



**T.C.**  
**BATMAN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONİKSEL GİRİŞİN AŞAĞI AKIM AKIŞINA ETKİLERİNİN SAYISAL  
İNCELENMESİ**

**Ramazan ALTUĞ**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**Temmuz- 2019**  
**BATMAN**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Ramazan ALTUĞ tarafından hazırlanan “Koniksel Girişin Boru Aşağı Akım Akışına Etkilerinin Sayısal İncelenmesi” adlı tez çalışması 12 / 7 / 2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

#### Başkan

Prof. Dr. Hasan BAYINDIR

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.



## **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.

Ramazan ALTUĞ

Tarih:12.07.2019

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

## KONİKSEL GİRİŞİN AŞAĞI AKIM AKIŞINA ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

**Ramazan ALTUĞ**

**Batman Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Doç. Dr. Hasan DÜZ**

**2019, 102 Sayfa**

**Jüri**

**Prof. Dr. Hasan BAYNDIR  
Dr Öğr Üyesi Hasan DÜZ  
Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ**

Fan, pompa, kompresör, manifold ve hava kanalları gibi akışlı sistemlerde enerji kayıplarının doğru bir şekilde hesaplanması önemli olduğu gibi enerji kayıplarının azaltılması da ayrıca önemlidir. Bu çalışmada boru girişlerinde enerji kayıplarının azaltılmasına yönelik sayısal bir çalışma yapılmıştır.

Bir rezervuardan boruya akışkan geçişinde boru giriş ağzı aşağı akım akış özellikleri üzerinde önemli etkilere sahiptir. Uygulamalarda koniksel boru girişi, çıkıntılı boru girişi ve keskin kenarlı boru girişinin kullanıldığı görülmektedir. Bunlardan koniksel giriş akışkanın boruya geçişini düzgün bir hız profili ile sağladığından diğer iki giriş tipine göre en az türbülans üreten ve en az enerji kaybına neden olan eleman olarak literatürde bildirilmiştir. Koniksel akış girişi fan, kompresör ve içten yanmalı motor gibi cihazların performansları üzerinde önemli iyileştirme sağlayabilmektedir. Koniksel giriş eliptik, kanat profili ve yuvarlatılmış yarıçap olarak üç farklı şekilde tasarlanabilmektedir. Bu tez çalışmasında eliptik koniksel giriş tipinin akış üzerinde en iyi performansı göstereceği geometrik parametreleri araştırılmıştır.

Bunun için boru çapı değiştirilmeden konik geometrisinin boyutları değiştirilerek dokuz ayrı koniksel giriş modeli oluşturulmuştur. Bu dokuz farklı konik boyut  $0.34 < L/D_e < 0.8$  aralığındaki boyutsuz konik boyutlarına denk gelmektedir. Bu dokuz ayrı konik giriş ile  $20000 < Re < 100000$  aralığındaki Reynolds sayılarında daimi, izotermal borulu su akışları sayısal yöntemle çözülmüştür. Türbülanslı akışların çözümü RANS denklemlerle ve SST k-omega türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür. Sayısal çözümden çıkan sonuçlar ile  $L/D_e$  oranının boru giriş hız profili, konik eleman yerel sürtünme yük kaybı, boru akışındaki darcy sürtünme faktörü ve eksenel akış hızı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sonuç olarak  $L/D_e$  oranının türbülanslı boru akışı üzerinde pek etkili olmadığı fakat laminar boru akışı üzerinde etkili olduğu görülmüştür.  $L/D_e$  oranının değişmesi boru girişinde hız profili üzerinde etkili olduğu görüldü. Boru girişinde ortalama akış hızından sapmanın  $L/D_e$  ve  $Re$  ile çok değişkenlik gösterebildiği görüldü. Karşılaştırma amacıyla keskin kenarlı giriş ile de aynı Reynolds sayılarında çözümler yapıldı. Keskin kenarlı girişin boru girişindeki hız profiline ve aşağı akım karakteristiklerine olan etkisinin konik girişe göre çok farklı olduğu ve basınç kayıpları yönünde kötü olduğu görülmüştür. Sonuç olarak konik giriş için en iyi  $L/D_e$  oranları yapılan sayısal çalışmayla tespit edilmiştir.

**Kelimeler:** Ansys CFX, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Koniksel giriş, Keskin kenarlı giriş, Reynolds ortalama Navier-stokes (RANS),

## ABSTRACT

## MS THESIS

# NUMERICAL INVESTIGATION ON THE EFFECTS OF DOWNSTREAM PIPE FLOW OF BELLMOUTH ENTRANCE

**Ramazan ALTUĞ**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
BATMAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN AUTOMOTIVE ENGINEERING**

**Advisor: Doç. Dr. Hasan DÜZ**

**2019, 102 Sayfa**

**Jury**

**Prof. Dr. Hasan BAYNDIR  
Dr Öğr Üyesi Hasan DÜZ  
Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ**

In flow systems such as fan, pump, compressor and air ducts, it is accurately important to calculate the energy loss as much as decreasing the energy loss. In the study, a numerical work has been made to reduce the energy loss at the pipe entrance.

When fluid flows from a reservoir towards pipe, pipe inlet has essential effects on downstream flow properties. In applications, it is seen that bellmouth pipe entrance, protruding pipe entrance and sharp-edged pipe entrance have been used. Bellmouth entrance enables to form uniform velocity profile of fluid towards pipe therefore it has been stated in the literature that it has low turbulence properties and the lowest energy loss material in comparison of other pipe entrance types. Bellmouth flow entrance can considerably improve the performance of devices such as fan, compressor and internal combustion engine. Bellmouth entrance types can be designed in three different ways which are elliptical, aerofoil and round radius. In the thesis, the best performance of elliptical bellmouth entrance types on geometrical parameters of fluid was investigated.

Due to the above-mentioned reasons, nine different geometric dimensions of bellmouth entrance have been designed with the same radius. These bellmouth dimensions are in the range of  $0.34 < L/De < 0.8$  of non-dimensional bellmouth. Numerical method has been used for solutions of these bellmouth dimensions in the range of  $20000 < Re < 100000$  of Reynold numbers in a condition of constant and isothermal liquid flow. Turbulence flows were solved with the RANS equations and SST k-omega model. The results obtained from the numerical calculations, the effects on pipe entrance velocity profile of  $L/De$  ratio, local friction load loss of bellmouth material, Darcy friction factor in pipe flow and axial flow rate were analyzed. As a result,  $L/De$  ratio had no effect on turbulence pipe flow but it had on laminar pipe flow. It was observed that the changes of  $L/De$  ratio at pipe entrance had influence in velocity profile. It was seen that the changes of average flow velocity at pipe entrance had irregular effect for  $L/De$  and  $Re$ . The same of Reynold numbers were used for sharp-edged pipe as a comparison preference. It was observed that the velocity profile and downstream characteristic of sharp-edged at pipe entrance were very different and the values were insignificant in terms of pressure loss compared to bellmouth entrance. As a result, the best  $L/De$  ratio of bellmouth entrance were recorded thanks to this numerical research.

**Keywords:** Ansys CFX, Computational Fluid Dynamics(CFD), Bellmouth pipe entrance, Sharp-edged, Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation (RANS),

## ÖNSÖZ

Bu çalışma için tüm bilgi birikimini benimle paylaşan ve tezimin her aşamasında bana rehberlik eden yüksek lisans çalışmalarımda desteğini her zaman gördüğüm değerli danışman hocam Doç. Dr. Hasan Düz'e, bu çalışmanın yapılması esnasında bana her zaman yardımcı olan Öğr. Gör. Yahya ÇELEBİ, Umran AKAN ve İbrahim EKER'e ve zamanını ayırıp beni dinleyen jüri üyelerine teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, her türlü ihtiyacımda yanımda olan aileme çok teşekkür ederim. Bu çalışmanın herkese hayırlı olmasını dilerim.

Ramazan ALTUĞ  
BATMAN-2019

# 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>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>3</b>
<b>3. BORULARDA AKIŞ</b> .....	<b>8</b>
3.1. İç ve Dış akış .....	8
3.2. Akışkanlarda Basınç .....	8
3.3. Akışkan Taşıma Sistemi .....	9
3.4. Akış ve Akışkan Özellikleri .....	10
3.5. Akışta Viskoz Etkiler .....	11
3.6. Ortalama Akış Hızı .....	11
3.7. Laminer ve Türbülanslı Akışlar .....	12
3.8. Reynolds Sayısı .....	13
3.9. Giriş Bölgesi .....	15
3.9.1 Giriş uzunlukları .....	16
3.9.2. Basınç düşüşü ve yük kaybı.....	16
3.10. Genel Enerji Denklemi .....	18
3.11. Borularda Türbülanslı Akış ve Çözümleri .....	19
3.11.1. Türbülansın çözümü .....	20
3.11.2. Türbülans hız profili .....	23
3.11.3. Hız yasaları.....	24
3.11.3.1. Çeper yasası .....	24
3.11.3.2. Logaritmik hız yasası .....	25
3.11.4 Temel akış denklemleri .....	26
<b>4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ(HAD)</b> .....	<b>27</b>
4.1. Sayısal Yöntemler .....	28
4.2. Mesh ve Meshten Bağımsız Çalışma .....	29
4.3. Akışın Sınır Şartları.....	29
4.4. Sayısal Çözümde İterasyon Sayısı ve Yakınsamalar .....	30
4.5. Türbülanslı Akış Çözümü .....	31
4.5.1. RANS türbülans modelleri .....	32
4.5.1.1. İkinci-dereceden kapatıcı modeller .....	33
4.5.1.2. Birinci dereceden kapatıcı modeller .....	33
4.5.2. Büyük Eddy Simülasyonu (LES) .....	35
<b>5. MATERYAL VE METOD</b> .....	<b>37</b>
5.1. Giriş .....	37
5.2.1. Koniksel kenar girişli modeller .....	38
5.2.2. Keskin kenarlı giriş modeli .....	44
5.3. Akışkan ve Fiziksel Özelliği.....	44
5.4. Sayısal Çözüm .....	47
5.4.1. Giriş.....	47
5.4.2. Akış geometrinin oluşturulması .....	49
5.4.3. Mesh oluşturma ve meshten bağımsız çalışma .....	50
5.4.4. Akış geometrisinin yüzeyleri ve sınır Şartları .....	54

<b>6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>59</b>
6.1. Konik Çıkış Hız Dağılımı .....	59
6.2. Giriş Geometrisinde Basınç Kayıpları.....	68
6.3. Giriş Modellerinin Devamında Oluşturulan Düz Boruda Akışa Etkisi.....	76
6.4. Merkezi Eksenel Hız Değişimleri.....	82
6.5. Genel Değerlendirme ve Öneriler .....	86
<b>KAYNAKÇA.....</b>	<b>90</b>
<b>EK-1 .....</b>	<b>92</b>

## KISALTMALAR

DNS	: Direct Numerical Simulation (Doğrudan Sayısal Simulasyon)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)
LES	: Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simulasyonu)
RMS	: Root Mean Square (ortalama karekök)
SST	: Shear Stress Transport (kayma gerilmesi taşınımı)

## SIMGELER

A	: alan, m <sup>2</sup>
D	: boru çapı, m
D <sub>H</sub>	: hidrolik çap, m
F	: kuvvet, N
<i>f</i>	: Darcy sürtünme faktörü
<i>g</i>	: yerçekim ivmesi, m/s <sup>2</sup>
I	: türbülans yoğunluğu
k	: türbülans kinetik enerjisi, kg m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
L	: boru uzunluğu, m
<i>L<sub>h,laminer</sub></i>	: laminer hidrodinamik giriş uzunluğu
<i>L<sub>h,türbülans</sub></i>	: türbülans hidrodinamik giriş uzunluğu
<i>l</i>	: en büyük türbülans ölçek uzunluğu, m
m	: kütle, kg
<i>ṁ</i>	: kütleli debi, kg/s
P	: basınç, Pa
P'	: anlık basınç çalkantı değeri, Pa
$\bar{P}$	: zaman ortalamalı basınç değeri, Pa
T	: sıcaklık, °C
t	: zaman, s
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 <sup>+</sup>	: boyutsuz hız
y <sup>+</sup>	: boyutsuz mesafe,
$\nu$	: kinematik viskozite, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	: akışkan yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	: akışkan viskozitesi, kg/m.s
$\mu_t$	: türbülans viskozitesi, kg/m.s
$\tau$	: kayma gerilmesi, Pa
$\tau_d$	: duvar kayma gerilmesi, Pa
$\tau_{lam}$	: laminar kayma gerilmesi, Pa
$\tau_{türb}$	: türbülans kayma gerilmesi, Pa
$\varepsilon$	: türbülans kinetik enerji yayılma oranı
$\omega$	: türbülans frekansı

## 1. GİRİŞ

Akışkanlar genel fiziksel hallerinden dolayı dairesel olmayan ve dairesel olan borular içerisinden kolaylıkla taşınabilmektedir. Düşük basınçlı gazlar dairesel olmayan borularda taşınması kolay ve maliyeti daha düşükken dairesel olan borular ise yüksek basınç gerektiren gazlar ve sıvılar için daha uygundur. Bunun temel nedeni dairesel boruların içi ve dışı arasındaki büyük basınç farklarına dayanabilmesidir. Dairesel borular baraj ve göllerden alınan temiz içme suları evimize getirmesinden tutun pis suların boru şebekeleri ile şehir dışına atılmasına kadar pek çok alanda kullanılmaktadırlar. Dünyada ve ülkemizde yaygın olarak kullanılan iki yakıt türü olan petrol ve doğal gaz taşınmasında dairesel boru hatları kullanılmaktadır. Dairesel ve dairesel olmayan boru sistemleri akışkanı akmaya zorlayan pompalar, kompresörler ve fanlar güç tüketimlerinde büyük bir öneme sahiptir. Akışkan taşıma sistemlerinde güç hesaplamaların doğru bir şekilde hesaplanması önemlidir. Bu nedenle akış sistemlerinde sürtünme yük kayıplarının tam doğru olarak hesaplanması önemlidir. Düz boru akışında sürtünme yük kayıpları çeşitli ampirik bağıntılarla hesaplanabilirken düz boru dışında akış sistemi üzerinde bulunan dirsekler, daralma ve genişleme gibi yerel elemanlarda sürtünme yük kayıpları hala deneysel yöntemlerle belirlenebilmektedir.

Boru akışlarında sürtünme kayıplarının hesaplanması akış türüne göre değişkenlik göstermektedir. Bu akış türleri laminer ve türbülans akıştır. Osborne Reynolds (1842-1912) yaptığı deneylerde boru içi akışa mürekkep enjekte ederek farklı hızlarda akışı incelemiştir. Düşük hızlarda akışın laminer şekilde aktığını ve yüksek akış hızlarında ise akışı türbüleli aktığını görmüştür. Bu nedenle akışın düzgün bir şekilde aktığı akışlara laminer ve akışın içiçe karışarak aktığı akışlara ise türbülanslı akış demiştir. Daimi laminer akışta belirli bir noktadaki basınç, hız, yoğunluk ve sıcaklık özellikleri zamana bağlı olarak değişmezken daimi türbülans akışta ise bu özellikler zamanla farklılık göstermektedir. Laminer akışta ısı geçişi ve basınç kayıpları az olurken türbülanslı akışta çalkantılar olduğundan ısı geçişi ve basınç kayıpları fazladır.

Bir tanktan veya depodan boruya akışkan geçişinde boru girişinden itibaren akış gelişmekte ve belirli bir boru mesafesinden sonra akış tam gelişmiş akış olmaktadır. Boru akışlarında tam gelişmiş boru akışı çeşitli ampirik bağıntılarla çözülmüşken boru girişinde gelişen akış kısmı ise hal tam olarak çözülememiştir. Bunun nedenleri ise boru girişinde kullanılan geometrik yapı, boru titreşimleri, duvar pürüzlülüğü ve boru girişinde ısı transferinin yapılmasıdır. Özellikle boru girişinde farklı giriş geometrileri kullanılabilir. Bunlar keskin kenarlı giriş, çıkıntılı giriş ve konik girişli

geometrilendir. Her giriş tipi boru girişinde gelişen akış kısmına farklı etkileri olabilmektedir. Konik giriş boru girişinde en az türbülans üreten giriş tipidir. Akışkanın düğün hızda boruya geçmesini sağlar. Konik giriş düşük sürtünme yarattığından önemli bir giriş elemanı olmaktadır. Boru girişinde farklı koniksel tipler kullanılabilir. Bunları akış üzerindeki etkileri ise farklı olabilmektedir. Üç çeşit konik tip kullanıldığı görülmektedir. Bunlar eliptik profil, basit yarıçap profili ve kanat profilli konik giriş tipleridir.

Literatür çalışmalarında konik, çıkıntılı ve keskin kenarlı boru giriş tipleri pek çok deneysel ve sayısal çalışmaların olduğu görülmektedir. Yapılan çalışmalarda bu üç giriş tipinin akış üzerindeki etkileri ölçüldüğü görülmektedir. Fakat literatür çalışmalarında konik geometrinin farklı boyutları ve farklı konik tipleri ile ilgili çalışmalar olmadığı görülmektedir. Akış sistemlerine konik giriş ile akışkanın sağlandığı pek çok uygulama görülmektedir. Örneğin bir olan motora hava girişinde, kompresör veya fan hava girişlerinde ve çeşitli boru akışlarında kullanıldığı görülmektedir.

Bu tez çalışmasında eliptik konik profilin boru akışı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Analiz için eliptik profilin boyutları değiştirilerek dokuz ayrı konik profil elde edilmiştir. Dokuz ayrı eliptik konik girişin akış üzerindeki etkileri ise sayısal yöntemle analiz edilmiştir. Sayısal çalışmada akışlar Ansys student 19.2 versiyonunda CFX akış çözücü programı çözümlenerek simule edilmiştir. Çıkan sonuçlardan eliptik konik profilin boyutsuz geometrik parametrelerinin ( $L/D_e$ ) yerel sürtünme yük kaybı ve gelişen boru akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sayısal çalışmada eliptik profilin boru girişindeki aritmetik ve RMS hız sapmaları, konik girişin yerel basınç kayıpları, kayıp katsayıları ve borunun gelişen ve tam gelişmiş akış kısmında darcy sürtünme faktörleri ve aksel hız değişimleri analiz edilmiştir. Yapılan analizlerden genel bir değerlendirme yapılarak çalışma sonuçlandırılmıştır.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu kısımda farklı boru giriş tiplerinin akış üzerinde etkilerinin araştırıldığı literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Özellikle akış giriş tipinin cihaz performansı, ısı transferi, sürtünme faktörü ve geçiş Reynolds sayıları üzerindeki etkilerinin araştırıldığı görülmektedir. İlgili bulunan bu literatür çalışmaları aşağıda kısa bir şekilde özetlenmeye çalışılmıştır.

Bir ayrık tip klimanın dış ünitesinin aerodinamik performansını iyileştirmek için dış ünite fan sistemi üzerine deneysel ve sayısal bir çalışma Wang ve ark. (2014) tarafından yapıldı. Prototip analize göre, fanın rotor uç kısmına yakın akış alanının kompleks bir girdap akışına sahip olduğu görüldü. Bu girdap yapılar dış ünitenin performansı üzerinde negatif etkiliydi. Girdap yapıları kontrol altında tutmak için koniksel giriş geometrisi yeniden tasarlandı ve ölçümlerde girişin uç girdabının zayıfladığı görüldü ve dış ünite aerodinamik veriminin %1,2 oranında iyileştirdiği görüldü. Benzer şekilde sayısal ve deneysel içeren bir fan performans çalışması da Kim ve ark. (2013) tarafından yapılmıştır. Dış ünite de konik girişin vb. diğer etkenlerin merkezci fan performansına olan etkileri bu çalışmada araştırılmıştır. Ayrıca Fukano ve ark. (1990) ve Sato (1993) koniksel girişin kanatlı fanların aeroakustik ve aerodinamik performanslarına olan etkilerini araştırmışlardır.

Kandlikar ve Campbell (2002) mikro kanallarda laminer-türbülans geçişlerindeki belirsizlikleri gidermek için deneysel bir çalışma gerçekleştirdiler. Çalışmada 1.9 cm çaplı bir boruda basınç düşüşleri ölçülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında yapılan 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 girişlerin laminer akışı  $Re=2300$  'lere kadar sürdürürken, türbülatorlü girişlerin  $Re=1874-2202$  arasındaki Reynolds sayılarına kadar laminer akışı sürdürebildiği görülmüştür. Koniksel girişin keskin kenarlı girişe göre aynı Reynolds sayısında daha düşük sürtünme faktörü yarattığı ve bu farkın yüksek Reynolds sayılarına doğru çok daha belirgin olduğu görülmüştür. Sonuç olarak akışın girişte yaratılan türbülans seviyesine çok bağlı olduğu bu nedenle girişte daha az türbülans üreten koniksel girişin geçiş Reynolds sayısını geciktirebildiği bildirilmiştir.

Tam ve Ghajar (1997) izotermal ve izotermal olmayan (sabit duvar ısı akısı) şartlar altında çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel girişlere sahip tam gelişmiş dairesel bir boru akışında basınç düşüşlerini ölçmüşlerdir. Etilen-glikol su karşımı ile yapılan

deneysel çalışma, laminer, geçiş ve türbülans rejimlerinin hepsini kapsayacak şekilde 1000 -17000 Reynolds sayılarında yapılmıştır. Çalışmada giriş geometrisinin tam gelişmiş Darcy sürtünme faktörüne ve geçiş Reynolds sayılarına olan etkileri araştırıldı. Tam gelişmiş sürtünme faktörleri sonuçlarına göre izotermal akışlarda çıkıntılı giriş için 2900-3500, keskin kenarlı giriş için 3100-3700 ve koniksel giriş için 5100-6100 Reynolds sayılarında, izotermal olmayan akışta ise çıkıntılı giriş için 4100-5900, keskin kenarlı giriş için 4500-6400 ve konikli giriş için 7300-9600 Reynolds sayılarında türbülans geçişin olduğu bildirilmiştir. Burada izotermal olmayan akışta geçiş Reynolds sayılarının daha yüksek görülmesinin nedeni olarak ikincil akışların varlığı gösterilmiştir. Burada aynı Reynolds sayılı akış için çıkıntılı girişin en yüksek sürtünme faktörüne ve koniksel girişin ise en düşük sürtünme faktörüne neden olduğu görülmüştür. Giriş şartlarının tam gelişmiş laminer veya türbülanslı akışta sürtünme faktörü üzerinde pek etkili olmadıkları fakat geçiş akışında ise tam gelişmiş sürtünme faktörü üzerinde etkili oldukları görülmüştür.

Son ve ark. (2012) radyal fanlarda kanal giriş çapının ve konik giriş çapının ses kalitesi ve debi üzerindeki etkisini FLUENT akış programını kullanarak sayısal olarak araştırmışlardır. Sayısal çalışma, paralel yapılan deneysel çalışmayla doğrulanmıştır. Kanal giriş çapının maksimum %4,5 oranında ve konik yarıçapın maksimum %3 oranında debi artışı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Aynı zamanda deney sonuçları kanal giriş çap ve konik çap değişimlerinin fanın ses kalitesi üzerinde pek etkili olmadıkları görülmüştür.

Mohammed (2009) 400-1600 Reynolds sayılarında laminer akış rejimini kapsayan çalışmasında giriş geometrilerinin akış karakteristiklerine olan etkisini araştırmıştır. Normal olarak literatür çalışmalarında ısı değiştiricilerin geçiş rejimlerinde çalışacak şekilde tasarlanmamaları gerektiği önerilir. Bununla birlikte dizayn zorlamaları ve proses koşullarındaki değişimler ısı değiştiricilerin geçiş rejiminde ve yakın civarında çalışmasına neden olmaktadır. Bu nedenle J A Olivier ve Meyer (2010) yatay dairesel iç içe borulu bir ısı değiştiricisinden su geçirerek ısı transfer ve basınç düşüş karakteristikleri hesaplamışlardır. Çalışma adyabatik ve adyabatik olmayan durumlar için 1000-20000 arası Reynolds sayılarında deneysel olarak yapılmıştır. Deneylerde, çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel boru girişlerinin geçiş Reynolds sayılarına ve diğer akış karakteristiklerine olan etkisi incelenmiştir. Sürtünme faktörü adyabatik sonuçları laminerden türbülansa geçişlerin giriş koşullarına çok bağlı olduğunu ve konik girişle geçişin 7000 Reynolds sayısına kadar geciktirilebildiğini göstermiştir. Adyabatik olmayan akışta sürtünme faktörü ve Nusselt sonuçları ise geçişin giriş koşullarından

bağımsız olduğunu ve tüm akışlarda geçişin 2100 Reynolds sayısı civarında gerçekleştiğini göstermiştir. Geçiş ve Nusselt bağımsızlığı ise ısı transferinde kaldırma kuvveti endeksli ikincil akışlara dayandırılmıştır.

Mohammed ve Salman (2007) yukarı doğru bir borudaki laminer hava akışında sabit duvar ısı akısı şartını kullanarak doğal taşınımlı ısı transfer değerlerini  $1.1 \times 10^9$  ve  $4.7 \times 10^9$   $Ra_L$  değerleri aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyde ısıtılmış borunun girişinde boru alt tarafına yerleştirilen farklı giriş tiplerinin boru duvarı sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Kullanılan giriş tipleri ise keskin kenarlı giriş, konik giriş ve tam gelişmiş akışı yaratan 60 cm ve 120 cm uzunluklarındaki dairesel boru girişleri olmuştur. Sonuçlar aynı ısı akısında boru boyunca yüzey sıcaklığının 120cm uzunluğundaki boru giriş için 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 120cm uzunluğundaki boru girişi için en düşük olduğu görülmüştür. Sonuç olarak giriş koşullarının doğal taşınımlı dikey bir boru akışında ısı transferi üzerindeki etkilerini gösteren genel bir bağıntı türetilmiştir.

Ghajar ve Tam (1994) çıkıntılı, keskin kenarlı ve koniksel olmak üzere farklı girişlere sahip yatay dairesel bir boru akışında sabit duvar ısı akısında yerel zorlanmış ve karışık taşınımlı (zorlanmış+doğal birlikte) akışta ısı transfer değerlerini deneysel yöntemle ölçmüşlerdir. Deneysel akışlar 280-49000 Reynolds sayıları aralığında,  $1000-2.5 \times 10^5$  Grashof değerleri aralığında ve 4'ten 158 'e kadar değişen Prandtl sayılarında gerçekleştirildi. Deney sonuçlarında ısı transferli akışta geçişin çıkıntılı giriş için 2000-8500, keskin kenarlı giriş için 2400-8800 ve konik girişli akışlar için 3800-10500 Reynolds sayıları aralıklarında olduğu görülmüştür. Her giriş tipi için geçiş bölgesinde gelişen ve tam gelişmiş zorlanmış ve karışık taşınım ısı transfer katsayılarını tahmini için bir bağıntı önerilmiştir.

Augustine (1990) Doktora tezi olarak dairesel yatay bir borudaki daimi akışta sabit duvar ısı akılı ve izotermal akış durumlarında keskin kenarlı girişin geçiş rejimlerinde akış karakteristiklerine olan etkisi deneysel yöntemle araştırmıştır. Yatay boru akışlarında, su, etilen-glikol, su ve etilen-glikol sulu çözeltisi kullanılmıştır. Deneysel çalışmada sürtünme faktörünün giriş ve tam gelişmiş akıştaki değişimleri ve Blasius ve Poiseuille bağıntılarından sapma miktarları, geçiş akış rejimlerinde sürtünme faktörünün tahmini için bağıntıların elde edilmesi ve Boru girişinde keskin girişin sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin hesaplanması ve geçiş rejimi için Reynolds sayı sınırlarının belirlenmesi ele alınmıştır.

Ghajar ve Madon (1992) izotermal tam gelişmiş akışta çıkıntılı, keskin kenarlı ve konik giriş tiplerinin kritik Reynolds sayısı üzerindeki Etilerinin araştırmışlardır. Lamineden türbülansa geçiş çıkıntılı girişte 1980-2600, keskin kenarlıda 2070-2840 ve konik girişli akışta ise 2125-3200 arasındaki Reynolds sayılarında oluştuğunu çalışmalarında belirtmişlerdir.

Dizayn zorlamaları ve enerji gereksinimleri sık sık ısı değiştiricilerin kendi dizayn parametreleri dışında çalışmasına neden olur. Bu nedenle ısı değiştiriciler sık sık geçiş rejiminde çalıştıkları görülür. Meyer ve Olivier (2010) çapları 15.88mm ve 19.02mm olan pürüzsüz iki boruda adyabatik ve ısı transferli akış durumlarında farklı giriş hız profilleri ile deneysel akışlar gerçekleştirmişlerdir. Bu farklı giriş hız profilleri tam gelişmiş, çıkıntılı, keskin kenarlı ve konik girişle elde edilmiştir. Isı transferli akışta su dış boru yüzeyinden sabit duvar sıcaklığı ile soğutuldu. Deneyler 1000-20000 Reynolds sayı aralığında, 4-6 arası Prandtl sayılarında ve  $10^5$  Grashof sayısında gerçekleştirildi. Çıkan sonuçlara göre adyabatik akışlarda lamineden türbülansa geçiş Reynolds sayısı giriş profillerine çok bağlı olmuştur. Konik girişle 12000 Reynolds sayısında geçiş olabilmektedir. Isı transferli akışta ise geçişin giriş profillerinden bağımsız olduğunu ve tüm akışlarda 2100 Reynolds sayısında geçiş olmuştur. Laminer akışta ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü bilinen teorik bağıntılarla karşılaştırıldıklarında kayda değer yüksek olduğu ve bu durum diğer yayınlanmış sonuçların doğruladığı gibi ikincil akışlara dayandırılmıştır.

Mohammed (2009) ısı transferli yatay dairesel bir borudaki laminer hava akışında farklı giriş tiplerinin etkilerini deneysel yöntemle araştırmışlardır. Boru dış yüzeyinden sabit duvar ısı akısı akışa uygulanmıştır. Sonuçlar duvar yüzey sıcaklığının tam gelişmiş akışta daha yüksek olduğunu ve konik girişlide ise Nusselt sayı değerlerinin daha yüksek olduğunu göstermiştir. Ortalama ısı transfer sonuçlarından Prandtl, Grashof ve Reynolds terimlerini içeren ampirik bir bağıntı önerildi. Önerilen bağıntı literatürdeki mevcut verilerle karşılaştırıldığında iyi uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Tam ve Ghajar (1998) deneysel çalışmalarında etilen-glikol sulu karışımın konik girişli yatay dairesel bir boru içerisindeki akışında yerel sürtünme katsayısını 1500-27000 aralığındaki Reynolds sayıları için araştırmışlardır. Konik girişli akışta boru duvarı boyunca sınır tabaka önce laminer olmakta daha sonra türbülansa geçişte Nusselt değerlerinde ani bir düşüş görülmüştür. Geçiş bölgesinde ani düşüşün yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarında önemli etkiye sahip olduğu belirtilmiştir. Bu konik girişin kısa borulu akışlarda ısı transfer hesaplamaları için önemli olduğu vurgulanmıştır.

Oliver J.A (2009) pürüzsüz ve kanatlı tüplerde geçiş akışında gelişen ve tam gelişmiş akış bölgesinde ısı transfer ve sürtünme faktörü verilerini el etmek için su akışkanı ile deneysel bir çalışma yapmıştır. Çıkan verilerden bağıntılar türetmeye çalışmıştır. Çalışmada farklı giriş tipleri, farklı boru çapları ve farklı kanat türleri kullanılarak geçiş akışındaki etkiler araştırılmıştır. Isı transferinde iç içe borulu ısı değiştirici tüplerinden yararlanılmıştır. Sabit duvar sıcaklığında iç borudaki su akışı soğutulmuş kanatlı ve pürüzsüz borularda ısı transfer ve sürtünme faktörü etkileri araştırılmıştır. Adyabatik deney sonuçları farklı giriş tiplerinin kullanılması geçiş Reynolds sayılarını etkilediğini göstermiştir. Girişin daha az türbülans üretmesi geçişi o derece geciktirebildiği vurgulanmıştır. Kanatlı borular ise düşük Reynolds sayılarında geçişe neden olmuş ve geçişin helix açısına değil kanat yüksekliklerine bağlı olduğu görülmüştür. Isı transfer sonuçları geçiş Reynolds sayısının farklı giriş tipleri ve farklı kanat tipleri için aynı olduğunu göstermiştir. Bu da ikincil akışların hidrodinamik sınır tabakaya olan etkisine dayandırılmıştır. İkincil akış kuvvetleri aynı zamanda laminer akışta ısı transferinin ve sürtünme faktörünün daha yüksek olmasına neden olmaktadır.

Literatür çalışmalarında görüldüğü gibi dört farklı boru giriş tipi ile gerçekleştirilen dairesel boru akışlarında izotermal ve izotermal olmayan durumlarda giriş şartlarının akış üzerindeki etkilerinin çokça araştırıldığı görülmektedir. Çalışmalar değerlendirildiğinde sadece koniksel girişin akış üzerindeki etkilerinin ölçüldüğü fakat konik geometrinin boyutsal parametrelerinin akış üzerindeki etkileri ile ilgili herhangi bir çalışmanın olmadığı görülmektedir.

Bu nedenle bu tez çalışmasında yatay, dairesel bir boruda Newton tipi bir akışkanın izotermal ve daimi akışında eliptik koniksel girişin aşağı akım üzerindeki etkileri farklı boyutsal parametreleri ile sayısal olarak araştırılmıştır.

### 3. BORULARDA AKIŞ

Pek çok akışkan dağıtım sistemlerinde dairesel ve dairesel olmayan borularda akış yaygın olarak görülür. Örneğin şehir suyunun boru şebekesiyle dağıtılması, doğalgazın yabancı ülkelerden ülkemize taşınması ve yine borularla tüm binalara ve işyerlerine dağıtılması, petrolün borularla taşınması, ısıtma sistemlerinde sıcak suyun taşınması ve endüstriyel yerlerde görülen pek çok akışkan dağıtım sistemlerinde yine boru akışları görülmektedir.

Boru akış problemlerinin hesaplanması en güç unsur akış sürtünme kaynaklı enerji kayıplarıdır. Bu enerji kayıpları; akışkanın özelliklerine, boru malzemesine, geometrik boyutlarına (borunun uzunluğu, çapı ve kesit şekli) ve akış düzenini bozan yerel bağlantı elemanlarına bağlı olarak değişebilmektedir. Borularda oluşan bu kayıplar; sürekli yük kayıpları ve yerel kayıplar olarak ikiye ayrılır. Sürekli yük kayıpları düz borudaki sürtünme enerji kayıplarını oluşturmaktadır. Düz boru dışında akışın yönünü ve düzenini bozan yerel tesisat elemanlarındaki sürtünme kayıpları ise yerel kayıpları oluşturur. Boru kesit değişimleri, boru giriş ve çıkışları, boru bağlantıları, dirsekler, akışın kollara ayrılması, vanalar, filtrele vb. akışkan dağıtım sistemi üzerinde bulunan ve akışa direnç oluşturan elamanlar yerel eleman denir.

#### 3.1. İç ve Dış akış

Akışkanın bir cismin üzerinden akışına dış akış (araba, uçak vb. üzerinden hava akışı) ve akışkanın sınırlandırılmış bir yüzey içerisinden akışına ise iç akış denir. Bu tezde kapalı bir borunun akışkanla dolu olduğu ve akışın tamamen basınç farkı ile oluşturulduğu için bu tez çalışmasında boru içi akışı ele almıştır

Akışkanlar Mekaniği akış ve akışkanların özellikleri durağan haldeki (akışkan statikliği) ve hareket halindeki (akışkan dinamiği) davranışları ve yine akışkanların diğer akışkanlar ve katı cisimlerle oluşturdukları sınır etkileşimlerindeki davranışlarını inceleyen bir bilim dalıdır (Çengel ve ark 2008).

#### 3.2. Akışkanlarda Basınç

Akışkan içerisinde bulunduğu hacmin yüzeyine veya aktığı yüzey üzerine basınç uygular. Bu nedenle akışkanlar mekaniğinde basınç kavramı sıkça geçmektedir. Birim alana etkiyen kuvvete akışkan basıncı denir.  $P$  harfi ile gösterilir.

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

Burada  $F$  kuvvet ( $N$ ) ve  $A$  ise akışkanın temas ettiği yüzey ( $m^2$ ) alandır. Uluslararası birim sisteminde (SI) basınç birimi:  $N/m^2$  veya pascal ( $Pa$ ). Diğer kullanılan basınç birimleri: bar, atm, mmHg ( 1bar=100 kPa , 1atm=101325 Pa)

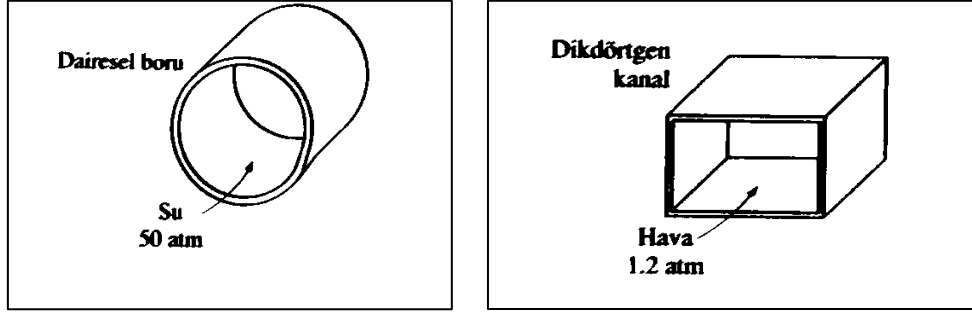
Akışkan basıncı etkin, vakum ve mutlak olmak üzere üç farklı şekilde ifade edilmektedir. Atmosfer basıncı, atmosfer tabakasının (hava katmanı) ağırlığından dolayı oluşan basınçtır. Yükseklere çıkıldıkça atmosfer basıncı azalır. Deniz seviyesine atmosfer basınç en yüksek olup değeri 1atm=101325 'Pa dır. Barometre ile ölçülür. Bu nedenle bazen atmosfer basıncı mmHg (civa sütun yüksekliği ) olarak gösterilir.

