

DAİRESEL KESİTLİ BORULARDA TÜRBÜLANSLI AKIŞIN SAYISAL SİMÜLASYONU*

Tahir KARASU

*Prof. Dr., Eskişehir Osmangazi Üniversitesi,
Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Eskişehir
tkarasu@ogu.edu.tr*

ÖZET

Bu çalışmada, dairesel kesitli borularda sürekli sıkıştırılmayan ve eksenel simetrik gelişen türbülanslı akış için çeşitli Reynolds sayılarında kapsamlı sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Geleneksel sonlu hacim yöntemi kullanılarak, SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Standart yüksek Reynolds sayılı k-ε türbülans modeliyle beraber, süreklilik ve momentum korunum denklemlerinin sayısal çözümleri, iteratif bir sayısal çözüm tekniğini kullanarak sağlanmıştır. Katı cidar yakınında cidar fonksiyonları kullanılmıştır. Dairesel kesitli borularda çeşitli eksenel kesitlerde, eksenel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite radyal profilleri, boru boyunca simetri eksenini üzerinde eksenel hızın değişimi, boru cidarı boyunca cidar kayma gerilmesinin dağılımı ve cidar sürtünme katsayısının değişimi için sayısal simülasyonlar sunulmuş ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Sayısal simülasyonların sonuçları çeşitli deneysel ölçümlerle genel olarak iyi uyum göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Borular, k-ε türbülans modeli, simülasyonlar

Numerical Simulation of Turbulent Flow in Circular-Sectioned Pipes

ABSTRACT

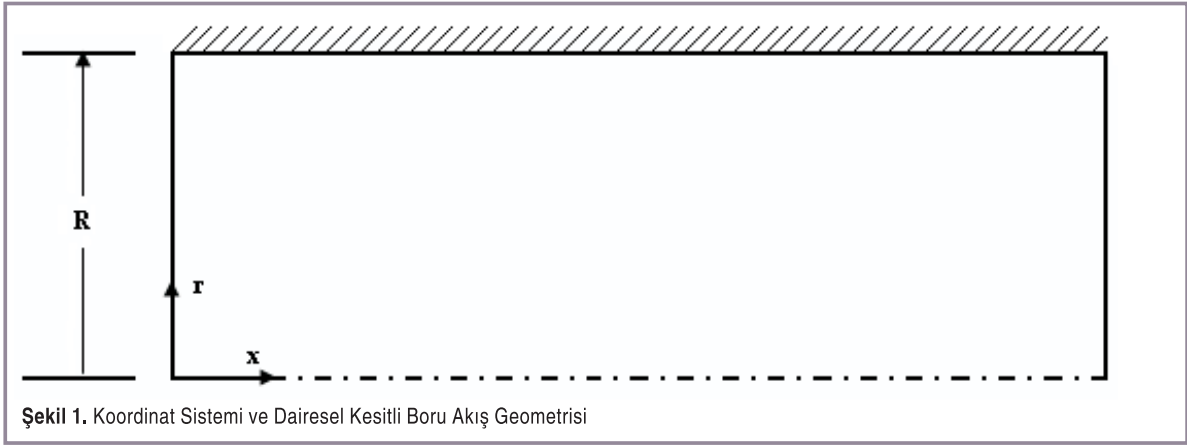
This paper presents the results of an extensive study of numerical simulation of steady, incompressible and axisymmetric developing turbulent flow in circular-sectioned pipes at several Reynolds numbers. Employing the conventional finite-volume method, a computer program based on the SIMPLE algorithm has been developed. Numerical solutions of the conservation equations of mass and momentum, together with the standard high-Reynolds-number k-ε turbulence model, are obtained using an iterative numerical solution technique. Near the solid boundary, wall-functions are employed. Numerical simulations for radial profiles of axial velocity, turbulence kinetic energy, turbulence kinetic energy dissipation rate, effective viscosity, axial variation of centre-line velocity, wall-shear stress distribution and variation of coefficient of friction along axisymmetric pipe flow geometry are presented and compared with experimental measurements. The results of numerical simulations are generally in good agreement with various experimental measurements.

Keywords: Circular pipes, k-ε turbulence model, simulations

* Geliş tarihi : 08.07.2011
Kabul tarihi : 20.10.2011

GİRİŞ

Dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akış temel akış çalışmalarından birisidir. Bu akış esas itibarıyla girişte sınır-tabaka tipi bir akıştan, akış yönünde aşağı akışta tamamıyla gelişmiş akışa bir geçiştir. Giriş bölgesindeki serbest akış sınır-tabaka tarafından tamamıyla çevrilmiştir. Bu tabaka, laminar ve türbülans mekanizmaları vasıtasıyla momentumun yayılımı sayesinde boru girişinden artan uzunlukla kalınlıkça büyür. Kalınlıkça genişleyen sınır-tabaka serbest akışı hızlandırmakta ve sonunda sınır-tabaka kendisiyle birleştikten sonra, serbest akış kendi özelliğini kaybeder. Serbest akışın kaybolması akabinde, akış tamamıyla gelişmiş duruma ulaşıncaya kadar



Şekil 1. Koordinat Sistemi ve Dairesel Kesitli Boru Akış Geometrisi

hız dağılımında ve türbülansın yapısında daha başka değişiklikler oluşur. Dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akış mühendislik alanında geniş bir uygulamaya sahiptir. Borularda gelişen türbülanslı akışın davranışının ayrıntılı doğasını hesaplayabilme becerisi, gelişmiş mühendislik teçhizatı tasarımına yol açacaktır. Pratikte türbülanslı boru akışına en çok; uzun boru hatlarında çeşitli sıvı ve gazların taşınmasında, ısı değiştiricilerinde, elektrik jeneratörlerinin soğutma kanallarında, yanma odaları sistemlerinde ve iklimlendirme ile ısıtma sistemlerinde rastlanılır. Literatürde dairese kesitli borularda türbülanslı akış üzerine pek çok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. En çok ilgi çekici çalışmalar arasında olanlar [1]-[29] çalışmalarıdır. Bu araştırmanın ana amacı, dairese kesitli borularda sürekli, sıkıştırılmayan gelişen türbülanslı akış için, standart yüksek Reynolds sayılı k-ε türbülans modelini [18] cidar fonksiyonları sınır koşuluyla beraber kullanarak, sayısal simülasyonlar yapmak ve sayısal simülasyonların sonuçlarını Barbin ve Jones [1], Westerweel vd. [29], Elkins vd. [5] ile Schildknecht vd.nin [24] deneysel ölçümleriyle karşılaştırmak ve incelemektir.

MATEMATİKSEL VE FİZİKSEL MODEL

Hareket Denklemleri ve Türbülans Modeli

Şekil 1'e ilişkin olarak, dairese kesitli borularda sürekli

sıkıştırılmayan türbülanslı akışın hesaplanmasında kullanılan matematiksel ve fiziksel model, akışı yöneten hareket denklemlerinin türbülans modeli denklemleriyle beraber aynı anda çözümünü gerektirmektedir. Süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı korunumunu gösteren taşınım denklemleri, sürekli durum ve eksenel simetrik silindiriksel koordinatlarda genel bir diferansiyel denklem halinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v \phi) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = S_{\phi} \quad (1)$$

Tablo 1. Hareket Denklemleri, Katsayılar ve Kaynak Terimler

ϕ	Γ_{ϕ}	S_{ϕ}
1	0	0
u	$\mu_c = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_c \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_c \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
v	μ_c	$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_c \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_c \frac{\partial v}{\partial r} \right) - 2 \mu_c \frac{v}{r^2}$
k	$\frac{\mu_c}{\sigma_k}$	$G - \rho \epsilon$
ϵ	$\frac{\mu_c}{\sigma_{\epsilon}}$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon)$

Not :1. $\mu_t = C_{\mu} \rho k^2 / \epsilon$

2. Türbülans modeli sabitlerine aşağıdaki değerler verilmiştir (Launder and Spalding, 1974):

$$C_{\mu} = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\epsilon} = 1.3$$

3. $G = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$

burada ϕ genel bağımlı bir değişkendir. u ve v değişkenleri eksenel ve radyal hız bileşenleridir, ρ akışkanın yoğunluğu, Γ_ϕ taşınım katsayısı, S_ϕ ise kaynak terimidir. Bu çalışmada kullanılan türbülans modeli $k-\epsilon$ modelidir [18]. Basınç, basınç düzeltme denkleminde çıkarılmıştır [21]. Taşınım denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler Tablo 1'de özetlenmiştir.

