
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

KARE KESİTLİ YAY YERLEŞTİRİLEN BORUDA ISI TRANSFERİ VE AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet Furkan KORKMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Mehmet Furkan KORKMAZ

24/07/2023

KARE KESİTLİ YAY YERLEŞTİRİLEN BORUDA ISI TRANSFERİ VE AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet Furkan KORKMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2023

ÖZET

Sunulan tez kapsamında, içerisine kare kesitli yay yerleştirilen boruda, yayın geometrik parametrelerinin cidardan olan ısı transferine ve boru içi akışa olan etkileri üç boyutlu, sürekli şartlarda ve sayısal olarak irdelenmiştir. Kare kesitli yayın farklı geometrik boyutlandırmalarını incelemek amacıyla adım oranı (p/d_i) 0,5-0,8; kalınlık oranı (e/d_i) 0,0866-0,1102 ve çap oranı (d_c/d_i) 0,72-0,92 aralığında boyutsuz ölçülere sahip on sekiz adet kare kesitli yay boru içerisine yerleştirilerek çalışma yapılmıştır. Akışkan olarak sabit termofiziksel özellikli su kullanılmış olup giriş sıcaklığı 75ºC ve $50.000 \leq Re \leq 80.000$ aralığında akışlar incelenmiştir. İçerisine yay yerleştirilen borunun boyu 1000 mm, çapı 38,1 mm ve duvar sıcaklığı 35ºC belirlenmiş olup tüm çalışma boyunca sabit tutulmuştur. Yürütülen çalışmada sayısal yöntem tercih edilmiş olup hesaplamalar için ANSYS FLUENT ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu (HAD) kullanılmıştır. Değişen Reynolds sayısına sahip akışlarda, kare kesitli yayın adım oranı, kalınlık oranı ve çap oranının değişiminin; Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörü üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısı, yayın adım, kalınlık ve çap oranının ısı transferi ve diğer akış özellikleri üzerinde önemli etkisi olduğu görülmüştür. Özellikle duvara temas eden yay için simülasyon sonuçlarında termo-hidrolik performans faktöründe diğer konfigürasyonlara kıyasla kayda değer bir artış kaydedilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen veriler ile Reynolds sayısı ve yay parametrelerine bağlı Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörünü veren korelasyonlar oluşturulup sunulmuştur.

Bilim Kodu	:	91412
Anahtar Kelimeler	:	Kare kesit, yay, ısı transferi, HAD, pasif yöntem, termo-hidrolik performans
Sayfa Adedi	:	99
Danışman	:	Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND FLOW IN A PIPE WITH SQUARE CROSS SECTION SPRING INSERT

(M. Sc. Thesis)

Mehmet Furkan KORKMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2023

ABSTRACT

In the present thesis, the effects of the geometric parameters of a spring with a square cross-section inserted into a tube on heat transfer through the wall and internal flow were investigated numerically in three dimensions under steady-state conditions. Eighteen springs with different geometric dimensions were placed inside the tube to examine their effects. The coils had dimensionless measurements within the ranges of pitch ratio (p/d_i) of 0.5-0.8, thickness ratio (e/d_i) of 0.0866-0.1102, and diameter ratio (d_c/d_i) of 0.72-0.92. The study was conducted by using water with constant thermophysical properties as the working fluid, with an inlet temperature of 75ºC and Reynolds numbers ranging from 50,000 to 80,000. The length of the tube with the spring was set as 1000 mm, the diameter was 38.1 mm, and the wall temperature was kept constant at 35ºC throughout the study. The study was conducted numerically and the commercial computational fluid dynamics (CFD) code ANSYS FLUENT was used for the calculations. The study examined the effects of the variations in pitch ratio, thickness ratio, and diameter ratio of the square spring on Nusselt number, pressure drop, friction factor, and thermo-hydraulic performance factor for flows with varying Reynolds numbers. As a result, it was observed that Reynolds number and the pitch, thickness, and diameter ratios of the spring had significant effects on heat transfer and other flow characteristics. Especially in the simulation results where the spring is placed in contact with the wall, a significant increase in the thermo-hydraulic performance factor has been recorded compared to other configurations. With the data obtained as a result of the study, the correlations giving Nusselt number, friction factor and thermo-hydraulic performance factor depending on Reynolds number and the spring parameters were created and presented.

Science Code : 91412

Key Words : Square cross-section, spring, heat transfer, CFD, passive method, termo-hydraulic performance

Page Number : 99

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Tamer ÇALIŞIR

TEŞEKKÜR

Yapılan çalışma boyunca desteğini esirgemeyen ve tecrübelerini cömertçe paylaşarak çalışma sürecine ışık tutan tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR'a,
ayrıca tez sürecinde tecrübeleri ile beni yönlendiren ve destek olan Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya, bu süreçte manevi desteğini benden esirgemeyen sevgili eşim Gülselin GÜLER KORKMAZ'a, annem Şerife KORKMAZ'a ve babam Prof. Dr. Adem KORKMAZ'a, çalışma boyunca kaynaklarından faydalandığım Türk Uzay ve Havacılık Sanayi A.Ş.'ye teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xii

RESİMLERİN LİSTESİ xiv

SİMGELER VE KISALTMALAR xv

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR TARAMASI 5

3. PROBLEM TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL 19

3.1. Problem Tanımı 19

3.2. Problemin Fiziksel Modeli Ve Varsayımlar 20

3.3. Matematiksel Model 23

3.3.1. Korunum denklemleri 23

3.3.2. Türbülanslı akış denklemleri ve k-ω SST türbülans modeli 24

3.3.3. Veri Analizi 30

3.4. Sınır Şartları 31

4. SAYISAL YÖNTEM 35

4.1. ANSYS FLUENT Ticari HAD Kodu 35

4.2. Sonlu Hacimler Metodu ve Ayrıklaştırma 35

5. SAYISAL ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI VE LİTERATÜR İLE KARŞILAŞTIRILMASI 37

5.1. Sayısal Çalışmanın İterasyon Sayısından Bağımsızlaştırılması 38

5.2. Sayısal Çalışmanın Ağ Yapısından Bağımsızlaştırılması 39

Sayfa

5.3. HAD Sonuçlarının Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması 41
6. PARAMETRİK SAYISAL ÇALIŞMA 45
6.1. Reynolds Sayısının Isı Transferi ve Akışa Etkisi 46
6.2. Adım Oranının (p/d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisi 59
6.3. Kalınlık Oranının (e/d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisinin İncelenmesi 67
6.4. Çap Oranının (d_c/d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisinin İncelenmesi 75
6.5. Korelasyon Denklemlerinin Oluşturulması 84
7. SONUÇ VE ÖNERİLER 87
KAYNAKLAR 93
ÖZGEÇMİŞ 99

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Mevcut çalışmada incelenen yay parametreleri 22

Çizelge 3.2. Türbülans denklemlerinde kullanılan sabitler 29

Çizelge 3.3. Giriş sınır şartlarını hesaplamada kullanılan k ve I değerleri 32

Çizelge 5.1. Makalede doğrulama için kullanılan düzeneğin geometrik ölçülendirmeleri 37

Çizelge 5.2. Doğrulama çalışmasında kullanılan suyun termofiziksel özellikleri 37

Çizelge 5.3. Referans çalışmada kullanılan Re değerleri ve bu değerlere karşılık gelen hız sınır şartları 38

Çizelge 5.4. Ağ yapısından bağımsızlaştırma için kullanılan yapıların hücre sayıları 39

Çizelge 6.1. Parametrik çalışma için belirlenen yay parametreleri 45

Çizelge 6.2. Adım oranının incelenmesi için belirlenen yay parametreleri 60

Çizelge 6.3. Kalınlık oranının incelenmesi için oluşturulan yayların geometrik özellikleri 68

Çizelge 6.4. Kalınlık oranının incelenmesi için kullanılan yay parametreleri 75

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Aktif ve pasif yöntemlerin sınıflandırılması 2

Şekil 3.1. Kare kesitli yay yerleştirilen borunun a) izometrik ve b) önden görünüşü 19

Şekil 3.2. a) Mevcut çalışmada üzerinde çalışılmış yay parametrelerinin kesit görünüş üzerinde gösterimi b) Yay adım mesafesinin ve kalınlığının detaylı gösterimi 21

Şekil 3.3. Reynolds sayısı 80000 akışında içerisine TB12 yayı yerleştirilen boruda y+ değerleri 28

Şekil 3.4. Reynolds sayısı 80000 akışında içerisine TB12 yayı yerleştirilen boruda y+ konturu 29

Şekil 3.5. İncelenen problemde kullanılan sınır şartlarını 31

Şekil 4.1. Sonlu hacimler metodunda kullanılan kontrol hacminin üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde gösterimi 36

Şekil 5.1. HAD çalışmasının doğrulanması için oluşturulan geometrinin yandan görünüşü 37

Şekil 5.2. İterasyona bağlı kalıntı değişimi 39

Şekil 5.3. Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçlarının karşılaştırılması..... 40

Şekil 5.4. Doğrulama için oluşturulan a) ağ yapısı ve b) duvar yakını bölgenin detaylı gösterimi 41

Şekil 5.5. Referans alınan deneysel çalışma ile sayısal çalışmadan elde edilen Nusselt sayılarının kıyaslanması 42

Şekil 5.6. Referans alınan çalışmada düz boru için elde edilen sürtünme katsayısı sonuçlarının kıyaslaması..... 43

Şekil 5.7. Referans alınan çalışmada düz boru için elde edilen Nusselt sayısı sonuçlarının kıyaslaması..... 44

Şekil 6.1. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısına etkisi..... 47

Şekil 6.2. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kaybına etkisi 48

Şekil 6.3. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme. 49

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.4. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olaraktermo-hidrolik performans faktörüne etkisi 50

Şekil 6.5. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi 50

Şekil 6.6. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi 51

Şekil 6.7. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi 52

Şekil 6.8. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi 53

Şekil 6.9. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi 53

Şekil 6.10. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi 54

Şekil 6.11. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi..... 55

Şekil 6.12. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi 56

Şekil 6.13. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi..... 57

Şekil 6.14. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi..... 58

Şekil 6.15. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi..... 58

Şekil 6.16. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi 59

Şekil 6.17. Boru içersine yerleştirilen yayın adım oranının değişiminin ısı transferine etkisi..... 61

Şekil 6.18. e/di=0,01102 ve dc/di=0,92 olduğunda Adım oranı değişiminin Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferine etkisi 62

Şekil 6.19. Yayın adım oranının değişiminin basınç kaybına etkisi..... 62

Şekil 6.20. Yayın adım oranının değişiminin sürtünme katsayısına etkisi 63

Şekil 6.21. Yayın adım oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi..... 64

Şekil 6.22. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları..... 65

Şekil 6.23. p/d_i=0,5 adım oranında yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi hız vektörü..... 65

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.24. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi hız konturları 66

Şekil 6.25. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi statik basınç konturları 66

Şekil 6.26. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları 67

Şekil 6.27. Yayın kalınlık oranının değişiminin ısı transferine etkisi..... 68

Şekil 6.28. Re=62000 ve d_c/d_i=0,67 olduğunda Kalınlık oranı değişiminin adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi..... 69

Şekil 6.29. Yayın kalınlık oranının değişiminin basınç kaybına etkisi 70

Şekil 6.30. Yayın kalınlık oranının değişiminin sürtünme faktörüne etkisi 71

Şekil 6.31. Yayın kalınlık oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi..... 72

Şekil 6.32. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları 73

Şekil 6.33. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi hız konturları 73

Şekil 6.34. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi basınç konturları..... 74

Şekil 6.35. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları..... 75

Şekil 6.36. Yayın çap oranının değişiminin ısı transferine etkisi 76

Şekil 6.37. Re=62000 ve e/di=0,1102 olduğunda çap oranı değişiminin adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi..... 77

Şekil 6.38. Yayın çap oranının değişiminin basınç kaybına etkisi 78

Şekil 6.39. Yayın çap oranının değişiminin sürtünme faktörüne etkisi..... 79

Şekil 6.40. Yayın çap oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi..... 80

Şekil 6.41. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları..... 81

Şekil 6.42. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi hız konturları 82

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.43. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi basınç konturları 83

Şekil 6.44. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re = 62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları . 84

Şekil 6.45. Nusselt sayısı için korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması 85

Şekil 6.46. Termo-hidrolik performans faktörü için oluşturulan korelasyon. 86

Şekil 6.47. Termo-hidrolik performans faktörü korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması 86

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 1.1. Isı transferini iyileştirmek için boru içerisine yerleştirilen yay görüntüsü .. 4

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Kesit alanı (m^2)
A_{yay}	Yay kesit alanı (m^2)
c	Özgül ısı (kJ/kg.K)
D	Dış çap (mm)
D_h	Hidrolik çap (mm)
d_c	Yay çapı (mm)
d_c/d_i	Çap oranı
d_i	İç çap (mm)
e	Kalınlık (mm)
e/d_i	Kalınlık oranı
f	Sürtünme faktörü
f_d	Düz boruda sürtünme faktörü
f_{tb}	Yay yerleştirilen boruda sürtünme faktörü
Fe_3O_4	Demir III Oksit
G_k	Türbülans kinetik enerji üretimi
G_ω	Spesifik disipasyon oranı üretimi
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
grad	Gradyan
h	Taşınım katsayısı (W/m^2K)
$\bar{h}$	Ortalama taşınım katsayısı (W/m^2K)
I	Türbülans yoğunluğu
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
k_s	Sıvının ısı iletim katsayısı (W/mK)
KE	Kinetik enerji (J)
L_b	Boru uzunluğu (mm)
L_{tb}	Yay uzunluğu (mm)

