



BORULARDA TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN SAYISAL SİMÜLASYONU

Tahir KARASU

ÖZET

Bu orijinal araştırmada, dairesel kesitli borularda sürekli, sıkıştırılmayan ve aksel simetrik türbülanslı akışların modellenmesi ve sayısal simülasyonu için iki farklı Reynolds sayılarında kapsamlı simülasyonlar yapılmıştır. Sonlu hacim yöntemini kullanarak, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Standart $k-\varepsilon$ 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 aksel kesitlerde, aksel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite radyal profilleri, boru boyunca simetri akseni üzerinde aksel hızın değişimi, boru cidarı boyunca cidar kayma gerilmesinin dağılımı ve cidar sürtünme katsayısının değişimi için sayısal simülasyonlar sunulmuş ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak incelenmiştir. Sayısal simülasyonların sonuçları deneysel bulgularla çok iyi uyum göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Borularda türbülanslı akışlar, $k-\varepsilon$ türbülans modeli, Simülasyonlar.

ABSTRACT

This original research work presents the results of an extensive study of numerical simulation and modelling of steady, incompressible and axisymmetric turbulent flows in circular-sectioned pipes at two different Reynolds numbers. Employing the finite-volume method, a computer program based on the SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm has been developed. Numerical solution of the conservation equations of mass and momentum, together with the standard $k-\varepsilon$ 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, centre-line velocity variation, wall-shear stress and friction coefficient distributions along axisymmetric pipe flow geometry are presented and compared with experimental data. The results of numerical simulations are generally in very good agreement with experimental measurements.

Key Words: Turbulent pipe flows, $k-\varepsilon$ turbulence model, Simulations.

1. GİRİŞ

Dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akışın modellenmesi ve sayısal simülasyonu temel akış çalışmalarından birisidir. Bu akış esas itibarıyla girişte sınır-tabaka tipi bir akıştan, akış yönünde aşağı akışta tamamıyla gelişmiş bir akışa geçiştir. Giriş bölgesindeki serbest akış sınır-tabaka tarafından tamamıyla çevrilmiştir. Bu tabaka, laminar ve türbülans mekanizmaları vasıtasıyla momentumun

yayınımı 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 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]-[30] çalışmalarıdır. Bu araştırmanın ana amacı, dairese kesitli borularda sürekli, sıkıştırılmayan ve eksenel simetrik gelişen türbülanslı akışlar için, standart k-ε türbülans modelini [31] cidar fonksiyonları sınır koşuluyla beraber kullanarak, kapsamlı sayısal simülasyonlar yapmak ve sayısal simülasyonların sonuçlarını Wenger ve Devenport [5] ile Saadeh ve diğerleri'nin [6] deneysel ölçümleriyle karşılaştırmak ve incelemektir.

2. MATEMATİKSEL VE FİZİKSEL MODEL

2.1. Hareket Denklemleri ve Türbülans Modeli

Şekil 1'e ilişkin olarak, dairese kesitli eksenel simetrik 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:

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

Burada, ϕ ; u , v , k ve ε bağımlı değişkenleri göstermektedir. u ve v değişkenleri eksenel ve radyal hız bileşenleridir. k ve ε sırasıyla türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarıdır. Γ_{ϕ} ve S_{ϕ} sırasıyla genel değişken ϕ için türbülans yayılım katsayısı ve kaynak terimidir, ρ ise akışkanın yoğunluğudur. Eğer ϕ bire, Γ_{ϕ} ve S_{ϕ} sıfıra eşitlenirse (1) denklemi süreklilik denklemine indirgenir. Bu orijinal çalışmada kullanılan türbülans modeli k-ε modelidir [31]. Basınç, basınç düzeltme denkleminde çıkarılmıştır [32, 33]. Taşınım denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler Tablo 1'de özetlenmiştir.



Şekil 1. Silindiriksel koordinat sistemi ve dairese kesitli boru akış geometrisi.

Tablo 1. Hareket denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler.

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0
u	$\mu_e = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right)$
v	μ_e	$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial v}{\partial r} \right) - 2 \mu_e \frac{v}{r^2}$
k	$\frac{\mu_e}{\sigma_k}$	$G - \rho \varepsilon$
ε	$\frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$

Not:

- $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$
- Türbülans modeli sabitlerine aşağıdaki değerler verilmiştir (Launder and Spalding, 1974):
 $C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$
- $G = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$

2.2. Sınır Koşulları

Şekil 1'e ilişkin olarak, incelenen dairesel kesitli borularda türbülanslı akış için sınır koşulları aşağıda sunulmuştur. Bütün sayısal simülasyonlar 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, $k = (0.002 - 0.004) u_b^2$ ve $\varepsilon = (C_\mu k^{3/2} / 0.02R)$, burada u_b borudaki ortalama deneysel 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 sifra eşit kılınmıştır. Katı cidar yakınındaki ağ noktalarında k ve ε 'nin değerleri Launder ve Spalding'in [31] cidar fonksiyonları kullanılarak hesaplanmıştır. Sayısal iraksamaya neden olmamak için başlangıç değerleri tüm hesaplama alanı boyunca uygun olarak belirtilmiştir.

2.3. Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu sayısal araştırmada, sonlu hacim yaklaşımı kullanarak, Patankar'ın [32] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. (1) eşitliğiyle verilen kısmi diferansiyel denklemleri hibrit yöntemle bir kontrol hacme dayanan sonlu fark metoduyla ayrıştırılmıştır. Sınır koşullarıyla bağımlı olarak kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu hacim biçimleri, üç köşegenli matris formuyla birlikte, kolon-kolon çözüm yöntemini kullanarak iteratif olarak çözülmüştür, Spalding [34].

2.4. Hesaplama Ayrıntıları

Sayısal hesaplamalar Intel(R) Core(TM) i5-2400 CPU @ 3.10GHz 3.40GHz kişisel bilgisayarında yapılmıştır. Wenger ve Devenport'un [5] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı Şekil 2'de gösterilmiştir. Kullanılan sayısal ağlar boru cidarı yakınında, giriş bölgesinde ve simetri ekseninde yoğun ağ çizgileri konsantrasyonu düzgün olmayan bir şekilde oluşturulmuştur. Tüm akış durumları için optimum ağ-bağımsız bir çözüm elde etmek için farklı ağ büyüklükleriyle ağ testleri yapılmıştır. Bu araştırmada 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 kullanılmıştır. Buradaki hesaplamalarda benimsenen yakınsama ölçütü, tüm hesaplama alanında kalıcı kütlelerin mutlak değerlerinin toplamı önceden belirtilen 10^{-5} değerinden daha küçük olması durumunda iterasyonların bitirilmesi ölçütüdür. Tablo 2 tüm akış durumları için hesaplama gereksinimlerinin ayrıntılarını özetlemektedir. Bu tabloda Re Reynolds sayısıdır, N ise yakınsamış bir çözüm elde etmek için yapılmış olan iterasyonların sayısıdır.

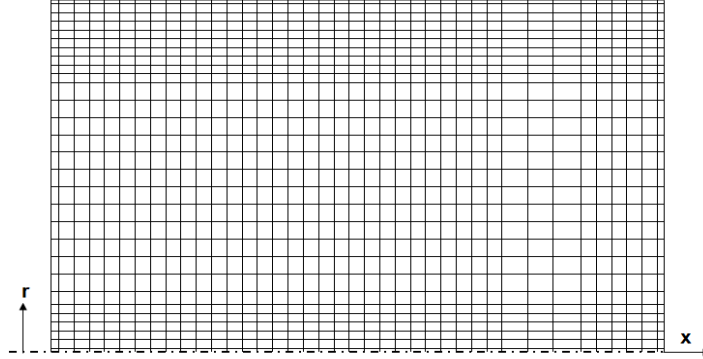
Tablo 2. Akış durumu, Reynolds sayısı, ağ büyüklüğü ve iterasyon sayısı.

