**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

# HALKASAL KESİTLİ BORULARDAKİ TEĞETSEL GİRİŞLİ SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLARDA ISI TAŞINIMI KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Sefer Arda SERBES**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**HAZİRAN 2019**

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

# HALKASAL KESİTLİ BORULARDAKİ TEĞETSEL GİRİŞLİ SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLARDA ISI TAŞINIMI KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Sefer Arda SERBES**
**(301141024)**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN**

**HAZİRAN 2019**

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301141024 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Sefer Arda SERBES, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "HALKASAL KESİTLİ BORULARDAKİ TEĞETSEL GİRİŞLİ SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLARDA ISI TAŞINIMI KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi .....

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi .....

**Doç. Dr. Emre ALPMAN**
Marmara Üniversitesi .....

**Teslim Tarihi** : **03 Mayıs 2019**
**Savunma Tarihi** : **10 Haziran 2019**

*Aydınlığı bir ucundan da olsa görebilenlere,*

## ÖNSÖZ

Tez çalışmamın her aşamasında beni yönlendiren, bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN'a, İTÜ Makina Fakültesi'nin Isı ve Kütle Transferi Laboratuvarı'nın kullanımında desteğini hissettiren Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e, deney setinin imalatını gerçekleştiren ve tecrübeleriyle deney setinin kurulumuna yön veren Selman BENLİ'ye, deneylerin yapılma aşamasında tecrübelerini benimle paylaşmaktan çekinmeyen Arş. Gör. Mustafa Yasin GÖKASLAN'a ve Arş. Gör. Ali Murat BİNARK'a, deneylerin yapılmasında hevesle çalışan ve aksaklıkların giderilmesi konusunda pratik çözümler üreten değerli arkadaşım Michael DARMANİS'e, işyerimde iş yükümün önemli bir kısmını üstlenerek tez çalışmasına daha rahat odaklanabilmemi sağlayan dostlarım Arş. Gör. Osman Taha KÜTÜK'e ve Arş. Gör. Süleyman ŞİŞMAN'a, son olarak bu günlere gelmemde tarifsiz bir paya sahip olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2019

Sefer Arda SERBES
Makine Mühendisi

**İÇİNDEKİLER**

**Sayfa**

**ÖNSÖZ** ... vii
**İÇİNDEKİLER** ... ix
**KISALTMALAR** ... xi
**SEMBOLLER** ... xiii
**ÇİZELGE LİSTESİ** ... xv
**ŞEKİL LİSTESİ** ... xvii
**ÖZET** ... xix
**SUMMARY** ... xxi
**1. GİRİŞ** ... 1
1.1 Tezin Amacı ... 3
**2. ISI TAŞINIMINA GENEL BAKIŞ** ... 5
2.1 Isı Taşınımının Temel Denklemleri ... 7
2.2 Isı Taşınımının Diferansiyel Denklemleri ... 9
2.2.1 Süreklilik denklemi ... 9
2.2.2 Momentum denklemleri ... 9
2.2.3 Enerji denklemi ... 11
2.3 Isı Taşınımında Boyutsuz Sayılar ... 11
**3. BORULARDA EKSENEL LAMİNER AKIŞLAR** ... 15
3.1 Dairesel Kesitli Borulardaki Eksenel Laminer Akışlar ... 15
3.1.1 Dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışların dinamiği ... 16
3.1.2 Dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısı taşınımı karakteristiği ... 19
3.2 Halkasal Kesitli Borulardaki Eksenel Laminer Akışlar ... 22
3.2.1 Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların dinamiği ... 23
3.2.2 Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısı taşınımı karakteristiği ... 25
**4. BORULARDA SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLAR** ... 29
4.1. Borularda Sönümlü Döngülü Akış Üretim Yöntemleri ... 32
4.1.1. Teğetsel girişli döngülü akış üreteçleri ... 33
4.2 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Dinamiği ... 35
4.3 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Isı Taşınımı Karakteristiği ... 39
4.4 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Kullanım Alanları ... 44
**5. DENEYSEL ÇALIŞMA** ... 47
5.1 Deney Setinin Tasarımı ... 48
5.2 Deney Setinin İmalatı ve Kurulumu ... 54
5.3 Deney Prosedürü ... 62
5.4 Deney Sonuçları ... 64
**6. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ** ... 67
6.1. Deneysel Çalışmaya Ait Kabuller ve Hesaplamalar ... 67
6.2. Deney Sonuçlarının Analizi ... 73

6.2.1. İç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında ortalama Nusselt – Reynolds sayıları ilişkileri ..... 74
6.2.2. Fan gücü – hacimsel debi ilişkileri ..... 78
6.2.3. İç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında zorlanmış taşınım performansının değerlendirilmesi ..... 82
6.2.4. İç silindirik yüzeyin ısıl açıdan homojenliğinin değerlendirilmesi ..... 84
6.3. Deneysel Çalışmanın Belirsizlik Analizi ..... 85
**7. SONUÇ VE ÖNERİLER** ..... 89
**KAYNAKLAR** ..... 93
**EKLER** ..... 97
**ÖZGEÇMİŞ** ..... 119

## KISALTMALAR

**DC** : Doğru Akım
**HAD** : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
**PIV** : Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçüm Cihazı
**PTFE** : Politetrafloroetilen
**RS** : Regresyon Katsayısı
**SSE** : Hata Kareler Toplamı

## SEMBOLLER

**a** : Örnek fonksiyon parametresi
**$A_y$, $A_k$** : Yüzey alanı ($m^2$), borunun kesit alanı ($m^2$)
**b** : Örnek fonksiyon parametresi
**$c_p$, c** : Sabit basınçta özgül ısı sığası (J $kg^{-1}$ $K^{-1}$), örnek fonksiyon parametresi
**$D_i$, $D_d$** : Halkasal kesitli borunun iç çapı (m), dış çapı (m)
**$D_h$, D** : Hidrolik çap (m), dairesel kesitli borunun çapı (m)
**$E_f$, $E_r$** : DC fanın gerilimi (V), rezistansın gerilimi (V)
**f, F** : Sürtünme faktörü, örnek fonksiyon
**$g_r$, $g_\varphi$, $g_z$** : Radyal, açısal, eksenel koordinatlardaki yer çekimi ivmesi (m $s^{-2}$)
**$G_\varphi$** : Yerel açısal momentum (kg m $s^{-2}$)
**$G_z$** : Yerel doğrusal momentumun boru yarıçapına oranı (kg m $s^{-2}$)
**h**, $\bar{h}$ : Isı taşınım katsayısı, ortalama ısı taşınım katsayısı (W $m^{-2}$ $K^{-1}$)
**$I_f$, $I_r$** : DC fanın akımı (A), rezistansın akımı (A)
**k** : Isı iletim katsayısı (W $m^{-1}$ $K^{-1}$ )
**L** : Borunun uzunluğu (m)
**$L_{g,h}$, $L_{g,ı}$** : Hidrodinamik, ısıl giriş uzunlukları (m)
**$\dot{m}$** : Kütlesel debi (kg $s^{-1}$)
**Nu**, $\overline{Nu}$, **$Nu_{eks}$** : Yerel, ortalama Nusselt sayıları, eksenel akışta Nusselt sayısı
**$P_{ıslak}$, $P_f$** : Islak çevre (m), DC fanın gücü (W)
**P, Pr** : Akışkanın basıncı (N $m^{-2}$), Prandtl sayısı
**q"** : Birim alandan ısı geçişi (W $m^{-2}$)
**q** : Isı geçişi (W)
**$q_r$** : Birim zamanda rezistans tarafından sağlanan ısı (W)
**$q_h$** : Birim zamanda havaya aktarılan ısı (W)
**$q_k$** : Birim zamandaki kayıp ısı (W)
**Q** : Hacimsel debi ($m^3$ $s^{-1}$)
**r, r*** : radyal koordinat parametresi (m), yarıçap oranı
**R** : Dairesel kesitli borunun yarıçapı (m)
**$R_i$, $R_d$** : Halkasal kesitli borunun iç yarıçapı (m), dış yarıçapı (m)
**Re** : Reynolds sayısı
**S** : Yerel döngü sayısı
**t** : Zaman (s)
**$T_y$** : Yüzey sıcaklığı (°C)
**$T_\infty$** : Akışkanın geliş sıcaklığı (°C)
**T**, $\overline{T}$ : Yerel sıcaklık, ortalama sıcaklık (°C)
**$T_{r1}$…$T_{r9}$** : 1. alt sistemden 9. alt sisteme kadar iç silindirik yüzey sıcaklıkları (°C)
**$T_{h1}$…$T_{h9}$** : 1. alt sistemden 9. alt sisteme kadar ortalama hava sıcaklıkları (°C)
**$T_g$, $T_ç$** : Havanın sisteme giriş, sistemden çıkış sıcaklığı (°C)
**$v_r$, $v_\varphi$, $v_z$** : Radyal, açısal, eksenel koordinatlardaki hız bileşenleri (m $s^{-1}$)
$\bar{V}$ : Ortalama hız (m $s^{-1}$)
**$V_{maks}$** : Maksimum hız (m $s^{-1}$)
**$w_F$, $w_a$, $w_b$, $w_c$** : Örnek fonksiyon ve parametrelerinin belirsizlikleri
**z** : Eksenel koordinat parametresi (m)

**μ, ν** **:** Dinamik viskozite (kg $m^{-1}$ $s^{-1}$), kinematik viskozite ($m^2$ $s^{-1}$)
**σ** **:** İç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımının standart sapması (°C)
**ζ** **:** Düzeltme faktörü
**φ** **:** Açısal koordinat parametresi (rad)

## ÇİZELGE LİSTESİ

**Sayfa**

**Çizelge 3.1 :** Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışlarda dış yüzeyin yalıtıldığı iki farklı sınır koşuluna ait ortalama Nusselt sayıları. ..... 27
**Çizelge 6.1 :** Havanın fiziksel özellikleri ve borunun geometrik özellikleri. ..... 68
**Çizelge 6.2 :** Genel ortalama Nusselt sayıları. ..... 76
**Çizelge 6.3 :** Döngülü akış üreteçlerindeki ortalama fan güçleri. ..... 80
**Çizelge 6.4 :** Döngülü akış üreteçlerinin iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında eksenel akış üretecine göre zorlanmış taşınım performansları. ..... 83
**Çizelge 6.5 :** Akış üreteçlerinin iç silindirik yüzey sıcaklık dağılımının standart sapma değerlerinin ortalamaları. ..... 85
**Çizelge 6.6 :** Hesaplamalara dahil edilen parametrelerin nominal değerleri ve belirsizlikleri. ..... 86
**Çizelge A.1 :** 45 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 99
**Çizelge A.2 :** 45 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 99
**Çizelge A.3 :** 60 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 100
**Çizelge A.4 :** 60 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 100
**Çizelge A.5 :** 75 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 101
**Çizelge A.6 :** 75 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 101
**Çizelge A.7 :** 90 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 102
**Çizelge A.8 :** 90 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları. ..... 102
**Çizelge A.9 :** Eksenel akış üretecinin deney sonuçları. ..... 103
**Çizelge B.1 :** 45 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri. ..... 105
**Çizelge B.2 :** 60 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri. ..... 105
**Çizelge B.3 :** 75 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri. ..... 105
**Çizelge B.4 :** 90 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri. ..... 106
**Çizelge C.1 :** İç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımının standart sapmaları. ..... 107

## ŞEKİL LİSTESİ

**Sayfa**

**Şekil 2.1 :** Taşınımla ısı geçişinde sınır tabaka gelişimi..... 7
**Şekil 3.1 :** Dairesel boruda laminer hidrodinamik sınır tabaka gelişimi. ..... 16
**Şekil 3.2 :** Isıtılmış dairesel boruda ısıl sınır tabakanın gelişimi. ..... 19
**Şekil 3.3 :** Dairesel kesitli borulardaki laminer akışlarda giriş bölgesi için yerel Nusselt sayıları. ..... 22
**Şekil 3.4 :** Halkasal kesitli borudaki eksenel akışta tam gelişmiş hız profili. ..... 24
**Şekil 3.5 :** Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların farklı iki yarıçap oranı değerindeki giriş bölgesi hız değerleri. ..... 25
**Şekil 3.6 :** Dış yüzeyi yalıtılmış sabit iç yüzey sıcaklığına sahip halkasal kesitli eksenel laminer akışlardaki ısıl giriş bölgesine ait yerel Nusselt sayıları. ..... 28
**Şekil 3.7 :** Dış yüzeyi yalıtılmış iç yüzeyden sabit ısı akısının olduğu halkasal kesitli eksenel laminer akışlardaki ısıl giriş bölgesine ait yerel Nusselt sayıları. ..... 28
**Şekil 4.1 :** Borularda bükülmüş sac ile sürekli döngülü akışın sağlandığı bir uygulama örneği. ..... 30
**Şekil 4.2 :** Teğetsel kanatlı statik döngülü akış üreteci. ..... 32
**Şekil 4.3 :** Helisel kanatlı statik döngülü akış üreteci. ..... 33
**Şekil 4.4 :** Teğetsel girişli döngülü akış üreteci. ..... 34
**Şekil 4.5 :** Dik (solda) ve dar açılı (sağda) teğetsel girişler. ..... 34
**Şekil 4.6 :** Tam (solda), daralan (ortada) ve genişleyen (sağda) döngülü teğetsel girişler. ..... 35
**Şekil 4.7 :** Sönümlü döngülü akışta basınç dağılımı tipleri. ..... 36
**Şekil 4.8 :** Boru ekseni boyunca farklı Reynolds sayılarında yerel döngü sayısı. ..... 38
**Şekil 4.9 :** Sabit yüzey sıcaklığı (solda) ve yüzeyden sabit ısı akısı (sağda) sınır koşullarının sönümlü döngülü ve eksenel akışlardaki toplam ısı taşınımı üzerine etkisi. ..... 41
**Şekil 4.10 :** Sabit sıcaklıktaki dış (solda) ve iç (sağda) silindirik yüzeylerin farklı yarıçap oranlarına ait ısı taşınım katsayıları. ..... 42
**Şekil 4.11 :** Sabit Reynolds sayısı değerinde giriş bölgesinin farklı yerel döngü sayılarında yerel Nusselt sayısının boru ekseni boyunca değişimi. ..... 43
**Şekil 4.12 :** Sondaj işlemlerinde sönümlü döngülü akışın uygulanması. ..... 45
**Şekil 4.13 :** Silindirik tank tipi nükleer reaktörlerde reaktör çekirdeğinin kesit görünümü. ..... 46
**Şekil 5.1 :** Halkasal kesitli borunun iç silindirini oluşturan rezistans sisteminin modeli. ..... 49
**Şekil 5.2 :** Halkasal kesitli borunun dış silindirinin modeli. ..... 50
**Şekil 5.3 :** Akış üreteçlerinin modelleri. ..... 51
**Şekil 5.4 :** Akış üreteçlerinin önden kesit ve üstten görünümleri. ..... 52
**Şekil 5.5 :** Fan aksamının patlatılmış (solda) ve montajlanmış (sağda) modeli. ..... 52

**Şekil 5.6 :** Deney setinin katı modelinin önden (solda) ve önden kesit (sağda) görünümü. ..... 53
**Şekil 5.7 :** Deneylerde kullanılan EZ marka (solda) ve MERSAN marka (sağda) güç kaynakları. ..... 55
**Şekil 5.8 :** Deneyde kullanılan ısıl çift. ..... 55
**Şekil 5.9 :** Deney setinde debi ölçümü için kullanılan doğalgaz sayacı. ..... 56
**Şekil 5.10 :** DC güç kaynaklarının sağladığı akım ve gerilimi ölçen multimetre. ..... 57
**Şekil 5.11 :** Veri toplayıcı multimetre. ..... 57
**Şekil 5.12 :** Veri toplama kartı. ..... 58
**Şekil 5.13 :** Deney setinde kullanılan DC fan. ..... 59
**Şekil 5.14 :** Teğetsel döngülü akış üreteçleri. ..... 59
**Şekil 5.15 :** Alt (solda) ve üst (sağda) fan kapakları. ..... 60
**Şekil 5.16 :** Rezistans seramiği ve rezistans telinin sarımı. ..... 60
**Şekil 5.17 :** Deney seti. ..... 61
**Şekil 6.1 :** Hesaplamalarda ele alınan sistem ve alt sistemler. ..... 69
**Şekil 6.2 :** 45 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri. ..... 74
**Şekil 6.3 :** 60 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri. ..... 75
**Şekil 6.4 :** 75 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri. ..... 75
**Şekil 6.5 :** 90 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri. ..... 76
**Şekil 6.6 :** 45 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri. ..... 78
**Şekil 6.7 :** 60 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri. ..... 79
**Şekil 6.8 :** 75 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri. ..... 79
**Şekil 6.9 :** 90 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri. ..... 80

# HALKASAL KESİTLİ BORULARDAKİ TEĞETSEL GİRİŞLİ SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLARDA ISI TAŞINIMI KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

## ÖZET

Halkasal kesitli borulardaki akışlar, uygulamada birbirinden çok farklı alanlarda karşılaşılan akış tipleridir. Halkasal kesitli borulardaki ısı taşınımı etkilerinin incelenmesi ise yaygın bir araştırma konusudur. Akışkanın boru girişinde döngülü bir karakter sergilediği, borunun ilerleyen bölgelerinde ise bu döngülü karakterin sönümlenerek eksenel bir karaktere evrildiği sönümlü döngülü akışlar ve bu akışların ısı taşınımına katkıları, ısı geçişi ve akışkanlar mekaniği disiplinleri açısından incelenmeye değer konulardır. Bu çalışmada halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışların laminer koşullardaki ve sürekli rejimdeki iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımına etkileri incelenmiştir. İnceleme tamamen deneysel olarak yapılmış, deneylerde sönümlü döngülü akış üretim yöntemi olarak teğetsel girişler kullanılmıştır. Teğetsel girişlerin kesiti dairesel olup, çap değeri halka kalınlığına eşittir. Ayrıca deneylerde kullanılan ısıl sınır koşulları, iç silindirik yüzeyden sabit ısı akısının verildiği ve dış silindirik yüzeyde kısmi yalıtımın sağlandığı sınır koşullarıdır. Çalışmada teğetsel giriş sayıları ve giriş açılarının iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımına etkileri ele alınmıştır. Bu bağlamda, tez çalışmasında öncelikli olarak ısı taşınımının temel denklemleri ve zorlanmış taşınımın genel ilkelerinden bahsedilmiştir. Ardından dairesel ve halkasal kesitli borulardaki eksenel akışların dinamiğine ve ısı taşınımı karakteristiğine ait çözümlemeler ele alınmıştır. Sonrasında borulardaki sönümlü döngülü akışların genel özelliklerinden, sönümlü döngülü akış üretim yöntemlerinden bahsedilmiş ve bu akışların dinamiği ve ısı taşınımı karakteristiği anlatılmıştır. Literatürdeki bilgilerin derlenip aktarılmasından sonra, deneysel çalışmaya geçilmiştir. Deney setinin tasarımı, imalatı ve kurulumu ele alındıktan sonra, deney sonuçları çizelgeler halinde verilmiştir. Sonrasında deney sonuçlarının anlamlı verilere dönüştürülmesinde kullanılan kabullerden ve hesaplamalardan bahsedilmiştir. Ardından iç silindirik yüzeyin ısı taşınımı karakteristiği ile ilgili sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçların elde edilmesiyle beraber, iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımındaki ortalama Nusselt sayıları, akışkanın borudan aktarılması için gereken güç değerleri, iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı performansı ve iç silindirik yüzeydeki sıcaklık dağılımının homojenliği yorumlanmıştır. Son olarak, deneysel çalışmanın belirsizlik analizi yapılmıştır.

# EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF SWIRLING DECAYING LAMINAR FLOWS WITH TANGENTIAL INLET IN AN ANNULUS

## SUMMARY

Flows in an annulus are types of flows observed in fields that are very different from each other, in practice. Investigation of effects of convective heat transfer in the annulus is one of common research topics, as well. Swirling decaying flows, exhibiting swirl character at the entrance of pipe and showing axial character at the further regions of pipe, and contribution of these flows to the convective heat transfer are worth researching topics in heat transfer and fluid mechanics areas. In this study, effects of swirling decaying flows in an annulus on convective heat transfer of inner cylindrical surface were investigated in laminar conditions and steady state regime. Investigation was carried out completely experimentally and tangential inlets were used as a generation method for swirling decaying flow in the experiments. Cross section geometry of tangential inlets are circular and diameter of each tangential inlet is equal to annular thickness. Moreover, thermal boundary conditions handled in the experiments are constant heat flux at the inner cylinder surface and semi – insulation at the outer cylinder surface. In this study, the effects of tangential inlet numbers and angles on convective heat transfer on the inner cylindrical surface are discussed, generally. Within this context, fundamental equations of convective heat transfer and basic principles of forced convection were handled in this study, with priority. Then, analysis of dynamics and convective heat transfer characteristics of axial flows in an annulus and a pipe with circular cross section was mentioned. Further, general characteristics of swirling decaying flows in pipes, generation methods for swirling decaying flows, dynamics and convective heat transfer characteristics of these flows were evaluated. After reviewing the literature, experimental study was carried out. After designing, manufacturing and installing experimental setup, results of experiments were represented in tables. Then, the assumptions and calculations used in converting the experimental results into meaningful data were pointed out. With these results obtained, the average Nusselt numbers in convective heat transfer of the inner cylindrical surface, the power values required to transfer the fluid from the pipe, convective heat transfer performance of the inner cylindrical surface and homogeneity of the temperature distribution on the inner cylindrical surface were interpreted. Finally, uncertainty analysis of the experimental study was performed.

In this study, a total of 16 swirl flow generators with 4 different angle values and 4 different tangential input numbers were discussed. Since axial flow had been accepted as the reference flow, a total of 17 flow generators are examined. Experiments were carried out in the interval of 400 to 1000 Reynolds number. In this interval, 4 different Reynolds numbers were examined. Thus, a total of 68 experiments were examined.

Solid modelling software called Solidworks was used in the design of the experimental setup. Experimental setup was manufactured with the help of solid models created in

this software. The flow generators are manufactured with the aid of a 3D printer, while other components are either ready-made or manufactured by conventional machining methods. The experimental setup was installed at the heat and mass transfer laboratory of mechanics faculty at ITU.

MATLAB programming language was used for the evaluation of the experimental results. First of all, a program for calculations has been developed. Then, the curves requested to be drawn with the help of the data obtained from the program were created. The curve fitting toolbox of MATLAB program was used for fitting these curves. Then, another program was composed to draw and interpret the curves. The results were interpreted with the help of the information obtained from this program, as well. These interpretations are discussed under four headlines. Firstly the heat transfer coefficient on the inner cylindrical surface in same Reynolds numbers, secondly the fan power volumetric flow rate relationships, thirdly forced convection performances and fourthly the homogeneity of the temperature distribution on the inner cylindrical surface were evaluated.

In the same Reynolds numbers for the heat convection on the inner cylindrical surface, it was found that swirling decaying flow has a higher heat convection coefficient than axial flow. In addition, it has been observed that decreasing the number of tangential inlets and decreasing the tangential inlet angle increases the heat transfer coefficient, separately. Accordingly, it was found that the highest heat convection coefficient in same Reynolds numbers was realized in swirl generator with 45-degree and 1-inlet. When the powers used to transfer the fluid through the pipe are considered, it is observed that the fan power used for the axial flow is much lower than the fan power used for swirling decaying flows. According to the results obtained, the decrease of the tangential inlet angle generally decreases the average fan power and the decrease of the number of tangential inlet significantly increases the average fan power. Accordingly, the highest fan power value was obtained in a swirl generator with 90-degree and 1-inlet.

Separately determined average Nusselt number-Reynolds number relationships and fan power-volumetric flow rate relationships were discussed according to the axial situation and the percentage increases was calculated. By this way, it was possible to calculate forced convection performance for each case. In determining forced convection performance, the percentage increase according to the axial flow in fan power was subtracted from the percentage increase according to the axial flow in average Nusselt number. From this point of view, it is observed that swirl flow generators with 1-inlet and 2-inlet exhibit a lower forced convection performance than the axial flow generator. It was calculated that swirl flow generators with 3-inlet and 4-inlet provide higher forced convection performance than axial flow generator. In addition, the highest forced convection performance was calculated on swirl flow generator with 45-degree 4-inlet.

Homogeneity analysis of the temperature distribution on the inner cylindrical surface was carried out with standard deviation calculation which is frequently used in statistical studies. Accordingly, it has been found that swirling decaying flow cools the inner cylindrical surface more homogeneously than axial flow for each case. Therefore swirl flow generators with 2-inlet and 4-inlet have achieved a more homogeneous cooling of the inner cylindrical surface than swirl generators with 1-inlet and 3-inlet. In addition, increasing the Reynolds number increases the homogeneity of cooling.

By means of these investigations, general information about the convective heat transfer characteristics on inner cylindrical surface of swirling decaying flows with tangential inlet in annulus was obtained. In the further studies, supporting this informations with computational studies will enable the most suitable flow generator among different applications to be determined. Thanks to this feature, this study is able to provide experimental data that can be used in design stage.

# 1. GİRİŞ

Çoğunlukla ısıtma ve soğutma uygulamaları ile akışkan dağıtım şebekelerinde yararlanılan borularda akışlar, akışkanlar mekaniği ve ısı geçişi disiplinlerinin önemli araştırma ve uygulama alanlarından biridir. Borularda akışlar, akış boyunca akışkanın borunun içindeki hacmi tamamen doldurduğu akışlardır [1]. Yaygın olarak akışkan bir fan veya pompa yardımıyla borunun içinden akmaya zorlanır. Bu sırada akışkanın beklenen amaca uygun bir karakter sergilemesi istenir. Bu amaç sadece akışkanın bir yerden başka bir yere transfer olması olacağı gibi, akışkanın transferi esnasında akışkan ile aktığı bölge arasında ısı geçişi gerçekleştirmek suretiyle enerji aktarımı gerçekleştirmek de olabilir [2].

Akışkan ile akışkanın aktığı borunun iç yüzeyi arasındaki ilişki akışın karakteri üzerinde etkilidir. Akışkanın boru içindeki hareketi esnasında boru yüzeyi ile arasında sürtünme meydana gelir. Bu da boru içindeki akışlarda başlıca kayıplara sebebiyet verir. Bu kayıplar dolayısıyla akışkanın basıncında düşüş meydana gelir ve akması zorlaşır. Transferin etkili bir şekilde sağlanabilmesi için akışkanı harekete geçiren pompa veya fanın, ilgili kayıplara karşı koyacak güçte çalıştırılması gerekir [2].

Boru içerisindeki akışkanın hızı da, akışın değerlendirilmesindeki önemli parametrelerden biridir. Akışkanın hızı, boru kesitinin farklı noktalarında değişkenlik gösterir. Akışkanın borunun iç cidarına temas ettiği yüzeylerde, akışkan hızı sıfırdır. Buna kaymama koşulu denir. Bununla birlikte, temas yüzeylerinden uzaklaşıldıkça akışkanın hızı artar ve temas yüzeyine en uzak bölgelerde genellikle maksimum hız gözlemlenir. Bu değişkenlik nedeniyle borularda akışlardaki birçok uygulamada ortalama hız ile çalışmak daha pratiktir. Isıtma ve soğutma uygulamalarında yoğunluk ve sıcaklık değişimlerine bağlı olarak ortalama hızda bir takım farklılıklar olsa da genellikle ihmal edilebilir düzeydedir [2].

Akışkan ile akışkanın temas ettiği yüzey arasındaki ısı geçişi ısı taşınımı olarak adlandırılır. Borulardaki akış uygulamalarının önemli bir kısmında ısı taşınımı önemli bir yer teşkil etmektedir. Isı değiştiricilerinin ve soğutma aksamlarının çoğunda boru

akışları ile sağlanan ısı taşınımı, ısının bir yerden başka bir yere transfer edilmesinde kullanılır.

Isı taşınımıyla gerçekleştirilen ısı geçişinde, akışın rejimi aktarılan ısı üzerinde son derece etkilidir. Akışın düzenli ve çalkantısız karakter sergilediği akış rejimi laminer akışlar olarak adlandırılırken, akışın düzensiz ve çalkantılı bir yapıya sahip olduğu karakteri önceden kestirilemeyen akış rejimi ise türbülanslı akışlar olarak adlandırılır. Laminer akışlarda boru içerisinde akma esnasında sürtünme kayıpları türbülanslı akışlara göre çok daha azdır. Ayrıca laminer akış koşulları türbülanslı akış koşullarına göre daha düşük hızlarda gerçekleşir. Bu sebeplerden ötürü akışkanın bir yerde başka bir yere transferinde, laminer koşullar daha düşük kayıplı bir transfer sağlar. Ancak laminer akışlar çalkantısız yapıları sebebiyle akışkan taneciklerinin birbirleriyle daha az karıştığı akışlardır. Bu nedenle laminer akışlarda ısı taşınımı türbülanslı akışlara göre daha düşük düzeylerdedir [3].

Borulardaki akış uygulamalarında genellikle dairesel kesitli borular kullanılırken, özellikle ısıtma ve soğutma uygulamalarında farklı kesit geometrilerine rastlamak mümkündür. Bunun nedeni ısıtma ve soğutma uygulamalarında, akışkanın transferinin yanı sıra akışkanın tahliye ettiği veya akışkandan tahliye olan ısının da önem arz etmesidir. Bahsi geçen farklı kesit geometrilerinden, üzerine en çok araştırma yapılan geometrilerden biri de halkasal kesitli geometrilerdir. Nükleer enerjiden elde edilen ısının transfer edilmesinde kullanılan uygulamalar da dahil olmak üzere, ısı değiştiricilerin önemli bir kısmının modellenmesinde ve tasarımında halkasal kesitli geometrilerden akan akışlar kullanılır. Ayrıca petrol sondaj kuyularından petrolün çıkarılma işleminde de halkasal kesitli akışlar, ilgili işlemin en önemli basamaklarından birini oluşturur [4].

Halkasal kesitli akışlarda ısı taşınımının incelenmesi, akışkanlar mekaniği ve ısı geçişi üzerine çalışan araştırmacıların önemli araştırma alanlarından biridir. Genellikle akışın hareket koşullarına göre iki farklı karaktere ait incelemeler yapılmaktadır. Bunlardan birincisi akışkanın halka ekseni doğrultusunda eksenel olarak hareket ettiği akışlardır. İkincisi ise akışkanın halka ekseni doğrultusunda hareket ederken, aynı zamanda halka ekseni etrafında döndüğü döngülü akışlardır. Bu tip çalışmaların bazılarında türbülanslı koşullarda inceleme yapılırken, bazılarında laminer koşullara ait incelemeler yapılmaktadır. Ayrıca akışın sınır koşulları ve kullanılan akışkanın tipi birbirinden farklı çalışmaların araştırma konusu olmuştur.

Anlaşılacağı üzere, borulardaki akışlarda akışın teorisi son derece iyi anlaşılmış olmasına rağmen, akışın çözümlemelerini analitik olarak elde etmek birkaç basit akış tipinin haricinde son derece zordur. Bu nedenle, analitik çözümlerin henüz mümkün olmadığı akış tipleri için deneysel ve/veya hesaplamalı çalışmalar yapılmaktadır. Özellikle deneysel çalışmalardan ampirik bağıntılar elde edilmektedir. Ancak bu bağıntıların birçoğu sadece deneyin yapıldığı koşullar içerisinde geçerli olmaktadır. Farklı koşullarda ise görece yüksek hata paylarıyla sonuç alınabilmektedir [2].

### 1.1 Tezin Amacı

Halkasal kesitli borulardaki akışlarda ısı taşınımının incelenmesi borulardaki akışların önemli araştırma konularından biridir. Akışın tipi, akışkanın bir bütün halinde hareket ederken boru ekseni ile olan ilişkisi tarafından belirlenir. Bu ilişki, akışkanın boru ekseni boyunca tamamen paralel bir doğrultuda aktığı bir tipte olursa eksenel akış olarak adlandırılır. Akışkanın boru ekseni etrafında bir bütün halinde dönme hareketi yaptığı akışlar ise döngülü akışlar olarak adlandırılır. Borularda döngülü akışların bazılarında, akışkanın boruya girdiği bölgede akışkanın boru ekseni etrafında dönme ve boru eksenine paralel bir şekilde ötelenme hareketi bileşenlerinin bir arada olduğu, borunun ilerleyen bölgelerinde ise akışın tamamen eksenel akışa evrildiği bir akış tipi mevcuttur. Bu akış tipine borularda sönümlü döngülü akışlar denir. Halkasal kesitli borularda da yaygın bir inceleme alanı olan borularda sönümlü döngülü akışların elde edilmesi için bir takım yöntemler vardır. Bu yöntemlerden birinde sönümlü döngülü akış, akışkanın halkasal kesitli borunun dış silindirik yüzeyine teğetsel bir şekilde girmesiyle elde edilir. Bu teğetsel girişin sayısı, boru ekseni ile yaptığı açı ve kesitinin geometrik özellikleri sönümlü döngülü akışlardaki ısı taşınımının önemli parametreleridir. Ayrıca iç ve dış silindirik yüzeylerin ısıl koşulları ve akışın eksenel akışa ulaştığı bölgedeki laminer veya türbülanslı koşullarda olma durumu da ısı taşınımı karakteristiğinin incelenmesinde son derece önemlidir.

Bu çalışmada; 1, 2, 3, 4 teğetsel giriş sayılarına ve 45 derece, 60 derece, 75 derece, 90 derece teğetsel giriş açılarına sahip 16 farklı teğetsel girişin halkasal kesitli bir boruda sönümlü döngülü akışın elde edilmesi için kullanıldığı bir deney düzeneğinde, sönümlü döngülü akışların iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı karakteristiğinin incelenmesi amaçlanmıştır. Kullanılan bütün teğetsel girişler dairesel kesitli teğetsel girişlerdir ve teğetsel girişin çapı halkasal kesitin halka kalınlığına eşittir. Ayrıca

halkasal kesitli borunun iç silindirik yüzeyinden sabit ısı akısı verilmekte ve dış silindirik yüzeyi ise kısmi yalıtımlı bir özellik taşımaktadır. Yapılacak olan incelemede akışkanın eksenel duruma eriştiği bölgedeki Reynolds sayısının 400 ile 1000 aralığında olduğu koşulların ele alınması amaçlanmıştır. Çalışmanın tamamı deneyseldir, akışkan olarak oda koşullarındaki giriş özelliklerine sahip hava kullanılması ve eksenel akış tipinin de referans giriş tipi olarak deneylere dahil edilmesi uygun bulunmuştur. Ayrıca yapılacak olan inceleme akışın sürekli rejime girdiği koşullardadır. Çalışmada öncelikli olarak sönümlü döngülü akışların iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımının, eksenel akışlara göre kullanılan bütün teğetsel giriş tiplerinde daha yüksek olup olmadığının araştırılması amaçlanmıştır. Ayrıca her bir teğetsel giriş tipinin iç silindirik yüzeydeki ısı taşınım katsayısının birbiriyle karşılaştırılması ve en yüksek ısı taşınım katsayısını veren teğetsel giriş açısının ve teğetsel giriş sayısının tespit edilmesi de çalışmada ön planda tutulan amaçlardan biridir. Fan gücünün de belirlenmesiyle beraber, eksenel akış durumuna göre iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı artışının ne kadarlık bir fan gücü artışıyla sağlandığının tespit edilmesi ve bu sayede her bir akış üreteci için iç silindirik yüzeydeki zorlanmış taşınım performanslarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Son olarak, akışın sürekli rejime girmesinden sonra, iç silindirik yüzeydeki sıcaklık dağılımının homojenliğinin her bir giriş tipi için incelenmesi de tez çalışmasında amaçlanan çıktılar arasındadır.

## 2. ISI TAŞINIMINA GENEL BAKIŞ

İş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji, maddelerin bulunduğu halden bir başka hale geçebilmesini sağlayan temel unsurdur. Birimi joule olan enerjinin birbirlerine de dönüşebilen birçok formu mevcuttur. Bu formlar potansiyel enerji, mekanik enerji, elektrik enerjisi, kimyasal enerji, nükleer enerji ve elektromanyetik enerji olabileceği gibi ısı da olabilir [5].

Isı, genel olarak, bir cismin uzamasına, genleşmesine, buharlaşmasına, erimesine veya sıcaklığının artmasına neden olan bir enerji formudur [6]. Isının bir yerden başka bir yere transferi bilim dünyasının en önemli araştırma alanlarından biri olmakla birlikte, bu araştırmaların çıktıları da gündelik hayatta son derece işlevsel karşılıklar bulmaktadır. Isının bir yerden başka bir yere transfer edilmesi, ısı geçişi olarak adlandırılır ve ısı geçişi yalnızca sıcaklık farkının olduğu ortamların içinde ve arasında gerçekleşir. Eğer bir ortamın içerisinde sıcaklık farkı mevcut ise veya birbirleriyle ilişki içerisinde olan farklı ortamların sıcaklıkları birbirlerinden farklı ise, ısı geçişi kesinlikle gerçekleşir. Isı geçişinde önemli olan aktarılan ısının büyüklüğünün yanı sıra, bu ısının ne kadar zamanda aktarıldığıdır. Bu nedenle ısı geçişi, birim zamanda aktarılan ısı miktarı ile tarif edilmektedir ve birimi watt olarak tanımlanır. Isı geçişinin gerçekleşmesini sağlayan çeşitli ısı geçişi mekanizmaları mevcuttur. Bu mekanizmalar; ısı iletimi, ısı ışınımı ve ısı taşınımıdır [3].

Isı iletimi, ısının serbest elektron hareketiyle bir molekül veya atomdan bir diğerine geçmesi olayına denir. Isı iletimi genellikle katı cisimlerde ele alınan bir ısı geçişi mekanizması olmakla beraber, sıvı ve gazlarda da aralarında sıcaklık farkı bulunan atom ve moleküllerin hareket etmeksizin birbirine teması sonucu ısı iletimi gerçekleşir. İletim ile ısı geçişi, sıcaklık farkı ve ısının aktarıldığı yüzeyin büyüklüğünün yanı sıra, maddenin bileşimi ve fiziksel özelliklerine bağlı olan ısı iletim katsayısı ile doğru orantılı bir karakter sergiler [7].

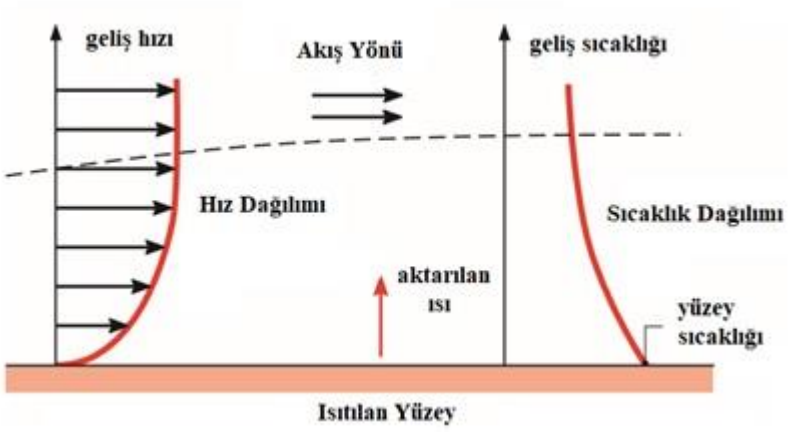
Isı ışınımı ise, cisimleri oluşturan atom ya da moleküllerin elektron hareketindeki değişimleri sebebiyle yaydığı elektromanyetik dalgalar sayesinde gerçekleşen ısı geçişidir. Maddenin olmadığı ortamda da gerçekleşen ısı ışınımı, mutlak sıfır

sıcaklığının üzerindeki her maddede gerçekleşir. Isı ışınımı cismin yüzey alanı, bir yüzey özelliği olan ışınım yayma katsayısı, yüzeyin mutlak sıcaklık değerinin dördüncü kuvveti ile doğru orantılı bir karakter sergilemesinin yanı sıra, konuyla ilgili deneysel ve teorik çalışmalar yapan iki önemli bilim insanından adını alan Stefan-Boltzmann sabiti ile de ilişkilidir [7].

Isı taşınımına gelince, ısı taşınımı tezin ana çatısını oluşturan ısı geçişi mekanizması olduğundan daha ayrıntılı bir şekilde incelenecektir. Isı taşınımı, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkanın arasında gerçekleşen ısı geçişi mekanizmasıdır. İlgili ısı geçişinin gerçekleşebilmesi için yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı birbirlerinden farklı olmak zorundadır. Taşınımla ısı geçişi, akışın türüne göre doğal taşınım ve zorlanmış taşınım olmak üzere iki alt gruba ayrılır. Doğal taşınımda, akışkanın yüzeye yakın bölgelerinde gerçekleşen ısı geçişi akışkanın yüzeye uzak bölgeleri arasında bir sıcaklık farkı doğurur. Bu sıcaklık farkı yoğunluk farkına, yoğunluk farkı da kaldırma kuvvetleri sebebiyle akışın hareket etmesine sebep olur. Zorlanmış taşınımda ise akışkanın fan, pompa vs. gibi bir dış etki altında hareket ettirilmesiyle ısı taşınımı sağlanır [3].