Sınır Koşulları

Şekil 1'e ilişkin olarak, incelenen dairesel kesitli borularda türbülanslı akış için sınır koşulları aşağıda sunulmuştur. Bütün sayısal hesaplamalar eşdeğer sınır koşulları kullanılarak yapılmıştır. Boru girişinde, tüm büyüklükler için düzgün bir profil kabul edilmiştir. Yani, eksenel hıza (u) ortalama deneysel hız (u_b) değeri verilmiş, radyal hız (v) ise sıfır kabul edilmiştir. k ve ϵ türbülans büyüklüklerine düzgün giriş değerleri vermek için ampirik bağıntılar kullanılmıştır. Yani, $k=(0.0015-0.003) u_b^2$ ve $\epsilon=(C_\mu k^{3/2}/0.03 R)$, burada u_b

sonlu hacim biçimleri, üç köşegenli matris formuyla birlikte kolon-kolon çözüm yöntemini kullanarak iteratif olarak çözülmüştür.

Hesaplama Ayrıntıları

Sayısal hesaplamalar Pentium 4 CPU 1.60GHz kişisel bilgisayarında yapılmıştır. Kullanılan sayısal ağlar boru cidarı yakınında, giriş bölgesinde ve simetri eksenini bölgesinde yoğun ağ çizgileri konsantrasyonuyla düzgün olmayan bir şekilde oluşturulmuştur. Tüm akış durumları için optimum ağ-bağımsız bir çözüm elde etmek için farklı ağ büyüklükleriyle ağ testleri yapılmıştır. Bu çalışmada sunulan tüm hesaplamalar ağ-bağımsızdır. Eksenel ve radyal hız bileşenleri için kaydırılmış kontrol hacimler kullanılmıştır. Diğer tüm ilgili büyüklükler ağ noktalarında hesaplanmıştır. Yakınsamış bir çözüm elde etmek için kolon-kolon yöntemi iteratif olarak kullanılmıştır. Sayısal kararlılık elde etmek için u , v , k , ϵ , P ve μ_e için sırasıyla 0.6, 0.6, 0.8, 0.8, 0.5 ve 0.5 gevşetme faktörleri

Tablo 2. Akış Durumu, Reynolds Sayısı, Ağ Büyüklüğü, cpu Zamanı ve İterasyon Sayısı

Akış Durumu	Re	Ağ Büyüklüğü ($x \times r$)	T cpu zamanı (saniye)	N İterasyon Sayısı	T / N
Barbin ve Jones [1]	388 000	40 \times 30	1.703125	125	0.013625
Westerweel vd. [29]	5327	40 \times 30	6.390625	430	0.0148619
Elkins vd. [5]	6400	40 \times 30	4.765625	291	0.0163767
Schildknecht vd. [24]	17 250	40 \times 30	7.84375	547	0.0143395

borudaki ortalama hızdır, R ise borunun yarıçapıdır. Boru çıkışında, tamamıyla gelişmiş akış koşullarının hüküm sürdüğünün kabul edilebilmesi için, boru çıkış düzlemi giriş düzleminden çok uzakta alınmıştır. Yani, çıkış düzleminde radyal hız sıfır kabul edilmiş ve bağımlı değişkenlerin akış yönündeki tüm gradyanlarının sıfır olduğu varsayılmıştır. Boru ekseninde simetri kabul edilmiştir. Yani, $(\partial\phi/\partial r) = v = 0$, ϕ burada u , k ya da ϵ olabilir. Boru cidarında hız bileşenleri u , v ile türbülans büyüklükleri k ve ϵ sıfıra eşit kılınmıştır. Katı cidar yakınındaki ağ noktalarında k ve ϵ 'nin değerleri Launder ve Spalding'in [18] cidar fonksiyonları kullanılarak hesaplanmıştır. Sayısal iraksamaya neden olmamak için başlangıç değerleri tüm hesaplama alanı boyunca uygun olarak belirtilmiştir.

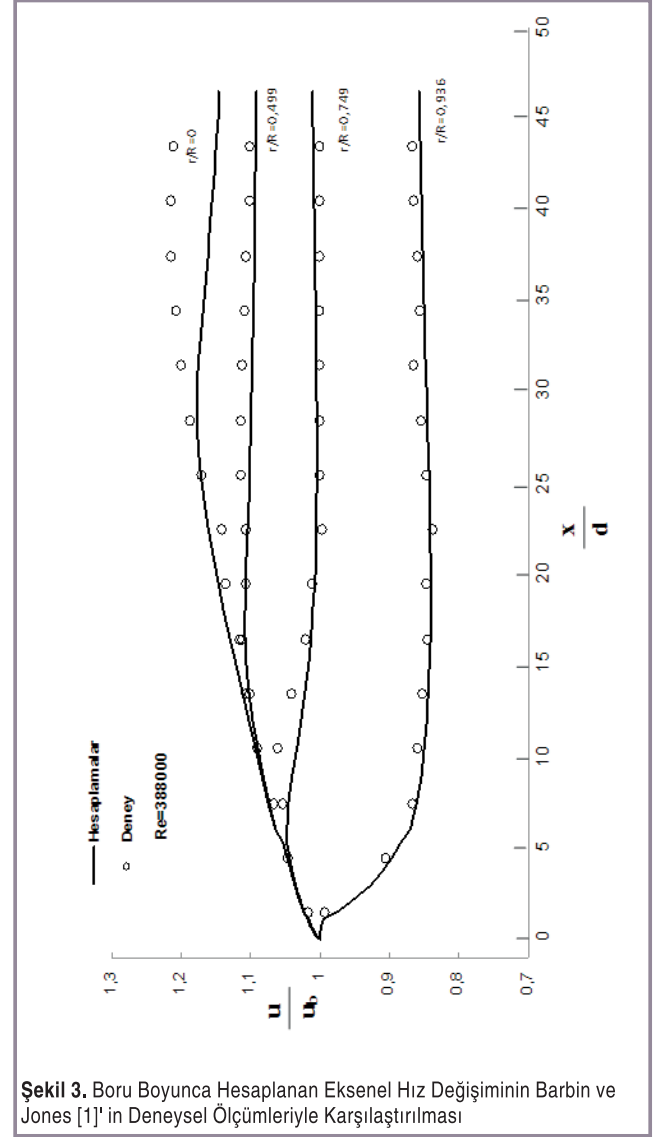
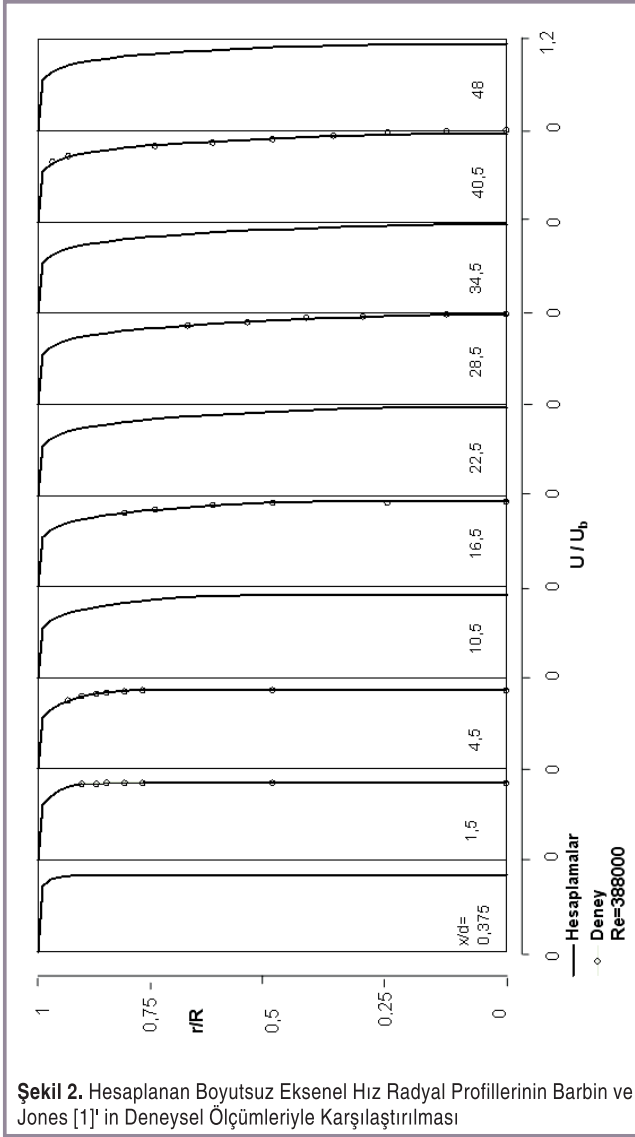
Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu sayısal çalışmada, geleneksel sonlu hacim yaklaşımı kullanarak, Patankar [21]'in SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. (1) eşitliğiyle verilen kısmi diferansiyel denklemleri hibrit yöntemiyle bir kontrol hacme dayanan sonlu fark metoduyla ayrıklaştırılmıştır. Sınır koşullarıyla bağımlı olarak kısmi diferansiyel denklemlerin

