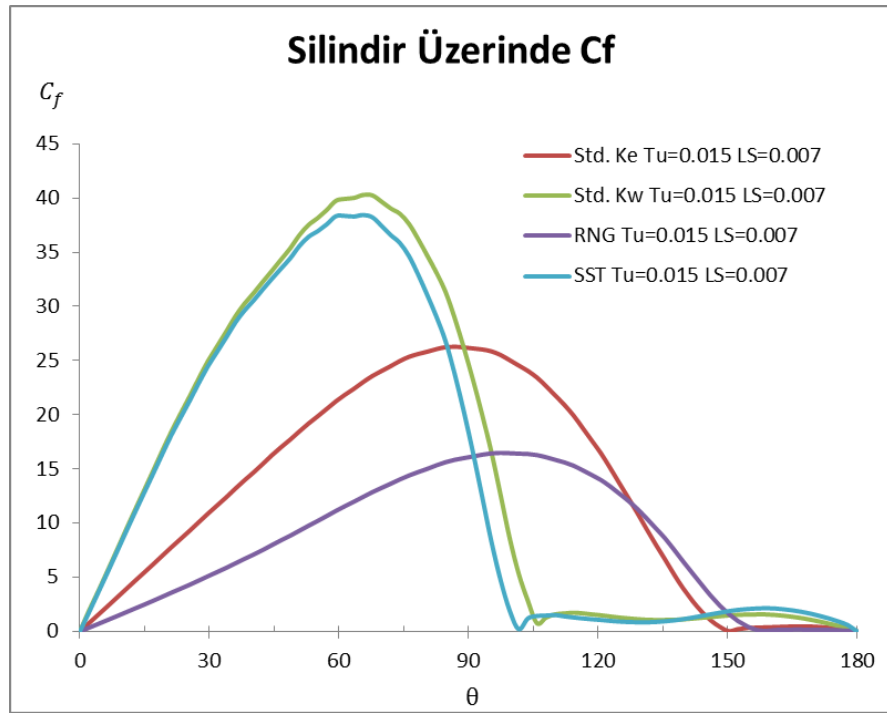
şekil 4.23’ te türbülans uzunluk lğinin ve türbülans şiddetinin ısı taşınım katsayısı üzerine etkileri SST modeli kullanılarak verilmiştir. Düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.015$) türbülans uzunluk lğinin artışı ısı transferi üzerinde pek etkili

olmamaktadır. Bu şartları temsil eden eğriler hemen hemen tamamen çakışık çıkmıştır. Orta türbülans şiddetinde ($Tu=0.11$) yaklaşık 90 dereceye kadar (deneysel ayrılma noktası) ısı taşınım katsayıları oranı yaklaşık aynı kalırken 90 dereceden sonra türbülans uzunluk ölçeğinin artışı ısı taşınımını arttırmakta ayrılma noktasından sonra ise (102 derece) ısı taşınımını azaltmaktadır. Yüksek türbülans şiddetinde ise benzer karakter sergilenmek ile birlikte aradaki fark açılmaktadır. Türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulup türbülans şiddetinin ısı taşınım katsayısı üzerine etkisine bakıldığında 60 dereceye kadar ısı transferi hemen hemen etkilenmemesine rağmen ilginç olarak en yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.35$) 45 dereceye kadar ısı transferi diğer türbülans şiddetlerindeki değerin altında kalmaktadır. 60 derece ile ayrılma noktası arasında türbülans şiddetinin artmasıyla ısı taşınım katsayısı artmakta ayrılma noktasından sonra ise tam tersi bir durum göze çarpmaktadır. Burada tüm durumlar için yaklaşık 120 dereceden sonra tam tersi durumun ortaya çıktığı söylenebilir.

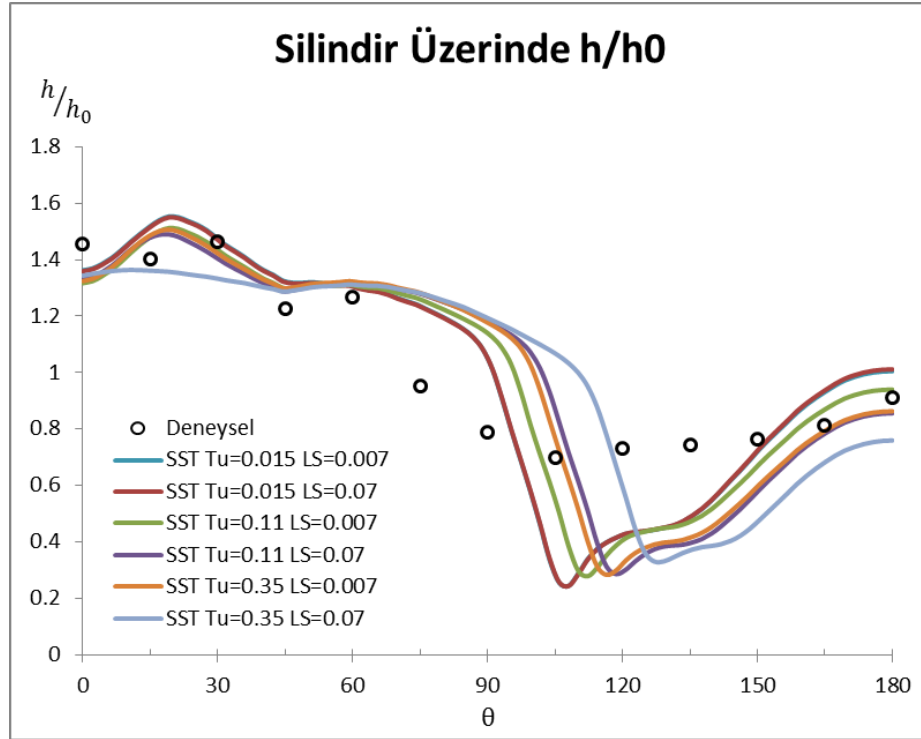
Şekil 4.24' te de türbülans uzunluk ölçeğinin ve türbülans şiddetinin sürtünme katsayısı üzerine etkileri SST modeli kullanılarak verilmiştir. Ön durma noktasından ayrılma noktasına kadar düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.015$) yine ısı taşınımına benzer şekilde türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı üzerine etkisi göze çarpmamaktadır. Orta türbülans şiddetinde ($Tu=0.11$) ve yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.35$) ise türbülans uzunluk ölçeği arttıkça sürtünme katsayısı da artmakta ve bu artış türbülans şiddeti yükseldikçe daha fazla olmaktadır. Isı taşınımından farklı olarak ayrılma noktasından sonra türbülans şiddetinin ve türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı üzerine etkisinin yok denecek kadar az olduğu söylenebilir.



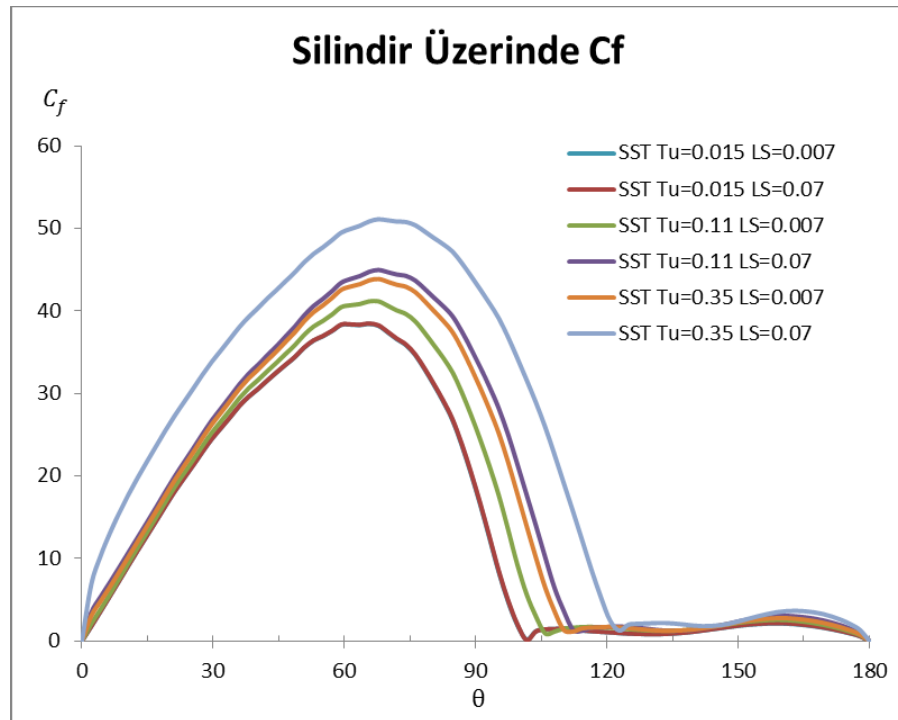
Şekil 4.21. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına h/h_0 dağılımı



Şekil 4.22. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına C_f dağılımı



Şekil 4.23. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına h/h_0 dağılımı



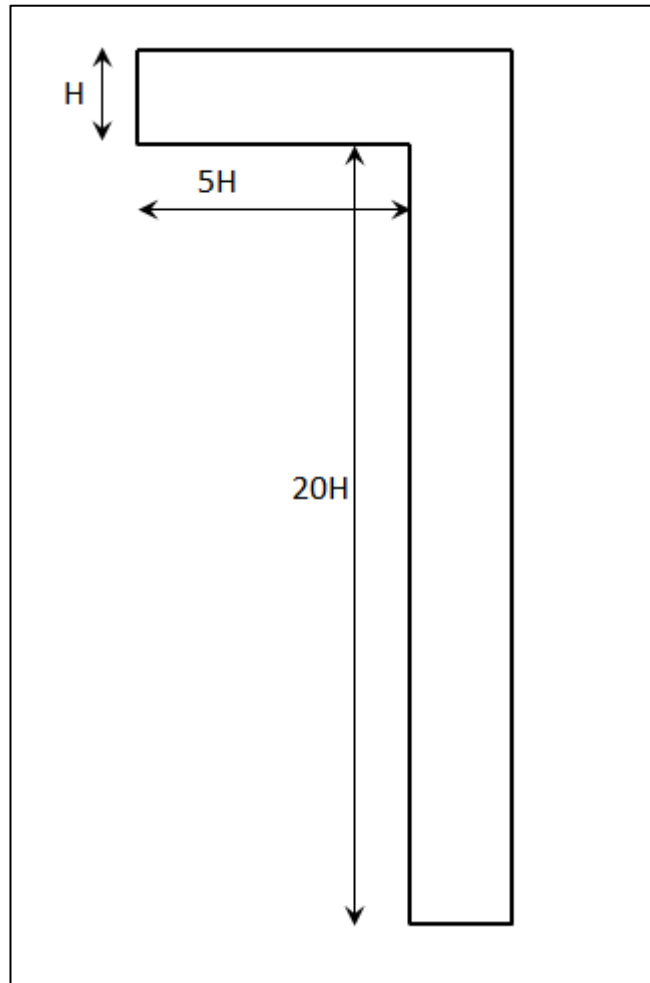
Şekil 4.24. Silindir yüzeyinde ön durma noktasından arka durma noktasına C_f dağılımı

4.4. 90 Derece Dirsek

90 derece dirsek geometrisinde öncelikle Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri ile çözümler alınmıştır. Daha sonra bu dört türbülans modeli ile giriş türbülans şartlarının sonuçlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

4.4.1. Geometrik model

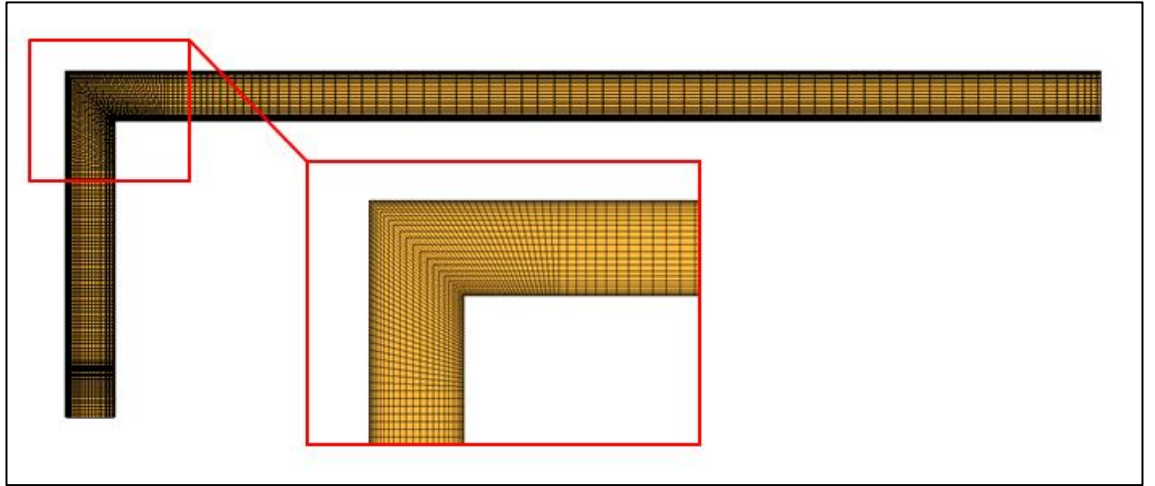
Hesaplamalarda dikkate alınan geometri Şekil 4.25’ de görülebilmektedir. Burada $H=0.02$ m’ dir. Deneysel sonuçlarla kıyaslama açısından hesaplamalarda Yamashita ve ark. (1986)’ nın deneysel çalışmasındaki geometri aynı ölçülerde analizlerde kullanılmıştır.



Şekil 4.25. 90 derece dirsek geometrisi

4.4.2. Sayısal model

Yukarıda Şekil 4.25’ deki geometriye analizlerde kullanılmak üzere uygun şekilde sayısal ağırlara bölünmüştür. Sayısal çözümlerde kullanılan ağ yapısı Şekil 4.26’ da görülmektedir.



Şekil 4.26. 90 derece dirsek sayısal çözüm ağı

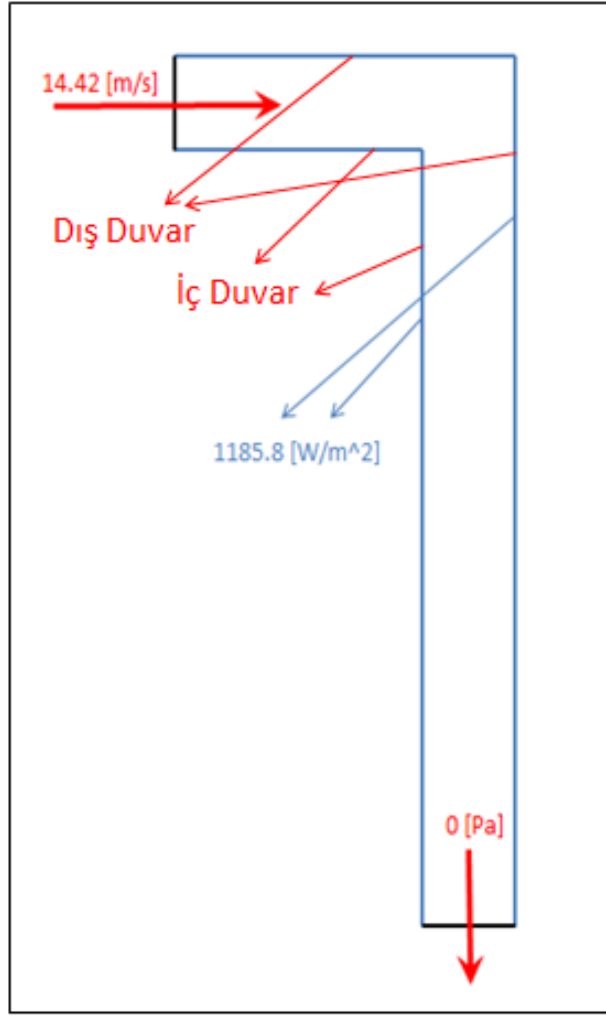
4.4.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

Sayısal çözümde kullanılan sınır şartları, giriş hızı 14.42 m/s, çıkış basıncı 0 Pa ve ısıtılan yüzeylere 1185.8 W/m^2 sabit ısı akısı sınır koşulları uygulanmıştır. Sınır koşulları Şekil 4.27’ de detaylı olarak gösterilmiştir.

Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.11’ de verilmiştir.

Çizelge 4.11. 90 derece dirsek akışkan özellikleri (Incropera ve DeWitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK



Şekil 4.27. 90 derece dirsek sınır koşulları

4.4.4. Sonuçlar ve tartışma

İç ve dış duvarları sabit ısı akısıyla ısıtılmış yeterince uzun 90 derece dirsek geometrisi Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri kullanılarak analiz edilmiştir. Deneysel çalışmadaki giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği açıkça belirtilmediğinden farklı türbülans giriş koşulları yukarıda bahsedilen dört türbülans modeli ile araştırılmıştır. İç ve dış duvarlardaki yerel Nu sayısı Yamashita ve ark. (1986)'nın hem deneysel hemde sayısal sonuçlarıyla birlikte karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal çözümlerin giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği sınır koşulları Çizelge 4.12' de özetlenmiştir.

Çizelge 4.12. 90 derece dirsek geometrisinde kullanılan giriş türbülans koşulları

	Türbülans Modeli	Giriş Türbülans Şiddeti (Tu)	Giriş Türbülans Uzunluk Ölçeği (LS)
1	SST	0.4	0.2
2	Std. k- ϵ	0.4	0.2
3	Std. k- ω	0.4	0.2
4	RNG k- ϵ	0.4	0.2
5	SST	0.4	0.002
6	Std. k- ϵ	0.4	0.002
7	Std. k- ω	0.4	0.002
8	RNG k- ϵ	0.4	0.002
9	SST	0.01	0.2
10	Std. k- ϵ	0.01	0.2
11	Std. k- ω	0.01	0.2
12	RNG k- ϵ	0.01	0.2
13	SST	0.01	0.002
14	Std. k- ϵ	0.01	0.002
15	Std. k- ω	0.01	0.002
16	RNG k- ϵ	0.01	0.002

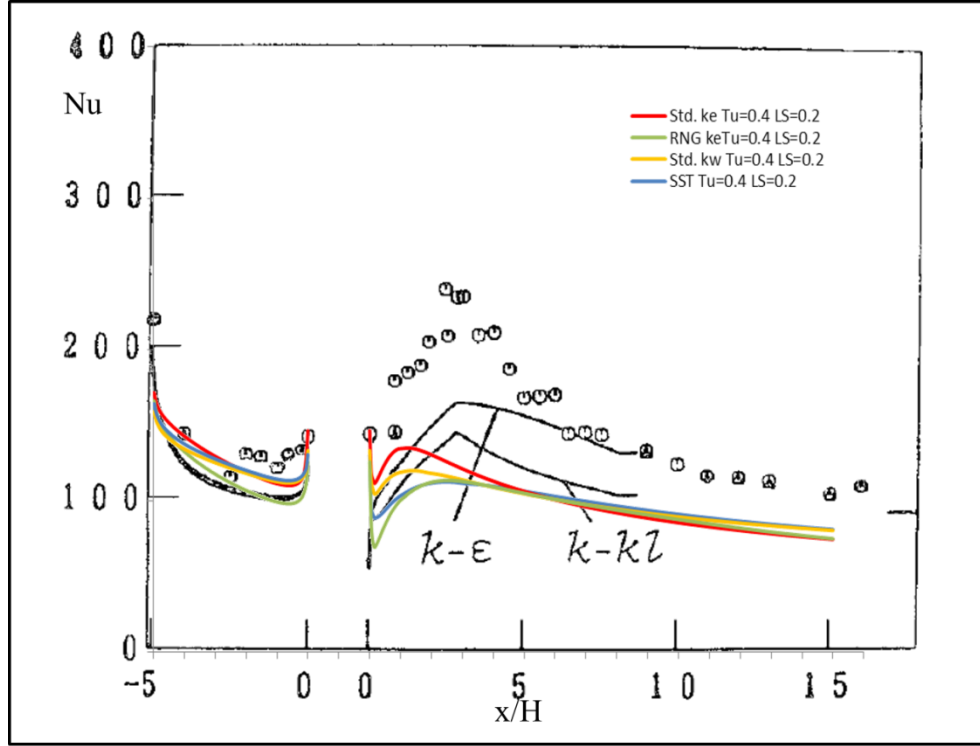
Göz önüne alınan dört türbülans modelinin belirli türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği için deneysel verilerle ve k- ϵ ve k-kl (k- ϵ ve k-kl sonuçları Yamashita ve ark. 1986 tarafından elde edilmiştir) modelleri ile elde edilen sayısal verilerle karşılaştırması dirsek iç yüzeyinde Şekil 4.28 – Şekil 4.31 ve dirsek dış yüzeyinde Şekil 4.32 – Şekil 4.35’ te verilmiştir. $Tu=0.4$ ve $LS=0.2$ için iç duvardaki Nu sayısı dağılımları Şekil 4.28’ de verilmiştir. Şekil 4.28’ den dirseğin iç yüzeyi için keskin köşeye kadar hem bu çalışmadaki hem de Yamashita ve ark. (1986)’ nın k- ϵ ve k-kl modellerinin kabaca deneysel verilerle uyumlu olduğu söylenebilir. k- ϵ ve k-kl model sonuçları bu bölgede hem deneysel verilerin hem de bu çalışmadaki tüm türbülans modellerindeki sayısal verilerin altındadır. Bu çalışmadaki deneysel verilerin en altındaki türbülans modeli RNG k- ϵ türbülans modelidir ve diğer tüm türbülans modellerinin (Std. k- ϵ , Std. k- ω ve SST) bu bölgede deneysel verilerle uyumlu olduğu söylenebilir. Dirsek dönüşünden sonra ise, özellikle dirsek dönüşünden hemen sonra tüm türbülans modellerinin deneysel verilerin altında olduğu göze çarpmakla birlikte k- ϵ ve k-kl modelleri göreceli olarak deneysel verilerle daha uyumludur. Bu çalışmadaki türbülans modellerinden $X/H=5'$ e kadar deneysel verilerle en uyumlu türbülans modelleri sırasıyla Std. k- ϵ , Std. k- ω , SST ve RNG k- ϵ modelleri olduğu görülmektedir. $X/H=5'$ ten sonra ise yani akış keskin dönüşten sonra kendini toparladıktan sonra türbülans modellerinin deneysel verilerle uyumluluğu tersine dönmüş gibi gözükmesine rağmen aralarındaki fark çok azdır. Keskin dönüş kadar ve keskin dönüşten sonraki tüm akış göz önüne alındığında göz önüne alınan türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinde deneysel verilerle en uyumlu modelin Std. k- ϵ modeli olduğu söylenebilir.

Şekil 4.29’ da Şekil 4.28’ e göre türbülans şiddeti $Tu=0.4'$ te sabit tutulup türbülans uzunluk ölçeği $LS=0.002'$ ye düşürüldüğünde keskin dönüş kadar olan dirsek girişinde bu çalışmadaki tüm türbülans modelleri hem deneysel verilerin hem de k- ϵ ve k-kl modellerinin altında seyretmektedir. Deneysel verilerle en uyumlu türbülans modelleri birbiri ile çakışık çıkan Std. k- ω ve SST modelleri olup bu modelleri sırasıyla Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modelleri izlemektedir. Keskin dönüşten sonra ise deneysel verilerle uyum Şekil 4.28’ deki uyumdan daha kötü olmakla beraber uyum açısından türbülans modellerindeki sıralamada bir değişiklik olmamaktadır ve aynı şekilde $X/H=5'$ ten sonra hem türbülans modelleri arasındaki uyumsuzluk ortadan kalkmakta hem de deneysel verilerle uyum artmaktadır. Şekil 4.30 v 4.31’ de ise türbülans şiddeti

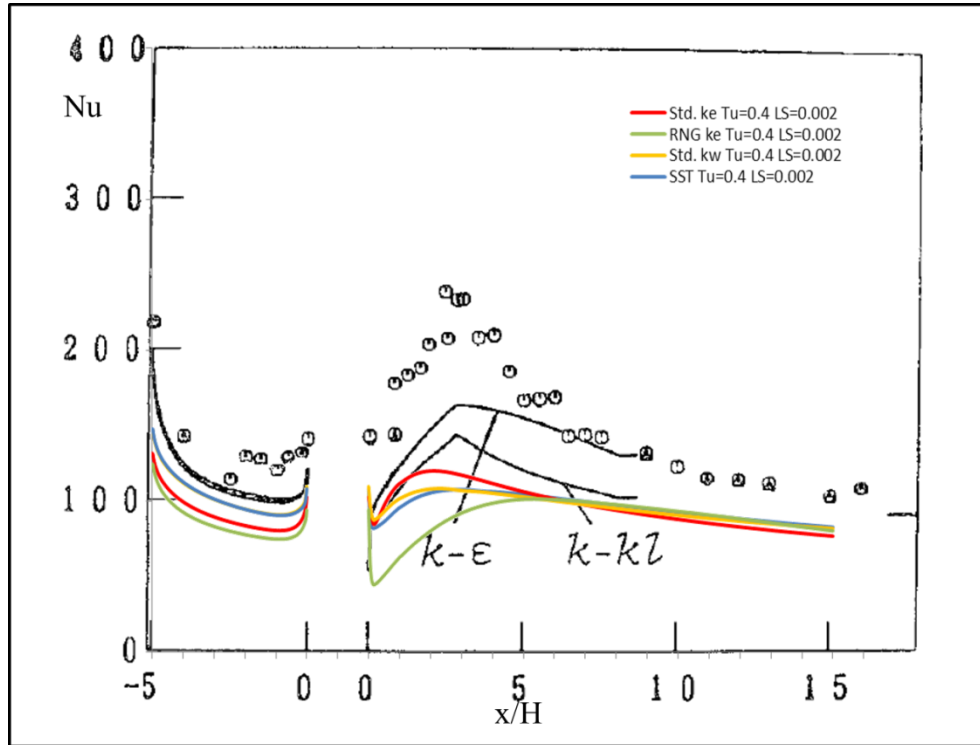
$Tu=0.01'$ de sabit tutulup türbülans uzunluk ölçeği $LS=0.2\text{ m}'$ den (Şekil 4.30) $LS=0.002'$ ye (Şekil 4.31) düşürülerek deneysel verilerle en uyumlu türbülans modeli araştırılmıştır. Şekil 4.30 ve Şekil 4.31' de dirsek girişinde hem bu çalışmadaki hem de $k-\epsilon$ ve $k-\kappa$ türbülans modelindeki sonuçlar deneysel verilerin altındadır ve bu çalışmadaki deneysel verilerle en uyumlu modeller sırasıyla SST, Std. $k-\epsilon$ ve Std. $k-\omega$ (çakışık), RNG $k-\epsilon$ türbülans modelleridir. Dirsek çıkışında ise sırasıyla Std. $k-\epsilon$ ve Std. $k-\omega$, SST, RNG $k-\epsilon$ deneysel verilerle en uyumlu türbülans modelleridir. Keskin dönüş kadar ve keskin dönüşten sonraki tüm akış göz önüne alındığında göz önüne alınan türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinde deneysel verilerle en uyumlu modelin Std. $k-\epsilon$ ve Std. $k-\omega$ modeli olduğu söylenebilir. Böylece tüm iç yüzey göz önüne alındığında (Şekil 4.28 – Şekil 4.31) Std. $k-\epsilon$ modelinin dirsek iç yüzeyinde Nu sayılarının tahmininde deneysel verilerle karşılaştırıldığında en uygun model olduğu söylenebilir.

Dış yüzeylerdeki Nu sayısı dağılımları Şekil 4.32 – Şekil 4.35' te verilmiştir ve tüm bu şekillerde türbülans modellerinin deneysel verilerle uyumluluğu göz önüne alındığında Şekil 4.32' de en uyumlu modelin hem dirsek girişi hem dirsek çıkışında da Std. $k-\epsilon$, Şekil 4.33' te en uyumlu modelin dirsek girişinde SST ve dirsek çıkışında da en uyumlu modellerin hem Std. $k-\epsilon$ hem Std. $k-\omega$, Şekil 4.34' te en uyumlu modelin hem dirsek girişinde ve hem de dirsek çıkışında Std. $k-\omega$ modeli olduğu , Şekil 4.35' te ise dirsek girişinde Std. $k-\omega$ dirsek çıkışında ise Std. $k-\epsilon$ ve Std. $k-\omega$ modelleri olduğu söylenebilir. Dolayısıyla tüm dış yüzey göz önüne alındığında (Şekil 4.32 – Şekil 4.35) Std. $k-\omega$ ve Std. $k-\epsilon$ modellerinin dirsek dış yüzeyinde Nu sayılarının tahmininde deneysel verilerle karşılaştırıldığında en uygun modeller olduğu söylenebilir. Yani dış yüzey için bu iki model arasında seçim yapmak zor görünmesine rağmen Std. $k-\omega$ modelinin daha uyumlu olduğuna karar verilmiştir.

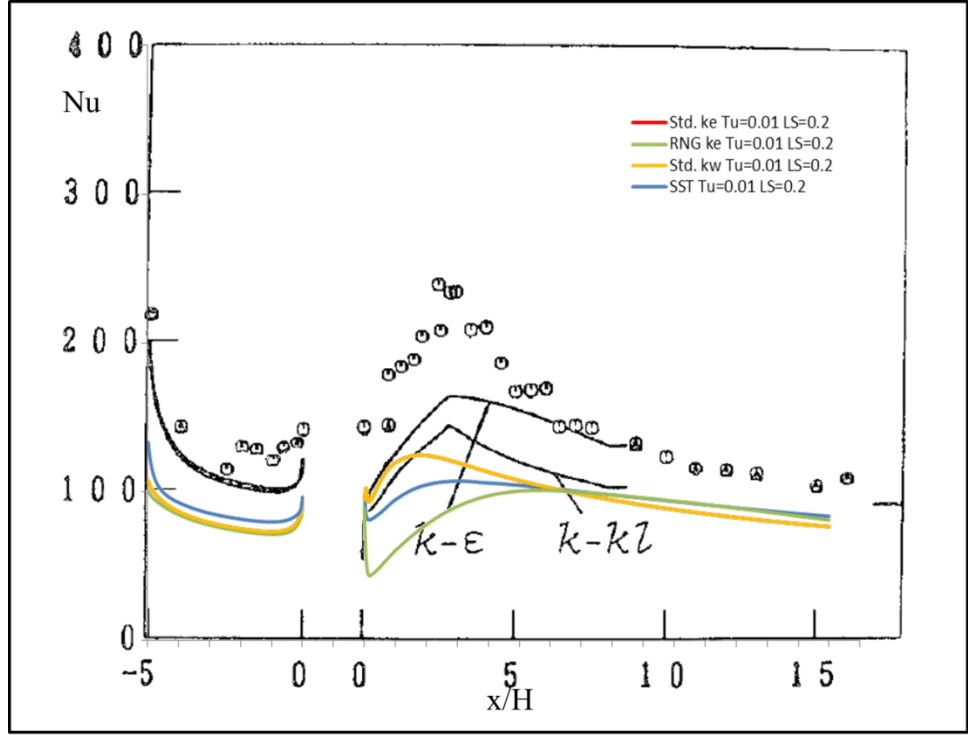
Bununla birlikte türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin ısı transferi üzerindeki etkileri hem Şekil 4.37 ve Şekil 4.38' de her iki türbülans modeli için de verilmiş olup dirsek çıkışında deneysel verilerle en uyumlu sonucu Std. $k-\epsilon$ modeli verdiği için türbülans şiddetinin ve türbülans uzunluk ölçeğinin etkileri sadece Std. $k-\epsilon$ modeli için tartışılmıştır.



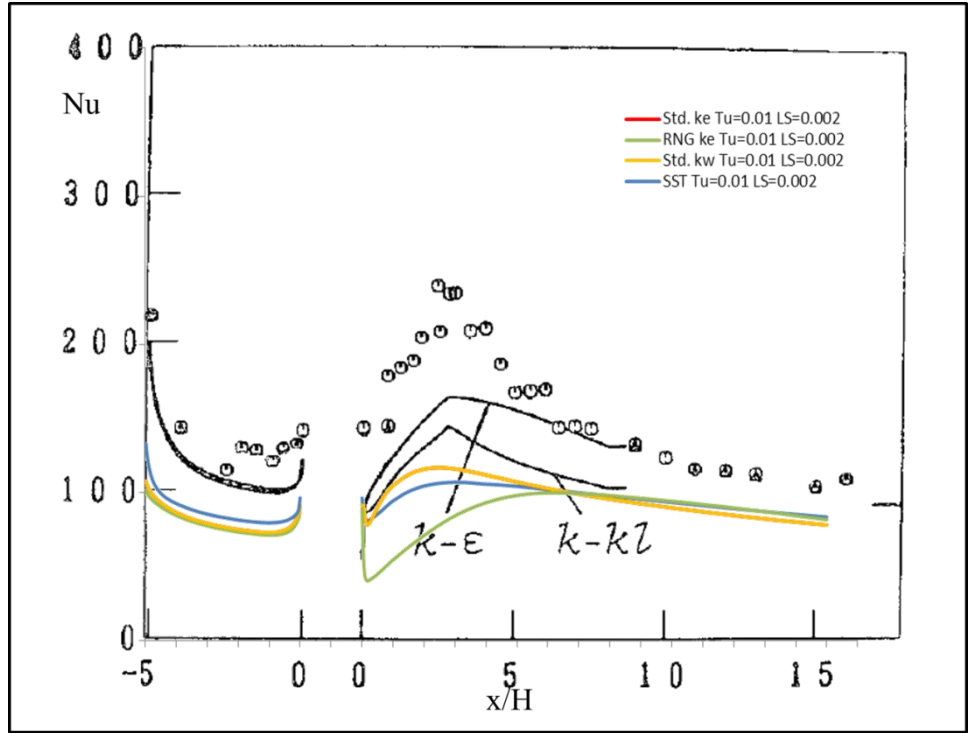
Şekil 4.28. $Tu=0.4$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi)



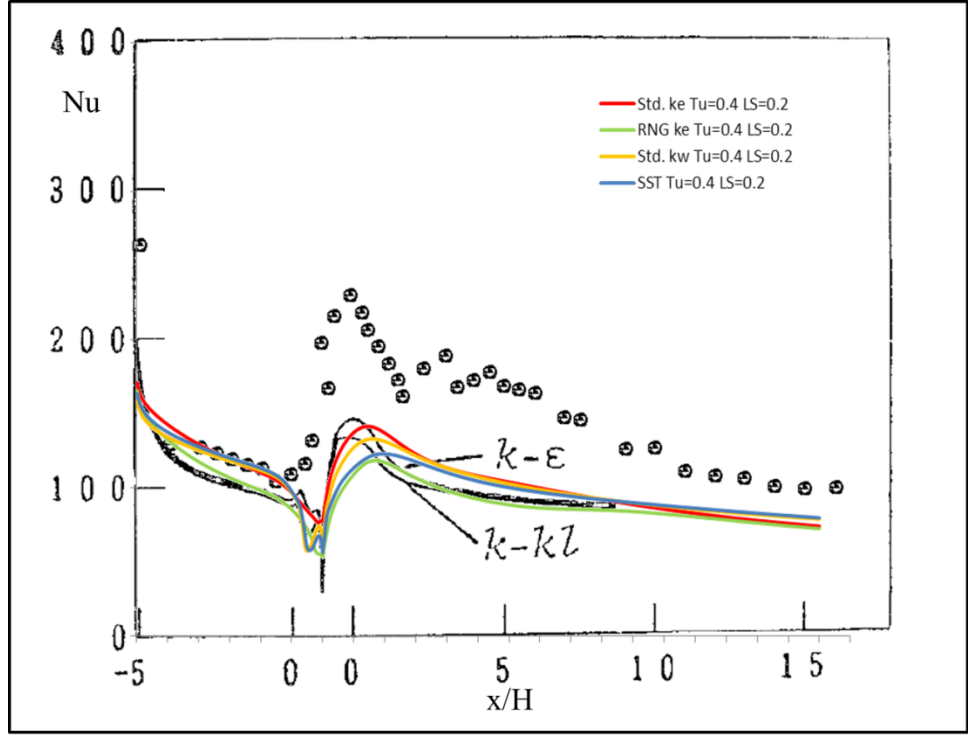
Şekil 4.29. $Tu=0.4$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi)



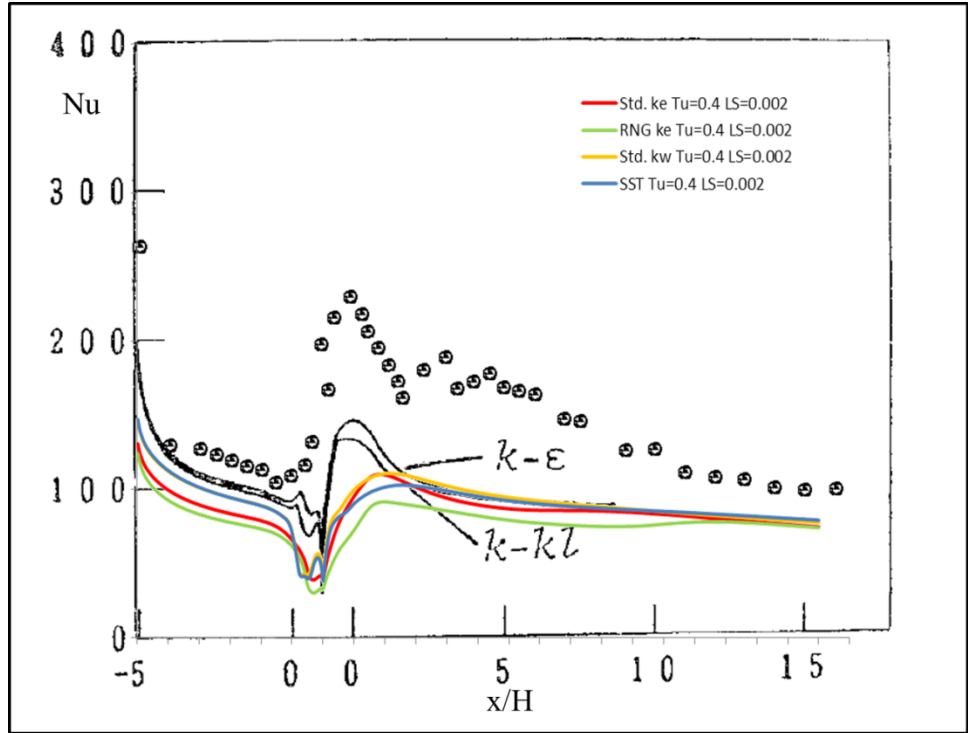
Şekil 4.30. $Tu=0.01$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi)



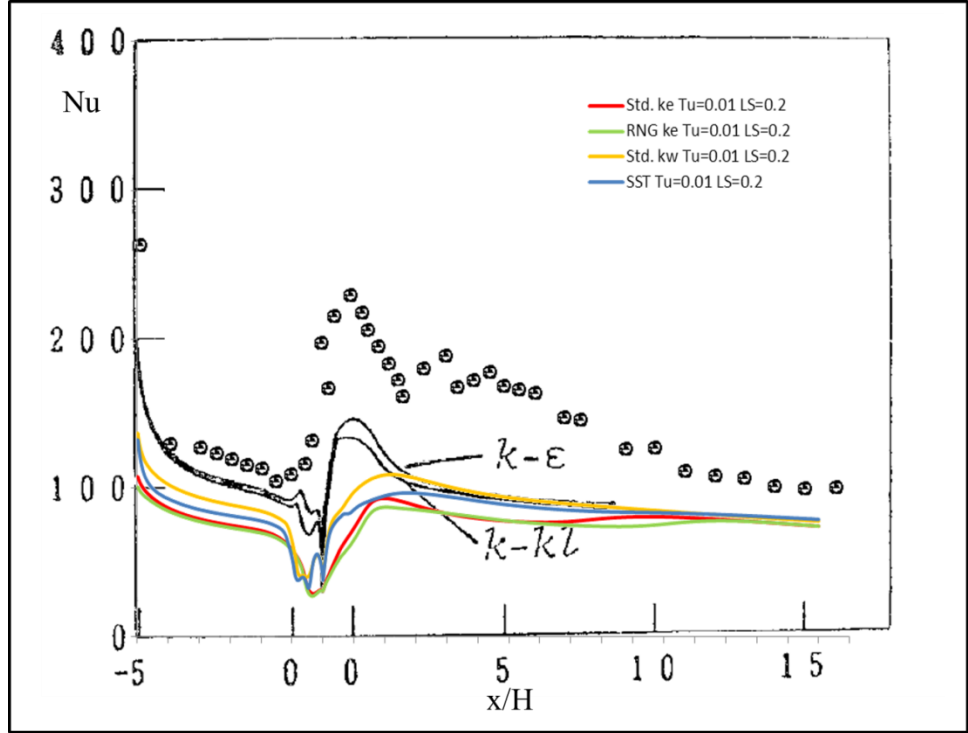
Şekil 4.31. $Tu=0.01$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek iç yüzeyi)