Isıtılan yüzey üzerinde, yüzeye paralel olarak akan bir akış ele alındığında, akışın ve ısı taşınımının karakteri daha rahat anlaşılabilir. Akış hızının yüzeyde sıfır olduğu kaymama koşulu ile akışın geliş hızı arasında, akışkanın yüzey ile dinamik olarak etkileşimde olduğu bir bölge göze çarpar. Bu bölge hidrodinamik sınır tabaka olarak adlandırılır. Benzer şekilde akışkanın yüzeye temas ettiği noktadaki sıcaklığı yüzey sıcaklığına eşittir. Akışkanın geliş sıcaklığı ile yüzeydeki sıcaklığı arasında ısıl olarak etkileşimde olduğu bir bölge de vardır. Bu bölgeye de ısıl sınır tabaka denir. Bu sınır tabakalar birbirleri ile aynı olmak zorunda değillerdir. Şekil 2.1'de taşınımla ısı geçişinde her iki sınır tabaka gelişimi de, anlatımı basitleştirmek adına tek bir sınır tabaka ile gösterilmiştir.

Şekil 2.1'de ayrıca sınır tabaka içerisinde hız ve sıcaklık dağılımları da gösterilmiştir. Görüldüğü üzere, yüzeyin akışkandan daha sıcak olması durumunda, akış hızının yavaş ve yüzeye yakın olduğu bölgede akışkanın sıcaklığı daha yüksektir. Bununla beraber, yüzeyden uzak bölgelerde akışkan daha yüksek bir hıza ve daha düşük bir sıcaklığa sahiptir. Bu durum hız ve sıcaklık dağılımları ile gösterilmiştir. Sonuç olarak sınır tabaka içerisindeki, akışkan ile yüzeyin etkileşimde olduğu bölgede ısı taşınımı gerçekleşir ve bu ısı sınır tabakanın dışına doğru süpürülür [3].




**Şekil 2.1 :** Taşınımla ısı geçişinde sınır tabaka gelişimi [3].

## 2.1 Isı Taşınımının Temel Denklemleri

Sıcaklıkları birbirinden farklı yüzey ile hareketli akışkan arasındaki ısı geçişinin, yani ısı taşınımının temel denklemi Newton'un soğuma kanunu olarak adlandırılır. Bu eşitliğe göre, birim alandan birim zamanda gerçekleşen ısı taşınımı, yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark ile doğru orantılı olmakla beraber, ısı taşınımının en önemli parametresi olan ısı taşınım katsayısı ile de doğru orantılıdır. Newton'un soğuma kanunu aşağıdaki eşitlikte verilmiştir [8].

$$q'' = h\,(T_y - T_\infty) \tag{2.1}$$

$T_y$ ile gösterilen yüzey sıcaklığı $T_\infty$ ile gösterilen akışın geliş sıcaklığından daha yüksek olarak ele alındığı duruma göre denklem oluşturulmuştur. Ayrıca $q''$ birim zamanda birim alandan transfer edilen ısıyı temsil etmektedir ve birimi W $m^{-2}$ 'dir. Isı taşınım katsayısı ise h ile gösterilmiştir ve birimi W $m^{-2}$ $K^{-1}$ 'dir. Bu değer akışın karakteristik özelliklerine, akışkanın cinsi ve fiziksel özelliklerine, yüzeyin fiziksel ve geometrik özelliklerine bağlıdır. Isı taşınımı ile ilgili çalışmaların çok önemli bir kısmı ısı taşınım katsayısının belirlenmesine yönelik çalışmalardır. Isı taşınım katsayısı yüzey boyunca bölgesel olarak da değişim gösterir. Bu sebepten ısı taşınım katsayısı iki farklı durum için tanımlanır. Bölgesel olarak değişen ısı taşınımı h ile gösterilir ve hangi konum için tanımlandığı belirtilir. Buna yerel ısı taşınım katsayısı denir. Tüm sistem için ise ortalama ısı taşınım katsayısı tarifi kullanılır ve $\bar{h}$ ile gösterilir. Denklem 2.2'de tüm sistem için ele alınan ısı taşınımı eşitliği ele alınmıştır [8].

$$q = \bar{h}\, A_y\, (T_y - T_\infty) \tag{2.2}$$

q değeri yüzeyden birim zamandaki ısı geçişini göstermekte olup birimi W'dır. $A_y$ ise toplam yüzey alanını göstermektedir. Ortalama ısı taşınım katsayısının tespitinde ise yerel ısı taşınım katsayısının sonsuz küçüklükteki yüzeylerdeki değerlerinin ortalaması alınır. Buna göre aşağıdaki denklem ortalama ısı taşınım katsayısının bulunmasında kullanılır [8].

$$\bar{h} = \frac{1}{A_y} \int_{A_y} h\, dA_y \tag{2.3}$$

Isı taşınımının gerçekleştiği yüzey ile etkileşim halindeki akışkanın farklı bölgelerinde farklı sıcaklık değerleri gözlemlenir. Bu durum sıcaklık dağılımının oluşmasına sebebiyet vermiştir ve akışın her bir kesitinin farklı bölgelerinde farklı sıcaklık değerleri mevcuttur. Özellikle boru akışlarında, sistemi kabul edilebilir düzeyde basitleştirmek adına, kesitlerin ortalama sıcaklık değerlerine ihtiyaç duyulur. Yüzey sıcaklığının akışkanın giriş sıcaklığından daha yüksek olduğu uygulamalardan örnek verilirse; yüzeye yakın bölgelerde daha yüksek akışkan sıcaklığı gözlenmekle beraber, bu bölgelerde daha düşük hız bileşeni mevcuttur. Yüzeyden uzaklaşıldıkça akışkan sıcaklığı düşerken, bölgesel akış hızı da artar. Bu nedenle bir kesitin ortalama sıcaklık değeri, kesitin farklı noktalarından alınan sıcaklık değerlerinin aritmetik ortalamasının alınmasıyla tespit edilememektedir. İlgili sıcaklık değerine sahip bölgeden geçen akışkan taneciklerinin miktarı da önemli bir parametredir. Akışkanın bir kesitindeki ortalama sıcaklık değeri, ilgili kesitin sahip olduğu entalpi değeri ile ısı sığasınınn oranıdır ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir [9].

$$\bar{T} = \frac{\int_{\dot{m}} c_p\, T\, d\dot{m}}{\dot{m}\, c_p} \tag{2.4}$$

Denklem 2.4'de $\dot{m}$, kütlesel debi olup birimi kg $s^{-1}$ 'dir. $c_p$ ise sabit basınçta özgül ısı sığasıdır ve birimi J $kg^{-1}$ $K^{-1}$ 'dir. Sabit basınçta özgül ısı sığası bir akışkan özelliğidir. Son olarak T ise yerel sıcaklık değeridir.

## 2.2 Isı Taşınımının Diferansiyel Denklemleri

Isı taşınımının genel yapısından da anlaşılacağı gibi, her bir noktada farklı bir değer alan hız ve sıcaklık değerleri, bu ısı geçişi mekanizmasının ana çatısını oluşturmaktadır. Bu nedenle ısı taşınımının karakterinin daha iyi açıklanabilmesi için, ilgili yapının diferansiyel açıdan değerlendirilmesi gerekmektedir. Akışkanlar mekaniğinin de en önemli denklemleri arasında yer alan bu diferansiyel denklemlerin elde edilmesinde, bazı temel fizik kuralları ile çözümlemeler yapılmıştır. Bu denklemler sırasıyla; süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve enerji denklemidir. Tez çalışmasında ele alınan ısı taşınım, silindirik geometrilerde gerçekleştiğinden dolayı, bu denklemlerin silindirik koordinatlardaki karşılıkları ele alınmıştır.

### 2.2.1 Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi, temel fiziğin kütle korunumu ilkesine göre oluşturulmuştur. Buna göre, belirli bir hacme sürekli olarak giren - çıkan kütleler var ise ve hacim içerisindeki toplam kütle miktarı değişmiyorsa, toplam giren kütle miktarı çıkan kütle miktarına eşittir. Bahsi geçen hacim, sonsuz küçüklükteki bir hacim olarak ele alındığında, oluşturulan denklem de bir diferansiyel denklem formu alır [2]. İlgili denklem aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\rho v_r) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho v_\varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) = 0 \qquad (2.5)$$

Buna göre $\rho$ akışkanın yoğunluğunu gösterirken, $t$ zamanı göstermektedir. Sırasıyla $r$, $\varphi$ ve $z$ ise radyal, açısal ve eksenel koordinat parametrelerini göstermektedir. $v_r$, $v_\varphi$, $v_z$ alt indislerinde gösterilen koordinatlardaki hız değerlerini temsil etmektedir.

### 2.2.2 Momentum denklemleri

Navier-Stokes denklemleri olarak da bilinen ve akışkanlar mekaniğinin en önemli denklemleri olan momentum denklemleri, akış alanına Newton'un ikinci yasasının uygulanmasıyla elde edilir. Buna göre bir cismin sahip olduğu ivme, üzerine etki eden kuvvetler ile doğru, cismin ataleti ile ters orantılıdır. Bu denklemlerde akışın üzerinde etkili olan kuvvetler ele alınmış olup, her bir eksende Newton'un ikinci yasasının çözümlemesi yapılmıştır. Dolayısıyla momentum denklemleri üç adet diferansiyel denklemden oluşmaktadır. Ayrıca momentum denklemleri bazı sınırlamalar altında

geçerlidir. Bu sınırlamalara göre ilgili denklemlerin geçerli olabilmesi için, akışkanın Newton tipi bir akışkan olması gerekmektedir. Bu da akışın üzerine etkiyen kayma gerilmesinin şekil değiştirme hızıyla doğrusal olarak değiştiği akışkanları işaret etmektedir ki bu durum dinamik viskozitenin akış boyunca sabit kaldığı anlamına gelmektedir [2]. Denklemleri daha da basite indirgemek açısından denklemler sıkıştırılamaz akış durumu için yazılmıştır. Bu da akış boyunca akışkan yoğunluğunun değişmediği anlamına gelmektedir. Aşağıda r, φ ve z koordinatları için momentum denklemleri yazılmıştır.

Sıkıştırılamaz momentum denkleminin r-bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial v_r}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_r}{\partial r}+\frac{v_\varphi}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}-\frac{v_\varphi^2}{r}+v_z\frac{\partial v_r}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial r}+\rho g_r + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v_r}{\partial r}\right)-\frac{v_r}{r^2}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi}+\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}\right] \tag{2.6}$$

Sıkıştırılamaz momentum denkleminin φ-bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_\varphi}{\partial r}+\frac{v_\varphi}{r}\frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi}-\frac{v_r v_\varphi}{r}+v_z\frac{\partial v_\varphi}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial \varphi}+\rho g_\varphi + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v_\varphi}{\partial r}\right)-\frac{v_\varphi}{r^2}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}+\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2}\right] \tag{2.7}$$

Sıkıştırılamaz momentum denkleminin z-bileşeni:

$$\rho\left(\frac{\partial v_z}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_z}{\partial r}+\frac{v_\varphi}{r}\frac{\partial v_z}{\partial \varphi}+v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial z}+\rho g_z+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v_z}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2}+\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2}\right] \tag{2.8}$$

İlgili denklemlere göre P akışın basınç değerini vermektedir. $g_r$, $g_\varphi$ ve $g_z$ ise yerçekimi ivmesinin alt indislerinde belirtilen yöndeki bileşenlerini temsil etmektedir. Akışkanın dinamik viskozitesi ise μ ile gösterilmiş olup, birimi kg $m^{-1}$ $s^{-1}$'dir.

### 2.2.3 Enerji denklemi

Enerji denkleminin oluşturulmasında ise termodinamiğin birinci yasasından faydalanılmıştır. Bu yasaya göre sınırları belirlenmiş bir hacmin içerisinde enerji üretiminin olmadığı durumlarda, hacmin içerisine giren enerji ile çıkan enerjinin farkı, aynı hacmin içerisindeki enerji değişimine eşit olmalıdır. Bu enerjinin korunumu yasası olarak da adlandırılır. İlgili yasa sonsuz küçüklükteki hacimlere uygulanırsa silindirik koordinatlarda aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \tag{2.9}$$

Bu denklem de momentum denklemlerinde olduğu gibi, bazı sınırlar içerisinde geçerlidir. Denklemde, k ile gösterilen ve birimi W $m^{-1}$ $K^{-1}$ olan ısı iletim katsayısının, sabit basınçta özgül ısı sığasının ve yoğunluğun sabit olduğu koşullarda geçerlidir. Ayrıca, akışın içerisinde herhangi bir ısı üretimi olmadığı varsayılmıştır. Normal koşullarda ilgili ısı üretimi akış esnasındaki sürtünmelerden kaynaklı meydana gelir. Bu durumun ele alınması gereken koşullarda bu denkleme viskoz sürtünmeye dair bir terim de eklenmelidir. Ayrıca akışın ışınım ile dışarıya verdiği ve dışarıdan aldığı ısı da ilgili denklemde ihmal edilmiştir [10].

## 2.3 Isı Taşınımında Boyutsuz Sayılar

Mühendislik uygulamalarının önemli bir kısmında, yapılan çalışmalar belirli geometrik ve fiziksel koşullar altında incelenebilmektedir. Düşünülebilecek en basit akış veya ısı taşınımı analizlerinde bile, incelenebilecek sonsuz sayıda geometrik ve fiziksel koşul mevcuttur. Bu sebepten ötürü, ele alınan sistemin boyutlardan arındırılmış bir şekilde ifade edilmesi, sistemin sonsuz farklı sayıdaki boyutlarının sürekli analizinin yapılması zorunluluğunu ortadan kaldırır. Böylece, özellikle akışkanlar mekaniği ve ısı geçişi analizleri açısından son derece faydalı olan boyutsuzlaştırma işlemi, ele alınan sistem hakkında daha genel geçer bilgiler edinilmesini sağlar. Bu kısımda ısı taşınımında (özellikle borulardaki döngülü akış problemlerindeki ısı taşınımlarında) kullanılan boyutsuz sayılar ele alınmıştır.

Isı taşınımı ile ilgili yapılan çalışmalarda üzerine en çok araştırma yapılan boyutsuz sayı Nusselt sayısıdır. Nusselt sayısı ısı taşınımının temel boyutsuz sayısı olup, ısı taşınım katsayısının boyutsuzlaştırılması ile elde edilmiştir. Akışkanın taşınım ile aktardığı ısının, iletim ile aktardığı ısıya oranıdır. Aşağıda dairesel kesitli borulardaki akışlar için Nusselt sayısının ifadesi yer almaktadır.

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{hD}}{\mathrm{k}} \tag{2.10}$$

Nu, Nusselt sayısını göstermektedir. h, D ve k ise sırasıyla ısı taşınım katsayısını, boru çapını ve ısı iletim katsayısını göstermektedir. Nusselt sayısının 1'e eşit olması durumunda, taşınımla ısı geçişi, iletimle ısı geçişine eşit olur. Bu durum akışkanın hareketsiz olduğu anlamına gelmektedir ki bu durumda tüm ısı geçişi ısı iletimiyle gerçekleşir. Nusselt sayısının artması ısı geçişinde ısı taşınımının etkisinin arttığına işaret etmektedir ve çok büyük Nusselt sayılarında ısı iletiminin toplam ısı geçişi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeylere düşer [8]. Ayrıca Nusselt sayısı sistemin farklı bölgelerinde farklı değerler alır. Bu nedenle sistemin bütününü tarif etmek için ortalama Nusselt sayısı kullanılırken, bölgesel incelemelerde yerel Nusselt sayısı kullanılır [2].

Isı taşınımında kullanılan bir diğer önemli boyutsuz sayı, akışın karakterini belirleyen Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı, akış esnasında akışkanın üzerindeki atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere oranıdır. Akışın laminer veya türbülanslı olduğunu belirler. Borulardaki akışlar için Reynolds sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho \bar{V} \mathrm{D}}{\mu} = \frac{\bar{V} \mathrm{D}}{\nu} \tag{2.11}$$

Re, Reynolds sayısını göstermekle birlikte, $\bar{V}$, D, ρ ve μ sırasıyla borudaki akışın ortalama hızını, borunun çapını, akışkanın yoğunluğunu ve akışkanın dinamik viskozitesini göstermektedir. Anlaşılacağı üzere ν, dinamik viskozitenin yoğunluğa oranı olup, akışkanın kinematik viskozitesini temsil etmektedir. Kinematik viskozitenin birimi ise $m^2\ s^{-1}$' dir. Reynolds sayısının belirli değerlerine kadar akış üzerinde viskoz kuvvetler baskındır ve akış laminer karakter sergiler. Ancak bir değerin üzerindeki Reynolds sayılarında atalet kuvvetleri viskoz kuvetlere göre daha

baskın bir hale gelir ve akış türbülansa girer. Bu karakter değişiminin olduğu Reynolds sayısı değerine kritik Reynolds sayısı değeri denir [2].

Isı taşınımında yaygın olarak kullanılan boyutsuz sayılardan biri de Prandtl sayısıdır. Prandtl sayısı, moleküler momentum yayınımının moleküler ısı yayınımına oranıdır. Aşağıdaki eşitlikte Prandtl sayısı ifade edilmiştir.

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{k} \tag{2.12}$$

Pr kısaltması ile ifade edilen Prandtl sayısı, akışkan özelliklerinden oluşturulmuş bir sayıdır, yani bünyesinde akışın bulunduğu geometrik koşullara dair bir özellik içermez. Hidrodinamik sınır tabaka ile ısıl sınır tabakanın birbirlerine göre kalınlıklarını tanımlayan bir boyutsuz sayıdır [9].

Bahsi geçen bu üç boyutsuz sayı arasında bazı fonksiyonel ilişkiler mevcuttur. Bazı belirgin geometriler için bu ilişkiler tespit edilip, aynı geometrinin çeşitli koşulları için ısı taşınımı tahminlerinde bulunulabilir. Bu ilişkilerde sistemin bütünü ele alındığından, ortaya koyulan ifadeler ortalama Nusselt sayısını tanımlamaya yönelik eşitliklerdir. Buna göre ortalama Nusselt sayısı, Reynolds ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonudur [3]. Bu ifadeden de sistemin ortalama ısı taşınım katsayısı tespit edilebilir. Aşağıda bu ilişki belirtilmiştir.

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\bar{h}D}{k} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \tag{2.13}$$

$\overline{\mathrm{Nu}}$, ortalama Nusselt sayısını temsil etmektedir ve uygun ilişkinin elde edilmiş olması durumunda $\bar{h}$ kolaylıkla bulunabilir. Bu da sisteme veya sistem tarafından ısı taşınımı vasıtasıyla aktarılan ısıyı bulmada son derece basit bir yöntem sunar.

Isı taşınımıyla ilgili bu temel boyutsuz sayıların yanı sıra, döngülü akışlara özgü boyutsuz sayılara da rastlamak mümkündür. Bunlardan en çok kullanılanı, bir bölgedeki döngülü akışın yoğunluğu ile ilgili bilgiyi veren yerel döngü sayısıdır. Yerel döngü sayısının yerel ısı taşınım katsayısı üzerinde sahip olduğu etki önemli araştırma konularından biridir. Yerel döngü sayısının kullanımına, özellikle ileriki kısımlarda detaylı olarak bahsedilecek olan borularda sönümlü döngülü akışlarda, akış boyunca yerel hız bileşeni karakterinin sürekli değişiyor olması sebebiyle ihtiyaç duyulmuştur. Yerel döngü sayısı, borunun herhangi bir kesitindeki yerel açısal momentumun, aynı

kesitteki yerel doğrusal momentuma oranıdır ve borulardaki akışlar için aşağıdaki gibi tarif edilir [11].

$$S = \frac{G_\varphi}{G_z\, R} \tag{2.14}$$

S yerel döngü sayısını temsil etmektedir. Sırasıyla $G_\varphi$ ve $G_z$ ise, yerel açısal momentumu ve yerel doğrusal momentumun boru yarıçapına oranını göstermektedir ve birimleri kg m $s^{-2}$' dir. R ise borunun yarıçapını göstermektedir. Yerel döngü sayısı, sönümlü döngülü akışlarda sönümün karakteri ve tam sönümün konumu hakkında bilgi edinilmesini sağlar [11].

# 3. BORULARDA EKSENEL LAMİNER AKIŞLAR

Borularda akışlara, genellikle iki tip uygulamada karşılaşılmaktadır. Bunlardan birincisi akışkanın bir yerden bir yere nakledilmesini sağlamaktır. İkincisi ise akışkanın, akmakta olduğu borudan ısı alması veya akmakta olduğu boruya ısı vermesidir. Birinci tip uygulamalarda akışın dinamik olarak incelenmesi yeterliyken, ikinci tip uygulamalarda akışın dinamiğinin yanı sıra yüzey ile enerji ilişkilerinin de incelenmesi gerekmektedir. Isı taşınımının temel denklemlerinden de anlaşılacağı gibi, ısı taşınımı aracılığıyla gerçekleşen ısı geçişlerinde akışın dinamiği ısı taşınımı üzerinde son derece etkilidir. Bu bağlamda akışın dinamiği iki temel alt grupta ele alınabilir. Bunlar laminer ve türbülanslı akışlardır.

Ayrıca borularda akışların ve bu akışların ısı taşınımı ile ilişkili davranışlarının anlaşılabilmesi için, temel akış tipi olarak kabul edilen eksenel akışın değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu değerlendirme borulardaki farklı akış tiplerin incelenmesinde referans akış tipi olarak kabul edilebilir.

Bu kısımda öncelikli olarak boru kesitinin dairesel olduğu bir geometride eksenel akışın dinamiği ve ısı taşınımı karakteristiği incelenmiştir. Bu inceleme tez çalışmasının temel geometrisi olan halkasal kesitli borulardaki akışların, eksenel akış koşullardaki davranışının anlaşılması için bir bakış açısı sunar. Ardından halkasal kesitli borulardaki eksenel akışın dinamiği ve ısı taşınımı karakteristiği ele alınmıştır. Tezin kapsamı laminer koşulları içerdiğinden, burada yapılan inceleme de sadece laminer koşulları içermektedir.

## 3.1 Dairesel Kesitli Borulardaki Eksenel Laminer Akışlar

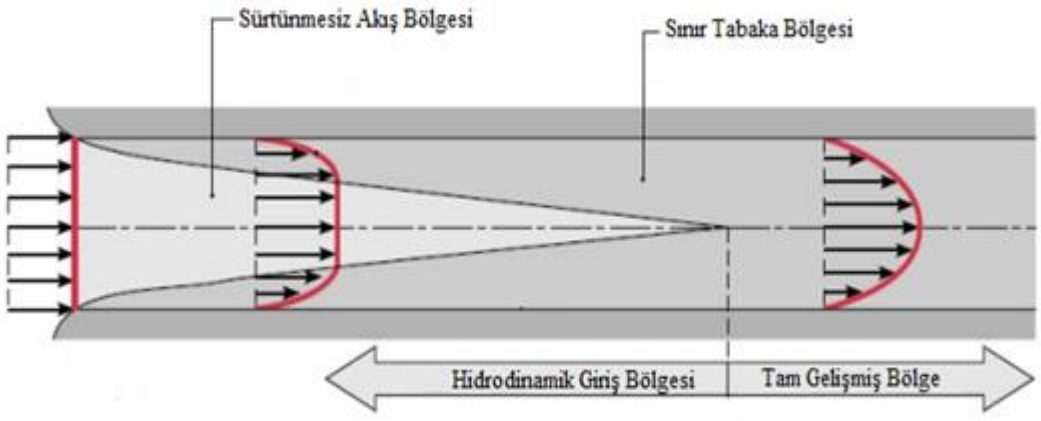
Dairesel kesitli borulardaki eksenel akışların anlaşılması, borulardaki diğer akış tiplerinin anlaşılması açısından son derece önemlidir. Bu akış tipinin bağlı olduğu parametreler, borulardaki diğer akış tiplerinde de önem arz eden parametrelerdir. Bu kısımda bahsi geçen parametreler ile bu parametrelerin akışın dinamiği ve ısı taşınımı karakteristiği üzerindeki etkilerinden bahsedilmiştir.

### 3.1.1 Dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışların dinamiği

Dairesel kesitli borularda kritik Reynolds sayısı 2300'dür. Bu değerin altındaki Reynolds sayısı değerlerindeki dairesel kesitli borulardaki akışlarda, akış laminer bir özellik gösterir. Bu değerin hemen üzerindeki Reynolds sayısı değerlerinde ise akış laminer – türbülanslı geçiş akışı özellikleri gösterirken, daha da yüksek Reynolds sayısı değerlerine sahip akışlarda türbülanslı akış özellikleri mevcuttur [2].

Borulardaki akışlarda, akışın laminer veya türbülanslı koşullarda olup olmadığının bilinmesinin yanı sıra akışın tam gelişmiş olup olmadığının bilinmesi de önemlidir. Akışkan hızının boru ekseni boyunca değişiminin irdelenmesini gerektiren bu durum, akıştaki hidrodinamik sınır tabakanın incelenmesiyle tespit edilir.

Akışkanın dairesel kesitli bir boruya laminer koşulda ve sabit bir hızla girdiği bir uygulama ele alınırsa, akışkanın boru iç yüzeyine ilk temas ettiği noktadan itibaren sürtünme etkilerinin önem kazandığı ve boru boyunca sınır tabakanın geliştiği gözlemlenmektedir. Bahsi geçen sürtünme etkilerinin bulunmadığı bölge ise borunun merkezini de içine alan merkeze yakın bölgelerdir ve sınır tabakanın geliştiği mesafe boyunca küçülmektedir. Akışın ilerleyen bölgelerinde sınır tabakanın geliştiği bölgeler merkezde birleşir ve sürtünme borunun tüm kesiti boyunca etkili olmaya başlar.




**Şekil 3.1 :** Dairesel boruda laminer hidrodinamik sınır tabaka gelişimi [3].

Şekil 3.1'de görüldüğü üzere akışkanın boruya girdiği kesit ile sürtünmenin tüm kesit boyunca etkili olduğu ilk kesite (sınır tabaka çizgisinin boru ekseni ile kesiştiği kesit) kadar olan bölgeye hidrodinamik giriş bölgesi adı verilir. Bu bölgede akışkanın hızı sınır tabaka bölgelerinde merkezden uzaklaştıkça azalırken, sınır tabakanın dışındaki bölgelerde akışkanın hızının değişmediği görülmektedir. Bunun sebebi bu bölgenin henüz sürtünmeden etkilenmemesidir. Ayrıca hidrodinamik giriş bölgesinde boru

ekseni boyunca hız profilinin sürekli değiştiği göze çarpmaktadır. Hidrodinamik giriş bölgesinin bittiği kesitten itibaren boru ekseni boyunca bütün kesitler sürtünme etkilerinin altındadır. Bu bölgeye ise tam gelişmiş bölge adı verilir. Tam gelişmiş bölgede hız profili boru ekseni boyunca sabittir ve koşullarda herhangi bir değişiklik olmaması durumunda akış bu hız profilini koruyarak akmaya devam eder. Laminer akış için tam gelişmiş hız profili parabolik bir özellik gösterir [3].

Borulardaki akışlardaki hidrodinamik sınır tabakanın incelenmesiyle ilgili yapılan çalışmalarda hidrodinamik giriş bölgesinin uzunluğunun önemli bir parametre olduğu gözlemlenmiştir. Bu uzunluğa hidrodinamik giriş uzunluğu adı verilir. Laminer koşullardaki eksenel akış için hidrodinamik giriş uzunluğu aşağıdaki eşitlikten bulunabilir [3].

$$\frac{L_{g,h}}{D} = 0{,}05\ Re \tag{3.1}$$

Eşitlikteki $L_{g,h}$ hidrodinamik giriş uzunluğunu temsil etmektedir. Görüldüğü üzere laminer koşullardaki eksenel akış için hidrodinamik giriş uzunluğu, boru iç çapı ve Reynolds sayısı ile doğru orantılıdır.

Borulardaki akışlarda tam gelişmiş bölgenin farklı kesitlerinde akışın hız profili aynı olmasına rağmen, aynı kesitin farklı bölgelerinde akışkanın hızının farklı olduğu görülmektedir. Bu nedenle borulardaki akışlarda yapılan çözümlemelerin önemli bir kısmında ortalama hız ile çalışmak daha elverişlidir. Hatırlanacağı üzere Reynolds sayısının boru akışlarındaki tarifinde de, ortalama hız değeri akışın hız parametresi olarak değerlendirilmiştir. Bu bağlamda dairesel kesitli borulardaki sıkıştırılamaz akış için borunun herhangi bir kesitindeki ortalama hız değeri aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\bar{V} = \frac{2}{R^2} \int_0^R V(r)\ r\ dr \tag{3.2}$$

Eşitlikteki $\bar{V}$ borunun herhangi bir kesitindeki ortalama hız değerini gösterirken, V(r) bahsi geçen kesitin hız profilini göstermektedir. R ise borunun yarıçapını temsil etmektedir [3].

Buna ek olarak, dairesel kesitli borulardaki laminer eksenel akışların tam gelişmiş akış bölgesindeki hız profilini de analitik olarak elde etmek mümkündür. Silindirik koordinatlardaki süreklilik ve momentum denklemlerinin, ilgili akış tipinin sıkıştırılamaz akış koşullarına göre uygulanmasıyla aşağıdaki denklem elde edilir [2].

$$V(r) = 2\,\overline{V}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \tag{3.3}$$

Buna göre dairesel kesitli borulardaki laminer eksenel akışların tam gelişmiş akış bölgesinde ortalama hızın bilinmesi, akışın ilgili bölgedeki hız profilinin kolaylıkla bulunabilmesini sağlar. İlgili akış tipinde, hız profilindeki maksimum hızın boru ekseni üzerindeki noktada olduğu bilinmektedir. Bu nokta da yarıçap değerinin sıfır olduğu yeri göstermektedir. Böylece konumu boru ekseninde olan maksimum hızın da ifadesi aşağıdaki gibi olmaktadır [2].

$$V_{maks} = 2\,\overline{V} \tag{3.4}$$

Eşitlikte hız profilindeki maksimum hız $V_{maks}$ ile gösterilmiştir. Maksimum hızın konumu boru dairesel kesitinin merkezi olduğuna göre, bahsi geçen akış tipi ile ilgili yapılan çalışmalarda boru merkezinden yapılacak bir hız ölçümü, ortalama hız tespitinin yapılması için yeterlidir. Bu da hız profilinin elde edilmesi anlamına gelir.

Boru içerisindeki akışlarda sürtünme de akış özellikleri üzerinde etkili olan parametrelerden biridir. Akışkanın boru içerisine sabit bir debi ile girdiği bir akış ele alınırsa, boru kesitinin değişmediği ve akışın sıkıştırılamaz olduğu koşullarda kütle korunumu ilkesi gereği hız değişmemektedir. Ancak akış esnasında boru ile akışkan arasında var olan sürtünmenin de bazı kayıplara neden olacağı bilinmektedir. Akışın hızı üzerinde bir değişime neden olamayan sürtünme, basınç üzerinde kendini gösterir. Böylece sürtünme akış boyunca basıncın düşmesine neden olur. Buna basınç düşümü denir. Sürtünme ile basınç düşümü arasında aşağıdaki eşitlik ile tarif edilen bir ilişki mevcuttur [3].

$$f = \frac{-(dP/dz)\,D}{(\rho\,\overline{V}^2)/2} \tag{3.5}$$

Denklemde z ile gösterilen parametre boru eksenini temsil etmektedir. Sürtünmenin büyüklüğünü gösteren parametre ise f ile temsil edilen sürtünme faktörüdür. Sürtünme

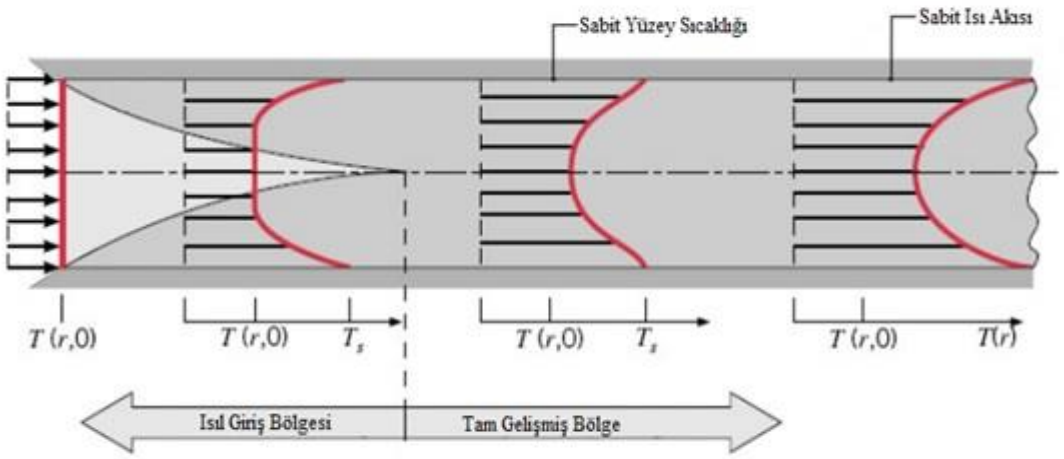
faktörü boyutsuz bir parametredir. Türbülanslı akış koşullarında farklı yüzey pürüzlülüğü değerlerinde farklı değerler alan sürtünme faktörü, laminer koşullarda yüzey pürüzlülüğünden bağımsızdır. Dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışlarda sürtünme faktörü aşağıdaki eşitlik ile tarif edilmektedir [3].

$$f = \frac{64}{Re} \tag{3.6}$$

Görüldüğü üzere dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışlardaki sürtünme faktörü yalnızca akışın Reynolds sayısına bağlıdır ve Reynolds sayısı ile ters orantılı bir ilişki söz konusudur.

### 3.1.2 Dairesel kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısı taşınımı karakteristiği

Borulardaki akışlarda, akışkan ile boru yüzeyi arasında sıcaklık farkı olduğunda ısı taşınımının gerçekleştiği bilinmektedir. Hidrodinamik sınır tabakanın gelişiminde olduğu gibi, borularda ısı taşınımı konusunda da akışın belirli bir mesafe boyunca gelişmesi gerekir. Bu da ısıl sınır tabakanın gelişimi kavramıyla açıklanır. Şekil 3.2'de bu kavram detaylandırılmıştır.




**Şekil 3.2 :** Isıtılmış dairesel boruda ısıl sınır tabakanın gelişimi [3].

Yüzey sıcaklığı akışkan sıcaklığından yüksek olan bir dairesel kesitli boru içerisine sabit sıcaklıktaki bir akışkan girerse, yüzey ile ısıl etkileşime geçen ilk bölgeler yüzeye en yakın bölgeler olur. Akışkan boru ekseni boyunca ilerledikçe yüzey ile ısıl etkileşimde olan bölge büyür. Bu büyüme aynı zamanda yüzey ile ısıl etkileşime girmemiş bölgenin küçülmesi anlamına gelir ki, boru ekseninin daha da ileride bulunan bir noktasında yüzey ile etkileşimi olmayan bir bölge kalmaz. Bu noktadan sonraki

bütün kesitlerde boru içerisindeki akışkan boru yüzeyi ile ısıl etkileşime girmiş durumdadır. Akışkanın boruya girdiği kesitten itibaren bu kesite kadar olan bölgeye ısıl giriş bölgesi adı verilir. Isı giriş bölgesinden sonraki bölge ise tam gelişmiş bölge olarak adlandırılır. Isı taşınımı karakteristiğinin anlaşılabilmesi için bazı referans koşullarda inceleme yapılır. Bunlar genellikle boru yüzey sıcaklığının sabit olduğu veya boru yüzeyinden sabit ısı akısının verildiği koşullardır. Her iki koşula ait sıcaklık profillerinin karakteri Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Ayrıca hidrodinamik sınır tabakanın gelişiminde olduğu gibi, ısıl sınır tabakanın gelişiminde de ısıl giriş bölgesinin uzunluğu önemli bir parametredir. Buna ısıl giriş uzunluğu adı verilir. Dairesel kesitli borularda laminer koşullardaki eksenel akış için ısıl giriş uzunluğu aşağıdaki eşitlikte verilmiştir [3].

$$\frac{L_{g,ı}}{D} = 0.05\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr} \tag{3.7}$$

Eşitlikteki $L_{g,ı}$ ısıl giriş uzunluğunu göstermektedir. Görüldüğü üzere laminer koşullarda ve Prandtl sayısının 1'e eşit olduğu bir akışkanda, hidrodinamik sınır tabaka ile ısıl sınır tabaka aynı noktada gelişimlerini tamamlar. Prandtl sayısının 1'den daha büyük olduğu akışkanların laminer akışlarında hidrodinamik sınır tabaka daha hızlı gelişirken, 1'den daha küçük olduğu akışkanların laminer akışlarında ısıl sınır tabaka daha hızlı gelişir [3].

Isı taşınımının temel denklemlerinin açıklandığı kısımda ortalama sıcaklık kavramından bahsedilmiştir ve bu kavram Denklem 2.4 ile tarif edilmiştir. Dairesel kesitli borularda ise ısı sığasının sabit olduğu sıkıştırılamaz akış koşullarında bu kavram aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir [3].

$$\overline{T} = \frac{2}{\overline{V}\,R^2} \int_0^R V\,T\,r\,dr \tag{3.8}$$

Burada elde edilen ortalama sıcaklık değeri olan $\overline{T}$ ile kütlesel debi değeri ve özgül ısı çarpılırsa boruda akan akışkanın birim zamanda taşıdığı ısı bulunabilir. Bu kavramdan hareketle borulardaki akışlarda Newton'un soğuma kanunu da yeniden tarif edilir. Akışın geliş sıcaklığı değeri borulardaki akışlarda ortalama sıcaklık değeri olarak ele alınır. Bu yasa Denklem 3.9 ile ifade edilir [3].

$$q = \bar{h}\, A_y\, (T_y - \overline{T}) \tag{3.9}$$

Dairesel kesitli borularda laminer eksenel akışlardaki ısı taşınım bağıntılarının teorik olarak incelenmesiyle birlikte ısı taşınım katsayısının tespiti mümkün olmaktadır. Bunun için ısı taşınım katsayısını elde etmenin bir yolu olan Nusselt sayısının tespiti gereklidir.

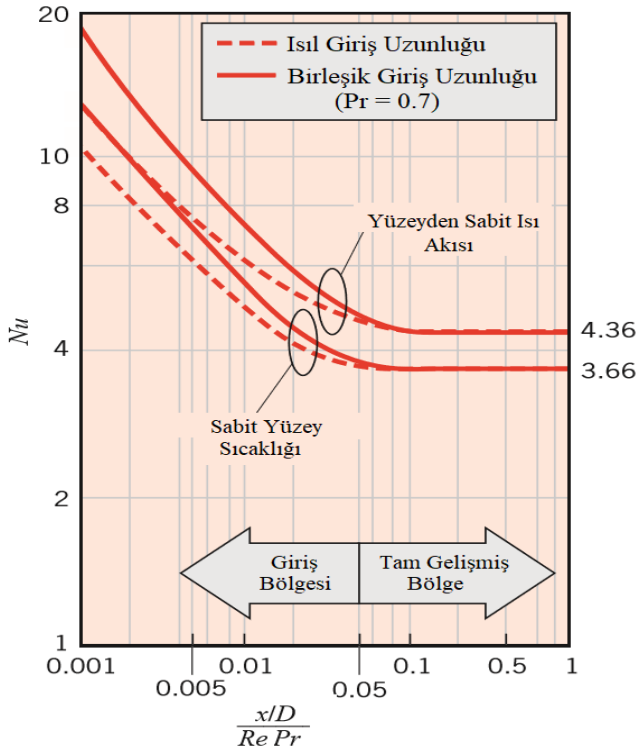
Öncelikle tam gelişmiş bölge ile ilgili çalışmalar göz önüne alınırsa, sabit yüzey sıcaklığının olduğu ve yüzeyden akışkana sabit ısı akısının olduğu farklı iki durumda da Nusselt sayısının sabit bir değer olduğu göze çarpmaktadır. Bu koşullar altındaki ısı taşınımında Nusselt sayısı, laminer olmak koşuluyla Reynolds sayısından, akışkanın Prandtl sayısından ve eksenel konumundan bağımsızdır. Buna göre dairesel kesitli borularda sabit yüzey sıcaklığının olduğu, laminer ve tam gelişmiş akışlarda Nusselt sayısı 3,66 değerine sahiptir. Boru yüzeyinden sabit ısı akısının olduğu, laminer ve tam gelişmiş dairesel kesitli boru akışlarında ise Nusselt sayısının 4,36 olduğu tespit edilmiştir [3].

Giriş bölgesi ile ilgili çözümleme, hız ve sıcaklığın hem yarıçap boyunca hem de boru ekseni boyunca değişmesinden ötürü daha karmaşıktır. Isıl giriş uzunluğu ile hidrodinamik giriş uzunluğu kavramlarının da mevcut olmasıyla birlikte bu karmaşıklık daha da artmakta ve çözümleme bazı ek kabulleri beraberinde getirmektedir Bu kabuller dolayısıyla iki farklı yaklaşıma ait iki farklı çözüm öngörülmüştür.

Bunlardan birincisi ısıl giriş uzunluğu çözümlemesidir. Burada hidrodinamik giriş bölgesi bitene kadar ısıl koşulların gelişmediği varsayımıyla çözümleme yapılmıştır. Basit bir çözümleme olmakla birlikte bu çözümleme büyük Prandtl sayılarına sahip akışkanlar için uygun bir yaklaşım sunar [3].

