



T.C.

**BATMAN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÜÇ FARKLI TİP KONİK YAPININ BORU GİRİŞ AKIŞINA  
OLAN ETKİLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLE ARAŞTIRILMASI**

**Oktay SERÇE**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı**

**Ekim-2020  
BATMAN  
Her Hakkı Saklıdır.**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Oktay SERÇE tarafından hazırlanan “Üç Farklı Tip Konik Yapının Boru Giriş Akışına Olan Etkilerinin Sayısal Yöntemle Araştırılması” adlı tez çalışması .../.../2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof. Dr. Hasan BAYINDIR

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

#### Üye

Dr.Ör.Üyesi Adem YILMAZ

**Yukarıdaki sonucu onaylarım.**

**Doç. Dr. Şehnaz TİĞREK FBE Müdürü**

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Oktay SERÇE

Tarih: 05 /10 / 2020

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

## ÜÇ FARKLI TİP KONİK YAPININ BORU GİRİŞ AKIŞINA OLAN ETKİLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLE ARAŞTIRILMASI

Oktay SERÇE

Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

2020, 76 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ  
Prof. Dr. Hasan BAYINDIR  
Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

Bir rezervuardan boruya akışkan girişi düşünüldüğünde boru akışı üzerinde etkili parametreler boru girişi ağız yapısı, boru duvarı yüzey pürüzlülüğü, boru girişinde hemen başlayan ısıtma veya soğutma işlemi ve Reynolds sayısıdır. Boruya akışkan alımında boru girişinin ağız yapısı, başlayan boru akışı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Uygulamalarda koniksel, çıkıntılı ve keskin kenarlı olmak üzere üç farklı tip boru giriş tipinin olduğu görülür. Çıkıntılı ve keskin kenarlı giriş tipleri türbülans içeren ve bozuk bir hız profiline boru akışını başlatırken trampet ağızı gibi bir yapıya sahip olan koniksel boru giriş tipi ise boru girişinde türbülans içermeyen ve düzgün hız profiline sahip bir akışı başlatmaktadır. Boru girişinde farklı akış davranışına neden olan bu elemanlar boru girişinde başlayan ısı transfer uygulamalarında ısı transferinin artırılması, boru akışında yerel basınç kayıplarının düşürülmesi gibi amaçlar için araştırıldıkları ve kullanıldıkları görülür. Bu çalışmada kanat, eliptik ve basit yarıçap şeklinde üç farklı tipi bulunan koniksel girişin boru aşağı akımı üzerindeki etkileri karşılaştırılmalı olarak sayısal yöntemle araştırılmıştır. İmalat ve maliyet açısından birbirinden ayrılan bu üç koniksel tipin boru aşağı akımı üzerindeki etkileri laminer ve türbülans boru akışlarını kapsayacak şekilde  $600 \leq Re \leq 200000$  Reynolds sayı aralığında gerçekleştirilmiştir. Daimî ve izotermal akış özelliklerine sahip hava akışları sayısal çözümle simüle edilmiştir. Boru akışlarının sayısal simülasyonu için zaman ortalamalı akış denklemleri ve akışta oluşan türbülansın çözümü için de SST k-omega türbülans modeli kullanılmıştır. Boru yarıçapı, akışkan viskozitesi ve sıcaklığı değiştirilmeden her üç giriş tipinin boru girişinde yarattığı basınç kaybı ve boru girişinde sağladığı hız profili karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Sonuç olarak her akış için bulunan basınç kayıpları, boyutsuz basınç kayıp katsayısına ( $C_p$ ) dönüştürülmüş ve Reynolds sayısı ile olan değişimleri gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı arttıkça ( $C_p$ ) değerinin her üç giriş tipi için de düştüğü, en çok basınç kaybı olan giriş tipinin basit yarıçap giriş tipi ve en az basınç kaybı olan giriş tipinin ise eliptik profilli giriş olduğu belirlenmiştir. Üç farklı koniksel giriş tipinin boru girişinde ürettikleri hız profilleri kesit ortalama hız profilinden ortalama mutlak sapma değerleri her Reynolds sayısı için ölçülmüştür. Yapılan analize göre laminer akışın olduğu düşük Reynolds sayılarında basit yarıçap profili daha düzgün bir hız profili oluştururken daha yüksek Reynolds sayılarında diğer iki giriş tipine göre çok çarpık bir hız profiline neden olduğu görülmüştür. Sonuç olarak eliptik profilli giriş tipi ile kanat profilli giriş tipinin ürettikleri hız profilleri tüm Reynolds sayılarında birbirine çok yakın olmalarına rağmen eliptik giriş daha düzgün bir hız profili oluşturmaktadır. Burada üretilen hız profiline ortalama hız profiline yakınlık derecesi, başlayan aşağı akım için performans artırıcı bir etkiye sahiptir.

**Anahtar Kelimeler:** boru akışları, boru girişleri, çan ağızlı giriş, gelişen boru akışı, giriş akışı,

**ABSTRACT  
MS THESIS**

**INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THREE DIFFERENT TYPE  
CONICAL BUILDINGS ON PIPE INLET FLOW  
BY NUMERICAL METHOD**

**Oktay SERÇE**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
BATMAN UNIVERSITY**

**THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE OF RENEWABLE ENERGY SYSTEMS**

**Advisor: Asst. Prof. Dr. Hasan DÜZ**

**2020, 76 Sayfa**

**Jury**

**Asst. Prof. Dr. Hasan DÜZ**

**Prof. Dr. Hasan BAYINDIR**

**Assoc. Prof. Dr. Üyesi Adem YILMAZ**

The effective parameters on pipe flow are the mouth structure at the pipe inlet, the surface roughness of the pipe wall, the heating or cooling process that begins immediately at the pipe inlet, and the Reynolds number. In the fluid entering to the pipe, the mouth of the pipe has a significant effect on the pipe inlet flow. In applications, it is seen that there are three different arrangements of pipe inlet: conical, protruding and sharp edges. Protruding and sharp-edged pipe inlets cause to a turbulent and a distorted profile at the pipe entrance. Conical pipe inlet type, which has a structure like a bellmouth, cause to a turbulent and smooth velocity profile at the pipe inlet flow. These pipe inlet types are used for purposes such as increasing the heat transfer rate in heat transfer applications that begin at the pipe entrance, reducing local pressure losses in the pipe entrance. In this study, the effects of conical type, available in three different types named as elliptical, airfoil and simple radius, on pipe flow were comparatively investigated by numerical method. The effects of these three conical types inlets on pipe flow, differ from each other in terms of manufacturing process and cost, have been investigated for air pipe flows being steady and isothermal in the Reynolds number range of  $600 \leq Re \leq 200000$ . Time-averaged flow equations were used for numerical simulation of pipe flows and SST k- $\omega$  turbulence model was used to solve the turbulence existed in the flow. The pressure loss of the entry pipe flow and the velocity profile at the pipe entrance were investigated comparatively by all three inlet types without changing the pipe radius, fluid viscosity and temperature. As a result, the pressure losses found for each flow were converted to the pressure loss coefficient ( $C_p$ ) and its change with the Reynolds number was observed. As the Reynolds number increases,  $C_p$  values decreases for all three input types. Result has shown that the inlet type with the highest pressure loss is the simple radius and with the least pressure loss is the elliptical profile inlet. The mean absolute deviation of velocity profiles produced by those three inlet types at the pipe inlet values from the pipe cross-sectional mean velocity profile were measured at each Reynolds number. According to the analysis, the simple radius velocity profile creates a smoother velocity profile at low Reynolds number flows (laminar flow) and cause to a very distorted velocity profile at higher Reynolds numbers compared to the other inlet types. As a result, although the velocity profiles produced by the elliptical profiled inlet type and the airfoil profiled inlet type are very close to each other in all Reynolds numbers, the elliptical inlet type seem to have a smoother velocity profile at pipe inlet. The degree of proximity of the velocity profile generated by inlet type to the pipe cross-sectional mean velocity profile has a performance-enhancing effect for the starting downstream.

**Keywords:** bellmouth inlet, developing flow, entrance flow, pipe flows, pipe entrance

## ÖNSÖZ

Bu çalışmanın yürütülmesinde, lisans ve yüksek lisans eğitim sürecim boyunca manevi açıdan destek veren Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi eğitimcilerine, bilgi ve birikimlerini şahsımla paylaşan değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ'e, The University of Bielsko-Biała, Polonya eğitimcileri Dr. Jerzy KOPEĆ ve Dr. Krzysztof SIKORA'a ve Serçe Ailesine teşekkür eder saygılarımı sunarım.

Oktay SERÇE

BATMAN-2020

# İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>1.GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>3</b>
<b>3.AKIŞKAN VE AKIŞ HALİ ÖZELLİKLERİ</b> .....	<b>7</b>
3.1. Akışkan Özellikleri .....	7
3.2. Akışkanların Sınıflandırılması .....	8
3.3. Basınç.....	11
3.4. Kaymama Koşulu-Sınır Tabaka.....	11
3.5. Laminer-Türbülanslı Akış.....	13
3.6. Viskozite-Kayma Gerilmesi.....	14
3.7. Reynolds Sayısı.....	15
<b>4. BORULARDA AKIŞ</b> .....	<b>16</b>
4.1. Giriş Bölgesi .....	16
4.2. Giriş Uzunluğu.....	16
4.3. Borularda Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı.....	17
4.4. Temel Akış Denklemleri .....	19
4.4.1. Genel Mekanik Enerji Denklemi.....	18
4.4.2. Diferansiyel Temel Akış Denklemleri.....	19
4.5. Boru Akışlarında Laminer ve Türbülans Hız Profili.....	23
4.6. Çeper ve Logaritmik Hız Yasası .....	24
4.7. Boru Giriş Tipleri.....	25
<b>5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)</b> .....	<b>27</b>
5.1. Çözüm Yolu .....	28
5.2. Akışın Sınır Şartları.....	28
5.3. Sayısal Çözümde İterasyon Sayısı ve Yakınsama Kriteri.....	29
5.4. Türbülans Modelleme .....	29
5.5. Sayısal Türbülans Çözümler.....	30
5.6. RANS Çözümlerinin Temelleri.....	31
5.7. RANS Modelleri .....	32
5.7.1. İkinci Dereceden Kapatıcı Modeller .....	32
5.7.2. Birinci Dereceden Kapatıcı Modeller.....	32
5.7.3. Sıfır Denklemlerli Modeller .....	32
5.7.4. Bir Denklemlerli Model.....	33
5.7.5. İki Denklemlerli Türbülans Modelleri.....	33
5.7.5.1. K-Epsilon Modeli.....	33
5.7.5.2. K-Omega Modeli.....	34
5.7.5.3. (SST) k-Omega Modeli.....	35
5.8. Büyük Eddy Simülasyonu (LES) .....	35
<b>6. METERYAL VE METOD</b> .....	<b>37</b>
6.1. Giriş.....	37
6.2. Akış Alan ve Akışkan Özellikleri .....	39

6.3. Analiz Parametreleri.....	40
6.4. Sayısal Çözüm.....	41
6.4.1. Giriş.....	41
6.4.2. Sayısal Çözüm Aşamaları.....	43
6.4.3. Her Üç Giriş Tipi için Oluşturulan Akış Geometrilere .....	44
6.4.4. Mesh Oluşturma .....	45
6.4.5. Akış Geometrisinin Sınır Şartları .....	48
6.4.6. Monitör Noktaları.....	49
<b>7. SİMULASYON SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME.....</b>	<b>52</b>
7.1. Giriş Tipinin Yerel Basınç Kaybına Etkisi .....	52
7.2. Boru Girişinde Hız Profillerinin Etkileri.....	58
<b>8. SONUÇ VE ÖNERİ.....</b>	<b>64</b>
<b>KAYNAKÇA.....</b>	<b>66</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>69</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>85</b>



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### SİMGELER

- $D$  : boru çapı, m  
 $K_L$  : yerel kayıp katsayısı, boyutsuz  
 $C_p$  : basınç kayb katsayısı  
 $f$  : darcy sürtünme faktörü, boyutsuz  
 $g$  : yerçekimi ivmesi,  $m/s^2$   
 $h_{pompa,f}$  : faydalı pompa yükü, m  
 $h_k$  : yük kaybı, m  
 $h_{türbin}$  : türbinden geçen kaybettiği mekanik enerji yükü, m  
 $I$  : türbülans yoğunluğu  
 $k$  : türbülans kinetik enerjisi,  $kg\ m^2/s^2$   
 $L$  : boru uzunluğu, m  
 $m$  : kütle, kg  
 $\dot{m}$  : kütleli debi, kg/s  
 $P$  : basınç, Pa  
 $P'$  : anlık basınç çalkantı değeri, Pa  
 $\bar{P}$  : zaman ortalamalı basınç değeri, Pa  
 $V$  : ortalama akış hızı, m/s  
 $u, v$  ve  $w$  : sırasıyla  $x, y$  ve  $z$  yönlerindeki anlık hız bileşenleri, m/s  
 $u', v', w'$  : sırasıyla  $x, y$  ve  $z$  yönlerindeki anlık hız çalkantı bileşenleri, m/s  
 $\bar{u}$  : zaman ortalamalı akış hızı, m/s  
 $u^*$  : sürtünme hızı, m/s  
 $u^+$  : boyutsuz hız  
 $y^+$  : boyutsuz mesafe,  
 $\nu$  : kinematik viskozite,  $m^2/s$   
 $\rho$  : akışkan yoğunluğu,  $kg/m^3$   
 $\mu$  : akışkan viskozitesi,  $kg/m \cdot s$   
 $\mu_t$  : türbülans viskozitesi,  $kg/m \cdot s$   
 $\tau$  : kayma gerilmesi, Pa  
 $\tau_d$  : duvar kayma gerilmesi, Pa  
 $\tau_{lam}$  : laminar kayma gerilmesi, Pa  
 $\tau_{türb}$  : türbülans kayma gerilmesi, Pa  
 $\epsilon$  : türbülans kinetik enerji yayılma oranı  
 $\omega$  : türbülans frekansı  
 $\Phi_{ij}$  : basınç-gerinim tensörü  
 $\delta$  : kroneker delta

### KISALTMALAR

- DNS : Direct Numerical Simulation (Doğrudan Sayısal Simülasyon)  
HAD : Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği  
LES : Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simülasyonu)  
RMS : Root Mean Square (Ortalama Karekök)  
RANS : Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds ortalamalı Navier Stokes)

## 1. GİRİŞ

Madde katı, sıvı ve gaz olmak üzere üç halde bulunur. Sıvılar ve gazlar kuvvet etkisiyle kolayca şekil değiştirebildiklerinden akabilme özelliğine sahiptirler, bu nedenle akışkan madde olarak tanımlanmışlardır. Fan veya pompa gibi mekanik makinalar kullanılarak akışkanlar boru veya kanallarda akmaya zorlanırlar. Su, doğalgaz ve petrol gibi akışkanlar boru hatları ile kaynağından alınıp uzaktaki kullanım alanlarına taşınabilmektedirler. Endüstriyel işlemler, mahal ısıtma ve soğutma sistemleri, şehir su ve doğalgaz dağıtım şebekeleri gibi daha pek çok alanda akışkanların boru veya kanallar vasıtası ile taşındıkları görülür. Bu tür sistemlerde istenen debilerde akışkan akışını sağlayabilmek için mekanik makinalar belirli bir güç tüketmektedirler. Bu mekanik makinalar akış sistemi için uygun güçte seçimleri yapılmadığı sürece pek çok enerji israfına yol açabilmektedirler. Akış sisteminde enerji tüketimine neden olan akış sürtünmeleri çeşitli yöntemlerle minimize edilerek önemli enerji tasarrufları sağlanabilmektedir. Sağlanan bu enerji tasarrufu küresel ısınma ile mücadelede önemli bir katkı sağladığı gibi işletmenin yıllık enerji tüketim maliyetlerini düşürmekte ve mekanik sistemin ömrünü de artırmaktadır.

Çoğu akışkan dairesel borular ile taşınmaktadır. Bunun sebebi, dairesel en-kesitli boruların içi ve dışı arasındaki büyük basınç farklarına dayanabilmesidir. Bu nedenle yüksek basınçların ve debilerin istendiği akışkan taşıma sistemlerinde borular tercih edilmektedir. Dairesel olmayan borular yani kanallar ise düşük basınç farkı ile hava akışının sağlandığı iklimlendirme ve havalandırma sistemlerinde kullanıldığı görülmektedir. Borulama sistemine göre kanal sistemlerinin imalat ve tesisat maliyetleri daha düşük olmaktadır.

Akışkan akışının sağlandığı borulama sistemleri birbirine çeşitli bağlantı elemanları ile bağlanmış borulardan, akış sistemini kontrol eden bağlantı elemanlarından ve akışı sağlayan mekanik güç sisteminden oluşmaktadır (Çengel, 2008). Tüm bu elemanlar sürtünme kaynaklı ayrı bir enerji tüketimleri vardır ve bunlar enerji tasarrufu açısından ayrı ayrı ele alındığı ve araştırıldığı görülür. Akış sisteminde mekanik enerji tüketilmesine neden olan sürtünme kaynaklı enerji kayıpları sürekli kayıplar ve yerel kayıplar olarak ikiye ayrılır. Sürekli kayıplar düz boru akışındaki sürtünme kayıpları olurken yerel kayıplar ise düz boru dışında akış sistemi üzerinde bulunan yerel bağlantı elemanlarından kaynaklanan sürtünme kayıplarıdır. Yerel elemanlar vana, dirsek, boru girişi ve çıkışı, redüksiyon, filtre, kazan, kalorifer peteği gibi akışın karışmasına ve

yönünün değişmesine neden olan elamanlardır. Uzun borulu akış sistemlerinde genellikle yerel elemanların sayıları çok olduğundan kayda değer bir enerji kaybına neden olmaktadır. Bu nedenle yerel elemanlarda enerji kayıplarını düşürmek önemli bir enerji tasarrufu sağlayabil-mektedir.

Geniş bir akışkan bölgesinden dar olan boruya akışkan girişinde önemli bir yerel enerji kaybı olduğu görülür. Boru girişinden itibaren akış, hız profili yönünden boru geometrisine adapte oluncaya kadar belirli bir boru mesafesine kadar hız profili değişmekte ve en sonunda değişmeyen bir hız profiline dönüşmektedir. Boru girişinden itibaren hız profilinin değiştığı boru akışına gelişen akış ve sonrasında hız profilinin değişmediğı boru akışına ise tam gelişmiş boru akışı denir. Gelişen boru akışında basınç gradyanı ve hız akış boyunca değişirken tam gelişmiş boru akışında değişkenlik görülmemektedir. Geniş bir akış alanından akışkanın boruya geçtiğı boru girişi veya boru ağızı boru akışı üzerinde oldukça etkilidir. Uygulamalarda koniksel, çıkıntılı ve keskin kenarlı olmak üzere üç farklı şekilde boru giriş montajının kullanıldığı görülür. Basit ve düşük maliyetleri nedeniyle çıkıntılı ve keskin kenarlı boru giriş montajları uygulamalarda en çok görülen boru girişleridir. Fakat bu iki giriş şekli boru girişinde çalkantılı ve bozuk hız profiline sahip bir akışa neden olduklarından gelişen akışta enerji kayıpları yüksek olur. Genellikle akışkan ısıtmasının veya soğutmasının hemen boru girişinde başladığı borulu ısı değiştiricilerinde iyi bir ısı transferi sağlamak için boru girişinde türbülanslı bir akış istenir. Bu nedenle çıkıntılı ve keskin kenarlı giriş tipleri ısı değiştiricilerde tercih edilmesine rağmen neden oldukları basınç kayıpları ayrı bir dezavantaj olarak görünmektedir. Boru girişinde çalkantı oluşturmeyen ve akışkanın düzgün bir hız profilinde boruya geçişini sağlayan koniksel boru giriş tipleri ise maliyetli olmalarına rağmen gelişen akışta düşük bir basınç kaybına neden olmaktadır. Ayrıca koniksel giriş, türbülans içermeyen uzun gelişen bir boru akışı sağladığından kompresör, içten yanmalı motor ve fan gibi cihazların girişinde koniksel giriş tipi tercih edilmektedir. Girişte sağlanan düzgün ve türbülanssız bir akış bu tür cihazların performanslarını artırdığından koniksel giriş tipi ayrı bir araştırma konusu haline gelmiştir.

Literatürde konik, çıkıntılı ve keskin kenarlı giriş tiplerinin boru akışı üzerindeki etkilerini ortaya çıkarmak için pek çok teorik, deneysel, sayısal çalışmaların olduğu görülmektedir. Fakat bu çalışmalarda koniksel giriş tipinin geometrik boyutları ve çeşidi hakkında bilgilerin verilmediğı sadece koniksel giriş tipinin etkilerinin ölçüldüğü görülmektedir. Uygulamalarda basit yarıçap profilli, kanat profilli ve eliptik profilli olmak üzere üç farklı koniksel geometrik tipin boru girişlerinde kullanıldığı görülür. Bu

tez çalışmasında en iyi koniksel giriş tipini belirlemek için her üç koniksel giriş tipinin kullanıldığı boru akışları sayısal çözümle simule edilmiş ve çıkan sonuçlar karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Analizlerde her giriş tipinin neden olduğu basınç kaybı ve boru girişinde ürettiği hız profili incelenmiş ve en iyi giriş tipi belirlenmeye çalışılmıştır. Sayısal çalışmada daimî, izotermal ve sıkıştırılabilir özelliklere sahip hava akışları simule edilmiştir. Koniksel giriş tiplerinin boru akışı üzerindeki etkilerini ölçmek için Reynolds sayısı analiz parametresi olarak kullanılmıştır. Laminer ve türbülanslı boru akışlarını kapsayacak şekilde  $600 \leq Re \leq 200000$  aralığında düşük, orta ve yüksek Reynolds sayılarında boru akışları sayısal çözümle simule edilmiştir. Akışların sayısal çözümü için zaman ortalamalı akış denklemleri ve akışta oluşan türbülansın çözümü için SST k-omega türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal çözümden çıkan sonuçlar karşılaştırmalı olarak Reynolds sayısı ile değişimleri her üç giriş tipi için incelenmiş ve değerlendirilmiştir.

## 2.1 Literatür

Boru giriş tiplerinin gelişen boru akışı üzerindeki etkilerinin araştırıldığı ilgili literatür çalışmaları aşağıda özetlendiği gibi tez konusu olması nedeniyle koniksel giriş tipi ile ilgili yapılan literatür çalışmaları ayrıca detaylı bir şekilde özetlenerek verilmiştir. Akışlarla ilgili şimdiye kadar en önemli çalışma, boru içerisindeki akışa mürekkep enjekte ederek laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinin varlığını ispat eden Osborne Reynold'un çalışmaları (Osborne Reynold, 1883) olmuştur. Sürtünme faktörünün geliştirilmesinde ise önemli katkıları bulunan Julius Weisbach ve Henry Darcy'in çalışmaları da önemini korumaktadır.

Kanda ve Oshima (1987) 2700-10000 Reynolds sayıları aralığında, dairesel boru akışlarında gelişen boru akışını incelemek için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Boru girişi olarak koniksel giriş tipi kullanılmış ve sayısal çalışmayla giriş tipinin gelişen akış üzerindeki etkileri ölçülmüştür.

Ghajar ve Madon (1992) 500-15000 Reynolds sayısı aralığında deneysel olarak gerçekleştirdikleri izotermal dairesel bir boru akışında çıkıntılı, keskin kenarlı ve konik giriş tiplerinin geçiş Reynolds sayısı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Laminerden türbülansa geçişin çıkıntılı girişte 1980-2600, keskin kenarlıda 2070-2840 ve konik girişli akışta ise 2125-3200 arasındaki Reynolds sayılarında gerçekleştiği test edilmiştir.

Ghajar ve Lap-Mou (1994) keskin kenarlı, çıkıntılı ve koniksel giriş tiplerine sahip

yatay dairesel bir boru akışına sabit duvar ısı akısını uygulayarak zorlanmış ve karışık taşınımlı (doğal ve zorlanmış) akış için ısı geçişini incelemişlerdir. Genel olarak her giriş tipi için farklı Reynolds sayıları elde edilmiş olup, geçiş rejiminde gelişen ve tam gelişmiş veya karışık taşınım ısı transfer katsayıları hakkında sonuçlar çıkarmışlardır.

Lap-Mou ve Ghajar (1997) izotermal ve izotermal olmayan akış koşullarda laminer, geçiş ve türbülanslı rejimleri kapsayacak şekilde 1000-17000 arasındaki Reynolds sayılarında etilen-glikol su karışımı ile boru akışlarını deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada giriş tipinin tam gelişmiş Darcy sürtünme faktörüne ve geçiş Reynolds sayılarına olan etkileri araştırılmıştır. Deneysel sonuçlara göre izotermal akışlarda laminerden türbülansa geçişin çıkıntılı girişle 2900-3500, keskin kenarlı girişle 3100-3700 ve koniksel girişle 5100-6100 Reynolds sayılarında gerçekleştiği ve izotermal olmayan akışlarda ise geçişin çıkıntılı girişle 4100-5900, keskin kenarlı girişle 4500-6400 ve koniksel girişle ise 7300-9600 Reynolds sayı aralığında gerçekleştiği görülmüştür. Burada izotermal olmayan akışta geçiş Reynolds sayılarının daha yüksek görülmesinin nedeni, ısı transferinden dolayı oluşan ikincil akışların varlığı ve yüksek sıcaklık nedeniyle akışkan viskozitesinin düşüklüğü gösterilmiştir. Verilen bir Reynolds sayılı akışta çıkıntılı girişin en yüksek sürtünme faktörüne koniksel girişin ise en düşük sürtünme faktörüne neden olduğu belirlenmiştir. Sonuçlar laminer veya türbülansın olduğu akış rejimlerinde boru giriş tipinin tam gelişmiş sürtünme faktörüne bir etkisinin olmadığı fakat geçiş rejiminde etkili olduğu tespit edilmiştir.

Lap-Mou ve Ghajar (1998) koniksel girişe sahip yatay dairesel bir tüp içerisinden akan etilen-glikol sulu karışım deneyinde yerel sürtünme katsayısını 1500-27000 aralığındaki Reynolds sayılarında araştırmışlardır. Boru akışında gelişen sınır tabakada laminerden türbülansa geçiş Nusselt değerlerinde ani bir düşüş ile belirlenmiştir. Geçişte görülen ani düşüşün yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarında önemli bir etkiye sahip olduğu belirtilmiştir. Çalışmada koniksel giriş tipinin kısa borulu akışlarda ısı transfer hesaplamaları için önem derecesi ortaya çıkarılmıştır.

Campbell ve Kandlikar (2002) mikro kanal akışlarında laminer-türbülans geçişlerindeki belirsizlikleri gidermek amacıyla 1,9 cm çaplı boruda basınç düşüşlerinin ölçüldüğü deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında gerçekleştirilen çalışmada boru girişinde türbülans üreten bir türbülatorün konulması ve konulmaması durumuna göre iki farklı giriş tipinin (koniksel giriş, keskin kenarlı giriş) geçiş Reynolds sayısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak türbülatorsüz durumda  $Re=2300$ 'lere kadar akışın hala laminer kaldığı, türbülatorlü durumda ise akışın

$Re=1874-2202$  arasındaki Reynolds sayılarına kadar laminer kaldığı görülmüştür. Koniksel girişin keskin kenarlı girişe göre aynı Reynolds sayısında daha düşük sürtünme faktörüne neden olduğu ve bu farkın yüksek Reynolds sayılarına doğru çok daha belirginleştiği görülmüştür. Sonuç olarak akışın girişte yaratılan türbülans seviyesine çok bağlı olduğu bu nedenle girişte daha az türbülans üreten koniksel girişin geçiş Reynolds sayısını yükselttiği bildirilmiştir.

Mohammed ve Salman (2007) düşey bir boru içerisinde yukarı doğru doğal olarak gerçekleşen laminer hava akışında sabit duvar ısı akısını uygulayarak doğal taşınım ısı transfer değerlerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneysel keskin kenarlı giriş, koniksel giriş ve tam gelişmiş bir giriş akışı için 60 cm ve 120 cm uzunluklarındaki boru girişlerinin duvar sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri  $1.1 \times 10^9 < Ra < 4.7 \times 10^9$  arasındaki değerler için araştırılmıştır. Sabit ısı akısı sonuçları, 120 cm girişe sahip boru akışında boru duvar yüzey sıcaklığının en yüksek olduğunu ve konik giriş için ise en düşük olduğunu göstermiştir. Aynı şekilde yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısının konik girişli akışlarda en yüksek ve 120 cm girişli akışta ise en düşük olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak doğal taşınım düşey bir boru akışında giriş tiplerinin ısı transferi üzerindeki etkilerini gösteren genel bir bağıntı türetilmiştir.

Mohammed (2009) ısı transferli yatay dairesel bir borudaki laminer hava akışında farklı giriş tiplerinin akış üzerindeki etkilerini  $400 < Re < 1600$  Reynolds sayı aralığında ve  $3.12 \times 10^5 < Gr < 17.2 \times 10^5$  Grashof sayı aralığında deneysel yöntemle araştırmışlardır. Boru dış yüzeyinden sabit duvar ısı akısı akışa uygulanmıştır. Sonuçlar duvar yüzey sıcaklığının tam gelişmiş akış kısmında daha yüksek olduğunu ve konik girişli akışta ise Nusselt sayı değerlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Isı transferini tahmini için çıkan ortalama ısı transfer sonuçlarından Prandtl, Grashof ve Reynolds terimlerini içeren ampirik bir bağıntı önerilmiştir. Önerilen bağıntı literatürdeki mevcut verilerle iyi uyumlu olduğu görülmüştür.

Olivier ve Meyer (2010) çalışmasında üç farklı giriş tipini kullanarak en az ve en fazla türbülans üreten giriş tipini deneysel boru akışları ile belirlemeye çalışmışlardır. Deneysel ölçümler sonucunda koniksel girişin boru girişinde en az türbülans ürettiği ve çıkıntılı girişin ise en fazla türbülans ürettiği belirlenmiştir.

Boru akışlarında laminerden türbülansa geçişin olduğu Reynolds sayı aralığının belirsiz olması ısı eşanjörlerinin geçiş rejiminden uzak Reynolds sayılarında tasarlamasına neden olmuştur. Meyer ve Olivier (2010) bunun önüne geçmek için izotermal ve izotermal olmayan (düzgün duvar ısı akısı) şartlarda pürüzsüz tüplerin içerisinde deneysel akışlar

gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada hidrodinamik olarak tam gelişmiş, keskin kenarlı giriş, çıkıntılı giriş ve koniksel giriş tipleri ele alınmıştır. Test akışkanı olarak soğutulmuş su kullanılmış ve 1000-20000 arasındaki Reynolds sayılarında tüp akışları gerçekleştirilmiştir. izotermal akış sonuçları, laminerden türbülansa geçiş Reynolds sayı aralığının giriş tipine büyük ölçüde bağlı olduğunu, izotermal olmayan akış sonuçları ise, geçişin girişten bağımsız olduğunu ve geçişin yaklaşık 2100 Reynolds sayısında gerçekleştiğini göstermiştir.

Son ve ark. (2012) fan hava giriş çapının ve fan girişinde kullanılan koniksel girişin geometrik çapının bir merkezkaç fan üfleyicisinin akış debisi üzerindeki etkileri sayısal simülasyonla ve paralelinde yapılan deneysel çalışmayla araştırmışlardır. Sonuç olarak fan giriş çapının fan performansı üzerinde çok etkili olduğu fakat koniksel girişin geometrik çapının ise fan performansı üzerinde düşük derecede etkili olduğu görülmüştür. Sayısal sonuçlar, giriş ve koniksel geometrik çapın en iyi fan performansını sağlayan optimum boyutsuz değerleri ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca giriş yarıçapının ve koniksel yarıçapın üfleyicinin ses kalitesi üzerinde pek fazla bir etkisinin olmadığı bildirmişlerdir. Yukarıda verilen literatür çalışmalarında görüldüğü gibi boru giriş tipinin giriş akışı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu yapılan pek çok deneysel çalışmayla gösterilmiştir. Yapılan bu çalışmalara göre boru giriş tipinin laminerden türbülansa geçişin olduğu geçiş Reynolds sayıları üzerinde çok etkili olduğu ve geçiş akışını en çok geciktiren elemanın ise koniksel tipli girişin olduğu görülmüştür. Ayrıca boru giriş tiplerinin izotermal ve ısı geçişli boru akışları üzerinde ayrı bir etkilerinin olduğu görülmektedir. Hava akışının sağlandığı fan gibi cihazlarda girişte kullanılan koniksel giriş tipinin fan performansı üzerinde önemli iyileştirici bir etkisinin olduğu fan akışlarını ele alan deneysel ve sayısal çalışmalarda gösterilmiştir.

Sonuç olarak boru girişinde kullanılan koniksel tip, boruya akışkanı düzgün bir şekilde sağladığından boru akışı üzerinde önemli iyileştirici bir etkiye sahiptir. Keskin kenarlı ve çıkıntılı giriş bağlantı türlerine göre koniksel giriş tipi boru akışında basınç kayıplarını oldukça azaltabilmektedir. Aynı düşük Reynolds sayılı akış düşünüldüğünde keskin kenarlı ve çıkıntılı girişli boru akışında tam gelişmiş türbülanslı boru akışı görülürken koniksel girişli boru akışında akış hala tam gelişmiş laminer akış olabilmektedir. Laminer akışın yapısı gereği basınç kayıpları türbülanslı akışa göre daha azdır. Fakat boru girişinde ısı transferi olması durumunda koniksel giriş tipi az türbülans ürettiğinden bu da akışkana olan ısı transferini azaltmaktadır. Bu nedenle ısı transferli boru giriş akışında türbülans üreten çıkıntılı veya keskin kenarlı girişler tercih

edilebilmektedir. Isı transferli boru akışları basınç kayıplarının azaltılması ve ısı transferinin de artırılması yönünde çalışma gerektirdiğinden ısı değiştirici tasarım aşamasında orta bir yol olarak optimizasyon aalışmaları yapılmaktadır.

Uygulamalarda üç farklı tip koniksel giriş tipini olduğu görölmesine rağmen bu koniksel girişlerin akış üzerindeki etkilerinin karşılaştırılmalı olarak araştırıldığı görölmemiştir. Ayrıca koniksel tipin geometrik boyut tasarım parametrelerinin boru giriş akışı üzerindeki etkilerinin araştırıldığı aalışmaların çok ender olduğu görölmemektedir. Bu nedenle bu tez aalışmasında basit yarıaap, eliptik ve kanat profillerine sahip koniksel giriş tipilerinin boru giriş akışı üzerindeki etkileri karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Aalışma sonucunda boru akışı üzerinde iyileştirici yönü yüksek olan giriş tipi bulunmaya aalışılmıştır.



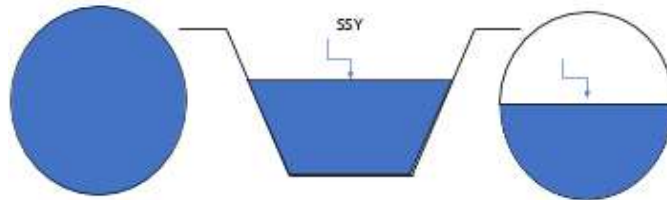
### 3 AKIŞKANLARIN ve AKIŞ HALLERİNİN ÖZELLİKLERİ

#### 3.1. Akışkan Özellikleri

Sıvı ve gaz madde haline akışkan denir. Akışkanlar kuvvet etkisinde akabilme özelliğine sahiptir. Bu nedenle katılardan farklı olarak taşınmaları daha kolaydır. Su, petrol, doğalgaz gibi akışkanlar kaynak yerinden boru hatları ile çok uzak olan tüketim yerlerine akış hali ile taşınabilmektedirler. Akışkanlar mekaniği kuvvetlerin etkisi altında akışkanların nasıl davrandığını ve akışkanların başka akışkanlar ve katı yüzeylerle oluşturdukları sınır etkileşimlerindeki davranışları inceleyen bilim dalıdır. Akışkanlar statik durağan, akışkanlar dinamiği ise hareket halindeki akışkanları inceleyen akışkanlar mekaniği alt bilim dallarıdır. Eğer akışkan hareket ederken yoğunluğunda bir değişiklik olmuyorsa yani sıkıştırılmaz bir akışkan ise incelemeler genellikle hidrodinamik adı altında incelenir. Hidrodinamiğin alt dalı olan hidrolik, sıvıların borudaki akışlarını ve açık kanallardaki akışlar ile ilgilidir. Yoğunluk akış esnasında çok değişiyorsa yani akış sıkıştırılabilir özelliğine sahipse bu tür akışlar gaz dinamiği adı altında incelenir.

#### 3.2. Akışkanların Sınıflandırılması

**İç Akış:** Bir kanal veya boru sistemi içerisinde gerçekleşen akışa (örnek; Su dağıtım tesisi, boru akışları vb.) iç akış denir. Boru kesitinin tamamı akışkan ile dolmuş ise iç akış ve borunun üçte biri ya da yarısı akışkan ile dolmuşsa açık kanal akışı denir (örnek; Kanalizasyonlar) İhtiyaca göre boru kesitleri yuvarlak olabileceği gibi dikdörtgen, kare, üçgen gibide olabilmektedir. Dairesel borular, kanallara göre yüksek basınç gerilmelerine karşı daha fazla dayanıklı olduklarından tercih edilmektedirler. Düşük basınçların olduğu akışlarda ise genellikle dikdörtgen kesitli kanallar kullanılır.



Şekil 3.1. İçi dolu su borusu, açık kanal ve serbest yüzeyli akım gösterimi.

**Dış Akış:** Tüm kesiti dolduran akışın tamamı viskoz etkiler altında olurken, dış akışlarda viskoz etkiler sadece katı yüzey civarında etkilidir. Örneğin otomobil etrafındaki ya da

golf topunun etrafındaki akış bir dış akış olarak ele alınır.

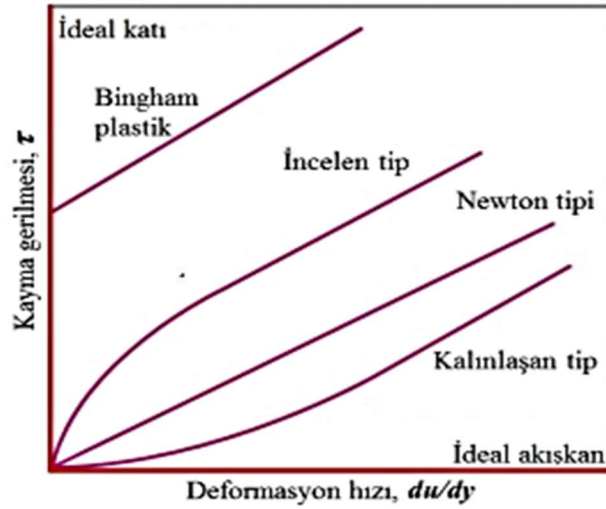
**Sıkıştırılamaz ve Sıkıştırılabilir Akış:** Akışkan yoğunluğunun yaklaşık olarak sabit kaldığı bütün akışlar sıkıştırılamaz akış, akış sırasında akışkanın yoğunluğunda büyük ölçüde değişimler meydana geliyorsa bu akışa da sıkıştırılabilir akış denir. Gazların sıkıştırılabilirlik oranı oldukça yüksektir. Yüksek hızlı gaz akışları sıkıştırılabilir akış olarak incelenirler.

**Doğal ve Zorlanmış Akış:** Yerçekimi kuvvetleri etkisiyle akış doğal olarak kendiliğinden gerçekleşiyorsa buna doğal akış denir. Örneğin ısınan hava yükselir yerine hemen soğuk hava gelir buradaki hava akışına doğal akış denir. Bir makina yardımı ile (Fan, kompresör, pompa vb.) akışkanın akışa zorlanmasına ise zorlanmış akış denir.

**Daimî ve Daimî Olmayan Akış:** Daimî ifadesi, bir şeyin sürekli devam ettiği anlamına gelmektedir. Akış içerisinde herhangi bir noktada basınç, hız, sıcaklık, yoğunluk gibi akış özellikleri zamanla değişmiyorsa (türbülans istatistikleri dışında) yani zamana bağlı değişim yok ise daimî akış, bunun dışındaki akışlar ise daimî olmayan akıştır. Daimî akışlar akış debisinin değişmediği akışlardır. Kompresörler, türbinler ve pompalar genel olarak çalışırken akış debileri zamanla değişmediğinde daimî akış üretmektedirler. Damardaki kan akışı örnek verilirse zamana bağlı basıncı değiştiğinden ve dolyısıyla akış debisinde değiştiğinde daimî olmayan akışlara güzel bir örnek olmaktadır.

**Newton ve Newton Tipi Olmayan Akışkanlar:** Kayma gerilmesi ile hız gradyanı (şekil değiştirme hızı) arasında lineer bir bağıntının olduğu hava, su, gazyağı ve benzin gibi yaygın akışkanlara Newton tipi akışkanlar denir (gerilme, ile orantılıdır). Kayma gerilmesi ile şekil değiştirme hızı arasında doğrusal bir ilişki olmadığı akışkanlara Newton tipi olmayan akışkanlar denir (Örneğin: Kan, macun, dondurma, nişasta-su karışımı).

Newton tipi ve Newton tipi olmayan akışkanlar (bir eğrinin herhangi bir noktadaki eğimi akışkanın o noktadaki görünür viskozitesidir) için kayma gerilmesinin deformasyon hızıyla değişimi Şekil 3.2 de verilmiştir. Kullanılan yağ veya kan incelen akışkanlar olup, kalın yağ (viskozitesi yüksek) kalınlaşan akışkandır. Ayrıca viskozitenin sıfır olduğu bir duruma gelindiği zaman buna ideal akışkan denir.



Şekil 3.2. Şekil değiştirme hızının fonksiyonu olarak kayma gerilmesi (Çengel, 2008).

**Üniform Akış:** Bir konumdan diğer konuma akış parametreleri değişmeyen akıştır.

**Üniform Hız:** Kesit alan üzerinde her konumda hızın yön ve şiddetinin aynı olması demektir.

**Periyodik Akış:** Düzenli olarak kendini tekrarlayan akışlardır. Örnek, tam gelişmiş boru akışı,

**Viskozite:** Akışkanların akmaya karşı olan iç direncini veya akışkanlığını temsil eden özelliktir. Her akışkan kendine özgü bir viskozite değeri vardır ve sıcaklığa bağlı olarak değişir. Gazlarda, sıcaklık artarken viskozite artar, sıvılarda sıcaklık artarken viskozite düşer. Dinamik ( $\mu$ ) ve kinematik viskozite ( $\nu = \mu/\rho$ ) olarak ikiye ayrılmaktadır.

**Yoğunluk:** Bir madde için birim hacmin kütesidir.  $\rho = m/V$  ( $\text{kg/m}^3$ )

**Özgül Hacim:** Birim kütle için hacmidir.  $\vartheta = V/m$  ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

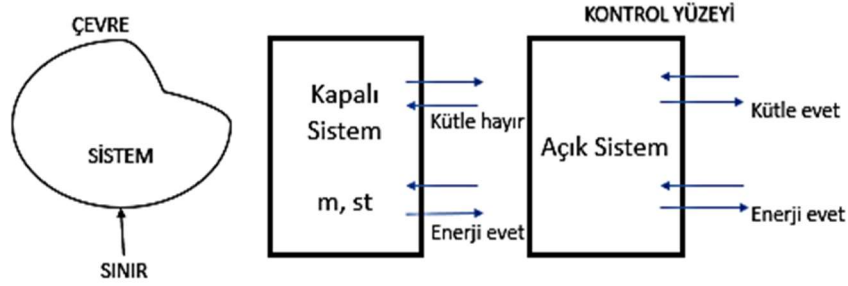
**Özgül Ağırlık:** Birim hacmin ağırlığıdır.  $\gamma = \frac{W}{V} = \frac{m \cdot g}{V}$  ( $\text{N/m}^3$ )

**Akış Debi:** Birim zamanda belirli bir alandan geçen akışkan miktarına denir. Kütleli ve hacimsel debi olarak ikiye ayrılır. Belirlenen alandan birim zamanda geçen akışkan kütlelerine kütleli debi ( $\text{kg/s}$ ), geçen akışkan hacmine ise hacimsel debi ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) denir.

**İzotermal Akış:** Akış boyunca sıcaklığın her noktada aynı olduğu ve zamanla değişmediği akış türüne izotermal akış denir.

**Sistem ve Kontrol Hacmi:** Üzerinde inceleme ve araştırma yapmak üzere uzayda seçilen sabit bir kütleli veya hacmin bir sınır ile çevrelendiği bölgeye sistem denir. Sistem sınırları dışında kalan bölgeye çevre denir. Kütleli sistem sınırından geçemediği sistemlere kapalı sistem ve geçtiği sistemlere açık sistem denir. Kontrol hacmi, kütle ve enerji korunum prensiplerini bir akış sistemi üzerinde uygulayabilmek için seçilmiş sonlu

hacme kontrol hacmi denir.



Şekil 3.3. Sistem, kapalı sistem ve kontrol hacmi.

### 3.3. Basınç

Akışkanlar içerisinde temas ettikleri yüzeylere daimî bir kuvvet uygularlar. Birim alana uygulanan bu kuvvete akışkan basıncı ( $N/m^2$ ) denir.

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Pa}) \quad (3.1)$$

Burada P basınç, F kuvvet ve A ise temas yüzeyi alanıdır. SI birim sisteminde basınç birimi olan  $N/m^2$  'ye Pascal (Pa) denir. Akışkan tarafından yapılan basınç üç şekilde okunabilir. Bunlar etkin basınç, vakum ve mutlak basınçtır. *Atmosfer basıncı*, atmosfer tabakasının kendi ağırlığından dolayı yeryüzüne uyguladığı basınçtır. Atmosfer basıncının üstünde ölçülen basınç fazlalığına *etkin basınç*, atmosfer basıncının altında ölçülen basınç azlığına ise *vakum basıncı* denilmektedir. Mükemmel vakumdan itibaren ölçülen basınçlara *mutlak basınç* denir. Yükseklerle çıkıldıkça atmosfer basıncı azalır. Deniz seviyesinde atmosfer basıncı en yüksek olup, değeri  $1\text{atm}=101325\text{'Pa}$  dır ve barometre ile ölçülür.

$$P_{mut} = P_{atm} + P_{etkin} \quad (3.2)$$

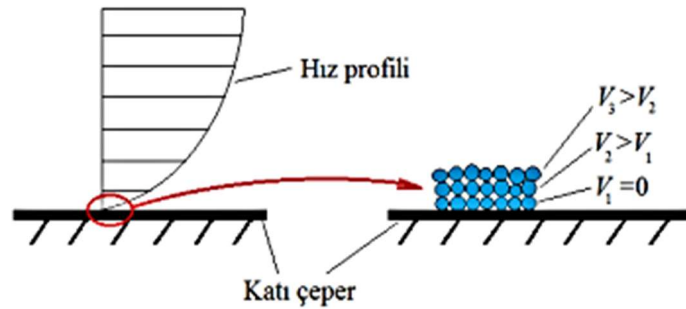
$$P_{mut} = P_{atm} - P_{vakum} \quad (3.3)$$

### 3.4. Kaymama Koşulu-Sınır Tabaka

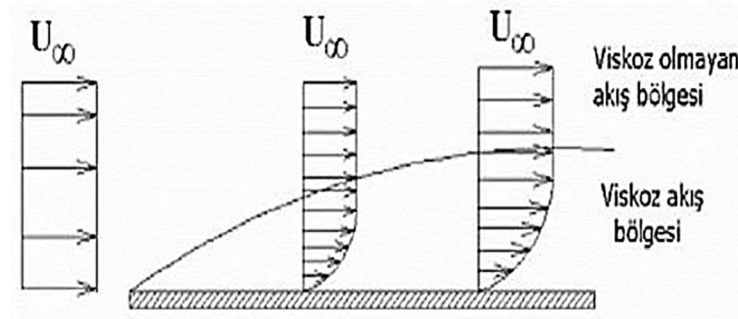
Dairesel bir boruya üniform hızla giren akışkan göz önüne alındığında çeperde kaymama koşulundan dolayı boru yüzeyi ile temasta olan akış tabakasındaki akışkan parçacıkları tamamen durmaktadır. Bu tabaka ayrıca viskoz etkisiyle bitişik tabakadaki akışkan

parçacıklarının azar azar yavaşlamasına yol açar. Boru akışında kütleli debi her kesitte korunduğundan bu hız düşüşü ile azalan debiyi gidermek için borunun orta kısmındaki akışkan hızı artmaya başlar. Sonuç olarak boru girişinde düzgün hız profili ile başlayan akış çepere yakın düşük hız ve merkezde yüksek bir hız olarak parabolik bir hız profiline dönüşür. Düzgün hız profili ile hesaplanan akış debisi parabolik hız profili ile hesaplanan akış debisine eşittir.

Yüzey üzerindeki akışlarda akış hızının tam yüzeyde sıfır olduğu bilinmektedir. Katıya temas eden akışkan viskoz etkiler nedeni ile hareket edemez ve yüzeye yapışır bu duruma *kaymama koşulu* (no-slip) denir. Ayrıca levha üzerinde oluşan kuvvete *sürüklenme kuvveti* ya da *direnç kuvveti* denir. Bütün akışkanlar yüzey üzerine yapışır ve yüzey üzerinde bir sürüklenme kuvveti meydana getirir. Akışkanın viskozitesinin neden olduğu, viskoz kayma kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgesine hız sınır tabakası veya *sınır tabakası* denir. Diğer bir ifadeyle akışkanın viskozitesinin neden olduğu akış bölgesine hız sınır tabakası veya sadece *sınır tabakası* denir. Sınır tabaka içerisindeki akış bölgesine viskozlu akış bölgesi ve dışındaki akış bölgesine ise viskoz olmayan akış bölgesi denilir.



Şekil 3.4. Kaymama koşulu şematığı (Anonim)

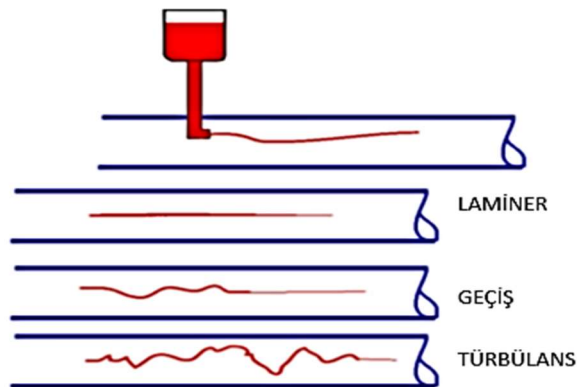


Şekil 3.5. Viskoz ve viskoz olmayan akış bölgesi (Çengel, 2008).

### 3.5 Laminer-Türbülanslı Akış

Sigara dumanının ilk birkaç santimetresinde düzgün bir şekilde yükseldiğini ve sonrasında dumanın bütün yönlerde rastgele hareket ettiği görülür. Bu ve benzer akışlar incelendiğinde şu sonuç ortaya çıkmıştır: Akış, düşük hızlarda akım çizgisi halindedir, fakat hız kritik bir değer üstüne çıktığında karışık bir hal almaktadır. Birinci durumdaki akış laminer akıştır; düzgün akım çizgileri ve çok düzenli hareketi ile tanınır ya da birbiri üzerinde kayan levhalar şeklinde düzenli bir akış formudur. Kritik bir hız değeri geçildikten sonra akan akışkanın iç içe karışarak hareket etmesi yani düzensiz ve çalkantılı bir akış haline gelmesi türbülanslı akıştır. Yüksek viskoziteli akışkanların (yağlar) borularda düşük hızlardaki akışları genellikle laminerli akış olur.

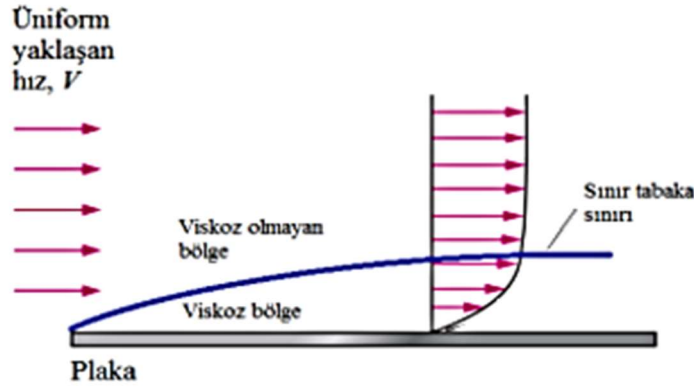
Osborne Reynolds' un laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerini varlığını cam boru içindeki su akışına boya enjekte emesiyle yüzyıl önce bulmuştu. Şekil 3.6'da Osborne Reynolds' un yaptığı deneyde boyanın akış içerisindeki şekillenmesi gösterilmiştir. Cam borudaki su içerisinde şekillenen boya akışına göre akışı laminer, geçiş ve türbülans olarak tanımlamıştır. Boyanın tüm akış kesitinde dağılmasına neden olan ise türbülansın akışı iç içe karıştıran yapısındanadır. Bunlar akış içerisinde kendi etrafında dönerek rastgele hareket eden türbülans girdapları veya çalkantılarıdır. Akış içerisinde sürekli oluşan girdap yapılar akış içerisinde daha küçük girdaplara parçalanarak sürekli küçülürler ve en sonunda moleküler düzeyde duyulur ısıya dönüşerek kaybolurlar. Türbülanslı akışta akışkanın yoğun bir şekilde karışması nedeniyle duyulur ısı şeklinde sürtünme enerji kaybı laminer akışa göre çok daha yüksektir. Bu dezavantajına rağmen türbülanslı akışın sürekli iç içe karışarak akan bir akış olması akış içerisindeki ısı transferini güçlendirmektedir. Bu nedenle ısı transferin olduğu ısı esanjörlerinde akışın türbülanslı olması istenir.



Şekil 3.6. Osborne Reynolds deney düzeneği (Anonim).

### 3.6. Viskozite ve Kayma Gerilmesi

Viskozite, akışkanların akmaya karşı olan iç direncini veya akışkanlığını temsil eden bir özelliktir. Viskoz etkiler sonuçta akışın iç yapışkanlığını ya da akıcılığını temsil etmektedir. Bir akışkanın akıcılığını (viskozitesini) basınç ve sıcaklık önemli ölçüde etkilemektedir. Cisimler yağ içerisinde ağır bir şekilde hareket ederken, su içerisindeki cisimler daha rahat bir şekilde hareket etmektedirler. Bunun nedeni akışkanlardaki viskozitenin farklı olmasıdır. Viskozite akışa bağlı bir durum olup gazlarda moleküllerin çarpışması ile sıvılarda ise moleküller arası çekim kuvveti ile ortaya çıkmaktadır. Sıcaklıkla önemli bir ölçüde değişebilmektedir. Sıvıların viskozitesi sıcaklıkla azalırken gazların viskozitesi ise artar.



Şekil 3.7. Viskoz ve viskoz olmayan akış bölgesi (Çengel, 2008).

Viskoz kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgesine sınır tabaka denir. Sınır tabaka içerisine viskoz akış bölgesi, sınır tabaka dışındaki bölgeye ise viskoz olmayan akış bölgesi denir. Sınır tabaka iç bölgesinde değişiklikler söz konusu iken, dışında serbest akım devam etmektedir. Genel olarak akışlarda viskoz ve viskoz olmayan akış bölgeleri bulunmaktadır. İki katı levhayı birbirine sürtüğümüzde arasında bir sürtünme olur. Akışlar içerisinde de aynı durum söz konusudur. Buradaki önemli nokta, sürtünme ortaya çıkması için levhaların birbirinden farklı hızlarda hareket etmesidir.

Viskoz kuvvetler sonucu akış içerisinde oluşan gerilmeye kayma gerilmesi denir. Kayma gerilmesi, akış içerisinde oluşan hız farkı nedeniyle akışkan parçacıklarını birbirine göre bağıl hızları olacağından sıvılarda akışkan parçacıkları arasında viskoz etkiler sonucu ve gazlarda moleküllerin çarpışması sonucu oluşan sürtünme gerilmesine denir. Gerilme kuvveti etkilediği yüzey alana bölünmesi  $F/A=\tau$  ile tanımlanır. Bunun sonucunda akış içerisinde oluşan kayma gerilmesi viskozite ve hız gradyanı ile doğrusal

arttığından akışlar için kayma gerilmesi  $\tau = \mu \partial u / \partial y$  şeklinde tanımlanmıştır.

### 3.7. Reynolds Sayısı

Osborne Reynolds, 1880'li yıllarda yaptığı deneyden sonra, akış rejiminin temelde akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranına bağlı olduğunu keşfetmiştir. Bu orana Reynolds sayısı denir ve boyutsuz bir sayı olup akışın laminer veya türbülans olduğunu belirlemeye yarayan bir sayıdır. Dairesel boru içi Reynold ifadesi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Re_D = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.4)$$

Mühendislik uygulamalarında dairesel boru içi akışta akış türü aşağıda verilen Reynolds sayıları ile belirlenmektedir.

$Re \leq 2300$  Laminer Akış

$2300 \leq Re \leq 4000$  Geçiş Akışı

$Re \geq 4000$  Türbülanslı Akış

Boruda akışın laminer ve türbülanslı olması birçok parametreye bağlıdır. Bunlar;

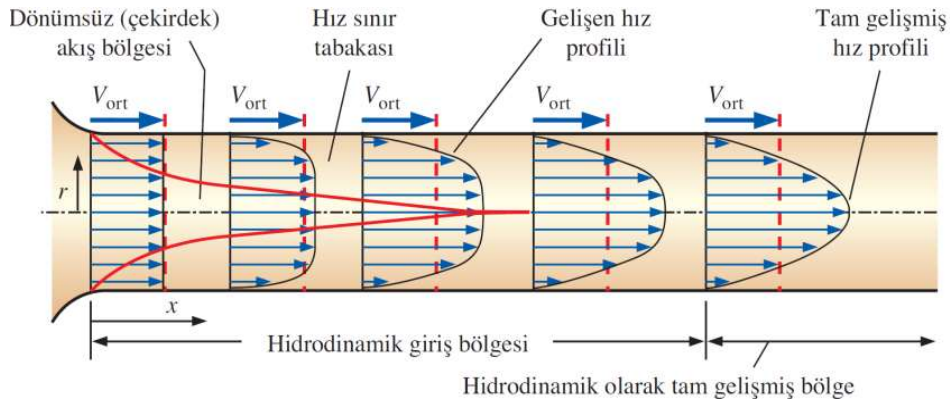
1. Boru giriş tipi
2. Duvar yüzey pürüzlüğü
3. Akışkan ile yüzey arasında ısı transferi
4. Reynolds sayısı



## 4 BORULARDA AKIŞ

### 4.1. Giriş Bölgesi

Girişten itibaren oluşmaya başlayan sınır tabaka kalınlığı boru yarıçapına eşit oluncaya kadar hız profili akış boyunca gelişir. Tüm boru çapı sınır tabaka ile dolu olduğu akış mesafesinden sonra başlayan boru akışına tam gelişmiş akış denir. Diğer bir ifadeyle hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış denir. Tam gelişmiş boru akışı akış şartlarının akış boyunca değişmediği veya sabit kaldığı bir akıştır. Tam gelişmiş boru akışında hız profili, duvar kayma gerilmesi ve zaman ortalamalı istatistiksel türbülans akış boyunca değişmezler. Bu sabit değerlikteki özelliğinden dolayı tam gelişmiş boru akışı deneysel olarak kolayca çözümlenebilmiş bir akış türü olmuştur. Dolayısıyla tam gelişmiş boru akışı ampirik değerleri bilinen bir akış türüdür. Gelişen akış ise hız profili, kayma gerilmesi ve istatistiksel türbülansın değiştiği bir akıştır. Gelişen akış uzunluğuna ise hidrodinamik giriş uzunluğu denir. Gelişen boru akışı teorik ve deneysel pek çok çalışmaya konu olmasına rağmen birçok parametreye bağlı olması ve karmaşık yapısından dolayı hala tam olarak çözülebilmemiş değildir.



Şekil 4.1. Boru girişinden itibaren hız sınır tabakasının gelişimi (Çengel, 2008).

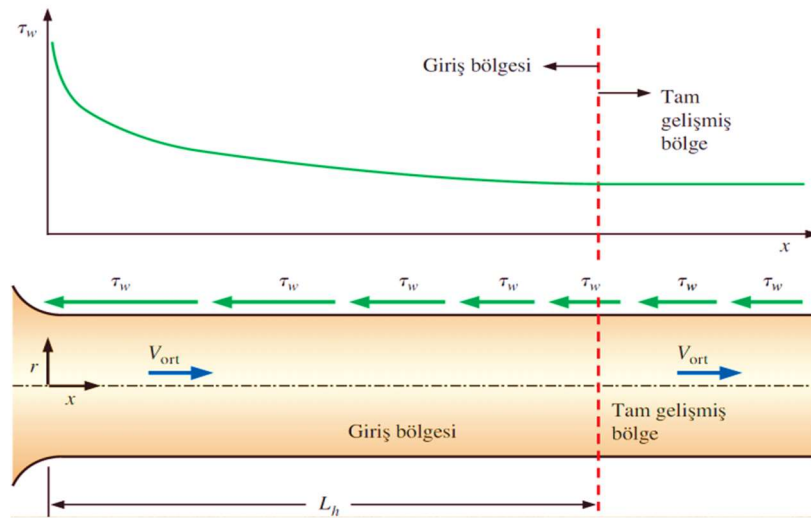
### 4.2. Giriş Uzunluğu

Boru girişinden tam gelişmiş akışın başladığı yere kadar ölçülen mesafeye hidrodinamik giriş uzunluğu denir. Mühendislik uygulamalarında kullanılan giriş uzunlukları laminar ve türbülanslı boru akışları için aşağıdaki formüllerden hesaplanabilmektedir (White, 2003).

$$L_{h,laminter} \cong 0.05Re * D \quad (4.1)$$

$$L_{h,türbülans} \cong 10D \quad (4.2)$$

Örneğin bir vanadan sonra akış karıştığında bozulmaktadır. Bozulan akış belirli bir akış mesafesinden sonra tam gelişmiş akış koşullarına ulaşacaktır. Mühendislik uygulamalarında boru girişinden veya vanadan sonra gelişen akış etkilerinin ihmal edilmesi için  $10D$  boru çap mesafesi yeterli görülmüştür. Fakat bilimsel araştırmalarda türbülanslı akış için giriş uzunluğu  $10D$  çap mesafesinden daha uzun olduğu bildirilmiştir (Engin, 2019).



Şekil 4.2. Boru girişinden tam gelişmiş akışa kadar çeper kayma gerilmesinin değişimi (Çengel ve Cimbala, 2008).

### 4.3. Borularda Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı

Boru akışı analizinde bir başka büyüklük basınç düşüşü ( $\Delta P$ ) veya basınç kaybıdır. Yatay boru akışında viskoz kaynaklı akış sürtünmelerinden dolayı akış boyunca basınç düşer ve bir basınç kaybı söz konusu olur. Dolayısıyla akışta oluşan basınç kaybı güç tüketiminin veya mekanik enerji kaybının bir göstergesi olur. Bu ifade akışı sürdürürebilmek için gereken fan veya pompa gücü ile doğrudan ilgilidir. Boru girişinde gelişen akış boyunca basınç parabolik bir şekilde düşerken (Şekil 4.2) tam gelişmiş akışta basınç doğrusal olarak düşmektedir. Tam gelişmiş boru akışında basınç düşüşü deneysel çalışmalardan çıkarılan ampirik Darcy sürtünme faktörü değerleri ile hesaplanabilmektedir. Boru içi akışlarda basınç kaybı ikiye ayrılmaktadır. Birinci olarak düz borudan dolayı görülen sürekli kayıplar ( $h_{k,sürtünme}$ ), ikincisi ise düz boru dışında yerel elemanlardan kaynaklı

(vana, dirsek, filtre, boru girişi ve çıkışı vb.) oluşan basınç kayıplardır.

$$h_k = h_{k,sürtünme} + h_{k,yerel kayıplar} \quad (4.3)$$

Burada basınç kayıpları “ $h$ ” akışkan sütun yüksekliğinin yarattığı basınç olarak ifade edilmiştir. Laminer veya türbülanslı akış olsun, pürüzlü veya pürüzsüz yüzeylere sahip dairesel ve dairesel olmayan borulardaki akışlar olsun sürekli yük kayıpları Denklem 4.4 ile ifade edilir (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\text{Basınç kaybı: } \Delta P_k = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.4)$$

$$\text{Yük kaybı: } h_k = \frac{\Delta P_k}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g} \quad (4.5)$$

Denklemlerde  $f$  Darcy sürtünme faktörü,  $L$  boru uzunluğu,  $D$  boru çapı ve  $V$  ise ortalama akış hızıdır. Dairesel olmayan borular için (kanal akışları)  $D$  boru çapı yerine hidrolik çap ( $D_h$ ) kullanılır. Tam gelişmiş boru akışlarında Darcy sürtünme faktörü akış boyunca sabit bir değere sahiptir. Tam gelişmiş laminer boru akışı için Darcy sürtünme faktörü 4.6’da verilen teorik bağıntıdan hesaplanabilmektedir

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.6)$$

Tam gelişmiş türbülanslı boru akışlarında ise deneysel verilerden elde edilen ampirik  $f$  değerleri kullanılır. Moody diyagramı tam gelişmiş laminer ve türbülanslı boru akışlar için ampirik  $f$  değerlerinin verildiği bir diyagramdır. Bu nedenle tam gelişmiş türbülanslı boru akışları için  $f$  değeri Moody diyagramından veya Moody diyagramını ifade eden bazı ampirik bağıntılardan hesaplanabilmektedir. Türbülanslı boru akışlarında  $f$  değerinin hesaplanması için Moody diyagramını ifade eden Denklem 4.7’de verilen Colebrook denklemi önerilmiştir (Goldstein, 1930).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (4.7)$$

$\varepsilon/D$ : Bağlı pürüzsüzlük yüksekliği

Denklem 4.7’de görüldüğü gibi laminer boru akışında boru pürüzlülüğü etkili değildir.

#### 4.4. Temel Akış Denklemleri

##### 4.4.1 Genel Mekanik Enerji Denklemi

Termodinamiğin birinci yasası enerji korunum yasasıdır. Tıpkı kütle korunum yasası gibi temel bir fizik yasasıdır. Kütle korunum yasasında, kütle vardan yok ve yoktan var edilemez. Benzer şey enerji korunum yasası için de kullanılabilir. Yani enerji vardan yok ve yoktan var edilemez sadece form değiştirebilir ve evrende toplam enerji miktarı sabittir. Örneğin doğada mekanik enerji ısı enerjisiye (örnek; iki cismin sürtünmesinden ısı oluşur) veya ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür (içten yanmalı motorlarda oluşan yakıt ısısı piston hareketine dönüşür). Akışkanın akarken sahip olduğu enerjiye mekanik enerji denir. Akışkan basıncından dolayı bir potansiyel enerjiye, yüksekliğinden dolayı yerçekimi potansiyel enerjisine ve hızından dolayı bir kinetik enerjiye sahiptir. Akan akışkanın bir kısım mekanik enerjisi sürtünmelerle duyulur ısıya dönüşerek kaybolabilmektedir. Akışkan mekanik makinalardan (örnek; Pompa, türbin, kompresör) geçerken mekanik enerji kaybedilir veya kazanılabilir. Pompa ve Fan makinaları akışkana mekanik enerji kazandırırken türbin cihazı akışkandaki mekanik enerjiyi çekerek akışkan mekanik enerjisinin azalmasına neden olmaktadır. Girişi ve çıkışları olan bir akış sistemi düşünüldüğünde mekanik enerji korunumu akış sistemine uygulandığından Denklem 4.8’de verilen genel mekanik enerji denklemi elde edilmektedir. Akış sistemlerinde Denklem 4.8 bağıntısı kullanılarak akış hızı, akış basıncı ve mekanik makinaların ürettikleri veya tükettikleri güçler hesaplanabilmektedir.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{pompa,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_{türbin,\zeta} + h_k \quad (m) \quad (4.8)$$

$h_{pompa,f}$  : Akışkana pompa veya fan tarafından aktarılan faydalı mekanik enerji yüküdür.

Pompa giriş ve çıkışı arasında akışkanın mekanik enerji kazancı da denilebilir.

$h_{türbin,\zeta}$  : Türbin ile akışkandan çekilen faydalı yüküdür. Türbin giriş ve çıkışı arasında akışkandaki mekanik enerji yük kaybı da denilebilir.

$h_k$  : Borulama sisteminin giriş (1) ve çıkış (2) noktaları arasında kalan pompa, fan ve türbin gibi cihazlar dışında tüm akış sisteminde oluşan tersinmez yük kaybıdır.

$\frac{P_1}{\rho g}$  = girişteki basınç yükü,  $\frac{v_1^2}{2g}$  = Hız (kinetik) yükü,  $z_1 - z_2$  = Yükseklik (potansiyel) yükü,  $\frac{P_2}{\rho g}$  = Çıkıştaki basınç yükü,  $\alpha_1$  ve  $\alpha_2$  = giriş ve çıkışta kinetik enerji düzeltme faktörüdür.

#### 4.4.2. Diferansiyel Temel Akış Denklemleri

Akış içerisinde diferansiyel boyutlarda bir kontrol hacmine kütle korunum yasası ve Newton'un II. yasası uygulandığında sırasıyla oluşan kısmi diferansiyel denklemlere süreklilik denklemi ve momentum denklemleri denir. Oluşan bu kısmi diferansiyel denklemlere Navier-Stokes denklemleri de denir. Navier-Stokes denklemleri akışkanlar mekaniğinin en temel köşe taşı olarak bilinir (Çengel ve Cimbala, 2008). Sıkıştırılmaz akışlar için süreklilik denklemi  $\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0$  ve momentum denklemi  $\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V}$  Kartezyen koordinatlarda açılırsa Newton tipi akışkanın olduğu sıkıştırılmaz ve daimî olmayan akışlar için Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

##### Sıkıştırılmaz Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

##### Momentum Korunum Denklemleri:

x-bileşeni:

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

y-bileşeni:

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

z-bileşeni:

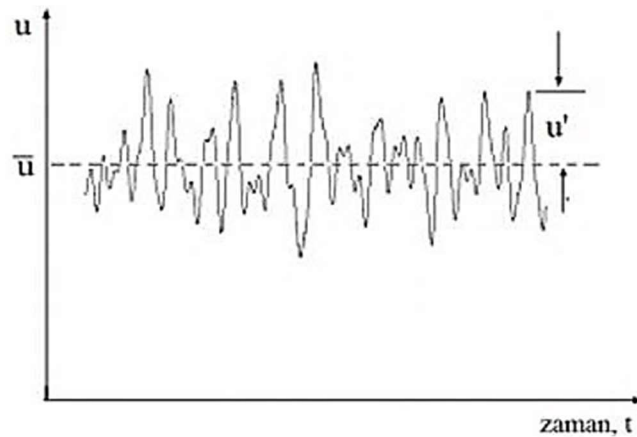
$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.10)$$

Bu temel akış denklemleri ile her türlü akış problemi çözülebilir. Genel olarak basit akışlar için bu denklemlerin çözümleri mümkünken basit akışlar dışında çözümleri pek mümkün değildir. Buna istinaden sayısal yöntemler kullanıldığında her türlü akış problemi için denklemlerin çözümü mümkündür. Akış problemi için yapılan sayısal çözümler sonucunda akış alanı hakkında her türlü akış verisine ulaşılabilmektedir. Bu nedenle bir akış alanı için temel akış denklemlerinin sayısal çözümlerinin gerçekleştirilmek için çeşitli sayısal çözücü akış programları (CFX, FLUENT) geliştirilmiştir. Bilgisayar ortamında bu akış programları ile akış problemleri kısa zamanda çözülmekte ve çıkan sayısal verilerle akış analizleri ve simülasyonları gerçekleştirilebilmektedir.