Atmosfer basıncından daha yüksek basınçlarda ölçülen basınç farkına *etkin basınç* denir. Etkin basınca gösterge basıncı da denir. Akışkan dağıtım sistemlerinde ve pek çok basınçlı tanklarda göstergelerin gösterdiği değerlerdir. Atmosfer basıncından daha düşük basınçlarda ölçülen fark basınca da *vakum basınç* denir. Vakum basınçlar için vakum basınç göstergeleri kullanılır. Mükemmel vakum (sıfır basınç) üstünden ölçülen tüm basınçlara ise *mutlak basınç* denir (Çengel ve ark 2008).

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

### 3.3. Akışkan Taşıma Sistemi

Borulama sistemlerinde sıvı akışkanı hareketlendirmek ve basınçlandırmak için pompalar kullanılırken gazları hareketlendirmek veya basınçlandırmak için fanlar ve kompresörler kullanılır. Boru (dairesel olan) ve kanal (dairesel olmayan) şekilli sistemler, akışkan taşınmasında en yaygın kullanılan geometrik yapılardır. Şekil 3.1. de görüldüğü gibi borularda sıvı veya gazlar taşınırken kanallarda ise daha çok gazlar taşınmaktadır. Sıvı ve gaz akışkan taşınmasında dairesel boruların tercih edilmesinin nedeni ise içi ve dışı arasında büyük basınç farklarına dayanması ve imalatının kolay olmasıdır (Çengel ve ark 2008).



Şekil 3.1. Dairesel boru ve dikdörtgen kanal için kullanılan akışkanlar (Çengel ve ark 2008).

### 3.4. Akış ve Akışkan Özellikleri

**Viskozite:** Hava sudan daha rahat akarken su da yağdan daha rahat akmaktadır. Bunun nedeni bir akışkan özelliği olan viskozitedir. Viskozite akışkanın akmaya karşı gösterdiği dirençtir. Sıvı veya gaz her akışkanın bir viskozitesi vardır ve bunlar çeşitli cihazlarla ölçülmektedir. Viskozite sıcaklığa bağlı bir özelliktir. Sıvılarda sıcaklık arttıkça viskozite düşerken gazlarda ise sıcaklık arttıkça gazın viskozitesi artar. Dinamik viskozite " $\mu$ " ile gösterilir ve birimi ise "Pa.s" dir. Dinamik viskozitenin akışkan yoğunluğuna bölümüne ( $\nu = \mu / \rho$ ) ise kinematik viskozite denir.

**Daimi akış ve Daimi Olmayan Akış:** Akış içerisinde bir noktada gözlemlenen akış özellikleri zamanla değişmiyorsa bu tür akışa daimi akış denir. Eğer akış özellikleri zamanla değişiyorsa buna daimi olmayan akış denir. Akış sisteminde akış debisinin zamanla değişmediği akışlar daimi akış olarak bilinmektedir.

**Sıkıştırılabilir ve Sıkıştırılamaz Akış:** Bir akış sisteminde akışın her noktasında basınç etkisiyle akışkan yoğunluğu değişmekteyse bu tür akışlara sıkıştırılabilir akış denir. Akışın her noktasında basınç etkisiyle akışkan yoğunluğu değişmiyorsa bu tür akışlara sıkıştırılamaz akış denir. Tüm sıvı akışları sıkıştırılamaz akışlardır. Bazı düşük hızlı gaz akışları da sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilmektedir.

**Akış Debi:** Belirli bir kesit alandan birim zamanda geçen akışkan miktarına akış debisi denir. Akış Debi iki şekilde ölçülebilir. Bunlar kütleli debi ve hacimsel debidir.

$$\text{Kütleli debi: } \dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (\text{kg/s}) \quad (3.3)$$

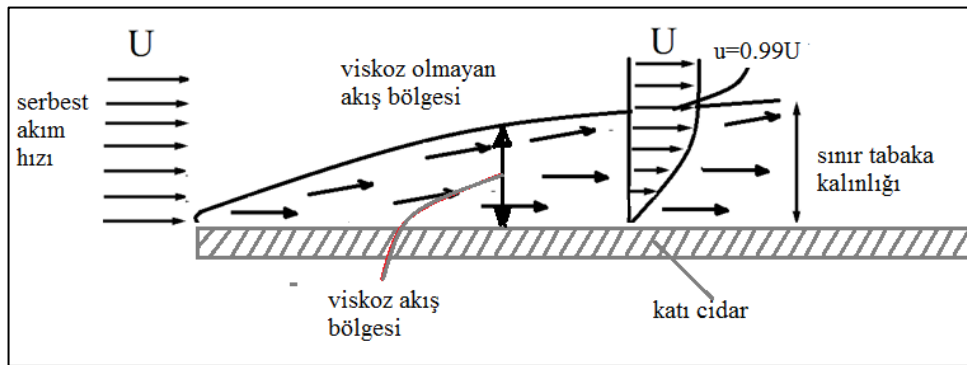
$$\text{Hacimsel debi: } \dot{V} = V \cdot A \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.4)$$

### 3.5. Akışta Viskoz Etkiler

Viskoz kuvvetler sıvı akışlarında moleküller arası çekim kuvvetleri iken gaz akışlarında gaz moleküllerinin birbiriyle çarpışmalarından dolayı oluşan kuvvetlerdir. Akış ince tabakalardan oluştuğu varsayılırsa iki tabaka arasında hız farkı olması durumunda bir tabaka diğeri üzerinden kayacaktır. Bu tabakalar arasındaki kaymalardan dolayı oluşan sürtünme kuvvetlerine viskoz kuvvetler denir.

Yapılan deneysel çalışmalarda akışın temasta olduğu katı yüzey üzerinde hızın sıfır olduğu gözlemlenmiştir. Katı yüzeye temas eden akışkan parçacıkları viskoz kuvvetler etkisiyle yüzeye yapışır ve dururlar. Akışkanda kayma olmadığından yüzeyde hız sıfır kabul edilir. Bu olaya kaymama koşulu adı verilir. Viskoz tesiri sonucu yüzeyde yapışıp kalan akışkan tabakası yine viskoz kuvvetlerle üzerindeki diğeri akışkan tabakalarını yavaşlatır ve yüzeyin normalinden başlayarak akışta bir hız azalmasına neden olur. Yüzeyin normali yönünde hız belirli bir mesafeye kadar değişir ve ötesinde ise değişmez kabul edilir. Şekil 3.2.'de görüldüğü gibi hızda değişimin olduğu akış bölgesine hız sınır tabakası veya viskozlu akış bölgesi denir. Sınır tabaka dışındaki akışa ise viskoz olmayan akış bölgesi denir. Sınır tabakanın sınırı ise yüzeyin normali yönünde ilerlediğinde akış hızının serbest akım hızının %99 'una eşit olduğu sınır olarak belirlenir. Sınır tabaka kalınlığı ise girişten itibaren artmaya başlar.

Boru akışlarında boru girişinden itibaren sınır tabaka kalınlığı büyür ve belirli bir akış mesafesinde kalınlığı boru yarıçapına eşit olarak tüm boru akışı sınır tabaka ile dolu olur.

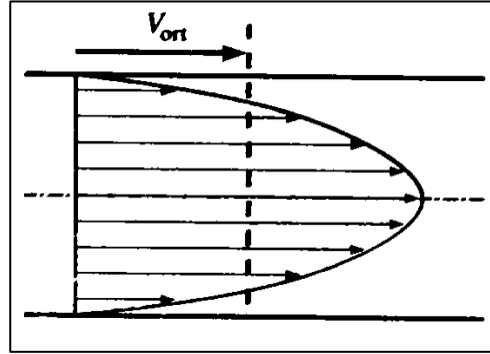


Şekil 3.2. Katı cidar üzerinde gelişmekte olan sınır tabakalar (Çengel ve ark 2008).

### 3.6. Ortalama Akış Hızı

Boru akışında kaymama koşulu sonucu boru cidarında hız sıfırken boru merkezine doğru artarak merkezde hız maksimumdur. Şekil 3.3 'te tam gelişmiş laminer boru akışında kesit

hız profili gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi akıslarda hız yerel olup değişkendir. Bu nedenle akış problemlerin çözümlünde akış kesitindeki ortalama akış hızı ( $V_{ort}$ ) kullanılır.

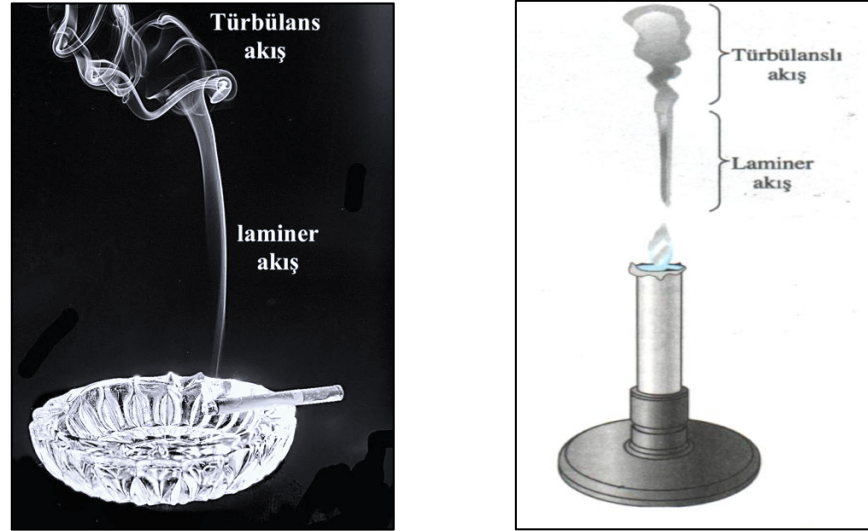


Şekil 3.3. tam gelişmiş hız profili ve ortalama hız gösterimi (Çengel ve ark. 2008).

Boru akışlarında ortalama akış hızları akış debisi ölçülerek verilen debi bağıntısından bulunabilir. Daimi boru akışında en-kesit alan değişmedikçe sürece ( $V_{ort}$ ) ortalama hız değişmez. Akış boyunca sıcaklık değiştiğinde akışkan yoğunluğu da değişeceğinden aynı kesit olsa bile iki ayrı yerde akış hızı farklı olur. Sıvı akışlarında bu durum ihmal edilebilirken gaz akışlarında sıcaklık değişimlerinde bu hız değişimi büyük olabilir ve ihmal edilmezdir. Akışkanın boruda geğmesinden dolayı mekanik enerjisinin ısıl enerjisine dönüştüğünden, akışkanda hafif bir sıcaklık artışına neden olabilir. Bu sıcaklık hesaplamalarda göz önüne alınmayabilir.

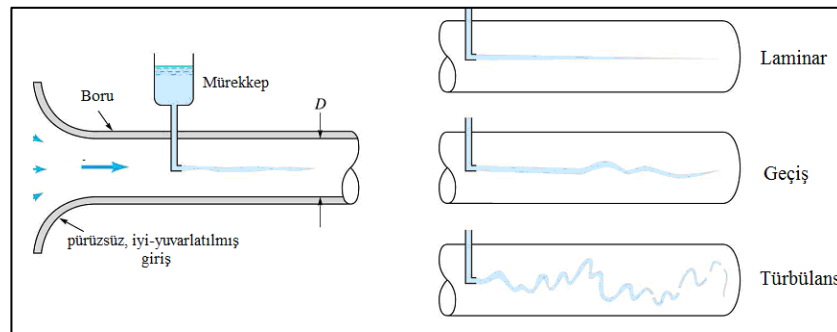
### 3.7. Laminer ve Türbülanslı Akışlar

Yanan bir mumun dumanı veya bir sigara dumanı örneği ele alınırsa, dumanının ilk birkaç santimetrede düzgün yükseldiği ve daha sonra düzgünlüğünün bozulduğu ve rasgele hareket ettiği gözlemlenir. Dumanın düzgün akışına laminer akış ve düzensiz, dalgalı akışına ise türbülanslı akış denir. Dumanın laminer akış yapısının bozulması ve türbüle olması bazı etkenlerden dolayıdır. Bu etkenlerin bulunması ve kontrol edilmesi türbülanslı akışlarda önemli bir araştırma konusu olmuştur.



Şekil 3.4. Sigara ve yanan mum dumanı akış rejimleri (Çengel ve ark 2008).

Osborne Reynolds (1842-1912) 1800 'li yıllarda yaptığı deneysel çalışmalarda akışın farklı iki şekilde davrandığını gözlemlemiştir. Şekil 3.4.'te gösterildiği gibi bir cam boru içindeki su akışına mürekkep enjekte ederek akıştaki görselliği gözlemlemiştir. Düşük akış hızlarında mürekkep akışa dağılmadan düz bir yol izlerken akış hızı biraz artırıldığında mürekkep dalgalanmaya ve akış hızı daha da artırılıp kritik bir değeri geçtiğinde mürekkep tüm akış kesitine dağıldığını gözlemlemiştir. Burada mürekkebin düz yol alması akışın laminer olduğunu ve mürekkebin tüm akış kesitine dağılması ise akışın türbülanslı olduğunu göstermektedir. Osborne Reynolds bu tanımlamaları yaparak akışları laminer ve türbülans olarak iki sınıfa ayırmıştır. Laminer ve türbülans arası belirsiz akışa ise geçiş akışı denir.



Şekil 3.5. Osborne Reynolds deney düzeneği (Düz 2013).

### 3.8. Reynolds Sayısı

Osborne Reynolds' deneyleri sonucunda akış türlerini belirlemek için “Reynolds” boyutsuz sayısını bulmuştur. Reynolds sayısı akıştaki atalet kuvvetlerin viskoz

kuvvetlere oranı olarak tanımlanmıştır. Dairesel borularda aşağıdaki verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$Re_D = \frac{\text{Atalet kuvvetler}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.5)$$

Yukarıdaki denkleme göre  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $U$  en kesitteki ortalama akış hızı,  $D$  boru çapı ve  $\mu$  ise akışkan dinamik viskozitesidir.

Laminer akışın türbülansa geçiş sebepleri; boru girişindeki türbülans derecesi, malzeme yüzeyindeki engeller veya yüzey pürüzlülüğü, boru giriş geometrisi, akış hızı, titreşimler, akıştaki ısı transeri vb. etkenlerdir. Reynolds yaptığı deneysel boru akışlarında çalkantı oluşumuna izin vermediği hassas akış yarattığında laminer akışın Reynolds değerinin 13000 değerine kadar sürdüğünü ve akışta çok çalkantı oluşturduğunda ise laminer akışın  $Re=2000$  değerine kadar sürebildiğini görmüştür. Bu gözlem sonucunda boru içi akışta laminerden türbülansa geçiş için kesin bir Reynolds değerinden bahsetmek zordur. Fakat boru akışlarının çoğunluğu aşağıda verilen Reynolds değerlerine uyduğu gözlemlendiğinden akış problemlerinde aşağıdaki verilen Reynolds değerleri kullanılır.

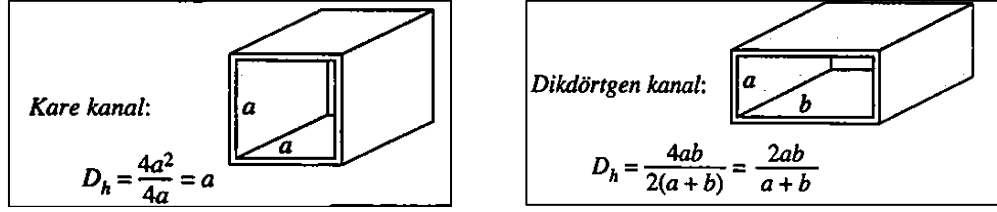
**Tablo 3.1.** Dairesel boru için Reynolds değerlerine göre akış türleri

Reynolds Değeri	Akış Türü
$Re \leq 2300$	Laminer Akış
$2300 \leq Re \leq 4000$	Geçiş Akışı
$Re \geq 4000$	Türbülanslı Akış

Dairesel olmayan borulardaki akışlarda hidrolik çap  $D_h$  kullanılarak eşdeğer dairesel boru gibi hesaplama yapılır.

$$\text{Hidrolik çap: } D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.6)$$

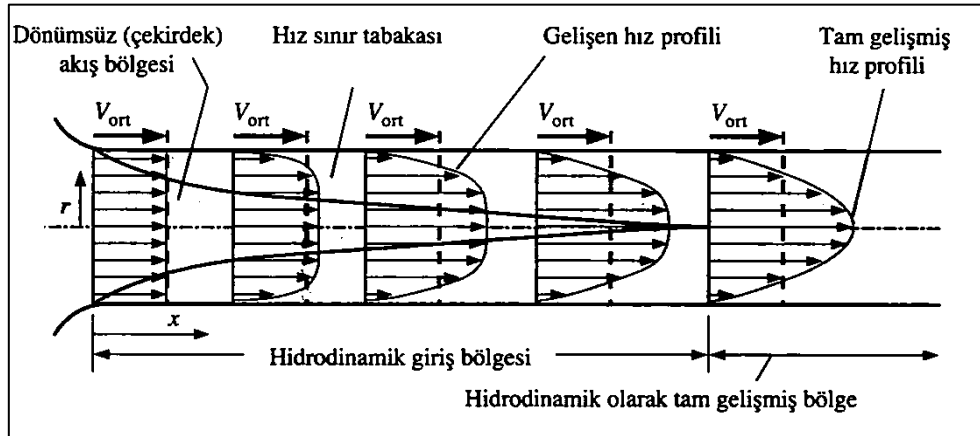
Yukardaki denkleme göre  $A_c$  borunun en kesit alanı ve  $P$  değeri ise ıslak çevrenin uzunluğudur.



Şekil 3.6. Hidrolik çap ( $D_h$ ) kare ve dikdörtgen kanalda açılımı (Çengel ve ark. 2008)

### 3.9. Giriş Bölgesi

Dairesel bir boruya düzgün profilli hızla giren akışkan ele alınırsa borunun çeperinde kaymama koşulundan ötürü akışkan çepere yapışır ve hız tam çeperde sıfır olur. Çeperde duran akışkan sınır tabaka içerisinde hız azalmasına neden olduğundan debi eşitliğini korumak için boru göbeğindeki akış hızı artar. Bunun sonucu kesitte parabolik bir hız profili oluşur.



Şekil 3.7. Boru akışında girişten itibaren hız sınır tabakasının gelişimi (Düz 2013)

Şekil 3.7.'de görüldüğü gibi boru girişinden sınır tabaka kalınlığının merkez çizgide sonlandığı mesafeye kadar hız profili değişmekte ve bu mesafeden sonra ise hız profili değişmeyip sabit kalmaktadır. Bu nedenle boru girişindeki akışa hidrodinamik giriş bölgesi ve hidrodinamik giriş bölgesinden sonra başlayan akışa ise hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış denir. Tam gelişmiş akış hız profili artık değişmez olduğunda başlar. Hidrodinamik giriş bölgesindeki akışta hız profilindeki değişim nedeniyle basınç parabolik düşerken tam gelişmiş akışta hız profili sabit olduğundan basınç doğrusal olarak düşmektedir. Bu nedenle sürtünme faktörü ve kayma gerilmesi gibi akış özellikleri basınç gradyanına bağlı olduğundan giriş akışında değerleri değişirken tam gelişmiş

akışta değerleri sabittir. Tam gelişmiş akış, basınç dışında, akış şartlarının değişmez olduğu bir akıştır.

### 3.9.1 Giriş uzunlukları

Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunluğu, genellikle çeper kayma gerilmesinin tam gelişmiş durumdaki kayma gerilmesine yaklaşık olarak %98 yaklaştığı uzaklık ele alınır (Kaysa ve Crawford, 1993; Shah ve Bhatti, 1987). Giriş uzunluğu akışın laminar veya türbülans olmasına göre değişmektedir. Laminer boru akışlarında giriş uzunlukları yaklaşık olarak aşağıda verilen ampirik bağıntıya uyduğu görülmektedir.

$$L_{h,laminer} \cong 0.05 Re_D \quad (3.7)$$

Bazı durumlarda tam gelişmiş laminar akış olduğundan emin olmak için 120D çap uzunluğu da kullanılmaktadır.

Türbülanslı akışta genellikle rastgele çalkantılar ve moleküler difüzyon etkisi gözlemlendiğinden laminar akışa göre hidrodinamik giriş uzunluğu çok daha kısadır [Bhatti ve Shah(1987) ve Zhi-qing(1982)]. Mühendislik uygulamalarında genellikle 10D çap uzunluktan sonra giriş etkileri ihmal edilerek akış tam gelişmiş akış kabul edilir. Ayrıca Çengel ve ark. (2008) yazdığı akışkanlar mekaniği ders kitabında aşağıdaki bağıntıyı türbülanslı akışlar için tavsiye etmişlerdir.

$$L_{h,türbülans} = 1.359DRe_D^{1/4} \quad (3.8)$$

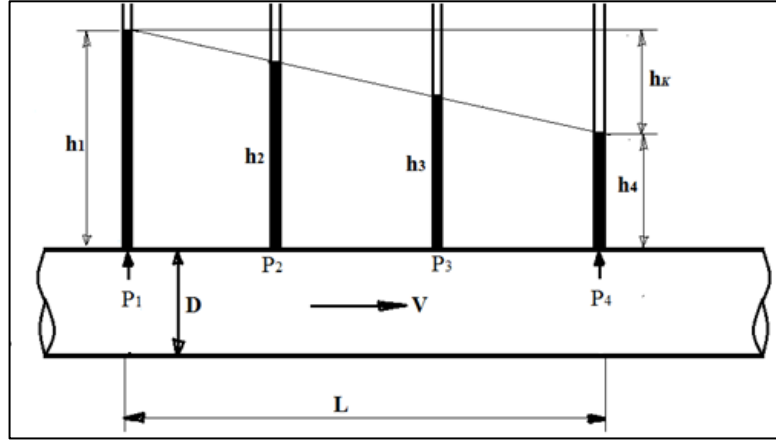
Fakat yapılan pek çok çalışmalara rağmen türbülanslı akışlarda giriş uzunluğu için hala tam olarak kesin bir çözüm bulunamamıştır.

### 3.9.2. Basınç düşüşü ve sürtünme yük kaybı

Daha önce belirtildiği gibi boru akışında akış sürtünmesinden kaynaklı bir basınç düşüşü söz konusudur. Giriş akışında basınç düşüşü doğrusal değilken tam gelişmiş akışta basınç doğrusal düşmektedir. Bu nedenle tam gelişmiş akışta doğrusal basınç düşüşü onu ampirik yöntemlerle çözülebilir kılmıştır.

Şekil 3.8.'de tam gelişmiş bir boru akışında dört ayrı noktada basınç ölçümü için kullanılan piezometre boruları ve içerisindeki sıvı yükseklikleri gösterilmiştir. Şekilde

görüldüğü gibi akış basıncını gösteren sıvı yükseklikleri doğrusal olarak düşmektedir. Basınç düşüşüne neden olan ise boru içi akış sürtünmesidir.



Şekil 3.8. Piezometre boruda basınç düşüşü piezometre borularının bağlı olduğu noktalardaki akışkan basıncı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{P_1}{\rho g} = h_1, \quad \frac{P_2}{\rho g} = h_2, \quad \frac{P_3}{\rho g} = h_3, \quad \frac{P_4}{\rho g} = h_4 \quad (m) \quad (3.9)$$

L boru uzunluğunda basınç kaybı:

$$\Delta P_K = P_1 - P_4 = \rho g h_1 - \rho g h_4 = \rho g (h_1 - h_4) = \rho g h_K \quad (3.10)$$

$h_K$ : sürtünme yük kaybı denir (yükseklik kaybı). Boru akışında sürtünme yük kaybı aşağıda verilen Darcy-weisbach bağıntısıyla hesaplanır.

$$h_K = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.11)$$

$f$ : Darcy sürtünme faktörüdür

$V$ : ortalama akış hızıdır.

$f$  darcy sürtünme faktörü tam gelişmiş laminer akış için aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$\text{laminer akış: } f = \frac{64}{Re} \quad (3.12)$$

Türbülanslı akıflarda ise  $f$  değerleri Moody diyagramından okunur. Moody diyagramı Nikuradse tarafından suni olarak kum ile pürüzlendirilmiş borularla yapılan deneysel çalışmalarda tam gelişmiş boru akışında bulunan Darcy sirtünme faktörler Moody diyagram ile bir araya getirilmiştir. Moody diyagramı tam gelişmiş laminar veya türbülanslı boru akışlarında Newton tipi akışkanlar için Darcy sirtünme faktörlerinin verildiği bir diyagramdır.

Pürüzsüz bir boru akışı olması durumunda aşağıda verilen bağıntıdan da hesaplanabilir.

$$\text{pürüzsüz türbülanslı akış: } f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad 10^4 < Re < 2 \times 10^5 \quad (3.13)$$

Sirtünme yükünü yenmek için gerekli pompalama gücü veya akışkan mekanik enerjisindeki azalma miktarını bulmak için aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\dot{W}_p = \dot{m} g h_K = \dot{V} \Delta P_K \quad (W) \quad (3.14)$$

Darcy sirtünme faktörü ve duvar kayma gerilmesi arasındaki ilişki ise aşağıda verilmiştir.

$$\tau_d = \frac{1}{8} f \rho V^2 \quad (Pa) \quad (3.15)$$

### 3.10. Genel Enerji Denklemi

Akışkan akarken sahip olduğu enerjilere mekanik enerjileri denir. Akışkan basıncından dolayı bir potansiyel enerjiye, hızından dolayı kinetik enerjiye ve akışkanın bulunduğu yükseklikten dolayı da bir yerçekimi potansiyel enerjisine sahiptir. Akışkanı bu mekanik enerjileri akış esnasında birbirine dönüşürken bir kısmı da sirtünmeyle kaybolmaktadır. Akış sistemlerinde akışkan pompa, fan, kompresör ve türbin gibi cihazlardan geerirken mekanik enerji kazanabilir veya kaybedebilir. Pompa ve fan aldıkları mil gücünü akışkana mekanik enerji olarak kazandırırken türbin ise akışkanda mevcut olan mekanik enerjiyi mil gücüne dönüştüren elemandır. Bu cihazlarında

bulunduğu akış sistemlerini çözmek için enerji korunumunun bir sonucu olan genel mekanik enerji denkleminde yararlanılır

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{p,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_t + h_k \quad (3.16)$$

Denklem 3.16.'da  $h_{p,f}$  pompa veya fandan geçen akışkanın kazandığı mekanik enerji yükünü temsil etmektedir.  $h_t$  türbinden geçen akışkanın mekanik enerjisindeki azalma yükünü temsil etmektedir.  $h_k$  ise akış sisteminde sürtünmelerle kaybolan akışkan mekanik enerji yükünü göstermektedir.

$\alpha_1$  ve  $\alpha_2$  ise kinetik enerji düzeltme faktörleridir (tam gelişmiş laminer için  $\alpha = 2$ , tam gelişmiş türbülans akışta ise  $\alpha = 1,05$  alınır).

$$\frac{P}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V^2}{2g} + z \quad (m)$$

Yukarıdaki bağıntıda verilen terimler sırasıyla akışkanın sahip olduğu basınç, hız ve yükseklik enerji yüküdür. Enerji denkleminde mekanik enerji yükü (m) şeklinde verilen terimler aşağıdaki gibi mekanik güç formuna dönüştürülebilmektedir.

$$\Delta E_{mek,p,f} = \dot{m}gh_{p,f} \quad \Delta E_{mek,t} = \dot{m}gh_t \quad \Delta E_{mek,k} = \dot{m}gh_k \quad (W)$$

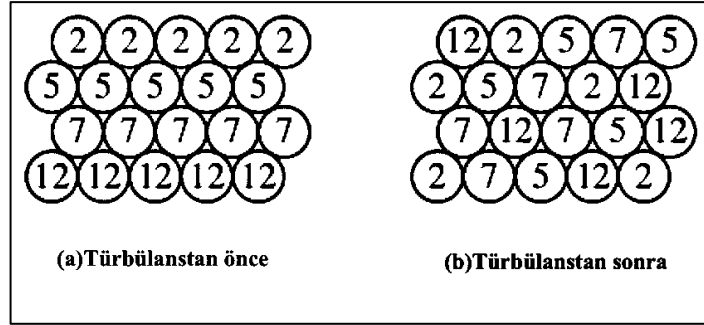
$\dot{m}$  (kg/s) : akışın kütleli debisidir ve  $g=9.81\text{m/s}^2$  yerçekim ivmesidir.

### 3.11. Borularda Türbülanslı Akış ve Çözümleri

Mühendislik uygulamalarında karşılaştığımız akışların çoğu türbülanslı akıştır. Türbülanslı akışlar düzensiz ve içiçe karışarak ilerleyen bir akış türüdür. Türbülanslı akışlar kompleks yapıları nedeniyle teoriyle uyumları çok zor olan bir akış türüdür. Bu nedenle deneysel sonuçlarla ve bağıntılarla çözülmeye çalışılan bir akış türü olmuştur ve hala gizemini korumaktadır.

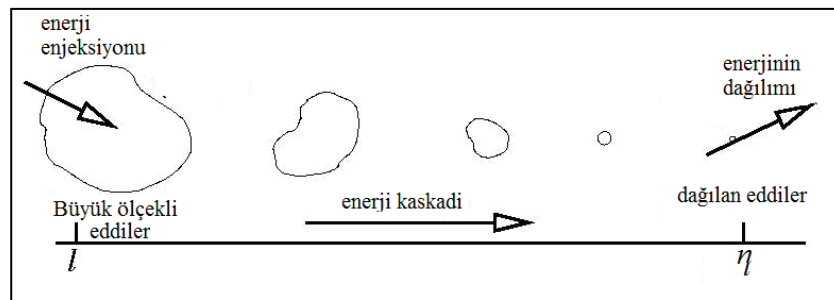
Türbülanslı akışlar zaman ve konuma bağlı olarak akış içerisinde dönerek öteleme hareketi yapan dönen akışkan bölgelerinden oluşan bir akıştır. Türbülanslı akışta akış sürekli içiçe karıştığından ısı transferi ve akış sürtünmeleri laminer akışa göre daha

yüksektir. Bu nedenle akış ısıtma ve soğutma işlemlerinde akışın türbülanslı olması istenir.



Şekil 3.9. Akışın türbülans önceki ve sonraki hali(Çengel ve ark. 2008)

Zaman ve konuma bağlı olarak gelişen boyutsal dönen yapılara türbülans çalkantıları, türbülans ölçekleri, girdap veya eddy denir. Akış içerisinde oluşan büyük boyutlu türbülans girdapları ortalama akıştan aldıkları kinetik enerjiyi akış içerisine taşıyarak moleküler düzeye inene kada dağıtırlar. Akış içerisinde oluşan girdaplar sürekli bölünerek kolmogorov ölçeğinde en küçük girdaba kadar parçalanırlar. Bu en küçük girdaplara kadar bölünen kinetik enerji en sonunda duyulur ısıya dönüşerek girdap hareketini de sonlandırmış olur. Bu nedenle türbülanslı akışta viskoz sürtünme enerji kaybına ek olarak girdap hareketleri de akışkan enerjisini ısı enerjisi şeklinde kaybettirdiğinden türbülanslı akışlarda sürtünmeler laminar akışlara göre çok daha büyük olur. Şekil 3.10.'da girdap hareketlerin kolmogorov ölçeğine kadar bölünmeleri gösterilmiştir.

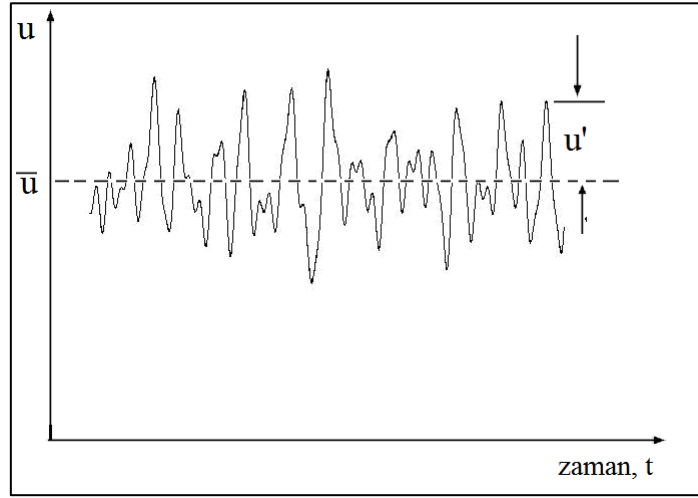


Şekil 3.10. Enerji kaskadı (Düz, 2013)

### 3.11.1. Türbülansın çözümü

Akış daimi olduğu halde türbülanslı akışta girdap hareketinden dolayı hız, basınç, sıcaklık ve hatta yoğunluk (sıkıştırılabilir akışta) zamana bağlı dalgalı değer gösterirler.

Aşağıda türbülans akış içerisinde bir noktada akış hızının zamana bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 3.11. Türbülanslı akışta belirlenen bir konumda anlık hızın zamana bağlı değişimi, ortalama değeri ve çalkantı değeri (Düz, 2013)

Burada, akış içerisinde bir noktada anlık hızın zamana bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Türbülanslı akışta basitleştirme yapmak için anlık hız iki bileşene ayrılmıştır. Bunlar anlık hızın zaman ortalamalı değeri ve zaman ortalamalı değerinden sapan türbülans hız bileşenidir.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.17)$$

$\bar{u}$ : zaman ortalamalı değeri       $u'$ : türbülans hız bileşeni

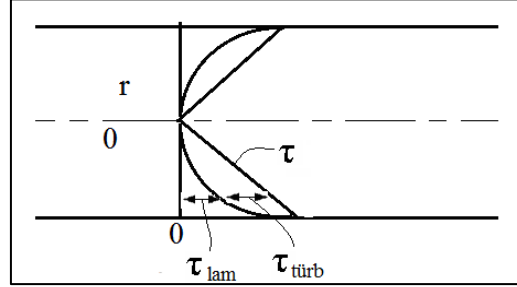
Türbülanslı akışların çözümünü basitleştirmek için basınç, sıcaklık gibi diğer anlık akış özellikleri de iki bileşene ayrılır.

$$T = \bar{T} + T' \quad P = \bar{P} + P' \quad (3.18)$$

Aynı şekilde basınç ile ilişkili olan kayma gerilmesi de iki bileşene ayrılır. Bunlara zaman ortalamalı akışın kayma gerilmesi ve türbülans akışın kayma gerilmesi olarak ortalama ve çalkantı bileşenlerine ayrılır. Türbülanslı akışların çözümü için Navier-stokes denklemlerin zaman ortalaması alındığında iki zaman ortalamalı kayma gerilmesi oluşmaktadır.

$$\bar{\tau}_{toplam} = \bar{\tau}_{laminer} + \bar{\tau}_{türbülans} \quad (3.20)$$

Burada zaman ortalamalı bileşene laminar bileşen ve zaman ortalamalı çalkantı bileşenine ise türbülans bileşen denmiştir. Şekil 3.12.'de gösterilen türbülanslı boru akışında boru duvarından merkeze kadar yarıçap yönünde laminar ve türbülans kayma gerilmelerinin büyüklükleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.12. Türbülans akışın laminere kıyasla kayma gerilmesi grafiği

Laminar kayma gerilmesi ortalama hız gradyeni şeklinde kolayca hesaplanabilmektedir

$$\tau_{lam} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (3.21)$$

Türbülans gerilmeler ise bilimsel araştırmalar sonucunda çalkantı hız bileşenlerine bağlı olduğu görülmüştür

$$\tau_{türb} = -\rho \overline{u'v'} \quad (3.22)$$

Bu  $\overline{u'}$  ve  $\overline{v'}$  girdap hareketin x ve y yönündeki çalkantı hızlarıdır.  $-\rho \overline{u'v'}$ ,  $\rho \overline{u'^2}$ ,  $-\rho \overline{u'w'}$  ve  $\rho \overline{v'^2}$  gibi türbülans gerilmelerine Reynolds Gerilmeleri adı verilir. Akış içerisinde çalkantı hızlarının ölçülmesi çok zor olduğundan türbülans kayma gerilmesinin hesaplanamamaktadır. 1877'de, Fransız matematikçi Joseph Boussinesq türbülans kayma gerilmesinin çözümü için aşağıdaki hipotezi önermiştir.

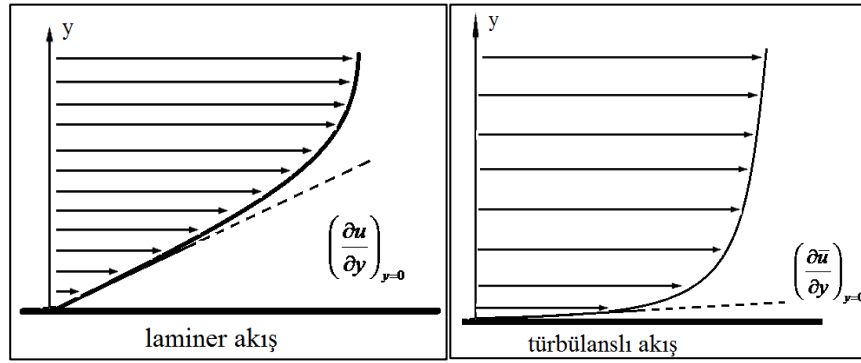
$$\tau_{türb} = -\rho \overline{u'v'} = \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (3.23)$$

Burada türbülans kayma gerilmesinin değeri ölçülebilen ortalama hız cinsinden hesaplanması hedeflenmiştir. Hipotezde verilen  $\mu_t$ 'ye eddy viskozitesi veya türbülans

viskozitesi denir. Dinamik viskozite gibi bir akışkan özelliği değildir ve akış şartlarına göre değişir. Türbülans viskozitesini bulmak için pek çok ampirik türbülans modeli bulunmuştur. Bu modellere eddy-viskozite modelleri denir. Sonuç olarak toplam kayma gerilmesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\tau = \tau_{lam} + \tau_{turb} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} = (\mu + \mu_t) \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (3.24)$$

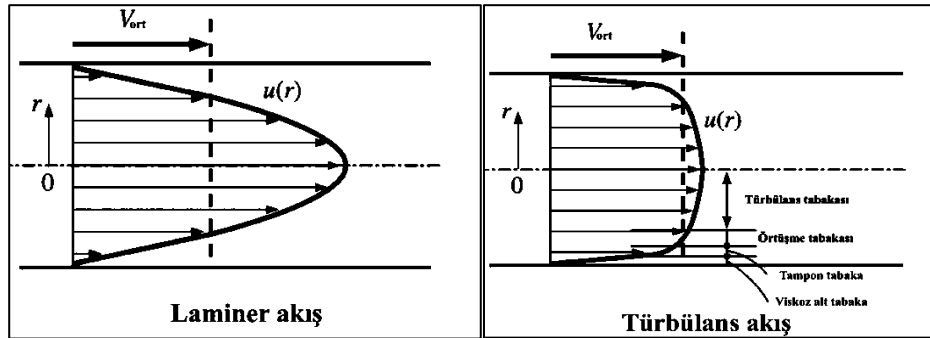
Burada  $\mu_t$  türbülanslı akışa ek viskozite kattığından toplam viskoziteyle hesaplanan sürtünmeler laminar akışa göre çok daha yüksek olmaktadır. Şekil 3.13 'te duvara yakın türbülans ve laminar hız profilleri ve hız gradyanları gösterilmiştir. Tam duvarda türbülans hız gradyanı çok daha büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 3.13. Laminar ve türbülans akışta duvar kayma gerilmesi

### 3.11.2. Türbülans hız profili

Türbülans akışta boru duvarına yakın hız profili yapılan deneysel gözlemler sonucunda şekil 3.14.'deki gibi akış tabakalarından oluşmaktadır.