Simgeler	Açıklamalar
$\mathbf{l}$	Uzunluk (m)
lt/dak	Litre/dakika
Ma	Mach sayısı
$\dot{\mathbf{m}}$	Kütlesel debi (kg/m^3)
Nu	Nusselt sayısı
$\overline{\mathbf{Nu}}$	Ortalama Nusselt sayısı
$\overline{\mathbf{Nu}}_{\mathbf{d}}$	Düz boruda ortalama Nusselt sayısı
$\overline{\mathbf{Nu}}_{\mathbf{tb}}$	Yay yerleştirilmiş boruda ortalama Nusselt sayısı
P	Basınç (Pa)
$\mathbf{P_o}$	Atmosferik basınç (Pa)
p	Adım mesafesi (mm)
p'	Çalkantılı basınç (Pa)
$\mathbf{p/d_i}$	Adım oranı
PE	Potansiyel Enerji
Pr	Prandtl sayısı
q''	Isı akısı (W/m^2)
$\mathbf{q''_{d,tb}}$	Yay duvarındaki ısı akısı (W/m^2)
$\mathbf{q_d}$	Duvardan taşınım ile olan net transferi oranı (W)
$\mathbf{q_{ışınım}}$	Işınım ile olan ısı transferi (W)
$\mathbf{q_{tb}}$	Yaya konveksiyon ile olan net ısı transferi (W)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
$\mathbf{Re_d}$	Boru içerisindeki akışta Reynolds sayısı
s	Yay-duvar mesafesi (mm)
$\mathbf{SiO_2}$	Silisyum Oksit
$\mathbf{S_\phi}$	Kaynak terimi
T	Sıcaklık (º C)
$\mathbf{T_o}$	Sıcaklık (º C)
T'	Çalkantılı sıcaklık (º C)
$\mathbf{T_d}$	Duvar yüzey sıcaklığı (º C)

Simgeler	**Açıklamalar**
$\mathbf{T_g}$	Akışkan giriş sıcaklığı (º C)
$\mathbf{TiO_2}$	Titanyum Oksit
t	Zaman (s)
u, v, w	Hız bileşenleri (m/s)
$\mathbf{u', v', w'}$	Çalkantılı hız bileşenleri (m/s)
$\mathbf{\overline{u}, U_{ort}}$	Ortalama hız büyüklüğü (m/s)

Kısaltmalar	Açıklamalar
CFD	Computional Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PEC	Performance Evaluation Criteria
RANS	Reynolds Averaging Navier-Stokes

1. GİRİŞ

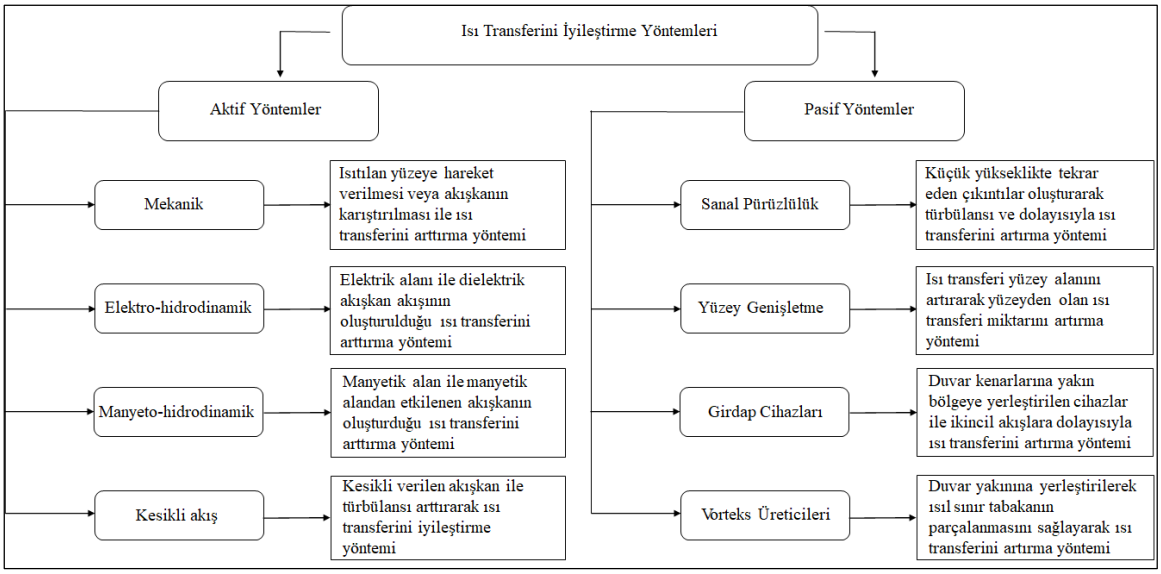
Günümüzde artan enerji ihtiyacı, enerji kaynaklarının azalması ve çevre kirliliği gibi faktörlerden dolayı, var olan sistemlerin ve yeni tasarımların daha verimli olması ihtiyacını doğurmuştur. Enerjinin daha verimli kullanıldığı sistemlerde, enerji kayıplarının azalması sayesinde sistemdeki enerji ile daha çok iş yapılabilmesi mümkündür. Başka bir açıdan düşünüldüğünde, sistem üzerindeki iyileştirmeler aslında sisteme daha ucuz ve daha az maliyetli bir enerji kaynağı sağlama olarak düşünülebilir.

Aralarında katı bir duvar bulunan ve farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasındaki ısı transferi problemi birçok mühendislik uygulamasında gerçekleşir. Bu ısı transferini gerçekleştiren cihazlar ısı değiştiricileri olarak adlandırılır [1]. Endüstride, günlük yaşantıda ve daha birçok alanda ısı enerjisinin aktarılması için kullanılan en yaygın cihazlar, içerisinde iki veya daha fazla akışkanın farklı sıcaklıklarda akması ile termal enerjiyi aktarma prensibi ile çalışan ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricileri başta enerji üretimi, kimya ve yemek endüstrisi; elektronik, çevre mühendisliği; atık ısı geri kazanımı, üretim endüstrisi; hava şartlandırma, soğutma ve uzay uygulamalarında farklı türde ve özelliklerde yaygın bir şekilde kullanılır [2].

Gelişen teknoloji ve artan enerji tasarrufu ihtiyacı, ısı değiştiricilerinin daha kompakt ve ısı transferi oranının daha fazla olması için bu alandaki çalışmalara hız kazandırmıştır. Isı değiştiricilerinde hem alandan tasarruf etmek hem de daha yüksek taşınım ile ısı transferi elde etmek için çeşitli metotlar üzerinde çalışılmıştır. Bu metotların temel amacı, taşınım ile olan ısı transferini artırmak ve termal direnci azaltma yönünde uygulamalardır. Taşınım ile olan ısı transferini iyileştirmek, genellikle basınç kayıplarını ve ikincil akışların artması ile gerçekleşir. Fakat artan basınç kayıpları ve ikincil akışlar pompa maliyetlerinin de artmasına yol açmaktadır. Son dönemde yapılan çalışmalar, taşınım ile olan ısı transferini eniyilerken, kayıpların en aza indirilmesi üzerine yoğunlaşmaktadır.

Isı değiştiricilerinde ısı transferini iyileştirme yöntemlerini aktif ve pasif olarak iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür. Şekil 1.1.'de bu yöntemlerin sınıflandırılması ve açıklamaları görülmektedir. Aktif metot yönteminde, sistem gereksinimine göre akışkana ya da ısıtılan yüzeye dışarıdan enerji verilerek akışı karıştırma suretiyle ısı transferinde iyileşme hedeflenmektedir. Aktif metotların başında mekanik yardım, elektro

hidrodinamik, manyeto-hidrodinamik ve titreşimli akış yöntemleri gelmektedir [3]. Isı transferini iyileştirmek için mekanik yardım yöntemi, akışkana dışarıdan mekanik güç uygulanarak viskoz alt tabakadaki akışı bozarak iyileştirme gerçekleşir. Elektro hidrodinamik metot, akışkanın üzerine verilen yüksek voltaj elektrik akımı sayesinde iyileştirmeyi hedeflemektedir. Manyeto-hidrodinamik yöntemde manyetik akışkanlar, dışarıdan manyetik alan etkisi altında bırakılarak ısı transferinde iyileşme gerçekleştirir. Titreşimli akış üretme yönteminde, akışkana dışarıdan titreşim verilerek çalkantının artırılması sayesinde ısı transferinde iyileşme elde edilir. Şekil 1.1'de ısı transferini iyileştirmede kullanılan aktif ve pasif yöntemler açıklamaları ile verilmiştir.



Şekil 1.1. Aktif ve pasif yöntemlerin sınıflandırılması

Taşınım ile ısı transferinin iyileştirilmesi hususunda bir diğer yöntem pasif metotlar olarak sınıflandırılmıştır. Pasif metotlarda, dışarıdan herhangi bir enerji sisteme verilmez. Isı transferini artırmak için akışkanın aktığı yüzey üzerinde modifikasyonlar gerçekleştirerek yüzeye yakın akışta türbülansın artırılması üzerine iyileşme hedeflenir. Bu şekilde iyileştirmelerde, akışın farklı bölgelerindeki oluşturulan modifikasyonlardan sınır tabakalarının bozulması ısı transferinde artışa katkı sağlar.

Pasif metotlardan biri olan yüzey genişletme, ısı değiştiricisinin birincil ısı transferi yüzey alanı (tüp veya yüzey) üzerine kanatçıklar ile ısı transferi alanını artıran cihazlardır [2]. Bu şekilde yapılan genişletme ile hem ısı transferi yüzey alanı artırılarak hem de ısı transferi

alanı üzerinde düzgün gelişen ısıl sınır tabakanın bozulması ve türbülansın artması ile ısı transferinde artış sağlanabilmektedir.

Isı değiştiricilerinde, genellikle pasif iyileştirme metotlardan en yaygın kullanıma sahip birisi de sanal pürüzlülük yaratma yöntemi oluşturmaktır. Bu yöntemde, akışın aktığı yüzeye tekrar eden çıkıntılar, oyuklar ve spiral yapılar yerleştirme vb. modifikasyonlar yapılarak ısı transferini iyileştirilebilmektedir.

Diğer bir yöntem olan vorteks üreticileri ise yerleştirildiği duvarda viskoz bölgeleri parçalayarak ısı transferini iyileştirmektedir [3]. Burulmuş bant yerleştirerek iyileştirme çalışmaları bu sınıfa girmektedir. Girdap üreticileri, diğer metotlara benzer şekilde yüzeye yakın yerleştirilerek ısıl ve hidrodinamik sınır tabakaları bozarak ısı transferini artırıcı etkiye sahiptir.

Diğer bir pasif metot olan girdap cihazları, ısıtılan duvara küçük yüksekliklerde tekrar eden çıkıntı oluşturarak veya akışkanın aktığı hacim içerisine yay ve benzeri cisimler yerleştirmeye dayanır. Akışın duvar yakınındaki düşük hız bölgesini dağıtarak ısı transferinin artışına katkı sağlar [3].

Sanal pürüzlendirme metodu, çekirdek akışını bozmadan sınır tabaka akışını parçalayarak, yerel olarak akış ayrılması ve yeniden tutulmasını sağlar. Bu şekilde basınç kayıplarını en aza indirerek, ısı transferinde önemli ölçüde artış elde edilebilmektedir.

Özellikle iç akışın bulunduğu ve türbülansın yoğun olduğu durumlarda ısı transferini iyileştirmek için kullanılan en yaygın yöntemlerin başında yay yerleştirme çalışmaları gelmektedir. Endüstride üretim ve hali hazırda cihazlara entegrasyon kolaylığı açısından yay, diğer metotlara kıyasla daha az maliyetli ve efektif sonuçlar verdiği gözükmektedir. Türbülanslı rejimdeki akışlarda; yay duvar yüzeyi yakınında bulunan viskoz alt tabakadaki akışı yerel olarak bozarak ısı transferini önemli ölçüde artırmaktadır [4].

Literatürde çeşitli yay geometrileri ve oryantasyonları üzerine çalışmalar mevcuttur. Kesit alanı üçgen, kare, dikdörtgen, yamuk vb. geometriler farklı yerleşimler ile çalışılmıştır. Literatürde benzer çalışmalara bakıldığında, başlıca parametreler çap oranı (d_c/di), kalınlık oranı (e/d_i), adım oranı (p/d_i) ve helis açısı (α) incelenmiştir Ayrıca sabit olmayan adım

oranları ve farklı yay ve halka geometrilerinin kombine edilmesiyle oluşturulan yapılar ile ilgili çalışmalar da yapılmıştır. Resim 1.1.'de ısı transferinde iyileşme yakalamak için boru içerisine yerleştirilen yayın görüntüsü verilmiştir [5].



Resim 1.1. Isı transferini iyileştirmek için boru içerisine yerleştirilen yay görüntüsü

Mevcut çalışma kapsamında, içerisine farklı geometrik parametrelere sahip kare kesitli yayın boru içerisine yerleştirilmesinin ısı transferi ve akış üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında yayın çap oranı, kalınlık oranı, adım oranı farklı Reynolds sayılarında incelenmiştir. Bu parametrelerin değişimlerinin Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörü üzerindeki etkiler sunulmuştur. Literatürde konu ile ilgili daha önceki yapılan çalışmalara bakıldığında sayısal çalışmaların azlığı dikkat çekmektedir. Ayrıca incelenen yay boyutsuz parametreleri ve Reynolds sayıları daha önce üzerinde çalışılmamış değer aralıklarında seçilmiş olup çalışma sonucunda literatüre katkı sağlanması hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Bu bölümde pasif metotlar, boru/kanal içerisine yay ve şerit yerleştirme ile zorlanmış taşınımı iyileştirmeye yönelik çalışmalara ait detaylı bilgiler verilmiş olup mevcut çalışmanın daha önceki çalışmalardan farkı açıklanmaya çalışılmıştır.

Bergles [4] yapmış olduğu çalışmada, taşınım ile ısı transferini arttırmak için kullanılan teknikleri incelemiştir. Yapılan çalışmada tek faz zorlanmış taşınım, kaynama, konvektif kaynama ve buharlaşma, buhar yoğuşması ve konvektif buharlaşma gibi birçok ısı transferi alanında ısı transferini iyileştirmek için teknikleri incelemiştir. Yaptığı detaylı incelemeler sonucunda, artan enerji maliyetlerini en aza indirmek için sisteme en uygun ısı transferi iyileştirme metodunun önceden belirlenip optimize edilmesini önermiştir. Ayrıca bazı koşullarda enerji maliyetlerinden ziyade, kompakt cihazlarının gerekliliğinde yine aktif ve pasif ısı transferi iyileştirme metotlarına başvurulabileceğini belirtmiştir.

