

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNEN BORU İÇERİSİNDE BASINÇ KAYBI VE ISI
TRANSFERİNİN İNCELENMESİ AKIŞIN GÖZLENMESİ**

Emre TURGUT

Tez Yöneticisi

Doç. Dr. Aydın DURMUŞ

DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ

2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖNEN BORU İÇERİSİNDE BASINÇ KAYBI VE ISI
TRANSFERİNİN İNCELENMESİ AKIŞIN GÖZLENMESİ

Emre TURGUT

DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

Bu tez, .../.../..... tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile başarılı/başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Aydın DURMUŞ

Üye : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ

Üye : Prof. Dr. Kadir BİLEN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Haydar EREN

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın başlamasını sağlayan ve tezin hazırlanması esnasında her türlü destek ve yardımlarını gördüğüm tez danışmanın sayın hocam Doç. Dr. Aydın DURMUŞ'a, Makine Mühendisliği'nin her türlü imkânlarından faydalanmamı sağlayan sayın hocam Prof. Dr. Cengiz YILDIZ'a, tez çalışması süresince hep yanımda olan arkadaşım Dr. Nevin ÇELİK'e, deney düzeneklerinin kurulması esnasında yardımlarını gördüğüm Makine Mühendisliği Atölyesi teknisyenlerine, deney düzeneklerini imal eden ve bu süreçte son derece özverili yardım ve ilgisini hiçbir zaman esirgemeyen Makine Mühendisliği Atölyesi Teknisyenlerinden Cengiz ERHAN'a ve çalışmalarım boyunca beni her zaman destekleyen eşim Türkçe Öğretmeni Müzeyyen Ebru TURGUT'a ve aileme sonsuz şükranlarımı sunarım.

Emre TURGUT
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TEŞEKKÜR	III
İÇİNDEKİLER	IV
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
SEMBOLLER LİSTESİ.....	IX
ÖZET	X
ABSTRACT	XI
1.GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI VE TEZİ KAPSAMI.....	6
3. DENEY DÜZENEKLERİNİN TANITILMASI	16
3.1. Dönen Borudaki Sızdırmazlığın Sağlanması	18
3.2. Akış Gözleme Düzeneginin Tanıtılması	18
4. DENEYLERİN YAPILIŞI.....	25
4.1. Kontrol Deneyleri.....	25
4.1.1. Debi Kontrol Deneyleri.....	25
4.1.2. Bakır Borunun Dönmesinden Dolayı Oluşabilecek Isının Kontrolü.....	25
4.1.3. Isıl Çiftin Kalibrasyonu.....	26
4.2. Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Deneyleri.....	26
4.3. Dönen Borudaki Sıcaklıkların Ölçülmesi	27
4.4. Akış Gözleme Deneylerinin Yapılışı	29
4.5. Hesaplama Yöntemi	29
4.5.1. Etkinlik Analizi	31
5. EKSERJİ ANALİZİ	33
5.1. Entropi Üretimi ve Ekserji Kaybı Hesabı	34
6. HATA ANALİZİ.....	35
6.1. Toplam Belirsizlik Değerleri.....	36
6.2. Nusselt Sayısı İçin Belirsizlik İfadesi	36
6.3. Sürtünme Faktörü İçin Belirsizlik İfadesi	37
6.4. Reynolds Sayısı İçin Belirsizlik İfadesi	38

6.5. Ölçülen Değerlerdeki Belirsizliklerin Belirlenmesi	38
6.6. Sıcaklık Ölçülmesi Esnasında Ortaya Çıkabilecek Hatalar	39
6.7. Basınç kaybı Ölçümleri Esnasında Ortaya Çıkabilecek Hatalar	39
6.8. Debi Ölçümleri Sırasında Ortaya Çıkabilecek Hatalar	40
6.9. Diğer Belirsizlikler	40
7. AKIŞ GÖZLEME DENEY BULGULARI	41
7.1. Laminar Akışta Akım Görünürlülükleri	43
7.2. Türbülanslı Akışta Akım Görünürlülükleri	54
7.3. Akış Gözleme Deney Görüntülerinin Karşılaştırılması	67
7.3.1. Türbülanslı Akışta Sönümlenme Etkisinin İncelenmesi	73
7.3.2. Laminar Akışta Sönümlenme Etkisinin İncelenmesi	75
7.3.3. Sönümlenmeyen Laminar Akışın Boru İçinde Gelişimi	76
8. ISI TRANSFERİ, BASIÇ KAYBI BULGULARI VE İRDELEME	77
8.1. Basınç Kaybı	77
8.2. Isı Transferi Deney Sonuçları	80
8.3. Etkinlik	85
8.4. Ekserji Kaybı	86
8.5. Akış Gözleme Deneylerinin Değerlendirilmesi	88
8.5.1. Laminar Akış Hali İçin Akış Gözleme Deneylerinin Değerlendirilmesi	88
8.5.2. Türbülanslı Akış Hali İçin Akış Gözleme Deneylerinin Değerlendirilmesi	89
8.5.3. Laminar ve Türbülanslı Akış Görüntülerinin Karşılaştırılarak Değerlendirilmesi	91
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	94
9.1. Sürtünme Kayıp Katsayısının Devir ile Değişimi	94
9.1.1. Laminar Akış Durumunda	94
9.1.2. Türbülanslı Akış Durumunda	94
9.2. Sürtünme Kayıp Katsayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi	94
9.2.1. Laminar Akış Durumunda	94
9.2.2. Türbülanslı Akış Durumunda	95
9.3. Nusselt Sayısının Devir ile Değişimi	95
9.3.1. Laminar Akış Durumunda	95

9.3.2. Türbülanslı Akış Durumunda.....	96
9.4. Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi	96
9.4.1. Laminar Akış Durumunda.....	96
9.4.2. Türbülanslı Akış Durumunda.....	96
9.5. Etkinlik.....	97
9.6.Boyutsuz Ekserji Kaybı	98
9.7. Laminar ve Türbülanslı Akışta Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	98
9.8. Sönümlenme Etkisi	99
9.9. Öneriler	100
KAYNAKLAR	101
 Ek-1	 107
Ek-2.....	112

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1. Isı transferi ve basınç düşüşü deneylerinin gerçekleştirildiği deney düzeneği	17
Şekil 3.2. Akış gözleme deney düzeneği	17
Şekil 3.3. Şekil 3.3 Isı transferi ve basınç düşüşü deney düzeneğinin şematik görünüşü ..	20
Şekil 3.4. Bakır borunun yataklanması ve boyutları	21
Şekil 3.5. Dönen bakır borunun üzerindeki ve çevresindeki sıcaklıkların ölçülmesi	22
Şekil 3.6. Akış gözleme deney düzeneğinin şematik görünüşü	23
Şekil 3.7. Cam borunun yataklanması ve boyutları	24
Şekil 4.1. İnfrared sıcaklık ölçerin dönen borudaki sıcaklığı ölçmesi için hazırlanan Düzenek	27
Şekil 4.2. İnfrared sıcaklık ölçerin fotoğrafı.....	28
Şekil 7.1. Laminar akışta $Re=500$ ve $n=0$ için akım görünürlülüğü	43
Şekil 7.2. Laminar akışta $Re=500$ ve $n=20$ için akım görünürlülüğü	44
Şekil 7.3. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=1$. sn. için akım görünürlülüğü	45
Şekil 7.4. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=2$. sn. için akım görünürlülüğü	46
Şekil 7.5. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=3$. sn. için akım görünürlülüğü	47
Şekil 7.6. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=6$. sn. için akım görünürlülüğü	48
Şekil 7.7. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=7$. sn. için akım görünürlülüğü	49
Şekil 7.8. Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ ve $t=8$. sn. için akım görünürlülüğü	50
Şekil 7.9. Laminar akışta $Re=500$ ve $n=150$ için akım görünürlülüğü	51
Şekil 7.10. Laminar akışta $Re=500$ ve $n=250$ için akım görünürlülüğü	52
Şekil 7.11. Laminar akışta $Re=500$ ve $n=400$ için akım görünürlülüğü	53
Şekil 7.12. Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=0$ için akım görünürlülüğü	54
Şekil 7.13. Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=0$ için akım görünürlülüğü	55
Şekil 7.14. Türbülanslı akışta $n=0$ için $Re=3000$ ve $Re=5000$ değerlerindeki akım görünürlülükleri	56
Şekil 7.15. Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=50$ için akım görünürlülüğü	57
Şekil 7.16. Türbülanslı akışta $Re=3000$ için $n=0$ ve $n=50$ dev/dak değerlerindeki akım görünürlülükleri	58
Şekil 7.17. Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=150$ için akım görünürlülüğü	59
Şekil 7.18. Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak için akım görünürlülüğü.....	50
Şekil 7.19. Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak için akım görünürlülüğü.....	61
Şekil 7.20. Türbülanslı akışta $Re=5000$ için $n=0$ ve $n=50$ dev/dak için akım görünürlülükleri	62

Şekil 7.21. Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak değerindeki akım görünürlülüğü.....	63
Şekil 7.22. Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=500$ dev/dak için sönümlenme etkisi	64
Şekil 7.23. $Re=5000$ için türbülanslı akışta dönmenin akım görünürlülüğü üzerindeki Etkisi	65
Şekil 7.24. $Re=3000$ için türbülanslı akışta dönmenin akım görünürlülüğü üzerindeki etkisi.....	66
Şekil 7.25. Laminar ve türbülanslı akışta $n=0$ için akım görünürlülükleri	67
Şekil 7.26. Türbülanslı akışın $Re=3000$, $n=0$ ve $n=400$ dev/dak değerlerindeki akım görünürlülükleri	68
Şekil 7.27. Türbülanslı akışın $Re=5000$, $n=0$ ve $n=400$ dev/dak değerlerindeki akım görünürlülükler.....	69
Şekil 7.28. Laminar akışta $Re=500$ için $n=0$ ve $n=400$ değerlerindeki akım görünürlülüğü.....	70
Şekil 7.29. Laminar ($Re=500$) ve Türbülanslı ($Re=5000$) akışta dönme neticesinde oluşan akım görünürlülüklerinin karşılaştırılması.....	71
Şekil 7.30. Laminar ($Re=500$) ve Türbülanslı ($Re=3000$) akışta dönme neticesinde oluşan akım görünürlülüklerinin karşılaştırılması.....	72
Şekil 7.31. $Re=3000$ için Türbülanslı akışta sönümlenme etkisi	73
Şekil 7.32. $Re=5000$ için Türbülanslı akışta sönümlenme etkisi	74
Şekil 7.33. $Re=500$ için Laminar akışta sönümlenme etkisi.....	75
Şekil 7.34. $Re=500$ ve $n=400$ değerlerindeki laminar akışın boru içinde ilerlemesi	76
Şekil 8.1. Laminar akışta $f-Re$ değişimi.....	77
Şekil 8.2. Laminar akışta $f-n$ değişimi	78
Şekil 8.3. Türbülanslı akışta $f-Re$ değişimi.....	79
Şekil 8.4. Türbülanslı akışta $f-n$ değişimi	80
Şekil 8.5. Laminar akışta $Nu-Re$ değişimi	81
Şekil 8.6. Laminar akışta $Nu-n$ değişimi	82
Şekil 8.7. Türbülanslı akışta $Nu-Re$ değişimi	83
Şekil 8.8. Türbülanslı akışta $Nu-n$ değişimi.....	83
Şekil 8.9. Türbülanslı akışta $E-NTU$ değişimi.....	85
Şekil 8.10. Laminar akışta $E-NTU$ değişimi.....	85
Şekil 8.11. Türbülanslı akış durumunda ekserji kaybı.....	86
Şekil 8.12. Laminar akış durumunda ekserji kaybı.....	87

SEMBOLLER LİSTESİ

$A_{ısı}$	: Isıtma Yüzey Alanı (m^2)
A_{kesit}	: Deney borusunun kesit alanı (m^2)
C	: Suyun hızı (m/s)
C_p	: Suyun sabit basınçtaki özgül ısısı (J/kg K)
C_v	: Suyun sabit hacimdeki özgül ısısı (J/kg K)
D	: Boru çapı (m)
h	: Suyun taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
k	: Suyun ısı iletim katsayısı ($W/m K$)
m	: Suyun kütleli debisi (kg/s)
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
V	: Hacimsel debi (m^3/sn)
L	: Boru boyu (m)
L_s	: Sönümlenme boyu (m)
Q	: Isı değıştiricisinden saniyede alınan ısı (W)
Q_{mak}	: Isı değıştiricisinden saniyede alınabilecek maksimum ısı (W)
T_{scg}	: Sıcak suyun giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{scç}$	: Sıcak suyun çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{çevre}$	: Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)
U_m	: Ortalama ısı transfer katsayısı ($W/m^2 K$)
W	: Gerçek iş (J)
$W_{kayıp}$	: Kayıp iş (J)
W_{mak}	: Maksimum iş (J)
μ	: Dinamik viskozite (Pa s)
ρ	: Suyun yoğunluğu (kg/m^3)
γ	: Kinematik viskozite (m^2/s)
E	: Ekserji kaybı (W)
e	: Boyutsuz ekserji kaybı
ΔT_{log}	: Logaritmik sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
f	: Sürtünme kayıp katsayısı
E	: Etkinlik
w	: İlgili değışkenin belirsizliği
ΔP	: Basınç farkı

İNDİSLER

g : Giren

ç : Çıkan

y : Yüzey

log : Logaritmik

sc :Sıcak

sğ :Soğuk

ÖZET

Doktora Tezi

DÖNEN BORU İÇERİSİNDE BASINÇ KAYBI VE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ AKIŞIN GÖZLENMESİ

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2007, Sayfa:124

Boru içindeki akışlarda, akışkana dönme etkisi verilerek ısı transferinin artırılması çok kullanılan bir yöntemdir. Dönme etkisi, boru içine yerleştirilen türbülans üreticileriyle ya da borunun döndürülmesi ile verilebilmektedir. Bu çalışmada borunun döndürülmesiyle akışkana dönme hareketi verilmiştir.

Çalışmamızı gerçekleştirebilmek için kurduğumuz deney düzeneği iki kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısımda ısı transferi ve basınç düşüşü deneylerini gerçekleştirmek için çeşitli devirlerde dönen borudan oluşan bir düzenek hazırlanmıştır. Isı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı bakır boru tercih edilmiştir. Dönme neticesinde oluşan basınç düşüşlerinin ise daha iyi tespit edilebilmesi için test boru boyu yeterince uzun (3,5 m.) tutulmuştur. Deney düzeneğimizin ikinci kısmını ise akış gözleme düzeneği oluşturmaktadır. Akış gözleme deneyleri 80 cm. uzunluğundaki bir cam borunun döndürülmesi ile gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda akış gözleme ve ısı transferi deneylerinin sonuçlarının uyum içinde olduğu görülmüştür. Deneylerimiz Reynolds sayısının, laminar akış için 500 ile 2000, türbülanslı akış için 3000 ile 17000 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Isı transferi deneyleri 100 ile 500 dev/dak, akış gözleme deneyleri ise 20 ile 750 dev/dak değerleri arasında seçilen devirlerde yapılmıştır.

Elde edilen deney sonuçlarının literatürde yapılan çalışmalar ile karşılaştırılması sonucunda, türbülans üreticileri kullanılarak oluşturulan dönmeli akış ile bu çalışmanın konusu olan dönen boru akışının çok farklı sonuçlar verdiği görülmüştür.

AnahtarKelimeler: Dönen boru akışı, dönmeli akış, türbülans üreticileri, ısı değiştiricileri

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSS AND VISUALIZATION OF THE FLOW IN A ROTATING PIPE

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Education

2007, Page:124

Increasing of the heat transfer in a pipe by giving it a rotating effect is a commonly used method in the literature. The rotating effect can be maintained by either locating turbulence generators in the pipe or allowing the pipe to be rotated.

The experimental set up that is designed to run this work is formed with two sections. In first section a set-up including a pipe that can rotate under various rotation values is prepared for to carry out the heat transfer and pressure loss experiments. A copper pipe is preferred in this section, because of its high thermal conductivity.

The length of the pipe is chosen enough long (3500 mm) for measuring the most accurate pressure losses that are caused from rotation. The second portion of the set-up is flow visualization section. The flow visualization tests are conducted by rotating a transparent glass pipe of 800 mm length. A good agreement between the measurements and visualizations is obtained after the experiments. The experiments are done under the conditions of laminar flow Re number from 500 to 2000, and turbulent flow from 3000 to 17000. The rotation value is selected as 100-150 per/min for heat transfer measurements and 20-750 per/min for flow visualization tests.

After the comparison of the results obtained from this work to the similar ones in literature, it is seen that the rotating flow that is obtained by using turbulators are more different than the rotating flow obtained by rotating the pipe itself as used in present work.

Key Words: Rotating pipe flow, rotating flow, turbulence generators, heat exchanger

1.GİRİŞ

İş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanabilen enerji, insanoğlunun var olmasından bugüne kadar geçen süre içinde günlük yaşantısının çok önemli bir parçası olmuştur. Önceleri sadece yiyecek pişirmek ve ısınmak için kullanılan enerji, günümüzde artık rahat ve konforlu bir hayatın, modern yaşamın vazgeçilmez unsuru haline gelmiştir.

Artan dünya nüfusunun ve son derece hızlı bir şekilde gelişen teknolojinin ihtiyaç duyduğu enerjinin karşılanması çağımızın en önemli sorunu olmuştur. Bu günlerde yaşamış olduğumuz ve dünyamızın maruz kaldığı en büyük problemlerden olan çevre kirliliği ve susuzluk insanoğlunun hem akıl hem de bilim dışı bir şekilde ve sorumsuzca enerji ihtiyacını karşılaması sonucunda ortaya çıkmıştır. Fosil kökenli yakıtların bilinçsiz bir şekilde kullanımı sonucu atmosfere salınan gazlar dünyamızda sera etkisine, sera etkisi ise küresel ısınmaya neden olmaktadır. Bunun neticesinde dünya yüzeyinin ortalama sıcaklığı arttığı için buzulların erimesi, tarım alanlarının verimsizleşmesi ve son günlerde ülkemizi de yakından ilgilendiren su sorunu; uzun vadede ise iklimlerde değişiklikler ve mevsimlerin kayması gibi çok ciddi sorunlarla karşı karşıya olduğumuz bilinen bir gerçektir.

Günümüzde ise enerji ihtiyacının büyük ölçüde fosil kökenli yakıtlardan karşılandığı göz önüne alınırsa ne denli büyük bir sorunla karşı karşıya olduğumuzu görebiliriz. Bu yakıtların bilinçsizce ve sorumsuzca kullanılması sonucunda dünyamıza telafisi mümkün olmayacak zararlar verdiğimiz yadsınamaz bir gerçek olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca, bu kaynakların kullanılması bir yana, âdeta sınırsız olduğu düşünülerek hareket edilmesi vahim sonuçlar doğurmaktadır. Bu kaynaklar sınırlıdır ve bir gün bitecektir. Bu sebeple, bu kaynakların kullanılması esnasında hem çevreye verilen zararlı etkileri en aza indirecek teknolojiler geliştirilmeli hem de bu kaynaklardan olabildiğince faydalanarak mümkün olan en yüksek verimin alınmasına çalışılmalıdır. Çünkü bu günkü teknolojik ihtiyaçlarımız bu kaynakları bırakmamıza yetecek düzeyde değildir. Örneğin ulaşım alanında kullanılan petrol bugün hala alternatifsizdir. Alternatifsiz olmamasına karşın Türkiye bugün ısınma ihtiyacının %45'ini ise fosil kökenli yakıtlardan karşılamaktadır. Yani konut ısıtmasında kullandığımız enerji Türkiye'de kullanılan enerjinin neredeyse yarısını oluşturmaktadır. Bu son derece ciddi bir durum arz etmektedir. Fosil kökenli yakıtların özellikle petrol ve türevlerinin kısa bir süre sonra tükeneceği göz önüne alınırsa, hem rezervlerinin sınırlı olması hem de tüketim ile paralellik arz eden bir şekilde fiyatlarındaki muhtemel aşırı artışlar neticesinde güvenilir bir enerji kaynağı olmadığı rahatlıkla söylenebilir.

Ayrıca Türkiye gibi, ısınma sorununu çözmek için sahip olduğu enerjinin neredeyse yarısını harcayan bir ülkenin bu konuda bir şeyler yapması gerekmektedir.

Bu durum göz önüne alındığında, özellikle konutların ısıtılmasında kullandığımız sistemlerde yer alan ısı değiştiricilerinin performansları önem kazanmaktadır. Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Farklı sıcaklığa sahip ve katı bir cidar ile birbirlerinden ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisidir. Isı değiştiricileri endüstrinin de en önemli ısı tekniği cihazları olup; buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı, ısıtıcı, soğutucu vb. değişik adlar altında kimya, petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde, otomotiv endüstrisinde, atık ısının geri kazanılmasında ve alternatif enerji kaynaklarından faydalanmada değişik tip ve kapasitelerde kullanılmaktadırlar. Sanayide pek çok sistemden, yapılan üretim sonucunda atık enerjiler açığa çıkmaktadır. Bu atık enerjiler de ısı değiştiricileri yardımıyla yararlı hale getirilmektedir. Örneğin; döküm sanayisinde eritme potalarının soğutulmasında kullanılan su, sıcak bir vaziyette çevreye atılmaktadır. Oysa bu sıcak sudan, suyun bir ısı değiştiricisinden geçirilerek faydalanılması mümkündür. Ya da gemilerde ana makineden çıkan egzoz gazlarından, bu gazlar dışarı atılmadan önce bir değiştirici kullanılarak yüksek basınçta kızgın buhar elde edilebilmektedir. Böylece zaten çok değerli ve sınırlı olan enerji kaynaklarından küçümsenmeyecek oranda tasarruf yapma imkânı olacaktır. Görüldüğü üzere ısı değiştiricileri hayatımızın her alanında son derece büyük bir kullanım alanına sahiptir.

Isı değiştiricilerinin performanslarının artırılması; ısı değiştiricisinin çıkışında sıcak akışkan ile soğuk akışkan sıcaklıklarının mümkün olduğunca birbirine yaklaştırılması ile mümkündür. Sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları ne kadar birbirine yakın olursa ısı değiştiricisinin performansı da o kadar iyidir. Fakat bu yaklaştırma sırasında basınç kayıpları da artacaktır. Basınç kayıplarının artması işletme masraflarını artıracığından ısı değiştiricileri tasarımında ısı transferinin artışının yanında işletme masraflarının da artışı göz önünde bulundurulmalıdır.

Isı değiştiricileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa bunlara duyulur ısı değiştiricileri içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricileri adı verilmektedir. Isı değiştiricileri genellikle akış düzenlemelerine ve konstrüksiyon tiplerine göre sınıflandırılır. Isı değiştiricileri içinde en basiti, iç içe eş eksenli iki borudan oluşan tipleridir. Akışkanlardan biri iç borudan akarken diğer akışkan ise iki boru arasındaki halka boşluktan akmaktadır. Akışkanların boru içinden akışları birbirlerine göre aynı yönlü olduğu gibi zıt yönlü de olabilir. Aynı yönlü akış durumunda yani paralel akışlı düzenlemede; sıcak ve soğuk akışkan, ısı değiştiricisinin aynı ucundan girer, aynı doğrultuda akar ve diğer uçtan ısı değiştiricisini terk eder.

Zıt yönlü akış durumunda yani ters akışlı düzenlemede ise; sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine göre ters uçlardan değiştiriciye girer, ters doğrultuda akar ve birbirlerine göre ters uçlardan ısı değiştiricisini terk eder.

Değişik tiplerde olan ısı değiştiricileri; yapı özelliklerine, ısı transfer yüzey alanının ısı transfer hacmine oranına, akışkan sayısına, akışkanların faz değişimlerine, ısı transfer şekline, akışkanın akış şekli gibi özelliklerine göre sınıflandırılabilir.

İster yenilenebilir enerji kaynakları ister yenilenemeyen enerji kaynakları olsun kullanılan teknolojilerdeki amaç en yüksek verimli sistemleri üretmek olmalıdır. Bunun için de günümüzde enerjiyi etkin kullanmak amacıyla pek çok ısı transferi artırma yöntemleri kullanılmaktadır.

Bu yöntemleri aktif ve pasif metotlar olarak iki grupta toplayabiliriz. Yüzeylerin döndürülmesi, mekanik araçlar yardımıyla akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması ve elektrostatik alanlar meydana getirilmesi gibi yöntemler kullanarak ısı transfer edilen akışkana ilave enerji vermek suretiyle ısı transferinde iyileşmeyi sağlayan yöntem aktif yöntem adı verilmektedir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek kaplanması, yüzeylerde çıkıntılar oluşturulması, kangal şeklinde bükülmüş borular, girdap üreticileri, yönlendirici kanatlar kullanılması gibi ilave enerji vermeden ısı transferinde artış sağlayan yöntem de pasif yöntem olarak adlandırılmaktadır. Gerek aktif, gerek pasif yöntem olsun bütün metotların amacı türbülansın artırılmasıdır. Türbülansın artırılması ile ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Isı geçişi türbülanslı akışta, laminar akışa oranla çok daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni laminar akışta akışkan partiküllerinin birbirleri üzerinden katmanlar halinde akmasıdır. Bu da ısı geçişini olumsuz yönde etkilemektedir. Türbülanslı akışta ise bu katmanlar oluşmamakta ve akışkan partikülleri arasında ısı alışverişi artmaktadır.

Yukarıda da bahsedildiği gibi çeşitli yöntemler kullanarak ısı transferinde artış sağlanması mümkün olmaktadır. Bu yöntemlerden biri de akışın döndürülmesidir. Isı transferini artırmak için akışkana dönme etkisinin verilmesi çok bilinen bir yöntemdir. Dönmeli akışı iki sınıfa ayırabiliriz. Bunlardan birincisi, sürekli dönmeli akış ya da sönümlenmeyen akış diye tarif ettiğimiz, boru boyunca dönmeli akış üreticilerinin kullanılması durumudur. Bu metotla akışkana sürekli olarak dönme etkisi verilmektedir. İkincisi ise sadece boru girişine yerleştirilen dönmeli akış üreticileri ile akışkanın döndürülmesidir. Buna sönümlenen dönmeli akış da denilmektedir. Boru girişinde dönme üreticilerinin etkisiyle dönmeye başlayan akış boru içerisinde serbest olarak ilerlemekte ve gelişmektedir. Verilen dönme etkisinin şiddetine bağlı olarak da akışta sönümlenme meydana gelmektedir.

Akışkanın döndürülmesi ile aşağıdaki sebeplerden dolayı ısı transferinde artış olmaktadır.

- Isı transfer alanı artar.
- Sınır tabakanın parçalanması ve yeniden oluşması sağlanır.
- Akım yolunu uzatırlar.
- Akış ortamının türbülans şiddetini artırır.
- Akış ortamında ikincil akış oluşturmalar.

Bu şekilde kullanılan ısı transferi artırma yöntemleri ile sanayide, otomotiv endüstrisinde, enerji santrallerinde, soğutma-ısıtmada ve alternatif enerji kaynaklarından yararlanmada kullanılan değişik tip ısı değiştiricilerinin boyutları küçülmekte, işletme masrafları azalmakta, değiştiriciler daha verimli bir şekilde çalışmakta ve böylelikle çok kıymetli olan enerjiden daha fazla yarar sağlanmaktadır. Fakat bütün bunların yanı sıra bu dönme etkisiyle birlikte basınç kayıplarında da artışlar olmaktadır. Bu nedenle toplam masraflardaki artışlar her zaman göz önünde tutulmalı, taşının ısı toplam masraflara olan oranı dikkate alınarak mutlaka bir optimizasyona gidilmesi gerekmektedir.

Boru içindeki akışkana, verilen dönme etkisinin artırılmasıyla ısı transferinde artış olmakta, dönme etkisinin azalmasıyla da ısı transferindeki bu artışta bir düşüş meydana gelmektedir. Yani ısı transferindeki artış bütünüyle dönme ile ilgilidir. Dönme etkisi ne kadar şiddetli olursa yukarıda belirttiğimiz nedenlerden dolayı ısı transferi de o derece artmaktadır.

Dönmeli akışlar, boru içerisine yerleştirilen türbülans üreticileri ile sağlanabildiği gibi borunun döndürülmesi ile de oluşturulabilmektedir. Borunun dönmesi ile sağlanan akışlara dönen boru akışları demek daha doğru olacaktır. Çünkü dönmeli akış ile dönen borulardaki akış karakteristikleri birbirlerinden tamamen farklı bir yapı arz etmektedir.

Dönen boru akışlarında; akışkan, eksenel ve eksene dik olmak üzere iki şekilde boruya gönderilebilmektedir. Akışkanın eksene dik olarak gönderildiği durumlarda; borunun dönmesinin akış üzerinde meydana getirdiği etkinin, boru içine yerleştirilen türbülans üreticilerinin yaptığı etkiyle aynı mekanizmaya sahip olduğu bilinmektedir [35,36]

Dönen boru akışlarında akışkanın boruya eksenel girmesi durumunda ise; dönen boru cidarlarına çarpan akışkan, borunun dönmesiyle oluşan kuvvetlerin etkisinde kalmaktadır. Bu kuvvetler boru içerisinde olan akışı yönlendirmektedir. Eksenel olarak dönen bir boru içerisindeki akışın incelenmesi sonucunda; akışın türbülanslı olması durumunda, borunun dönüş hızının artırılmasının türbülans etkisinde bir baskılanmaya sebep olduğu görülmüştür.

Akışın laminar olması durumunda ise, borunun dönüş hızının artırılması ile türbülanslı akışın aksine akışta bir kararsızlık olduğu gözlemlenmiştir.

Literatürdeki dönmeli akış ve dönen boru akışlarından da yararlanarak yapılan bu çalışmada; borunun döndürülmesi ile oluşan dönen boru akışı incelenmiştir. Çalışmada, dönen boru akışlarındaki ısı transferi ve basınç düşüşleri deneysel olarak ele alınmış ve akış gözleme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar tartışılarak deneysel bağıntılar bulunmuş ve literatür ile karşılaştırılmıştır.

2. LİTERATÜR TARAMASI VE TEZİN KAPSAMI

Bu çalışmada, dönen bir boruya eksenel olarak giren akışkanın laminar ve türbülanslı akış durumları için akış gözleme, ısı transferi ve basınç düşüşü deneyleri yapılmıştır.

Birçok bilim adamı tarafından, akışkana verilen dönme etkisinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkisi incelenmiş, akışa verilen dönme etkisinin ısı transferini artırmada çok önemli bir parametre olduğu sonucuna varılmıştır. Araştırmacılar, akışkana dönme etkisi verilebilmek için türbülans üreticileri kullanmışlar; bu elemanları sadece boru girişine yerleştirdikleri gibi boru boyunca da yerleştirerek hem sönümlenen hem de sönümlenmeyen durumlar için ısı transferi ve basınç düşüşü deneylerini yapmışlardır.

Bu çalışmada, akışkana verilen dönme etkisi türbülans üreticileri kullanılarak oluşturulmamıştır. Bu sebeple bu çalışmaya dönmeli akış yerine dönen boru akışı veya dönen boru içerisindeki akış demek daha doğru olacaktır. Çünkü bu çalışmada borunun döndürülmesiyle boru içinden geçen akışkana dönme etkisi verilerek deneyler gerçekleştirilmiştir.

Dönen boru akışında merkezkaç ve Coriolis kuvvetleri ortaya çıkmaktadır. Bu iki kuvvetin etkileşimleri, akış ortamındaki hareketi ve ısı geçişini yönlendirmektedir. Buna göre ısı transferinde iyileşme veya kötüleşme olmaktadır.

Literatür araştırması, akışlara etki eden dış kuvvetler ve ısı geçiş şekline göre aşağıda verilen başlıklarda yapılmıştır.

- Eksenel olarak dönen borular içinde akış ve ısı transferi.
- Radyal olarak dönen borularda akış ve ısı transferi.
- Eş eksenli halka aralığında akış ve ısı transferi.
- Dönen boru akışı.
- Helisel borularda akış.
- Türbülans üreticileri.
- Entropi üretimi.

Bu kadar çok ve karmaşık bir konunun teorik olarak çözümlenmesinin güçlüğünden dolayı çalışma deneysel olarak ele alınmıştır.

Silindirik borular içindeki akış ve ısı transferi denklemleri birçok kitapta mevcuttur. Akış için temel olan momentum, enerji denklemleri ve ısı transferi için verilen bazı deneysel bağıntılar için daha kapsamlı bilgi literatür [1-8]'de bulunabilir.

Eksenel olarak dönen borular içerisindeki akış ve ısı transferi birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Araştırmacılar, genellikle boru içerisindeki akışı basınç kaybı ve ısı transferi açısından modellemişlerdir.

Kikuyama ve diğ. [9], eksenel olarak dönen bir boru içerisindeki akışı incelemişlerdir. Araştırmacılar, eksenel olarak dönen borulara akışkanın girmesi durumunda akışın dönen borudan bir teğetsel hız alacağını ve akış şekli ile hidrolik kayıpların borunun dönme hızı ile eksenel akış hızı oranına göre değişeceğini göstermişlerdir. Eğer akış boruya girişte türbülanslı ise borunun dönüş hızında meydana gelecek olan artışın türbülansla bir baskılanmaya sebep olduğunu, akış laminar ise de aksine akışta bir kararsızlık oluşturduğunu gözlemlemişlerdir. Araştırmacılar tarafından yapılan çalışmada, eksenel olarak dönen bir boruya akışkan girmesi durumunda akışkanın dönen boru cidarlarından bir dönme etkisi aldığı ve bunun da akış direncinde, zamana göre ortalama hız profilinde ve akışın türbülans yapısında büyük değişikliklere sebep olduğu görülmüştür.

Kikuyama ve diğ. [10], eksenel olarak dönen bir boruya tam gelişmemiş akış göndererek, boruda gelişen türbülanslı sınır tabaka içindeki ortalama hızları ve türbülans fonksiyonlarını belirlemişlerdir. Çalışmalarında, borunun dönme hızının akış üzerinde iki türlü etki meydana getirdiği görülmüştür. Bunlardan birincisi, dönen boru cidarının sebep olduğu büyük bir kaymadan dolayı ortaya çıkan kararsızlık etkisi, diğeri ise akışın teğetsel hız bileşenin meydana getirdiği merkezkaç kuvvetinden dolayı oluşan bir kararlılık etkisidir.

Murakami ve Kikuyama [11], tam gelişmiş türbülanslı akışın eksenel olarak dönen bir boruya girmesi durumunda zamana göre hız bileşenlerini ve hidrolik kayıpları araştırmışlardır. Araştırmacılar borunun dönmesinin türbülansı bastırdığını ve hidrolik kayıpları azalttığını tespit etmişlerdir. Bu durumda eksenel hızın borunun dönme hızındaki artış ile laminar akış tipine yaklaştığını gözlemlemişlerdir.

Yamada ve Imao [12], tam gelişmiş türbülanslı bir akışın dönen bir boruya gönderilmesi durumunda hız profilini ve hidrolik kayıpları incelemişlerdir. Araştırmacılar; akışın girişte laminar olması durumunda borunun dönmesinin akış üzerinde ters bir etki yaratarak hidrolik kayıpları artırdığını ve hız profilini de türbülanslı akışa yaklaştırdığını görmüşlerdir.

Weigand ve Beer [13], türbülanslı ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akışta, eksenel etrafında dönen bir boruda olan ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmalar sonucunda dönme hızının Nusselt sayısını etkilediği görülmüştür ve dönme hızının artması ile Nusselt sayısının büyük oranda azaldığı tespit edilmiştir. Çalışmada dönme hızının sonsuza gitmesi durumunda ise Nusselt sayısının laminar değere yaklaştığı ifade edilmektedir.

İsmail ve Miranda [14], eksenel olarak simetrik ve dönebilen bir ısı borusu üzerine nümerik bir çalışma yapmışlardır. İki boyutlu model, ısı borusundaki ısı transferi ve akışın benzerini oluşturmak için geliştirilmiştir. Yapılan çalışmada, artan ısı akısının merkezkaç kuvvetlerine karşı koyma eğilimine sahip olduğu görülmüştür.

Faghri ve diğ. [15], eksenel olarak dönebilen ısı borusundaki buhar akışını analiz etmişler ve iki boyutlu bir model geliştirmişlerdir.

Song ve diğ. [16], eksenel olarak dönen borulardaki ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler sonucunda; dönme hızının, akışkan yükünün ve ısı borusu geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkilerini karakterize etmişlerdir.

Lin ve Faghri [17], çalışmalarında eksenel yönde dönen ısı borusunun silindirik ve basamaklı cidarlara sahip olması durumunda doymuş akışın ısı transferiyle akış karakteristikleri arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir.

Rinck ve Beer [18], çalışmalarında eksenel olarak dönen türbülanslı sıvı akışı içeren boru içerisindeki katılaşmayı nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir.

Malin ve Younis [19], eksenel yönde dönen tam gelişmiş boru içi akışta, akış ve ısı transferi modelleri için nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Nümerik hesaplamalar dönme olması ve olmaması durumları için hesaplanmıştır. Sonuçlardan, dönmeden kaynaklanan türbülans iletiminin yüksek doğrulukta olduğu görülmüştür.

Waowaev ve diğ. [20], radyal olarak dönebilen ısı borusundaki ısı transfer karakteristiklerinin borunun çapı, dönme ivmesi, ısı transferinin boyutsuz parametreleri ve evaporatör bölgesinin boru çapına oranı gibi parametrelere bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Maezawa ve Gin [21], radyal olarak dönen ısı borusundaki ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneyler sonucunda evaporatörün ısı transfer katsayısının, akışkanın evaporatörü doldurma oranıyla olan ilişkisini araştırmışlar ve deneysel sonuçlara ulaşmışlardır.

Ling ve Cao [22], radyal olarak dönebilen yüksek ısı ve yoğunlaştırılmayan gaz etkilerini içeren ısı borularının kapalı formdaki analitik çözümünü incelemişlerdir. Radyal olarak dönebilen ısı borusu, 2 mm iç çapa sahip olan paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiş ve akışkan olarak sodyum kullanılmıştır. Radyal olarak dönen ısı borusunun çok yüksek bir ısı iletkenliğe ve büyük bir ısı transfer kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. Araştırmacılar, ısı borusu boyunca meydana gelen sıcaklık dağılımlarını belirleyebilmek için bir denklem elde etmişlerdir.

Ling ve diğ. [23], turbo makinelerde kullanılması için radyal olarak dönebilen ısı borularını yüksek sıcaklıklarda analiz etmişlerdir. Araştırmalarının sonucunda, ısı borusunun çapının, dönme hızının ve çalışma sıcaklığının ısı borusunun performansı üzerinde çok önemli etkileri olduğunu görmüşlerdir.

Ling ve diğ. [24], çalışmalarının sonucunda; radyal olarak dönebilen ısı borularında, ısı girişi, boyutsuz merkezkaç kuvveti ve iç çapın sıcaklık ve basınç düşüşü üzerinde bir etkiye sahip olduğunu görmüşlerdir.

Araştırmacılar; daha yüksek dönme hızlarında, boyutsuz merkezkaç kuvvetinin, ısı borusu boyunca sıcaklık düşüşüne neden olan baskın bir rol oynadığı sonucunu elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen veriler ışığında, daha büyük çaplı ısı borusundaki sürtünme kuvvetlerinin genellikle küçük olduğu ve ihmal edilebileceği saptanmış, fakat çok küçük ısı borularında ısı borusundaki buhar akışının sürtünme kuvvetinin, buharın merkez çapının azalmasıyla çarpıcı biçimde artabileceği görülmüştür.

Becker ve Kays [25], halka aralık için değişik akış rejimlerini araştırmışlar ve bu rejimlerin kararlılık sınırlarını Taylor sayılarının bir fonksiyonu olarak elde etmeye çalışmışlardır. Araştırmacılar, yaptıkları çalışmalarında dönen iç silindiri çevreleyen silindirik halka boşlukta akışın kararsızlığını ve radyal sıcaklık değişimini incelemişlerdir. Deneylerinden elde ettikleri sonuçlar göstermiştir ki, düşük dönme hızlarında halka aralıktaki laminar Couette akışı gözlenmiştir. Bu noktada dönme hızının artırılması durumunda kritik bir hız elde edilmiş ve bu hızda laminar akış, yerini türbülanslı akışa bırakmıştır. Fakat bu türbülanslı akışın kararsız bir akış olmadığı, birbirine zıt yönde oluşan girdap çiftleri şeklindeki kararlı bir ikincil akış olduğu gözlenmiştir. İşte bu girdap akışına Taylor girdap akışı adı verilmiştir.

Luke [26], çalışmasında elektrik motorlarının soğutulmasını incelemiş ve iç borusu dönen bir ısı değiştiricisinde halka aralıktaki akışı ele almıştır.

Gazley [27], Luke tarafından gerçekleştirilen çalışmayı daha da genişletmiş; kendi verileri ve Luke'un bulgularından faydalanarak Nusselt ve Reynolds sayıları arasında bir bağıntı elde etmiştir. İç borusu dönebilen ısı değiştiricilerinde halka aralıktaki akışta ısı transferinin artan devir ve Reynolds sayısı ile beraber arttığını tespit etmiştir.

Sorour ve Coney [28], düşük eksenel Reynolds sayılarında, iç borusu dönen halka aralıktaki akışı incelemişler ve dönmeden dolayı eksenel hızda önemli derecede değişikliklerin olduğunu gözlemlemişlerdir.

Target ve diğ. [29], eş merkezli silindirler arasındaki halka boşlukta olan tam gelişmiş konveksiyon ve tam gelişmiş açısız akışı incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, ısı akışının Dean sayısı kadar Nusselt sayısına da bağlı olduğu görülmüştür.

Pedley [30], dönen bir boru içindeki laminar akışın kararlılığını incelemiştir. Yapmış olduğu deneyler sonucunda, eksenel Reynolds sayısının 82,9'dan büyük olması durumunda borunun dönmesinin akış üzerinde kararsızlığa sebep olduğunu tespit etmiştir.

Taylor [31], 1923 yılında dönen iki silindir arasındaki akışın kararsızlığını teorik olarak araştırmıştır. Bu araştırma bu konuda yapılan ilk çalışmadır. Çalışmasında hem iç hem de dış silindir döndürülmüştür.

Wan ve Coney [32], eş eksenli dönen bir iç silindir ve dönmeyen dış silindir arasındaki akışı incelemişlerdir. Araştırmacılar, dönen silindirden dolayı meydana gelen girdap akışının Nusselt sayısında hızlı bir artış meydana getirdiğini görmüşlerdir.

Lin ve Faghri [33] , dönen küçük ısı borusunun mikro bölgesindeki ısı transfer karakteristiklerinin nümerik olarak benzetimini yapmışlardır. Parçalara ayrılmış basınç, yüzey gerilimi ve merkezkaç kuvvetinin akış üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar, merkezkaç kuvvetinin, mikro bölgedeki sıvı film akışı ve ısı transferi üzerinde dikkate değer bir etkisinin bulunmadığını göstermiştir.

Yamamoto ve diğ. [34], helisel borulardaki burulma ve eğriliğin, akış karakteristiği üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deneyler, 3 farklı boyutsuz eğrilik ve 7 farklı burulma parametresi ile gerçekleştirilmiştir.

Yıldız [35], çalışmasında, döner tip ısı değiştiricisindeki ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemiştir. Çalışmada, dönel tipli ısı değiştiricisi olarak dört değişik karakterde imal edilmiş olan ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Bu ısı değiştiricilerinin birinci tipi konsantrik iç içe iki borudan oluşmuştur. Diğer ısı eşanjörü ise iç borunun dış yüzeyine açılan değişik hatveleri içeren borulardan ibarettir. Deney esnasında sıcak akışkan, iç borunun dış yüzeyinden; soğuk akışkan ise iç borunun içinden gönderilmiştir. Araştırmacı, duran sistemlere göre soğuk su içeren iç borunun döndürülmesiyle ısı değiştiricisinin performansının iyileştiğini bulmuştur.

Durmuş [36], yaptığı doktora çalışmasında, iç borusu dönebilen bir ısı değiştiricisini incelemiştir. Araştırmacı, dönen borunun içerisinden akan soğuk akışkanın ısı taşınım katsayısını artırmak amacıyla, boru girişinde boru cidarına kanallar açarak, soğuk suyun bu kanallardan boruya girmesini sağlamıştır. Soğuk su bu şekilde dönen boruya eksenel değil de, cidardaki bu kanallar vasıtasıyla dönmeli akış karakteri kazanarak girmiştir. Durmuş, bu şekilde dönen boruya giren akışkan ile yapılan ısı transferi ve akış gözleme deneyleri sonucunda akışın boru boyunca sönümlenmediğini ve ısı transferini iyileştirdiğini gözlemlemiştir.

Nobari ve Gharali [37], çalışmalarında, dönen düz borularda ve dönmeyen bükülmüş borularda laminar ve sıkıştırılamaz akışı ve ısı transferini, hidrodinamik ve ısıl yönden tam gelişmiş akış şartlarında nümerik olarak incelemişlerdir. Cidarda sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı durumlarının her ikisini de inceleyen araştırmacılar; önce kanatçıksız dönen düz borular ve hareketsiz bükülmüş boruları daha sonra ise kanatçıklı boruların nümerik sonuçlarını detaylarıyla incelemişlerdir. Nümerik sonuçlardan optimum kanat yüksekliğinin boru yarıçapının 0,8 katı olacağı ve bunun Dean sayısının 100'den küçük değerleri için geçerli olacağını bulmuşlardır. Bu optimum değerde ısı transferinin maksimum olduğu ve ısı transfer katsayısının kanatsız borudakine kıyasla 6 kat daha fazla olduğunu görmüşlerdir.

Dou ve diğ. [38] , düzlemsel Coutte akışı ve eş eksenli dönen silindirler arasındaki Taylor-Coutte akışından viskoz sürtünmeden kaynaklanan enerji kaybının dağılımını farklı akış şartları için ele almışlardır. Araştırmacılar, ya iç ya da dış borunun dönmesi halindeki akışı ve iki silindirin zıt veya aynı yönlerde hareket etmesi halinde meydana gelen akışı incelemişlerdir. Düzlem Coutte akışında çeşitli akış şartları için enerji kaybı dağılımı çıkarılmıştır. Enerji kaybının akış davranışı üzerindeki etkilerini tartışmışlardır.

Chen ve diğ. [39], çalışmalarında dairesel kesitli dönen helisel borulardaki taşınımın ısı transferini teorik ve nümerik olarak ele almışlardır. Bu çalışmalarında, enerji denklemini ve Navier Stokes denklemini tensör analizi yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Bu çalışma dönen helisel borulardaki ısı transferinin birçok karakteristiğini ortaya çıkardığı gibi çok sayıda parametreyi de kapsamı açısından oldukça önemli bir çalışmadır.

Jeng ve diğ. [40], araştırmacılar, iç içe halka boşluklu bir sistemde dönmekte olan içteki borunun etrafına kanatçıklar yerleştirilmesi durumunda Taylor-Poiseuille akışının ısı transfer karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Halka boşluğun girişinde, Nusselt sayısının neredeyse en küçük değerini aldığı gözlenmişken eksenel yönde ise keskin bir artış gösterdiği saptanmıştır.

Yoo [41], dıştaki silindiri soğutulan iç içe iki silindirden oluşan bir sistemde, silindirler arasındaki akışın üniform sıcaklıklarda olması durumu için havanın karışık konveksiyonunu nümerik olarak incelemiştir. Araştırma, silindirin sabit açısal hızda hafifçe dönmesi durumunda ve Ra ile Re sayılarının çeşitli kombinasyon değerlerinde gerçekleştirilerek akış ve ısı transferi karakteristikleri çıkarılmıştır.

Chen ve diğ. [42], araştırmalarında, dönen düşey bir silindirin içerisindeki yoğuşmayla oluşan film tabakasının kararlılığını analiz etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda, dönme hızı ve silindirin yarıçapının artması durumunda yoğuşan film tabakasının daha kararlı hale geldiği gözlenmiştir.

Ouali ve diğ. [43], araştırmacılar, eksenel hava akışına sahip dönen bir silindirin içerisinde taşınımın ısı transferini deneysel bir teknikle incelemişlerdir. Bu metot ile silindirin dış yüzeyi kızılötesi lambalarla ısıtılmış ve dış yüzeydeki yüzey sıcaklıkları bu kızılötesi kamera yardımıyla kaydedilmiştir. Deneyler, dönme hızının, Reynolds sayısının ve hava debisinin farklı değerlerinde gerçekleştirilerek Nusselt sayısı ile eksenel ve dönmeli Re sayısı arasında bağıntılar geliştirmişlerdir.

Song ve diğ. [44], santrifüjlü ivmelendirmeye ivmelendirilebilen yüksek hızla dönebilen ısı borusundaki performansı araştırmak üzere yeni bir model geliştirmişlerdir.

Çalışma sonucunda, modelle elde edilen sonuçların mevcut verilerle uyum sağladığı görülmüştür. Ayrıca akışkan yükünün, dönme hızı ve boru geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkileri de incelenmiştir.

Mori ve Nakayama [45], düşey eksen etrafında hızla dönen borunun içinden tam gelişmiş laminar akış ve sıcaklık alanını teorik olarak analiz etmişlerdir. Analizlerinde hız ve sıcaklık sınır tabakaları boru cidarı boyunca ele alınmıştır. Çalışmanın sonucunda, Coriolis kuvveti ile oluşan ikincil akıştan dolayı direnç katsayısında ve Nusselt sayısında önemli bir artış görülmüştür.

Mori ve Nakayama [46], araştırmacılar, paralel eksen etrafında dönen düz bir boru içerisinde büyük bir açısal hızda dönme ve kaldırma kuvvetlerinden dolayı ikincil akışlar meydana gelmişken oluşan zorlanmış taşınım ile ısı transferini incelemişlerdir.

Shaarawi ve Sahran [47], zorlanmış ve serbest taşınımın birleşmesi ile oluşan laminar sınır tabakadan akışı bir düşey eş eksenli halka boşluklu boru sisteminde içindeki borunun dönmesi durumu için sonlu farklar yöntemini kullanarak nümerik olarak çözmüşlerdir.

Huttl ve Friedrich [48], eğriliğin ve burulmanın, helisel olarak bükülmüş kangal şeklindeki borulardaki türbülanslı akış üzerindeki etkilerini araştırmak amacıyla sıkıştırılamayan Navier-Stokes denklemlerini çözmek için sonlu hacim metodunu uygulamışlardır. Sıkıştırılamayan Navier-Stokes denklemleri ortogonal helisel koordinat sisteminde ifade edilmiştir. Deneyler sonucunda, akış miktarının borunun eğriliğinden etkilendiği görülmüştür. Burulmanın etkisi az olmasına rağmen ihmal edilemeyeceği sonucuna varılmıştır.

Rabin ve Korin [49], kurak alanlarda kullanmak üzere, toprakta, uzun vadeli ısı enerjisi depolanabilmesi amacıyla helisel ısı değiştiricilerinin ısı analizi için yeni ve basitleştirilmiş bir matematik model geliştirmişlerdir. Sonlu farklar metodu kullanılarak elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyduğu görülmüştür. Deneyler yapılırken toprağın ısı özellikleri, helisel kangal boruya sahip olan ısı değiştiricisindeki kangal borunun adımı ve yüksekliği gibi bazı parametreler de dikkate alınmıştır.