Şekil 3.14. Laminar ve türbülans akış profili karşılaştırılması (Çengel ve ark. 2008)

Bu akış tabakaları türbülans tabaka, örtüşme tabakası, tampon tabaka ve viskoz alt tabakadan oluşmaktadır. Viskoz alt tabaka duvara bitişik çok ince bir akış tabakası olup akış burada tümüyle laminedir. Saç telinden daha ince olan bu akış tabakasına laminer alt tabaka da denir. Bu akış tabakasında viskoz etki tam baskındır. Tampon tabaka türbülansın başladığı fakat çoğunlukla viskoz etkinin baskın olduğu görülür. Örtüşme tabakası ise türbülans etkiler önem kazanmaya başlar fakat viskoz etkiler hala baskındır. Türbülans tabakada ise türbülans etkinin tam baskın ve viskoz etkilerin önemsiz olduğu bir akış tabakasıdır.

### 3.11.3. Hız yasaları

Deneysel çalışmalar sonucunda duvara yakın türbülans hız profiline bazı hız bağıntılarına uyduğu görülmüştür. Bu bağıntılara çeper yasası ve logaritmik hız yasa denir

#### 3.11.3.1. Çeper yasası

Çeper yasası laminer alt tabakadaki doğrusal hız değişimini tanımlayan bir bağıntıdır. Bu yasaya göre laminer alt tabakada boyutsuz hız boyutsuz mesafeye eşittir.

$$\text{Çeper yasası: } u^+ = y^+ \quad (3.25)$$

$$\text{Boyutsuz mesafe: } y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad \text{Boyutsuz hız: } u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (3.26)$$

Yukarıdaki ifadeye göre "y" duvardan uzaklık mesafesi (dairesel boru için  $y = R - r$ ) ve " $\nu$ " ise akışkanın kinematik viskozitesidir.  $u_*$  ise sürtünme hızı olup duvar kayma gerilmesi ile ilişkilidir.

$$u_* = \sqrt{\tau_d / \rho} \quad (3.27)$$

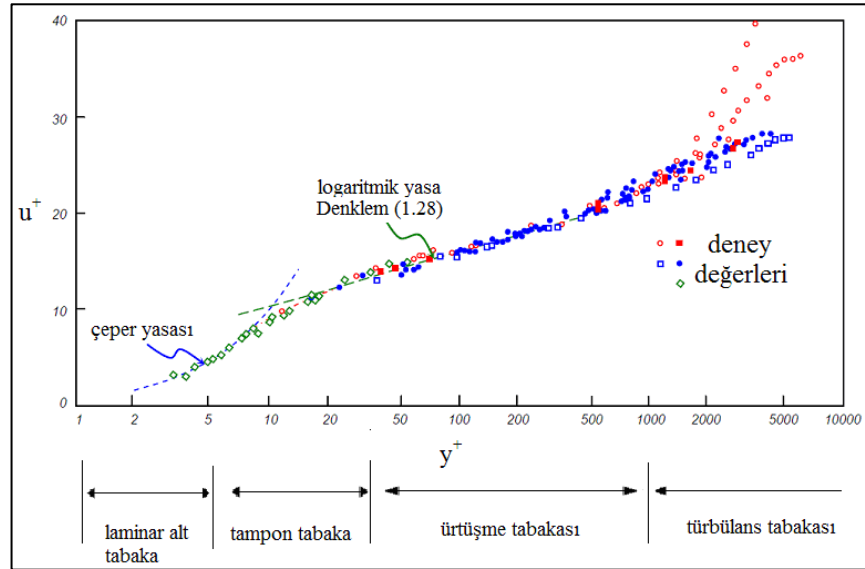
$\tau_d$  duvar kayma gerilmesidir. Laminer alt tabaka  $0 < y^+ < 5$  boyutsuz mesafe değerleri aralığında kalan bir akış tabakasıdır.

### 3.11.3.2. Logaritmik hız yasası

Ürtüşme tabakasındaki hız değişimi ise  $u^+ = A \ln y^+ + B$  şeklinde logaritmik bir fonksiyona uyduğu pek çok deneysel çalışmayla kanıtlanmıştır. Yukarıdaki ifadeye göre  $y^+ > 30$  değerinden sonra başlayan örtüşme tabakasındaki hız değişimi aşağıda değerleri verilen logaritmik hız yasasına uymaktadır

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5 \quad (3.28)$$

Çünkü yapılan pek çok deneysel çalışmalarda şekil 10 da görüldüğü gibi bu iki hız yasasının deney değerleri ile çok iyi uyum sağladığı görülmüştür.



Şekil 3.15. Tam gelişmiş türbülanslı boru akışında çeper yasasının ve logaritmik yasanın deneysel verilerle karşılaştırılması (Düz, 2013)

Şekil 3.15.'te görüldüğü gibi  $y^+ > 30$  değeri için logaritmik yasanın çoğunlukla doğruluk gösterdiği ve  $y^+ < 5$  değeri için ise çeper yasasının deney değerleriyle çok iyi uyum gösterdiği fakat  $5 < y^+ < 30$  aralığındaki tampon tabakada ise her iki yasanın diğer hassas olmadığı görülmektedir. Bu hız yasalarına duvar kanunları veya duvar fonksiyonları da denilmektedir.

### 3.11.4 Temel akış denklemleri

Kütle, momentum ve enerji korunum ifadesinin akış alanı içerisindeki bir kontrol hacmine uygulanmasıyla oluşan denklemlere temel akış denklemleri denir. Temel akış denklemleri süreklilik, momentum ve enerji olmak üzere kısmi diferansiyel denklemlerden oluşmaktadır. Bu denklemler daimi olsun veya olmasın, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz tüm akışlara uygulanabilen temel akış denklemlerdir. Süreklilik ve momentum korunum denklemleri ayrıca Navier-stokes denklemleri olarak da isimlendirilmişlerdir.

Momentum korunum denklemleri:

x yönünde:

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

Atalet kuvvetleri                      Basınç    Yerçekimi                      Viskozite

(3.29)

y yönünde:

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$
(3.30)

z yönünde:

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$
(3.31)

Bu denklemlerde  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki hız bileşenlerini ifade eder. Tüm akış çözümlerinde bu denklem takımlarıyla yapılmaktadır.

**Süreklilik Denklemi:** Kontrol hacmi için kütle korunum ilkesi uygulandığında sonuçlanan diferansiyel denkleme süreklilik denklemi denir.

şağıda süreklilik denkleminin sıkıştırılamaz akışlar için formu verilmiştir.

$$\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} = 0$$
(3.32)

Bu denklemlerde  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki hız bileşenlerini ifade eder. Bu denklemlerin hepsi yönetici denklemler denir.

#### 4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ(HAD)

Akışın bulunduğu mühendislik sistemlerinde üç tür yaklaşım ile akış analizleri ve tasarımlar yapılır. Bunlar deney yapma, analitik çözüm veya hesaplama yapmaktır. Deney yapmak için deney cihazları ve çeşitli ekipmanların temin edilmesi gerekir. Deney yapmak masraflı ve zaman alıcıdır. Aynı şekilde detaylı ölçümler alınamamakta, yüksek sıcaklık, zehirli ortam vb. sakıncalardan dolayı da deneyler yapılamamaktadır. Bu gibi durumlarda sayısal veya analitik yöntemlere başvurulur. Analitik çözümlerde hazır bağıntılar ve formülasyonlar varsa doğrudan çözüm sağlayabilir. Son olarak çözüm için sayısal yöntemlere başvurulur. Sayısal yöntemler denklem ve denklem takımlarını çözümlerini çözmek için geliştirilen matematiksel çözüm yöntemleridir. Fiziksel problemler matematiksel denklemlerle ifade edildiğinde sayısal çözüm sağlanabilmektedir. Akış, ısı transferi, rijit cisim mekaniğinde kuvvetler ve gerilmeler ve kimyasal reaksiyonlar gibi pek çok problem sayısal yöntem uygulanarak analizleri yapılabilmektedir. Sayısal çözümlerin kısa sürede yapılması, maliyetin ve enerji tüketiminin çok az olması ve detaylı analizlerin yapılabilmesi gibi deneysel çalışmalardan çok daha avantajlı oldukları görülmektedir. Fakat sayısal çözümler her zaman güvenilir değildir. Çünkü sayısal çözüm için problemler pek çok kabul ve model üzerine kurulu olabilmektedir. Sayısal çözümler çok miktarda hesaplamalar gerektirdiğinden elle çözümleri imkansızdır. Bu nedenle bilgisayarların gelişmesiyle ancak kullanılmaya başlanabilmişlerdir. Günümüzde ise pek çok sayısal çözüm yapabilen programlar geliştirildiğinden artık her türlü fiziksel problemler analiz ve simüle edilebilmektedir. Fakat hala pek çok kompleks problem için sayısal çözümler yüksek hesaplamalar gerektirdiğinden bugünkü bilgisayarlar bile sayısal çözümlerde yetersiz kalabilmektedir.

Akış problemlerini sayısal çözümleriyle ilgilenen bilim dalına hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) denir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin mühendislik uygulamaları ise aşağıda verilmiştir.

- ✓ Kavite akışı (katı yüzeyler üzerindeki oyuk veya boşluk); uçakların iniş takımı, silah ve bomba yuvaları, araçların camları ve otomobilde açılır tavana etki eden havanın incelenmesi (Özsoy ve Aslan, 2011)
- ✓ Santrifüj pompa tasarımında değişiklikler yapılarak pompa içindeki akışın karakteristik özelliklerin çıkarılması eğer iyi bir sonuç elde edilmemişse prototip yapılmayarak deneyin tekrarlanması ve böylece maliyetten kaçınılması (Ataş, 2005)

- ✓ Roket içindeki yakıtların oksijenle tepkimesi sonucu oluşan kimyasal gücün ne kadarının itme gücüne dönüşmesinin incelenmesinde kullanılması (Keskin, 2018)
- ✓ Güneş panellerden verimin daha iyi olabilmesi için panel hücrelerinin belli bir sıcaklığın üstüne (40 ve üstü) çıkılmaması gerekir. Panel hücrelerinin arkasında yapılan kanatçıkla yapılan model veya tasarımsal değişiklikleriyle akışın daha iyi nasıl gerçekleşebileceğinin ve sıcaklığın düşürülmesinin sayısal analizi (Ömeroğlu, 2018)

#### **Sayısal Çözüm Adımları:**

- ✓ **Ön işleme:** Akış alanı geometrisinin oluşturulması ve geometrinin çok sayıda küçük elemanlar bölünme işlemi (meshing).
- ✓ **Hesaplama:** Akış için en uygun sayısal yöntem, algoritmalar, akış özellikleri ve akışın sınır şartları belirlenerek hesaplanacak alanın ağ çözücü programla çözdürülmesi .
- ✓ **Ard işleme:** Belirtilen kontrol hacminde ağ çözücü programla çözülen sonuçlar tablo, grafik, üç boyutlu görüntü veya animasyonlara dönüştürülme işlemidir.
- ✓ **Sayısal sonuçların Geçerliliği:** Sayısal yöntemlerde akış şartları, sınır ve ağ değerleri iyi belirlenmelidir ve deneysel değerlerle karşılaştırılmalıdır

#### **4.1. Sayısal Yöntemler**

Üç boyutlu akış alanının küçük hacimli elemanlara ve iki boyutlu akış alanının is iki boyutlu mesh elemanlarına bölünme işleminden sonra fiziksel problemi ifade eden denklemler çeşitli sayısal yöntemlerle çözüm alanına işlenir. Bu şekilde çözüm alanı ile ilgili çok bilinmeyenli denklem takımlarına ulaşılmış olur. Denklem takımları da çeşitli sayısal iteratif işlemlerle çözüldüğünde çözüm alanı ile ilgili alan özellikleri (akışlarda hız, basınç, sıcaklık gibi) bulunmuş olur.

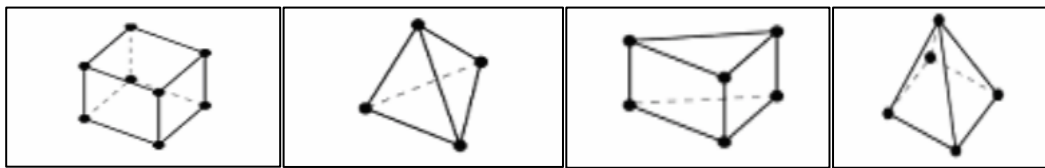
Fiziksel problemlerin sayısal çözümünde çeşitli sayısal yöntemler kullanılır. Bunlar Sonlu elemanlar yöntemi, Sonlu farklar yöntemi ve Sonlu hacimler yöntemidir. Genelde akış ve ısı transfer problemleri diferansiyel denklemlerle ifade edildiğinden bunların sayısal çözümlerinde sonlu farklar metodu kullanılır. Rijit cisim mekaniğinde ise mukavemet ve statığın sayısal çözümler için ise sonlu elemanlar metodu uygulanmaktadır (Bardakçı, 2018).

## 4.2. Mesh ve Meshten Bağımsız Çalışma

Akış geometrisinin sayısal bir çözüm için elamanlara bölünme işlemine (grid) denir. Meshin en küçük elemanına hücre, hücreyi çeviren bölgeye yüzey, yüzeylerin birleştiği noktalara düğüm (nod) denir. İki boyutlu akış alanı yüzey tipi mesh elemanlarına, üç boyutlu akış alanı ise hacim tipi ağ elemanlarına bölünür.

Sayısal çözümler için çeşitli ağ oluşturma programları oluşturulmuştur. Ansys Workbench paket programında otomatik ağ oluşturma programı olan "Meshing" yazılımı ve mesh yapılandırılarak oluşturulması ile ilgili ICEM CFD programı kullanılmaktadır. Sayısal bir çözümün başarısı iyi bir mesh oluşturmaya da bağlıdır. Çünkü akış alanına sınırlı sayıda mesh oluşturulabildiğinden akış alanındaki mesh yoğunlukları doğru bir şekilde düzenlenmelidir. Akış özelliklerinin akış alanındaki yer değiştirmelerde hızlı değişimleri varsa bu tür bölgelerde mesh sayısı artırılmalıdır. Kaliteli bir mesh oluşturmak zaman alabilir fakat meshten bağımsız bir çözüm sunar. Meshten bağımsız bir çözüm her sayısal çalışmada mutlaka yerine getirilmelidir. Meshten bağımsız çalışmada mesh sayısı artırılarak sayısal çözümün sonuçları gözlemlenir. Mesh sayısı ile sonuçlar artık değişmiyorsa son oluşturulan mesh çözümlerde kullanılır. Kullanılan mesh tipi de mesh kalitesi ve mesh sayısı üzerinde etkilidir.

Mesh programlarında quad, tri, ve map gibi yüzey mesh tipleri kullanılırken tetra, hexa, pyramid ve prisms gibi hacimsel mesh tipleri de kullanılır. HAD 'de meshin cinsi, ölçüsü ve sayıları mesh kalitesini belirtir. HAD böylece çok küçük haldeki bu hücrelerin her birisine korunum denklemlerini uygular (Bardakçı, 2018)



Şekil 4.1. Altyüzlü prizma(hex), üçgen prizma(tetrahedron), beş yüzlü prizma(wedge), piramid(pyramid)

## 4.3. Akışın Sınır Şartları

Sayısal bir çözümün gerçekleşebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç duyulur. Sınır şartlarına bilinen ek denklemlerde denir. Bir problemde sınır şartları o problemin bilinen değerleridir. Örneğin bir boru akışında duvar sınır şartı duvarda akış hızının sıfır olduğunu belirtir. Bu nedenle akış alanının tüm yüzeyleri sınır şartı olarak sayısal programa tanıtılmalıdır. Akış alanında giriş, çıkış, duvar, simetrik ve serbest yüzeyler o akışın sınır şartları olmaktadır.

**Akışın Duvar (Çeper, Wall) Sınır Şartı:** Akış için duvar yüzeyi bir engel olduğundan duvarda normal hız bileşeni ve kaymama koşulundan dolayı teğetsel hız bileşeni sıfırdır. Duvar ile akış arasında bir ısı transferi söz konusu ise duvarda tanımlı sıcaklık veya tanımlı ısı akısı gibi şartlar belirtilmelidir. Akış türbülans içeriyorsa duvar pürüzlülük türbülansı etkileyeceğinden duvardaki pürüzlülük ayrıca belirtilmelidir.

**Akışın Giriş ve Çıkış Sınır Şartları:** Akışkanın akış alanına giriş ve çıkış yüzeyleri, giriş (inlet) ve çıkış (outlet) sınır şartı olarak atanır. Bu sınır şartlarında basınç, hız veya akış debisi gibi bilinen akış değerleri olarak girilir. Hız girişi (inlet) ve basınç çıkışı (outlet) en uygun sınır şartları olurken problemin doğasına bağlı olarak basınç girişi ve basınç çıkışı da sınır şartı olarak girilebilmektedir. Girişte akışkanın taşıdığı türbülans varsa giriş sınır şartında türbülans derecesi girilmelidir. Genel olarak çözüm yapılabilmesi için çıkış atmosfere açık yapılır. Bu nedenle çıkış sınır şartında basınç sıfır etkin basınç olarak girilir.

**Akışın Simetri Sınır Şartı:** Eğer akışın bir düzleme veya eksene göre simetrisi varsa simetriklikten yararlanarak hesaplama alanı küçültülebilir. Bu şekilde çözülemeyen büyük hacimli problemlere çözüm imkanı sağlanır, mesh sayısı düşürülerek çabuk çözüm yapılabilir veya akış alanı daha detaylı bir mesh ile çözülmüş olur. Bir akışın simetrik olup olmadığı hız, basınç ve sıcaklık gibi akış özellikleri ile karar verilmelidir. Simetrik düzlem veya eksenin her iki tarafında akış şartları simetrik olmalıdır.

#### 4.4. İterasyon Sayısı ve Yakınsama Kriteri

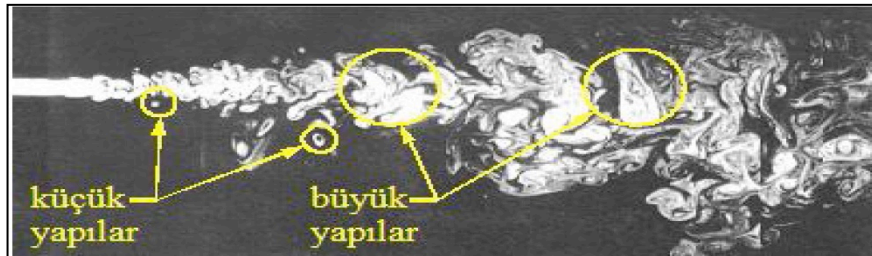
Sayısal hesaplamalar genelde iterasyon içeren işlemlerdir ve belirli bir iterasyon sayısından sonra bir değere yakınsama olur. Bir çözümün yakınsadığı son iterasyondaki değerler ile bir önceki iterasyon değerleri arasındaki farktan anlaşılır. Genel olarak momentum, enerji ve türbülans gibi özelliklerin tam yakınsaması için  $10^{-6}$  gibi bir mutlak hata değerinin seçilmesi uygun olmaktadır. Çözüm ilerledikçe bu değere yaklaşılır ve bu değer geçildiğinde çözüm program tarafından sonlandırılır. Çözümünden tam emin olmak için akış alanında monitör noktaları da oluşturulabilir. Akış alanında istenen özellikler (hız, basınç gibi) monitör noktalarında yakınsamışsa çözüm sonlandırılabilir.

#### 4.5. Türbülanslı Akış Çözümü

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde türbülanslı akışın çözümü laminer akışa göre daha zordur. Türbülanslı bir akışın çözümü için aşağıdaki üç yöntemden biri kullanılabilir.

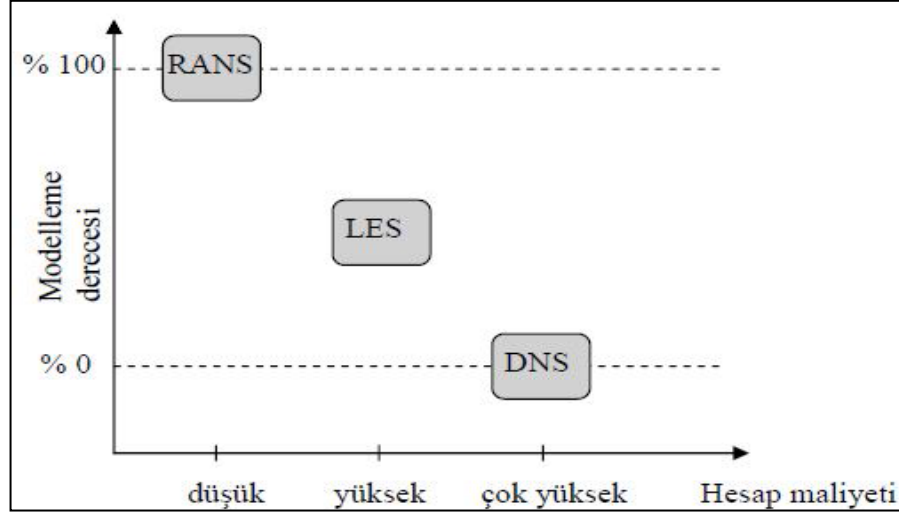
- ✓ Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS)
- ✓ Büyük Eddy Simülasyonu (LES)
- ✓ Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Tabanlı Türbülans Modelleme (RANS)

Eğer türbülanslı akış zamana bağlı olarak tüm girdap hareketleri ile çözülmüşse oluşan akış simülasyonuna doğrudan sayısal simülasyon (DNS) denir. DNS şimdiki bilgisayarların kapasitelerinin çok çok üstünde bir hesaplama gerektirdiğinden bazı bilimsel araştırmalar dışında pek kullanılamamaktadır. Türbülanslı akışta büyük girdap hareketlerini zamana bağlı olarak çözen ve küçük girdap hareketlerini de zaman ortalamalı olarak türbülans modellerle çözen sayısal tekniğe büyük eddy simülasyonu (LES) denir. LES ile çözümler yapılmasına rağmen yüksek hesaplamalar gerektirdiğinden bugünkü bilgisayarlarla kullanımı sınırlıdır. Türbülanslı akışta Reynolds sayısı arttıkça DNS ve LES hesaplamaları çok daha zorlaşır. Üçüncü bir çözüm yöntemi ise türbülanslı akışın tümüyle zaman ortalamalı değerler üzerinden çözümlenmesidir. Bu yöntem RANS çözüm yöntemi denir. RANS çözümler LES ve DNS ye göre en büyük avantajı çok az hesaplama gerektirmesidir. RANS yöntem zaman ortalamalı Navier-stokes denklemleri ile çözüm yaptığından açılımı Reynolds ortalamalı Navier Stokes olmuştur. RANS denklemlerde oluşan Reynolds gerilmeleri çözmek için pek çok türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu modeller eddy viskozitesini bulmaya yönelik modeller olduğundan bunlara eddy viskozite modelleri de denir.



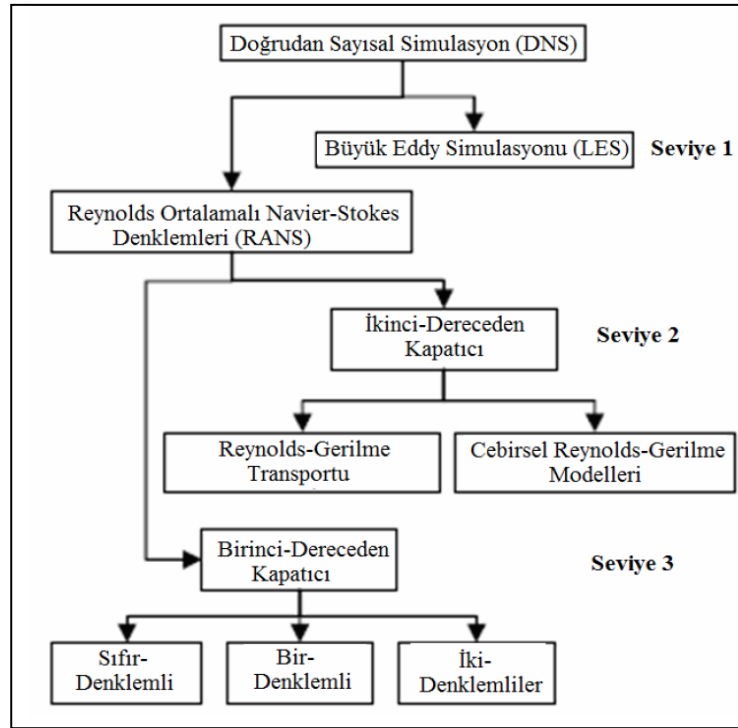
Şekil 4.2. Türbülans akışta küçük ve büyük yapıların gösterilmesi (Düz, 2013)

Hesaplama maliyeti ve modelleme derecesi yönünden her üç yöntem şekil 4.3.'te karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.3. Türbülanslı akış çözüm yöntemlerinin maliyet ve modelleme derecesi yönünden karşılaştırılması (Düz, 2013)

Türbülans akışların çözümünde kullanılan tüm çözüm yöntemleri şekil 4.4.'te verilen şemada gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Türbülans akış çözümleri (Düz, 2013)

#### 4.5.1. RANS türbülans modelleri

RANS çözümde türbülans gerilmeleri hesaplamak için türbülans viskozitesini bulmaya yönelik birçok türbülans modeli geliştirilmiştir.

Birinci-Dereceden Kapatıcı modellerde Boussinesq hipotezi kullanılırken ikinci-Dereceden Kapatıcı modellerde Boussinesq hipotezi kullanılmaz yerine tüm Reynolds gerilmeleri için ayrı ayrı transport denklemi yazılır.

Bu tez çalışmasında birinci dereceden kapatıcı çözümlerden iki denklemlilik model olarak bir k-omega modeli kullanılmıştır. Dolayısıyla yukarıda verilen türbülans çözüm yöntemlerine aşağıda kısaca değinilmiştir fakat k-omega modelleri daha detaylı bir şekilde açıklanmıştır.

#### 4.5.1.1. İkinci-dereceden kapatıcı modeller

Bu modellere Reynold gerilme modelleri denir. Bu yöntemle yapılan modellerde Boussinesq hipotezi kullanılmaz yerine Reynolds gerilmelerinin her biri için ayrı bir transport denklemi yazılarak çözüm yapılır. Bu nedenle bu modellerde bilgisayar işleme zamanı büyük olmaktadır.Reynolds gerilme modeli büyük akım yolu eğriliğine sahip ve çevrıntili üç boyutlu karmaşık türbülanslı akışlar için avantajlıdır. Fakat model daha karmaşıktır, yoğun hesaplamalıdır, eddy-viskozite modellerine göre daha zor yakınsamaktadır.

#### 4.5.1.2. Birinci dereceden kapatıcı modeller

Bu modeller Boussinesq hipotezini kullanan türbülans modelleridir. Dolayısıyla bu modellerde amaç akış alanı için eddy viskozitesini bulmaktır. Bu modellere eddy viskozite modelleri de denir. Yarı ampirik bağıntılar kullanılarak eddy viskozitesi bulunmaya çalışılmıştır. Sıfır, bir ve iki denklemlilik olarak üç farklı modeli oluşturulmuştur

Çizelge 4.1. Birinci dereceden kapatıcı modellerin özellikleri

Model Çeşitleri	Modelleme	Sonuç Hızı	Sonuç Doğrulukları
Sıfır denklemlilik	Basit Yapıda	Hızlı Sonuç	Düşük
Bir denklemlilik	Basit Yapıda	Hızlı Sonuç	Düşük
İki denklemlilik	Kompleks yapıda	Geç Sonuç	Yüksek

**a) Sıfır Denklemlilik Model:** Eddy viskozite modelleri arasında en basit ve en hızlı sonuç veren modeldir. Sonuçları güvenilir değildir dolayısıyla türbülanslı akışlarda başlangıç değerlerini hızlı bulmak için kullanılabilir. Akış analizleri için kullanılmamalıdır.

**b) Bir Denklemli Model:** Bu model genellikle duvar sınırlı akışlarda, örneğin havacılık uygulamalarında, kullanılmak için tasarlanmıştır. Turbo makinelerde de kullanılır. Orjinal biçim olarak; düşük Reynolds sayılı bir modeldir. Düşük Reynolds sayılı model: duvara yakın laminar alt tabakadaki hız düşüktür ve bu yüzden bu hız ile hesaplanan Reynolds sayısı düşük olmaktadır. Bu modellerde duvara yakın sınır tabaka, çeper yasası ve logaritmik yasa fonksiyonları kullanılmadan, yüksek çözünürlüklü ağ ile çözüldüğünden (laminar alt tabakanın çözülmesi) bu gibi modellere düşük Reynolds sayılı modeller denilmiştir.

**c) İki Denklemli Türbülans Modelleri:** Sayısal çaba ve hesaplama doğruluğu açısından çok iyi olduğundan bu modeller yaygın olarak kullanılmaktadır. İki denklemli modeller  $k-\varepsilon$  (k-epsilon) ve  $k-\omega$  (k-omega) olarak iki farklı şekilde modellenir.

**i) k-omega Modeli:** k-omega modelinin avantajlarından biri düşük-Reynolds sayılı hesaplamalar için yakın duvar işlevinin olmasıdır. Türbülans modellerde en sık karşılaşılan problemlerden biri pürüzsüz bir yüzeyden akış ayrılmasının doğru tahmin edilebilmesidir. Akış ayrılması birçok teknik uygulamalarda önemli bir yer teşkil eder. Özellikle uçak aerodinamiğinde, çünkü uçağın kanadında akış ayrılması söz konusudur. Bu akış ayrılması ile uçak kontrol edilmektedir. Bu alanda en çok kullanılan türbülans modeli k-omega türbülans modelidir. Bu modelin diğer avantajlarından biri de, yukarıda da belirtildiği gibi, yakın duvar işlevinin olmasıdır. Duvara yakın kaba mesh durumlarında otomatik olarak duvar fonksiyonlarını da kullanabilmektedir. Genel itibarıyla duvara yakın atılan yüksek mesh sayılarında sınır tabakadaki akışı doğrudan çözerken kaba mesh sayılarında ise duvar fonksiyonlarını kullanarak çözüm yapabilmektedir. Standart k-omega modeli dışında iki yeni k-omega modeli daha geliştirilmiştir. Bunlar: Baseline(BSL) k-Omega Modeli ve SST k-Omega modelidir. Bu tez çalışmasında SST k-Omega modeli kullanıldığında bu model hakkında bilgiler verilmiştir.

**SST k-Omega Modeli:** Bu çözüm modeli eddy viskozite denklemine transport etkilerini dahil ederek akış ayrılmasının yerini ve miktarını yüksek doğrulukta tahmin edebilmek için tasarlanmıştır. BSL modeli  $k-\varepsilon$  modeli ile standart k-omega avantajları birleştirirken yüzeyden akış ayrılmasını doğru tahmin edememektedir. SST modeli ise akış ayrılmalarında büyük iyileştirmeler sağlamıştır. SST modelinde yapılan çalışmalar sonucu mükemmel performansı birçok analizle ispatlanmıştır. SST modeli yüksek

doğruluk hassasiyeti gerektiren sınır tabaka simülasyonunda kullanılması önerilmektedir. SST modeli yakın duvar fonksiyonundan yararlanmak için sınır tabaka içerisinde min. 15 düğüm noktası olması gereklidir. Bu tezde düşük Reynolds sayılı bir sayısal çalışma olduğundan SST k-omega modeli kullanılmıştır.

**b) K-Epsilon Modeli:** Bu model, sınır tabaka içerisindeki hız profiline duvar fonksiyonlarıyla çözülmesini sağlayan bir modeldir. Bu nedenle duvara yakın akış tabakasında az sayıda mesh ile çözüm yapabilmektedir. Düşük Reynolds sayılı modellerden farkı daha az mesh sayısı ile çözüm yapabilmesidir. Bu nedenle sınır tabakanın doğrudan çözülmesinin gerekmediği akış türlerinde çabuk çözüm sağlar. Bu modelin uygun olmadığı bazı uygulamalar ise aşağıda verilmiştir.

- ✓ Sınır tabaka ayrılmalı akışlar
- ✓ Ani değişimlere sahip akışlar
- ✓ Çevrintili olan akışlar
- ✓ Eğik yüzey üzerinde bulunan akışlardır.

#### 4.5.2. Büyük Eddy Simülasyonu (LES)

Türbülanslı akışlarda büyük ölçekli eddy'ler küçük ölçekli eddy'lerden daha fazla hareketlidirler. Çok küçük yapıdaki eddy'ler ise türbülans kinetik enerjilerinin yayılmasından sorumludurlar. Tam ölçekli çözmek DNS çözüm modeli maliyetli olduğundan DNS düşük ölçekli eddy'leri doğrudan çözer. LES çözüm mantığı büyük ölçekli eddy'leri DNS gibi doğrudan çözmek ve küçük ölçekli eddy'leri ise RANS ile çözmektir. LES çözüm modelini oluşturma temeli aşağıdaki maddelerde belirtilmiştir.

LES çözüm modeli RANS hesaplarında kullanılan ağ boyutundan çok küçük boyutlarda mesh elemanlarına ihtiyaç duyar. Ayrıca kararlı istatistiklerin oluşturması için LES uzun bir zaman çalıştırılması gereklidir. LES çözüm modeli bilgisayar işleme zamanı yüksek ve bilgisayarda kullanılması gereken geçici bellek (RAM) ihtiyacı ve kalıcı bellek (Harddisk) ihtiyacının yüksek olması RANS çözüm modeline göre büyük dezavantajlara sahiptir.

İlk etapta LES çözüm modelinin uygun olup olmadığına bakılır. Eğer düşük Reynolds sayısına sahip bir akış ( $Re < 500$ ) ve yeterli bilgisayar kapasitesi varsa (RAM, Harddisk, İşlemci) yüksek doğruluk için DNS ile çözüm yapılmalıdır. Yüksek Reynolds sayısına sahip akışlar için de LES çözüm modeli uygun görülür. Yüksek doğruluk isteyen ve LES ile çözülmesi gereken akışlar aşağıda verilmiştir.

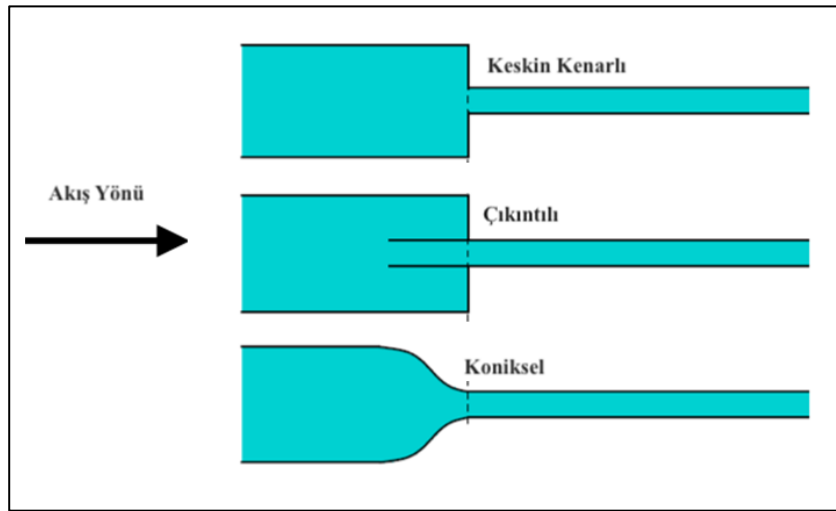
- Kararsız akışlar, girdaplı şekilde olan akışlar
- Kaldırma kuvvetinin etkili bir şekilde maruz kalan akışlar
- Alttan ısıtıldıktan sonra oluşan dengesiz akışlar
- RANS çözümünde yetersiz kaldığı akışlar (anizotropik türbülans)
- Küçük ölçekli türbülans parçalarını görüntüleme ihtiyacı
- Akıştaki ses hesaplama
- Dalgalı özelliklere sahip kuvvetlerin hesaplanması (basınç vb.)

## 5. MATERYAL VE METOD

### 5.1. Giriş

Türbülansa geçişin boru girişindeki akış şartlarına çok bağlı olduğu çoğu literatür çalışmasında dile getirilmiştir. Bu çalışmalarda girişte türbülans bozuntularının veya çalkantılarının varlığı aşağı akım davranışı üzerinde önemli etkilere sahip olduğu bildirilmiştir (Meyer ve Olivier, 2010; Pham v.a., 2012; Lap-Mou&Ghajar, 1997; Kandlikar ve Campbell, 2002; Wang v.a., 2014 vb.). Bu nedenle rezervuardan bir boruya akışkan geçişinde boru bağlantı geometrisi önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

Genel olarak uygulamalarda üç farklı giriş tipi ile akışkanın boruya sağlandığı görülmektedir. Bunlar çıkıntılı (re-entrant), keskin kenarlı (square-edged) ve koniksel (bell-mouth) giriş tipleridir. Örneğin Osborne Reynolds boru akışlarında koniksel giriş kullandığından laminer akışı 13000 gibi bir Reynolds sayısında görebilmiştir. Koniksel giriş akışı düzgün bir şekilde boruya geçmesini sağladığından girişte en az türbülans üreten geometrik eleman iken buna karşın çıkıntılı giriş ve keskin kenarlı giriş boruya geçişte akışın yönünü ani değiştirdiğinden çok çalkantı oluşturdıklarından en çok türbülans üreten elemanlardır.