Sheikholeslami vd. [5] yayınlamış oldukları makalede, girdap akışı üreten cihazların ısı transferine katkılarını detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Isı transferini iyileştirme yöntemlerinin birçok uygulamada ağırlık azaltma, boyut küçültme ve iyileştirme amacıyla kullanıldığına değinmişlerdir. Temelde aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılan iyileştirme çalışmalarından pasif metotların aktif metotlara göre uygulamada daha fazla yer bulmasına dikkat çekerek, bunun sebebinin üretiminin kolay olması ve hali hazırda bulunan cihazlara entegrasyonun kolayca yapılabilmesinin olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca dışarıdan herhangi bir enerji girdisinin olmamasının da pasif metotların daha çok rağbet görmesinin diğer bir sebebi olabileceğine değinmişlerdir. Yapılan çalışmada detaylı olarak çeşitli türbülatörler (helisel tüp), yüzey genişletme (kanatçık, bant vb.) yüzeyi pürüzlendirme, burulmuş bant kullanma, konik yüzük, vorteks yüzüğü ve yay yerleştirme gibi çalışmaların literatürdeki çalışmalara dayanarak incelenmiştir. Sonuç olarak basınç kayıpları göz önüne alınarak benzer koşullarda toplam performansı en iyi sonuç veren pasif iyileştirme yönteminin yay olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Özellikle kare kesitli yay kullanmanın önemli ölçüde ısı transferini ve sürtünme katsayısını düz boruya kıyasla arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır.

Kiwan ve Al-Nimr [6] yaptıkları çalışmada, taşınım ile olan ısı transferini arttırmak için, pasif metotlardan biri olan gözenekli kanatçık yapısı kullanarak elde ettiği sonuçları geleneksel kanatçık ile kıyaslamıştır. Sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, sonuçlara malzeme maliyetlerinin gözenekli kanatçık yapısıyla azaltılabileceğini ve aynı zamanda Rayleigh sayısı (Ra) arttıkça ısı transferinde de daha fazla artış yakalanabileceğini kaydetmişlerdir.

Patil ve Kore [7] deneysel olarak yaptıkları çalışmada boru içerisine farklı yerleşimler ile dairesel yüzükler yerleştirerek akışın termofiziksel özellikleri incelemişlerdir. Yerleştirilen farklı iç çaptaki yüzüklerle %30, %40 ve %50 oranına akışı engelleyerek; yakınsak, ıraksak ve yakınsak-ıraksak konfigürasyonların ısı transferine etkisini gözlemlemişlerdir. Akış rejimi olarak Re=6000-24000 aralığında ve adım-çap oranı 2'den 4'e olan konfigürasyonlar kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda sürtünme kayıplarını artırarak ısı transferini düz boruya kıyasla 2,75 kat iyileşme kaydetmişlerdir. En fazla toplam performans faktöründe iyileşmeyi ise ıraksayan konfigürasyonda adım-çap oranının 2 olduğu düzenekte, 0,94-1,17 oranında kaydedilmiştir.

Coetzee [8] yaptığı çalışmada çift borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferini iyileştirmek için boru içine ve etrafına açılı buruk şerit yerleştirerek basınç kayıplarını ve ısı transferi oranlarını deneysel olarak incelemiştir. İlk deney sonuçlarında, 100 mm adıma sahip şeritte, çapraz akışta, Re=19656'da boru içerisine şerit yerleştirerek düz boruya kıyasla basınç kaybında en az %40,4; en fazla Re=4864'de %73,1 artış kaydedilmiştir. İkinci yapılan sonuçlarda ortalama basınç kayıplarında %65,8 artış gözlemlenmiştir. Adım uzunluğunun etkisini gözlemlemek için 25 mm adım oranına sahip şerit çalışmasında ise düz boruya kıyasla ortalama %208,7 artış kaydedilmiştir.

Bhattacharyya vd. [9] kendilerine özgü tasarıma sahip olan boru içersine parçalı ve tek parça buruk şeritler yerleştirerek deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı 10000-80000 aralığında türbülanslı rejimlerde ısı transferini incelemişlerdir. Tek parça ve parçalı şeritlerde 60° ve 120° dönme oranlarına sahip geometriler ile beraber akışkanın yüzeyini 3 farklı şekilde oyuklandırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda p=2,0mm, s=0mm ve e=0,2mm parametrelerine sahip konfigürasyonda en iyi ısı transferini elde etmişlerdir. Ayrıca pasif metotların birlikte kullanılmasıyla ısı transferinin daha çok arttırılabileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Shankara ve Hegde [10] yaptıkları çalışmada, pasif metotları birleştirerek farklı geometrilerdeki türbülatörleri kullanarak ısı transferi, sürtünme katsayısı ve ısıl performansının etkisini çift borulu ısı değiştiricisinde deneysel olarak incelemişlerdir. Boru içerisinde sabit Re=2500 sayısında su ile yapılan çalışmada, boru etrafı akışta 500≤Re≤5000 aralığında %0,05-%0,15 derişimde alüminyum nano akışkanı kullanmışlardır. V-kesim sarmal şerit (α=20°; 13,3° ve 9,8°) ve pervaneli türbülator (türbülator sayısı 6,8 ve 10) geometrilerini boru içerisine yerleştirerek sırasıyla Nu sayısında %22,4 ve %29,43, ısıl performans faktöründe 1,25 ve 1,33 oranında artış kaydetmiştir.

Pasif metotların birlikte nasıl sonuç verdiği üzerine çalışan Roy ve Saha [11], yaptıkları çalışmada boru içerisine eğik dişli helisel bant ile yayı beraber yerleştirerek ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Helis açısı 30°, 45° ve 60° olan, sabit 1 mm çapa ve çap oranı (d_c/d_i) sırasıyla 0,07692; 0,0625 ve 0,0526 yaylar: 13 mm, 16 mm ve 19 mm borulara yerleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, helisel bantın helis açısının artması, yay çapının artması, yay helis açısının artması, diş ve yatay diş uzunluğunun artması sürtünme faktörünü ve Nusselt sayısını (Nu) arttırmıştır. Deneyler sonucunda, düz boruya kıyasla sürtünme faktöründe %45-%132, Nu sayısında %93-%235 oranında artış kaydedilmiştir.

Yu vd. [12] paralel akışlı ısı değiştiricilerinde ısı transfer oranını artırmak için boru etrafına titreşim önleyen levha ve dairesel kesitli yay yerleştirerek parametrik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Üçgen kesitli yay kullanan araştırmacılar, levha mesafesi (A), levha genişliği (B), yay çapı (C), yay adımı (D), üçgen kesitin yanal uzunluğu (E) üzerinde detaylı bir sayısal çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda Nusselt sayısı için E>C>A>D>B; akış sürtünmesi için C>E>A>B>D; performans değerlendirme kriteri için (PEC) C>E>A>B>D sırasıyla parametrelerin etkili olduğunu göstermişlerdir.

Chang vd. [13] yaptıkları deneysel çalışmada oyuklandırılmış ve oluklandırılmış yay ile ısı transferi artırmaya ve basınç kayıplarını azaltmaya yönelik çalışmışlardır. Yapılan çalışmada yayın adım oranı (p/d_i)=0,5; 1,0; 1,5; 2,0 ve 2,5 seçilmiş ve Reynolds sayısı 10000-40000 aralığında Nusselt sayısı, ortalama Fanning sürtünme faktörü ve termal performans faktörü parametrelerini incelemişlerdir.

Saha [14] yaptığı çalışmada, kare ve dikdörtgen kanal içi laminar akışta, 10<Re<1000 ve 195<Pr<525 aralığında laminer viskoz yağ akışını, kanalı içeri doğru oyuklandırarak ve içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek ısı transferini iyileştirmeye yönelik deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak sabit pompa gücünde, kanal içerisine hem ters nervür hem de yay yerleştirilen durumda ısı transferinde %50 oranına varan iyileşme kaydedilmiştir.

Gholamalizadeh vd. [15] aktarılan termal enerji ve basınç kayıplarını artırmak için bakır boru içerisine yay yerleştirip sayısal bir çalışma yapmışlardır. Yerleştirilen yayın geometrik parametreleri üzerinde çalışarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerine yoğunlaşmışlardır. Yapılan çalışmada dairesel konsantrik, dairesel ekzantirik, S profil, kare profil, ikili dikdörtgen geometrilerine sahip yaylar üzerinde çalışmışlardır. Çalışma sonucunda aynı sınır şartlarına sahip yay geometrileri için en yüksek Nusselt sayısını çift dikdörtgen yay geometrisine sahip durumda elde etmiştir.

Yu vd. [16] burulmuş oval boru içerisinde farklı kesit geometrilerine sahip yaylar ile türbülanslı ısı transferi performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Yay geometrisi olarak dairesel, üçgen ve dikdörtgen kesitler üzerinde çalışma gerçekleştirip, yayın geometri etkisi, dönme yönü ve yerleşimini sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda en iyi sonuçlar, içerisine herhangi bir yerleştirme yapılmayan boruya kıyasla üçgen kesitte elde edilmiş olup Nusselt ve ortalama sürtünme katsayısındaki artış sırasıyla %45,9 ve %674,9 olarak kaydedilmiştir.

Termal solar kolektörlerin iyileştirilmesi üzerine çalışan Martin vd. [17] sıvı kolektörlerin daha kompakt ve verimli çalışması konusunda içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek sayısal çalışma gerçekleştirmiştir. Ayrıca yaptıkları çalışma kapsamında propilen glikol/su karışımı etkisini de incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda kolektörün termal veriminin %4,5 civarında arttığı kaydedilmiştir.

Sıkıştırılamaz laminar akışı sayısal ve deneysel olarak inceleyen Muñoz-Esparza vd. [18] dairesel kesitli yay yerleştirilen ısı değiştiricisinde toplam performansını artırmaya yönelik çalışmışlardır. Yapılan çalışmada 500<Re aralığında sayısal ve deneysel sonuçların yakın olduğunu elde etmişlerdir. Bu çalışmada $1{,}50<p/d_i<4{,}50$ aralığında ve $e/d_i=0{,}074$ boyutsuz yay parametreleri ile çalışılmıştır. Sonuç olarak boyutsuz adım oranının (p/d_i) artması

sürtünme faktörünü azalttığını belirtmişlerdir.

Abu-Hamdeh ve Alimoradi [19] üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu kullanarak türbülanslı akışta, boru içerisine kanatçıklı dairesel kesitli yay yerleştirilerek yapılan araştırmada aktarılan termal enerjiyi, ekserji kayıplarını ve güç parametrelerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada Prandtl sayısı, Reynolds sayısı, kanatçık boyu ve kalınlığı, yay adım sayısı gibi birçok parametreyi incelemişlerdir. Sonuç olarak çalışılan aralıkta Re sayısının artırılması termal verimi, ekserji kayıplarını ve çalışma gücünü sırasıyla %17,2; %14,9 ve %48,9 azaltmıştır.

Sharifi vd. [20] genetik algoritma ve yapay sinir ağları kullanarak HAD ile ısı değiştiricilerinde en iyi tipi hesaplayan bir algoritma üzerinde çalışmışlardır. Belirli koşullar altında ısı değiştiricilerini iyileştirmek için deneysel ve yarı deneysel korelasyonlar kullanan araştırmacılar çapları 1-3 mm ve adımları 30-60 mm olan iki tasarım değişkeni belirleyerek toplam 12 farklı dairesel kesitli yay konfigürasyonu üzerinde çalışma yürütmüşlerdir. Çalışma sonucunda $100<Re<1000$ aralığında en verimli yay konfigürasyonları oluşturulan algoritma yardımıyla belirlenmiştir.

Sharifi vd. [21] yapmış oldukları diğer bir çalışmada, iki borulu ısı değiştiricilerinde dairesel kesitli yay yerleştirmenin Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve toplam verim üzerindeki etkisini incelemek için sayısal bir inceleme yürütmüşlerdir. Yaptıkları çalışmada Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için uygun korelasyonlar sunmuşlardır. Sonuç olarak adımı 69 mm olan yayda düz boruya göre Nu sayısında 1,77 kat artış kaydetmişlerdir.

Akhavan-Behabadi vd. [22] sabit ısı akısı sınır şartı altında, nano tüp içerisine düşey helisel yay yerleştirerek nano parçacıklı türbülans akışı hem sayısal hem de deneysel olarak incelemişlerdir. Yay çapı (d_i) sabit tutularak, farklı p/di ve e/d_i parametreleri üzerinde çalışılmıştır. Yürütülen çalışma sonucunda tüp içerisine yay yerleştirmenin önemli ölçüde Nu sayısını ve sürtünme katsayısını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yay çapının boru çapına oranının, e/d_i, yay adımının boru çapına oranından p/d_i, Nusselt sayısı üzerinde daha etkili olduğu tespit etmişlerdir. Optimum düzeneğin ise en düşük p/d_i oranına sahip yay geometrisinde kaydedilmiştir.

Eiamsa-ard vd. [23] boru içerisine sabit ve periyodik olarak değişen adım oranına sahip dairesel kesitli yay yerleştirerek deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Periyodik olarak değişen adım oranına sahip yaylar üç farklı adım oranında olup iki farklı formda bulunmaktadır: (1) "D-coil" formunda adım oranı azalırken, "DI-coil" de ise adım oranı hem azalıp hem artmaktadır. Yapılan çalışmalarda Reynolds sayısı 4600-20000 aralığında değişkenlik göstermektedir. Deneyler sonucunda en fazla termal performans faktörünün 1,25 kat artış ile, düşük Reynolds sayısında "DI-coil" formunda olduğu kaydedilmiştir.

Dang ve Wang [24], boru içerisine yerleştirdikleri ikiz dairesel kesitli yay ile taşınım ile olan ısı transferini artırmaya yönelik sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Yapılan çalışmada, ikiz yay sayesinde daha karmaşık 3 boyutlu akış elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda içerisine herhangi bir şey yerleştirilmeyen boruya göre, ikiz yay yerleştirilen boruya oranla, 400<Re<1800 aralığında, Nusselt sayısında %12,0-%38,2 ve sürtünme faktöründe %7,7-%18,1 aralığında artış elde etmişlerdir.

Muñoz-Esparza vd. [25] sıkıştırılamaz laminar akışta ısı transferini iyileştirmek için düz boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirme çalışması yapmışlardır. Yapılan çalışmada dört farklı yay geometrisi kullanılarak, 500<Re<700 aralığında sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan sayısal çalışmayı deneysel olarak da yürütüp, elde edilen sonuçlar ile 475<Re<700 aralığında güvenilir bir korelasyon elde etmişlerdir.

Moghadam vd. [26] boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek ısıl performansı artırma üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada Re 5000-20000 aralığında, akışın tam türbülanslı olduğu rejimlerde Prandtl ve Nusselt sayısını incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda en düşük performans Re=5000 ve p/d_i=5 konfigürasyonunda -%7,78, en yüksek performansı ise aynı Reynolds sayısında p/d_i =3 ve p/d_i =5 için sırasıyla %11,16 ve %17,4 olarak elde etmişlerdir.