İkincisi ise birleşik giriş uzunluğu çözümlemesidir. Bu çözümlemede ise ısıl ve hidrodinamik giriş uzunluklarının birlikte geliştikleri varsayımı ele alınmıştır. Şekil 3.3'de Prandtl sayısının 0,7 olduğu akışkanlarda, ki havanın Prandtl sayısı bu değere çok yakın bir değerdir, her iki yaklaşıma ait çözümlemelere yönelik yerel Nusselt sayıları grafiğe aktarılmıştır. Grafiğin yatay ekseni Graetz sayısı olarak bilinen boyutsuz sayının çarpmaya göre tersini göstermektedir [3]. Graetz sayısındaki x

parametresi, giriş noktasını sıfır kabul eden ve boru ekseniyle çakışan eksen üzerindeki noktaları temsil etmektedir.




**Şekil 3.3 :** Dairesel kesitli borulardaki laminer akışlarda giriş bölgesi için yerel Nusselt sayıları [3].

Görüldüğü üzere tam gelişmiş bölgede yerel Nusselt sayıları, yüzeyden sabit ısı akısının olduğu koşul ile sabit yüzey sıcaklığının olduğu koşullara ait sabit değerlere erişmektedir.

### 3.2 Halkasal Kesitli Borulardaki Eksenel Laminer Akışlar

Halkasal kesitli borulardaki döngülü akışların ısı taşınımı tezin temel araştırma konusunu oluşturmaktadır. Bu nedenle halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların dinamiğinin ve ısı taşınımı karakteristiğinin anlaşılması, tezin temel araştırma konusunun anlaşılması açısından önemlidir.

Dairesel kesitli borulardaki akışlara ait birçok çözümlemede boruya ait çap değerinin önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Dairesel kesitli olmayan borulara ait sabit bir çap değeri olmadığı için, çap değerinin bir parametre olarak kullanıldığı çözümlemelerde eşdeğer bir çap değeri ortaya koymak gerekir. Bu çap değerine hidrolik çap denir ve hidrolik çap aşağıdaki eşitlik ile bulunur [12].

$$D_h = \frac{4\,A_k}{P_{ıslak}} \tag{3.10}$$

Eşitlikteki $D_h$ hidrolik çap değerini temsil etmektedir. $A_k$ borunun kesit alanını göstermekle beraber, $P_{ıslak}$ akışkanın boru içerisinde temas ettiği çevreyi göstermektedir. Bu bağlamda halkasal kesitli borularda hidrolik çap değeri ise aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$D_h = D_d - D_i \tag{3.11}$$

Bu ifadedeki $D_d$, halkasal kesitin dış çemberinin çapını göstermektedir. $D_i$ ise iç çemberin çapını göstermektedir. Halkasal kesitli boruların eksenel akışlarındaki Reynolds sayısının tespitinde çap değeri olarak bahsi geçen hidrolik çap değeri alınır.

Ayrıca halkasal kesitin iç yarıçapı ile dış yarıçapı arasındaki oransal ilişki de, halkasal kesitli borulardaki akışlarda önemli bir parametredir. Boyutsuz bir parametre olan bu orana yarıçap oranı denir ve yarıçap oranı aşağıdaki eşitlik ile tarif edilir [13].

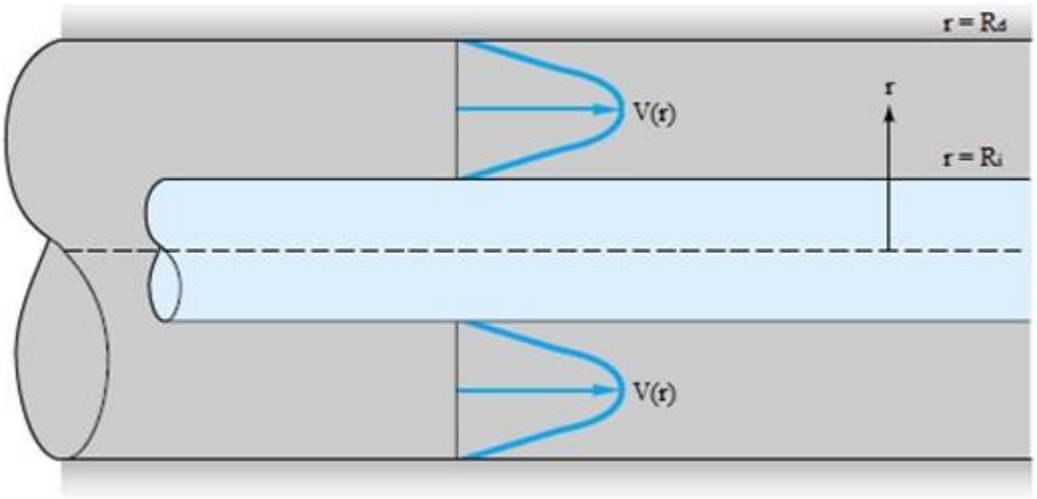
$$r^* = \frac{R_i}{R_d} \tag{3.12}$$

Bahsi geçen eşitlikteki $r^*$ yarıçap oranı olmakla beraber, $R_i$ ve $R_d$ halkasal kesitin sırasıyla iç ve dış yarıçaplarını temsil etmektedir. Yarıçap oranı 0 ile 1 arasında bir değer almak zorundadır.

### 3.2.1 Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların dinamiği

Farklı akış tiplerinde olduğu gibi halkasal kesitli borulardaki akışlarda da kritik Reynolds sayısının tespiti bilimsel açıdan zorlayıcı bir konudur. Farklı geometrilere ait koşullardaki kritik Reynolds sayısının belirlenmesi yaygın araştırma konularından biridir. Yapılan çalışmalarda halkasal kesitli borulardaki eksenel akışlarda, Reynolds sayısının 2000 olduğu değerlere kadar laminer koşulların devam ettiği gözlemlenmiştir [14].

Akışın diğer dinamik özelliklerinden bahsedilirse, tam gelişmiş koşullardaki hız profilinin Şekil 3.4'deki formda olduğu görülmektedir. Bu durumda ortalama hız değeri ise Denklem 3.2'deki eşitlik yardımıyla bulunabilir. Ancak ilgili eşitlikteki belirli integralin üst ve alt sınırı sırasıyla $R_d$ ve $R_i$ olmalıdır.




**Şekil 3.4 :** Halkasal kesitli borudaki eksenel akışta tam gelişmiş hız profili [12].

Tam gelişmiş koşullardaki hız profilinden bahsedilirse, hız profili silindirik koordinatlardaki süreklilik ve momentum denklemlerinin yardımıyla elde edilebilir. Sınır koşulları olarak her iki temas yüzeyinde kaymama koşulu (hızın sıfır olduğu koşul) ele alınırsa, hız profili aşağıdaki eşitlik ile açıklanır [12].

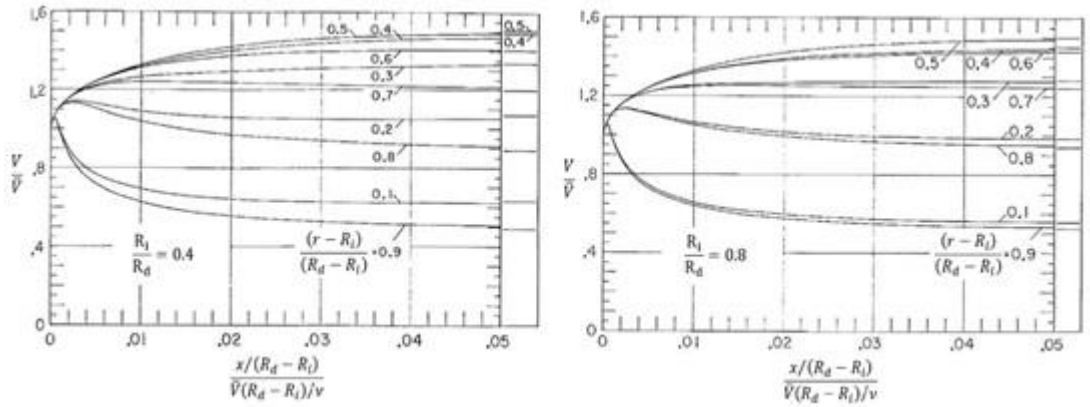
$$V(r) = \frac{1}{4\mu}\left[-\frac{dP}{dz}\right]\left[R_d^2 - r^2 + \frac{R_d^2 - R_i^2}{\ln\left({R_i}/{R_d}\right)}\ln\left(\frac{R_d}{r}\right)\right] \tag{3.13}$$

İlgili eşitlikte boru ekseninin z ekseni üzerine konumlandırıldığı durum ele alınmıştır. Ayrıca çözümlemede yer çekimi etkileri ihmal edilmiştir. Ortaya çıkan hız profili parabolik bir forma çok benzemekle birlikte, tam bir parabol değildir. Profilin x eksenine dik eksene göre tepe noktası, yani hızın maksimum olduğu nokta, iki çemberin tam orta noktası değildir. Bu nokta iç çembere daha yakın bir noktada bulunmaktadır. Bu bağlamda hızın maksimum olduğu noktanın konumu ise aşağıdaki eşitlik ile açıklanabilir [12].

$$V_{maks} = V\left(r = \frac{R_d^2 - R_i^2}{2\ln\frac{R_d}{R_i}}\right) \tag{3.14}$$

Hidrodinamik giriş bölgesi ile ilgili yapılan çözümlemelere gelince, halkasal kesitli borulardaki eksenel laminar akışlara ait çözümlemelerde hız profilinin elde edilmesi tam gelişmiş koşullara göre daha karmaşık bir problemdir. Çünkü bu tip bir durumdaki

hız değerleri sadece kesit üzerindeki yarıçap değerine bağlı olmayıp, aynı zamanda eksenel mesafeye de bağlıdır. Sparrow ve Lin'in 1964 yılında yaptıkları çalışmada, halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların giriş bölgesine ait çözümlemeleri ele alınmıştır. Süreklilik ve momentum denklemlerinin analitik olarak çözümlediği çalışmada, farklı yarıçap oranı değerlerine ait sonuçlar grafiğe aktarılmıştır ve elde edilen hız değerlerinin deneysel sonuçlar ile uyumluluk gösterdiği gözlemlenmiştir [15]. Şekil 3.5'de tezde kullanılmış olan geometriye yakın farklı iki yarıçap oranı değerine sahip grafikler gösterilmektedir. Boyutsuz sayılar kullanılarak elde edilen grafiklerde boru ekseni olarak x ekseni kullanılmıştır.




**Şekil 3.5 :** Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların farklı iki yarıçap oranı değerindeki giriş bölgesi hız değerleri [15].

Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışlara ait sürtünme faktöründen bahsedilirse, bir düzeltme faktörünün ortaya çıktığı görülmektedir. Denklem 3.6'daki eşitliğin bir düzeltme faktörü ile çarpılmasıyla sürtünme faktörü elde edilebilir. Bu düzeltme faktörü de aşağıdaki eşitlikte verilmiştir [12].

$$\zeta = \frac{(R_d - R_i)^2 \left(R_d^2 - R_i^2\right)}{R_d^4 - R_i^4 - \left(R_d^2 - R_i^2\right)^2 / \ln(R_d/R_i)} \tag{3.15}$$

$\zeta$ ile temsil edilen düzeltme faktörünün, halkasal kesitin iç ve dış yarıçaplarına bağlı olduğu görülmektedir.

### 3.2.2 Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısı taşınımı karakteristiği

Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısı taşınımı karakteristiğinin elde edilmesi dairesel kesitlerdeki borulardaki uygulamadan daha zordur. Yine de benzer

analitik yaklaşımlar ve deneysel çalışmalar ile genelgeçer bazı çözümlemeler elde etmek mümkündür.

Bu akış tipindeki ortalama sıcaklık kavramından söz edilirse, Denklem 3.8'dekine benzer bir çözümleme ile ısı sığasının sabit olduğu ve sıkıştırılamaz akış koşullarının mevcut olduğu durum için ortalama sıcaklık değeri elde edilebilir. Böylece ilgili koşullar için ortalama sıcaklık değeri aşağıdaki eşitlik ile tarif edilir.

$$\overline{T} = \frac{2}{\overline{V}\left(R_d^2 - R_i^2\right)} \int_{R_i}^{R_d} V\, T\, r\, dr \tag{3.16}$$

Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların tam gelişmiş koşullarına ait ısıl çözümlemeler, farklı yarıçap oranları ve sınır koşullarındaki ortalama Nusselt sayılarının tespiti ile açıklık kazanmaktadır. Böylece ortalama taşınım katsayısı hesabı yapılabilmektedir. Bu bağlamda dört farklı sınır koşuluna dair çözümlemeler mevcuttur. Bunlar sırasıyla halkasal kesitin yüzeylerinden; iç yüzeyin yalıtılıp dış yüzeyin sabit sıcaklığının olduğu, iç yüzeyin yalıtılıp dış yüzeyden sabit ısı geçişinin olduğu, dış yüzeyin yalıtılıp iç yüzeyin sabit sıcaklığının olduğu ve dış yüzeyin yalıtılıp iç yüzeyden sabit ısı akısının olduğu sınır koşullarıdır. Tezde dış yüzeyin (kısmi bir yalıtım da olsa) yalıtıldığı koşul ele alındığı için bu kısımda da sadece dış yüzeyin yalıtıldığı son iki koşula ait bilgiler verilmiştir. Buna göre bahsi geçen koşullara ait ortalama Nusselt sayıları Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1'de normalde 0 ile 1 arasında bir değer alması gereken yarıçap oranının, 0 ve 1 değerlerini aldığı koşullar da göze çarpmaktadır. Buradaki 0 ve 1 değerleri sırasıyla, halkasal kesitin iç çemberinin sonsuz küçük olduğu ve iç çember ile dış çember arasındaki yarıçap farkının sonsuz küçük olduğu durumları temsil etmektedir. Ayrıca bu değerlere ait ortalama Nusselt sayıları da çizelgede var olmayan yarıçap değerlerine ait ortalama Nusselt sayılarını elde etmek için yapılacak interpolasyonlara katkı sağlar.

Isıl giriş bölgesine ait çözümlemelere gelince, Hatton ve Quarmby, 1962 yılında yaptıkları çalışmada, halkasal kesite sahip borulardaki eksenel laminer akışların ısıl giriş bölgesine ait matematiksel çözümlemeler yapmıştır.

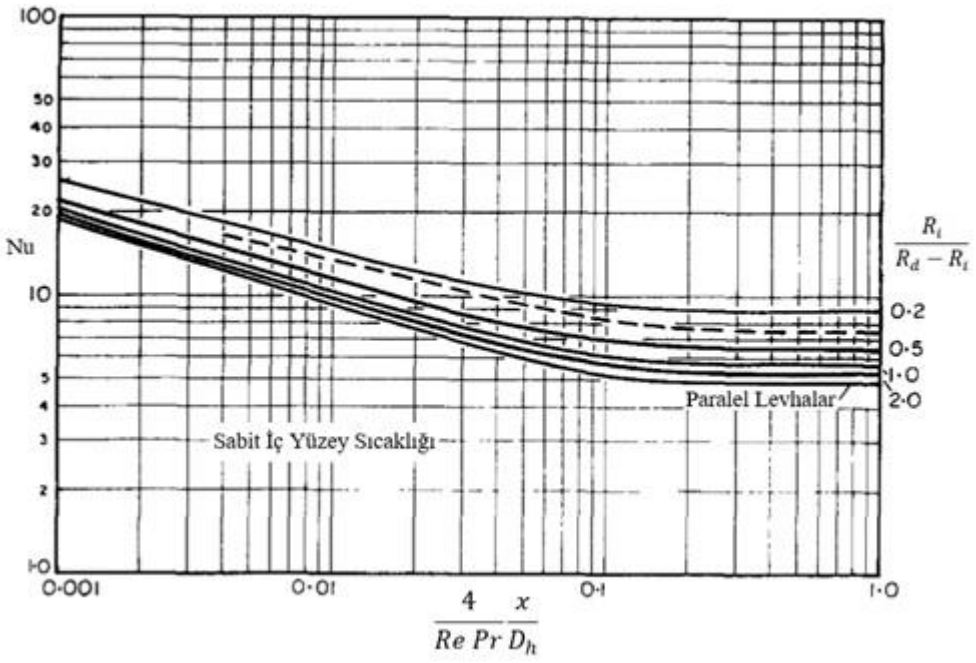
**Çizelge 3.1 :** Halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışlarda dış yüzeyin yalıtıldığı iki farklı sınır koşuluna ait ortalama Nusselt sayıları [16].

| Yarıçap Oranı ($\mathbf{r}^*$) | $\overline{\mathbf{Nu}}$ (Sabit Yüzey Sıcaklığı) | $\overline{\mathbf{Nu}}$ (Yüzeyden Sabit Isı Akısı) |
|---|---|---|
| 0 | ∞ | ∞ |
| 0,02 | 32,337 | 32,70512 |
| 0,05 | 17,460 | 17,81128 |
| 0,10 | 11,560 | 11,90578 |
| 0,25 | 7,3708 | 7,75347 |
| 0,50 | 5,7382 | 6,18102 |
| 1,00 | 4,8608 | 5,38462 |

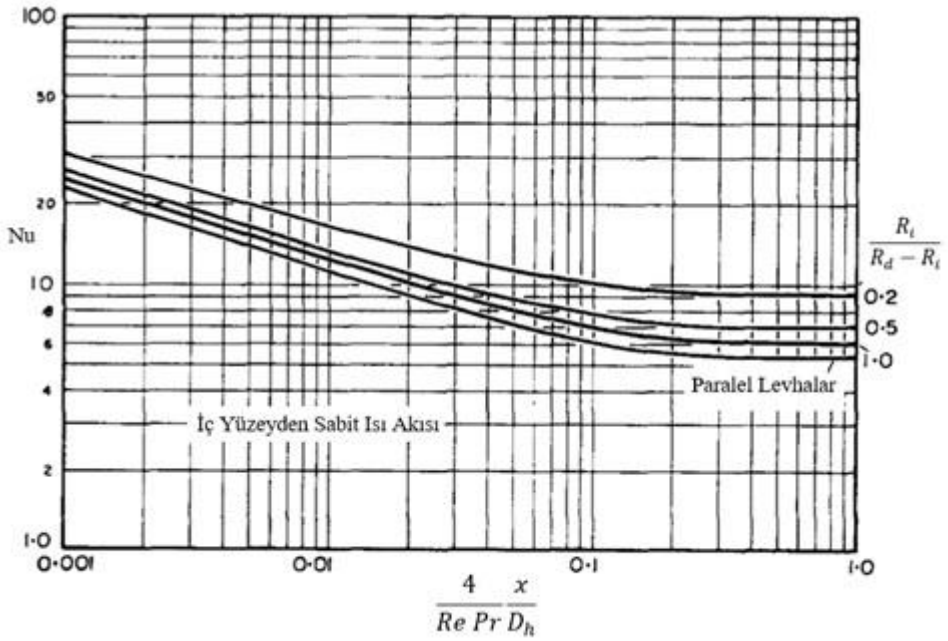
Yapılan çözümlemelerde dış halkasal kesite ait yüzeyin yalıtıldığı iki temel sınır koşulu ele alınmıştır. Bunlardan birincisinde iç halkasal kesite ait yüzey sıcaklığının sabit olduğu durum incelenirken, ikincisinde iç halkasal yüzeyden sabit ısı akısının olduğu sınır koşulu incelenmiştir. Boyutsuz sayılarla yapılan çalışmada yerel Nusselt sayılarına ait grafikler elde edilmiştir. Yapılan çözümlemede ayrıca, paralel levhalar arasındaki ısı taşınımı da ele alınmıştır. Şekil 3.6'da dış halkasal kesite ait yüzeyin yalıtıldığı ve iç halkasal kesite ait yüzey sıcaklığının sabit tutulduğu durum için farklı yarıçap değerlerindeki eksenel laminer akışın ısıl giriş bölgesinin yerel Nusselt sayıları gösterilmiştir. Şekil 3.7'de ise dış halkasal kesite ait yüzeyin yalıtıldığı ve iç halkasal kesite ait yüzeyden sabit ısı akısının verildiği durum için farklı yarıçap değerlerindeki eksenel laminer akışın ısıl giriş bölgesinin yerel Nusselt sayıları grafiğe aktarılmıştır [17]. Her iki grafikte de yerel Nusselt sayısının; Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve halkasal boru kesitinin hidrolik çap değeri ile de ilişkili olduğu göze çarpmaktadır. Bununla beraber, iç silindirik yüzeyin yarıçap değeri ile dış silindiril yüzeyin yarıçapı arasındaki oransal ilişki de yerel Nusselt sayısı üzerinde etkili olan parametrelerden biridir.

Görüldüğü üzere, halkasal kesitli borulardaki eksenel laminer akışların ısıl çözümlemelerine ait incelemeler dairesel kesitli ısıl çözümlemelere göre daha

karmaşık olmaktadır. Ancak buna rağmen bazı analitik yaklaşımlara ait çözümlemelere erişmek mümkündür.




**Şekil 3.6 :** Dış yüzeyi yalıtılmış sabit iç yüzey sıcaklığına sahip halkasal kesitli eksenel laminer akışlardaki ısıl giriş bölgesine ait yerel Nusselt sayıları [17].




**Şekil 3.7 :** Dış yüzeyi yalıtılmış iç yüzeyden sabit ısı akısının olduğu halkasal kesitli eksenel laminer akışlardaki ısıl giriş bölgesine ait yerel Nusselt sayıları [17].

# 4. BORULARDA SÖNÜMLÜ DÖNGÜLÜ LAMİNER AKIŞLAR

Akışkan taneciklerinin açısal momentum bileşenine sahip olduğu akış tipleri döngülü akış olarak adlandırılır. Bir akışın döngülü olabilmesi için bir veya birden fazla eksen etrafında dönme hareketi yapması gerekmektedir. Dönme hareketinin varlığı ile tanımlanan döngülü akışlar, borulardaki akışlarda (özellikle radyal simetriye sahip borulardaki akışlarda) son derece önemli bir uygulama ve araştırma konusudur. Borulardaki akışlarda, akışkan boru ekseni etrafında veya boru eksenine paralel ve yakın bir başka eksen etrafında dönerek döngülü akış özelliği kazanır. Borulardaki akışlarda, akışkanın bir bütün olarak birden fazla eksen etrafında dönmesi mümkün değildir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda akışkanın tek bir eksen etrafında döndüğü uygulamalara rastlanmaktadır.

Borulardaki döngülü akışlar, akışkanın boru ekseni boyunca doğrusal momentum bileşenine sahip olup olmaması durumuna göre iki gruba ayrılır. Akışkanın doğrusal momentum bileşenine sahip olmadığı borulardaki döngülü akışlarda, akışkan yalnızca dönme hareketi yapar. Bu esnada akışkan tanecikleri merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle dönme ekseninden uzaklaşma eğilimi gösterir. Bu eğilim ihmal edilebilir düzeyde değilse akış radyal ve açısal koordinatlar olmak üzere iki boyutlu koşullar altında incelenir. Merkezkaç kuvvetlerinin büyüklüğü görece ihmal edilebilir düzeyde ise akışı yalnızca açısal kordinatta tek boyutlu olarak incelemek yeterli olacaktır. Akışkan taneciklerinin doğrusal momentum bileşenine sahip olduğu borulardaki döngülü akışlarda ise, akışkan hem boru ekseni veya boru eksenine paralel bir başka eksen etrafında dönerken hem de boru ekseni boyunca öteleme hareketi yapar. Bu tip akışlarda, akışın eksenel koordinatta da incelenmesi gerekir. Merkezkaç kuvvetlerinin akış üzerindeki etkisine göre bu tip akışlar, açısal ve eksenel koordinatlarda iki boyutlu olarak incelenebildiği gibi radyal, açısal ve eksenel koordinatların tümünde üç boyutlu olarak da incelenebilir. İncelemeye radyal eksenin dahil edilip edilmeyeceği konusu, akışkanın bu yöndeki hareketinin akış üzerindeki baskınlığı ile ilgilidir. Akışkanın doğrusal momentum bileşenine sahip olduğu borulardaki döngülü akışlar, boru ekseni boyunca akışın dönme hareketinde sönümün olup olmamasına göre iki alt gruba ayrılır. Boru ekseni boyunca dönme hareketinin sönümlenmediği borulardaki döngülü

akışlara borularda sürekli döngülü akışlar denirken, boru ekseni boyunca dönme hareketinin sönümlendiği borulardaki döngülü akışlar ise borularda sönümlü döngülü akışlar olarak adlandırılır [18].

Borularda sürekli döngülü akışlarda, doğrusal momentum bileşenine sahip olan akışkan boruya girdiği kesitten itibaren inceleme bölgesi boyunca döngülü akış yapmaya zorlanır. Sürtünme kuvvetlerinin etkisiyle dönme hareketinde gerçekleşmesi muhtemel olan sönümün, bu zorlama sayesinde önüne geçilir. Borularda sürekli döngülü akışları elde etmenin birbirinden farklı yöntemleri vardır. Bu yöntemlerden iki tanesi yaygın olarak uygulanmakta ve araştırılmaktadır. Bunlardan birincisi, borunun bir bütün halinde kendi ekseni etrafında dönerken eksenel akışın boru içerisine sokulmasıyla borularda sürekli döngülü akışın elde edilmesi yöntemidir [19]. Bu yöntemde kendi ekseni etrafında dönmekte olan dairesel kesitli boruya eksenel olarak akmaya zorlanmış bir akışkan girer ve akışkanın boru iç yüzeyine temas ettiği bölgelerdeki kaymama koşulundan ötürü borunun dönme hareketi akışkandaki sürekli döngülü harekete sebebiyet verir. Borularda sürekli döngülü akış elde etmenin bir diğer yöntemi ise bükülmüş sac kullanımıdır [20]. Üzerine en çok araştırma yapılan döngülü akış konularından biri olan bükülmüş sac kullanımıyla sürekli döngülü akış elde etme yönteminde, akışkanın akması istenen yol bükülmüş bir sacın boru içerisine yerleştirilmesiyle sınırlanır. Bu sayede akışkan zorunlu olarak boru ekseni boyunca doğrusal hareket ve boru ekseni etrafında da dönme hareketi yapar. Şekil 4.1'de bükülmüş sac ile borularda sürekli döngülü akışın elde edilmesi resmedilmiştir.



**Şekil 4.1 :** Borularda bükülmüş sac ile sürekli döngülü akışın sağlandığı bir uygulama örneği [20].

Ayrıca bükülmüş sac ile döngülü akış üretim yönteminin halkasal kesitli borulardaki uygulamasında helisel vida tipindeki bükülmüş sac uygulaması göze çarpmaktadır. Bu uygulama, halkasal kesitli borudaki iç silindirin etrafına sarılmış bir bükülmüş sac uygulaması olarak düşünülebilir. Bükülmüş sac uygulamalarında akış boru boyunca

açısal momentumunu kaybetmez ancak bu tip uygulamalarda viskoz sürtünme kayıpları oldukça yüksektir [21].

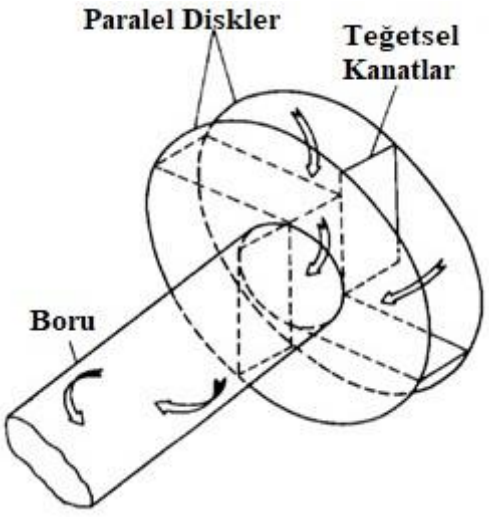
Borularda sönümlü döngülü akışlara gelince, bu konu tezin ana konusu olduğundan daha ayrıntılı olarak incelenmiştir. Borularda sönümlü döngülü akışlarda eksenel momentum bileşenine sahip olan akışkan, borunun girişinde veya bir bölgesinde açısal momentum bileşenine de sahip olacak şekilde akmaya zorlanır. Akışkanın eksenel hareketinin yanı sıra dönmesini de sağlayan bu zorlayıcı etki akışkana yalnızca belirli bir bölgede verilir. Bölgesel olarak sağlanan bu akışkanı dönmeye zorlayan etki, akış boyunca akışkanın temas ettiği yüzeylerdeki viskoz sürtünme kuvvetlerinin etkisi altına girer. Bu sürtünme kuvvetleri akışkanın açısal momentumunu boru ekseni boyunca düşürür ve boru ekseninin ilerleyen bölümlerinde akış tamamen eksenel bir duruma erişir. Yapılan çalışmalarda akış rejiminin laminer olarak ele alınması, akışın sönümlendikten sonraki tamamen eksenel karakter sergilediği bölgede laminer olduğu anlamına gelmektedir. Borulardaki bir akışın sönümlü döngülü bir karakter sergileyebilmesi için, akışkana bölgesel olarak açısal momentum bileşeni sağlanmalıdır ancak sönümün gerçekleşebilmesi için bu etkinin sürekli olmaması gerekir. Açısal momentum bileşeni genellikle akışkanın boruya girdiği bölgede akışkana verilir. Giriş bölgesinde bu etkiyi sağlayabilmek için uygulamada farklı yöntemler mevcuttur. Bu yöntemlerin tipi ve fiziksel özellikleri akışın karakteri üzerinde son derece etkilidir.

Borularda sönümlü döngülü akışların dinamiğinin ve ısı taşınımı karakteristiğinin çözümlenmesi borularda eksenel akışlara göre, akış tipinin karmaşıklığından ötürü, zordur. Bu karmaşıklıktan dolayı borulardaki sönümlü akışlarda analitik çözümlemeler çok kısıtlı koşullarda yapılabilmektedir. Bu nedenle bu konuyla ilgili yapılan araştırmalarda deneysel ve/veya nümerik çalışmalara daha çok rastlanmaktadır. Bu kısımda öncelikli olarak borularda sönümlü döngülü akışları elde etmek için uygulamada sıklıkla kullanılan sönümlü döngülü akış üretim yöntemlerinden bahsedilmiştir. Ayrıca bu tez çalışmasında kullanılan yöntem olan teğetsel girişli üretim yöntemi ve bu akış üretim yöntemin farklı tipleri detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Ardından literatürde borularda sönümlü döngülü akışların dinamiği ve ısı taşınımı karakteristiği ile ilgili ön plana çıkan bazı çalışmalar derlenmiş ve bir bütünlük içerisinde aktarılmaya çalışılmıştır. Son olarak borularda sönümlü döngülü akışların kullanım alanlarından söz edilmiştir.

### 4.1. Borularda Sönümlü Döngülü Akış Üretim Yöntemleri

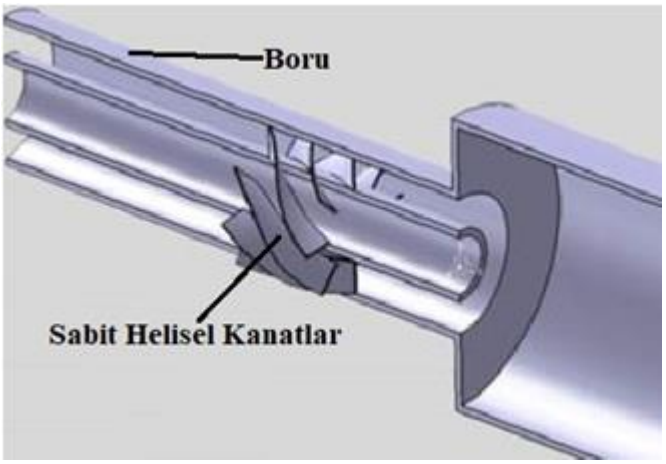
Borularda sönümlü döngülü akışın elde edilebilmesi için genellikle borunun giriş bölgesine konumlandırılmış döngülü akış üreteçleri kullanılmaktadır. Döngülü akış üreteçleri boruya gelen akışkana açısal momentum kazandıran elemanlardır. Bazı döngülü akış üretim yöntemlerinde bu elemanlar borunun giriş bölgesine sabit bir biçimde yerleştirilir. Bu tip uygulamalarda döngülü akış üreteci gelen akışkana ek bir momentum kazandırmaz, yalnızca boruya gelen akışkanın sahip olduğu eksenel momentumun bir kısmını açısal momentuma dönüştürür. Ancak bazı döngülü akış üretim yöntemlerinde ise döngülü akış üreteçleri giriş kısmında akışkana tahrik verecek şekilde yerleştirilir. Bu tip uygulamalarda döngülü akış üreteci gelen akışkana momentum da sağlar ve sağlanan momentumun önemli bir kısmı açısal momentumdur. Literatürde yaygın olarak kullanılan döngülü akış üretim yöntemlerinden bahsedilirse, dört adet döngülü akış üreteci göze çarpmaktadır. Bunlar; teğetsel kanatlı statik döngülü akış üreteçleri, helisel kanatlı statik döngülü akış üreteçleri, dinamik döngülü akış üreteçleri ve teğetsel girişli döngülü akış üreteçleri olarak sıralanabilir.

Teğetsel kanatlı statik döngülü akış üreteçlerinde üretece çevresel olarak gelen akış, paralel disklerin arasında boruya teğetsel olarak konumlandırılmış kanatlar sayesinde eksenel ve teğetsel momentum bileşenlerine sahip olur [18]. Üreteç, gelen akışkana ek bir momentum sağlamaz. Sadece akışkanın sahip olduğu momentumu döngülü akışın talep ettiği forma dönüştürür. Şekil 4.2'de teğetsel kanatlı statik döngülü akış üretecinin bir taslak çizimi gösterilmiştir.




**Şekil 4.2 :** Teğetsel kanatlı statik döngülü akış üreteci [18].

Helisel kanatlı statik döngülü akış üreteçlerinde ise boruya eksenel olarak giren akışkan kanatların helisel yapısı sayesinde açısal momentum bileşeni kazanır. Bu akış üretecinde de akışın toplam momentumunda bir artış olmaz. Yalnızca eksenel momentumun bir kısmı açısal momentuma dönüşür. Şekil 4.3'te ise helisel kanatlı statik döngülü akış üretecinin bir modeli resmedilmiştir.



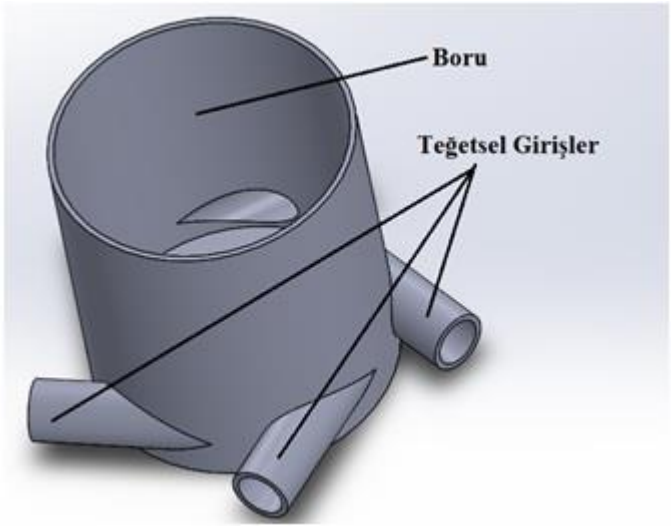

**Şekil 4.3 :** Helisel kanatlı statik döngülü akış üreteci [22].

Dinamik döngülü akış üreteçlerinde borunun genellikle giriş bölümüne yerleştirilmiş olan bir rotor sayesinde boruya eksenel olarak gelen akışkana açısal momentum sağlanır. Rotor kanatlarının helisel veya eksenel olduğu uygulamalar mevcuttur [23]. Dinamik akış üreteçlerinde akışkanın sahip olduğu toplam momentum da artar. Helisel kanatlı rotorlarda, akışkanın açısal ve eksenel momentum bileşenlerinin her iki de artırırken, eksenel kanatlı rotorlarda sadece açısal momentum bileşeni artar.

Teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinde ise boruya gelen akışkan diğer yöntemlerde olduğu gibi eksenel olarak gelmez. Akışkanın doğrudan teğetsel olarak boruya girişi sağlanır. Tezde kullanılan döngülü akış üretimi yöntemi bu olduğundan bu kısım daha detaylı olarak incelenmiştir.

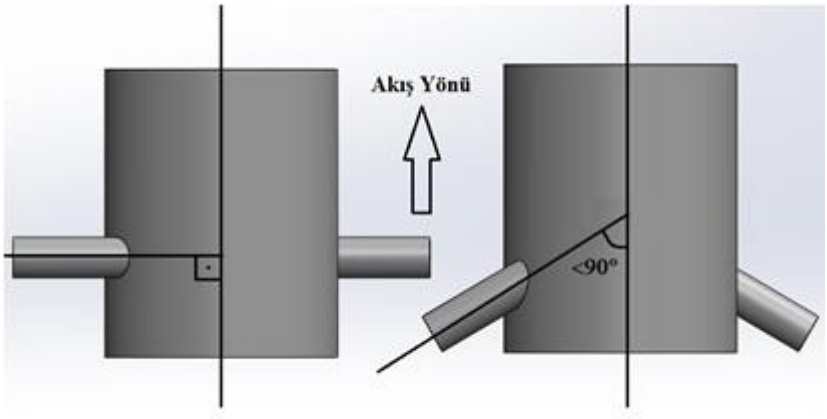
### 4.1.1. Teğetsel girişli döngülü akış üreteçleri

Teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinde borunun giriş kısmına teğetsel olarak açılan delik veya delikler sayesinde, akış boruya açısal momentuma sahip olacak şekilde girer. Boru ekseni boyunca bu açısal momentumun değeri viskoz sürtünme kuvvetleri sayesinde düşer ve akış tamamen eksenel hale gelir. Teğetsel girişli akış üreteçleri de statik akış üreteçlerinde olduğu gibi akışkana ek bir momentum sağlamaz. Şekil 4.4'te teğetsel girişli akış üretecinin modeli gösterilmiştir.




**Şekil 4.4 :** Teğetsel girişli döngülü akış üreteci.

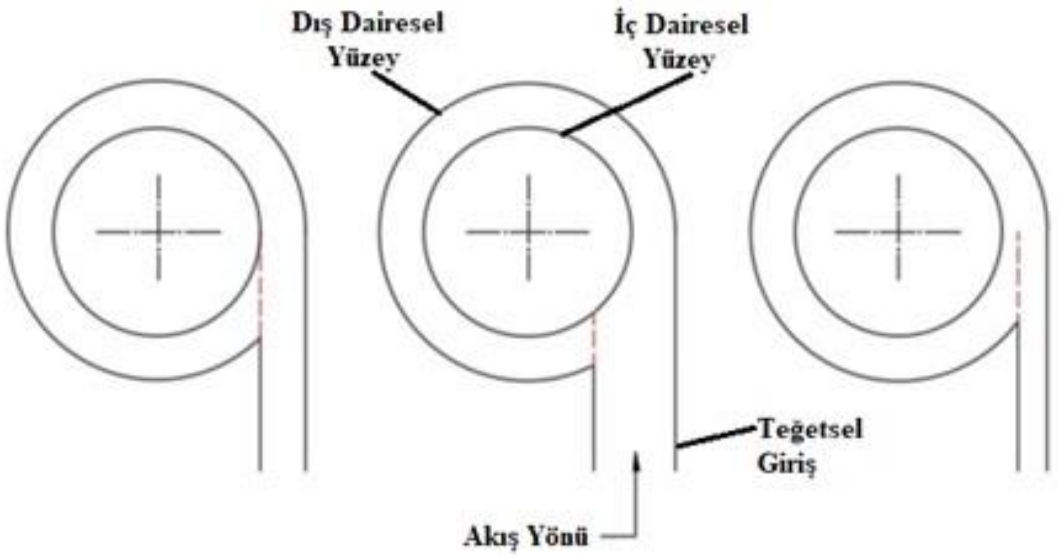
Teğetsel girişli akış üreteçleri, girişin temel karakteri teğetsel olacak şekilde birkaç farklı alt grupta değerlendirilebilir. Giriş kesitinin geometrisine göre, teğetsel giriş kesitinin dairesel veya dikdörtgensel olduğu uygulamalar mevcuttur [24]. Girişin simetri durumuna göre, teğetsel girişlerin konumunun boru eksenine göre simetrik veya asimetrik olduğu uygulamalar mevcuttur. Tek teğetsel girişli uygulamalar zorunlu olarak asimetrik olmakla beraber, daha fazla teğetsel girişin bulunduğu uygulamalar genellikle simetriktir. Asimetrik girişli uygulamalarda akışın dönme ekseni boru eksenine yakın ancak boru eksenine paralel bir başka eksen üzerinde oluşur [11]. Teğetsel girişin boru ekseniyle yaptığı açıya göre, boru ekseniyle teğetsel giriş ekseninin arasındaki açının doksan derece olduğu (dik) veya doksan dereceden küçük olduğu (dar açılı) giriş tipleri mevcuttur. Bu durum Şekil 4.5'te gösterilmiştir.