Şekil 5.1. Akışkanın boruya geçişinde kullanılan giriş geometrileri(Olivier, 2009)

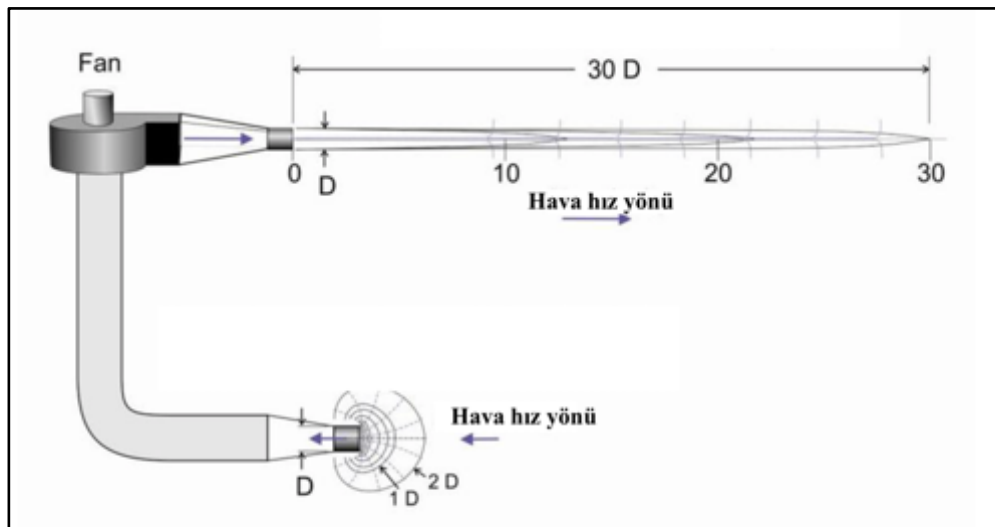
Şekil 5.1.'de akışkanın boruya geçişinde kullanılan giriş bağlantı geometrilerini göstermiştir. Boru girişindeki geometri yapı nedeniyle akışta oluşan hız bozulması ve üretilen türbülansın seviyesi tam gelişmiş akışa geçiş mesafesini ve geçiş akışı Reynolds aralığını etkilediği literatür çalışmalarında bildirilmiştir. Örneğin Lap-Mou&Ghajar

(1997) yaptıkları yatay dairesel boru akışlarında izotermal akış durumunda (ısı transfersiz akış) laminierden türbülansa geçişin çıkıntılı giriş için 2900-3500, keskin kenarlı giriş için 3100-3700 ve koniksel giriş için 5100-6100 Reynolds sayılarında, izotermal olmayan akış durumunda ise (ısı transferli akış) ise çıkıntılı giriş için 4100-5900, keskin kenarlı giriş için 4500-6400 ve konikli giriş için 7300-9600 Reynolds sayılarında oluştuğu belirtilmiştir.

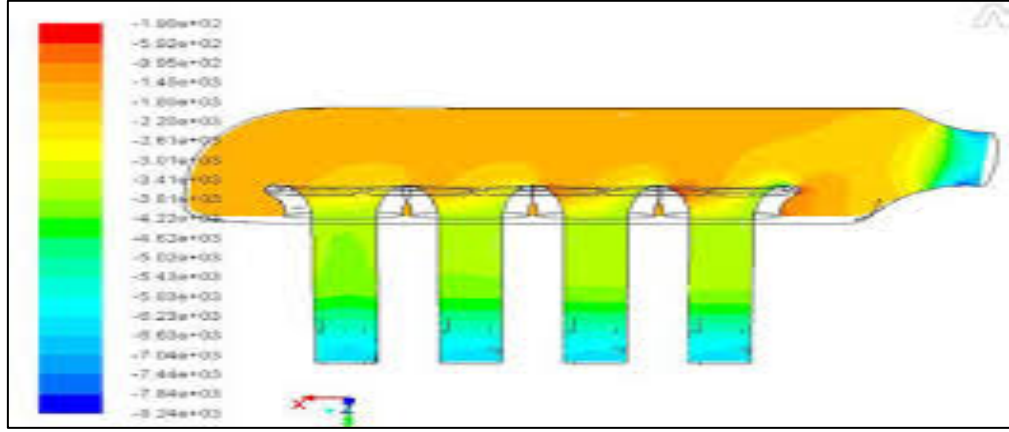
Literatür çalışmalarına koniksel giriş tipi ile deneysel boru akışları yapılmasına rağmen koniksel girişin geometrik parametreleri ile ilgili herhangi bir literatür çalışmasında değinilmediği görülmüştür. Bu nedenle bu çalışmada koniksel girişin farklı geometrik parametreleri için boru giriş akışının incelenmesi düşünülmüştür. Çalışmada farklı Reynolds sayılarında türbülanslı boru akışları HAD kullanılarak bilgisayar ortamında çözülmüştür. Akışların sayısal çözümü için ticari kodlara sahip CFX akış çözücü program kullanıldı. Bu HAD çalışmasında ANSYS student 19.2 academic lisanslı paket programı kullanılmıştır.

### 5.2.1.Eliptik Koniksel Geometri

Koniksel geometrinin özellikle fan, kompresör ve manifold gibi kayıpların önem arz ettiği cihazların girişlerinde kullanıldığı görülmektedir. Şekil 5.2.'de fan girişinde ve motorda silindir içerisine havanın gönderildiği manifold kısmında koniksel girişin kullanıldığı gösterilmiştir. Konik girişin kullanım amacı ise akışkan girişini düzgün tutarak akış sürtünmelerini ve türbülansı aza indirmektir.

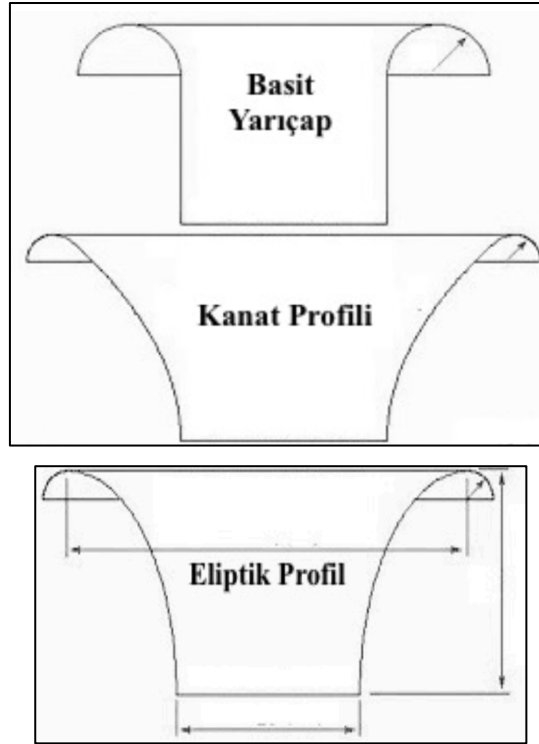


Şekil 5.2. a) Fandan hava çıkış geometrisi



Şekil 5.2. b) Manifold yanma odalarına hava aktarma geometrisi

Üç ayrı koniksel giriş tipi boru girişlerinde kullanılabilir. Bunlar şekil 5.3.'te gösterildiği üzere basit yarıçap, kanat profili ve eliptik (eliptik) profil modelleridir.

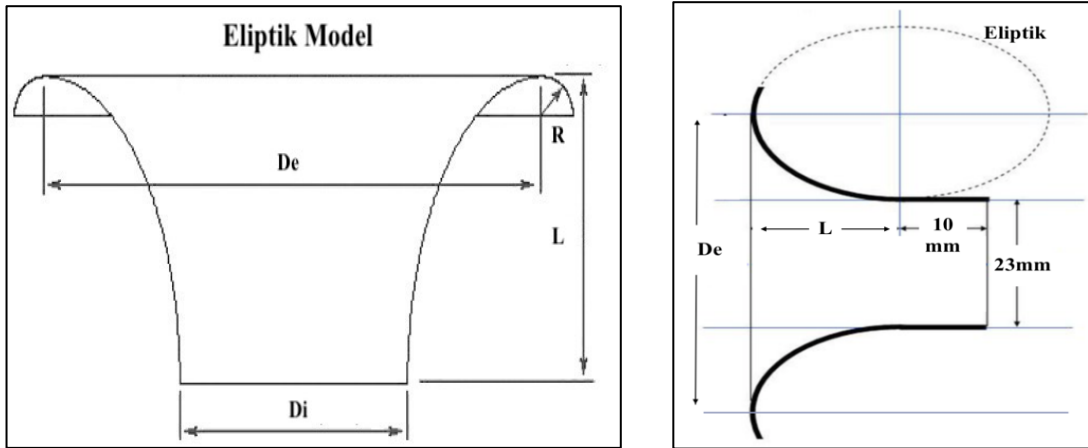


Şekil 5.3. Konik girişli tasarım çeşitleri (Blair ve Cahoon, 2006)

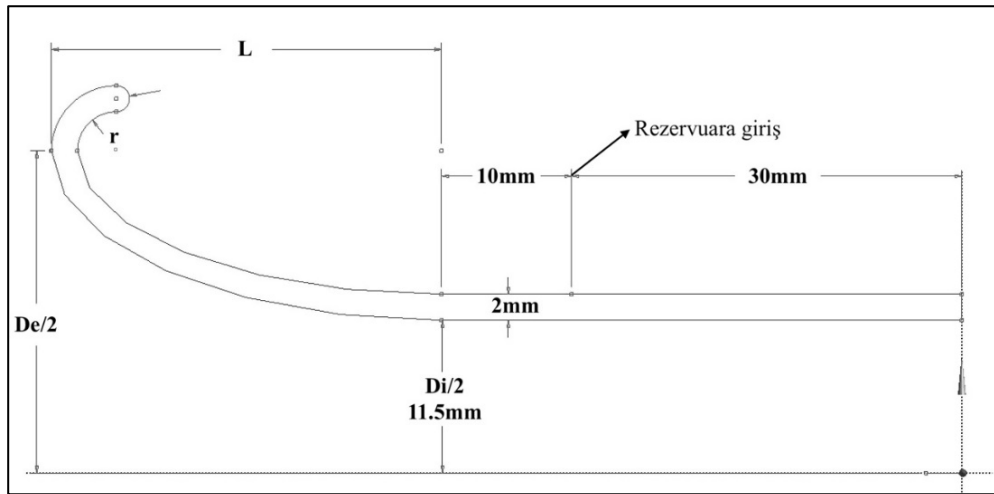
Bu çalışmada eliptik profile sahip koniksel girişin akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 5.4'te eliptik profilin iki boyutlu geometrisi gösterilmiştir. Burada bir elipsin çeyrek eğrisi ile koniksel bir geometri oluşturulabildiği görülmektedir.

Eliptik model için geometrik parametreler  $D_e$ ,  $L$ ,  $D_i$  ve  $r$  olmaktadır.  $D_i$  boru çapı,  $D_e$  koniksel geometrinin ağız çapıdır,  $L$  konik uzunluk ve  $r$  konik giriş yuvarlama yarıçapıdır. Bu çalışmada boru çapı  $D_i=23\text{mm}$  alınarak tüm akışlarda sabit tutulmuştur.

Konik geometrisinin akış üzerindeki etkileri ise  $D_e$  ve  $L$  değiştirilerek analiz edilmiştir. Burada  $D_e$  ve  $L$  değerleri aritmetik değiştirilerek ile 9 farklı eliptik konik model oluşturulmuştur. Oluşturulan dokuz ayrı konik modelin geometrik değerleri ise Tablo 5.1.'de verilmiştir. Boyutsuz parametre olarak  $L/D_e$  değerleri de Tablo 5.1.'de verilmiştir. Eliptik geometride  $r$  değerinin akış üzerindeki etkileri ihmal edilebilir olduğundan ve  $D_e$  büyüklüğüne bağlı olarak geometrinin büyüklüğüne bağlı olarak iki ayrı  $r$  değeri kullanılmıştır. Sayısal çalışmada eliptik konik cidarın çizilen geometrisi Şekil 5.4.'te ayrıca gösterilmiştir. Şekil 5.5.'te gösterildiği gibi tank veya depo boru bağlantısında boru 10mm tank içerisine çıkıntılı olmuştur ve sonra konik bağlantısı yapılmıştır. Konik cidar et kalınlığı  $t=2\text{mm}$  tutulmuştur. Konik girişli borunun üç boyutlu görünümü ise Şekil 5.6.'da gösterilmiştir. Sayısal çalışmada akış tam gelişmiş olacak şekilde 2.6m uzunluğunda boru kullanılmıştır. Ansys student versiyonunun mesh sayısı sınırlamasından dolayı çok uzun bir boru akışı oluşturulamamıştır.



Şekil 5.4. İki boyutlu koniksel giriş model tasarımı



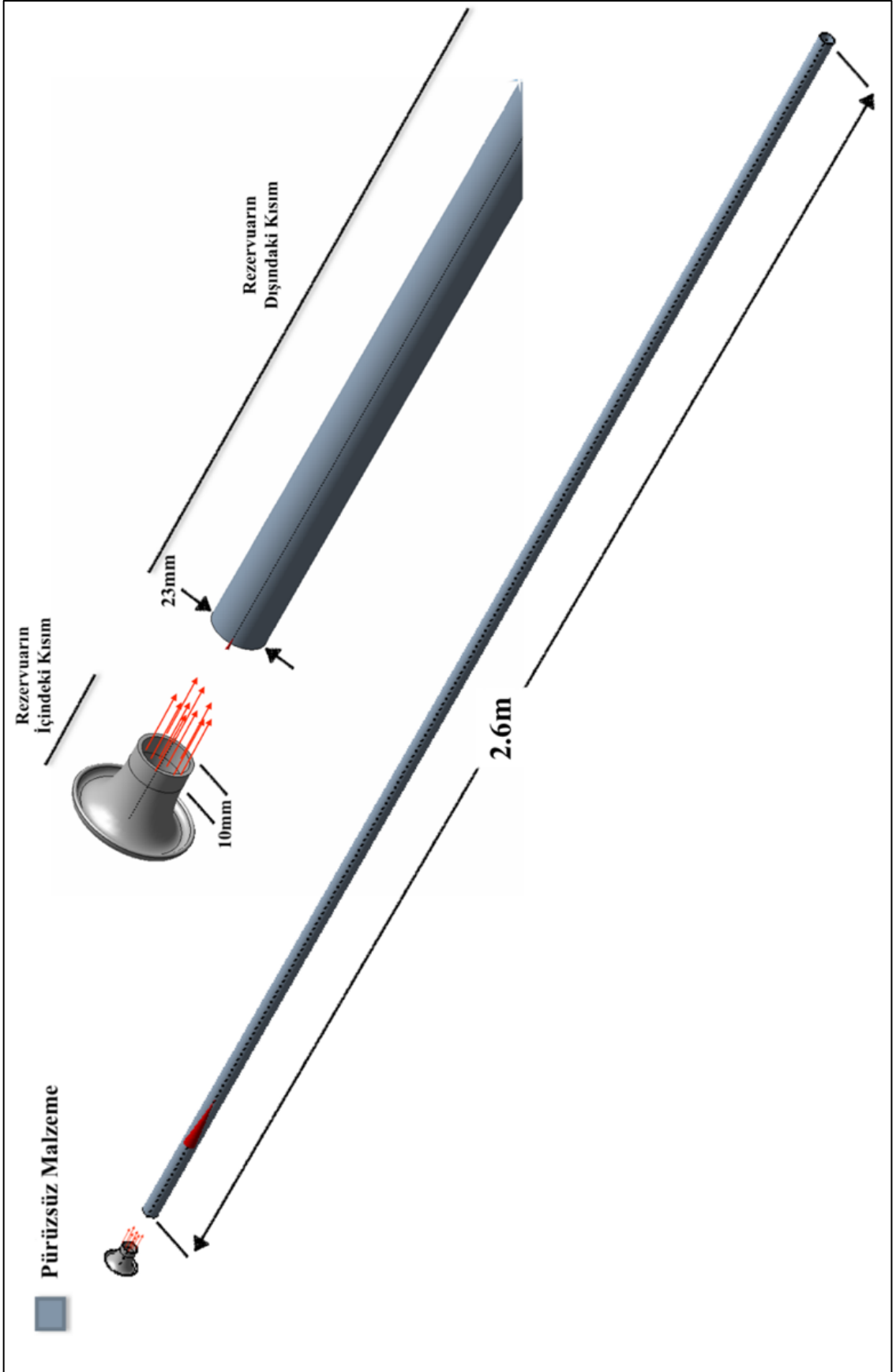
Şekil 5.5. İki boyutlu koniksel giriş model tasarımı

**Tablo 5.1.** Koniksel giriş model çizim ölçüleri

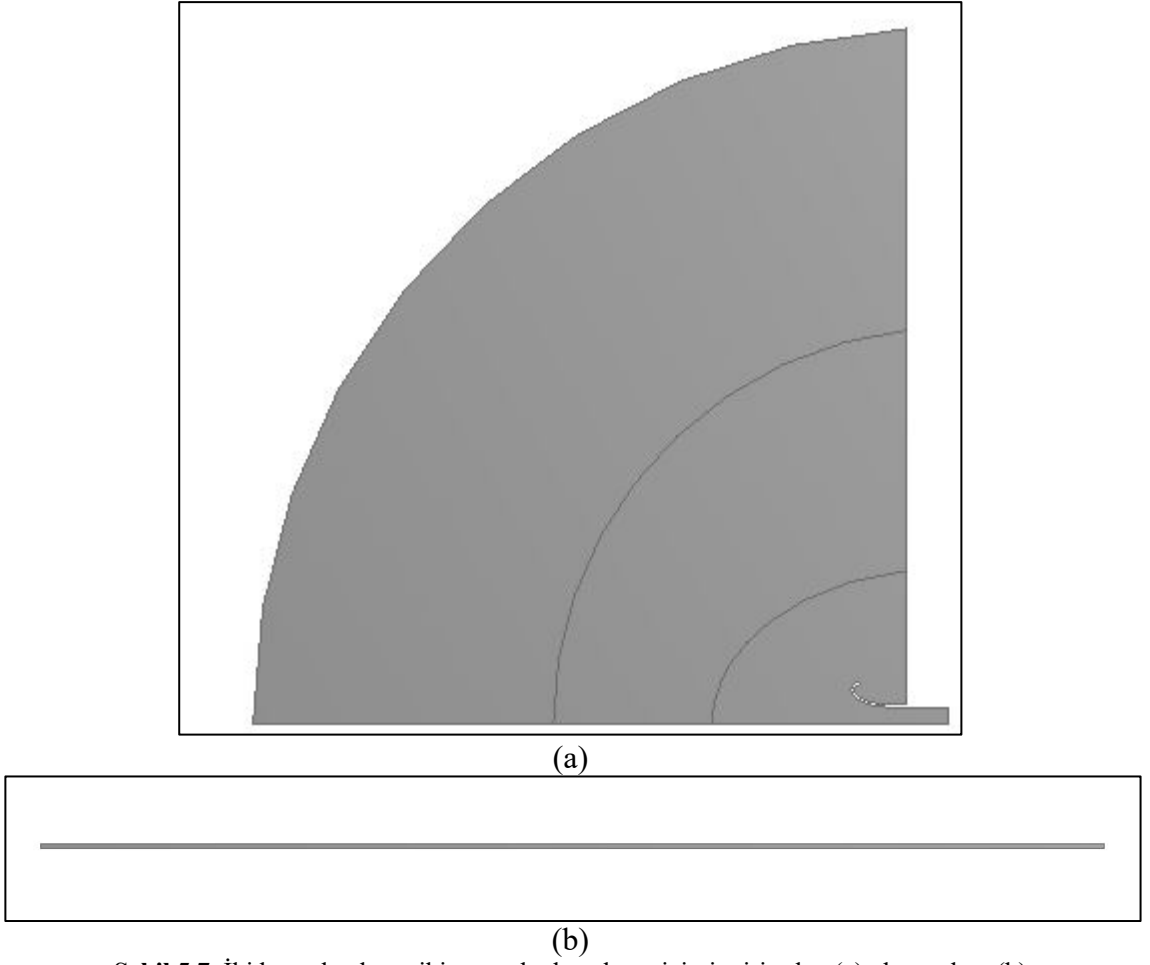
Boru Boyutlarının Ölçülendirmeleri	Di (mm)	Et Kalınlığı	L (mm)	De (mm)	r (mm)	L/De
Koniksel Model 1	23	2	23	49	4	0,469387755
Koniksel Model 2	23	2	23	56	4	0,410714286
Koniksel Model 3	23	2	23	63	4	0,365079365
Koniksel Model 4	23	2	30	49	5	0,612244898
Koniksel Model 5	23	2	30	56	5	0,535714286
Koniksel Model 6	23	2	30	63	5	0,476190476
Koniksel Model 7	23	2	37	49	5	0,755102041
Koniksel Model 8	23	2	37	56	5	0,660714286
Koniksel Model 9	23	2	37	63	5	0,587301587

Tablo 5.1.'deki değerlere göre konik girişli boru akışları CFX programı ile simule etmek için akış simetrisinden yararlanarak akışlar iki boyutlu olarak simule edilmiştir. Ayrıca Ansys student versiyonu meshing programında node sayısını 512000 sınırladığından tüm boru akışı iki aşamada çözülmüştür. Bu şekilde akış alanı yeteri mesh sayısı kullanılarak CFX ile çözülmüştür. Burada akış konik girişindeki akış ve boru akışı olarak çözülmüştür.

Konik girişindeki akış aşağıdaki gibi simetrik akıştan yararlanarak CFX programında iki boyutlu olarak çözülmüştür. Şekil 5.7.'de iki boyutlu akışın iki aşamalı olan akış alanı çizimi gösterilmiştir. Şekil 5.7 'da ise iki boyutlu giriş akışı ve boru akışı ayrı ayrı gösterilmiştir.



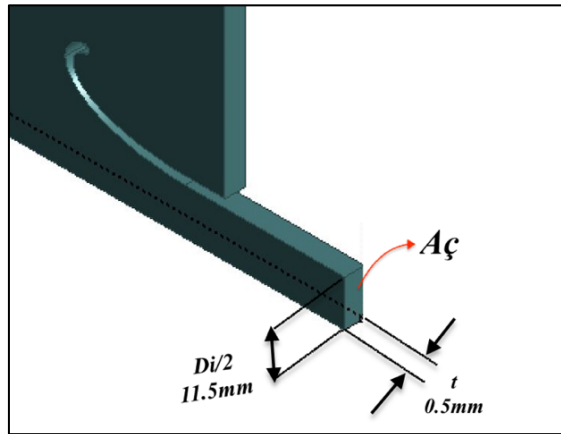
Şekil 5.6. Konik girişli borunun üç boyutlu gösterimi



**Şekil 5.7.** İki boyutlu akışın iki aşamalı akış alanı çizimi, giriş akışı(a) , boru akışı (b)

Yukarıda verilen Şekil 5.7.'de giriş kısmının sınırları konik akış giriş kısmından yeterince uzak seçilmiştir. Bu şekilde giriş sınır şartında tüm giriş yüzeyinde düzgün dağılmış hız ile giriş yapması sağlanmıştır

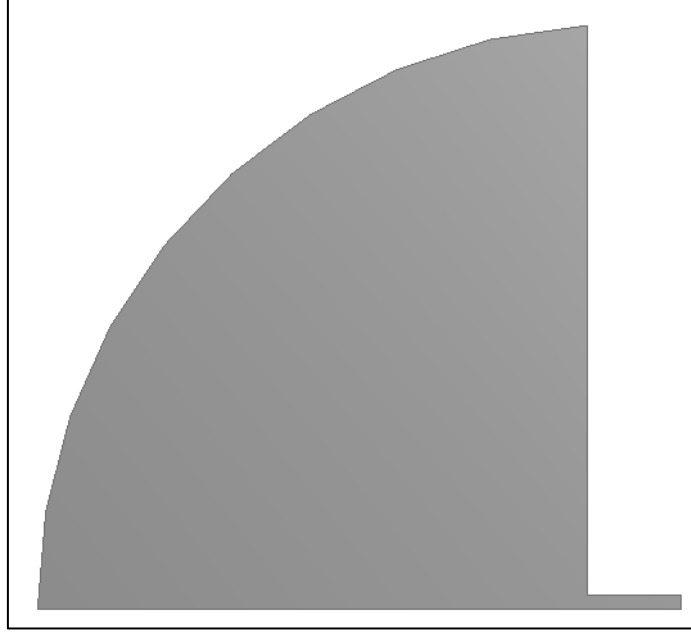
CFX tam iki boyutlu akış yeteneği olmadığından oluşturulan iki boyutlu giriş akışı z yönünde bir mesh boyutunda kalınlık ( $t=0.5\text{mm}$ ) verilerek (extrude) üç boyutlu akış haline getirilmiştir.



**Şekil 5.8.** Akış hacmi ve akış kesiti

### 5.2.2. Keskin kenarlı giriş modeli

Konik girişin akış üzerindeki farkını göstermek amacıyla tüm akış debilerinde keskin kenarlı giriş tipiyle de ayrıca sayısal çözümler yapılmıştır. Keskin kenarlı girişli akışın geometrik çizimi ise aşağıdaki Şekil 5.9.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.9. Keskin kenarlı giriş modellemesi

### 5.3. Akışkan ve Fiziksel Özelliği

Çalışmada giriş tipinin boru akışı üzerindeki etkileri Newton tipi bir akışkan olan su akışkanı ile yapılmıştır. Çalışmada iki boyutlu, daimi, izotermal ve sıkıştırılmaz özelliklere sahip akışlar simule edilmiştir. İzotermal su akışının sıcaklığı 25 °C olarak alınmıştır. Bu akış sıcaklığına göre kullanılan suyun fiziksel özellikleri ve akış özellikleri Tablo 5.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.2. Kullanılan akış özellikleri

Akışkan ve Akış Alanı Özellikleri	
Akışkan	Su (Newton tipi akışkan)
Akış Türü	Daimi, sıkıştırılmaz ve izotermal
Reynolds Sayı Aralığı	20000 - 100000
Yoğunluk ( $\rho$ )	997 ( $kg/m^3$ )
Dinamik Viskozite ( $\mu$ )	$0,891 \times 10^{-3}$ ( $kg/m.s$ )

### Çalışılan Akış Parametreleri

Burada koniksel girişin akış üzerindeki etkileri türbülanslı boru akışları için düşünülmüştür. Dolayısıyla Tablo 5.3'te gösterildiği gibi 20000-100000 Reynolds sayı aralığı türbülanslı boru akışları inceleme alanı olarak seçilmiştir. Bunun için 20000 itibaren çözülecek akışlar Reynolds sayıları 8000 'er artırılarak yapılmıştır. Bunun sonucunda verilen Reynolds sayı aralığında toplam 11 farklı Reynolds sayısı ile akışlar gerçekleştirilmiştir. Çalışma Reynolds sayıları, boru akış debileri ve ortalama akış hızları aşağıda Tablo 5.3.'te gösterilmiştir.

**Tablo 5.3.** Her koniksel model akışında kullanılan Reynolds sayıları

Reynolds Sayısı (Re)	Boru en-kesit Ortalama Hız Değerleri (U, m/s)
20000	0,777
28000	1,088
36000	1,398
44000	1,7096
52000	2,02
60000	2,33
68000	2,642
76000	2,953
84000	3,264
92000	3,57
100000	3,886

Aşağıda verilen örnekte Reynolds sayısına bağlı olarak boru akış debisi ve ortalama hızlar aşağıdaki bağıntılardan hesaplanmıştır.

**Re = 20000 için:**

Boru kesitinde ortalama akış hızı:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \Rightarrow 20000 = \frac{999 \times U \times 0.023}{0.891 \times 10^{-3}} \quad (5.1)$$
$$\Rightarrow U = 0.77 \text{ m/s}$$

**Boru en-kesit alanı :**

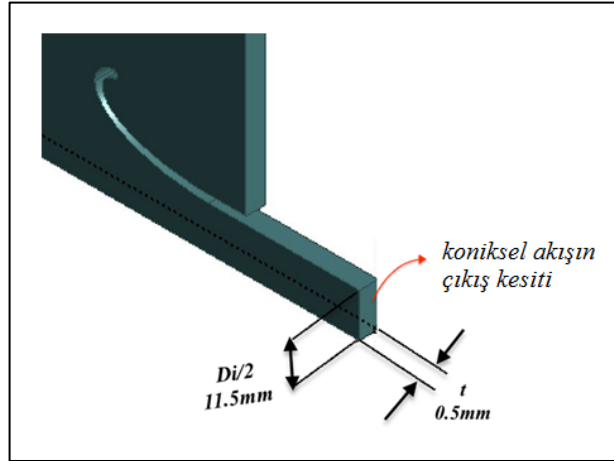
$$A_i = \frac{\pi(D_i)^2}{4} = \frac{\pi \times (0.023)^2}{4} = 4.155 \times 10^{-4} m^2 \quad (5.2)$$

**Akışın kütleli debisi:**

$$\dot{m} = \rho \cup A_i = 997 \times 0.777 \times 4.155 \times 10^{-4} = 0.322 \text{ kg/s} \quad (5.3)$$

Akış alanı çözümünde simetrik akış şartından yararlanıldığı için iki boyutlu akış alanı için akış debileri aşağıda verilen örnekteki gibi hesaplanmıştır. İki boyutlu akış alanı için belirlenen akış debileri hız giriş sınır şartı olarak çözücü programa girilmiştir.

**Re = 20000 için:**



**Şekil 5.10.** Çıkış kesit bölgesi

Re = 20000 için boru akış kesitindeki ortalama akış hızı 0.77m/s olarak bulunmuştur. Bu durumda iki boyutlu konik girişin çıkış kesiti boru akışının kesitidir. Ortalama akış hızı eşit olduğundan çıkış kesitindeki kütleli debi aşağıdaki gibi hesaplanır.

**Çıkış alanı:**

$$A_{\zeta} = \frac{D_i}{2} \times t = \frac{(0.023)}{2} \times (0.5 \times 10^{-3}) = 5.76 \times 10^{-6} m^2 \quad (5.4)$$

### Çıkıştaki su debisi:

$$\dot{m} = \rho \cup A_c = 997 \times 0.777 \times 5.76 \times 10^{-6} = 0.00445 \text{ kg/s} \quad (5.5)$$

Akış daimi olduğundan koniksel akışın giriş ve çıkışında akış debileri eşittir. Dolayısıyla hız girişli ve basınç çıkışlı çözümde girişte bu kütleli debi hız sınır şartı olarak girilmiştir.

## 5.4. Sayısal Çözüm

### 5.4.1. Giriş

Sayısal çözümler, deneysel yöntemlerin maliyetli olması, deneysel zorluklar ve analitik çözüm yollarının bulunmaması gibi durumlarda problem çözümlerinde tercih edilen bir çözüm yöntemidir. Sayısal yöntemler her türlü matematiksel problemini çözebilen matematiksel çözüm yöntemleridir. Sayısal çözümler yoğun hesaplama içerdiklerinden ve yaklaşık çözümler ürettiklerinde her zaman başvurulan yöntemler değildirler. Fakat deneysel yöntemlere karşın kısa zamanda çözüm yapar, maliyeti azdır ve problemin tüm detayları ile ilgili her türlü bilgi edinilebilmektedir

Akışkanlar mekaniğinde sayısal çözüm için CFX ve Fluent akış çözücü programlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada akışların sayısal çözümlerinde CFX akış çözücü program tercih edilmiştir. Sayısal çözümler üç aşamada gerçekleşir. Birincisi sayısal çözümü gerçekleştirmek için ön gerekliliklerin oluşturulmasıdır. Bunlar geometri oluşturma, mesh oluşturma ve problemin programa tanıtımı ve çözümün kontrolü için set-up ayarlarıdır. Burada boru akışını çözmek için önce iki boyutlu akış alanı oluşturuldu. İki boyutlu akış alanı geometrisi Ansys Meshing programı ile çok sayıda küçük elemanlara bölündü. Sonra akış alanını programa tanıtmak için akışkan tipi, akış özellikleri, akış alanı yüzeylelerinin sınır şartları, çözüm için iterasyon sayısı ve yakınsama gibi çözücü kontrol ayarları girildi.

İkinci aşamada ise CFX ile çözüm yapıldı ve çözümler kontrol edildi. CFX programı akışları ifade eden temel akış denklemlerine sayısal yöntemler uygulayarak akış probleminin çözümünü sağlayan bir programdır. Burada temel akış denklemleri akışta her bölünen elemana sayısal yöntemle uygulanır. Uygulama sonucunda akış alanı için

çok bilinmeyenli denklem takımları oluşturulur. Bu denklem takımları yine iterasyon içeren sayısal yöntemlerle çözülerek akış probleminin çözümü sağlanmış olur.

Üçüncü aşamada ise çözüm sonuçlarının simule edilmesi ve incelenerek değerlendirilmesidir. Ansys Result programı çözüm sonuçlarının değerlendirildiği programdır. Burada akış alanı değerleri (hız, basınç, sıcaklık vb.) Excele çıkarılabilir, grafik şeklinde değerlendirilebilir veya renklerle simule edilebilmektedir.

Daha önce belirtildiği türbülanslı akışları çözmek için üç yöntem uygulanabilmektedir. Bunlar DNS, LES ve RANS çözüm yöntemleriydi. DNS ve LES gerçek akışa yakın çözüm sunmalarına karşın yüksek hesaplama gerektiren yöntemlerdir. Bu nedenle bu çalışmada RANS yöntem tercih edilmiştir. RANS yöntemde çözümlerin uzun zaman gerektirmemesi ve normal bilgisayarlarla çözümlere olanak sağlaması açısından avantajları vardır. Çok kompleks problemler dışında pek çok yapılan çalışmalarda iyi sonuçlar ürettiği kanıtlanmıştır. RANS yöntem, türbülansın ortalama akış üzerindeki etkilerini modelleyerek çözüm sunar. Burada türbülansın zaman ortalamalı etkisi çeşitli türbülans modellerle çözülerek türbülanslı akışın tümüyle zaman ortalamalı olarak çözülmesi sağlanır. Her akış türüne göre türbülans modellerin seçimi farklılık gösterebilir. Burada eddy viskozite modellerinden iki denklemlilik bir model olan k-omega SST modeli ile türbülanslı akışlar çözülmüştür.

Bu kısımda koniksel giriş akışının ve boru akışının sayısal çözümü için takip edilen aşamalar aşağıda açıklanmıştır. Ayrıca sayısal çözüm sonuçlarının güvenilir olduğundan emin olmak için tam gelişmiş boru akışında sayısal değerler ve deney değerleri Darcy sürtünme faktörü yönünden karşılaştırılmıştır.

### **Sayısal Çözüm Aşamaları**

RANS SST k-omega modeli, akış için laminar- türbülans geçiş ve yüzeyden akışın ayrılması için oluşturulan bir modeldir. Bu nedenlerden dolayı burada gelişen akış için SST k-omega modeli kullanılması uygundur. SST k-omega modeli düşük Reynolds sayılı bir modeldir. SST k-omega modeli ile akışlar çözülecek ve sayısal sonuçlar ampirik sonuçlarla (moody diyagramı değerleri ile) karşılaştırılacaktır.

Bu çalışma Ansys student versiyonu kullanılarak sayısal çözümler yapılmıştır. Ansys akış, mekanik, dinamik, elektromanyetik ve ısı işlemler gibi fiziksel problemleri çözmek için pek çok sayısal çözücü programı birarada barındıran bir paket programıdır.

Ansys Workbench proje sayfasında problem analizi için CFX seçilip projelendirme alanına sürüklendiğinde akış çözümünün Şekil 5.11.'deki aşamalardan oluştuğu görülür. Bunlar

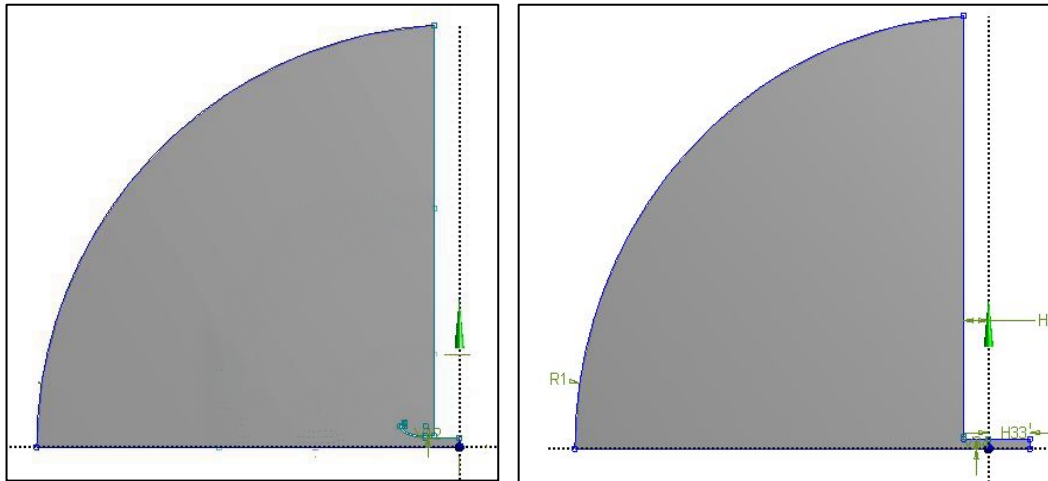
- a) Geometry (geometri oluşturma programı)
- b) Mesh (geometriyi parçalar bölme programı-otomatik ağ oluşturma)
- c) Set-up (akış ve akışkan özelliklerinin ve sayısal çözüm gerekliliklerinin çözücü programa tanımlandığı programdır)
- d) solution (CFX çözüm programıdır- çözüm yapar)
- e) Results (sonuçların simülasyon ve grafiklerle analiz edildiği program)

B	
1	Fluid Flow (CFX)
2	Geometry ✓
3	Mesh ✓
4	Setup ✓
5	Solution ✓
6	Results ✓

Şekil 5.11. Workbench Fluid Flow (CFX) projede sırasıyla yapılanlar

#### 5.4.2. Akış geometrinin oluşturulması

Koniksel girişli akışın, keskin kenarlı girişli akışın ve devamındaki boru akışlarının Geometry programı ile çizilen geometrileri Şekil 5.11.'de gösterilmiştir. Koniksel ve keskin kenarlı giriş akış kısmından sonra gelen 2.6m 'lik boru akış geometrisi ise yine Şekil 5.12'de verilmiştir.



a) eksen simetrik iki boyutlu giriş akışları (birinci aşama)

b) eksen simetrik iki boyutlu boru akışı (ikinci aşama)

**Şekil 5.12.** Koniksel girişli akışın, keskin kenarlı girişli akışın ve devamlarındaki boru akışının çizilen simetrik iki boyutlu akış geometrileri

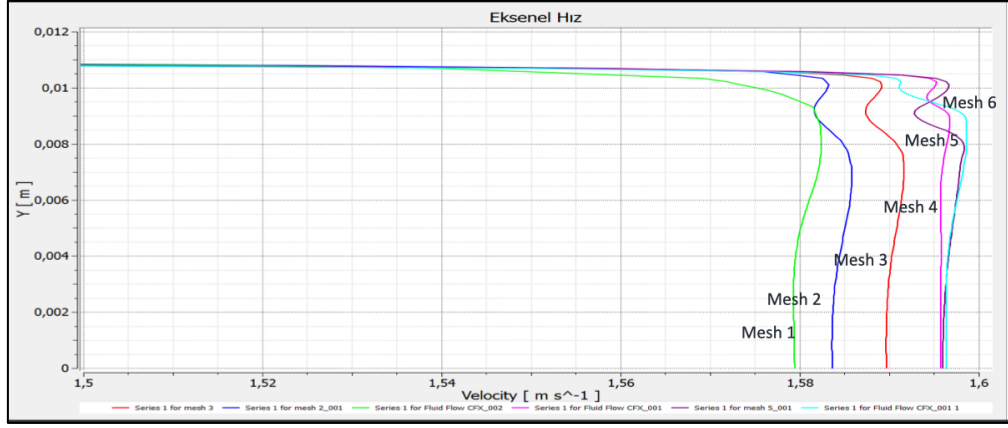
### 5.4.3. Mesh oluşturma ve meshten bağımsız çalışma

Burada, geometrisi oluşturulan akış alanı çok sayıda parçaya bölünerek mesh oluşturulur. Sayısal yöntemin akış alanına uygulanabilmesi için akış alanının küçük kontrol hacimlere bölünmesi gerekir. Sayısal çözümlerin sonuçları mesh sayısına ve yapılandırmasına bağlı olarak değişebilmektedirler. Bu nedenle meshin oluşturulması önemli bir aşamadır. Rastgele oluşturulan bir meshin çözüm sonuçları hatalı çıkabilir. Bunu önlemek için ve iyi düzenlenmiş bir mesh oluşturmak için çözümden önce Mesh 'ten bağımsız bir çalışma yapılmalıdır. Mesh 'ten bağımsız çalışmada mesh sayısı artırılarak çözümler yapılır ve sonuçları birbiriyle karşılaştırılır. Artan mesh sayısına bağlı olarak sonuçlar belirli mesh sayısından itibaren üst üste çakışmaya başlar. Sonuçların çakıştığı mesh sayılarından en uygun olanı seçilerek çözümlerde kullanılır. Bu şekilde yapılan çalışmaya meshten bağımsız çalışma denilir.