Hamid vd. [27] TiO_2-SiO_2 nano parçacık kullandıkları düzenekte, dairesel kesitli yay yerleştirerek türbülanslı ısı transferini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada 2300<Re<12000 aralığında, p/d_i oranı 1,50 - 4,17 ve nano parçacık oranı %2,0 sabit tutularak deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak p/d_i oranının düşmesi ile Nusselt sayısının iyileştiği kaydedilmiştir. Özellikle yüksek Reynolds sayılarında bu iyileşmenin daha da arttığı gözlemlenmiştir.

Akhavan-Behabadi vd. [28] içerisine dairesel kesitli yay yerleştirilen boruda, laminar yağ akışındaki ısı transferi artırmaya ve basınç kayıplarını azaltmaya yönelik çalışmışlardır. Yapılan deneysel çalışmada, adımları 12-69 mm arasında ve çapları 2-3,5 mm arasında değişiklik gösteren yedi farklı yay kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda iki deneysel korelasyon geliştiren araştırmacılar, geliştirdikleri ampirik korelasyonlar sayesinde deneysel Nusselt sayısını ±%20 hata oranıyla tahmin edebilmektedir.

Karakaya ve Durmuş [29] ısı değiştiricilerinde boru içerisine dairesel kesitli konik yay yerleştirerek enerji ve ekserji incelemesi yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada $10000<Re<34000$ aralığında 30°, 45° ve 60°'ye sahip daralan ve genişleyen konik yaylar üzerinde çalışmışlardır. Sonuç olarak 30°'ye sahip akış yönünde daralan konik yayda optimum sonuç elde etmişlerdir. Ayrıca konik yay açısının artması ile ısı transferi performansının azaldığını gözlemlemişlerdir.

Shahidi vd. [30] deneysel olarak yaptıkları çalışmada, içerisinde MWCNT-su nano akışan akan, dairesel kesitli yay yerleştirilmiş boru için ısı transferini ve basınç kayıplarını incelemişlerdir. Nano parçacık konsantrasyonları %0,05; %0,1 ve %0,2 olan çalışmada, Reynolds sayısı, nano parçacık miktarı, yay çapı ve adım sayısı gibi parametrelerin ısı transferi ve basınç kayıp karakteristiği üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda nano parçacık yoğunluğu arttıkça ısı transferi ve basınç kayıplarının da arttığı kaydedilmiştir. Ayrıca en yüksek Reynolds sayısı ve yay çapında gerçekleştirilen deneyde %85 ısı transferinde iyileşme kaydedilirken, %475 oranında basınç kaybı elde edilmiştir. Sonuç olarak içerisinde yay bulunan ve içerisinden nano parçacıklı akışkan akan boru için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü hesaplayan iki korelasyon elde etmişlerdir.

Agrebi vd. [31] boru içeresine dairesel kesitli yay yerleştirerek yaptıkları çalışmada taşınım ile ısı transferindeki yerel entropi üretimini ve basınç kayıplarını incelemişlerdir. Yapılan çalışmada yayın adım oranı (p/d_i) 1,25 ve yay çap oranı (e/d_i) 0,076 sabit tutularak, $100<Re<1000$ aralığında sayısal çalışmışlardır. Çalışma sonucunda özellikle $Re>300$ aralığında Nusselt sayısının 2,5 ile 6 kat arasında artış gösterdiği kaydedilmiştir.

Mirzaei ve Azimi [32], grafin oksit-su nano akışkanı kullanarak boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirip ısı transferi ve basınç kayıp karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada grafin oksit miktarı %0,02; %0,07; ve %0,12 seçilmiş

olup, boru içerisinde 6,8 ve 10 lt/dak akışkan debisi ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda en iyi ısı transferi iyileşmesini %0,12 parçacık miktarı %77 oranında elde etmişlerdir.

Saeedinia vd. [33] nano akışkan akışta boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kayıp karakteristiği üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Laminar akışta CuO-baz yağı ile %0,07-0,3 parçacık miktarı aralığında yapılan deneylerde, 20-25 mm adıma sahip; 0,9-1,5 mm çap aralığında beş farklı yay konfigürasyonu üzerinde çalışmışlardır. Sonuç olarak en yüksek çapa sahip yay ile en yüksek Reynolds sayısına sahip akışta ısı transferini %43 oranında iyileştirme kaydederken, basınç kayıpları ise %63 oranında artmıştır.

Salari ve Goudarzi [34] yaptıkları çalışmada, şehir gaz istasyonlarında bulunan ısıtma borularının iyileştirilmesi için boru içerisine yerleştirilen yayın geometrik özellikleri üzerine sayısal olarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda 75,4 mm adıma sahip yay için dairesel, kare ve eşkenar üçgen kesitli yaylar için sırasıyla %57, %62 ve %79 Nusselt sayısında; 1,038; 1,045 ve 1,087 kat ısıl performans faktöründe iyileşme kaydetmişlerdir.

San vd. [35] hava ve su için yaptıkları deneysel çalışmada boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek basınç ve ısı transferi verilerini kaydetmişlerdir. Yapılan çalışmada çap oranı (d_c/d_i) ve adım oranı (p/d_i) sırasıyla 0,0725'den 0,134'e ve 1,304'den 2,319'a aralığında seçilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, çap oranının artırılmasıyla ve adım oranının azalmasıyla Nu sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Sharafeldeen vd. [36] deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, boruya dairesel kesitli yay yerleştirerek Reynolds aralığı 14400 ve 42900 arasında türbülanslı akışı incelemişlerdir. Yay kalınlık oranı (e/d_i) 0,044 ve 0,133; adım oranı (p/d_i) 1 ve 5 aralıklarında çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda verimlilikteki artışı %46,9-82,6 ve performanstaki artışı %100,1–128 olarak kaydederek elde ettikleri veriler ile korelasyon bulmuşlardır.

Sundar vd. [37] Fe_3O_4-su çözeltisinin, türbülanslı akışını incelemek için çift borulu ısı değiştiricisinde, dairesel kesitli yay yerleştirerek deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma $16000<Re<30000$ aralığında, 0,005-0,06% parçacık konsantrasyonunda

ve adım oranı 1; 1,34 ve 1,79 olacak şekilde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda, Reynolds sayısının arttıkça, parçacık konsantrasyonun artmasıyla ve adım oranı azaldıkça Nu sayısında iyileşme kaydetmişlerdir.

Mokkapati [38], dizel motor jeneratörlerinde verimsizliğe yol açan soğuk bölgeleri iyileştirmek için sistemde bulunan konsantrik ısı değiştiricisi içerisine farklı kesitlere sahip yaylar yerleştirerek kayıpları azaltmak üzerine sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmada, gaz-sıvı akışkan çifti kullanan araştırmacı, $40.000<Re<77.000$ aralığında çalışarak, düz spiral (ACT) dairesel (HCT-1), yarı dairesel (HCT-2) ve V şeklinde (HCT-3) konfigürasyonlar kullanarak helisel ve düz şekilde yayları yerleştirip kıyaslamıştır. Bu çalışma sonucunda sırasıyla ACT'ye göre HCT-1, HCT-2 ve HCT-3 konfigürasyonlarında sırasıyla %7,9; %11,9 ve %3,8 iyileşme kaydetmiştir. Ayrıca düz spiral (ACT) yapısının orta kısmına farklı geometrilerde burulmuş yay yerleştirip bu sonuçları da irdelemiştir. Burulmuş yayın geometrisinin ısı transferine etkisi üzerinde etkisini görmek için sırasıyla, adım oranı (p/d_i) = 1,5 ve burulma sayısı (n)=4 (TT1); p/d_i=2 ve n=3 (TT2); p/d_i=2,5 ve n=2,4; p/d_i=3 (TT3) ve n=2 (TT4) geometrik özelliklerine sahip burulmuş yay üzerinde çalışmıştır. Yapılan bu çalışma sonucunda, en iyi sonuçları TT1 konfigürasyonunda Re = 40.000'da düz boruya ve ACT konfigürasyonuna kıyasla sırasıyla %235,3 ve %64,3 ısı transferinde iyileşme kaydetmiştir.

Garci'a vd. [39] düz plakalı güneş panellerinin su kolektörlerinde ısı transferini iyileştirmek için yaptıkları deneysel çalışmada, kolektör içerisine dairesel yay yerleştirme çalışması gerçekleştirmişlerdir. 0,011'den 0,047'ye kadar kg/s debiler arasında beş farklı test noktasında gerçekleştirilen deneylerde ısıl verim %14 ile %31 arasında, kullanılabilir gücün ise ekstra basınç kaybı yaşamadan %8 ile %12 arasında artış gözlemlemişlerdir.

Garci´a vd. [40] deneysel olarak gerçekleştirdikleri diğer bir çalışmada, ısı transferini iyileştirmek için boru içine dairesel kesitli yay yerleştirerek farklı Prandtl sayılarında laminer, geçiş ve türbülanslı rejimleri incelemişlerdir. Yapılan çalışma $80<Re<90000$ ve $2,8<Pr<150$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Helisel adımı $1,17<p/d_i<2,68$ ve çap oranı $0,07<e/d_i<0,10$ karakteristiğine sahip 6 farklı yay ile çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucundan türbülanslı akışta düz boruya kıyasla yay yerleştirilen boruda, basınç kayıplarında dokuz kat ve ısı transferinde dört kat artış kaydedilmiştir. Ayrıca düşük Re sayılarında, boru içerisinde yay olmasına rağmen basınç kayıpları ve ısı transferi düz

boruya benzer sonuç vermiştir. Fakat boru içerisinde yay yerleştirildiğinde, Re sayısı arttıkça geçiş rejiminde pompa gücü sabit tutularak ısı transferinde %200'e kadar artış gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, boru içerisinde yay yerleştirildiğinde performans açısından en verimli rejimin geçiş rejimi olduğu kanısına varmışlardır.

Bhattacharyyaa vd. [41] deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, dairesel delikli yayın türbülanslı akışta etkisini incelemişlerdir. Dairesel-delikli yayı farklı delik çapları ve yay oranları ile 10000<Re<50000 arasında incelemişlerdir. Sonuç olarak dairesel-delikli yayın düz boruya ve diğer yaylı konfigürasyonlara göre sırasıyla %35 ile %51 artış kaydedilmiştir. Ayrıca entropi üretimi çalışması sonucunda, tersinmezliğin, çap oranı ve Re sayısı ile önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir.

Agrawal vd. [42] yaptıkları çalışmada, R-22 soğutma sıvısının zorlanmış taşınım ile yoğuşmasını iyileştirmek için boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek deneysel olarak incelemişlerdir. Kullanılan yayların çapı 0,65; 1 ve 1,5 mm ve yay adımı 6,5; 10,0 ve 13 mm olacak şekilde ele almışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, boru içerisine yay yerleştirilmesinin yoğuşma ısı transferi katsayısını düz boruya kıyasla %100 iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

Akhavan-Behabadi vd. [43] yoğuşma sırasındaki basınç kayıplarını artırmak için buhar fazındaki R-134a soğutma sıvısını tüp içerisine farklı dairesel kesitli yaylar yerleştirerek deneysel olarak incelemişlerdir. Çift borulu çapraz akışlı ısı değiştiricisinde 10,0 mm adıma sahip 0,5; 0,7; 1,0; 1,5 mm çaplara sahip 4 yay ve 1 mm çapa sahip ve 5, 8, 10 ve 13 mm adımlara sahip 4 yay ile çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak yay geometrisinin basınç kayıpları incelenmiş ve düz boruya kıyasla %260 ile %1600 artış kaydetmişlerdir.

Chougule vd. [44] yaptıkları çalışmada, tam gelişmiş laminer rejimdeki %0,15 konsantrasyona sahip MWCNT/su nanoakışkanı ve distile su için 600<Re<2280 aralığında dairesel boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek ısı transferine olan etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada sürtünme katsayısında %90,9 ve Nusselt sayısında %39,6'ya varan artış kaydetmişlerdir.

Feng vd. [45] dikdörtgen geometriye sahip mikro kanalda laminer akışta taşınım ile ısı transferini iyileştirmek için dairesel kesitli yay yerleştirme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Sayısal olarak yapılan çalışmada, yay merkezi ile kanal tabanı arası mesafe 0,25 ve 0,50 mm, yayın uzunluğu olarak 30 ve 6 mm, yaylar arası boşluk ise 0 ve 6 mm olarak konfigürasyonlar üzerinde çalışılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda performansı en iyi olan konfigürasyon, kanalın merkezinde ve 3 parça yaydan oluşan geometride gözlemlenmiştir.

Güneş vd. [46] türbülanslı rejimde, içerisine duvar yüzeyine temas etmeden boru içerisine yerleştirilmiş dairesel kesitli yayın ısı transferi ve basınç kayıp karakteristiği üzerine çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sabit yay çapı d_c=6 mm ve p/d_i=1,2 ve 3 adım oranı parametreleri ile Re sayısı 4105-26400 aralığında deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düz boru üzerinde de ölçümler yapılmış ve bu düzeneğe göre en yüksek toplam iyileşme verimi %50 ile p/d_i=1 ve e=1 mm konfigürasyonunda ve Re sayısının 4220 değerinde kaydedilmiştir.

Nasr ve Mozaffari [47] yaptıkları çalışmada, yapay sinir ağı kullanarak içerisine dairesel kesitli yay yerleştirilmiş borunun termo-hidrolik karakteristiği üzerine çalışmıştır. Yapılan çalışma, $0,156<p/d_i<0,54$ adım oranlarına ve $0,027<e/d_i<0,094$ yay çap oranlarına sahip 4 farklı yay ile $4200< Re<49000$ türbülanslı rejim aralığında gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda, test sonuçları ile algoritma arasındaki ortalama ilişkili hatası (MRE) Nu sayısı için %1,79 ve sürtünme katsayısı için %3,27 olarak bulunmuştur.

Keklikçioğlu ve Özceyhan [48] yaptıkları çalışmada, duvar ile arasındaki mesafe (s) 1 ve 2 mm olan dairesel kesitli yayın boru içerisine yerleştirilmesinin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada yayların kalınlığı e=6mm ve adım oranı p/d_i=1, 2 ve 3 parametreleri kullanılmıştır. Türbülanslı akış rejiminde gerçekleştirilen çalışma $3429<Re<26663$ aralığında yayın ısı transferini ve sürtünme katsayısını önemli derecede arttırdığı kaydedilmiştir. Düz boruya kıyasla elde edilen sonuçlarda maksimum termal performans faktörünün p/d_i=1 ve s=1 konfigürasyonunda yaklaşık olarak 1,82 kat arttığı kaydedilmiştir.