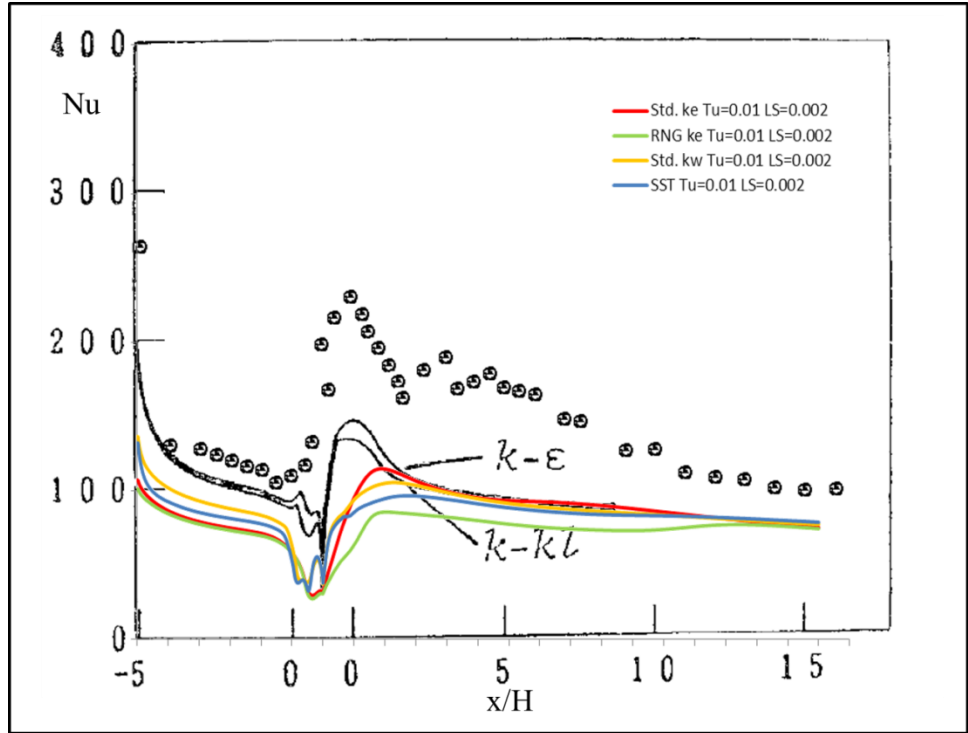
Şekil 4.32. $Tu=0.4$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi)



Şekil 4.33. $Tu=0.4$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi)

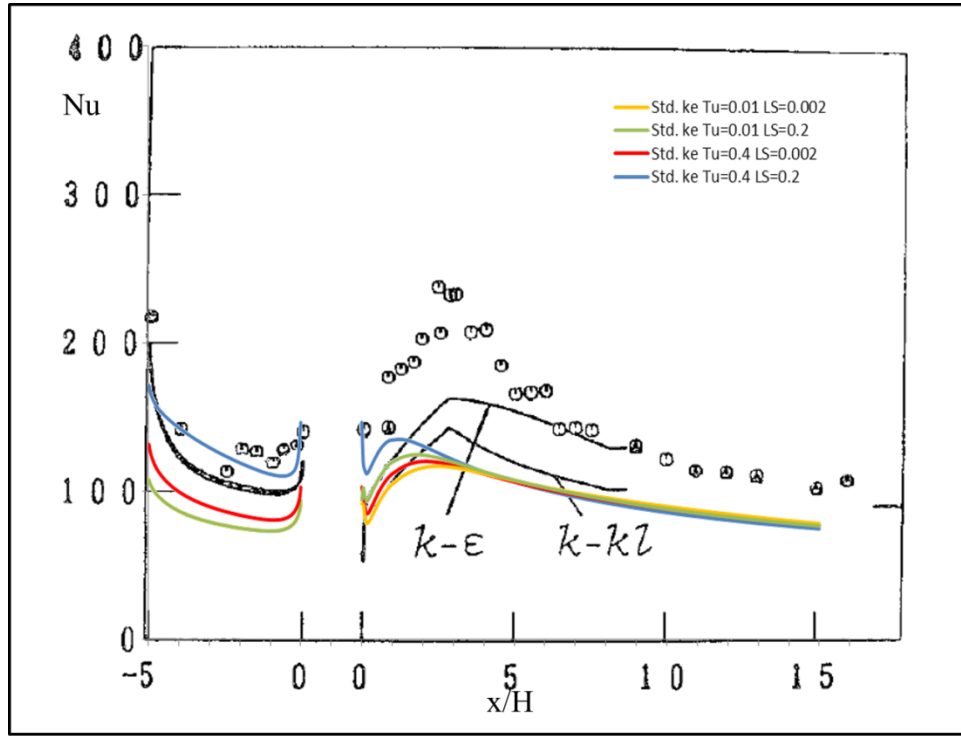


Şekil 4.34. $Tu=0.01$ $LS=0.2$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi)



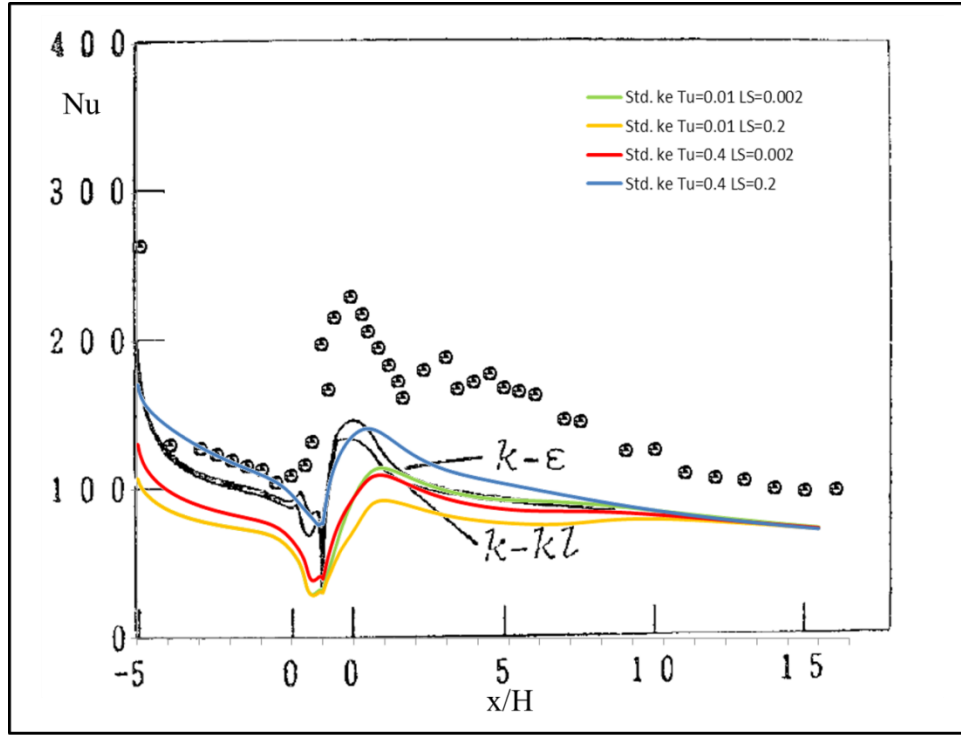
Şekil 4.35. $Tu=0.01$ $LS=0.002$ m koşullarında Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Std. $k-\omega$ ve SST modellerinin karşılaştırılması (Dirsek dış yüzeyi)

Dirsek iç yüzeyi için türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin ısı transferi üzerine etkileri Şekil 4.36’ da verilmiştir. Deneysel çalışmada giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği hakkında bir bilgi verilmemesine rağmen türbülans şiddetinin ve uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumun ($Tu=0.4$ ve $LS=0.2$ m) deneysel verilerle en uyumlu durum olduğu Şekil 4.36’ dan görülmektedir. Dirsek girişinde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeğinin ısı transferi üzerine etkisi görülmemektedir. Yüksek türbülans şiddetinde ise ($Tu=0.04$) türbülans uzunluk ölçeği artırıldığında ısı transferi de artmaktadır. Dirsek çıkışında türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği $X/H=5$ ’ e kadar etkili olmakta ve hem düşük türbülans şiddetinde ve hemde yüksek türbülans şiddetinde türbülans uzunluk ölçeğinin artmasıyla ısı transferi de artmaktadır.

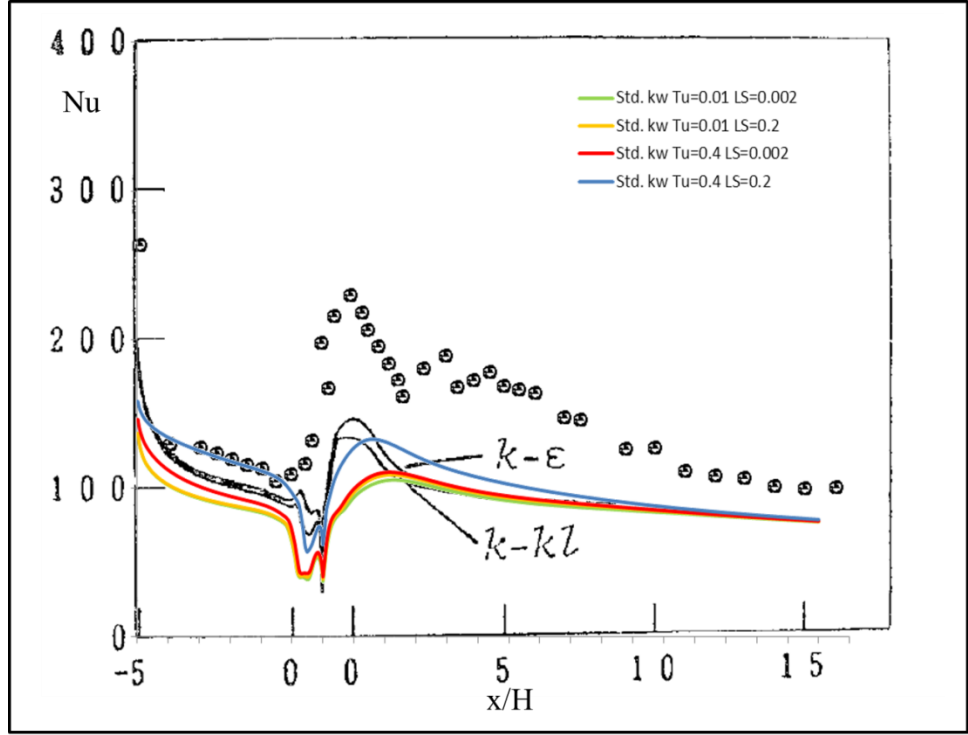


Şekil 4.36. Std. k-ε modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek iç yüzeyi)

Şekil 4.37' de dirsek dış yüzeyi için türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin ısı transferi üzerine etkileri araştırılmıştır. Dirsek girişinde dirsek iç yüzeyine benzer şekilde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeği arttırılması ısı transferini etkilemezken yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.4$) türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini önemli ölçüde arttırmaktadır. Dirsek çıkışında ise türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği $X/H=10$ ' a kadar etkili olmakta ve dirsek iç yüzeyindekinden farklı olarak düşük türbülans şiddetinde türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini düşürmekte yüksek türbülans şiddetinde ise türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini de arttırmaktadır.



Şekil 4.37. Std. k-ε modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek dış yüzeyi)



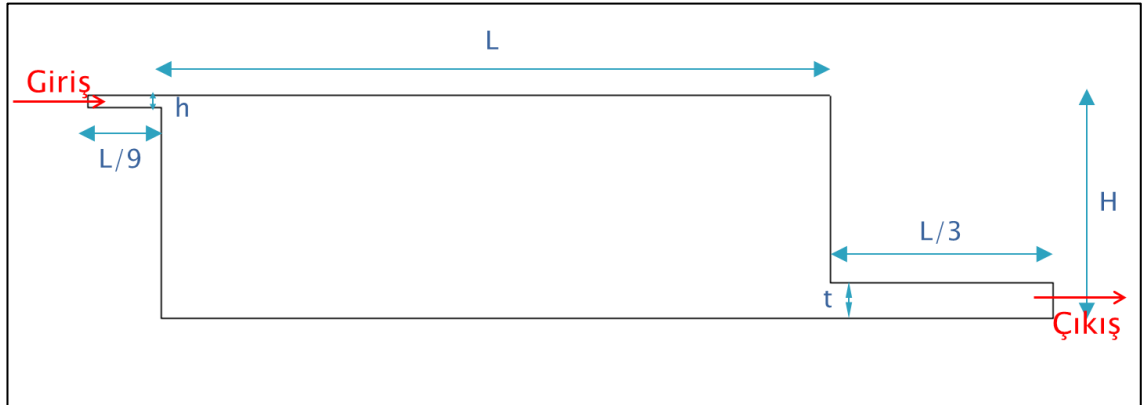
Şekil 4.38. Std. $k-\omega$ modeli ile giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin Nu dağılımı üzerine etkisi (Dirsek dış yüzeyi)

4.5. ANNEX20 Odası

Bu bölümde “IEA (International Energy Agency) Annex20” odası üzerinde hesaplamalı olarak hava dağılımları ve sıcaklık dağılımları hesaplanmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Oda geometrisi Std. k- ϵ , Std. k- ω , RNG k- ϵ , SST türbülans modelleri ile izotermal ve izotermal olmayan durum için çözdürülmüş; hız, türbülans kinetik enerjisi, akım çizgileri, sıcaklık dağılımı ve Nusselt sayısı sonuçları kendi içerisinde karşılaştırılarak deneysel sonulara en yakın sonuç veren türbülans modeli seçilerek giriş türbülans etkisinin akış ve ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır.

4.5.1. Geometrik model

IEA Annex20 test düzeneğinin ölçüleri aşağıda Şekil 4.39’ de görülmektedir. Hesaplamalarda birebir aynısı kullanılmıştır. Burada $H=3$ m, $L=9$ m, $h=0.168$ m ve $t=0.48$ m’dir.



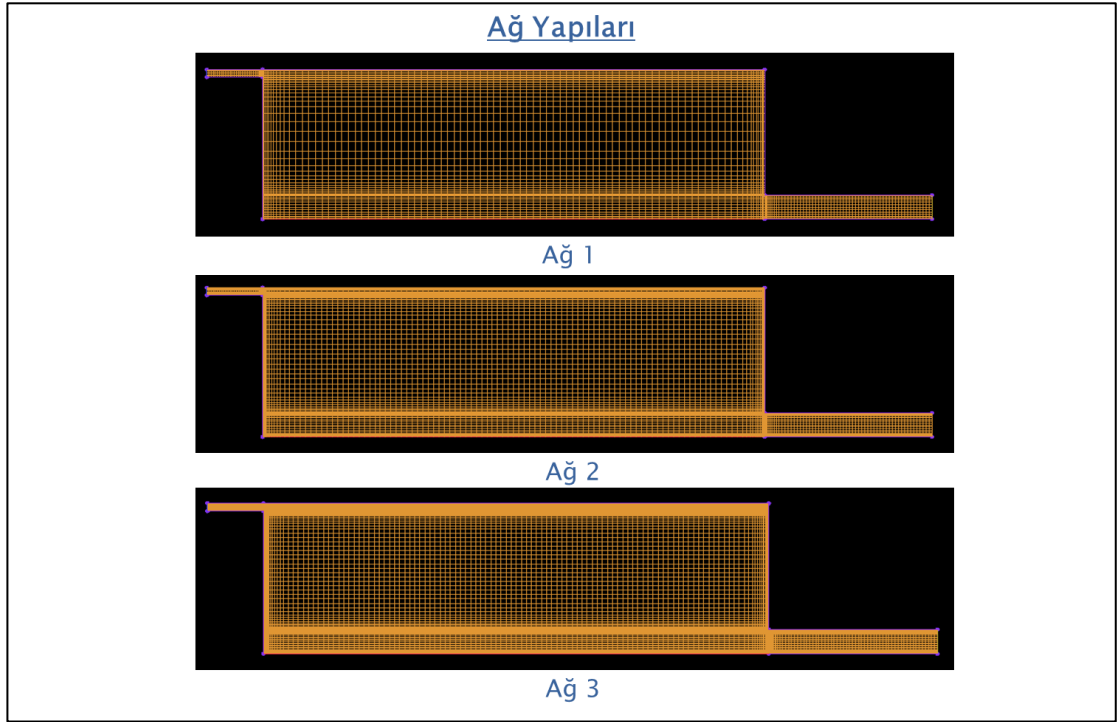
Şekil 4.39. ANNEX 20 test odası geometrisi

4.5.2. Sayısal model

Sayısal ağ oluşturmada ICEM CFD programı kullanılmıştır. Geometri hexahedral elemanlar ile doldurulmuştur. Ağdan bağımsız çözümün araştırılması için 3 farklı ağ yapısı denenmiştir. (Bkz: Çizelge 4.13 ve Şekil 4.40)

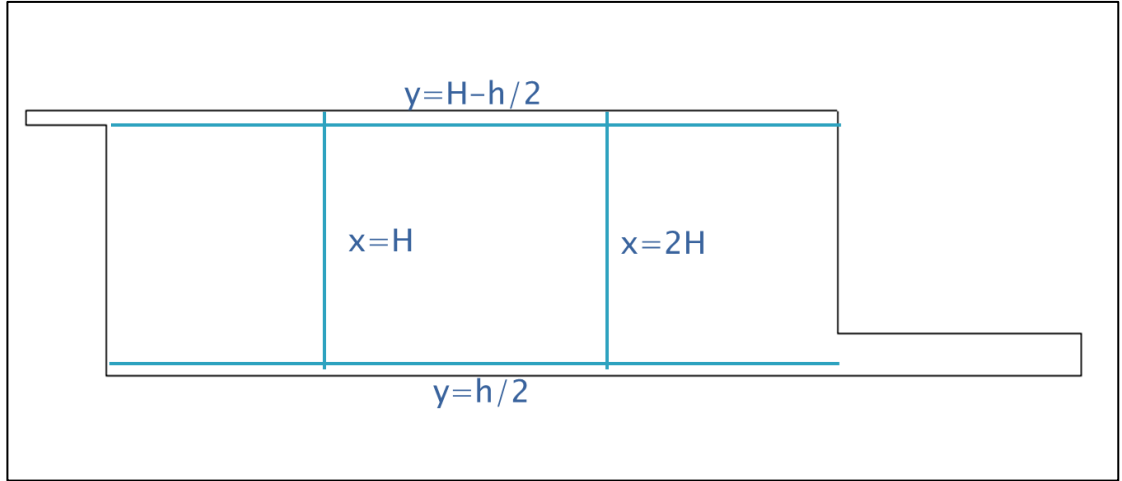
Çizelge 4.13. ANNEX 20 odası sayısal ağ denemeleri

	Node Sayısı
Ağ 1	12168
Ağ 2	19506
Ağ 3	29054

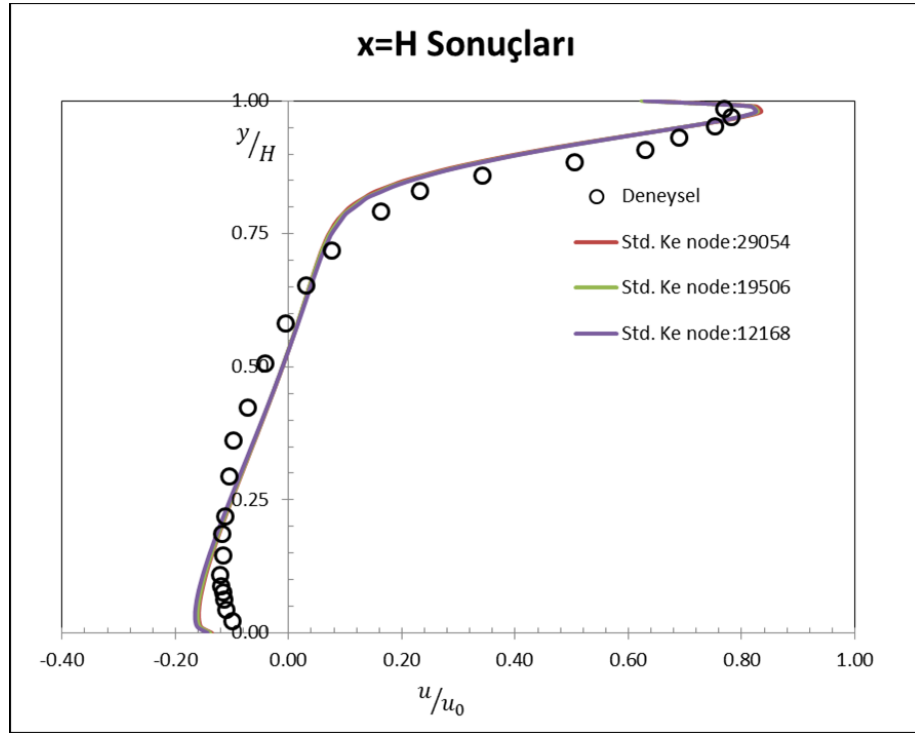


Şekil 4.40. ANNEX 20 odası ağ denemeleri

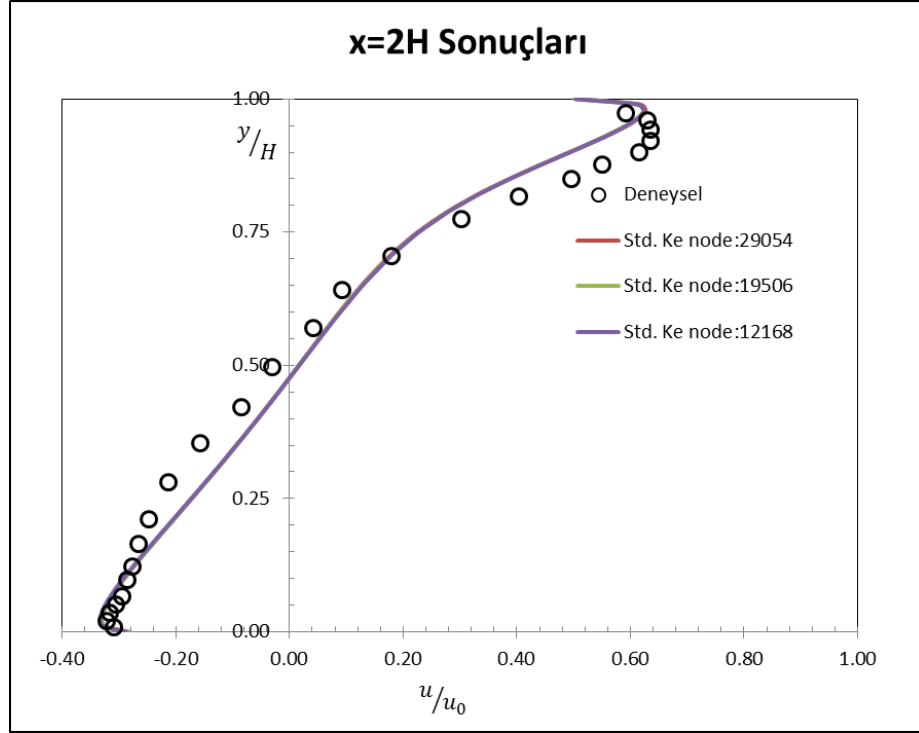
Ağdan bağımsız çözüm araştırılırken Şekil 4.41’ de görülen çizgilerde konuma bağlı u/u_0 ve $\sqrt{u'^2}/u_0$ değerleri karşılaştırılmıştır (Bkz: Şekil 4.42 - 4.49).



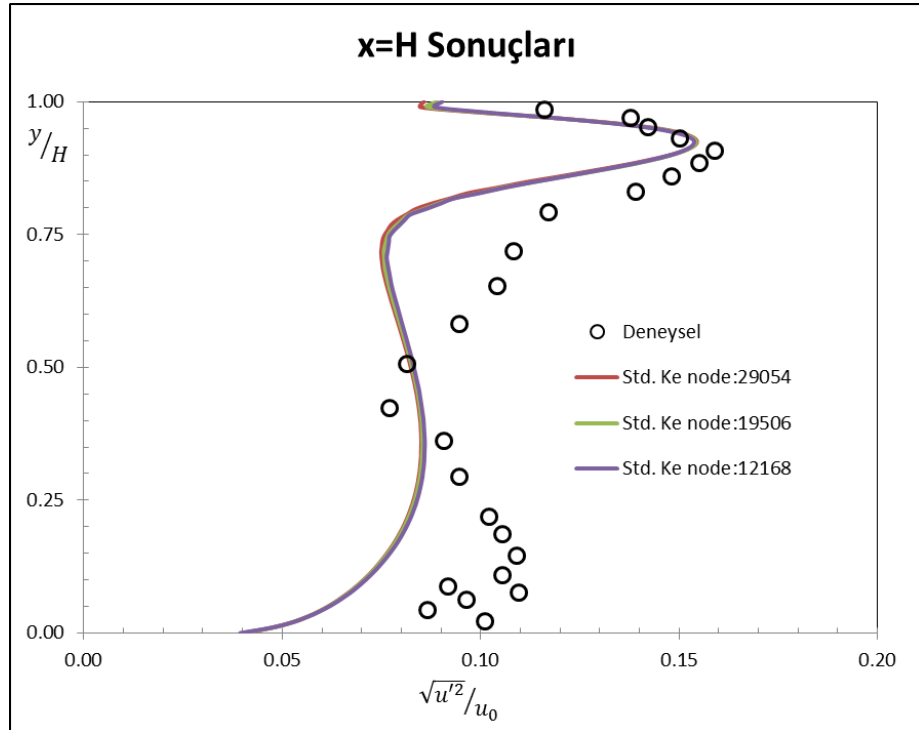
Şekil 4.41. Sonuçların verildiği doğrultular



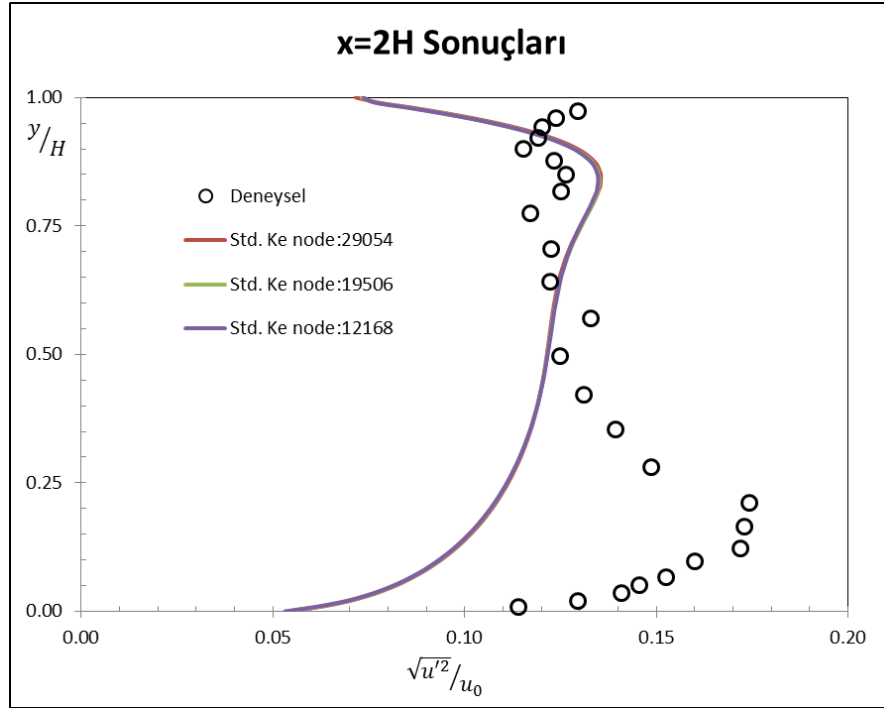
Şekil 4.42. $x=H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



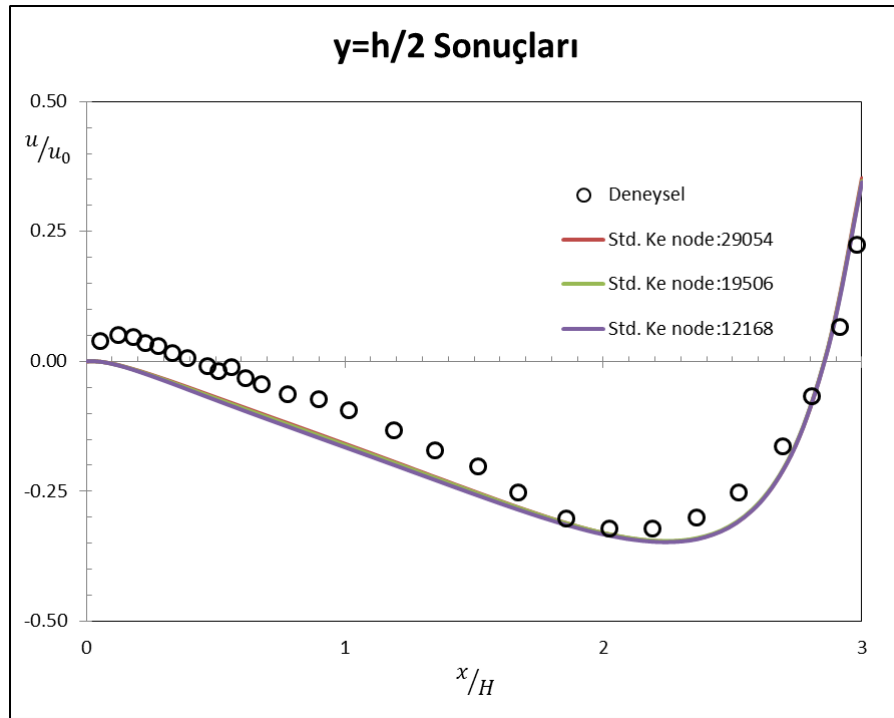
Şekil 4.43. $x=2H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



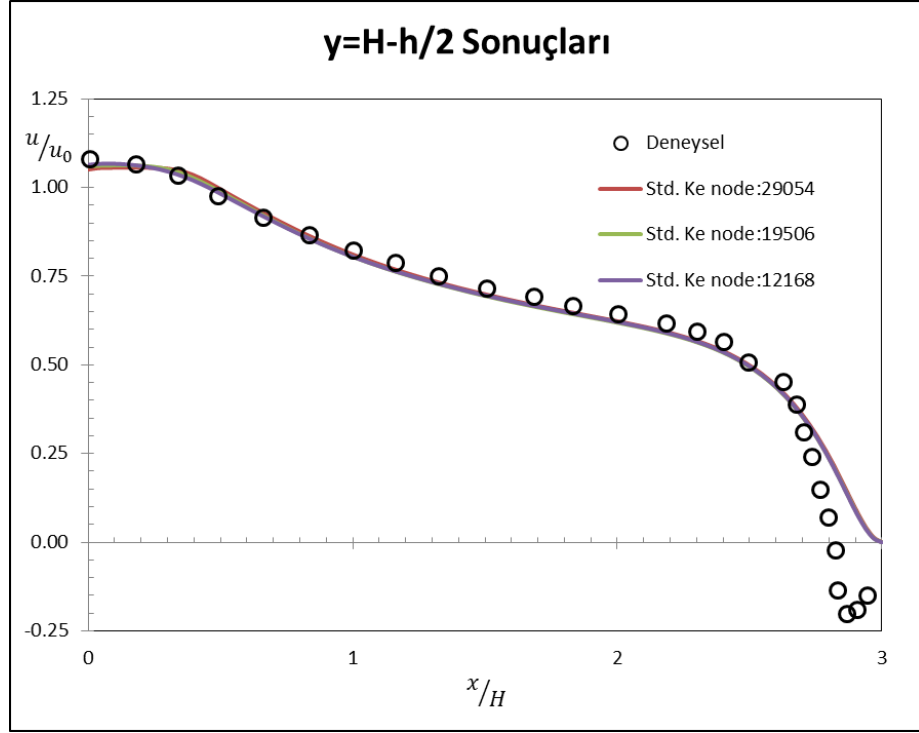
Şekil 4.44. $x=H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



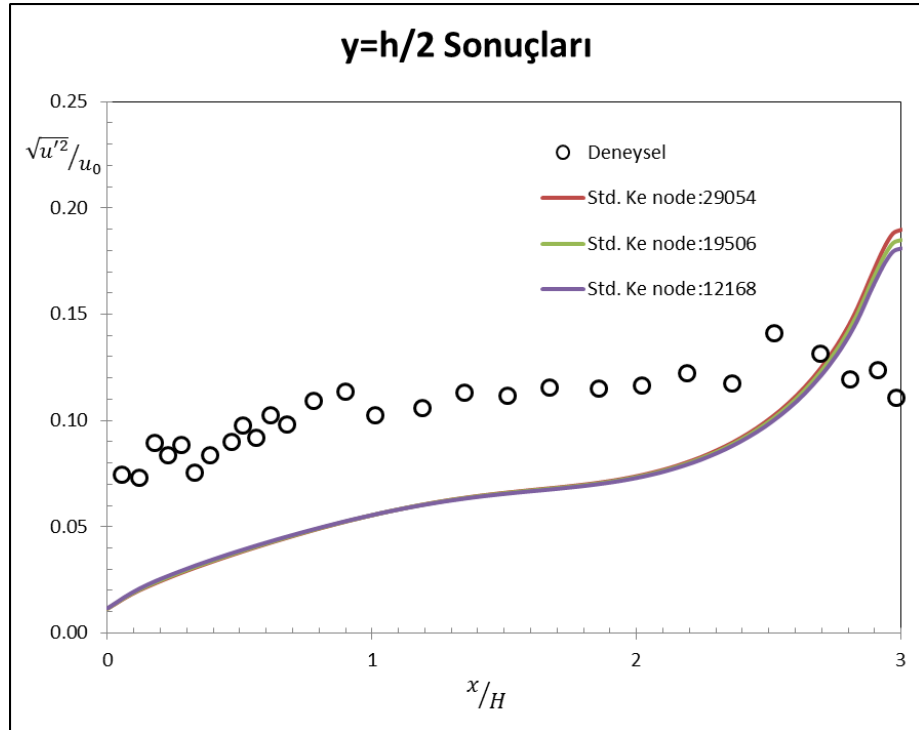
Şekil 4.45. $x=2H$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



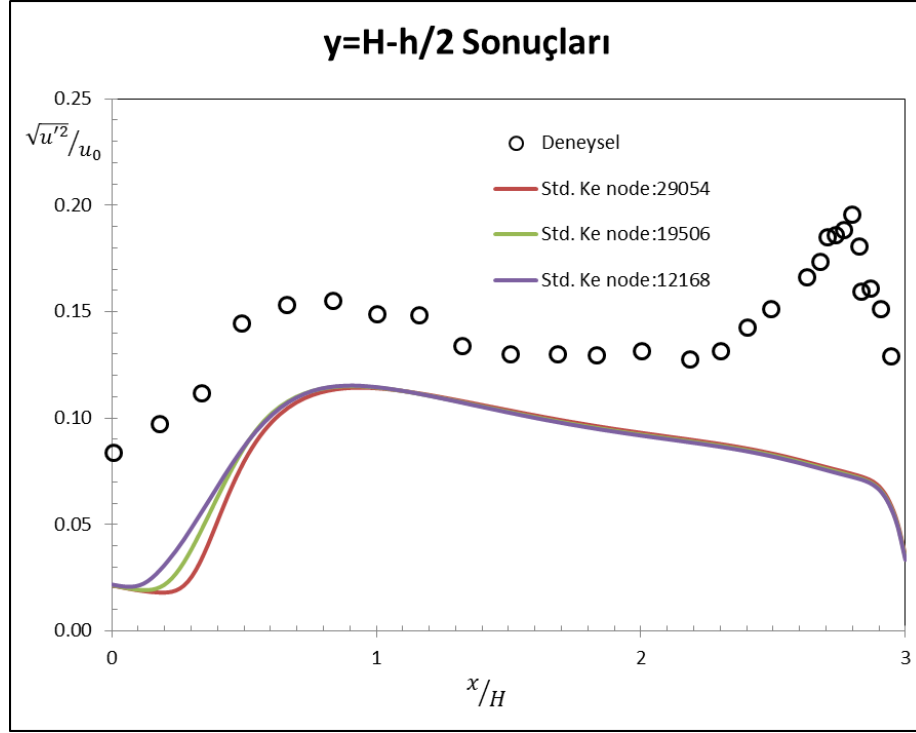
Şekil 4.46. $y=h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.47. $y=H-h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.48. $y=h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.49. $y=H-h/2$ doğrultusunda ağdan bağımsız çözüm araştırması (DeneySEL sonuçlar, Nielsen 1990)

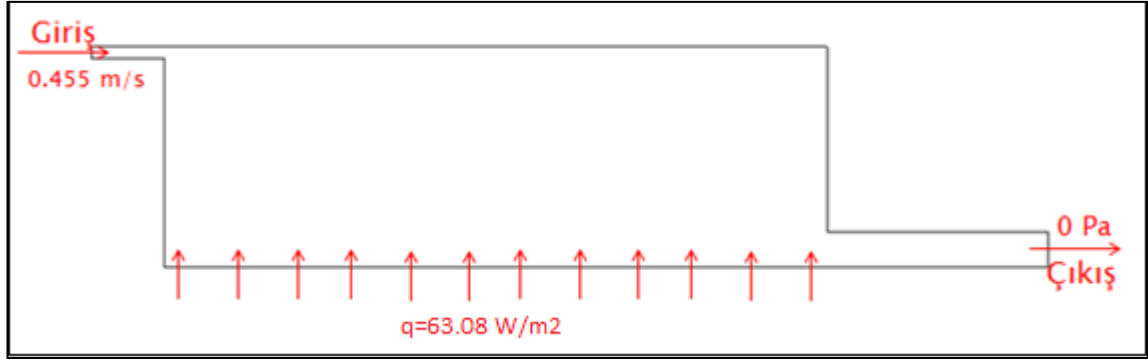
4.5.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

İzotermal sayısal çözümde kullanılan sınır şartları, giriş hızı 0.455 m/s, $Tu=0.04$, $LS=0.0156$ m, çıkış basıncı 0 Pa'dır. İzotermal olmayan durum sayısal çözümünde ısıtılan yüzey 63.08 W/m^2 sabit ısı akısı sınır koşulu uygulanmıştır. Bu ısı akısında Archimedes sayısı hesaplandığında $Ar=0.173$ tür. Sınır koşulları Şekil 4.50' de detaylı olarak gösterilmiştir. Her iki durumda da giriş türbülans şiddeti $Tu=0.04$ ve giriş türbülans uzunluk ölçeği 0.0156 m olarak girilmiştir.

Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.14' de verilmiştir.

Çizelge 4.14. ANNEX 20 odası akışkan özellikleri (Incropera ve DeWitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK



Şekil 4.50. ANNEX 20 test odası sınır koşulları

4.5.4. Sonuçlar ve tartışma

ANNEX 20 test odasında hem izotermal hem de izotermal olmayan durum için Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri ile hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. ANNEX 20 test odası geometrik olarak modellenmiş, sınır koşulları izotermal ve izotermal olmayan durum için test şartlarına göre uygun şekilde girilmiş ve Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri ile çözdürülmüş sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak izotermal durum ve izotermal olmayan durum başlıkları altında verilmiştir.

İzotermal Durum

Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri ile gerçekleştirilen hesaplamaların Şekil 4.51 – Şekil 4.54 arasında hız dağılımları, Şekil 4.55 - Şekil 4.58 arasında oda türbülans kinetik enerjisi dağılımları, Şekil 4.60 – Şekil 4.63 arasında akım çizgileri, Şekil 4.65 – Şekil 4.72 arasında u/u_0 ve $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları verilmiştir.

