**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

# EĞRİSEL KANAL İÇERİSİNE BİLYE YERLEŞTİRİLEREK OLUŞTURULAN GÖZENEKLİ ORTAMLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

**DOKTORA TEZİ**

**Mustafa Yasin GÖKASLAN**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Mühendisliği Programı**

**HAZİRAN 2021**

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

# EĞRİSEL KANAL İÇERİSİNE BİLYE YERLEŞTİRİLEREK OLUŞTURULAN GÖZENEKLİ ORTAMLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

**DOKTORA TEZİ**

**Mustafa Yasin GÖKASLAN**
**(503152016)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Mühendisliği Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ**

**HAZİRAN 2021**

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503152016 numaralı Doktora Öğrencisi Mustafa Yasin GÖKASLAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "EĞRİSEL KANAL İÇERİSİNE BİLYE YERLEŞTİRİLEREK OLUŞTURULAN GÖZENEKLİ ORTAMLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Cihat ARSLANTÜRK** .....
Atatürk Üniversitesi

**Prof. Dr. Ahmet Cihat BAYTAŞ** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU** .....
Gedik Üniversitesi

**Teslim Tarihi : 07 Haziran 2021**
**Savunma Tarihi : 25 Haziran 2021**

***Aileme,***

## ÖNSÖZ

Bu çalışma; İTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Birimince desteklenmiştir, Proje numarası: MDK-2018-41487. Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde değerli katkılarından dolayı İstanbul Teknik Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Tez çalışmamın planlanmasında, araştırılmasında ve yürütülmesinde sürekli ilgi ve desteğini esirgemeyen ve her konuda kendimi geliştirmemde katkıları olan sayın hocam Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ'ye teşekkürlerimi sunarım. Gözenekli ortamlar ve eğrisel kanallarda akış konularında engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren ve tezin her aşamasında deneyimlerini benimle paylaşan değerli hocam Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e sonsuz teşekkürleri sunarım. Olumlu yorumları ve yönlendirmeleri için saygıdeğer hocam Prof. Dr. Cihat ARSLANTÜRK'e teşekkür ederim. Deney tesisatının planlanması, kurulması ve deneysel çalışmalarım sırasında tecrübelerini benimle paylaşan Sayın Selman BENLİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez ve akademik çalışmalarım sırasında, büyük bir fedakârlık örneği gösteren, karşılaştığım zorluklar sırasında bana destek veren her zaman yanımda olan ve gerekli tüm manevi desteği sağlayan aileme de sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunuyorum.

Haziran 2021

Mustafa Yasin GÖKASLAN
(Makina Yüksek Mühendisi)

**İÇİNDEKİLER**

**Sayfa**

**ÖNSÖZ** ..... **vii**
**İÇİNDEKİLER** ..... **ix**
**KISALTMALAR** ..... **xi**
**SEMBOLLER** ..... **xiii**
**ÇİZELGE LİSTESİ** ..... **xvii**
**ŞEKİL LİSTESİ** ..... **xix**
**ÖZET** ..... **xxiii**
**SUMMARY** ..... **xxv**
**1. GİRİŞ** ..... **1**
1.1 Tezin Amacı ..... 3
1.2 Literatür Araştırması ..... 4
1.2.1 Genel kaynaklar ..... 4
1.2.2 Düz bir kanalda akış ve ısı geçişi ..... 5
1.2.3 Gözenekli ortamda akış ve ısı geçişi ..... 6
1.2.4 Eğrisel kanalda akış ve ısı geçişi ..... 13
1.2.5 Spiral levhalı ısı değiştiricisinde akış ve ısı geçişi ..... 16
**2. GÖZENEKLİ ORTAMDA GENEL KORUNUM DENKLEMLERİ** ..... **19**
2.1 Gözeneklilik ..... 19
2.2 Gözenekli Ortamlarda Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri ..... 24
2.2.1 Süreklilik denklemi ..... 25
2.2.2 Momentum denklemi ..... 26
2.2.3 Enerji denklemi ..... 28
2.2.4 Efektif ısı iletim katsayısı ..... 30
2.2.5 Isıl dispersiyon katsayısı ..... 33
**3. DENEYSEL ÇALIŞMA** ..... **35**
3.1 Spiral Kanalın Geometrik Özellikleri ..... 35
3.2 Spiral Paket Yatakların Oluşturulması ve Gözenekliliğin Belirlenmesi ..... 38
3.3 Deney Odasının İmalatı ..... 43
3.4 Deney Tesisatı ..... 47
3.4.1 Basınç ölçümleri ..... 52
3.4.2 Sıcaklık ölçümleri ..... 52
3.5 Belirsizlik Analizi ..... 54
3.6 Basınç Düşüşü Deneyleri ..... 56
3.6.1 Spiral kanalda basınç düşüşü deneyleri ..... 56
3.6.2 Spiral paket yataklarda basınç düşüşü deneyleri ..... 59
3.6.2.1 Spiral paket yataklarda basınç düşüşünde eğriselliğin etkisi ..... 73
3.6.2.2 Spiral paket yataklarda kanal genişliğini basınç düşüşüne etkisi ..... 74
3.6.2.3 Spiral paket yataklarda bilye çapının basınç düşüşüne etkisi ..... 75
3.7 Spiral Paket Yataklarda Akış Rejimleri ..... 76
3.8 Isı Geçişi Deneyleri ..... 78
3.8.1 Boş spiral kanalda ısı geçişi deneyleri ..... 81

3.8.1.1 Boş spiral kanalda eğriselliğin ısı geçişine etkisi ..... 93
3.8.1.2 Boş spiral kanalda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi ..... 95
3.8.2 Spiral paket yataklarda ısı geçişi deneyleri ..... 95
3.8.2.1 Spiral paket yataklarda eğriselliğin ısı geçişine etkisi ..... 103
3.8.2.2 Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi ..... 104
3.8.2.3 Spiral paket yataklarda bilye çapının ısı geçişine etkisi ..... 105
**4. SONUÇLAR ..... 107**
4.1 Basınç Düşüşü Deney Sonuçları ..... 108
4.2 Isı Geçişi Deney Sonuçları ..... 110
4.2.1 Boş spiral kanalda ısı geçişi deney sonuçları ..... 110
4.2.2 Gözenekli spiral kanalda ısı geçişi deney sonuçları ..... 111
4.3 Öneriler ..... 112
**KAYNAKLAR ..... 115**
**EKLER ..... 125**
**ÖZGEÇMİŞ ..... 193**

## KISALTMALAR

**AISI** : American Iron and Steel Institute

**DO** : Deney Odası

**ÖA** : Ölçüm Aralığı

**ÖD** : Ölçülen Değer

**TBH** : Temsili Birim Hacim

**TÖ** : Tam Ölçek

**SEMBOLLER**

**A** : Alan ($m^2$)

**$A_c$** : Spiral kanal kesit alanı ($m^2$)

**$A_E$, $B_E$** : Ergün katsayıları

**$A_p$** : Pleksiglas boru kesit alanı ($m^2$)

**$A_s$** : Özgül yüzey alanı ($m^{-1}$)

**a** : Spiral akışkan kanalı genişliği (mm)

**b** : Spiral ısıtıcı kanal genişliği (mm)

**c** : Spiralin hatvesi (mm)

**$c_p$** : Özgül ısı (J/kgK)

**d** : Bilye çapı (mm)

**$d_h$** : Kanal hidrolik çap (m)

**$D_h$** : Gözenekli akışta hidrolik çap (m)

**De** : Dean sayısı

**$De_m$** : Değiştirilmiş Dean sayısı

**F** : Forchheimer (Şekil sürüklenme) katsayısı

**f** : Sürtünme faktörü

**H** : Kanal yüksekliği (m)

**h** : Isı taşınım katsayısı ($W/m^2K$)

**i** : Akım (A)

**k** : Isı iletim katsayısı (W/mK)

**K** : Geçirgenlik ($m^{-1}$)

**L** : Uzunluk (m)

**$L_s$** : Spiral kanal uzunluğu (m)

**$\dot{m}$** : Kütlesel debi (kg/s)

**$m_k$** : Bilye kütlesi (g)

**N** : Bilye sayısı

**$n_{fk}$, $n_{kf}$** : Katı ve akışkan yüzeyin normali

**Nu** : Kanal hidrolik çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı

**$Nu_p$** : Bilye çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı

**P** : Basınç (Pa)

**Pe** : Peclet sayısı

**Pr** : Prandtl sayısı

**q''** : Isı akısı ($W/m^2$)

**R** : Eğrilik yarıçapı (mm)

**$R_{min}$** : En düşük eğrilik yarıçapı (mm)

**$R_{max}$** : En yüksek eğrilik yarıçapı (mm)

**$R_a$** : Ortalama eğrilik yarıçapı (mm)

**$Re_{crit}$** : Kritik Reynolds sayısı

**Re** : Kanal hidrolik çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı

**$Re_p$** : Bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı

**$Re_m$** : Düzenlenmiş Reynolds sayısı

**$Re_K$** : Geçirgenliğe göre hesaplanmış Reynolds sayısı

**t** : Bakır plaka et kalınlığı (mm)

**$T_s$** : Yüzey sıcaklığı (°C)

**$T_f$** : Akışkan sıcaklığı (°C)

**$\vec{u}$** : Hız vektörü

**$u_m$** : Ortalama hava hızı (m/s)

**$u_o$** : Gözenek hızı (m/s)

**$u_p$** : Pleksiglas borudaki ortalama hız (m/s)

**V** : Hacim ($m^3$)

**$V_t$** : Temsili Birim Hacim

**$\omega$** : Gözenekli ortamda akışkan veya katı faza ait fiziksel büyüklük

**ρ** : Yoğunluk ($kg/m^3$)

**ε** : Gözeneklilik

**φ** : Açı (°)

**θ** : Sıcaklık farkı (°C)

**ΔP** : Basınç Düşüşü (Pa)

**$\Delta P_s$** : Spiral kanalda basınç düşüşü (Pa)

**$\Delta P_p$** : Pleksiglas boruda basınç düşüşü (Pa)

**$\Delta P_K$** : Kolektör basınç düşüşü (Pa)

**μ** : Dinamik viskozite (Pa.s)

**ν** : Kinematik viskozite ($m^2.s^{-1}$)

**⟨·⟩** : Temsili birim hacme göre hacimsel ortalama

**İndisler**

| | |
|---|---|
| **a** | **:** Ortalama |
| **b** | **:** Boşluk |
| **d** | **:** Dispersiyon |
| **eff** | **:** Efektif |
| **f** | **:** Akışkan |
| **i** | **:** İç |
| **k** | **:** Katı |
| **m** | **:** Ortam |
| **o** | **:** Dış |
| **p** | **:** Gözenekli ortam |
| **sp** | **:** Spiral gözenekli ortam |
| **y** | **:** Yalıtım |
| **T** | **:** Toplam |

## ÇİZELGE LİSTESİ

**Sayfa**

**Çizelge 2.1 :** Akış rejimleri. ... **24**
**Çizelge 3.1 :** Deney odalarının geometrik özellikleri. ... **38**
**Çizelge 3.2 :** Bilye bilgileri. ... **39**
**Çizelge 3.3 :** Spiral paket yatakların gözeneklilik ve özgül yüzey alanı değerleri. ... **41**
**Çizelge 3.4 :** Literatürden elde edilen deneysel gözeneklilik korelasyonları. ... **42**
**Çizelge 3.5 :** Isıtıcı bilgileri. ... **51**
**Çizelge 3.6 :** Deney verilerindeki belirsizlikler. ... **56**
**Çizelge 3.7 :** Boş spiral kanalda basınç düşüşü deneyleri. ... **59**
**Çizelge 3.8 :** Spiral paket yatakta basınç düşüşü deneyleri. ... **60**
**Çizelge 3.9 :** Deney verilerinden elde edilen geçirgenlik, Forchheimer katsayısı ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayıların değerleri. ... **65**
**Çizelge 3.10 :** Düz paket yatakta basınç düşüşü çalışmaları. ... **72**
**Çizelge 3.11 :** Isı geçişi deney bilgileri. ... **80**
**Çizelge A.1 :** Termoeleman yerleşim planı. ... **127**
**Çizelge C.1 :** Deney verilerine uydurulan eğrinin katsayıları ve hataları. ... **131**
**Çizelge D.1 :** 1-071-12-Boş nolu ısı geçişi deney verileri. ... **148**
**Çizelge D.2 :** 3-124-15-Boş nolu ısı geçişi deney verileri. ... **151**
**Çizelge D.3 :** 4-171-12.5-Boş nolu ısı geçişi deney verileri. ... **154**
**Çizelge D.4 :** 1-071-12-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **157**
**Çizelge D.5 :** 1-071-12-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **160**
**Çizelge D.6 :** 1-071-12-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **163**
**Çizelge D.7 :** 2-120-10-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **166**
**Çizelge D.8 :** 2-120-10-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **169**
**Çizelge D.9 :** 2-120-10-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **172**
**Çizelge D.10 :** 3-124-15-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **175**
**Çizelge D.11 :** 3-124-15-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **178**
**Çizelge D.12 :** 3-124-15-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **181**
**Çizelge D.13 :** 4-171-12.5-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **184**
**Çizelge D.14 :** 4-171-12.5-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **187**
**Çizelge D.15 :** 4-171-12.5-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri. ... **190**

## ŞEKİL LİSTESİ

**Sayfa**

**Şekil 2.1 :** Bilyelerden oluşan spiral paket yatakta temsili birim hacmi. ..... **20**
**Şekil 2.2 :** Hacimsel ortalama metodu için model ..... **24**
**Şekil 3.1 :** a) Deney odasının b) akışkan kanalının geometrisi. ..... **36**
**Şekil 3.2 :** Spiral paket yatak. ..... **39**
**Şekil 3.3 :** Bilye sayısı ile kütlesi arasındaki ilişki. ..... **40**
**Şekil 3.4 :** Gözeneklilik değerlerinin literatür çalışmalarıyla kıyaslanması. ..... **42**
**Şekil 3.5 :** a) Kapak tasarımı, b) Su jeti ile elde edilen spiral kapak. ..... **44**
**Şekil 3.6 :** a) Termoelemanların yüzeye kaynatılması b) Isıtıcıların yapıştırılması. . **44**
**Şekil 3.7 :** Bakır rulonun deney odasına dönüştürülme işlemi a) Spiral kanal şekli verme, b) Epoksi yapıştırıcı ile sabitleme c) Sızdırmazlık işlemi. ..... **45**
**Şekil 3.8 :** a) Giriş b) Çıkış kolektörünün yalıtılması. ..... **46**
**Şekil 3.9 :** Deney odasının son hali. ..... **47**
**Şekil 3.10 :** a) Spiral kanalların detayları b) Spiral deney odası. ..... **48**
**Şekil 3.11 :** Deney düzeneği. ..... **49**
**Şekil 3.12 :** Deney odası üzerine bulunan a) Basınç prizleri b) Isıtıcılar. ..... **50**
**Şekil 3.13 :** Deney tesisatının genel fotoğrafı. ..... **51**
**Şekil 3.14 :** a) Termoelemanların yüzeye kaynatılması b) El yapımı sıcaklık probu. **53**
**Şekil 3.15 :** (2-120-10-boş) nolu deneyde basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki. ..... **58**
**Şekil 3.16 :** 2-120-10-boş nolu deneyde sürtünme faktörü ile Reynolds sayısının ilişkisi. ..... **58**
**Şekil 3.17 :** Deney odası 2 için basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki. ..... **61**
**Şekil 3.18 :** Deney odası 2 için basınç düşüşü ile Ergün denkleminin kıyaslanması. **63**
**Şekil 3.19 :** Düzenlenmiş basınç düşüşü ile Reynolds sayılarının ilişkisi. ..... **67**
**Şekil 3.20 :** Düzenlenmiş basınç düşüşü değerlerinin $De_m$ ile ilişkisi. ..... **68**
**Şekil 3.21 :** Kavis etkisi ihmal edildiğinde spiral paket yataklarda basınç düşüşü ile Ergün değerlerinin kıyaslama. ..... **70**
**Şekil 3.22 :** Sürtünme faktörleri ile $De_m$ arasındaki ilişki. ..... **71**
**Şekil 3.23 :** Deney odası 2'ye ait deney sonuçların literatürle kıyaslanması. ..... **72**
**Şekil 3.24 :** Eğriselliğin basınç düşüşüne etkisi. ..... **73**
**Şekil 3.25 :** Kanal genişliğinin basınç düşüşüne etkisi. ..... **74**
**Şekil 3.26 :** Bilye çapının basınç düşüşüne etkisi. ..... **75**
**Şekil 3.27 :** 1-071-12-3.17 nolu deney ait akış rejimleri. ..... **77**
**Şekil 3.28 :** 1-071-12.5-Boş nolu deneye ait sıcaklıkların açıyla değişimi. ..... **81**
**Şekil 3.29 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında yüzey sıcaklıklarının kıyaslanması. ..... **86**
**Şekil 3.30 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında akışkan sıcaklıklarının kıyaslanması. ..... **87**
**Şekil 3.31 :** Yerel Nusselt sayılarının açıyla değişimi a) DO1 b) DO2. ..... **88**
**Şekil 3.32 :** Nusselt sayısı ile Dean sayısı arasındaki ilişki. ..... **90**
**Şekil 3.33 :** Nusselt sayılarının literatür çalışmalarıyla kıyaslanması. ..... **92**
**Şekil 3.34 :** Nusselt sayılarının oranı. ..... **93**

**Şekil 3.35 :** Eğrilik yarıçapının ısı geçişine etkisi. ..... **94**
**Şekil 3.36 :** Nusselt sayılarının oranı. ..... **94**
**Şekil 3.37 :** Kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi. ..... **95**
**Şekil 3.38 :** 1-071-12-2.00 nolu deneyde akışkan ve yüzey sıcaklıklarının açıyla değişimi. ..... **96**
**Şekil 3.39 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında akışkan ve yüzey sıcaklıklarının kıyaslanması a) DO1 b) DO4. ..... **98**
**Şekil 3.40 :** Spiral paket yataklarda $Nu_p$ ile $De_m$ arasındaki ilişki. ..... **100**
**Şekil 3.41 :** Paket yataklarda Nusselt sayısının literatürle kıyaslanması. ..... **102**
**Şekil 3.42 :** Spiral paket yataklarda eğriselliğin ısı geçişine etkisi. ..... **103**
**Şekil 3.43 :** Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi. ..... **104**
**Şekil 3.44 :** Spiral paket yataklarda bilye çapının ısı geçişine etkisi. ..... **105**
**Şekil B.1 :** 1-071-12-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **129**
**Şekil B.2 :** 3-124-15-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **130**
**Şekil B.3 :** 4-171-12.5-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **130**
**Şekil C.1 :** 1-071-12.5-2 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **132**
**Şekil C.2 :** 1-071-12.5-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **133**
**Şekil C.3 :** 1-071-12.5-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **133**
**Şekil C.4 :** 2-120-10-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **134**
**Şekil C.5 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **134**
**Şekil C.6:** 2-120-10-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **135**
**Şekil C.7 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **135**
**Şekil C.8 :** 3-124-15-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **136**
**Şekil C.9 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **136**
**Şekil C.10 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **137**
**Şekil C.11 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **137**
**Şekil C.12 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi. ..... **138**
**Şekil C.13 :** 1-071-12-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **139**
**Şekil C.14 :** 1-071-12-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **139**
**Şekil C.15:** 2-120-10-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.... **140**
**Şekil C.16 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **140**
**Şekil C.17 :** 2-120-10-3.17 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **141**
**Şekil C.18 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **141**
**Şekil C.19 :** 3-124-15-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **142**
**Şekil C.20 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi... **142**
**Şekil C.21 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.... **143**
**Şekil C.22 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.... **143**
**Şekil C.23 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.... **144**
**Şekil D.1 :** Spiral kanalda kontrol hacmi ..... **145**
**Şekil D.2 :** 1-071-12-Boş nolu deneyin a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi. ..... **150**
**Şekil D.3 :** 3-124-15-Boş nolu deneye ait a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi. ..... **153**
**Şekil D.4 :** 4-171-12.5-Boş nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi. ..... **156**
**Şekil D.5 :** 1-071-12-2.00 nolu ısı geçişi deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **159**
**Şekil D.6 :** 1-071-12-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **162**

**Şekil D.7 :** 1-071-12-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nu sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **165**
**Şekil D.8 :** 2-120-10-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **168**
**Şekil D.9 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **171**
**Şekil D.10 :** 2-120-10-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **174**
**Şekil D.11 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **177**
**Şekil D.12 :** 3-124-15-2.38 nolu deney a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **180**
**Şekil D.13 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **183**
**Şekil D.14 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **186**
**Şekil D.15 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **189**
**Şekil D.16 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi. ..... **192**

# EĞRİSEL KANAL İÇERİSİNE BİLYE YERLEŞTİRİLEREK OLUŞTURULAN GÖZENEKLİ ORTAMLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

## ÖZET


Kanala kavis verildiğinde veya kanal içerisine gözenekli ortam yerleştirildiğinde ısı geçişinde iyileşmeler söz konusudur. Eğrisel kanallarda akışkanın kanal içerisindeki akış hareketinden kaynaklı ikincil akışlar meydana gelmektedir. Gözenekli ortamda ise gözeneklerin varlığı, akış hareketini karıştırmakta ve katı ile akışkan temas alanını arttırmaktadır. Eğrisel kanallar veya gözenekli ortamlar, petrolün çıkartılmasında, kimyasal ve nükleer reaktörlerin tasarımında, nükleer atıkların depolanmasında, elektronik parçaların soğutulmasında, ısı değiştiricilerinde, yalıtım uygulamalarında ve uzay araçlarının soğutulması gibi pek çok bilimsel alanda kullanılmaktadır.

Eğrisel kanalda veya gözenekli kanalda yapılan akış ve ısı geçişi sonuçları, eğrisel gözenekli kanalda akış ve ısı geçişi sonuçları için geçerlilik sağlamayabilir. Bu iki farklı durumdaki ısı geçişini iyileştiren parametrelerin bir arada olması durumunda, ısı geçişine nasıl etkileyeceği bilinmemektedir. Bu nedenle eğrisel gözenekli kanalda akış ve ısı geçişini anlayabilmek için teorik, sayısal ve deneysel verilere ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu bilimsel açığı aydınlatmak için bu çalışmada, kanalın hem eğrisel hem de içerisinde gözenekli ortam bulunması durumunda kanaldaki akış ve ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Eğrisel kanal parametrelerinden olan eğrilik yarıçapının üç farklı değeri ile gözenekli ortamın parametrelerinden olan bilye çapının üç farklı değerinde akış ve ısı geçişi incelenmiştir. Ayrıca aynı eğrilik yarıçapında kanal genişliğinin akış ve ısı geçişine etkisi iki farklı kanal genişliği için incelenmiştir. Eğrisel kanal olarak 1 turdan oluşan Arşimet spirali seçilmiştir. Dört farklı deney odasının her birinin boş ve içerisinde 2.00, 2.38 ve 3.17 mm çapında bilyelerden oluşturulan 16 farklı deney kombinasyonunda akış ve ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Her bir paket yatak için gözeneklilik ve özgül yüzey alanları incelenmiş ve literatürden elde edilen denklemlerle kıyaslanmıştır. Oluşturulan paket yatakların her biri için geçirgenlik, Forchheimer katsayıları ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar deneysel olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu katsayıların bağımsız değişkenlerin hataları da dikkate alınarak Ergün denkleminden elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Eğrisel gözenekli kanallarda, eğriselliğin etkisini daha iyi anlamak için boyutsuz bir sayı tanımlanmış ve bütün deney verilerinden elde edilen basınç düşüşü korelasyonu sunulmuştur. Sunulan bu korelasyonda tanımlanan boyutsuz sayı (değiştirilmiş Dean sayısı) sayesinde kavis oranı ihmal edildiğinde verilen basınç düşüşü denklemi düz paket yataklar için kullanıma uygun hale dönüşmektedir.

Spiral kanalın içerisine bilye yerleştirilmeden önce dört farklı deney odası için sabit ısı akısında ve sistem termodinamik olarak dengeye ulaştığında ısı geçişi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Boş spiral kanalda ikincil akışlar sayesinde iç ve dış yüzeyde

sıcaklık dağılımı farkı görülmüş olup, her iki yüzey için farklı Nusselt sayıları veren denklemler sunulmuştur. Ayrıca aynı açıda, iç ve dış yüzey sıcaklıkların ortalaması alınarak ortalama Nusselt sayısını veren denklem de sunulmuştur. Boş spiral kanal için elde edilen Nusselt sayısını veren denklemler literatürle kıyaslanmış ve literatürle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Böylece spiral paket yatakta ısı geçişi deneyleri yapılmadan önce deney tesisatının güvenirliliği test edilmiştir.

Spiral kanal bilye yerleştirerek oluşturulan spiral paket yataklarda ısı geçişi de her iki yüzeye sabit ısı akısı uygulayarak gerçekleştirilmiştir. Bütün deney verilerinden hesaplanan Nusselt sayısı ile değiştirilmiş Dean sayısı arasındaki ilişki verilmiştir. Basınç düşüşünde olduğu gibi kavis oranının ihmal edilmesi durumunda, literatürde sunulan düz paket yataklar için Nusselt sayısı değerlerine yakınsamaktadır.

Gözenekli eğrisel kanallarda hem basınç düşüşünde hem de ısı geçişinde eğriselliğin etkisi düşük hızlarda ihmal edilebilir seviyedeyken, hızın artmasıyla eğrisellik önem kazanmaktadır. Kanal genişliği ısı geçişinde önemli bir parametre olup, kanal genişliği düştükçe yüzeyden geçen ısı geçişinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Bilye çapı ise hem basınç düşüşünü hem de ısı geçişini önemli ölçüde etkilemektedir. Özgül yüzey alanının, basınç düşüşü ve ısı geçişine etkisi önemlidir. Özgül yüzey alanı arttıkça basınç düşüşü ve ısı geçişi artmaktadır.

# EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN CURVED CHANNELS WITH POROUS MEDIA FORMED BY FILLING BALLS

## SUMMARY

When the channel is curved or porous media is located inside the channel, there are improvements in heat transfer. Studies have been carried out on heat transfer and pressure drop in curvilinear channels and porous media for many years. Secondary flows occur in curvilinear channels due to the flow movement of the fluid in the channel. In porous media, the presence of pores mixes the fluid flow and increases the solid-fluid contact area. While curvilinear channels are generally used in areas such as blood flow and cell analysis and heat exchangers, porous media are used in many scientific fields such as drill for oil, design of chemical and nuclear reactors, storage of nuclear wastes, cooling of electronic parts, insulation applications and cooling of spacecraft.

The results of flow and heat transfer in the curvilinear channel or porous medium may not be valid for the results of flow and heat transfer in the curvilinear porous channel. Therefore, experimental data or theoretical results or numerical results are needed to understand the flow and heat transfer in the curvilinear porous channel. It is not known how the parameters that improve the heat transfer in these two different situations will affect the heat transfer in case of coexistence.

In order to illuminate this scientific gap, in this study, flow and heat transfer in the channel are experimentally investigated in the case of both curvilinear and porous media in the channel. The flow and heat transfer with three different values of the radius of curvature, which is one of the curvilinear channel parameters, three different ball diameter, which is one of the parameters of the porous medium, are investigated. In addition, in order to determine flow and heat transfer in the effect of the channel width on the same curvature radius, two different channel widths with the same radius of curvature are examined. Archimedes spiral, consisting of 1 turn ($2\pi$), is chosen as the curvilinear channel. Flow and heat transfer is experimentally investigated in 16 different experimental combinations in each of four different test chambers unfilled and packed beds formed by filling 2.00, 2.38 and 3.17 mm diameter balls.

**Experimental Setup**

The experimental setup consists of 3 main compartments: air straightener section, test chamber and air intake chamber. Thanks to the blower, the sucked air passes through the flow straightener section. The air first passes through the nozzle and enters the 40 mm diameter plexiglass pipe. The average velocity of the air is measured by the anemometer after the flow straightener located just below the nozzle. are available. The inlet pressure from the pressure socket is measured before entering the air inlet header passing through the flow straightening unit. Then, the air entering the inlet

header moves in a curvilinear channel and moves in spiral channel. After exiting the spiral channel, it passes through the air outlet header and enters the outlet plexiglass pipe. The outlet pressure is measured by the pressure socket on this outlet plexiglass pipe. There are 40 thermocouples in each test chamber. There are film heaters on both surfaces of the spiral channel and constant heat flux is applied to the surfaces thanks to the DC power supplies.

**Results of Pressure Drop**

The porosity and specific surface areas for each packed beds are examined and compared with equations obtained from the available literature. Pressure drop experiments for steady flow are carried out by measuring the air velocity and pressure drop simultaneously. The coefficients corresponding to the permeability, Forchheimer coefficients and Ergün constants for each packed bed formed were experimentally calculated. The permeability, Forchheimer coefficients and coefficients corresponding to Ergün's constants are experimentally calculated for each packed beds. These calculated coefficients are compared with the results obtained from Ergün's equation, taking into account the errors of the independent variables. In curvilinear porous channels, a dimensionless number which is modified Dean number is defined to better understand the effect of curvature ratio. The pressure drop correlation obtained from all experimental data is presented as below.

$$\frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m (1-\varepsilon)^2} = (167.8 \pm 1.6)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}} + (1.76 \pm 0.04)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}}De_m \quad (1)$$

Thanks to the modified Dean number defined in this correlation, when the curvature ratio is neglected, the pressure drop becomes suitable for use for straight packed beds.

**Results of Heat Transfer in Unfilled Spiral Channel**

Before the balls are located inside the spiral channel, heat transfer experiments are carried out for unfilled spiral channels at constant heat flux and when the system reached thermodynamically equilibrium. In the unfilled spiral channel, it is observed that there is a difference in temperature distribution on the inner and outer surfaces due to the secondary flows. The balance of thermal energy equation is written in the channel and the best-fit heat transfer coefficient that fits the experimental data with the theoretical equation is determined by the method of least squares. The relations between Nusselt numbers and modified Dean numbers for inner and outer surfaces are presented. In addition, using the average surface temperature obtained by averaging the inner and outer surface temperatures at the same angle, the equation giving the Nusselt number is also presented. The Nusselt numbers correlations are as shown below for the inner surface, outer surface and average surface temperature, respectively.

$$Nu_i = 0.95De^{0.45} \quad (2)$$

$$Nu_o = 0.71De^{0.53} \quad (3)$$

$$Nu_a = 0.82De^{0.49} \quad (4)$$

For the unfilled spiral channel, the Nusselt numbers obtained from the experiments are compared with the available literature and found to be in agreement. Thus, the

reliability of the experimental setup is tested before conducting the heat transfer experiments in the spiral bed.

**Results of Heat Transfer in Spiral Packed Beds**

The heat transfers in spiral packed beds formed by filling balls in spiral channels is also achieved by applying equal constant heat flux to both surfaces. There is no temperature difference on the inner and outer surfaces of the spiral packed beds and it is almost the same temperature on both surfaces at the same angle. The relation between Nusselt number obtained from all experimental data and modified Dean number is given as below.

$$Nu_p = 0.19De_m^{0.82} \quad (5)$$

If the curvature ratio is neglected as in the pressure drop correlation, it converges to the heat transfer values obtained from straight packed beds in the available literature. In case the curvature ratio is neglected in both heat transfer and pressure drop correlations, the presented equations are suitable for straight packed beds. In porous curvilinear channels, the effect of curvature ratio on both pressure drop and heat transfer is negligible at low velocities, while curvature ratio gains importance as velocity increases. Channel width is an important parameter in heat transfer and it is concluded that as the channel width decreases, the higher the heat transfer on the surface. Ball diameter significantly affects both pressure drop and heat transfer. Specific surface area has an important effect on pressure drop and heat transfer and as the specific surface area increases, pressure drop and heat transfer increase.

# 1. GİRİŞ

Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de ısı geçişine iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Enerji sektöründe temel esas, daha az enerji tüketimi ile daha çok iş yapabilmektir. Bu amaç doğrultusunda enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı geçişini artırabilmek amacıyla ısı geçişini iyileştirme yöntemleri geliştirilmektedir. Termik santraller, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, elektronik cihazlarda, ısı depolanması ve atık ısının geri kazanımı gibi alanlarda ısı geçişi önemli bir faktördür.

Bir kanala kavis verildiğinde, kanal içine ve dışına gözenekli ortam yerleştirildiğinde, kanal içerisine türbülatör yerleştirildiğinde ısı geçişinde iyileşmeler söz konusudur. Kanal içerisinde, akışkanın darbeli ya da titreşimli akışı da ısı geçişini etkilemektedir. Literatürde eğrisel (kavisli) kanalda ısı geçişi konusunda birçok çalışma söz konusudur. Düz bir kanala kavis verildiğinde ısı geçişi artmaktadır. Fakat kanalın kavis yarıçapı önemli bir parametredir. Yüksek eğrilik yarıçaplarında eğriselliğin etkisi görülmemekte olup, ısı geçişi bakımından düz bir kanal özelliklerini göstermektedir.

Eğrisel kanalda akan akışkan, kanalın dış duvarına çarpar ve duvarın dış bölgesine merkezkaç kuvveti uygular. Duvara çarpan akışkan iç duvara doğru geri itilerek ikincil akışları (vorteks) oluşturur. Bu oluşan ikincil akışlar sayesinde taşınımla geçen ısı miktarı artmaktadır. Eğrisel kanallarda boyutsuz sayı olarak kullanılan Dean sayısı, Reynolds sayısı ile kavis oranının karekökünün çarpımına eşittir. Dean sayısının büyüklüğüne bağlı olarak ikincil akış hakkında yorum yapmak mümkündür. Yüksek Dean sayılarında ikincil akış miktarı oldukça yüksek ve dolayısıyla ısı geçişi de daha baskındır. Dean sayısı azaldıkça oluşan vortekslerden kaynaklı ısı geçişi de azalmaktadır. Kanala kavis verildiği durumlarda basınç düşüşü, düz kanala kıyasla daha yüksektir. Kanalın eğrilik yarıçapı düştükçe (daha çok büküldükçe) basınç düşüşü de artacaktır.

Gözenekli ortamlar, bünyelerinde yüksek boşluklu yapıya sahip olup, kanal içerisinde bulunan gözenekler sayesinde akışkanı karıştırıcı etki oluşturmaktadır. Bu karıştırıcı

etki ve vorteksler sayesinde ısı geçişinde ciddi ölçüde iyileşmeler söz konusudur. Gözenekli ortamlarda katı yüzeyin alanın boş kanala kıyasla daha yüksek olması katı ile akışkan arasındaki ısı geçişini arttırmaktadır. Gözenekli ortamlara örnek olan metal köpükler yüksek korozyon direnci ve termal iletkenliğine sahiptirler. Gözenekli ortamlar çoğunlukla, ısı değiştiricisi, soğutma sistemleri, soğutma radyatörleri, bilgisayar güç elektroniği için mikro elektronik cihazlarda kullanılmaktadır. Gözenekli ortamların, ısı geçişini önemli ölçüde iyileştirmesinden dolayı birçok mühendislik uygulaması elverişli hale gelmiştir. Gözenekli ortamın hafif olması tasarım için önemli parametrelerdendir. Fakat gözenekli ortamlarda akışın türbülans ve sürtünmenin artmasıyla kanal içerisindeki basınç düşüşü de yükselecektir. Gözenekli ortamlarda basınç düşüşü, ısıl depolama ve ısı geçişi üzerine pek çok çalışmalar yapılmaktadır. Yapılan çalışmalarda geçirgenlik, sürtünme faktörü, doğal ve zorlanmış taşınımda ısı geçiş denklemlerini veren teorik, sayısal ve deneysel çalışmalar mevcuttur. Ancak boş eğrisel kanalda yapılan akış ve ısı geçişi deney sonuçları ya da gözenekli kanalda akış ve ısı geçişi sonuçları, eğrisel gözenekli kanalda akış ve ısı geçişi sonuçları için geçerlilik sağlamayabilir. Bu sebeple kanalın eğrisel gözenekli olma durumunda teorik, sayısal veya deneysel verilere ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu çalışmada, gözenekli ortam için silindirik koordinatlarda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri hacim ortalaması metoduna göre yazılacaktır. Bu metotta, Temsili Birim Hacimde (TBH) diferansiyel formda yazılmış korunum denklemlerini, tüm hacimde integre ederek, başlangıç ve sınır şartlarında çözmek mümkündür. Hacim ortalaması metoduna göre elde edilen korunum denklemleri ve gözeneklilik Bölüm 2'de sunulmaktadır. Bölüm 3'te ilk olarak spiral kanalların geometrik bilgileri hakkında bilgi sunulmaktadır. Daha sonra spiral kanalların içerisine farklı çapta bilyeler yerleştirilerek oluşturulan gözenekli ortamlardaki gözeneklilik değerleri ve özgül yüzey alanları belirlenmesi ve literatürde sunulan gözeneklilik denklemleri ile kıyaslanması verilmektedir. Her bir deney odasının imalatı detaylı olarak açıklandıktan sonra deney tesisatı açıklanmaktadır. Deney odasında kullanılan ölçüm cihazlarının belirsizliği dikkate alınarak, deneyden ölçülen her bir veri için belirsizlik aralıkları sunulmaktadır. Her bir deney odasındaki spiral kanala bilye yerleştirilmeden önce boş kanalda, basınç düşüşü ve ısı geçişi deneyleri gerçekleştirilmiş ve deneyin yapılışı ile deney sonuçları bu kısımda sunulmaktadır. Boş spiral kanal için elde edilen hem basınç düşüşü, hem de ısı geçişi deney sonuçları yorumlanmış ve literatürle

kıyaslanarak deney tesisatının güvenilirliliği test edilmektedir. Boş spiral kanalda akış ve ısı geçişi deneyleri bitirildikten sonra kanal içerisine bilye yerleştirilerek ve spiral paket yatak içerisinde basınç düşüşü ve ısı geçişi incelenmektedir. Her bir deney odası ve bilye çapı için basınç düşüşü deneylerinden elde edilen geçirgenlik, Forchheimer katsayıları ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar belirlenmiş ve bu değerler literatürle kıyaslanmıştır. Spiral paket yataklarda eğrilik yarıçapı, kanal genişliği ve bilye çapı gibi parametrelerin basınç düşüşü ve ısı geçişi üzerine etkileri sırasıyla Bölüm 3.6 ve 3.7'de verilmektedir. Deneylerden elde edilen sonuçlar düz paket yataklarda sunulan sonuçlarla kıyaslanmış ve yine eğrilik yarıçapı, kanal genişliği ve bilye çapının basınç düşüşü ve ısı geçişine etkisinin sonuçları sunulmaktadır. Bölüm 5 ve 6'da sırasıyla deneylerden elde edilen genel sonuçlar ve öneriler sunulmaktadır.

## 1.1 Tezin Amacı

Kanalın eğrisel olması veya içerisinde gözenekli ortam bulunması durumunda, akış ve ısı geçişi konusunda ayrı ayrı çok sayıda teorik, sayısal ve deneysel çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Bu çalışmalarda, geniş Reynolds sayısı aralığında, farklı akışkanlar kullanarak ve akışın darbeli ya da titreşimli olmasını durumunda ısı ve momentum geçiş mekanizmaları incelenmiştir. Fakat bu iki durumun bir arada olduğu, eğrisel bir kanalın içerisine yerleştirilen gözenekli ortamda basınç düşüşü ve ısı geçişinin nasıl etkilendiği incelenmemiştir. Hem eğrisel, hem de içinde gözenekli ortam bulunan kanalın basınç düşüşünü ve ısı geçişini daha da arttıracağı beklenmektedir. Bu yüzden eğrisel gözenekli kanallar üzerine çalışmalar yapılmaya ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu çalışmada, literatürde eksik olan bu bilgi birikimini arttırmak için eğrisel gözenekli kanallarda akış ve ısı geçişi deneysel olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Eğrisel gözenekli kanalın; kavis oranı, kanal genişliği ve bilye çapının ısı geçişine olan etkisi araştırılmıştır. Eğrisel kanallarda kullanılacak olan farklı bilye çaplarından oluşturulan gözenekli ortamın geçirgenliği, gözenekliliği ve özgül yüzey alanının ısı geçişine ve basınç düşüşüne olan etkisi de incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki bu konuya en yakın diğer çalışmalarla karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Eğriselliğin etkisini ortaya koyabilmek için kavis oranının da içinde bulunduğu boyutsuz bir sayı tanımlanmış ve bu boyutsuz sayıya bağlı hem basınç düşüşü hem de ısı geçişi denklemleri sunulmuştur.

Ayrıca içerisinde gözenekli ortam bulunan eğrisel kanallarda akış ve ısı geçişi daha önce hiç çalışılmadığından elde edilecek sonuçlar bilimsel değer taşımaktadır. Bu çalışma sonucunda mevcut bilgi birikimi daha ileriye taşınacaktır.

Bu tez çalışmasında elde edilecek sonuçlar, içerisinde gözenekli ortam bulunan spiral levhalı ısı değiştiricilerinde tasarımında kullanılabilecektir. Isı değiştiricileri, kullanıldığı sistemler için çok önemli olup yüksek etkenlik oranını sahip olması kullanıldığı her sektörde istenmektedir. Etkenliğin artması ile birim alandan olan ısı geçişi artmış olacak ve dolayısıyla ısı değiştiricisi boyutları küçülecektir. Diğer ısı değiştiricilerine göre daha az yer kaplayan spiral levhalı ısı değiştiricisi bu yönüyle sanayide tercih edilmektedir. İçerisinde gözenekli ortam yerleştirilmesi durumunda boyut olarak daha da küçük olması beklenmektedir.

## 1.2 Literatür Araştırması

Uzun yıllardır ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerine teorik, deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmaktadır. Akışkanın geçtiği kanala kavis vererek, kanalın iç ya da dış yüzey alanını arttırarak, kanal içerisine girdap oluşturacak, akışkanı saptırıcı vb. cisimler yerleştirerek ısı geçişinde ve basınç düşüşünde etkiler incelenmektedir. Ayrıca kanal içerisinde titreşimli veya darbeli akış olması durumunda, ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkilerini inceleyen çalışmalarda mevcuttur. Isı geçiş yüzeyinin döndürülmesi, elektrostatik alanların oluşturulması, akışkanın geçtiği yüzeylerde pürüzlülük gibi parametreler basınç düşüşünü ve ısı geçişini etkileyen parametreler arasındadır.

Son yıllarda, ısı geçişini iyileştiren parametrelerin en az iki durumunun bir arada bulunduğu koşullarda ısı geçişleri de incelenmektedir. Bu tez çalışmasında bu durumlardan bir tanesi olan kanala hem kavis verilmesi hem de içerisine bilyelerden oluşan gözenekli ortam yerleştirilme durumunda ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerine etkisi deneysel araştırılmıştır.

### 1.2.1 Genel kaynaklar

Eğrisel kanal ve gözenekli ortamlar üzerine ayrı ayrı çok sayıda ders kitabı mevcuttur. Kanalın kavisli olduğu durumlarda, “Küçük Eğriliğe Sahip Kavisli Bir Kanalda Kararsız Laminer Akış” [1] veya Kare Kesitli Kavisli Bir Kanaldan İzotermal Akışkan Akışı [2] gibi kitaplar mevcuttur.

Gözenekli ortamlardaki akış ve ısı geçişi [3–6] ile ilgili ise çok sayıda kitap basılmıştır. Bu kitaplarda gözenekli ortamlarla ilgili temel formülasyonla birlikte pek çok deneysel çalışmanın da sonuçları ele alınmıştır.

Eğrisel kanallardaki akışı inceleyen temel çalışma Dean'e aittir. Dean [7, 8] kavis verilmiş dairesel kesitli boru boyunca sıkıştırılamaz akışkanın sürekli hareketini incelemiştir. Teorik olarak çalıştığı eğrisel kanallarda, Prof. J. Eustice'nın yaptığı eğrisel kanaldaki suyun akış hareketi ile kıyaslamış ve sonuçların bu çalışma ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Daha sonra Ito [9] dairesel kesitli, eğrisel bir boruda laminer akış rejiminde basınç düşüşü incelenmiş ve deneysel çalışmalarla kıyaslamıştır. Akışın, bir sınır tabaka ile çevrili, sürtünmesiz bir merkezi çekirdekten oluştuğu varsayarak, eğrisel kanalda akışın hız profilini incelemiştir.

Gözenekli ortamda ise en temel çalışmayı Darcy [10] yapmıştır. Darcy 1840 yılında Dijon'un su sisteminin planlanması ve inşasına ilişkin çalışmalar yapmış ve 1855'te şehirlerin filtrelerinin yüzey alanını azaltmalarına yardımcı olmak için su filtrelemeyi düzenleyen yasaları belirlemeye çalışmıştır. Daha sonra bir sütun deneyi tasarlayarak, Dijon hastanesinin avlusunda gerçekleştirmiş ve bugün Darcy Yasası olarak bilinen yasayı formüle etmiştir [11]. Daha sonra Ergün ve Orning [12] ilerleyen yıllarda ise Ergün [13], çeşitli büyüklükte küreler, kum ve pulvarize koklardan oluşturduğu paket yataklardan nitrojen, karbondioksit, hidrojen, metan, hava ve su akışında basınç düşüşünü deneysel incelemişlerdir. Ergün [13], Reynolds sayısı 100'e kadar olan akış aralığında deneysel çalışmıştır. Çalışmasına Burke-Plumber ve Morcom'un önceki deneysel çalışmalarını da ekleyerek, Reynolds sayısı 1800'e kadar geçerli bir basınç düşüşü korelasyonu önermiştir. Önerdiği bu korelasyon paket yatakta basınç düşüşü ifadesini veren temel çalışmalardan biri olmuştur.

### 1.2.2 Düz bir kanalda akış ve ısı geçişi

Düz bir kanalda, hem ısı geçişi ve kütle taşınımı, hem de basınç düşüşü üzerine teorik, deneysel ve sayısal olarak pek çok çalışmalar yapılmış ve halen daha yapılmaktadır. Kanalın dairesel veya dairesel olmayan kesitte ya da farklı akışkanlar kullanarak günümüzde de çalışmalar hala devam etmektedir. Salem ve Embaby [14] dairesel olmayan borularda Newton tipi ve Newton tipi olmayan akışkanların laminer ve türbülanslı akışı teorik ve deneysel olarak ele almışlardır. Newton tipi olmayan akış için kritik Reynolds sayısının değerini 1850 olarak bulmuşlardır. Laminer veya

türbülanslı akış koşulları altında Newton ve Newton olmayan tip akışkanlar için, basınç dağılımı giriş bölgesinde doğrusal olmadığını, boru boyunca toplam basınç düşüşünün polimer konsantrasyon ve debinin artmasıyla birlikte artacağını ifade etmişlerdir. Oliveira ve Pinho [15] Phan-Thien Tanner (PTT) akışkanlarının tam gelişmiş kanal ve boru akışında hız vektörü, gerilme bileşenleri ve viskozite fonksiyonu için analitik ifadeler türetmiş, PTT akışkanının kayma gerilmesinin, Newtonian veya üst mukavemetli Maxwell akışkanına karşılık gelen değerden önemli ölçüde küçük olduğunu ortaya koymuşlardır. Lee [16] dikdörtgen kanalın içinde süper kritik suyun zorlanmış taşınımla ısı geçişini analiz etmek için sayısal araştırmalar yapmış, bu kanaldaki kritik bölgenin yakınında taşınımla ısı geçişi termodinamik özeliklerin değişiminden etkilendiğini belirtmiştir. Borunun yüzeyinde ısı geçişinden kaynaklanan yoğunluğun azalmasıyla yatay kanal boyunca akışın hızlanacağını yerel duvar sıcaklığı, kanal kesitinin iç yüzeyi boyunca ve kanalın en/boy oranına bağlı olarak değiştiğini ifade etmiştir. Farklı en/boy oranları için kanal boyunca ısı transfer katsayısı dağılımları, kritik basınca olan yakınlık etkisi ile karşılaştırılmıştır.

### 1.2.3 Gözenekli ortamda akış ve ısı geçişi

Gözenekli ortamda akış ve ısı geçişi üzerine teorik, deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmaktadır. Gözenekli ortamları kanal içerisine küresel, halkasal, silindirik veya farklı geometrilerde parçacıklar yerleştirerek gözenekli ortam (paket yatak) oluştururken, günümüzde daha çok metal köpükler kullanılmaktadır.

Paket yataklarda, basınç düşüşünün belirlenmesi için literatürde çok sayıda korelasyon bulunmakta ve yeni korelasyonlar önerilmeye devam edilmektedir. İçerisine bilye yerleştirilerek oluşturulan paket yataklarda basınç düşüşünü inceleyen ve öncü çalışmalardan biri olan Ergün [13] kanal içindeki ortalama hız ile birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü arasındaki ilişkiyi veren ifadeyi aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi

$$\frac{\Delta P}{L} = A_E \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}\frac{\mu u_m}{d^2} + B_E \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}\frac{\rho u_m^2}{d} \tag{1.1}$$

sunmuştur. Burada, $A_E$ ve $B_E$ Ergün sabitleri olup, sırasıyla 150 ve 1.75'tir. $u_m$ ortalama hız, ε gözeneklilik, d bilye çapı ve ρ ile μ akışkan özelikleri olup sırasıyla yoğunluk ve viskoziteyi temsil etmektedir.

Charles vd. [17] beş kat plastik küre içeren ve geniş bir gözeneklilik aralığında yüksek Reynolds sayılarında paketlenmiş yataklarda basınç düşüşü ölçümleri yapmışlardır. Elde ettikleri sürtünme katsayılarının, Ergün [13] denklemine göre 1.13 kat daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Bu oranın katman sayısı arttıkça, azalarak Ergün [13] değerlerine yakınsayacağını belirtmişlerdir. Hicks [18] küreler için Ergün'ün sunduğu basınç düşüşü denkleminin, Reynolds sayısı ($Re_m = \rho u_m d/\mu(1-\varepsilon)$) 500'den büyük değerleri için basınç düşüşü verilerine uymadığını ifade etmiş ve çalışmasında Wentz ve Thodos, Handley ve Hegs ve Carman çalışmalarını kullanarak yüksek $Re_m$ sayılarında, paket yataklarda sürtünme katsayısını veren ifadeyi sunmuştur. Tallmadge [19] yine yüksek Reynolds sayılarında basınç düşüşü üzerine deneysel çalışma yapmış ve sürtünme faktörünün ilişkisini sunmuştur. Macdonald vd. [20] çok sayıda deneysel çalışma verilerini kullanarak Ergün [13] sunduğu paket yataklarda basınç düşüşü denklemini test etmişlerdir. Forchheimer denkleminin fiziksel temelinin doğru göründüğü sonucuna varmışlardır. Viskoz ve atalet parametrelerinin gözenekliliğine olan bağımlılığın formu deneysel olarak incelenmiş ve Ergun denklemi $\varepsilon^3$ olan ifadelerin yerine $\varepsilon^{3.6}$ kullanılmasının daha iyi bir uyum sağlayacağı sonucuna varmışlardır. Foumeny vd. [21] sınır duvarlarının varlığını açıklayan, değiştirilmiş bir basınç düşüşü denklemi sunmuşlar ve bilye çapının kanal hidrolik çapına oranının basınç düşüşüne önemli bir etkisinin olduğunu ifade etmişlerdir. Montillet [22] geniş bir Reynolds sayısı aralığında basınç düşüşünü incelemiştir. İlk çalışmasında laminer akışın sonundan türbülans akışın başlayana kadar geçiş rejiminde deneysel olarak basınç düşüşü incelemiştir. Daha sonraki yaptıkları çalışmada, Montillet vd.[23] paket yataklarda basınç düşüşü tahmin etmek için mevcut denklemi doğrulamak için çalışmalarına devam etmiştir. Parçacık çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı 2500'e kadar ve kanal hidrolik çapının parça çapına oranının 50'ye kadar geniş bir aralıkta incelemişlerdir. Paket yatağın yoğun ya da yoğun olmadığı durumlar için sürtünme faktörü veren korelasyon sunmuşlardır. Guo vd. [24] paket yatakların yapısının (kanal hidrolik çapının bilye çapına oranı), basınç düşüşü üzerinde dikkate değer bir etkiye sahip olduğunu bu oranın düşük olduğunda Ergün [13] sunduğu denklemine güçlü bir bağımlılık gösterdiğini ifade etmişlerdir. Fakat bu oran arttıkça basınç düşüşü ilişkisinde etkili olduğu ve denklemde bu oranında yer alması gerektiğini savunmuşlardır.

Zhong vd. [25] teorik ve deneysel olarak 27 adet farklı çaplarda oluşturdukları silindirik parçacıklardan oluşturdukları paket yataklarda hava sıkıştırılabilirliğini dikkate alan değiştirilmiş bir Ergün denklemi geliştirmişlerdir. Viskoz ve atalet etkisine ek olarak, duvar etkisi ve sıkıştırılabilirlik etkisinin de basınç düşüşünde etkili olduğunu bulmuşlardır. Eisfeld ve Schnitzlein [26] paket yataklarını sınırlayıcı duvarların, basınç düşüşü üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Dış yüzeye yakın bölgede artan gözeneklilik ve duvar sürtünmesinin etkisi söz konusu olduğu savunmuşlardır. Allen vd. [27] pürüzlü küreler, düz silindir, küp ve kırılmış kayalardan oluşturduğu paket yataklarından geçen hava akışı için mevcut basınç düşüşünün, düzgün küreler için olanlardan önemli ölçüde daha yüksek olduğunu ifade etmişler ve elde edilen denklemlerin tümü Ergün denkleminden farklı olduğu göstermişlerdir. Parçacık şekli, düzenleme (paketleme yöntemi dahil) ve yüzey pürüzlülüğünün basınç düşüşü üzerine etkilerini göstermişlerdir. Küresel olmayan parçacıklar için ise sunulan korelasyonların mevcut ölçümlerden önemli ölçüde farklı olduğu belirtmişlerdir. Pesic vd. [28] ortam ve yüksek sıcaklıklarda paketlenmiş bir partikül yatağından hava akışında sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında, sıcak hava ile istenen sıcaklığa ısıtılmış paket yatak boyunca basınç düşüşü ölçülmüştür. Yedi farklı çapta cam bilyelerden oluşturduğu paket yataklardan 20 ile 350 ℃'de farklı sıcaklıkta hava geçirerek basınç düşüşünü incelemişler ve sonuçların Ergün [13] çalışmasından %10.90 saptığını bulmuşlardır. Kullanılan korelasyonların büyük çoğunluğu, ortam sıcaklığı verilerine uygulandığında, yüksek sıcaklıklardaki verilere göre daha iyi sonuçlar verdiğini ve Ergün denkleminin hem ortam sıcaklığında hem de yüksek sıcaklıklarda sürtünme faktörü hesaplamasında uygun olduğunu önermişlerdir. Baghapour vd. [29] laminer akış rejiminde, kararlı durum ve tam gelişmiş akış için silindirik dolgulu bir paket yataktaki basınç düşüşünü hesaplamak için yeni bir analitik model önererek laplacian sürtünmesi ve eylemsizlik etkisini de analitik modele dahil ederek basınç düşüşü üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Adsorpsiyonlu ısıl enerji deposundaki basınç düşüşü üzerindeki etkisi, tamamen kuru ve tamamen ıslak zeolit paketlenmiş yatak test edilerek deneysel olarak araştırmışlar ve basınç düşüşü arttıkça, kuru ve ıslak yataklar arasındaki basınç düşüşündeki farkın önemsiz olduğu sonucuna sunmuşlardır. Norouzi vd. [30] 5 farklı tane boyutunda granüler aktif karbon yatağı üzerinden eksenel-yatay hava ve argon akışı üzerinde deneysel bir araştırma yürütmüşler ve önceki çalışmalara dayanarak basit bir korelasyon önermişlerdir. Park vd. [31] parçacık boyutu dağılımının etkisi ve

paket yataklardaki basınç gradyanlarını tahmin etmek için gereken ortalama çapların yeterliliği değerlendirmişlerdir. 1-10 mm boyut dağılımına sahip küresel veya silindirik paslanmaz çelik partiküllerden oluşan paket yataklarda hava akışının basınç gradyanları hakkında deneysel veriler elde etmişler ve önerilen bir model tarafından hesaplanan değerlerle karşılaştırmışlardır. Erdim vd. [32] akışkan olarak su kullandıkları deneylerde 1.18 ile 9.99 mm arasında değişen dokuz farklı boyutta cam küreler kullanılarak oluşturdukları paket yataklardaki basınç düşüşünü incelemişler ve literatürden toplam 38 adet korelasyon kullanarak elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Bu korelasyonların karşılaştırılmasını kolaylaştırmak için tek tip bir gösterim oluşturmuşlar ve deneysel sonuçlarından elde ettikleri sürtünme faktörünü veren basit bir yeni denklem önermişlerdir. Yeni denklemin, ele alınan tüm korelasyonlar arasında en küçük ortalama hatayı verdiğini ve bu çalışmada toplanan verilerin önemli bir kısmı 10'dan daha düşük $d_h/d$ oranlarını içerirken, mevcut verilere en iyi uyan korelasyonların herhangi bir duvar etkisi düzeltme terimi olmadığını ifade etmişlerdir. Hassan ve Kang [33] paket yataklı reaktörde basınç düşüşleri incelemişlerdir. Paket yataktaki gözeneklilik ve basınç düşüşü ölçümlerini, silindirik bir dolgulu yatakta gerçekleştirmişler ve akışkan olarak da hava ile su kullanmışlardır. Paket yataktaki basınç düşüşünü, duvar etkisi, homojen olmayan gözeneklilik dağılımı ve duvarın getirdiği ilave ıslatılmış yüzeyin basınç düşüşünün değişmesine neden olduğunu ifade etmişlerdir. Özdemir [34] doktora tez çalışmasında tel örgülerden oluşturduğu gözenekli ortamda basınç düşüşünü ve duvar yüzeyinden geçen ısı geçişini deneysel incelemiştir. Tel örgülerden oluşturduğu gözenekli ortamların gözeneklilik değerlerini belirlemiş ve ısı geçişi için Nusselt sayısı ilişkisi sunmuştur. Ayrıca, analitik olarak dispersiyon katsayılarını da belirlemiştir. Pamuk [35] ise "Çelik Bilyelerden Oluşan Gözenekli Ortam İçinde Titreşimli Akışta Isı Geçişi" doktora tez çalışmasında 1 ve 3 mm çapında çelik bilyelerden oluşan gözenekli ortamda titreşimli akışta basınç düşüşü ve ısı geçişini deneysel incelemiştir.

Pamuk ve Özdemir [36] paslanmaz çelik bilyelerden oluşan iki farklı gözenekli ortam vasıtasıyla suyun salınımlı ve sabit akışını deneysel olarak inceleyip, sürtünme faktörlerini, geçirgenliklerini ve atalet katsayılarını belirlemişlerdir. Salınımlı akış için maksimum sürtünme faktörü korelasyonları sunup, sabit akıştan elde edilen değerlerle karşılaştırmışlardır. Salınımlı akışların geçirgenlik ve atalet katsayısı aynı Reynolds sayısı aralığında, sabit akışın geçirgenliği ve atalet katsayısından daha büyük olduğu

sonucuna varmışlardır. Dukhan vd.[37], 1 ve 3 mm çaplı bilyeler ile 20 ppi alüminyum metal köpükte basınç düşüşü deneylerini gerçekleştirmişler, akış hızı aralığını Darcy, Forchheimer ve türbülanslı akış rejimlerini göre ayarlamışlardır. Aynı gözenekli ortamın, farklı akış rejimlerinde farklı geçirgenlik değerleri sergilediği göstermişlerdir. Gözenekli ortamdaki akışta, Forchheimer ve Ergun denklemlerinin bir arada değerlendirmesini yapmışlar ve birçok gözenekli ortam için deneysel verilerle karşılaştırmışlardır.

Ergün'ün [13] sunduğu denklemin katsayılarının evrensel olduğu düşünülmüş fakat yapılan çalışmalarından bunun doğru olmadığı $A_E$ ve $B_E$ katsayıları değişken olduğu ve deneysel çalışmayla elde edilebileceği anlaşılmıştır. Avontuur and Geldart [38] $A_E$ =141 ve $B_E$=1.52 kullanılmasının uygun olduğunu önerirken, Özahi vd., [39] bu katsayıların sırasıyla 160 ve 1.61 olarak sunmuşlardır. Comiti and Renaud [40] ise küreler için paket yatakta, $A_E$=141 ve $B_E$=1.63 olarak tespit etmişlerdir. Hatta MacDonald vd. [20] Ergün denkleminden kullanılan $\varepsilon^3$ yerine $\varepsilon^{3.6}$ kullanılmasını sabit katsayı olarak ise $A_E$ =180 ve $B_E$=1.8 daha uygun olduğunu önermişlerdir.

Gökaslan vd. [41] yaptıkları çalışmada 3.16 mm çapında bilyelerden oluşturdukları spiral paket yataklarda basınç düşüşünü araştırmışlardır. Forchheimer bölgesinde yaptıkları çalışmada Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayıları, geçirgenlik, Forchheimer katsayısını bu rejim için belirlemişlerdir. Gökaslan vd. [42] yaptıkları diğer çalışmada farklı kavis oranlarında ve bilye çaplarından oluşturdukları spiral paket yataklarda basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullandıkları deneylerde geniş bir Reynolds aralığında çalışarak spiral paket yataklarda basınç düşüşü korelasyonu sunmuşlardır. Çalışmalarında, boyutsuz bir sayı türeten yazarlar, bu boyutsuz sayı sayesinde spiral paket yataklardaki eğriselliğin basınç düşüşüne etkisini belirlemişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında paket yatakta eğriselliğin bir etkisinin olmadığını, Reynolds sayısı arttıkça eğriselliğin önem kazandığını ifade etmişlerdir.

Gözenekli ortamlarda ısı geçişinde ise, Yagi ve Wakao [43] paket yatak yüzeyinde ısı ve kütle geçişi deneylerini ayrı ayrı gerçekleştirmişlerdir. Türbülanslı akış bölgesinde duvar için ısı ve kütle geçiş katsayılarının arasında yakın bir benzerlik olduğunu bulmuşlardır. Yagi ve Kunii [44] halkasal kesitli dairesel kanalın iç yüzeydeki ısı taşınım katsayısını ve etkin ısıl iletkenliklerini araştırmışlardır. Paket yataklara kurşun ve çelik bilye yerleştirmiş ve her iki durum için ayrı ayrı ısı geçiş denklemleri

sunmuşlardır. Kunii vd. [45] yüksek Reynolds sayılarında paket yatağın yüzeyinde zorlanmış taşınımla ısı geçişini incelemişlerdir. Dairesel paket yatağın dış yüzeyinden buhar geçirerek, yüzeyden paket yatağa geçen ısı üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Efektif ısı geçiş katsayıların duvar yüzeyinde etkili olduğunu ve bu efektif ısı iletim katsayılarına bağlı olarak ısı geçişi denklemi sunmuşlardır. Whitaker [46] daha önce çalışılmış deneysel ısı geçiş verilerini toplamış ve standart korelasyonların küçük varyasyonları ile birlikte göstermiştir. Rastgele paketlenmiş yataklarda gözenekliliğin %65'den daha düşük olduğu durumlarda çok çeşitli parçacık malzemeleri için Nusselt sayısını veren denklem sunmuştur. Bu denklemin kullanımı kolay ve pratik olup tasarım hesaplamalarında oldukça tatmin edici olduğu ifade edilmiştir. Vafai vd. [47], gözenekli ortamda katı geçirimsiz sınır ve değişken gözenekliliğin zorlanmış taşınım üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak araştırmışlar ve paket yataklarda ısı geçişinde kanal etkilerine vurgu yapmışlardır. Deneysel ve sayısal sonuçlar doğrultusunda, değişken gözeneklilik etkilerinin ihmal edilmemesi gerektiğini açıkça vurgulamışlardır. Laguerre vd. [48] düşük hızlı hava akışı ile paket yatak (küre, çap 3.8 cm) arasındaki ısı geçişini incelemişlerdir. Hava hızının ve duvar boyunca konumunun, boşluk ile hava arasındaki taşınımla ısı geçişi üzerinde büyük etkisinin olduğunu bularak taşınımla ısı geçiş katsayısını tahmin etmek için Nusselt korelasyonu önermişlerdir. Demirel vd. [49] dikdörtgen kesitli içerisinde halkasal ve küresel parçacıklar olan paket yatakta üniform ısı akısı uygulanması durumunda yüzeyden akışkana olan ısı geçişini incelemişlerdir. Ayrıca efektif ısı iletim katsayısını veren denklemlerde sunmuşlardır. Pamuk ve Özdemir [50] salınımlı akışa bağlı gözenekli ortamda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Yerel Nusselt sayısının frekansla ve akışın maksimum yer değiştirmesiyle artacağını ifade etmişledir. Sabit bir frekansta ve maksimum sıvı yer değiştirmesinde, daha büyük çaptaki bilyeli gözenekli ortamın Nusselt sayısının küçük çaplı bilyeli ortama göre daha büyük olduğunu ortaya koymuşlardır. Belirli bir gözenekli ortam için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve boyutsuz akışkan yer değiştirmesine bağlı olduğunu ve gözenekli ortam türü ve akışkan özeliklerinden bağımsız, daha genel bir Nusselt sayı korelasyonu elde etmişlerdir. Kim vd. [51] sabit yüzey sıcaklığı koşulu altında, gözenekli bir kanalda zorlanmış titreşimli akıştan ötürü ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Titreşim etkisinin ortalama sıcaklık dağılımında fark edildiğini, titreşimsiz akışla kıyaslandığında giriş bölgesinde ısı geçişinde bir azalma ve çıkış bölgesinde ısı geçişinin iyileştirdiğini ifade etmişlerdir. Isı geçişinde boyutsuz titreşim

genliği, frekans, Darcy sayısı, ısı kapasite oranına ve ısıl iletkenlik oranına bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Pathak vd. [52] gözenekli ortam içinde tek yönde akış için sabit periyodik akış koşullarını ve ısı geçişini sayısal olarak çalışmışlar, Darcy geçirgenliği, Forchheimer katsayısını, Nusselt sayısını hesaplamışlardır. Forchheimer katsayısı ve Nusselt sayısı, tek yönlü ve salınımlı akış koşullarında belirgin olarak farklı olduğunu, bu parametrelerin akış salınım frekansı ve genliğe bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Aguilar-Madera vd. [53] kısmi olarak gözenekli ortam ile doldurulmuş paralel plakada momentum ve ısı geçişi sayısal olarak incelemiş, hem gözenek boyutunun artışı hem de kanal içinde akışı karıştırdığından ısıl performansın iyileştirdiğini vurgu yapmışlardır. Yüksek derecede iletken gözenekli paket yatak kullanılması, gözenekliliğin azaltılması, gözenekli dolgu ekleme ile kanalın olabildiğince doyurulması ısı geçişini arttıran etkenler olduğunu belirtmişlerdir. Alkam ve Al-Nımr [54] silindirin yüzeylerinde gözenekli ortam, içi boş olacak şekilde dizayn edilen bir kanalda zorlanmış taşınımla ısı geçişi için sayısal çalışmalar yapmışlardır. Gözenekli alt tabakanın optimum bir kalınlığının olduğunu ve bu kalınlığın artışında Nusselt sayısında belirgin bir iyileşme sağlanmayacağını ortaya koymuşlardır. Ayrıca gözenekli alt tabakanın varlığında Nusselt sayısını 8 kat arttırdığını göstermişlerdir. Maerefat vd. [55] gözenekli bir malzemeyi borunun merkezine ve bir halka şeklinde iç çeperine yerleştirerek zorlanmış taşınımla ısı geçişi sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli ortam içindeki akışı, Darcy-Brinkman-Forchheimer modeli kullanılarak modellemişler ve gözenek kalınlığı, Darcy sayısı ve ısıl iletkenliğin Nusselt sayısına etkilerini ortaya koymuşlardır. Shirvan vd. [56] gözenekli ortam ile doldurulmuş çift borulu bir ısı değiştiricisinin ısı geçiş oranı ve ısı değiştiricisinin etkinliği sayısal olarak çalışmışlar, ısı değiştiricisinin etkenliğinin Reynolds sayısı artması ile artacağını, Darcy sayısının arttırılmasıyla azalacağını sonucunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca gözenekli ortamın yüksekliğinin ısıl performans bakımından önemli olduğunu vurgulamışlardır. Dixit ve Ghosh [57] sabit sıcaklıkta plakalar arasına sıkıştırılmış gözenekli, açık hücreli bakır köpük bloklardan hava geçirerek köpükteki sıcaklık değişimini incelemişlerdir. Basit bir matematik model geliştirip deneysel sonuçlarla oldukça iyi sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir. Bir plakaya tutturulmuş metal köpük, birincil ısı transfer alanına bağlı genişletilmiş ısı geçiş yüzeyi (veya kanatçıklar) olarak muamele edilebilir. Metal köpüklerde ısı geçiş denklemi ve çözümü, sıradan bir kanatla ile benzer olduğunu ifade etmişlerdir. Bağcı vd. [58] sabit ısı akısı uygulanan içerisinde alüminyum metal köpük bulunan kanala

Darcy ve Forchheimer rejiminde ısı geçişini incelemişlerdir. Isıl giriş uzunluğunu belirleyip Darcy akış için analitik verilen sonuçlarla karşılaştırmışlar ve analitik olarak öngörülen değerden daha uzun olduğunu sonucuna ulaşmışlardır. Darcy bölgesinde olmayan akışlar için Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak Nusselt sayısı korelasyonu sunmuşlardır.

### 1.2.4 Eğrisel kanalda akış ve ısı geçişi

Eğrisel kanallarda akış ve ısı geçişi üzerine çok sayıda çalışmalar yapılmış ve hala yapılmaktadır. Eğrisel kanal olarak; kavisli, helisel, turoidal, spiral ya da belirli bir periyotta değişken yarıçaplı kanallar örneklendirilebilir.

Mori ve Nakayama [59] tarafından yapılan teorik ve deneysel bir çalışmada sabit ısı akısında, eğrisel borunun tamamen gelişmiş, laminer akış için yüksek Dean sayılarında ısı geçiş katsayısı ve direnç katsayısının elde ettikleri teorik ve deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında tatmin edici sonuç verdiğini sunmuşlardır. Eğrisel boru için sunulan Nusselt sayısının, Dean sayısı ve Prandtl sayısının bir fonksiyonu olduğunu ifade etmişlerdir. Dean ve Prandtl sayıları arttıkça, akış direnci ve ısı geçişindeki kavis etkisinin artacağını fakat Nusselt sayılarının oranının artan Prandtl sayısıyla asimptotik bir değere ulaşacağını göstermişlerdir. Mori ve Nakayama [60] laminer bölgede yaptıkları çalışmayı türbülanslı bölge içinde yapmışlardır. Eğrisel boruda sabit ısı akısı durumunu, tam gelişmiş türbülanslı bölge için yine teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Düz boru için direnç ve Nusselt sayılarının formülasyonu kavisli borudan farkının eğrilik oranı olduğunu ifade etmişlerdir. Türbülanslı bölge için de, hava akışı ile yaptıkları deneyden ölçtükleri sıcaklık ve hız dağılımlarından elde ettikleri Nusselt sayıları teorik olarak elde ettikleri değerlerle oldukça uyum içerisinde olduğunu ifade etmişlerdir. Mori ve Nakayama [61] aynı yıl yaptığı başka bir çalışmada yüzeye, sabit ısı akısı yerine, sabit yüzey sıcaklığı uygulayarak hem deneysel hem de teorik olarak sonuçları irdelemişlerdir. Nusselt sayısının kavisten oluşan ikincil akıştan kayda değer şekilde etkilendiğini ifade etmişlerdir. Kavisli borularda hem laminer hem de türbülans bölgede sabit ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı olması, ısı geçişindeki Nusselt sayısını değiştirmediğini göstermişlerdir. İkinci bölümünde ise yazarlar tarafından elde edilen Nusselt sayılarının formülasyonu pratik kullanım için daha basit ifade elde etmek için hazırlamışlardır. Rodman ve Trenc [62] laminer akışta eğrisel kanalda basınç düşüşünü deneysel olarak incelemiş, elde ettikleri sonuçlardan 100 ve 800 arasında değişen Dean sayıları için farklı kanal

kavislerine sahip ve farklı en/boy oranında dikdörtgen kanallar için basınç kayıplarını göz önüne alan ampirik bir denklem geliştirmişlerdir. Liberto ve Ciofala [63] türbülanslı bölgede ısı geçişi analizini, eğrisel ve düz boru için sayısal simülasyonlarla yapmışlardır. Yaptıkları simülasyonun tam gelişmiş, türbülanslı bölge olabilmesi için yüksek Reynolds sayıları kullanmışlardır. Kavisli borularda hız ve sıcaklık değerleri, dış bölgenin iç bölgeye göre daha dalgalı olduğunu ortaya koymuşlardır. Sürtünme ve ısı geçişinin dış bölgelerde arttığını iç bölgelerde azaldığı sonucuna ulaşmışlardır. Lee vd. [64] dairesel kesitli eğrisel boruya sabit ısı akısı ve sabit yüzey sıcaklığı uygulayarak geniş aralıkta Prandtl, Dean ve Grashof sayıları için kavis oranına bağlı olarak kaldırma kuvvetinin etkisini sayısal olarak çalışmışlardır. Kaldırma kuvvetinin, ortalama Nusselt sayısını artırdığını, yerel Nusselt sayısının dağılımını değiştirdiğini ve ikincil akışın yönünü değiştirdiğini ortaya koymuşlardır. Yang vd. [65] periyodik olarak kavis oranı değişen eğrisel bir boruda ısı geçişini ve akışı incelemiş, düşük Reynolds sayıları için genlikteki artış ve dalga boyundaki bir azalmanın ısı geçiş oranını önemli ölçüde artırabildiğini göstermişlerdir. Reynolds sayısının artmasıyla akışta ayrılmalar olabileceğinden üç boyutlu Navier Stokes denklemlerinin çözülmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Chandratilleke ve Nursubyakto [66] dış kısmı ısıtılmış eğrisel dikdörtgen kesitli bir kanalın içinden akan akışkanın ikincil akış karakteristiğini incelemişler ve duvar ısıtması ile akış modelinin izotermal koşullar altında gözlenen simetrik girdap hareketinden hızla saptığını ifade etmişlerdir. Akışta oluşan Dean girdaplarının sayısı, kanalın en-boy oranı açısından etkilendiğini, kanalın dış duvarında ortaya çıkan Dean girdapları sayesinde taşınımla ısı geçişinin kayda değer şekilde arttığını ve düz boru ile karşılaştırdıklarında ısı geçişinin daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Li vd. [67] sürekli değişen kavis oranı ile kavis oranı sabit eğrisel borunun ısı geçişi bakımından birbirinden oldukça farklı olduğunu ifade etmişlerdir. Eğrisel kanallardaki ikincil akışın dört aynı çift girdaptan oluştuğunu, bu girdaplardan biri olan temel girdap, eğrilik tipine bakılmaksızın tüm eğrisel boru boyunca devam ettiğini, kavis oranı ile değiştiği sonucuna ulaşmışlardır. Temel girdap, ilk olarak iç duvardan radyal doğrultu boyunca dış kavisli duvar yönünde hareket ettiğini ortaya koymuşlardır. Norouzi vd. [68] ilk kez eğrisel elips borulardaki viskoelastik akış için pertürbasyon yöntemini kullanarak yeni bir analitik çözüm geliştirmişler, eğrilik oranı pertürbasyon parametresi olarak kabul etmişlerdir. Weissenberg sayısının artmasının ikincil akışkanı yoğunlaştırdığını ve sürüklenme katsayısını artırdığını ifade etmişlerdir. Akışkanın esnekliğini arttırarak, girdapların

merkez pozisyonunun değiştiğini ifade etmişlerdir. Ghobadi ve Muzychka [69] sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulları için kısa eğimli borularda ısı geçişinin artırımı üzerine deneysel bir çalışma yapmışlar ve deneysel sonuçlarını, eğrisel boru için mevcut bir modellerle de karşılaştırmışlardır. Deneyleri, Prandtl sayısının eğrisel boru ısı aktarımının güçlendirilmesine etkisini incelemek amacıyla su ve üç farklı silikon yağı kullanılmışlardır. Isı geçişinin kavis yarıçapının azalmasıyla arttığını, kısa eğimli borularda ısı geçişinin daha da arttığını ve aynı kavisteki eğrisel kanalın uzunluğunun arttırılmasının toplam ısı geçişini önemli ölçüde arttırdığını belirtmişlerdir. Düşük Prandtl sayısına sahip akışkanlar daha iyi ısı geçişi sağladığını ifade etmişlerdir. Tzeng ve Jeng [70] gözenekli ortamda 90°lik dönüşlü bir kanalda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı, PPI (pores per inch) ve kanal en/boy oranını değiştirerek ısı geçişi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısının artışı ortalama Nusselt sayısını arttırırken PPI ve kanal en-boy oranının değişimi bu artışın yanında ihmal edilebilir düzeyde olduğunu ifade etmişlerdir. 90° kanaldaki sürtünme katsayısı düz kanala göre daha yüksek olduğunu ve 90° kanalda Reynolds sayısının artışı, geçirgenliğin düşürülmesi ve kanal en boy oranın arttırılmasıyla sürtünme katsayısının düşeceğini belirtmişlerdir. Reynolds sayısının değeri 10000 küçük olduğunda, 90° kanaldaki ortalama Nusselt sayısının, 10000 değerinden yüksek olduğunda ise düz borudaki ortalama Nusselt sayısının yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Chen ve Shao [71] güneş kolektörlerinde kullanılan spiral boruda ısı geçişini ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Akışkanın 90° dönmesiyle kanal içinde düzensiz bir hız alanı oluştuğunu 720° (2 tur) ve daha yüksek değerlerde, en yüksek hızın sol yan alanda (dış kısımda) meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Zhu vd. [72] bir boru içerisine dalgalı bant yerleştirerek ısı geçişine olan etkisini incelemişlerdir. Akış ve ısı geçiş karakterleri, hesaplamalı akışkan dinamiği yöntemi kullanılarak incelemişlerdir. Dalgalı bant genliğinin ve genişliğinin artmasıyla Nusselt sayısı artacağını ve aynı zamanda basınç kaybının da artacağını ifade etmişlerdir. Dalgalı bant, borunun içinde belirgin bir girdap akışı yarattığını belirtmişlerdir. Nobari vd. [73] eğrisel boruda dış çeperine adyabatik olduğu kabulü yaparak, iç çepere ise sabit ısı akısı ve sabit yüzey sıcaklığı uygulayarak ısı ve akış olayını sayısal olarak incelemişlerdir. En boy oranı, eğrilik, Reynolds sayısı, Dean sayısı ve Prandtl sayısının etkilerini incelemişlerdir. Dean sayısının 8'den küçük olduğu durumda sürtünme kuvvetinin düz boruyla eşit olduğunu, Dean sayısının 8'den büyük olduğu durumda

sürtünme katsayısı Dean sayısının artışı ile arttığı ve en boy oranının düşmesiyle arttığını ifade etmişlerdir.

### 1.2.5 Spiral levhalı ısı değiştiricisinde akış ve ısı geçişi

Endüstriyel alanda çok sık kullanılan ısı değiştiricilerinde, ısıl verim çok önemli bir parametredir. Isı taşınım katsayısının veya yüzey alanının arttırılması gibi çalışmalar ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden sayılabilmektedir. Isı geçiş yüzeyinin döndürülmesi, türbülanslı akış oluşturmak için boru içerisine türbülatörlerin yerleştirilmesi, pürüzlü yüzeyler, kanatçıklar ve boru içerisine yerleştirilen farklı geometrilerde elemanların kullanılması, akışın titreşimli ve darbeli akış olması gibi yöntemler ile ısı geçişini etkilemektedir. Picon-Nunez vd. [74] spiral plakalı ısı değiştiricisinin tasarımı üzerine çalışmalar yapmış, bu yöntem sayesinde her iki akışkan üzerinde, basınç düşüşü elde edilecek şekilde ısı değiştiricisinin geometrisinin belirleneceğini ifade etmişlerdir. Egner ve Burmeister [75] farklı en-boy oranlarına sahip dikdörtgen kesitli spiral kanallarda laminer bölgede akış ve ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Ortalama Nusselt sayısının giriş uzunluğu ve Dean sayısına bağlı bir fonksiyon olduğunu ifade etmişlerdir. Dikdörtgen kesitli spiral kanalda Nusselt sayısının, kavis yarıçapı sabit helisel borunun Nusselt sayısından % 5-15 daha yüksek değerde olduğunu ortaya koymuşlardır. Bes ve Roetzel [76] zıt yönde spiral plakalı ısı değiştiricisinde ısı geçişini analitik çalışmışlar, ısıl performans için yeni bir boyutsuz sayı Criterion sayısını tanımlamışlardır. Tüm ısıl ve geometrik parametreler Criterion sayısı ile birleştirmişlerdir. Bidabadi vd. [77] en düşük basınç düşüşüne ve en yüksek toplam ısı geçiş katsayısı için spiral ısı değiştiricilerinin geometrik tasarım parametrelerini elde etmek Genetik Algoritmalar (GAs) temelli optimizasyon yöntemini incelenmiştir. Optimize edilmiş ısı geçiş katsayısı, temel tasarımdaki ilk değerine kıyasla % 13 arttığını ve optimize durumdaki toplam maliyet, temel tasarım ile karşılaştırıldığında % 50 oranında azalma sağlandığını ortaya koymuşlardır. Kaman vd. [78] 7 kW'lık spiral plakalı ısı değiştiricisi için teorik analiz ve sayısal analiz yapmış, daha küçük aralık için, istenilen ısı geçişi ve basınç düşüşünü karşılamak için kullanılacak daha geniş plaka genişliğini olması gerektiğini ifade etmişlerdir. Bu spiral ısı değiştiricisinin hem ısı verimi hem de basıncı karşılamak için gereken plaka genişliğinin H=301.92 mm olduğunu göstermişler, bu genişlikte termal uzunluğun hidrolik uzunluğa eşit olduğunu ortaya koymuşlardır. Rangasamy [79] spiral plakalı ısı değiştiricisinin geometrik ve akışkan özeliklerinin ısı geçişi özellikleri üzerine

etkilerini incelemiştir. Farklı kanal genişliği (4 mm, 5 mm ve 6 mm) olan üç adet spiral plaka ısı değiştiricisi tasarlanmış, imal edilmiş ve test edilmiştir. Kütlesel debi ve Reynolds sayısının ısı geçiş katsayısı üzerine etkisini incelemiştir. Sathiyan vd. [80] spiral plakalı bir ısı değiştiricisindeki iki fazlı ısı geçiş katsayılarını tahmin edecek bir korelasyon geliştirmek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sıcak akışkanın hacimsel debisini sabit tutarak, soğuk akışkanın hacimsel debisini ve sıcaklığını değiştirerek, ısı geçişi deneylerini gerçekleştirmişlerdir. İki fazlı ısı geçiş katsayıları, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına bağlı olarak korele etmişler. Deneylerden elde edilen veriler, ön görülen korelasyonun tahminleriyle karşılaştırılmışlar, laminer aralıkta ±% 12'lik bir yayılma gösterdiğini ifade etmişlerdir. Rajavel ve Saravanan [81] spiral ısı değiştiricinde kullandıkları akışkanın ısı taşınım katsayısını deneysel olarak araştırmışlardır. Sıcak akışkanın kütlesel debisini sabit tutarak, soğuk akışkanın kütlesel debisini, sıcaklığını ve basıncını değiştirerek, spiral ısı değiştiricisinde ısı geçişi üzerine etkili olan parametreleri araştırmışlardır. Deneysel sonuçlarını teori ile karşılaştırmışlar ve yeni bir Nusselt korelasyonu geliştirmişlerdir.

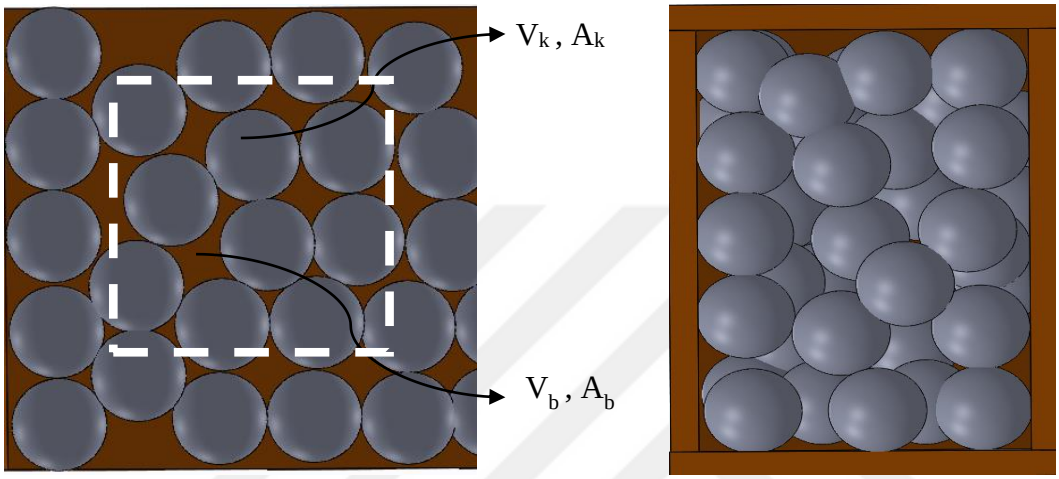
# 2. GÖZENEKLİ ORTAMDA GENEL KORUNUM DENKLEMLERİ

## 2.1 Gözeneklilik

Doğada bulunan yapıların bir kısmı gözeneklidir. Gözenekli yapıları, doğal ve yapay olmak üzere ikiye ayırmak mümkündür. Doğal gözenekli ortamlar insan vücudunda bulunan akciğer ve dokular, toprak, kireç taşı, dere yatağındaki taşlar ve ekmek; yapay gözenekli ortamlar ise yalıtım malzemesi, metal köpükler, filtreler şeklinde örneklendirebiliriz. Yapısında boşluk veya gözenek bulunan her yapı gözenekli ortam kabul edilmez. Gözenekli ortam, katı matris içerisinde birbirleri ile temas oluşturacak şekilde boşlukların bulunduğu bir yapı olarak tanımlanmaktadır. Bu yüzden bir ortamın içerisine küresel, kabaca küresel, silindirik, halkasal vb. parçalar yerleştirerek gözenekli ortam elde etmek mümkündür. Burada dikkat edilmesi gereken husus elde edilen ortamın her bir eş bölgesinde boşluk hacmi ile katı hacmi oranının aynı olmasıdır. Gözeneklere sahip olan matris açık veya kapalı gözenek yapısına sahip olabilir. Gözenekleri birbirinden ayrık halde veya gözeneği oluşturan boşluğun diğer gözenekle arasında geçiş yoksa bu tip ortamlar kapalı hücreli gözenekli ortamlardır. Gözenekler arasında bağlantı varsa bu ortamları açık hücreli gözenekli ortamlar diye adlandırmak mümkündür. Gözenekli ortamlar, açık veya kapalı hücre oluşuna göre farklı alanlarda kullanıma sahiptirler. Açık hücreli gözenekli ortamlar gözenekli ortamın malzemesine bağlı olarak da (korozyon direnci ve yüksek ısı iletkenliği vb.) ısı değiştiricilerinde, hava ve uzay mühendisliğinde, reaktörlerde, filtrelerde vb. kullanıması uygundur. Kapalı hücreli gözenekli ortamlar ise düşük ısı iletkenlikleri nedeniyle ısıl kalkan olarak, ısı yalıtımı, ısıl enerjinin depolanmasında ve inşaat (tuğla-gaz beton) alanlarında kullanılır [82].

Gözenekli ortam çalışmalarında küresel, silindirik, halkasal vb. malzemelerden aynı çapta, aynı uzunlukta, aynı yapıda olan cisimleri kanala yerleştirerek paket yataklar oluşturmak mümkündür. Paket yataklar, genelde granül malzemelerden (cam, çelik, seramik, plastik küre veya silindir parçacıkları; kum çakıl ponza; tel örgüler) oluşturulmaktadır. Bu tip paket yataklar ve genel olarak gözenekli ortamdan oluşan yapılarla pek çok teknolojik uygulamada karşılaşılmaktadır.

Gözenekli ortam içerisinde boşluk hacminin katı hacme oranı tüm matris içerisinde aynı olacak şekilde en küçük hacim seçilirse bu hacme TBH (Temsili Birim Hacim) denilmekte ve TBH'de belirlenen yerel gözeneklilik, tüm yapı için geçerlidir. TBH hacminin seçimi çok önemli olup, seçilen bu hacim gözenekli ortamın tamamında tekrar etmesi gereklidir. Spiral paket yatak içindeki bulunan gözenekli ortamda Temsili Birim Hacim Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Temsili Birim Hacme, boşluk ve katı ilave ederek hacmin büyütülmesi durumunda ortalama gözeneklilik değişmez.




**Şekil 2.1 :** Bilyelerden oluşan spiral paket yatakta temsili birim hacmi.

Gözenekliliği oluşturan ortamdaki boşluk hacminin, ortamın toplam hacmine oranlayarak ortalama gözenekliliği elde etmek mümkündür. Denklem 2.1'de ortamın gözenekliliği veren ifade verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{Boşluk\ Hacmi}{Toplam\ Hacim} = \frac{V_b}{V_T} = 1 - \frac{V_k}{V_T} \tag{2.1}$$

Burada, $V_b$ boşluk hacmini, $V_k$ katı hacmini ve $V_T$ ise toplam kanal hacmini ifade etmektedir. Gözenekli ortamı oluşturan parçacıklar, kanal içerisine rastgele ve bölgesel boşluk kalmayacak şekilde yerleştirilmektedir. Gözenekliliğin belirlenebilmesi için ortamdaki boşluk hacminin ya da katı hacminin bilinmesi gerekmektedir. Gözenekli ortam içerisine katı madde rastgele yerleştirildiğinden boşluk veya katı hacmini hesaplamak için birkaç yöntem mevcuttur. Boşluk hacmine su doldurmak, ağırlıklandırma, ve kanal içindeki parçaların sayılarak boşluk-katı hacim hesaplanabilmektedir [33]. Ayrıca, gözenekliliği gaz genleşme, civa enjeksiyonu, istatiksel yöntemlerle de ölçmek mümkündür [83]. Boşluk hacmini belirlemek için paket yatağa su doldurulması yönteminde, ortama katı kütle

yerleştirildikten sonra miktarı bilinen suyu ya da civayı ortama taşırmadan ya da paket yatakta boşluk kalmayacak şekilde doldurulmalıdır. Doldurulan sıvının hacmi, boşluk hacmine eşit olacaktır. Bu durum da paket yatağın içindeki havanın tamamen dışarı atıldığından emin olmak gerekmektedir. Paket yatağın iç kısımlarında (merkeze yakın bölgelerde) havanın tamamen atılması gözle görülemeyebilir ve katı yüzeyde kılcallık etkisi de söz konusu olabilir. Bu yüzden eklenen sıvı hacmi boşluk hacmine eşit kabulü ile gözeneklilik değeri yanlış hesaplanabilir.

Bir diğer gözenekliliği ölçme yöntemi, ağırlıklaştırma da ise, parçacıkların düzgün ve eş geometride olması gerekir. Bu metotta paket yataktaki katı parçacıkların toplam sayısına ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için ilk önce belirli sayılardaki parçaların kütleleri ile sayıları belirlenerek sayı-kütle ilişkisi çıkarılır. Paket yatağa konulan kütleden tane adedi belirlenir ve parçacıkların sahip olduğu geometri dikkate alınarak katı hacmi bulunabilir.

Son olarak diğer metot ise partikül sayımı ise manuel olarak tek tek parçacıkları sayarak toplam parça adedini belirleyerek katı hacim elde etmektir. Az sayıda kullanılan parçacıklar için kullanılması uygundur [33].

Pushnov [84] ise, ortalama gözeneklilik hesaplanmasında yoğunlukları kullanarak denklem 2.1'den türettiği $\varepsilon = 1 - {\rho_y}/{\rho_s}$ formülüyle ortalama gözenekliliği hesaplamıştır. Burada, $\rho_y$ yığın yoğunluğu, $\rho_s$ ise bilye yoğunluğunu göstermektedir. Pushnov [84] gözenekleri oluşturan havanın kütlesini ihmal ederek tüm ağırlığı katının kütlesine eşit almıştır.

Bai vd. [85] küresel parçacıklardan oluşan paket yatakların yığın gözenekliliğini hesaplamak için denklem 2.2'de analitik bir ifade sunmuşlardır.

$$\varepsilon = 1 - \frac{2Nd^3}{3Ld_h^2} \tag{2.2}$$

Burada, N parçacık sayısı, d bilye çapı, $d_h$ hidrolik çap ve L paket yatağın uzunluğudur. Küresel paketlemede, küre çapına bakılmaksızın uygun bir paketleme yöntemiyle gözenekliliğin sabit olacağını öngörmektedir. Gözenekliliğindeki %1 azalmanın, basınç düşüşünde yaklaşık %10 daha yüksek değerler ölçülmesine neden olmaktadır. Gözeneklilik, paket yatakların özellikleri üzerinde büyük bir etkiye sahiptir [85]. Paket yataklardaki gözenekliliği belirlemek için çalışmalar yapılmakta olup, denklemler

parçacık ve yatak çapına bağlıdır. Gözenekliliği belirlemede en temel ifade aşağıda gösterildiği şekilde yazılabilir.

$$\varepsilon = i_1 + i_2 \left(\frac{d}{d_h}\right)^{i_3} \tag{2.3}$$

Burada; $i_1$, $i_2$ ve $i_3$ denklemin sabitleri olup deneysel verilerden elde edilir. Gözenekli ortamdaki parçacıkların yerleştirilme biçimi, parçacık şekli gibi durumlara bakılarak gözenekliliği en düşük hatayla hesaplamak mümkündür. Literatürde gözenekliliği belirlemek için çeşitli çalışmalar yapılmış olup sunulan korelasyonlarda gözeneklilik, kanal hidrolik çapına, parçacık çapına ve kanala yerleştirilen parçacıkların şekline bağlıdır. Ayrıca kanal hidrolik çapının bilye çapına oranı gözeneklilik için önemli bir parametre olup bu oranın değişimi deneysel olarak belirlenebilmektedir. Bu değer küçüldükçe gözeneklilik yüksek değerlerde iken, bu oran arttıkça gözenekliliğin azalarak sabit değere yakınsadığı görülmektedir. Daha düşük hidrolik çapın bilye çapına oranı değerlerinde duvar etkisi görülmekte ve gözeneklilik değerlerini önemli ölçüde etkilemektedir. Paket yatağın duvar bölgesine yakınında gözeneklilik varyasyonları, gözenekli ortam akışı üzerinde önemli etkilere sahiptir. Bu bölgede akış özellikleri, yığın bölgedekinden farklıdır. Duvara yakın bölgelerde boşluk hacminin daha fazla olması sebebiyle, akışkan hareketi daha fazladır. Duvar etkisini belirleme de kanal hidrolik çapının bilye çapı oranına bakılırken farklı kritik oranlar sunulmaktadır. Foumeny vd. [21] bu oranı 10 olarak sunarken Mehta ve Hawley [86] bu oranın 7 olduğunu göstermişlerdir. Guo vd. [87] kanal hidrolik çapın parçacık çapına oranının kritik değerinin 4 olduğunu ve bu değerde ayırt edici özelliklerle karşılaşıldığı belirtmişlerdir.