Garci´a vd. [49], laminer ve geçiş rejimleri için ($0<Re<3000$), yapmış oldukları deneysel çalışmada boru içerisinde dairesel kesitli yay yerleştirerek basınç kaybını ve sürtünme kayıp faktörünü incelemişlerdir. Aynı çapa sahip boyutsuz adım oranı (p/d) 1,21; 1,65 ve

3,66; boyutsuz yay kalınlığı (e/d_i) 0,073 ve burulma açıları 68,9°; 62,3° ve 40,6° olan yaylı düzenekler oluşturmuştur. Yapılan çalışma sonucunda, Re<500'de elde ettiği sonuçların düz boruya çok yakın olduğunu ve Reynolds sayısının kritik Reynolds yakınlarında (Re=700) yaylı düzenekte akışın daha erken türbülansa geçtiğini belirtmişlerdir.

Promvonge [50] laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri için boru içerisindeki yay ve buruk şeridin karakteristiğini incelemek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Reynolds sayısının 3000-18000 aralığında, kalınlığı 5 mm ve adım oranı 4, 6 ve 8 olan yaylar ve Y = 4 ve 6 şerit kullanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, aynı koşullarda şerit ve yay kullanılan düzenekte, yalnızca tel veya şerit kullanılan düzeneğe göre çok daha verimli olduğunu kaydetmiştir. Ayrıca şeridin dönme oranını ve yayın adım oranının artmasının ısı transferi üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir.

Solano [51] yapmış olduğu çalışmada boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek ısı transferi ve basınç kayıp karakteristiği üzerine çalışmıştır. Yay kalınlığı 1 mm, yay çapı 7,80 mm ve adım oranı (p/d_i) 0,39 ile 0,65 arasında karakteristiğe sahip yaylar ile çalışmıştır. Akış rejimi 8000<Re<25000 ve Pr>3 olan su kullanarak deneylerini gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda, Nu sayısında düz boruya göre %60 oranında iyileşme kaydedilmiştir.

Mini kanal ısı kuyuları üzerine çalışan Seerangan vd. [52] kanal içerisinden geçirilen havanın soğutma performansını artırmak için kanal içerisine dairesel kesitli yay yerleştirme çalışması yapmıştır. Yapılan deneysel çalışmada 0,4 mm ve 0,6 mm çapa ve 1,2; 2,4 ve 3,6 mm adıma sahip yay geometrileri kullanmıştır. Reynolds 3000-10000 arasında bulunan akışta parçalı yay ile de testler yapılmıştır. Sonuç olarak, Nu sayısı ve sürtünme faktörünün yay çapı artırıldığında arttığı fakat adım oranının (p/d_i) artırılmasıyla azaldığı kaydedilmiştir. Parçalı yerleştirilen yayın, kanal boyunca yerleştirilen yaya kıyasla sürtünme ve ısı transferinin daha az fakat yine de dikkate değer olduğu kaydedilmiştir. Sonuç olarak en iyi ısıl performansa sahip konfigürasyonun kanal boyunca yerleştirilen yay olduğu belirtilmiştir.

Gnanavel vd. [53] yaptıkları sayısal çalışmada, çift borulu ısı değiştiricisi içine yay yerleştirerek nano akışkanın ısı transferini iyileştirme çalışması yapmışlardır. Re=1000, 2000, 3000, 5000 ve 10000 sayılarını seçen ekip, 49,3 mm çapında ve dönme açısı 500º

olan yay kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda basınç kayıplarının Re sayısı ile doğru orantılı olduğunu ve ısıl performans faktörünün ise ters orantılı olduğuna sonuç getirmişlerdir. Ayrıca TiO_2 nano akışkanlı deneyde, ısıl performans katsayısında 1,879 kat artış elde etmişlerdir.

Yun vd. [54] yaptıkları çalışmada kaynayan nitrojen akışında boru içerisine dairesel kesitli yay yerleştirerek ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada 106 mm çapa ve 1650 mm uzunluğa sahip boruda 18,4; 27,6 ve 36,8 mm adımlara; 1,5 mm; 2,0 mm ve 2,5 mm kalınlığa sahip yaylar boru içerisine yerleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda düz boruda elde edilen verilere kıyasla maksimum ısı transferi iyileşmesini dönme oranı 1,84 ve kalınlık oranı 0,25 olan yay konfigürasyonunda %174 olarak kaydedilmiştir.

Keklikçioğlu ve Özceyhan [55], eşkenar üçgen kesitli yay yerleştirilmiş boru ile ısı transferini artırmaya yönelik deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Viskoz alt katmandaki akışı bozarak ısı transferini incelemek için yayı boru cidarından 1 mm uzakta olacak şekilde yerleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada adım çap oranı, p/d_i =1, 2 ve 3; kalınlık oranı e/di=0,0714 ve 0,0892 konfigürasyonları üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, en fazla termal performans iyileşmesini yay yerleştirilmemiş boruya oranla 1,67 kat ile e/d_i =0,0892 ve p/d_i =1 konfigürasyonunda elde etmişlerdir.

Promvonge [56] yaptığı deneysel çalışmada, girişinde salyangoz tipi girdap oluşturucu bulunan boru içerisine sabit adım oranlı dairesel ve kare kesitli yay yerleştirerek ısı transferine olan etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmada 5000<Re<25000 aralığında olup, yayların yay adım oranı 5 ve yay kesit alanları 15 mm^2 olarak seçilip boru iç yüzeyine temas edecek şekilde yerleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda Nu oranı kare ve dairesel kesitli yay için sırasıyla 3,4 ve 3,2 kat artmış, sürtünme oranı %48 ve %44,5; iyileştirme verimliliği 1,3 ve 1,25 kat artış göstermiştir.

Göksu ve Yılmaz [57] yaptıkları sayısal çalışmada, kare (DWC), üçgen (TWC) ve dairesel (CWC) kesitli yayları boru içerisine yerleştirerek ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemişlerdir. Yerleştirilen yayların adım mesafeleri (p) 54,72 ve 90 mm olup 4387<Re<18415 aralığında analizler gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda düz boruya kıyasla Nu sayısında CWC, TWC ve DWC yayları sırasıyla %38-88, %37-93 ve

%38-98 ve sürtünme faktöründe %87-278, %82-266 ve %107-366 aralıklarında artış kaydedilmiştir. Sonuç olarak 90 mm adıma sahip TWC yayı yerleştirilen düzenekte en çok ısı transferi artışı kaydedilirken, performans değerlendirme kriterinde (PEC) 1,3 kat artış görüldüğü belirtilmiştir.

Jolaghani ve Lavasani [58] yaptıkları çalışmada, kare kesitli spiral yay yerleştirilen ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç kayıplarını deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada 1829 mm uzunluğunda 25,4 mm çapında bakır boru kullanılmıştır. Deneylerde toplamda 9 farklı spiral yay kullanılmış olup; 0,166 - 1.428 adım oranı ve 0,471–0,825 çap oranı yay parametre aralıklarında çalışılmıştır. Ayrıca yapılan çalışma, $22462<Re<36456$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Yürütülen çalışma sonucunda yay içerisine spiral yay yerleştirmenin, yaysız düzeneğe göre ısı transferi açısından %45 daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak, en iyi ve en kötü sonuç veren spiral yayların sırasıyla 21 mm için %75 ve 12 mm için ise %20 ısı transferinde iyileşme kaydedilmiştir.

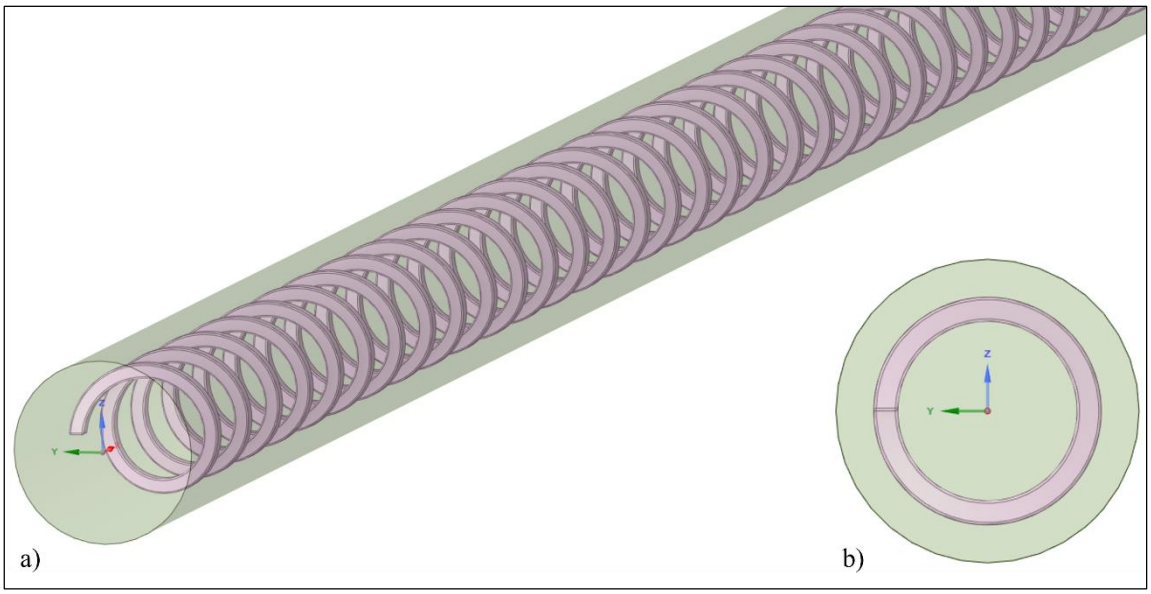
Yapılan kapsamlı literatür taraması sonucunda, pasif metotlar içerisinde en çok tercih edilen taşınım ile ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden biri olan boru/kanal içerisine yay yerleştirme çalışması hem deneysel hem de sayısal olarak literatürde geniş bir alana sahiptir. Yay kesit alanı olarak dairesel, üçgen, kare, dikdörtgen, yamuk vb. geometriler; sabit ve değişken adım oranları, kesikli ve tam yay; daralan, genişleyen ve sabit yay çapları gibi farklı konfigürasyonlar ile çalışılmıştır. Literatürde uzun yıllardır çalışılan dairesel kesitli yayların ısı transferine katkısı azımsanmayacak ölçüdedir fakat özellikle kare kesitli yay yerleştirme üzerine yapılan, türbülanslı rejimdeki sayısal çalışmaların sayısının azlığı dikkat çekmektedir. Bu çalışmada, literatürde daha önce üzerinde çalışılmamış Reynolds aralığında ve boru içerisine yerleştirilen kare kesitli yayın adım oranı (p/d_i), kalınlık oranı (e/d_i) ve çap oranını (d_c/d_i) geometrik parametreleri üzerine sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile literatürde üzerinde diğer yay çalışmalarına nazaran az çalışma bulunan içerisine türbülanslı akışta boru kare kesitli yay yerleştirme konusunda katkı sağlanması hedeflenmiştir.

3. PROBLEM TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL

Bu bölümde problemin fiziksel modeli ve tanımı; çözümü için gerekli varsayımlar, matematiksel modeli, sayısal metot yaklaşımı ve sınır şartları hakkında kapsamlı bilgiler sunulmuştur.

3.1. Problem Tanımı

Yapılan çalışma kapsamında, uzunluğu 1000 mm ve çapı 38,1 mm olan dairesel kesitli bir boru içerisine yerleştirilen farklı geometrilerdeki kare kesitli 950 mm uzunluğundaki yayın ısı transferine etkisini incelemek amacı ile ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu olan ANSYS FLUENT ile üç boyutlu olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada akış rejimi türbülanslı olup Reynolds sayısı 50000, 56000, 62000, 68000, 74000 ve 80000 olan beş farklı Re sayısı kullanılmıştır. Boru çıkışına atmosferik basınç tanımlanmıştır. Isı transferinin incelenmesi için de boru girişinde bulunan suyun sıcaklığı 75°C belirlenmiş ve borunun cidarına sabit 35°C sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Şekil 3.1'de problem kapsamında incelenen boru içerisine kare kesitli yay yerleştirme çalışması için oluşturulan modelin izometrik ve önden görünüşü verilmiştir.



Şekil 3.1. Kare kesitli yay yerleştirilen borunun a) izometrik ve b) önden görünüşü

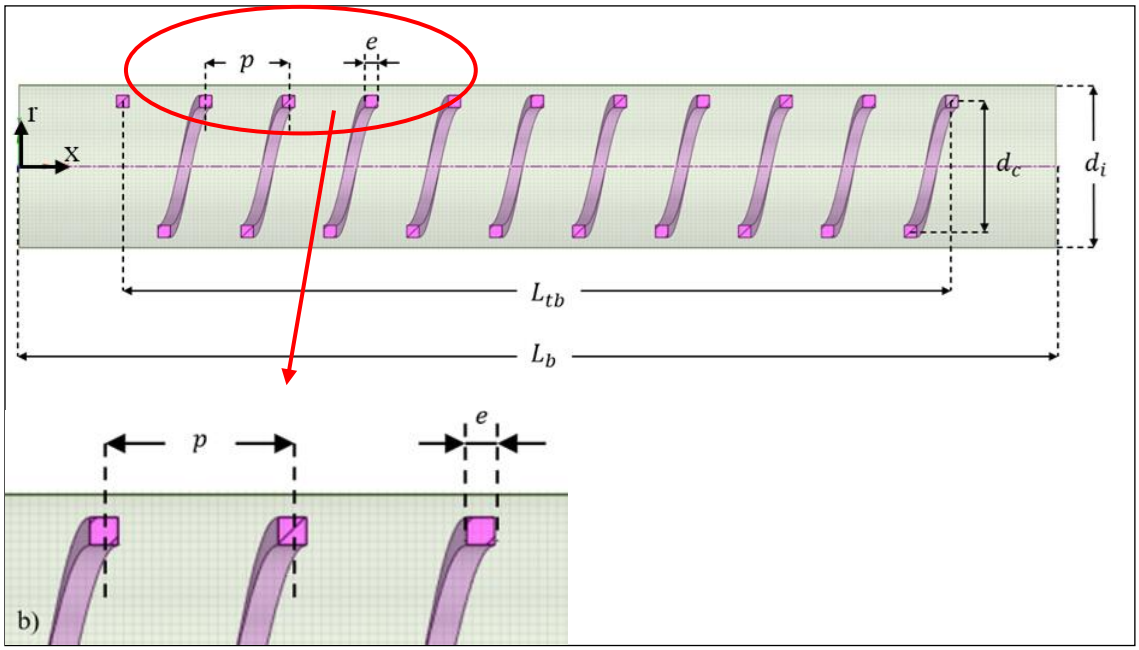
Çalışmanın ilk aşamasında, referans alınan deneysel çalışmanın [58] sayısal yöntem ile doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Doğrulama için deneyde verilen sonuçlarda bulunan Nusselt sayısı, basınç kaybı ve sürtünme katsayısı göz önünde bulundurularak doğrulama gerçekleştirilmiştir. Yapılan doğrulama çalışması, mevcut çalışma için fiziğin ve modellerin doğru belirlenmesi, ağ yapısından oluşabilecek hataların minimize edilmesi hususunda katkı sağlamıştır.

