

74557

KARADENİZ TEKNİK UNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

MAKİNA MUHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MAKİNA MUHENDİSLİĞİ PROGRAMI

SİLİNDİRİK BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN SİLİNDİRİK YÜZEY
ELEMENLARININ AKIM ORTAMINA ETKİLERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Mak. Müh. Mustafa SARIOĞLU

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

"Makina Yüksek Mühendisi"

Unvanının Verilmesi için Kabul Edilen Tezdir

T. C.

Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

Tezin Enstitüye Veriliş Tarihi : 31.05.1991

Tezin Sözlü Savunma Tarihi : 8.07.1991

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Teoman AYHAN

Jüri Üyesi : Doç.Dr. Tahir YAVUZ

Jüri Üyesi : Doç.Dr. Hüseyin Şinasi ONUR

Enstitü Müdürü : Doç.Dr. Temel SAVAŞKAN

T. Ayhan
T. Yavuz
H. Şinasi Onur
T. Savaşkan

MAYIS - 1991

TRABZON

ÖNSÖZ

Bu çalışmayı, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yaparken, Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında yüksek lisans öğrenimi sırasında master tezi olarak hazırladım.

Çalışmamın gerçekleştirilmesinde bana yardımcı olan Bölümümüz Mensuplarına ve özellikle hocam Doç.Dr. Teoman AYHAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs, 1991

Mustafa SARIOĞLU

İçindekiler

Sayfa No:

ÖNSÖZ	11
İçindekiler	111
Notasyon Listesi	1V
Tablo Listesi	V
ÖZET	v1
SUMMARY	v11
BÖLÜM 1	
1.1.GİRİŞ	1
1.2. Annular Bir Boruda Akım Alanı ve Hareket Denklemleri	2
BÖLÜM 2.DENEYSEL ÇALIŞMA	5
2.1 Deney Düzeneginin Tanıtılması	5
2.2 Akışla ilgili Kalibrasyon	7
2.3 Ölçü Aletlerinin Tanıtılması ve Ölçümler ..	11
2.3.1 Ölçü Aletlerinin Kalibrasyonu	12
2.4 Deneylelerin Yapılışı ve Hesaplamalar	14
2.4.1 Hızlarla ilgili Bazı Hesaplamalar	14
2.4.2 Basınç Kayıp Katsayılarının Hesaplanması	14
2.4.3 Sınır Tabaka Kalınlıklarının Hesaplanması	18
BÖLÜM 3.SONUÇLAR	19
3.1 Hız Dağılımlarının Yorumu	19
3.2 Basınç Kayıp Katsayılarının Yorumu	20
3.3 Sınır Tabaka Kalınlıklarının Yorumu	21
KAYNAKLAR	37
ÖZGEÇMİŞ	38

Notasyon Listesi

- A : Dış boru kesit alanı
D : Dış boru çapı
 d_1 : Silindirik yüzey elemanı (türbülator) nin çapı (=100mm)
 d_2 : Silindirik yüzey elemanı (türbülator) nin çapı (=150mm)
 d_3 : Silindirik yüzey elemanı (türbülator) nin çapı (=200mm)
 L_1 : Dış boru uzunluğu
l : Silindirik yüzey elemanı (türbülator) nin uzunluğu
L : Basınç kaybı katsayısının hesaplandığı uzunluk
 $P_{ç}$: Ortam basıncı
 P_{po} : Pitot tüpüyle ölçülen toplam basınç
 P_{pd} : Pitot tüpüyle ölçülen dinamik basınç
 P_{so} : Beşli sonda ile ölçülen toplam basınç
 P_{sd} : Beşli sonda ile ölçülen dinamik basınç
 δP : Debi kalibrasyonu için basınç farkı
Q : Hacimsal debi
R : Gaz sabiti
 $T_{ç}$: Ortam sıcaklığı
u : Ölçülen akışkan hızı
 u_{ort} : Ortalama hız
x : Eksenel yöndeki koordinat
y : Radyal yöndeki koordinat
 ρ : Havanın yoğunluğu

Tablo Listesi

Sayfa No

TABLO 1 : Akış kalibrasyonu için δP - Q değerleri	10
TABLO 2 : Pitot tüpü ve sonda ile ölçülen basınçlar	13
TABLO 3 : Deneylerin yapıldığı akış şartları	14
TABLO 4 : I ve II noktaları arasındaki basınç kayıpları	15
TABLO 5 : Hesaplanan teorik basınç kayıpları	15
TABLO 6 : Deneysel basınç kayıp katsayıları	16
TABLO 7 : Değişik Re sayılarında hesaplanan δ sınır tabaka kalınlıkları	18
TABLO 8 : (2.9) genel bağıntısı ile elde edilen türb değerleri	22

ÖZET

Bu çalışmada silindirik boru içerisine yerleştirilen silindirik yüzey elemanlarının akış ortamına etkileri incelenmiştir.

Deneyler 4 değişik Reynolds sayısında olmak üzere ;biri boş boru durumunda ve diğer üçü de değişik çap oranlı annular boru durumları için yapılmıştır. Deneylerde; 188757, 269232 , 396475, ve 513184 Reynolds sayılarında aksenal yöndeki havanın hızları ölçülmüş ve değişik istasyonlardaki hız profilleri çizilmiştir.

Ayrıca belli bir L boru boyu için basınç kayıp katsayıları ve Re sayısı, çap oranı, L/l (dış boru boyu/iç boru boyu) parametrelerine bağlı olarak , En Küçük Kareler Yöntemiyle genel bir korelasyon bağıntısı elde edilmiştir.

SUMMARY

Experimental Study of the Effects of the Cylindrical Elements on the Flow Field in the Pipe

In this study, the effects of cylindrical elements on the flow field in cylindrical tubes are studied. Experiments are carried out at three annulars and one plain tube which had four different diameter ratios. In the experiment, the range of Reynolds numbers were varied between 188757 and 513184. Axial velocities of air were measured and velocity profiles have been drawn at different stations along the tube.

Using least square technique, a general empirical formulation is given for pressure drop coefficients as a function of length ratio (L/l), diameter ratio (D/d) and Reynolds number, at a chosen tube length L .

BÖLÜM 1

1.1 GİRİŞ

Laminer kanal akışlarının hidrodinamik gelişimi, iç akışkanlar mekanikinde temel bir problemdir. Böyle akışların çözümü aslında, dairesel boru ve paralel plakalı kanallar gibi basit kanal şekilleriyle sınırlıdır [1].

Daha geniş analitik çalışma paralel plakalı kanallara uydurulmuştur. Atalet terimlerinin lineerleştirilmesini [2], serilerin açılımını [3], integral momentum denklemini [4], ve sonlu farkları [5], içeren çözüm metodlarından biri kullanılır. Bu referanslar, elde mevcut yayınların temsilcileridir.

Pratikte Annular laminar akım birçok mühendislik probleminde, ısı eşanjörleri ve rekuperatif gaz yakıcıları gibi, karşılaşılmaktadır. Bu problemlerin çoğunda akımın doğru yönünde boyunca gelişimi dikkate alınmadan, akım alanının tam gelişmiş olduğu kabulü yapılır. Ancak bilindiği gibi ısı eşanjörleri ve benzeri sistemlerde akım alanı, eşanjörün belli bir giriş bölgesinde hem hidrodinamik hem de ısı transferine önemli ölçüde etki etmektedir.

Annular bir pasajda akım ve ısı transferi alanında çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda ilk defa Lamb [6] Navier Stokes Denklemlerini çözerek akım ortamında gelişmiş izotermal hız profilini elde etmiştir. 1941 yılında Jakob ve Rees [6] annular bir pasajda akım problemini aynı anda hem hidrodinamik hem de termal olarak incelemişlerdir.

Laminar bir akımda simultaneous olarak gelişmekte olan hız ve sıcaklık alanı ilk defa 1964 yılında Heaton, Reynolds ve Kays [1] tarafından incelenmiştir. Ancak bu çalışmada akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate

alınmamıştır.

Isı transferini iyileştirmek amacıyla yapılan çalışmalar pratikte büyük önem taşımaktadır. Boru içerisindeki değişik akış özelliklerinin araştırılması, ısı transferinin artırılması yönünde yapılan çalışmalarla da doğrudan ilgilidir. Çünkü boru akışlarında, borular içerisine yerleştirilen çeşitli türbülatoörler sayesinde ısı geçişi de artırılabilir. tedir.

Borular içerisindeki akışta ısı transferinin iyileştirilmesi, boru içerisine yerleştirilen türbülatoörlerin şekli ile alakalı olduğundan, türbülatoörlerin oluşturacağı türbülans akım ortamını etkileyeceğinden, incelenmesi bilimsel yönden büyük önem taşımaktadır.

Literatürde ısı transferini bu şekilde iyileştiren türbülatoörlerin değişik şekilleri vardır. K.T.U. Makina Mühendisliği Bölümünde geliştirilen ve ilk defa uygulanan konik yüzeyle türbülatoörlerin akım ortamına etkilerinin araştırılması konusu da bu sunulan çalışmayla ele alınmıştır.

Daha önce yapılan annular tipli akışlar için geniş literatür çalışmaları vardır. Ancak ele alınan çalışma türünde, annular borunun içerisinde de akışın olması nedeniyle bu araştırma literatürde sunulan çalışmalardan farklılık arz etmektedir. Eldeki imkanlar dahilinde yapılan literatür taramasında ele alınan çalışma konusunda herhangi bir yayına rastlanmamıştır.

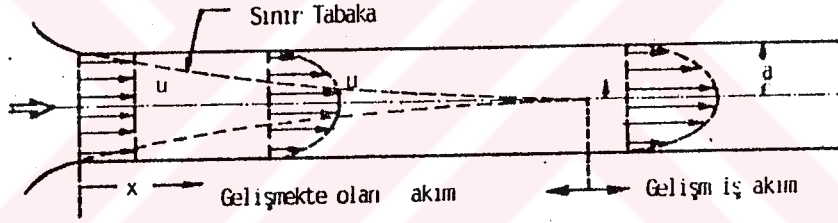
Çalışma, konik yüzeyle türbülatoörlerin akım ortamına etkilerinin araştırılmasında takip edilecek yöntemin uygulanmasında, deney bölgesinin kalibrasyonunda daha basit geometrik şekli olan silindirik boruların kullanılmasıyla yapılmıştır.

Bu çalışma, konik halka yüzeyle türbülatoörlerin akım ortamına etkilerinin araştırılmasına esas teşkil edecek bir ön çalışmadır.

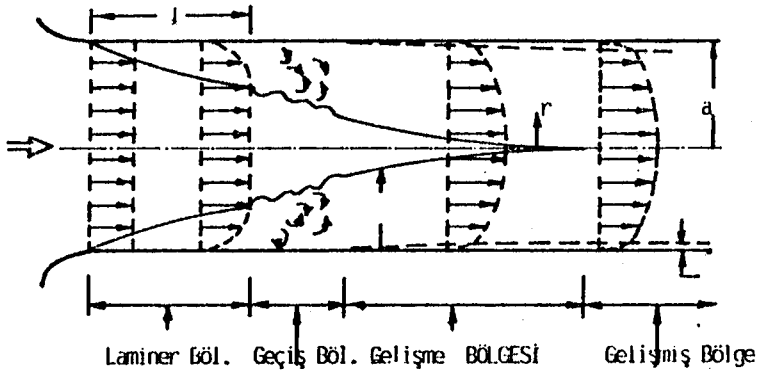
1.2 Annular Bir Boruda Akım Alanı ve Hareket Denklemleri

Bir cisim etrafında akım alanı iki bölgeye ayrılarak incelenebilir. Cismin yüzeyine çok yakın olan ve akışkanın

viskozitesinin dominant etki yaptığı hız ve momentum sınır tabaka bölgesi ve viskozitenin etkili olmadığı potansiyel akım bölgesi. Genelde akım alanı dış (external) ve iç (internal) akım olarak iki genel ayırımına tabi tutulursa da sınır tabakanın teşekkülü ve gelişimi benzer karakteristikler gösterir. Şekil-1a ve Şekil-1b de görüldüğü gibi bir boruda akımda hız sınır tabaka, δ_v , giriş ucundan başlayarak akım doğrultusu boyunca, x , büyüyerek belli bir noktada boru yarıçapına erişir. Bu noktadan itibaren akım alanı hidrodinamik olarak gelişmiş olup hız profili akım doğrultusu, x , boyunca değişmemektedir. Bu nokta ile giriş noktası arasındaki uzunluğa akımın hidrodinamik gelişme uzunluğu, akıma da hidrodinamik olarak gelişmekte olan akım denir. Laminar ve türbülanslı akımda akımın hidrodinamik gelişimi Şekil-1a ve Şekil-1b de görülmektedir.



Şekil 1a. Hidrodinamik olarak gelişmekte ve gelişmiş laminar akım.



Şekil 1b. Hidrodinamik olarak gelişmekte ve gelişmiş türbülans akım.

Hareket denklemleri ve basitleştirici kabuller; hareket daimi, akışkan sıkıştırılamayan, viskoz kayıplar, kaldırma kuvveti ve dış kuvvetler ihmal edilebilir, akışkanın fiziksel

BÖLÜM 2

DENEYSEL ÇALIŞMA

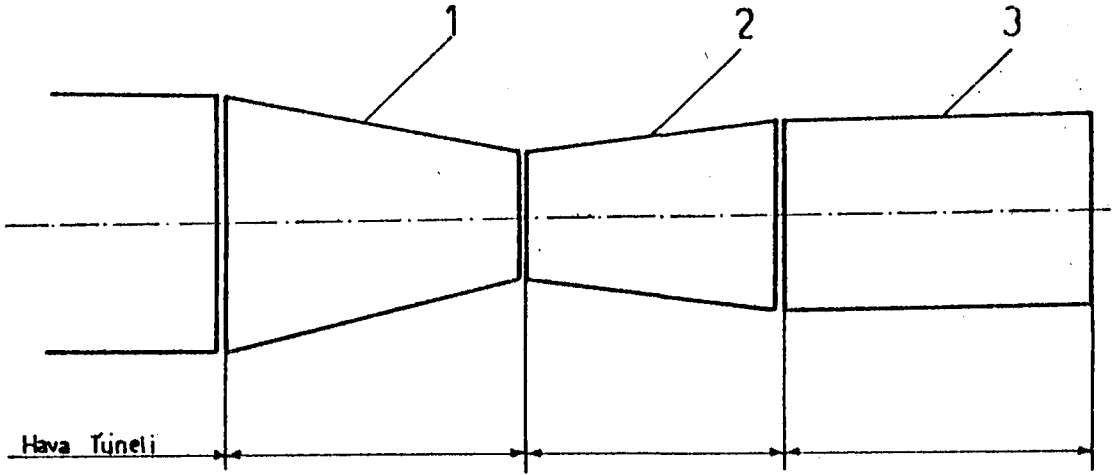
2.1 Deney Düzeneginin Tanıtılması

Deney düzeneginin genel görünümü şekil-2.1, resim-2.1 ve resim-2.2 de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi deney düzenegi, hava tüneli ve deney parçalarından meydana gelmiştir. Hava, 18.5 Kw gücündeki bir elektrik motorunun kayış kasnak tertibatıyla tahrik ettirdiği vantilatör tarafından sisteme gönderilmektedir. Hava debisi, vantilatörün önünde bulunan bir vana yardımıyla ayarlanabilmektedir. Sisteme gönderilen hava, önce geniş bir hazneye girmektedir. Bu, vantilatörün akışkana verebileceği dönme etkisinin azalmasına yardımcı olmaktadır. Bu geniş kesitten sonra hava, tünelin daralan kesitinden ($457 \times 457 \text{mm}^2$) geçerek adaptöre gelmektedir. Adaptörden geçen hava deney bölgesine girmektedir [7].

Adaptör şekil-2.2 de gösterilen 1 numaralı daralan parça, 2 numaralı kesit değiştirme parçası ve 3 numara ile gösterilen parçadan meydana gelmektedir. 3. parça akışın gelişmesine yardımcı olmakta ve deney bölgesi bunun ucundan itibaren başlamaktadır. Bu parçaların ölçüleri aşağıda verilmiştir :

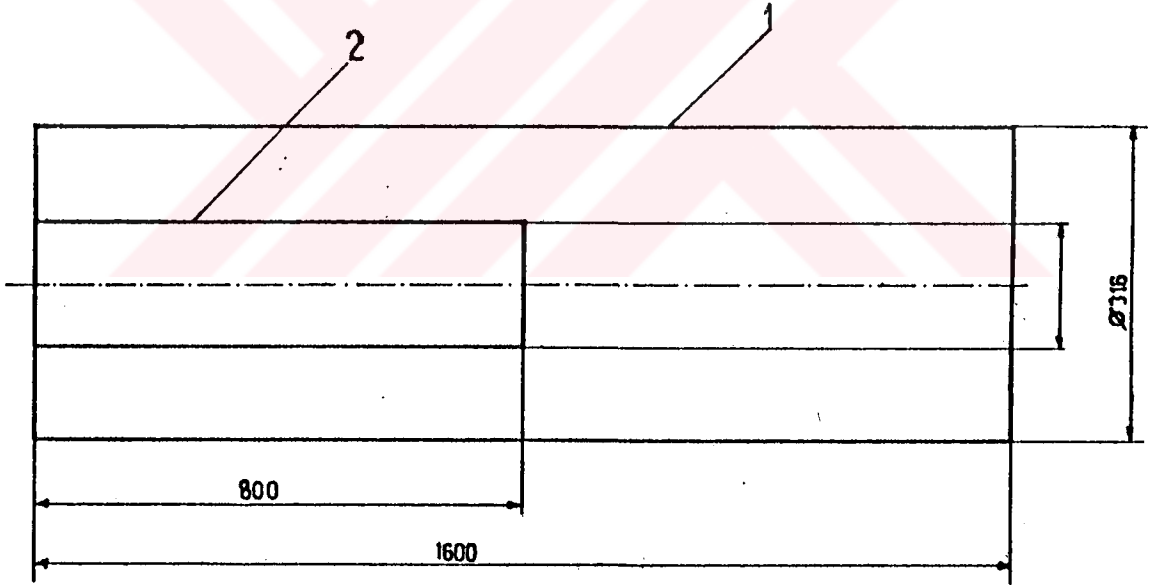
Parça No:	Boy (mm)	Giriş Kesiti Alanı (mm^2)	Çıkış Kesiti Alanı (mm^2)
1	700	457×457	200×200
2	750	200×200	78427
3	950	78427	78427

Deney bölgeleri şekil-2.3 de gösterilen ve Adaptörün 3 nolu parçasının ucuna yerleştirilmiş olan silindirik bir boru



Şekil-2.2 Adaptör.

ve içine yerleştirilen 3 değişik çaplı silindirik borudan oluşturulmuştur.



Şekil-2.3 Deney Bölgesi.

Deneyler 4 değişik deney bölgesi durumunda yapılmıştır:
1.) Şekil-2.3 de gösterilen 1 nolu parça kullanılarak yani içinde eleman yokken boş boru durumunda,

2.) Şekil-2.3 de gösterilen ve 2 nolu parçanın $d_1=10\text{cm}$. çapında olduğu durumda,

3.) Şekil-2.3 de gösterilen ve 2 nolu parçanın $d_2=15\text{cm}$.

çapında olduğu durumda,

4.) Şekil-2.3 de gösterilen ve 2 nolu parçanın $d_3=20\text{cm}$. çapında olduğu durumda, deneyler yapılmıştır.

2.2 Akışla İlgili Kalibrasyon

Hava tüneline gelen deney bölgesine gelen havanın debisinin ve dolayısıyla ortalama hız ve Re sayısının hesaplanabilmesi için bu kalibrasyon işlemi yapılmıştır.