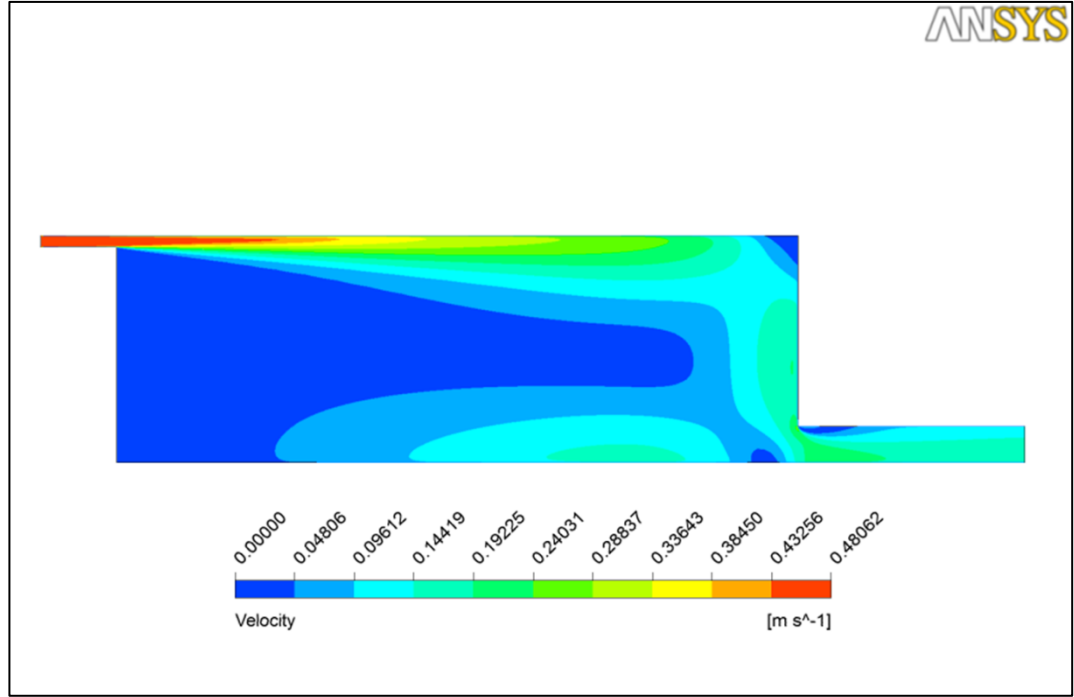
Şekil 4.51 ve Şekil 4.54 arasında verilen hız dağılımları incelendiğinde dört türbülans modelinin de verdiği sonuçlar aşağı yukarı benzer kabul edilebilmesine rağmen Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modeli alt yüzey civarındaki hava akışını alt yüzeye paralel tahmin ederken Std. k- ω ve SST modelinde sol alt köşeye doğru bir yukarı yöneliş görülmektedir, bu

yukarı yöneliş SST modelinde odanın ortasına doğru daha erken başlamaktadır. Şekil 4.55 ve Şekil 4.58 arasındaki türbülans kinetik enerjisi sonuçları incelendiğinde dört türbülans modelinde giriş bölgesindeki genişleme ve çıkış bölgesindeki daralma bölgelerinde türbülans kinetik enerjisinin yüksek olduğu sonucunu vermiştir. Std. k- ω , RNG k- ϵ ve SST modellerinde en yüksek türbülans kinetik enerjisi giriş bölgesinde olan genişlemedeki köşe noktasından ileriye doğru (giriş jeti) elipsoidik bölgede gerçekleşirken Std. k- ϵ modeli çıkış bölgesindeki daralma bölgesinde bulunmuştur. Şekil 4.60 ve Şekil 4.63 arasındaki akım çizgileri sonuçları Şekil 4.59’ da literatürdeki diğer deneysel ve sayısal çalışmalarla karşılaştırıldığında Std. k- ω , Std. k- ϵ ve SST modellerinin yine aynı modellerle gerçekleştirilmiş sayısal çalışmalarla kendi aralarında uyumlu olduğu söylenebilir. Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modelleriyle elde edilen sonuçlar deneysel akım çizgileriyle karşılaştırıldığında Std. k- ω ve SST sonuçlarına göre deneysel akım çizgileriyle daha uyumlu olduğu söylenebilir. Şekil 4.65 – Şekil 4.72 arasında deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak verilen u/u_0 ve $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları

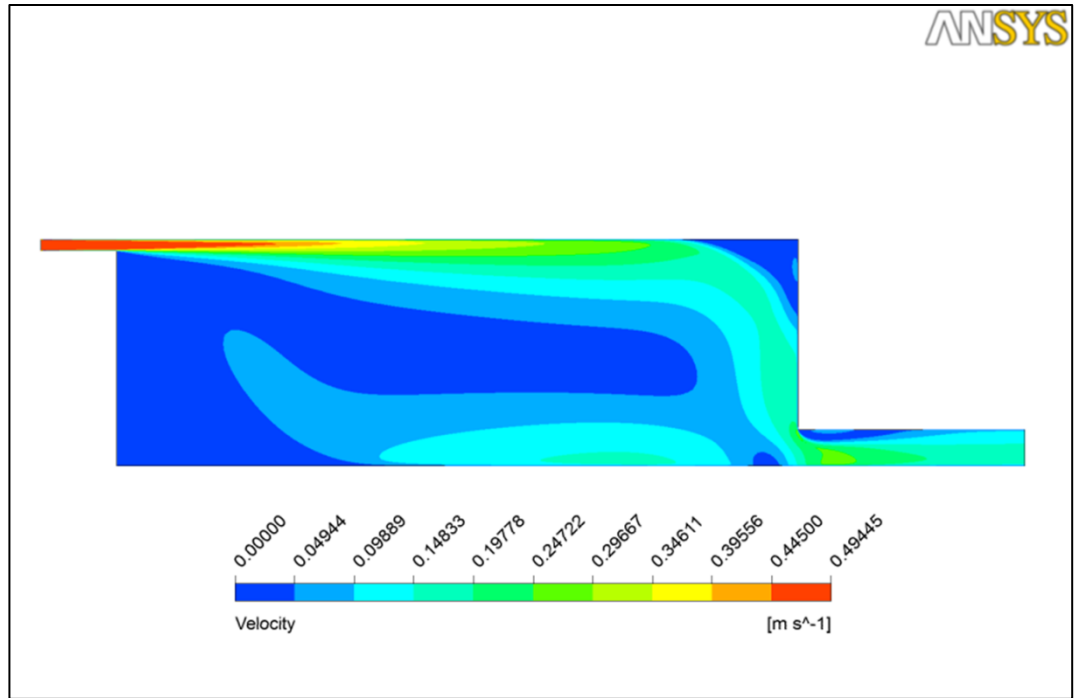
incelendiğinde akım çizgileri sonuçlarında olduğu gibi Std. k- ϵ ve RNG k- ω modellerinin deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiği söylenebilir. Ölçüm alınan diğer çizgilerde benzer sonuçlar vermesine karşın özellikle $y=h/2$ bölgesinde Std. k- ϵ modelinin RNG k- ϵ modeline göre daha iyi performans gösterdiği söylenebilir.

Akım çizgileri, u/u_0 ve $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçlarında deneysel verilere en yakın sonuçları

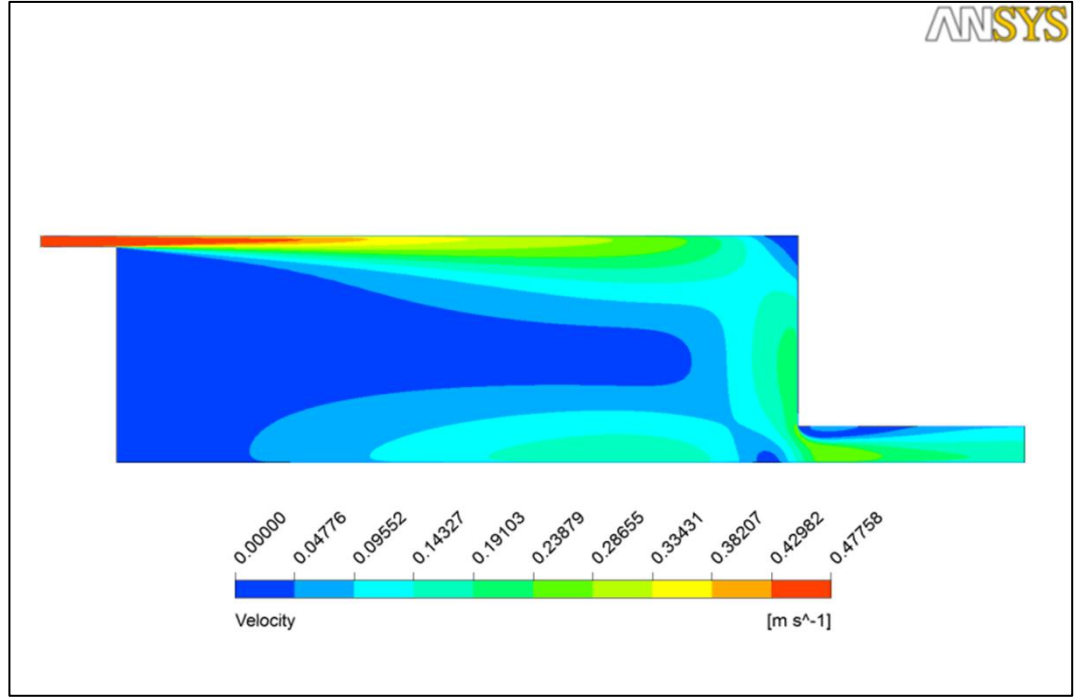
RNG k- ϵ ve Std. k- ϵ modellerinin verdiği söylenebilir. Std. k- ϵ modeli $y=h/2$ çizgisinde RNG k- ϵ modeline göre bir adım daha iyi performans gösterdiği söylenebilir ve bu nedenden dolayı giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği denemeleri Std. k- ϵ modeli ile gerçekleştirilmiştir.



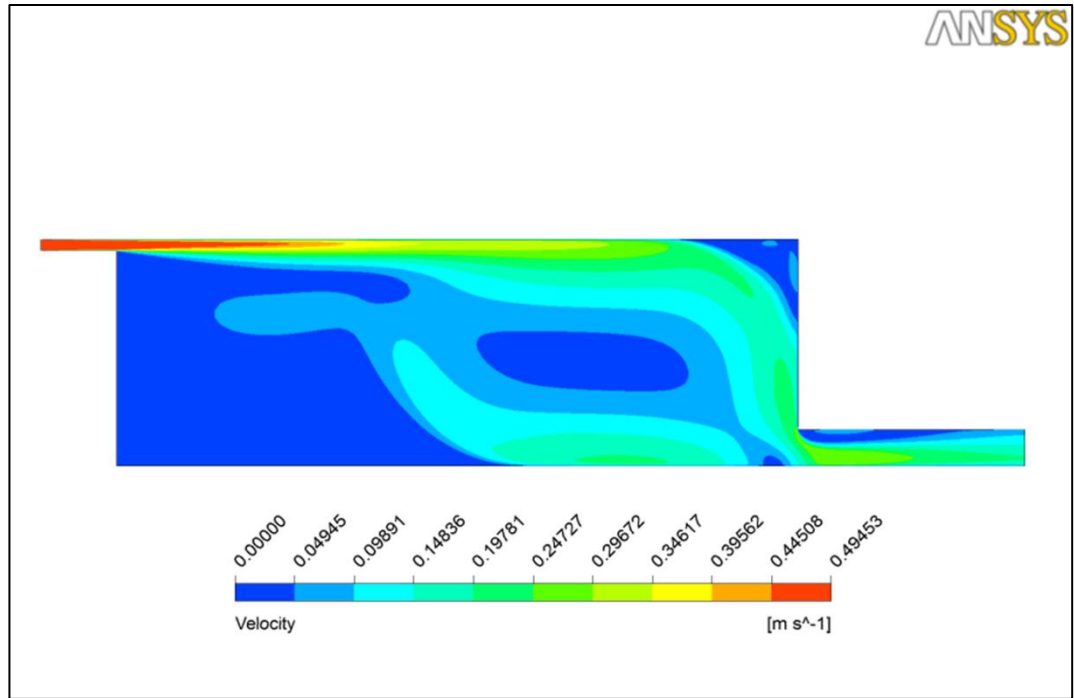
Şekil 4.51. Std. k- ϵ hız dağılımı



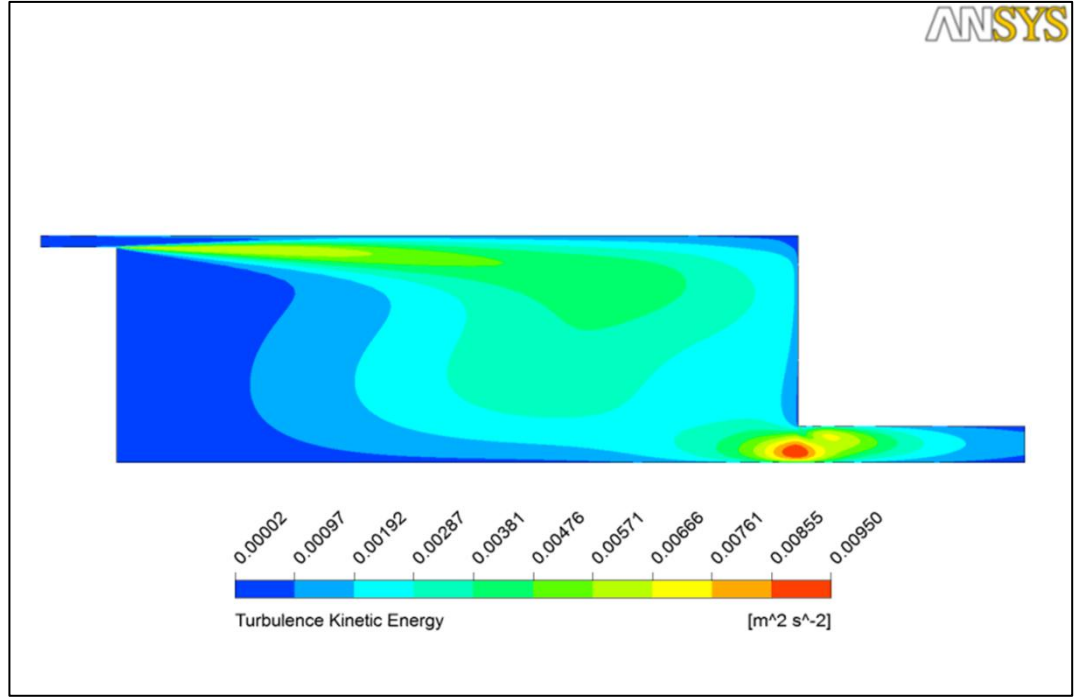
Şekil 4.52. Std. k- ω hız dağılımı



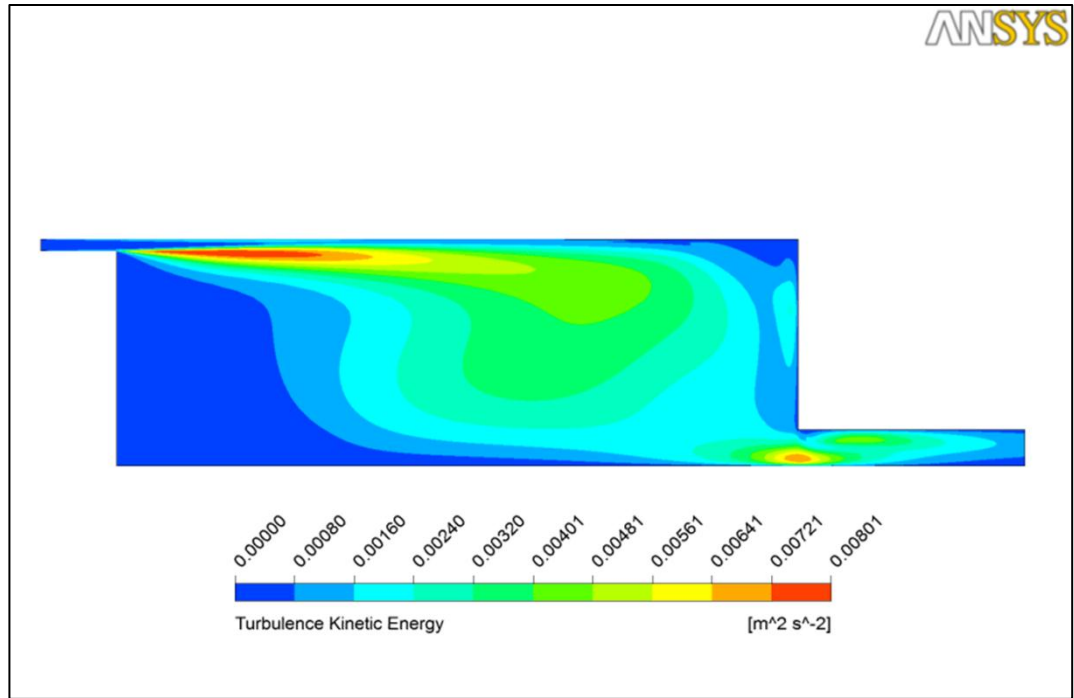
Şekil 4.53. RNG k- ϵ hız dağılımı



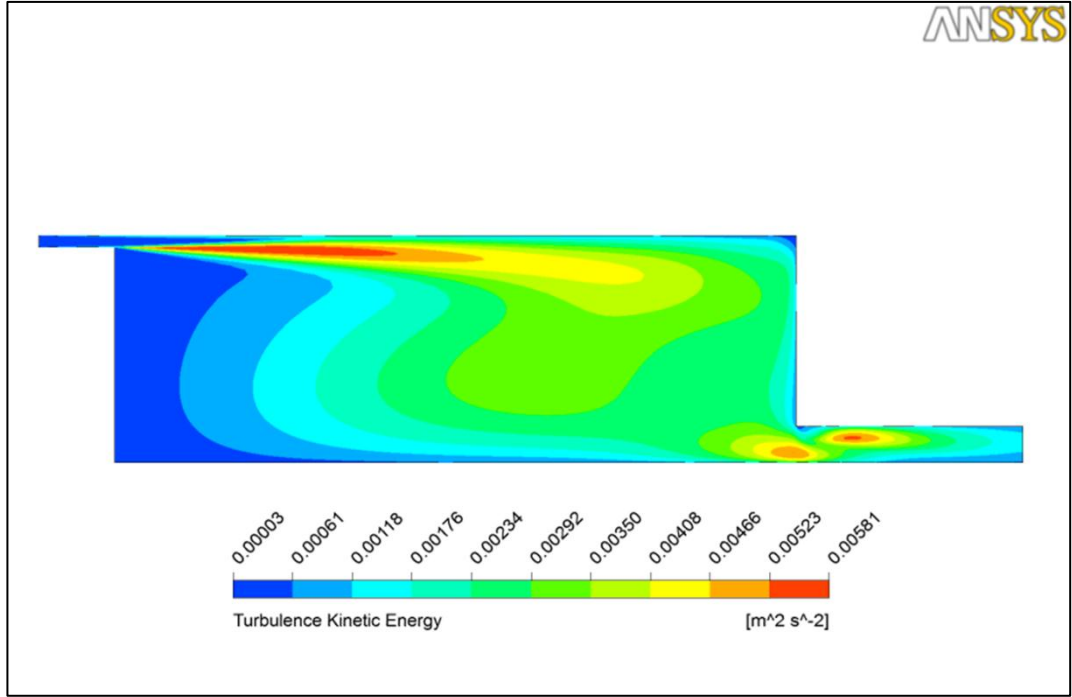
Şekil 4.54. SST hız dağılımı



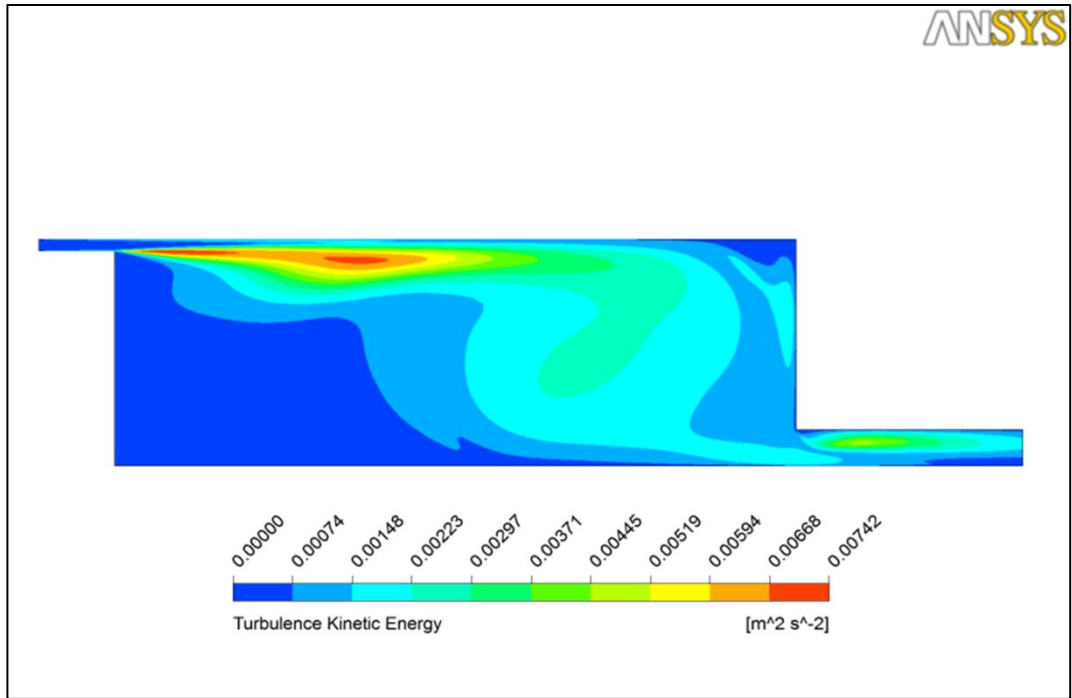
Şekil 4.55. Std. k- ϵ türbülans kinetik enerjisi dağılımı



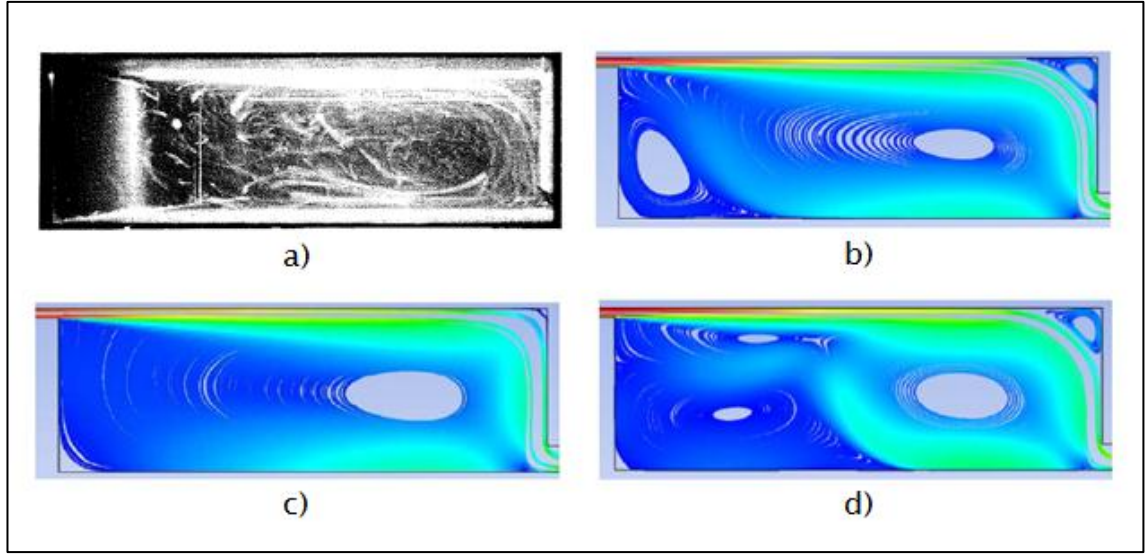
Şekil 4.56. Std. k- ω türbülans kinetik enerjisi dağılımı



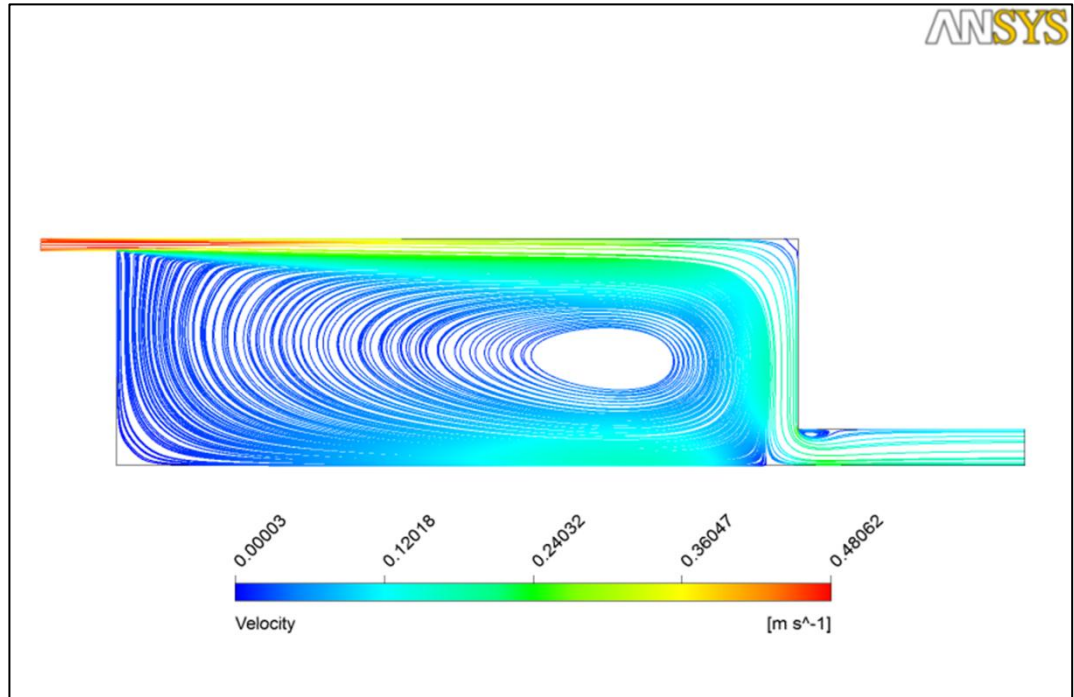
Şekil 4.57. RNG k-ε türbülans kinetik enerjisi dağılımı



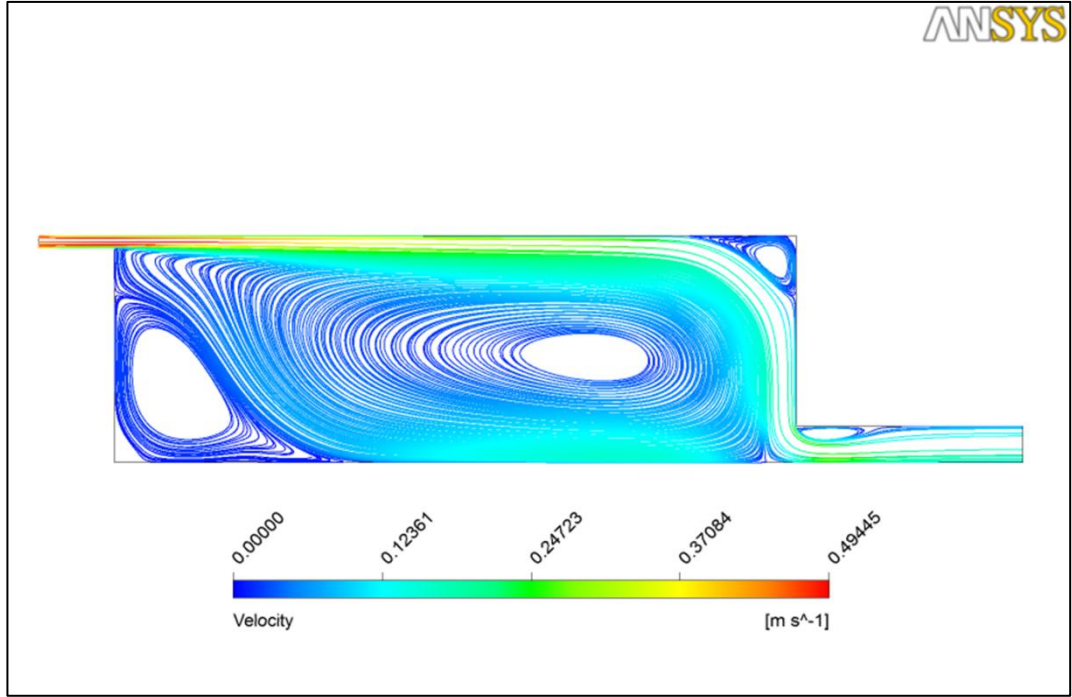
Şekil 4.58. SST türbülans kinetik enerjisi dağılımı



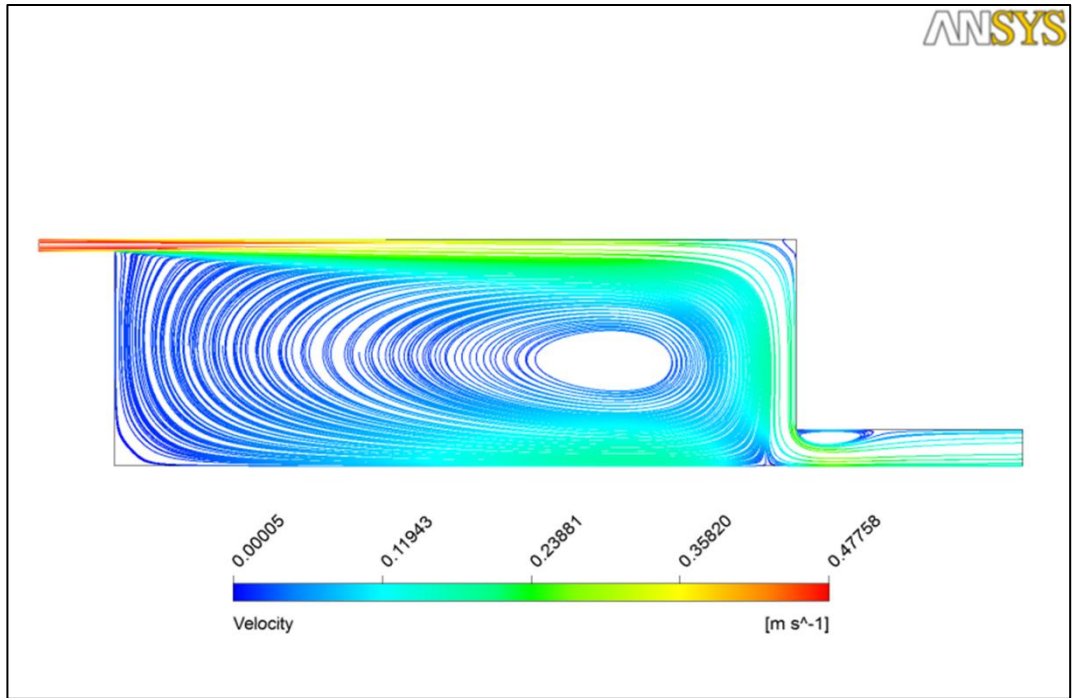
Şekil 4.59. Akım çizgileri a) Deneysel (Nielsen 1974) b) Std. $k-\omega$ sayısal (Rong ve Nielsen 2008) c) Std. $k-\epsilon$ Sayısal (Rong ve Nielsen 2008) d) SST Sayısal (Rong ve Nielsen 2008)



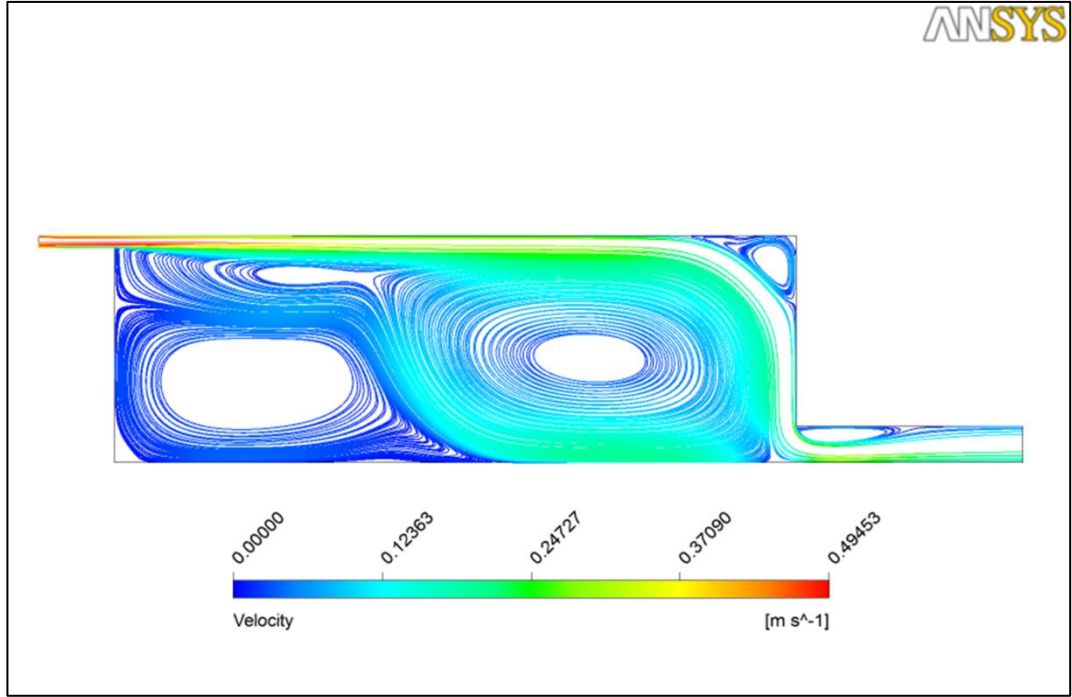
Şekil 4.60. Std. $k-\epsilon$ akım çizgileri



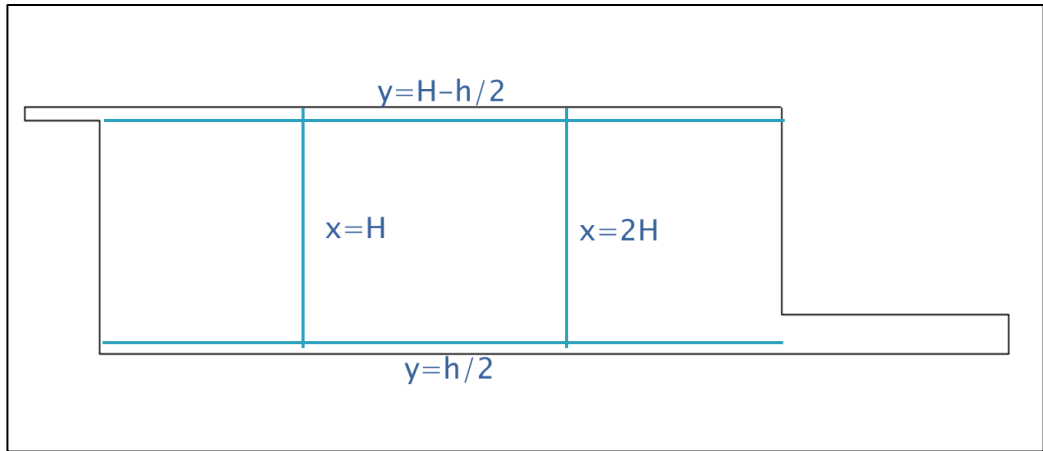
Şekil 4.61. Std. k- ω akım çizgileri



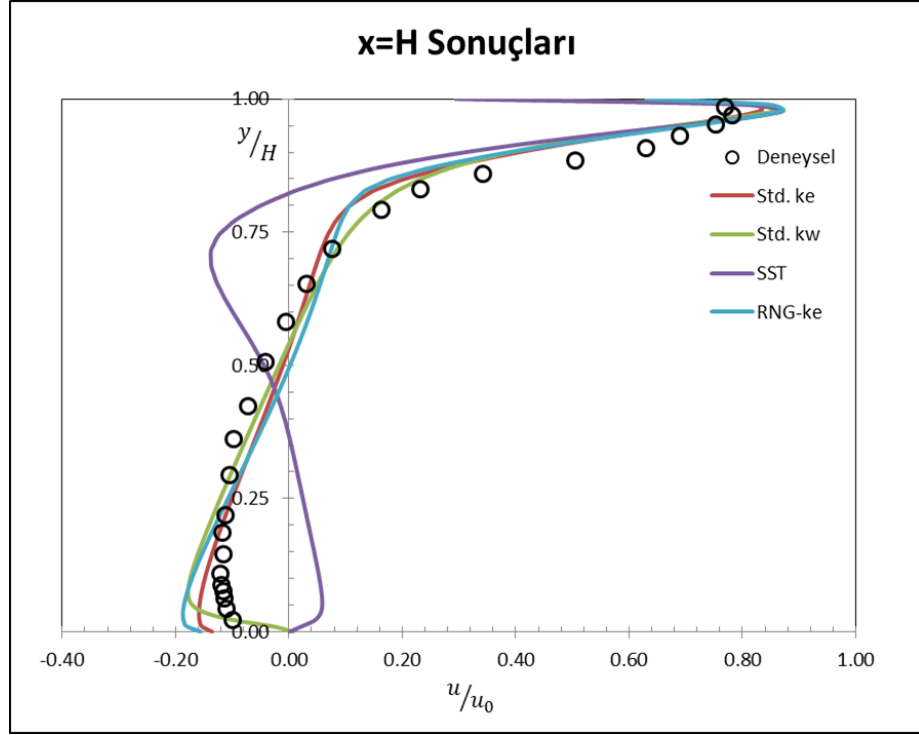
Şekil 4.62. RNG k- ϵ akım çizgileri



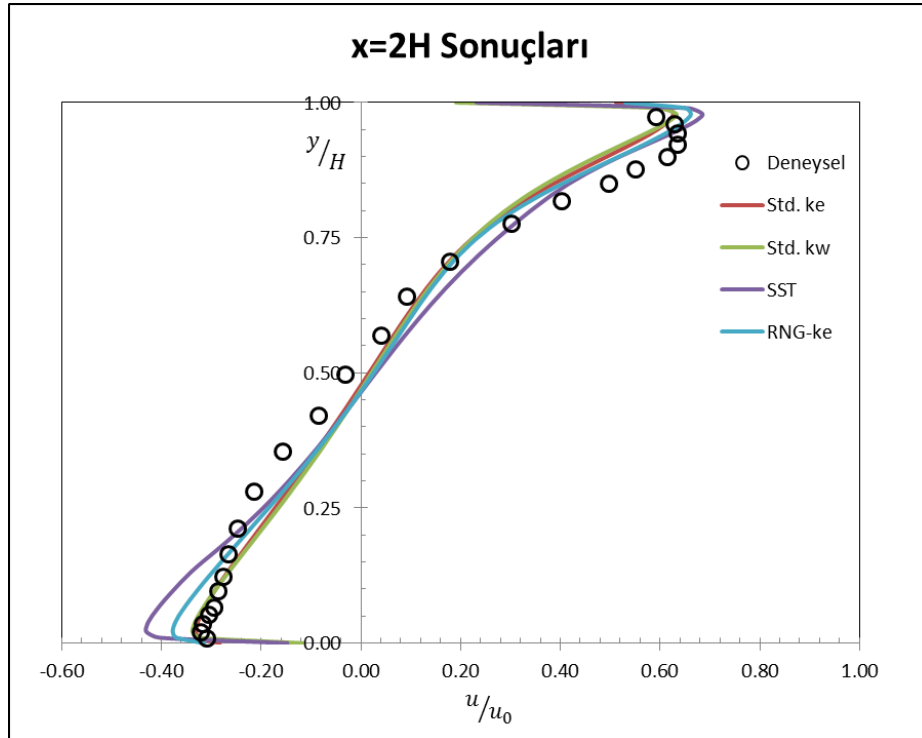
Şekil 4.63. SST akım çizgileri



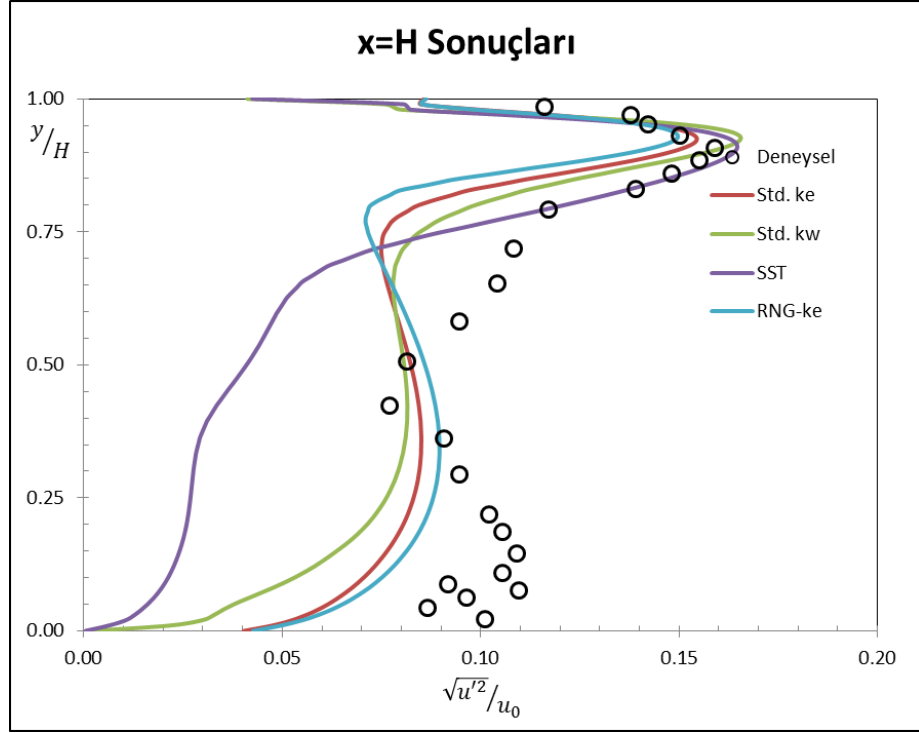
Şekil 4.64. Grafik sonuçlarının çizdirildiği doğrultular