kullanılmıştır. Buradaki hesaplamalarda benimsenen yakınsama ölçütü, tüm hesaplama alanında kalıcı kütlelerin mutlak değerlerinin toplamı önceden belirtilen 0.001 değerinden daha küçük olması durumunda iterasyonların bitirilmesi ölçütüdür. Tablo 2 tüm akış durumları için hesaplama gereksinimlerinin ayrıntılarını özetlemektedir. Bu tabloda N yakınsamış bir çözüm elde etmek için yapılmış olan iterasyonların sayısıdır. T ise cpu saniye cinsinden zaman ve T/N de iterasyon sayısı başına zamandır.

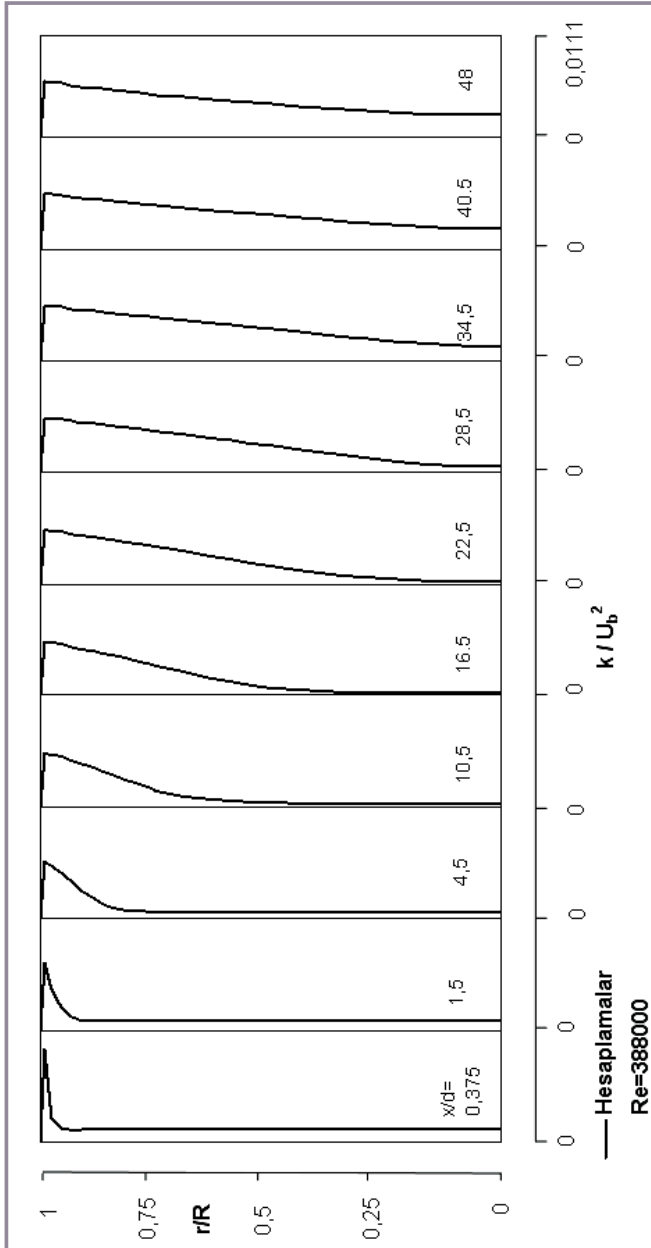
BULGULAR VE TARTIŞMA

Hesaplamalar, dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akış için dört farklı Reynolds sayılarında yapılmış ve sonuçlar Barbin ve Jones [1], Westerweel vd. [29], Elkins vd. [5] ile Schildknecht vd.'nin [24] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılmış ve incelenmiştir. Buradaki sayısal çalışmada, çalışma akışkanı olarak hava kullanılan boruda, Barbin ve Jones [1]'in deneysel ölçümleri hesaplamalarla karşılaştırılmayı esas teşkil etmek üzere birinci olarak seçilmiştir. Borudaki akışın Reynolds sayısı $Re=3.88 \times 10^5$ dir ($Re=u_b d/\nu$, burada u_b borudaki ortalama hızdır). Dairesel kesitli boruda hesaplama alanı, boru giriş düzleminden aşağı