Özgül yüzey alanı, paket yatak hacmindeki gözeneklerin iç yüzey alanının toplam hacme oranı olup gözeneklilik ve bilye çaplarına bağlı olarak,

$$A_s = \frac{A_k}{V_T} = \frac{6}{d}(1 - \varepsilon) \tag{2.4}$$

denklem 2.4'de gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür. Rastgele paketlenmiş yatağın iç yüzeyi karmaşık olduğundan özgül yüzey alanı istatiksel veya deneysel olarak saptanabilir. Gözenekli ortamlarda ölçülen ortalama hızı, ortalama gözeneklilik değerine bölünmesiyle denklem 2.5'de gösterildiği gibi,

$$u_o = \frac{u_m}{\varepsilon} \tag{2.5}$$

ortalama gözenek hızı elde edilir [3]. Paket yataklarda genelde parçacık çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı kullanılmaktadır. Parçacık çapına göre hesaplanan Reynolds sayısı ($Re_p$)

$$Re_p = \frac{\rho u_m d}{\mu} \tag{2.6}$$

denklem 2.6'da verilmiştir. Burada, ρ akışkan yoğunluğunu, $u_m$ ortalama akışkan hızını, d parçacık çapını ve μ viskoziteyi ifade etmektedir.

Gözenekli ortamlarda basınç düşüşü deneylerinin öncüsü olan Darcy, bir kum filtresinden geçen çok düşük hızlardaki havanın basınç düşüşünü incelemiştir. Burada akışkan hızı ile basınç düşüşü lineer değiştiğini gözlemlemiş ve hızla basınç düşüşünü veren ifadeyi denklem 2.7'de gösterilmiştir [10].

$$\nabla P = -\frac{\mu\langle\vec{u}\rangle}{K} \tag{2.7}$$

Burada, $\nabla P$ vektörel basınç gradyanı, K gözenekli ortamın geçirgenliğini ifade etmektedir. Geçirgenlik gözenekli ortamın bir özelliği olup, akışkanları iletme kapasitesini ve yeteneğini belirlemektedir. Basınç düşüşü sadece viskoz etkilerden kaynaklanmaktadır. Bu durumda akış rejimi Darcy bölgesindedir. Kanal içindeki ortalama hız arttıkça viskoz etkilerin yanı sıra atalet kuvvetlerininde etkisi ortaya çıkmaktadır. Bu durumda artık ortalama hızın karesiyle değişen atalet kuvvetlerinde dikkate alınması gerekmektedir [88].

$$\nabla P = -\frac{\mu\langle\vec{u}\rangle}{K} - \frac{\rho F}{\sqrt{K}}|\langle\vec{u}\rangle|\langle\vec{u}\rangle \tag{2.8}$$

Denklem 2.8'de yüksek hızlarda basınç düşüşünün hızla değişimi verilmiştir. Burada, F şekil sürüklenme katsayısını (Forchheimer katsayısı) ifade etmektedir. Denklem 2.8'in sağ tarafındaki ilk terimi viskoz etkileri, ikinci terimi ise atalet kuvvetlerini göstermektedir. Düşük hızlarda atalet kuvvetleri etkisi görülmezken hız arttıkça viskoz etkiler azalmaya başlayarak atalet kuvvetleri etkisi artar. Bu durumda akış rejimleri Forchheimer ve Türbülans bölgesindedir. Gözenekli ortamlarda akış rejimleri üzerine çalışmalar yapılmakta olup akış rejimi bilye çapına veya geçirgenliğe göre

hesaplanmış Reynolds sayılarına göre belirlenebilir. Geçirgenliğe göre hesaplanmış Reynolds sayısı ($Re_K = u_m K^{1/2}/\vartheta$) şeklindedir. Literatürde çalışılan akış rejimleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

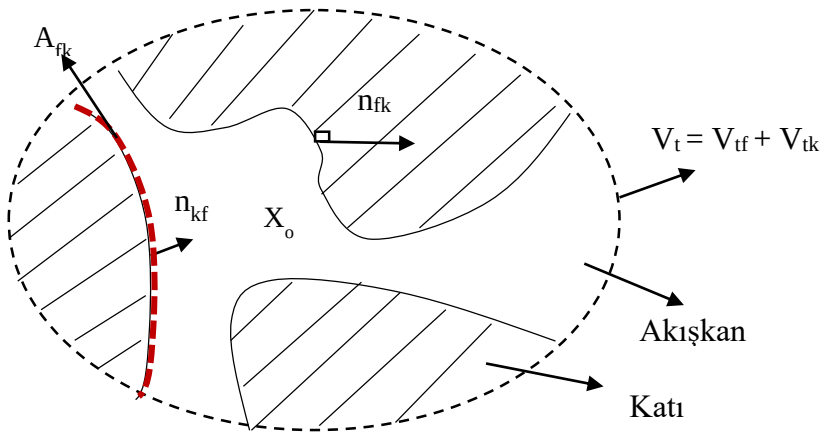
**Çizelge 2.1 :** Akış rejimleri.

| | Darcy | Forchheimer | Türbülans |
|---|---|---|---|
| Kececioğlu ve Jiang [89] | $0.013<Re_K<0.025$ | $0.07< Re_K<0.48$ | $0.72< Re_K$ |
| Fand vd. [90] | $2.3<Re_p$ | $5< Re_p<80$ | $120< Re_p$ |
| Bağcı vd. [37] (d=3mm) | $0.02<Re_K<0.59$<br>$0.92<Re_p<22.45$ | $1.81< Re_K<6.21$<br>$68<Re_p<232.5$ | $7.16< Re_K$<br>$268<Re_p$ |
| Bağcı vd. [37] (d=1mm) | $0.29<Re_K<0.77$<br>$11<Re_p<29.3$ | $1.28<Re_K$<br>$48.7<Re_p$ | -<br>- |

Çizelge 2.1'de görüldüğü üzere akış rejimleri geçirgenliğe veya bilye çapına göre değişmektedir. Bağcı vd. [37] yaptıkları çalışmada Pre-Darcy, Forchheimer geçiş ve türbülans geçiş bölgelerini de sınıflandırmışlardır.

## 2.2 Gözenekli Ortamlarda Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri

Bu bölümde, gözenekli ortamda korunum denklemleri, hacim ortalaması metoduna göre incelenecektir. Korunum denklemlerinin tüm hacimde geçerliliğini sağlamak için ortalamalarının alınması gerekmektedir. Tüm gözenekli ortamı ifade eden TBH'de bu korunum denklemlerinin diferansiyel formlarının hacim ortalamalarını alarak elde etmek mümkündür. Korunum denklemlerinin hacim boyunca integre edilip toplam hacme oranıyla makroskobik korunum denklemleri elde edilir. Hacim ortalama metodu Wang vd. [91] ve Nakayama vd. [92] yaptıkları çalışmada detaylı olarak açıklamışlardır. Şekil 2.2'de Hacim ortalaması metodu için TBH gösterilmiştir.




**Şekil 2.2 :** Hacimsel ortalama metodu için model

Burada $V_t$ THB'nin hacmi, $V_{tf}$ ve $V_{tk}$ sırasıyla TBH'de akışkan ve katı hacimleridir. n yüzeyin normali olup $A_{ak}$ TBH'de katı ile akışkan arasındaki yüzey alanıdır. TBH içerisinde hacim ortalaması metoduna göre belirlenen özellikler tüm gözenekli ortam boyunca seçilmesi durumunda değişmez. Akışkan ve katı fazında herhangi bir büyüklüğü hacim ortalaması sırasıyla denklem 2.9 ve 2.10'da verilmiştir.

$$\langle \omega \rangle = \frac{1}{V_t} \int_{V_t} \omega dV = \varepsilon \frac{1}{V_{tf}} \int_{V_t} \omega dV = \varepsilon \langle \omega \rangle^f \tag{2.9}$$

$$\langle \omega \rangle = \frac{1}{V_t} \int_{V_t} \omega dV = (1-\varepsilon) \frac{1}{V_{tk}} \int_{V_t} \omega dV = (1-\varepsilon) \langle \omega \rangle^k \tag{2.10}$$

Burada, $\omega$ akışkan veya katı fazda gözenekli ortamın herhangi bir özelliği olup, $\langle \omega \rangle$ TBH'de bu özelliğinin hacim ortalamasıdır. $\varepsilon = V_{tf}/V_t$ olup, TBH'de yerel gözenekliliktir. Gözenekli ortam için korunum denklemleri sunulmadan önce Temsili Birim Hacim içerisindeki katı veya akışkanın herhangi bir özelliğin ($\omega$) hacim ortalaması gradyanı, diverjansı ve rotasyoneli denklem 2.11'de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \langle \nabla \omega \rangle &= \nabla \langle \omega \rangle + \frac{1}{V_t} \int_{A_{fk}} \omega \, \vec{n}_{fk} dA \\ \langle \nabla \cdot \omega \rangle &= \nabla \cdot \langle \omega \rangle + \frac{1}{V_t} \int_{A_{fk}} \omega \cdot \vec{n}_{fk} dA \\ \langle \nabla \times \omega \rangle &= \nabla \times \langle \omega \rangle + \frac{1}{V_t} \int_{A_{fk}} \omega \times \vec{n}_{fk} dA \end{aligned} \tag{2.11}$$

Denklem 2.11'de ki büyüklükler gözenekli ortamın akışkan fazı için geçerlidir. Eğer katı faz için aynı denklemler tekrar yazılması durumunda $n_{fk}$ yerine $n_{kf}$ ile değiştirilmelidir.

### 2.2.1 Süreklilik denklemi

Gözenekli ortamda hacimsel ortalama metoduyla katının hareketsiz olduğu durum için süreklilik denkleminin en genel hali, denklem 2.12'de verilmiştir.

$$\frac{\partial \langle \rho_f \rangle}{\partial t} + \nabla \cdot \langle \rho_f \vec{u} \rangle + \frac{1}{V_t} \int_{A_{fk}} \rho_f \vec{u} \cdot \vec{n}_{fk} dA = 0 \tag{2.12}$$

Burada, katı-sıvı faz arayüzeyinde kaymama şartından dolayı sıvı hızı sıfırdır ve bu durumda denklem 2.13 elde edilir.

$$\frac{\partial\langle\rho_f\rangle}{\partial t} + \nabla\cdot\langle\rho_f\vec{u}\rangle = 0 \tag{2.13}$$

Akışkanın sıkıştırılamaz olduğu zaman, yani akışkanın yoğunluğunun zamanla ve konumla değişmediği durumda,

$$\nabla\cdot\langle\vec{u}\rangle = 0 \tag{2.14}$$

Süreklilik denklemi, formül 2.14'deki ifade elde edilir.

### 2.2.2 Momentum denklemi

Sıkıştırılamaz akış için gözenekli ortamda momentum denkleminin en genel hali diferansiyel olarak denklem 2.15'te yazılmıştır.

$$\rho_f\frac{\partial\langle\vec{u}\rangle}{\partial t} + \rho_f\varepsilon\langle\vec{u}\cdot\nabla\vec{u}\rangle = -\nabla\langle P\rangle + \mu_f\nabla^2\langle\vec{u}\rangle + \rho_f\langle f\rangle + \vec{\tau}^* \tag{2.15}$$

Burada denklemin sol tarafındaki ilk terim akışkanın ivmesinden kaynaklı atalet kuvvetini, ikincisi konvektif atalet kuvvetini ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafındaki terimler ise sırasıyla basınç gradyanı, duvar etkisi, gövde kuvvetlerini ve sürüklenme terimlerini temsil etmektedir. Sürüklenme terimi, denklem 2.16'da verilmiştir.

$$\vec{\tau}^* = -\frac{\mu_f\varepsilon}{K}\langle\vec{u}\rangle - \frac{\rho_f F\varepsilon}{\sqrt{K}}|\langle\vec{u}\rangle|\langle\vec{u}\rangle \tag{2.16}$$

Burada, K geçirgenlik, F ise şekil sürüklenme (Forchheimer) katsayısını ifade etmektedir. Denklem 2.15 ve 2.16 tekrar düzenlenirse,

$$\rho_f\frac{\partial\langle\vec{u}\rangle}{\partial t} + \rho_f\langle\vec{u}\rangle\cdot\nabla\frac{\langle\vec{u}\rangle}{\varepsilon} = -\nabla\langle P\rangle + \mu_f\nabla^2\langle\vec{u}\rangle + \rho_f\langle\vec{f}\rangle - \frac{\mu_f\varepsilon}{K}\langle\vec{u}\rangle - \frac{\rho_f F\varepsilon}{\sqrt{K}}|\langle\vec{u}\rangle|\langle\vec{u}\rangle \tag{2.17}$$

hacim ortalaması alınmış momentum denklemi (denklem 2.17) elde edilir [3, 34, 93]. Burada denklemin sol tarafındaki terimlerin toplamı atalet kuvvetleridir. Denklemin sağ tarafı ise sırasıyla gözenekli ortam içerisindeki basınç gradyanı, duvar etkisi, Darcy akışından oluşan viskoz kayma gerilmesi ve şekil sürüklenmesidir. Bu

çalışmada gözenekli ortamda akışın tek boyutlu ve sürekli rejimde olduğu kabulü yapılmış ve duvar etkisi ihmal edilmiştir. Basınç gradyanı sadece akışkan için geçerli olup, $\langle P \rangle = \varepsilon P$ kabulü yapılarak integre edildiğinde;

$$0 = -\frac{dP}{d\varphi} - \frac{\mu_f}{K} u - \frac{\rho_f F}{\sqrt{K}} u^2 \tag{2.18}$$

denklem 2.18'de basınç farkının zamandan bağımsız değişimi elde edilir. Denklem 2.18 içerisinde gözenekli ortam bulunan kanalda basınç düşüşünü ifade eden en genel denklemdir. Burada basınç düşüşü spiralin dönme açısı boyunca değişmekte olup basınç düşüşü zamandan bağımsız olması durumunda denklemin sol tarafı sıfıra eşittir.

*Deney Şartlarına göre Momentum Denklemi*;

Denklem 2.17'de en genel halde verilen momentum denkleminin silindirik koordinatlarda yazılmıştır. Denklem 2.17'de sunulan momentum denkleminin eşitsizliğinin sol tarafındaki ilk ifade zamandan bağımsız olduğu için sıfıra eşittir. Silindirik koordinatlarda, $\rho_f \langle \vec{u} \rangle \cdot \nabla \langle \vec{u} \rangle / \varepsilon$ terimi süreklilik denkleminden dolayı sıfıra eşittir. Denklem 2.17'nin sağ tarafında bulunan gövde kuvveti silindirik koordinatlarda olduğu için ihmal edilebilir.

$$0 = -\frac{1}{R}\frac{\partial \langle P \rangle}{\partial \varphi} + \mu_f \left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial \langle u \rangle}{\partial R}\right) - \frac{\langle u \rangle}{R^2} + \frac{\partial^2 \langle u \rangle}{\partial z^2}\right] - \frac{\mu_f \varepsilon}{K}\langle u \rangle - \frac{\rho_f F \varepsilon}{\sqrt{K}} |\langle u \rangle| \langle u \rangle \tag{2.19}$$

elde edilir. Kesit alanı boyunca hız integre edilirse, ortalama hızı denklem 2.20'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$\frac{1}{A}\int \langle u \rangle dA = \frac{1}{(R_o - R_i)H}\int_{R_i}^{R_o}\int_0^H \langle u \rangle dR dz = U \tag{2.20}$$

Burada, A kesit alanını, $\langle u \rangle$ ortalama hızı, $R_i$ spiralin en düşük iç yarıçapını, $R_o$ spiralin en yüksek dış yarıçapını, H kanal yüksekliğini temsil etmektedir. Momentum denkleminin her bir terimi alan integrasyonu yapılırsa, basınç gradyanı sadece akışkan geçerli olup aşağıda gösterilen denklem elde edilir.

$$\frac{1}{A}\int_{R_i}^{R_0}\int_0^H \frac{\varepsilon}{R}\frac{dP}{d\varphi} dR dz = \frac{\varepsilon}{A}\frac{dP}{d\varphi}\int_{R_i}^{R_0}\int_0^H \frac{1}{R} dR dz = \varepsilon \frac{dP}{d\varphi}\frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{(R_o - R_i)} \tag{2.21}$$

Denklem sağ tarafında bulunan ikinci, üçüncü ve dördüncü terimleri viskoz ve atalet kuvvetlerinin mertebelerine bakıldığında ihmal edilebilir.

$$\frac{1}{A}\int_{R_i}^{R_o}\int_{0}^{H}\frac{\mu_f\varepsilon}{K}\langle u\rangle dRdz=\frac{\mu_f\varepsilon}{K}U \tag{2.22}$$

$$\frac{1}{A}\int_{R_i}^{R_o}\int_{0}^{H}\frac{\rho_f F\varepsilon}{\sqrt{K}}\langle u\rangle\langle u\rangle dRdz\approx\frac{\rho_f F\varepsilon}{\sqrt{K}}U\,U \tag{2.23}$$

Denklem 2.19'da ki ifadelerin alan integrasyonu yapıldıktan sonra tekrar düzenlenmiş hali denklem 2.24'te verilmiştir.

$$0=-\frac{dP}{d\varphi}\frac{ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)}{(R_o-R_i)}-\frac{\mu_f}{K}U-\frac{\rho_f F}{\sqrt{K}}UU \tag{2.24}$$

### 2.2.3 Enerji denklemi

Gözenekli ortamlarda, sıvı faz için tek denklemde veya sıvı ile katı fazın iki denklemli enerji denklemleri mevcuttur. Bu iki farklı enerji denkleminin kullanımı katı ile akışkan fazlar arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Gözenekli ortamlarda iç enerji üretiminin ve viskoz yayılımının olmadığı, akışkan ve katı faz için en genel formda enerji denklemleri sırasıyla;

$$\rho_f c_f\frac{\partial\langle T_f\rangle}{\partial t}+\rho_f c_f\nabla\cdot\langle\vec{u}T_f\rangle=\nabla\cdot k_f\nabla\langle T_f\rangle+\nabla\cdot\frac{k_f}{V_t}\int_{A_{fk}}T_f n_{fk}dA-\frac{1}{V_t}\int_{A_{fk}}\overrightarrow{q_f''}\cdot n_{fk}dA \tag{2.25}$$

$$\rho_k c_k\frac{\partial\langle T_k\rangle}{\partial t}=\nabla\cdot k_k\nabla\langle T_k\rangle+\nabla\cdot\frac{k_k}{V_t}\int_{A_{kf}}T_k n_{kf}dA-\frac{1}{V_t}\int_{A_{kf}}\overrightarrow{q_k''}\cdot n_{kf}dA \tag{2.26}$$

denklem 2.25 ve 2.26'da verilmiştir [3, 34, 93]. Katı ve akışkan fazı için verilen enerji denklemlerin taraf tarafa toplandığında,

$$\begin{aligned}\rho_f c_f\varepsilon\frac{\partial\langle T_f\rangle}{\partial t}+\rho_k c_k(1-\varepsilon)\frac{\partial\langle T_k\rangle}{\partial t}+\rho_f c_f\nabla\cdot\langle\vec{u}T_f\rangle&\\ =\nabla\cdot\left(k_f\nabla\langle T_f\rangle+k_k\nabla\langle T_k\rangle+\frac{k_f-k_k}{V_t}\int_{A_{fk}}T\,n\,dA\right)&\end{aligned} \tag{2.27}$$

denklem 2.27 elde edilir. Burada, denklemin sol tarafındaki ilk iki terimin toplamı gözenekli ortamda depolanan ısıyı, üçüncü terim taşınımla ısı geçişinden dolayı akışkandaki ısıl enerji değişimini, denklemin sağ tarafındaki ifadenin toplamı ise gözenekli ortamdaki akışkan ve katının ısı iletimini temsil etmektedir.

Eğer katı ile akışkan sıcaklıklarındaki fark ihmal edilebilir düzeyde ise sadece akışkan için enerji denklemi yazmak mümkündür. Bu durumu yerel ısıl (termodinamik) denge kabulü (LTE) ile ifade etmek mümkündür. Ancak akışkan ile katı faz ısıl dengede olmadığı durumlarda ise yerel ısıl dengede olmayan kabulü (LTNE) yaparak akışkan ve katının ayrı ayrı dikkate alındığı iki denklemli enerji denklemleri yazılmalıdır. Katı ve sıvı fazında termodinamik denge durumunda, denklem 2.27'nin sağ tarafındaki ilk iki terimin toplamı ortamın ısı iletim katsayısını temsil etmekte olup, $\nabla \cdot \boldsymbol{k_o} \cdot \nabla T$ şeklinde gösterilebilir. Denklem 2.27'nin sağ tarafındaki son terim ise $\nabla \cdot \boldsymbol{k_d} \cdot \nabla T$ eşit olmaktadır. Burada, $k_d$ dispersiyon iletkenlik katsayısını ifade etmektedir. Ortamın ısı iletim katsayısı $k_o$ ile ısıl dispersiyon katsayısının toplamı etkin ısı iletim katsayısını temsil etmekte ve $k_{eff}$ olarak gösterilmektedir.

*Deney Şartlarına göre Enerji Denklemi*;

Akışkan ve katı fazları arasındaki sıcaklık farkının olmadığı (LTE kabulü) denklem 2.27'i tekrar düzenlendiğinde,

$$(\rho c)_o \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + (\rho c)_f \langle \vec{u} \rangle \nabla \langle T \rangle = \nabla \cdot (k_T) \nabla \langle T \rangle \tag{2.28}$$

denklem 2.28 elde edilir. Burada denklemin sol tarafındaki ifade katı ve akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi olup, deneyler sürekli rejimde yapıldığı için bu terim sıfıra eşittir. Belirli bir kesit alanında ortalama akışkan sıcaklığı denklem 2.29'da verilmiştir.

$$\frac{1}{\dot{m} c_p} \int_A \rho c_p \langle u \rangle \langle T \rangle dR dz = T_m \tag{2.29}$$

Denklem 2.28'in sol tarafındaki ikinci terimini ise, aşağıda gösterildiği gibi yazmak mümkündür.

$$\int_0^H \int_{R_i}^{R_o} \rho_f c_f \frac{\langle u \rangle}{R} \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial \varphi} (R d\varphi) dR dz = \rho_f c_f U H (R_o - R_i) \frac{\partial T_m}{\partial \varphi} \tag{2.30}$$

Denklem 2.28'in sağ tarafındaki ifade ise silindirik koordinatlarda denklem 2.31'de gösterildiği yazmak mümkündür.

$$\nabla \cdot k_{eff} \nabla \langle T \rangle = \frac{k_{eff}}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial R} \right) \tag{2.31}$$

$$\int_{R_i}^{R_o} \int_0^H \frac{k_{eff}}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial R} \right) (Rd\varphi) dR dz = H(q_o'' R_o + q_i'' R_i) \tag{2.32}$$

Burada, $q_o'' = q_i'' = q''$ yüzeylere uygulanan ısı akıları eşittir. Bütün terimler bir araya getirildiğinde deney şartlarına göre enerji denkleminin son hali aşağıda gösterildiği gibidir.

$$\rho_f c_f U \frac{\partial T_m}{\partial \varphi} = q'' \frac{(R_o + R_i)}{(R_o - R_i)} \tag{2.33}$$

### 2.2.4 Efektif ısı iletim katsayısı

Gözenekli ortamlar, hem ısı geçişi hem de yalıtım amaçlı kullanımlarında yüksek ısıl performans sunarlar. Gözenekli ortam formundaki kompozitlerde, yüksek elastik modül ve düşük ısıl genleşme katsayısı gibi büyük ölçüde geliştirilmiş fiziksel özelliklerde ortaya çıkma eğilimindedir [94]. Paket yatak sistemlerinin efektif ısı iletim katsayısı genellikle temas halindeki ve durgun bir akışkan fazıyla çevrili katı partiküllerin ısı iletim katsayılarından oluşur. Bu nedenle, efektif ısı iletim katsayısı, durgun ısı iletim katsayısı olarak da bilinir. Efektif ısı iletim katsayısı paket yatakların genel ısıl performansını tanımlamak için yaygın olarak kullanılan bir parametredir. Bu katsayıların belirlenmesi için sunulan korelasyonlarda ışınımın ihmal edildiği veya dikkate alındığı durumlar mevcuttur. Efektif ısı iletim katsayısının belirlenmesinde genel olarak, basitleştirici varsayımlarla birlikte ele alınan iki temel yaklaşım vardır. Fourier yasası modellerinde, Laplace denkleminin çözümü ile basitleştirilmiş geometri ele alınırken, Ohm kanunu (elektrik ağı) modellerinde, tek boyutlu bir ısı akışı varsayımı dikkate alınır.

Paket yatakların efektif ısı iletim katsayıları, hem deneysel hem de teorik elde edilebilir olup, çok sayıda çalışmanın konusu olmuştur. Gözenekli ortamın ısıl iletkenliği için ampirik korelasyonların kapsamlı bir incelenmesi Kaviany [93] tarafından yapılmıştır.

Oluşturulan gözenekli ortam için efektif ısı iletim katsayısı belirlenmesinde en uygun model seçiminde, akışkan ve malzemenin özellikleri, paketleme şekli önemlidir. Bu modeller arasında en çok kullanılan paket yatağı oluşturan katı malzemesi ile akışkanın ısı iletim katsayılarının gözeneklilik değerini kullanarak belirlenmesidir. Bazı çalışmalar ise, katı ve akışkanın ısı iletim katsayısı dışında parçacık şekli, çap, paketleme şekli gibi parametreleri de efektif ısı iletim katsayısını veren denklemlere eklemişlerdir. Efektif ısı iletim katsayısının belirlenmesinde en çok seri ve paralel modeller kullanılır. Denklem 2.34 ve 2.35'te sırasıyla seri ve paralel efektif ısı iletim katsayı modelleri verilmiştir [3].

***Seri ve Paralel Modeli:***

Seri ve paralel modeller, herhangi bir paket yatağın en düşük ve en yüksek efektif ısı iletim katsayıları vermektedir. Paket yatağın, efektif ısı iletim katsayısı bu değerler arasındadır.

$$\frac{1}{k_{eff(seri)}} = \frac{\varepsilon}{k_f} + \frac{1-\varepsilon}{k_k} \tag{2.34}$$

$$k_{eff(parelel)}) = \varepsilon k_f + (1-\varepsilon)k_k \tag{2.35}$$

***Geometrik ortalama Modeli:***

Geometrik ortalama modeli ile efektif ısı iletim katsayısı, fazların durağan ısıl iletim katsayılarının oranına bağlı olup, hacimsel oranları (gözenekliliğe) ile değişmektedir. Denklem 2.36'da geometrik ortalama modeli sunulmuştur.

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = \left(k_k/k_f\right)^{1-\varepsilon} \tag{2.36}$$

***Maxwell Modeli:***

Maxwell, paketlenmiş bir küre yatağının durgun ısıl iletkenliği için denklem 2.37'yi sunmuştur [94]. Maxwell tarafından hazırlanan paket yatak malzemelerinin elektriksel iletkenlik tahmini için kullanılan ifadenin, efektif ısı iletim katsayısı için de uygun olduğunu ifade etmiştir. Maxwell modeli, rastgele dağılmış ve parçacıklar arasındaki etkileşimlerin dikkate alınmadığı düşük konsantrasyon için geçerlidir. Parçacıklar

arasında büyük boşlukları olan yüksek gözenekli malzeme için uygundur. Maxwell sunduğu modelde, en uygun ısı iletim yöntemi kullanılmıştır.

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = \varepsilon + (1-\varepsilon)\frac{k_k}{k_f} - \frac{\varepsilon(1-\varepsilon)(1-\frac{k_k}{k_f})^2}{(3-\varepsilon)(1-\frac{k_k}{k_f})} \tag{2.37}$$

***Rayleigh Modeli:***

Lord Rayleigh, indüklenen oktupol momentlerinin konsantrasyonunu (concentration of induced octupole moments) hesaba katarak Maxwell modelinin geçerlilik aralığını genişletti. Rayleigh, merkezi bir küre etrafını çevreleyen kürelerin etkisini hesaba katacak şekilde süperpozisyon ilkesini kullanarak küre içerisindeki ve etrafındaki potansiyeli Laplace denklemi ile çözmüştür [94]. Denklem 2.38, Rayleigh modeline göre paketlenmiş yatağın efektif ısı iletim katsayısını sunmaktadır.

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = \varepsilon + (1-\varepsilon)\frac{k_k}{k_f} - \frac{\varepsilon(1-\varepsilon)(1-\frac{k_k}{k_f})^2}{2-\varepsilon(1-\frac{k_k}{k_f})} \tag{2.38}$$

***Baschirow ve Selenewe Modeli:***

Tavman [95], Baschirow ve Selenewe (1976) yaptıkları çalışmayı kendi çalışmasında bahsederek, parçacıkların küresel ve iki fazın izotropik olduğu durum için denklem 2.39'u sunmuştur.

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 - \frac{(C_4)^2\pi}{4} + \frac{(C_4C_5)\pi}{2}\left[1 - \frac{C_5}{C_4}\ln\left(1+\frac{C_4}{C_5}\right)\right]$$
$$C_4 = \left(\frac{6V_d}{\pi}\right)^{1/3} \qquad C_5 = \frac{k_k}{k_f - k_k} \tag{2.39}$$

***Karşılık (Reciprocity) Modeli:***

Reciprocity model, katı ya da akışkanın hacim oranlarını değiştirip, istatistiksel olarak eşdeğer kaldığını varsayan kurama dayanmaktadır. Gözenekli bir ortamın efektif ısı iletim katsayısı şu şekilde (denklem 2.40) ifade edilebilir [96].

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = \frac{1 + \left(\sqrt{\frac{k_k}{k_f}} - 1\right)(1-\varepsilon)}{1 + \left(\sqrt{\frac{k_f}{k_k}} - 1\right)(1-\varepsilon)} \tag{2.40}$$

Literatürde, şekil, çap, akışkan ya da katı hacmi ve katı ile ısı akısı arasındaki eğim açısı gibi ekstra parametrelerinde olduğu efektif ısı iletim katsayısı modelleri de mevcuttur.

### 2.2.5 Isıl dispersiyon katsayısı

Gözenekli bir ortamdaki ısıl dispersiyon (yayılım, dağılım), hem akışkan hem de katı fazlardaki ısı difüzyonunun ve akışkan içindeki ısı taşınımının birleşik etkilerinden kaynaklanır. Gözenekli ortamda dispersiyon teorisi, gözenekli bir ortamda birbirinin yerini alan (izleyici) karışabilir sıvıların akış dağılımı ve ısı geçişi davranışını açıklamaktadır.

Pedras ve Lemos [97] yaptıkları sayısal çalışmada, akış yönüne paralel ve dik yönde ısıl dispersiyon katsayılarına sırasıyla denklem 2.41 ve 2.42'de sunmuşlardır.

$$\frac{k_{d(x)}}{k_f} = 3.45x10^{-2}Pe^{1.65} \tag{2.41}$$

$$\frac{k_{d(y)}}{k_f} = 1.55x10^{-4}Pe^{0.94} \tag{2.42}$$

Burada $k_{d(x)}$ ve $k_{d(y)}$ sırasıyla x ve y ekseninde ısıl dispersiyon katsayılarını temsil etmektedir. Sabit ısı akısı veya yüzey sıcaklığı sınır koşulları uygulandığında, her iki durum için elde edilen $k_{d(x)}$ ve $k_{d(y)}$ üzerinde çok az bir etkiye sahip olduğunu ve sıvı fazındaki sıcaklık alanlarının iki koşul uygulandığında neredeyse eşit olduğunu ifade etmişlerdir. Gözenekliliğin $k_{d(x)}$ üzerinde fazla bir etkisi yokken, $k_{d(y)}$ üzerinde etkilidir.

Testu vd. [98] cam kürelerden oluşturdukları paket yataklarda su ve hava akışında, akışa dik ve paralel yönde ısıl dispersiyon katsayısını deneysel olarak incelemişler. $12 < Re_p < 130$ ; $Pr = 0.7$ durumunda ısıl dispersiyon katsayılarını denklem 2.43 ve 2.44'te sunmuşlardır.

$$\frac{k_{d(x)}}{k_f} = \frac{k_{eq}}{k_f} + 0.211\, Pe^{1.45} \tag{2.43}$$

$$\frac{k_{d(y)}}{k_f} = 6.40 + 0.0113\, Pe \tag{2.44}$$

Kuwahara ve Nakayama [99] ise enine ve boyuna dispersiyon katsayısını araştırmak için sayısal analiz yapmışlardır. Boyuna dispersiyon için $Pe_D$ bağlı olarak denklem 2.45 ve 2.46,

$$\frac{k_{d(x)}}{k_f} = 0.022\frac{Pe_D^2}{(1-\varepsilon)} \qquad (Pe_D < 10) \tag{2.45}$$

$$\frac{k_{d(x)}}{k_f} = 2.7\frac{Pe_D}{\varepsilon^{0.5}} \qquad (Pe_D > 10) \tag{2.46}$$

enine dispersiyon için yine $Pe_D$ bağlı olarak denklem 2.47 ve 2.48'de

$$\frac{k_{d(y)}}{k_f} = 0.022\frac{Pe_D^{1.7}}{(1-\varepsilon)^{1/4}} \qquad (Pe_D < 10) \tag{2.47}$$

$$\frac{k_{d(y)}}{k_f} = 0.052(1-\varepsilon)^{1/2} Pe_D \qquad (Pe_D > 10) \tag{2.48}$$

gösterildiği gibi sunmuşlardır. Burada $Pe_D = Pe(1-\varepsilon)^{0.5}$ şeklinde kullanılmıştır. Düşük ve yüksek Peclet sayı verilerinin iki farklı sınırlama için geçerli olduğunu göstermişlerdir. Düşük Peclet sayılarında; ısıl dispersiyon katsayısının Peclet sayısının karesi ile orantılı olarak değişirken, yüksek Peclet sayılarında; ısıl dispersiyon katsayısının Peclet sayısı ile doğrusal olarak değişmektedir.

# 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Spiral kanalın geometrik özellikleri ve gözenekliliğin belirlenmesi bu bölümde açıklanacaktır. Deneylerde kullanılan deney odasının detayları açıklandıktan sonra deney tesisatı tanıtılmaktadır. Daha sonra basınç düşüşü, hız, sıcaklık ölçme yöntemleri açıklanmaktadır. Çelik bilyelerden oluşturulan spiral paket yataklarda basınç düşüşü ve ısı geçişinin deneysel olarak incelendiği bu çalışmada yapılan deneyler de bu bölümde açıklanacaktır.

Basınç düşüşü deneyleri spiral paket yataklarda incelenmiş ve düz paket yataklarda basınç düşüşü ile karşılaştırılmıştır. Spiral paket yataklar için Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar belirlenmiş ve Ergün'ün sunduğu katsayılar spiral paket yataklar için uygun olmadığı görülmüştür. Kavis oranının etkisini göstermek için değiştirilmiş Dean sayısı tanımlanmıştır. Basınç düşüşü değerleri ile değiştirilmiş Dean sayısı arasındaki ilişki sunulmuştur. İndirgenmiş basınç düşüşü ($\Delta P/L_{s,a}u_m$) değerleri kullanılarak spiral paket yataklar için akış rejimleri belirlenmiştir.

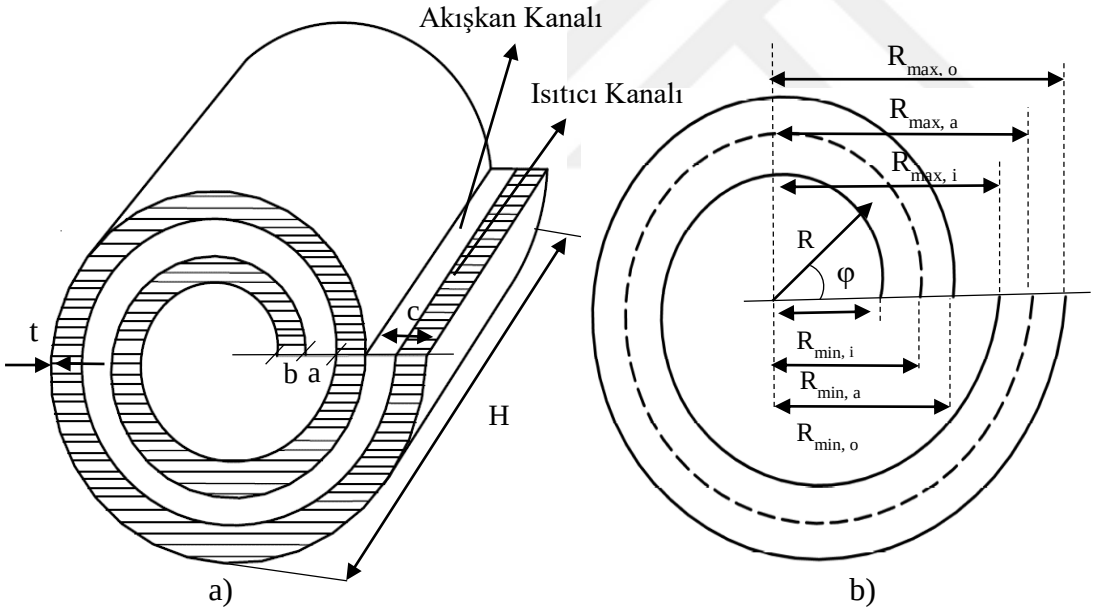
Spiral kanal içerisine bilye yerleştirilmeden önce boş kanalda, ısı geçişi deneyleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar literatürle kıyaslandığında oldukça yakın değerler bulunmuştur. Böylece deney tesisatının da güvenilirliği kontrol edilmiştir. Spiral kanalın iç ve dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulandığında, iç ve dış yüzey sıcaklık dağılımının farklı olduğu belirlenmiştir. Bu yüzeyler için ayrı ayrı Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki ilişki bulunmuştur. Boş spiral kanalda ısı geçişi incelendikten sonra spiral kanalın içerisine bilyeler yerleştirerek farklı paket yataklar oluşturulmuş ve yine yüzeye sabit ısı akıları uygulayarak spiral kanalın iç ve dış yüzeydeki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Değiştirilmiş Dean sayısı ile parçacık çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısının ilişkisi sunulmuştur.

## 3.1 Spiral Kanalın Geometrik Özellikleri

Deneyde kullanılan eğrisel kanallar, Arşimet spiral eğrilerine uygun olarak tasarlanmıştır. Arşimet spiral eğrisinin yarıçapı, açıyla lineer olarak değişmekte olup denklem 3.1'de verilmiştir.

$$R(\varphi) = R_{min} + \frac{c\varphi}{2\pi} \tag{3.1}$$

Burada; $R_{min}$ spiralin başlangıç yarıçapını, c spiralin hatvesini ve φ açıyı ifade etmektedir. Şekil 3.1a'da görüldüğü üzere eğrisel kanallar, iç içe geçmiş iki spiral eğriden oluşmaktadır. Bu eğriler sayesinde, iki spiral kanal elde edilmiş ve akışkan ve ısıtıcı kanalı olarak adlandırılmıştır. Bu kanalları oluşturan eğrilerin başlangıç yarıçapları birbirinden farklıdır. İçteki eğrinin başlangıç yarıçapı $R_{min,i}$, dıştaki eğrinin başlangıç yarıçapı ise $R_{min,o}$'tur. Bu iki eğrinin tam ortasından geçen ortalama spiral eğrisinin başlangıç yarıçapı ise $R_{min,a}$'la ifade edilmiştir. Akışkan kanalının genişliği (a), ısıtıcı kanalının genişliği (b) ve bakır rulo plakanın et kalınlıklarının (2t) toplamı spiralin hatvesine (c) eşittir. Akışkan kanalı 1 tur (2π) olacak şekilde tasarlanırken; ısıtıcı kanalı, akışkan kanalını içten ve dıştan saracak şekilde 2 turdan (4π) oluşmaktadır. Kanalların yerleşim planı Şekil 3.1a'da gösterilmiştir.




**Şekil 3.1 :** a) Deney odasının b) akışkan kanalının geometrisi.

Şekil 3.1b ise akışkan kanalı daha detaylı gösterilmiştir. Akışkan kanalı farklı eğrilik yarıçaplarında başlayan ve biten iki spiral eğriden oluşmaktadır. Spiral eğrinin uzunluğu veren ifade denklem 3.2'de verilmiştir.

$$L(\varphi) = \int_0^{\varphi} R(\varphi)d\varphi = R_{min}\varphi + \frac{c\varphi^2}{4\pi} \tag{3.2}$$

Spiral kanalı oluşturan iç ve dış eğrilerinin başlangıç yarıçaplarının farklı olmasından dolayı iç ve dış eğrinin uzunlukları birbirinden farklıdır. Denklem 3.2'de $R_{min}$ yerine sırasıyla $R_{min,i}$ ve $R_{min,o}$ yazılarak, içteki spiral eğrinin uzunluğunu denklem 3.3,

$$L_{S,i}(2\pi) = 2\pi\left(R_{min,i} + \frac{c}{2}\right) \tag{3.3}$$

dış spiral eğrinin uzunluğunu ise denklem 3.4 ile

$$L_{S,o}(2\pi) = 2\pi\left(R_{min,o} + \frac{c}{2}\right) \tag{3.4}$$

elde etmek mümkündür. Ayrıca bu iç ve dış spiral eğrilerin tam ortasından geçen eşdeğer ortalama spiral eğrinin uzunluğu belirlenmek istenirse, ortalama eğrilik yarıçapına bağlı olarak denklem 3.5'e gösterildiği gibi,

$$L_{S,a}(2\pi) = 2\pi\left(R_{min,a} + \frac{c}{2}\right) \tag{3.5}$$

hesaplamak mümkündür. Denklem 3.5'te hesaplanan ortalama spiral eğrinin uzunluğunu, aynı zamanda iç ve dış yüzeyden hesaplanan spiral eğrilerin uzunluğunun aritmetik ortalamasına eşittir.

Spiral kanalın başlangıç noktasından, bitiş noktasına kadar yarıçapı açıyla sürekli olarak değişmektedir. Spiralin ortalama eğrilik yarıçapını hesaplamak için denklem 3.6'ı kullanmak mümkündür. Belirlenen eşdeğer spiral eğrinin yarıçapı, ortalama en düşük ($R_{min,a}$) ve ortalama en yüksek ($R_{max,a}$) yarıçaplarının aritmetik ortalaması alınarak hesaplanmaktadır.

$$R_a = \frac{R_{min,a} + R_{max,a}}{2} \tag{3.6}$$

Akışkan kanalının, kanal genişliği spiral boyunca sabittir. Spiral kanalın hacmini denklem 3.7'de gösterildiği gibi

$$dV = Ha(Rd\varphi)dR \tag{3.7}$$

hesaplamak mümkündür. Akışkan kanalının bir tur ($2\pi$) dönmesiyle oluşan kanalın hacmini veren ifade ise denklem 3.8'de verilmiştir.

$$V = Ha\pi(2R_{min,i} + c) \quad (3.8)$$

Akışkan kanalının hacmi, aynı zamanda kanalın yüksekliği, genişliği ve ortalama spiral kanal uzunluğunun çarpımına eşit olduğu görülmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında 3 farklı ortalama eğrilik yarıçapında ($R_a$= 71, 124, 171 mm) ve aynı ortalama eğrilik yarıçapında olup iki farklı kanal genişliğinde (a=10 ve a=15 mm) toplam 4 farklı deney odası imal edilmiştir. Üretilen deney odalarının kanal yüksekliklerinin hepsi eşit ve 240 mm'dir. Deney odalarında bulunan akışkan ve ısıtıcı kanalları dikdörtgen kesitlidir. Kanal yüksekliği, genişliğinden çok yüksek olduğu (H>>a) için spiral kanallarda, köşe etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olması planlanmıştır. Ayrıca kanal yüksekliğinin genişliğine oranı çok yüksek olduğu için spiral kanal, sonsuz uzunlukta paralel levha gibi de düşünülebilir. Tasarlanan 4 farklı deney odalarının geometrik ölçüleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

**Çizelge 3.1 :** Deney odalarının geometrik özellikleri.

| | Deney Odası 1 | Deney Odası 2 | Deney Odası 3 | Deney Odası 4 |
|---|---|---|---|---|
| Akışkan kanal genişliği (a) [mm] | 12 | 10 | 15 | 12.5 |
| Isıtıcı kanal genişliği (b) [mm] | 18 | 20 | 18 | 17.5 |
| Spiral hatvesi (c) [mm] | 30 | 30 | 33 | 30 |
| Minimum iç yarıçapı ($R_{min,i}$) [mm] | 50 | 100 | 100 | 150 |
| Minimum dış yarıçapı ($R_{min,o}$) [mm] | 62 | 110 | 115 | 162.5 |
| Minimum dış yarıçapı ($R_{min,a}$) [mm] | 56 | 105 | 107.5 | 156.3 |
| Maximum iç yarıçapı ($R_{max,i}$) [mm] | 80 | 130 | 133 | 180 |
| Maximum dış yarıçapı ($R_{max,o}$) [mm] | 92 | 140 | 148 | 192.5 |
| Maximum dış yarıçapı ($R_{max,a}$) [mm] | 86 | 135 | 140.5 | 186.3 |
| Ortalama eğrilik yarıçapı ($R_a$) [mm] | 71 | 120 | 124 | 171.3 |
| İç spiral uzunluğu ($L_{si}$) [mm] | 410 | 720 | 730 | 1036.7 |
| Dış spiral uzunluğu ($L_{so}$) [mm] | 482 | 780 | 820 | 1115.3 |
| Ortalama spiral uzunluğu ($L_{sa}$) [mm] | 446 | 750 | 775 | 1076.3 |
| Kanal genişliği (H) [mm] | 240 | 240 | 240 | 240 |
| Kanal Hacmi (V) [$cm^3$] | 1284.5 | 1800 | 2790 | 3228.9 |
| Kesit Alanı ($A_c$) [$m^2$] | 0.0029 | 0.0024 | 0.0036 | 0.0031 |
| Hidrolik çap ($d_h$) [mm] | 22.9 | 19.2 | 28.2 | 23.8 |

### 3.2 Spiral Paket Yatakların Oluşturulması ve Gözenekliliğin Belirlenmesi

Spiral kanal içerisine çapları 2.00, 2.38 ve 3.17 mm olan AISI 1010 çelik bilyeleri ayrı ayrı ve rastgele konularak spiral paket yataklar oluşturulmuştur. Bilyelerin spiral kanal içerisinde homojen dağılması ve büyük bölgesel boşluklar oluşturmaması için kanal içinde bir çubuk yardımıyla karıştırılmıştır. Ayrıca deney odaları sallanarak bilyelerin

kanal içerisine homojen ve rastgele yerleştiğinden emin olunmuştur. Bilyelerin spiral paket yatağa yerleştirilmiş hali Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

Bilyeler, kanal içerisine belirlenen (H=240 mm) yüksekliğe gelene kadar doldurulmuştur. Ayrıca spiral kanalın giriş ve çıkış noktasına çelik tel örgüler yerleştirilerek kanalın bir tur ($2\pi$) atması sağlanmıştır. Bu çelik tel örgüler sayesinde kapalı matris oluşturulmuş ve bilyelerin spiral kanal içerisinde kalması sağlanarak dışarı saçılması önlenmiştir.



**Şekil 3.2 :** Spiral paket yatak.

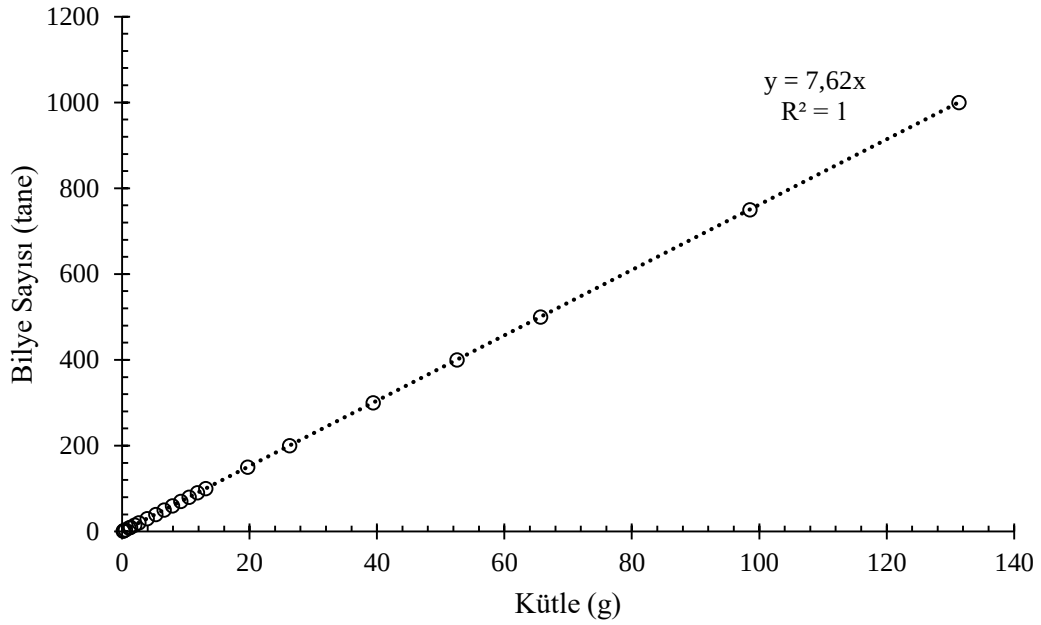
Deneylerde kullanılan çelik bilyelerin çapları dijital mikrometre (Model=Electronic Micrometer Operation, Ö.A=0-25 mm ve belirsizlik ±0.001 mm) ile ölçülerek 2.00, 2.38 ve 3.17 mm olarak belirlenmiştir. Bilye çaplarını belirlemek için, 20 adet bilyenin çapı ölçülmüştür. Her bir bilye çapının belirlenmesinde, bu 20 adet çap ölçümün aritmetik ortalaması alınarak bilyelerin çapları belirlenmiştir. Çizelge 3.2'de ölçümlerde elde edilen bilye bilgileri verilmiştir.

**Çizelge 3.2 :** Bilye bilgileri.

| Bilye çapı [mm] | Deneysel hesaplanan yoğunluk ($g/cm^3$) | Firma bilgisi yoğunluk ($g/cm^3$) | Ağırlık – adet denklemi |
|---|---|---|---|
| $d_{2.00}$=2.00 ± 0.004 | 7.76±0.02 | | $N=30.76m_k$ |
| $d_{2.38}$=2.38 ± 0.003 | 7.66±0.01 | 7.82 | $N=17.99m_k$ |
| $d_{3.17}$=3.17 ± 0.003 | 7.84±0.01 | | $N=7.62m_k$ |

Ayrıca Çizelge 3.2'de firmanın sunduğu yoğunluk değerleri ile örnek gruplarından hesaplanan yoğunluk değerlerinin birbirlerine yakın bulunmuştur. Hesaplanan yoğunluklarda bilyeler küre olarak kabul edilmiştir.

Spiral kanalların içerisine çok sayıda bilye yerleştirildiğinden, bilyelerin sayılması mümkün değildir. Bu sebeple, belli sayıda bilyelere ile bu bilyelere karşılık gelen kütleleri hassas terazide (Precisa XB220A) tartılmıştır. Daha sonra her bir bilye çapı için bilye sayısı ile kütlesi arasındaki ilişki belirlenmiştir. Şekil 3.3'te, 3.17 mm çapında bilye için, bilye sayısının kütleleriyle ilişkisi gösterilmiştir.




**Şekil 3.3 :** Bilye sayısı ile kütlesi arasındaki ilişki.

Bilye sayısının değişimi ($N = 7.62\, m_k$) kanal içerisine konulan kütlenin 7.62 katı olarak tespit edilmiştir. Bilyeler, küre kabul edilerek, spiral kanal içerisindeki toplam katı hacmi hesaplanmıştır.

Gözeneklilik değerleri denklem 2.1'de de belirtildiği gibi her bir deney odası ve bilye çapı için hesaplanmış, elde edilen gözeneklilik değerleri Çizelge 3.3'te verilmiştir. Gözeneklilik değerleri 0.40 ile 0.43 arasında değişmektedir. Farklı kanal genişliklerinde, eğrilik yarıçaplarında ve bilye çaplarında gözeneklilik etkilenmediği hemen hemen aynı değerlerde olduğu belirlenmiştir. Gözeneklilik ve bilye çaplarına bağlı olarak özgül yüzey alanını denklem 3.9'da gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür.

$$A_s = \frac{A_k}{V_T} = \frac{6}{d}\frac{V_k}{V} = \frac{6}{d}(1-\varepsilon) \tag{3.9}$$

Özgül yüzey alanını gözenekli ortamda bulunan katının toplam yüzey alanının toplam hacme oranı şeklinde ifade etmek mümkündür. Burada, özgül yüzey alanının denklem

3.9'da gösterildiği gibi gözenekliliğe ve bilye çapına bağlı olarak elde etmek mümkündür. 6⁄d oranı bir kürenin alanının, küre hacmine oranıdır. 4 deney odası ve 3 farklı bilye bulunduğu 12 farklı kombinasyondaki spiral paket yataklar için elde edilen özgül yüzey alanı değerleri, Çizelge 3.3'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3 :** Spiral paket yatakların gözeneklilik ve özgül yüzey alanı değerleri.

| Deney Odası (DO) | Deney Kodu (DO-$R_a$-a-d) | ε (Gözeneklilik) | $A_s$ [$m^{-1}$] (Özgül Yüzey Alanı) |
|---|---|---|---|
| 1 | 1-071-12-2.00 | 0.406±0.009 | 1781±28 |
| | 1-071-12-2.38 | 0.409±0.009 | 1488±22 |
| | 1-071-12-3.17 | 0.406±0.009 | 1123±16 |
| 2 | 2-120-10-2.00 | 0.414±0.009 | 1759±27 |
| | 2-120-10-2.38 | 0.414±0.008 | 1476±22 |
| | 2-120-10-3.17 | 0.421±0.008 | 1095±16 |
| 3 | 3-124-15-2.00 | 0.408±0.009 | 1775±28 |
| | 3-124-15-2.38 | 0.408±0.009 | 1492±22 |
| | 3-124-15-3.17 | 0.431±0.008 | 1076±16 |
| 4 | 4-171-12.5-2.00 | 0.409±0.009 | 1772±28 |
| | 4-171-12.5-2.38 | 0.398±0.009 | 1516±22 |
| | 4-171-12.5-3.17 | 0.409±0.009 | 1117±16 |

Paket yataklarda bulunan bilyelerin çapı düştükçe, özgül yüzey alanlarının arttığı görülmektedir. Her bir deney odası içinde bulunan aynı çaptaki bilyelerin özgül yüzey alanları hemen hemen aynı değerlerdedir. Eğrilik çaplarının ve kanal genişliklerinin gözeneklilik ve özgül yüzey alanının üzerine etkisi görülmemiştir.

Paket yataklarda, bilyeler basit kübik (seyrek) yerleştirildiğinde gözeneklilik değerleri

$$1 - \varepsilon = \frac{V_k}{V_T} = \frac{\frac{\pi}{6} d^3}{d^3} = 0.48 \tag{3.10}$$

denklem 3.10'a göre hesaplandığında en yüksek 0.48 değerini alırken hegzagonal (yoğun) olarak yerleştirildiğinde ise,

$$1 - \varepsilon = \frac{V_k}{V_T} = \frac{\frac{\pi}{6} d^3}{\frac{\sqrt{2}}{2} d^3} = 0.26 \tag{3.11}$$

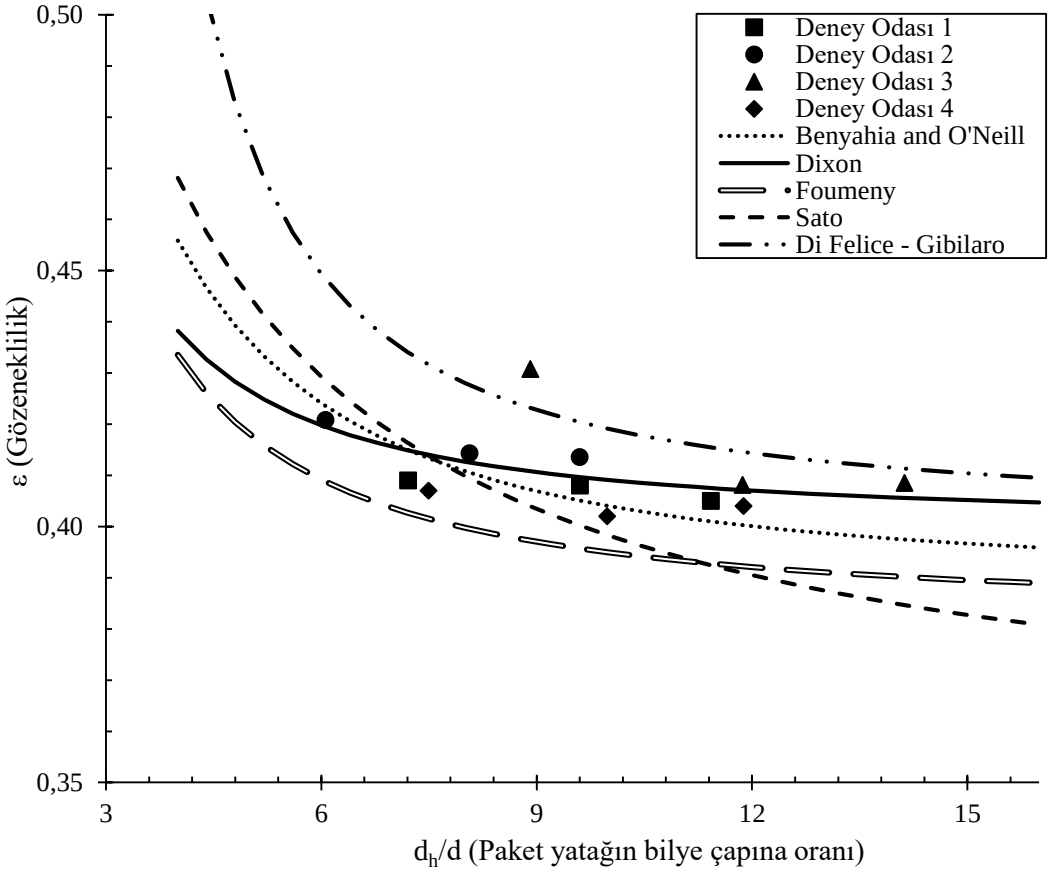
denklem 3.11'e göre en düşük 0.26 değerini alacaktır [93]. Bu çalışmada elde edilen gözeneklilik değerleri beklendiği gibi bu iki değerin arasında hesaplanmıştır.

Literatürde deneysel çalışmalardan elde edilmiş gözeneklilik değerine veren korelasyonlarda araştırılmış ve tez çalışmasından elde edilen gözeneklilik değerleriyle kıyaslanmıştır. Erişebilir literatürden elde edilen bazı gözeneklilik korelasyonları Çizelge 3.4'te sunulmuştur. Bu korelasyonlarda bilye çapının, kanal hidrolik çapı oranına bağlı olarak gözeneklilik değerlerinin değiştiği görülmektedir.

**Çizelge 3.4 :** Literatürden elde edilen deneysel gözeneklilik korelasyonları.

| *Yazar* | *Gözeneklilik denklemleri* | *Şartlar* |
|---|---|---|
| *Dixon* [100] | $\varepsilon = 0.4 + 0.05(d/d_h) + 0.412(d/d_h)^2$ | $d/d_h \leq 0.5$ |
| *Benyahia ve O'Neill* [101] | $\varepsilon = 0.39 + \left(\frac{1.740}{(d_h/d + 1.140)^2}\right)$ | $1.5 \leq d_h/d \leq 50$ |
| *Foumeny vd.* [21] | $\varepsilon = 0.383 + 0.25(d_h/d)^{-0.923} \frac{1}{\sqrt{(0.723\, d_h/d - 1)}}$ | $1 + \sqrt{3/2} \leq \frac{d_h}{d_p}$ |
| *Sato vd.* [102] | $\varepsilon = 3517 + 0.4657\, d/d_h$ | $d_h/d \leq 0.4$ |
| *Di Felicea ve Gibilaro* [103] | $\varepsilon = 0.4 + 0.01\left[exp\left(\frac{10.686}{d_h/d}\right) - 1\right]$ | |

Şekil 3.4'te deneylerde kullanılan 4 farklı deney odası ile 3 farklı bilye çapından oluşturulan toplam 12 farklı kombinasyonda spiral paket yataklar için elde edilen gözeneklilik değerleri ile literatürden elde edilen değerlerle kıyaslaması gösterilmiştir.




**Şekil 3.4 :** Gözeneklilik değerlerinin literatür çalışmalarıyla kıyaslanması.

Burada, kanal hidrolik çapının bilye çapına oranı ($d_h/d$) önemli bir parametre olup bu oranın düşük değerlerinde, gözeneklilik yüksek değerlerde iken, bu oran arttıkça gözenekliliğin azalarak sabit değere yakınsadığı görülmektedir. Gözeneklilik, duvara yakın bölgede salınımlı bir şekilde değişmektedir. Salınımların genliği, duvardan olan mesafe arttıkça giderek azalmaktadır [34]. Herhangi bir farklı sınırın veya duvarın varlığı, yukarıda bahsedilen salınımlı gözeneklilik varyasyonlarına neden olur.

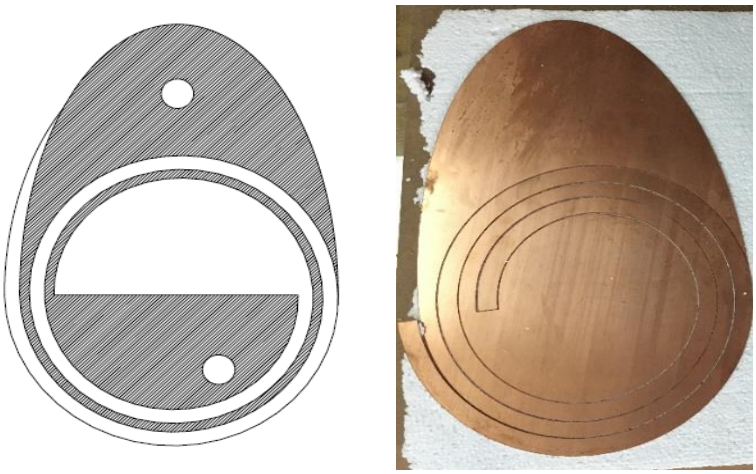
Hidrolik çapın bilye çapına oranının daha düşük değerlerinde duvar etkisi görülmekte ve gözeneklilik değerlerini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu kritik oranın belirlenmesi için uzun yıllardır çalışmalar yapılmaktadır. Cheng [104] yaptığı çalışmada $d_h/d$ için kritik değerin 5 olduğu, bu değerden sonra gözenekliliğin sabit değere yakınsadığını ifade etmiştir. Tez çalışması kapsamında üretilen deney odalarının, hidrolik çaplarının bilye çaplarına oranının en düşük değeri 6 olup, duvar etkisi görülmemiştir.

Şekil 3.4'te de görüldüğü üzere hesaplanan gözeneklilik değerleri Dixon [100] sunduğu korelasyondan elde edilen değerlerle uyumlu olduğu görülmüştür. Düz paket yataklarla karşılaştırıldığında, paket yatağın spiral olması durumunda gözeneklilik değerlerinde bir değişikliğin olmadığı görülmüştür.

### 3.3 Deney Odasının İmalatı

Deney odası, Solidworks programı yardımıyla, Arşimet spiral eğrileri çizilerek tasarlanmıştır. Spiral eğrilerin başlangıç yarıçapları belirlenerek akışkan ve ısıtıcı kanalları oluşturulmuştur. Daha sonra deney odasından geçen havanın dağıtılması ve toplanması için akışkan kanalının giriş ve çıkışına, giriş-çıkış kolektörleri tasarlanmıştır. Çizim programından elde edilen bu model, deney odasının alt ve üst kapağına oluşturacak olup, Şekil 3.5a'da gösterilmiştir. Tasarlanan deney odalarının alt ve üst kapakları, 1 mm kalınlığında bakır levhadan su jeti yardımıyla kestirilerek elde edilmiştir. Kesilen bu kapaklar Şekil 3.5b'de gösterilmiştir. Bu parçalar, spiral kanalın aynı zamanda kalıbını da oluşturmaktadır.

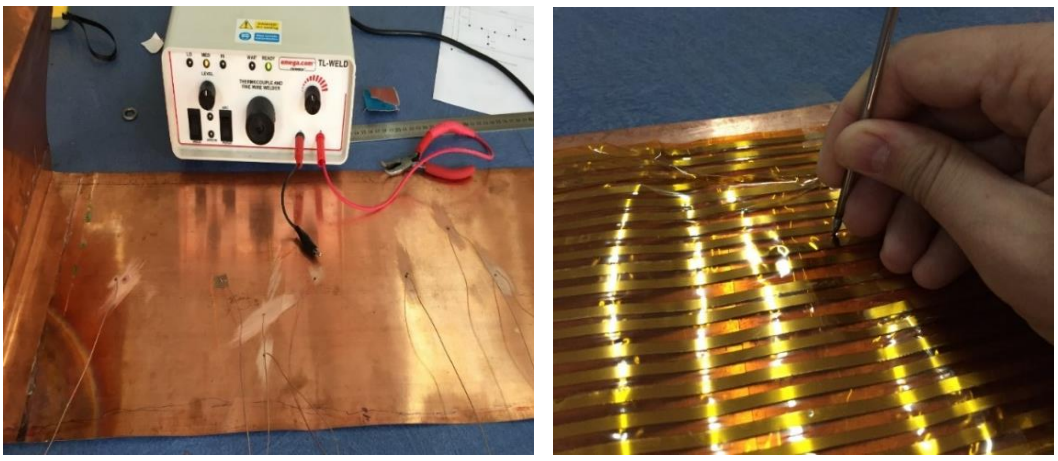
Spiral kanalın yan yüzeyleri ise 0.2 mm kalınlığında, bakır rulo levhadan tek parça yekpare olarak üretilmiştir. Bakır ruloya, laboratuvar şartlarında üretilen spiral şekil verme makinesi sayesinde spiral şekli verilerek deney odasının yan yüzeyleri elde edilmiştir. Yan yüzeye spiral şekli verildikten sonra akışkan kanalının giriş ve çıkış noktaları belirlenmiştir.



a) b)

**Şekil 3.5 :** a) Kapak tasarımı, b) Su jeti ile elde edilen spiral kapak.

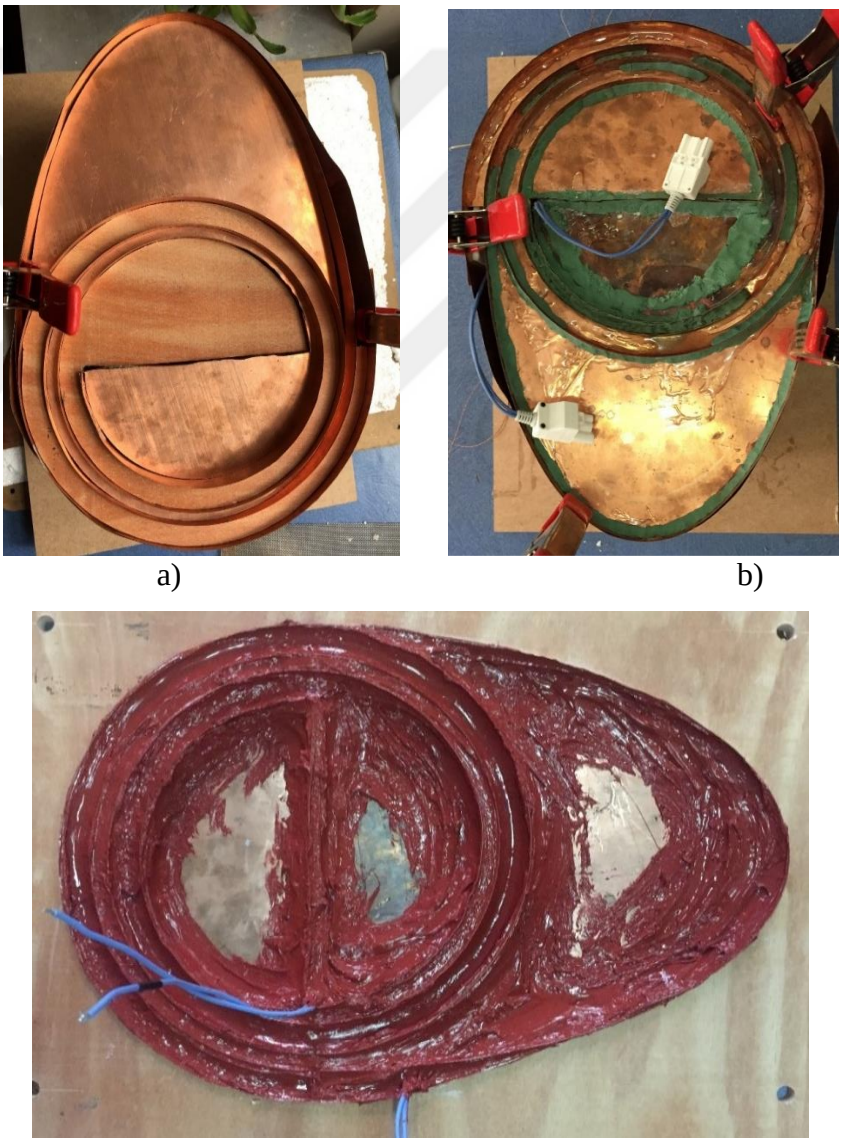
Daha sonra ısıtıcı kanalın giriş noktasından başlamak üzere iç ve dış yüzeylere aralarında 45°'lik açı olacak şekilde termoeleman yerleri belirlenmiştir. Belirlenen bu noktalar zımparalanmış ve termoeleman kaynak makinesi ile termoeleman telleri yüzeylere kaynatılmıştır. Termoeleman telleri yüzeye kaynatıldıktan sonra her bir termoeleman telinden multimetre ile sıcaklık ölçümleri alınmış ve kopukluk olup olmadığı kontrol edilmiştir. Şekil 3.6a'da termoeleman tellerinin bakır yüzeye kaynatılması işlemine ait fotoğraf verilmiştir. Termoeleman telleri yüzeye kaynatıldıktan sonra rezistans telinin arasından geçirilmiştir. Isıtıcılar ile yüzey arasına termal macun ($k_m$=4 W/mK) sürülerek ısıtıcının yüzeye daha iyi yapışması ve arada hava boşlukların oluşmaması sağlanarak temas direncini en düşük seviyeye indirilmesi hedeflenmiştir. Daha sonra ısıtıcının alt ve üst kısmından elektrik yalıtımlı teflon bantla bakır yüzeye yapıştırılmıştır. Bu işleme ait fotoğraf ise, Şekil 3.6b'da gösterilmiştir.



a) b)

**Şekil 3.6 :** a) Termoelemanların yüzeye kaynatılması b) Isıtıcıların yapıştırılması.

Teflon bandın üzerine ısı yalıtım malzemesi koyularak ısı geçişinin tek yönlü olarak akışkan kanalına doğru olması hedeflenmiştir. Isıtıcılar ve termoelemanlar, yüzeye sabitlendikten sonra spiral bakır ruloya hassas bir şekilde alt ve üst kapak montajı yapılmıştır. Bu işleme ait fotoğraf Şekil 3.7a'da gösterilmiştir. Daha sonra bakır rulo (yan yüzey) ile alt kapak (su jeti ile kesilen bakır) belli noktalarından kaynatılmış geri kalan kısımlar epoksi yapıştırıcılarla yapıştırılmıştır. Bu işleme ait fotoğraf ise Şekil 3.7b'de verilmiştir. Bu işlemler tamamlandıktan sonra Şekil 3.7c'de görüldüğü üzere alt yüzeyde hava sızdırmazlığı sağlamak amacıyla yüksek sıcaklığa dayanıklı (RHV) silikon sürülmüştür. Üst kapak için ise kanal içerisindeki bilyeleri değiştirebilmek amacıyla sabitlenmeyerek, yüzeye yapıştırılmamıştır.



a) b)

c)

**Şekil 3.7 :** Bakır rulonun deney odasına dönüştürülme işlemi a) Spiral kanal şekli verme, b) Epoksi yapıştırıcı ile sabitleme c) Sızdırmazlık işlemi.

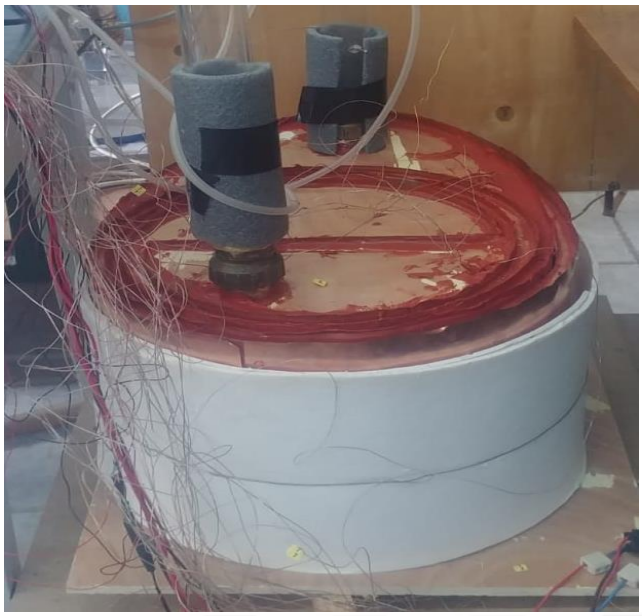
Bilyeler yerleştirildikten sonra sızdırmazlık için yüzeye sadece yüksek sıcaklığa dayanıklı silikon uygulanarak hava sızdırmazlığı sağlanmıştır. İçerisine bilye yerleştirilmesi veya çıkarılmasında durumlarında üst kapaktaki silikon sökülerek, kapak çıkarılmakta ve bilyeler yerleştirildikten sonra tekrar silikon sürülmektedir. Giriş ve çıkış kolektörlerine kanat etkisinden kaynaklı ısı kaybını engellemek için, içten ve dıştan ısıl olarak yalıtım yapılmıştır. Şekil 3.8a'da giriş kolektörünün yalıtılmasına ait fotoğraf gösterilmiştir.



a) b)

**Şekil 3.8 :** a) Giriş b) Çıkış kolektörünün yalıtılması.

Burada, eğrisel giriş kolektörünün her iki tarafı ısıl olarak yalıtılmıştır. Bu sayede, spiral kanala giren havanın ortam sıcaklığında olması hedeflenmiştir. Şekil 3.8b'de ise çıkış kolektörünün yalıtılması ait fotoğraf gösterilmiştir. Akışkan kanalının hemen bitişinden oval çıkış kolektörünün her iki yüzeyi ısıl olarak yalıtılmıştır. Kolektörlerin ısıl olarak yalıtılmasında, seramik fiber ($k_y$ =0.058 W/mK) ısı yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Giriş ve çıkış kolektörlerine bağlantı elemanı yerleştirilerek, giriş-çıkış pleksiglas boruları bağlanmıştır. Yapılan bu işleme ait fotoğraf ise Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Şekil 3.9'da gösterilen fotoğrafın sağ tarafından bulunan giriş pleksiglas borusundan ortam emilen hava, spiral deney odasından geçtikten sonra fotoğrafın sol tarafında bulunan emiş ünitesi kısmına gelmekte ve buradan emilen hava tekrar ortama atılmaktadır.



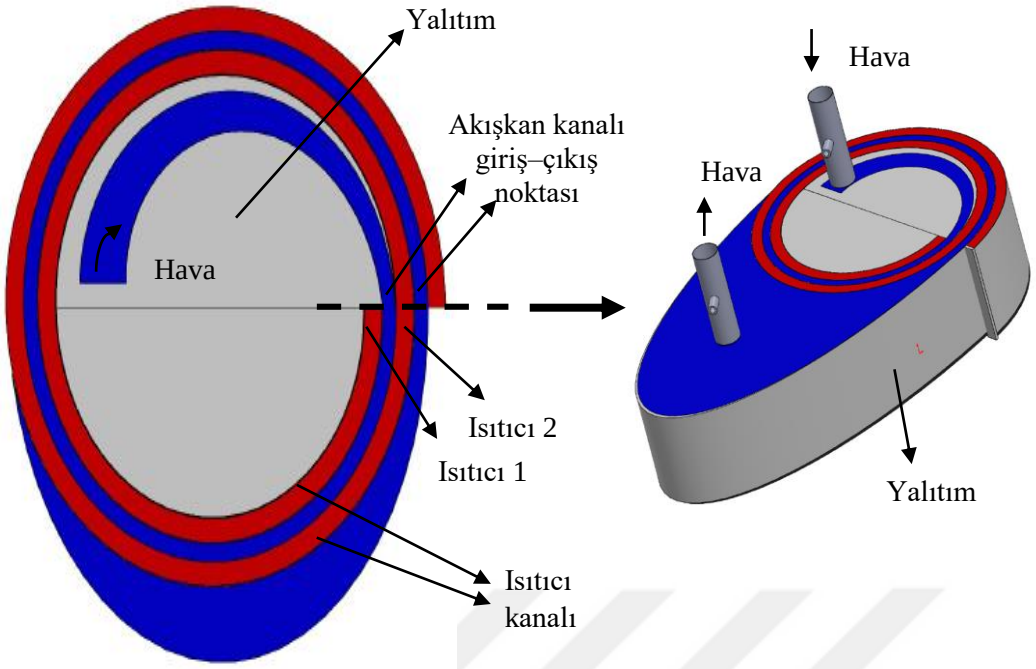
**Şekil 3.9 :** Deney odasının son hali.

Giriş ve çıkış pleksiglas borusu üzerine basınç prizleri yerleştirilmiştir. Ayrıca bu borulara sıcaklık probları da yerleştirilerek havanın giriş ve çıkış pleksiglas borulardaki sıcaklıkları ölçülmektedir. Şekil 3.9'da yüzey ve akışkan sıcaklığı ölçmek için kullanılan termoelemanların çoklayıcıya bağlanmış hali de görülmektedir.

### 3.4 Deney Tesisatı

Deney odasının detayları Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Deney odalarında, 2 farklı spiral kanal bulunmaktadır. Bunlardan mavi renkte gösterilen kısım akışkan kanalı olup, içerisinden hava geçmektedir. Akışkan kanalının girişine, eğrisel bir kanal yapılarak giriş kolektörü oluşturulmuştur. Giriş kolektörü sayesinde akışın hidrodinamik olarak gelişmesi hedeflenmektedir. Burada giriş kolektörünün iç bölgesinde bulunan gri renkte gösterilen kısım ısıl olarak yalıtılan bölgedir.

Şekil 3.10a'da gösterilen kırmızı renkli kanal ise ısıtıcı kanalıdır. Isıtıcı kanal, akışkan kanalı içten ve dıştan saracak şekilde tasarlanmıştır. Akışkan kanalı 1 turdan ($2\pi$) oluşurken, ısıtıcı kanalı ise 2 turdan ($4\pi$) oluşmaktadır. Isıtıcı kanalında, akışkan kanalının giriş kısmından başlayacak şekilde, akışkan kanalının sağ ve sol yüzeyinde 2 farklı film ısıtıcılar yerleştirilmiştir. İç yüzeyde bulunan ısıtıcı, ısıtıcı 1 ile gösterilirken, dış yüzeyde bulunan ısıtıcı, ısıtıcı 2 olarak adlandırılmıştır. Akışkan kanalının içten ve dıştan yüzey uzunlukları birbirine eşit olmadığından her iki yüzeye aynı sabit ısı akısını uygulayabilmek için iki farklı ısıtıcı kullanılmıştır.

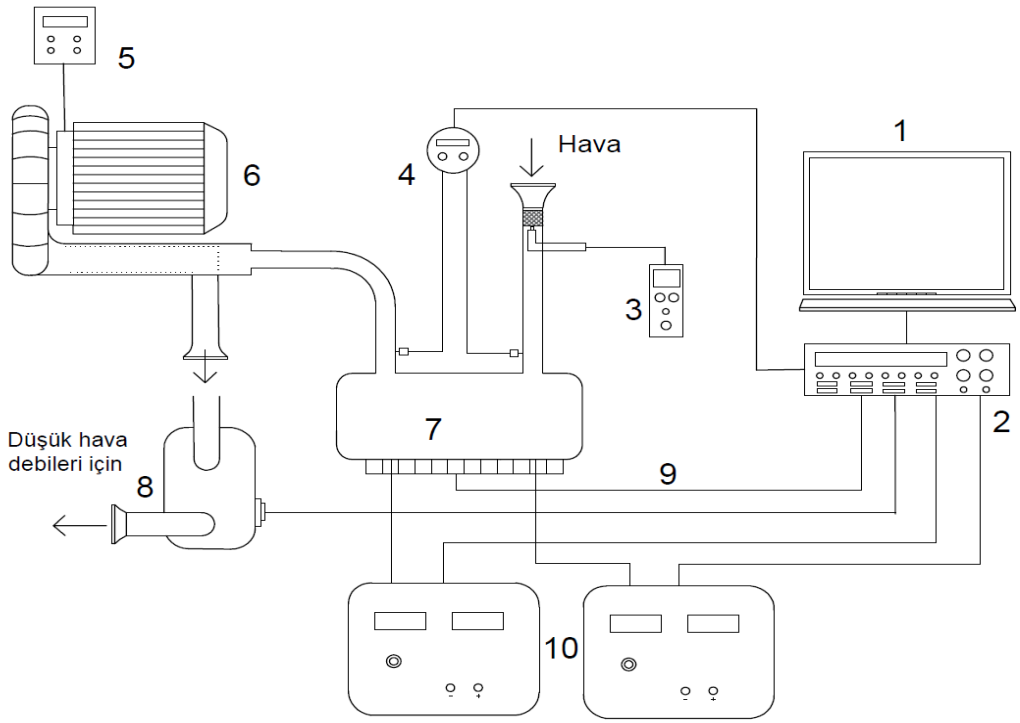



**Şekil 3.10 :** a) Spiral kanalların detayları b) Spiral deney odası.

Şekil 3.10b'de de görüldüğü üzere deney odasının en dış kısmının yan yüzeylerinde gri boyalı bölge, giriş ve çıkış kolektörlerinin iç kısımları seramik fiber yalıtım malzemesi ($k_y$=0.058 W/mK) ile doldurularak ısıl olarak yalıtılmış çevreye olan ısı kaybı en aza indirilmiştir.

Deney tesisatı, hava düzleştiricisi, deney odası ve hava emiş ünitesi olmak üzere 3 ana bölmeden oluşmaktadır. Şekil 3.11'de deney düzeneğinin şematik çizimi görülmektedir. Spiral deney odası, deney düzeneğinin ortasında, akış düzleştirme bölümü giriş kısmında, hava emiş ünitesi ise deney düzeneğinin en solunda çıkış kısmında bulunmaktadır. Spiral deney odası, deney düzeneğine (hava düzleştirme ve hava emiş ünitesine) 40 mm çapında pleksiglas borularla bağlanmıştır.

Emiş fanı (blower) sayesinde emilen hava, akış düzleştirici bölümünden geçmektedir. Hava ilk önce lüleden geçirilerek 40 mm çapında pleksiglas boruya daha düzgün girmesi sağlanmıştır. Lülenin hemen altında akış düzleştiricisi bulunmaktadır. Burada hava, 5 cm uzunluğunda altıgen akış düzleştiricisinden geçirilerek akış üniform hale getirilmektedir. Akış düzleştiriciden hemen sonra, akış üniform haldeyken Testo 425 Sıcak-küre (hot-bulb) probu (3) sayesinde hava hızı ölçülmektedir. Testo 425'in ölçüm frekansı 2 Hz'dir.




**Şekil 3.11 :** Deney düzeneği.

Şekil 3.11'de gösterilen deney düzeneğinde; 1 nolu ekipman bilgisayar, 2 nolu ekipman veri toplama cihazı, 3 nolu ekipman sıcak küre anemometre, 4 nolu ekipman fark basınçölçer, 5 nolu ekipman frekans kontrol ünitesi, 6 nolu ekipman emiş fanı, 7 nolu ekipman deney odası, 8 nolu ekipman gaz debimetre, 9 nolu ekipman termoeleman telleri, 10 nolu ekipman DC güç kaynaklarını temsil etmektedir.

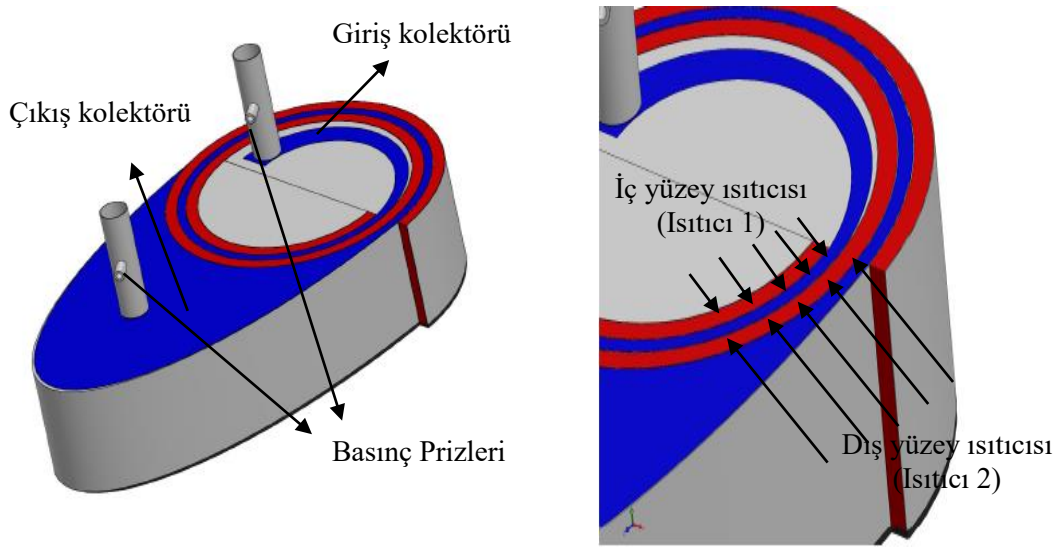
Hava hızını belirlemek için, deneyler sürekli rejime geldiğinde yaklaşık 15 dakika boyunca pleksiglas borudan hız ölçümleri alınmıştır. Alınan bu hava hızı ölçümlerinin ortalaması alınarak borudaki havanın ortalama hızı belirlenmiş ve hava debisi hesaplanmıştır. Havanın pleksiglas boruda kütlesel debisi belirlendikten sonra spiral kanalın hidrolik çapına bağlı olarak spiral kanaldaki havanın ortalama hızı hesaplanmıştır. Spiral kanaldaki havanın hızını hesaplarken, havanın spiral kanala giriş ve çıkıştaki sıcaklıkların ortalaması alınarak belirlenen termofiziksel özelikleri kullanılmıştır. Akış düzleştirme ünitesinden geçen hava giriş kolektörüne girmeden önce pleksiglas boruda bulunan basınç prizinden giriş basıncı ölçülmektedir. Ayrıca, giriş kolektörünün önüne, pleksiglas borunun içerisine tel örgü yerleştirilerek olası istenmeyen parçaların deney odasına girişi engellenmiştir. Daha sonra giriş kolektörüne giren hava, eğrisel bir kanalda hareket ederek spiral kanalın girişine gelmektedir. Hava, Şekil 3.10a'da da görüldüğü üzere mavi renkli bölgeden ilerleyerek spiral kanalda 1 tur attıktan sonra çıkış kolektörüne ulaşmaktadır. Hava,

çıkış kolektöründen bir pleksiglas boru ile hava emiş ünitesine bağlıdır. Hava emiş ünitesi sayesinde emilen hava, çıkış kolektöründen pleksiglas boruya giriş yapar ve bu çıkış pleksiglas borusunun üzerinde bulunan basınç prizi sayesinden çıkış basıncı ölçülür. Böylece havanın deney odasına girişinden ve çıkışından basınç farkı ölçülmektedir.

Hava emiş ünitesinde bulunan emiş fanı ile emilen hava çıkış pleksiglas borudan geçerek emiş fanına gelir ve buradan ortama atılır. Emiş fanı, Ekin Endüstriyel marka tek kademeli santrifüj ve 0.85 kW gücünde trifazedır. Hava emiş fanı, Siemens marka frekans kontrolüne bağlanmıştır. Bu sayede motorunun frekansı değiştirilerek, farklı hava debileri sağlanmaktadır. Deneylerde, emiş fanı 5-35 Hz arasında çalıştırılmıştır. Bu frekans değerlerinden daha yüksek devirlerde çalıştırıldığında, hem basınçölçerin ölçüm aralığı yetersiz kalmakta hem de deney odasına zarar verme ihtimali söz konusudur.

Deney tesisatında bulunan basınç prizleri ayrıntılı yapısı Şekil 3.12a'da gösterilmiştir. Basınç prizleri giriş ve çıkış kolektörlerinin yaklaşık 10 cm üzerine pleksiglas boruların üzerine yerleştirilmiştir. Bu prizlere silikon hortumlar sayesinde fark basınçölçerlere bağlanmıştır.

Film ısıtıcıların deney odasına yerleşim yerleri ise Şekil 3.12b'de gösterilmiştir. Burada, kırmızı bölgede oklar ısıtıcının hangi yüzeylere yapıştırıldığı göstermektedir. Isıtıcı 1, hava kanalının sağ tarafında, ısıtıcı 2 ise hava kanalının sol tarafında olacak şekilde yerleştirilmiştir.



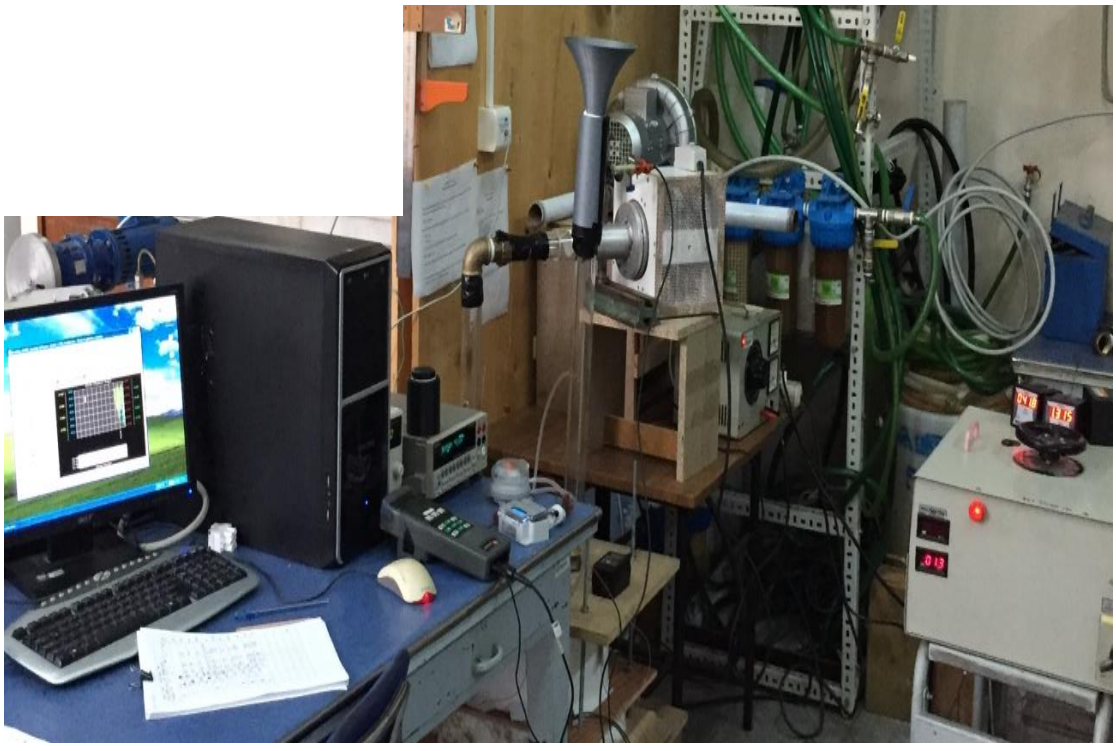

**Şekil 3.12 :** Deney odası üzerine bulunan a) Basınç prizleri b) Isıtıcılar.

Isıtıcılar, Topward marka iki farklı DC güç kaynaklarından kontrol edilmektedir. Her bir deney odasında 2 adet olmak üzere, toplamda 8 adet ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcılar film ısıtıcı olup 1 mm kalınlığında çok esnek yapıya sahiptir. Deney odalarında kullanılan ısıtıcılara ait bilgiler Çizelge 3.5'te verilmiştir.

**Çizelge 3.5 :** Isıtıcı bilgileri.

| Deney Odası | Yüzey kodu | Isıtıcı uzunluğu (cm) | Isıtıcı yüksekliği (cm) | Isıtıcı elektriksel direnci (Ω) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | İç Yüzey (DO1 $L_{si}$) | 41 | 24 | 43.1 |
| | Dış yüzey (DO1 $L_{so}$) | 48 | 24 | 42.6 |
| 2 | İç Yüzey(DO2 $L_{si}$) | 72 | 24 | 67.79 |
| | Dış yüzey (DO2 $L_{so}$) | 78 | 24 | 61.80 |
| 3 | İç Yüzey (DO3 $L_{si}$) | 73 | 24 | 38.50 |
| | Dış yüzey (DO3 $L_{so}$) | 82 | 24 | 34.2 |
| 4 | İç Yüzey (DO4 $L_{si}$) | 104 | 24 | 14.40 |
| | Dış yüzey (DO4 $L_{so}$) | 108 | 24 | 14.26 |

Şekil 3.13'te deney tesisatının genel fotoğrafı gösterilmiştir. Şekilde soldan sağa doğru bilgisayar, DC güç kaynağı ve beslediği fark basınçölçer, veri toplama cihazı (Keithley 2700), deney odası görülmektedir. Deney odasının bağlı bulunduğu pleksiglas borunun üst tarafında akış düzleştirici ve hız ölçüm ünitesi (Testo 425 anemometre), deney odasının sağ tarafında ise hava emiş ünitesi (blower) bulunmaktadır. Fotoğrafın en sağında ise ısıtıcıları besleyen DC güç kaynakları görülmektedir.