Şekil-2.1 de görülen deney düzenindeki hava tüneline (1) ve (2) numaralı statik basınç prizleri arasında hava akımı başladığında bir $\delta P = P_1 - P_2$ basınç farkı meydana gelmektedir. Bu basınç farkına tekabül eden debinin hesaplanabilmesi için hava tüneline ölçme kısmında dinamik basınçlar ve dolayısıyla hız ölçmeleri yapılmıştır. Ölçmeler cıvardan başlamak üzere 10mm. aralıklarla kesit boyunca yapılmıştır.

$$P_{din} = \rho \frac{u^2}{2} \quad (2.1)$$

ifadesinde yoğunluk;

$$\rho = \frac{P_c}{R T_c} \quad (2.2)$$

formülü ile her bir debi için hesaplanmıştır.

P_c ortam basıncını, T_c ortam sıcaklığıdır.
Ölçülen her P_{din} değerine karşılık gelen hız;

$$u = \sqrt{2 * 9.81 * \frac{P_{din}}{\rho}} \quad (2.3)$$

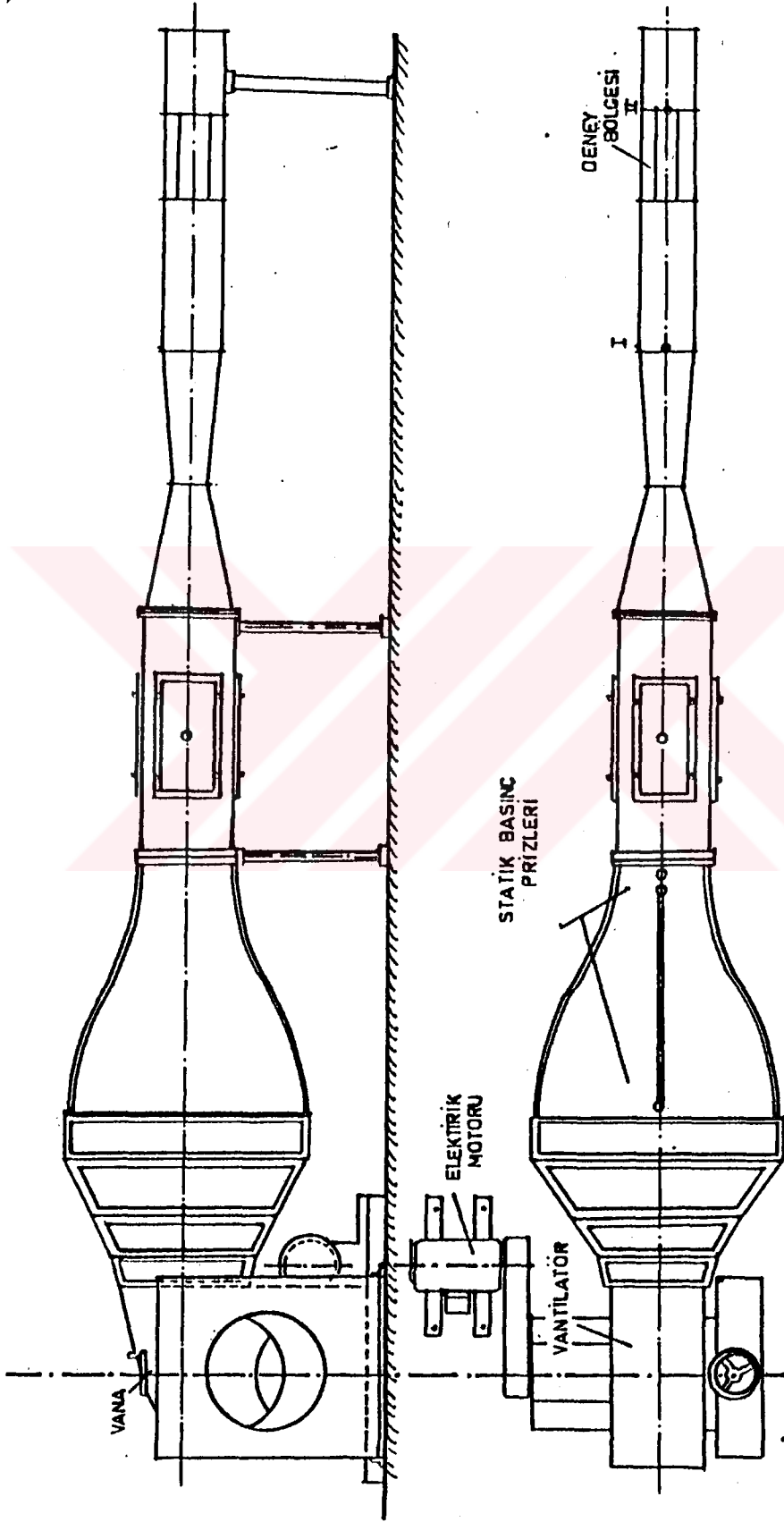
şeklinde (m/s) olarak bulunmuştur.

Burada P_{din} mmss olarak yerine konulmaktadır.

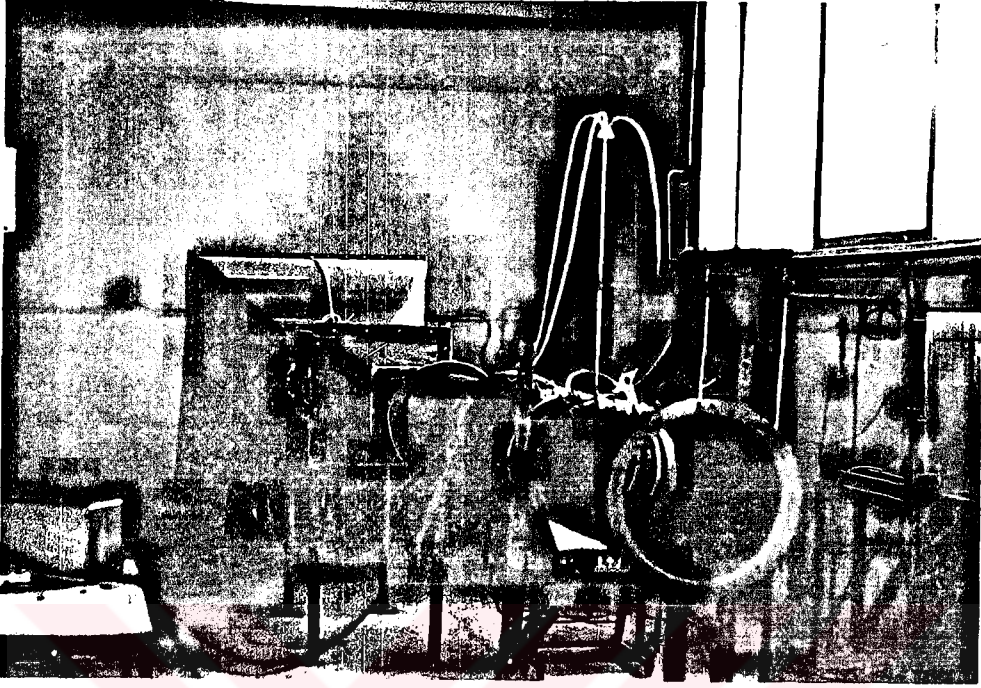
Kesit boyunca ölçüm yapılan noktalardaki hızların ortalaması hesaplanarak bu kesitten geçen debi,

$$Q = A U_{ort} \quad (2.4)$$

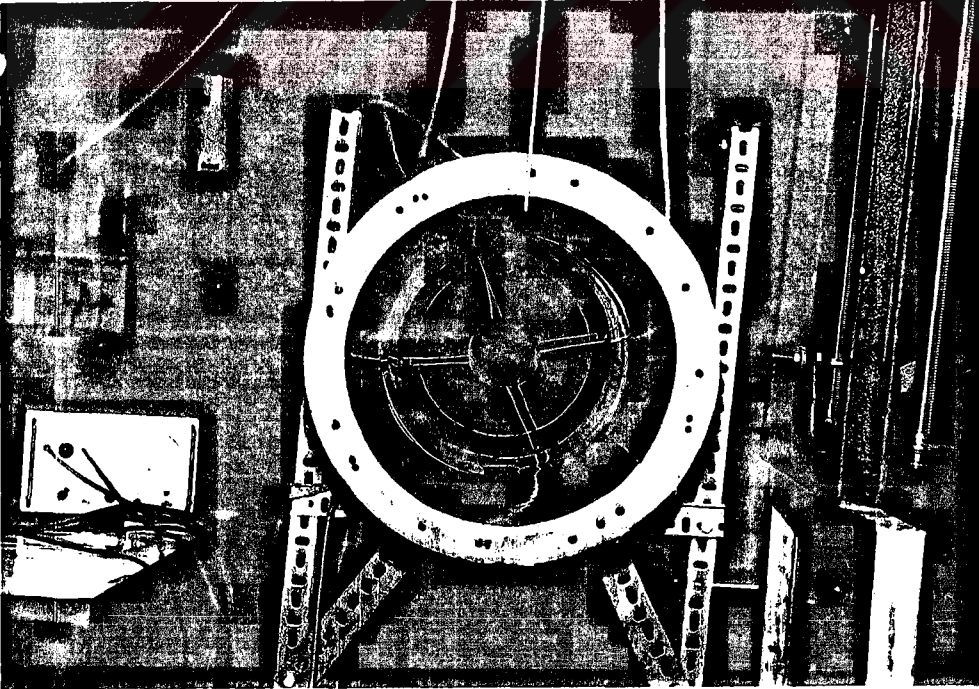
formülüyle bulunmuştur.



SEKİL-2.1.-DENEY DÜZENECİ



Resim-1: Rüzgâr tüneli ve deney düzeneğinin görünüşü



Resim-2: Deney düzeneğinin başka bir görünüşü

Burada kesit alanı $A=201105 \text{ mm}^2$ dir [7].

Böylece akış kalibrasyonu için , sürgülü vana yardımıyla oluşturulan değişik δP statik basınç farklarına karşılık hesaplanan Q değerleri tablo-1 de gösterilmiştir.

Tablo-1:Akış kalibrasyonu için δP ve Q değerleri

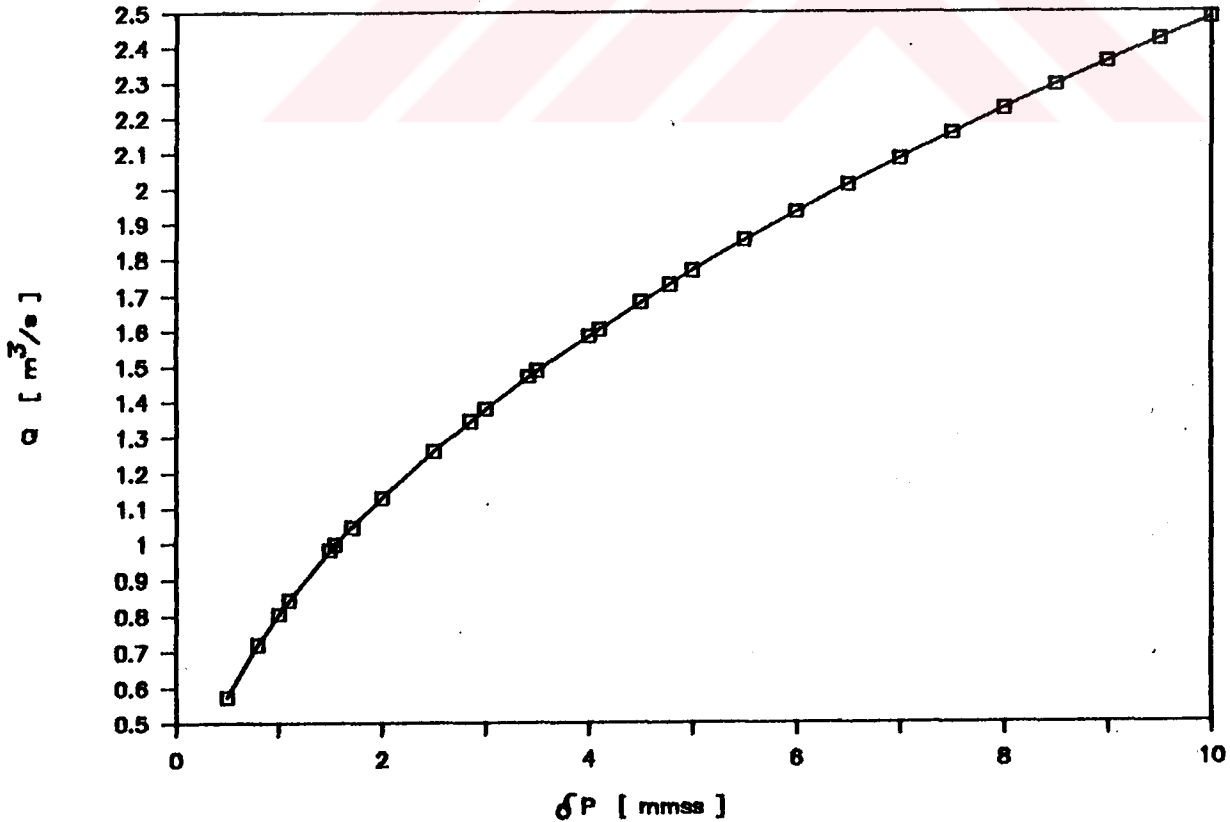
δP [mmss]	.80	1.10	1.55	1.71	2.00	2.85	3.42	4.10	4.78
Q [m ³ /s]	.714	.849	.969	1.066	1.164	1.335	1.462	1.611	1.713

Tablo-1 deki değerler kullanılarak En Küçük Kareler Yöntemiyle;

$$Q=0.804842(\delta P)^{0.4890044} \quad (2.5)$$

bağıntısı elde edilmiştir.

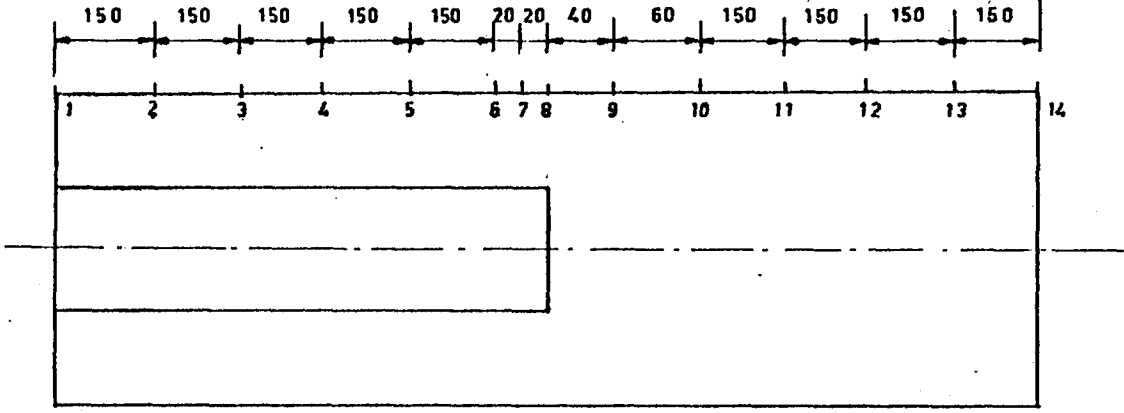
Elde edilen (2.5) bağıntısına uyarlanan $Q=f(\delta P)$ eğrisi Şekil-2.4 de gösterilmiştir.



Şekil-2.4: Q - δP Değişimi

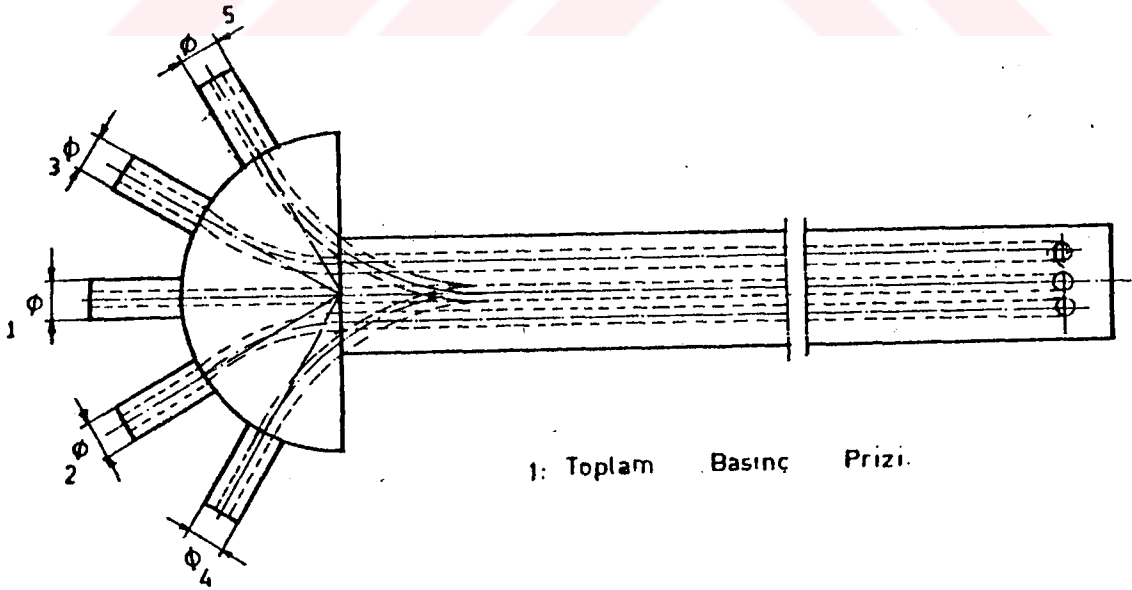
2.3 Ölçü Aletlerinin Tanıtılması ve Ölçümler

Deney bölgesinde Şekil-2.5 de gösterildiği gibi 14 noktada toplam ve statik basınç ölçümleri yapılmıştır.



Şekil-2.5:Deney Bölgesinde Ölçüm Yapılan İstasyonlar.

Toplam basınç ölçümlerinde standart pitot tüpü yerine UNITED SENSOR firması imalatı olan DA-187-24-CD tipi standart beşli basınç sondası (tüpü) kullanılmıştır(Şekil-2.6).



1: Toplam Basınç Prizi.

Şekil-2.6:DA-187-24-CD tipi beşli sonda.

Pitot tüpü yerine sonda kullanılmasının nedeni, akış

türbülanslı olduğundan, akış yönündeki değişimlerden kaynaklanacak ölçüm hatalarını ortadan kaldırmaktır. Bu da 2 ve 3 nolu pirizlerdeki basınçların dengelenmesiyle sağlanır.

Statik basınçların ölçülmesi için deney borusu üzerinde ölçüm yapılan 14 kesitte boru cidarına açılan deliklere takılan statik basınç pirizleri kullanılmıştır.

Sondanın toplam basınç pirizine ve ölçüm yapılan kesitteki statik basınç pirizine ayrı ayrı irtibatlandırılan plastik hortumlar Bets Manometresinin iki ucuna bağlanarak Dinamik Basınç değerleri boru cidarından itibaren boru eksenine kadar 5mm. aralıklarla manometre skalasından (mmss) olarak okunmuştur. Yine aynı manometre ile her kesitteki statik basınçlar ölçülmüştür.

Deneyler dört ayrı debi için yani dört Reynolds sayısında yapılmıştır. Hız ölçümleri $d=15\text{cm}$. çaplı türbülantör kullanıldığı durumda, Şekil-2.5 de görüldüğü gibi boru ekseninde boyunca 14 kesitte (1,2,...,14 nolu noktalarda) yapılmış olup diğer 3 deney bölgesi durumunda ise sadece 1,8 ve 14 nolu noktalarda yapılmıştır.