Daimî olan türbülanslı akışta bir noktada ölçülen akış özellikleri zamana bağlı dalgalı değerlere sahiptir. Türbülansın zamana bağlı olan bu özelliği nedeniyle temel akış denklemlerinin doğrudan çözümleri imkansız olduğu gibi doğrudan sayısal simülasyonu (DNS)'da çok yüksek hesaplamalara neden olabilmektedir. Daimî türbülanslı akışları zamandan bağımsız yapmak için türbülanslı akış zaman ortalamalı etkiler üzerinden değerlendirilir. Bu nedenle akış alanı değişkenleri, ortalama ve çalkantı bileşenlerine ayrılmaktadır. Örneğin akış içerisinde bir noktadaki anlık hız zaman ortalamalı değer ve çalkantı değer olmak üzere iki bileşene ayrılır.

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.11)$$

$\bar{u}$ : Zaman ortalama değeri,  $u'$ : Türbülans hız bileşeni



**Şekil 4.3.** Türbülanslı akışta belirli bir konumdaki 'u' hız bileşeninin zamana bağlı değişimi (çalkantıları) gösterilmiştir (Düz, 2013).

Basınç, sıcaklık gibi anlık akış özellikleri Denklem 4.12'de ve 4.13'te verilmiştir;

$$T = \bar{T} + T' \quad (4.12)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (4.13)$$

Navier-Stokes denklemlerinde yer alan anlık akış özellikleri zaman ortalamalı bileşen ve çalkantı bileşeni şeklinde yazıldığında ve türbülans bileşeni için denklemin zaman ortalaması alındığında sonuçlanan denklemlere Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (RANS) denir. Sıkıştırılmaz, üç boyutlu türbülanslı akışkanların çözümü için kullanılan RANS denklemlerin Kartezyen koordinatlarda x yönündeki momentum denklemi 4.14'te verilmiştir.

x-yönünde momentum:

$$\begin{aligned} \rho &= \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left( \frac{\partial \overline{u^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u\bar{v}}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u\bar{w}}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

y ve z yönündeki momentum denklemleri de benzer şekilde yazılabilir. Denkleminde oluşan son terime Reynolds gerilmeler veya türbülans gerilmeler denir. RANS denklemlerde tek bilinmeyen bu Reynolds gerilmelerdir. Dolayısıyla türbülansın akış üzerindeki etkilerini gösteren bu Reynolds gerilmeler modellenerek çeşitli ampirik katsayılar kullanılarak çözümlenir. En çok kullanılan çözüm yöntemi Boussinesq hipotezine dayalı aşağıda verilen bağıntıdaki çözüm şeklindedir.

$$\tau_{turb} = -\rho \overline{u'v'} = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (4.15)$$

Burada  $\mu_t$  türbülans veya Eddy viskozitesi ve bir akışkan özelliği olmayıp akışta oluşan türbülans özelliklerine bağlıdır. Türbülanslı akışta toplam kayma gerilmesi ise;

$$\tau_{toplam} = (\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \rho(v + v_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (4.16)$$

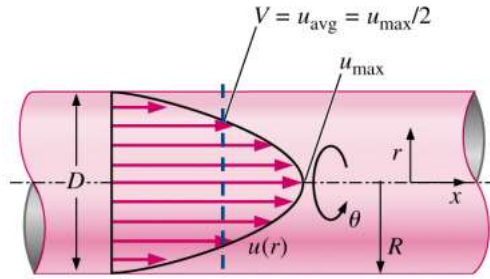
$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (4.17)$$

Eddy viskozitesinin değeri bilinmedikçe uygulamada bir anlam içermemektedir. Bu nedenle türbülans viskozitesini bulmaya yönelik deneysel katsayılarla dayanan pek çok

Eddy viskozite modeli geliştirilmiştir. RANS denklemlerle türbülans modeli çözüm şekli türbülanslı akışların bilgisayar ortamında sayısal çözümlerine çok büyük kolaylık sunmuştur. Artık pek çok mühendislik uygulamalarında akış problemleri RANS denklemlerin sayısal çözümleriyle detaylı olarak analizleri yapılabilmektedir. Dolayısıyla RANS çözüm modeli endüstrinin vazgeçilmez bir çözüm şekli olmuştur.

#### 4.5 Boru Akışlarında Laminer ve Türbülans Hız Profili

Deneysel olarak türbülanslı akıştaki hız profilini gözleme şansımız var mıdır? Evet gözlemlenebilir. Laminer akıştan farklı olarak türbülans akıştaki hız profili ifadeleri, analiz ve ölçümlere dayanır ve bu sebepten dolayı sabitleri, deneysel verilerden elde edilen yarı ampirik özelliktedir. Tam gelişmiş laminer boru akışında oluşan hız profili Şekil 4.4'te gösterildiği gibi paraboliktir.

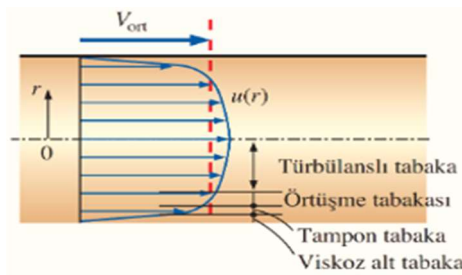


Şekil 4.4. Tam gelişmiş laminer akış hız profili (Çengel ve Cimbala, 2008).

Tam gelişmiş laminer hız profili aşağıda verilen bağıntılara uymaktadır.

$$V = \frac{u_{max}}{2} \quad u = u_{max} \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (4.18)$$

Tam gelişmiş türbülanslı boru akışında oluşan hız profili Şekil 4.5'te gösterildiği gibi daha yassı bir hız profilidir. Deneysel ölçümler sonucunda türbülans hız profili Şekil 4.5'te gösterildiği gibi dört akış tabakasına ayrılmıştır.



Şekil 4.5. Tam gelişmiş boru akışında türbülans hız profili (Düz, 2013).



Viskoz etkilerinin yüksek olduğu akış duvarına bitişik çok ince akış tabakasına *viskoz* (ya da *laminer, doğrusal ve çeper*) alt tabaka denilmiştir. Bu tabakadaki akış, akım çizgileri halindedir. Türbülans etkilerinin olmaya başladığı fakat viskoz etkilerin daha baskın olduğu tabaka ise *tampon tabakadır*. Türbülans etkilerinin daha önem kazandığı tampon bölgesinin üstündeki tabaka *atalet alt tabakası (örtüşme tabakası, geçiş tabakası)* bunun üzerinde olan türbülans etkilerinin viskoz etkilerini bastırdığı tabakaya ise *türbülans tabakası* denilmiştir. Literatürde pek türbülanslı hız profili için pek çok ampirik bağıntı vardır. Bunlardan en çok kullanılanı, Denklem 4.19'da verilen, kuvvet yasası hız profilidir (Atılğan ve Gölcü, 1996).

Türbülans akış hız profili:

$$\frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{R}\right)^{1/n} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (4.19)$$

$n$ : Türbülans üssü sayısı olarak tanımlanmıştır. Genel olarak hız profilinin  $n=7$  değerine büyük ölçüde uyduğundan 7. kuvvet hız yasası olarak da bilinir. Türbülans hız profilinde örtüşme ve viskoz akış tabakasındaki hız değişiminin çeper yasası ve logaritmik yasa denilen iki ampirik bağıntıya uyduğu yapılan pek çok deneysel hız ölçümleriyle kanıtlanmıştır.

#### 4.6 Çeper ve Logaritmik Hız Yasası

**Çeper Hız Yasası:** Laminer alt tabakada boyutsuz hızın boyutsuz mesafeye eşit olduğunu ifade eden bir hız yasası bağıntısıdır. Viskoz alt tabakada hız gradyanı hemen hemen

$du/dy = u/y$  'de sabit kalır ve çeper kayma gerilmesi:

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} = \rho \nu \frac{u}{y}, \quad \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y} \quad (4.20)$$

$y$  : çeperden uzaklığı gösterir (daireli borularda  $y = R-r$ ).

$\tau_w/\rho$ 'un karakterinin boyutu hızdır ve dolayısıyla bunu, sürtünme hızı adı verilen ve

$u_* = \sqrt{\tau_w/\rho}$  ile gösterilip hayali bir hız olarak düşünülebilir.

Çeper yasasına göre viskoz alt tabakada boyutsuz hız ( $u^+$ ) boyutsuz mesafeye ( $y^+$ ) eşittir (Çengel ve Cimbala, 2018).

$$y^+ = u^+ \quad (4.21)$$

$$y^+ = \frac{y u_*}{\nu} \quad u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (4.22)$$

Çeper yasasının,  $0 \leq y^+ \leq 5$  aralığındaki hız değişimi için pürüzsüz yüzeylerde deneysel veriler ile tatmin edici derecede uyum gösterdiği görülmüştür.

**Logaritmik Hız Yasası:** Deneysel hız ölçümleri sonucunda tampon tabaka ve örtüşme tabakasındaki hız değişimlerinin Denklem 4.23'de gösterilen bir logaritmik fonksiyona uyduğu görülmüştür.

$$u^+ = A \ln y^+ + B \quad (4.23)$$

$y^+ > 30$  değerinden sonra başlayan örtüşme tabakasındaki hız değişimi için Logaritmik formül:

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5 \quad (4.24)$$

Genel olarak türbülanslı hız profili aşağıdaki üç formüle dayanmaktadır.

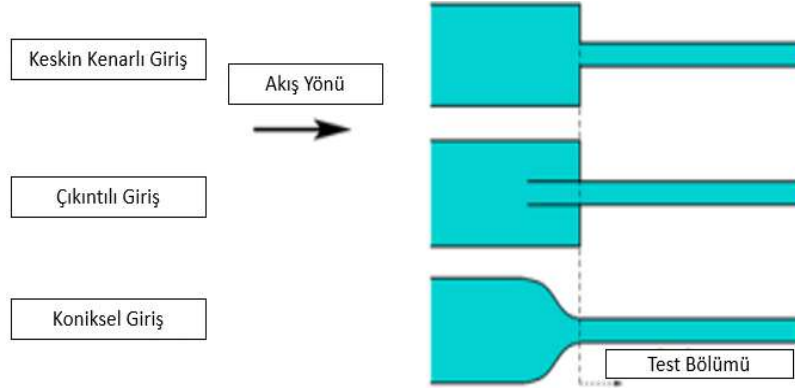
Lineer laminer alt tabaka:  $y^+ = u^+$  (Prandtl, 1930)

Türbülans dış tabaka:  $\frac{u_{max} - u}{u_*} = 2.5 * \ln \frac{R}{R-r}$  (Millikan, 1937)

Örtüşme tabakası:  $u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5$  (Kármán, 1933)

#### 4.7 Boru Giriş Tipleri

Boru içerisine genel olarak keskin kenarlı, çıkıntılı ve koniksel giriş tipleri ile akışkanın alındığı görülmektedir. Koniksel giriş tipi akışın boruya girişini çalkantisız ve düzgün bir şekilde sağlarken, girişte ani akış değişikliklerine ve yüksek türbülansa neden olan giriş tipleri de çıkıntılı ve keskin kenarlı giriş tipleridir.



Şekil 4.6. Boru giriş tiplerinin gösterimi (Olivier, 2009).

Ayrıca boru girişindeki akışın giriş tipine bağlı olarak yerel yük kayıpları da vardır. Bu kayıpların büyüklüğü hızdaki değişimlere ve hıza bağlıdır. Düz boru dışında her bir boru bağlantı elemanı nedeniyle oluşan yerel yük kayıpları, Denklem 4.25 bağıntısında görüldüğü gibi, deneysel olarak ölçülen bir yerel yük kayıp katsayısı ( $K_g$ ) kullanılarak hesaplanır. Bu nedenle boru girişindeki akış nedeniyle oluşan yerel yük kaybı  $h_K$ :

$$h_K = K_g \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad (4.25)$$

olarak hesaplanır. Çokça yapılmış deneysel ölçümlerden elde edilen değerlerin genel bir ortalaması olarak giriş tipleri için yerel kayıp katsayıları Tablo 4.1’de verilen değerlere yakın değerlerdir. Görüldüğü gibi koniksel giriş tipi en az enerji kaybına neden olan yerel elemandır.

Tablo 4.1. Yerel yük kaybı koniksel, keskin ve çıkıntılı girişlerin gösterimi.

Yerel Yük Kayıpları	$K_g$
Keskin kenarlı giriş	0,50
Çıkıntılı giriş	1,00
Koniksel giriş	0,04

## 5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Temel akış denklemlerinin sayısal yöntemlerle çözümlenmeleri bugün bilgisayarlar kullanılarak kolayca yapılabilmektedir. HAD analizi ve deneysel analiz sistemin çözümlenmesinde birbirlerini tamamlarlar. Basınç düşüşü, direnç ve kaldırma kuvveti gibi genel bazı akış etkileri deneysel olarak ölçülebilmektedir. Fakat deneysel olarak elde edilmesi güç bilgilerin örneğin akışa ait akım çizgilerini görüntülemek ya da akış alanı ile ilgili ayrıntılı bilgilere ulaşmak için HAD kullanılmaktadır. Deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin de sonuçlarını doğrulamak için yine HAD'ın tercih edildiği görülür. Çünkü dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla deneysel test sayısını azaltarak tasarım sürecini kısaltmak mümkün olabilmektedir.

Hesaplama akışkanlar dinamiği hesaplamalarında laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, türbülanslı akışları türbülans modelleri kullanmaksızın (DNS yöntemi) çözmek ve sonuca ulaşmak imkansızdır. Genel bir türbülans modeli olmadığından bir türbülanslı HAD çözümü için sadece türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir diyebiliriz. Birkaç sınırlaması olmasına rağmen genel olarak çoğu mühendislik problemlerinde makul çözümler sunmaktadır. Analitik çözüm yalnızca basit akışlar için uygulanmaktadır. Sayısal hesaplama basit veya karmaşık tüm problemleri çözebilmektedir. Sayısal yöntemler deneylerden farklı olarak masraftan ve zamandan kazanç sağlayıp akış için gerekli bilgileri sunmaktadır. HAD'ın geliştirilmesinde birkaç avantaj bulunmaktadır. İlk olarak deneysel olarak elde edilemeyen yeteneklerin ortaya çıkarılabilmesidir. İkinci olarak enerji tasarrufu ile ilgilidir ve son olarak ekonomi ile ilgilidir. Deneysel harcamalar her geçen gün artarken bilgisayar simülasyonlarına harcanan giderler her geçen gün azalmaktadır.

Bir akışın sayısal çözümü için önce üç boyutlu akış alanının geometrisi oluşturulur ve daha sonra akış alanı küçük boyuttaki elemanlara ayrılır. Akış alanındaki elemanlar birbirlerine düğüm noktalarında bağlanırlar ve birbirlerine bağlanan düğüm noktalarından bir ağ sistemi oluştururlar. Ağ elemanları oluşturulduktan sonra sınır şartları, gerekli metotlar, akışın özellikleri vb. bilgiler girilmektedir. Navier-Stokes denklemleri ile de bir çözüm matrisi elde edilir. Elde edilen matrisin bilgisayar ortamında çözümlenmesi ile akış alanı içerisindeki basınç, hız ve sıcaklık gibi ifadeler elde edilmektedir. Bulunan verilerle de akış alanı görsel olarak simüle edilebilmekte ve grafiklerle de akış alanı analiz edilebilmektedir.

## 5.1. Çözüm Yolu

Genel olarak süreklilik denklemini (korunum denklemi- $\vec{\nabla} \cdot V = 0$ ) ve Navier-Stokes denklemini (boyunca doğrusal momentumun taşınmasını temsil eden transport denklemi- $\{(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P + \nu\nabla^2\vec{V}\}$ ) çözmek için birkaç adımın takip edilmesi gerekir. Bunlar kısaca açıklanırsa:

1. Öncelikle bir hesaplama bölgesi seçilip ağ oluşturulur ve bu bölge hücre denilen çok sayıda küçük elemana bölünür. İki boyutlu bölge için hücre elemanı, üç boyutlu bölge için hacim elemanı oluşur. HAD çözümünün niteliği yüksek oranda ağın niteliğine bağlıdır.
2. Sınır şartları belirtilir. İki boyutlu bölgelerde sayısal bölgenin her bir kenarında, üç boyutlu bölgeler için her bir yüzeyinde belirtilir.
3. Akışkanın türü (örnek; Hava, benzin vb.) ve akışkanın özellikleri (örnek; Yoğunluk, sıcaklık, viskozite vb.) girilmelidir.
4. Sayısal parametreler ve çözüm algoritması seçilmesi gerekir.
5. Bütün akış alanı değişkenlerinde her hücre için başlangıç şartları seçilir. Doğru bir çözüm elde edebilmek için daimî olmayan akış hesaplamalarında başlangıç şartları doğru olması gerekir.
6. Her bir transport denklemi ile ilgili olan ortalama artık, çözümün yakınsayıp yakınsamadığını belirlemeye yardımcı olması için çözüm ekranında görüntülenir. Bazen nihai çözüme yakınsamak için yüzlerce hata binlerce iterasyon gerekir (Çengel ve ark. 2008).
7. Hız ve basınç parametreleri analiz edilip grafikleri çizilir.
8. Basınç düşüşü gibi özellikler ve cismin üzerine etkileyen sürüklenme ve kaldırma kuvveti ve momentler gibi özellikler hesaplanır.
9. Son olarak daimî olmayan akış için, bir fiziksel zaman adımı belirtilir, başlangıç şartları atanır ve transport denklemi çözmek için iterasyon yapılır.

## 5.2. Akışın Sınır Şartları

Sayısal çözümlerinin yapılabilmesi için sınır şartlarına gereksinim duyulmaktadır. Sınır şartları bir sayısal çözümlenin bilinen değerleri olup oluşan çok bilinmeyenli denklem takımının tam çözümü için ek denklemleri oluşturmaktadır. Diğer bir fadeyle sınır şartları üç boyutlu geometrisi çizilen akış alanının sınır yüzeylerinin sayısal programa tanıtılmasıdır. Örneğin duvar yüzeyindeki akış hızının sıfır olması çözüm için

bilinen bir değer olduğundan duvar sınır şartı ile sayısal programa tanıtılmasıdır. Sayısal çözüm için sayısal programlarda kullanılan sınır şartları wall (duvar), symmetry (simetrik), inlet (giriş) ve outlet (çıkış) olarak isimlendirilmiştir.

**Çeper-duvar (wall) Sınır Şartı:** Çeperde kaymama koşulundan dolayı hız sıfır olduğundan sayısal programa değeri bildirilen sınır şartıdır. Akışkan ile duvar arasında ısı transferi olması dahilinde ise duvar yüzeyinde ısı transfer şartı belirtilebilir.

**Giriş (inlet) ve Çıkış (outlet) Sınır Şartları:** Genel olarak giriş sınır şartı hız değeri olurken, çıkış sınır şartı atmosfere açık yapılır ve sıfır etkin basınç değeri ile sayısal programa atanır. Ayrıca bu sınır şartlarında hız, basınç, sıcaklık, türbülans veya akış debisi gibi parametrelerde bilinen akış değerleri olarak girilebilir.

**Simetri (symmetry) Sınır Şartı:** Akış alanını küçültüp kolay bir çözüm yapabilmek veya mesh sayısını azaltıp daha detaylı bir mesh sayısı ile analiz yapabilmek için akış alanında simetrik sınır şartından yararlanılabilir. Simetrik düzlemin her iki tarafındaki akış şartları aynı olmalıdır. Hız, sıcaklık ve basınç gibi parametreler ile bir akışın simetrik olup olmadığına karar verilebilir.

### 5.3. Sayısal Çözümde İterasyon Sayısı ve Yakınsama Kriteri

Sayısal çözümlerinde genellikle iterasyon işlemi uygulanmaktadır. Belli bir iterasyon sayısına kadar çözümlene devam eder ve daha sonra bir değere yakınsama olur. Örneğin bu tez çalışmasında 300 iterasyona kadar sayısal çözümlene yapılmış olup, son iterasyon değeri ile bir önceki iterasyon değeri arasındaki farkın çok yakınsandığı görüldüğünde çözümlene bitirilmiştir. Sayısal çözümlenmeden emin olabilmek için monitör noktaları seçilebilir (örnek; Basınç, hız) ve istenilen bu özellikler monitör noktalarında yakınsanmışsa çözümlene bitirilebilir. Genellikle tam yakınsama için (örnek; momentum, türbülans vb.) özelliklerin RMS yakınsama değerleri için  $10^{-6}$  değeri bir yakınsama kriteri olarak seçilebilir.

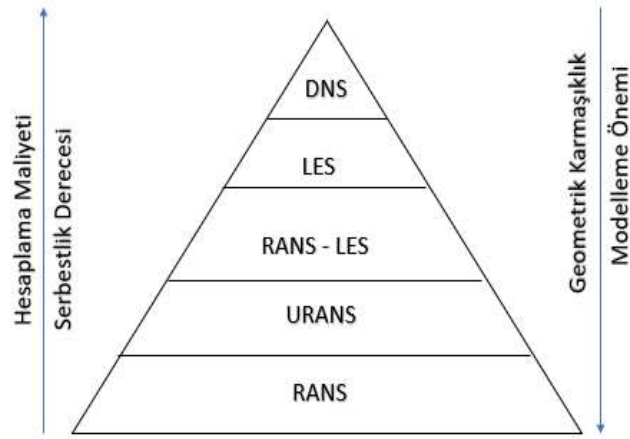
### 5.5 Türbülans Modelleme

Türbülanslı akışların laminer akıştan daha fazla bir karmaşık yapıya sahip olduğu

bilinmektedir. Türbülanslı akışlarda, akış içerisinde girdap veya Eddy adı verilen çok küçük veya büyük yapılar ile karşılaşılır. Oluşan büyük girdaplar akış içerisinde parçalanarak küçük girdaplara dönüşür ve aynı zamanda enerji aktarımında gerçekleşir. Aktarılan kinetik enerji en küçük girdap hareketleriyle ısı enerjisine dönüşmektedir. Enerji kayıpları genellikle türbülanslı akışlarda daha yüksektir. Kolmogorov, türbülans enerji spektrumunu Eddy'lerin dalga boylarına ayırır. Burada Kolmogorov' un enerji spektrumu  kısıma ayrılmaktadır. Bunlar evrensel denge aralığı, ataletsel alt aralık ve yayılma aralığından oluşmaktadır. Evrensel denge aralığındaki hareket izotropik bir özelliğe sahiptir.

### 5.6 Sayısal Türbülans zmler

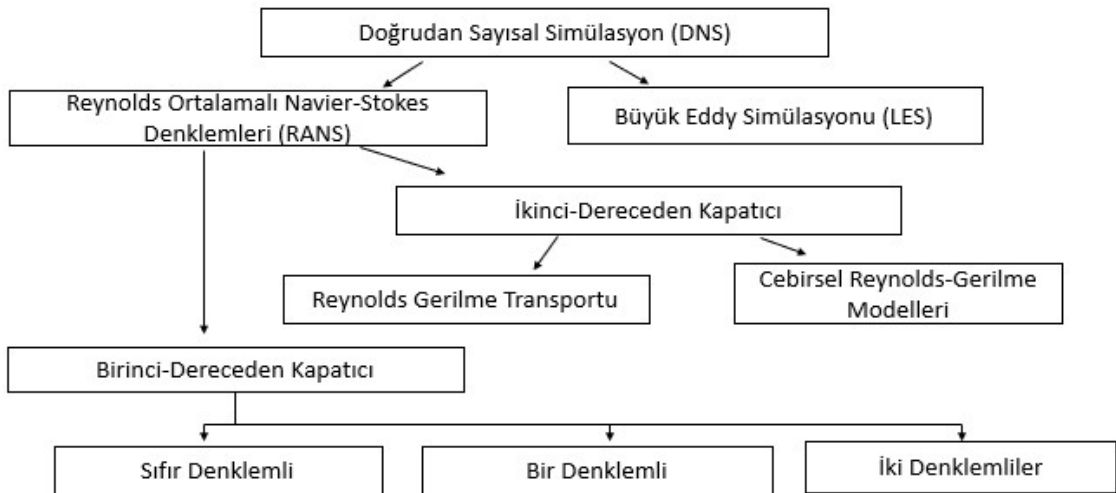
Türbülanslı akışın zmn Navier-Stokes denklemleri kullanılarak simule edilebilir. Bu yönteme sayısal simülasyon (DNS) denir. Trblanstaki oluşan tüm girdap hareketlerini zamana bağlı olarak özümleyen sayısal simülasyondur. Yüksek derecede mesh sayısı ve hesaplama gerektiren bir simülasyon olduğundan dolayı basit akışlar dışında DNS yöntemi bugünün teknolojisi ile zmek mümkün değildir. Çok uzun hesaplama zamanı akışların genelinde DNS'yi saf dışı bırakmış ve Kolmogorov hipotezine başvurulmuştur. Türbülanslı hareketin küçük ölçekli yapıları izotropik ve evrenseldir. DNS zmlerinde genel olarak zamanın büyük bir kısmı küçük ölçekli hareketlerin simülasyonuna harcanmaktadır. Sayısal olarak büyük ölçekli hareketleri zp, küçük ölçekli hareketlerinde modellemek gerekmektedir. Bu model tekniğine Eddy (LESS) simülasyonu denilmektedir. Navier-Stokes denklemleri frekans alanı içerisine yazılmıştır. Yüksek dalga boyu-düşük frekanslı olanlar; frekans alanı içerisinde olup yüksek frekanslı-düşük dalga boyu filtrelenir ve RANS türbülans modeli ile hesaplanmaktadır. RANS yöntemi DNS'ye göre düşük bilgisayar hesaplaması gerektirmektedir. Türbülanslı akışları zmek RANS denklemleri ile basit bir zm sunmaktadır. RANS zm yöntemi DNS ve LES'e göre modelleme derecesi yüksek olup maliyet bakımından en düşük zm yöntemidir.



Şekil 5.1. Sayısal türbülans çözme metodlarının karşılaştırılması.

### 5.7 RANS Çözümlerinin Temelleri

RANS denklemlerinde oluşan Reynolds gerilimlerini çözüme kavuşturmak için birçok teori ve yarı ampirik türbülans modelleri geliştirilmiştir. Joseph Boussinesq tarafından ortalama hız gradyanı cinsinden ifade edilmektedir. Buradaki amaç akışkan bir özelliği olmayan türbülans viskozitesinin ele alınmasıdır. RANS denklemlerinde Reynolds sayılarının çözümü için iki yöntem bulunmaktadır. Bunlar birinci dereceden ve ikinci dereceden kapatacılı problemlerdir. Birinci dereceden kapatacılı problemlerde 4.19'daki Boussinesq denklemi kullanılırken, ikinci dereceden kapatacılı problemlerin çözümünde her Reynolds gerilme bileşeni için ayrı bir transport denklemi yazılmaktadır. Türbülanslı akışların çözümünde kullanılan tüm sayısal yöntemler ve RANS türbülans modelleri Şekil 5.2'de sınıflandırılmıştır (Düz, 2013).



Şekil 5.2. Türbülans modelleri.



## 5.7. RANS Modelleri

### 5.7.1. İkinci Dereceden Kapatıcı Modeller

İkinci dereceden kapatıcı modellere Reynolds Gerilme Modelleri denilmektedir. Bu modelleme türünde Joseph Boussinesq hipotezi kullanılmamaktadır. Reynolds gerilimlerini direk olarak çözmek için ayrı ayrı her bileşen için bir transport denklemi yazılmaktadır. Ayrıca sayısal çözümünde uzun süre bir bilgisayar işlemi gerektirmektedir.

$$\frac{\partial \rho \overline{u'v'}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{w} \rho \overline{u'v'}) - \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{2}{3} \rho c_s \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} \right] = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b} \quad (5.1)$$

$P_{ij}$  ve  $P_{ij,b}$  Reynolds gerilmelerinin kayma ve kaldırma türbülans üretim terimleri olarak ifade edilir. Bu ifadeler modellenerek hesaplanmakta ve denklemlerde yerlerine yazılmaktadır. Türbülans yayılma oranı  $\varepsilon$  için de ek bir transport denklemi oluşturularak denklem sonuçlanır.

### 5.7.2. Birinci Dereceden Kapatıcı Modeller

Birinci dereceden kapatıcı modellerin çözümlenmesinde ise Joseph Boussinesq hipotezi kullanılmaktadır. Bu hipotezde türbülans viskozitesini modelleyip Reynolds gerilimini hesaplamaktır. Türbülans viskozitesinin çözümlenebilmesi için birden çok modelleme geliştirilmiştir. Bunlar sıfır, bir ve iki denklemlilik modellerdir. Genellikle sıfır denklemlilik model basit olup hızlı sonuç verir fakat doğruluk payı çok düşüktür. İki modellerlik denklemler önceki denklemlere göre daha karışık bir yapıya sahip olup, geç sonuç üretirler fakat doğruluk payları çok yüksektir.

### 5.7.3. Sıfır Denklemlilik Modeller

En hızlı ve en basit şekilde sonuç veren Eddy viskozite modellerinden biridir. Bu model türünde çıkan sonuçların güvenilir olmaması dolayısıyla sadece türbülanslı akışlarda başlangıç değerini bulmak için kullanılmaktadır. Tüm akış için sabit bir türbülans viskozitesi bulmayı hedefleyen modeldir.

$$\mu_t = \rho f_\mu u_t l \quad (5.2)$$

$\mu_t$  türbülans hız ölçөгüdür,  $l$  türbülans uzunluk ölçөгüdür ve  $f_\mu$  oransal bir sabittir. Bağıntıda bulunan uzunluk ölçөгü Denklem 5.3 ile hesaplanmaktadır.

$$l = \frac{(V_d^{1/3})}{7} \quad (5.3)$$

$V_d$ : akış alanı hacmi

#### 5.7.4. Bir Denklemlı Model

Bir denklemlı modele Spalart-Allmaras denilmektedir. Türbülans viskozitesi formülasyonu Denklem 5.4'te belirtilmiştir. Yalnızca bir transport denklemi kullanıldığından dolayı bir denklemlı ifadesi kullanılmıştır. Genellikle havacılık uygulamalarında önemli olan duvar-sınırlı akışkanların çözümünde kullanılır. Bu model düşük Reynolds sayılı bir modeldir.

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (5.4)$$

#### 5.7.5. İki Denklemlı Türbülans Modelleri

İki denklemlı modeller Boussinesq hipotezine dayanmaktadır. Çok yaygın olarak kullanılmasının sebebi hesaplama doğruluğu ve sayısal çaba arasında bir benzerlik olmasından kaynaklanır. İki farklı transport denklemi oluşturulduğundan dolayı, iki denklemlı model olarak ifade edilmiştir. k-ε (k-epsilon) ve k-ω (k-omega) olmak üzere iki türülans modelinde oluşur

##### 5.7.5.1 k-epsilon Modeli

Endüstri alanında kullanılan en yaygın modeldir. k türbülans kinetik enerji, ε türbülans Eddy yayılma oranıdır. Sınır tabaka içerisindeki hız profilini duvar fonksiyonları olarak tabir edilen hız yasaları (çeper, logaritmik) ile çözümler. Duvara yakın az sayıda mesh ile çözüm yapılabilir.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k_2}{\varepsilon} \quad (5.5)$$

$c_\mu$  model sabitidir. Bağlıdaki  $k$  ve  $\varepsilon$  değerleri için iki ayrı diferansiyel transport denklemi yazılır. Sınır tabakam doğrudan çözümünün gerekmediği akışlarda duvara yakın akış tabakasında az sayıda mesh kullanarak düşük bir mesh sayısı ile çözüm imkanı vardır. Özellikle yüksek boyutlara sahip akışlarda mesh sayısını azaltmak için uygun bir yöntemdir.  $k$ -epsilon modelinin uygun olmadığı birkaç akış vardır;

- Çevrinti içeren akışlar (araba, bina gibi cisimlerin arkasında oluşan girdaplı akışlar)
- Ani değişen akışlar (boru girişi, ani genişleyen akışlar)
- Eğik yüzeyler üzerinden akan akışlar (türbin veya uçak kanadı, küre, silindir)
- Sınır tabaka ayrılmalı akışlar (uçak kanadı, silindir, küre vb)

### 5.7.5.2. $k$ -omega Modeli

$k$ -omega modeli düşük Reynolds sayılı bir modeldir ve yakın duvar işlevi vardır. Türbülans modellerde pürüzsüz bir yüzeyden akış ayrılmasının tahmin edilmesi bir problemdir. Akış ayrılması birçok teknik uygulamalarda yer almaktadır. Örneğin: Uçakların aerodinamiğinde, uçak kanatlarında akış ayrılması söz konusu olmakta, uçak bu akış ayrılması ile kontrol edilmektedir.  $K$ -omega modeli  $k$ -epsilon modelinden farklı olarak duvara bitişik laminer alt tabakada ince mesh oluşturularak çözmektedir. Gerektiğinde duvara yakın kaba mesh oluşturulduğunda duvar fonksiyonları kullanılırken duvar sınırlı akışta ince mesh oluşturulduğunda ise akış doğrudan sayısal yöntemle çözülmektedir.  $k$ -omega modeli, türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ), türbülans frekansı ( $\omega$ ) ilişkilendirilerek aşağıdaki gibi formülize etmiştir.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5.6)$$

Kinetik enerjisi ve türbülans frekansı için iki ayrı transport denklemi ile hesaplanabilir.

$k$  denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v} k) = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + p_k - \hat{\beta} \rho k \omega + p_{kb} \quad (5.7)$$

$\omega$  denklemi:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}\omega) = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial y} \right] a \frac{w}{k} P_k - \dot{\beta} \rho k \omega^2 + P_{\omega b} \quad (5.8)$$

$p_{kb}$  ve  $P_{\omega b}$  kaldırma kuvvetlerinin etkisini göstermektedir.  $p_k$  ise viskoz kuvvetler nedeniyle oluşan türbülans üretimini göstermektedir. Duvara yakın atılan yüksek mesh sayılarında sınır tabakadaki akış doğrudan çözülürken için kaba mesh sayılarında duvar fonksiyonlarını kullanılarak çözüm yapılmaktadır.

### 5.7.5.3. (SST) k-Omega Modeli

SST k- $\omega$  modeli, Eddy viskozite formülasyonuna transport etkilerini dahil etmesiyle akış ayrılmasının yerini ve miktarını yüksek doğrulukta tahmin etmek için tasarlanmış bir modeldir (Düz, 2013). SST k-omega modeli akış ayrılma tahminlerinde ileri seviyede bir iyileşme sağlamıştır. Bu model çeşidi daha kesin doğruluk gerektiren sınır tabaka simülasyonları için tavsiye edilmektedir. SST k-omega modeli duvara yakın minimum 15 düğüm noktası veya  $y^+ < 1$  olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğünü gerektirir. Bu modelde duvar fonksiyonları için  $y^+ < 300$  olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğünde oluşturması gerekir. Bu çalışmada duvara sıg ağ atıldığından ve Reynolds sayısı çalışma aralığından dolayı SST k-omega çözüm modeli tercih edilmiştir.

### 5.8. Büyük Eddy Simülasyonu (LES)

Türbülanslı akışlarda büyük ölçekli Eddy'ler küçük ölçekli Eddy'lere göre daha enerjik bir yapıdadırlar. Türbülans kinetik enerjisinin yayımını küçük Eddy'ler yapmaktadır. DNS akıştaki tüm Eddy hareketlerini zamana bağlı adım adım olarak doğrudan çözdüğünde çok yüksek bir hesaplama maliyeti vardır. Hesaplama maliyetini düşürmek için küçük ölçekli Eddy'ler RANS yöntemiyle, büyük ölçekli Eddy'ler ise DNS gibi doğrudan sayısal çözümle çözmek için geliştirilen yöntem ise LES denir

LES temelini aşağıdaki fikirler oluşturmaktadır.

- Kütle, momentum ve enerji büyük Eddy'ler ile taşınır.
- Küçük Eddy'ler için evrensel bir türbülans modeli bulma olasılığı çok yüksektir.

- Küçük Eddy'lerin evrensel olmasının sebebi, izotropik olmaya daha fazla yönelimde olup, geometriye daha az bağımlıdır.

LES ile bir çözüm yapılacak olursa öncelikle en uygun çözüm yolu olup olmadığına bakılmalıdır. LES, RANS hesaplamalarında kullanılan ağdan çok küçük boyutlardaki meshlere ihtiyaç duymaktadır. Akışın kararlı bir istatistiğini çözmek için LES modelleme yöntemi ile uzun bir akış zamanı içinde çalışması gerekir. Genel olarak bilgisayar kapasitesi, maliyet, akışın çözüm süresi açısından değerlendirildiği taktirde, RANS hesaplamalarından daha yüksek olduğu görülmektedir. Eğer yüksek işlem hızına sahip paralel bilgisayarlar kullanabilirsek LES ile hesaplama yapmak mümkündür. Yüksek Reynolds sayılı akışlarda LES aşağıdaki durumlarda uygun olabilir.