**Şekil 4.5 :** Dik (solda) ve dar açılı (sağda) teğetsel girişler.

Ayrıca halkasal kesitli borulardaki teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinde, halka kalınlığı ile giriş kesitinin genişliği veya çapı arasındaki büyüklük ilişkisine göre de bir sınıflandırma yapılabilir. Teğetsel giriş çapının halka kalınlığına eşit olduğu girişler tam döngülü giriş olarak adlandırılırken, teğetsel giriş çapının halka kalınlığından küçük olduğu girişler genişleyen döngülü giriş olarak adlandırılır. Teğetsel giriş çapının halka kalınlığından büyük olduğu girişlere ise daralan döngülü giriş denir [25]. Şekil 4.6'da halkasal kesitli borulardaki tek teğetsel girişli bir döngülü akış üreteci için bu üç farklı giriş kesiti genişliği – halka kalınlığı ilişkisi gösterilmiştir.

Teğetsel girişli döngülü akış üreteçleri; tasarımlarının görece basit olması, bakımının kolay olması, akışkan içinde dönen bir aksama ihtiyaç duyulmaması, sıvı – katı karışımların kullanıldığı akışkanlarda tıkanma probleminin olmaması gibi sebeplerden ötürü son derece avantajlıdır [25]. Bununla beraber, yüksek debi değerlerine erişilmek istendiğinde akışkana görece daha yüksek tahrik gücü verilmesini gerektiren üreteçlerdir.

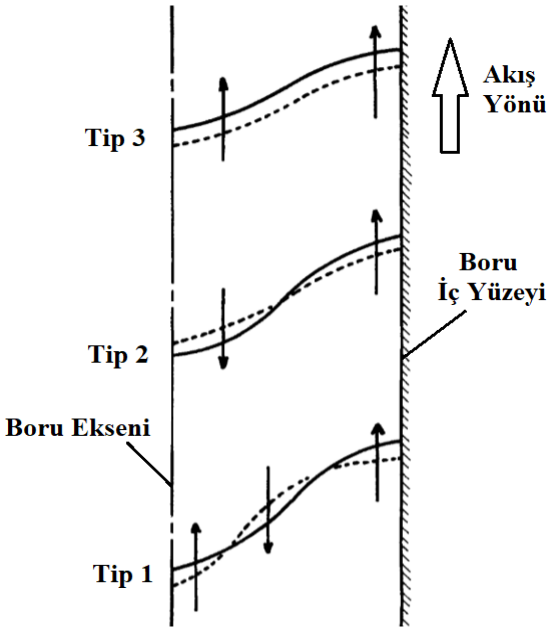



**Şekil 4.6 :** Tam (solda), daralan (ortada) ve genişleyen (sağda) döngülü teğetsel girişler.

### 4.2 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Dinamiği

Borularda sönümlü döngülü akışların dinamiğinin incelenmesinde, akışın giriş bölgesinden açısal momentumunun tam olarak sıfır değerine düştüğü bölgeye kadar olan karakteri ele alınmıştır. Ayrıca akışın aynı boru kesiti içerisinde farklı yarıçap değerlerine sahip bölgelerde sergilediği karakter de akışın dinamik özelliklerinin ortaya konulmasında son derece etkilidir.

Nissan ve Bresan, 1961 yılında dairesel kesitli bir boruda iki adet simetrik teğetsel giriş ile yaptıkları deneysel çalışmada, sönümlü döngülü akışın teğetsel hızı ve basınç değişimi hakkında çeşitli bulgular elde etmişlerdir. Buna göre sönümlü döngülü bir akışta, akışın giriş bölgesinden itibaren boru kesiti üzerinde üç farklı basınç dağılımı karakteri sergilediği gözlemlenmiştir [26]. Şekil 4.7'de bu basınç dağılımı karakterleri gösterilmiştir.




**Şekil 4.7 :** Sönümlü döngülü akışta basınç dağılımı tipleri [26].

Şekil 4.7'de sürekli çizgi belirli bir kesitteki basınç dağılımı gösterirken, kesikli çizgi bu kesitin akış yönünde sonsuz küçük mesafe uzağındaki kesite ait basınç dağılımını göstermektedir. Tip 1 akışkanın açısal momentumunun eksenel momentumuna göre daha yüksek olduğu akış kesitlerinde meydana gelirken, Tip 2 akışkanın açısal momentumu ile eksenel momentumunun birbirlerine yakın bir düzeyde olduğu akış kesitlerinde meydana gelir. Tip 3 ise eksenel momentumun açısal momentuma göre daha büyük olduğu akışlarda meydana gelir [26]. Buna göre, Tip 1'de akışkanın eksenel olarak yol alması esnasında kesitin orta bölgelerinde akış yönünün tersine doğru akma eğilimi mevcuttur. Tip 2'de aynı durum kesitin eksene yakın bölgelerinde meydana gelirken, Tip 3'de böyle bir eğilim mevcut değildir. Ayrıca aynı boru kesiti içerisinde boru ekseninden yüzeye doğru gidildikçe teğetsel hız bileşeninin de üç farklı karakterde olduğu gözlemlenmiştir. Buna göre, eksene yakın olan bölgelerde eksenden uzaklaşıldıkça teğetsel hızın arttığı tespit edilmiştir. Bu etkinin azaldığı eksenden daha uzak bölgelerde ise teğetsel hızın eksenden uzaklaşıldıkça hemen hemen sabit kaldığı

görülmektedir. Boru iç yüzeyine yakın bölgelerde ise eksenden uzaklaşıldıkça teğetsel hızın azaldığı gözlemlenmektedir [26].

Sönümlü döngülü akışlar ile ilgili yapılan hemen hemen bütün çalışmalarda borunun girişinden itibaren gerçekleşen sönüm, boyutsuz yerel döngü sayısı aracılığıyla tarif edilmiştir. Denklem 2.14'de genel hali verilmiş olan yerel döngü sayısının açık hali Denklem 4.1 ile elde edilir [11].

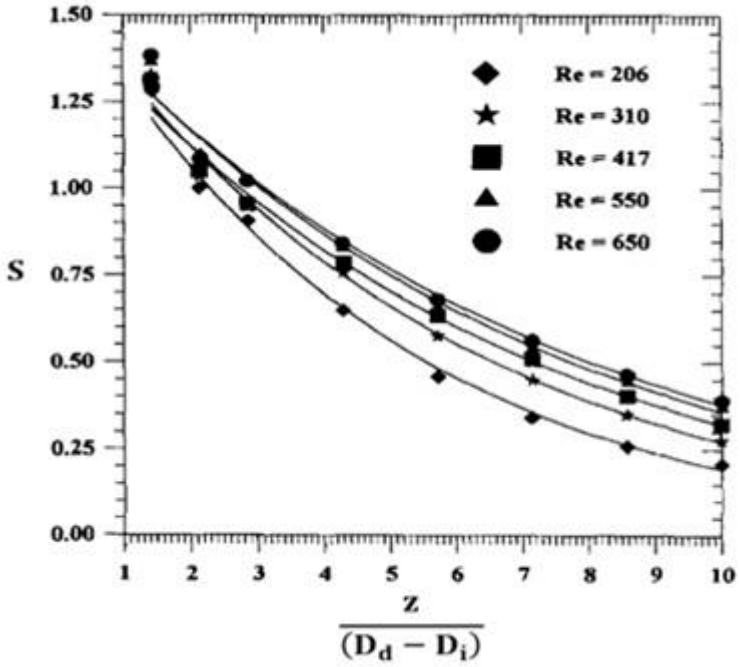
$$S = \frac{2 \int_{R_i}^{R_d} \rho \, r^2 \, v_z \, v_\varphi \, dr}{D_h \int_{R_i}^{R_d} \rho \, r \, v_z^2 \, dr} \tag{4.1}$$

S sıkıştırılamaz akışlarda akışkanın yoğunluğundan da bağımsız bir hale gelmektedir. Akışkanın açısal momentumunun en yüksek olduğu giriş kesitlerinde S en yüksek değerlerini alır. Sönümlü döngülü akışlar ile ilgili yapılan çalışmaların tamamına yakın bir çoğunluğunda, boru ekseni boyunca S değerinin eksponansiyel olarak azaldığı görülmektedir. Bu da sönümün eksponansiyel olarak gerçekleştiği anlamına gelmektedir [25]. Ayrıca Clayton ve Morsi'nin 1984 yılında dinamik döngülü bir akış üretecinin kullanıldığı ve halkasal kesitli bir boru üzerinde yaptıkları çalışmada, borunun giriş bölgesiyle tam sönümün gerçekleştiği bölgenin arasındaki eksenel mesafenin girişteki açısal momentumun artması ile arttığı, açısal momentumun aynı kalması koşuluyla Reynolds sayısının artışı ile azaldığı gözlemlenmiştir [27]. Bu da aynı ortalama hız koşullarındaki türbülanslı akışın laminer akışa göre daha hızlı sönümlendiği anlamına gelmektedir. Bunlara ek olarak halkasal kesitli borularda yarıçap oranı değeri de sönüm üzerinde oldukça etkilidir. Yarıçap oranının büyük yani halka kalınlığının görece küçük olduğu borulardaki sönümlü döngülü akışlarda, etkisini yüzeyden alan viskoz sürtünme kuvvetleri teğetsel hız bileşeni üzerinde belirgin düzeyde etkilidir. Bu sebepten yarıçap oranının büyümesi sönümün daha kısa mesafede gerçekleşmesini sağlar [28]. Halkasal kesitli borulardaki teğetsel girişli sönümlü döngülü akışlarda da teğetsel giriş kesiti genişliği – halka kalınlığı ilişkisinin de sönüm üzerinde etkisi oldukça fazladır. Tam döngülü ve daralan döngülü teğetsel girişe sahip sönümlü döngülü akışlarda sönüm karakteristiği birbirlerine benzer ve kısa mesafede sönümlenen bir karakter sergilerler. Buna rağmen, tam döngülü teğetsel girişe sahip akışlar daralan döngülü olana göre daha uzun mesafede sönümlenir. Genişleyen döngülü teğetsel girişe sahip sönümlü döngülü akışlarda ise diğer iki tipe göre çok daha uzun bir mesafede sönümlenme gerçekleşir. Bunun sebebi bu tipte

arkadan gelen döngülü akışın önden gelen döngülü akışa yeniden bağlanabilmesi olanağıdır. Bu sayede akışkan daha uzun mesafede açısal momentumunu koruyabilir [25].

Hay ve West 1975 yılında dik ve dar açılı teğetsel girişlerin dairesel kesitli borulardaki döngülü akışlar üzerindeki etkilerini ele aldıkları bir deneysel çalışma yapmışlardır. Teğetsel giriş kesitinin dikdörtgensel olduğu çalışmada 30, 60 ve 90 derecelik açılara sahip teğetsel girişlerin yerel döngü sayısı üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Buna göre giriş bölgesinde 60 ve 90 derecelik açılara sahip girişlerde belirgin biçimde daha yüksek yerel döngü sayıları gözlemlenmiştir ve bu değerler birbirlerine oldukça yakındır. Sönüme yakın olan boru ekseni yönünde girişten uzak bölgelerde ise 90 derecelik açıya sahip olan girişin yerel döngü sayısı daha yüksek iken, 30 derecelik açıya sahip olan giriş ara değerlerde seyretmiştir. Aynı bölgede 60 derecelik açıya sahip girişin ise en düşük yerel döngü sayısına sahip olduğu gözlemlenmiştir [11].

Halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü laminer akışlarda farklı Reynolds sayıları ile yapılan çözümlemeler ele alındığında, Reynolds sayısının artışı sönümün daha uzun bir mesafede gerçekleşmesini sağlamaktadır [25]. Şekil 4.8'de yerel döngü sayısı –boyutsuzlaştırılmış boru eksen mesafesi ilişkisiyle bu durum açıklanmıştır.




**Şekil 4.8 :** Boru ekseni boyunca farklı Reynolds sayılarında yerel döngü sayısı [25].

Neto, Legentilhomme ve Legrand 1998 yılında tek teğetsel girişli döngülü akış üretecinin kullanıldığı halkasal kesitli bir boruda, sönümlü döngülü laminer akışın hesaplamalı yöntemler ile dinamik açıdan incelemesini yapmışlardır. Bu çalışmada ele alınan geometri ve akış koşulları tez çalışmasında ele alınan koşullar ile en çok benzerlik gösteren çalışmalardan biridir. Bu çalışmaya göre, giriş kesitinde akışkan teğetsel girişten boruya girdikten sonra viskoz sürtünme kuvvetlerinin etkisiyle hızının bir kısmını kaybeder. Ancak hala giriş kesitinden uzakta olmayan akışkan, teğetsel girişe yakın bölgelerden tekrardan geçerken, daha yüksek akış hızına sahip teğetsel giriş bölgesiyle etkileşime girer. Bu etkileşimin sebebi bu bölgede oluşan basınç farkıdır. Bu da giriş kesitine yakın bölgelerde bir devir daim bölgesi oluşmasına neden olur. Bu bölgede yerel döngü sayısı oldukça yüksektir. Bu bölgeden boru ekseni boyunca uzaklaşıldıkça, bu devir daim bölgesinden çıkıldığı, ancak açısal momentumun eksenel momentuma göre hala yüksek düzeylerde olduğu bir bölge belirginleşmektedir. Bu bölgedeki kesitlerde ise merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle, dış silindirik yüzeydeki basınç iç silindirik yüzeydeki basınca göre yüksektir. Bu bölgenin ilerleyen kesitlerinde ise viskoz sürtünme etkisiyle açısal momentum değeri düşer ve merkezkaç kuvvetlerinin etkisi azalır. Böylece akışkan, iç ve dış silindirik yüzeye yakın bölgeler arasında oluşan basınç farkını dengelemek için, iç silindirik yüzeydeki etkinliğini arttırır. Bu bölgelerdeki bazı kesitlerde iç silindire yakın bölgelerde daha yüksek basınç değerleri gözlemlenir. İlerleyen bölgelerde ise açısal momentum değeri tamamen yok olmaya başlar ve akışın davranışı tamamen eksenel bir hal alır [25].

Borularda sönümlü döngülü akışların dinamik özellikleri, ilgili akış tipinin ısı taşınımı karakteristiğinin belirlenmesinde de oldukça etkilidir. Bu bağlamda bu kısımda bahsedilmiş olan özelliklerin tutarlı bir biçimde değerlendirilmesi, borularda sönümlü döngülü akışların ısı taşınımı karakteristiğinin temelini oluşturur.

### 4.3 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Isı Taşınımı Karakteristiği

Borularda sönümlü döngülü akışların ısı taşınımı karakteristiği, boru kesitinin geometrik özellikleri ve ısı taşınımının gerçekleştiği yüzeylerdeki sınır koşulları ile değişkenlik göstermektedir. Dairesel kesitli bir boruda ısı taşınımı sadece boru yüzeyi ile akışkan arasında olmaktayken, halkasal kesitli bir boruda ısı taşınımı iç silindirik yüzey ile akışkan ve dış silindirik yüzey ile akışkan arasında aynı anda gerçekleşir.

Dairesel kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarda açısal momentum bileşeninin artışı, akışın döngülü karakterini arttırdığından akışkanın kat ettiği mesafeyi arttırır. Akışkanın kat ettiği mesafenin artması ısı taşınımı katsayısının artmasına katkı sağlar. Buna ek olarak, açısal momentum bileşeninin artması merkezkaç kuvvetlerinin artmasını sağlar ve artan merkezkaç kuvvetleri de akışkanın boru ile temas ettiği yüzeyde basıncının daha yüksek olmasını sağlar. Bu sayede akışkan ile boru yüzeyi arasındaki sınır tabaka incelir. İncelen sınır tabaka ısı taşınımı katsayısının artmasına olumlu yönde katkı yapar [18]. Bu nedenlerden dolayı dairesel kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarda, aynı Reynolds sayılarına sahip eksenel akışlara göre belirgin bir ısı taşınımı katsayısı artışı gözlemlenir.

Zaherzadeh ve Jagadish'in 1975 yılında teğetsel kanatlı statik döngülü akış üreteci kullanarak yaptıkları deneysel çalışmada, dairesel kesitli bir borudaki ısı taşınımı karakteristiği incelenmiştir. Bu çalışmada bir buhar ceketi yardımıyla boru yüzey sıcaklığı sabit tutulmuştur. Akışkan olarak giriş sıcaklığı oda koşulları sıcaklığında olan suyun kullanıldığı çalışmada farklı Reynolds sayılarında sönümlü döngülü akışın ısı taşınımı karakteristiği incelenmiştir. Buna göre bazı Reynolds sayılarında %80'e varan bir ısı taşınım katsayısı artışı gözlemlenmiştir [18].

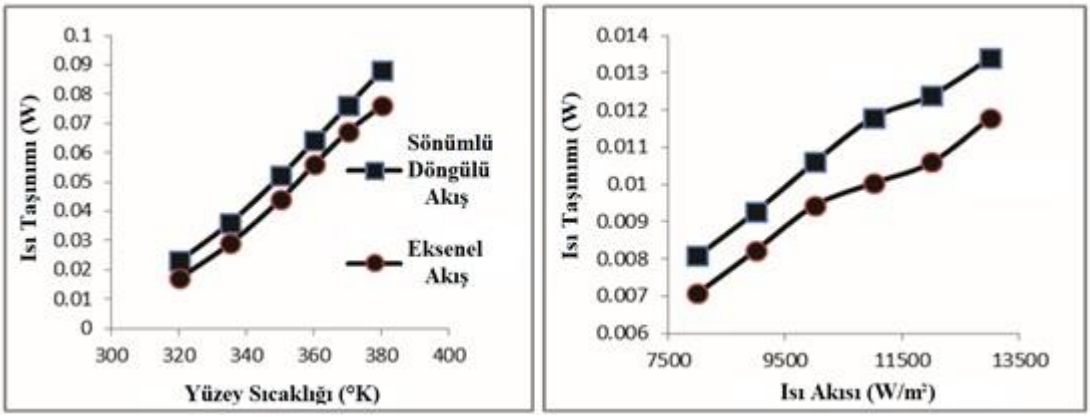
Hay ve West'in bir önceki kısımda da bahsedilmiş olan çalışmasında, dairesel kesitli bir borudaki sönümlü döngülü akışın ısı taşınımı karakteristiği de ele alınmıştır. Teğetsel girişli döngülü akış üretecinin kullanıldığı çalışmada, akışkan olarak önceden belirli bir sıcaklığa yükseltilmiş hava kullanılmıştır. Havanın oda sıcaklığındaki boruya temas ederek soğuması incelenmiştir. Buna göre, sönümlü döngülü akışlarda yerel Nusselt sayısının aynı Reynolds sayısındaki eksenel akışın yerel Nusselt sayısının ve yerel döngü sayısının bir fonksiyonu olduğu saptanmıştır. Bu ilişkinin saptanmasıyla aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir [11].

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_{\mathrm{eks}}\,(\mathrm{S}+1)^{1.75} \tag{4.2}$$

Denklem 4.2'deki korelasyonda, Nu sönümlü döngülü akışın yerel Nusselt sayısını temsil etmekteyken, $\mathrm{Nu}_{\mathrm{eks}}$ aynı Reynolds sayısı koşullarındaki eksenel akışın yerel Nusselt sayısını temsil etmektedir. Ayrıca bu korelasyon yüksek Reynolds sayılarında tutarlılığını yitirmektedir [11].

Siddique, Hoque ve Ali'nin 2016 yılında helisel kanatlı statik döngülü akış üreteci kullanarak yaptıkları ve dairesel kesitli bir borudaki ısı taşınımını inceledikleri

hesaplamalı çalışmada Reynolds sayısını 2000 değerinin altında ve sabit tutmuşlardır. Akışkan olarak suyun kullanıldığı durumda iki farklı sınır koşulu tipi ayrı ayrı incelenmiştir. Bunlardan birincisi boru yüzey sıcaklığının sabit olduğu sınır koşuluyken, ikincisi boru yüzeyinden sabit ısı akısının verildiği sınır koşuludur. Her iki koşulda da daha düşük değerlerden artarak sınır koşulunun değerleri değiştirilmiştir ve toplamda suyun boru yüzeyinde ısı taşınımı vasıtasıyla aldığı ısı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca aynı koşullarda eksenel akışın da analizi yapılmış ve Şekil 4.9'daki grafikler elde edilmiştir [29].



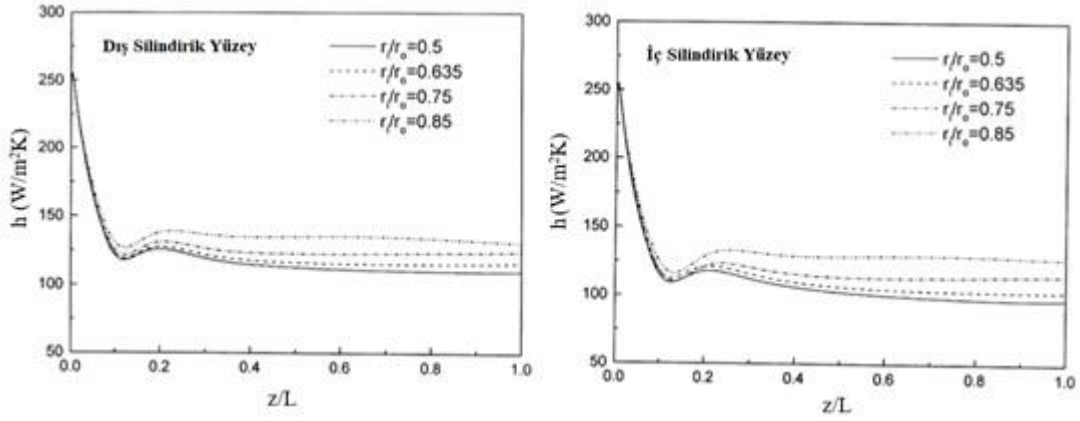

**Şekil 4.9 :** Sabit yüzey sıcaklığı (solda) ve yüzeyden sabit ısı akısı (sağda) sınır koşullarının sönümlü döngülü ve eksenel akışlardaki toplam ısı taşınımı üzerine etkisi [29].

Şekil 4.9'dan anlaşılacağı üzere her iki sınır koşulunda da sönümlü döngülü akışın ısı taşınımı değeri eksenel akışın ısı taşınımı değerine göre daha yüksek çıkmıştır. Ayrıca, yüzeyden sabit ısı akısının olduğu sınır koşulundaki ısı taşınımı artışı sabit yüzey sıcaklığının olduğu koşullara göre daha yüksek çıkmıştır.

Halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışların ısı taşınımını değerlendiren çalışmalarda genellikle laminer koşullar ele alınmamıştır. Türbülanslı koşullar, benzeri laminer çalışmalara ışık tutması açısından bu kısımda ele alınmıştır. Solnordal ve Gray 1994 yılında helisel kanatlı statik döngülü akış üreteci kullanarak, halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlardaki ısı taşınımını türbülanslı koşullarda inceleyen bir deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada akışkan olarak oda koşullarındaki hava kullanılmıştır ve dış silindirik yüzeyden sabit ısı akısının geldiği sınır koşuluna ait sonuçlar incelenmiştir. Bu çalışmada aynı Reynolds sayılarındaki eksenel akışa göre dış silindirik yüzey ile akışkan arasındaki ortalama Nusselt

sayısının 2,35 kat daha büyük olduğu gözlemler yapılmıştır. Teğetsel hızın artışı ise ısı taşınımına son derece olumlu yönde etki etmiştir [30].

Zhang, Dong ve Zhou'nun 2003 yılında halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarda ısı taşınımını inceledikleri hesaplamalı çalışmalarında, iç ve dış silindirik yüzey sıcaklıklarının birbirlerine eşit ve sabit tutulduğu koşula ait çözümlemelere yer vermişlerdir. Akışkan olarak yüzey sıcaklıklarından daha yüksek bir sıcaklığa sahip hava ele alınmış ve türbülanslı koşullara ait Reynolds sayılarında incelemeler yapılmıştır. Bu çalışmada yarıçap oranının yerel ısı taşınım katsayısına etkisi incelenmiştir. Bu bağlamda akışkanın giriş hız koşullarının sabit tutulduğu dört farklı yarıçap oranı değerinde, boru boyunca dış ve iç silindirik yüzeylerdeki yerel ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanmış ve bu değerler grafiğe aktarılmıştır [31]. Şekil 4.10'da bu grafikler verilmiştir.

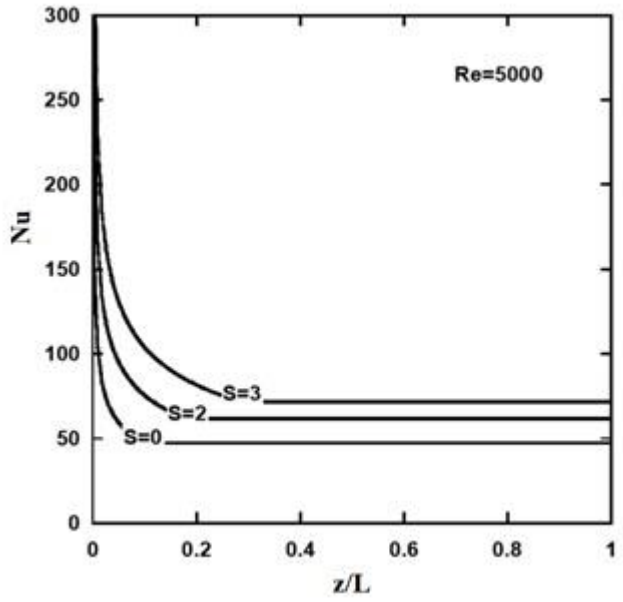



**Şekil 4.10 :** Sabit sıcaklıktaki dış (solda) ve iç (sağda) silindirik yüzeylerin farklı yarıçap oranlarına ait ısı taşınım katsayıları [31].

Şekil 4.10'daki z ve L parametreleri sırasıyla boru ekseni yönündeki mesafeyi ve borunun boyunu temsil etmekteyken, h parametresi ilgili yüzey ile akışkan arasındaki yerel ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Buna göre sabit giriş hızlarının olduğu koşullarda yarıçap oranı arttıkça, borunun hidrolik çapı düşmektedir. Böylece akışın Reynolds sayısı da düşmektedir. Akışın Reynolds sayısı düşmesine rağmen yarıçap oranının artması ısı taşınım katsayısının her iki yüzey ile ilgili durumda da artmasını sağlamıştır.

Jawarneh'in 2007 yılında yapmış olduğu hesaplamalı çalışmada, iç silindirik yüzeyde sabit ısı akısının olduğu ve dış silindirik yüzeyin de yalıtılmış koşullarda olduğu halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarda ısı taşınımı karakteristiği incelenmiştir. Özellikle giriş bölgesindeki yerel döngü sayısının iç silindirik yüzeydeki

ısı taşınımı üzerinde son derece etkili olduğu ortaya konulmuştur. Buna göre aynı Reynolds sayılarında giriş bölgesindeki yerel döngü sayısının artırılması, duvara yakın bölgelerdeki eksenel hız bileşenini artırmaktadır. Ayrıca sabit Reynolds sayılarında giriş bölgesindeki yerel döngü sayısının artırılması halkasal kesitin orta bölgelerinde de eksenel hızın azalmasını sağlamaktadır. Böylece ilgili yerel döngü sayısındaki artışın ısı taşınımını arttırdığı hesaplanmıştır [32]. Şekil 4.11'de Reynolds sayısının 5000 değerinde olduğu koşul için, ilgili çalışmanın farklı giriş bölgesi yerel döngü sayılarına ait yerel Nusselt sayıları grafik formunda gösterilmiştir.




**Şekil 4.11 :** Sabit Reynolds sayısı değerinde giriş bölgesinin farklı yerel döngü sayılarında yerel Nusselt sayısının boru ekseni boyunca değişimi [32].

Şekil 4.11'deki grafikte S, Nu ve z parametreleri sırasıyla giriş bölgesi yerel döngü sayısını, yerel Nusselt sayısını ve boru ekseni yönündeki mesafeyi temsil etmektedir. L ise boru boyunu göstermektedir. Buna göre S'nin sıfıra eşit olduğu akış eksenel akış tipini göstermektedir. Görüldüğü üzere sabit Reynolds sayılarında giriş bölgesindeki yerel döngü sayısının artışı hem sönümü geciktirmektedir hem de ısı taşınımını belirgin bir biçimde arttırmaktadır.

Anlaşılacağı üzere halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarda ısı taşınımı üzerinde birbirinden bağımsız ve birbirleriyle ilişkili birçok parametre etkilidir. Bu parametrelerin her birinin etki alanı kendi içerisinde değerlendirilirken, parametrelerin aralarındaki ilişkiler de göz önünde bulundurulmalıdır.

### 4.4 Borularda Sönümlü Döngülü Akışların Kullanım Alanları

Sönümlü döngülü akışlar birbirlerinden bağımsız birçok alanda kullanılabilir. Bu alanlarda sönümlü döngülü akışların farklı özelliklerinden faydalanılır. Bu kısımda sönümlü döngülü akışların ön plana çıkan genel kullanım alanlarıyla beraber, dairesel kesitli ve halkasal kesitli borulardaki kullanım alanlarından bahsedilmiştir. Ayrıca her iki boru tipinde ısı taşınımını iyileştirmeye yönelik olan olası veya halihazırdaki uygulama alanlarından da söz edilmiştir.

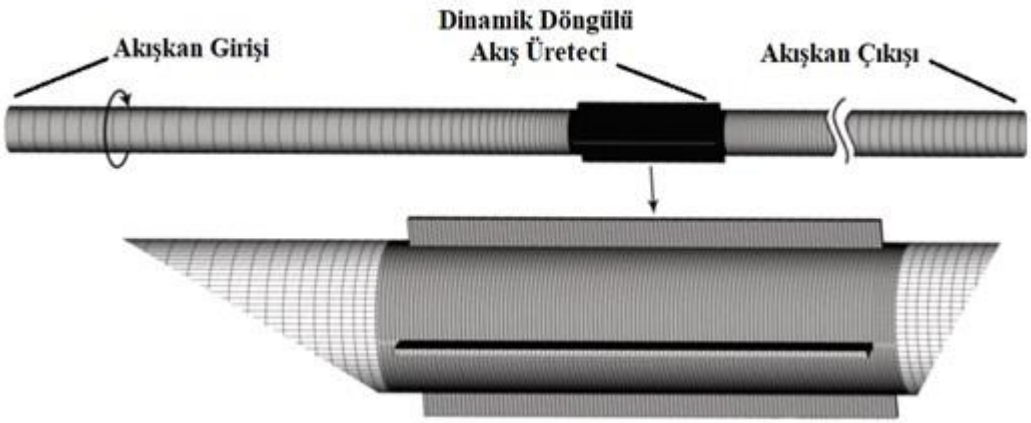
Sönümlü döngülü akışlar kısa mesafede yüksek oranlarda karışabilme kabiliyetleri dolayısıyla yanma odalarında kullanılan bir akış tipidir. Özellikle yakıt ve havanın döngülü akış yapacak şekilde yanma odasına girmeleri, yanma esnasındaki yakıt – hava karışımını daha homojen hale getirir. Bu sayede yanma alevinin kalitesi ve verimi artar. Daha kısa mesafede yanma reaksiyonunun gerçekleşmesine olanak tanıyan sönümlü döngülü akışlar, aynı verimde daha küçük ebatta yanma odalarının tasarlanmasını sağlar. Aynı zamanda daha homojen bir yanmanın gerçekleşmesi, yanmanın gerçekleştiği bölgelerdeki mekanik aksamların ömrünü uzatır [33].

Sönümlü döngülü akışlar, merkezkaç etkisinin kullanıldığı ayırıcıların önemli bir kısmında da temel akış tipi olarak kullanılır. Özellikle birden fazla fazı bünyesinde taşıyan çok fazlı akışkanların fazlarını birbirinden ayırmak için kullanılan siklonların çalışma prensibinin temelinde sönümlü döngülü akışlar vardır. Bu tip ayırıcılarda, döngülü akışın oluşturduğu merkezkaç kuvveti akışkanın radyal yönde hareketini sağlar. Bu hareket yoğun faz ile ana akışkanın radyal yönde farklı bölgelerde konumlanmalarını sağlar. Bu sayede ana akışkan ile yoğun faz birbirlerinden ayrılmış olur [34].

Güneş enerjisinden ısı elde edilen sistemlerden biri olan parabolik ayna tipi güneş kollektörlerinde de döngülü akışın kullanımı önemli bir yer teşkil etmektedir. Parabolik ayna tipi güneş kollektörlerinde, güneş ışığını yüksek verimlilikte ısıya dönüştüren bir malzemeyle kaplı dairesel kesitli borunun içerisinden bir akışkanın akması sağlanır. Bu sayede güneş enerjisi ısıya dönüştürülmüş olur. Bu tip uygulamalarda borunun içerisinde bükülmüş sac kullanımı, elde edilen sürekli döngülü akış ile ısı geçişinin önemli ölçüde artmasını sağlar [35]. Ancak bükülmüş sac kullanımı viskoz sürtünme kayıplarını arttırmaktadır ve bu durum sistemin toplam verimine olumsuz etkide bulunmaktadır. Bu tip uygulamalarda borunun sadece belirli kesitlerinde akışkana döngülü hareket verilerek sürtünme kayıplarının olumsuz etkileri

azaltılabilir. Sadece belirli kesitlerde döngülü harekete maruz kalan akışkan da ilgili kesitler arasında sönümlü döngülü bir akış karakteri sergiler.

Halkasal kesitli borulardaki uygulamalardan söz edilirse, fosil yakıt kuyularındaki sondaj işlemlerinde sondajı yapılan zeminden kopan parçacıklarının yüzeye çıkarılması gerekmektedir. Aksi takdirde sondaj işlemine harcanan enerji ve zaman daha fazla olur. Kaza riski de artar [23]. Bu nedenle matkabın zemini deldiği uç kısımdan bir akışkan pompalanır ve bu akışkanın parçacıkları yüzeye çıkarması sağlanır. Akışkanın yüzeye doğru çıkarken içerisinden geçtiği hacim bir halkasal kesitli boru formundadır. Bu işlem esnasında akışın formu döngülü bir hal aldığında; daha fazla parçacık, daha kısa sürede ve daha az akışkan kullanımıyla yüzeye çıkarılabilir. Bu amaç doğrultusunda, halkasal kesitin belirli bir bölgesinde dinamik döngülü akış üretecinin kullanıldığı ve sönümlü döngülü bir karakterde akışın sağlandığı araştırmalar mevcuttur. Şekil 4.12'de bu amaç için tasarlanmış bir döngülü akış üreteci resmedilmiştir.

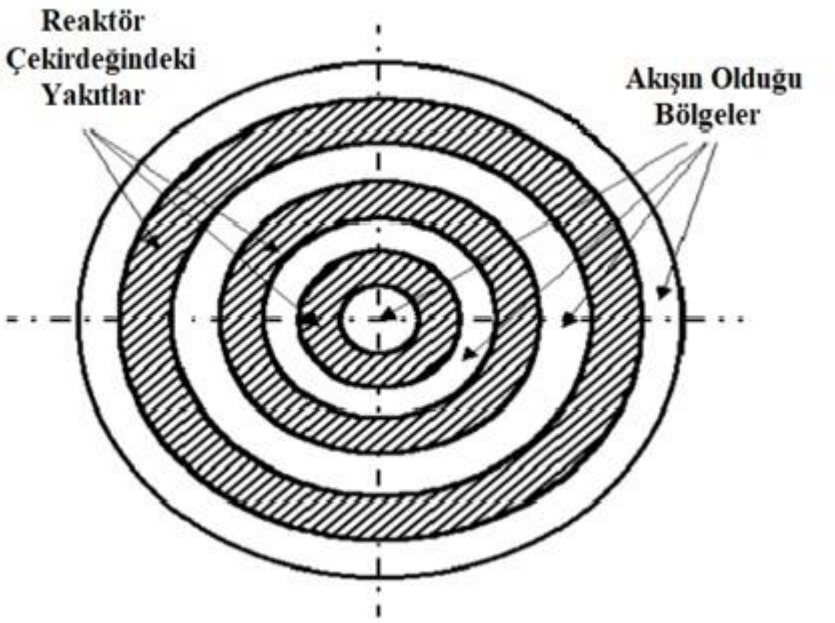



**Şekil 4.12 :** Sondaj işlemlerinde sönümlü döngülü akışın uygulanması [23].

Halkasal kesitli borularda sönümlü döngülü akışların ısı taşınımını arttırıcı özelliğinden faydalanılan uygulamalardan söz edilirse, silindirik tank tipi nükleer reaktörlerin reaktör çekirdeğinin soğutulması işleminde belirgin bir uygulama alanı göze çarpmaktadır. Bu tip reaktörlerde, eş eksenli olan halkasal kesitli silindirik geometriye sahip reaktör çekirdeklerinin arasından akışkan geçirilerek nükleer yakıttan akışkana ısı taşınımı sağlanır [36].

Şekil 4.13'de reaktör çekirdeğinin kesiti resmedilmiştir. Görüldüğü üzere silindirik tank tipi nükleer reaktörlerdeki uygulamada halkasal kesitli borulardaki akışlardan sağlanan ısı taşınımının farklı sınır koşullarındaki tiplerine rastlamak mümkündür. En

dıştaki akış bölgesinde iç silindirik bölgeden akışkana, daha içerideki akış bölgelerinin ikisinde iç ve dış silindirik bölgelerden akışkana, en iç kısımdaki dairesel kesitli silindirik bölgede ise silindirik yüzeyden akışkana doğru bir ısı taşınımı mevcuttur. Bu tip bir uygulamada sönümlü döngülü akışların kullanımı, daha etkin bir ısı taşınımı sağlayabilir.




**Şekil 4.13 :** Silindirik tank tipi nükleer reaktörlerde reaktör çekirdeğinin kesit görünümü [36].

Son olarak, elektrik devrelerindeki kondansatörlerde ve elektrik motorlarında halkasal kesitli borulardaki sönümlü döngülü akışlarla sağlanan ısı taşınımı kullanılabilir. Elektrik devrelerinde kondansatörlerin yapısı genellikle silindiriktir ve bir kısmının çalışmaları esnasında zorlanmış taşınım ile soğutulması gerekir. Bu soğutma işlemi kondansatörün etrafında oluşturulacak bir halkasal kesitli akış alanı ile sağlanabilir. Ayrıca elektrik motorlarında ve jeneratörlerde çalışma esnasında rotor ve statorların soğutulması işleminde de sönümlü döngülü bir akış tipinin kullanımı mümkündür [28].

# 5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma yapılmadan önce konuyla ilgili detaylı bir literatür araştırması yapılmıştır. Bu kısımdan önceki kısımlarda, bahsi geçen literatür araştırmasından ön plana çıkan ayrıntılar ele alınmıştır. Neticede üzerinde çalışılması istenen sönümlü döngülü akışın tipi ve incelenmesi istenen parametreler belirlenmiştir.

Buna göre üzerinde çalışılması istenen sönümlü döngülü akışın tipi, kullanılacak olan akışkanın özellikleri ve ısı taşınımının sınır koşulları aşağıdaki gibidir:

- Üzerinde çalışılacak boru kesiti halkasaldır.
- İncelenecek sönümlü döngülü akış üretimi yöntemi, teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinin kullanımıdır ve teğetsel girişler dairesel kesitlidir.
- Sadece teğetsel giriş çapının halka kalınlığına eşit olduğu, tam döngülü girişlere ait koşulların incelenmesi uygun görülmüştür.
- Teğetsel giriş sayısının 1, 2, 3 ve 4 olduğu koşullar incelenmiştir.
- Teğetsel giriş ile boru ekseni arasındaki açının 90, 75, 60 ve 45 derece olduğu koşulların incelenmiştir.
- Akışkan olarak sistem girişinde oda koşullarında olan havanın kullanılmıştır.
- İncelenecek olan akış rejimi sönüm gerçekleştikten sonraki eksenel akışın bulunduğu bölgede laminer özellik göstereceği koşullardadır. Yapılan deneyler ise Reynolds sayısının 400 ile 1000 değerini aldığı aralıktadır ve deneyler 4 farklı Reynolds sayısında yapılmıştır.
- Isı taşınımının sınır koşulları ise, iç silindirik yüzeyden sabit ısı akısının olduğu ve dış silindirik yüzeyin de kısmi yalıtımlı olduğu koşullardır.
- İncelenen tüm teğetsel girişli sönümlü döngülü akış tiplerinin bir referans akış tipiyle kıyaslanabilmesi için aynı sınır koşullarında eksenel akış tipine ait deneyler de yapılmıştır.

İncelenen parametrelerden söz edilirse, öncelikle farklı teğetsel giriş tipleriyle elde edilen sönümlü döngülü akışların tümünde, aynı sınır koşullarındaki eksenel akışa göre iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı parametrelerinin hangi değerleri alacağının bulunması hedeflenmiştir. Aynı kıyaslama ilgili akışın sağlanması için harcanan fan

güçleri için de yapılmıştır. Eksenel duruma göre, her bir teğetsel giriş tipinde sağlanan sönümlü döngülü akışların iç silindirik yüzeyde meydana getirdiği ısı taşınımı artışının, bu artış için eksenel duruma göre ne kadarlık bir fan gücü artışıyla sağlandığının tespit edilmesi gerekmiştir. Bu da iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımının zorlanmış taşınım performansı ile değerlendirilmiştir. Ayrıca, sabit ısı akısının sağlandığı iç silindirik yüzeyin farklı koşullardaki ısıl açıdan homojenliği de incelenmiştir. Yapılan tüm çalışmalar, akışkanın sönümlendikten sonraki bölgede laminer özellik sergilediği koşullarda yapılmıştır. Son olarak, inceleme ısı geçişinin dengeye oturup zamandan bağımsız bir hale geldiği, sürekli rejimde yapılmıştır.