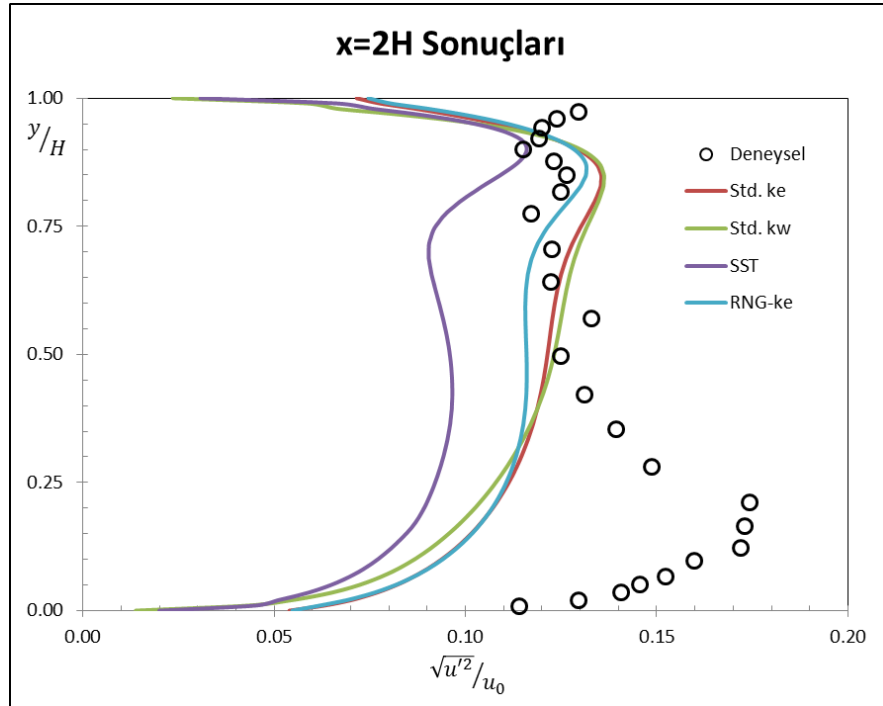
Şekil 4.65. $x=H$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



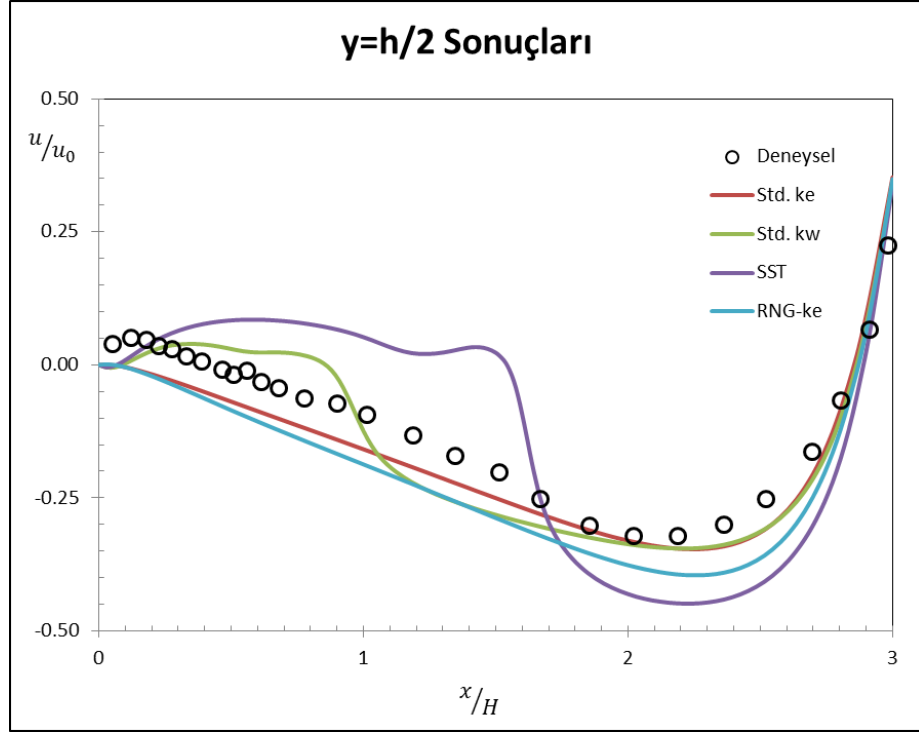
Şekil 4.66. $x=2H$ doğrultusunda boyutsuz hız Sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



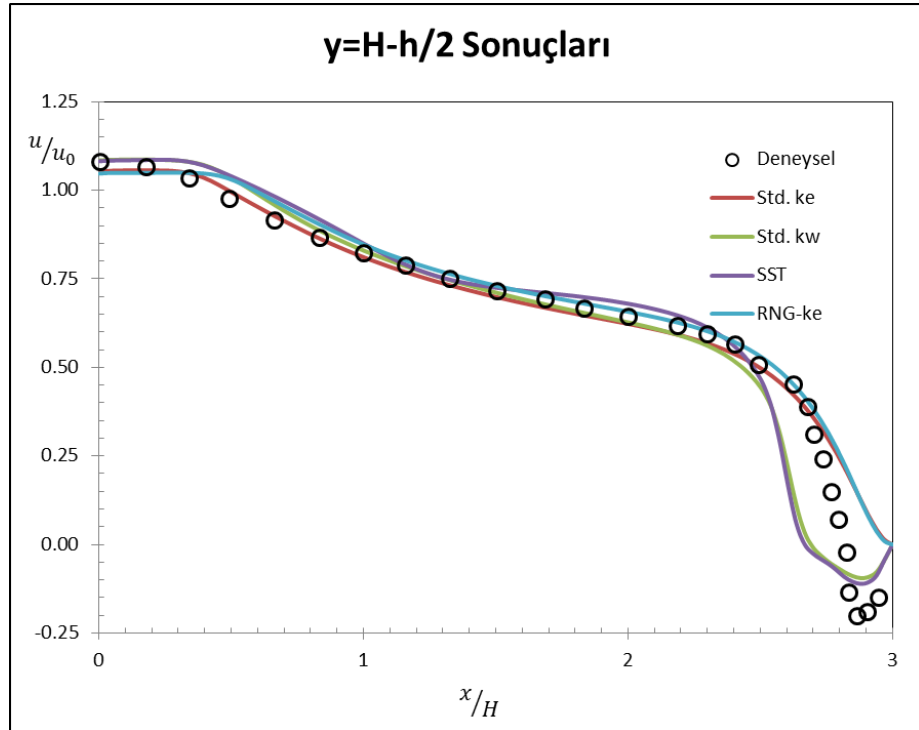
Şekil 4.67. $x=H$ doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



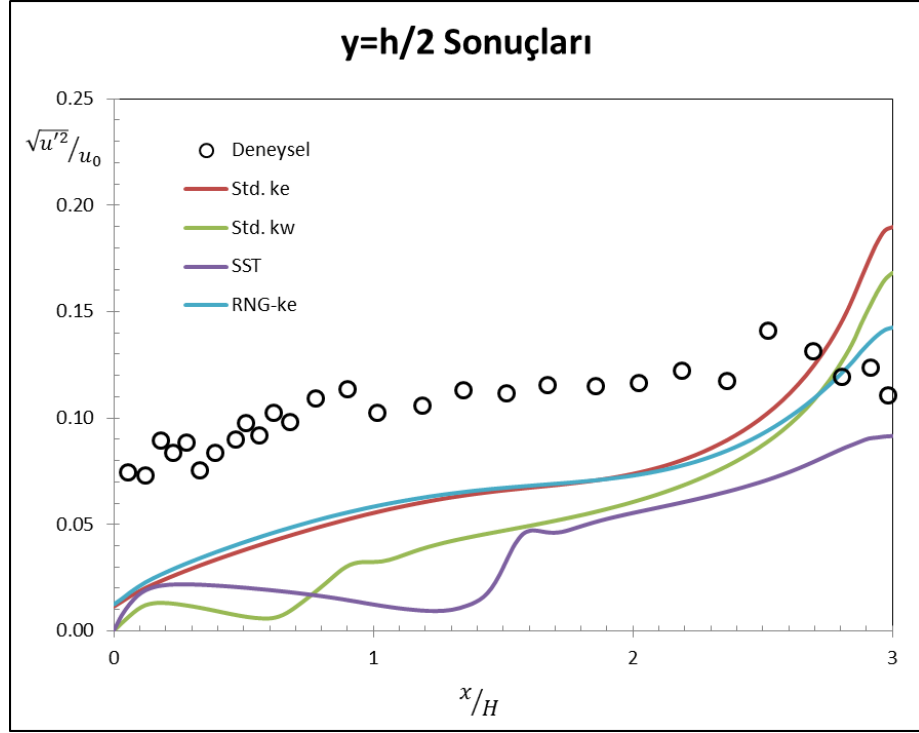
Şekil 4.68. $x=2H$ doğrultusunda ortalama karekök hız Sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



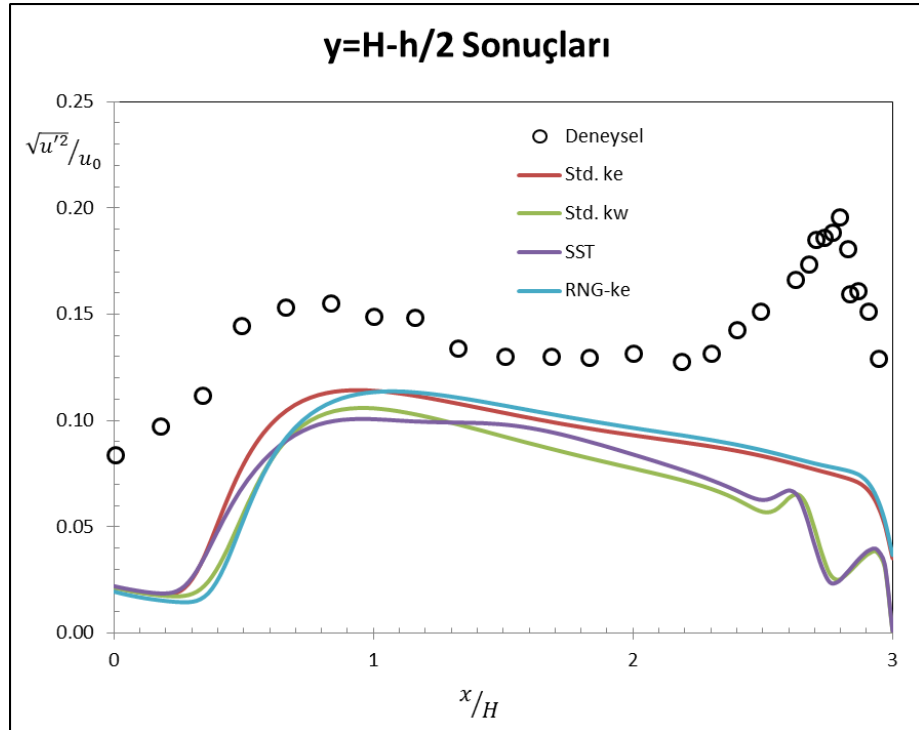
Şekil 4.69. $y=h/2$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.70. $y=H-h/2$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.71. $y=h/2$ doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.72. $y=H-h/2$ doğrultusunda ortalama karekök hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)

Yukarıda Std. k- ϵ , Std k- ω , RNG k- ϵ ve SST modelleri kendi aralarında karşılaştırılmış ve RNG k- ϵ modelinde yakın performans göstermesine rağmen Std. k- ϵ türbülans modelinin diğer modellere göre ANNEX 20 odasında daha iyi sonuçlar verdiği sonucuna varılabilir. Bu nedenle giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği denemeleri Std. ke modeli ile gerçekleştirilmiş ve aşağıda sonuçlar verilmiştir.

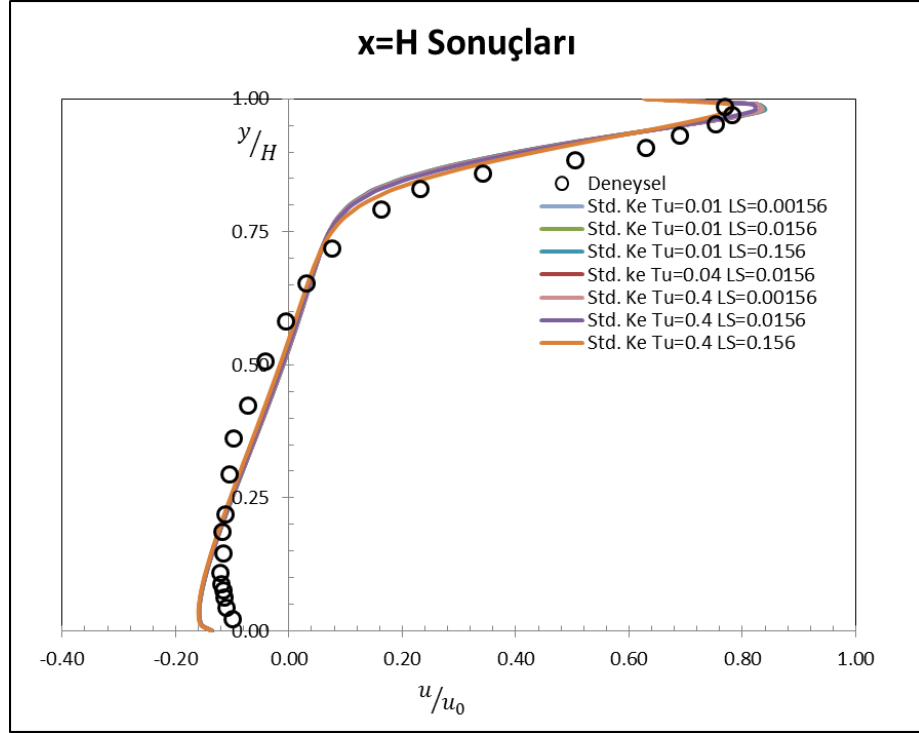
Şekil 4.73 ve Şekil 4.80 arasında u/u_0 ve $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Şekil 4.73 ve 4.74' de $x=H$ ve $x=2H$ ' daki boyutsuz hız dağılımları incelendiğinde giriş türbülans şiddetinin ve türbülans uzunluk ölçeğinin hız dağılımları üzerindeki etkilerinin ihmal edilebilir mertebede olduğu söylenebilir. Yalnızca her iki durumda da üst cidar yakınında küçük bir etki söz konusudur. Buna ek olarak $x=H$ ' da $y/H=0.75 - 0.80$ arasında da çok küçük bir değişimden bahsedilebilir. Giriş türbülans şiddetinin az da olsa etkisi giriş jetinin etkili olduğu $y/H=0.75$ ' in üzerinde olduğu oda tavanına yakın bölgededir. Şekil 4.75 ve Şekil 4.76' te giriş türbülans şiddetinin ve türbülans uzunluk ölçeğinin oda içerisindeki türbülans şiddeti ($\sqrt{u'^2}/u_0$) üzerindeki etkileri incelendiğinde

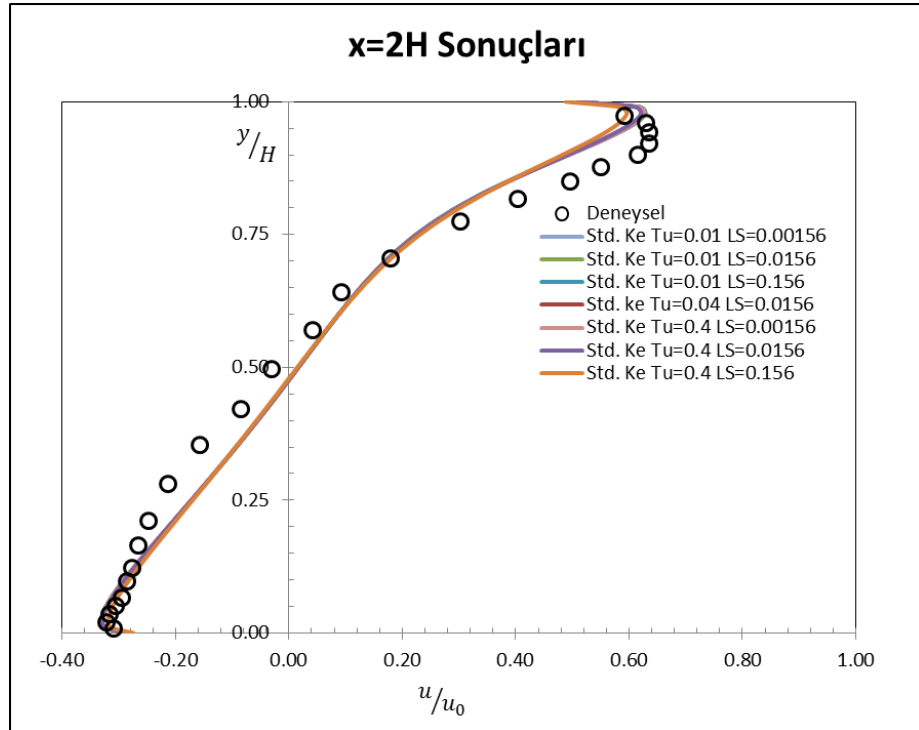
tüm türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeklerinde deneysel sonuçlarla uyumsuzluk göze çarpmaktadır. Bu uyumsuzluk $x=2H$ ' da daha fazladır. Her iki "x" mesafesinde de giriş türbülans şiddetinin ve uzunluk ölçeğinin az olan etkileri oda yüksekliğinin yarısından sonra ($y/H > 0.50$) başlamakta ve bir önceki boyutsuz hız sonuçlarından farklı olarak cidara yaklaştıkça ortadan kalkmaktadır. Literatürde bilinen Std. k- ϵ modelinin kinetik enerjiyi tahminindeki yetersizliği ki bazı araştırmacılar buna karşı çıkarak bu yetersizliği Std. ke modeli ile cidar fonksiyonlarının uygun biçimde kullanılmamasına yormaktadırlar, bu çalışmada da Std. k- ϵ modeli ANSYS CFX' teki ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonuyla kullanılmasına rağmen deneysel verilerle uyumsuz sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 4.77 ve Şekil 4.78' de $y=h/2$ ve $y=H-h/2$ ' deki yatay hız dağılımları verilmiştir. Şekil 4.73 ve Şekil 4.74' deki dik doğrultadaki hız dağılımlarının tahminindeki uyuma bener şekilde deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. $y=h/2$ ' de deneysel verilerle uyumluluk oda ortasından çıkışa doğru gittikçe artmaktadır. Oda ortasından sol alt oda köşesine doğru gittikçe de uyumluluk azalmaktadır ve sayısal sonuçlar deneysel verilerin biraz altında kalmaktadır. Ayrıca $y=h/2$ ' de giriş türbülans

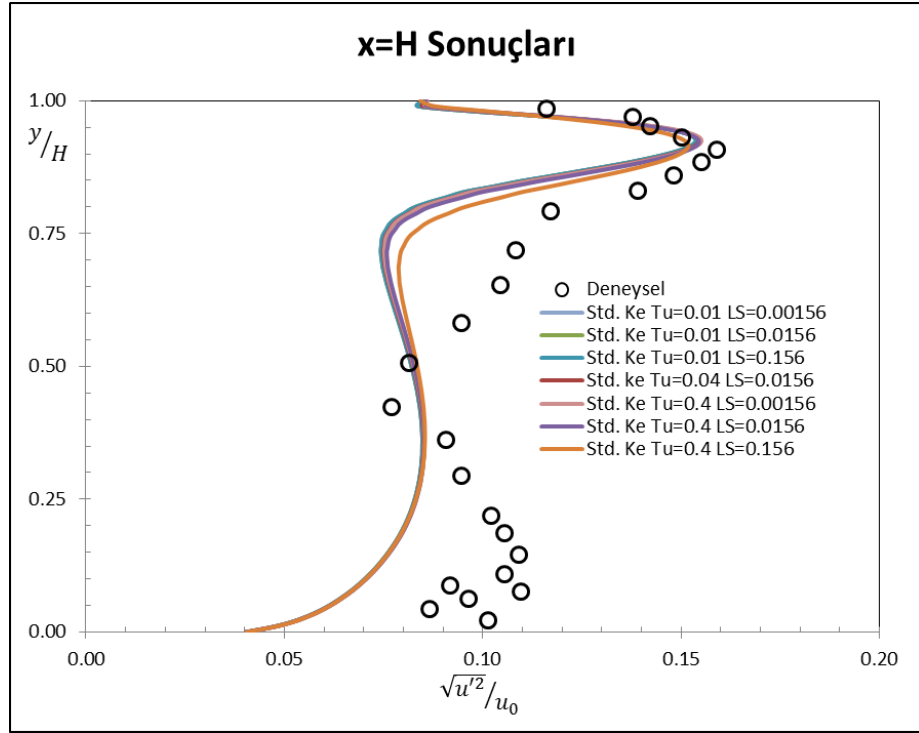
şiddeti ve uzunluk ölçeğinin etkileri ihmal edilebilir mertebede olup $x/H=2'$ den sonra yukarı doğru kıvrım noktasında çok az bir değişim göz çarpmakla birlikte oda cidarına doğru bu değişimde ortadan kalkmaktadır. $y=H-h/2'$ de ise tüm türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği değerlerinde deneysel verilerle uyumluluk oda sağ üst köşesine kadar ($x/H =2.8$) oldukça iyi olmakla beraber yüksek türbülans şiddeti ve yüksek türbülans uzunluk ölçeğinde ($Tu=0.4$ $LS=0.156$ m) sonuçlar bir miktar deneysel verilerin altında kalmaktadır. Şekil 4.79 ve Şekil 4.80' de ise yine yatay doğrultuda ($y=h/2$ ve $y=H-h/2$) oda içerisindeki türbülans şiddeti dağılımları ($\sqrt{u'^2}/u_0$) göz önüne alınan giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği durumlarında verilmiştir. Her iki şekilden de genel olarak deneysel verilerle, $x=H$ ve $x=2H$ 'daki dikey doğrultudaki sonuçlarla benzer şekilde, uyumsuzluk göze çarpmaktadır. $y=h/2$ için yani oda tabanına yakın yatay doğrultuda giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği etkilerinin tamamen ortadan kalktığı bütün eğrilerin çakışık olmasından gözükmektedir. $y=H-h/2$ için yani oda tavanına yakın doğrultuda ise giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği etkileri jet çıkışına yakın bölgede etkili olmakta ve sabit türbülans uzunluk ölçeği için ($LS=0.0156$ m) türbülans şiddeti arttıkça ($Tu=0.01$, $Tu=0.04$, $Tu=0.4$) oda içinde jet çıkışına yakın bölgede ($x/H < 1$) türbülans şiddeti artmakta ve deneysel verilere yaklaşmaktadır. Fakat düşük türbülans uzunluk ölçeğinde ise ($LS=0.00156$) türbülans şiddetinin etkisi çok az olmakta ve oda içi türbülans şiddeti dağılımı sıfıra yaklaşmaktadır. Jet çıkışına yakın bölgede en büyük oda içi türbülans şiddeti değerleri giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin en yüksek olduğu ($Tu=0.4$ $LS=0.156$ m) değerlerde elde edilmekte ve $x/H=0.4'$ e kadar deneysel verilerin üzerinde kalmaktadır.



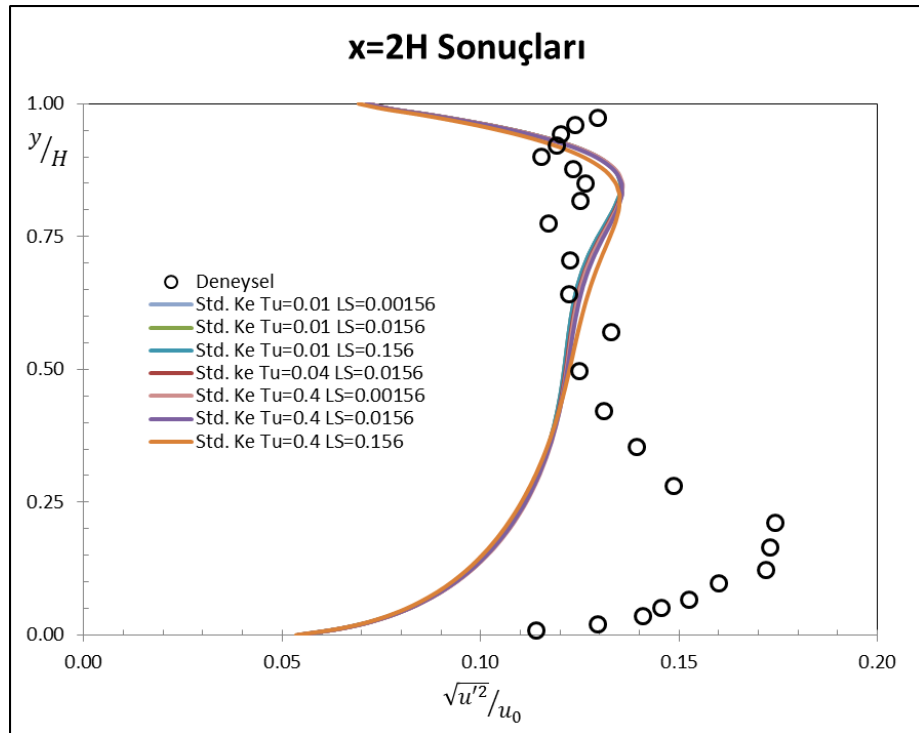
Şekil 4.73. $x=H$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



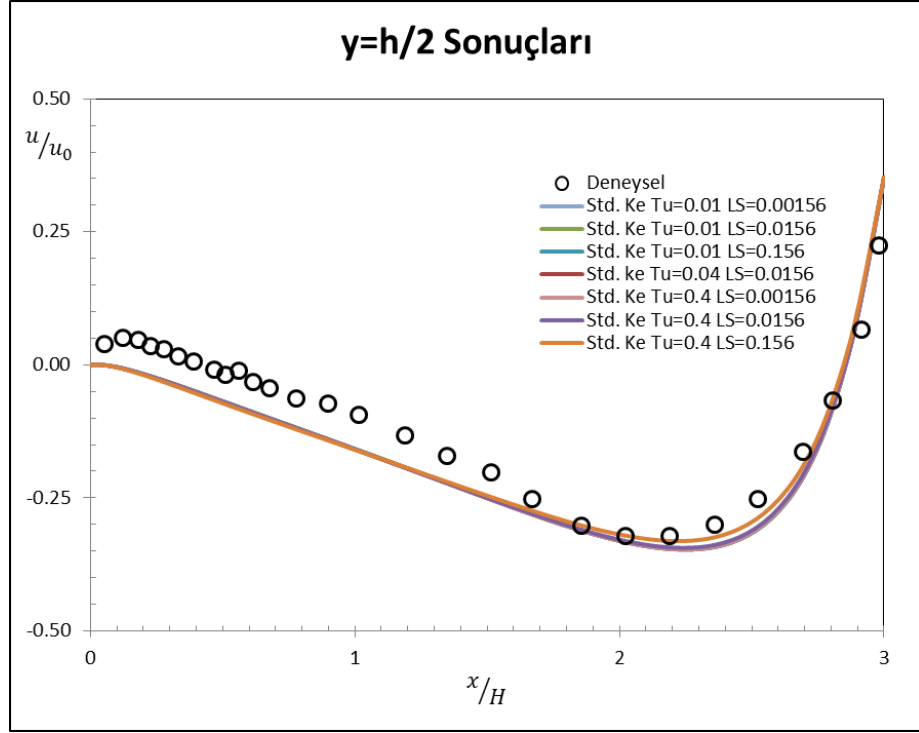
Şekil 4.74. $x=2H$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



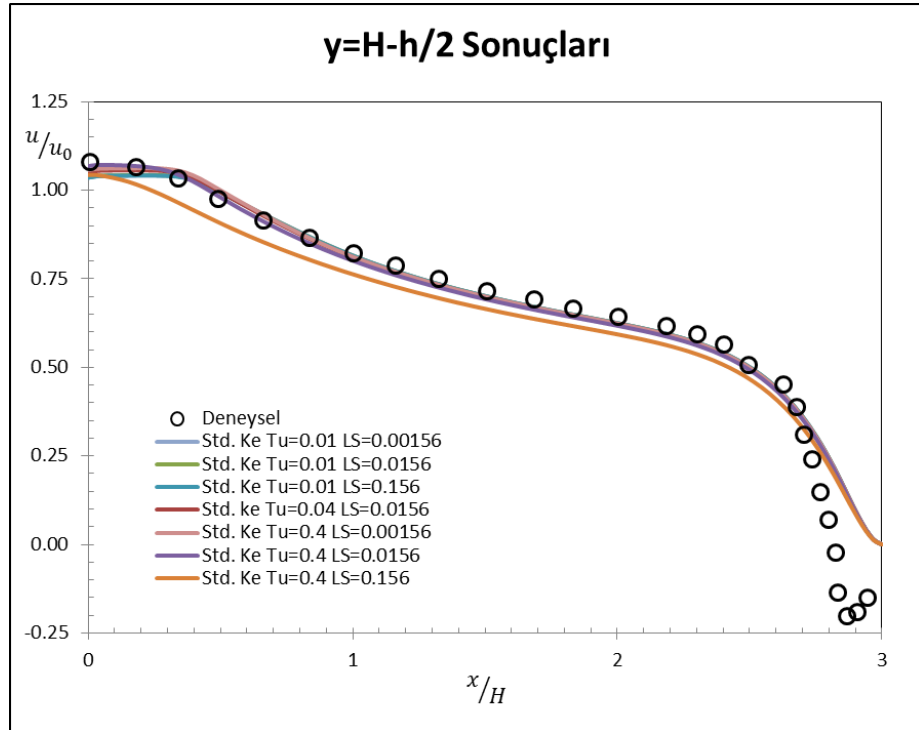
Şekil 4.75. $x=H$ doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



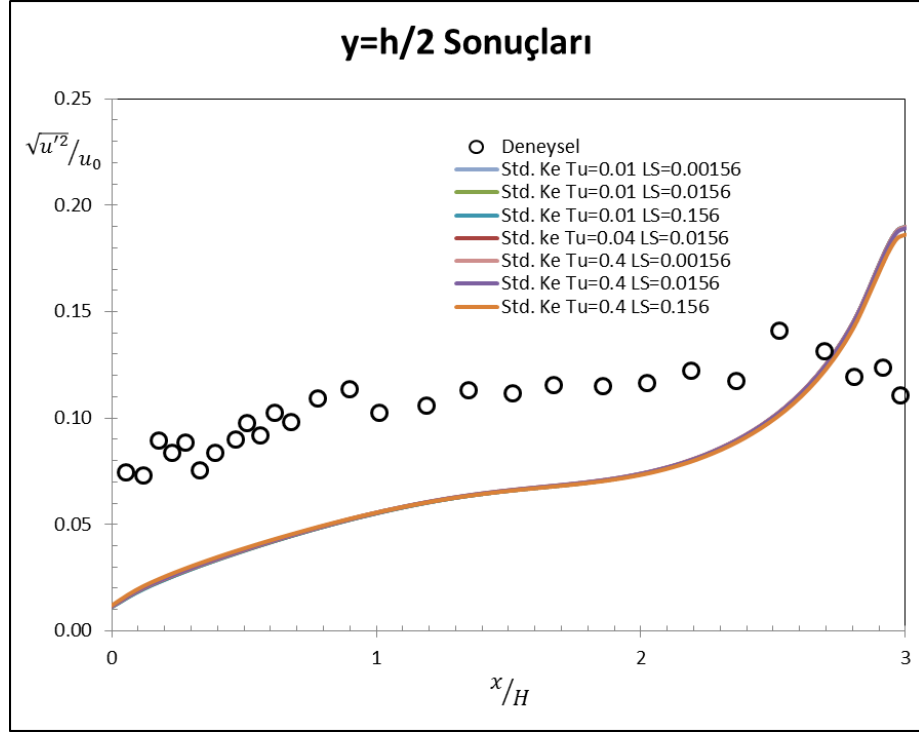
Şekil 4.76. $x=2H$ doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



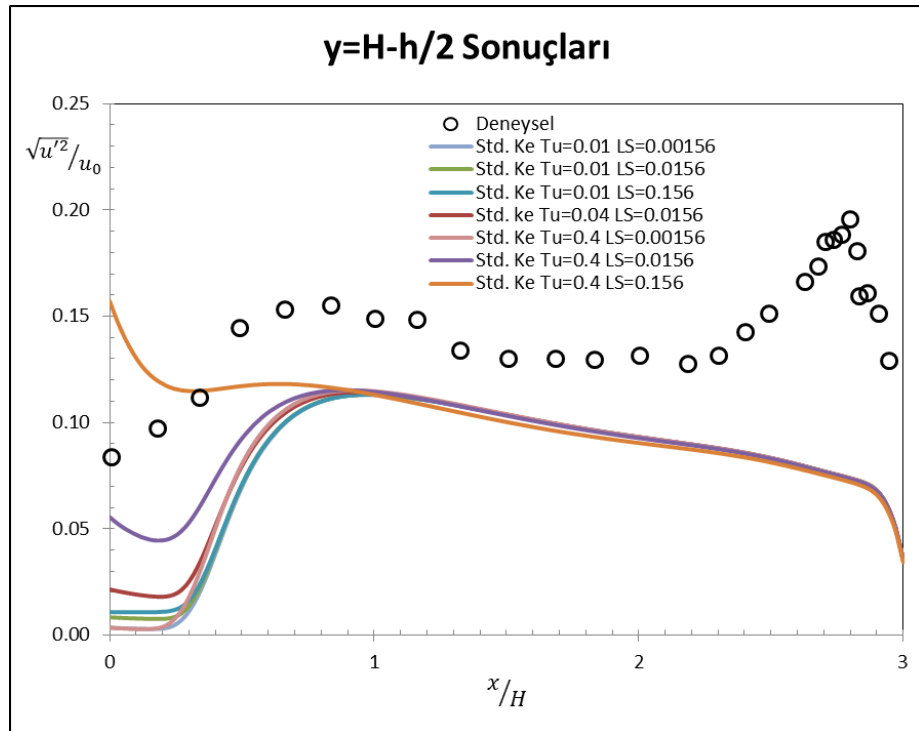
Şekil 4.77. $y=h/2$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



Şekil 4.78. $y=H-h/2$ doğrultusunda boyutsuz hız sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



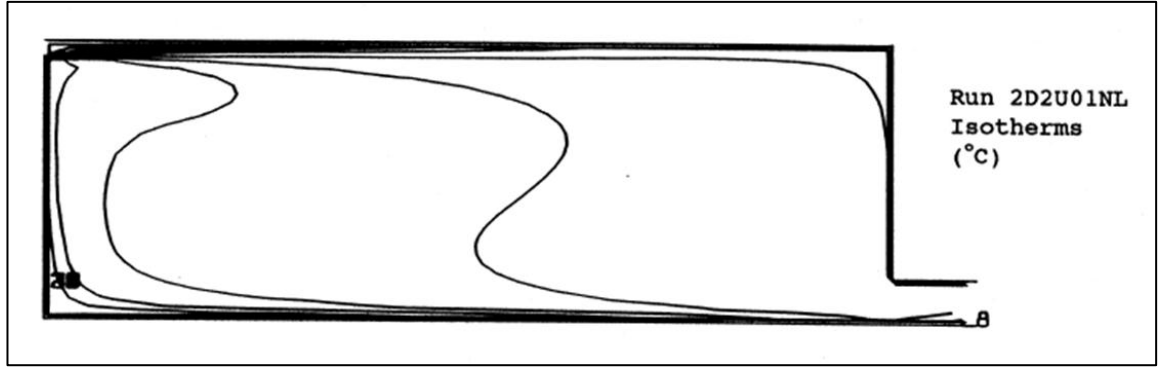
Şekil 4.79. $y=h/2$ doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)



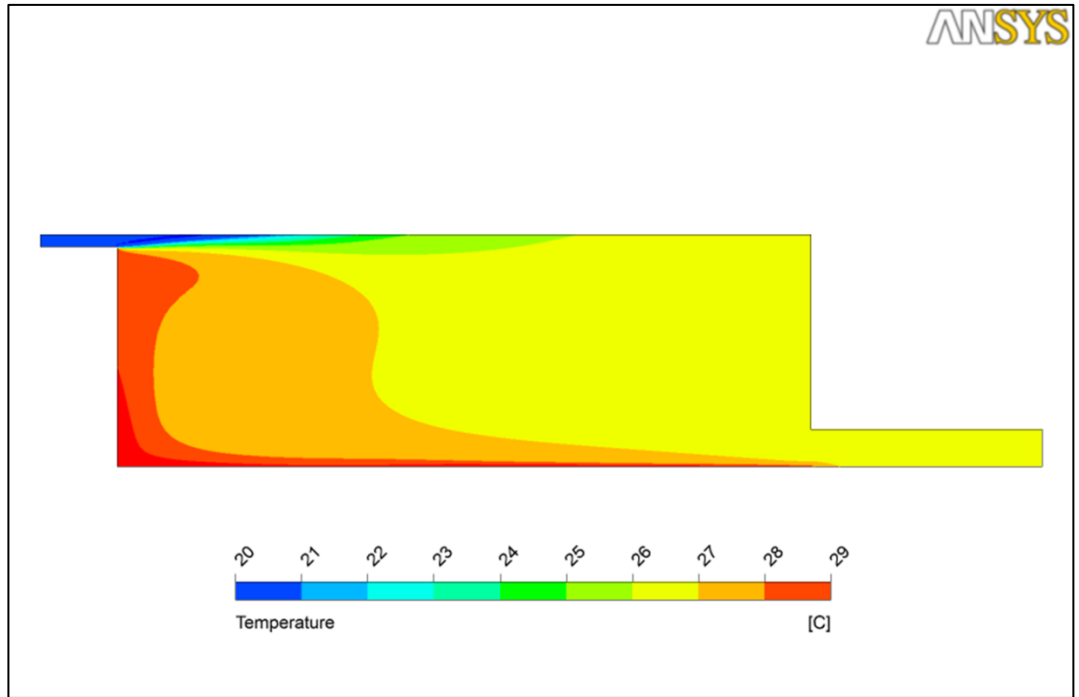
Şekil 4.80. $y=H-h/2$ doğrultusunda $\sqrt{u'^2}/u_0$ sonuçları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)

İzotermal olmayan durum

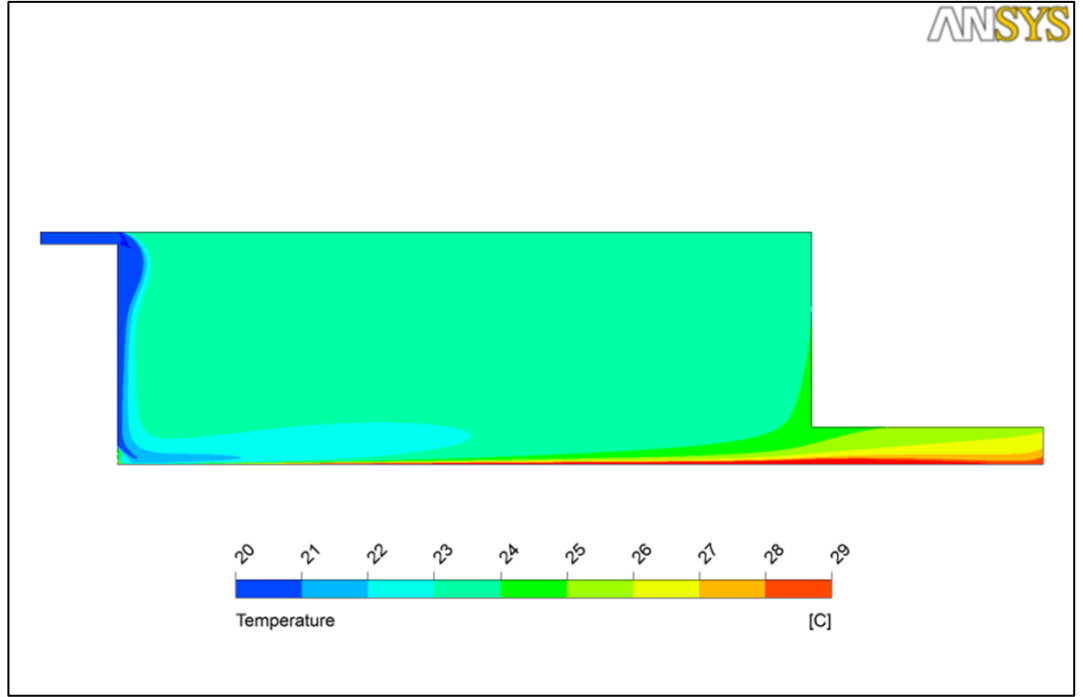
İzotermal olmayan durumda, izotermal durumdan farklı olarak alt yüzeye $q=63.08 \text{ W/m}^2$ sabit ısı akısı verilmiştir. Şekil 4.81’ de Lemaire (1991)’ nin çalışmasındaki aynı boyutlardaki geometri ve aynı sınır koşulları ile gerçekleştirilmiş deneysel sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekil 4.82 – Şekil 4.85’ te bu çalışmada Std. k- ϵ , Std. k- ω , RNG k- ϵ ve SST türbülans modelleri ile gerçekleştirilmiş sayısal sıcaklık dağılımları görülmektedir. Şekil 4.86’ da Lemaire (1991) deneysel vektörel hız dağılımı sonuçları görülmektedir. Şekil 4.87 – Şekil 4.90’ da ise bu çalışmada Std. k- ϵ , Std. k- ω , RNG k- ϵ ve SST türbülans modelleri ile gerçekleştirilmiş sayısal vektörel hız dağılımları görülmektedir. İzotermal duruma benzer şekilde Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modelleri ile elde edilen sonuçlar deneysel verilerle uyumlu sıcaklık dağılımları ortaya koymasına rağmen Std. k- ω ve SST modelleri ile elde edilen sıcaklık dağılımları deneysel sonuçlardan oldukça farklılık göstermektedir. Benzer şekilde vektörel hız dağılımlarında Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modelleri ile deneysel sonuçlarla benzer vektörel hız dağılımları ortaya çıkmış fakat Std. k- ω ve SST modelleri ile elde edilen vektörel hız dağılımları deneysel sonuçlardan farklılık göstermektedir. Isıtılan alt yüzey üzerinde konuma bağlı çizdirilen Nu ve sıcaklık değerleri de, beklendiği üzere sıcaklık dağılımı sonuçları gibi birbirinden farklılık göstermektedir. Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ türbülans modelleri ile, Std. k- ω ve SST türbülans modelleri sonuçları kendi aralarında birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ sonuçlarında giriş jeti karşı duvara yönelmekte, oda içerisinde saat yönünde büyük girdap oluşmaktadır. Std. k- ω ve SST modellerinde elde edilen sonuçlarda ise giriş jeti aşağıya yönelmekte ve oda içerisinde saat yönünün tersinde büyük girdap oluşmaktadır. Sıcaklık dağılımlarının farklı olmasında giriş jetinin yönünün etkili olduğu söylenebilir. Bu noktada hem sıcaklık dağılımı hemde vektörel hız dağılımı açısından bakıldığında Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ türbülans modellerinin deneysel sonuçlara yakın sonuçlar verdiği söylenebilir. Sıcaklık dağılımları dikkatli incelendiğinde RNG k- ϵ türbülans modelinin Std. k- ϵ modeline göre az da olsa daha yakın sonuçlar verdiği görülebilir. Bu nedenle Tu ve LS denemelerinde RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılacaktır.