- Akıştaki sesi hesaplamak
- Dalgalı basınç kuvvetleri gibi diğer dalga bilgilerine ihtiyaç duyuluyorsa
- RANS yaklaşımının olumsuz sonuçlandığı akışlarda
- Girdaplı ve kararsız olan akışlarda
- Alttan ısıtılan dengesiz akışlarda
- Küçük ölçekli türbülans parçalarını görüntüleme kimyasal reaksiyon ya da mikro-karışma ihtiyacı

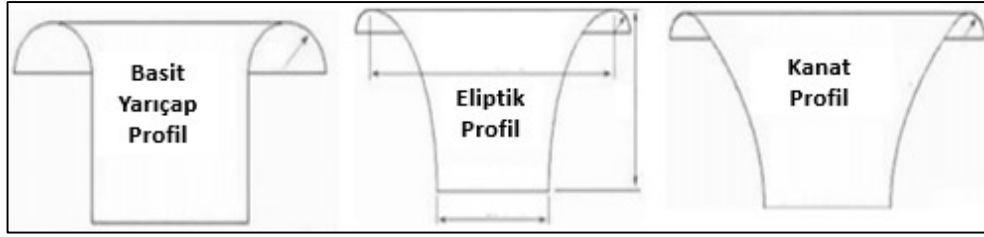
## 6. METERYAL VE METOD

### 6.1. Giriş

Boru akışında laminardan türbülansa geçiş rejiminin boru girişindeki akış şartlarına bağlı olduğu yapılan birçok deney sonucunda literatürde gözlemlenmiştir. Bu nedenle bir depodan (örnek: Rezervuar, su kaynağı) herhangi bir boruya akışkan geçişinde boru bağlantı geometrisi önemli bir rol oynamaktadır. Uygulamalarda üç farklı giriş tipi ile akışkanın boruya sağlandığı görülmektedir. Giriş tipleri çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel tiplerdir. Giriş tipleri, en az türbülans üreten geometrik elaman koniksel girişken iken, en çok türbülans üreten giriş tipleri de çıkıntılı ve keskin kenarlı girişlerdir. Çünkü bu iki giriş tipleri boruya geçişte akışın yönünü bir anda değiştirmektedir.

Boru girişindeki akışta oluşan hız bozulmaları, geçiş rejiminin Reynolds sayılarını etkilemesi ve üretilen türbülans seviyesinin tam ya da tam gelişmemiş akışa geçiş mesafesini etkilemesi gibi boru girişindeki geometrik yapılar boru akışı üzerinde önemli ölçüde etki etmektedir ve bu konuda birçok deneysel çalışmalar yapılmıştır (Lap-Mou ve Ghajar 1997; Meyer ve Olivier, 2010; Kandlikar ve Campbell, 2002 vb.). Literatür çalışmalarında farklı giriş tiplerinin, izotermal ve izotermal olmayan boru akışlarında sürtünme faktörüne, geçiş Reynolds sayısına ve ısı transferine olan etkileri araştırıldığı görülür. Bu çalışmalarda giriş tipinin oluşturduğu akışın aşağı akım tasarım çalışmaları için çok önemli olduğu görülmektedir. Çalışmalara dikkat edildiğinde sadece koniksel giriş etkilerinin çıkıntılı ve keskin kenarlı girişli akışlarla kıyaslandığı fakat yalnızca üç ayrı koniksel giriş tipi ile herhangi bir çalışmanın olmadığı görülmektedir. Koniksel girişlerin kullanılmasının en önemli nedeni girişteki akışı düzgün tutması türbülansı oluşmasını engellemesi ve dolyısıyla akış sürtünmelerini minimize etmesidir. Genel olarak kompresör ve fan gibi girişte yerel sürtünme yük kayıpların yoğunlukta olduğu cihazların girişlerinde ve bazı boru akışlarında kullanıldığı görülmektedir.

Üç farklı tasarıma sahip koniksel yapılar kullanıldığı görülmektedir. Şekil 6.1'de gösterildiği gibi bunlar eliptik profil, kanat profili ve basit yarıçap profili şeklinde üç boyutlu geometrik yapılar olup bu üç farklı tip konik yapının boru giriş akışına olan etkilerinin sayısal yöntemle incelenmesi yapılacaktır.

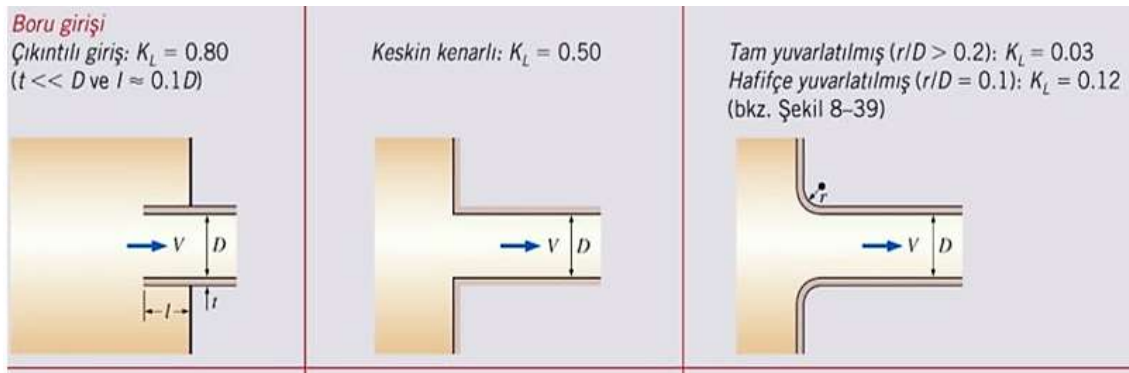


Şekil 6.1. Dairesel boru girişlerinde kullanılan koniksel yapılar (Blair ve Cahoon, 2006).

Dairesel boru girişlerinde kullanılan koniksel yapıları incelemeye önce borulama sistemindeki akışkan, boru yapısındaki düz kısımlara ek olarak birçok bağlantı elemanları, dirsek, dönüş, vana, giriş, çıkış, T, genişleme ve daralmalardan geçmektedir. Bu parçalar akışkanın düzgün akışını bozmakta ve akışın ani karışmasına neden oldukları için ilave olarak yerel kayıplara sebep olmaktadır. Borunun düz kısmındaki toplam sürtünme katsayısı ile değerlendirildiğinde küçük kalmaktadır ve bunlara genel olarak yerel kayıplar denilmektedir. Türbülanslı akışta:

$$h_L = K_L \frac{v^2}{2g} \quad (6.1)$$

Bağıntısındaki  $K_L$  yerel kayıp katsayılarının çeşitli boru elamanları için değerleri Şekil 6.2'de ek bilgi olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Yerel kayıp katsayılarının çeşitli boru elamanları için verilen değerleri (Çengel ve Cimbala, 2008)

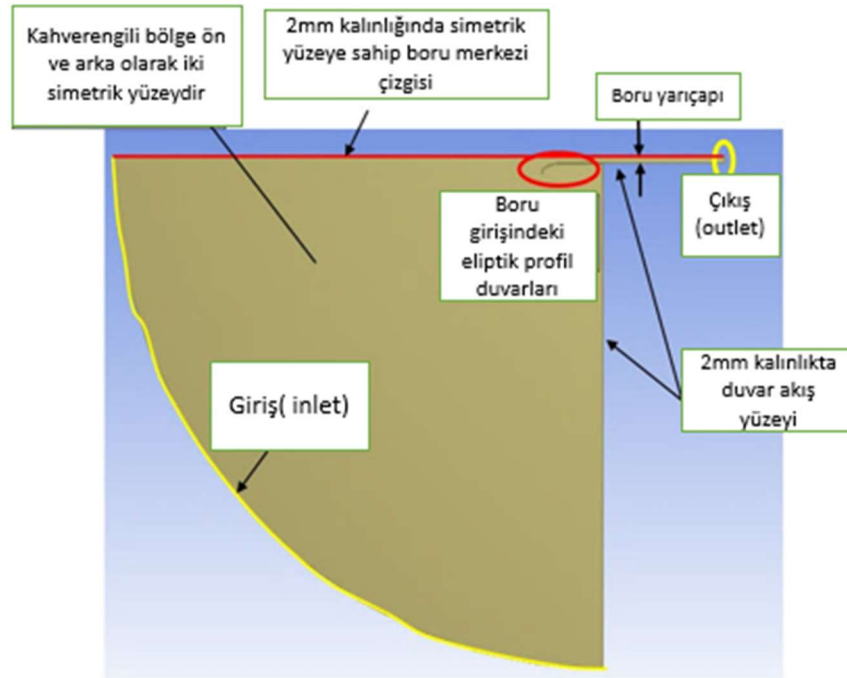
## 6.2. Akış Alanı ve Akışkan Özellikleri

Çalışmada boru girişindeki akışın analizini yapmak için Newton tipi bir akışkan olan hava (air ideal gas) analiz akışkanı olarak seçilmiş olup daimî, sıkıştırılabilir ve izotermal hava akışları incelenmeye alınmıştır. 25 °C 'deki izotermal hava akışları için havanın fiziksel özellikleri ve kullanılan borunun çapı Tablo 6.1'de verilmiştir.

**Tablo 6.1.** havanın fiziksel özellikleri ve kullanılan boru çapı

T=25 °C'de izotermal akış sıcaklığına göre havanın özellikleri	
Yoğunluk	1.184 kg/m <sup>3</sup>
Viskozite	1.849* 10 <sup>-5</sup>
Boru çapı	6 cm

Boru girişindeki akışı sayısal simülasyonla analiz etmek için üç boyutlu olan akış alanı simetrik akış özelliğinden yararlanılarak iki boyutlu bir akış alanı olarak çözülmüştür. Bu nedenle Şekil 6.3 te gösterildiği gibi iki boyutlu alanın boru merkezi eksen çizgisine göre tam dönüşte üç boyutlu akış alanını oluşturacak şekilde yarı çap kalınlığında iki boyutlu bir akış alanı oluşturulmuş ve sayısal olarak simüle edilmiştir.

**Şekil 6.3.** Daimî, sıkıştırılabilir boru girişinde hava akışı için akış alanı geometrisi.

Ansys CFX ile çözüm yapıldığından CFX, FLUENT gibi iki boyutlu bir akış alanının doğrudan çözüme özelliğine sahip olmadığından x, y düzleminde çizilen iki boyutlu akış alanı z boyutunda t=2mm kalınlığında extrude edilerek üç boyutlu ince bir akış alanı haline getirilmiş ve CFX ile iki boyutlu bir akış alanının çözülmesi sağlanmıştır. Boru iki boyutlu eksen simetrikli akış alanı bir giriş, bir çıkış, üç simetrik yüzey ve duvar yüzeylerinden oluşmaktadır. "Set-up" aşamasında bu sınırlar inlet, outlet, wall, symmetry olarak programa tanıtılan akış alanı sınır şartlarıdır. Bu çalışmada akış alanı giriş (inlet)



yüzeyinde kütleli debi değeri (mass flow rate) ve çıkış (outlet) yüzeyinde ise atmosfere açık bir çıkış olarak sıfır etkin basınç değeri kullanılmış ve akış alanı simule edilmiştir. Duvar sınırları pürüzsüz (smooth) ve (adyabatik) duvarlar olarak girilmiştir.

### 6.3. Analiz Parametreleri

Koniksel girişlerin akış üzerindeki etkileri her giriş tipi için Reynolds Sayıları; Laminer akış, orta türbülanslı akış ve yüksek türbülanslı akışları kapsayacak şekilde Reynolds sayıları ile ayrılmış olup Re: 600 ve 200000 arasında çalışılmıştır. Reynolds sayısı boru çapına göre hesaplanmıştır.

**Tablo 6.2.** Giriş akışlarının analizi için kullanılan Reynolds sayıları, akış debisi ve simetri akış alanı akış debisi.

	Reynolds Sayısı (Re)	V (Hız) (m/s)	Tüm boru kesitinde kütle akış hızı (kg/s)	Simetrik boru akış kesitindeki kütle akış hızı (kg/s)
<b>Düşük Reynolds (Laminer Akış)</b>	600	0.156165541	0.000522786	0.000011094
	1200	0.312331081	0.001045572	0.000022188
	1800	0.468496622	0.001568358	0.000033282
<b>Orta Reynolds Sayıları (Türbülanslı Akış)</b>	5000	1.301379505	0.00435655	0.00009245
	10000	2.602759009	0.0087131	0.0001849
	20000	5.205518018	0.0174262	0.0003698
	40000	10.41103604	0.034852401	0.0007396
<b>Yüksek Reynolds Sayıları (Türbülanslı Akış)</b>	80000	20.82207207	0.069704801	0.0014792
	160000	41.64414414	0.139409603	0.0029584
	200000	62.46621622	0.209114404	0.0044376

Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama akış hızı ve kütleli debi aşağıda verilen bir örnekle hesaplanmıştır.

**Re=600 için:**

$$\text{Ortalama Hız: } Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1.184 * V * 0.06}{1.849 * 10^{-5}} = 600, \quad V = 0.1561 \text{ m/s} \quad (6.2)$$

$$\text{Kütleli Debi: } \dot{m} = \rho V A \quad (\text{kg/s}) \quad (6.3)$$

$$\text{Borunun Kesit Alanı: } A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.06)^2}{4} = 2.827 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (6.4)$$

**Tüm boru kesitindeki kütleli debi:**

$$\dot{m} = \rho V A_c = (1.184) * (0.156165541) * (2.827 \times 10^{-3}) = 0.000522786 \frac{kg}{s} \quad (6.5)$$

**Simetrik akış kesitindeki kütleli debi akış hızı:**

$$\text{Çıkış Alanı: } A_c = \frac{D_i}{2} \times t = \frac{(0.06)}{2} \times (2 \times 10^{-3}) = 6 \times 10^{-5} m^2 \quad (6.6)$$

$$\dot{m} = \rho V A_c = (1.184) * (0.156165541) * (6 \times 10^{-3}) = 0.000011094 \frac{kg}{s} \quad (6.7)$$

### **Tez Çalışmasında Öncelikle Yapılanlar;**

Simple radius (basit yarıçap), airfoil (kanat) ve eliptik profil olmak üzere her üç tipli giriş için Şekil 6.3 te gösterildiği gibi iki boyutlu akış alanı geometrileri çizildi. Çizilen akış alanı geometrileri ayrıca sayısal bir çözüm için meshing ile çok sayıda elemana bölündü ve set-up adımı ile akış ve akışkan özellikleri ve sınır şartları girildi. Bu şekilde D=6 cm çaplı boru giriş kısmında izotermal hava akışları sayısal çözümle simule edildi. Aynı ayrı her üç giriş tipi için düşük (laminer), orta (türbülans) ve yüksek (türbülans) Reynolds sayılarında CFX ile sayısal çözümler yapılmıştır. Her Reynolds sayısında hem simetrik akış geometrisinde hem de tüm boru akışındaki kütleli debiler hesaplanmış olup, simetrik akışın kütleli debi değerleri giriş sınır yüzeyinde kullanılmıştır. Ayrıca çözümlerin bitimi için 300 iterasyon seçilmiştir. Çözümün yakınsadığından emin olmak için çıkışa doğru oluşturulan monitor noktalarında hız ve basınç değerleri iterasyonlar süresince izlendi ve yakınsamaları halinde çözümler sonlandırıldı. Monitör noktaları sayesinde çözümler daha erken ve daha güvenilir bir şekilde sonlandırılmıştır.

## **6.4. Sayısal Çözüm**

### **6.4.1. Giriş**

Sayısal çalışma, deneysel olarak çözülmesi çok yüksek maliyet gerektiren ve analitik olarak çözülemeyen problemlerin çözümünü sağlayan bir metottür. Bu çözümlemede problemin alanı küçük elemanlara ayrılmaktadır. Bu elemanlara fiziksel kanunlar uygulanarak problemin alanı çok bilinmeyenli denkleme dönüşmektedir. Denklemler matematiksel yöntemler kullanılarak bilgisayar destekli programlar ile çözülerek, problem alanındaki tüm elemanların çözümü gerçekleşir. Kullanılan sayısal çözümleme

yöntemi ile deney yapma masraflarından kaçınılmış olup, kısa bir sürede çözüme ulaştırdığı gibi birçok detayı sunmaktadır. Sayısal çözümleri yapabilmek için bilgisayar programları oluşturulmuştur. Akış problemleri için ANSYS ve CFX, elektromanyetik ve ısı problemler için “ANSYS Mechanical” çözümler programları geliştirilmiştir. Akışlar için kullanılan çözümler yöntemi CFX ve FLUENT akış çözümler programları ile yapılmaktadır. Programın amacı, akıştaki hız, momentum, türbülansdaki çalkantılar vb. özellikleri analiz etmektedir. Akışlarda iki türlü akış gerçekleşmektedir, laminer ve türbülanslı akışlardır. Laminer akışların çözümü kolay olurken, türbülanslı akışlar için bu ifadeyi kullanamayız.

Türbülanslı akışlarda zaman ve konuma bağlı olarak gelişen türbülanslı yapılar bulunmaktadır. Türbülanslı akışların çözümü iki farklı yöntemle yapılmaktadır. Birincisi türbülansın ani değerleri ile çözüm şeklidir. Bu yöntemde zaman bağlı tüm türbülans hareketler çözümlenmektedir. İkincisinde ise ani değerlerin ortalama değer ve çalkantı değerlerine ayrılması ile yapılan çözümler şeklidir. Ani değerlerle türbülanslı akışın sayısal çözümü yüksek bilgisayar kapasitesi ve hızı gerektirmekte olup, DNS çözüm yöntemi denilmektedir. Günümüzde kullanılan çözümler yöntemi, ortalama değerleri ve çalkantılı değerleri ayırarak çözmektir. Bu değerler Navier-Stokes denklemlerinde yazılmasıyla RANS modelleme çözümü elde edilmektedir. Bu çözümler için birçok RANS modeli geliştirilmiş olup buna RANS türbülans modeli denilmektedir. K-omega, k-epsilon ve Reynolds gerilme modelleri, geliştirilen RANS modelleridir.

Türbülanslı akışlarda akışın birçok özelliği istenmediği takdirde RANS modellerle çözüm yapmak daha uygun olacaktır. Bu durumun sebebi daha kısa sürede çözüm sağlamaktadırlar. DNS çözümler yöntemi en doğru yöntem olarak bilinir. Çünkü türbülanslı akışlardaki çözümler zamana ve konuma bağlı olarak çözümlenmektedir. Ayrıca akış alanı Kolmogorov ölçeğine kadar küçültülür. Bu durumun gerçekleşebilmesi için yüksek derecede işletim özelliğine sahip bilgisayarların kullanılması ve hesaplama zamanı gerektirmektedir. Fakat bu çözümler işlemi düşük Reynolds sayılı akışlarda sınırlı kalmıştır. RANS ile DNS akış çözümler yöntemlerinin bir araya gelmesiyle LES hibrit modeli geliştirilmiştir. LES çözüm yöntemi yüksek Reynolds sayılarının çözümünde kullanılmıştır. Fakat LES çözümler yöntemi tüm türbülanslı yapıları çözümleremez. Çünkü DNS gibi gerçek akış şartları yaratmamaktadır. Normal bir bilgisayar kullanılarak ve kısa bir sürede çözümler elde edilebilmesi için bu çalışmada RANS çözümler modellerinden yararlanılmıştır. LES çözümler modelinin seçilmemesinin sebebi ilk olarak, kullanılan bilgisayarın yetersizliği ve çözümlerinin çok zaman almasıdır. Bu

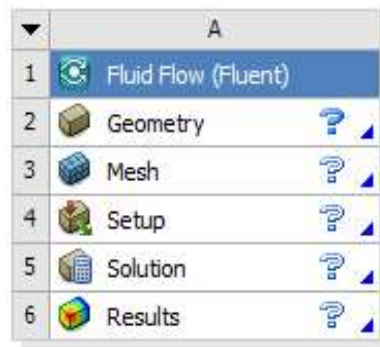
çalışmada RANS SST k-omega modeli kullanılmıştır. Laminer ve türbülans geçiş akışları ve yüzeyden akış ayrılması olan akışlar için kullanılan bir modeldir. RANS ile çözümde zamana bağlı türbülanslı akışın anlık değerleri elde edilememektedir. Genellikle mühendislik uygulamalarında RANS modeller kullanılmaktadır.

#### 6.4.2. Sayısal Çözüm Aşamaları

ANSYS CFX programı akış, ısı işlemler, elektromanyetik, mekanik ve birçok fiziksel problemleri çözmek için kullanılan içerisinde sayısal çözümleme programlarını barındıran ve aralarında bilgi transferini sağlayan bir programlamadır. Sistemde bir problemin sayısal analizini yapabilmek için öncelikle çözücü program sekmesinde bir proje oluşturulması gerekir. Projede öncelikle cismin geometrisi oluşturulur, oluşturulan geometride ağ işlemi gerçekleştirilir, sınır şartları ve fiziksel değerler girilir kurulum aşamasında, oluşturulan aşamaların çözümlenmesi yapılır ve son aşama olarak elde edilen sonuçlar değerlendirilir. CFX 'Fluid Flow' programı altında oluşturulan projelerin yalnızca birinin görüntüsü Şekil 6.4'te gösterilmiştir.

Sayısal çözüm aşamaları;

- a) Geometry (geometri)
- b) Mesh (ağ)
- c) Setup (kurulum)
- d) Solution (çözümleme)
- e) Results (sonuç)

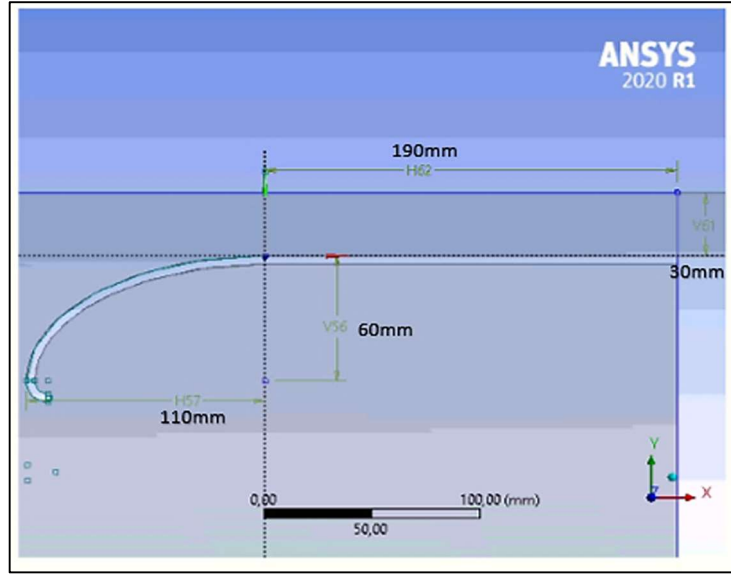


Şekil 6.4. Ansys Workbench projelendirme görüntüsü.

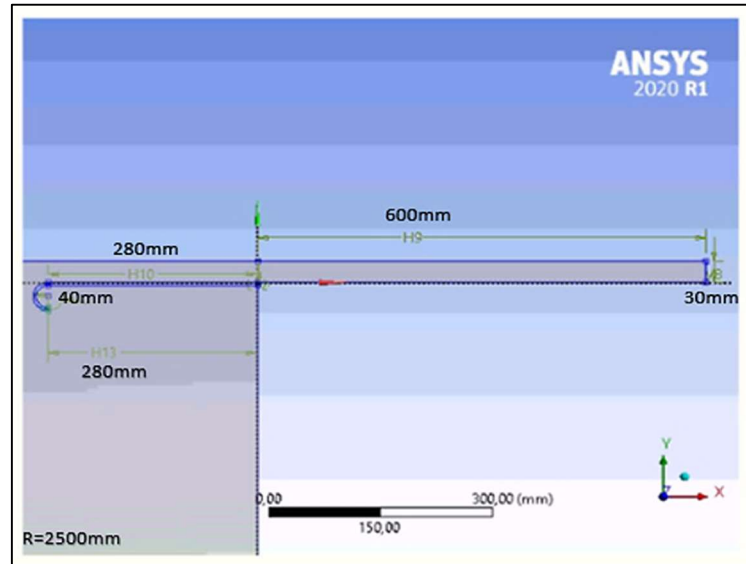
#### 6.4.3. Her Üç Akış Tipi İçin Oluşturulan Akış Geometrileri

Koniksel giriş akış ile ilgili üç ayrı giriş tipinin olduğu basit yarıçap, eliptik ve kanat profilini içeren akış alanları Ansys Design Modeller çizim programı ile çizildi. Genel olarak tank veya

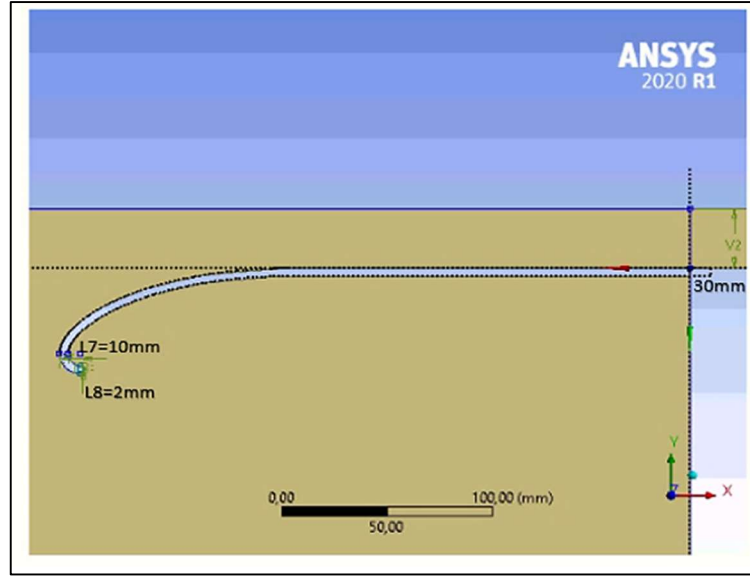
rezervuar duvarından itibaren 600mm uzunluğunda bir boru akışı giriş akışının analizi için yeterli görüldü. Akış alanı giriş sınırları boru girişi merkez alınarak 2500mm yarıçapında bir yay çizilerek oluşturulmuştur. Boru giriş kısmının tank veya rezervuar içindeki uzunluğu her üç giriş tipinde aynı olacak şekilde akış alanı oluşturulmuştur. Boru giriş kısmının ölçüleri Şekil 6.5'te, Şekil 6.6'da ve Şekil 6.7'de detaylı olarak verilmiştir. Şekillerde her üç tip profilin ölçüleri de ayrıca verilmiştir.



Şekil 6.5. Eliptik profil ( $Re=600$  Reynold sayısı için) eksen simetrik iki boyutlu giriş akışı.



Şekil 6.6. Basit yarıçap profil ( $Re=600$  Reynold için) eksen simetrik iki boyutlu giriş akışı.

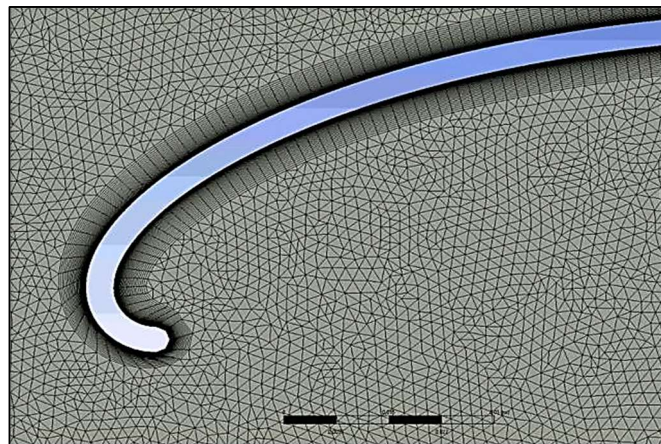


Şekil 6.7. Kanat profili ( $Re=600$  Reynold için) eksen simetrik iki boyutlu giriş akışı.

#### 6.4.4. Mesh Oluşturma

Sayısal çözümlemenin bu aşamasında, geometrisi oluşturulan cismin akış alanı birçok parçaya bölünerek mesh işlemi gerçekleştirilir. Amaç akış alanını küçük kontrol hacimlerine bölerek sayısal çözümü gerçekleştirmektir. Mesh oluşturma aşaması önemli bir evredir. Çünkü sayısal çözümlerin sonuçları ağ veya mesh yapısına çok bağlıdır. Bu aşamadaki hataları en aza indirmek için meshten bağımsız sonuçlar edininceye kadar meshten bağımsız bir çalışma gerekebilir. Bu çalışmada üç farklı giriş tipi için mesh işlemi yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

- **Kanat Profil Mesh Gösterimi:**



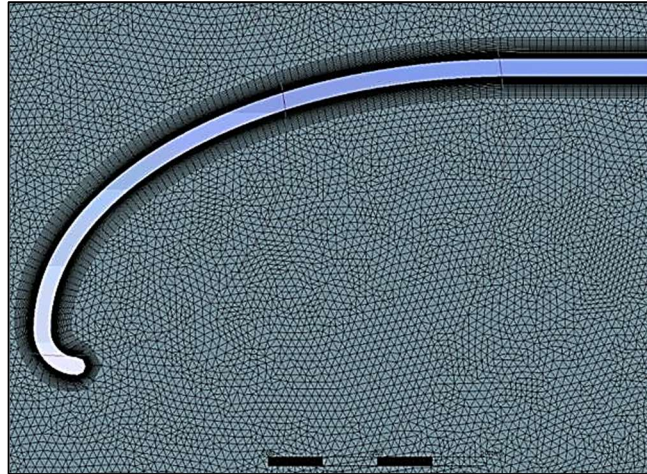
Şekil 6.8. Kanat profili için mesh inflation gösterimi.

etails of "Mesh"		Details of "Mesh"	
<b>Display</b>		Capture Proximity	No
Display Style	Use Geometry Setting	Bounding Box Di...	3,8419 m
<b>Defaults</b>		Average Surface ...	0,69817 m <sup>2</sup>
Physics Preference	CFD	Minimum Edge L...	2,e-003 m
Solver Preference	CFX	<b>Quality</b>	
Element Order	Linear	Check Mesh Qua...	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Element Size	0,1 m	<input type="checkbox"/> Target Skewn...	Default (0,900000)
<b>Sizing</b>		Smoothing	Medium
Use Adaptive Sizi...	No	Mesh Metric	None
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)	<b>Inflation</b>	
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (0,2 m)	Use Automatic In...	None
Mesh Defeaturing	Yes	Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (5,e-004 m)	<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,77
Capture Curvature	Yes	<input type="checkbox"/> Maximum Lay...	5
<input type="checkbox"/> Curvature Mi...	Default (1,e-003 m)	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (18,°)	Inflation Algorit...	Pre
Capture Proximity	No	View Advanced ...	No
Bounding Box Di...	3,8419 m	<b>Advanced</b>	
Average Surface ...	0,69817 m <sup>2</sup>	<b>Statistics</b>	
Minimum Edge L...	2,e-003 m	<input type="checkbox"/> Nodes	466266
<b>Quality</b>		<input type="checkbox"/> Elements	1546800

Şekil 6.9. Kanat profili için mesh sonuçlarının gösterimi.

Kanat profili için mesh eleman sayısı: 1546800, Düğüm noktası: 466266'dır.

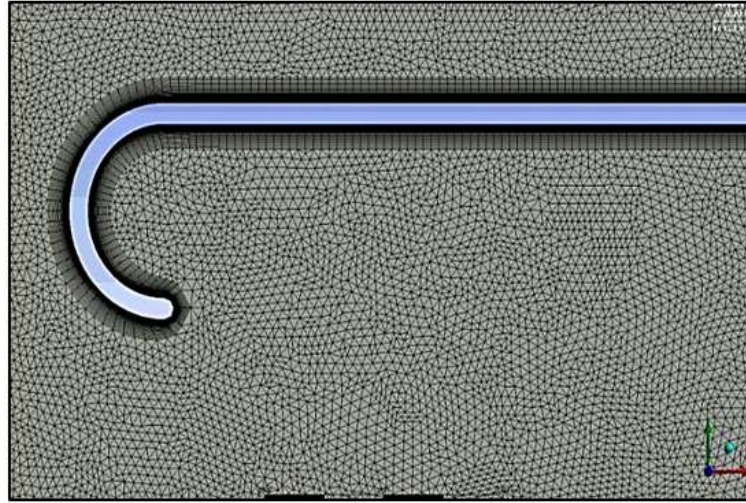
- **Eliptik Profil Mesh Gösterimi:**



Şekil 6.10. Eliptik profil için mesh inflation gösterimi.

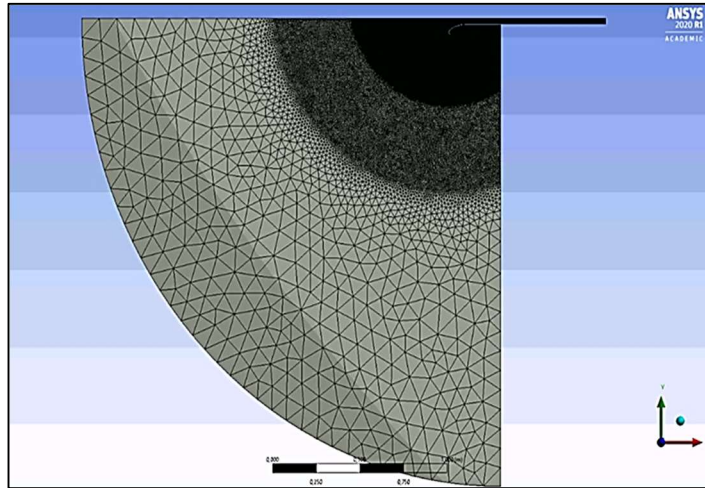
Eliptik profili için mesh eleman sayısı: 1653090, Düğüm noktası: 486950'dir.

- **Basit Yarıçap Profil Mesh Gösterimi:**



Şekil 6.11. Basit yarıçap profil için mesh inflation gösterimi.

Basit yarıçap profili için mesh eleman sayısı: 1544727, Düğüm noktası: 463334'dür.



Şekil 6.12. akış alanının genel mesh gösterimi.

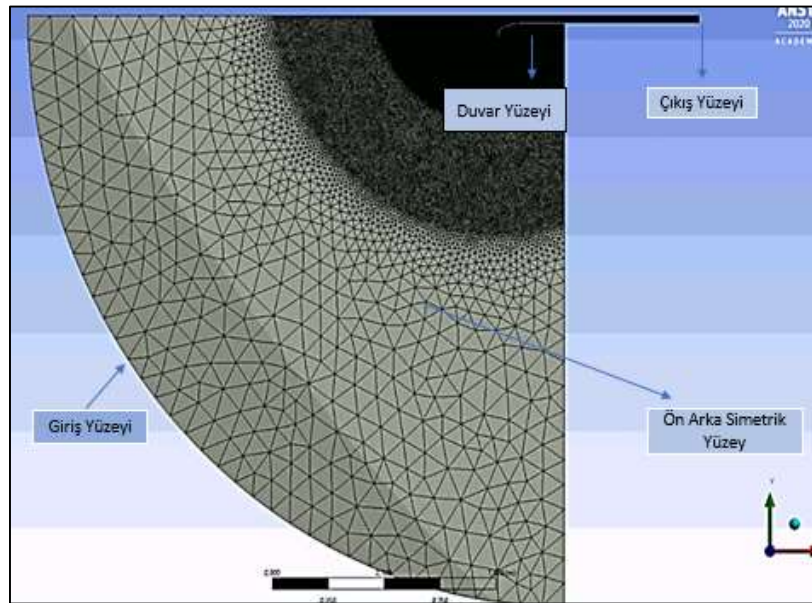
CFX programında oluşturulan mesh'in eleman sayısı ve düğüm nokta sayısı mesh kısmının 'statistic' sekmesinde gösterilmektedir. Şekil 6.11'de, Şekil 6.12'de ve Şekil 6.13'te gösterildiği gibi giriş civarında mesh elemanları üçgen yüzeyle elemanlardan oluşmaktadır. Duvara bitişik akış tabakası için oluşturulan ince mesh tabakaları inflation seçeneği ile oluşturuldu. Boyutsuz mesafe  $y^+ < 1$  olacak şekilde duvara bitişik ilk mesh elemanın boyutu  $y=0.03\text{mm}$  olarak girilmiştir. Duvardan uzaklaştıkça ince mesh tabaka kalınlıkları 1.07 oranında artırılmıştır. Büyüme, şişme ve artma anlamlarına gelen inflasyonun amacı duvara yakın ince mesh oluşturmaktır. Mesh oluşturulurken akış



özelliklerinin (hız, basınç, sıcaklık gibi) konuma göre çok değişken olduğu akış bölgelerinde mesh eleman sayısı artırılmış değişkenliğin az görüldüğü akış bölgelerinde ise büyük boyutlu elemanlar kullanılarak mesh eleman sayısı düşük tutulmuştur. Şekil 6.12 de görüldüğü gibi borudaki akışta ve boru girişindeki akış bölgesinde mesh eleman sayısı çok artırılmışken bunların dışında kalan akış bölgesinde ise mesh eleman sayısı çok düşük tutulmuştur.