Akış Durumu	Re	Ağ Büyüklüğü (x) \times (r)	N
Wenger ve Devenport [5]	100 000	40 \times 30	627
Saadeh ve diğerleri [6]	15 000	40 \times 30	657

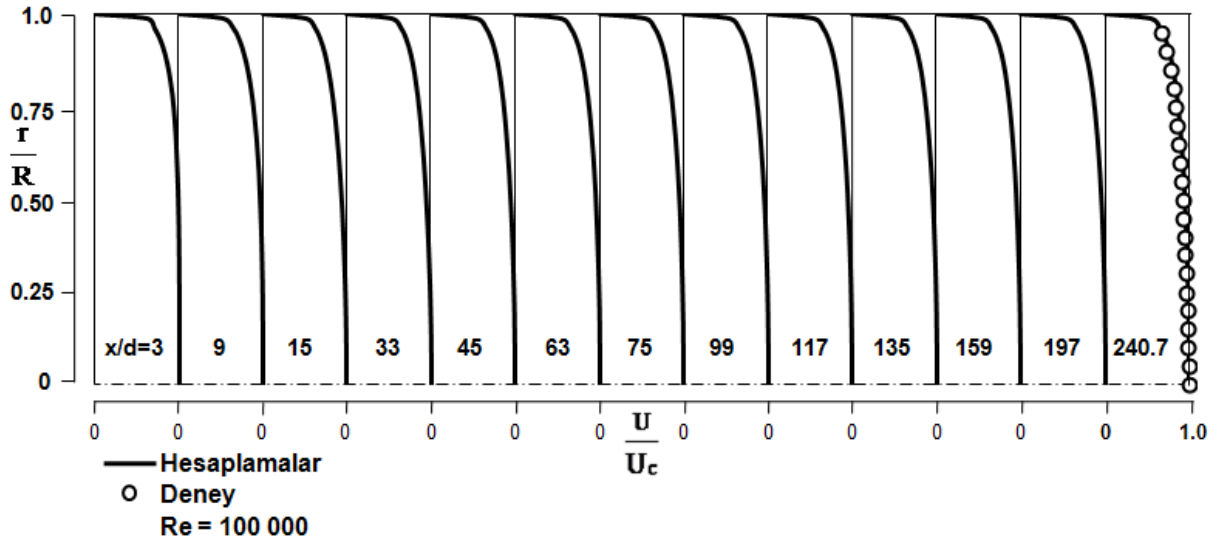
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Buradaki orijinal araştırmada sayısal simülasyonlar, dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akış için iki farklı Reynolds sayılarında yapılmış ve sonuçlar Wenger ve Devenport [5] ile Saadeh ve diğerleri'nin [6] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılmış ve incelenmiştir. İlk önce, çalışma akışkanı olarak hava kullanılan boruda, Wenger ve Devenport'un [5] deneysel ölçümleri simülasyonlarla karşılaştırmaya temel esas teşkil etmek üzere birinci olarak seçilmiştir. Borudaki akışın Reynolds sayısı $Re=1 \times 10^5$ 'dir ($Re=U_b d/v$, burada U_b borudaki ortalama hızdır). Dairesel kesitli boruda sayısal hesaplama alanı, boru giriş düzleminden aşağı akışta 240.7 boru çapındaki (d) bir eksenel mesafeye kadar uzatılmıştır. Şekil 2'de Wenger ve Devenport'un [5] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı takdim edilmiştir. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri, boru boyunca boyutsuz olarak U/U_c ve radyal uzunluk r/R cinsinden, $x/d=3, 9, 15, 33, 45, 63, 75, 99, 117, 135, 159, 197$ ve 240.7 eksenel kesitlerde, Wenger ve Devenport'un [5] deneysel ölçümleriyle beraber, Şekil 3 ve Şekil 4'de karşılaştırılmıştır. Şekillerden görüldüğü üzere, hesaplanan eksenel hız radyal profili boru boyunca gelişmekte olup, $x/d=240.7$ kesitinde karşılığı olan deneysel ölçümlerle mükemmel bir uyum göstermektedir. Şekil 5'de, boyutsuz olarak U_c/U_b ve eksenel uzunluk x/d cinsinden, simetri eksenel hızı U_c 'nin boru simetri eksenel boyunca değişimi çizilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, simetri eksenel hızı (U_c), önce kendi maksimum değerine $x/d=21$ kesitine erişinceye kadar artmakta, daha sonra da hafif şekilde azalarak aşağı akışta takriben $x/d=93$ kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine erişmekte ve ondan sonra da boru simetri eksenel boyunca sabit kalmaktadır. Wenger ve Devenport'un [5] boru simetri eksenel boyunca simetri eksenel üzerinde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin eksenel dağılımı, $k^{0.5}/U_b$ cinsinden Şekil 6'da gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, türbülans kinetik enerji boru giriş düzleminden yaklaşık olarak $x/d=15$ kesitinde minimum değerine ulaşmaya kadar azalmakta ve ondan sonra da hızlı bir şekilde artarak $x/d=51$ kesitinde maksimum değerine ulaşmakta, daha sonra da çok hafif bir şekilde azalarak aşağı akışta takriben $x/d=123$ kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine ulaşmakta ve ondan sonra da boru simetri eksenel boyunca sabit kalmaktadır. Şekil 7, 8 ve 9, Wenger ve Devenport'un [5] borusu boyunca, sırasıyla, hesaplanan türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ve efektif viskozite radyal profillerini, Şekil 3'deki gibi aynı eksenel kesitlerde göstermektedir. Burada, hesaplanan profiller, sırasıyla,

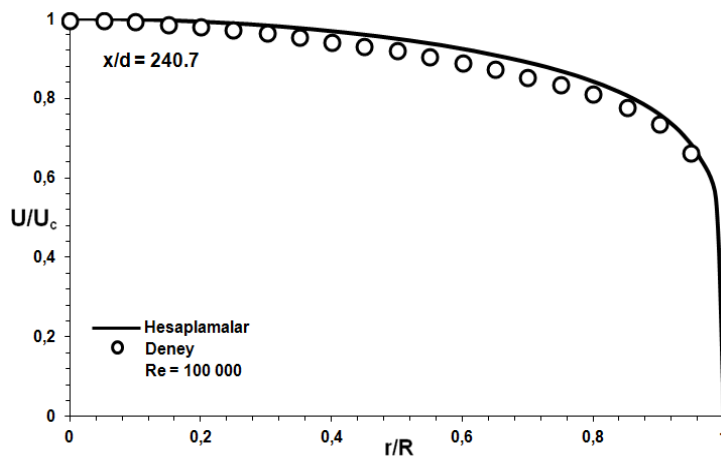
ortalama hızın karesi U_b^2 , akış alanındaki maksimum türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ϵ_{\max} ve maksimum efektif viskozite $\mu_{e \max}$ ile boyutsuz kılınmıştır. Bu şekiller, boyutsuz türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerinin boru boyunca nasıl geliştiklerini sergilemektedir.