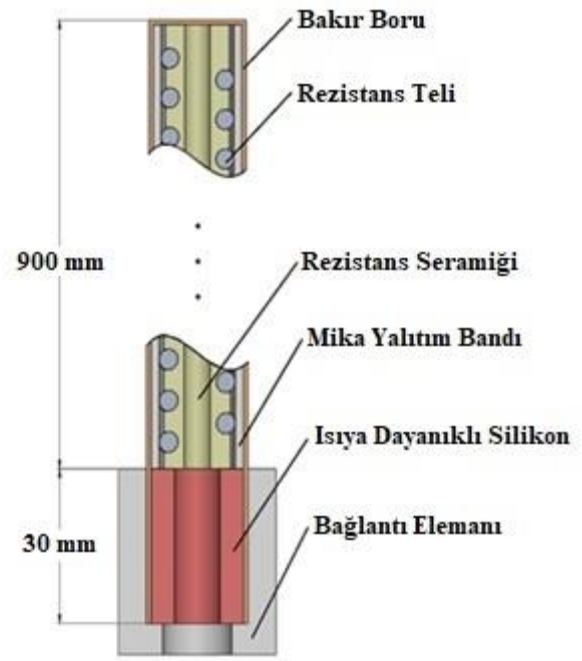
Bu kısımda ilk olarak deneysel çalışmada amaçlanan çıktıların elde edilmesini sağlayacak deney setinin tasarımından, imalatından ve kurulumundan bahsedilmiştir. Ardından deney prosedürü ele alınmış ve deneylerde elde edilen sonuçlar derlenmiştir.

### 5.1 Deney Setinin Tasarımı

Deney düzeneğinde incelenecek olan sönümlü döngülü akış tipinin, kullanılacak akışkanın özelliklerinin ve ısı taşınımının sınır koşullarının belirlenmesinin ardından deney setinin tasarımına geçilmiştir. Tasarımın modellenmesi SolidWorks 2018 adlı katı modelleme yazılımı aracılığıyla sağlanmıştır.

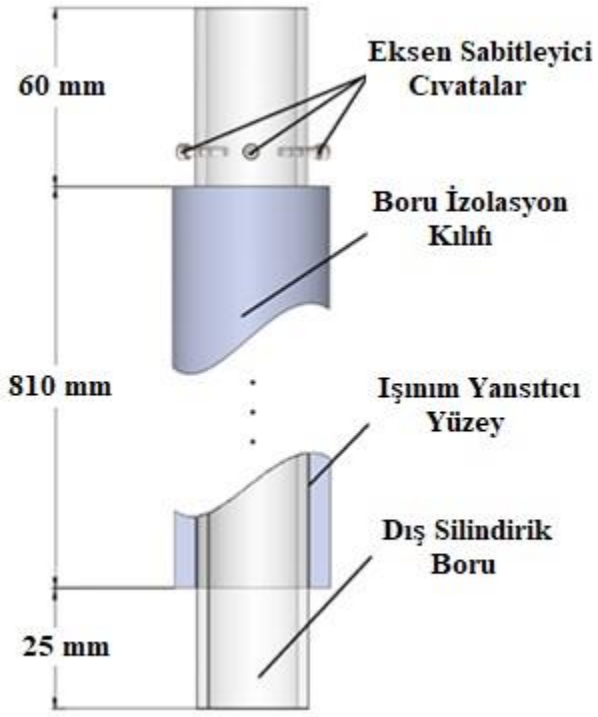
Öncelikle tasarımda kullanılabilecek standart parçaların veya özel imalat gerektirmeyen parçaların tespiti yapılmıştır. Bu bağlamda halkasal kesitli borunun iç silindiri için dış çapı 22 mm ve et kalınlığı 1 mm olan bakır bir borunun kullanılması uygun bulunmuştur. Bakır borunun içerisine, akışkana sabit ısı akısı sağlayacak bir rezistans sisteminin yerleştirileceği düşünülerek bu boru tercihi yapılmıştır. Ardından bakır borunun içerisine yerleştirilecek olan rezistans sisteminin tasarımına geçilmiştir. Bu aşamada rezistans telinin sarılacağı rezistans seramiği ölçülerine bakılmıştır ve bakır borunun iç çapına uygun olan ısıya dayanıklı rezistans seramiği belirlenmiştir. Rezistans seramiği tercihi yapılırken, seramiğin etrafına rezistans teli sarıldıktan sonra oluşacak olan yapının genişliğinin bakır borunun iç çapından bir miktar küçük olması esas alınmıştır. Daha sonra tercihi yapılan rezistans seramiğin yivlerine uygun bir rezistans teli tercihi yapılmıştır. Ayrıca rezistansa verilecek olan gerilimin bakır boruya iletilmemesi gerekmektedir. Bununla birlikte rezistansa verilen gerilim dolayısıyla rezistansta oluşacak ısının da bakır boruya iletilmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda elektriksel açıdan yalıtkan ancak ısıl açıdan iletken bir malzeme

olan mika yalıtım bandının kullanılması gerekmektedir. Mika yalıtım bandı rezistans teli rezistans seramiğine sarıldıktan sonra oluşan yapının üzerine sarılmalıdır ve bakır boruya yakın temas halinde olmalıdır. Ayrıca bakır borunun dış yüzeyinden sıcaklık bilgisi alınmak istenmektedir ve bunun için ısıl çift (thermocouple) adı verilen ölçüm elemanlarının kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle bu bölgelere yerleştirilecek olan, konumlarının ve fiziksel özelliklerinin detaylarından daha sonraki kısımlarda bahsedilecek olan ısıl çiftlerin de boru içerisinde kaplayacağı hacim göz önünde bulundurulmuştur. Ardından mika yalıtım bandıyla sarılmış olan yapının ve borunun içerisine yerleştirilmiş olan ısıl çiftlerin bir arada durabilmesi için, bakır borunun alt kısmına ısıya dayanıklı silikon sıkılması gerekmektedir. Bu malzeme ısıl açıdan iletken olmakla beraber, elektriksel açıdan yalıtkandır ve yüksek sıcaklıklarda bozulmamaktadır. Rezistans sistemi tasarımının son kısmında ise tüm bu yapının teğetsel girişli döngülü akış üretecine montajlanacağı ara bağlantı elemanı tasarlanmıştır. Bu bağlantı elemanının rezistansın ısısını teğetsel girişli döngülü akış üretecine mümkün olduğunca iletmemesi gerekmektedir. Bu açıdan bağlantı elemanı tercihi ısı iletim katsayısı düşük ve ısıya dayanıklı olan PTFE adlı malzeme olmuştur. Şekil 5.1'de bakır boru ve içerisindeki rezistans sistemi modelinin boyutları ve kesit görüntüsü verilmiştir.




**Şekil 5.1 :** Halkasal kesitli borunun iç silindirini oluşturan rezistans sisteminin modeli.

Halkasal kesitli borunun iç silindirinin modelinden sonra dış silindirinin modeline geçilmiştir. Şekil 5.2'de dış silindirik borunun modeli kesit görünümde resmedilmiştir.



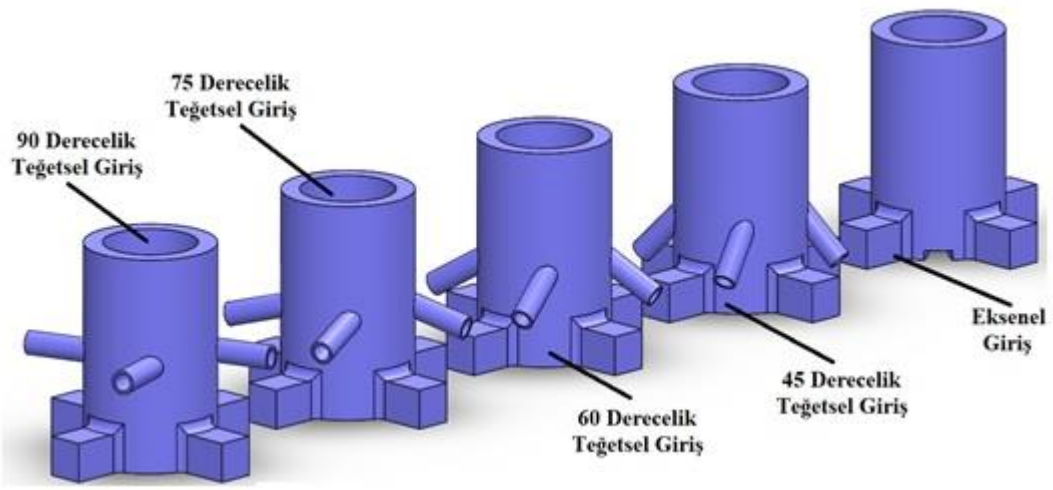

**Şekil 5.2 :** Halkasal kesitli borunun dış silindirinin modeli.

Dış silindir olarak, iç çapı 40 mm ve dış çapı 50 mm olan pleksi malzemeden bir borunun piyasadan hazır olarak temin edilebileceği tespit edilmiştir. Pleksi malzemenin seçilmesinin sebebi ısı iletim katsayısının görece düşük olması, saydam olması, istenen ölçülerde kolaylıkla kesilebilmesi ve mekanik açıdan dayanıklı olmasıdır.

Dış silindirik boru tercihinin ardından, halkasal kesitli borunun iç silindirinin sahip olduğu ısının ısı ışınımıyla sistem dışına transfer olmasını engellemek için, dış silindirik borunun dış kısmının ışığı yüksek oranda yansıtan bir malzemeyle kaplanması düşünülmüştür. Böylece iç silindirik yüzeyin yaydığı ısı ışınımı dış silindirden geçecek ancak dış silindirin dış yüzeyinde sistemin içine bakacak şekilde konumlandırılmış olan yansıtıcı yüzey aynı ısı ışınımını sistemin içine geri gönderecektir. Ardından, dış borunun dış kısmına boru izolasyon kılıfı geçirilmesi düşünülmüştür. Bunun sebebi ısının sistemin dışına transferinin mümkün mertebe önüne geçmektir. Ancak dış silindirik yüzeyin kısmi yalıtımlı olması gerekliliğine uyacak şekilde tasarımda görece ince bir boru izolasyon kılıfının kullanılması uygun

bulunmuştur. Son olarak dış silindirik borunun üst kısımlarında, üç adet M14'lük cıvata eksenel simetrik olacak şekilde borunun dış kısmından iç kısmına doğru montajlanmıştır. Bunun sebebi sistemin montajı esnasında iç silindirik boru ile dış silindirik boru arasında yaşanabilecek eksen kaçıklıklarının önüne geçmek ve iç silindirik boruyu dış silindirik boru ile eş eksenli hale getirmektir.

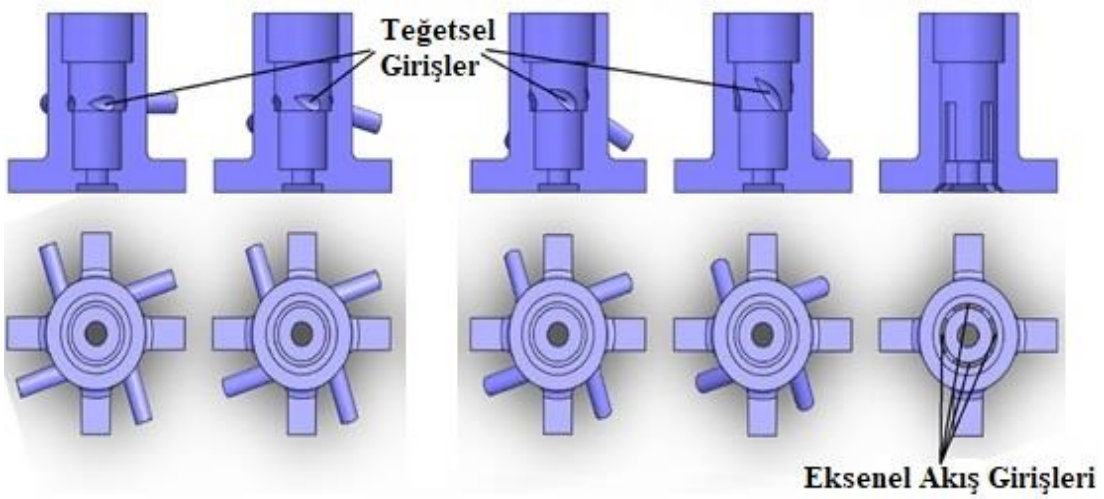
Halkasal kesitli borunun dış silindirinin modelinden sonra, iç ve dış silindirleri bir arada tutacak ve sisteme teğetsel giriş sağlayacak teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinin tasarımına geçilmiştir. İncelenmesi istenen giriş sayıları ve giriş açıları göz önünde bulundurularak birbirinden farklı dört adet teğetsel döngülü akış üreteci ve bir adet eksenel giriş sağlayan akış üreteci tasarlanmıştır. Teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinin her birinde eksenel simetriye sahip olacak şekilde 4'er adet giriş bulunmaktadır ve bu üreteçlerin her birinin girişleri boru ekseni ile farklı bir açı yapmaktadır. Bu açılar, üzerinde çalışılması istenen sönümlü döngülü akış tiplerinde belirtildiği üzere 90, 75, 60 ve 45 derecedir. Ayrıca teğetsel girişler tam olarak rezistansın başladığı kesit ile aynı kesitte olacak şekilde konumlandırılmıştır ve giriş çapları halka kalınlığı ile aynı olacak şekilde 9 mm dir. Eksenel giriş sağlayan akış üretecine gelince, bu akış üreteci de akışın boru eksenine paralel olarak girmesini sağlamak için üretecin alt tarafından girmesini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 5.3'de bahsi geçen akış üreteçlerinin katı modellerinin izometrik görünümleri bir arada gösterilmiştir.




**Şekil 5.3 :** Akış üreteçlerinin modelleri.

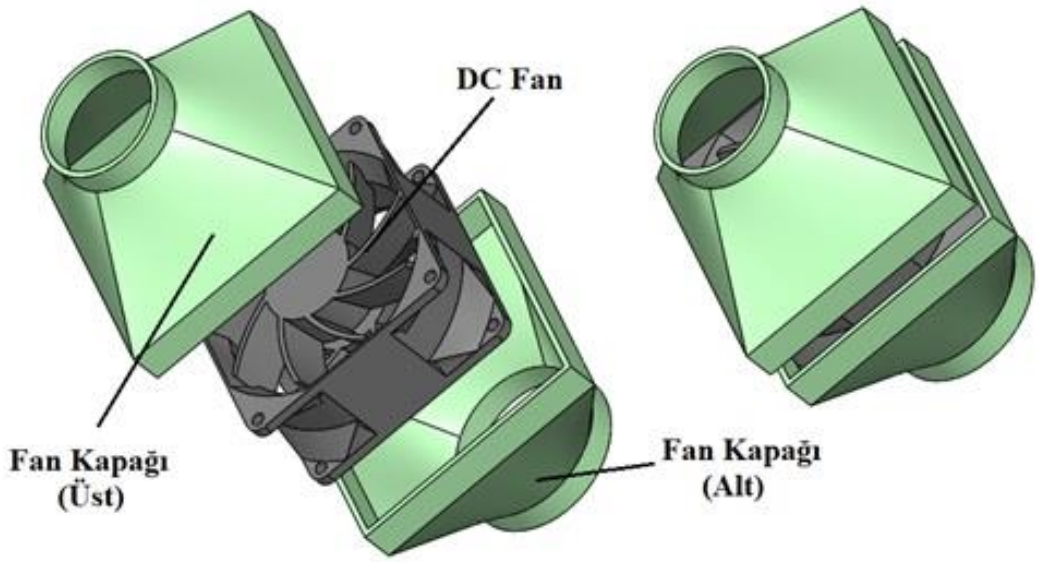
Her bir akış üretecinin alt kısmında rezistans ve ısıl çift kablolarının çıkabilmesini sağlayacak dairesel bir boşluk bırakılmıştır. Ayrıca halkasal kesitin iç ve dış

silindirlerinin sıkı geçmeyle montajlanabileceği yüzeylerle üreteçlerin iç kısmı detaylandırılmıştır. Bu detayların görülebilmesi için Şekil 5.4'de üreteçlerin önden kesit görünümleri ve üstten görünümleri Şekil 5.3'deki sırayla verilmiştir.




**Şekil 5.4 :** Akış üreteçlerinin önden kesit ve üstten görünümleri.

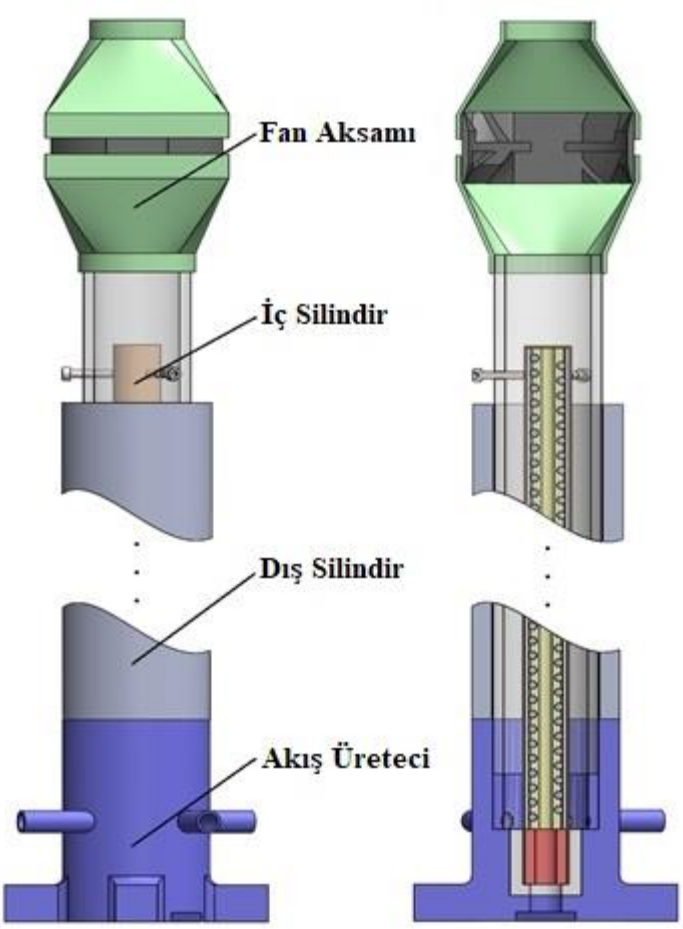
Akış üreteçlerinin tasarımının ardından, akışkana tahrik verecek fan aksamının tasarımına geçilmiştir. Şekil 5.5'de fan aksamının patlatılmış ve montajlanmış hallerde modeli resmedilmiştir.




**Şekil 5.5 :** Fan aksamının patlatılmış (solda) ve montajlanmış (sağda) modeli.

Bunun için öncelikle piyasada, istenen akış koşullarını sağlayabilecek DC fan araştırması yapılmıştır ve sisteme uygun olan bir DC fan seçilmiştir. Tercih detaylarından ve karakteristik özelliklerinden ileriki kısımlarda bahsedilmiş olan fanın

genişlik ve uzunluğu 80 cm, kalınlığı ise 38 cm dir. Bu kriterler göz önünde bulundurularak fanın bir taslak modeli elde edilmiştir. Ardından, yine detaylarından ileriki kısımlarda bahsedilecek olan, debimetre tercihi yapılmıştır ve debimetrenin giriş ölçüleri elde edilmiştir. Bu veriler yardımıyla fanı deney setine ve debimetreye hava kaçağı olmaksızın bağlayacak olan fan kapakları tasarlanmıştır. Fan kapaklarından alt kısımda olan halkasal kesitli borunun dış silindirine dıştan ve üst kısımda olan ise debimetreye içten geçecek şekilde tasarlanmıştır. Fan aksamının da tasarımından sonra deney setinin katı modelde montajlanması aşamasına geçilmiştir. Şekil 5.6'da deney setinin katı modeli gösterilmiştir.




**Şekil 5.6 :** Deney setinin katı modelinin önden (solda) ve önden kesit (sağda) görünümü.

Deney seti üst kısımda fan aksamının, orta kısımlarda halkasal kesitli borunun iç – dış silindirlerinin ve alt kısımda da akış üreteçlerinin bulunduğu bir formda oluşturulmuştur. Sisteme girecek olan havanın, tasarımın üst kısmından fan aracılığıyla çekilmesi vasıtasıyla havanın kütle transferinin zeminden yukarı doğru gerçekleşmesi amaçlanmıştır. Katı modelde yapılan montaj tek bir akış üreteci ile

yapılmıştır ki bu da 90 derecelik döngülü akış üreteci ile yapılan montajdır. Katı modelde birden fazla akış üreteci ile montaj yapılmamasının sebebi, bütün akış üreteçlerinde geçme yüzeylerinin aynı olmasıdır.

Deney seti tasarımında montajın büyük bir kısmı sıkı geçme ile sağlanmıştır. Tasarımda iç - dış silindirlerin akış üretecine montajı ve dış silindirin fan aksamına montajı sıkı geçmenin kullanıldığı bağlantılardır. Montajın bahsi geçen yerlerinde sıkı geçmenin kullanılmasının sebebi, deneyler esnasında sıkı geçmeyle montajlanmış yerlerden hava kaçağı olmasının birincil önlemini almak, deney setinde eksen kaçıklıklarının önüne geçmek ve deneyler arası geçişlerde kolay montaj – demontaj sağlayabilmektir.

### 5.2 Deney Setinin İmalatı ve Kurulumu

Deney setinin tasarımının ardından tasarımda geometrik özellikleri belirlenmiş olan parçaların tedariki – imalatı ve kurulumu aşamalarına geçilmiştir. Bu aşamalarda; tasarım esnasında zaten piyasa araştırması yapılmış parçaların tedariki, DC güç kaynaklarının, ısıl çiftlerin, ölçüm cihazlarının ve DC fanın tedariki, özel imalat gerektiren parçaların imalatı, laboratuvar bünyesinde imal edilecek parçaların imalatı, deney setinin montajı ve kurulumu görevleri yerine getirilmiştir.

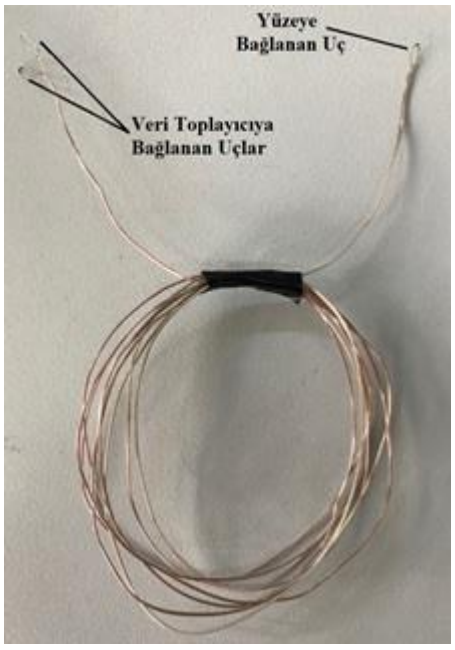
İlk olarak piyasadan özel imalat gerektirmeyen parçalar tedarik edilmiştir ve kesim gerektiren parçalar uygun ebatlarda kesilmiştir. Bu parçalar; iç silindiri oluşturan bakır boru, bakır borunun içerisine yerleştirilecek rezistans seramiği, rezistans teli ve mika yalıtım bandı, ısıya dayanıklı silikon, iç silindiri akış üretecine bağlayan PTFE malzemenin ham maddesi, dış silindiri oluşturan uygun ebatlarda kesilmiş pleksi malzemeden boru, ışınım yansıtıcı kaplama kağıdı, boru izolasyon kılıfı, rezistans ve fan için uzatma kabloları ve kablo uçları, elektrik bandı ve cıvatalardır.

Ardından DC güç kaynaklarının, ısıl çiftlerin, ölçüm cihazlarının ve DC fanın tedariki aşamasına geçilmiştir. Deney setinde laboratuvarda halihazırda mevcut olan iki adet DC güç kaynağı kullanılmıştır. Bunlardan birincisi EZ marka GP-4303D model DC güç kaynağıdır ve 30 V'a kadar doğru gerilim verebilmektedir. Bu güç kaynağı ile DC fanın tahrik edilmesi amaçlanmıştır. İkincisi ise MERSAN adlı firmaya ait DC güç kaynağıdır ve 40 V'a kadar doğru gerilim verebilmektedir. Bu güç kaynağı ile de rezistansa gerilim verip rezistansın sabit ısı akısı verebilmesini sağlamak amaçlanmıştır. Şekil 5.7'de bu güç kaynaklarının fotoğrafları gösterilmiştir.




**Şekil 5.7 :** Deneylerde kullanılan EZ marka (solda) ve MERSAN marka (sağda) güç kaynakları.

Daha sonra deneyde sıcaklık ölçümünde kullanılan ısıl çiftlerin tedariki aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada laboratuvarda halihazırda var olan K tipi ısıl çiftler kullanılmıştır. Bu ısıl çiftlerin çalışma prensibi, sıcaklık ile etkileşiminde bünyesinde birbirinden farklı direnç dönüşümü meydana gelen iki adet telin μV mertebesinde verdiği sinyallerin sıcaklık verisine dönüştürülmesi esasına dayanır [37]. Bu nedenle sıcaklık ölçümü yapılması istenen yerde ısıl çiftin iki telinin birbirine kaynatılmış olması ve ölçümü yapılacak yere kaynak noktasının temas etmesi gerekmektedir. Isıl çiftin diğer ucu ise veri toplayıcı multimetreye birbirlerine temas etmeyecek şekilde bağlanmalıdır. Bu sayede sıcaklık verileri elde edilebilir. Şekil 5.8'de kullanılan ısıl çiftlerden birinin fotoğrafı gösterilmiştir.




**Şekil 5.8 :** Deneyde kullanılan ısıl çift.

Deneyde toplamda 14 adet ısıl çift kullanılmıştır. Bunlardan biri ortamın yani sisteme giren havanın sıcaklığını ölçerken, bir diğeri sistemden çıkan havanın sıcaklığını ölçer. 9 adet ısıl çift ise halkasal kesitin iç silindirik yüzeyinin sıcaklığını ölçer. Burdaki ısıl çiftler iç silindirin en dış kısımlarına konumlandırılmış olup, aralarında eşit mesafe olacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Bu yerleşimin detaylarından ileriki kısımlarda bahsedilecektir. Geriye kalan 3 adet ısıl çift ise halkasal kesitin dış silindirik yüzeyini oluşturan pleksi malzemeden yapılmış olan borunun dış kısmına güvenlik amacıyla yerleştirilmiştir. Sistemde ısı geçişine maruz kalan elemanlar içerisinde en dayanıksız olan malzeme pleksi malzemedir. Bu nedenle, hesaplara dahil edilmeyecek olsa da bu bölgeden sıcaklık verisi alınmak istenmiştir.

Deney setinde toplamda 3 adet cihazdan ölçüm verisi alınması amaçlanmıştır. Bunlardan birincisi el kronometresiyle birlikte debimetre işlevi gören doğalgaz sayacıdır. Fan aksamının çıkışına bağlanan doğalgaz sayacı, içerisinden geçen hava miktarını $m^3$ cinsinden verir. Laboratuvar koşullarında sıcak tel anemometresiyle güvenilirliği incelenmiş ve kullanılabilirliği uygun görüşmüş olan doğalgaz sayacı ve el kronometresi vasıtasıyla, sistemden belirli bir hacmin ne kadar zamanda geçtiği tespit edilebilir. Bu sayede sistemin hacimsel debi verisine ulaşılabilir. Şekil 5.9'da deney setinde kullanılan doğalgaz sayacının fotoğrafı verilmiştir.




**Şekil 5.9 :** Deney setinde debi ölçümü için kullanılan doğalgaz sayacı.

Ölçüm verisi alınan ikinci cihaz ise her iki güç kaynağından sağlanan akım ve gerilimleri ölçen bir multimetredir. Buna ihtiyaç duyulmasının sebebi kullanılan güç kaynaklarının farklı tipte güç kaynakları olması sebebiyle göstergelerinde belirtilen

akım ve gerilim değerlerinin birbirleriyle uyumlu olmasından duyulan şüphedir. Nitekim göstergelerinde aynı gerilim değerlerini gösterdikleri zaman multimetre ile yapılan ölçümlerde, multimetre farklı değerleri göstermiştir. Bu nedenle deneylerde multimetrenin akım ve gerilim değerleri dikkate alınmıştır. Şekil 5.10'da DC güç kaynaklarının akım ve gerilim değerlerinin ölçülmesinde kullanılan multimetre gösterilmiştir.



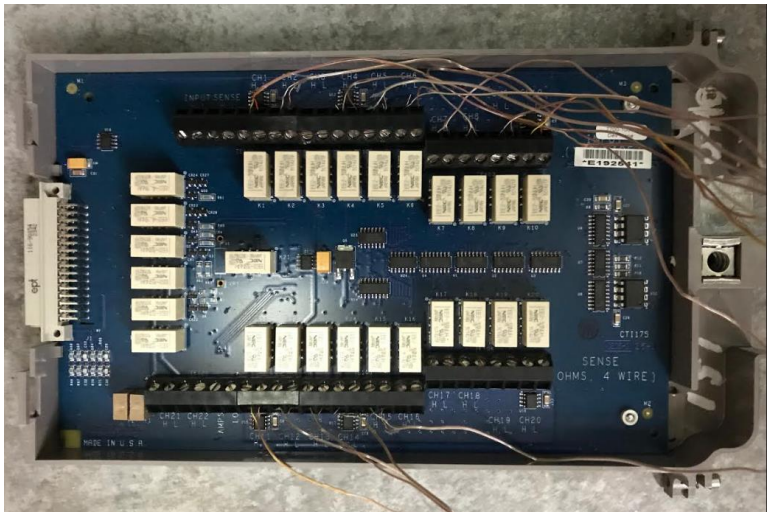

**Şekil 5.10 :** DC güç kaynaklarının sağladığı akım ve gerilimi ölçen multimetre.

Ölçüm verisi alınan üçüncü cihaz ise 14 adet ısıl çiftin sıcaklık değerini veren veri toplayıcı multimetredir. Bu cihaz Keithley marka 2700 model veri toplayıcı multimetredir. Bu cihaz ekranında sıcaklık verilerini verebildiği gibi, bilgisayara da bağlanabilir ve veriler anlık olarak tabloya aktarılabilir. Şekil 5.11'de veri toplayıcı multimetrenin fotoğrafı verilmiştir.




**Şekil 5.11 :** Veri toplayıcı multimetre.

Bu cihazda ısıl çiftlerin sıcaklık verisini anlık olarak ölçebilen veri toplama kartı mevcuttur. Bünyesine iki adet veri toplama kartı alabilen veri toplayıcı multimetrenin her bir veri toplama kartında toplamda 22 adet veri toplama kanalı vardır. Bu kanallardan her birinin iki adet girişi vardır. Isıl çiftlerin uçları bu girişlere ayrı ayrı takılarak bağlantı sağlanır. Şekil 5.12'de 14 adet ısıl çiftin takılı olduğu veri toplama kartının fotoğrafı gösterilmiştir.




**Şekil 5.12 :** Veri toplama kartı.

Bu edinimlerin ardından deney setinde kullanılacak DC fanın tedariki sağlanmıştır. Normalde deneyde talep edilen Reynolds sayıları görece düşük Reynolds sayıları olduğundan kullanılacak fanın bir mini fan boyutunda olması beklenebilir. Ancak sistem mini fan ölçeğine göre oldukça büyük ve uzundur. Ayrıca sönümlü döngülü akış tipinin karakteristiği ve debi ölçüm tekniğinin yaratacağı kayıplar düşünülerek görece gücü yüksek bir fan tercihi yapılmıştır. Kullanılan fan Sunon marka PMD1208PM1-A model bir DC fandır. 12 V'luk nominal çalışma gerilimine sahip olan DC fan fırçasız DC motor ile çalışmaktadır ve 9,1 W'lık bir güce sahiptir [38]. Şekil 5.13'de deney setinde kullanılan DC fanın fotoğrafı gösterilmiştir. Bu aşamanın ardından özel imalat gerektiren parçaların imalatı aşamasına geçilmiştir. Bu parçalar, geometrisi diğer parçalara göre karmaşık olan ve piyasada bulunmayan parçalar olan akış üreteçleri ve fan kapaklarıdır. İmalat tekniği olarak 3 boyutlu baskı tekniği kullanılmıştır. Bu imalat tekniğinde 3 boyutlu yazıcılar kullanılır ve teknik filament adı verilen baskı malzemesinin kısmi bir erimeyle katmanlar halinde 3 boyutlu yazıcının tablasında oluşturulması esasına dayanır. Bunun için katı modeli oluşturulan

parçaların dosyalarının bilgisayarda stl formatı olarak adlandırılan 3 boyutlu baskı formatına dönüştürülmesi gerekir. Bu formatın çözünürlük ayarları da mevcuttur.



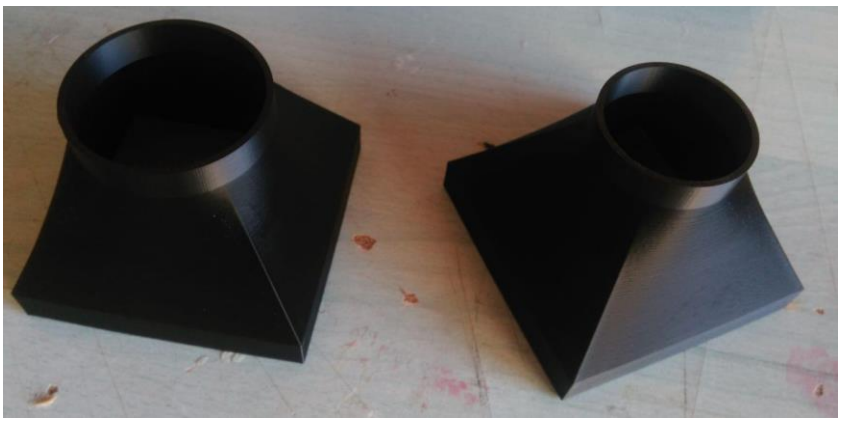
**Şekil 5.13 :** Deney setinde kullanılan DC fan [39].

Baskı kalitesinin artırılması için çözünürlüğün en yüksek seviyede ayarlanması gerekir. Katman kalınlığı da 3 boyutlu baskı tekniğinin önemli bir detayıdır ve baskı süresi ile yüzey pürüzlülüğü açısından en uygun katman kalınlığının imalatçıya sorulması gerekir. Yapılan imalatta katman kalınlığı 0,2 mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca 3 boyutlu baskının yapıldığı yazıcının kalitesine göre modelde tasarlanan deliklerden daha küçük delik büyüklükleri elde edilir. Bu konunun da imalatçıya sorulması gerekir. Bu çalışmada kullanılan yazıcının delikleri ve iç boşlukları % 1 oranında daha küçük imal ettiği bilgisine erişilmiştir ve tasarım bu duruma göre tekrardan modellenmiştir. Şekil 5.14'de teğetsel döngülü akış üreteçlerinin fotoğrafı gösterilmiştir.



**Şekil 5.14 :** Teğetsel döngülü akış üreteçleri.

Şekil 5.14'de eksenel akış üreteci gösterilmemiştir. Eksenel akış üreteci sistemin montajında gösterilmiştir. Şekil 5.15'de ise fan kapaklarının fotoğrafı gösterilmiştir.



**Şekil 5.15 :** Alt (solda) ve üst (sağda) fan kapakları.

Bu aşamanın ardından laboratuvar bünyesinde imal edilecek parçaların imalatına geçilmiştir. Laboratuvar bünyesinde halkasal kesitin iç ve dış silindirlerinin imalatı yapılmıştır. İlk olarak iç silindir imal edilmiştir. İç silindirin imalatında rezistans seramiğinin etrafına rezistans teli sarılmıştır. Bu işlem esnasında rezistans telinin kısa devre yapmayacak şekilde sarılması son derece önemlidir. Rezistans telinin rezistans seramiğine teması Şekil 5.16'daki fotoğrafta gösterilmiştir.



**Şekil 5.16 :** Rezistans seramiği ve rezistans telinin sarımı.

Ardından bu yapının üzerine mika yalıtım bandı sarılmıştır. Bu aşamada da mika yalıtım bandının rezistans telinin tamamını örttüğünden emin olunmalıdır. Daha sonra bakır borunun ısıl çift takılacak yerleri matkap ile delinmiş ve ısıl çiftler bu deliklere yerleştirilmiştir. Isıl çift yerleşiminin ardından delikler kapatılmıştır. Sonrasında mika yalıtım bandı sarılmış rezistans ısıl çift takılmış bakır borunun içerisine geçirilmiştir

ve bakır borunun alt kısmından ısıya dayanıklı silikon sıkılmıştır. Isıya dayanıklı silikonun kurumasının ardından PTFE malzeme torna tezgahı ile istenen ölçülere getirilmiş ve iç silindirin alt kısmına montajlanmıştır. Sonrasında dış silindirin imalatı yapılmıştır. Dış silindirin imalatında ışınım yansıtıcı kaplama kağıdı dış silindirik pleksi boruya sarılmış ve bantlanmıştır. Ardından boru izolasyon kılıfı dış silindirik boruya geçirilmiştir. Bu işlemden sonra iç silindirik boru ile dış silindirik borunun eş eksenli olmasını sağlayacak cıvata delikleri açılmış ve cıvatalar bu deliklere sabitlenmiştir. Son olarak dış silindirik yüzeyi oluşturan pleksi boruya temas edecek ısıl çiftler için oyuklar açılmış ve ilgili ısıl çiftler yerleştirilmiştir.

Deney setini oluşturan akşamların imalatının ardından, deney setinin montajlanmasına ve kurulumuna geçilmiştir. Deney setinin montajlanmış hali Şekil 5.17'deki fotoğrafta gösterilmiştir.




**Şekil 5.17 :** Deney seti.

Montajlama işleminde öncelikle fan aksamı montajlanmıştır. Fan aksamı montajlanırken akışkanın fana girdiği bölgeye bir ısıl çift yerleştirilmiştir. Bu ısıl çift sistemden çıkan akışkanın sıcaklığını ölçen ısıl çifttir. Ardından alt ve üst fan kapakları DC fana sabitlenmiş ve elektrik bandı vasıtasıyla sistemde hava kaçağı olmaması için tüm yapı sıkı bir şekilde bantlanmıştır. Aynı bantlama işlemi doğalgaz sayacının da hava kaçağı olabilecek bütün bölgelerine uygulanmıştır. Ardından fan aksamı doğalgaz sayacına bantlanmıştır. Diğer taraftan iç silindirik ve dış silindirik borular akış üretecine sabitlenmiş ve dış silindirik borudan hava kaçağı olmaması için, dış silindirik boru akış üretecine sıkı bir şekilde bantlanmıştır. Cıvatalar yardımıyla iç ve dış silindirik borular eş eksenli bir hale getirilmiştir. Ardından dış silindirik boru fan aksamına sıkı bir şekilde bantlanmış ve tüm bu sistem bir panoya yerleştirilmiştir. Böylece deney setinin montajı tamamlanmıştır.

Deney setinin montajından sonra, DC güç kaynaklarına rezistansın ve DC fanın kabloları takılmıştır ve ısıl çiftlerin de veri toplayıcı multimetreye takılmasıyla deney setinin kurulumu yapılmıştır. Son olarak panoda akışın düzgün gelmesini engelleyecek yerlere delikler açılmış ve özellikle eksenel akışta alt taraftaki kabloların akışın önüne geçmesini engellemek için önlemler alınmıştır. Bu önlemler kabloların akışın geçmeyeceği yerlere bantlanması ve akış bölgelerindeki cisimlerin uzaklaştırılmasıdır.

### 5.3 Deney Prosedürü

Deney setinin imalatı ve kurulumunun ardından deneylerin yapılmasına yönelik çalışmalara başlanmıştır. Bu çalışmalarda ilk olarak deneylerin yapılmasında izlenecek sürecin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için 3 adet test deneyi yapılmış ve bir deney prosedürü çizelgesi ortaya çıkarılmıştır.

Öncelikle deneysel çalışmanın akış üreteci sırası belirlenmiştir. Buna göre deneylere 90 derecelik akış üreteciyle başlanması ve ardından sırasıyla 75 derecelik, 60 derecelik, 45 derecelik ve eksenel akış üreteçlerinin deneylerinin yapılması kararlaştırılmıştır. Ayrıca her bir akış üreteci için öncelikle 1 teğetsel girişli sönümlü döngülü akış deneylerinin yapılması ve ardından sırasıyla 2, 3 ve 4 teğetsel girişli sönümlü döngülü akış deneylerinin yapılması uygun bulunmuştur. Bu bağlamda deneylerde 16 adet teğetsel girişli sönümlü döngülü akış üretecinin ve 1 adet eksenel akış üretecinin olmak üzere toplamda 17 adet akış üretecinin gözlemlenmesi hedeflenmiştir.