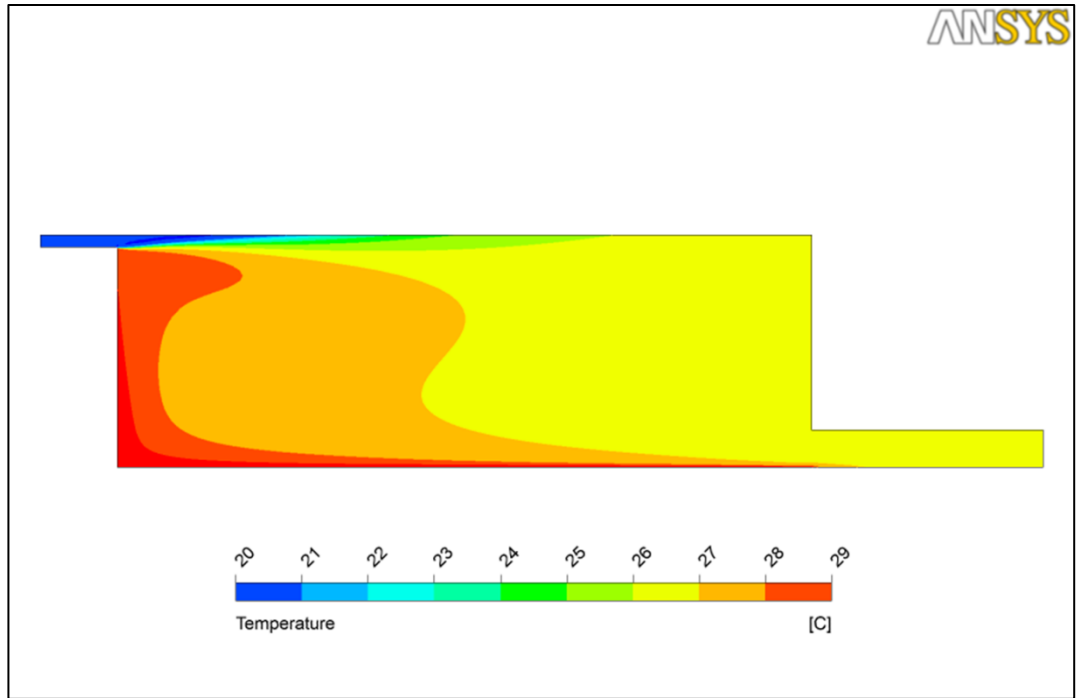
Şekil 4.81. Sıcaklık Dağılımı Deneysel (Lemaire 1991)



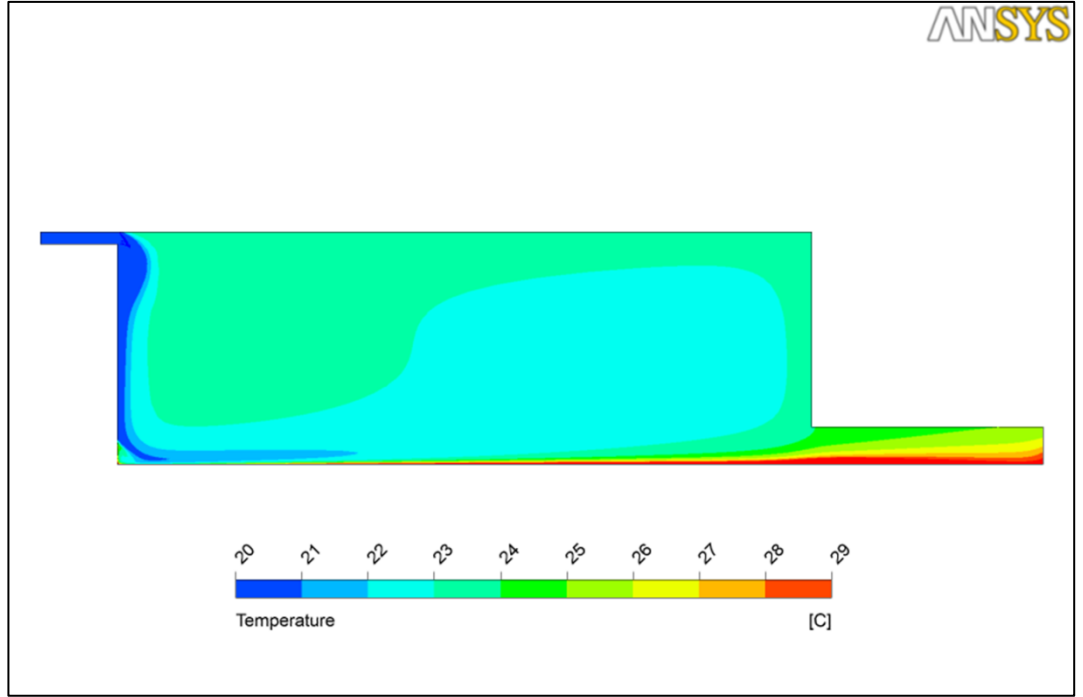
Şekil 4.82. Std. k-ε sıcaklık dağılımı (Bu çalışma)



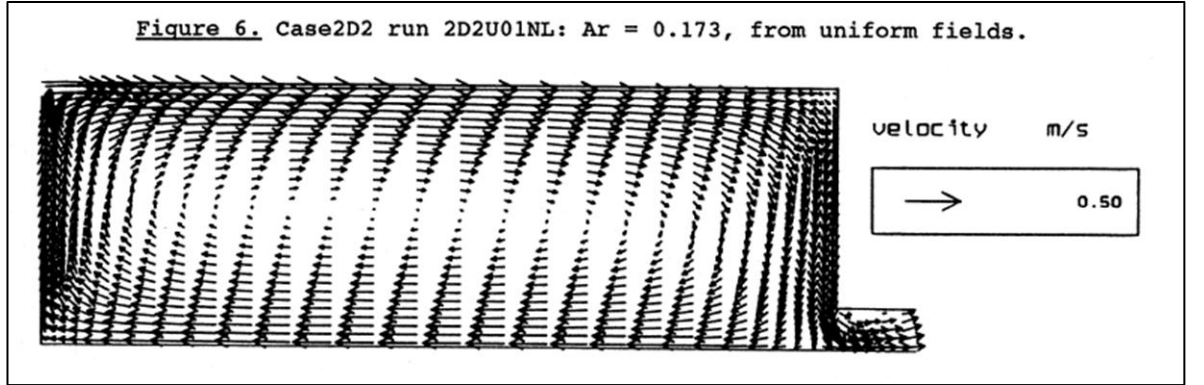
Şekil 4.83. Std. k - ω sıcaklık dağılımı (Bu çalışma)



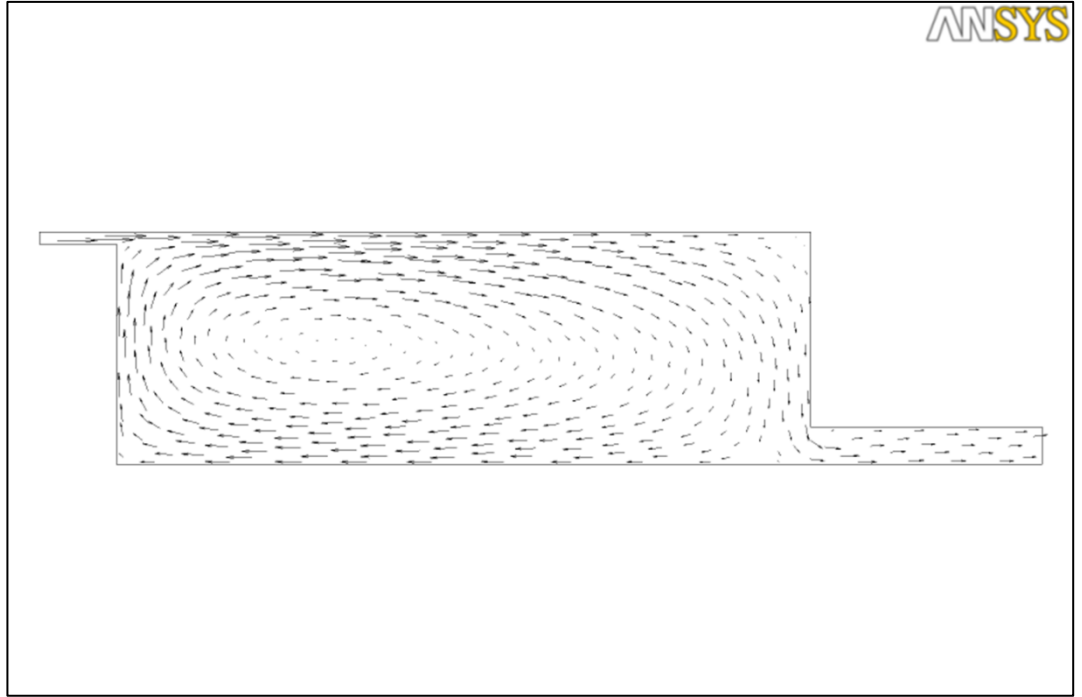
Şekil 4.84. RNG k - ϵ sıcaklık dağılımı (Bu çalışma)



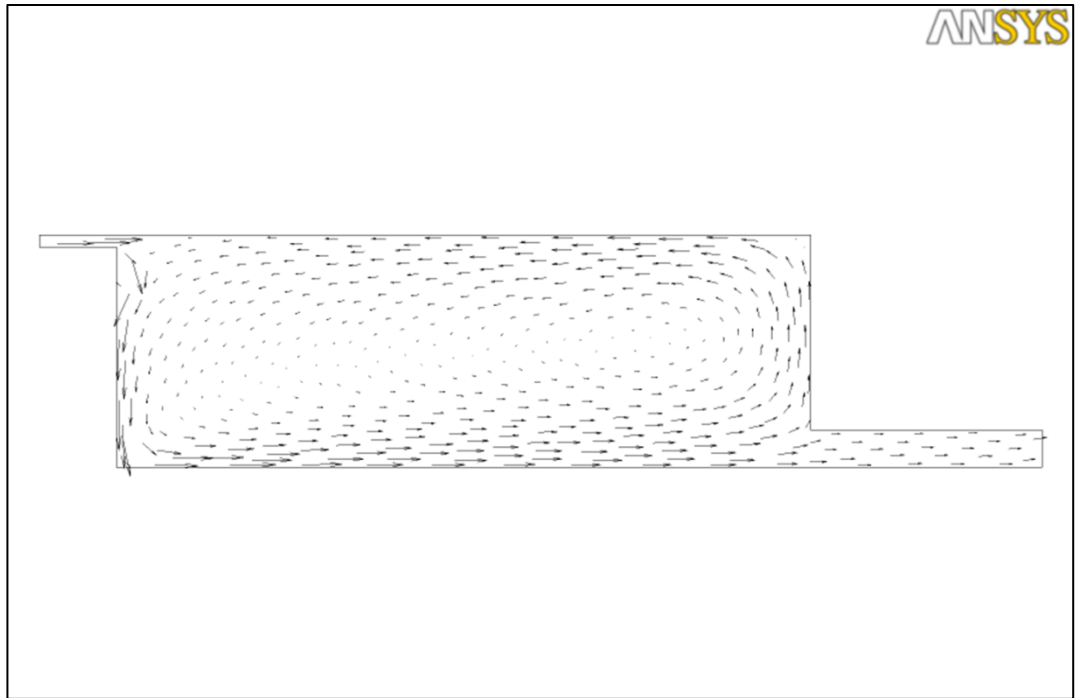
Şekil 4.85. SST sıcaklık dağılımı (Bu çalışma)



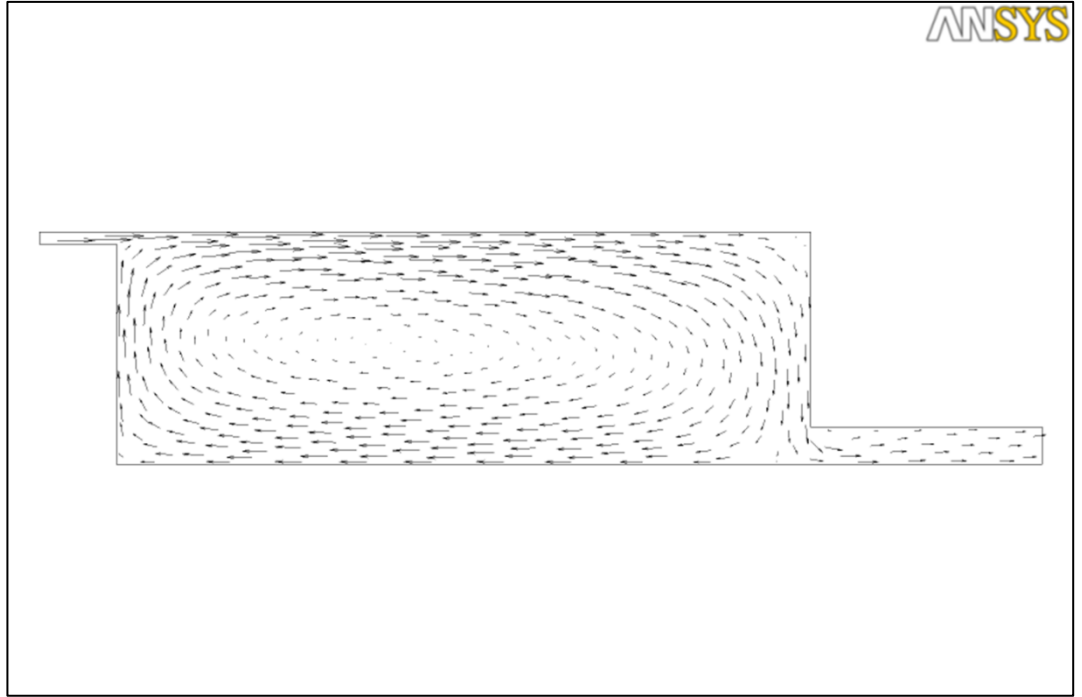
Şekil 4.86. Vektörel hız dağılımı (Lemaire 1991)



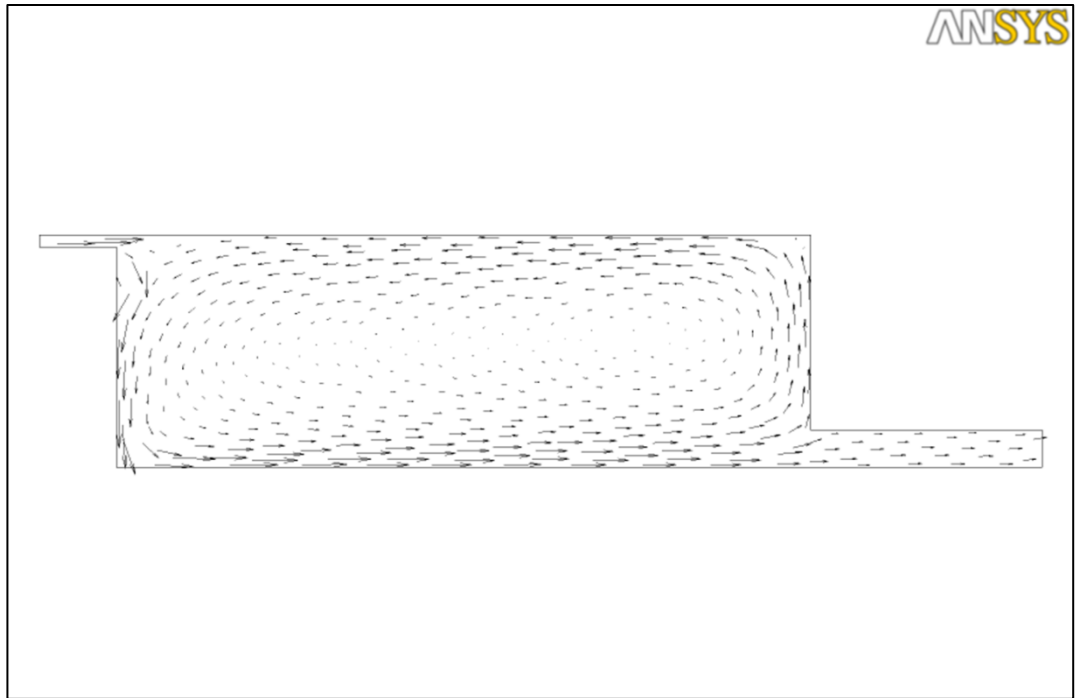
Şekil 4.87. Std. $k-\epsilon$ vektörel hız dağılımı (Bu çalışma)



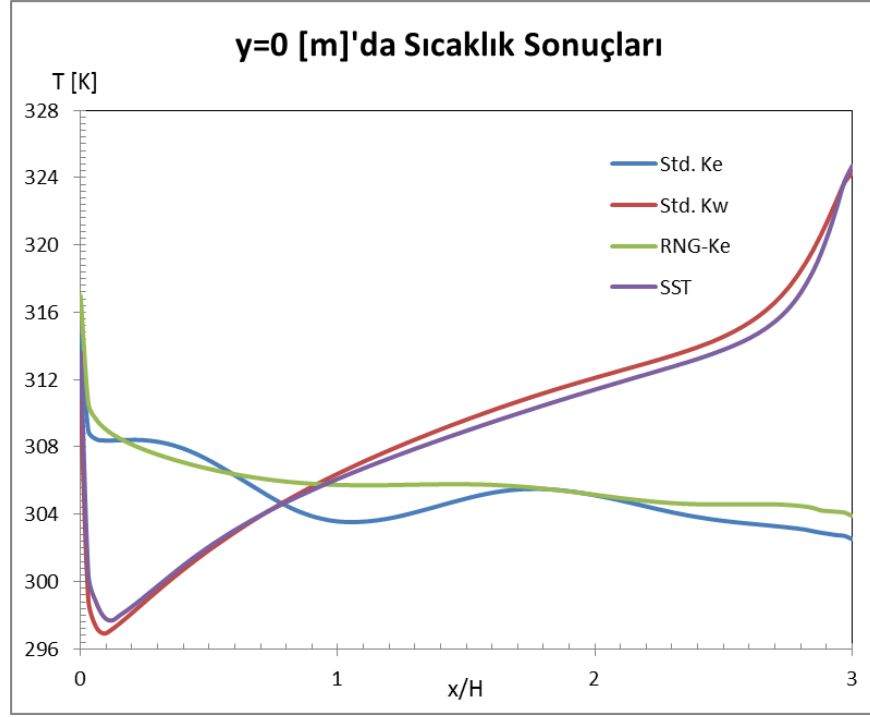
Şekil 4.88. Std. $k-\omega$ vektörel hız dağılımı (Bu çalışma)



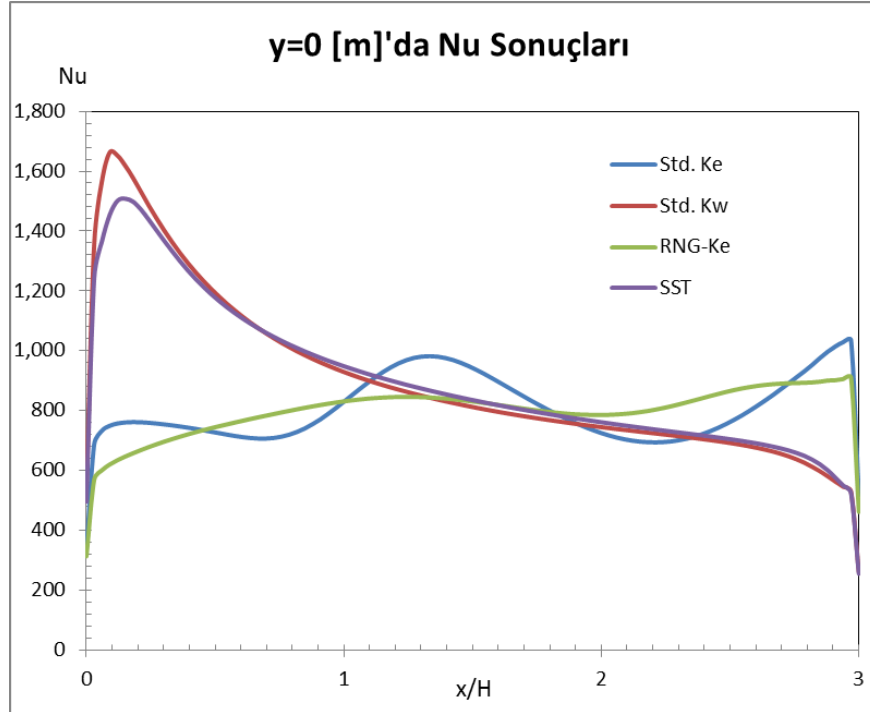
Şekil 4.89. RNG k- ϵ vektörel hız dağılımı (Bu çalışma)



Şekil 4.90. SST vektörel hız dağılımı (Bu çalışma)



Şekil 4.91. Y=0 m' da sıcaklık dağılımı



Şekil 4.92. Y=0 m' da Nusselt dağılımı

Giriş türbülans şiddeti $Tu=0.01 - 0.4$ aralığında, giriş türbülans uzunluk ölçeği $LS=0.00156\text{ m} - 0.156\text{ m}$ arasında değiştirilerek hesaplamalar yukarıda görüldüğü gibi sıcaklık dağılımında Std. k- ϵ modeline göre bir adım daha iyi performans göstermesinden dolayı RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği sınır koşulları Çizelge 4.15’ de gösterilmiştir.

Çizelge 4.15. ANNEX 20 odası hesaplamalarında kullanılan giriş türbülans koşulları

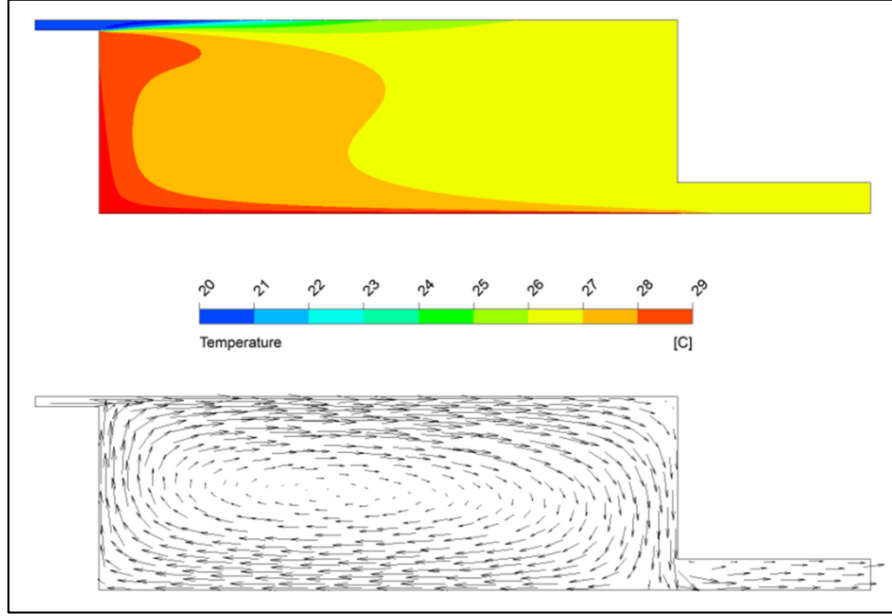
	Giriş Türbülans Şiddeti (Tu)	Giriş Türbülans Uzunluk Ölçeği (LS)
1	0.01	0.00156
2	0.4	0.00156
3	0.01	0.0156
4	0.4	0.0156
5	0.01	0.156
6	0.4	0.156

Şekil 4.93 ile Şekil 4.98 arasında yukarıda açıklanan $Ar=0.173$ sayısında türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin sıcaklık ve vektörel hız dağılımı üzerine etkileri verilmiştir. Düşük türbülans uzunluk ölçeğinde ($LS=0.00156$) bu ölçek sabit tutulup türbülans şiddeti $Tu=0.01$ ’ den $Tu=0.4$ ’ e arttırıldığında akış yapısı etkilenmekte düşük türbülans şiddetinde saat yönünde olan girdap yapısı yüksek türbülans şiddetinde saat yönünün tersine doğru olmaktadır. Hız dağılımındaki bu değişiklik sıcaklık dağılımını da önemli ölçüde etkilemektedir. Aynı durum türbülans uzunluk ölçeği $LS=0.0156$ ’ ya çıkarıldığında da (bkz. Şekil 4.95 ve Şekil 4.96) söz konusu olmaktadır. Fakat simülasyonu yapılan Lemaire (1991)’ nin deneysel çalışmasında ise girdabın yönü saat yönünde olarak verilmiştir. Lamaire (1991) çalışmasında tabandan olan ısı akısını değiştirerek Ar sayısını $Ar=0.173$ ’ ten $Ar=0.175$ ’ e çıkardığında akış yapısında değişiklik meydana geldiğini ve giriş jetinin ileriye gitmek yerine aşağıya doğru yönelerek girdabın yönünü saat yönünün tersine çevirdiğini belirtmiştir. Bu etki Chen

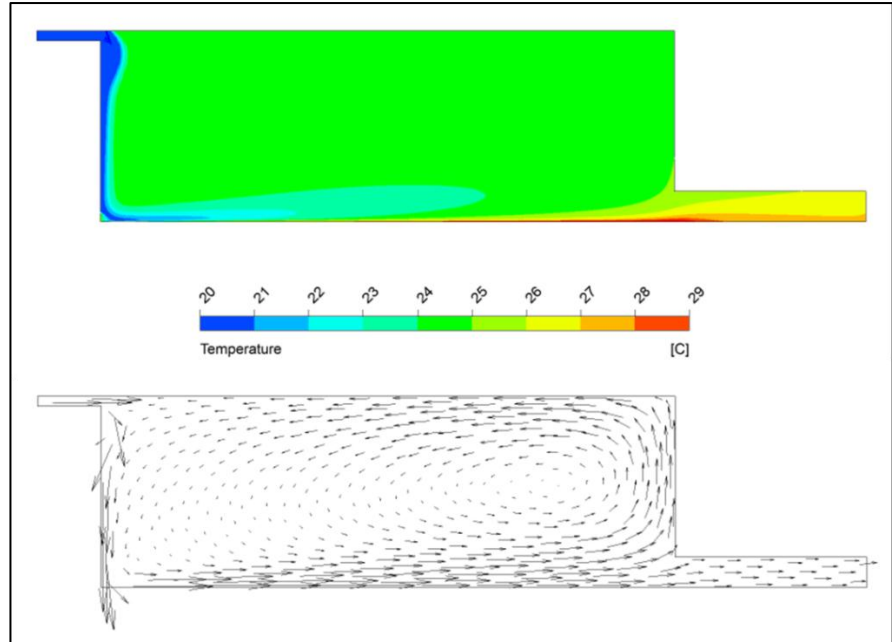
(1991) tarafından $Ar=0.143$ olarak belirtilmiş olup Lemaire (1991) tarafından kritik Ar sayısındaki bu farklılık Chen (1991)' in giriş Re sayısının farklı olmasına yorulmaktadır. Bu çalışmada bu durum sınır şartlarından Ar sayısının değilde giriş türbülans şiddetinin değiştirilmesiyle meydana gelmektedir. Hem Lemaire (1991)' in hemde bu çalışma göz önüne alındığında genel olarak sınır şartlarında her hangi bir değişikliğin buna sebep olduğu söylenebilir. Bu duruma literatürde oda akışlarında Heiselberg ve ark. (2003) ve Ezzouhri ve ark. (2009)' nın çalışmalarında da rastlanmaktadır ve “hysteresys” etkisi olarak adandırılmıştır. Söz konusu olan durum yüksek türbülans uzunluk ölçeğinde ($LS=0.156$ m) bu ölçek sabit tutulup türbülans şiddetinin $Tu=0.01$ ' den (bkz. Şekil 4.97) $Tu=0.4$ ' e arttırıldığı (bkz. Şekil 4.98) zaman ortaya çıkmamaktadır. Girdap yönünün değişmediği bu durumda türbülans şiddetinin sıcaklık dağılımı üzerine etkisi de hemen hemen Şekil 4.97 ve Şekil 4.98' ten görüldüğü gibi hiç olmamaktadır.

ANNEX 20 test odası literatürde çok kullanılmasına rağmen bu oda ile ilgili ısı transferi çalışmasına (sıcaklık dağılımı çalışmaları hariç) bu tezin yazarının bilgisi dahilinde rastlanmamıştır. Isı transferi çalışmasından $Ar=0.173$ olacak şekilde sınır şartlarında belirtildiği gibi oda tabanından sabit ısı akısı uygulanan ANNEX 20 odasının tabanındaki sıcaklık dağılımı ve Nu sayısı dağılımları kastedilmektedir ve Şekil 4.99 ile Şekil 4.100' de türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin etkisi ile birlikte verilmiştir. Bu şekillerde $Tu=0.4$, $LS=0.00156$ m ve $Tu=0.4$, $LS=0.0156$ durumlarına karşılık gelen eğrilerle (mor ve kırmızı eğriler, girdabın saat yönünün tersinde olduğu durumlar) $Tu=0.01$ ve $LS=0.00156$, $Tu=0.01$ ve $LS=0.0156$, $Tu=0.01$ ve $LS=0.156$, $Tu=0.4$ ve $LS=0.156$ durumlarına karşılık gelen eğriler (koyu mavi, yeşil, açık mavi ve turuncu, girdabın saat yönünde olduğu durumlar) birbirleriyle çakışmaktadır. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımına benzer şekilde türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin tabandaki sıcaklık dağılımı üzerine de etkisinin olmadığı rahatlıkla söylenebilir. Tabandaki sıcaklık dağılımına paralel olarak tabandaki Nu sayısı dağılımında türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinden etkilenmediği söylenebilir. Tabandaki sıcaklık ve Nu sayısı dağılımları deneysel olarak mevcut olmadığından Şekil 4.99 ve Şekil 4.100' de deneysel verilerle karşılaştırılamamıştır. Ancak saat yönünde girdaba karşılı gelen verilerin deneysel oda sıcaklık dağılımı verileri ile karşılaştırıldığında Şekil 4.99' daki turuncu sıcaklık dağılımı eğrisinin daha

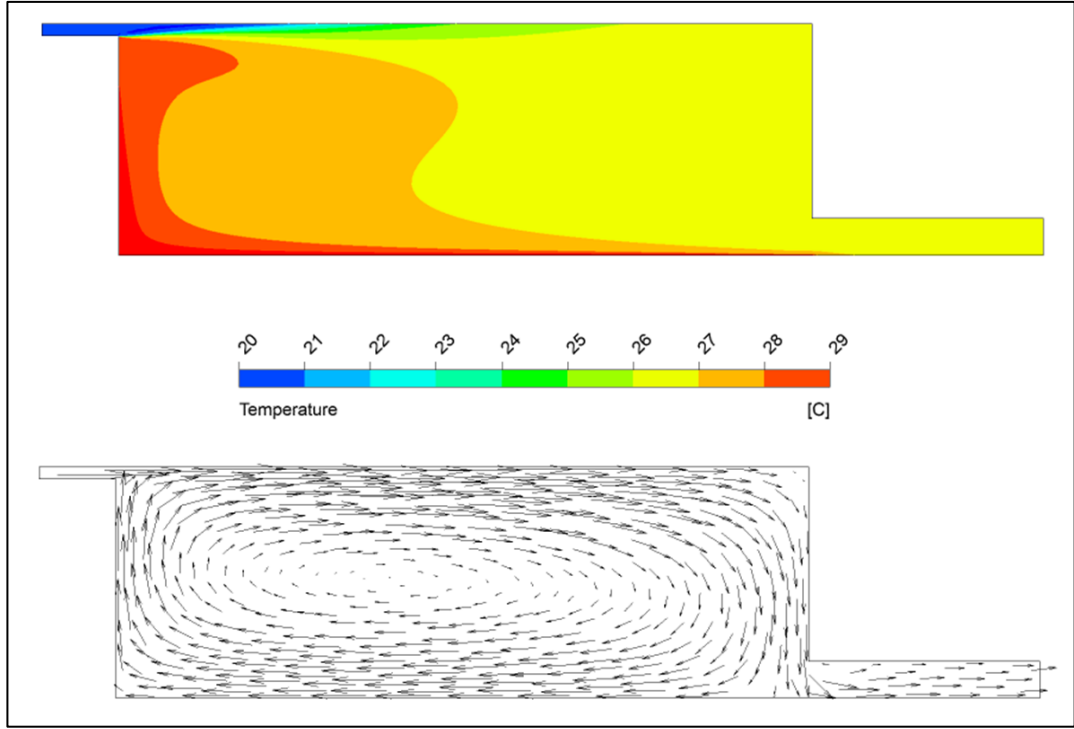
gerçekçi olduğu söylenebilir ve dolayısıyla tabandaki sıcaklık dağılımına bağlı olan Şekil 4.100’ deki yine turuncu Nu sayısı dağılımlarının da daha gerçekçi dağılımlar olduğu sonucuna varılabilir.