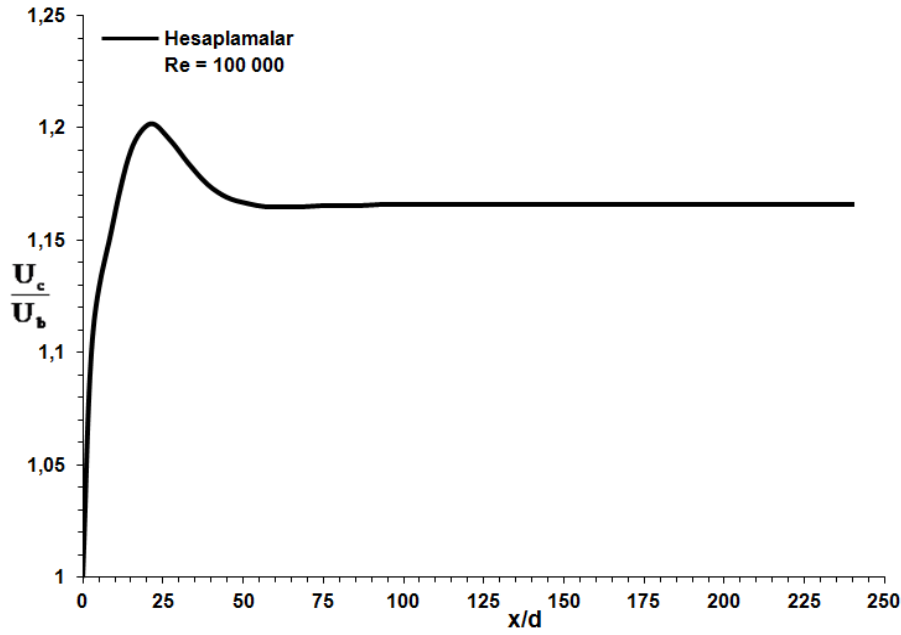
Şekil 2. Wengert ve Devenport'un [5] dairesel kesitli akış borusu için sayısal ağ dağılımı.



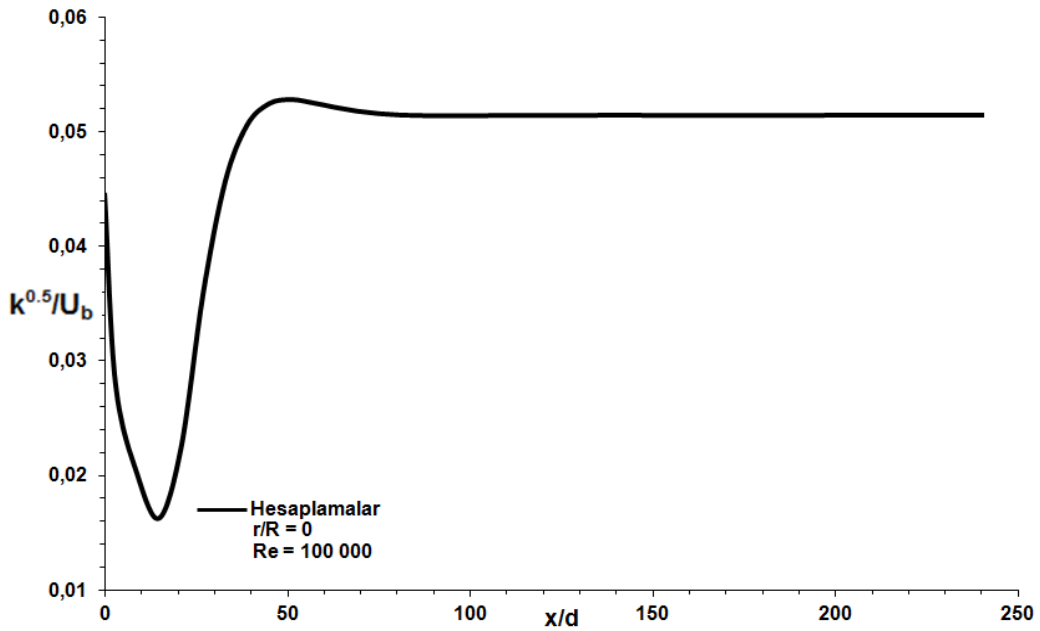
Şekil 3. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz aksel hız radyal profillerinin Wengert ve Devenport'un [5] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



Şekil 4. Boruda $x/d=240.7$ kesitinde hesaplanan radyal aksel hız profilinin Wengert ve Devenport'un [5] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

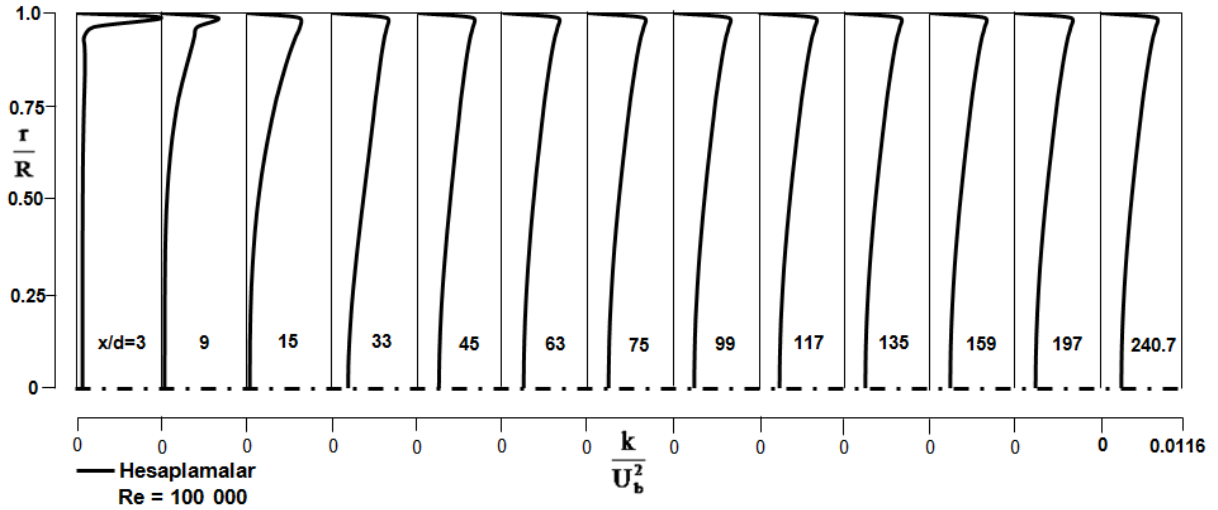


Şekil 5. Wenger ve Devenport'un [5] borusu boyunca simetri ekseninde hesaplanan boyutsuz eksenel hızın değişimi.

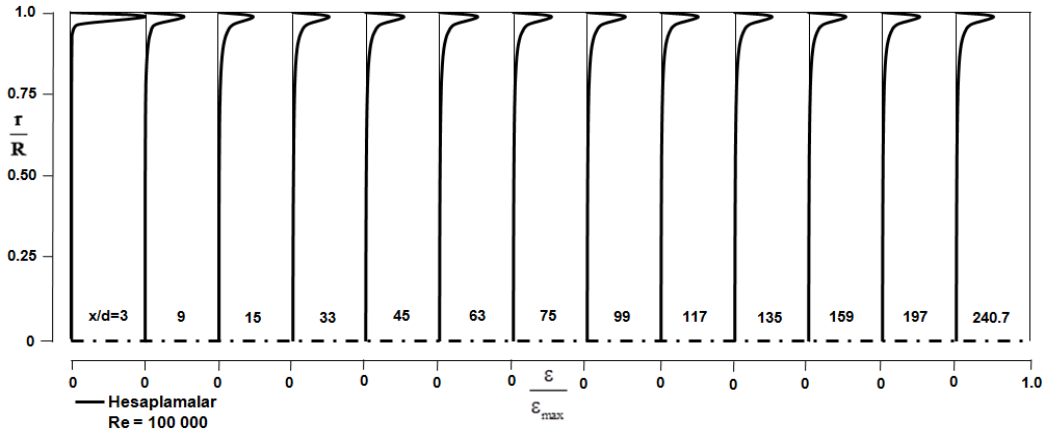


Şekil 6. Wenger ve Devenport'un [5] dairesel kesitli akış borusu boyunca simetri ekseninde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin eksenel dağılımı.