Ardından deneysel çalışmada gözlemlenmesi istenen Reynolds sayıları belirlenmiştir. Buna göre deneysel çalışmada Reynolds sayılarının 400, 600, 800 ve 1000 civarında olduğu koşulların ele alınması uygun bulunmuştur. Böylece yapılacak toplam deney sayısının da 68 olduğu ortaya çıkmıştır. Tahmin edileceği üzere tam olarak ilgili Reynolds sayısının nominal değerinin gözlemlenebilmesi deneylerin yapılacağı sistemde pratik olarak imkansızdır. Bu nedenle ilgili Reynolds sayısına mümkün mertebe yaklaşılması yeterli görülmüştür. Nitekim yapılacak hesaplarda da deneyin yapıldığı, yani nominal olmayan, değer değerlendirilmiştir. Test deneyleri aşamasında sistemin sürekli rejime gelme süreleri de değerlendirilmiştir. Burada ısınmanın soğumaya göre daha hızlı sürekli rejime girdiği tespit edilmiştir. Böylece deneylerde ilk olarak Reynolds sayısının 1000 civarında olduğu deneyin yapılması kararlaştırılmıştır. Bu deneyin ardından Reynolds sayısının sırasıyla 800, 600 ve 400 olduğu deneylerin yapılması uygun bulunmuştur. Bu şekilde Reynolds sayıları düşürüldükçe rezistans ısınmasıyla sürekli rejime daha hızlı girecek olması ele alınmıştır.

Daha sonra test deneylerinde, deneylerde rezistansın telleri uçlarına verilecek gerilim değeri belirlenmiştir. Bu değer belirlenirken testi yapılan deney, sistemin öngörülen en yüksek ısınma değerine ulaşacağı eksenel akış üretecinde Reynolds sayısının 400 olduğu deneydir. Bu deneyde rezistansın en çok ısınacağı düşünülen girişten en uzak ısıl çiftin sıcaklığı ele alınmıştır. Bu sıcaklığın sürekli rejimde 75 °C ile 80 °C aralığında olduğu gerilim değeri, bütün deneylerde rezistansın uçlarına verilecek olan gerilim değeri olarak belirlenmiştir. Bu gerilim değeri 29,5 V olmakla beraber, bu değerde rezistans telinden geçen akım 0,63 A'dir.

Ardından ısıl çiftlerin kalibrasyonları ele alınmıştır. Kalibrasyonlar, rezistansın büyüklüğünden ötürü yapılamamıştır. Ancak deneylerin yapılacağı her bir gün, o günün deneylerine başlanmadan önce rezistansın ısıl çiftlerinin sıcaklıklarına bakılması kararlaştırılmıştır. Bu sıcaklıkların, zemine en yakın olan ısıl çiftte en düşük olmasının, zeminden uzaklaşıldıkça rezistansa ait ısıl çiftlerin gösterdiği sıcaklık değerlerinin artış göstermesi ve en yüksek sıcaklık değerinin rezistansın zemine en uzak noktasında olması doğal taşınım ilkelerinin bir sonucudur. Isıl çiftlerin bu ilkeyi sağlaması, kaba bir kalibrasyon da olsa, ölçümlerin tutarlılığı konusunda olumlu bir bakış sunmaktadır.

Daha sonra deney içi detaylar göz önünde bulundurulmuştur. Her bir deneyde rezistans telinin bağlandığı DC güç kaynağının 29,5 V değerine getirilmesi ve deneyi yapılacak Reynolds sayısının DC fanın uçlarının bağlandığı DC güç kaynağı yardımıyla ayarlanması deneylerin başlangıcında ilk iş olarak yapılması gerekenler olarak belirlenmiştir. Reynolds sayısının ayarlanmasında doğalgaz sayacı ve el kronometresinden alınan veriler yardımıyla hesapların yapılması gerekmektedir. Bu ölçümlerde doğalgaz sayacından 0,1 $m^3$'lük bir hava hacminin geçmesi için gereken süre el kronometresinde ölçülmesi ve bulunan değerlerden Reynolds sayısının hesaplanması kararlaştırılmıştır. Deneylerde alınacak sıcaklık verileri için veri toplayıcı multimetrenin bilgisayara veri aktarması sağlanmak istenmiş ancak başarılı olunamamıştır. Bu nedenle sıcaklık verilerinin veri toplayıcı multimetrenin ekranından manuel olarak alınması uygun bulunmuştur. Bu aşamada sistemin sürekli rejime girmesinin kabul şartı da belirlenmiştir. Buna göre belirli aralıklarla veri toplayıcı multimetrenin ekranına bakılması ve 5 dakikalık bir zaman diliminde hiçbir ısıl çiftin sıcaklığının 0,01 °C'den fazla bir değişim göstermediği koşulun sürekli rejim olarak kabul edilmesi uygun bulunmuştur.

Son olarak DC güç kaynaklarından elde edilen akım ve gerilime ait verilerin ilgili kaynağın ekranından alınmaması, bu verilerin akım ve gerilimi ölçen multimetre yardımıyla alınması kararlaştırılmıştır.

### 5.4 Deney Sonuçları

Deney prosedürüne uygun bir süreç izlenerek deneyler yapılmıştır. 68 adet deneyin yapıldığı çalışmada bazı deneyler 3 saate yakın bir süre alırken, deneylerin çoğunluğu 1 buçuk saatlik bir zaman diliminde sürekli rejime ulaşmıştır. Bu farkın sebebi, özellikle öğlen vakitlerinde dış ortam sıcaklığındaki değişimlerin yüksek olması nedeniyle sistemin sürekli rejime girme süresinin uzamasıdır. Deneylerden elde edilen veriler çizelgeler halinde derlenmiştir. Bu çizelgelerde; $E_f$ DC fana uygulanan gerilim değerini, $I_f$ bu gerilim değerinde DC fanın çektiği akım değerini, t halkasal kesitli borudan 0,1 $m^3$'lük hacme sahip havanın geçtiği süreyi belirtmektedir. $T_{r1}$'den $T_{r9}$'a kadar olan parametreler rezistansın girişe en yakın olan kısmından, en uzak olan kısmına kadar eşit aralıklarla konumlanmış ısıl çiftlerin sıcaklıklarını göstermektedir. $T_g$ ve $T_ç$ ise sırasıyla halkasal kesite giren akışkanın ve halkasal kesitten çıkan akışkanın sıcaklıklarını göstermektedir. Çizelgelerdeki Reynolds sayısı değerleri ise

yanında gösterilen sayının civarındaki Reynolds sayılarını göstermektedir. Deney sonuçlarına ait çizelgeler eklere konulmuştur.

# 6. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu kısımda deneylerden elde edilen sonuçlar bir takım kabullere dayanarak anlamlı verilere dönüştürülmüştür. Deney sonuçlarının anlamlı verilere dönüştürülmesinde akışkanlar mekaniği, ısı geçişi ve termodinamik alanlarına ait temel denklemler göz önüne alınmıştır. Ardından elde edilen anlamlı verilerin analizleri yapılmıştır. Bu aşamada verilerden bazıları grafiklere aktarılmış ve sonuçların daha belirgin bir şekilde değerlendirilme olanağı oluşturulmuştur. Sonrasında elde edilen anlamlı veriler ve grafikler kendi koşulları içerisinde yorumlanmıştır. Son olarak deneysel çalışmada meydana gelen hatalar değerlendirilmiş ve deneysel çalışmanın belirsizlik analizi yapılmıştır.

## 6.1. Deneysel Çalışmaya Ait Kabuller ve Hesaplamalar

Deney sonuçlarının anlamlı verilere dönüştürülmesinde ilk olarak deneyde kullanılan akışkana, akışa ve ısı geçişine ait kabuller ele alınmıştır. Ardından akışkanın fiziksel özellikleri ve akışın gerçekleştiği halkasal kesitli borunun geometrik özellikleri bir çizelge halinde sunulmuştur. Daha sonra akışın meydana geldiği sistemin ve bu sistemi oluşturan alt sistemlerin sınırları belirlenmiştir. Son olarak deney sonuçları, kabuller, sistem özellikleri ele alınarak ve temel denklemlerin kullanımıyla deney sonuçlarının anlamlı verilere nasıl dönüştürüleceği anlatılmıştır.

Akışkana, akışa ve ısı geçişine ait kabuller aşağıdaki listede sunulmuştur:

- Deneylerde kullanılan akışkan, oda koşullarında sisteme giren havadır. Havanın ideal gaz özelliklerini taşıdığı kabul edilmiştir.
- Akışkanın Newton tipi bir akışkan olduğu kabul edilmiştir. Bu da akışkanın dinamik viskozitesinin akış boyunca değişmeyeceği anlamını taşır.
- Akışkanın akış boyunca ısı iletim katsayısının ve sabit basınçta özgül ısı sığasının değişmediği kabul edilmiştir.
- Akışın halkasal kesitli boru içerisinde laminer olduğu koşullar ele alınmıştır.
- Akışın sıkıştırılamaz olduğu kabul edilmiştir. Böylece akış boyunca akışkanın yoğunluğunda bir değişimin olmayacağı esas alınmıştır.

- Akışın sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Bu da çözümlemelerin zamandan bağımsız bir hal aldığı anlamını taşır ki deneylerin yapılması aşamasında akışın sürekli rejime gelmesi için yeterince bir süre beklenmiştir.
- Halkasal kesitin iç silindirik yüzeyinden verilen ısının homojen bir şekilde akışkana aktarıldığı ve iç silindirik yüzeyin bağlantı noktalarından ısıl kayıpların meydana gelmediği kabul edilmiştir.
- Gerçekleşen ısı geçişinin radyal simetriye sahip bir şekilde gerçekleştiği kabul edilmiştir. Bu da aynı kesit içerisindeki sıcaklık dağılımının boru eksenine eşit mesafedeki noktalarda aynı değere sahip olduğu anlamına gelir.
- Sistemdeki potansiyel enerji değişimi ihmal edilmiştir.
- Sistemde ışınım ile ısı geçişinin olmadığı kabul edilmiştir.
- Sistemin giriş ve çıkışı arasındaki akışkanın her bir halkasal kesitteki ortalama sıcaklığının değişiminin doğrusal olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Bu kabul dairesel kesitli borulardaki akışların, yüzeyden sabit ısı akısı verilen sınır koşullarında kullanılan bir kabuldür [2].

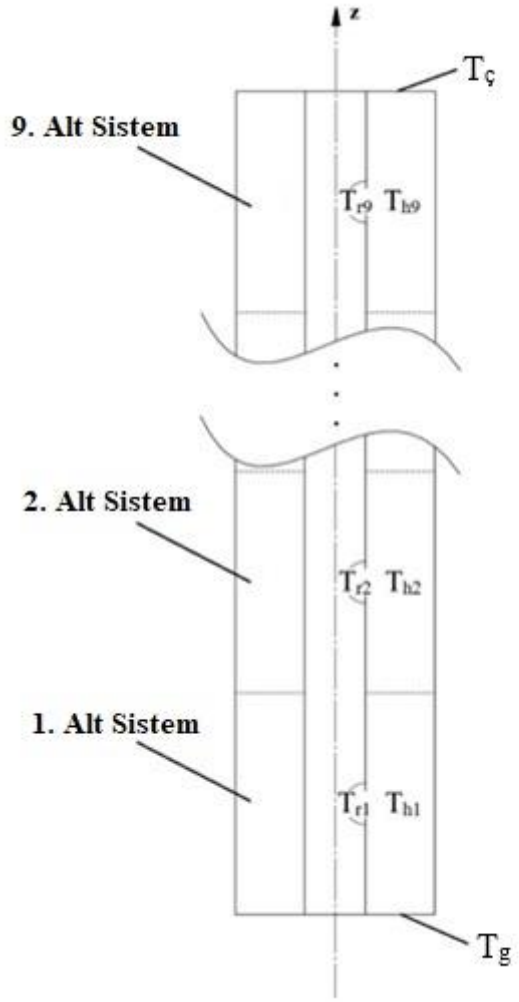
Deneylerde kullanılan akışkan olan havanın hesaplamalar için gerekli olan fiziksel özellikleri ve halkasal kesitli borunun geometrik özellikleri Çizelge 6.1'de belirtilmiştir. Havanın fiziksel özellikleri için referans alınan değerler 1 atm basınçta 25 °C sıcaklıktaki havanın özellikleridir.

**Çizelge 6.1 :** Havanın fiziksel özellikleri ve borunun geometrik özellikleri [40].

| Özellik Adı | Sembol | Birim | Büyüklük |
|---|---|---|---|
| Havanın Özgül Isı Sığası | $c_p$ | $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$ | 1007 |
| Havanın Kinematik Viskozitesi | $\nu$ | $m^2\ s^{-1}$ | 0,00001562 |
| Havanın Isı İletim Katsayısı | k | $W\ m^{-1}\ K^{-1}$ | 0,02551 |
| Borunun İç Çapı | $D_i$ | m | 0,022 |
| Borunun Dış Çapı | $D_d$ | m | 0,040 |
| Borunun Uzunluğu | L | m | 0,9 |

Deneysel çalışmanın yapıldığı halkasal kesitli boruda ele alınan açık sistem tarifinden söz edilirse, deney setine havanın girdiği kesitten itibaren, boru ekseni boyunca halkasal kesitin devam ettiği tüm kesitlerin dahil olduğu halkasal kesitli hacim sistem olarak ele alınmıştır. Bu da sistemin bir kontrol hacmi olduğu anlamını taşır. Bu

bağlamda sistemin tarif ettiği hacim, Çizelge 6.1'de de belirtildiği gibi, iç çapı $D_i$ ve dış çapı $D_d$ olan bir halkasal alanın L uzunluğu boyunca süpürülmesiyle elde edilen hacimdir. Hesaplamalarda giriş ve çıkış arasındaki değişimlerin değerlendirilmesinde sisteme giren ve sistemden çıkan akışkanın özellikleri ele alınmıştır. Ayrıca sistem, 9 adet eşit geometrik özellikteki alt sisteme bölünmüştür. Her bir alt sistem 0,1 m uzunluğundadır. Bu alt sistemler Şekil 6.1'de temsili olarak gösterilmiştir.




**Şekil 6.1 :** Hesaplamalarda ele alınan sistem ve alt sistemler.

Şekil 6.1'de gösterildiği üzere alt kısımdan sisteme giren hava sistemin üst kısmından tahliye olmaktadır. $T_g$ sisteme giren havanın sıcaklığını temsil etmekteyken, $T_ç$ sistemden çıkan havanın sıcaklığını temsil etmektedir. Sistemi 9 adet eş hacme bölen alt sistemlere gelince, r alt indisiyle gösterilen sıcaklık değerleri ilgili alt sistemdeki iç silindirik yüzeyin (veya rezistansın) sıcaklığını göstermekteyken, h alt indisi ile gösterilen sıcaklık değerleri ise ilgili alt sistemdeki havanın ortalama sıcaklık değerini göstermektedir.

İç silindirik yüzeye ait sıcaklık değerleri rezistansa bağlanmış ısıl çiftler yardımıyla ölçülmüş değerlerdir. Her bir alt sisteme ait ortalama hava sıcaklığı ise sisteme giren ve sistemden çıkan hava sıcaklıklarının doğrusal bir fonksiyon şeklinde değişim gösterdikleri varsayılarak hesaplanmış değerlerdir. Bu kabul dairesel kesitli borularda yüzeyden sabit ısı akısının olduğu ısıl sınır koşullarında kullanılan bir kabuldür [9]. Böylece boru içerisindeki havanın her bir kesitindeki ortalama hava sıcaklığı hesaplanabilir. Buna göre her bir alt sisteme ait ortalama hava sıcaklığı değerleri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_h(z) = \left(\frac{T_ç - T_g}{0{,}9}\right) z + T_g \tag{6.1}$$

Denklem 6.1'e göre z, sistemin girişten çıkışa kadar olan eksen boyunca girişe olan uzaklığını metre cinsinden vermektedir. Böylece Denklem 6.1'e ilgili alt sistemin orta noktasının z değeri girilerek o alt sistemin ortalama hava sıcaklığı bulunabilir. Bir örnek vermek gerekirse 1. alt sistemin ortalama sıcaklığını veren $T_{h1}$, eşitlikte z değeri yerine 0,05 konularak bulunabilir.

Her bir deneyde elde edilen hacimsel debi değerine gelince, bu değer her deneyde 0,1 $m^3$ değerindeki hava hacminin sistemden geçmesi için geçen sürenin hesaplanmasıyla bulunabilir. Aşağıdaki eşitlik her bir deneyin hacimsel debi değerini hesaplamakta kullanılmıştır.

$$Q = \frac{0{,}1}{t} \tag{6.2}$$

Denklem 6.2'de Q parametresinin birimi $m^3 s^{-1}$ olup, her bir deneyin hacimsel debisini göstermektedir. Hacimsel debi hesabının yapılmasıyla birlikte halkasal kesitli borudan geçen havanın ortalama hızı da bulunabilir. Bunun için hacimsel debi değerinin halkasal kesit alanına bölünmesi yeterlidir. Aşağıdaki eşitlikte halkasal kesitli borudaki akışkanın ortalama hızı verilmiştir.

$$\overline{V} = \frac{Q}{\pi \left(D_d^2 - D_i^2\right)} \tag{6.3}$$

Bu bilgilerin elde edilmesiyle birlikte, her bir akışın Reynolds sayısı tespiti yapılabilir. Buna göre Denklem 3.11'deki hidrolik çap ifadesi Denklem 2.11'deki Reynolds sayısı

ifadesine konulursa her bir deneyin Reynolds sayısı değeri elde edilir. Buna ilişkin eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$\mathrm{Re} = \frac{\overline{\mathrm{V}}\,(\mathrm{D_d} - \mathrm{D_i})}{\nu} \tag{6.4}$$

Reynolds sayısının tespitinin ardından, sisteme rezistans tarafından birim zamanda sağlanan ısı ile DC fana harcanan güç değerleri hesabına geçilir. Sisteme rezistans tarafından sağlanan ısı bütün deneylerde aynıdır ve $q_r$ ile gösterilmektedir. Bu değer rezistansın uçları arasına uygulanan gerilim değeri olan 29,5 V ile rezistans telinden geçen akım değeri olan 0,63 A değerinin çarpımına eşittir. Böylece sisteme rezistans tarafından sağlanan ısı değeri 18,585 W olur. DC fan için her bir deneyde harcanan güç değeri ise aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir.

$$\mathrm{P_f} = \mathrm{E_f}\,\mathrm{I_f} \tag{6.5}$$

Denklem 6.6'ya göre $P_f$, DC fan için her bir deneyde harcanan güç değerini göstermektedir ve birimi W'dir. Sistemin bir bütün olarak ele alındığı bu hesaplamaların ardından alt sistemlerin dahil olduğu hesaplamalara geçilmiştir. Bu hesaplamalarda öncelikle her bir alt sisteme ait yerel ısı taşınım katsayısı değeri hesaplanmıştır. Aşağıdaki eşitlik ile her bir alt sisteme ait yerel ısı taşınım katsayısı hesabı verilmiştir.

$$\mathrm{h_n} = \frac{\mathrm{q_r}}{\left(\frac{\pi\,\mathrm{D_i}\,\mathrm{L}}{9}\right)(\mathrm{T_{rn}} - \mathrm{T_{hn}})} \tag{6.6}$$

Denklem 6.9'da $h_n$ ile gösterilen parametre n. alt sistemde iç silindirik yüzey ile hava arasında gerçekleşen ısı taşınımının yerel ısı taşınım katsayısıdır. $T_{rn}$ ve $T_{hn}$ ise sırasıyla n. alt sistemdeki iç silindirik yüzey sıcaklığını ve ortalama hava sıcaklığını vermektedir. Bu hesap ile her bir deneydeki her bir alt sistemin yerel ısı taşınım katsayısı hesaplanabilir. Bu hesabın ardından her bir deneyde iç silindirik yüzey ile hava arasındaki ısı taşınımının ortalama ısı taşınım katsayısı değeri hesaplanır. İlgili ortalama ısı taşınım katsayısı hesabı ise aşağıdaki eşitlik ile yapılmıştır.

$$\bar{\mathrm{h}} = \frac{1}{9}\sum_{\mathrm{n=1}}^{9} \mathrm{h_n} \tag{6.7}$$

Denklem 6.10'daki $\bar{h}$ her bir deneydeki iç silindirik yüzey ile hava arasındaki ortalama ısı taşınım katsayısını göstermektedir ve anlaşılacağı üzere bu değer, ilgili deneydeki alt sistemlerin tümünün yerel ısı taşınım katsayısı değerlerinin aritmetik ortalamasının alınmasıyla bulunur. Bu hesabın da elde edilmesiyle ilgili ısı taşınımına ilişkin ortalama Nusselt sayısı hesabı yapılabilir. Bunun için Denklem 2.10'un halkasal kesitli borulardaki formu kullanılmıştır. Bu da Denklem 2.10'daki çap değeri yerine hidrolik çap değerinin konulmasıyla elde edildiği anlamını taşır. İç yüzey ile hava arasındaki ısı taşınımına ilişkin ortalama Nusselt sayısı değeri aşağıdaki eşitlik ile verilmiştir.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\,(D_d - D_i)}{k} \tag{6.8}$$

Bu hesaptan sonra her bir deneydeki iç silindirik yüzey sıcaklığı dağılımının homojenliğinin incelenmesiyle ilgili hesaplamalara geçilmiştir. Bunun için her bir deney için ayrı ayrı iç silindirik yüzey sıcaklıklarının aritmetik ortalaması bulunmuştur. Bu değer aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\overline{T_r} = \frac{1}{9}\sum_{n=1}^{9} T_{rn} \tag{6.9}$$

Denklem 6.12'de $\overline{T_r}$ iç silindirik yüzey sıcaklıklarının ortalamasını göstermektedir. İç silindirik yüzey sıcaklıklarının aritmetik ortalama hesabının ardından, istatistiki çalışmalarda sıklıkla kullanılan standart sapma hesabı yapılmıştır. İlgili standart sapma değeri iç silindirik yüzey sıcaklık dağılımının homojenliği ile ilgili karşılaştırmalı bilgilerin edinilmesini sağlar ve bu değer aşağıdaki eşitlik ile elde edilir.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{8}\sum_{n=1}^{9}(T_{rn} - \overline{T_r})^2} \tag{6.10}$$

Denklem 6.13'de $\sigma$ iç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımının standart sapma değerini vermektedir. Bu değer teoride en küçük sıfıra eşit olabilir ki bu durumda iç silindirik yüzeydeki ısıl çiftlerrden alınan sıcaklık verilerinin tümünün birbirine eşit olması gerekir. Bu da iç silindirdeki sıcaklık dağılımının tam olarak homojen olduğu anlamına gelir. Dolayısıyla bu eşitlikten elde edilen standart sapma değerleri ne kadar büyükse iç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımı o kadar heterojendir. Bu bilgi ve standart sapma

hesabı yardımıyla her bir deneyin sonucunda elde edilen iç silindirik yüzey sıcaklık dağılımlarının birbirlerine göre homojenliği incelenebilir.

### 6.2. Deney Sonuçlarının Analizi

Deneyde yapılan çalışmaya ilişkin kabullerin ve hesaplamaların nasıl yapılacağının belirlenmesinin ardından deney sonuçlarının analizinin yapılması aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada MATLAB adlı programlama dili kullanılarak hesaplamaların yapıldığı bir program oluşturulmuştur. Öncelikli olarak deney sonuçlarının bulunduğu tablolar oluşturulmuş ve ardından bu tablolar programa okutulmuştur. Bu programda her bir farklı giriş için deneyin yapıldığı Reynolds sayılarına karşılık gelen iç silindirik yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları ve her bir farklı giriş için deneyin yapıldığı hacimsel debi değerine karşılık gelen DC fana harcanan güç değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımında eksenel duruma göre ısı taşınım katsayısının artış yüzdesi ile yine eksenel duruma göre fanın harcadığı gücün artış yüzdesi kıyaslanmıştır. Böylece iç silindirik yüzeydeki zorlanmış ısı taşınımı performansı değerlendirilmiştir. Son olarak iç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımının homojenliğinin incelenmesine yönelik, ilgili sıcaklık dağılımlarının standart sapma değerleri de tespit edilmiştir.

Oluşturulan programda karşılıklı olarak değerlerin elde edilmesinin ardından, grafiği çizdirilecek veriler için ek bir çalışma daha yapılmıştır. Bu çalışmada MATLAB programlama dilinin eğri uydurma araç kutusu kullanılmıştır. Eğri uydurma araç kutusunda grafiği çizdirilecek veriler bir koordinat düzleminde işaretlenmiştir ve grafiği çizdirilecek her bir veri grubu için genel bir fonksiyon formu belirlenmiştir. Ardından her bir eğri için bu formu sağlayan fonksiyon değerleri tespit edilmiş ve bu değerler de tablolara aktarılmıştır. Bu tablolar çizelgeler halinde, eğrilerin veriler ile uyumluluğunu temsil eden hata kareler toplamı (SSE) ve regresyon katsayısı (RS) değerlerini de içerecek şekilde eklere konulmuştur.

Son olarak grafiği çizdirilecek verilere dair elde edilmiş fonksiyon bilgileri, oluşturulmuş olan tablolardan okutulmuş ve anlamlandırılmıştır. Bunun için de MATLAB programlama dilinin kullanıldığı program daha oluşturulmuştur. Ayrıca grafikler çizdirilmiş ve grafiklerin karakteristik özellikleri tespit edilmiştir.

Oluşturulan grafiklerde teğetsel girişin açı değeri tek bir çatı altına alınmış ve aynı grafik içerisinde ilgili açı değerindeki farklı giriş sayıları ile eksenel girişe ait eğriler

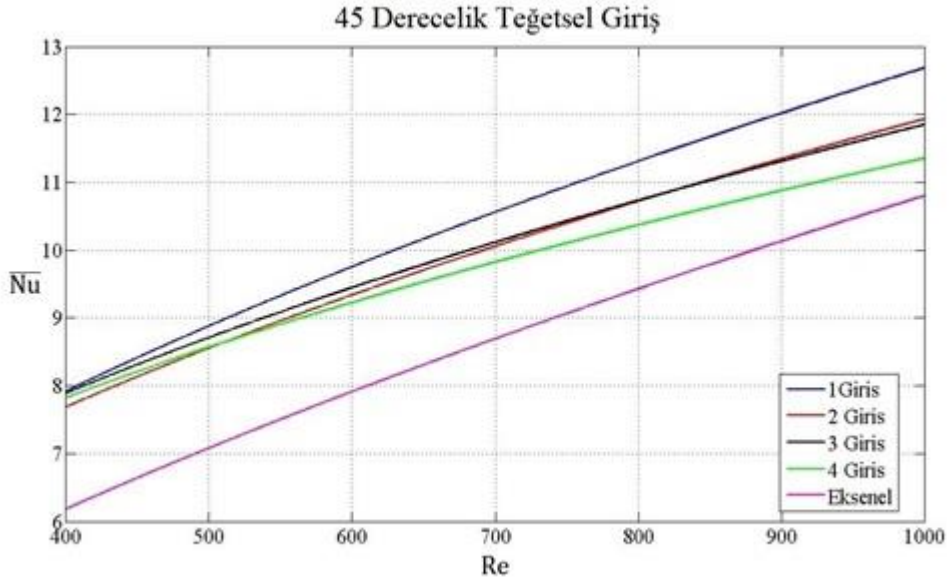
çizdirilmiştir. Toplamda 2 farklı ilişkiyi betimleyen 8 adet grafik elde edilmiştir. Bu ilişkiler sırasıyla; iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında ortalama Nusselt – Reynolds sayıları ilişkileri ve fan gücü – hacimsel debi ilişkileridir.

### 6.2.1. İç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında ortalama Nusselt – Reynolds sayıları ilişkileri

İç silindirik yüzeyden gerçekleşen ısı taşınımında, her bir Reynolds sayısı değerinin karşılığındaki ortalama Nusselt sayısı değeri grafik üzerinde gösterilmiş ve MATLAB programlama dilinin eğri uydurma araç kutusu yardımıyla eğriler oluşturulmuştur. Bu eğriler oluşturulurken kullanılan fonksiyon formu aşağıda gösterilmiştir. Bu fonksiyon formu ısı taşınımı ile ilgili çalışmalarda Nusselt – Reynolds sayıları ilişkilerinde yaygın olarak kullanılan bir formdur.

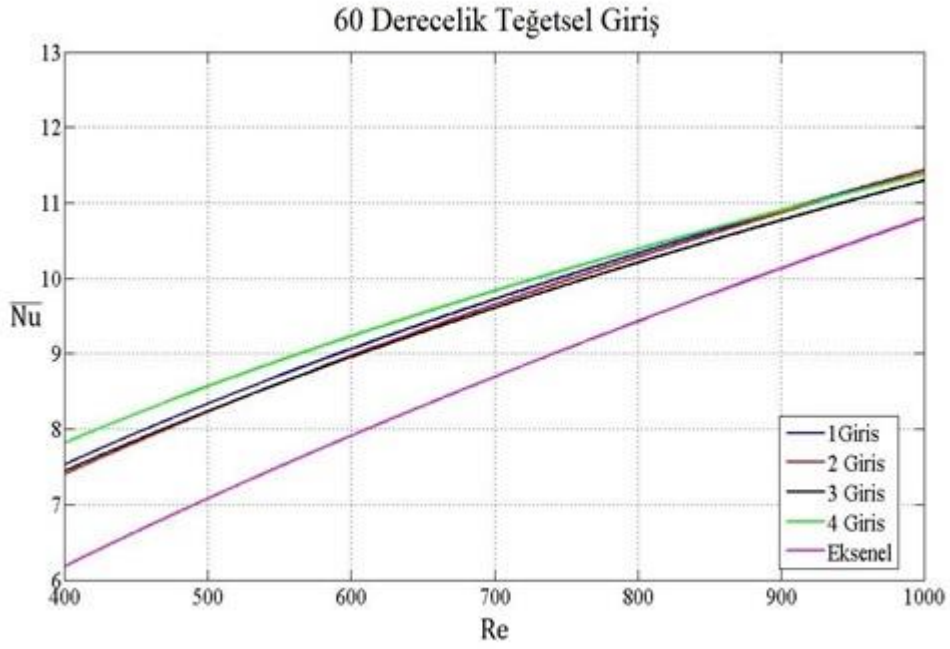
$$\overline{\mathrm{Nu}}(\mathrm{Re}) = \mathrm{a}\,\mathrm{Re}^{\mathrm{b}} \tag{6.14}$$

Buna göre her bir eğri için fonksiyondaki a ve b değerleri belirlenmiş ve sırasıyla 45, 60, 75 ve 90 derecelik teğetsel girişlerin farklı giriş sayılarındaki deneylerine ait eğriler eksenel durumun da dahil olduğu grafiklerde gösterilmiştir. Şekil 6.2'de 45 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri verilmiştir.



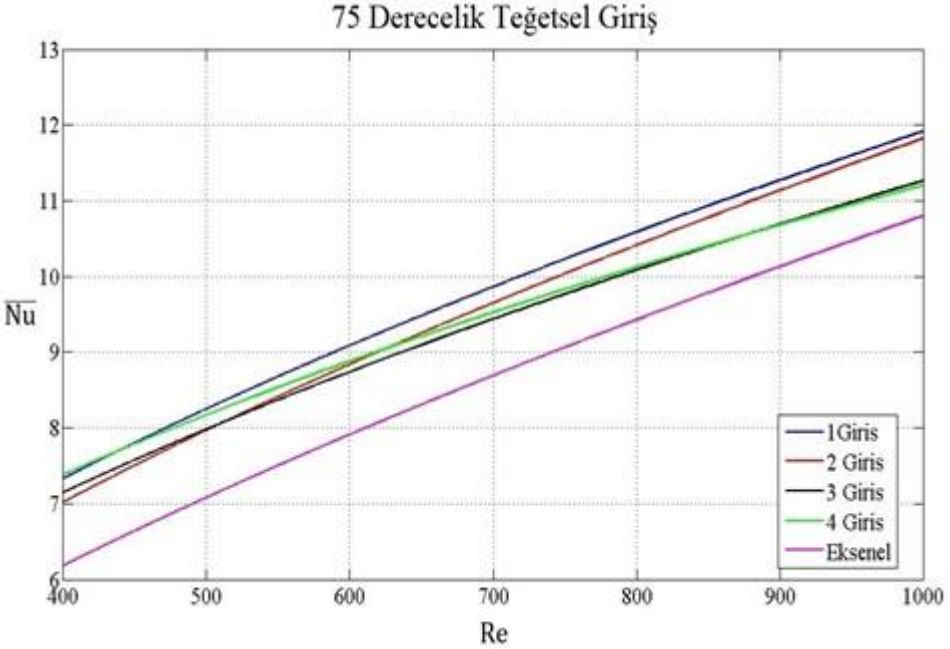

**Şekil 6.2 :** 45 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri.

Şekil 6.3'te ise 60 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri verilmiştir.



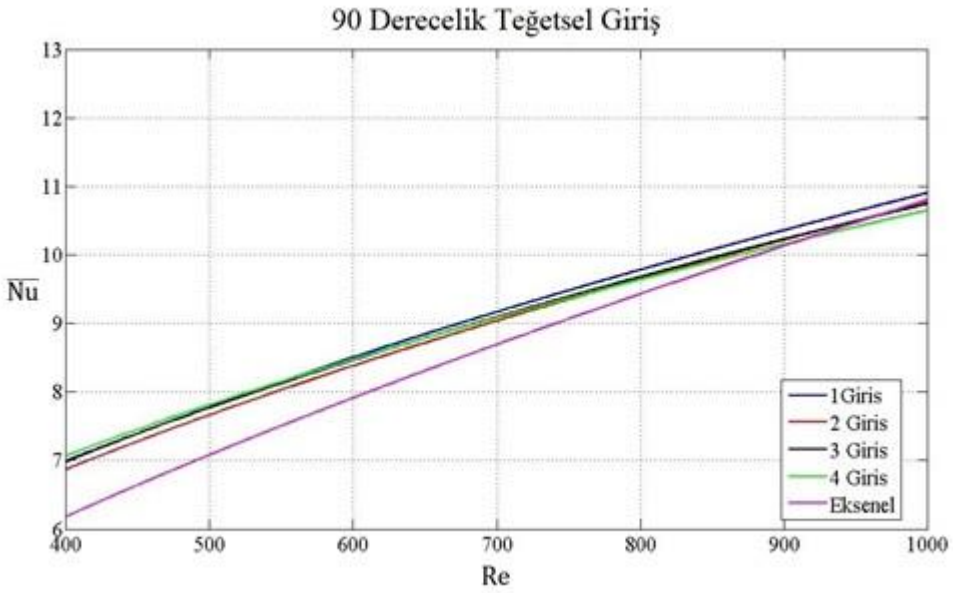

**Şekil 6.3 :** 60 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri.

75 derecelik teğetsel girişe gelince, bu teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri Şekil 6.4'te verilmiştir.




**Şekil 6.4 :** 75 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri.

Son olarak 90 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri Şekil 6.5'de gösterilmiştir.




**Şekil 6.5 :** 90 derecelik teğetsel girişe ait ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkileri.

Ortalama Nusselt - Reynolds sayıları ilişkilerinin grafiklerde gösteriminin ardından her bir eğrinin ortalama değeri Reynolds sayısının 400 ile 1000 aralığında hesaplanmıştır. Bu değer genel ortalama Nusselt sayısı olarak adlandırılmıştır. Genel ortalama Nusselt sayısı farklı üreteçlerin ısı taşınımı karakteristiğinin kıyaslanmasında kullanılabilir. Genel ortalama Nusselt sayıları Çizelge 6.2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 6.2 :** Genel ortalama Nusselt sayıları.

| Teğetsel Giriş Açısı | 1 Girişli Akış Üreteci | 2 Girişli Akış Üreteci | 3 Girişli Akış Üreteci | 4 Girişli Akış Üreteci |
|---|---|---|---|---|
| 45 Derece | 10,47 | 9,97 | 10,03 | 9,74 |
| 60 Derece | 9,64 | 9,57 | 9,52 | 9,75 |
| 75 Derece | 9,78 | 9,57 | 9,36 | 9,45 |
| 90 Derece | 9,09 | 8,96 | 9,02 | 9,00 |
| Eksenel | 8,62 | 8,62 | 8,62 | 8,62 |

Ardından döngülü akış üreteçlerinin kullanıldığı eğrilerin tümünde eksenel üretecin kullanıldığı eğriye göre en yüksek ve en düşük farkın olduğu noktalar belirlenmiştir.

Böylece eksenel duruma göre, ortalama Nusselt sayısındaki en yüksek ve en düşük artışın olduğu noktalar ve bu noktalardaki ortalama Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. Bu değerlerin de tespitinin ardından aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Teğetsel girişli akış üreteçlerinin kullanıldığı bütün deneylerde genel ortalama Nusselt sayıları eksenel girişli akış üreteçlerine göre daha yüksek değerler almaktadır. Bu da halkasal kesitli borularda, teğetsel girişli sönümlü döngülü laminer akışların kullanımının eksenel akış durumuna göre eş Reynolds sayılarında iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımını arttırdığını göstermektedir.
- Ortalama Nusselt sayısının en yüksek değerlerine ulaştığı akış üreteçleri genel olarak 45 derecelik döngülü akış üreteçleridir. 45 derecelik akış üreteçlerinin arasından ise 1 girişli akış üretecinde en yüksek genel ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. Bu da iç silindirik yüzeyden en yüksek ısı taşınım katsayısının 45 derecelik 1 girişli akış üretecinde meydana geldiği anlamına da gelmektedir. 45 derecelik 1 girişli akış üretecinde eksenel duruma göre % 21,43'lük bir genel ortalama Nusselt sayısı artışı hesaplanmıştır. Ayrıca tüm eğrilerin bütün noktaları arasından ortalama Nusselt sayısının, eksenel duruma göre en yüksek olduğu değer de 45 derecelik 1 girişli akış üretecinde gözlemlenmiştir. Bu değer Reynolds sayısının 918'e eşit olduğu koşuldadır ve bu koşuldaki eksenel akış üretecine göre % 28,09'luk bir artış mevcuttur.
- Teğetsel giriş sayılarına göre incelendiğinde en yüksek genel ortalama Nusselt sayılarının elde edildiği akış üreteçleri 1 girişli akış üreteçleridir. Ancak 60 derecelik akış üretecinin kullanıldığı deneylerde 4 girişli akış üretecinin 1 girişli akış üretecine göre daha iyi sonuçlar verdiği hesaplanmıştır. Ayrıca teğetsel giriş sayısı ile iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı arasında, nitel de olsa, bir ilişkinin kurgulanabilmesi eldeki verilerle mümkün olamamıştır.
- Tüm teğetsel girişli akış üreteçleri incelendiğinde en düşük genel ortalama Nusselt sayıları 90 derecelik akış üretecinde gözlemlenmiştir. 90 derecelik akış üreteçleri içerisinden de 2 girişli akış üretecinde en düşük genel ortalama Nusselt sayısı gözlemlenmiştir. 90 derecelik 2 girişli akış üretecindeki genel ortalama Nusselt sayısının değeri, eksenel akış üretecine göre % 3,91'lik artışa sahiptir.
- Bazı istisnai koşullarda ise eksenel akış üretecine ait ortalama Nusselt sayısının aynı koşullardaki bazı döngülü akış üreteçlerinde ortalama Nusselt sayısına

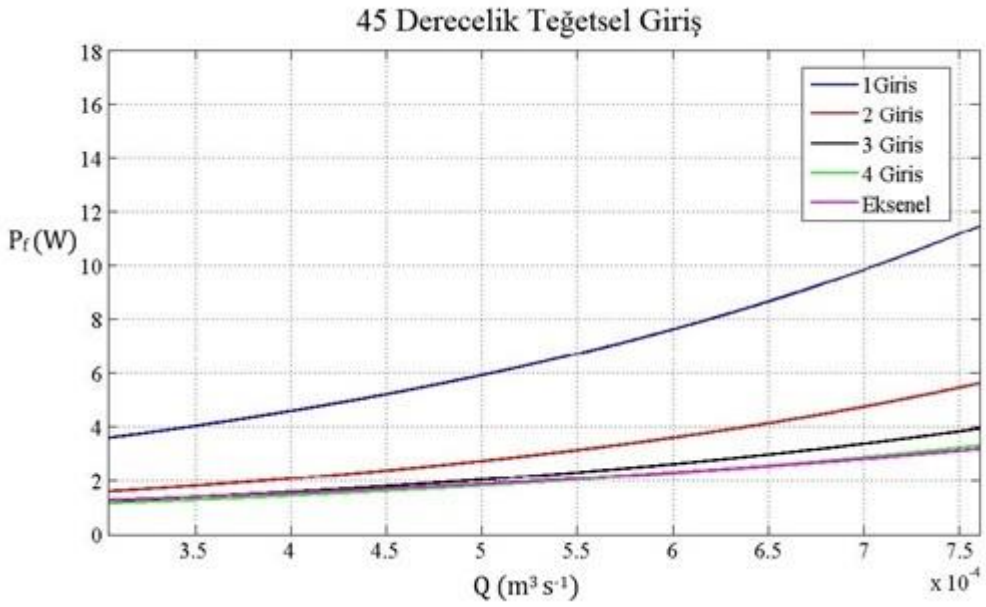
göre daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Reynolds sayısının 950'den büyük olduğu değerlerde 90 derecelik teğetsel girişe sahip akış üreteçlerinin 2, 3 ve 4 teğetsel girişli olanlarında eksenel akış üretecine ait ortalama Nusselt sayısı değerleri daha yüksek değerlerdedir. Bunların arasından en düşük ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısının 1000'e eşit olduğu değerde 90 derecelik 4 girişli akış üretecinde gerçekleşmiştir. Bu durumda aynı koşullardaki eksenel akış üretecine göre % 1,41 oranında daha düşük bir ortalama Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

### 6.2.2. Fan gücü – hacimsel debi ilişkileri

Zorlanmış taşınıma ait uygulamalarda genellikle, ısı taşınım katsayısının arttırılması ne kadar önemliyse, bu artışın sağlanması için gereken ek güç de o derece önemlidir. Bu çalışmada her bir akış üretecinin deneylerinin sonucunda, ilgili akışın sağlanması için harcanan fan gücü ile hacimsel debi değerleri grafikler üzerinde değerlendirilmiştir. Grafiklerdeki eğrilerin elde edilmesi için kullanılan fonksiyon formu aşağıdaki eşitlikte verilmiştir. En iyi uyum bu fonksiyon formunda sağlanmıştır.