Yürütülen çalışmada sayısal metot kullanılmış, bu metot ile ilgili detaylar 4. NÜMERİK YÖNTEM bölümünde detaylı bir şekilde açıklanmıştır.

Isı transferini arttırmak için kullanılan boru içerisine yay yerleştirme çalışmalarında ısı transferini ve akışı etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Literatür incelendiğinde, bu parametreler, adım mesafesi (p), duvar-yay mesafesi (s), yay kalınlığı (e), yay çapı (d_c), boru çapı (D), boru uzunluğu (L_b) ve helis açısı (φ) olduğu görülmektedir. Ayrıca araştırma ve kıyaslama kolaylığı açısından bu parametreler boru iç çapı kullanılarak, adım oranı (p/d_i), kesit oranı (e/d_i) ve çap oranı (d_c/d_i) gibi boyutsuz parametrelere dönüştürülmektedir. Ayrıca akışın rejimi de farklı yay konfigürasyonlarında farklı sonuçlar vermektedir. Mevcut çalışma için kullanılan yay geometrileri ve akış parametreleri bir sonraki başlıkta detaylı bir şekilde açıklanmıştır.

3.2. Problemin Fiziksel Modeli Ve Varsayımlar

Mevcut çalışmada kullanılan boru ve yay geometrileri, akış rejimleri, koordinat sistemi ve çalışmadaki varsayımlar bu bölümde detaylı bir şekilde sunulmuştur. İncelenen parametreler belirlenirken literatür dikkate alınmış ve üzerinde çalışılmamış yay parametre aralıklarında geometriler ve akış rejimleri belirlenmiştir. İçerisine kare kesitli yay yerleştirilen borudaki incelenen parametreler Şekil 3.2'de oluşturulan bir modelin kesit görünüşü üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.2. a) Mevcut çalışmada üzerinde çalışılmış yay parametrelerinin kesit görünüş üzerinde gösterimi b) Yay adım mesafesinin ve kalınlığının detaylı gösterimi

Yürütülen çalışmada boru iç çapı (d_i) 38,1 mm; boru uzunluğu (L_b) 1000 mm ve yayların uzunluğu (L_{tb}) 950 mm belirlenmiş olup bu parametreler tüm analizlerde sabit tutulmuştur.

Mevcut çalışmada, sırasıyla adım oranının, yay kalınlığının ve yay çapının etkisini irdelemek için yayın adım oranı (p/d_i), kalınlık oranı (e/d_i) ve çap oranı (d_c/d_i) boyutsuz parametreleri göz önüne alınarak toplamda on sekiz adet farklı yay konfigürasyonu belirlenmiş olup, bunların geometrik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Mevcut çalışmada incelenen yay parametreleri

Tel Yay	p (mm)	e (mm)	d_c (mm)	d_i (mm)	p/d_i	e/d_i	d_c/d_i
TB01	19,05	3,00	25,58	38,10	0,50	0,0787	0,67
TB02	22,87	3,00	25,58	38,10	0,60	0,0787	0,67
TB03	26,67	3,00	25,58	38,10	0,70	0,0787	0,67
TB04	30,48	3,00	25,58	38,10	0,80	0,0787	0,67
TB05	26,67	3,30	25,58	38,10	0,70	0,0866	0,67
TB06	26,67	3,60	25,58	38,10	0,70	0,0945	0,67
TB07	26,67	3,90	25,58	38,10	0,70	0,1024	0,67
TB08	26,67	4,20	25,58	38,10	0,70	0,1102	0,67
TB09	26,67	3,00	27,48	38,10	0,70	0,0787	0,72
TB10	26,67	3,00	30,15	38,10	0,70	0,0787	0,79
TB11	26,67	3,00	32,81	38,10	0,70	0,0787	0,86
TB12	26,67	3,00	35,10	38,10	0,70	0,0787	0,92
TB13	19,05	4,20	25,58	38,10	0,50	0,1102	0,67
TB14	22,86	4,20	25,58	38,10	0,60	0,1102	0,67
TB15	30,48	4,20	25,58	38,10	0,80	0,1102	0,67
TB16	19,05	4,20	35,10	38,10	0,50	0,1102	0,92
TB17	22,86	4,20	35,10	38,10	0,60	0,1102	0,92
TB18	30,48	4,20	35,10	38,10	0,80	0,1102	0,92

Yay konfigürasyonları belirlenirken tüm parametrelerin etkisini görebilmek için, incelenecek parametre dışındaki parametreler sabit bırakılmıştır. Böylece sadece tek bir parametrenin etkisi daha net anlaşılması hedeflenmiştir.

Varsayımlar

Boru içerisine yay yerleştirme çalışmasındaki yapılan varsayımlar ve kabuller aşağıda sıralanmıştır:

- Sürekli şartlar,
- Kinetik ve potansiyel enerjideki değişim ihmal edilebilir (KE, PE=0),
- Newtonian tipi akışkan ($\tau=\mu\frac{du}{dy}$),
- Türbülanslı akış ($Re_D=\frac{\bar{u}D}{\upsilon}>2300$),
- Sıkıştırılamaz ve sabit termo-fiziksel özellikli akışkan (ρ=sabit, $\frac{\partial\rho}{\partial t}=0$),

- Boruya ve yaya olan ısı transferi ihmal edilmiştir (q_b, q_{tb}=0),
- Boru cidarında sabit yüzey sıcaklığı (T_d=sabit),
- Işınım ile olan ısı transferi ihmal edilmiştir ($q_{ışınım}$=0)
- Kaymazlık duvar şartı nedeniyle duvar hızı (u_d=0)
- Yer çekimi ihmal edilmiştir (g=0)

3.3. Matematiksel Model

Bu bölümde problemin temelinde bulunan türbülanslı akış ve ısı transferinin çözümü için gerekli denklemler, modellemeler, boyutsuz sayıların tanımı ve sınır şartları ile ilgili bilgiler ayrıntılı bir şekilde bahsedilmiştir.

3.3.1. Korunum denklemleri

Hareket halindeki homojen akışkanın hareket denklemleri üç temel yasaya dayanmaktadır. Birçok mühendislik uygulamasında, akışkanın devamlı bir dağılıma maruz kaldığı varsayımından dolayı ortalama ölçülebilir akış özelliği değerleri istenilir. Bu devamlılık varsayımı fiziksel çözüm hacminde, moleküllerin ortalama serbest mesafesinden büyük olan en küçük mesafelerde bile geçerlidir [59]. Bu bilgiler doğrultusunda, akışkan hareketini çözümlemek için temelde üç denklem kullanılır.

- Kütle korunum denklemi
- Doğrusal momentum korunum denklemleri
- Enerji korunum denklemi

Yukarıda belirtilen denklemler, sayısal çözüm için diferansiyel forma dönüştürülmelidir. Bir akışkanın, üç boyutlu silindirik koordinat sisteminde sıkıştırılamaz akışta ve sabit akışkan özellikleri için kullanılan denklemler aşağıda diferansiyel formda verilmiştir.

Kütle Korunum Denklemi

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \tag{3.1}$$

Eş. 3.1'de bulunan v_r, v_θ ve v_z terimleri, sırasıyla r, θ ve z yönündeki hızları belirtmektedir.

Doğrusal Momentum Korunum Denklemleri

r – yönü momentum denklemi:

$$v_r\frac{\partial v_r}{\partial r}+\frac{v_\theta}{r}\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}+v_z\frac{\partial v_r}{\partial z}-\frac{v_\theta^2}{r}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}+\nu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rv_r)\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}\right] \tag{3.2}$$

Eş. 3.2' de bulunan ρ akışkanın yoğunluğunu, ν akışkanın kinematik viskozitesini belirtir.

θ – yönü momentum denklemi:

$$v_r\frac{\partial v_\theta}{\partial r}+\frac{v_\theta}{r}\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}+v_z\frac{\partial v_\theta}{\partial z}-\frac{v_r v_\theta}{r}=-\frac{1}{\rho r}\frac{\partial p}{\partial \theta}+\nu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rv_\theta)\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2}+\frac{2}{r^2}\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}\right] \tag{3.3}$$

z – yönü momentum denklemi:

$$v_r\frac{\partial v_z}{\partial r}+\frac{v_\theta}{r}\frac{\partial v_z}{\partial \theta}+v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v_z}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right] \tag{3.4}$$

Enerji Korunum Denklemi

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(k_s r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(k_s r\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k_s\frac{\partial T}{\partial z}\right)=0 \tag{3.5}$$

Eş. 3.5'de bulunan k_s akışkanın ısıl iletim katsayısını belirtir.

3.3.2. Türbülanslı akış denklemleri ve k-ω SST türbülans modeli

Düşük viskoziteye sahip akışkan katmanlarının birbiri üzerinden düzensiz ve çalkantılı aktığı akış türü ise türbülanslı akış olarak adlandırılır. Bir akışın rejimini belirlemek için Reynolds sayısı olarak adlandırılan, akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını belirten, boyutsuz bir sayı kullanılır. Boru içerisindeki akışlarda kritik Re sayısı 2300 kabul edilir ve bu değerden yüksek Re sayısına sahip akışlar türbülanslı kabul edilir. Reynolds sayısının tanımı Eş. 3.6 ile sunulmuştur.

$$Re_d=\frac{\rho U d_i}{\mu} \tag{3.6}$$

Eş. 3.6'da verilen Reynolds sayısı denkleminde, U akışkanın ortalama hızı, d_i akışkanın aktığı borunun iç çapını ve μ akışkanın dinamik viskozitesini belirtmektedir. Mevcut çalışmadaki tüm akışlar Reynolds sayısı 2300 değerinden yüksek olduğu için türbülanslı akış söz konusudur.

Türbülanslı akış, akış içerisindeki bölgelerde girdap adı verilen rastgele ve ani çalkantılar içeren rejimdeki kaotik akış türüdür. Akış içerisinde bu tarz gerçekleşen çalkantılar, momentum ve enerji transferi için ek bir mekanizma oluşturur [60]. Türbülanslı akışlarda akış içerisinde bulunan çalkantılardan dolayı hız, sıcaklık, basınç, yüzey gerilimi ve yoğunluk vb. gibi akışkan özellikleri için de akış boyunca sabit bir değerden söz edilemez.

Türbülanslı akışı modellemek için kullanılan bir yöntem Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yöntemidir. Bu yöntem doğrultusunda akışkana ait hız ve diğer parametreler Eş. 3.7'deki gibi yazılabilir. Denklemde yer alan $\bar{u}$, $\bar{v}$, $\bar{w}$, $\bar{P}$ ve $\bar{T}$ terimleri ortalama parametreleri; $\bar{v_r}$, $\bar{v_\theta}$, $\bar{v_z}$, P' ve T' terimleri çalkantılı parametreleri temsil etmektedir.

$$v_r=\bar{v_r}+v_r'; \; v_\theta=\bar{v_\theta}+v_\theta'; \; v_z=\bar{v_z}+v_z'; \; P=\bar{P}+P'; \; T=\bar{T}+T' \tag{3.7}$$

Türbülanslı akış alanında, parametrelerin zaman ortalaması alınıp, kütle momentum ve enerji korunum denklemlerine yerleştirilir ise, kararlı ve sıkıştırılamaz akış için gerekli matematiksel düzenlemeler yapıldıktan sonra kapalı tensör forumunda sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i}=0 \tag{3.8}$$

$$\rho\overline{u_i}\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right] \tag{3.9}$$

$$\overline{u_i}\frac{\partial T}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\alpha\frac{\partial T}{\partial x_i}-\overline{u_i'T'}\right] \tag{3.10}$$

Eş. 3.8 ve 3.9 açılıp düzenlendiği zaman ortalamalı momentum korunum denklemlerinde, Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılan terimler ortaya çıkmaktadır. Bu terimler çalkantı hızlarını ve türbülans girdaplarından kaynaklı konvektif bileşenleri içermektedir. Çözülmesi gereken bu terimler Eş. 3.11 ve 3.12'de verilmiştir. Kapalı bir denklem setine ulaşmak için ek denklemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Türbülans modelleri bu terimlerin çözümü için ek transport denklemler sunar.

$$\sigma_{rr}=-\rho\overline{v_r'^2}\ ;\ \sigma_{\theta\theta}=-\rho\overline{v_\theta'^2}\ ;\ \sigma_{zz}=-\rho\overline{v_z'^2}\ ; \tag{3.11}$$

$$\tau_{r\theta,\theta r}=-\rho\overline{v_r'v_\theta'}\ ;\ \sigma_{rz,zr}=\rho\overline{v_r'v_z'}\ ;\ \sigma_{\theta z,z\theta}=\rho\overline{v_\theta'v_z'} \tag{3.12}$$

<u>k- ω SST Türbülans Modeli</u>

Çoğu mühendislik probleminde zaman ortalamalı türbülans yaklaşım hem vakit hem de maliyet açısından avantajlıdır. RANS yaklaşımı ile yapılan çözümler sonucundan ortalama akış değerleri ile akış alanındaki türbülans etkileri görülmekte ve tasarım ya da iyileştirmeye girdi oluşturmaktadır. Fakat bir önceki bölümde de görüldüğü üzere RANS yaklaşımından dolayı ek türbülans gerilmeleri ve skaler transport denklemlerinin çözümü sorunu ortaya çıkmaktadır. Korunum denklemlerinde ortaya çıkan ek bilinmeyenler RANS çözümleri için ekstra denklemler türetilmesini gerektirmiştir. Bu yüzden türbülanslı akış denklemlerini çözmek için türbülans modellerinin geliştirilmesi gerekmiştir.