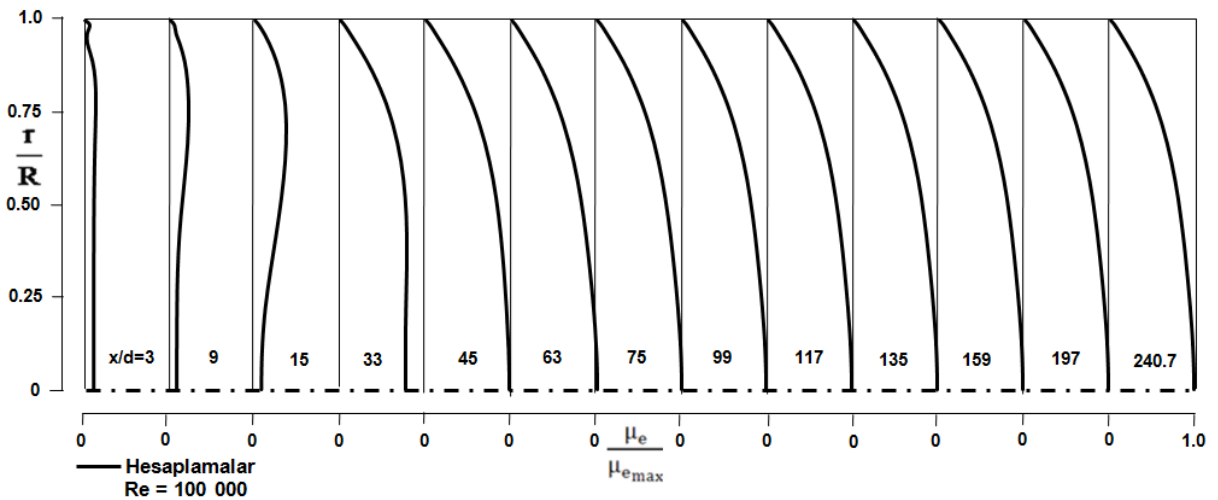
Wenger ve Devenport'un [5] boru cidarı boyunca hesaplanan cidar kayma gerilmesinin dağılımı boyutsuz olarak τ_w/τ_{wd} ve eksenel uzunluk x/d cinsinden Şekil 10'da sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi, bu akış durumu için hesaplanan cidar kayma gerilmesinin tamamıyla gelişmiş değeri (τ_{wd}) yaklaşık olarak $x/d=87$ kesitinde elde edilmiştir. Bu kesitten sonra, cidar kayma gerilmesi tamamıyla sabit kalmaktadır. Son olarak, boru cidarı boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının ($C_f = 2\tau_w/\rho U_b^2$) değişimi, x/d cinsinden Şekil 11'de çizilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, cidar sürtünme katsayısı (C_f) Şekil 10'da verilen cidar kayma gerilmesiyle aynı trendi göstermektedir.



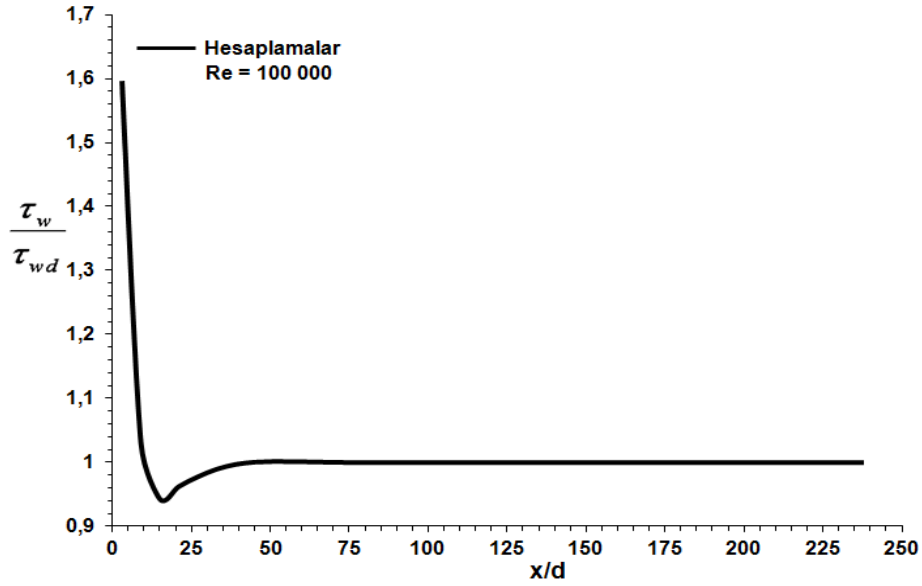
Şekil 7. Wenger ve Devenport'un [5] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal profilleri.



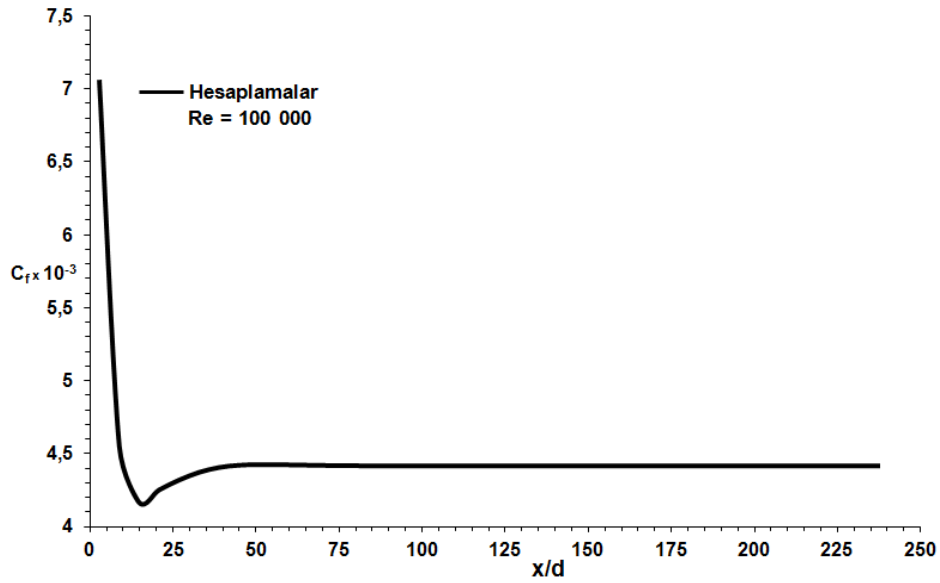
Şekil 8. Wenger ve Devenport'un [5] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı radyal profilleri.



Şekil 9. Wenger ve Devenport'un [5] borusu boyunca hesaplanan efektif viskozite radyal profilleri.

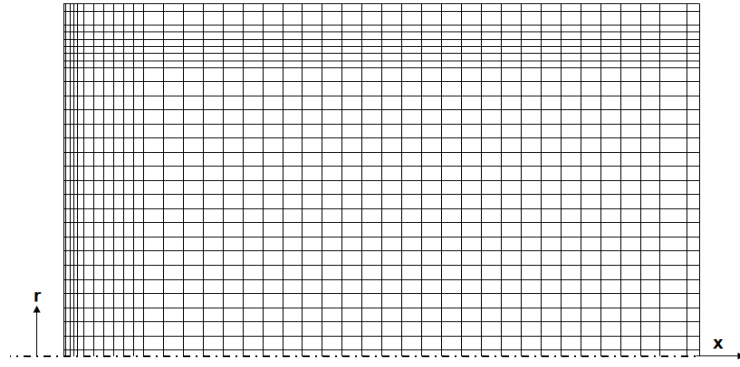


Şekil 10. Wenger ve Devenport'un [5] dairesel kesitli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz cidar kayma gerilmesinin dağılımı.