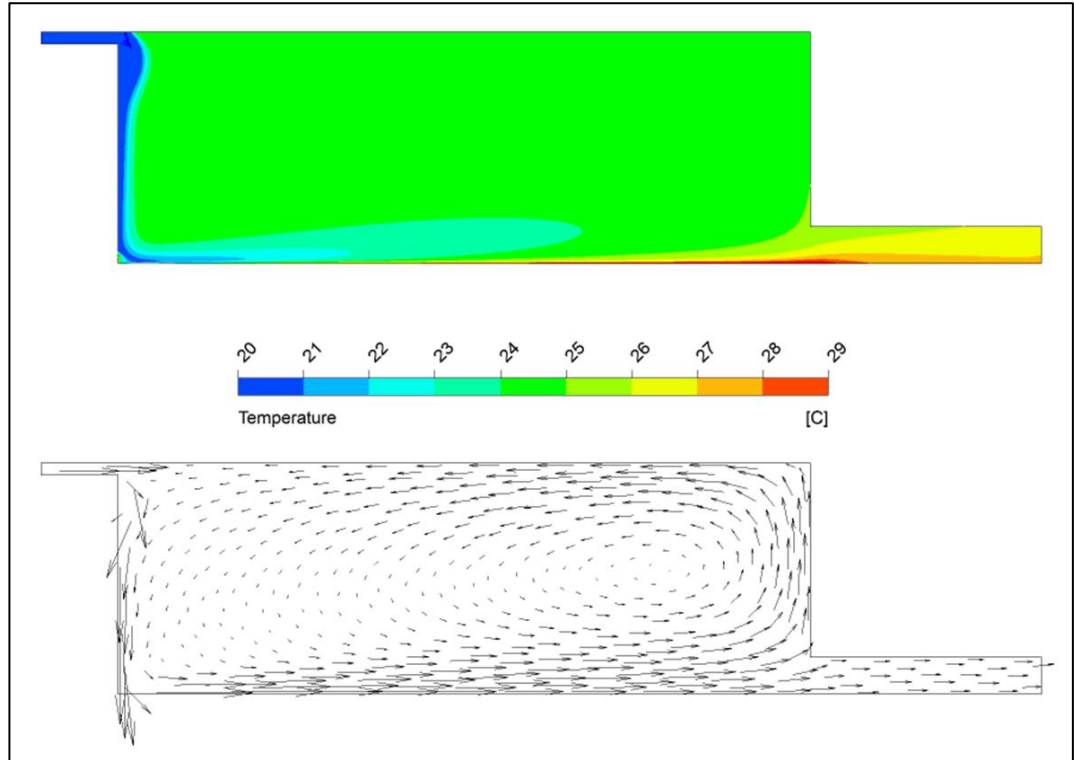
Şekil 4.93. RNG k- ϵ $Tu=0.01$ $LS=0.00156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



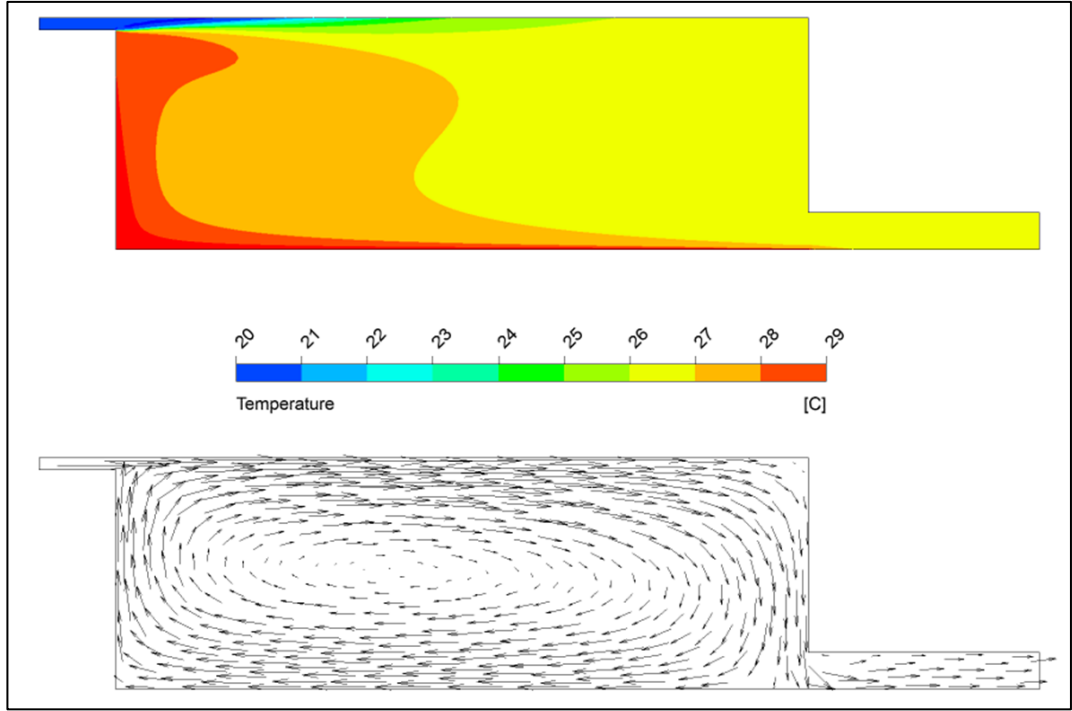
Şekil 4.94. RNG k- ϵ $Tu=0.4$ $LS=0.00156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



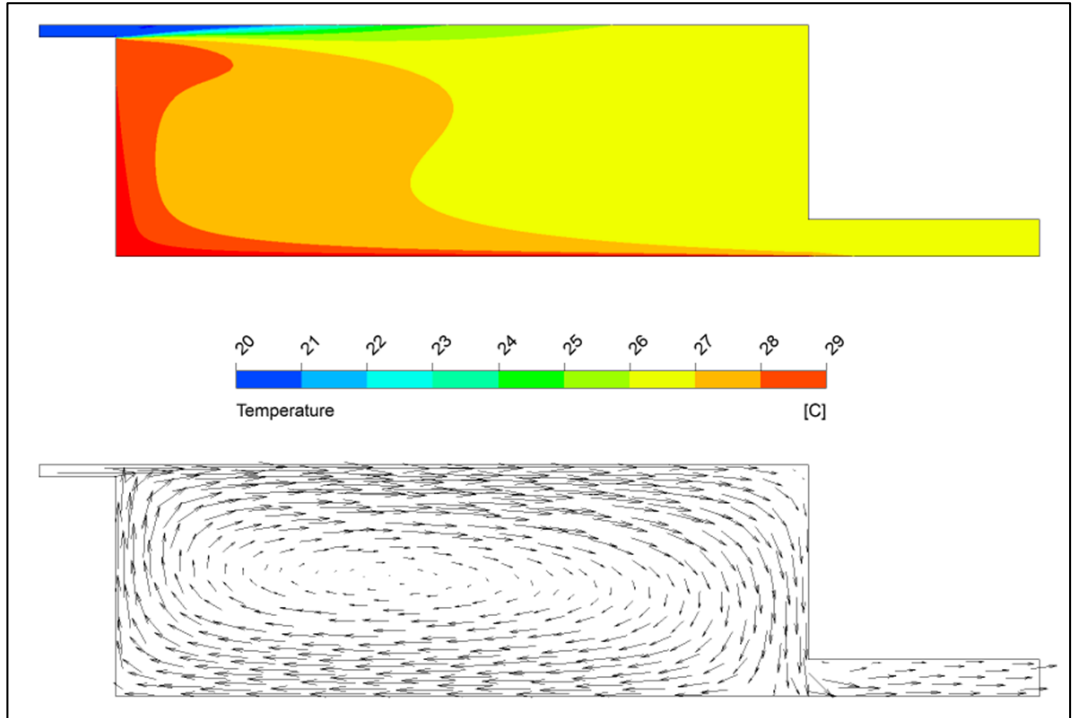
Şekil 4.95. RNG k- ϵ $Tu=0.01$ $LS=0.0156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



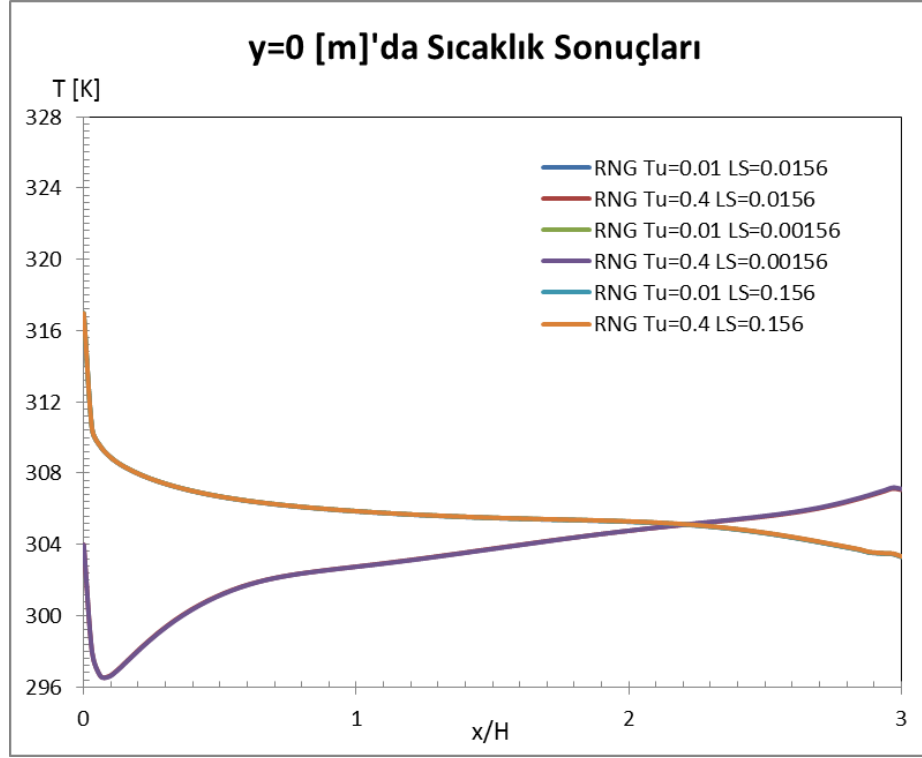
Şekil 4.96. RNG k- ϵ $Tu=0.4$ $LS=0.0156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



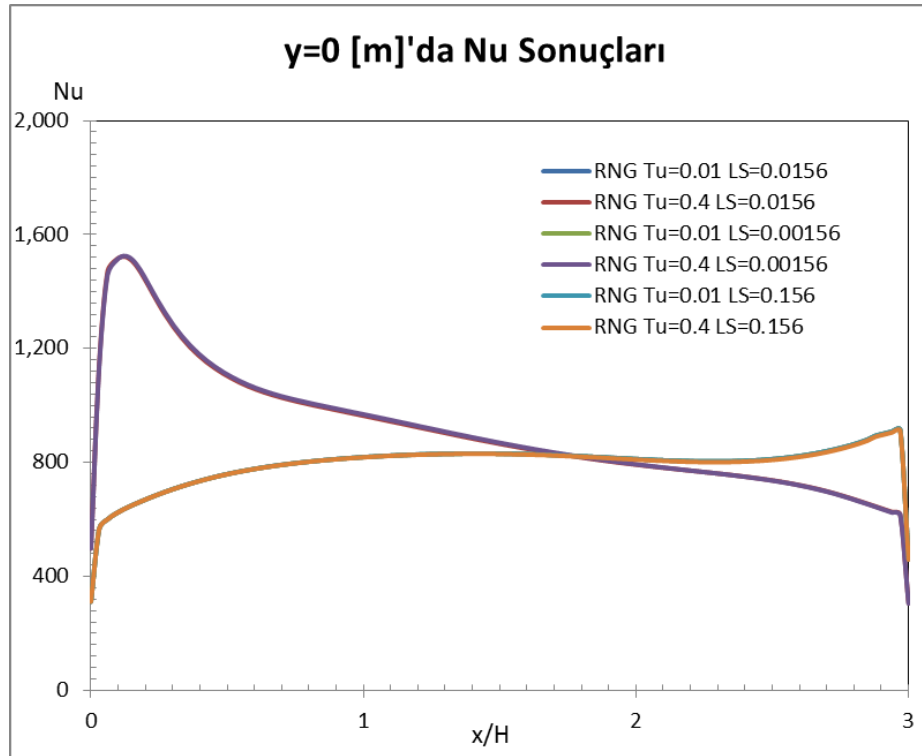
Şekil 4.97. RNG k- ϵ $Tu=0.01$ $LS=0.156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



Şekil 4.98. RNG k- ϵ $Tu=0.4$ $LS=0.156$ m sıcaklık ve vektörel hız dağılımı sonuçları
(Bu çalışma)



Şekil 4.99. Y=0 m' de sıcaklık dağılımı sonuçları



Şekil 4.100. Y=0 m' de Nusselt dağılımı sonuçları

4.6. Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli

Günümüz rekabet koşullarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği araç tasarımcılarının vazgeçilmez aracı haline gelmiştir. Pahalı rüzgar tüneli deneyleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri ile minimuma indirilebilmektedir. Bundan da önemlisi araç tasarım sürelerini minimuma indirerek yeni ürünün piyasaya rakiplerden daha önce sürülebilmesini sağlamaktadır.

Aerodinamik, genel anlamda havanın kuvvetsel etkilerini inceleyen bilim dalıdır. Bir kara aracı etrafındaki akış, aracın stabilitesi, gürültü, sürüklenme ve yol tutuşunu doğrudan etkilemektedir. Aracın stabilitesi, yan rüzgarlar, trafikteki diğer araçların art izleri veya yol kenarındaki yapıların oluşturduğu basınç değişimlerinin yarattığı akımların neticesinde oluşabilecek fazladan yüklerin etkisiyle bozulabilmekte ve yüksek hızlarda sürücünün yol hakimiyetini etkileyebilmektedir. Gürültü, türbülanslı akış bölgelerinde ayrılma ve keskin köşeler yüzünden türbülans şiddetinin artmasıyla oluşur. Tasarım aşamasında gürültüye neden olabilecek noktaların tespiti önemlidir. Sürüklenme, aracın gidiş yönüne ters yönde oluşan kuvvetlerin toplamına denir. Yol tutuş, basma kuvvetiyle doğrudan ilişkilidir. Araçta motordan gelen torkun yola aktarılabilmesi için faydalı bir sürtünmeye de gerek vardır ve bunun için yere dik doğrultuda basma kuvvetine ihtiyaç duyulur.

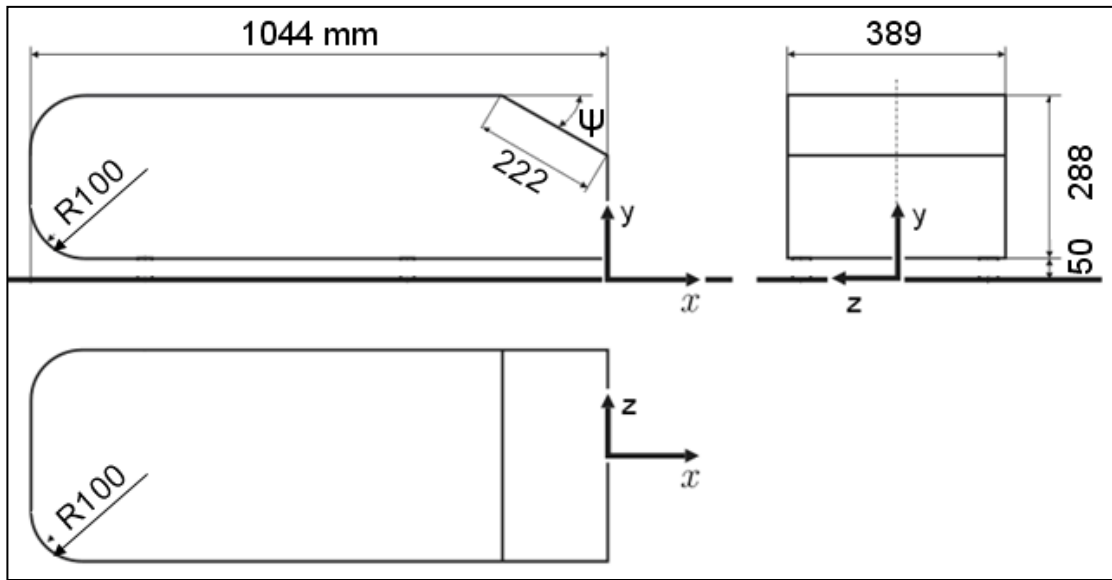
Türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği öndeki aracın ard bölgesi, yol kenarındaki çalı, çit gibi cisimler ve atmosferik olaylarla değişim gösterebilir. Bu nedenle giriş türbülans parametrelerinin aracın stabilitesi, gürültü, sürüklenme ve yol tutuşu üzerindeki etkilerini anlamak, araç etrafındaki akışın doğru çözümü ve araç üzerindeki etkilerini doğru anlamak açısından önemlidir.

Ahmed basitleştirilmiş araç modeli 1984 yılında Ahmed ve Ark. Tarafından literatüre kazandırılmıştır. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli literatürde çok çalışılmış bir kıyas modelidir. Modellenmeye uygun yapısı ve akış yapısının genel bir araç etrafındaki akış yapısını iyi temsil etmesiyle Ahmed basitleştirilmiş araç modelinin etrafındaki akışı anlamak gerçek bir aracın etrafındaki akışı anlamak için idealdir. Bu nedenle bu çalışmada dört farklı türbülans modeli, Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Std. k- ω ve SST türbülans modelleri ile Ahmed modeli etrafındaki akış çözdürülmüş en hassas sonucu veren

türbülans modeli ile giriş türbülans parametreleri değiştirilerek sonuçlar farklı noktalarda deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

4.6.1. Geometrik model

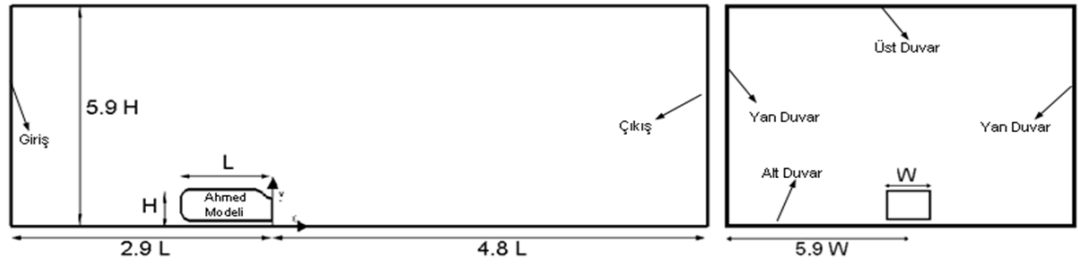
Ahmed basitleştirilmiş araç modeli Şekil 1.'de görülmektedir. 1044 mm boyunda, 389 mm genişliğinde, 288 mm yüksekliğinde arkası 25-35 derece eğimli bir küt cisimdir. Yerden 50 mm yükseklikte konumlandırılmıştır. Bu çalışmada eğim açısı 25 derecedir.



Şekil 4.101. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli (Ahmed ve ark. 1984)

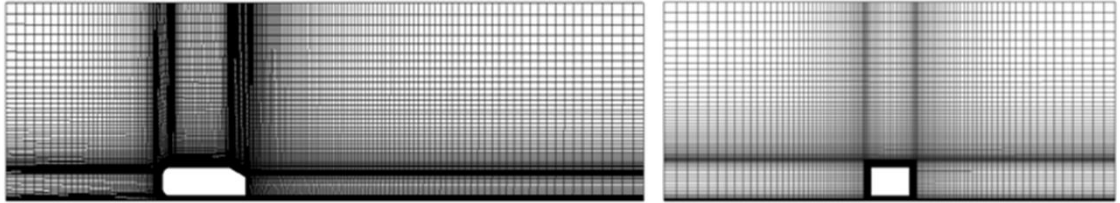
4.6.2. Sayısal model

Yukarıda ölçüleri verilen küt cisim uygun genişlikteki bir hesaplama hacmi içerisine alınmıştır. Hesaplama hacminin ölçüleri Şekil 4.102.'de görülmektedir.



Şekil 4.102. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli hesaplama hacmi ölçüleri

Oluşturulan hesaplama hacmi yüksek kaliteli düzgün altıyüzlü elemanlarla ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Sayısal ağ yapısı Şekil 4.103’de görülmektedir.



Şekil 4.103. Ahmed Basitleştirilmiş Araç Modeli Sayısal Ağ Yapısı

Ağdan bağımsız çözüm 2092899 düğüm sayısında elde edilmiştir.

4.6.3. Sınır koşulları ve sayısal yöntem

Sayısal hesaplamalarda kullanılan giriş hızı $U=40$ m/s, giriş türbülans şiddeti %1, çıkış bölgesi $P=0$ Pa, üst ve yan duvarlar serbest kayar duvar (free slip wall) akışkan olarak 25°C derecedeki hava kullanılmıştır. Akışkan özellikleri Çizelge 4.16’ da verilmiştir. Araç yerden 50 mm yüksekliktedir ve araç altında hava akışı mevcuttur.

Çizelge 4.16. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli akışkan özellikleri (Incropera ve DeWitt 2003)

Yoğunluk	1,116 kg/m ³
Vizkozite	1,725 Pa s
Isı iletim Katsayısı	0,02428 W/mK
Özgül Isı	1003,8 J/kgK

4.6.4. Sonuçlar ve tartışma

Ahmed ve ark. (1984)'nın 1980'lerin başlarında geliştirdikleri basitleştirilmiş bir araç modeli, araç üzerinde oluşan akış yapısını çok iyi temsil etmektedir ve literatürde Ahmed modeli diye anılmaktadır. Bu model Lienhart ve Becker (2003) tarafından deneysel olarak detaylı bir biçimde tekrar araştırılarak akış verileri genişletilmiştir. Bu modelin arkası eğimlidir ve baz model 25° ve 35° eğim açısına sahip olup akış yapısının sürüklenme üzerine etkisini göstermesi açısından önemlidir. 35° eğim açısı için iki boyutlu akış davranışı iyi tahmin edilebilmesine karşın art akışın üç boyutluya geçişi yüzünden 25° eğim açısı için iyi tahminler yapılamamakta ve türbülans modellerinin denenmesi için kritik bir geometri olarak değerlendirilmektedir (Guilmineau 2008).

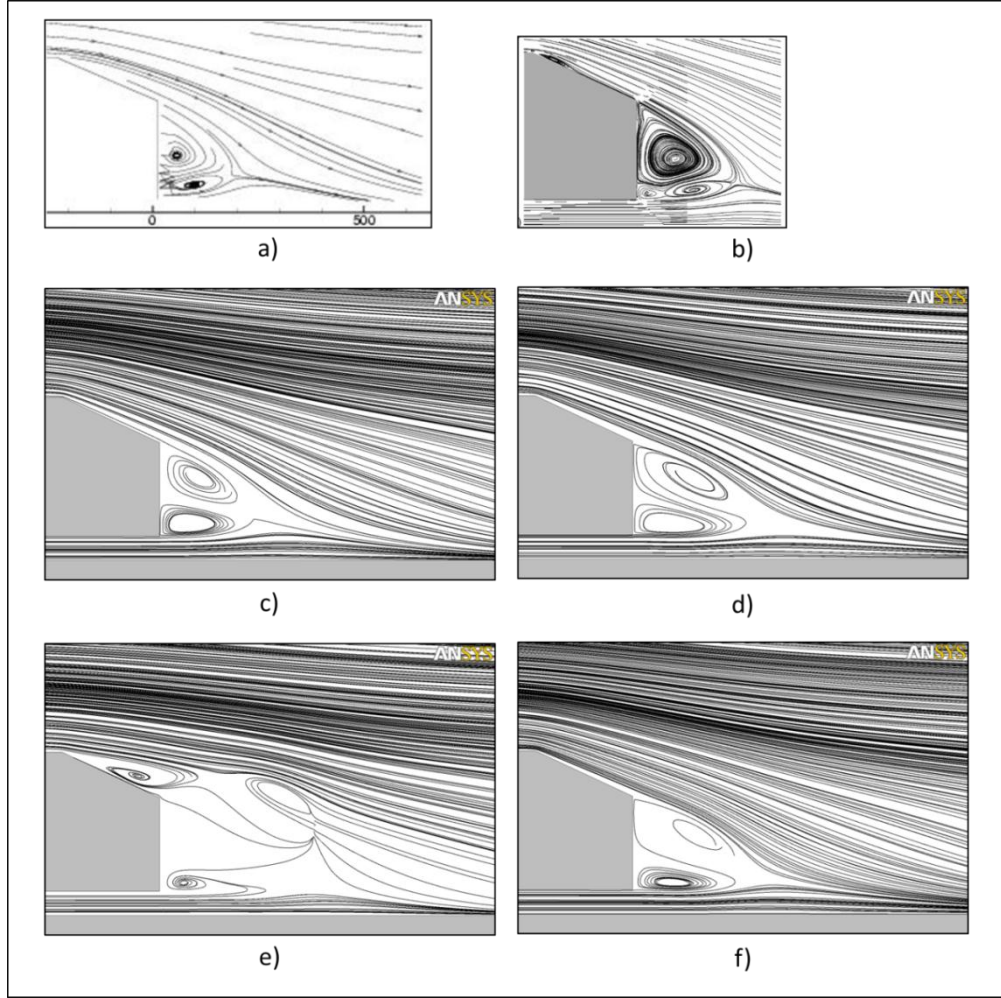
Bu alışmada Ahmed modeli etrafındaki üç boyutlu akış yapısı ve sürüklenme katsayısına, 25° eğim açısı için giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin etkisi araştırılmıştır. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli Std. k- ϵ , Std. k- ω , RNG k- ϵ ve SST türbülans modelleri kullanılarak sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar şekil 4.104' de araç arkasındaki akım çizgileri, izelge 4.17' de cidar, basınç ve toplam sürüklenme katsayıları, şekil 4.106' ten şekil 4.113 a kadar şekil 4.105' de belirtilen çizgiler üzerinde hız dağılımı olarak, şekil 4.114 ve şekil 4.115' de de 25 derece açılı arka yüzey üzerinde basınç katsayısı olarak verilmiştir.

Ahmed modeli araç tipi bir küt cisimdir ve geometrinin basit görünümesine karşın arka bölgedeki akış alanı, üç boyutlu türbülanslı sınır tabaka ve ters yönde dönen uzunlamasına vorteks çifti yüzünden son derece karmaşıktır. Araç üzerine etkiyen toplam sürüklenmenin en büyük kısmı bu karmaşık akış yapısına sahip basınç sürüklenmesi yüzündendir. Arka bölgedeki bu akış yapısı ve bu yapının neticesinde oluşan basınç sürüklenmesi doğrudan arkadaki eğim açısına bağlıdır (Kapadia ve ark. 2003).

Bu çalışmada arka bölgede elde edilen tam simetri düzleminde akım çizgileri şekil 4.104' de hem deneysel hem de LES sonuçlarıyla beraber görölmektedir. Ayrılan ve yeniden birleşen akışlar arka bölgede, üstte büyük çaplı ve altta daha küçük elipsoidal iki girdap oluşurmaktadır. Deneysel çalışmada görölmemekle beraber LES sonuçlarında eğimli yüzeyin üst tarafında küçük ince bir girdap ta görölmektedir.

Girdapların sayısı ve yeniden birleşme noktası Std. k- ϵ ve Std. k- ω modelinde çok iyi tahmin edilmesine rağmen girdapların şekli deneysel ve LES çalışmasından farklı olup ikiz vorteks görünümündedir. SST modelindeki girdapların şekli ise deneysel verilere çok yakındır. RNG k- ϵ modeli ise deneysel verilerden oldukça farklı sonuç vermiştir. Yere yakın küt cisimler etrafındaki akışlarda küt cismin hemen arkasında iki adet girdap oluşmakta (Küt cisim ayrılma bölgeleri) ve bunların hemen arkasında da yer etkisiyle bir girdap daha oluşabilmektedir (Ulrichs ve Herwig 2003). Bu yer etkisi Ahmed modelinin deneysel ve LES çalışmalarında çok az göze çarpmaktadır. Bunun nedeni üst tarafta eğimden dolayı ileri gitmek yerine hızla aşağıya doğru yönelen kayma tabakasının arabanın altından gelen akımın neden olduğu ve yere yapışık olması beklenen bu ayrılmayı bastırması olabilir. Bu yer etkisi ayrılma olmasa da modelin arkasında 500 mm uzaklığa kadar etkisini göstermekte (LES çalışmasında arka bölge kısa olduğu için bu mesafe görülmemektedir.) ve bu etki Std. k- ϵ , Std. k- ω ve SST modellerinde görülebilmektedir (bkz. Şekil 4.104). RNG k- ϵ modeli ile arka bölgede deneysel ve LES sonuçlarında gözüken ikiz girdap yapısı yakalanamamıştır.

Elde edilen sürüklenme katsayısı değerleri Çizelge 4.17’ de deneysel çalışmayla birlikte verilmiştir. Hesaplanan toplam sürüklenme katsayısı Std. k- ω modelinde deneysel olana en yakındır. SST modelinde deneysel veriye ikinci en yakın sonuç elde edilmiş ve SST modelini sırasıyla RNG k- ϵ ve Std. k- ϵ takip etmektedir. Ahmed ve ark. (1984) şekil sürüklenmesinin toplam sürüklenmenin %85’ i olduğunu belirtmişlerdir. Şekil sürüklenmesinin toplam sürüklenmeye oranını deneysel veriye en yakın RNG k- ϵ ve ardından sırasıyla Std k- ϵ , Std. k- ω takip etmektedir. En uyumsuz sonucu SST modeli vermiştir. Çizelge 4.18’ de ise her iki türbülans modeliyle hesaplanan sürüklenme katsayısındaki % hatalar, literatürde (Pointer ve ark. 2009, Wang ve ark. 2004, Ersan ve Pulat 2010) benzer modeller kullanılarak hesaplanan değerlerle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Yapılan çalışmalardan da görülebileceği gibi her üç çalışmada da aynı türbülans modellerinde farklı sonuçlar elde edilmiştir. Erşan ve Pulat (2010)’ ın çalışmasında kullanılan geometri, giriş hızı ve giriş türbülans şiddeti bu çalışma ile aynı olmasına rağmen C_d tahmininde özellikle Std. k- ϵ modelinde önemli farklılık göze çarpmaktadır. Bu durum bu çalışmada türbülans uzunluk ölçeğinin farklı alınmasına (Bu çalışmada $LS=0.2$ m) yorulabilir.



Şekil 4.104. Ahmed basitleştirilmiş araç modeli etrafında akım çizgileri
a)Deneyssel (Lienhart ve Becker (2003) b) LES (Krajnovic ve Davidson (2004) c) Std. k-ε (Bu çalışma) d) Std. k-ω (Bu çalışma)
e) RNG k-ε (Bu çalışma) f) SST (Bu çalışma)

Çizelge 4.17. Ahmed basitleştirilmiş araç modelinin şekil ve cidar sürüklenme katsayısı (C_{dp} ve C_{df}), şekil ve cidar sürüklenme katsayısının toplam sürüklenmeye % oranı ($C_{dp}/C_d(\%)$ ve $C_{df}/C_d(\%)$), toplam sürüklenme katsayısı (C_d (Sayısal)) ve % hata oranları (Fark (%))

	Tu=0.01 LS=0.2			
	Std. k-ε	RNG k-ε	Std. k-ω	SST
C_{dp}	0.2834	0.2128	0.2313	0.2203
$C_{dp}/C_d (\%)$	82.88	84.02	82.16	81.60
C_{df}	0.0585	0.0405	0.0502	0.0497
$C_{df}/C_d (\%)$	17.12	15.98	17.84	18.40
C_d (Sayısal)	0.3420	0.2533	0.2815	0.2700
C_d (Deneyssel)	0.285	0.285	0.285	0.285
Fark (%)	19.99	-11.14	-1.22	-5.28

Çizelge 4.18. Literatürden farklı çalışmaların % hataları

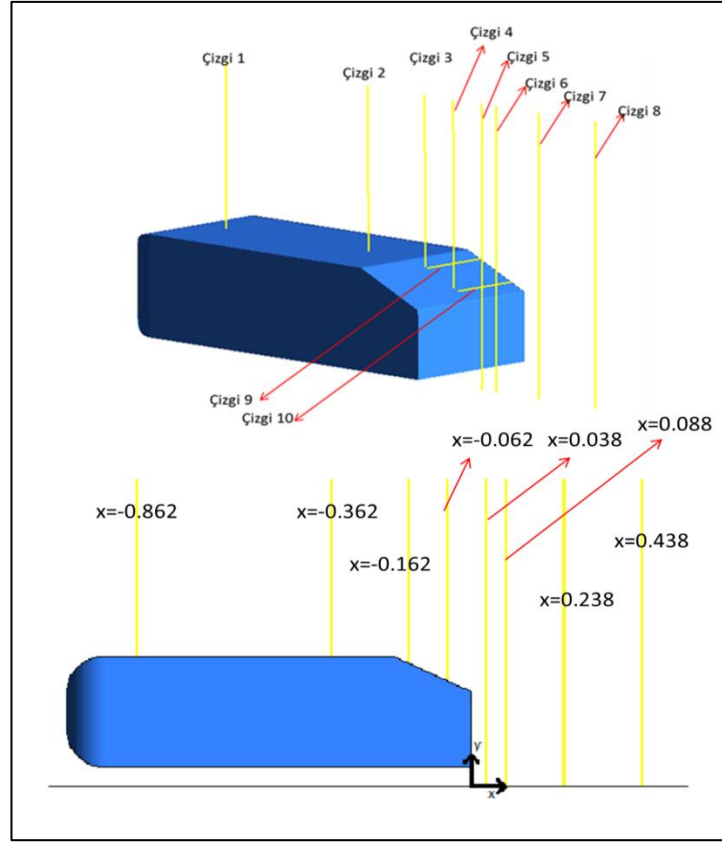
	Kaynak	Araç Modeli	Boyut ve Ölçek	Sayısal Yöntem	Cd Tahmininde hata (%)		
					Std. k-ε	RNG k-ε	SST
$U_{\infty}=?$ $Tu=?$ $LS=?$	Pointer ve ark. (2009)	 Jenerik Araç Modeli NASA Ames Arş. Mrk.	2,5x0,3x0,5m 1/8	Sonlu Hacim Yöntemi (STAR-CD)	1.00	2.30	0.8
$U_{\infty} = 40 \text{ m/s}$ $Tu=\%0.3$ $LS=?$	Wang ve ark. (2005)	 STEYR Post Van Modeli	Lx0,24x0,36m 1/10	Sonlu Hacim Yöntemi	10.00	4.13	-
$U_{\infty} = 40 \text{ m/s}$ $Tu=\%1$ $LS=?$	Erşan ve Pulat (2010)	 Jenerik Ahmed Modeli	1.044x0.397x0.288m 1/1	Sonlu Hacim Yöntemi (ANSYS CFX)	0.70	17.89	-
$U_{\infty} = 40 \text{ m/s}$ $Tu=\%1$ $LS=0.2 \text{ m}$	Bu Çalışma	 Jenerik Ahmed Modeli	1.044x0.397x0.288m 1/1	Sonlu Hacim Yöntemi (ANSYS CFX)	19.99	11.14	5.28

Şekil 4.106' ten Şekil 4.113' a kadar 8 ayrı şekilde, Şekil 4.105' de gösterilen çizgiler üzerinde hız dağılımları verilmiştir. Şekil 4.106 ve Şekil 4.107' te Ahmed modelinin üst yüzeyine denk gelen çizgiler üzerindeki hız dağılımı verilmiştir (bkz. Şekil 4.105). Bu iki şekil değerlendirildiğinde Ahmed modelinin üst yüzeyinde Std. k- ω , SST ve RNG k- ϵ modellerinin birbirine yakın ve deneysel verilerle her konumda uyumlu fakat Std. k- ϵ modelinin özellikle Ahmed modeline yakın bölgede (cidara yakın) deneysel ölçümlerden uyumsuz olduğu söylenebilir. Şekil 4.108 ve Şekil 4.109' da verilen hız dağılımları 25 derece eğimli yüzey üzerine denk gelmektedir (bkz. Şekil 4.105). Bu iki şekil incelendiğinde 25 derece eğimli yüzey üzerinde deneysel verilerle en uyumlu sonucu SST türbülans modelinin verdiği söylenebilir. İkinci en iyi sonuç Std. k- ω modeli ile elde edilmiş olup Std. k- ϵ ve RNG k- ϵ modellerinin sırasıyla üçüncü ve dördüncü en iyi sonucu verdiği söylenebilir. Bu bölgede SST, Std. k- ω modelleri arasında çok az fark vardır ve Std. k- ϵ modelinin sonuçlarının da kabul edilebilir olduğu söylenebilir fakat RNG k- ϵ modelinin sonuçları deneysel verilerle oldukça uyumsuzdur. Bu argüman Şekil 4.109 incelendiğinde RNG k- ϵ model sonuçlarının deneysel verilerle oldukça uyumlu olmasıyla çelişiyor gibi gözükülebilir. Fakat aracın arkasındaki 25 derece eğimli yüzey üzerinde çizgi 4'ün bulunduğu yerde deneysel verilerde ayrılma görülmemesine rağmen RNG k- ϵ modeli cidar yakınında negatif hızlar tahmin ederek deneysel verilerden ayrı sonuçlar verdiği için toplamdaki deneysel verilerle uyum şüpheli olmaktadır. Şekil 4.110, Şekil 4.111, Şekil 4.112 ve Şekil 4.113' te verilen hız

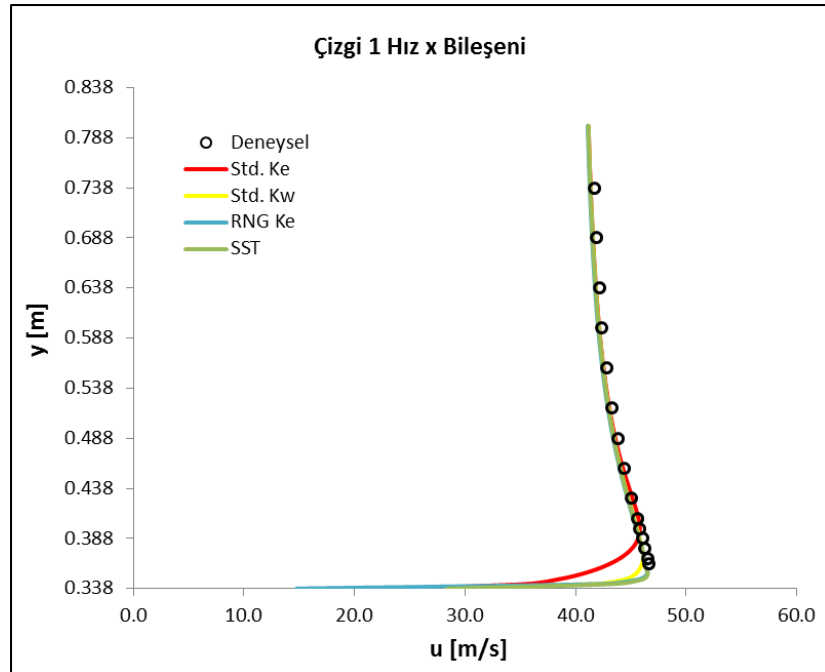
dağılımları Ahmed modelinin ard bölgesindedir ve Ahmed modelinin arka dik yüzeyinden en yakından uzağa doğru sırasıyla verilmiştir (bkz. Şekil 4.105). Bu dört şekildeki hız dağılımları toplam olarak incelendiğinde Ahmed modelinin ard bölgesindeki akışta deneysel verilerle en uyumlu sonucu SST ve Std. k- ω modellerinin verdiği söylenebilir. İki modelin de sonuçları birbirine çok yakındır. Std. k- ϵ modelinin sonuçlarının da kabul edilebilir mertebede olduğu söylenebilir, özellikle ayrılma bölgesinde çizgi 5, 6 ve 7 üzerinde deneysel verilerle uyumluluğu yerelde diğer modellerden daha iyidir, fakat RNG k- ϵ yine deneysel verilerden oldukça sapmıştır.

Şekil 114 ve Şekil 115’ de Ahmed modelinin arka bölgesindeki 25 derece eğimli yüzey üzerinde basınç katsayıları verilmiştir. Şekil 114’ de Std. k- ϵ , RNG k- ϵ ve SST modellerinin deneysel verilerle uyumlu ve birbirine yakın olduğu RNG k- ϵ modelinin ise deneysel ölçümlerden oldukça uzak olduğu söylenebilir. Şekil 115’ de ise yine RNG k- ϵ modeli deneysel verilerden oldukça uzaktır. Std. k- ϵ , Std. k- ω ve SST modelleri ise deneysel verilerle uyumlu sonuç vermişlerdir. Burada SST modeli Ahmed modelinin yan duvarlarına doğru daha iyi sonuç verirken Std. k- ω modeli ise iç bölgede SST modeline göre az daha yakın sonuç vermiştir.

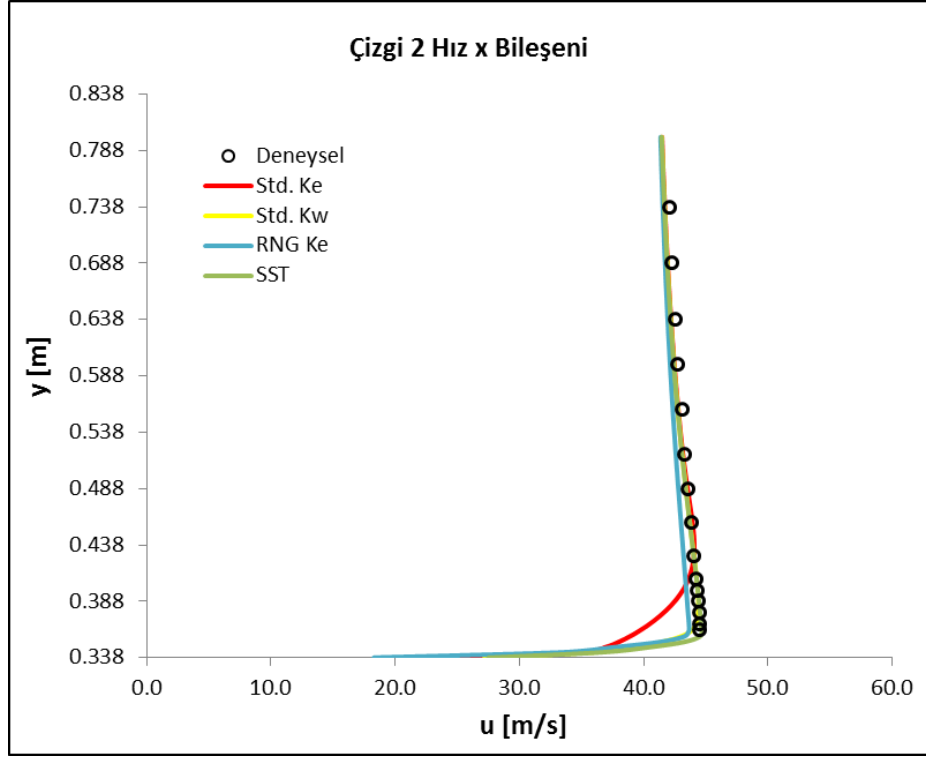
SST türbülans modeli Ahmed modelinin arka bölgesindeki girdapları, üst yüzey ve 25 derece eğimli yüzey üzerindeki hız dağılımlarını ve basınç katsayılarını diğer modellere göre daha iyi tahmin etmiş, ard bölgedeki hız dağılımları ve sürüklenme katsayılarını ikinci en iyi tahmin etmiştir. Modelin tümü değerlendirildiğinde SST modelinin Ahmed modeli etrafındaki akış yapısını Std. k- ϵ , RNG k- ϵ ve Std. k- ω modellerine göre daha iyi tahmin ettiği ve giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin akış karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemek için uygun olduğu söylenebilir.