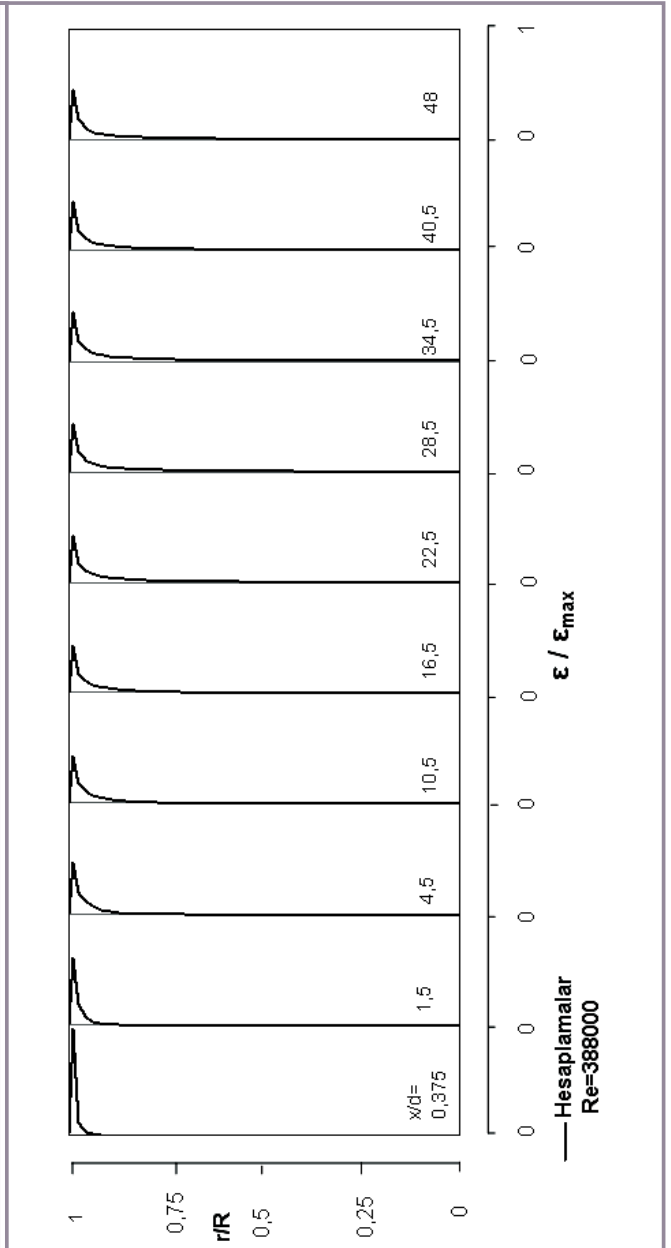


akışta 48 boru çapındaki (d) bir eksenel mesafeye kadar uzatılmıştır. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri, boru boyunca boyutsuz olarak u/u_b ve radyal mesafe r/R cinsinden, $x/d=0.375, 1.5, 4.5, 10.5, 16.5, 22.5, 28.5, 34.5, 40.5$ ve 48 eksenel kesitlerde, Barbin ve Jones [1]'in deneysel ölçümleriyle birlikte, Şekil 2'de karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü üzere, hesaplanan eksenel hız radyal profilleri karşılıkları olan deneysellerle iyi uyumdadır. Bu şekil aynı zamanda boru boyunca eksenel hız radyal profillerinin nasıl geliştiğini de göstermektedir. Aşağı akış yönünde eksenel hızların gelişimi, çeşitli eksenel mesafelerde, $r/R=0, 0.499, 0.749$ ve 0.936 için sabit radyal mesafelerde boru boyunca Barbin ve Jones [1]'in deneysel ölçümleriyle beraber Şekil 3'te gösterilmiştir. Şekilden fark edildiği üzere, boru cidarı yakınında hesaplanan eksenel hızlar, boru orta bölgesindekilerden çok daha hızlı gelişmektedir. Akışın bu

hareketi, Barbin ve Jones [1]'in deneysel bulgularıyla uyumdadır. Borunun son kesitinde hesaplanan eksenel hızlar, Barbin ve Jones [1]'in deneysel hızları gibi, tamamıyla gelişmiş duruma ulaşamamıştır. Tamamıyla gelişmiş duruma ulaşmak için daha uzun boruya gereksinim vardır. Şekil 4, 5 ve 6 Barbin ve Jones [1]'in borusu boyunca, sırasıyla, hesaplanan türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ve efektif viskozite radyal profillerini, Şekil 2'deki gibi aynı eksenel kesitlerde göstermektedir. Burada, hesaplanan profiller, sırasıyla, ortalama hızın karesi u_b^2 akış alanındaki maksimum türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ϵ_{max} ve maksimum efektif viskozite μ_{emax} ile boyutsuz kılınmıştır. Bu şekiller, boyutsuz türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerinin boru boyunca nasıl geliştiklerini sergilemektedir. Boru boyunca hesaplanan



Şekil 4. Barbin ve Jones [1]'in Akış Borusu Boyunca Hesaplanan Boyutsuz Türbülans Kinetik Enerji Radyal Profilleri

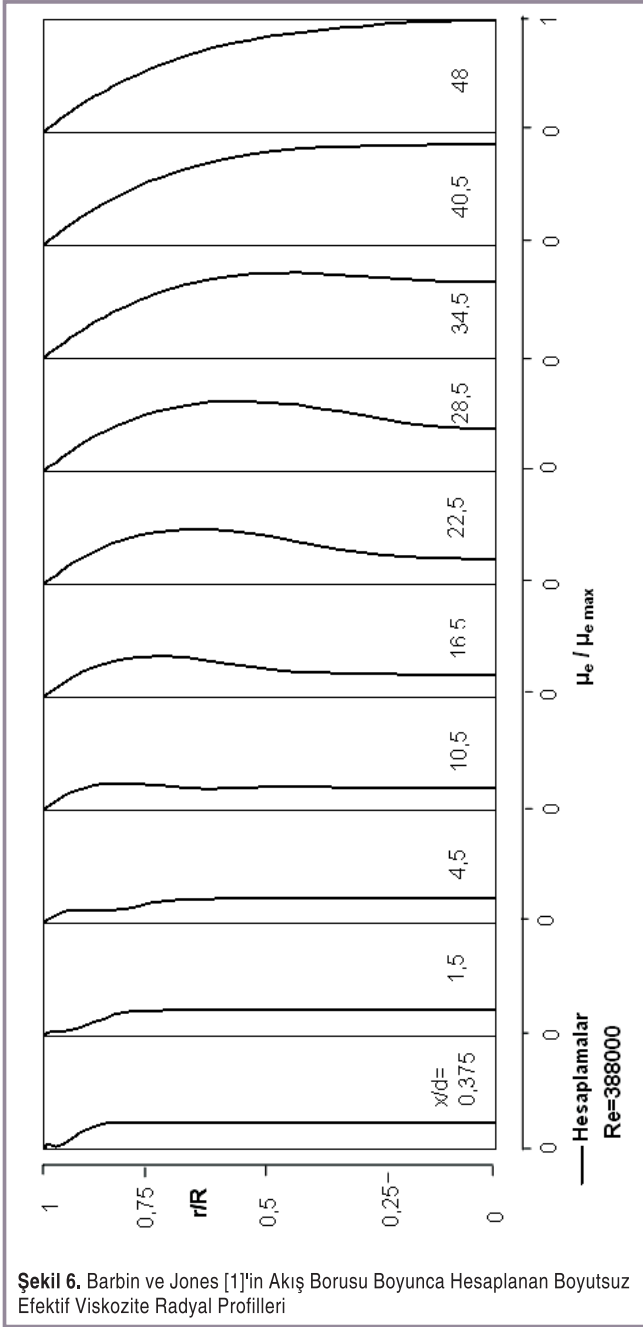


Şekil 5. Barbin ve Jones [1]'in Akış Borusu Boyunca Hesaplanan Türbülans Kinetik Enerji Kaybolma Miktarı Profilleri

cidar kayma gerilmesinin dağılımı boyutsuz olarak τ_w/τ_{wd} ve eksenel uzunluk x/d cinsinden Barbin ve Jones [1]'in deneysel ölçüleriyle beraber Şekil 7'de karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü üzere, bu akış durumu için hesaplanan cidar kayma gerilmesinin tamamıyla gelişmiş değeri (τ_{wd}) yaklaşık olarak $x/d=45$ kesitinde elde edilmiştir. Görüldüğü gibi, hesaplamalarla deneysel ölçümler arasındaki uyum oldukça iyidir. Son olarak, Şekil 8'de, Barbin ve Jones [1]'in akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının ($C_f = 2\tau_w/\rho u_b^2$) değişimi, aşağı akış yönü uzunluğunun (x/d)