**Şekil 3.13 :** Deney tesisatının genel fotoğrafı.

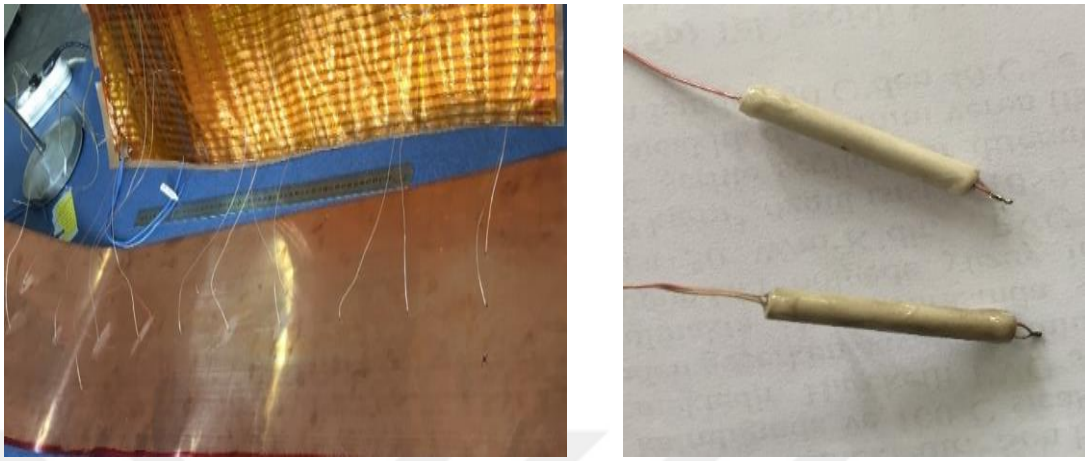
### 3.4.1 Basınç ölçümleri

Deneylerde spiral kanalın giriş ve çıkışında bulunan pleksiglas borudaki basınç prizlerinden havanın basınç düşüşü ölçülmüştür. Basınç düşüşü deneylerinde üç çeşit DPT1000-R8, DPT2500-R8 ve DPT7000-R8 marka fark basınçölçer kullanılmıştır. Spiral kanaldaki basınç düşüşüne bağlı olarak ölçüm aralığına en uygun fark basınçölçer kullanılmıştır. Fark basınçölçerler DC güç kaynağı ile beslenmiş ve çıkış sinyali olarak 0 ile 10 V arasında sinyal üretmektedir. Fark basınçölçer voltaj kabloları çoklayıcılar sayesinden Keithley 2700 veri toplama cihazına bağlanmış ve voltaj değerleri bilgisayara aktarılmıştır. Kullanılan fark basınçölçerin ölçüm aralığına göre bu volt değerlerine lineer bir eğri uydurarak basınç değerlerine dönüştürülmüştür. Basınç düşüşü deneyleri sistem termodinamik olarak dengedeyken yapılmıştır. Her bir hava debisi için en az 100 adet basınç düşüşü değeri alınmış ve bu değerlerin ortalaması alınarak o hava debisindeki ortalama basınç düşüşü değeri belirlenmiştir.

### 3.4.2 Sıcaklık ölçümleri

Deney odalarında sıcaklık ölçümü için iki kat yalıtımlı ve özel hata sınırlı K tipi (Kromel+Alumel) Omega marka TT-K-30-SLE model termoeleman teli kullanılmıştır. Yüzey sıcaklıklarını ölçmek için kanalın iç ve dış yüzeyine Şekil 3.14a'da gösterildiği gibi termoeleman telleri, termoeleman kaynak makinesi kullanarak yüzeye kaynatılmıştır. Böylece termoeleman teli ile yüzey arasındaki temas direnci en aza indirgenmiştir. Deney odalarının yüzeylerine, termoelemanlar spiral kanalın başlangıç noktasından itibaren 45°'lik açılarla ve kanalın tam ortasından (H=12 cm) kaynatılmıştır. Ayrıca bazı açılarda, aynı açıda birden farklı yüksekliklerde yüzey sıcaklığı ölçmek için termoeleman teli kullanılmıştır. Böylece kanal yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı da incelenecektir. Her bir deney odasında 13 adet iç yüzey, 13 adet dış yüzey olmak üzere toplam 26 adet termoeleman kullanılmıştır. Şekil 3.14b'de gösterildiği gibi, el yapımı hava sıcaklığını ölçmek için termoeleman sıcaklık probu yapılmıştır. Yine K tipi termoeleman telinin ucuna ısıl ve elektriksel olarak yalıtmak amacıyla seramik parça konmuş ve bu parçanın hemen önünde termoeleman telleri kaynatılarak sıcaklık probu yapılmıştır. Bu sıcaklık problarından üçer adet spiral kanalın girişine ve çıkışına yerleştirilmiştir. Spiral kanalın boş olma durumunda, el yapımı sıcaklık probları, kanalın içerisinden 90°, 180° ve 270° açılarla yerleştirilmiş ve hava sıcaklığı ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca, bu el yapımı termoeleman sıcaklık probları, pleksiglas boruların girişine ve çıkışına da yerleştirilmiştir. Deney odasının

en dış yalıtımının üzerine 2 adet termoeleman sıcaklık probu yerleştirilerek de dış yalıtımın sıcaklığı ölçülmüştür. Deney odasının bulunduğu ortamın hava sıcaklığını ölçmek içinde bir adet el yapımı sıcaklık probu yapılmıştır.



a) b)

**Şekil 3.14 :** a) Termoelemanların yüzeye kaynatılması b) El yapımı sıcaklık probu.

Bir deney odasında 26 adet yüzey sıcaklığı, 9 adet hava sıcaklığı, 1 adet ortam sıcaklığı, 2 adet giriş ve çıkış pleksiglas borusundan hava sıcaklığını ve 2 adet deney odasının dış yalıtımının sıcaklığı olmak üzere toplam 40 adet termoeleman kullanılmıştır. Termoeleman telleri çoklayıcılar (Multiplexer 7700) sayesinde veri toplama cihazına (Keithley 2700) bağlanmıştır. Bütün sıcaklık sinyalleri veri toplama cihazı sayesinde bilgisayara aktarılmaktadır. Termoelemanların detaylı yerleşim planı Ek A.1'de verilmiştir.

Aynı açıdan ölçülen sıcaklık değerlerin aritmetik ortalaması alınarak o açıdaki sıcaklık değeri elde edilir. Yüzey ve akışkan sıcaklığının aynı açıdaki sıcaklığını veren ifadeler aşağıda gösterildiği gibi,

$$T_s(\varphi, H) = \frac{T_s(\varphi, H_1) + T_s(\varphi, H_2)}{2} \tag{3.12}$$

$$T_f(\varphi, H) = \frac{T_f(\varphi, H_1) + T_f(\varphi, H_2) + T_f(\varphi, H_3)}{3} \tag{3.13}$$

hesaplanabilir. Sıcaklık ölçümleri, yüzeylere sabit ısı akısı uygulandıktan sonra sistemin ısıl olarak dengeye ulaşmasından sonra alınmıştır. Her bir ölçüm noktasından en az 100 adet veri alınmış ve bu verilerin aritmetik ortalaması alınarak o noktalardaki sıcaklıklar elde edilmiştir.

Isı geçiş deneylerinde, yüzey sıcaklıklarının 90 °C'yi geçmemesine özen gösterilmiştir. Bu sıcaklığın üzerine çıkıldığında deney odalarında imalatında kullanılan epoksi yapıştırıcılarının güven bölgesinden çıkılacaktır. Her ne kadar sızdırmazlık için kullanılan yüksek sıcaklığı dayanıklı silikon, bu sıcaklıkları dayansa da kanal için de yüksek basınçları çıkıldığından deney odalarına zarar verme ihtimali yüksek olacaktır. Kullanılan epoksi yapıştırıcının değiştirilmesi ile daha yüksek sıcaklıklarda ve debilerde deney yapmak mümkün olacaktır. Fakat deneyler kullanılan emiş fanına, havanın 100 °C'den daha yüksek sıcaklıklarda girmesi tavsiye edilmemektedir. Bu yüzden, ısı geçişi deneyleri, deney düzeneğinin imkanları ölçüsünde en yüksek sıcaklık olarak 90 °C'ye spiral kanal içerisinde ortalama hava hızı en yüksek 6.32 m/s'ye çıkarak en geniş aralıklarda deneyler yapılmıştır.

### 3.5 Belirsizlik Analizi

Deney verilerindeki belirsizlik, test odasının boyutları, bilye çapı, sıcaklık, hız ve basınç düşüşü gibi birincil ölçümlerdeki ana hata kaynakları tanımlanarak değerlendirilir.

Havanın deney odasına giriş ve çıkış basıncı, basınç prizlerine bağlı bulunan DPT1000-R8, DPT2500-R8 veya DPT7000-R8 marka fark basınçölçerler yardımıyla ölçülmektedir. Üç farklı basınçölçerin kullanılmasının sebebi, deneydeki ölçüm aralığına göre en düşük belirsizlikte basınç düşüşünü ölçmektir. Deneye başlamadan önce ölçüm cihazı sıfırlanarak ölçüm yapılan iki nokta arasında basınç farkının olmadığı kontrol edilmiştir. Kullanılan cihazlar iki ölçüm noktası arasındaki basınç düşüşünü ölçmektedir. DPT7000-R8 marka fark basınçölçeri yüksek basınç düşüşlerinde kullanılmış olup belirsizliği 125 Pa üzerinde %1.5xTÖ±1 Pa olarak verilmiştir. Burada, TÖ tam ölçeği ifade etmektedir. DPT2500-R8 marka basınçölçerin belirsizliği ise 125 Pa değerinin üzerinde %1xTÖ±1 Pa'dır. DPT1000-R8 marka basınçölçerin belirsizliği ise %1xTÖ'dir.

Deney tesisatına gönderilen hava, giriş pleksiglas borusunda bulunan akış düzleştiricisinden geçtikten sonra Testo 425 sıcak küre (hot-bulb) hız ölçüm cihazı ile pleksiglas borudaki havanın hızı belirlenmiş ve borudaki havanın kütlesel debisi hesaplanmıştır. Burada belirlenen debi sayesinde havanın spiral kanaldaki hızı bulunmuştur. Testo 425 belirsizliği (0,03±%5xÖD) ve ölçüm frekansı 2 Hz.'dir. Düşük hava hızlarında Testo 425 kullanılması durumunda, ölçülen hızda yüksek

belirsizlikler oluşmaktadır. Bu yüzden düşük hızlarda doğalgaz sayacı kullanılmıştır. Doğal gaz sayacı sadece basınç düşüşü deneylerinde kullanılmış olup ısı geçişi deneylerinde bu hız değerlerine düşülememiştir. Ayrıca, doğalgaz sayacının hava için kullanımda belli bir sıcaklığa kadar uygun olduğu belirtilmiştir. Doğal gaz sayacının belirsizliği ölçülen debiye ($m^3/h$) bağlı olarak değişmekte ve en yüksek %1 $m^3/h$ değeri olmaktadır.

Deneylerde kullanılan bilyelerin çapları ölçmek için dijital kumpas kullanılmıştır. Dijital kumpasın belirsizliği ±0.007 mm'dir.

Isı geçişi deneylerinde sıcaklığı ölçmek için Omega marka K tipi (Kromel+Alumel) termoeleman telleri kullanılmıştır. Bu termoelemanlar iki kat yalıtımlı ve özel hata sınırlıdır. Termoeleman tellerinin belirsizliği ±1.1 °C'dir. Isı geçiş deneylerinde sıcaklıklar, sistem sürekli rejime ulaşınca ölçülmüştür. Sistemin sürekli rejime ulaşmasıyla ölçülen sıcaklıklarda en yüksek standart sapma 0.18'dir. Fakat sıcaklık değerlerinin kullanılarak hesaplandığı belirsizliklerde Omega firmasının sunmuş olduğu 1.1 °C değeri kullanılmıştır.

Deneyde kullanılan film ısıtıcılar Topward marka DC güç kaynakları ile beslenmiştir. Isıtıcıdan çıkan volt ve akım değerleri çoklayıcılar (Multiplexer 7700) sayesinde veri toplama cihazı (Keithley 2700) aracılığıyla bilgisayara bağlanmıştır. Veri toplama cihazının voltajı okuma belirsizliği ((45xÖD)+(9xÖA))/1000000) iken akım okuma belirsizliği ise ((1200xÖD)+(40xÖA))/1000000)'dir. Bu değerler veri toplama cihazının 1 yıllık kalibrasyon ve okuma noktasındaki sıcaklığın 28 °C olduğu durum için geçerlidir.

Ana ölçüm belirsizlikleri kullanılarak hesaplanan parametrelerin belirsizliği, Kline [105] tarafından tarif edilen metoda göre belirlenmiştir.

$$W_R = \mp \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_{x_2}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_{x_n}\right)^2} \qquad (3.14)$$

Bu metoda göre, hesaplanan parametre $R$ ve $W$ değişkeni, alt simge ile bir belirsizliği göstermektedir. Bu parametreyi etki eden n tane bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, \ldots, x_n$ olsun. Bu durumda, hesaplanan parametrenin belirsizliği ($W$) denklem 3.14'te verilmiştir.

Hesaplanan parametrelerin belirsizlikleri, spiral kanal hidrolik çapı ($d_h$), yüzeylere uygulanan ısıl güç (q), gözeneklilik (ε), birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ($\Delta P/L_s$), indirgenmiş basınç düşüşü ($\Delta P/L_s u_m$) ve boyutsuz sayılar ($Re_p$, De, $De_m$, , Nu ve $Nu_p$) olarak ifade etmek mümkündür.

Deney odalarının ve yapılan deneylerin belirsizliği Çizelge 3.6'da verilmiştir. Spiral kanaldaki hesaplanan hızın belirsizliği %5.7 ile %11.4 arasında değişmektedir. Ortalama hız kullanılarak hesaplanan Re, $Re_p$, De, $De_m$ boyutsuz sayılarındaki belirsizliğin, büyük oranda hızdaki belirsizlikten kaynaklanmaktadır.

**Çizelge 3.6 :** Deney verilerindeki belirsizlikler.

| | Parametreler | Belirsizlikler |
|---|---|---|
| Ölçüm Hataları | d [mm] | 0.22, 0.14, 0.08%, |
| | $u_m$ [m/s] | 11.4 - 5.7%. |
| | T [°C] | ±1.1 |
| | i [A] | 0.13-0.15% |
| | V [V] | 0.006- 0.008% |
| Hesaplanan Parametrelerin Hataları | q [W] | 0.1 - 0.25% |
| | ε | 0.9% |
| | De | 14-5.6%. |
| | $Re_p$ | 14-7%. |
| | $\Delta P/L_s$ | 2.7% |
| | $\Delta P/L_s u_m$ | 3.2% |
| | Nu | 9-14%. |
| | $Nu_p$ | 9-14%. |

## 3.6 Basınç Düşüşü Deneyleri

### 3.6.1 Spiral kanalda basınç düşüşü deneyleri

Basınç düşüşü deneyleri, spiral kanalın boş ve içerisinde bilye olma durumunda yapılmıştır. Bilyeler spiral kanala yerleştirilmeden önce boş kanal için basınç düşüşü deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, deney odasındaki basınç düşüşü ile ortalama hava hızı anlık olarak ölçülmüştür. Her bir deney için en az 100 adet deney verisi alınmıştır. Bu verilerin aritmetik ortalaması alınarak ortalama basınç düşüşü ve hız verileri elde edilmiştir. Pleksiglas boruda ölçülen ortalama hava hızından, boru içindeki debi hesaplanmış ve buradan havanın spiral kanaldaki ortalama hızı elde edilmiştir. Denklem 3.15'te havanın spiral kanal içerisindeki ortalama hızını veren ifade sunulmuştur.

$$\rho_f u_p A_p = \rho_f u_m A_c \tag{3.15}$$

Burada, $\rho_f$ havanın yoğunluğunu, $u_p$ pleksiglas borudan ölçülen havanın ortalama hızı, $A_p$ pleksiglas borunun kesit alanı, $u_m$ spiral kanaldaki havanın ortalama hızı, $A_c$ ise spiral kanalın kesit alanını ifade etmektedir. Kanal hidrolik çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısını veren ifade denklem 3.16'da verilmiştir.

$$Re = \frac{\rho u_m d_h}{\mu} \tag{3.16}$$

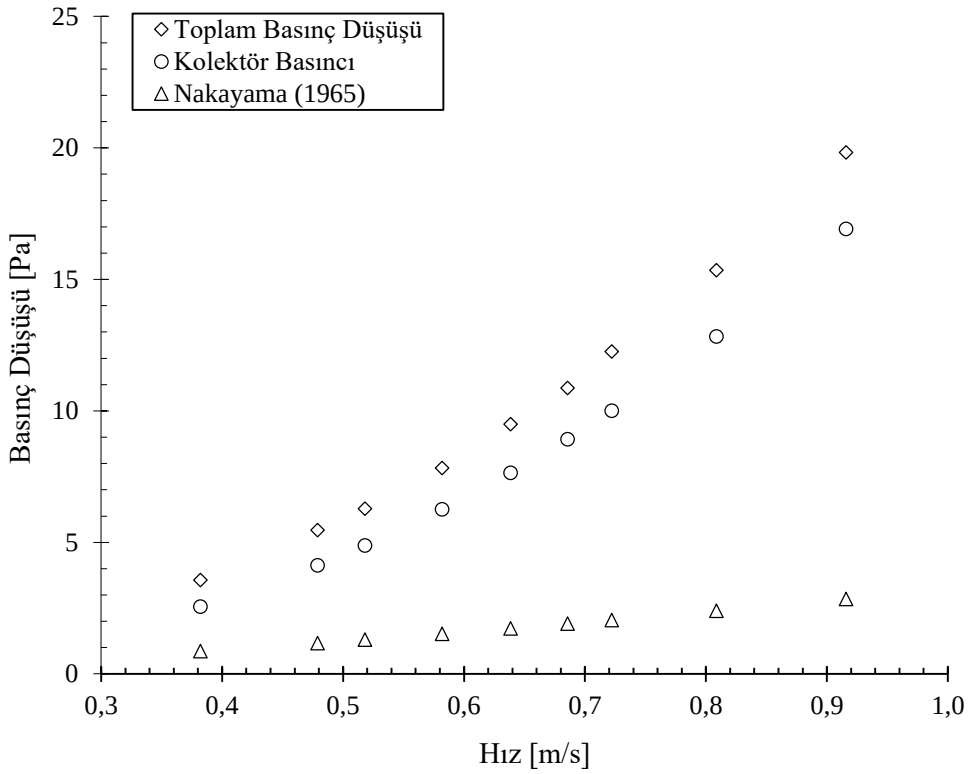
Eğrisel kanallarda boyutsuz sayı olarak Dean sayısı kullanılmaktadır. Dean sayısı, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olup eğrilik oranının kareköküyle çarpımına eşittir. Dean sayısını denklem 3.17'de gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür.

$$De = Re\sqrt{{d_h}/{2R_a}} \tag{3.17}$$

Deneylerde ölçülen basınç farkı, pleksiglas boruda, giriş-çıkış kolektörlerinde ve spiral kanalda basınç düşüşlerinin toplamıdır. Spiral kanalın hemen girişinden ve çıkışından basınç farkı deney odasının tasarımı gereğince ölçülememiştir. Bu yüzden giriş ve çıkış kolektörlerinin yerel kayıp katsayıları belirlemek için pleksiglas ve spiral kanalda basınç düşüşü değeri bilinmelidir.

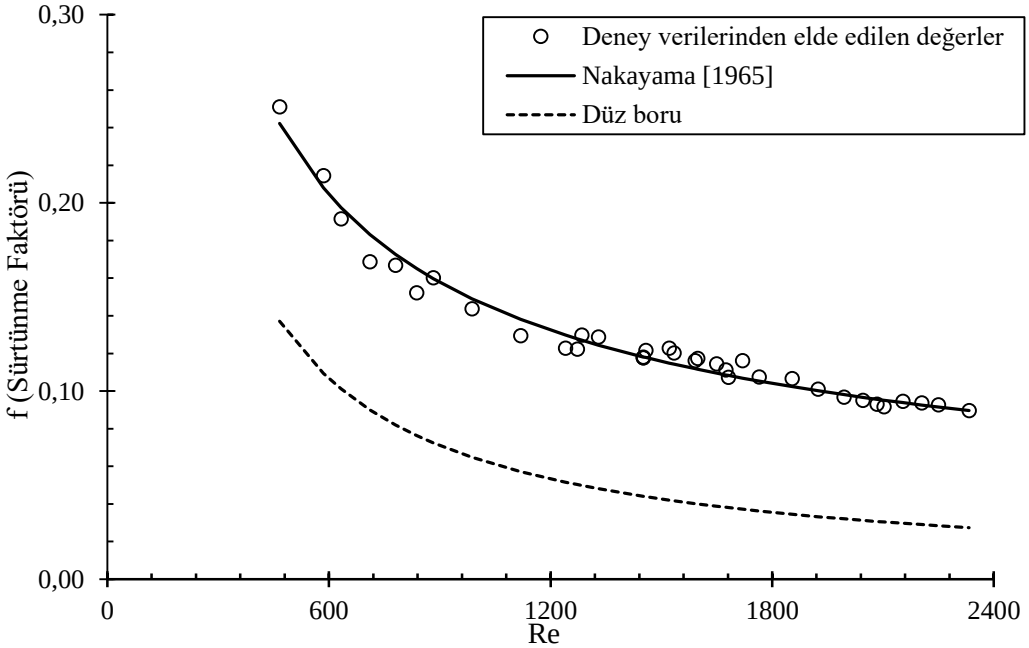
Pleksiglas borudaki basınç düşüşü değeri, $f = 64/Re$ sayısından elde edilmiştir. Spiral kanaldaki basınç düşüşü değeri ise Mori ve Nakayama [59] sundukları basınç düşüşü denkleminden belirlenmiştir. Pleksiglas borudan ve spiral kanaldaki basınç düşüşü belirlendikten sonra giriş-çıkış kolektörlerindeki toplam basınç düşüşü hesaplanmıştır. Şekil 3.15'te, deney odası 2 için, (2-120-10-Boş) nolu deneyde ölçülen toplam basınç düşüşü ile ortalama hız arasındaki ilişki verilmiştir.

Ayrıca Şekil 3.15'te, spiral kanaldaki basınç düşüşü ve kolektörlerdeki basınç düşüşü değerleri gösterilmiştir. Hem spiral kanalda, hem de pleksiglas boruda basınç düşüşü değerleri oldukça düşük olduğu görülmektedir. Spiral kanal ile giriş-çıkış kolektörlerindeki basınç düşüşü değerleri kıyaslandığında ise kolektörlerdeki basınç düşüşü değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Kanal içindeki ortalama hava hızına bağlı olarak, kolektörlerdeki basınç düşüşü, spiral kanala kıyasla yaklaşık 6 kata kadar fark mevcuttur.




**Şekil 3.15 :** (2-120-10-boş) nolu deneyde basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki.

Spiral kanaldaki, kolektörlerdeki basınç düşüşü çıkarıldıktan sonra elde edilen sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki Şekil 3.16'da verilmiştir. Ayrıca, kanalın düz olma durumunda yine aynı uzunlukta ve çaptaki sürtünme faktörü ile kıyaslanmıştır.




**Şekil 3.16 :** 2-120-10-boş nolu deneyde sürtünme faktörü ile Reynolds sayısının ilişkisi.

Düz bir boruyla kıyaslandığında sürtünme faktörü eğrisel kanalda, yaklaşık 2-3 kat daha fazladır. Buradan düz bir boruya kavis verildiğinde, kanalın eğrilik yarıçapına bağlı olarak basınç düşüşünün arttığı görülmektedir.

Diğer deney odalarına ait boş kanal basınç düşüşü verileri Ek B.1 ile B.3 arasında verilmiştir. Deney odalarına ait boş kanalda basınç düşüşü deneylerine ait deney bilgileri Çizelge 3.7'de verilmiştir.

**Çizelge 3.7 :** Boş spiral kanalda basınç düşüşü deneyleri.

| | 1-071-12-Boş | 2-120-10-Boş | 3-124-15-Boş | 4-171-12.5-Boş |
|---|---|---|---|---|
| $u_m$ [m/s] | 0.28 – 1.85 | 0.38 - 1.91 | 0.23 – 1.77 | 0.28 – 4.25 |
| Re | 382.6 – 2546.3 | 466.6 – 2332.9 | 412.7 – 3164.3 | 419.2-6302.9 |
| De | 169.7 – 1129.7 | 141.1 – 705.4 | 151.3 – 1160.3 | 110.5-1661.4 |
| $\Delta P_S$ [Pa] | 0.27 – 3.91 | 0.87 – 8.04 | 0.23 – 3.99 | 0.52-22.9 |
| $\Delta P_p$ [Pa] | 0.09 – 0.57 | 0.10 – 0.51 | 0.08 – 0.64 | 0.10-0.34 |
| $\Delta P_K$ [Pa] | 3.9 – 138.8 | 2.59 – 94.04 | 2.72 – 100.1 | 2.80-675.6 |
| $\Delta P_T$ [Pa] | 4.26 – 143.3 | 3.56 – 102.6 | 3.03 – 104.8 | 3.43-698.8 |
| Deney Sayısı | 23 | 36 | 28 | 20 |

Burada, $\Delta P_S$, spiral kanalda basınç düşüşünü, $\Delta P_p$, pleksiglas boruda basınç düşüşünü, $\Delta P_K$, giriş-çıkış kolektörlerindeki basınç düşüşünü ve $\Delta P_T$ ise toplam basınç düşüşünü ifade etmektedir. Spiral kanal için geniş bir hız aralığında deneyler yapılmıştır. Boş spiral kanal için yapılan deneylerde akış laminer bölgede kalmıştır. Kolektör basıncı ile hız arasında ilişki kurulup spiral kanalın içerisine bilye yerleştirildiğinde toplam basınç farkından, kolektör basıncı düşürülecektir. Fakat ileride spiral paket yataktaki basınç düşüşü deney sonuçlarından da görüleceği gibi kolektörlerden kaynaklanan yerel kayıpların yarattığı basınç düşüşü, gözenekli ortamdaki basınç düşüşü deneyleri ile kıyaslandığında ihmal edilebilir seviye olduğu görülecektir. Yapılan deneyler sonucunda kanal içerisine bilye konulduğu durumdaki basınç düşüşü değerleri, aynı hız için kolektördeki basınç farkına göre yaklaşık 100 kat daha fazla olduğu görülmüştür.

### 3.6.2 Spiral paket yataklarda basınç düşüşü deneyleri

Spiral paket yataklarda, 4 farklı deney odasının içerisine 3 farklı çapta bilyeler ayrı ayrı yerleştirilmiş olup toplam 12 farklı kombinasyonda deneyler yapılmıştır. Spiral gözenekli kanalda, 0-7000 Pa aralığındaki basınçölçer kullanılarak her hava debisine

karşılık basınç düşüşleri ölçülmüştür. Kanalda her bir debi değiştirilmesinden sonra sistemin rejime gelmesi beklenmekte ve sistem rejime geldikten sonra veriler kaydedilmektedir. Her bir deney için en az 100 adet hız ve basınç düşüşü verisi alınmış ve bunların aritmetik ortalaması alınarak o ortalama hızdaki, basınç düşüşü değerleri belirlenmiştir.

Her bir bilye çapında yapılan basınç düşüşü deneylerinden sonra kanal içerisindeki bilye değişimi ve sızdırmazlık işlemi birkaç gün sürdüğü için, her bir kombinasyondaki deneyler farklı günlerde yapılmıştır. Bu yüzden deneylerde havanın sıcaklığı ve bağıl nemi de ölçülmüştür. Hesaplamalarda kullanılan havanın termofiziksel özelikleri o günkü ortam sıcaklığı ve bağıl nemi dikkate alınarak belirlenmiştir.

Bilye çapına göre Reynolds sayısını aşağıda gösterildiği gibi,

$$Re_p = \frac{\rho u_m d}{\mu} \tag{3.18}$$

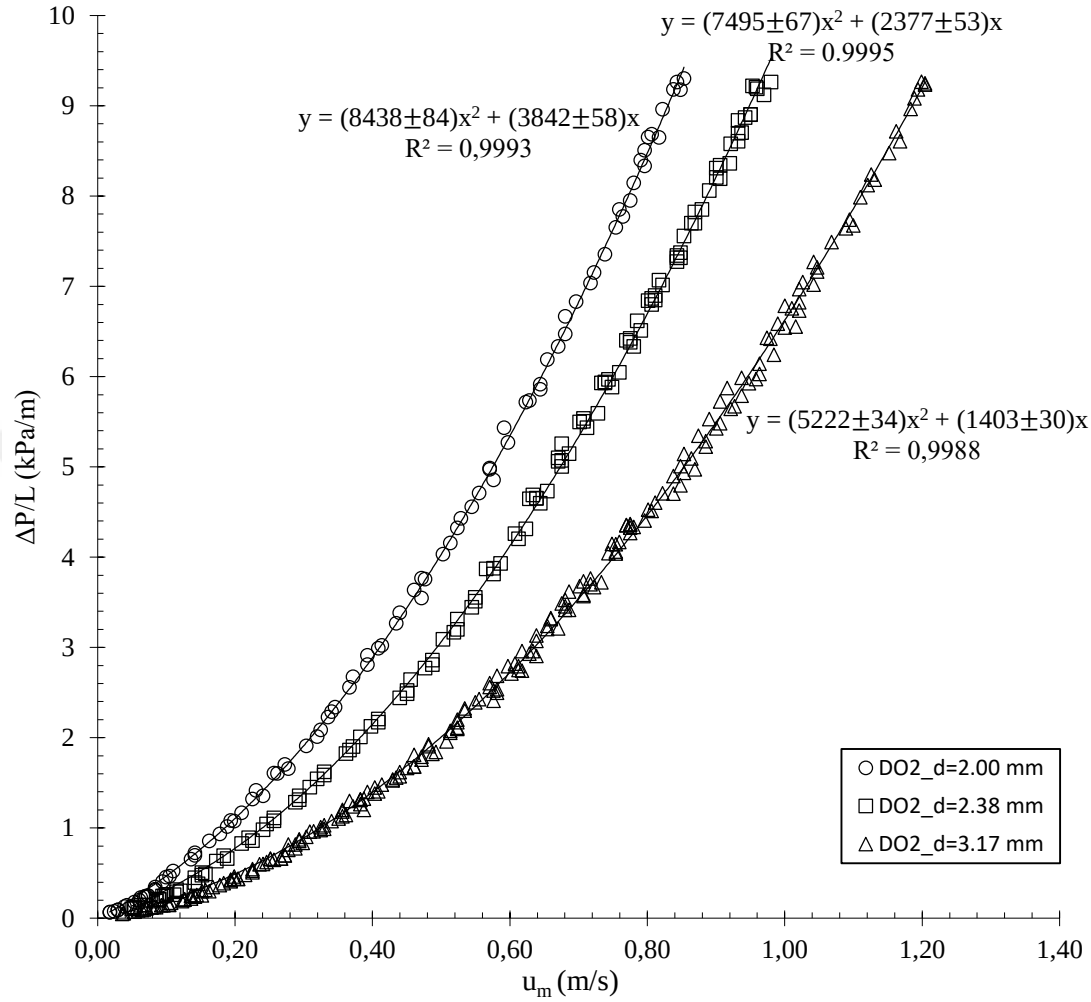
hesaplamak mümkündür. Burada $u_m$ havanın spiral kanaldaki ortalama hızı, d bilye çapını, ρ havanın yoğunluğu ve μ viskozitesini ifade etmektedir. Spiral paket yataklarda basınç düşüşünü, spiral kanal uzunluğuna bölündüğünde birim uzunluk başına düşen basınç düşüşünü elde edilir. Çizelge 3.8'de 12 farklı kombinasyonda basınç düşüşü deneylerine ait deney verilerinin aralığı sunulmuştur.

**Çizelge 3.8 :** Spiral paket yatakta basınç düşüşü deneyleri.

| Deney Kodu | $u_m$ [m/s] | $Re_p$ | ΔP/L [Pa/m] | Deney Sayısı |
|---|---|---|---|---|
| 1-071-12-2.00 | 0.03-1.07 | 3.20-133.7 | 79.9-15596 | 104 |
| 1-071-12-2.38 | 0.02-1.22 | 3.21-181.2 | 88.4-15488 | 109 |
| 1-071-12-3.17 | 0.05-1.46 | 10.5-285.7 | 85.3-15613 | 107 |
| 2-120-10-2.00 | 0.02-0.85 | 2.22-106.5 | 66.3-9302.7 | 94 |
| 2-120-10-2.38 | 0.05-0.96 | 7.48-144.5 | 105.7-9123.9 | 134 |
| 2-120-10-3.17 | 0.04-1.20 | 7.12-239.6 | 48.9-9327.0 | 226 |
| 3-124-15-2.00 | 0.02-0.81 | 2.27-99.8 | 83.6-9028.6 | 106 |
| 3-124-15-2.38 | 0.02-0.92 | 2.68-138.6 | 58.3-9053.1 | 110 |
| 3-124-15-3.17 | 0.04-1.27 | 8.38-253.0 | 62.3-9317.1 | 108 |
| 4-171-12.5-2.00 | 0.03-0.66 | 4.27-84.4 | 92.92-6520.2 | 61 |
| 4-171-12.5-2.38 | 0.05-0.72 | 7.14-103.7 | 93.83-6512.3 | 69 |
| 4-171-12.5-3.17 | 0.07-0.96 | 14.18-188.1 | 75.48-6525.9 | 94 |

Şekil 3.17'de, 2 nolu deney odasına ait içerisinde 3 farklı çapta bilye olması durumunda spiral paket yatakta birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ile ortalama

hava hızı arasındaki ilişki verilmiştir. Diğer deney odaları ve farklı çapta bilyelerden oluşan paket yataklarda birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki Ek C kısmında Şekil C.1 ile C.12 arasında verilmiştir.




**Şekil 3.17 :** Deney odası 2 için basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki.

Deney odası 2'ye ait spiral paket yataklarda gözeneklilik %41.4 - 42 arasında olup hemen hemen aynı değerdedir. Gözeneklilik değerleri hemen hemen aynı değerlerdeyken, özgül yüzey alanlarında ciddi fark söz konusudur. Bilye çapı düştükçe özgül yüzey alanı artmaktadır. 3 farklı çapta bilyeler için özgül yüzey alanlarının farklı olmasından dolayı basınç düşüşü de farklıdır. Paket yatak içinde aynı ortalama hava hızında, bilye çapı azaldıkça basınç düşüşü artmaktadır. Diğer bir deyişle aynı ortalama hız değerlerinde özgül yüzey alanı arttıkça basınç düşüşü de artmaktadır.

Ayrıca Şekil 3.17'de görüldüğü üzere düşük hızlarda spiral paket yatakta basınç düşüşü değerleri yakın değerlerde olup bilye çapından çok fazla etkilenmemektedir. Fakat spiral kanal içinde hız arttıkça, bilye çaplarına göre basınç düşüşü farkları

giderek daha da artmaktadır. Her üç bilye çapı için basınç düşüşü ile hız arasında beklenildiği gibi 2. dereceden polinomla uyumludur. Düşük hızlarda (Darcy rejimi) sadece viskoz etkiler söz konusu olup basınç düşüşü hızla lineer değişirken, hız arttıkça atalet kuvvetleri etkili olmakta ve basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki paraboliktir. Deney verilerine uydurulan eğrinin $R^2$ değeri neredeyse bire eşit olduğu için, ikinci dereceden uydurulan eğrinin, deneysel verileriyle iyi bir uyum içinde olduğu anlaşılmaktadır.

Şekil 3.17'de deneysel verilere Origin Pro yazılımı ile non-lineer regresyon analizi yapılarak uydurulan eğrinin katsayıları belirlenmiştir. Bu program sayesinde bağımsız değişkenlerin hataları da hesaplamalara katılarak eğrinin katsayılarındaki hatalarda bulunmuştur.

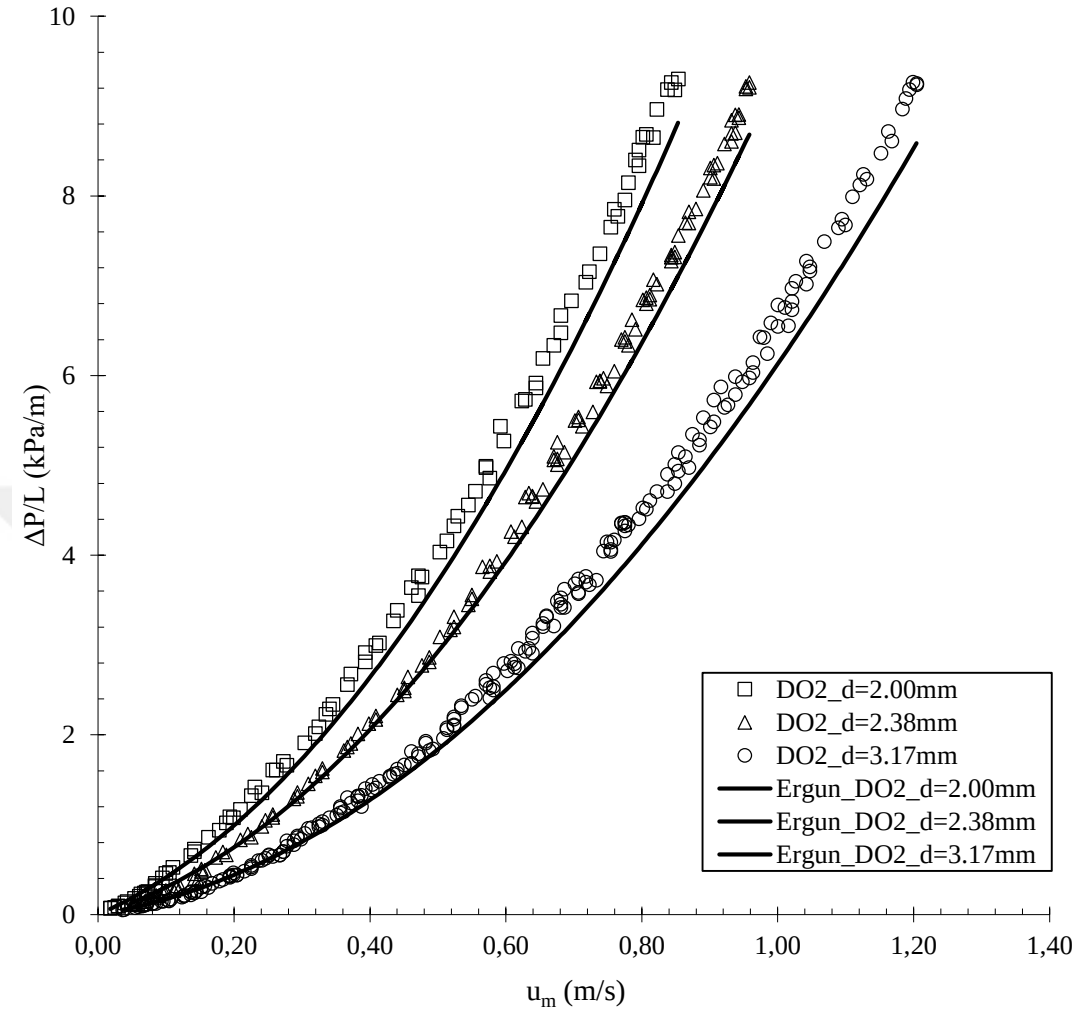
Paket yataklarda basınç düşüşü çalışmalarından öncülerinden olan Ergün [12, 13] çeşitli büyüklükteki küreler, kum ve pulverize koklardan oluşan paket yataklardan Rep sayısı 100'e kadar deneysel olarak gaz akışını incelemiştir. Burke-Plumber ve Morcom'un önceki deneysel çalışmalarını da ekleyerek $Re_p$ sayısı 1800'e kadar geçerli bir basınç düşüşü korelasyonu önermiştir. Sunduğu korelasyon denklem 3.19'da verilmiştir.

$$\frac{\Delta P}{L} = A_E \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu u_m}{d^2} + B_E \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho u_m^2}{d} \tag{3.19}$$

Burada, $A_E$ ve $B_E$ katsayıları, Ergün sabitleri olup sırasıyla 150 ve 1.75'dir. Ergün [13] sunduğu bu katsayılar düz paket yataklar için geçerlidir. Şekil 3.18'de yine 2 nolu deney odasından elde edilen basınç düşüşü değerleri ile Ergün denkleminden hesaplanan değerler çizdirilmiştir. Paket yatak içinde düşük hızlarda basınç düşüşü değerleri ile Ergün denkleminden elde edilen değerler hemen hemen aynı mertebelerdeyken hız arttıkça beklenildiği gibi basınç düşüşleri arasındaki fark ta artmaktadır. Buradan spiralliğin (eğriselliğin) etkisinin yüksek hızlarda daha çok görüleceği anlamına gelmektedir.

Ek C kısmında Şekil C1 ile C12 arasında diğer deney odalarına ait birim uzunluk başına basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki sunulmuştur. Bu deneylerde de yine beklenildiği gibi birim uzunluk başına basınç düşüşü ile hız arasında ikinci derecenden polinomla ilişki söz konusudur. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar yine Ergün

denkleminden elde edilen değerler kıyaslandığında, yüksek hızlarda basınç düşüşlerindeki fark giderek artmaktadır.




**Şekil 3.18 :** Deney odası 2 için basınç düşüşü ile Ergün denkleminin kıyaslanması.

Lage [88], geçirgenlik ve Forchheimer katsayısı cinsinden birim uzunluk başına düşen basınç düşüşünü veren ifadeyi denklem 3.20'yi sunmuştur.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu u_m}{K} + \frac{\rho F u_m^2}{\sqrt{K}} \tag{3.20}$$

Burada, K geçirgenliği, F ise Forchheimer (şekil sürüklenme) katsayısını ifade etmektedir. Denklem 3.20'nin sağ tarafındaki ilk terim viskoz geçirgenliği, ikinci terim ise atalet kuvvetlerini ifade etmektedir. Düşük hızlarda viskoz kuvvetler etkiliyken hız arttıkça atalet kuvvetlerinin etkisi de artmaktadır. Ergün [13] sunduğu basınç düşüşü denklemi kullanarak, geçirgenliği ve Forchheimer katsayısını sırasıyla denklem 3.21 ve 3.22'de gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür.

$$K = \frac{\varepsilon^3 d^2}{A_E(1-\varepsilon)^2} \tag{3.21}$$

$$F = \frac{B_E}{\sqrt{A_E}} \frac{1}{\varepsilon\sqrt{\varepsilon}} \tag{3.22}$$

Burada $A_E$ ve $B_E$ Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayıları, ε gözeneklilik ve d ise bilye çapıdır. Spiral paket yataklar için Ergün sabitlerine ($A_E$ ve $B_E$) karşılık gelen katsayıları birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü deney verilerine uydurulan quadratik eğriler sayesinde her bir bilye çapına ve deney odasına ait olarak hesaplamak mümkündür. Elde edilen bu katsayılar sayesinde her bir spiral paket yatak için geçirgenlik ve Forchheimer katsayıları da hesaplanabilir. Deney verilerinden elde edilen bütün değerler Çizelge 3.9'da verilmiştir. Ayrıca çizelge de düz paket yataklar için Ergün denklemi ve sabitleri kullanılarak hesaplanan geçirgenlik ve Forchheimer katsayıları da verilmiştir.

Origin Pro yazılımıyla deney verileri, non-lineer regresyon analizleri yapılmış ve bağımsız değişkenlerin hataları da dikkate alınarak hesaplanan $A_E$ ve $B_E$, geçirgenlik ve Forchheimer katsayılarının da hataları verilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, spiral paket yataklar için $A_E$ katsayısı 153 ile 183 arasında değişirken, $B_E$ katsayısı 1.75 ile 1.89 arasında değişmektedir. Ergün [13] sunduğu basınç düşüşü denkleminde bu sayılar sırasıyla 150 ve 1.75'dir. Spiral kanalda bu sayıların yüksek olması paket yatakta daha yüksek basınç düşüşü meydana geldiği anlamına gelmektedir.

Aynı deney odalarında gözeneklilik değerleri hemen hemen aynı değerde olmasına rağmen bilye çapı düştükçe geçirgenlik değeri de düşmektedir. Geçirgenlik, 3.17 mm çapında bilye kıyaslandığında 2 mm çapında bilye neredeyse 3 kat daha düşük değerdedir. Kanal genişlikleri hemen hemen aynı olan 1 ve 4 nolu deney odalarına bakıldığında eğrilik yarıçapı düşük olan deney odasında geçirgenlik değerinin daha düşük olduğu görülmektedir. Her bir deney odasındaki farklı bilye çapları için elde edilen geçirgenlik değerleri birbirinden çok farklı olmasına rağmen Forchheimer katsayıları hemen hemen aynı değerlerdedir. Spiral paket yataklarda basınç düşüşleri daha yüksek olduğu için geçirgenlik değerleri de Ergün [13] kıyaslandığında daha düşük değerdedir. Fakat Forchheimer katsayıları hem spiral paket yataklarda hem de Ergün denkleminden elde edilen değerlerler hemen hemen aynıdır.

**Çizelge 3.9 :** Deney verilerinden elde edilen geçirgenlik, Forchheimer katsayısı ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayıların değerleri.

| | Deney verilerinden hesaplanan değerler | | | | Ergün denklemi | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney Kodu | Geçirgenlik $x10^9$ [$m^2$] | Forchheimer Katsayısı | Ergün Katsayısı $A_E$ | Ergün Katsayısı $B_E$ | Geçirgenlik $x10^9$ [$m^2$] | Forchheimer Katsayısı |
| 1-071-12-2.00 | 4.35±0.1 | 0.55±0.01 | 175±3.9 | 1.89±0.02 | 5.06 | 0.55 |
| 1-071-12-2.38 | 6.3±0.15 | 0.54±0.01 | 177±4 | 1.89±0.01 | 7.40 | 0.55 |
| 1-071-12-3.17 | 10.4±0.3 | 0.53±0.01 | 183±5.3 | 1.87±0.01 | 13.5 | 0.55 |
| 2-120-10-2.00 | 4.75±0.07 | 0.51±0.05 | 174±2.6 | 1.80±0.02 | 5.51 | 0.54 |
| 2-120-10-2.38 | 7.66±0.17 | 0.57±0.06 | 153±3.4 | 1.87±0.02 | 7.80 | 0.54 |
| 2-120-10-3.17 | 13±0.28 | 0.52±0.03 | 172±3.7 | 1.86±0.02 | 14.9 | 0.52 |
| 3-124-15-2.00 | 4.38±0.05 | 0.51±0.04 | 177±1.9 | 1.75±0.02 | 5.17 | 0.55 |
| 3-124-15-2.38 | 6.46±0.1 | 0.54±0.04 | 170±2.5 | 1.82±0.02 | 7.32 | 0.55 |
| 3-124-15-3.17 | 15.1±0.5 | 0.52±0.03 | 165±4.9 | 1.89±0.01 | 16.6 | 0.50 |
| 4-171-12.5-2.00 | 5.02±0.1 | 0.55±0.01 | 156±3.1 | 1.80±0.03 | 5.17 | 0.55 |
| 4-171-12.5-2.38 | 6.13±0.12 | 0.58±0.01 | 161±3.2 | 1.86±0.02 | 6.57 | 0.57 |
| 4-171-12.5-3.17 | 12.1±0.3 | 0.54±0.01 | 163±3.8 | 1.81±0.02 | 13.1 | 0.55 |

Gözenek içi hidrolik çapı, gözenek içi ortalama hızı ve düzeltilmiş Reynolds sayısı ($Re_m$) sırasıyla denklem 3.23'te gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür.

$$D_h = \frac{4\varepsilon}{A_s} = \frac{2\varepsilon d}{3(1-\varepsilon)} \quad ; \quad u_o = \frac{u_m}{\varepsilon} \quad ; \quad Re_m = \frac{\rho u_o D_h}{\mu} = \frac{2Re_p}{3(1-\varepsilon)} \tag{3.23}$$

Bu ifadeler Ergün denkleminde yerine koyulup düzenlenirse, denklem 3.24'te verilen düzenlenmiş Ergün denklemi elde edilmiştir.

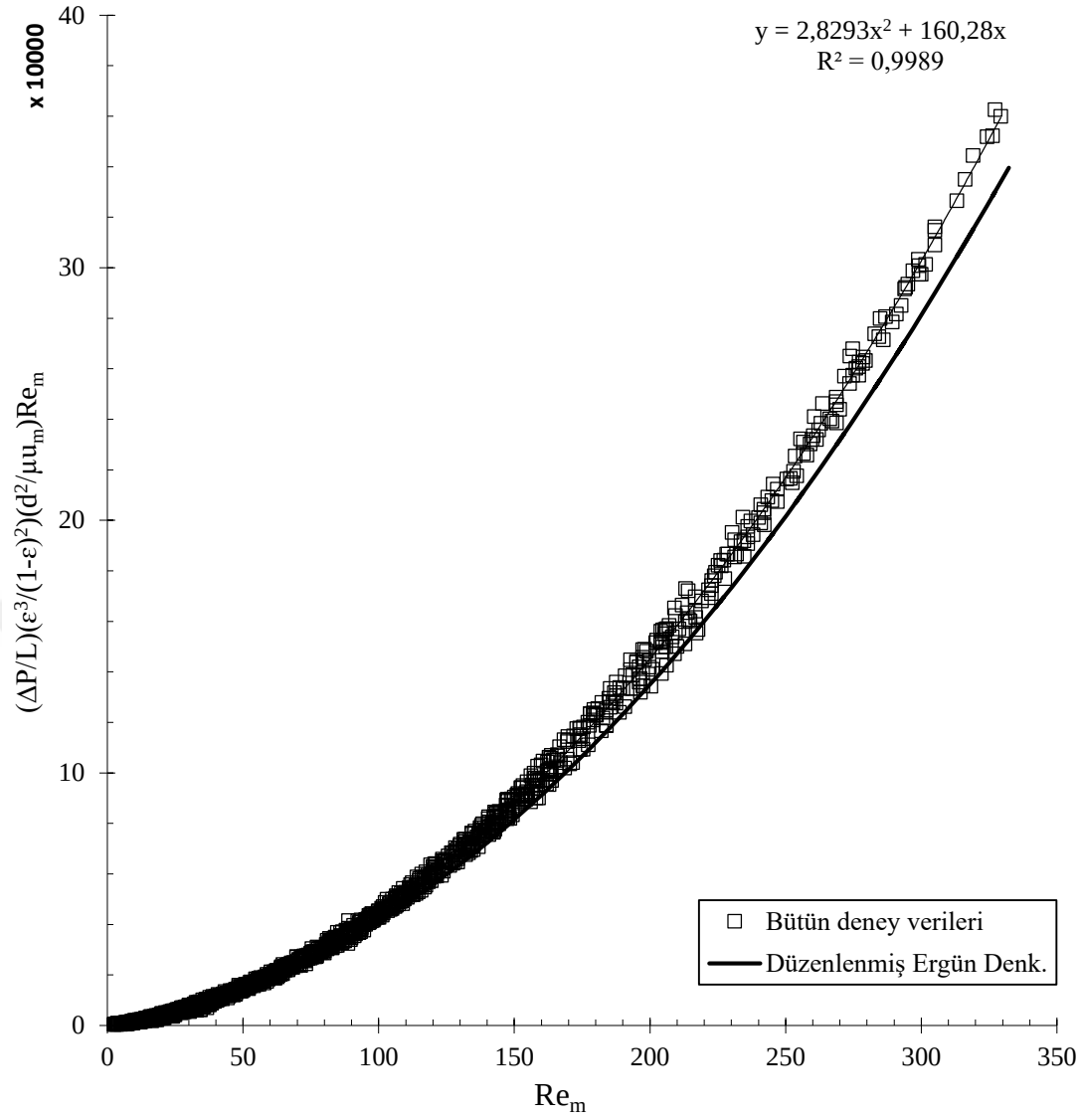
$$\frac{\Delta P}{L}\frac{9D_h^2}{4\mu u_o} = \frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m (1-\varepsilon)^2} = A_E + B_E \frac{3}{2} Re_m \tag{3.24}$$

Denklem 3.24'ün sağ tarafı doğrusaldır. Bu denklemin her iki tarafı düzeltilmiş Reynolds sayısıyla ($Re_m$) çarpıldığında sağ taraf ikinci dereceden polinoma dönüştürülür ve denklem 3.25 elde edilir. Böylece, birim uzunluktaki basınç düşüşünün, çok düşük hız (Darcy bölgesi) değerlerinde Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayıları belirlemede bütün deney verileri dikkate alınabilecektir.

$$\frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m (1-\varepsilon)^2} Re_m = A_E Re_m + B_E \frac{3}{2} Re_m^2 \tag{3.25}$$

Şekil 3.19'da bütün deney verilerine ait düzenlenmiş basınç düşüşü değerleri ile düzeltilmiş Reynolds sayısı ($Re_m$) arasındaki ilişki çizdirilmiştir. Bu grafikte 12 deney kombinasyonu ve 1319 adet deney verisi mevcuttur. Deney verilerine ikinci dereceden polinom eğrisi uydurulmuş ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar hesaplanmıştır. Deney verilerine uydurulan 2. dereceden polinom eğrisinin $R^2$ değeri bire oldukça yakın olup, deney verileri uyumlu olduğu görülmektedir.

Ayrıca grafikte deney verileri, düz paket yataklar için sunulan düzenlenmiş Ergün denklemi ile kıyaslanmıştır. Düşük düzeltilmiş Reynolds sayılarında ($Re_m$) düz ile spiral gözenekli kanallarda basınç düşüşü değerleri hemen hemen aynı değerlerdedir. $Re_m$ sayısı arttıkça düz kanalla arasındaki fark giderek açılmaktadır. Düşük $Re_m$ sayılarında spiral gözenekli kanallarda, düz gözenekli kanallar için sunulan basınç düşüşü korelasyonu kullanmak ciddi bir probleme sebep olmayacağı görülmektedir. Fakat $Re_m$ sayısı arttıkça, düz gözenekli kanal korelasyonlarının eğrisel kanallar için kullanması hataya sebep olacaktır. Yüksek $Re_m$ sayılarında kavis etkisi önemli bir parametreye dönüşmekte olup ihmal edilemeyecek mertebelere ulaşmaktadır.




**Şekil 3.19 :** Düzenlenmiş basınç düşüşü ile Reynolds sayılarının ilişkisi.

Deney verilerine uydurulan eğrinin katsayıları ile spiral paket yataklar için Ergün denkleminin sabitlerine karşılık gelen katsayılar bulunabilir. Eğrinin katsayıları kullanılarak denklem 3.26'da düzenlenmiş Reynolds sayılarının Ergün denkleminde kullanılan bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına ($Re_p$) çevrildiğinde $A_E$ ve $B_E$ katsayıları elde edilir.

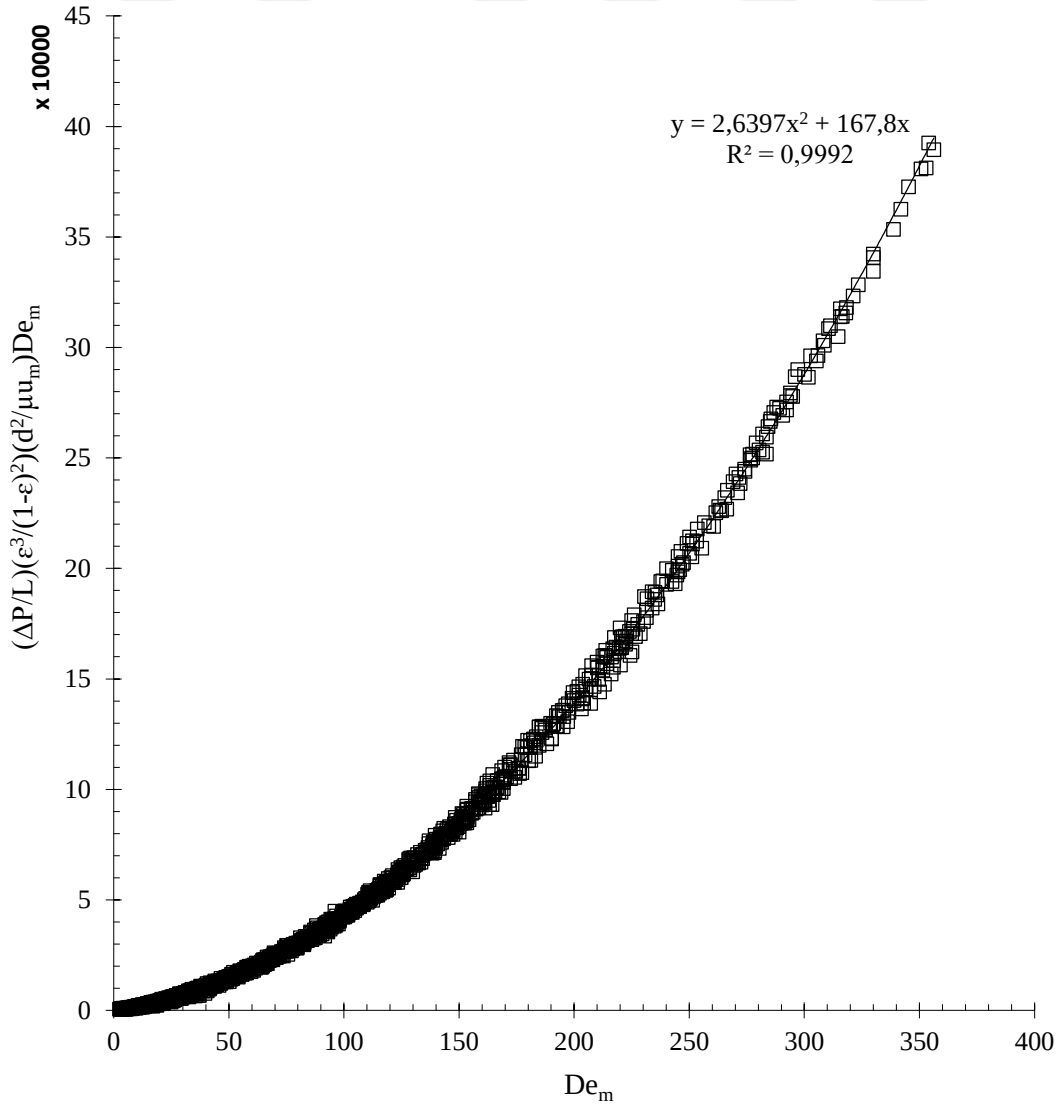
$$\frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m(1-\varepsilon)^2} = (160.3 \pm 1.4) + (1.89 \pm 0.05)\frac{Re_p}{(1-\varepsilon)} \qquad (3.26)$$

Spiral paket yataklarda Ergün katsayılarına karşılık gelen katsayılar $A_E$=160.3 ve $B_E$=1.89 olarak bulunur. Bu iki katsayı Ergün'ün düz paket yataklar için sunduğu katsayılardan ($A_E$=150 ve $B_E$=1.75) daha büyüktür.

Bu çalışmada eğrilik oranın basınç düşüşü üzerine etkisi araştırılmakta olup bu oranın da içerisinde olduğu bir boyutsuz bir sayıya ihtiyaç duyulmuştur. Eğrisel kanallarda boyutsuz sayı olarak Dean sayısı kullanılmakta ve Dean sayısı ($De = Re\sqrt{d_h/2R_a}$) şeklinde hesaplanmaktadır. Fakat spiral gözenekli kanallar bu boyutsuz sayıyı düzenleyerek, değiştirilmiş Dean sayısı ($De_m$) kullanılması daha uygun olduğu görülmüştür. Değiştirilmiş Dean sayısı ($De_m$), denklem 3.27'de gösterilmiştir.

$$De_m = Re_p\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}} \tag{3.27}$$

Burada, $R_a$ spiral kanalın ortalama eğrilik yarıçapını, $d_h$ spiral kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir. ($d_h/2R_a$) ise eğrilik oranını göstermektedir.




**Şekil 3.20 :** Düzenlenmiş basınç düşüşü değerlerinin $De_m$ ile ilişkisi.

Türetilen boyutsuz sayıda karekök içerisindeki ortalama eğrilik değeri arttıkça eğrilik oranı sıfıra yakınsayacak ve değiştirilmiş Dean sayısı, bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına eşit olacaktır. Başka bir deyişle kanalın kavis yarıçapı arttıkça, kanal düz bir kanala benzeyecek ve eğrilik oranının etkisi kalmayacaktır. Denklem 3.25'de düzenlenmiş Reynolds sayısı ($Re_m$) yerine kavis oranın da etkisini ortaya koymak için değiştirilmiş Dean sayısı ($De_m$) kullanılarak deney verileri tekrar düzenlenirse Şekil 3.20'de düzenlenmiş basınç düşüşü değerleri ile değiştirilmiş Dean sayısı arasındaki ilişki verilmiştir.

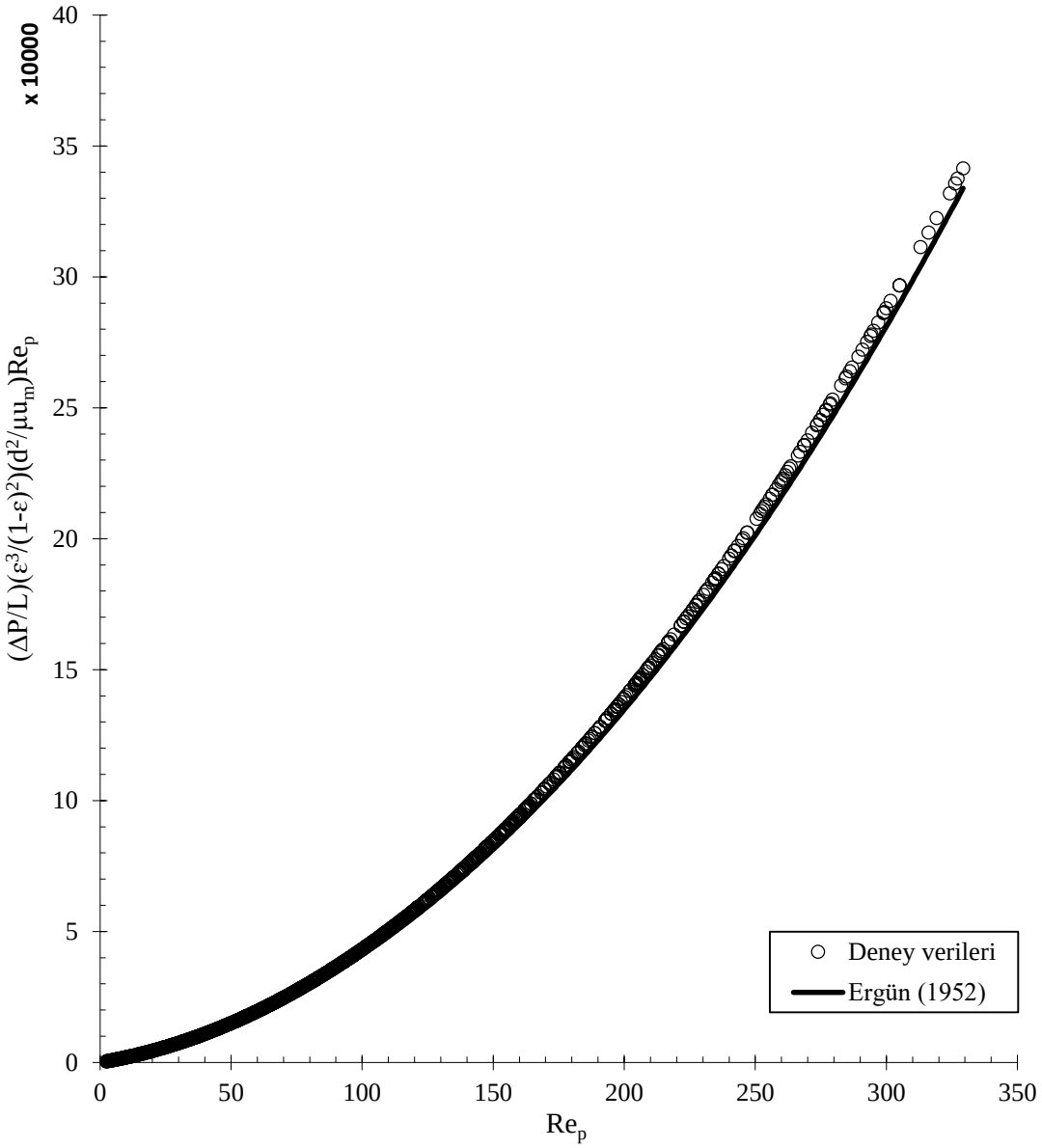
Şekil 3.20'de görüldüğü üzere boyutsuz sayı olarak düzenlenmiş Reynolds sayısı yerine değiştirilmiş Dean sayısının kullanılmasıyla deney verilerine uydurulan 2. dereceden polinomun $R^2$ değeri 1'e daha da yakınlaşmıştır. Şekil 3.20'de deney verilerine uydurulan 2. dereceden polinomun katsayılarından spiral paket yataklar için değiştirilmiş Dean sayısı ile birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ile ilişkisi denklem 3.28'de veriliştir.

$$\frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m(1-\varepsilon)^2} = (167.8 \pm 1.6)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}} + (1.76 \pm 0.04)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}}De_m \qquad (3.28)$$

Sunulan bu korelasyonda eğrisel veya spiral paket yatağın kavis oranı da dikkate alınarak basınç düşüşünü hesaplamak mümkün olacaktır. Ayrıca denklem 3.28'de verilen basınç düşüşü denkleminde kavis oranı ihmal edildiğinde denklemi düz paket yataklarda basınç düşüşünü veren denklem olarak da kullanmak mümkündür. Denklem 3.28'de kavis oranı ($d_h/2R_a$) ihmal edildiğinde paket yataktaki basınç düşüşü ile Ergün [13] değerlerine yakın değerler elde edilmesi Şekil 3.21'de gösterilmiştir.

Şekil 3.21'de de görüldüğü üzere kavis etkisi ihmal edildiğinde değiştirilmiş Dean sayısında bulunan karekök içinde bulanan kavis oranı değeri bire yakınsamak ve bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına dönüşmektedir.

Bu durumda, Ergün [13] tarafından sunulan paket yataklarda basınç düşüşü denkleminden elde edilen verilere yakın değerler elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuca göre basınç düşüşü denkleminin hem spiral hem de düz paket yataklar için kullanılması uygun olduğu görülmüştür.

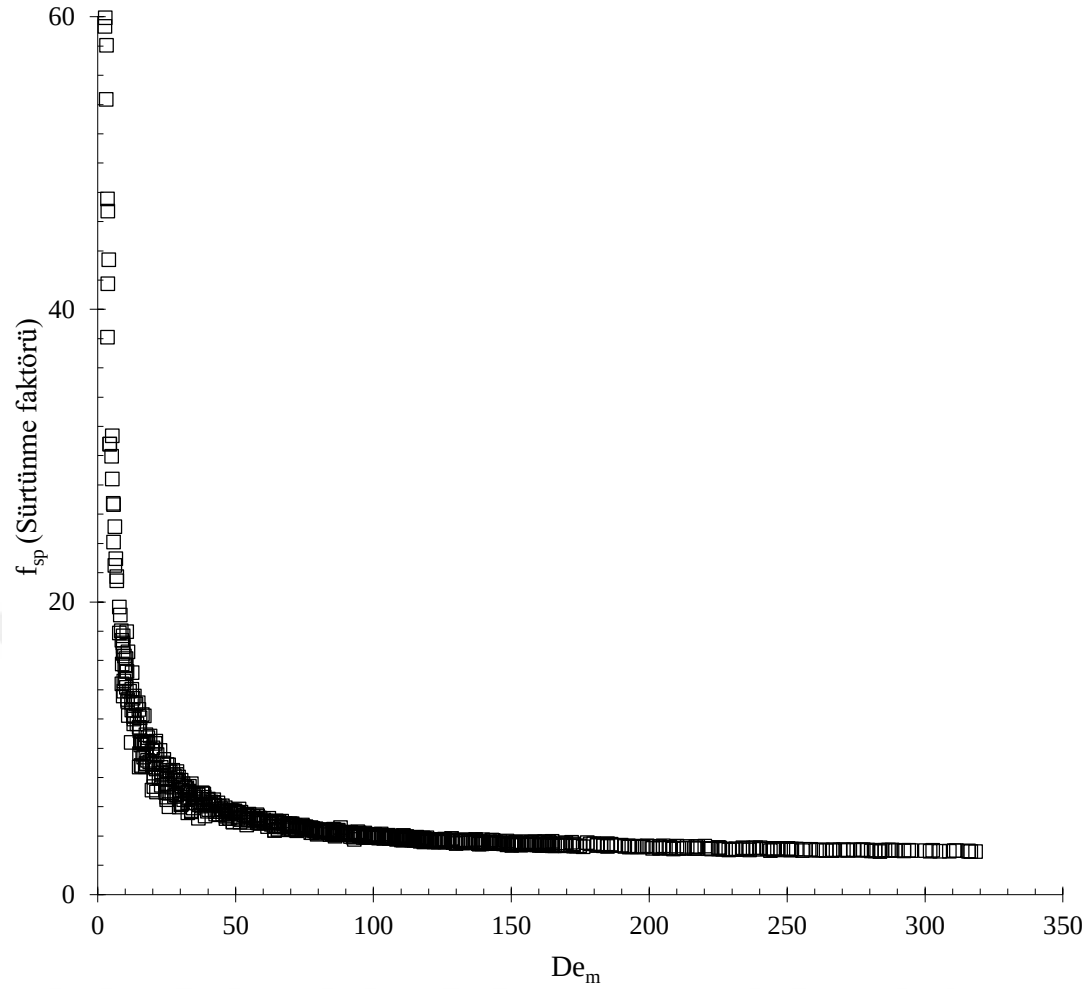



**Şekil 3.21 :** Kavis etkisi ihmal edildiğinde spiral paket yataklarda basınç düşüşü ile Ergün değerlerinin kıyaslama.

Denklem 3.29'da gösterildiği gibi sürtünme faktörü tanımlamak mümkündür.

$$f_{sp} = \frac{\Delta P}{L}\frac{2D_h}{\rho u_o^2} = \frac{\Delta P}{L}\frac{d}{\rho u_m^2}\frac{4\varepsilon^3}{3(1-\varepsilon)} \tag{3.29}$$

Sürtünme faktörü, gözenekli spiral kanal içindeki basınç düşüş davranışını daha iyi anlaşılmasını sağlayabilir ve genel kullanım için daha uygundur. Bu yüzden tüm deneysel veriler için değiştirilmiş Dean sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi Şekil 3.22'de gösterilmektedir. Deney verileri beklenildiği gibi azalmakta ve asimptotik olarak sabite yaklaşmaktadır.




**Şekil 3.22 :** Sürtünme faktörleri ile $De_m$ arasındaki ilişki.

Sürtünme faktörü ile değiştirilmiş Dean sayısı arasındaki ilişkisi denklem 3.30'da verilmiştir.

$$f_{sp} = (167.8 + 1.76De_m)\left(\frac{4(1-\varepsilon)}{3Re_p}\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}}\right) \tag{3.30}$$

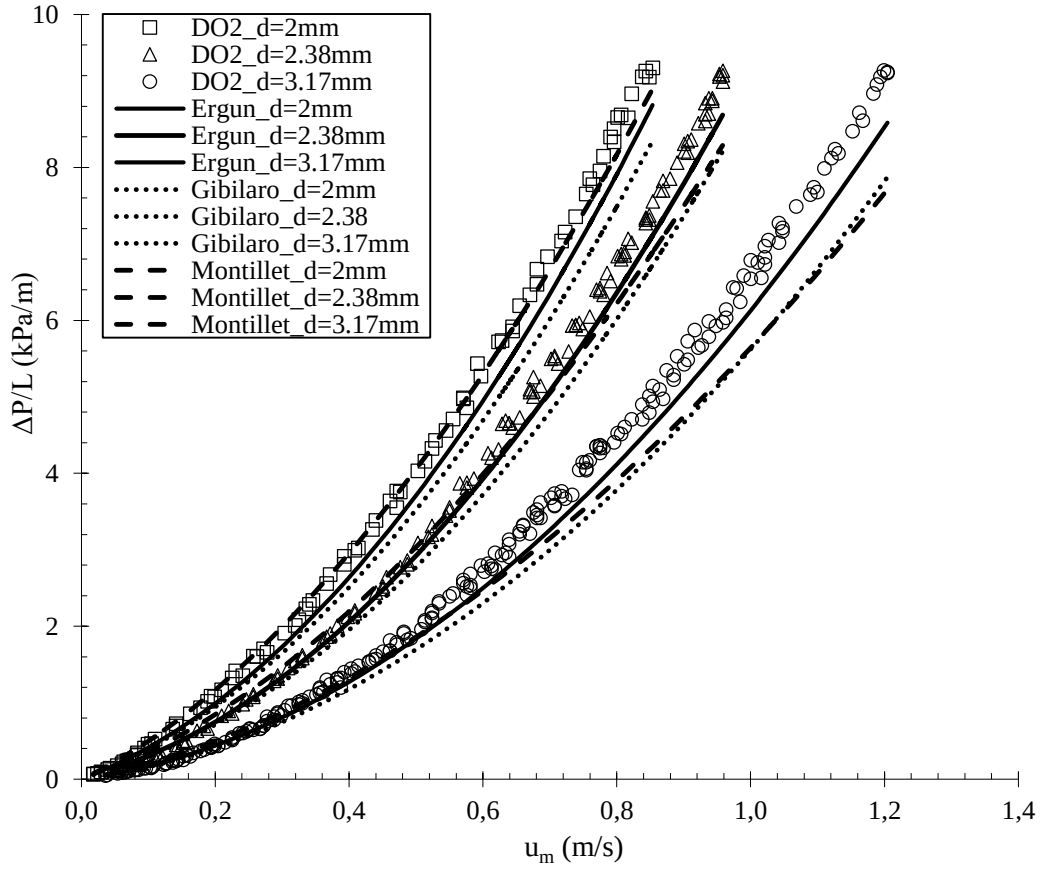
Sunulan sürtünme faktörü denklemi eğrilik oranına bağlı olup, kavis etkisi gösterilmiştir. Sunulan bu korelasyon hem spiral paket yatak için hem de düz paket yataklar için pratik kullanıma uygundur.

Ayrıca, Çizelge 3.10'da literatürden elde edilen düz paket yataklar için sürtünme faktörü korelasyonları verilmiştir. Burada en temel çalışmayı Ergün [13] yapmıştır. Çizelgede sunulan deneysel çalışmalardaki Reynolds sayısı aralığı, akışkan cinsi ve paket yatağı oluşturan parçacıkların malzemesi bu çalışmaya şartlara uygun seçilmesi çalışılmıştır.

**Çizelge 3.10 :** Düz paket yatakta basınç düşüşü çalışmaları.

| *Yazarlar* | *Korelasyon* | *Açıklama* |
|---|---|---|
| Ergun [13] | $f_p = \left(150 + 1.75\left(\frac{Re}{1-\varepsilon}\right)\right)\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 Re}$ | 0.4<Re<1380 |
| Montillet vd. [23]. | $f_p = \alpha\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}\left[\frac{D}{d_p}\right]^{0.20}[1000Re^{-1} + 60Re^{-0.5} + 12]$ <br> $\alpha = 0.061\ for\ dense\ packing$ <br> $\alpha = 0.050\ for\ loose\ packing$ | $10 < Re < 2500$ <br> $\sim 3.8 \leq D/d_p \leq \sim 2500$ |
| Tallmadge [19] | $f_p = \left[\left(\frac{150}{Re_m}\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}\right) + \left(\frac{4.2(1-\varepsilon)^{1.166}}{\varepsilon^3} {Re_m}^{-1/6}\right)\right]$ | $0.1 < Re_m < 100000$ |
| Macdonald vd. [20] | $f_p = \left(180 + 1.8\left(\frac{Re}{1-\varepsilon}\right)\right)\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 Re}$ | $Re_m < 10000$ |
| Foumeny vd. [21] | $f_p = \left(130 + \left(\frac{{}^{D}/_{dp}}{0.335\left({}^{D}/_{dp}\right) + 2.28}\right)\left(\frac{Re}{1-\varepsilon}\right)\right)\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 Re}$ | $3 < D/d_p < 25$ <br> $5 < Re/(1-\varepsilon) < 8500$ |
| Lee and Ogawa [106] | $f_p = 6.25\left(\frac{29.32}{Re} + \frac{1.56}{Re^n} + 0.1\right)\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}$ <br> $n = 0.352 + 0.1\varepsilon + 0.275\varepsilon^2$ | - |
| Felicea ve Gibilaro [103] | $f_p = (17.3 + 0.336Re)\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^{4.8} Re}$ | - |

Şekil 3.23'te deney odası 2'ye ait deney sonuçları ile literatürden elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır.

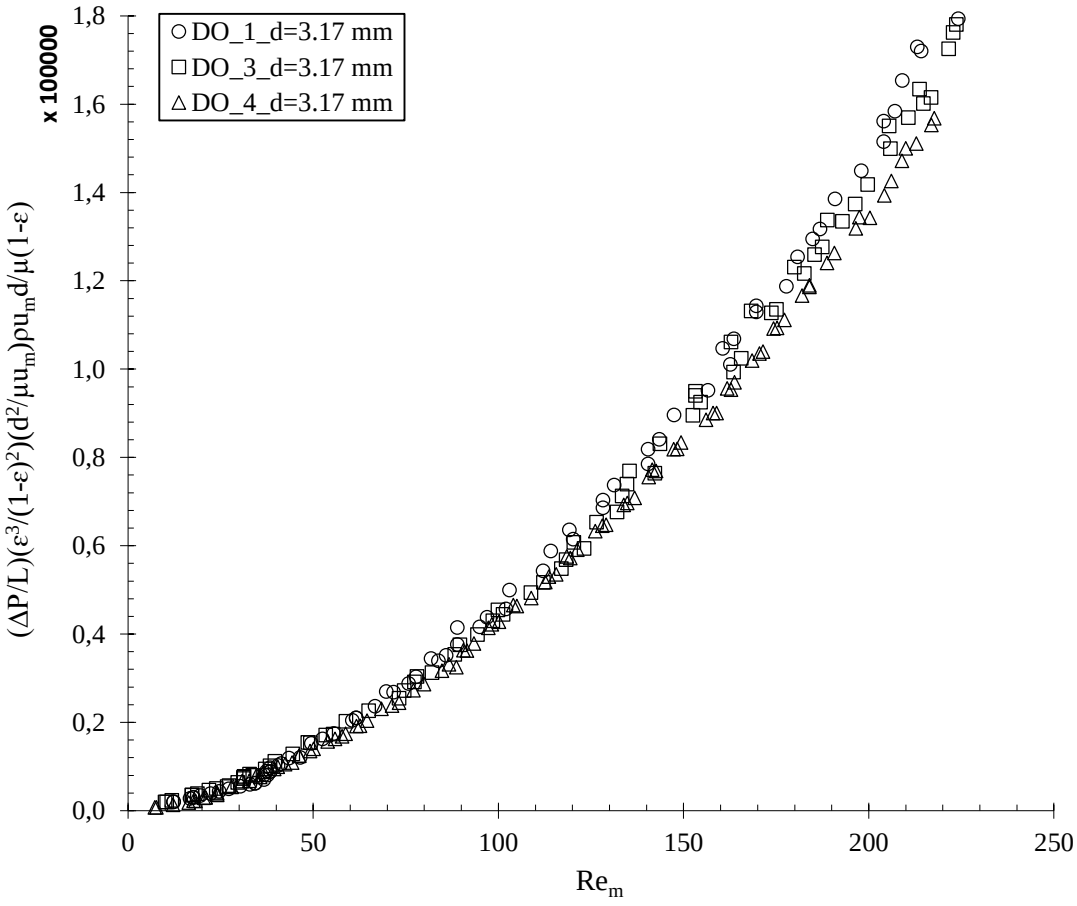



**Şekil 3.23 :** Deney odası 2'ye ait deney sonuçların literatürle kıyaslanması.

Burada, her bir bilye çapı için literatürden elde edilen değerlerle kıyaslandığında spiral paket yataklardan elde edilen basınç düşüşü daha yüksek olduğu görülmektedir. Ergün [13] denkleminde olduğu gibi düşük hızlarda paket yataklardaki birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü hemen hemen aynıyken, kanalda hız arttıkça basınç düşüşü arasındaki farklar da açıklamaktadır. Daha yüksek hızlarda deneyler yapılabilseydi aradaki fark daha da açılması beklenecekti. Bilye çapının 2.00 mm olduğu durumda Montillet [22] değerlerine yakın çıksa da hız arttıkça basınç düşüşündeki fark görülmektedir. Gibilaro [103] değerleri ile kıyaslandığında her üç bilye çapı için düşük hızlarda da yüksek hızlarda da basınç düşüşünde fark fazladır.

### 3.6.2.1 Spiral paket yataklarda basınç düşüşünde eğriselliğin etkisi

Spiral paket yataklarda kavis etkisini daha iyi gözlemleyebilmek için 3 farklı eğrilik yarıçapı olan deney odalarında aynı bilye çapında olan deney sonuçları incelenmiştir. Deney odaların içerisinde 3.17 mm çapında bilyeler yerleştirildiğinde spiral paket yataktaki düzenlenmiş Reynolds sayısı ile birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.24'te gösterilmiştir.

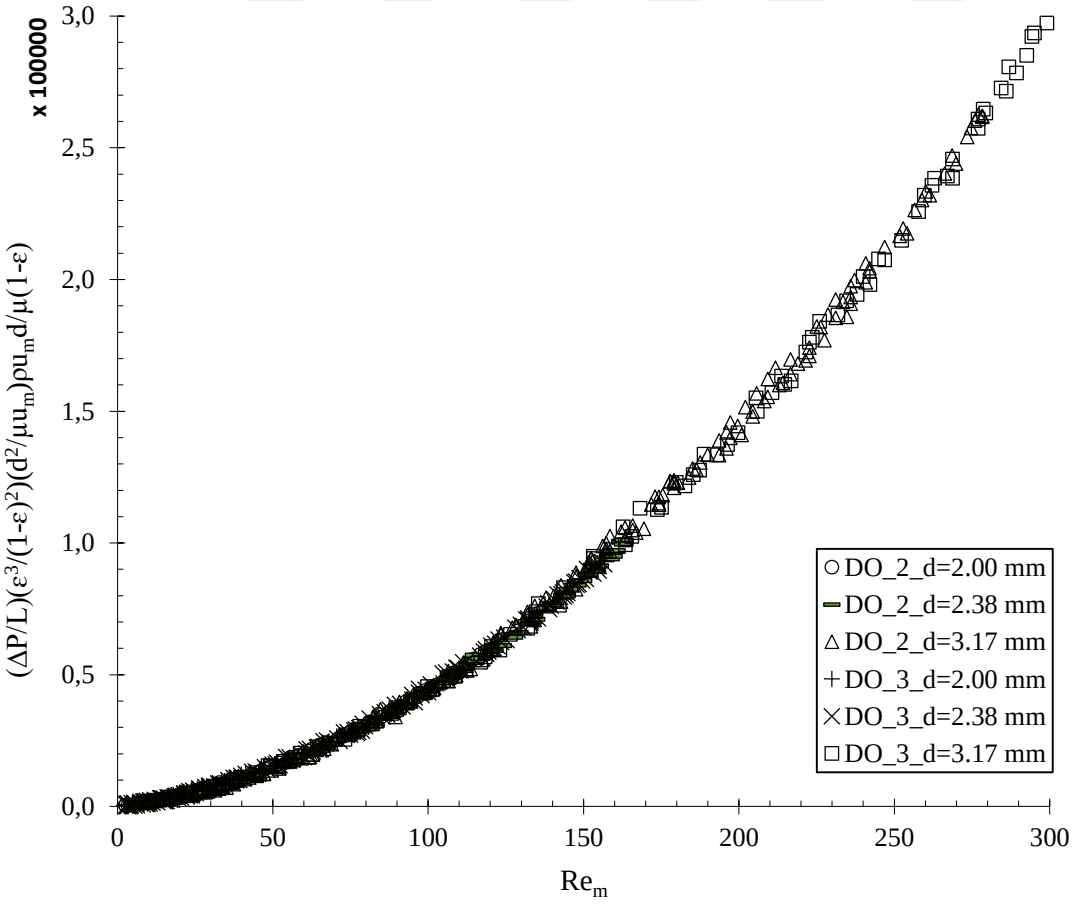



**Şekil 3.24 :** Eğriselliğin basınç düşüşüne etkisi.

Şekilde görüldüğü üzere paket yatak içerisindeki düşük Reynolds sayılarında kavis etkisini fazla görülmemektedir. Paket yatak içerisindeki Reynolds sayısı arttıkça eğriselliğin de etkisi görülmeye başlanmaktadır. Kanal içerisindeki aynı Reynolds sayısı değerlerinde eğrilik yarıçapı büyükten küçüğe doğru gidildikçe (kanala daha çok kavis verildiğinde) düzeltilmiş basınç düşüşü artmaktadır. Düşük hızlarda, eğrisellik etkisinin ihmal edilebilir düzeylerde olduğu, paket yatak içerisinde Reynolds sayısı arttıkça eğriselliğin de etkisinin arttığı görülmüştür. Eğer daha yüksek Reynolds sayılarına çıkılabilseydi, eğriselliğin etkisinin daha fazla görülmesi beklenmektedir.

### 3.6.2.2 Spiral paket yataklarda kanal genişliğini basınç düşüşüne etkisi

Deney odalarının eğrilik çaplarının aynı olduğu 2 deney odası olup, bunların kanal genişlikleri 10 ve 15 mm'dir. Yine kanal içerisinde aynı çapta bilye olduğu durumlarda kıyaslama yapılmıştır. Şekil 3.25'te kanal genişliğinin farklı olduğu deney sonuçları görülmektedir. Burada, düzeltilmiş Reynolds sayısı ile düzenlenmiş basınç düşüşü arasındaki ilişki verilmiştir. Bu terimlerinin kullanılmasının sebebi paket yataklardaki bilye çapı ve gözeneklilik değerlerinin aynı olmamasından kaynaklıdır.



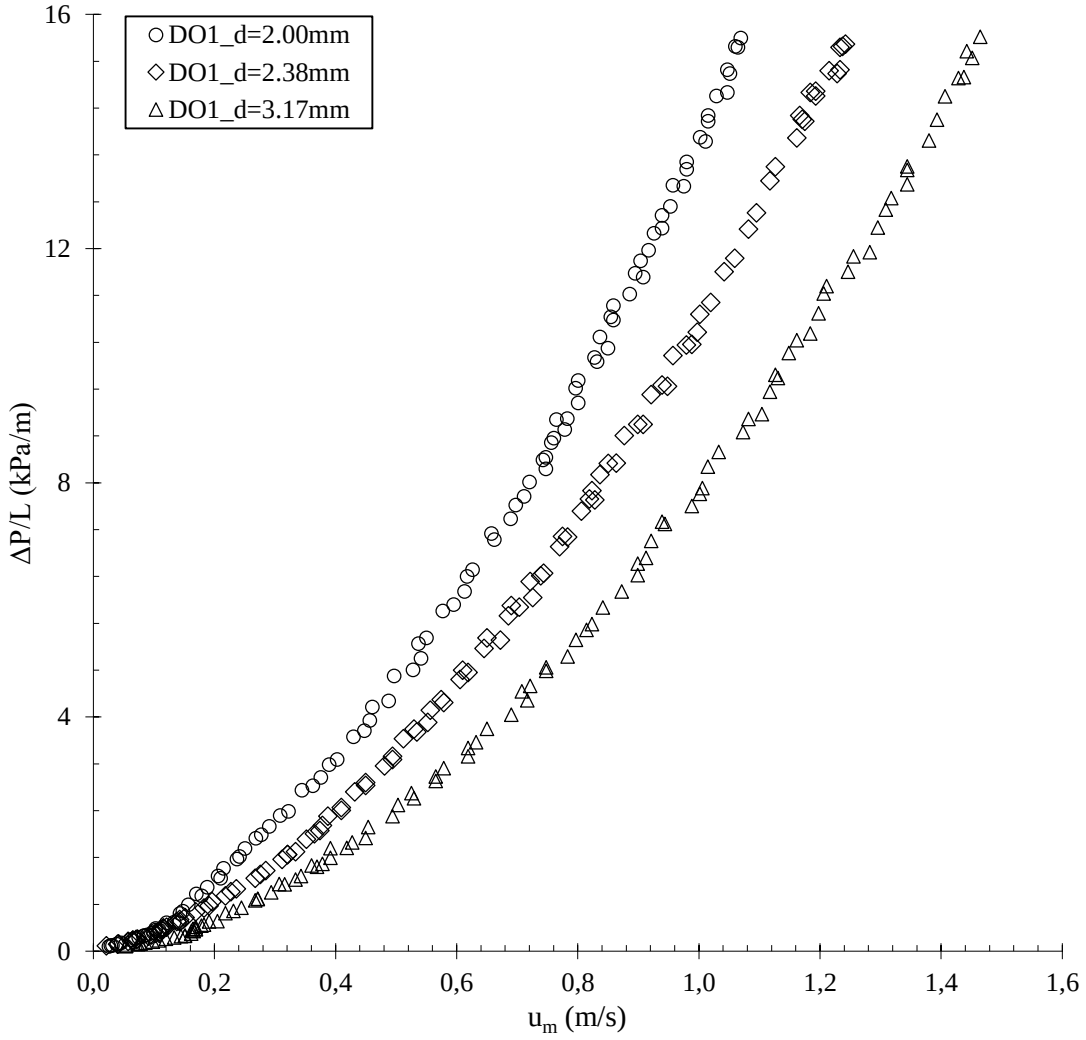

**Şekil 3.25 :** Kanal genişliğinin basınç düşüşüne etkisi.

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre kanal genişliğinin spiral paket yataklarda herhangi bir etkisinin olmadığı üç farklı bilye çapında da gözlemlenmiştir.

### 3.6.2.3 Spiral paket yataklarda bilye çapının basınç düşüşüne etkisi

Bilye çapının etkisi gözlemlemek için 3 farklı bilye çapı kullanılmıştır. Şekil 3.26'da 1 nolu deney odasının, 3 farklı bilye çapında, basınç düşüşü değerlerinin ortalama hızla değişimi verilmiştir. Bu 3 farklı bilye çapında oluşturulan spiral paket yataklarda gözeneklilik değerleri %40.6 ile %40.9 arasında olup birbirlerine çok yakındır.

Şekilde yatay eksende bulunan hız değerlerin aynı olduğu durumda, bilye çapı küçüldükçe birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü artmaktadır. Üç bilye çapı için gözeneklilik hemen hemen aynı değerdedir. Fakat bilye çapı küçüldükçe özgül yüzey alanı artmakta bu sayede de kanal içinde basınç düşüşü artmaktadır. Kanal içinde bilye çapını düşürerek özgül yüzey alanını arttırmaktayız.




**Şekil 3.26 :** Bilye çapının basınç düşüşüne etkisi.

### 3.7 Spiral Paket Yataklarda Akış Rejimleri

Gözenekli ortamdaki, akış rejimlerini indirgenmiş basınç düşüşü ile belirlemek mümkündür. Pratik uygulamalarda gözenekli ortam içinde akış rejimi, ısı geçiş katsayısını ya da filtreleme etkinliğini belirleme de kritiktir. Gözenekli ortamlarda akış rejimleri Darcy, Forchheimer ve Türbülans olmak üzere 3 farklı ana akış rejiminden oluşmaktadır [37, 107].

***Darcy Rejimi:***

Düşük hızlarda (creeping flow), kanal içerisindeki basınç düşüşü yalnızca viskoz sürüklenmeden kaynaklanmaktadır. Atalet kuvvetlerinin etkisi görülmemektedir. Darcy yasasına göre bu sürükleme tipik olarak, gözenekli ortamın içyapısı ile güçlü bir şekilde ilişkili olan geçirgenlikle ilgilidir. Darcy yasasını aşağıda denklemde gösterildiği gibi,

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K} u_m \tag{3.31}$$

ifade etmek mümkündür. Denklem 3.31'de görüldüğü üzere, basınç düşüşü hızla lineer değişmektedir. Denklemin her iki tarafı ortalama hıza bölündüğünde indirgenmiş basınç düşüşü terimi sabit değere eşit olmakta ve hızdan bağımsız hale gelmektedir.

***Forchheimer Rejimi:***

Gözenekli ortamda akış hızı artmaya başladığında, akış enerjisinin dağılımı viskoz ve atalet sürüklenmelerinin toplamı haline gelmektedir. Sınır tabakaları, gözenekli ortam içinde katı sınırların yakın bölgelerde gelişmeye başlar ve belirgin hale gelirler. Gözenekli ortamda atalet kuvvetlerinin etkisi görülmeye başlansa da, akış laminer bölge içerisindedir.

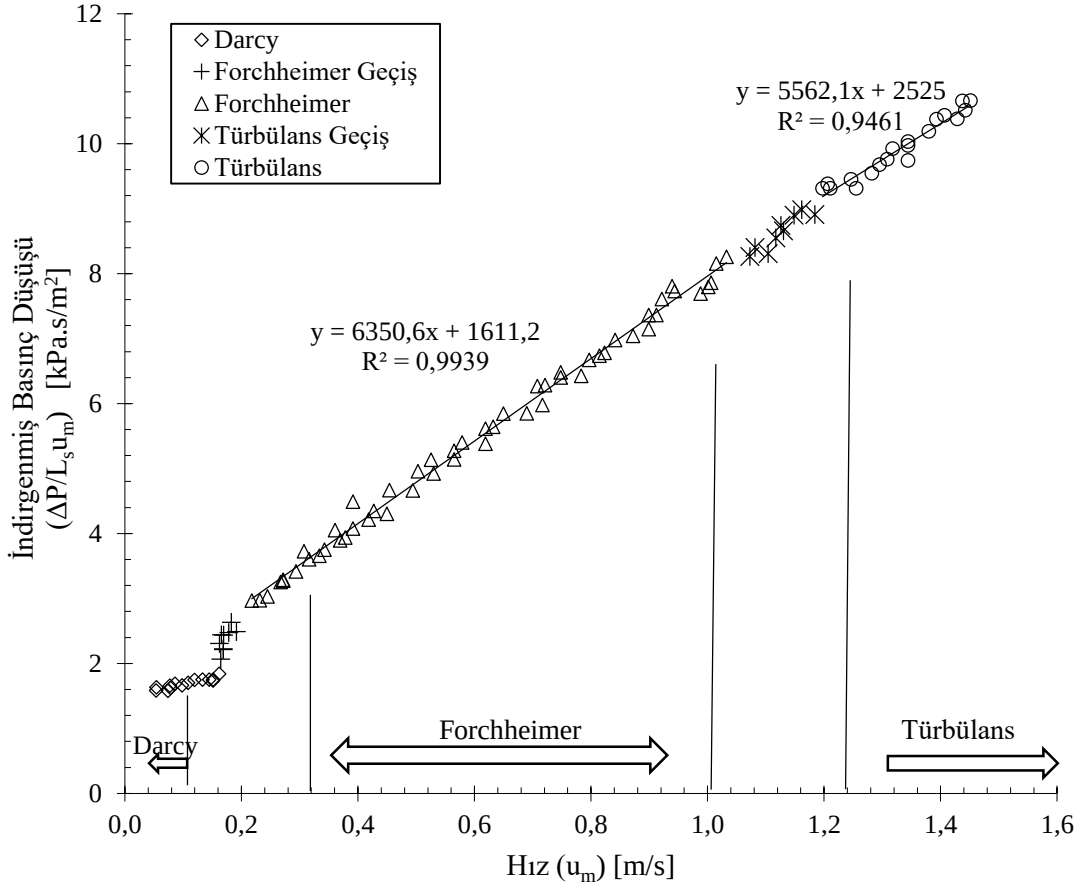
$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K} u_m + \frac{\rho F}{\sqrt{K}} u_m^2 \tag{3.32}$$

Forchheimer bölgesinde, viskoz kuvvetlere, atalet kuvvetleri de eklenerek denklem 3.32 elde edilir. Denklem 3.32'de sunulan ifadenin her iki tarafı ortalama hıza bölündüğünde denklemin sol tarafındaki ifade indirgenmiş basınç düşüşü ifadesine dönüşmektedir. Denklemin sağ tarafı ise ortalama hıza göre lineer hale gelmektedir.