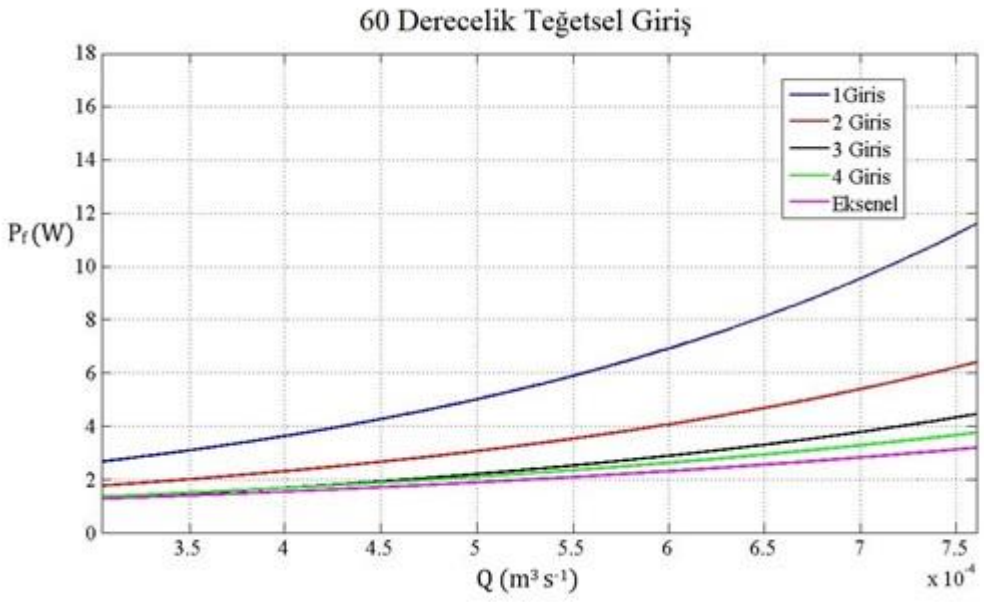
$$P_f(Q) = a\, e^{bQ} \tag{6.15}$$

Şekil 6.6'da 45 derecelik teğetsel girişe ait ortalama fan gücü – hacimsel debi ilişkileri verilmiştir.



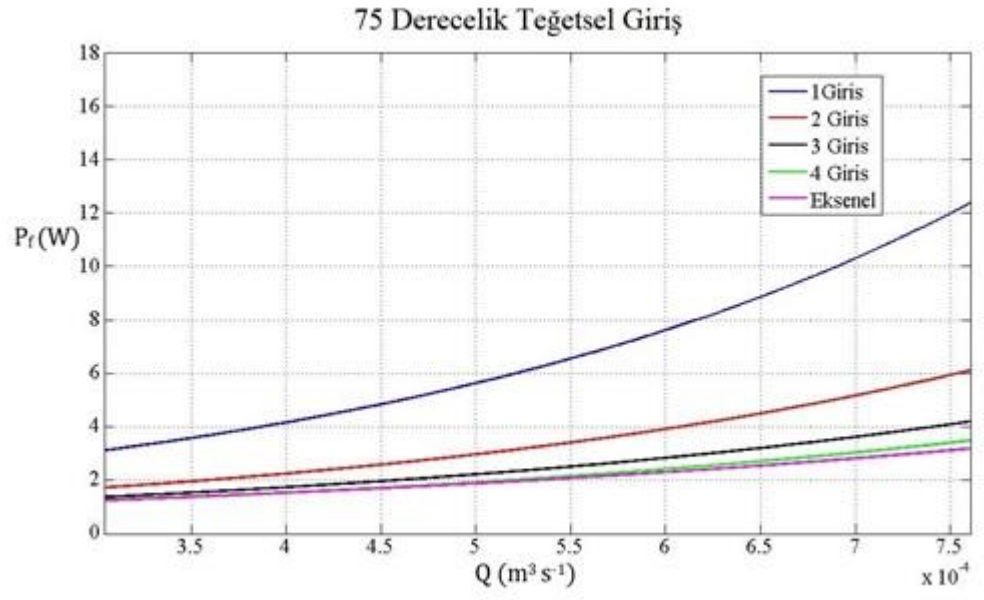

**Şekil 6.6 :** 45 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri.

Şekil 6.7'de ise 60 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri verilmiştir.



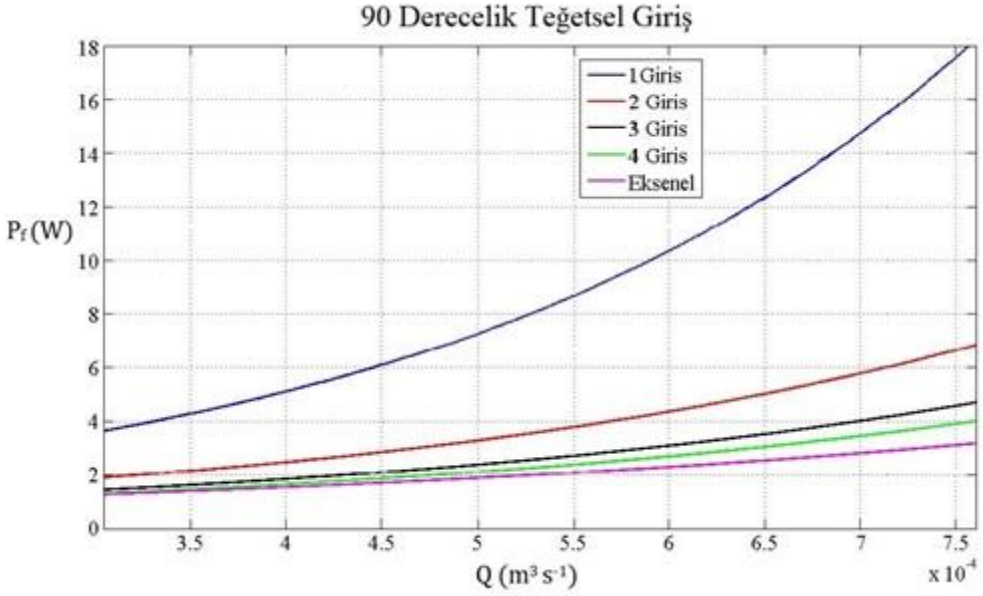

**Şekil 6.7 :** 60 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri.

75 derecelik teğetsel girişe gelince, bu teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri Şekil 6.8'de verilmiştir.




**Şekil 6.8 :** 75 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri.

Son olarak 90 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri Şekil 6.9'da gösterilmiştir.




**Şekil 6.9 :** 90 derecelik teğetsel girişe ait fan gücü – hacimsel debi ilişkileri.

Fan gücü – hacimsel debi ilişkilerinin grafiklerde gösteriminin ardından her bir eğrinin ortalama değeri, hacimsel debinin Reynolds sayısının 400 ile 1000 değerine eşit olduğu noktalara denk gelen 0.0003042 $m^3\ s^{-1}$ ile 0.0007606 $m^3\ s^{-1}$ aralıklarında hesaplanmıştır. Bu değer ortalama fan gücü olarak adlandırılmıştır. Eksenel girişli akış üretecinin kullanıldığı deneylerde ortalama fan gücü 2,0814 W olarak hesaplanmıştır. Döngülü akış üreteçlerindeki ortalama fan güçleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

**Çizelge 6.3 :** Döngülü akış üreteçlerindeki ortalama fan güçleri.

| Teğetsel Giriş Açısı | 1 Girişli Akış Üreteci | 2 Girişli Akış Üreteci | 3 Girişli Akış Üreteci | 4 Girişli Akış Üreteci |
|---|---|---|---|---|
| 45 Derece | 6,78 W | 3,19 W | 2,33 W | 2,04 W |
| 60 Derece | 6,07 W | 3,59 W | 2,55 W | 2,34 W |
| 75 Derece | 6,71 W | 3,46 W | 2,52 W | 2,16 W |
| 90 Derece | 9,05 W | 3,85 W | 2,75 W | 2,40 W |
| Eksenel | 2,08 W | 2,08 W | 2,08 W | 2,08 W |

Ardından, yine önceki kısımlarda olduğu gibi, döngülü akış üreteçlerinin kullanıldığı eğrilerin tümünde eksenel üretecin kullanıldığı eğriye göre en yüksek ve en düşük farkın olduğu noktalar belirlenmiştir. Bu fark değerleri, döngülü akış üreteçlerinde eksenel üretecin kullanıldığı duruma göre en yüksek ve en düşük fan güçlerinin

harcandığı noktaları göstermektedir. Bu değerlerin de tespitinin ardından aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Döngülü akış üreteçlerinin kullanıldığı deneylerin neredeyse tamamında, aynı hacimsel debi değerlerinin elde edilmesi için gereken fan gücünün eksenel akış üretecinin kullanıldığı deneylere göre yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum incelenen sisteme göre son derece doğal bir sonuçtur. Çünkü döngülü akışlarda, aynı hacimsel debi değerine sahip eksenel akışlara göre, meydana gelen kayıplar daha fazladır.
- Döngülü akış üreteçlerinin giriş açılarına göre değerlendirme yapılırsa, genel olarak giriş açısının düşmesiyle akışkanın sistemden transferi için harcanan fan gücü azalır. Ancak 60 derecelik döngülü akış üretecine ait fan gücü değerlerinin, 75 derecelik ve 45 derecelik döngülü akış üretecine ait fan gücü değerlerinin ikisinden de genellikle yüksek olması bu genellemenin keskinliğini azaltmaktadır.
- Teğetsel giriş sayılarına göre değerlendirme yapıldığında ise, teğetsel giriş sayısının artması ortalama fan gücünün düşmesine sebep olmaktadır. Bunun nedeni daha küçük bir kesit alanından girmeye zorlanan akışkanda meydana gelen kayıpların daha fazla olmasıdır. Bu nedenle en yüksek ortalama fan gücü 1 teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinde gözlemlenmiştir.
- Döngülü akış üreteçleri arasında, en yüksek ortalama fan gücü değerleri 90 derecelik akış üretecinde meydana gelmiştir. Bu durumun sebeplerinden biri 90 derecelik teğetsel girişin olduğu akış tipinde oluşan devir daim bölgelerinde meydana gelen kayıplar iken bir diğeri akışkanın doğrusal momentuma sahip olmadan sisteme girmesidir. 90 derecelik akış üreteçleri arasında da en yüksek ortalama fan gücü 1 girişli akış üretecinde meydana gelmiştir. Bu akış üretecinde eksenel akış üreteciyle aynı debide akışın sağlanabilmesi için, eksenel duruma göre ortalama % 335,11 daha fazla fan gücü gerekmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının veya debinin artışı, aynı Reynolds sayısındaki eksenel duruma göre gerekli fan gücünün oransal olarak da artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle tüm eğriler arasından noktasal olarak en yüksek fan gücü 90 derecelik 1 girişli akış üretecinin Reynolds sayısının 1000'e eşit olduğu durumda gerçekleşmiştir. Bu durumda eksenel duruma göre % 471,67'lik bir fan gücü artışı meydana gelmektedir.

- Genel olarak en düşük ortalama fan gücü değerleri 45 derecelik döngülü akış üreteçlerinde meydana gelmiştir. 45 derecelik 4 girişli akış üretecinde eksenel duruma göre en düşük ortalama fan gücü hesaplanmıştır. Diğer tüm döngülü akış üreteçlerinin aksine bu akış üretecinde eksenel duruma göre daha düşük bir ortalama fan gücü değeri ortaya çıkmıştır. Eksenel duruma göre ortalama % 1,67 daha az fan gücü harcanarak aynı debi değerlerindeki akışkanın sistem içerisinden transferi sağlanabilir. Tüm eğriler arasından noktasal olarak en düşük fan gücü değeri de 45 derecelik 4 girişli akış üretecinin Reynolds sayısının 400'e eşit olduğu noktada gerçekleşmiştir. Bu noktada aynı Reynolds sayısındaki eksenel akış üretecine göre % 8,66 daha düşük fan gücü değeri ile akışkanın sistem içerisinden transferi sağlanabilir.

### 6.2.3. İç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında zorlanmış taşınım performansının değerlendirilmesi

Her bir akış üreteci için iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımının Nusselt – Reynolds sayıları ve fan gücü – hacimsel debi ilişkilerinin elde edilmesiyle beraber, bahsi geçen yüzeydeki ısı taşınımına ilişkin performans değerlendirilmesi yapılmıştır. Bazı uygulamalarda ısı taşınımı vasıtasıyla aktarılan enerjinin yanında harcanması muhtemel fan güçleri oldukça düşüktür. Bu tip uygulamalarda zorlanmış taşınım performansı değerlendirmesine ihtiyaç duyulmayabilir. Ancak ısı taşınımının yanında ilgili ısı taşınımının sağlanması için gereken fan gücünün de önem arz ettiği uygulamalardazorlanmış taşınım performansı değerlendirmesi son derece önemli bir değerlendirmedir. Yapılan performans değerlendirilmesinde, her bir döngülü akış üretecinde iç silindirik yüzeyde eksenel duruma göre gerçekleşen yüzdelik olarak ortalama ısı taşınımı artışının ne kadarlık bir yüzdelik olarak ortalama fan gücü tarafından karşılandığının kıyaslaması yapılmıştır. Bunun için öncelikle her bir döngülü akış üreteci için genel ortalama Nusselt sayısının eksenel duruma göre yüzdelik olarak ne kadarlık bir artış gösterdiği hesaplanmıştır. Ardından yine her bir döngülü akış üreteci için ortalama fan gücünün eksenel duruma göre yüzdelik olarak ne kadarlık bir artış gösterdiği hesaplanmıştır. Son olarak genel ortalama Nusselt sayısı için bulunan yüzdelik değerler, ortalama fan gücü için bulunan yüzdelik değerlerden çıkarılmış ve bulunan değerler ile iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında zorlanmış taşınımın performansı kıyaslanmıştır. Performans değerlerinde eksi değeri gösteren

sonuçlar performansın eksenel durumdan daha düşük olduğu anlamına gelmektedir. Bahsi geçen performans değerleri Çizelge 6.4'te verilmiştir.

**Çizelge 6.4 :** Döngülü akış üreteçlerinin iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında eksenel akış üretecine göre zorlanmış taşınım performansları.

| Teğetsel Giriş Açısı | 1 Girişli Akış Üreteci | 2 Girişli Akış Üreteci | 3 Girişli Akış Üreteci | 4 Girişli Akış Üreteci |
|---|---|---|---|---|
| 45 Derece | % -155,37 | % -1,31 | % 29,94 | % 35,23 |
| 60 Derece | % -88,23 | % -18,83 | % 18,30 | % 20,01 |
| 75 Derece | % -127,14 | % -22,47 | % 7,08 | % 22,57 |
| 90 Derece | % -174,62 | % -38,58 | % -0,15 | % 11,48 |

İlgili performans değerlerinin elde edilmesiyle birlikte aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Döngülü akış üreteçlerinin tümünde eksenel akış üretecinin kullanımına göre aynı Reynolds sayılarında iç silindirik yüzeye ait ısı taşınımında daha yüksek genel ortalama Nusselt sayıları elde edilmesine karşın, döngülü akış üreteçlerinin önemli bir kısmı eksenel akış üretecine göre zorlanmış taşınım performansı açısından daha düşük sonuçlar vermektedir.
- Döngülü akış üreteçlerinde teğetsel giriş açısının azalması, genel olarak zorlanmış taşınım performansının artmasını sağlamıştır. İç silindirik yüzeydeki ısı taşınımını arttırır nitelikte davranış sergileyen görece düşük açılardaki teğetsel girişler, aynı zamanda daha düşük fan gücü harcanmasını sağlayarak zorlanmış taşınım performansına da olumlu yönde bir katkı sunmuştur.
- Döngülü akış üreteçlerindeki teğetsel giriş sayısının etkisinden söz edilirse; teğetsel giriş sayısının artışı zorlanmış taşınım performansını belirgin bir şekilde arttırmaktadır. Özellikle 1 teğetsel girişli döngülü akış üreteçleri oldukça düşük zorlanmış taşınım performansı değerlerine sahiptir. 1 ve 2 teğetsel girişli bütün döngülü akış üreteçlerinde eksenel akış üretecine göre daha düşük performans değerleri elde edilmiştir. 3 ve 4 teğetsel girişli döngülü akış üreteçlerinin performans değerleri ise genel olarak eksenel akış üretecine göre daha yüksektir.
- Zorlanmış ısı taşınımı performansının en yüksek olduğu döngülü akış üreteci 45 derecelik 4 teğetsel girişli döngülü akış üretecidir. Bu akış üretecinde

eksenel akış üretecine göre % 35,23 daha yüksek zorlanmış ısı taşınımı performansı elde edilmiştir. Genel ortalama Nusselt sayısı açısından eksenel duruma göre en yüksek değeri veren 45 derecelik 1 teğetsel girişli döngülü akış üreteci ise, zorlanmış taşınım performansı açısından son derece düşük bir değer vermiştir. Bu değer eksenel akış üretecinin performansının 45 derecelik 1 teğetsel girişli döngülü akış üretecine göre % 155,37 daha yüksek olduğunu göstermektedir.

- İlgili performans değerinin en düşük olduğu döngülü akış üreteci ise 90 derecelik 1 teğetsel girişli döngülü akış üretecidir. Bu akış üreteci eksenel akış üretecine göre % 174,62 daha düşük bir zorlanmış taşınım performansı değerine sahiptir. Ayrıca genel olarak düşük performans değerlerine sahip 90 derecelik döngülü akış üreteçleri arasından en yüksek performans değeri 4 teğetsel girişli döngülü akış üretecinde mevcuttur. Bu akış üretecinde eksenel akış üretecine göre % 11,48'lik daha yüksek bir zorlanmış taşınım performansı elde edilmiştir.

### 6.2.4. İç silindirik yüzeyin ısıl açıdan homojenliğinin değerlendirilmesi

Isı taşınımında bir yüzeyden alınan ısının miktarının yanı sıra sürekli rejimde ilgili yüzeyin sıcaklık dağılımının da önemi vardır. Bu sıcaklık dağılımı bahsi geçen soğutma işleminin ne kadar homojen bir şekilde gerçekleştirildiği ile ilgili bilgiyi sunar. Özellikle soğutma uygulamalarında ön plana çıkan bir durum olan yüzeyin ısıl açıdan homojenliği, soğutulması hedeflenen yüzeyin sıcaklık dağılımının ne kadar homojen olduğu ile ilişkilidir. Bu nedenle bu kısımda, genellikle istatistiki çalışmalarda kullanılan, standart sapma hesabı kullanılmıştır. Standart sapma hesabı dağılımdaki ortalama değerden ne kadar uzaklaşıldığı ile ilgili nicel bir bilgi verir.

İç silindirik yüzeyin ısıl açıdan homojenliğinin değerlendirildiği bu kısımda, her bir deneydeki iç silindirik yüzey sıcaklıklarının kendi içerisinde standart sapması hesaplanmış ve her bir akış üreteci için 4 farklı Reynolds sayısı değerinde elde edilen standart sapma değerlerinin ortalaması alınmıştır. Böylece farklı akış üreteçlerinin iç silindirik yüzeyi soğutmalarının homojenliği kıyaslanmıştır. Her bir deneyde hesaplanan standart sapma değerleri eklerde verilmiştir. Döngülü akış üreteçlerine ve eksenel akış üretecine ait deneylerdeki standart sapma değerlerinin ortalaması ise Çizelge 6.10'da verilmiştir.

**Çizelge 6.5 :** Akış üreteçlerinin iç silindirik yüzey sıcaklık dağılımının standart sapma değerlerinin ortalamaları.

| Teğetsel Giriş Açısı | 1 Girişli Akış Üreteci | 2 Girişli Akış Üreteci | 3 Girişli Akış Üreteci | 4 Girişli Akış Üreteci |
|---|---|---|---|---|
| 45 Derece | 6,52 | 6,32 | 6,7 | 6,69 |
| 60 Derece | 6,75 | 6,78 | 7,07 | 6,35 |
| 75 Derece | 6,95 | 6,76 | 6,67 | 6,49 |
| 90 Derece | 6,99 | 6,75 | 6,56 | 6,39 |
| Eksenel | 7,98 | 7,98 | 7,98 | 7,98 |

Bu değerlerin tümünün belirlenmesinin ardından farklı akış üreteçlerinin, iç silindirik yüzeyin homojenliği üzerindeki etkileri yorumlanabilir. Bu bağlamda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Standart sapma değerinin büyük olması yüzeydeki sıcaklık dağılımının daha heterojen olduğu anlamına gelmektedir. Genel olarak akış üreteçleri incelendiğinde döngülü akışın kullanıldığı deneylerin tümündeki standart sapmaların ortalama değerleri eksenel akışın kullanıldığı deneylere göre daha düşük çıkmıştır. Böylece sönümlü döngülü akışın iç silindirik yüzeyi daha homojen bir şekilde soğuttuğu yorumuna erişilebilir.
- Reynolds sayısının artışı, her bir deneyde, iç silindirik yüzey sıcaklık dağılımının daha homojen olmasını sağlamıştır. Bu durum zorlanmış ısı taşınımının doğal sonuçlarından biridir.
- 1 ve 3 teğetsel giriş sayısına sahip döngülü akış üreteçleri, 2 ve 4 teğetsel giriş sayısına sahip döngülü akış üreteçlerine göre iç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımı açısından daha heterojen sonuçlar vermiştir. Buradan elde edilen sonuçlarla, döngülü akış üreteçlerinde teğetsel girişlerin konumunun boru eksenine göre simetrik olmasının, iç silindirik yüzey sıcaklığının daha homojen olmasını sağlayabileceği yorumu yapılabilir.

### 6.3. Deneysel Çalışmanın Belirsizlik Analizi

Yapılmış olan deneysel çalışmanın geçerliliğinin tespit edilebilmesi için hesaplamalarda kullanılan parametrelerin belirsizlik analizinin yapılması gerekmektedir. Bu nedenle bu kısımda, grafikleri önceki kısımlarda çizilmiş olan

ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısının, ısıl kayıp oranının, DC fan gücünün ve hacimsel debinin belirsizlik analizi yapılmıştır. Belirsizlik hesabı yapılırken, yapılmış olan 68 adet deneyden birinin referans deney olarak seçilmesi gerekmiştir. Bu açıdan, çalışmanın tümünde referans olarak kabul edilen eksenel akış üretecine ait deneylerden birinin referans deney olarak seçilmesi uygun bulunmuştur. Eksenel akış üretecine ilişkin deneylerden de, Reynolds sayısının 800 civarında olduğu deney referans deney olarak kabul edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının belirsizliğine ait hesaplamada ise 9 adet alt sistemin kullanıldığı belirsizlik hesabının yapılması gerekmiştir. Ancak işlem kalabalığının önüne geçmek adına 5. alt sistem referans olarak kabul edilmiş ve bu alt sistemdeki ısı taşınım katsayısının belirsizliği tüm alt sistemlerde aynen kullanılmıştır. Bu kısımda öncelikli olarak hesaplamalara dahil edilen parametrelerin referans durumundaki nominal değerleri ile birlikte belirsizlikleri bir çizelge halinde verilmiştir. Ardından belirsizlik hesabının yapılması için kullanılan yöntemden bahsedilmiştir. Son olarak bahsi geçen parametrelerin hesaplanmış olan belirsizliklerinden bahsedilmiştir. Çizelge 6.11'de hesaplamalara dahil edilen parametrelerin nominal değerleri ve belirsizlikleri verilmiştir.

**Çizelge 6.6 :** Hesaplamalara dahil edilen parametrelerin nominal değerleri ve belirsizlikleri.

| Parametre | Sembol | Birim | Nominal Değer | Belirsizlik |
|---|---|---|---|---|
| Rezistans Gerilimi | $E_r$ | V | 29,5 | ± 0,1 |
| Rezistans Akımı | $I_r$ | A | 0,63 | ± 0,01 |
| Fan Gerilimi | $E_f$ | V | 7,3 | ± 0,1 |
| Fan Akımı | $I_f$ | A | 0,032 | ± 0,01 |
| Isı İletim Katsayısı | k | $W\ m^{-1}\ K$ | 0,02551 | ± 0,002 |
| Kinematik Viskozite | ν | $m^2\ s^{-1}$ | 1,60E-05 | ± 0,000002 |
| Zaman | t | s | 162,27 | ± 1 |
| Giriş Sıcaklığı | $T_g$ | °C | 23,61 | ± 0,01 |
| Çıkış Sıcaklığı | $T_ç$ | °C | 40,76 | ± 0,2 |
| Rezistans Sıcaklığı | $T_{r5}$ | °C | 54,8 | ± 0,01 |

Belirsizlik hesabında ele alınan yöntemden bahsedilirse, belirsizlik hesaplamalarında Kline ve McClintock tarafından 1953 yılında ortaya konan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Buna göre ilgili yöntem örnek F fonksiyonu üzerinden anlatılmıştır. F fonksiyonu a, b ve c parametrelerine bağlı olmak üzere F fonksiyonunun, a, b ve c parametrelerinin belirsizlikleri sırasıyla $w_F$, $w_a$, $w_b$ ve $w_c$ olursa; F fonksiyonu ile a, b ve c parametrelerinin belirsizlikleri arasında aşağıdaki eşitliğin gösterdiği belirsizlik mevcuttur [41].

$$w_F = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial a} w_a\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial b} w_b\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial c} w_c\right)^2} \tag{6.17}$$

Bu bilgilerin elde edilmesinin ardından, belirsizlik hesaplamalarına geçilmiştir. İlk olarak rezistansın sağladığı ısının belirsizliği incelenmiştir. Bu incelemede rezistansın sağladığı ısı olan $q_r$, sırasıyla $E_r$ ve $I_r$ ile temsil edilen rezistans telinin uçlarına uygulanan gerilim ve rezistans telinden geçen akımın bir fonksiyonudur. Hesaplamaların sonucunda rezistansın sağladığı ısının belirsizliği ± 0,3 W olarak bulunmuştur ve bu değer de % 1,62'lik belirsizliğe denk gelmektedir. Ardından taşınım katsayısının belirsizliği hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayısının belirsizliği için 5. alt sistem referans alınmıştır. Bu alt sistemdeki ısı taşınım katsayısının belirsizliğini bulmak için, öncelikle ilgili alt sistemdeki ortalama hava sıcaklığının belirsizliği hesaplanmıştır. 5. alt sistemdeki ortalama hava sıcaklığının belirsizliği ± 0,2 °C olarak bulunmuştur. Bu da ilgili alt sistemin ortalama hava sıcaklığında % 0,62'lik bir belirsizliğin olduğu anlamını taşımaktadır. Sonrasında taşınım katsayısının; rezistansın sağladığı ısının, rezistans sıcaklığının ve ortalama hava sıcaklığının bir fonksiyonu olduğu hesaba katılarak taşınım katsayısının belirsizliği hesaplanmıştır. Sonuç olarak ısı taşınım katsayısının belirsizliği ± 3,46 W $m^{-2}$ K olarak bulunmuştur ve bu değer de % 1,99'luk bir belirsizliği göstermektedir. Isı taşınım katsayısının belirsizliğinin ardından, her bir alt sistemin ısı taşınım katsayısının belirsizliği 5. alt sisteminkine eşit alınarak, ortalama ısı taşınım katsayısının belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer de ± 10,27 W $m^{-2}$ K olarak bulunmuştur. Bulunan değer % 5,9'luk belirsizliği temsil etmektedir. Ortalama ısı taşınım katsayısının ardından ortalama Nusselt sayısının belirsizliği hesaplanmıştır. Ortalama Nusselt sayısının belirsizliği ± 0,92 olarak elde edilmiştir ve bu değer de % 9,8'lik belirsizliği göstermektedir. Ortalama Nusselt sayısının belirsizlik hesabının ardından hacimsel debinin belirsizliği

hesaplanmıştır. Hacimsel debinin belirsizliği ± 0,00002 $m^3 s^{-1}$ olarak bulunmuştur. Bu değer % 3'lük bir belirsizliği göstermektedir. Hacimsel debinin belirsizliğinden sonra ortalama hızın belirsizliği hesaplanmıştır ve ± 0,023 m $s^{-1}$ değerinde bir belirsizlik bulunmuştur. Bu belirsizlik değeri % 3,3'lük belirsizliğe denk gelmektedir. Bu hesaplarla birlikte Reynolds sayısının belirsizlik hesabı mümkün hale gelmiştir. Yapılan hesaplarda Reynolds sayısının belirsizliği ± 35 olarak bulunmuştur ve bu değer de % 4,3'lük belirsizliği göstermektedir. DC fana harcanan gücün belirsizliği ise ± 0,005 W'dir ve bu değer % 2,1'lik belirsizliği göstermektedir.

# 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılmış olan çalışma halkasal kesitli borulardaki teğetsel girişli sönümlü döngülü akışların ısı taşınımı karakteristiği ile ilgili bazı temel sonuçların elde edilmesini sağlamıştır. Bu sonuçlar aşağıda liste halinde verilmiştir:

- Halkasal kesitli borularda teğetsel girişli sönümlü döngülü laminer akışlar aynı Reynolds sayılarındaki eksenel akışlara göre iç silindirik yüzeyde daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerine ulaşılmasını sağlamıştır.
- Zorlanmış taşınım performansı değerlendirildiğinde, bazı döngülü akış üreteçleri eksenel akış üretecine göre daha yüksek performans değerleri sunarken, döngülü akış üreteçlerinin bir kısmında eksenel akış üretecine göre daha düşük performans değerleri elde edilmiştir.
- Teğetsel giriş açısının küçülmesi genel olarak aynı Reynolds sayılarında iç silindirik yüzeydeki ısı taşınım katsayısının da zorlanmış taşınım performansının da artmasını sağlamıştır.
- Teğetsel giriş sayısının azalması genel olarak iç silindirik yüzeydeki ısı taşınım katsayısının artmasını sağlarken, zorlanmış taşınım performansının düşmesine sebep olmuştur.
- İç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı açısından eş Reynolds sayılarında en yüksek ısı taşınım katsayısı 45 derecelik 1 girişli döngülü akış üretecinde gözlemlenmiştir ve bu akış üretecinde eksenel akış üretecine göre % 21,43'lük ısı taşınım katsayısı artışı mevcuttur. İç silindirik yüzeydeki zorlanmış taşınım performansı açısından ise en yüksek performans değeri 45 derecelik 4 girişli döngülü akış üretecinde gözlemlenmiştir ve bu akış üretecinde eksenel akış üretecine göre % 35,23'lük performans artışı mevcuttur.
- Dış silindirik yüzeyden ısıl kayıplar değerlendirildiğinde, sönümlü döngülü akışların genel olarak eksenel akışa göre dış silindirik yüzeye daha fazla ısı aktardığı gözlemlenmiştir. Bu durum sönümlü döngülü akışların karakterinin doğal bir sonucudur. Dış silindirik yüzeyin sıcaklığının akışkan sıcaklığından daha düşük olduğu durumlarda; iç silindirik yüzeyin soğutulmasına yönelik

uygulamalarda bu durum bir avantaj sağlarken, iç silindirik yüzeyden alınan ısının akışkan tarafından kullanılmasının amaçlandığı uıygulamalarda bu durum bir dezavantaj sunmaktadır.

- İç silindirik yüzeyin soğutulmasına yönelik uygulamalarda, sönümlü döngülü akışların eksenel akışlara göre daha homojen bir soğutma gerçekleştirdiği gözlemlenmiştir.
- Teğetsel girişlerin boru eksenine göre simetrik olması, iç silindirik yüzeyin daha homojen bir şekilde soğutulmasını sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca en homojen soğutma 45 derecelik 2 girişli döngülü akış üretecinde gözlemlenmiştir ve bu akış üreteci eksenel akış üretecine göre % 20,8 daha homojen bir soğutma gerçekleştirmiştir.

Tez çalışmasında incelenmiş olan ortalama Nusselt sayısına ve iç silindirik yüzeydeki sıcaklık dağılımının homojenliğine ait bir çalışma aynı ısıl sınır koşullarında literatürde mevcut değildir. Bu nedenle literatürdeki çalışmalarda bu konu ile ilgili bir karşılaştırma yapılamamıştır. Ancak fan gücü ile ilgili elde edilen sonuçlar Neto, Legentilhomme ve Legrand'ın 1998 yılında yapmış oldukları çalışma ile uyumluluk içerisindedir. Bu çalışmada 90 derecelik döngülü akış üretecinin akışın giriş bölgesinde devir daim bölgeleri oluşturduğundan, bu nedenle daha yüksek basınç kayıplarına sebep olduğundan bahsedilmiştir [25]. Deneysel çalışmada da en yüksek fan güçleri 90 derecelik döngülü akış üretecinin kullanımında gözlemlenmiştir.

Gelecekte yapılabilecek çalışmalardan bahsedilecek olunursa, dış silindirik yüzeyde ısıl çift kullanılarak dış silindirik yüzeyin Nusselt sayıları elde edilebilir. Bu da dış silindirik yüzeydeki ısı taşınımı hakkında bilgiler edinilmesini sağlar. Ayrıca teğetsel girişli sönümlü döngülü akışların dinamiğinin daha iyi anlaşılabilmesi için parçacık görüntülemeli akış ölçüm cihazı (PIV) kullanılabilir. Bu durumda yerel döngü sayısı hesaplamaları yapılabilir. Bu da ısı taşınımı karakteristiğinin daha iyi anlaşılmasını sağlar. Ayrıca dış silindirik yüzeyin tam yalıtımlı olduğu koşul da deneysel olarak incelenebilir. Bu durumda iç silindirik yüzeydeki ısı taşınımı etkileri daha belirgin bir biçimde ortaya konulabilir. Son olarak, yapılan çalışmanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çalışmaları ile desteklenmesi de gelecekteki çalışmalarda ele alınması gereken bir husustur. HAD çalışmalarında deney sonuçlarına yakın analiz verilerinin elde edilebilmesi durumunda, yapılmış olan deneylerde ölçülmemiş parametrelere dair bilgiler de ortaya çıkacaktır. Bu da yapılacak yorumlamaların daha sağlam bir zemin

üzerinde değerlendirilmesini sağlayacak ve bilimsel verilerden etkin tasarıma giden yolun önünü açacaktır.

## KAYNAKLAR


[1] **Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., & Huebsh, W.W.** (2009). *Fundementals of Fluid Mechanics.* John Wiley and Sons Incorporated.

[2] **Çengel, Y.A., & Cimbala, J.M.** (2006). *Fluid Mechanics - Fundementals and Applications.* McGraw – Hill Higher Education.

[3] **Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., & Lavine, A.S.** (2006). *Principles of Heat and Mass Transfer.* John Wiley and Sons Incorporated.

[4] **Oliemans, R.V.A., Pots, B.F.M., & Trompe, N.** (1986). Modelling of Annular Dispersed Two-Phase Flow in Vertical Pipes. *International Journal of Multiphase Flow,* Vol. 12, No. 5, pp. 711-732.

[5] **Url-1** <https://bit.ly/2gde8D7>, erişim tarihi 12.01.2019.

[6] **Url-2** <https://bit.ly/2vA90SL>, erişim tarihi 12.01.2019.

[7] **Halıcı, F., & Gündüz, M.** (2012). *Örneklerle ısı geçişi - Isı transferi*. Birsen Yayınevi.

[8] **Kılıç, M., & Yiğit, A.** (2018). *Isı Transferi*. Dora Yayınları.

[9] **Çengel, Y.A., & Ghajar, A.J.** (2015). *Heat and Mass Transfer - Fundementals and Applications.* John Wiley and Sons Incorporated.

[10] **Kays, W.M., & Crawford, M. E.** (1993). *Convective Heat and Mass Transfer*. Singapore: McGraw – Hill Education.

[11] **Hay, N., & West, P.D.** (1975). Heat Transfer in Free Swirling Flow in a pipe. *Journal of Heat Transfer- ASME,* Vol. 97, No. 3, pp. 411-416.

[12] **White, F.M.** (2011). Fluid Mechanics. *McGraw – Hill Higher Education.*

[13] **Brighton, J.A., & Jones, J.B.** (1964). Fully Developed Flow in Annuli. *Journal of Basic Engineering,* Vol. 86, No. 4, pp. 835-842.

[14] **Url-3** <https://bit.ly/2GUek8F>, erişim tarihi 25.02.2019.

[15] **Sparrow, E.M., & Lin, S.H.** (1964). The Developing Laminar Flow and Pressure Drop in the Entrance Region of Annular Ducts. *Journal Basic Engineering,* Vol. 86, No. 4, pp. 827-833.

[16] **Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., & Cho, Y.I.** (1998). *Handbook of Heat Transfer.* McGraw – Hill Higher Education.

[17] **Hatton, A.P., & Quarmby, A.** (1962). Heat Transfer in the Thermal Entry Length with Laminar Flow in An Annulus. *International Journal of Heat Mass Transfer,* Vol. 5, pp. 973-980.

[18] **Zaherzadeh, N.H.,& Jagadish, B.S.** (1975). Heat Transfer In Decaying Swirl Flow. *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 941-944.

[19] **Ortiz, F.J.G., Casanova, J.O., & Lai, C.H.** (2015). Uncertainty Quantification and Modelling of CFD Simulations of A Swirling Turbulent Jet Created by A Rotating Pipe for Application to Heat Transfer from A Heated Solid Flat Plate. *1st ECCOMAS Thematic Conference on Uncertainty Quantification in Computational Sciences and Engineering*.

[20] **Hasanpour, A., Farhadi, M., & Sedighi, K.** (2014). A Review Study on Twisted Tape Inserts on Turbulent flow Heat Exchangers: the Overall Enhancement Ratio Criteria. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 53-62.

[21] **Beaubert, F., Palsson, H., Lalot, S., Choquet, I, & Bauduin, H.** (2015). Design of A Device to Induce Swirling Flow in Pipes: A Rational Approach. *Comptes Rendus Mecanique*, Vol. 343, pp. 1-12

[22] **Parra, T., Perez, R., Rodriguez, M.A., Castro, F., Szasz, R.Z., & Gutkowski, A.** (2015). Numerical Simulation of Swirling Flows - Heat Transfer Enhancement. Journal of Fluid Flow - Heat and Mass Transfer, Vol. 2, pp. 1-6.

[23] **Url-4** < https://bit.ly/2Jdgq6h>, erişim tarihi 07.03.2019.

[24] **Rao, Y., Biegger, B., & Weigand, B.** (2017). Heat Transfer and Pressure Loss in Swirl Tubes with One and Multiple Tangential Jets Pertinent to Gas Turbine Internal Cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.106, pp. 1356-1367

[25] **Neto, S.R.F., Legentilhomme, P., & Legrand, J.** (1998). Finite-Element Simulation of Laminar Swirling Decaying Flow Induced by Means of A Tangential Inlet in An Annulus. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 165, pp. 189-213.

[26] **Nissan, A. H., & Bresan, V. P.** (1961). Swirling Flow in Cylinders. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, Vol. 7, No. 4, pp. 543-547.

[27] **Clayton, B.R., & Morsi, Y.S.M.** (1984). Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow along Annuli Part 1: Measurement of Time Mean Parameters. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 5, No. 4, pp. 195-203.

[28] **Jawarneh, A.M., Vatistas, G.H., & Ababneh, A.** (2008). Analytical Approximate Solution for Decaying Laminar Swirling Flows within A Narrow Annulus. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Vol.2, No. 2, pp. 101-109.

[29] **Siddique, H., Hoque, M.S.B., & Ali, M.** (2016). Effect of Swirl Flow on Heat Transfer Characteristics in A Circular Pipe. *American Institute of Physics Conference*, Vol. 1754, No. 1, pp. 1-7.

[30] **Solnordal, C.B., & Gray, N.B.** (1994). An Experimental Study of Fluid Through A Heated Annulus. *Experiments in Fluids - Springer Science*, Vol. 18, pp. 17-25.

[31] **Zhang, J., Dong, L., & Zhou, L.** (2003). Simulation of Swirling Turbulent Flows and Heat Transfer in An Annular Duct. *Numerical Heat Transfer - Part A: Applications*, pp. 591-609.

[32] **Jawarneh, A.M.** (2007). Heat Transfer Enhancement in Swirl Annulus Flows. *5th WSEAS International Confonference on Environment Ecosystems and Development*, pp. 56-61.

[33] **Syred, N., & Beer, J. M.** (1974). Combustion in Swirling Flows: A Review. *The Combustion Institute,* Vol. 23, pp. 143-201.

[34] **Tan, F.** (2016). Siklonlarda İki Fazlı ve Girdaplı Akışların Parametrik İncelenmesi ve Siklon Ayırıcıların Geliştirilmesi. *Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa.*

[35] **Eltona, D.N., & Arunachalaa, U.C.** (2018). Twisted Tape Based Heat Transfer Enhancement In Parabolic Trough Concentrator – An Experimental Study. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 376, No. 1, pp. 1-8.