Yamamoto ve diğ [50], sabit açısal hız ile dönen dairesel kesitli helisel bir boru boyunca olan sıkıştırılamaz akışı; akış üzerinde, burulma, eğrilik ve dönmenin birleştirilmiş etkilerini araştırmak için nümerik olarak incelemişlerdir. Deneyler sonucunda, dönme ile olan toplam ısı akısındaki değişimlerin dönme yönünün negatif olması durumunda anî pikler yaptığı görülmüştür. Büyük devirlerde toplam ısı akısı azalmış; burulma artarken ise ısı akısı önce azalmış ve ardından minimum değere ulaşmış, daha sonra ise dönmenin (pozitif veya negatif) büyük değerleri için artmaya başladığı saptanmıştır.

Yamamoto ve diğ. [51], dairesel kesitli dönen bir helisel boru boyunca olan akışı eğrilik, burulma ve geniş bir Dean sayısı aralığı için nümerik olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, bu çalışmalarında ortogonal koordinat sistemini kullanmışlar ve denklemleri nümerik olarak çözmüşlerdir.

Yamamoto ve diğ. [52], dairesel kesitli helisel borularda Reynolds sayısının 500 ile 2000 değerleri arasında, burulmanın akış üzerindeki etkisini incelemişler ve burulmanın önemli derecede etkili olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Xin ve Ebadian [53], Prandtl sayısı ve geometrik parametrelerin, helisel borulardaki yerel ve ortalama konvektif ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkisini göz önünde bulundurarak deneylerini yapmışlardır. Farklı burulma ve eğrilik oranlarına sahip olan 5 helisel boru, 3 farklı akışkan kullanılarak test edilmiştir. Deney sonuçlarından, laminar akış bölgesi için çevresel Nusselt sayısının Prandtl ve Dean sayıları artarken önemli ölçüde değiştiği görülmüştür. Deneylerden elde edilen verilere göre, yeni bağıntılar elde edilmiştir

Yıldız ve diğ. [54], değişen hava debileri için, helisel boruların dönmesinin basınç düşüşü ve ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deneyler sonucunda basınç düşüşündeki artışlara karşın ısı transferinde de artış olduğu görülmüş ve kangal boruların dönmesi durumu için ısı transfer katsayısına ait bağıntı elde edilmiştir.

Yıldız ve diğ. [55], çeşitli vida adımlarına sahip yay şeklinde sarılmış tellerin helisel boru içine yerleştirilmesi ile oluşturulan bir ısı değiştiricisini incelemişlerdir. Deney sonuçları, Nusslet sayısının, yayın vida adımının yayın tel çapına olan oranının düşmesiyle aynı Dean sayısı için boş boruya göre beş kat arttığını göstermiştir. Araştırmacılar bu ilişki için de deneysel formül ileri sürmüşlerdir.

Dönen boru akışından tamamen farklı karakteristik özellik gösteren dönmeli akış üreticileri hakkında da birçok araştırmacı teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır.

Zaherzadeh ve Jagadish [56], dönmeli akış üreticisi olarak kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

Smithberg ve Landis [57], zorlanmış taşınım halinde boru içerisine yerleştirilmiş bükülmüş tip dönme üreticilerinin kullanılması ile ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılar, bükülmüş tip dönme üreticisi kullanılması ile akışın hız alanının helisel ve akışın çekirdeğinde girdap olduğunu tespit etmişlerdir. Bu oluşumların ısı transferini olumlu yönde etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Narezhnyy ve Sudarev [58], dönmeli akış üreticisi olarak helisel şekilde bükülmüş türbülatorler kullanmışlardır. Araştırmacılar, türbülatorleri borunun tümüne yerleştirme yerine borunun girişine yerleştirmişlerdir. Bu şekilde akış başlangıçta döndürülmüş, daha sonra da bağımsız olarak gelişmesine izin verilmiştir. Böylelikle ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmamasını sağlamışlardır.

Migay ve Golubev [59], boru içerisinde dönmeli akış üreticileri bulunması halinde ve giriş akışının türbülanslı olması durumunda ısı transferi ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılara göre dönmeli akışlarda ısı transferi artar fakat sürtünme katsayısı ısı transferinden daha da büyük bir artış gösterir. Yani dönmeli akışlar ısı transferinin artmasına neden olurken, basınç kayıplarını da artırır.

Thorsen ve Landis [60], teorik olarak yeni bir analitik modelleme ile dönmeli akışta ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar, büyük sıcaklık değerlerinde türbülanslı, dönmeli akışta sürtünme ve ısı transferi için modelleme geliştirmişlerdir.

Arıcı ve Ayhan [61], tarafından yapılan bir çalışmada içten yapay dirençli borularda akış ve ısı transferinin araştırılması yapılmıştır. Yapay direnç olarak pratikte uygulama kolaylığı sağlanması bakımından helisel yay seçilmiştir. Yapılan çalışmada, ısı transferinin iyileştirme yöntemlerinden biri olan sınır tabakanın sürekli yenilenmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu amaçla değişik helis adımı ve helis çaplarındaki türbülatorler kullanılmıştır. Deneyler türbülanslı akışta Reynolds sayısının 15000–50000 değerleri arasında yapılmıştır. Deneyler sonucunda ısı transfer katsayısında %60–400 kadar artış olmakla birlikte, basınç kaybında boş boruya oranla 20 kata varan artışlar olmuştur.

Durmuş [62], yüksek lisans çalışmasında boru girişine yerleştirdiği salyangoz tipindeki dönmeli akış üreticisiyle deneyler yapmıştır. Araştırmacı, deneylerini türbülanslı akışta gerçekleştirmiş ve dönme etkisini sadece boru girişinde vermiştir. Boru içerisinde akışkan ilerledikçe kendiliğinden gelişmesi serbest bırakılmış, böylece basınç kayıplarında aşırı artmalar engellenmiştir. Akışkana dönme etkisi verildiğinde, ısı transferinde artışlar olduğu, araştırmacı tarafından deneysel olarak tespit edilmiştir.

Oyakawa ve Izuru [63], yapmış oldukları çalışmada, hareketli türbülans üreticilerini denemişlerdir. Bu çalışmada akışı yönlendiren açılı düzlem şekilli kanatlı çark seçilmiştir. Mevcut çalışmada kanadın çapını, genişliğini ve sarım açısını değiştirerek çeşitli kanatlı çarklar için yerel ısı transfer katsayıları ve tüp boyunca basınç dağılımları ölçülmüştür. Ayrıca optimum kanat biçimlerini ve basınç kayıplarını dikkate alarak ısı transferini artırmanın yollarını araştırmışlardır.

Kurtbaşı ve diğ. [64], yapmış oldukları çalışmada, pervane tipli dönme üreticileri kullanmışlardır. Kanat açısı, kanat çapı ve kanatçık sayısının ısı transferi, entropi üretimi ve ekserji kaybı üzerindeki etkileri incelenmiş ve Reynolds sayısının farklı değerleri için bu değerler birbirleriyle kıyaslanmıştır.

Durmuş [65], bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kesik uçlu konik türbülatorlerin ısı transferi üzerine olan etkilerini ve ekserji kaybını incelemiştir. Akışkan olarak hava kullanılmış ve Reynolds değeri 15000 ile 60000 arasında seçilmiştir. Isı transferi, basınç düşüşü ve ekserji kaybı türbülatorlü ve türbülatorsüz durumlar için birbirleriyle kıyaslanmış ve deneysel bağıntılar geliştirilmiştir.

Durmuş ve diğ. [66], kendi eksenini etrafında serbestçe dönebilen, farklı kanat açısı ve çaplarına sahip pervane tipli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Araştırmacılar, sönümlenen ve sönümlenmeyen dönmeli akış durumları için akış gözleme deneylerini gerçekleştirerek maksimum sönümlenme mesafesini belirlemiştir.

Entropi üretimi üzerine günümüzde yapılmış en tanınmış yayınlar Bejan tarafından gerçekleştirilmiştir. Adria Bejan'ın yaptığı yayınlardan bir kaçına örnek verilecek olunursa;

Bejan [67], kanallarda oluşan ısı transferi kayıpları ve sürtünmeden dolayı meydana gelen kayıplar olmak üzere bir ısı değiştiricisinde olan iki tip kaybı incelemiştir. Bu iki kaybın ısı değiştiricisinin tersinmezliğinin derecesini verdiğini belirterek ve ısı değiştiricisinin etkinliğini entropi üretimini kullanarak ifade etmiştir.

Bejan [68], bir açık sistemin kontrol hacmine entropi üretim dengesini uygulamış ve gaz-gaz ısı değiştiricileri için entropi üretimini açıklamıştır.

Bejan ve Poulikakos [69], zorlanmış konveksiyonda termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu kullanarak genişletilmiş yüzeylerin tasarımı için entropi üretiminin minimizasyonunu incelemiştir. Analitik ve grafiksel olarak elde edilen sonuçlar tersinmezliğin minimizasyonu için ele alınmıştır.

3. DENEY DÜZENEKLERİNİN TANITILMASI

Deneyisel çalışmanın yürütülebilmesi için iki ayrı deney düzeneği kurulmuştur. Bu düzeneklerin fotoğraf görüntüleri Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilmiştir.

Öncelikle dönmenin, basınç düşüşü ve ısı transferi üzerindeki etkisinin görülmesi açısından dönen bakır borudan oluşan deney düzeneği imal edilmiştir. Dikişsiz olarak üretilen 4 cm iç çapında, 0,5 mm et kalınlığında ve 3 m uzunluğundaki bakır, boru bir sehpa üzerine yerleştirilmiştir. Sıcaklık değişimlerinin daha iyi tespit edilebilmesi için, boru malzemesi olarak ısı iletim katsayısı yüksek olan bakır tercih edilmiştir.

Bakır borunun döndürülmesi; borunun, sehpa üzerine yerleştirilen oynak yataklara geçirilmesi ile sağlanmıştır. Bunun için 5 adet oynak yatak kullanılmıştır. Sistemin dönebilmesini sağlayabilmek için bakır borunun içine giren ve içi boşaltılmış bir demir boru imal edilmiştir (Şekil Ek 1.1). Sistemi döndürecek olan kasnak bu boruya geçirilerek bakır borunun döndürülmesi sağlanmıştır (Şekil Ek.1.2). Bu demir deney elemanının bir ucu, bakır borunun içine girerken diğer ucu ise teflondan üretilen burcun içine yerleştirilmiştir. Bu burç üzerinde basıncın ölçülmesini sağlayan basınç prizi bulunmaktadır (Şekil Ek.1.3). Sistemi döndürmek için gerekli olan güç 0,75 kW’lık bir elektrik motorundan elde edilmiştir.

Sisteme gerekli olan suyun sağlanması amacıyla Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği laboratuvarının çatısına bir adet 300 lt’lik depo yerleştirilmiştir. Depoda, biri 2000 W diğeri ise 2500 W gücünde olmak üzere toplam 4500 W gücünde iki adet ısıtıcı bulunmaktadır. Isıtıcıların her biri termostat kontrollü olup su sıcaklığı 80°C olunca ısıtma işlemini otomatik olarak durdurmaktadır. Bu şekilde deneylerin gerçekleştirilmesi için gerekli olan sıcak su temin edilmiştir. Yaklaşık 10 m yükseklikten serbest düşü ile gelen sıcak su, sistemden çıktıktan sonra, sistemin yanında bulunan 300 lt’lik depoya boşalmıştır. Bu depodaki su ise bir pompa yardımıyla tekrar yukarı depoya basılmış ve böylelikle sistemin su ihtiyacı karşılanmıştır. Hem altta hem de yukarıda bulunan depoların üst kısımları açık olduğu için depolardaki su seviyesinin kontrolü rahat bir şekilde yapılabilmiştir.

Deney elemanının döndürülmesini sağlayan elektrik motoru, bakır borunun istenilen devirlerde döndürülmesi amacıyla bir devir ayarlayıcısına bağlanmıştır.

Borunun dönmesiyle sistemde meydana gelen basınç düşüşlerini tespit ederken ise, manometredeki civa seviyesini son derece hassas bir şekilde ölçmemizi sağlayan ve virgülden sonra iki basamak gösterebilen bir elektronik kumpastan yararlanılmıştır. Böylelikle dönme ile meydana gelen basınç düşüşleri çok hassas bir şekilde ölçülmüştür.



Şekil 3.1 Dönen bakır borunun görünüşü



Şekil 3.2 Akış gözleme deney düzeneğinin görüntüsü

3.1. Dönen Borudaki Sızdırmazlığın Sağlanması

Burç içinde dönen bakır borudan su sızıntısını önlemek ve deneylerin daha sağlıklı yapılabilmesini sağlamak için bazı tedbirler alınmıştır.

- Öncelikle burçlar içine iki adet halka conta yerleştirilmiştir (Şekil Ek.1.4). Deneyler esnasında bu contalar sık sık değiştirilerek aşınmalarından dolayı meydana gelebilecek olan sızıntılar önlenmiştir.
- Bakır borunun burçlara tam merkezden girmesi sağlanarak contalarda sürtünmeden dolayı oluşabilecek aşınmaların önüne geçilmiştir.
- Bu merkezlemenin sağlanabilmesi için, bakır boru yataklara geçirilirken su terazisine alınmıştır.
- Borunun uç kısmı boru çapının yarısına kadar tornalanarak burç içine 3 cm girmesi sağlanmıştır (Şekil Ek.1.3).

Alınan bu önlemlerle deneylerimiz esnasında sistemde herhangi bir su sızıntısı olmamıştır.

Bunların yanı sıra, sistemin dönmesi esnasında oluşabilecek titreşimlerin ve ısınmaların önüne geçilmesi zorunluluğundan dolayı bir takım önlemler alınmıştır.

- Borunun dönmesi esnasında oluşabilecek ısınmaların önlenmesi amacıyla dönen borunun içine girdiği burç bir metal yerine teflon malzemeden seçilerek sürtünmeden dolayı oluşabilecek ısınmalar önlenmiştir.
- Dönen borunun burç içine tam merkezden girmesi sağlanarak sürtünme ve dolayısıyla ısınma mümkün olduğunca azaltılmıştır.
- Borunun burca tam merkezden girmesi ile aynı zamanda sistemdeki titreşim sorunu da çözülmüş ve sistemin sarsıntısız bir şekilde dönmesi sağlanmıştır.
- Dönme esnasında oluşabilecek sarsıntıların önlenmesi amacıyla kasnak hem sağ hem de sol tarafından yataklanmıştır .
- Ayrıca, bunlara ek olarak sistemin ortasına ve giriş çıkış noktalarına asılan ağırlıklar ile de sarsıntı için ek bir önlem alınmıştır.

3.2. Akış Gözleme Düzeneginin Tanıtılması

Akış gözleme deneylerinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla ikinci bir deney düzeneği daha imal edilmiştir.

Dönmenin etkisinin görüntülenebilmesi için 80 cm uzunluğunda bir cam boru kullanılmıştır. Cam boru iki ucundan, teflon malzemeden imal edilen burçlara yerleştirilmiştir.

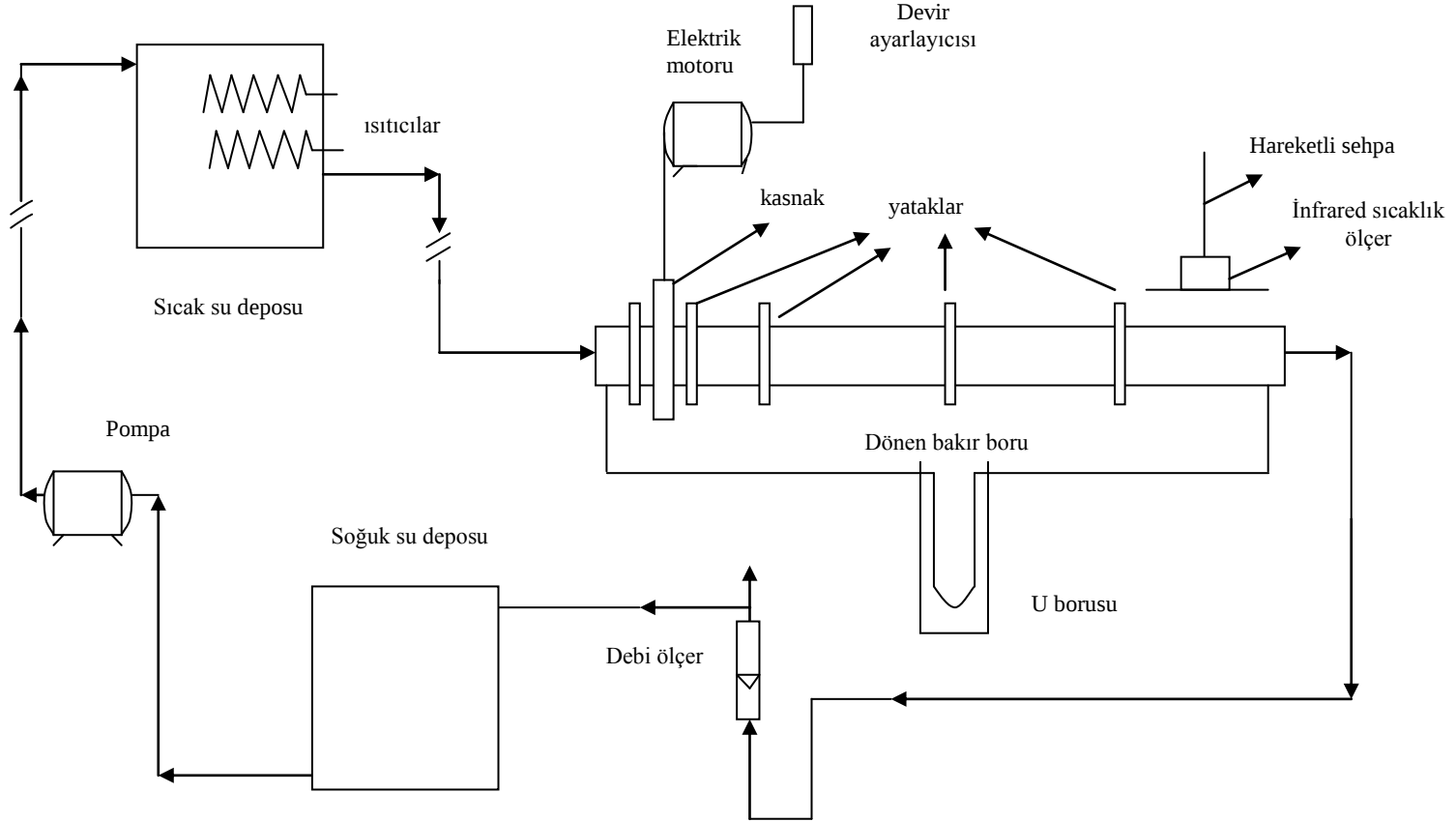
Bu teflon burçların içine iki adet halka conta yuvası açılarak bu contalar yerleştirilmiş ve bu şekilde akış gözleme düzeneğinde de sızdırmazlık sağlanmıştır.

Cam borunun iki ucundaki teflon burçlar birbirlerinden farklı olarak üretilmiştir. Bir tarafında sadece cam boruyu içine alacak şekilde üretilen burç, diğer tarafta ise üzerinde sistemi döndürebilmek için üzerinde kasnak da bulunan burç bulunmaktadır. Sistem bir elektrik motoru ile tahrik edilmiş ve devir ayarlayıcısı ile devri ayarlanmıştır. Yukarıda da belirtildiği gibi sistemde oluşabilecek sarsıntıların önlenmesi için kasnak her iki yanından da oynak yataklar ile yataklanmıştır.

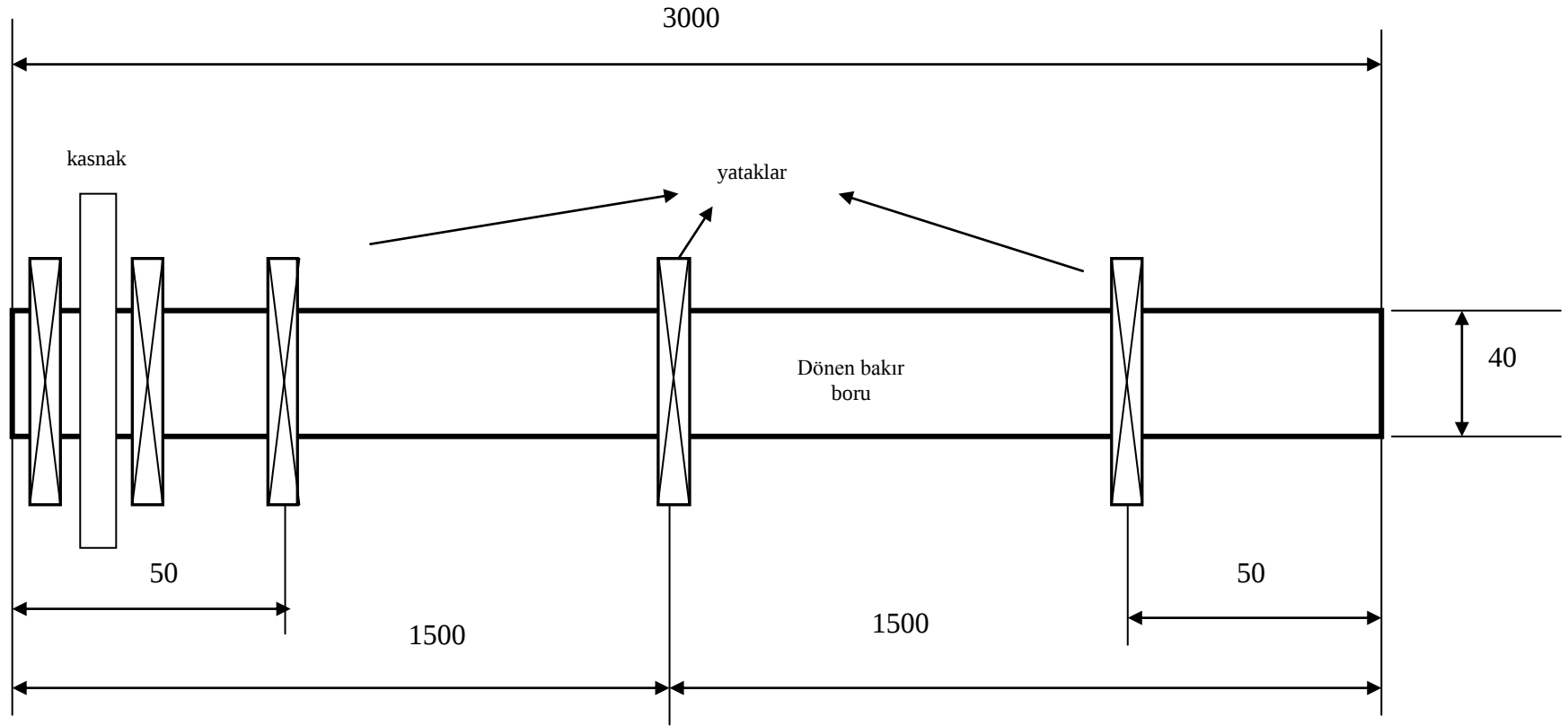
Akış gözleme deneylerinin yapılabilmesi, sistemde akım görünürlüğünün sağlanabilmesiyle mümkün olmaktadır. Bunu gerçekleştirebilmek için ise suda çözünmeyen bir boyaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için Karadeniz Teknik Üniversitesi'nden getirdiğimiz akış gözleme boyası kullanılmıştır. Boyanın sisteme verilebilmesi için burç üzerinde bir delik açılmış ve bir iğne bu delikten içeri sokulmuştur (Şekil Ek.1.5). Bu iğnenin uç kısmı, ağzı suyun akış yönünde ve tam eksende olacak şekilde kıvrılarak, eksene paralel olarak yerleştirilmiştir. Böylece sisteme damla damla ama sürekli olarak boya akışı sağlanmıştır. Ayrıca sistem üzerinde bulunan bir kontrol düğmesi vasıtasıyla da sisteme verilecek olan boyanın miktarı ayarlanmıştır.

Cam boruya giren suyun debisinin ayarlanabilmesi için ise sistemin çıkışına bir vana yerleştirilmiştir. Böylelikle hem laminar hem de türbülanslı akış durumları için suyun debisi ayarlanmıştır.

Deney düzeneğine ait diğer fotoğraflar Ek 1'de Şekil Ek 1.6 ile Şekil Ek 1.8 arasında verilmiştir.

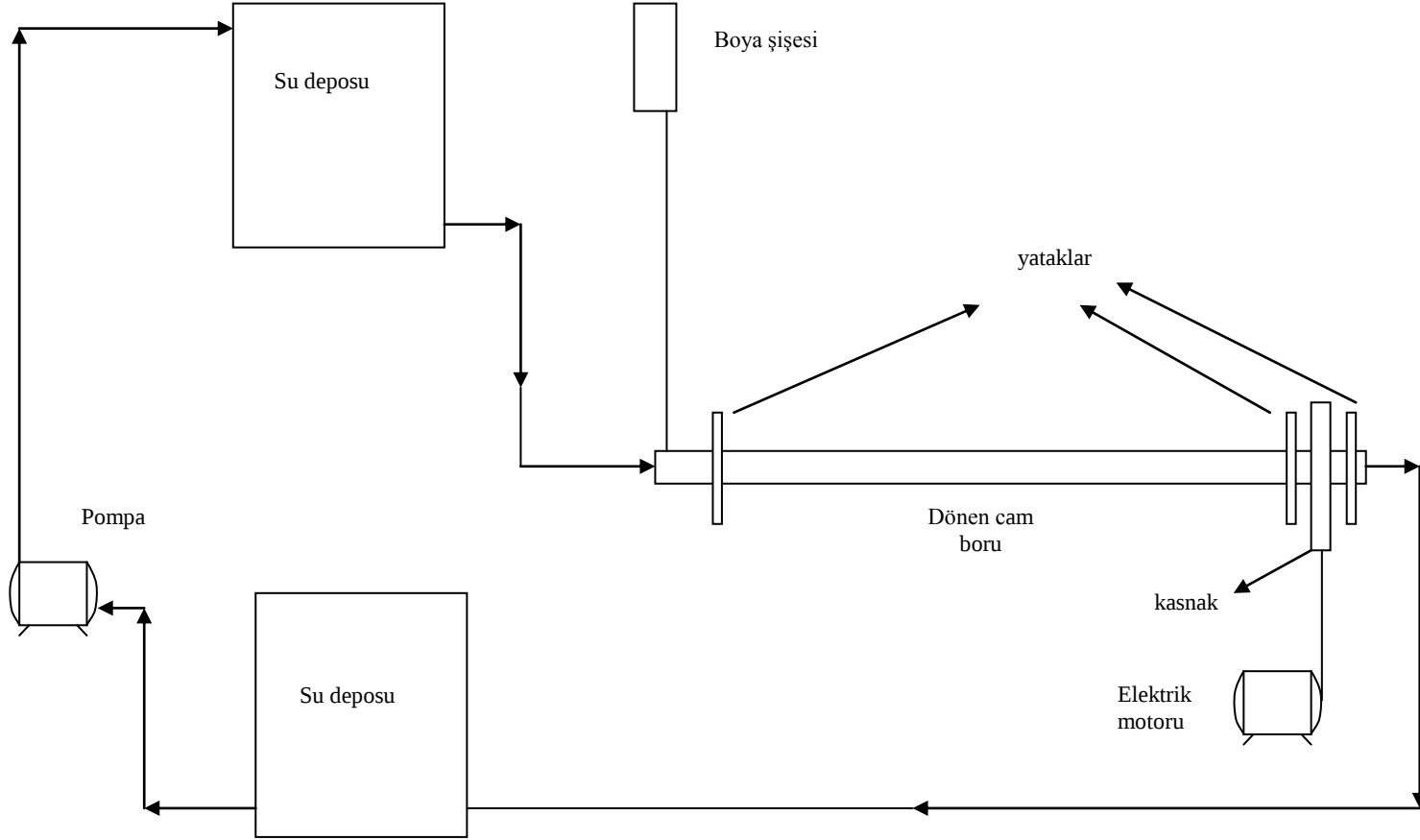


Şekil 3.3 Isı transferi ve basınç düşüşü deney düzeneğinin şematik görünüşü

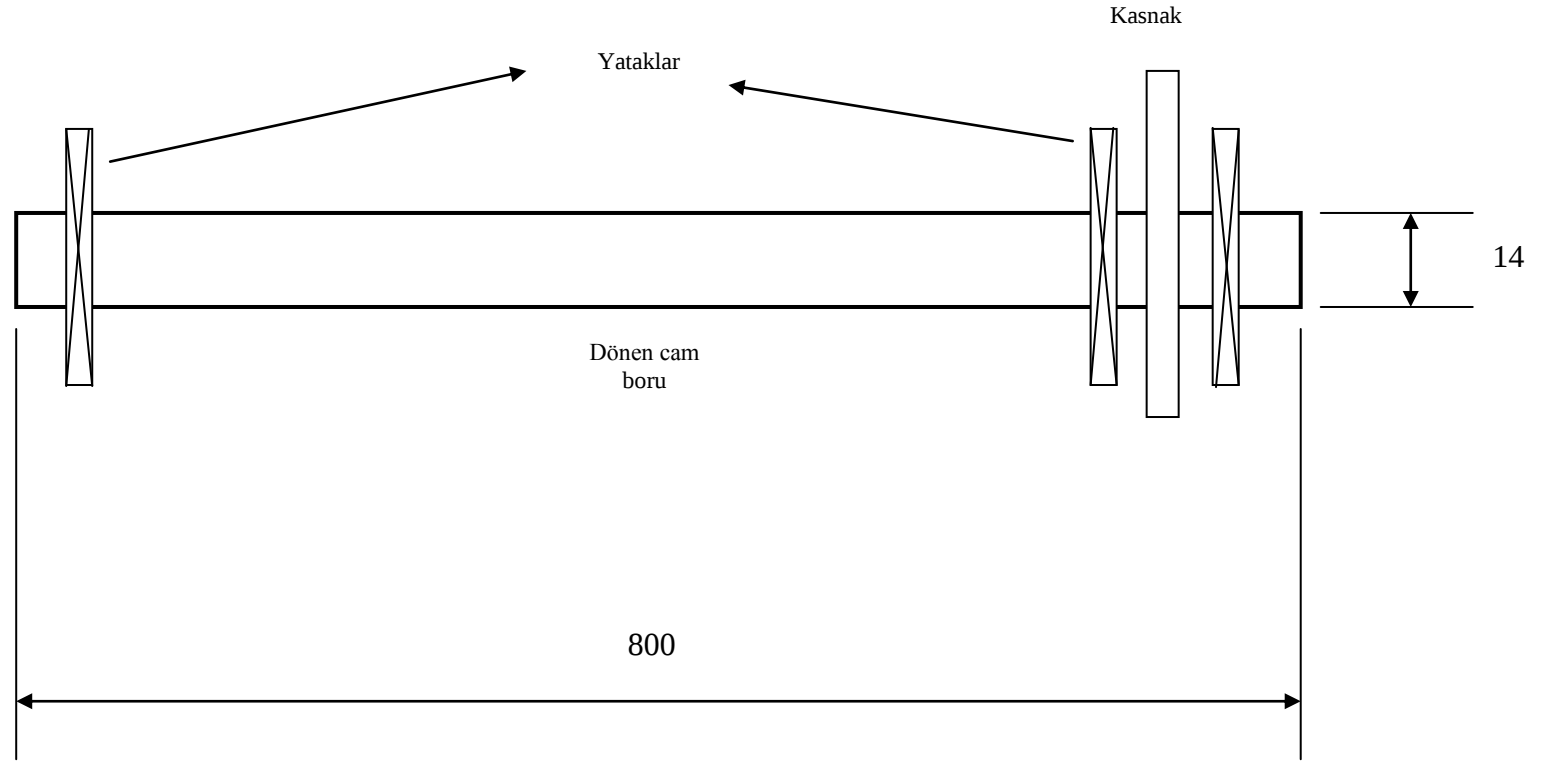


Şekil 3.4 Bakır borunun yataklanması ve boyutları

Şekil 3.5 Dönen bakır borunun üzerindeki ve çevresindeki sıcaklıkların ölçülmesi



Şekil 3.6 Akış gözleme deney düzeneğinin şematik görünüşü



Şekil 3.7 Cam borunun yataklanması ve boyutları

4. DENEYLERİN YAPILIŞI ve HESAPLAMA YÖNTEMİ

4.1. Kontrol Deneyleri

Deneylere başlamadan önce deney setinde bir dizi kalibrasyon ve kontrol deneyleri yapılmıştır.

4.1.1. Debi Kontrol Deneyleri

Suyun debisi, sistemin çıkışına yerleştirilen bir debi ölçer vasıtasıyla ölçülmüştür. Ayrıca, sistemden çıkan su depoya boşalmadan önce kronometreyle süre tutularak bir kapta toplanmıştır. Bu su hassas bir terazi ile tartılarak suyun debisi, debi ölçerde okunan değerle kıyaslanmıştır. Bu şekilde sistemde olması muhtemel debi kaçakları kontrol edilmiştir. Ancak sistemimizin gayet iyi tasarlanmış olması ve deney boyunca aşınan halka contaların sürekli olarak değiştirilmesi neticesinde sistemden su kaybı olmamıştır.

Debilerin ayarlanması ve deney seti içerisinde hava boşluklarının oluşmasının önlenmesi, çıkış borularının üzerine yerleştirilen debi ayar vanaları yardımıyla sağlanmıştır.

4.1.2. Bakır Borunun Dönmesinden Dolayı Oluşabilecek Isının Kontrolü

Borunun içinde döneceği burç, özellikle sert bir malzemeden seçilmemiş, böylece sürtünmeden dolayı oluşabilecek ölçüm hatalarının önüne geçilmiştir. Yine de sürtünmeden dolayı meydana gelebilecek hataları en aza indirmek amacıyla bir dizi kontrol deneyleri yapılmıştır.

- Öncelikle bakır boru, sisteme hiç su verilmeden, daha önceden belirlediğimiz devir sayılarında döndürülerek, teflon burç üzerindeki ve ölçüm noktalarındaki bütün sıcaklıklar belirlenmiştir.
- İkinci olarak sisteme soğuk su verilerek yukarıda belirttiğimiz şekilde sistemin farklı devirlerde döndürülmesi sonucunda ölçüm noktalarındaki sıcaklıklar belirlenmiştir.
- Deney setinin dönen kısmını oluşturan bakır borunun çevresine kaçan ısınn hesaplanabilmesi için sıcaklıklar sürekli olarak ölçülmüştür. Bunu gerçekleştirebilmek için bakır durgun halde iken cidarına, hareketli iken de borunun çevresine 30 cm aralıklarla yerleştirilen çiftler vasıtasıyla sıcaklıklar tespit edilmiştir. Ayrıca, boru dönerken cidar sıcaklığı; %2 hassasiyetli infrates sıcaklık ölçer ile boru boyunca sürekli olarak ölçülmüştür.

4.1.3. Isıl Çiftin Kalibrasyonu

Isıl çift olarak bakır-konstant kullanılmıştır. Bu elemanların kalibrasyonları sabit sıcaklık banyosunda gerçekleştirilmiştir. Önce kaynamakta olan suya daldırılan ısıl çiftler daha sonra ise buz banyosunda bekletilerek sıcaklık kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen değerlere en küçük kareler yöntemi uygulanmış ve aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$T (^{\circ}\text{C}) = 25,695 T - 0,557 T^2$$

4.2. Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Deneyleri

Isı transferi deneyleri 5 farklı devirde (100 dev/dak., 200 dev/dak., 300 dev/dak., 400 dev/dak. ve 500 dev/dak.) gerçekleştirilmiştir. Deneyler, Reynolds sayısının türbülanslı akışta 3000 ile 17000; laminar akışta ise 500 ile 2000 değerleri arasında seçilerek, 5 farklı hızda dolayısıyla 5 farklı debi değerlerinde yapılmıştır.

Isı transferi ve basınç düşüşü deneylerimizi gerçekleştirirken; önce her bir debi değerinde, sistemin dönmemesi durumu için deneyler yapılmıştır. Sonra ise sistem, belirlediğimiz devir sayısında döndürülmeye başlandıktan sonra ölçüm noktalarındaki sıcaklıklar belirlenmiş ve ardından sistem durdurulmuştur. Daha sonra aynı debi değerinde sistemin bir diğer devir sayısına ayarlanmasıyla deneyler bu yeni devir sayısı için de yapılmıştır. Bir debi değeri için bütün devir sayılarındaki deneyler bittikten sonra önceden belirlediğimiz ikinci debi değerine geçilerek yukarıdaki süreç bu debi değeri için de uygulanmıştır.

Basınç düşüşlerinde meydana gelen değişimlerin tespit edilmesi için ise şeffaf hortumdan imal ettiğimiz bir U manometresi kullanılmıştır. Bu manometre sistemin tam ortasına yerleştirilmiştir. Üzerinden sıcaklık ölçümleri almak için, ısıl çiftlerin de bulunduğu teflon burçların alt kısmına pirinç malzemenen üretilen basınç prizleri takılmıştır. U manometresinin şeffaf hortumları bu prizlere takılarak ve manometreye civa koyularak sistem tamamlanmıştır.

Akışkanın istenilen debi değerinde ayarlanmasından sonra boru döndürülmeden basınç düşüşleri virgülden sonra iki basamak okumamıza imkân veren bir kumpas ile ölçülmüştür. Daha sonra boru önceden belirlenen devirlerde sıra ile döndürülmeye başlanmış ve civa seviyesinde meydana gelen değişimler hassas kumpas ile son derece sağlıklı bir biçimde ölçülmüştür.

4.3. Döner Borudaki Sıcaklıkların Ölçülmesi

Isı transferi deneylerinin gerçekleştirilmesi esnasında döner bakır borudaki sıcaklıkların ölçülebilmesi amacıyla hareketli bir sehpa üzerine sabitlenen infrared sıcaklık ölçer bakır boruya 5 cm uzakta olacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu şekilde bakır boru boyunca cıdar sıcaklıkları borunun dönmesi esnasında da ölçülebilmektedir.

Deneyler esnasında ölçülen sıcaklıkların sağlıklı olabilmesi açısından infrared sıcaklık ölçer sistemin dönmemesi durumunda ısıl çiftlerle kalibre edilmiştir.



Şekil 4.1. İnfrared sıcaklık ölçerin döner borudaki sıcaklığı ölçmesi için hazırlanan düzenek



Şekil 4.2. İnfrared sıcaklık ölçerin fotoğrafı

4.4. Akış Gözleme Deneylerinin Yapılışı

Akış gözleme deneylerimizi gerçekleştirebilmek için oluşturduğumuz sistemde cam borunun içindeki akışın daha net görüntülenebilmesi amacıyla cam borunun altına beyaz mat bir karton yerleştirilmiştir.

Akış gözleme deneyleri; Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliğinden aldığımız, akış gözleme deneylerinde kullanılmak amacıyla üretilmiş, su ile karışmayan boyayla yapılmıştır.

Bu boyanın sisteme verilebilmesi için sistemden 2 m yukarıya bir şişe asılmıştır. Bu şişenin, sisteme boyayı verecek olan iğneye bağlantısı şeffaf bir hortum ile sağlanmıştır. (Şekil Ek 1.7).

Öncelikle borunun dönmemesi durumunda sisteme boya verilmesi ile türbülanslı ve laminar akışta önceden belirlediğimiz debi değerlerinde akış gözleme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ise borunun çeşitli devirlerde döndürülmesi ile oluşan akım görünürlükleri tespit edilmiştir.

4.5. Hesaplama Yöntemi

1. Kesit alanı:

$$A_{\text{kesit}} = (\pi D_{\text{iç}}^2) / 4 \quad (\text{m}^2)$$

2. Isıtma yüzey alanı:

$$A_{\text{kesit}} = \pi D_{\text{iç}} L \quad (\text{m}^2)$$

3. Suyun verdiği ısı:

$$Q_{\text{su}} = \dot{m}_{\text{su}} C_{p_{\text{su}}} (T_{\text{sc}_g} - T_{\text{sc}_ç}) \quad (\text{W})$$

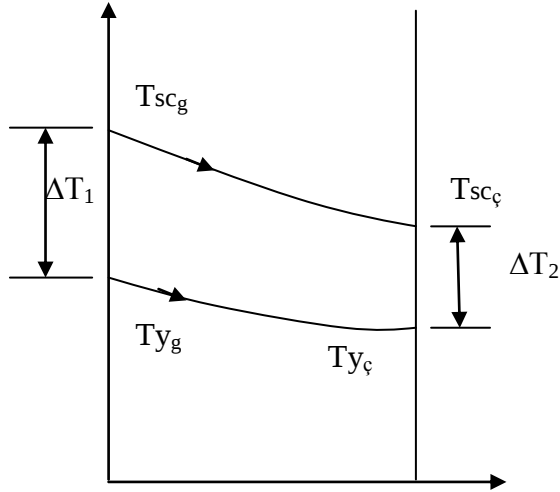
4. Isı taşınım katsayısı:

$$Q = h A_{\text{isi}} \Delta T_{\text{log}} \quad (\text{W})$$

$$\Delta T_1 = T_{scg} - T_{yg}$$

$$\Delta T_2 = T_{sc\check{c}} - T_{y\check{c}}$$

$$\Delta T_{log} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$



$$Q_{taşınım} = Q_{su}$$

$$h A_{ISI} \Delta T_{log} = m_{su} C_{p_{su}} (T_{scg} - T_{sc\check{c}})$$

$$h = Q_{su} / (A_{ISI} \Delta T_{log}) \quad (W/m^2 K)$$

5. Boru içinden akan suyun ortalama hızının:

$$C = m_{su} / (\rho A_{kesit})$$

Reynolds Sayısı:

$$Re = (\rho C D_{i\check{c}}) / \mu = (C D_{i\check{c}}) / \gamma$$

Suyun kinematik viskozitesi (γ), dinamik viskozitesi (μ) ve yoğunluk gibi fiziksel özellikleri, $(T_{su çıkış} + T_{su giriş}) / 2$ ortalama sıcaklığı için tablodan bulunmuştur.

6. Nusselt sayısı:

$$Nu = h D_{iç} / k$$

Suyun ısı iletim katsayısı olan k ($T_{su \text{ çıkış}} + T_{su \text{ giriş}} / 2$ ortalama sıcaklığı için tablodan bulunmuştur.

7. Prandtl sayısı:

$$Pr = \mu C_{p_{su}} / k$$

8. Basınç kayıp katsayısı:

$$\Delta P = f (L / D) (\rho C^2 / 2) \quad (N / m^2)$$

9. Dittus-Boelter Eşitliği:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

4.5.1. Etkinlik Analizi

Isı değiştiricilerinin etkinliği aldığımız ısının alabileceğimiz maksimum ısıya oranı olarak tanımlanır. Ancak bu çalışma ısıtma amaçlı değil de soğutma amaçlı olduğu için etkinliği verdiğimiz ısının verebileceğimiz maksimum ısıya oranı olarak ifade edebiliriz.

$$E = \frac{Q}{Q_{mak}}$$

Verdiğimiz ısı ;

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} C_{p_{su}} (T_{sc_g} - T_{sc_{ç}})$$

Maksimum ısı ise sisteme giren sıcak suyun çevre sıcaklığında değiştiriciyi terk etmesidir.

Yani;

$$Q_{maks} = \dot{m}_{su} C_{p_{su}} (T_{sc_{ç}} - T_{çevre})$$

Isı değıştiricisinin etkinliğinin hesabı için literatürde en çok kullanılan yöntem NTU yöntemidir. Deney seti etkinliğinin klasik ısı değıştiricisi ile karşılaştırılabilmesi için hesaplamalarda bu yöntem kullanılmıştır.

$$NTU = \frac{A_{isi} U_m}{C_{min}} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bizim deney düzeneğimizde boru içindeki suyun tek akışkan olmasından, minimum ve maksimum diye tanımlanabilecek ikinci bir akışkan olmadığından dolayı;

$$C_{min} = \dot{m}_{su} C_{p_{su}}$$

seçilmiştir. Böylece bu formül;

$$NTU = A_{isi} \frac{U_m}{\dot{m}_{su} C_{p_{su}}}$$

şeklini almıştır.

5. EKSERJİ ANALİZİ

Bir enerji kaynağının sahip olduğu enerji miktarının bilinmesi, bu enerji kaynağından faydalanmak için bir tesis kurulmasına karar vermek için yeterli değildir. Bu noktada asıl önemli konu, kaynağın sahip olduğu iş potansiyeli, yani kaynakta bulunan enerjinin ne kadarının kullanılabilir işe dönüştürülebileceğinin bilinmesidir. Enerjinin işe dönüştürülemeyen kısmı çevreye atılacağından önem taşımamaktadır. Bu sebeple belirli bir halde ve belirli bir miktardaki enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin belirlenmesi gerekmektedir. Bu özellik kullanılabilirlik olarak adlandırılmaktadır.

Belirli bir haldeki sistemin sahip olduğu enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla faydalı iştir. Bir hal değişimi sırasında yapılan işin; ilk hale, son hale ve izlenen yola (ara hallere) bağlı olduğu bilinmektedir. Kullanılabilirlik ifadesinde bu ilk hal her zaman için bellidir. Sistemden en çok işi elde edebilmek için hal değişimi sonunda sistemin ölü halde bulunması gerekmektedir. Bu iki hal arasında sistem tarafından yapılan en çok iş, hal değişiminin tersinir olması durumunda gerçekleşmektedir. Bu sebeple en çok iş elde edilirken tersinmezlikler dikkate alınmaz. Bir sistemin ölü halde olması demek, o sistemin çevresiyle termodinamik dengede bulunması demektir. Ölü haldeyken, sistem çevresiyle ısı ve mekanik açıdan dengededir. Yani sıcaklığı çevre sıcaklığında, basıncı ise çevre basıncındadır. Sistemden en çok iş elde edilebilmesi için sistemin son halinin ölü halde olması gerektiğine değinmiştik. Bu durumu şu şekilde açıklayabiliriz: Sistemin son haldeki sıcaklığı çevre sıcaklığının altında veya üstünde ise, çevre sıcaklığı ile bu sıcaklık arasında çalışan bir ısı makinesi yapılarak iş elde edilebilmesi mümkündür. Ancak başlangıçta ölü halde bulunan bir sistemden iş elde edilemez. Çevremizde çok büyük miktarda enerji vardır ancak bu enerji ölü halde bulunduğundan bu enerjiden faydalanmak mümkün olamamaktadır [5].

Kullanılabilirliğin gerçek bir uygulamada yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirlemek için kullanılmaktadır. Bir sistemin kullanılabilirliğiyle gerçekte yaptığı iş arasında küçük veya büyük her zaman bir fark bulunmaktadır. Bu fark mühendisler için daha iyinin sınırlarını belirlemektedir.

Herhangi bir enerji türünün ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesini sağlayan kullanılabilirlik; tersinir bir süreç sonunda sistemin çevre ile denge sağlaması durumunda teorik olarak elde edilen en çok faydalı iş miktarı olarak ifade edilmekte ve günümüzde literatürde ekserji tabiriyle de yer almaktadır [5].

5.1. Entropi Üretimi ve Ekserji Kaybı Hesabı

$$ds = \oint \frac{dq}{T} \text{ 'dir.} \quad (5.1)$$

$$ds = \oint \frac{du + Pdv}{T} \quad (5.2)$$

Denklem 5.2’de sıvı akışkan için $v=sbt$ olduğundan bu ifade denklem 5.3’deki gibi olur.

$$ds = \int \frac{du}{T} \quad (5.3)$$

$$du = mC_v dT \quad (5.4)$$

ifadesi denklem 5.3’de yerine yazılırsa;

İçerisinden akışkan geçen ve soğuyan bir boru için entropi üretimi şu şekilde bulunur [5]:

$$\dot{S} = \oint \frac{mC_v dT}{T} = \dot{m}_{sc} C_{v_{sc}} \ln \frac{T_{scg}}{T_{sc\phi}} + \dot{m}_{sg} C_{v_{sg}} \ln \frac{T_{sg\phi}}{T_{sgg}} \quad (5.5)$$

Bizim sistemimizde tek akışkan olduğundan dolayı yani soğutucu akışkan olmaması nedeniyle Denklem 5.5 ifadesinin ikinci kısmı dikkate alınmamıştır. Denklem 5.6’da sıcak akışkanın giriş sıcaklığı ve çevre sıcaklığının yaklaşık olarak sabit olduğu göz önüne alınırsa, sistem ile çevresi arasındaki entropi kaybı sıcak suyun çıkış sıcaklığı ile çevre arasında gerçekleşir. Bu nedenle bizim entropi üretim denklemimiz;

$$\dot{S} = \dot{m}_{SC} C_{v_{sc}} \ln \frac{T_{h\phi}}{T_{\text{çevre}}} \quad (5.6)$$

şeklinde olur. Ekserji kaybı ifadesini;

$$\dot{E}_{kayıp} = T_{\text{çevre}} \dot{S} \quad (5.7)$$

şeklinde yazabiliriz. Ekserji kaybını boyutsuz olarak ifade edecek olursak [65];

$$e = \frac{\dot{E}}{\dot{m} C_{v_{sc}} T_{\text{çevre}}} \text{ olarak ifade edebiliriz.} \quad (5.8)$$

6. HATA ANALİZİ

Gerek günlük hayatımızda yapmış olduğumuz ölçümler gerekse gerçekleştirmiş olduğumuz deneysel ya da teorik çalışmalar sonucunda elde ettiğimiz fiziki değerlerin hiçbirisi mutlak değildir. Hiçbir fiziki değer mutlak olmaması ise son derece dikkate alınması gereken bir durumdur. Bu durum bize, gerçek hayatta ya da deneysel çalışmalarda yapmış olduğumuz ölçümlerde ve hatta teorik hesaplamalar yaparken bile hata analizi yapma zorunluluğu getirmektedir.

Hata, mühendislikte karşılaştığımız bir gerçektir. Herhangi bir mühendislik özelliğini ya da değişkeni çok nadiren büyük bir doğrulukla bulabiliriz. Bu sebeple elde etmiş olduğumuz belirsizliği bilmemizde büyük fayda vardır.

Bizim çalışmamız deneysel bir çalışmadır ve deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmalarda elde edilen sonuçlar kadar önemli olan bir başka nokta da bu sonuçların ne kadar doğru ölçüldüğüdür. Doğru sonuçlar elde etmemizi etkileyen en önemli faktör ise deneyler sırasında çeşitli sebeplerden dolayı ortaya çıkacak olan hatalardır. Aslında hata ve belirsizlikler hem ölçüm aletinin hem de ölçüm işleminin doğasında bulunmaktadır. Bu hataları; deney setinin yapısından ve ölçüm cihazlarından kaynaklanan hatalar ve deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalar olmak üzere iki gruba ayırabiliriz.