#### 6.4.5 Akış Geometrisinin Yüzeyleri ve Sınır Şartları

CFX akış çözücü proje alanında akış sınır şartlarının ve fiziksel değerlerin girilebilmesi için 'Set-up' sekmesine giriş yapılır. Bu sekmede inlet, outlet, wall ve symmetry sınır şartları oluşturulmaktadır. Öncelikle 'Default Domain' aşamasında akışkanın özellikleri girilmektedir. Bu çalışmada hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir ve çevre havası 1 atm deki referans referan basınç veya atmosfer basıncı olmuştur. Aynı zamanda 'Fluid Models' sekmesinde akışkanın türü (laminer-türbülans) ve akışta ısı transferinin (termal, toplam enerji, izotermal) olup olmadığı belirlenebilmektedir.



Şekil 6.13. Akış alan bölgelerinin gösterimi.

Akış alanındaki yüzeyler bir sınır şartı olarak adlandırılmaktadır. Giriş bölgesi sınır şartı inlet, çıkış bölgesi sınır şartı outlet, duvar yüzeyi wall ve akışın ön, arka ve alt eksen yüzeyleri simetrik olarak tanımlanmıştır. Bu sınır şartları sayısal çözümde ek denklemler oluşturarak denklem sayısının bilinmeyenlerin sayısına eşitler ve akış

alanında oluşan denklem takımının çözümünü gerçekleştirir. Simetrik yüzeylerde akış serbestliği vardır, duvar yüzeyinde ise hız sıfır olduğundan duvara bitişik ilk mesh elemanlarına sıfır hız değeri duvar sınır şartı ile atanmış olur. Yapılan çözümlerin belli bir sınıra kadar belirlenmesi ve kontrol edilmesi gerekmektedir. Çözücü programdaki ‘Solver Control’ sekmesinde iterasyon sayısını ve yakınsama kriterini belirlenmesi gerekir. Çünkü çözümü hatasız ve eksik bir şekilde tamamlamamız gerekmektedir. Bu çalışmada minimum iterasyon 1, maksimum iterasyon 300 ve akış alanındaki özelliklerin yakınsama değeri RMS  $10^{-7}$  olarak alınmıştır. Çözümün yakınsandığı son iki iterasyon arasındaki değer farkına bakılır ve aradaki farkın küçülmesi ile çözümün yakınsandığı anlaşılmaktadır. Akışkanın inlet sınır şartındaki değeri her Reynolds sayılı akış için ayrı ayrı girilmiştir. CFX akış simülasyonu için Set-up aşamasındaki girilen sınır şartları ve uygulanan akış ve akışkan özellikleri Tablo 6.3’te gösterilmiştir.

**Tablo 6.3.** akış alanı ve sınır şartları

Akış Alanı ve Sınır Şartları	
Akışkan	Hava
Akış Durumu	Daimî, Sıkıştırılabilir ve izotermal
Akış Duvar Yüzeyi	Sınırlar Pürüzsüz ve Adyabatik
Simetrik Sınır Şartı	Simetrik
Temel Akış Denklemi	RANS
Türbülans Modeli	SST k-omega
Giriş Sınır Yüzeyi	Kütlesel Debi Değeri
Çıkış Sınır Yüzeyi	Sıfır Etkin Basınç değeri

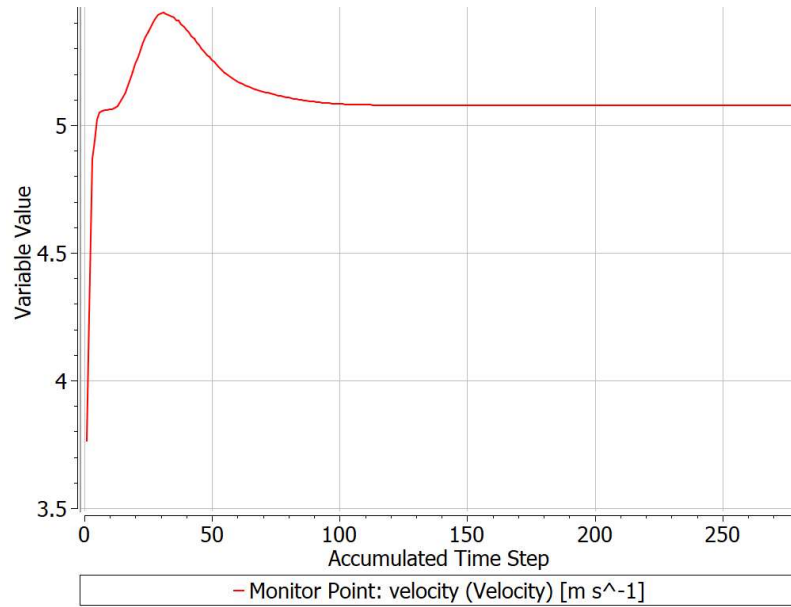
#### 6.4.6. Monitör Noktaları

Monitör noktalarının sayısal çözümlemede kullanılmasının amacı, çözümlemenin yakınsandığından emin olabilmek için yakınsanma kriteri ve iterasyon sayısı yazılarak bazı çözümler belirlenen iterasyondan önce yakınsanabilmektedir. Sayısal çözümleme kısmında çıkışa yakın hız ve basınç içi monitör noktaları oluşturularak çözüm esnasında yakınsamları izlenmiştir. Çıkış değerlerinin, giriş değerlerine göre daha geç yakınsanmasından dolayı çıkış noktası seçildi. Çıkış bölgesindeki monitör noktaları basınç ve hız Şekil 6.14’te gösterilmiştir.

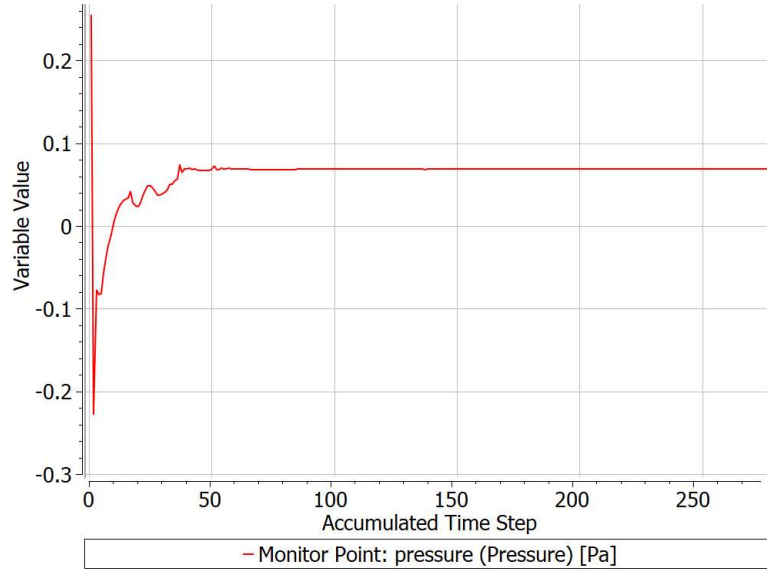


Şekil 6.14. Çıkış bölgesinde basınç ve hız için oluşturulan monitör noktaları.

Şekil 6.16 ve Şekil 6.17 de monitör noktalarında hız ve basınç değerlerini iterasyonun ilerledikçe bir değere yakınsadığı ve sonra bu değerde sabit kaldığı görülür. Şekilde görüldüğü gibi 100 iterasyondan sonra hız ve basıncın tam gerçek çözüm değerlerine yakınsamış oldukları görülür. Analiz için hız ve basınç istenen özellikler olduğundan bu iki özelliğin yakınsaması halinde çözümü sürdürmek manasız olduğundan çözümler bu iki değeri yakınsaması ile sonlandırılmıştır. Sayısal çözümleme için 300 iterasyona kadar çözümün yapılması öngörülmesine rağmen monitör noktaları basınç ve hız yakınsama eğrilerine göre tüm Reynolds sayılı boru akışlarında çözümler 150 iterasyona kadar sürdürülmüş ve sonlandırılmıştır.

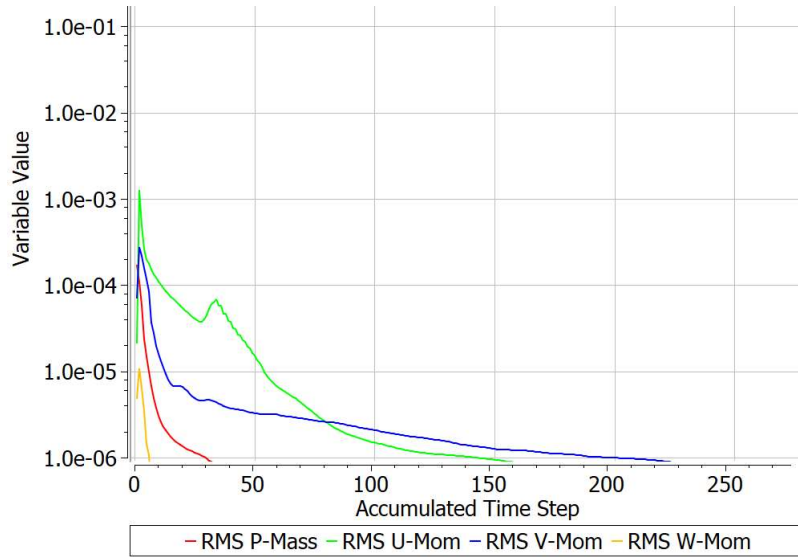


Şekil 6.15. Çıkışa yakın alınan monitör noktasında hız değerinin iterasyon süresince oluşan yakınsama eğrisi.



**Şekil 6.16.** Çıkışa yakın alınan monitör noktasında basınç değerinin alınan iterasyonlar süresince yakınsama eğrisi.

Şekil 6.17 'de akış alanındaki akış özelliklerinin ardışık iki iterasyon arasındaki mutlak hata RMS değerlerinin yakınsama eğrileri gösterilmiştir. Genel RMS değerlerinin seçilen yakınsama kriteri RMS değeri olan  $10^{-6}$  değerine 200 iterasyonda ulaşıldığı görülmektedir. Monitor noktaları ve yakınsama kriterinin gözlenmesiyle sayısal çözümün tam yakınsadığından emin olunmuştur.



**Şekil 6.17.** Sayısal çözüm esnasında akış özellikleri alınan her iterasyon sonunda hesaplanan mutlak hata RMS değerlerinin bir yakınsama kriteri olarak gösterilmesi, RMS (mutlak ( $\varphi^m - \varphi^{m-1}$ )).

## 7. SİMULASYON SONUÇLAR ve DEĞERLENERME

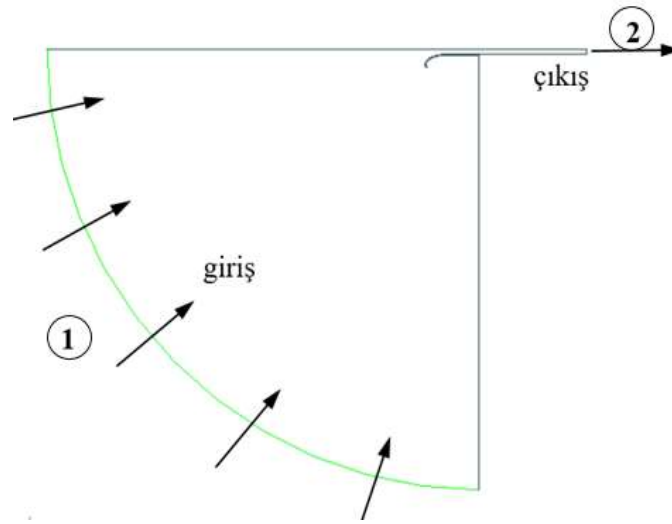
Bir rezervuardan veya geniş bir akış alanından boruya akışkan geçişinde oluşan akış alanı sayısal çözümle simule edilmiştir. Bu kısımda ise kanat, basit yarıçap ve eliptik profile sahip üç farklı tip koniksel boru girişinin sayısal simülasyondan çıkarılan sonuçları ile giriş akışı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Analizlerde her giriş tipinin neden olduğu basınç kaybı ve boru girişinde oluşturduğu hız profilleri karşılaştırılarak en iyi giriş tipi belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca basınç ve hız gibi akış özelliklerinin akış alanındaki miktarları kullanılarak boru girişindeki akış alanı renk kontörleri ile görselleştirilmiştir.

### 7.1. Giriş Tipinin Yerel Basınç Kaybına Etkisi

Genel olarak akışkan taşıma sistemlerinde karşılaşılan akışların çoğunluğu türbülanslı olur. Türbülans denilen kaotik akış olayı girdap ile karakterize edilen düzensiz ve iç içe karışan bir akış türüdür. Türbülanslı akışın iç içe karışımın olduğu akış yapısı kütle, enerji ve momentum transferinde çok önemli avantajlar sağlamaktadır. Örneğin bilgisayar işlemcisinin soğutma işleminde, iyi bir ısı transferi için hava akışının türbülanslı olması istenir. Burada işlemci duvarından akışkana geçen ısı akışkanın sürekli karışması sonucu çabucak akış içlerine doğru taşınabilmektedir. Bu da etkili bir ısı transfer sağlamaktadır. Halbuki laminer akışta akış iç içe karımadığından duvardan alınan ısı ancak iletimle akış içerisine nüfuz edebilmektedir bu da yetersiz bir ısı transferine neden olmaktadır. Bu nedenle ısı transferinde akışın iyice türbülanslı olması istenir. Fakat bu faydanın yanında türbülanslı akışın yüksek enerji kaybına neden olması pompalama enerji tüketim maliyetini de artırmaktadır. Bu nedenle laminer akışlara göre türbülanslı akışlarda enerji kaybının bir göstergesi olarak basınç kayıpları daha yüksektir. Türbülanslı akış basınç kayıplarını arttırdığından türbülansın kütle, momentum ve enerji transferini bedava yapmadığı söylenebilir (Engin, 2018). Akışta oluşan basınç kayıpları viskoz kaynaklı akış sürtünmeleri nedeniyle oluşmaktadır. Akışkan taşıyan boru akış sistemlerinde oluşan toplam basınç kaybı düz boru basınç kayıpları ve yerel basınç kayıpları olarak ikiye ayrılır. Borulama tesisatı düz borulara ek olarak dirsek, T bağlantı, vana, boru girişi ve çıkışı, redüksiyon, filtre vb. yerel bağlantı elamanlarını da içermektedir. Genel olarak düz boru basınç kayıpları ampirik değeri bilinen Darcy sürtünme faktörü ile doğrudan hesaplanabilirken yerel elamanlar dolayısıyla oluşan basınç kayıpları ise imalatçının yerel elemanı için ölçtüğü ampirik kayıp katsayı değerlerine bağlı kalınmaktadır. Boru

girişinde oluşan basınç kaybı ise yerel bir basınç kaybı olup boru giriş tipine çok bağlıdır. Örneğin çıkıntılı ve keskin kenarlı boru girişleri (Şekil 4.6) koniksel boru giriş tipine göre daha yüksek basınç kaybına neden olmaktadır. Bu çalışmada basit yarıçap, kanat ve eliptik profile sahip üç ayrı koniksel boru girişinin sayısal çözümünden yerel basınç kayıpları çıkarılmış ve karşılaştırılmıştır.

Boru giriş akışında basınç kaybını hesaplamak için akış alanına genel enerji korunum denklemi uygulanmıştır. Şekil 7.1’de görüldüğü gibi akış sisteminin giriş sınır yüzeyine 1 ve çıkış sınır yüzeyine 2 verilerek genel enerji korunum Denklemi aşağıdaki gibi uygulanmıştır.



Şekil 7.1. Boru girişindeki akışın giriş ve çıkışı olan bir akış sistemi halinde gösterilmesi.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{pompa,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_{türbin} + h_k \quad (m) \quad (7.1)$$

Genel enerji denklemine göre girişte akışkanın sahip olduğu mekanik enerji, akış alanı boyunca akış sürtünmelerinde  $h_k$  değerinde bir kısmı kaybolurken kalan kısmı ise çıkan akışkanın mekanik enerjisi olmaktadır. Akış sistemi üzerinde herhangi bir pompa, veya türbin olmadığından Denklem 7.1’de  $h_{pompa,f}$  ve  $h_{türbin}$  terimleri sıfır alınır. Akış yatayda olduğundan  $z_1=z_2$ , çıkış atmosfere açık olduğundan  $P_2 = 0$  (etkin basınç) alınır. Giriş yüzeyinde hız değeri çok düşük olduğunda  $V_1=0$  alınarak ihmal edilmiştir.  $V_2$  borudaki akışın ortalama hızıdır. Uygulanan genel enerji denklemin son hali aşağıdaki gibi olmuştur.

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g} + h_k \quad (7.2)$$

$P_1$  giriş sınır yüzeyindeki akışın etkin basıncıdır,  $h_k$  akış alanında duyulur ısı şeklinde kaybolan sürtünme yük kaybını göstermektedir. Akış alanındaki basınç kaybının sürtünme yük kaybı ile olan ilişkisi ise Denklem 7.3 ile verilmiştir.

$$\text{Basınç Kaybı: } \Delta P_k = \rho g h_k \quad (\text{Pa}) \quad (7.3)$$

Denklem 7.2'den hesaplanan  $h_k$  değeri Denklem 7.3'te yerine yazıldığında akış sistemindeki basınç kaybı hesaplanmış olur. Örneğin, eliptik profilli giriş tipine sahip boru akışında oluşan basınç kaybı  $Re=600$  Reynolds sayılı akış için aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmıştır. Sürtünme yük kaybını hesaplamak için akış alanı giriş yüzeyindeki  $P_1$  basıncının ve borudaki ortalama akış hızının bilinmesi gereklidir. Akış alanı giriş yüzeyinde basınç dağılımı düzgün olup her yerde eşittir. Bu nedenle giriş yüzeyindeki etkin basınç değeri ANSYS Workbench CFX Result adımında CFD-Post isimindeki simülasyon sonuç değerlendirme ve analiz programından çıkarılmıştır. Bunun için CFD-Post programında Table seçeneğinde *areaverage(Pressure)@Inlet* işlemi yazılarak her Reynolds sayısındaki girişteki basınç değeri bulunmuştur.

*Re=600 için:*

$$P_1 = 0.0317 \text{ Pa}, \quad Re = 600 = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1.184 * V_2 * 0,06}{1.849 * 10^{-5}} \quad V_2 = 0.156 \frac{m}{s} \quad (7.4)$$

*Akış alanında duyulur ısı şeklinde kaybolan sürtünme yük kaybı ( $h_k$ ):*

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g} + h_k \rightarrow \frac{(0.0317)}{(1.184) * (9.81)} = \frac{(0.156165541)^2}{(2) * (9.81)} + h_k \quad (7.5)$$

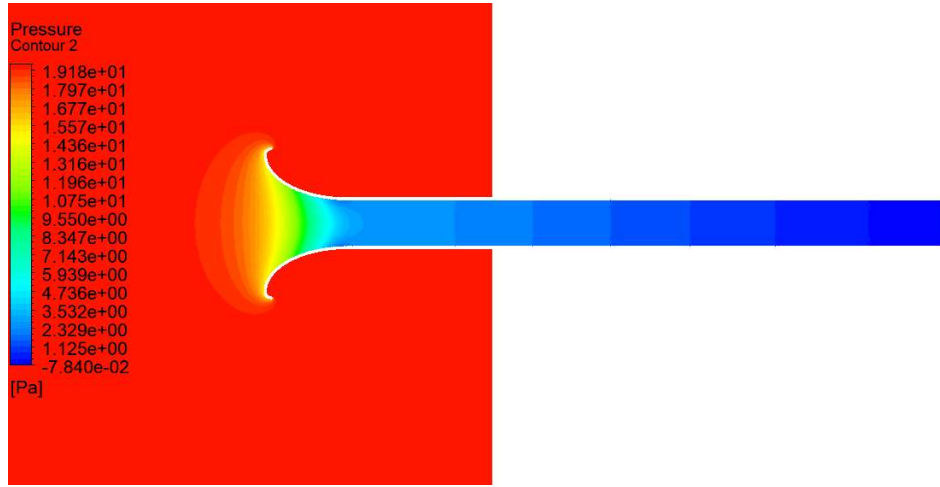
$$h_k = 0.00148 \text{ m}$$

$$\text{Basınç Kaybı: } \Delta P_k = \rho g h_k = (1.184) * (9.81) * (0.00148) \quad (7.6)$$

$$\Delta P_k = 0.0171 \text{ Pa}$$

Her Reynolds sayısındaki akış için basınç kayıpları verilen örnek hesaplamadaki gibi hesaplanmıştır.  $Re=600$  Reynolds sayılı akışta eliptik profile sahip akış alanında basınç dağılımının renk kontörü ile gösterilmesi Şekil 7.2'de verilmiştir. Görüldüğü gibi

akış hızının düşük olduğu boru girişinden uzak akış bölgelerinde basınç yüksek olurken boru girişinde akışın hız kazanması ile basıncın düşük olduğu görülmektedir.



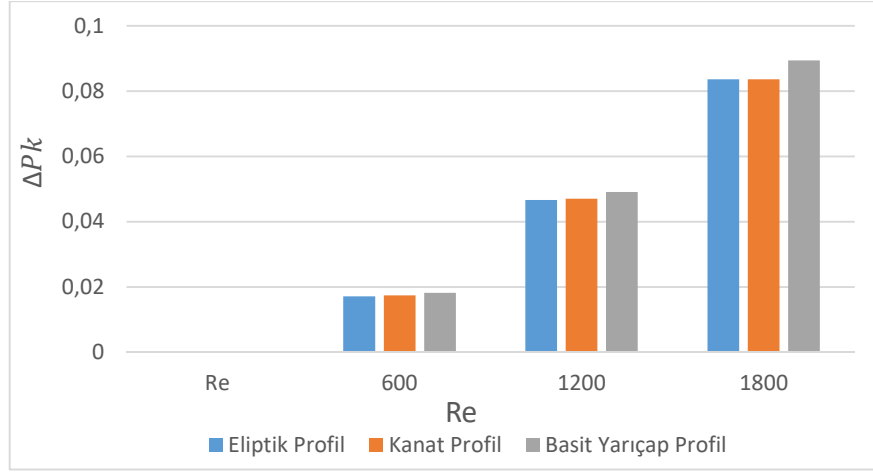
Şekil 7.2. Re=600 Eliptik profil boru akışındaki ortalama basınç değişiminin Contour'da gösterimi.

Her üç giriş tipi için her Reynolds sayısında hesaplanan basınç kaybı değerleri ve sayısal çözümden çıkarılan giriş basınç değerleri Tablo 7.1'de verilmiştir. Basınç kayıplarının sütun grafik şeklindeki Reynolds sayısına bağlı değişimleri Şekil 7.3'a,b,c şeklinde düşük, orta ve yüksek türbülans için verilmiştir. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttığında basınç kaybının da çok arttığı görülür.

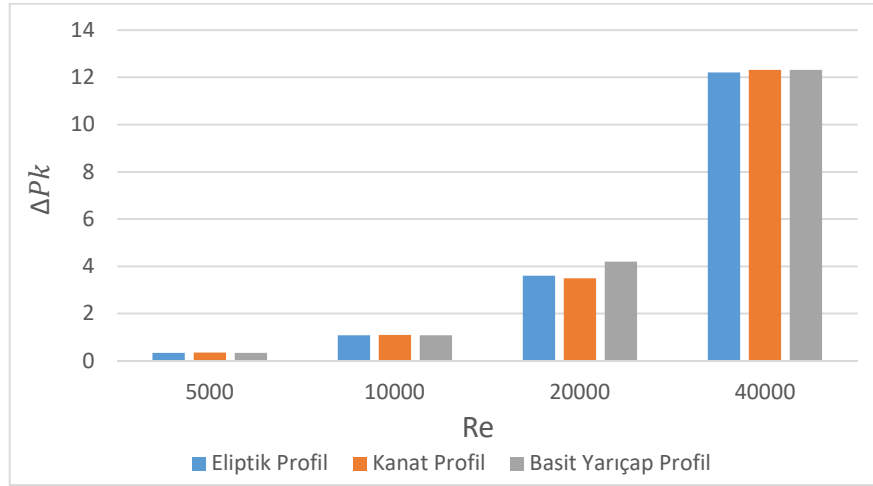
Tablo 7.1. Her üç tip giriş için akış alanı girişindeki basınç değerleri ve basınç kayıpları.

Borudaki Ortalama Akış Hızı ve Reynolds Sayısı		Eliptik Profilli giriş akışı		Kanat Profilli giriş akışı		Basit Yarıçap Profilli giriş akışı	
$V_2$	$Re$	$P_1$ (Pa)	$\Delta P_K$ (Pa)	$P_1$ (Pa)	$\Delta P_K$ (Pa)	$P_1$ (Pa)	$\Delta P_K$ (Pa)
0.1561	600	0.03174	0.0171	0.03185	0.0174	0.03265	0.0182
0.3123	1200	0.1045	0.0466	0.1048	0.047	0.1069	0.0491
0.4684	1800	0.2132	0.0836	0.2137	0.0836	0.2179	0.0894
1.3013	5000	1.346	0.3368	1.349	0.3461	1.376	0.3426
2.6027	10000	5.097	1.0801	5.103	1.0929	5.097	1.0875
5.2055	20000	19.65	3.6076	19.54	3.4984	20.24	4.198
10.4110	40000	76.38	12.2131	76.48	12.313	76.48	12.313
20.8220	80000	298.5	41.8349	299.1	42.4342	302.9	46.239
41.6441	160000	1173	146.336	1174	147.336	1184	157.336
62.4662	200000	2615	305.007	2620	310.006	2605	294.997

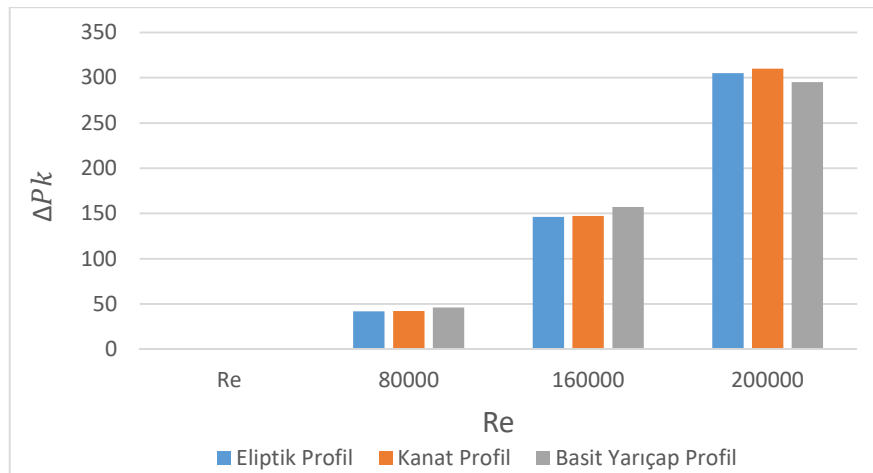




a) Düşük Reynolds sayısına bağlı basınç kayıpları.



b) Orta Reynolds sayısına bağlı basınç kayıpları.



c) Yüksek Reynolds sayısına bağlı basınç kayıpları.

Şekil 7.3. a,b,c şekillerinde düşük, orta ve yüksek Reynolds sayısına bağlı basınç kayıplarının sütun grafiklerle gösterimi.

Basınç kaybı Şekil 7.3'a'da verilen grafiğe göre düşük Reynolds sayılı olan laminer akışlarda basınç kaybının basit yarıçap, kanat ve eliptik sırasında düştüğü görülmektedir. Şekil 7.3'b ve c grafiklerine göre  $20000 < Re < 160000$  Reynolds sayı aralığında basınç kaybının basit yarıçap, kanat ve eliptik sırasında düştüğü görülmekle birlikte  $Re = 200000$ 'de bu sıranın kanat, eliptik ve basit yarıçap sırasında düştüğü görülür. Genel bir değerlendirme yapılacak olursa en az basınç kaybının eliptik girişli akışta ve en yüksek basınç kaybını ise basit yarıçap girişli akışta olduğu görülür. Şekiller gözlemlendiğinde her üç giriş tipinin karşılaştırılmasında basınç kayıpları arasındaki farkın önemsenmeyecek derecede olduğu görülmektedir. Şimdi de akışta oluşan basınç kaybının boyutsuz parametre değeri olan yerel basınç kayıp katsayısına dönüştürülmesi ile giriş tiplerinin etkileri incelenecektir. Aşağıda gösterildiği gibi basınç kayıp katsayısı basınç kaybının serbest akım dinamik basıncına bölünmesiyle bulunur. Aşağıda  $Re = 600$  değeri için hesaplam örneği verilmiştir.

$$C_p = \frac{\Delta P_k}{(0.5) * \rho * V_2^2} \quad (7.7)$$

$Re = 600$  Eliptik profil için  $C_p$  değerinin hesaplanması:

$$\Delta P_k = \rho g h_k \quad \Delta P_k = (1.184) * (9.81) * (0.00148) = 0.0171 \text{ Pa}$$

$$V = 0.156165541 \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right), \quad \rho = 1.184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

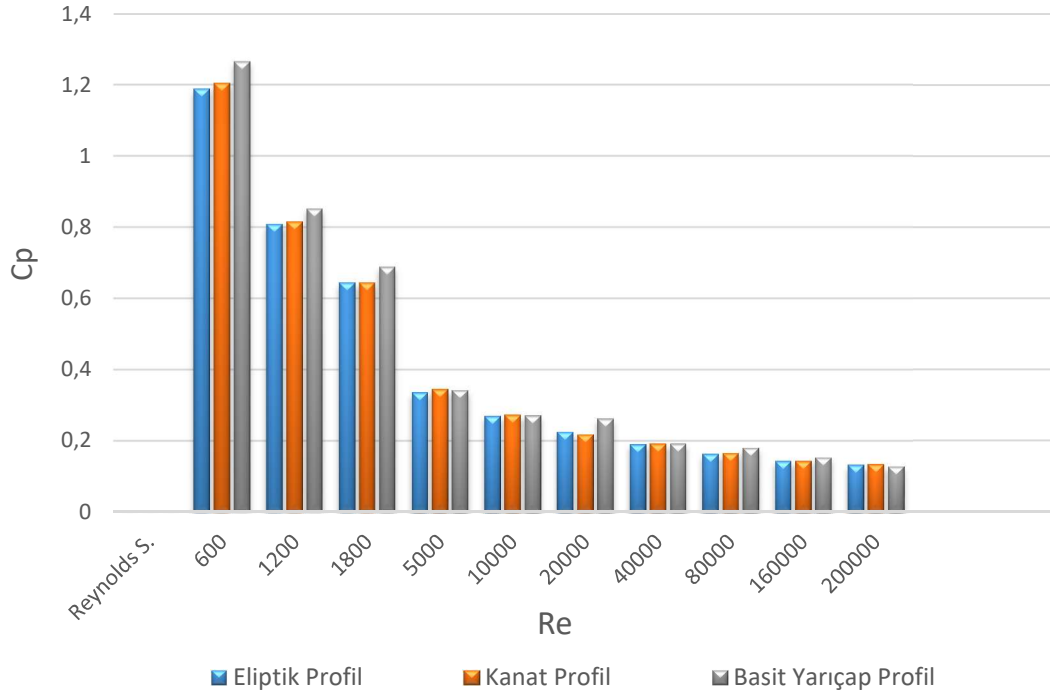
$$C_p = \frac{\Delta P_k}{(0.5) * \rho * V_2^2} = \frac{0.0171}{0.0144} = 1.1875 \quad (7.8)$$

Denklem (7.7) kullanılarak her üç tip boru girişi için boyutsuz basınç kayıp katsayı sonuçları Tablo 7.2'de verilmiştir.

Karşılaştırma amacıyla her üç giriş tipinin Tablo 7.2'de verilen  $C_p$  değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 7.4 üzerinde verilmiştir. Şekil incelendiğinde genel olarak yerel kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile azaldığı görülür. Şekilde basit yarıçap profilli giriş tipinin hemen tüm Reynolds sayılarında yerel basınç kayıp katsayısının daha yüksek olduğu ve düşük Reynolds sayılarında farkın daha belirgin olduğu görülür. Genel olarak eliptik profilin tüm Reynolds sayılarında en düşük yerel kayıp katsayısına sahip olduğu görülür. Eğer sıralama yapılacak olursa giriş akışında enerji kaybının eliptik, kanat ve basit yarıçap sırasında arttığı görülür.

**Tablo 7.2.** Her üç tip boru girişi için boyutsuz basınç kayıp katsayıları.

Reynolds Sayısı	V (hız)	Eliptik Profil	Kanat Profil	Basit yarıçap Profil
		$C_p$		
<b>600</b>	0.1561	1.1875	1.2038	1.2638
<b>1200</b>	0.3123	0.8076	0.8145	0.8509
<b>1800</b>	0.4684	0.6435	0.6435	0.6882
<b>5000</b>	1.3013	0.3359	0.3452	0.3417
<b>10000</b>	2.6027	0.2693	0.2725	0.2711
<b>20000</b>	5.2055	0.2248	0.2180	0.2617
<b>40000</b>	10.4110	0.1903	0.1918	0.1918
<b>80000</b>	20.8220	0.1629	0.1653	0.1801
<b>160000</b>	41.6441	0.1425	0.1435	0.1532
<b>200000</b>	62.4662	0.1320	0.1342	0.1277

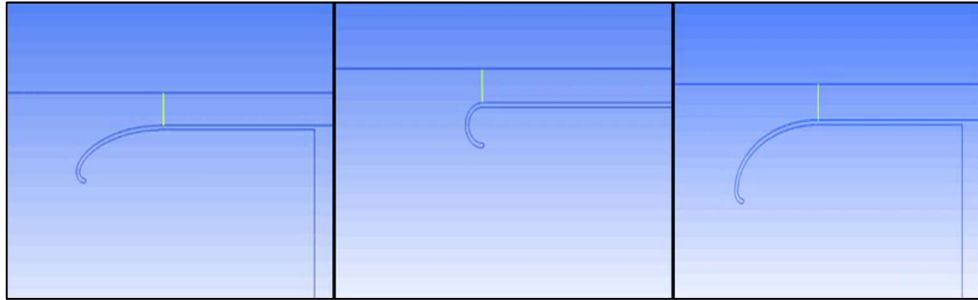
**Şekil 7.4.** Her üç akış tipi için bulunan  $C_p$ 'lerin Reynolds sayıları ile değişimlerinin grafikte gösterimi.

## 7.2. Boru Girişinde Hız Profilleri

Boru girişinde düzgün dağılıma sahip hız profili veya düzgün olmayan çarpık bir hız profili ile başlayan akış tam gelişmiş hız profiline dönüşüncüye kadar belirli bir boru mesafesi için değişir. Laminer veya türbülanslı boru akışı olsun tam gelişmiş hız profili ampirik bağıntularla tanımlanmıştır. Tam gelişmiş akış şartlarına sahip boru akışında tam

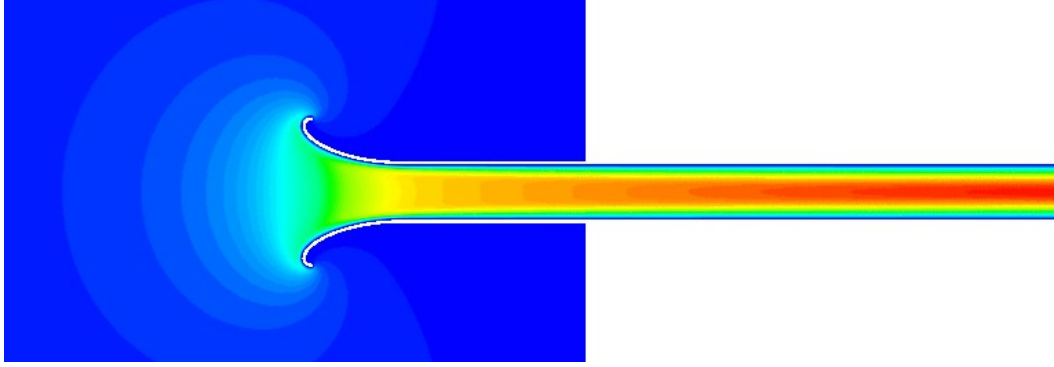
gelişmiş hız profili akışın her kesitinde aynıdır. Bu nedenle tam gelişmiş hız profiline sahip boru akışında basınç düşüşü doğrusal olup ampirik değeri bilinen sabit bir sürtünme faktörüne sahiptir. Boru girişinden itibaren gelişen boru akışında ise doğrusal olmayan bir basınç düşümü olduğundan sürtünme faktörü değeri değişken olup ampirik değerleri veya bir bağıntısı mevcut değildir. Boru girişindeki ağız yapısı girişteki hız profili üzerinde çok etkili bir parametredir. Koniksel giriş tipi düzgün hız profiline yakın bir hız profili yaratırken çıkıntılı ve keskin kenarlı boru girişleri ise düzgün olmayan çarpık bir hız profiline neden oldukları bilinmektedir. Bu çalışma boru girişinde düzgün hız profili oluşturma bakımından en iyi koniksel giriş tipini belirlemek amacıyla giriş tiplerinin boru girişinde ürettikleri hız profilleri grafiklerle karşılaştırılmıştır.

Boru girişindeki hız profilleri, Şekil 7.5'te gösterildiği gibi boru girişinde yarıçap uzunluğunda sarı çizgi üzerindeki hız değerleri alınarak çıkarılmıştır. ANSYS "Location" sekmesinde "Line" seçeneği ile hemen tam boru girişinde yarıçap uzunluğunda bir çizgi çizilmiştir. Çizgi üzerinde eşit aralıklı sıralanan 100 ayrı noktadaki hız değerleri ve çizginin bu noktadaki y yönlü koordinat değerleri CFD Post programından "export" seçeneği ile Excel sayfasına taşınmıştır.

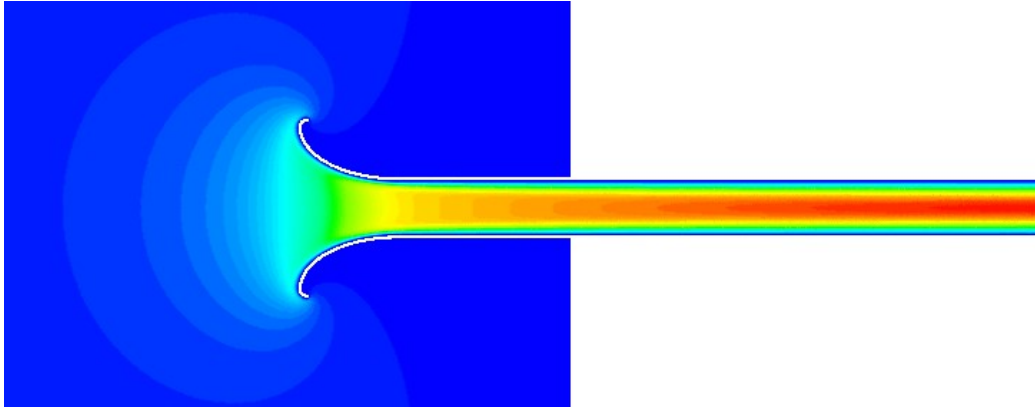


**Şekil 7.5.** Hız grafiğindeki sonuçları almak için her üç boru tam girişine çizilen 'Line' gösterimi.

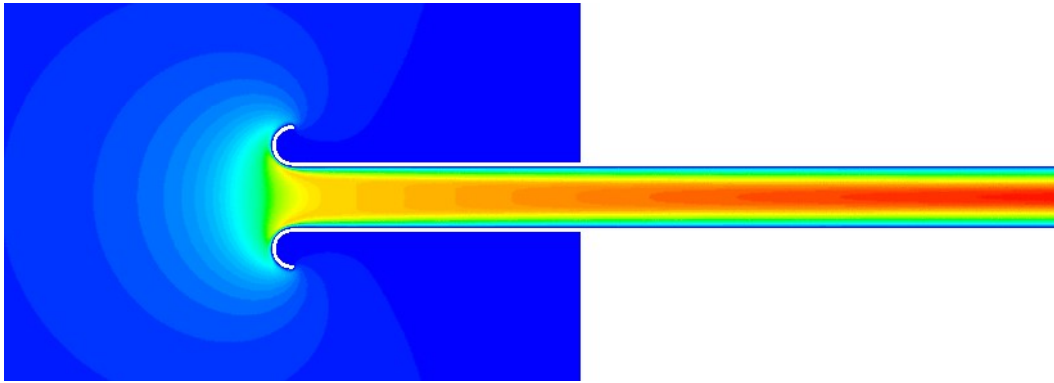
Aşağıda Şekil 7.6'da boru girişindeki akış alanında hız değişiminin renk kontörü ile gösterilmiştir. Koniksel boru girişinden uzakta hız düşük olurken boru girişinden itibaren hızın artmaya başladığı, boru cidarına yakın akış hızının düşük ve boru merkezinde ise hızın maksimum olduğu görülür. Boru girişinden itibaren belirli bir mesafeden sonra renk değişiminin olmadığı görülür. Hızın değişmediği bu boru akış kısmına tam gelişmiş boru akışı denir.



a) Kanat profilli girişe sahip boru akışında hız dağılımının renk kontörleri ile gösterilmesi.



b) Eliptik profilli girişe sahip boru akışında hız dağılımının renk kontörleri ile gösterilmesi.



c) Basit yarıçap profile sahip boru akışında hız dağılımının renk kontörleri ile gösterilmesi.

**Şekil 7.6.** Her üç tipli giriş için boru girişindeki akış alanında hız değişiminin renk kontörü şeklinde gösterilmesi.

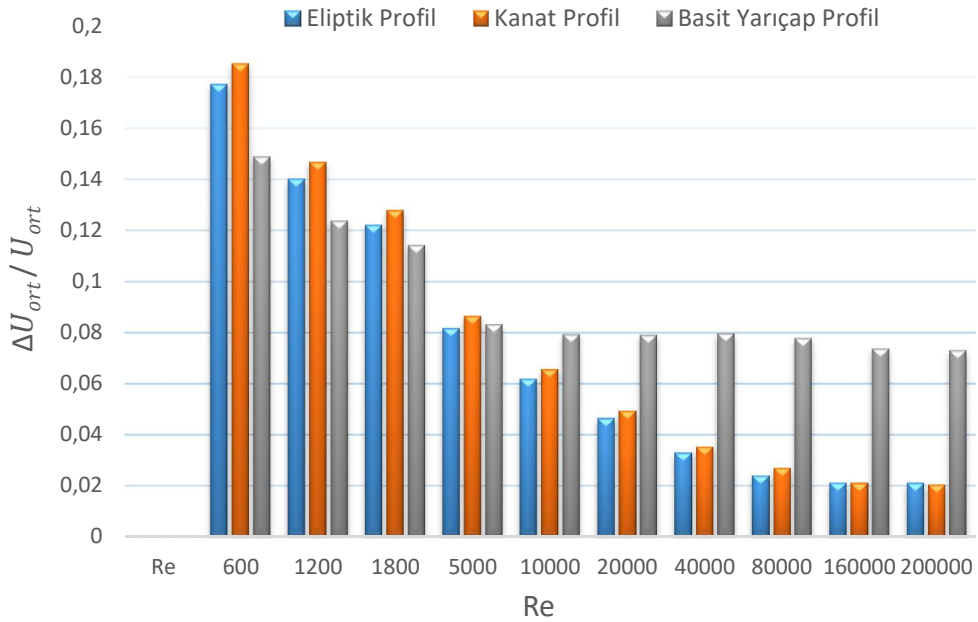
Boru girişinde oluşan hız profilinin boru akışının kesit ortalama hızından mutlak sapma değeri giriş tipinin ortalama hız profiline ne kadar yakın bir hız profili ürettiğini gösterir. Oluşan hız profilinin kesit ortalama hız profiline yakınlık derecesi ise giriş tipinin boru aşağı akımı üzerindeki etki derecesini, örneğin basınç kaybının düşürülmesi gibi, ortaya çıkarır. Sapma miktarı en düşük olan hız profili giriş tipinin en iyi bir akış



Tablo 7.4'te radyal çizgi üzerindeki 100 noktada hesaplanmış boyutsuz hız sapma değerlerinin ortalamaları alındığında hız profilinin ortalama hız profilinden ortalama sapma miktarı bulunmuş olur. Her Reynolds sayısında boru girişindeki hız profilinin ortalama hızdan ortalama sapma değerleri aşağıda Tablo 7.5'te verilmiştir. Tablo 7.5'te verilen ortalama boyutsuz hız sapma değerlerinin Reynolds sayısı ile olan değişimleri Şekil 7.7'de verilmiştir.

**Tablo 7.5.** Ortalama sapma değerlerinin, ortalama akış hızı ile boyutsuz hıza dönüştürüldüğündeki her bir boru tipi için boyutsuz hız değerleri.

$\Delta U^+$			
Reynolds Sayısı	Eliptik Profil	Kanat Profil	Basit Yarıçap Profil
600	0.177313	0.185345	0.148849
1200	0.140193	0.146772	0.123822
1800	0.122167	0.127923	0.114266
5000	0.081678	0.086455	0.083123
10000	0.06176	0.065515	0.079306
20000	0.046463	0.049348	0.079021
40000	0.032886	0.035229	0.079617
80000	0.023948	0.026927	0.077805
160000	0.021214	0.021067	0.073568
200000	0.021097	0.020452	0.072941



**Şekil 7.7.** Ortalama boyutsuz hız sapmalarının Reynolds sayılarına göre değişimi.

Her üç giriş tipi için (eliptik, kanat, basit yarıçap) Reynolds sayısı arttıkça ortalama boyutsuz hız sapmalarının genel olarak azaldığı görülmektedir. Şekil 7.7'de gösterildiği gibi laminer akışın olduğu düşük Reynolds sayısında ( $Re < 1800$ ) basit yarıçap

profilli giriş en düşük sapma değerine sahip iken  $Re > 10000$ 'den itibaren sapma değerleri diğer iki giriş tipinin sapma değerlerinden yüksek olmuştur. Basit yarıçap giriş tipinin sapma değerlerinin diğer iki giriş tipinin sapma değerlerinden farkı Reynolds sayısını artmasıyla çok arttığı görülmektedir. Sonuç olarak düşük Reynolds sayılarında basit yarıçap profilli giriş tipi iyi bir akış düzenleyici iken yüksek Reynolds sayılarında çok kötü bir akış düzenleyicisi olduğu görülmektedir. Eliptik profilli giriş ile kanat profilli girişin sapma değerleri her Reynolds sayısında çok yakın oldukları görülmesine rağmen eliptik profilin kanat profilinden az daha iyi bir akış düzenleyicisi olduğu söylenebilir. Dolayısıyla  $10000 < Re < 200000$  aralığındaki Reynolds sayılarında eliptik profil en iyi akış düzenleyicisi olduğu görülmektedir.



## 8. SONUÇ ve ÖNERİLER

Genel olarak birçok akışkan dairesel borularla taşınmaktadır. Bu durumun nedeni enkesitli boruların yüksek derecede bozulmaya uğramadan boru içi ve dışı arasındaki yüksek basınç farklarına dayanmasıdır. Boru akışlarında sürtünmeye bağlı basınç kayıplarının azaltılması büyük önem arz etmektedir. Boru akışına etki eden parametreler laminer veya türbülans akış türü, Reynolds sayısı, boru cidarı bağlı pürüzlülüğü, boru girişinin ağız yapısı ve akışkan ile cidar arasındaki ısı transferidir. Bu tez çalışmasında düşük (laminer akış), orta ve yüksek Reynolds sayılarında (türbülanslı akış) boru girişindeki hava akışları farklı boru giriş tipleri yönünden incelenmiştir. Bir rezervuardan veya geniş bir akış alanından boruya akışkan alınırken boru girişinin yapısı boru aşağı akımı üzerinde oldukça etkili bir parametre olmaktadır. Genel olarak uygulamalarda keskin kenarlı boru girişi, çıkıntılı boru girişi ve koniksel (trampet ağızlı giriş) boru girişi olmak üzere üç farklı boru giriş tipinin kullanıldığı görülür. Koniksel giriş tipi motor veya kompresörlerin girişlerinde daha düzgün bir akış elde etmek ve boru girişindeki akışın enerji kayıplarını azaltmak için bazı önemli akışkan taşıma sistemlerinde kullanıldığı görülmektedir. Bu tez çalışmasında koniksel boru giriş tipi olarak uygulamalarda kullanılan basit yarıçap profilli, kanat profilli ve eliptik profilli giriş tiplerinin boru aşağı akımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Burada her üç giriş tipinin boru girişinde düzgün akış üretme kabiliyetleri ve boru giriş kısmında neden oldukları basınç kayıpları incelenmiştir. Bunun için daimî, sıkıştırılabilir ve izotermal özelliklere sahip boru girişindeki hava akışları sayısal çözümle simule edilmiş ve çıkan sonuçlar en iyi giriş tipini belirlemek için değerlendirilmiştir. Çapı 6 cm olan bir boruda 25 °C sıcaklıkta gerçekleştirilen izotermal hava akışlarında düşük, orta ve yüksek Reynolds sayıları (600, 1200, 1800; 5000, 10000, 200000, 40000; 80000, 160000, 200000) analiz parametresi olarak kullanılmıştır. Öncelikle boru girişindeki akışları ile ilgili temel bilgiler, boru akışları için kullanılan ampirik bağıntılar ve tez konusu ile ilgili literatür bilgileri detaylı bir şekilde ilk konularda verilmiştir. Materyal ve metod kısmında sayısal çözüm yöntemi ve tercih edilen simülasyon özellikleri açıklanmıştır. Türbülanslı hava akışlarını sayısal çözümle simule etmek için zaman ortalamalı akış denklemleri ve akıştaki türbülans etkiler çözmek içinde SST k-omega modeli kullanılmıştır. Sayısal çözümden çıkarılan sonuçlardan boru giriş akışında oluşan basınç kaybının ve tam boru girişinde oluşan hız profilinin Reynolds sayısı ile olan değişimleri incelenmiştir. Amaç ilk olarak akışkan girişten geçerken hangi giriş tipinde ne kadar basınç kaybı meydana geldiğini bulmak

iken, ikinci olarak boru akışının başladığı noktadaki hızları karşılaştırmak amacıyla en düzgün hızı hangi boru girişinin vereceği gözlemlenmiştir. Çalışılan her bir Reynolds sayı aralığında üç tip giriş içinde basınç kayıpları ve giriş hız profilleri farklı olabilmektedir.

Basınç kaybı analizinde simülasyon sonuçlarından hesaplanan basınç kaybı değerleri ilk önce boyutsuz basınç katsayısına ( $C_p$ ) dönüştürüldü. Daha sonra basınç kayıp katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimleri ve farkları gözlemlendi. Sonuç olarak Reynolds sayısı arttıkça her üç giriş tipi için de  $C_p$  değerlerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Gözlemlere göre basit yarıçaplı giriş tipi hemen hemen tüm Reynolds sayılarında en yüksek basınç kayıp katsayısına neden olmuştur. Düşük Reynolds sayılı laminer akışta diğer iki giriş tipi ile olan farkı daha belirgin olmuştur. Eliptik profil ve kanat profil giriş tiplerinin basınç kayıp katsayıları çok yakın olmasına rağmen eliptik profil giriş tipi daha düşük bir kayıp katsayısına sahip olmuştur. Sonuç olarak basit yarıçap profilli giriş tipinin belirgin bir şekilde diğer iki giriş tipine göre daha fazla bir enerji kaybına neden olmuştur. Eliptik profile sahip giriş tipinin ise en az enerji kaybına neden olduğu fakat kanat profili ile pek az bir farklarının olduğu görülmüştür.

Her üç giriş tipinin boru girişinde oluşturdukları hız profillerinin ortalama kesit hız profiline yakınlık dereceleri analiz edildi. Bunun için radyal yönde bir çizgi üzerinde 100 eşit mesafeli noktadan hız değerleri alındı ve ortalama akış hızı ile boyutsuzlaştırıldı. Oluşan boyutsuz hız profiline boyutsuz kesit ortalama akış hız profiline mutlak sapma değerleri hesaplandı ve bunların genel ortalamaları alınarak oluşan hız profiline ortalama akış hız profiline ortalama mutlak sapma değeri bulundu. Her giriş tipi için ortalama mutlak sapma değerinin Reynolds sayısı ile değişiminde basit yarıçap profilli girişin laminer akış dışında tüm Reynolds sayılarında en yüksek sapma değerlerine sahip olduğu görüldü. Fakat en düşük Reynolds sayılarının olduğu laminer akışlarda basit yarıçap profilli giriş tipinin sapma değerlerinin belirgin bir fark ile en düşük olduğu görüldü.  $Re > 10000$  'den itibaren başlayan Reynolds sayılarında ise basit yarıçap profilli girişin ortalama mutlak sapma değerinin diğer iki giriş tipine göre çok yüksek bir farkla daha büyük oldu ve bu farkın yüksek Reynolds sayılarına doğru daha da arttığı görülmüştür. Sonuç olarak basit yarıçap profilli girişin diğer iki giriş tipine göre laminer akışta en iyi düzgün hız profili oluşturduğu fakat daha yüksek Reynolds sayılarında ise tam tersi şeklinde en kötü hız profiline neden olduğu görülmüştür.

Genel bir sonuç olarak basit yarıçap profilli giriş tipi diğer giriş tiplerine basınç kaybı ve düzgün hız profili yönünden başarısız olduğu görülmesine rağmen laminer akışta daha düzgün bir hız profili sağladığı görülmüştür. Basınç kaybı ve düzgün hız profili

yönünden eliptik profilli giriş tipi yüksek Reynolds sayılarında daha iyi hız profili ve basınç kaybı yönünde daha iyi sonuçlar ürettiği görülmüştür.

En iyi performansı verecek geometri giriş tipini bulmak için simülasyon çalışmalarını deneysel verilerle desteklenmesi gerekir. Kullanılacak sistemlere göre boru giriş tipinin belirlenmesi ve ayrı ayrı basınç kayıpları analizleri ve giriş hız analizleri yapılması gerekmektedir. Çünkü her Reynolds sayılarında çıkan değerler farklı olup sisteme en uygun giriş tipinin seçilmesi enerji kaybının önüne geçilmesi için önemli bir faktör olacaktır.

## KAYNAKÇA

- Atılğan, M. ve Gölcü M., (1996), üniform dairesel kesitli boru akışlarında kinetik enerji ve momentum düzeltme faktörlerinin değişimi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Vol. 2, no.2 (1996):109-116.
- Augustine, Jody R, (1990), Pressure drop measurements in the transition region for a circular tube with a square-edged entrance, PhD Thesis, *Oklahoma State University*.
- Blair, G. P., and W. M. Cahoon, (2006), Special investigation:design of an intake bellmouth", *Race Engine Technology*, 17(2006): 34-41.
- Campbell, L.A. ve Kandlikar, S.G., (2002), Effect of Entrance Condition on Frictional Losses and Transition to Turbulence in Conventional and Minichannel Flows. *Thermal science and engineering*, 12, 1-12.
- Çengel, Y.A. ve Cimbala J.M., (2008), Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları, *Güven Kitabevi*, Mc. Graw Hill Education.
- Engin, T, 2019, Akışkanlar Mekaniği, Youtube, <https://www.youtube.com/c/ProfDrTahsinEnginAKADEM%C4%B0/about> [06 Ağustos 2020].
- Ghajar, A.J. ve Lap-Mou, Tam, (1994), Heat transfer measurments and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations, *Experimental Thermal and Fluid science*, 8, 79-90.
- Ghajar, A.J. ve Madon K.F. (1992), Pressure drop measurements in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 5:129–135.
- Hao Wang, Jie Tian, Hua Ouyang, Yadong Wu ve Zhaohui, (2014), Du Aerodynamic performance improvement of upflow outdoor unit of air conditioner by redesigning the bell-mouth profile. *International Journal of Refrigeration*. 46, 173-184.
- Sydney Goldstein (1930), Concerning some solutions of the boundary layer equations in hydrodynamics. *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, *Published online by Cambridge University Press*: 24 October 2008, Vol. 26. No.1, pp. 1-30
- Kanda H. Ve Oshima K. (1986), Numerical study of the entrance flow of a circular pipe, In: Zhuang F.G., Zhu Y.L. (eds), *Tenth International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics*. Lecture Notes in Physics, vol 264. Springer, Berlin, Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/BFb0041817>
- Lap-Mou, Tam ve Ghajar, A.J., (1998), The unusual behavior of local heat transfer coefficient in a circular tube with a bell-mouth inlet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 16, 187-194.
- Lap-Mou, T. ve Ghajar, A.J., (1997), Effect of inlet geometry and heating on the fully

developed friction factor in the transition region of a horizontal tube, *Experimental thermal and fluid science*, 15(1): 52-64.

Meyer J.P. ve Olivier J.A. (2010). Heat transfer and pressure drop characteristics of circular smooth tubes in the transitional flow regime. *Proceedings of the 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010 and the 7th European Congress of Chemical Engineering 7 (ECCE7)*, At Prague, Czech Republic.

Mohammed H.A. ve Salman, Y.K. (2007), Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder, *Applied Thermal Engineering*, 27, 8–9, 1522-1533

Mohammed, H.A. (2009). The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 581-590.

Olivier J.A. ve Meyer J.P., (2010), Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop of the Cooling of Water inside Smooth Tubes for Transitional Flow with Different Inlet Geometries. *HVAC&R RESEARCH*, Vol.16, No:4, JULY.

Son, Pham Ngoc, Jae Won Kim, S.M Byun, E.Y Ahn, (2012), Effects of inlet radius and bell mouth radius on flow rate and sound quality of centrifugal blower, *Journal of Mechanical science and Technology*, 26 (5) :1531–38.

Reynolds, O. (1883). XXIX. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels. *Philosophical Transactions of the Royal society of London*, (174), 935-982.

White F.M., (2003). "Fluid Mechanics", 5th edition, *McGraw–Hill Book Co*, New York.

## EKLER

### Ek-1

Her üç tip için boyutsuzlaştırılan hızlar ve mutlak sapma değerleri aşağıda verilmiştir.

#### Eliptik Profil için U+ ve Usapma değerleri:

Re=600				Re=1200			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma.m/s	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.00000	0.00000	0.15617	0.00030	0.00000	0.00000	0.31233
0.00061	0.01067	0.06829	0.14550	0.00061	0.02648	0.08477	0.28585
0.00091	0.02121	0.13580	0.13496	0.00091	0.05278	0.16899	0.25955
0.00121	0.03160	0.20236	0.12456	0.00121	0.07876	0.25216	0.23357
0.00152	0.04181	0.26776	0.11435	0.00152	0.10419	0.33358	0.20814
0.00182	0.05181	0.33178	0.10435	0.00182	0.12884	0.41252	0.18349
0.00212	0.06155	0.39414	0.09462	0.00212	0.15248	0.48818	0.15986
0.00242	0.07099	0.45460	0.08517	0.00242	0.17489	0.55996	0.13744
0.00273	0.08010	0.51295	0.07606	0.00273	0.19593	0.62733	0.11640
0.00303	0.08886	0.56898	0.06731	0.00303	0.21548	0.68990	0.09685
0.00333	0.09721	0.62247	0.05896	0.00333	0.23340	0.74729	0.07893
0.00364	0.10516	0.67337	0.05101	0.00364	0.24972	0.79954	0.06261
0.00394	0.11272	0.72179	0.04345	0.00394	0.26455	0.84700	0.04779
0.00424	0.11989	0.76774	0.03627	0.00424	0.27795	0.88991	0.03438
0.00455	0.12671	0.81135	0.02946	0.00455	0.29012	0.92889	0.02221
0.00485	0.13318	0.85279	0.02299	0.00485	0.30140	0.96501	0.01093
0.00515	0.13693	0.87683	0.01924	0.00515	0.30684	0.98242	0.00549
0.00545	0.13998	0.89638	0.01618	0.00545	0.31078	0.99504	0.00155
0.00576	0.14304	0.91593	0.01313	0.00576	0.31472	1.00765	0.00239
0.00606	0.14609	0.93549	0.01007	0.00606	0.31866	1.02027	0.00633
0.00636	0.14914	0.95504	0.00702	0.00636	0.32260	1.03288	0.01027
0.00667	0.15188	0.97257	0.00428	0.00667	0.32574	1.04292	0.01341
0.00697	0.15439	0.98860	0.00178	0.00697	0.32828	1.05106	0.01595
0.00727	0.15678	1.00394	0.00062	0.00727	0.33059	1.05847	0.01826
0.00758	0.15917	1.01924	0.00300	0.00758	0.33290	1.06585	0.02057
0.00788	0.16156	1.03453	0.00539	0.00788	0.33520	1.07323	0.02287
0.00818	0.16333	1.04587	0.00716	0.00818	0.33657	1.07760	0.02424
0.00848	0.16497	1.05639	0.00881	0.00848	0.33773	1.08132	0.02540
0.00879	0.16660	1.06680	0.01043	0.00879	0.33886	1.08494	0.02653
0.00909	0.16811	1.07647	0.01194	0.00909	0.33987	1.08816	0.02754
0.00939	0.16912	1.08297	0.01296	0.00939	0.34034	1.08966	0.02800
0.00970	0.17014	1.08947	0.01397	0.00970	0.34080	1.09116	0.02847
0.01000	0.17115	1.09598	0.01499	0.01000	0.34127	1.09267	0.02894
0.01030	0.17219	1.10263	0.01603	0.01030	0.34178	1.09429	0.02945
0.01061	0.17272	1.10604	0.01656	0.01061	0.34190	1.09467	0.02957
0.01091	0.17324	1.10932	0.01707	0.01091	0.34200	1.09499	0.02967
0.01121	0.17373	1.11249	0.01757	0.01121	0.34208	1.09524	0.02975
0.01152	0.17423	1.11566	0.01806	0.01152	0.34216	1.09549	0.02982
0.01182	0.17472	1.11883	0.01856	0.01182	0.34223	1.09574	0.02990
0.01788	0.17544	1.12343	0.01928	0.01788	0.33944	1.08680	0.02711
0.01818	0.17538	1.12305	0.01922	0.01818	0.33933	1.08646	0.02700
0.02879	0.17434	1.11640	0.01818	0.02879	0.33744	1.08038	0.02510
0.02909	0.17434	1.11635	0.01817	0.02909	0.33742	1.08033	0.02509
0.02939	0.17433	1.11633	0.01817	0.02939	0.33741	1.08031	0.02508
0.02970	0.17433	1.11632	0.01817	0.02970	0.33741	1.08030	0.02508
0.03000	0.17433	1.11631	0.01816	0.03000	0.33741	1.08029	0.02508

Re=1800				Re=5000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.00000	0.00000	0.46850	0.00030	0.01202	0.00917	1.28936
0.00061	0.04566	0.09745	0.42284	0.00061	0.19808	0.15116	1.10330
0.00091	0.09119	0.19464	0.37731	0.00091	0.38752	0.29573	0.91386
0.00121	0.13617	0.29064	0.33233	0.00121	0.57190	0.43644	0.72948
0.00152	0.17995	0.38411	0.28854	0.00152	0.74233	0.56650	0.55905
0.00182	0.22191	0.47366	0.24659	0.00182	0.89247	0.68108	0.40891
0.00212	0.26138	0.55791	0.20712	0.00212	1.01826	0.77707	0.28312
0.00242	0.29791	0.63590	0.17058	0.00242	1.11950	0.85433	0.18188
0.00273	0.33119	0.70692	0.13731	0.00273	1.19794	0.91419	0.10344
0.00303	0.36101	0.77058	0.10748	0.00303	1.25641	0.95881	0.04497
0.00333	0.38724	0.82656	0.08125	0.00333	1.29820	0.99071	0.00318
0.00364	0.41003	0.87521	0.05846	0.00364	1.32720	1.01283	0.02582
0.00394	0.42974	0.91727	0.03876	0.00394	1.34702	1.02796	0.04564
0.00424	0.44660	0.95326	0.02190	0.00424	1.35994	1.03782	0.05856
0.00455	0.46106	0.98413	0.00744	0.00455	1.36806	1.04401	0.06668
0.00485	0.47391	1.01155	0.00541	0.00485	1.37347	1.04815	0.07209
0.00515	0.47954	1.02358	0.01105	0.00515	1.37476	1.04913	0.07338
0.00545	0.48334	1.03169	0.01485	0.00545	1.37504	1.04935	0.07366
0.00576	0.48714	1.03980	0.01865	0.00576	1.37532	1.04956	0.07394
0.00606	0.49094	1.04791	0.02245	0.00606	1.37561	1.04978	0.07423
0.00636	0.49474	1.05602	0.02625	0.00636	1.37589	1.04999	0.07451
0.00667	0.49748	1.06186	0.02898	0.00667	1.37578	1.04991	0.07440
0.00697	0.49942	1.06601	0.03092	0.00697	1.37539	1.04961	0.07401
0.00727	0.50112	1.06963	0.03262	0.00727	1.37495	1.04928	0.07358
0.00758	0.50280	1.07321	0.03430	0.00758	1.37452	1.04895	0.07314
0.00788	0.50448	1.07680	0.03598	0.00788	1.37408	1.04862	0.07270
0.00818	0.50523	1.07841	0.03673	0.00818	1.37335	1.04806	0.07198
0.00848	0.50579	1.07959	0.03729	0.00848	1.37262	1.04750	0.07124
0.00879	0.50631	1.08071	0.03781	0.00879	1.37188	1.04694	0.07050
0.00909	0.50676	1.08167	0.03826	0.00909	1.37114	1.04637	0.06976
0.00939	0.50687	1.08191	0.03837	0.00939	1.37036	1.04577	0.06898
0.00970	0.50698	1.08214	0.03848	0.00970	1.36958	1.04518	0.06820
0.01000	0.50710	1.08239	0.03860	0.01000	1.36880	1.04458	0.06742
0.01030	0.50724	1.08271	0.03875	0.01030	1.36804	1.04400	0.06666
0.01061	0.50708	1.08235	0.03858	0.01061	1.36735	1.04348	0.06597
0.01091	0.50689	1.08196	0.03840	0.01091	1.36663	1.04293	0.06525
0.01121	0.50669	1.08152	0.03819	0.01121	1.36587	1.04235	0.06449
0.01152	0.50648	1.08107	0.03798	0.01152	1.36512	1.04177	0.06374
0.01182	0.50627	1.08063	0.03778	0.01182	1.36436	1.04119	0.06298
0.01788	0.50153	1.07051	0.03303	0.01788	1.35380	1.03313	0.05242
0.01818	0.50139	1.07021	0.03289	0.01818	1.35341	1.03284	0.05204
0.02879	0.49862	1.06430	0.03013	0.02879	1.34580	1.02703	0.04442
0.02909	0.49860	1.06426	0.03010	0.02909	1.34574	1.02699	0.04437
0.02939	0.49859	1.06424	0.03009	0.02939	1.34572	1.02697	0.04434
0.02970	0.49859	1.06423	0.03009	0.02970	1.34571	1.02696	0.04433
0.03000	0.49858	1.06422	0.03009	0.03000	1.34570	1.02695	0.04432

Re=10000				Re=20000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.03113	0.01196	2.57163	0.00030	0.08146	0.01565	5.12405
0.00061	0.52555	0.20192	2.07721	0.00061	1.42262	0.27329	3.78289
0.00091	1.03477	0.39757	1.56798	0.00091	2.77923	0.53390	2.42629
0.00121	1.50610	0.57866	1.09666	0.00121	3.87831	0.74504	1.32721
0.00152	1.89895	0.72959	0.70381	0.00152	4.61576	0.88670	0.58976
0.00182	2.19884	0.84481	0.40392	0.00182	5.04446	0.96906	0.16106
0.00212	2.40857	0.92539	0.19419	0.00212	5.26064	1.01059	0.05512

0.00242	2.54617	0.97826	0.05659	0.00242	5.35940	1.02956	0.15388
0.00273	2.63107	1.01088	0.02831	0.00273	5.39931	1.03723	0.19379
0.00303	2.68007	1.02970	0.07731	0.00303	5.41346	1.03995	0.20794
0.00333	2.70647	1.03985	0.10371	0.00333	5.41713	1.04065	0.21162
0.00364	2.71969	1.04493	0.11694	0.00364	5.41698	1.04062	0.21146
0.00394	2.72580	1.04727	0.12304	0.00394	5.41535	1.04031	0.20983
0.00424	2.72805	1.04814	0.12529	0.00424	5.41277	1.03981	0.20726
0.00455	2.72802	1.04813	0.12526	0.00455	5.40960	1.03920	0.20408
0.00485	2.72622	1.04743	0.12346	0.00485	5.40385	1.03810	0.19834
0.00515	2.72493	1.04694	0.12217	0.00515	5.40062	1.03748	0.19511
0.00545	2.72381	1.04651	0.12105	0.00545	5.39811	1.03700	0.19259
0.00576	2.72269	1.04608	0.11993	0.00576	5.39560	1.03652	0.19008
0.00606	2.72157	1.04565	0.11881	0.00606	5.39309	1.03603	0.18757
0.00636	2.72045	1.04522	0.11769	0.00636	5.39058	1.03555	0.18506
0.00667	2.71905	1.04468	0.11630	0.00667	5.38764	1.03499	0.18212
0.00697	2.71745	1.04406	0.11469	0.00697	5.38439	1.03436	0.17887
0.00727	2.71592	1.04348	0.11316	0.00727	5.38132	1.03377	0.17580
0.00758	2.71440	1.04289	0.11164	0.00758	5.37825	1.03318	0.17274
0.00788	2.71288	1.04231	0.11012	0.00788	5.37519	1.03260	0.16967
0.00818	2.71114	1.04164	0.10838	0.00818	5.37171	1.03193	0.16620
0.00848	2.70948	1.04100	0.10672	0.00848	5.36841	1.03129	0.16290
0.00879	2.70784	1.04037	0.10509	0.00879	5.36517	1.03067	0.15965
0.00909	2.70623	1.03976	0.10347	0.00909	5.36196	1.03005	0.15645
0.00939	2.70472	1.03917	0.10196	0.00939	5.35894	1.02947	0.15343
0.00970	2.70321	1.03859	0.10045	0.00970	5.35592	1.02889	0.15041
0.01000	2.70170	1.03801	0.09894	0.01000	5.35291	1.02831	0.14739
0.01030	2.70024	1.03745	0.09748	0.01030	5.35002	1.02776	0.14450
0.01061	2.69898	1.03697	0.09622	0.01061	5.34753	1.02728	0.14201
0.01091	2.69765	1.03646	0.09489	0.01091	5.34490	1.02678	0.13938
0.01121	2.69626	1.03592	0.09350	0.01121	5.34213	1.02624	0.13661
0.01152	2.69486	1.03539	0.09210	0.01152	5.33935	1.02571	0.13384
0.01182	2.69346	1.03485	0.09070	0.01182	5.33658	1.02518	0.13106
0.01788	2.67302	1.02700	0.07027	0.01788	5.29603	1.01739	0.09051
0.01818	2.67226	1.02670	0.06950	0.01818	5.29450	1.01709	0.08898
0.02879	2.65713	1.02089	0.05437	0.02879	5.26435	1.01130	0.05883
0.02909	2.65701	1.02084	0.05425	0.02909	5.26413	1.01126	0.05861
0.02939	2.65696	1.02083	0.05420	0.02939	5.26403	1.01124	0.05851
0.02970	2.65695	1.02082	0.05419	0.02970	5.26400	1.01123	0.05848
0.03000	2.65692	1.02081	0.05416	0.03000	5.26395	1.01122	0.05843

Re=40000				Re=80000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00000	0.23044	0.02213	10.18059	0.00000	1.29441	0.06217	19.52766
0.00030	4.10243	0.39405	6.30861	0.00030	13.19338	0.63362	7.62869
0.00061	7.42540	0.71322	2.98564	0.00061	17.16362	0.82430	3.65845
0.00121	10.33245	0.99245	0.07859	0.00121	20.89423	1.00347	0.07216
0.00121	10.33245	0.99245	0.07859	0.00121	20.89423	1.00347	0.07216
0.00152	10.66656	1.02454	0.25552	0.00152	21.37635	1.02662	0.55427
0.00182	10.75905	1.03343	0.34801	0.00182	21.42471	1.02894	0.60264
0.00212	10.77908	1.03535	0.36804	0.00212	21.41607	1.02853	0.59400
0.00242	10.77951	1.03539	0.36847	0.00242	21.40586	1.02804	0.58379
0.00273	10.77595	1.03505	0.36492	0.00273	21.39903	1.02771	0.57696
0.00303	10.77197	1.03467	0.36094	0.00303	21.39325	1.02743	0.57117
0.00333	10.76755	1.03424	0.35652	0.00333	21.38538	1.02705	0.56331
0.00364	10.76247	1.03376	0.35143	0.00364	21.37519	1.02656	0.55311
0.00394	10.75670	1.03320	0.34566	0.00394	21.36364	1.02601	0.54157
0.00424	10.74874	1.03244	0.33770	0.00424	21.35007	1.02536	0.52799
0.00455	10.73546	1.03116	0.32443	0.00455	21.32296	1.02406	0.50089
0.00485	10.72843	1.03049	0.31739	0.00485	21.30953	1.02341	0.48745
0.00515	10.72314	1.02998	0.31211	0.00515	21.30008	1.02296	0.47801



0.00545	10.71786	1.02947	0.30682	0.00545	21.29063	1.02250	0.46856
0.00576	10.71258	1.02896	0.30154	0.00576	21.28118	1.02205	0.45911
0.00606	10.70729	1.02846	0.29626	0.00606	21.27173	1.02160	0.44966
0.00636	10.70112	1.02786	0.29009	0.00636	21.26037	1.02105	0.43830
0.00667	10.69430	1.02721	0.28326	0.00667	21.24758	1.02044	0.42550
0.00697	10.68788	1.02659	0.27685	0.00697	21.23595	1.01988	0.41388
0.00727	10.68149	1.02598	0.27046	0.00727	21.22439	1.01932	0.40231
0.00758	10.67510	1.02536	0.26406	0.00758	21.21282	1.01877	0.39075
0.00788	10.66784	1.02467	0.25680	0.00788	21.19893	1.01810	0.37686
0.00818	10.66092	1.02400	0.24988	0.00818	21.18594	1.01748	0.36387
0.00848	10.65410	1.02335	0.24307	0.00848	21.17323	1.01686	0.35116
0.00879	10.64739	1.02270	0.23636	0.00879	21.16067	1.01626	0.33860
0.00909	10.64114	1.02210	0.23010	0.00909	21.14877	1.01569	0.32669
0.00939	10.63488	1.02150	0.22384	0.00939	21.13686	1.01512	0.31479
0.00970	10.62863	1.02090	0.21759	0.00970	21.12500	1.01455	0.30293
0.01000	10.62263	1.02032	0.21160	0.01000	21.11386	1.01401	0.29179
0.01030	10.61751	1.01983	0.20648	0.01030	21.10430	1.01355	0.28223
0.01061	10.61210	1.01931	0.20106	0.01061	21.09413	1.01307	0.27206
0.01091	10.60638	1.01876	0.19534	0.01091	21.08334	1.01255	0.26127
0.01121	10.60066	1.01821	0.18962	0.01121	21.07255	1.01203	0.25048
0.01152	10.59494	1.01766	0.18390	0.01152	21.06175	1.01151	0.23968
0.01182	10.58959	1.01715	0.17856	0.01182	21.05169	1.01103	0.22961
0.01212	10.58498	1.01671	0.17394	0.01212	21.04301	1.01061	0.22094
0.01242	10.58036	1.01626	0.16932	0.01242	21.03433	1.01019	0.21226
0.01273	10.57574	1.01582	0.16470	0.01273	21.02565	1.00978	0.20358
0.01303	10.57112	1.01538	0.16008	0.01303	21.01698	1.00936	0.19490
0.01333	10.56650	1.01493	0.15547	0.01333	21.00833	1.00895	0.18626
0.02879	10.44684	1.00344	0.03580	0.02879	20.78082	0.99802	0.04125
0.02909	10.44664	1.00342	0.03560	0.02909	20.78044	0.99800	0.04163
0.02939	10.44658	1.00341	0.03555	0.02939	20.78033	0.99800	0.04174
0.02970	10.44648	1.00340	0.03545	0.02970	20.78014	0.99799	0.04193
0.03000	10.44630	1.00339	0.03526	0.03000	20.77979	0.99797	0.04228

Re=160000				Re=200000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00000	4.91951	0.11813	36.72463	0.00000	10.69555	0.17122	51.77067
0.00030	29.67751	0.71265	11.96663	0.00030	45.85795	0.73412	16.60826
0.00061	35.54982	0.85366	6.09432	0.00061	53.76291	0.86067	8.70331
0.00121	41.33899	0.99267	0.30515	0.00121	61.72995	0.98821	0.73627
0.00121	41.33899	0.99267	0.30515	0.00121	61.72995	0.98821	0.73627
0.00152	42.46219	1.01964	0.81804	0.00152	63.32003	1.01367	0.85381
0.00182	42.63882	1.02389	0.99468	0.00182	63.52253	1.01691	1.05632
0.00212	42.61515	1.02332	0.97101	0.00212	63.47599	1.01617	1.00977
0.00242	42.59227	1.02277	0.94813	0.00242	63.43929	1.01558	0.97307
0.00273	42.58176	1.02252	0.93762	0.00273	63.42603	1.01537	0.95982
0.00303	42.57295	1.02230	0.92880	0.00303	63.41531	1.01519	0.94909
0.00333	42.55735	1.02193	0.91320	0.00333	63.39256	1.01483	0.92635
0.00364	42.53646	1.02143	0.89232	0.00364	63.36128	1.01433	0.89507
0.00394	42.51354	1.02088	0.86940	0.00394	63.32711	1.01378	0.86090
0.00424	42.48687	1.02024	0.84273	0.00424	63.28764	1.01315	0.82142
0.00455	42.43230	1.01893	0.78815	0.00455	63.20592	1.01184	0.73970
0.00485	42.40565	1.01829	0.76151	0.00485	63.16621	1.01121	0.70000
0.00515	42.38718	1.01784	0.74304	0.00515	63.13886	1.01077	0.67264
0.00545	42.36873	1.01740	0.72458	0.00545	63.11150	1.01033	0.64528
0.00576	42.35027	1.01696	0.70612	0.00576	63.08415	1.00989	0.61793
0.00606	42.33181	1.01651	0.68766	0.00606	63.05679	1.00945	0.59057
0.00636	42.30946	1.01598	0.66532	0.00636	63.02361	1.00892	0.55739
0.00667	42.28422	1.01537	0.64008	0.00667	62.98608	1.00832	0.51986
0.00697	42.26141	1.01482	0.61727	0.00697	62.95229	1.00778	0.48607
0.00727	42.23874	1.01428	0.59459	0.00727	62.91869	1.00724	0.45248

0.00758	42.21606	1.01373	0.57192	0.00758	62.88510	1.00671	0.41889
0.00788	42.18843	1.01307	0.54429	0.00788	62.84395	1.00605	0.37773
0.00818	42.16272	1.01245	0.51857	0.00818	62.80573	1.00544	0.33952
0.00848	42.13758	1.01185	0.49344	0.00848	62.76840	1.00484	0.30219
0.00879	42.11274	1.01125	0.46859	0.00879	62.73148	1.00425	0.26527
0.00909	42.08910	1.01068	0.44496	0.00909	62.69635	1.00368	0.23013
0.00939	42.06546	1.01012	0.42132	0.00939	62.66122	1.00312	0.19500
0.00970	42.04192	1.00955	0.39777	0.00970	62.62621	1.00256	0.15999
0.01000	42.01988	1.00902	0.37574	0.01000	62.59349	1.00204	0.12728
0.01030	42.00097	1.00857	0.35683	0.01030	62.56541	1.00159	0.09920
0.01061	41.98082	1.00808	0.33667	0.01061	62.53545	1.00111	0.06923
0.01091	41.95940	1.00757	0.31526	0.01091	62.50357	1.00060	0.03735
0.01121	41.93799	1.00706	0.29384	0.01121	62.47169	1.00009	0.00547
0.01152	41.91657	1.00654	0.27243	0.01152	62.43981	0.99958	0.02640
0.01182	41.89661	1.00606	0.25246	0.01182	62.41009	0.99910	0.05613
0.01212	41.87943	1.00565	0.23528	0.01212	62.38451	0.99869	0.08171
0.01242	41.86224	1.00524	0.21809	0.01242	62.35893	0.99828	0.10729
0.01273	41.84505	1.00482	0.20091	0.01273	62.33335	0.99787	0.13287
0.01303	41.82787	1.00441	0.18373	0.01303	62.30777	0.99746	0.15845
0.01333	41.81076	1.00400	0.16661	0.01333	62.28229	0.99706	0.18392
0.02879	41.35972	0.99317	0.28442	0.02879	61.61066	0.98630	0.85556
0.02909	41.35897	0.99315	0.28517	0.02909	61.60954	0.98629	0.85668
0.02939	41.35877	0.99315	0.28538	0.02939	61.60925	0.98628	0.85697
0.02970	41.35838	0.99314	0.28576	0.02970	61.60868	0.98627	0.85754
0.03000	41.35769	0.99312	0.28646	0.03000	61.60764	0.98626	0.85858

### Kanat Profil için U+ ve Usapma değerleri:

Re=600				Re=1200			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.00000	0.00001	0.15616	0.00030	0.00000	0.00002	0.31233
0.00061	0.01025	0.06561	0.14592	0.00061	0.02540	0.08133	0.28693
0.00091	0.02036	0.13039	0.13580	0.00091	0.05056	0.16189	0.26177
0.00121	0.03034	0.19425	0.12583	0.00121	0.07538	0.24134	0.23695
0.00152	0.04014	0.25703	0.11603	0.00152	0.09968	0.31914	0.21265
0.00182	0.04975	0.31858	0.10641	0.00182	0.12329	0.39474	0.18904
0.00212	0.05914	0.37868	0.09703	0.00212	0.14602	0.46750	0.16632
0.00242	0.06827	0.43716	0.08790	0.00242	0.16770	0.53693	0.14463
0.00273	0.07712	0.49384	0.07904	0.00273	0.18821	0.60259	0.12412
0.00303	0.08567	0.54856	0.07050	0.00303	0.20743	0.66415	0.10490
0.00333	0.09387	0.60110	0.06229	0.00333	0.22528	0.72127	0.08706
0.00364	0.10172	0.65134	0.05445	0.00364	0.24173	0.77396	0.07060
0.00394	0.10920	0.69925	0.04697	0.00394	0.25689	0.82249	0.05544
0.00424	0.11628	0.74457	0.03989	0.00424	0.27076	0.86689	0.04157
0.00455	0.12289	0.78692	0.03328	0.00455	0.28334	0.90718	0.02899
0.00485	0.12890	0.82541	0.02726	0.00485	0.29445	0.94275	0.01788
0.00515	0.13282	0.85051	0.02334	0.00515	0.30052	0.96220	0.01181
0.00545	0.13619	0.87210	0.01997	0.00545	0.30529	0.97745	0.00704
0.00576	0.13956	0.89369	0.01660	0.00576	0.31005	0.99270	0.00228
0.00606	0.14291	0.91512	0.01326	0.00606	0.31473	1.00768	0.00240
0.00636	0.14588	0.93412	0.01029	0.00636	0.31817	1.01868	0.00583
0.00667	0.14884	0.95312	0.00732	0.00667	0.32160	1.02968	0.00927
0.00697	0.15182	0.97218	0.00434	0.00697	0.32505	1.04072	0.01272
0.00727	0.15478	0.99112	0.00139	0.00727	0.32846	1.05164	0.01613
0.00758	0.15686	1.00443	0.00069	0.00758	0.33037	1.05776	0.01804
0.00788	0.15894	1.01777	0.00277	0.00788	0.33229	1.06390	0.01996
0.00818	0.16106	1.03132	0.00489	0.00818	0.33426	1.07021	0.02193
0.00848	0.16317	1.04488	0.00701	0.00848	0.33623	1.07653	0.02390
0.00879	0.16529	1.05843	0.00912	0.00879	0.33821	1.08285	0.02588
0.00909	0.16696	1.06912	0.01079	0.00909	0.33948	1.08693	0.02715

0.00939	0.16809	1.07639	0.01193	0.00939	0.34014	1.08903	0.02781
0.00970	0.16918	1.08332	0.01301	0.00970	0.34073	1.09094	0.02840
0.01000	0.17026	1.09025	0.01409	0.01000	0.34133	1.09285	0.02900
0.01030	0.17134	1.09718	0.01518	0.01030	0.34193	1.09475	0.02959
0.01061	0.17242	1.10411	0.01626	0.01061	0.34252	1.09666	0.03019
0.01091	0.17349	1.11096	0.01733	0.01091	0.34311	1.09854	0.03078
0.01121	0.17395	1.11389	0.01779	0.01121	0.34320	1.09882	0.03087
0.01152	0.17441	1.11683	0.01825	0.01152	0.34329	1.09911	0.03095
0.01182	0.17487	1.11977	0.01870	0.01182	0.34337	1.09939	0.03104
0.01212	0.17533	1.12271	0.01916	0.01212	0.34346	1.09968	0.03113
0.01242	0.17579	1.12565	0.01962	0.01242	0.34355	1.09996	0.03122
0.01273	0.17612	1.12779	0.01996	0.01273	0.34356	1.09999	0.03123
0.01303	0.17631	1.12902	0.02015	0.01303	0.34348	1.09972	0.03115
0.01333	0.17646	1.12998	0.02030	0.01333	0.34338	1.09940	0.03104
0.01364	0.17657	1.13067	0.02041	0.01364	0.34325	1.09900	0.03092
0.01394	0.17668	1.13135	0.02051	0.01394	0.34313	1.09861	0.03080
0.01424	0.17678	1.13203	0.02062	0.01424	0.34301	1.09822	0.03068
0.01455	0.17689	1.13272	0.02073	0.01455	0.34289	1.09783	0.03056
0.01485	0.17695	1.13309	0.02078	0.01485	0.34275	1.09738	0.03041
0.01515	0.17696	1.13316	0.02080	0.01515	0.34259	1.09687	0.03026
0.01545	0.17696	1.13314	0.02079	0.01545	0.34244	1.09639	0.03011
0.01576	0.17694	1.13302	0.02077	0.01576	0.34230	1.09594	0.02997
0.01606	0.17692	1.13290	0.02075	0.01606	0.34216	1.09550	0.02983
0.01636	0.17690	1.13278	0.02074	0.01636	0.34202	1.09505	0.02969
0.01667	0.17688	1.13266	0.02072	0.01667	0.34188	1.09460	0.02955
0.01697	0.17686	1.13252	0.02070	0.01697	0.34174	1.09416	0.02941
0.01727	0.17682	1.13223	0.02065	0.01727	0.34162	1.09378	0.02929
0.01758	0.17677	1.13193	0.02060	0.01758	0.34152	1.09345	0.02919
0.01788	0.17672	1.13162	0.02056	0.01788	0.34142	1.09314	0.02909
0.01818	0.17667	1.13132	0.02051	0.01818	0.34132	1.09282	0.02899
0.01848	0.17663	1.13101	0.02046	0.01848	0.34123	1.09253	0.02890
0.01879	0.17658	1.13073	0.02041	0.01879	0.34115	1.09229	0.02882
0.01909	0.17654	1.13044	0.02037	0.01909	0.34108	1.09204	0.02875
0.01939	0.17649	1.13015	0.02033	0.01939	0.34100	1.09180	0.02867
0.01970	0.17645	1.12988	0.02028	0.01970	0.34093	1.09157	0.02860
0.02788	0.17584	1.12599	0.01968	0.02788	0.33983	1.08804	0.02750
0.02818	0.17583	1.12594	0.01967	0.02818	0.33981	1.08799	0.02748
0.02848	0.17583	1.12592	0.01966	0.02848	0.33981	1.08797	0.02747
0.02879	0.17583	1.12589	0.01966	0.02879	0.33980	1.08794	0.02747
0.02909	0.17582	1.12586	0.01966	0.02909	0.33979	1.08791	0.02746
0.02939	0.17582	1.12583	0.01965	0.02939	0.33978	1.08788	0.02745
0.02970	0.17581	1.12580	0.01965	0.02970	0.33977	1.08785	0.02744
0.03000	0.17581	1.12579	0.01964	0.03000	0.33976	1.08783	0.02743

Re=1800				Re=5000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.00001	0.00002	0.46849	0.00030	0.01159	0.00890	1.28979
0.00061	0.04372	0.09333	0.42477	0.00061	0.18916	0.14535	1.11222
0.00091	0.08721	0.18614	0.38129	0.00091	0.36843	0.28311	0.93295
0.00121	0.13009	0.27768	0.33840	0.00121	0.54304	0.41728	0.75834
0.00152	0.17189	0.36689	0.29661	0.00152	0.70593	0.54245	0.59545
0.00182	0.21208	0.45267	0.25642	0.00182	0.85169	0.65445	0.44969
0.00212	0.25012	0.53387	0.21838	0.00212	0.97645	0.75032	0.32493
0.00242	0.28563	0.60967	0.18287	0.00242	1.07949	0.82950	0.22189
0.00273	0.31832	0.67944	0.15018	0.00273	1.16178	0.89273	0.13959
0.00303	0.34798	0.74277	0.12051	0.00303	1.22530	0.94154	0.07608
0.00333	0.37448	0.79932	0.09402	0.00333	1.27259	0.97788	0.02878
0.00364	0.39791	0.84933	0.07059	0.00364	1.30692	1.00426	0.00554
0.00394	0.41857	0.89343	0.04993	0.00394	1.33157	1.02320	0.03019
0.00424	0.43663	0.93199	0.03186	0.00424	1.34863	1.03631	0.04725

0.00455	0.45236	0.96555	0.01614	0.00455	1.36013	1.04514	0.05875
0.00485	0.46580	0.99423	0.00270	0.00485	1.36793	1.05114	0.06655
0.00515	0.47253	1.00861	0.00403	0.00515	1.37062	1.05321	0.06924
0.00545	0.47753	1.01929	0.00904	0.00545	1.37207	1.05432	0.07069
0.00576	0.48253	1.02996	0.01404	0.00576	1.37351	1.05543	0.07213
0.00606	0.48741	1.04038	0.01892	0.00606	1.37488	1.05648	0.07350
0.00636	0.49047	1.04691	0.02198	0.00636	1.37511	1.05666	0.07373
0.00667	0.49354	1.05344	0.02504	0.00667	1.37534	1.05684	0.07397
0.00697	0.49661	1.06001	0.02811	0.00697	1.37557	1.05701	0.07420
0.00727	0.49964	1.06647	0.03114	0.00727	1.37577	1.05716	0.07439
0.00758	0.50095	1.06927	0.03245	0.00758	1.37542	1.05689	0.07404
0.00788	0.50227	1.07209	0.03378	0.00788	1.37507	1.05662	0.07369
0.00818	0.50364	1.07502	0.03515	0.00818	1.37474	1.05637	0.07336
0.00848	0.50501	1.07795	0.03652	0.00848	1.37442	1.05612	0.07304
0.00879	0.50639	1.08087	0.03789	0.00879	1.37409	1.05588	0.07272
0.00909	0.50710	1.08239	0.03860	0.00909	1.37360	1.05550	0.07222
0.00939	0.50736	1.08296	0.03887	0.00939	1.37297	1.05501	0.07159
0.00970	0.50759	1.08345	0.03909	0.00970	1.37232	1.05451	0.07094
0.01000	0.50782	1.08393	0.03932	0.01000	1.37167	1.05401	0.07029
0.01030	0.50805	1.08442	0.03955	0.01030	1.37103	1.05352	0.06965
0.01061	0.50827	1.08490	0.03978	0.01061	1.37038	1.05302	0.06900
0.01091	0.50850	1.08538	0.04000	0.01091	1.36974	1.05253	0.06836
0.01121	0.50835	1.08506	0.03985	0.01121	1.36911	1.05205	0.06773
0.01152	0.50820	1.08475	0.03970	0.01152	1.36848	1.05156	0.06710
0.01182	0.50805	1.08443	0.03956	0.01182	1.36786	1.05108	0.06648
0.01212	0.50791	1.08412	0.03941	0.01212	1.36723	1.05060	0.06585
0.01242	0.50776	1.08380	0.03926	0.01242	1.36661	1.05012	0.06523
0.01273	0.50756	1.08338	0.03906	0.01273	1.36602	1.04967	0.06464
0.01303	0.50730	1.08282	0.03880	0.01303	1.36547	1.04925	0.06409
0.01333	0.50704	1.08227	0.03854	0.01333	1.36497	1.04886	0.06359
0.01364	0.50679	1.08173	0.03829	0.01364	1.36450	1.04850	0.06312
0.01394	0.50654	1.08120	0.03804	0.01394	1.36403	1.04814	0.06265
0.01424	0.50629	1.08066	0.03779	0.01424	1.36356	1.04778	0.06219
0.01455	0.50603	1.08012	0.03754	0.01455	1.36310	1.04743	0.06172
0.01485	0.50580	1.07961	0.03730	0.01485	1.36265	1.04708	0.06127
0.01515	0.50557	1.07914	0.03707	0.01515	1.36223	1.04676	0.06085
0.01545	0.50537	1.07871	0.03687	0.01545	1.36184	1.04646	0.06046
0.01576	0.50519	1.07833	0.03670	0.01576	1.36148	1.04618	0.06010
0.01606	0.50501	1.07795	0.03652	0.01606	1.36112	1.04591	0.05974
0.01636	0.50484	1.07757	0.03634	0.01636	1.36076	1.04563	0.05938
0.01667	0.50466	1.07719	0.03616	0.01667	1.36040	1.04536	0.05902
0.01697	0.50448	1.07681	0.03599	0.01697	1.36004	1.04508	0.05866
0.01727	0.50434	1.07650	0.03584	0.01727	1.35969	1.04481	0.05831
0.01758	0.50422	1.07624	0.03572	0.01758	1.35937	1.04456	0.05799
0.01788	0.50410	1.07598	0.03560	0.01788	1.35906	1.04432	0.05768
0.01818	0.50398	1.07573	0.03548	0.01818	1.35875	1.04409	0.05737
0.01848	0.50386	1.07548	0.03536	0.01848	1.35844	1.04384	0.05706
0.01879	0.50376	1.07527	0.03526	0.01879	1.35815	1.04362	0.05677
0.01909	0.50366	1.07505	0.03516	0.01909	1.35787	1.04341	0.05649
0.01939	0.50356	1.07484	0.03506	0.01939	1.35759	1.04319	0.05621
0.01970	0.50346	1.07463	0.03496	0.01970	1.35730	1.04297	0.05592
0.02788	0.50182	1.07114	0.03333	0.02788	1.35278	1.03950	0.05140
0.02818	0.50180	1.07109	0.03331	0.02818	1.35272	1.03945	0.05134
0.02848	0.50179	1.07107	0.03330	0.02848	1.35269	1.03943	0.05131
0.02879	0.50178	1.07104	0.03328	0.02879	1.35266	1.03940	0.05128
0.02909	0.50177	1.07101	0.03327	0.02909	1.35262	1.03937	0.05124
0.02939	0.50175	1.07099	0.03326	0.02939	1.35259	1.03935	0.05121
0.02970	0.50174	1.07096	0.03324	0.02970	1.35255	1.03932	0.05117
0.03000	0.50173	1.07094	0.03324	0.03000	1.35253	1.03930	0.05115

Re=10000				Re=20000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.03008	0.01156	2.57268	0.00030	0.07902	0.01518	5.12650
0.00061	0.50054	0.19231	2.10222	0.00061	1.35050	0.25944	3.85502
0.00091	0.98027	0.37663	1.62249	0.00091	2.62864	0.50497	2.57688
0.00121	1.42848	0.54883	1.17428	0.00121	3.69423	0.70968	1.51128
0.00152	1.81104	0.69582	0.79172	0.00152	4.44659	0.85421	0.75893
0.00182	2.11311	0.81187	0.48965	0.00182	4.91421	0.94404	0.29131
0.00212	2.33371	0.89663	0.26905	0.00212	5.17110	0.99339	0.03442
0.00242	2.48608	0.95517	0.11667	0.00242	5.30118	1.01838	0.09566
0.00273	2.58599	0.99356	0.01677	0.00273	5.36165	1.02999	0.15613
0.00303	2.64800	1.01738	0.04524	0.00303	5.38700	1.03486	0.18148
0.00333	2.68451	1.03141	0.08175	0.00333	5.39728	1.03684	0.19176
0.00364	2.70501	1.03929	0.10225	0.00364	5.40166	1.03768	0.19614
0.00394	2.71625	1.04360	0.11349	0.00394	5.40341	1.03802	0.19789
0.00424	2.72168	1.04569	0.11892	0.00424	5.40359	1.03805	0.19807
0.00455	2.72366	1.04645	0.12090	0.00455	5.40193	1.03773	0.19641
0.00485	2.72331	1.04632	0.12055	0.00485	5.39802	1.03698	0.19250
0.00515	2.72272	1.04609	0.11996	0.00515	5.39565	1.03652	0.19013
0.00545	2.72215	1.04587	0.11939	0.00545	5.39377	1.03616	0.18826
0.00576	2.72157	1.04565	0.11881	0.00576	5.39190	1.03580	0.18638
0.00606	2.72096	1.04541	0.11820	0.00606	5.38999	1.03544	0.18447
0.00636	2.71989	1.04500	0.11713	0.00636	5.38762	1.03498	0.18210
0.00667	2.71882	1.04459	0.11606	0.00667	5.38525	1.03453	0.17973
0.00697	2.71772	1.04417	0.11496	0.00697	5.38283	1.03406	0.17731
0.00727	2.71656	1.04372	0.11380	0.00727	5.38028	1.03357	0.17476
0.00758	2.71524	1.04321	0.11248	0.00758	5.37755	1.03305	0.17204
0.00788	2.71391	1.04271	0.11115	0.00788	5.37484	1.03253	0.16932
0.00818	2.71261	1.04221	0.10985	0.00818	5.37216	1.03201	0.16664
0.00848	2.71131	1.04171	0.10855	0.00848	5.36949	1.03150	0.16397
0.00879	2.71001	1.04121	0.10725	0.00879	5.36682	1.03099	0.16130
0.00909	2.70875	1.04072	0.10599	0.00909	5.36427	1.03050	0.15875
0.00939	2.70750	1.04024	0.10474	0.00939	5.36175	1.03001	0.15623
0.00970	2.70625	1.03976	0.10349	0.00970	5.35923	1.02953	0.15371
0.01000	2.70499	1.03928	0.10223	0.01000	5.35671	1.02904	0.15119
0.01030	2.70374	1.03880	0.10098	0.01030	5.35419	1.02856	0.14867
0.01061	2.70249	1.03832	0.09973	0.01061	5.35167	1.02808	0.14615
0.01091	2.70124	1.03784	0.09848	0.01091	5.34917	1.02760	0.14365
0.01121	2.70018	1.03743	0.09742	0.01121	5.34707	1.02719	0.14156
0.01152	2.69912	1.03702	0.09636	0.01152	5.34498	1.02679	0.13946
0.01182	2.69805	1.03661	0.09529	0.01182	5.34288	1.02639	0.13736
0.01212	2.69699	1.03620	0.09423	0.01212	5.34078	1.02599	0.13527
0.01242	2.69593	1.03580	0.09317	0.01242	5.33869	1.02558	0.13317
0.01273	2.69491	1.03541	0.09215	0.01273	5.33669	1.02520	0.13117
0.01303	2.69396	1.03504	0.09120	0.01303	5.33481	1.02484	0.12930
0.01333	2.69306	1.03469	0.09030	0.01333	5.33305	1.02450	0.12753
0.01364	2.69222	1.03437	0.08946	0.01364	5.33141	1.02418	0.12589
0.01394	2.69138	1.03405	0.08862	0.01394	5.32976	1.02387	0.12425
0.01424	2.69054	1.03372	0.08778	0.01424	5.32812	1.02355	0.12261
0.01455	2.68970	1.03340	0.08694	0.01455	5.32648	1.02324	0.12096
0.01485	2.68887	1.03308	0.08611	0.01485	5.32486	1.02293	0.11934
0.01515	2.68805	1.03277	0.08529	0.01515	5.32324	1.02262	0.11773
0.01545	2.68729	1.03248	0.08453	0.01545	5.32173	1.02233	0.11622
0.01576	2.68657	1.03220	0.08381	0.01576	5.32032	1.02205	0.11480
0.01606	2.68586	1.03193	0.08310	0.01606	5.31891	1.02178	0.11339
0.01636	2.68514	1.03165	0.08238	0.01636	5.31750	1.02151	0.11198
0.01667	2.68443	1.03138	0.08167	0.01667	5.31609	1.02124	0.11057
0.01697	2.68371	1.03110	0.08096	0.01697	5.31468	1.02097	0.10916
0.01727	2.68300	1.03083	0.08024	0.01727	5.31326	1.02070	0.10774
0.01758	2.68236	1.03058	0.07960	0.01758	5.31199	1.02045	0.10647
0.01788	2.68173	1.03034	0.07897	0.01788	5.31074	1.02021	0.10522

0.01818	2.68110	1.03010	0.07834	0.01818	5.30949	1.01997	0.10397
0.01848	2.68047	1.02986	0.07771	0.01848	5.30824	1.01973	0.10272
0.01879	2.67990	1.02964	0.07714	0.01879	5.30710	1.01951	0.10158
0.01909	2.67933	1.02942	0.07657	0.01909	5.30598	1.01930	0.10046
0.01939	2.67877	1.02920	0.07601	0.01939	5.30485	1.01908	0.09934
0.01970	2.67820	1.02899	0.07545	0.01970	5.30373	1.01887	0.09822
0.02788	2.66925	1.02555	0.06649	0.02788	5.28593	1.01545	0.08042
0.02818	2.66913	1.02550	0.06637	0.02818	5.28570	1.01540	0.08018
0.02848	2.66908	1.02548	0.06632	0.02848	5.28559	1.01538	0.08007
0.02879	2.66901	1.02545	0.06625	0.02879	5.28545	1.01535	0.07993
0.02909	2.66894	1.02543	0.06618	0.02909	5.28531	1.01533	0.07979
0.02939	2.66887	1.02540	0.06611	0.02939	5.28517	1.01530	0.07965
0.02970	2.66880	1.02537	0.06604	0.02970	5.28503	1.01527	0.07951
0.03000	2.66876	1.02536	0.06600	0.03000	5.28495	1.01526	0.07943

Re=40000				Re=80000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	0.25745	0.02473	10.15358	0.00030	1.31267	0.06304	19.50940
0.00061	4.27286	0.41042	6.13817	0.00061	12.89282	0.61919	7.92925
0.00091	7.24384	0.69579	3.16719	0.00091	16.43915	0.78951	4.38292
0.00121	9.04753	0.86903	1.36351	0.00121	18.54687	0.89073	2.27520
0.00152	10.07422	0.96765	0.33682	0.00152	19.94848	0.95805	0.87359
0.00182	10.52680	1.01112	0.11576	0.00182	20.81552	0.99969	0.00656
0.00212	10.66858	1.02474	0.25754	0.00212	21.22472	1.01934	0.40264
0.00242	10.70745	1.02847	0.29641	0.00242	21.30776	1.02333	0.48568
0.00273	10.71566	1.02926	0.30463	0.00273	21.30592	1.02324	0.48385
0.00303	10.71806	1.02949	0.30702	0.00303	21.30647	1.02326	0.48440
0.00333	10.72156	1.02983	0.31053	0.00333	21.31928	1.02388	0.49721
0.00364	10.72560	1.03021	0.31457	0.00364	21.33434	1.02460	0.51226
0.00394	10.72806	1.03045	0.31702	0.00394	21.34228	1.02498	0.52021
0.00424	10.72753	1.03040	0.31649	0.00424	21.34094	1.02492	0.51886
0.00455	10.72307	1.02997	0.31203	0.00455	21.33130	1.02446	0.50922
0.00485	10.71236	1.02894	0.30132	0.00485	21.30873	1.02337	0.48666
0.00515	10.70668	1.02840	0.29564	0.00515	21.29721	1.02282	0.47514
0.00545	10.70259	1.02800	0.29155	0.00545	21.28916	1.02243	0.46709
0.00576	10.69850	1.02761	0.28746	0.00576	21.28111	1.02205	0.45903
0.00606	10.69435	1.02721	0.28332	0.00606	21.27298	1.02166	0.45091
0.00636	10.68943	1.02674	0.27840	0.00636	21.26377	1.02121	0.44170
0.00667	10.68451	1.02627	0.27348	0.00667	21.25456	1.02077	0.43249
0.00697	10.67947	1.02578	0.26844	0.00697	21.24513	1.02032	0.42305
0.00727	10.67410	1.02527	0.26306	0.00727	21.23505	1.01983	0.41298
0.00758	10.66842	1.02472	0.25738	0.00758	21.22430	1.01932	0.40223
0.00788	10.66275	1.02418	0.25171	0.00788	21.21359	1.01880	0.39152
0.00818	10.65718	1.02364	0.24614	0.00818	21.20316	1.01830	0.38109
0.00848	10.65161	1.02311	0.24057	0.00848	21.19272	1.01780	0.37065
0.00879	10.64604	1.02257	0.23501	0.00879	21.18229	1.01730	0.36022
0.00909	10.64081	1.02207	0.22977	0.00909	21.17250	1.01683	0.35043
0.00939	10.63565	1.02157	0.22461	0.00939	21.16275	1.01636	0.34067
0.00970	10.63049	1.02108	0.21946	0.00970	21.15297	1.01589	0.33090
0.01000	10.62534	1.02058	0.21430	0.01000	21.14320	1.01542	0.32113
0.01030	10.62018	1.02009	0.20915	0.01030	21.13343	1.01495	0.31136
0.01061	10.61503	1.01959	0.20399	0.01061	21.12366	1.01448	0.30159
0.01091	10.60992	1.01910	0.19888	0.01091	21.11398	1.01402	0.29190
0.01121	10.60569	1.01870	0.19466	0.01121	21.10600	1.01364	0.28393
0.01152	10.60146	1.01829	0.19043	0.01152	21.09802	1.01325	0.27595
0.01182	10.59723	1.01788	0.18620	0.01182	21.09004	1.01287	0.26797
0.01212	10.59300	1.01748	0.18197	0.01212	21.08206	1.01249	0.25999
0.01242	10.58877	1.01707	0.17774	0.01242	21.07408	1.01210	0.25200
0.01273	10.58475	1.01669	0.17371	0.01273	21.06646	1.01174	0.24439
0.01303	10.58095	1.01632	0.16991	0.01303	21.05925	1.01139	0.23718