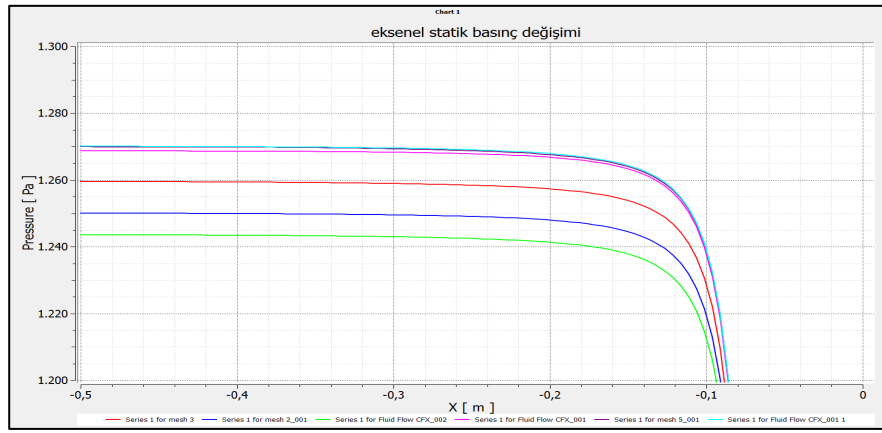
Bu çalışmada meshten bağımsız bir çözüm sağlamak için mesh sayısı artırılarak altı ayrı mesh oluşturulmuştur. Oluşturulan bu mesh sayıları ile  $Re=40000$  deki akışların çözümleri yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır. Oluşturulan bu altı ayrı meshin mesh düğüm (node ) sayıları ise Tablo 5.4.'te verilmiştir. Her mesh sayısı ile yapılan çözümlerden çıkarılan eksenel hız ve basınç değerleri Şekil 5.13. ve Şekil 5.14.'te karşılaştırılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi eksenel hız ve basınç eğrileri Mesh 4, Mesh 5 ve mesh 6 birbirine çok yakın oldukları görülür. Bu gözlem sonucunda mesh 6 tüm sayısal çözümlerde kullanılmıştır.

**Tablo 5.4.** Yapılan Mesh değerlerinin eleman sayıları

Mesh Eleman Sayıları			
Mesh 1	164961	Mesh 2	175330
Mesh 3	183759	Mesh 4	214228
Mesh 5	238337	Mesh 6	421453

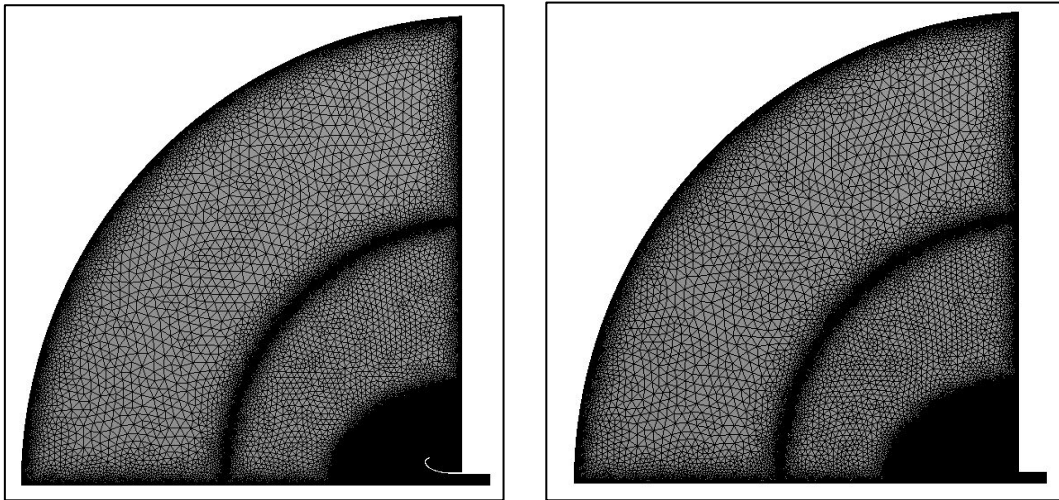


Şekil 5.13. Eksenel hız değerlerinin mesh sayısı ile değişimleri

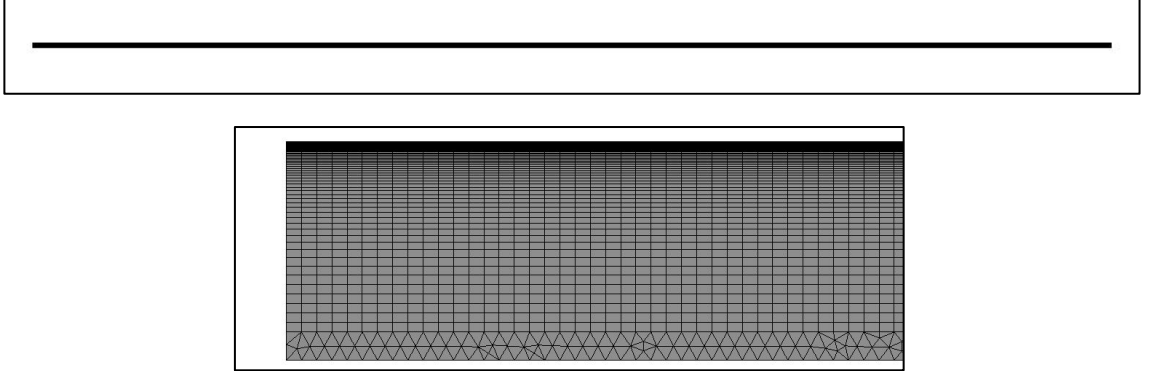


Şekil 5.14. Eksenel statik basınç eğrilerinin mesh sayısı ile değişimleri

Şekil 5'te koniksel giriş, keskin kenarlı giriş ve devamı olan boru akışı için oluşturulan akış geometrisinin meshlenmiş hali gösterilmiştir.



Şekil 5.15.a) Konik, keskin kenarlı giriş meshli gösterimi



Şekil 5.15.b) Konik ve keskin kenarlı giriş devamı olan boru akışının meshli gösterimi

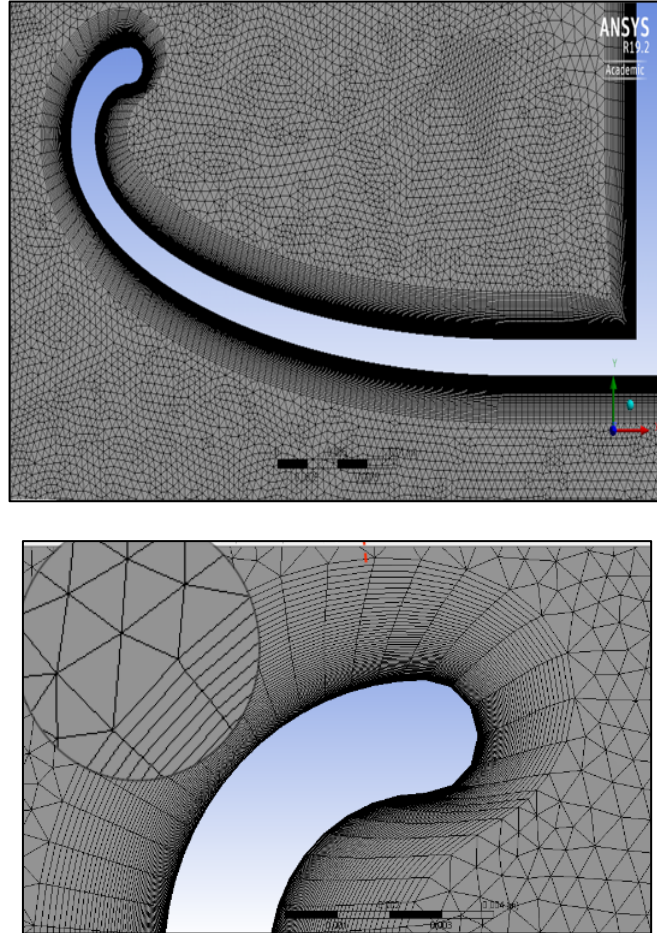
Koniksel girişin akış geometrisinde mesh oluşturulurken şunlara dikkat edildi. Boyutsal yer değiştirmede akış özelliklerinin yüksek oranda değiştiği akış bölgelerinde yüksek sayılı mesh ve değişimin çok az olduğu akış bölgelerinde ise seyrek mesh sayısı kullanıldı. Bu nedenle hız ve basınç gradyanları yüksek olduğu koniksel giriş civarında mesh eleman sayısı artırılmıştır. Koniksel girişten uzak akış bölgelerinde ise özelliklerin değişimleri az olduğundan mesh eleman sayısı seyrek tutulmuştur. Burada amaç mesh ten bağımsız bir çözüm elde etmek için mesh sayısını çok artırmayacak şekilde iyi düzenlenmiş bir mesh yapmaktır.

Ayrıca akış duvarının normal yönündeki yer değiştirmelerde akış hızı çabuk değişmektedir. Duvarda çok ince bir akış tabakası olan laminar akış tabakasındaki doğrusal hız değişimini de mesh ile çözmek için "Inflation" özelliği ile duvar civarında çok ince mesh oluşturuldu. Duvara bitişik ilk mesh elemanın boyutu (first layer thickness) tavsiye edilen boyutsuz mesafe  $y^+ < 1$  olacak şekilde 0.01mm olarak girildi. Inflation büyüme anlamına gelmekte olup duvara yakın tabakalı mesh oluşturma özelliğidir. Duvara yakın mesh oluşturmak için kullanılan Inflation detay penceresi Şekil 5.16.'da gösterilmiştir. Konik duvar boyunca inflation ile oluşturulan mesh ise şekil 5.17 'de gösterilmiştir.

Details of "Inflation" - Inflation	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
[-] Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	2 Faces
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	1,e-002 mm
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	54
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,05
Inflation Algorithm	Pre

Şekil 5.16. İnflation detay penceresi

Konik giriş civarında ve akış duvarında oluşturulan mesh Şekil 5.17.'de gösterilmiştir. Şekilde gösterildiği gibi konik giriş civarında mesh elemanları tetrahedron tipi (üçgen yüzeyli elemanlar ) elemanlardan oluşurken duvara bitişik ince mesh tabakaları ise Inflation özelliğiyle oluşturulmuştur. Konik giriş civarında tetrahedron mesh boyutu 0.3mm olacak şekilde "Face sizing" komutu ile oluşturuldu.

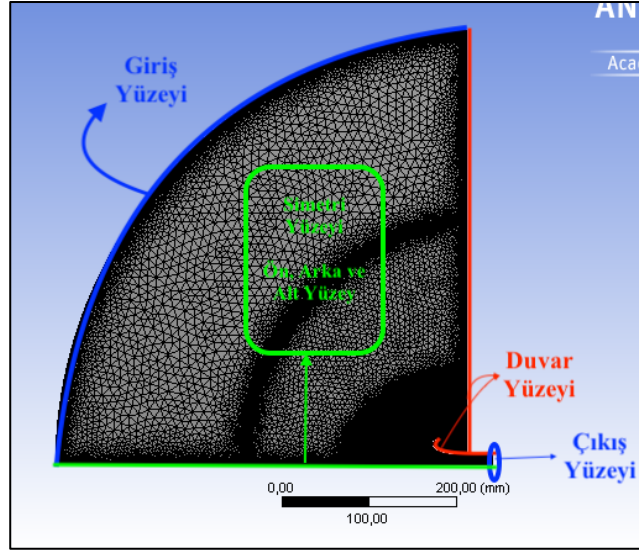


Şekil 5.17. İnflation detaylı gösterimi

Giriş akışı geometrisinde oluşturulan mesh 'in eleman sayısı ve düğüm sayıları mesh detay penceresinde "statistic" ismi sekmesinde verilmektedir. statistic sekmesine göre oluşturulan mesh'in eleman sayısı 439888 ve düğüm sayıları (node) 181251 olmuştur.

#### 5.4.4. Akış geometrisinin yüzeyleri ve sınır Şartları

Set-up programı, akış ve akışkan özelliklerinin, yüzey sınır şartlarının ve çözücü kontrol bilgilerinin sayısal çözüm için tanımlandığı bir programdır. Burada giriş akış geometrisi fluid domain (akış alanı) olarak tanımlanmaktadır. Akış analizi için akışın daimi olduğu, akışkanın su olduğu, akışın izotermal ve türbülanslı bir akış olduğu açılan sekmelerde girilmektedir. Türbülans seçeneğinde uygun türbülans modeli seçilir.



Şekil 5.18. giriş akış alanı sınırların gösterimi

Akış alanı yüzeyleri sınır şartları olarak tanımlanır. Şekil 5.18.'de görüldüğü üzere akış alanının tüm yüzeyleri çözücü programa birer sınır şartı olarak tanımlandı. Giriş yüzeyi akışkanın akış alanına girdiği yüzeydir ve giriş sınır şartı (Inlet) olarak tanımlandı. Akışkanın akış alanından çıktığı yüzey ise çıkış sınır şartı (Outlet) olarak tanımlandı. Tankın, konik elemanın ve borunun duvarları ise duvar sınır şartı (Wall) olarak tanımlandı. Bu çalışmada akış simetrliliğinden yararlanıldığı için akış geometrisinin ön, arka ve alt eksen yüzeyleri ise simetrik yüzeyler olup simetrik sınır şartı (Symmetry) olarak tanımlandı. Bu tanımlamalar sayısal çözümde ek denklemler oluşturur ve denklem sayısının bilinmeyenlerin sayısına eşitleyerek denklemlerin çözülmesini sağlamaktadır. Örneğin akış duvarlarında hız sıfır olduğundan tüm duvar yüzeyindeki mesh elemanlarına

sıfır hız atanır. Girişte verilen hız değeri ve çıkışta verilen basınç değerleri bilinen değerler olup bu yüzeydeki mesh elamanlarına bu değerler atanır. Simetrik yüzeylerde ise akış serbestliği oluşturulur.

Çözücü kontrol (solver control) sekmesinde iterasyon sayısı olarak 200 ve yakınsama kriteri olarak  $10^{-7}$  RMS değeri girildi. Bunlar çözümün hatasız sonuçlanması için çözüm sınırlamalarıdır. Yakınsama kriteri son iterasyon değeri ile bir önceki iterasyon değeri arasındaki farkı göstermektedir. Bu değer küçüldükçe çözümün yakınsadığı anlaşılır.

Bu akış probleminin çözümü için hız girişi ve basınç çıkışının uygun olduğu görüldü. Bu nedenle giriş sınır şartı detayında kütleli debi değeri girildi ve çıkışın ise atmosfere açık olduğu kabul edildi. Bu nedenle çıkış sınır detayında etkin basınç değeri sıfır olarak girildi. Bu çalışmada pürüzsüz duvarlar ile yapıldığından duvarları sınır yüzeyleri pürüzsüz olarak girilmiştir. Girilen tüm sınır şartları ve akış özellikleri Tablo 5.5 'te ayrıca gösterilmiştir.

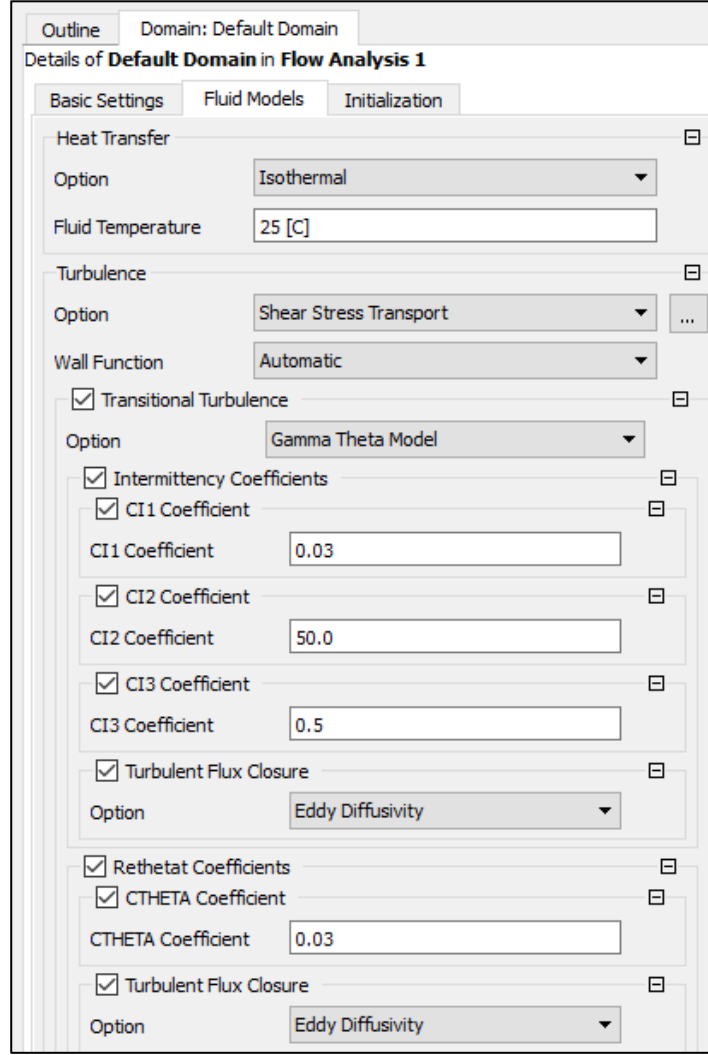
**Tablo 5.5.** Akış alanı özellikleri ve sınır yüzeylerindeki akış şartları

Akış alanı ve sınır şartları	
Akış durumu	Daimi, izotermal ve sıkıştırılmaz türbülanslı akış
Temel akış denklemleri	RANS denklemler
Türbülans modeli	SST k-omega modeli, Gamma-Theta Modeli
Giriş Sınır yüzeyi	Düzgün hız profili, düşük türbülans seviyesi ( $T_U = \%1$ )
Akış Duvar yüzeyleri	Kayma yok, pürüzsüz
Çıkış sınır yüzeyi	Atmofere açık, sıfır etkin basınç
Simetrik yüzey sınır şartı	Simetrik
Akışkan	25 °C de su

### **Türbülans Modelinin Özellikleri:**

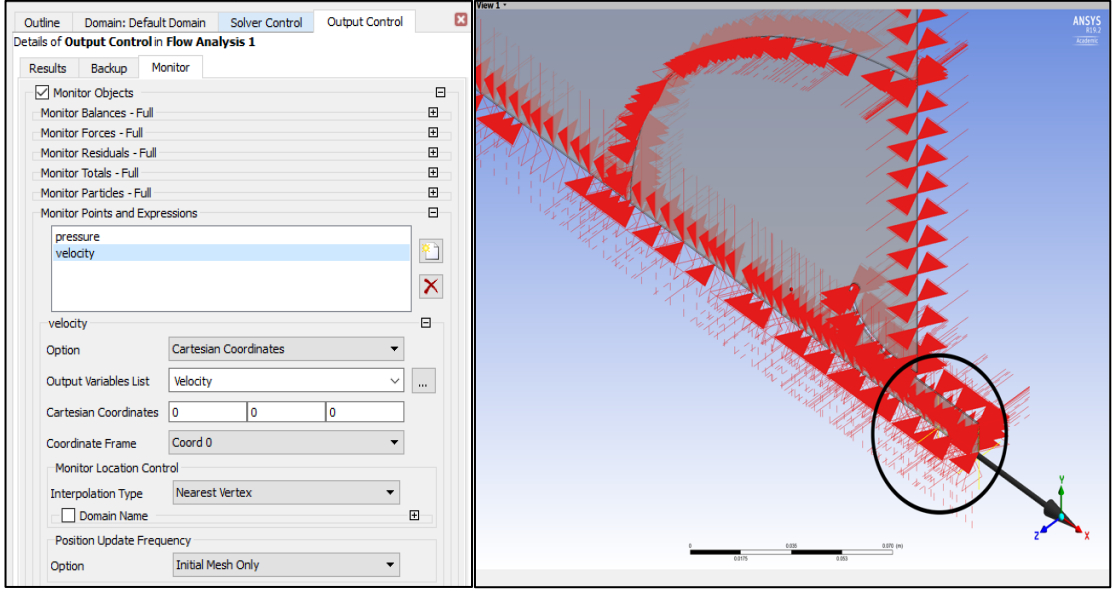
Türbülanslı akış çözümlerinde türbülans modelinin seçimi önemli olmaktadır. Bu çalışmada düşük türbülanslı akışın çözümü için SST k-omega modeli tercih edilmiştir. Düşük Reynolds sayılı bir model olduğundan duvara yakın Inflation ile yüksek çözünürlüklü mesh oluşturulmuştur. Ayrıca laminar türbülans geçişin olduğu akışlar için deneysel bağıntılara bağlı Gamma-Theta modeli de türbülans modeliyle birlikte seçilmiştir. Gamma-Theta modelinin özelliği akışın herhangi bir bölgesinde laminar-türbülans değerlerini açıp kapatabilmesidir. İstenildiğinde kullanıcının isteğine bağlı olarak türbülans, akışın herhangi bir mesafesinde başlatılabilmektedir. Ayrıca deneysel

bağıntılar kullanarak laminerden türbülansa geçişi sağlayabilmektedir. Bu çalışmada, Şekil 5.19.'da gösterildiği gibi, geçiş için deneysel bağıntılar kullanan Gamma-Theta modeli türbülans çözümlerinde tercih edilmiştir.

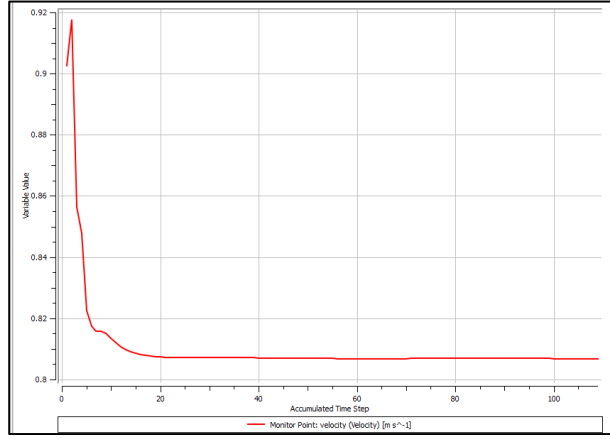


Şekil 5.19. Akış sınır şartlar (SST türbülans modelinin girdisi)

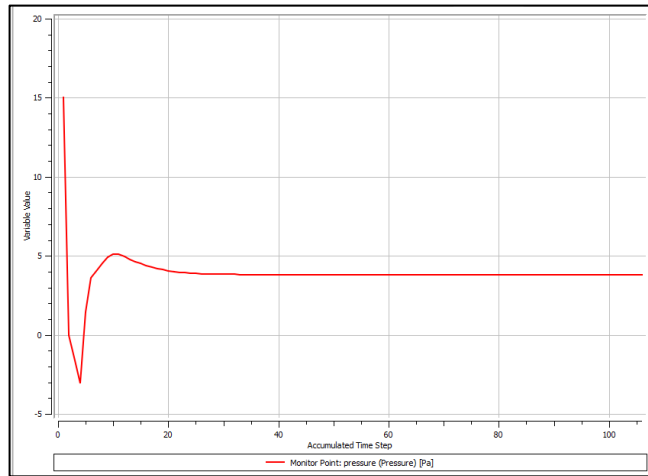
**Monitor Noktaları:** Sayısal çözümlerde çözümün tümüyle yakınsadığından emin olmak için iterasyon sayısı ve yakınsama kriteri girilmektedir. Çoğu durumlarda analizde kullanılacak akış özellikleri verilen iterasyon değerinden daha çabuk yakınsayabilmektedir. Bu da çözüm zamanını kısaltabilmekte ve çözümün tam yakınsadığı anlaşılmaktadır. Bu nedenle çıkışa yakın basınç ve hız monitör noktaları oluşturuldu. Çıkışı seçmenin nedeni çıkış yakın değerlerde yakınsamanın girişe yakın değerlerin yakınsamasına göre daha geç yakınsamasıdır. Şekil 5.20. yakınsama kriterinde ve monitör noktalarındaki iterasyon ilerledikçe eğrilerin nasıl yakınsadığı gösterilmiştir.



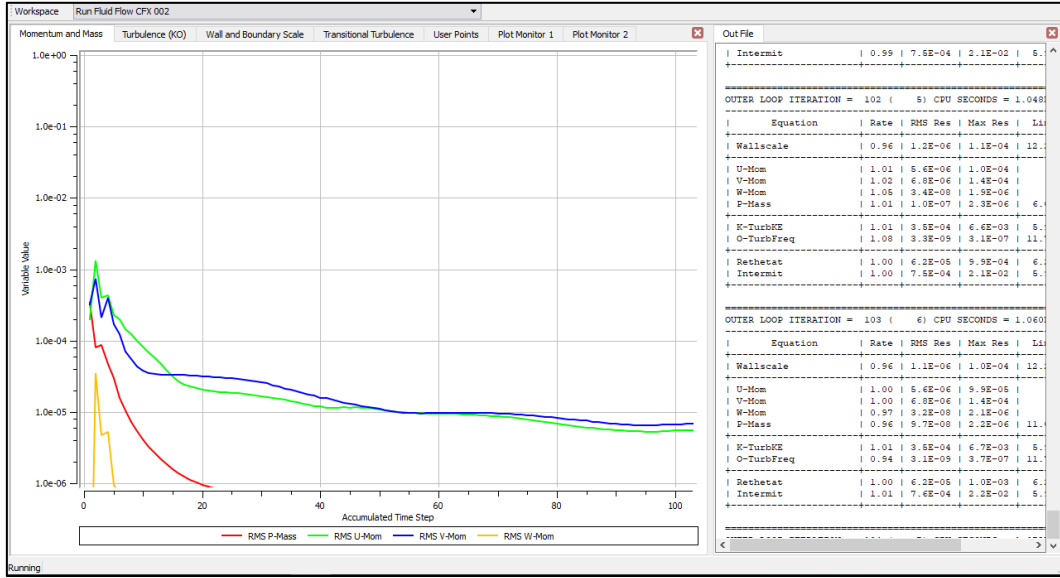
Şekil 5.20. Çıkış bölgesine doğru monitör noktaların işaretlenmesi



Şekil 5.21.a) Boru çıkışında belirlenen monitör noktalarında hızın iterasyon ilerledikçe yakınsaması



Şekil 5.21.b) Boru çıkışında belirlenen monitör noktalarında basıncın iterasyon ilerledikçe yakınsaması

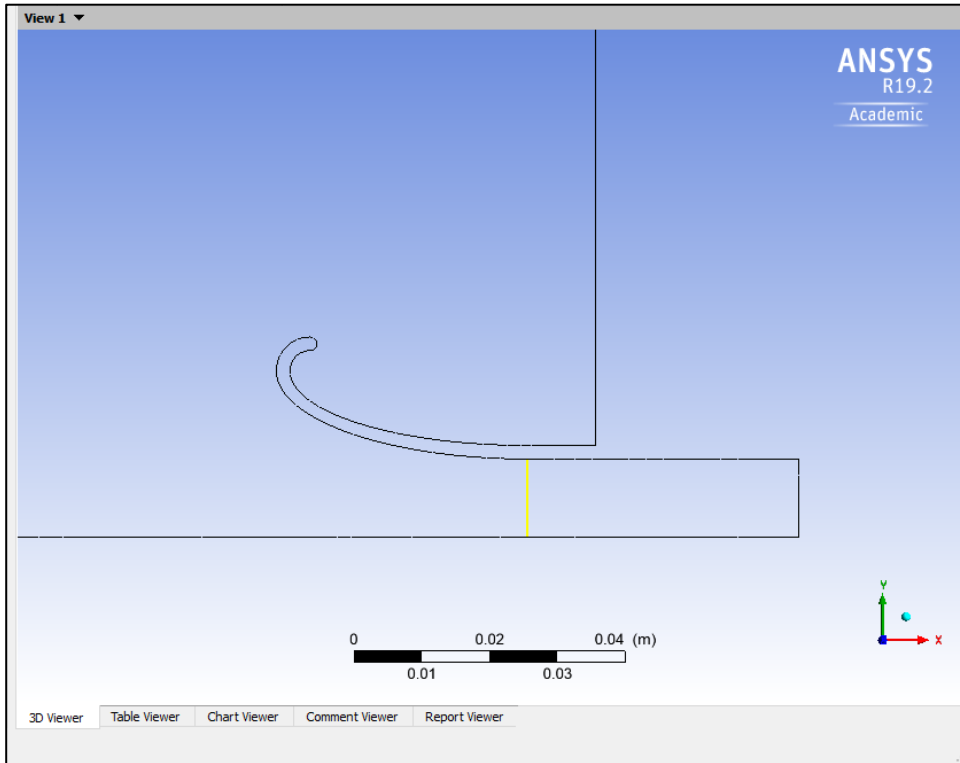


Şekil 5.22. RMS momentum grafiği

## 6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

### 6.1. Konik Çıkış Hız Dağılımı

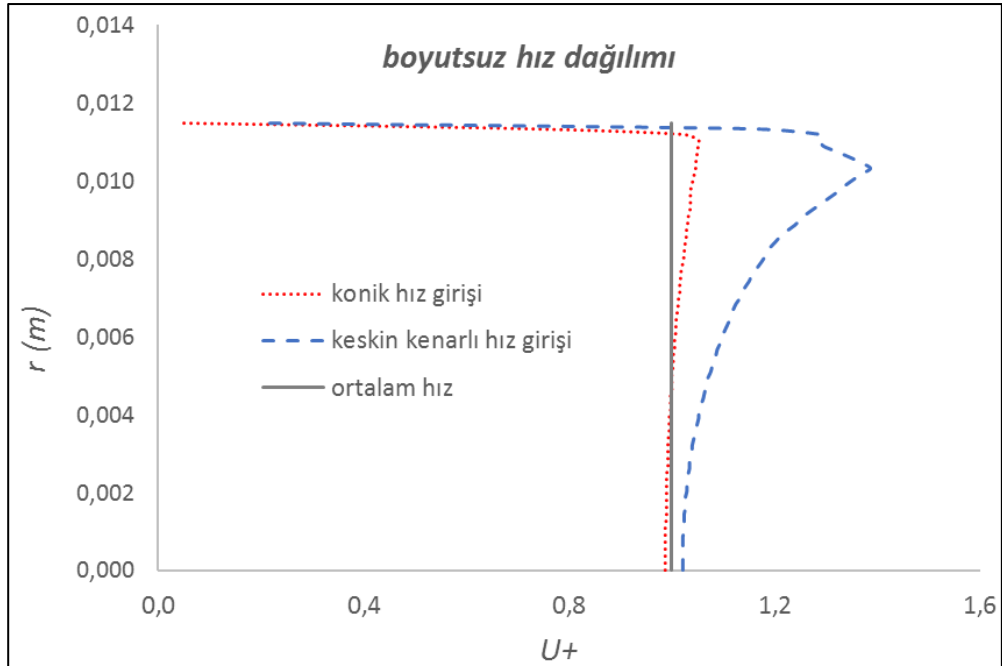
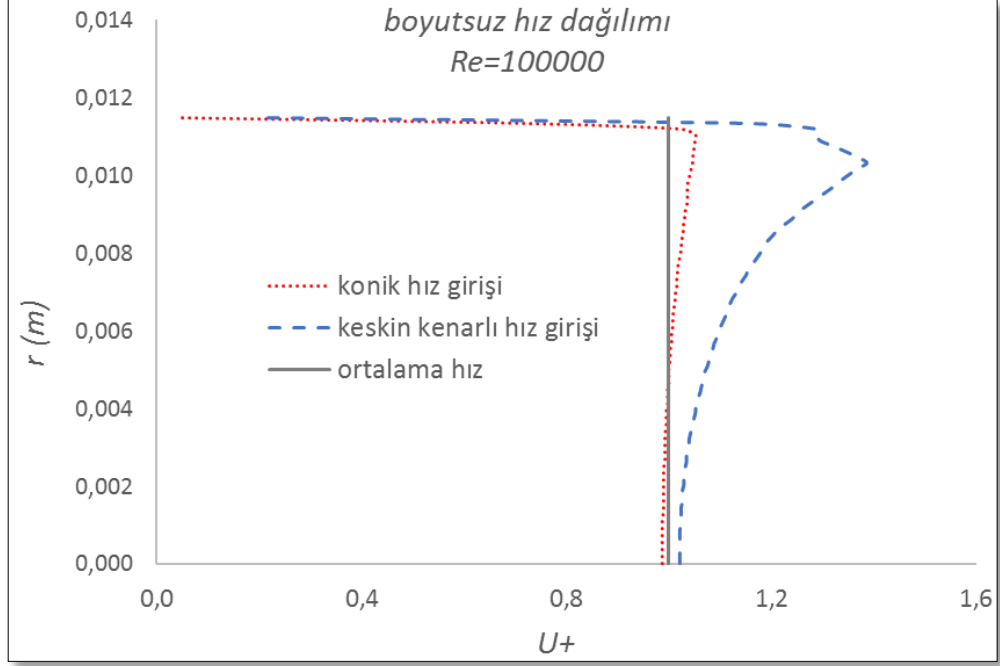
Koniksel giriş geometrisi, akışkanın boruya düzgün bir hızda girmesini sağlayan elemandır. Burada düzgün hız ağılımı duvarlara yakın akış dışında tüm kesitteki hız değerleri aynı kalır. Bu nedenle akışı boruya düzenli bir şekilde sağladığından boru girişinde pek türbülansa neden olmaz. Fakat koniksel giriş boru girişinde tam düzgün bir hız dağılımı yaratmaz. Bu kısımda koniksel yapıdan sonra borunun girişindeki hız profilleri incelenmiştir. Bu hız profillerinin borudaki kesit ortalama hızdan sapmaları hesaplanmıştır. Konik modeller bu hız saplamaları yönünden karşılaştırılmışlardır. Hız profillerinin karşılaştırmasında boyutsuz hız kullanılmıştır. Hız profillerini elde etmek için sonuç programında boru girişin bir çizgi (line) oluşturulmuştur. Çizgi üzerinde 80 noktadaki hız değerleri excel sayfasına taşınmıştır (export işlemi). Boru girişinde oluşturulan çizgi Şekil 6.1.'de boru girişinde gösterilmiştir. Aynı işlemler keskin kenarlı giriş akışı içinde tekrarlanmıştır.



Şekil 6.1. Kıvrımın bittiği bölüme hız grafiğini elde etmek için çizilen çizgi(line1)

Örnek göstermek amacıyla  $Re=20000$  ve  $100000$  de koniksel ve keskin kenarlı girişli akışların yarıçap yönündeki boyutsuz hız profilleri Şekil 6.1.'de boyutsuz ortalama hız profili ile karşılaştırılmıştır. Boyutsuz hızlar en-kesit ortalama akış hızına bölünerek elde edilmiştir.

$$U^+ = \frac{U}{U_{ort}} \quad (6.1)$$



Şekil 6.2. Örnek oluşturulan çizgideki hız değişimi

Şekil 6.2.'de gösterildiği gibi keskin kenarlı hız profili konik girişli hız profiline göre ortalama akış hızından çok daha fazla sapma göstermiştir. En küçük Reynolds sayısı ile en büyük Reynolds sayısı karşılaştırıldığında profil şekillerinin benzer oldukları görülür. Bu durumda Reynolds sayısının akış profilinin bozulmasında etken bir parametre olmadığı görülmektedir.

Konik geometri değişiminin ( $L/D_e$  değişimi) hız profilleri üzerindeki etkisini görmek için yarıçap yönlü çizilen çizgideki hız değerleri ortalama hızından mutlak sapmaları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\Delta U_{sapma} = |U - U_{ort}| \quad (6.2)$$

Mutlak sapma dışında aşağıda verilen bağıntıdan verilen hız değerlerinin karekök ortalama (RMS) değerleri de hesaplandı.

$$U_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(U - U_{ort})^2}{N}} \quad (6.3)$$

$N$  alınan değer sayısıdır.  $U$  giriş hız değerleri,  $U_{RMS}$  hız RMS değeridir.

Yarıçap yönünde tüm 80 noktada hesaplanan mutlak sapma değerleri ve RMS değerleri Tablo 6.1.'de gösterilmiştir. 80 noktada verilen değerlerin aritmetik ortalaması da Tablo 6.1.'de verilmiştir. Konik ve keskin kenarlı elemanlar için tüm Reynolds sayılarında bulunan ortalama mutlak sapma ve ortalama RMS değerleri Tablo 6.1'de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

**Tablo 6.1.** Verilen bir Reynolds sayısında bir konik modelde çıkarılan giriş hızlarının ortalama akış hızından mutlak sapma değerleri ve RMS değerleri ve bunların aritmetik ortalamaları

	A	B	C	D	E
1	U (m/s)	Uort(m/s)	Usapma(m/s)	U+ (boyutsuz)	U- (RMS)
2	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
3	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
4	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
5	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
6	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
7	7,76E-01	0,777	0,001	9,99E-01	0,000001
77	7,87E-01	0,777	0,01	1,01E+00	0,0001
78	7,04E-01	0,777	0,073	9,06E-01	0,005329
79	5,29E-01	0,777	0,248	6,80E-01	0,061504
80	2,65E-01	0,777	0,512	3,41E-01	0,262144
81	2,01E-02	0,777	0,7569	2,59E-02	0,57289761
82		Usapma ort	0,03451125	RMS ort	0,108135309

Aşağıda verilen Tablo 6.2.'de en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarındaki akışlardan çıkarılan değerler verilmiştir. Diğer kalan Reynolds sayılarındaki değerler tezin sonunda Ek-1 listesinde verilmiştir. Tablo 6.2. incelendiğinde ortalama RMS değerlerinin ortalama mutlak sapma değerlerinden üç veya dört kat daha büyük olduğu görülür. Ayrıca Keskin kenarlı akışta mutlak sapma değerlerinin konik modelin değerlerinden üç veya dört kat daha büyük olduğu görülmektedir. Fakat ortalama RMS değerinin konik modelinkinden iki kat büyük olmadığı görülmektedir.

**Tablo 6.2.** Verilen Reynolds sayılarında tüm konik modellerde ve keskin kenarlı modelde bulunan hız ortalama sapma değerleri

Modelleri	Re 20000		Re 28000	
	$\Delta U_{ort}$ (m/s)	$U_{RMS,ort}$ (m/s)	$\Delta U_{ort}$ (m/s)	$U_{RMS,ort}$ (m/s)
Koniksel Model 1	0,034555302	0,108135309	0,044618027	0,144416528
Koniksel Model 2	0,034870669	0,107008428	0,045576849	0,14314275
Koniksel Model 3	0,034125	0,107934098	0,047897292	0,142832701
Koniksel Model 4	0,036693007	0,107944873	0,046085043	0,145263184
Koniksel Model 5	0,034658688	0,107934098	0,043951175	0,143923124
Koniksel Model 6	0,033665079	0,107163595	0,04273099	0,142098865
Koniksel Model 7	0,038752229	0,111100406	0,048697452	0,147403518
Koniksel Model 8	0,036963884	0,109227307	0,046394953	0,145162648
Koniksel Model 9	0,0356275	0,107944873	0,044912159	0,143624639
<b>Keskin Kenarlı Model</b>	<b>0,106705009</b>	<b>0,152999179</b>	<b>0,150616171</b>	<b>0,214419537</b>

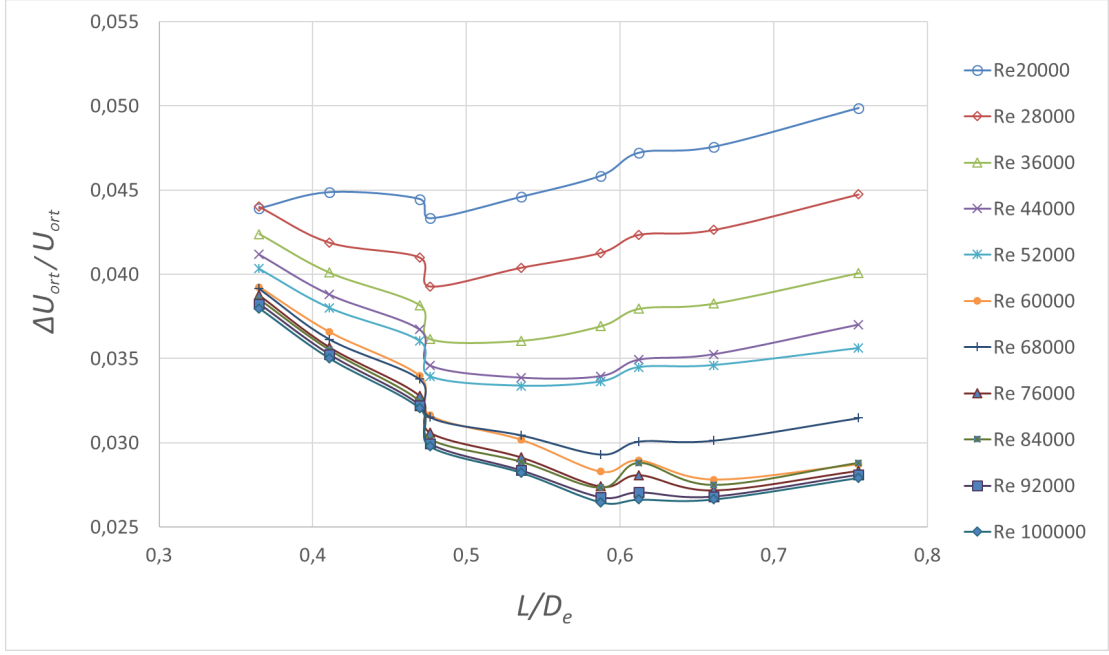
Modeller	Re 84000		Re 92000	
	$\Delta U_{ort}$ (m/s)	$U_{RMS,ort}$ (m/s)	$\Delta U_{ort}$ (m/s)	$U_{RMS,ort}$ (m/s)
Koniksel Model 1	0,105991397	0,376536071	0,115203412	0,408496802
Koniksel Model 2	0,115900147	0,376188533	0,125975007	0,408597464
Koniksel Model 3	0,125720576	0,378208491	0,136683798	0,411322501
Koniksel Model 4	0,094037466	0,377777183	0,076728886	0,326128349
Koniksel Model 5	0,094223121	0,37616725	0,101372306	0,408273805
Koniksel Model 6	0,098638424	0,370199743	0,10709568	0,401794024
Koniksel Model 7	0,094037466	0,377777183	0,100489132	0,408772798
Koniksel Model 8	0,08975823	0,373186029	0,095852282	0,404532925
Koniksel Model 9	0,089207863	0,370732468	0,09569044	0,401904839
<b>KeskinKenarlı Model</b>	<b>0,446578079</b>	<b>0,625553405</b>	<b>0,493354473</b>	<b>0,686516342</b>

Modeller	Re 100000	
	$\Delta U_{ort} (m/s)$	$U_{RMS, ort} (m/s)$
Koniksel Model 1	0,124536326	0,440495587
Koniksel Model 2	0,136039164	0,440801259
Koniksel Model 3	0,147560071	0,443865971
Koniksel Model 4	0,082636637	0,349049137
Koniksel Model 5	0,109684412	0,440406134
Koniksel Model 6	0,115731857	0,433279471
Koniksel Model 7	0,108505749	0,439990909
Koniksel Model 8	0,103554971	0,435367445
Koniksel Model 9	0,102888645	0,433036142
<b><i>Keskin Kenarlı Model</i></b>	<b><i>0,539637888</i></b>	<b><i>0,746350998</i></b>

Tablo 6.2.'de gösterildiği gibi hesaplanan hız ortalama sapma miktarı aşağıdaki bağıntıda gösterildiği gibi ortalama akış hızı ile boyutsuz hıza dönüştürüldü. Burada tüm Reynolds sayılarındaki hız sapmalarını tek bir şekil üzerinde göstermek ve karşılaştırmak için boyutsuz hız dönüşümü yapılmıştır.

$$\Delta U_{ort}^+ = \frac{\Delta U_{ort}}{U_{ort}} = \left| \frac{U}{U_{ort}} - \frac{U_{ort}}{U_{ort}} \right| = \left| \frac{U}{U_{ort}} - 1 \right| \quad (6.4)$$

Boyutsuz hız sapmalarının boyutsuz konik ölçüye göre değişimi aşağıda Şekil 6.3.'te gösterilmiştir. Şekil 6.3. incelendiğinde Reynolds sayısı arttığında boyutsuz hız sapmaların genel olarak düştüğü görülmektedir. Fakat bu düşüş miktarının  $Re > 60000$  den itibaren ihmal düzeyde olduğu görülmektedir. Aynı şekilde  $Re > 60000$  'den büyük Reynolds sayılarında boyutsuz sapmaların  $L/D_e = 0.6$  ya kadar düşüş gösterdiği ve büyük değerlerinde ise hafif bir artış olduğu görülmektedir.  $Re = 60000$  'den daha küçük Reynolds sayılarında boyutsuz sapmaların  $L/D_e = 0.5$  kadar bir düşüş gösterdiği fakat  $L/D_e > 0.6$  dan itibaren ise hafif artmanın olduğu görülmektedir. Genel bir değerlendirmeye göre  $Re > 60000$  değerleri için  $0.5 < L/D_e < 0.8$  aralığı hız sapmaların az olduğu bir aralık olarak görülebilir. Aynı şekilde  $Re < 60000$  değerleri için  $0.5 < L/D_e < 0.65$  aralığı da hız sapmaların düşük olduğu bir aralık olarak görülebilir.



Şekil 6.3. Ortalama Boyutsuz hız sapmalarının  $Re$  ve  $L/D_e$  ile değişimleri

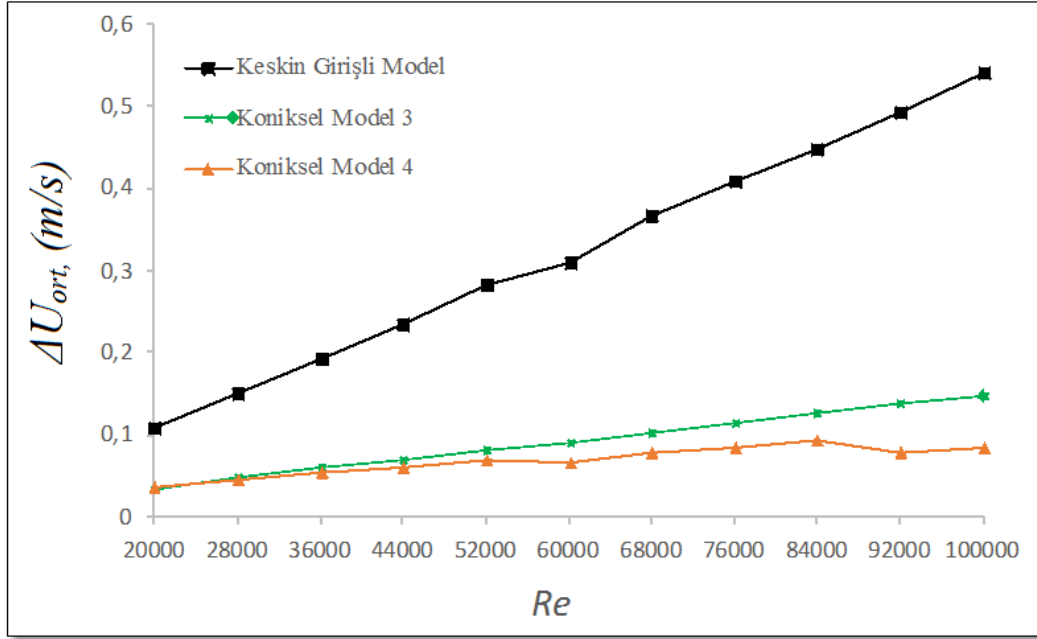
Her bir model için  $\Delta U_{ort}$ , ve  $U_{RMS}$  değerlerinin tüm Reynolds sayılarındaki ortalamaları ise aşağıda Tablo 6.2.'de verilmiştir. Tablo incelendiğinde koniksel modeller arasında en düşük ortalama mutlak hız sapmasına ve RMS değerine sahip olan modelin Koniksel Model 4 olduğu görülmektedir. En yüksek ise Koniksel Model 3 olduğu görülmektedir. Ayrıca Keskin kenarlı girişin mutlak hız sapma ve RMS değerinin koniksel modeller kıyasla çok yüksek olduğu görülmektedir.

Tablo 6.2. Her bir konik model için tüm Reynolds sayılarına göre bulunan ortalama hız sapma değerleri

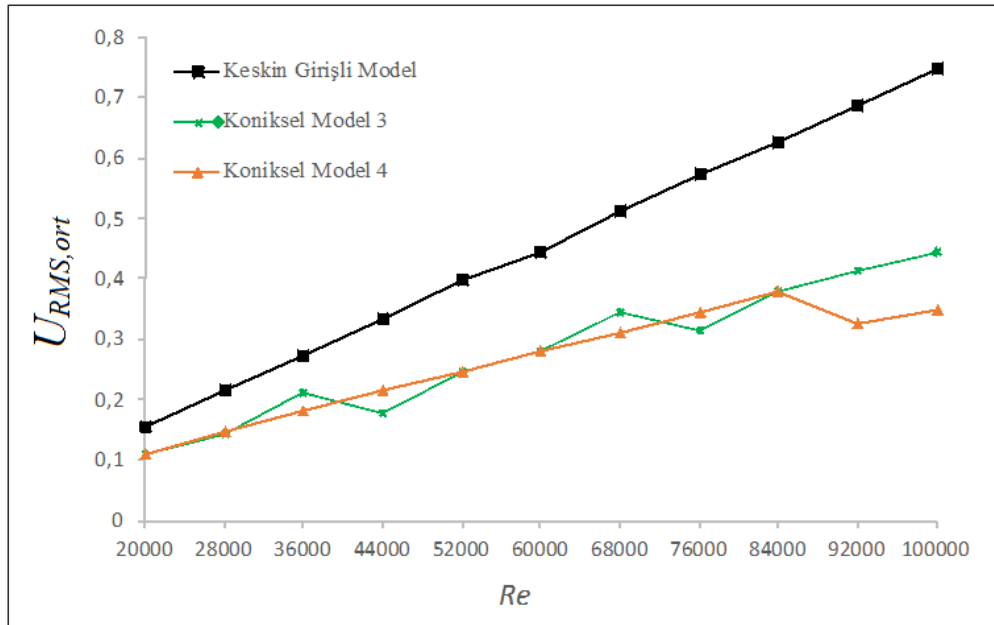
Konik Girişli Modeller	Tüm Reynolds Değerlerin Ortalaması	
	$\Delta U_{ort}$ , (m/s)	$U_{RMS, ort}$ (m/s)
Koniksel Model 1	0,079932128	0,277497638
Koniksel Model 2	0,085796501	0,276793994
Koniksel Model 3	0,092052311	0,277906874
Koniksel Model 4	0,068056916	0,261676287
Koniksel Model 5	0,072411114	0,277075539
Koniksel Model 6	0,074873471	0,273080033
Koniksel Model 7	0,0725132	0,275523041
Koniksel Model 8	0,071001433	0,27600595
Koniksel Model 9	0,070031548	0,273932169
<b>Keskin Kenarlı Model</b>	<b>0,320562236</b>	<b>0,450572607</b>

Aşağıda verilen Şekil 6.4.'te mutlak hız sapmalarının Reynolds sayısına göre değişimini vermiştir. Şekil incelendiğinde her üç modelde de hız sapmalarının Reynolds sayısı ile

doğrusal bir şekilde arttığı görülmektedir. Burada keskin kenarlı modelin en yüksek artış eğimine sahip olduğu görülmektedir. Model 3 'ün artış eğimi model 4 'ün artış eğiminden biraz yüksek olduğu görülmektedir. Model 3 ve Model 4 arasındaki fark ise Reynolds sayısının artmasıyla açıldığı görülmektedir. Burada Reynolds sayısı ile değişimleri kıyaslanan her üç modelin RMS değerleri ise aşağıda Şekil 6.5.'te gösterilmiştir. Şekil 6.5.'te görüldüğü gibi RMS değerleri de Reynolds sayısı ile doğrusal artmışlardır.

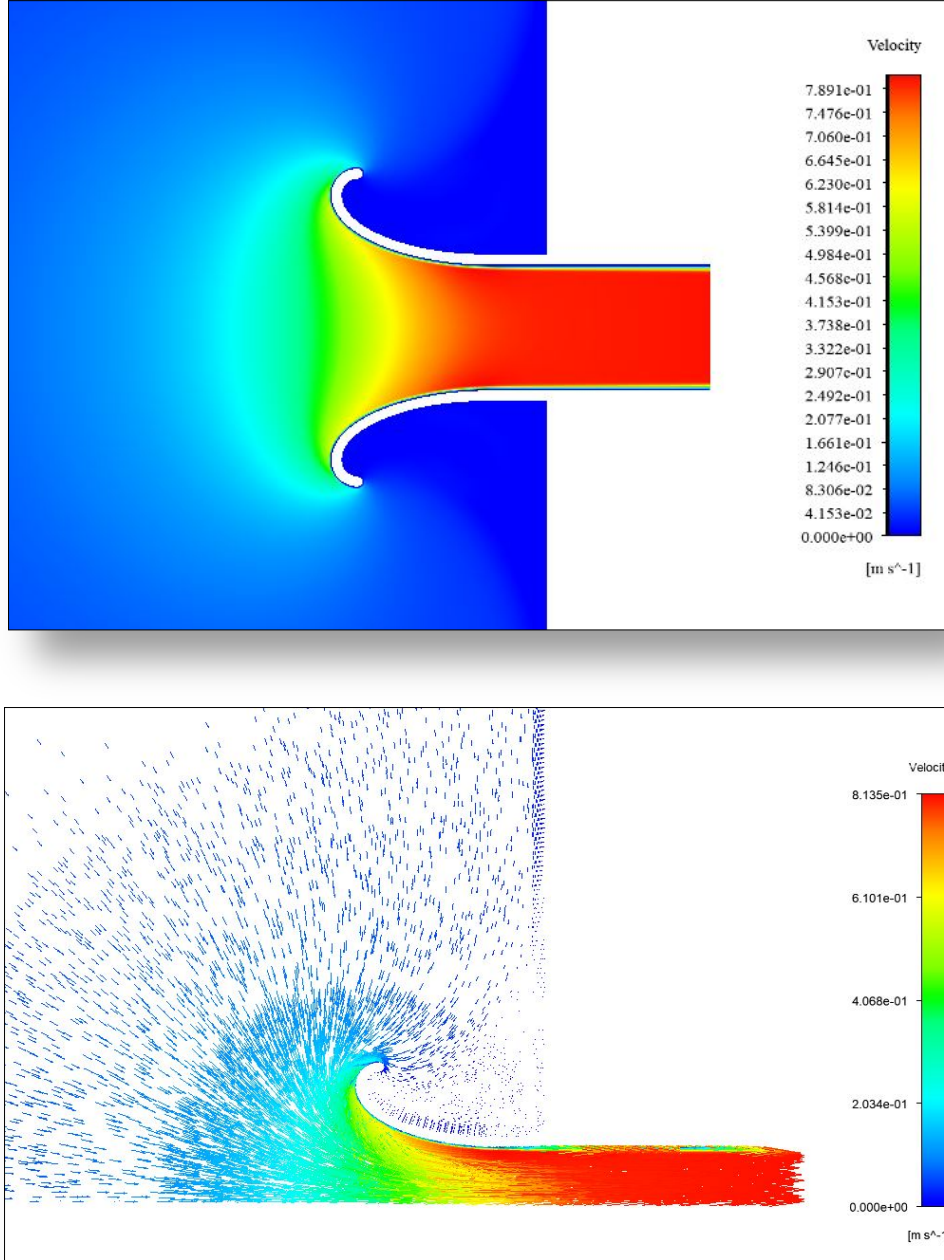


Şekil 6.4. Reynolds sayılarına göre modellerin  $\Delta U_{ort}$  (m/s) değişimleri

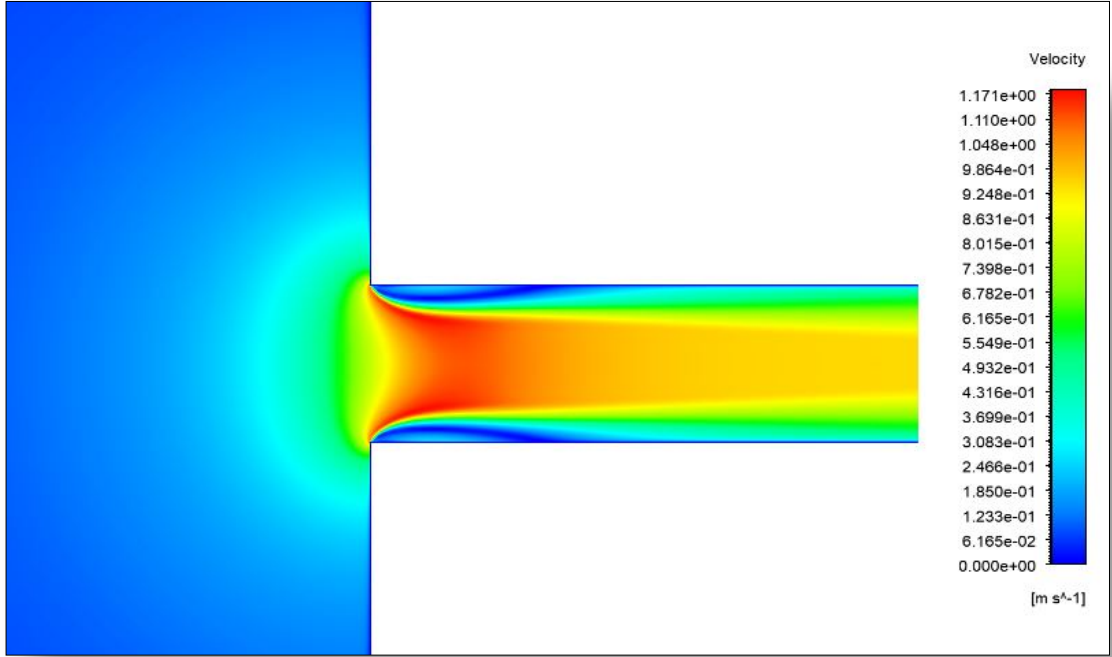


Şekil 6.5. Reynolds sayılarına göre modellerin  $U_{RMS,ort}$  eğrileri

Örnek olarak Şekil 6.6'da Model 4 ile 20000 Reynolds sayısında yapılan iki boyutlu akışta konik girişindeki hız değişimi renk kontörü ile görselleştirilmiştir. Rezervuarın içinde akış hızının sıfıra yakın olduğu ve konik girişten boruya geçişte hızın yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 6.6.'da konik giriş civarındaki hız dağılımı vektörlerle görselleştirilmiştir.

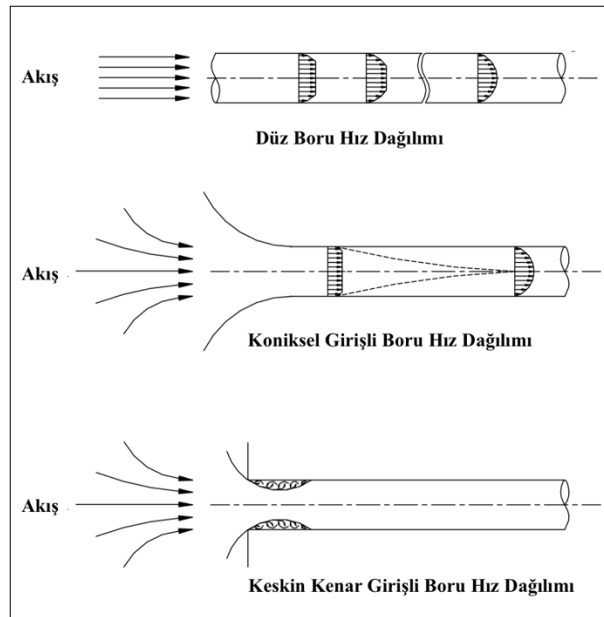


Şekil 6.6. Reynolds 20000 değerinde hızın renk kontörü ve hız dağılım vektörü gösterimi



Şekil 6.7. Reynolds 20000 değerinde keskin kenar girişli akışın hız renk kontörü

Şekil 6.7. incelendiğinde 20000 Reynolds sayısında yapılan iki boyutlu akışta keskin kenar girişindeki hız değişimi renk kontörü ile görselleştirilmiştir. Rezervuarın içinde akış hızının sifira yakın olduğu ve keskin kenar girişten boruya geçişte hızın yüksek olduğu görülmektedir. Keskin kenar dönüşünden hemen sonra akış duvara yakın akış bölgesinde bir çevrinti oluşturduğundan hızın çok düşük olduğu ve merkez kısmında ise hızın çok yüksek olduğu görülmektedir. Genel olarak hız dağılımları Şekil 6.8.'de görüldüğü üzere benzer diyagram alınmıştır.

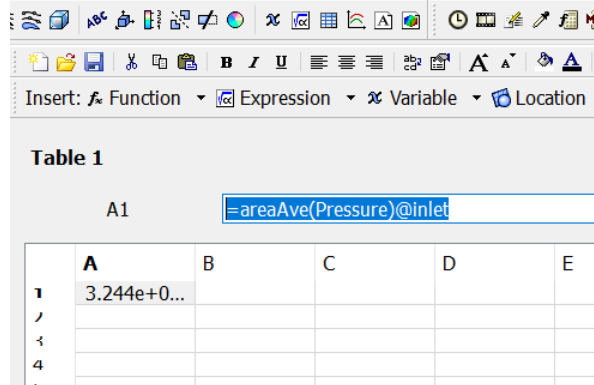


Şekil 6.8. Giriş modellerde Mohammed (2009) yaptığı hız dağılımları

## 6.2. Giriş Geometrisinde Basınç Kayıpları

Bu kısımda giriş geometrilerinin basınç kayıpları üzerindeki etkileri incelenecektir. Basınç kayıplarını önemi akıştaki sürtünmeyle doğrudan ilişkili olmasıdır. Basınç kayıpları ise pompa güç tüketimini etkileyen önemli bir parametredir. Daha yüksek basınç kaybına neden olan eleman daha fazla pompa güç tüketmektedir ve dolayısıyla daha yüksek enerji tüketimine ve maliyetine sebep olmaktadır. Daha öncede belirtildiği gibi akış sistemlerindeki sürtünme kayıpları düz boru kayıpları ve yerel kayıplar olarak ikiye ayrılır. Boru girişinde akış sürtünmeleri nedeniyle oluşan kayıplar yerel kayıplar olarak hesaplanır. Literatürde bildirildiği gibi keskin kenarlı giriş en çok basınç kaybına neden olurken, konik giriş ise en düşük basınç kaybına neden olmaktadır. Boru giriş geometrisinin değişik yapılmasının bir nedeni de basınç kayıplarını düşürmektir.

Burada boru giriş akışının sayısal çözümünde akışkan sıfır etkin basınç ile çıkış yüzeyinden ayrıldığından giriş akışında basınç kaybı giriş yüzeyindeki basınç olacaktır. Akış alanının giriş yüzeyindeki basınç değerini bulmak için Şekil 6.9'de gösterildiği gibi CFD post programında girişteki ortalama basınç değeri alınmıştır. Bu şekilde tüm Reynolds sayılarındaki akışların basınç değerleri çıkarılmıştır.



The image shows a screenshot of a CFD post-processing software interface. The main window displays a table titled "Table 1" with a single row labeled "A1". The expression "=areaAve(Pressure)@inlet" is entered in the cell next to "A1". Below the table, a data table is visible with columns labeled A, B, C, D, and E. The value "3.244e+0..." is shown in the first row under column A.

	A	B	C	D	E
1	3.244e+0...				
2					
3					
4					

Şekil 6.9. CFD Post programında giriş yüzeyinde ortalama basıncın bulunması

Burada giriş elemanın yerel sürtünme yük kaybını bulmak için giriş ve çıkış noktaları arasında genel mekanik enerji denklemi (Denklem 3.16) uygulanabilir. Giriş 1 ve çıkışa da 2 denirse genel enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{p,f} \\ = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_t + h_K \end{aligned} \quad (6.5)$$

Akış yatayda olduğundan  $z_1=z_2$ , sistemde pompa, fan ve türbin gibi elemanlar bulunmadığından  $h_{p,f}=h_t=0$  dir. Çıkış atmosfere açık olduğundan  $P_2=0$  (etkin basınç) alınır. Giriş yüzeyinde hız değeri çok düşük olacağından  $V_1=0$  alınabilir.  $V_2$  ise çıkıştaki ortalama kesit hızıdır. Bunların sonucunda aşağıdaki eşitlik ortaya çıkar.

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\rho g} \\ = \frac{v_2^2}{2g} + h_K \end{aligned} \quad (6.6)$$

burada  $P_1$  etkin akış basıncıdır ve  $h_K = h_{K,yerel}$  dir.

Örnek olarak Konik Model 3'ün  $Re=20000$  akışında yerel sürtünme yük kaybı ve basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

**$Re = 20000$  de  $V = 0.777$  m/s dir**

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + h_{kb} \quad \Rightarrow \quad \frac{323,9}{997 \times 9,81} = \frac{0,777^2}{2 \times 9,81} + h_k \quad \Rightarrow \quad h_k \\ = 0,00289 \text{ (m)} \end{aligned}$$

**basınç kaybı  $\Delta P_K = \rho g h_k = 997 * 9.81 * 0.00289 = 28.26$  kPa**

Yerel kayıp katsayısı:

$$h_k = K_k \frac{V^2}{2g} \quad \Rightarrow \quad 0.00289 = K_k \frac{0,777^2}{2 \times 9,81} \quad \Rightarrow \quad K_k = 0,0941$$

Yukarıda bulunan değerler tüm Reynolds sayılarında hesaplanmış olup çıkan değerler aşağıdaki Tablo 6.3 te verilmiştir.

**Tablo 6.3.** Giriş geometrisinde oluşan yerel sürtünme yük kaybının ilgili değerleri

	Re 20000				
	L/De	Basınç Kaybı	Ortalama Hız	Yerel Kayıp	Yerel Kayıp Katsayısı
Koniksel Model 3	0,36507937	323,9	0,777	0,002897515	0,09416352
Koniksel Model 2	0,41071429	324,1	0,777	0,002917964	0,094828063
Koniksel Model 1	0,46938776	324,4	0,777	0,002948637	0,095824876
Koniksel Model 6	0,47619048	324,2	0,777	0,002928188	0,095160334
Koniksel Model 5	0,53571429	324,3	0,777	0,002938413	0,095492605
Koniksel Model 9	0,58730159	324,6	0,777	0,002969086	0,096489419
Koniksel Model 4	0,6122449	324,8	0,777	0,002989534	0,097153961
Koniksel Model 8	0,66071429	324,9	0,777	0,002999759	0,097486233
Koniksel Model 7	0,75510204	325,4	0,777	0,00305088	0,099147589

	Re 28000				
	L/De	Basınç Kaybı	Ortalama Hız	Yerel Kayıp	Yerel Kayıp Katsayısı
Koniksel Model 3	0,36507937	629,6	1,088	0,00403899	0,066944345
Koniksel Model 2	0,41071429	629,9	1,088	0,00406966	0,067452737
Koniksel Model 1	0,46938776	630,4	1,088	0,00412078	0,068300056
Koniksel Model 6	0,47619048	630,1	1,088	0,00409011	0,067791664
Koniksel Model 5	0,53571429	630,3	1,088	0,00411056	0,068130592
Koniksel Model 9	0,58730159	630,7	1,088	0,00415146	0,068808447
Koniksel Model 4	0,6122449	631,3	1,088	0,0042128	0,06982523
Koniksel Model 8	0,66071429	631,2	1,088	0,00420258	0,069655767
Koniksel Model 7	0,75510204	632	1,088	0,00428437	0,071011477

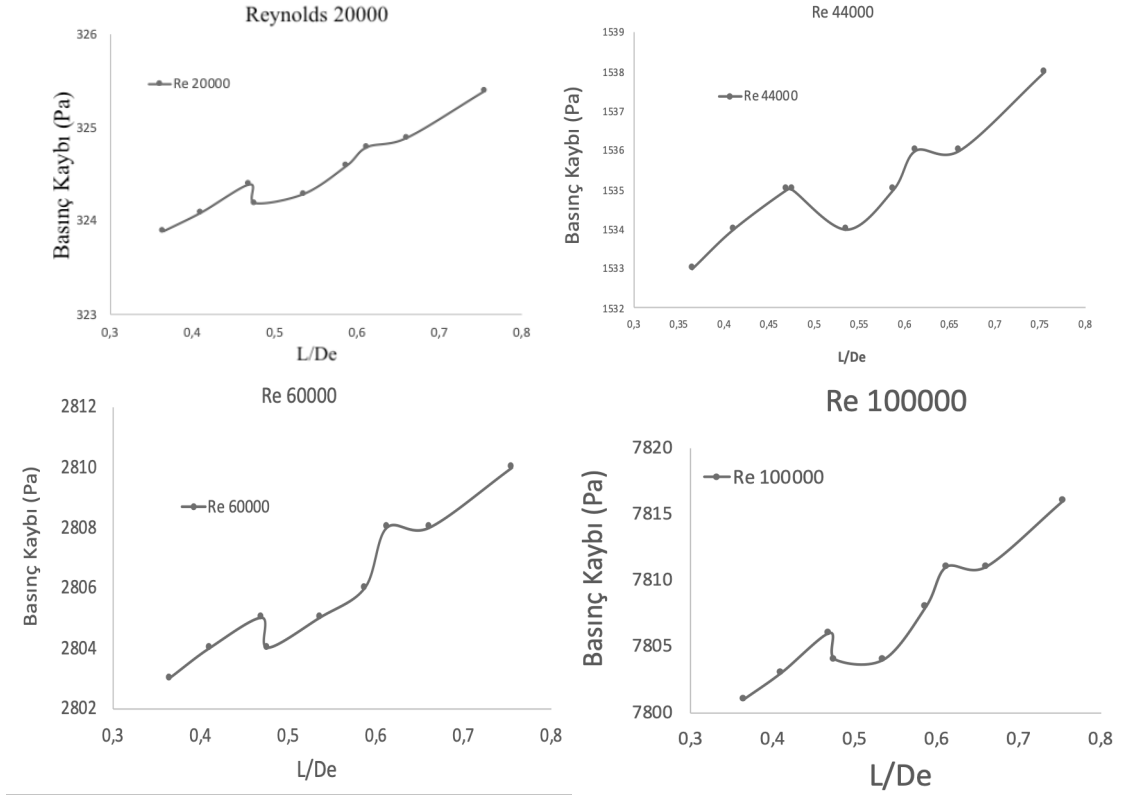
	Re 84000				
	L/De	Basınç Kaybı	Ortalama Hız	Yerel Kayıp	Yerel Kayıp Katsayısı
Koniksel Model 3	0,36507937	5509	3,264	0,020257771	0,037307002
Koniksel Model 2	0,41071429	5511	3,264	0,020462258	0,037683589
Koniksel Model 1	0,46938776	5513	3,264	0,020666745	0,038060175
Koniksel Model 6	0,47619048	5511	3,264	0,020462258	0,037683589
Koniksel Model 5	0,53571429	5512	3,264	0,020564501	0,037871882
Koniksel Model 9	0,58730159	5515	3,264	0,020871232	0,038436761
Koniksel Model 4	0,6122449	5521	3,264	0,021484693	0,03956652
Koniksel Model 8	0,66071429	5517	3,264	0,021075719	0,038813347
Koniksel Model 7	0,75510204	5521	3,264	0,021484693	0,03956652

Re 92000					
	L/De	Basınç Kaybı	Ortalama Hız	Yerel Kayıp	Yerel Kayıp Katsayısı
Koniksel Model 3	0,36507937	6602	3,57	0,025424628	0,039139671
Koniksel Model 2	0,41071429	6604	3,57	0,025629115	0,039454466
Koniksel Model 1	0,46938776	6607	3,57	0,025935845	0,03992666
Koniksel Model 6	0,47619048	6604	3,57	0,025629115	0,039454466
Koniksel Model 5	0,53571429	6605	3,57	0,025731358	0,039611864
Koniksel Model 9	0,58730159	6608	3,57	0,026038089	0,040084057
Koniksel Model 4	0,6122449	6611	3,57	0,026344819	0,04055625
Koniksel Model 8	0,66071429	6611	3,57	0,026344819	0,04055625
Koniksel Model 7	0,75510204	6618	3,57	0,027060524	0,041658034

Re 100000					
	L/De	Basınç Kaybı	Ortalama Hız	Yerel Kayıp	Yerel Kayıp Katsayısı
Koniksel Model 3	0,36507937	7801	3,886	0,027928177	0,036285742
Koniksel Model 2	0,41071429	7803	3,886	0,028132664	0,036551422
Koniksel Model 1	0,46938776	7806	3,886	0,028439395	0,036949942
Koniksel Model 6	0,47619048	7804	3,886	0,028234908	0,036684262
Koniksel Model 5	0,53571429	7804	3,886	0,028234908	0,036684262
Koniksel Model 9	0,58730159	7808	3,886	0,028643882	0,037215623
Koniksel Model 4	0,6122449	7811	3,886	0,028950613	0,037614143
Koniksel Model 8	0,66071429	7811	3,886	0,028950613	0,037614143
Koniksel Model 7	0,75510204	7816	3,886	0,02946183	0,038278343

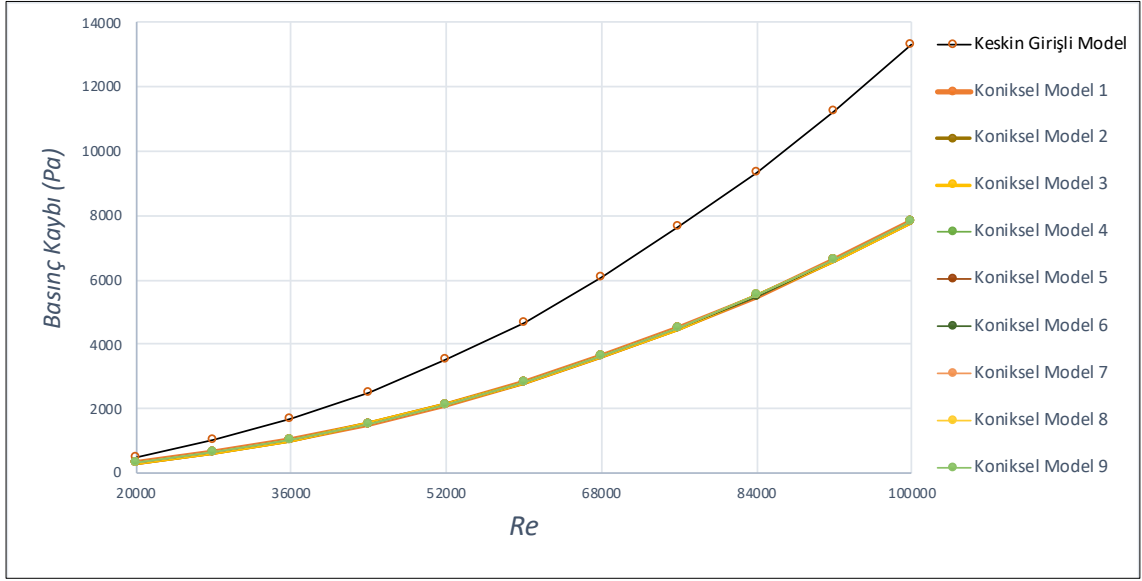
Tablo 6.3. incelendiğinde verilen bir Reynolds sayısında  $L/D_e$  arttığında basınç kaybının, az da olsa, arttığı görülmektedir. Reynolds değerleri arttırıldığında ise örneğin 20000 ile 28000 Reynolds aralığında basınç kaybı %95, 28000 ile 36000 Reynolds aralığında basınç kaybı %63, 36000 ile 44000 Reynolds aralığında basınç kaybı %49 ve en son olarak Reynolds 92000 ile 100000 Reynolds aralığında basınç kaybı %18 kadar arttığı hesaplanmıştır. Hesaplamalara göre Reynolds sayısı arttığında basınç kaybı arttığı gözlemlenirken basınç kaybının artış eğimi ise Reynolds sayısı ile düştüğü görülmektedir. Tablo 6.3.'te verilen değerlerin grafik halinde gösterimi ise Şekil 6.10.'da verilmiştir.