Kişiden kaynaklanan hatalar, deneysel çalışmalar konusunda bilgi ve tecrübe sahibi birinin deneyleri yapması ile giderilebilir. Ancak ölçüm cihazlarından kaynaklanan hataların giderilmesi her zaman mümkün olamamaktadır. Bunun sebebi ise hataların doğrudan doğruya deneyde kullanılan cihazların yapısından kaynaklanıyor olmasındandır ve bu hatalar literatürde belirsizlik diye adlandırılmaktadır. Bu hataları üç gruba ayırabiliriz.

- Deneylerde kullanmış olduğumuz ölçüm cihazlarının üretilmesi sırasında ortaya çıkan hatalar.
- Sebebi kesin olarak bilinmeyen ancak aynı değer tekrar tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar.
- Ölçüm cihazlarının elektronik salınımlarından ya da sürtünmelerinden kaynaklanan rastgele hatalar.

Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney esnasında bulunan her değer için aynıdır ve bu değerlerin kalibre edilmesiyle bu sorun çözülebilir. Ölçü aletlerinin imalatının doğru yapıldığı kabul edilirse, belirsizlik analizi, sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya çıkarılmasıyla gerçekleştirilmiş olmaktadır.

Belirsizlik analizi sadece deneyler sırasında bulunan değerlerin yorumlanmasında değil, aynı zamanda uygun ölçüm yöntemlerinin ve ölçüm aletlerinin seçilmesinde de önemli bir rol oynamaktadır. Deneyler gerçekleştirilmeden önce yapılacak olan belirsizlik analizi ile uygun ölçü araçlarının seçilmesi, deneylerden elde edilebilecek sonuçlardaki belirsizlik oranlarını da büyük ölçüde azaltacaktır.

6.1. Toplam Belirsizlik Değerleri

Bu çalışmada ana hatlarıyla; sıcaklık, basınç kaybı ve debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle; Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re) ve sürtünme faktörü (f) hesaplanmıştır.

6.2. Nusselt Sayısı İçin Belirsizlik İfadesi

Nusselt sayısı, ölçülen yüzey sıcaklığı için şu şekilde hesaplanır:

$$Nu = \frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L} \ln \left(\frac{T_g - T_{yg}}{T_\zeta - T_{y\zeta}} \right) \quad (6.1)$$

Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi ise aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} w_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial C_p} w_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} w_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} w_L \right)^2 + \right. \\ \left. \left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{y_g}} w_{T_{y_g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{y_\zeta}} w_{T_{y_\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

Denklem 6.2'deki türev ifadeleri denklem 6.1 yardımıyla bulunarak yerine yazılır ve elde edilen ifade denklem 6.1'e bölünürse aşağıdaki denklem elde edilmiş olur.

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[\left[\left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{w_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left(\frac{w_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left[\frac{w_{T_g}}{\left(T_g - T_{yg} \right) \ln \left(\frac{T_g - T_{yg}}{T_\zeta - T_{y\zeta}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{w_{T_\zeta}}{\left(T_\zeta - T_{y\zeta} \right) \ln \left(\frac{T_g - T_{yg}}{T_\zeta - T_{y\zeta}} \right)} + \frac{\left(T_g - T_\zeta \right) w_{T_y}}{\left(T_\zeta - T_{y\zeta} \right) \left(T_g - T_{yg} \right) \ln \left(\frac{T_g - T_{yg}}{T_\zeta - T_{y\zeta}} \right)} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (6.3)$$

Deneysel çalışmamız neticesinde elde etmiş olduğumuz sonuçların yerine konmasıyla da Nusselt sayısı için toplam belirsizliği bulmuş oluruz.

6.3. Sürtünme Faktörü İçin Belirsizlik İfadesi

Sürtünme faktörü ölçülen değerler cinsinden yazıldığında;

$$f = \frac{\Delta P D^5 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}^2} \quad (6.4)$$

ifadesi elde edilmektedir.

Sürtünme faktörü için belirsizlik ifadesi ise;

$$w_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho} w_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial D} w_D \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.5)$$

şeklinde belirlenir.

Denklem 6.5'deki türev ifadeleri denklem 6.4'den bulunup yerine yazılır ve elde edilen ifade denklem 6.4'e bölünürse denklem 6.6 elde edilir. Bu ifade sürtünme faktörü için toplam belirsizlik ifadesidir.

$$\frac{w_f}{f} = \left[\left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.6)$$

6.4. Reynolds Sayısı İçin Belirsizlik İfadesi

Reynolds sayısı ölçülen değerler cinsinden;

$$Re = \frac{4\dot{V}}{\pi \nu D} \quad (6.7)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Reynolds sayısı için belirsizlik ifadesi;

$$w_{Re} = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial \nu} w_\nu \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D} w_D \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.8)$$

şeklinde bulunmaktadır. Denklem 6.8'daki türev ifadeleri Denklem 6.7'den bulunup yerine yazılır ve elde edilen ifade Denklem 6.7 ile bölünürse Reynolds sayısı için toplam belirsizlik aşağıda gösterildiği gibi bulunmuş olur:

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{w_\nu}{\nu} \right)^2 + \left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.9)$$

6.5. Ölçülen Değerlerdeki Belirsizliklerin Belirlenmesi

Yukarıda; Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için bulunan belirsizlik ifadelerinden ölçülen değerler olarak ifade edilen her bir bağımsız değişken için belirsizliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Sözü edilen belirsizlikler için çeşitli kaynaklarda benzer ölçümlerdeki belirsizliklerin esas alınmasının yanında, yukarıda da belirtildiği gibi ölçü aletlerinin üretici firmaları tarafından önerilen belirsizlik değerleri de dikkate alınmıştır. Bunun yanında belirlenmesi zor veya mümkün olmayan hatalar, deneysel tecrübelerden tahmini olarak belirlenmiştir. Bu açıklamaların ışığında her bir değişken için ortaya çıkabilecek olan belirsizlikler aşağıdaki şekilde belirlenebilir:

6.6. Sıcaklık Ölçülmesi Esnasında Ortaya Çıkabilecek Olan Hatalar

- (a) Isıl çiftlerden kaynaklanan belirsizlikler; $\pm 0,5^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%0,5^{\circ}\text{C}$
- (b) Referans sıcaklıktan kaynaklanan belirsizlikler; $\pm 1^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%1^{\circ}\text{C}$
- (c) Elektronik sıcaklık ölçerden kaynaklanan belirsizlikler $\pm 0,3^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%0,3^{\circ}\text{C}$
- (d) Bağlantı elemanı ve noktalardan kaynaklanan belirsizlik $\pm 0,1^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%0,1^{\circ}\text{C}$
- (e) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik $\pm 0,5^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%0,5^{\circ}\text{C}$
- (f) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik $\pm 2-3^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%2-3^{\circ}\text{C}$
- (g) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik $\pm 0,5-1^{\circ}\text{C} \equiv \pm \%0,5-1^{\circ}\text{C}$

Bu hata değerlerinden (e), (f) ve (g) belirsizlikleri, ayrı ayrı olmak üzere (a), (b), (c) ve (d) belirsizliklerinden de etkilenmektedirler. Buna göre giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek olan toplam belirsizlik;

Giriş sıcaklığı için toplam belirsizlik oranı;

$$W_{Tg}=[(a)^2+(b)^2+(c)^2+(d)^2+(e)^2]^{1/2} \quad (6.10)$$

Çıkış sıcaklığı için toplam belirsizlik oranı ise;

$$W_{Tg}=[(a)^2+(b)^2+(c)^2+(d)^2+(f)^2]^{1/2} \quad (6.11)$$

olarak elde edilebilmektedir.

Yüzey sıcaklığı için toplam belirsizlik oranı da;

$$W_{Tg}=[(a1)^2+(b1)^2+(c1)^2+(d1)^2+(g1)^2]^{1/2} \quad (6.12)$$

şeklinde bulunabilir.

6.7. Basınç Kaybı Ölçümler Esnasında Ortaya Çıkabilecek Hatalar

- (a) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik; $\pm \% 2-3$
- (b) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm \% 0,5-1$
- (c) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5-1$

Bu belirsizlikler, basınç kaybının ölçülmesi sırasında ortaya çıkabilecek olan toplam belirsizlik olarak şu şekilde bulunur:

$$W_{\Delta P} = [(a)^2 + (b)^2 + (c)^2]^{1/2} \quad (6.13)$$

6.8. Debi Ölçümleri Sırasında Ortaya Çıkabilecek Hatalar

- (a) Debi ölçerdeki okuma belirsizliği; $\pm\% 1-1,5$
- (b) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm\% 2-3$
- (c) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm\% 0,5-1$

Debi ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise;

$$W_V = [(a)^2 + (b)^2 + (c)^2]^{1/2} \quad (6.14)$$

şeklinde bulunabilir.

6.9. Diğer Belirsizlikler

(a) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik: $W_D = \pm 0,05-0,1 \text{ mm} \equiv \pm\% 1$

(b) Boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik: $W_L = \pm 10 \text{ mm} \equiv \pm\% 1.5$

(c) Fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin okunması sırasında ortaya çıkabilecek hatalar: $\pm 0,1-0,2$

Elde edilen tüm bu belirsizlik değerlerinin yerlerine yazılması ile Nu sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için toplam belirsizlikler bulunmuş olur [5].

Hata analizi neticesinde, dönen bir borudaki Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için elde edilen toplam belirsizlik değerleri sırasıyla $\pm \%8,1$, $\pm \%6$ ve $\pm \%4,2$ olarak bulunmuştur.

7. AKIŞ GÖZLEME DENEY BULGULARI

Bu bölümde; türbülanslı ve laminar akış durumlarında, dönen borulardaki akışın karakteristiği incelenmiş, akış gözleme deneylerinden elde edilen görüntüler yorumlanmıştır. Ancak görüntülerin daha iyi yorumlanabilmesi için öncelikle türbülanslı ve laminar akışın karakteristikleri hakkında kısaca bilgi sahibi olmak gerekmektedir.

Laminar ve türbülanslı akış arasında keskin farklılıklar vardır. Laminar akışta akışkan hareketi çok düzenlidir. Parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlenir. Parçacıklar düzgün doğrusal şekilde ilerlerler. Rastgele hareket etmezler. Türbülanslı akış ise kararsızdır. Akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır. Bundan dolayı taşınım ile ısı geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Genellikle laminar akıştan türbülanslı akışa bir geçiş bölgesinden sonra ulaşılır.

Literatür kısmında da açıkladığımız gibi, çalışmamızın dönmeli akış yerine, dönen boru akışı olarak adlandırılması çok daha uygun olacaktır. Çünkü, türbülans üreticilerinin kullanılmasıyla elde edilen dönmeli akış ile borunun döndürülmesi sonucu oluşan dönmeli akış deneylerinin sonuçlarının taban tabana zıt oldukları görülmüştür.

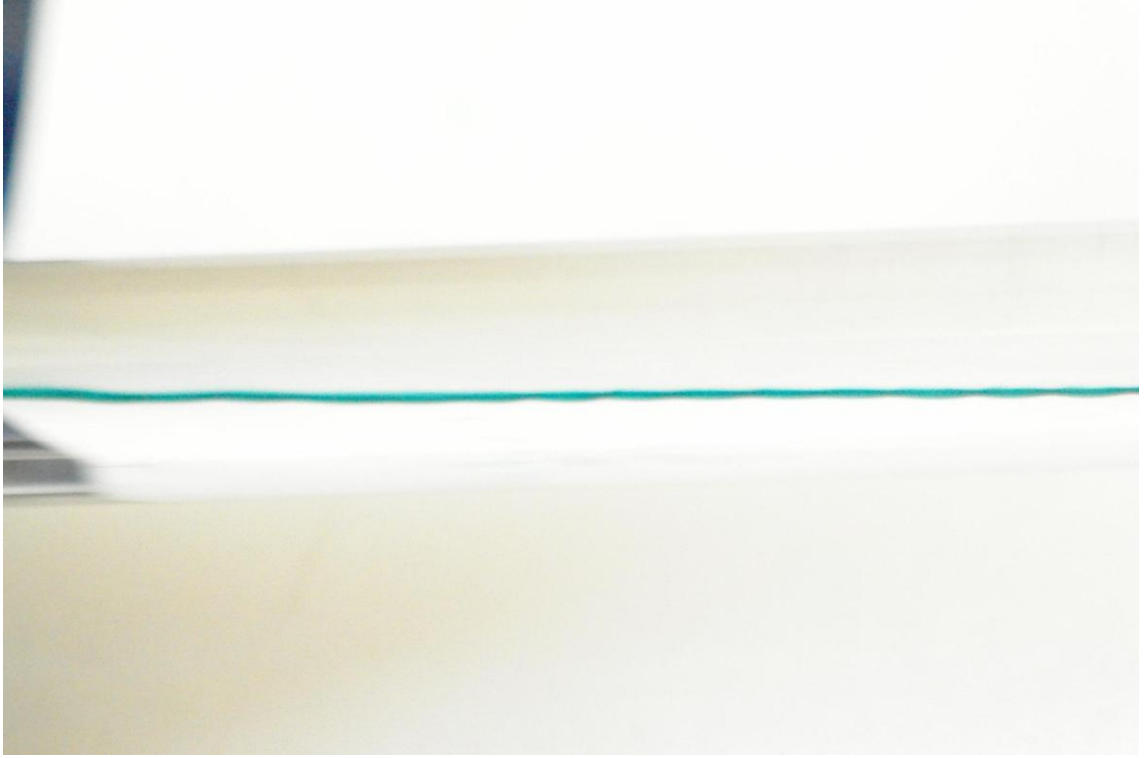
Öncelikle laminar akış durumunu ele alalım. Bu durumda akışkan laminar olarak, dönen bir boruya girdiğinde, dönen borunun cidarlarına çarpacak, Coriolis kuvvetleri ve merkezkaç kuvvetlerinin etkisinde kalarak, fotoğraflardan da görüleceği üzere âdeta türbülanslı akıştaymış gibi bir akış karakteristiği gösterecektir. Oysa akışın debisinde hiçbir değişiklik yapılmamıştır. Bu durumun daha net anlaşılabilmesi için laminar akışta, akış gözleme deneyleri yapılırken boru dönmeden ve tam dönmeye başladığı anda ardı ardına fotoğraflar çekilmiştir. Akım çizgileri tabaka halinde, durgun, içinde hiçbir karmaşıklık olmadan akarken, borunun döndürülmeye başlanması ile akışın ucundan başlayarak akım çizgilerindeki savrulma yavaş yavaş bütün akım çizgisi boyunca etkisini göstermiştir. Akıştaki bu dönme etkisi devir sayısındaki artış ile daha da karışık hale gelmiş, boru içindeki türbülans son derece artmıştır. Bu deneylerin yapılmasındaki amaç; laminar akışta düzgün doğrusal bir tabaka şeklinde akan akışkanın, dönmenin etkisiyle nasıl türbülanslı akış karakteristiğine büründüğünün çok açık bir şekilde görüntülenmesi ve hiçbir tereddüte yer vermeyecek şekilde belgelenmesidir.

Türbülanslı akış durumunda ise su, dönen boruya girdiğinde dönen borunun cidarlarına çarpmakta ve bu çarpmanın neticesinde ortaya çıkan kuvvetlerin etkisinden dolayı akım çizgileri üzerinde önemli değişiklikler meydana gelmektedir. Bu değişiklikler hem debi hem de dönmenin etkisinden kaynaklanmaktadır. Dönme ile birlikte akıştaki türbülansın bastırıldığı ve merkeze doğru çekildiği net bir şekilde görülmektedir.

Burada gerçekleştirdiğimiz deneyler, laminar akışta olduğu gibi farklı devirlerde ancak laminar akıştan farklı olarak iki farklı debide gerçekleştirilmiştir. Çünkü laminar akışta zaten su düzgün doğrusal tabakalar halinde akmaktadır. Yaptığımız deneylerde de farklı debilerde deney yapılmasına gerek olmadığı görülmektedir. Bu da cam borumuzun çapının çok küçük olmasından dolayı çok kısıtlı bir laminar akış aralığına sahip olmamızdan kaynaklanmaktadır. Türbülanslı akışta ise çok yüksek debilere çıkılamamıştır. Çünkü akış yüksek hızlı olduğunda su o kadar hızlı akmaktadır ki suya verdiğimiz boya cam boruda görülmemektedir. Bu sebeple bu debilerden biri; akışın türbülanslı akış karakteristiğine geçtiği andaki debi ($Re=3000$), diğeri ise akım çizgilerinin görünmesini sağlayabilecek en yüksek debi ($Re=5000$) olarak seçilmiştir.

Hem laminar hem de türbülanslı akıştaki dönme etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için deneylerden elde ettiğimiz fotoğrafları negatif görüntüleriyle birlikte sunmayı tercih ettik. Böylece bir resimde koyu görünen bölge diğesinde açık görünmekte ve bunun sonucunda da akım çizgileri daha açık bir şekilde izlenebilmektedir. Görüntülerdeki yeşil fotoğraf orijinal, kırmızı fotoğraf ise bu fotoğrafın negatiftir. Siyah beyaz fotoğraflar ise aynı resmin metalik görüntüsüdür. DeneySEL çalışma sonucunda elde etmiş olduğumuz akış gözleme görüntülerinin bazıları ise Ek 2’de verilmiştir.

7.1. Laminar akış görüntüleri



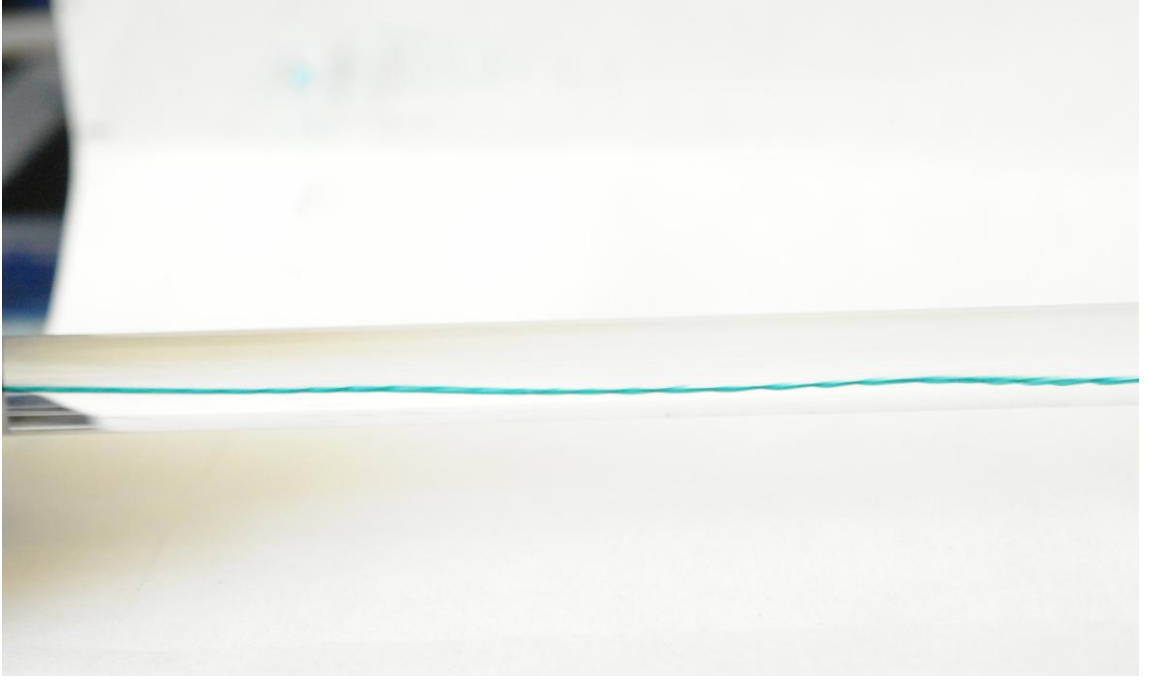
Re=500 ve $n=0$ dev/dak.

Şekil 7.1 Laminar akışta Re=500 ve $n=0$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.1’de laminar akış durumunda, sistem dönmeden çekilen fotoğraf görüntüsü yer almaktadır. Şekilde de görüldüğü gibi sisteme verilen boya boru ekseninde ve düzgün doğrusal bir çizgi halinde akmaktadır. Resimden anlaşılabileceği gibi akışta herhangi bir dalgalanma (laminar akış karakteristiğinden uzaklaşma), dönme, düzensizlik bulunmamaktadır. Ancak sistemin dönmeye başlamasıyla birlikte akım çizgilerinde meydana gelen değişiklikler bu resim dikkate alındığında çok daha net bir şekilde anlaşılabilecektir.

Laminar akıştaki akış gözleme deneylerimiz Reynolds sayısının 500 değerinde gerçekleştirilmiştir.

Sistemin 20 dev/dak. ile dönmesi durumunda ise Şekil 7.2’de ki görüntü elde edilmiştir. Bu görüntüde akışta meydana gelen dalgalanma (laminar akış karakteristiğinin bozulması) net bir şekilde gözlenebilmektedir.



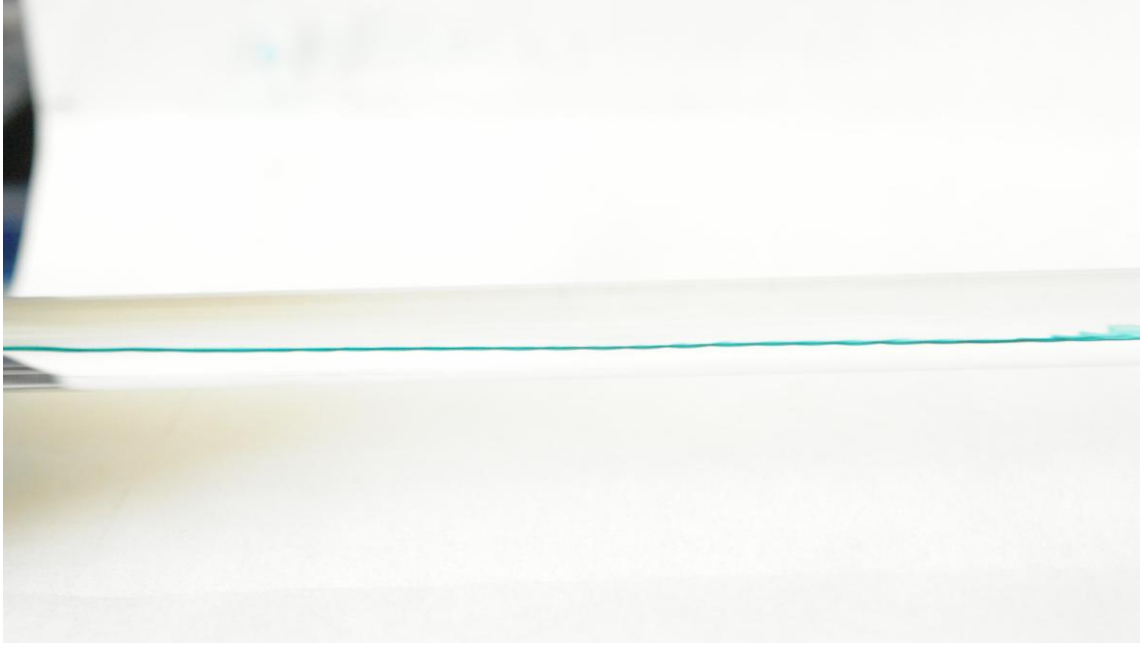
a-) $Re=500$ ve $n=20$ dev/dak.



b-) $Re=500$ ve $n=20$ dev/dak.

Şekil 7.2 Laminar akışta $Re=500$ ve $n=20$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.3, sistemin 100 dev/dak. ile dönmeye başladığı andaki görüntüsüdür. Daha sonra ise ardı ardına fotoğraflar çekilerek 100 dev/dak. ile dönen boruda akış çizgilerinde zamanla meydana gelen değişiklikler görüntülenmiştir (Şekil 7.4 – Şekil 7.8). Şekil 7.3 birinci saniyede çekilen fotoğraf görüntüsüdür.



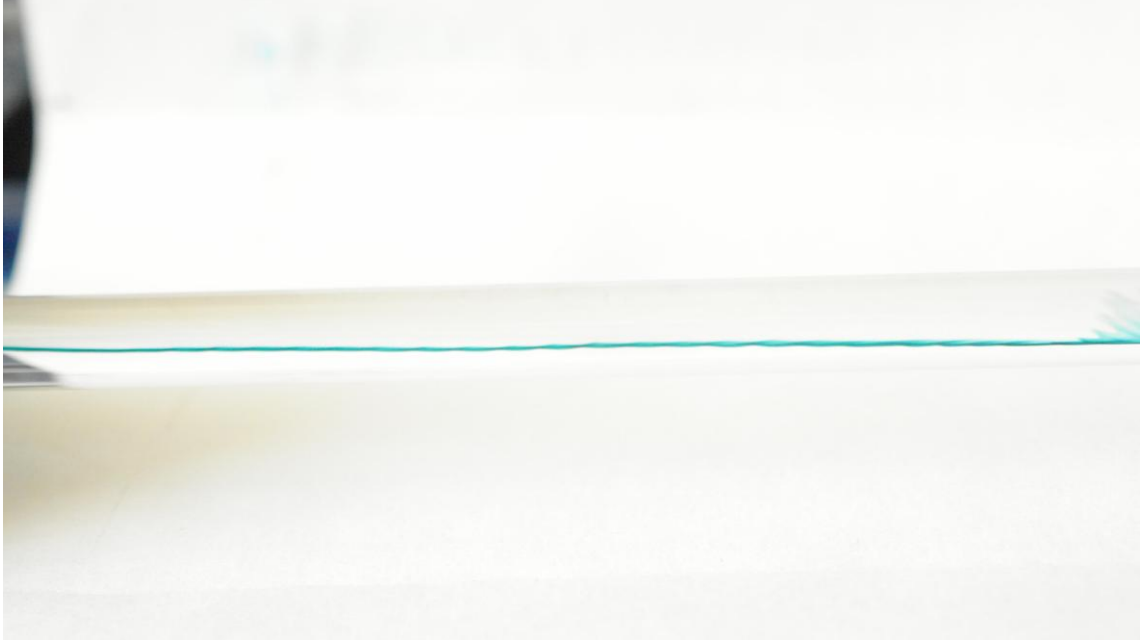
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=1$. sn



b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=1$. sn

Şekil 7.3 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak.ve $t=1$. sn. için akım görünürlüğü

Bu görüntüde sistemin dönmeye başlamasından 2 saniye geçtikten sonra çekilen fotoğrafı yer almaktadır. Deneyler yine aynı Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. Akım çizgisinin ucundaki savrulma (laminar akış karakteristiğinin bozulması) etkisinin Şekil 7.1 ile kıyaslama yapıldığında daha da belirgin hale geldiği görülmektedir.



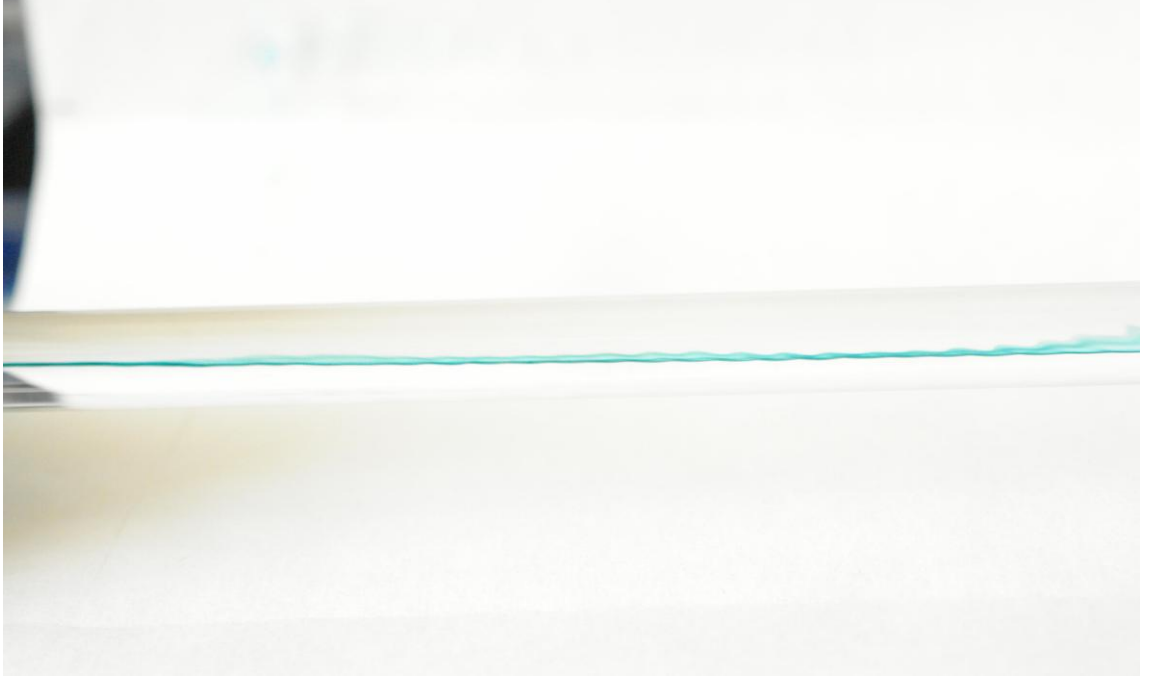
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=2$. sn



b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=2$. sn

Şekil 7.4 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak. ve $t=2$. sn. için akım görünürlüğü

Aynı devir ve debi değerinde gerçekleştirilen deneylerin 3. saniyesinde çekilen fotoğraf şekil 7.5’de yer almaktadır. şekil 7.5’de laminar akış karakteristiğindeki değişimin buyuyerek ve akış ekseni boyunca yayılarak su girişine doğru ilerlediği gözlenmektedir.



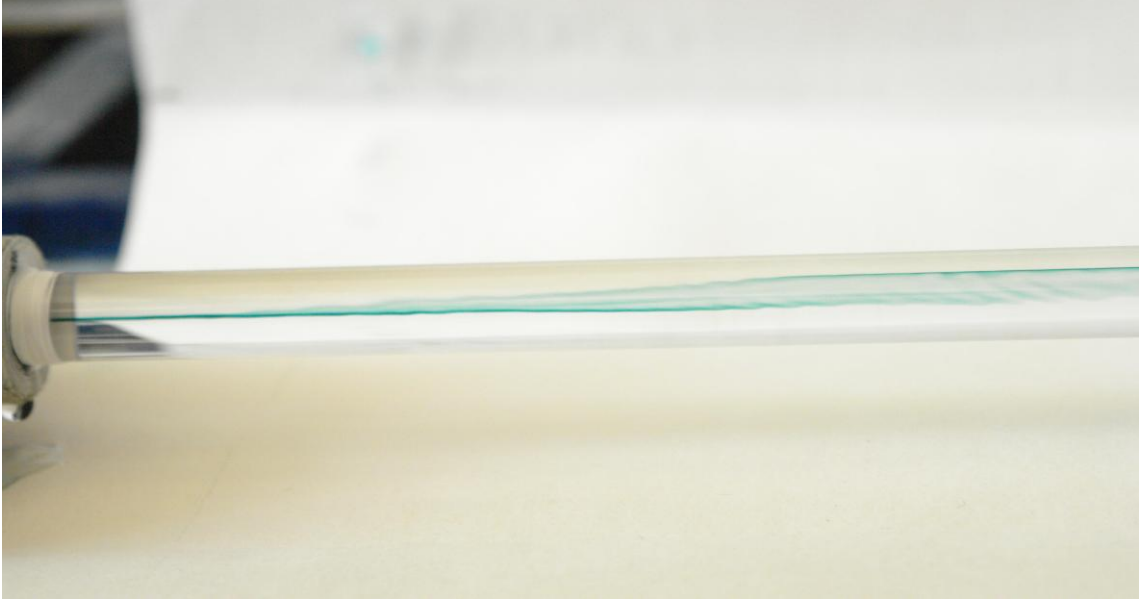
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=3$. sn



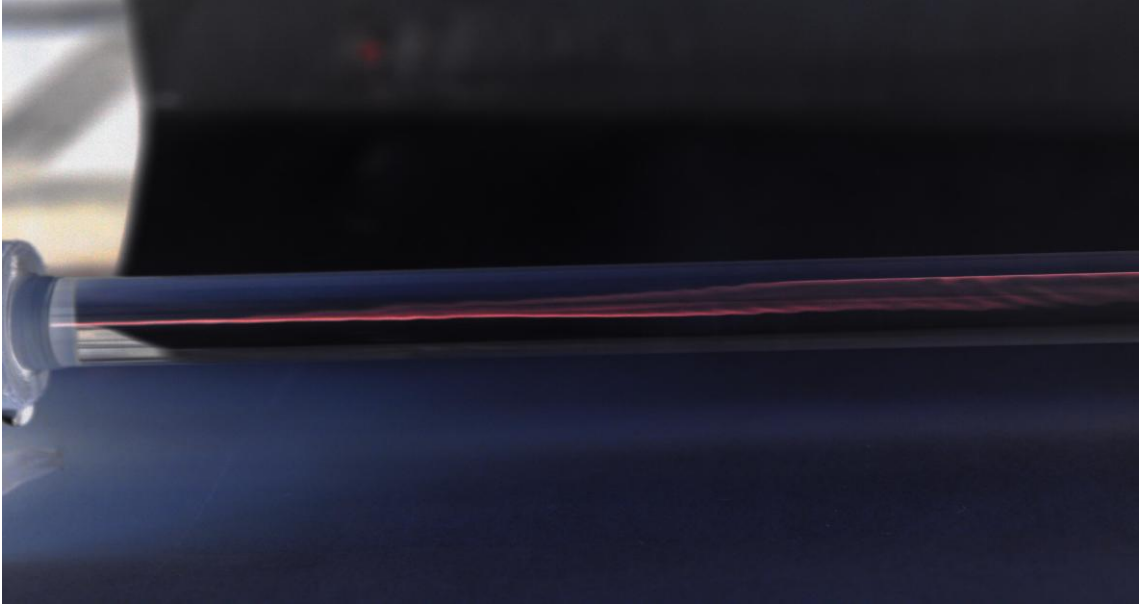
b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=3$. sn

şekil 7.5 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak. ve $t=3$. sn. için akım görünürlüğü

6. saniyede ise Şekil 7.6'da görülen fotoğraflar elde edilmiştir. Cam boru yine aynı debide ve aynı devir değerindedir. Boru ekseninde düzgün doğrusal şekilde akmakta olan laminar akışta meydana gelen değişim çok açık bir şekilde görülmektedir.



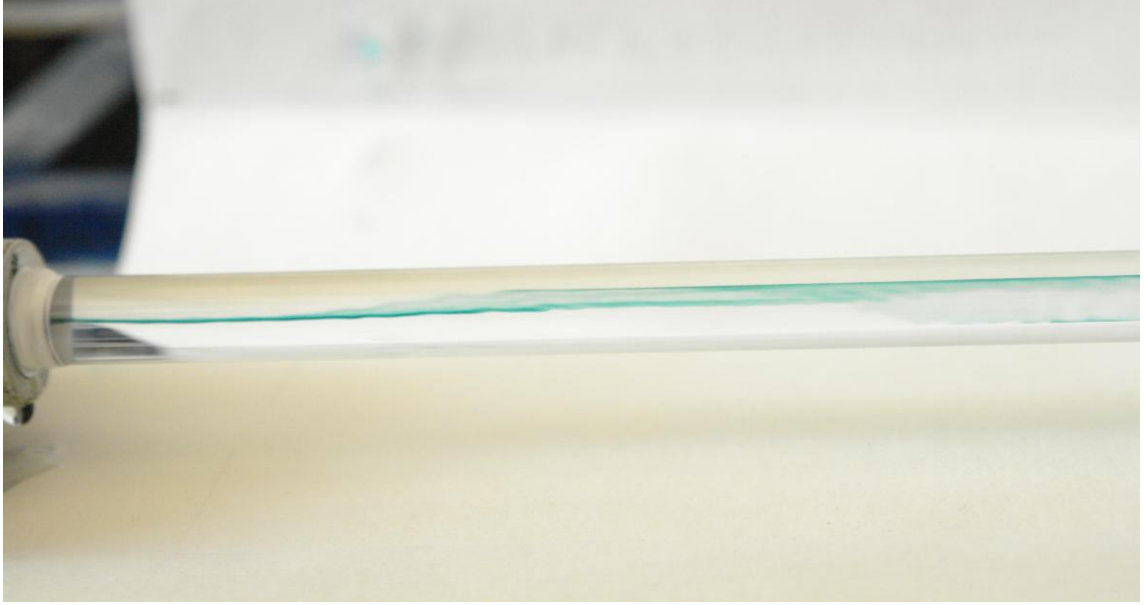
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=6$. sn



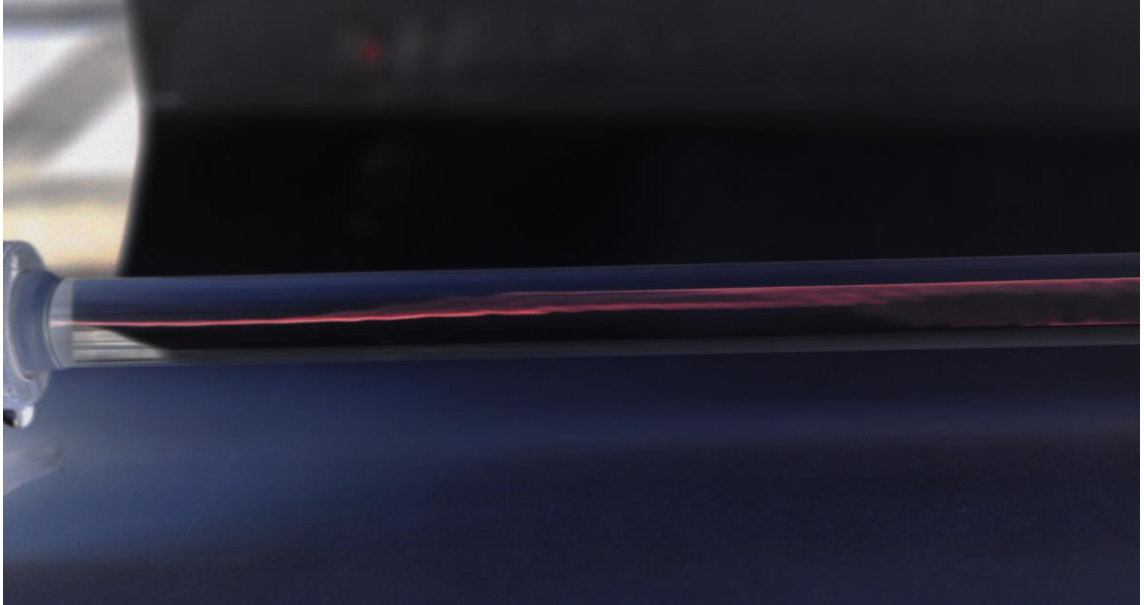
b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=6$. sn

Şekil 7.6 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak. ve $t=6$. sn. için akım görünürlüğü

Laminar akışta akış çizgileri boru ekseninde düzgün tabaka şeklinde akmaktadır. Cam borunun dönmesi ile, boru ekseninde akmakta olan tabaka akışı bozulmaktadır. Şekil 7.6 ile Şekil 7.7 kıyaslandığında eksenindeki bu akışın bozularak cidara doğru genişlediği net bir şekilde görülebilmektedir.



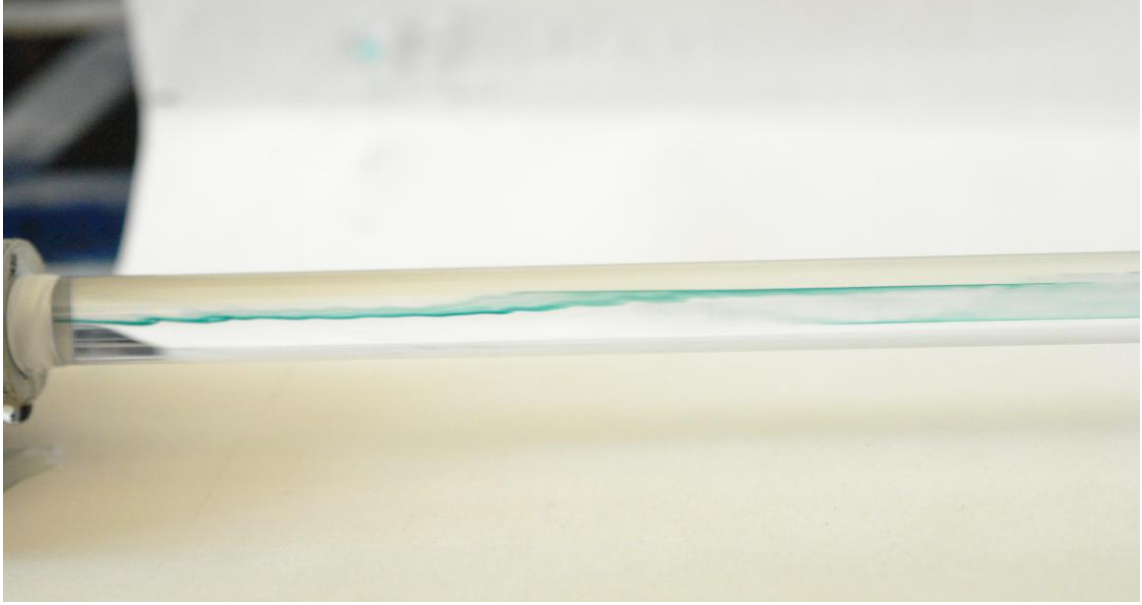
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=7$. sn



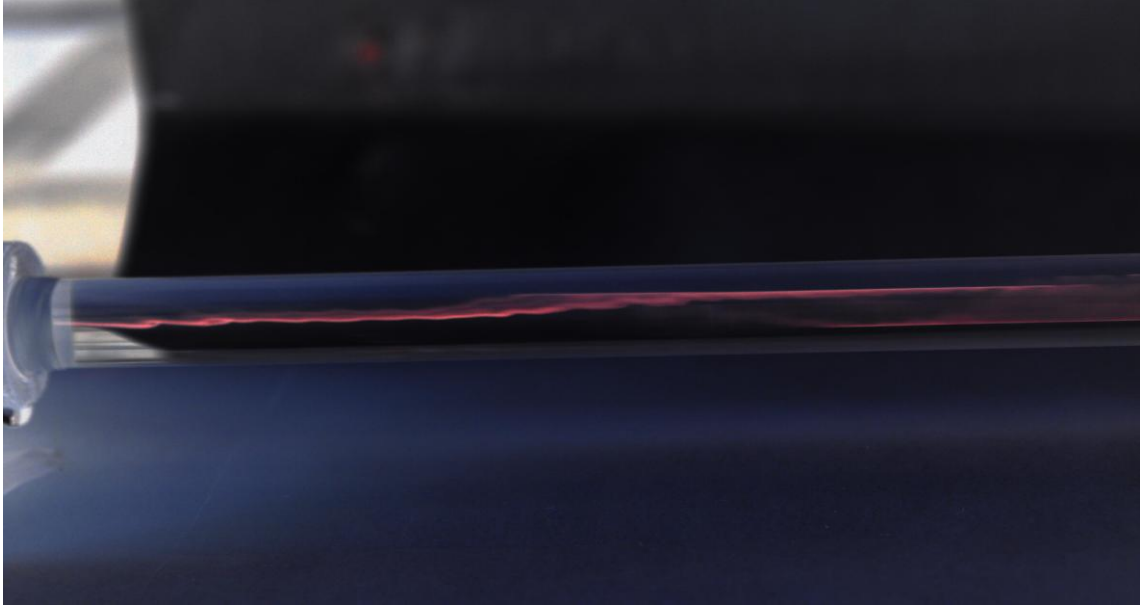
b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=7$. sn

Şekil 7.7 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak. ve $t=7$. sn. için akım görünürlüğü

Şekil 7.8’de ise boru eksenli merkezli olan, cidara ve girişe doğru yaklaşan akış çizgileri görülebilmektedir. Şekil 7.7’de su girişine yakın yerdeki akım çizgilerinin hala düzgün doğrusal tabaka şeklinde aktığı görülmüştü. Ancak Şekil 7.8’de bu durumun değiştiği ve akıştaki laminizasyon etkisinin bozularak su girişine kadar ilerlediği görülmektedir.



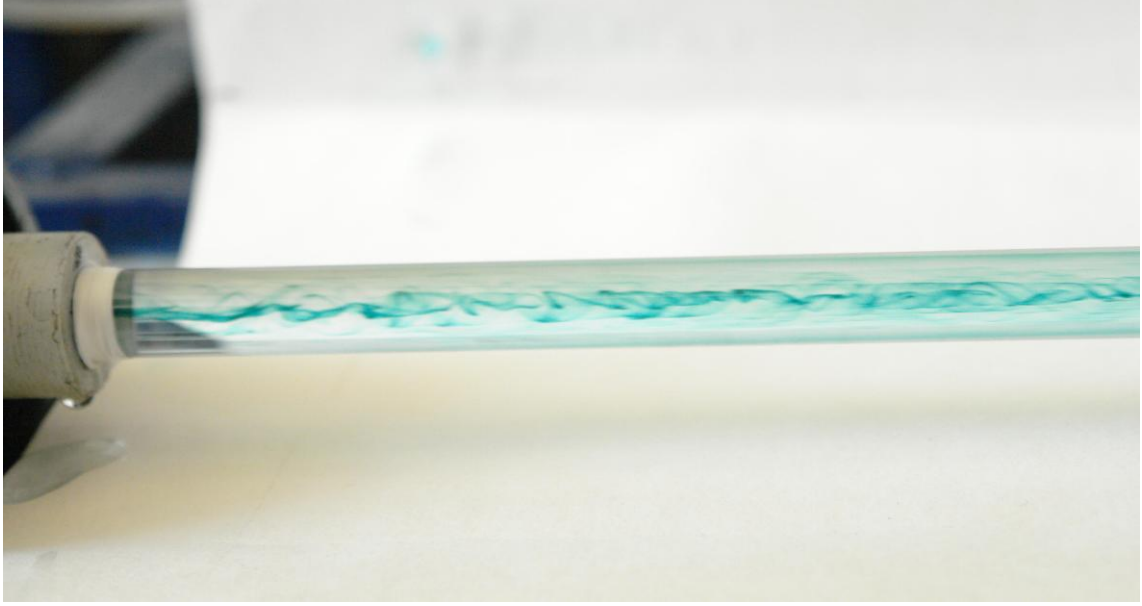
a-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=8$ sn



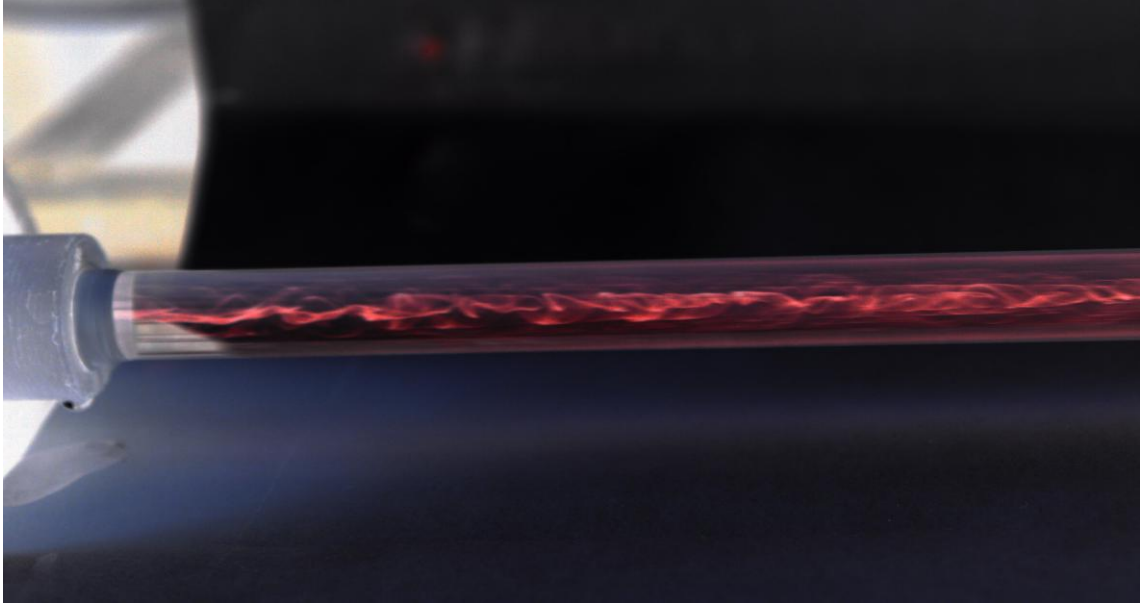
b-) $Re=500$, $n=100$ dev/dak., $t=8$ sn

Şekil 7.8 Laminar akışta $Re=500$, $n=100$ dev/dak. ve $t=8$. sn. için akım görünürlüğü

Şekil 7.9'da ise 150 dev/dak. ile döndürülen cam borudaki akım çizgileri görülmektedir. Şekil 7.8 ile kıyaslandığında devrin artmasının akım çizgileri üzerindeki etkileri çok daha net bir şekilde görülmektedir. Şekil 7.8'de akım çizgileri eksen çevresinde dönerek ilerlemekteydi. Şekil 7.9'da ise yine eksen çevresinde dönmekte ancak aynı zamanda artan devir ile birlikte akım çizgilerindeki gelişigüzel hareketlerin daha da belirgin hale gelerek akış ortamının türbülansını artırdığı gözlenmektedir.



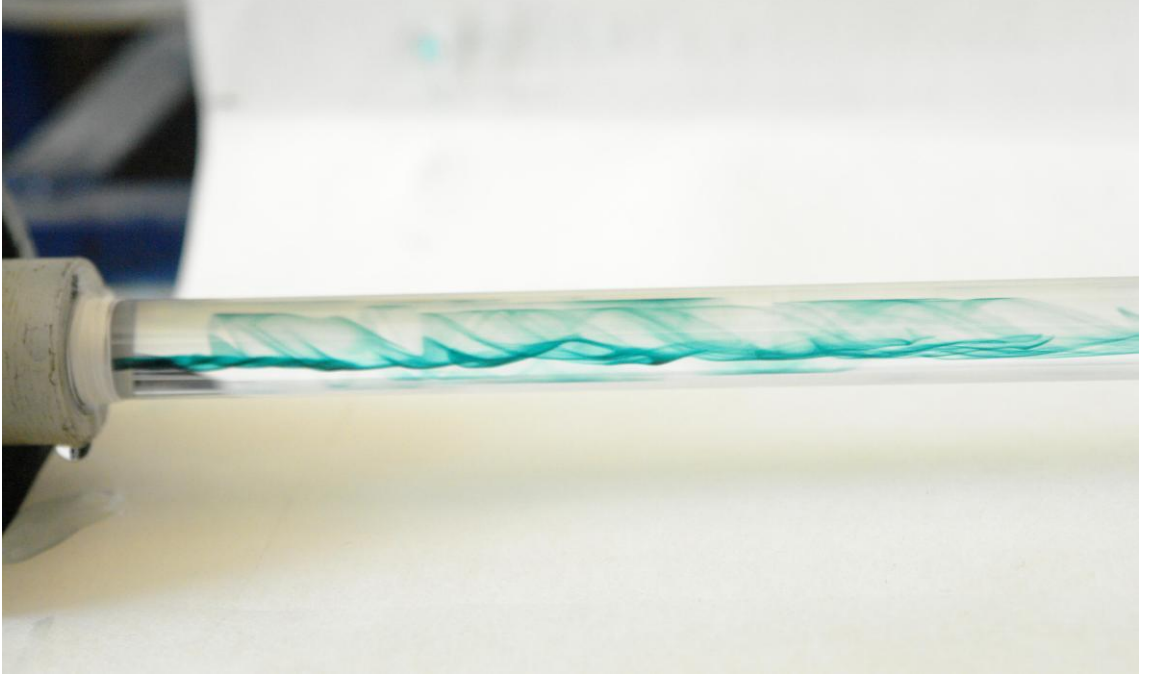
a-) $Re=500$ ve $n=150$ dev/dak.



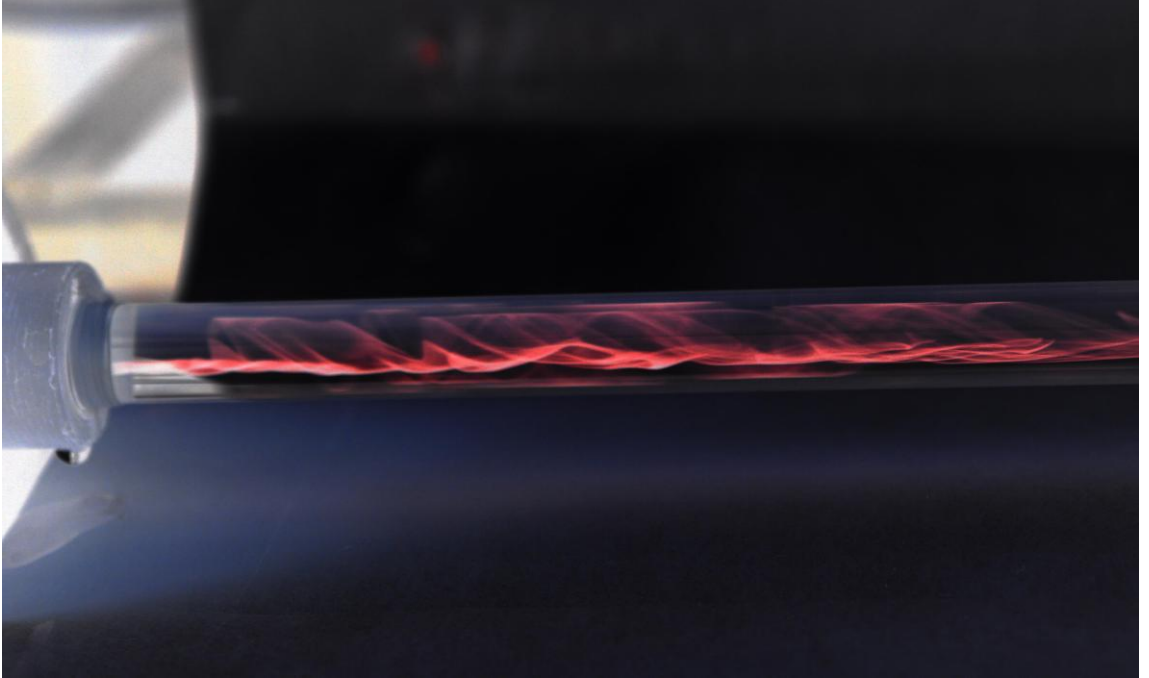
b-) $Re=500$ ve $n=150$ dev/dak.

Şekil 7.9 Laminar akışta $Re=500$ ve $n=150$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.10 da $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak. dır. Artan devir sayısı ile birlikte akım çizgileri daha sıklaşmış, dikleşmiş ve cidara yaklaşmıştır.



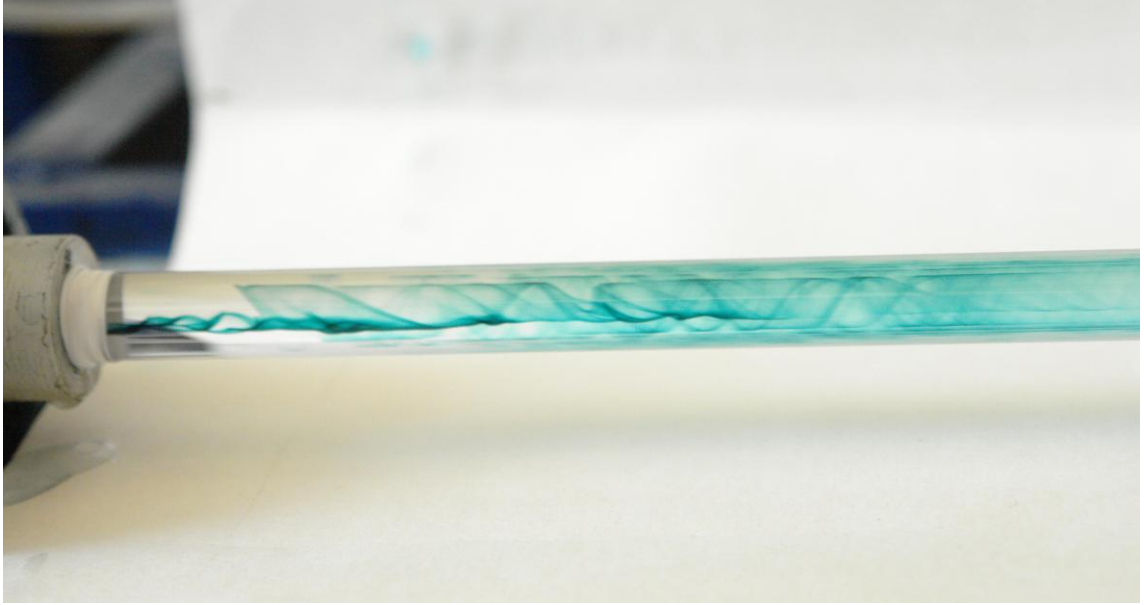
a-) $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak.



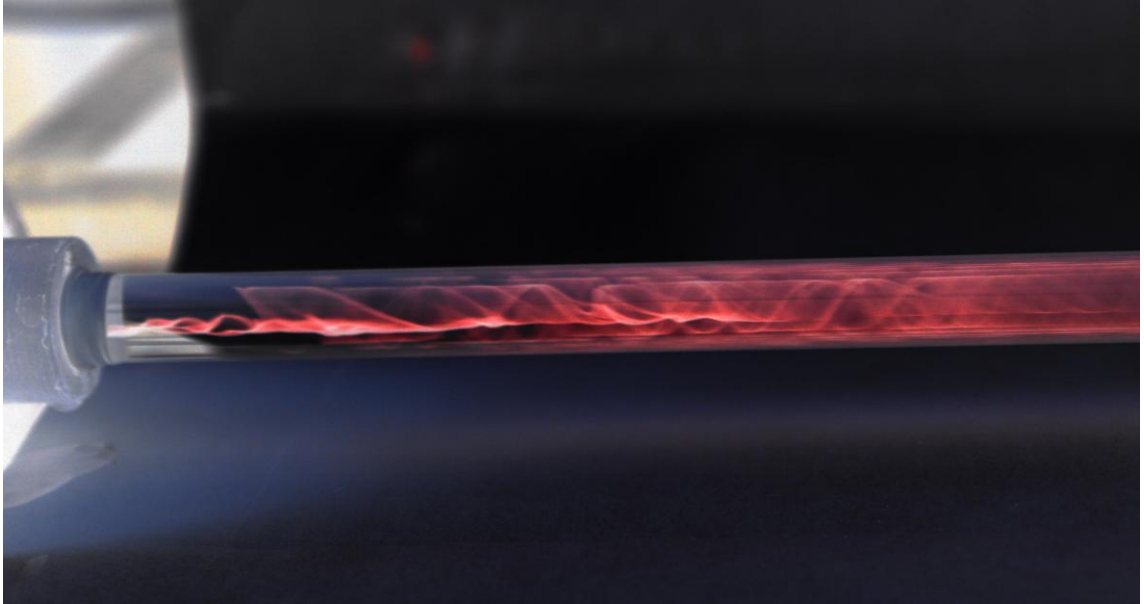
b-) $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak

Şekil 7.10 Laminar akışta $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.11’de $Re=500$ değerinde ve $n=400$ dev/dak ile dönen borudaki akış gözleme görüntüleri yer almaktadır. Akım çizgilerindeki dikleşme, sıklaşma ve akıştaki türbülans etkisi son derece belirgin bir hal almıştır. Boyanın boruya girdiği noktadaki laminar akış karakteristiği olan düzgün doğrusal tabaka akışını görmezsek, bu akışa kesinlikle türbülanslı akış diyebiliriz. Fakat fotoğraftan da görüldüğü üzere boru girişinde akış laminar karakteristiğindedir ve cam boruya düzgün doğrusal olarak girmektedir.



a-) $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak.

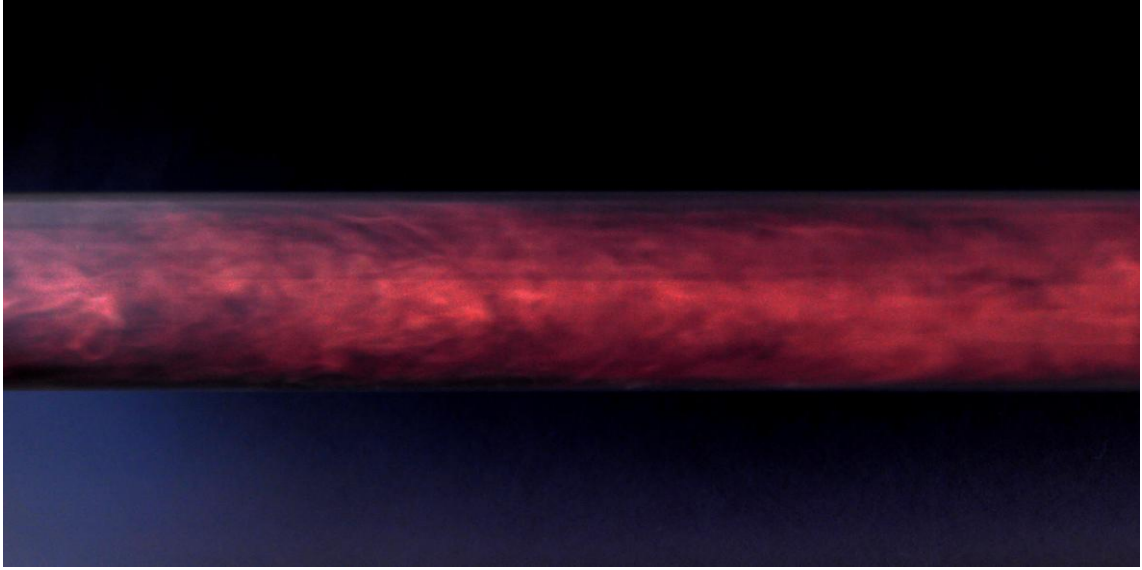


b-) $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak.

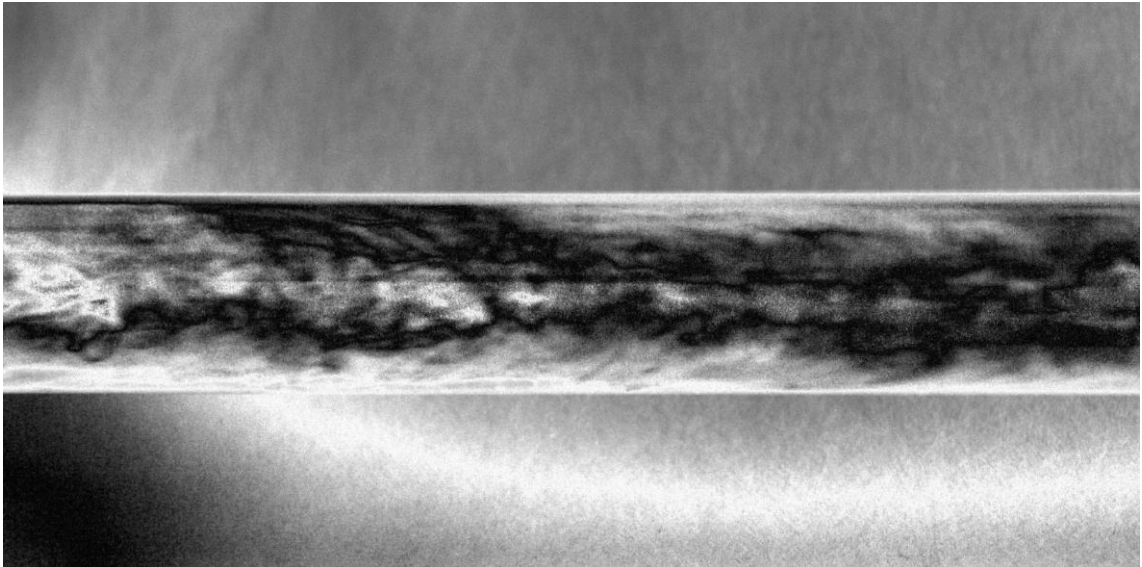
Şekil 7.11 Laminar akışta $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak. için akım görünürlüğü

7.2. Türbülanslı akışta akım görünürlüğü

Şekil 7.12’de $Re=3000$ değerinde akan akışkanın sistem döndürülmeden elde edilen akım görünürlüğü fotoğrafı bulunmaktadır. Şekil 7.13’de ise $Re=5000$ değerindeki görüntüsü yer almaktadır. İki fotoğraf incelendiğinde Reynolds sayısının artması neticesinde akım çizgilerinde meydana gelen değişiklikler görülmektedir. Akım çizgilerindeki bu değişimlerin daha iyi anlaşılabilmesi açısından orijinal fotoğrafın iki farklı görüntüsü verilmiştir.

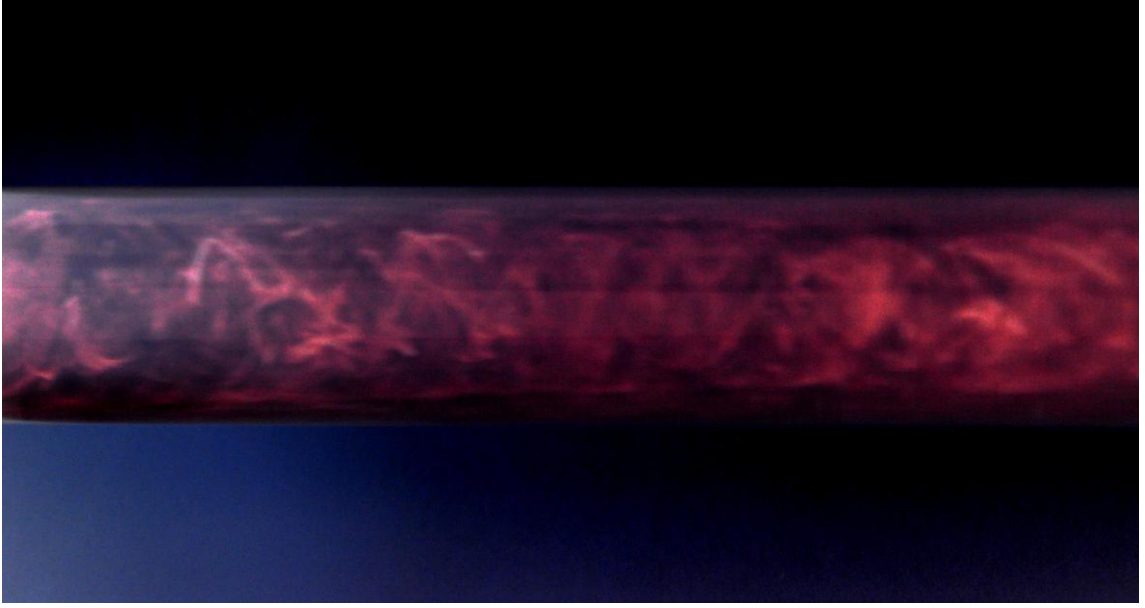


a-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.

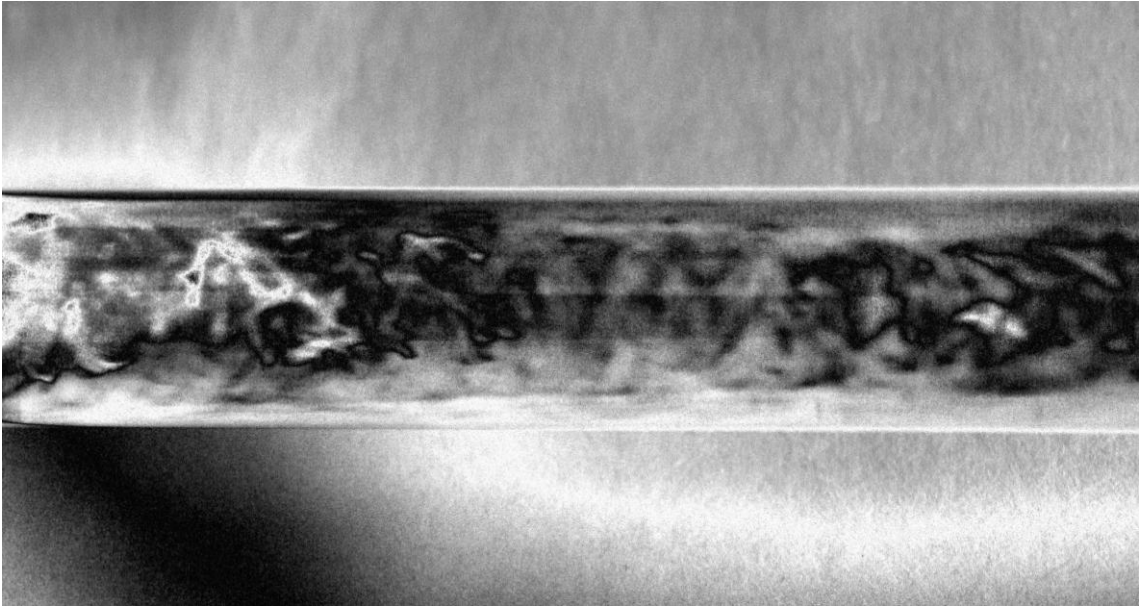


b-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.

Şekil 7.12 Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak. için akım görünürlüğü



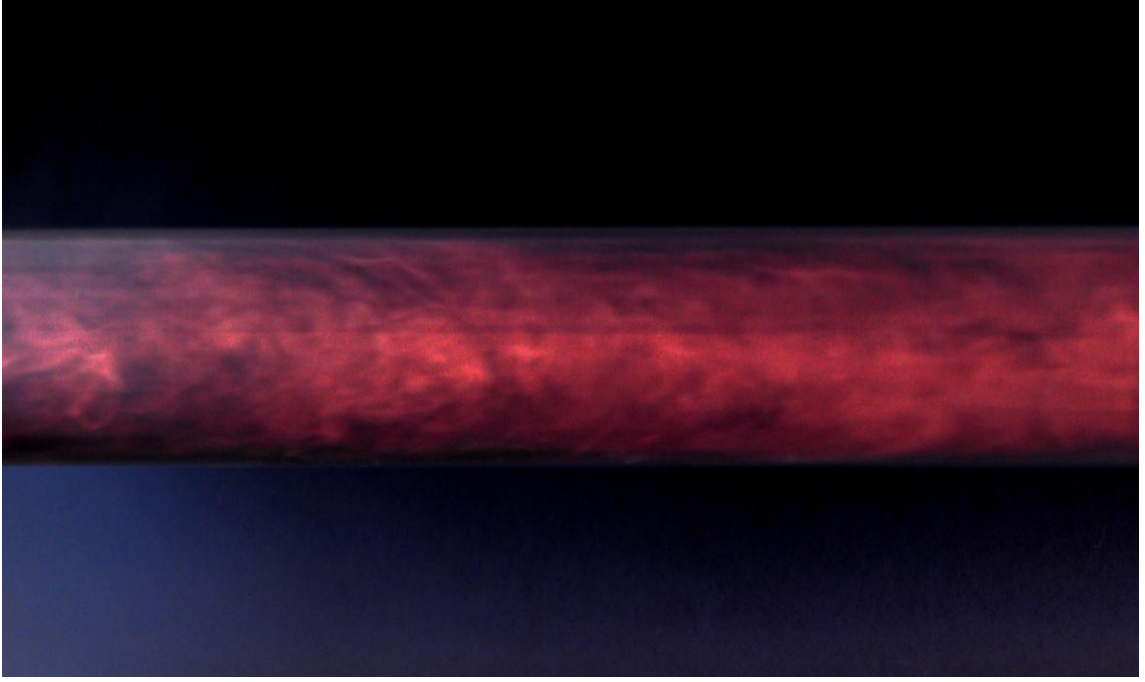
a-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.



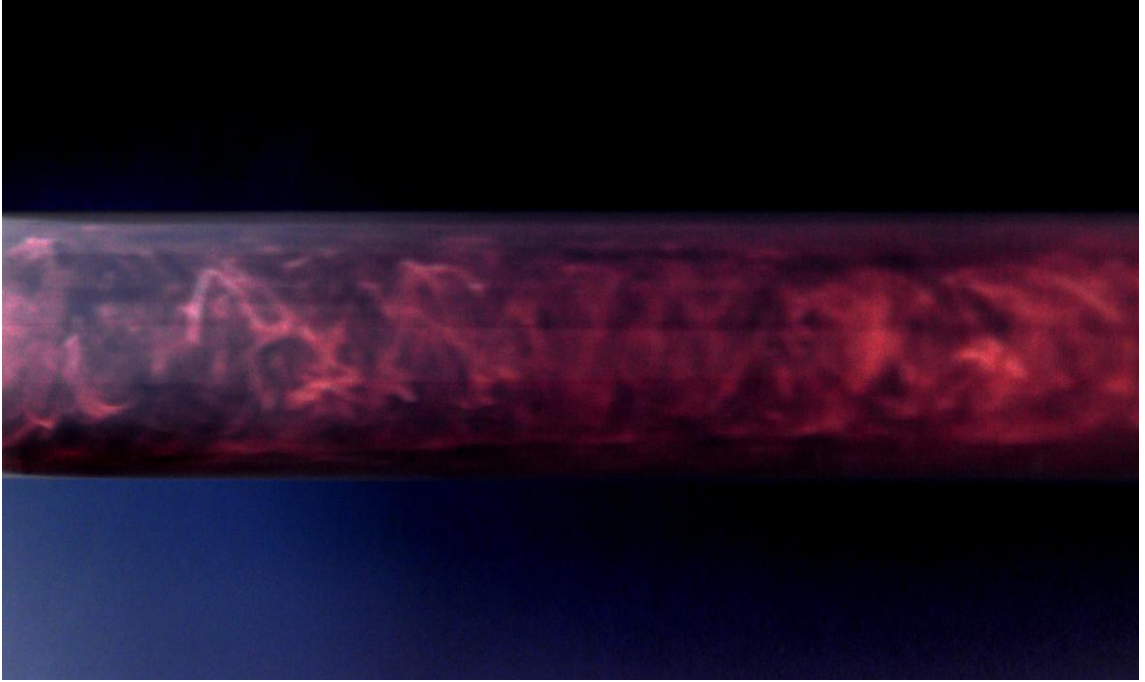
b-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.

Şekil 7.13 Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Dönmenin akım görünürlüğü üzerindeki etkisinin incelenmesinden önce; debinin akım görünürlüğüne olan etkisini incelemek için iki farklı debideki akış gözleme görüntüleri kıyaslama amacıyla Şekil 7.14’de verilmiştir. Bu görüntüler sistemin döndürülmemesi durumunda elde edilen fotoğraflardır.



a-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



b-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.

Şekil 7.14 Türbülanslı akışta $n=0$ dev/dak. için $Re=3000$ ve $Re=5000$ değerlerindeki akım görünürlükleri

Sistemin döndürülmemesi halinde, debideki artış neticesinde akım çizgilerinde oluşan değişiklikler Şekil 7.14'te görülmektedir. Şekil 7.14 b'de artan debi ile beraber akım çizgilerinin sıklığının, dikliğinin, akışta meydana gelen karmaşanın ve akım çizgilerindeki rastgele hareketin gözle görülür şekilde arttığı gözlenmektedir.

Şekil 7.15’de ise $Re=3000$ değerinde ve sistemin $n=50$ dev/dak. ile döndürülmesi durumuna ait akım görünürlükleri verilmiştir. Borunun dönmeye başlamasının akım çizgileri üzerindeki etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi açısından Şekil 7.16’da $Re=3000$, $n=0$ dev/dak ve $n=50$ dev/dak değerlerine ait görüntüler kıyaslama amacıyla birlikte verilmiştir.



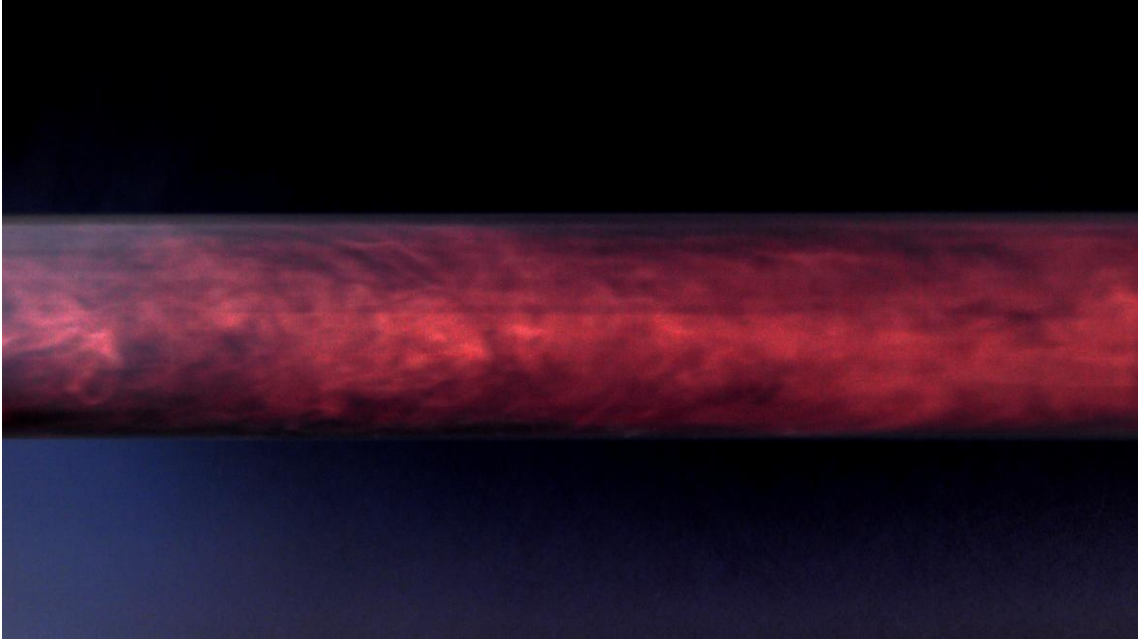
a-) $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.



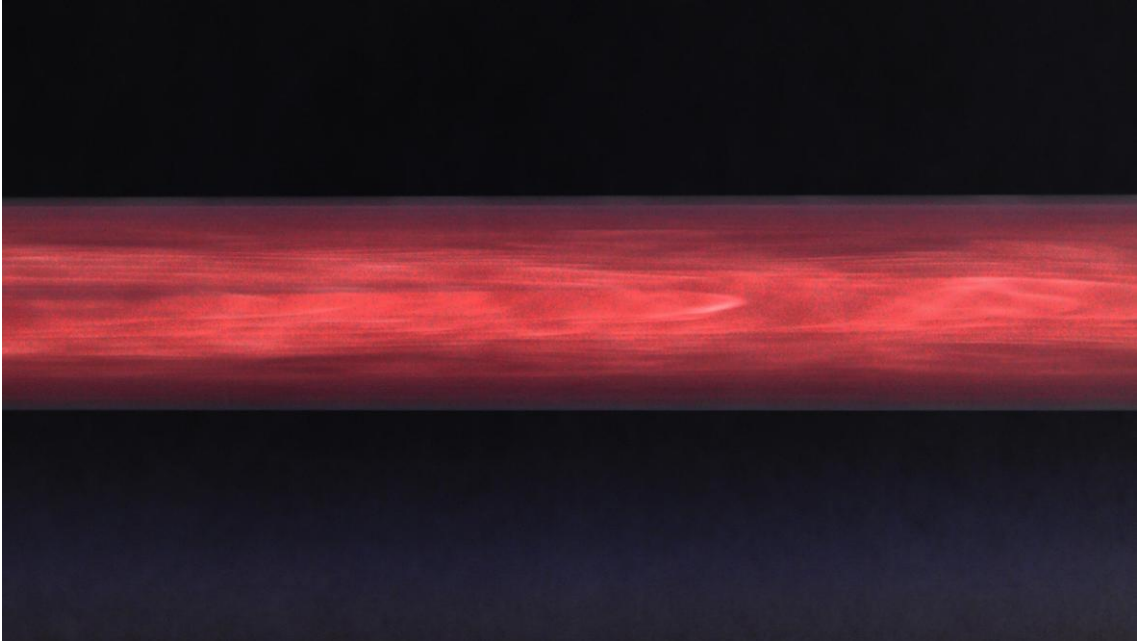
b-) $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.

Şekil 7.15 Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.16 incelendiğinde; $Re=3000$ değerinde ve $n=50$ dev/dak. ile dönme durumunda boru içerisindeki türbülansın ve akım çizgilerindeki rastgele hareketlerin, düzenli bir akış şekline dönüştüğü ve akım çizgilerinde merkeze doğru bir toparlanma etkisinin başladığı görülmektedir.



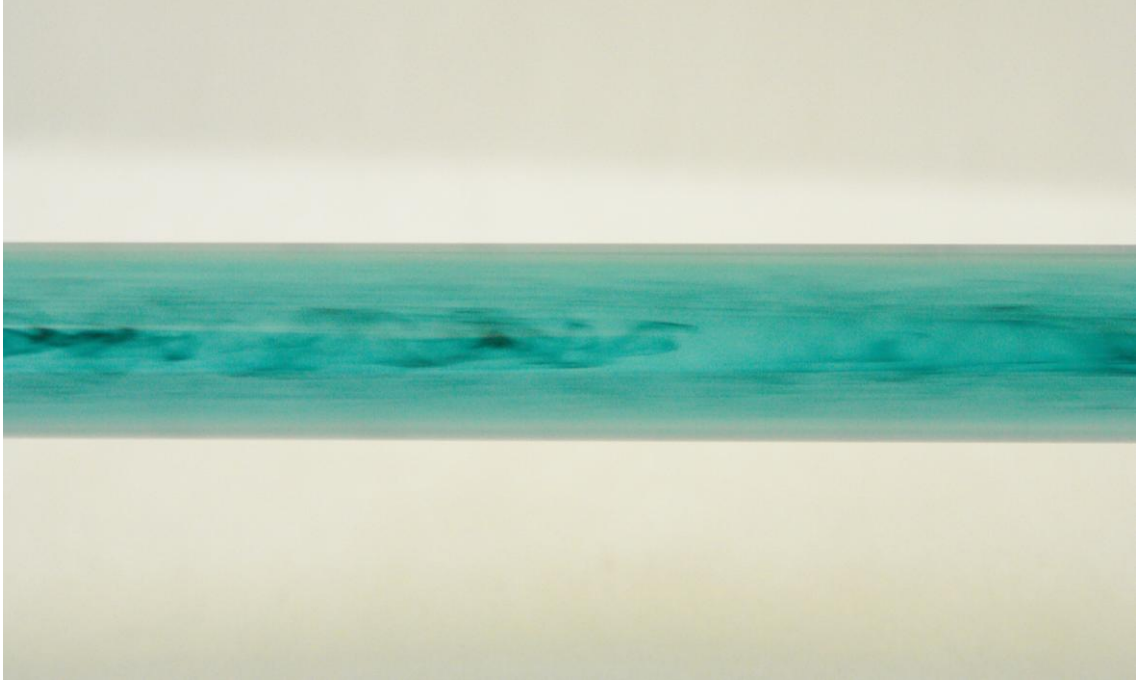
a-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



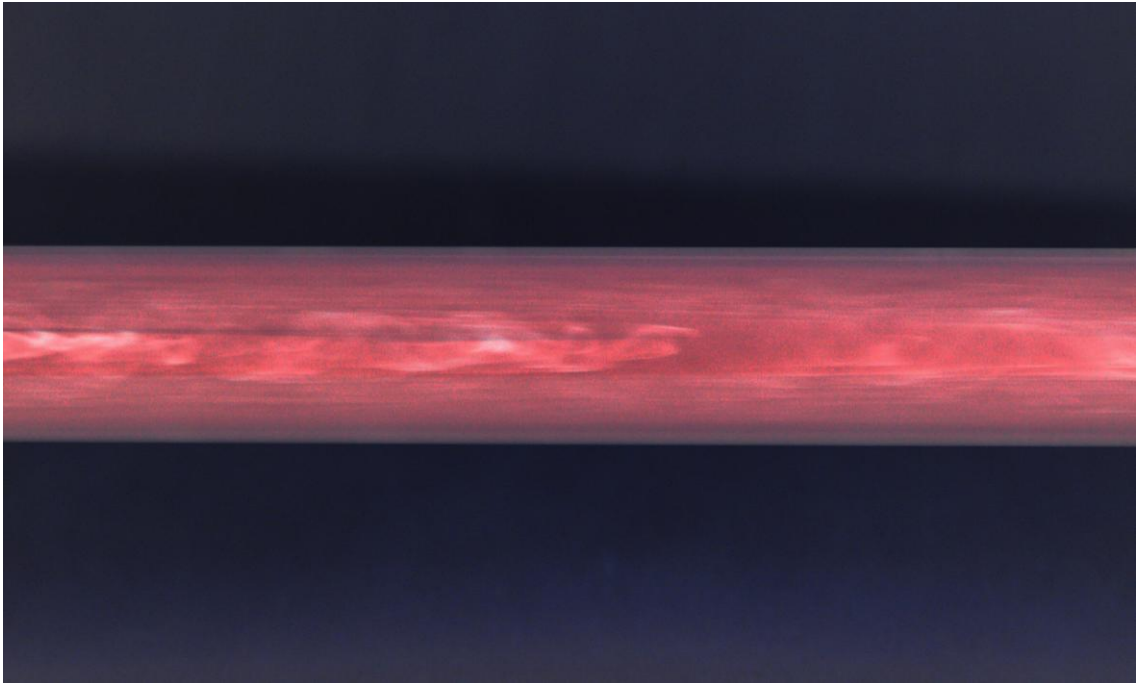
b-) $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.

Şekil 7.16 Türbülanslı akışta $Re=3000$ için $n=0$ dev/dak ve $n=50$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri

Bu görüntülerde ise sistemin $n=150$ dev/dak. ile ve $Re=3000$ değerindeki fotoğraflarına yer verilmiştir. Görüntülerden de anlaşılacağı üzere akıştaki dönme etkisinin ve düzensizliğin devir sayısının yükselmesi ile arttığı ve akışın merkeze doğru çekilerek toparlanmasının daha da belirgin hale geldiği gözlenmektedir.



a-) $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak.



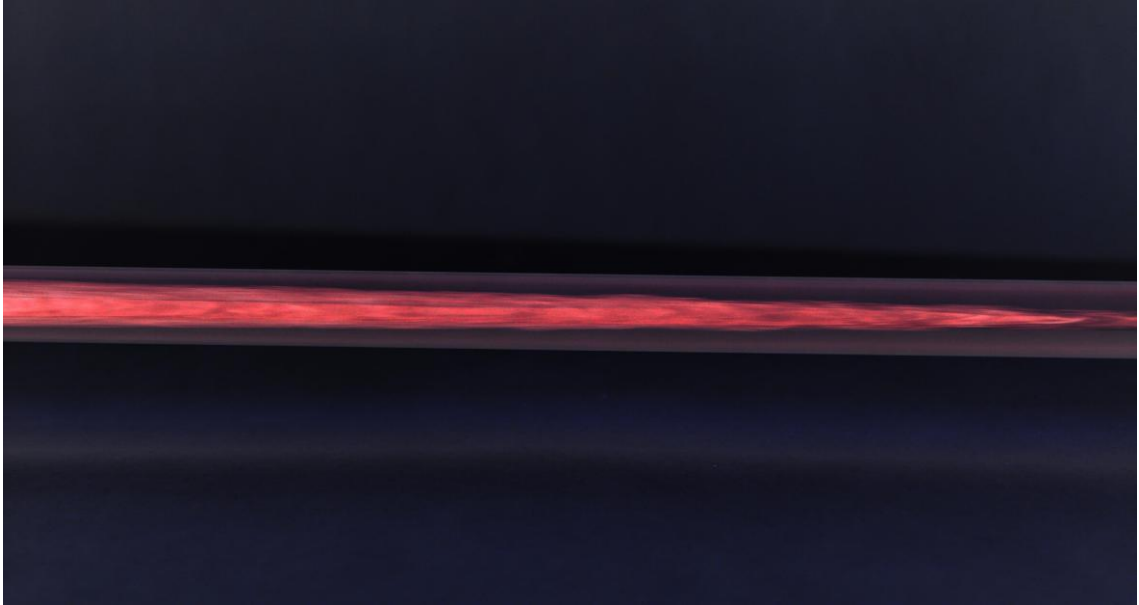
b-) $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak.

şekil 7.17 Türbölanslı akışta $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak. için akım görünürlüğü

Şekil 7.18’de sistemin 400 dev/dak ile dönmesi durumundaki fotoğraf görüntüleri yer almaktadır. Görüntülerden de anlaşılacağı gibi sistemin $n=400$ dev/dak. ile dönmesi neticesinde akışta meydana gelen sönümlenme etkisi çok net bir şekilde görülebilmektedir. Akıştaki karmaşanın, düzensizliğin, akım çizgilerinin rastgele hareketlerin kaybolduğu, boru içerisinde gelişen bu akışın adeta bir ok misali iyice eksene çekilerek ilerlediği ve akıştaki karışıklığın, yerini düzenli bir akışa bıraktığı net bir şekilde izlenmektedir.



a-) $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.



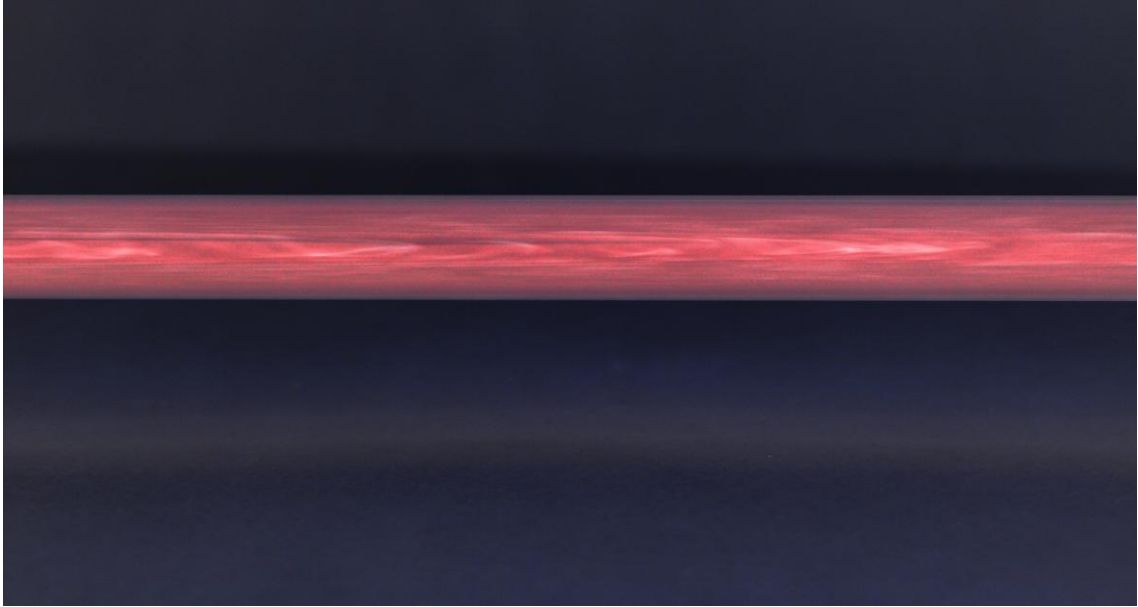
b-) $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.18 Türbülanslı akışta $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak. değerindeki akım görünürlüğü

Şekil 7.19'da ise sistemdeki akım görünürlüğünün sağlanabildiği en yüksek Reynolds değeri olan $Re=5000$ değerindeki akış görüntülerine yer verilmiştir. Şekil 7.19'da, deneylerimizi gerçekleştirdiğimiz bu en düşük devir sayısında bile dönmenin etkisiyle akım çizgilerinde meydana gelen değişimler açık bir şekilde görüntülenmiştir.



a-) $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak.



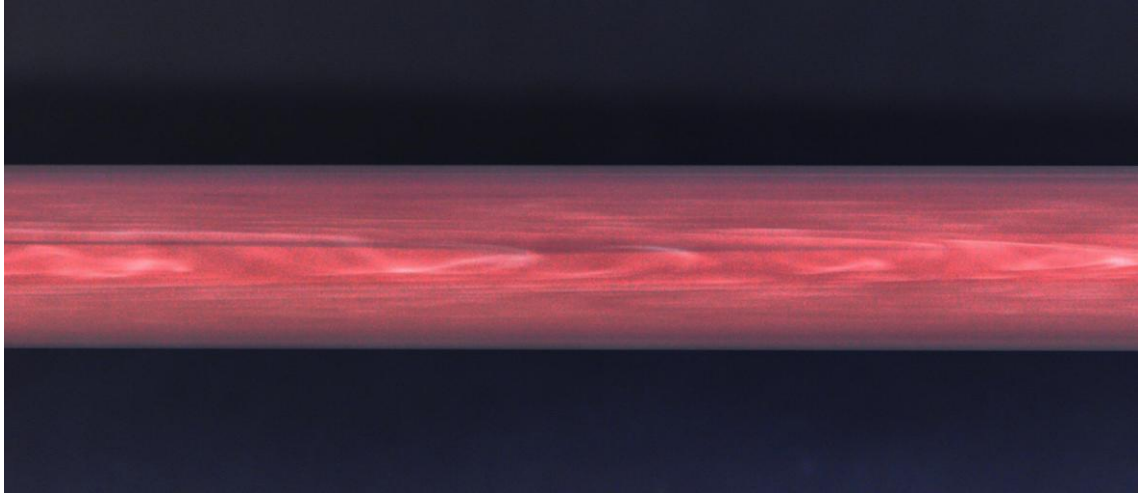
b-) $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak.

Şekil 7.19 Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak. değerindeki akım görünürlüğü

Şekil 7.20-a'da borunun dönmemesi durumunda akış çizgilerinin görüntüsü yer almaktadır. Akım çizgilerindeki gelişigüzel hareketler, dalgalanmalar ve akış ortamındaki türbülans şiddeti net bir şekilde görülmektedir. Şekil 7.20-b'de ise sistemin $n=50$ dev/dak. ile döndürülmesi durumuna ait fotoğraf görüntüsü yer almaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi sistemin dönmeye başlaması ile birlikte akım çizgilerinde önemli değişiklikler meydana gelmektedir. Akım çizgilerinin eksen çevresinde toplanmaya meyilettiği, akışın türbülanslı akış karakteristiğinden uzaklaşmaya başladığı görülmektedir. Şekil 7.20-a'daki türbülans ortamının, dönme neticesinde ne derece baskılandığı çok açık bir şekilde görülmektedir.



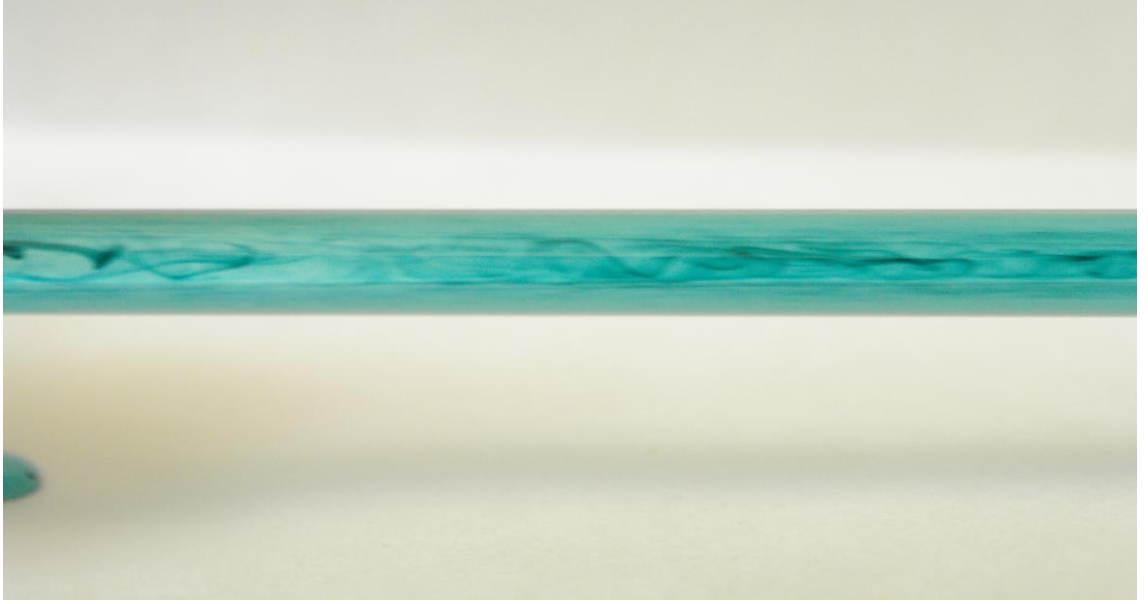
a-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.



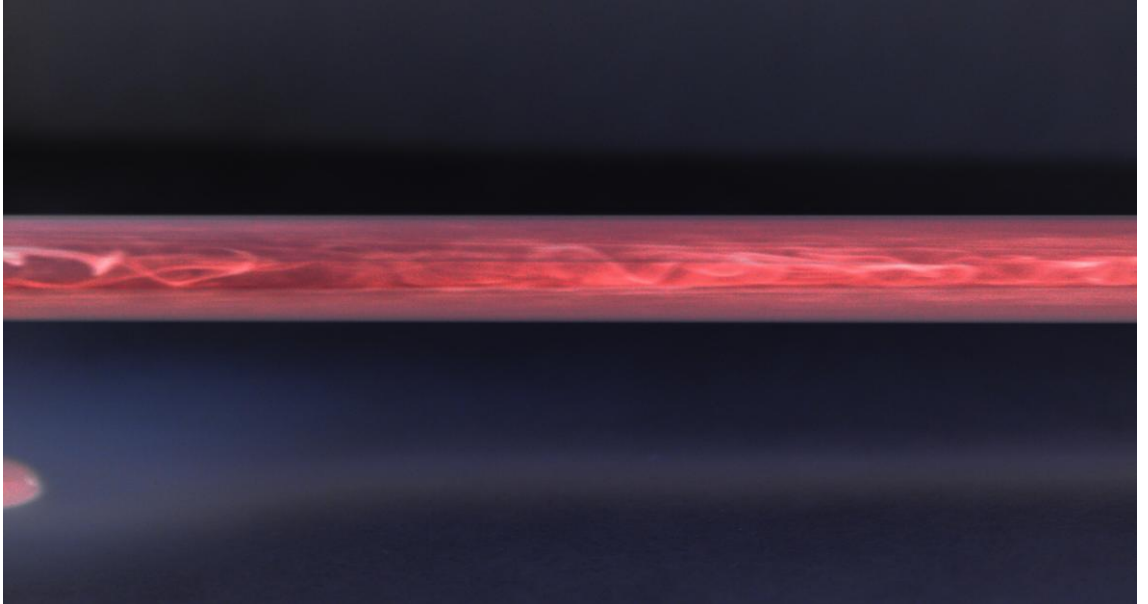
b-) $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak.

Şekil 7.20 Türbülanslı akışta $Re=5000$ için $n=0$ ve $n=50$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri

Şekil 7.21’de $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak. değerindeki akım görünürlükleri yer almaktadır. Dönme etkisinin artması ile birlikte ortamın türbülans etkisinin $n=50$ dev/dak. değerine göre daha da arttığı görülmektedir. Artan devir sayısı ile birlikte akışta merkeze doğru daha belirgin bir çekilme olduğu gözlenmiştir.



a-) $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak.



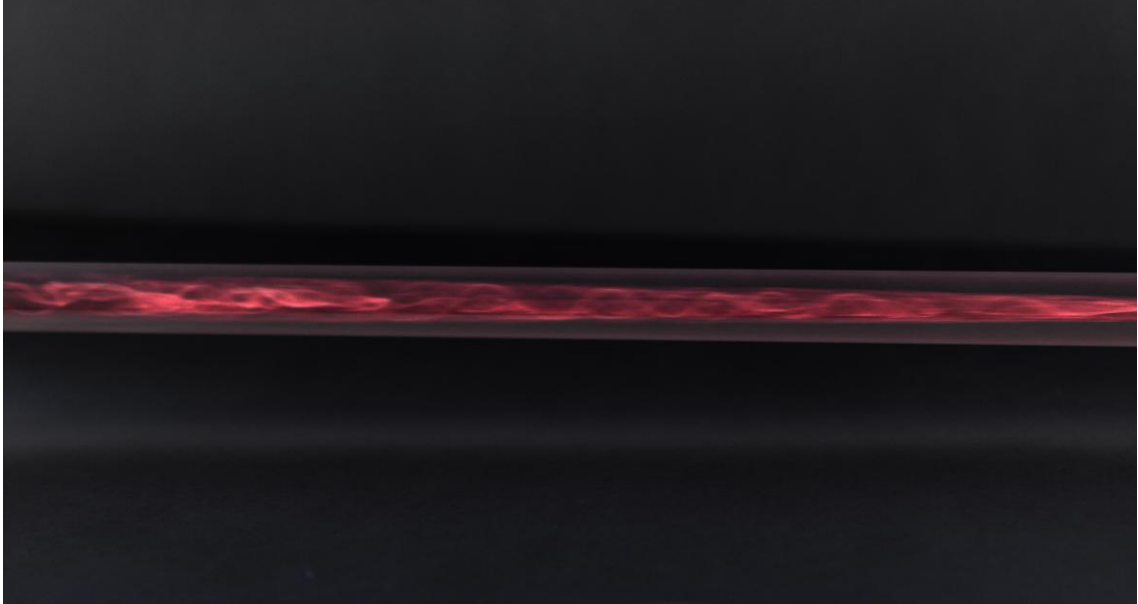
b-) $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak.

Şekil 7.21 Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak. değerindeki akım görünürlüğü

Şekil 7.22 ise $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak. değerlerinde çekilen fotoğraf görüntülerine yer verilmiştir. Görüntülerden de anlaşılacağı üzere akışta bir sönümlenme meydana gelmiştir. Türbülanslı akışın en önemli karakteristiği olan akım çizgilerindeki rastgele hareketin baskılanarak yerini, içinde dalgalanmaların olduğu ancak bu dalgalanmanın bile rastgele hareketten uzak, düzenli bir şekilde ilerleyen akış karakteristiğine bıraktığı görülmektedir.