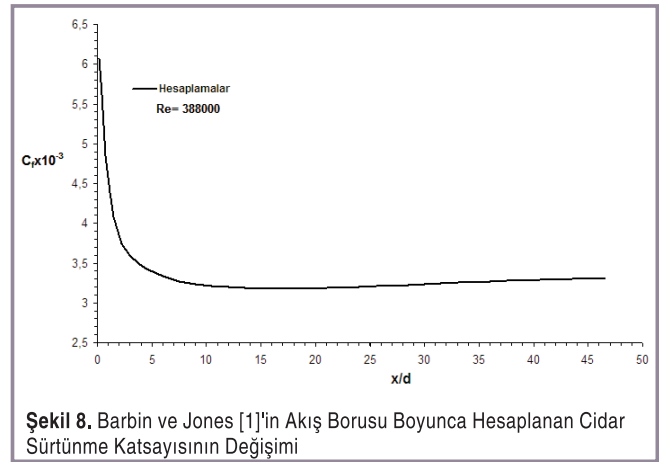
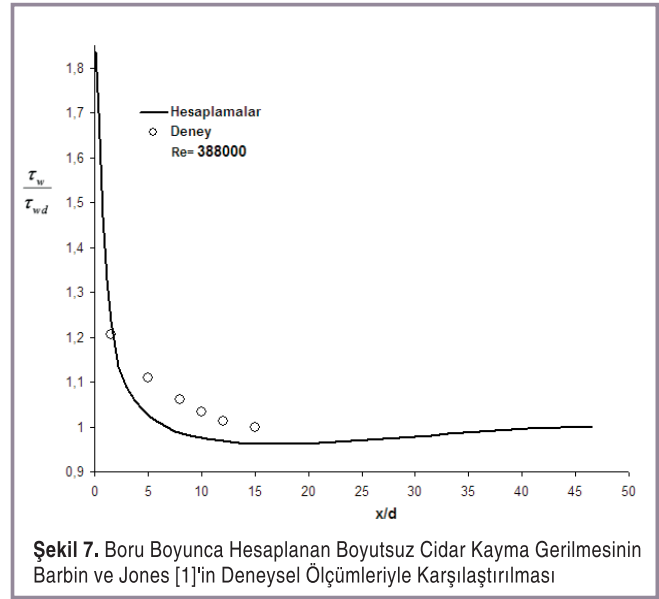
bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Görüldüğü üzere, cidar sürtünme katsayısı tamamıyla gelişmiş değerine takriben $x/d=45$ kesitinde ulaşmaktadır.

İkinci akış geometrisi, çalışma akışkanı olarak su kullanan Westerweel vd.nin [29] boru akışı deneyine karşılık olmaktadır. Borudaki akışın ortalama hızına (u_b) ve boru çapına (d) dayanan Reynolds sayısı $Re = 5327$ olarak verilmiştir ($Re = u_b d/\nu$). Bu akış olayı için hesaplama alanı, boru giriş düzleminden aşağı akışta 218.9 boru çapına (d)



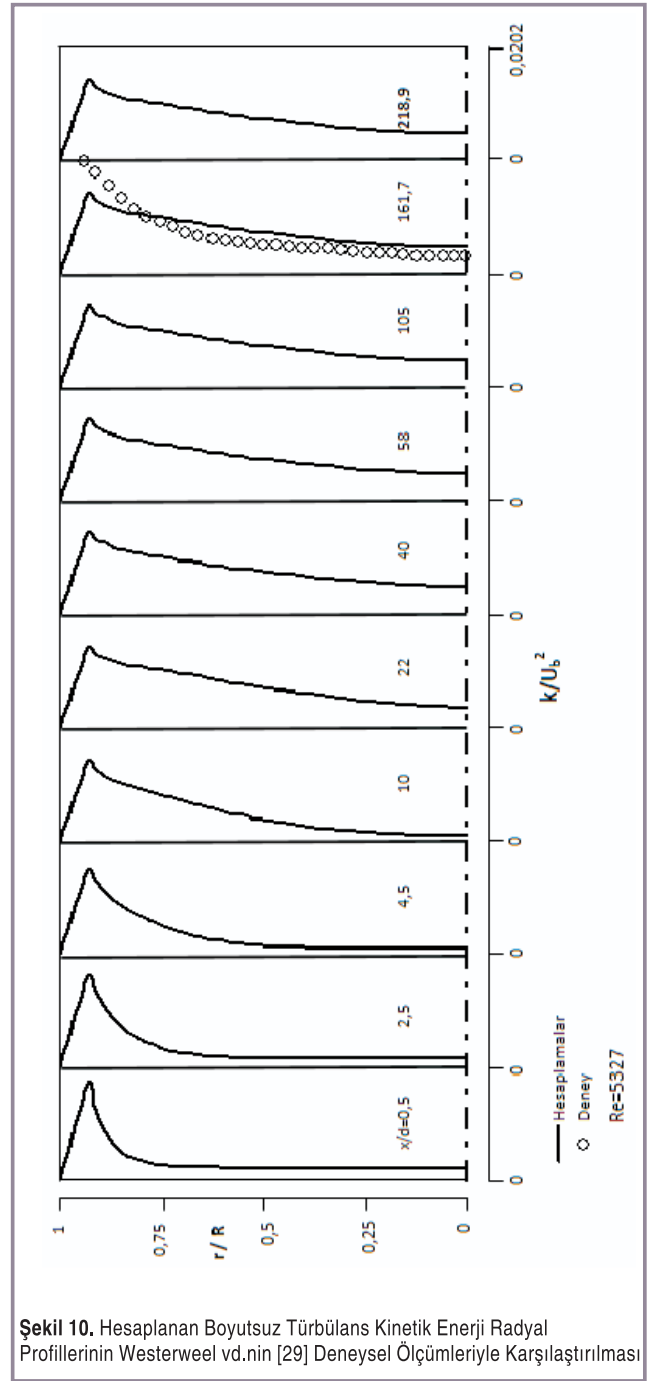
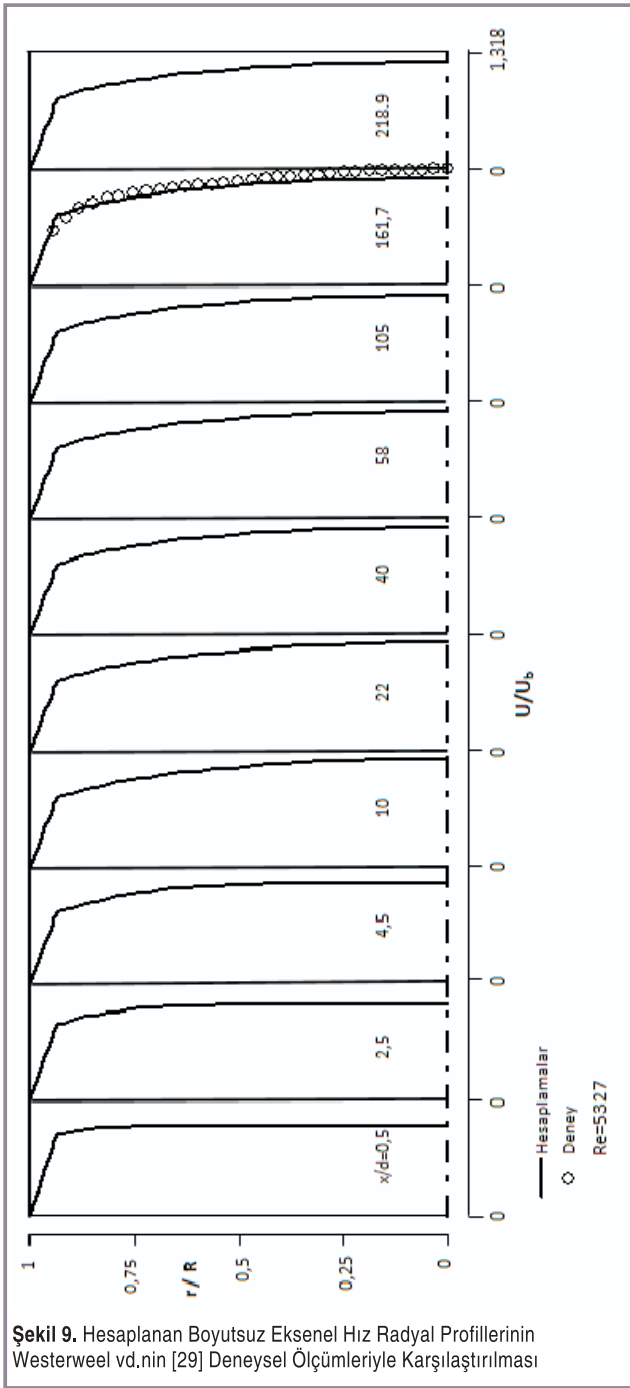
kadar olan bir aksel mesafeye uzatılmıştır. Boru boyunca hesaplanan aksel hız radyal profillerinin gelişimi boyutsuz olarak u/u_b ve radyal mesafe r/R cinsinden $x/d=0.5, 2.5, 4.5, 10, 22, 40, 58, 105, 161.7$ ve 218.9 aksel kesitlerde, Westerweel vd. [29]'nin tamamıyla gelişmiş düşük-Reynolds sayılı türbülanslı boru akışının deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması Şekil 9'da sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi, $x/d=161.7$ kesitinde hesaplanan aksel hızlar karşılıkları olan deneysel ölçümlerle oldukça iyi uyumdadır.

Hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal



profilleri, Westerweel vd. [29]'nin deneysel ölçümleriyle birlikte, Şekil 9'daki gibi aynı aksel kesitlerde, Şekil 10'da çizilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, akış boru boyunca geliştikçe hesaplanan radyal türbülans kinetik enerji dağılımı kesit boyunca artmaktadır. Bu durum deneysel ölçümlerle teyit edilmiştir. Bununla beraber, $x/d=161.7$ kesitinde boru göbek bölgesinde hesaplamalar deneysel ölçümlerin biraz üstünde kalırken, cidara yakın bölgede ise deneysel ölçümlerin altında kalmaktadır. Buna rağmen, hesaplamalar deneysel ölçümlerle aynı trendi göstermektedir.

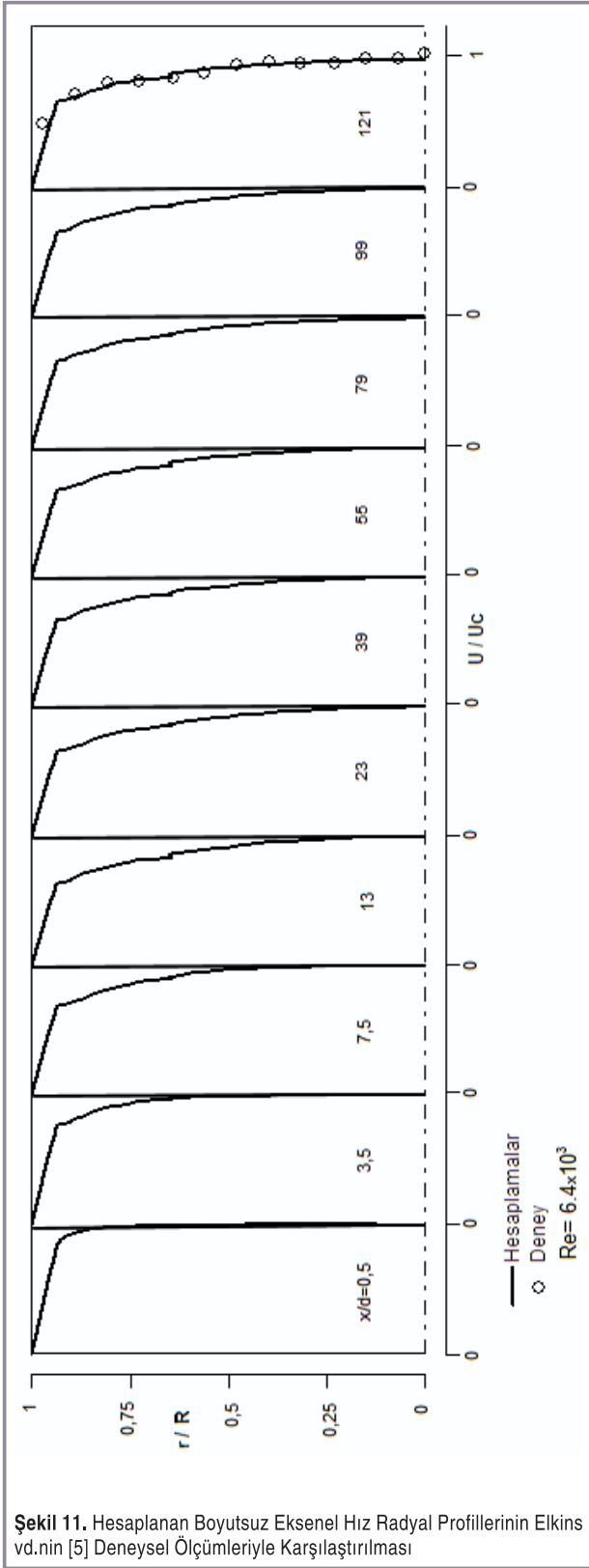
Çalışma akışkanı olarak su kullanılan boruda, Elkins vd.nin [5] deneysel çalışması, buradaki sayısal çalışma için üçüncü boru akış geometrisi olarak seçilmiştir. Ortalama hızı (u_b) ve boru çapına (d) bağlı olan Reynolds sayısı $Re=6400$ olarak hesaplanmıştır ($Re=u_b d/\nu$). Bu akış olayı için hesaplama alanı, boru giriş düzleminde akış yönünde 121 boru çapına (d) kadar olan bir aksel mesafeye uzatılmıştır. Boru boyunca hesaplanan aksel hız radyal profilleri, boyutsuz olarak u/u_b



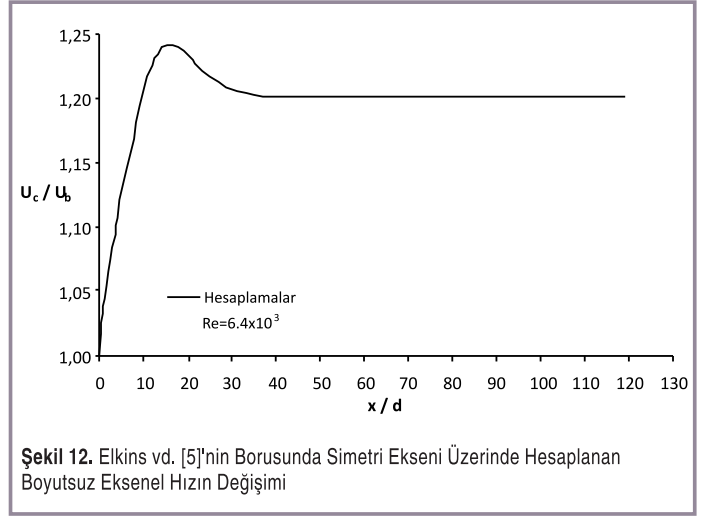
ve radyal mesafe cinsinden, $x/d=0,5$ 'ten 121'e kadar olan eksenel kesitlerde Şekil 11'de sunulmuş ve Elkins vd. [5]'nin deneysel ölçümleriyle karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü gibi, hesaplanan radyal eksenel hız profili, boru boyunca gelişmekte ve $x/d=121$ kesitinde, Elkins vd.nin [5] deneysel ölçümleriyle çok iyi uyum göstermektedir. Hesaplanan simetri eksen hızının (u_c) eksenel değişimi, boyutsuz olarak u_c/u_b ve eksenel uzunluk x/d cinsinden Şekil 12'de çizilmiştir.