**Şekil 6.10.** Verilen bir Reynolds sayısında basınç kaybının  $L/D_e$  oranı ile değişimi

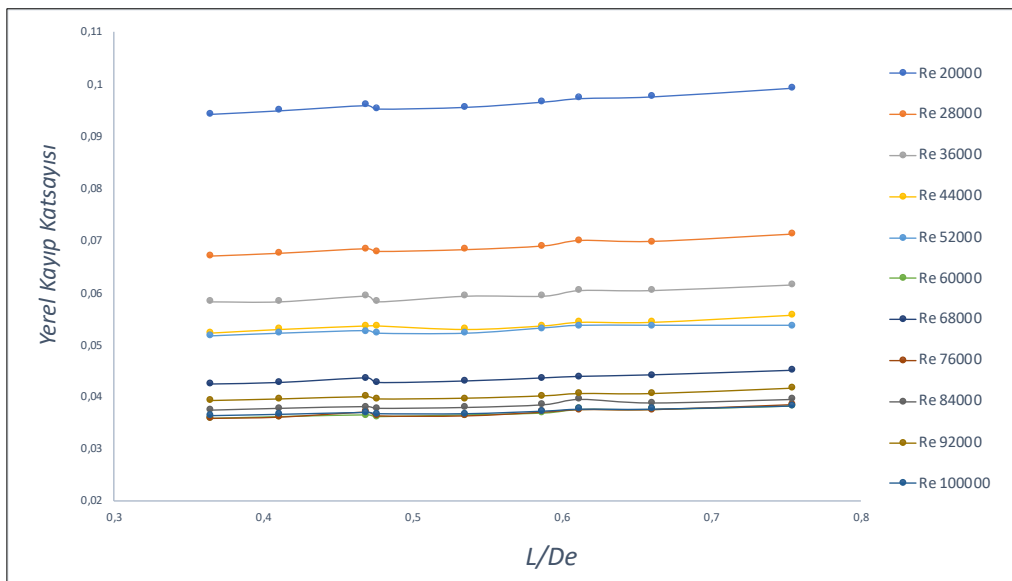
Şekil 6.10.'de görüldüğü gibi genel olarak basınç kaybının  $L/D_e$  oranı arttığında arttığı görülmektedir. Fakat bu basınç kaybındaki artış ise çok düşük olduğu görülebilmektedir. Örneğin en küçük  $L/D_e$  değeri ile en büyük  $L/D_e$  değeri arasında basınç kaybındaki artış yüzdesi  $Re=20000$  de %0.62 iken  $Re=100000$  de bu %0.26 olmuştur. Bu basınç kaybındaki artışlar ihmal edilebilir düzeyde değerlerdir.

Aşağıda verilen Şekil 6.11.'de tüm koniksel modellerde ve keskin kenarlı modelde basınç kaybının Reynolds ile değişim eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 6.11. Tüm koniksel modellerde ve keskin kenarlı modelde basınç kaybının Reynolds ile değişim

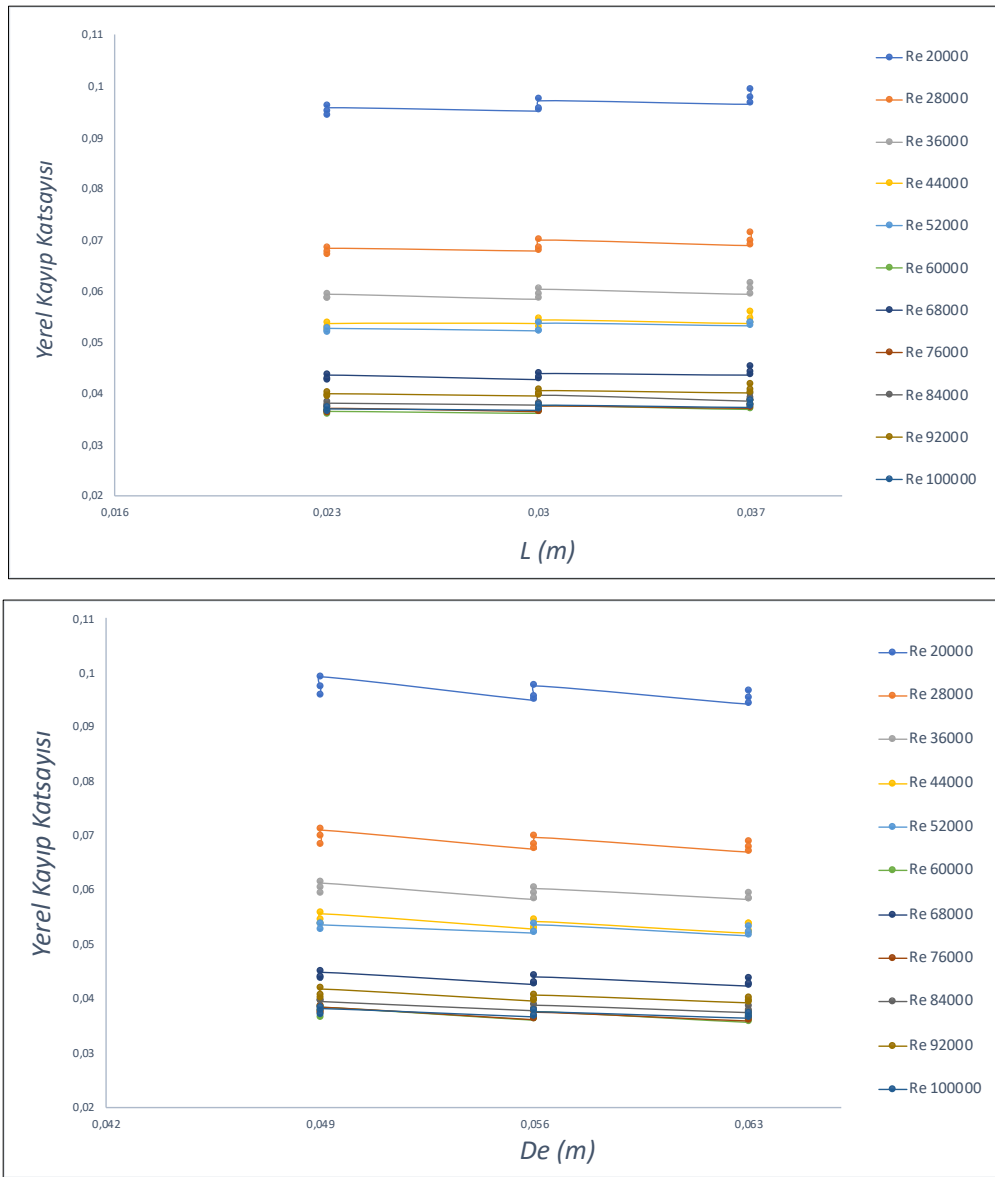
Şekil 6.11. incelendiğinde Reynolds sayısı arttığında basınç kayıplarının arttığı görülmektedir. Ayrıca Koniksel Modellerde basınç kayıplarının grafikte neredeyse üst üste çakıştığı görülmektedir. Keskin Kenarlı Modelde basınç kaybının daha yüksek olduğu ve konik modellerle arasındaki farkın Reynolds sayısı ile artmaya başladığı görülmektedir. Düşük Reynolds sayısında Koniksel Model ile Keskin Kenarlı Model arasındaki basınç kaybı yaklaşık 200 Pa olurken yüksek Reynolds sayısında bu farkın yaklaşık 500 Pa olduğu görülür. Aşağıda verilen Şekil 6.12.'de boyutsuz yerel kayıp katsayısının boyutsuz konik ölçülere göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6.12. Yerel kayıp katsayısının L/De ve Re ile olan değişim eğrileri

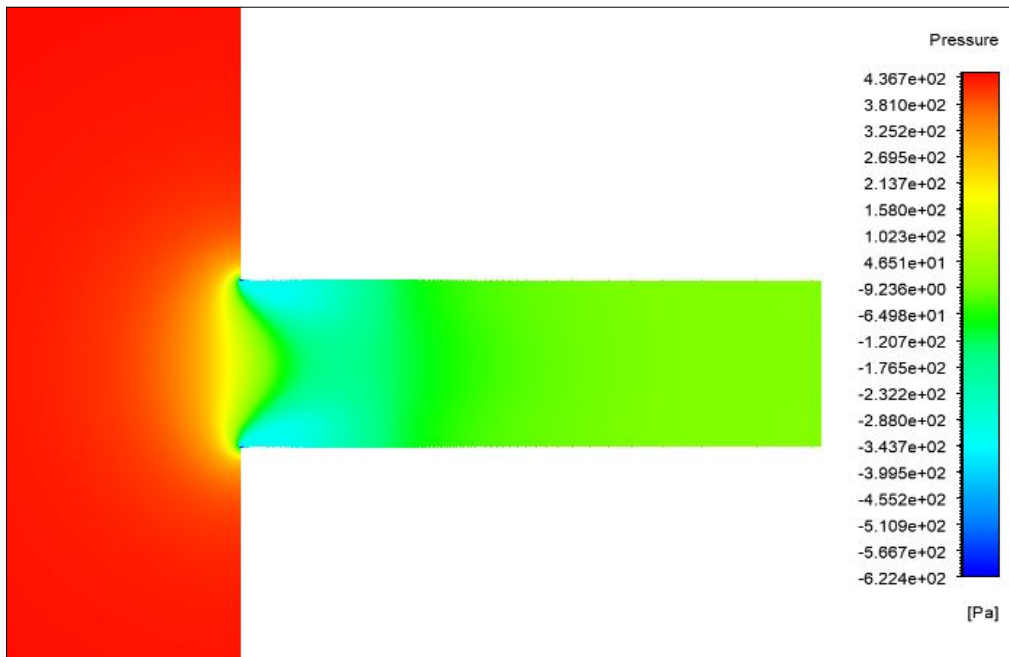
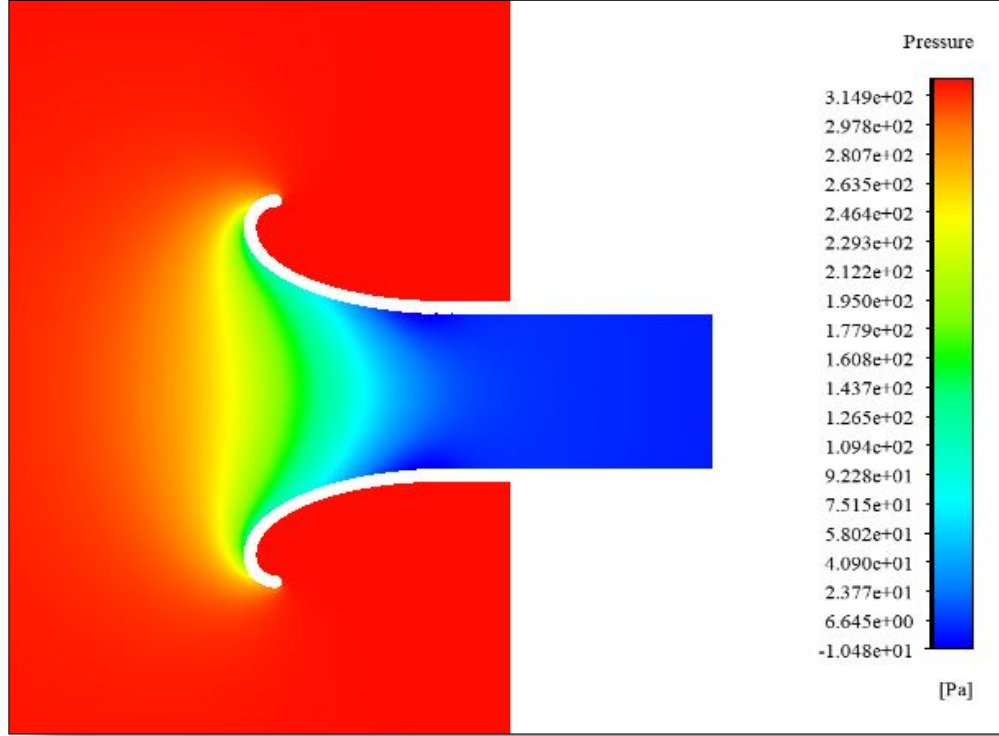
Şekil 6.12. irdelendiğinde Reynolds sayısı arttığında yerel kayıp katsayısının tüm  $L/D_e$  değerlerinde genel olarak düştüğü görülmektedir. Verilen bir Reynolds sayısında ise yerel kayıp katsayısının  $L/D_e$  ile olan değişimi hemen hemen sabit kalmıştır. Şekil 6.10.'da verilen Reynolds sayılarında  $K_K$  değerlerinin 0.036-0.099 aralığında olduğu ve Reynold sayısı ile ters orantılı değiştiği görülmektedir.

Tüm koniksel modellerde  $L(m)$  ve  $D_e(m)$  boyutlu parametreler değiştirilerek modelleme yapıldığından burada iki parametre bağımsız bir şekilde incelenmiştir. Şekil 6.13.'de tüm konik modellerdeki yerel kayıp katsayısının 1.şekilde  $L$  ile ve 2. şekilde ise  $D_e$  ile olan değişimi verilmiştir. Kayıp katsayıların  $L$  ve  $D_e$  ile olan değişimlerinde de değerinin sabit kaldığı görülmektedir.



Şekil 6.13. Koniksel modellerde kayıp katsayıların  $L$  ve  $D_e$  ile olan değişimleri

Yukarıda verilen şekillere göre genel bir değerlendirme yapılırsa yerel kayıp katsayısının koniksel geometrinin boyutsal değişiminden pek etkilenmediği fakat Reynolds sayısından çok etkilendiği söylenebilir. Şekil 6.14. konik giriş ve keskin kenarlı girişe yakın akış bölgesinde basınç değişiminin renk kontörü ile gösterilmiştir.

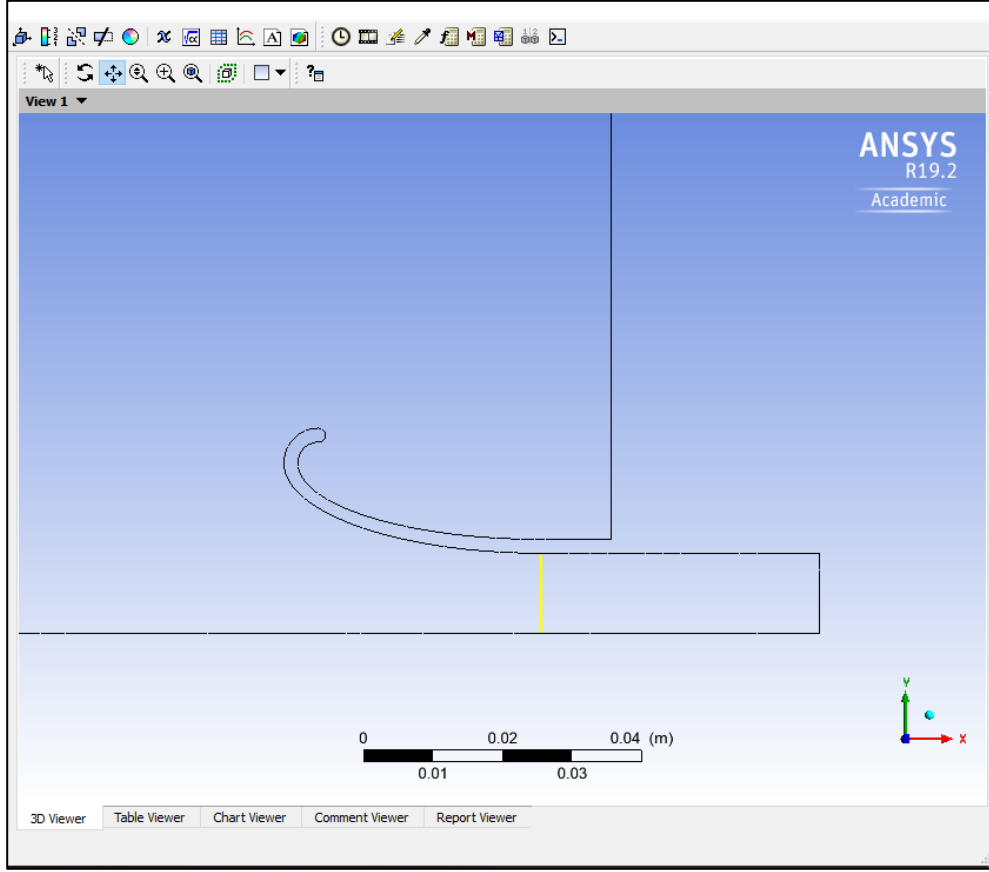


Şekil 6.14. Reynolds 20000 değerindeki Basınç değişiminin renkle gösterilmesi

### 6.3. Giriş Tipinin Boru Akışına Etkisi

Tablo 6.2. gösterildiği üzere koniksel modeller arasında mutlak hız sapmaları ve RMS değerleri en düşük (Koniksel Model 4) ve en yüksek (Koniksel Model 3) değerlerindeki modellerin aşağı akımda incellenmesi uygun bulunmuştur. Konik girişin boru akışı üzerindeki etkisinin incelemek için konik girişin devamı olarak uzun bir boru akışı sayısal yöntemle çözülmüş ve simüle edilmiştir. Boru akışında tam gelişmiş akışın oluşması için 113D kadar ( $L=2.6m$ ) uzunlukta boru akışları yapılmıştır. Konik girişten itibaren boru akışını devam ettirmek için konik girişli akıştan elde edile hız profilleri boru akışında giriş hız profili olarak kullanılmıştır. Dolayısıyla konik veya keskin kenarlı girişin olduğu uzun bir boru akışı iki sayısal çalışma ile tamamlanmıştır. Çalışma tek bir simülasyon ile çözülebilmeye rağmen Ansys student versiyonu mesh sayısına sınırlama getirdiğinden boru akışı iki sayısal çözümle tamamlanabilmiştir.

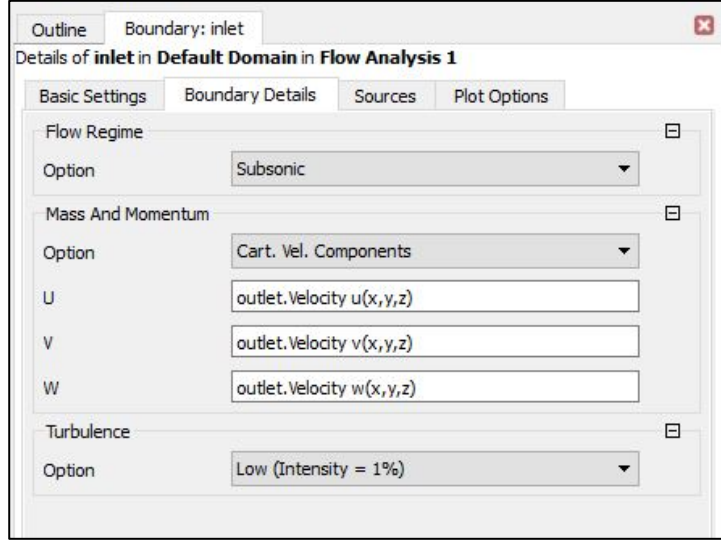
Giriş geometrileri ile yapılan sayısal çözümlerden boru girişindeki hız profilleri elde etmek için konik elemanın bittiği ve boru girişinin başladığı mesafede hız profilleri BC profile seçeneği ile alınmıştır. Şekil 6.15. konik girişli modellerde kıvrımın bittiği düzlemde ve keskin kenarlı giriş modelinde ise keskin kenarın başladığı düzlemdeki hız değerleri BC Profile seçeneğiyle alındı.



**Şekil 6.15.** Kıvrım bittiği düzlemdeki hız değerleri üç boyutlu (x,y ve z yönündeki hız değerleri) BC Profile alınması

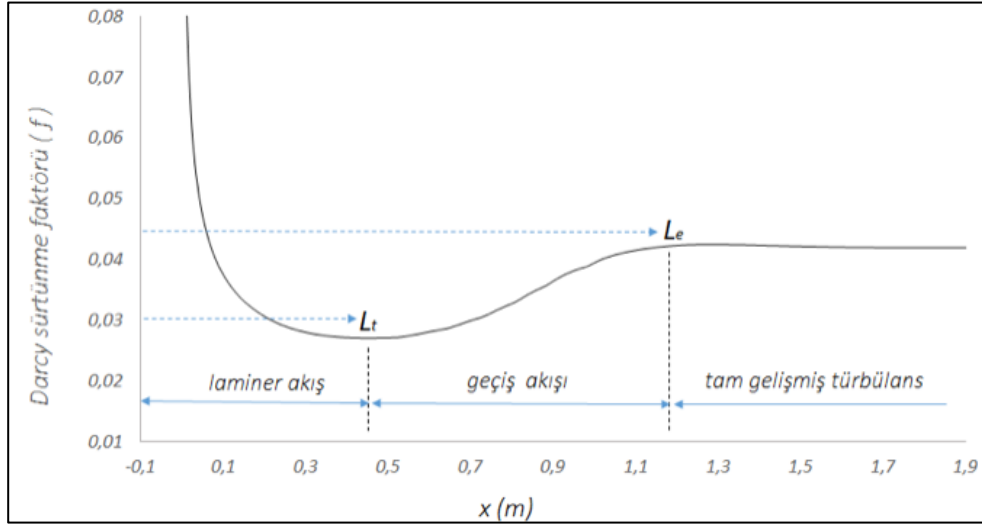
Akışkanın boruya ilk geçtiği düzlemde alınan hız profilleri 2. aşamadaki düz boru akışında boru giriş yüzeyinde sınır şart olarak atanmıştır. Bu şekilde akışın devamlılığı sağlanmıştır. Ayrıca düz borunun giriş sınır şartında konik girişli model için türbülans seviyesi %1(düşük seviye) ve keskin kenarlı giriş için ise türbülans yoğunluğu %5 (orta seviye) olarak girilmiştir. Boru girişinde verilen türbülans seviyesi akışın laminar türbülans geçişinde önemli bir parametredir. Konik giriş boru girişinde düşük bir türbülansa neden olurken keskin kenarlı giriş yüksek bir türbülansa neden olmaktadır. Bu nedenle konik giriş için düşük yoğunlukta türbülans ve keskin kenarlı giriş için orta yoğunlukta türbülans girilmiştir.

Düz boru girişinde sınır şartlarının detaylı gösterimi Şekil 6.16.' da gösterilmiştir.



Şekil 6.16. Giriş sınır şartının detayları

Boru girişinden itibaren Darcy sürtünme faktörü Şekil 6.17.'te gösterildiği gibi gelişen akış bölgesinde değişken ve tam gelişmiş akış bölgesinde ise sabit değerli olmaktadır. Boru girişinde yüksek bir değerden hızla düşen sürtünme faktörü laminer akışın son bulunduğu mesafede minimum değerinde ve sonrasında ise tam gelişmiş türbülansa değerine varana kadar değeri yavaş bir şekilde artmaktadır.



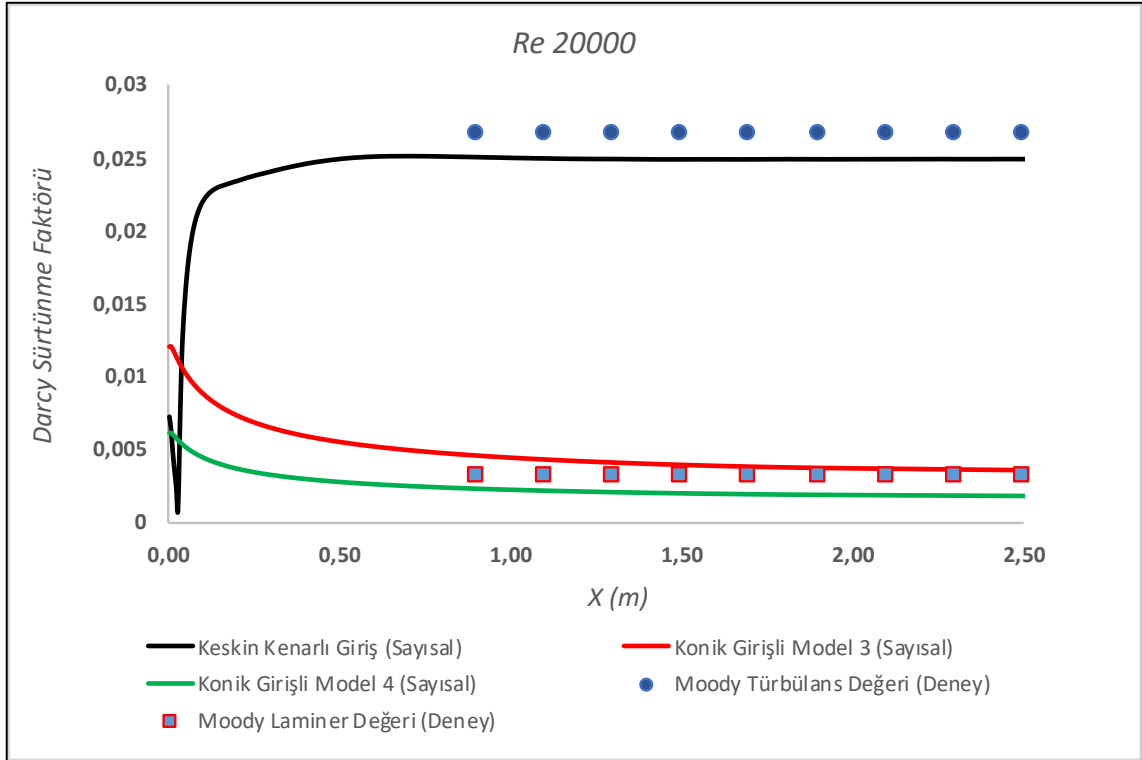
Şekil 6.17. Darcy sürtünme faktörünün boru uzunluğuna göre akış değişimi

Boru akışında Darcy sürtünme faktörlerinin boru duvarı boyunca çizilen bir çizgi üzerindeki değerlerini elde etmek için CFD Post (Result) programında Şekil 6.18.'de gösterilen bağıntı kullanılmıştır. Çizgi 200 noktadan oluşturuldu. Duvar çizgisi üzerindeki bu noktalarda bulunan Darcy sürtünme faktörleri excel'e taşınmıştır. Çıkarılan Darcy sürtünme faktörü sayısal sonuçlarının güvenilir olduğunu da göstermek için tam

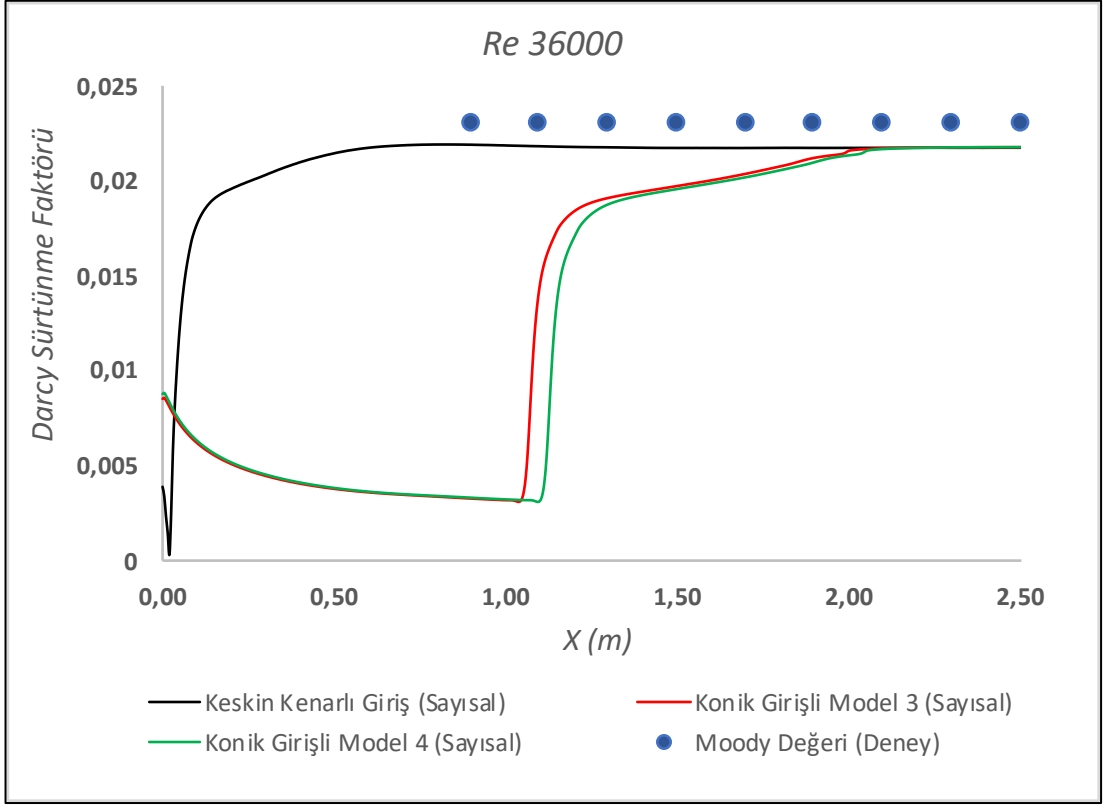
gelişmiş akış bölgesindeki sayısal değerler Moody diyagramından çıkarılan deneysel Darcy sürtünme faktörleri ile karşılaştırılmışlardır. Aşağıda verilen şekillerde beş ayrı Reynolds sayısında çıkarılan sayısal Darcy sürtünme faktörlerinin boru akışı boyunca değişimleri ve Moody deney değerleri ile karşılaştırılmaları gösterilmiştir.

Outline	Variables	Expressions	Calculators
Expressions			
Accumulated Time Step		850	
Current Time Step		850	
Reference Pressure		1 [atm]	
Sequence Step		850	
Time		0 [s]	
atstep		Accumulated Time Step	
ctstep		Current Time Step	
darcy		$8 * \text{Wall Shear} / 997 / 0.777^2$	
sstep		Sequence Step	
t		Time	

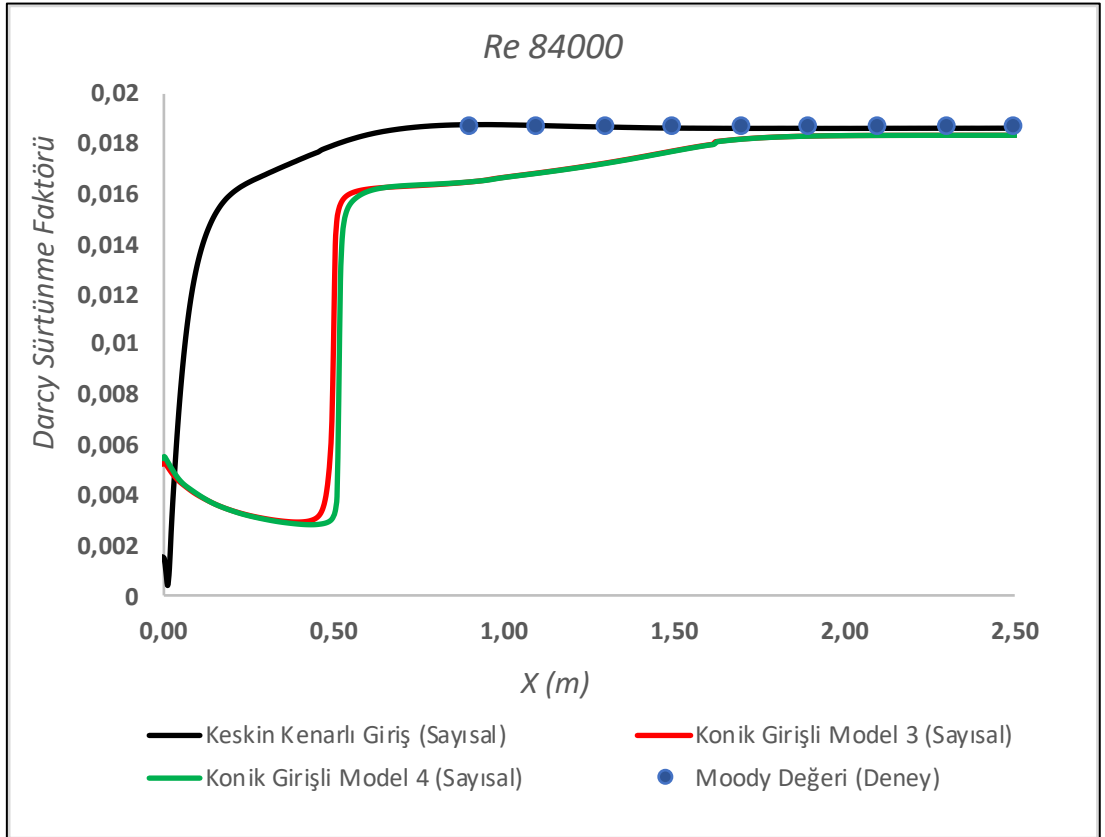
Şekil 6.18. Darcy sürtünme faktörünün denkleminin yazılması



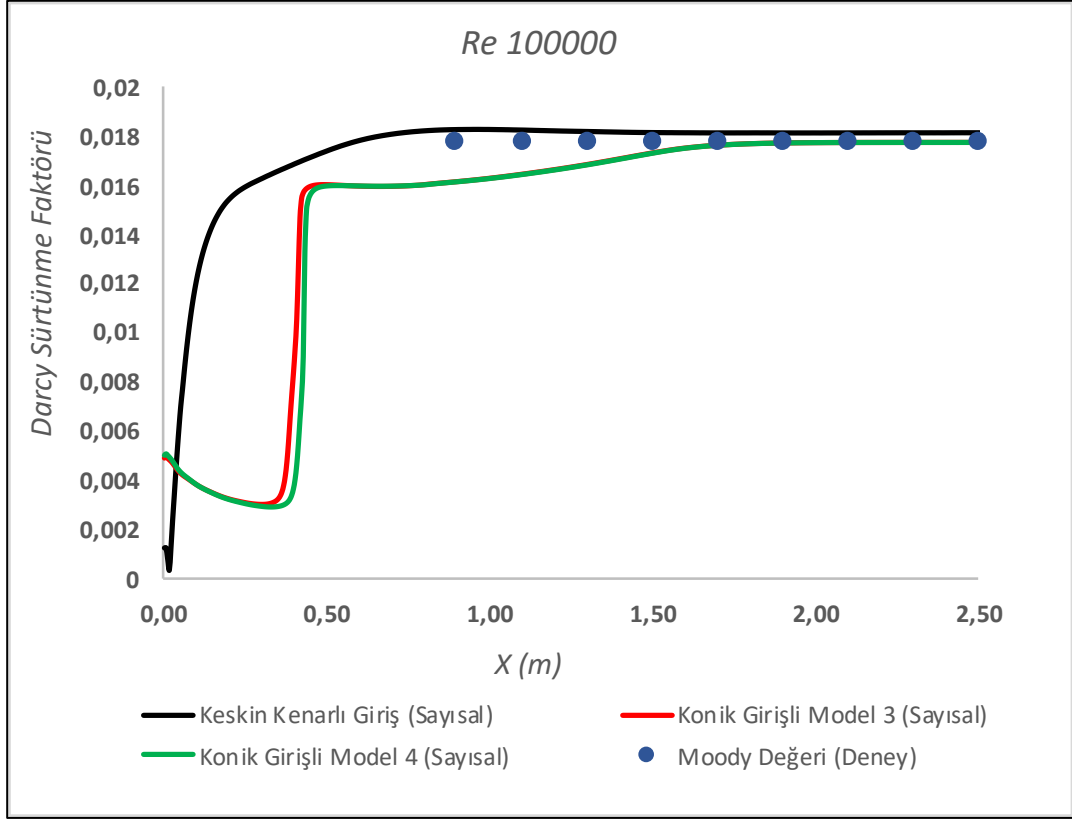
Şekil 6.19 (a)



Şekil 6.19 (b)



Şekil 6.19 (c)



Şekil 6.19 (d)

Şekil 6.19. Farklı Reynolds sayılarındaki Darcy sürtünme faktörünün akış boyunca değişimi ve deneysel karşılaştırması

Yukarıda verilen Şekil 6.19.'da konik giriş ve keskin kenarlı girişli boru akışlarında Darcy sürtünme faktörünün akış boyunca değişimini göstermiştir.  $Re=20000$ 'deki şekil incelendiğinde her iki konik modelde türbülansa geçiş olmazken keskin kenarlı girişli akışta türbülansa geçiş görülmektedir. Keskin kenarlıda tam gelişmiş akış bölgesinde sayısal Darcy sürtünme faktörü Moody diyagramından çıkarılan sürtünme faktörü ile çok uyumlu olduğu görülmektedir. Bu da yapılan sayısal çözümün ne kadar güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermektedir. Diğer iki konik girişli akışta ise akış türbülansa geçememiştir ve laminer akış olarak devam etmiştir.  $Re=20000$  gibi yüksek Reynolds sayısında laminer akış görülmesi tuhaf görülebilir. Bunun nedeni boru girişin akışa atanan düşük türbülans yoğunluğudur ( $I=1\%$ ). Keskin kenarlı boru girişinde ise akışkana atanan daha yüksek türbülans yoğunluğudur ( $5\%$ ). Konik giriş boru girişinde çok az türbülans üreten eleman olduğundan girişte türbülans seviyesi daha düşük verilmiştir. Keskin kenarlı giriş ise boru girişinde yüksek türbülans üreten eleman olduğunda boru girişinde yüksek türbülans değeri verilmiştir.