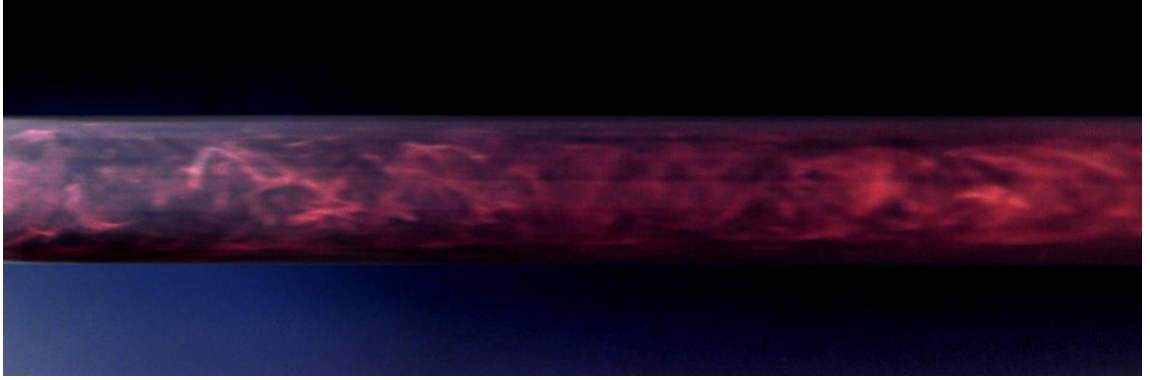
a-) $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak.



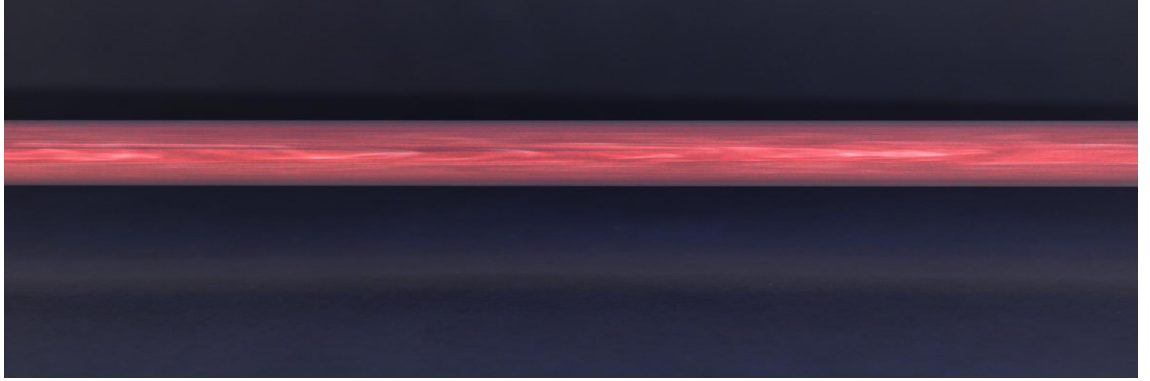
b-) $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.22 Türbülanslı akışta $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak. için sönümlenme etkisi

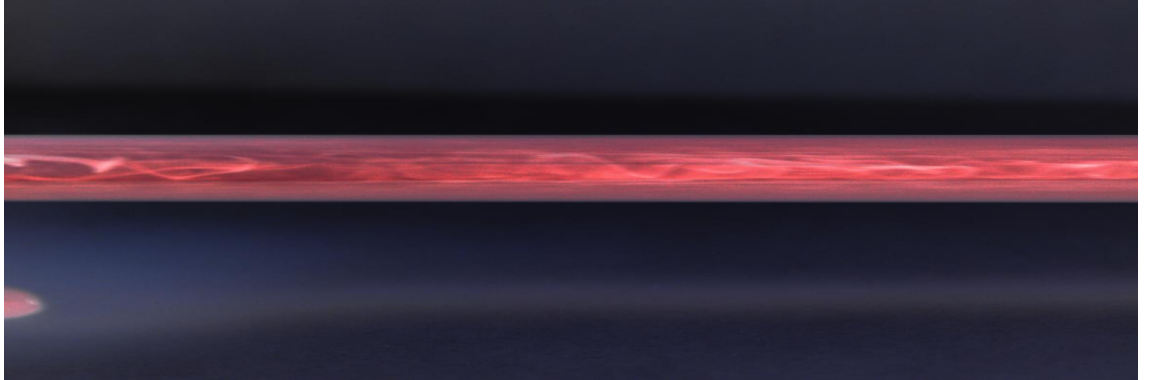
Sistemin dönmeye başlaması ile oluşan akım görünürlükleri aşağıdaki gibi olmuştur.



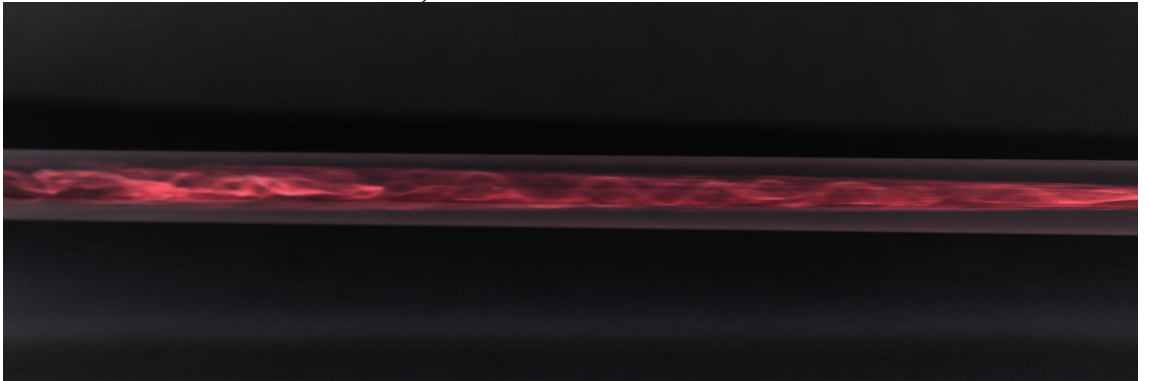
a-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.



b-) $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak.

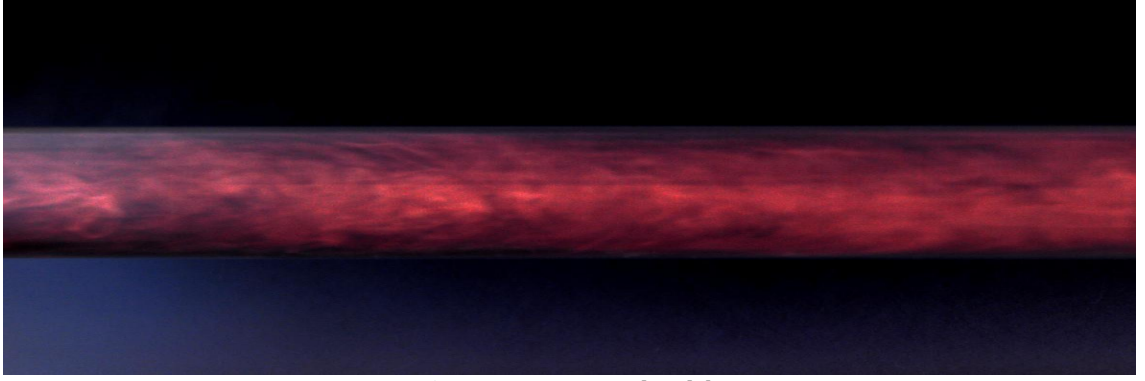


c-) $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak.



d-) $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak.

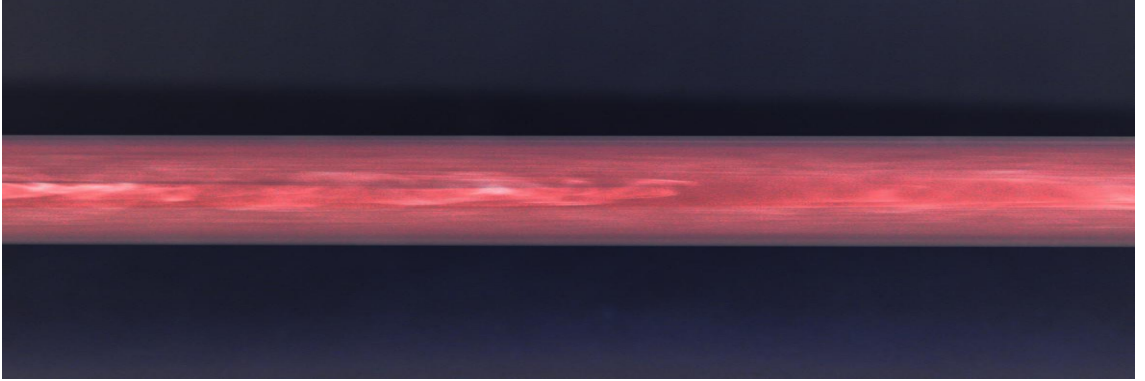
Şekil 7.23 $Re=5000$ için türbülanslı akışta dönmenin akım görünürlüğü üzerindeki etkisi



a-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



b-) $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.



c-) $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak.



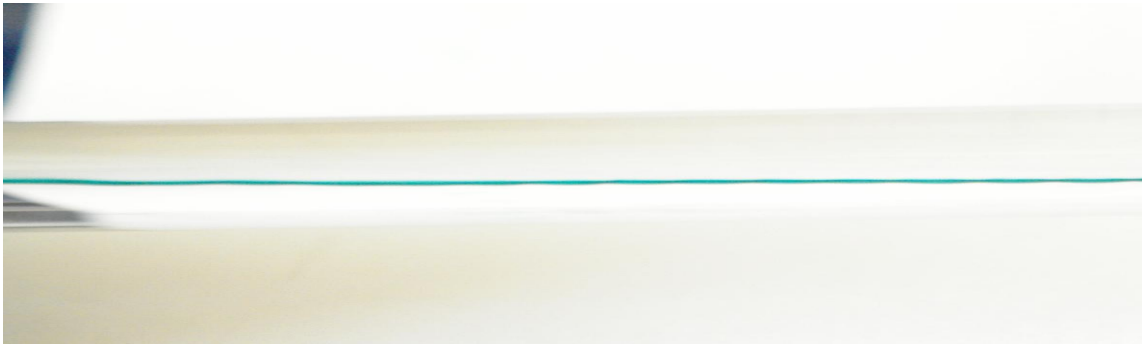
d-) $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.24 $Re=3000$ için türbülanslı akışta dönmenin akım görünürlüğü üzerindeki etkisi

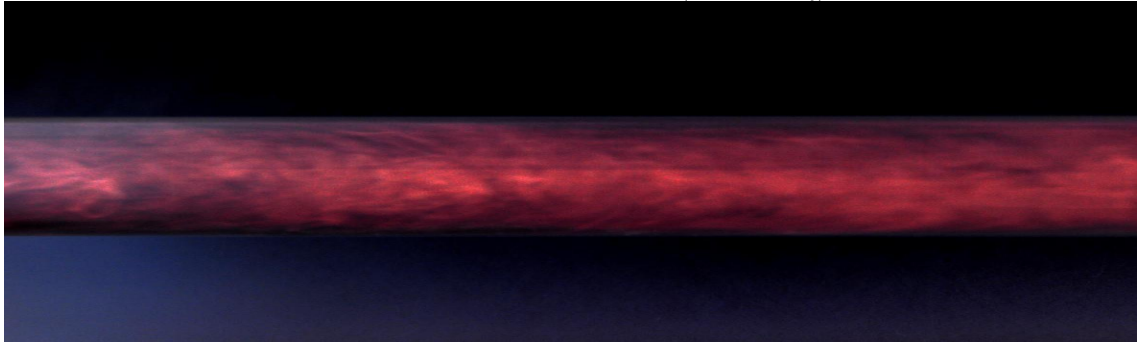
7.3. Akış gözleme deneylerinin karşılaştırılması

Laminar ve türbülanslı akışta, dönme olmadan ve dönmenin etkisiyle meydana gelen etkilerden dolayı akış karakteristiklerinde gözlemlenen değişimler önceki bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmış ve fotoğraflar belgelenmişti. Bu bölümde ise; her iki akış durumundaki akış karakteristiklerinin fotoğrafları birlikte verilerek aralarındaki farkın daha iyi anlaşılmasının sağlanması amaçlanmıştır.

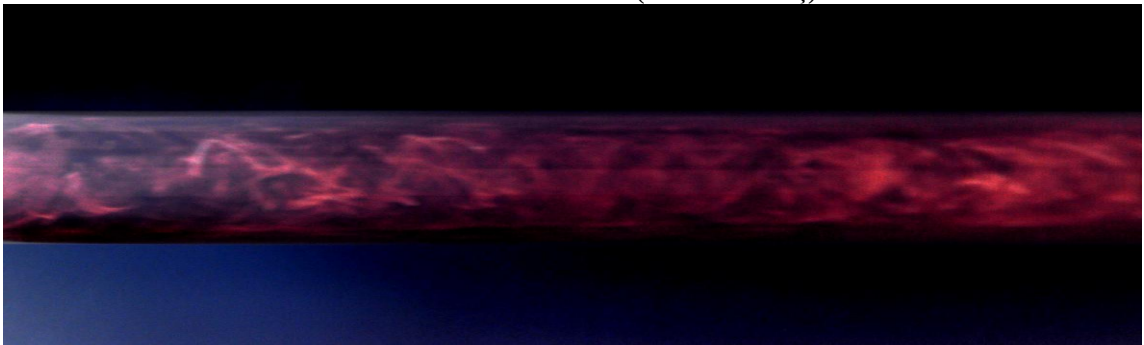
Şekil 7.25'deki fotoğraflar artan Reynolds sayısı ile birlikte sistemin dönmemesi durumunda akım çizgilerinin görünümünü vermektedir.



a- $Re=500$ ve $n=0$ dev/dak. (laminar akış)



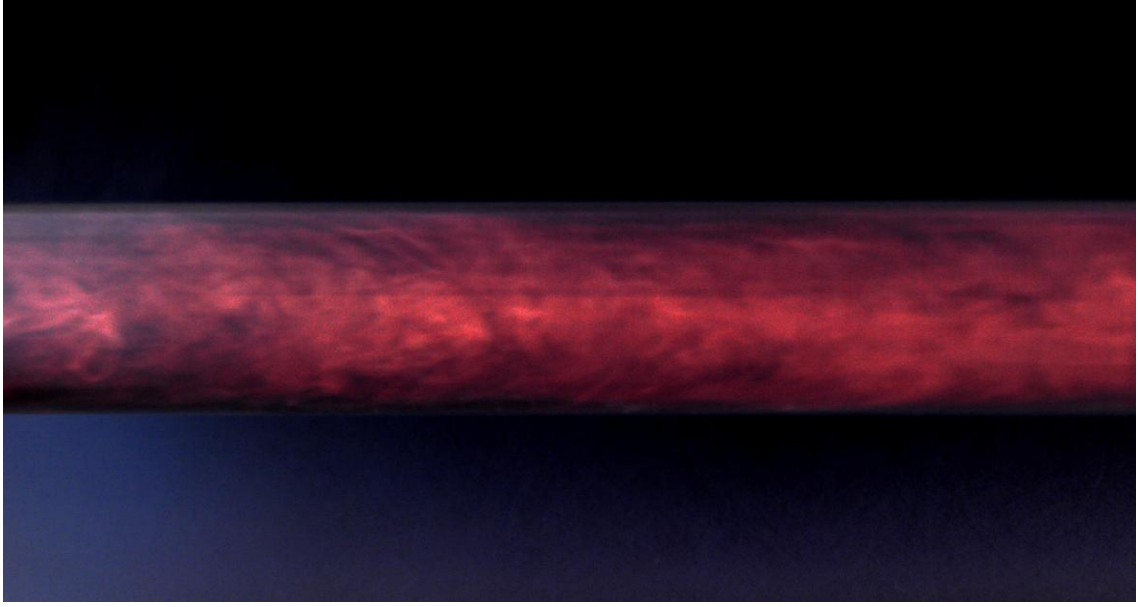
b- $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak. (türbülanslı akış)



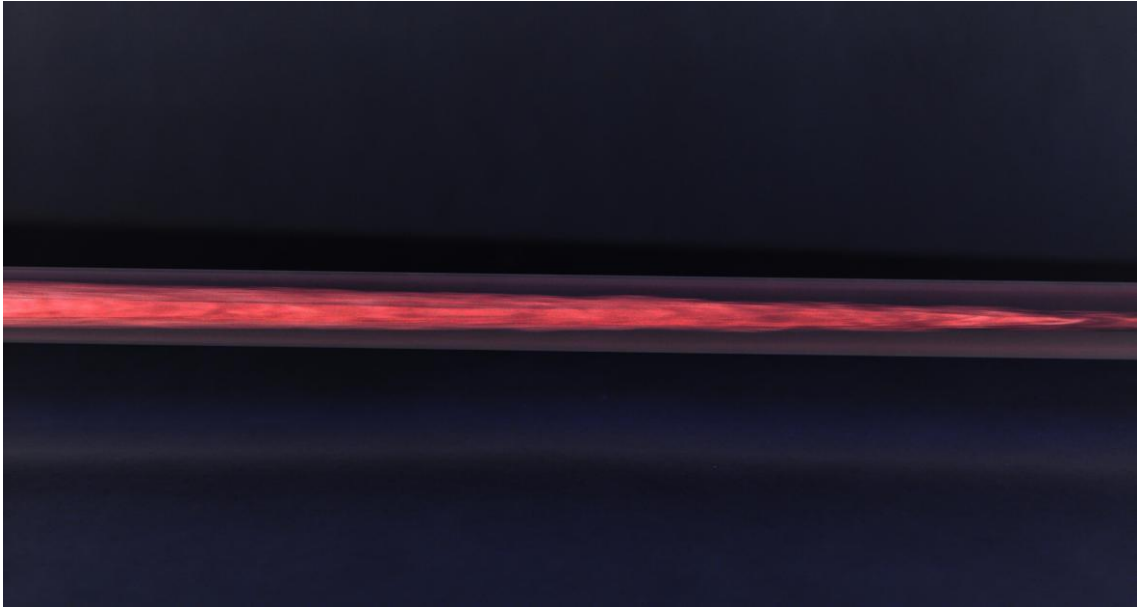
c- $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak. (türbülanslı akış)

Şekil 7.25 Laminar ve türbülanslı akışta $n=0$ dev/dak. için akım görünürlükleri

Şekil 7.26-a'da $Re=3000$ değerinde ve sistemin dönmemesi durumundaki, b'de ise yine aynı Reynolds sayısında ancak sistemin 400 dev/dak. ile dönmesi durumuna ait fotoğraflara yer verilmiştir. Şekil 7.26 a'da akım çizgilerinin dalgalanması, karmaşıklığı ve rastgele hareketleri dönme neticesinde yerini düzgün doğrusal bir akışa bırakmıştır. Şekil 7.26-b'de dönmenin etkisiyle ortamın türbülansında meydana gelen azalma ve sönümlenme etkisi görülmektedir.



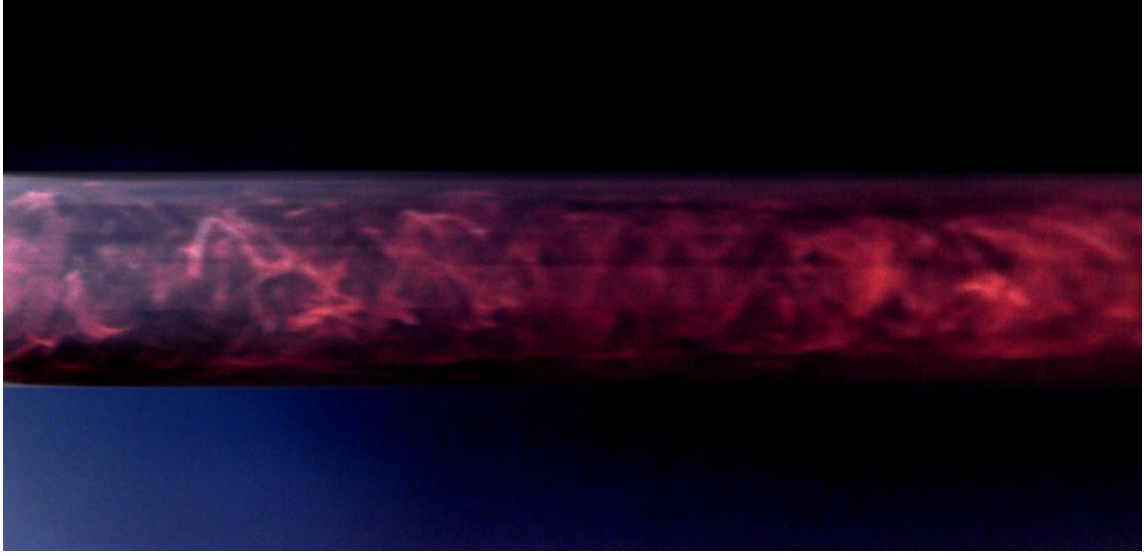
a-) $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



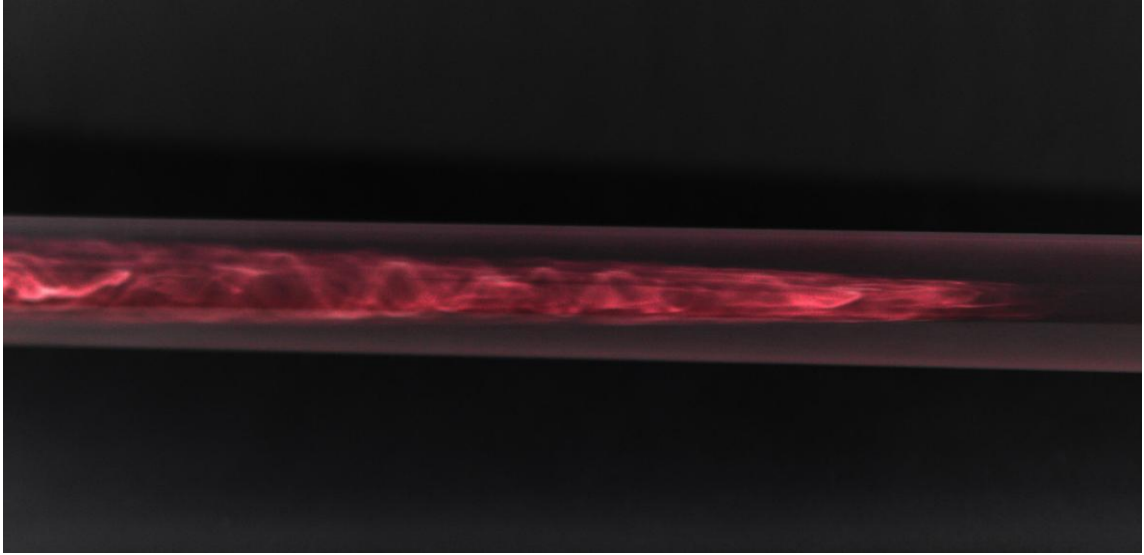
b-) $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.26 Türbülanslı akışın $Re=3000$, $n=0$ dev/dak. ve $n=400$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri

Şekil 7.27’de $Re=5000$ ve sistemin $n=0$ dev/dak., $n=550$ dev/dak. ile dönmesi durumlarına ait görüntüler verilmiştir. Şekil 7.27-a’da akış çizgilerinin boru cidarı ile temas halinde olduğu görülmekte ve ortamdaki türbülans etkisi çok açık bir şekilde gözlemlenebilmektedir. Şekil 7.27-b’de ise a’daki akım çizgilerinin sıklığı ve yüksekliğinin azaldığı; a’daki karmaşıklığın ve rastgele hareketin bastırıldığı ve en önemlisi akıştaki sönümlenme etkisi çok net bir şekilde görüntülenmiştir.

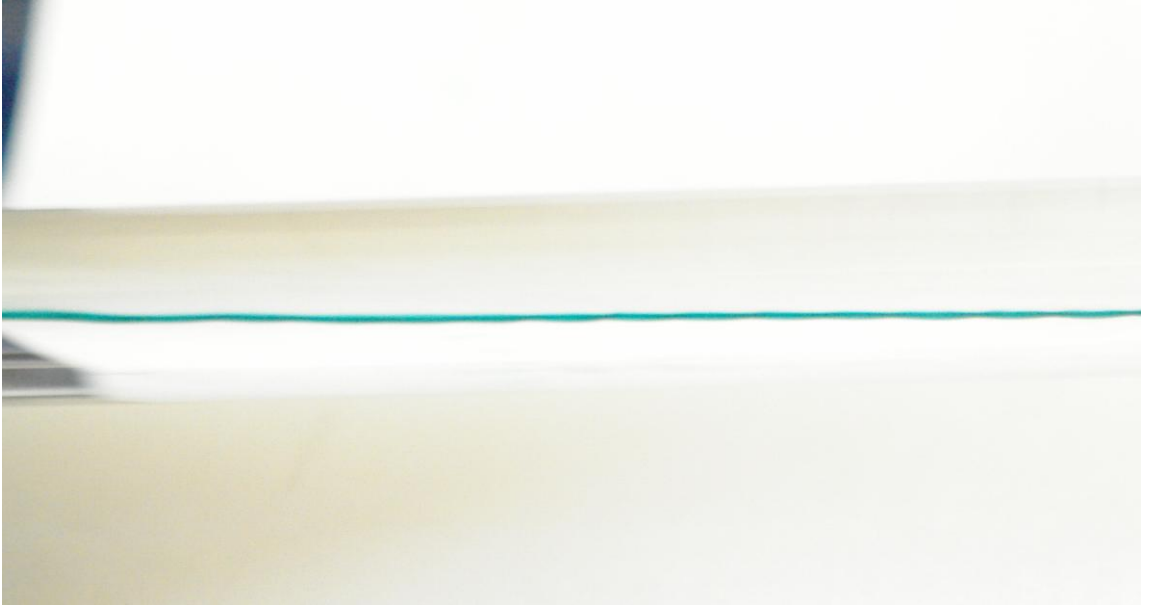


a-) $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.

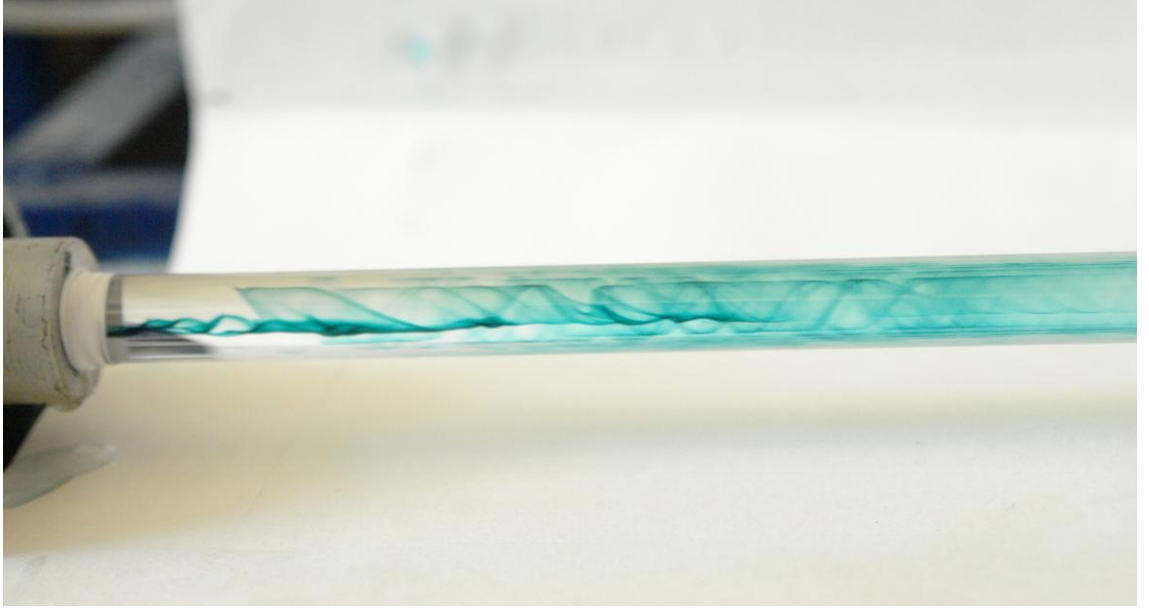


b-) $Re=5000$ ve $n=550$ dev/dak.

Şekil 7.27 Türbülanslı akışın $Re=5000$, $n=0$ dev/dak. ve $n=550$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri



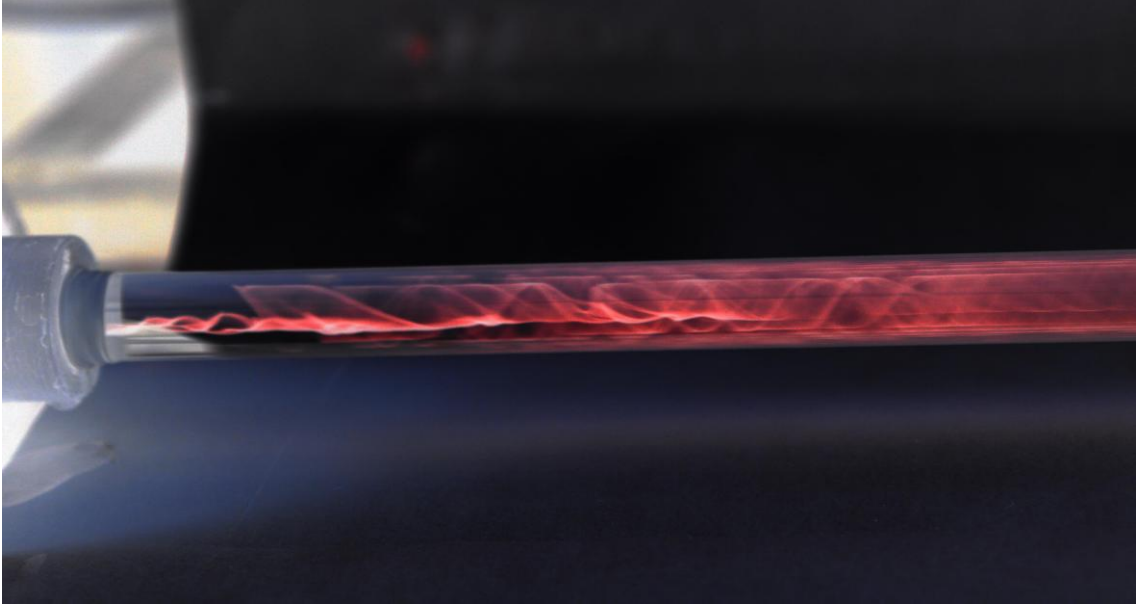
a-) $Re=500$ ve $n=0$ dev/dak.



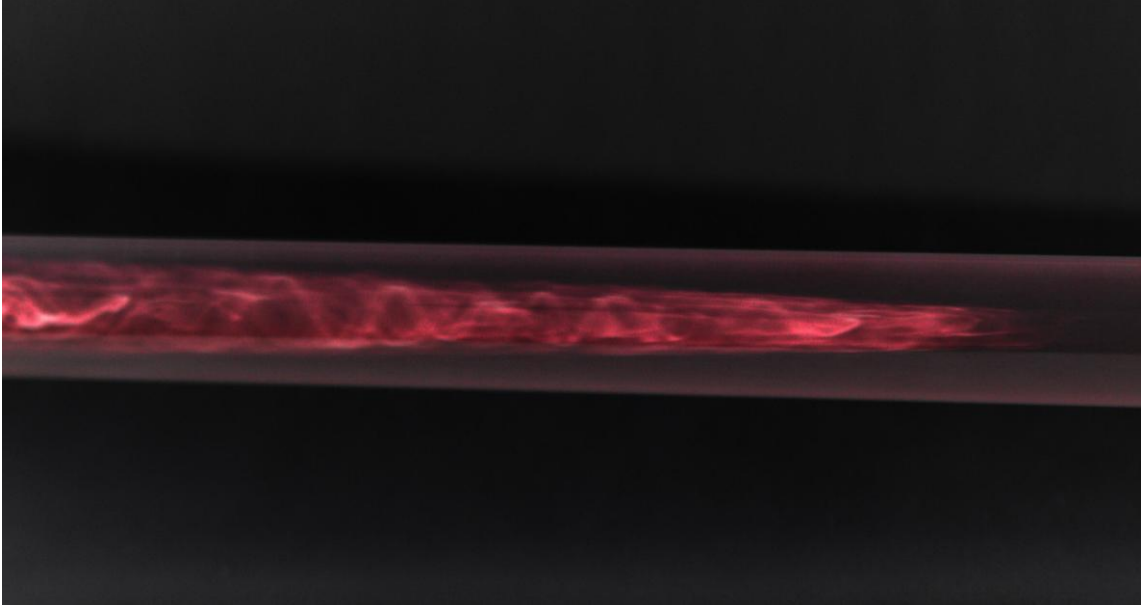
b-) $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.28 Laminar akışta $Re=500$ için $n=0$ dev/dak. ve $n=400$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri

Şekil 7.28-a'da borunun dönmemesi durumu, Şekil 7.28-b'de ise $n= 400$ dev/dak. dönmesi halindeki akış görüntülerine yer verilmiştir. Borunun merkezinden düzgün doğrusal bir tabaka şeklinde akmakta olan akış çizgisinin dönme ile beraber türbülanslı akış karakteristiği kazandığı çok açık bir şekilde görülmektedir.



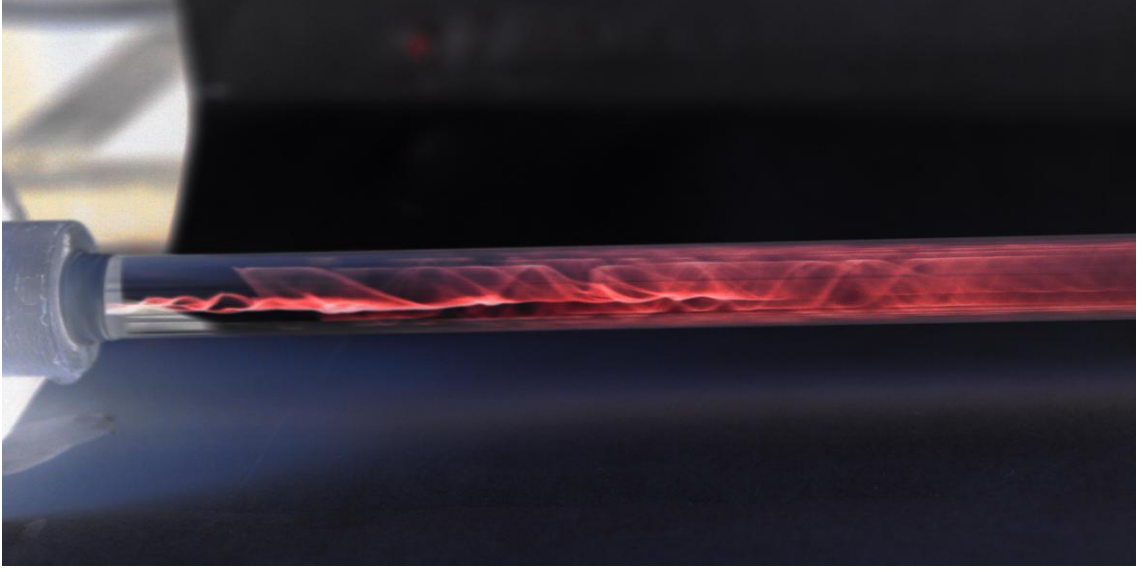
a-) Laminar akışta $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak.



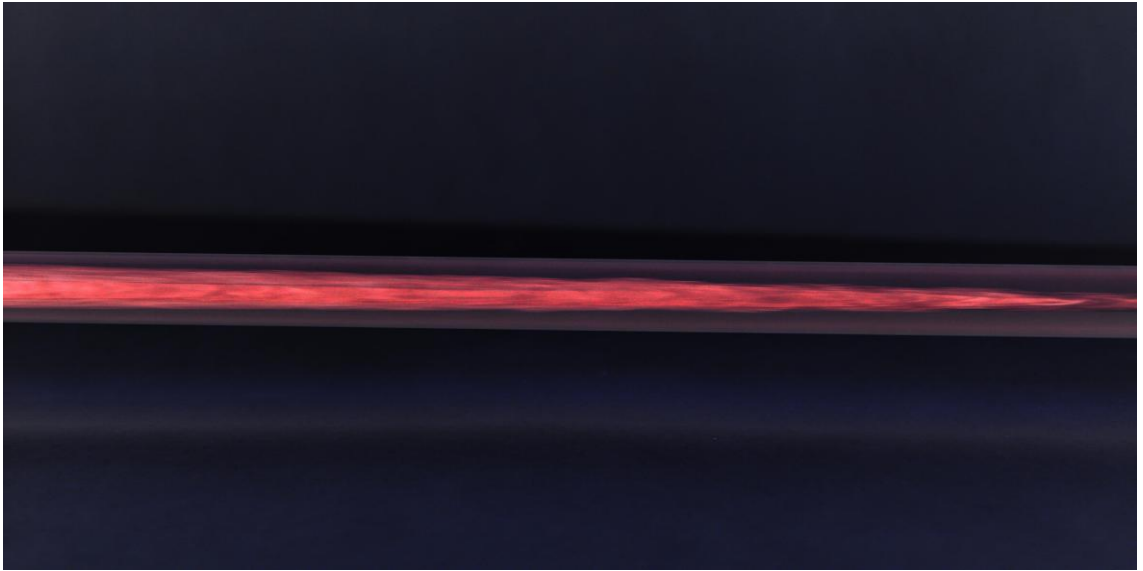
b-) Türbülanslı akışta $Re=5000$ $n=550$ dev/dak.

Şekil 7.29 Laminar ($Re=500$) ve Türbülanslı ($Re=5000$) akışta dönme neticesinde oluşan akım görünürlüklerinin karşılaştırılması

Şekil 7.29'da $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak değerindeki laminar akış ile $Re=5000$ ve $n=550$ dev/dak değerindeki türbülanslı akış karşılaştırılmıştır. Şekil 7.29-a'daki durum ile Şekil 7.29-b'deki durum kıyaslandığında hiç şüphesiz ki a'daki fotoğrafın türbülans şiddetinin b'ye göre çok daha büyük olduğunu söyleyebiliriz.



a-) Laminar akışta $Re=500$ $n=400$ dev/dak.

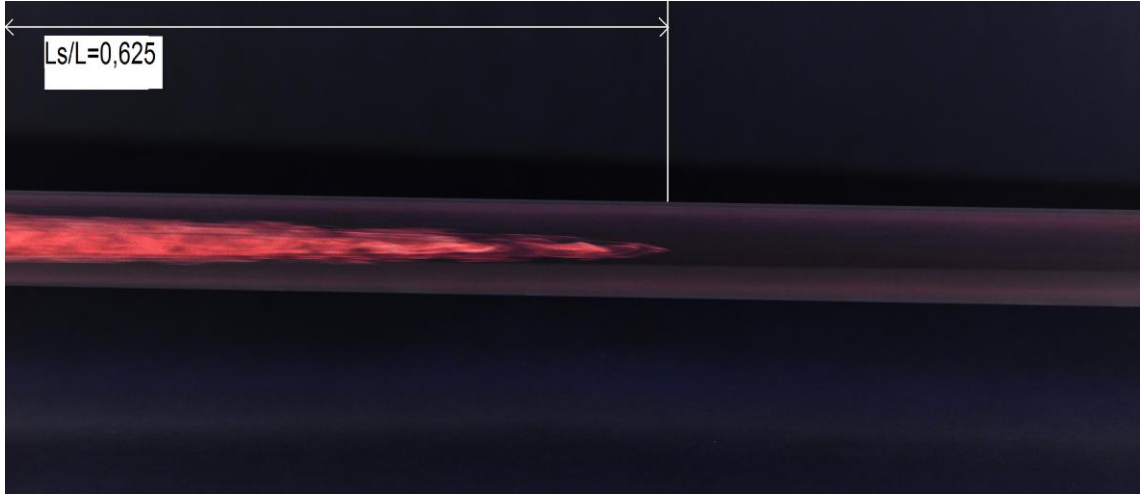


b-) Türbülanslı akışta $Re=3000$ $n=400$ dev/dak.

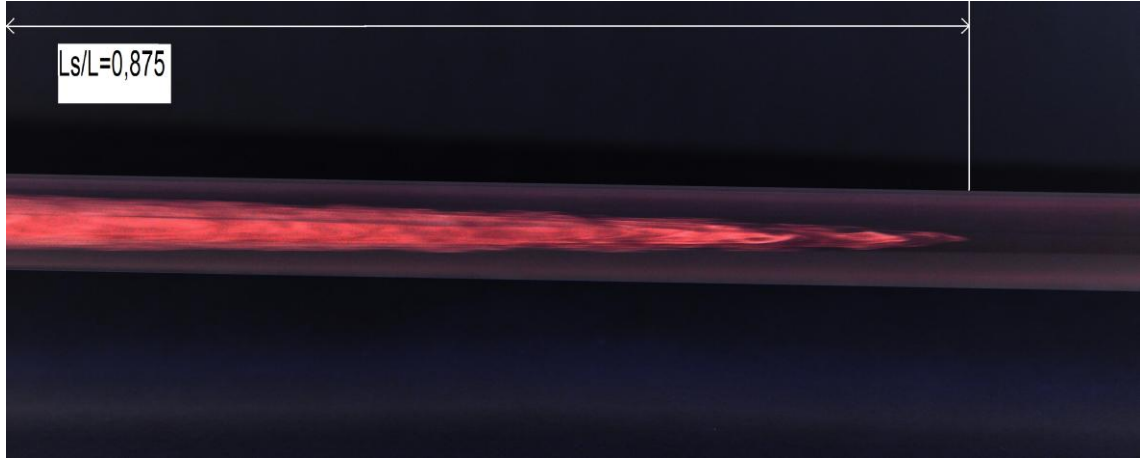
Şekil 7.30 Laminar ($Re=500$) ve Türbülanslı ($Re=3000$) akışta dönme neticesinde oluşan akım görünürlüklerinin karşılaştırılması

Şekil 7.30'de ise $Re=500$ değerindeki laminar akış ile $Re=3000$ değerindeki türbülanslı akış görüntüleri karşılaştırılmıştır. Her iki görüntüde de sistem $n=400$ dev/dak. ile döndürülmektedir. Aynı devir ile döndürülmesi durumunun kıyaslanmasının yer aldığı bu fotoğrafta; dönme etkisi ile laminar akışın nasıl türbülanslı akış karakteristiği kazandığı, türbülanslı akışta ise görülen sönümlenme etkisiyle birlikte türbülans şiddetinin ne derece bastırıldığı hiçbir kuşkuyla yer bırakmayacak şekilde belgelenmiştir.

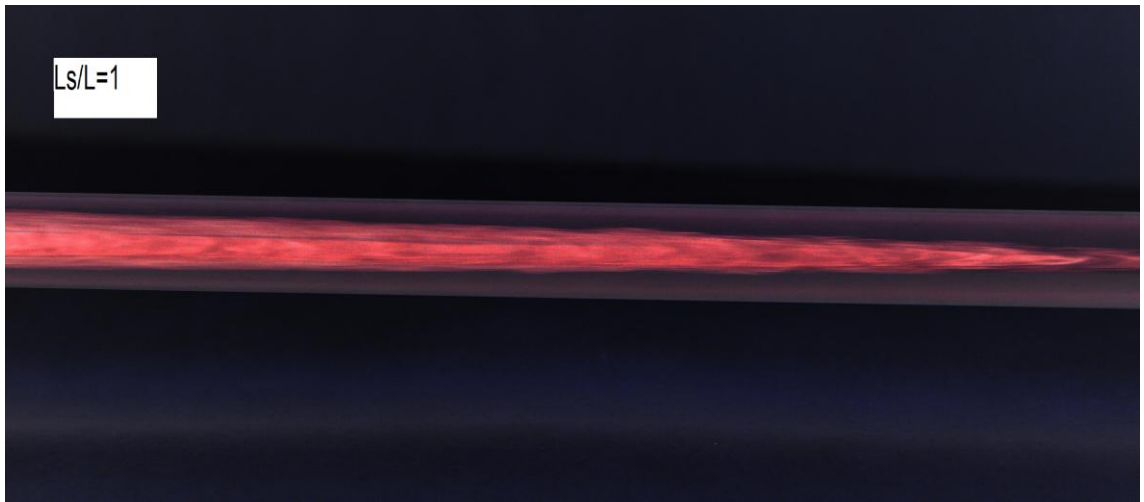
7.3.1. Türbülanslı Akışta Sönümlenme Etkisinin İncelenmesi



a-) $Re=3000$ ve $n=750$ dev/dak.

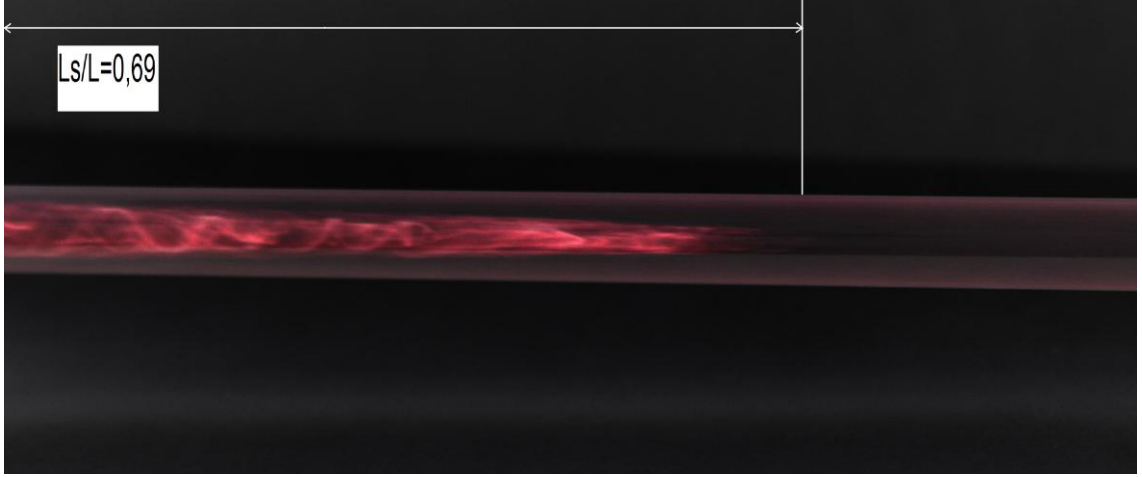


b-) $Re=3000$ ve $n=550$ dev/dak.

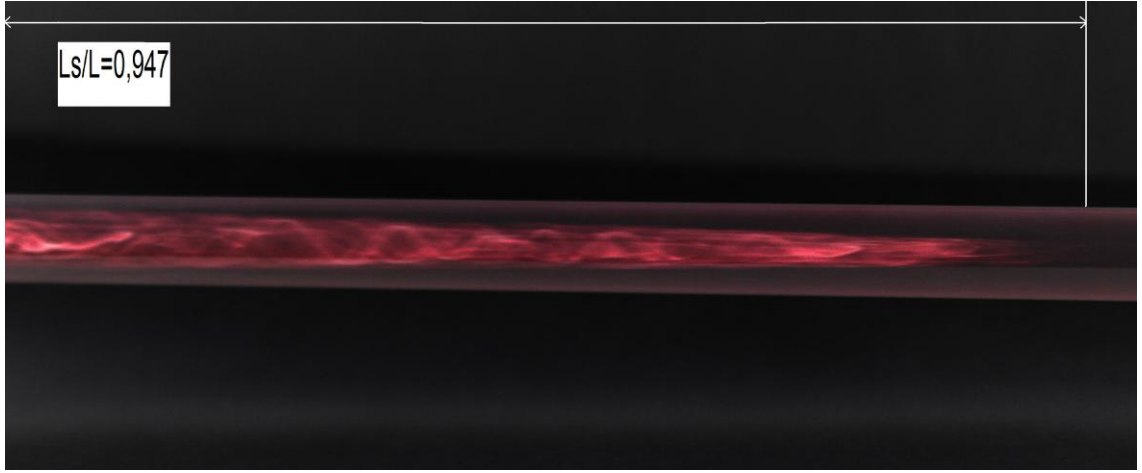


c-) $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.

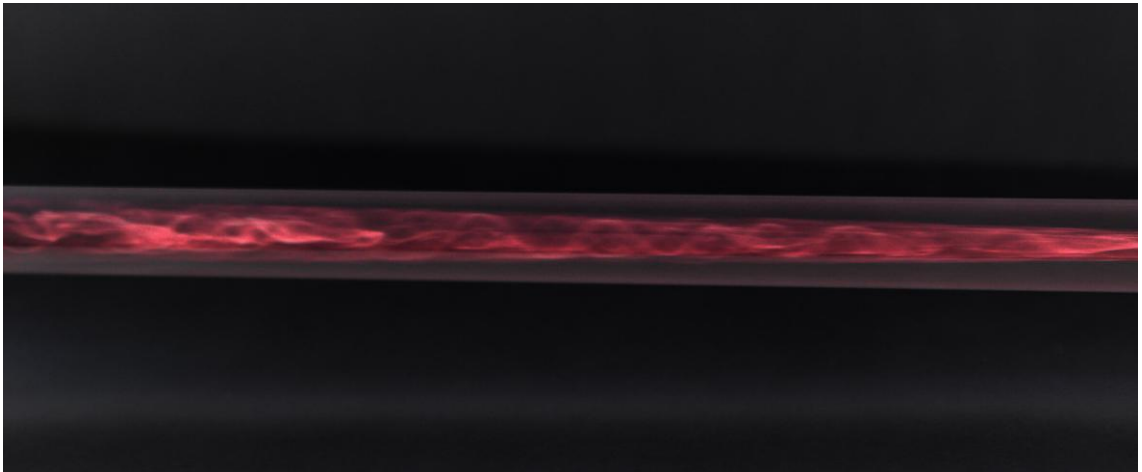
Şekil 7.31 $Re=3000$ için Türbülanslı akışta sönümlenme etkisi



a-) $Re=5000$ ve $n=750$ dev/dak.



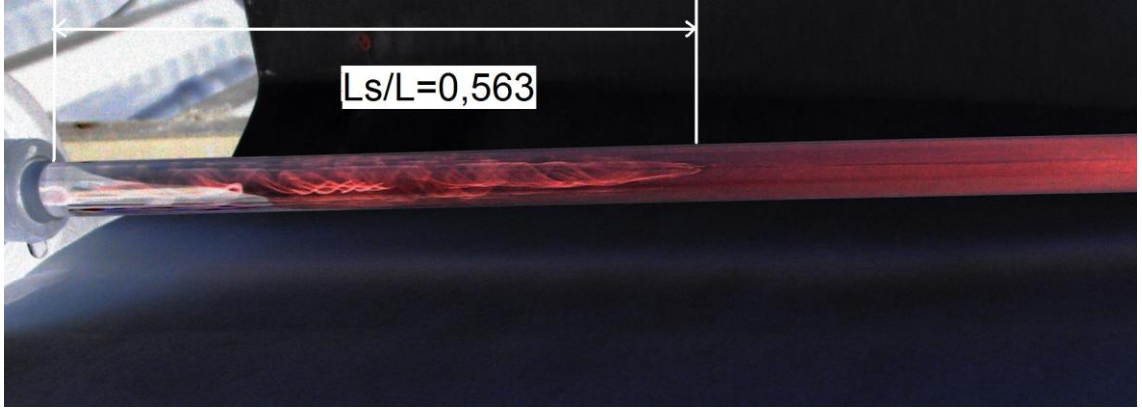
b-) $Re=5000$ ve $n=550$ dev/dak.