2.3.1 Ölçü Aletlerinin Kalibrasyonu

Deneylerde kullanılan ölçü aletleri bazan gerçek olmayan değerleri ölçerler bazan da uzun zaman kullanıldıklarından duyarlılıklarını kaybederler. Bu nedenle ölçü aletlerinin kalibrasyonu yapılmalıdır. Kalibre işlemi; ayarlanmış başka bir ölçü aletinden elde edilen gerçek değerlerle, ölçü aletinden elde edilen değerlerin karşılaştırılması suretiyle yapılır.

Bu nedenle standart pitot tüpü ve beşli sonda kullanılarak belli bir kesitte belirli bir noktada, ölçü aletlerinin toplam basınç pirizleri ile söz konusu kesitteki statik basınç pirizi Bets manometresinin iki ucuna irtibatlandırılarak her iki ölçü aleti için, değişik debilerde aynı noktalardaki dinamik basınç değerleri ölçülmüştür. Ölçülen bu değerler Tablo-2 de gösterilmiştir. Burada;

P_{po} : Pitot tüpü ile ölçülen toplam basınç,

P_{pd} : Pitot tüpü ile ölçülen dinamik basınca,

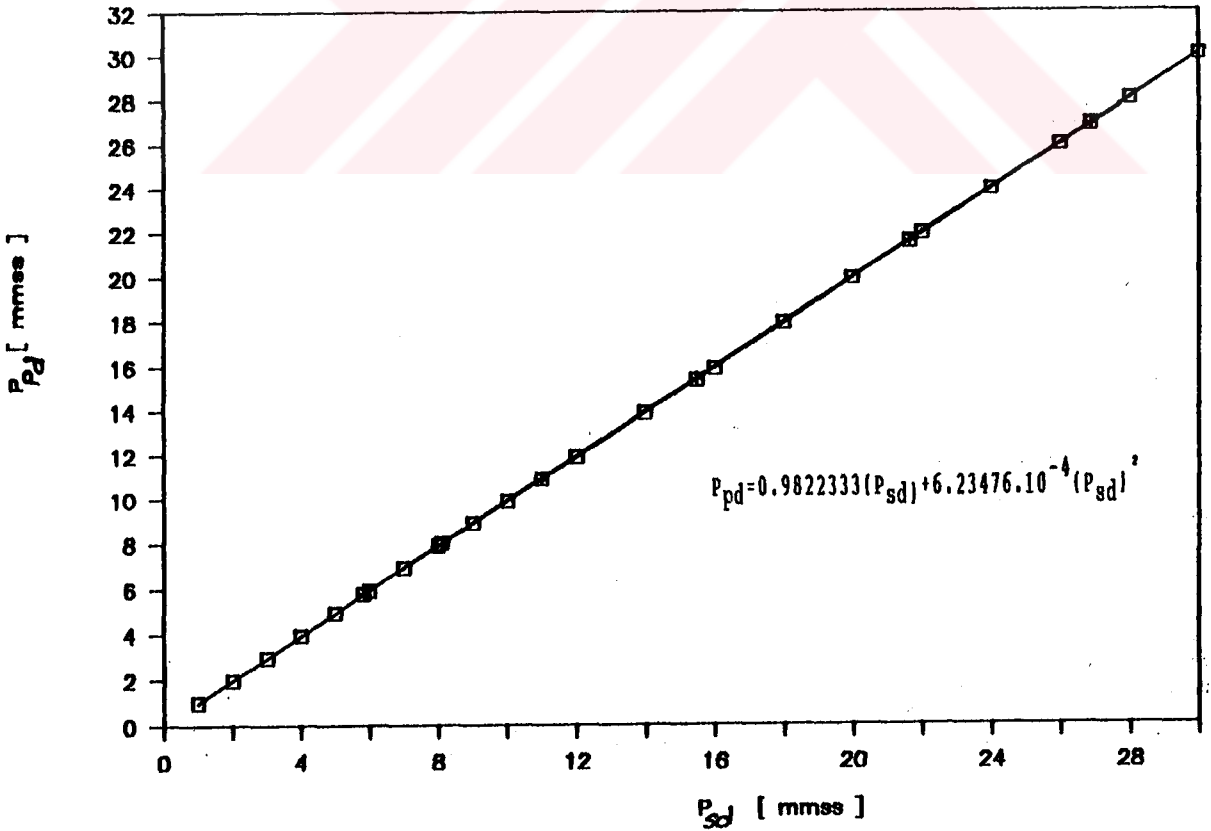
P_{so} : Beşli sonda ile ölçülen toplam basınca,

P_{sd} : Beşli sonda ile ölçülen dinamik basınca göstermektedir.

Tablo-2. Pitot tüpü ve beşli sonda ile ölçülen basınç değerleri.

P_{po} (mmss)	P_{pd} (mmss)	P_{so} (mmss)	P_{sd} (mmss)
5.85	5.79	5.90	5.83
8.05	7.95	8.16	8.10
10.95	10.85	11.08	11.00
15.50	15.40	15.58	15.48
21.65	21.55	21.70	21.65
26.90	26.85	26.90	26.88

Tablo-2 deki değerler kullanılarak en kk kareler yöntemiyle Şekil-2.7 de çizilen kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir [8].



Şekil-2.7. Beşli sondanın kalibrasyon eğrisi.

2.4 Deneylerin Yapılışı ve Hesaplamalar

2.4.1 Hızlarla İlgili Bazı Hesaplamalar

Deneyler genel olarak dört ayrı debi için yapılmıştır. Şekil-2.5 de işaretlenen noktalarda kesit içerisinde 5mm aralıklarla dinamik basınç ölçümleri yapılmış ve daha sonra Şekil-2.7 deki kalibrasyon eğrisi vasıtasıyla bu değerler gerçek değerlerine dönüştürülmüştür. Ayrıca her kesit için ölçüm yapılırken ortam sıcaklığı (T_c) ve ortam basıncı (P_c) tesbit edilerek (2.2) formülüyle akışkanın yoğunluğu hesaplanmıştır.

Böylece (2.3) formülü yardımıyla dinamik basınç ve yoğunluk değerleri kullanılarak ölçüm yapılan her noktadaki havanın hızı hesaplanmıştır.

Deneylerin yapıldığı akış şartları yani debiler ve bunlara karşılık gelen giriş kesitindeki Reynolds sayıları Şekil-2.4 de gösterilen akışla ilgili kalibrasyon eğrisi yardımıyla hesaplanmış ve tablo-3 de verilmiştir.

Tablo-3 :Deneylerin yapıldığı akış şartları.

Debi $Q(m^3/s)$	Re
0.699	188757
0.997	269232
1.468	396475
1.900	513184

2.4.2 Basınç Kayıp Katsayılarının Hesaplanması

Basınç kayıp katsayıları Şekil-2.1 de gösterilen I ve II noktaları arasında hesaplanmıştır. Deneylerde değişik Re sayılarında bu iki nokta arasında ölçülen basınç kaybı değerleri tablo-4 de verilmiştir.

Tablo-4 : I ve II noktaları arasındaki basınç kayıpları

Re	ΔP (mmss)			
	(a)	(b)	(c)	(d)
188757	0.75	0.95	1.00	0.95
269232	1.35	1.65	1.90	1.95
396475	2.80	3.80	4.10	4.20
513184	4.70	6.40	7.20	7.00

Burada;

P : I ve II noktaları arasındaki basınç farkı

(a): Boş boru durumundaki deney sonuçları

(b): $d_1=10\text{cm}$ çaplı iç boru kullanıldığında alınan sonuçları

(c): $d_2=15\text{cm}$ çaplı iç boru kullanıldığında alınan sonuçları

(d): $d_3=20\text{cm}$ çaplı iç boru kullanıldığında alınan sonuçları

göstermektedir.

L.F. Moody tarafından verilen ve pürüzlü borular için geçerli olan [9];

$$1/\sqrt{\lambda_{turb}} = -2.0 \cdot \log\left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{turb}}}\right) \quad (2.6)$$

empirik formülü kullanılarak 4 Reynolds sayısına karşılık elde edilen teorik basınç kayıp katsayıları (λ_{turb}) tablo-5 de verilmiştir. Bu bağıntıda ϵ/d için 0.002 pürüzlülük değeri alınmıştır.

Tablo-5 : Hesaplanan Teorik Basınç Kayıp Katsayıları (λ_{turb})

Re	λ_{turb} (teorik)
188757	0.02435913
269232	0.02409061
396475	0.02388206
513184	0.02377961

Türbülanslı akışlarda borularda basınç kaybı;

$$\Delta P = \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{2R} \lambda_{turb} \quad (2.7)$$

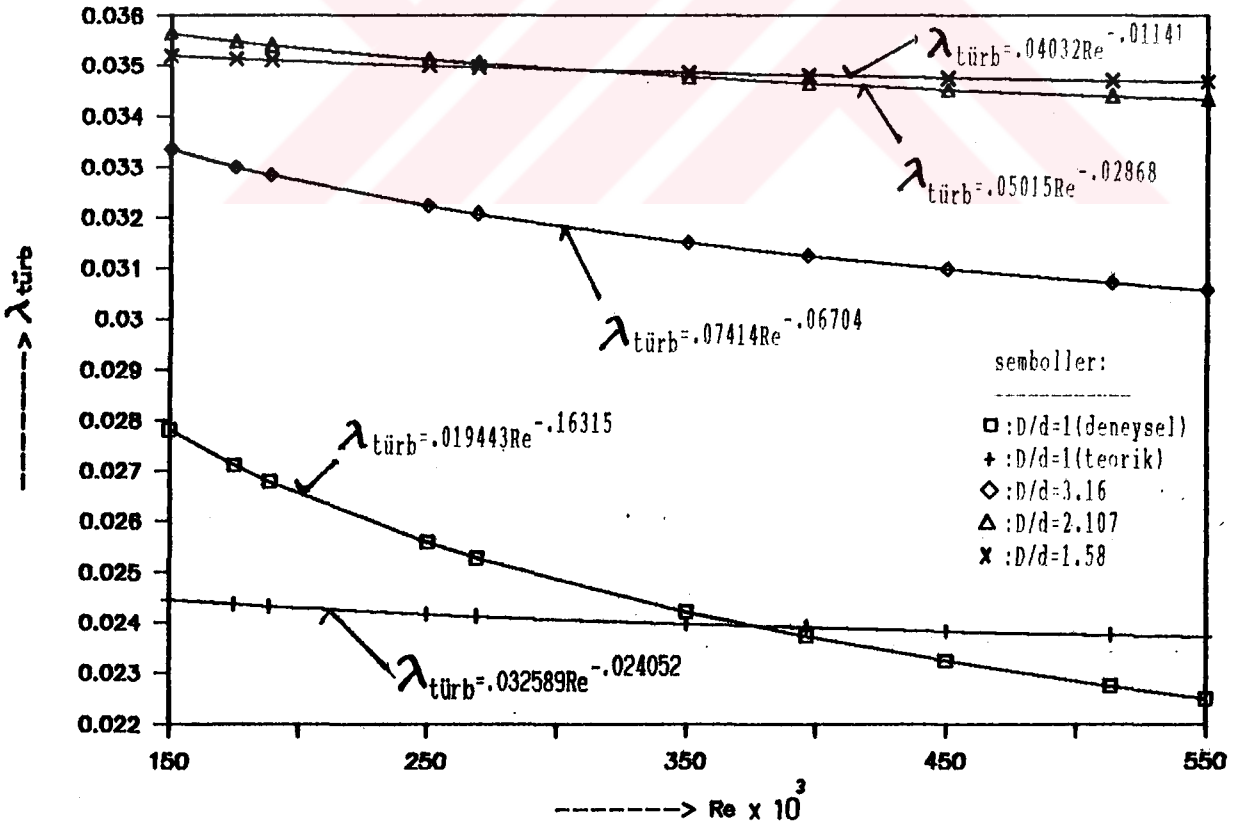
bağıntısıyla hesaplanmaktadır. Burada, L basınç kaybının hesaplandığı boru boyu, R yarıçap, v akışkanın ortalama hızı, ρ da akışkanın yoğunluğudur.

Tablo-4 deki deneysel sonuçlar kullanılarak (2.7) formülü yardımıyla elde edilen deneysel λ_{turb} değerleri tablo-6 da verilmiştir.

Tablo-6 :Deneysel basınç kayıp katsayıları

Re	$\lambda_{turb}(\text{deneysel})$			
	(a)	(b)	(c)	(d)
188757	0.0275559	0.0345892	0.0364395	0.0349331
269232	0.0243804	0.0295294	0.0338641	0.0352454
396475	0.0233178	0.0313601	0.0337252	0.0347466
513184	0.0233621	0.0315252	0.0355241	0.0346512

D dış boru çapı, d iç boru çapı olmak üzere (D/d) çap oranlarına göre deney yaptığımız 4 değişik akış için tablo-6 da verilen değerler kullanılarak, en küçük kareler yöntemiyle $Re-\lambda_{turb}$ değişimlerini karakterize eden bağıntılar elde edilmiştir. Bu bağıntılarla ilgili eğriler Şekil-2.8 de gösterilmiştir.



Şekil-2.8 Çap oranları farklı annular akışlarda $Re-\lambda_{turb}$ değişimleri

Tablo-5 deki teorik λ_{turb} değerleri kullanılarak yine en küçük kareler yöntemiyle ,boş boru için ;

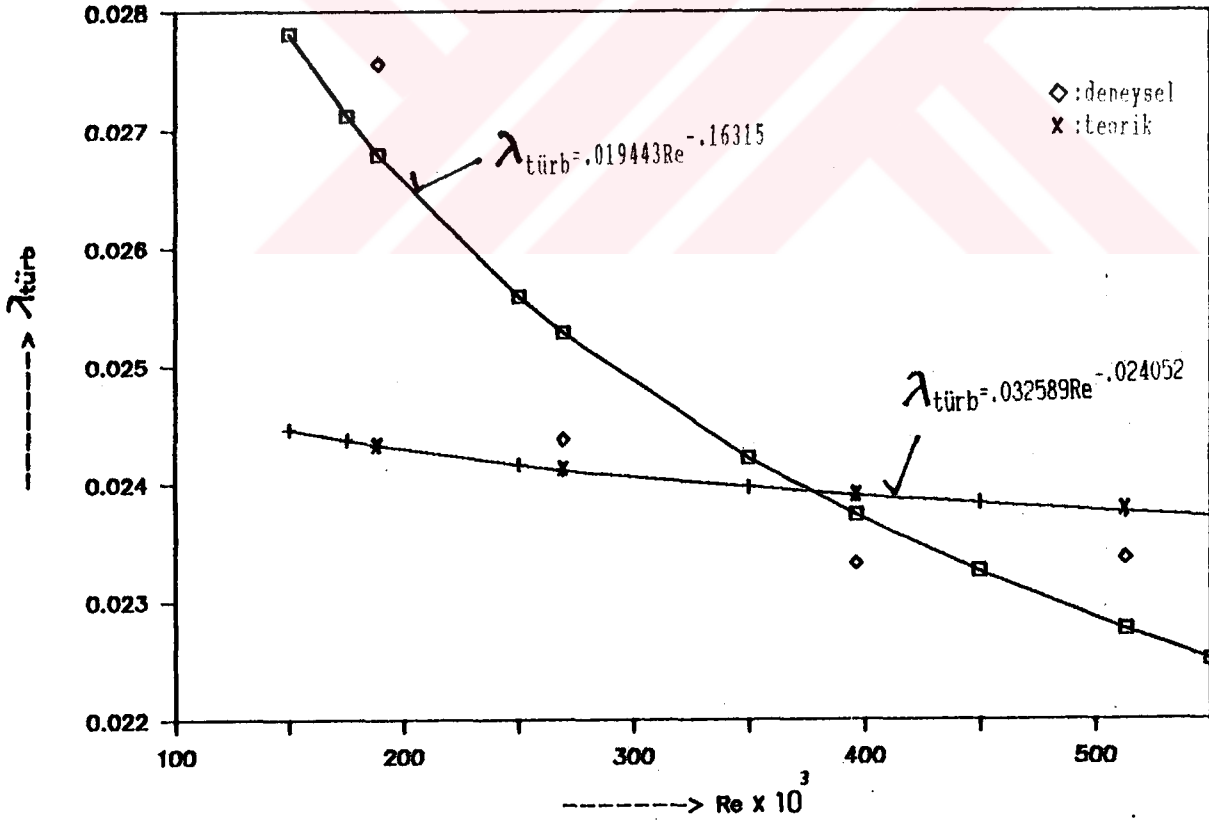
$$\lambda_{turb} = 0.032589 Re^{-0.024052} \quad (2.8)$$

şeklinde bir bağintı elde edilmiş ve bu bağintıyı karakterize eden eğri de Şekil-2.9 da çizilmiştir.

Ayrıca deney yaptığımız sözkonusu 4 durum için ; Re sayısı, çap oranı (D/d) ve boru boyu oranı (L/l)'na bağlı olarak basınç kayıp katsayısını veren genel bir bağintı en küçük kareler yöntemiyle elde edilmiştir:

$$\lambda_{turb} = 0.05791 \cdot Re^{-0.06757} \cdot (D/d)^{-0.14472} \cdot (L/l)^{0.55465} \quad (2.9)$$

Bu bağintı $\epsilon/d=0.002$ için geçerlidir.



Şekil-2.9 : Boş boru için elde edilen $Re-\lambda_{turb}$ eğrileri.

2.4.3 Sınır Tabaka Kalınlıklarının Hesaplanması

Prandtl tarafından 1904 yılında düzlem plaka etrafında türbülanslı akışlar için verilen [9];

$$\frac{\delta}{x} \approx \frac{0.16}{(Re_x)^{1/7}} \quad (2.10)$$

bağıntısı kullanılarak yaklaşık δ sınır tabaka kalınlıkları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar tablo-7 de gösterilmiştir.

Tablo-7 :Değişik Re sayılarında hesaplanan sınır tabaka kalınlıkları

Re x [cm]	δ [mm]												
	15	30	45	60	76	78	80	84	100	115	130	145	160
188757	4.23	8.46	12.7	16.9	21.4	22.0	22.6	23.7	28.2	32.4	36.7	40.9	45.1
269232	4.00	8.05	12.1	16.1	20.4	20.9	21.5	22.5	26.8	30.8	34.9	38.9	42.9
396475	3.80	7.61	11.3	15.2	19.3	19.8	20.3	21.3	25.4	29.2	33.0	38.8	40.6
513184	3.67	7.34	11.0	14.7	18.6	19.1	19.6	20.5	24.5	28.1	31.8	35.5	39.1

BÖLÜM 3

S O N U Ç L A R

3.1 Hız Dağılımlarının Yorumu

Daha önce de belirtildiği gibi deneyler 4 değişik Re sayısında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarla çeşitli hız dağılımları elde edilmiştir.

Şekil-3.1-3.4 numaralı şekillerde Re sayısı 188757 iken 4 değişik durum için yani $(D/d)=1; 3.16; 2.107; ve 1.58$ çap oranlı annular akıslarda, 1,8 ve 14 nolu kesitlerdeki (bakınız şekil-2.5) hız dağılımları çizilmiştir. Bu şekillerin tümünde görüldüğü gibi sınır tabaka içinde cidara yaklaştıkça, viskos etkilerden dolayı hızlarda azalmalar olmaktadır. Şekil-1 de (boş boru durumunda) 1 kesitindeki (yani $x=0$ daki) hızların diğer 8 ve 14 nolu kesitlerdekinden daha fazla olduğu görülmektedir. Diğer bir ifadeyle boş boru deneyinde girişteki hızlar çıkış kesitine doğru azalmaktadır.