Türbülans modelleri farklı akışlarda incelenen akış bölgesine, geometrik kompleksliğe, akışın hızına ve diğer değişken durumlara bağlı olarak farklı oranlarda doğruluk sergiler. Bu yüzden hesaplamalı akışkanlar dinamiği gibi çözüm yöntemlerinin kullanım alanı arttıkça farklı türbülans senaryolarının çözümünü iyileştirmek için birden fazla model üzerinde çalışılmıştır.

Tez kapsamında incelenen türbülanslı rejimde, kare kesitli yay yerleştirme çalışmasında, türbülansın çözümlenmesi için iki denklemli SST k-ω türbülans modeli tercih edilmiştir. Bu modelin kullanılmasının en büyük artısı, yay geometrisinden dolayı oluşan kompleks akışlarda ayrılmaları, negatif basınç ve hız gradyanlarının hesaplanmasında başarılı olmasıdır.

SST k-ω türbülans modeli, k - ω ve k - ε türbülans modellerinin güçlü yönlerini bir araya getirerek hibrit bir çözüm olanağı sağlar. Duvar yakını akış bölgesinde k - ω türbülans modeli ile çözüm sağlarken, duvardan uzak akış (serbest akış) bölgelerinde k - ε türbülans modeliyle daha doğru ve çoğu problemde uygulanabilir yaklaşım gerçekleştirmektedir. Bu yaklaşımda zaman ortalamalı türbülansın momentum denklemlerine eklenmesi ile ortaya çıkan Reynolds gerilmelerinin çözümü için iki adet transport denklem eklenerek denklem seti kapatılır. Türbülans kinetik enerjisi k ve spesifik türbülans yayılım oranı ω (ε/k) değişkenlerinin çözümü için iki adet transport denklem kullanılır ve yapılan kabuller doğrultusunda bu denklemler aşağıda verilmiştir:

<u>k için kullanılan transport denklemi:</u>

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+S_k+G_b \tag{3.13}$$

Eş. 3.13'de yer alan G_k türbülans kinetik enerji üretimini, Γ_k kinetik enerjinin efektif difüzyonunu, Y_k türbülanstan dolayı kinetik enerjinin disipasyonunu, S_k kaynak terimini ve G_b kaldırma kuvveti terimini temsil etmektedir.

<u>ω için kullanılan transport denklemi:</u>

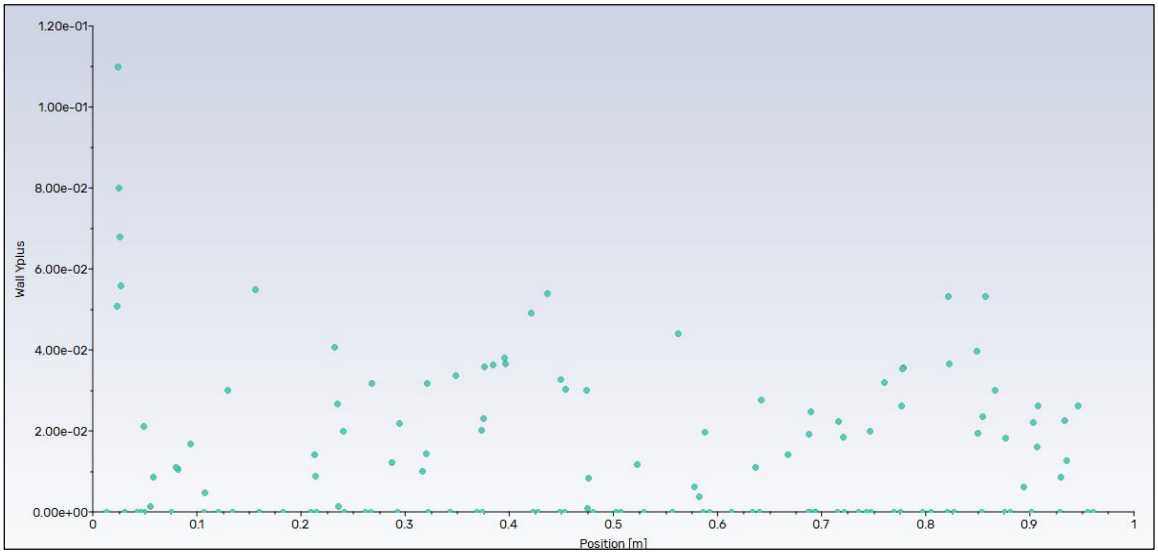
$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+S_w+G_{\omega b} \tag{3.14}$$

Eş. 3.14'te yer alan G_ω spesifik disipasyon oranı üretimini, Γ_ω spesifik disipasyon oranının efektif difüzyonunu, Y_ω türbülanstan dolayı spesifik disipasyon oranını, S_ω kaynak terimini ve $G_{\omega b}$ kaldırma kuvveti terimi disipasyonunu temsil etmektedir.

Kullanılan türbülans modelinde diğer bir husus, duvar yakını bölgenin doğru çözülebilmesi için y^+ değeridir. Yürütülen çalışmada, ağ yapısı oluşturulurken $y^+ \approx 1$ sağlanmıştır. Eş. 3.15'te y^+ hesabı için kullanılan eşitlik verilmiştir.

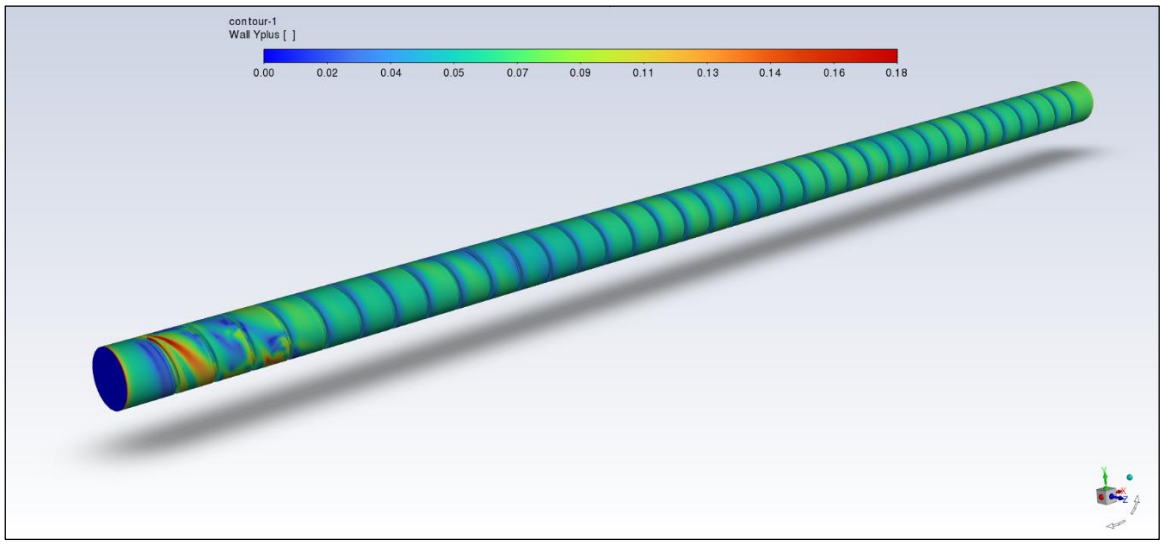
$$y^+ = \frac{u_\tau \Delta y_1 \rho}{\mu} \tag{3.15}$$

Eş 3.15'de yer alan u_τ terimi kesme hızını ve Δy_1 ilk katman kalınlığını belirtir. Şekil 3.3.'de içerisine TB12 yayı yerleştirilen boruda Reynolds sayısı 80000 akışındaki boru duvarından alınmış y+ değerleri verilmiştir.



Şekil 3.3. Reynolds sayısı 80000 akışında içerisine TB12 yayı yerleştirilen boruda y+ değerleri

Şekil 3.4'te de aynı koşullarda duvardaki y+ konturu paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde y+ değeri çalışma kapsamında incelenen en yüksek Reynolds sayısında bile şartları sağlamaktadır.



Şekil 3.4. Reynolds sayısı 80000 akışında içerisine TB12 yayı yerleştirilen boruda y+ konturu

Denklemlerin içinde yer alan sabitler çözücü olarak kullanılan ANSYS FLUENT programındaki varsayılan değerler alınarak kullanılmıştır. Denklemlerde kullanılan sabitler Çizelge 3.2'de verilmiştir [61].

Çizelge 3.2. Türbülans denklemlerinde kullanılan sabitler

α^*_∞	1
α_∞	0,52
α_0	1/9
β^*_∞	0,09
β_i	0,072
R_β	8
R_k	6
R_ω	2,95
ζ^*_β	1,5
M_{t0}	0,25
σ_k	2,0
σ_ω	2,0
$\sigma_{k,1}$	1,176
$\sigma_{\omega,1}$	2,0
$\sigma_{k,2}$	1,0
$\sigma_{\omega,2}$	1,168
α_1	0,31
$\beta_{i,1}$	0,075
$\beta_{i,2}$	0,0828

3.3.3. Veri Analizi

Bu bölümde tez kapsamında incelenen problemde kullanılan diğer yardımcı denklemler verilmiştir.

Eş. 3.16 duvardan taşınım ile olan net ısı transferini vermektedir.

$$Q_d=\bar{h}A_i(T_o-T_d) \tag{3.16}$$

Eşitlikte yer alan $\bar{h}$ boru duvarı boyunca ortalama taşınım katsayısını, T_o ise ortalama sıcaklığı temsil etmekte olup aşağıdaki Eş. 3.17 ile hesaplanmaktadır. Denklemde yer alan T_g akışkanın giriş sıcaklığını, $T_ç$ akışkanın çıkış sıcaklığını belirtir.

$$T_o=\frac{T_g+T_ç}{2} \tag{3.17}$$

Boru boyunca ortalama Nusselt sayısını veren ifade Eş. 3.18'da verilmiştir. Denklemde yer alan k_s suyun ısı iletim katsayısını belirtmektedir.

$$\overline{Nu}=\frac{\bar{h}d_i}{k_s} \tag{3.18}$$

Darcy sürtünme faktörünü veren ifade Eş. 3.19'da verilmiştir [58].

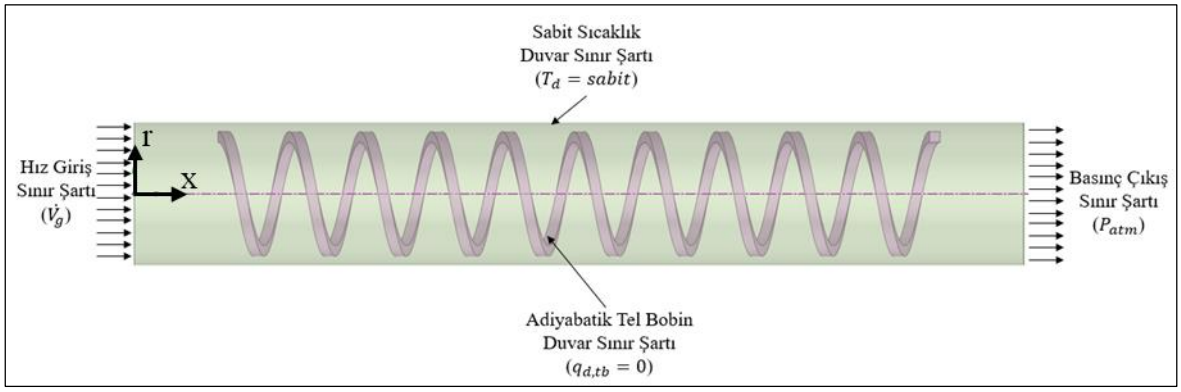
$$f=\left(\frac{1}{2}\right)\left(\frac{d_i}{L_b}\right)\left(\frac{\Delta P}{\rho V_g^2}\right) \tag{3.19}$$

Yay yerleştirme çalışmasının performansını belirlemekte kullanılan termo-hidrolik performans faktörü Eş. 3.20'de verilmiştir [58]. Denklemde yer alan tb alt indisli terimler yay yerleştirilmiş çalışmalardaki parametreleri belirtirken, d alt indisli terimler düz boruda yapılmış çalışmaların sonucunda hesaplanan parametreleri temsil etmektedir.

$$\eta=\left(\frac{\overline{Nu_{tb}}}{\overline{Nu_d}}\right)\left(\frac{f_d}{f_{tb}}\right)^{0.334} \quad (3.20)$$

3.4. Sınır Şartları

Tez kapsamında incelenen problemin çözümü için gerekli sınır şartları bu bölümde verilmiştir. Sınır şartlarının daha iyi anlaşılabilmesi için Şekil 3.3'te oluşturulan geometri üzerinde açıklanmıştır.