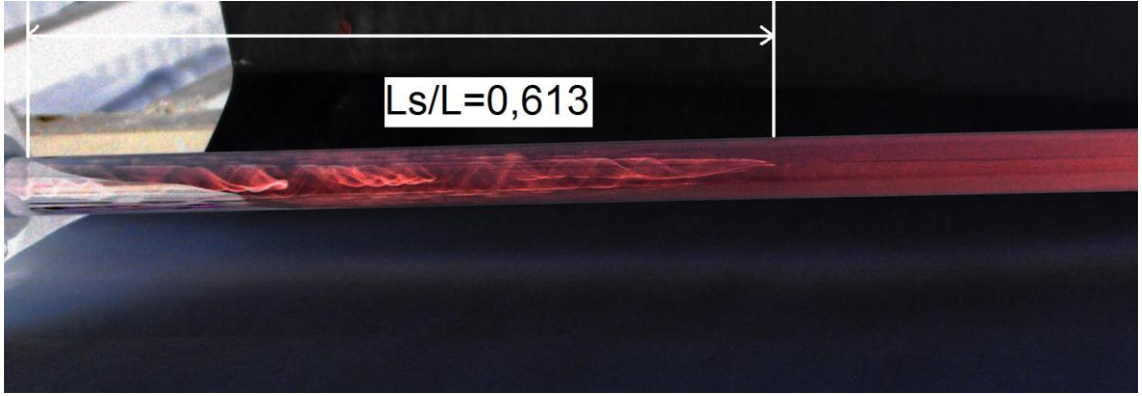
c-) $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak.

Şekil 7.32 $Re=5000$ için Türbülanslı akışta sönümlenme etkisi

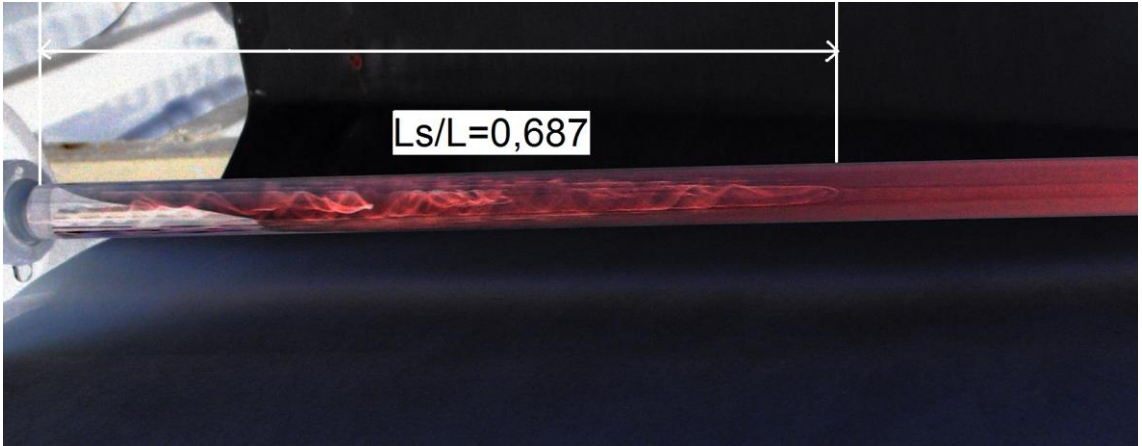
7.3.2. Laminar Akışta Sönümlenme Etkisinin İncelenmesi



a-) $Re=500$ ve $n=750$ dev/dak.



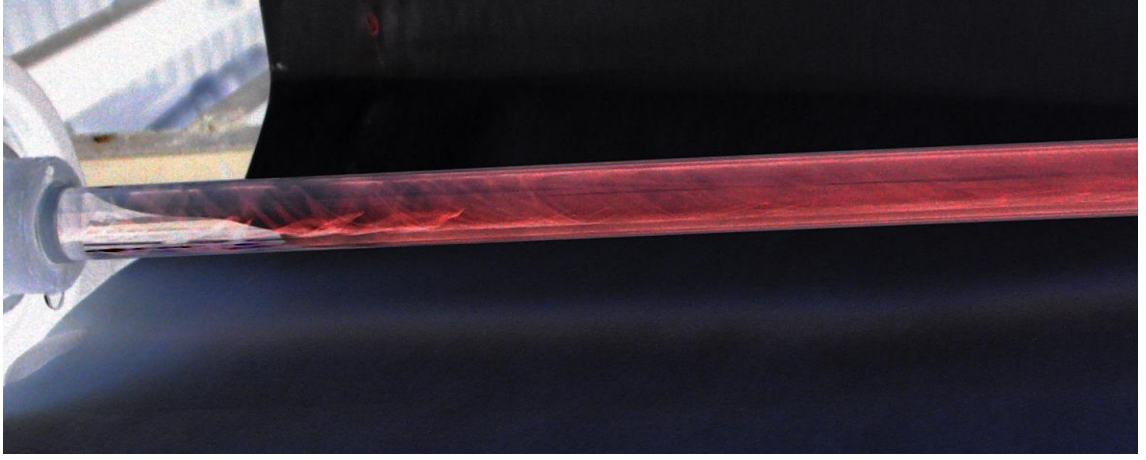
b-) $Re=500$ ve $n=600$ dev/dak.



c-) $Re=500$ ve $n=450$ dev/dak.

Şekil 7.33 $Re=500$ için Laminar akışta sönümlenme etkisi

7.3.3. Sönümlenmeyen Laminar Akışın Boru İçinde Gelişimi



a



b



c

Şekil 7.34 $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak. değerlerindeki laminar akışın boru içinde ilerlemesi

8. ISI TRANSFERİ, BASINÇ KAYBI BULGULARI VE İRDELEME

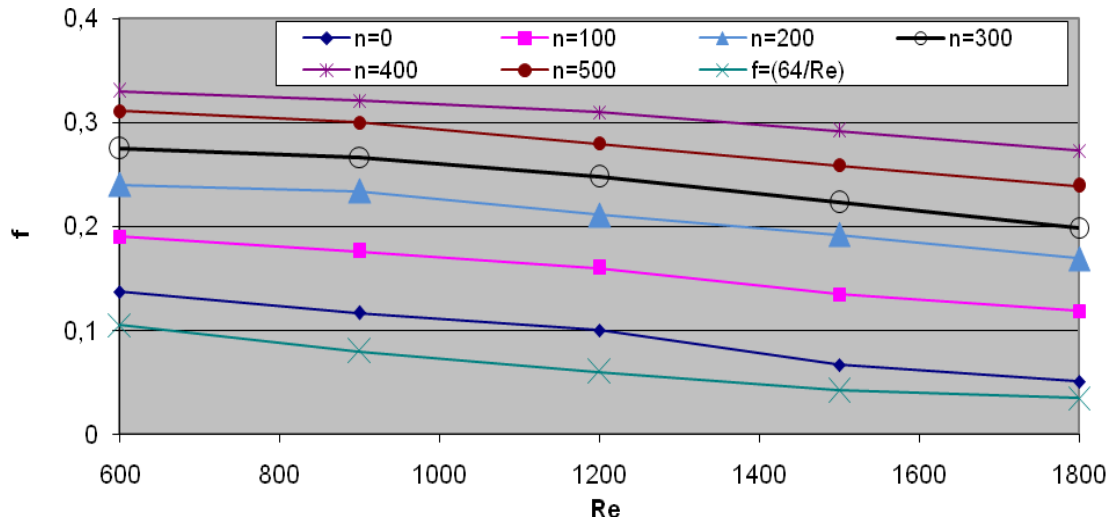
Bu bölümde, deneysel çalışma sonucunda elde edilen verilerin değerlendirilmesi neticesinde bulunan bağıntılar, grafikler, bu grafiklerin yorumlanması ve kendi aralarında karşılaştırılması yer almaktadır. Suyun, deneysel çalışma sonuçlarının değerlendirilmesi esnasında bilinmesi gerekli olan özelliklerinden olan;

- Özgül ısı
- Yoğunluk
- Isı iletim katsayısı
- Viskozite

değerleri literatürde verilen tablo değerlerinden elde edilmiştir. Isı taşınım katsayıları ise deneyleri gerçekleştirdiğimiz beş farklı debide ve her debideki beş farklı devir sayısında ayrı ayrı olarak hesaplanmıştır.

8.1. Basınç Kaybı

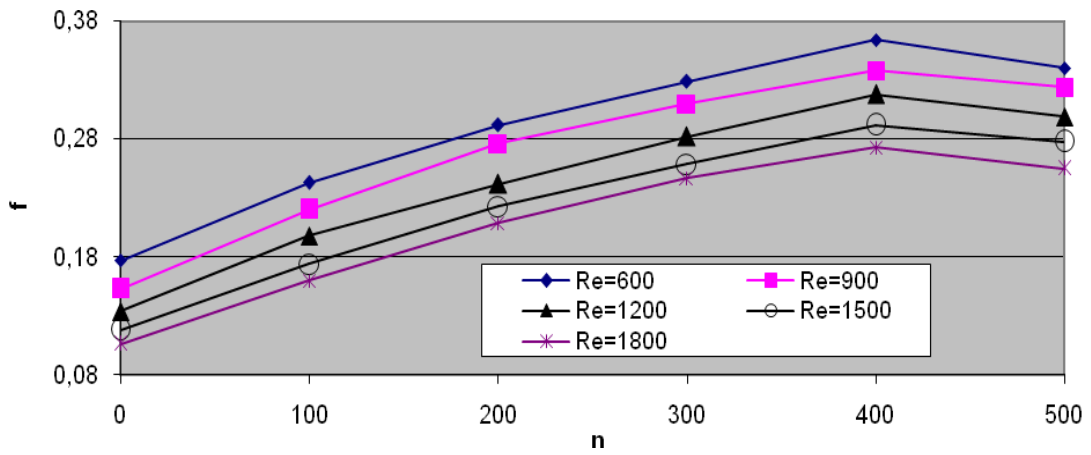
Bakır boruya yerleştirilen U manometresiyle laminar ve türbülanslı akış deneyleri için farklı debilerde, her debi değeri için beş farklı devirde ve sistemin dönmemesi durumunda elde edilen değerlerden basınç kayıp katsayıları hesaplanmıştır. Bu değerlere göre bulunan grafikler Şekil 8.1 – Şekil 8.4’te verilmiştir.



Şekil 8.1 Laminar akışta f-Re değişimi

Elde edilen deneysel bağıntılar aşağıda verilmiştir.

Şekil 8.1'den de görüldüğü gibi, laminar akışta artan Reynolds değerleriyle beraber sürtünme kayıp katsayısı (f) değerinde azalma görülmektedir. Sürtünme kayıp katsayısında, Reynolds sayısının başlangıç değeri olan $Re=600$ değeri baz alındığında, bütün devir sayıları için yaklaşık olarak ortalama; $Re=900$ değerinde %6-10, $Re=1200$ için %15-20, $Re=1500$ için %21-24 ve $Re=1800$ için %32-37 oranında bir azalma olduğu, aynı değişimin borunun hem durgun hem de dönme hali için yaklaşık olarak aynı oranlarda gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 8.2 Laminar akışta f - n değişimi

Laminar akış halinde;

Şekil 8.2 incelendiğinde ise, artan devir sayısı ile birlikte sürtünme kayıp katsayısının da arttığı görülmektedir. Sistemin dönmemesi ile dönmesinin kıyaslanması durumunda ($n=0$ değerinin baz alınarak artan devir sayıları ile kıyaslanması) bütün Reynolds değerlerinde elde edilen artış oranları ortalama olarak şu şekildedir: $n=100$ dev/dak. için yaklaşık %45-52, $n=200$ dev/dak. için %82-85, $n=300$ dev/dak. için %110-118, $n=400$ dev/dak. için %133-152 ve $n=500$ dev/dak. için ise %120-130 olarak bulunmuştur.

Laminar akış durumunda

$n=0$ durumunda;

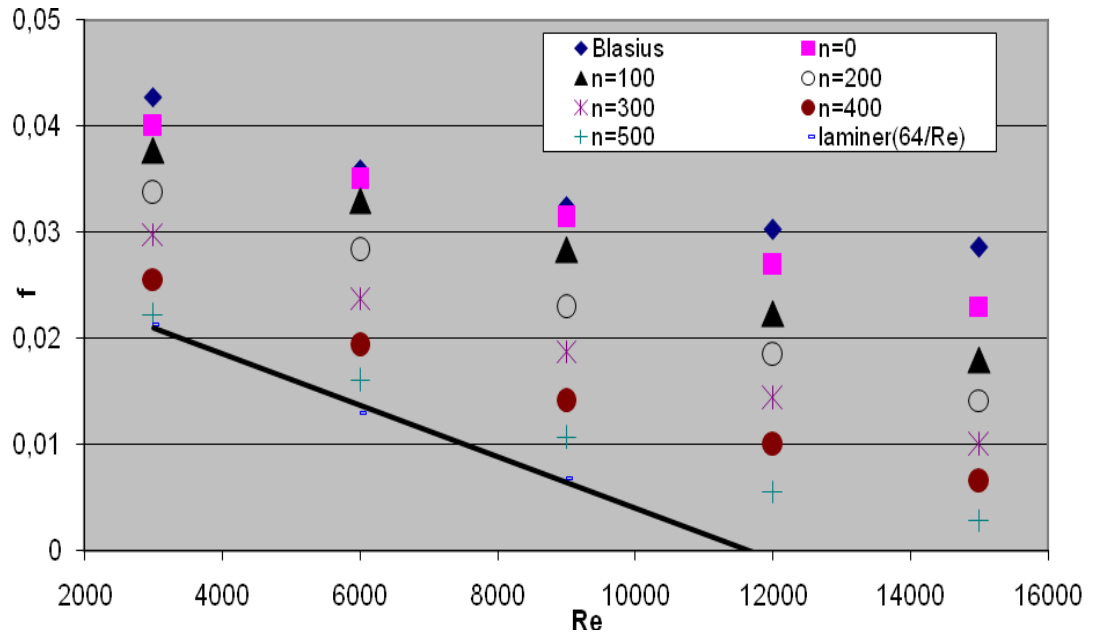
$$f=3,5742 Re^{-0,4664}$$

olarak hesaplanır. Burada ortalama sapma

Sistemin dönmesi durumunda ise;

$100 \leq n \leq 500$ ve $500 \leq Re \leq 2000$ için;

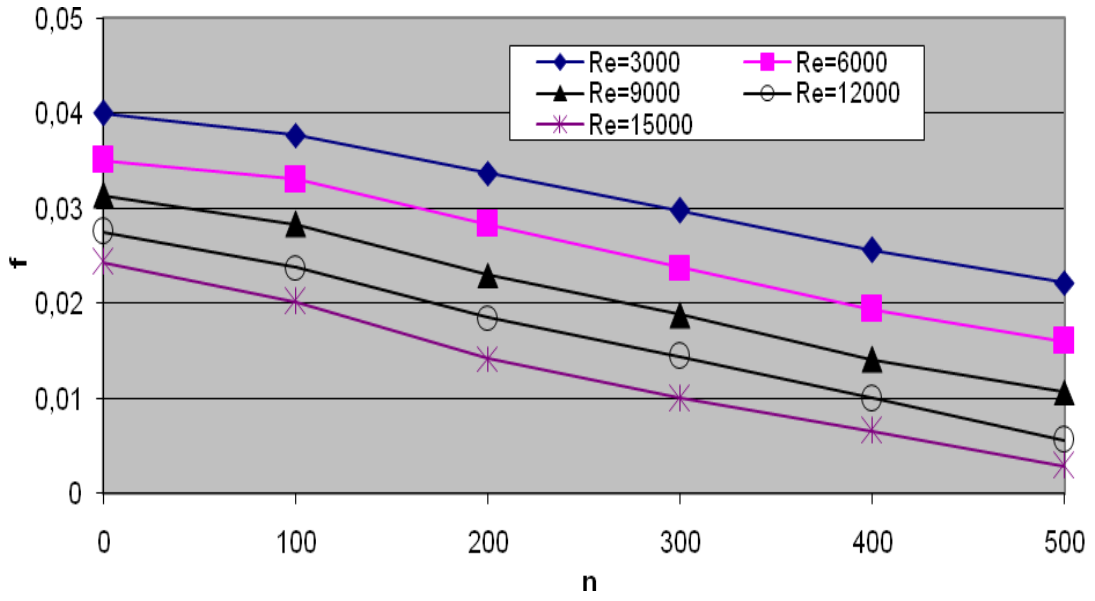
$f=1,9446 Re^{-0,2591}(n/n_{\max})^{0,2}$ olarak elde edilmiştir. Sistemin dönmemesi ve dönmesi durumlarına ait olan bu bağıntıların ortalama sapmasının %2-6 arasında olduğu görülmüştür.



Şekil 8.3 Türbülanslı akışta f-Re değişimi

Şekil 8.3'den de görüleceği üzere, türbülanslı akışta artan Reynolds değerleriyle beraber tıpkı laminar akışta olduğu gibi sürtünme kayıp katsayısı değerinde bir azalma görülmektedir. Reynolds sayısının başlangıç değeri olan $Re=3000$ değeri referans alındığında, bütün devir sayıları için yaklaşık olarak ortalama; $Re=6000$ için % 19-27, $Re=9000$ için % 35-40, $Re=12000$ için %51-59 ve $Re=15000$ için ise % 63-72 değerinde bir azalma olduğu görülmüştür.

Şekil 8.4 incelendiğinde ise, türbülanslı akış durumunda artan devir sayısı ile birlikte laminar akışın tersine sürtünme kayıp katsayısı değerinde azalma olduğu görülmüştür. Sistemin dönmemesi ile farklı devirlerde dönmesinin kıyaslanması durumunda bütün Reynolds değerleri için elde edilen sürtünme kayıp katsayısındaki değişim oranları yaklaşık olarak şu şekildedir: $n=100$ dev/dak. için ortalama %10-13, $n=200$ dev/dak. için %27-35, $n=300$ dev/dak. için %40-50, $n=400$ dev/dak. için %54-62 ve $n=500$ dev/dak. için ise %66-68 oranında bir azalma olduğu görülmüştür.



Şekil 8.4 Türbülanslı akışta f-n değişimi

Türbülanslı akış durumunda

$n=0$ durumunda

$f=0,4582 \text{ Re}^{-0,3}$ olarak hesaplanır.

Sistemin dönmesi durumunda ise;

$100 \leq n \leq 500$ ve $3000 \leq \text{Re} \leq 17000$ için;

$f= 415,41 \text{ Re}^{-1,1971} (n_{\max}/n)^{0,95}$ bağıntısı elde edilmiştir. Sistemin dönmemesi ve dönmesi durumlarına ait olan bu bağıntıların ortalama sapmasının %5-8 arasında olduğu görülmüştür.

8.2. Isı Transferi Deney Sonuçları

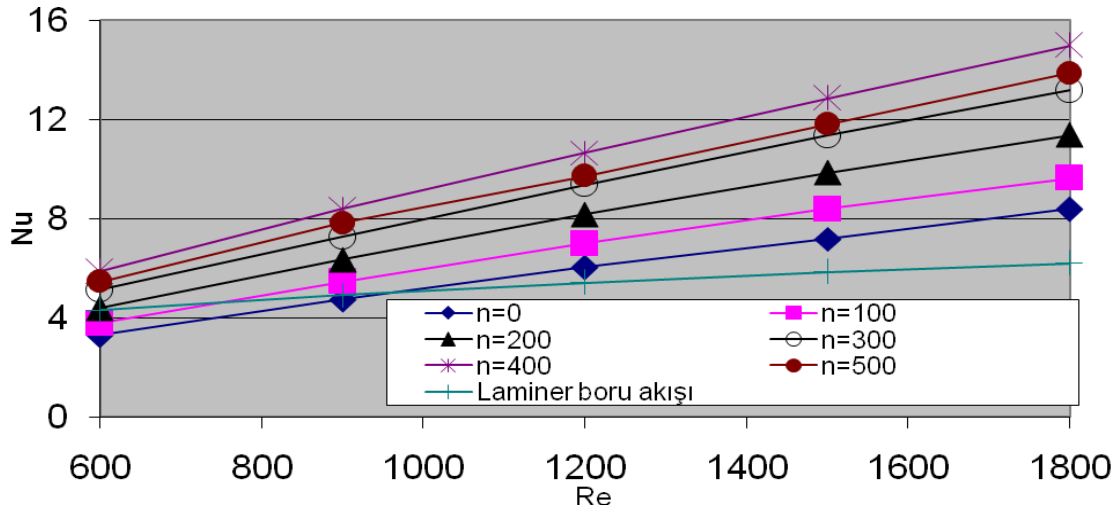
- Laminar akışta sistemin dönmemesi hali için,
- Laminar akışta sistemin beş farklı devirde dönmesi durumu için,

- Türbülanslı akışta sistemin dönmemesi hali için,
- Türbülanslı akışta sistemin beş farklı devirde dönmesi durumunda,

olmak üzere ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirmiş olduğumuz bu deneylerde dönen borudaki akış ele alınarak; laminar ve türbülanslı akış durumları için borunun dönmesinin akış üzerindeki etkileri incelenmiş ve aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

Bilindiği üzere, Reynolds sayısındaki artışlar Nusselt sayısındaki dolayısıyla da ısı transferindeki artışları beraberinde getirmektedir. Nu-Re ve Nu-n grafiklerinin yer aldığı Şekil 8.5 - Şekil 8.8’de de görüleceği üzere hem laminar hem de türbülanslı akış durumlarında Reynolds sayısındaki ve devir sayılarındaki artışların Nusselt üzerinde önemli etkileri olduğu görülmüştür. Laminar akış için Nusselt sayısının devir ve Reynolds sayısı ile değişim aşağıda verilmiştir.



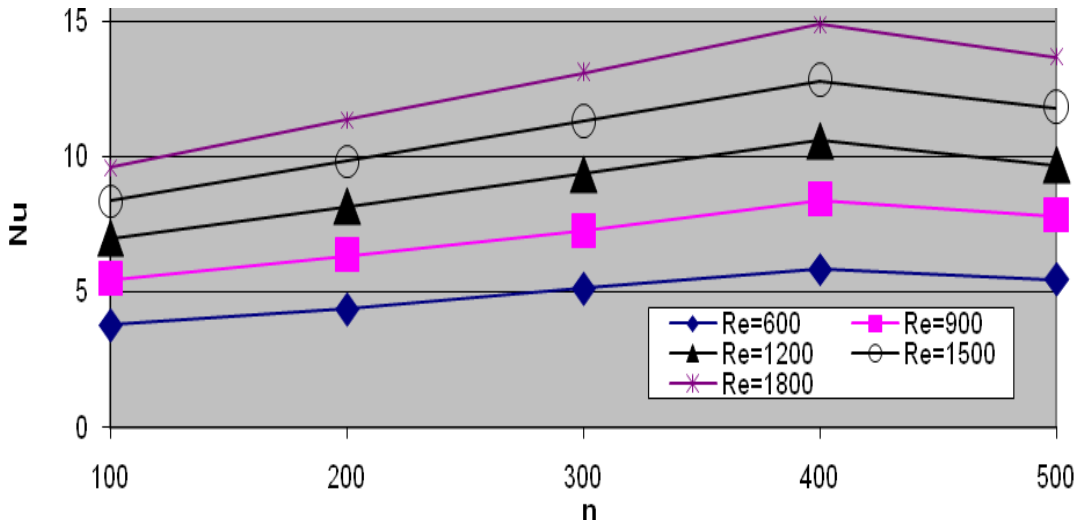
Şekil 8.5 Laminar akışta Nu-Re değişimi

Şekil 8.5’de Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Deney düzeneğinin hem dönmesi hem de durması halinde laminar akış durumu için deneylerimizde başlangıç Reynolds değeri olarak kabul ettiğimiz $Re=600$ referans alındığında, bütün devir sayıları için, artan Reynolds değeriyle birlikte Nusselt sayısının ortalama olarak; $Re=900$ için yaklaşık %43-51, $Re=1200$ için %83-88, $Re=1500$ için %117-128 ve $Re=1800$ için %154-162 oranında arttığı görülmüştür.

Şekil 8,6’da ise değişen devir sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sistemin durgun ($n=0$ dev/dak.) hali referans alındığında, artan devir sayısı ile Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.

Bütün Reynolds sayılarında, Nusselt sayısındaki artış durgun hale göre kıyaslandığında ortalama olarak; $n=100$ dev/dak. için yaklaşık %15-26, $n=200$ dev/dak. için %34-39, $n=300$ dev/dak. için %55-63, $n=400$ için %77-87 değerlerinde artış olduğu saptanmıştır.

Devir sayısı $n=500$ dev/dak. değerine ulaştığında Nusselt sayısındaki artış eğilimi tersine dönerek azalma eğilimine yönelmiş ve artış oranı %64 değerine düşmüştür.



Şekil 8.6 Laminar akışta Nu-n değişimi

laminar akış durumunda;

$n=0$ ve $2 \leq Pr \leq 4$ için

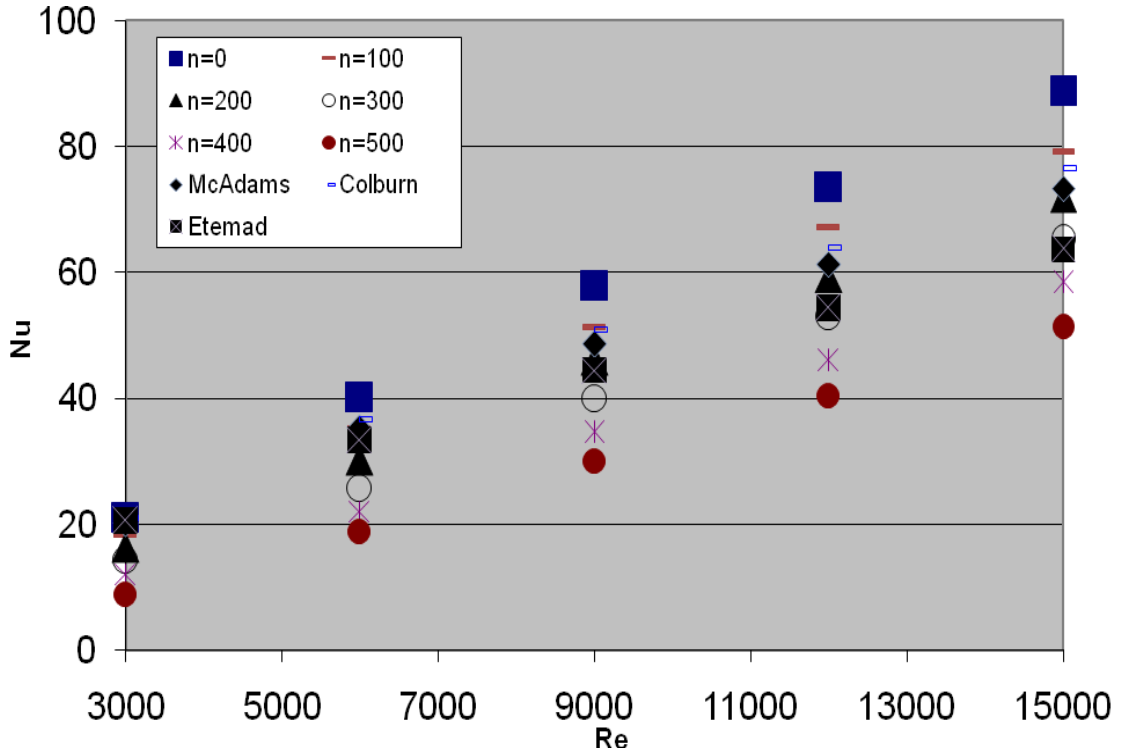
$$Nu = 0,01036 Re^{0,8434} Pr^{0,3}$$

olarak hesaplanır. Laminar akışta sistemin dönmesi durumunda ise;

$100 \leq n \leq 500$ ve $2 \leq Pr \leq 4$ için

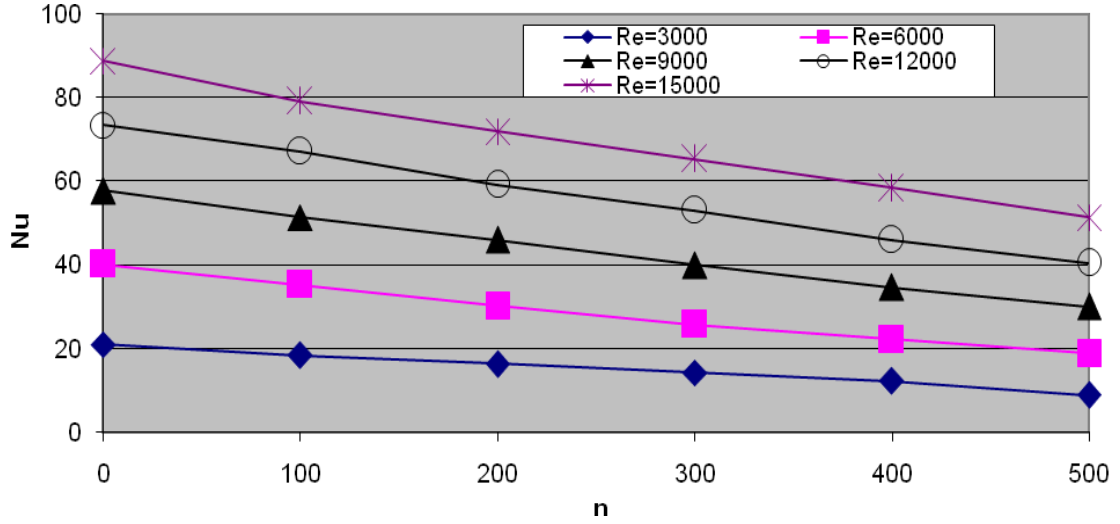
$Nu = 0,0175 Re^{0,8509} Pr^{0,3} (n/n_{max})^{0,2}$ olarak elde edilmiştir. Sistemin dönmemesi ve dönmesi durumlarına ait olan bu bağıntıların ortalama sapmasının %3-7 arasında olduğu görülmüştür.

Türbülanslı akış için Nu-Re ve Nu-n değişimlerini gösteren grafikler Şekil 8.7 ve Şekil 8.8’de verilmiştir.



Şekil 8.7 Türbülanslı akışta Nu-Re değişimi (McAdams: $Nu=0,023*Re^{0,8}*Pr^{0,3}$
Colburn: $Nu= 0,023*Re^{-0,2}*Pr^{-2/3}$, Etemad: $Nu=0,076*Re^{0,7}$)

Şekil 8.7 incelendiğinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Deney düzeneğinin hem dönmesi hem de durması halinde türbülanslı akış durumu için deneylerimizde başlangıç Reynolds değeri olarak kabul ettiğimiz $Re=3000$ referans alındığında, bütün devir sayıları için ortalama olarak, Nusselt sayısının; $Re=6000$ için yaklaşık %85-94, $Re=9000$ için %189-196, $Re=12000$ için %273-281 ve $Re=15000$ için %385-394 oranında arttığı görülmüştür.



Şekil 8.8 Türlüanslı akışta Nu-n değışimi

Şekil 8,8'de ise değışen devir sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sistemin durgun ($n=0$ dev/dak.) hali referans alındığında, artan devir sayısı ile Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür. Aynı Reynolds değeri için Nusselt sayısındaki düşüş durgun hale göre kıyaslandığında; $n=100$ dev/dak. için yaklaşık %11, $n=200$ dev/dak. için %21, $n=300$ dev/dak. için %30, $n=400$ için %39 ve $n=500$ için %50 oranında bir azalma olduğu bulunmuştur.

Türlüanslı akış durumunda ;

$n=0$ ve $2 \leq Pr \leq 4$ için

$Nu=0,0112 Re^{0,8967} Pr^{0,3}$ olarak hesaplanır.

Sistemin dönmesi durumunda türlüanslı akışta;

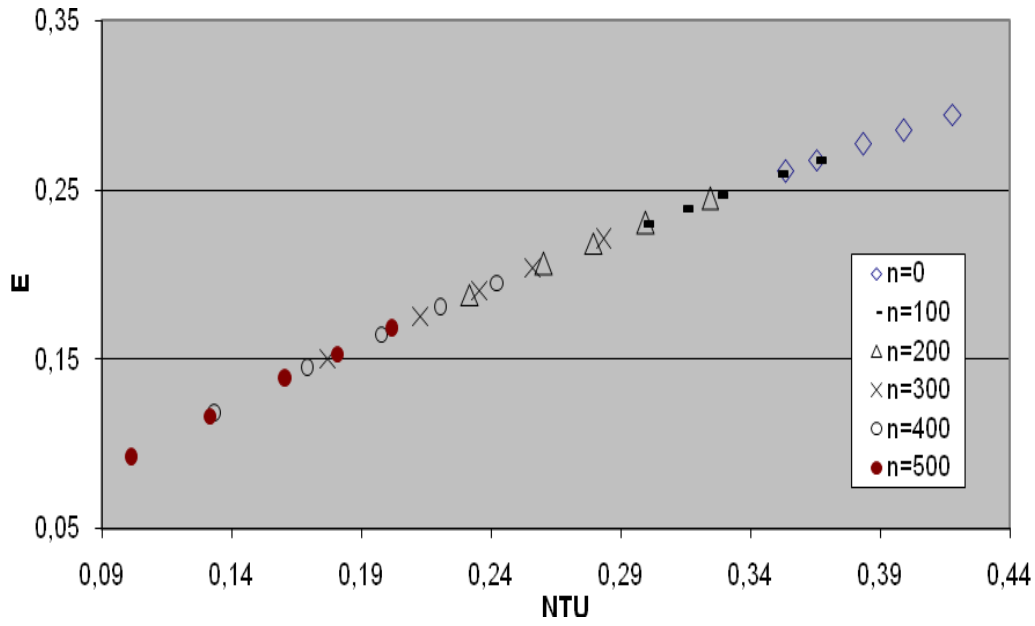
$100 \leq n \leq 500$ ve $2 \leq Pr \leq 4$ değeri için

$Nu=0,0013145 Re^{1,07} Pr^{0,3} (n_{max}/n)^{0,2}$ olarak elde edilmiştir. Sistemin dönmemesi ve dönmesi durumlarına ait olan bu bağıntıların ortalama sapmasının %4-9 arasında olduğu görülmüştür.

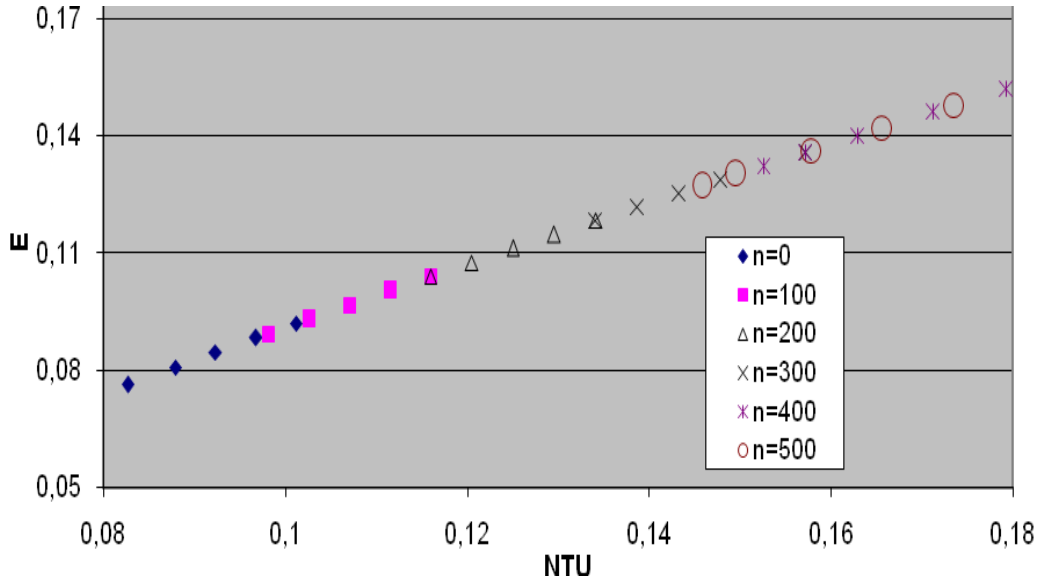
8.3. Etkinlik

Laminar ve türbülanslı akış durumunda etkinlik grafikleri Şekil 8.9 ve Şekil 8.10’da verilmiştir. Şekillerde de görüleceği üzere artan devir sayısının etkinlik üzerinde önemli etkileri vardır. Türbülanslı akış durumunda, Şekil 8.9 incelendiğinde artan devir sayısı ile etkinliğin önemli ölçüde azaldığı tespit edilmiştir. Türbülanslı akış için etkinlik grafiği incelendiğinde $n=0$ değerindeki etkinliğin en yüksek, $n=500$ dev/dak. devirdeki etkinliğin ise en düşük olduğu görülmektedir. Sistemin en yüksek devri olan $n=500$ dev/dak. ile dönmesi halinde etkinliğin borunun dönmeme haline göre yaklaşık olarak %75 azaldığı görülmüştür.

Laminar akışta ise; etkinlik en düşük değerine $n=0$ dev/dak. da sahip olmaktadır. Dönme etkisinin en büyük olduğu devir sayısının $n=400$ dev/dak. değerinde etkinlik en yüksek değerine ulaşmıştır. Bu devir değerinde sistemin etkinliği $n=0$ dev/dak. durumundaki etkinliğe oranla yaklaşık olarak %125 oranında artış göstermiştir.



Şekil 8.9. Türbülanslı akışta E-NTU değişimi

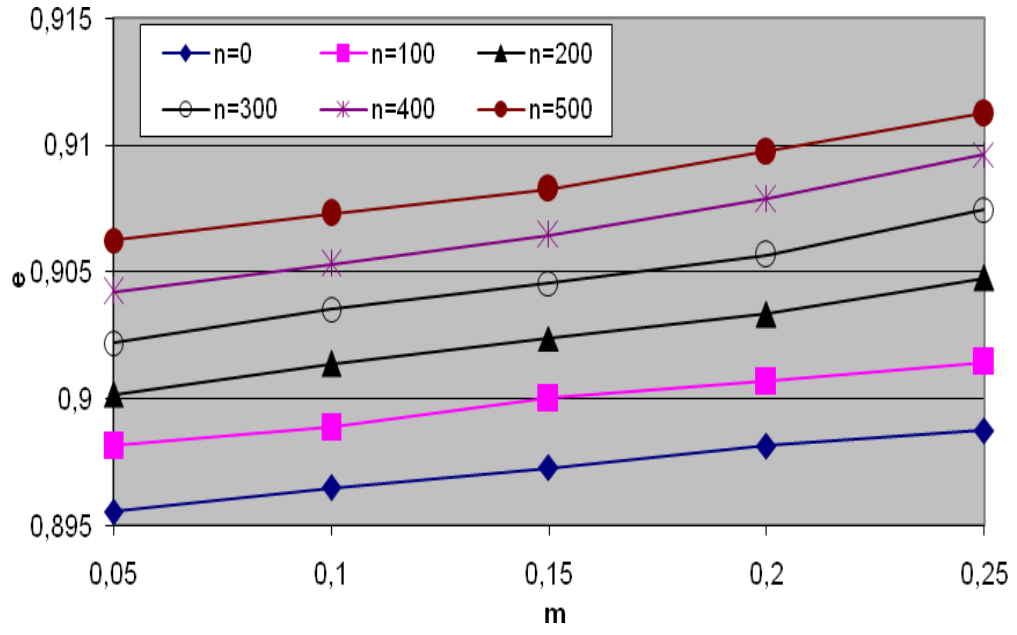


Şekil 8.10 Laminar akışta E-NTU değişimi

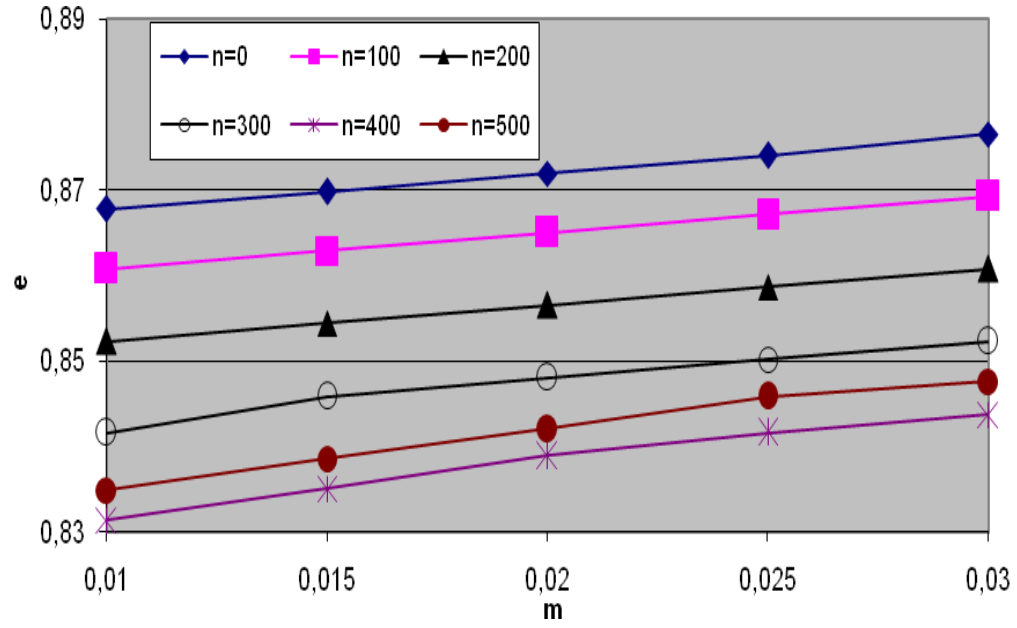
8.4. Ekserji Kaybı

Laminar ve türbülanslı akışta boyutsuz ekserji kaybı grafikleri Şekil 8.11 ve Şekil 8.12’de verilmiştir. Şekillerde de görüleceği üzere artan devir sayısının ekserji kaybı üzerinde etkileri bulunmaktadır. Türbülanslı akış durumunda, Şekil 8.11 incelendiğinde artan devir sayısı ile ekserji kaybının arttığı tespit edilmiştir. Türbülanslı akış için ekserji kaybı grafiği incelendiğinde $n=0$ dev/dak. değerindeki boyutsuz ekserji kaybının en düşük, $n=500$ dev/dak. devirdeki değerin ise en yüksek olduğu görülmüştür.

Laminar akışta ise; ekserji kaybı en yüksek değerine $n=0$ dev/dak.’ da sahip olmaktadır. Türbülans etkisinin en büyük olduğu devir sayısının $n=400$ dev/dak. değerinde ekserji kaybı en düşük değerine ulaşmıştır.



Şekil 8.11 Türbülanslı akış durumunda ekserji kaybı



Şekil 8.12 Laminar akış durumunda ekserji kaybı

8.5. Akış Gözleme Deneylerinin Değerlendirilmesi

8.5.1. Laminar akış hali için akış gözleme deneylerinin değerlendirilmesi

- Laminar akış karakteristiği olan düzgün doğrusal tabaka şeklindeki akış Şekil 7.1’de görülmektedir. Cam borunun dönmemesi durumuna ait olan bu görüntü, sistemin dönmeye başlamasıyla birlikte akım çizgilerinde meydana gelen değişikliklerin daha iyi anlaşılabilmesi açısından referans fotoğraf olarak seçilmiştir.
- Şekil 7.2’de, $Re=500$ ve $n=20$ dev/dak. değerleri için elde edilen görüntüleri yer almaktadır. Şekil 7.1 ile karşılaştırıldığında, laminar akışta akım çizgisinde olması gereken düzgün doğrusal akış karakteristiğinin bozularak akış eksenini çevresinde az da olsa bir dalgalanma, bir hareketlilik başladığı görülmüştür.
- Şekil 7.3, Şekil 7.4 ve Şekil 7.5’de; sistemin 100 dev/dak. ile dönmeye başladığı andaki görüntüleri yer almaktadır. Boru ekseninde düzgün doğrusal bir şekilde görünen akım çizgisinin uç kısmında dönmenin başlamasıyla birlikte birinci saniyede bir dalgalanma, bir savrulma (laminar akışta olması gereken düzgün doğrusal ve akış karakteristiğinden uzaklaşma) etkisi görülmüştür (Şekil 7.3).

Şekil 7.4’de ise, Şekil 7.3’de akım çizgisinin uç kısmında görülen ve laminar akış ortamının tipik özelliği olan tabaka şeklindeki doğrusal hareketin bozulması anlamına gelen savrulma etkisinin daha da arttığı tespit edilmiştir. Şekil 7.5’de ise akış eksenini boyunca düzgün doğrusal bir şekilde akan akım çizgisinin akış ekseninden cidara doğru yayılarak su girişine doğru ilerlemeye başladığı görüntülenmiştir.

- Şekil 7.6, $Re= 500$ değerinde sistemin 100 dev/dak. ile dönmeye başlamasının 6. saniyesindeki akım görünürlüğünün fotoğrafıdır. Bu görüntüde, akım çizgilerinin bir savrulma etkisinden ziyade dönmeye başlayarak cidara ve su girişine doğru ilerlemesiyle meydana gelen değişimin Şekil 7.5’e göre çok daha belirgin olduğu görülmüştür. Şekil 7.7 ve Şekil 7.8’de ise bu dönme etkisinin 7. ve 8. saniyelerdeki görüntüleri bulunmaktadır. Bu görüntülerden de anlaşılacağı üzere dönme etkisi ile laminar akış karakteristiğinden iyice uzaklaşmıştır..
- Şekil 7.9’da ise 150 dev/dak. ile döndürülen cam borudaki akım çizgileri görülmektedir. Artan devir ile akıştaki laminizasyonun ne kadar büyük bir oranda bozulduğu ve nasıl türbülanslı akış karakteristiği kazandığı görüntülenmiştir. Şekil 7.9’daki görüntülerde; akım çizgilerinin, boru boyunca değişmeden (zamandan bağımsız olarak) fotoğrafta görüldüğü gibi akmaya devam ettiği gözlenmiştir.

- Şekil 7.10'da $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak. ile dönmesi durumu verilmiştir. Şekil 7.9 ile kıyaslandığında artan devir sayısı ile akış çizgilerinin cidara yaklaşması, sıklaşması ve ortamın türbülansındaki artışın çok daha fazla olduğu görülebilmektedir.
- Şekil 7.11'de ise $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak. ile değerindeki akış gözleme görüntüleri yer almaktadır. Dönme etkisi akış çizgilerini olabilecek en türbülanslı duruma getirmiş ve akım çizgisindeki türbülans etkisini suyun sisteme girdiği noktaya kadar iletmiştir. Şekil 7.11 Şekil 7.10 ile kıyaslandığında, devir sayısının artması ile ortamın türbülansında meydana gelen artış çok belirgin bir şekilde görüntülenmiştir.

8.5.2. Türbülanslı akış hali için akış gözleme deneylerinin değerlendirilmesi

Dönen boru akışında dönmenin akış karakteristiği üzerindeki etkisinin incelendiği bu çalışmada, öncelikli olarak sistem dönmeden deneyler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ise sistem iki farklı debi değerinde ve farklı devirlerde döndürülerek akım görünürlükleri fotoğraflanmıştır.

- Reynolds sayısının artışının türbülansı artırdığı bilinen bir gerçektir. Türbülanslı akış görüntülerindeki Şekil 7.12 ve Şekil 7.13 incelendiğinde artan Reynolds sayısı ile birlikte akış ortamının türbülansının artışı da açık bir biçimde görülmektedir.

Bu görüntüler $Re=3000$ ve $Re=5000$ değerlerinde ve sistemin dönmemesi durumuna ait olan fotoğraflardır.

- Şekil 7.14'te dönme etkisinden ziyade debinin etkisinin daha iyi görülebilmesi amacıyla Şekil 7.12 ve Şekil 7.13 birlikte verilmiştir. Şekil 7.14'te akım iplikçiklerinin artan Reynolds sayısı ile birlikte sıklaşıp dikleştiği ve boru içerisindeki rastgele hareketlerinin artarak ortamın türbülans şiddetini artırdığı görülmüştür. Şekil 7.14-b'de akış çizgilerinin boru çapı boyunca helisel şekilde kıvrılarak aktığı ve ortamdaki türbülans şiddetinin Şekil 7.14-a'ya göre ne denli fazla olduğu açıkça görülmektedir. Ancak Şekil 7.14-a'da türbülanslı akışın bu en düşük değerinde bile akıştaki türbülans net bir şekilde izlenebilmektedir.
- Şekil 7.15'de görüldüğü gibi; $Re=3000$ değerinde ve borunun $n=50$ dev/dak. ile dönmesi durumunda boru içerisindeki türbülansın ve kaos ortamının laminizasyona giderek düzenli bir akış şekline dönüştüğü ve akım çizgilerinin eksene doğru çekilmeye başladığı görülmüştür. Bu etkinin daha net görüntülenebilmesi için $Re=3000$ değerinde, dönme olmadan ve $n=50$ dev/dak. ile dönme durumundaki görüntüler Şekil 7.16'da verilmiştir. Dönmenin etkisiyle akım çizgilerindeki gelişigüzel hareketlerin düzleşmeye

başladığı ve merkeze doğru bir toplanma ile birlikte akış ortamının türbülansında meydana gelen azalma Şekil 16 incelendiğinde çok net bir şekilde oraya çıkmaktadır.

- Şekil 7.17 $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak. durumundaki akış gözleme deney görüntüleridir. Akış çizgilerinin artan burulma etkisiyle boru eksenine doğru çekildiği, ancak bu burulma etkisinin görülmediği bölgelerde ise laminizasyon etkisinin hakim olduğu çok açık bir şekilde görülmüştür.
- Şekil 7.18 $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak. ile dönmesi durumuna ait olan görüntülerdir. Görüntülerde, akışta meydana gelen sönümlenme etkisi görülmektedir. Akış ortamındaki türbülans etkisinin baskılandığı, akım çizgilerinde laminizasyon etkisinin Şekil 7.17'ye göre çok daha belirgin hale geldiği ve akım çizgilerinin boru ekseninde toplanmasıyla sönümlenme meydana geldiği görülmüştür.
- Şekil 7.19 ise $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak. ile dönen borudaki akış gözleme deneylerinin fotoğraflarıdır. Şekil 7.15'deki $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak. değerindeki türbülanslı akış görüntüleriyle kıyaslandığında, $Re=5000$ değerindeki görüntülerde, artan Reynolds değeriyle birlikte akım çizgilerinin merkeze doğru çekilmeleri esnasında akış ortamındaki türbülans etkisinin daha fazla olduğu görülmüştür.
- Dönme neticesinde akış çizgilerinde meydana gelen değişimlerin daha net anlaşılabilmesi için $Re=5000$ değerindeki fotoğrafların dönme olmadan ve $n=50$ dev/dak. ile dönmesi durumundaki görüntüleri Şekil 6.20'de birlikte verilmiştir. Akıştaki rastgele hareketler, akım çizgilerinin boru çapı boyunca burularak akması ve ortamın türbülansı Şekil 7.20-a'da çok net bir şekilde görülmektedir. Dönmenin başlamasıyla birlikte ortamın türbülansının bastırıldığı, akış ortamındaki rastgele hareketlerin ve burularak ilerleyen akışın düzgün doğrusal bir hal alarak merkeze doğru çekildiği gözlenmektedir. Akış merkeze doğru çekilirken de dönmenin etkisiyle merkez eksenli olmak üzere akım çizgisinde dalgalanma (türbülans) etkisi görülmektedir.
- Şekil 7.21'de $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak. değerindeki akım görünürlükleri yer almaktadır. Resim incelendiğinde suyun giriş kısmındaki türbülans etkisinin cidara daha yakın olduğu, ancak çıkışa doğru bu türbülans etkisinin cıdardan uzaklaşarak eksene doğru yaklaştığı yani merkeze doğru bir toparlanma etkisinde kaldığı gözlenmektedir. Şekil 7.19'daki $Re=5000$ ve $n=50$ dev/dak. değerindeki görüntülerle kıyaslandığında akış çizgilerindeki burulma etkisinin sıklığı ve dikliğinin gözle görülür bir şekilde arttığı görülmektedir.