0.01333	10.57739	1.01598	0.16636	0.01333	21.05252	1.01107	0.23045
0.01364	10.57411	1.01566	0.16307	0.01364	21.04632	1.01077	0.22425
0.01394	10.57082	1.01535	0.15979	0.01394	21.04013	1.01047	0.21805
0.01424	10.56754	1.01503	0.15650	0.01424	21.03393	1.01017	0.21186
0.01455	10.56425	1.01472	0.15322	0.01455	21.02773	1.00988	0.20566
0.01485	10.56098	1.01440	0.14994	0.01485	21.02152	1.00958	0.19945
0.01515	10.55771	1.01409	0.14668	0.01515	21.01529	1.00928	0.19322
0.01545	10.55466	1.01380	0.14363	0.01545	21.00948	1.00900	0.18741
0.01576	10.55182	1.01352	0.14079	0.01576	21.00407	1.00874	0.18200
0.01606	10.54898	1.01325	0.13794	0.01606	20.99866	1.00848	0.17659
0.01636	10.54614	1.01298	0.13510	0.01636	20.99325	1.00822	0.17118
0.01667	10.54330	1.01270	0.13226	0.01667	20.98784	1.00796	0.16577
0.01697	10.54045	1.01243	0.12942	0.01697	20.98242	1.00770	0.16035
0.01727	10.53759	1.01216	0.12655	0.01727	20.97692	1.00744	0.15484
0.01758	10.53502	1.01191	0.12399	0.01758	20.97200	1.00720	0.14992
0.01788	10.53251	1.01167	0.12147	0.01788	20.96718	1.00697	0.14511
0.01818	10.53000	1.01143	0.11896	0.01818	20.96236	1.00674	0.14029
0.01848	10.52745	1.01118	0.11642	0.01848	20.95747	1.00650	0.13540
0.01879	10.52517	1.01096	0.11413	0.01879	20.95307	1.00629	0.13100
0.01909	10.52291	1.01075	0.11187	0.01909	20.94873	1.00608	0.12666
0.01939	10.52065	1.01053	0.10961	0.01939	20.94439	1.00587	0.12232
0.01970	10.51839	1.01031	0.10735	0.01970	20.94003	1.00566	0.11796
0.02000	10.51624	1.01011	0.10521	0.02000	20.93589	1.00547	0.11382
0.02030	10.51410	1.00990	0.10306	0.02030	20.93177	1.00527	0.10969
0.02061	10.51196	1.00969	0.10092	0.02061	20.92764	1.00507	0.10557
0.02091	10.51010	1.00952	0.09906	0.02091	20.92405	1.00490	0.10198
0.02121	10.50838	1.00935	0.09734	0.02121	20.92073	1.00474	0.09865
0.02152	10.50666	1.00918	0.09562	0.02152	20.91741	1.00458	0.09534
0.02182	10.50485	1.00901	0.09381	0.02182	20.91391	1.00441	0.09184
0.02212	10.50306	1.00884	0.09202	0.02212	20.91044	1.00424	0.08837
0.02818	10.48217	1.00683	0.07114	0.02818	20.87013	1.00231	0.04805
0.02848	10.48195	1.00681	0.07092	0.02848	20.86970	1.00229	0.04763
0.02879	10.48168	1.00679	0.07064	0.02879	20.86916	1.00226	0.04709
0.02909	10.48140	1.00676	0.07036	0.02909	20.86862	1.00224	0.04655
0.02939	10.48112	1.00673	0.07008	0.02939	20.86808	1.00221	0.04601
0.02970	10.48084	1.00670	0.06980	0.02970	20.86755	1.00218	0.04547
0.03000	10.48068	1.00669	0.06964	0.03000	20.86723	1.00217	0.04516

Re=160000				Re=200000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00030	4.88012	0.11719	36.76403	0.00030	10.53808	0.16870	51.92814
0.00061	29.15869	0.70019	12.48546	0.00061	44.85687	0.71810	17.60934
0.00091	34.71754	0.83367	6.92661	0.00091	52.40054	0.83886	10.06568
0.00121	38.02561	0.91311	3.61853	0.00121	56.99887	0.91248	5.46734
0.00152	40.29218	0.96754	1.35196	0.00152	60.22505	0.96412	2.24116
0.00182	41.72571	1.00196	0.08156	0.00182	62.31347	0.99755	0.15274
0.00212	42.34483	1.01683	0.70069	0.00212	63.14993	1.01095	0.68372
0.00242	42.39419	1.01801	0.75005	0.00242	63.18529	1.01151	0.71907
0.00273	42.36604	1.01733	0.72189	0.00273	63.13123	1.01065	0.66501
0.00303	42.37275	1.01750	0.72861	0.00303	63.13346	1.01068	0.66724
0.00333	42.41510	1.01851	0.77096	0.00333	63.19662	1.01169	0.73041
0.00364	42.45187	1.01940	0.80773	0.00364	63.25776	1.01267	0.79154
0.00394	42.46346	1.01967	0.81931	0.00394	63.27986	1.01303	0.81364
0.00424	42.45149	1.01939	0.80734	0.00424	63.26709	1.01282	0.80087
0.00455	42.42348	1.01871	0.77933	0.00455	63.23257	1.01227	0.76635
0.00485	42.37375	1.01752	0.72960	0.00485	63.16092	1.01112	0.69470
0.00515	42.35715	1.01712	0.71301	0.00515	63.12541	1.01055	0.65920
0.00545	42.34053	1.01672	0.69639	0.00545	63.10110	1.01016	0.63488
0.00576	42.32390	1.01632	0.67976	0.00576	63.07678	1.00977	0.61056
0.00606	42.30644	1.01590	0.66229	0.00606	63.05228	1.00938	0.58606

0.00636	42.28782	1.01546	0.64368	0.00636	63.02518	1.00895	0.55896
0.00667	42.26921	1.01501	0.62507	0.00667	62.99808	1.00851	0.53186
0.00697	42.24944	1.01453	0.60530	0.00697	62.97029	1.00807	0.50407
0.00727	42.22846	1.01403	0.58431	0.00727	62.94057	1.00759	0.47436
0.00758	42.20675	1.01351	0.56260	0.00758	62.90894	1.00709	0.44273
0.00788	42.18544	1.01300	0.54130	0.00788	62.87741	1.00658	0.41120
0.00818	42.16442	1.01249	0.52028	0.00818	62.84683	1.00609	0.38062
0.00848	42.14341	1.01199	0.49926	0.00848	62.81625	1.00560	0.35004
0.00879	42.12299	1.01150	0.47885	0.00879	62.78567	1.00511	0.31945
0.00909	42.10347	1.01103	0.45932	0.00909	62.75710	1.00466	0.29089
0.00939	42.08379	1.01056	0.43964	0.00939	62.72849	1.00420	0.26227
0.00970	42.06411	1.01008	0.41996	0.00970	62.69982	1.00374	0.23361
0.01000	42.04443	1.00961	0.40028	0.01000	62.67116	1.00328	0.20495
0.01030	42.02475	1.00914	0.38060	0.01030	62.64250	1.00282	0.17629
0.01061	42.00507	1.00867	0.36092	0.01061	62.61384	1.00236	0.14763
0.01091	41.98801	1.00826	0.34386	0.01091	62.58543	1.00191	0.11921
0.01121	41.97200	1.00787	0.32785	0.01121	62.56213	1.00154	0.09591
0.01152	41.95599	1.00749	0.31184	0.01152	62.53879	1.00116	0.07258
0.01182	41.93998	1.00710	0.29583	0.01182	62.51546	1.00079	0.04924
0.01212	41.92396	1.00672	0.27982	0.01212	62.49212	1.00041	0.02590
0.01242	41.90831	1.00634	0.26417	0.01242	62.46878	1.00004	0.00257
0.01273	41.89379	1.00599	0.24965	0.01273	62.44646	0.99968	0.01976
0.01303	41.87986	1.00566	0.23571	0.01303	62.42527	0.99934	0.04094
0.01333	41.86740	1.00536	0.22326	0.01333	62.40551	0.99903	0.06071
0.01364	41.85495	1.00506	0.21080	0.01364	62.38734	0.99874	0.07888
0.01394	41.84249	1.00476	0.19835	0.01394	62.36916	0.99845	0.09705
0.01424	41.83004	1.00446	0.18589	0.01424	62.35099	0.99816	0.11523
0.01455	41.81753	1.00416	0.17338	0.01455	62.33282	0.99786	0.13339
0.01485	41.80494	1.00386	0.16080	0.01485	62.31453	0.99757	0.15169
0.01515	41.79309	1.00358	0.14895	0.01515	62.29613	0.99728	0.17009
0.01545	41.78216	1.00331	0.13802	0.01545	62.27898	0.99700	0.18724
0.01576	41.77123	1.00305	0.12709	0.01576	62.26302	0.99675	0.20320
0.01606	41.76030	1.00279	0.11616	0.01606	62.24706	0.99649	0.21916
0.01636	41.74937	1.00253	0.10523	0.01636	62.23110	0.99624	0.23511
0.01667	41.73841	1.00226	0.09427	0.01667	62.21515	0.99598	0.25107
0.01697	41.72728	1.00200	0.08314	0.01697	62.19916	0.99572	0.26706
0.01727	41.71743	1.00176	0.07329	0.01727	62.18288	0.99546	0.28333
0.01758	41.70770	1.00153	0.06355	0.01758	62.16837	0.99523	0.29784
0.01788	41.69796	1.00129	0.05382	0.01788	62.15417	0.99500	0.31204
0.01818	41.68809	1.00106	0.04395	0.01818	62.13997	0.99478	0.32624
0.01848	41.67932	1.00084	0.03518	0.01848	62.12552	0.99455	0.34070
0.01879	41.67056	1.00063	0.02641	0.01879	62.11255	0.99434	0.35366
0.01909	41.66178	1.00042	0.01764	0.01909	62.09976	0.99413	0.36645
0.01939	41.65305	1.00021	0.00891	0.01939	62.08696	0.99393	0.37925
0.01970	41.64473	1.00001	0.00059	0.01970	62.07409	0.99372	0.39213
0.02000	41.63640	0.99981	0.00775	0.02000	62.06189	0.99353	0.40432
0.02030	41.62807	0.99961	0.01607	0.02030	62.04973	0.99333	0.41649
0.02061	41.62128	0.99945	0.02286	0.02061	62.03755	0.99314	0.42866
0.02091	41.61459	0.99929	0.02955	0.02091	62.02699	0.99297	0.43922
0.02121	41.60789	0.99913	0.03625	0.02121	62.01721	0.99281	0.44900
0.02152	41.60046	0.99895	0.04368	0.02152	62.00744	0.99266	0.45878
0.02182	41.59404	0.99880	0.05010	0.02182	61.99714	0.99249	0.46908
0.02212	41.58804	0.99865	0.05610	0.02212	61.98689	0.99233	0.47933
0.022818	41.51476	0.99689	0.12939	0.022818	61.86779	0.99042	0.59843
0.02848	41.51367	0.99687	0.13048	0.02848	61.86652	0.99040	0.59970
0.02879	41.51258	0.99684	0.13156	0.02879	61.86493	0.99037	0.60129
0.02909	41.51149	0.99681	0.13265	0.02909	61.86333	0.99035	0.60289
0.02939	41.51077	0.99680	0.13337	0.02939	61.86174	0.99032	0.60448
0.02970	41.51023	0.99678	0.13391	0.02970	61.86014	0.99030	0.60608
0.03000	41.50721	0.99671	0.13693	0.03000	61.85920	0.99028	0.60701



### Basit Yarıçap Profil için $U^+$ ve Sapma değerleri:

Re=600				Re=1200			
Y(m)	V(m/s)	U+	U sapma	y(m)	V(m/s)	U+	U sapma
0.00000	0.00000	-0.00002	0.15617	0.00000	0.00130	0.00415	0.31104
0.00030	0.01118	0.07157	0.14499	0.00030	0.02497	0.07994	0.28736
0.00061	0.02353	0.15067	0.13264	0.00061	0.05469	0.17511	0.25764
0.00091	0.03680	0.23562	0.11937	0.00091	0.08896	0.28483	0.22337
0.00121	0.05064	0.32428	0.10552	0.00121	0.12583	0.40287	0.18650
0.00152	0.06472	0.41445	0.09144	0.00152	0.16329	0.52281	0.14904
0.00182	0.07870	0.50394	0.07747	0.00182	0.19952	0.63880	0.11281
0.00212	0.09224	0.59068	0.06392	0.00212	0.23289	0.74565	0.07944
0.00242	0.10507	0.67281	0.05110	0.00242	0.26227	0.83971	0.05006
0.00273	0.11703	0.74940	0.03913	0.00273	0.28742	0.92024	0.02491
0.00303	0.12786	0.81875	0.02831	0.00303	0.30767	0.98509	0.00466
0.00333	0.13762	0.88125	0.01854	0.00333	0.32387	1.03694	0.01154
0.00364	0.14628	0.93669	0.00989	0.00364	0.33627	1.07665	0.02394
0.00394	0.15382	0.98495	0.00235	0.00394	0.34509	1.10490	0.03276
0.00424	0.16057	1.02818	0.00440	0.00424	0.35149	1.12537	0.03916
0.00455	0.16661	1.06691	0.01045	0.00455	0.35618	1.14040	0.04385
0.00485	0.16815	1.07675	0.01199	0.00485	0.35631	1.14082	0.04398
0.00515	0.16969	1.08658	0.01352	0.00515	0.35645	1.14125	0.04412
0.00545	0.17122	1.09642	0.01506	0.00545	0.35658	1.14167	0.04425
0.00576	0.17276	1.10625	0.01659	0.00576	0.35671	1.14210	0.04438
0.00606	0.17443	1.11698	0.01827	0.00606	0.35701	1.14307	0.04468
0.00636	0.17630	1.12892	0.02013	0.00636	0.35754	1.14476	0.04521
0.00667	0.17727	1.13516	0.02111	0.00667	0.35722	1.14372	0.04489
0.00697	0.17755	1.13696	0.02139	0.00697	0.35623	1.14056	0.04390
0.00727	0.17784	1.13876	0.02167	0.00727	0.35524	1.13740	0.04291
0.00758	0.17799	1.13973	0.02182	0.00758	0.35403	1.13350	0.04170
0.00788	0.17809	1.14037	0.02192	0.00788	0.35272	1.12932	0.04039
0.00818	0.17819	1.14100	0.02202	0.00818	0.35141	1.12513	0.03908
0.00848	0.17817	1.14093	0.02201	0.00848	0.35011	1.12097	0.03778
0.02788	0.16048	1.02761	0.00431	0.02788	0.31319	1.00276	0.00086
0.02818	0.16045	1.02744	0.00428	0.02818	0.31314	1.00260	0.00081
0.02848	0.16043	1.02733	0.00427	0.02848	0.31311	1.00249	0.00078
0.02879	0.16041	1.02721	0.00425	0.02879	0.31307	1.00238	0.00074
0.02909	0.16040	1.02709	0.00423	0.02909	0.31304	1.00227	0.00071
0.02939	0.16038	1.02698	0.00421	0.02939	0.31301	1.00216	0.00068
0.02970	0.16037	1.02689	0.00420	0.02970	0.31298	1.00207	0.00065
0.03000	0.16035	1.02680	0.00419	0.03000	0.31295	1.00199	0.00062

Re=1800				Re=5000			
y(m)	V(m/s)	U+	U sapma	y(m)	V(m/s)	U+	U sapma
0.00000	-0.00004	-0.00008	0.46853	0.00000	0.00101	0.00077	1.30037
0.00030	0.03456	0.07378	0.43393	0.00030	0.08121	0.06241	1.22017
0.00061	0.08415	0.17962	0.38435	0.00061	0.27894	0.21434	1.02244
0.00091	0.14482	0.30912	0.32367	0.00091	0.55407	0.42576	0.74731
0.00121	0.21125	0.45091	0.25725	0.00121	0.84415	0.64865	0.45723
0.00152	0.27799	0.59336	0.19051	0.00152	1.09363	0.84036	0.20775
0.00182	0.34033	0.72643	0.12817	0.00182	1.27784	0.98191	0.02354
0.00212	0.39462	0.84231	0.07388	0.00212	1.39576	1.07252	0.09438
0.00242	0.43903	0.93710	0.02947	0.00242	1.46100	1.12265	0.15962
0.00273	0.47402	1.01179	0.00552	0.00273	1.49298	1.14723	0.19160
0.00303	0.49910	1.06531	0.03060	0.00303	1.50409	1.15577	0.20271
0.00333	0.51691	1.10333	0.04841	0.00333	1.50637	1.15752	0.20499
0.00364	0.52864	1.12839	0.06015	0.00364	1.50364	1.15542	0.20226
0.00394	0.53531	1.14262	0.06682	0.00394	1.49773	1.15088	0.19635
0.00424	0.53862	1.14969	0.07013	0.00424	1.49029	1.14516	0.18891
0.00455	0.53974	1.15207	0.07124	0.00455	1.48007	1.13731	0.17869

0.00485	0.53859	1.14962	0.07010	0.00485	1.47513	1.13351	0.17375
0.00515	0.53745	1.14718	0.06895	0.00515	1.47019	1.12972	0.16881
0.00545	0.53631	1.14474	0.06781	0.00545	1.46525	1.12592	0.16387
0.00576	0.53516	1.14229	0.06666	0.00576	1.46032	1.12213	0.15894
0.00606	0.53420	1.14025	0.06571	0.00606	1.45564	1.11853	0.15426
0.00636	0.53349	1.13874	0.06500	0.00636	1.45130	1.11520	0.14992
0.00667	0.53209	1.13574	0.06360	0.00667	1.44648	1.11149	0.14510
0.00697	0.53015	1.13160	0.06165	0.00697	1.44127	1.10749	0.13989
0.00727	0.52821	1.12746	0.05971	0.00727	1.43606	1.10349	0.13468
0.00758	0.52606	1.12287	0.05756	0.00758	1.43047	1.09920	0.12909
0.00788	0.52382	1.11810	0.05533	0.00788	1.42473	1.09479	0.12335
0.00818	0.52159	1.11333	0.05309	0.00818	1.41899	1.09038	0.11761
0.00848	0.51943	1.10872	0.05094	0.00848	1.41344	1.08611	0.11206
0.02788	0.46519	0.99294	0.00331	0.02788	1.27061	0.97636	0.03077
0.02818	0.46511	0.99278	0.00338	0.02818	1.27041	0.97620	0.03097
0.02848	0.46506	0.99267	0.00343	0.02848	1.27028	0.97610	0.03110
0.02879	0.46501	0.99256	0.00348	0.02879	1.27014	0.97600	0.03124
0.02909	0.46496	0.99245	0.00354	0.02909	1.27000	0.97589	0.03137
0.02939	0.46491	0.99235	0.00358	0.02939	1.26988	0.97579	0.03150
0.02970	0.46487	0.99226	0.00363	0.02970	1.26977	0.97571	0.03161
0.03000	0.46483	0.99217	0.00367	0.03000	1.26965	0.97562	0.03172

Re=10000				Re=20000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00000	-0.00891	-0.00343	2.61167	0.00000	-0.03958	-0.00760	5.24510
0.00030	0.06112	0.02348	2.54164	0.00030	0.06021	0.01157	5.14531
0.00061	0.54375	0.20891	2.05901	0.00061	1.63600	0.31428	3.56952
0.00091	1.29365	0.49703	1.30911	0.00091	3.72370	0.71534	1.48182
0.00121	2.01589	0.77452	0.58687	0.00121	5.15327	0.98996	0.05225
0.00152	2.52657	0.97073	0.07619	0.00152	5.79973	1.11415	0.59422
0.00182	2.81626	1.08203	0.21350	0.00182	6.02195	1.15684	0.81643
0.00212	2.94621	1.13196	0.34345	0.00212	6.07300	1.16665	0.86748
0.00242	2.99322	1.15002	0.39046	0.00242	6.06879	1.16584	0.86327
0.00273	3.00525	1.15464	0.40249	0.00273	6.04589	1.16144	0.84037
0.00303	3.00067	1.15288	0.39791	0.00303	6.01214	1.15496	0.80662
0.00333	2.98898	1.14839	0.38622	0.00333	5.97498	1.14782	0.76946
0.00364	2.97312	1.14230	0.37036	0.00364	5.93843	1.14080	0.73292
0.00394	2.95671	1.13599	0.35395	0.00394	5.90605	1.13457	0.70053
0.00424	2.94239	1.13049	0.33963	0.00424	5.87989	1.12955	0.67438
0.00455	2.92642	1.12435	0.32366	0.00455	5.84905	1.12362	0.64353
0.00485	2.91769	1.12100	0.31494	0.00485	5.83051	1.12006	0.62499
0.00515	2.90897	1.11765	0.30621	0.00515	5.81197	1.11650	0.60645
0.00545	2.90024	1.11429	0.29748	0.00545	5.79343	1.11294	0.58792
0.00576	2.89151	1.11094	0.28876	0.00576	5.77490	1.10938	0.56938
0.00606	2.88327	1.10777	0.28051	0.00606	5.75730	1.10600	0.55178
0.00636	2.87566	1.10485	0.27290	0.00636	5.74094	1.10286	0.53542
0.00667	2.86693	1.10150	0.26417	0.00667	5.72184	1.09919	0.51633
0.00697	2.85732	1.09780	0.25456	0.00697	5.70062	1.09511	0.49510
0.00727	2.84771	1.09411	0.24495	0.00727	5.67940	1.09103	0.47388
0.00758	2.83743	1.09016	0.23467	0.00758	5.65692	1.08672	0.45140
0.00788	2.82687	1.08611	0.22411	0.00788	5.63395	1.08230	0.42843
0.00818	2.81632	1.08205	0.21356	0.00818	5.61098	1.07789	0.40546
0.00848	2.80607	1.07811	0.20331	0.00848	5.58872	1.07361	0.38320
0.02788	2.53453	0.97379	0.06823	0.02788	4.99815	0.96016	0.20737
0.02818	2.53414	0.97364	0.06862	0.02818	4.99729	0.96000	0.20823
0.02848	2.53390	0.97354	0.06886	0.02848	4.99675	0.95990	0.20877
0.02879	2.53363	0.97344	0.06912	0.02879	4.99616	0.95978	0.20935
0.02909	2.53337	0.97334	0.06939	0.02909	4.99557	0.95967	0.20995
0.02939	2.53312	0.97324	0.06964	0.02939	4.99503	0.95956	0.21049
0.02970	2.53291	0.97316	0.06985	0.02970	4.99456	0.95947	0.21096

0.03000	2.53269	0.97308	0.07007	0.03000	4.99408	0.95938	0.21144
---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------	---------

Re=40000				Re=80000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00000	-0.13937	-0.01339	10.55040	0.00000	-0.59412	-.02853	21.41620
0.00030	0.86229	0.08282	9.54874	0.00030	8.49192	0.40783	12.33016
0.00061	6.66435	0.64012	3.74669	0.00061	21.71551	1.04291	0.89344
0.00091	10.73147	1.03078	0.32043	0.00091	24.84274	1.19310	4.02067
0.00121	12.08582	1.16087	1.67478	0.00121	25.10888	1.20588	4.28681
0.00152	12.36331	1.18752	1.95227	0.00152	24.93943	1.19774	4.11736
0.00182	12.35934	1.18714	1.94830	0.00182	24.75295	1.18878	3.93088
0.00212	12.29566	1.18102	1.88462	0.00212	24.57444	1.18021	3.75237
0.00242	12.22414	1.17415	1.81310	0.00242	24.40680	1.17216	3.58473
0.00273	12.14907	1.16694	1.73803	0.00273	24.22466	1.16341	3.40259
0.00303	12.06564	1.15893	1.65461	0.00303	24.02125	1.15364	3.19918
0.00333	11.97767	1.15048	1.56663	0.00333	23.82209	1.14408	3.00002
0.00364	11.89425	1.14247	1.48321	0.00364	23.65001	1.13581	2.82794
0.00394	11.82545	1.13586	1.41441	0.00394	23.51774	1.12946	2.69567
0.00424	11.77230	1.13075	1.36126	0.00424	23.40295	1.12395	2.58088
0.00455	11.68688	1.12255	1.27585	0.00455	23.19423	1.11392	2.37215
0.00485	11.64491	1.11852	1.23387	0.00485	23.10296	1.10954	2.28089
0.00515	11.60293	1.11448	1.19189	0.00515	23.01170	1.10516	2.18962
0.00545	11.56095	1.11045	1.14991	0.00545	22.92043	1.10078	2.09836
0.00576	11.51897	1.10642	1.10793	0.00576	22.82916	1.09639	2.00709
0.00606	11.47849	1.10253	1.06745	0.00606	22.74316	1.09226	1.92108
0.00636	11.44001	1.09884	1.02898	0.00636	22.66414	1.08847	1.84206
0.00667	11.39590	1.09460	0.98487	0.00667	22.57295	1.08409	1.75088
0.00697	11.34740	1.08994	0.93637	0.00697	22.47230	1.07925	1.65022
0.00727	11.29890	1.08528	0.88787	0.00727	22.37164	1.07442	1.54956
0.00758	11.24722	1.08032	0.83618	0.00758	22.26267	1.06919	1.44060
0.00788	11.19427	1.07523	0.78324	0.00788	22.15041	1.06379	1.32834
0.00818	11.14133	1.07015	0.73029	0.00818	22.03816	1.05840	1.21609
0.00848	11.09041	1.06526	0.67938	0.00848	21.93085	1.05325	1.10878
0.00879	11.04725	1.06111	0.63622	0.00879	21.84253	1.04901	1.02046
0.00909	11.00374	1.05693	0.59271	0.00909	21.75376	1.04475	0.93169
0.00939	10.95873	1.05261	0.54769	0.00939	21.66310	1.04039	0.84102
0.00970	10.91371	1.04828	0.50268	0.00970	21.57243	1.03604	0.75036
0.01000	10.86870	1.04396	0.45766	0.01000	21.48176	1.03168	0.65969
0.01030	10.82925	1.04017	0.41822	0.01030	21.40275	1.02789	0.58068
0.01061	10.79346	1.03673	0.38242	0.01061	21.33135	1.02446	0.50928
0.01091	10.75766	1.03329	0.34663	0.01091	21.25996	1.02103	0.43788
0.01121	10.72187	1.02986	0.31083	0.01121	21.18856	1.01760	0.36649
0.01152	10.68608	1.02642	0.27504	0.01152	21.11716	1.01417	0.29509
0.01182	10.65170	1.02312	0.24066	0.01182	21.04840	1.01087	0.22633
0.01212	10.62110	1.02018	0.21007	0.01212	20.98774	1.00796	0.16566
0.01242	10.59038	1.01723	0.17934	0.01242	20.92685	1.00503	0.10478
0.01273	10.55966	1.01428	0.14862	0.01273	20.86597	1.00211	0.04390
0.01303	10.52894	1.01132	0.11790	0.01303	20.80509	0.99918	0.01699
0.01333	10.49954	1.00850	0.08850	0.01333	20.74780	0.99643	0.07427
0.01364	10.47293	1.00595	0.06189	0.01364	20.69556	0.99392	0.12651
0.01394	10.44736	1.00349	0.03632	0.01394	20.64475	0.99148	0.17733
0.01424	10.42179	1.00103	0.01076	0.01424	20.59393	0.98904	0.22814
0.01455	10.39641	0.99860	0.01462	0.01455	20.54374	0.98663	0.27833
0.01485	10.37142	0.99619	0.03962	0.01485	20.49482	0.98428	0.32725
0.01515	10.34643	0.99379	0.06461	0.01515	20.44590	0.98193	0.37617
0.01545	10.32440	0.99168	0.08664	0.01545	20.40323	0.97988	0.41884
0.01576	10.30360	0.98968	0.10743	0.01576	20.36267	0.97794	0.45940
0.01606	10.28336	0.98774	0.12768	0.01606	20.32279	0.97602	0.49928
0.01636	10.26311	0.98579	0.14792	0.01636	20.28290	0.97411	0.53917
0.01667	10.24179	0.98374	0.16924	0.01667	20.24075	0.97208	0.58132

0.01697	10.21965	0.98162	0.19139	0.01697	20.19687	0.96997	0.62521
0.01727	10.20148	0.97987	0.20956	0.01727	20.16090	0.96825	0.66117
0.01758	10.18336	0.97813	0.22767	0.01758	20.12532	0.96654	0.69675
0.01788	10.16482	0.97635	0.24622	0.01788	20.08908	0.96480	0.73299
0.01818	10.14627	0.97457	0.26476	0.01818	20.05284	0.96306	0.76923
0.01848	10.12773	0.97279	0.28331	0.01848	20.01660	0.96132	0.80547
0.01879	10.10918	0.97101	0.30186	0.01879	19.98036	0.95958	0.84171
0.02818	9.83530	0.94470	0.57574	0.02818	19.44612	0.93392	1.37595
0.02848	9.83419	0.94459	0.57685	0.02848	19.44395	0.93381	1.37813
0.02879	9.83299	0.94448	0.57805	0.02879	19.44161	0.93370	1.38046
0.02909	9.83177	0.94436	0.57927	0.02909	19.43924	0.93359	1.38283
0.02939	9.83067	0.94425	0.58037	0.02939	19.43710	0.93349	1.38498
0.02970	9.82970	0.94416	0.58134	0.02970	19.43520	0.93339	1.38687
0.03000	9.82873	0.94407	0.58231	0.03000	19.43331	0.93330	1.38876

Re=160000				Re=200000			
y(m)	V(m/s)	U+	Usapma	y(m)	V(m/s)	U+	Usapma
0.00000	1.10679	0.02658	40.53736	0.00000	7.05274	0.112905	55.41348
0.00030	39.16268	0.94041	2.48146	0.00030	61.11870	0.978428	1.347518
0.00061	49.46424	1.18778	7.82010	0.00061	73.87176	1.182587	11.40554
0.00091	49.78166	1.19541	8.13752	0.00091	74.15652	1.187146	11.69031
0.00121	49.41098	1.18650	7.76683	0.00121	73.63703	1.17883	11.17082
0.00152	49.06862	1.17828	7.42448	0.00152	73.15873	1.171173	10.69251
0.00182	48.73743	1.17033	7.09328	0.00182	72.67424	1.163417	10.20802
0.00212	48.41560	1.16260	6.77145	0.00212	72.19461	1.155738	9.728394
0.00242	48.07668	1.15446	6.43253	0.00242	71.69660	1.147766	9.230386
0.00273	47.69065	1.14519	6.04651	0.00273	71.13628	1.138796	8.670068
0.00303	47.27767	1.13528	5.63353	0.00303	70.53230	1.129127	8.066087
0.00333	46.90954	1.12644	5.26539	0.00333	69.98978	1.120442	7.523568
0.00364	46.61446	1.11935	4.97031	0.00364	69.55849	1.113538	7.092271
0.00394	46.39127	1.11399	4.74713	0.00394	69.22965	1.108274	6.763436
0.00424	46.19229	1.10921	4.54814	0.00424	68.92656	1.103421	6.460343
0.00455	45.76970	1.09907	4.12555	0.00455	68.30186	1.093421	5.835641
0.00485	45.59206	1.09480	3.94791	0.00485	68.03841	1.089203	5.57219
0.00515	45.41442	1.09054	3.77028	0.00515	67.77496	1.084986	5.308747
0.00545	45.23679	1.08627	3.59264	0.00545	67.51152	1.080769	5.045304
0.00576	45.05915	1.08200	3.41501	0.00576	67.24808	1.076551	4.781861
0.00606	44.89791	1.07813	3.25377	0.00606	67.01002	1.07274	4.543801
0.00636	44.75849	1.07478	3.11435	0.00636	66.80571	1.069469	4.339494
0.00667	44.58989	1.07074	2.94574	0.00667	66.55704	1.065489	4.090821
0.00697	44.39854	1.06614	2.75439	0.00697	66.27377	1.060954	3.807549
0.00727	44.20719	1.06155	2.56304	0.00727	65.99049	1.056419	3.52427
0.00758	43.99509	1.05645	2.35095	0.00758	65.67535	1.051374	3.209138
0.00788	43.77477	1.05116	2.13062	0.00788	65.34758	1.046127	2.881364
0.00818	43.55445	1.04587	1.91030	0.00818	65.01981	1.04088	2.55359
0.00848	43.34375	1.04081	1.69961	0.00848	64.70624	1.03586	2.240022
0.00879	43.16995	1.03664	1.52580	0.00879	64.44708	1.031711	1.980866
0.00909	42.99612	1.03246	1.35197	0.00909	64.18808	1.027565	1.721864
0.00939	42.82216	1.02829	1.17802	0.00939	63.92974	1.023429	1.463528
0.00970	42.64822	1.02411	1.00407	0.00970	63.67141	1.019294	1.205197
0.01000	42.47427	1.01993	0.83012	0.01000	63.41308	1.015158	0.946862
0.01030	42.32220	1.01628	0.67805	0.01030	63.18691	1.011537	0.720692
0.01061	42.18444	1.01297	0.54030	0.01061	62.98178	1.008253	0.515565
0.01091	42.04668	1.00967	0.40254	0.01091	62.77666	1.00497	0.310441
0.01121	41.90892	1.00636	0.26478	0.01121	62.57153	1.001686	0.105309
0.01152	41.77117	1.00305	0.12702	0.01152	62.36639	0.998402	0.099822
0.01182	41.63822	0.99986	0.00592	0.01182	62.16838	0.995232	0.297836
0.01212	41.52121	0.99705	0.12294	0.01212	61.99414	0.992443	0.472076
0.01242	41.40385	0.99423	0.24030	0.01242	61.81940	0.989645	0.646812
0.01273	41.28649	0.99141	0.35765	0.01273	61.64468	0.986848	0.82154

0.01303	41.16913	0.98859	0.47502	0.01303	61.46994	0.984051	0.996276
0.01333	41.05958	0.98596	0.58456	0.01333	61.30706	0.981443	1.15916
0.01364	40.95882	0.98354	0.68533	0.01364	61.15693	0.97904	1.309287
0.01394	40.85994	0.98117	0.78420	0.01394	61.00936	0.976678	1.456855
0.01424	40.76107	0.97879	0.88308	0.01424	60.86179	0.974315	1.60443
0.01455	40.66379	0.97646	0.98036	0.01455	60.71671	0.971993	1.749511
0.01485	40.56977	0.97420	1.07437	0.01485	60.57671	0.969751	1.88951
0.01515	40.47575	0.97194	1.16840	0.01515	60.43671	0.96751	2.02951
0.01545	40.39363	0.96997	1.25051	0.01545	60.31437	0.965552	2.151843
0.01576	40.31513	0.96809	1.32901	0.01576	60.19729	0.963678	2.268928
0.01606	40.23752	0.96622	1.40663	0.01606	60.08143	0.961823	2.384788
0.01636	40.15990	0.96436	1.48424	0.01636	59.96556	0.959968	2.500652
0.01667	40.07778	0.96239	1.56637	0.01667	59.84289	0.958004	2.623328
0.01697	39.99219	0.96033	1.65195	0.01697	59.71500	0.955957	2.75122
0.01727	39.92188	0.95864	1.72226	0.01727	59.60990	0.954274	2.856315
0.01758	39.85261	0.95698	1.79154	0.01758	59.50639	0.952617	2.959823
0.01788	39.78226	0.95529	1.86188	0.01788	59.40132	0.950935	3.064895
0.01818	39.71193	0.95360	1.93222	0.01818	59.29626	0.949253	3.169952
0.01848	39.64158	0.95191	2.00256	0.01848	59.19120	0.947571	3.27502
0.01879	39.57125	0.95022	2.07290	0.01879	59.08613	0.945889	3.380084
0.02818	38.52973	0.92521	3.11441	0.02818	57.52917	0.920965	4.937041
0.02848	38.52549	0.92511	3.11865	0.02848	57.52286	0.920863	4.943359
0.02879	38.52093	0.92500	3.12322	0.02879	57.51603	0.920754	4.950187
0.02909	38.51630	0.92489	3.12784	0.02909	57.50910	0.920643	4.957114
0.02939	38.51210	0.92479	3.13204	0.02939	57.50281	0.920543	4.963409
0.02970	38.50838	0.92470	3.13576	0.02970	57.49722	0.920453	4.969001
0.03000	38.50466	0.92461	3.13948	0.03000	57.49162	0.920363	4.974601

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : OKTAY SERÇE  
**Uyruğu** : T.C  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : MALATYA, 26/03/1992  
**Telefon** : +905434606930  
**E-mail**:oktayserce0@gmail.com

### EĞİTİM

Derece Adı	İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Turgut Özal Lisesi-Malatya	16/07/2010
Üniversite	: Batman Üniversitesi-Batman	25/05/2018
Yüksek Lisans	: Batman Üniversitesi-Batman	-

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2017	Tektuğ Elektrik Üretim A.Ş	ADİYAMAN Staj
2017	University Of Bielsko Biala	POLONYA Staj
2018/19/20	University Of Bielsko Biala	POLONYA Staj- Erasmus

### YABANCI DİLLER

**English:** Yazma ve okumada gelişmiş, konuşma konusunda iyi

**Polish:** Başlangıç Seviyesi

### BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

**Software;**

**Word, Excel and Power Point** - Gelişmiş

**Solidworks** - Orta Seviye

**SQL** - Başlangıç

**Python** - Başlangıç

**Ansys (CFX)** - Orta Seviye