Şekil 6.19.'da görüldüğü gibi tam gelişmiş laminer akış için Moody diyagramından veya  $f=64/Re$  bağıntısından bulunan deneysel sürtünme değerleri konik

modellerin tam gelişmiş akış kısmındaki sayısal değerleri ile çok yakın oldukları görülür. Ortalama hız sapması yüksek çıkan konik model 3'ün sürtünme değerinin konik model 4'ün değerlerinden daha yüksek olduğuna dikkat ediniz. Bu da konik girişteki hız profiline bozukluk derecesi aşağı akımda o oranda negatif etki bıraktığını göstermektedir. Şekil 6.19.'da görüldüğü gibi konik model 3 ile konik model 4 'ün sürtünme faktörleri arasındaki fark boru girişinde yüksekken tam gelişmiş akışta bu farkın sabit kaldığı görülmektedir.

Şekil 6.19'da görüldüğü gibi  $Re=36000$ ,  $84000$  ve  $100000$  Reynolds sayılı akışlarda sürtünme faktörü eğrilerinin akış boyunca değişimleri incelendiğinde ise koniksel modellerde türbülansa geçişin olduğu görülmektedir. Şekil 6.19'da türbülansa geçiş bölgesinde konik model 3 ile konik model 4 'ün sürtünme eğrileri arasında az bir farkın olduğu diğer akış bölgelerinde ise iki eğrinin üst üste çakıştığı görülmektedir.  $Re=36000$  de geçiş akışı uzun boru mesafesinde başlarken ( $Le=1m$  de)  $Re=84000$  ve  $10000$  sayılarında ise geçiş akışı daha kısa boru mesafesinde ( $L=0.5m$  de) başladığı görülmektedir.

Sonuç olarak Tüm Reynolds sayılı boru akışlarında tam gelişmiş laminer veya türbülans akış kısmında sayısal değerler ve Moody diyagramından elde edile deney değerleri çok iyi bir uyum sağlamışlardır. Burada konik girişteki hız profili bozukluk derecesinin laminer boru akışında sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğu türbülanslı akışta ise etkisinin olmadığı fakat geçiş akışlarında çok az etkili olduğu görülmektedir.

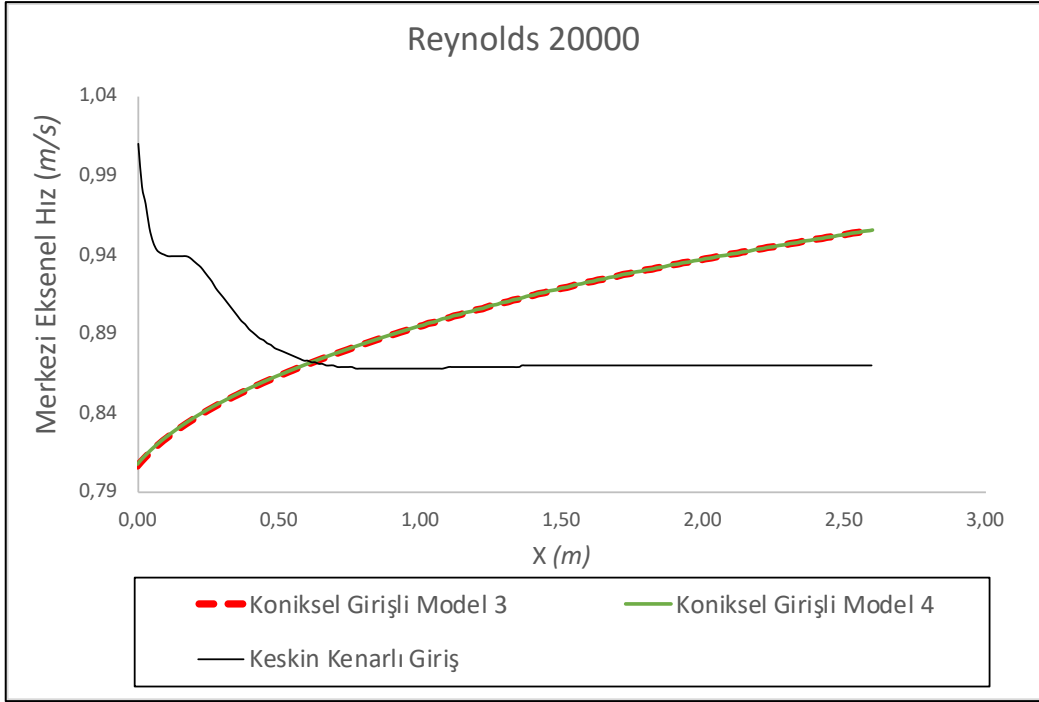
#### **6.4. Merkezi Eksenel Hız Değişimleri**

Konik giriş geometrisinden sonra gelen boru akışında boru merkezi boyunca bir çizgi oluşturuldu. Bu çizgi üzerindeki hız değerlerine merkezi eksenel hız denir. Sayısal sonuçlardan çıkarılan merkezi eksenel hızların Reynolds sayısı ile ve giriş tipleri ile boru boyunca değişimleri Şekil 6.20.'de gösterilmiştir. Şekil 6.20.'de görüldüğü gibi keskin kenarlı girişli boru akışında eksenel hızlar belirli bir akış mesafesinde değeri düşmekte ve sonra akış boyunca sabit değerli olmuşlardır. Burada eksenel hızın sabit olmaya başladığı akış mesafesi tam gelişmiş akışın başladığı akış mesafesidir. Keskin kenarlı giriş için tam gelişmiş akışın boru girişinden itibaren başlama mesafesi, verilen her beş Reynolds sayısında, yaklaşık olarak,  $0.7-0.8m$  civarında olduğu görülmektedir. Fakat konik girişli boru akışında durum bundan biraz daha farklı olmuştur. Şekil 6.20.'de görüldüğü gibi boru girişinden itibaren eksenel akış hızı artmaktadır ve keskin kenarlı akışa göre, daha uzak bir mesafede sabit tam gelişmiş hız değerine ulaştığı görülmektedir.

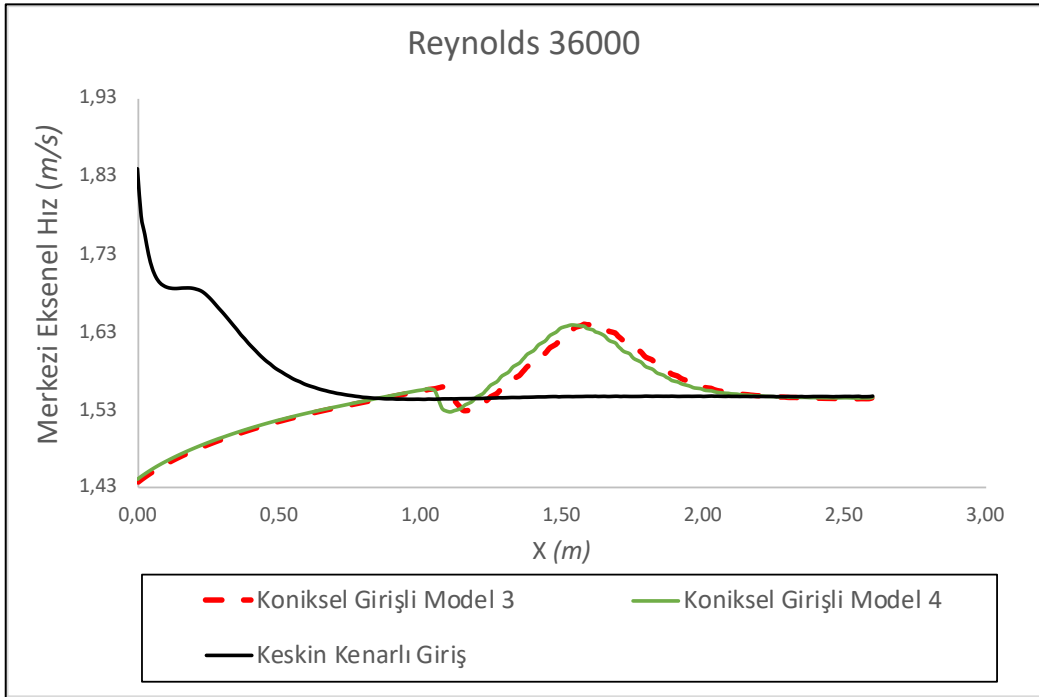
Burada konik girişli akışta tam gelişmiş akış için giriş uzunluğunun daha yüksek olmasının nedeni boru girişinde verilen türbülans değeridir. Konik giriş düşük bir türbülansa neden olduğundan boru girişinde düşük türbülans verilmiştir. Boru akışlarında akışın türbülansa uğramasının nedeni duvar pürüzlülüğünden, boru girişinden ve dış kaynaklı boru titreşimlerinden oluşan akış bozucu türbülanslardır. Üretilen akış türbülansın miktarı akış hızına bağlı olarak akışı türbülanslı olmaya zorlar. Üretilen türbülans yüksek olursa akış çabuk türbülansa uğrar ve tam gelişmiş akış kısa mesafede gerçekleşir. Üretilen türbülans düşük olursa akış geç türbülansa uğrar. Bu nedenle tam gelişmiş akış mesafesi de uzamış olur. Burada konik giriş düşük türbülans ürettiğinde akışın türbülansa uğraması uzun akış mesafesinde gerçekleşmiştir.  $Re=20000$  de konik giriş için akışın türbülansa uğramadığı ve laminer kaldığı aksel akış hızının değişimi göstermektedir.  $Re=36000$  de konik girişli akışta  $x=1$  m mesafesinde aksel hızda küçük bir hız düşmesinin görüldüğü boru mesafesi akışın ilk türbülansa uğradığı mesafe olmaktadır. Durum keskin kenarlı giriş akışında bu aksel ani hız değişimi  $x=0.2$  m civarında tüm Reynolds sayılarında görülmektedir. Bu noktalarda geçiş akışı başlamaktadır. Konik girişte geçiş mesafeleri Reynolds sayısı arttıkça küçüldüğü görülmektedir. Burada Reynolds sayısı ile doğru orantılı olan akış hızı akışın çabuk türbülansa uğramasında çok etkili bir parametre olduğu görülmektedir. Akış şiddetlendikçe akışın küçük bir dengesizlik bozulması ve türbülansa uğraması daha kolay olmaktadır. Şekil 6.20.'de görüldüğü gibi konik girişli akışta akışın tam gelişmiş akış olduğu akış mesafesinin veya giriş uzunluğunun ( $L_c$ ) tüm Reynolds sayılarında  $x=2$  m civarında olmaktadır. Bu durum aynı şekilde keskin kenarlı girişte  $x=0.8$  m civarında olmaktadır.

Eksel hız değişim grafiğinde şu sonuçlar çıkarılabilir.

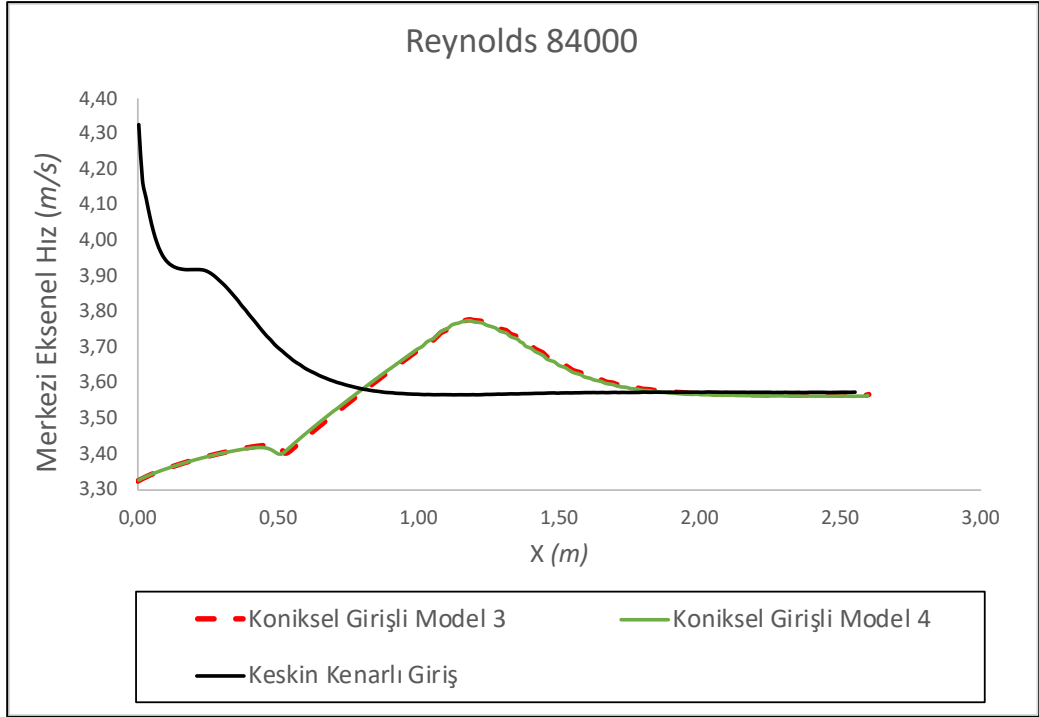
- ✓ Keskin kenarlı girişe göre konik girişli akışta giriş uzunluğu daha uzun olmuştur.
- ✓ Keskin kenarlı giriş veya konik girişli akış olsun tam gelişmiş türbülansa geçiş mesafesi Reynolds sayısına pek bağlı olmadığı görülmektedir.
- ✓ Geçiş akışının başladığı veya akışın türbülansa geçtiği akış mesafesi Reynolds sayısı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir.
- ✓ Keskin kenarlı geçiş mesafesi konik girişli akışa göre daha kısa olduğu görülmektedir.
- ✓ Konik girişli akışta geçiş mesafesi Reynolds sayısı ile ters orantılı değişirken keskin kenarlı girişte geçiş mesafesinin Reynolds ile pek değişmediği görülmektedir.



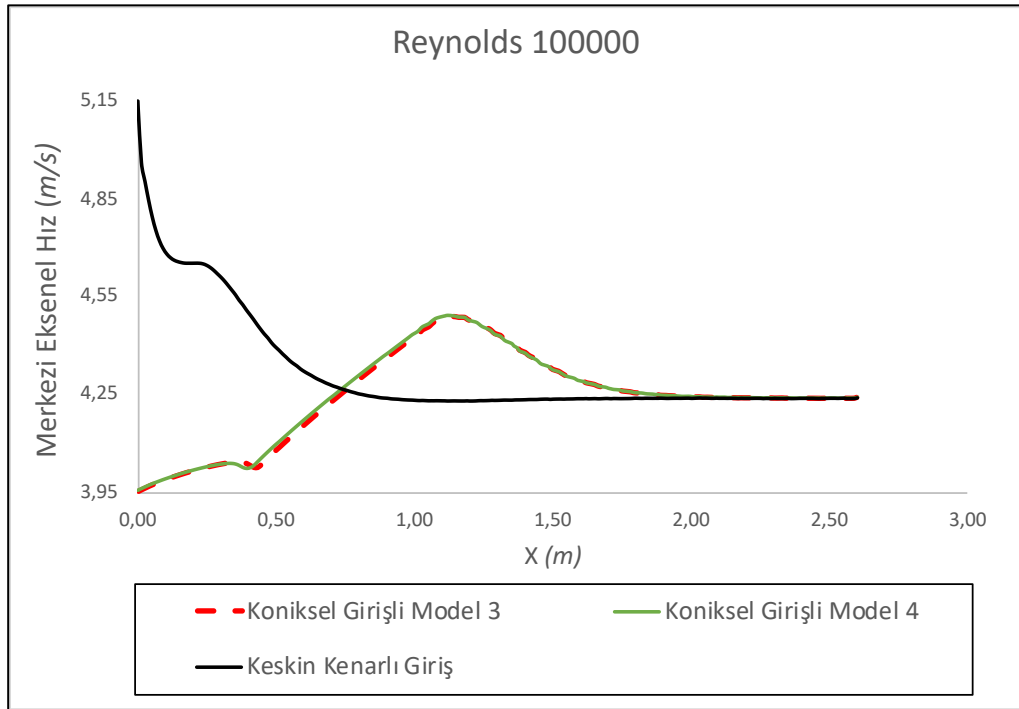
**Şekil 6.20. (a)**



**Şekil 6.20. (b)**



**Şekil 6.20. (c)**



**Şekil 6.20. (d)**

**Şekil 6.20.** Reynolds sayısına göre merkezi eksenel hızın akış boyunca değişimi

## 7. SONUÇ

Bir tank veya depodan boruya akışkan geçişlerinde giriş akışına farklı geometrik düzenlemeler getirilebilmektedir. Genel olarak uygulamalarda keskin kenarlı, çıkıntılı ve koniksel düzenlemeler ile boruya akışkan girişlerinin olduğu görülmektedir. Bu çalışmada koniksel geometrinin akış üzerindeki etkileri sayısal yöntem kullanılarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada koniksel girişin akış üzerindeki etkileri konik geometri boyutları ve Reynolds sayısı değiştirilerek araştırılmıştır. Üç farklı çeşidi bulunan koniksel girişin eliptik olanı seçilmiştir. Eliptik konik geometrisinde çap ve uzunluk değiştirilerek dokuz farklı konik geometri ile sayısal çalışmalar yapılmıştır. Oluşturulan dokuz farklı konik geometri  $0.34 < L/D_e < 0.8$  boyutsuz konik değerlerine denk gelmektedir. Çalışmada boru çapı sabit tutulmuş ve  $20000 < Re < 100000$  aralığındaki Reynolds sayıları ile koniksel geometrilerle sayısal akışlar gerçekleştirilmiştir. Daimi, izotermal ve Newton tipi su akışkanı ile akışlar gerçekleştirilmiştir. Üç boyutlu akış yerine akış simetrliliğinden yararlanılarak akışlar iki boyutlu olarak çözülmüştür. Bu sayede akış alanında yeterli sayıda mesh oluşturulabilmiştir.

Sayısal çalışma için Ansys 19.2 student versiyonundan yararlanılmıştır. Sayısal çözümleri için CFX akış çözücü program kullanılmıştır.

Sayısal çalışmada boru girişinden tam gelişmiş akış oluşuncaya kadarki boru akış bölgesi incelenecek akış alanı olarak belirlenmiştir. Sayısal çözümlerde akış alanı çok büyük olduğundan yüksek mesh sayısını gerektirmiştir.

Ansys Student 19.2 versiyonu mesh sayısına sınırlama getirdiğinde akış alanı iki ayrı sayısal çözüme ayrılmıştır. Birinci aşamada sadece boru girişindeki akış alanı çözülmüştür ve ikinci aşamada ise kalan boru akış alanı çözülmüştür. İki akış alanının bir bütün akış olarak çözülmesi için birinci aşamada çıkış yüzeyinden çıkarılan hız profil değerleri ikinci aşamada giriş sınır şartı olarak atanmıştır. Bunu gerçekleştirmek için Result programın BC profile özelliği kullanılmıştır. Türbülanslı akışın çözümü için RANS denklemler kullanılmıştır. RANS denklemlerde oluşan Reynolds gerilmelerin çözümü için ise SST k-omega türbülans modeli tercih edilmiştir. Çözümlerin yeterince yakınsadığından emin olmak için akış özelliklerinin son iterasyon ile bir önceki iterasyon arasında değer farkı  $10^{-7}$  RMS mutlak hata değeri olarak seçilmiştir.

Çözümünden çıkan sonuçlar grafikler ve tablolar halinde incelenmiş ve değerlendirilmiştir. Çıkan sonuçlar şöyle sıralanabilir.

- Boru girişinde hız dağılımının ortalama hızdan sapma yüzdeleri hesaplandı. Tüm Reynolds sayılarında her modelin ortalama mutlak sapma yüzdesi hesaplandı. Yüzdellik sapma miktarına göre model 3 en düşük sapma gösterirken model 4 en yüksek sapmayı

göstermiştir. Ayrıca keskin kenarlı girişin mutlak hız sapma yüzdeleri konik girişli akışa göre çok yüksek çıkmıştır. Mutlak sapma yüzdelerinin Reynolds sayısı ile ve boyutsuz  $L/D_e$  değişimleri grafik olarak incelendi.

- Verilen bir  $L/D_e$  değeri için gözlem yapıldığında Reynolds sayısı arttığında boyutsuz hız sapmaların genel olarak düştüğü görülmüştür. Fakat bu düşüş miktarının  $Re > 60000$  ' den itibaren ihmal düzeyde olduğu görülmüştür. Genel bir değerlendirme yapıldığında  $Re > 60000$  değerleri için  $0.5 < L/D_e < 0.8$  aralığı hız sapmaların az olduğu bir aralık aynı şekilde  $Re < 60000$  değerleri için  $0.5 < L/D_e < 0.65$  aralığında hız sapmaların düşük olduğu bir aralık olduğu görülür.
- Koniksel girişin basınç kayıpları ve buna bağlı kayıp katsayısı hesaplandı. Konik girişin yerel basınç kaybı  $L/D_e$  oranıyla doğrusal arttığı fakat artışın ihmal edilecek düzeyde olduğu görüldü. Konik girişin yerel basınç kaybı  $Re$  ile değişimi parabolik artmıştır. Keskin kenarlı giril yerel basınç kaybı aynı şekilde  $Re$  ile parabolik arttığı ve aynı Reynolds sayısında konik girişe göre daha yüksek basınç kaybı yarattığı görülmüştür. Keskin kenarlı giriş ile konik giriş arasındaki basınç farkının  $Re$  ile arttığı görülmüştür.
- Aynı şekilde konik girişin yerel kayıp katsayısının ( $K_K$ )  $L/D_e$  ve  $Re$  değişimleri incelendiğinde ise  $K_K$  'nın  $L/D_e$  ile değişiminde sabit kaldığı fakat  $Re$  ile değişiminde ise ters orantılı ve parabolik dış bükey değiştiği görülmüştür.  $60000 < Re < 100000$  aralığında ise  $K_K$  'nın  $Re$  ile değişimini çok az olduğu görülmüştür.

**Giriş Geometrisinin Aşağı Akıma Etkisi:** Sayısal çözümlemenin ikinci aşamasında konik girişin boru akışına etkileri incelendi. Boruda tam gelişmiş akış görülecek şekilde 2.6m uzunluğunda boru akışları çözülmüştür.

İkinci aşamada sadece model 3 ve model 4 konik girişlilerin ve keskin kenarlı girişin boru akışları çözülmüştür. Konik girişin akışa olan etkileri bu iki model ile incelenmesi yeterli görüldü. Konik girişler az türbülans ürettiğinde boru akışlarında giriş sınır şartında düşük türbülans değeri (%1) ve keskin kenarlı giriş çok türbülans üreten bir eleman olduğundan giriş sınır şartında orta türbülans değeri (%5) girilmiştir. Boru akışında çıkarılan sayısal veriler grafiksel ve tablo olarak incelendi ve aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

**Darcy Sürtünme faktörü değişimleri:** Darcy sürtünme faktörünün ( $f$ ) akış boyunca değişimi tüm Reynolds sayılarında her üç giriş için incelendi. Konik girişli akışta türbülansa geçiş  $Re = 20000$  dışında tüm Reynolds sayılarında görülmüştür. Boru girişinden itibaren türbülansa geçiş mesafesi keskin kenarlıya göre konik girişlilerde daha

uzun olmuştur. Konik girişliler girişte verilen düşük türbülansa laminer akışın daha geç türbülansa uğramasına neden olmuştur. Konik girişlilerde  $Re=20000$  'de türbülansa geçiş görülmemiştir ve boru akışı tam gelişmiş laminer akış olmuştur. Bunun nedeni girişte verilen düşük türbülans değeri olmuştur. Konik girişlilerde tam gelişmiş darcy sürtünme faktörü değerlerine ulaşma keskin kenarlı girişe göre daha uzun olmuştur. Boruda konik girişlilerde tam gelişmiş akışın daha uzun boru mesafeleri gerektirdiği görülmektedir. Keskin kenarlı veya koniksel girişli olsun sayısal tam gelişmiş Darcy sürtünme faktörü değerleri Moody diyagramındaki sürtünme faktörü değerleri ile karşılaştırılmış ve çok uyumlu oldukları görülmüştür. Buda sayısal çözümün güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermiştir.  $Re=20000$  'de model 3'ün sürtünme faktörü Model 4'ün sürtünme faktöründen daha yüksek çıktığı halde kalan diğer çalışma Reynolds sayılarında iki modelin sürtünme faktörleri üst üste çakışık çıkmıştır. Bu da konik girişin boyutsal farklılığının sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin düşük Reynolds sayılarında etkili olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak gelişen boru akışı boyunca ortalama bir sürtünme faktörü hesaplandığında koniksel girişli akışın ortalama sürtünme faktörü değerinin keskin kenarlı girişli akışa göre çok daha düşük olduğu görülmektedir. Bu duruma göre koniksel girişli boru akışlarında pompa güç tüketiminin daha düşük olacağını göstermektedir. Bu nedenle enerji tüketimleri açısından değerlendirildiğinde konik girişli akışta elektrik maliyetlerinin düşük olacağı ve atmosfere daha az karbondioksit salınımı anlamına gelir. Fakat koniksel girişli boru akışında gelişen akış kısmında daha uzun olduğundan bu nedenle türbülans üretimi az olduğundan ısı transfer işlemlerinde ısı transferi katsayısı daha düşük olacaktır Bu da iyi bir ısı transferi için istenmeyen durum olmaktadır.

**Eksenel Hız değişimleri:** Boru merkezi boyunca çizilen bir merkezi çizgi üzerinden hız değerleri çıkartılmıştır. Merkezi eksenel hızın akış boyunca değişimleri model 3, model 4 ve keskin kenarlı girişli boru akışları için tüm Reynolds sayılarında incelenmiştir.

Merkezi eksenel hız değişimine göre boru girişinden itibaren akışın ilk türbülansa uğradığı akış mesafesi ile akışın tam gelişmiş olduğu akış mesafesini darcy sürtünme faktöründeki mesafe değerleri aynı olduğu görülmektedir.  $Re=20000$  'de konik girişli akış için akışın türbülansa uğramadığı ve laminer kaldığı eksenel akış hızının değişimi göstermiştir. Koniksel girişli akışlarda eksenel hız eğrilerinin her Reynolds sayılı akışta üst üste çakıştığı görülmüştür. Eksenel hız eğrilerinin konik girişlilerde  $L/D_e$  oranından etkilenmediğini göstermiştir Eksenel hız ve Darcy sürtünme faktörü akış boyunca değişim eğrilerinden şu sonuçlar çıkarılmıştır.

- Keskin kenarlı girişe göre konik girişli akışta giriş uzunluğu daha uzun olmuştur.
- Keskin kenarlı veya koniksel girişli akış olsun tam gelişmiş türbülansa geçiş mesafesinin Reynolds sayısına pek bağlı olmadığı görülmüştür.
- Akışın ilk türbülansa uğradığı akış mesafesi Reynolds sayısı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür
- Keskin kenarlı geçiş mesafesi konik girişli akışa göre daha kısa olduğu görülmektedir.
- Konik girişli akışta geçiş mesafesi Reynolds sayısı ile ters orantılı değişirken keskin kenarlı girişte geçiş mesafesinin Reynolds ile pek değişmediği görülmektedir.

**Genel Sonuç:** Sonuç olarak bu tez çalışmasında koniksel girişin akış üzerindeki farklı Reynolds sayılarında ve konik geometrik boyutlarında incelenmiştir. Koniksel girişli akışta  $L/D_e$  oranının aşağı akım akış özellikleri üzerinde pek etkili olmadığı görülmüştür. Sadece, akışın türbülansa geçmediği düşük Reynolds sayısında ( $Re=20000$ )  $L/D_e$  oranının darcy sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Aynı şekilde  $L/D_e$  oranının girişte ortalama hızdan sapma üzerinde bir etkisi olmasına rağmen boru akışında bu az etkinin akış boyunca aksel hız değişimi üzerinde etkisinin pek olmadığını görülmüştür.

## 7.2 Öneriler

Bu sayısal çalışmada konik girişli ve keskin kenarlı girişli boru akışları  $20000 < Re < 100000$  aralığındaki Reynolds sayılarında incelenmiştir. Daha sonraki çalışmalarda bu aralık dışındaki Reynolds sayılı akışlar içinde sayısal ve deneysel çalışmalar yapılması düşünülmelidir. Sayısal çalışmada koniksel girişin  $0.36 < L/D_e < 0.75$  oranındaki geometrik boyutları kullanılmıştır. Bu aralık dışında deneysel çalışmalar ve sayısal çalışmalar düşünülebilir. Ayrıca bu tezde yapılan çalışma sayısal bir çalışma olduğundan çalışmanın deneysel verilerle de desteklenmesi için deneysel çalışmalara ayrıca ihtiyaç duyulmaktadır. Burada koniksel girişin boru akış üzerindeki etkileri incelendi aynı şekilde bu çalışmada bulunan değerlerden yararlanarak motora koniksel girişli hava akışının yarattığı etkiler ayrı bir çalışma konusu olarak da düşünülebilir. Boru akışı üzerinde konik girişin geometrik boyutlarında yapılan değişiklikler boru akış üzerinde pek etkili olmamasına rağmen içten yanmalı motor performansı üzerindeki etkisi çok daha farklı olabilir.

## KAYNAKÇA

- Ataş, Selçuk. 2005. “Santrifüj Pompa İçindeki Akışın Sayısal Analizi”.
- Augustine, Jody R. 1990. “Pressure drop measurements in the transition region for a circular tube with a square-edged entrance”.
- Bardakçı, Abdullah Tekin. 2018. “Dalgalı Kanatlı Isı Değiştiricilerinin ısı ve Hidrolik Performansının hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi”. *Yıldız Teknik Üniversitesi*: 65.
- Blair, Gordon P, ve W Melvin Cahoon. 2006. “Special investigation: design of an intake bellmouth”. *Race Engine Technology* 17: 34–41.
- Çengel, Yunus A, John M Cimbala, ve Tahsin Engin. 2008. *Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları*. Güven Kitabevi.
- Düz, Hasan. 2013. “Giriş Ve Tam Gelişmiş Akış Bölgesinde Laminar-Türbülans Geçiş Özelliklerinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi”. *Batman Üniversitesi*: 240. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>.
- Fukano, T vd. 1990. “Experimental study on the noise reduction of a propeller fan, 1st report, aerodynamic characteristics”. *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Ser. B* 56: 3378–82.
- Ghajar, Afshin J, ve Khushrow F Madon. 1992. “Pressure drop measurements in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations”. *Experimental thermal and fluid science* 5(1): 129–35.
- Ghajar, Afshin J, ve Lap-Mou Tam. 1994. “Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations”. *Experimental thermal and fluid science* 8(1): 79–90.
- Kandlikar, Satish G, ve Levi A Campbell. 2002. “Effect of entrance condition on frictional losses and transition to turbulence”. İçinde *ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers, 131–36.
- KESKİN, Hakan, Dilara KOÇAK, E ÖKSÜZ Türker, ve Aydoğan ÖZDAMAR. 2018. “Atmosfer havası kullanan bir kimyasal roket motorunun nümerik analizi”.
- Kim, Sanghyeon, Seung Heo, Cheolung Cheong, ve Tae-Hoon Kim. 2013. “Numerical and experimental investigation of the bell-mouth inlet design of a centrifugal fan for higher internal flow rate”. *Journal of Mechanical Science and Technology* 27(8): 2263–73.
- Meyer, J P, ve J A Olivier. 2010. “Heat transfer and pressure drop characteristics of circular smooth tubes in the transitional flow regime”. İçinde *Proceedings of the 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010 and the 7th European Congress of Chemical Engineering ECCE7*.
- Mohammed, Hussein A. 2009. “The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe”. *Applied Thermal Engineering* 29(2–3): 581–90.
- Mohammed, Hussein A, ve Yasin K Salman. 2007. “Heat transfer by natural convection from a uniformly heated vertical circular pipe with different entry restriction configurations”. *Energy conversion and management* 48(7): 2244–53.
- Olivier, J A, ve Josua P Meyer. 2010. “Single-phase heat transfer and pressure drop of the cooling of water inside smooth tubes for transitional flow with different inlet geometries (RP-1280)”. *HVAC&R Research* 16(4): 471–96.
- Olivier, Jonathan Albert. 2009. “Single-phase heat transfer and pressure drop of water cooled at a constant wall temperature inside horizontal circular smooth and enhanced tubes with different inlet configuration in the transitional flow regime”.
- Ömeroğlu, Gökhan. 2018. “Fotovoltaik-Termal (PV/T) Sistemin Sayısal (CFD) ve

- Deneysel Analizi". *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* 30(1): 161–67.
- Özsoy, Elif, ve A Rüstem ASLAN. 2011. "Üç boyutlu bir kavite üzerindeki sıkıştırılamaz akışın sayısal bir yöntemle analizi". *İTÜDERGİSİ/d* 10(3).
- Sato, S. 1993. "Improvement in performance of propeller fans for outdoor units of airconditioners". İçinde *Proc. 4th Asian Inter. Conf. Fluid Mach., 1993,*
- Son, Pham Ngoc, Jae Won Kim, S M Byun, ve 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.
- Tam, Lap-Mou, ve Afshin J Ghajar. 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.
1998. "The unusual behavior of local heat transfer coefficient in a circular tube with a bell-mouth inlet". *Experimental Thermal and Fluid Science* 16(3): 187–94.
- Wang, Hao vd. 2014. "Aerodynamic performance improvement of up-flow outdoor unit of air conditioner by redesigning the bell-mouth profile". *International Journal of Refrigeration* 46: 173–84.

**EK-1**

<b>Konik Girişli Modeller</b>	<b>Re 36000</b>		<b>Re 44000</b>	
	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>
Koniksel Model 1	0,053409741	0,179184252	0,062794108	0,213140945
Koniksel Model 2	0,056103376	0,177983888	0,066348875	0,212069182
Koniksel Model 3	0,059311403	0,177765781	0,070413116	0,212318793
Koniksel Model 4	0,053093505	0,17958917	0,059740853	0,213408685
Koniksel Model 5	0,050441777	0,178469987	0,057905217	0,212629047
Koniksel Model 6	0,050581102	0,176211084	0,059144813	0,209758033
Koniksel Model 7	0,056057196	0,182200144	0,063300046	0,216176337
Koniksel Model 8	0,05352353	0,179440186	0,06028245	0,21320866
Koniksel Model 9	0,05165022	0,177703222	0,05806259	0,211213184
Düz Girişli Model	0,192453475	0,273913695	0,234614895	0,333647119

<b>Konik Girişli Modeller</b>	<b>Re 52000</b>		<b>Re 60000</b>	
	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>
Koniksel Model 1	0,072820432	0,246632814	0,079216766	0,279078108
Koniksel Model 2	0,076791625	0,245653724	0,085277666	0,278166159
Koniksel Model 3	0,081478983	0,246406401	0,091490612	0,27865432
Koniksel Model 4	0,069678676	0,246587247	0,067490275	0,278583111
Koniksel Model 5	0,067437273	0,246096848	0,07034678	0,278548475
Koniksel Model 6	0,068570621	0,242963635	0,073744378	0,274709984
Koniksel Model 7	0,053967654	0,205737241	0,066966283	0,281592014
Koniksel Model 8	0,069917157	0,246193097	0,064853712	0,277710033
Koniksel Model 9	0,067950644	0,243849954	0,065949169	0,275774568
Düz Girişli Model	0,281376743	0,395908702	0,309568482	0,444170575

<b>Konik Girişli Modeller</b>	<b>Re 68000</b>		<b>Re 76000</b>	
	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>	<b>U sapma(m/s)</b>	<b>U<sub>RMS</sub></b>
Koniksel Model 1	0,089243472	0,312034153	0,096864428	0,344323449
Koniksel Model 2	0,095504485	0,311293376	0,105373643	0,343829173
Koniksel Model 3	0,10342369	0,312537328	0,114470881	0,345129233
Koniksel Model 4	0,079480392	0,311273132	0,082961334	0,342835092
Koniksel Model 5	0,080447511	0,311529231	0,086053993	0,34385293
Koniksel Model 6	0,083305239	0,307035421	0,0904	0,338666503
Koniksel Model 7	0,083148686	0,31426066	0,083723307	0,345742245
Koniksel Model 8	0,079619753	0,310377291	0,080294842	0,341659827
Koniksel Model 9	0,07744378	0,308149416	0,080964015	0,339320553
Düz Girişli Model	0,364535819	0,511573455	1,715152566	1,724568683

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Ramazan ALTUĞ  
**Uyruğu** : TÜRKİYE  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Batman/Merkez 13/06/1994  
**Telefon** : 05344076490  
**e-mail** : Ramazanaltug@outlook.com

### EĞİTİM

		Bitirme Yılı
<b>Lise</b>	: Batman İMKB Anadolu Lisesi/Merkez-Batman	2012
<b>Üniversite</b>	: Batman Üniversitesi/Makine Mühendisliği/Merkez- Batman	2016

### YABANCI DİLLER

**İngilizce(orta)**