- Şekil 7.22’de ise $Re=5000$ ve $n=400$ dev/dak. ile dönen sistemdeki akış gözleme fotoğrafları yer almaktadır. Burada, akış çizgisinin ucunun bir ok şeklinde merkeze doğru iyice yaklaşarak akışta bir sönümlenme meydana geldiği görülmüştür.
- Şekil 7.23 ve Şekil 7.24’te yukarıda açıkladığımız farklı devir ve farklı Reynolds sayılarındaki durumlar tek bir resim halinde bir bütün olarak verilmiş ve böylece dönme etkisinin artmasının akım görünürlüğü üzerindeki etkisinin farklı bir açıdan da incelenmesi sağlanmıştır.

8.5.3.Laminar ve Türbülanslı Akış Görüntülerinin Karşılaştırılarak Değerlendirilmesi

Burada, laminar ve türbülanslı akışta borunun dönmemesi ve çeşitli devirlerde dönmesi durumunda elde edilen akım görünürlüklerinin karşılaştırması yapılmıştır. Öncelikle her iki akış türüne ait $n=0$ değerindeki akış gözleme fotoğraflarına yer verilmiştir. Cam borunun dönmeye başlaması ile akış çizgilerinde meydana gelen değişimler bu fotoğraflarla kıyaslanarak yorumlanmıştır.

- Şekil 7.25-a’da $Re=500$ değerinde laminar akış, Şekil 6.25-b’de $Re=3000$ ve c’de ise $Re=5000$ değerlerindeki türbülanslı akış durumları verilmiştir.

Türbülanslı akış ile laminar akışın akım çizgileri incelendiğinde Reynolds sayısının artmasının akış üzerinde meydana getirdiği etkiler daha açık bir şekilde anlaşılmaktadır. Şekil 7.25 sistemin dönmemesi durumuna ait olan görüntülerdir.

- Şekil 7.26’da ise, $Re=3000$ değerindeki akışın, dönmemesi ve $n=400$ dev/dak. ile dönmesi durumundaki fotoğraflarının karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 7.26-a’da ortamdaki türbülans etkisinin (akım çizgilerinde görülen rastgele hareketler, boru cidarlarıyla temas halinde olarak ilerleyen akış) baskılandığı ve akışta laminar akış karakteristiği olan düzgün doğrusal akış durumunun görülmeye başlandığı gözlenmiştir. Bununla beraber akışta dönme etkisiyle birlikte görülen sönümlenme etkisi de Şekil 7.26-b’de fotoğraflanmıştır.
- Şekil 7.27’de ise; $Re=5000$ değerindeki türbülanslı akışın dönmemesi ve $n=550$ dev/dak. ile dönmesi durumuna ait görüntüler yer almaktadır. Şekil 7.27-a’da, akım çizgileri cidar ile temas halindedir. Akım çizgilerindeki sıklık, dalgalanma etkisi, akıştaki kararsızlık ve ortamdaki türbülans etkisi çok belirgin bir şekilde gözlenebilmektedir. Şekil 7.27-b’de ise dönme neticesinde ortamın türbülans

şiddetindeki azalma çok açık bir şekilde görülmektedir. Ancak Reynolds sayısının ($Re=5000$) Şekil 7.26-b'deki Reynolds sayısından ($Re=3000$) büyük olması sebebiyle akım çizgilerindeki dalgalanmalar Şekil 7.26-b'dekinden çok daha belirgin olmaktadır.

- Şekil 7.28'de ise $Re=500$ değerindeki laminar akış durumu ele alınmıştır. Şekil 7.25-a'da sistemin dönmemesi durumuna ait olan laminar akış görüntüsüne yer verilmişti. Görüntüden de anlaşılacağı üzere akış çizgileri eksende düzgün doğrusal tabaka şeklinde akmaktadır. Akışta herhangi bir dalgalanma ve karışıklık etkisi gözükmemektedir. Ancak sistemin $n=400$ dev/dak. ile dönmeye başlamasıyla birlikte akış ortamının karakteristiği tamamen değişmiştir. Akım çizgileri cidara ve su girişine doğru laminar akış karakteristiğinden tamamen uzaklaşmış bir halde kıvrılarak ilerlemiş ve tam anlamıyla türbülanslı akış karakteristiğine bürünmüştür. Şekil 7.28-b'de boyanın boruya girdiği noktada akışın eksende ve tabaka şeklinde aktığı yani laminar akış olduğu görüntülenmiştir.
- Şekil 7.29'da ise laminar akışta $Re=500$, $n=400$ dev/dak. ve türbülanslı akışta ise $Re=5000$, $n=550$ dev/dak. durumlarında elde edilen görüntüler yer almaktadır. Şekil 7.29-a'da $Re=500$ dev/dak. ve $n=400$ dev/dak., Şekil 7.29-b'de ise $Re=5000$ ve $n=550$ dev/dak. değerlerindeki akım görünürlükleri verilmiştir. Laminar akışta dönme etkisi ile meydana gelen değişimlerle daha iyi kıyaslanabilmesi amacıyla türbülanslı akıştaki yüksek debi ve yüksek devir ($Re=5000$ ve $n=550$ dev/dak.) değerleriyle gerçekleştirilen deney fotoğrafları seçilmiştir.
Dönme etkisiyle laminar akışta meydana gelen türbülans etkisi açıkça görülebilmektedir. Ancak yüksek debi ($Re=5000$) ve yüksek devir ($n=550$ dev/dak.) değerlerinde bile, borunun dönmesinden dolayı akış karakteristiğinde meydana gelen değişim sonucunda akış ortamının türbülans şiddetinin, laminar akıştaki ortamın türbülans şiddetinden daha az olduğu çok açık bir şekilde görülmektedir. Bunların yanında dönme etkisiyle türbülanslı akışta oluşan sönümlenme etkisi de son derece açık bir şekilde gözlenmektedir.
- Şekil 7.30'da ise $Re=500$ ve $n=400$ değerindeki deney görüntüsü ile $Re=3000$ ve $n=400$ durumundaki görüntüler kıyaslanmıştır. Dönme etkisiyle laminar akışta oluşan türbülans etkisine karşın, türbülanslı akışta, akım çizgilerinin dalgalanma ve rastgele hareketler yerine doğrusal olarak hareket ettiği, üstelik akışta sönümlenme meydana geldiği gözlenmektedir.
- Şekil 7.31'de $Re=3000$ değeri için, sistemin üç farklı devirde döndürülmesi durumunda meydana gelen sönümlenme etkisi görüntülenmiştir. Sistemin, en yüksek devri olan $n=750$ dev/dak. ile döndürülmesi durumunda sönümlenme mesafesinin 50 cm, $n=550$

dev/dak. iken $L=70$ cm ve $n=400$ dev/dak. iken ise yaklaşık olarak 80 cm. olduğu görülmüştür.

- Şekil 7.32’de ise $Re=5000$ değerindeki sönümlenme etkileri incelenmiştir. Sönümlenme mesafeleri $n=750$ dev/dak. iken $L=55$ cm, $n=550$ dev/dak. iken $L=75$ cm ve $n=400$ dev/dak. iken ise boru içinde sönümlenme gerçekleşmemiş, sönümlenme olayı boru boyunu aşmıştır. $n=400$ dev/dak. değerinde sönümlenme mesafesi yaklaşık 85 cm olarak tespit edilmiştir.
- Şekil 7.33’de ise laminar akıştaki sönümlenme durumu incelenmiştir. Sönümlenme mesafeleri $n=750$ dev/dak. iken $L=45$ cm, $n=550$ dev/dak. iken $L=49$ cm ve $n=450$ dev/dak. iken de yaklaşık olarak $L=55$ cm’de sönümlenme olduğu görülmektedir.
- Şekil 7.34’de ise $Re=500$ değerinde ve $n=400$ dev/dak. değerindeki laminar akışın boru boyunca olan ilerlemesini gösteren fotoğraf yer almaktadır. Bu devir değerine kadar laminar akış boru boyunca sönümlenmeden ilerlemesini sürdürmektedir. Akışta meydana gelen sönümlenme etkisi ise yukarıda açıklanmıştır.

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışmadaki amaç, dönen boru akışında laminar ve türbülanslı akış durumu için devir sayısının değişiminin; ısı transferi, basınç düşüşü ve akım görünürlüğü üzerinde olan etkilerinin incelenmesidir. Deneysel çalışmanın sonunda bulunan veriler kullanılarak Bölüm 7’de verilen deneysel bağıntılar elde edilmiştir. Elde edilen bu bağıntıların incelenmesi neticesinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

9.1.Sürtünme Kayıp Katsayısının Devir ile Değişimi:

9.1.1.Laminar akış durumunda:

Laminar akışta, artan devir sayısı ile birlikte sürtünme kayıp katsayısı değerinde önemli derece artışlar olduğu görülmüştür (Şekil 8.2). Sistemin $n=100$ dev/dak. ile dönmesi durumunda sürtünme katsayısı yaklaşık olarak %45, $n=400$ dev/dak. ile dönmesi durumunda ise %133 oranında arttığı tespit edilmiştir. $n=500$ dev/dak. değerinde ise %120 oranında bir artış olmuştur. Sürtünme kayıp katsayısı değerlerindeki artış oranlarına bakıldığında en yüksek sürtünme kaybı değerinin en yüksek devir sayısında değil de $n=400$ dev/dak.da olduğu görülmüştür. Sonuç olarak artan devir sayısı ile, 400 dev/dak. ya kadar basınç kaybında artış, bu devirden büyük devirlerde ise azalma eğilimi görülmüştür.

9.1.2. Türbülanslı akış durumunda:

Türbülanslı akış durumunda, artan devir sayısı ile laminar akışın tersine, sürtünme kayıp katsayısında azalma olduğu görülmüştür (Şekil 8.4). $n=100$ dev/dak. değerinde bu azalma oranı yaklaşık olarak %10, $n=500$ dev/dak. değerinde ise %66 civarında gerçekleşmiştir. Sürtünme kayıp katsayısı değerinin en yüksek değerine en yüksek devirde ulaşıldığı görülmüştür.

9.2.Sürtünme Kayıp Katsayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi:

9.2.1.Laminar akış durumunda:

Laminar akışta, Şekil 8.1’de de görüldüğü gibi, artan Reynolds değeri ile sürtünme katsayısında azalma meydana gelmiştir.

$Re=900$ değeri için yaklaşık olarak %6 olan bu azalma, laminar akış deneylerinde kullanmış olduğumuz en yüksek Reynolds değeri olan $Re=1800$ değerinde %32'lere kadar çıkmıştır. En yüksek f değerine en yüksek Reynolds değerinde ulaşılmıştır.

9.2.2. Türbülanslı akış durumunda:

Türbülanslı akışta da aynı laminar akışta olduğu gibi artan Reynolds değeriyle birlikte sürtünme katsayısında da bir azalma olduğu görülmüştür (Şekil 8.3). Bu azalma oranı, $Re=6000$ değeri için yaklaşık olarak %10, deneyleri gerçekleştirdiğimiz en yüksek değer olan $Re=15000$ 'de ise %63 seviyesinde gerçekleşmiştir.

Sürtünme katsayısını hem laminar hem de türbülanslı akış durumları için yukarıdaki bulgular ışığında aşağıdaki şekilde yorumlayabiliriz:

Laminar akıştaki sürtünme katsayısının artan devir ile yükselmesinin sebebi artan devir ile birlikte ortamdaki dönme etkisinin artmasıdır. Akışkanın dönmesi ve türbülansının artması demek, akış ortamındaki basınç kayıplarının da artması anlamına geleceğinden artan devir laminar akışta sürtünme katsayısını da artırmaktadır. Sürtünme kayıp katsayısı değerinin $n=400$ dev/dak.. değerinden sonra azalması ise; bu devirden sonra ortamda meydana gelen sönümlenme etkisinden kaynaklanmaktadır. Nasıl ki ortamdaki türbülansın artması sürtünme katsayısını artırıyorsa, bu türbülans şiddetinin azalması da doğal olarak sürtünme katsayısı olan f değerini azaltacaktır. Bu durum akış gözleme görüntüleriyle de belgelenmiştir. Aynı durumun tersi de geçerlidir. Türbülanslı akış durumunda değişen devirlerde borunun döndürülmesi neticesinde akış gözleme deneylerinden de hatırlanacağı üzere akış ortamının türbülansında meydana gelen baskılanma ve hatta artan devirlerdeki sönümlenme neticesinde basınç kayıpları ve dolayısıyla sürtünme katsayısında bir azalma olduğu görülmüştür. sürtünme kayıp katsayısı değerinin en düşük değerine en yüksek devir sayısında ulaştığı gözlenmiştir.

Hem laminar hem de türbülanslı akış durumlarında artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme katsayısında bir azalma olduğu tespit edilmiştir. Bu azalma miktarına bakıldığında, laminar akıştaki sürtünme katsayısının türbülanslı akıştaki sürtünme kayıp katsayısı değerinin yaklaşık olarak yarısı olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise, basınç kaybının hızın karesi ile doğru orantılı olarak değişmesidir. Hız ise Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Dolayısıyla artan hız yani artan Reynolds sayısının basınç kaybı üzerindeki etkisi türbülanslı akışta daha da belirgin olarak kendini göstermiştir.

9.3. Nusselt Sayısının Devir ile Değişimi:

9.3.1. Laminar akış durumunda:

Şekil 8.6 incelendiğinde artan devir ile birlikte Nusselt sayısında da bir artış olduğu görülmektedir. Bu artış oranının $n=100$ dev/dak. için yaklaşık olarak %15, $n=400$ dev/dak. değerinde %77 ve $n=500$ dev/dak. değerinde ise %64 olduğu tespit edilmiştir.

Aynı, laminar akıştaki sürtünme katsayısının devir ile değişiminde olduğu gibi burada da en yüksek Nusselt değerine en yüksek devir sayısında ulaşamamıştır. En yüksek Nusselt değeri $n=400$ dev/dak. değerinde elde edilmiştir.

9.3.2. Türbülanslı akış durumunda:

Dönmenin türbülanslı akış üzerindeki etkisi Şekil 8.8’de verilmiştir. Şekilde de görüleceği üzere artan devir sayısı ile laminar akışın aksine Nusselt sayısında bir azalma olduğu tespit edilmiştir. Bu azalma oranlarının $n=100$ için yaklaşık olarak %11, $n=500$ dev/dak. için ise %50 olduğu görülmüştür.

9.4. Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi:

9.4.1. Laminar akış durumunda:

Şekil 7.5’te bu durum açık bir şekilde görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte Nusselt sayısında da hem de önemli ölçülerde artış olduğu tespit edilmiştir. $Re=900$ için bu artış oranı yaklaşık olarak %43, $Re=1800$ değerinde ise %154 olarak elde edilmiştir.

9.4.2. Türbülanslı akış durumunda:

Türbülanslı akış için $Nu-Re$ değişimi Şekil 8.7’de verilmiştir. Laminar akışta olduğu gibi artan Reynolds değeri Nusselt sayısında da artışa sebep olmuştur. Borunun dönmesi ve dönmemesi durumunda türbülanslı akışta $Re=6000$ değerindeki artış miktarının yaklaşık olarak %85, $n=15000$ değerindeki artış oranı ise %385 civarında olduğu tespit edilmiştir.

Nusselt sayısının devir ve Reynolds sayısının değişimi ile olan ilişkisini yukarıdaki verilerin ışığında şu şekilde yorumlayabiliriz:

Laminar akışta artan devir ile birlikte akım çizgilerindeki laminar akış karakteristiği olan düzgün doğrusal akışın bozulduğu görülmüştür. Artan devir sayısı ile birlikte akım çizgilerinin sıklaşması ve dikleşerek cidara yaklaşması son derece bariz bir şekilde gözlemlenmiştir.

Devir sayısının $n=400$ dev/dak. değerinde ise akış ortamındaki bu türbülans etkisi en üst seviyeye ulaşmıştır. Ancak, $n=400$ dev/dak. değerinden sonra ortamın türbülansında bir baskılanma ve sönümlenme etkisi olmaya başladığından dolayı Nusselt değerinde azalma görülmüştür. $n=500$ dev/dak. değerindeki Nusselt değerinin $n=400$ dev/dak. değerindeki Nusselt’ten düşük çıkmasının sebebi bu sönümlenme etkisidir. Bu azalma etkisi Şekil 8.6’da açık bir şekilde görülmektedir.

Artan devir sayısının türbülanslı akış üzerindeki etkileri, Bölüm 7'deki akış gözleme deneylerinde detaylı bir şekilde verilmiştir. Dönme etkisinin artmasıyla akış ortamı türbülanslı akış karakteristiğinden uzaklaşmaya başlamış; akım çizgilerinin rastgele hareketleri, sıklığı ve dikliğinin azalarak düzgün doğrusal akış şekline dönüştüğü görülmüştür. Bu ise akışta bir laminizasyon olduğunu göstermektedir. Hatta $n=400$ dev/dak. değerinden sonra akışın sönümlenmeye başladığı tespit edilmiştir. Akış ortamının türbülansının azalması ve hatta sönümlenmesinin ise ısı transferini azalttığı bilinmektedir. Bu sebeple artan devir sayısı türbülanslı akış durumunda Nusselt sayısını dolayısıyla da ısı transferini azaltmaktadır.

Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri ise zaten bellidir. İster laminar ister türbülanslı akış olsun, her zaman için Reynolds sayısındaki artışlar beraberinde Nusselt sayısındaki artışları getirmektedir. Bu durum da zaten hem akış gözleme hem de ısı transferi deney sonuçlarıyla tespit edilmiştir.

Yukarıdaki açıklamaların ışığında, laminar ve türbülanslı akış durumlarının her ikisinde de ısı transferi ve basınç kaybı deneylerinin sonuçları ile akış gözleme deneylerinin sonuçlarının büyük bir uyum içinde olduğu görülmektedir.

9.5. Etkinlik

Türbülanslı akışta etkinlik grafiği incelendiğinde (Şekil 8.9) $n=0$ değerindeki etkinliğin en yüksek, $n=500$ devirdeki etkinliğin ise en düşük olduğu görülmektedir. Türbülanslı akışta etkinlik dönme etkisiyle %30'den %10'lara kadar inmiştir. Dönmenin türbülanslı akıştaki ısı transferini nasıl azalttığına yukarıda değinilmişti. Bu sebepten, dönme etkisi ile türbülanslı akışta etkinlik değeri azalmaktadır. Laminar akışta ise (Şekil 8.10); etkinlik en düşük değerine $n=0$ dev/dak.da sahip olmaktadır. Dönmenin laminar akış üzerindeki ısı transferi mekanizmasına nasıl etki ettiği yukarıda açıklanmıştı. Laminar akışta dönme etkisi ile etkinlik %0,75'ten % 15'lere kadar ulaşmıştır. Ortamdaki türbülans etkisinin en büyük olduğu $n=400$ dev/dak. değerinde etkinlik en yüksek değerine çıkmış, $n=500$ dev/dak. değerindeki etkinliğin akışta meydana gelen sönümlenme etkisinden dolayı $n=400$ dev/dak. devirdeki etkinliktan küçük çıktığı görülmüştür. Elde edilen deneysel verilerden, türbülanslı akıştaki en büyük etkinlik değerinin laminar akıştaki yaklaşık 2.5 katı olduğu görülmüştür.

9.6. Boyutsuz Ekserji Kaybı

Şekil 8.11 ve Şekil 8.12’de, değişen devir sayılarının ekserji kaybı üzerinde etkileri olduğu görülmüştür. Tanımından da hatırlanacağı üzere ekserji kaybı; çevre sıcaklığı ile sistemin sahip olduğu sıcaklık arasındaki fark ile ilgiliydi ve bu farkın artmasının ekserji kaybını artıracığı bilinmektedir ki bu durum bizim sistemimizde açık bir şekilde görülmüştür.

Türbülanslı akış durumunda, artan devir sayısı ile ısı transferinde bir azalma meydana geldiği için akışkanın deney düzeneğinden çıkış sıcaklığı artmış ve bunun doğal sonucu olarak da çevre sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arasındaki fark büyüyeceği için, artan devir sayısı ile boyutsuz ekserji kaybı da artmıştır. Laminar akışta ise, dönme etkisinin artması ısı transferini artıracığından çıkış sıcaklığında bir düşüş meydana gelmiş ve bunun sonucunda da çevre sıcaklığı ile arasındaki fark da azalacağından dolayı dönme etkisi ile ekserji kaybında da azalma görülmüştür. Elde ettiğimiz bu sonuçlar boyutsuz ekserji kaybı grafiklerinde de görülmüştür.

9.7.Laminar ve Türbülanslı Akışta Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Akış gözleme görüntülerini hatırlayacak olursak; laminar akışta, akış ortamında dönme etkisiyle oluşan türbülans şiddetinin arttığı; türbülanslı akışta ise dönme etkisiyle ortamın türbülans şiddetinde azalma meydana geldiği görülmüştür. Türbülans şiddetinin artması ısı transferini artıran etkenlerden biri olması sebebiyle laminar akıştaki ısı transferi artmaktadır. Ancak, hiçbir zaman türbülanslı akıştaki ısı transferi laminar akıştan az olamaz. Ortamın türbülansının artması doğal olarak ısı transferini artırmaktadır. Fakat Reynolds sayısı dolayısıyla debi ısı transferini etkileyen en önemli parametredir. Bu sebeple, türbülans şiddeti ne kadar artarsa artsın her zaman için türbülanslı akıştaki ısı transferi laminar durumdaki ısı transferinden daha büyüktür. Nusselt-Reynolds grafiklerinde de görüleceği gibi, türbülanslı akışta Nusselt sayısının en düşük değerleri 10–20, en yüksek değerleri ise 50–90 arasındadır. Laminar akışta ise; en düşük Nu değerleri 3–6, en yüksek değerler ise 8–15 değerleri arasında olmaktadır. Nu-Re grafiklerinden de (Şekil 8.5 ve Şekil 8.7) görüleceği üzere türbülanslı akıştaki en yüksek Nu değerleri laminar akış durumundakinden 6 kat daha fazladır. Ancak dönmenin etkisiyle türbülanslı akışta Nu değerleri azalırken laminar akışta artmaktadır. İşte türbülanslı akışın sönümlendiği, türbülans etkisinin bastırıldığı ve akışta laminizasyona gidildiği durumdaki Nu değerleri ile, laminar akışın türbülans şiddetinin artarak türbülanslı akış karakteristiği gösterdiği değerler birbirine yaklaşmış ve bazı değerler iç içe geçmiştir. Ancak bu durum yukarıda da ifade

edildiği gibi türbülanslı akışta ortamın türbülansının minimum, laminar akıştaki türbülans etkisinin ise maksimum olduğu durumda geçerli olmaktadır.

Etkinlik için de benzer şeylerin söylenmesi mümkündür. Şekil 8.9 ve Şekil 8.10'da da görüleceği üzere tıpkı Nusselt sayısında da açıklandığı gibi hiçbir zaman laminar akış durumundaki etkinlik, türbülanslı akış durumundaki etkinlik değerinden fazla olamaz.

Yalnızca, türbülanslı akıştaki en düşük türbülans şiddetinin olması durumuyla, laminar akış ortamındaki en yüksek türbülans şiddetinin olması durumunda değerler birbirine yaklaşabilir ki bu durum da zaten etkinlik grafiklerinden ve akış gözleme deney sonuçlarından çok net bir şekilde gözlemlenmiştir.

9.8. Sönümlenme Etkisi

Türbülanslı akışta akış gözleme deneyleri iki farklı debi değerinde gerçekleştirilmiştir. Sönümlenme etkisi de iki farklı debi değerinde görüntülenmiştir. Bu sönümlenme görüntüleri (Şekil 7.31 ve Şekil 7.32) incelendiğinde, $Re=3000$ değerindeki sönümlenme boyunun $Re=5000$ değerindeki sönümlenme boyundan daha kısa olduğunu görmekteyiz. $Re=3000$ değerinde $n=400$ dev/dak. değerinde sönümlenme mesafesi olan $L=80$ cm, $n=550$ dev/dak.'da $L=70$ cm ve $n=750$ değerinde ise $L=50$ cm olarak ölçülmüştür. $Re=5000$ 'de ise $n=400$ için L değeri tahmini olarak 85cm civarında olmaktadır. Sönümlenme olayı boru boyundan sonra devam etmektedir. $n=550$ dev/dak.'da ise $L=75$ cm ve $n=750$ 'de ise $L=55$ cm değerine kadar düşmüştür. Laminar akışta ise sönümlenme mesafesi; $n=750$ dev/dak. iken $L=45$ cm, $n=550$ dev/dak. iken $L=50$ cm ve $n=450$ dev/dak. iken de yaklaşık olarak $L=60$ cm'de sönümlenme olduğu görülmektedir.

Elde etmiş olduğumuz bu görüntülerin açıklamasını şöyle yapabiliriz:

Isı transferi, ortamın türbülans şiddetiyle, türbülans ise Reynolds sayısı ile ilgilidir. Reynolds sayısı ne kadar artarsa türbülans da o kadar artar. Akış ortamındaki türbülans ise akım çizgilerinde meydana gelen sönümlenme etkisiyle azalır. Sönümlenme boyu ne kadar kısa olursa ortamdaki türbülans etkisi de o denli az olur. İşte bu sebeple $Re=5000$ değerindeki sönümlenme boyu $Re=3000$ değerinden daha uzundur. Yani ortamdaki türbülans etkisi artan Reynolds sayısı sebebiyle daha uzun süre devam etmiştir. Laminar akışta ise sönümlenme mesafelerinin türbülanslı akıştaki sönümlenme mesafelerinden daha kısa çıkması yukarıdaki açıklamalarla deneysel verilerle örtüşmektedir.

9.9. Öneriler

Yapılmış olan bu çalışmada, akışın üç boyutlu hız dağılımını ölçemedik. Bu çalışmaya ilave olarak 3 boyutlu hızların yönünü ve değerini tespit edebilecek ölçüm aletleri ile deneylerin yapılması ve böylece hız profilinin bulunması çalışmayı bir adım daha ileriye götürecektir, akım çizgilerinde dönme etkisi ile oluşan değişiklikler daha açık bir şekilde belirlenebilecektir.

KAYNAKLAR

1. Kakaç, S., Isı İletimi, ODTÜ Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No:52, Ankara, 1987
2. Genceli, O.F., Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2005
3. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları:51 İstanbul, 2001
4. White, F.M., Akışkanlar Mekaniği, Literatür Yayınları:110, İstanbul 2004
5. Çengel, Y., Boles, M.A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul, 1996
6. Arpacı, V., Conduction Heat Transfer, Addison-Wesloey, Canada, 1966
7. Holman, J.P., Experimental Methods for Engineers, Forth Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984
8. M.N., Özışık, Radiative Transfer and Interactions with Conduction Convection, Wiley, New York, 1978
9. Kikuyama, K., Murakami, M., Nishibori, K., Maeda, K., 1983, Flow in an Axially Rotating Pipe, Bulletin of the JSME, Vol. 26, No:214, 506–513
10. Kikuyama, K., Murakami, M., Nishibori, K., 1983, Development of Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer in an Axially Rotating Pipe, Transactions of the ASME, Vol. 105, 154–160
11. Murakami, M., Kikuyama, K., 1980, Turbulent Flow in Axially Rotating Pipes, ASME, Journal of Engineering, Vol. 102, No: 1, 97-103
12. Yamada, Y., Imao, S., 1980, Swirling Flow in an Axially Rotating Pipe, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 46, No: 409, Ser. B, 1662-1670
13. Weigand, B., Beer, H., 1992, Fluid Flow and Heat Transfer in an Axially Rotating Pipe Subjected to External Convection, International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 35, No: 7, 1803-1809
14. İsmail, K.A.R., Miranda, R.F., 1997, Two-dimensional axisymmetrical model for a rotating porous wicked heat pipe, Applied Thermal Engineering, 17, 135-155.
15. Faghri, .A., Goginei, S., Thomas, S., 1993, Vapour flow analysis of a axially rotating heat pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 2293-2203.
16. Song, F., Ewing, D., Ching, C.Y., 2004, Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Axial Rotating Heat Pipes, International Journal Heat and Mass Transfer, 47, 4721-4731.

17. Lin, L., Faghri, A., 1999, Heat transfer in micro region of a rotating miniature heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1363-1369.
18. Rinck, K.J., Beer, H., 1999, Solidification Inside an Axially Rotating Pipe Containing a Turbulent Liquid Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 4375-4389
19. Malin, M.R., Younis, B.A., The Prediction of Turbulent Transport in an Axially Rotating Pipe, *Int. Comm. Heat Mass. Transfer*, Vol.24, No.1, pp.89-98, 1997
20. Waowaev, N., Terdton, P., Maezawa, S., Kamonpet, P., Klongpanich, W., 2003, Correlation to predict heat transfer characteristics of a radially rotating heat pipe at vertical position, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1019-1032.
21. Maezawa, K., Gi, K., 1999, Study on radially revolving heat pipe, 36th National Heat Transfer Symposium of Japan, 36, 657-658.
22. Ling, J., Cao, Y., 2000, Closed-form analyses solutions for radially rotating miniature high-temperature heat pipes including non-condensable gas effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3661-3671
23. Ling, J., Cao, Y., Chang, W.S., Analyses of radially rotating high-temperature heat pipes for turbomachinery applications, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121, 306-312
24. Ling, J., Cao, Y., Lopez, A., 2001, Experimental investigations of radially rotating miniature high-temperature heat pipes, *Journal of Heat Transfer*, 123, 113-119.
25. Becker, K.M., Kaye, J., Measurements of Diabatic Flow in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder, *Journal of Heat Transfer*, May 1962, 97-105
26. Luke, G.E., The Cooling of Electric Machines, *Trans. ASME*, Vol. 42, 1923, 646
27. Gazley, C., Heat Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders, *Trans. ASME*, Vol. 80, No.1, 1958, 560-570
28. Sorour, M.M., Coney, J.E.R., The Effect of Temperature Gradient on the Stability of flow Between Vertical Concentric, Rotating Cylinders, *J. Mech. ENg. Sci.*, Vol. 21, No. 6, 1979, 403-409
29. Targett, J.J., Retallick W.B., Churchill, S.W., Local Coefficients for forced Convection in Curved Rectangular Channels of Large Aspect Ratio with Unequal Uniform Heating, *Int. J. Heat Mass Transfer* 1995;38, 1989-1999
30. Pedley, T.L.J., On The Instability of Viscous Flow in a Rapidly Rotating Pipe, *J. Fluid. Mech.*, No. 35, 1996, 97-115
31. Taylor, G.I., Stability of Viscous Liquid Contained Between Two Rotating Cylinders, *Phil. Trans. R. Soc. ,London*, Vol. A223, 1923, 289-343

32. Wan, C.C., Coney, J.E.R., 1982, An Experimental Study of Diabatic Spiral Vortex Flow, *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol.3, No.1, 31-38
33. Lin, L., Faghri, A., 1999, Heat transfer in micro region of a rotating miniature heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1363-1369.
34. Yamamoto, K., Akita, T., Ikeuchi, H., Kita, Y., 1995, Experimental Study of the Flow in an Helical Circular Tube, *Fluid Dyn. Res.*, 16, 237-239
35. Yıldız, C., Dönel Tipli Isı Değiştiricilerinin Performanslarının Araştırılması, Doktora Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1990
36. Durmuş, A., 1993, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1993
37. Nobari, M.R.H., Gharali, K., 2006, A Numerical Study of Flow and Heat Transfer in Internally Finned Rotating Straight Pipes and Stationary Curved Pipes, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 49, 1185-1194
38. Dou, H.S., Khoo, B.C., Yeo, K.S., 2007, Energy Loss Distribution in the Plane Couette Flow and the Taylor-Couette Flow Between Concentric Rotating Cylinders, *International Journal of Thermal Science*, 46, 262-275
39. Chen, H., Zhang, B., Ma, J.i 2003, Theoretical and Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in the Rotating Helical Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4899-4909
40. Jeng; T.M., Tzeng, S.C., Lin, C.H., 2007, Heat Transfer Enhancement of Taylor-Couette- Poiseuille Flow in an Annulus by Mounting Longitudinal Ribs on the Rotating Inner Cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 381-390
41. Yoo, J.S., 1998, Mixed Convection of Air Between Two Horizontal Concentric Cylinders with a Cooled Rotating Outer Cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No.2, pp. 293-302,
42. Chen, C.I., Chen, C.K., Yang, Y.T., 2006, Nonlinear Stability Analysis of Thin Condensate Falling Film Inside a Rotating Vertical Cylinder, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 49, 707-717
43. Ouali, S.S., Saury, D., Harmand, S., Phillipart, O., Laloy, D., 2006, Convective Heat Transfer Inside a Rotating Cylinder with an Axial Air Flow, *International Journal of Thermal Sciences*, 45, 1166-1178

44. Song, F., Ewing, .D., Ching, C.Y., 2003, Fluid Flow and Heat Transfer Model for High-Speed Rotating Heat Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4393-4401
45. Mori, Y., Nakayama, W., 1968, Convective Heat Transfer in Rotating Radial Circular Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 11, Issue 6, 1027-1040
46. Mori, Y., Nakayama, W., 1967, Forced Convective Heat Transfer in a Straight Pipe Rotating Around a Parallel Axis, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 10, Issue 9, 1179-1194
47. El-Shaarawi, M.A.I., Sarhan, A., 1982, Combined Forced-Free Laminar Convection in the Entry Region of a Vertical Annulus with a Rotating Inner Cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 25, Issue 2, 175-186
48. Huttli, T.J., Friedrich, R., 2001, Direct Numerical Simulation of Turbulent Flows in Curved and Helically Coiled Pipes, *Comput Fluids*, 30, 591-605
49. Rabin, Y., Korin, E., 1996, Thermal Analysis of a Helical Heat Exchanger for Ground Thermal Energy Storage in Arid Zone, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39, 1051-1065.
50. Yamamoto, K., Alam Mahmud Md., Yasuhara, J., Aribowo, A., 2000, Flow Through a Rotating Helical Pipe with Circular Cross-Section, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 213-220
51. Yamamoto, K., Yanase, S., Yoshida, T., 1994, Torsion Effect on the Flow in a Helical Pipe. *Fluid Dyn. Res.* 14, 259-273
52. Yamamoto, K., Akita, T., Ikeuchi, H., Kita, Y., 1995, Experimental Study of the Flow in a Helical Circular Tube, *Fluid Dyn. Res.* 16, 237-249.
53. Xin, R.C., Ebadian, M.A., 1997, The Effects of Prandtl Numbers on Local and Average Convective Heat Transfer Characteristics in Helical Pipes, *J. Heat Transfer*, 119, 463-467
54. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., 1995, Heat Transfer and Pressure Drops in Rotating Helical Pipes, *Appl. Energy*, 50, 85-94
55. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., 1997, Heat Hransrfer and Pressure Drop in a Heat Exchanger with a Helical Pipe Containing Inside Springs, *Energy Conversion & Management*, 38, 619-624.
56. Zaherzadeh, N.H., Jagadish, B.S., 1975, Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, No: 7, 941-944

57. Smithberg, E., Landis, F., 1964, Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators, Journal of Heat Transfer, 39-49
58. Narezhnyy, E.G., Sudarev, A.V., 1971, Local Heat Transfer in Air Flowing in Tubes With a Turbulence Prometer at The Inlet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.3 No:2, 62-66
59. Migay, V. K., Golubev, L.K., 1970, Friction And Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow With a Variable Swirl Generator in A Pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 2 No:3, 68-73
60. Thorsen, R., Landis, F., 1968, Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients, Journal of Heat Transfer, 87-97
61. Arıcı, E., Ayhan, T., Isı Değiştiricilerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elemanlarının Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 9 Sayı 2
62. Durmuş, A., Salyangoz Girişli Dönmeli Akış Üreticisinin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1994
63. Oyakawa, K., Izuru, S., Augmentation of Heat Transfer in a Tube with an Inlet Blade Wheel, Heat Transfer, Japanese Research, 23 (5), 1994
64. Kurtbaş, İ., Durmuş, A., Eren H., Turgut, E., Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers International Journal of Thermal Sciences, Volume 46, Issue 3, March 2007, 300-375
65. Durmuş, A., Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators, Energy Conversion and Management, Volume 45, Issue 5, March 2004, Pages 785-796
66. Durmus, A., Kurtbas, İ., Gulcimen, F., Turgut, E., Investigation of the effect of co-axis free rotating propeller-type turbulators on the performance of heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, 31 (1), p.133-142, Jan 2004
67. Bejan, A., 1978, General Criterion for Rating Heat-Exchanger Performance, International Journal of Heat and Mass Transfer, 21, 655,658.

68. Bejan, A., 1982, Entropy generation through heat and fluid flow, Wiley, New York, p.103.
69. Bejan,A., Poulikakos, D., 1982, Fin Geometry for Minimum Entropy Generation in Forced Convection, Journal of Heat Transfer, 104, 616-623
70. Asan, H., Namlı, L., Deneysel Isı Transferi ve Basınç Kaybı Çalışmalarında Belirsizlik Analizi, ULIBTK'97 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konresi, Edirne

Ek1



Şekil Ek.1.1 Bakır boruya kaynak edilen geçiş elemanı



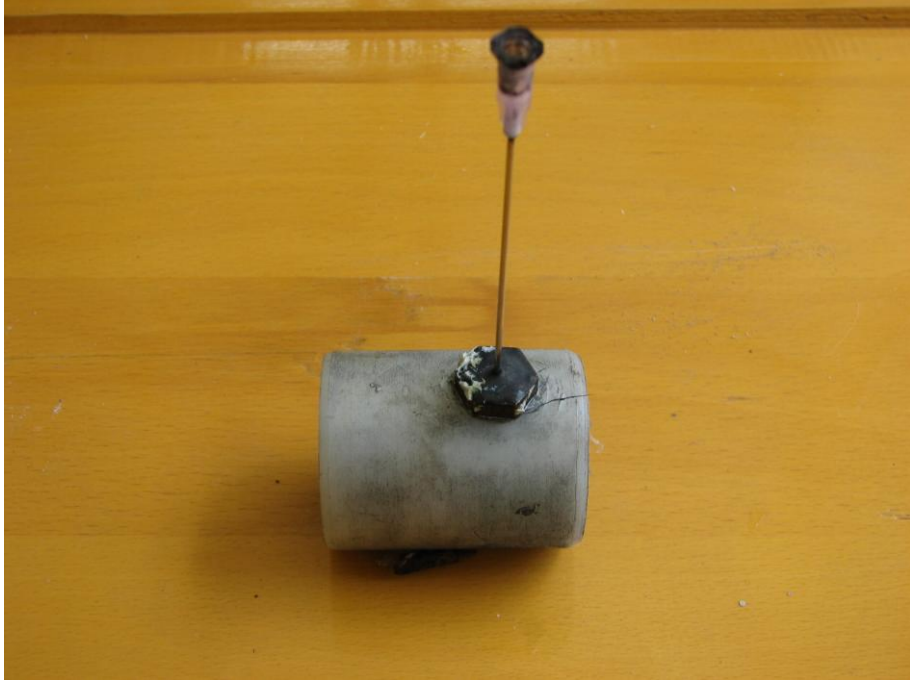
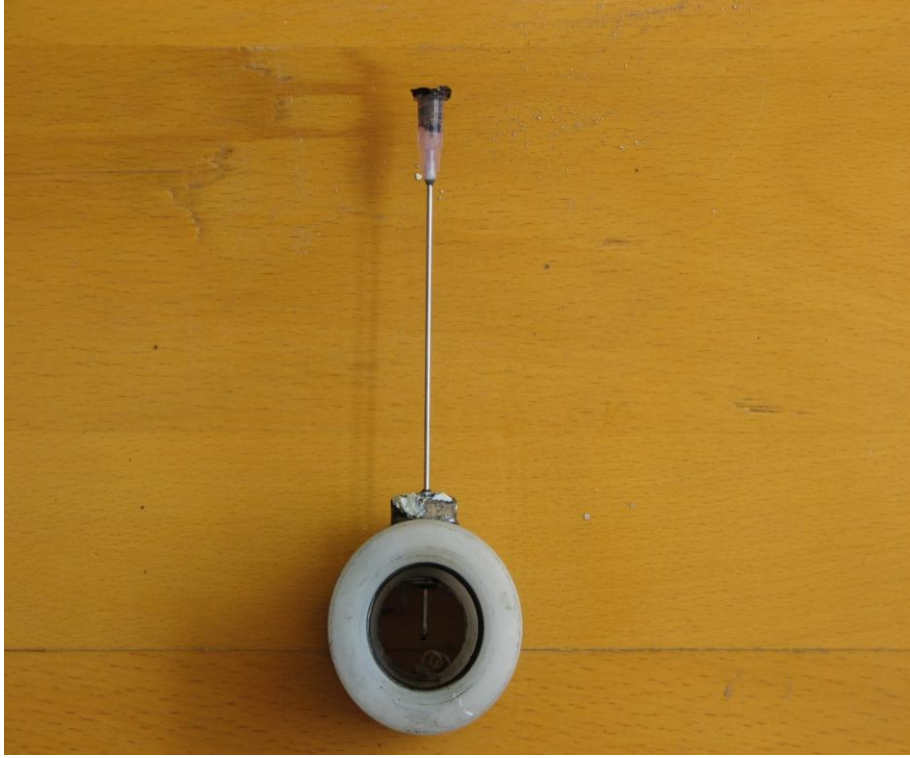
Şekil Ek 1.2 Isı transferi deney düzeneğinde borunun yataklanması ve kayış kasnak sistemiyle tahrik edilmesi



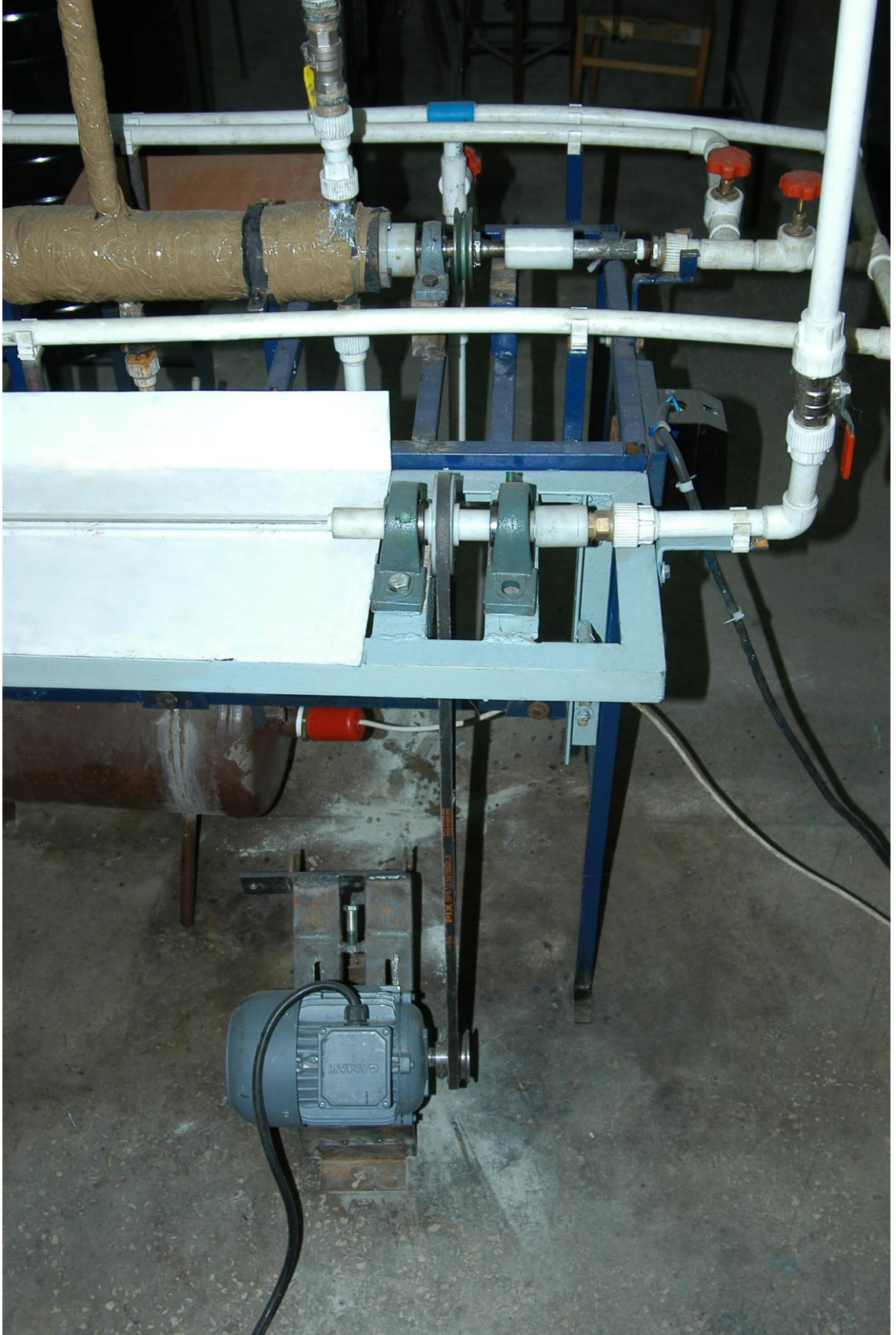
Şekil Ek 1.3 Isı transferi deney düzeneğinde sızdırmazlığın sağlanması



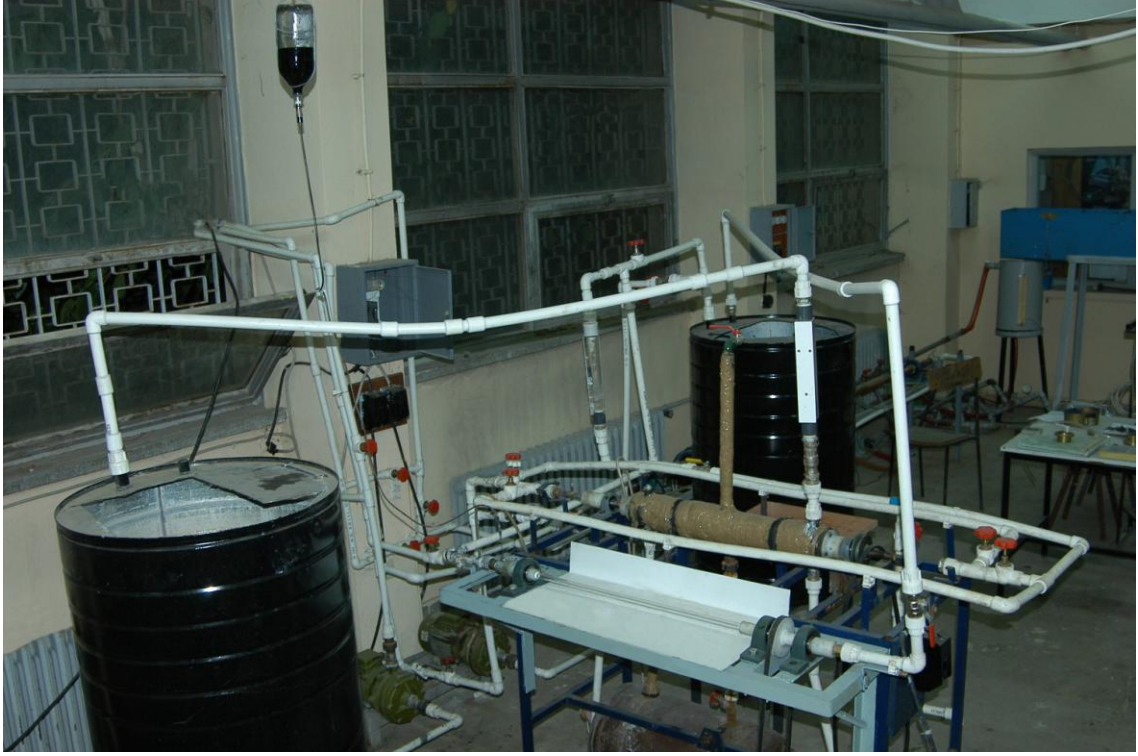
Şekil Ek 1.4 Isı Transferi deney düzeneğinde basınç prizi ve sızdırmazlığı sağlayan halka contalar



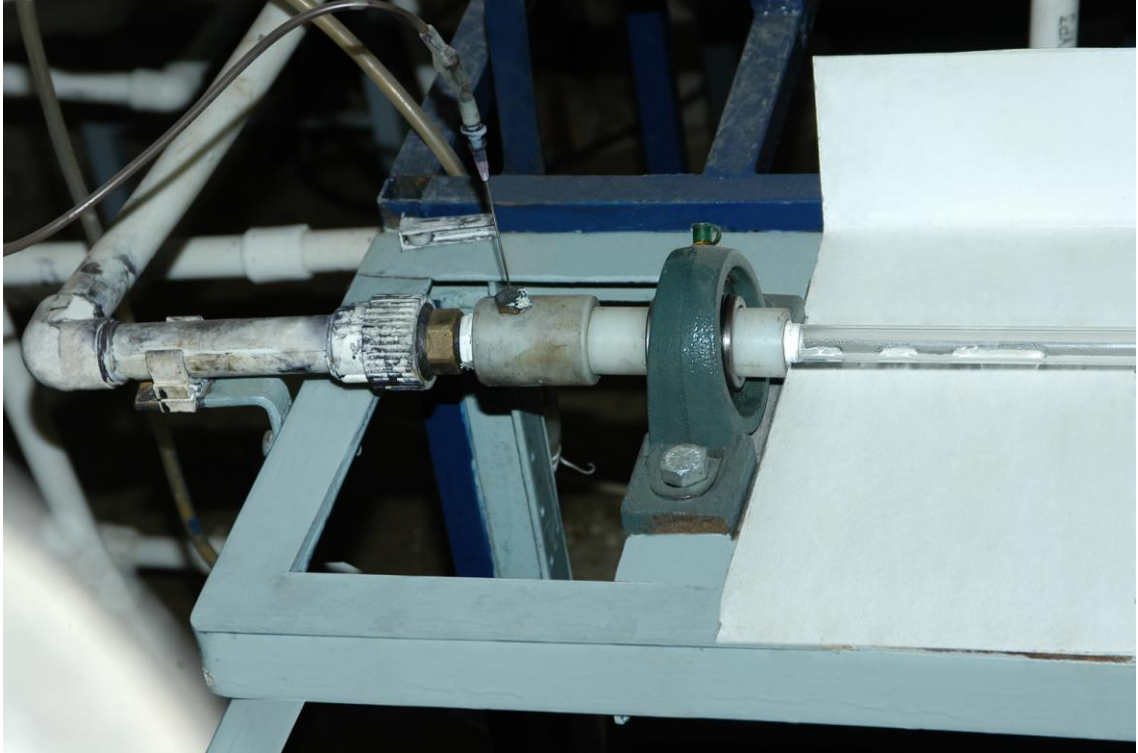
Şekil Ek 1.5 Akış gözleme deney düzeneğinde boyanın boruya verilmesini sağlayan iğnenin burca yerleştirilmesi



Şekil Ek 1.6 Akış gözleme deney düzeneğinde cam borunun yataklanması



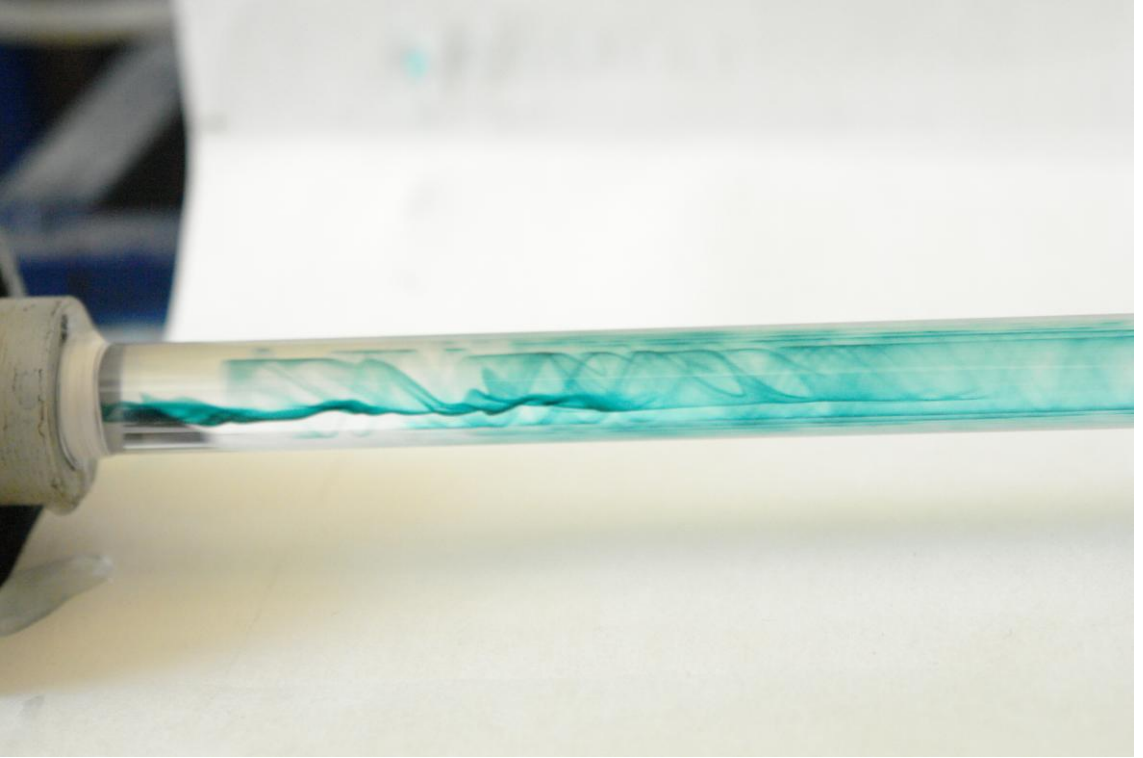
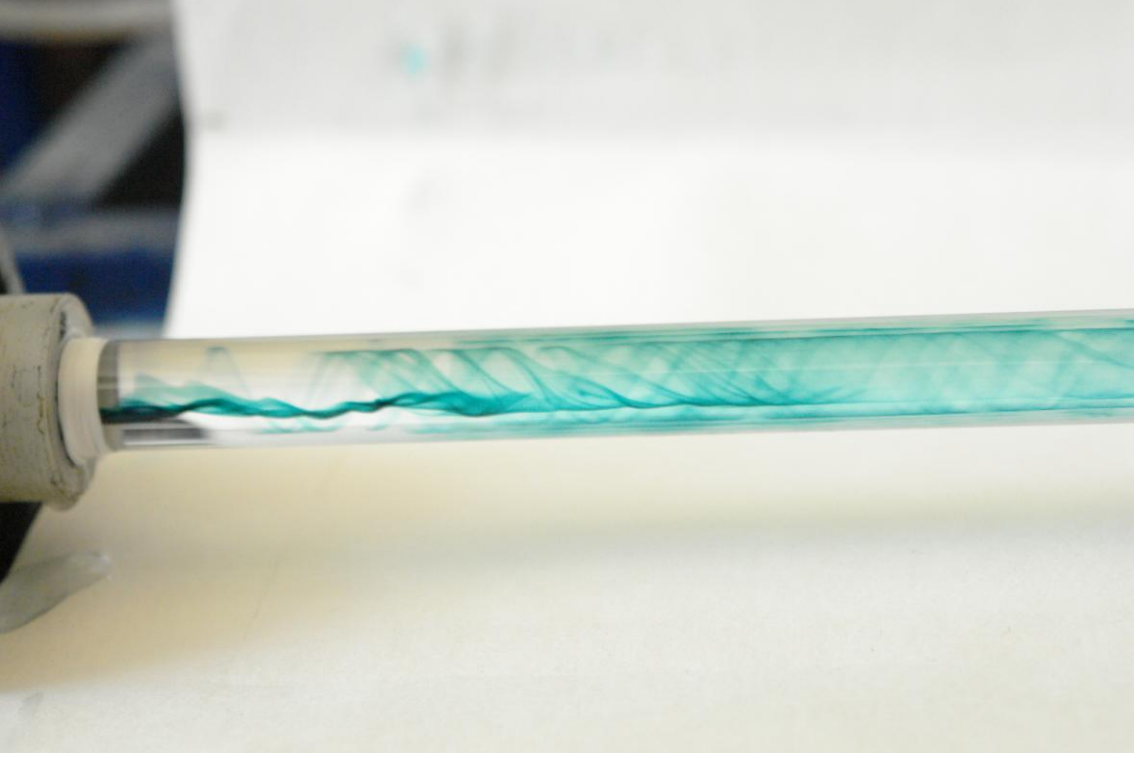
a



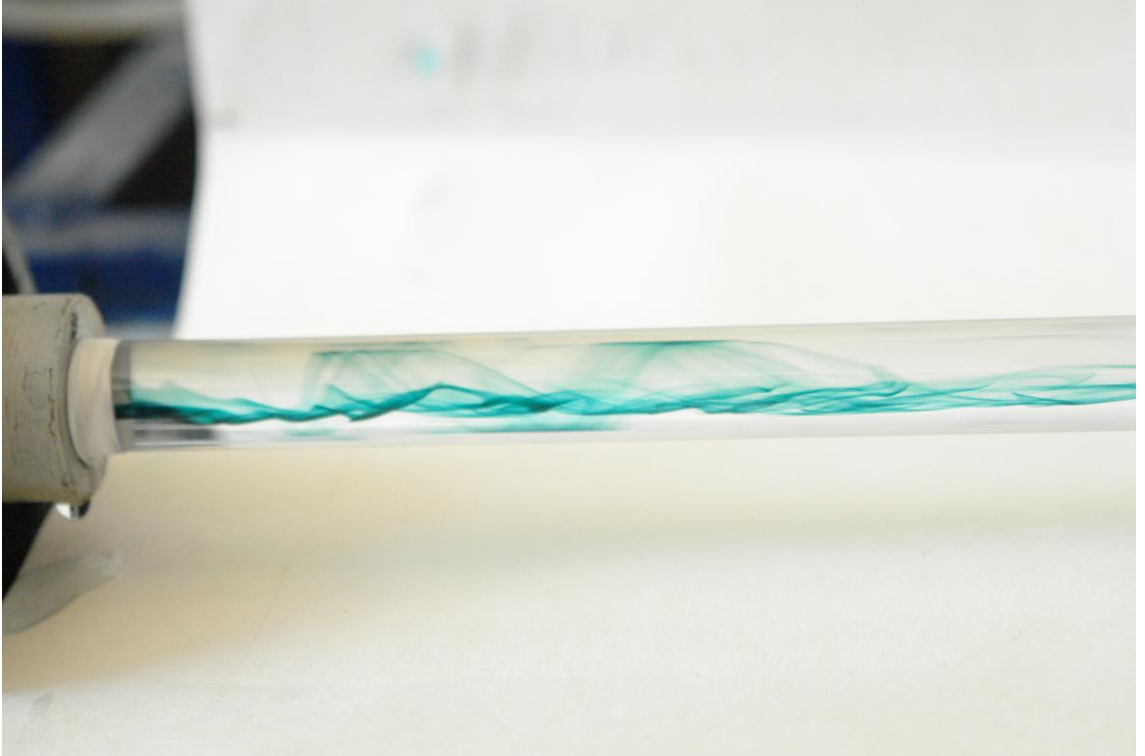
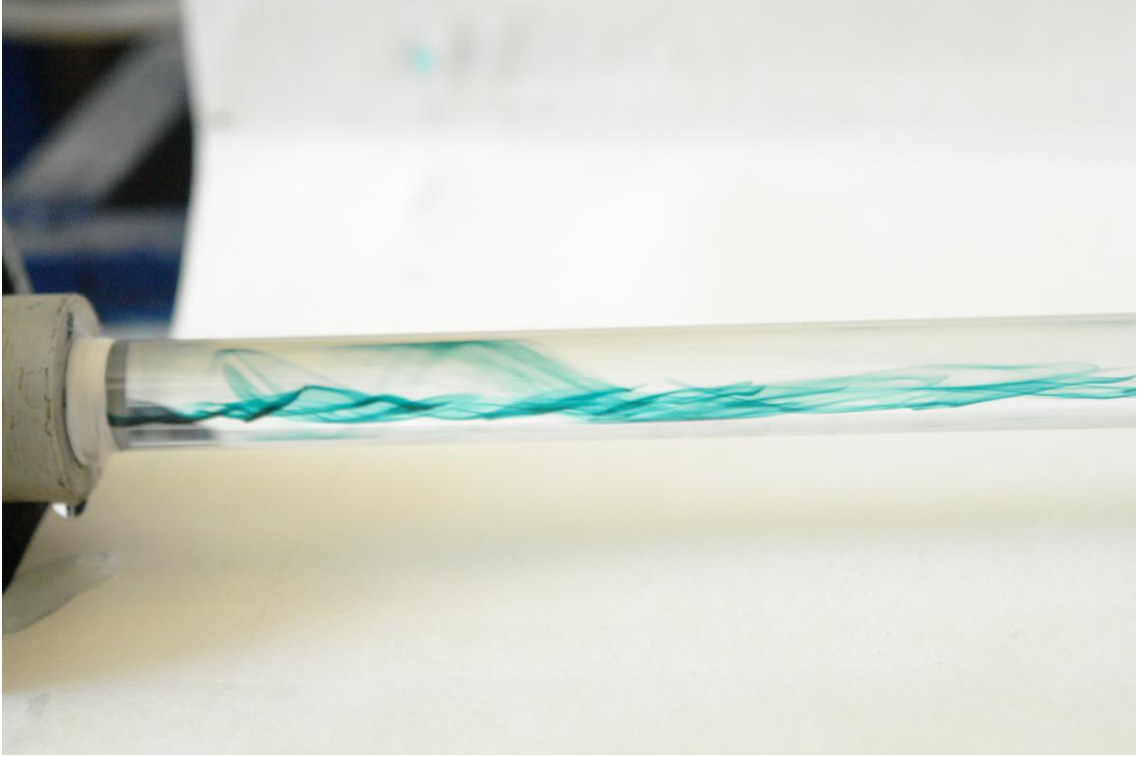
b

Şekil Ek 1.7 Akış gözleme deney düzeneğinde kullanılan boyanın sisteme verilmesi

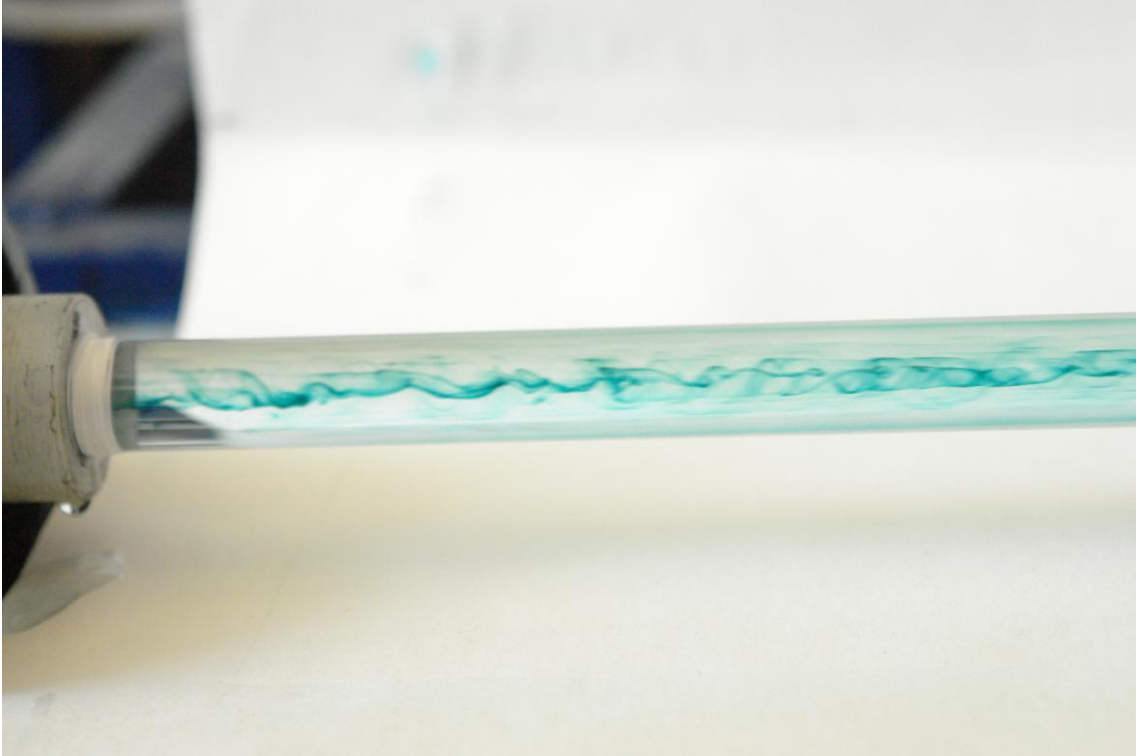
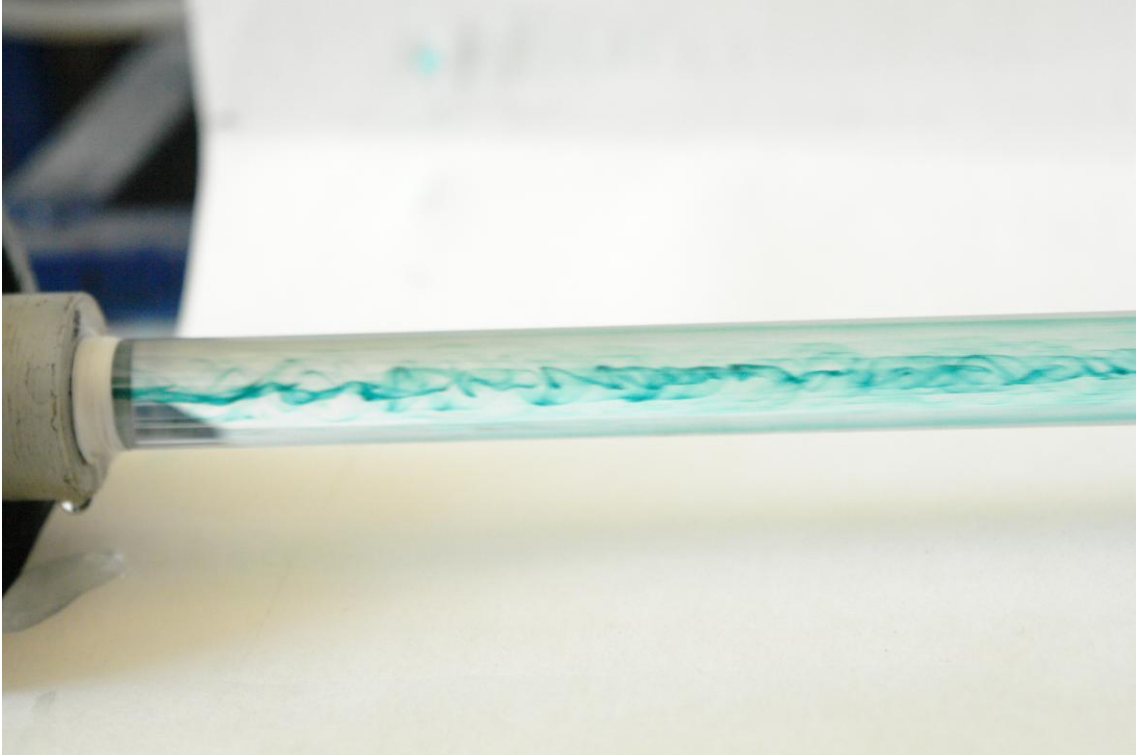
Ek- 2



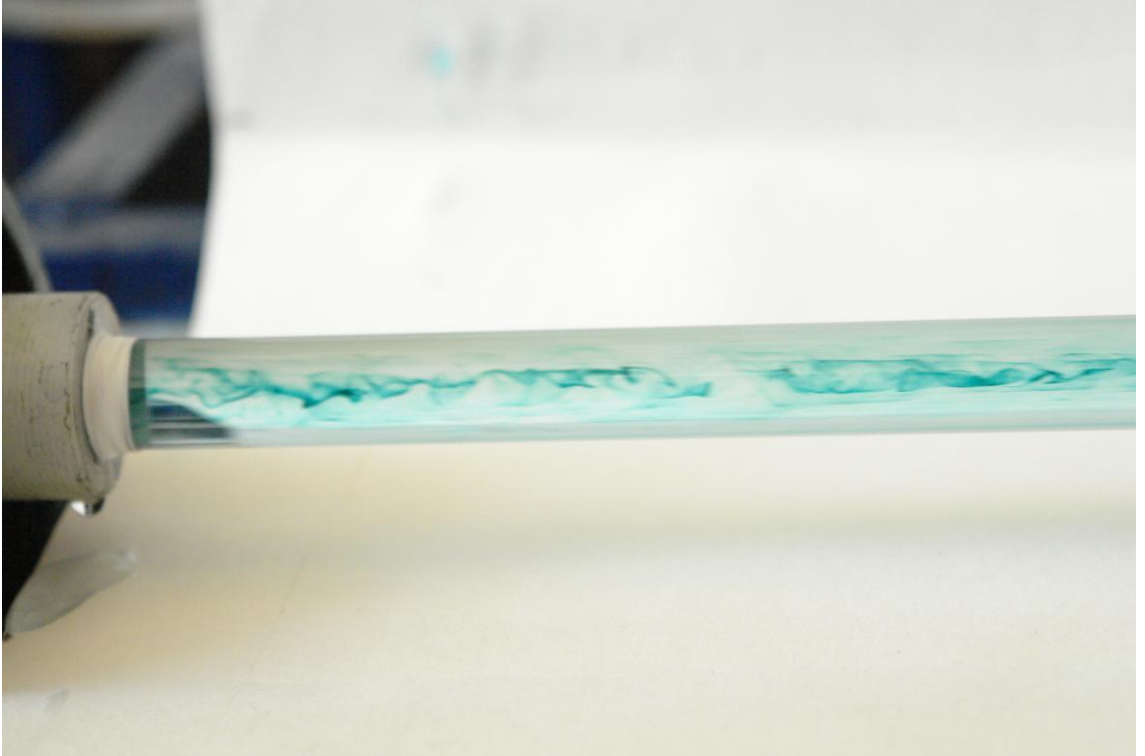
Şekil Ek-2.1 $Re=500$ ve $n=400$ dev/dak.



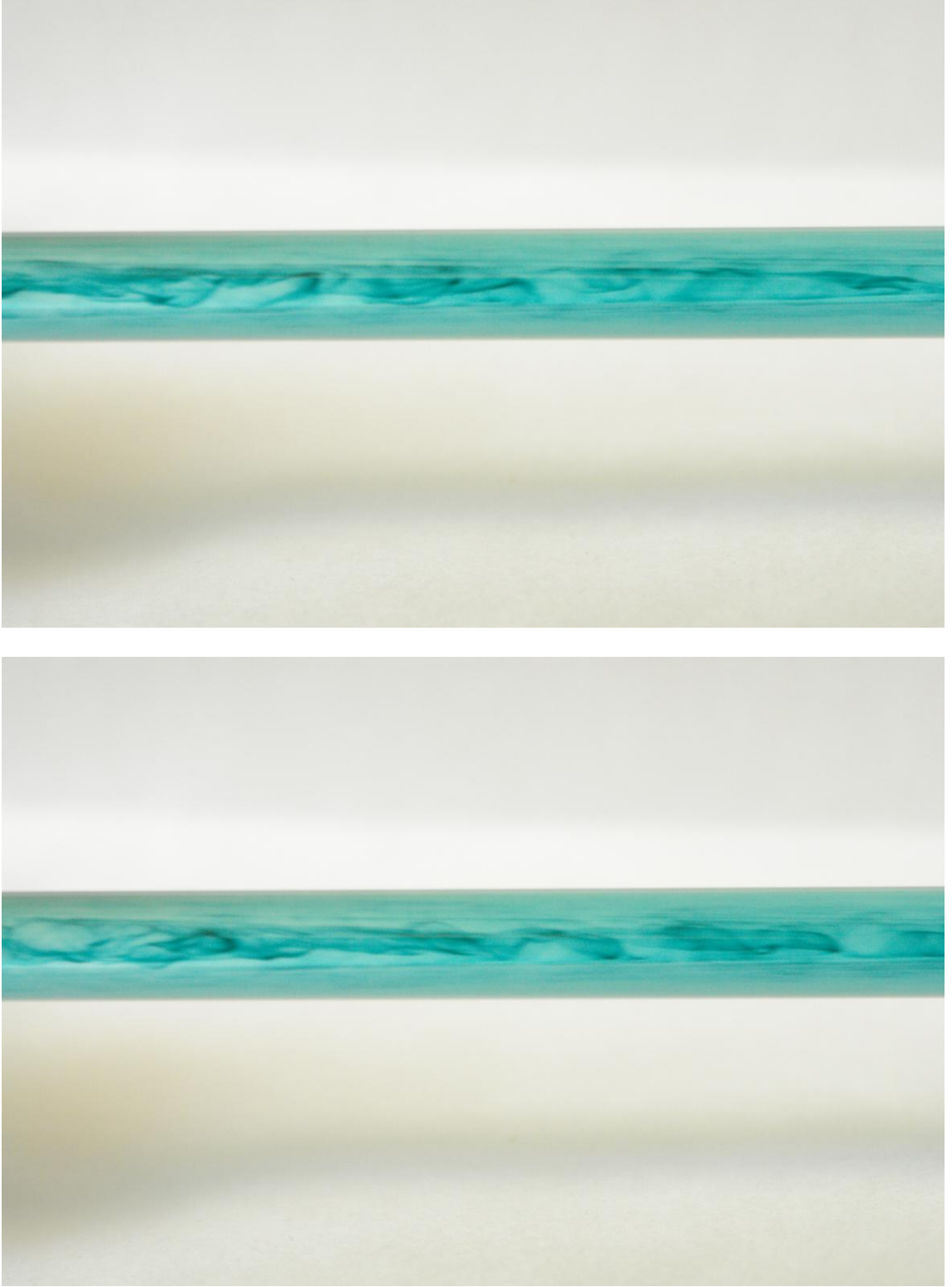
Şekil Ek-2.2 $Re=500$ ve $n=250$ dev/dak.



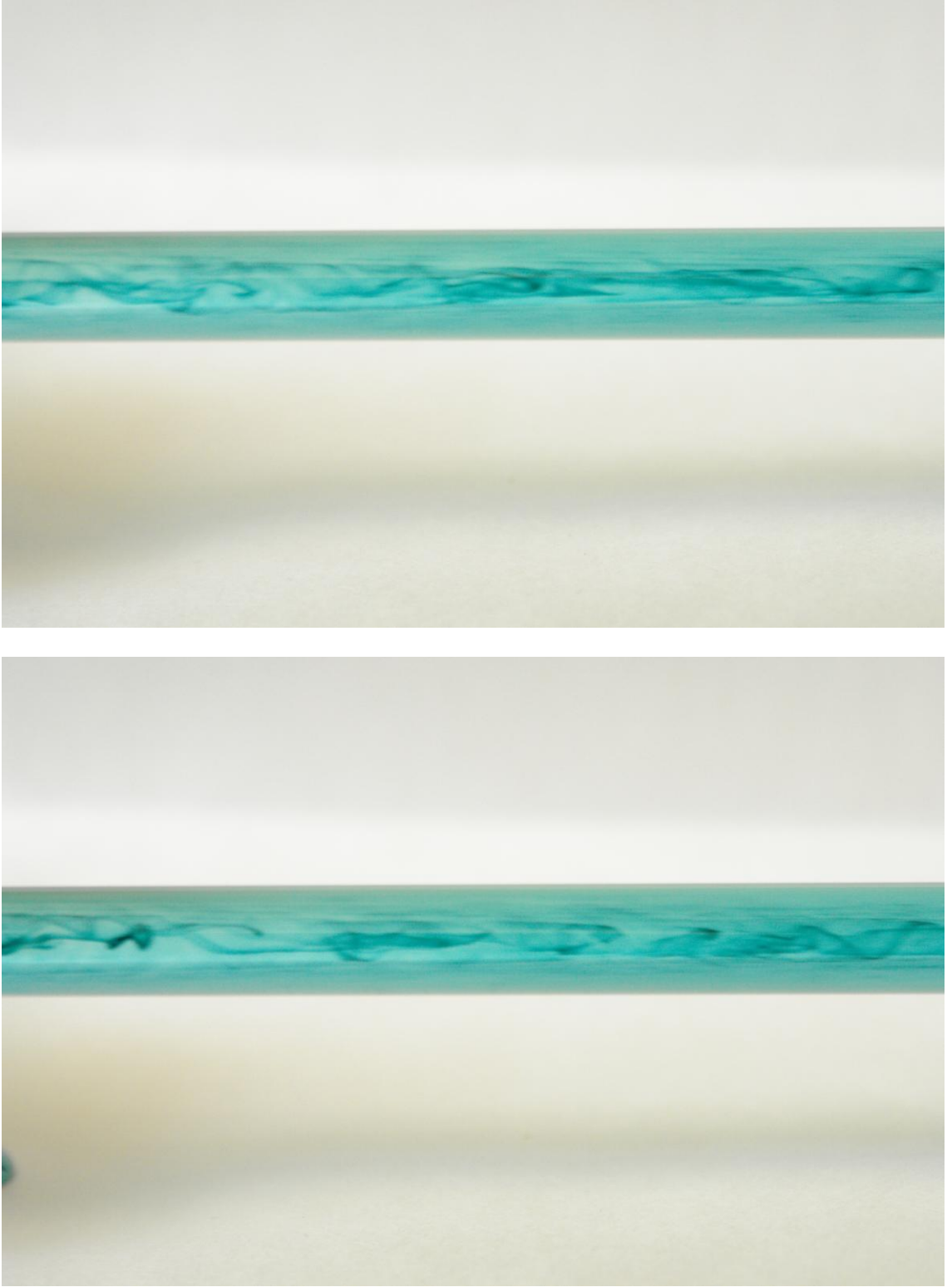
Şekil Ek-2.3 $Re=500$ ve $n=150$ dev/dak.



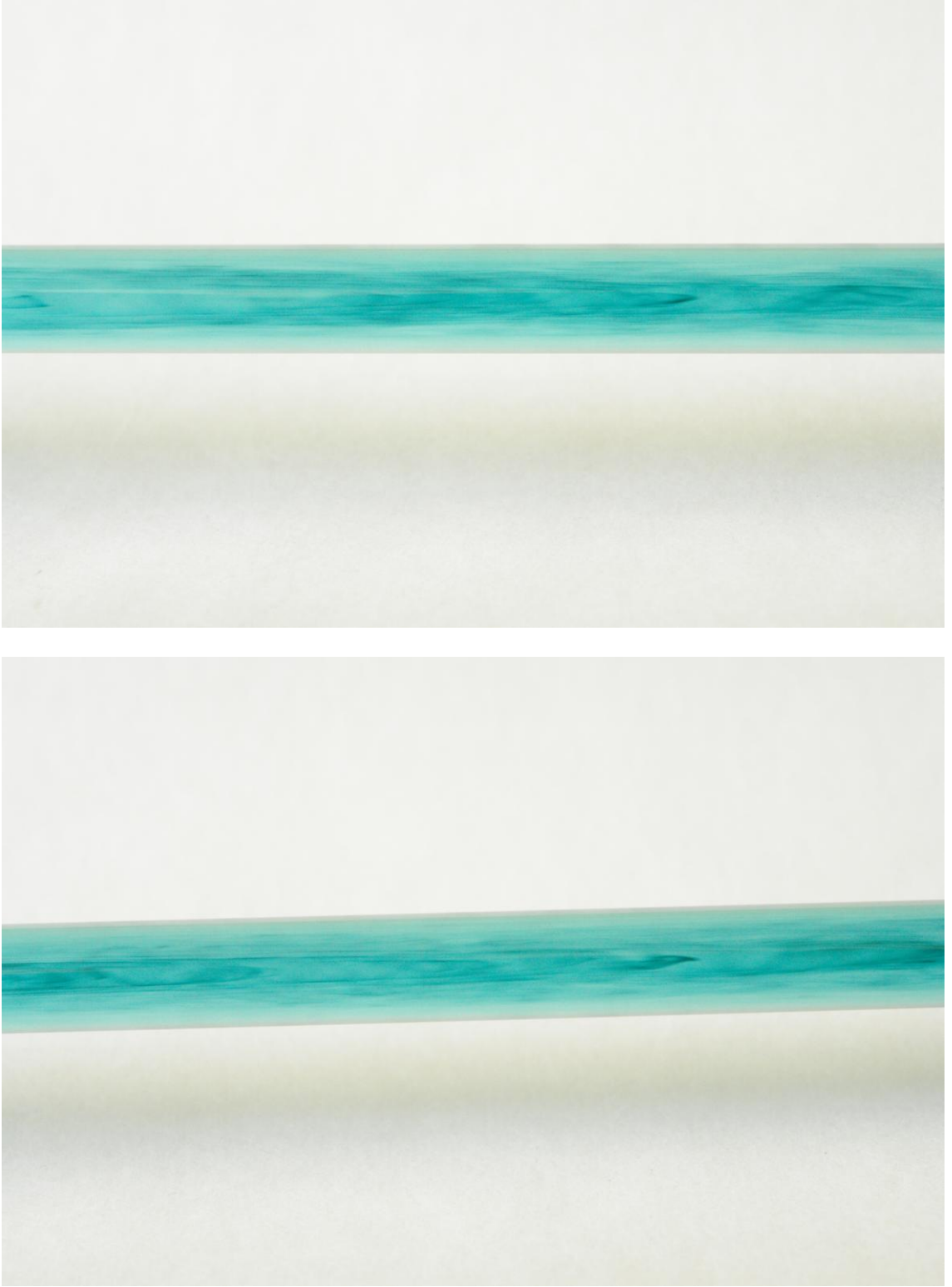
Şekil Ek-2.4 $Re=500$ ve $n=150$ dev/dak.



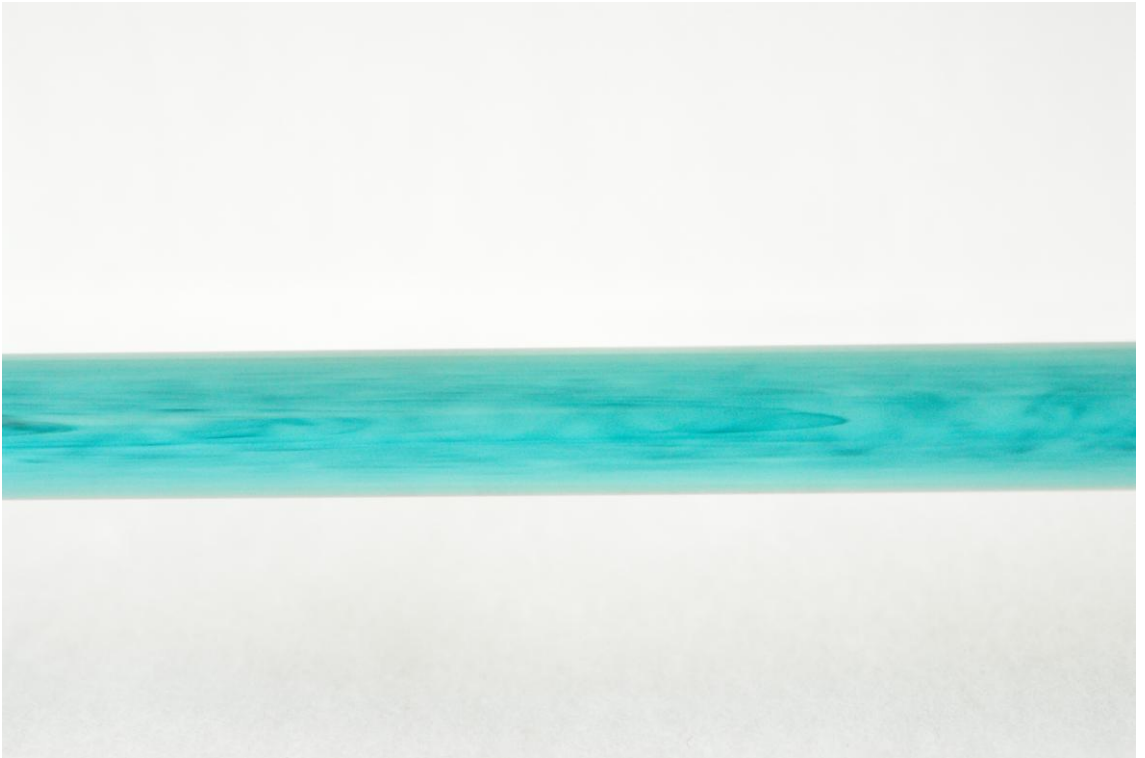
Şekil Ek-2.5 $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak.



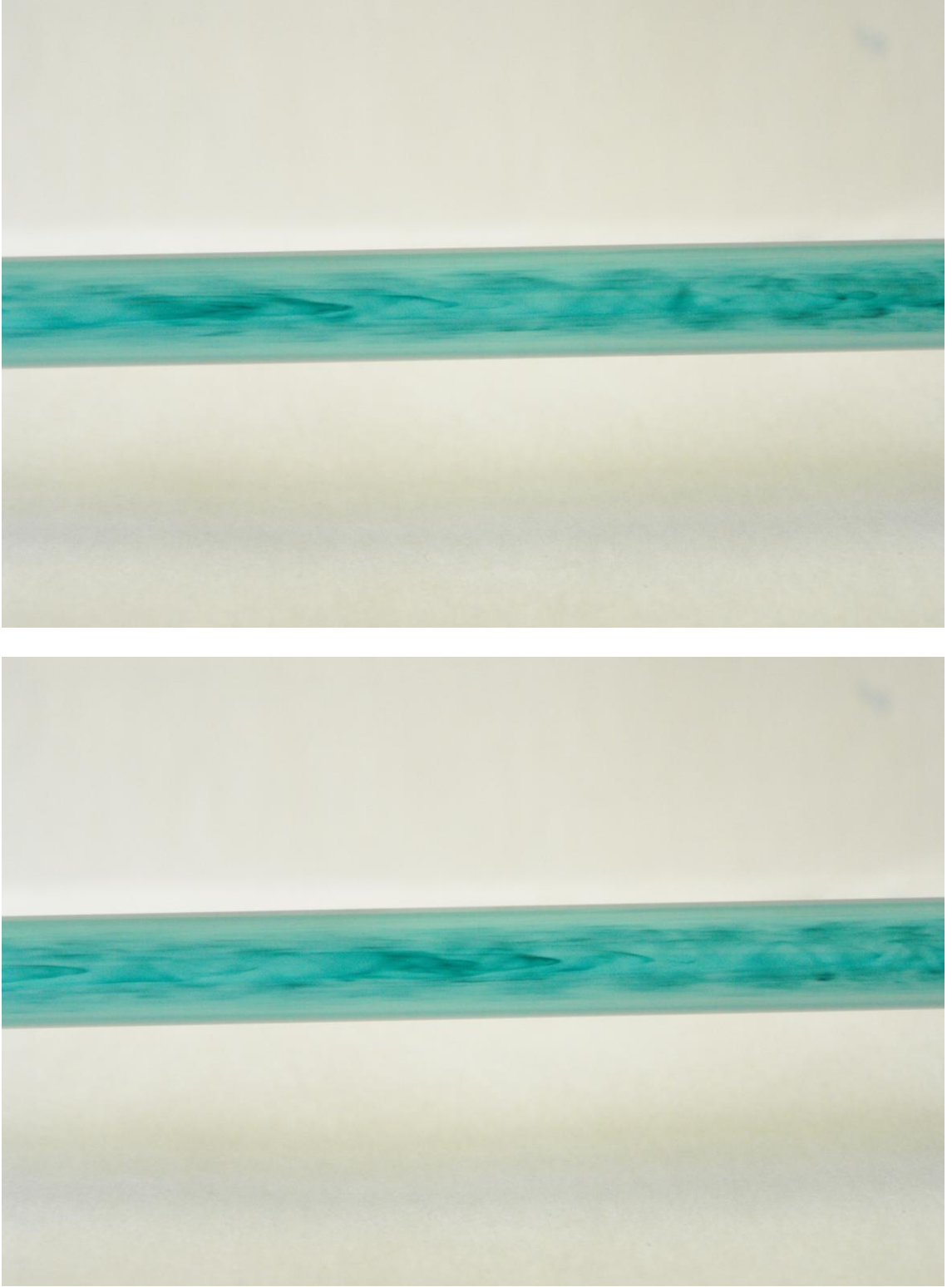
Şekil Ek-2.6 $Re=5000$ ve $n=150$ dev/dak.



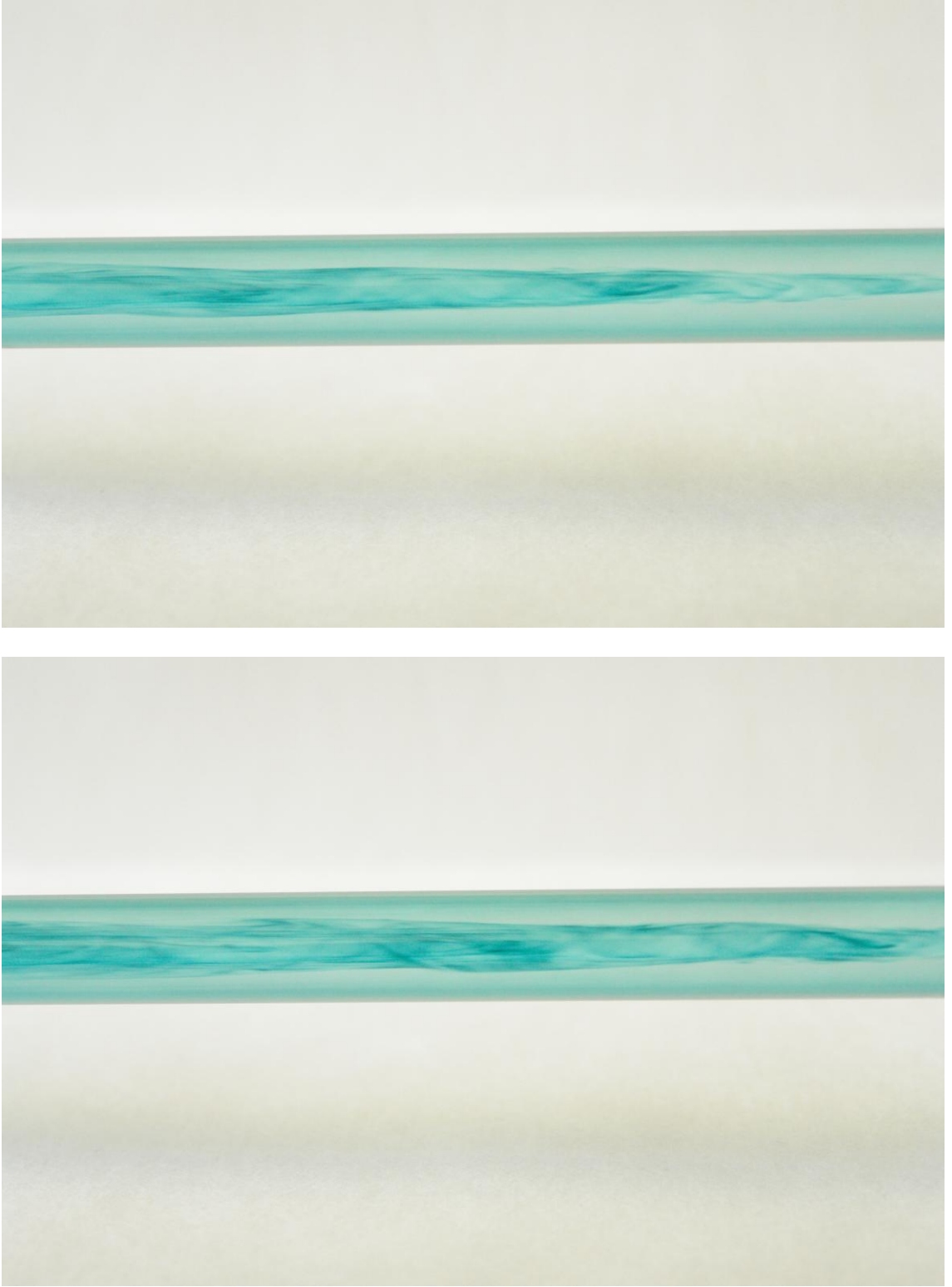
Şekil Ek-2.7 $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.



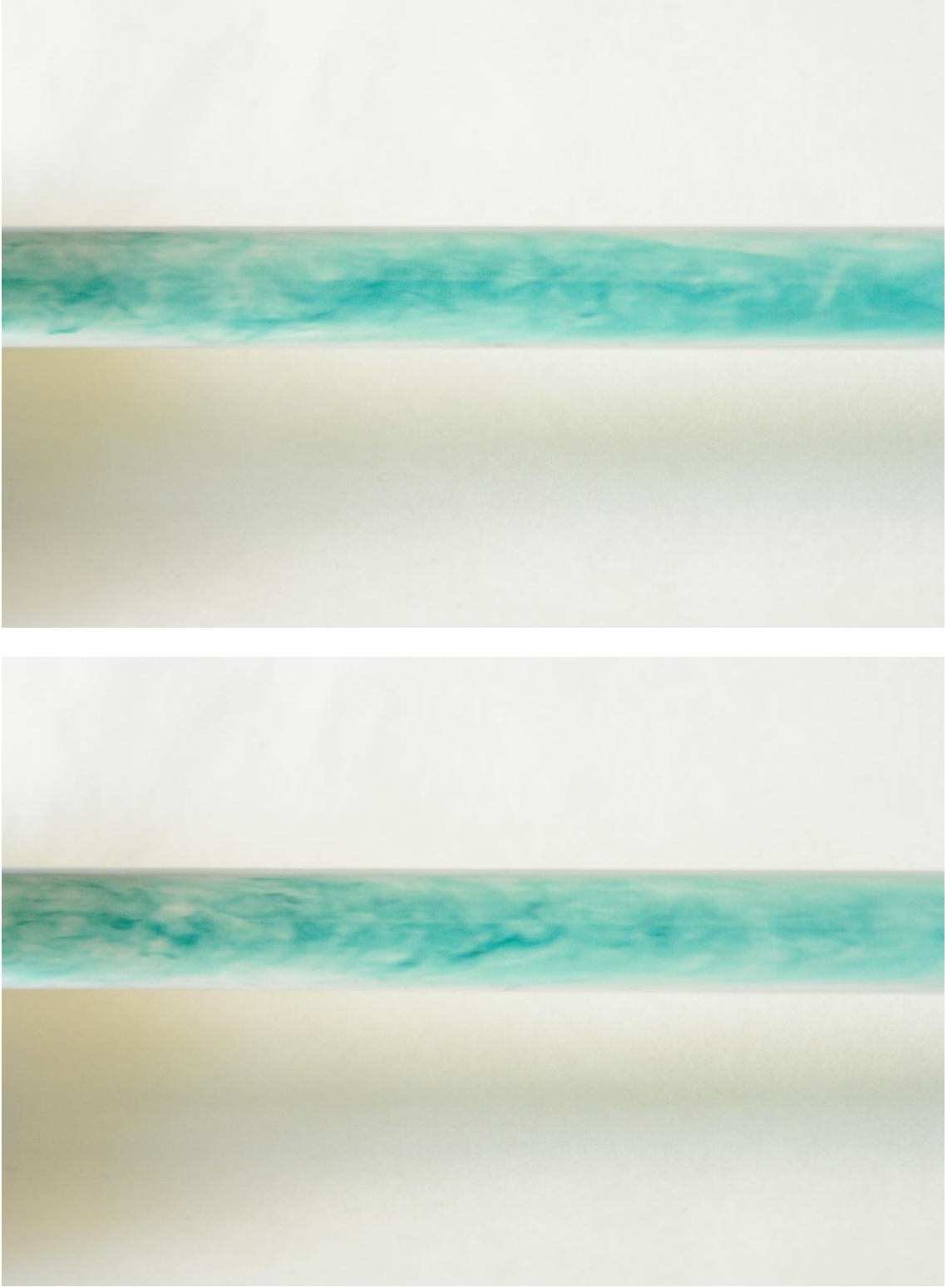
Şekil Ek-2.8 $Re=3000$ ve $n=50$ dev/dak.



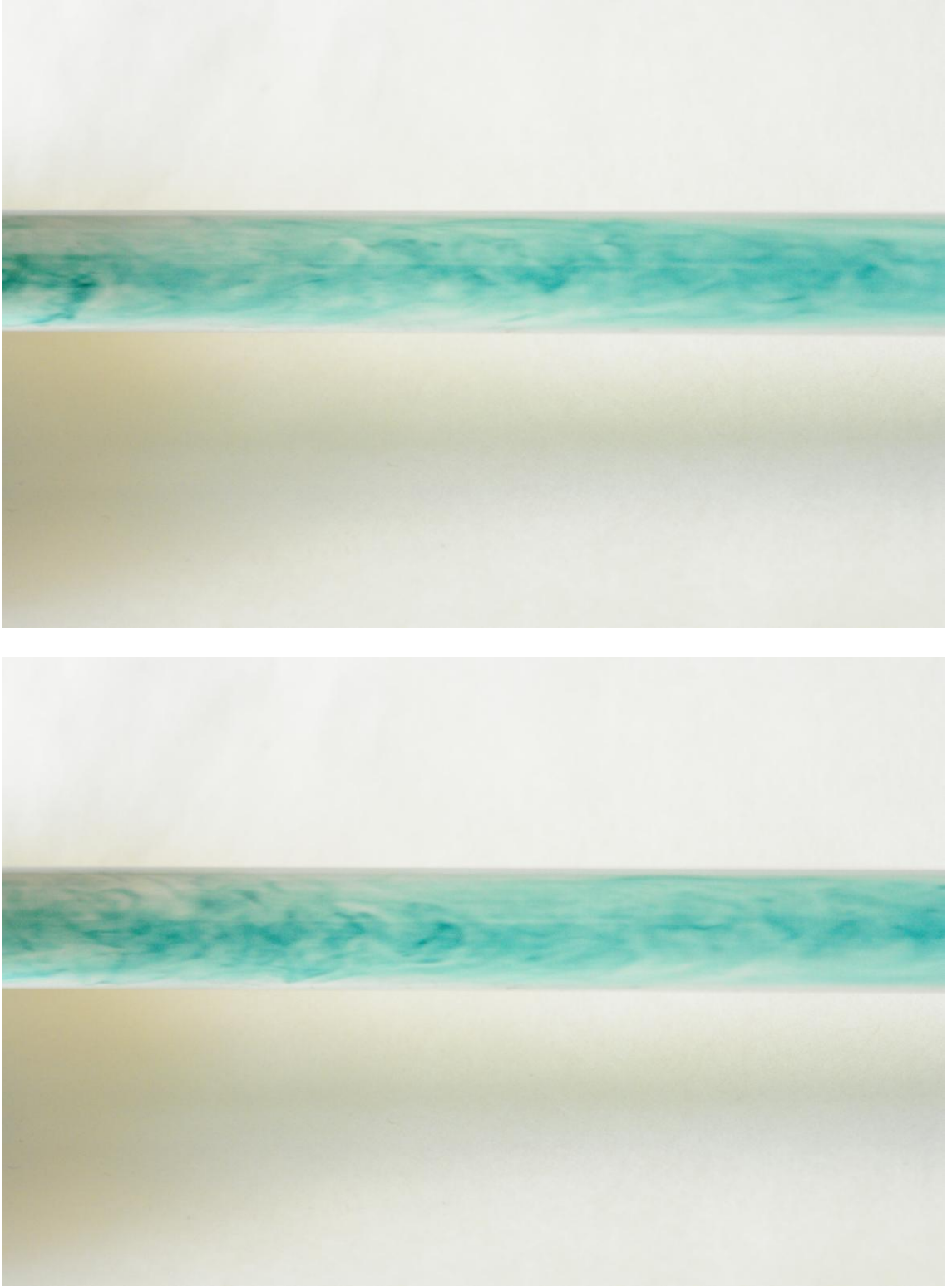
Şekil Ek-2.9 $Re=3000$ ve $n=150$ dev/dak.



Şekil Ek-2.10 $Re=3000$ ve $n=400$ dev/dak.



Şekil Ek-2.11 $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



Şekil Ek-2.12 $Re=3000$ ve $n=0$ dev/dak.



Şekil Ek-2.13 $Re=5000$ ve $n=0$ dev/dak.

ÖZ GEÇMİŞ

Emre TURGUT, 1973 yılında Niğde’de doğdu. İlk, orta, lise ve yüksek öğrenimini Elazığ’da tamamladı. 1993 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü kazandı. 1998 yılında mezun oldu. 1999 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nde yüksek lisans öğrenimine başladı. 2000 yılında aynı bölüme araştırma görevlisi olarak atandı. 2001 yılında ısı değiştiricileri üzerine olan yüksek lisansını tamamladı. Aynı sene doktora programını kazandı. Halen Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi’nde araştırma görevlisidir. Evli ve baba adaydır.

Emre TURGUT