Şekil-3.2,3.3 ve 3.4 incelendiğinde (burada annular akış sözkonusu) girişteki (yani $x=0$ daki) hızlar Şekil-1 deki giriş hızlarıyla yaklaşık aynı değişimi gösterdiği halde 8 ve 14 nolu kesitlerdeki hız dağılımlarında bazı özellikler göze çarpmaktadır. Şöyle ki; bu üç şekilde 8 kesitindeki (yani $x=80cm$.deki) hız dağılımlarına bakıldığında iç boru cidarında yani radyal doğrultuda sırasıyla 50,75 ve 100mm' de hızlar sıfırdır. Yine bu iç boru cidarının etkisiyle 14 kesitindeki (yani $x=160cm$.de) hız eğrilerinde de görüldüğü gibi iç boru cidarı hizasında hız eğrileri bir minimumdan geçmektedir. Yani bu bölgelerdeki hızlarda biraz azalma olmaktadır. Bu, doğal olarak böyle olmaktadır. Çünkü cidarlarda akışkan

hareketi yoktur. Dolayısıyla bu da cidar hizasına tekabül eden akışkan parçacıklarının hızlarında azalmalara sebep olmaktadır.

Şekillerde birkaç eğri birarada çizildiği için eğrilerin birbirleriyle karışmaması ve daha net bir şekilde görülebilmesi için y eksenini skalasında hız değerleri sıfırdan başlatılmayıp skala mümkün olduğu kadar dar tutularak eğrilerin birbirlerinden daha ayrı olması sağlanmıştır. Bu nedenle dikkat edilirse dış boru cidarında (yani $r=158$ mm de) ve iç boru cidarlarında (yani sırasıyla $r=50,75$ ve 100 mm de) hızların sıfır olduğu anlaşılır.

Şekil-3.5, 3.6 ve 3.7 numaralı şekillerde ise aynı Re sayısında ve aynı kesitte 4 değişik durum için hız profilleri çizilmiştir. Şekil-3.5 de $Re=188757$ de ve deney bölgesinin giriş kesitinde 4 değişik duruma ait hız eğrileri görülmektedir. Bu şekil incelendiğinde en yüksek hızların $D/d=2.107$ olduğu annular akış durumunda ,en düşük hızların ise $D/d=1.58$ olduğu annular akış durumunda elde edildiği görülür. Şekil-3.6 da aynı Re sayısında fakat bu defa 8 nolu kesitteki hız eğrileri çizilmiştir. Burada görüldüğü üzere hızlarda giriş kesitine göre biraz azalma olmuştur. Şekil-3.7 de ise aynı şartlarda çıkış kesitindeki ($x=160$ cm deki) hız profilleri çizilmiştir. Buradaki hızlarda biraz artış olmuştur. Yani, bu üç şekil karşılaştırıldığında girişteki hızlar 8 nolu kesitte biraz azalmış daha sonra çıkış kesitinde biraz artmıştır.

Geriye kalan 3.8 ila 3.28 nolu şekillerdeki hız profilleri de yukarıda bahsedilen şekillerdeki gibi yaklaşık aynı değişimi göstermiş olduklarından aynı açıklamaları bu eğriler için de söyleyebiliriz.

3.2 Basınç Kayıp Katsayılarının Yorumu

Moody tarafından verilen (2.6) bağıntısı kullanılarak dört değişik Re sayısı için hesaplanan basınç kayıp katsayıları (bakınız tablo-5) ile (2.7) bağıntısıyla elde edilen deneysel λ_{turb} değerleri (bakınız tablo-6.a) incelendiğinde;

deneysel değerlerle teorik değerler küçük Re sayılarında %11 hata ile ve büyük Re sayılarında da ortalama %1.5 hata ile birbirine oldukça yakın çıkmıştır.

Şekil-2.8 de ; değişik çap oranlı annular akışlarda elde edilen deneysel sonuçlar yardımıyla 4 değişik durum için elde edilen $\lambda_{turb}=f(Re)$ bağıntılarına ait eğriler çizilmiştir. Burada dikkat edilirse, silindirik borular içerisinde silindirik türbülátörler kullanıldığında basınç kayıpları artmaktadır. 4 değişik akışa ait bu eğriler mukayese edildiğinde D/d annular çap oranı küçüldükçe diğer bir ifadeyle iç kısımda kullanılan silindirik türbülátörlerin çapı büyüdükçe basınç kayıp katsayıları ve dolayısıyla basınç kayıpları artmaktadır. Çünkü bu durumda iç boru cidarı sınır tabakaya daha fazla yaklaşmakta ve onu etkilediğinden dolayı basınç kayıplarının, (D/d) çap oranının artmasıyla arttığını söyleyebiliriz.

Deney yaptığımız 4 değişik duruma ait basınç kayıp katsayıları ile ilgili elde edilen (2.9) genel denklemi

$$\lambda_{turb}=0.05791 \cdot Re^{-0.06757} \cdot (D/d)^{-0.14472} \cdot (L/l)^{0.55465}$$

ile hesaplanan λ_{turb} değerleri tablo-8 de gösterilmiştir.

Tablo-8 deki değerler incelendiğinde; daha önce değişik çap oranlı annular akışların herbiri için ayrı ayrı elde edilen λ_{turb} değerleri (Şekil-2.8) ile birbirlerine çok yakın olduğu (%4 farkla) görülmektedir. Bundan dolayı elde edilen (2.6) genel bağıntısı değişik D/d, L/l ve Re sayısı parametrelerine bağlı olarak uygun sonuçlar vermektedir. Dolayısıyla bu bağıntı bu parametrelerin başka değerleri için de kullanılabilir.

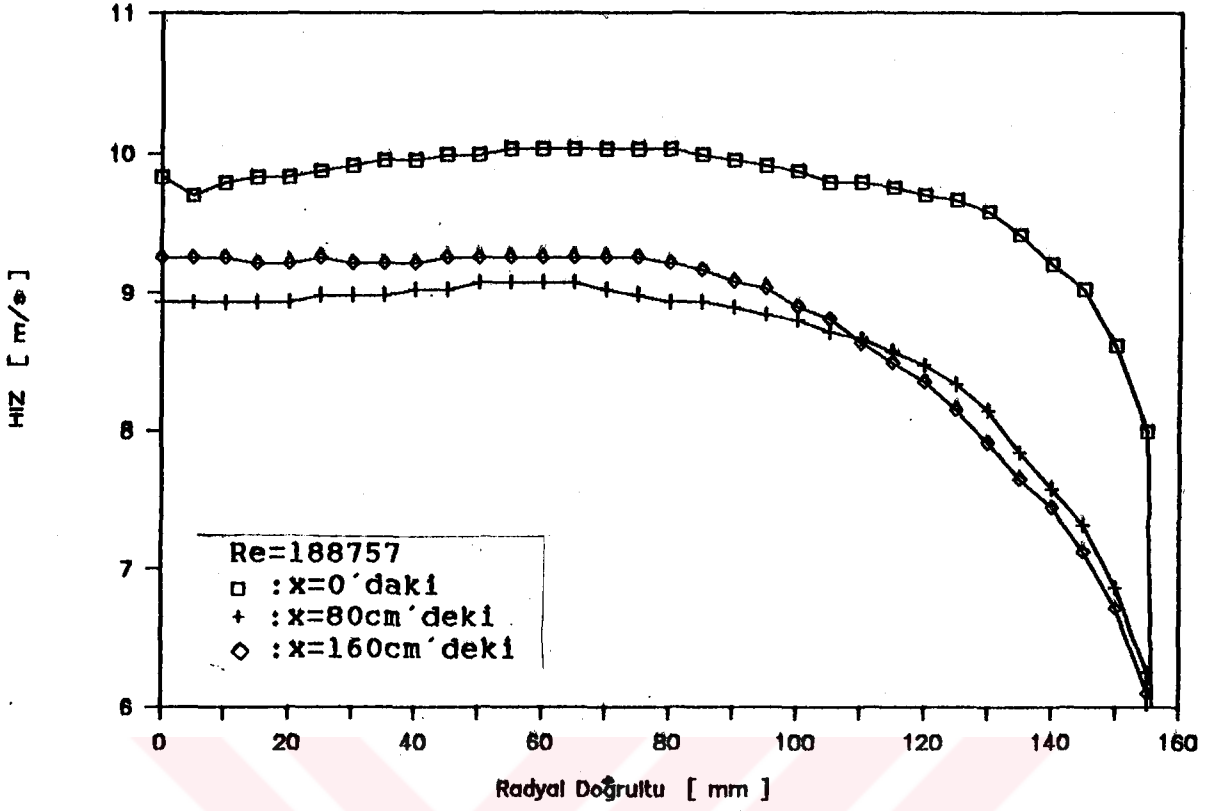
3.3 Sınır Tabaka Kalınlıklarının Yorumu

Daha önce de belirtildiği üzere sınır tabaka kalınlıkları, yaklaşık olarak hesaplandı (tablo-7). (2.10) bağıntısından ve tablo-7 de elde edilen değerlerden görüleceği üzere Re sayısının artmasıyla δ sınır tabaka kalınlığı azalmaktadır. Bu azalma hız eğrilerinde de görülmektedir. Elde edilen hız profillerinde, iç borunun dışında dış borunun içinde

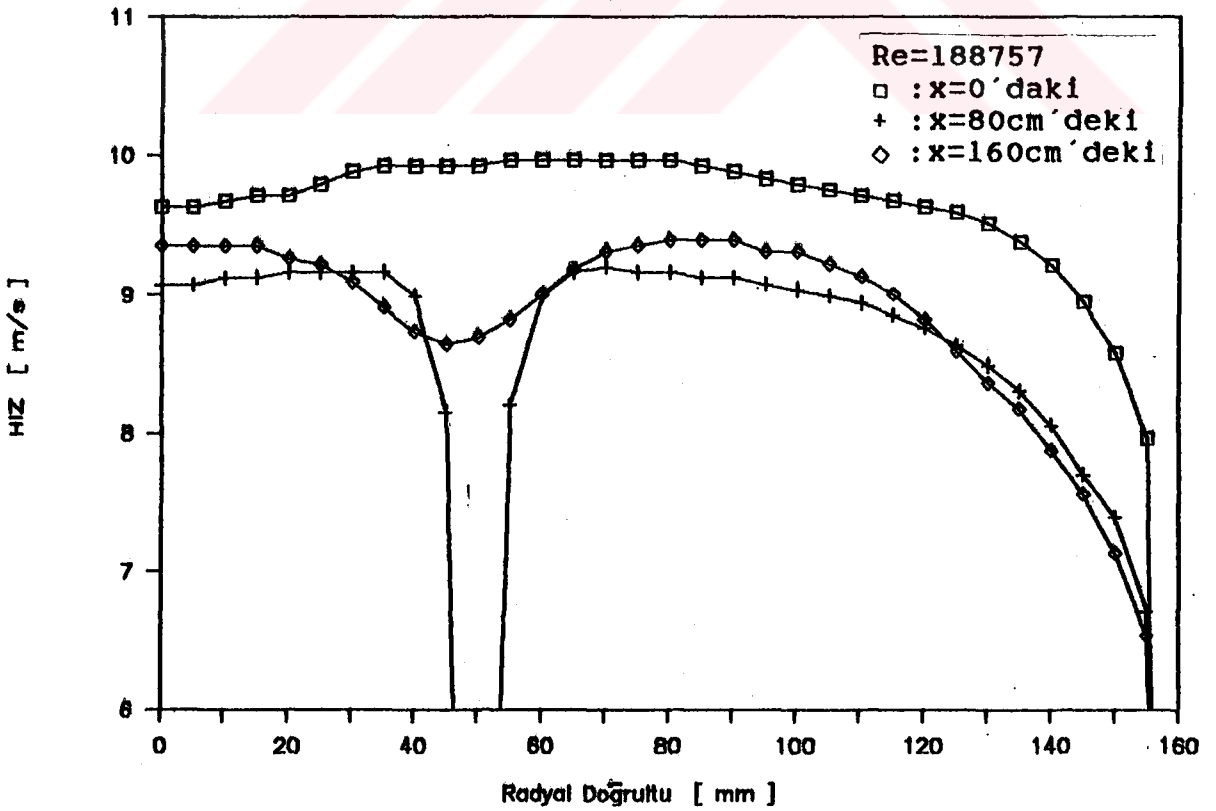
sınır tabaka kalınlıkları ölçüldüğünde bu değerlerin tablo-7 deki değerlere yakın olduğu görülür.

Tablo-8 : (2.9) genel bağıntısı ile elde edilen λ_{turb} değerleri

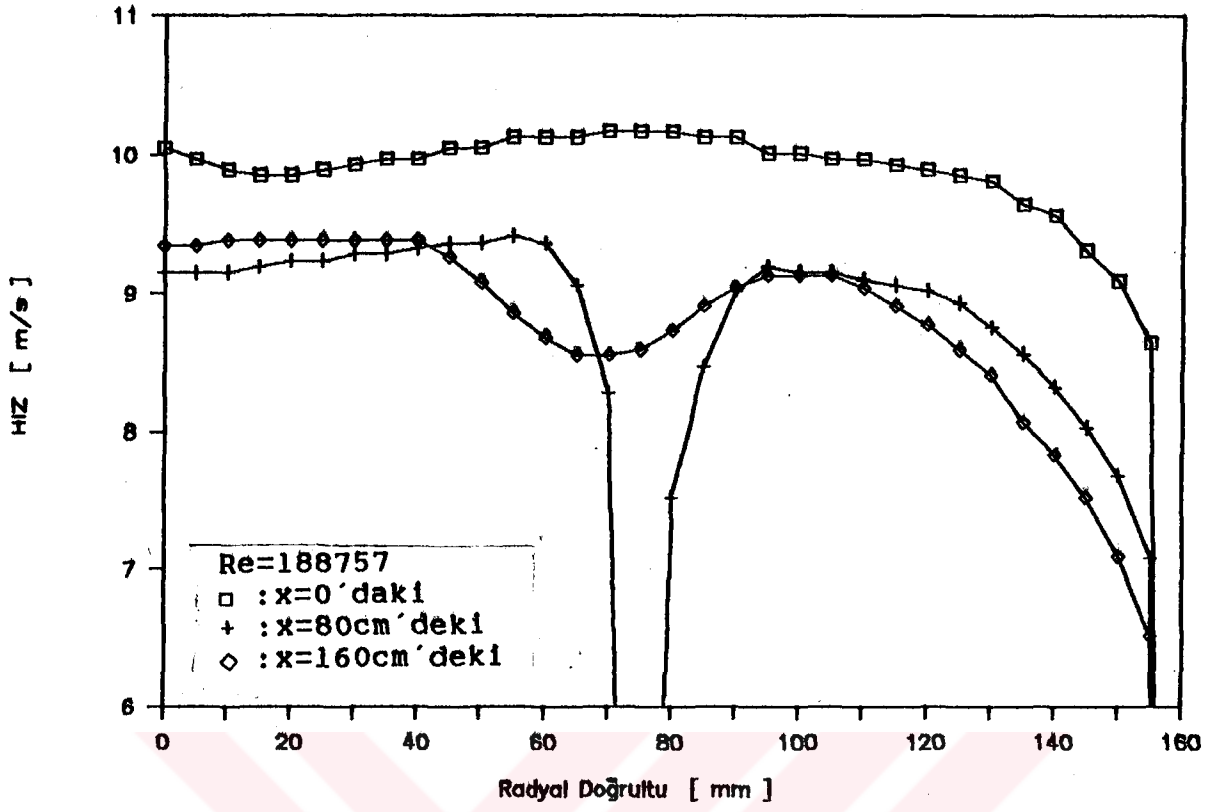
Re	D/d	L/l	λ_{turb}
188757 269232 396475 513184	1 (boş boru)	1 (boş boru)	0.0254836 0.0248794 0.0242372 0.0238183
188757 269232 396475 513184	3.16	2.175	0.0331985 0.0324113 0.0315747 0.0310290
188757 269232 396475 513184	2.107	2.175	0.0352048 0.0343701 0.0334829 0.0329042
188757 269232 396475 513184	1.58	2.175	0.0367014 0.0358313 0.0349063 0.0343030



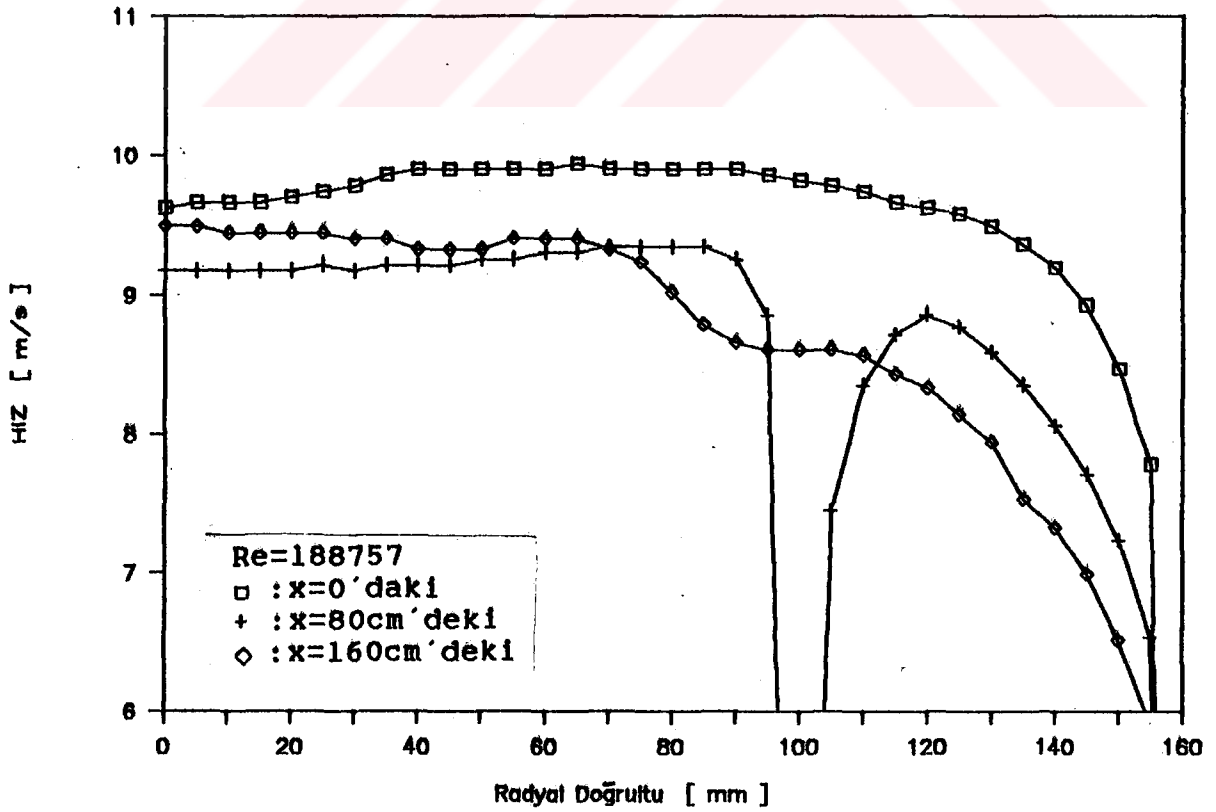
Şekil-3.1: D/d=1 (boş boru) durumunda hız profilleri



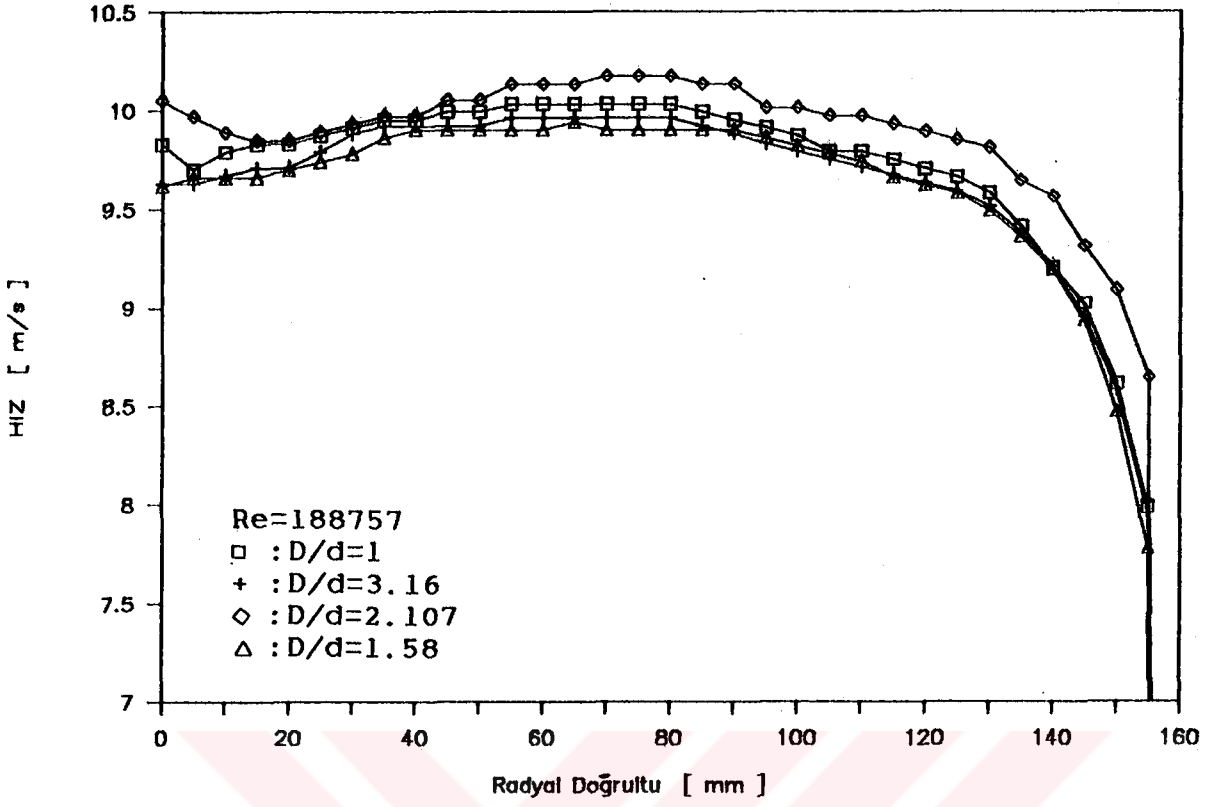
Şekil-3.2: D/d=3.16 durumunda hız profilleri



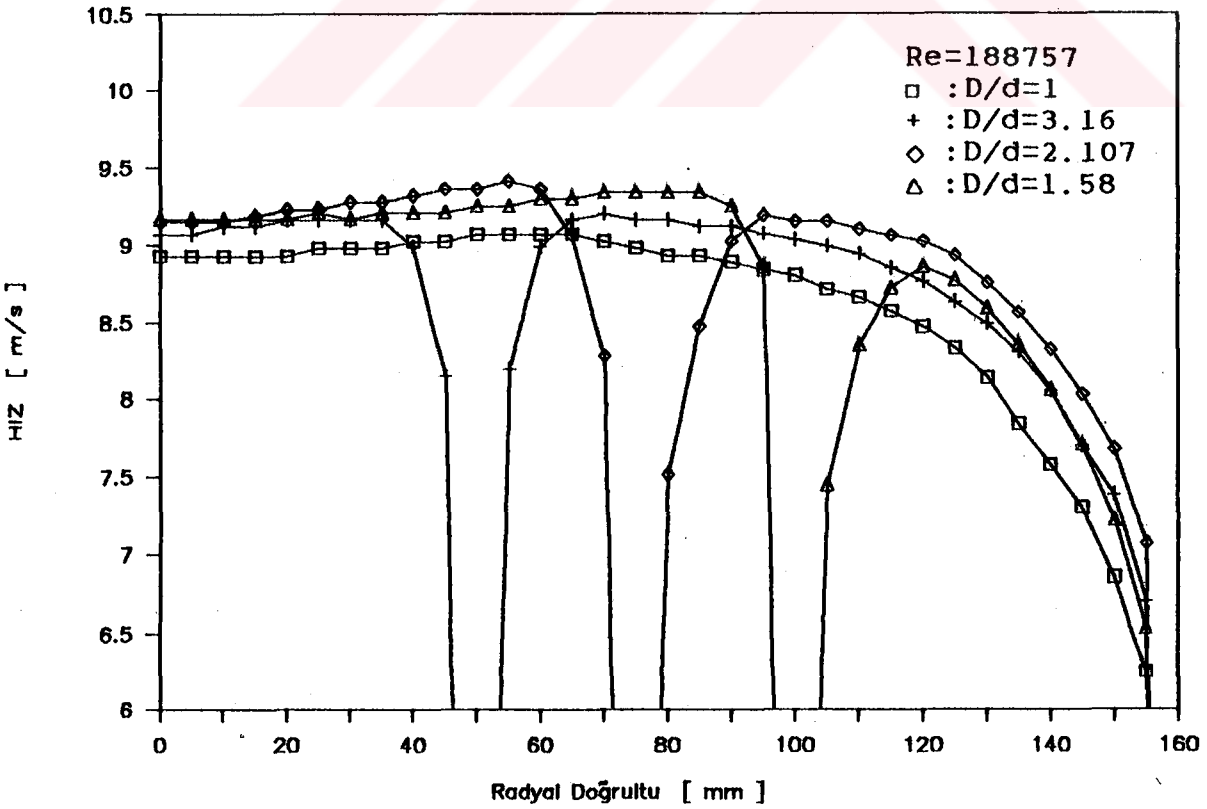
Şekil-3.3: D/d-2.107 durumunda hız profilleri



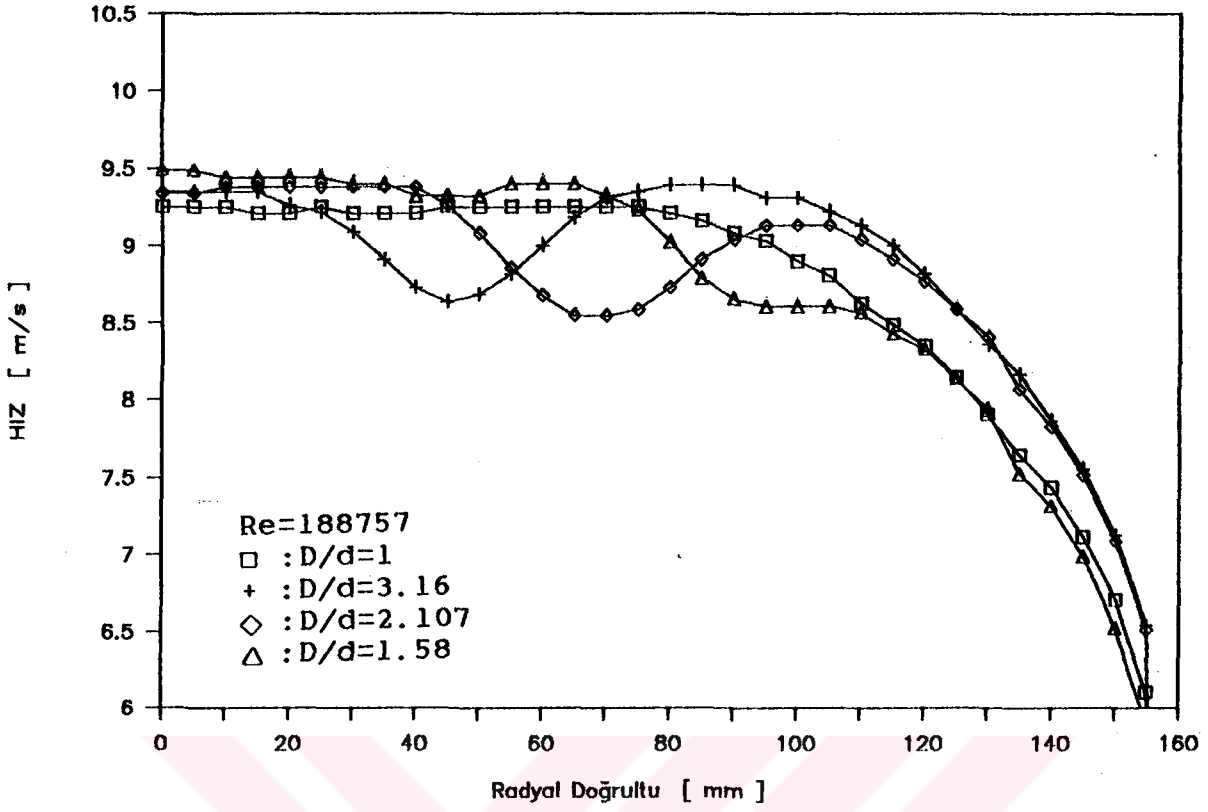
Şekil-3.4: D/d=1.58 durumunda hız profilleri



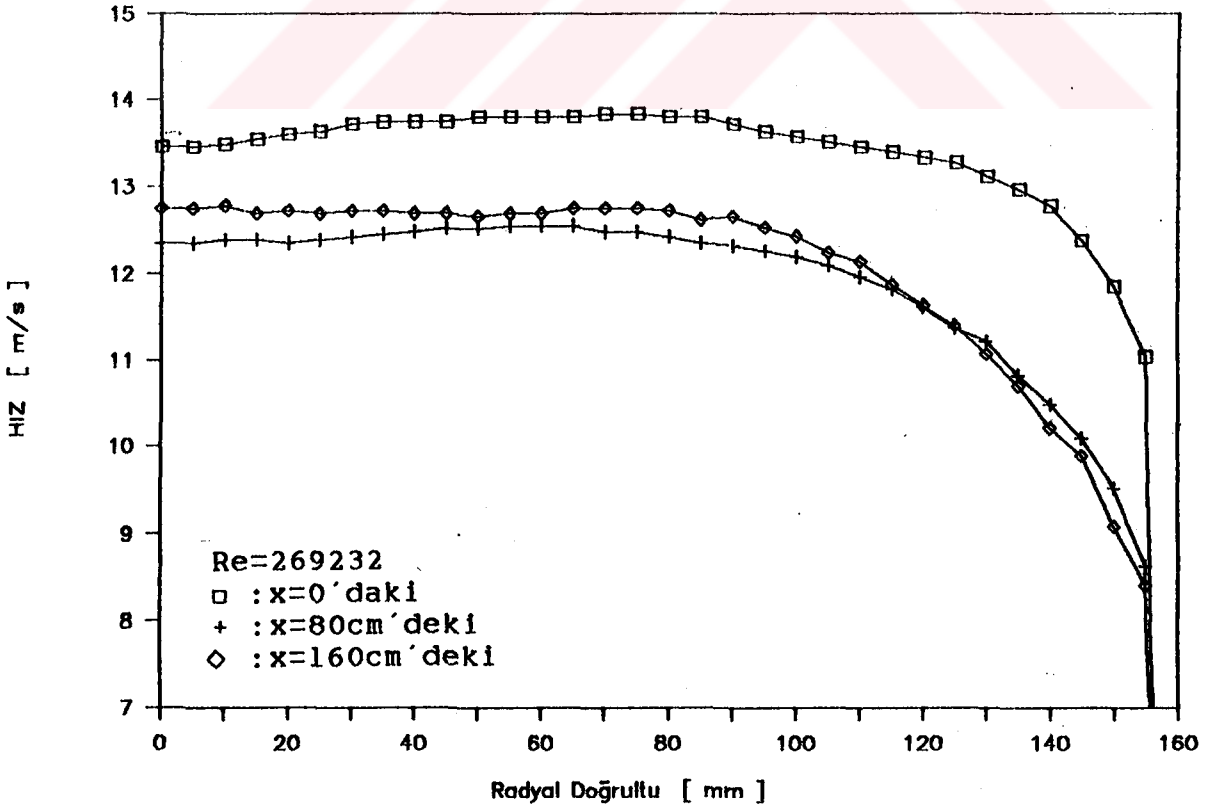
Şekil-3.5: x=0'da hız profilleri



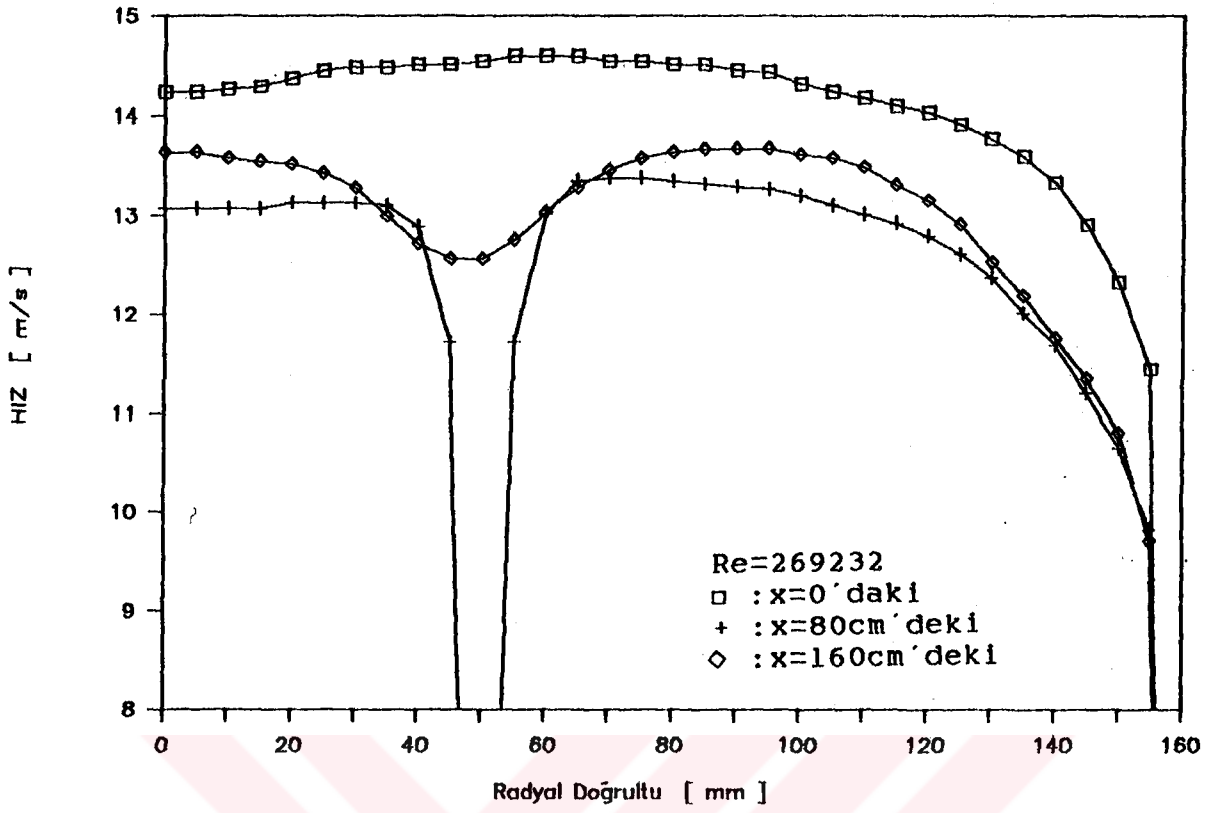
Şekil-3.6: x=80 cm'de hız profilleri



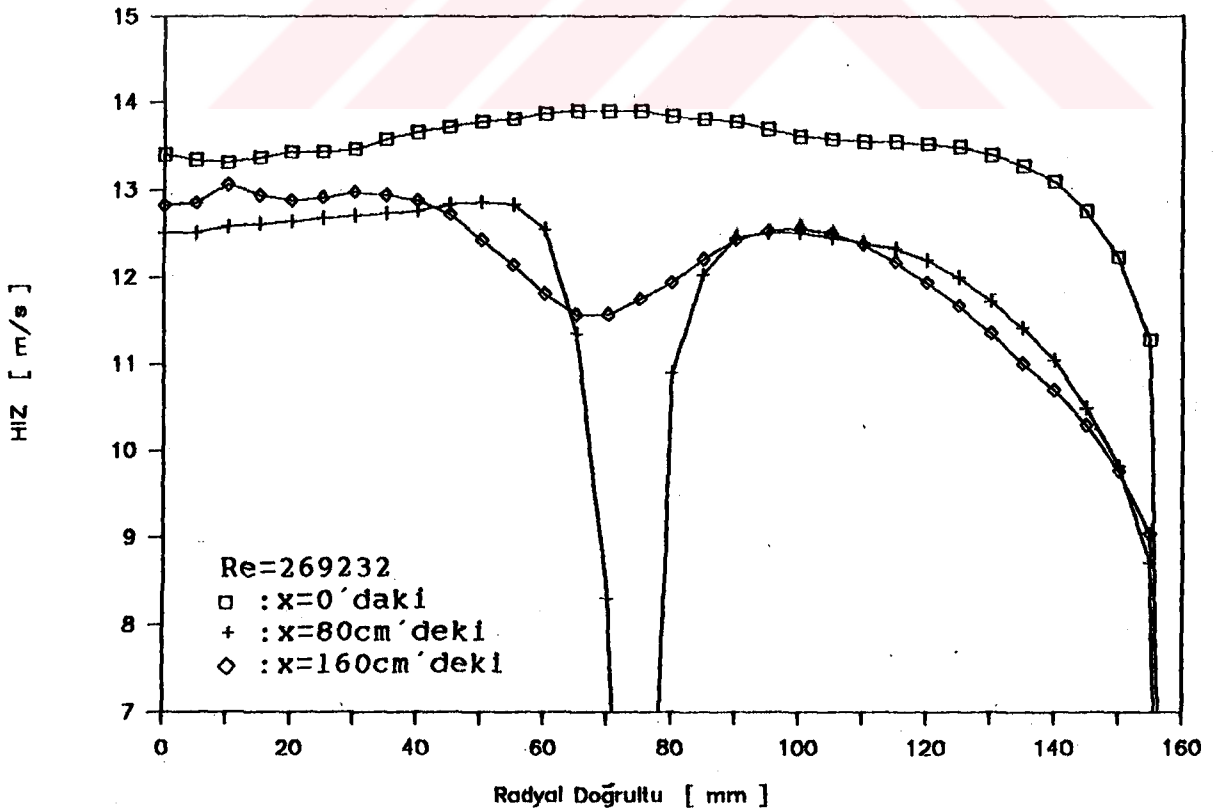
Şekil-3.7: x=160 cm'de hız profilleri



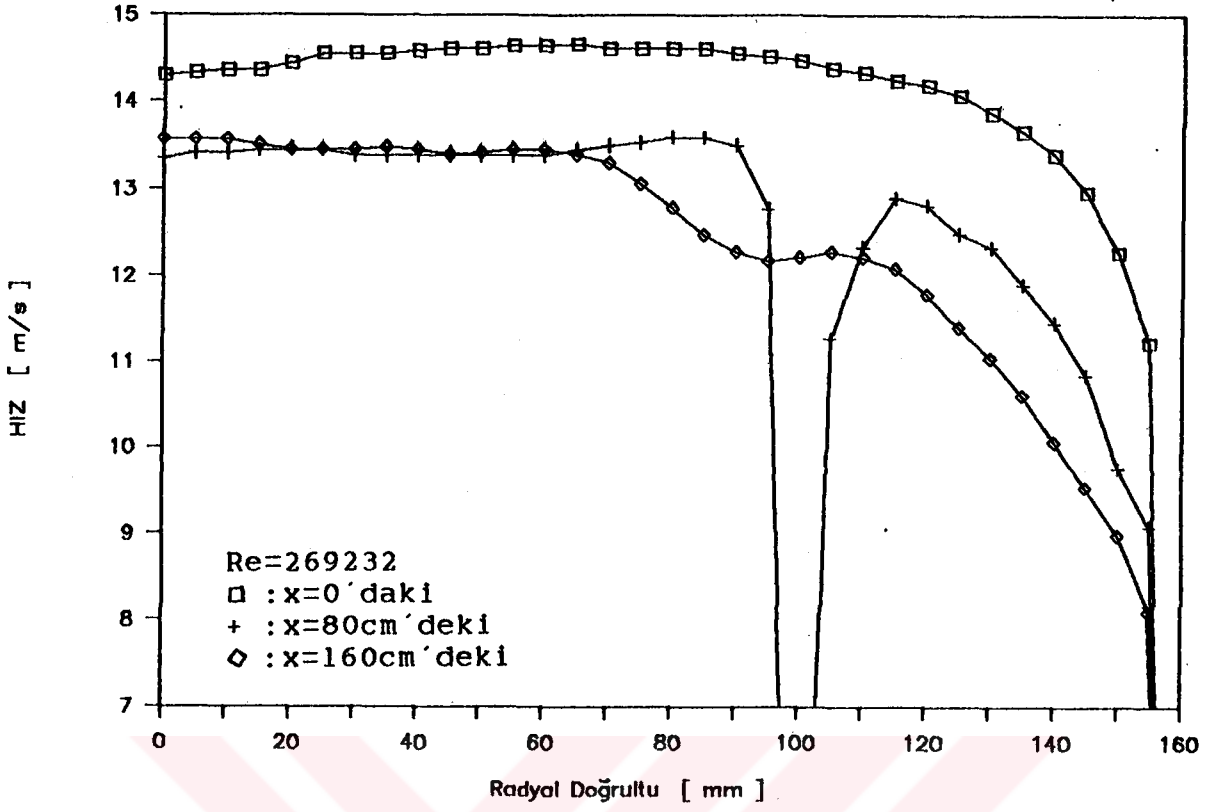
Şekil-3.8: D/d=1 (boş boru) durumunda hız profilleri



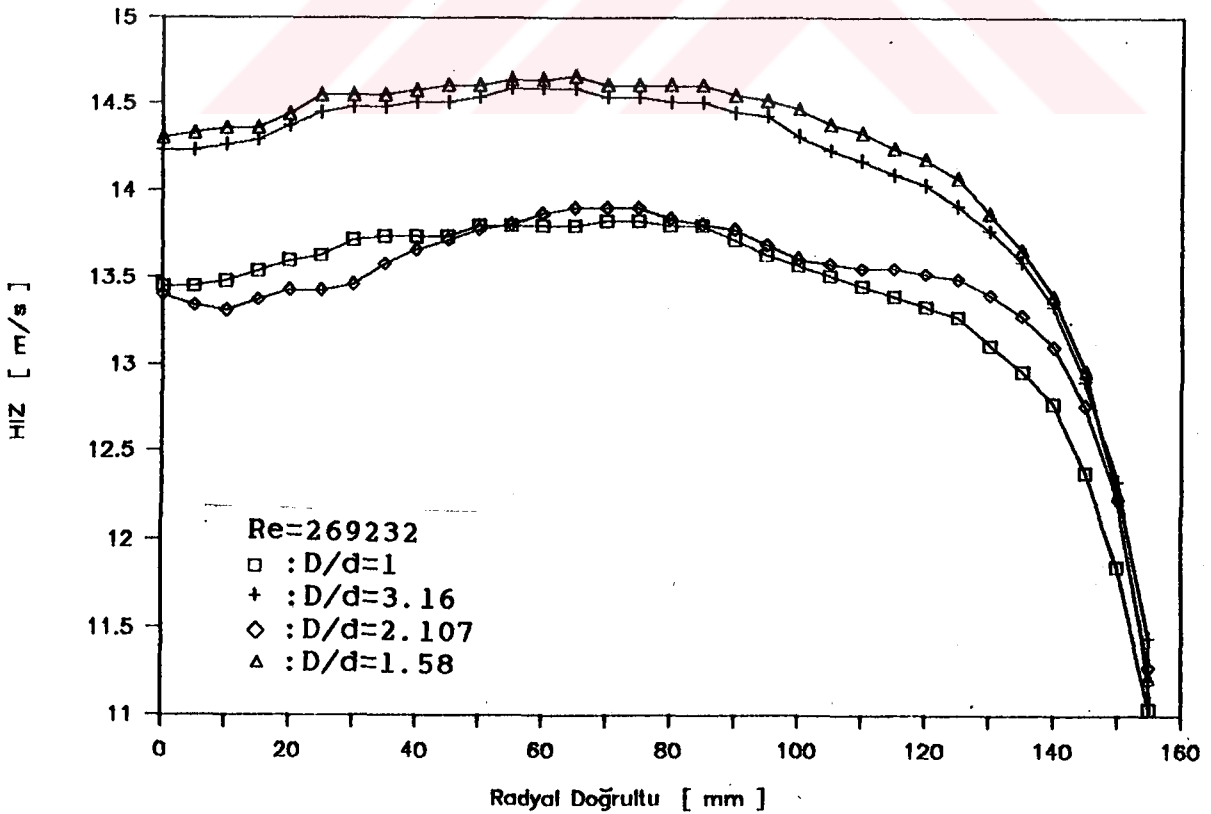
Şekil-3.9: D/d=3.16 durumunda hız profilleri



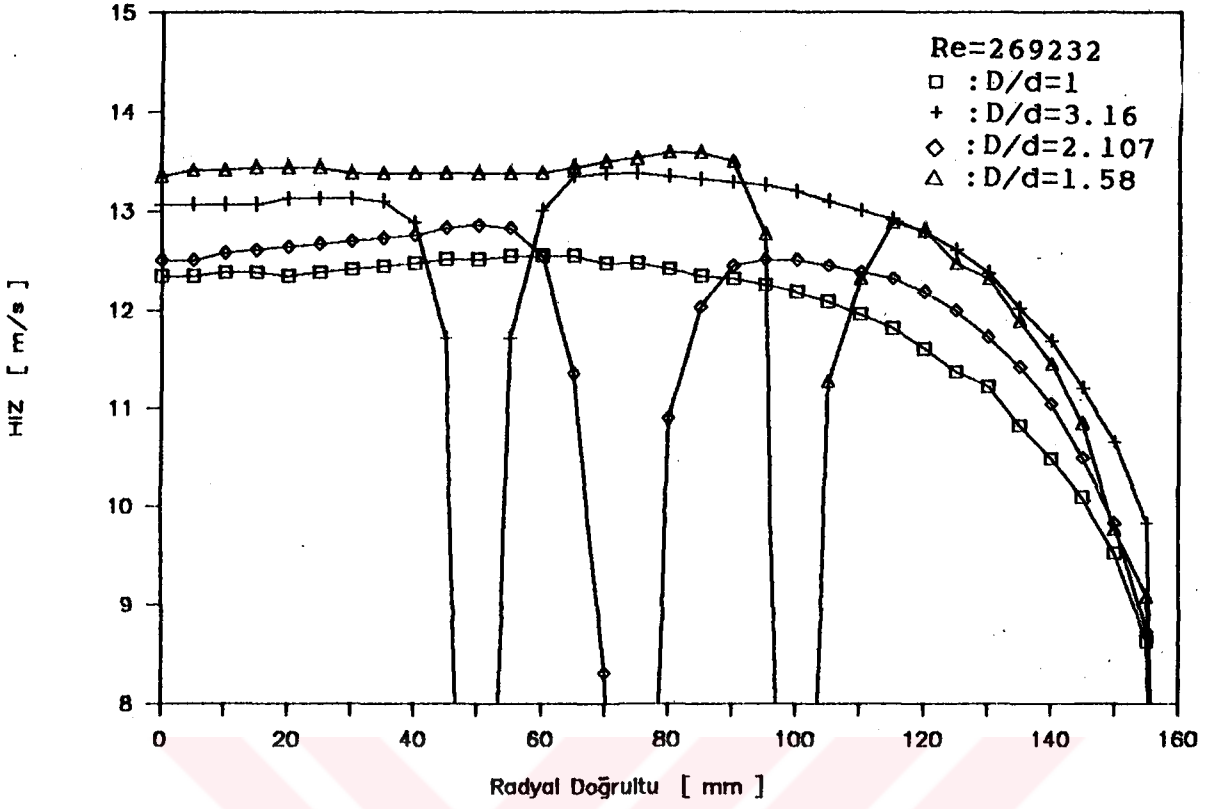
Şekil-3.10: D/d=2.107 durumunda hız profilleri



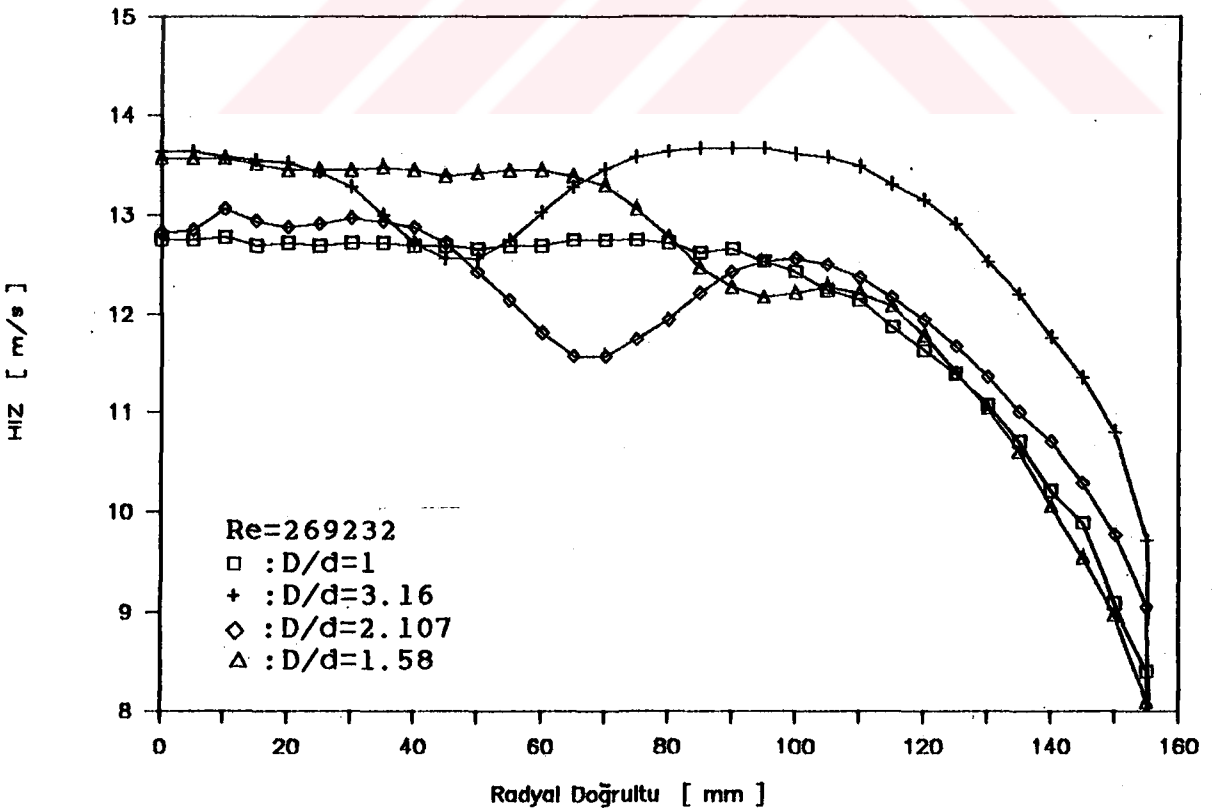
Şekil 3.11: D/d=1.58 durumunda hız profilleri



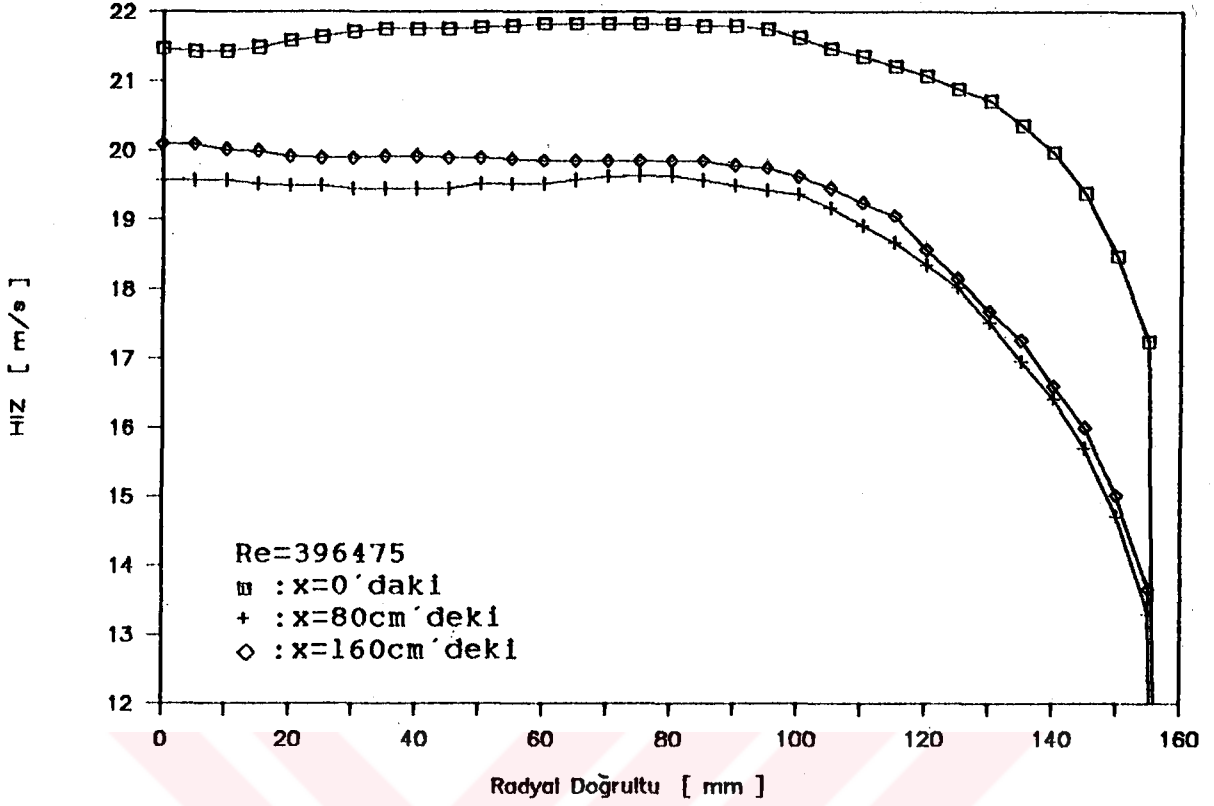
Şekil-3.12: x=0'da hız profilleri



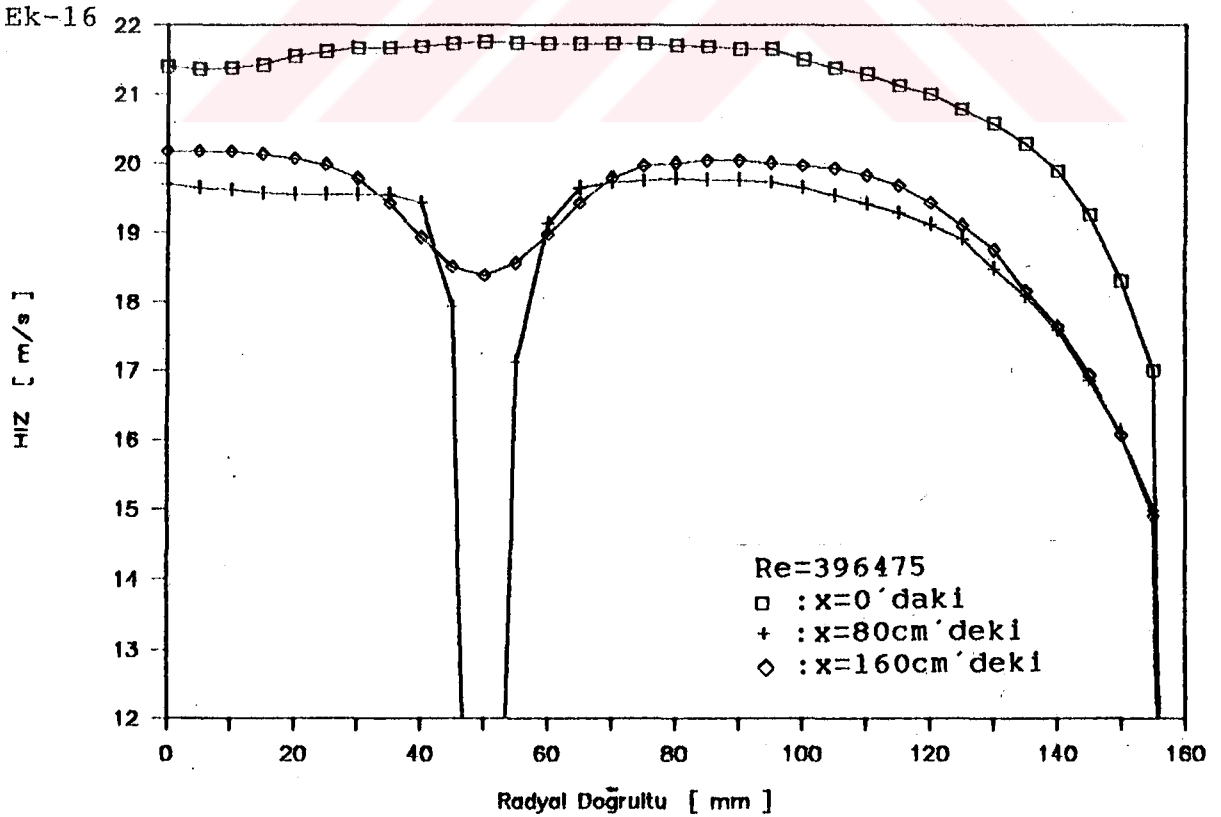
Şekil-3.13: x=80 cm'de hız profilleri



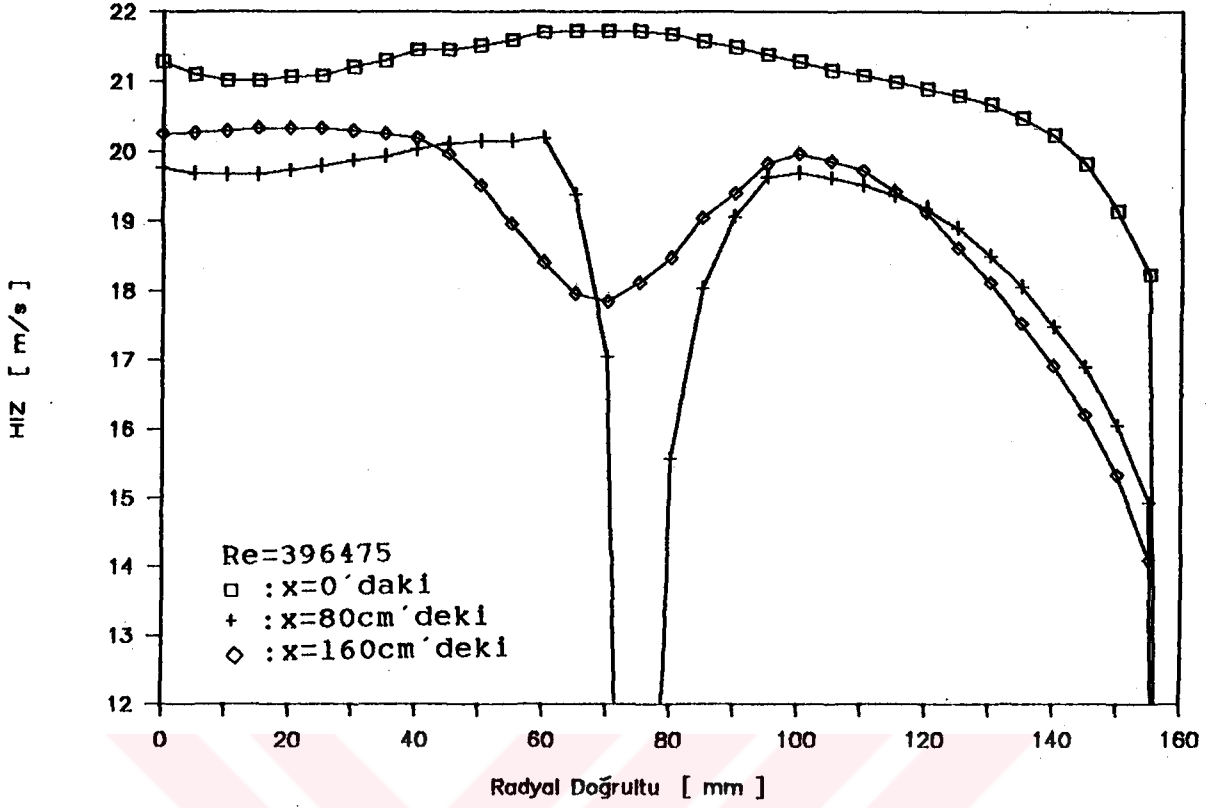
Şekil-3.14: x=160 cm'de hız profilleri



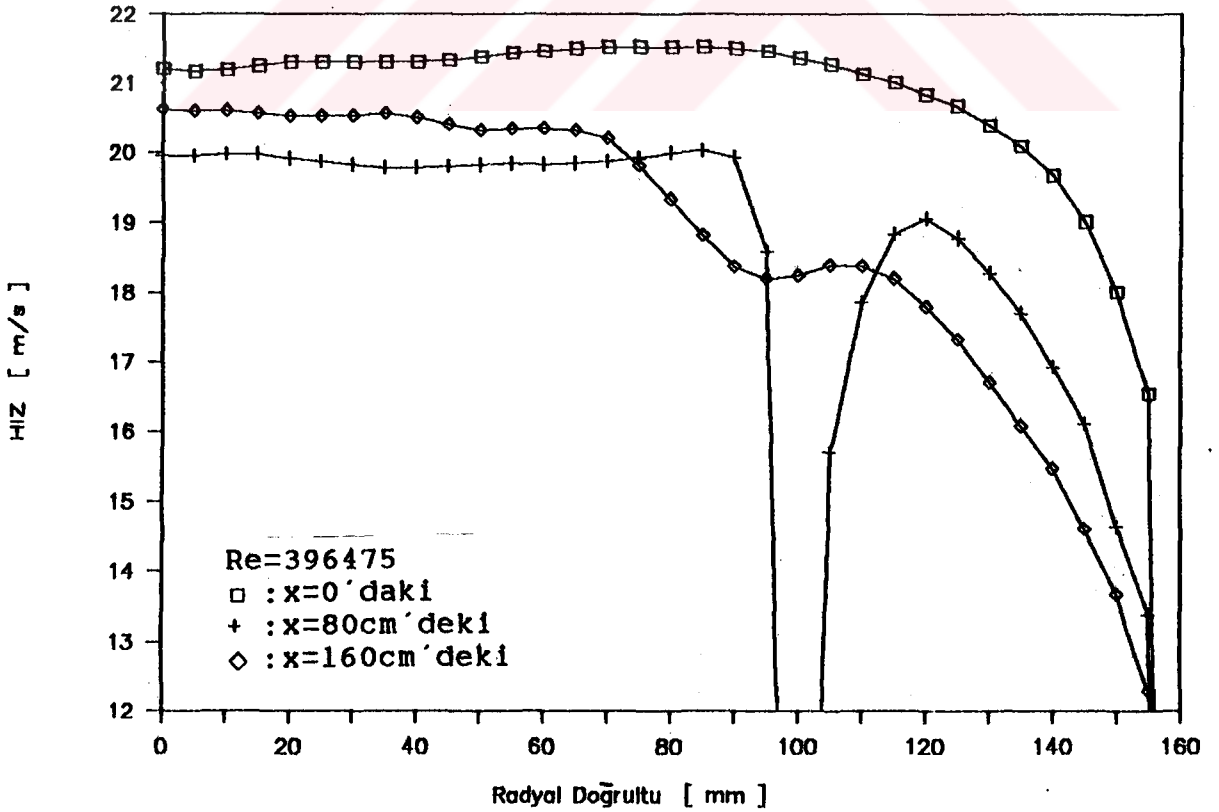
Şekil-3.15: D/d=1 (boş boru) durumunda hız profilleri



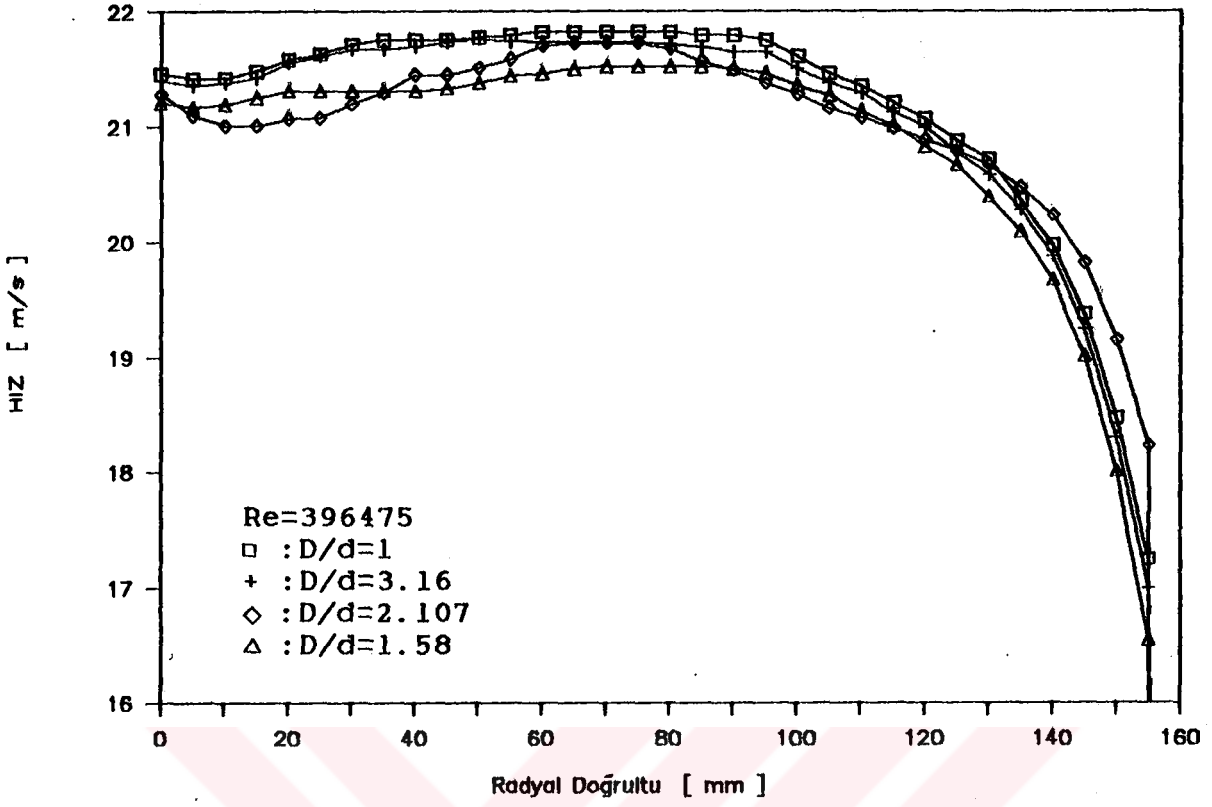
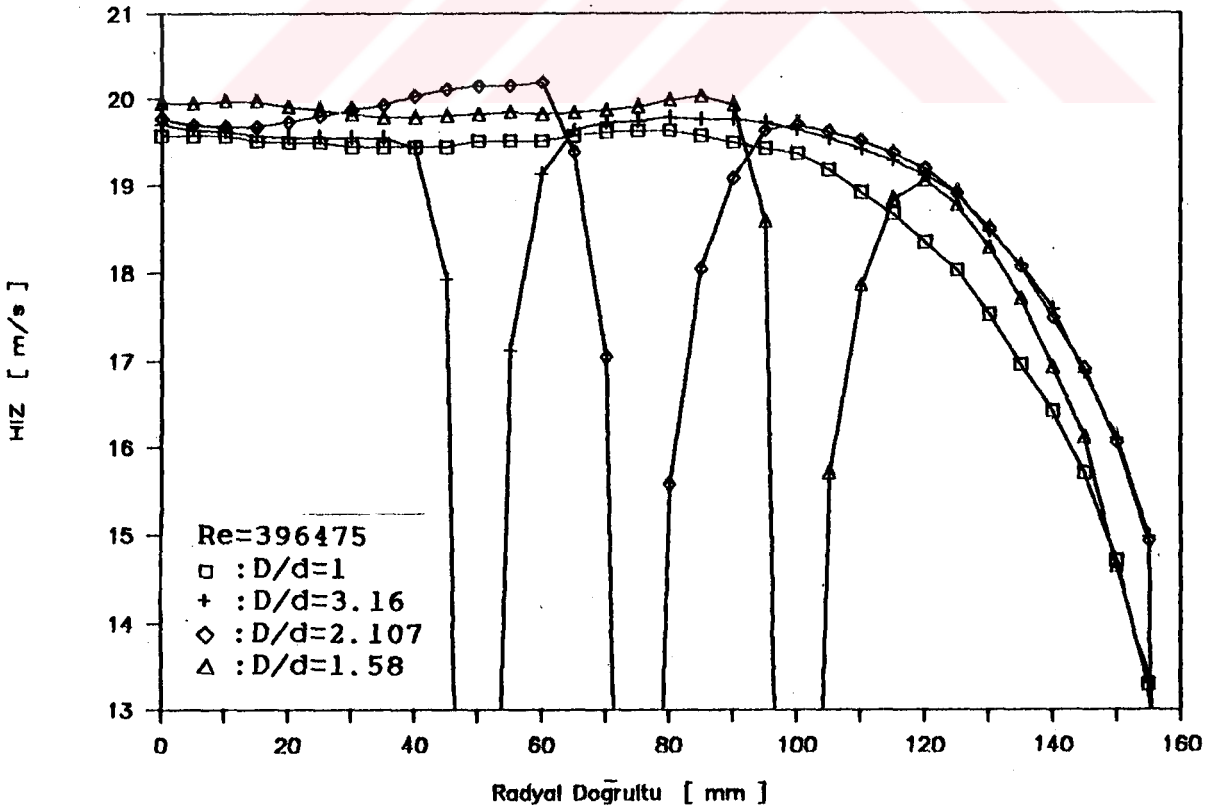
Şekil-3.16: D/d=3.16 durumunda hız profilleri

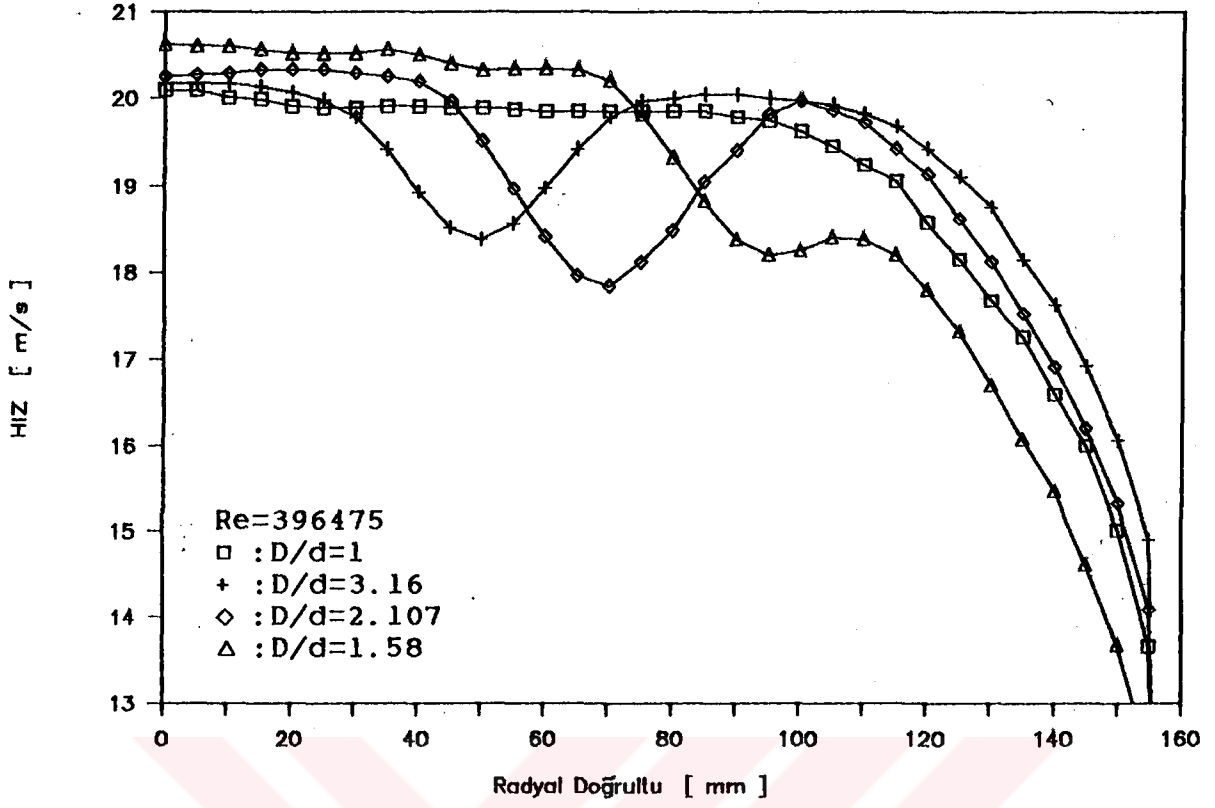
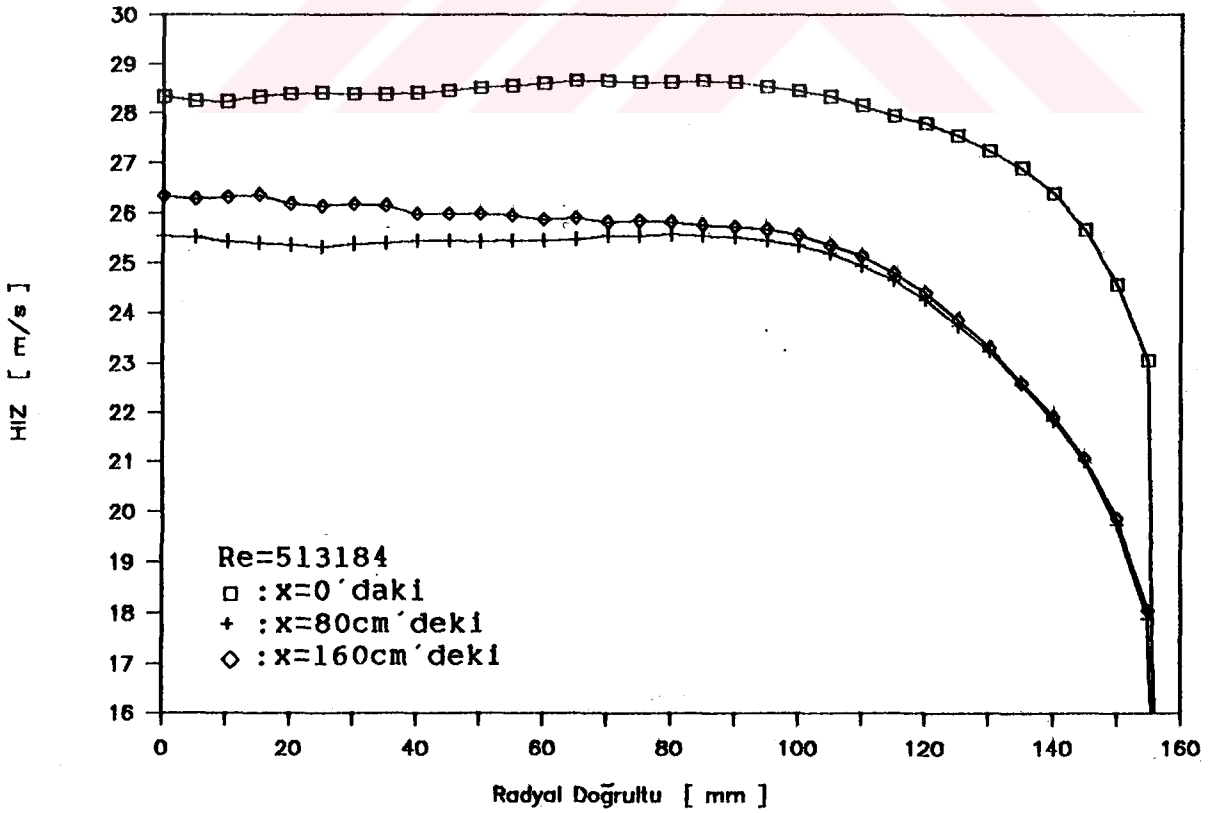