***Türbülans Rejimi:***

Hem Darcy hem de Forchheimer rejimleri kanal içi akışa göre laminer bölgededir. Kanal içerisindeki gözenekli ortamda akışkan hızı arttıkça, Forchheimer akış rejimi, daha karmaşık ve kararsız olan türbülanslı akışa geçer.

Tez çalışmanın sonuçları, yukarıda açıklanan akış rejimleri ışığında yorumlandığında, Şekil 3.27'de deney odası 1'e ait 3.17 mm çapında bilyelerden oluşturulan spiral paket yatakta indirgenmiş basınç düşüşü değerleri ile ortalama hız arasındaki ilişki gösterilmiştir.




**Şekil 3.27 :** 1-071-12-3.17 nolu deney ait akış rejimleri.

Şekilde de görüldüğü üzere deney verilerinde 3 farklı akış rejimi (Darcy, Forchheimer ve Türbülans) görülmüştür. Darcy bölgesinde indirgenmiş basınç düşüşü, hızdan bağımsız olarak sabit bir değerdedir. Spiral paket yatak içerisinde hız arttıkça indirgenmiş basınç düşüşü hızla lineer olarak değişmektedir. Bu lineer değişimin eğiminin değiştiği noktalarda bir rejimden başka bir rejime geçiş söz konusudur. Şekilde de görüldüğü üzere paket yatakta akış rejimleri Darcy bölgesinden sonra, Forchheimer geçiş, Forchheimer, türbülans geçiş ve türbülans rejimleri oluşmaktadır.

Bu ana ve ara rejimlerin deney verilerine uydurulan eğrilerin eğimleri birbirinden farklıdır.

Ayrıca Şekil 3.27'de spiral paket yataktaki akış rejimleri, Bağcı vd. [107] yılında yaptıkları çalışmada 3.00 mm çapında çelik bilyelerden oluşturdukları düz paket yataklardaki akış rejim aralıkları ile kıyaslanmıştır. Düz paket yatakla kıyaslandığında, spiral paket yataklarda akış rejimleri daha geniş aralıklardadır. İkincil akış, akış rejimi üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. İçerisi boş eğrisel kanallarda laminerden türbülanslı akışa geçiş, eğrilik oranının bir fonksiyonu olan kritik Reynolds sayısı ($Re_{crit}$) kullanılarak belirlenir. Cioncolini ve Santini [108], çalışmalarında küçük eğrilik oranı için kritik Reynolds sayısını $Re_{crit} = 30000/(2R_a/d_h)^{0.47}$ olarak sunmuşlardır. Spedding vd. [109] sundukları kritik Reynolds sayısında $Re_{cr}/Re_{scr} = 7.5\,(d_h/2R_a)^{0.25}$ düz boru için sunulan kritik Reynolds sayısına oranı şeklinde sunmuşlardır. Laminerden türbülanslı akışa geçiş, düz borudakinden daha yüksek Reynolds sayılarında meydana gelir. Eğrisel bir kanaldaki girdap akışı, laminer akışı stabilize ederek daha yüksek bir kritik Reynolds sayısı ile sonuçlanır. Spedding vd. [109] çalışmasına göre deney odası 1, 2 3 ve 4 için kritik Reynolds sayısı oranı, düz kanala kıyasla sırasıyla 4.75, 3.99, 4.36 ve 3,85 kat daha fazladır. Rejim aralıkları, kavis oranından etkilenmekte ve ikincil akışlar sayesinde daha yüksek geçirgenliğe göre hesaplanmış Reynolds sayılarında diğer rejime geçiş söz konusu olmaktadır. Diğer deney odalarına ve bilye çaplarına ait indirgenmiş basınç düşüşü ile hız arasında ilişkiler Ek C kısmında Şekil C.13 ile C.23 arasında verilmiştir.

### 3.8 Isı Geçişi Deneyleri

Isı geçiş deneyleri, yüzeylere sabit ısı akısı uygulanarak hava hızı ile yüzey ve akışkan sıcaklıklarının eş zamanlı ölçülmesiyle yapılmıştır. Deneylerden ölçülen veriler, deney sistemin sürekli rejime ulaşmasından sonra kaydedilmiştir. Deneyler, spiral kanalın içerisinin boş olma durumunda 4 farklı deney odasında ve bu deney odalarının içerisine 3 farklı çapta bilyeler yerleştirilerek elde edilen spiral paket yataklarda 12 olmak üzere toplam 16 setten oluşmaktadır.

Her bir deney setinde deneyler, en az 10 farklı hava debisinde ve 3 farklı sabit ısı akısında yapılmıştır. Spiral kanalın içten ve dıştan olmak üzere iki tane yüzeyi olup bu yüzeylerin uzunlukları birbirinden farklıdır. Her iki yüzeye de sabit aynı ısı akısı

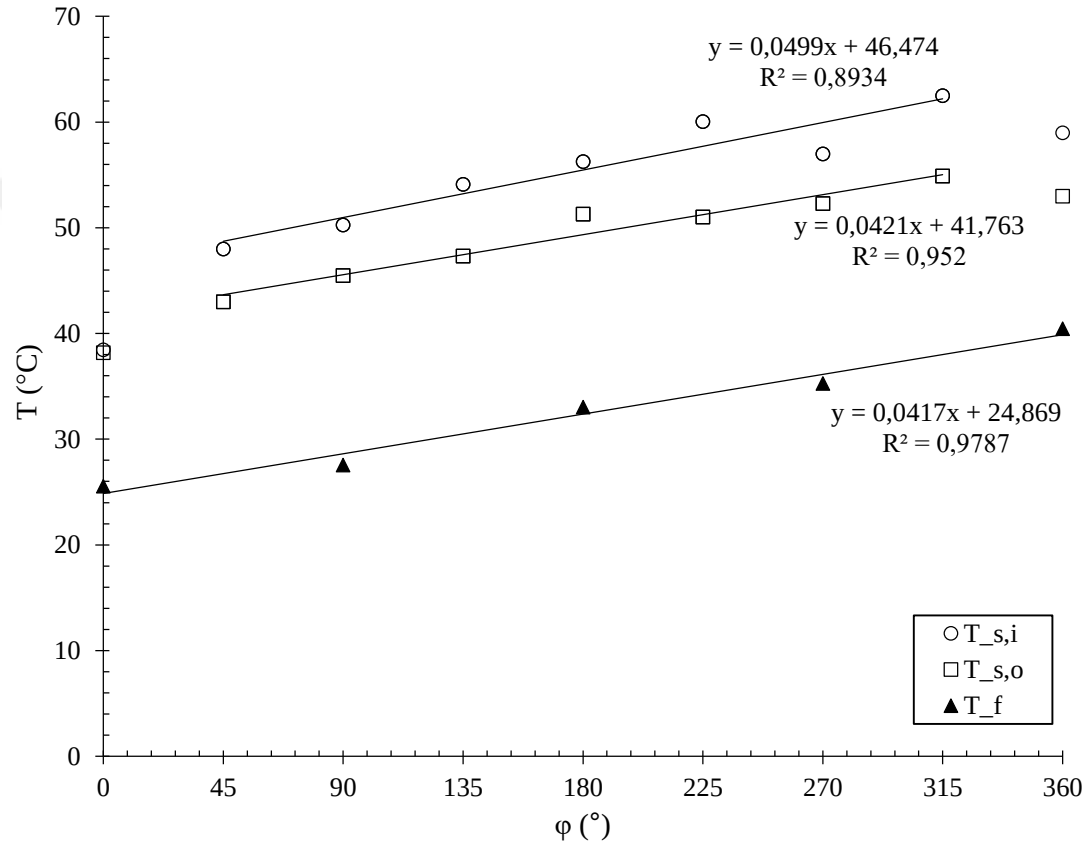
uygulanmıştır. Her iki yüzeydeki ısıtıcıların uzunlukları ve dirençleri farklı olduğu için yüzeylerde aynı ısı akısını sağlamak için ısıtıcılar iki farklı DC güç kaynağı ile beslenmiştir. Sistemin rejime ulaşıncaya kadar ve ulaştıktan sonra da yüzeylerdeki ısı akılarının eşit olduğu kontrol edilmiştir. Isıtıcıları besleyen DC güç kaynaklarından çıkan kablolar çoklayıcılara bağlanarak gerilim ve akım değerleri de eş zamanlı olarak bilgisayara kaydedilmiştir. Isı geçişi deneyleri başladıktan sonra zamanla belli bir kesitte akışkan ve yüzey sıcaklıkları yavaş yavaş artmakta ve sistem dengeye geldiğinde sıcaklıklar sabit değere ulaşmaktadır. Yaklaşık 3 saat sonra her bir noktadan ölçülen sıcaklıkların değişmediği, sistemin sürekli rejime ulaşıldığı görülmektedir. Sürekli rejime ulaşıldıktan sonra sıcaklık, hız, voltaj ve akım değerlerini ölçmeye başlanmıştır. Bu ölçümler, yaklaşık 30 dakika sürmektedir. Bir deneyi tamamlamak yaklaşık 3 buçuk saat sürmektedir. Isı geçiş deneylerinde sistemin dengeye gelmesi uzun sürdüğünden aynı deney odası ve bilye çapındaki deneylerin hepsi aynı günde yapılamamıştır. Bu yüzden hesaplamalarda kullanılan havanın termofiziksel özelikleri, havanın kanal içerisindeki ortalama sıcaklığı ve ortamın bağıl nemi dikkate alınarak belirlenmiştir. Ortalama akışkan sıcaklığı belirlenirken, her bir deney için spiral kanalın giriş ve çıkışından ölçülen hava sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınarak elde edilmiştir. Hava spiral kanala ortam sıcaklığında girmekte ve yan yüzeylere uygulanan ısı akısı sayesinde ise ortam sıcaklığından en az 10 °C daha yüksek sıcaklıklarda çıkmaktadır. Elde edilen bu ortalama hava sıcaklıkları, havanın termofiziksel özelikleri belirlemede kullanılmıştır. Havanın spiral kanala giriş sıcaklığı 22 - 29 °C ve bağıl nemi ise % 40 – 60 arasında değişmektedir. Havanın sıcaklığı, kanal içerisindeki aynı açıda farklı yüksekliklerde ölçülmüştür. Hem hava sıcaklığında hem de yüzey sıcaklığında farklı yüksekliklerde ölçülen sıcaklıklar birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmüştür. Bu da kanalın yüksekliği boyunca sıcaklığın sabit kaldığını, akış doğrultusunca sıcaklığın değiştiği görülmüştür. Isı geçiş deneylerinde ölçüm aralığı ve deney bilgileri Çizelge 3.11'de verilmiştir. Isı geçişi deneylerinde boş ve paket yataklarda emiş fanının frekansı 10 ile 35 Hz arasında çalıştırılmıştır. Deney odasına bağlı olarak hava, boş kanalda 0.37 - 4.77 m/s arasında, paket yataklarda ise 0.34 - 1.50 m/s arasında değişmektedir. Spiral kanalın içerisinin boş veya bilyeli olması durumunda kullanılan boyutsuz parametreler farklı olduğu için deney verilerinin analizleri farklılık göstermektedir. Boş spiral kanal da boyutsuz sayı olarak Dean sayısı kullanılırken, gözenekli spiral kanalda ise değiştirilmiş Dean sayısı kullanılmıştır.

**Çizelge 3.11 :** Isı geçişi deney bilgileri.

| Deney Kodu | Isı Akısı [W/m$^2$] | Deney Sayısı | $u_m$ [m/s] | De | $De_m$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 1-071-12.5-Boş | 486.7 – 369.5 – 283.9 – 427.8–546.9 | 29 | 0.37-4.77 | 201.1-2638.1 | |
| 1-071-12.5-2.00 | 384.6 – 491.6 – 309.9 – 252.8 | 18 | 0.42-1.13 | | 49.3-140.16 |
| 1-071-12.5-2.38 | 273.5 – 447.2 - 219.9 – 342.6 – 392.9 | 25 | 0.44-1.36 | | 72.7-223.8 |
| 1-071-12.5-3.17 | 372.9 – 467.6 –269.1 – 566.5 – 285.4 | 25 | 0.44-1.50 | | 87.3-229.9 |
| 2-120-10-Boş | 267.6 – 340.3 | 10 | 0.98 – 3.51 | 302.8 -1084.8 | |
| 2-120-10-2.00 | 142.1-164.8-215.5 | 12 | 0.45-0.68 | | 53.4-81.9 |
| 2-120-10-2.38 | 218.9-229.6-280.9-184.6-319.3 | 17 | 0.65-1.04 | | 89.9-145.7 |
| 2-120-10-3.17 | 307.1-281.8-309.8-249.3 | 16 | 0.74-1.21 | | 160-263.9 |
| 3-124-15-Boş | 371.9 – 215.8 – 336 | 20 | 0.44-3.49 | 257.7-2123.2 | |
| 3-124-15-2.00 | 229.1 – 260.5 – 282.1 – 190.8 | 19 | 0.34-0.82 | | 37.4-100.7 |
| 3-124-15-2.38 | 233.7 – 254.8 – 264.2 | 17 | 0.47-0.90 | | 63.3-122.5 |
| 3-124-15-3.17 | 217.3 – 265.9 – 235.9 | 16 | 0.49-0.95 | | 73.8-145.9 |
| 4-171-12.5-Boş | 129.3-249.2-312.9-193.9-273.4 | 34 | 0.84-6.32 | 291-2238.6 | |
| 4-171-12.5-2.00 | 210.9-110.8-128.3 | 16 | 0.55-0.96 | | 186.5-327.9 |
| 4-171-12.5-2.38 | 192.6-83.3-218.9-235.3-114.6 | 21 | 0.77-1.21 | | 107.1-168.8 |
| 4-171-12.5-3.17 | 55.4-129.9-214.4-99.4-200.1 | 22 | 0.65-1.26 | | 120.9-233.5 |

### 3.8.1 Boş spiral kanalda ısı geçişi deneyleri

Deney odasının içerisine çelik bilyeler yerleştirmeden önce boş spiral kanalda ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. 1-071-12.5-Boş (Deney odası-$R_a$-a-d) kodlu deneyde her iki yüzeyine de 488.6 W/m$^2$ sabit ısı akısı uygulanmış, iç yüzey, dış yüzey ve akışkan sıcaklığının açıyla değişimi Şekil 3.28'de gösterilmiştir. Grafiğin daha iyi anlaşılması için sadece bir hava debisine ait yüzey ve akışkan sıcaklıkların açıyla değişimleri çizdirilmiştir.




**Şekil 3.28 :** 1-071-12.5-Boş nolu deneye ait sıcaklıkların açıyla değişimi.

Spiral kanalda kütlesel debi 0.0055 kg/s olup, ortalama hava hızı 1.82 m/s değerindedir. Yüzey sıcaklığı, açıya bağlı olarak 38 ile 63 ℃ arasında değişmektedir. Hava, ortam sıcaklığında spiral kanala girmekte ve yaklaşık 41 ℃ sıcaklıkta kanaldan çıkmaktadır. Her iki yüzeye aynı ısı akısı uygulansa da yüzey sıcaklıklarının açıyla değişimi birbirinden farklıdır. Kanal içerisinde aynı açıda, iç yüzey sıcaklıkları, dış yüzey sıcaklıklarına göre daha yüksek sıcaklıkta olduğu görülmektedir. Spiral kanal içindeki havanın ilk çarptığı dış yüzey sıcaklıkları daha düşük değerlerde iken iç yüzey sıcaklıkları daha yüksektir. Bu durum spiral kanal içindeki havanın hareketinden

kaynaklanmaktadır. Diğer deney odalarının içerisinin boş olma durumunda deney verileri, Çizelge Ek D.1 ile D.3 arasında verilmiştir.

Spiral bir kanaldaki akış, düz kanaldaki akıştan farklıdır. Spiral ya da eğrisel bir kanaldaki akış, dış yüzeyden iç yüzeye doğrudur. Akışkan spiral kanala girdiğinde ilk önce dış yüzeye çarpar sonra iç yüzeye doğru itilir ve merkezkaç kuvveti nedeniyle ikincil akış oluşur. İkincil akış oluşumu ve yoğunluğu, spiral kanaldaki eğrilik oranına bağlıdır. Bu oranın akış rejimi üzerine de büyük etkisi söz konusudur. Eğrisel kanallarda laminerden türbülanslı akışa geçiş, kritik Reynolds sayısı kullanılarak belirlenir [69]. Kritik Reynolds sayısı ($Re_{crit}$) eğrilik oranının bir fonksiyonudur. Laminerden türbülanslı akışa geçiş, düz boruya kıyasla daha yüksek Reynolds sayılarında gerçekleşir. Kavisli bir kanaldaki girdap akışı, laminer akışı stabilize ederek daha yüksek bir $Re_{crit}$ ile sonuçlanır. Spedding vd. [109] ile Cioncolini ve Santini [108] çalışmalarında eğrilik oranına bağlı, kritik Reynolds sayısı ifadelerini sunmuşlardır. Bu çalışmadaki ifadeler kullanarak deney verilerinden elde edilen sonuçlara göre akışın, boş spiral kanal için laminer akış rejiminde olduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 3.28'de görüldüğü üzere, kanal içerisindeki sıcaklık dağılımına bakıldığında kanalın girişinde ($\varphi$=0°) ve çıkışında ($\varphi$=360°) deney verilerine uydurulan eğriden sapmalar söz konusudur. Spiral kanalın girişinde akış ısıl olarak gelişmekte olduğu görülmektedir. Eğrisel kanallarda ısıl giriş uzunluğu, büyük oranla Dean sayısına bağlı olarak değişmektedir. Bununla birlikte, aynı zamanda akış rejimine, eğrilik oranına, kanal yapısı gibi durumlara da bağlıdır. Isıl olarak gelişme uzunluğunun belirlenmesinde literatürden elden edilen çalışmalar ve yapılan deneylerden faydalanılmıştır. Literatürde, kavisli kanal için ısıl giriş uzunluğu kanalın girişinden bir sonraki ölçüm noktası olan 45° içinde kalmaktadır [110, 111].

Kanalın çıkışında ise ısıl olarak gelişmiş olması ve sıcaklık değerleri uydurulan eğriye yakın değerler çıkması beklenmekteydi. Fakat spiral kanalın sonunda sıcaklık değeri beklenildiğinden daha düşük ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri kontrol edilmiş ve sonraki üretilen deney odalarında da kanalın çıkış sıcaklık değerleri beklenildiğinden düşük ölçülmüştür. Bu durumdan sonra üretilen deney odalarının çıkış noktasına farklı yüksekliklerde de yüzey sıcaklık ölçümleri için termoelemanlar yerleştirilmiş olmasına rağmen yine buradan ölçülen sıcaklıklar düşük ölçülmüştür. Bu sıcaklık

düşüşü detaylı incelendiğinde spiral kanalın sonunda ısıtıcının bitişinden itibaren kanat etkisinden dolayı ısı kaybının olduğu belirlenmiştir.

Spiral deney odası yekpare tek bir rulo levhadan üretildiği için kanal çıkışında, ısı akısı uygulanmayan kısma doğru (çıkış kolektörüne doğru) ısı kaybı söz konusu olmakta ve spiral kanalın sonundan ölçülen sıcaklığın daha düşük ölçülmesine neden olmaktadır. Deney odasının imalatında kullanılan bakır malzemesinin ısı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı kanat etkisinden kaynaklanan ısı kaybı da daha yüksek değerde olmasına neden olmaktadır. Bu kısım (spiral kanalın sonuna) hem içten hem de dıştan ısıl olarak yalıtılmıştır. Bu ısı yalıtımın etkisi görülmüş olsa da kanalın sonundan ölçülen sıcaklık değerindeki düşüş önlenememiştir. Bu yüzden ortalama ısı taşınım katsayısı belirlenirken kanalın girişi (ısıl olarak gelişmekte) ve çıkışından (kanat etkisinden kaynaklı ısı kaybı) ölçülen sıcaklık değerleri dikkate alınmamıştır.

Spiral kanal boyunca havanın yığın sıcaklığının deneysel olarak elde edilmesi oldukça zordur. Bu yüzden ısıl olarak tam gelişmiş bölgede, çıkıştaki hava sıcaklığından ve iyi oluşturulmuş analitik olgudan, yığın sıcaklığının makul bir tahminini çıkarmak mümkündür [112]. Akışkanın herhangi bir kesitindeki ortalama sıcaklığını aşağıda gösterilen denklemle,

$$T_f = \frac{1}{u_m A}\int_A uTdA \tag{3.33}$$

hesaplamak mümkündür. Burada $u_m$ ortalama hava hızı, A ise spiral kanalın kesit alanıdır. Isıl olarak tam gelişmiş durumda sıcaklık dağılımı lineer olup aşağıdaki denklemde gösterildiği gibidir.

$$\frac{dT_f}{d\varphi} = \frac{dT_s}{d\varphi} = sabit \tag{3.34}$$

Şekil 3.28'de deney verilerine uydurulan lineer eğrilerden akışın tam gelişmiş olduğunu anlamak mümkündür. Şekil 3.28'de görüldüğü üzere her iki yüzey sıcaklığına ve akışkan sıcaklığına uydurulan eğrinin eğimleri az da olsa birbirinden farklıdır. Bu da ortalama ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde hataya sebep olacaktır. Bu nedenle spiral kanalda kontrol hacmi seçilerek enerji dengesi yazılmış, akışkan ve yüzey sıcaklıklarının açıya bağlı olarak değişimi elde edilmiştir. Oluşturulan enerji dengesi ile deney verileri karşılaştırılmış ve birbiri içinde uyum

halinde olduğu görülmüştür. Daha sonra tam gelişmiş bölge için deney verilerine en iyi uyan ortalama ısı taşınım katsayıları en küçük kareler yöntemi belirlenmiştir.

***Deneysel verilerden tam gelişmiş akıştaki ortalama ısı taşınım katsayısının belirlenmesi;***

Spiral kanalın her iki yüzey uzunluğu birbirinden farklı olup uzunlukları açıyla doğru orantılı değişmektedir. Kanal içerisindeki akışkan sıcaklığı da açıya bağlı olarak değişmektedir. Bu sebeple yığın sıcaklığın spiral kanalda açıyla nasıl değiştiği belirlemek için spiral kanalda Ek kısmında bulunan Şekil D1'de gösterildiği gibi kontrol hacmi belirlenmiş ve enerji dengesi yazılmıştır. Burada kanal eğrilik yarıçapları ($R_{min,i}$ ve $R_{min,o}$) açının bir fonksiyonu olduğundan yığın sıcaklığın açıyla lineer değişmeyeceği tahmin edilmektedir. Spiral kanalın yarıçapları, iç ve dış yüzeyden farklıdır. Kanalın iç ve dış yüzeyine uygulanan ısı akıları da birbirine eşittir ($q_i^{"} = q_o^{"} = q^{"}$). Kontrol hacminde akışkanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığının değişimi iç ve dış yüzeye uygulanan ısıların toplamına eşit olup, Ek D bölümünde sunulmuştur. Buradan hesaplanan akışkan sıcaklığının açıyla değişimi denklem 3.35'te verilmiştir.

$$T_f(\varphi) = T_{f,i} + \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i^{"}\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o^{"}\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] \qquad (3.35)$$

Burada, $T_{f,i}$ havanın spiral kanala giriş noktasındaki ($\varphi$=0) sıcaklıktır. Denklem 3.35'te verilen bağıntıda havanın sıcaklığı, akışın ısıl olarak tam geliştiği bölgede, açısıyla değişimini vermektedir. Akışkanın sıcaklığı ($T_f$) spiralin başlangıç yarıçapına ve açıya bağlı değişmektedir. Hesaplanan matematik modelle akışkan sıcaklığının spiral yarıçapıyla değişimi ihmal edilip değişimin sadece açısıyla değişimi dikkate alınmıştır. Spiral kanal uzunluğunu açının bir fonksiyonu olduğundan yığın sıcaklığı beklenildiği gibi lineer değil, 2. dereceden bir polinomla değiştiği belirlenmiştir. Spiral kanalın iç ve dış yüzeyin sıcaklığı Newton'un soğuma yasasına göre, duvara uygulanan ısı akısı ile doğru orantılıdır. İç ve dış yüzeyin sıcaklıklarının açıyla değişimi denklem 3.36 ve 3.37'de gösterildiği gibi,

$$T_{s,i}(\varphi) = T_f(\varphi) + \frac{q_i''}{h_i} = T_{f,i} + \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i''\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o''\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] + \frac{q_i''}{h_i} \qquad (3.36)$$

$$T_{s,o}(\varphi) = T_f(\varphi) + \frac{q_o''}{h_o} = T_{f,i} + \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i''\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o''\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] + \frac{q_o''}{h_o} \qquad (3.37)$$

hesaplamak mümkündür. Burada, $h_i$ iç yüzeydeki ısı taşınım katsayısını ve $h_o$ dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Akışın ısıl olarak tam gelişmiş kabulü yapılmış ve yine yarıçapla değişim ihmal edilip sadece açıyla değişimi dikkate alınmıştır. Burada yüzey sıcaklığı, akışkan sıcaklığının açıyla değişiminden ısı akısının ısı taşınım katsayısına oranı kadar fazla olduğu görülmektedir.

Her iki yüzeye uygulanan ısı akıları $q_i'' = q_o'' = q''$ eşit olduğundan iç ve dış yüzey sıcaklığının aşağıda da gösterildiği gibi,

$$T_{s,a} = \frac{1}{R_i + R_o}\left(T_{s,i}R_i + T_{s,o}R_o\right) \tag{3.38}$$

ortalaması alındığında kanalın aynı açıda ortalama yüzey sıcaklığını denklem 3.38'ü göre elde etmek mümkündür. Newton'un soğuma yasasına göre ortalama yüzey sıcaklığından elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısını ise denklem 3.39'te olduğu gibi,

$$\begin{aligned}(q_i'' R_i + q_o'' R_o)Hd\varphi &= \left(h_i R_i(T_{s,i}(\varphi) - T_f(\varphi)) + h_o R_o(T_{s,o}(\varphi) - T_f(\varphi))\right)(Hd\varphi) \\ &= h_a(R_i + R_o)Hd\varphi(T_{s,a} - T_f)\end{aligned} \tag{3.39}$$

hesaplamak mümkündür. Deney verilerine en iyi uyum sağlayan ısı taşınım katsayısını belirlemek için en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır.

$$\overline{\theta_{sı}} = T_{s,i}(\varphi) - T_{f,i} = \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i''\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o''\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] + \frac{q_i''}{h_i} \tag{3.40}$$

$$\overline{\theta_{so}} = T_{s,o}(\varphi) - T_{f,i} = \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i''\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o''\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] + \frac{q_o''}{h_o} \tag{3.41}$$

$$\overline{\theta_{sa}} = T_{s,a}(\varphi) - T_{f,i} = \frac{H}{\dot{m}c_p}\left[q_i''\left(R_{min,i}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right) + q_o''\left(R_{min,o}\varphi + \frac{a\varphi^2}{4\pi}\right)\right] + \frac{q''}{h_a} \tag{3.42}$$

Elde edilen sayısal modelle deneysel verilere uyacak en iyi ısı taşınım katsayısı hesabı denklem 3.43'te gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür

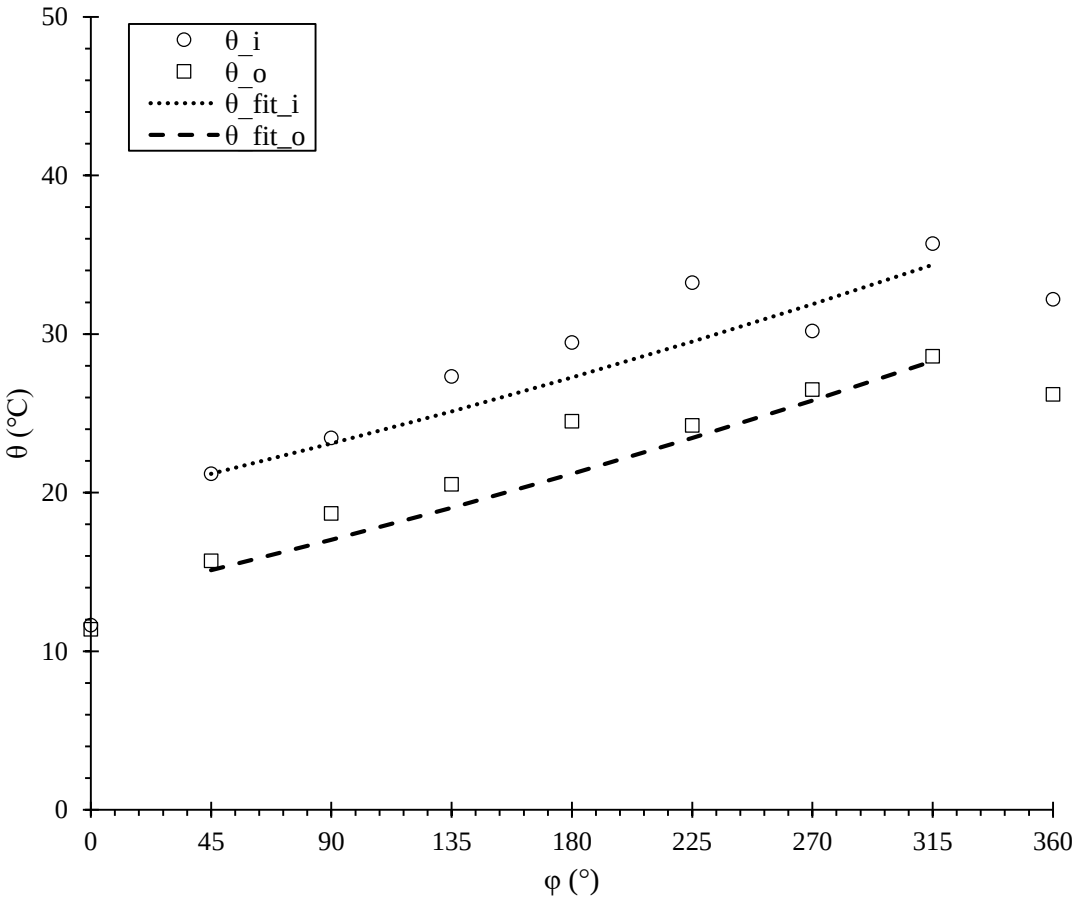
$$\sum_{j=i}^{N}\left(\overline{\theta_{s_J}^{uydurulan\ eğrı}} - \overline{\theta_{s_J}^{deney}}\right)^2 = S \tag{3.43}$$

Akışın ısıl olarak tam geliştiği bölgelerde (45°-315° arasında) 7 farklı açıda ölçüm alınmıştır. Dolaysıyla 7 iç yüzey ve 7 dış yüzeyden sıcaklık ölçümleri kullanarak,

$$\frac{dS}{dh} = 0 \tag{3.44}$$

elde edilen bu değerin ısı taşınım katsayısına göre türevi sıfır olduğunda, ortalama ısı taşınım katsayısını elde edilecektir. Böylece en küçük kareler yöntemi ile matematik modelden elde edilen değerler ile deney verilerinden elde edilen değerlerin arasındaki matematiksel bağlantı kurarak, bu verileri en uygun ortalama ısı taşınım katsayısını belirlenmiştir. En küçük kareler yöntemi hatayı en aza indirmeyi yarayan bir regresyon yöntemidir. Bu yöntem sayesinde her bir açıda hesaplanan ısı taşınım katsayılardan geçen en iyi ortalama ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir.

Her iki yüzey için deney verilerinden elde edilen yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark ile hesaplanan en iyi ortalama ısı taşınım katsayısı katsayısından elde edilen matematik modelle karşılaştırılması Şekil 3.29'da verilmiştir.

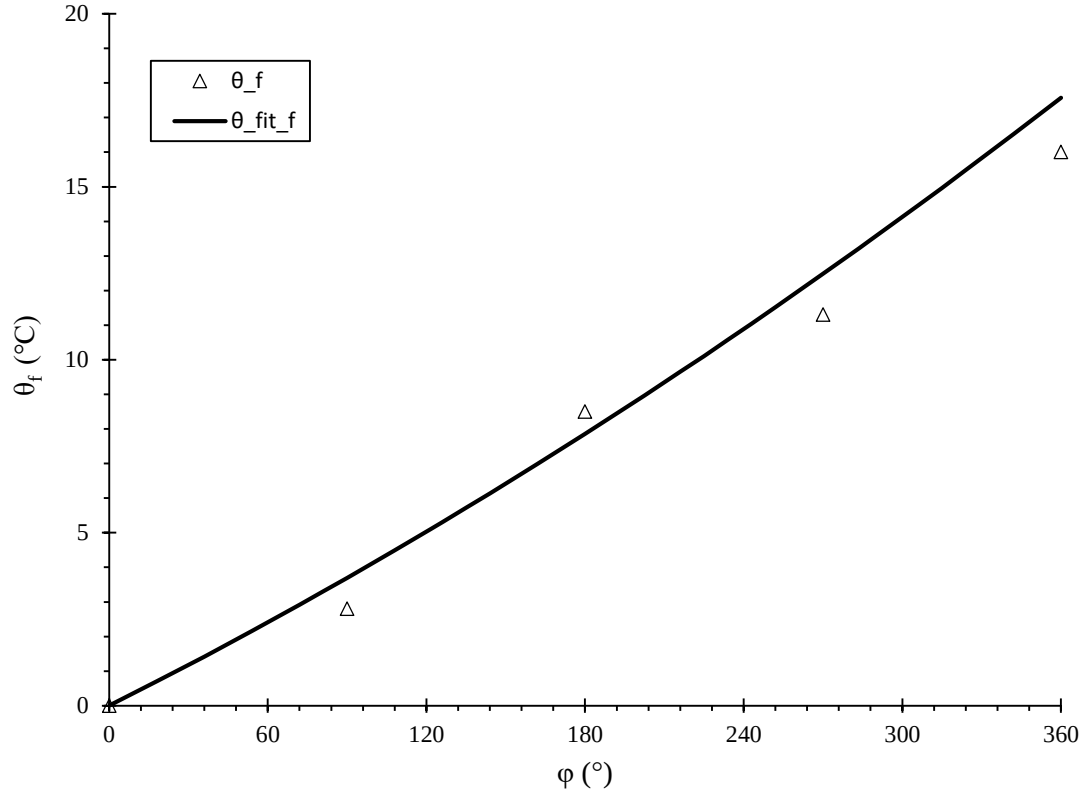



**Şekil 3.29 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında yüzey sıcaklıklarının kıyaslanması.

Şekil 3.29'da görüldüğü üzere yüzey sıcaklığının hesaplanan matematik modelden hesaplandığı gibi açıyla lineer değişmeyip, ikinci dereceden polinomla değiştiği görülmektedir. Deney verileri ile geliştirilen matematik model arasında çok iyi bir uyum söz konusudur. Akışkan sıcaklığına bakıldığında ise,

$$\theta_f = T_f(\varphi) - T_{f,i} \tag{3.45}$$

Deney verilerinden elde edilen sıcaklık farkları ile matematik modelden elde edilen değerler kıyaslaması Şekil 3.30'de gösterilmiştir.



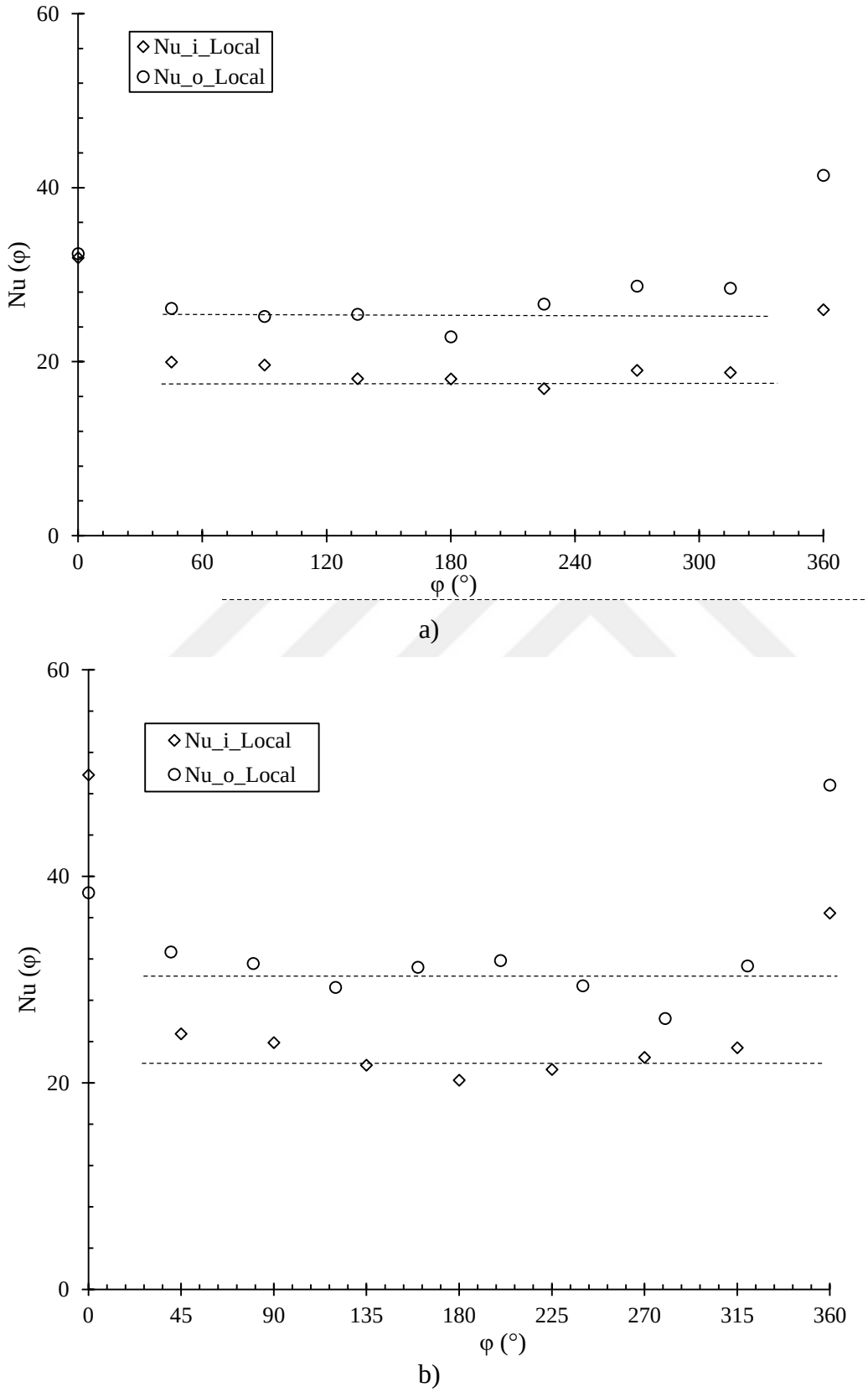

**Şekil 3.30 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında akışkan sıcaklıklarının kıyaslanması.

Şekil 3.30'de de görüldüğü üzere deney verilerindeki akışkan sıcaklığının açıyla ikinci dereceden polinomla değiştiği görülmektedir. Hesaplanan matematik modelden elde edilen sıcaklıklarda uyumlu olduğu belirlenmiştir.

Akışın ısıl olarak geliştiğini görmenin bir başka yolu, yerel Nusselt sayısının akış yönü boyunca değişimini incelemektir. Yerel Nusselt sayısını aşağıdaki gibi

$$Nu(\varphi) = \frac{h(\varphi)d_h}{k_f} = \frac{q"d_h}{k_f\big(T_s(\varphi) - T_f(\varphi)\big)} \tag{3.46}$$

tanımlamak mümkündür. Burada $k_f$, havanın ısı iletim katsayısı, $d_h$ ise spiral kanalın hidrolik çapıdır. Şekil 3.31'de yerel Nusselt sayılarının açıyla değişimi verilmiştir.




**Şekil 3.31 :** Yerel Nusselt sayılarının açıyla değişimi a) DO1 b) DO2.

Kanalın ilk giriş bölgesinde yerel Nusselt sayıları yüksek çıkmakta daha sonra 45°-315° arasında sabit bir değer de kalmakta (paket yatak boyunca açıdan ve hızdan bağımsızdır) kanalın çıkış noktasında Nusselt sayısı artmaktadır. Buradan kanalın girişi ve çıkışı hariç akışın ısıl olarak tam geliştiği görülmektedir. Spiral kanalın giriş ve çıkışında yerel Nusselt sayıların yüksek ya da düşük olması akışın o bölgede ısıl olarak gelişmediği anlamına gelmektedir. Spiral kanalın giriş ve çıkışında yerel Nusselt sayılarının yüksek çıkması bu noktalarda ölçülen sıcaklıklarla alakalı olup, giriş noktasında akışın ısıl olarak gelişiyor olmakta olduğu, çıkış noktasında ise beklenilen sıcaktan daha düşük ölçüldüğünü göstermektedir.

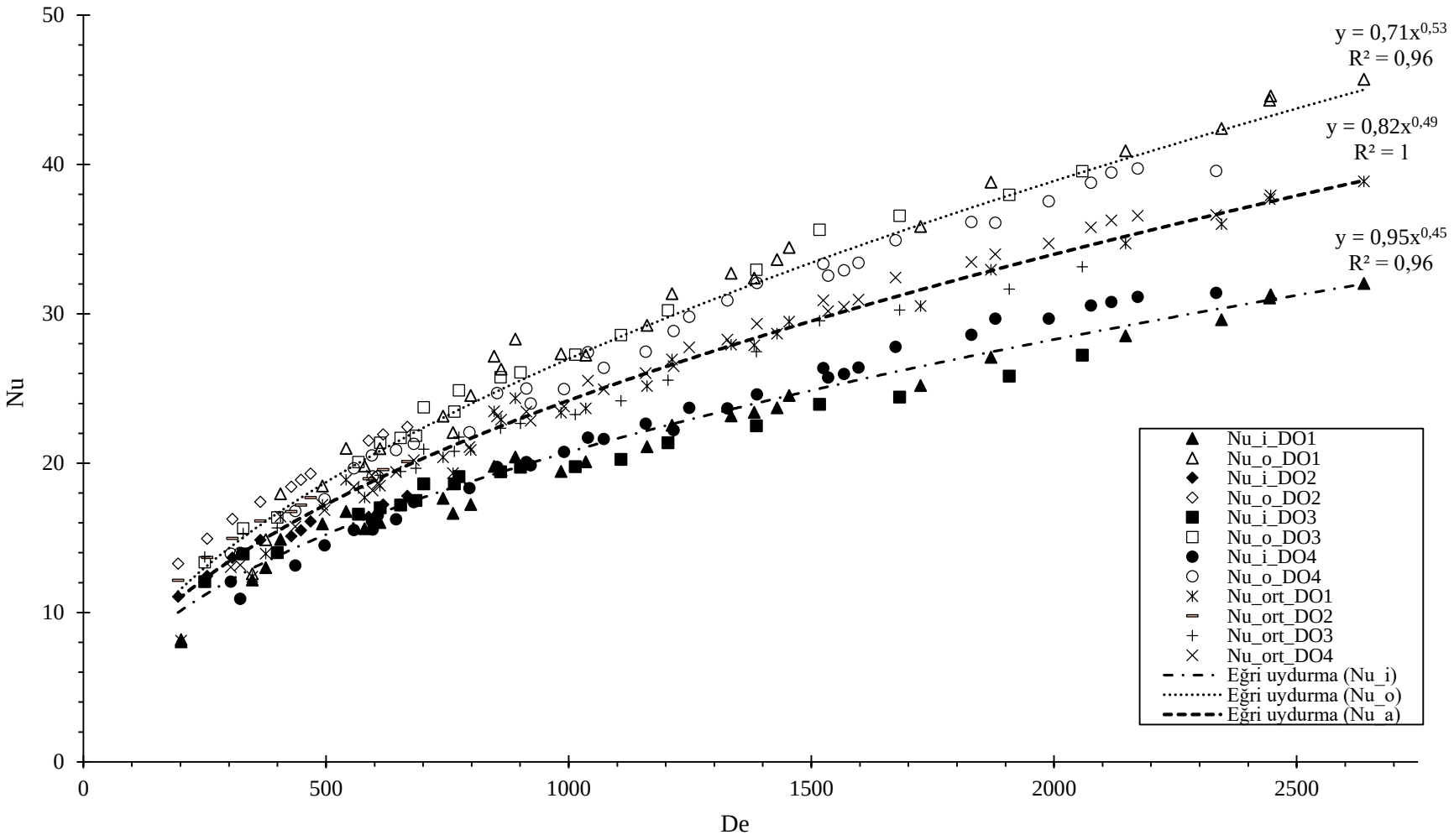
1 nolu deney odası için kütlesel debi 0.0058 kg/s ve her iki yüzeye uygulanan ısı akıları q"=486.8 W/$m^2$ iken 2 nolu deney odası için bunlar sırasıyla 0.0121 kg/s ve q"=371.4 W/$m^2$'dir.

Akışın ısıl olarak tam geliştiği bölgede, deney verilerine en iyi uyan ısı taşınım katsayısından ortalama Nusselt sayısı aşağıda görüldüğü gibi,

$$Nu = \frac{h\, d_h}{k_f} = \frac{q" d_h}{k_f\left(T_s - T_f\right)} \tag{3.47}$$

tanımlamak mümkündür. Burada $d_h$ spiral kanalın hidrolik çapı, $k_f$ havanın ısı iletim katsayısını, $q"$ sabit ısı akısını, $T_s$ ve $T_f$ sırasıyla yüzey ve akışkan sıcaklığını temsil etmektedir. Şekil 3.32'te bütün deney odalarına ait spiral kanalın boş olma durumunda ortalama Nusselt sayısı ile Dean sayısının değişimi verilmiştir. Spiral kanalın iç ve dış yüzey sıcaklıkları aynı açıda birbirinden farklı olduğu için her iki yüzeyde hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayıları birbirinden farklıdır. Bu yüzden akışın ısıl olarak tam geliştiği bölge için iki yüzey için ayrı ayrı hesaplanan ortalama Nusselt sayıları birbirinden farklıdır. Dış yüzey için sunulan Nusselt sayıları iç yüzeye göre hesaplanan Nusselt sayılarından daha yüksektir.

Şekil 3.32'te bu katsayıların kullanılarak elde edilen ortalama Nusselt sayıların Dean sayısı ile değişimi de gösterilmiştir. Deney verilerinden elde edilen ısıl olarak tam gelişmiş bölgede spiral kanala ait Nusselt sayıları, iç yüzey ve dış yüzey için sırasıyla denklem 3.48 ve 3.49'da verilmiştir. Ayrıca denklem 3.50'e göre hesaplanan ortalama sıcaklıklara göre deney verilerine en iyi uyum sağlayan ısı taşınım katsayıları elde edilmiş ve Nusselt sayıları hesaplanmıştır.




**Şekil 3.32 :** Nusselt sayısı ile Dean sayısı arasındaki ilişki.

Şekil 3.32'te de ortalama sıcaklığa göre hesaplanan Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki ilişki verilmiştir.

$$Nu_i = 0.95De^{0.45} \tag{3.48}$$

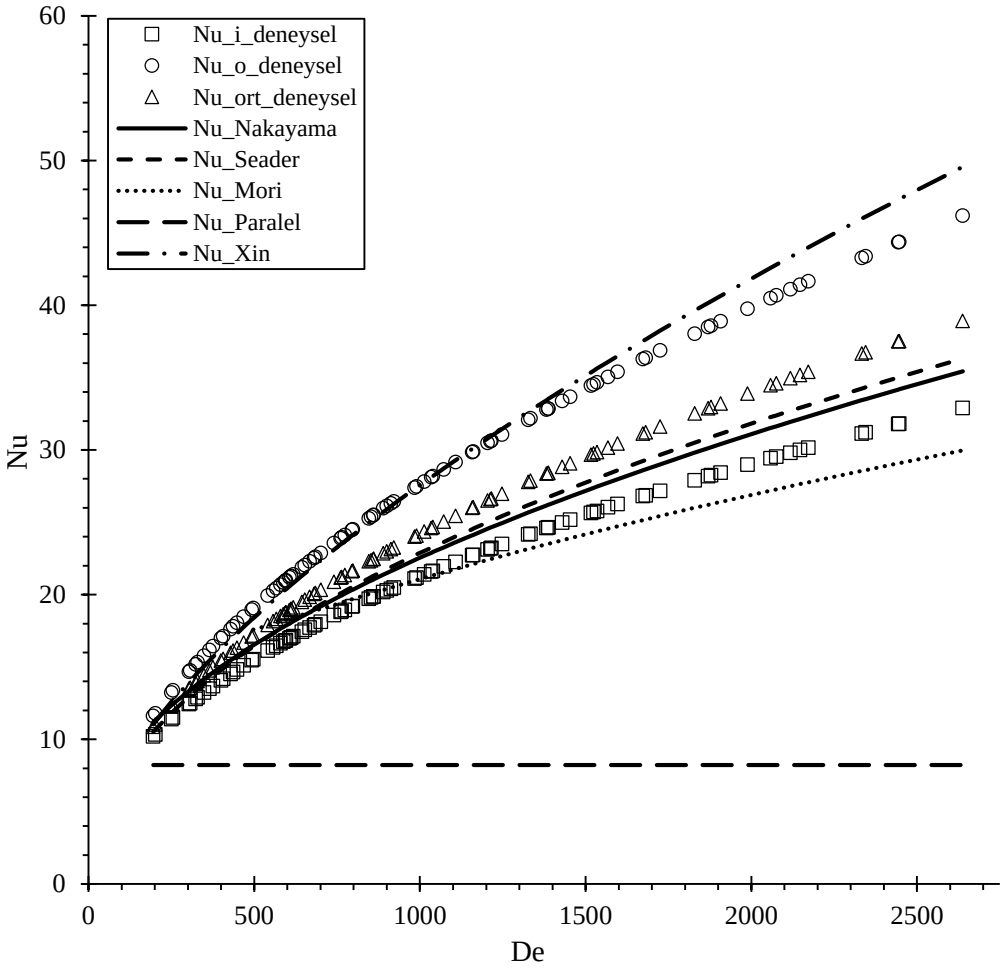
$$Nu_o = 0.71De^{0.53} \tag{3.49}$$

$$Nu_a = 0.82De^{0.49} \tag{3.50}$$

Ortalama Nusselt sayıları Dean sayısının bir fonksiyonu olup Dean sayısının üssü olarak değişmektedir. Deney verilerine uydurulan bu üstel eğri Şekil 3.32'te de görüldüğü üzere $R^2$ değeri bire çok yakın değerdedir. Bu $R^2$ değerinden uydurulan eğrinin deney verileri ile çok iyi uyum halinde olduğu görülmektedir. Her bir deney odasına ait içerisinin boş olma durumunda elde edilen Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki ilişki Ek D kısmında Şekil D.1 ile D.3 arasında verilmiştir.

Spiral kanaldan elde edilen Nusselt sayıları literatürde sunulan eğrisel kanalla kıyaslanmış ve sonuçları yorumlanmıştır. Literatürde eğrisel kanal üzerine pek çok çalışmalar yapılmıştır. Mori ve Nakayama [59, 60] kavis verilmiş bir boruda akışın laminer ve türbülanslı olduğu, ayrıca sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı gibi farklı durumlarda çalışmalarını yapmışlardır. Çalışmalarında hem teorik hem de deneysel çalışarak, eğrisel kanallarda ısı geçişi üzerine temel bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca Mori ve Nakayama yaptıkları çalışmadan elde ettikleri sonuçları düz boru için sunulan ısı geçiş katsayılarıyla da kıyaslamış ve ısı geçişinde Dean sayısına bağlı olarak iyileşmeler olduğunu sunmuşlardır. Mori vd. [113] kare kesitli eğrisel kanalda sabit duvar ısı akısında ısı geçişini deneysel ve analitik olarak incelemiştir. Seban ve Mclaughlin [114] helisel kanallarda farklı boru çapları ve akışkan kullanarak sabit ısı akısında basınç düşüşünü ve ısı geçişini incelemişlerdir. Geniş bir Reynolds sayısı aralığında laminer ve türbülans bölgelerinde ısı geçişini incelemişlerdir. Eğrisel kanalda yapılan bazı çalışmalara göre kıyaslama Şekil 3.33'de gösterilmiştir.

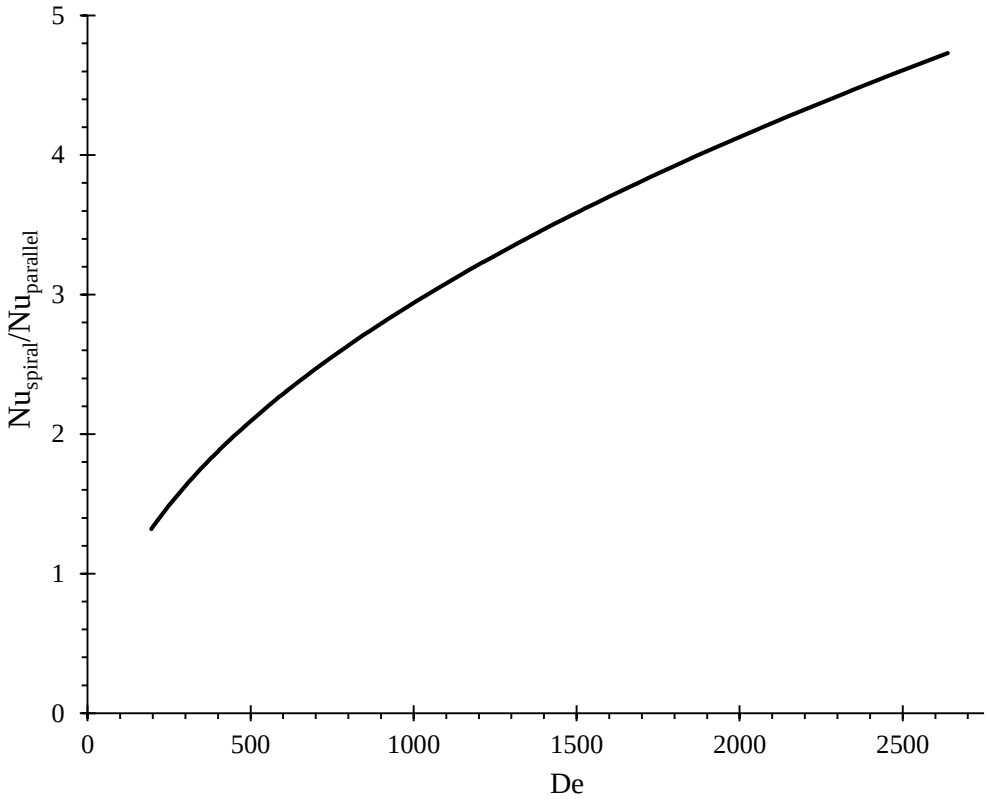
Şekil 3.33'de de görüldüğü üzere ortalama sıcaklığa göre hesaplanan Nusselt sayıları literatürden elde edilen değerlerle uyum içindedir. Boş spiral kanal için elde edilen ortalama Nusselt sayıları, Mori ve Nakayama [59] ile Kalb ve Seader [115] yılında yaptıkları çalışmalardan elde edilen Nusselt sayılarına çok yakın değerler bulunmuştur.




**Şekil 3.33 :** Nusselt sayılarının literatür çalışmalarıyla kıyaslanması.

Böylece spiral paket yataklarda ısı geçişi deneylerine başlamadan önce deney tesisatının güvenirliği test edilmiş olup istenildiği gibi literatürde sunulan korelasyonlarla uyum içinde olduğu görülmüştür. Bu çalışmada olduğu gibi literatürden seçilen çalışmalarda ısıl olarak gelişmiştir.

Deney odalarının kanal yüksekliği, kanal genişliğinden $(H \gg a)$ çok büyük olduğu için spiral kanallardaki akışı, sonsuz uzunluktaki paralel levhada akış olarak kabul etmek mümkündür. Yapılan literatür çalışmasından kavis verilmiş sonsuz uzunlukta paralel levha da ısı geçişi çalışması bulunamamıştır. Bu yüzden spiral deney odalarından elde edilen ortalama Nusselt sayıları, sabit ısı akısında sonsuz uzunluktaki paralel düz levha için sunulan Nusselt sayısı (Nu=8.23) ile kıyaslanmıştır. Şekil 3.34'te spiral ve düz sonsuz uzunlukta levhalardan elde edilen Nusselt sayılarının oranlarının Dean sayıları ile değişimi verilmiştir.



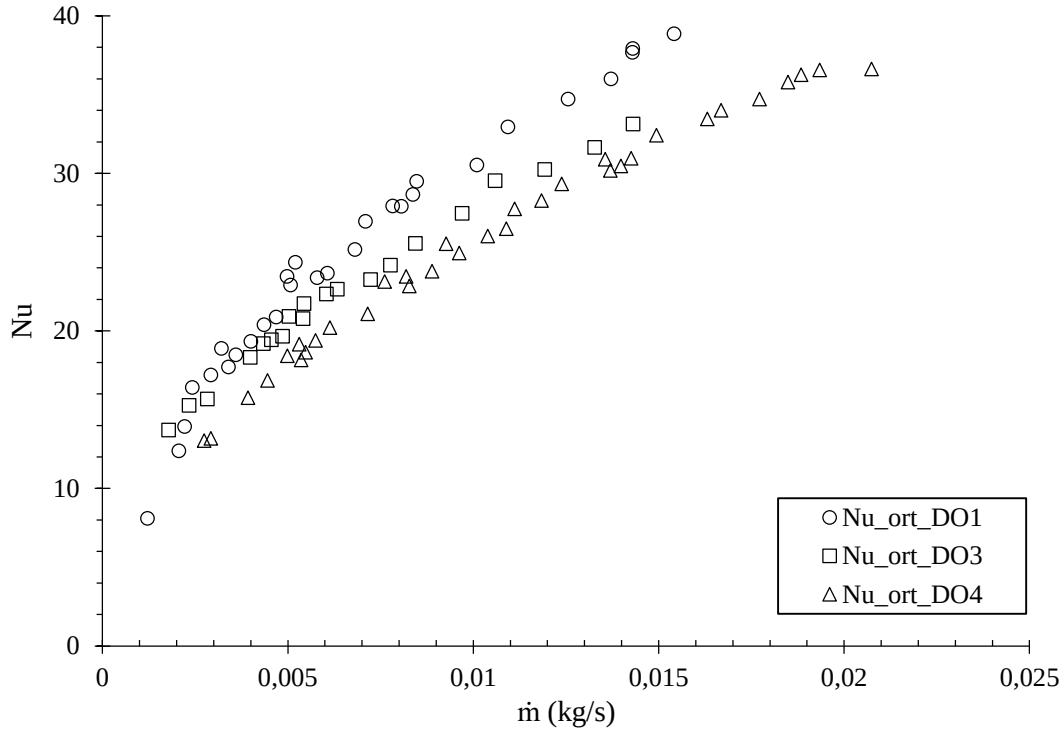

**Şekil 3.34 :** Nusselt sayılarının oranı.

Spiral kanallardan elde edilen Nusselt sayısı, Dean sayısının üstel bir fonksiyonu olduğu için bu oran Dean sayısı arttıkça artmaktadır. Bu oran Dean sayısına bağlı olarak ısı geçişinde yaklaşık 5 kat iyileşmenin olduğunu göstermektedir.

#### 3.8.1.1 Boş spiral kanalda eğriselliğin ısı geçişine etkisi

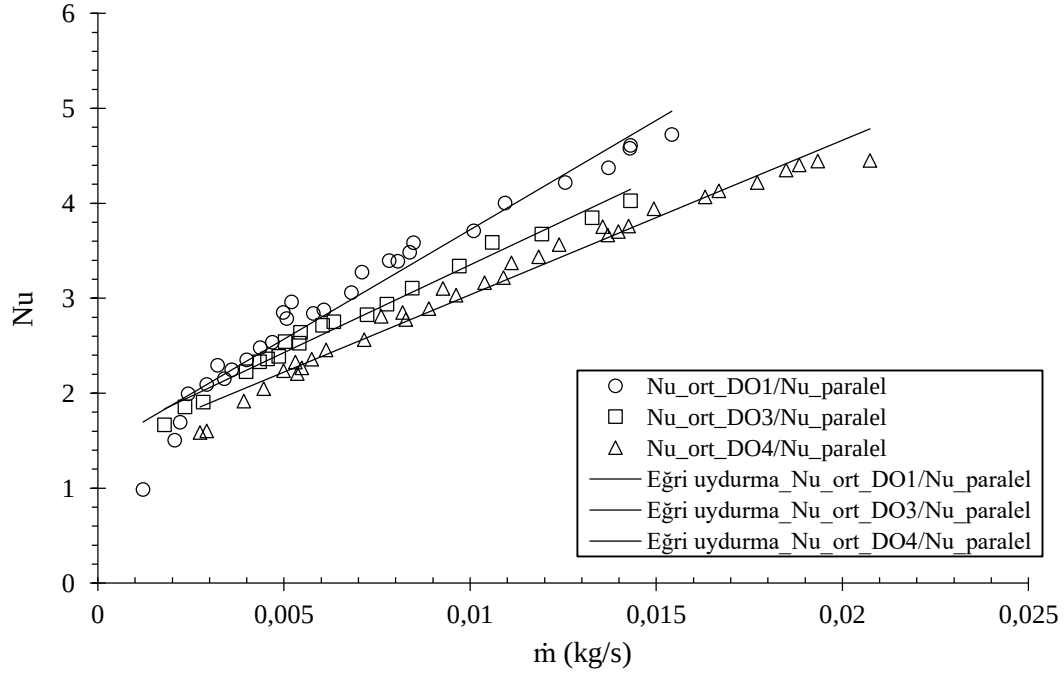
4 farklı deney odasının içerisinin boş olma durumunda Nusselt sayılarının Dean sayıları ile ilişkisi incelenmiştir. Bu kısımda eğrilik yarıçapının ısı geçişi üzerine olan etkisini daha iyi yorumlamak için 3 farklı kavis çapında olan deney odalarındaki Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Dean sayısı yerine kanaldan geçen debiler dikkate alındığında kavis etkisi daha belirgin görülmektedir.

Şekil 3.35'da farklı deney odaları için hava debisi ile Nusselt sayısı arasındaki ilişki verilmiştir. Düşük hava debilerinde kavis etkisi çok fazla görülmezken kanal içindeki hava debisi arttıkça kavis etkisi de daha belirgin görülmeye başlanmıştır. Beklenildiği gibi kavis yarıçapı en düşük olan deney odasının Nusselt sayısı en yüksek iken, kavis yarıçapı arttıkça Nusselt sayıları da azalmaktadır. Genel olarak her üç deney odası göz önüne alındığında kavis yarıçapının düştükçe Nusselt sayısı artmaktadır.




**Şekil 3.35 :** Eğrilik yarıçapının ısı geçişine etkisi.

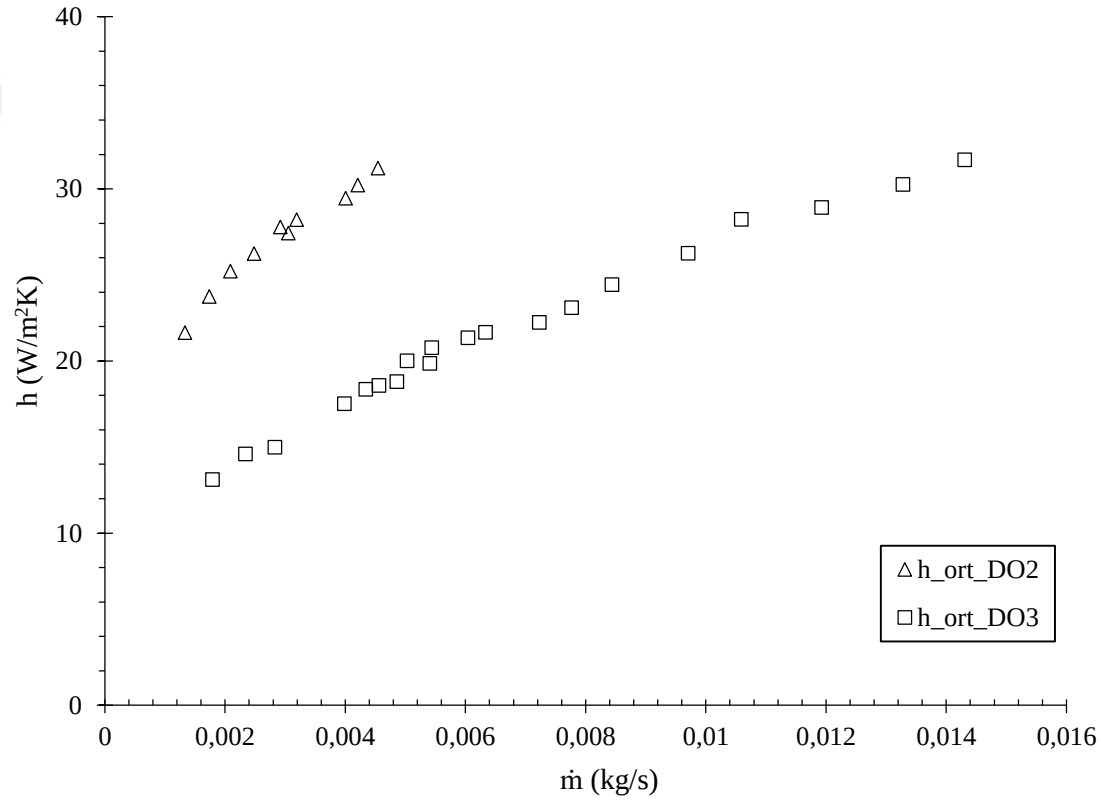
Şekil 3.36'de görüldüğü üzere spiral kanaldaki Nusselt sayısının düz kanaldaki Nusselt sayısına oranı spiral kanalın eğrilik yarıçapı azaldıkça artmaktadır. Spiral kanalın eğrilik yarıçapının artmasıyla bu oran azalmaktadır. Spiral kanalın eğrilik yarıçapı daha çok artmasıyla da bu oranın azalıp bir değerine yakınsaması beklenmektedir. Nusselt sayılarının birbirine eşit olduğu eğrilik yarıçapının etkisi görülmeyecektir.




**Şekil 3.36 :** Nusselt sayılarının oranı.

### 3.8.1.2 Boş spiral kanalda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi

Kanal genişliğinin ısı geçişine olan etkisini incelemek için iki deney odasının (DO2 ve DO3) aynı eğrilik yarıçapında imal edilip kanal genişlikleri farklı ayarlanmıştır. Bu deney odalarının kanal genişliği sırasıyla 10 ve 15 mm'dir. Kanal genişliğinin etkisini daha iyi görebilmek için ortalama ısı taşınım katsayıları ile hava debisi arasındaki ilişki incelenmiştir. Her iki kanaldan da aynı kütlesel debi geçmesi durumunda yüzeylerden ortalama ısı taşınım katsayısının nasıl değiştiği araştırılmıştır. Şekil 3.37'de kanal genişliğinin ısı geçişini etkisine anlayabilmek için havanın kütlesel debisi ile ortalama ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir.



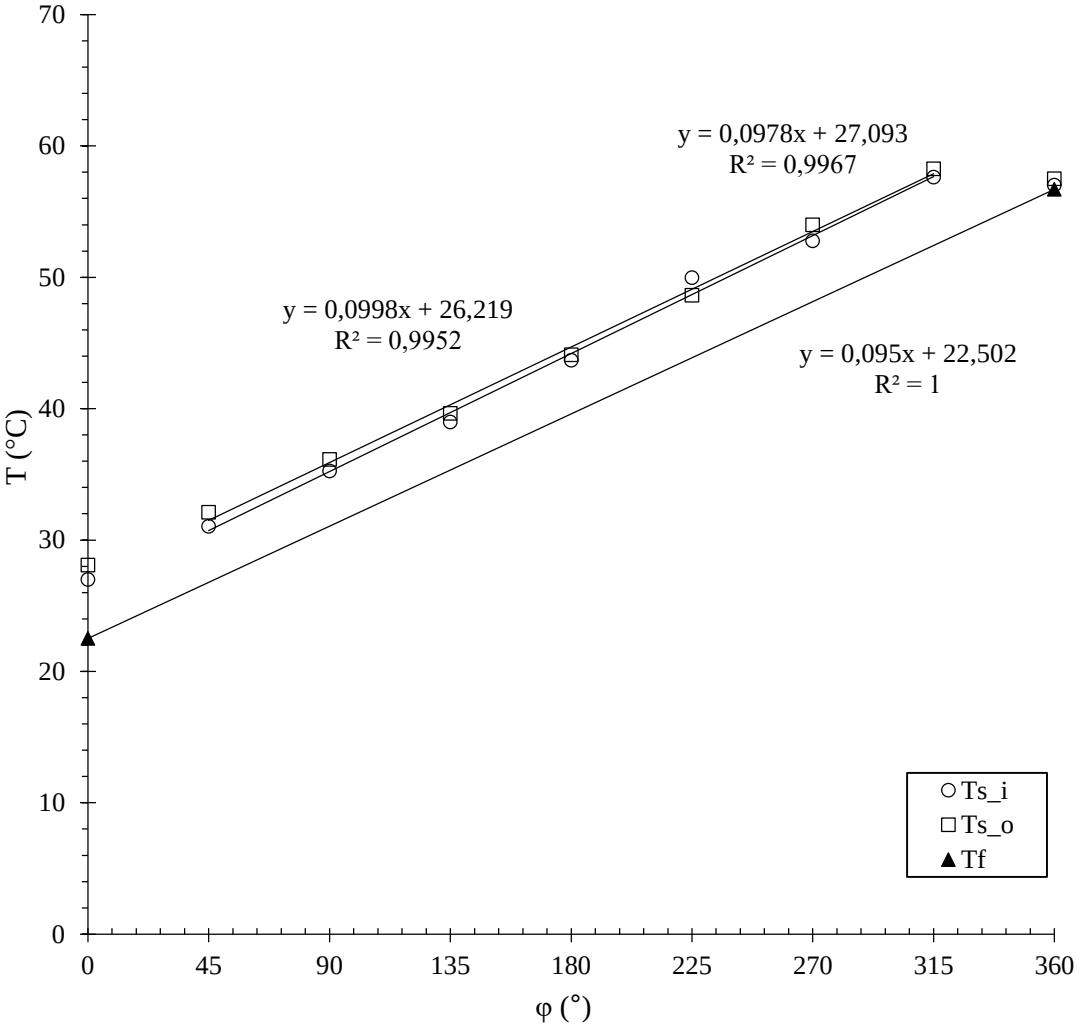

**Şekil 3.37 :** Kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi.

Kanal genişliğinin düşük olan deney odasında (DO2) ortalama yüzey sıcaklıklarından elde edilen ortalama ısı taşınım katsayıları daha yüksektir. Spiral deney odasında kanal genişliği arttıkça ısı taşınım katsayısı ters orantılı şekilde azalmaktadır.

### 3.8.2 Spiral paket yataklarda ısı geçişi deneyleri

Spiral kanala çelik bilyeler bölgesel boşluklar kalmayacak şekilde doldurularak paket yataklar oluşturulmuştur. Spiral paket yataklara ait gözeneklilik değerleri Çizelge 3.3'te verilmiştir. Bilyeler spiral kanala yerleştirildikten sonra hava sıcaklığı spiral

kanalın sadece giriş ve çıkışında üçer adet farklı yükseklikten ölçülebilmiştir. Spiral paket yatağın içerisinden farklı açılarda hava sıcaklıkları ölçülememiştir. Spiral paket yatağın her iki yüzeyine yine aynı sabit ısı akısı uygulanmış sistem ısıl olarak dengeye geldikten sonra sıcaklık, basınç, volt ve amper değerleri veri toplama cihazı sayesinde bilgisayara aktarılmış ve kaydedilmiştir. Şekil 3.38'da, 1 Nolu deney odasına ait içerisinde 2.00 mm çapında bilye olması durumunda yüzey ve akışkan sıcaklıklarının açıyla değişimi verilmiştir. Deney odasından 0.0027 kg/s debi de hava geçmekte ve her iki yüzeye 491.6 W/m$^2$ sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kanal içinde 45º'lik açıyla yüzey sıcaklıkları ölçülürken, havanın sıcaklığı kanalın sadece giriş ve çıkışından ölçülebilmiştir.




**Şekil 3.38 :** 1-071-12-2.00 nolu deneyde akışkan ve yüzey sıcaklıklarının açıyla değişimi.

Hava, spiral gözenekli kanala ortam sıcaklığında girmekte ve uygulanan ısı akısı sayesinde yüzey sıcaklığına yakın (55.7 °C'de) çıkmaktadır. Yüzey sıcaklıkları, boş spiral kanalın aksine her iki (iç ve dış) yüzeyde birbirine yakın değerlerde ölçülmüştür.

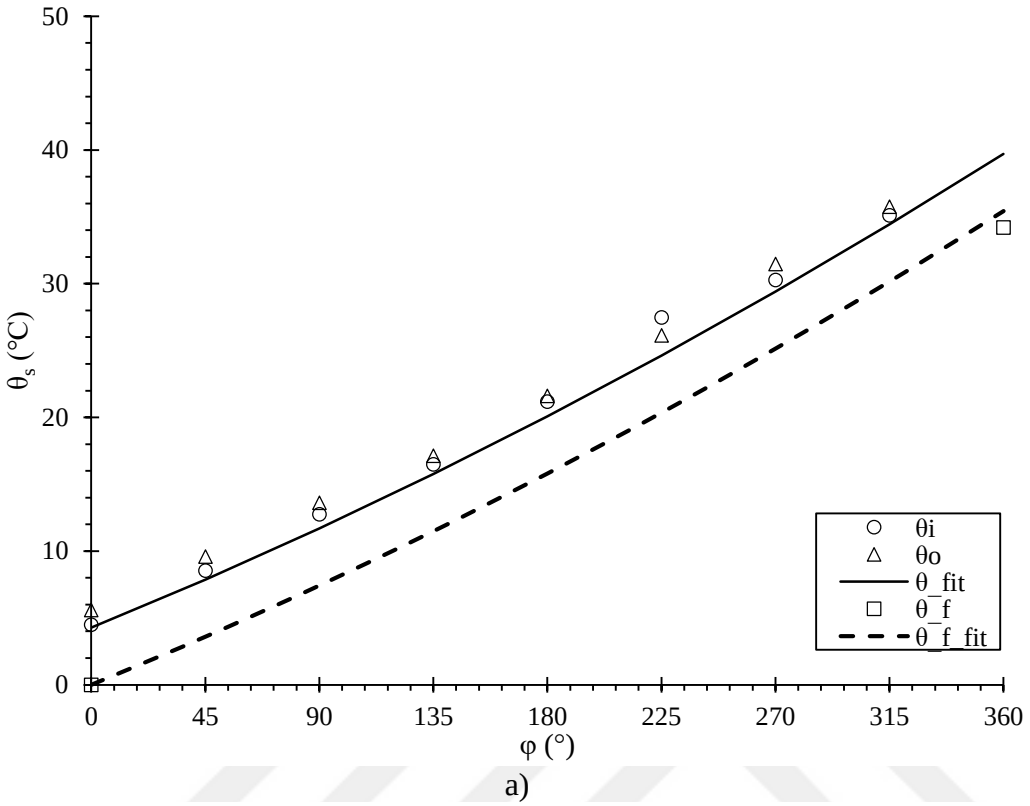
Spiral paket yatağın içerisinde (φ=45° ile 315°) arasında iç ve dış yüzey sıcaklıklarına uydurulan eğrilerin eğimleri birbirine oldukça yakındır.

Burada, kanal içerisindeki bilyeler sayesinde ikincil akışların etkili olmadığı belirlenmiş ve iç yüzey ile dış yüzeyde sıcaklıkları aynı açıda hemen hemen aynı değerlerde olduğu görülmektedir. Spiral gözenekli kanalın giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar hariç, diğer açılardaki sıcaklıklar aynı eğilimi gösterdiği Şekil 3.38'dan anlaşılmaktadır. Bu yüzden kanalın giriş ve çıkış sıcaklıklarına detaylı bakıldığında, girişte, akış ısıl olarak gelişmekte olduğu görülmektedir. Fakat ısıl giriş uzunluğu çok kısa olup kanalın hemen ikinci ölçüm noktasında (φ=45°) diğer sıcaklıklarla uyum eğilimindedir. Literatürde eğrisel gözenekli kanalda ısıl giriş uzunluğu üzerine çalışılan bir çalışma olmadığından sonuçlar, düz paket yataktaki ısıl giriş uzunluğu ile kıyaslanmıştır. Paket yataklarda ısıl olarak geliştiği uzunluk bilye çapına bağlıdır. Wang vd. [116] yaptıkları çalışmada ısıl giriş uzunluğunun bilye çapının 5 ile 8 katı arasında değiştiğini sunmuşlardır. Bu çalışmaya göre akışın ısıl olarak tam geliştiği uzunluklar bilye çapının 2.00, 2.38 ve 3.17 mm olduğu durumlarda sırasıyla 16, 19 ve 25.4 mm olarak bulunmuştur. Halkarni vd. [117] ise paket yataktaki ısıl giriş uzunluğunu, bilye çapının yaklaşık üç katı olarak belirlemiştir. Bu uzunluklar spiral kanalın uzunluğuna göre çok çok kısa olup akış, kanalın yüzey sıcaklıklarının ölçüldüğü ilk noktadan hemen sonra ısıl olarak gelişmektedir. Spiral kanal φ=45°ve sonrasında ölçülen noktalarda ısıl olarak gelişmiştir.

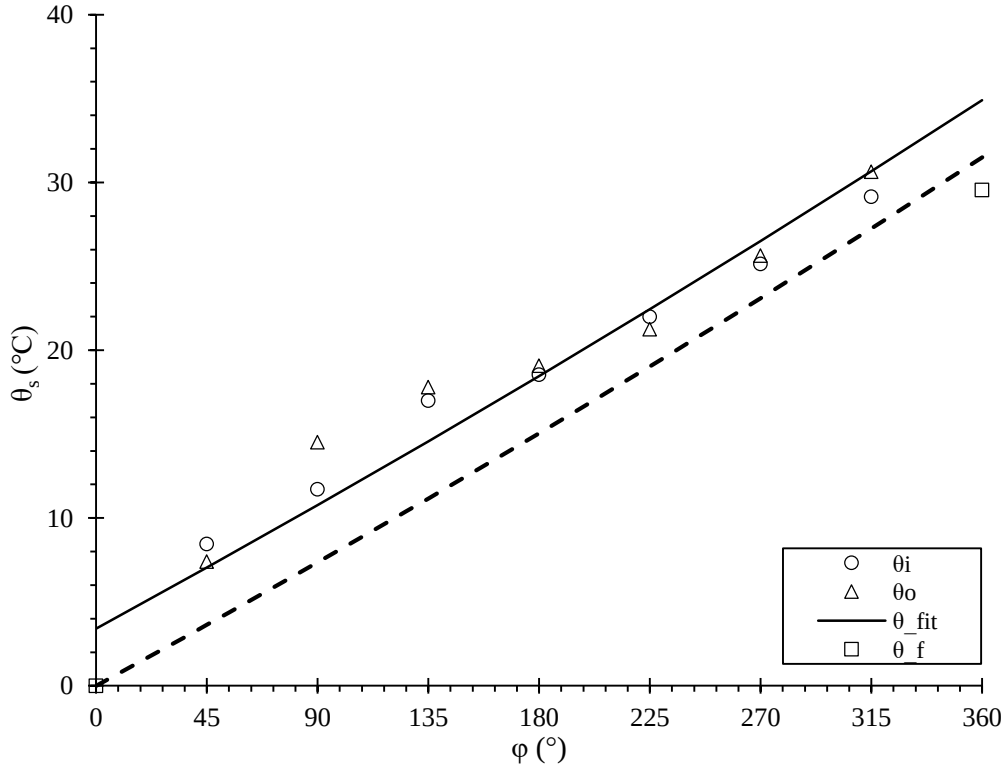
Şekil 3.38'da spiral gözenekli kanalın en sonunda (φ=360°) ölçülen sıcaklık değeri bir miktar düşmektedir. Spiral boş kanalda görülen kanat etkisi gözenekli kanal içinde ortadan kaldırılamamıştır. Bu yüzden ortalama ısı taşınım katsayısı hesaplanırken φ=45° ile φ=315° arasındaki sıcaklık değerleri dikkate alınmıştır. Spiral boş kanalla kıyaslandığında spiral paket yataklarda fark edilen diğer önemli bir bulguda yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklıklarının birbirine yakın değerlerde olmasıdır. Bu farkın az olması kanal yüzeyinde hesaplanan ısı taşınım katsayısının daha yüksek olacağını anlamına gelmektedir.

Denklem 3.44'a en küçük kareler yöntemi ile hesaplanan deney verilerine uyan en iyi ısı taşınım katsayıları ile deney verilerinden elde edilen yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki farkın açıyla değişimi Şekil 3.39a, b ve c'de gösterilmiştir. Şekillerde her üç bilye çapında bilyelerden örnekler verilmiştir.

Yüzey sıcaklıkları ile akışkan sıcaklıkları arasındaki farkın denklem 3.40 ve 3.41'de belirtildiği gibi 2. dereceden polinomla uyum içinde olduğu görülmektedir.




a)




b)

**Şekil 3.39 :** Deney verileri ile uydurulan eğri arasında akışkan ve yüzey sıcaklıklarının kıyaslanması a) DO1 b) DO4.

Şekil 3.39a'da 1 Nolu deney odasının içerisinde 2.00 mm çapında bilye yerleştirilerek oluşturulan spiral paket yataklarda iç ve dış yüzeylere q"=491.6 W/m$^2$ ısı akısı uygulanması durumunda ki sıcaklık değişiminin açıyla değişimi verilmiştir. Şekilde verilen sıcaklık değerleri paket yatağın içinden geçen hava debisinin 0.0028 kg/s olduğu durumu göstermektedir. Şekil 3.39b'de ise 4 Nolu deney odasında 0.0037 kg/s hava debisi paket yataktan geçmekte olup, her iki yüzeye q"=235.4 W/m$^2$ ısı akısı uygulanmasıyla sıcaklıkların açıyla değişimi verilmiştir.

Deney odaları ve 3 farklı bilye çapları ile oluşturulan gözenekli ortamlarda ısı geçişi deney verileri, Ek kısmında Çizelge D.4 ile D.15 arasında verilmiştir. Burada; hava hızı, Reynolds sayıları, değiştirilmiş Dean sayısı ile bunların hataları sunulmuştur. Ayrıca çizelgede farklı açılarda yüzey ve akışkan sıcaklık değerleri de verilmiştir.

Akışın ısıl olarak tam geliştiği bölgede, deney verilerine en iyi uyan ısı taşınım katsayısından ortalama Nusselt sayısı aşağıda görüldüğü gibi,

$$Nu_p = \frac{h\,d}{k_f} = \frac{q"d}{k_f\left(T_s - T_f\right)} \tag{3.51}$$

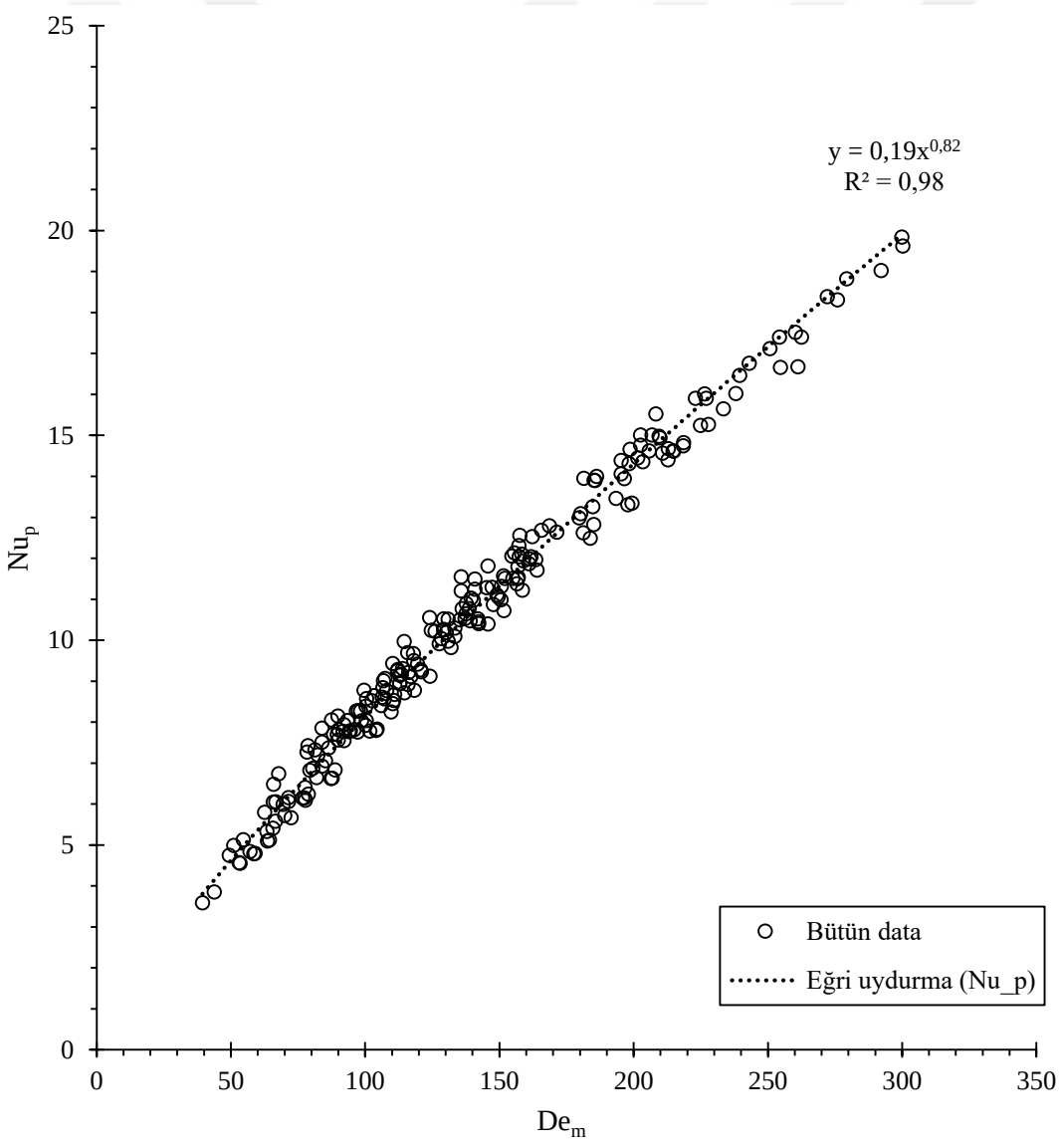
tanımlamak mümkündür. Burada, h ısı taşınım katsayısı, d bilye çapı, $T_s$ ve $T_f$ sırasıyla yüzey ve akışkan sıcaklığıdır. Isı iletim katsayısı, spiral kanaldaki havanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınarak elde edilen sıcaklık ve ortam bağıl nemi kullanılarak elde edilmiştir.

Ek D kısmında, Şekil D.4a ile D.15a arasında her bir deney odası ve bilye çapı için bilye çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile düzeltilmiş Dean sayısının ilişkisi verilmiştir. Her bir spiral paket yatak için Nusselt sayısı ile düzeltilmiş Dean sayısı arasındaki ilişki, düzeltilmiş Dean sayısının bir üssü olarak belirlenmiştir. Ayrıca Şekil D.4b ile D.15b arasında her bir spiral paket yatak için parçacık çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı arasındaki ilişki verilmiş ve literatürde cam ve metal bilyelerden oluşturdukları paket yataklarda ısı geçişini inceleyen Yagi [43, 44] çalışmalarıyla kıyaslanmıştır. Yazarların, akışkan olarak hava kullandıkları deneylerde, paket yatağın dışarısından buhar geçirerek, yüzeyden havaya geçen ısıyı incelemiştir.

Her bir spiral paket yataklardan elde edilen sonuçları Şekil 3.40'de bir araya getirilerek bilye çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile düzeltilmiş Dean sayısı arasındaki

ilişki verilmiştir. Değiştirilmiş Dean sayısı bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısının bir fonksiyonu olup, bir artı kavis oranın karekökü ($\sqrt{1 + d_h/2R_a}$) ile çarpımına eşittir. Düzeltilmiş Dean sayısı içerisinde kavis oranının etkisi de dikkat edildiğinden Nusselt sayısı ile Dean sayısı uyum içindedir. Grafikte deney verilerine uydurulan eğri, boş spiral kanalda ve Yagi [43] yaptığı çalışmada olduğu gibi üssel bir ilişki söz konusudur. Deney verilerine uydurulan eğrinin $R^2$ değeri bire çok yakın olup uydurulan eğri ile deney verilerinin uyumlu olduğunu göstermektedir. Bilye çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile düzeltilmiş Dean sayısı arasında üssel bir fonksiyonla ifade etmek mümkün olup ilişkisi denklem 3.52'de verilmiştir.

$$Nu_p = 0.19De_m^{0.82} \tag{3.52}$$




**Şekil 3.40 :** Spiral paket yataklarda $Nu_p$ ile $De_m$ arasındaki ilişki.

Şekil 3.40'da sunulan grafikte, 4 deney odasında ve 3 farklı bilye çapında toplam 12 farklı kombinasyonda 224 adet deney verisi mevcuttur. Bu deney verilerine en iyi uyan üssel bir eğim çizgisi eklenerek parçacık çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile değiştirilmiş Dean sayısı arasındaki ilişki verilmiştir.

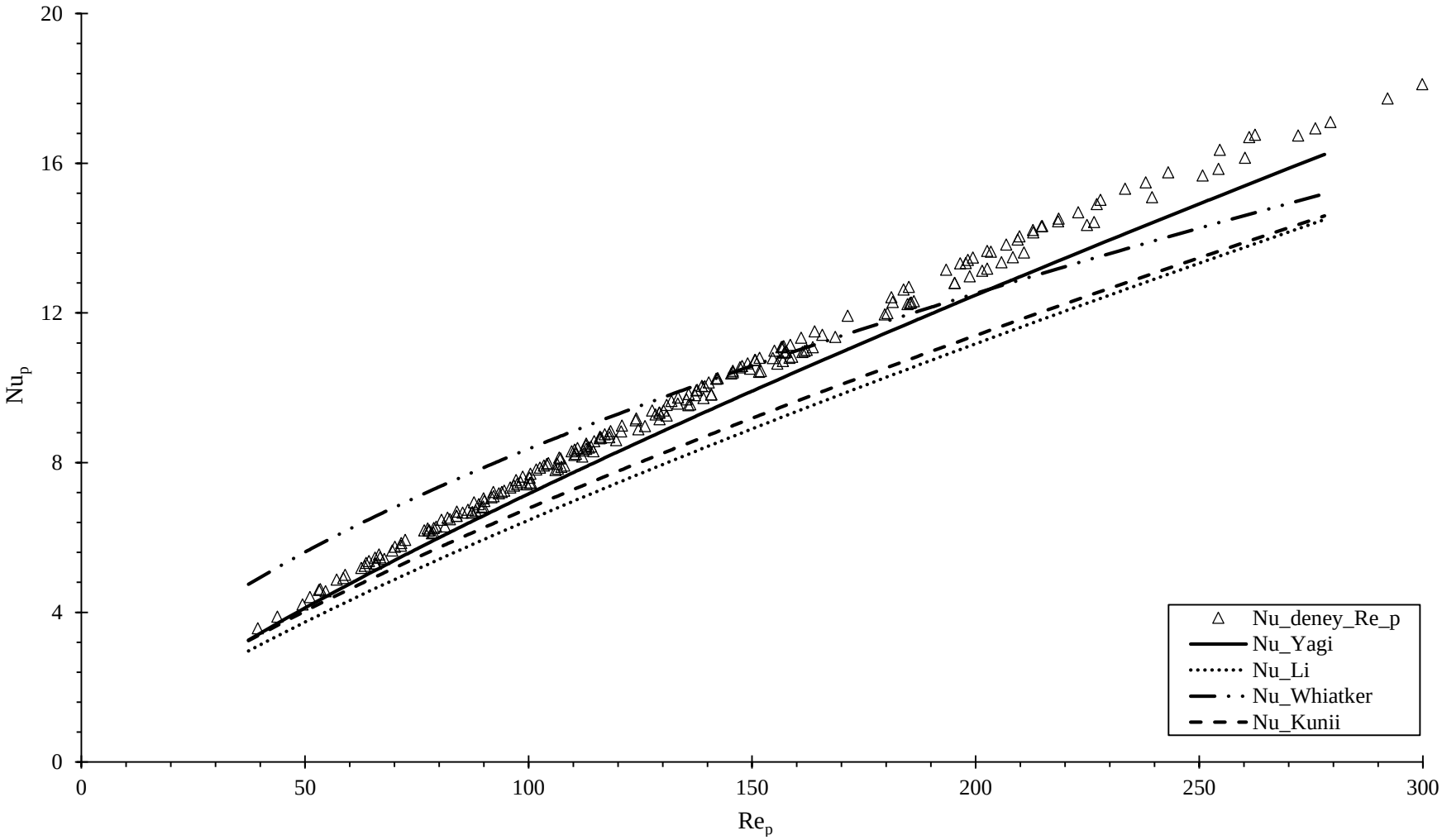
Yagi [43] düz paketlerde incelediği ısı geçişi çalışmasında Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki $Nu_p = 0.18Re_p^{0.80}$ olarak sunmuştur. Spiral kanaldan elde edilen sonuçlar bu çalışmanın katsayıları yakın çıksa da kullanılan boyutsuz sayılar farklıdır.

Değiştirilmiş Dean sayısındaki eğrilik oranı ihmal edildiğine bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına dönüşmekte ve Yagi [43] sunduğu korelasyondan elde edilen değerlere yakın sonuçlar çıkmaktadır.

Denklem (3.52)'de sunulan korelasyonda kavis oranı ihmal edilmesi durumunda elde edilen değerlerle literatürde başka çalışmalardan elde edilen ısı geçişi verilerinin kıyaslaması Şekil 3.41'de verilmiştir. Bu çalışmalarda akışkan olarak havanın kullanıldığı, sabit ısı akısında ve aynı parçacık çapına göre hesaplanmış Reynolds sayı değerleri seçilmeye özen gösterilerek elde edilmiştir. Bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısının düşük değerlerinde kavis oranının ihmal edilmesiyle hesaplanan Nusselt sayıları ile literatürden elde edilen Nusselt sayıları hemen hemen aynı değerde iken, bilye çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı az da olsa diğer çalışmalara göre daha da arttığı belirlenmiştir.

Denklem 3.52'de sunulan ısı geçişi korelasyonu hem eğrisel paket yataklarda hem de kavis oranı ihmal edildiğinde düz paket yataklar için kullanıma uygun olduğu görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında Nusselt sayılarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Spiral paket yataklarda ısı geçişi hesaplamak için, düşük Reynolds sayılarında düz paket yataklar için sunulan korelasyonlar uygun olmakta fakat Reynolds sayısı arttıkça kavis etkisi ihmal edilmesi hataya sebep olacaktır.

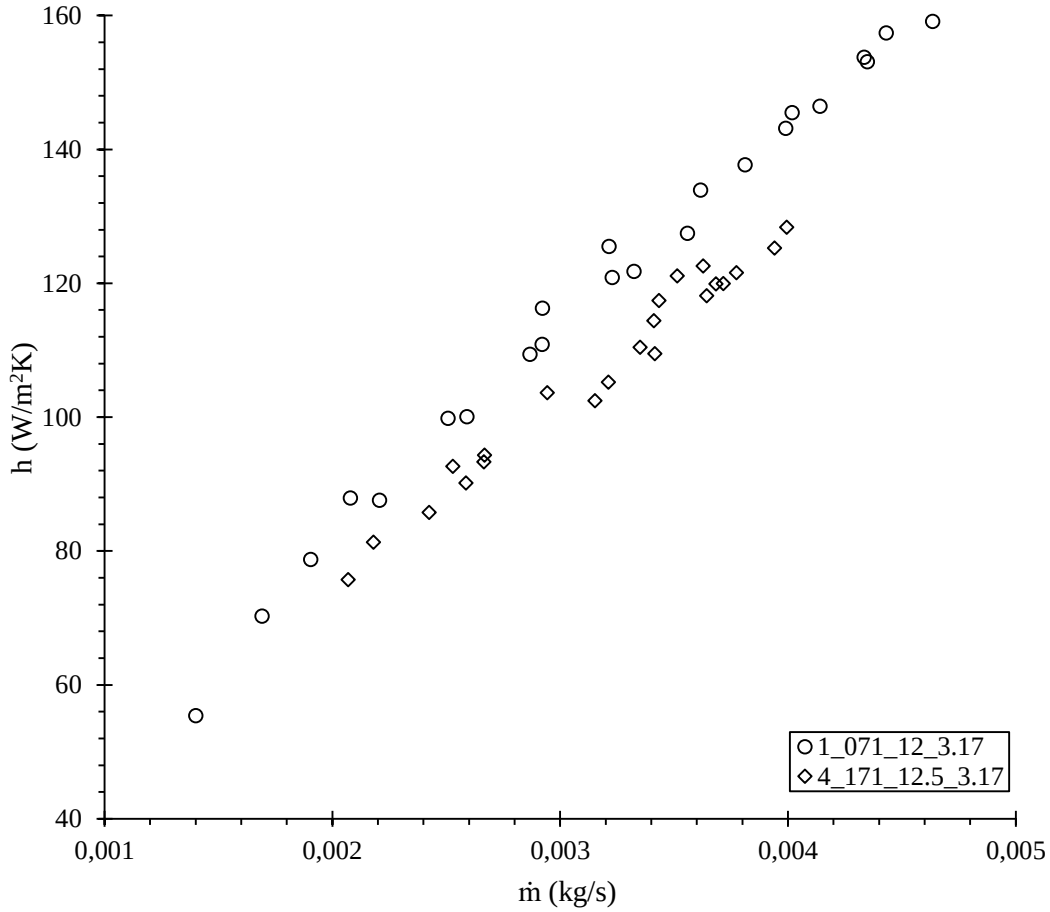
Spiral paket yataklarda, basınç düşüşünde olduğu gibi ısı geçişinde de eğrilik yarıçapı önemli bir parametre olduğu belirlenmiştir. Düz paket yataklarda olduğu gibi bilye çapı, spiral paket yataklarda önemli bir parametre olup bilye çapı düştükçe ısı geçişi artmaktadır.




**Şekil 3.41 :** Paket yataklarda Nusselt sayısının literatürle kıyaslanması.

### 3.8.2.1 Spiral paket yataklarda eğriselliğin ısı geçişine etkisi

Spiral paket yataklarda kavis etkisini daha iyi gözlemleyebilmek için farklı eğrilik yarıçaplarında, aynı kanal genişliğinde ve kanal içerisinde aynı çapta bilyelerden oluşturulan paket yatakların olduğu durumlar dikkate alınmıştır. Şekil 3.42'de 1 ve 4 Nolu deney odalarının içerisinde 3.17 mm çapında bilye olması durumunda, ısı taşınım katsayılarının kanal içerisinden geçen havanın kütlesel debisiyle ilişkisi verilmiştir.



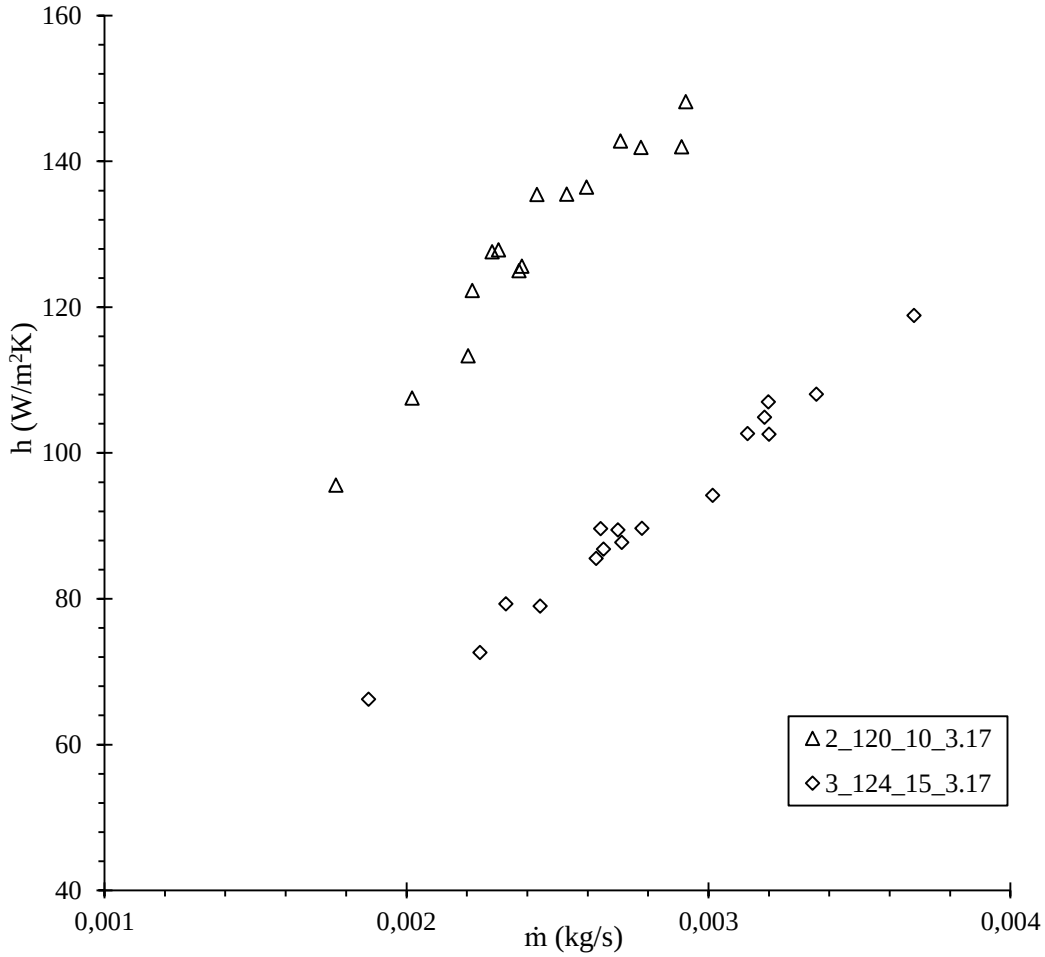

**Şekil 3.42 :** Spiral paket yataklarda eğriselliğin ısı geçişine etkisi.

Kavis etkisi anlayabilmek için her iki paket yataktan geçen debinin aynı olduğu değerlere bakıldığında, kavis yarıçapı düşük olan deney odasının ısı taşınım katsayısı daha yüksektir. Buradan da paket yatağa kavis verildikçe ısı geçişinin arttığı görülmektedir. Kavis çapı arttırıldıkça ise ısı taşınım katsayısı azalmakta ve belli bir değerden sonra ise düz paket yataklarda ısı taşınım katsayısına yakınsaması beklenmektedir. Ayrıca kanal içerisinden geçen havanın debisi arttıkça kavis yarıçapı düşük olan deney odasının, kavis yarıçapı büyük olan deney odasına göre ısı taşınım katsayısı daha da artmaktadır. Düşük debilerde bu iki deney odası kıyaslandığında kavis çapı düşük olanın diğer deney odasına göre yaklaşık %6 daha yüksek ısı taşınım

katsayısına sahipken, debi arttıkça %11'e yakın ısı taşınım katsayısında artış görülmektedir. Eğer daha düşük debileri inilebilseydi kavis etkisinin ısı geçişine etkisi ihmal edilebilir seviyelerde olması beklenmekteydi.

### 3.8.2.2 Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi

Deney odalarının eğrilik çaplarının aynı olduğu 2 ve 3 Nolu deney odalarının kenar boşlukları 10 ve 15 mm'dir. Yine içerisinde aynı çapta bilye olduğu durumlarda kıyaslama yapılmıştır. Şekil 3.43'te spiral paket yataklarda kanal genişliğinin etkisi görülmektedir.

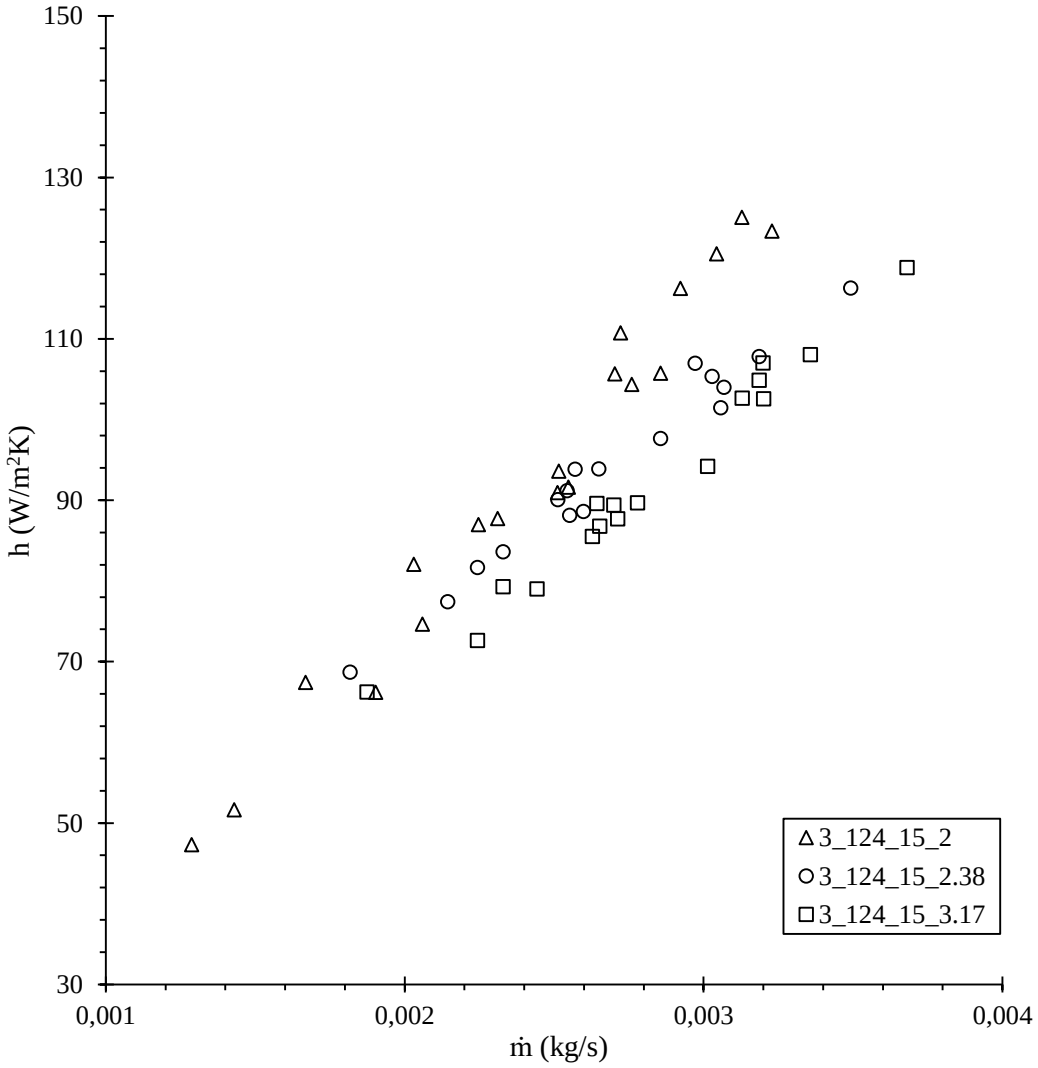



**Şekil 3.43 :** Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi.

Şekil 3.43'te görüldüğü üzere kanal genişliği daha düşük olduğu kanalda hesaplanan ısı taşınım katsayıları daha yüksektir. Kanal genişliğinin daha büyük olduğu kanalla kıyaslandığında, dar olan kanalda ısı geçiş katsayısında %30'dan daha yüksek iyileşme görülmüştür. Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin ısı geçişine ciddi bir etkisinin olduğu görülmüştür.

### 3.8.2.3 Spiral paket yataklarda bilye çapının ısı geçişine etkisi

Bilye çapının etkisi gözlemlemek için 3 farklı bilye çapı kullanılmıştır. Şekil 3.44'te 3 nolu deney odasının 3 farklı bilye çapı ile oluşturulan paket yatak olma durumunda ortalama ısı taşınım katsayılarının spiral kanaldaki havanın kütlesel debisiyle değişimi verilmiştir. Burada aynı debi değerlerinde bilye çapı küçüldükçe ortalama ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Üç bilye çapı için hemen hemen gözeneklilik değerleri aynı değerdedir. Fakat bilye çapı küçüldükçe özgül yüzey alanı artmakta bu sayede de kanal içinde basınç düşüşü artmaktadır. Paket yatak için de basınç düşüşünün artması ısı geçişinde iyileşmenin olacağının göstergelerinden bir tanesidir.




**Şekil 3.44 :** Spiral paket yataklarda bilye çapının ısı geçişine etkisi.

# 4. SONUÇLAR

Bir kanala kavis verildiğinde veya kanalın içerisine gözenekli ortam yerleştirildiğinde hem basınç düşüşü hem de ısı geçişi artmaktadır. Kanalın hem kavisli hem de içerisinde gözenekli ortam olma durumunda basınç düşüşünün veya ısı geçişinin nasıl etkilendiği üzerine çok fazla çalışma yapılmamıştır. Bu yüzden, bu çalışma eğrisel gözenekli ortamlarda basınç düşüşü ve ısı geçişi üzerine öncü bir çalışmalardan olacaktır.

Her bir deney odasına yerleştirilen bilyelerden oluşturulan spiral paket yatakların gözeneklilik değerleri hesaplanmış ve hesaplanan gözeneklilik değerleri, her bir deney odası ve bilye çapı için yakın değerlerde olduğu görülmüştür. Spiral paket yataklar için hesaplanan gözeneklilik değerleri, düz paket yataklar için sunulan gözeneklilik korelasyonları ile kıyaslanmış ve gözeneklilik değerleri hemen hemen aynı değerlerde olduğu belirlenmiştir. Spiral kanalın ortalama eğrilik yarıçapının, gözeneklilik üzerine herhangi bir etkisi görülmemiştir. Gözeneklilik değerleri hemen hemen aynı hesaplansa da özgül yüzey alanları bilye çaplarına göre farklıdır. Kanal içerisindeki bilye çapı azaldıkça, özgül yüzey alanı artmaktadır. Aynı bilye çapında, farklı deney odalarında özgül yüzey alanları hemen hemen aynı olduğu ve yine eğrilik yarıçapının özgül yüzey alanına etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Spiral kanallara bilye yerleştirilmeden önce her bir deney odasının boş olma durumunda, basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki belirlenmiştir. Giriş ve çıkış kolektör basınçlarının hızla ilişki hesaplanmış ve spiral kanalın içerisine bilye yerleştirilmesi durumunda bu kolektörlerdeki basınç düşüşünün ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirlenmiştir. Daha sonra spiral kanal içerisine bilyeler yerleştirilerek spiral paket yataklar oluşturulmuş ve basınç düşüşleri incelenmiştir. Her bir deney odası ve bilye çapı için geçirgenlik, Forchheimer katsayıları ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar belirlenmiştir. Eğriselliğin etkisini belirlemek için boyutsuz bir boyutsuz sayı ($De_m$) tanımlanmış ve basınç düşüşünde eğriselliğin etkisi belirlenmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar literatürden elde edilen düz paket yatakta basınç düşüşü ile ilgili çalışmalarla kıyaslanmıştır.

Ayrıca her bir deney odası için indirgenmiş basınç düşüşü değerleri hesaplanmış ve bu değerlerin hızla ilişkilerinden spiral paket yataklardaki akış rejimleri belirlenmiştir.

Spiral paket yatakta, basınç düşüşü deneyleri yapıldıktan sonra ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Spiral kanala bilye yerleştirmeden önce boş spiral kanal için sabit ısı akısında, ısı geçişi incelenmiştir. Spiral kanalın iç ve dış yüzeyindeki sıcaklıkların açıyla ilişkileri birbirinden farklı olduğu belirlenmiştir. Kanalın iç yüzey sıcaklıkları, dış yüzeye göre daha yüksek ölçülmüş ve bununda kanal içerisinde oluşan ikincil akışlardan meydana geldiği belirlenmiştir. Kanal içerisinde aynı açıda, iç ve dış yüzey sıcaklıkların ortalaması alınarak o açıda ortalama yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir. İç yüzey, dış yüzey ve ortalama yüzey sıcaklığı için Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Boş spiral kanaldan elde edilen Nusselt sayıları literatürden elde edilen çalışmalarla kıyaslanmış ve literatürle yakın değerler hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlarda deney tesisatının güvenirliği test edilmiştir.

Spiral kanallara üç farklı çapta bilye yerleştirerek oluşturulan paket yataklarda da ısı geçiş deneyleri yapılmıştır. Her bir paket yatak için en az 3 farklı ısı akısı ve 10 farklı hava debisi şartlarında deneyler yapılmıştır. Yapılan bütün deneylerde akış, laminer bölgededir. Paket yataklarda aynı açıda ölçülen iç ve dış yüzey sıcaklık değerleri birbirine çok yakın değerlerdedir. Boş spiral kanalın aksine paket yatakta ikincil akışların, bilyelerin etkisinden dolayı yüzey sıcaklıklarına önemli etkisinin olmadığı görülmüştür. Spiral paket yataklarda kavis oranı, kanal genişliği ve bilye çapının ısı geçişine etkisi araştırılmıştır.

### 4.1 Basınç Düşüşü Deney Sonuçları

Spiral paket yataklarda basınç düşüşü, 3 farklı bilye çapı, 2 farklı kanal genişliği ve 3 farklı kavis oranı ile incelenmiştir. Her bir deney kombinasyonu için birim uzunluk başına düşen basınç düşüşleri ölçülmüş ve ölçülen bu değerden, her bir paket yatak için Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar ($A_E$ ve $B_E$), geçirgenlik ve Forchheimer katsayıları hesaplanmıştır. Ayrıca Ergün denkleminden hesaplanan geçirgenlik ve Forchheimer katsayılarının, spiral paket yataktaki geçirgenlik ve Forchheimer katsayıları ile kıyaslanmıştır. Kavis oranının etkisini daha iyi yorumlayabilmek için boyutsuz bir sayı türetilmiş ve bu boyutsuz sayı ile basınç düşüşünün ilişkisi denklem 4.1'de tekrar verilmiştir.

$$\frac{\Delta P}{L}\frac{\varepsilon^3 d^2}{\mu u_m(1-\varepsilon)^2} = (167.8 \pm 1.6)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}} + (1.76 \pm 0.04)\sqrt{1+\frac{d_h}{2R_a}}De_m \qquad (4.1)$$

Burada, kavis oranı ($d_h/2R_a$) ihmal edildiğinde, denklemde bulunan değiştirilmiş Dean sayısı, parçacık çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına eşit olmakta ve basınç düşüşü denklemi, düz paket yatakta basınç düşüşüne veren denkleme dönüşmektedir. Denklem 4.1'de, kavis oranı ihmal edildiği durumda, elde edilen sonuçlar Ergün [13] denkleminden elde edilen sonuçlara yakınsadığı görülmüştür.

Farklı çaplarda bilyelerden oluşturulan spiral paket yatak içinde aynı ortalama hız değerleri için, bilye çapı küçüldükçe, kanal içindeki birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü artmaktadır. Her üç bilye çapında gözeneklilik değerleri hemen hemen aynıyken özgül yüzey alanı bilye çapı küçük olan bilye çapında daha yüksektir. Kanal içinde özgül yüzey alanı arttıkça basınç düşüşü de artmaktadır.

Spiral paket yataklarda kanal genişliğinin etkisini incelemek için kanal içerisinde aynı bilye çapı yerleştirildiğinde ve aynı debi değerleri için kanal genişliği dar olan deney odasında basınç düşüşünün daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Deney odalarının kavis oranını bakıldığında ise spiral paket yatakta, aynı ortalama hız değerlerinde, deney odasının kavis yarıçapı düştükçe, deney odasındaki basınç düşüşü de artmaktadır. Buradan kanala kavis verildikçe basınç düşüşü artmakta olduğu görülmektedir. Kavis yarıçapı arttıkça spiral paket yatak, düz paket yatağa yakınsayarak Ergün [13] denkleminden elde edilen değerlere yaklaşmaktadır.

Her bir deney odası için akış rejimleri incelenmiştir. Deney odasına ve bilye çapına bağlı olarak Darcy, Forchheimer ve bazı paket yataklarda (d=3.17 mm için) çok az da olsa türbülans akış rejimleri görülmüştür. Akış rejimleri indirgenmiş basınç düşüşü değerlerinden elde edilmiş, Bağcı vd. [37, 107] yaptığı düz paket yataktaki akış rejimleri ile kıyaslanmıştır.

Spiral paket yatak için hesaplanan Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar, literatürde deneysel çalışılan düz bilyeli paket yataklardan elde edilen sabitlerle kıyaslanmıştır. Spiral paket yataklar için bu sabitlerin daha yüksek olduğu bulunmuştur. Bu durum her bilye çapı için ayrı ayrı grafiklerde çizdirilmiştir.

Ayrıca pratik kullanımı açısından, spiral paket yataklar için sürtünme faktörünün değiştirilmiş Dean sayısı ile ilişkisi de sunulmuştur.

### 4.2 Isı Geçişi Deney Sonuçları

Spiral kanalın içerisinin hem boş hem de gözenekli ortam olma durumunda, kanalın iç ve dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulayarak yüzey ve akışkan sıcaklıkları ölçülmüştür. Deneyler, sistemin termodinamik olarak dengeye geldiği durumda yapılmıştır. Her bir deney kombinasyonu için spiral kanalın hem iç hem de dış yüzeyinden 45°'lik açılarla, yüzey sıcaklıkları ölçülmüş ve yerel Nusselt sayılarının akış doğrultusunda değişimleri incelenmiştir. Yerel Nusselt sayılarından akışın ısıl olarak geliştiği aralık belirlenmiştir. Ayrıca, literatür taraması da yaparak ısıl giriş uzunlukları araştırılmış ve deneylerden elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Spiral kanalın içerisinin hem boş hem de bilye olma durumunda ısıl giriş uzunluğu ihmal edilmemelidir. Bu çalışmada spiral kanalda yüzey sıcaklıkları daha sık açılarda taranamadığı için ısıl giriş uzunluğu tam olarak belirlenmemiştir. Fakat düz paket yataklar ve eğrisel kanallar için sunulan ısıl giriş uzunluğundaki değerlerle kıyaslanmış ve kanalın boş ve gözenekli olma durumunda ısıl giriş uzunluğunun, kanaldaki konumunun 45°'deki uzunluğundan daha kısa olduğu hesaplanmıştır.

Spiral kanaldaki akışkanın yığın sıcaklığının açıyla değişimini belirlemek için kontrol hacmi seçilmiş ve enerji dengesi yazılmıştır. Enerji dengesinde hem havanın hem de iki yüzey sıcaklığının açıyla değişimi ikinci dereceden polinomla ilişki olduğu belirlenmiştir. Elde edilen deney sonuçları ile enerji dengesinden elde edilen değerlerle kıyaslanarak deney verilerine en iyi uyan ısı taşınım katsayısı en küçük kareler yöntemi ile belirlenmiştir. Elde edilen bu ısı taşınım katsayısından boş spiral kanal ve spiral paket yataklar için ayrı ayrı Nusselt sayısı veren korelasyonlar sunulmuştur.

#### 4.2.1 Boş spiral kanalda ısı geçişi deney sonuçları

Spiral kanallara bilyeler yerleştirilmeden önce, kanal boşken her iki yüzeye aynı ısı akıları uygulayarak sabit ısı akısında ve sürekli rejimde ısı geçiş deneyleri yapılmıştır. Ortam sıcaklığında deney ortasında giren hava, yüzeye uygulanan sabit ısı akısı sayesinde sıcaklığı daha yüksek şekilde spiral kanaldan atılmaktadır. Boş spiral kanalın, her iki yüzeyine sabit ısı akısı uygulandığında iç ve dış yüzey sıcaklığının açıyla değişimi birbirinden farklı olduğu tespit edilmiştir. Spiral kanal içerisinde, dış yüzey sıcaklıklarının, iç yüzeye göre daha düşük olduğu her bir deney odasında görülmüştür. Bu durum dikkate alınarak her bir yüzey için ayrı ayrı Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki ilişki sunulmuştur. Ayrıca aynı açıda, iç ve dış yüzey

sıcaklıklarının ortalaması alınarak ortalama yüzey sıcaklığı belirlenmiş ve belirlenen bu sıcaklıklardan hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ile Dean sayısının değişimi de verilmiştir. İç yüzey, dış yüzey ve ortalama Nusselt sayılarının Dean sayısı ile değişimi sırasıyla denklem 4.2, 4.3 ve 4.4'te verilmiştir.

$$Nu_i = 0.95De^{0.45} \tag{4.2}$$

$$Nu_o = 0.71De^{0.53} \tag{4.3}$$

$$Nu_a = 0.82De^{0.49} \tag{4.4}$$

Boş spiral kanalda kavis etkisini anlamak için spiral kanaldan geçen kütlesel debi ile akışın ısıl olarak tam geliştiği bölge için hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı ile ilişkisi incelenmiştir. Spiral kanaldan aynı kütlesel debinin geçtiği durumlarda, ortalama eğrilik yarıçapı azaldıkça, ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Eğrilik yarıçapını düşürmek ısı geçişini arttırmaktadır.

Aynı eğrilik yarıçapına sahip spiral kanallarda kanal genişliğinin ısı geçişine etkisine bakıldığında, kanaldan geçen kütlesel debinin aynı olduğu durumlarda, kanal genişliğinin düşük olduğu deney odasında ısı geçişi daha yüksektir.

### 4.2.2 Gözenekli spiral kanalda ısı geçişi deney sonuçları

Spiral kanala rastgele 3 farklı çapta bilyeler yerleştirilerek spiral paket yataklar elde edilmiş ve elde edilen bu paket yataklarda ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir. Yine kanalın her iki yüzeyine aynı sabit ısı akısı uygulanmış ve sistemin sürekli rejime gelmesi beklenmiştir. Sistem sürekli rejime geldikten sonra sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Burada boş spiral kanaldan farklı olarak, spiral paket yataklarda her iki yüzeyde, aynı açıda hemen hemen aynı sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Boş spiral kanalda, ikincil akışlar (vorteksler) sayesinde oluşan bu sıcaklık farkı bilye olma durumunda ihmal edilebilecek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir.

Bütün deney verilerinden elde edilen sonuçlara göre parçacık çapına göre hesaplanmış Nusselt sayısı ile değiştirilmiş Dean sayısı ile değişimi denklem 4.5'te verilmiştir.

$$Nu_p = 0.19De_m^{0.82} \tag{4.5}$$

Sunulan korelasyonda değiştirilmiş Dean sayısı sayesinde, kavis oranının ısı geçişine etkisi belirlenmiştir. Burada, kavis oranı ihmal edildiğinde değiştirilmiş Dean sayısı,

parçacık çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısına dönüşmekte ve korelasyon düz paket yataklar için ısı geçişini veren ifadeye dönüşmektedir. Kavis oranı ihmal edildiğinde, denklemden elde edilen sonuçlar literatürden elde edilmiş deneysel ısı geçişi korelasyonlarından elde edilmiş sonuçlara yakınsamaktadır. Sunulan Nusselt sayısı hem spiral hem de düz paket yataklar için geçerlidir.

Spiral paket yataklarda kavis oranının etkisine bakıldığında, aynı bilye çapı ve aynı kanal genişliği olan deney odasındaki sonuçlar kıyaslandığında, ortalama eğrilik yarıçapı küçük olan deney odasında ısı geçişi daha yüksektir.

Kanal genişliğinin ısı geçişine etkisi incelendiğinde, spiral paket yataklarda aynı ortalama eğrilik yarıçapında ve aynı kütlesel debi için kanal genişliği düşük olan deney odasında ısı geçişi daha yüksek olduğu görülmüştür.

Aynı deney odalarında ve paket yataklar içerisindeki aynı kütlesel debi için, bilye çapı düştükçe ısı taşınım katsayısı artmaktadır.

### 4.3 Öneriler

- Spiral paket yataklarda basınç düşüşü deneylerinde, fark basınçölçerin en yüksek ölçüm noktasına (7000 Pa) kadar ölçümler yapılabilmiştir. Ölçüm aralığı daha yüksek bir fark basınçölçer kullanılarak daha yüksek basınç düşüşleri ölçülebilir. Mevcut basınçölçerlerin kullanılmasıyla yapılan deneylerde akış; Darcy, Forchheimer ve bazı bilye çaplarında ise Türbülans rejimleri görülmüştür. Daha yüksek ölçüm aralıklı fark basınçölçer kullanılarak her bir bilye çapı için türbülans bölgesi daha detaylı incelenerek, türbülans rejimi için de Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar, geçirgenlikler ve Forchheimer sayıları belirlenebilir. Ayrıca yüksek Reynolds sayılarında eğriselliğin etkisi daha da belirgin görülebilir.
- Deney odası imal edilirken yan gövdeyi oluşturan spiral rulo levha ile alt kapağın arasına epoksi yapıştırıcılar kullanılarak sabitlenmiştir. Bu epoksi yapıştırıcıların çalışma sıcaklığı en yüksek 90 ℃'ye dayanıklı olup yapılan ısı geçiş deneylerinden yüzey sıcaklıkları 90 ℃'ye geçmeyecek şekilde ısı akısı uygulanmıştır. Burada epoksi yapıştırıcıların çalışma sıcaklığı daha yüksek olan malzeme seçilerek, daha yüksek ısı akılarında deneyler de yapmak mümkündür.

- Spiral paket yataklarda, yüzeylere uygulanan sabit ısı akısı şartlarında ısı geçişi incelenmiştir. Spiral deney odalarının yüzeylerine sabit yüzey sıcaklığı uygulanarak ısı geçişi korelasyonu elde edilebilir ve bu iki durum için ısı geçişi karşılaştırabilir.
- Spiral deney odalarında akışkan kanalı tek ($2\pi$) turdan oluşmaktadır. Tur sayısının daha fazla olduğu farklı deney odaları da imal edilerek tur sayısının ısı geçişine etkisi de incelenebilir. Ayrıca tur sayıları arttırıldığı durumlarda, akışkan hareketi spiral kanaldan içten dışa veya dıştan içe olarak detaylı incelerek, akış yönünün ısı geçişine etkisi belirlenebilir.
- Spiral paket yataklar 2.00, 2.38 ve 3.17 mm çapında çelik bilyelerden oluşturulmuştur. Paket yatağı oluşturan bilyeler daha küçük ve daha yüksek çapta bilyeler seçilerek ısı geçişi ve basınç düşüşüne etkisi incelenebilir. Oluşturulacak daha farklı bilye çapları sayesinde spiral kanalda kanal da duvar etkisi detaylı incelenebilir. Ayrıca bilyeler farklı malzemelerden seçilerek, bilye malzemesinin ısı geçişine etkisi incelenebilir.
- Spiral deney odalarında yüzey sıcaklıkları 45°'lik açılarla ölçülmüştür. Yüzey sıcaklıkları daha sık taranarak spiral paket yataklarda, akışın ısıl olarak tam gelişme uzunluğu belirlenebilir. Ayrıca akışkan kanalında, kanalın giriş ve çıkışında ölçülen akışkan sıcaklığına ek olarak, kanal içerisinden de belirli açılarda akışkan sıcaklıkları ölçülebilir ve akışkan sıcaklığın açıyla değişimi hesaplanan akışkan sıcaklığının açıyla değişimi kıyaslanabilir.
- Ayrıca akışın darbeli ya da titreşimli olduğu durumlarda, akışın spiral paket yataklarda basınç düşüşü ve ısı geçişine etkisi incelenebilir.

## KAYNAKLAR


[1] **Saidul, I. & Mondal, R. N.** (2013). *Unsteady Laminar Flow Through a Curved Duct with Small Curvature*. LAP Lambert Academic Publishing.

[2] **Afikuzzaman & Mahmud, A.** (2015). *Isothermal Fluid Flow Through a Curved Duct with Square Cross-Section.* LAP LAMBERT Academic Publishing.

[3] **Nield, D. A. & Bejan, A.** (2006). C*onvection in Porous Media*. Springer, New York.

[4] **Vafai, K.** (2005). *Handbook of Porous Media*. Taylor and Francis, New York.

[5] **Bear, J.** (1972). *Dynamics of fluids in porous media.* Dover Civil and Mechanical Engineering, New York.

[6] **Ingham, D. B. & Pop, I.** (1998). *Transport Phenomena in Porous Media.* Pergamon, Oxford.

[7] **Dean, W. R.** (1927). Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe, *The London Edinburgh and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, *4* (20), 208–223.

[8] **Dean, W. R.** (1928). The Stream-line Motion of Fluid in a Curved Pipe, *Phil. Mag., Ser., 7* (5), 673–696.

[9] **Ito, H.** (1969). Laminar Flow in Curved Pipes, *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 49* (11), 653–663.

[10] **Darcy, H.** (1856). The public fountains of the city of Dijon, *Dalmont*, 647.

[11] **Bobeck, P.** (2009). Henry Darcy's The Public Fountains of the City of Dijon, *Gulf Coast Association of Geological Societies Transactions, 59* , 115–120.

[12] **Ergün, S. & Orning, A. A.** (1949). Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds, *Industrial and Engineering Chemistry, 41* , 1179–1184.

[13] **Ergün, S.** (1952). Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering and Processing, 48* , 89–94.

[14] **Salem, E. & Embaby, M. H.** (1977). Theoretical and Experimental Investigations of Non-Newtonian Fluid Flow through Non-Circular Pipes, *Applied Scientific Research, 33* , 119–139.

[15] **Oliveira, P. J. & Pinho, F. T.** (1999). Analytical solution for fully developed channel and pipe flow of Phan-Thien-Tanner fluids, *Journal of Fluid Mechanics, 387* , 271–280.

[16] **Lee, S. H.** (2010). Numerical study of convective heat transfer to supercritical water in rectangular ducts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *37* (10), 1465–1470.

[17] **Charles, A. Wentz, J. & George, T.** (1963). Pressure Drops in the Flow of Gases Through Spherical Packed and Particles, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, *9* (1), 81–84.

[18] **Hicks, R. E.** (1970). Pressure Drop in Packed Beds of Spheres, *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, *9* (3), 500–502.

[19] **Tallmadge, J. A.** (1970). Packed Bed Pressure Drop-An Extension to Higher Reynolds Numbers, *American Institute of Chemical Engineers*, *16* (6), 1092–1093.

[20] **Macdonald, I. F. El-Sayed, M. S. Mow, K. & Dullien, F. A. L.** (1979). Flow through Porous Media—the Ergun Equation Revisited, *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, *18* (3), 199–208.

[21] **Foumeny, E. A. Benyahia, F. Castro, J. A. A. Moallemi, H. A. & Roshani, S.** (1993). Correlations of pressure drop in packed beds taking into account the effect of confining wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *36* (2), 536–540.

[22] **Montillet, A.** (2004). Flow through a finite packed bed of spheres: A note on the limit of applicability of the forchheimer-type equation, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, *126* (1), 139–143.

[23] **Montillet, A. Akkari, E. & Comiti, J.** (2007). About a correlating equation for predicting pressure drops through packed beds of spheres in a large range of Reynolds numbers, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, *46* (4), 329–333.

[24] **Guo, Z. Sun, Z. Zhang, N. Ding, M. & Wen, J.** (2017). Experimental characterization of pressure drop in slender packed bed ($1 < D/d < 3$), *Chemical Engineering Science*, *173* , 578–587.

[25] **Zhong, W. Xu, K. Li, X. Liao, Y. Tao, G. & Kagawa, T.** (2016). Determination of pressure drop for air flow through sintered metal porous media using a modified Ergun equation, *Advanced Powder Technology*, *27* (4), 1134–1140.

[26] **Eisfeld, B. & Schnitzlein, K.** (2001). The influence of confining walls on the pressure drop in packed beds, *Chemical Engineering Science*, *56* (14), 4321–4329.

[27] **Allen, K. G. von Backström, T. W. & Kröger, D. G.** (2013). Packed bed pressure drop dependence on particle shape, size distribution, packing arrangement and roughness, *Powder Technology*, *246* , 590–600.

[28] **Pesic, R. Kaludjerovic-Radoicic, T. Boskovic-Vragolovic, N. Arsenijevic, Z. & Grbavcic, Z.** (2015). Pressure drop in packed beds of spherical particles at ambient and elevated air temperatures, *Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly*, *21* (3), 419–427.

[29] **Baghapour, B. Rouhani, M. Shara, A. Kalhori, S. B. & Bahrami, M.** (2018). A pressure drop study for packed bed adsorption thermal energy storage, *138* (January 2017), 731–739.

[30] **Norouzi, M. Sedaghat, M. H. & Shahmardan, M. M.** (2014). An analytical solution for viscoelastic dean flow in curved pipes with elliptical cross section, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, *204* , 62–71.

[31] **Park, J. H. Lee, M. Moriyama, K. Kim, M. H. Kim, E. & Park, H. S.** (2018). Adequacy of effective diameter in predicting pressure gradients of air flow through packed beds with particle size distribution, *Annals of Nuclear Energy*, *112* , 769–778.

[32] **Erdim, E. Akgiray, Ö. & Demir, İ.** (2015). A revisit of pressure drop- fl ow rate correlations for packed beds of spheres, *283* , 488–504.

[33] **Hassan, Y. A. & Kang, C.** (2012). Pressure drop in a pebble bed reactor under high reynolds number, *Nuclear Technology*, *180* (2), 159–173.

[34] **Özdemir, M.** (1996). *Tel Örgü Katmanlardan Oluşan Gözenekli Ortamda Zorlanmış Isı Geçişi.* (Doktora Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[35] **Pamuk, M. T.** (2012). *Çelik Bilyelerden Oluşan Gözenekli Ortam İçinde Titreşimli Akışta Isı Geçişi.* (Doktora Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[36] **Pamuk, M. T. & Özdemir, M.** (2012). Friction factor, permeability and inertial coefficient of oscillating flow through porous media of packed balls, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *38* , 134–139.

[37] **Bağcı, Ö. Dukhan, N. & Özdemir, M.** (2014). Flow Regimes in Packed Beds of Spheres from Pre-Darcy to Turbulent, *Transport in Porous Media*, *104* (3), 501–520.

[38] **Avontuur, P. P. C. & Geldart, D.** (1996). A quality assessment of the Ergun equation, *Chemical Engineering*, 994–996.

[39] **Ozahi, E. Gundogdu, M. Y. & Carpinlioglu, M. Ö.** (2008). A modification on Ergun's correlation for use in cylindrical packed beds with non-spherical particles, *Advanced Powder Technology*, *19* (4), 369–381.

[40] **Comiti, J. & Renaud, M.** (1989). A New Model For Determining Mean Structure Parameters of Fixed Beds from Pressure Drop Measurements: Application to Beds Packed with Parallepipedal Particles, *Chemical Engineering Science*, *44* (7), 1539–1545.

[41] **Gökaslan, M. Y. Özdemir, M. & Kuddusi, L.** (2019). Bilye Doldurulmuş Spiral Kanalda Basınç Düşüşünün Deneysel İncelenmesi, *22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kocaeli*, 844–852.

[42] **Gökaslan, M. Y. Özdemir, M. & Kuddusi, L.** (2021). Experimental study on laminar air flow through spiral channel packed with steel balls, *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*.

[43] **Yagi, S. & Wakao, N.** (1959). Heat and Mass Transfer from Wall to Fluid in Packed Beds, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, *5* (1), 79–85.

[44] **Yagi, S. & Kunii, D.** (1960). Studies on heat transfer near wall surface in packed beds, *American Institute of Chemical Engineers Journal*, *6* (1), 97–104.

[45] **Kunii, D. Suzuki, M. & Ono, N.** (1968). Heat Transfer from Wall Surface to Packed Beds at High Reynolds Number, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, *1* (1), 21–26.

[46] **Whitaker, S.** (1972). Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles, *American Institute of Chemical Engineers*, *18* (2), 361–371.

[47] **Vafai, K. Alkire, R. L. & Tien, C. L.** (1985). An Experimental Investigation of Heat Transfer in Variable Porosity Media, *Journal of Heat Transfer*, *107* (3), 642–647.

[48] **Laguerre, O. Amara, S. Ben & Flick, D.** (2006). Heat transfer between wall and packed bed crossed by low velocity airflow, *Applied Thermal Engineering*, *26* (16), 1951–1960.

[49] **Demirel, Y. Sharma, R. N. & Al-Ali, H. H.** (2000). On the effective heat transfer parameters in a packed bed, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43* (2), 327–332.

[50] **Pamuk, M. T. & Özdemir, M.** (2012). Heat transfer in porous media of steel balls under oscillating flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *42* , 79–92.

[51] **Kim, S. Y. Kang, B. H. & Hyun, J. M.** (1994). Heat transfer from pulsating flow in a channel filled with porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *37* (14), 2025–2033.

[52] **Pathak, M. G. Mulcahey, T. I. & Ghiaasiaan, S. M.** (2013). Conjugate heat transfer during oscillatory laminar flow in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *66* , 23–30.

[53] **Aguilar-Madera, C. G. Valdés-Parada, F. J. Goyeau, B. & Ochoa-Tapia, J. A.** (2011). Convective heat transfer in a channel partially filled with a porous medium, *International Journal of Thermal Sciences*, *50* (8), 1355–1368.

[54] **Alkam, M. K. & Al-Nimr, M. A.** (1998). Transient non-Darcian forced convection flow in a pipe partially filled with a porous material, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *41* (2), 347–356.

[55] **Maerefat, M. Mahmoudi, S. Y. & Mazaheri, K.** (2011). Numerical Simulation of Forced Convection Enhancement in a Pipe by Porous Inserts, *Heat Transfer Engineering*, *32* (1), 45–56.

[56] **Milani Shirvan, K. Mirzakhanlari, S. Kalogirou, S. A. Öztop, H. F. & Mamourian, M.** (2017). Heat transfer and sensitivity analysis in a double pipe heat exchanger filled with porous medium, *International Journal of Thermal Sciences*, *121* , 124–137.

[57] **Dixit, T. & Ghosh, I.** (2016). An experimental study on open cell metal foam as extended heat transfer surface, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *77* , 28–37.

[58] **Bağcı, Ö. Dukhan, N. & Özdemir, M.** (2015). Characteristics of oscillating liquid flow in foam-like highly-porous media: An experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *60* , 96–105.

[59] **Yasuo, M. & Wataru, N.** (1965). Study on forced convective heat transfer in curved pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *8* (1), 67–82.

[60] **Mori, Y. & Nakayama, W.** (1967). Study of forced convective heat transfer in curved pipes (2nd report, turbulent region), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *10* (1), 37–59.

[61] **Mori, Y. & Nakayama, W.** (1967). Study on forced convective heat transfer in curved pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *10* (5), 681–695.

[62] **Rodman, S. & Trenc, F.** (2002). Pressure drop of laminar oil-flow in curved rectangular channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *26* (1), 25–32.

[63] **Di Liberto, M. & Ciofalo, M.** (2013). A study of turbulent heat transfer in curved pipes by numerical simulation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *59* , 112–125.

[64] **Lee, J.-B. Simon, H. A. & Chow, J. C. F.** (1985). Buoyancy in developed laminar curved tube flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *28* (3), 631–640.

[65] **Yang, R. Chang, S. F. & Wu, W.** (2000). Flow and heat transfer in a curved pipe with periodically varying curvature, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *27* (1), 133–143.

[66] **Chandratilleke, T. T. & Nursubyakto** (2003). Numerical prediction of secondary flow and convective heat transfer in externally heated curved rectangular ducts, *International Journal of Thermal Sciences*, *42* (2), 187–198.

[67] **Li, Y. Wang, X. Yuan, S. & Tan, S. K.** (2016). Flow development in curved rectangular ducts with continuously varying curvature, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *75* , 1–15.

[68] **Norouzi, M. Sedaghat, M. H. & Shahmardan, M. M.** (2014). An analytical solution for viscoelastic dean flow in curved pipes with elliptical cross section, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, *204* , 62–71.

[69] **Ghobadi, M. & Muzychka, Y. S.** (2013). Effect of entrance region and curvature on heat transfer in mini scale curved tubing at constant wall temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *65* , 357–365.

[70] **Tzeng, S.-C. & Jeng, T.-M.** (2006). Convective heat transfer in porous channels with 90-deg turned flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *49* (7–8), 1452–1461.

[71] **Chen, C. Han, J. & Shao, L.** (2017). The Characteristics of Pressure Drop and Heat Transfer of Coils Used in Solar Collectors, *Procedia Manufacturing*, *7* , 351–357.

[72] **Zhu, X. W. Fu, Y. H. & Zhao, J. Q.** (2016). A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management*, *127* , 140–148.

[73] **Nobari, M. R. H. Ahrabi, B. R. & Akbari, G.** (2009). A numerical analysis of developing flow and heat transfer in a curved annular pipe, *International Journal of Thermal Sciences*, *48* (8), 1542–1551.

[74] **Picón-Núñez, M. Canizalez-Dávalos, L. & Medina-Flores, J. M.** (2009). Alternative Sizing Methodology for Compact Heat Exchangers of the Spiral Type, *Heat Transfer Engineering*, *30* (9), 744–750.

[75] **Egner, M. W. & Burmeister, L. C.** (2005). Heat Transfer for Laminar Flow in Spiral Ducts of Rectangular Cross Section, *Journal of Heat Transfer*, *127* (3), 352–356.

[76] **Bes, T. & Roetzel, W.** (1993). Thermal theory of the spiral heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *36* (3), 765–773.

[77] **Bidabadi, M. Sadaghiani, A. . & Azad, A. V.** (2013). Spiral heat exchanger optimization using genetic algorithm, *Scientia Iranica B*, *20* (5), 1445–1454.

[78] **Kaman, M. D. K. Sathishkumar, A. Balasuthagar, C. & Ponsankar, S.** (2017). Design and Analysis of Spiral Plate Heat Exchnager for Cooling Applications, *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences*, *10* (1), 511–514.

[79] **Rangasamy, R.** (2014). Experimental and numerical studies of a spiral plate heat exchanger, *Thermal Science*, *18* (4), 1355–1360.

[80] **Sathiyan, S. Rangarajan, M. & Ramachandran, S.** (2011). Studies of Heat Transfer forWater-Diesel Two-Phase System in a Spiral Heat Exchanger, *Chemical and Biochemical Engineering Quarterly*, *5* (2), 195–201.

[81] **Saravanan, K. & Rangasamy Rajavel** (2008). An Experimental Study of Spiral Plate Heat Exchanger for Electrolytes, *Journal of the University of Chemical Technology and Metallurgy*, *43* (2), 255–260.

[82] **Doğan, A. Atmaca, İ. & Özbalcı, O.** (2015). Metal Köpük Malzemeler ve Yüzey Soğutmada Kullanımı, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. İzmir, Türkiye*, 2641–2652.

[83] **Eugene C.** (1973). *Akışkanların Gözenekli Ortamdaki Akışı*, ( T. Saydam, Çev) Çağlayan Basımevi.

[84] **Pushnov, A. S.** (2006). Calculation of average bed porosity, *Chemical and Petroleum Engineering*, *42* (1–2), 14–17.

[85] **Bai, H. Theuerkauf, J. Gillis, P. A. & Witt, P. M.** (2009). A Coupled DEM and CFD Simulation of Flow Field and Pressure Drop in Fixed Bed Reactor with Randomly Packed Catalyst Particles, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, *48* (8), 4060–4074.

[86] **Mehta, D. & Hawley, M. C.** (1969). Wall Effect in Packed Columns, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, *8* (2), 280–282.

[87] **Guo, Z. Sun, Z. Zhang, N. & Ding, M.** (2019). Influence of confining wall on pressure drop and particle-to-fluid heat transfer in packed beds with small D/d ratios under high Reynolds number, *Chemical Engineering*

*Science*, *209*, 115200.

[88] **Lage, J. L.** (1998). The Fundamental Theory of Flow Through Permeable Media From Darcy to Turbulance, *Transp. Phenom. Porous Media*. Elsevier; ss 1–30.

[89] **Kececioglu, I. & Jiang, Y.** (1994). Flow Through Porous Media of Packed Spheres Saturated With Water, *Journal of Fluids Engineering*, *116* (1), 164–170.

[90] **Fand, R. M. Kim, B. Y. K. Lam, A. C. C. & Phan, R. T.** (1987). Resistance to the Flow of Fluids Through Simple and Complex Porous Media Whose Matrices Are Composed of Randomly Packed Spheres, *Journal of Fluids Engineering*, *109* (3), 268–273.

[91] **Wang, L. Wang, L.-P. Guo, Z. & Mi, J.** (2015). Volume-averaged macroscopic equation for fluid flow in moving porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *82* , 357–368.

[92] **Nakayama, A. Ando, K. Yang, C. Sano, Y. Kuwahara, F. & Liu, J.** (2009). A study on interstitial heat transfer in consolidated and unconsolidated porous media, *Heat and Mass Transfer*, *45* (11), 1365–1372.

[93] **Kaviany, M.** (2015). *Principles of Heat Transfer in Porous Media.* Springer-Verlag, New York.

[94] **Kandula, M.** (2011). On The Effective Thermal Conductivity of Porous Packed Beds with Uniform Spherical Particles, *Journal of Porous Media*, *14* (10), 919–926.

[95] **Tavman, I. H.** (1998). Effective thermal conductivity of isotropic polymer composites, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *25* (5), 723–732.

[96] **Wang, M. & Pan, N.** (2008). Predictions of effective physical properties of complex multiphase materials, *Materials Science and Engineering: R: Reports*, *63* (1), 1–30.

[97] **Pedras, M. H. J. & de Lemos, M. J. S.** (2008). Thermal dispersion in porous media as a function of the solid–fluid conductivity ratio, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *51* (21–22), 5359–5367.

[98] **Testu, A. Didierjean, S. Maillet, D. Moyne, C. Metzger, T. & Niass, T.** (2007). Thermal dispersion for water or air flow through a bed of glass beads, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *50* (7–8), 1469–1484.

[99] **Kuwahara, F. & Nakayama, A.** (1999). Numerical Determination of Thermal Dispersion Coefficients Using a Periodic Porous Structure, *Journal of Heat Transfer*, *121* (1), 160–163.

[100] **Dixon, A. G.** (1988). Correlations for wall and particle shape effects on fixed bed bulk voidage, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, *66* (5), 705–708.

[101] **Benyahia, F. & O'Neill, K. E.** (2005). Enhanced Voidage Correlations for Packed Beds of Various Particle Shapes and Sizes, *Particulate Science and Technology*, *23* (2), 169–177.

[102] **Sato, Y. Hirose, T. F, T. & Toda, M.** (1973). Pressure Loss and Liquid Holdup in Packed Bed Reactor with Cocurrent Gas-Liquıd Down Flow, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, *6* (2), 147–152.

[103] **Di Felice, R. & Gibilaro, L. G.** (2004). Wall effects for the pressure drop in fixed beds, *Chemical Engineering Science*, *59* (14), 3037–3040.

[104] **Cheng, N.-S.** (2011). Wall effect on pressure drop in packed beds, *Powder Technology*, *210* , 261–265.

[105] **Kline, S. J.** (1985). The Purposes of Uncertainty Analysis, *Journal of Fluids Engineering*, *107* (2), 153–160.

[106] **Lee, J. S. & Ogawa, K.** (1994). Pressure Drop Though Packed Bed., *Journal Of Chemical Engineering of Japan*, *27* (5), 691–693.

[107] **Bağcı, Ö. Dukhan, N. & Özdemir, M.** (2015). Various Flow Regimes and Permeabilities for Packed-Spheres Porous Media, *Defect and Diffusion Forum*, *364* , 1–8.

[108] **Cioncolini, A. & Santini, L.** (2006). An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, *30* (4), 367–380.

[109] **Spedding, P. L. Benard, E. & Mcnally, G. M.** (2008). Fluid Flow through 90 Degree Bends, *Developments in Chemical Engineering and Mineral Processing*, *12* (1–2), 107–128.

[110] **Liu, S. & Masliyah, J. H.** (1994). Developing convective heat transfer in helical pipes with finite pitch, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, *15* (1), 66–74.

[111] **Janssen, L. A. M. & Hoogendoorn, C. J.** (1978). Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *21* (9), 1197–1206.

[112] **Qu, Z. G. Xu, H. J. & Tao, W. Q.** (2012). Fully developed forced convective heat transfer in an annulus partially filled with metallic foams: An analytical solution, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *55* (25–26), 7508–7519.

[113] **Mori, Y. Uchida, Y. & Ukon, T.** (1971). Forced convective heat transfer in a curved channel with a square cross section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *14* (11), 1787–1805.

[114] **Seban, R. A. & McLaughlin, E. F.** (1963). Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *6* (5), 387–395.

[115] **Kalb, C. E. & Seader, J. D.** (1972). Heat and mass transfer phenomena for viscous flow in curved circular tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *15* (4), 801–817.

[116] **Wang, J. Liu, Y. Yang, J. Ding, X. & Wang, Q.** (2015). Experimental investigation of local heat transfer characteristics in randomly packed beds with naphthalene sublimation technique, *3rd International Workshop on Heat Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control. Taipei, Taiwan*.

[117] **Halkarni, S. S. Sridharan, A. & Prabhu, S. V.** (2017). Measurement of local wall heat transfer coefficient in randomly packed beds of uniform sized spheres using infrared thermography (IR) and water as working medium, *Applied Thermal Engineering*, *126* , 358–378.

**EKLER**

**EK A :** Termoeleman Yerleşim Planı

**EK B :** Spiral Kanal Basınç Düşüşü Deney Sonuçları

**EK C :** Spiral Paket Yataklarda Basınç Düşüşü Deney Sonuçları

**EK D :** Spiral Kanal ve Paket Yataklarda Isı Geçişi Deney Sonuçları

**Ek A:** Termoeleman yerleşim planı

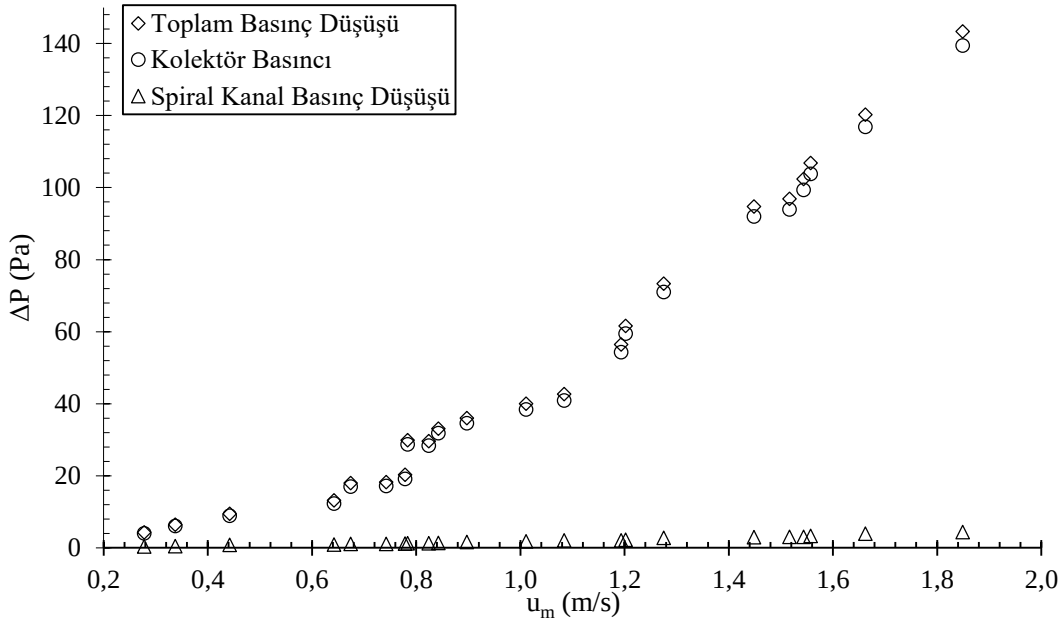
Her bir deney odası için iç yüzey, dış yüzey ve akışkan sıcaklığının ölçüldüğü termoeleman yerleşim planı Çizelge A.1'de verilmiştir.

**Çizelge A.1 :** Termoeleman yerleşim planı.

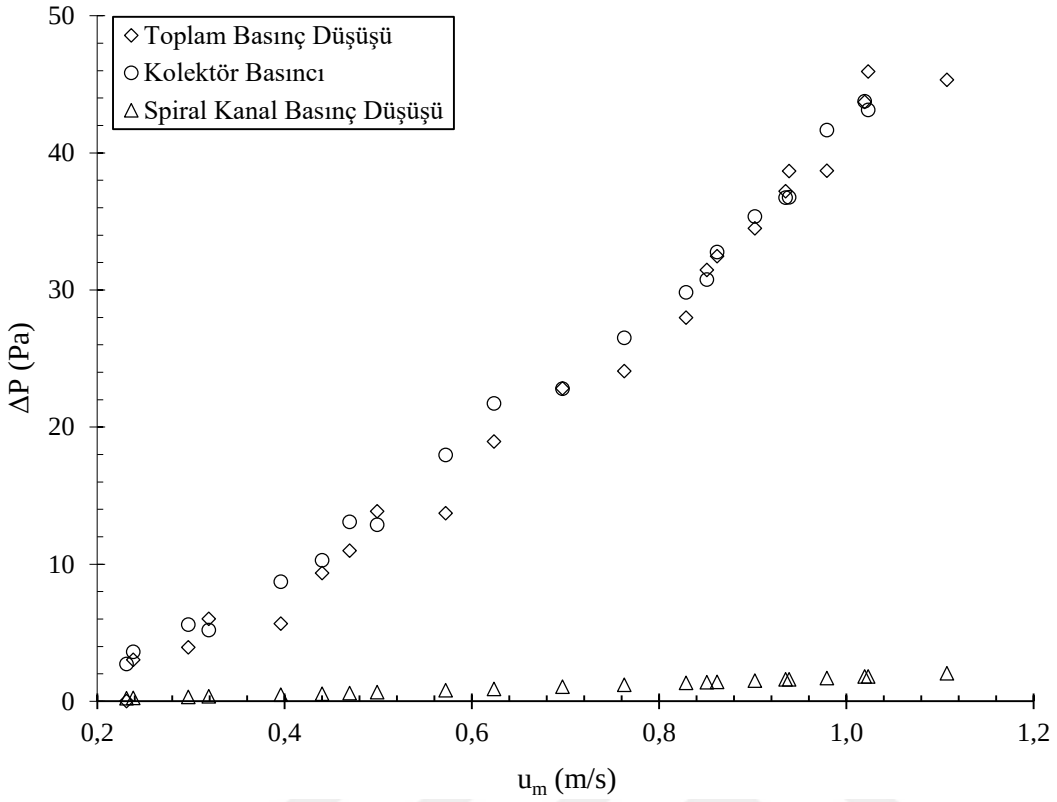
| Deney Odası 1 | | | | Deney Odası 2 | | | | Akışkan kanalı | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| İç yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | Dış yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | İç yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | Dış yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm)) | Akışkan | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) |
| | | | | | | | | | |
| $T_{si1}$ | 0/9 | $T_{so1}$ | 0/9 | $T_{si1}$ | 0/9 | $T_{so1}$ | 0/9 | $T_{f,1}$ | 0/6 |
| $T_{si2}$ | 0/12 | $T_{so2}$ | 0/12 | $T_{si2}$ | 0/12 | $T_{so2}$ | 0/12 | $T_{f,2}$ | 0/12 |
| $T_{si3}$ | 45/12 | $T_{so3}$ | 45/18 | $T_{si3}$ | 45/12 | $T_{so3}$ | 40/18 | $T_{f,3}$ | 0/18 |
| $T_{si4}$ | 90/12 | $T_{so4}$ | 45/12 | $T_{si4}$ | 90/12 | $T_{so4}$ | 80/12 | $T_{f,4}$ | 90/12 |
| $T_{si5}$ | 90/18 | $T_{so5}$ | 90/12 | $T_{si5}$ | 90/18 | $T_{so5}$ | 120/12 | $T_{f,5}$ | 180/12 |
| $T_{si6}$ | 135/12 | $T_{so6}$ | 135/12 | $T_{si6}$ | 135/12 | $T_{so6}$ | 160/12 | $T_{f,6}$ | 270/12 |
| $T_{si7}$ | 180/12 | $T_{so7}$ | 180/12 | $T_{si7}$ | 180/12 | $T_{so7}$ | 200/12 | $T_{f,7}$ | 360/6 |
| $T_{si8}$ | 225/12 | $T_{so8}$ | 225/12 | $T_{si8}$ | 225/12 | $T_{so8}$ | 240/12 | $T_{f,8}$ | 360/12 |
| $T_{si9}$ | 270/12 | $T_{so9}$ | 270/12 | $T_{si9}$ | 270/12 | $T_{so9}$ | 240/12 | $T_{f,9}$ | 360/18 |
| $T_{si10}$ | 270/18 | $T_{so10}$ | 315/6 | $T_{si10}$ | 270/18 | $T_{so10}$ | 280/6 | | |
| $T_{si11}$ | 315/6 | $T_{so11}$ | 315/12 | $T_{si11}$ | 315/6 | $T_{so11}$ | 320/12 | | |
| $T_{si12}$ | 360/12 | $T_{so12}$ | 360/12 | $T_{si12}$ | 360/12 | $T_{so12}$ | 360/12 | | |
| $T_{si13}$ | 360/18 | $T_{so13}$ | 360/18 | $T_{si13}$ | 360/18 | $T_{so13}$ | 360/18 | | |
| | | | | | | | | | |
| Deney Odası 3 | | | | Deney Odası 4 | | | | Akışkan kanalı | |
| İç yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | Dış yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | İç yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) | Dış yüzey | Yerleşim planı φ(°)/H (cm)) | Akışkan | Yerleşim planı φ(°)/H (cm) |
| $T_{si1}$ | 0/9 | $T_{so1}$ | 0/9 | $T_{si1}$ | 0/9 | $T_{so1}$ | 0/9 | $T_{f,1}$ | 0/6 |
| $T_{si2}$ | 0/12 | $T_{so2}$ | 0/12 | $T_{si2}$ | 0/12 | $T_{so2}$ | 0/12 | $T_{f,2}$ | 0/12 |
| $T_{si3}$ | 45/12 | $T_{so3}$ | 40/18 | $T_{si3}$ | 45/12 | $T_{so3}$ | 40/18 | $T_{f,3}$ | 0/18 |
| $T_{si4}$ | 90/12 | $T_{so4}$ | 80/12 | $T_{si4}$ | 90/12 | $T_{so4}$ | 80/12 | $T_{f,4}$ | 90/12 |
| $T_{si5}$ | 90/18 | $T_{so5}$ | 120/12 | $T_{si5}$ | 90/18 | $T_{so5}$ | 120/12 | $T_{f,5}$ | 180/12 |
| $T_{si6}$ | 135/12 | $T_{so6}$ | 160/12 | $T_{si6}$ | 135/12 | $T_{so6}$ | 160/12 | $T_{f,6}$ | 270/12 |
| $T_{si7}$ | 180/12 | $T_{so7}$ | 200/12 | $T_{si7}$ | 180/12 | $T_{so7}$ | 200/12 | $T_{f,7}$ | 360/6 |
| $T_{si8}$ | 225/12 | $T_{so8}$ | 240/12 | $T_{si8}$ | 225/12 | $T_{so8}$ | 240/12 | $T_{f,8}$ | 360/12 |
| $T_{si9}$ | 270/12 | $T_{so9}$ | 240/18 | $T_{si9}$ | 270/12 | $T_{so9}$ | 240/18 | $T_{f,9}$ | 360/18 |
| $T_{si10}$ | 270/18 | $T_{so10}$ | 280/6 | $T_{si10}$ | 270/18 | $T_{so10}$ | 280/6 | | |
| $T_{si11}$ | 315/6 | $T_{so11}$ | 320/12 | $T_{si11}$ | 315/6 | $T_{so11}$ | 320/12 | | |
| $T_{si12}$ | 360/12 | $T_{so12}$ | 360/12 | $T_{si12}$ | 360/12 | $T_{so12}$ | 360/12 | | |
| $T_{si13}$ | 360/18 | $T_{so13}$ | 360/18 | $T_{si13}$ | 360/18 | $T_{so13}$ | 360/18 | | |

## EK B: Spiral Kanalda Basınç Düşüşü Deney Sonuçları

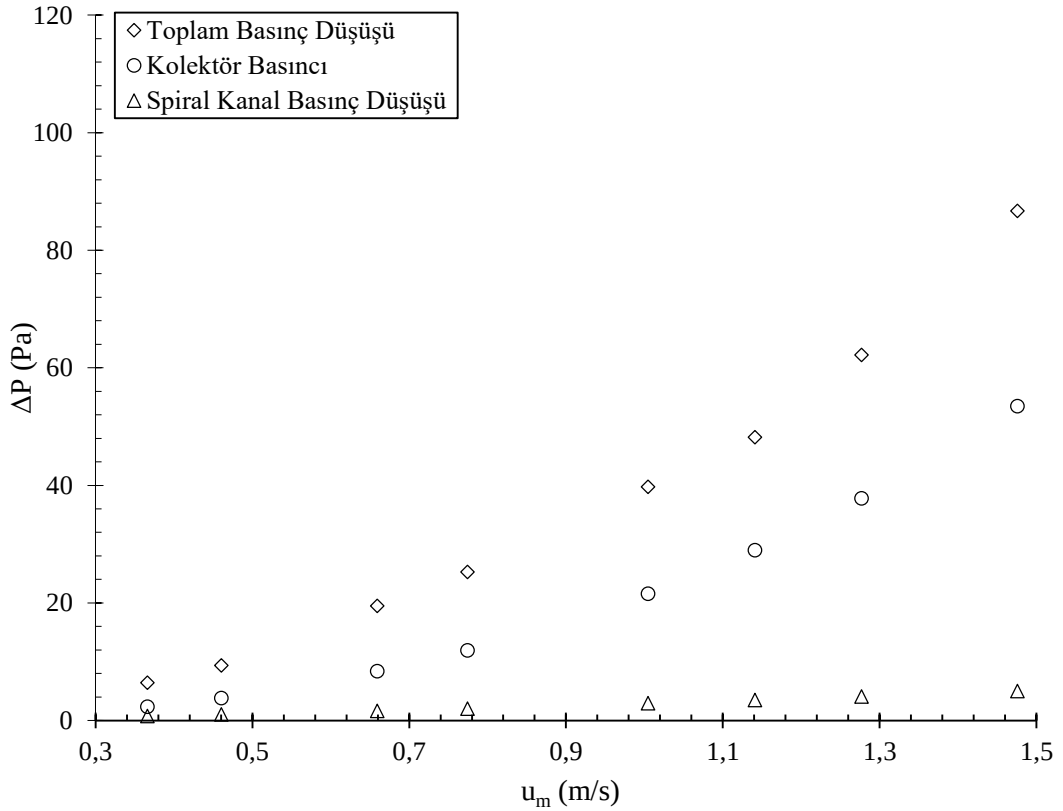
Spiral kanalın içerisinin boş olma durumunda ölçülen basınç düşüşü, pleksiglas borularındaki, giriş-çıkış kolektörleri ve spiral kanaldaki basınç düşüşünün toplamına eşittir. Bu durumda pleksiglas boruda ve spiral kanaldaki basınç düşüşü, literatürden elde edilerek belirlenmiş, giriş ve çıkış kolektörlerindeki basınç düşüşüyle hız arasındaki ilişki belirlenmiştir. Şekil B.1 ve B.3 arası farklı deney odalarına ait boş spiral kanalda toplam basınç, kolektör basınçları ve spiral kanaldaki basınçların hızla değişimi verilmiştir. Deneyler 0-1000 Pa aralığında çalışan 0-10 V sinyal üreten DPT1000-R8 marka fark basınçölçerler kullanılmıştır. Fark basınçölçerler 0 V sinyalinde 0 Pa değerinde, 10 V değerinde ise 1000 Pa değerini gösterecek şekilde lineer bir artış söz konusudur. Kolektör basınçları, spiral paket yataktaki basınç düşüşü değerleri ile kıyaslandığında, aynı hız değerlerinde kolektör basınçlarının ihmal edilebilir seviyede olduğu belirlenmiştir. Deney odası 1 için spiral kanalda ortalama hız 1 m/s'iken kolektörlerdeki toplam basınç farkı 38.8 Pa iken kanal içerisine 2.00 mm çapında bilye yerleştirildiğinde aynı hız değeri için yaklaşık 6011 Pa basınç farkı ölçülmüştür. Bu değer karşısında kolektörlerdeki basınç farkı, ölçüm cihazındaki belirsizlik aralığında kalmaktadır.




**Şekil B.1 :** 1-071-12-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil B.2 :** 3-124-15-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil B.3 :** 4-171-12.5-Boş nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.

## EK C: Spiral Paket Yataklarda Basınç Düşüşü Deney Sonuçları

Spiral paket yataklarda basınç düşüşü deneylerinde ise 0-7000 Pa aralığında çalışan 0-10 V sinyal üreten DPT7000-R8 marka fark basınçölçerler kullanılmıştır. Fark basınçölçerler 0 V sinyalinde 0 Pa değerinde 10 V değerinde ise 7000 Pa değerini gösterecek şekilde lineer bir artış söz konusudur. Bu şekilde 4 deney odası ve 3 farklı bilye için yapılan deneylere ait veriler EK C'de verilmiştir. Her bir deney odası ve bilye çapına göre yapılan deneylerde ortalama kanal hızına karşılık gelen birim uzunluk başına düşen basınç düşüş değerlerine en küçük kareler yöntemi ile 2. dereceden polinom eğriler uydurulmuştur. Uydurulan eğriler $y=ax^2+bx$ şeklinde olup, her bir deney odası ve bilye çapı için uydurulan eğrilerinin katsayıları ve belirsizlikleri verilmiştir. Bu belirsizlikler Origin Pro programı ile non-lineer regresyon analizi yapılmıştır. Bu program sayesinde bağımsız değişkenlerinde hataları dikkate alarak uydurulan eğrinin katsayılarının hataları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ile ortalama hız arasındaki ilişki denklem B.1'de verilmiştir.

$$\frac{\Delta P}{L} = au_m + bu_m^2 = A_E \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}\frac{\mu u_m}{d^2} + B_E \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}\frac{\rho u_m^2}{d} \qquad \text{(B.1)}$$

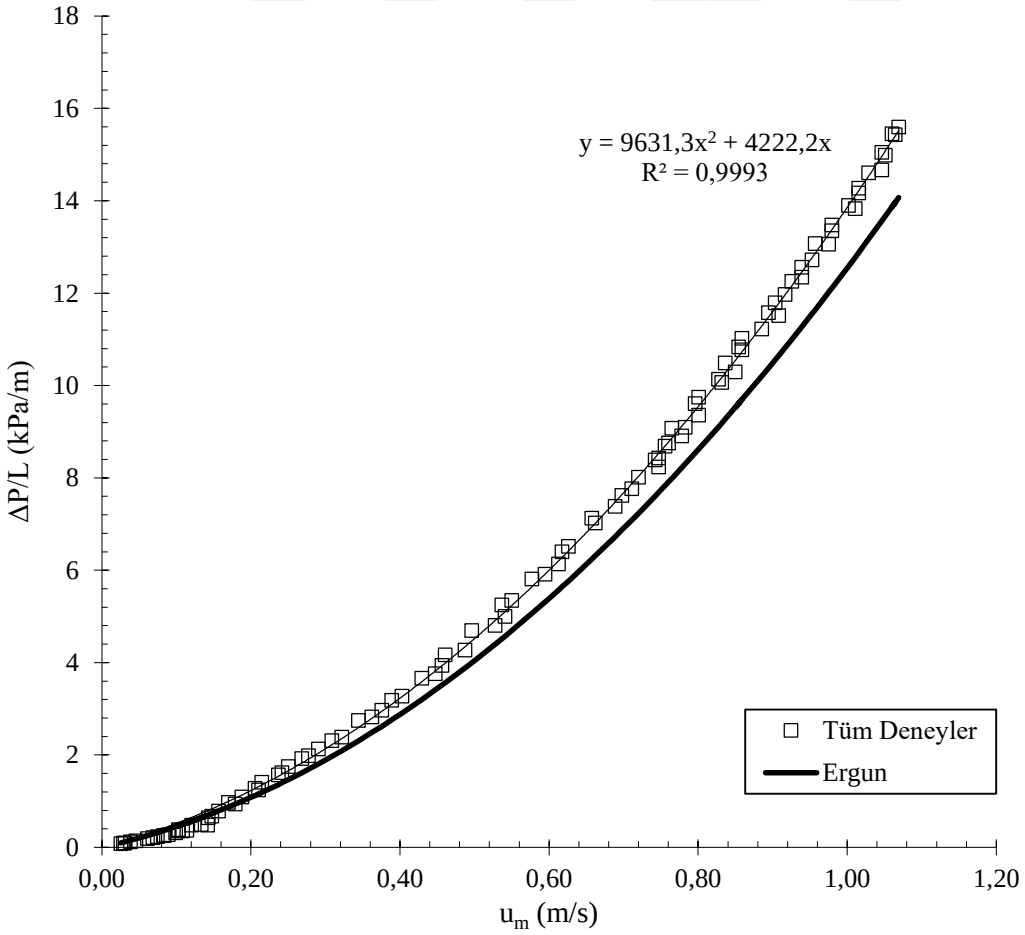
Deney verilerine uydurulan 2. dereceden polinomun katsayıları ve bu katsayıların hataları Çizelge C.1'de verilmiştir.

**Çizelge C.1 :** Deney verilerine uydurulan eğrinin katsayıları ve hataları.

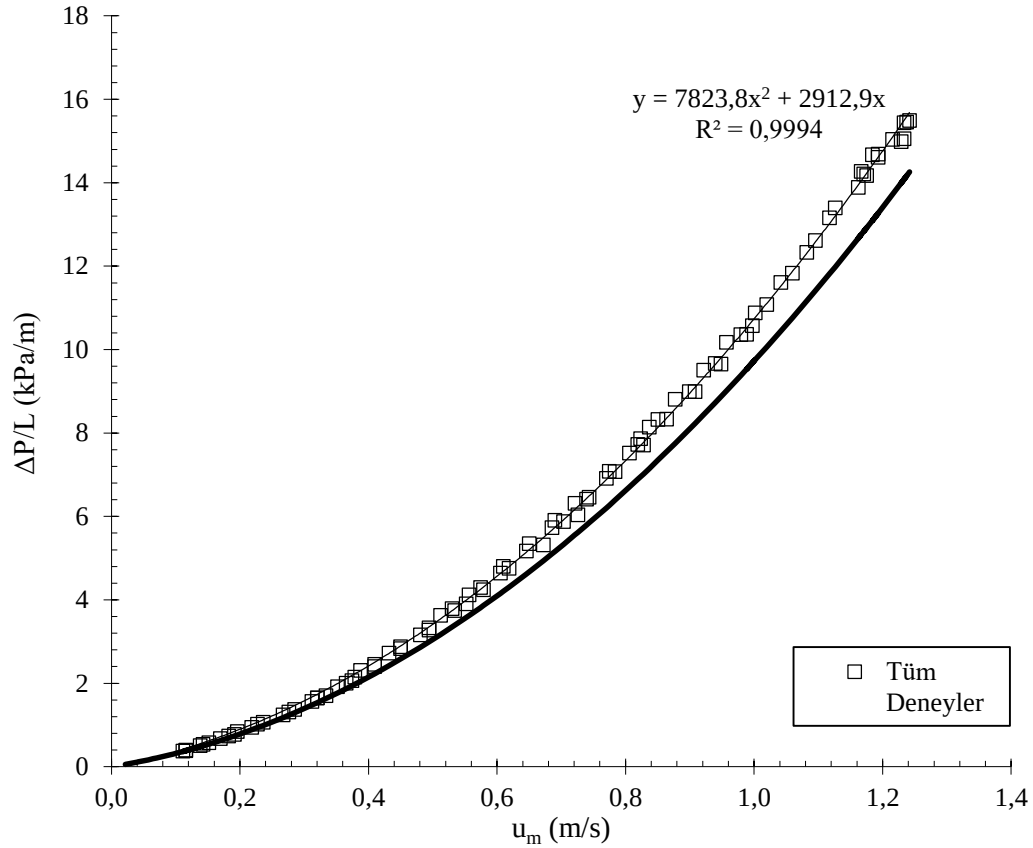
| Deney Kodu | a | b |
|---|---|---|
| 1-071-12-2.00 | 4222.2±95 | 9631.3±109 |
| 1-071-12-2.38 | 2912.9±58 | 7823.9±59 |
| 1-071-12-3.17 | 1805.4±52 | 6054.1±45 |
| 2-120-10-2.00 | 3842.1±57 | 8438.5±94 |
| 2-120-10-2.38 | 2403±52.9 | 7431.5±80 |
| 2-120-10-3.17 | 1402.9±16 | 5222.3±56 |
| 3-124-15-2.00 | 4190.5±45 | 8676.2±99 |
| 3-124-15-2.38 | 2828.6±42 | 7711.1±85 |
| 3-124-15-3.17 | 1211.7±36 | 4841.9±25.7 |
| 4-171-12.5-2.00 | 3608.3±72 | 8734.9±132 |
| 4-171-12.5-2.38 | 2993.1±59 | 8698.7±105 |
| 4-171-12.5-3.17 | 1518.3±35 | 5574.8±47 |

Ayrıca spiral kanalların içerisine bilye yerleştirildiği durumlarda elde edilen basınç düşüşü ile ortalama hız arasındaki ilişki bütün deney odası ve bilye çapı için Şekil C.1 ile C.12 arasında verilmiştir. Burada, deney verilerine uydurulan 2. dereceden polinomlar ve katsayıları da gösterilmiştir. Deney verileri ile uydurulan eğrilerin uyumu $R^2$ değerleri de verilmiştir. Bütün deney verilerinde, uydurulan eğrilerin $R^2$ değerleri 1'e çok yakın olup uydurulan eğrilerin deney verileri ile çok iyi uyumlu olduğunu göstermektedir.

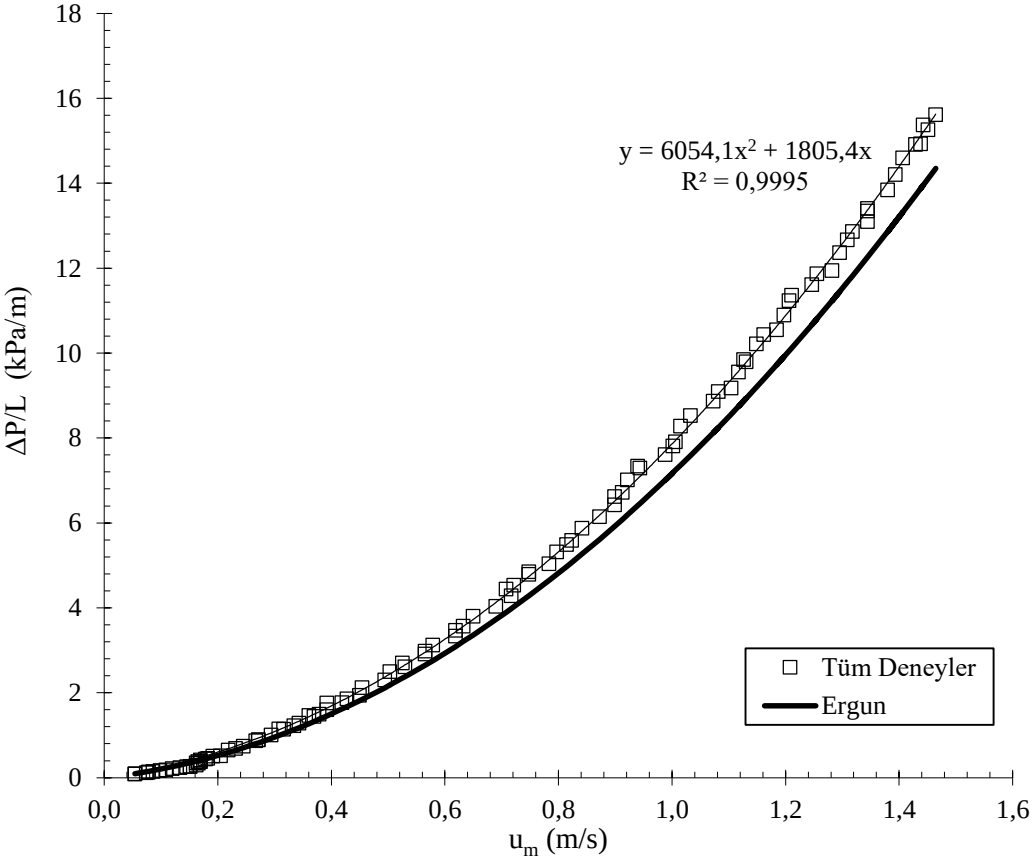
Şekillerde, Ergün'ün [13] sunduğu denklemden elde edilen değerlerde çizdirilmiş ve spiral paket yataklardaki basınç düşüşü değerlerinin düz paket yataktaki basınç düşüşünden daha yüksek olduğu gösterilmiştir. Her bir grafikte düşük hız değerlerinde spiral paket yataktaki basınç düşüşü ile Ergün [13] denkleminden elde edilen basınç düşüşü değerleri hemen hemen aynı iken spiral kanal içerisindeki ortalama hız arttıkça eğriselliğin etkisi görülmektedir. Eğer kanal içerisinde daha da yüksek hızlara çıkılabilseydi bu aradaki basınç farkı daha çok artması ve eğriselliğin etkisi daha da belirgin olması beklenmektedir.



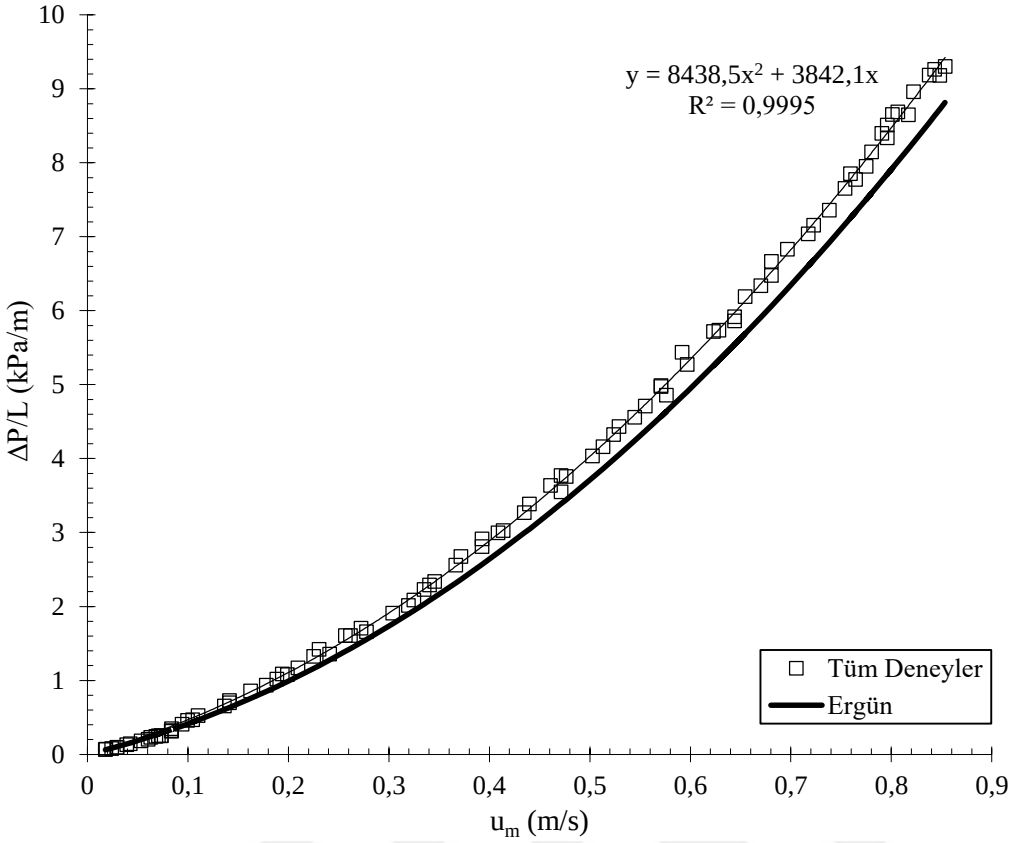

**Şekil C.1 :** 1-071-12.5-2 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



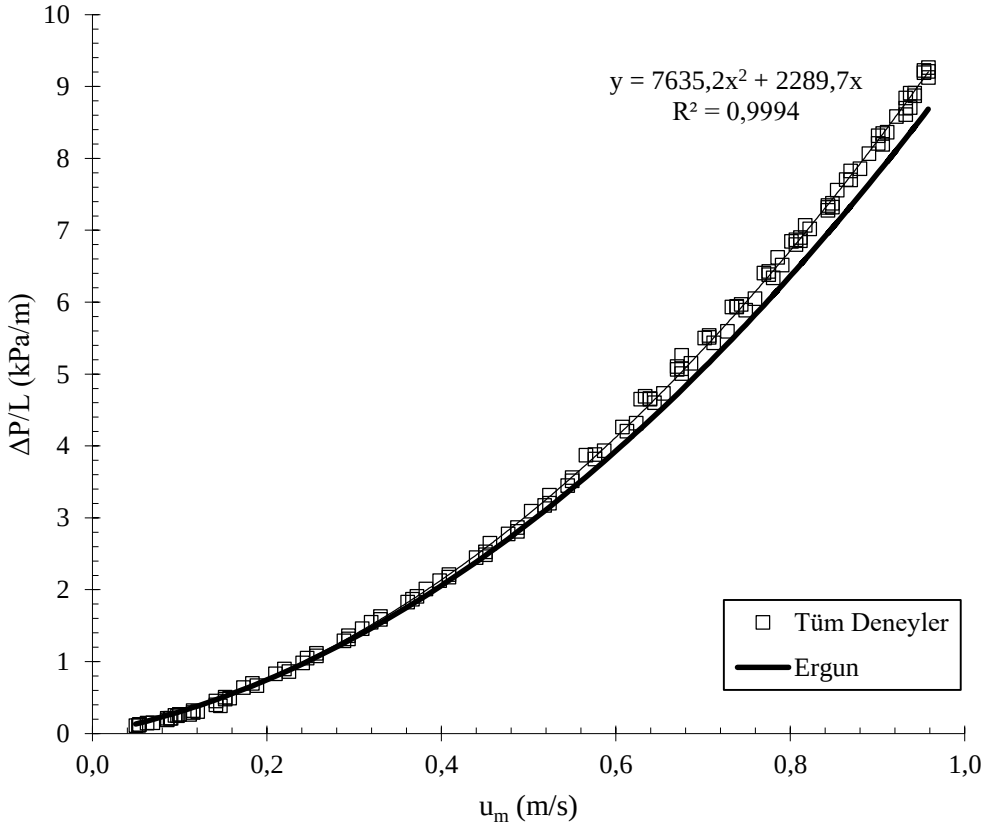

**Şekil C.2 :** 1-071-12.5-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



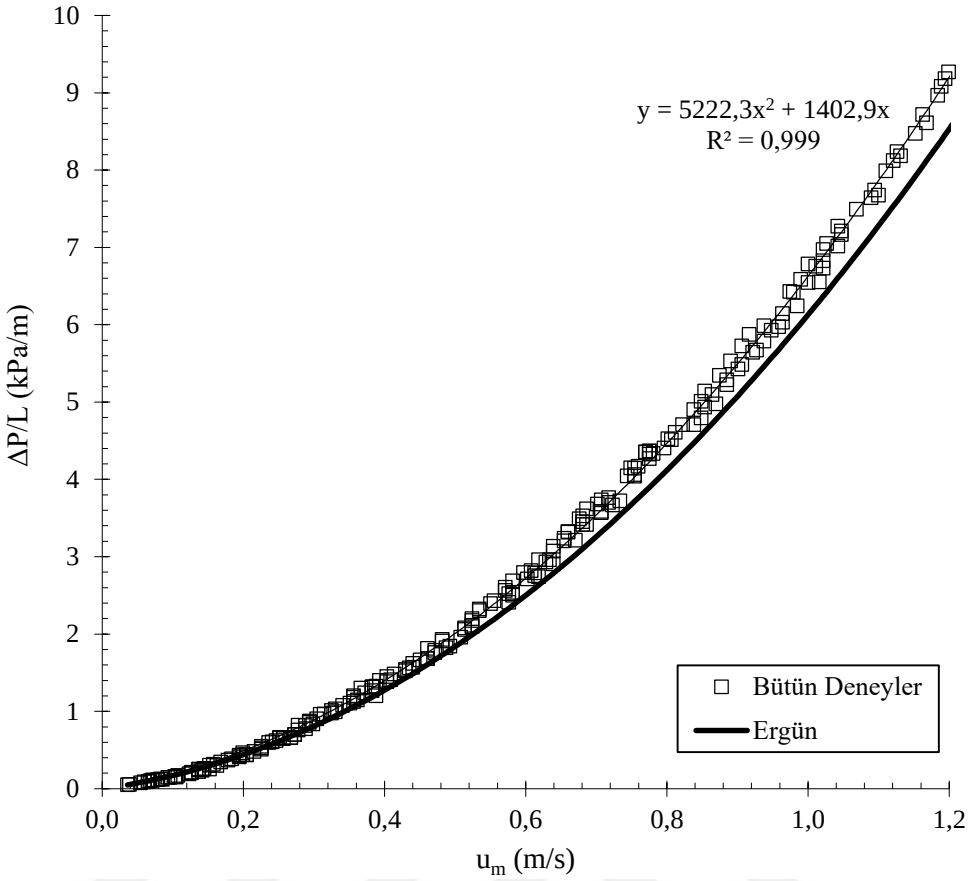

**Şekil C.3 :** 1-071-12.5-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



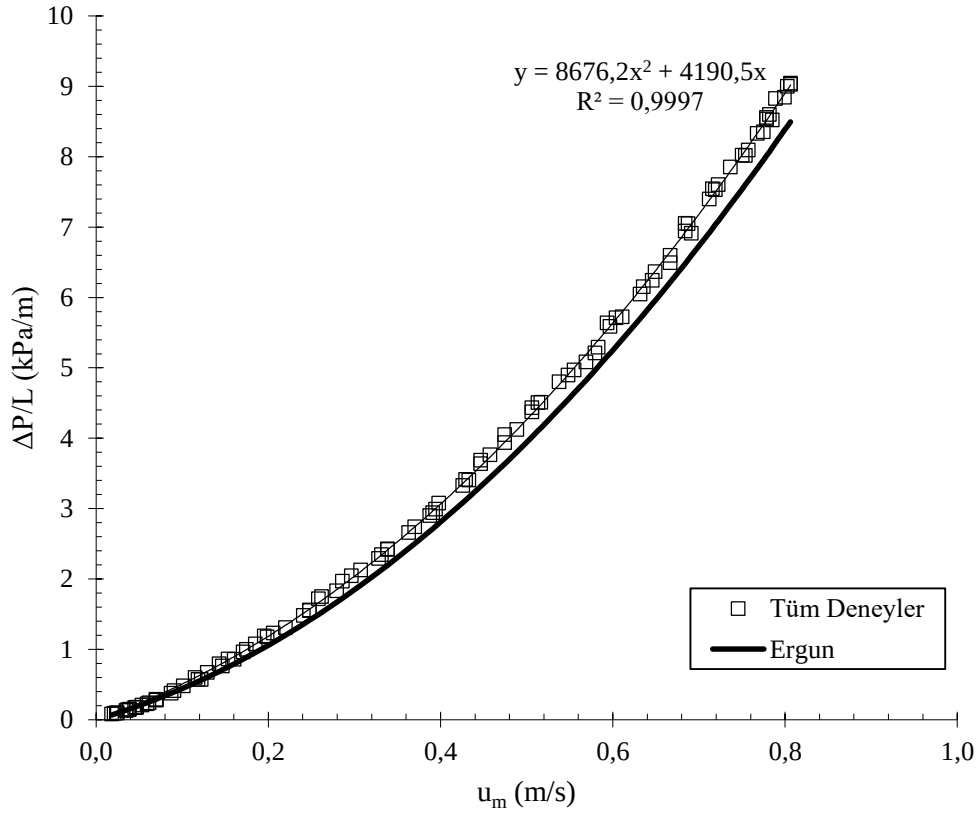

**Şekil C.4 :** 2-120-10-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



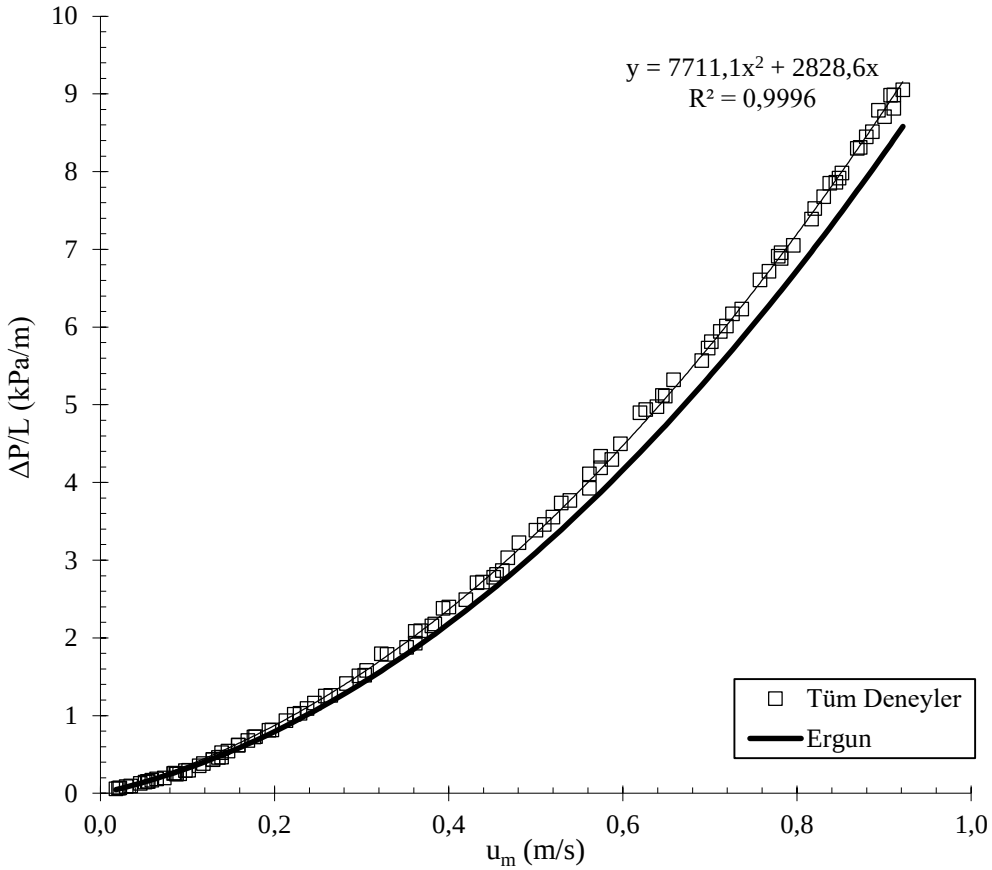

**Şekil C.5 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



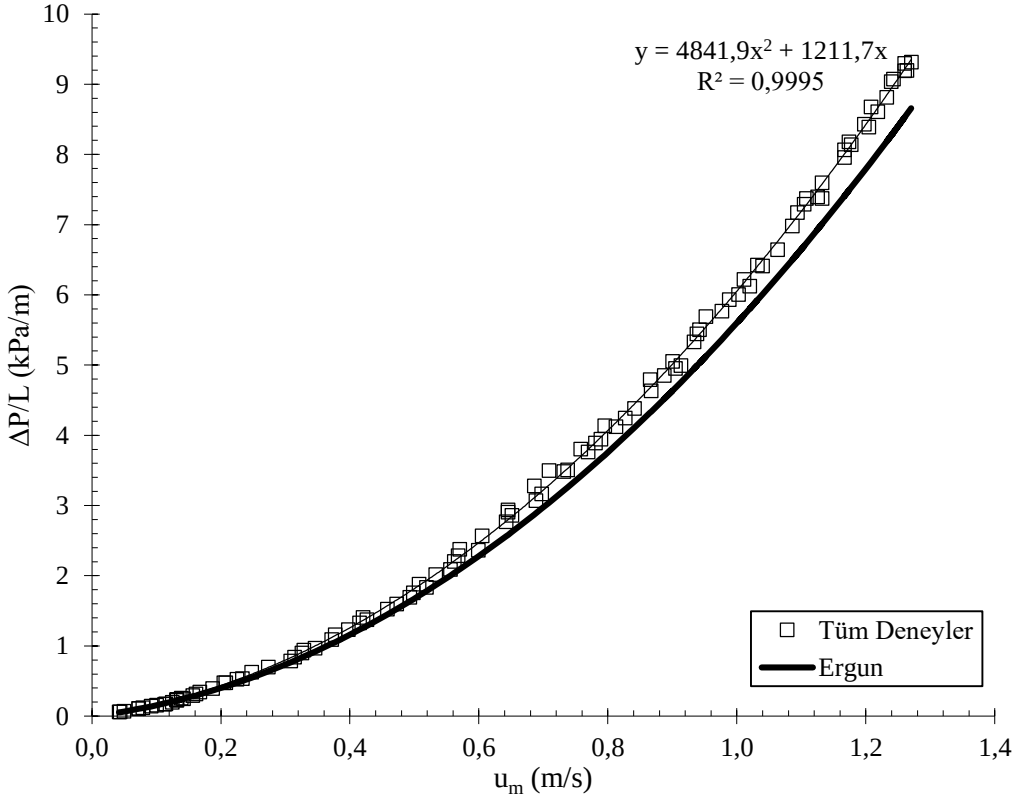

**Şekil C.6:** 2-120-10-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



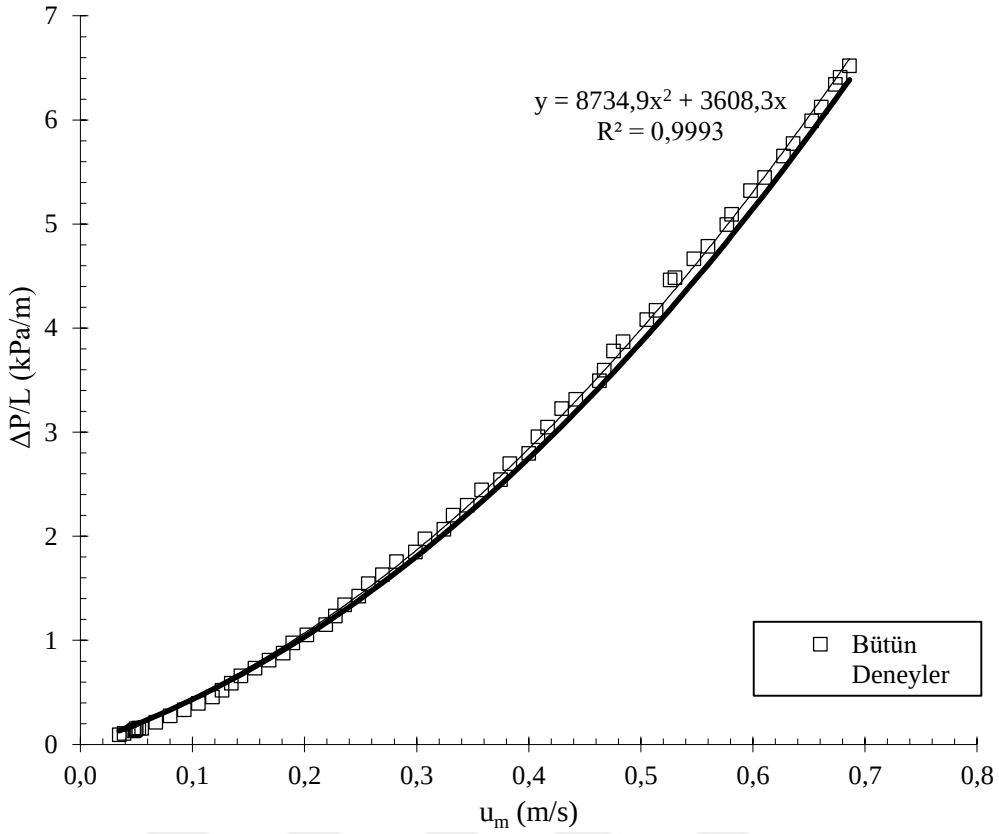

**Şekil C.7 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



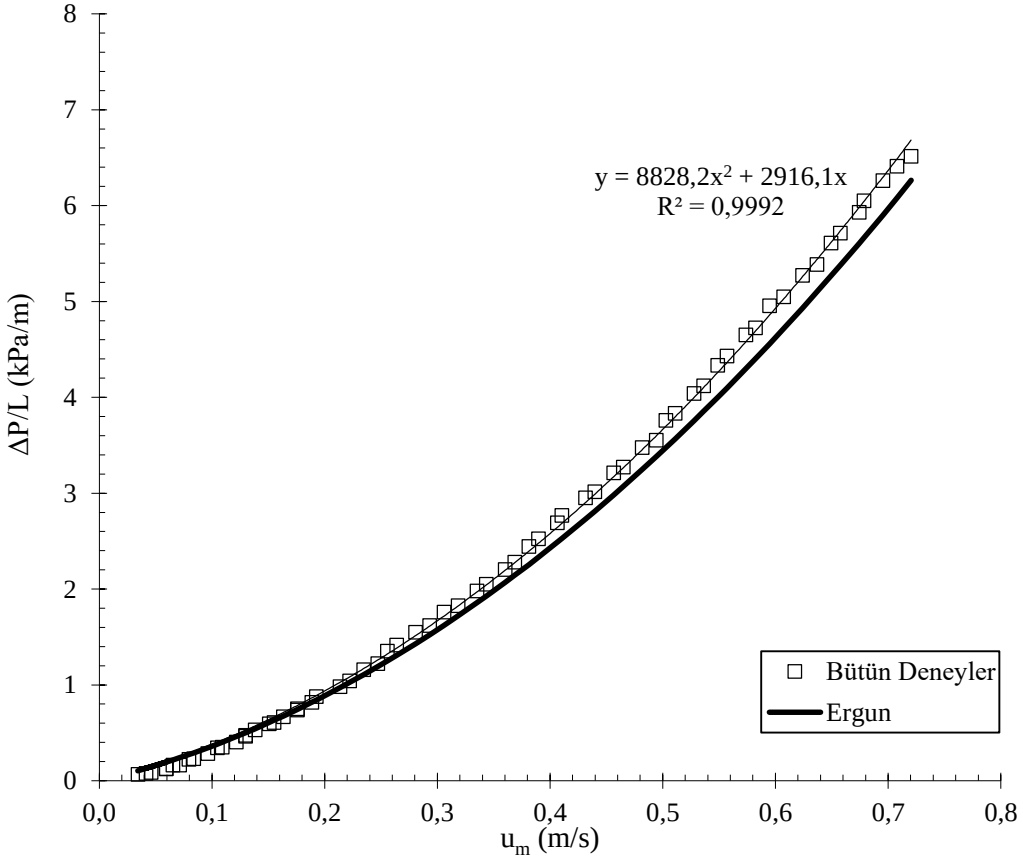

**Şekil C.8 :** 3-124-15-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



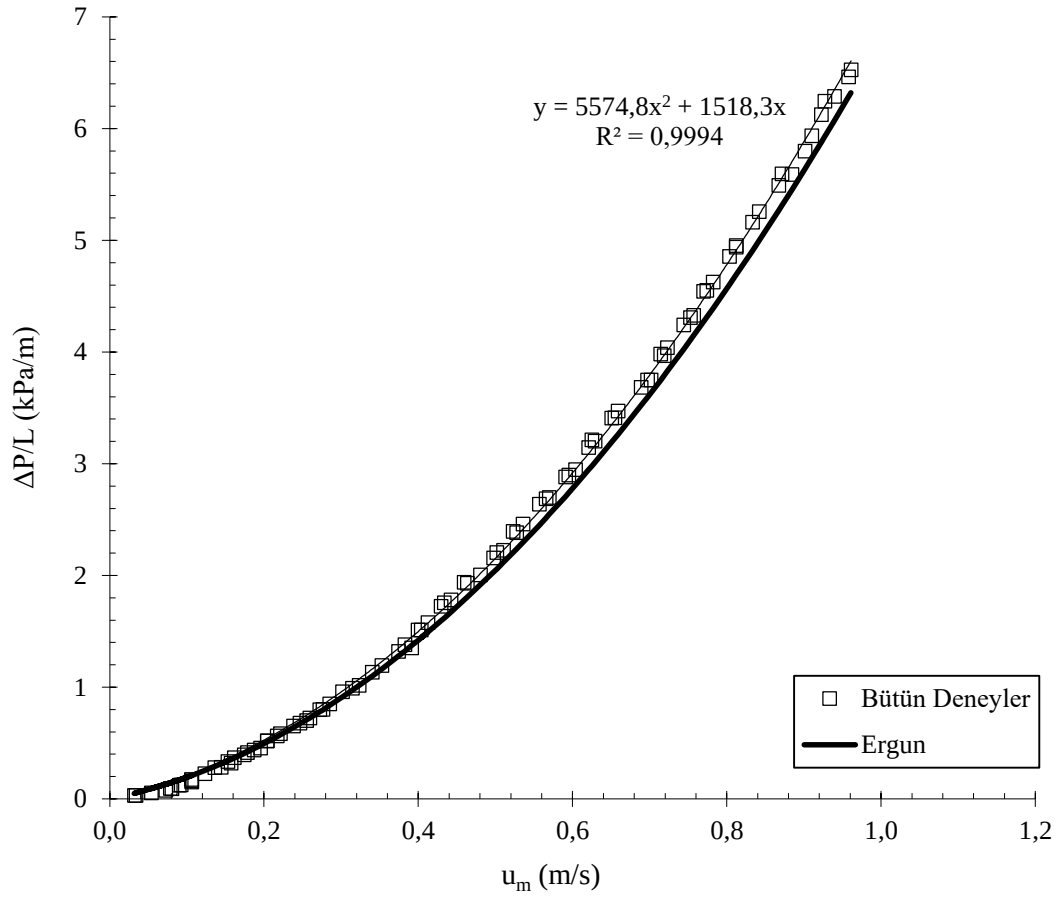

**Şekil C.9 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil C.10 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil C.11 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.



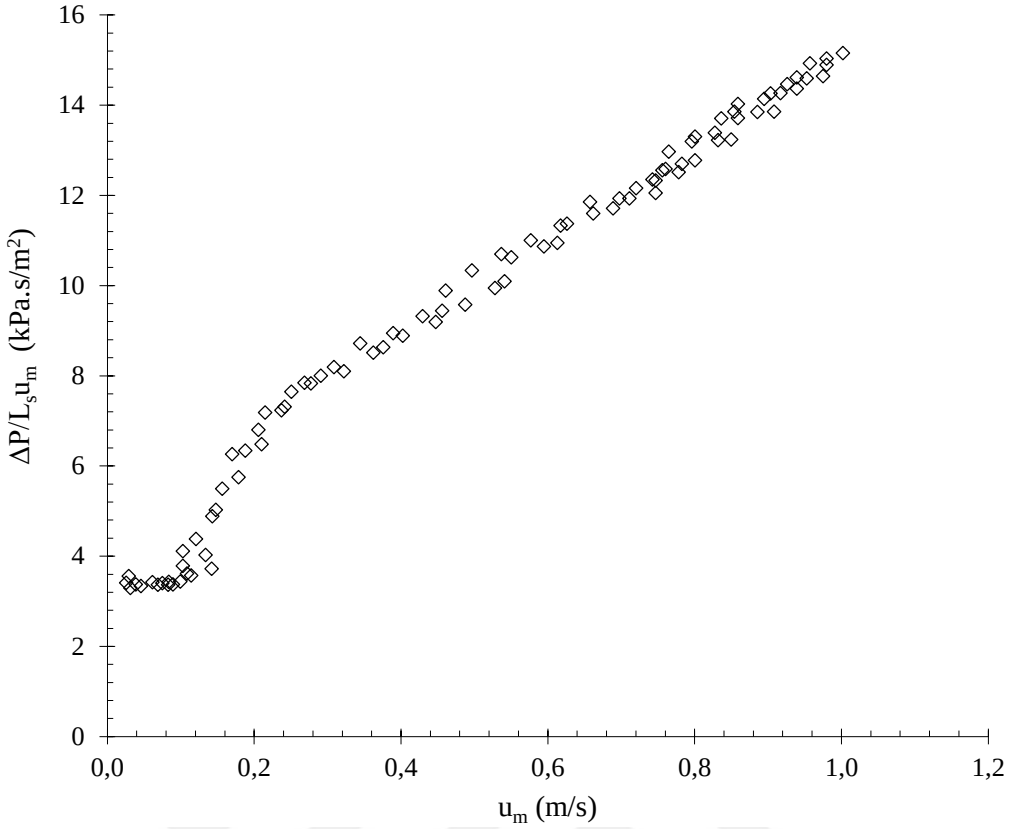

**Şekil C.12 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deneyde basınç düşüşü hız ilişkisi.

***Gözenekli Ortamlarda Akış Rejimleri***

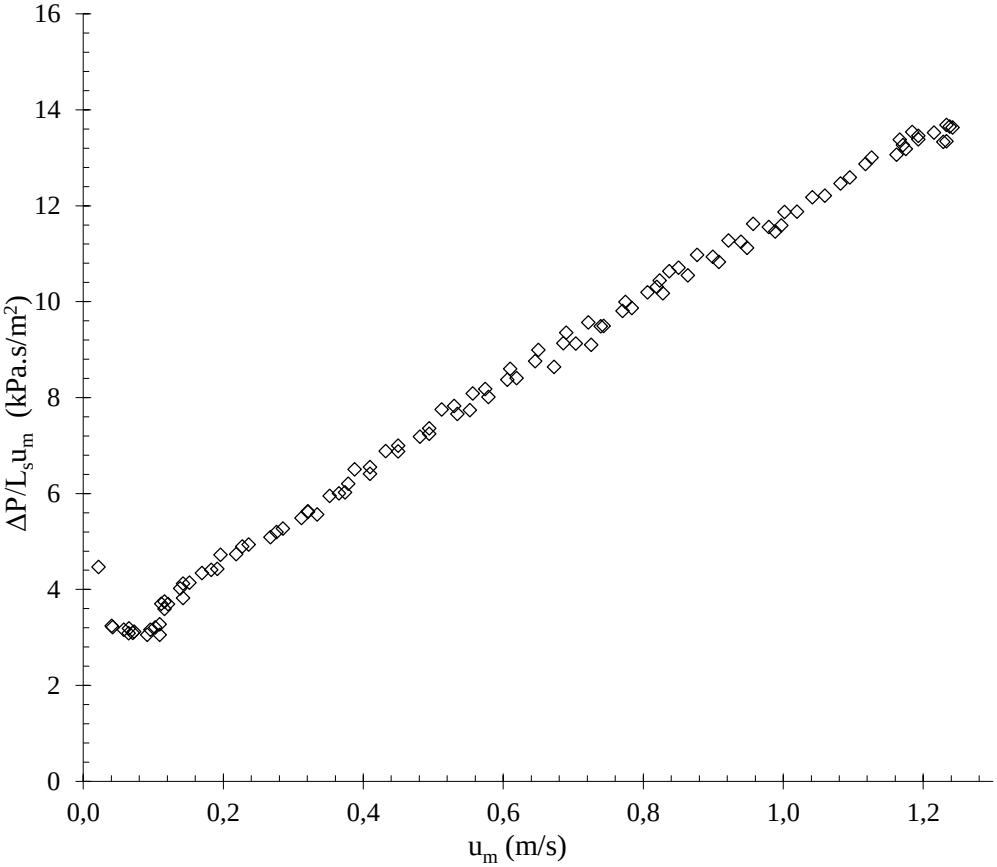
Gözenekli ortamdaki, birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki 2. Dereceden polinomla ilişkili olup akış rejimlerini belirlemek çok zordur. Bu yüzden birim uzunluk başına düşen basınç düşüşü ifadesi, ortalama hıza bölünerek denklem C.1'de sunulan indirgenmiş basınç düşüşü terimi elde edilir. İndirgenmiş basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki lineerdir.

$$\frac{\Delta P}{L u_m} = \frac{\mu}{K} + \frac{\rho F}{\sqrt{K}} u_m \qquad \text{(C.1)}$$

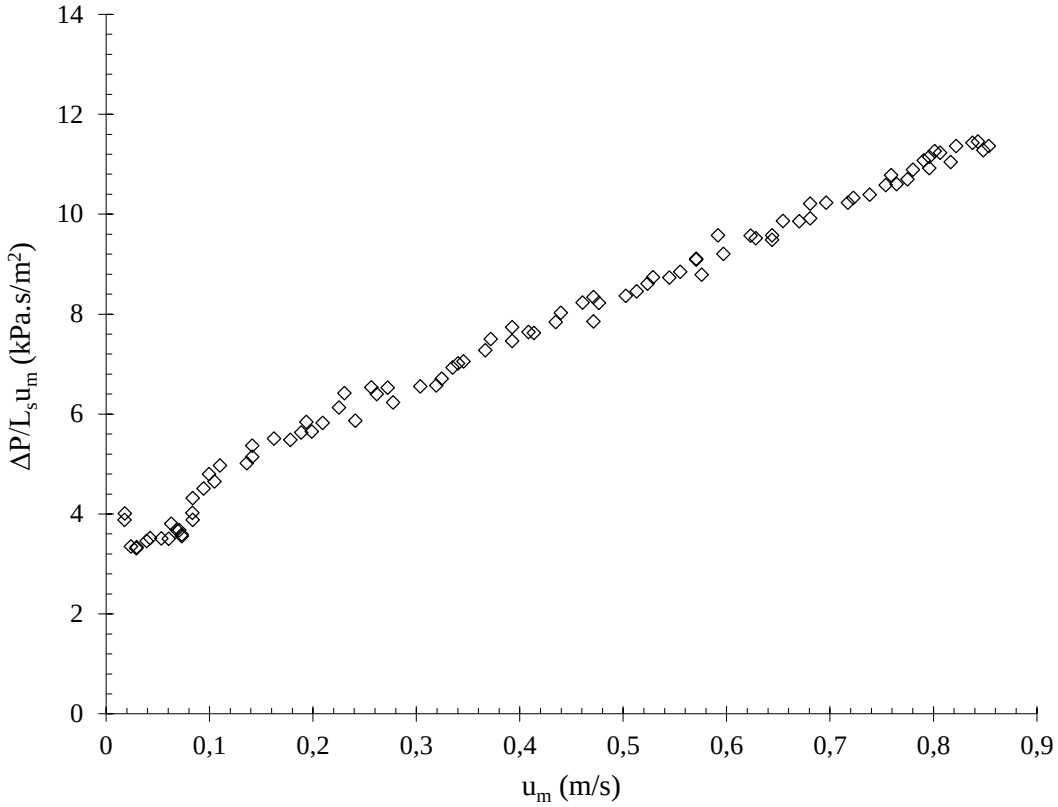
Gözenekli ortamlarda akış rejimleri Darcy, Forchheimer ve Türbülans olmak üzere 3 farklı ana akış rejiminden oluşurken Darcy öncesi, Forchheimer geçiş ve türbülans geçiş olmak üzere 3 ara akış rejim meydana gelmektedir [107]. Her bir akış rejiminden geçirgenlik, Forchheimer katsayısı ve Ergün sabitlerine karşılık gelen katsayılar değişmektedir. 4 farklı deney odası ile 3 farklı çapta bilyeden oluşturulan 12 farklı spiral paket yataklardaki indirgenmiş basınç düşüşü ile hız arasındaki ilişki Şekil Ek C.13 ile C.23 arasında verilmiştir.



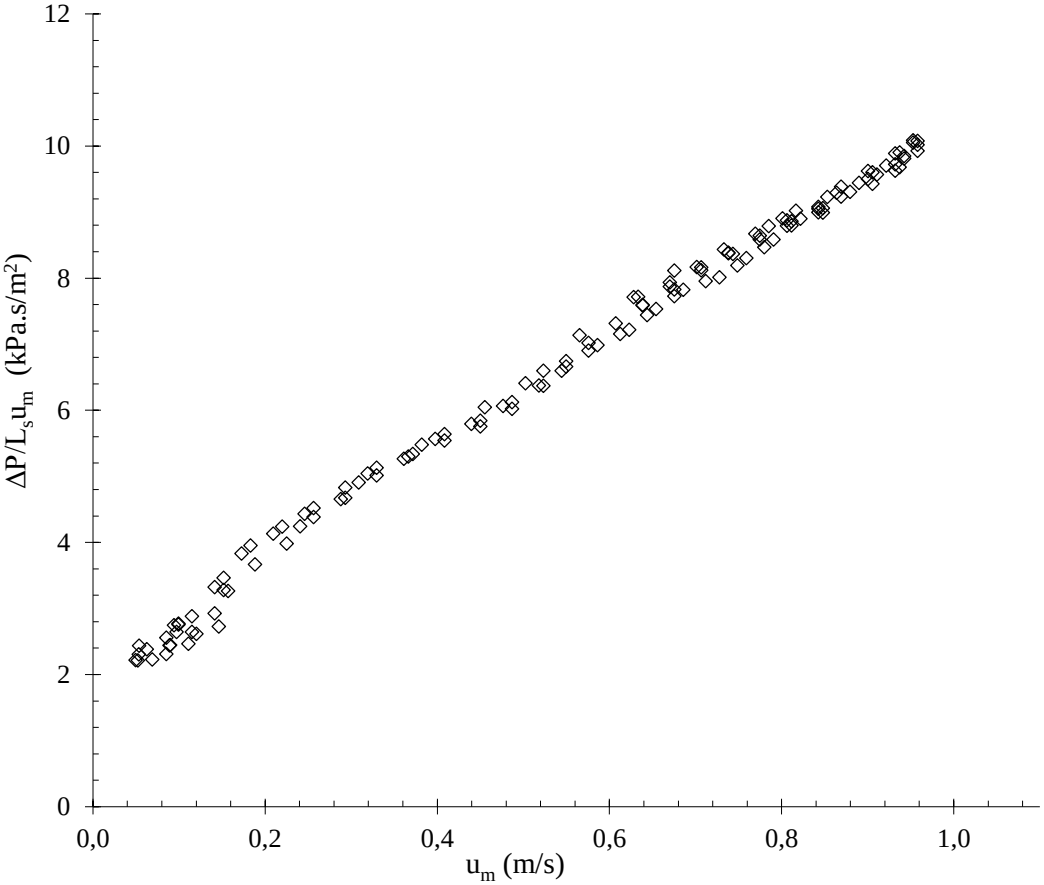

**Şekil C.13 :** 1-071-12-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



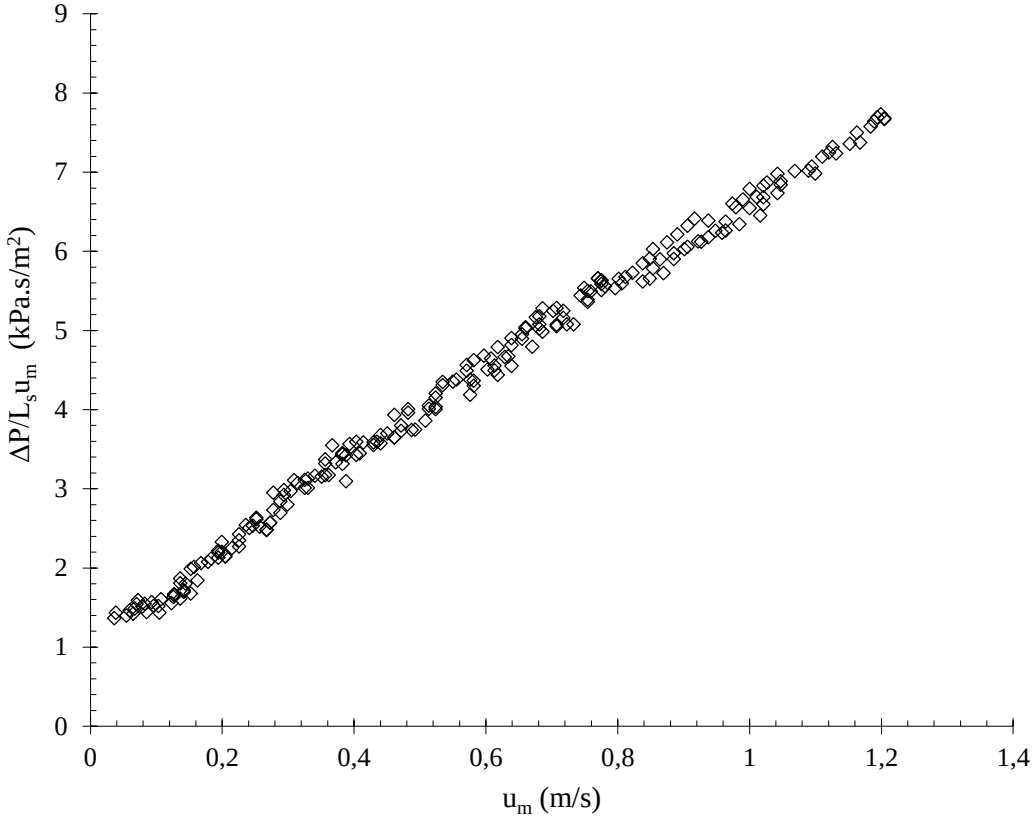

**Şekil C.14 :** 1-071-12-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



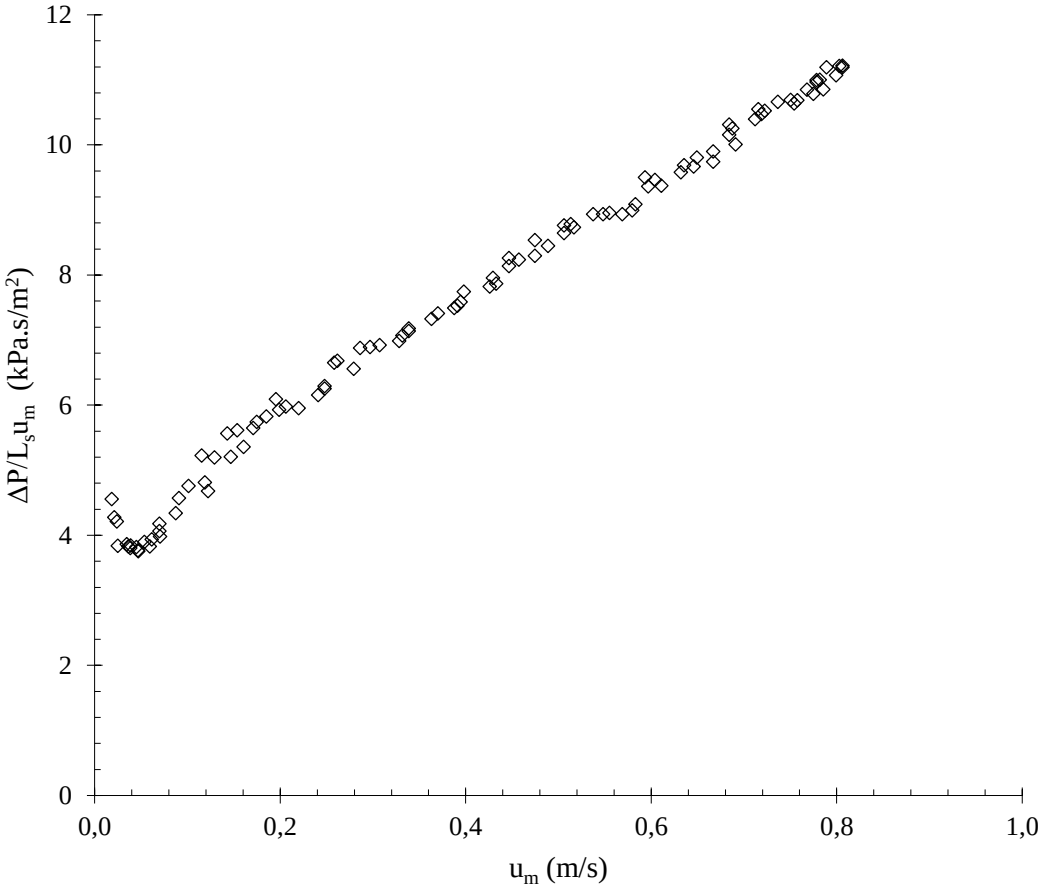

**Şekil C.15:** 2-120-10-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



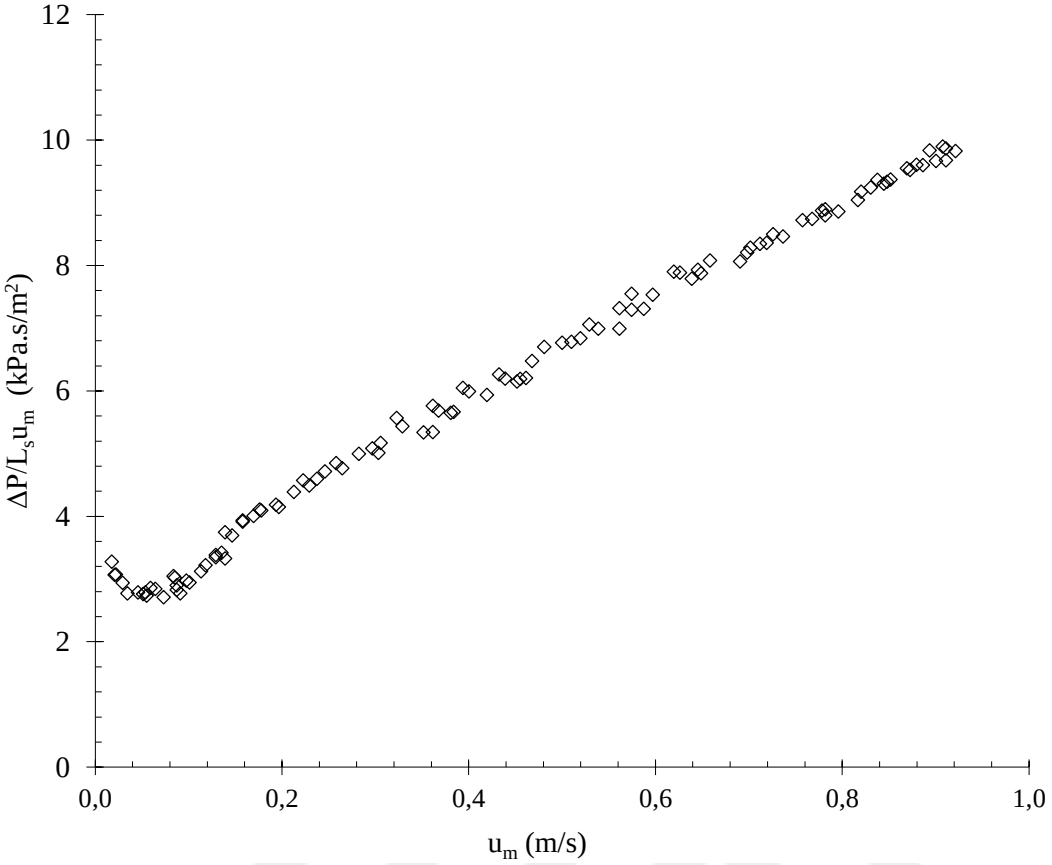

**Şekil C.16 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



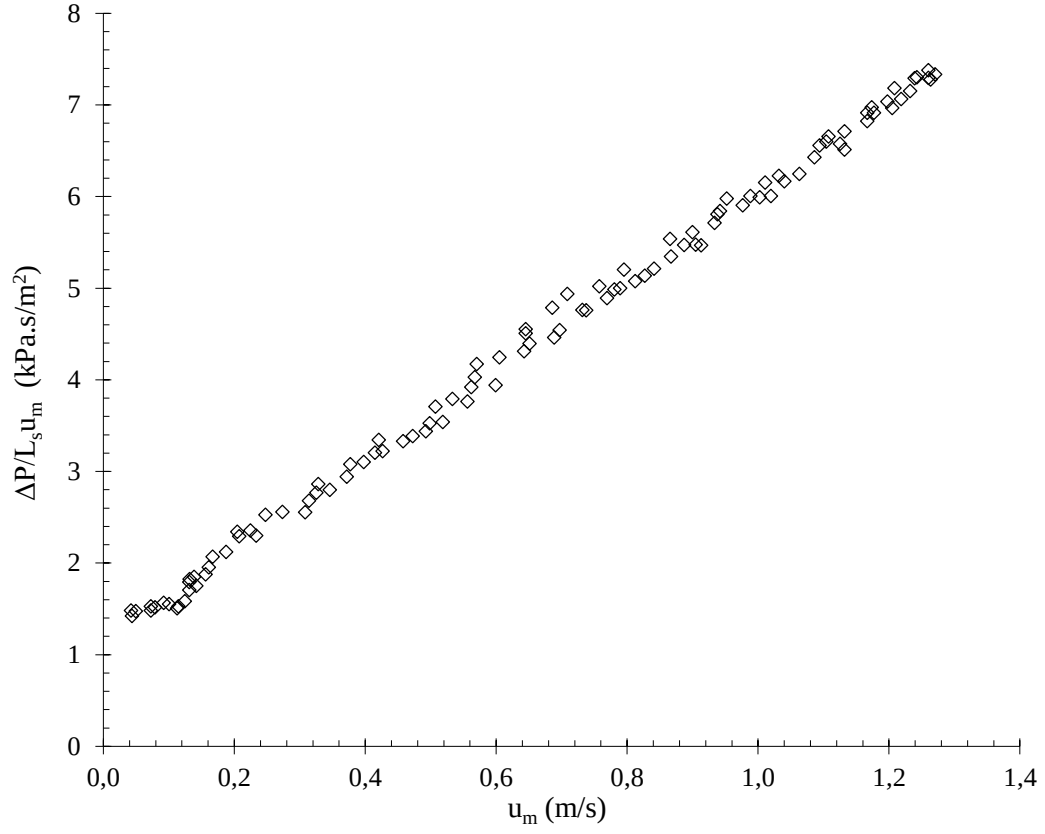

**Şekil C.17 :** 2-120-10-3.17 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



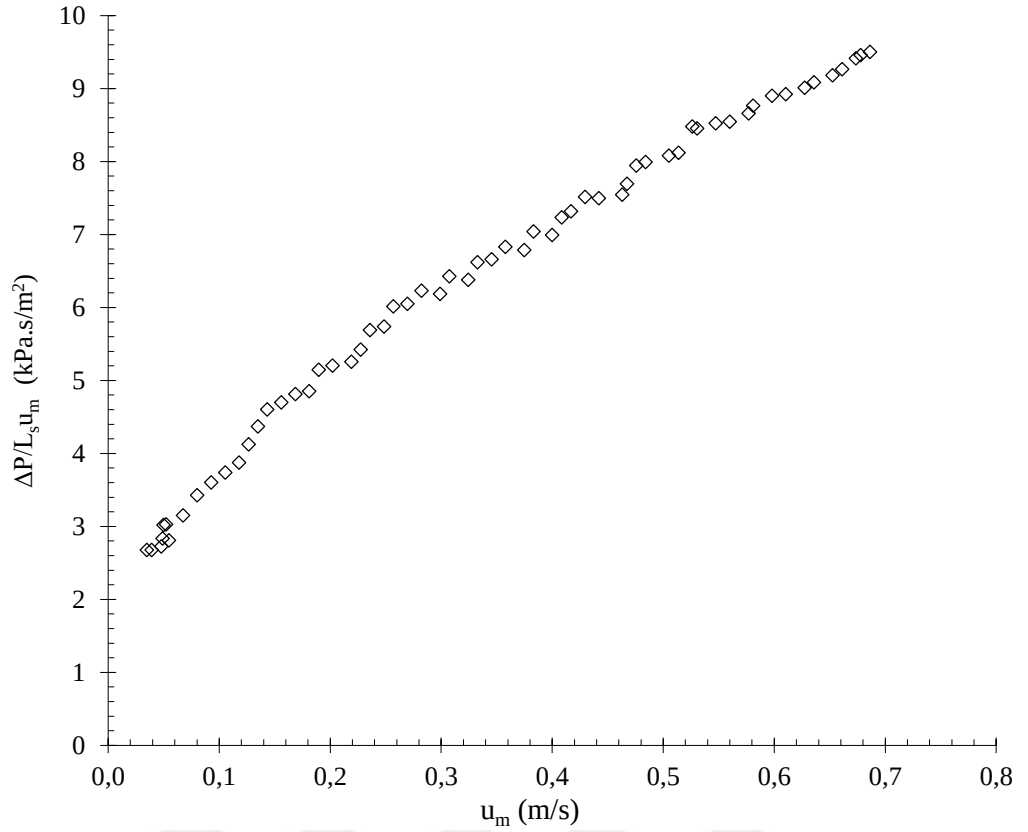

**Şekil C.18 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



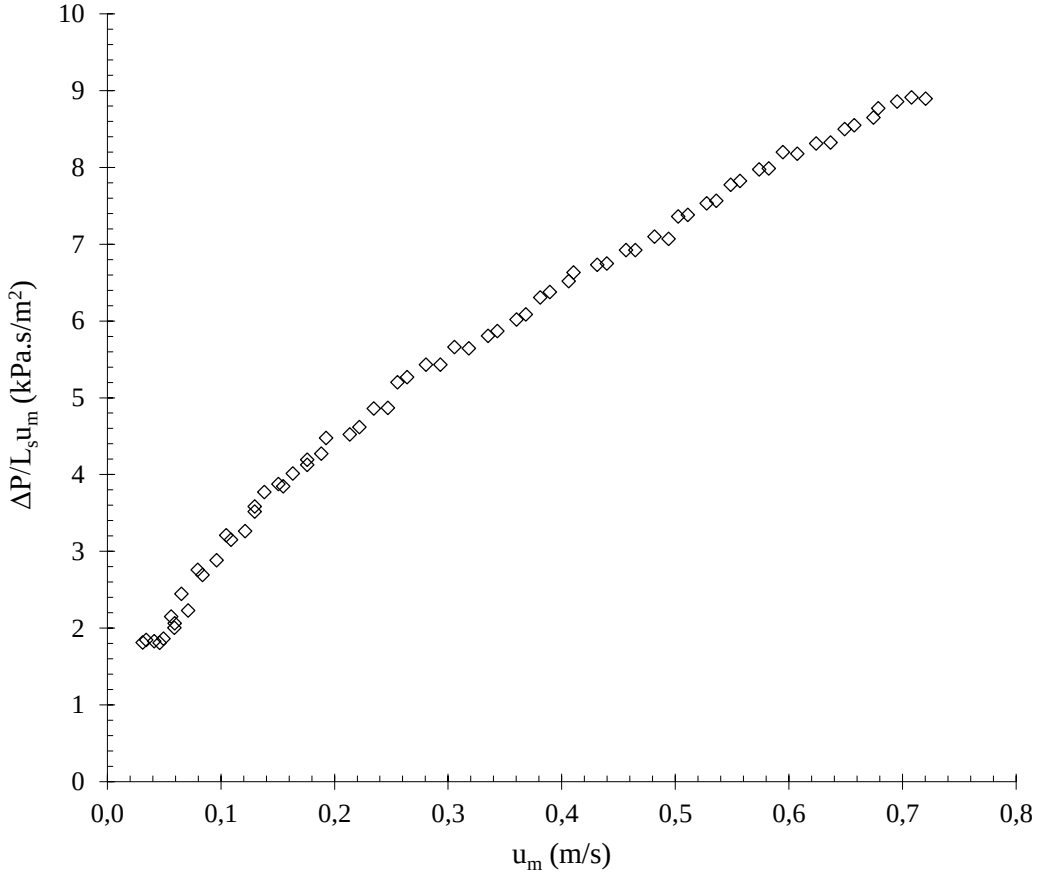

**Şekil C.19 :** 3-124-15-2.38 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



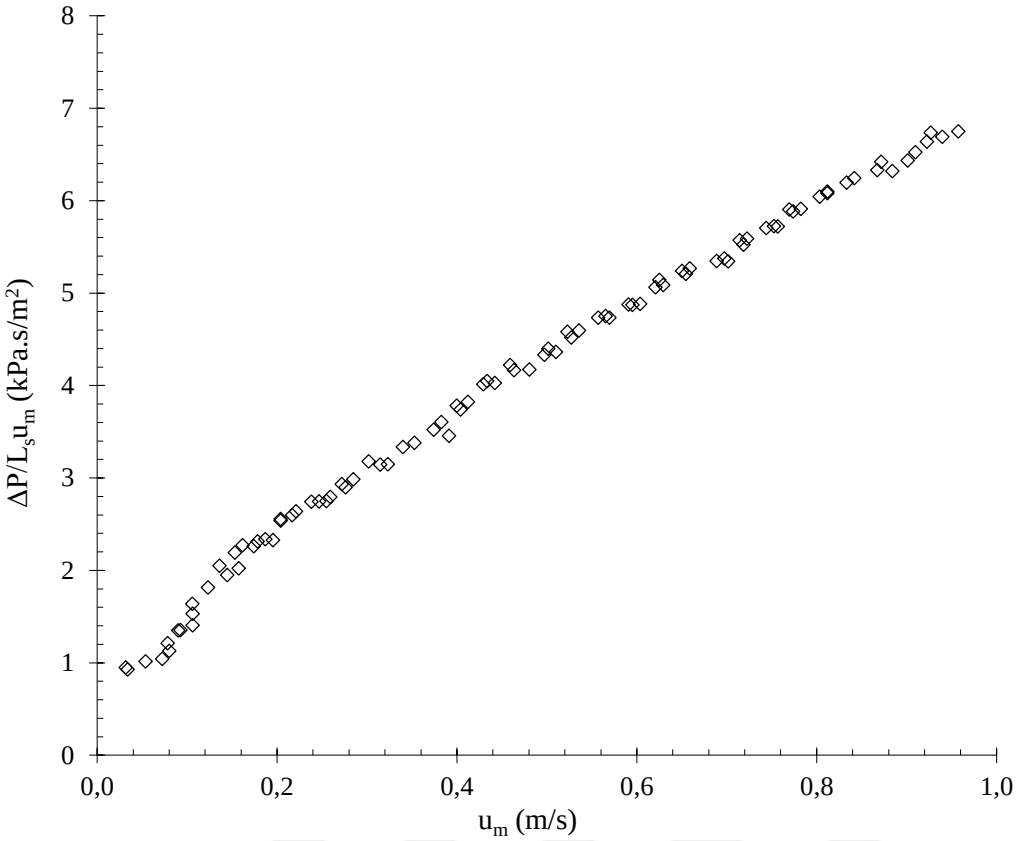

**Şekil C.20 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil C.21 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.



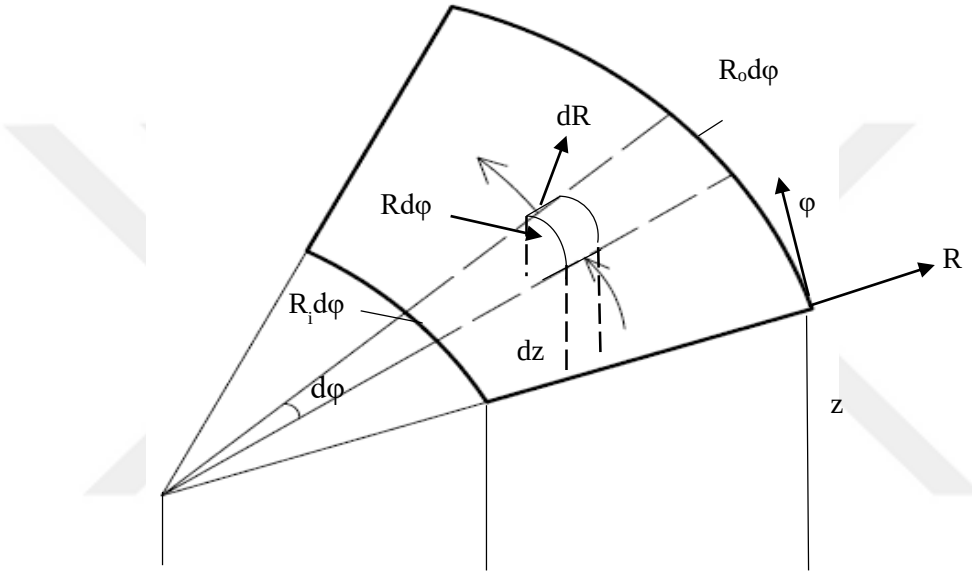

**Şekil C.22 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.




**Şekil C.23 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deney indirgenmiş basınç düşüşü hız ilişkisi.

**EK D:** Spiral Kanal ve Paket Yataklarda Isı Geçişi Deney Sonuçları

Deney odasının en iç ve dış kısmı ısıl olarak yalıtılmış olup, çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmiştir.




**Şekil D.1 :** Spiral kanalda kontrol hacmi

Spiral kanalda seçilen kontrol hacminin alanı,

$$dV = (Rd\varphi)dRdz \qquad \text{(D.1)}$$

denklem D.1'de gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür. Spiral kanalın girişi ve çıkış yarıçapları çok yakın değerlerde olduğu için kanal silindirik olarak seçilmiştir. Silindirik eksenlerde Süreklilik denklemi denklem D.2'de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV_R) + \frac{1}{R}\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \qquad \text{(D. 2)}$$

R ve z yönünde hızın değişmediği, hızın φ yönünde değiştiği kabulü yapıldığında Süreklilik denklemi, denklem D.3'de gösterildiği gibidir.

$$\frac{1}{R}\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} = 0 \qquad \text{(D. 3)}$$

Silindirik eksenlerde enerji denkleminin en genel hali ise denklem D.4'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V_R\frac{\partial T}{\partial R} + \frac{V_\varphi}{R}\frac{\partial T}{\partial \varphi} + V_z\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial T}{\partial R}\right) + \frac{1}{R^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] + \frac{\vartheta}{c}\Phi_c + \frac{u'''}{\rho c} \qquad \text{(D. 4)}$$

Enerji denkleminde, iç üretiminin olmadığı, z yönünde sıcaklık değişiminin olmadığı ve hızında sadece φ yönünde olduğu kabulleri yapılarak, denklem 5 elde edilir.

$$\frac{V_\varphi}{R}\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{k}{\rho c}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial T}{\partial R}\right) + \frac{1}{R^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \qquad \text{(D. 5)}$$

Denklem D.4 hacim boyunca integre edilirse aşağıda gösterilen denklem elde edilir.

$$\int_{R_i}^{R_o}\int_0^H \rho c\frac{V_\varphi}{R}\frac{\partial T}{\partial \varphi} R dR d\varphi dz = \int_{R_i}^{R_o}\frac{\partial}{\partial \varphi}\int_0^H \rho c V_\varphi T\, dR d\varphi dz \qquad \text{(D. 6)}$$

Denklemin sağ tarafındaki ifade $\int_0^H \rho c V_\varphi T\, dR dz = F(T)$ kısaltması yapılarak, aşağıdaki ifadeler elde edilir.

Kanal içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığı aşağıda gösterildiği gibi hesaplamak mümkündür.

$$H = \dot{m}h = \rho c A V_\varphi T_f = \int_A \rho c\overrightarrow{V_\varphi}\vec{n}\, T dR dz = \int_0^H\int_{R_i}^{R_o} \rho c V_\varphi T dR dz \qquad \text{(D. 7)}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\int_{R_i}^{R_o} F(T) d\varphi = \int_{R_i}^{R_o}\frac{\partial F}{\partial \varphi} d\varphi = \frac{\partial}{\partial \varphi}\int_{R_i}^{R_o}\left(\int_0^H \rho c V_\varphi T dR dz\right) d\varphi \qquad \text{(D. 8)}$$

$$\int_{R_i}^{R_o}\int_0^H k\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial T}{\partial R}\right) R dR d\varphi dz = kR_o H d\varphi \left.\frac{\partial T}{\partial R}\right|_{R_o} - kR_i H d\varphi \left.\frac{\partial T}{\partial R}\right|_{R_i} \qquad \text{(D. 9)}$$

Sınır Şartları;

$$q_i'' = -k\frac{\partial T}{\partial R}\Big|_{R_i} \quad ; \quad q_o'' = -k\frac{\partial T}{\partial R}\Big|_{R_o} \tag{D.9}$$

Enerji dengesinde sınır şartları uygulandığında, denklem 3.35'de verilen ifade edilir. Bu ifade aşağıdaki denklem D.10'da verilmiştir.

$$\dot{m}c_p\frac{dT_f}{d\varphi}d\varphi = q_i''(R_i d\varphi)H + q_o''(R_o d\varphi)H \tag{D.10}$$

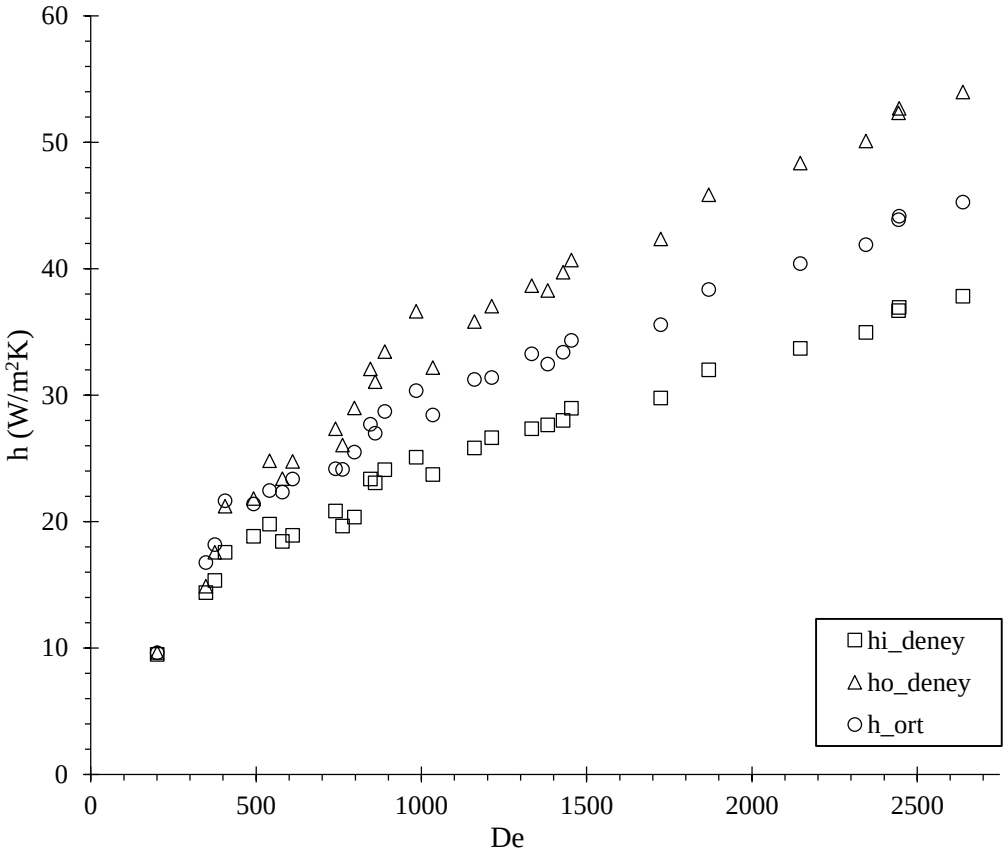
Spiral kanalın boş ve içerisinde 3 farklı bilye çapı olma durumunda ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Isı geçiş deneyleri her bir deney kombinasyonunda en az 3 farklı ısı akısı ve en az 10 farklı debide yapılmıştır. Deney bilgileri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Termoeleman konumları Çizelge B.1'de verilmiştir. Isı geçişi deney verileri Çizelge D.2 ile D.15 arasında verilmiştir.

**Çizelge D.1 :** 1-071-12-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

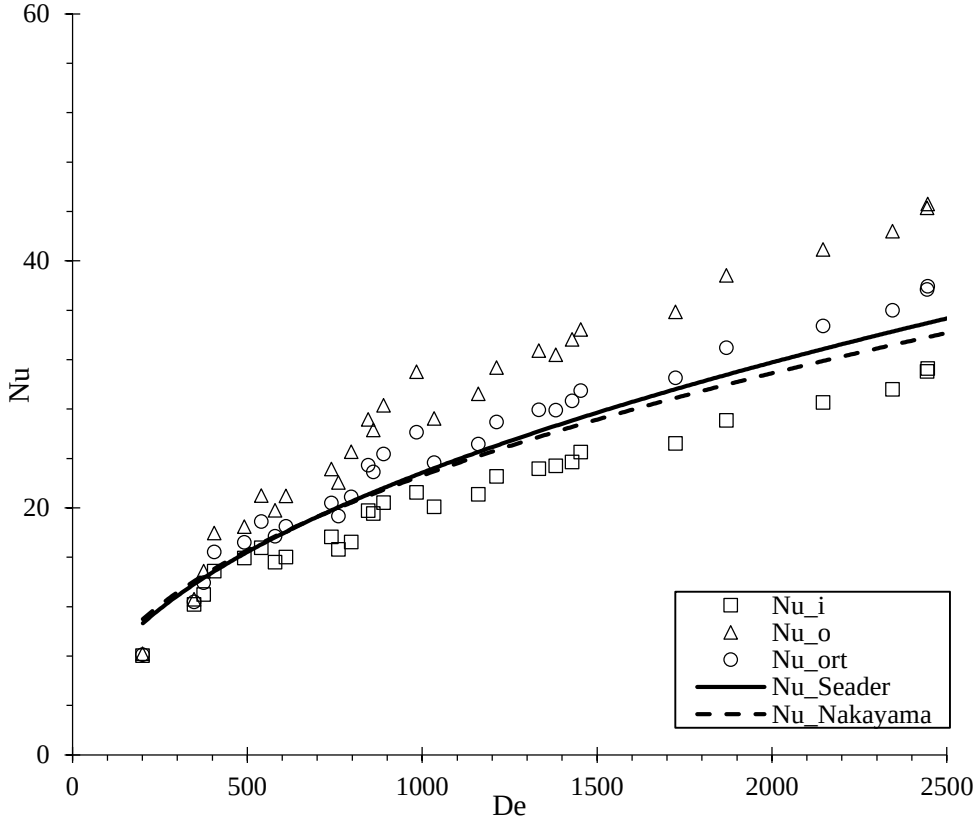
| 1-071-12-Boş | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney Sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | Re | De | Hata De | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 486,7 | 0,5 | 2,49 | 0,14 | 3445,2 | 1382,2 | 9,6 | 33,6 | 40,3 | 44,0 | 47,3 | 49,3 | 53,0 | 50,4 | 52,4 | 45,2 |
| 2 | 486,6 | 0,5 | 2,62 | 0,14 | 3624,1 | 1454,0 | 10,1 | 33,4 | 39,9 | 43,4 | 46,5 | 48,5 | 52,1 | 49,8 | 51,5 | 44,5 |
| 3 | 486,6 | 0,5 | 2,20 | 0,12 | 3022,7 | 1212,7 | 8,6 | 35,0 | 41,9 | 45,8 | 49,3 | 51,3 | 52,4 | 55,1 | 54,6 | 47,2 |
| 4 | 486,8 | 0,5 | 1,82 | 0,10 | 2452,7 | 984,1 | 7,1 | 38,5 | 48,0 | 50,3 | 54,1 | 56,3 | 60,0 | 57,0 | 62,5 | 59,0 |
| 5 | 486,7 | 0,5 | 1,59 | 0,09 | 2144,5 | 860,4 | 6,3 | 39,5 | 47,3 | 52,0 | 56,1 | 58,4 | 62,1 | 58,9 | 62,0 | 54,1 |
| 6 | 369,5 | 0,4 | 1,61 | 0,09 | 2217,9 | 889,8 | 6,5 | 34,4 | 40,2 | 43,8 | 46,9 | 48,6 | 51,3 | 48,7 | 51,0 | 44,9 |
| 7 | 369,4 | 0,4 | 1,55 | 0,09 | 2108,4 | 845,9 | 6,3 | 37,7 | 43,7 | 47,3 | 50,5 | 52,2 | 55,0 | 52,3 | 54,7 | 48,6 |
| 8 | 369,4 | 0,4 | 1,36 | 0,08 | 1846,4 | 740,8 | 5,6 | 40,2 | 46,5 | 50,4 | 53,8 | 55,7 | 58,5 | 55,6 | 58,4 | 52,2 |
| 9 | 369,4 | 0,4 | 1,02 | 0,06 | 1347,8 | 540,8 | 4,3 | 43,1 | 49,7 | 53,9 | 57,8 | 59,9 | 62,8 | 59,8 | 62,9 | 56,7 |
| 10 | 369,5 | 0,4 | 0,78 | 0,05 | 1012,2 | 406,1 | 3,5 | 45,9 | 53,0 | 57,5 | 61,7 | 64,2 | 67,2 | 68,3 | 67,6 | 61,3 |
| 11 | 283,9 | 0,3 | 0,93 | 0,06 | 1227,0 | 492,3 | 4,0 | 38,0 | 43,3 | 46,7 | 49,8 | 51,6 | 53,8 | 54,5 | 53,9 | 49,0 |
| 12 | 188,9 | 0,2 | 0,65 | 0,05 | 867,5 | 348,1 | 3,1 | 38,4 | 42,3 | 45,0 | 47,5 | 49,1 | 50,8 | 51,6 | 51,1 | 47,9 |
| 13 | 188,9 | 0,2 | 0,39 | 0,03 | 501,3 | 201,1 | 2,2 | 47,2 | 51,8 | 55,1 | 58,1 | 60,4 | 62,2 | 63,4 | 62,4 | 58,6 |
| 14 | 188,8 | 0,2 | 0,69 | 0,05 | 935,4 | 375,3 | 3,3 | 37,2 | 41,1 | 43,6 | 46,0 | 47,5 | 49,2 | 49,9 | 49,5 | 46,2 |
| 15 | 188,8 | 0,2 | 1,11 | 0,07 | 1522,3 | 610,8 | 4,8 | 32,7 | 36,0 | 38,1 | 40,0 | 41,1 | 42,6 | 42,9 | 42,6 | 39,4 |
| 16 | 427,8 | 0,5 | 1,46 | 0,09 | 1988,6 | 797,8 | 6,0 | 38,4 | 45,4 | 49,8 | 53,6 | 55,7 | 59,8 | 59,2 | 59,7 | 51,7 |
| 17 | 427,7 | 0,5 | 1,88 | 0,11 | 2579,0 | 1034,7 | 7,5 | 36,2 | 42,6 | 46,6 | 50,0 | 51,9 | 56,3 | 55,2 | 56,1 | 48,2 |
| 18 | 427,6 | 0,5 | 2,11 | 0,12 | 2893,7 | 1161,0 | 8,2 | 35,1 | 41,2 | 44,9 | 48,1 | 49,9 | 54,3 | 53,0 | 54,0 | 46,3 |
| 19 | 427,6 | 0,5 | 2,43 | 0,13 | 3325,6 | 1334,2 | 9,3 | 35,2 | 41,0 | 44,4 | 47,4 | 49,2 | 53,5 | 52,0 | 53,2 | 45,6 |
| 20 | 426,0 | 0,5 | 1,27 | 0,08 | 1681,5 | 761,3 | 5,8 | 43,3 | 50,6 | 55,1 | 59,2 | 61,4 | 65,5 | 65,1 | 65,6 | 57,5 |
| 21 | 427,7 | 0,5 | 1,09 | 0,07 | 1443,8 | 579,2 | 4,6 | 46,0 | 53,6 | 58,4 | 62,7 | 65,2 | 69,6 | 69,4 | 69,8 | 61,5 |
| 22 | 545,2 | 0,6 | 2,59 | 0,14 | 3561,9 | 1429,1 | 9,9 | 35,6 | 42,9 | 47,1 | 50,6 | 52,9 | 57,7 | 56,3 | 57,4 | 48,6 |
| 23 | 545,8 | 0,6 | 3,12 | 0,17 | 4298,6 | 1724,6 | 11,8 | 34,4 | 41,4 | 45,2 | 48,5 | 50,6 | 55,6 | 53,8 | 55,2 | 46,5 |
| 24 | 545,9 | 0,6 | 3,37 | 0,18 | 4660,8 | 1869,9 | 12,7 | 33,6 | 40,2 | 43,8 | 46,8 | 48,9 | 53,6 | 51,8 | 53,4 | 45,0 |
| 25 | 545,7 | 0,6 | 3,87 | 0,21 | 5351,2 | 2146,9 | 14,5 | 33,3 | 39,7 | 42,9 | 45,8 | 47,8 | 52,5 | 50,5 | 52,3 | 44,0 |
| 26 | 545,1 | 0,6 | 4,23 | 0,22 | 5844,4 | 2344,8 | 15,7 | 33,4 | 39,5 | 43,1 | 45,3 | 47,2 | 51,6 | 49,8 | 51,5 | 43,6 |
| 27 | 544,8 | 0,6 | 4,41 | 0,23 | 6097,2 | 2446,2 | 16,3 | 33,0 | 39,0 | 41,8 | 44,4 | 46,2 | 50,4 | 48,6 | 50,4 | 42,7 |

**Çizelge D.1 (devam) :** 1-071-12-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

| De | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 90° | 180° | 270° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 1382,2 | 33,4 | 39,3 | 39,8 | 41,4 | 45,1 | 44,3 | 45,3 | 46,2 | 39,9 | 23,8 | 25,0 | 28,9 | 30,8 | 35,7 | 23,5 | 34,2 | 23,1 | 26,2 |
| 1454,0 | 33,2 | 38,9 | 39,3 | 40,9 | 44,5 | 43,6 | 44,6 | 45,5 | 39,4 | 24,3 | 25,3 | 29,0 | 30,6 | 35,4 | 24,0 | 33,9 | 23,5 | 26,4 |
| 1212,7 | 34,8 | 40,8 | 41,4 | 43,1 | 46,9 | 46,2 | 47,4 | 48,1 | 41,7 | 24,2 | 25,7 | 30,1 | 32,1 | 37,5 | 23,9 | 35,6 | 23,4 | 26,7 |
| 984,1 | 38,2 | 43,0 | 45,5 | 47,3 | 51,3 | 51,0 | 52,3 | 54,9 | 53,0 | 25,6 | 27,6 | 33,0 | 35,3 | 40,5 | 25,0 | 38,8 | 24,4 | 27,9 |
| 860,4 | 39,2 | 46,0 | 47,0 | 49,0 | 53,1 | 53,2 | 54,5 | 55,0 | 47,8 | 25,0 | 27,5 | 33,7 | 36,2 | 43,4 | 24,3 | 39,9 | 23,7 | 28,1 |
| 889,8 | 33,9 | 39,1 | 39,8 | 41,2 | 44,3 | 44,2 | 45,1 | 45,6 | 40,2 | 24,1 | 25,3 | 29,7 | 31,4 | 36,6 | 23,2 | 34,5 | 22,8 | 25,3 |
| 845,9 | 37,3 | 42,5 | 43,3 | 44,8 | 47,8 | 47,8 | 48,8 | 49,3 | 43,7 | 26,9 | 28,3 | 33,0 | 34,8 | 40,3 | 25,9 | 37,7 | 25,3 | 27,7 |
| 740,8 | 39,9 | 45,5 | 46,3 | 48,0 | 51,2 | 51,6 | 52,6 | 53,0 | 47,1 | 27,1 | 29,7 | 35,3 | 37,5 | 43,8 | 26,4 | 40,0 | 25,8 | 28,8 |
| 540,8 | 42,9 | 49,1 | 50,0 | 52,1 | 55,5 | 56,5 | 57,6 | 57,9 | 51,6 | 26,9 | 30,8 | 38,1 | 40,7 | 48,3 | 25,6 | 42,8 | 25,2 | 29,5 |
| 406,1 | 46,2 | 53,0 | 54,1 | 56,8 | 60,2 | 61,6 | 62,9 | 63,1 | 56,2 | 26,9 | 32,5 | 41,6 | 45,0 | 53,3 | 25,0 | 45,5 | 24,4 | 29,3 |
| 492,3 | 37,9 | 43,1 | 43,9 | 45,7 | 48,3 | 49,2 | 50,1 | 50,3 | 45,0 | 24,7 | 28,1 | 34,3 | 36,5 | 42,3 | 23,6 | 37,9 | 23,4 | 26,6 |
| 348,1 | 38,9 | 43,0 | 43,8 | 45,6 | 47,5 | 48,6 | 49,4 | 49,4 | 45,2 | 26,1 | 31,0 | 37,0 | 39,6 | 44,4 | 24,4 | 38,0 | 24,2 | 26,7 |
| 201,1 | 48,3 | 53,8 | 55,2 | 57,8 | 59,8 | 61,1 | 62,1 | 61,0 | 55,3 | 29,3 | 45,9 | 52,7 | 55,9 | 55,3 | 25,0 | 40,4 | 24,1 | 29,2 |
| 375,3 | 37,6 | 41,5 | 42,1 | 43,8 | 45,7 | 46,7 | 47,4 | 47,6 | 43,6 | 26,0 | 29,8 | 35,3 | 37,4 | 42,4 | 24,7 | 37,2 | 24,0 | 27,4 |
| 610,8 | 32,6 | 35,6 | 36,0 | 37,0 | 38,8 | 39,1 | 39,7 | 39,9 | 36,8 | 25,3 | 26,8 | 30,1 | 31,2 | 34,7 | 24,8 | 32,9 | 24,5 | 26,4 |
| 797,8 | 37,8 | 44,3 | 45,2 | 47,0 | 50,8 | 51,0 | 52,2 | 53,4 | 46,0 | 24,9 | 27,6 | 33,7 | 36,1 | 41,8 | 24,1 | 39,0 | 23,6 | 28,1 |
| 1034,7 | 35,7 | 41,6 | 42,3 | 44,0 | 47,6 | 47,3 | 48,4 | 49,7 | 42,8 | 25,5 | 27,3 | 32,3 | 34,3 | 39,0 | 25,0 | 37,4 | 23,8 | 27,7 |
| 1161,0 | 34,7 | 40,3 | 40,9 | 42,4 | 45,9 | 45,4 | 46,4 | 47,8 | 41,1 | 25,9 | 27,4 | 31,7 | 33,5 | 37,5 | 25,6 | 36,5 | 24,1 | 27,8 |
| 1334,2 | 34,8 | 40,1 | 40,6 | 42,0 | 45,4 | 44,7 | 45,6 | 47,1 | 40,6 | 27,1 | 28,3 | 32,1 | 33,7 | 37,3 | 26,8 | 36,5 | 25,2 | 28,3 |
| 761,3 | 42,7 | 49,6 | 50,5 | 52,5 | 56,3 | 57,0 | 58,1 | 59,3 | 51,6 | 27,9 | 31,5 | 38,5 | 41,2 | 47,8 | 26,9 | 43,5 | 25,9 | 30,6 |
| 579,2 | 45,7 | 53,1 | 54,1 | 56,5 | 60,3 | 61,5 | 62,7 | 64,0 | 55,7 | 28,3 | 33,1 | 41,6 | 44,5 | 52,2 | 27,0 | 46,3 | 26,0 | 31,5 |
| 1429,1 | 35,3 | 42,0 | 42,6 | 44,4 | 48,6 | 47,7 | 48,8 | 50,6 | 42,7 | 25,4 | 26,8 | 31,4 | 33,3 | 37,8 | 25,1 | 37,0 | 24,5 | 28,5 |
| 1724,6 | 34,2 | 40,7 | 41,1 | 42,7 | 46,8 | 45,7 | 46,6 | 48,6 | 40,9 | 25,7 | 26,9 | 30,8 | 32,5 | 36,5 | 25,5 | 36,0 | 24,3 | 27,9 |
| 1869,9 | 33,4 | 39,6 | 39,9 | 41,4 | 45,4 | 44,2 | 45,0 | 47,0 | 39,5 | 25,8 | 26,8 | 30,2 | 31,8 | 35,4 | 25,6 | 35,0 | 23,9 | 27,2 |
| 2146,9 | 33,2 | 39,1 | 39,4 | 40,8 | 44,7 | 43,3 | 43,9 | 46,1 | 38,7 | 26,3 | 27,2 | 30,2 | 31,7 | 34,9 | 26,2 | 34,7 | 24,3 | 27,4 |
| 2344,8 | 33,3 | 39,0 | 39,2 | 40,5 | 44,4 | 43,0 | 43,5 | 45,6 | 38,5 | 26,8 | 27,7 | 30,3 | 31,6 | 34,8 | 26,7 | 34,6 | 24,9 | 27,9 |
| 2446,2 | 33,0 | 38,6 | 38,7 | 39,9 | 43,7 | 42,2 | 42,6 | 44,7 | 37,8 | 26,9 | 27,6 | 30,1 | 31,2 | 34,2 | 26,8 | 34,0 | 25,2 | 28,1 |
| 2638,1 | 32,5 | 38,0 | 38,1 | 39,2 | 43,0 | 41,5 | 41,9 | 44,0 | 37,2 | 26,8 | 27,5 | 29,8 | 30,9 | 33,8 | 26,7 | 33,7 | 25,1 | 28,1 |




a)




b)

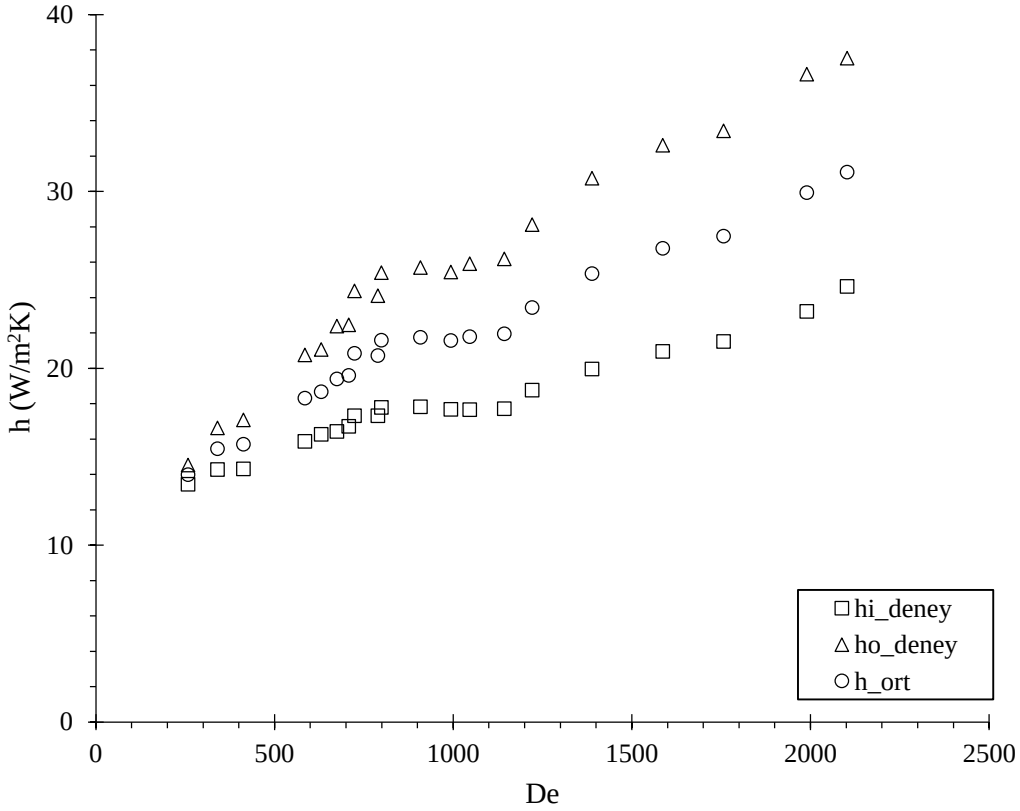
**Şekil D.2 :** 1-071-12-Boş nolu deneyin a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi.

**Çizelge D.2 :** 3-124-15-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

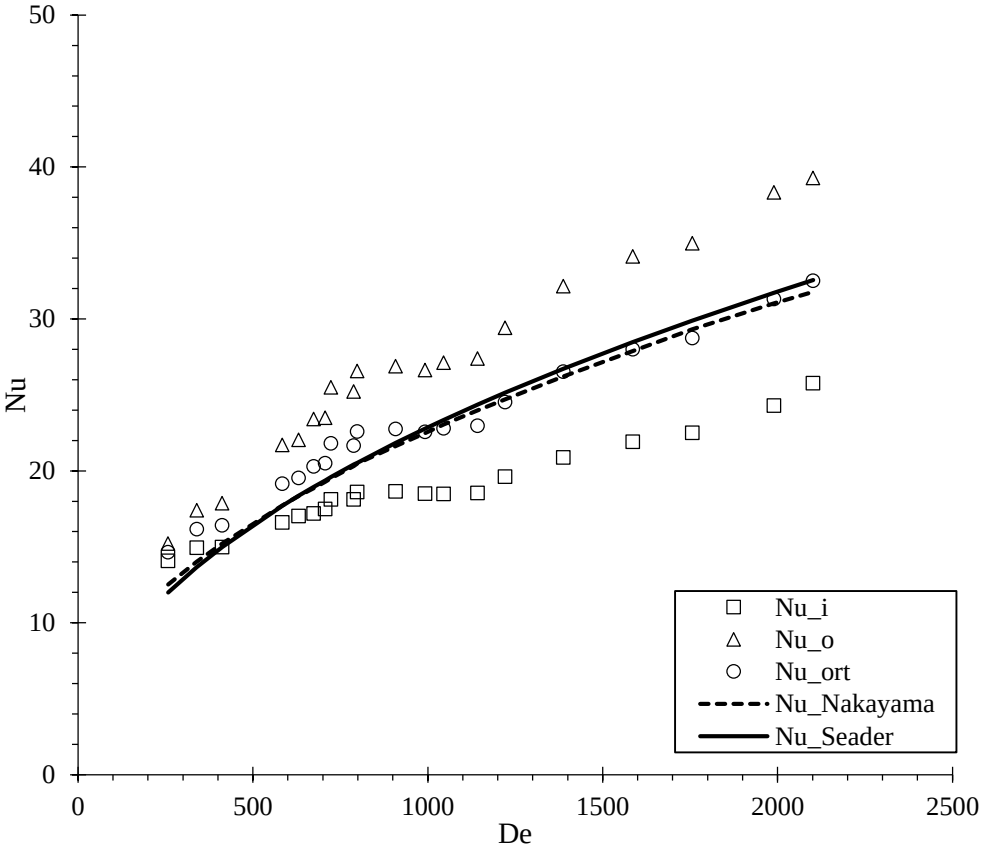
| 2-120-10-Boş | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | Re | De | Hata De | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 371,9 | 0,38 | 3,45 | 0,18 | 6037,3 | 2101,7 | 14,2 | 28,9 | 35,8 | 38,9 | 43,5 | 43,9 | 44,6 | 44,8 | 46,0 | 38,9 |
| 2 | 371,7 | 0,38 | 3,28 | 0,17 | 5715,3 | 1989,6 | 13,5 | 29,5 | 34,5 | 39,8 | 44,4 | 44,9 | 45,7 | 46,0 | 47,0 | 39,7 |
| 3 | 371,4 | 0,39 | 3,07 | 0,16 | 5044,2 | 1756,0 | 12,0 | 30,2 | 35,4 | 41,1 | 45,6 | 46,4 | 47,1 | 47,6 | 48,5 | 40,9 |
| 4 | 370,8 | 0,40 | 2,64 | 0,14 | 4556,2 | 1586,1 | 10,9 | 31,1 | 36,5 | 42,6 | 47,2 | 48,1 | 48,8 | 49,4 | 50,1 | 42,4 |
| 5 | 370,3 | 0,42 | 2,32 | 0,13 | 3986,5 | 1387,7 | 9,7 | 32,2 | 37,9 | 44,4 | 49,1 | 50,2 | 50,8 | 51,6 | 52,2 | 44,2 |
| 6 | 369,6 | 0,43 | 2,06 | 0,11 | 3507,1 | 1220,9 | 8,6 | 33,6 | 39,7 | 46,7 | 51,4 | 52,7 | 53,3 | 54,2 | 54,8 | 46,6 |
| 7 | 368,6 | 0,46 | 1,69 | 0,10 | 2851,4 | 992,6 | 7,1 | 35,7 | 42,5 | 49,8 | 54,7 | 56,2 | 57,2 | 58,0 | 58,6 | 50,2 |
| 8 | 366,7 | 0,50 | 1,23 | 0,07 | 2030,4 | 706,8 | 5,3 | 40,4 | 48,8 | 56,0 | 61,3 | 63,2 | 64,7 | 65,6 | 66,2 | 57,6 |
| 9 | 367,5 | 0,49 | 1,36 | 0,08 | 2264,7 | 788,4 | 5,8 | 38,6 | 46,4 | 53,8 | 58,9 | 60,6 | 62,0 | 62,7 | 63,3 | 54,8 |
| 10 | 366,2 | 0,51 | 1,11 | 0,07 | 1811,2 | 630,5 | 4,8 | 41,3 | 50,7 | 57,7 | 63,1 | 65,1 | 66,8 | 67,8 | 68,3 | 59,7 |
| 11 | 215,3 | 0,39 | 0,47 | 0,03 | 740,3 | 257,7 | 2,4 | 45,0 | 53,6 | 58,6 | 62,5 | 64,3 | 65,7 | 66,8 | 66,9 | 61,2 |
| 12 | 216,4 | 0,36 | 0,60 | 0,04 | 975,3 | 339,5 | 3,0 | 40,8 | 48,4 | 52,7 | 56,4 | 57,9 | 59,2 | 60,1 | 60,4 | 55,0 |
| 13 | 218,1 | 0,31 | 1,00 | 0,06 | 1678,6 | 584,3 | 4,5 | 35,0 | 40,5 | 44,8 | 48,1 | 49,3 | 50,3 | 50,7 | 51,1 | 45,9 |
| 14 | 216,9 | 0,34 | 0,72 | 0,05 | 1183,8 | 412,1 | 3,4 | 39,0 | 46,1 | 50,3 | 53,8 | 55,2 | 56,4 | 57,2 | 57,5 | 52,2 |
| 15 | 218,7 | 0,30 | 1,13 | 0,07 | 1935,8 | 673,9 | 5,1 | 33,0 | 38,0 | 42,4 | 45,6 | 46,7 | 47,6 | 47,9 | 48,3 | 43,1 |
| 16 | 336,3 | 0,40 | 1,93 | 0,11 | 3282,0 | 1142,5 | 8,5 | 33,9 | 39,6 | 45,9 | 50,3 | 51,4 | 52,0 | 52,7 | 53,3 | 45,9 |
| 17 | 336,0 | 0,40 | 1,77 | 0,10 | 3003,4 | 1045,5 | 7,9 | 34,6 | 40,5 | 46,9 | 51,3 | 52,5 | 53,1 | 53,9 | 54,4 | 47,0 |
| 18 | 335,6 | 0,42 | 1,55 | 0,09 | 2607,4 | 907,7 | 6,6 | 35,6 | 41,9 | 48,5 | 52,9 | 54,2 | 55,0 | 55,7 | 56,3 | 48,8 |
| 19 | 335,3 | 0,42 | 1,36 | 0,08 | 2293,3 | 798,3 | 5,9 | 36,4 | 43,0 | 49,6 | 54,2 | 55,6 | 56,5 | 57,2 | 57,8 | 50,2 |
| 20 | 328,3 | 0,42 | 1,23 | 0,07 | 2077,0 | 723,5 | 5,5 | 36,8 | 43,8 | 50,4 | 55,0 | 56,5 | 57,6 | 58,2 | 58,7 | 51,1 |

**Çizelge D.2 (devam) :** 3-124-15-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

| Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 90° | 180° | 270° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 29,8 | 32,5 | 33,7 | 35,8 | 36,9 | 39,8 | 37,8 | 42,3 | 41,0 | 22,8 | 24,3 | 26,4 | 29,6 | 31,6 | 23,0 | 31,5 | 23,0 | 22,4 |
| 30,4 | 33,1 | 34,3 | 36,6 | 37,8 | 40,7 | 38,7 | 43,1 | 41,9 | 23,0 | 24,5 | 26,7 | 30,0 | 32,2 | 23,1 | 32,1 | 23,1 | 22,5 |
| 31,1 | 33,9 | 35,2 | 37,6 | 38,9 | 41,8 | 39,9 | 44,2 | 43,2 | 22,7 | 24,6 | 27,0 | 30,4 | 33,0 | 23,1 | 32,8 | 23,1 | 22,6 |
| 32,0 | 34,9 | 36,5 | 38,9 | 40,4 | 43,4 | 41,4 | 45,8 | 44,7 | 23,1 | 25,2 | 27,8 | 31,6 | 34,2 | 23,5 | 34,0 | 23,5 | 22,9 |
| 33,1 | 36,1 | 38,0 | 40,5 | 42,2 | 45,3 | 43,3 | 47,8 | 46,7 | 23,3 | 25,6 | 28,6 | 32,9 | 35,4 | 23,6 | 35,3 | 23,6 | 23,0 |
| 34,5 | 37,8 | 39,9 | 42,6 | 44,4 | 47,8 | 45,7 | 50,5 | 49,4 | 23,5 | 26,1 | 29,7 | 34,6 | 37,3 | 23,8 | 36,9 | 23,8 | 23,0 |
| 36,8 | 40,5 | 42,9 | 46,0 | 47,9 | 51,7 | 49,6 | 54,7 | 53,5 | 23,8 | 27,1 | 31,6 | 37,3 | 40,6 | 24,0 | 39,4 | 24,0 | 23,0 |
| 41,9 | 46,9 | 49,1 | 52,9 | 55,0 | 59,5 | 57,7 | 62,9 | 62,0 | 25,2 | 29,9 | 37,1 | 43,9 | 48,7 | 25,4 | 44,5 | 25,4 | 23,2 |
| 40,0 | 44,4 | 46,8 | 50,3 | 52,3 | 56,5 | 54,5 | 59,8 | 58,8 | 24,9 | 28,8 | 34,9 | 41,4 | 45,4 | 25,0 | 42,9 | 25,0 | 23,4 |
| 43,2 | 48,8 | 50,6 | 54,9 | 57,1 | 61,9 | 60,5 | 65,5 | 64,7 | 24,7 | 30,1 | 38,8 | 45,7 | 51,4 | 24,8 | 45,8 | 24,8 | 22,5 |
| 47,3 | 52,7 | 53,6 | 57,8 | 59,6 | 63,2 | 63,8 | 66,0 | 66,3 | 28,6 | 37,7 | 47,0 | 54,9 | 58,7 | 27,9 | 45,2 | 27,9 | 22,8 |
| 42,6 | 47,2 | 47,9 | 51,1 | 52,9 | 56,0 | 56,3 | 58,6 | 59,1 | 26,6 | 32,0 | 40,7 | 45,6 | 51,0 | 26,1 | 42,7 | 26,1 | 23,0 |
| 36,1 | 39,4 | 40,6 | 43,1 | 44,3 | 46,3 | 46,1 | 48,5 | 48,6 | 25,1 | 27,8 | 32,5 | 36,9 | 39,7 | 24,9 | 36,9 | 24,9 | 23,2 |
| 40,6 | 44,9 | 45,6 | 48,7 | 50,3 | 53,1 | 53,3 | 55,6 | 55,9 | 26,4 | 30,7 | 38,2 | 42,8 | 47,5 | 26,0 | 41,0 | 26,0 | 23,4 |
| 33,9 | 36,8 | 38,2 | 40,4 | 41,6 | 43,4 | 43,0 | 45,5 | 45,5 | 24,0 | 26,2 | 30,1 | 34,1 | 36,5 | 23,8 | 34,8 | 23,8 | 22,3 |
| 35,0 | 38,2 | 40,0 | 42,6 | 44,1 | 46,0 | 45,3 | 48,3 | 48,5 | 24,3 | 26,2 | 29,5 | 33,9 | 36,2 | 24,2 | 35,6 | 24,2 | 23,6 |
| 35,8 | 39,1 | 41,0 | 43,6 | 45,2 | 47,2 | 46,5 | 49,6 | 49,8 | 24,7 | 26,8 | 30,3 | 34,8 | 37,2 | 24,5 | 36,4 | 24,5 | 23,7 |
| 36,9 | 40,5 | 42,5 | 45,3 | 47,0 | 49,2 | 48,5 | 51,8 | 51,9 | 24,8 | 27,2 | 31,2 | 36,2 | 38,9 | 24,6 | 37,5 | 24,6 | 23,7 |
| 37,8 | 41,5 | 43,6 | 46,6 | 48,2 | 50,6 | 49,9 | 53,3 | 53,5 | 24,8 | 27,5 | 31,9 | 37,2 | 40,1 | 24,5 | 38,2 | 24,5 | 23,6 |
| 38,3 | 42,3 | 44,4 | 47,5 | 49,2 | 51,6 | 51,0 | 54,5 | 54,7 | 24,6 | 27,6 | 32,5 | 38,1 | 41,1 | 24,4 | 38,8 | 24,4 | 23,3 |




a)




b)

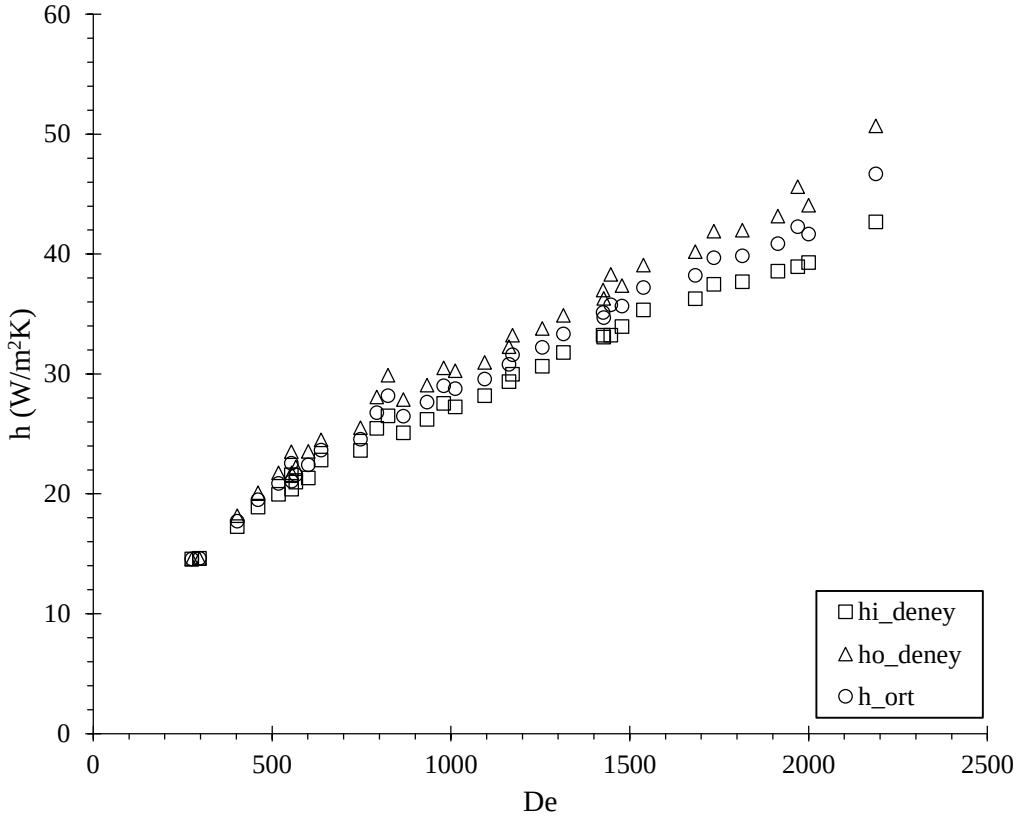
**Şekil D.3 :** 3-124-15-Boş nolu deneye ait a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi.

**Çizelge D.3 :** 4-171-12.5-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

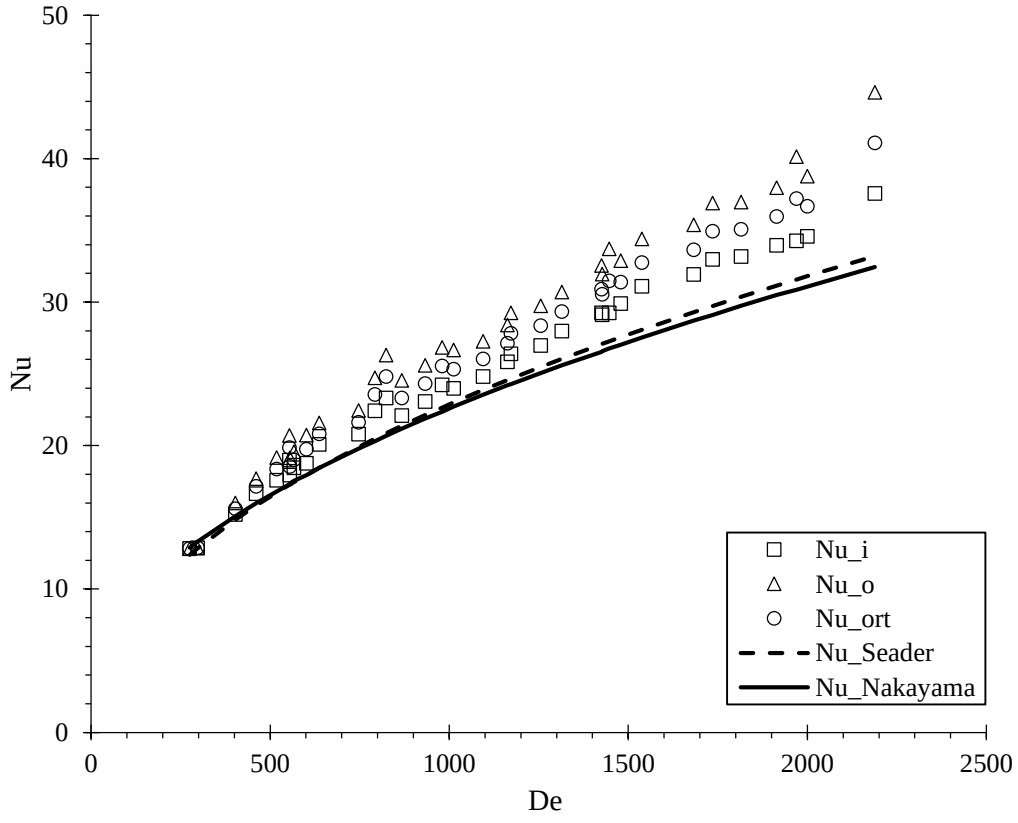
| Deney | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ (m/s) | Hata $u_m$ (m/s) | Re | De | Hata De | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 129,3 | 0,2 | 1,71 | 0,10 | 2374,3 | 601,7 | 4,4 | 34,6 | 36,5 | 37,4 | 39,1 | 40,0 | 41,6 | 42,2 | 43,3 | 41,6 |
| 2 | 129,2 | 0,2 | 1,17 | 0,07 | 2046,7 | 518,7 | 3,9 | 35,4 | 37,5 | 38,4 | 40,3 | 41,0 | 43,0 | 43,6 | 44,8 | 43,0 |
| 3 | 129,1 | 0,2 | 1,17 | 0,07 | 1590,6 | 403,1 | 3,1 | 37,2 | 40,1 | 41,0 | 43,1 | 43,1 | 46,8 | 46,9 | 48,2 | 46,0 |
| 4 | 128,4 | 0,2 | 0,88 | 0,06 | 1173,0 | 297,3 | 2,5 | 40,0 | 43,8 | 44,9 | 47,0 | 46,4 | 51,4 | 51,3 | 52,7 | 50,1 |
| 5 | 128,1 | 0,2 | 0,81 | 0,05 | 1086,6 | 275,4 | 2,3 | 40,5 | 44,3 | 45,4 | 47,5 | 46,9 | 51,9 | 51,9 | 53,3 | 50,7 |
| 6 | 128,8 | 0,2 | 1,32 | 0,08 | 1818,1 | 460,8 | 3,5 | 36,6 | 38,9 | 39,8 | 41,8 | 42,3 | 45,2 | 45,3 | 46,6 | 44,7 |
| 7 | 128,9 | 0,2 | 1,57 | 0,09 | 2186,3 | 554,1 | 4,1 | 35,1 | 37,0 | 37,9 | 39,7 | 40,6 | 42,7 | 42,8 | 44,0 | 42,3 |
| 8 | 249,7 | 0,3 | 1,87 | 0,11 | 2514,7 | 637,3 | 4,6 | 41,3 | 44,7 | 46,3 | 49,3 | 50,9 | 55,1 | 55,0 | 57,3 | 54,1 |
| 9 | 249,2 | 0,3 | 1,68 | 0,10 | 2234,4 | 566,2 | 4,2 | 43,0 | 46,8 | 48,4 | 51,8 | 52,9 | 57,9 | 57,8 | 60,1 | 56,8 |
| 10 | 249,7 | 0,3 | 2,18 | 0,12 | 2948,2 | 747,1 | 5,3 | 40,7 | 43,6 | 45,1 | 47,7 | 49,9 | 53,1 | 53,0 | 55,4 | 52,4 |
| 11 | 249,7 | 0,3 | 2,51 | 0,14 | 3422,8 | 867,4 | 6,1 | 40,1 | 42,7 | 44,0 | 46,3 | 48,8 | 51,3 | 51,2 | 53,5 | 50,7 |
| 12 | 249,9 | 0,3 | 2,70 | 0,15 | 3682,2 | 933,1 | 6,5 | 39,9 | 42,3 | 43,5 | 45,7 | 48,4 | 50,5 | 50,4 | 52,6 | 49,9 |
| 13 | 250,0 | 0,3 | 2,93 | 0,16 | 3994,0 | 1012,2 | 7,0 | 39,5 | 41,8 | 42,9 | 45,0 | 47,9 | 49,5 | 49,3 | 51,5 | 48,9 |
| 14 | 250,1 | 0,3 | 3,16 | 0,17 | 4319,4 | 1094,6 | 7,5 | 39,3 | 41,3 | 42,3 | 44,3 | 47,5 | 48,7 | 48,5 | 50,5 | 48,1 |
| 15 | 250,2 | 0,3 | 3,34 | 0,18 | 4589,4 | 1163,1 | 8,0 | 38,9 | 40,8 | 41,7 | 43,7 | 47,1 | 47,8 | 47,6 | 49,6 | 47,3 |
| 16 | 312,9 | 0,4 | 3,57 | 0,19 | 4956,6 | 1256,1 | 8,6 | 37,4 | 39,7 | 40,7 | 42,9 | 47,3 | 47,9 | 47,4 | 49,7 | 47,0 |
| 17 | 312,8 | 0,4 | 3,73 | 0,20 | 5186,7 | 1314,4 | 8,9 | 37,6 | 39,6 | 40,6 | 42,7 | 47,4 | 47,6 | 47,0 | 49,2 | 46,8 |
| 18 | 312,7 | 0,4 | 3,73 | 0,20 | 5631,7 | 1427,2 | 9,6 | 37,4 | 39,4 | 40,1 | 42,2 | 47,0 | 46,7 | 46,2 | 48,2 | 46,0 |
| 19 | 312,6 | 0,4 | 4,05 | 0,22 | 5834,9 | 1478,7 | 10,0 | 37,5 | 39,3 | 40,0 | 42,0 | 46,9 | 46,4 | 45,8 | 47,8 | 45,7 |
| 20 | 312,4 | 0,4 | 4,37 | 0,23 | 6070,9 | 1538,5 | 10,3 | 37,3 | 39,0 | 39,6 | 41,6 | 46,6 | 45,8 | 45,2 | 47,1 | 45,1 |
| 21 | 312,7 | 0,4 | 4,76 | 0,25 | 6641,9 | 1683,2 | 11,3 | 37,2 | 38,7 | 39,2 | 41,1 | 46,3 | 45,1 | 44,5 | 46,2 | 44,4 |
| 22 | 312,8 | 0,4 | 5,13 | 0,27 | 7161,7 | 1814,9 | 12,1 | 37,0 | 38,2 | 38,6 | 40,4 | 45,8 | 43,5 | 44,2 | 45,2 | 43,6 |
| 23 | 313,0 | 0,4 | 5,40 | 0,28 | 7555,2 | 1914,7 | 12,7 | 36,8 | 38,0 | 38,2 | 40,1 | 45,5 | 43,0 | 43,6 | 44,6 | 43,1 |
| 24 | 313,0 | 0,4 | 5,63 | 0,30 | 7894,0 | 2000,5 | 13,3 | 36,7 | 37,7 | 37,9 | 39,7 | 45,3 | 42,5 | 43,1 | 44,0 | 42,6 |
| 25 | 193,8 | 0,2 | 1,61 | 0,09 | 2190,7 | 555,2 | 4,1 | 38,6 | 42,0 | 43,3 | 45,7 | 46,3 | 50,7 | 50,8 | 52,6 | 49,8 |
| 27 | 193,9 | 0,2 | 2,78 | 0,15 | 3869,1 | 980,5 | 6,8 | 35,5 | 37,3 | 38,2 | 39,8 | 42,2 | 43,2 | 43,4 | 44,9 | 42,8 |
| 28 | 194,1 | 0,2 | 3,30 | 0,18 | 4625,4 | 1172,2 | 8,0 | 34,9 | 36,4 | 37,1 | 38,5 | 41,4 | 41,5 | 41,7 | 42,9 | 41,2 |
| 29 | 194,2 | 0,2 | 4,00 | 0,21 | 5625,0 | 1425,5 | 9,6 | 34,3 | 35,5 | 36,0 | 37,2 | 40,4 | 39,7 | 40,0 | 40,9 | 39,6 |
| 30 | 194,3 | 0,2 | 4,85 | 0,26 | 6848,0 | 1735,4 | 11,6 | 33,9 | 34,6 | 34,8 | 35,9 | 39,5 | 38,0 | 38,3 | 39,0 | 38,0 |

**Çizelge D.3 (devam) :** 4-171-12.5-Boş nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| De | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 90° | 180° | 270° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 601,7 | 34,2 | 35,3 | 38,6 | 38,6 | 38,5 | 40,0 | 41,1 | 43,5 | 41,6 | 29,9 | 31,4 | 36,0 | 36,3 | 37,6 | 28,4 | 35,8 | 27,8 | 29,5 |
| 518,7 | 35,1 | 36,3 | 39,6 | 39,8 | 39,7 | 41,3 | 42,5 | 45,0 | 42,9 | 30,4 | 32,1 | 37,0 | 37,7 | 38,9 | 28,4 | 36,8 | 28,0 | 29,9 |
| 403,1 | 37,4 | 37,8 | 41,9 | 42,8 | 42,9 | 44,6 | 46,0 | 48,4 | 46,0 | 31,8 | 34,1 | 39,9 | 41,1 | 42,5 | 28,7 | 38,1 | 28,5 | 30,2 |
| 297,3 | 40,6 | 40,2 | 45,2 | 47,3 | 48,0 | 49,7 | 51,2 | 53,4 | 50,4 | 34,1 | 37,9 | 44,2 | 46,9 | 48,0 | 29,0 | 40,0 | 28,7 | 30,8 |
| 275,4 | 41,0 | 40,8 | 45,7 | 47,8 | 48,5 | 50,4 | 51,9 | 54,1 | 51,1 | 34,3 | 38,2 | 44,7 | 47,5 | 48,6 | 28,9 | 40,5 | 28,6 | 31,0 |
| 460,8 | 36,3 | 37,6 | 40,8 | 41,3 | 41,3 | 43,0 | 44,3 | 46,7 | 44,5 | 31,1 | 33,1 | 38,6 | 39,4 | 40,7 | 28,6 | 37,9 | 28,6 | 30,3 |
| 554,1 | 34,7 | 36,1 | 39,0 | 39,1 | 39,1 | 40,6 | 41,7 | 44,0 | 42,1 | 30,2 | 31,8 | 36,5 | 36,9 | 38,2 | 28,4 | 36,4 | 28,4 | 29,9 |
| 637,3 | 40,6 | 42,5 | 48,7 | 48,6 | 48,6 | 51,2 | 53,3 | 57,7 | 54,0 | 32,6 | 35,4 | 43,8 | 44,4 | 46,7 | 29,7 | 43,3 | 29,7 | 32,1 |
| 566,2 | 42,5 | 44,5 | 50,7 | 51,1 | 51,1 | 53,9 | 56,1 | 60,5 | 56,7 | 33,6 | 36,9 | 46,2 | 47,2 | 49,5 | 30,0 | 45,1 | 29,9 | 32,6 |
| 747,1 | 39,7 | 41,9 | 47,7 | 47,1 | 47,0 | 49,5 | 51,2 | 55,5 | 52,3 | 32,2 | 34,9 | 42,4 | 42,8 | 45,0 | 30,0 | 42,5 | 30,2 | 32,0 |
| 867,4 | 38,9 | 40,6 | 46,6 | 45,8 | 45,6 | 48,0 | 49,5 | 53,7 | 50,6 | 32,2 | 34,6 | 41,2 | 41,6 | 43,6 | 30,5 | 41,6 | 30,7 | 32,4 |
| 933,1 | 38,6 | 40,3 | 46,2 | 45,2 | 45,0 | 47,3 | 48,8 | 52,9 | 50,0 | 32,3 | 34,5 | 40,8 | 41,1 | 43,0 | 30,8 | 41,3 | 30,9 | 32,4 |
| 1012,2 | 38,1 | 39,9 | 45,6 | 44,5 | 44,2 | 46,4 | 47,8 | 51,9 | 49,1 | 32,2 | 34,2 | 40,1 | 40,4 | 42,1 | 30,9 | 40,7 | 31,1 | 32,5 |
| 1094,6 | 37,7 | 39,6 | 45,2 | 43,9 | 43,5 | 45,8 | 47,1 | 51,1 | 48,4 | 32,1 | 34,0 | 39,5 | 39,7 | 41,5 | 30,9 | 40,4 | 31,1 | 32,6 |
| 1163,1 | 37,3 | 39,3 | 44,8 | 43,2 | 42,8 | 45,0 | 46,2 | 50,2 | 47,7 | 31,9 | 33,7 | 38,9 | 39,1 | 40,7 | 30,9 | 39,9 | 31,1 | 32,5 |
| 1256,1 | 35,2 | 37,6 | 44,4 | 42,3 | 41,8 | 44,5 | 45,9 | 50,7 | 47,7 | 29,0 | 31,0 | 37,1 | 37,3 | 39,2 | 27,8 | 38,4 | 28,1 | 29,7 |
| 1314,4 | 35,3 | 38,0 | 44,5 | 42,2 | 41,6 | 44,3 | 45,5 | 50,3 | 47,4 | 29,3 | 31,2 | 37,0 | 37,1 | 38,9 | 28,3 | 38,5 | 28,5 | 30,0 |
| 1427,2 | 35,1 | 37,8 | 44,2 | 41,7 | 41,0 | 43,7 | 44,8 | 49,5 | 46,7 | 29,5 | 31,2 | 36,6 | 36,7 | 38,4 | 28,6 | 38,1 | 28,7 | 30,2 |
| 1478,7 | 35,1 | 37,7 | 44,1 | 41,5 | 40,8 | 43,4 | 44,5 | 49,2 | 46,4 | 29,7 | 31,3 | 36,6 | 36,5 | 38,2 | 28,8 | 38,0 | 28,9 | 30,4 |
| 1538,5 | 34,9 | 37,5 | 43,8 | 41,0 | 40,3 | 42,9 | 43,8 | 48,5 | 45,8 | 29,7 | 31,3 | 36,4 | 36,9 | 38,1 | 29,0 | 37,7 | 29,1 | 30,5 |
| 1683,2 | 34,7 | 37,2 | 43,5 | 40,6 | 39,8 | 42,3 | 43,1 | 47,8 | 45,1 | 29,8 | 31,2 | 36,0 | 35,8 | 37,3 | 29,1 | 37,3 | 29,2 | 30,6 |
| 1814,9 | 34,3 | 36,8 | 43,0 | 39,9 | 39,0 | 41,5 | 42,2 | 46,9 | 44,2 | 29,6 | 31,0 | 35,3 | 35,1 | 36,5 | 29,1 | 36,7 | 29,2 | 30,5 |
| 1914,7 | 34,1 | 36,5 | 42,8 | 39,5 | 38,6 | 41,0 | 41,7 | 46,4 | 43,7 | 29,6 | 30,9 | 35,0 | 34,8 | 36,2 | 29,1 | 36,4 | 29,2 | 30,5 |
| 2000,5 | 33,9 | 36,3 | 42,5 | 39,2 | 38,2 | 40,6 | 41,2 | 45,9 | 43,2 | 29,5 | 30,7 | 34,6 | 34,5 | 35,8 | 29,0 | 36,1 | 29,1 | 30,4 |
| 555,2 | 38,4 | 39,1 | 44,7 | 45,1 | 45,4 | 47,5 | 49,3 | 52,7 | 49,7 | 31,3 | 34,1 | 41,5 | 42,4 | 44,2 | 28,4 | 40,4 | 28,7 | 30,2 |
| 792,8 | 35,2 | 36,8 | 41,3 | 40,6 | 40,6 | 42,5 | 43,8 | 46,9 | 44,7 | 29,9 | 31,7 | 37,3 | 37,4 | 39,0 | 28,4 | 37,6 | 28,6 | 29,9 |
| 980,5 | 34,3 | 35,9 | 40,3 | 39,2 | 39,1 | 40,9 | 42,0 | 45,1 | 43,0 | 29,7 | 31,3 | 36,1 | 36,1 | 37,5 | 28,7 | 36,7 | 28,8 | 30,1 |
| 1172,2 | 33,5 | 35,3 | 39,5 | 38,0 | 37,8 | 39,5 | 40,4 | 43,4 | 41,5 | 29,5 | 30,8 | 35,0 | 34,9 | 36,1 | 28,8 | 35,7 | 29,0 | 30,0 |
| 1425,5 | 32,8 | 34,5 | 38,5 | 36,8 | 36,4 | 38,1 | 38,8 | 41,7 | 39,9 | 29,4 | 30,4 | 33,9 | 33,8 | 34,8 | 28,8 | 34,7 | 28,9 | 30,0 |
| 1735,4 | 32,1 | 33,8 | 37,7 | 35,6 | 35,0 | 36,6 | 37,1 | 40,0 | 38,3 | 29,2 | 30,0 | 32,7 | 32,7 | 33,6 | 28,8 | 33,7 | 28,9 | 29,8 |




a)




b)

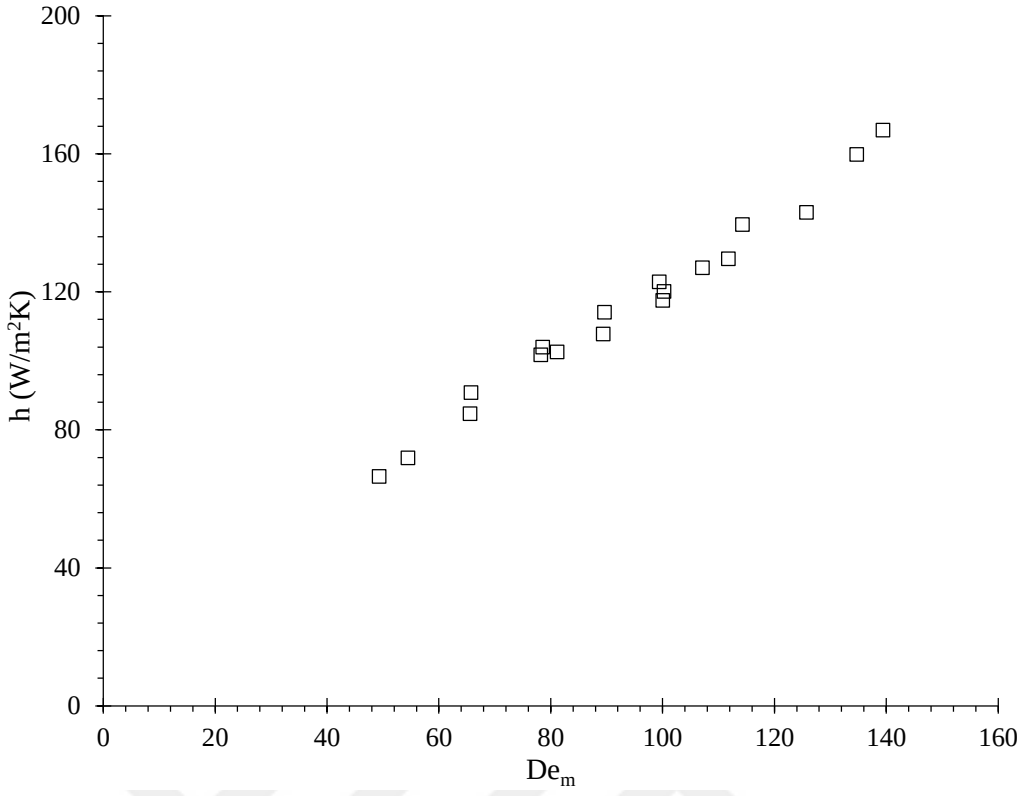
**Şekil D.4 :** 4-171-12.5-Boş nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları b) Nusselt sayıları ile Dean sayıları arasındaki değişimi.

**Çizelge D.4 :** 1-071-12-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

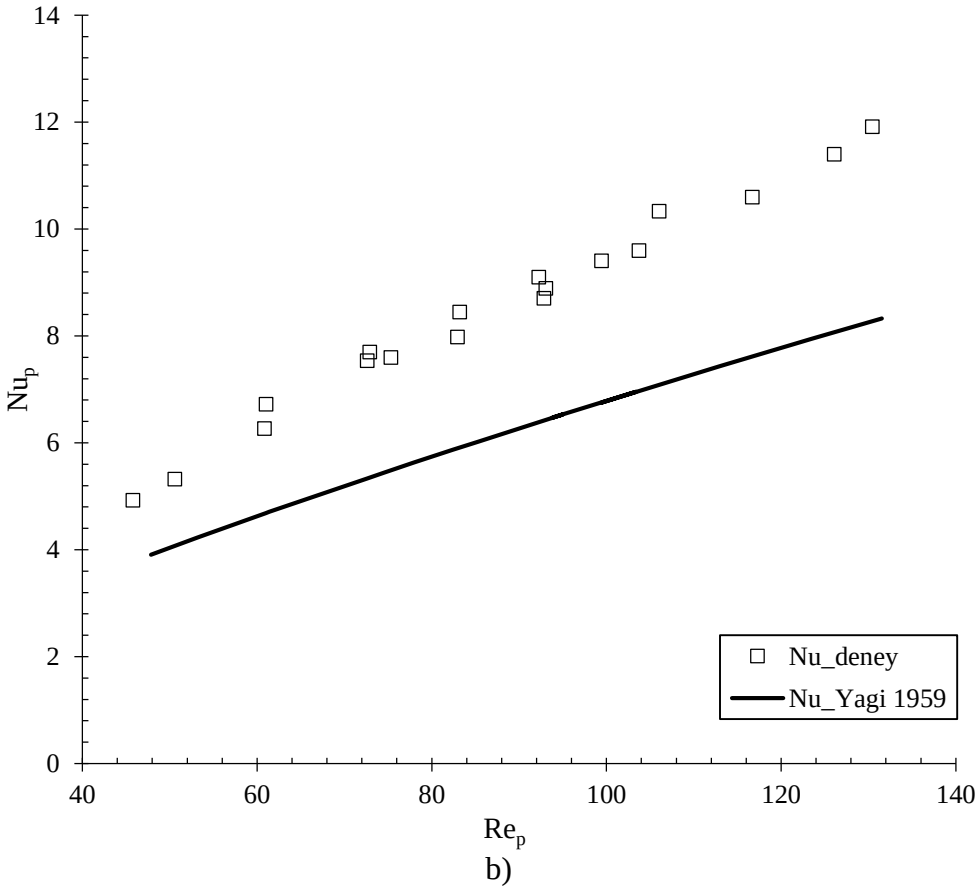
| 1-071-12-2 | | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | ṁ (kg/s) | Hata ṁ (kg/s) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | Hata $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 0,0020 | 0,0001 | 0,64 | 0,05 | 72,9 | 0,66 | 78,55 | 0,71 | 29,2 | 33,2 | 37,2 | 40,9 | 45,3 | 50,9 | 53,7 | 57,5 | 53,9 |
| 2 | 0,0023 | 0,0002 | 0,72 | 0,05 | 83,2 | 0,72 | 89,65 | 0,78 | 28,3 | 31,8 | 35,4 | 38,7 | 42,7 | 48,0 | 50,4 | 54,4 | 51,2 |
| 3 | 0,0020 | 0,0001 | 0,63 | 0,05 | 72,6 | 0,66 | 78,23 | 0,71 | 30,8 | 35,5 | 40,0 | 44,3 | 49,1 | 55,0 | 58,4 | 64,0 | 57,9 |
| 4 | 0,0017 | 0,0001 | 0,55 | 0,04 | 61,0 | 0,58 | 65,75 | 0,62 | 32,1 | 37,7 | 42,8 | 47,8 | 53,2 | 59,5 | 63,4 | 69,0 | 61,7 |
| 5 | 0,0029 | 0,0002 | 0,92 | 0,06 | 106,0 | 0,87 | 114,27 | 0,94 | 27,0 | 31,0 | 35,3 | 39,0 | 43,7 | 50,0 | 52,8 | 57,6 | 57,0 |
| 6 | 0,0032 | 0,0002 | 1,02 | 0,06 | 116,7 | 0,94 | 125,75 | 1,01 | 26,8 | 30,5 | 34,4 | 37,8 | 42,1 | 48,1 | 50,6 | 55,3 | 51,9 |
| 7 | 0,0034 | 0,0002 | 1,08 | 0,07 | 125,0 | 0,99 | 134,71 | 1,07 | 27,3 | 30,6 | 34,8 | 37,3 | 41,4 | 47,2 | 49,3 | 54,0 | 50,9 |
| 8 | 0,0035 | 0,0002 | 1,12 | 0,07 | 129,4 | 1,02 | 139,43 | 1,09 | 27,9 | 31,1 | 35,1 | 37,6 | 41,5 | 47,2 | 49,0 | 53,6 | 50,5 |
| 9 | 0,0025 | 0,0002 | 0,82 | 0,05 | 92,2 | 0,78 | 99,39 | 0,84 | 29,6 | 34,1 | 39,4 | 43,1 | 48,3 | 55,1 | 56,6 | 64,0 | 58,4 |
| 10 | 0,0023 | 0,0002 | 0,74 | 0,05 | 82,9 | 0,72 | 89,37 | 0,78 | 30,8 | 35,9 | 41,7 | 46,0 | 51,7 | 58,9 | 60,1 | 68,0 | 61,9 |
| 11 | 0,0014 | 0,0001 | 0,45 | 0,04 | 50,6 | 0,52 | 54,50 | 0,56 | 32,6 | 38,0 | 43,2 | 47,4 | 52,2 | 57,6 | 57,2 | 62,6 | 57,7 |
| 12 | 0,0013 | 0,0001 | 0,42 | 0,03 | 45,8 | 0,48 | 49,32 | 0,52 | 36,7 | 43,3 | 49,1 | 53,9 | 59,3 | 64,9 | 63,8 | 69,6 | 63,8 |
| 13 | 0,0017 | 0,0001 | 0,54 | 0,04 | 60,9 | 0,58 | 65,58 | 0,63 | 31,9 | 36,4 | 41,0 | 44,6 | 49,1 | 54,3 | 56,4 | 64,5 | 55,4 |
| 14 | 0,0020 | 0,0001 | 0,65 | 0,05 | 75,3 | 0,67 | 81,14 | 0,73 | 29,4 | 33,0 | 37,1 | 40,1 | 44,1 | 49,0 | 49,7 | 54,2 | 50,6 |
| 15 | 0,0027 | 0,0002 | 0,83 | 0,06 | 99,4 | 0,83 | 107,13 | 0,89 | 26,2 | 28,4 | 31,0 | 32,8 | 35,5 | 39,3 | 39,9 | 44,1 | 40,5 |
| 16 | 0,0025 | 0,0002 | 0,81 | 0,05 | 92,9 | 0,79 | 100,05 | 0,85 | 30,2 | 33,3 | 37,0 | 39,6 | 43,2 | 47,9 | 48,9 | 55,1 | 50,1 |
| 17 | 0,0026 | 0,0002 | 0,83 | 0,06 | 93,1 | 0,78 | 100,28 | 0,84 | 31,9 | 36,2 | 41,2 | 44,8 | 49,8 | 56,4 | 57,5 | 65,0 | 59,2 |
| 18 | 0,0028 | 0,0002 | 0,92 | 0,06 | 103,7 | 0,85 | 111,78 | 0,92 | 30,0 | 33,7 | 38,4 | 41,5 | 46,1 | 52,8 | 55,0 | 60,7 | 55,5 |

**Çizelge D.4 (devam) :** 1-071-12-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

| $De_m$ | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm 1 |
| 78,55 | 31,4 | 34,9 | 37,8 | 41,4 | 47,1 | 49,8 | 54,6 | 58,1 | 52,5 | 24,6 | 55,6 | 24,1 | 42,4 | 23,1 | 27,9 |
| 89,65 | 30,4 | 33,5 | 36,1 | 39,2 | 44,5 | 46,8 | 51,3 | 54,9 | 49,8 | 24,5 | 52,7 | 24,2 | 41,2 | 22,9 | 27,4 |
| 78,23 | 33,3 | 37,3 | 40,6 | 44,8 | 50,9 | 54,1 | 59,3 | 65,0 | 56,5 | 25,1 | 60,0 | 24,3 | 44,7 | 23,3 | 28,7 |
| 65,75 | 34,9 | 39,6 | 43,3 | 48,3 | 54,8 | 58,6 | 64,3 | 70,0 | 60,2 | 25,1 | 64,1 | 23,9 | 46,6 | 22,7 | 29,0 |
| 114,27 | 28,1 | 32,1 | 36,1 | 39,6 | 44,1 | 48,6 | 54,0 | 58,3 | 57,5 | 22,5 | 56,7 | 22,4 | 42,6 | 21,5 | 26,6 |
| 125,75 | 29,2 | 32,4 | 35,3 | 38,4 | 44,6 | 46,8 | 51,8 | 55,7 | 50,2 | 23,0 | 53,6 | 22,8 | 41,5 | 21,5 | 26,2 |
| 134,71 | 29,5 | 32,5 | 35,1 | 37,9 | 43,8 | 45,7 | 50,4 | 54,3 | 49,1 | 23,8 | 52,0 | 23,7 | 41,1 | 22,1 | 26,4 |
| 139,43 | 30,0 | 32,9 | 35,5 | 38,2 | 43,9 | 45,7 | 50,2 | 53,6 | 48,9 | 24,5 | 51,6 | 24,4 | 41,4 | 23,0 | 26,9 |
| 99,39 | 32,2 | 36,2 | 39,6 | 43,8 | 50,7 | 53,9 | 59,3 | 64,3 | 56,7 | 24,4 | 60,7 | 24,0 | 46,5 | 22,9 | 28,3 |
| 89,37 | 33,7 | 38,1 | 41,9 | 46,7 | 54,0 | 57,7 | 63,6 | 69,0 | 60,3 | 24,7 | 64,4 | 24,1 | 48,8 | 23,0 | 29,1 |
| 54,50 | 35,1 | 39,5 | 43,1 | 47,8 | 53,3 | 56,8 | 61,2 | 62,7 | 56,3 | 25,5 | 59,8 | 24,1 | 43,8 | 22,2 | 27,9 |
| 49,32 | 39,6 | 44,7 | 48,9 | 54,3 | 60,2 | 64,0 | 68,5 | 69,6 | 62,4 | 27,6 | 66,1 | 25,8 | 47,4 | 24,2 | 30,3 |
| 65,58 | 34,2 | 37,9 | 41,0 | 45,0 | 50,4 | 53,5 | 59,7 | 64,1 | 54,2 | 26,3 | 57,5 | 25,4 | 44,0 | 23,9 | 28,7 |
| 81,14 | 31,3 | 34,5 | 37,1 | 40,5 | 45,5 | 48,1 | 52,1 | 54,2 | 49,5 | 24,9 | 52,5 | 24,4 | 41,3 | 23,6 | 28,0 |
| 107,13 | 27,4 | 29,4 | 31,1 | 33,1 | 36,6 | 38,2 | 41,0 | 44,2 | 39,6 | 23,8 | 41,6 | 23,7 | 35,0 | 22,5 | 25,4 |
| 100,05 | 32,1 | 34,7 | 37,1 | 40,0 | 44,8 | 47,0 | 50,9 | 55,3 | 48,9 | 26,7 | 51,7 | 26,3 | 41,8 | 25,0 | 28,4 |
| 100,28 | 34,5 | 38,2 | 41,5 | 45,4 | 52,1 | 55,0 | 60,3 | 65,5 | 57,6 | 27,1 | 61,5 | 26,7 | 47,9 | 25,4 | 30,3 |
| 111,78 | 32,3 | 35,7 | 38,7 | 42,1 | 48,5 | 51,1 | 57,0 | 60,5 | 53,9 | 25,8 | 57,8 | 25,8 | 45,7 | 24,6 | 29,5 |




a)




b)

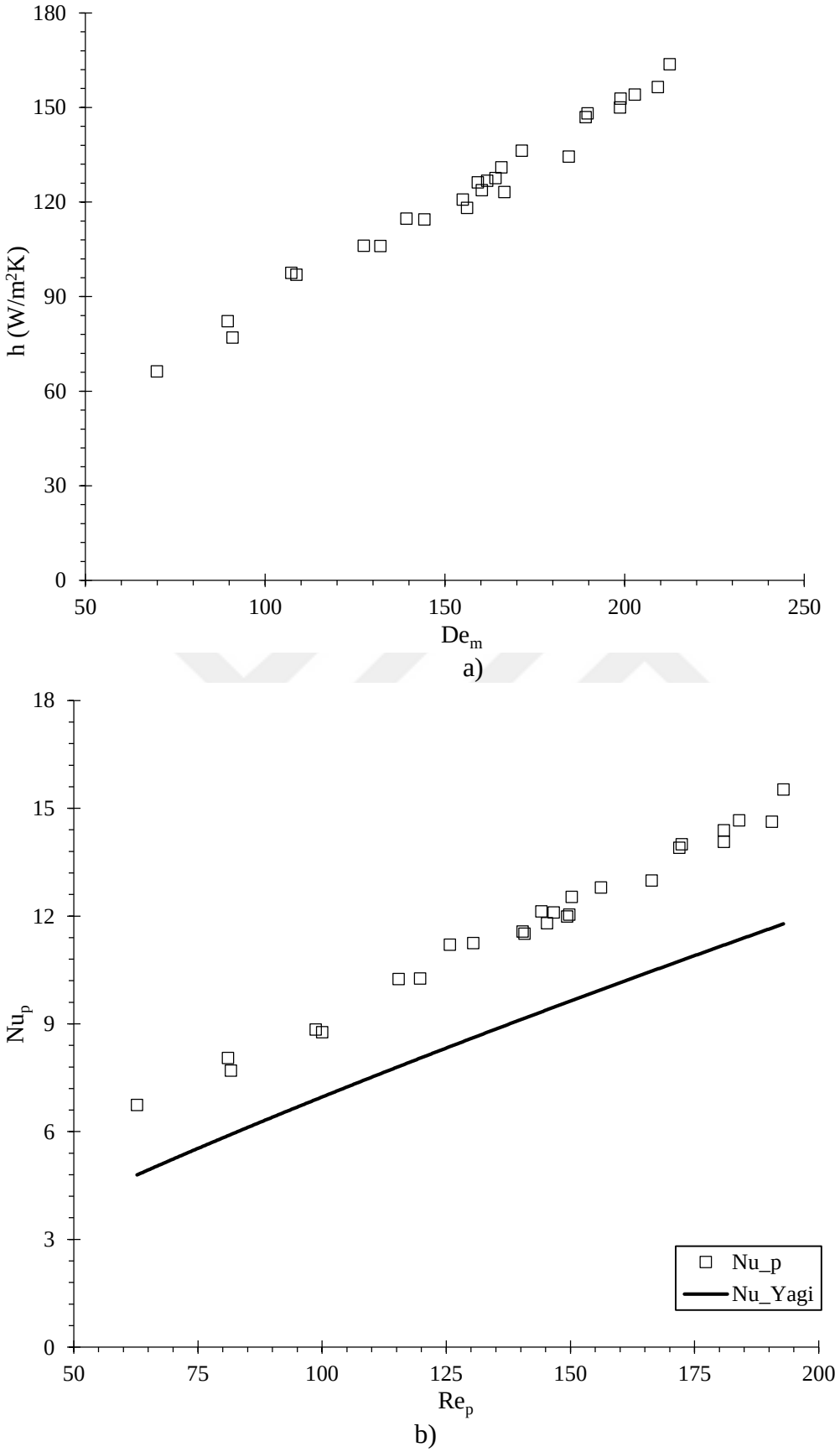
**Şekil D.5 :** 1-071-12-2.00 nolu ısı geçişi deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.5 :** 1-071-12-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

| 1-071-12-2.38 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | $\dot{m}$ (kg/s) | Hata $\dot{m}$ (kg/s) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 0,0030 | 0,0002 | 0,94 | 0,06 | 133,6 | 144,0 | 1,2 | 26,1 | 27,9 | 30,5 | 32,5 | 34,9 | 39,0 | 40,0 | 42,9 | 45,7 |
| 2 | 0,0028 | 0,0002 | 0,88 | 0,06 | 122,2 | 131,7 | 1,1 | 27,9 | 30,0 | 32,9 | 35,2 | 37,8 | 42,2 | 43,1 | 46,5 | 44,5 |
| 3 | 0,0023 | 0,0002 | 0,73 | 0,05 | 100,6 | 108,4 | 0,9 | 29,4 | 31,9 | 35,3 | 37,9 | 41,0 | 45,6 | 46,4 | 50,4 | 47,9 |
| 4 | 0,0019 | 0,0001 | 0,60 | 0,04 | 84,1 | 90,7 | 0,8 | 31,0 | 33,6 | 37,5 | 40,8 | 44,3 | 49,4 | 49,8 | 54,5 | 51,3 |
| 5 | 0,0033 | 0,0002 | 1,02 | 0,06 | 144,6 | 155,8 | 1,2 | 26,9 | 28,3 | 30,7 | 32,6 | 35,0 | 39,0 | 40,0 | 42,9 | 41,5 |
| 6 | 0,0033 | 0,0002 | 1,05 | 0,07 | 143,5 | 154,6 | 1,2 | 28,0 | 30,5 | 34,5 | 37,6 | 41,3 | 47,1 | 48,9 | 53,4 | 51,6 |
| 7 | 0,0035 | 0,0002 | 1,13 | 0,07 | 154,1 | 166,1 | 1,3 | 29,1 | 31,5 | 35,2 | 38,1 | 41,6 | 47,2 | 48,9 | 53,1 | 51,7 |
| 8 | 0,0039 | 0,0002 | 1,24 | 0,08 | 170,7 | 184,0 | 1,4 | 28,8 | 31,0 | 34,4 | 36,9 | 40,1 | 45,5 | 47,1 | 50,9 | 49,8 |
| 9 | 0,0042 | 0,0003 | 1,33 | 0,08 | 184,0 | 198,3 | 1,5 | 28,6 | 30,6 | 33,8 | 36,1 | 39,0 | 44,0 | 45,6 | 49,0 | 48,1 |
| 10 | 0,0044 | 0,0003 | 1,40 | 0,08 | 193,7 | 208,7 | 1,6 | 28,4 | 30,3 | 33,3 | 35,5 | 38,2 | 43,1 | 44,7 | 47,8 | 46,8 |
| 11 | 0,0026 | 0,0002 | 0,82 | 0,05 | 118,0 | 127,1 | 1,1 | 23,5 | 25,0 | 27,4 | 29,2 | 31,5 | 34,9 | 35,7 | 38,4 | 36,8 |
| 12 | 0,0022 | 0,0002 | 0,70 | 0,05 | 99,3 | 107,0 | 0,9 | 24,7 | 26,5 | 29,2 | 31,4 | 34,0 | 37,6 | 38,3 | 41,4 | 39,4 |
| 13 | 0,0019 | 0,0001 | 0,59 | 0,04 | 82,9 | 89,4 | 0,8 | 25,7 | 27,9 | 31,1 | 33,7 | 36,7 | 40,7 | 41,1 | 44,9 | 42,2 |
| 14 | 0,0015 | 0,0001 | 0,46 | 0,04 | 64,6 | 69,7 | 0,7 | 27,9 | 30,8 | 34,7 | 38,0 | 41,5 | 45,8 | 45,7 | 50,0 | 46,5 |
| 15 | 0,0033 | 0,0002 | 1,04 | 0,07 | 147,3 | 158,8 | 1,3 | 23,7 | 25,6 | 28,6 | 30,9 | 33,7 | 38,2 | 39,8 | 42,9 | 41,4 |
| 16 | 0,0036 | 0,0002 | 1,11 | 0,07 | 158,7 | 171,0 | 1,3 | 23,6 | 25,3 | 28,1 | 30,2 | 32,8 | 37,0 | 38,8 | 41,4 | 40,4 |
| 17 | 0,0039 | 0,0002 | 1,22 | 0,07 | 175,1 | 188,7 | 1,5 | 23,3 | 24,9 | 27,4 | 29,3 | 31,8 | 35,9 | 37,6 | 39,9 | 38,9 |
| 18 | 0,0041 | 0,0002 | 1,29 | 0,08 | 184,1 | 198,4 | 1,5 | 23,4 | 24,9 | 27,3 | 29,1 | 31,4 | 35,5 | 37,2 | 39,3 | 38,4 |
| 19 | 0,0029 | 0,0002 | 0,92 | 0,06 | 128,9 | 138,9 | 1,1 | 24,9 | 27,0 | 30,6 | 33,0 | 36,2 | 41,0 | 42,5 | 46,1 | 44,3 |
| 20 | 0,0040 | 0,0002 | 1,24 | 0,08 | 175,6 | 189,2 | 1,5 | 24,9 | 26,8 | 29,7 | 31,9 | 34,6 | 39,1 | 41,1 | 43,7 | 42,7 |
| 21 | 0,0042 | 0,0003 | 1,33 | 0,08 | 187,8 | 202,3 | 1,5 | 25,1 | 26,9 | 29,6 | 31,6 | 34,2 | 38,6 | 40,5 | 42,9 | 42,0 |
| 22 | 0,0044 | 0,0003 | 1,39 | 0,08 | 196,7 | 212,0 | 1,6 | 25,3 | 27,0 | 29,6 | 31,5 | 34,0 | 38,2 | 40,1 | 42,1 | 41,4 |
| 23 | 0,0034 | 0,0002 | 1,07 | 0,07 | 151,9 | 163,6 | 1,3 | 25,9 | 27,5 | 29,9 | 31,8 | 34,2 | 37,9 | 39,2 | 41,5 | 40,5 |
| 24 | 0,0034 | 0,0002 | 1,08 | 0,07 | 149,8 | 161,4 | 1,3 | 26,8 | 28,9 | 32,0 | 34,5 | 37,5 | 42,0 | 43,7 | 46,7 | 45,4 |
| 25 | 0,0034 | 0,0002 | 1,09 | 0,07 | 148,4 | 159,9 | 1,3 | 28,5 | 31,1 | 35,0 | 38,1 | 41,9 | 47,4 | 49,5 | 53,4 | 51,9 |
| 26 | 0,0034 | 0,0002 | 1,08 | 0,07 | 153,4 | 165,3 | 1,3 | 26,3 | 27,3 | 29,0 | 30,3 | 32,0 | 34,8 | 35,6 | 37,3 | 36,4 |

**Çizelge D.5 (devam) :** 1-071-12-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

| $De_m$ | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 144,0 | 26,5 | 29,2 | 30,8 | 32,8 | 35,6 | 37,6 | 40,8 | 44,2 | 45,3 | 23,3 | 43,1 | 24,0 | 36,3 | 22,4 | 24,2 |
| 131,7 | 29,5 | 31,4 | 33,2 | 35,5 | 39,5 | 40,8 | 44,2 | 47,6 | 43,5 | 25,2 | 46,1 | 25,4 | 38,8 | 23,7 | 26,1 |
| 108,4 | 31,1 | 33,5 | 35,5 | 38,3 | 42,7 | 44,4 | 48,0 | 51,5 | 46,9 | 26,0 | 49,9 | 26,0 | 41,3 | 24,9 | 27,4 |
| 90,7 | 32,4 | 35,3 | 37,7 | 41,1 | 45,9 | 48,1 | 52,2 | 55,5 | 50,2 | 25,9 | 52,7 | 25,7 | 43,1 | 24,7 | 27,9 |
| 155,8 | 28,1 | 29,6 | 31,1 | 32,9 | 36,9 | 37,8 | 40,8 | 44,2 | 40,6 | 24,4 | 42,8 | 24,7 | 37,1 | 24,0 | 26,1 |
| 154,6 | 30,0 | 32,6 | 35,1 | 38,0 | 44,2 | 45,7 | 50,6 | 55,6 | 50,0 | 24,0 | 51,8 | 24,1 | 43,2 | 22,8 | 26,0 |
| 166,1 | 31,1 | 33,4 | 35,8 | 38,5 | 44,6 | 45,9 | 50,5 | 55,4 | 50,1 | 25,5 | 52,6 | 25,5 | 43,8 | 24,4 | 27,2 |
| 184,0 | 30,7 | 32,8 | 34,9 | 37,3 | 43,1 | 44,1 | 48,4 | 53,2 | 48,2 | 25,6 | 49,6 | 25,8 | 42,7 | 24,6 | 27,5 |
| 198,3 | 30,5 | 32,4 | 34,3 | 36,4 | 41,9 | 42,7 | 46,7 | 51,3 | 46,5 | 25,7 | 47,7 | 26,0 | 41,5 | 24,6 | 27,2 |
| 208,7 | 30,1 | 32,0 | 33,9 | 35,8 | 41,2 | 41,7 | 45,6 | 50,0 | 45,2 | 25,6 | 46,3 | 25,9 | 40,8 | 24,6 | 27,2 |
| 127,1 | 24,4 | 26,1 | 27,6 | 29,5 | 32,8 | 34,0 | 36,8 | 39,5 | 36,0 | 20,9 | 37,5 | 20,9 | 32,3 | 20,2 | 22,4 |
| 107,0 | 25,8 | 27,7 | 29,4 | 31,7 | 35,3 | 36,7 | 39,8 | 42,4 | 38,6 | 21,5 | 40,4 | 21,4 | 34,1 | 20,7 | 23,2 |
| 89,4 | 26,9 | 29,3 | 31,3 | 34,0 | 38,0 | 39,8 | 43,1 | 45,7 | 41,3 | 21,6 | 43,6 | 21,4 | 35,7 | 20,6 | 23,7 |
| 69,7 | 29,2 | 32,3 | 34,8 | 38,3 | 42,6 | 44,9 | 48,5 | 50,6 | 45,5 | 22,0 | 48,0 | 21,4 | 37,8 | 20,6 | 24,3 |
| 158,8 | 25,1 | 27,1 | 29,0 | 31,2 | 35,9 | 37,1 | 40,8 | 44,7 | 40,1 | 20,8 | 41,7 | 20,8 | 35,4 | 20,0 | 22,8 |
| 171,0 | 25,0 | 26,7 | 28,5 | 30,4 | 35,0 | 36,0 | 39,6 | 43,3 | 39,2 | 20,9 | 41,3 | 21,0 | 34,9 | 20,2 | 22,9 |
| 188,7 | 24,7 | 26,3 | 27,9 | 29,6 | 34,0 | 34,8 | 38,1 | 41,7 | 37,7 | 21,0 | 39,7 | 21,2 | 33,9 | 20,3 | 22,8 |
| 198,4 | 24,7 | 26,2 | 27,8 | 29,4 | 33,6 | 34,3 | 37,5 | 41,1 | 37,2 | 21,2 | 39,0 | 21,4 | 33,6 | 20,6 | 22,9 |
| 138,9 | 26,4 | 28,6 | 30,7 | 33,3 | 38,3 | 39,9 | 44,0 | 47,8 | 43,0 | 21,4 | 45,7 | 21,4 | 37,6 | 20,7 | 23,8 |
| 189,2 | 26,5 | 28,4 | 30,2 | 32,2 | 37,1 | 38,0 | 41,9 | 45,9 | 41,2 | 22,3 | 42,6 | 22,4 | 36,6 | 21,2 | 23,8 |
| 202,3 | 26,7 | 28,4 | 30,2 | 31,9 | 36,7 | 37,5 | 41,1 | 45,1 | 40,6 | 22,7 | 41,7 | 22,8 | 36,3 | 21,6 | 24,0 |
| 212,0 | 26,8 | 28,5 | 30,2 | 31,8 | 36,5 | 37,0 | 40,4 | 44,2 | 40,0 | 23,0 | 41,7 | 23,2 | 36,1 | 21,8 | 24,1 |
| 163,6 | 27,1 | 28,7 | 30,2 | 32,0 | 36,0 | 36,9 | 40,0 | 43,1 | 39,5 | 23,5 | 40,6 | 23,5 | 35,7 | 22,7 | 24,9 |
| 161,4 | 28,4 | 30,4 | 32,4 | 34,8 | 39,8 | 41,0 | 44,8 | 48,7 | 44,1 | 23,7 | 45,6 | 23,7 | 39,0 | 22,9 | 25,6 |
| 159,9 | 30,6 | 33,1 | 35,6 | 38,6 | 44,8 | 46,3 | 51,2 | 55,8 | 50,3 | 24,5 | 52,0 | 24,4 | 43,6 | 23,6 | 26,9 |
| 165,3 | 27,1 | 28,1 | 29,2 | 30,4 | 33,2 | 33,9 | 35,9 | 38,3 | 35,7 | 24,7 | 36,7 | 24,9 | 33,4 | 23,8 | 25,4 |



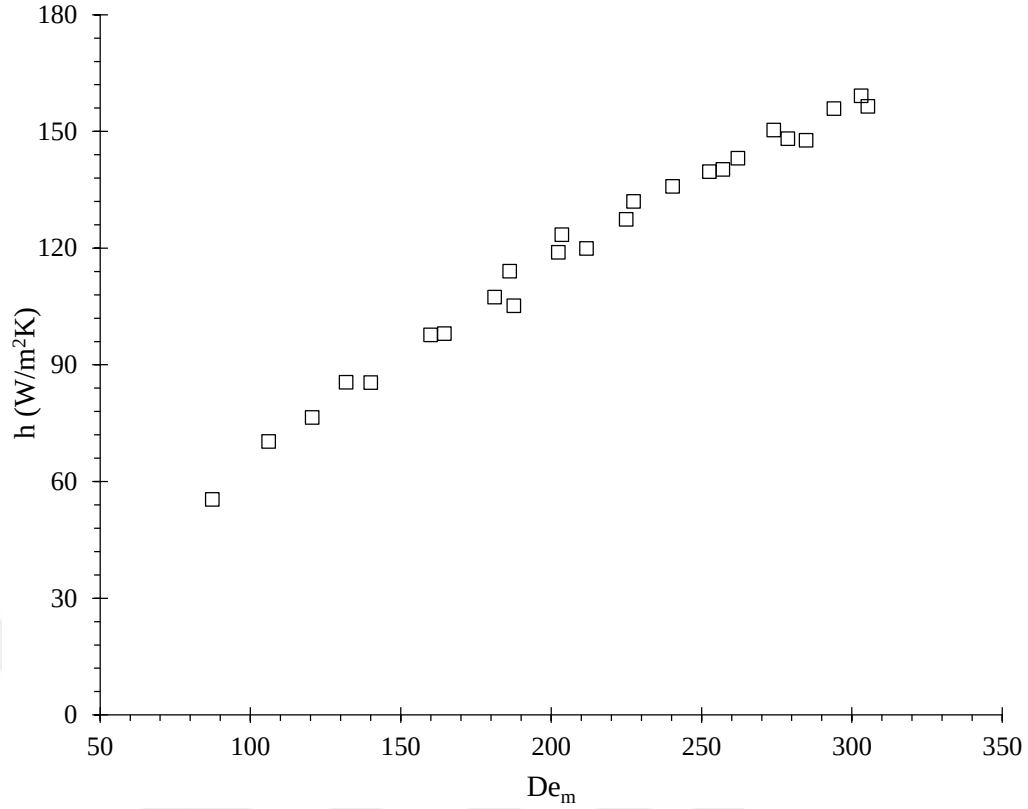

**Şekil D.6 :** 1-071-12-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.6 :** 1-071-12-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

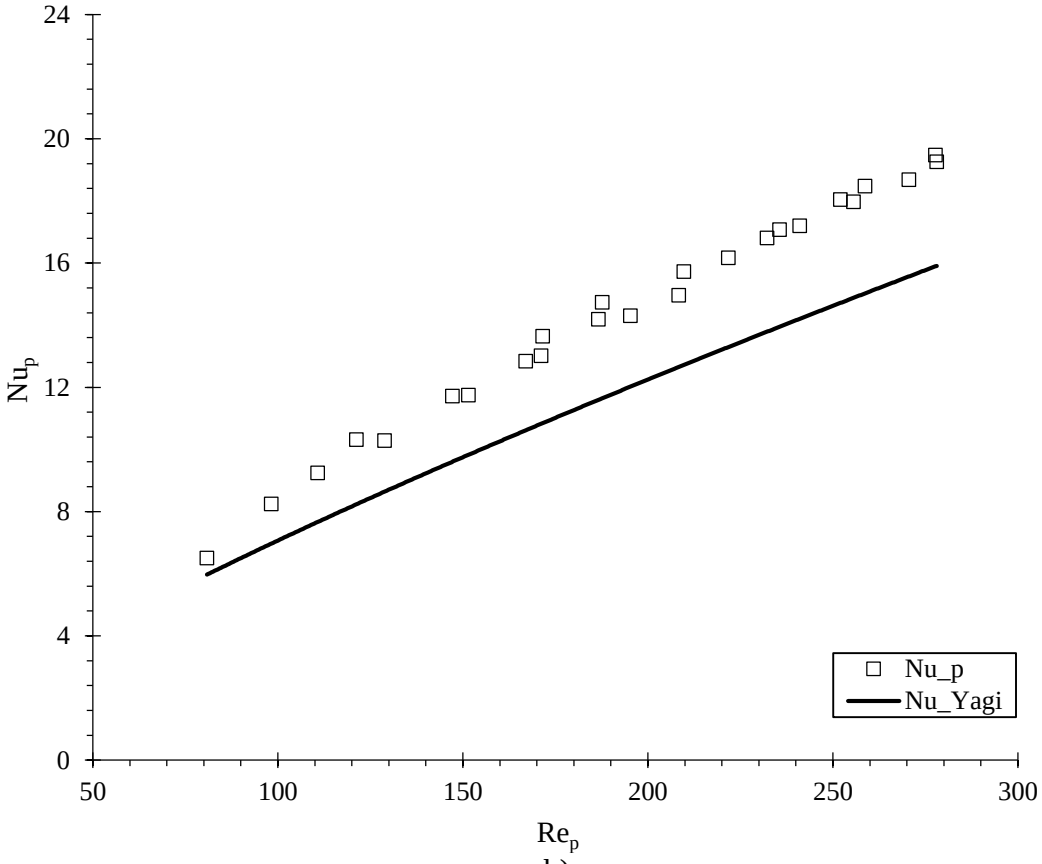
| 1-071-12-3.17 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | $\dot{m}$ (kg/s) | Hata $\dot{m}$ (kg/s) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 0,0036 | 0,0002 | 1,13 | 0,07 | 208,3 | 224,9 | 2,2 | 27,3 | 29,7 | 32,8 | 35,0 | 38,0 | 42,9 | 44,2 | 46,8 | 45,5 |
| 2 | 0,0041 | 0,0002 | 1,28 | 0,08 | 238,0 | 257,1 | 2,6 | 27,0 | 29,2 | 31,9 | 33,8 | 36,5 | 41,2 | 42,6 | 44,7 | 43,6 |
| 3 | 0,0044 | 0,0003 | 1,38 | 0,08 | 258,1 | 278,7 | 2,8 | 26,6 | 28,6 | 31,1 | 32,8 | 35,4 | 39,9 | 41,3 | 43,1 | 42,1 |
| 4 | 0,0048 | 0,0003 | 1,49 | 0,09 | 280,6 | 303,0 | 3,1 | 26,2 | 27,9 | 30,3 | 31,8 | 34,2 | 38,6 | 40,0 | 41,5 | 40,6 |
| 5 | 0,0032 | 0,0002 | 1,03 | 0,06 | 188,4 | 203,5 | 2,0 | 28,1 | 30,5 | 33,8 | 36,3 | 39,6 | 44,7 | 46,0 | 49,0 | 47,4 |
| 6 | 0,0029 | 0,0002 | 0,92 | 0,06 | 167,8 | 181,2 | 1,8 | 28,6 | 31,4 | 35,1 | 37,9 | 41,5 | 46,9 | 48,2 | 51,6 | 49,8 |
| 7 | 0,0038 | 0,0002 | 1,22 | 0,07 | 222,6 | 240,4 | 2,4 | 29,2 | 31,9 | 35,4 | 38,0 | 41,5 | 47,3 | 49,0 | 51,9 | 50,6 |
| 8 | 0,0042 | 0,0003 | 1,33 | 0,08 | 242,6 | 262,0 | 2,6 | 28,8 | 31,3 | 34,6 | 36,9 | 40,2 | 45,8 | 47,6 | 50,0 | 48,9 |
| 9 | 0,0045 | 0,0003 | 1,44 | 0,09 | 263,6 | 284,7 | 2,9 | 28,8 | 31,2 | 34,2 | 36,3 | 39,4 | 44,8 | 46,6 | 48,7 | 47,7 |
| 10 | 0,0048 | 0,0003 | 1,53 | 0,09 | 282,7 | 305,3 | 3,1 | 28,1 | 30,2 | 33,1 | 35,0 | 37,9 | 43,2 | 45,0 | 46,8 | 45,9 |
| 11 | 0,0029 | 0,0002 | 0,92 | 0,06 | 172,4 | 186,2 | 1,8 | 27,5 | 29,5 | 32,1 | 34,0 | 36,6 | 40,7 | 41,4 | 44,0 | 42,4 |
| 12 | 0,0025 | 0,0002 | 0,79 | 0,05 | 148,0 | 159,9 | 1,6 | 28,4 | 30,6 | 33,6 | 36,0 | 38,8 | 43,3 | 44,0 | 47,1 | 45,2 |
| 13 | 0,0021 | 0,0001 | 0,67 | 0,05 | 122,0 | 131,8 | 1,3 | 29,2 | 32,0 | 35,5 | 38,3 | 41,6 | 46,3 | 46,9 | 50,6 | 48,1 |
| 14 | 0,0017 | 0,0001 | 0,54 | 0,04 | 98,2 | 106,0 | 1,1 | 31,2 | 34,7 | 38,8 | 42,3 | 46,2 | 51,2 | 51,3 | 55,7 | 52,4 |
| 15 | 0,0014 | 0,0001 | 0,46 | 0,04 | 80,8 | 87,3 | 1,0 | 34,1 | 38,7 | 43,5 | 47,7 | 52,0 | 57,3 | 56,8 | 61,9 | 57,6 |
| 16 | 0,0040 | 0,0002 | 1,29 | 0,08 | 233,9 | 252,6 | 2,5 | 28,1 | 31,3 | 35,4 | 38,3 | 42,4 | 48,9 | 51,1 | 54,3 | 53,1 |
| 17 | 0,0044 | 0,0003 | 1,39 | 0,08 | 253,7 | 274,0 | 2,8 | 28,0 | 30,9 | 34,8 | 37,4 | 41,2 | 47,5 | 49,7 | 52,4 | 51,4 |
| 18 | 0,0047 | 0,0003 | 1,49 | 0,09 | 272,2 | 294,0 | 3,0 | 27,7 | 30,4 | 34,0 | 36,4 | 40,0 | 46,2 | 48,5 | 50,8 | 49,8 |
| 19 | 0,0036 | 0,0002 | 1,17 | 0,07 | 210,6 | 227,4 | 2,2 | 28,6 | 32,0 | 37,0 | 39,8 | 44,2 | 51,0 | 53,2 | 56,9 | 55,5 |
| 20 | 0,0032 | 0,0002 | 1,06 | 0,07 | 187,4 | 202,4 | 2,0 | 29,8 | 33,6 | 38,6 | 42,3 | 47,2 | 54,2 | 56,4 | 60,8 | 59,1 |
| 21 | 0,0033 | 0,0002 | 1,04 | 0,07 | 196,1 | 211,8 | 2,1 | 27,1 | 29,1 | 31,5 | 33,4 | 35,8 | 39,8 | 40,7 | 42,9 | 41,6 |
| 22 | 0,0030 | 0,0002 | 0,93 | 0,06 | 173,6 | 187,5 | 1,8 | 27,6 | 29,7 | 32,5 | 34,6 | 37,3 | 41,7 | 42,5 | 45,2 | 43,6 |
| 23 | 0,0026 | 0,0002 | 0,82 | 0,05 | 152,3 | 164,5 | 1,6 | 27,8 | 30,1 | 33,2 | 35,7 | 38,7 | 43,3 | 44,1 | 47,2 | 45,3 |
| 24 | 0,0022 | 0,0002 | 0,70 | 0,05 | 129,7 | 140,0 | 1,4 | 28,5 | 31,3 | 34,8 | 37,7 | 41,1 | 45,9 | 46,5 | 50,2 | 47,9 |

**Çizelge D.6 (devam) :** 1-071-12-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 224,9 | 29,1 | 31,2 | 33,3 | 35,4 | 40,2 | 41,2 | 44,6 | 48,2 | 44,1 | 24,5 | 46,2 | 24,6 | 40,0 | 23,8 | 26,9 |
| 257,1 | 28,8 | 30,5 | 32,5 | 34,2 | 38,8 | 39,4 | 42,5 | 46,1 | 42,3 | 24,7 | 44,3 | 25,0 | 38,8 | 23,6 | 26,7 |
| 278,7 | 28,2 | 29,9 | 31,7 | 33,2 | 37,6 | 38,1 | 41,0 | 44,5 | 40,8 | 24,5 | 42,6 | 24,8 | 37,6 | 23,7 | 26,5 |
| 303,0 | 27,7 | 29,2 | 30,8 | 32,1 | 36,4 | 36,7 | 39,5 | 42,8 | 39,3 | 24,2 | 40,6 | 24,6 | 36,5 | 23,6 | 26,3 |
| 203,5 | 29,8 | 32,1 | 34,4 | 36,7 | 41,8 | 43,0 | 46,6 | 50,4 | 46,0 | 24,8 | 48,5 | 24,9 | 41,6 | 24,2 | 27,8 |
| 181,2 | 30,5 | 33,1 | 35,6 | 38,4 | 43,7 | 45,3 | 49,2 | 53,1 | 48,5 | 24,7 | 51,2 | 24,8 | 43,3 | 24,1 | 28,2 |
| 240,4 | 31,3 | 33,6 | 36,1 | 38,5 | 44,3 | 45,3 | 49,4 | 53,8 | 48,9 | 25,9 | 50,8 | 26,1 | 44,0 | 25,2 | 28,9 |
| 262,0 | 30,9 | 33,0 | 35,3 | 37,4 | 43,1 | 43,8 | 47,6 | 51,9 | 47,2 | 25,9 | 49,3 | 26,1 | 42,9 | 25,5 | 28,8 |
| 284,7 | 30,8 | 32,8 | 35,0 | 36,8 | 42,3 | 42,8 | 46,4 | 50,5 | 46,1 | 26,1 | 47,7 | 26,4 | 42,0 | 25,6 | 28,8 |
| 305,3 | 30,0 | 31,8 | 33,9 | 35,5 | 40,8 | 41,2 | 44,6 | 48,6 | 44,3 | 25,6 | 45,5 | 25,9 | 40,6 | 25,4 | 28,4 |
| 186,2 | 28,8 | 30,6 | 32,4 | 34,3 | 38,2 | 39,2 | 42,0 | 45,1 | 41,5 | 24,8 | 43,3 | 25,0 | 38,1 | 24,4 | 27,4 |
| 159,9 | 29,8 | 31,9 | 33,9 | 36,3 | 40,4 | 41,8 | 45,0 | 48,1 | 44,2 | 25,0 | 46,3 | 25,1 | 40,0 | 24,2 | 27,7 |
| 131,8 | 30,8 | 33,4 | 35,8 | 38,7 | 43,1 | 44,9 | 48,4 | 51,6 | 47,1 | 25,0 | 49,7 | 24,8 | 41,7 | 24,1 | 28,0 |
| 106,0 | 33,0 | 36,3 | 39,1 | 42,7 | 47,5 | 49,8 | 53,7 | 56,6 | 51,3 | 25,3 | 54,6 | 24,8 | 43,9 | 24,0 | 28,8 |
| 87,3 | 36,2 | 40,3 | 43,7 | 48,1 | 53,1 | 55,9 | 60,1 | 62,6 | 56,3 | 26,2 | 60,0 | 25,1 | 46,7 | 24,3 | 30,0 |
| 252,6 | 30,6 | 33,3 | 36,3 | 38,9 | 45,9 | 46,9 | 51,7 | 56,7 | 51,1 | 24,3 | 54,3 | 24,4 | 45,2 | 23,8 | 28,2 |
| 274,0 | 30,5 | 32,9 | 35,6 | 38,0 | 44,8 | 45,4 | 49,9 | 54,8 | 49,4 | 24,6 | 52,1 | 24,8 | 44,1 | 23,9 | 28,1 |
| 294,0 | 30,0 | 32,3 | 34,9 | 36,9 | 43,6 | 44,0 | 48,3 | 53,1 | 47,9 | 24,5 | 50,3 | 24,8 | 43,0 | 24,1 | 28,2 |
| 227,4 | 31,4 | 34,2 | 37,4 | 40,4 | 47,7 | 49,0 | 54,1 | 59,4 | 53,5 | 24,3 | 57,0 | 24,4 | 47,0 | 23,9 | 28,8 |
| 202,4 | 32,6 | 35,9 | 39,3 | 42,9 | 50,6 | 52,4 | 57,9 | 63,3 | 57,1 | 24,6 | 59,3 | 24,5 | 49,6 | 24,2 | 29,5 |
| 211,8 | 28,4 | 30,2 | 31,9 | 33,6 | 37,4 | 38,3 | 41,1 | 44,1 | 40,6 | 24,7 | 42,0 | 24,8 | 37,3 | 24,0 | 26,8 |
| 187,5 | 29,0 | 31,0 | 32,9 | 34,9 | 39,0 | 40,1 | 43,2 | 46,4 | 42,6 | 24,7 | 45,5 | 24,9 | 38,8 | 23,6 | 26,9 |
| 164,5 | 29,3 | 31,5 | 33,6 | 36,0 | 40,4 | 41,8 | 45,0 | 48,3 | 44,3 | 24,4 | 46,4 | 24,4 | 39,8 | 23,4 | 27,0 |
| 140,0 | 30,1 | 32,7 | 35,2 | 38,1 | 42,7 | 44,4 | 48,1 | 51,3 | 46,7 | 24,2 | 49,3 | 24,1 | 41,1 | 22,9 | 27,0 |




a)




b)

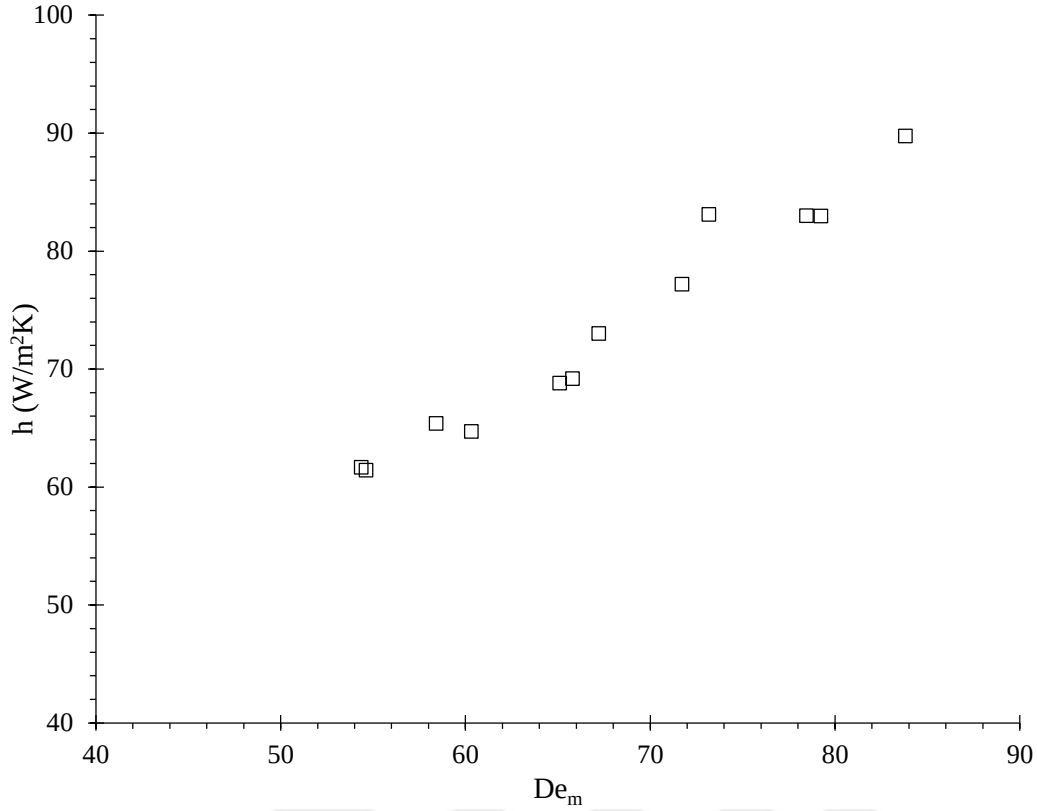
**Şekil D.7 :** 1-071-12-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nu sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.7 :** 2-120-10-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

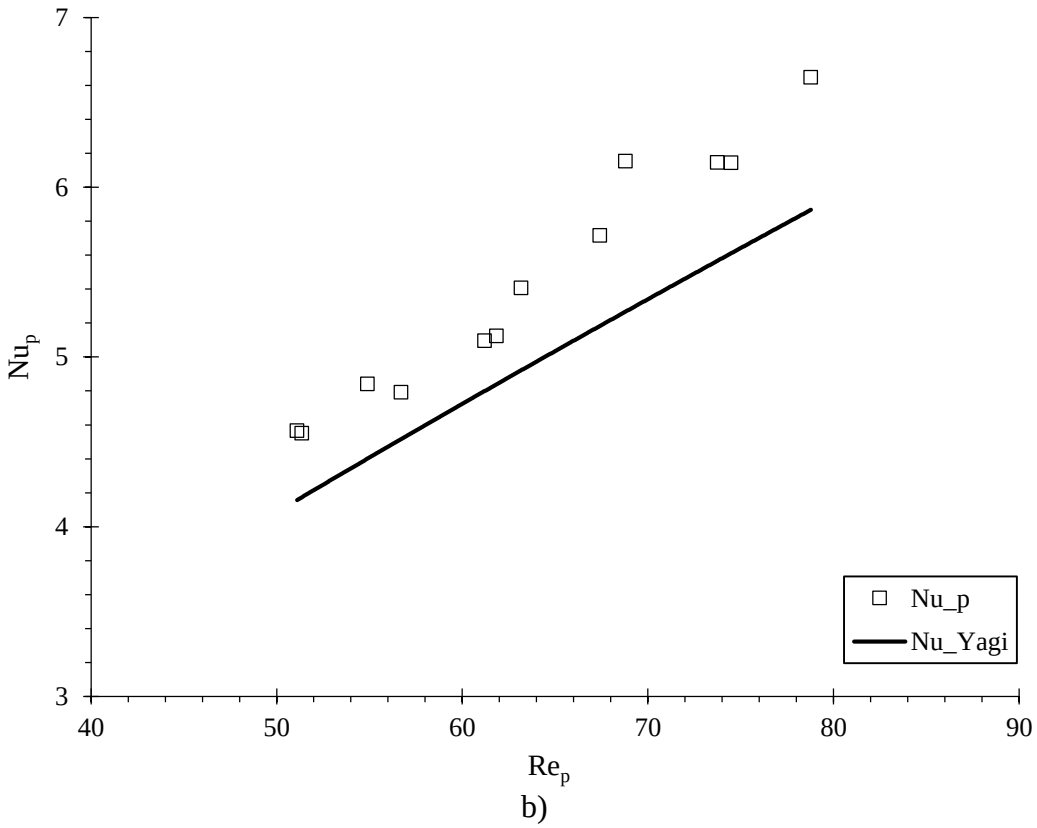
| 2-120-10-2.00 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 142,1 | 0,4 | 0,50 | 0,04 | 56,7 | 60,3 | 5,3 | 34,5 | 38,4 | 40,5 | 42,3 | 45,9 | 48,3 | 49,2 | 51,5 | 54,9 |
| 2 | 142,3 | 0,4 | 0,45 | 0,07 | 51,1 | 54,4 | 5,0 | 36,1 | 40,0 | 40,5 | 45,0 | 48,4 | 50,9 | 51,7 | 53,9 | 56,6 |
| 3 | 135,3 | 0,4 | 0,45 | 0,07 | 51,3 | 54,6 | 5,0 | 35,4 | 39,1 | 40,5 | 43,8 | 47,1 | 49,6 | 50,3 | 52,5 | 55,1 |
| 4 | 136,1 | 0,3 | 0,68 | 0,05 | 78,8 | 83,8 | 6,4 | 31,7 | 35,6 | 33,4 | 37,4 | 40,6 | 42,8 | 43,4 | 45,8 | 49,6 |
| 5 | 137,5 | 0,4 | 0,53 | 0,04 | 61,2 | 65,1 | 5,5 | 33,0 | 36,7 | 37,7 | 40,2 | 43,7 | 46,0 | 46,8 | 48,9 | 52,2 |
| 6 | 164,8 | 0,4 | 0,65 | 0,05 | 74,5 | 79,2 | 6,2 | 33,2 | 37,3 | 35,5 | 40,3 | 44,7 | 46,4 | 47,8 | 50,1 | 54,8 |
| 7 | 165,1 | 0,3 | 0,64 | 0,05 | 73,7 | 78,5 | 6,2 | 33,5 | 37,7 | 36,0 | 41,0 | 45,3 | 47,1 | 48,5 | 50,7 | 55,4 |
| 8 | 164,8 | 0,4 | 0,60 | 0,05 | 68,8 | 73,2 | 5,9 | 34,7 | 38,9 | 37,7 | 42,8 | 47,2 | 48,9 | 50,3 | 52,4 | 56,8 |
| 9 | 165,1 | 0,4 | 0,56 | 0,05 | 64,6 | 68,7 | 5,7 | 35,1 | 39,4 | 38,5 | 43,8 | 48,2 | 50,0 | 51,3 | 53,5 | 57,5 |
| 10 | 214,6 | 0,5 | 0,61 | 0,05 | 67,4 | 71,7 | 5,8 | 36,7 | 41,7 | 40,7 | 47,3 | 52,5 | 54,5 | 57,0 | 59,1 | 65,1 |
| 11 | 213,1 | 0,5 | 0,56 | 0,05 | 61,8 | 65,8 | 5,5 | 38,3 | 43,2 | 42,9 | 50,2 | 55,1 | 57,2 | 59,5 | 61,6 | 67,1 |
| 12 | 215,5 | 0,6 | 0,50 | 0,04 | 54,9 | 58,4 | 5,1 | 39,8 | 44,6 | 45,6 | 53,3 | 58,2 | 60,2 | 62,7 | 64,3 | 69,2 |

**Çizelge D.7 (devam) :** 2-120-10-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yalıtım1 |
| 60,3 | 35,5 | 40,0 | 39,7 | 43,1 | 43,2 | 48,0 | 48,1 | 49,4 | 0,0 | 28,5 | 50,4 | 28,5 | 50,4 | 24,5 | 40,2 |
| 54,4 | 37,8 | 41,8 | 42,3 | 45,1 | 45,8 | 50,5 | 50,5 | 51,6 | 0,0 | 29,6 | 52,0 | 29,6 | 52,0 | 24,7 | 40,5 |
| 54,6 | 36,9 | 40,9 | 41,2 | 44,1 | 44,6 | 49,2 | 49,1 | 50,3 | 0,0 | 28,3 | 50,6 | 28,3 | 50,6 | 24,5 | 39,8 |
| 83,8 | 31,5 | 36,2 | 34,9 | 38,3 | 37,9 | 42,4 | 42,4 | 43,5 | 0,0 | 26,9 | 46,1 | 26,9 | 46,1 | 24,9 | 37,7 |
| 65,1 | 33,7 | 38,1 | 37,7 | 40,9 | 41,1 | 45,6 | 45,8 | 47,0 | 0,0 | 26,7 | 48,7 | 26,7 | 48,7 | 23,6 | 38,2 |
| 79,2 | 33,1 | 38,3 | 37,3 | 41,2 | 41,1 | 45,2 | 48,3 | 42,9 | 0,0 | 26,5 | 50,5 | 26,5 | 50,5 | 24,0 | 40,3 |
| 78,5 | 33,6 | 38,8 | 37,9 | 41,7 | 41,7 | 45,8 | 49,0 | 43,3 | 0,0 | 26,8 | 51,1 | 26,8 | 51,1 | 24,3 | 40,4 |
| 73,2 | 35,3 | 40,2 | 39,7 | 43,2 | 43,5 | 47,7 | 50,8 | 44,8 | 0,0 | 27,7 | 52,5 | 27,7 | 52,5 | 24,8 | 41,0 |
| 68,7 | 36,1 | 40,8 | 40,7 | 44,0 | 44,5 | 49,6 | 50,2 | 51,6 | 0,0 | 27,7 | 49,5 | 27,7 | 49,5 | 24,5 | 41,0 |
| 71,7 | 37,7 | 43,4 | 43,4 | 47,6 | 48,2 | 54,2 | 56,0 | 57,9 | 0,0 | 27,4 | 55,8 | 27,4 | 55,8 | 23,8 | 44,9 |
| 65,8 | 39,9 | 45,3 | 46,1 | 49,7 | 50,9 | 56,8 | 58,4 | 60,3 | 0,0 | 28,2 | 60,1 | 28,2 | 60,1 | 24,1 | 45,5 |
| 58,4 | 42,4 | 47,1 | 49,0 | 52,0 | 53,9 | 59,7 | 61,4 | 63,3 | 0,0 | 28,7 | 62,2 | 28,7 | 62,2 | 23,5 | 45,7 |




a)




b)

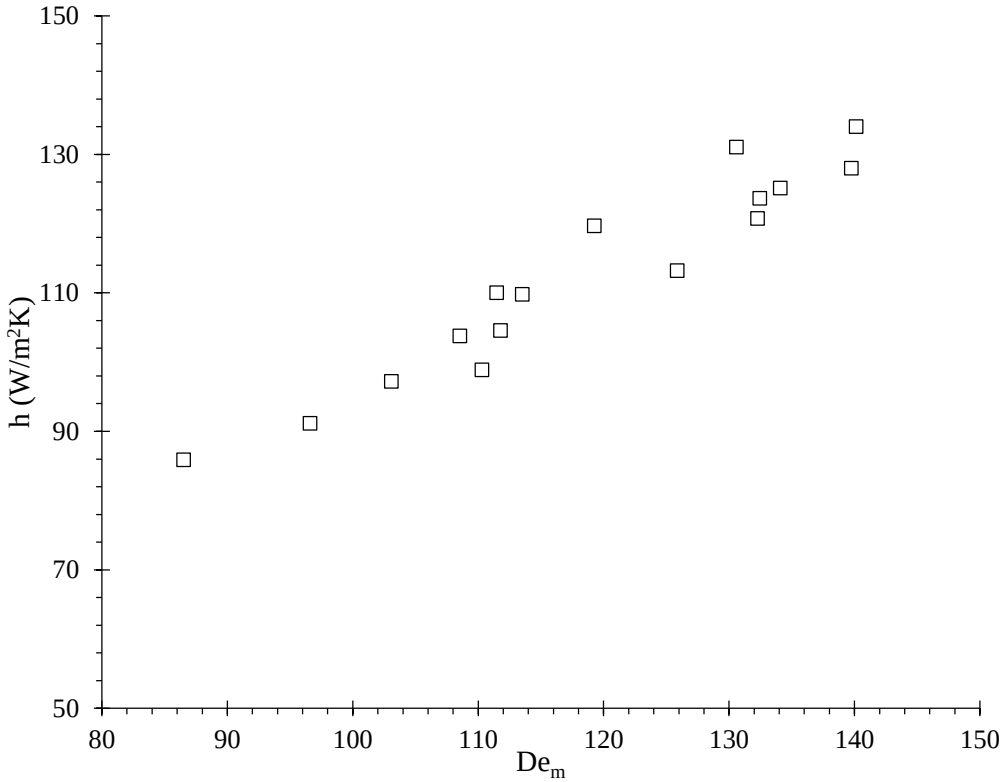
**Şekil D.8 :** 2-120-10-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.8 :** 2-120-10-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

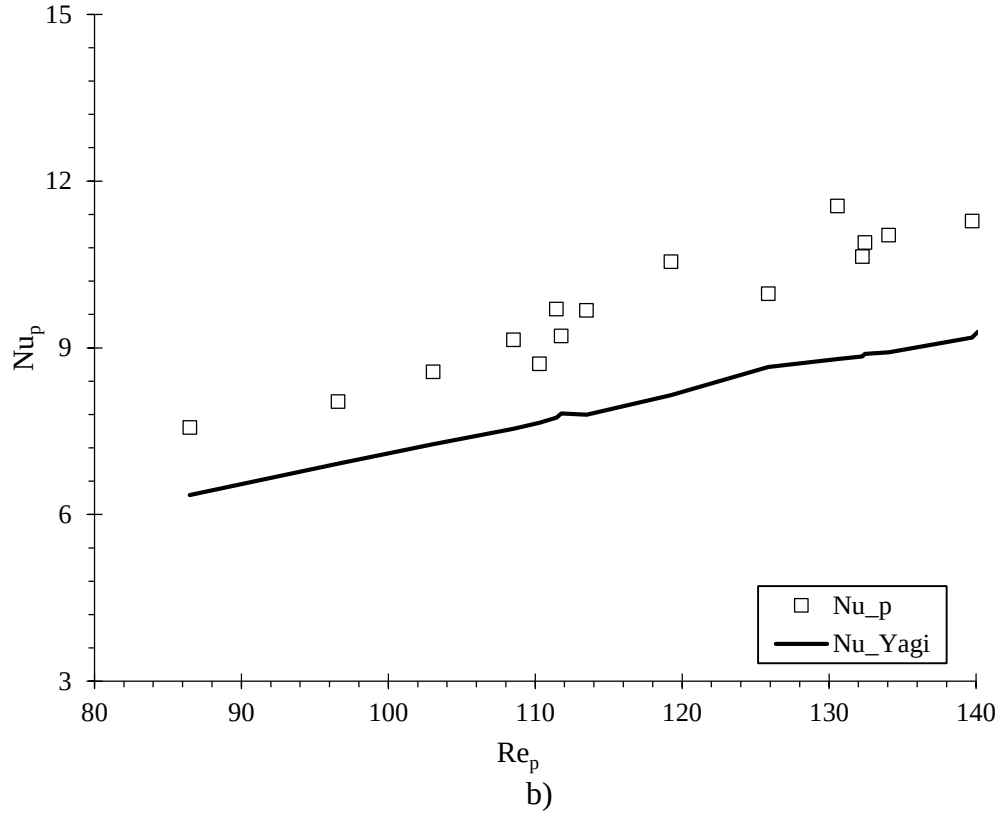
| 2-120-10-2.38 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 218,9 | 0,5 | 0,83 | 0,06 | 111,5 | 118,6 | 8,3 | 36,1 | 41,0 | 40,5 | 46,0 | 46,8 | 50,0 | 0,0 | 59,1 | 62,4 |
| 2 | 218,6 | 0,5 | 0,81 | 0,06 | 110,3 | 117,4 | 8,3 | 34,5 | 39,4 | 40,5 | 43,4 | 44,3 | 47,1 | 50,9 | 56,1 | 59,7 |
| 3 | 218,0 | 0,4 | 0,98 | 0,07 | 134,1 | 142,6 | 9,6 | 33,2 | 38,2 | 40,5 | 41,2 | 42,0 | 44,7 | 0,0 | 53,6 | 57,3 |
| 4 | 229,0 | 0,5 | 0,88 | 0,06 | 119,2 | 126,9 | 8,8 | 34,6 | 39,9 | 38,1 | 44,4 | 45,1 | 48,2 | 55,0 | 57,6 | 61,2 |
| 5 | 235,5 | 0,5 | 0,97 | 0,07 | 132,3 | 140,7 | 9,4 | 34,2 | 39,4 | 40,5 | 42,9 | 43,7 | 46,6 | 0,0 | 55,8 | 59,6 |
| 6 | 228,1 | 0,4 | 1,02 | 0,07 | 139,7 | 148,7 | 9,9 | 32,6 | 37,9 | 40,5 | 40,6 | 41,4 | 44,1 | 55,0 | 53,2 | 57,1 |
| 7 | 229,7 | 0,4 | 0,77 | 0,06 | 103,1 | 109,7 | 7,9 | 36,4 | 41,5 | 40,5 | 47,9 | 48,8 | 52,1 | 55,0 | 61,9 | 65,0 |
| 8 | 276,0 | 0,6 | 0,83 | 0,06 | 113,5 | 120,8 | 8,5 | 38,9 | 44,9 | 43,6 | 51,6 | 52,6 | 56,4 | 0,0 | 67,8 | 72,1 |
| 9 | 274,9 | 0,4 | 0,99 | 0,07 | 132,4 | 140,9 | 9,4 | 36,1 | 42,4 | 40,5 | 46,6 | 47,6 | 51,0 | 0,0 | 61,9 | 66,6 |
| 10 | 274,4 | 0,5 | 1,04 | 0,07 | 140,1 | 149,1 | 9,9 | 35,6 | 41,9 | 40,5 | 45,2 | 46,2 | 49,4 | 0,0 | 60,3 | 65,1 |
| 11 | 273,6 | 0,6 | 0,85 | 0,06 | 111,8 | 118,9 | 8,6 | 38,9 | 45,0 | 43,6 | 51,6 | 52,6 | 56,4 | 0,0 | 67,8 | 72,1 |
| 12 | 181,0 | 0,4 | 0,79 | 0,06 | 108,5 | 115,5 | 8,2 | 34,4 | 38,5 | 40,5 | 43,1 | 43,9 | 46,5 | 55,0 | 54,3 | 57,0 |
| 13 | 181,1 | 0,4 | 0,71 | 0,05 | 96,6 | 102,8 | 7,5 | 36,6 | 40,6 | 40,5 | 46,5 | 47,2 | 50,1 | 55,0 | 58,0 | 60,3 |
| 14 | 181,1 | 0,5 | 0,65 | 0,05 | 86,5 | 92,0 | 7,0 | 37,7 | 41,7 | 42,7 | 48,9 | 49,6 | 52,7 | 0,0 | 60,8 | 62,5 |
| 15 | 181,6 | 0,5 | 0,96 | 0,06 | 130,6 | 138,9 | 9,4 | 34,8 | 40,1 | 37,9 | 44,0 | 44,7 | 47,7 | 55,0 | 56,9 | 60,7 |
| 16 | 228,9 | 0,7 | 0,96 | 0,07 | 125,9 | 133,9 | 9,1 | 39,5 | 46,4 | 43,9 | 52,3 | 53,3 | 57,3 | 0,0 | 69,9 | 75,1 |
| 17 | 181,6 | 0,5 | 0,97 | 0,07 | 130,1 | 138,4 | 9,3 | 37,7 | 41,7 | 42,7 | 48,9 | 49,6 | 52,7 | 0,0 | 60,8 | 62,5 |

**Çizelge D.8 (devam) :** 2-120-10-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yalıtım1 |
| 118,6 | 40,3 | 42,4 | 45,6 | 45,0 | 49,0 | 52,7 | 55,0 | 58,2 | 0,0 | 28,2 | 56,3 | 28,2 | 56,3 | 25,2 | 42,3 |
| 117,4 | 38,1 | 40,6 | 43,0 | 42,6 | 46,2 | 49,8 | 52,1 | 55,1 | 0,0 | 27,2 | 53,8 | 27,2 | 53,8 | 24,7 | 40,2 |
| 142,6 | 36,3 | 39,2 | 40,8 | 40,6 | 43,9 | 47,3 | 49,6 | 52,4 | 0,0 | 26,5 | 51,5 | 26,5 | 51,5 | 24,5 | 39,4 |
| 126,9 | 38,6 | 41,2 | 43,7 | 43,4 | 47,3 | 51,0 | 53,3 | 56,5 | 0,0 | 26,9 | 54,9 | 26,9 | 54,9 | 24,2 | 40,5 |
| 140,7 | 37,5 | 40,5 | 42,3 | 42,1 | 45,7 | 49,3 | 51,7 | 54,7 | 0,0 | 26,8 | 53,6 | 26,8 | 53,6 | 24,4 | 40,5 |
| 148,7 | 35,6 | 38,8 | 40,0 | 39,9 | 43,3 | 46,8 | 49,1 | 51,9 | 0,0 | 25,9 | 51,1 | 25,9 | 51,1 | 23,9 | 38,8 |
| 109,7 | 41,5 | 43,4 | 47,3 | 46,7 | 51,1 | 55,1 | 57,6 | 61,0 | 0,0 | 27,3 | 58,4 | 27,3 | 58,4 | 23,5 | 41,6 |
| 120,8 | 43,0 | 47,2 | 50,8 | 50,2 | 55,3 | 59,9 | 63,0 | 67,0 | 0,0 | 28,8 | 64,5 | 28,8 | 64,5 | 25,0 | 45,7 |
| 140,9 | 40,3 | 43,9 | 45,9 | 45,7 | 50,0 | 54,3 | 57,2 | 60,8 | 0,0 | 27,7 | 59,5 | 27,7 | 59,5 | 25,0 | 43,1 |
| 149,1 | 39,3 | 43,2 | 44,6 | 44,4 | 48,5 | 52,7 | 55,5 | 59,0 | 0,0 | 27,7 | 58,0 | 27,7 | 58,0 | 25,4 | 42,8 |
| 118,9 | 44,3 | 47,2 | 50,8 | 50,3 | 55,3 | 59,9 | 63,0 | 67,0 | 0,0 | 28,8 | 64,5 | 28,8 | 64,5 | 25,0 | 45,7 |
| 115,5 | 38,2 | 40,0 | 42,6 | 42,3 | 45,7 | 48,9 | 51,0 | 53,7 | 0,0 | 27,6 | 51,9 | 27,6 | 51,9 | 24,8 | 39,0 |
| 102,8 | 41,1 | 42,4 | 45,9 | 45,5 | 49,2 | 52,6 | 54,6 | 57,4 | 0,0 | 28,8 | 55,0 | 28,8 | 55,0 | 25,2 | 40,7 |
| 92,0 | 43,1 | 43,7 | 48,3 | 47,8 | 51,8 | 55,2 | 57,2 | 60,2 | 0,0 | 29,0 | 57,0 | 29,0 | 57,0 | 24,3 | 41,0 |
| 138,9 | 38,6 | 41,5 | 43,4 | 43,1 | 46,8 | 50,5 | 52,9 | 56,0 | 0,0 | 27,8 | 54,6 | 27,8 | 54,6 | 25,3 | 40,6 |
| 133,9 | 44,7 | 48,7 | 51,5 | 51,0 | 56,2 | 61,2 | 64,5 | 68,8 | 0,0 | 29,4 | 66,8 | 29,4 | 66,8 | 25,9 | 47,1 |
| 138,4 | 43,1 | 43,7 | 48,3 | 47,8 | 51,8 | 55,2 | 57,2 | 60,2 | 0,0 | 29,0 | 57,0 | 29,0 | 57,0 | 24,3 | 41,0 |




a)




b)

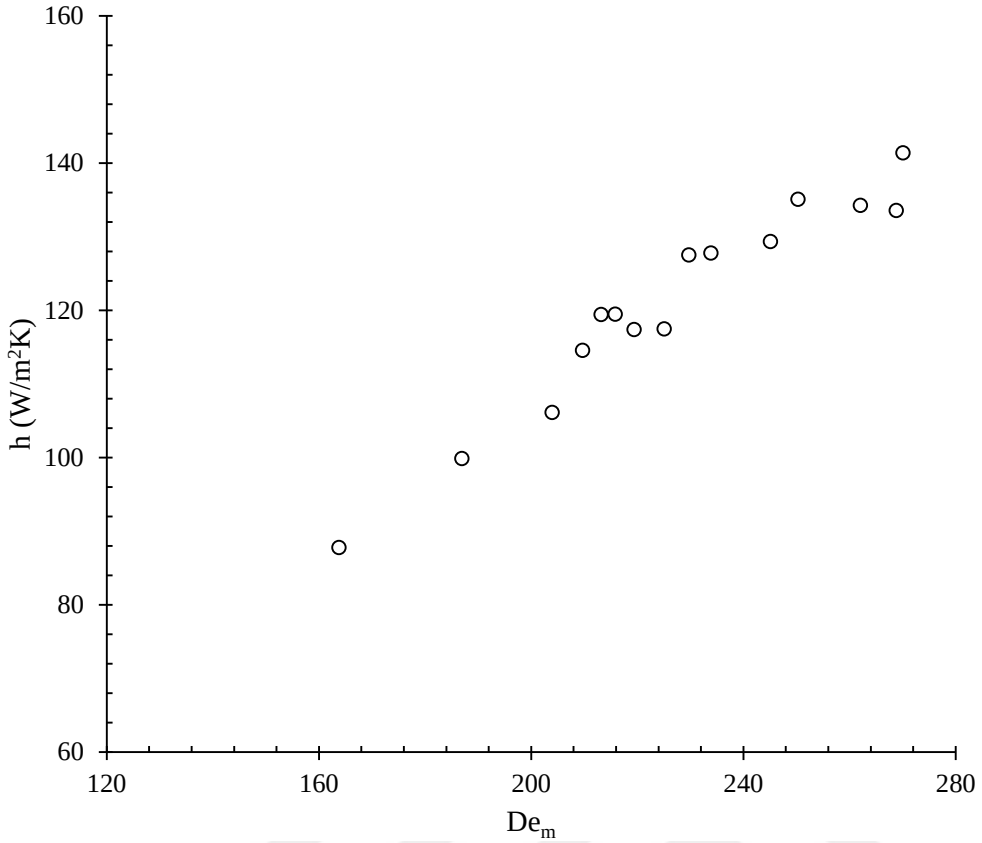
**Şekil D.9 :** 2-120-10-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.9 :** 2-120-10-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