[36] **Bsebsu, F.M., & Bede, G.** (2002). Theoretical Study in Single-Phase Forced-Convection Heat Transfer Characteristics for Narrow Annuli Fuel Coolant Channels. *Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng*., Vol. 46, No. 1, pp. 15-27.

[37] **Url-5** <https://bit.ly/2M7kE1r>, erişim tarihi 13.04.2019.

[38] **Url-6** <https://bit.ly/2DNiChl>, erişim tarihi 13.04.2019.

[39] **Url-7** <https://bit.ly/2IWCrqX>, erişim tarihi 13.04.2019.

[40] **Url-8** <https://bit.ly/2VevaJy>, erişim tarihi 16.04.2019.

[41] **Kline, S., & McClintock, F.** (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3-8.

**EKLER**

**EK A:** Deney Sonuçları

**EK B:** Uydurulan Eğrilerin Fonksiyon Parametreleri

**EK C:** İç Silindirik Yüzeydeki Sıcaklık Dağılımının Standart Sapma Değerleri

**EK D:** Deneysel Hesaplamaların Yapılmasına Yönelik Oluşturulan Program

**EK E:** Grafiklerin Çizdirilmesine Yönelik Oluşturulan Program

**EK A:** Deney Sonuçları

**Çizelge A.1 :** 45 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 1 Giris | | | | 2 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 8,1 | 10,8 | 14,2 | 17,3 | 6,2 | 7,6 | 9,0 | 10,7 |
| $I_f$ (A) | 0,44 | 0,52 | 0,72 | 0,89 | 0,28 | 0,34 | 0,43 | 0,53 |
| t (s) | 326,59 | 225,02 | 163,69 | 136,11 | 339,9 | 216,96 | 164,36 | 132,45 |
| $T_{r1}$ (°C) | 44,94 | 41,95 | 38,85 | 36,91 | 45,01 | 51,64 | 39,54 | 38,05 |
| $T_{r2}$ (°C) | 48,66 | 45,21 | 41,65 | 39,44 | 48,75 | 44,66 | 42,15 | 40,35 |
| $T_{r3}$ (°C) | 52,79 | 48,91 | 44,8 | 42,11 | 53,09 | 48,5 | 45,66 | 43,55 |
| $T_{r4}$ (°C) | 56,76 | 52,59 | 48,04 | 45,48 | 57,21 | 52,22 | 49,11 | 46,77 |
| $T_{r5}$ (°C) | 59,52 | 55,11 | 50,21 | 47,56 | 60,12 | 54,67 | 51,3 | 48,75 |
| $T_{r6}$ (°C) | 62,37 | 57,68 | 52,43 | 49,68 | 63,07 | 57,3 | 53,6 | 50,82 |
| $T_{r7}$ (°C) | 64,22 | 59,4 | 53,93 | 51,08 | 64,8 | 59,13 | 55,24 | 52,25 |
| $T_{r8}$ (°C) | 64,85 | 60,22 | 54,6 | 51,72 | 65,79 | 60,08 | 56,18 | 53,08 |
| $T_{r9}$ (°C) | 65,48 | 61,36 | 55,42 | 52,57 | 65,89 | 60,49 | 56,93 | 53,83 |
| $T_g$ (°C) | 25,54 | 25,75 | 25,14 | 24,9 | 24,41 | 24,87 | 25,06 | 25,25 |
| $T_ç$ (°C) | 45,09 | 42,42 | 39,57 | 39,2 | 46,56 | 44,12 | 41,65 | 39,43 |

**Çizelge A.2 :** 45 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 3 Giris | | | | 4 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 5,5 | 6,5 | 7,7 | 8,9 | 5,4 | 6,6 | 7,2 | 8,2 |
| $I_f$ (A) | 0,22 | 0,27 | 0,33 | 0,40 | 0,22 | 0,26 | 0,31 | 0,37 |
| t (s) | 327,9 | 219,27 | 163,32 | 133,22 | 318,45 | 211,68 | 162,73 | 133,57 |
| $T_{r1}$ (°C) | 43,71 | 41,49 | 39,85 | 38,92 | 45,14 | 42,31 | 40,54 | 39,03 |
| $T_{r2}$ (°C) | 48,05 | 45,16 | 42,91 | 41,62 | 49,85 | 46,47 | 44,35 | 42,59 |
| $T_{r3}$ (°C) | 52,42 | 49,00 | 46,34 | 44,70 | 54,19 | 50,22 | 47,69 | 45,58 |
| $T_{r4}$ (°C) | 56,52 | 52,60 | 49,60 | 47,64 | 58,24 | 53,72 | 50,79 | 48,33 |
| $T_{r5}$ (°C) | 59,38 | 55,03 | 51,68 | 49,47 | 61,04 | 56,10 | 52,79 | 50,01 |
| $T_{r6}$ (°C) | 62,28 | 57,62 | 53,97 | 51,42 | 63,81 | 58,67 | 55,50 | 51,94 |
| $T_{r7}$ (°C) | 64,12 | 59,44 | 55,60 | 52,84 | 65,59 | 60,45 | 56,67 | 53,34 |
| $T_{r8}$ (°C) | 64,94 | 60,37 | 56,55 | 53,71 | 66,28 | 61,35 | 57,56 | 54,14 |
| $T_{r9}$ (°C) | 65,72 | 61,12 | 57,71 | 54,81 | 67,10 | 62,48 | 58,71 | 55,44 |
| $T_g$ (°C) | 23,84 | 24,75 | 25,41 | 25,89 | 25,40 | 25,87 | 25,8 | 25,5 |
| $T_ç$ (°C) | 46,62 | 44,68 | 42,00 | 40,20 | 47,95 | 45,52 | 42,85 | 40,51 |

**Çizelge A.3 :** 60 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 1 Giris | | | | 2 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 7,6 | 10,2 | 12,7 | 16,5 | 6,2 | 7,6 | 9,2 | 11,0 |
| $I_f$ (A) | 0,35 | 0,50 | 0,65 | 0,86 | 0,27 | 0,34 | 0,44 | 0,55 |
| t (s) | 333,94 | 216,94 | 167,34 | 134,67 | 333,06 | 222,62 | 165,54 | 131,33 |
| $T_{r1}$ (°C) | 46,71 | 43,62 | 40,80 | 38,51 | 45,22 | 41,51 | 39,08 | 36,88 |
| $T_{r2}$ (°C) | 50,49 | 46,62 | 43,34 | 40,62 | 48,91 | 44,58 | 41,64 | 39,07 |
| $T_{r3}$ (°C) | 54,67 | 50,20 | 46,56 | 43,54 | 53,12 | 48,27 | 44,79 | 41,74 |
| $T_{r4}$ (°C) | 58,89 | 53,86 | 49,99 | 46,70 | 57,32 | 52,06 | 48,18 | 44,74 |
| $T_{r5}$ (°C) | 61,88 | 56,40 | 52,35 | 48,81 | 60,30 | 54,63 | 50,41 | 46,72 |
| $T_{r6}$ (°C) | 64,88 | 59,12 | 54,82 | 51,00 | 63,32 | 57,38 | 52,88 | 48,98 |
| $T_{r7}$ (°C) | 66,76 | 60,93 | 56,59 | 52,47 | 65,25 | 59,35 | 53,96 | 50,62 |
| $T_{r8}$ (°C) | 67,30 | 61,60 | 57,46 | 53,30 | 66,01 | 60,31 | 55,73 | 51,65 |
| $T_{r9}$ (°C) | 68,22 | 62,55 | 58,79 | 55,21 | 66,79 | 61,13 | 57,01 | 53,35 |
| $T_g$ (°C) | 24,79 | 26,01 | 25,16 | 24,44 | 23,27 | 23,72 | 23,77 | 23,12 |
| $T_ç$ (°C) | 47,71 | 44,21 | 41,54 | 39,12 | 44,40 | 41,25 | 38,80 | 36,35 |

**Çizelge A.4 :** 60 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 3 Giris | | | | 4 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 5,7 | 6,6 | 7,9 | 9,4 | 5,6 | 6,6 | 7,6 | 8,8 |
| $I_f$ (A) | 0,24 | 0,29 | 0,36 | 0,63 | 0,23 | 0,28 | 0,34 | 0,41 |
| t (s) | 321,1 | 221,73 | 163,08 | 129,33 | 352,93 | 219,34 | 164,44 | 130,23 |
| $T_{r1}$ (°C) | 44,07 | 41,33 | 38,58 | 37,33 | 47,20 | 43,12 | 41,17 | 38,96 |
| $T_{r2}$ (°C) | 47,81 | 44,56 | 41,30 | 39,52 | 51,20 | 46,21 | 43,78 | 41,22 |
| $T_{r3}$ (°C) | 52,06 | 48,18 | 44,46 | 42,17 | 55,27 | 49,55 | 46,63 | 43,70 |
| $T_{r4}$ (°C) | 56,16 | 51,83 | 47,72 | 45,05 | 59,34 | 52,95 | 49,65 | 46,39 |
| $T_{r5}$ (°C) | 59,06 | 54,34 | 49,86 | 46,89 | 62,18 | 55,28 | 51,46 | 48,12 |
| $T_{r6}$ (°C) | 62,02 | 57,06 | 52,25 | 59,02 | 65,08 | 57,87 | 53,97 | 50,18 |
| $T_{r7}$ (°C) | 63,95 | 58,98 | 54,04 | 50,63 | 67,01 | 59,77 | 55,73 | 51,72 |
| $T_{r8}$ (°C) | 64,78 | 59,95 | 55,07 | 51,67 | 67,80 | 60,74 | 56,76 | 52,74 |
| $T_{r9}$ (°C) | 65,82 | 61,23 | 56,57 | 53,17 | 68,58 | 61,43 | 57,54 | 53,51 |
| $T_g$ (°C) | 22,63 | 22,94 | 23,15 | 23,51 | 25,68 | 25,16 | 25,04 | 24,33 |
| $T_ç$ (°C) | 44,50 | 42,15 | 40,10 | 38,00 | 48,60 | 44,70 | 42,45 | 39,40 |

**Çizelge A.5 :** 75 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 1 Giris | | | | 2 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 7,30 | 9,20 | 11,60 | 14,50 | 5,90 | 7,00 | 8,50 | 10,30 |
| $I_f$ (A) | 0,33 | 0,45 | 0,60 | 0,76 | 0,25 | 0,32 | 0,41 | 0,52 |
| t (s) | 334,91 | 220,69 | 166,33 | 133,11 | 336,15 | 222,20 | 167,10 | 131,97 |
| $T_{r1}$ (°C) | 48,02 | 44,39 | 41,23 | 38,92 | 49,26 | 44,32 | 40,51 | 39,10 |
| $T_{r2}$ (°C) | 51,13 | 46,51 | 42,77 | 40,05 | 52,62 | 46,78 | 42,23 | 40,24 |
| $T_{r3}$ (°C) | 55,18 | 50,01 | 45,72 | 42,58 | 56,78 | 50,34 | 45,14 | 42,54 |
| $T_{r4}$ (°C) | 59,57 | 54,02 | 49,32 | 45,80 | 61,06 | 54,18 | 48,58 | 45,58 |
| $T_{r5}$ (°C) | 62,61 | 56,85 | 51,87 | 48,13 | 64,01 | 56,87 | 50,96 | 47,73 |
| $T_{r6}$ (°C) | 65,64 | 59,88 | 54,69 | 50,77 | 66,95 | 59,76 | 53,66 | 50,27 |
| $T_{r7}$ (°C) | 67,42 | 61,83 | 56,63 | 52,66 | 68,66 | 61,68 | 55,56 | 52,11 |
| $T_{r8}$ (°C) | 68,06 | 62,76 | 57,64 | 53,77 | 69,28 | 62,68 | 56,68 | 53,32 |
| $T_{r9}$ (°C) | 69,34 | 64,13 | 59,26 | 55,51 | 70,18 | 63,95 | 57,95 | 54,84 |
| $T_g$ (°C) | 25,57 | 25,82 | 25,72 | 25,26 | 25,56 | 25,07 | 24,43 | 24,92 |
| $T_ç$ (°C) | 47,62 | 44,10 | 41,10 | 39,12 | 47,92 | 43,58 | 40,41 | 39,31 |

**Çizelge A.6 :** 75 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 3 Giris | | | | 4 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 5,6 | 6,6 | 7,7 | 9,1 | 5,4 | 6,2 | 7,4 | 8,5 |
| $I_f$ (A) | 0,24 | 0,29 | 0,36 | 0,45 | 0,22 | 0,27 | 0,34 | 0,41 |
| t (s) | 328,42 | 216,53 | 164,54 | 131,54 | 319,89 | 223,44 | 163,94 | 132,18 |
| $T_{r1}$ (°C) | 46,76 | 42,68 | 40,30 | 37,86 | 45,03 | 42,12 | 40,40 | 38,88 |
| $T_{r2}$ (°C) | 50,06 | 45,38 | 42,24 | 39,56 | 48,56 | 45,05 | 42,54 | 40,60 |
| $T_{r3}$ (°C) | 54,21 | 48,97 | 45,33 | 42,11 | 52,62 | 48,56 | 45,51 | 43,09 |
| $T_{r4}$ (°C) | 58,48 | 52,77 | 48,80 | 45,17 | 56,75 | 52,25 | 48,76 | 46,03 |
| $T_{r5}$ (°C) | 61,45 | 55,33 | 51,06 | 47,12 | 59,59 | 54,76 | 50,87 | 47,89 |
| $T_{r6}$ (°C) | 64,45 | 58,11 | 53,57 | 49,27 | 62,48 | 57,49 | 53,25 | 49,98 |
| $T_{r7}$ (°C) | 66,30 | 59,96 | 55,31 | 50,71 | 64,25 | 59,30 | 54,88 | 51,40 |
| $T_{r8}$ (°C) | 67,09 | 60,94 | 56,33 | 51,58 | 65,00 | 60,24 | 55,79 | 52,25 |
| $T_{r9}$ (°C) | 68,30 | 62,20 | 57,76 | 53,14 | 66,20 | 61,43 | 57,38 | 53,93 |
| $T_g$ (°C) | 23,59 | 23,25 | 23,21 | 23,08 | 22,64 | 23,08 | 23,61 | 23,50 |
| $T_ç$ (°C) | 47,25 | 43,98 | 41,42 | 38,19 | 45,71 | 43,85 | 41,50 | 39,03 |

**Çizelge A.7 :** 90 derecelik 1 ve 2 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 1 Giris | | | | 2 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 7,0 | 9,1 | 11,6 | 14,8 | 5,8 | 7,2 | 8,6 | 10,3 |
| $I_f$ (A) | 0,32 | 0,44 | 0,59 | 0,78 | 0,26 | 0,33 | 0,42 | 0,52 |
| t (s) | 355,96 | 238,07 | 158,27 | 136,98 | 341,30 | 221,78 | 168,96 | 134,74 |
| $T_{r1}$ (°C) | 49,26 | 45,09 | 41,80 | 39,15 | 48,20 | 44,14 | 41,97 | 40,39 |
| $T_{r2}$ (°C) | 53,05 | 47,94 | 44,46 | 41,46 | 51,96 | 46,99 | 44,28 | 42,26 |
| $T_{r3}$ (°C) | 57,33 | 51,71 | 47,71 | 44,37 | 56,20 | 50,50 | 47,30 | 44,81 |
| $T_{r4}$ (°C) | 61,70 | 55,71 | 51,30 | 47,65 | 60,56 | 54,28 | 50,72 | 47,85 |
| $T_{r5}$ (°C) | 64,69 | 58,33 | 53,57 | 49,71 | 63,53 | 56,77 | 52,91 | 49,76 |
| $T_{r6}$ (°C) | 67,64 | 61,13 | 55,99 | 51,92 | 66,48 | 59,48 | 55,31 | 51,88 |
| $T_{r7}$ (°C) | 69,29 | 62,91 | 57,59 | 53,37 | 68,20 | 61,26 | 56,99 | 53,35 |
| $T_{r8}$ (°C) | 69,67 | 63,58 | 58,27 | 54,05 | 68,72 | 62,04 | 57,82 | 54,13 |
| $T_{r9}$ (°C) | 72,15 | 66,14 | 60,89 | 56,76 | 70,99 | 64,38 | 60,19 | 56,54 |
| $T_g$ (°C) | 24,45 | 24,71 | 25,04 | 24,59 | 23,66 | 24,14 | 24,45 | 24,80 |
| $T_ç$ (°C) | 48,50 | 45,03 | 42,10 | 39,60 | 46,65 | 42,68 | 40,80 | 38,90 |

**Çizelge A.8 :** 90 derecelik 3 ve 4 girişli üreteçlerin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | 3 Giris | | | | 4 Giris | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
| $E_f$ (V) | 5,7 | 6,6 | 7,8 | 9,2 | 5,4 | 6,2 | 7,4 | 8,6 |
| $I_f$ (A) | 0,24 | 0,29 | 0,37 | 0,45 | 0,23 | 0,27 | 0,34 | 0,41 |
| t (s) | 328,05 | 215,93 | 163,09 | 129,83 | 390,94 | 219,31 | 163,09 | 130,71 |
| $T_{r1}$ (°C) | 48,48 | 45,28 | 42,20 | 38,79 | 49,73 | 45,14 | 42,29 | 40,93 |
| $T_{r2}$ (°C) | 52,08 | 47,97 | 44,27 | 40,40 | 53,63 | 47,90 | 44,25 | 42,39 |
| $T_{r3}$ (°C) | 56,19 | 51,54 | 47,32 | 42,99 | 57,87 | 51,40 | 47,11 | 44,79 |
| $T_{r4}$ (°C) | 60,44 | 55,31 | 50,66 | 45,92 | 62,13 | 55,11 | 50,32 | 47,68 |
| $T_{r5}$ (°C) | 63,28 | 57,81 | 52,76 | 47,72 | 64,92 | 57,54 | 52,30 | 49,40 |
| $T_{r6}$ (°C) | 66,18 | 60,56 | 55,14 | 49,74 | 67,66 | 60,21 | 54,58 | 51,42 |
| $T_{r7}$ (°C) | 67,94 | 62,43 | 56,86 | 51,17 | 69,20 | 61,93 | 56,15 | 52,87 |
| $T_{r8}$ (°C) | 68,62 | 63,39 | 57,85 | 51,98 | 69,60 | 62,68 | 56,96 | 53,70 |
| $T_{r9}$ (°C) | 70,10 | 65,05 | 59,63 | 53,74 | 71,00 | 64,18 | 58,40 | 55,48 |
| $T_g$ (°C) | 24,96 | 25,22 | 25,01 | 22,96 | 24,29 | 24,35 | 24,50 | 24,61 |
| $T_ç$ (°C) | 47,20 | 44,75 | 41,90 | 37,48 | 47,70 | 44,50 | 41,60 | 39,35 |

**Çizelge A.9 :** Eksenel akış üretecinin deney sonuçları.

| Ölçülen Parametre | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
|---|---|---|---|---|
| $E_f$ (V) | 5,5 | 6,2 | 7,3 | 8,2 |
| $I_f$ (A) | 0,22 | 0,26 | 0,032 | 0,37 |
| t (s) | 341,31 | 219,81 | 162,27 | 132,97 |
| $T_{r1}$ (°C) | 54,30 | 39,74 | 37,76 | 36,28 |
| $T_{r2}$ (°C) | 59,21 | 44,63 | 42,40 | 40,74 |
| $T_{r3}$ (°C) | 64,45 | 50,00 | 47,53 | 45,57 |
| $T_{r4}$ (°C) | 69,19 | 54,69 | 52,11 | 49,94 |
| $T_{r5}$ (°C) | 71,93 | 57,41 | 54,80 | 52,55 |
| $T_{r6}$ (°C) | 74,30 | 59,88 | 57,30 | 55,01 |
| $T_{r7}$ (°C) | 75,29 | 61,16 | 58,64 | 56,37 |
| $T_{r8}$ (°C) | 74,98 | 61,37 | 58,88 | 56,68 |
| $T_{r9}$ (°C) | 76,67 | 63,11 | 60,58 | 58,55 |
| $T_g$ (°C) | 23,21 | 23,38 | 23,61 | 24,24 |
| $T_ç$ (°C) | 50,64 | 42,45 | 40,76 | 39,45 |

**EK B:** Uydurulan Eğrilerin Fonksiyon Parametreleri

**Çizelge B.1 :** 45 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri.

| Parametre | 1 Giriş | 2 Giriş | 3 Giriş | 4 Giriş | Eksenel |
|---|---|---|---|---|---|
| Nu_ort(Re)--a | 0,3644 | 0,4347 | 0,5539 | 0,6881 | 0,1614 |
| Nu_ort(Re)--b | 0,5139 | 0,4795 | 0,4434 | 0,4058 | 0,6085 |
| Nu_ort(Re)--SSE | 0,1508 | 0,3228 | 0,01579 | 0,003966 | 0,6592 |
| Nu_ort(Re)--RS | 0,9871 | 0,9691 | 0,9981 | 0,9994 | 0,9509 |
| Pfan(Q)--a | 2 | 0,6882 | 0,5724 | 0,5756 | 0,6858 |
| Pfan(Q)--b | 2542 | 2758 | 2536 | 2297 | 2019 |
| Pfan(Q)--SSE | 0,02551 | 0,003285 | 0,0001204 | 0,0032 | 2,998 |
| Pfan(Q)--RS | 0,9997 | 1,00E+00 | 1 | 0,9983 | 0,2601 |

**Çizelge B.2 :** 60 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri.

| Parametre | 1 Giriş | 2 Giriş | 3 Giriş | 4 Giriş | Eksenel |
|---|---|---|---|---|---|
| Nu_ort(Re)--a | 0,4943 | 0,4356 | 0,4891 | 0,6746 | 0,1614 |
| Nu_ort(Re)--b | 0,4547 | 0,4729 | 0,4545 | 0,409 | 0,6085 |
| Nu_ort(Re)--SSE | 0,006832 | 0,003195 | 0,04118 | 0,002533 | 0,6592 |
| Nu_ort(Re)--RS | 0,9991 | 0,9997 | 0,9951 | 0,9997 | 0,9509 |
| Pfan(Q)--a | 0,9983 | 0,7422 | 0,5689 | 0,6827 | 0,6858 |
| Pfan(Q)--b | 3225 | 2832 | 2703 | 2240 | 2019 |
| Pfan(Q)--SSE | 0,01939 | 0,01195 | 0,2681 | 0,0003173 | 2,998 |
| Pfan(Q)--RS | 0,9997 | 9,99E-01 | 0,9784 | 0,9999 | 0,2601 |

**Çizelge B.3 :** 75 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri.

| Parametre | 1 Giriş | 2 Giriş | 3 Giriş | 4 Giriş | Eksenel |
|---|---|---|---|---|---|
| Nu_ort(Re)--a | 0,3067 | 0,2329 | 0,3659 | 0,4841 | 0,1614 |
| Nu_ort(Re)--b | 0,5298 | 0,5685 | 0,4961 | 0,4548 | 0,6085 |
| Nu_ort(Re)--SSE | 0,09693 | 0,09128 | 0,08939 | 0,0007426 | 0,6592 |
| Nu_ort(Re)--RS | 0,9916 | 0,993 | 0,9904 | 0,9999 | 0,9509 |
| Pfan(Q)--a | 1,242 | 0,7416 | 0,654 | 0,6124 | 0,6858 |
| Pfan(Q)--b | 3022 | 2773 | 2444 | 2286 | 2019 |
| Pfan(Q)--SSE | 0,04896 | 0,003292 | 0,002321 | 0,003206 | 2,998 |
| Pfan(Q)--RS | 0,9988 | 1,00E+00 | 0,9995 | 0,9989 | 0,2601 |

**Çizelge B.4 :** 90 derecelik döngülü akış üretecine ait fonksiyon parametreleri.

| Parametre | 1 Giriş | 2 Giriş | 3 Giriş | 4 Giriş | Eksenel |
|---|---|---|---|---|---|
| Nu_ort(Re)--a | 0,3787 | 0,3673 | 0,4255 | 0,4862 | 0,1614 |
| Nu_ort(Re)--b | 0,4864 | 0,4889 | 0,4674 | 0,4468 | 0,6085 |
| Nu_ort(Re)--SSE | 0,1923 | 0,01991 | 0,04758 | 0,1077 | 0,6592 |
| Nu_ort(Re)--RS | 0,9802 | 0,9976 | 0,994 | 0,9886 | 0,9509 |
| Pfan(Q)--a | 1,247 | 0,8072 | 0,6522 | 0,6164 | 0,6858 |
| Pfan(Q)--b | 3525 | 2810 | 2596 | 2462 | 2019 |
| Pfan(Q)--SSE | 1,208 | 0,006979 | 0,00649 | 0,02057 | 2,998 |
| Pfan(Q)--RS | 0,9756 | 9,99E-01 | 0,9985 | 0,9932 | 0,2601 |

**EK C:** İç Silindirik Yüzeydeki Sıcaklık Dağılımının Standart Sapma Değerleri

**Çizelge C.1 :** İç silindirik yüzeyin sıcaklık dağılımının standart sapmaları.

| Akış Üreteci Tipi | Re~400 | Re~600 | Re~800 | Re~1000 |
|---|---|---|---|---|
| 45 Derecelik 1 Girişli | 7,49 | 6,94 | 5,97 | 5,67 |
| 45 Derecelik 2 Girişli | 7,73 | 5,5 | 6,31 | 5,73 |
| 45 Derecelik 3 Girişli | 7,9 | 7,02 | 6,29 | 5,58 |
| 45 Derecelik 4 Girişli | 7,81 | 7,05 | 6,31 | 5,57 |
| 60 Derecelik 1 Girişli | 7,83 | 6,88 | 6,45 | 5,86 |
| 60 Derecelik 2 Girişli | 7,87 | 7,13 | 6,33 | 5,78 |
| 60 Derecelik 3 Girişli | 7,84 | 7,09 | 6,33 | 7,01 |
| 60 Derecelik 4 Girişli | 7,72 | 6,62 | 5,88 | 5,21 |
| 75 Derecelik 1 Girişli | 7,79 | 7,28 | 6,63 | 6,09 |
| 75 Derecelik 2 Girişli | 7,67 | 7,16 | 6,41 | 5,78 |
| 75 Derecelik 3 Girişli | 7,82 | 7,06 | 6,32 | 5,46 |
| 75 Derecelik 4 Girişli | 7,62 | 6,95 | 6,04 | 5,33 |
| 90 Derecelik 1 Girişli | 8,02 | 7,36 | 6,58 | 6,02 |
| 90 Derecelik 2 Girişli | 8,01 | 7,07 | 6,34 | 5,58 |
| 90 Derecelik 3 Girişli | 7,73 | 7,06 | 6,18 | 5,29 |
| 90 Derecelik 4 Girişli | 7,6 | 6,82 | 5,77 | 5,15 |
| Eksenel | 7,93 | 8,2 | 8,26 | 7,77 |

**EK D:** Deneysel Hesaplamaların Yapılmasına Yönelik Oluşturulan Program

```
clear all;
clc;

% Akışkana, Akışa ve Geometrik Yapıya İlişkin Değerler
cp = 1007;
kinvis = 0.00001562;
d_dis=0.04;
d_ic=0.022;
d_gir=0.009;
d_hid=d_dis-d_ic;
k= 0.02551;
boy_rez=0.9;
alan_rez=pi*d_ic*boy_rez;
Prez= 29.5*0.63;
alan_hal=(pi*(d_dis*d_dis-d_ic*d_ic))/4;
alan_gir=(pi*d_gir*d_gir)/4;
z=0.05:0.1:0.85;

% Teğetsel Giriş Derecesinin Seçilmesi
fprintf('Hangi Tegetsel Giris Derecesine Ait Cozumlemeyi Yapmak Istiyorsunuz?\n');
fprintf('Doksan Derecelik Tegetsel Giris için 90 giriniz.\n');
fprintf('Yetmisbes Derecelik Tegetsel Giris için 75 giriniz.\n');
fprintf('Altmis Derecelik Tegetsel Giris için 60 giriniz.\n');
fprintf('Kirkbes Derecelik Tegetsel Giris için 45 giriniz.\n');
fprintf('Eksenel Giris için 0 i seciniz\n');

secenek_teg = input('Seciminizi Yapiniz:');

if secenek_teg==0
    veriler=xlsread('Eksenel.xlsx');
    secenek_gir=1;
    alan_gir=alan_hal;

% Teğetsel Giriş Derecesinin Seçilmesi
```

```
else
fprintf('\nKac Tegetsel Giris Sayısına Ait Cozumlemeyi Yapmak Istiyorsunuz?\n');
fprintf('Bir Tegetsel Giris için 1 giriniz.\n');
fprintf('Iki Tegetsel Giris için 2 giriniz.\n');
fprintf('Uc Tegetsel Giris için 3 giriniz.\n');
fprintf('Dort Tegetsel Giris için 4 giriniz.\n');
secenek_gir = input('Seciminizi Yapiniz:');
end

% Verilerin Okunması
 if secenek_teg==45
    if secenek_gir==1
       veriler=xlsread('45Derece_1Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==2
        veriler=xlsread('45Derece_2Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==3
        veriler=xlsread('45Derece_3Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==4
        veriler=xlsread('45Derece_4Giris.xlsx');
    end
elseif secenek_teg==60
    if secenek_gir==1
        veriler=xlsread('60Derece_1Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==2
        veriler=xlsread('60Derece_2Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==3
        veriler=xlsread('60Derece_3Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==4
        veriler=xlsread('60Derece_4Giris.xlsx');
    end
elseif secenek_teg==75
    if secenek_gir==1
        veriler=xlsread('75Derece_1Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==2
        veriler=xlsread('75Derece_2Giris.xlsx');
```

```
    elseif secenek_gir==3
        veriler=xlsread('75Derece_3Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==4
        veriler=xlsread('75Derece_4Giris.xlsx');
    end
elseif secenek_teg==90
    if secenek_gir==1
        veriler=xlsread('90Derece_1Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==2
        veriler=xlsread('90Derece_2Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==3
        veriler=xlsread('90Derece_3Giris.xlsx');
    elseif secenek_gir==4
       veriler=xlsread('90Derece_4Giris.xlsx');
    end
 end

 % Debi, Sıcaklık, Hız, Reynolds ve Fan Gücü Değerlerinin Hesaplanması
 for i=1:4
     vfan(i)=veriler(1,i);
     ifan(i)=veriler(2,i);
     pfan(i)=vfan(i)*ifan(i);

     t(i)=veriler(3,i);
     debi_hac(i)=0.1/t(i);
     hiz_hal(i)=debi_hac(i)/alan_hal;
     hiz_gir(i)=(debi_hac(i)/secenek_gir)/alan_gir;
     re_hal(i)=(hiz_hal(i)*d_hid)/kinvis;

     Thava(1,i)=veriler(13,i);
     Thava(19,i)=veriler(14,i);
    for j=2:18
     Thava(j,i) = ((Thava(19,i)-Thava(1,i))/0.9)*(j-1)*0.05+Thava(1,i);
    end
 end
```

```
 for i=1:4
    for j=1:9
        Trez(j,i)=veriler(j+3,i);
    end
 end

 % Isı Taşınım Katsayısı ve Nusselt Sayısı Değerlerinin Hesaplanması
for i=1:4
   nu_ort(i)=0;
   for j=1:9
   h(j,i)=(Prez/9)/((alan_rez/9)*(Trez(j,i)-Thava(j+1,i)));
   nu(j,i)=(h(j,i)*d_hid)/k;
   nu_ort(i)=nu_ort(i)+nu(j,i);
   end
   nu_ort(i)=nu_ort(i)/9;
end

% Standart Sapma ile Homojenlik Analizi
for j=1:4
   Trezort(j)=0;
   for i=1:9
Trezort(j)=Trezort(j)+Trez(i,j);
   end
   Trezort(j)=Trezort(j)/9;
end

for j=1:4
Tstandart(j)=0;
   for i=1:9
Tstandart(j)=Tstandart(j)+(Trez(i,j)-Trezort(j))*(Trez(i,j)-Trezort(j));
   end
 Tstandart(j)=Tstandart(j)/8;
 Tstandart(j)=Tstandart(j)^0.5;
end
```

**EK E:** Grafiklerin Çizdirilmesine Yönelik Oluşturulan Program

```
clear all;
clc;
% Grafiklerin Çizdirilmesi ve Karakteristik Özelliklerinin Elde Edilmesine Yönelik Program

% Teğetsel Giriş Derecesinin Seçilmesi
fprintf('Hangi Teğetsel Giriş Derecesine Ait Grafikleri Çizdirmek İstiyorsunuz?\n');
fprintf('Doksan Derecelik Teğetsel Giriş için 90 giriniz.\n');
fprintf('Yetmişbeş Derecelik Teğetsel Giriş için 75 giriniz.\n');
fprintf('Altmış Derecelik Teğetsel Giriş için 60 giriniz.\n');
fprintf('Kırkbeş Derecelik Teğetsel Giriş için 45 giriniz.\n');

secenek_teg = input('Seçiminizi Yapınız:');

% Verilerin Okunması
if secenek_teg==45
veriler=xlsread('Grafik_45Derece.xlsx');
elseif secenek_teg==60
veriler=xlsread('Grafik_60Derece.xlsx');
elseif secenek_teg==75
veriler=xlsread('Grafik_75Derece.xlsx');
elseif secenek_teg==90
veriler=xlsread('Grafik_90Derece.xlsx');
end

% Reynolds ve Hacimsel Debi Vektörlerinin Oluşturulması
Re= linspace(400,1000,601);
debi_hac= linspace(0.000304244398944250,0.000760610997360625,601);

% Çizdirilecek Grafiklerin y Eksenlerinin Oluşturulması
for i=1:601
   Nu_ort_1G(i)=veriler(1,1)*(Re(i)^(veriler(2,1)));
   Nu_ort_2G(i)=veriler(1,2)*(Re(i)^(veriler(2,2)));
   Nu_ort_3G(i)=veriler(1,3)*(Re(i)^(veriler(2,3)));
```

```
    Nu_ort_4G(i)=veriler(1,4)*(Re(i)^(veriler(2,4)));
    Nu_ort_Eks(i)=veriler(1,5)*(Re(i)^(veriler(2,5)));

    Pfan_1G(i)=veriler(12,1)*exp(veriler(13,1)*debi_hac(i));
    Pfan_2G(i)=veriler(12,2)*exp(veriler(13,2)*debi_hac(i));
    Pfan_3G(i)=veriler(12,3)*exp(veriler(13,3)*debi_hac(i));
    Pfan_4G(i)=veriler(12,4)*exp(veriler(13,4)*debi_hac(i));
    Pfan_Eks(i)=veriler(12,5)*exp(veriler(13,5)*debi_hac(i));
end

% Her Bir Grafiğin Ortalama Değerinin Tespiti
Nu_genel_ort_1G=mean(Nu_ort_1G);
Nu_genel_ort_2G=mean(Nu_ort_2G);
Nu_genel_ort_3G=mean(Nu_ort_3G);
Nu_genel_ort_4G=mean(Nu_ort_4G);
Nu_genel_ort_Eks=mean(Nu_ort_Eks);

Pfan_ort_1G=mean(Pfan_1G);
Pfan_ort_2G=mean(Pfan_2G);
Pfan_ort_3G=mean(Pfan_3G);
Pfan_ort_4G=mean(Pfan_4G);
Pfan_ort_Eks=mean(Pfan_Eks);

% Her Bir Grafiğin Eksenel Giriş Grafiği İle Arasındaki Yüzdelik Olarak Farkın
Tespiti
for i=1:601
    Nu_ort_fark_1G(i)=(Nu_ort_1G(i)-Nu_ort_Eks(i))/Nu_ort_Eks(i);
    Nu_ort_fark_2G(i)=(Nu_ort_2G(i)-Nu_ort_Eks(i))/Nu_ort_Eks(i);
    Nu_ort_fark_3G(i)=(Nu_ort_3G(i)-Nu_ort_Eks(i))/Nu_ort_Eks(i);
    Nu_ort_fark_4G(i)=(Nu_ort_4G(i)-Nu_ort_Eks(i))/Nu_ort_Eks(i);

    Pfan_fark_1G(i)=(Pfan_1G(i)-Pfan_Eks(i))/Pfan_Eks(i);
    Pfan_fark_2G(i)=(Pfan_2G(i)-Pfan_Eks(i))/Pfan_Eks(i);
    Pfan_fark_3G(i)=(Pfan_3G(i)-Pfan_Eks(i))/Pfan_Eks(i);
    Pfan_fark_4G(i)=(Pfan_4G(i)-Pfan_Eks(i))/Pfan_Eks(i);
```

```
end

% İç Silindirik Yüzeydeki Isı Taşınımının Zorlanmış Taşınım Performansı Hesabı
for i=1:601
   Net_Kazanc_1G(i)=Nu_ort_fark_1G(i)-Pfan_fark_1G(i);
   Net_Kazanc_2G(i)=Nu_ort_fark_2G(i)-Pfan_fark_2G(i);
   Net_Kazanc_3G(i)=Nu_ort_fark_3G(i)-Pfan_fark_3G(i);
   Net_Kazanc_4G(i)=Nu_ort_fark_4G(i)-Pfan_fark_4G(i);
end

Net_Kazanc_ort_1G=sum(Net_Kazanc_1G)/600;
Net_Kazanc_ort_2G=sum(Net_Kazanc_2G)/600;
Net_Kazanc_ort_3G=sum(Net_Kazanc_3G)/600;
Net_Kazanc_ort_4G=sum(Net_Kazanc_4G)/600;

Net_Kazanc_max_1G=max(Net_Kazanc_1G);
Net_Kazanc_max_2G=max(Net_Kazanc_2G);
Net_Kazanc_max_3G=max(Net_Kazanc_3G);
Net_Kazanc_max_4G=max(Net_Kazanc_4G);

% Her Bir Grafiğin Eksenel Giriş Grafiği ile Arasındaki Farkın En Yüksek Değerinin
Tespiti
Nu_ort_max_1G=max(Nu_ort_fark_1G);
Nu_ort_max_2G=max(Nu_ort_fark_2G);
Nu_ort_max_3G=max(Nu_ort_fark_3G);
Nu_ort_max_4G=max(Nu_ort_fark_4G);

Pfan_max_1G=max(Pfan_fark_1G);
Pfan_max_2G=max(Pfan_fark_2G);
Pfan_max_3G=max(Pfan_fark_3G);
Pfan_max_4G=max(Pfan_fark_4G);

% Her Bir Grafiğin Eksenel Giriş Grafiği ile Arasındaki Farkın En Düşük Değerinin
Tespiti
Nu_ort_min_1G=min(Nu_ort_fark_1G);
Nu_ort_min_2G=min(Nu_ort_fark_2G);
```

```
Nu_ort_min_3G=min(Nu_ort_fark_3G);
Nu_ort_min_4G=min(Nu_ort_fark_4G);

Pfan_min_1G=min(Pfan_fark_1G);
Pfan_min_2G=min(Pfan_fark_2G);
Pfan_min_3G=min(Pfan_fark_3G);
Pfan_min_4G=min(Pfan_fark_4G);

%Grafiklerin Çizdirilmesi
figure(1)
plot(Re,Nu_ort_1G,'-b','LineWidth',2)
xlim([400 1000])
ylim([6 13])
hold on
plot(Re,Nu_ort_2G,'-r','LineWidth',2)
hold on
plot(Re,Nu_ort_3G,'-k','LineWidth',2)
hold on
plot(Re,Nu_ort_4G,'-g','LineWidth',2)
hold on
plot(Re,Nu_ort_Eks,'-m','LineWidth',2)
grid
legend('1Giris','2 Giris','3 Giris','4 Giris','Eksenel')
xlabel('Re')
ylabel('Nu')
if secenek_teg==45
title('45 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==60
title('60 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==75
title('75 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==90
title('90 Derecelik Teğetsel Giriş')
end
```

```
figure(3)
plot(debi_hac,Pfan_1G,'-b','LineWidth',2)
xlim([debi_hac(1) debi_hac(601)])
ylim([0 18])
hold on
plot(debi_hac,Pfan_2G,'-r','LineWidth',2)
hold on
plot(debi_hac,Pfan_3G,'-k','LineWidth',2)
hold on
plot(debi_hac,Pfan_4G,'-g','LineWidth',2)
hold on
plot(debi_hac,Pfan_Eks,'-m','LineWidth',2)
grid
legend('1Giris','2 Giris','3 Giris','4 Giris','Eksenel')
xlabel('Q')
ylabel('Pf')
if secenek_teg==45
title('45 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==60
title('60 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==75
title('75 Derecelik Teğetsel Giriş')
elseif secenek_teg==90
title('90 Derecelik Teğetsel Giriş')
end
```

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad :** Sefer Arda Serbes

**Doğum Yeri ve Tarihi :** Söke, 07.11.1988

**E-posta :** ardaserbes@gmail.com

**ÖĞRENİM DURUMU:**

**Lisans :** 2013, İTÜ, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

**Lisans :** 2015, İTÜ, Elektrik - Elektronik Fakültesi, Elektrik Mühendisliği

**MESLEKİ DENEYİMLER:**

- 2012-2014 yılları arasında İkitelli OSB'de serbest mühendis olarak çalıştı.
- 2014-2016 yılları arasında BPLAS A.Ş.'nin İTÜ Teknokent Arı 6'daki ar-ge ofisinde ar-ge mühendisi olarak çalıştı.
- 2017 yılından beri Türk-Alman Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışıyor.