



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YATAY DAİRESEL BİR BORUDA BİRLEŞİK  
ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Orkun SEZER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Ekim-2024**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Orkun SEZER tarafından hazırlanan “YATAY DAİRESEL BİR BORUDA BİRLEŞİK ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması 04/10/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof.Dr. Ahmet Ali SERTKAYA  
(Selçuk Ü. Teknoloji Fak. Makine Müh. Bölümü)

.....

#### Danışman

Doç.Dr. Selçuk DARICI  
(KTÜN Makine Müh. Bölümü)

.....

#### Üye

Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA  
(KTÜN Makine Müh. Bölümü)

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mevlüt UYAN  
Enstitü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Orkun SEZER

04.10.2024

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS

#### YATAY DAİRESEL BİR BORUDA BİRLEŞİK ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Orkun SEZER

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr. Selçuk DARICI

2024, 66 Sayfa

Jüri

Prof.Dr. Ahmet Ali SERTKAYA  
Doç.Dr. Selçuk DARICI  
Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

Bu tez çalışmasında boru içerisinde laminar akışta ısı gelişme bölgesinde birleşik ısı transferi, cidar iletimi dikkate alınarak deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmada kullanılan deney boruları giriş, ısıtma ve çıkış olmak üzere üç bölgeden oluşmaktadır. Deneylerde mühendislik uygulamalarında kullanılan, cidar kalınlık oranları  $\delta_{wf} = 0.06, 0.3$  ve  $0.6$  olan borular kullanılmıştır. Borunun giriş bölgesinde hidrodinamik gelişen, ısıtma bölgesinde ısı gelişen akış şartlarında, borunun ısıtma bölgesine dıştan sabit ısı akısı uygulanması durumunda ortaya çıkan birleşik ısı transferi problemi deneysel olarak araştırılmıştır. Deney borusunun giriş ve çıkış bölgelerinde cidardaki ısı iletimi dikkate alınmıştır. Problemin parametreleri cidar kalınlık oranı, Reynolds sayısı ve dış yüzey ısı akısıdır. Bu parametrelerin borunun ara yüzey sıcaklığı, akışkan yığık sıcaklığı ve ara yüzey ısı akısının eksenel değişimlerine etkileri incelenmiştir. Makro borularda özellikle düşük Reynolds sayılı laminar akışlarda cidar eksenel iletimin etkileri dikkate alınmalıdır. Borunun giriş ve çıkış bölgesinde duvar eksenel ısı iletiminin en önemli etkileri, duvar kalınlık oranı  $\delta_{wf} = 0.6$ , dış yüzey ısı akısı  $q_{wo} = 350 \text{ W/m}^2$  ve Reynolds sayısı  $Re = 500$  için elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Birleşik ısı transferi, eksenel cidar iletimi, laminar akış, sabit ısı akısı.

## ABSTRACT

## MS THESIS

# EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONJUGATE FORCED CONVECTION HEAT TRANSFER IN A HORIZONTAL CIRCULAR PIPE

Orkun SEZER

Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Selcuk DARICI

2024 , 66 Pages

Jury

Prof. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA  
Assoc. Prof. Dr. Selcuk DARICI  
Asst. Prof. Dr. Sukru Ulas ATMACA

In this thesis, conjugated heat transfer in the thermal development region of laminar flow inside a pipe was investigated experimentally by considering the axial wall conduction. The test pipes used in the study consisted of three regions, namely inlet, heating and outlet. In the experiments, pipes with wall thickness ratios  $\delta_{wf} = 0.06, 0.3$  and  $0.6$ , which are used in engineering applications, were used. The conjugated heat transfer problem that occurs when a constant heat flux is applied externally to the heating region of the pipe under the conditions of hydrodynamic development in the inlet region and thermal development in the heating region of the pipe was investigated experimentally. Heat conduction in the wall was taken into account in the inlet and outlet regions of the test pipe. The parameters of the problem are the wall thickness ratio, Reynolds number and external surface heat flux. The effects of these parameters on the axial changes of the pipe's interface temperature, fluid bulk temperature and interface heat flux were investigated. In macro pipes, especially in low Reynolds number laminar flows, the effects of axial wall conduction should be taken into account. The most significant effects of wall axial heat conduction in the entrance and outlet region of the pipe are obtained for wall thickness ratio  $\delta_{wf} = 0.6$ , external surface heat flux  $q_{wo} = 350 \text{ W/m}^2$  and Reynolds number  $Re = 500$ .

**Keywords:** Conjugated heat transfer, axial wall conduction, laminar flow, constant heat flux.

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında üç bölgeli olarak planlanan deney borusunun giriş ve çıkış bölgelerinde cidar ısı iletimi dikkate alınarak ve her iki bölgede problemde ele alınan parametrelerin ara yüzey ve akışkan yığık sıcaklığı ile ara yüzey ısı akısının eksenel değişimlerine ve borudaki ısı transfer karakteristiklerine etkileri parametrik olarak incelenmiştir.

Yapılan bu tez çalışmasının makro borularda eksenel ısı iletimi konusunda gelecekte yapılacak çalışmalara ışık tutmasını temenni ederim.

Tez çalışmam boyunca tecrübesi ile beni yönlendiren, bilgi ve birikimi ile tez çalışmasının tüm süreci boyunca büyük bir ilgi ile yardımcı olan danışmanım Sn. Doç. Dr. Selçuk DARICI' ya teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca maddi ve manevi olarak daima yanımda duran, yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, bana vermiş oldukları moral desteğinden dolayı babam Vahit SEZER, annem Vicdan SEZER, abim Bahadır SEZER ve özellikle deneysel çalışmalarım esnasında göstermiş olduğu anlayış ve manevi desteğinden dolayı eşim Sinem SEZER'e teşekkür ederim.

Orkun SEZER  
KONYA-2024

## İÇİNDEKİLER

|                                                                       |      |
|-----------------------------------------------------------------------|------|
| ÖZET .....                                                            | iv   |
| ABSTRACT.....                                                         | v    |
| ÖNSÖZ .....                                                           | vi   |
| İÇİNDEKİLER .....                                                     | vii  |
| ŞEKİLLER LİSTESİ .....                                                | ix   |
| ÇİZELGELER LİSTESİ .....                                              | xii  |
| SİMGELER VE KISALTMALAR .....                                         | xiii |
| 1. GİRİŞ .....                                                        | 1    |
| 1.1. Tezin Amacı.....                                                 | 1    |
| 1.2. Tezin Önemi .....                                                | 2    |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....                                           | 4    |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM.....                                            | 11   |
| 3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım .....                       | 11   |
| 3.2. Boru İçi Akışlarda Hidrodinamik Gelişme .....                    | 11   |
| 3.3. Boru İçi Akışta Isıl Gelişme .....                               | 13   |
| 3.4. Deney Düzeneği.....                                              | 14   |
| 3.5. Matematik Formülasyon .....                                      | 22   |
| 3.6. Belirsizlik Analizi .....                                        | 29   |
| 3.6.1. Elektrik gücü belirsizliği.....                                | 29   |
| 3.6.2. Reynolds sayısı belirsizliği .....                             | 30   |
| 3.6.3. Kütle debisi belirsizliği .....                                | 30   |
| 3.6.4. Isı transferi belirsizliği .....                               | 31   |
| 3.6.5. Arayüzey ısı akısı belirsizliği .....                          | 31   |
| 3.6.6. Isı taşınım katsayısı belirsizliği.....                        | 31   |
| 3.6.7. Nusselt sayısı belirsizliği .....                              | 32   |
| 3.7. Deney Düzeneğinin Doğrulanması .....                             | 32   |
| 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....                               | 35   |
| 4.1. Cidar Kalınlık Oranının Sıcaklık Değişimlerine Etkisi .....      | 35   |
| 4.2. Cidar Kalınlık Oranının Arayüzey Isı Akısına Etkisi.....         | 42   |
| 4.3. Re Sayısının Arayüzey Sıcaklık Değişimine Etkisi.....            | 49   |
| 4.4. Dış Yüzey Isı Akısının Arayüzey Sıcaklık Değişimine Etkisi ..... | 54   |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....                                          | 61   |

|                            |           |
|----------------------------|-----------|
| <b>5.1. Sonuçlar .....</b> | <b>61</b> |
| <b>5.1. neriler .....</b> | <b>62</b> |
| <b>KAYNAKLAR .....</b>     | <b>63</b> |



## ŞEKİLLER LİSTESİ

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 3. 1. Akışkanının boru içinde hidrodinamik gelişimi .....                                                       | 12 |
| Şekil 3. 2. Boru içi laminar akış hız profili .....                                                                   | 12 |
| Şekil 3. 3. Borudaki akışkanın ısı gelişimi .....                                                                     | 14 |
| Şekil 3. 4. Deney borusu geometrisi .....                                                                             | 15 |
| Şekil 3. 5. Deney düzeneğinin şematik gösterimi .....                                                                 | 16 |
| Şekil 3. 6. Kutulu varyak .....                                                                                       | 16 |
| Şekil 3. 7. Isıtma sistemi şematik gösterimi .....                                                                    | 17 |
| Şekil 3. 8. Pens ampermetre .....                                                                                     | 18 |
| Şekil 3. 9. Fark basınçölçer .....                                                                                    | 19 |
| Şekil 3. 10. Anemometre .....                                                                                         | 19 |
| Şekil 3. 11. Cam yünü yalıtım malzemesi .....                                                                         | 20 |
| Şekil 3. 12. Radyal fan .....                                                                                         | 21 |
| Şekil 3. 13. Veri kayıt cihazı .....                                                                                  | 22 |
| Şekil 3. 14. Problemin şematigi .....                                                                                 | 25 |
| Şekil 3. 15. Sürtünme faktörünün teorik değerler ile kıyaslanması .....                                               | 33 |
| Şekil 3. 16. Nu sayılarının kıyaslanması ( $\delta_{wf}=0.06$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....                    | 34 |
| Şekil 4. 1. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....   | 36 |
| Şekil 4. 2. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....   | 37 |
| Şekil 4. 3. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....  | 37 |
| Şekil 4. 4. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....  | 38 |
| Şekil 4. 5. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ ) .....   | 38 |
| Şekil 4. 6. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ ) .....   | 39 |
| Şekil 4. 7. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ ) .....  | 39 |
| Şekil 4. 8. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ ) .....  | 40 |
| Şekil 4. 9. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ) .....   | 40 |
| Şekil 4. 10. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ) .....  | 41 |
| Şekil 4. 11. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ) ..... | 41 |
| Şekil 4. 12. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ) ..... | 42 |
| Şekil 4. 13. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....          | 43 |
| Şekil 4. 14. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) .....          | 44 |

|                                                                                                                                   |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4. 15. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )                           | 44 |
| Şekil 4. 16. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )                           | 45 |
| Şekil 4. 17. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )                            | 45 |
| Şekil 4. 18. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )                            | 46 |
| Şekil 4. 19. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )                           | 46 |
| Şekil 4. 20. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )                           | 47 |
| Şekil 4. 21. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=500$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )                            | 47 |
| Şekil 4. 22. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=750$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )                            | 48 |
| Şekil 4. 23. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1000$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )                           | 48 |
| Şekil 4. 24. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1250$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )                           | 49 |
| Şekil 4. 25. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ) | 50 |
| Şekil 4. 26. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )  | 50 |
| Şekil 4. 27. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ , $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )  | 51 |
| Şekil 4. 28. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ ) | 51 |
| Şekil 4. 29. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )  | 52 |
| Şekil 4. 30. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ , $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )  | 52 |
| Şekil 4. 31. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ) | 53 |
| Şekil 4. 32. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )  | 53 |
| Şekil 4. 33. Farklı $Re$ sayılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ , $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )  | 54 |
| Şekil 4. 34. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ , $Re=500$ )           | 55 |
| Şekil 4. 35. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ , $Re=500$ )            | 55 |
| Şekil 4. 36. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ , $Re=500$ )            | 56 |
| Şekil 4. 37. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ , $Re=750$ )           | 56 |
| Şekil 4. 38. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ , $Re=750$ )            | 57 |
| Şekil 4. 39. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ , $Re=750$ )            | 57 |

|                                                                                                                                   |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4. 40. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.06$ , $Re=1000$ ) ..... | 58 |
| Şekil 4. 41. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.3$ , $Re=1000$ ) .....  | 58 |
| Şekil 4. 42. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.6$ , $Re=1000$ ) .....  | 59 |
| Şekil 4. 43. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.06$ , $Re=1250$ ) ..... | 59 |
| Şekil 4. 44. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.3$ , $Re=1250$ ) .....  | 60 |
| Şekil 4. 45. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi<br>( $\delta_{wf}=0.6$ , $Re=1250$ ) .....  | 60 |



## ÇİZELGELER LİSTESİ

|                                                          |    |
|----------------------------------------------------------|----|
| Çizelge 3. 1. Pens ampermetre teknik özellikleri .....   | 18 |
| Çizelge 3. 2. Fark basınç ölçer teknik özellikleri ..... | 19 |
| Çizelge 3. 3. Anemometre teknik özellikleri .....        | 20 |
| Çizelge 3. 4. Yalıtım malzemesi teknik özellikleri.....  | 20 |
| Çizelge 3. 5. Radyal fan teknik özellikleri.....         | 21 |
| Çizelge 3. 6. Veri kayıt cihazı teknik özellikleri ..... | 22 |



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

|              |                                                        |
|--------------|--------------------------------------------------------|
| $A_{cs}$     | : Boru kesit alanı ( $m^2$ )                           |
| $A_{ins}$    | : Yalıtım dış yüzey alanı ( $m^2$ )                    |
| $A_o$        | : Orifis kesit alanı ( $m^2$ )                         |
| $C_d$        | : Debi düzeltme katsayısı                              |
| $C_p$        | : Sabit basınçta özgül ısı ( $J/kgK$ )                 |
| $d$          | : Orifis delik çapı (m)                                |
| $D_i$        | : Boru iç çapı (m)                                     |
| $d/D_i$      | : Orifis delik çapının boru iç çapına oranı            |
| $D_o$        | : Boru dış çapı (m)                                    |
| $D_{ins}$    | : Yalıtım dış çapı (m)                                 |
| $f$          | : Sürtünme faktörü                                     |
| $h$          | : Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )                   |
| $h_x$        | : Yerel ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )             |
| $h_{wo}$     | : Yalıtım yüzeyinde ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ ) |
| $I$          | : Akım (Amper)                                         |
| $k_w$        | : Boru ısı iletim katsayısı ( $W/mK$ )                 |
| $k_f$        | : Akışkan ısı iletim katsayısı ( $W/mK$ )              |
| $k_{wf}$     | : Isı iletim katsayısı oranı ( $=k_w/ k_f$ )           |
| $L$          | : Uzunluk (m)                                          |
| $L_1$        | : Giriş bölgesi uzunluğu (m)                           |
| $L_2$        | : Isıtma bölgesi uzunluğu (m)                          |
| $L_3$        | : Çıkış bölgesi uzunluğu (m)                           |
| $\dot{m}$    | : Kütle debisi ( $kg/s$ )                              |
| $Nu$         | : Nusselt sayısı                                       |
| $P$          | : Elektrik gücü (W)                                    |
| $Pr$         | : Prandtl sayısı                                       |
| $Q_f$        | : Akışkana eklenen ısı (W)                             |
| $Q_{cond,x}$ | : Cidar eksenel ısı iletimi (W)                        |
| $Q_{conv}$   | : Taşınım ile ısı geçişi (W)                           |

|                 |                                                              |
|-----------------|--------------------------------------------------------------|
| $Q_{rad}$       | : Işınım ile ısı geçişi (W)                                  |
| $Q_{loss}$      | : Isı kaybı (W)                                              |
| $Q_{loss,tot}$  | : Toplam ısı kaybı (W)                                       |
| $\dot{q}$       | : İç ısı üretimi ( $W/m^3$ )                                 |
| $q_{wi}$        | : Arayüzey ısı akısı ( $W/m^2$ )                             |
| $q_{wo}$        | : Dış yüzey ısı akısı ( $W/m^2$ )                            |
| $x$             | : Eksenel koordinat (m)                                      |
| $r$             | : Radyal koordinat (m)                                       |
| $Ra_D$          | : Rayleigh sayısı                                            |
| $Re$            | : Reynolds sayısı                                            |
| $r_{wi}$        | : Boru iç yarıçapı (m)                                       |
| $r_{wo}$        | : Boru dış yarıçapı (m)                                      |
| $T_b$           | : Akışkan yığık sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                    |
| $T_{b,1}$       | : Akışkanın ısıtılan bölgeye giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ ) |
| $T_f$           | : Ortalama film sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                    |
| $T_{fi}$        | : Akışkan giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                    |
| $T_{fo}$        | : Akışkan çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                    |
| $T_{ins}$       | : Yalıtım dış yüzey sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                |
| $T_{wi}$        | : Boru arayüzey sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                    |
| $T_{wo}$        | : Boru dış yüzey sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                   |
| $T_{\infty}$    | : Çevre sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )                            |
| $U_m$           | : Ortalama akış hızı (m/s)                                   |
| $V$             | : Elektriksel gerilim (Volt)                                 |
| $\dot{V}$       | : Hacimsel debi ( $m^3/s$ )                                  |
| $w$             | : Belirsizlik                                                |
| $\Delta P$      | : Basınç düşüşü (Pa)                                         |
| $\Delta P_{op}$ | : Orifis plakasında basınç düşüşü (Pa)                       |
| $\Delta T$      | : Sıcaklık farkı ( $^{\circ}C$ )                             |

#### Yunan sembolleri

|         |                                     |
|---------|-------------------------------------|
| $\beta$ | : Isıl genleşme katsayısı ( $1/K$ ) |
| $\rho$  | : Yoğunluk ( $kg/m^3$ )             |
| $\nu$   | : Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )   |

|               |                                                                              |
|---------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $\partial$    | :Diferansiyel parametresi                                                    |
| $\mu$         | : Dinamik viskozite (kg/ms)                                                  |
| $\sigma$      | : Stefan-Boltzmann sabiti ( $=5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ) |
| $\varepsilon$ | : Yayımlama katsayısı                                                        |
| $\delta_{wf}$ | : Cidar kalınlık oranı ( $= (r_{wo} - r_{wi}) / r_{wi}$ )                    |

#### İndisler:

|      |                     |
|------|---------------------|
| $f$  | :Akışkan            |
| $i$  | :Boru iç yüzeyi     |
| $o$  | :Boru dış yüzeyi    |
| $x$  | : Eksenel konum (m) |
| $w$  | : Boru cidarı       |
| $wi$ | : Boru iç yüzeyi    |
| $wo$ | : Boru dış yüzeyi   |

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Tezin Amacı

Birleşik ısı transferi, boru cidarında ve akış alanında gerçekleşen ısı transferinin bir bütün olarak ele alınmasıdır. Birleşik ısı transferi söz konusu olduğu durumlarda iletim ve taşınım ile ısı transferi birlikte meydana gelmektedir. Boru cidarında meydana gelen iletim ve akış hacminde meydana gelen taşınım ile iletim, iş akışkanı ile boru cidarı ara yüzeyinde meydana gelen enerji transferini de tayin etmektedir. Pratikte birçok mühendislik probleminde birleşik ısı transferiyle karşılaşılabilir. Isı değiştiriciler, kanatçıklar, fırınlar, güneş enerjili kolektörler, nükleer reaktör soğutma boruları, rejeneratif ve reküperatif ısı değiştiricileri gaz türbini kanatçıkları gibi bazı örnekler verilebilir. Boru cidarının kalın olması ve ısı iletkenlik oranının küçük olması durumu meydana gelecek enerji transferine önemli oranda tesir etmektedir. Bu nedenle problemlerin çözümünde birleşik ısı transferi göz önünde bulundurulmalıdır.

Uygulamada kullanılan ısı değiştiricilerin, boru iç akışında meydana gelen enerji transferi dikkate alınarak tasarımı yapılmaktadır. Isı değiştiricilerin tasarımı yapılırken birleşik ısı transferinin dikkate alınması önem arz etmektedir.

Yüksek ısı iletkenlik değerine ve düşük Prandtl sayısına haiz akışkanlarda eksenel ısı iletiminin problemin çözümüne dâhil edilmesi gerekmektedir. Eksenel ısı iletimi ısı iletkenliği olarak gelişmiş alanda ısı transferi karakteristiklerine tesir etmediği gibi, yalnızca borunun giriş kısmında eksenel ısı iletimine rastlanmaktadır (Schneider,1957). Eksenel ısı iletimine tesir eden bir başka parametre ise Peclet sayısıdır. Peclet sayısının büyük değerlerinde radyal iletim eksenel iletime oranla daha fazla etkili olacaktır (Schneider,1957). Eksenel iletiminin çözüme dahil edilmediği halde elde edilecek Nusselt sayısı, eksenel iletimin çözüme dahil edildiği halde elde edilecek Nusselt sayısından daha düşük olacaktır. Ayrıca eksenel iletim, akışın ısı gelişme uzunluğunu da artırmaktadır.

Yapılan bu tez çalışmasında boru içerisinde laminar akış şartı altında ısı gelişme bölgesinde birleşik ısı transferinin, cidar iletimi göz önünde bulundurularak deneysel olarak araştırılması hedeflenmiştir. Çalışmada, piyasada kullanılan cidar kalınlık oranı birbirinden farklı olan ( $\delta_{wf}=0.01, 0.3, 0.6$ ) borular kullanılarak hidrodinamik gelişmiş,

ısı gelişmekte olan akış için, borunun dış yüzeyinde sabit ısı akısı uygulanması durumunda gerçekleşecek olan birleşik ısı transferi problemi, hazırlanmış olan deney düzeneği üzerinde deneysel olarak irdelenmiştir.

Çalışmada üç bölge olarak planlanan deney borusunun giriş ve çıkış bölgelerinde cidar ısı iletimi dikkate alınacak ve her iki bölgede problemde ele alınan parametrelerin ara yüzey ve akışkan yığık sıcaklığı ile ara yüzey ısı akısının eksenel değişimlerine ve borudaki ısı transfer karakteristiklerine etkileri parametrik olarak incelenmiştir.

## 1.2. Tezin Önemi

Birleşik ısı transferi, akışkan ile akışkanın temas ettiği boru cidarı arasında ısı değişiminin meydana geldiği bölgede ortaya çıkan bir problem olarak tanımlanabilir. Birleşik ısı transferi hakkında literatürde araştırma konusu olan çalışmalarda genellikle borunun dış yüzeyinde sınır şartı olarak, sabit yüzey sıcaklığı veya sabit yüzey ısı akısı uygulanmış olduğu görülmektedir. Fakat uygulamada bu sınır şartları dışında üçüncü bir sınır şartı da söz konusudur. Boru içerisinden akan akışkan, boru dış yüzeyinden zorlanmış veya doğal taşınım etkisi ile ısı kazancına veya ısı kaybına uğrayabilmektedir. Oysa endüstrinin birçok kolunda ısı kaybının azaltılması ve ısı kazancının artırılması hedeflenmektedir. Isı transferi problemlerinde genellikle ısı transferinin bir şekli incelendiğinden bu çözüm yöntemi gerçeklikten uzaktır. Gerçeğe yakın çözümleme yapabilmek amacıyla birleşik ısı transferi analizi yapmak mühendislik açısından önem arz etmektedir.

Boru ve kanallarda türbülanslı akış geçici rejim ısı transferi birçok araştırmacı tarafından sınır ya da giriş şartlarında ani veya periyodik değişme halinde incelenmiştir. Araştırmacıların çoğu problemi ince cidarlı borular için ele almışlardır. Bu durumda cidar iletimi etkisi her iki yönde ihmal edilebilir ve dış yüzeydeki koşul iç yüzeyde de aynen geçerli kabul edilebilir. Birleşik ısı transferi problemlerinde ise cidar-akışkan ara yüzeyindeki koşul önceden bilinmediğinden, enerji denklemlerinin hem cidar hem de akışkan bölgesi için, ara yüzeyde sıcaklıkların ve ısı akısının

sürekliliği şartları ile birlikte çözümlenmelidir. Bu tür problemlerin bir kısmında cidarda radyal yöndeki iletim eksenel yöndeki iletimin yanında ihmal edilmiş, bir kısmında ise iki boyutlu, radyal ve eksenel cidar iletimi göz önüne alınmıştır.

Literatürde, boru veya kanal içi akışlardaki ısı transferi olaylarında kanal duvarı boyunca eksenel iletimin ısı transferine etkisi üzerine mikro kanallarda daha çok teorik analizler ve sayısal çalışmalar yapıldığı görülmüştür. Eksenel iletimin mikro kanallarda önemine dair yapılmış deneysel çalışma sayısı çok azdır. Özellikle türbülanslı akışlarda eksenel iletimin etkisi makro kanallarda genellikle ihmal edilmekte olup, yapılan taramalar sonucunda literatürde bu konuda deneysel bir çalışmaya rastlanmamıştır. Literatürdeki bu eksiklik, bu çalışmanın konusunu teşkil edecek olan laminar akış koşullarında özellikle cidardaki eksenel ısı iletiminin konvektif ısı transferine etkisinin deneysel olarak araştırılması ihtiyacını ortaya koymuştur.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Heaton ve ark. (1964), yaptıkları çalışmada sabit ısı akısı sınır şartında halka kesitli boru içinde laminer akış kabulü yapılan ısı transferi problemini irdelemişlerdir. Hidrodinamik, birleşik hidrodinamik ve ısı giriş problemi için integral metodu ile farklı çözümler yapmışlardır. Yapılan çalışmada deneysel parametre olarak iç ve dış çap oranları belirlenmiştir. Prandtl sayısının 0.7 değeri için yapmış oldukları deneysel çalışmalarında sonuçların uyum içerisinde olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Patankar ve ark. (1978) çalışmalarında boru içerisinde periyodik olarak değişen dış yüzey sıcaklığında ısı transferi problemini analitik olarak çözümlemeye çalışmışlardır. Hidrodinamik olarak gelişmiş akış için analitik çözümlemeler yaparken eksenel iletimin etkisini göz ardı etmişlerdir.

Faghri ve Welty (1978) çalışmalarında dış ortamda bulunan değişken iş akışkanı tesiri altında ısı transferi probleminin çözülmesinde eksenel iletimde göz önünde bulundurarak analiz yapmışlardır. Belirlemiş oldukları sınır şartlarında Nusselt sayılarını hesaplamışlardır.

Zhang ve Ebadian (1990) analitik olarak yapmış oldukları çalışmalarında boru cidarı dış yüzeyinde değişken sıcaklık tesiri altında boru içi laminar akış problemini eksenel iletimi de göz önünde bulundurarak, Peclet sayısının ısı transferine tesirini sıfır ve sonsuz aralığında gözlemlemişlerdir.

Barletta ve Zanchini (2003) eğimli ve birbirlerine paralel olarak konumlandıkları plakalarla oluşturdukları kanalda, üst plakaya periyodik değişken, alt plakaya sabit yüzey sıcaklığı uygulayarak meydana gelen ısı transferini analitik olarak incelemişlerdir.

McMordie ve Emery (1967) yapmış oldukları çalışmalarında, boru içi laminer akış şartında eksenel iletim etkisini de dikkate alarak çözümlemeler gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmalar sonucunda ısı iletkenliğinin küçük değerlerinde Graetz sayısının sonsuza, viskozite değerin sıfıra yaklaşması durumunda boru içi akışta meydana gelen hızdaki gelişimin göz ardı edilemeyeceği sonucuna ulaşmışlardır.

Manohar (1969) sayısal çalışmada, sıkıştırılamaz viskoz akışkanın boru girişinde hızını belirlemek için çözümler yapmıştır. Çalışmasında boru cidarına sabit ısı akısı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartlarını uygulamıştır. Enerji denklemlerini çözümleyerek sıcaklık profillerini ve yerel Nusselt sayılarını elde etmiştir. Çalışmasının

sonucunda literatürde yer alan diğer araştırmacıların bulmuş olduğu sonuçlar ile kendi yaptığı çalışmadan elde ettiği sonuçları birbirleriyle mukayese etmiştir.

Coney ve El-Shaarawi (1975), eş merkezli ısı değiştirici iç borusunun içerisinden laminar akış şartı altında geçirdiği iş akışkanından dolayı gerçekleşen ısı transferini incelemişlerdir. Çalışma sonunda hız ve sıcaklık profilleri belirlenmiştir.

Faghri ve Sparrow (1980) yapmış oldukları çalışmalarında dairesel kesitli kalın cidarlı bir boruda hidrodinamik tam gelişmiş ve laminar olarak kabul yaptıkları bir akışta birleşik ısı transferi probleminin çözümünü gerçekleştirmişlerdir.

Pagliarini (1991) sayısal çalışmasında daire kesitli bir borunun dış yüzeyine sabit ısı akısı sınır şartı uygulayarak birleşik ısı transferi olayını incelemiştir. Yapmış olduğu çalışmasında boru içerisinden iş akışkanının laminar akışta geçtiği, sıcaklık ve hız profillerinin eş zamanlı geliştiği ve viskoz sönümün ihmal kabulünü yaparak analizlerine devam etmiştir. Çalışmada ısı transferi probleminin birleşik olarak çözülmesi gerektiği sonucuna ulaşmıştır.

Schutte ve ark. (1992) cidarı kalın olarak seçtikleri boruda iki farklı durum açısından boru içi akış ve sıcaklık dağılımlarını elde etmeye çalışmışlardır. İlk olarak boru içi akışın sürekli olduğu, ısı transferinin geçici olduğu, ikinci olarak ise boru içi akışın ve ısı transferinin eş zamanlı olarak geçici olduğu durumlar için çözümlemeler yapmışlardır. Çalışmalarında boru cidar kalınlığının boru iç çapına oranını, Peclet sayısını, cidar-akışkan ısıl iletkenlik katsayısı oranını parametreleri olarak belirlemişlerdir. Belirlemiş oldukları parametrelerin başta Nusselt sayısı olmak üzere yüzey ısı akısı, yığık sıcaklık ve ara yüzey sıcaklığına büyük oranda tesir ettiği sonucuna ulaşmışlardır.

Canlı (2020) cidarı kalın olan boru içi akışta birleşik ısı transferi probleminin çözümünü eksenel iletimi de dahil ederek yapmıştır. Boru dış yüzeyine ani sıcaklık değişim sınır şartı uygulamıştır. Çalışmalarını sayısal olarak yapmıştır. Yapmış olduğu analizlerde Peclet sayısı, Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, cidar kalınlık oranı, cidar-akışkan ısı iletim katsayısı oranı ve cidar-akışkan ısıl yayılım katsayısı oranını tasarım parametreleri olarak belirlediği boyutsuz parametrelerin enerji transferine ve akışın karakteristiğine olan tesirini gözlemlemiştir. Yapmış olduğu analizlerde elde ettiği sonuçların belirlenen tüm parametrelere tabi olarak değiştiği sonucuna ulaşmıştır. Enerji transferi karakteristiğine tesir eden en önemli parametrenin Peclet sayısı olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Sparrow ve Siegel (1960) yapmış oldukları çalışmalarında literatürde türbülanslı akış şartında genel kabul görmüş sonuçlardan yararlanmışlardır. Analitik olarak yaptıkları çalışmalarında hız dağılımları ve birleşik ısı transferi için iki farklı yöntem uygulamışlardır. Sınır şartı olarak borunun dış yüzeyinde zamanla değişen sıcaklık değerleri uygulamışlardır ve çalışmalarının sonucunda ısı transfer katsayısının zamana ve konuma bağlı olarak değiştiği sonucuna ulaşmışlardır. Literatürde kabul görmüş çalışmalar ile kendi yapmış oldukları çalışmalar ile kıyaslamışlardır.

McEligot ve arkadaşlarının (1970) yapmış olduğu çalışma, literatür araştırması yapıldığında boru içi türbülanslı iç akışlarda birleşik ısı transferi çözümünün literatürde yapılan ilk çalışmalardan olduğu görülmektedir. Deneysel olarak yapmış oldukları çalışmalarından elde ettikleri sonuçları literatürde kabul görmüş teorik yaklaşımlar ile kıyaslamışlardır. Deney düzeneğinde boru dış yüzeyine sabit yüzey ısı akısı sınır şartı uygulayarak deneylerini yapmışlardır. Sınır tabaka eşitliklerine eksenel ifadelerin ilave edilmesi ile birlikte türbülans modellemesi ve tam çözümde daha doğru sonuçlara ulaşıldığı neticesine ulaşmışlardır.

Mikio ve Kazuo (1977) birlikte yapmış oldukları çalışmalarında birbirine paralel olarak konumlandırılmış plakalar arasından geçirdikleri türbülanslı akışta, plaka cidarında meydana gelen iletimi de dahil ederek birleşik ısı transferi probleminin çözümünü araştırmışlardır. Yazarlar birleşik ısı transferi probleminde plaka cidarında meydana gelen iletimin tesirini elde etmek için hem deneysel olarak hem de teorik olarak çalışmalar yapmışlardır. Kullanılan plakanın cidar kalınlığının ve ısı iletkenlik oranının cidara yakın olan alandaki iş akışkanı üzerine, enerji transferi bakımından önemli tesirinin bulunduğu sonucuna ulaşmışlardır. İlave olarak Prandtl sayısı değerinin enerji transferine tesirinin türbülanslı akışlarda laminar akışlara nazaran daha fazla olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Lin ve Chow (1984) analitik olarak yapmış oldukları çalışmalarında kalın cidarlı boru içerisinden türbülanslı akış koşulunda meydana gelen birleşik ısı transferinde ara yüzey sıcaklığı ve ara yüzey ısı akısı değerlerini hesaplamayı hedeflemişlerdir. Çözümler hidrodinamik gelişmiş akış şartı altında yapılmıştır. Çözümlerinde boru dış yüzeyinde sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı olmak üzere iki tip ısıl sınır şartı uygulamışlardır.

Mansouri ve ark. (2004) yapmış oldukları çalışmalarında türbülanslı kanal içi akış modelleyerek iş akışkanının kanal giriş sıcaklığını zamanla periyodik olarak değiştirerek deneysel olarak birleşik ısı transferi olayını gözlemlemişlerdir.

Çalışmalarını hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan akış şartında gerçekleştirmişlerdir.

Çetin ve ark. (2008) mikro tüp kullanarak analitik olarak yaptıkları çalışmalarında eksenel iletimin etkisini problemin çözümüne dahil ederek birleşik ısı transferi olayını irdelemişlerdir. Problemin çözümünde sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartı uygulanmıştır. Eksenel iletimin etkisi ile Nusselt sayısının ve ısıl giriş uzunluğunun arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Lelea ve Cioabla (2010) mikro tüp kullanarak sayısal yapmış oldukları çalışmalarında birleşik ısı transferini viskoz etkilerin dahil edildiği şartlarda incelemişlerdir. Çalışmalarında üç farklı tip iş akışkanı kullanarak laminar akış şartlarında analizlerini tamamlamışlardır.

Schneider (1957) analitik olarak yapmış olduğu çalışmasında birbirine paralel olarak konumlandığı iki plaka arası ve boru içi akışta ısı transferi problemi hesaplamaları yapmıştır.

Darıcı (2004) laminar akışta yapmış olduğu çalışmasında cidar ve eksenel iletimi problemin çözümüne dahil ederek cidar ve eksenel iletimin birleşik ısı transferine etkilerini araştırmıştır. Sayısal olarak yaptığı çalışmada iş akışkanına sıcaklığın ani değişme sınır şartını uygulamıştır. Birleşik ısı transferi probleminin parametreleri olarak Peclet sayısı, Biot sayısı, Prandtl sayısı, cidar kalınlık oranı, cidar-akışkan ısı iletkenli k katsayısı oranı ve cidar-akışkan ısıl yayılım katsayısı oranlarını belirlemiştir. Belirlemiş olduğu bu parametrelerin akış ve enerji transferine tesirlerini araştırmıştır. Yapmış olduğu çalışmasının sonucunda belirlemiş olduğu parametrelerden cidar kalınlık oranı ve Peclet sayısının enerji transferi üzerinde önemli etkileri olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Yapıcı ve Albayrak (2004) sayısal olarak yapmış oldukları çalışmalarında ele almış oldukları bir boru dış cidarına düzgün ve düzgün olmayan ısı akısı uygulayarak meydana gelen radyal ve eksenel yönde meydana gelen iletimi araştırmışlardır. Yapmış oldukları çalışmalarında iş akışkanı olarak su tercih edilmiştir. Farklı ortalama akış hızları için test borusu cidarında ve akışkan içindeki sıcaklık dağılımını bulmuşlardır.

Bilir ve Ateş (2003) sayısal olarak yapmış oldukları çalışmalarında boru içi laminar akış şartı altında ısıl gelişme bölgesi geçici rejim birleşik ısı transferini çözümlemeyi hedeflemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmalarında problemin çözümüne eksenel iletimi de dahil ederek sonuçlar çıkarmışlardır. Tasarım parametreleri olan cidar kalınlık oranı, Biot sayısı, Peclet sayısı, cidar-akışkan ısıl yayılım katsayısı oranı ve

cidar-akışkan ısı iletkenlik katsayısı oranı değerlerinin ısı transferi üzerindeki tesirlerini tayin etmişlerdir.

Arıcı (2000) sayısal olarak yapmış olduğu çalışmasında boru içi laminar akış şartı altında ele aldığı birleşik ısı transferi problemini çözmeyi hedeflemiştir. Boru dış cidarı dış yüzeyi üzerinden serbest taşınım ile enerji transferi meydana gelmesi halinde tasarım parametreleri olan iletkenlik katsayısı, yarıçap oranları ve taşınım direncinin ısı transferi karakteristiği üzerine tesirini gözlemlemiştir. Yapmış olduğu analizler sonucunda üçüncü tür sınır şartı altında boru içi yerel Nusselt sayısının belirli bir mesafeden sonra yaklaşık olarak sabitlendiği sonucuna ulaşmıştır.

Jeong ve Jeong (2006) sayısal olarak yapmış oldukları çalışmalarında viskoz sönüm ve eksenel iletimin enerji transferi karakteristiği üzerine tesirini araştırmışlardır. Yapmış oldukları çalışmada mikro kanal kullanmışlardır ve mikro kanal cidarına farklı iki sınır şartı (sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı) uygulayarak çözümler elde etmişlerdir. Analizler sonucunda iş akışkanının ısıtılması ile viskoz sönümün meydana gelen ısı transferi üzerinde azaltıcı yönde tesir ettiğini, iş akışkanının soğutulması halinde ise viskoz sönümün meydana gelen ısı transferi değerinde artırıcı yönde tesir ettiğini gözlemlemiştir. Eksenel iletimin ise iş akışkanının ısıtıldığında ve soğutulduğundaki her iki durum için meydana gelen ısı transferi değerinde artış olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Avcı ve ark (2012) sayısal olarak yapmış oldukları çalışmalarında birleşik ısı transferi problemini araştırmışlardır. Çalışmalarında laminar, hidrodinamik olarak gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan sürekli akış rejimi kabullerini yapmışlardır. Tasarım parametreleri olarak ise kanal uzunluğu, çap oranı, ısı iletkenlik oranı ve viskoz sönümü belirlemişlerdir. Belirlemiş oldukları bu tasarım parametrelerinin Nusselt sayısına ve ara yüzey ısı akısına tesirini irdelemişlerdir. Tasarım parametrelerinden ısı iletkenlik oranı ve çap oranı değerlerindeki artış ile birlikte test bölgesi giriş kısmında Nusselt sayısında önemli derecede azalma olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Nusselt sayısındaki bu azalmanın nedeninin ise test bölgesi çıkışına kadar tesir eden eksenel iletimden kaynaklandığı sonucuna ulaşmışlardır. Viskoz etkilerin artması ile Nusselt sayısının değerinde azalma meydana geldiğini de belirtmişlerdir.

Tiselj ve ark (2004) Re sayısının farklı değerleri için hem deneysel bir düzenek hazırlayarak hem de sayısal olarak çalışmalar yapmışlardır. İş akışkanı olarak su kullanmışlardır. Test bölgesi üçgen silikon mikro bir kanaldan meydana gelmektedir. Yapmış oldukları analizler ışığında yüzey sıcaklığının ve iş akışkanı yığık sıcaklığının

kanal içerisinde lineer olarak değişmediği sonucuna ulaşmışlardır. Deneysel çalışma sonucu elde ettikleri veriler ile sayısal çalışmadan elde ettikleri sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Rahimi ve Mehryar (2012) sayısal olarak yapmış oldukları çalışmalarında dairesel bir mikro kanal kullanarak test malzemesinin cidar kalınlığı ve ısı iletkenlik katsayısının yerel Nusselt sayısına tesirini araştırmışlardır. Dairesel mikro kanal dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış olup kanal iç akışının eş zamanlı gelişen laminar akış olduğu kabulü ile analizler yapmışlardır. Yapmış oldukları analizler ışığında mikro kanal cidarında meydana gelen eksenel ısı iletiminin kanal giriş ve çıkış kısmında yerel Nusselt sayısında azalmaya neden olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Ateş ve ark (2010) laminar akış şartları altında geçici rejim birleşik ısı transferi problemini kalın duvarlı bir boru için eksenel iletimi de çözümlerine dahil ederek analizler yapmışlardır. Yapmış oldukları çalışmalarında üst akış bölgesini yalıtmışlar ve alt akış bölgesine ısı akısı uygulamışlardır. Çalışmalarında cidar kalınlık oranı, cidar-akışkan termal iletkenlik oranı, cidar-akışkan ısı yayılım oranı ve Peclet sayısını analiz parametreleri olarak belirlemişlerdir. Belirlemiş oldukları bu parametrelerin ısı transferi üzerine etkilerini gözlemlemişlerdir. Yapmış oldukları bu çalışmanın neticesinde belirlemiş oldukları parametrelerin ısı transferi karakteristiğine önemli bir şekilde etki ettiği sonucuna ulaşmışlardır.

Guo ve Nutter (2009) deneysel olarak yapmış oldukları çalışmalarında bir termosifonun içerisinde bulunan boru duvarında meydana gelen eksenel iletimin termosifonun etkinliğine tesirini gözlemlemeyi hedeflemişlerdir. Deneylerini farklı banyo sıcaklıkları ve farklı doluluk oranları için ayrı ayrı iki durumda tamamlamışlardır. Eksenel iletimin, toplam ısı transfer katsayısını, buharlaşma ve yoğunlaşma ısı transfer katsayısını artırdığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca ısı akısının artmasıyla birlikte eksenel iletim oranının azaldığını gözlemlemişlerdir. Yüksek ısı akısı değerleri için eksenel iletim oranının ihmal edilebilir olacağını ifade etmişlerdir.

Altun ve ark. (2018) iki bölgeli olarak tasarladıkları bir boruda, laminar akış şartında geçici rejim ısı transferi problemini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmalarında eksenel akışkan iletimini de çözümlerine dahil ederek analizler gerçekleştirmişlerdir. Tasarlamış oldukları borunun dış yüzeyine zamanla periyodik olarak değişen sınır şartı uygulamışlardır. Belirlemiş oldukları parametrelerden olan Peclet sayısı ve açısal frekans değerinin gerçekleşen toplam ısı transferi değeri

üzerindeki tesirini gözlemlemeye çalışmışlardır. Yapmış oldukları çalışmanın sonucunda borunun üst akış bölgesinde akış yönünün tersi istikamette akışkan aksel iletiminden kaynaklanan önemli miktarda ısı transferi olayı meydana geldiği sonucuna ulaşmışlardır. Akışkan aksel iletiminden dolayı meydana gelen ısı transferinin sonucu olarak ise boru içerisinden geçen iş akışkanının, ısıtılan alt akış bölgesine gelmeden önce ön ısıtmaya maruz kaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca belirlemiş oldukları parametrelerden Peclet sayısı ve açısal frekans değerlerinin ısı transferi karakteristiğini etkilediğini belirlemişlerdir.



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım

Boru içerisinden gaz veya sıvı akışları, pratikte ısıtma veya soğutma uygulamalarında karşımıza çıkmaktadır. Akışkanın boru içerisinden ilerleyerek ısı transferini gerçekleştirebileceği yeterli uzunlukta dolaşabilmesi fan veya pompa yardımıyla sağlanabilir.

Borular sabit yüzey alanına sahip olduğundan, en yüksek basınç düşüşünde en çok ısı transferi değeri elde edilmektedir. Bu nedenle ısı transfer cihazlarında boru kullanımının araştırılması önem kazanmaktadır.

Teorik olarak elde edilmiş veriler, dairesel kesitli boru akışında tam gelişmiş ve laminar akış gibi koşullar için hesaplanmıştır. Bu nedenle ele alınan akış problemlerini incelerken analitik çözümler yerine deneysel olarak elde edilmiş bağıntı ve sonuçlara göre analiz yapmak gerekmektedir.

Borudan akan akışkanın hızı, kaymama sınır şartından dolayı cidarda sıfırdan başlayarak boru ekseninde maksimum değerine ulaşmaktadır. Sıkıştırılmaz boru içi akışlarda, sabit bir ortalama hız değeri ile çalışmalar yaparken, yoğunluk sıcaklığa bağlı olduğundan, uygulamalarda ortalama hız değeri de değişkenlik gösterebilmektedir.

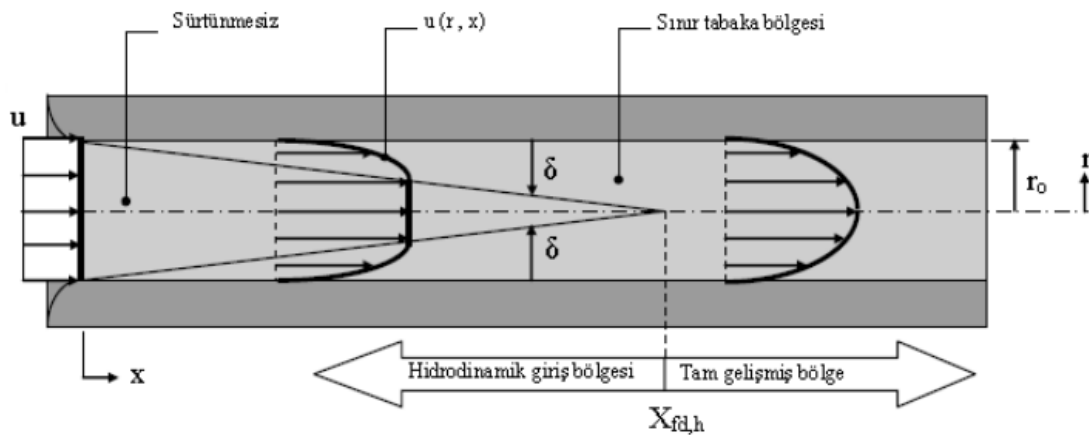
Boru içi akışlarda akışkan parçacıklarının kendi arasındaki sürtünmeden kaynaklı mekanik enerjinin duyulur ısı enerjisine dönüşmesiyle iş akışkanının sıcaklığında artış meydana gelecektir. Bu sıcaklık artışı çok küçük değerlerde olduğundan hesaplamalarda genellikle ihmal edilmektedir.

İç akışlarda akışkan ve cidar arasında oluşan sürtünmenin asıl sonucu basınç düşüşüdür ve ısı transferinden dolayı sıcaklık farkı oluşmaktadır.(Çengel, 2014).

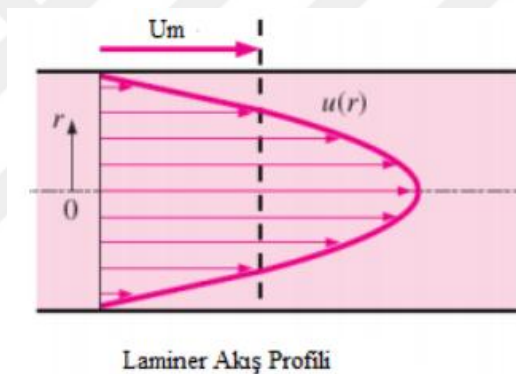
#### 3.2. Boru İçi Akışlarda Hidrodinamik Gelişme

Boru içinden geçen iş akışkanı boru cidarı ile sınırlandırılır. Bu nedenle dairesel borudan akan akışkanın hidrodinamik olarak gelişmesi için gerekli şartları sağlaması gerekmektedir. Boru içi akışlarda akışın türbülanslı veya laminar olmasından daha çok akışın tam gelişmiş hız profilini oluşturması beklenir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi akışkan boruya girdiğinde hız sınır tabakası oluşmakta, akışkan ilerledikçe hız profili gelişmekte ve belirli bir noktadan itibaren tam gelişmiş hız profili ile akış gelişimini

tamamlamaktadır. Şekil 3.2’de dairesel boruda laminar akış hız profili tam gelişmiş akış için verilmiştir.



**Şekil 3. 1.** Akışkanının boru içinde hidrodinamik gelişimi



**Şekil 3. 2.** Boru içi laminer akış hız profili

Akışkanın dairesel boruya giriş yaptığı yer dönümsüz akış bölgesi olarak tarif edilmektedir. Bu bölge teoride akışın radyal hızının sabit olarak kabul edildiği ve sürtünme etkilerinin de ihmal edildiği kısımdır. Akışkan borudaki hareketinden dolayı viskoziteden kaynaklanan kayma gerilmeleri, boru iç yüzeyi ile sürtünme kuvvetini oluşturur. Oluşan sürtünme kuvvetlerinden dolayı akışın radyal hız bileşeninde değişimler oluşabilir. Borunun girişinden itibaren sınır tabakanın boru eksenine birleştiği nokta arasında kalan kısım hidrodinamik giriş bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Sınır tabakanın boru eksenine birleştiği noktadan sonra, tüm akış boyunca sürtünme kuvveti etkili olur ve hız profiline eksenel bileşeninde bir değişiklik meydana gelmez. Bu noktadan itibaren boru içerisindeki akış, tam gelişmiş olarak

değerlendirilir. Boru girişinden sınır tabakanın ekseninde birleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu ( $x_{fd,h}$ ) olarak adlandırılmaktadır.

Laminer ve türbülanslı akışlarda hidrodinamik gelişme uzunluğu sırası ile aşağıdaki ifadelerle belirlenmektedir.

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right) = 0.05Re_D \quad (3.1)$$

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right) \leq 60 \quad (3.2)$$

Eşitlik 3.2'ye göre  $(x/D) \geq 10$  için boru içi akışlarda hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış kabulü yapılabilir (Incropera, 2006).

### 3.3. Boru İçi Akışta Isıl Gelişme

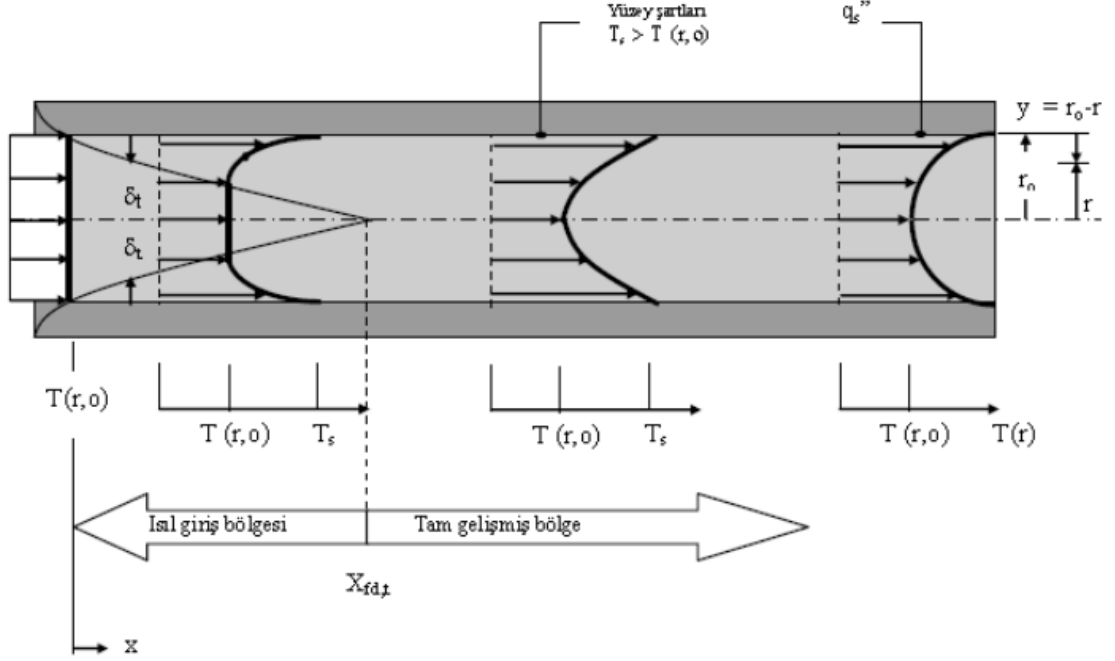
Boru içi akışta hidrodinamik sınır tabaka oluştuğu esnada, ısı transferi de söz konusu ise akışkan ve boru cidarı arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısıl sınır tabaka meydana gelir. Şekil 3.3'de görüldüğü üzere akışkan, yüzey sıcaklığından daha düşük ve sabit bir  $T$  sıcaklığında boruya girmesi halinde taşınım ile ısı transferi gerçekleşir ve ısıl sınır tabaka gelişmeye başlar. Boru yüzeyine sabit bir  $T_{wo}$  sıcaklığı veya  $q_{wo}$  akısı uygulanması durumunda ısıl olarak tam gelişme sağlanabilmektedir. Boruda tam gelişmiş sıcaklık profili dış yüzeydeki sınır şartına bağlıdır. Sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır şartları dikkate alındığında boru boyunca akışkanın sıcaklığı artacaktır. Akışın türüne göre ısıl sınır tabaka uzunluğu farklılık gösterebilir.

Laminer akışlarda ısıl giriş uzunluğu aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right) = 0.05Re_D Pr \quad (3.3)$$

Türbülanslı akışlarda ısıl giriş uzunluğu  $Pr$  sayısından bağımsızdır. Türbülanslı akışlarda hidrodinamik tam gelişmiş bölgenin uzunluğu aşağıdaki ifadeden tahmin edilebilir (Incropera, 2006).

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right) \geq 10 \quad (3.4)$$

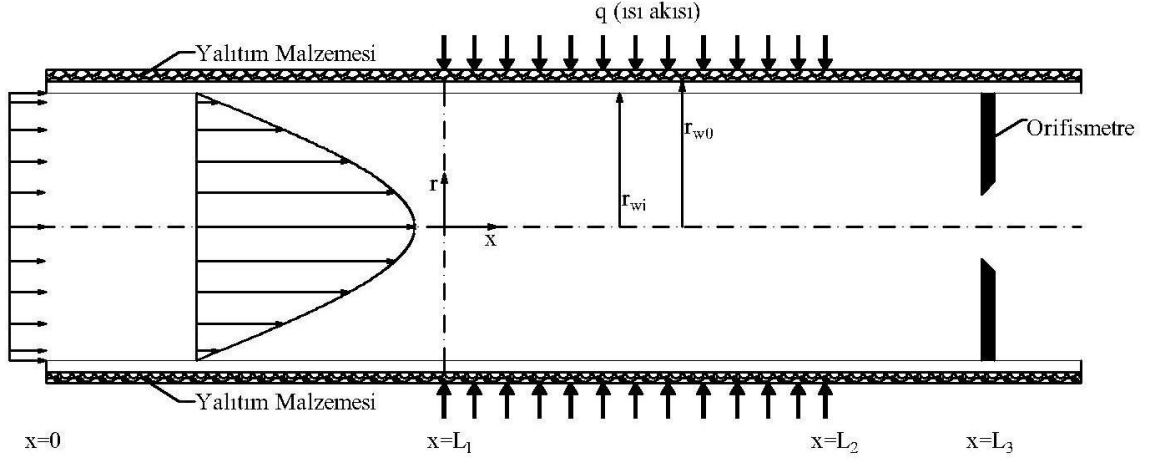


Şekil 3. 3. Borudaki akışkanın ısı gelişimi

### 3.4. Deney Düzeneği

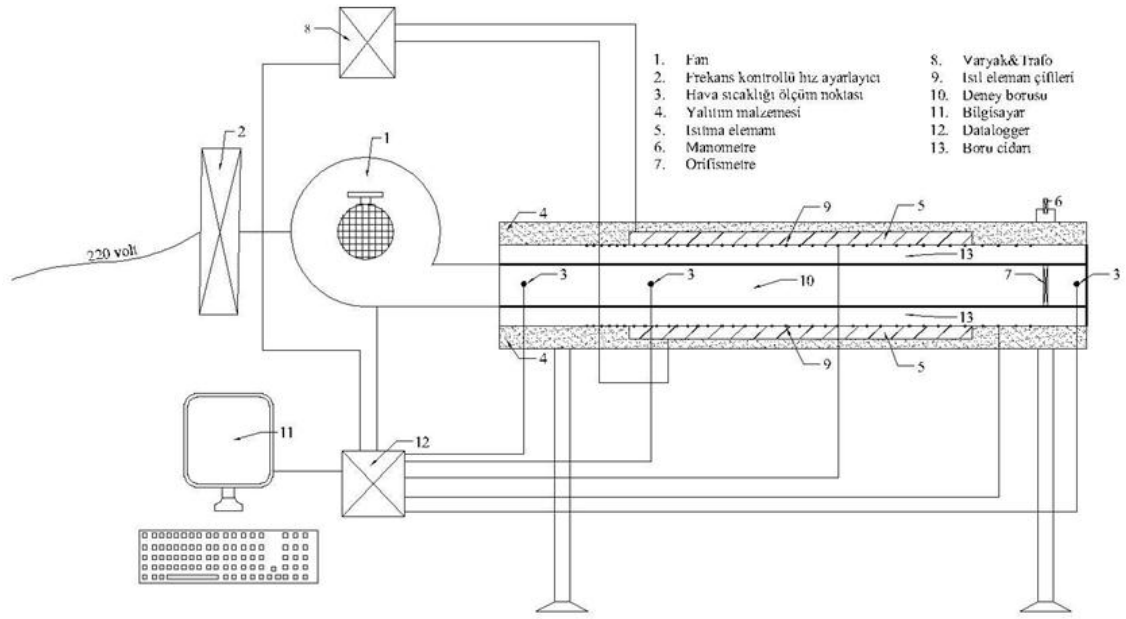
Bu tez çalışmasında boru içi laminar akış şartları altında ısı gelişme bölgesinde cidar iletimi göz önünde bulundurularak birleşik ısı transferini deneysel olarak araştırmak için, Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneylerde iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Yapılan çalışmada boru cidar kalınlığının iç yarıçapa oranı olarak tanımlanan cidar kalınlık oranı ( $\delta_{wf}$ ) farklı pratikte kullanılan üç ayrı çelik boru seçilmiştir. Borular, mühendislik uygulamalarında kullanılan borulardan cidar kalınlık oranı düşük, orta ve yüksek olacak şekilde belirlenmiştir. Deney borusunun geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Deney düzeneğinde borulardan geçen havanın hızı değiştirilerek akışın Reynolds sayısı ayarlanmıştır. Borular; giriş bölgesi, ısıtma bölgesi ve çıkış bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayrılmıştır. Çalışmada, cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.06$ ,  $0.3$  ve  $0.6$ ; Reynolds sayısı  $Re=500$ ,  $750$ ,  $1000$  ve  $1250$ , dış yüzey ısı akısı  $q_{wo}=150$ ,  $250$  ve  $350 \text{ W/m}^2$  değerlerinde deneyler yapılmıştır. Parametre olarak alınan en düşük Reynolds sayısı  $500$  ve havanın Prandtl sayısı  $0.7$  değerleri dikkate alındığında akışın en küçük Peclet sayısı  $Pe=Re.Pr=500 \times 0.7=350$  ( $Pe>100$ ) olduğundan akışkan tarafında aksel ısı iletimi ihmal edilmiştir (Yan ve ark., 1990; Ates ve ark., 2010).

Borunun cidar tarafındaki eksenel iletim nedeniyle, akışkan borunun ısıtma bölgesine girmeden, giriş bölgesinde önceden ısınmaya başlamaktadır. Bu nedenle bu tür problemlerde en az iki bölgeli akış borusu kullanılması uygun olmaktadır. Boruların giriş bölgesi, hidrodinamik gelişmenin sağlanabileceği yeterli uzunlukta seçilmiştir. Deneyleri yapılan tüm boruların dış yüzeyleri tamamen yalıtılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.4. Deney borusu geometrisi

Ortamdan radyal fan vasıtası ile alınan hava, deney sisteminin giriş bölgesine girmektedir. Burada hidrodinamik olarak gelişen hava akışı, ısıtma bölgesinden geçerken borunun dıştan uygulanan sabit ısı akısından dolayı ısınmaktadır. Borunun ısıtma bölgesi 1 m uzunluktadır. Isıtma bölgesinin her iki ucundan bakır plakalar ile boruya tutturulan, yüksek akıma dayanıklı bakır kablolar ve varyak-trafo sistemi ile boruya yüksek akım-düşük gerilim uygulanarak boru cidarının ve akışkanın ısınması sağlanmıştır. Deneyler esnasında varyak çıkışından sisteme verilen akım ve gerilim değerleri değiştirilerek boruya uygulanmak istenen ısı akısı değerleri ayarlanmıştır. Akışkan ve cidarın tüm fiziksel özelliklerinin sıcaklık ile değiştiği göz önüne alınmış, viskoz kayıplar ihmal edilmiştir.



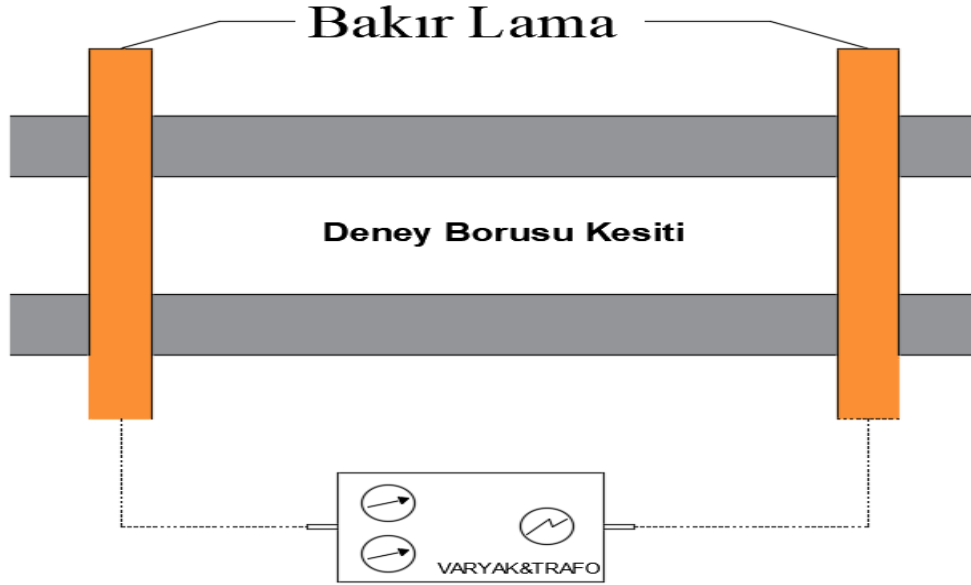
Şekil 3. 5. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Isıtma bölgesinde test borusuna dıştan sabit ısı akısı uygulamak amacıyla boruya tutturulan bakır plakalara uygulanacak elektrik akım ve voltaj değerlerini değiştirmek için 2 kW kapasiteli, 0.5 V ve 1000 A kapasiteli bir kutulu varyak kullanılmıştır (Şekil 3.6).



Şekil 3. 6. Kutulu varyak

Kapalı devre ısıtma sisteminde direnç olarak kullanılan düşük karbonlu çelik borular, ısıtma bölgesinin elektrik enerjisi ile ısıtıldığı deneylerde borunun kendi direncini kullanarak sabit ısı akısı sınır şartını uygulayabilme fırsatı vermiştir. Boru ısıtma sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.7’de görülmektedir.



**Şekil 3. 7.** Isıtma sistemi şematik gösterimi

Deneylerde sıcaklıkları ölçmek için K tipi ısıl çiftler (termokupl) kullanılmıştır. Boruların yüzeyleri zımparalanıp temizlendikten sonra ısıl çiftler belirli aralıklarla yüzeylere tutturulmuştur. Borunun her üç bölgesinde havanın giriş-çıkış sıcaklıkları, boru dış yüzey ve yalıtım yüzey sıcaklıkları ile ortam sıcaklığı ısıl çiftler ile ölçülmüştür. Yüzey sıcaklıklarını ölçmek amacı ile giriş bölgesine 6, ısıtma bölgesine 11 ve çıkış bölgesine 4 adet ısıl çift yerleştirilmiştir.

Deneylerde varyak ve trafo aracılığı ile borunun ısıtılan kısmına uygulanan elektriksel akım ve gerilim değerleri UNIT marka UT 202A + model bir dijital pens ampermetre ile ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan pens ampermetrenin görüntüsü Şekil 3.8’de, teknik özellikleri ise Çizelge 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3. 8. Pens ampermetre

Çizelge 3. 1. Pens ampermetre teknik özellikleri

|               |                                                    |
|---------------|----------------------------------------------------|
| Ölçme aralığı | AC akım: 0—600 A<br>AC voltaj: 0-600 V             |
| Hassasiyet    | AC akım: $\pm \% 2$ A<br>AC voltaj: $\pm \% 0.8$ V |
| Ağırlık       | 248 g                                              |
| Boyutlar      | 215 x 63 x 36 mm                                   |

Borudan geçen havanın debisini belirlemek için orifis plakası kullanılmıştır. Borunun çıkış bölgesine yerleştirilen orifis plakasının öncesine ve sonrasına açılan deliklere monte edilen hortumlar sayesinde oluşturulan basınç farkından faydalanarak borudan akan havanın ortalama hızı hesaplanmıştır. Orifisteki basınç düşüşü Testo 510 marka ve model dijital bir fark basınç ölçer cihazı kullanılarak ölçülmüştür (Şekil 3.9).



Şekil 3. 9. Fark basınçölçer

Çizelge 3. 2. Fark basınç ölçer teknik özellikleri

|               |                  |
|---------------|------------------|
| Ölçme aralığı | 0--100 hPa       |
| Hassasiyet    | $\pm$ % 3 Pa     |
| Çözünürlük    | 0.01 hPa         |
| Ağırlık       | 90 g             |
| Boyutlar      | 119 x 46 x 25 mm |

Orifis plakası yöntemi ile belirlenen kütle debisinin doğruluğunu kontrol etmek amacı ile deneylerde ayrıca bir anemometre kullanılmıştır. Havanın borudan ortalama çıkış hızı Şekil 3.10’da resmi verilen dijital bir anemometre ile ölçülmüş ve havanın kütle debisi hesaplanmıştır. Bu yöntemle bulunan kütle debisinin orifis ile bulunan debiye çok yakın olduğu görülmüştür.



Şekil 3. 10. Anemometre

**Çizelge 3. 3.** Anemometre teknik özellikleri

|               |                  |
|---------------|------------------|
| Ölçüm Aralığı | 0.4–40 m/s       |
| Hassasiyet    | $\pm \% 3$ m/s   |
| Çözünürlük    | 0.1 m/s          |
| Ağırlık       | 102 g            |
| Boyutlar      | 127 x 45 x 28 mm |

Sistemden çevreye ısı kaybını azaltmak için, borular Şekil 3.10’da örneği görülen cam yünü yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Yalıtım malzemesine ait gerekli özellikler Çizelge 3.4’de verilmiştir.

**Şekil 3. 11.** Cam yünü yalıtım malzemesi**Çizelge 3. 4.** Yalıtım malzemesi teknik özellikleri

|                        |                 |
|------------------------|-----------------|
| Kalınlık               | 30 mm           |
| Kaplama                | Alüminyum folyo |
| Isıl iletkenlik değeri | 0.050 W/mK      |

Borularda hava akışını sağlamak için Şekil 3.12’de görüntüsü verilen radyal tip bir fan kullanılmıştır. Havanın akış hızı, borunun giriş bölgesinden önce sisteme monte edilen bir küresel vana ile değiştirilmiştir.



Şekil 3. 12. Radyal fan

Çizelge 3. 5. Radyal fan teknik özellikleri

|              |                       |
|--------------|-----------------------|
| Güç          | 90 W                  |
| Frekans      | 50 Hz                 |
| Akım         | 0.78 A                |
| Devir        | 2450 d/dk             |
| Debi         | 275 m <sup>3</sup> /h |
| Ses seviyesi | 58 dB (A)             |

Deneylerde borunun dış yüzey sıcaklıkları, her üç bölgede havanın giriş-çıkış sıcaklıkları, yalıtım dış yüzey sıcaklıkları ve çevre sıcaklık değerleri Şekil 3.13’de resmi gösterilen dijital bir veri kayıt cihazı ile ölçülmüş ve istenen zaman aralıklarında değerler kaydedilmiştir.



Şekil 3. 13. Veri kayıt cihazı

Çizelge 3. 6. Veri kayıt cihazı teknik özellikleri

|                               |                                                                                                                  |
|-------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Giriş                         | 2, 3 ve 4 telli                                                                                                  |
| Voltaj girişi                 | 10 mV – 100 V, 1-5 V f.s.                                                                                        |
| Sıcaklık- Isıl çift modelleri | 200°C ile 2000°C arası (K, J, E, T, N, R, S, B, W, PT100) (Pt 100 ve JPt 100 sensörleri : 200°C ile 800°C arası) |
| Çözünürlük                    | 0.1°C (Pt 100 ve JPt 100 sensörleri : 0.01°C)                                                                    |
| Direnç                        | 10 $\Omega$ ile 200 $\Omega$ f.s.                                                                                |
| Maks. Çözünürlük              | 0.5 m $\Omega$                                                                                                   |
| Hassasiyet                    | $\pm 0.5$ °C                                                                                                     |

### 3.5. Matematik Formülasyon

Deney borusunun ısıtılan kısmına sağlanan elektrik gücü,

$$P = V \times I \quad (3.5)$$

ifadesi ile bulunur.

Boruya verilen net ısıl güç,

$$P_{net} = P - Q_{loss,tot} \quad (3.6)$$

eşitliğiyle bulunabilir.

Borunun tüm bölgelerinde yalıtım yüzeylerinden çevreye taşınım ve ışınlım ısı kayıpları,

$$Ra_D = \frac{\rho\beta(T_{ins}-T_\infty)D^3}{\eta^2} Pr \quad (3.7)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (3.8)$$

$$T_f = \frac{T_{ins}+T_\infty}{2} \quad (3.9)$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1+(0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.10)$$

$$h_{wo} = \frac{k}{D_{ins}} Nu \quad (3.11)$$

$$A_{ins} = \pi D_{ins} L \quad (3.12)$$

$$Q_{loss,conv} = h_{wo} A_{ins} (T_{ins} - T_\infty) \quad (3.13)$$

$$Q_{loss,rad} = \varepsilon A_{ins} \sigma (T_{ins}^4 - T_\infty^4) \quad (3.14)$$

ifadeleri ile bulunur. Burada L boru uzunluğu giriş bölgesinde  $L_1$ , ısıtma bölgesinde  $L_2$  ve çıkış bölgesinde  $L_3$  olarak alınmalıdır.

Giriş ve ısıtma bölgesinde akışkana aktarılan ısı miktarı sırası ile aşağıdaki ifadelerden belirlenir.

$$Q_{f,GB} = \dot{m} C_p (T_{fo,GB} - T_{fi,GB}) \quad (3.15)$$

$$Q_{f,IB} = \dot{m} C_p (T_{fo,IB} - T_{fi,IB}) \quad (3.16)$$

Çıkış bölgesinde akışkanın ısıl enerjisindeki düşüş,

$$Q_{f,\zeta B} = \dot{m} C_p (T_{fi,\zeta B} - T_{fo,\zeta B}) \quad (3.17)$$

eşitliği ile belirlenebilir.

Borunun giriş bölgesine cidardan aksel iletimle geçen ısı, giriş bölgesinde akışkana yüklenen ısı ile giriş bölgesinden çevreye taşınım ve ışınlımla kaybolan ısı miktarlarının toplanması ile bulunabilir.

$$Q_{cond,x,GB} = Q_{f,GB} + Q_{loss,conv,GB} + Q_{loss,rad,GB} \quad (3.18)$$

Borunun çıkış bölgesine aksel iletimle geçen ısı, çıkış bölgesinde akışkanın ısı değişimi ile çıkış bölgesinden çevreye taşınım ve ışınlama kaybolan ısı miktarlarının toplanması ile bulunabilir.

$$Q_{cond,x,\zeta B} = Q_{f,\zeta B} + Q_{loss,conv,\zeta B} + Q_{loss,rad,\zeta B} \quad (3.19)$$

Isıtma bölgesinden giriş bölgesi ile çıkış bölgesine iletimle geçen ve ısıtma bölgesinden çevreye taşınım ve ışınlama kaybolan ısıların toplamı sistemin toplam ısı kaybına karşılık gelmektedir.

$$Q_{loss,tot} = Q_{loss,conv,IB} + Q_{loss,rad,IB} + Q_{cond,x,GB} + Q_{cond,x,\zeta B} \quad (3.20)$$

Boru iç yüzeyinde yerel ısı taşınım katsayısı ve yerel Nusselt sayısı sırası ile aşağıdaki eşitliklerden bulunabilir.

$$h_x = \frac{q_{wi}}{T_{wi,x} - T_{b,x}} \quad (3.21)$$

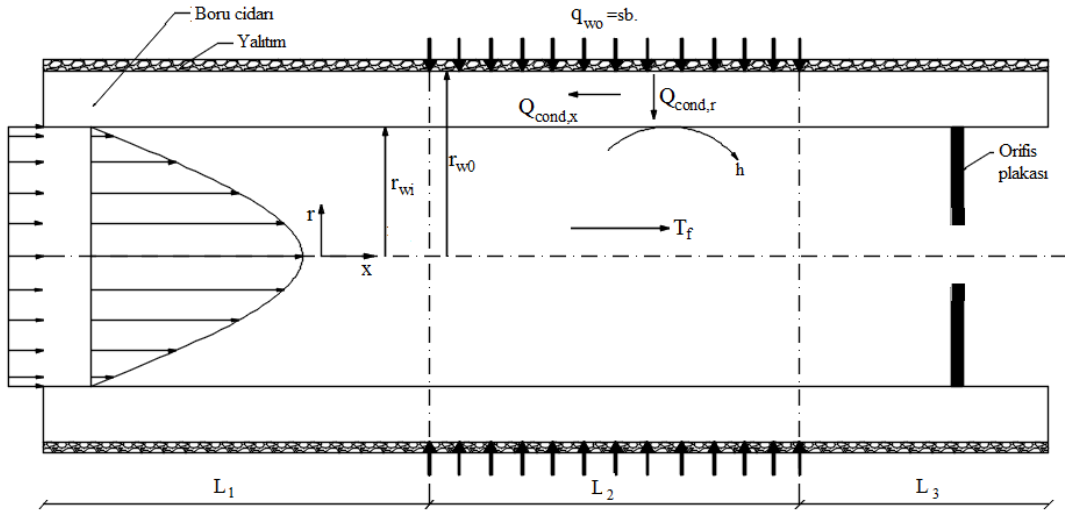
$$Nu_x = \frac{h_x(2r_{wi})}{T_{wi,x} - T_{b,x}} \quad (3.22)$$

Borunun ısıtma bölgesinde arayüzey ısı akısı  $q_{wi}$ ,

$$q_{wi} = \frac{\dot{m}C_p(T_{fo,IB} - T_{fi,IB})}{2\pi r_{wi}L_2} \quad (3.23)$$

eşitliğinden belirlenebilir.

Şekil 3.14'de şematik gösterimi verilen ısı iletim katsayısı sabit, uzun ve içerisinde ısı üretimi olan bir boruda sürekli rejim ısı iletimini ifade eden diferansiyel denklem aşağıdaki gibi yazılır (Kakaç ve Yener, 1979).



Şekil 3. 14. Problemin şematigi

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.24)$$

Eş. (3.24)'de eşitliğinde üçüncü terim boru cidarında aksenal iletimle ısı geçişini ifade etmektedir. İnce cidarlı uzun bir boruda aksenal iletim radyal ilettime göre çok küçük olacağından, ihmal edilebilmektedir (Bilir ve Darıcı, 1997; Darıcı 1998). Bu durumda problem tek boyutlu ısı transferine dönüşür.

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.25)$$

Eş. (3.25) düzenlenirse,

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} r = 0 \quad (3.26)$$

Son eşitlik iki kez integre edilirse sıcaklık dağılımı için,

$$T_w(r) = c_1 \ln r + c_2 - \frac{\dot{q} r^2}{4k_w} \quad (3.27)$$

ifadesi elde edilir.

Test borusunun dış yüzeyinin yalıtıldığı, iç yüzeyinden  $h$  ısı taşınım katsayısı ile  $T_f$  ortalama yığık sıcaklığındaki akışkana transfer edilen ısı ele alındığında sınır şartları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$r = r_1' \text{ de } k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = h(T_w - T_f) \quad (3.28)$$

$$r = r'_0 \text{ da } \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (3.29)$$

Yukarıda verilen sınır şartları sırası ile uygulandığında integral sabitleri,

$$c_1 = \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2k_w} \quad (3.30)$$

$$c_2 = \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q} r_{wi}}{2h} - \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2k_w} + \ln r_{wi} + \frac{\dot{q} r_{wi}^2}{4k_w} + T_f \quad (3.31)$$

olarak bulunur.  $c_1$  ve  $c_2$  sabitleri eş. (3.27)'de yerlerine yazılırsa cidar sıcaklığı için,

$$T_w(r) = \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2k_w} \left( \ln \frac{r}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r^2) + \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q} r_{wi}}{2h} + T_f \quad (3.32)$$

eşitliği elde edilir. Bu ifadede  $r=r_{w0}$  yazılırsa boru dış yüzey sıcaklığı,  $r=r_{wi}$  yazılırsa iç yüzey sıcaklığı için birer ifade elde edilmiş olur. Bu sıcaklıklara göre borunun dış ve iç yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı;

$$T_{w0} - T_{wi} = \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2k_w} \left( \ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r_{w0}^2) \quad (3.33)$$

ifadesinden belirlenebilir.

Eş. (3.33)'den, ölçülen boru dış yüzey sıcaklığına karşılık boru iç yüzey sıcaklığı için,

$$T_{wi} = T_{w0} - \frac{\dot{q} r_{w0}^2}{2k_w} \left[ \ln \left( \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2} \right) \right] \quad (3.34)$$

eşitliği elde edilir. Eş. (3.34) aşağıdaki gibi kısaltılabilir.

$$T_{wi,x} = T_{wo,x} - K\dot{q} \quad (3.35)$$

Eş. (3.35)'teki K faktörü,

$$K = \frac{r_{w0}^2}{2k_w} \left[ \ln \left( \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2} \right) \right] \quad (3.36)$$

olarak yazılır.

Eş. (3.35)'teki  $\dot{q}$  terimi, boruya verilen elektrik enerjisinden dolayı boru cidarında ısı üretimini ifade etmektedir ve (3.37) eşitliğinden hesaplanabilir.

$$\dot{q} = \frac{P_{net}}{\pi(r_{w0}^2 - r_{wi}^2)L_2} \quad (3.37)$$

17 mm iç çaplı deney borunun ısıtma bölgesinde  $x=0.017$  m konumda  $q_{wo}=350$  W/m<sup>2</sup> ısı akısı ve  $Re=500$  için  $T_{wo,x}$  sıcaklığına karşılık gelen arayüzey sıcaklığı  $T_{wi,x}$ ;

$$T_{wi,x} = T_{wo,x} - \left\{ \frac{r_{w0}^2}{2k_w} \left[ \ln\left(\frac{r_{w0}}{r_{wi}}\right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2}\right) \right] \left[ \frac{\dot{m}C_p(T_{f,x,IB} - T_{f,i,IB})}{\pi(r_{w0}^2 - r_{wi}^2)L} \right] \right\} \quad (3.38)$$

$$T_{wi,x} = 59.35 - \left\{ \frac{0.0135^2}{2 \times 64} \left[ \ln\left(\frac{13.5}{8.5}\right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{0.0085^2}{0.0135^2}\right) \right] \left[ \frac{0.000134 \times 1008.99 \times (45.51 - 44.8)}{\pi(0.0135^2 - 0.0085^2)0.965} \right] \right\} \quad (3.39)$$

$$T_{wi,x} = 59.35 - (0.229 \times 0.000033)$$

$$T_{wi,x} = 59.349^\circ C$$

olarak hesaplanır. Buna göre borunun dış ve iç yüzeyleri arasında sıcaklık farkı,

$$T_{wo,x} - T_{wi,x} = 59.35 - 59.349 = 0.001^\circ C$$

Bulunur. Bu değer ihmal edilebilir seviyede olduğundan, bu çalışmada boruların arayüzey sıcaklığı, deneylerde ölçülen dış yüzey sıcaklık değerlerine eşit kabul edilmiştir.

Akışkan sıcaklığının boru boyunca doğrusal olarak arttığı kabulü yapılırsa, herhangi bir  $x$  konumunda akışkan yığık sıcaklığı,

$$T_{b,x} = T_{b,1} + \frac{P_{net}(x/L)}{\rho \dot{V} C_p} \quad (3.40)$$

eşitliğinden bulunabilir (Krall ve Sparrow 1966, Koram ve Sparrow 1978, Sparrow, Koram ve Charmchi 1980).

Deney borusunun ısıtılan bölgesinde dış yüzeye uygulanan ısı akısı,

$$q_{wo} = \frac{P_{net}}{2\pi r_{w0} L_2} \quad (3.41)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

Akış Reynolds sayısı ve borudaki ortalama akış hızı sırası ile eş. (3.42) ve eş. (3.43) ile belirlenir.

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.42)$$

$$U_m = \frac{\dot{V}}{\rho \pi r_{wi}^2} \quad (3.43)$$

Orifis plakasının giriş ve çıkış noktaları arasında ölçülen basınçların farkından faydalanarak akışkanın hacimsel debisi aşağıdaki ifadeden hesaplanabilir.

$$\dot{V} = A_o C_d \sqrt{\frac{2 \Delta P_{op}}{\rho \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]}} \quad (3.44)$$

Burada  $A_o$ , orifis kesit alanı;  $C_d$ , debi düzeltme katsayısı;  $\Delta P_{op}$ , orifisin giriş ve çıkışı arasında basınç farkı;  $\rho$ , akışkanın yoğunluğu;  $\frac{d}{D}$ , orifis delik çapının boru iç çapına oranıdır.

Orifis ile debi ölçümünde debi düzeltme katsayısı için (3.43) ifadesi (Miller, 1996) kullanılmıştır.

$$C_d = 0.5959 + 0.0312 \left( \frac{d}{D} \right)^{2.1} - 0.184 \left( \frac{d}{D} \right)^8 + \frac{91.71 \left( \frac{d}{D} \right)^{2.5}}{Re^{0.75}} \quad (3.45)$$

Bu bağıntı  $0.25 < \frac{d}{D} < 0.75$  ve  $10^4 < Re < 10^7$  aralıklarında geçerlidir. Yüksek Reynolds sayılı ( $Re > 30000$ ) akışlar için  $C_d$ 'nin değeri orifislerde 0.61 alınabilir (Çengel ve Cimbala 2008).

Hesaplamalarda kullanılan tüm akışkan özellikleri havanın ortalama yığık sıcaklık değerlerine göre tablolardan belirlenmiştir.

Sürtünme faktörü ( $f$ ), borudan geçen akışkanın sürtünme direncini hesaplamak için kullanılan bir parametredir. Bu faktör borudaki basınç düşüşü ( $\Delta P$ ) ile ilgilidir. Sürtünme faktörü, test edilen borunun giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç düşüşü eğiminin doğrusal olarak kabulü ile elde edilmektedir.

$$f = \frac{2 \Delta P D_i}{4 \rho L u_m^2} = \frac{\Delta P D_i}{2 \rho L u_m^2} \quad (3.46)$$

Dairesel borularda tam gelişmiş laminar akış koşullarında Poiseuille yasasının bir sonucu olan Darcy sürtünme faktörü (Çengel ve Ghajar, 2015),

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.47)$$

eşitliğinden belirlenir.

Kanal içindeki laminar akışta sabit yüzey ısı akısı sınır şartında ısı giriş bölgesi için ortalama Nusselt sayısı Heaton ve ark. tarafından geliştirilen aşağıdaki korelasyondan hesaplanabilmektedir (Heaton ve ark., 1964).

$$Nu = 4.4 + \frac{0.00398 \left( \frac{0.7 Re D_h}{L} \right)^{1.66}}{1 + 0.0114 \left( \frac{0.7 Re D_h}{L} \right)^{1.12}} \quad (3.48)$$

### 3.6. Belirsizlik Analizi

Deneyisel çalışmalarda elde edilen sonuçların geçerliliğinin kanıtlanabilmesi için bir hata analizi yapılması gerekir. Deneyisel ölçümlerde yapılan rastgele hatalar, sabit hatalar ve imalat hataları nedeni ile ortaya çıkan toplam hatalar dikkate alındığında ölçülen değişkenlere bağlı olarak hesaplanan herhangi bir büyüklükteki toplam hatayı bulmak için belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemle göre herhangi bir R büyüklüğünün belirsizlik değeri aşağıdaki denklem (Holman, 2007) ile belirlenmektedir.

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.49)$$

Burada,

R: Hesaplanan büyüklük,

$x_1, x_2, \dots, x_n$ : Bağımsız değişkenler,

n: Bağımsız değişken sayısı

$W_1, W_2, \dots, W_n$ : Bağımsız değişkenlerin belirsizlik değerleri,

$W_R$ : R'nin toplam belirsizlik değeridir.

$q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$  ısı akısı uygulanan 48 mm iç çaplı boru ile yapılan deneylerde alınan verilerle yapılan belirsizlik hesapları ve sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.6.1. Elektrik gücü belirsizliği

$$\frac{W_P}{P} = \left[ \left( \frac{W_V}{V} \right)^2 + \left( \frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.50)$$

$$\left( \frac{W_V}{V} \right)^2 = 0.000064$$

$$\left(\frac{W_I}{I}\right)^2 = 0.0004$$

$$\frac{W_P}{P} = [0.000064 + 0.0004]^{1/2} = \pm 0.0215 \text{ veya } \pm \% 2.15 \text{ bulunur.}$$

Tüm deneyler için elektrik gücü belirsizliği  $\pm \% 2.15 - 2.43$  arasında bulunmuştur.

### 3.6.2. Reynolds sayısı belirsizliği

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[ \left(\frac{W_{U_m}}{U_m}\right)^2 + \left(\frac{W_D}{D}\right)^2 + \left(\frac{W_v}{v}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.51)$$

$$\left(\frac{W_{U_m}}{U_m}\right)^2 = 0.0009$$

$$\left(\frac{W_D}{D}\right)^2 = 0.000108507$$

$$\left(\frac{W_v}{v}\right)^2 = 0.000001$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = [0.0009 + 0.000108507 + 0.000001]^{1/2} = \pm 0.0318 \text{ veya } \pm \% 3.18 \text{ bulunur.}$$

Tüm deneyler için Reynolds sayısı belirsizliği  $\pm \% 3.18 - 4.33$  arasında hesaplanmıştır.

### 3.6.3. Kütle debisi belirsizliği

$$\frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \left[ \left(\frac{W_{A_o}}{A_o}\right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{W_{\rho}}{\rho}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.52)$$

$$\left(\frac{W_{A_o}}{A_o}\right)^2 = 0.000434$$

$$\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2 = 0.0009$$

$$\left(\frac{W_{\rho}}{\rho}\right)^2 = 0.000001$$

$$\frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} = [0.000434 + 0.0009 + 0.000001]^{1/2} = \pm 0.0365 \text{ veya } \pm \% 3.65 \text{ bulunur.}$$

Tüm deneylerde kütle debisi belirsizliği  $\pm \% 3.65 - 6.94$  arasında bulunmuştur.

### 3.6.4. Isı transferi belirsizliği

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[ \left( \frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{W_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left( \frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.53)$$

$$\left( \frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 = 0.001332$$

$$\left( \frac{W_{C_p}}{C_p} \right)^2 = 0.000001$$

$$\left( \frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 = 0.000282$$

$$\frac{W_Q}{Q} = [0.001332 + 0.000001 + 0.000282]^{1/2} = \pm 0.0714 \text{ veya } \pm \% 7.14 \text{ bulunur.}$$

Tüm deneylerde ısı transferinde belirsizlik  $\pm \% 3.84 - 7.16$  arasında bulunmuştur.

### 3.6.5. Arayüzey ısı akısı belirsizliği

$$\frac{W_{q_{wi}}}{q_{wi}} = \left[ \left( \frac{W_Q}{Q} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_i}}{D_i} \right)^2 + \left( \frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.54)$$

$$\left( \frac{W_Q}{Q} \right)^2 = 0.001591$$

$$\left( \frac{W_{D_i}}{D_i} \right)^2 = 0.000108507$$

$$\left( \frac{W_L}{L} \right)^2 = 2.5 \times 10^{-7}$$

$$\frac{W_{q_{wi}}}{q_{wi}} = [0.001591 + 0.000108507 + (2.5 \times 10^{-7})]^{1/2} = \pm 0.0412 \text{ veya } \pm \% 4.12$$

bulunur.

Tüm deneylerde ortalama arayüzey ısı akısı belirsizliği  $\pm \% 3.98 - 7.81$  arasında bulunmuştur.

### 3.6.6. Isı taşınım katsayısı belirsizliği

$$\frac{W_h}{h} = \left[ \left( \frac{W_{\dot{q}}}{\dot{q}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{wi}}}{T_{wi}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_b}}{T_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.55)$$

$$\left( \frac{W_{\dot{q}}}{\dot{q}} \right)^2 = 0.001699658$$

$$\left( \frac{W_{T_{wi}}}{T_{wi}} \right)^2 = 4.82 \times 10^{-5}$$

$$\left(\frac{W_{T_b}}{T_b}\right)^2 = 9.84 \times 10^{-5}$$

$$\frac{W_h}{h} = [0.001699658 + (4.82 \times 10^{-5}) + (9.84 \times 10^{-5})]^{1/2} = \pm 0.0429 \text{ veya } \pm \% 4.29$$

olarak bulunur.

Tüm deneylerde ısı taşınım katsayısı belirsizliği  $\pm \% 4.19 - 4.31$  arasında bulunmuştur.

### 3.6.7. Nusselt sayısı belirsizliği

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[ \left(\frac{W_h}{h}\right)^2 + \left(\frac{W_{D_i}}{D_i}\right)^2 + \left(\frac{W_k}{k}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.56)$$

$$\left(\frac{W_h}{h}\right)^2 = 0.001765476$$

$$\left(\frac{W_{D_i}}{D_i}\right)^2 = 0.000108507$$

$$\left(\frac{W_k}{k}\right)^2 = 0.000001$$

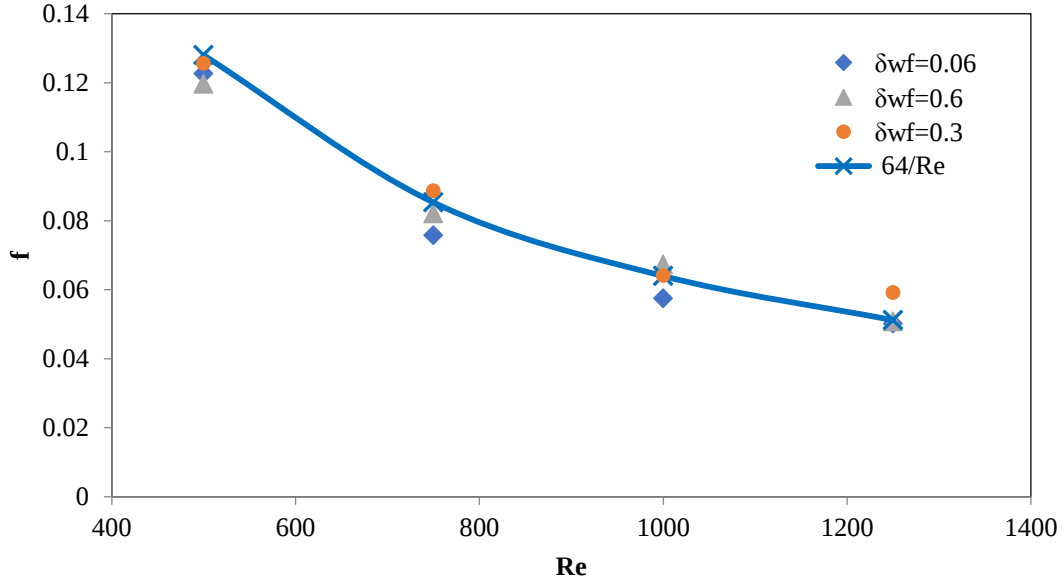
$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = [0.001765476 + 0.000108507 + 0.000001]^{1/2} = \pm 0.0433 \text{ veya } \pm \% 4.33$$

olarak bulunur.

Tüm deneylerde Nusselt sayısı belirsizliği  $\pm \% 4.33 - 4.42$  arasında bulunmuştur.

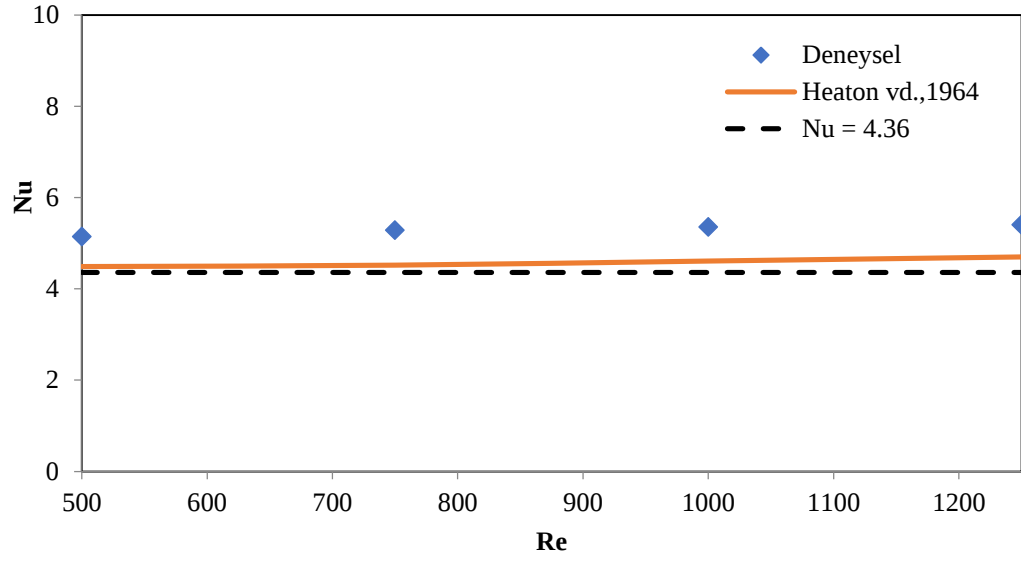
### 3.7. Deney Düzenekinin Doğrulanması

Deney düzenekinin ve deneysel sonuçların doğrulamasını yapmak için, tüm borularla yapılan deneylerden alınan veriler dikkate alınarak hesaplanan sürtünme faktörleri ve Nusselt sayıları teorik değerler ile kıyaslanmıştır. Şekil 3.15, test edilen boruların ısıtma bölgeleri için belirlenen deneysel sürtünme faktörlerinin, laminar akış için geçerli olan teorik bağıntı (Çengel, 2011) ile kıyaslamasını göstermektedir. Şekilden, deneysel ve teorik sonuçların oldukça uyumlu ve aralarındaki sapmanın önemsiz olduğu görülmektedir. Laminar akışta deneysel verilerin genel olarak Hagen-Poiseuille akış değerleri ile uyumlu olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç, deney düzenekinin ve ölçme sisteminin yeteri hassasiyette ve doğrulukta olduğunu göstermektedir.



Şekil 3. 15. Sürtünme faktörünün teorik değerler ile kıyaslanması

Makro borularda tam gelişmiş akış zorlanmış taşınım koşullarını deneysel olarak elde etmek çok zordur (Everts and Meyer, 2020). Bunu sağlayabilmek, doğal taşınım ile ısı kaybının ihmal edilebilir seviyede olmasını ve boruya uygulanan ısı akısının çok küçük olmasını gerektirir. Ayrıca deneylerde kullanılan boruların çok uzun olması gerekir. Şekil 3.16,  $\delta_{wf}=0.06$  ve  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$  için farklı Reynolds sayılarına karşılık tam gelişmiş akış Nusselt sayılarını doğrulamak amacıyla deneysel veriler, Heaton ve ark. (Heaton ve ark., 1964) tarafından geliştirilen laminer akış sabit ısı akısı durumunda ısı gelişen akış için önerilen korelasyonla ve ayrıca laminer tam gelişmiş akış için teorik  $Nu=4.36$  değeri ile kıyaslanmıştır. Yerel Nusselt sayılarının korelasyon sonuçları ile arasında ortalama % 15, tam gelişmiş laminer akış teorik  $Nu=4.36$  değeri ile arasında ortalama % 20 sapma gözlenmiştir. Deneysel sonuçlarda Reynolds sayısının artışı ile  $Nu$  sayısının, tam gelişmiş laminer akış değerinden hafifçe yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, sınırlı boru uzunluklarından dolayı akışın henüz gelişme sürecinde olmasıdır (Lin ve Kandlikar, 2013). Bu sapmanın diğer bir nedeni, boru boyunca akışkan yığık sıcaklığının doğrusal olarak değiştiği varsayılırken, aksel iletim nedeniyle gerçekte akışkan sıcaklık dağılımının biraz daha farklı şekilde gelişmesi olabilir (Çevrim ve ark., 2016). Isı transferi sonuçlarına göre, ince cidarlı boruda ısı transferini doğru tahmin etmek için yukarıda belirtilen  $Nu$  korelasyonunu kullanmanın uygun olduğu sonucuna varılmıştır.



**Şekil 3. 16.** Nu sayılarının kıyaslanması ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada kurulan deney düzeneği üzerinde, üç bölgeye ayrılan deney borularının orta bölgesine dıştan sabit ısı akısı uygulanmıştır. Sistemde fan aracılığı ile üflenen hava borulardan geçirilmiştir. Deneyler; havanın dört farklı Reynolds sayısı,  $Re=500, 750, 1000, 1250$ ; boruların üç farklı cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.06, 0.3, 0.6$  ve sabit ısı akısının üç farklı değeri  $q_{wo}=150, 250$  ve  $350 \text{ W/m}^2$  için gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bu bölümünde sırası ile boru cidar kalınlık oranının,  $Re$  sayısının ve arayüzey ısı akısının ısı transferi karakteristiğine etkilerine yer verilmiştir.

##### 4.1. Cidar Kalınlık Oranının Sıcaklık Değişimlerine Etkisi

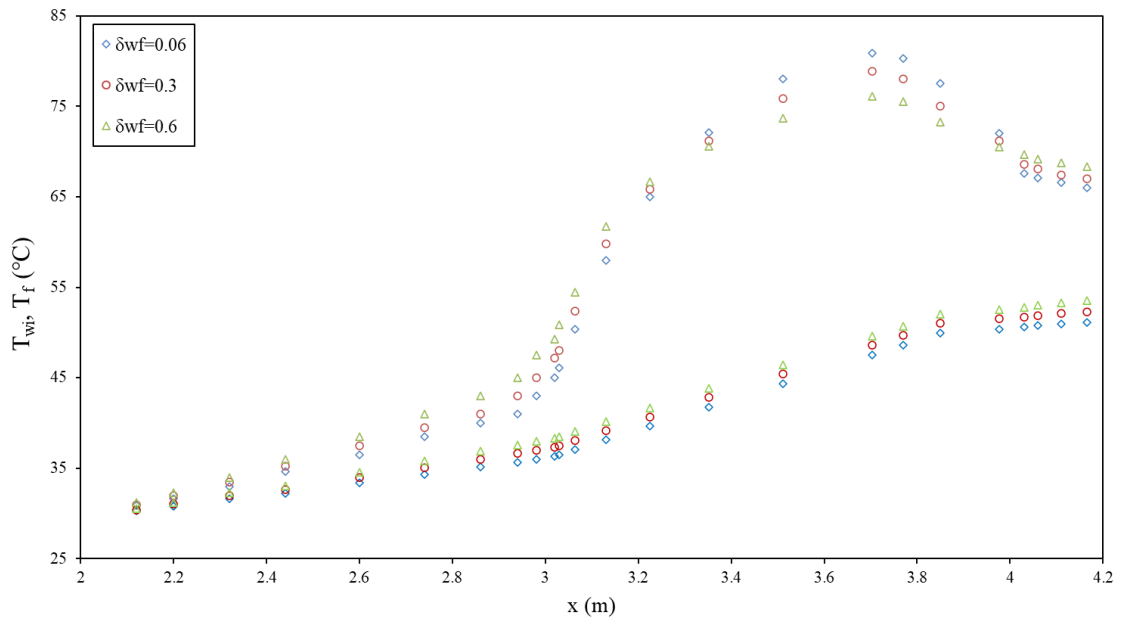
Bu bölümde, farklı cidar kalınlık oranları için boruların arayüzey ve akışkan yığık sıcaklıklarının eksenel değişimleri verilmektedir. Benzer şekiller, Reynolds sayısının ve ısı akısının farklı değerleri için tekrarlanmaktadır.

Şekil 4.1-4.4 ısıtma bölgesinde dış yüzey ısı akısı  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$  için farklı Reynolds sayılarında, cidar kalınlık oranının, borunun arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimine etkilerini göstermektedir.  $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$  için sıcaklık eğrileri Şekil 4.5-4.8’de,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$  için Şekil 4.9-4.12’de verilmiştir. İdeal olarak (ince cidarlı boruda), yalıtımlı giriş bölgesinde ( $L_1$ ) arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının, akışkan giriş sıcaklığına eşit olması beklenir. Yine ideal şartlarda yalıtımlı çıkış bölgesinde ( $L_3$ ) boru cidar sıcaklığı azalırken, akışkan yığık sıcaklığı ısıtma bölgesinden çıktığı sıcaklık değerinde sabit kalmalıdır. Şekillere göre, cidar kalınlık oranının artması ile giriş bölgesinde hem arayüzey hem de akışkan yığık sıcaklığında yükselme görülmektedir. Ayrıca ısıtma bölgesinin başlangıcı yakınında cidar ve akışkan sıcaklıkları eksenel yönde sürekli artmaktadır. Isıtmanın olmadığı giriş bölgesinde cidar ve akışkan sıcaklığındaki artışın nedeni, boru cidarında akışa ters yönde gelişen eksenel ısı iletimidir. Cidar kalınlığı arttıkça ısıtılan bölgeden giriş bölgesine iletimle daha fazla ısı geçişi nedeniyle cidar ve akışkan sıcaklığı daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Giriş bölgesine doğru cidardan eksenel iletim ile ilerlemeye çalışan ısı, kesit alan arttıkça daha da artmaktadır. Giriş bölgesinde cidardan gelen ısı taşınımıyla akışkana geçtiğinden, akışkan sıcaklığı da artmaktadır. Giriş bölgesinde görülen sıcaklık artışı, literatürde eksenel ısı iletimi olayının ön ısıtma etkisi olarak ifade edilmektedir (Yan ve ark., 1990; Tiwari ve ark., 2021).

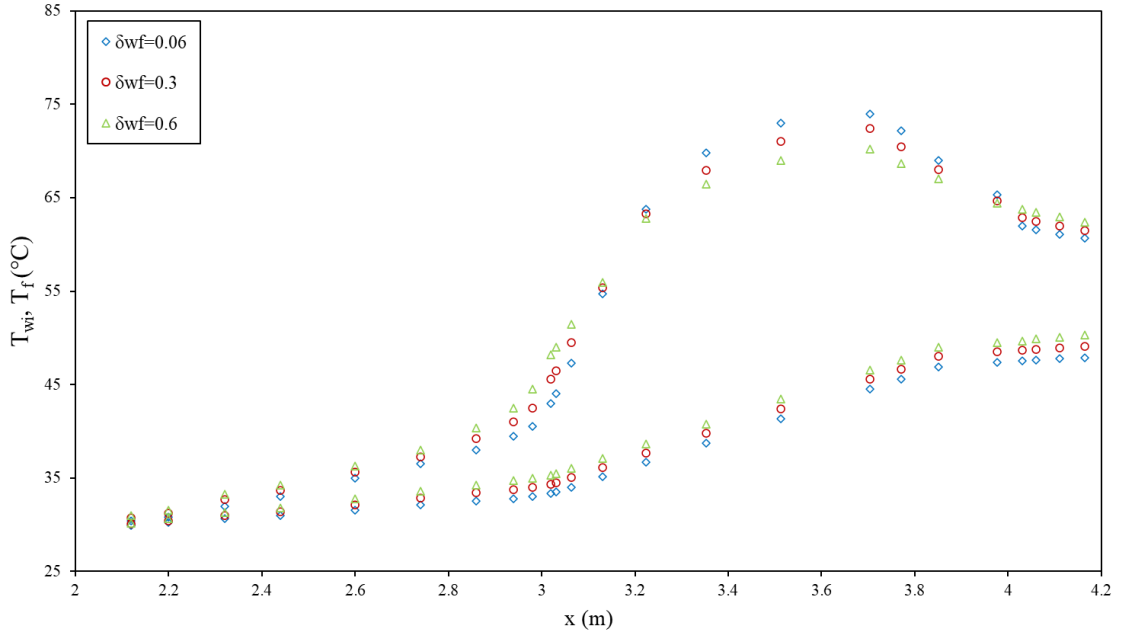
Şekillerde, borunun ısıtılan bölgesinde ( $x=L_2$ ) yüzey sıcaklık değerleri mukayese edildiğinde, cidar kalınlık oranı en düşük olan (ince) borunun ( $\delta_{wf} = 0.06$ ) yüzey sıcaklığının en yüksek, cidar kalınlık oranı en büyük olan borunun ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) yüzey sıcaklığının en düşük olduğu görülmektedir. Cidar kalınlık oranı en yüksek olan ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) boruda, eksenel iletim ile giriş ve çıkış bölgesine geçen ısıdan dolayı, boru yüzey sıcaklık değerleri daha düşüktür.

Sabit ısı akısının uygulandığı bölgede ( $x=L_2$ ), ideal şartlarda boru yüzey sıcaklığı doğrusal olarak artar ve ısıtmanın sonunda en yüksek değerine ulaşır. Ancak eksenel iletim nedeniyle, ısıl tam gelişmiş bölgede boru yüzey sıcaklığı doğrusallıktan sapar. Bu çalışmada da görüldüğü üzere, boru yüzey sıcaklığı en yüksek değerine ısıtma bölgesinin sonundan daha önceki bir konumda ulaşmaktadır (Tiwari ve ark., 2013).

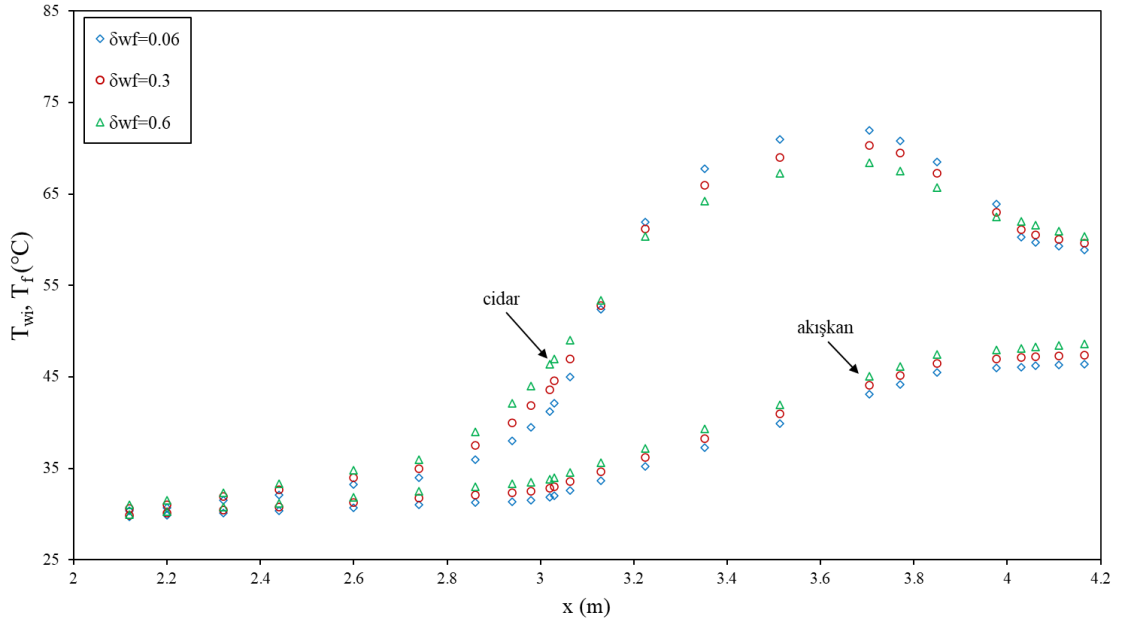
Normal koşullarda çıkış bölgesinde ( $x=L_3$ ) ısıtma olmadığı için, boru yüzey sıcaklığının azalması beklenir. Ancak bu çalışmada ısıtılan bölgenin sonuna doğru artarak bir pik değere ulaşan cidar sıcaklıkları, akışkanın çıkış bölgesine girmesi ile birden azalmaya başlamakta ve çıkış bölgesi sonunda sabit bir değere ulaşmaktadır. Cidar sıcaklık eğrisinin bu davranışı, çıkış bölgesinde ( $x>L_2$ ) dıştan boru cidarına herhangi bir ısıtma yapılmaması olarak açıklanabilir. Bunun yanında ısıtmanın olmadığı çıkış bölgesinde ( $x=L_3$ ) cidardan eksenel iletimle gelen ısının taşınımıyla akışkana geçmesi sonucunda, havanın yığık sıcaklığında bir miktar artış meydana gelmektedir.



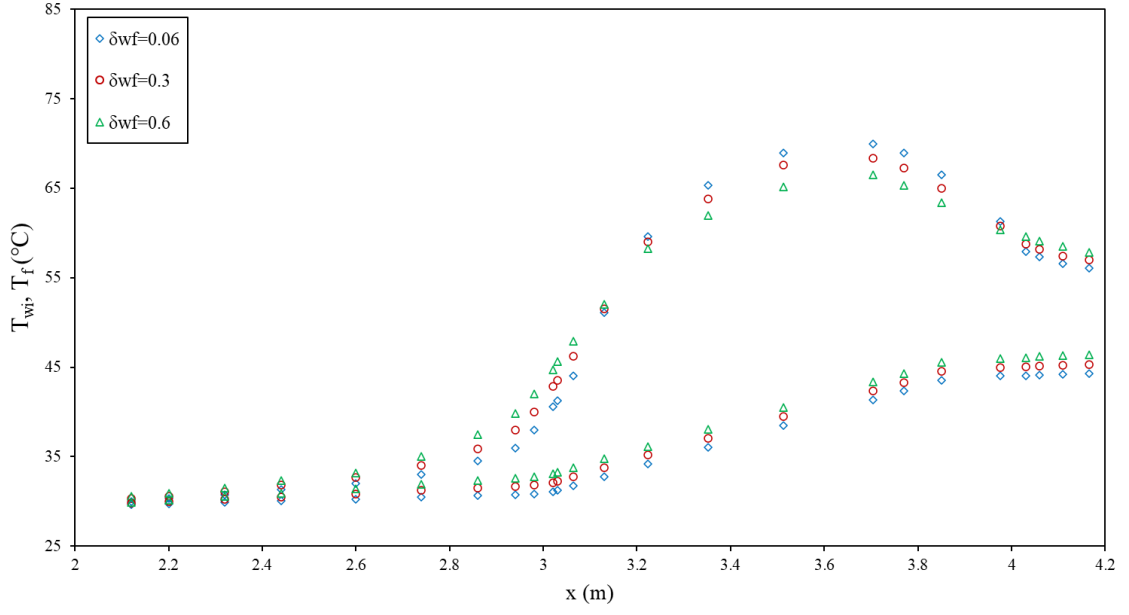
Şekil 4. 1. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının eksenel değişimi (Re=500,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



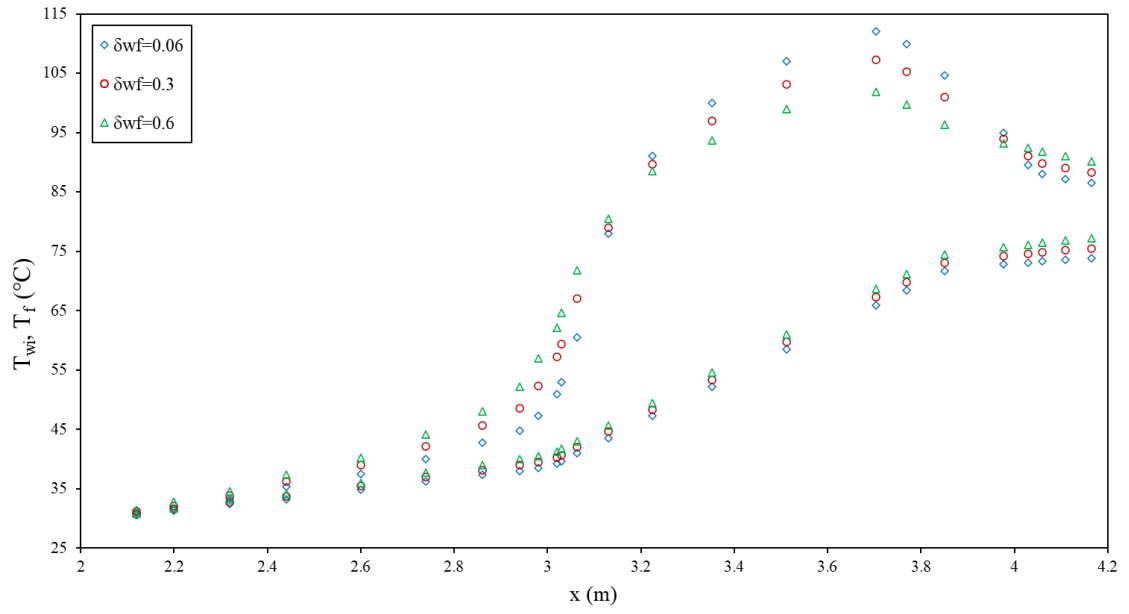
Şekil 4. 2. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $Re=750$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



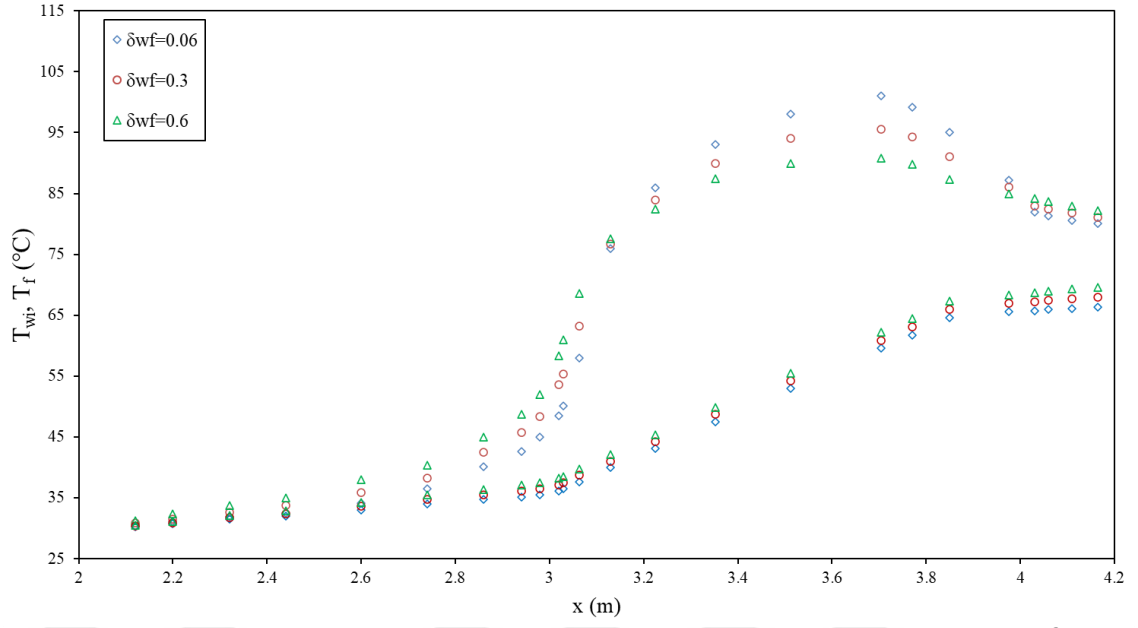
Şekil 4. 3. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $Re=1000$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



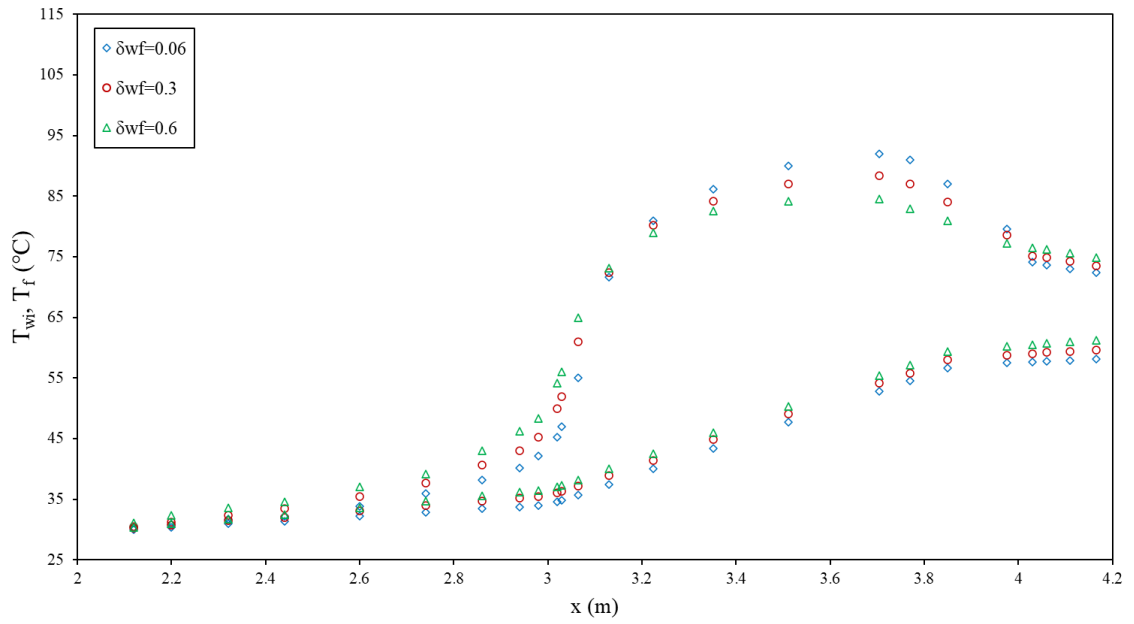
Şekil 4. 4. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $Re=1250$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



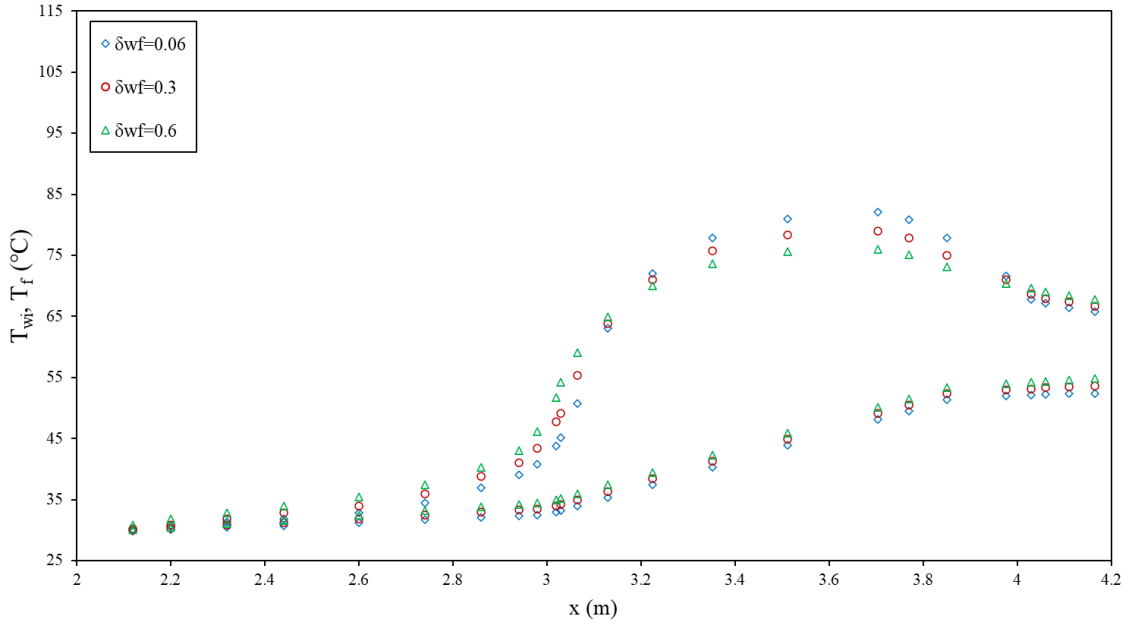
Şekil 4. 5. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $Re=500$ ,  $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )



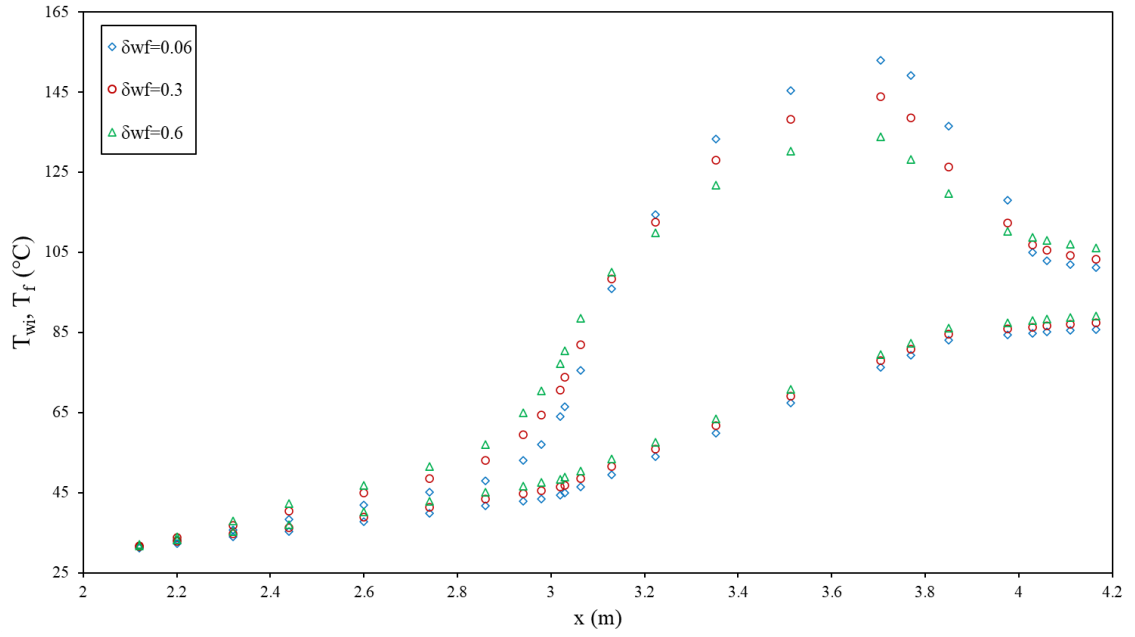
Şekil 4. 6. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=750$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



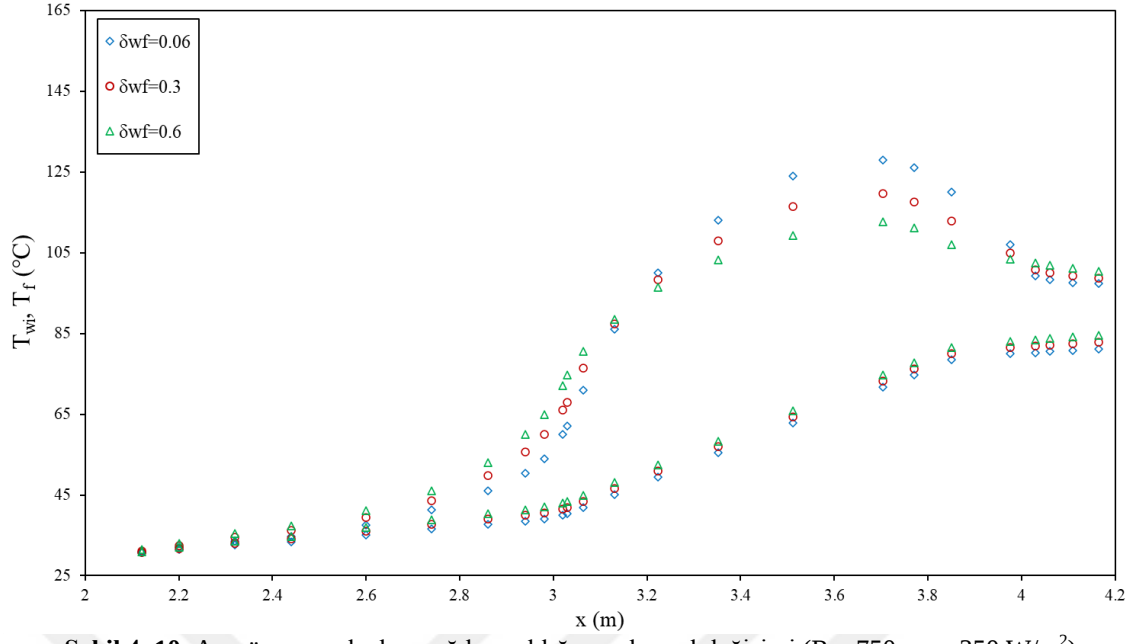
Şekil 4. 7. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=1000$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



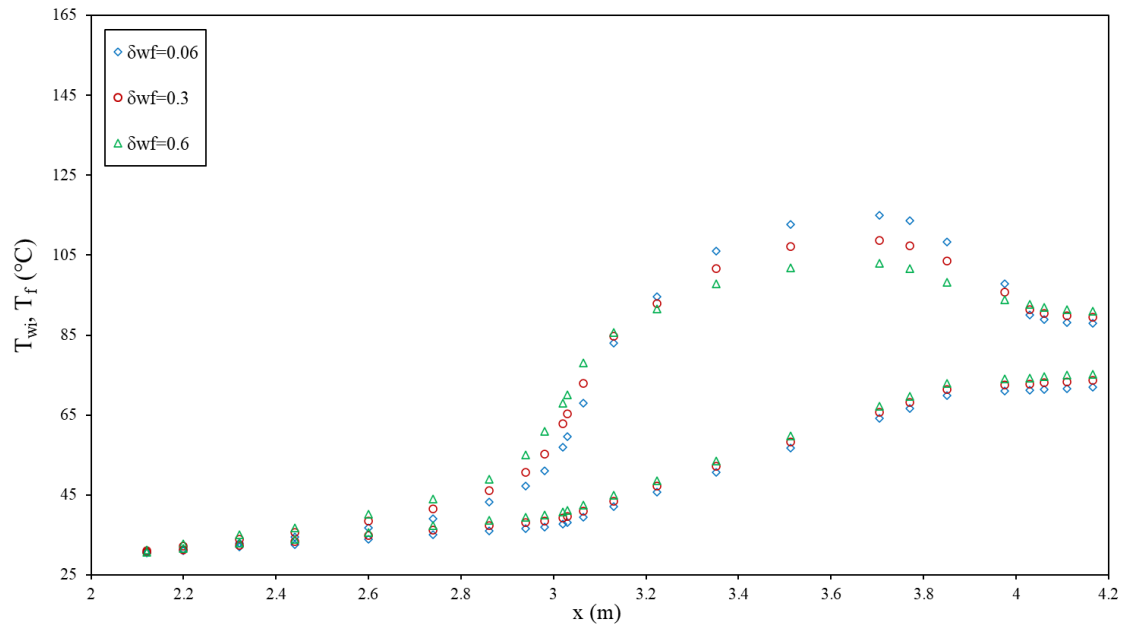
Şekil 4. 8. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=1250$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



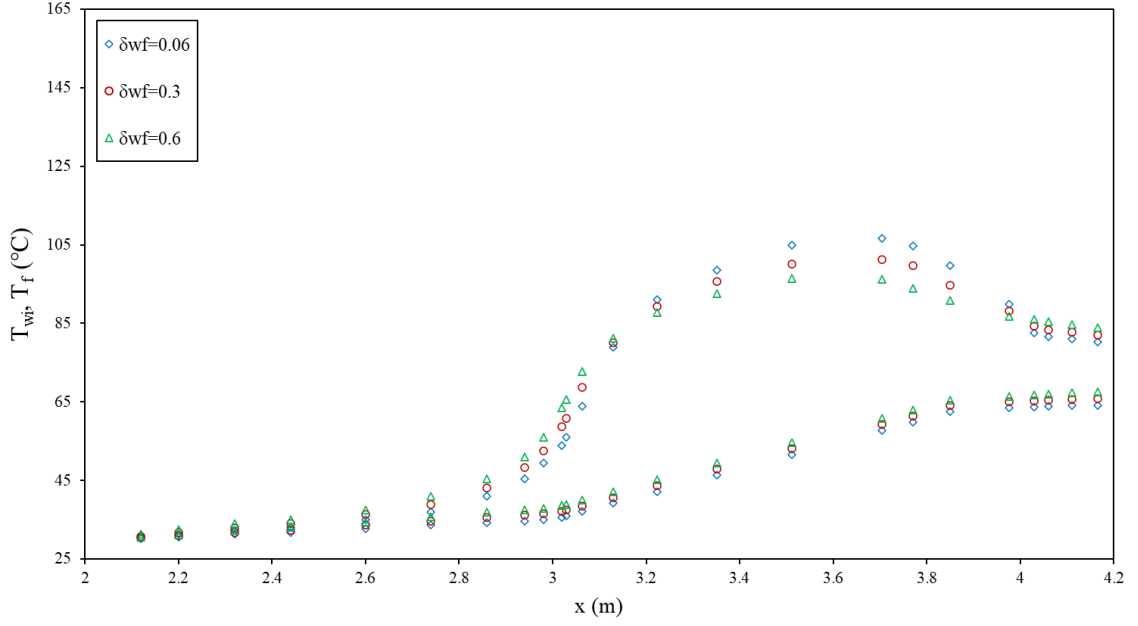
Şekil 4. 9. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=500$ ,  $q_{w0}=350 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 10. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=750$ ,  $q_{w0}=350 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 11. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksenal değişimi ( $\text{Re}=1000$ ,  $q_{w0}=350 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 12. Arayüzey ve akışkan yığık sıcaklığının aksel değişimi ( $Re=1250$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )

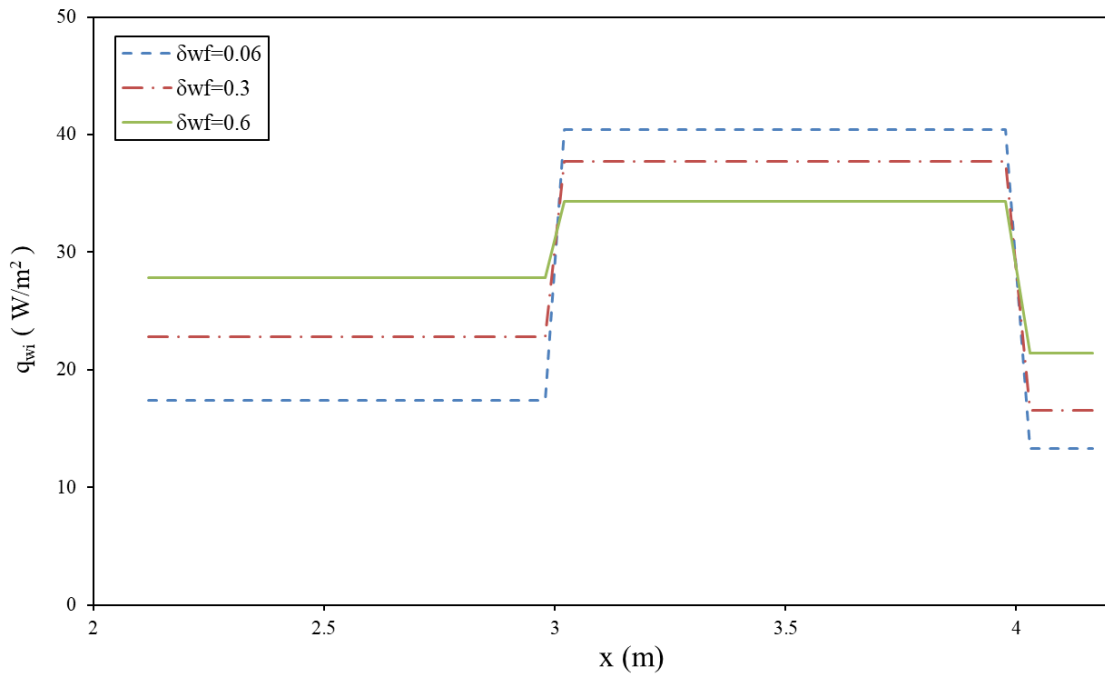
#### 4.2. Cidar Kalınlık Oranının Arayüzey Isı Akısına Etkisi

Farklı cidar kalınlık oranları için arayüzey ısı akısının aksel değişimleri Şekil 4.13-4.24 arasında gösterilmektedir. Normal koşullarda çok iyi yalıtımlı giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde dıştan herhangi bir ısıtma olmadığında ve aksel iletimin söz konusu olmadığı bu iki bölgede arayüzey akısının sıfır olması gerektiği düşünülebilir. Yapılan bu çalışmada giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde arayüzey ortalama ısı akısı değerlerinin sıfırdan farklı olduğu şekillerden anlaşılmaktadır (Tiwari ve Moharana, 2021). Borunun ısıtılmayan giriş ve çıkış bölümünde, boru cidarındaki aksel iletimden kaynaklanan önemli miktarda taşınım ile ısı transferi gerçekleşebileceği açıktır. Cidar kalınlığının artışı ile taşınım ile ısı geçişi ve ısıtılan bölgenin büyüklüğü artmaktadır. Burada ısı, aksel iletim yoluyla borunun doğrudan ısıtılan bölgesinden cidar kesit alanı aracılığıyla taşınmaktadır. Giriş ve çıkış bölgesine iletimle geçen ısı ile birlikte, giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde arayüzey ortalama ısı akısı sıfırdan büyük değerler almaktadır.

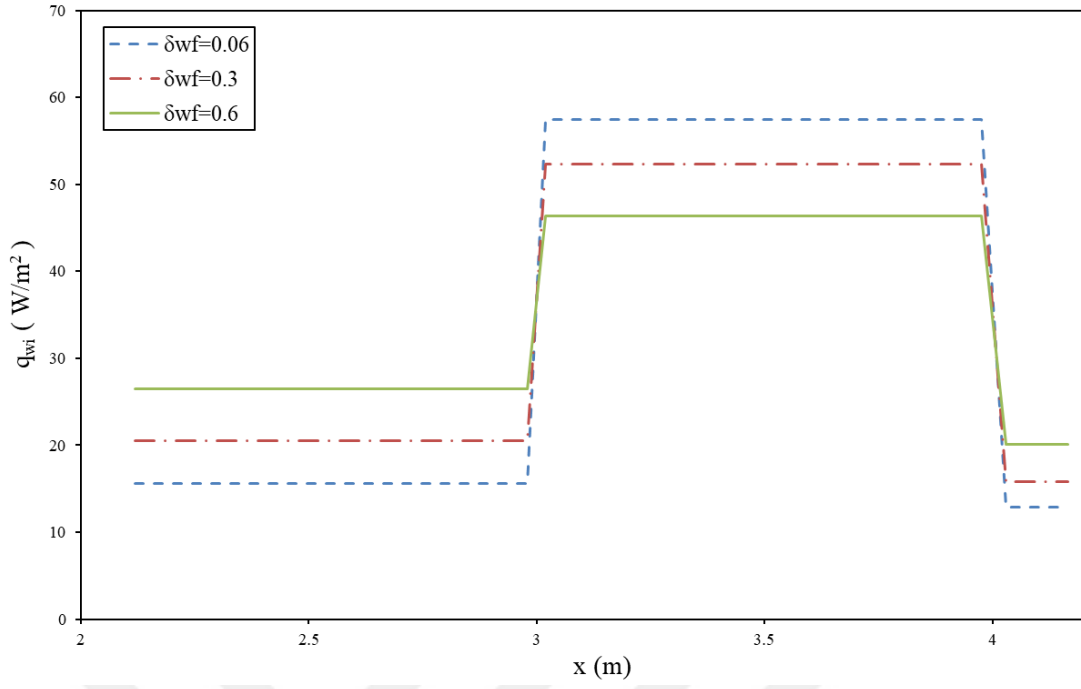
Giriş ve çıkış bölgesinde cidar kalınlık oranı en yüksek olan ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) boruda, arayüzey ısı akısı en büyük iken, cidar kalınlığı en küçük boruda arayüzey ısı akısı en düşük bulunmuştur. Bu sonuç, cidar kalınlığı yüksek olan boruda cidardan aksel iletim ve cidardan akışkana geçen ısı transferinden kaynaklanmaktadır (Yu ve diğ., 2018). Şekillerin incelenmesiyle, ısıtılan bölgede, giriş ve çıkış bölgesindeki tersine, cidar kalınlık oranı en küçük ( $\delta_{wf} = 0.06$ ) olan boruda arayüzey ısı akısının en büyük,

cidar kalınlık oranı en büyük ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) olan boruda arayüzey ısı akısının en küçük olduğu görülmektedir. Cidar kalınlık oranı en küçük boruda, giriş ve çıkış bölgesine ısı geçişi az olduğundan, ısıtma bölgesinde arayüzey ısı akısı değeri daha yüksek seyretmektedir.

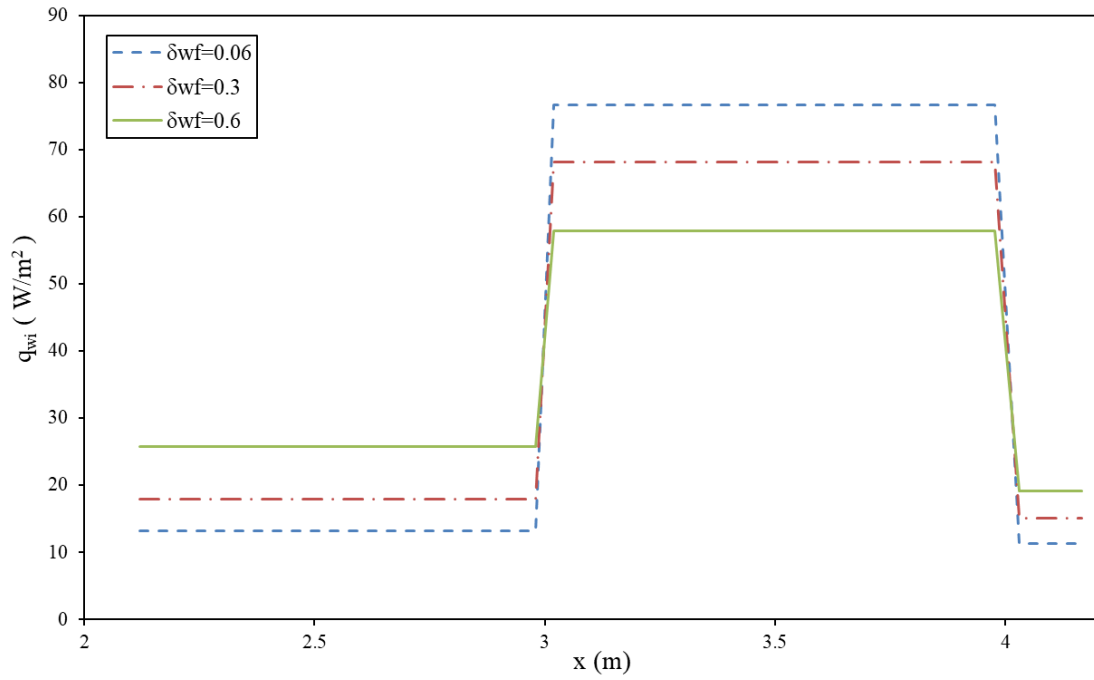
Birleşik ısı transferi problemlerinin sayısal çözümlerinde genellikle yalıtılmış yüzeylerden ısı kaybının olmadığı kabul edilmektedir. Gerçek durumda deneysel uygulamada ise bu kabul tamamen doğru değildir. Uygulamada ısı kaybını sıfıra indiren süper bir yalıtım yapmak çeşitli yönlerden pek uygulanabilir değildir. Deneylerde ne kadar dikkat edilse de, yalıtımlı borulardan, yüksek akım taşıyan kablolardan ve yüksek iletkenliğe sahip bakır plakalardan çevreye ısı kaybolmaktadır. Şekiller dikkatle incelenirse, ısıtmanın yapıldığı bölgedeki ( $x=L_2$ ) arayüzey ısı akısı değerinin, giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesindeki arayüzey ısı akısı değerleri toplamına eşit olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni ise, yukarıda kaynakları belirtilen çevreye önemli miktardaki ısı kayıplarıdır (Lelea 2007) .



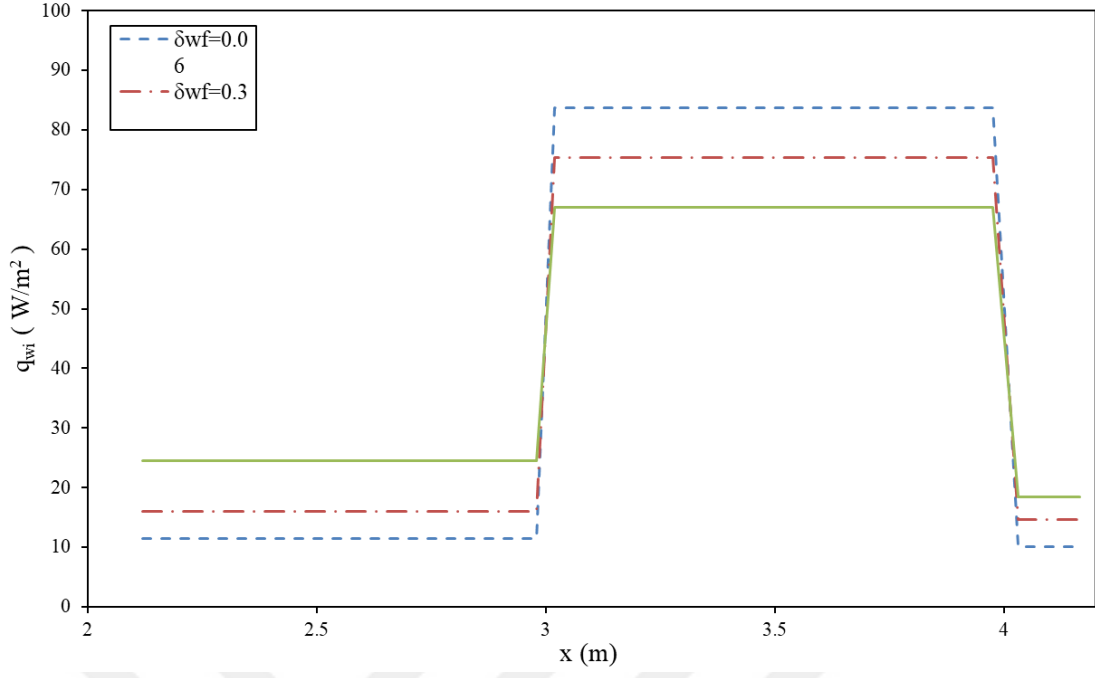
Şekil 4. 13. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=500$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



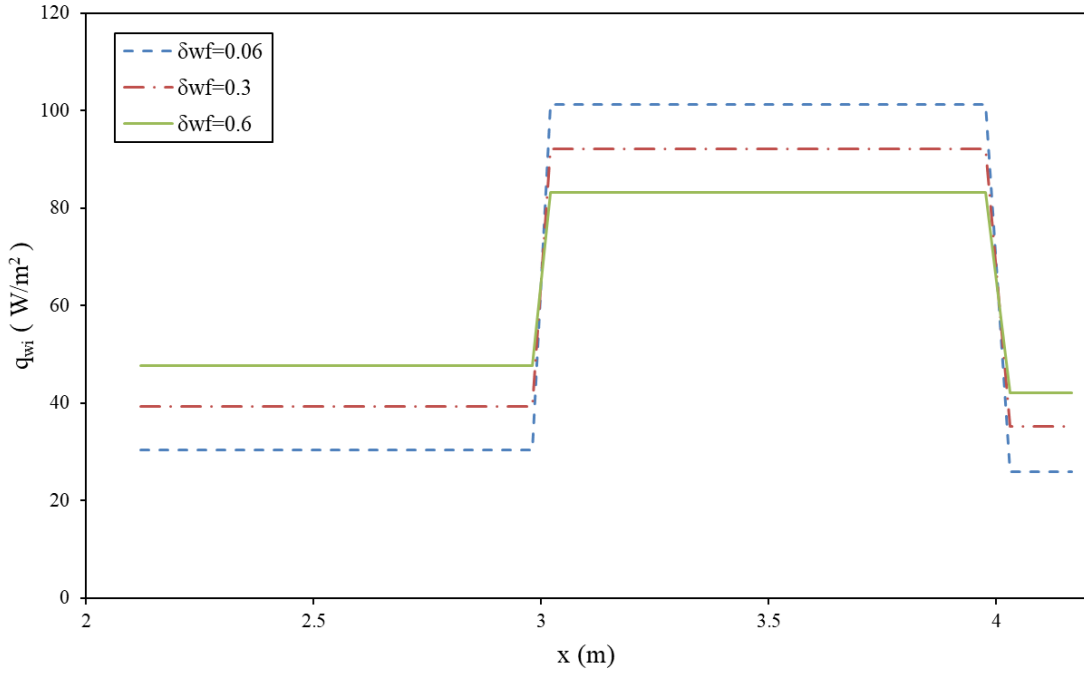
Şekil 4. 14. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=750$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



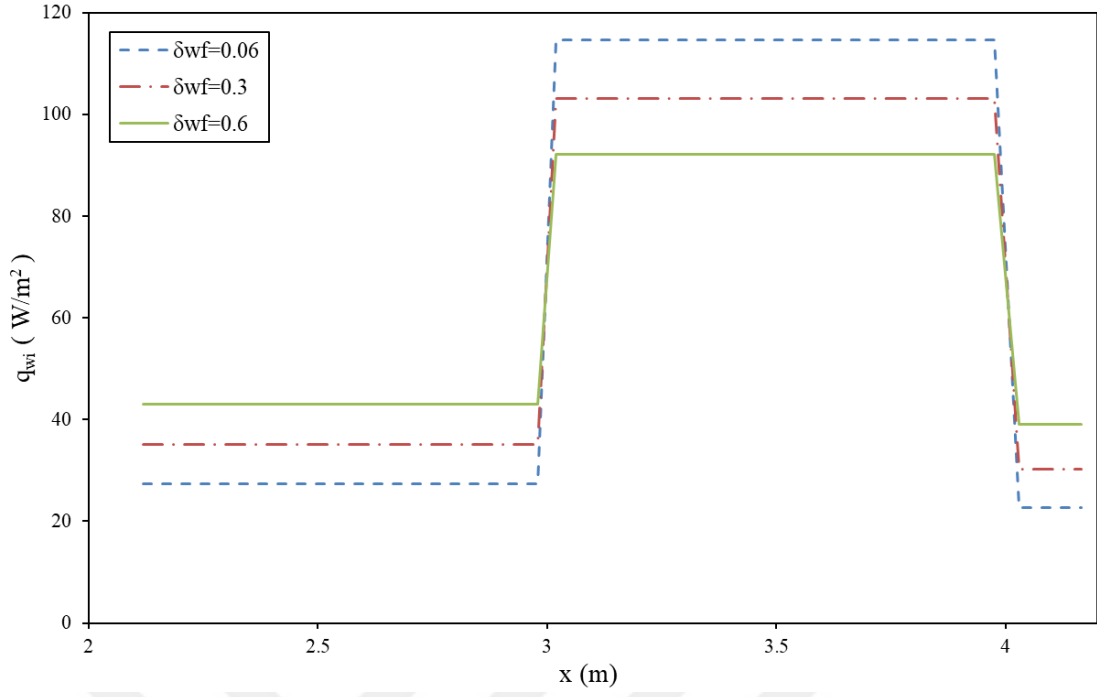
Şekil 4. 15. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1000$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



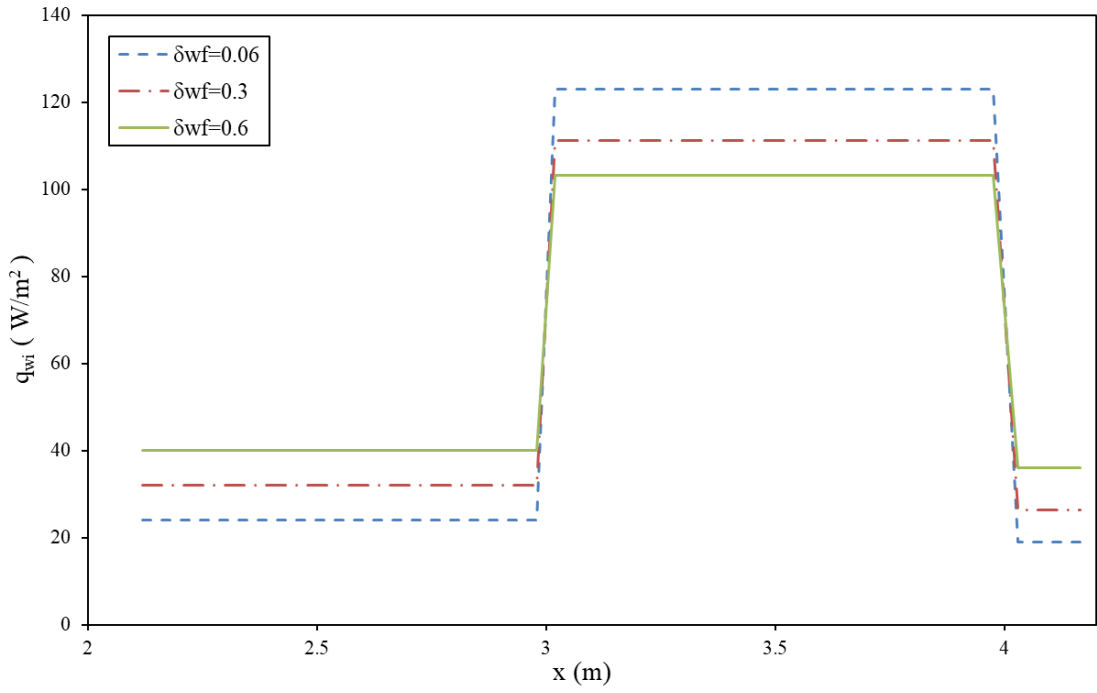
Şekil 4. 16. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=1250$ ,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ )



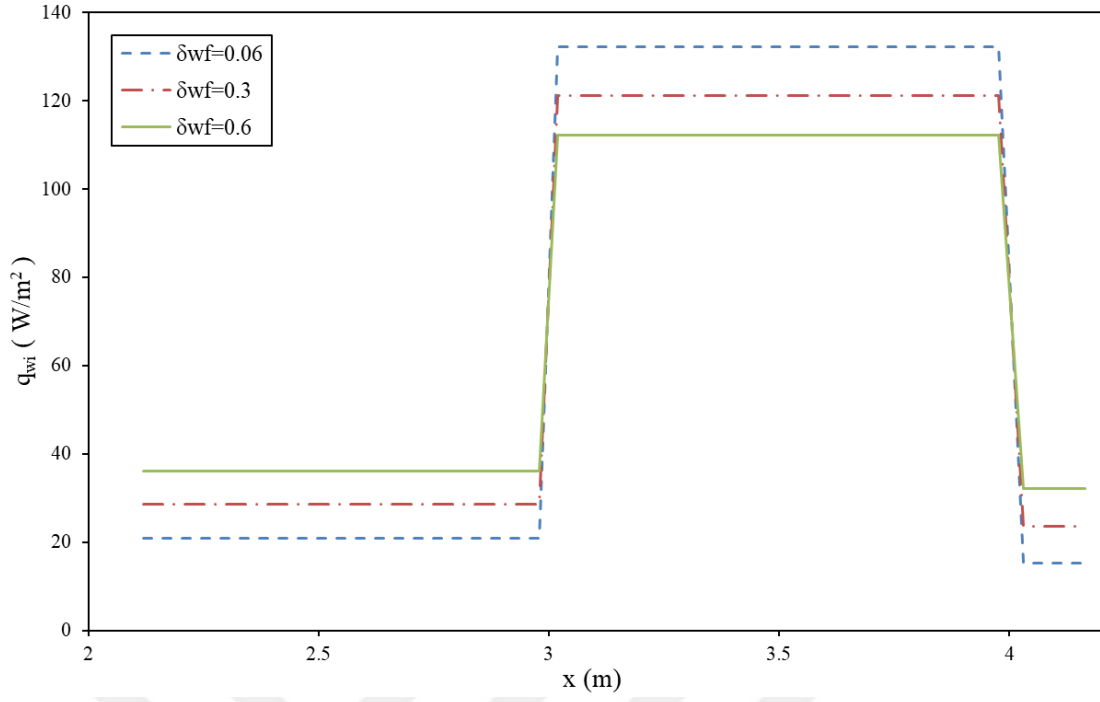
Şekil 4. 17. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=500$ ,  $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )



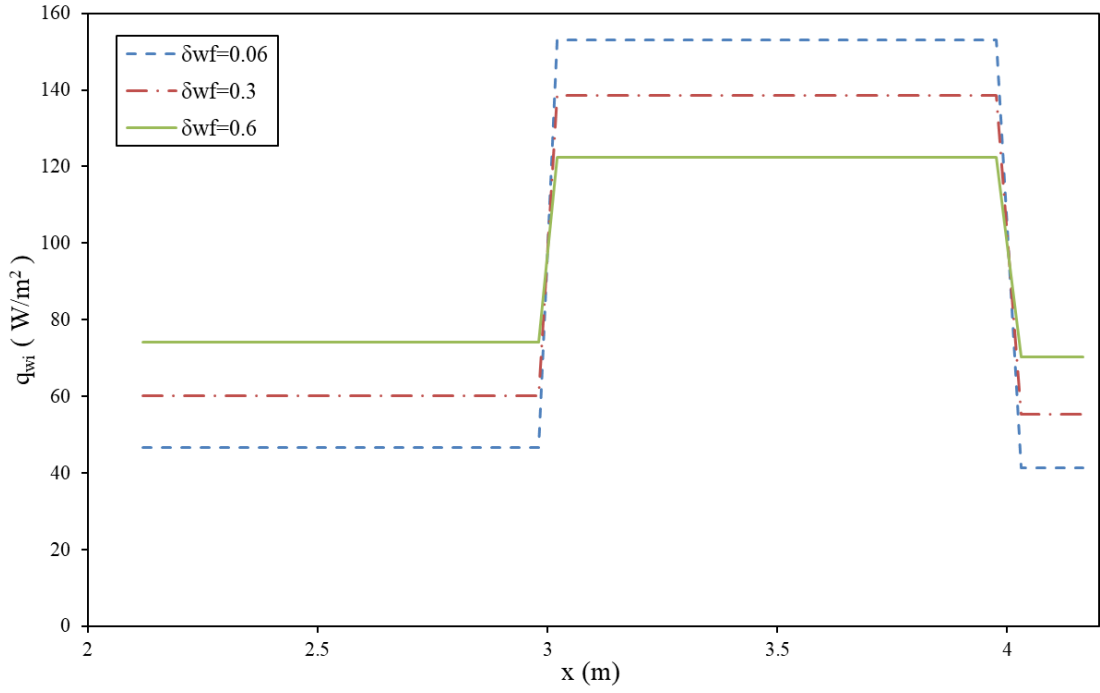
Şekil 4. 18. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=750$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



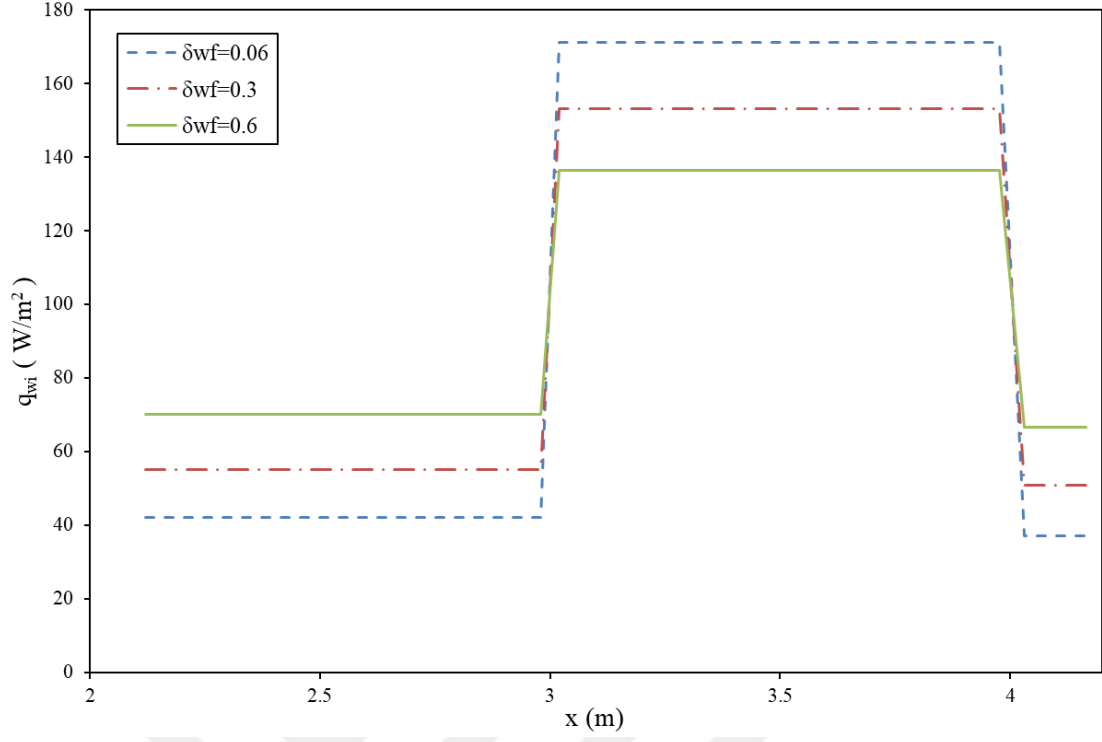
Şekil 4. 19. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=1000$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



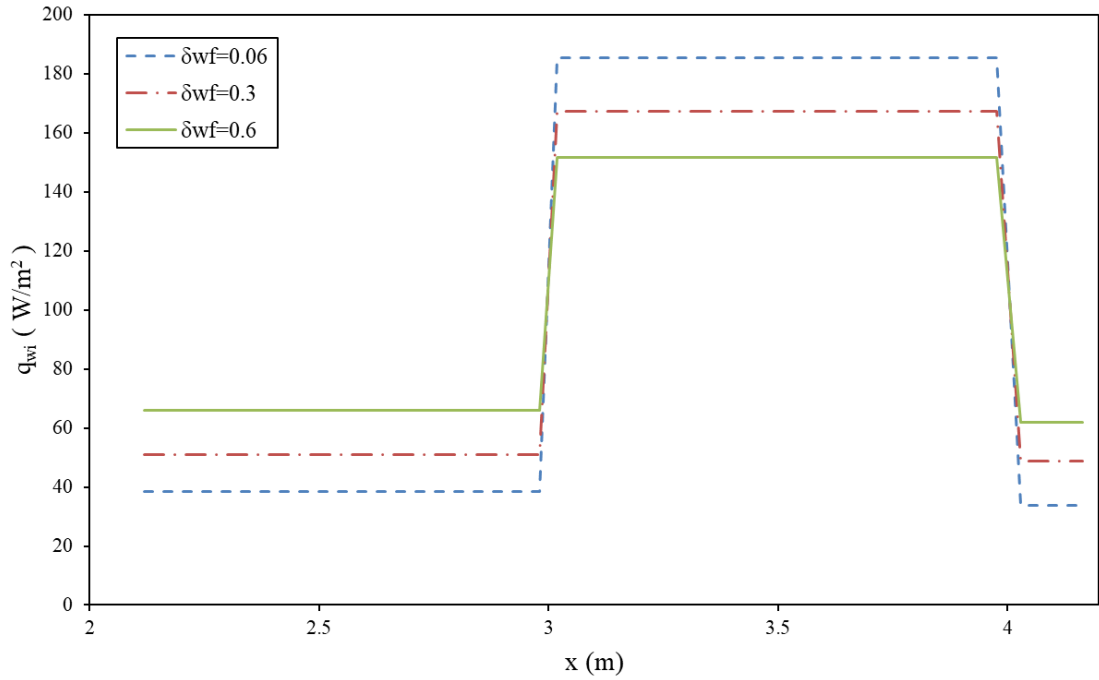
Şekil 4. 20. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=1250$ ,  $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$ )



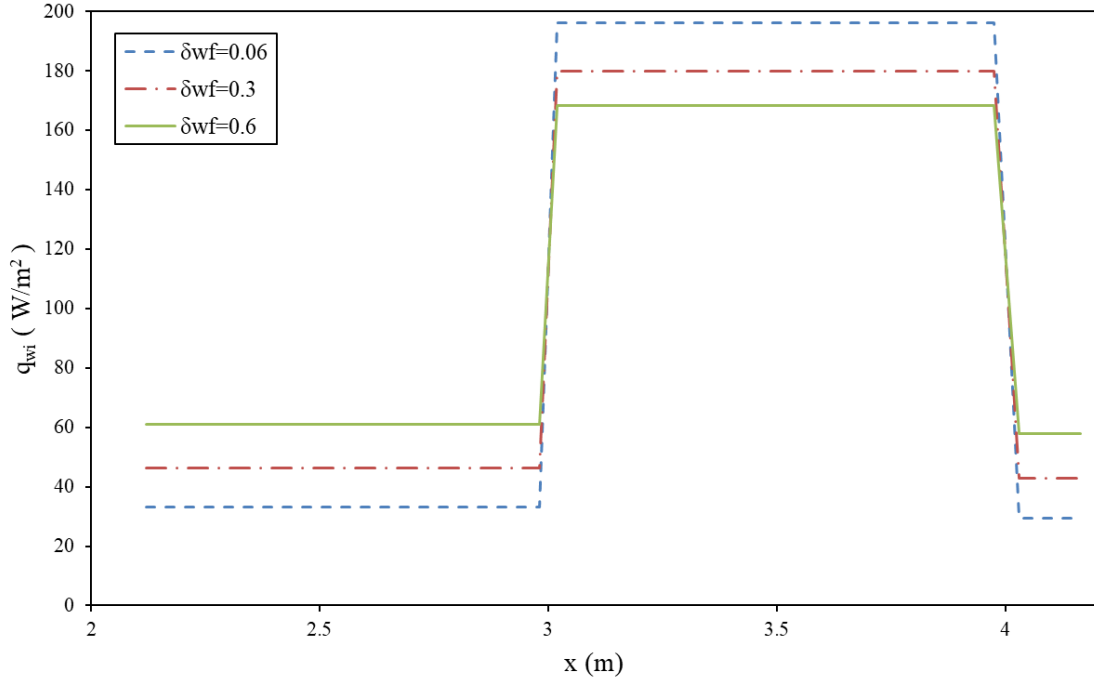
Şekil 4. 21. Ortalama arayüzey ısı akısının aksenal değişimi ( $Re=500$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 22. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=750$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 23. Ortalama arayüzey ısı akısının eksenel değişimi ( $Re=1000$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )

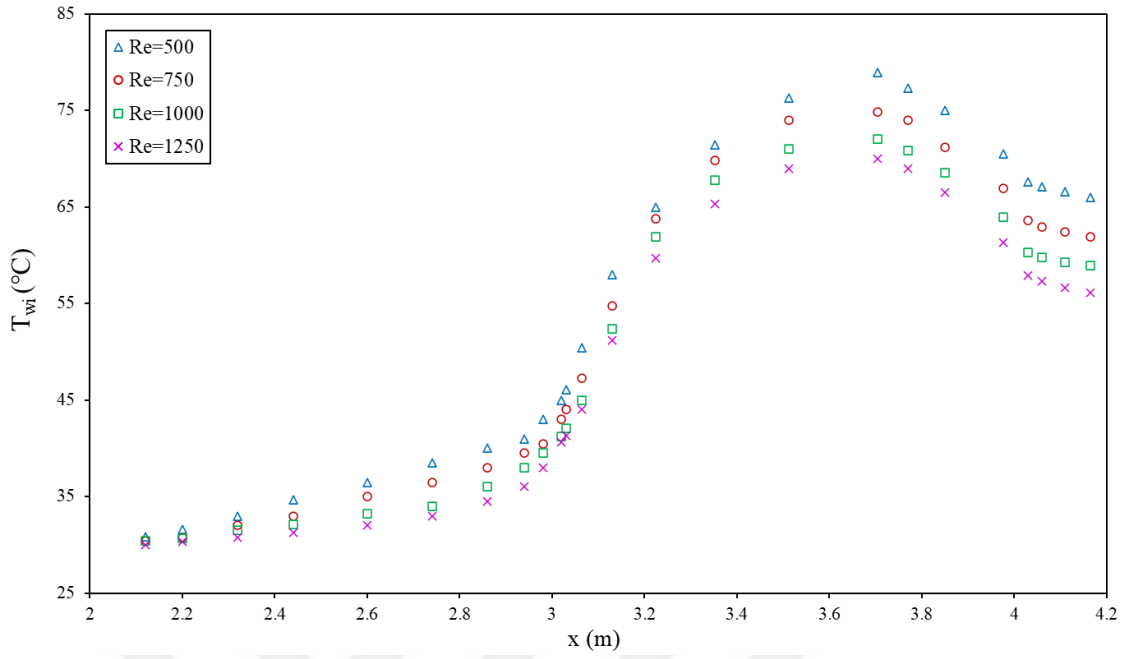


Şekil 4. 24. Ortalama arayüzey ısı akısının aksel değişimi (Re=1250,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )

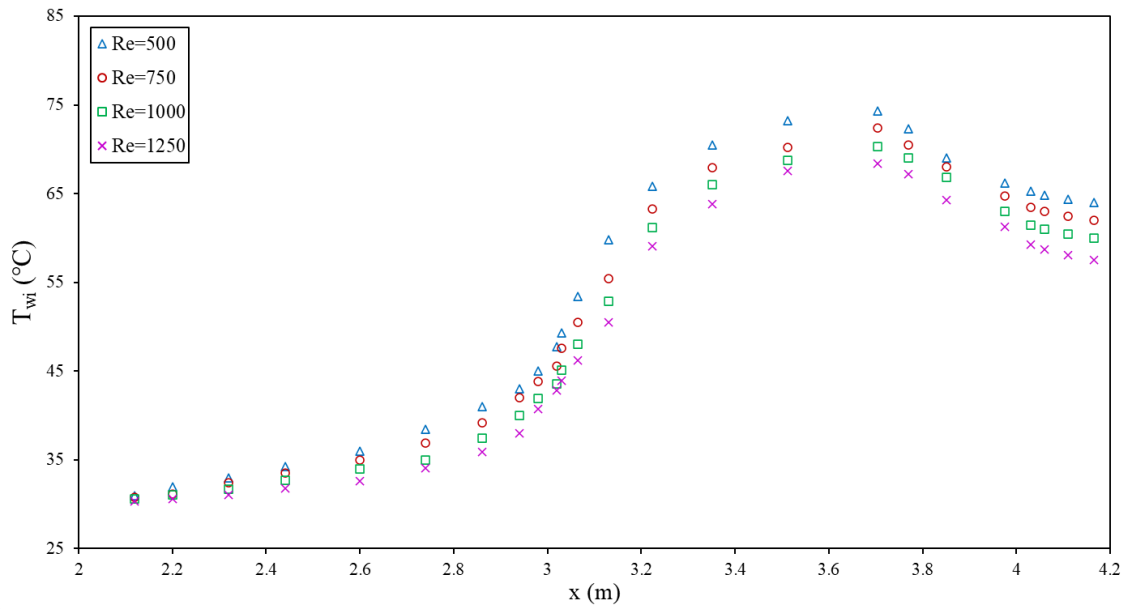
#### 4.3. Re Sayısının Arayüzey Sıcaklık Değişimine Etkisi

Çalışmanın bu bölümünde Reynolds sayısının borunun arayüzey sıcaklık dağılımına etkisini göstermek amacı ile oluşturulan grafikler Şekil 4.25-4.33 arasında verilmiştir. Şekillerden, boru boyunca arayüzey sıcaklığının en yüksek değere, en düşük Re sayısında ( $Re=500$ ) ulaştığı görülmektedir. Düşük Re sayısında borunun her bölgesinde arayüzey sıcaklığı daha yüksektir. Re sayısının düşük olması akışın Peclet sayısının düşük olmasına neden olur. Düşük Pe sayılı akışta ısıtılan bölgeden diğer iki bölgeye aksel iletimle ısı geçmekte ve giriş ve çıkış bölgesinde arayüzey sıcaklığı yüksek Re sayısına göre daha yüksek değerler almaktadır. Bu sonuç, Re sayısının azalması ile aksel ısı iletiminin artış gösterdiğini ortaya koymaktadır.

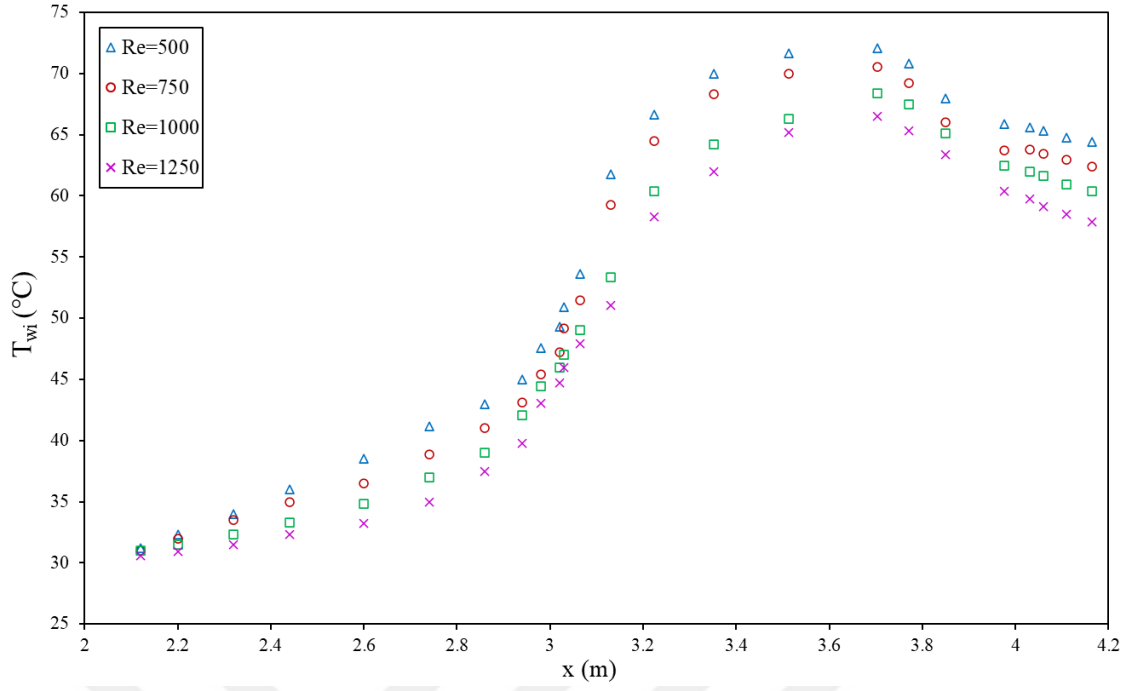
Boru içi akışlarda akış karakteristiği laminlerden türbülansa doğru geçiş yaptıkça yani Re sayısı arttıkça, akış içinde oluşan sınır tabaka kalınlığı azalır. Düşük Re sayılı laminler akışlarda sınır tabaka daha kalındır. Sınır tabakanın kalınlığı arayüzeyde ısı taşınım katsayısını ve taşınım ile ısı transferini olumsuz etkiler. Düşük Re sayılı akışlarda boru yüzeyi ile akışkan arasında taşınımın düşük olmasından kaynaklı ısı transfer mekanizmasını boru cidarında meydana gelen aksel ısı iletimi yönetmektedir (Yu ve ark., 2018).



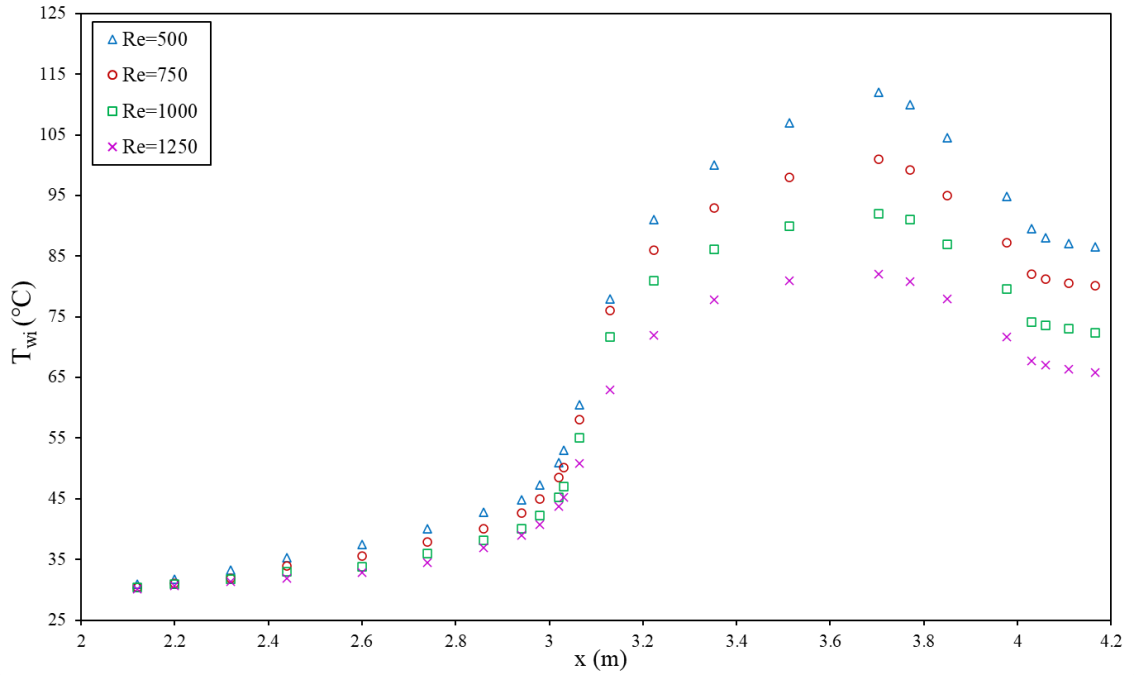
Şekil 4. 25. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $q_{w0}=150 \text{ W/m}^2$ )



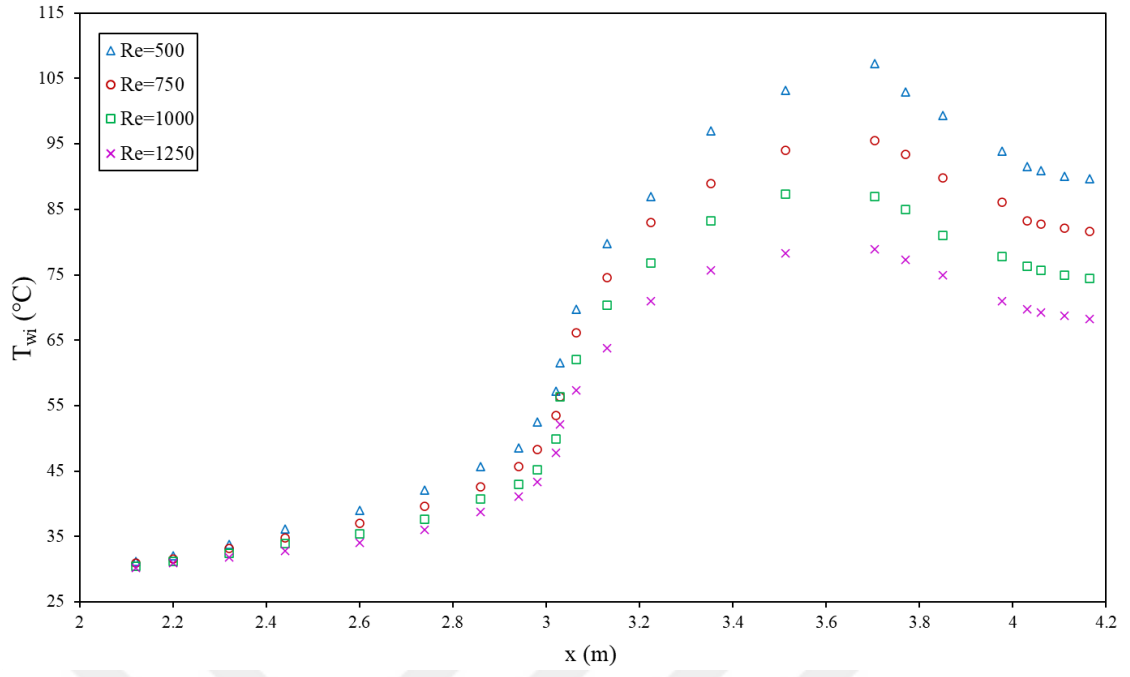
Şekil 4. 26. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $q_{w0}=150 \text{ W/m}^2$ )



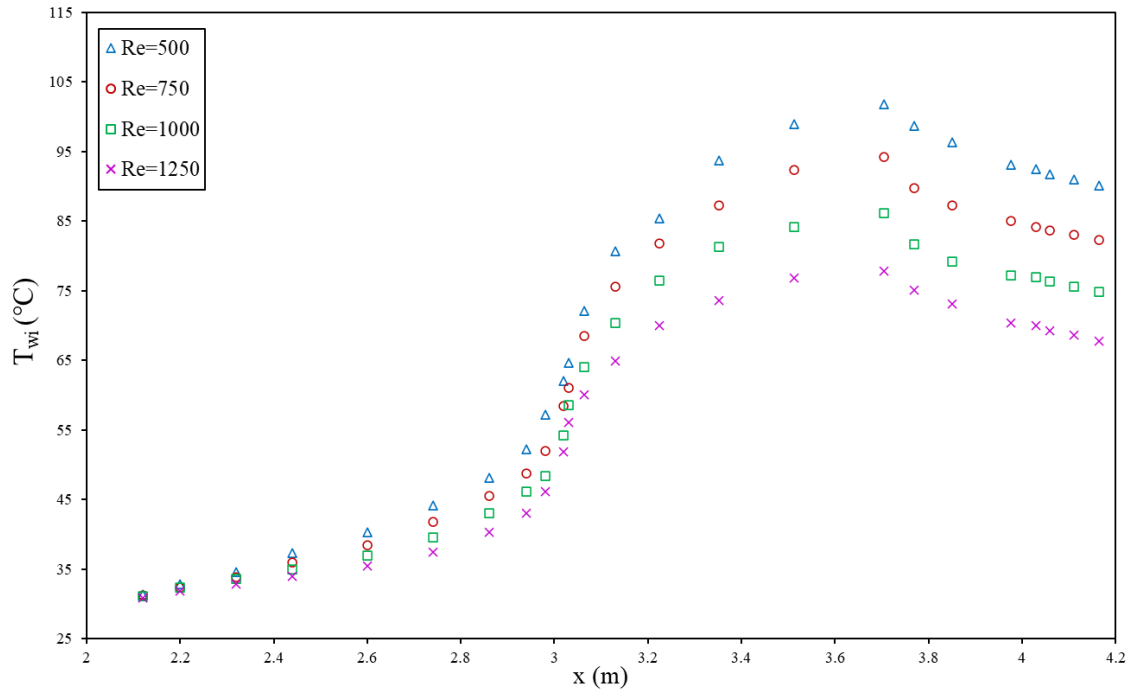
Şekil 4. 27. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $q_{w0}=150 \text{ W/m}^2$ )



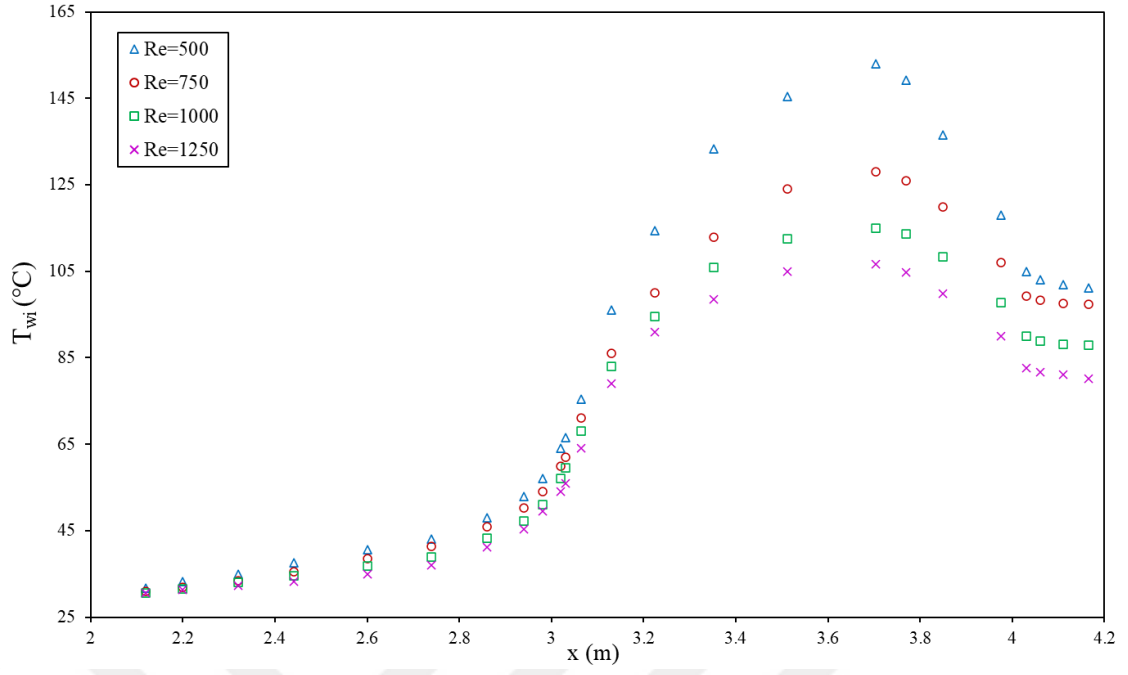
Şekil 4. 28. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



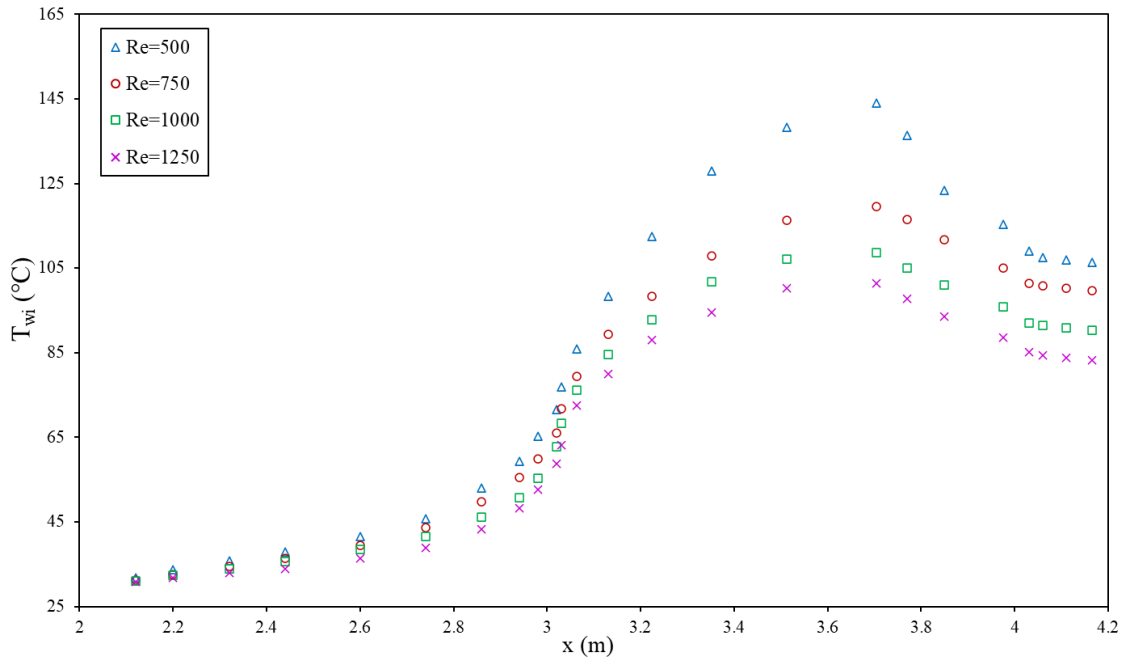
Şekil 4. 29. Farklı  $\text{Re}$  sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



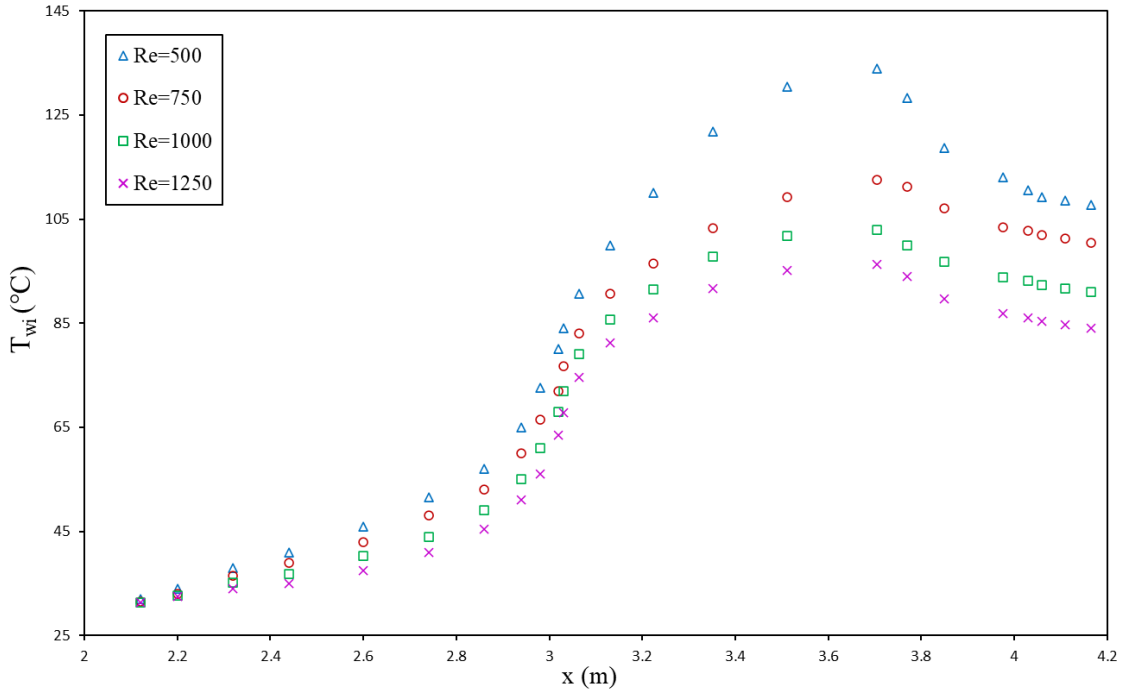
Şekil 4. 30. Farklı  $\text{Re}$  sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $q_{w0}=250 \text{ W/m}^2$ )



Şekil 4. 31. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )



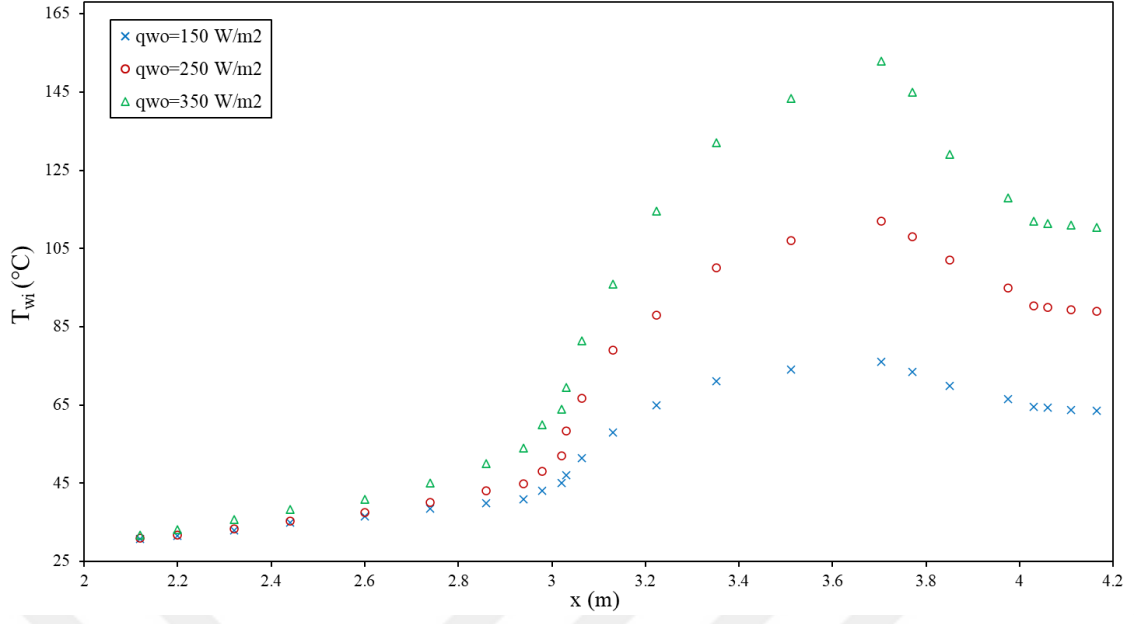
Şekil 4. 32. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )



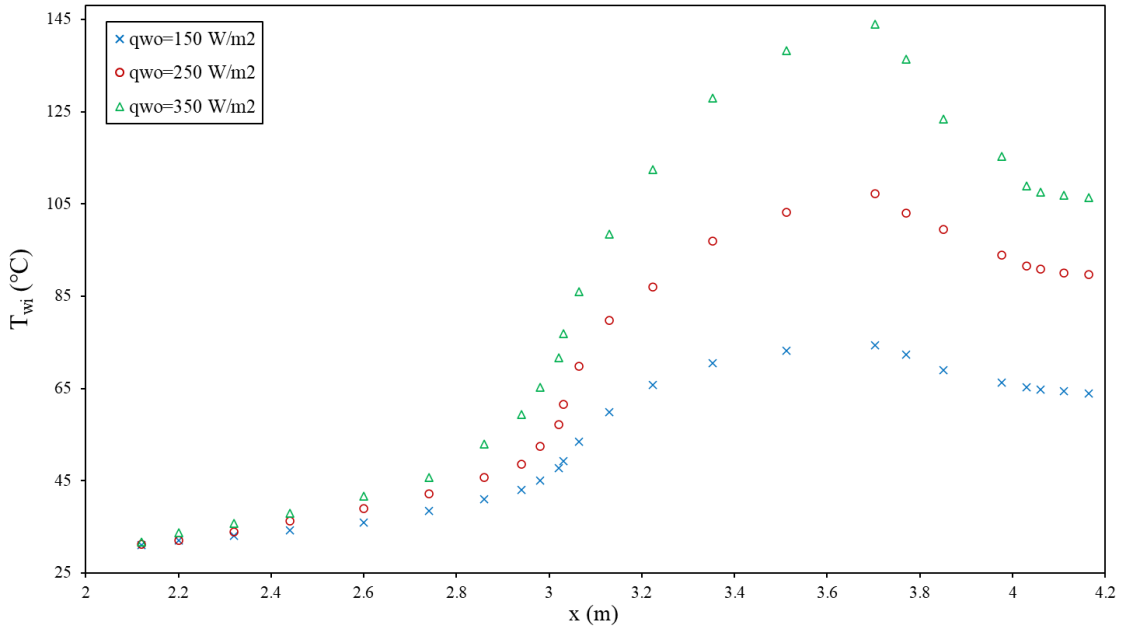
Şekil 4. 33. Farklı Re sayılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ )

#### 4.4. Dış Yüzey Isı Akısının Arayüzey Sıcaklık Değişimine Etkisi

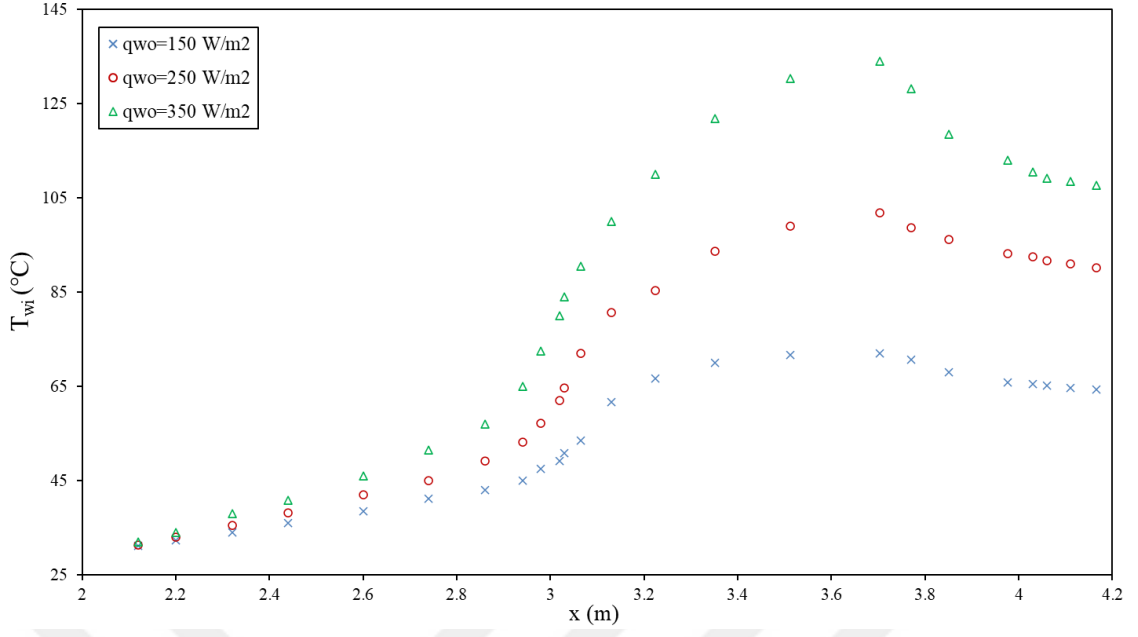
Dış yüzey ısı akısının arayüzey sıcaklık değişimine etkisini göstermek amacı ile,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ,  $q_{wo}=250 \text{ W/m}^2$  ve  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$  sabit ısı akısı değerleri için deneyler gerçekleştirilmiş ve sonuçları Şekil 4.34-4.45 arasında verilmiştir. Borunun ısıtılan bölgesinde dış yüzeye uygulanan sabit ısı akısı değeri arttıkça, beklendiği üzere, arayüzey sıcaklıkları da yükselmektedir. Isıtılan bölgeye uygulanan ısı akısının artması ile borunun giriş ve çıkış bölgesine cidardan aksenal iletimle geçen ısı miktarı da artmaktadır. Farklı ısı akılarında, giriş bölgesinde arayüzey sıcaklıkları birbirine yakın iken, ısıtılan bölgede ve çıkış bölgesinde birbirlerinden daha uzak oldukları görülmektedir. Bu bölgelerde borudaki akış ısıl olarak gelişirken cidardan taşınım ile gelen ısı azalmakta ve sonuçta arayüzey sıcaklığı yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bunun yanında, boruya uygulanan ısı akısı arttıkça, boru giriş ve çıkışında yüzey sıcaklığı arasındaki farkın da yükseldiği görülmektedir (Çevrim ve ark., 2016). Bu durum Şekillerden açıkça görülmektedir.



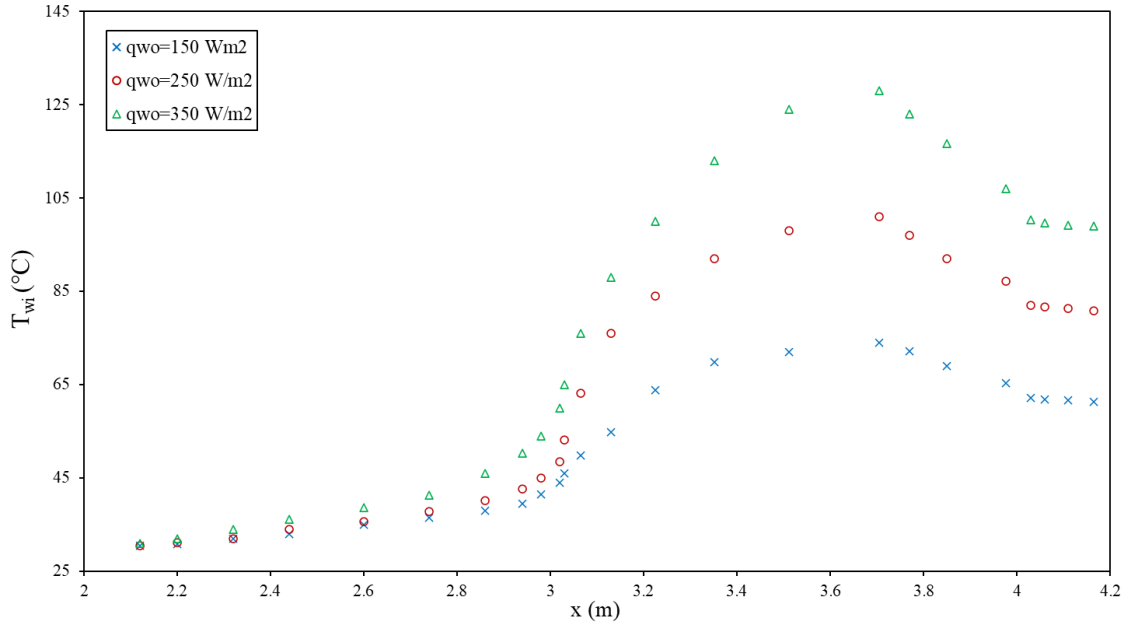
Şekil 4. 34. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $\text{Re}=500$ )



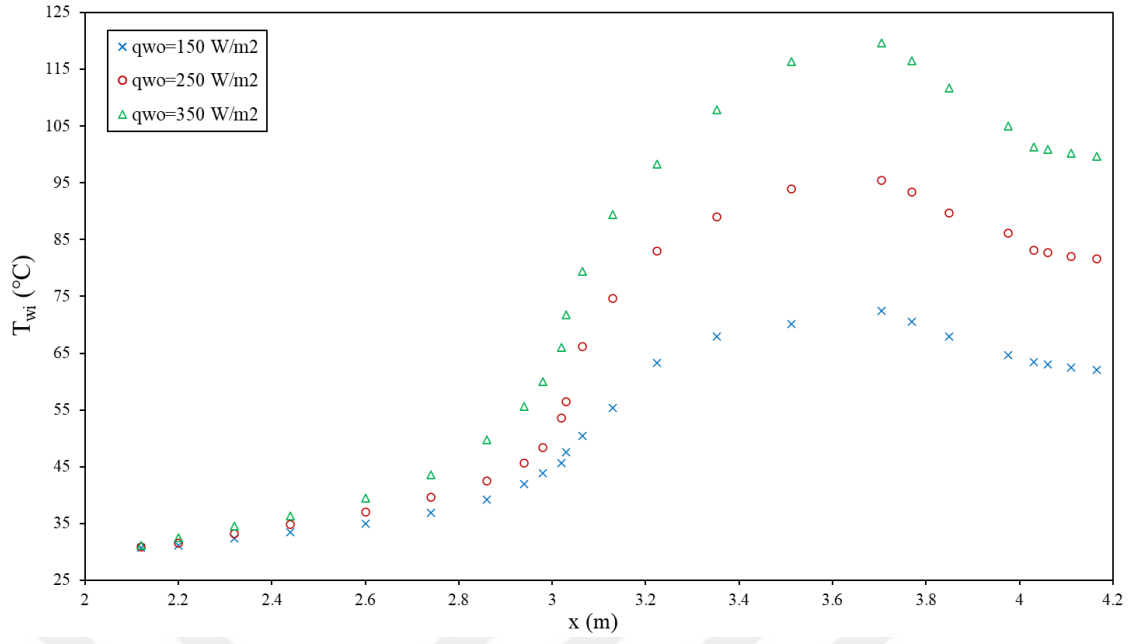
Şekil 4. 35. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $\text{Re}=500$ )



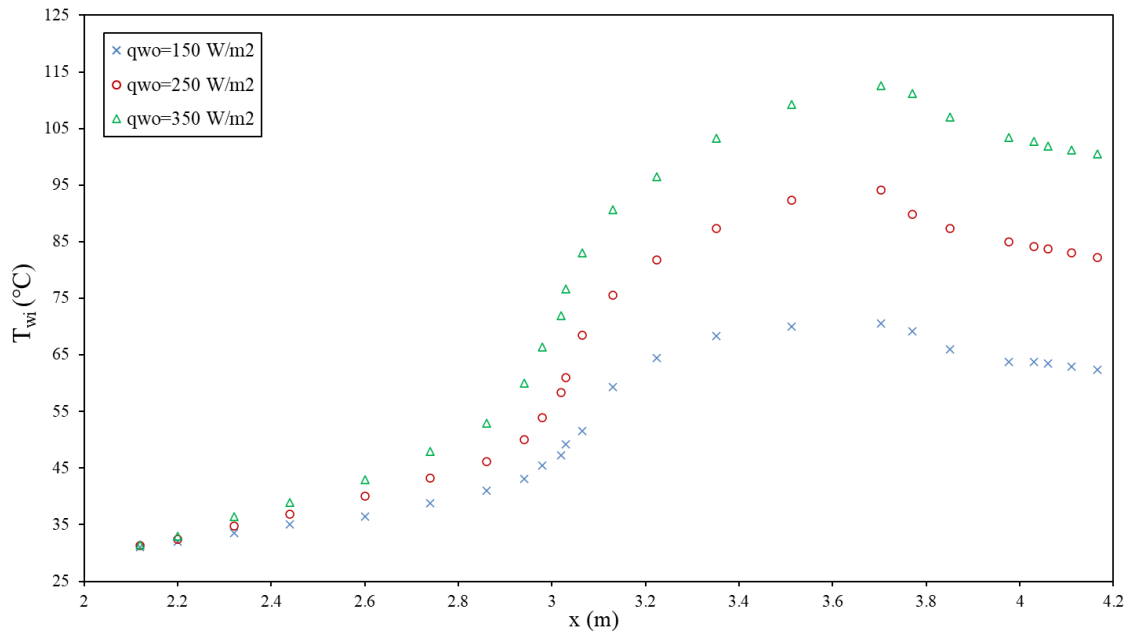
Şekil 4. 36. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $Re=500$ )



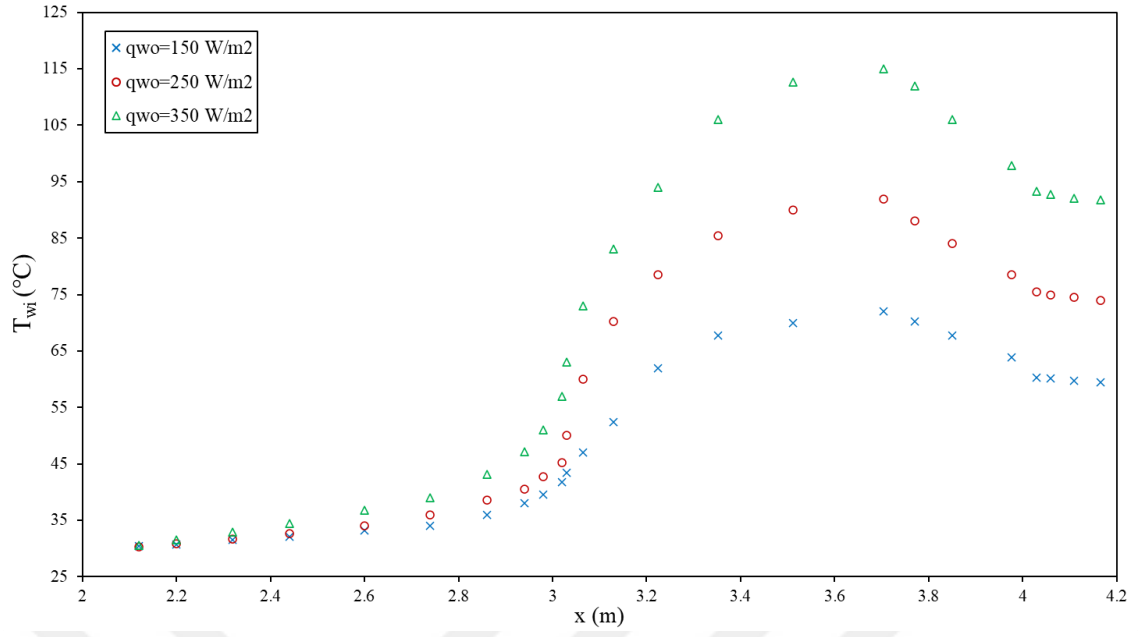
Şekil 4. 37. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $Re=750$ )



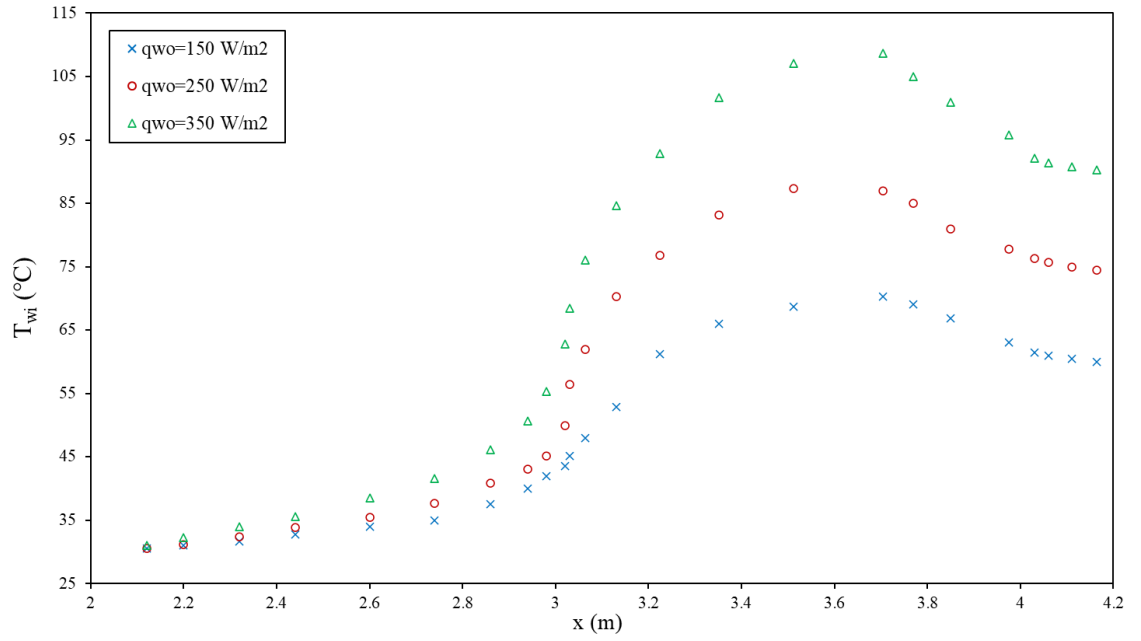
Şekil 4. 38. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $Re=750$ )



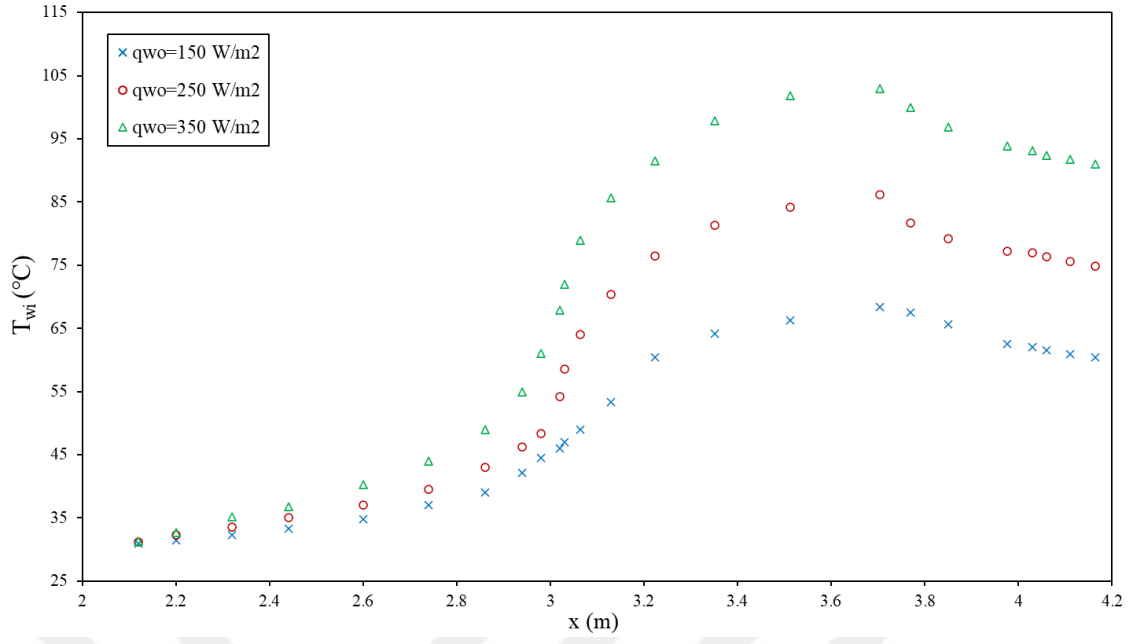
Şekil 4. 39. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının eksenel değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $Re=750$ )



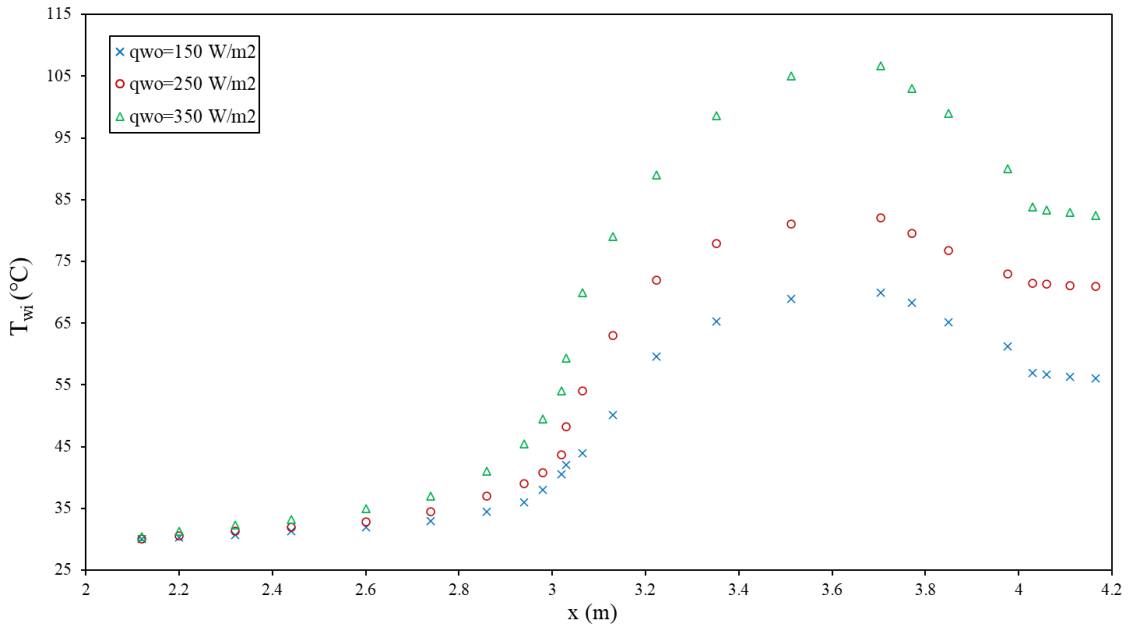
Şekil 4. 40. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $Re=1000$ )



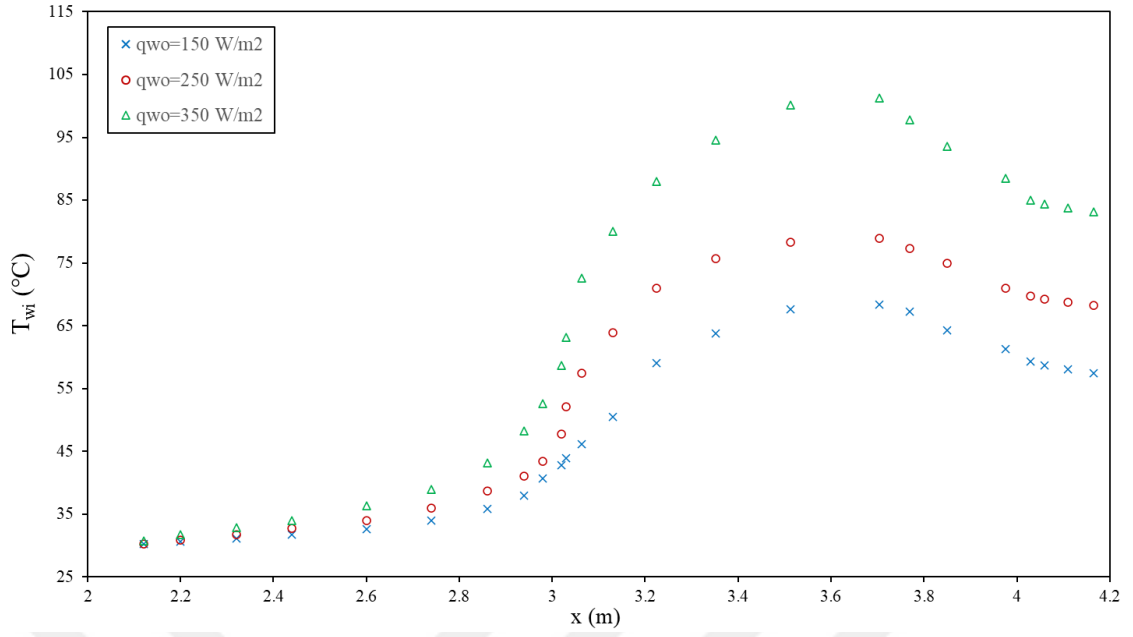
Şekil 4. 41. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $Re=1000$ )



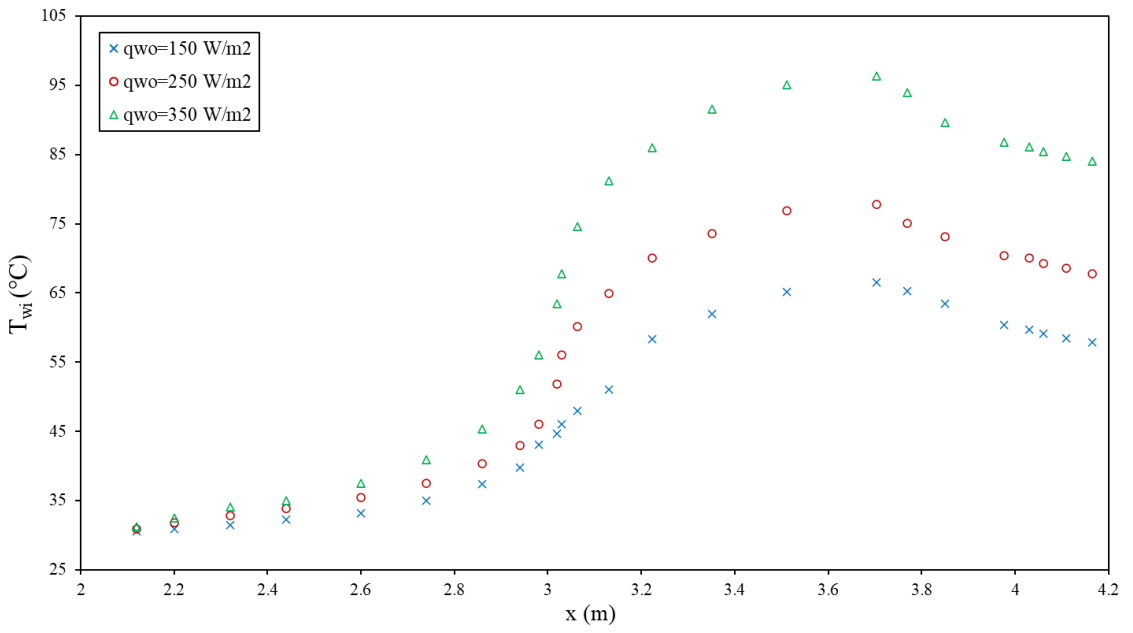
Şekil 4. 42. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $Re=1000$ )



Şekil 4. 43. Farklı dış yüzey ısı akılarında boru yüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.06$ ,  $Re=1250$ )



Şekil 4. 44. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.3$ ,  $\text{Re}=1250$ )



Şekil 4. 45. Farklı ısı akıları için arayüzey sıcaklığının aksenal değişimi ( $\delta_{wf}=0.6$ ,  $\text{Re}=1250$ )

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada cidar kalınlık oranları farklı, üç bölge, orta bölgenin dış yüzeyden sabit ısı akısı ile ısıtıldığı üç adet boru ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Borulardan geçen hava akımı sırasında cidarda eksenel ısı iletimi ile akışkan tarafında taşınım ile ısı transferini içeren birleşik ısı transferi problemi, boru cidarındaki eksenel ısı iletimi dikkate alınarak incelenmiştir. Cidar kalınlık oranının, ısı akısının ve Reynolds sayısının ısı transferine etkileri deneysel olarak araştırılmıştır.

Deneylerden elde edilen veriler ışığında ulaşılan sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmaktadır.

1. Boruların cidar kalınlık oranının artması ile borunun giriş ve çıkış bölgesinde eksenel ısı iletimi artmaktadır.
2. Cidar kalınlığı küçük olan makro kanallarda eksenel iletim ihmal edilebilir. Ancak cidar kalınlığı kanal boyutlarına yakın olan küçük kanallarda eksenel ısı iletimi ihmal edilmemelidir. Çünkü eksenel iletim akışkana daha az ısı transferine neden olmaktadır.
3. Düşük Reynolds sayılı (düşük Peclet) akışta boru cidarında eksenel ısı iletimi daha etkin hale gelmektedir. Giriş bölgesinde en yüksek cidar sıcaklığı,  $Re=500$  için elde edilmiştir.
4. Düşük  $Re$  (düşük  $Pe$ ) sayılarında, borunun giriş ve çıkış bölgesine, cidar eksenel iletimi nedeni ile önemli oranda ısı geçişi olduğu belirlenmiştir.
5. Cidar kalınlık oranının en yüksek ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) değeri için giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde boru yüzey sıcaklığı daha yüksektir. Böyle bir sonuç, cidar kalınlık oranı en yüksek ( $\delta_{wf} = 0.6$ ) olan boruda, giriş ( $x=L_1$ ) bölgesinde ön ısıtma ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde son ısıtma etkisinin daha fazla olmasındandır.
6. Arayüzey ısı akısının, ısıtmanın yapılmadığı giriş ( $x=L_1$ ) ve çıkış ( $x=L_3$ ) bölgesinde sıfırdan yüksek değerler alması, eksenel ısı iletiminin ihmal edilmemesi gerektiğini göstermektedir. Giriş ve çıkış bölgesinde en yüksek ısı akısı, cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.6$  olan boruda elde edilmiştir.
7. Borulara uygulanan ısı akısının artışı ile, beklendiği gibi, boru yüzey sıcaklıkları ve akışkan sıcaklığı artmaktadır.

8. Dış yüzeyde uygulanan ısı akısının artışı ile, ısıtma bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara ulaşıldığından, giriş bölgesindeki ön ısıtma ve çıkış bölgesindeki son ısıtma etkisinin arttığı gözlenmiştir.
9. Boru yüzey sıcaklığının en yüksek değeri  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=500$  için; cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.06$  olan boruda  $153^\circ\text{C}$  olarak ölçülmüştür.
10. Giriş bölgesinde akışkan yığık sıcaklığındaki en fazla artış  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=500$  değerleri için; cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.6$  olan boruda  $18^\circ\text{C}$  olarak ölçülmüştür.
11. Giriş bölgesinde akışkan yığık sıcaklığındaki en az artış  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$  ve  $Re=1250$  değerleri için; cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.06$  olan boruda  $1.3^\circ\text{C}$  olarak ölçülmüştür.
12. Giriş ve çıkış bölgesinde arayüzey ısı akısı en yüksek,  $q_{wo}=350 \text{ W/m}^2$ ,  $Re=500$  değerleri için; cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.6$  olan boruda sırası ile  $q_{wi}=74.2 \text{ W/m}^2$  ve  $q_{wi}=70.34 \text{ W/m}^2$  olarak belirlenmiştir.
13. Giriş ve çıkış bölgesinde arayüzey ısı akısı en düşük,  $q_{wo}=150 \text{ W/m}^2$ ,  $Re=1250$  değerleri için; cidar kalınlık oranı  $\delta_{wf}=0.06$  olan boruda sırası ile  $q_{wi}=11.43 \text{ W/m}^2$  ve  $q_{wi}=10.11 \text{ W/m}^2$  olarak bulunmuştur.

### 5.1. Öneriler

Birleşik ısı transferi problemleri için ısı transferi karakteristiğine ekstenel ısı iletiminin etkilerini daha iyi anlayabilmek amacıyla yapılabilecek daha sonraki çalışmalara istinaden önerilen bazı durumlar aşağıda belirtilmiştir.

1. Cidar kalınlık oranı ( $\delta_{wf}$ ) daha yüksek ve ısıl iletkenlik oranı ( $k_{wf}$ ) farklı olan borular kullanılarak deneyler yapılabilir.
2. Farklı Reynolds sayılarında deneyler yapılarak tasarıma en uygun  $Re$  değeri tayin edilebilir.
3. Cidar kalınlık oranının ( $\delta_{wf}$ ) farklı değerleri için deneyler yapılarak optimum cidar kalınlık oranı belirlenebilir.
4. Boru dış yüzeyine uygulanan sabit ısı akısı ( $q_{wo}$ ) değeri değiştirilerek deneyler gerçekleştirilebilir.
5. Deneysel sonuçları karşılaştırmak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile analizler yapılabilir.

## KAYNAKLAR

Altun, A., H., Ateş, A., Atmaca, U., Koçak, S., Bilir, Ş., 2018, Borularda zamanla periyodik olarak değişen sınır şartı ile geçici rejim ısı transferi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 38(2), 39-49.

Arıcı, M. E., 2000, Borularda Laminer Akışta Duvar Parametrelerinin Isı Transferine Etkisinin Sayısal Analizi, ULIBTK'99, 12. *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı*, 360-364.

Ateş, A., Darıcı, S., Bilir, Ş., 2010, Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat fluxboundary condition, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (23-24), 5058-5064.

Avcı, M., Aydın, O., Arıcı M.E., 2012, Conjugate Heat Transfer With Viscous Dissipation In a Microtube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(19), 5302-8.

Barletta, A. and Zanchini E., 2003, Time-periodic laminar mixed convection in an inclined channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46: 551-563.

Bilir, Ş., Darıcı, S., 1997, Borularda Akış Tıkanmasının Türbülanslı Isı Transferine Etkileri, 11. *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 17-19 Eylül, Edirne.

Bilir, Ş, Ateş, A., 2003, Transient Conjugated Heat Transfer In a Thick Walled Pipe With Convection As Boundary Conduction, *Int. J. Heat Mass Tr.*, 46(14), 2701-2709.

Canlı, E., 2020, Kalın Cidarlı Borularda Türbülanslı Akışta Geçici Rejim Birleşik Isı Transferinin Sayısal Çözümü, Doktora, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 153 s.

Coney, J. E. R. and El-Shaarawi, M. A. I., 1975, Finite difference anaysis for laminar flow heat transfer in concentric annuli with simultanessously developing hydrodynamic and thermal boundary layers, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 9, 17-38.

Çengel, Y. A., 2014, Isı ve Kütle Transferi, Tanyıldızı, V., Palme Yayınevi , İzmir

Çengel Yunus ve Afshin J. Ghajar, Heat and Mass Transfer, Fifth Edition, McGraw-Hill, New York, , 2015.

Çetin B., Yazicioglu AG, Kakac S, 2008. Fluid flow in microtubes with axial conduction including rarefaction and viscous dissipation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 5, 535-44.

Çevrim, B., Yazıcıoğlu, A., G., Kakaç, S., 2016, Experimental Analysis of Laminar Flow Multi-Port Finned Minichannel, *Hittite Journal of Science and Engineering*, 3(1), 51-60.

Darıcı, S., 1998, Borularda Akış Tıkanmasının Türbülanslı Isı Transferine Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 64s, Konya.

Darıcı, S., 2004, Kalın Cidarlı Borularda Eş Zamanlı Gelişen Laminer Akışta, Geçici Rejim Birleşik Isı Transferi, Doktora Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 178s.

Everts M, Meyer JP, 2020, Laminar hydrodynamic and thermal entrance lengths for simultaneously hydrodynamically and thermally developing forced and mixed convective flows in horizontal tubes. *Exp Therm Fluid Sci* 118:110153.

Faghri, M., and Sparrow, E. M., 1980, Simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat transfer, *Journal of Heat Transfer*, 102, 58-63.

Faghri, M. and Welty, J.R., 1978, Analysis of heat transfer, including axial fluid conduction, for laminar tube flow with arbitrary circumferential wall heat flux variation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21, 317-323.

Guo, W., and Nutter, D., W., 2009, An experimental study of axial conduction through a termosyphon pipe wall, *Applied Thermal Engineering*, 29, 3536-3541.

Heaton, H.S., Reynolds, W.C., and Kays, W.M., 1964, ‘‘Heat transfer in annular passages simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow’’, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7, 763-781.

H.Y. Zhang, M.A. Ebdian., 1990, An Analytical/Numerical Solution Of Convective Heat Transfer In The Thermal Entrance Region Of Irregular Ducts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 17(5), 621-635.

Jeong, H-E., Jeong, J-T., 2006, Extended Graetz Problem Including Streamwise Conduction and Viscous Dissipation In Microchannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(13), 2151-7.

Lelea, D., 2007, The conjugate heat transfer of the partially heated microchannels, *Heat Mass Transfer*, 44, 33-41.

Lelea, D., Cioabla AE, 2010. The viscous dissipation effect on heat transfer and fluid flow in micro-tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 9, 1208-14.

Lin, Y. ve Chow, L., 1984, Effects of wall conduction on heat transfer for turbulent flow in a circular tube, *Journal of Heat Transfer*, 106 (3), 597-604.

Lin, Ting-Yu, Kandlikar, Satish G., 2013, Heat transfer investigations of air flow in microtubes-Part I: Effects of heat loss, viscous heating, and axial conduction, *Journal of Heat Transfer*, 135, 03170301-03170309.

Manohar, R., 1969, Analysis of laminar-flow heat transfer in the entrance region of circular tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 12, 15-22.

Mansouri, K., Sadaoui, D. ve Fourcher, B., 2004, The effects of inlet temperature frequency on the quasi-steady approach of periodic conjugated heat transfer problem, *International journal of engineering science*, 42 (8-9), 825-839.

McEligot, D. M., Smith, S. ve Bankston, C. A., 1970, Quasi-developed turbulent pipe flow with heat transfer, *Journal of Heat Transfer*, 92 (4), 641-650.

McMordie, R.K., and Emery, A.F., 1967, A Numerical Solution for Laminar-Flow Heat Transfer in Circular Tubes With Axial Conduction and Developing Thermal and Velocity Fields, *Journal of Heat Transfer*.

Mikio, S. ve Kazuo, E., 1977, Effect of conduction in wall on heat transfer with turbulent flow between parallel plates, *International journal of heat and mass transfer*, 20 (5), 507-516.

Pagliarini, G., 1991, Conjugate Heat Transfer for Simultaneously Developing Laminar Flow in a Circular Tube, *Journal of Heat Transfer*, 113, 763-766.

Patankar, S.V., Liu, C.H., and Sparrow, E.M., 1978, The Periodic Thermally Developed Regime in Ducts with Streamwise Periodic Wall Temperature or Heat Flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21: 557-565.

Rahimi, M., Mehryar, R., 2012, Numerical Study Of Axial Heat Conduction Effects On The Local Nusselt Number At The Entrance and Ending Regions of a Circular Microchannel, *International Journal of Thermal Sciences*, 59, 87-94.

Schneider, P.,J., (1957), Effects of Axial Fluid Conduction on Heat Transfer in the Entrance Region of Parallel Plates and Tubes, *Trans ASME*, 79, 765-773.

Schutte, D. J., Rahman, M. M., and Faghri, A., 1992, Transient Conjugate Heat Transfer in a Thick-Walled Pipe with Developing Laminar Flow, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 21, 163-186.

Sparrow, E., Siegel, R., 1960, Unsteady Turbulent Heat Transfer in Tubes, *Journal of Heat Transfer*, 82 (3), 170-178.

Tiselj, I., Hetsroni, G., Mavko, B., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., segal, Z., 2004, Effect of Axial Conduction On The Heat Transfer In Micro-Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(3), 1070-4.

Tiwari, N., Moharana, M., K., 2021, Effect of Conjugate Heat Transfer in Single-Phase Laminar Flow Through Partially Heated Microtubes, *Sādhanā*, 46:28.

Tiwari, N., Moharana, M., K., Sarangi, S., K., 2013, Influence of Axial Wall Conduction in Partially Heated Microtubes, *Proceedings of the Fortieth National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*, NIT Hamirpur, Himachal Pradesh, India.

Yan, W., M., Fin, T., F., Lee, T., L., 1990, Steady Conjugate Heat Transfer in Turbulent Channels Flow, *Wärme-und Stoffübertragung*, 25, 215-220.

Yapıcı, H., Albayrak, B., 2004, Numerical Solutions of Conjugate Heat Transfer and Termal Stress in a Circular Pipe Externally Heated with Non-uniform Heat Flux, *Energy Conversion and Management*, 45(6), 927-937.

Yu, F., Wang, T., Zhang, C., Effect of Axial Conduction on Heat Transfer in a Rectangular Microchannel with Local Heat Flux, *Journal of Thermal Science and Technology*, 13(1).