Şekilden görüldüğü üzere, simetri eksen hızı (u_c), önce kendi maksimum değerine erişinceye kadar artmakta, daha sonra da hafif şekilde azalarak aşağı akışta $x/d=67$ kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine erişmekte ve ondan sonra da simetri eksen hızı boyunca sabit kalmaktadır.

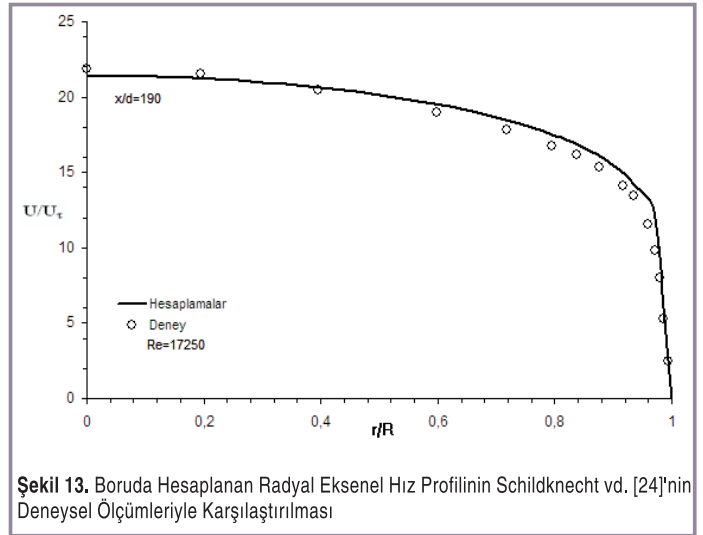
Dördüncü akış geometrisi, çalışma akışkanı olarak hava kullanan Schildknecht vd.nin [24] tamamıyla gelişmiş



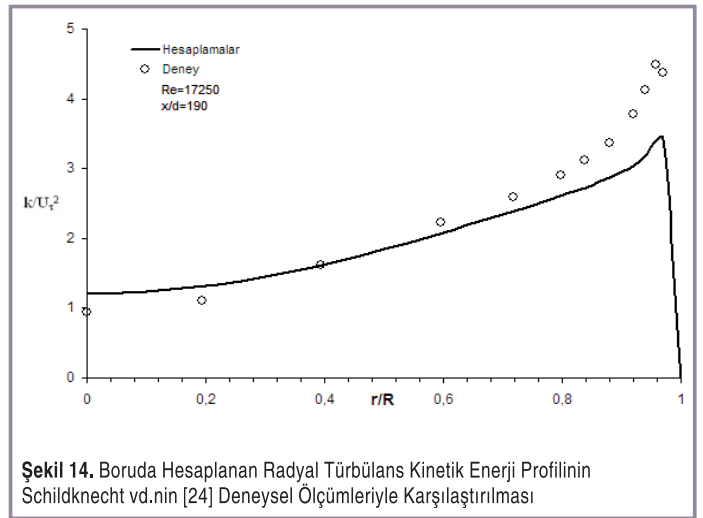
Şekil 11. Hesaplanan Boyutsuz Aksel Hız Radyal Profillerinin Elkins vd. nin [5] Deneysel Ölçüleriyle Karşılaştırılması



Şekil 12. Elkins vd. [5]'nin Borusunda Simetri Ekseni Üzerinde Hesaplanan Boyutsuz Aksel Hız Değişimi



Şekil 13. Boruda Hesaplanan Radyal Aksel Hız Profiline Schildknecht vd. [24]'nin Deneysel Ölçüleriyle Karşılaştırılması



Şekil 14. Boruda Hesaplanan Radyal Türbülans Kinetik Enerji Profiline Schildknecht vd. nin [24] Deneysel Ölçüleriyle Karşılaştırılması

türbülanslı boru akışı deneyine karşılık olmaktadır. Bu akış için Reynolds sayısı $Re = 17250$ ($Re = u_b d/v$)'dir. Bu akış durumu için hesaplama alanı, boru girişinden aşağı akışta 190 boru çapına kadar olan bir aksel uzunluğa uzatılmıştır. Boruda hesaplanan radyal aksel hız profili, boyutsuz olarak u/u_τ ve radyal uzunluk r/R cinsinden $x/d=190$ aksel kesitinde, Schildknecht vd.nin [24] deneysel ölçümleriyle Şekil 13'te karşılaştırılmıştır. Burada aksel hız, sürtünme hızı (u_τ) ile boyutsuzlaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü gibi, hesaplanan hız profili deneysel ölçümlerle iyi uyumdadır. Şekil 14 ise, boruda $x/d=190$ kesitinde, hesaplanan radyal türbülans kinetik enerji dağılımını, Schildknecht vd.nin [24] deneysel ölçümleriyle karşılaştırmakta ve makul bir uyum göstermektedir. Burada türbülans kinetik enerji, sürtünme hızının karesi ($u_\tau^2 = \tau_w/\rho$) ile boyutsuz kılınmıştır. Hesaplamalarda araştırılan türbülanslı boru akışları için, Barbin ve Jones [1]'in türbülanslı boru akışı hariç olmak üzere, tamamıyla gelişmiş aksel hız radyal profili $x/d=70$ ile 80 aksel kesitleri arasında elde edilmiştir.

SONUÇLAR

Bu araştırmanın sayısal hesaplamalarından çıkarılan başlıca ana sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir. Dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akış, $Re=5327$, 6.4×10^3 , 1.725×10^4 ve 3.88×10^5 gibi dört farklı Reynolds sayıları için, standart yüksek Reynolds sayılı k- ϵ türbülans modelini kullanarak sayısal olarak hesaplanmıştır. Geleneksel sonlu hacim yöntemini kullanarak, Patankar [21]'in SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Dört farklı dairesel kesitli borulardaki türbülanslı akış için standart k- ϵ türbülans modelinin performansı araştırılmıştır. k- ϵ türbülans modeline dayanan aksel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite, simetri akseni hızı, cidar kayma gerilmesi ve cidar sürtünme katsayısının dağılımları boru boyunca hesaplanmış, literatürde bildirilen çeşitli deneysel ölçümlerle ayrıntılı olarak karşılaştırılmış ve genel olarak iyi uyumda oldukları bulunmuştur. Hesaplamalarda araştırılan türbülanslı boru akışları için, Barbin ve Jones [1]'in türbülanslı boru akışı hariç olmak üzere, tamamıyla gelişmiş aksel hız radyal profili $x/d=70$ ile 80 aksel kesitleri arasında elde edilmiştir.