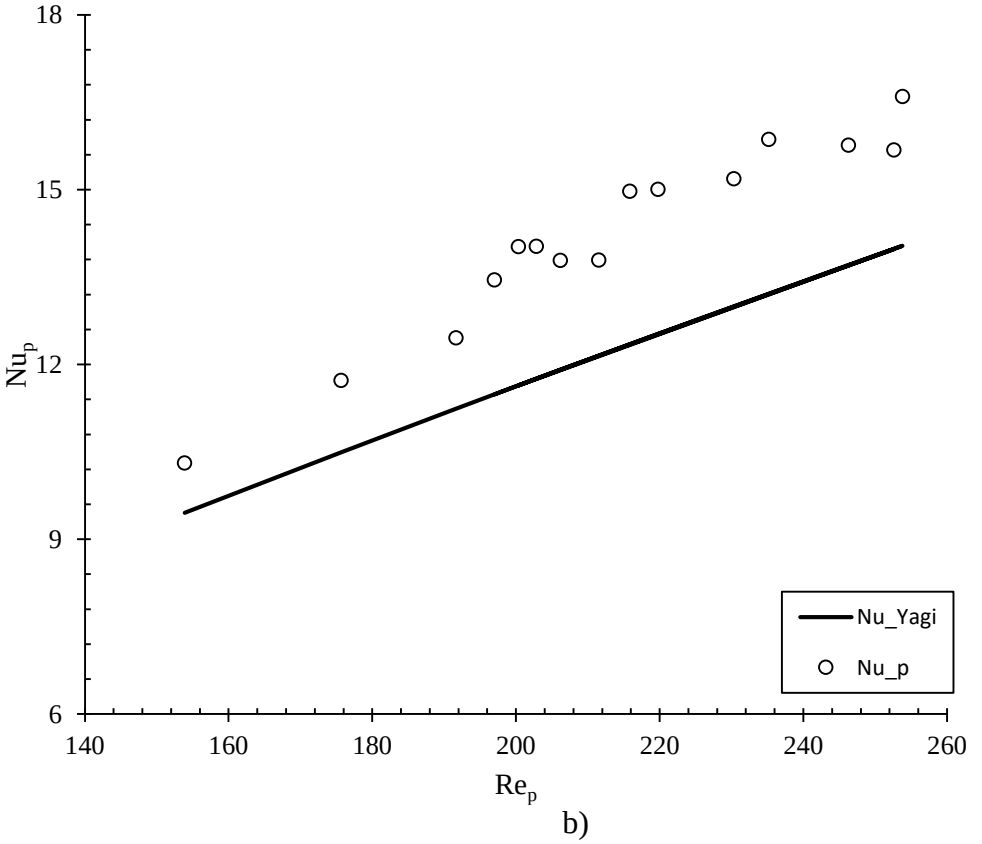
| 2-120-10-3.17 | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 338,3 | 0,4 | 0,99 | 0,07 | 199,9 | 212,7 | 12,6 | 40,7 | 45,7 | 49,8 | 50,6 | 56,6 | 60,4 | 67,8 | 73,5 | 0,0 |
| 2 | 307,1 | 0,3 | 1,01 | 0,07 | 205,7 | 218,9 | 12,8 | 39,5 | 44,3 | 47,7 | 48,5 | 54,0 | 57,4 | 64,3 | 69,4 | 0,0 |
| 3 | 281,1 | 0,3 | 1,06 | 0,07 | 214,4 | 228,1 | 13,3 | 37,0 | 41,6 | 44,6 | 45,2 | 50,3 | 53,3 | 59,9 | 64,6 | 0,0 |
| 4 | 281,4 | 0,3 | 1,08 | 0,07 | 218,8 | 232,8 | 13,5 | 36,1 | 41,1 | 43,1 | 43,7 | 48,6 | 51,5 | 58,1 | 62,8 | 0,0 |
| 5 | 281,8 | 0,3 | 1,15 | 0,07 | 233,2 | 248,2 | 14,2 | 34,8 | 40,3 | 41,4 | 42,0 | 46,9 | 49,6 | 56,3 | 61,0 | 0,0 |
| 6 | 282,2 | 0,3 | 1,23 | 0,08 | 249,2 | 265,1 | 14,9 | 33,9 | 39,7 | 40,1 | 40,7 | 45,5 | 48,0 | 54,8 | 59,4 | 0,0 |
| 7 | 276,5 | 0,3 | 1,27 | 0,08 | 256,6 | 273,1 | 15,1 | 33,0 | 39,1 | 38,9 | 39,5 | 44,1 | 46,5 | 53,4 | 58,0 | 0,0 |
| 8 | 309,8 | 0,4 | 1,01 | 0,07 | 249,2 | 265,1 | 14,9 | 33,0 | 39,1 | 38,9 | 39,5 | 44,1 | 46,5 | 53,4 | 58,0 | 0,0 |
| 9 | 310,3 | 0,3 | 1,10 | 0,07 | 222,6 | 236,9 | 13,8 | 40,7 | 45,5 | 49,2 | 49,9 | 55,6 | 59,1 | 66,3 | 71,6 | 0,0 |
| 10 | 311,0 | 0,3 | 1,18 | 0,07 | 239,6 | 254,9 | 14,7 | 37,2 | 43,2 | 44,4 | 45,2 | 50,4 | 53,6 | 60,9 | 66,2 | 0,0 |
| 11 | 311,5 | 0,3 | 1,26 | 0,08 | 255,5 | 271,9 | 15,4 | 36,0 | 42,4 | 42,8 | 43,6 | 48,7 | 51,7 | 59,1 | 64,2 | 0,0 |
| 12 | 250,4 | 0,3 | 1,03 | 0,07 | 209,1 | 222,4 | 13,3 | 36,8 | 41,0 | 43,4 | 44,2 | 48,7 | 51,3 | 57,2 | 61,3 | 0,0 |
| 13 | 249,9 | 0,3 | 0,95 | 0,06 | 193,1 | 205,5 | 12,6 | 38,0 | 42,6 | 45,5 | 46,0 | 51,8 | 53,7 | 60,5 | 64,7 | 0,0 |
| 14 | 249,3 | 0,3 | 0,87 | 0,06 | 177,1 | 188,5 | 11,9 | 40,8 | 43,8 | 48,4 | 49,1 | 53,9 | 56,8 | 62,5 | 66,5 | 0,0 |
| 15 | 248,6 | 0,3 | 0,77 | 0,05 | 156,8 | 166,8 | 10,9 | 43,7 | 45,7 | 52,1 | 52,9 | 57,9 | 60,9 | 66,6 | 70,2 | 0,0 |
| 16 | 247,7 | 0,4 | 0,68 | 0,05 | 137,9 | 146,8 | 10,1 | 48,0 | 48,6 | 56,8 | 57,9 | 62,9 | 65,9 | 71,6 | 74,4 | 0,0 |

**Çizelge D.9 (devam) :** 2-120-10-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yalıtım1 |
| 212,7 | 41,6 | 49,4 | 49,4 | 51,9 | 55,0 | 60,4 | 62,5 | 66,6 | 0,0 | 26,2 | 64,7 | 25,6 | 62,6 | 25,6 | 34,1 |
| 218,9 | 40,3 | 47,4 | 47,4 | 49,7 | 52,4 | 57,3 | 59,2 | 62,9 | 0,0 | 26,4 | 61,3 | 26,2 | 59,6 | 26,2 | 33,5 |
| 228,1 | 37,8 | 44,2 | 44,5 | 46,3 | 48,8 | 53,4 | 55,1 | 58,5 | 0,0 | 25,4 | 57,1 | 25,5 | 56,9 | 25,4 | 32,0 |
| 232,8 | 36,8 | 42,8 | 43,6 | 45,0 | 47,1 | 51,6 | 53,2 | 56,4 | 0,0 | 25,5 | 55,3 | 25,8 | 56,9 | 25,8 | 31,5 |
| 248,2 | 35,5 | 41,2 | 42,5 | 43,5 | 45,4 | 49,9 | 51,3 | 54,4 | 0,0 | 25,1 | 53,5 | 25,7 | 56,9 | 25,6 | 30,8 |
| 265,1 | 34,6 | 40,0 | 41,6 | 42,3 | 44,0 | 48,4 | 49,7 | 52,7 | 0,0 | 25,0 | 51,9 | 25,7 | 56,9 | 25,7 | 30,2 |
| 273,1 | 33,7 | 38,8 | 40,8 | 41,1 | 42,8 | 47,0 | 48,2 | 51,1 | 0,0 | 24,8 | 50,4 | 25,5 | 56,9 | 25,6 | 29,7 |
| 265,1 | 33,7 | 38,8 | 40,8 | 41,1 | 42,8 | 47,0 | 48,2 | 51,1 | 0,0 | 24,8 | 50,4 | 25,5 | 56,9 | 25,6 | 29,7 |
| 236,9 | 41,5 | 45,9 | 48,7 | 51,2 | 54,0 | 59,1 | 61,1 | 64,9 | 0,0 | 27,1 | 63,2 | 26,8 | 60,5 | 26,9 | 34,7 |
| 254,9 | 38,0 | 44,3 | 45,5 | 46,7 | 49,0 | 53,7 | 55,4 | 58,9 | 0,0 | 26,3 | 57,7 | 26,6 | 60,5 | 26,7 | 32,4 |
| 271,9 | 36,8 | 42,7 | 44,4 | 45,2 | 47,2 | 51,8 | 53,4 | 56,8 | 0,0 | 26,0 | 55,7 | 26,5 | 60,5 | 26,8 | 31,7 |
| 222,4 | 37,5 | 43,3 | 43,4 | 45,1 | 47,3 | 51,4 | 52,8 | 55,8 | 0,0 | 26,4 | 54,4 | 26,6 | 54,3 | 26,8 | 32,5 |
| 205,5 | 38,7 | 45,0 | 45,5 | 46,9 | 49,3 | 54,6 | 55,3 | 58,6 | 0,0 | 27,0 | 57,8 | 26,4 | 54,2 | 26,8 | 33,8 |
| 188,5 | 41,5 | 48,1 | 47,0 | 49,8 | 52,5 | 56,7 | 58,3 | 61,6 | 0,0 | 27,8 | 59,6 | 27,2 | 54,3 | 27,5 | 35,3 |
| 166,8 | 44,4 | 51,8 | 49,5 | 53,3 | 56,4 | 60,8 | 62,4 | 65,9 | 0,0 | 28,1 | 63,4 | 26,9 | 54,3 | 26,9 | 36,4 |
| 146,8 | 48,7 | 56,7 | 53,0 | 58,0 | 61,4 | 65,8 | 67,3 | 70,8 | 0,0 | 29,1 | 67,4 | 26,5 | 54,3 | 26,6 | 37,5 |




a)




b)

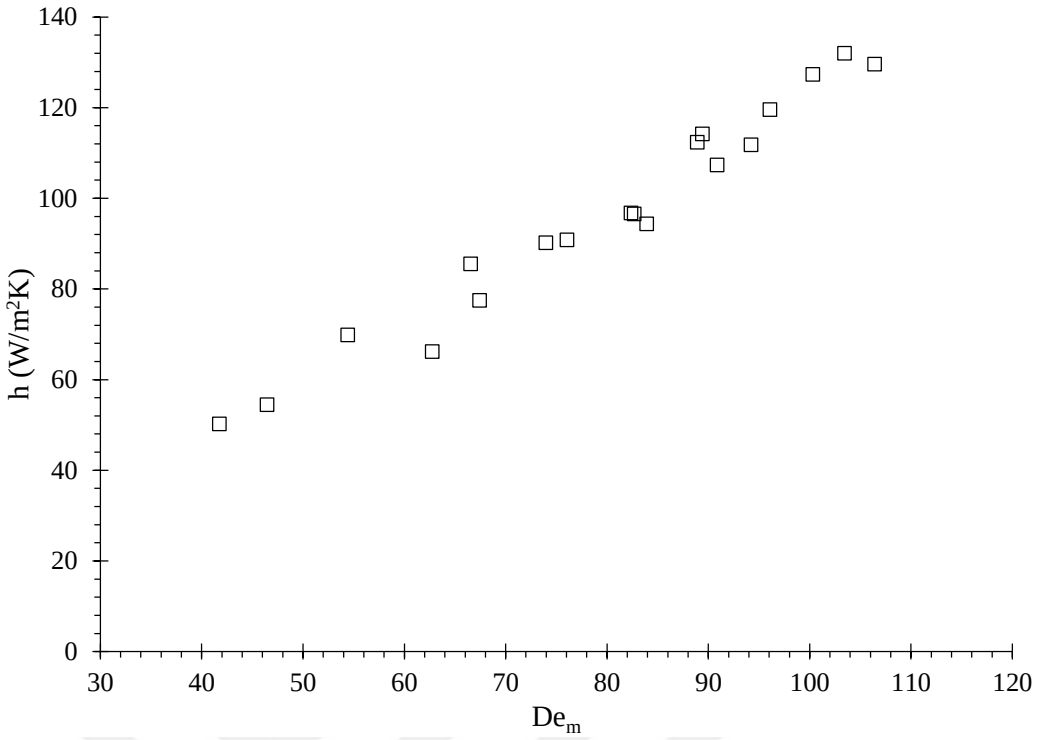
**Şekil D.10 :** 2-120-10-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.10 :** 3-124-15-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

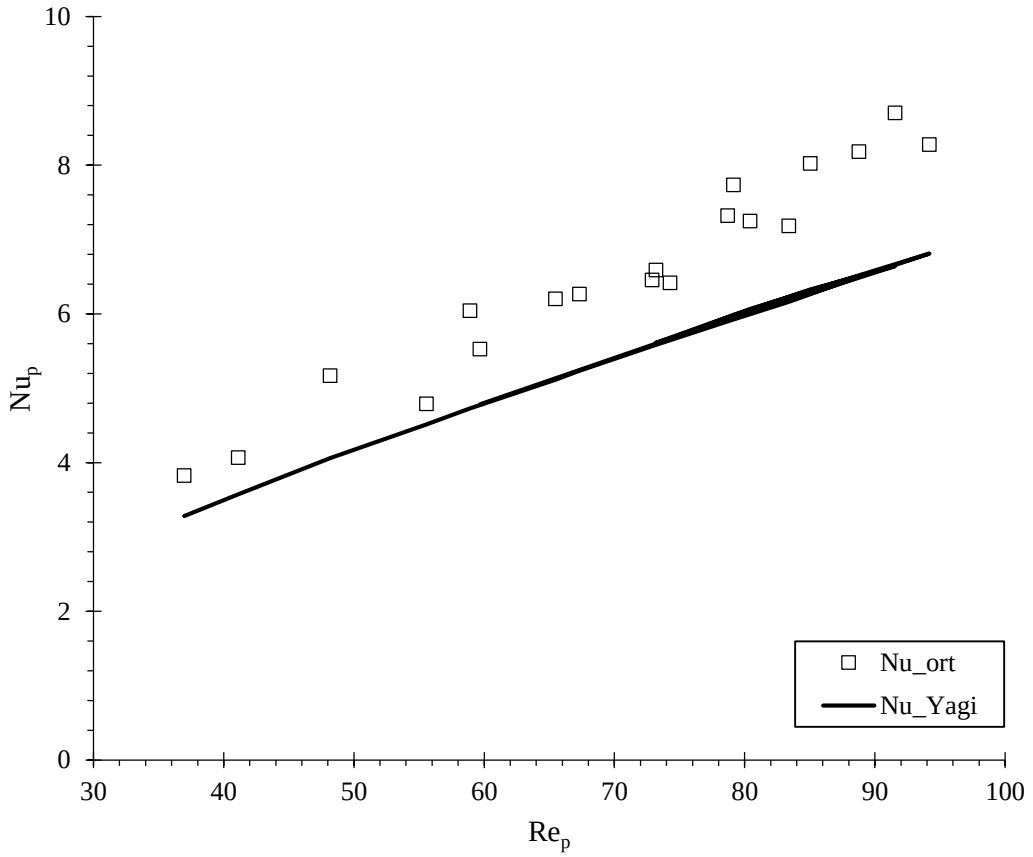
| 2-120-10-2.00 | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 227,9 | 0,3 | 0,49 | 0,036 | 55,5 | 62,8 | 0,6 | 29,4 | 35,2 | 41,8 | 46,7 | 50,9 | 54,4 | 57,1 | 59,2 | 56,3 |
| 2 | 228,1 | 0,3 | 0,52 | 0,037 | 58,9 | 66,6 | 0,6 | 29,0 | 34,0 | 40,2 | 44,8 | 48,9 | 52,3 | 55,1 | 57,3 | 55,1 |
| 3 | 228,8 | 0,3 | 0,57 | 0,040 | 65,5 | 74,0 | 0,7 | 26,8 | 31,2 | 37,0 | 41,5 | 45,4 | 48,7 | 51,5 | 53,8 | 52,0 |
| 4 | 224,9 | 0,3 | 0,59 | 0,040 | 67,3 | 76,1 | 0,7 | 27,5 | 31,9 | 37,5 | 41,8 | 45,4 | 48,6 | 51,2 | 53,4 | 51,5 |
| 5 | 225,1 | 0,3 | 0,62 | 0,043 | 71,6 | 80,9 | 0,7 | 26,6 | 30,6 | 36,0 | 40,1 | 43,8 | 46,9 | 49,6 | 51,9 | 50,4 |
| 6 | 225,3 | 0,3 | 0,68 | 0,045 | 78,7 | 88,9 | 0,7 | 26,0 | 29,5 | 34,6 | 38,5 | 41,9 | 44,9 | 47,5 | 49,6 | 48,5 |
| 7 | 225,6 | 0,3 | 0,71 | 0,047 | 82,5 | 93,3 | 0,8 | 25,0 | 28,3 | 33,1 | 36,9 | 40,4 | 43,2 | 45,9 | 48,0 | 47,1 |
| 8 | 260,5 | 0,3 | 0,75 | 0,049 | 86,6 | 97,9 | 0,8 | 25,2 | 28,7 | 33,8 | 37,8 | 41,4 | 44,5 | 47,3 | 49,8 | 48,9 |
| 9 | 260,4 | 0,3 | 0,80 | 0,052 | 92,9 | 105,0 | 0,9 | 25,8 | 29,0 | 33,9 | 37,8 | 41,2 | 44,2 | 47,0 | 49,3 | 48,6 |
| 10 | 259,6 | 0,3 | 0,70 | 0,046 | 80,4 | 90,9 | 0,8 | 27,6 | 31,5 | 37,0 | 41,2 | 45,0 | 48,3 | 51,2 | 53,6 | 52,3 |
| 11 | 259,2 | 0,3 | 0,64 | 0,043 | 73,2 | 82,7 | 0,7 | 27,7 | 32,0 | 38,0 | 42,6 | 46,7 | 50,1 | 53,2 | 55,7 | 54,2 |
| 12 | 282,0 | 0,3 | 0,80 | 0,051 | 92,4 | 104,4 | 0,8 | 27,5 | 31,1 | 36,4 | 40,6 | 44,4 | 47,7 | 50,7 | 53,2 | 52,4 |
| 13 | 281,7 | 0,3 | 0,74 | 0,048 | 84,2 | 95,1 | 0,8 | 27,9 | 31,8 | 37,4 | 41,9 | 45,8 | 49,2 | 52,3 | 54,9 | 53,9 |
| 14 | 281,4 | 0,3 | 0,70 | 0,046 | 79,1 | 89,4 | 0,8 | 27,9 | 32,1 | 38,1 | 42,7 | 46,8 | 50,3 | 53,5 | 56,2 | 55,0 |
| 15 | 228,2 | 0,3 | 0,65 | 0,043 | 74,3 | 83,9 | 0,7 | 27,9 | 31,9 | 37,2 | 41,3 | 44,9 | 48,0 | 50,6 | 52,8 | 51,2 |
| 16 | 227,4 | 0,3 | 0,53 | 0,038 | 59,7 | 67,4 | 0,6 | 29,8 | 35,0 | 41,2 | 45,9 | 49,8 | 53,2 | 56,0 | 58,2 | 55,9 |
| 17 | 226,6 | 0,4 | 0,43 | 0,033 | 48,2 | 54,4 | 0,5 | 31,9 | 38,4 | 45,5 | 50,8 | 55,2 | 58,8 | 61,5 | 63,6 | 60,1 |
| 18 | 190,8 | 0,3 | 0,37 | 0,030 | 41,1 | 46,5 | 0,5 | 34,0 | 40,8 | 47,5 | 52,4 | 56,3 | 59,3 | 61,4 | 62,8 | 58,7 |
| 19 | 190,3 | 0,3 | 0,33 | 0,028 | 37,0 | 41,8 | 0,4 | 35,8 | 43,5 | 50,7 | 55,7 | 59,7 | 62,7 | 64,7 | 65,9 | 61,1 |

**Çizelge D.10 (devam) :** 3-124-15-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 62,8 | 32,0 | 34,5 | 40,0 | 44,0 | 48,0 | 55,4 | 53,8 | 61,7 | 59,6 | 25,2 | 59,0 | 26,2 | 58,6 | 23,6 | 23,7 |
| 66,6 | 31,4 | 33,5 | 38,6 | 42,2 | 46,1 | 53,5 | 51,7 | 59,8 | 57,8 | 25,4 | 58,0 | 26,4 | 57,7 | 24,1 | 24,5 |
| 74,0 | 29,1 | 30,9 | 35,6 | 39,0 | 42,7 | 50,2 | 48,2 | 56,6 | 54,2 | 23,9 | 55,2 | 25,0 | 55,1 | 23,0 | 24,2 |
| 76,1 | 29,6 | 31,4 | 36,0 | 39,4 | 42,9 | 50,1 | 48,1 | 56,2 | 53,8 | 24,7 | 54,7 | 25,8 | 54,6 | 23,9 | 24,5 |
| 80,9 | 28,9 | 30,4 | 34,6 | 37,8 | 41,2 | 48,6 | 46,5 | 54,7 | 52,4 | 24,5 | 53,5 | 25,6 | 53,5 | 24,0 | 24,5 |
| 88,9 | 27,9 | 29,3 | 33,3 | 36,3 | 39,5 | 46,8 | 44,4 | 52,7 | 50,2 | 24,2 | 51,7 | 25,3 | 51,7 | 23,9 | 24,5 |
| 93,3 | 27,0 | 28,3 | 32,0 | 34,8 | 37,9 | 45,1 | 42,9 | 51,1 | 48,6 | 23,4 | 50,2 | 24,5 | 50,3 | 23,2 | 24,3 |
| 97,9 | 27,4 | 28,7 | 32,6 | 35,6 | 39,0 | 46,3 | 44,1 | 52,8 | 50,6 | 23,4 | 51,7 | 24,5 | 51,9 | 23,3 | 23,6 |
| 105,0 | 27,8 | 29,1 | 32,7 | 35,6 | 38,8 | 46,0 | 43,9 | 52,4 | 50,1 | 24,2 | 51,4 | 25,3 | 51,5 | 24,2 | 24,6 |
| 90,9 | 29,8 | 31,3 | 35,6 | 38,9 | 42,4 | 49,8 | 47,8 | 56,4 | 54,3 | 25,2 | 55,2 | 26,3 | 55,2 | 24,8 | 25,5 |
| 82,7 | 30,2 | 31,9 | 36,6 | 40,1 | 43,9 | 51,5 | 49,7 | 58,4 | 56,4 | 24,9 | 57,1 | 26,0 | 57,2 | 24,2 | 25,4 |
| 104,4 | 29,8 | 31,1 | 35,1 | 38,2 | 41,7 | 49,2 | 47,2 | 56,0 | 53,9 | 25,4 | 55,1 | 26,5 | 55,3 | 25,3 | 25,9 |
| 95,1 | 30,2 | 31,7 | 36,0 | 39,3 | 43,0 | 50,7 | 48,7 | 57,7 | 55,7 | 25,5 | 56,8 | 26,7 | 56,9 | 25,3 | 26,3 |
| 89,4 | 30,4 | 32,0 | 36,6 | 40,1 | 43,9 | 51,7 | 49,8 | 58,8 | 56,9 | 25,2 | 57,9 | 26,3 | 58,0 | 24,7 | 25,9 |
| 83,9 | 30,1 | 31,7 | 35,8 | 39,0 | 42,4 | 49,5 | 47,5 | 55,5 | 53,3 | 25,6 | 54,1 | 26,7 | 54,0 | 25,1 | 26,6 |
| 67,4 | 32,2 | 34,4 | 39,5 | 43,2 | 47,1 | 54,4 | 52,6 | 60,7 | 58,6 | 26,2 | 58,8 | 27,2 | 58,4 | 24,9 | 26,8 |
| 54,4 | 34,6 | 37,6 | 43,6 | 47,9 | 52,2 | 59,7 | 58,0 | 65,9 | 63,9 | 26,7 | 62,6 | 27,7 | 62,0 | 24,4 | 26,4 |
| 46,5 | 36,2 | 39,9 | 45,5 | 49,6 | 53,5 | 60,6 | 58,7 | 65,6 | 63,2 | 28,3 | 61,1 | 29,1 | 60,3 | 25,0 | 26,3 |
| 41,8 | 38,1 | 42,4 | 48,4 | 52,8 | 56,9 | 63,9 | 62,0 | 68,8 | 66,2 | 28,9 | 64,2 | 29,5 | 62,7 | 24,5 | 25,9 |




a)




b)

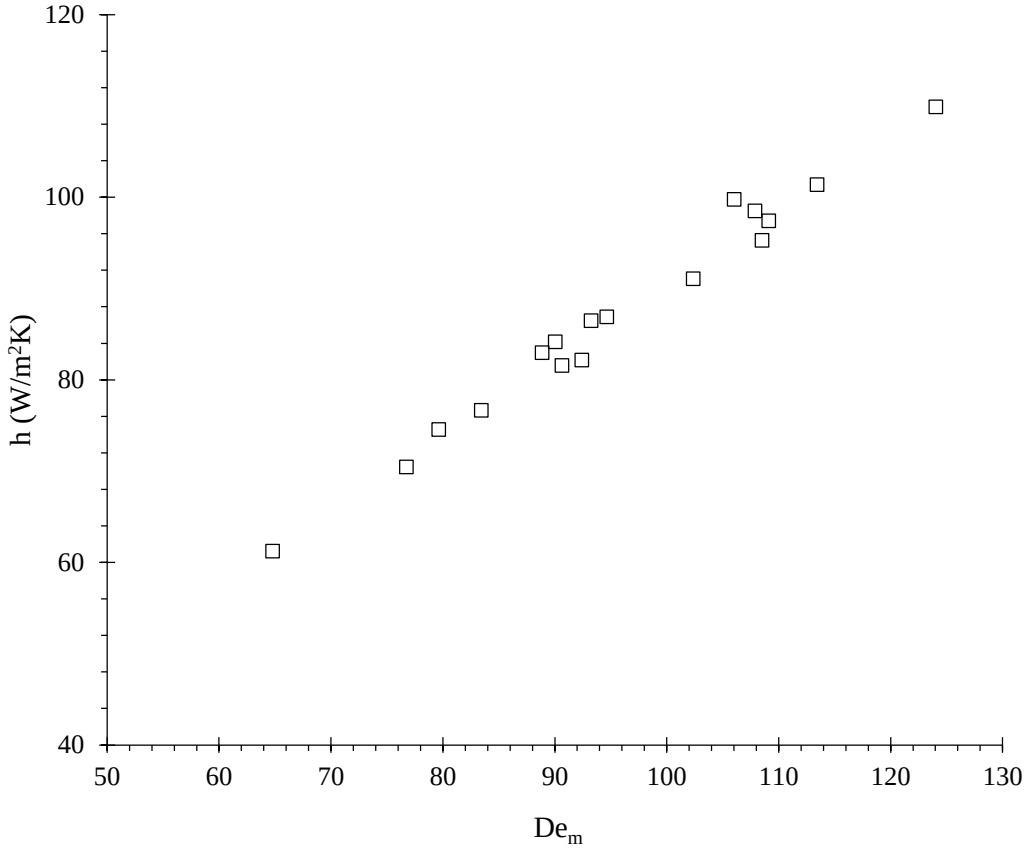
**Şekil D.11 :** 3-124-15-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.11 :** 3-124-15-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

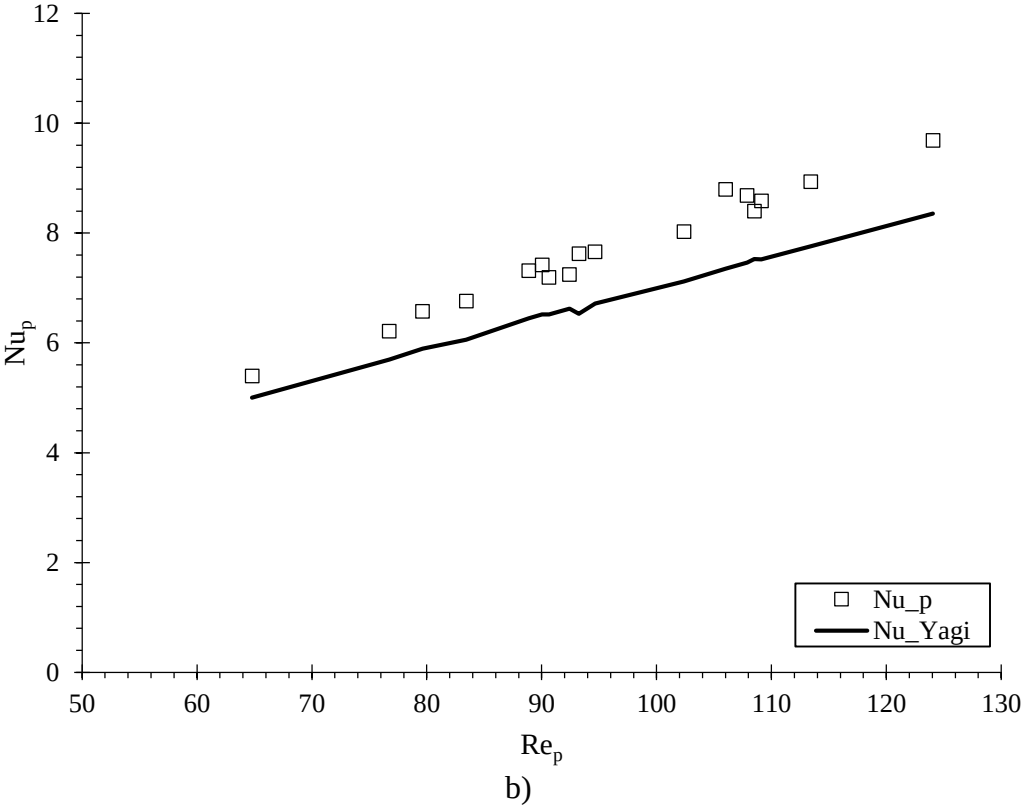
| 2-120-10-2.38 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 232,6 | 0,3 | 0,48 | 0,04 | 64,8 | 73,2 | 0,7 | 33,0 | 35,3 | 40,7 | 45,1 | 49,5 | 57,4 | 55,9 | 64,1 | 62,3 |
| 2 | 233,3 | 0,3 | 0,56 | 0,04 | 76,7 | 86,7 | 0,8 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,0 | 45,0 | 52,8 | 51,1 | 59,4 | 57,7 |
| 3 | 233,7 | 0,3 | 0,60 | 0,04 | 83,4 | 94,3 | 0,8 | 29,7 | 31,1 | 35,4 | 39,0 | 42,9 | 50,5 | 48,6 | 56,9 | 55,1 |
| 4 | 231,3 | 0,3 | 0,68 | 0,04 | 92,4 | 104,4 | 0,9 | 27,8 | 29,0 | 32,8 | 36,2 | 39,8 | 47,2 | 45,2 | 53,5 | 51,5 |
| 5 | 231,4 | 0,3 | 0,73 | 0,05 | 102,4 | 115,7 | 1,0 | 27,7 | 28,8 | 32,3 | 35,3 | 38,7 | 45,9 | 43,8 | 51,9 | 49,9 |
| 6 | 231,5 | 0,3 | 0,77 | 0,05 | 107,9 | 121,9 | 1,0 | 27,4 | 28,3 | 31,6 | 34,5 | 37,8 | 45,0 | 42,8 | 50,9 | 48,8 |
| 7 | 231,6 | 0,3 | 0,82 | 0,05 | 113,4 | 128,2 | 1,0 | 27,3 | 28,1 | 31,2 | 34,0 | 37,1 | 44,3 | 42,0 | 50,0 | 47,8 |
| 8 | 258,7 | 0,3 | 0,77 | 0,05 | 106,0 | 119,8 | 1,0 | 28,7 | 29,7 | 33,3 | 36,6 | 40,2 | 47,7 | 45,7 | 54,1 | 52,3 |
| 9 | 258,1 | 0,3 | 0,67 | 0,04 | 90,0 | 101,7 | 0,9 | 29,8 | 31,0 | 35,3 | 39,0 | 43,0 | 50,8 | 49,2 | 57,7 | 56,2 |
| 10 | 254,8 | 0,3 | 0,67 | 0,04 | 90,6 | 102,4 | 0,9 | 29,5 | 30,8 | 35,0 | 38,7 | 42,6 | 50,2 | 48,5 | 57,1 | 55,5 |
| 11 | 254,1 | 0,3 | 0,60 | 0,04 | 79,6 | 90,0 | 0,8 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,2 | 45,5 | 53,5 | 51,9 | 60,6 | 58,9 |
| 12 | 254,6 | 0,3 | 0,69 | 0,05 | 94,7 | 107,0 | 0,9 | 30,0 | 31,2 | 35,2 | 38,8 | 42,5 | 50,1 | 48,3 | 56,8 | 55,0 |
| 13 | 239,0 | 0,3 | 0,80 | 0,05 | 108,5 | 122,6 | 1,0 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 |
| 14 | 239,0 | 0,3 | 0,79 | 0,05 | 109,1 | 123,3 | 1,0 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 |
| 15 | 239,0 | 0,3 | 0,89 | 0,06 | 124,1 | 140,2 | 1,1 | 26,6 | 27,4 | 30,2 | 32,9 | 35,9 | 43,0 | 40,7 | 48,7 | 46,6 |
| 16 | 237,7 | 0,3 | 0,67 | 0,04 | 93,2 | 105,4 | 0,9 | 29,5 | 30,7 | 34,7 | 38,1 | 41,8 | 49,1 | 47,2 | 55,3 | 53,5 |
| 17 | 265,2 | 0,3 | 0,66 | 0,04 | 88,9 | 100,4 | 0,9 | 30,4 | 31,7 | 36,1 | 40,0 | 44,1 | 51,8 | 50,2 | 58,8 | 57,3 |

**Çizelge D.11 (devam) :** 3-124-15-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 73,2 | 33,0 | 35,3 | 40,7 | 45,1 | 49,5 | 57,4 | 55,9 | 64,1 | 62,3 | 25,5 | 61,8 | 26,7 | 60,9 | 24,1 | 24,5 |
| 86,7 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,0 | 45,0 | 52,8 | 51,1 | 59,4 | 57,7 | 24,6 | 58,5 | 26,1 | 57,7 | 24,1 | 24,8 |
| 94,3 | 29,7 | 31,1 | 35,4 | 39,0 | 42,9 | 50,5 | 48,6 | 56,9 | 55,1 | 24,1 | 56,3 | 25,6 | 55,6 | 23,8 | 24,8 |
| 104,4 | 27,8 | 29,0 | 32,8 | 36,2 | 39,8 | 47,2 | 45,2 | 53,5 | 51,5 | 23,0 | 53,1 | 24,5 | 52,4 | 23,2 | 23,3 |
| 115,7 | 27,7 | 28,8 | 32,3 | 35,3 | 38,7 | 45,9 | 43,8 | 51,9 | 49,9 | 23,5 | 51,7 | 25,0 | 51,1 | 23,9 | 24,2 |
| 121,9 | 27,4 | 28,3 | 31,6 | 34,5 | 37,8 | 45,0 | 42,8 | 50,9 | 48,8 | 23,6 | 50,9 | 25,1 | 50,3 | 24,1 | 24,6 |
| 128,2 | 27,3 | 28,1 | 31,2 | 34,0 | 37,1 | 44,3 | 42,0 | 50,0 | 47,8 | 23,6 | 50,0 | 25,2 | 49,5 | 24,3 | 24,8 |
| 119,8 | 28,7 | 29,7 | 33,3 | 36,6 | 40,2 | 47,7 | 45,7 | 54,1 | 52,3 | 24,1 | 54,0 | 25,6 | 53,4 | 24,4 | 25,2 |
| 101,7 | 29,8 | 31,0 | 35,3 | 39,0 | 43,0 | 50,8 | 49,2 | 57,7 | 56,2 | 24,1 | 57,3 | 25,6 | 56,6 | 24,0 | 24,9 |
| 102,4 | 29,5 | 30,8 | 35,0 | 38,7 | 42,6 | 50,2 | 48,5 | 57,1 | 55,5 | 23,9 | 56,8 | 25,4 | 56,1 | 23,9 | 24,4 |
| 90,0 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,2 | 45,5 | 53,5 | 51,9 | 60,6 | 58,9 | 24,4 | 59,8 | 25,9 | 59,1 | 23,9 | 25,0 |
| 107,0 | 30,0 | 31,2 | 35,2 | 38,8 | 42,5 | 50,1 | 48,3 | 56,8 | 55,0 | 24,7 | 56,5 | 26,2 | 55,8 | 24,7 | 25,4 |
| 122,6 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 | 22,6 | 50,0 | 24,1 | 49,5 | 23,1 | 22,5 |
| 123,3 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 | 22,6 | 50,0 | 24,1 | 49,5 | 23,1 | 22,5 |
| 140,2 | 26,6 | 27,4 | 30,2 | 32,9 | 35,9 | 43,0 | 40,7 | 48,7 | 46,6 | 23,3 | 48,7 | 24,9 | 48,3 | 24,1 | 23,5 |
| 105,4 | 29,5 | 30,7 | 34,7 | 38,1 | 41,8 | 49,1 | 47,2 | 55,3 | 53,5 | 24,5 | 54,8 | 26,0 | 54,2 | 24,6 | 24,7 |
| 100,4 | 30,4 | 31,7 | 36,1 | 40,0 | 44,1 | 51,8 | 50,2 | 58,8 | 57,3 | 24,3 | 58,3 | 25,8 | 57,6 | 24,2 | 24,7 |




a)




b)

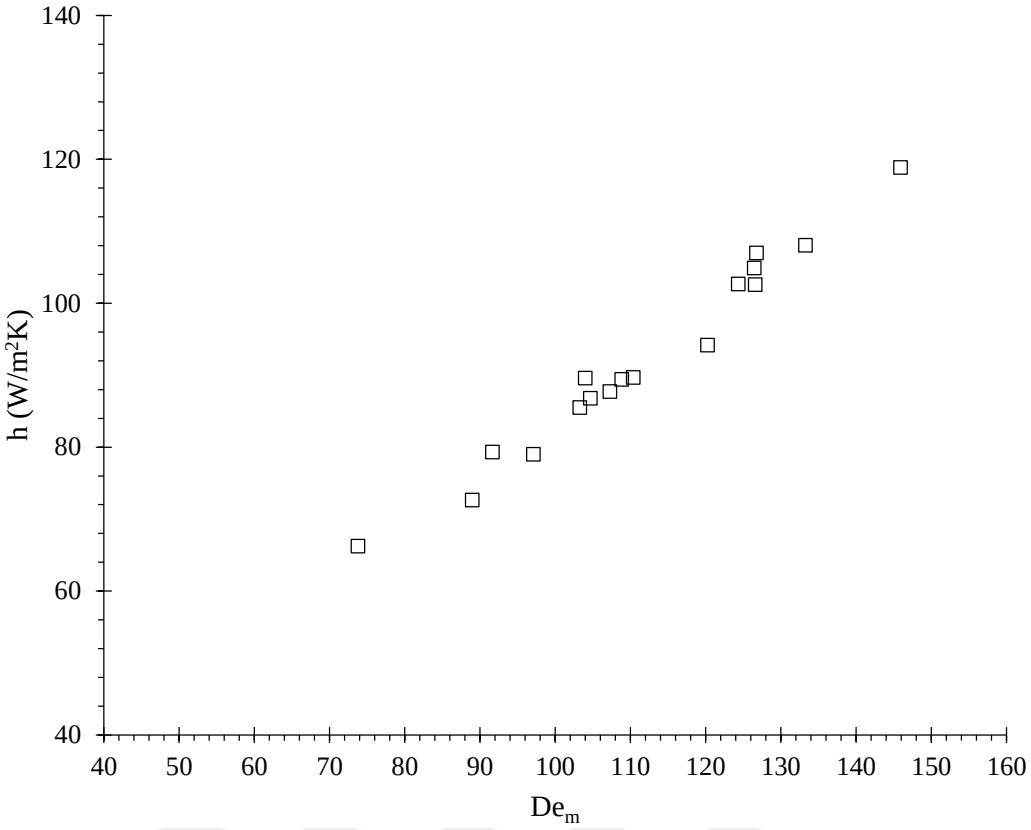
**Şekil D.12 :** 3-124-15-2.38 nolu deney a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.12 :** 3-124-15-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

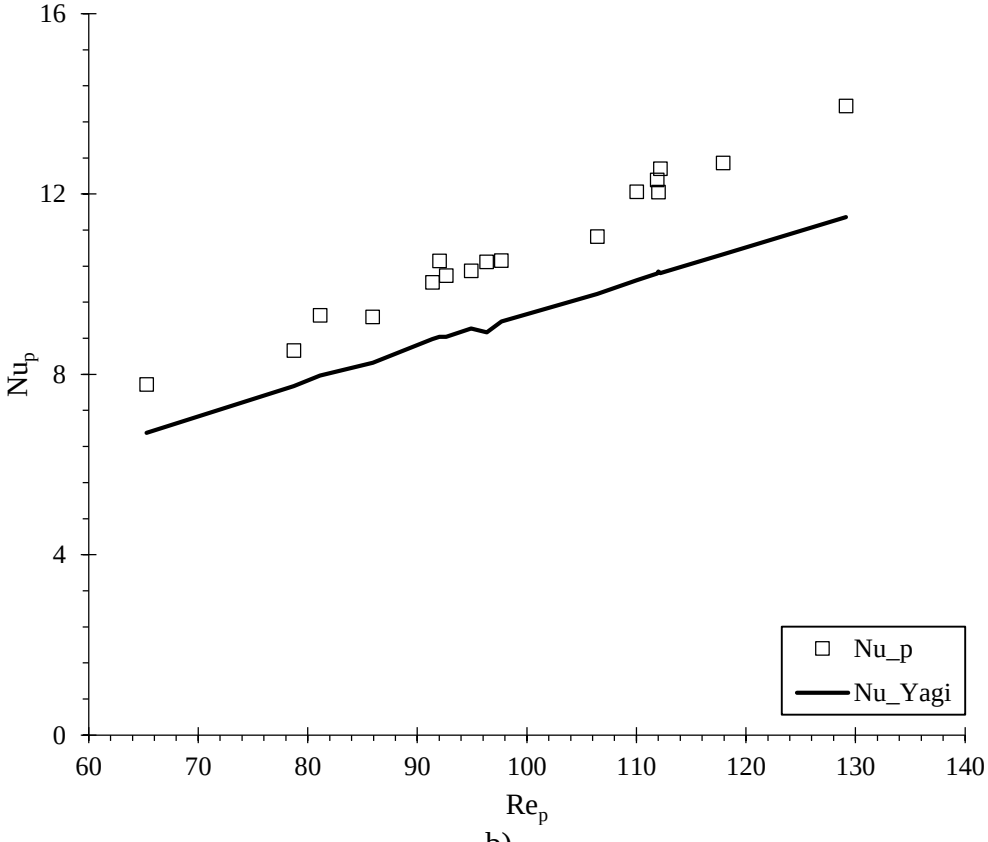
| 2-120-10-3.17 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 232,6 | 0,3 | 0,49 | 0,04 | 65,3 | 73,8 | 0,7 | 30,0 | 35,6 | 40,7 | 47,9 | 52,2 | 55,6 | 59,1 | 61,6 | 58,2 |
| 2 | 233,3 | 0,3 | 0,57 | 0,04 | 78,7 | 89,0 | 0,8 | 28,0 | 32,5 | 38,2 | 43,4 | 47,5 | 50,8 | 54,3 | 57,0 | 54,7 |
| 3 | 233,7 | 0,3 | 0,62 | 0,04 | 85,9 | 97,1 | 0,8 | 27,0 | 31,0 | 36,8 | 41,3 | 45,2 | 48,3 | 51,7 | 54,3 | 52,6 |
| 4 | 231,3 | 0,3 | 0,69 | 0,05 | 94,9 | 107,3 | 0,9 | 25,4 | 28,9 | 34,1 | 38,4 | 42,1 | 45,0 | 48,2 | 50,9 | 49,4 |
| 5 | 231,4 | 0,3 | 0,76 | 0,05 | 106,4 | 120,3 | 1,0 | 25,4 | 28,6 | 33,6 | 37,4 | 40,8 | 43,5 | 46,6 | 49,2 | 48,1 |
| 6 | 231,5 | 0,3 | 0,80 | 0,05 | 111,9 | 126,5 | 1,0 | 25,2 | 28,1 | 33,3 | 36,5 | 39,9 | 42,5 | 45,5 | 48,1 | 47,2 |
| 7 | 231,6 | 0,3 | 0,85 | 0,05 | 117,9 | 133,3 | 1,1 | 25,1 | 27,9 | 32,9 | 36,0 | 39,2 | 41,7 | 44,6 | 47,1 | 46,4 |
| 8 | 258,7 | 0,3 | 0,80 | 0,05 | 110,0 | 124,3 | 1,0 | 26,2 | 29,5 | 34,9 | 38,9 | 42,5 | 45,4 | 48,7 | 51,5 | 50,5 |
| 9 | 258,1 | 0,3 | 0,68 | 0,05 | 92,0 | 104,0 | 0,9 | 27,0 | 30,9 | 36,6 | 41,5 | 45,6 | 48,8 | 52,5 | 55,4 | 53,7 |
| 10 | 254,8 | 0,3 | 0,69 | 0,05 | 92,6 | 104,7 | 0,9 | 26,9 | 30,7 | 36,4 | 41,1 | 45,1 | 48,3 | 51,8 | 54,8 | 53,3 |
| 11 | 254,1 | 0,3 | 0,61 | 0,04 | 81,1 | 91,7 | 0,8 | 28,0 | 32,5 | 38,4 | 43,9 | 48,2 | 51,6 | 55,3 | 58,2 | 56,0 |
| 12 | 254,6 | 0,3 | 0,71 | 0,05 | 97,7 | 110,4 | 0,9 | 27,5 | 31,1 | 36,7 | 41,1 | 45,0 | 48,0 | 51,5 | 54,4 | 53,0 |
| 13 | 239,0 | 0,3 | 0,82 | 0,05 | 112,0 | 126,6 | 1,0 | 24,5 | 27,5 | 32,3 | 36,0 | 39,3 | 41,9 | 45,0 | 47,6 | 46,7 |
| 14 | 239,0 | 0,3 | 0,81 | 0,05 | 112,2 | 126,8 | 1,0 | 24,5 | 27,5 | 32,3 | 36,0 | 39,3 | 41,9 | 45,0 | 47,6 | 46,7 |
| 15 | 239,0 | 0,3 | 0,93 | 0,06 | 129,1 | 145,9 | 1,2 | 24,6 | 27,2 | 31,9 | 34,9 | 38,0 | 40,4 | 43,3 | 45,8 | 45,2 |
| 16 | 237,7 | 0,3 | 0,69 | 0,05 | 96,3 | 108,9 | 0,9 | 27,2 | 30,8 | 35,9 | 40,5 | 44,1 | 47,0 | 50,2 | 52,8 | 51,3 |
| 17 | 265,2 | 0,3 | 0,68 | 0,05 | 91,4 | 103,3 | 0,9 | 27,7 | 31,8 | 37,5 | 42,6 | 46,7 | 50,0 | 53,7 | 56,6 | 54,9 |

**Çizelge D.12 (devam) :** 3-124-15-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 73,8 | 33,0 | 35,3 | 40,7 | 45,1 | 49,5 | 57,4 | 55,9 | 64,1 | 62,3 | 25,9 | 61,8 | 26,7 | 60,9 | 24,1 | 24,5 |
| 89,0 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,0 | 45,0 | 52,8 | 51,1 | 59,4 | 57,7 | 25,1 | 58,5 | 26,1 | 57,7 | 24,1 | 24,8 |
| 97,1 | 29,7 | 31,1 | 35,4 | 39,0 | 42,9 | 50,5 | 48,6 | 56,9 | 55,1 | 24,6 | 56,3 | 25,6 | 55,6 | 23,8 | 24,8 |
| 107,3 | 27,8 | 29,0 | 32,8 | 36,2 | 39,8 | 47,2 | 45,2 | 53,5 | 51,5 | 23,5 | 53,1 | 24,5 | 52,4 | 23,2 | 23,3 |
| 120,3 | 27,7 | 28,8 | 32,3 | 35,3 | 38,7 | 45,9 | 43,8 | 51,9 | 49,9 | 24,0 | 51,7 | 25,0 | 51,1 | 23,9 | 24,2 |
| 126,5 | 27,4 | 28,3 | 31,6 | 34,5 | 37,8 | 45,0 | 42,8 | 50,9 | 48,8 | 24,1 | 50,9 | 25,1 | 50,3 | 24,1 | 24,6 |
| 133,3 | 27,3 | 28,1 | 31,2 | 34,0 | 37,1 | 44,3 | 42,0 | 50,0 | 47,8 | 24,2 | 50,0 | 25,2 | 49,5 | 24,3 | 24,8 |
| 124,3 | 28,7 | 29,7 | 33,3 | 36,6 | 40,2 | 47,7 | 45,7 | 54,1 | 52,3 | 24,6 | 54,0 | 25,6 | 53,4 | 24,4 | 25,2 |
| 104,0 | 29,8 | 31,0 | 35,3 | 39,0 | 43,0 | 50,8 | 49,2 | 57,7 | 56,2 | 24,6 | 57,3 | 25,6 | 56,6 | 24,0 | 24,9 |
| 104,7 | 29,5 | 30,8 | 35,0 | 38,7 | 42,6 | 50,2 | 48,5 | 57,1 | 55,5 | 24,4 | 56,8 | 25,4 | 56,1 | 23,9 | 24,4 |
| 91,7 | 30,8 | 32,4 | 37,1 | 41,2 | 45,5 | 53,5 | 51,9 | 60,6 | 58,9 | 24,9 | 59,8 | 25,9 | 59,1 | 23,9 | 25,0 |
| 110,4 | 30,0 | 31,2 | 35,2 | 38,8 | 42,5 | 50,1 | 48,3 | 56,8 | 55,0 | 25,2 | 56,5 | 26,2 | 55,8 | 24,7 | 25,4 |
| 126,6 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 | 23,1 | 50,0 | 24,1 | 49,5 | 23,1 | 22,5 |
| 126,8 | 26,7 | 27,6 | 30,9 | 33,9 | 37,1 | 44,2 | 42,1 | 50,1 | 48,3 | 23,1 | 50,0 | 24,1 | 49,5 | 23,1 | 22,5 |
| 145,9 | 26,6 | 27,4 | 30,2 | 32,9 | 35,9 | 43,0 | 40,7 | 48,7 | 46,6 | 23,8 | 48,7 | 24,9 | 48,3 | 24,1 | 23,5 |
| 108,9 | 29,5 | 30,7 | 34,7 | 38,1 | 41,8 | 49,1 | 47,2 | 55,3 | 53,5 | 25,0 | 54,8 | 26,0 | 54,2 | 24,6 | 24,7 |
| 103,3 | 30,4 | 31,7 | 36,1 | 40,0 | 44,1 | 51,8 | 50,2 | 58,8 | 57,3 | 24,8 | 58,3 | 25,8 | 57,6 | 24,2 | 24,7 |




a)




b)

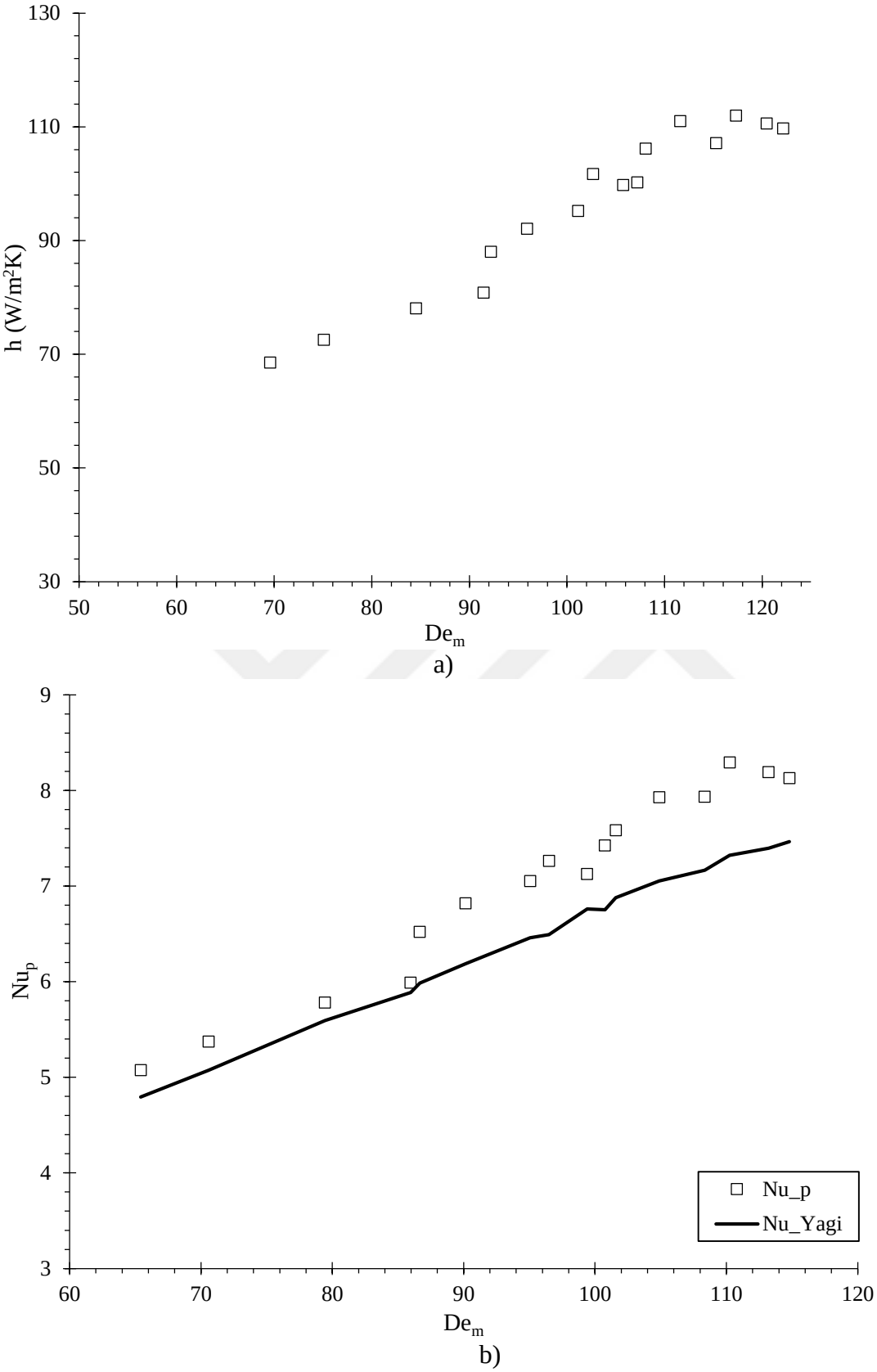
**Şekil D.13 :** 3-124-15-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.13 :** 4-171-12.5-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

| 4-171-12.5-2.00 | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 128,2 | 0,2 | 0,77 | 0,05 | 86,7 | 92,2 | 0,8 | 32,9 | 37,9 | 40,5 | 43,1 | 48,7 | 48,6 | 50,1 | 46,8 |
| 2 | 128,2 | 0,2 | 0,84 | 0,06 | 95,1 | 101,1 | 0,8 | 32,1 | 36,8 | 39,5 | 42,0 | 47,8 | 47,8 | 49,6 | 46,8 |
| 3 | 128,3 | 0,2 | 0,88 | 0,06 | 100,8 | 107,2 | 0,9 | 31,9 | 36,3 | 39,0 | 41,3 | 46,9 | 47,0 | 48,8 | 46,3 |
| 4 | 128,2 | 0,2 | 0,94 | 0,06 | 108,3 | 115,3 | 0,9 | 31,6 | 35,7 | 38,4 | 40,6 | 46,2 | 46,3 | 48,2 | 46,0 |
| 5 | 127,5 | 0,2 | 0,99 | 0,06 | 113,2 | 120,5 | 1,0 | 31,0 | 34,8 | 37,5 | 39,4 | 44,9 | 45,1 | 46,9 | 45,1 |
| 6 | 110,8 | 0,1 | 0,56 | 0,04 | 65,4 | 69,6 | 0,6 | 36,0 | 41,4 | 43,6 | 46,2 | 51,1 | 50,5 | 51,1 | 46,9 |
| 7 | 110,6 | 0,1 | 0,61 | 0,04 | 70,6 | 75,1 | 0,7 | 35,4 | 40,7 | 43,0 | 45,7 | 51,0 | 50,5 | 51,5 | 47,4 |
| 8 | 110,6 | 0,1 | 0,70 | 0,05 | 79,4 | 84,5 | 0,7 | 34,3 | 39,2 | 41,6 | 44,2 | 49,6 | 49,4 | 50,7 | 47,1 |
| 9 | 109,4 | 0,1 | 0,75 | 0,05 | 86,0 | 91,5 | 0,8 | 33,2 | 37,6 | 40,1 | 42,6 | 48,0 | 48,4 | 51,2 | 46,3 |
| 10 | 110,8 | 0,1 | 0,79 | 0,05 | 90,1 | 95,9 | 0,8 | 32,2 | 36,4 | 38,9 | 41,2 | 46,6 | 46,6 | 48,2 | 45,6 |
| 11 | 110,8 | 0,1 | 0,85 | 0,06 | 97,6 | 103,8 | 0,9 | 31,4 | 35,3 | 37,8 | 39,8 | 45,0 | 45,1 | 46,7 | 44,5 |
| 12 | 210,4 | 0,2 | 0,91 | 0,06 | 99,4 | 105,8 | 0,9 | 36,0 | 43,2 | 47,3 | 51,2 | 59,7 | 59,8 | 62,7 | 58,2 |
| 13 | 210,9 | 0,2 | 0,93 | 0,06 | 102,6 | 109,2 | 0,9 | 35,1 | 41,9 | 46,1 | 49,8 | 58,4 | 58,6 | 61,7 | 57,7 |
| 14 | 210,9 | 0,2 | 0,93 | 0,06 | 105,9 | 112,7 | 0,9 | 34,4 | 40,9 | 45,1 | 48,5 | 56,9 | 57,2 | 60,4 | 56,9 |
| 15 | 211,0 | 0,2 | 0,96 | 0,06 | 110,3 | 117,3 | 0,9 | 33,7 | 39,7 | 43,9 | 47,1 | 55,2 | 55,5 | 58,7 | 55,7 |
| 16 | 210,9 | 0,2 | 1,04 | 0,07 | 114,8 | 122,1 | 1,0 | 33,2 | 39,0 | 43,2 | 46,2 | 54,2 | 54,5 | 57,6 | 54,8 |

**Çizelge D.13 (devam) :** 4-171-12.5-2.00 nolu ısı geçişi deney verileri.

| $De_m$ | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 92,2 | 33,2 | 34,7 | 39,6 | 43,6 | 45,1 | 47,5 | 49,3 | 49,2 | 48,5 | 30,4 | 48,8 | 25,9 | 35,1 | 25,6 | 27,4 |
| 101,1 | 32,5 | 34,3 | 38,6 | 42,5 | 44,1 | 46,6 | 48,5 | 49,1 | 48,5 | 29,8 | 48,4 | 26,0 | 35,4 | 25,5 | 27,5 |
| 107,2 | 32,4 | 34,6 | 38,3 | 41,8 | 43,4 | 45,8 | 47,6 | 48,5 | 48,0 | 29,9 | 47,8 | 26,7 | 35,7 | 25,9 | 27,9 |
| 115,3 | 32,1 | 34,5 | 37,9 | 41,1 | 42,7 | 45,1 | 47,0 | 48,1 | 47,6 | 29,7 | 47,7 | 26,7 | 35,6 | 26,0 | 27,9 |
| 120,5 | 31,5 | 34,0 | 37,0 | 39,9 | 41,5 | 43,8 | 45,7 | 46,9 | 46,6 | 29,1 | 46,3 | 26,6 | 35,2 | 25,8 | 27,6 |
| 69,6 | 36,2 | 39,2 | 42,6 | 46,5 | 47,9 | 50,0 | 51,1 | 52,3 | 48,2 | 33,0 | 49,2 | 26,5 | 35,0 | 26,0 | 27,5 |
| 75,1 | 35,7 | 39,0 | 42,1 | 46,1 | 47,6 | 49,9 | 51,2 | 52,5 | 48,9 | 32,6 | 49,7 | 26,6 | 35,6 | 26,1 | 27,6 |
| 84,5 | 34,6 | 38,2 | 40,9 | 44,7 | 46,2 | 48,5 | 50,1 | 51,7 | 48,7 | 31,8 | 49,2 | 26,7 | 35,7 | 26,3 | 27,8 |
| 91,5 | 33,6 | 37,3 | 39,5 | 43,1 | 44,6 | 46,9 | 48,6 | 51,2 | 47,9 | 30,9 | 48,1 | 26,8 | 35,5 | 26,3 | 27,9 |
| 95,9 | 32,6 | 34,9 | 38,1 | 41,7 | 43,2 | 45,6 | 47,3 | 47,6 | 47,1 | 30,1 | 47,2 | 26,5 | 35,3 | 26,2 | 27,6 |
| 103,8 | 31,9 | 34,1 | 37,2 | 40,3 | 41,8 | 44,0 | 45,7 | 46,4 | 46,1 | 29,6 | 46,0 | 26,6 | 34,9 | 26,2 | 27,6 |
| 105,8 | 36,7 | 40,5 | 46,0 | 52,1 | 54,5 | 58,3 | 61,1 | 61,9 | 61,0 | 32,5 | 60,6 | 26,9 | 40,8 | 26,3 | 28,8 |
| 109,2 | 35,9 | 40,1 | 45,0 | 50,7 | 53,2 | 57,0 | 59,9 | 61,2 | 60,5 | 31,7 | 59,8 | 26,7 | 40,8 | 26,5 | 28,5 |
| 112,7 | 35,3 | 39,5 | 44,1 | 49,4 | 51,8 | 55,5 | 58,5 | 60,2 | 59,6 | 31,2 | 58,8 | 26,7 | 40,6 | 26,5 | 28,3 |
| 117,3 | 34,5 | 38,9 | 43,1 | 47,9 | 50,3 | 53,9 | 56,7 | 58,8 | 58,3 | 30,7 | 57,3 | 26,7 | 40,2 | 26,7 | 28,1 |
| 122,1 | 34,1 | 38,5 | 42,5 | 47,0 | 49,4 | 52,9 | 55,6 | 57,8 | 57,4 | 30,4 | 56,3 | 26,7 | 39,9 | 26,7 | 28,2 |



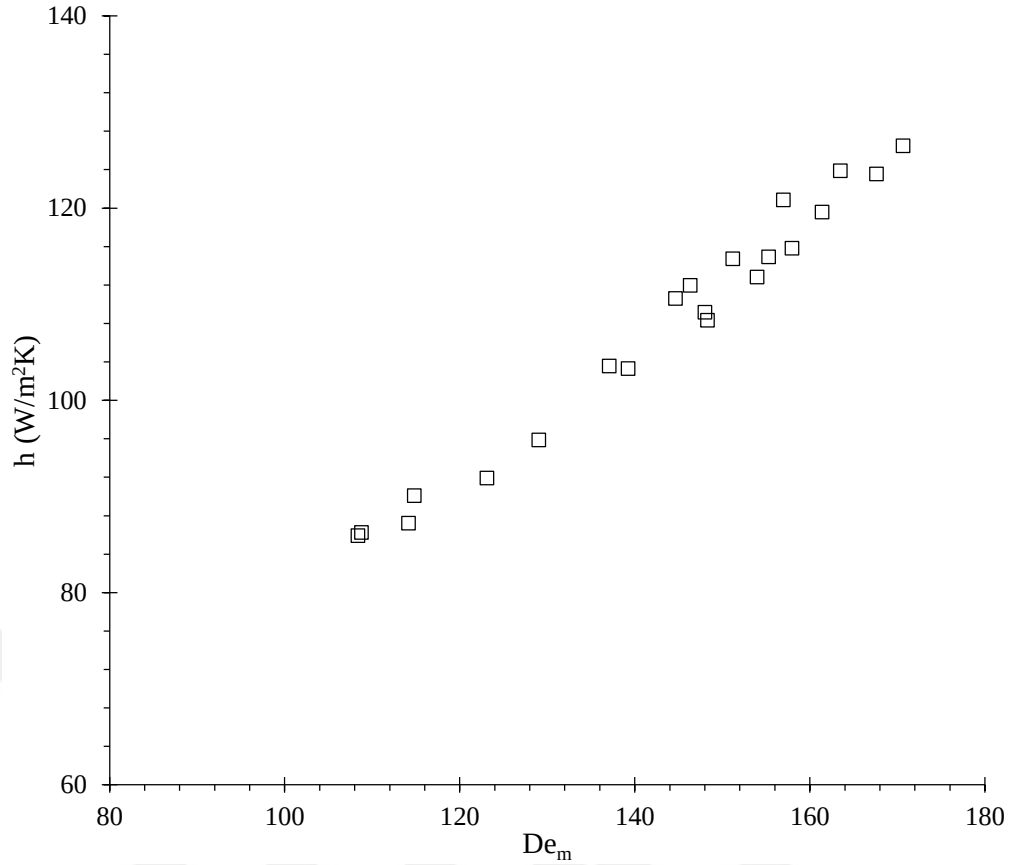

**Şekil D.14 :** 4-171-12.5-2.00 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.14 :** 4-171-12.5-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

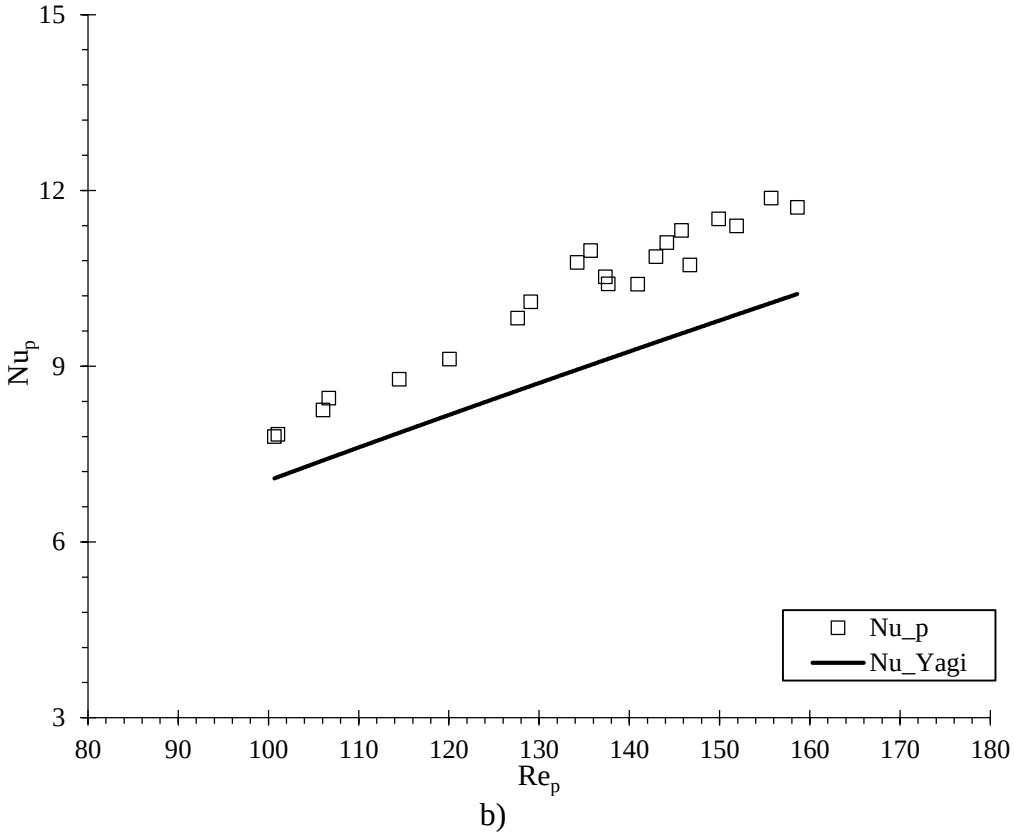
| 4-171-12.5-2.38 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney sayısı | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 193,0 | 0,2 | 0,99 | 0,06 | 130,8 | 139,2 | 1,1 | 33,8 | 39,3 | 40,8 | 46,0 | 53,9 | 57,8 | 54,9 |
| 2 | 193,3 | 0,2 | 1,05 | 0,07 | 139,1 | 148,0 | 1,2 | 33,3 | 38,4 | 39,7 | 44,8 | 52,4 | 56,2 | 54,1 |
| 3 | 193,4 | 0,2 | 1,10 | 0,07 | 145,9 | 155,3 | 1,2 | 33,2 | 38,0 | 39,1 | 43,9 | 51,5 | 55,2 | 53,5 |
| 4 | 193,3 | 0,2 | 1,14 | 0,07 | 151,7 | 161,4 | 1,3 | 33,1 | 37,7 | 38,7 | 43,4 | 50,6 | 54,2 | 52,8 |
| 5 | 193,6 | 0,2 | 1,17 | 0,07 | 157,5 | 167,6 | 1,3 | 33,1 | 37,5 | 38,7 | 42,9 | 50,1 | 53,6 | 52,4 |
| 6 | 83,2 | 0,1 | 0,78 | 0,05 | 107,3 | 114,1 | 1,0 | 32,3 | 35,1 | 36,2 | 38,6 | 42,3 | 43,6 | 41,4 |
| 7 | 83,2 | 0,1 | 0,85 | 0,06 | 115,7 | 123,1 | 1,0 | 31,9 | 34,6 | 35,6 | 38,1 | 42,1 | 43,6 | 41,8 |
| 8 | 83,3 | 0,1 | 0,88 | 0,06 | 121,3 | 129,0 | 1,1 | 31,2 | 33,8 | 34,7 | 37,1 | 41,0 | 42,7 | 41,2 |
| 9 | 83,4 | 0,1 | 0,93 | 0,06 | 128,8 | 137,1 | 1,1 | 30,7 | 33,2 | 33,9 | 36,2 | 40,1 | 41,8 | 40,7 |
| 10 | 83,5 | 0,1 | 0,99 | 0,06 | 137,5 | 146,3 | 1,2 | 30,2 | 32,5 | 33,2 | 35,4 | 39,0 | 40,7 | 39,9 |
| 11 | 218,8 | 0,3 | 1,05 | 0,07 | 136,0 | 144,7 | 1,1 | 37,1 | 42,7 | 45,3 | 50,0 | 56,8 | 61,3 | 58,4 |
| 12 | 218,9 | 0,3 | 1,06 | 0,07 | 139,4 | 148,3 | 1,2 | 36,7 | 42,2 | 44,7 | 49,5 | 56,2 | 60,8 | 58,4 |
| 13 | 218,9 | 0,3 | 1,11 | 0,07 | 144,7 | 153,9 | 1,2 | 36,2 | 41,4 | 43,7 | 48,4 | 55,0 | 59,3 | 57,4 |
| 14 | 219,1 | 0,3 | 1,14 | 0,07 | 148,4 | 157,9 | 1,2 | 35,4 | 40,5 | 42,6 | 47,2 | 53,5 | 58,0 | 56,5 |
| 15 | 235,6 | 0,3 | 1,10 | 0,07 | 142,1 | 151,2 | 1,2 | 37,9 | 42,3 | 46,2 | 51,7 | 59,7 | 63,6 | 60,7 |
| 16 | 235,3 | 0,3 | 1,14 | 0,07 | 147,5 | 157,0 | 1,2 | 37,8 | 41,8 | 45,6 | 50,9 | 58,3 | 62,4 | 60,2 |
| 17 | 235,4 | 0,3 | 1,18 | 0,07 | 153,6 | 163,5 | 1,3 | 36,9 | 41,1 | 44,4 | 49,6 | 56,8 | 60,8 | 59,1 |
| 18 | 235,5 | 0,3 | 1,23 | 0,07 | 160,4 | 170,6 | 1,3 | 35,9 | 40,2 | 43,1 | 48,3 | 55,3 | 59,2 | 57,8 |
| 19 | 114,7 | 0,1 | 0,81 | 0,05 | 107,9 | 114,8 | 1,0 | 37,0 | 39,3 | 42,4 | 44,9 | 49,8 | 51,5 | 48,9 |
| 20 | 114,6 | 0,1 | 0,78 | 0,05 | 102,2 | 108,8 | 0,9 | 39,2 | 41,2 | 44,7 | 47,2 | 52,1 | 53,5 | 50,1 |
| 21 | 114,4 | 0,1 | 0,78 | 0,05 | 101,8 | 108,4 | 0,9 | 41,8 | 43,7 | 47,4 | 49,7 | 54,5 | 55,4 | 51,5 |

**Çizelge D.14 (devam) :** 4-171-12.5-2.38 nolu ısı geçişi deney verileri.

| | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yalıtım1 |
| 139,2 | 34,5 | 37,4 | 43,5 | 47,1 | 49,1 | 51,6 | 55,0 | 58,1 | 56,9 | 31,5 | 56,1 | 26,3 | 39,5 | 25,8 | 29,4 |
| 148,0 | 33,9 | 37,0 | 42,6 | 45,8 | 47,7 | 50,2 | 53,3 | 57,0 | 56,0 | 31,2 | 54,9 | 26,6 | 39,6 | 26,3 | 29,5 |
| 155,3 | 33,8 | 37,0 | 42,1 | 44,9 | 46,7 | 49,2 | 52,2 | 56,2 | 55,3 | 31,2 | 54,0 | 27,4 | 39,8 | 26,7 | 30,1 |
| 161,4 | 33,9 | 37,0 | 41,8 | 44,4 | 46,2 | 48,5 | 51,3 | 55,4 | 54,5 | 31,3 | 53,1 | 27,8 | 39,8 | 27,2 | 30,3 |
| 167,6 | 33,9 | 36,9 | 41,5 | 43,9 | 45,6 | 47,9 | 50,7 | 54,9 | 54,1 | 31,3 | 52,6 | 28,2 | 39,8 | 27,6 | 30,5 |
| 114,1 | 32,4 | 32,9 | 37,1 | 38,8 | 39,8 | 41,3 | 42,8 | 42,7 | 42,1 | 31,0 | 42,8 | 27,1 | 33,5 | 26,6 | 28,8 |
| 123,1 | 32,1 | 33,1 | 36,7 | 38,4 | 39,4 | 40,9 | 42,5 | 43,2 | 42,6 | 30,7 | 42,9 | 27,3 | 34,1 | 26,8 | 29,0 |
| 129,0 | 31,4 | 32,6 | 35,8 | 37,4 | 38,3 | 39,8 | 41,4 | 42,6 | 42,1 | 30,1 | 42,2 | 27,3 | 34,0 | 26,8 | 28,8 |
| 137,1 | 30,9 | 32,3 | 35,2 | 36,6 | 37,5 | 38,8 | 40,4 | 41,9 | 41,5 | 29,8 | 41,4 | 27,3 | 33,8 | 27,0 | 28,7 |
| 146,3 | 30,4 | 31,9 | 34,6 | 35,7 | 36,5 | 37,8 | 39,3 | 41,0 | 40,6 | 29,4 | 40,4 | 27,3 | 33,6 | 26,9 | 28,6 |
| 144,7 | 37,9 | 40,0 | 47,1 | 50,8 | 52,2 | 54,6 | 58,2 | 61,9 | 60,7 | 33,8 | 59,0 | 28,1 | 42,1 | 27,7 | 31,4 |
| 148,3 | 37,6 | 40,1 | 46,6 | 50,3 | 51,7 | 54,0 | 57,5 | 61,8 | 60,7 | 33,5 | 58,9 | 28,3 | 42,7 | 27,9 | 31,5 |
| 153,9 | 37,0 | 39,7 | 45,8 | 49,2 | 50,6 | 52,8 | 56,1 | 60,6 | 59,6 | 33,2 | 57,6 | 28,7 | 42,5 | 28,1 | 31,7 |
| 157,9 | 36,3 | 39,1 | 44,8 | 48,0 | 49,3 | 51,4 | 54,6 | 59,5 | 58,6 | 32,5 | 56,5 | 28,5 | 42,2 | 28,0 | 31,4 |
| 151,2 | 38,8 | 41,0 | 48,6 | 52,5 | 54,0 | 56,6 | 60,2 | 64,3 | 63,1 | 34,7 | 61,4 | 29,1 | 43,2 | 28,6 | 32,9 |
| 157,0 | 38,7 | 40,7 | 48,2 | 51,6 | 53,0 | 55,2 | 58,8 | 63,6 | 62,5 | 34,6 | 60,4 | 29,6 | 43,3 | 29,5 | 32,2 |
| 163,5 | 37,8 | 40,1 | 47,2 | 50,4 | 51,7 | 53,9 | 57,3 | 62,2 | 61,2 | 34,0 | 59,2 | 29,6 | 42,8 | 29,3 | 32,1 |
| 170,6 | 36,9 | 39,0 | 46,0 | 49,1 | 50,3 | 52,4 | 55,7 | 60,8 | 59,9 | 33,3 | 57,8 | 29,3 | 42,1 | 29,0 | 31,7 |
| 114,8 | 37,4 | 36,9 | 43,5 | 45,1 | 46,1 | 47,8 | 50,1 | 50,7 | 49,9 | 34,8 | 50,1 | 29,2 | 37,3 | 28,7 | 30,7 |
| 108,8 | 39,5 | 38,1 | 45,5 | 47,3 | 48,3 | 50,2 | 52,4 | 51,9 | 51,1 | 36,5 | 51,7 | 29,4 | 37,5 | 28,9 | 31,2 |
| 108,4 | 42,1 | 39,4 | 48,0 | 49,6 | 50,9 | 52,8 | 54,9 | 53,2 | 52,4 | 39,0 | 53,5 | 30,0 | 38,1 | 29,2 | 31,7 |




a)




b)

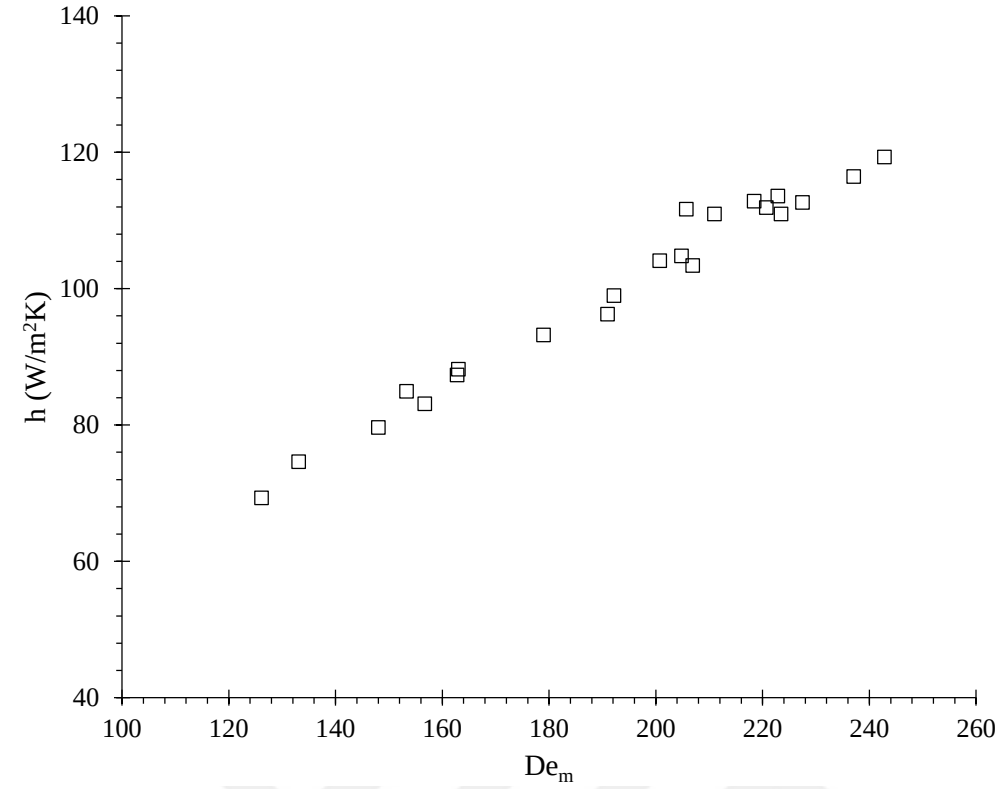
**Şekil D.15 :** 4-171-12.5-2.38 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

**Çizelge D.15 :** 4-171-12.5-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

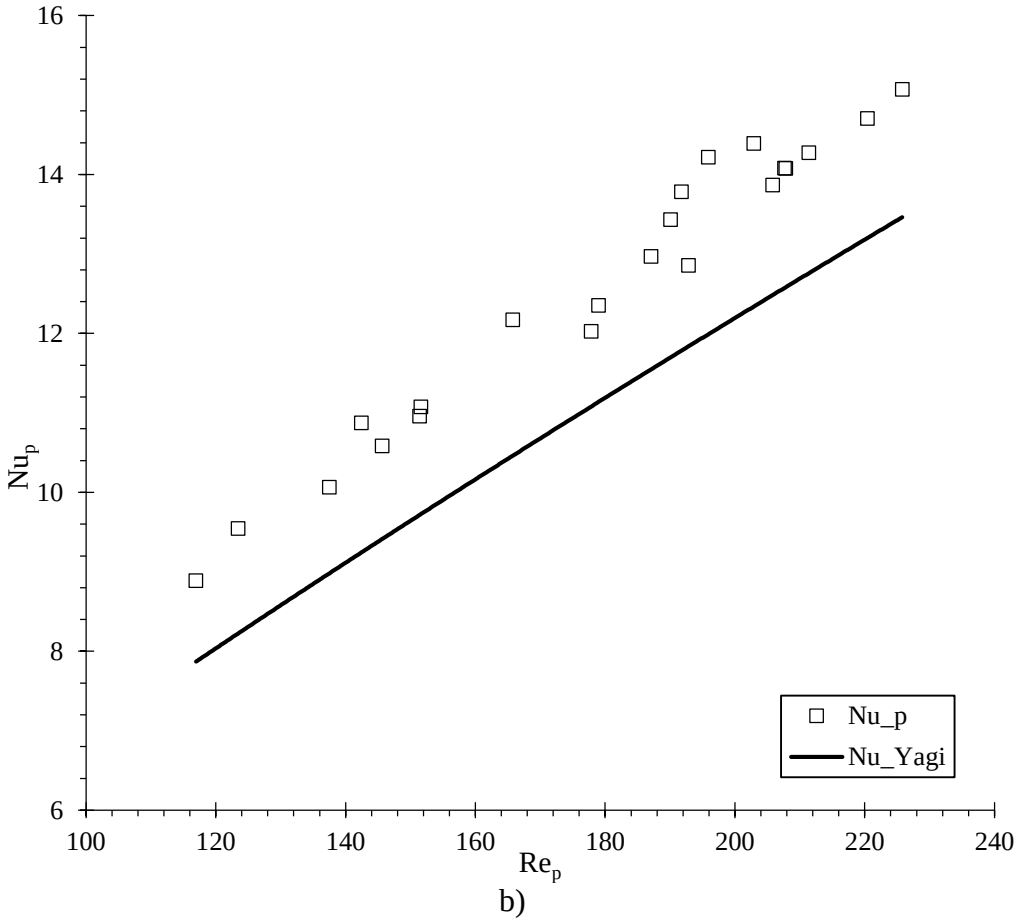
| 4-171-12.5-3.17 | | | | | | | | İç yüzey | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Deney | q" ($W/m^2$) | Hata q" ($W/m^2$) | $u_m$ | Hata $u_m$ | $Re_p$ | $De_m$ | Hata $De_m$ | 0° | 45° | 90° | 135° | 225° | 270° | 315° | 360° |
| 1 | 199,1 | 0,2 | 1,02 | 0,06 | 180,6 | 192,2 | 1,5 | 32,9 | 38,4 | 41,8 | 45,1 | 53,3 | 54,4 | 57,8 | 54,8 |
| 2 | 198,8 | 0,2 | 1,06 | 0,07 | 188,6 | 200,7 | 1,6 | 32,6 | 37,6 | 40,9 | 44,0 | 51,7 | 53,0 | 56,4 | 54,0 |
| 3 | 200,0 | 0,2 | 1,14 | 0,07 | 202,8 | 215,8 | 1,7 | 32,2 | 36,9 | 40,1 | 42,9 | 50,5 | 51,7 | 55,2 | 53,1 |
| 4 | 198,4 | 0,2 | 1,15 | 0,07 | 205,3 | 218,4 | 1,7 | 31,2 | 35,6 | 38,8 | 41,5 | 49,1 | 50,3 | 53,8 | 51,9 |
| 5 | 198,5 | 0,2 | 1,19 | 0,07 | 213,8 | 227,5 | 1,8 | 30,6 | 34,8 | 37,9 | 40,5 | 47,8 | 49,0 | 52,3 | 50,6 |
| 6 | 99,6 | 0,1 | 0,80 | 0,05 | 147,3 | 156,7 | 1,3 | 30,6 | 34,5 | 36,6 | 38,6 | 43,6 | 43,9 | 45,6 | 42,8 |
| 7 | 99,5 | 0,1 | 0,79 | 0,05 | 144,1 | 153,3 | 1,3 | 30,2 | 33,9 | 36,1 | 38,3 | 43,2 | 43,6 | 45,6 | 43,0 |
| 8 | 99,7 | 0,1 | 0,92 | 0,06 | 168,2 | 179,0 | 1,5 | 30,0 | 33,0 | 35,0 | 36,8 | 41,6 | 42,1 | 44,1 | 42,1 |
| 9 | 99,6 | 0,1 | 0,97 | 0,06 | 179,4 | 190,9 | 1,5 | 29,7 | 32,5 | 34,5 | 36,1 | 40,7 | 41,2 | 43,2 | 41,5 |
| 10 | 99,4 | 0,1 | 1,05 | 0,07 | 194,5 | 206,9 | 1,6 | 29,6 | 32,1 | 33,9 | 35,4 | 39,8 | 40,3 | 42,3 | 40,9 |
| 11 | 99,1 | 0,1 | 1,12 | 0,07 | 207,5 | 220,7 | 1,7 | 29,5 | 31,8 | 33,6 | 34,9 | 39,1 | 39,6 | 41,6 | 40,3 |
| 12 | 214,4 | 0,3 | 1,09 | 0,07 | 192,5 | 204,8 | 1,6 | 32,5 | 37,8 | 41,7 | 44,6 | 53,2 | 54,3 | 58,0 | 55,2 |
| 13 | 214,3 | 0,3 | 1,13 | 0,07 | 199,9 | 212,7 | 1,7 | 32,1 | 37,0 | 40,8 | 43,5 | 51,9 | 53,1 | 56,9 | 54,5 |
| 14 | 214,4 | 0,3 | 1,18 | 0,07 | 210,0 | 223,5 | 1,7 | 31,2 | 35,7 | 39,5 | 41,9 | 50,1 | 51,4 | 55,1 | 53,1 |
| 15 | 214,5 | 0,3 | 1,24 | 0,08 | 222,8 | 237,1 | 1,8 | 30,8 | 34,9 | 38,6 | 40,8 | 48,6 | 49,8 | 53,5 | 51,7 |
| 16 | 129,7 | 0,2 | 1,13 | 0,07 | 209,5 | 222,9 | 1,7 | 29,1 | 31,7 | 34,2 | 35,6 | 40,8 | 41,6 | 44,0 | 42,8 |
| 17 | 129,9 | 0,2 | 1,23 | 0,07 | 228,2 | 242,8 | 1,9 | 28,0 | 30,4 | 32,9 | 34,0 | 39,1 | 39,7 | 42,2 | 41,2 |
| 18 | 55,4 | 0,1 | 0,81 | 0,05 | 153,2 | 163,0 | 1,4 | 27,8 | 29,7 | 31,1 | 32,0 | 35,1 | 35,1 | 36,3 | 34,7 |
| 19 | 55,4 | 0,1 | 0,74 | 0,05 | 139,1 | 148,0 | 1,3 | 29,0 | 31,2 | 32,6 | 33,6 | 36,8 | 36,7 | 37,8 | 35,9 |
| 20 | 55,3 | 0,1 | 0,68 | 0,05 | 126,7 | 134,8 | 1,2 | 29,9 | 32,4 | 33,9 | 35,0 | 38,3 | 38,0 | 38,9 | 36,6 |
| 21 | 55,2 | 0,1 | 0,64 | 0,05 | 118,5 | 126,1 | 1,1 | 31,3 | 34,0 | 35,4 | 36,5 | 39,7 | 39,3 | 40,0 | 37,3 |

**Çizelge D.15 (devam) :** 4-171-12.5-3.17 nolu ısı geçişi deney verileri.

| $De_m$ | Dış yüzey | | | | | | | | | Hava | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° | 360° | 0° | 360° | Pleksi Giriş | Pleksi Çıkış | Ortam | Yltm1 |
| 192,2 | 34,1 | 37,3 | 42,1 | 46,0 | 48,6 | 51,7 | 55,3 | 57,9 | 57,1 | 31,1 | 56,2 | 26,3 | 39,1 | 25,9 | 28,6 |
| 200,7 | 33,8 | 37,1 | 41,4 | 44,9 | 47,3 | 50,3 | 53,9 | 56,8 | 56,2 | 30,7 | 55,0 | 26,5 | 39,2 | 26,3 | 28,7 |
| 215,8 | 33,4 | 36,7 | 40,9 | 43,8 | 46,1 | 49,0 | 52,5 | 55,7 | 55,1 | 30,6 | 53,9 | 26,9 | 39,2 | 26,6 | 28,9 |
| 218,4 | 32,4 | 36,1 | 39,8 | 42,4 | 44,7 | 47,6 | 51,1 | 54,4 | 53,9 | 29,7 | 52,7 | 26,2 | 38,6 | 26,0 | 28,5 |
| 227,5 | 31,7 | 35,5 | 39,0 | 41,3 | 43,6 | 46,4 | 49,7 | 53,0 | 52,5 | 29,0 | 51,3 | 25,8 | 38,1 | 25,8 | 28,0 |
| 156,7 | 31,1 | 32,3 | 36,2 | 39,0 | 40,5 | 42,3 | 44,4 | 44,5 | 44,0 | 29,3 | 44,3 | 25,0 | 32,9 | 24,7 | 26,7 |
| 153,3 | 30,7 | 32,3 | 35,7 | 38,7 | 40,2 | 42,0 | 44,2 | 44,8 | 44,3 | 28,9 | 44,4 | 25,1 | 33,3 | 24,8 | 26,7 |
| 179,0 | 30,6 | 32,1 | 35,2 | 37,2 | 38,6 | 40,4 | 42,5 | 43,7 | 43,2 | 29,1 | 43,2 | 26,2 | 33,8 | 25,7 | 27,4 |
| 190,9 | 30,4 | 32,0 | 34,8 | 36,5 | 37,9 | 39,6 | 41,6 | 42,9 | 42,6 | 29,0 | 42,4 | 26,5 | 33,9 | 26,0 | 27,5 |
| 206,9 | 30,2 | 31,7 | 34,3 | 35,8 | 37,1 | 38,7 | 40,6 | 42,2 | 41,9 | 28,9 | 41,6 | 26,8 | 33,7 | 26,3 | 27,7 |
| 220,7 | 30,1 | 31,4 | 34,1 | 35,3 | 36,5 | 38,0 | 39,9 | 41,5 | 41,2 | 28,9 | 40,9 | 27,1 | 33,4 | 26,6 | 27,7 |
| 204,8 | 33,7 | 37,4 | 42,0 | 45,5 | 48,1 | 51,3 | 55,2 | 58,1 | 57,4 | 30,7 | 56,5 | 26,3 | 40,5 | 25,5 | 28,7 |
| 212,7 | 33,3 | 37,2 | 41,4 | 44,4 | 47,0 | 50,1 | 53,9 | 57,2 | 56,6 | 30,3 | 55,5 | 26,2 | 40,4 | 25,9 | 28,7 |
| 223,5 | 32,3 | 36,4 | 40,3 | 42,8 | 45,3 | 48,4 | 52,1 | 55,6 | 55,1 | 29,6 | 53,9 | 25,9 | 39,8 | 25,9 | 28,5 |
| 237,1 | 31,8 | 35,8 | 39,6 | 41,7 | 44,0 | 47,0 | 50,5 | 54,0 | 53,6 | 29,2 | 52,4 | 26,0 | 39,3 | 25,9 | 28,3 |
| 222,9 | 29,7 | 32,2 | 34,8 | 36,1 | 37,6 | 39,6 | 41,9 | 44,1 | 43,9 | 28,1 | 43,3 | 25,9 | 34,8 | 25,6 | 27,4 |
| 242,8 | 28,7 | 31,3 | 33,7 | 34,5 | 36,0 | 37,8 | 40,0 | 42,4 | 42,3 | 27,2 | 41,6 | 25,4 | 33,9 | 25,2 | 26,8 |
| 163,0 | 28,0 | 28,8 | 31,1 | 32,2 | 33,0 | 34,1 | 35,2 | 35,4 | 35,1 | 27,4 | 35,6 | 25,3 | 30,0 | 24,6 | 26,1 |
| 148,0 | 29,3 | 29,7 | 32,5 | 33,8 | 34,7 | 35,8 | 36,9 | 36,7 | 36,4 | 28,5 | 37,0 | 25,9 | 30,6 | 25,3 | 26,8 |
| 134,8 | 30,1 | 30,2 | 33,6 | 35,1 | 36,0 | 37,1 | 38,1 | 37,4 | 37,1 | 29,2 | 37,9 | 25,7 | 30,6 | 24,9 | 26,5 |
| 126,1 | 31,4 | 31,0 | 34,9 | 36,7 | 37,5 | 38,7 | 39,5 | 38,0 | 37,7 | 30,3 | 38,8 | 25,8 | 30,6 | 24,9 | 26,9 |




a)




b)

**Şekil D.16 :** 4-171-12.5-3.17 nolu deneyde a) Isı taşınım katsayıları ile $De_m$ b) Nusselt sayıları ile $Re_p$ değişimi.

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** **:** Mustafa Yasin GÖKASLAN

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2012, Niğde Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** **:** 2015, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015-2021 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesinde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır
- 2014-2015 yılları arasında Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde araştırma görevlisi olarak çalıştı

### DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Gökaslan M.Y.,** Özdemir, M., Kuddusi, L., 2019. Bilye Doldurulmuş Spiral Kanalda Basınç Düşüşünün Deneysel İncelenmesi. *ULIBTK'19 22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.* 11-14 Eylül 2019, Kocaeli, Türkiye.
- **Gökaslan, M.Y.,** Özdemir, M., Kuddusi, L**.,** 2021. Experimental Study on Laminar Air Flow through Spiral Channel Packed with Steel Balls, *Heat and Mass Transfer*, https://doi.org/10.1007/s00231-021-03023-y

**DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:**

- Coşkun, A., Geredelioğlu, Ç., Bolattürk, A. **Gökaslan, M.Y.,** "Çayırhan Termik Santralinin Ekserji ve Ekonomik Analizi", *19. Ulusal Isı bilimi ve Tekniği Kongresi,* 9-12 Eylül 2013, Samsun.
- Coşkun, A., Geredelioğlu, Ç., Bolattürk, A. **Gökaslan, M.Y.**, "Çayırhan Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi", *XI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 17-20 Nisan 2013, İzmir.
- Bolattürk, A. **Gökaslan, M.Y.,** Dağıdır C. 2013. Soğuk Hava Depolarında Optimum Yalıtım Kalınlıklarının Hesabı ve Enerji Tasarrufundaki Rolü, *19. Ulusal Isı bilimi ve Tekniği Kongresi*, 9-12 Eylül 2013, Samsun.
- **Gökaslan, M.Y.,** Bolattürk, A., Ameen, S**.,** 2015, Türkiye'nin Farkli İklim Bölgelerinde Bulunan Soğuk Hava Depolarinin Optimum Yalitim Kalinliklarinin Hesabi Ve Enerji Tasarrufundaki Rolü, *20. Ulusal Isi Bilimi ve Tekniği Kongresi,* 2-5 Eylül 2015, Balıkesir, Türkiye.
- Cimilli Duru, S., **Gökaslan, M. Y.,** Candan, C., Özdemir, M., Nergis, B. U., 2019, "A New Approach for Testing Air Permeability", *17th National 3rd International The Recent Progress. Symposium on Textile Technology and Chemistry.* 20-22, November 2019, Bursa, Turkey.