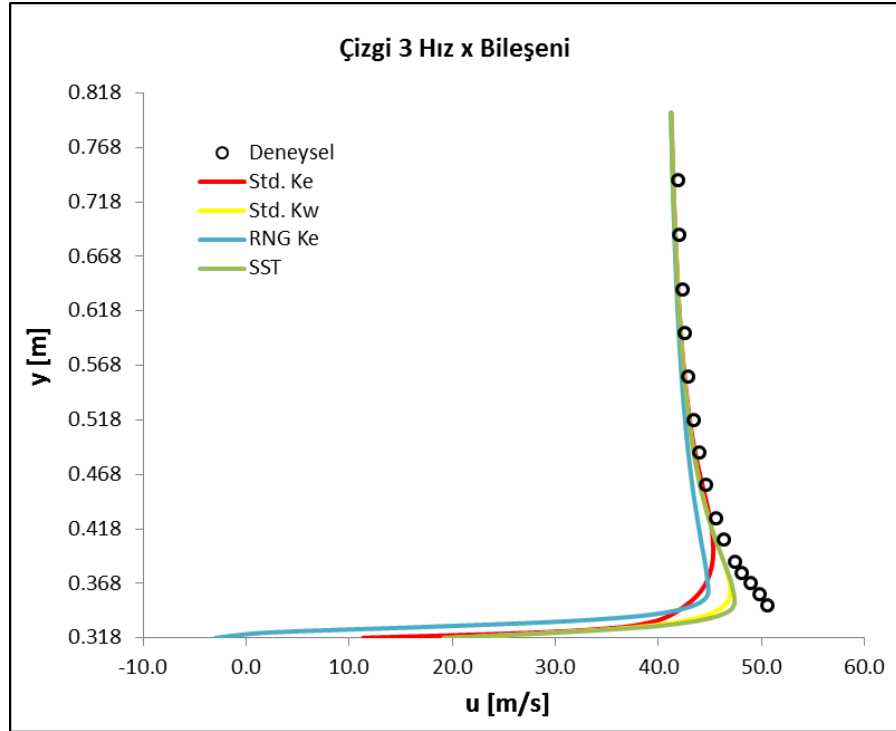
Şekil 4.105. Sonuçların verildiği doğrultular



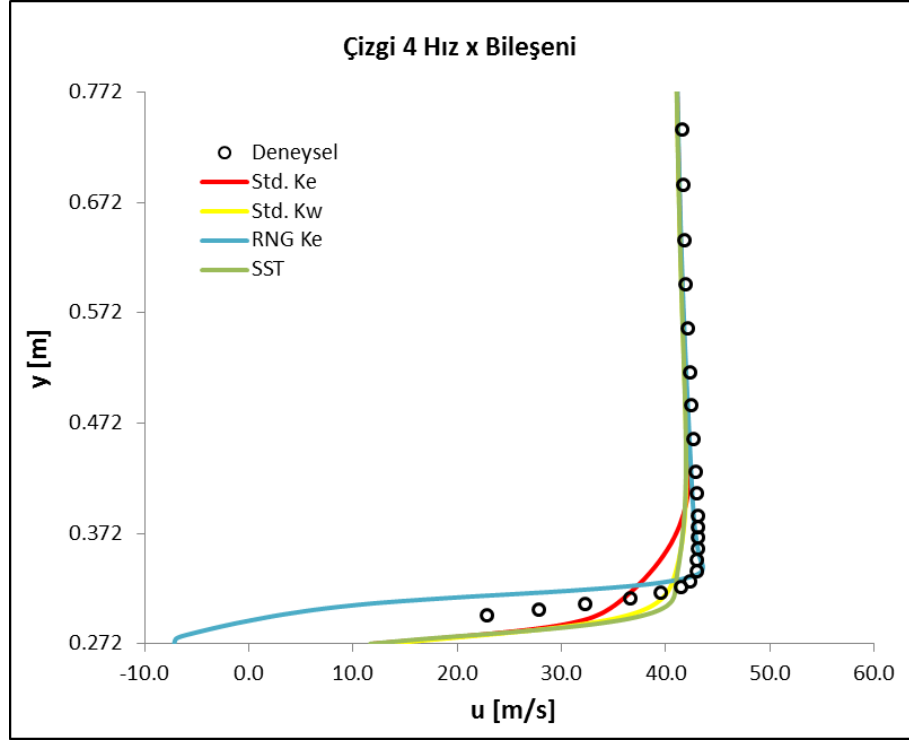
Şekil 4.106. Çizgi 1 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyssel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



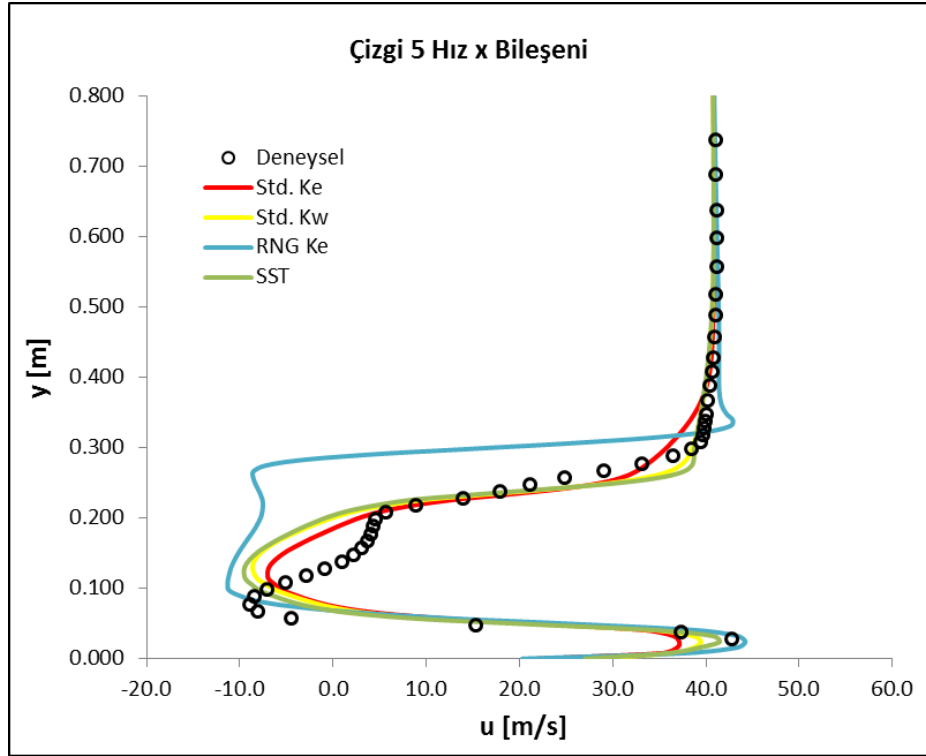
Şekil 4.107. Çizgi 2 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



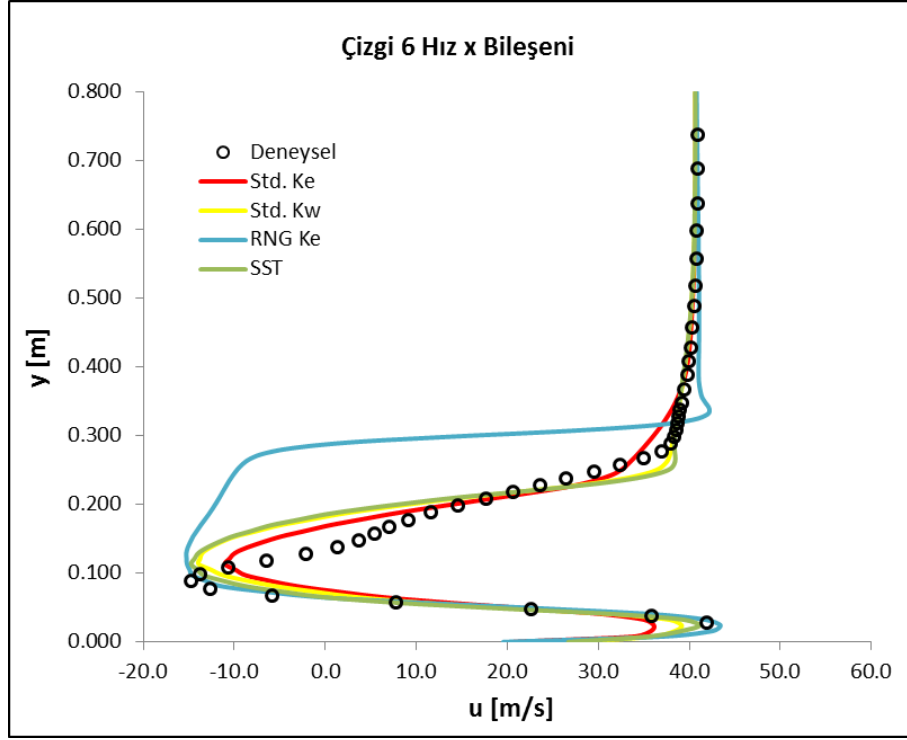
Şekil 4.108. Çizgi 3 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



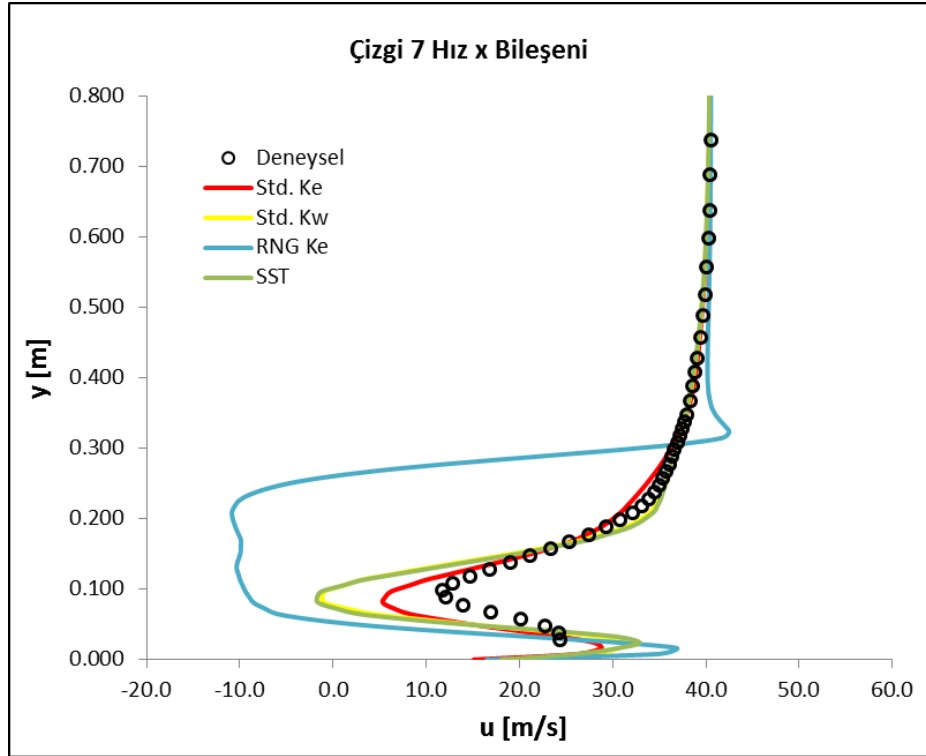
Şekil 4.109. Çizgi 4 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



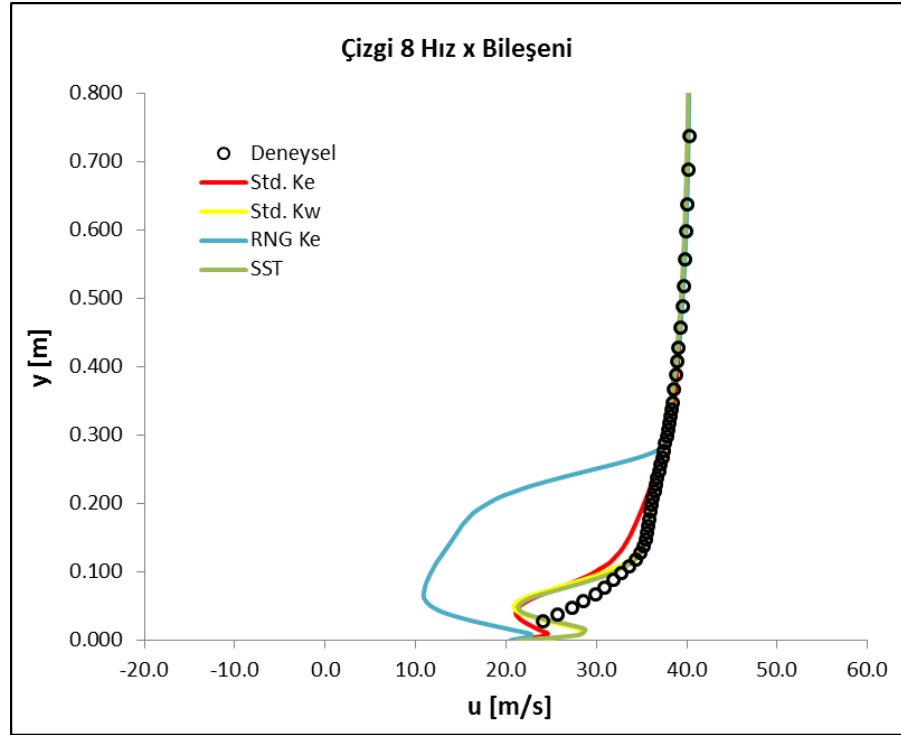
Şekil 4.110. Çizgi 5 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



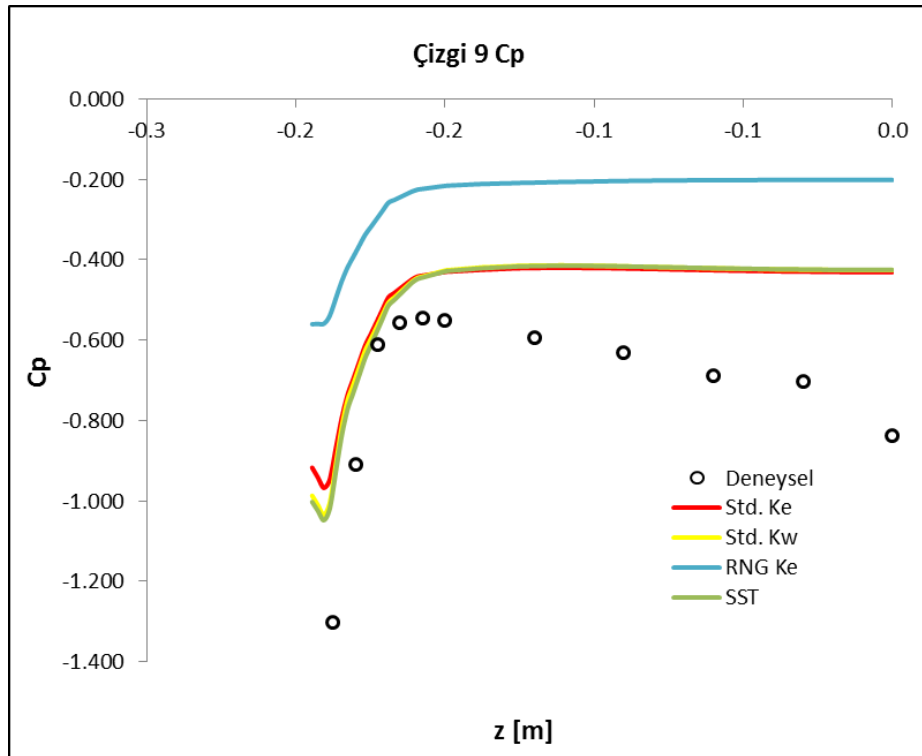
Şekil 4.111. Çizgi 6 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



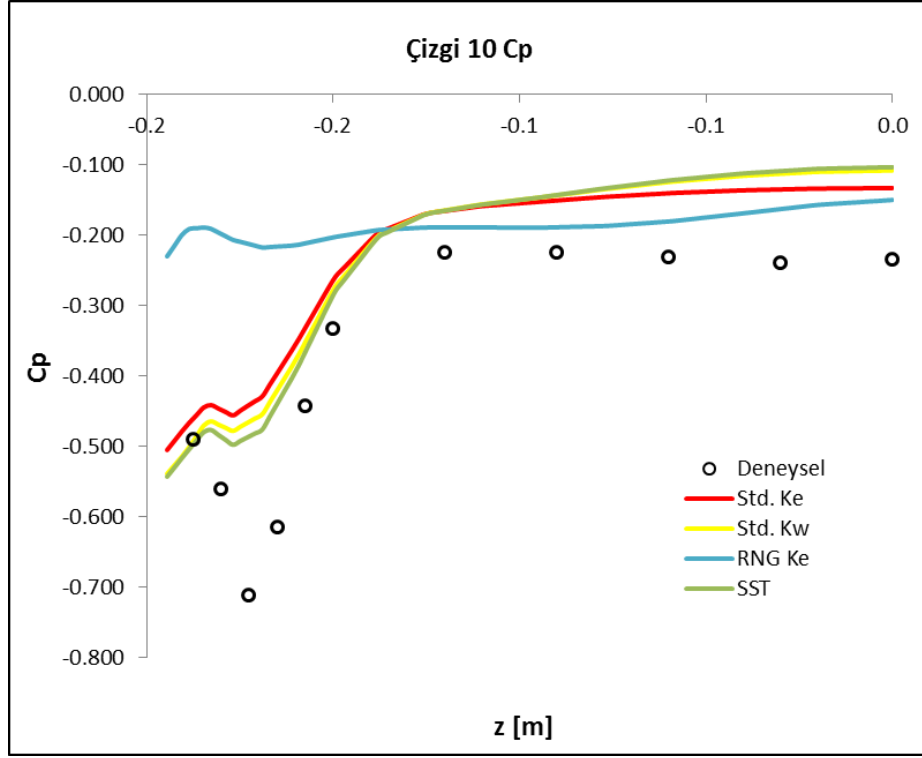
Şekil 4.112. Çizgi 7 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.113. Çizgi 8 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneysel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.114. Çizgi 9 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı (Deneysel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.115. Çizgi 10 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)

Ahmed modelinin etrafındaki akış yapısını Std. k- ϵ , RNG k- ϵ ve Std. k- ω modellerine göre daha iyi tahmin etmesinden dolayı giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği etkilerinde SST türbülans modeli kullanılmıştır. Çizelge 4.19’ da sürüklenme katsayıları, Şekil 116 – 123 arasında hız dağılımı, Şekil 124 ve Şekil 125’ de basınç katsayısı şeklinde verilmiştir.

Çizelge 4.19 incelendiğinde sabit türbülans uzunluk ölçeğinde giriş türbülans şiddetinin artmasıyla hem şekil hem de cidar sürüklenmesinin arttığı dolayısıyla toplam sürüklenmenin de arttığı görülmektedir. Bu artış yüksek türbülans uzunluk ölçeğinde (LS=1 m), düşük türbülans uzunluk ölçeğine (LS=0.2 m) göre daha fazla olmaktadır. Şekil sürüklenmesinin toplam sürüklenmeye oranı sabit türbülans uzunluk ölçeğinde giriş türbülans şiddetinin artmasıyla az da olsa artış göstermiştir ve bu artış yüksek türbülans uzunluk ölçeğinde, düşük türbülans uzunluk ölçeğine göre daha fazla olmuştur. Giriş türbülans şiddeti sabit tutulup türbülans uzunluk ölçeği değiştirildiğinde ise sürüklenme kuvvetlerinde artış meydana gelmiş ve bu artış yüksek giriş türbülans şiddetinde (Tu=0.1) düşük giriş türbülans şiddetine (Tu=0.01) göre daha çok olmuştur

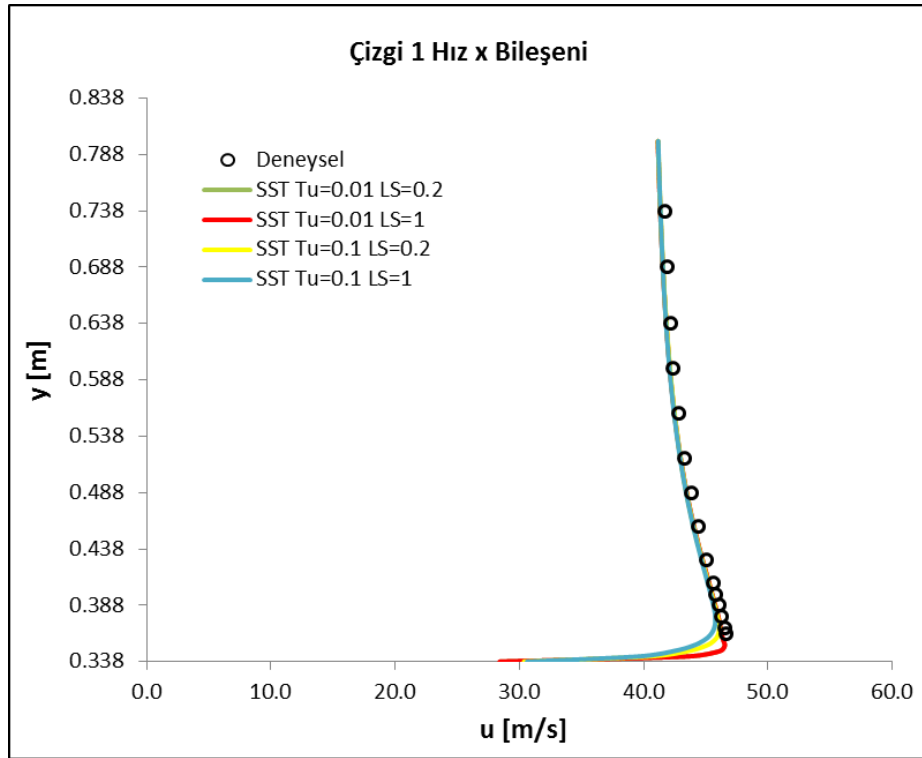
bu esnada şekil sürüklenmesinin toplam sürüklenmeye oranında da çok az artış görülmüştür.

Çizelge 4.19. Ahmed modeli sürüklenme katsayıları

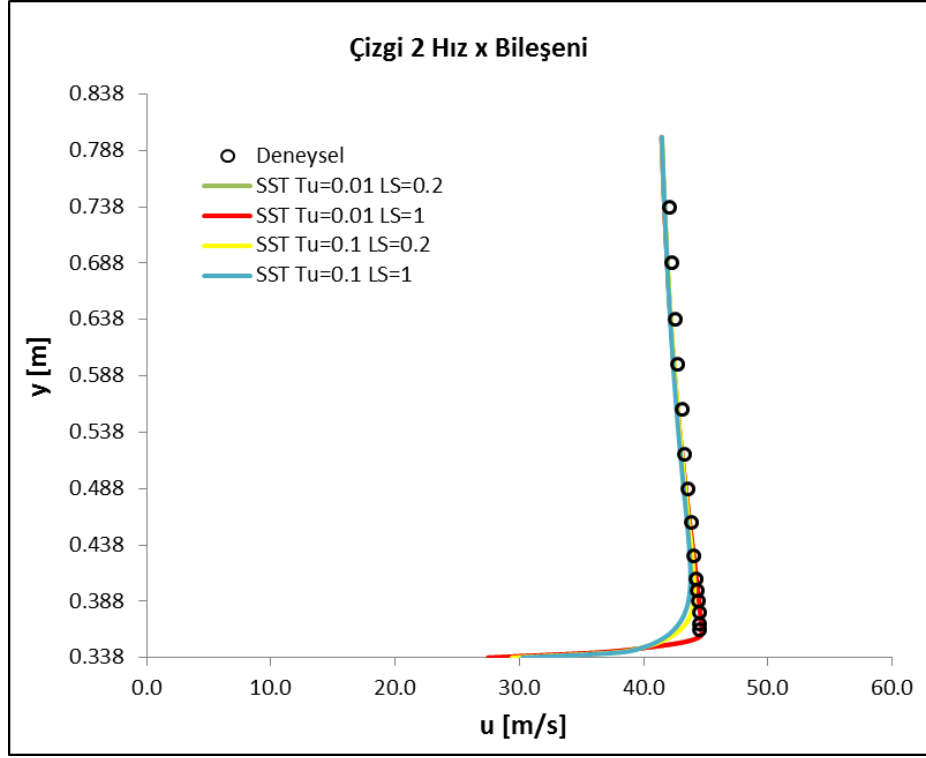
	LS=0.2 m		LS=1 m	
	Tu=0.01	Tu=0.1	Tu=0.01	Tu=0.1
C_{dp}	0.220279	0.25039	0.220476	0.286866
C_{dp}/C_d (%)	81.59813	81.63622	81.63721	82.96887
C_{df}	0.049677	0.056324	0.049592	0.058885
C_{df}/C_d (%)	18.40187	18.36378	18.36279	17.03113
C_d (Sayısal)	0.269956	0.306714	0.270069	0.345752
C_d (Deneysel)	0.285	0.285	0.285	0.285
Fark (%)	-5.27872	7.619046	-5.23908	21.31632

Şekil 4.116 ve Şekil 4.117 Ahmed modelinin üst yüzeyine dik farklı giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeklerindeki hız dağılımlarını göstermektedir. Bu iki şekil incelendiğinde türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu (LS=1 m) durumlarda Ahmed modeline yakın (cidara yakın) bölgelerde giriş türbülans şiddetinin etkisi görülse de Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki yok olmaktadır ve türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumlarda (LS=0.2 m) giriş türbülans şiddetinin etkisi az da olsa vardır. Giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu durumlarda (Tu=0.01) ise sonuçlar neredeyse çakışıktır ancak giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu durumlarda (Tu=0.1) benzer şekilde Ahmed modelinin yakınlarında giriş türbülans şiddetinin etkisi görülse de Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki yok olmaktadır. Şekil 4.118 ve Şekil 4.119 Ahmed modelinin arkasındaki 25 derece eğimli yüzey üzerine denk gelen çizgilerdeki hız dağılımlarını göstermektedir. Bu iki şekil incelendiğinde de benzer şekilde giriş türbülans şiddeti etkisinin türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumlarda (LS=1 m) Ahmed modelinin yakınlarında bir etki olsada Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki yok olmaktadır ve türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumlarda (LS=0.2 m) giriş türbülans şiddetinin etkisi cidara yakın bölgelerde az da olsa görülmektedir. Giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu (Tu=0.01) durumlarda ise sonuçlar neredeyse çakışıktır Giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu (Tu=0.1) durumlarda ise cidar yakınlarında türbülans uzunluk ölçeğinin etkisi az da olsa

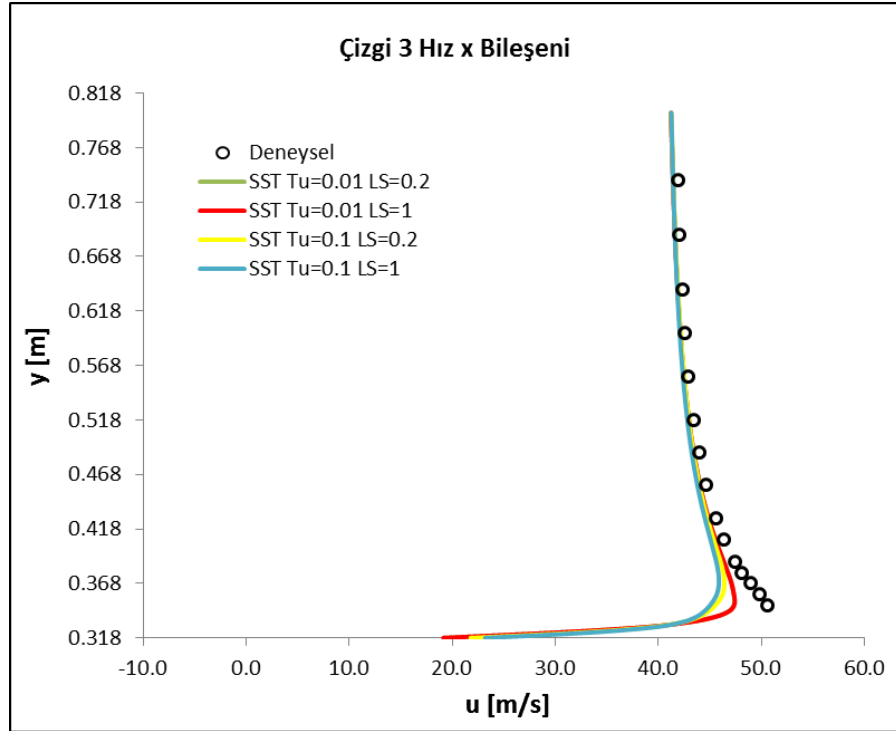
görülmektedir. Şekil 4.120 – 4.123’ de Ahmed modelinin ard bölgesindeki hız dağılımları görülmektedir. Bu bölgede giriş türbülans şiddetinin ve uzunluk ölçeğinin etkisi eğrilerin kıvrım noktalarında belli olmaktadır diğer bölgelerde sonuçlar birbirine çok yakın olduğundan giriş türbülans şiddetinin etkisi çok azdır denilebilir. Burada da benzer şekilde türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumda giriş türbülans şiddetinin etkisi daha yüksek çıkmıştır. Şekil 4.124 ve Şekil 4.125’ de eğimli yüzeydeki basınç katsayıları görülmektedir. Türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumda eğriler çakışıktır türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumda ise sonuçlarda çok az fark vardır. Giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin etkisinin arka eğimli yüzeydeki basınç katsayılarına etkisinin çok az olduğunun söylenebilmesine rağmen bu etki Çizgi 9’ dan Çizgi 10’a doğru gidildikçe yani aracın arkasına yaklaştıkça artmaktadır.



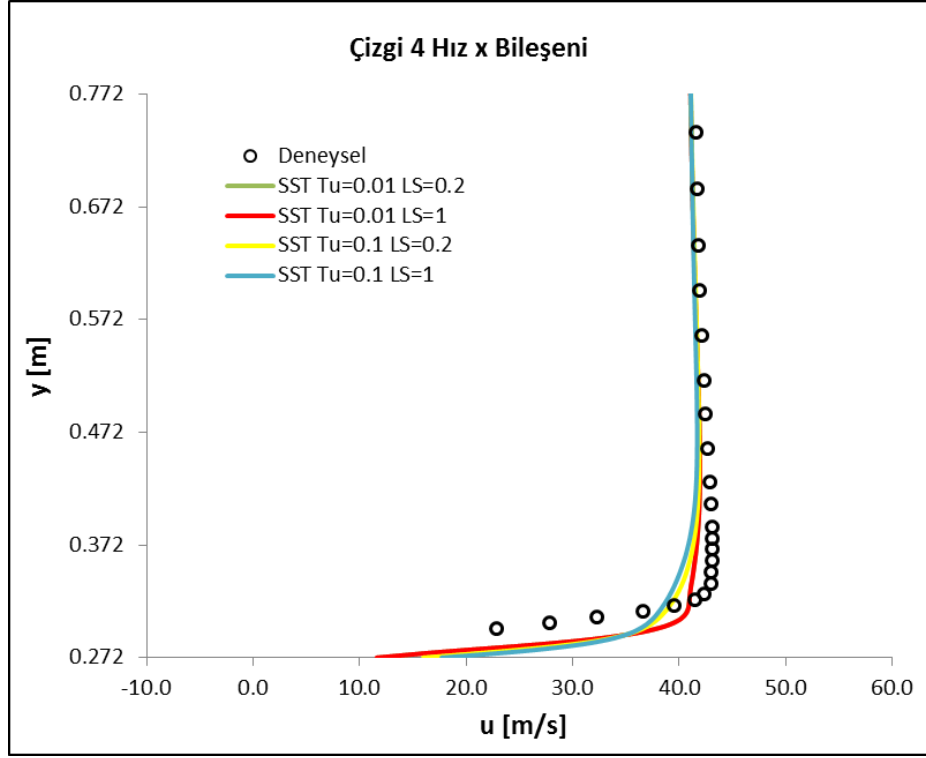
Şekil 4.116. Çizgi 1 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



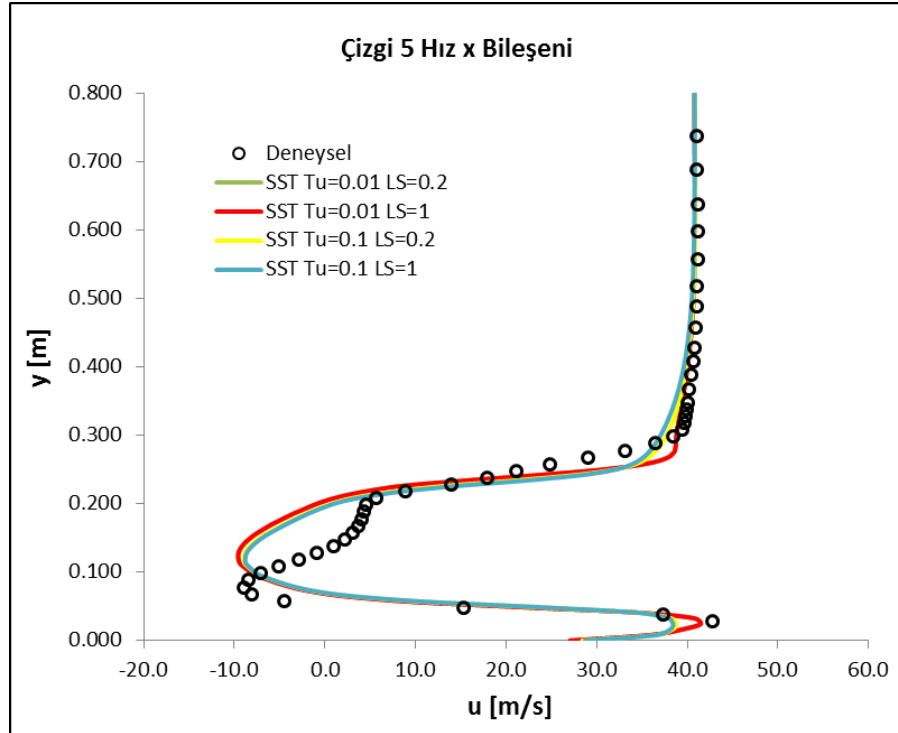
Şekil 4.117. Çizgi 2 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



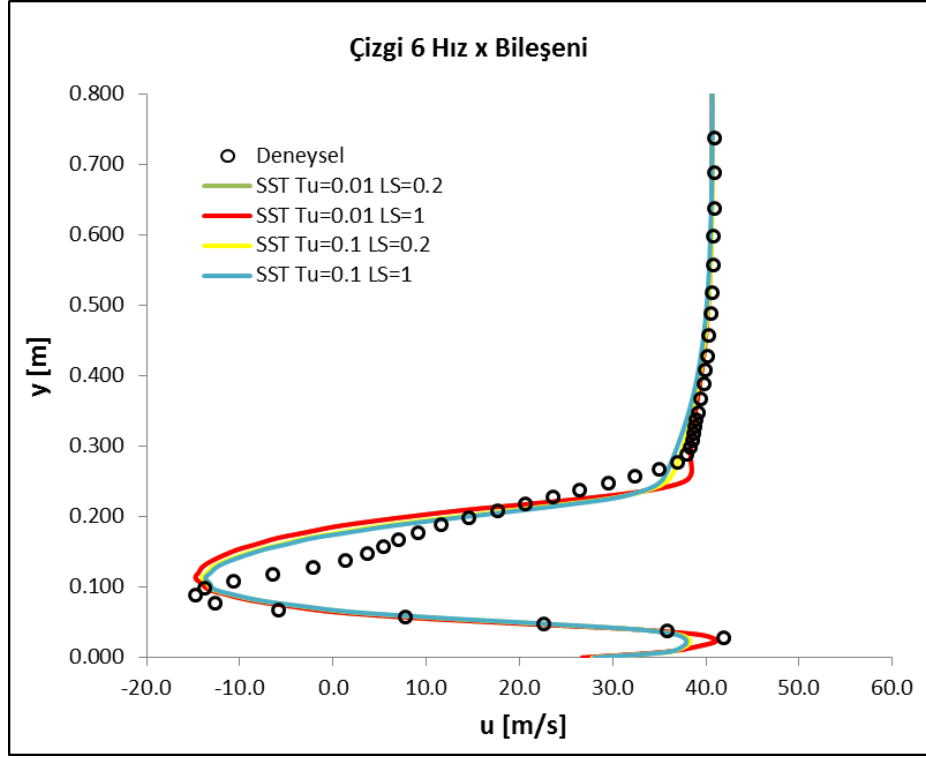
Şekil 4.118. Çizgi 3 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (DeneySEL sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



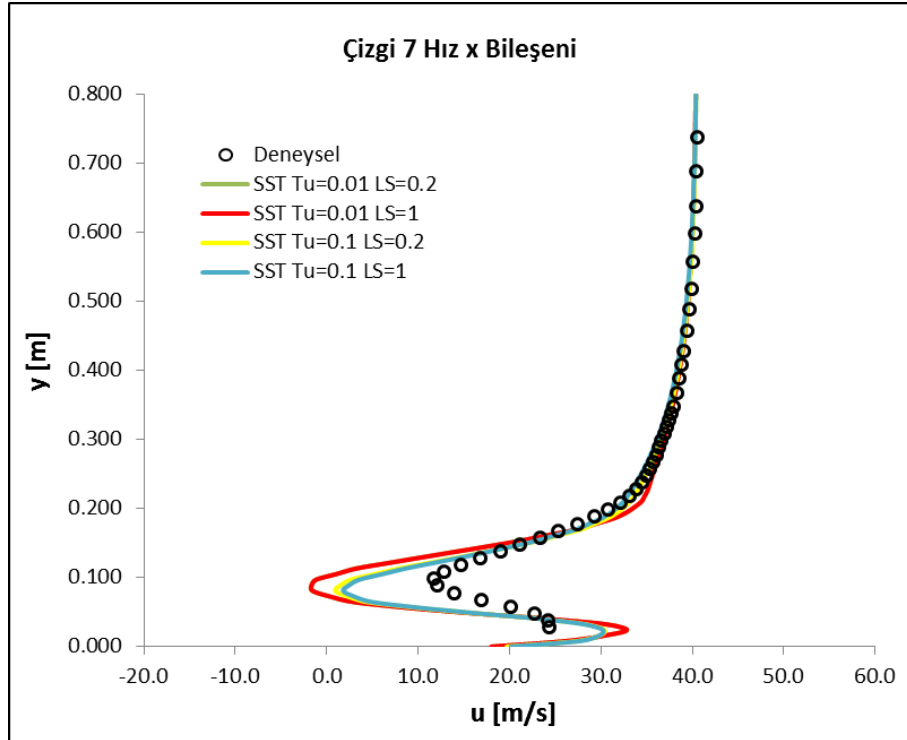
Şekil 4.119. Çizgi 4 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



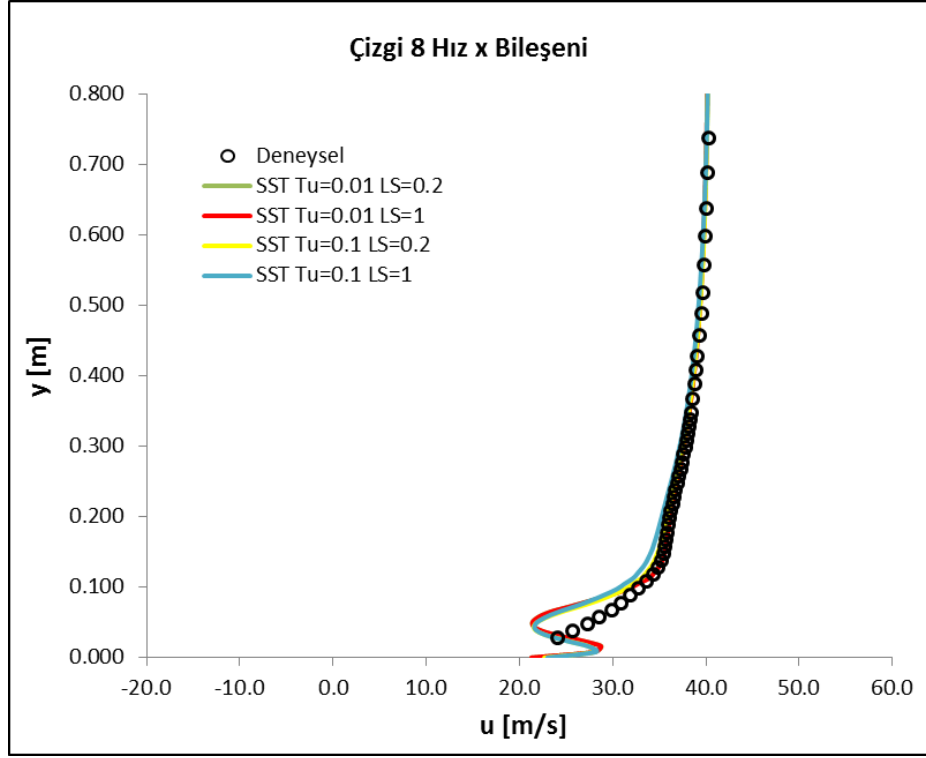
Şekil 4.120. Çizgi 5 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



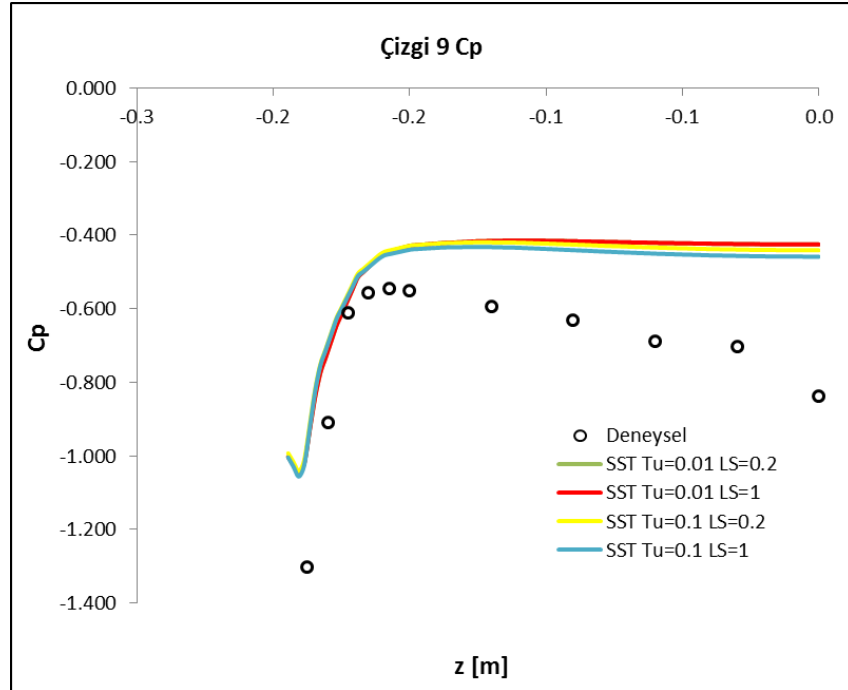
Şekil 4.121. Çizgi 6 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneysel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



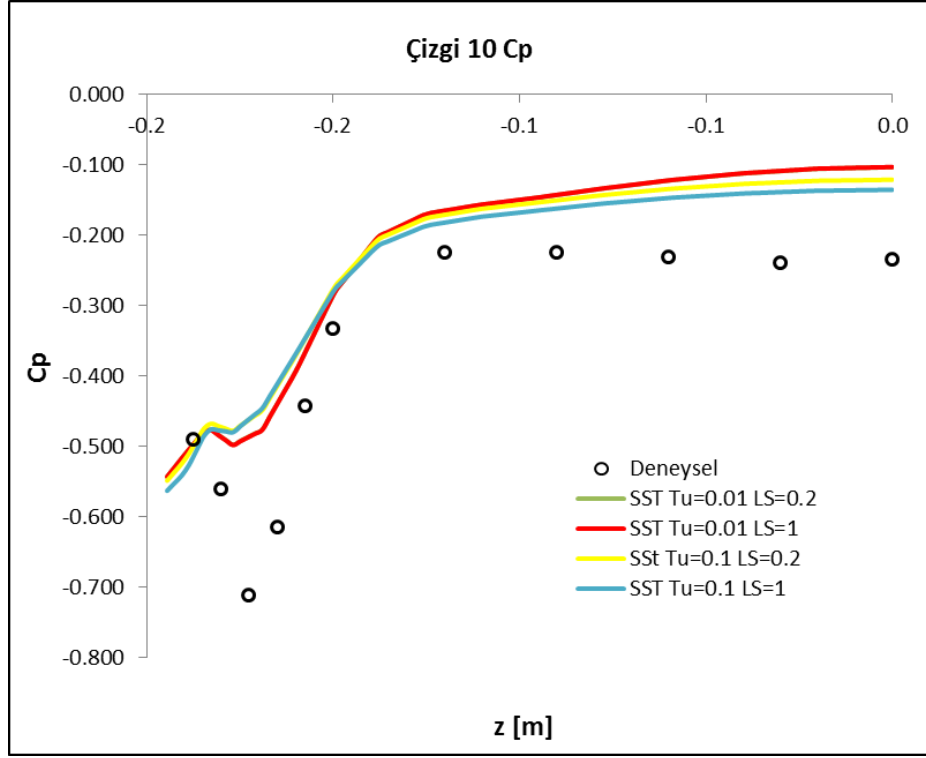
Şekil 4.122. Çizgi 7 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneysel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.123. Çizgi 8 üzerinde hızın x bileşeni dağılımı (Deneyel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.124. Çizgi 9 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı (Deneyel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)



Şekil 4.125. Çizgi 10 üzerinde araç ortasından yana doğru Cp dağılımı (Deneyisel sonuçlar, Lienhart ve Becker 2003)

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada giriş türbülans şiddetinin etkisinin farklı durumlarda ortaya koyulması açısından, temel geometriler (düzlem plaka üzerinden akış, geri basamak akışı ve silindir etrafında dik akış) ve uygulama geometrilerinde (90 derece dirsek akışı, ANNEX 20 Oda akışı ve Ahmed basitleştirilmiş araç modeli etrafında akış) farklı türbülans şiddeti giriş koşulları sayısal olarak incelenmiş deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak giriş türbülans değerlerinin (Giriş türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği) sonuçlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Düzlem plaka üzerinden akışta giriş türbülans şiddetinin artmasıyla türbülansa geçişin kolaylaştığı, laminer bölgenin kısaldığı ve türbülans şiddeti arttıkça türbülansa geçiş bölgesinin daraldığı da görülmüştür. Bu sonuçlar Taghavi-Zenous ve ark. (2007)' nın deneysel çalışmasında da tespit edildiğinden deneysel olarak da desteklenmektedir.

Geri basamak akışında, gerçekleştirilen sayısal hesaplamalar neticesinde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı üzerine etkisi oldukça azken yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.4$) bu etki artmıştır. Türbülans şiddetinin artmasıyla türbülans uzunluk ölçeği de artarsa deneysel verilerden sapma da artmaktadır. Düzlem levha üzerindeki akışta türbülans şiddetinin etkisini inceleyen Hancock ve Bradshaw (1983) ve Iyer ve Yavuzkurt (1999)' un bulgularıyla uyumludur. Bu araştırmacılar artan türbülans uzunluk ölçeğiyle türbülans şiddetinin etkisinin azalacağını ve bu durumun da kısmen katı yüzeyin sebep olduğu hız çalkantılarının normal bileşeninin azalmasına yorulabileceğini belirtmişlerdir ki serbest kayma tabakalarında (free shear layers) böyle bir durum söz konusu değildir. Bu durum, bu çalışmadaki gibi giriş türbülans şiddetinin bilinmediği deneysel çalışmaların modellenmesinde giriş türbülans sınır şartlarının uygun seçilmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermesi açısından önemlidir.

Geri basamak akışında giriş türbülans şiddetinin basamak arkasında, ısı transferi ve sürüklenme üzerine etkili olduğu görülmektedir. Bu etki giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu durumda sürüklenme ve ısı transferinin artış gösterdiği, giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu durumda ise azaldığı yönünde olmuştur. Türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeğinin basamak arkasında ayrılan akışın yeniden bağlanma uzunluğuna etkisi incelendiğinde, türbülans şiddeti sabit tutulup türbülans uzunluk

ölçeği arttırıldığında yeniden bağlanma uzunluğu azalmakta ve deneysel sonuçtan sapma da artmaktadır. Benzer şekilde türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulup türbülans şiddeti arttırıldığında da yeniden bağlanma uzunluğu deneysel sonuçlardan sapma ile birlikte azalmaktadır. Genel olarak türbülans şiddetinin artmasıyla yeniden bağlanma uzunluğunun kısaldığı bilinen bir durumdur (Isomoto ve Honami (1989), Haque ve ark. (2007). Bu çalışmada da bu durumla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Silindir üzerinden akışta düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.015$) türbülans uzunluk ölçeğinin artışı ısı transferi üzerinde pek etkili olmamaktadır. Orta türbülans şiddetinde ($Tu=0.11$) yaklaşık 90 dereceye kadar (deneysel ayrılma noktası) ısı taşınım katsayıları oranı yaklaşık aynı kalırken 90 dereceden sonra türbülans uzunluk ölçeğinin artışı ısı taşınımını arttırmakta ayrılma noktasından sonra ise (102 derece) ısı taşınımını azaltmaktadır. Yüksek türbülans şiddetinde ise benzer karakter sergilenmekle birlikte aradaki fark açılmaktadır. Türbülans uzunluk ölçeği sabit tutulup türbülans şiddetinin ısı taşınım katsayısı üzerine etkisine bakıldığında 60 dereceye kadar ısı transferi hemen hemen etkilenmemesine rağmen ilginç olarak en yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.35$) 45 dereceye kadar ısı transferi diğer türbülans şiddetlerindeki değerin altında kalmaktadır. 60 derece ile ayrılma noktası arasında türbülans şiddetinin artmasıyla ısı taşınım katsayısı artmakta ayrılma noktasından sonra ise tam tersi bir durum göze çarpmaktadır. Burada tüm durumlar için yaklaşık 120 dereceden sonra tam tersi durumun ortaya çıktığı söylenebilir. Türbülans uzunluk ölçeğinin ve türbülans şiddetinin sürtünme katsayısı üzerine etkisi, ön durma noktasından ayrılma noktasına kadar düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.015$) yine ısı taşınımına benzer şekilde göze çarpmamaktadır. Orta türbülans şiddetinde ($Tu=0.11$) ve yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.35$) ise türbülans uzunluk ölçeği arttıkça sürtünme katsayısı da artmakta ve bu artış türbülans şiddeti yükseldikçe daha fazla olmaktadır. Isı taşınımından farklı olarak ayrılma noktasından sonra türbülans şiddetinin ve türbülans uzunluk ölçeğinin sürtünme katsayısı üzerine etkisi yok denecek kadar az olmaktadır.

90 derece keskin köşeli dirsekte giriş türbülans ve uzunluk ölçeği dirsek iç yüzeyinde dirsek giriş bölgesinde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeğinin ısı transferi üzerine etkisi görülmemektedir. Yüksek türbülans şiddetinde ise ($Tu=0.04$) türbülans uzunluk ölçeği arttırıldığında ısı transferi de artmaktadır. Dirsek çıkışında türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği $X/H=5'$ e kadar etkili olmakta ve

hem düşük türbülans şiddetinde ve hemde yüksek türbülans şiddetinde türbülans uzunluk ölçeğinin artmasıyla ısı transferi de artmaktadır. Dirsek dış yüzeyinde ise dirsek girişi bölgesinde dirsek iç yüzeyine benzer şekilde düşük türbülans şiddetinde ($Tu=0.01$) türbülans uzunluk ölçeği arttırılması ısı transferini etkilemezken yüksek türbülans şiddetinde ($Tu=0.4$) türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini önemli ölçüde arttırmaktadır. Dirsek çıkışında ise türbülans şiddeti ve türbülans uzunluk ölçeği $X/H=10'$ a kadar etkili olmakta ve dirsek iç yüzeyindekinden farklı olarak düşük türbülans şiddetinde türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini düşürmekte yüksek türbülans şiddetinde ise türbülans uzunluk ölçeğinin arttırılması ısı transferini de arttırmaktadır.

Giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin ANNEX 20 odası içerisindeki izotermal hava dağılımına etkilerinin ihmal edilebilir mertebede olduğu söylenebilir. Giriş türbülans şiddetinin az da olsa etkisi giriş jetinin etkili olduğu üst cidar yakınındadır. İzotermal olmayan durumda ise düşük türbülans uzunluk ölçeğinde ($LS=0.00156$) bu ölçek sabit tutulup türbülans şiddeti $Tu=0.01'$ den $Tu=0.4'$ e arttırıldığında akış yapısı etkilenmekte düşük türbülans şiddetinde saat yönünde olan girdap yapısı yüksek türbülans şiddetinde saat yönünün tersine doğru olmaktadır. Hız dağılımındaki bu değişiklik sıcaklık dağılımını da önemli ölçüde etkilemektedir. Aynı durum türbülans uzunluk ölçeği $LS=0.0156'$ ya çıkarıldığında da söz konusu olmaktadır. Lemaire (1991)' nin deneysel çalışmasında ise girdabın yönü saat yönünde olarak verildiğinden izotermal olmayan akışta giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeği ANNEX 20 oda geometrisinde hava akışını tamamiyle değiştirebilmekte sıcaklık dağılımı da buna bağlı olarak tamamiyle değişmekte ve deneysel verilerden oldukça farklı sonuçlar elde edilebilmektedir.

İncelenen son geometri olan Ahmed modelinde, türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu ($LS=1$ m) durumlarda Ahmed modeline yakın (cidara yakın) bölgelerde giriş türbülans şiddetinin etkisi görülse de Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki yok olmaktadır ve türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumlarda ($LS=0.2$ m) giriş türbülans şiddetinin etkisi az da olsa vardır. Giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu durumlarda ($Tu=0.01$) ise sonuçlar neredeyse çakışıktır ancak giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu durumlarda ($Tu=0.1$) benzer şekilde Ahmed modelinin yakınlarında giriş türbülans şiddetinin etkisi görülse de Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki ortadan

kalkmaktadır. Benzer şekilde giriş türbülans şiddetinin türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumlarda ($LS=1$ m) Ahmed modelinin yakınlarında etkisi olsa da Ahmed modelinden uzaklaştıkça bu etki yok olmaktadır ve türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumlarda ($LS=0.2$ m) giriş türbülans şiddetinin etkisi cidara yakın bölgelerde az da olsa görülmektedir. Giriş türbülans şiddetinin düşük olduğu ($Tu=0.01$) durumlarda ise sonuçlar neredeyse çakışıktır Giriş türbülans şiddetinin yüksek olduğu ($Tu=0.1$) durumlarda ise cidar yakınlarında türbülans uzunluk ölçeğinin etkisi az da olsa görülmektedir. Ahmed modelinin ard bölgesindeki hız dağılımları üzerine türbülans şiddetinin ve uzunluk ölçeğinin etkisi eğrilerin kıvrım noktalarında belli olmaktadır. Diğer bölgelerde sonuçlar birbirine çok yakın olduğundan giriş türbülans şiddetinin etkisi çok azdır denilebilir. Burada da benzer şekilde türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumda giriş türbülans şiddetinin etkisi daha yüksek çıkmıştır. Ahmed modelinin arkasında 25 derece eğimli yüzeydeki basınç katsayılarını gösteren eğriler türbülans uzunluk ölçeğinin düşük olduğu durumda çakışıktır, türbülans uzunluk ölçeğinin yüksek olduğu durumda ise sonuçlarda çok az fark vardır. Giriş türbülans şiddeti ve uzunluk ölçeğinin etkisinin arka eğimli yüzeydeki basınç katsayılarına etkisinin çok az olduğunun söylenebilmesine rağmen bu etki aracın arkasına yaklaştıkça artmaktadır.

6. KAYNAKLAR

- Abu-Ghannam, B. J., Shaw, R., 1980**, Natural transition of boundary layers the effects of turbulence, pressure gradient and flow history, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 22:213-228.
- Adams, E. C., 1984**, Experiments on the Structure of Turbulent Reattaching Flow, *Stanford University Report MD-43*
- Ahmed, S. R., Ramm, G., Faltin, G., 1984**, Some Salient Features of the Time-Averaged Ground Vehicle Wake, *SAE Technical Paper 840300*.
- Angelis, W., Drikakas, D., Durst, F., Khier, W., 1996**, Numerical and Experimental Study of the Flow Over Two-Dimensional Car Model, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 62:57-79.
- ANSYS CFX R13 Modelling Guide, 2010**
- ASHRAE Standart 55-1992.**
- Atmaca, İ., Yiğit, A., 2011**, Isıl Konfor ile İlgili Mevcut Standartlar ve Konfor Parametrelerinin Çeşitli Modeller ile İncelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 122:37-48.
- Barrett, M. J., Hollingsworth, D. K., 1999**, On The Correlation of Heat Transfer in Turbulent Boundary Layers Subjected to Free Stream Turbulence, *Proceedings of The 33rd National Heat Transfer Conference*, Albuquerque, New Mexico, August 15-17.
- Barth, T.J., Jespersen, D.C., 1989**, The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes, *AIAA Paper 89-0366*.
- Blair, M. F., 1983a**, Influence Of Free Stream Turbulence On Turbulent Boundary Layer Heat Transfer And Mean Profile Development, part1-Experimental data, *Journal of Heat Transfer*, 105:33-40.
- Blair, M. F., 1983b**, Influence Of Free Stream Turbulence On Turbulent Boundary Layer Heat Transfer And Mean Profile Development, part1-Analysis of The Results, *Journal of Heat Transfer*, 105:41-47.
- Bochon, K., Wroblewski, W., Dykas, S., 2008**, Modelling of Influence of Turbulent Transition on Heat Transfer Conditions, *Task Quarterly*, 12(3):173-184.
- Bradshaw, P., and Wong, F. Y. F., 1972**, The Reattachment and Relaxation of a Turbulent Shear Layer, *Journal Fluid Mechanics*, 52:113-135
- Buyuktur, A. R., Kestin, J., Maeder, P.F., 1964**, Influence Of Combined Pressure Gradient and Turbulence On The Transfer of Heat From a Plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7:1175-1186.
- Castro, F. A., Restivo, A., 1992**, Numerical Prediction of Flows Confined by Irregular Boundaries of Relevance to Room Ventilation, ROOMVENT'92 3. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Aalborg.
- Chen, Q., 1991**, Simulation of Simple Test Cases, *International Energy Agency ANNEX 20: Air Flow Patterns within Buildings*.
- Chen, Q., Jiang, Z., 1992**, Significant Questions in Predicting Room Air Motion, *ASHRAE Transactions*, 1:929-932.
- Chen, Q., 1995**, Comparison of Different k- ϵ Models for Indoor Air Flow Computations, *Numerical Heat Transfer, Part B*, 28:353-369.
- Chen, Q., 1996**, Prediction of Room Air Motions by Reynolds-Stress Models, *Building of Environment*, 3.1(3):233-244.

- Churchill, S. W., Bernstein, M., 1977**, A correlating equation for forced convection from gases and liquid to a circular cylinder in crossflow, *Journal of Heat Transfer*, 99:300-306
- Collignan, B., Riberon, J., 2000**, A Numerical Study on Pollutant Removal Effectiveness of a Room, ROOMVENT'00 Air Distributions on Rooms.
- Çengel, Y. A., 1998**, Heat Transfer: A Practical Approach, McGraw-Hill, Boston, Massachusetts
- Davidson, L., Nielsen, P. V., 1996**, Large Eddy Simulations of the Flow in a Three-Dimensional Ventilated Room, ROOMVENT'96 5. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Yokohama, Japan.
- Durst, F., and Tropea, C., 1981**, Turbulent, Backward-Facing Step Flows ? Two-Dimensional Ducts and Channels, Proc. 3rd Symp. Turbulent Shear Flows, Davis, 18:1-
- Dyke, M. V., 1982**, *An Album of Fluid Motion*,
- Eaton, J. K., and Johnston, J. P., 1980**, Turbulent Flow Reattachment: An Experimental Study of the Flow and Structure Behind a Backward-Facing Step, *Stanford University Report MD-39*
- Eaton, J. K., and Johnston, J. P., 1981**, A Review for Research on Subsonic Turbulent Reattachment, *AIAA Journal*, 19:1092-1100
- Emmons, H. W., 1951**, The laminar turbulent transition in a boundary layer – part1, *Journal of Aeronautics Science*, 18:490-498.
- Ersan, H. A., Pulat, E., 2010**, Basitleştirilmiş araç modeli aerodinamiğinde Standart ve RNG k-ε Türbülans Modellerinin Hesaplamalı Olarak Karşılaştırılması, OTEKON'2010 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 07-08 Haziran, Bursa.
- Etheridge, D. W., and Kemp, P. H., 1978**, Measurements of Turbulent Flow Downstream of a Rearward-Facing Step, *Journal of Fluid Mechanics*, 56:545-566
- Ezzouhri, R., Joubert, P., Penot, F., Mergui, S., 2009**, Large Eddy simulation of turbulent mixed convection in a 3D ventilated cavity: Comparison with existing data, *International Journal of Thermal Sciences*, 48:2017-2024.
- Ferziger, J. H., Peric, M., 2002**, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer, New York, USA
- Ford, T. L., Charles, F. S., 1988**, Heavy Duty Truck Tire Engineering, *The Thirty-Fourth L. Ray Buckendale Lecture*, SAE SP-88/729.
- Gillieron, P., Chometon, F., 1999**, Modelling of stationary three-dimensional detached airflows around an Ahmed Reference Body, Third International Workshop on Vortex, *ESAIM Proceedings*, 7:173-182, <http://www.emath.fr/proc/Vol.7/>
- Grotjans, H., Menter, F.R., 1998**, Wall functions for general application CFD codes, *ECCOMAS 98 Proceedings of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conference*, 1112-1117.
- Guilmineau, E., 2008**, Computational Study of Flow Around the Simplified Body, *International Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96:1207-1217.
- Gunes, D., 2007**, Drag Coefficient Prediction Analysis for Heavy Duty Trucks, *Progress in Computational Fluid Dynamics-An International Journal*, 7:457-466.
- Hagens, N., 2009**, Fuel Economy Factors – Part 1: The Role of Aerodynamic Drag, <http://www.theoil drum.com/node/5912>
- Hague, A., Ahmad, F., Yamada, S., Chaudhry, S. R., 2007**, Assesments of Turbulence Models for Turbulent Flow over Backward Facing Step, *Proceedings of the World Congress on Engineering 2007*, 2-4 Temmuz 2007, London UK.

Hancock, P. E., Bradshaw, P., 1983, The effect of free-stream turbulence on turbulent boundary layers, *Journal of Fluids Engineering*, 105:284-289.

Heikkinen, J., Piira, K., 1991, Simulation of Simple (Two-Dimensional) Test Cases, *International Energy Agency ANNEX 20: Air Flow Patterns within Buildings*.

Heiselberg, P., Li, Y., Andersen, A., Bjerre, M., Chen, Z., 2003, Experimental and CFD evidence of multiple solutions in a naturally ventilated building, *Indoor Air* 2004, 14:43-54.

Heskestad, G., 1971, Two-Dimensional Miter-Bend Flow, *Journal of Basic Engineering*, 433-443.

Honami, S., and Nakajo, I., 1986, A Reattaching Shear Layer to the Curved Surfaces Over a Backward Facing Step, *ASME*, 86-WA/FE-9

Hucho, W. H., 2003, Aerodynamics of Road Vehicles – State of the Art and Tasks for the Future, *4th KULI User Meeting, 25-27 June, Steyr, Austria*.

Humphrey, J. A. C., Whitelaw, J. H., Yee, G., 1981, Turbulent Flow in a Square Duct of Strong Curvature, *Journal of Fluid Mechanics*, 103:443-463.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley, USA

Isomoto, K., Honami, S., 1989, The Effect of Inlet Turbulence Intensity on the Reattachment Process Over a Backward-Facing Step, *Journal of Fluid Mechanics*, 111(1):87-92.

Iyer, G. R., Yavuzkurt, S., 1999, Comparison of low Reynolds number $k\epsilon$ models in simulation of momentum and heat transport under high free stream turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42:723-737.

Joubert, P., Sandu, A., Beghein, C., Allard, F., 1996, Numerical Study of the Influence of Inlet Boundary Conditions on the Air Movement in a Ventilated Enclosure, ROOMVENT'96 5. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Yokohama, Japan.

Kapadia, S., Roy, S., Wurtzler, K., 2003, Detached Eddy Simulation Over a Reference Ahmed Car Model, 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, USA.

Kestin, J., Maeder, P. F., Wang, H. E., 1961, Influence Of Turbulence On The Transfer of Heat From Plates With And Without A Pressure Gradient, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3:133-154.

Kim, M. H., 2005, Aerodynamic Simulation on The Drag Reduction Device of a Large-Sized Bus Model, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 12:207-224.

Kondjoyan, A., Peneau, F., Boisson, H., 2002, Effect of high free stream turbulence on heat transfer between plates and air flows: A review of existing experimental results, *International Journal of Thermal Sciences*, 41:1-16.

Kondjoyan, A., Boisson, H. C., 1997, Comparison of Calculated and Experimental Heat Transfer Coefficients at the Surface of a Circular Cylinders placed to a Turbulent Cross Flow of Air, *Journal of Food Engineering*, 34:123-143.

Kondjoyan, A., Daudin, J.D., 1995, Effects of Free Stream Turbulence Intensity on Heat and Mass Transfer at The Surface of Circular Cylinder and an Elliptical Cylinder, Axis Ratio 4, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38:1735-1749.

Kondjoyan, A., Daudin, J.D., 1993, Heat and Mass Transfer Coefficients at The Surface of Elliptical Cylinders Placed in a Turbulent Air Flow, *Journal of Food Engineering*, 20:339-367.

Krajnovic, S., Davidson, L., 2004, Large-Eddy simulation of The Flow Around Simplified Car Model, *2004 SAE Congress*, SAE Paper No. 2004-01-0227, Detroit-USA.

Kuan, B., Yang, W., Schwarz, M. P., 2007, Dilute Gas-Solid Two-Phase Flows in a Curved 90 Degree Duct Bend: CFD Simulation with Experimental Validation, *Chemical Engineering Science*, 62:2068-2088.

Kushida, G., Yamashita, H., Izumi, R., 1985a, Study on Three-Dimensional Flow and Heat Transfer in Miter-Bend, *Bulletin of JSME*, 28(243):1992-1998.

Kushida, G., Yamashita, H., Izumi, R., 1985b, Study on Three-Dimensional Flow and Heat Transfer in Miter-Bend, *Bulletin of JSME*, 28(243):2000-2006.

Langtry R. B., Menter, M. R., 2005, Transitional Modeling of General CFD Applications in Aeronautics, *AIAA Paper* 2005-522, Reno, Nevada.

Langtry, R. B., 2006, A Correlation Based Transition Model Using Local Variables for Unstructured Parallelized CFD Codes, Dr-Ing Thesis, *Institute of Thermal Turbomachinery and Machinery Laboratory*, University of Stuttgart.

Launder, B.E., Spalding, D.B., 1974, The numerical computation of turbulent flows, *Comp Meth Appl Mech Eng*, 3:269-289.

Lemaire, A. D., 1991, Simulation of Simple Test Cases 2D1, 2D2, IEA Annex 20 Research, Item 1.46nl *Technical Report*, Netherlands, 12.

Lienhart, H., Becker, S., 2003, Flow and Turbulence Structure in the Wake of a Simplified Car Model, *SAE Technical Paper* 2003-01-0656.

Lowery, G. W., Vachon, R. I., 1975, The effect of turbulence on heat transfer from heated cylinders, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18:1229-1242.

Maciejewski, P. K., Moffat, R. J., 1992a, Heat Transfer With Very High Free Stream Turbulence: Part 1-Experimental Data, *Journal of Heat Transfer*, 110:671-677.

Maciejewski, P. K., Moffat, R. J., 1992b, Heat Transfer With Very High Free Stream Turbulence: Part 1-Analysis Of The Results, *Journal of Heat Transfer*, 114:834-839.

Malan, P., 2009, Calibrating the $\gamma - Re_\theta$ Transition Model for Commercial CFD, AIAA-092407, *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting*.

Mayle, R. E., 1991, The role laminar turbulent transition in gas turbine engines, *ASME J. Turbomach.* 113:509-537.

Mehendale, A. B., Han, J. C., Ou, S., 1991, Influence of high mainstream turbulence on leading edge heat transfer, *Journal of Heat Transfer*, 113:843-850.

Menter, F. R., 1993, Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows, *AIAA Paper* 93-2906.

Menter, M. R., Langtry, R. B., Völker, S., Huang, P. G., 2005, Transition Modeling for General Purpose CFD Codes, *ERCOFTAC International Symposium of Engineering Turbulence Modeling and Measurements*, ETMM6.

Menter, M. R., Langtry, R. B., Völker, S., 2006, Transition Modeling for General Purpose CFD Codes, *Flow, Turbulence and Combustion*, 77:277-303.

Menter, M. R., Langtry, R. B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G., Völker, S., 2004, A correlation based transition model using local variables Part 1 – Model Formulation, ASME GT2004-53452, *Proceedings of the ASME Turbo Expo Power for Land, Sea and Air*, June 14-17.

Morelli, A., 2000, A New Aerodynamic Approach to Advanced Automobile Basic Shapes, *SAE Technical Paper* No. 2000-01-0491

Mossad, R., Yang, W., Schwarz, M. P., 2009, Numerical Prediction of Air Flow in a Sharp 90 Degree Elbow, 7. Int. Conf. On CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia.

Nielsen, P. V., 1974, Flow in Air Conditioned Rooms, *PhD Thesis*, Technical University of Denmark.

Nielsen, P. V., 1990, Specification of a Two-Dimensional Test Case. Department of Building Technology and Structure Engineering, Aalborg University.

Nielsen, P. V., 1998, The Selection of Turbulence Models for Prediction of Room Air Flow, *ASHRAE Transactions*, 104(1B):1119-1127.

Olmedo, I., Nielsen, P. V., 2010, Analysis of the IEA 2D Test. 2D, 3D, Steady or Unsteady Airflow?, Aalborg University DCE Technical Report No:106.

Parameswaran, S., Kiris, I., Sun, R., Gleason, M., 1993, Flow Structure Around a 3D Bluff Body in Ground Proximity: A computational study, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 46-47:791-800.

Peneau, F., Boisson, H. C., Kondjoyan, A., Djilali, N., 2004, Structure of a Flat Plate Boundary Layer Subjected to Free Stream Turbulence, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 18(2):175-188.

Peng, S. H., Davidson, L., Holmberg, S., 1996, Performance of Two-Equation Turbulence Models for Numerical Simulation of Ventilation Flows, ROOMVENT'96 5. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Yokohama, Japan.

Peng, S. H., Davidson, L., Holmberg, S., 1997, A Modified Low-Reynolds-Number $k-\omega$ Model for Recirculating Flows, *Journal of Fluids Engineering*, 119:867-975.

Peng, S. H., Davidson, L., 2000, The Potential of Large Eddy Simulation Techniques for Modelling Indoor Air Flows, ROOMVENT'00 Air Distributions on Rooms.

Piotrowsky, W., Elsner, W., Drobnik, S., 2008, Transition Prediction on Turbine Blade Profile with Interim Transport Equation, ASME GT2008-50796, *Proceedings of the ASME Turbo Expo Power for Land, Sea and Air*, June 9-13

Pointer, D., Sofu, T., Chang, J., Weber, D., 2009, Applicability of Commercial CFD Tools for Assessment of Heavy Vehicle Aerodynamic Characteristic, *The Aerodynamics of Heavy Vehicles II: Trucks, Busses, and Trains, Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics*, 41:349-361, Springer Verlag Heidelberg.

Pulat, E., Isman, M. K., Etemoglu, A. B., Can, M., 2011, Effect of Turbulence Models and Near-Wall Modeling Approaches on Numerical Results in Impingement Heat Transfer, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals: An International Journal of Computation and Methodology*, 60(6).

Rao, B. K., 2000, Heat transfer to non-Newtonian flows over a cylinder in cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21:693-700

Rhie, C.M., Chow, W.L., 1982, A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA Paper* 82-0998.

Rong, L., Nielsen, P. V., 2008, Simulation with Different Turbulence Models in an Annex 20 Room Benchmark Test Using ANSYS CFX 11.0, Aalborg University DCE Technical Report No:46.

Rösler, M., Hanel, B., 1992, Numerical Computation of Flow and Heat Transfer in Air-Conditioned Rooms by a Special Velocity-Pressure Iteration and a Multigrid Method, ROOMVENT'92 3. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Aalborg.

Said, M. N., 1991, Simulation of Simple Test Cases, IEA Annex 20 Research, Item 1.46 *Technical Report*, Ottawa, Ontario, Canada.

Said, M. N. A., Jouini, D. B., Plett, E. G., 1993, Influence of Turbulence Parameters at Supply Inlet on Room Air Distribution, ASME Winter Annual Meeting, New Orleans.

Sanitjai, S., Goldstein, R. J., 2001, Effect of free-stream turbulence on local mass transfer from a circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44:2863-2875

Saric, W. S., 1992, Laminar turbulent transition fundamentals. Special course on skin friction drag reduction, AGARD R-786.

Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, McGraw-Hill, New York.

Shaw, C. T., 1992, Using Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, UK

Sikmanovic, S., Oka, S., Kondar-Djurdjevic, S., 1974, Influence of the structure of turbulent flow on heat transfer from a single cylinder in a cross flow, *Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference*, 2:320-324.

Simonich, J. C., Bradshaw, P., 1978, Effect Of Free Stream Turbulence On Heat Transfer Through A Turbulent Boundary Layer, *Journal of Heat Transfer*, 100:671-677.

Skalicky, T., Morgenstern, G., Auge, A., Hanel, B., Rösler, M., 1992, Comparative Studies of Selected Discretization Methods for the Numerical Solution of Room Air Flow Problems, ROOMVENT'92 3. Int. Conf. On Air Distribution in Rooms, Aalborg.

Skovgaard, M., Nielsen, P. V., 1991, Simulation of Simple Test Cases, IEA Annex 20 Research, Item 1.46 *Technical Report*, Aalborg, Denmark.

Smith, M. C., Kuethe, A. M., 1966, Effects of turbulence on laminar skin friction and heat transfer, *The Physics of Fluids*, 9:2337-2344.

Sorensen, D. N., Weschler, C. J., 2002, Modelling Chemical Reactions in the Indoor Environment by CFD, Modelling Techniques 5.

Sugawara, S., Sato, T., Komatsu, H., Osaka, H., 1988, Effect of Free Stream Turbulence on Flat Plate Heat Transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31(1):5-12.

Suluksna, K., Juntasaro, 2008, Assesment of intermittency transport equations for modeling transition in boundary layers subjected to free stream turbulence, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 29:48-61.

Sunden, B., 1979, A theoretical investigation of the effect of freestream turbulence on skin friction and heat transfer for a bluff body, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22:1125-1135

Susin, R. M., Lindner, G. A., Mariani, K. C., 2009, Evaluating the Influence of the Width of Inlet Slot on the Prediction of Indoor Airflow: Comparison with Experimental Data, *Building and Environment*, 44:971-986.

Sutton, R., 1996, Oto, *Dorling Kindersley Sabah Kitapları*, İstanbul

Suzen, Y., Huang, P. G., 1999, Modelling of flow transition: fundamentals. Special course on skin friction drag reduction. AGARD R-786.

Taghavi-Zenous, R., Salari, M., Tabar, M. M., Omidi, E., 2007, Hot-wire anemometry of transitional boundary layers exposed to different freestream turbulence intensities, JAERO284, *ImechE*.

Taylor, A. M. K. P., Whitelaw, J. H., Yianneskis, M., 1982, Curved Ducts with Strong Secondary Motion: Velocity Measurements of Developing Laminar and Turbulent Flow, *Journal of Fluid Engineering*, 104:350-359.

Tennekes, H., Lumley, J. L., 1999, A First Course in Turbulence, MIT Press, Cambridge, Massachusetts.

- Toftum, J., Melikov, A., Tynel, A., Bruzda, M., Fanger, P. O., 2003**, Human Response to Air Movement – Evaluation of ASHRAE’s Draft Criteria, HVAC&R Research, Apr 2003, *Career and Technical Education*, 9(2):187-196.
- Topp, C., Nielsen, P. V., Heiselberg, P., 1997**, Evaporation Controlled Emission in Ventilated Rooms, IAQ’97 *Proceeding of Healthy Buildings*, Washington DC, USA, 3:557-563.
- Topp, C., Nielsen, P. V., Heiselberg, P., 2001**, Influence of Local Air Flow on the Pollutant Emission from Indoor Building Surfaces, *Indoor Air 2001*, 162-170.
- Tu, J., Yeoh, H. G., Liu, C., 2008**, Computational Fluid Dynamics a Practical Approach, *Elsevier*, USA.
- Ulrichs, E., Herwig, H., 2003**, Between two limits: Flow Separation Behind a Bluff Body Close to a Wall, *Forschung im Ingenieurwesen*, 68:36-38.
- Wang, D., Du, G., Wu, J., 2004**, Numerical Experimental Study on the 3-D Flow Field Around a Van a Dome for Energy Saving, *Energy Conversion and Management*, 46:833-846.
- White, M. F., 1991**, Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, USA.
- Wilcox, D.C., 1986**, Multiscale model for turbulent flows, *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting American Institute of Aeronautics and Astronautics*.
- Wissler, D. C., 1998**, The technical and economic relevance of understanding transitional boundary layers in gas turbine engines, NASA CP-1998-206958, 53-64.
- www.exa.com/pages/applications/aerodynamics.html, 2012**
- Van der Hegge Zijnen, B. G., 1958**, Heat transfer from horizontal cylinders to a turbulent airflow, *Applied Scientific Research*, 7A:205-223.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995**, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Longman, New York, USA.
- Vieser, W., Esch, T., Menter, F. R., 2004**, Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models, *AEA Technology*.
- Vogel, J. C., Eaton, J. K., 1985**, Combined Heat Transfer and Fluid Dynamic Measurements Downstream of a Backward-Facing Step, *Journal of Heat Transfer*, 83.
- Vogl, N., ve Renz, U., 1991**, Simulation of Simple Two-Dimensional Test Cases: 2D1, 2D2, IEA Annex 20, Research Item 1.46, *Technical Report*, RWTH, Aachen, Germany.
- Voigt, F. K., 2000**, Comparison of Turbulence Models for Numerical Calculation of Airflow in an Annex 20 Room, PhD Thesis, Technical University of Denmark, DTU, Denmark, 39.
- Voigt, F. K., Brons, M., Sorensen, J. N., Pedersen, J. M., 2003**, Review of Four Turbulence Models Using Topology, 8. International IBPSA Conf. Eindhoven, Netherlands, August 11-14, 1325-1331.
- Yakhot, V. , Orszag, S. A., 1986**, *Journal of Scientific Computations*, 1:3.
- Yamada, S., Sagawa, H., Okomoto, S., Honami, S., 2005**, A Behavior of Backward-Facing Step Flow in Low Reynolds Number, *Proceedings On International Conf. On Jets, Wakes and Separated Flows*, ICJWF-2005.
- Yamashita, H., Kushida, G., Izumi, R., 1984**, Study on Three-Dimensional Flow and Heat Transfer in Miter-Bend, *Bulletin of JSME*, 27(231):1905-1911.
- Yamashita, H., Izumi, R., Kushida, G., Mizuno, T., 1986**, Fluid Flow and Heat Transfer in a Two-Dimensional Miter-Bend, *Bulletin of JSME*, 29(258):4164-4169.
- Yamashita, H., Izumi, R., Kushida, G., 1987**, Fluid Flow and Heat Transfer in a Two-Dimensional Miter-Bend Flow, *JSME International Journal*, 30(259).

- Yang, W., Kuan, B., 2006**, Experimental Investigation of Dilute Turbulent Particulate Flow Inside a Curved 90 Degree Bend, *Chemical Engineering Science*, 61:3593-3601.
- Yardi, N. R., Sukhatme, S. P., 1978**, Effects of turbulence intensity and integral length scale of a turbulent free stream on forced convection heat transfer from a circular cylinder in cross-flow, *Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference*, Toronto, Canada, 5:347-352.
- Yilmaz, A., Levy, E. K., 2001**, Formation and Dispersion of Ropes in Pneumatic Conveying, *Powder Technology*, 114:165-185.
- Zukauskas, A., Vaitiekunas, P., Ziugzda, J., 1993**, Analysis of influence of free stream turbulence intensity and integral length scale on skin friction and heat transfer of a circular cylinder, Experimental Heat Transfer, *Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 591-596.

7. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hıfzı Arda ERŞAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Çanakkale 1986
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Çanakkale Milli Piyango Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Figes A. Ş. 07/2008 – Devam Ediyor
İletişim : ardaersan@hotmail.com