SEMBOLLER

C_1, C_2, C_μ	: Türbülans modeli sabitleri
C_f	: Cidar sürtünme katsayısı [$C_f = 2\tau_w/\rho u_b^2$]
d, D	: Borunun çapı
E	: Logaritmik yasa sabiti ($E=9.0$)
G	: Türbülans kinetik enerji üretim miktarı
k	: Türbülans kinetik enerji
P	: Basınç

r	: Akışa dik yönde ölçülen mesafe (radyal mesafe)
R	: Borunun yarıçapı
Re	: Reynolds sayısı
S_ϕ	: Taşınım denklemlerinde kaynak terimi
U	: Akış yönü hızı (aksel hız bileşeni)
U_c	: Simetri akselindeki hız
U_b	: Debiden hesaplanan ortalama hız (bulk velocity)
u_τ	: Sürtünme hızı ($=\sqrt{\tau_w/\rho}$)
u', v', w'	: Türbülans çalkantıları
v	: Radyal hız bileşeni
x	: Akış yönünde ölçülen mesafe (aksel mesafe)
ϵ	: Türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı
ϕ	: Genel değişken
κ	: Von Karman sabiti ($=0.41$)
μ	: Laminar dinamik viskozite
μ_t	: Türbülans dinamik viskozite
μ_e	: Efektif viskozite ($=\mu+\mu_t$)
ν	: Laminar kinematik viskozite ($=\mu/\rho$)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu
Γ_ϕ	: Yayınım mübadele katsayısı
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: k ve ϵ 'nin yayınımları için türbülans Prandtl-Schmidt sayıları
τ_w	: Cidar kayma gerilmesi
τ_{wd}	: Tamamıyla gelişmiş cidar kayma gerilmesi değeri

KAYNAKÇA

1. **Barbin, A. J., Jones, J. B.** 1963. "Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe," J. Basic Engrg., Trans. ASME, 29, p. 29-34.
2. **Chevrin, P. A., Petrie, H. L., Deutsch, S.** 1992. "The Structure of Reynolds Stress in the Near-Wall Region of a Fully Developed Turbulent Pipe Flow," Experiments in Fluids, 13, p. 405-413.
3. **den Toonder, J. M. J., Nieuwstadt, F. T. M.** 1997. "Reynolds Number Effects in Turbulent Pipe Flow for Low to Moderate Re," Phys. Fluids, 9, p. 3398-3409.
4. **Eggels, J. G. M., Unger, F., Weiss, M. H., Westerweel, J., Adrian, R. J., Friedrich, R., Nieuwstadt, F. T. M.** 1994. "Fully Developed Turbulent Pipe Flow: A Comparison Between Direct Numerical Simulation and Experiment," J. Fluid Mech., 268, p. 175-209.
5. **Elkins, C. J., Markl, M., Pelc, N., Eaton, J. K.** 2003. "4D Magnetic Resonance Velocimetry for Mean Velocity

- Measurements in Complex Turbulent Flows," *Experiments in Fluids*, 34, p. 494-503.
6. **Elkins, C. J., Markl, M., Iyengar, A., Wicker, R., Eaton, J. K.** 2004. "Full-Field Velocity and Temperature Measurements Using Magnetic Resonance Imaging in Turbulent Complex Internal Flows," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25, p. 702-710.
 7. **Hooper, J. D., Musgrove, A. R.** 1997. "Reynolds Stress, Mean Velocity, and Dynamic Static Pressure Measurement by a Four-Hole Pressure Probe," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15, p. 375-383.
 8. **Hrenya, C. M., Bolio, E. J., Chakrabarti, D., Sinclair, J. L.** 1995. "Comparison of low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Models in Predicting Fully Developed Pipe Flow," *Chemical Engineering Science*, 50(12), p. 1923-1941.
 9. **Kikuyama, K., Murakami, M., Nishibori, K.** 1983. "Development of Three-dimensional Turbulent Boundary Layer in an Axially Rotating Pipe," *J. of Fluids Eng.*, 105, p. 154-160.
 10. **Karasu, T.** 1993. "Numerical Computation of Turbulent Flow in Pipes," *Doğa-Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences*, 17, p. 29-38.
 11. **Karasu, T., Choudhury, P. R., Gerstein, M.** 1985. "Upwind ve Hybrid Diskritizasyon Metotları ile $k-\epsilon$ Türbülans Modelini Kullanarak Bazı Türbülanslı Akışların Hesaplanması," *Doğa Bilim Dergisi*, 9(B), s. 218-234.
 12. **Karasu, T.** 2011. "Aniğenişlemeli Borularda Türbülanslı Akışın Sayısal Hesaplanması," *TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, Cilt 52, sayı 612, s. 51-59.
 13. **Karasu, T.** 2010. "Aniğenişlemeli bir boruda türbülanslı akışın sayısal hesaplanması," VIII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, UTES'10, 1-5 Aralık 2010, Bursa, Bildiriler Kitabı, s. 329-339.
 14. **Lawn, C. J.** 1971. "The Determination of the Rate of Dissipation in Turbulent Pipe Flow," *J. Fluid Mech.*, 48, p. 477-505.
 15. **Laufer, J.** 1954. *The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow*, NACA Report 1174.
 16. **Lai, J. C. S., Yang, C. Y.** 1997. "Numerical Simulation of Turbulence Suppression: Comparisons of the Performance of Four $k-\epsilon$ Turbulence Models," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 18(6), p. 575-584.
 17. **Ljus, C., Johansson, B., Almstedt, A. E.** 2002. "Turbulence Modification by Particles in a Horizontal Pipe Flow," *Int. J. Multiphase Flow*, 28, p. 1075-1090.
 18. **Launder, B. E., Spalding, D. B.** 1974. "The Numerical Computation of Turbulent Flows," *Comp. Meth. Appl. Mech. Engng*, 3, p. 269-289.
 19. **Nowak, M.** 2002. "Wall Shear Stress Measurement in a Turbulent Pipe Flow Using Ultrasound Doppler Velocimetry," *Experiments in Fluids*, 33, p. 249-255.
 20. **Pompeo, L., Matievic, T.** (1986/87). *Turbulenzbeeinflussung, Semesterarbeit in Fluidodynamik*, ETH Zurich, Institut für Aerodynamik Report WS.
 21. **Patankar, S. V.** 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Chapters 5 and 6, p. 79-138, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington, DC.
 22. **Richman, J. W., Azad, R. S.** 1973. "Developing Turbulent Flow in Smooth Pipes," *Appl. Sci. Res.*, 28, p. 419-441.
 23. **Saadeh, M., Strauss, K., Schneider, T.** 1997. "A Combined Piv/Lif-System for the Measurement of Heterogeneous Drag Reduction Effects in a Pipe-Flow," *Experiments in Fluids*, 22, p. 292-299.
 24. **Schildknecht, M., Miller, J. A., Meier, G. E. A.** 1979. "The Influence of Suction on the Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow," *J. Fluid Mech.*, 90, p. 67-107.
 25. **Taishi, T., Kikura, H., Aritomi, M.** 2002. "Effect of the Measurement Volume in Turbulent Flow Measurement by the Ultrasonic Velocity Profile Method (mean velocity Profile and Reynolds Stress Measurement)," *Experiments in Fluids*, 32, p. 188-196.
 26. **Weir, J., Priest, A. J., Sharan, V. K.** 1974. "Research Note: The Effect of Inlet Disturbances on Turbulent Pipe Flow," *Journal of Mechanical Engineering Science*, I. Mech. E., 16(3), p. 211-213.
 27. **Wittmer, K. S., Devenport, W. J., Zsoldos, J. S.** 1998. "A Four-Sensor Hot-Wire Probe System for Three-Component Velocity Measurement," *Experiments in Fluids*, 24, p. 416-423.
 28. **Wenger, C. W., Devenport, W. J.** 1999. "Seven-Hole Pressure Probe Calibration Method Utilizing Look-Up Error Tables," *AIAA Journal*, 37(6), p. 675-679.
 29. **Westerweel, J., Draad, A. A., van der Hoeven, J. G. Th., van Oord, J.** 1996. "Measurement of Fully-Developed Turbulent Pipe Flow With Digital Particle Image Velocimetry," *Experiments in Fluids*, 20, p. 165-177.