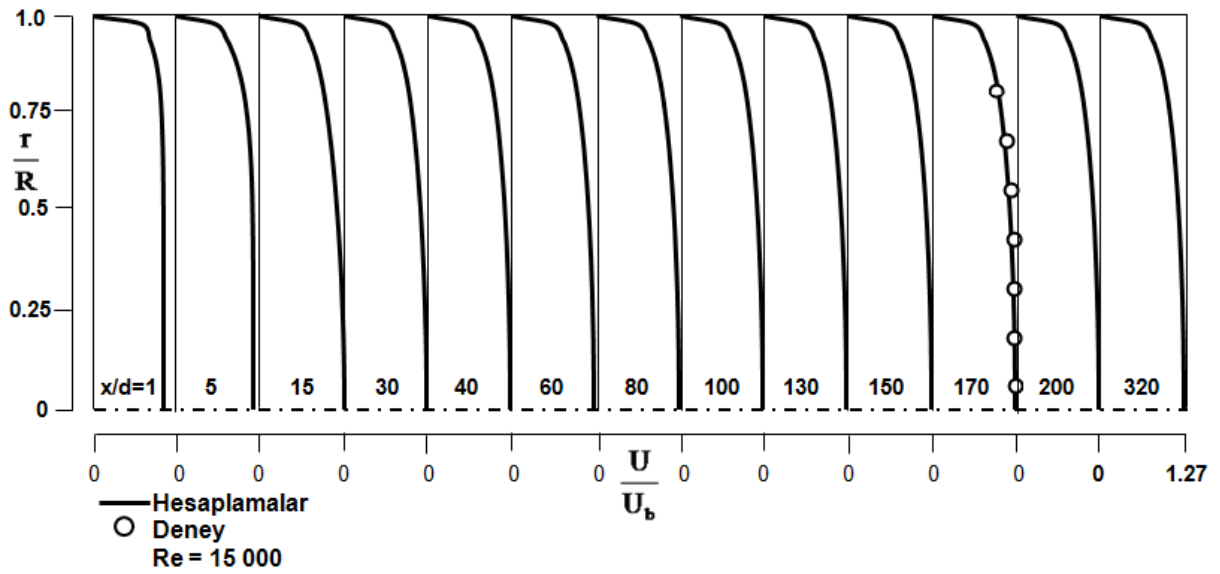


Şekil 11. Wenger ve Devenport'un [5] dairesel kesitli akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının değişimi.

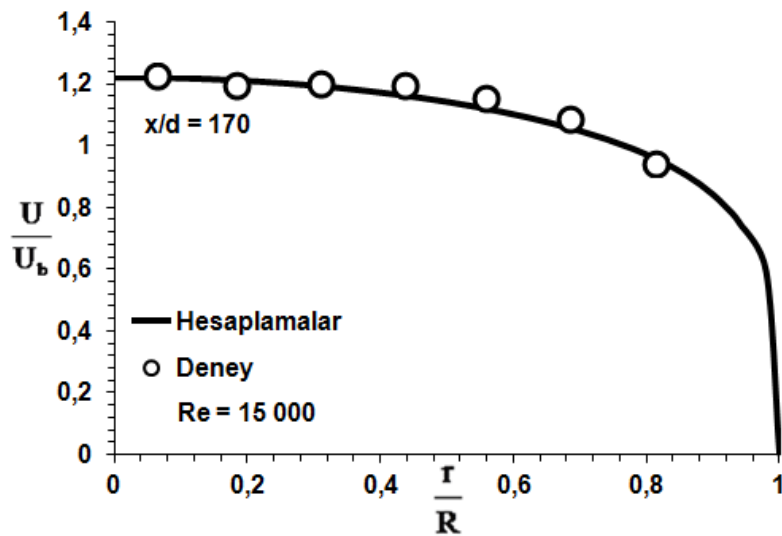
İkinci akış geometrisi, çalışma akışkanı olarak su kullanan Saadeh ve diğerleri'nin [6] türbülanslı boru akışı deneyine karşılık olmaktadır. Borudaki akışın ortalama hızına (U_b) ve boru çapına (d) dayanan Reynolds sayısı $Re=1.5 \times 10^4$ olarak verilmiştir ($Re = U_b d / \nu$). Bu akış durumu için hesaplama alanı, boru giriş düzleminde aşağı akışta 320 boru çapına (d) kadar olan bir aksel mesafeye uzatılmıştır. Şekil 12'de Saadeh ve diğerleri'nin [6] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı sunulmuştur. Boru boyunca hesaplanan aksel hız radyal profilleri ve bunların Saadeh ve diğerleri'nin [6] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması, U/U_b ve radyal uzunluk r/R cinsinden, $x/d=1$ 'den 320'ye kadar değişen 13 aksel kesitte Şekil 13 ve Şekil 14'de takdim edilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere, $x/d=170$ aksel kesitinde hesaplanan aksel hız radyal profile karşılığı olan deneysel ölçümlerle çok iyi uyumdadır.



Şekil 12. Saadeh ve diğerleri'nin [6] dairesel kesitli akış borusu için sayısal ağ dağılımı.

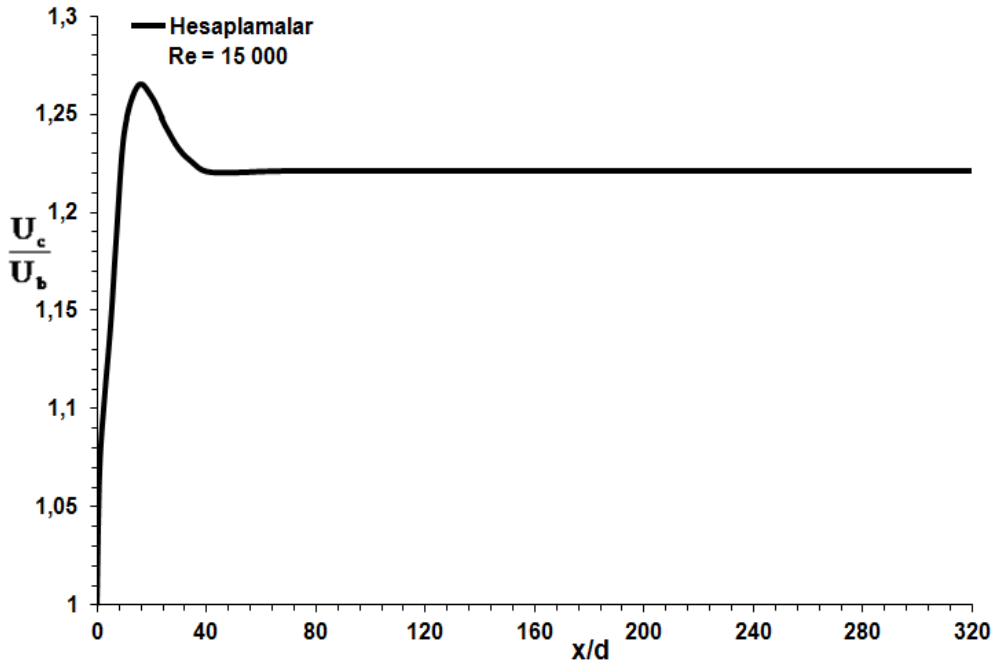


Şekil 13. Boru boyunca hesaplanan boyutsuz aksel hız radyal profillerinin Saadeh ve diğerleri'nin [6] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

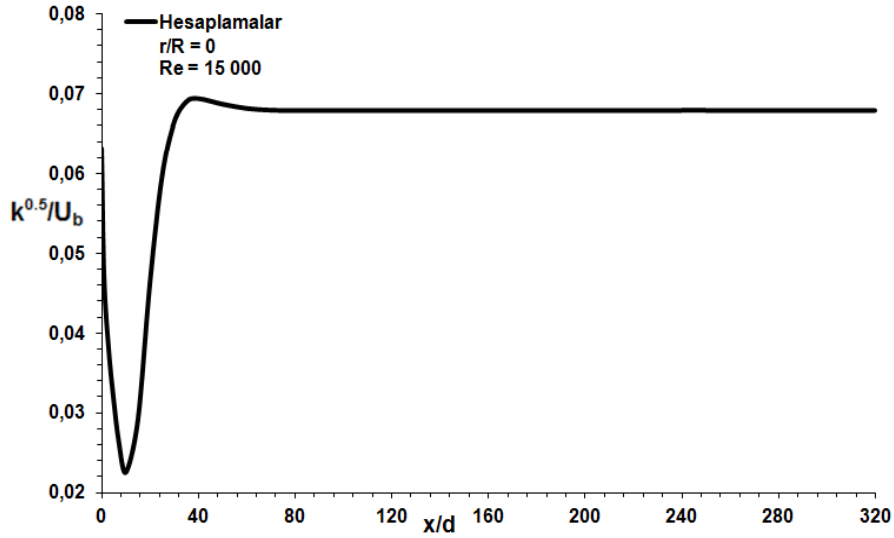


Şekil 14. Boruda $x/d=170$ kesitinde hesaplanan radyal aksel hız profiline Saadeh ve diğerleri'nin [6] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

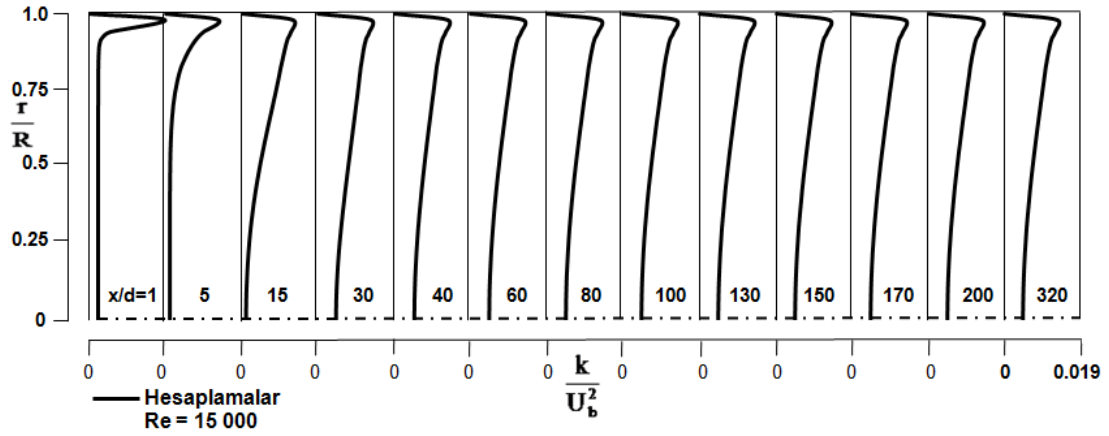
Şekil 15'de, boyutsuz olarak U_c/U_b ve eksenel uzunluk x/d cinsinden, simetri eksenini hızı U_c 'nin boru simetri eksenini boyunca değışimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, simetri eksenini hızı (U_c), önce kendi maksimum değerine $x/d=15$ kesitine erişinceye kadar artmakta, daha sonra da hafif şekilde azalarak aşağı akışta takriben $x/d=70$ kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine ulaşmakta ve ondan sonra da boru simetri eksenini boyunca sabit kalmaktadır. Saadeh ve diğerleri'nin [6] boru simetri eksenini boyunca simetri eksenini üzerinde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin eksenel dağılımı, $k^{0.5}/U_b$ cinsinden Şekil 16'da sergilenmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, türbülans kinetik enerji boru giriş düzleminde yaklaşık olarak $x/d=10$ kesitinde minimum değerine ulaşmaya kadar azalmakta ve ondan sonra da hızlı bir şekilde artarak $x/d=40$ kesitinde maksimum değerine ulaşmakta, daha sonra da çok hafif bir şekilde azalarak aşağı akışta takriben $x/d=110$ kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine erişmekte ve ondan sonra da boru simetri eksenini boyunca sabit kalmaktadır. Şekil 17, 18 ve 19, Saadeh ve diğerleri'nin [6] borusu boyunca, sırasıyla, hesaplanan türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ve efektif viskozite radyal profillerini, Şekil 13'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 $\mu_{e,max}$ ile boyutsuz kılınmıştır. Bu şekiller, boyutsuz türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerinin boru boyunca nasıl geliştiklerini gözönüne sermektedir. Boru cidarı boyunca hesaplanan cidar kayma gerilmesinin dağılımı boyutsuz olarak τ_w / τ_{wd} ve eksenel uzunluk x/d cinsinden Şekil 20'de takdim edilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, bu akış durumu için hesaplanan cidar kayma gerilmesinin tamamıyla gelişmiş değeri (τ_{wd}) takriben $x/d=70$ kesitinde elde edilmiştir. Bu kesitten sonra cidar kayma gerilmesi pratik olarak sabit kalmaktadır. Son olarak, Şekil 21'de, Saadeh ve diğerleri'nin [6] akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının ($C_f = 2 \tau_w / \rho U_b^2$) değışimi, aşağı akış yönü uzunluğunun (x/d) bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Görüldüğü üzere, cidar sürtünme katsayısı (C_f) Şekil 20'de sunulan cidar kayma gerilmesiyle aynı trendi göstermektedir.



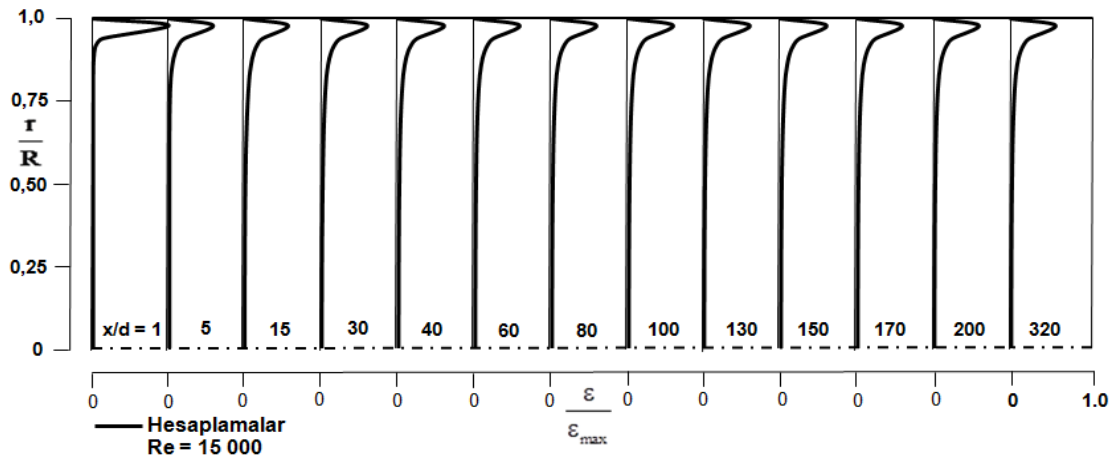
Şekil 15. Saadeh ve diğerleri'nin [6] borusu boyunca simetri eksenini üzerinde hesaplanan boyutsuz eksenel hızın değışimi.



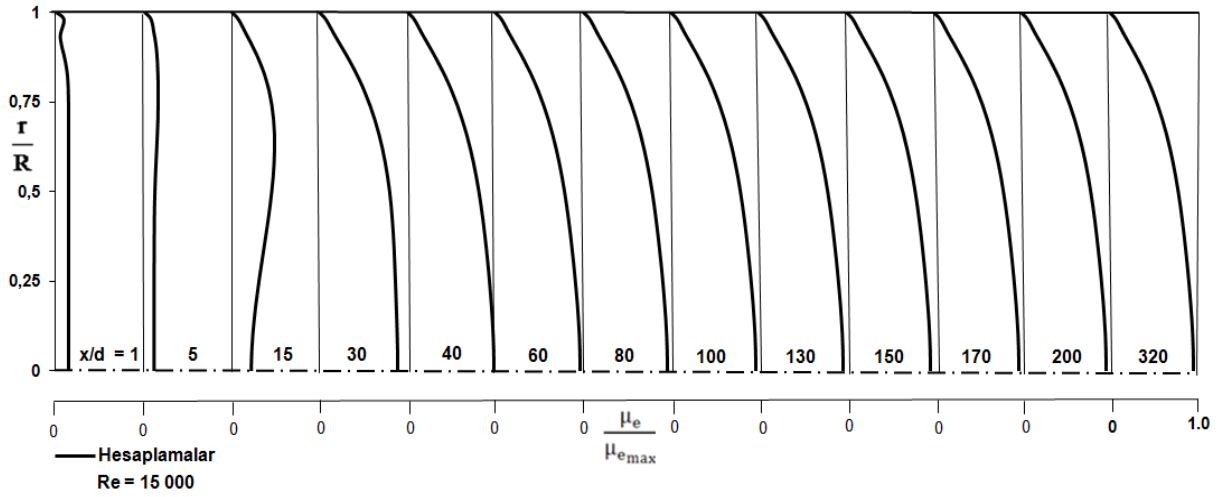
Şekil 16. Saadeh ve diğerleri'nin [6] dairesel kesitli akış borusu boyunca simetri ekseninde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin dağılımı.



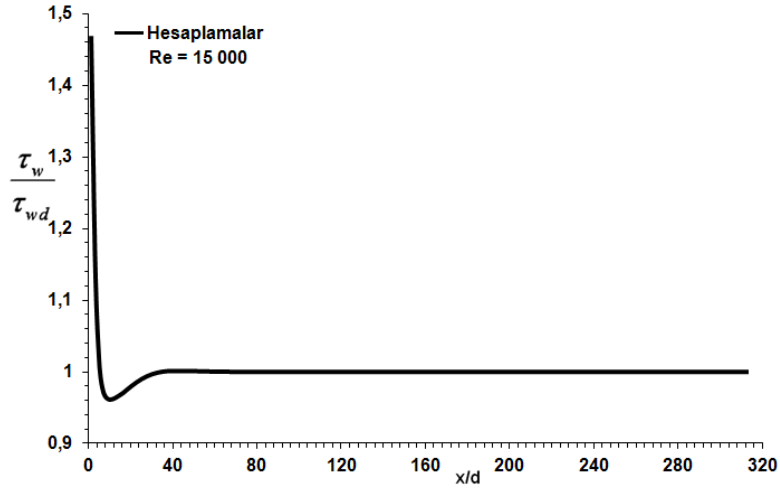
Şekil 17. Saadeh ve diğerleri'nin [6] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal profilleri.



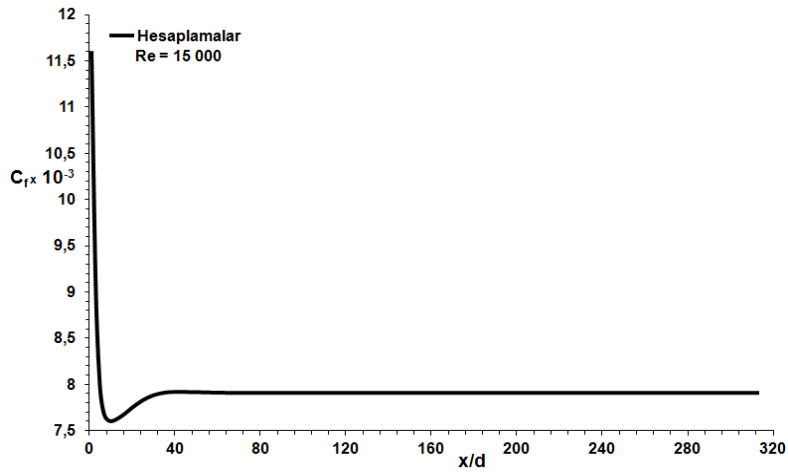
Şekil 18. Saadeh ve diğerleri'nin [6] akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı radyal profilleri.



Şekil 19. Saadeh ve diğerleri'nin [6] borusu boyunca hesaplanan efektif viskozite radyal profilleri.



Şekil 20. Saadeh ve diğerleri'nin [6] dairesel kesitli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz cidar kayma gerilmesinin dağılımı.



Şekil 21. Saadeh ve diğerleri'nin [6] dairesel kesitli akış borusu boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının değişimi.



4. SONUÇLAR

Bu orijinal araştırmanın sayısal simülasyonlarından çıkarılan başlıca ana sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir. Dairesel kesitli borularda gelişen türbülanslı akışlar iki farklı Reynolds sayıları için standart k-ε türbülans modelini kullanarak sayısal olarak hesaplanmıştır. Sonlu hacim yöntemini kullanarak, Patankar'ın [32] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. İki farklı dairesel kesitli borularda türbülanslı akışlar 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 eksenini üzerindeki hız, cidar kayma gerilmesi ile cidar sürtünme katsayısının dağılımları boru boyunca hesaplanmış, literatürde bildirilen deneysel ölçümlerle karşılaştırılmış ve genel olarak çok iyi uyumda oldukları bulunmuştur.

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	: Boru çapı
E	: Logaritmik yasa sabiti [$E=9.0$]
G	: Türbülans kinetik enerji üretim miktarı
k	: Türbülans kinetik enerji
P	: Basınç
r	: Silindiriksel koordinat sisteminde radyal koordinat
R	: Boru yarıçapı
Re	: Reynolds sayısı
S_ϕ	: Taşınım denklemlerinde kaynak terimi
U	: Akış yönü hızı (aksel hız bileşeni)
U_c	: Simetri eksenindeki hız
U_b	: Debiden hesaplanan ortalama hız (bulk velocity)
u_p	: Cidar yakınında P düğüm noktasında cidara paralel hız
u_τ	: Sürtünme hızı [$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$]
u^+	: Boyutsuz hız [$u^+ = u_p / u_\tau$]
u', v', w'	: Türbülans çalkantıları
v	: Radyal hız bileşeni
x	: Silindiriksel koordinat sisteminde aksel koordinat
y_p	: Cidardan, cidar yakınındaki P ağ düğüm noktasına olan akışa dik yöndeki mesafe
y^+	: Boyutsuz cidar mesafesi [$y^+ = y_p u_\tau / \nu$]
ϵ	: Türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı
ϕ	: Genel değişken
κ	: von Karman sabiti [$\kappa=0.41$]
μ	: Laminar dinamik viskozite
μ_t	: Türbülans dinamik viskozite
μ_e	: Efektif viskozite [$\mu_e = \mu + \mu_t$]
ν	: Laminar kinematik viskozite [$\nu = \mu / \rho$]
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

**KAYNAKLAR**

- [1] RICHMAN, J. W., and AZAD, R. S., "Developing Turbulent Flow in Smooth Pipes", *Appl. Sci. Res.*, 28, pp. 419-441, 1973.
- [2] LJUS, C., JOHANSSON, B., and ALMSTEDT, A. E., "Turbulence Modification by Particles in a Horizontal Pipe Flow", *Int. J. Multiphase Flow*, 28, pp. 1075-1090, 2002.
- [3] CHEVRIN, P. A., PETRIE, H. L., and DEUTSCH, S., "The Structure of Reynolds Stress in the Near-Wall Region of a Fully Developed Turbulent Pipe Flow", *Experiments in Fluids*, 13, pp. 405-413, 1992.
- [4] HOOPER, J. D., and MUSGROVE, A. R., "Reynolds Stress, Mean Velocity, and Dynamic Static Pressure Measurement by a Four-Hole Pressure Probe", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15, pp. 375-383, 1997.
- [5] WENGER, C. W., and DEVENPORT, W. J., "Seven-Hole Pressure Probe Calibration Method Utilizing Look-Up Error Tables", *AIAA Journal*, 37(6), pp. 675-679, 1999.
- [6] SAADEH, M., STRAUSS, K., and SCHNEIDER, T., "A Combined Piv/Lif-System for the Measurement of Heterogeneous Drag Reduction Effects in a Pipe-Flow", *Experiments in Fluids*, 22, pp. 292-299, 1997.
- [7] SCHILDKNECHT, M., MILLER, J. A., and MEIER, G. E. A., "The Influence of Suction on the Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow", *J. Fluid Mech.*, 90, pp. 67-107, 1979.
- [8] WITTMER, K. S., DEVENPORT, W. J., and ZSOLDOS, J. S., "A Four-Sensor Hot-Wire Probe System for Three-Component Velocity Measurement", *Experiments in Fluids*, 24, 416-423, 1998.
- [9] BARBIN, A. J., and JONES, J. B., "Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe", *J. Basic Engrg.*, *Trans. ASME*, 29, pp. 29-34, 1963.
- [10] DEN TOONDER, J. M. J., and NIEUWSTADT, F. T. M., "Reynolds Number Effects in Turbulent Pipe Flow for Low to Moderate Re", *Phys. Fluids*, 9, pp. 3398-3409, 1997.
- [11] EGGELS, J. G. M., UNGER, F., WEISS, M. H., WESTERWEEL, J., ADRIAN, R. J., FRIEDRICH, R., and NIEUWSTADT, F. T. M., "Fully Developed Turbulent Pipe Flow: A Comparison Between Direct Numerical Simulation and Experiment", *J. Fluid Mech.*, 268, pp. 175-209, 1994.
- [12] ELKINS, C. J., MARKL, M., PELC, N., and EATON, J. K., "4D Magnetic Resonance Velocimetry for Mean Velocity Measurements in Complex Turbulent Flows", *Experiments in Fluids*, 34, pp. 494-503, 2003.
- [13] ELKINS, C. J., MARKL, M., IYENGAR, A., WICKER, R., and EATON, J. K., "Full-Field Velocity and Temperature Measurements Using Magnetic Resonance Imaging in Turbulent Complex Internal Flows", *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25, pp. 702-710, 2004.
- [14] HRENYA, C. M., BOLIO, E. J., CHAKRABARTI, D., and SINCLAIR, J. L., "Comparison of Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Models in Predicting Fully Developed Pipe Flow", *Chemical Engineering Science*, 50(12), pp. 1923-1941, 1995.
- [15] KIKUYAMA, K., MURAKAMI, M., and NISHIBORI, K., "Development of Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer in an Axially Rotating Pipe", *J. of Fluids Eng.*, 105, pp. 154-160, 1983.
- [16] LAWN, C. J., "The Determination of the Rate of Dissipation in Turbulent Pipe Flow", *J. Fluid Mech.*, 48, pp. 477-505, 1971.
- [17] LAI, J. C. S., and YANG, C. Y., "Numerical Simulation of Turbulence Suppression: Comparisons of the Performance of Four $k-\epsilon$ Turbulence Models", *Int. J. Heat Fluid Flow*, 18(6), 575-584, 1997.
- [18] LAUFER, J., "The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow", *NACA Report 1174*, 1954.
- [19] KARASU, T., "Numerical Prediction of Incompressible Turbulent Swirling Flows in Circular-Sectioned Ducts and Annuli", *Ph.D. Thesis, University of London, London, U.K.*, 1980.
- [20] KARASU, T., "Numerical Prediction of Turbulent Flow in Circular Pipes", *9th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Atlanta, Georgia, USA, Proceedings Book, Vol. 9, Part 2*, pp. 1329-1339, 1995.
- [21] KARASU, T., CHOUDHURY, P. R., and GERSTEIN, M., "Prediction of Some Turbulent Flows Using Upwind and Hybrid Discretisation Schemes and the Two-Equation Turbulence Model", *Proc. 4th Miami International Symposium on Multi-Phase Transport and Particulate Phenomena, Miami Beach, Florida, U.S.A.*, 5, pp. 105-124, 1988.
- [22] KARASU, T., "Numerical Prediction of Turbulent Recirculating Flow Through Axisymmetric Sudden Expansions", *10th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, 21st -25th July 1997, Swansea, U.K.*, *Proceedings Book, Vol. 10*, pp. 357-368, 1997.



- [23] KARASU, T., "Computational Investigation of Turbulent Flow in Pipes", 3rd International Conference on Advanced Technology and Sciences (ICAT'16), 01-03 September 2016, Selçuk University, Konya, Turkey, Proceedings Book, pp. 939-948, 2016.
- [24] KARASU, T., "Computer Simulation of Turbulent Flow in Pipes", 9th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection (SEEP'16), 22-25 September 2016, Erciyes University, Kayseri, Turkey, Proceedings Book, pp. 359-365, 2016.
- [25] KARASU, T., "Computer Simulation of Developing Turbulent Flow in Circular-Sectioned Pipes", 10th International Clean Energy Symposium (ICES'16), 24-26 October 2016, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey, Proceedings Book, pp. 742-753, 2016.
- [26] KARASU, T., "Prediction of Turbulent Flow with Heat Transfer in an Annulus with Rotating Inner Cylinder", Proc. 8th Miami International Conference on Alternative Energy Sources, Miami Beach, Florida, U.S.A., vol. 2, pp. 361-385, 1989.
- [27] KARASU, T., "Numerical Prediction of Turbulent Swirling Flows in Circular-Sectioned Annuli", Proc. 5th Miami International Symposium on Multi-Phase Transport and Particulate Phenomena, Miami Beach, Florida, U.S.A., vol. 1, pp. 149-174, 1990.
- [28] KARASU, T., "Numerical Investigation of Developing Turbulent Flow Between Two Parallel Plates", IATS'13, 7th International Advanced Technologies Symposium, 30th October-1st November 2013, Istanbul, Turkey, Proceedings Book, pp. 49-56, 2013.
- [29] KARASU, T., "Numerical Solution of Turbulent Flow with Heat Transfer in an Annulus with Rotating Inner Cylinder", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, Vol. 12, No. 3, pp. 250-272, 1988.
- [30] WESTERWEEL, J., DRAAD, A. A., VAN DER HOEVEN, J. G. Th. and VAN OORD, J., "Measurement of Fully-Developed Turbulent Pipe Flow with Digital Particle Image Velocimetry", Experiments in Fluids, 20, pp. 165-177, 1996.
- [31] LAUNDER, B. E., and SPALDING, D. B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Comp. Meth. Appl. Mech. Engng, 3, pp. 269-289, 1974.
- [32] PATANKAR, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Chapters 5 and 6, 79-138, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington, DC, 1980.
- [33] PATANKAR, S. V., and SPALDING, D. B., "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 1787-1806, 1972.
- [34] SPALDING, D. B., "A General-Purpose Computer Program for Multi-Dimensional One-and-Two Phase Flow", Math. Comput. Simulation, XXIII, pp. 267-276, 1981.

ÖZGEÇMİŞ

Tahir KARASU

1950 yılı Eskişehir doğumludur. **D.I.C.** (**D**iploma of **I**mperial **C**ollege), Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, İngiltere; **M.Sc.**, The University of Birmingham, Birmingham, İngiltere; ve **Ph.D.**, The University of London, London, İngiltere, derecelerini aldı. 1982-1983 yıllarında Amerika Birleşik Devletlerinde Kaliforniya'da Los Angeles'ta University of Southern California'da postdoktoral araştırmacı olarak çalıştı. 1981-1986 yıllarında Uludağ Üniversitesi'nde, 1986-1988 yıllarında Çukurova Üniversitesi'nde ve 1988-1993 yıllarında Anadolu Üniversitesi'nde çalıştı. 1984'te doçent, 1995'te profesör oldu. 1993 yılından beri Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Termodinamik Anabilim Dalı Başkanlığını yapmakta olan Prof. Dr. Tahir Karasu İngilizce bilmekte ve ağırlıklı olarak Akışkanlar Mekaniği, Termodinamik, Isı Transferi, Türbülans, Sayısal Akışkanlar Dinamiği ve Sayısal Isı Transferi alanlarında çalışmaktadır.