Şekil-3.17: D/d=2.107 durumunda hız profilleri

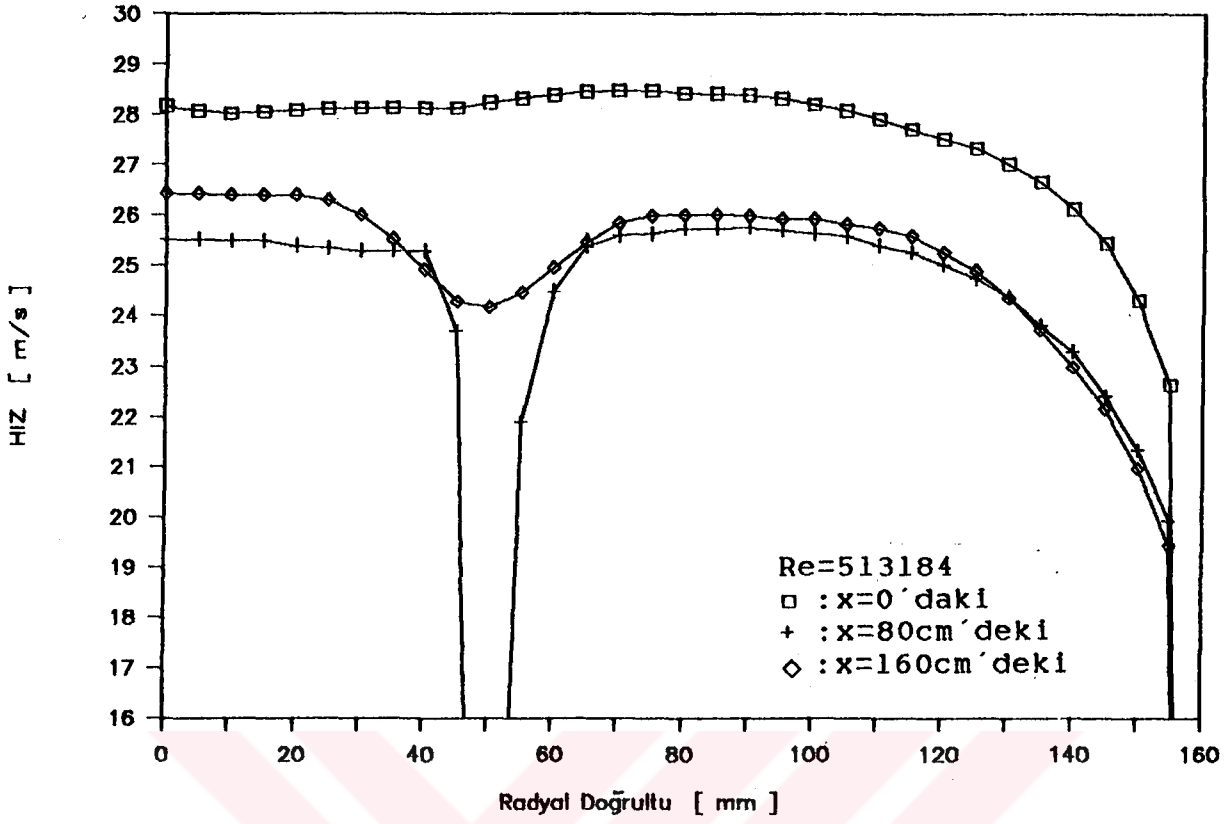


Şekil-3.18: D/d=1.58 durumunda hız profilleri

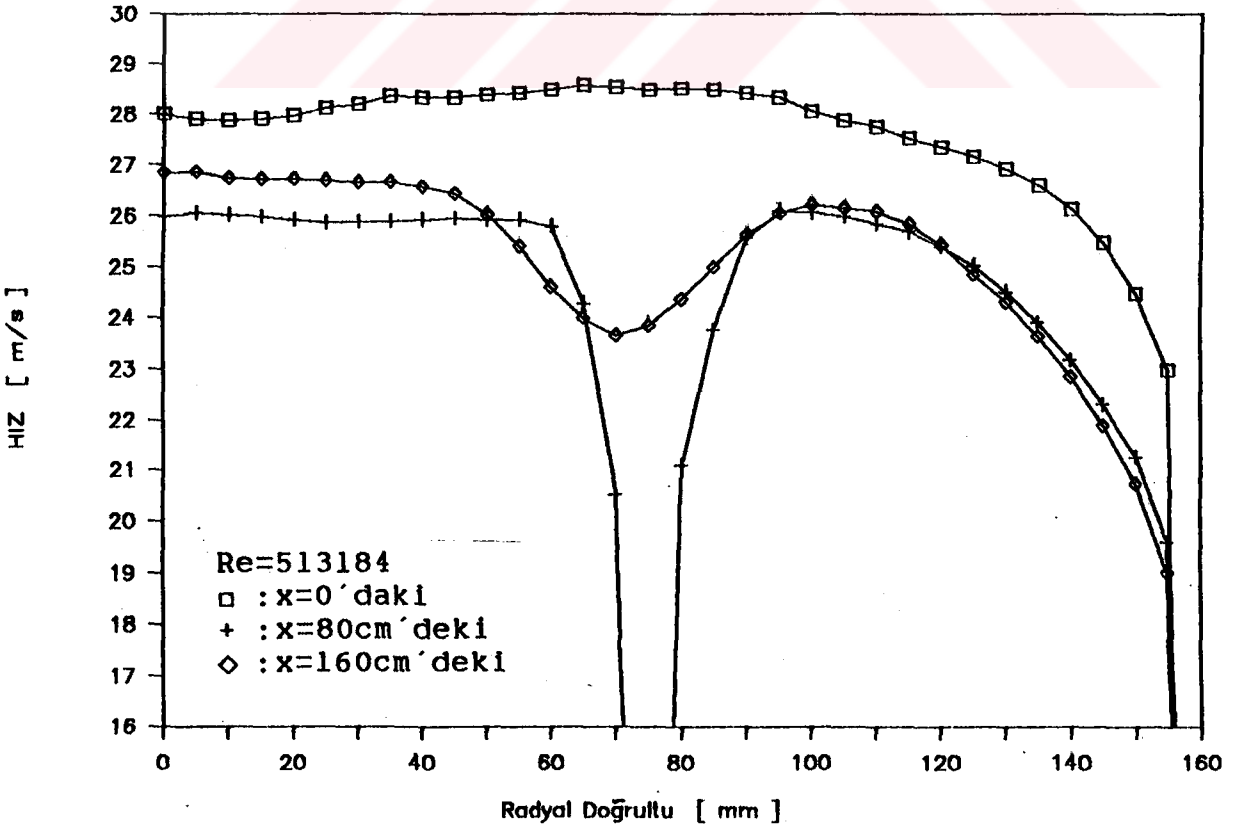
Şekil-3.19: $x=0$ 'da hız profilleriŞekil-3.20: $x=80$ cm'de hız profilleri

Şekil-3.21: $x=160$ cm'de hız profilleri

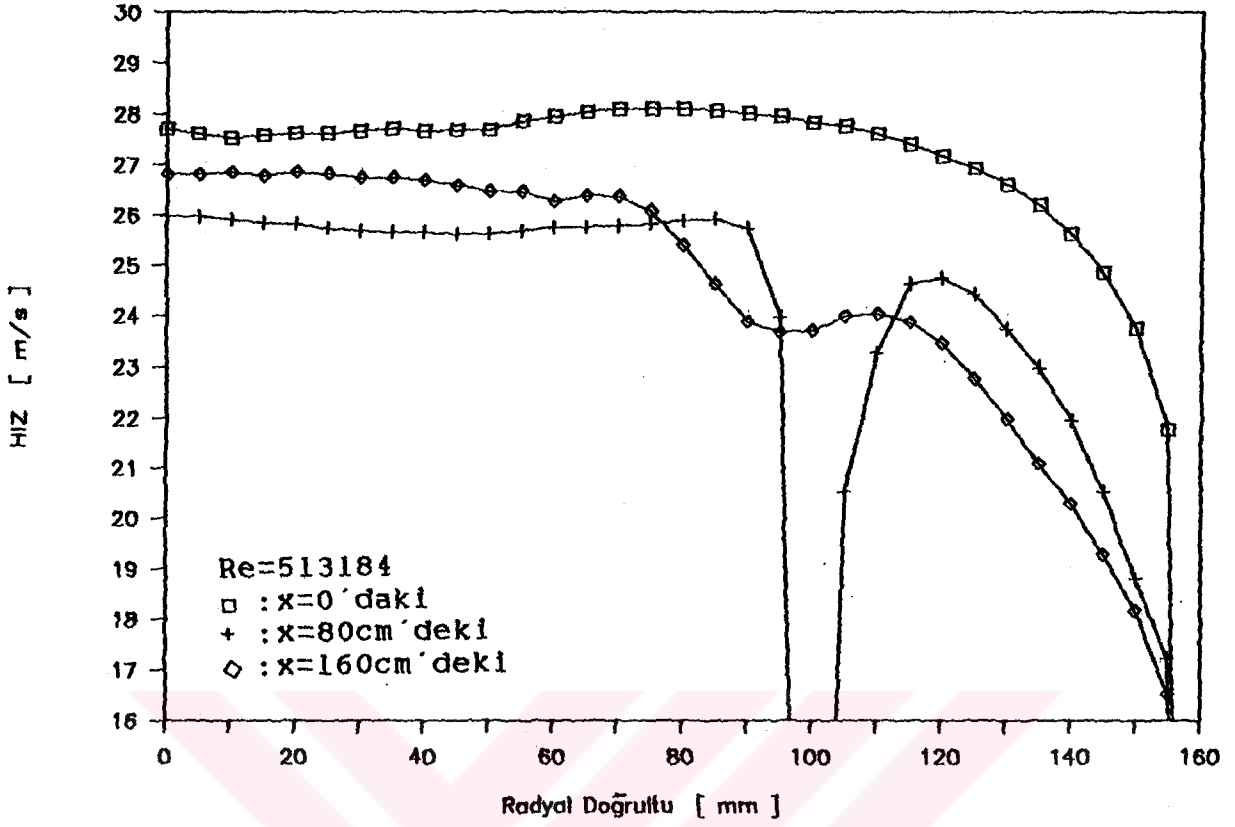
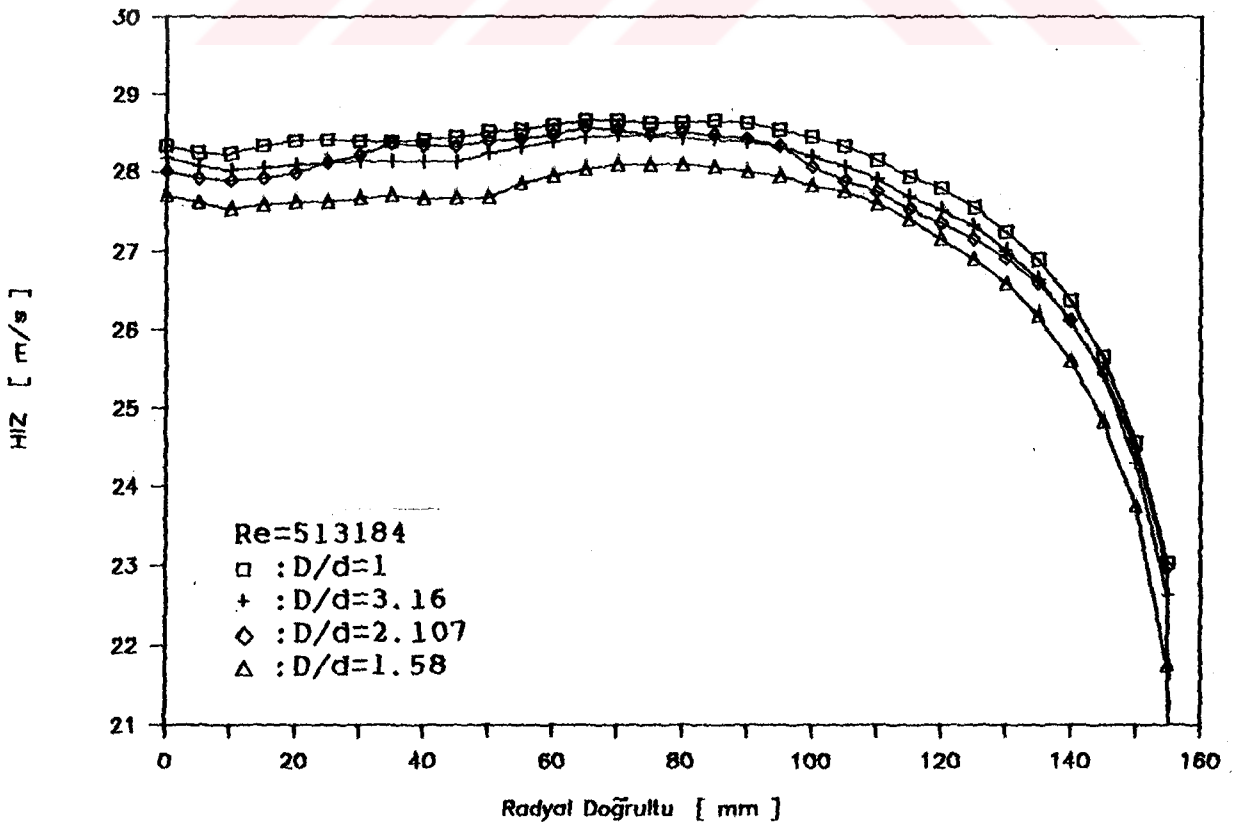
Şekil-3.22: D/d=1 (boş boru) durumunda hız profilleri

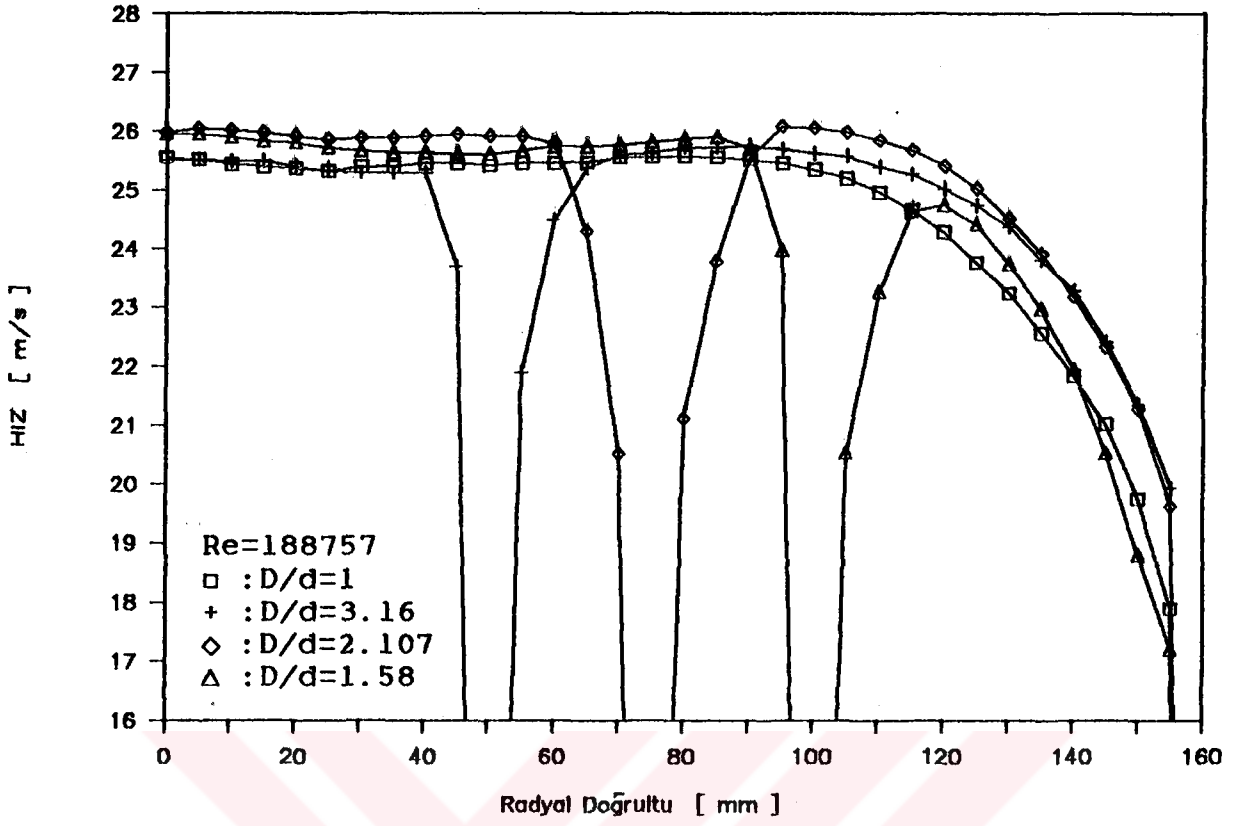


Şekil-3.23: D/d=3.16 durumunda hız profilleri

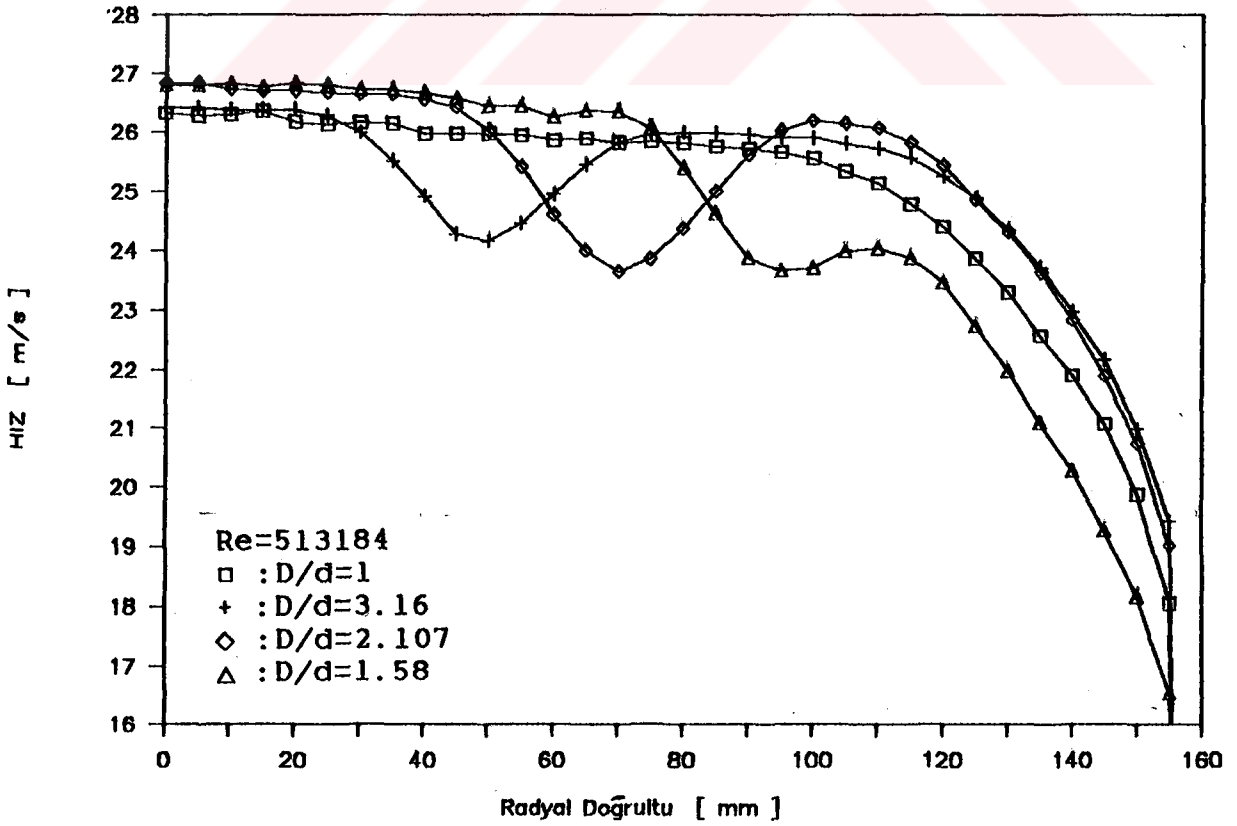


Şekil-3.24: D/d=2.107 durumunda hız profilleri

Şekil-3.25: $D/d=1.58$ durumunda hız profilleriŞekil-3.26: $x=0$ 'da hız profilleri



Şekil-3.27: x=80 cm'de hız profilleri



Şekil-3.28: x=160 cm'de hız profilleri

KAYNAKLAR

1. Beavers, G.S., Sparrow E.M., Magnuson, R.A., Experiments On Hydrodynamically Developing Flow In Rectangular Ducts Of Arbitrary Aspect Ratio, Int. J. Heat Mass Transfer, 13, (1970), 689-702.
2. Han, L.S., Hydrodynamic Entrance Lengths For Incompressible Laminar Flow In Rectangular Ducts, J. Appl. Mech., 27, (1960), 403-409.
3. Collins, M., Schowalier, W.R., Laminar Flow In The Inlet Region Of A Straight Tube, Physics Fluid 5, (1962), 1122-1124.
4. Schiller, L., Die Entwicklung Det Laminaren Geschwindigkeitsverteilung und Ihre Bedeutung Fur Zähigkeitmessungen, ZAMM 2, (1922), 96-106.
5. Bodoia, J.R., Osterle, J.F., Finite Difference Analysis of Plane Poiseuille and Couette Flow Developments, Appl. Sci. Res., A10, (1961), 265-276.
6. Yavuz, T., Özkılıç, S., Annular Bir Boru İçerisinde Akım Alanı ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Nümerik Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği 6. Ulusal Kongresi, Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği, 1987, Ankara, Bildiri Kitabı, 192-201.
7. Şen, S., Geçiş Borularında Farklı Kesit Geometrileri ve Boru Boylarının Akışa olan Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Müh. Mim. Fak. Makina Bölümü, Trabzon, 1987.
8. Bilgin, A., Farklı Kesit Şekline ve Eşdeğer Koniklik Açısına Sahip Geçiş Borularının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Müh. Mim. Fak. Makina Bölümü, Trabzon, 1988.
9. White, F.M., Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill Book Company, 1979.

ÖZGEÇMİŞ

1961 Yılında Trabzon'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Trabzon'da tamamladı. 1980 yılında girdiği K.T.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü, 1984 yılında başarıyla bitirdi. 1990 yılından beri K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen bu görevini yürütmekte olup aynı zamanda K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine devam etmektedir