Şekil 3.5. İncelenen problemde kullanılan sınır şartlarını

Giriş Sınır Şartı

Akış hacminin girişinde bulunan sınır şartı T_g sıcaklığında yoğunluğu ve diğer termofiziksel özelliklerinin değişimi ihmal edilebilecek düzeyde değişim gösteren sıcak su bulunmaktadır (Şekil 3.3).

$$v_r=0=;\ v_\theta=0;\ v_x=\frac{\dot{m}}{\rho A};\ T=T_g;\ k=\frac{3}{2}(U_{ort}I)^2;\ \omega=\varepsilon/C_\mu k \quad (3.20)$$

Türbülans sınır şartlarında yer alan C_μ model sabitini ve I türbülans yoğunluğunu belirtir ve Eş. 3.21 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$I=0{,}16Re_{D_h}^{-1/8} \quad (3.21)$$

Yukarıdaki eşitlikte bulunan D_h hidrolik çapı belirtir ve dairesel kesitler için boru çapına eşittir. Disipasyon oranını hesaplamak için Eş. 3.22 kullanılabilir.

$$\varepsilon=\frac{C_\mu k^{3/2}}{l} \tag{3.22}$$

Eş. 3.22'de yer alan l, uzunluk ölçeği olarak tanımlanır ve Eş. 3.23 kullanılarak hesaplanır.

$$l=0{,}07D_h \tag{3.23}$$

Sınır şartlarını hesaplamak için kullanılan k ve I değerleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.3. Giriş sınır şartlarını hesaplamada kullanılan k ve I değerleri

Re	k	I
50000	0,00067	0,0414
56000	0,00081	0,0408
62000	0,00097	0,0403
68000	0,00114	0,0398
74000	0,00132	0,0394
80000	0,00151	0,0390

Duvar Sınır Şartları

Problemde bulunan yay duvarına, ısı iletimi ihmal edildiği için adiyabatik ve kaymazlık sınır şartı tanımlanmıştır ve sınır şartları Eş. 3.24'te verilmiştir.

$$v_r=0;\ v_\theta=0;\ v_z=0;\ \frac{\partial T}{\partial r}_{d,tb}=\frac{\partial T}{\partial \theta}_{d,tb}=\frac{\partial T}{\partial z}_{d,tb}=0 \tag{3.24}$$

Duvardaki disipasyon oranını hesaplamak için Eş. 3.25 kullanılır.

$$\omega=\frac{\rho\left(u^*\right)^2}{\mu}\omega^+ \tag{3.25}$$

Boru iç duvar yüzeyine ise tanımlanan sınır şartları Eş. 3.25'de verilmiştir.

$$v_r=0;\ v_\theta=0;\ v_z=0;\ T=T_d;\ T_a>T_d \tag{3.26}$$

Çıkış Sınır Şartı

Akışkan çözüm alanının çıkış sınır şartı olarak atmosferik çıkış tanımlanmıştır. Çıkışta hız, sıcaklık, türbülans parametreleri ve basınçta r, θ ve z doğrultularına göre değişimin sıfır olduğu ve basıncın ise atmosferik basınca eşit olduğu kabul edilmiştir. Belirlenen sınır şartları aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$\frac{\partial v_r}{\partial r}=\frac{\partial v_\theta}{\partial r}=\frac{\partial v_z}{\partial r}=0\ ;\ \frac{\partial v_r}{\partial \theta}=\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}=\frac{\partial v_z}{\partial \theta}=0\ ;\ \frac{\partial v_r}{\partial z}=\frac{\partial v_\theta}{\partial z}=\frac{\partial v_z}{\partial z}=0 \tag{3.27}$$

$$P=P_0 \tag{3.28}$$

$$\frac{\partial k}{\partial r}=\frac{\partial k}{\partial \theta}=\frac{\partial k}{\partial z}=0\ ;\ \frac{\partial \omega}{\partial r}=\frac{\partial \omega}{\partial \theta}=\frac{\partial \omega}{\partial z}=0 \tag{3.29}$$

4. SAYISAL YÖNTEM

Tez kapsamında ele alınan problem sayısal olarak irdelenmiştir. Bu yöntemin tercih edilmesindeki etken, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği problemlerinde farklı parametrelerin incelenmesi hususunda en hızlı ve uygun maliyetli yöntemlerden biri olmasıdır. Ayrıca literatürdeki farklı fiziksel ve sayısal yöntemler sayesinde her geçen gün daha hızlı ve doğru yaklaşımlar daha iyi sonuçlar vermektedir. Tez çalışmasında kullanılmak üzere endüstride ve akademide en rağbet gören ticari HAD kodlarından biri olan ANSYS FLUENT tercih edilmiştir.

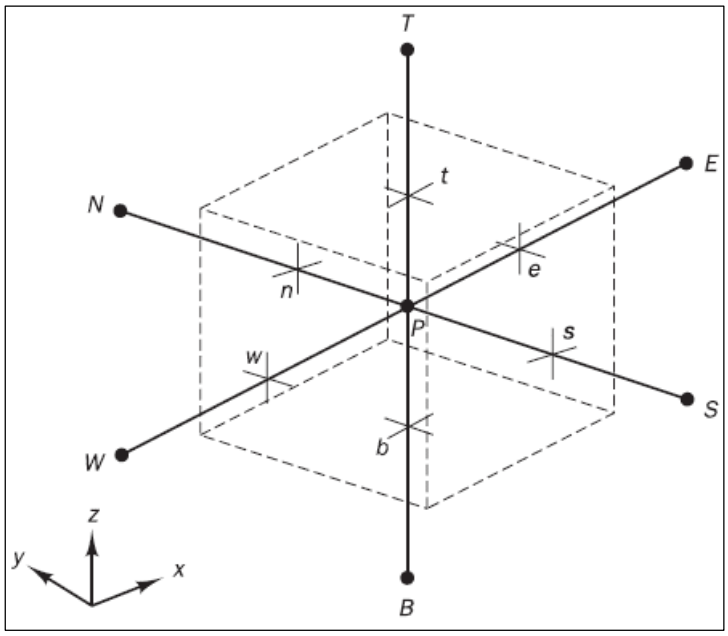
4.1. ANSYS FLUENT Ticari HAD Kodu

Sayısal çalışma için tercih edilen ANSYS FLUENT Ticari HAD Kodu, içerisinde barındırdığı fiziksel modeller ile türbülanslı akış ve ısı transferi problemlerine sayısal bir yaklaşım sunar. Ayrıca tek ve çok fazlı akışlar, akustik, yanma, bileşik ısı transferi, akışkan katı etkileşim gibi diğer fiziksel problemlere de sonlu hacimler metodu kullanarak yaklaşım yapmaya olanak sağlar.

4.2. Sonlu Hacimler Metodu ve Ayrıklaştırma

Bir akışkan çözüm alanında, türetilen diferansiyel denklemlerin çözümü için sayısal bir yönteme ihtiyaç vardır. Günümüzde bu yöntemlerin en başarılarından biri olan sonlu hacimler yöntemi, akışkan çözüm alanı içerisinde sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek bu kontrol hacimlerinde korunum denklemlerinin integralinin alınarak cebirsel forma dönüştürülüp sayısal yöntemler kullanılarak çözümüne dayanır. Şekil 4.1'de üç boyutlu akış hacminde bulunan bir kontrol hacminin kartezyen koordinat sisteminde gösterimi ve kontrol hacminin merkezinin ve duvarlarının isimlendirilmesine yer verilmiştir.

Akışkan hareketinin önemli rol oynadığı zorlanmış taşınım problemlerinde, yayılım etkilerinin yanında taşınım etkileri de önemli rol oynar. Yani bu tarz problemlerde kombine bir etkinin çözümlenmesi gerekmektedir. Aşağıda bulunan denklemde kararlı taşınım-yayınım problemleri için kapalı formda transport denklemi verilmiştir.



Şekil 4.1. Sonlu hacimler metodunda kullanılan kontrol hacminin üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde gösterimi

$$\mathrm{div}(\rho u\phi)=\mathrm{div}(\Gamma \mathrm{grad}\phi)+S_\phi \tag{4.1}$$

Eş. 4.1'de bulunan denklemin kontrol hacmi üzerinden integrali alınması ile Eş. 4.2 elde edilir:

$$\int_A n.(\rho u\phi)\,dA=\int_A n.(\Gamma \mathrm{grad}\phi)dA+\int_{CV} S_\phi dV \tag{4.2}$$

Eş. 4.2'de bulunan ilk terim, çözüm hacmi içerisinde yer alan ϕ değişkeninin taşınım için akı dengesini, ikinci terim yayınım için akı dengesini ve son terim ise üretimini ve yıkımını temsil etmektedir [61].

Bölümün ilk paragrafında bahsedildiği gibi integrali alınan korunum denklemlerini, kontrol hacminin merkezine göre yazıldığında zamandan bağımsız ve kaynak terimleri yok ise cebirsel olarak aşağıdaki formda belirtilebilir. Eş. 4.3'de görüldüğü gibi merkezde bulunan a terimleri o noktada bulunan ϕ değişkenin katsayısını belirtmektedir.

$$a_P\phi_P=a_E\phi_E+a_W\phi_W+a_N\phi_N+a_S\phi_S+a_T\phi_T+a_B\phi_B \tag{4.3}$$

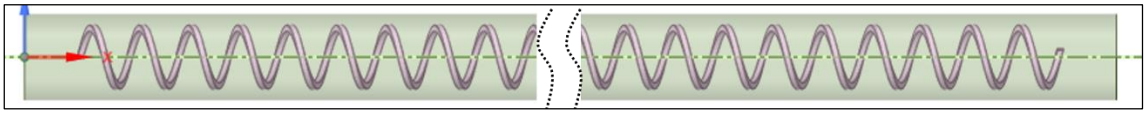
5. SAYISAL ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI VE LİTERATÜR İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde, ANSYS Fluent ile yürütülen sayısal çalışmanın doğrulanması için 2020 yılında yayımlanmış olan Jolaghani ve Lavasani'nin [58] deneysel çalışmasında bulunan boru içerisine kare kesitli yay yerleştirilerek yapılan deneysel çalışma modellenmiştir. Çizelge 5.1'de referans olarak alınan deneyde kullanılan yay ve boruya ait ölçülendirmeler tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 5.1. Makalede doğrulama için kullanılan düzeneğin ölçülendirmeleri

Yay çapı (d_c)	15 (mm)
Yay adımı (p)	10 (mm)
Yay kesit alanı (A_{yay})	2,56 (mm^2)
Adım oranı (p/d_i)	0,666
Çap oranı (d_c/d_i)	0,589
Yay uzunluğu (L_{tb})	1800 (mm)
Boru iç çapı (d_i)	0,232 (mm)
Boru uzunluğu (L_b)	1850 (mm)
Boru duvar sıcaklığı (T_d)	20 (ºC)

Çalışmada paylaşılan ölçülendirmeler göz önüne alınarak oluşturulan geometrik modelin görüntüsü Şekil 5.1'de verilmiştir. Boru boyu çapına kıyasla çok uzun olduğu için modelin tamamı yerine anlaşılabilmesi için giriş ve çıkış kısımları paylaşılmıştır.



Şekil 5.1. HAD çalışmasının doğrulanması için oluşturulan geometrinin yandan görünüşü

Yapılan doğrulama çalışmasında, kullanılan suyun termofiziksel özellikleri Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Doğrulama çalışmasında kullanılan suyun termofiziksel özellikleri

Giriş Sıcaklığı (T_g)	65 (°C)
Yoğunluk (ρ)	980 (kg/m^3)
Dinamik Viskozite (μ)	0,00043 (kg/ms)
Isıl iletkenlik (k)	0,659 (W/mK)
Özgül Isı (c_p)	4,187 (kJ/kgK)

Deneysel çalışma incelendiğinde tüm çalışmalar 5 farklı Re değeri kullanılarak yapılmıştır. Bu Reynolds değerleri ve bunlara karşılık gelen hız değerleri Çizelge 5.2.'de verilen termofiziksel özellikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 5.3'de verilmiştir.

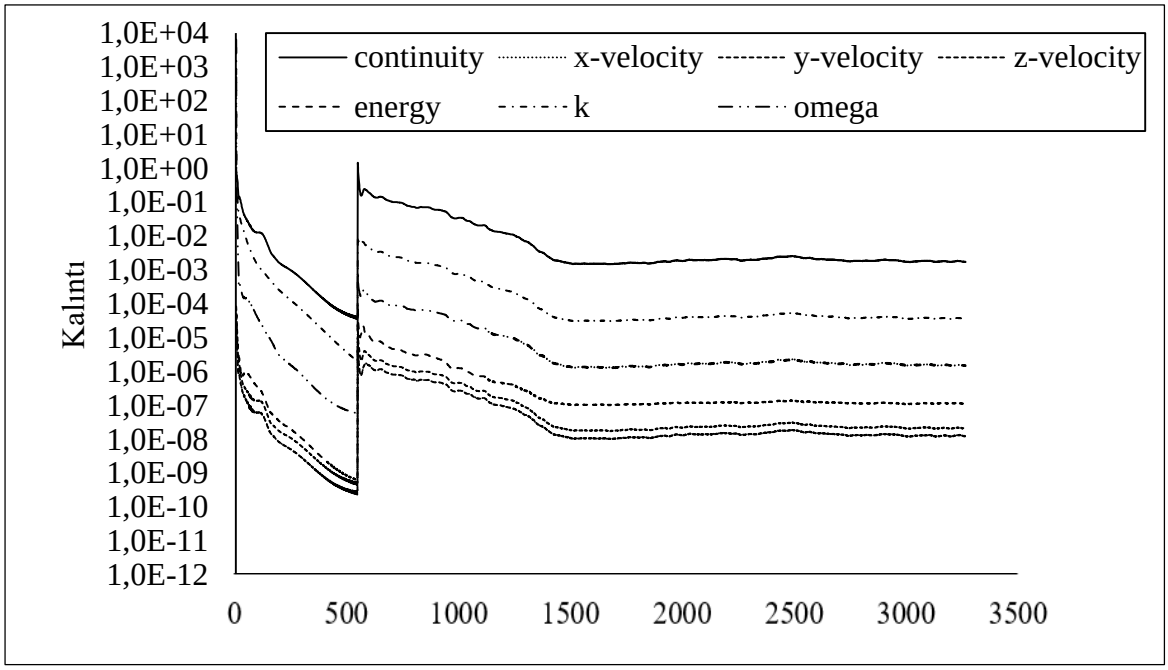
Çizelge 5.3. Referans çalışmada kullanılan Re değerleri ve bu değerlere karşılık gelen hız sınır şartları

Re	Hız (m/s)
22470	0,42
24604	0,47
29779	0,56
32196	0,61
36466	0,69

Sayısal çalışmada elde edilen sonuçlara en doğru şekilde ulaşmak için oluşturulan ağ yapısından ve iterasyon sayısından bağımsız olması gerekir. Bunun için öncelikle farklı sayıda hücre içeren ağ yapıları oluşturulmalı ve sonuçların hücre yapısından bağımsız olduğu görülmelidir. Aynı zamanda çözümde incelenen parametrelerin iterasyona bağlı değişiminin kabul edilebilir düzeyde olduğu da gözlemlenmelidir.

5.1. Sayısal Çalışmanın İterasyon Sayısından Bağımsızlaştırılması

Yapılan sayısal çalışmalarda, çözümün iterasyon sayısından bağımsız olması çözümün doğruluğu açısından çok önemlidir. Yakınsamamış HAD çözümleri çalışmalarda yanlış bilgiler verebilmektedir. Şekil 5.2'de iterasyona bağlı kalıntı grafiği verilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere her simülasyon 3000 iterasyon devam ettirilmiş olup belirlenen yakınsama kriterleri sağlanmıştır. Ayrıca akış hacmi içerisinden parametre takibi yapılarak parametrelerin yakınsaması da sağlanmıştır.



Şekil 5.2. İterasyona bağlı kalıntı değişimi

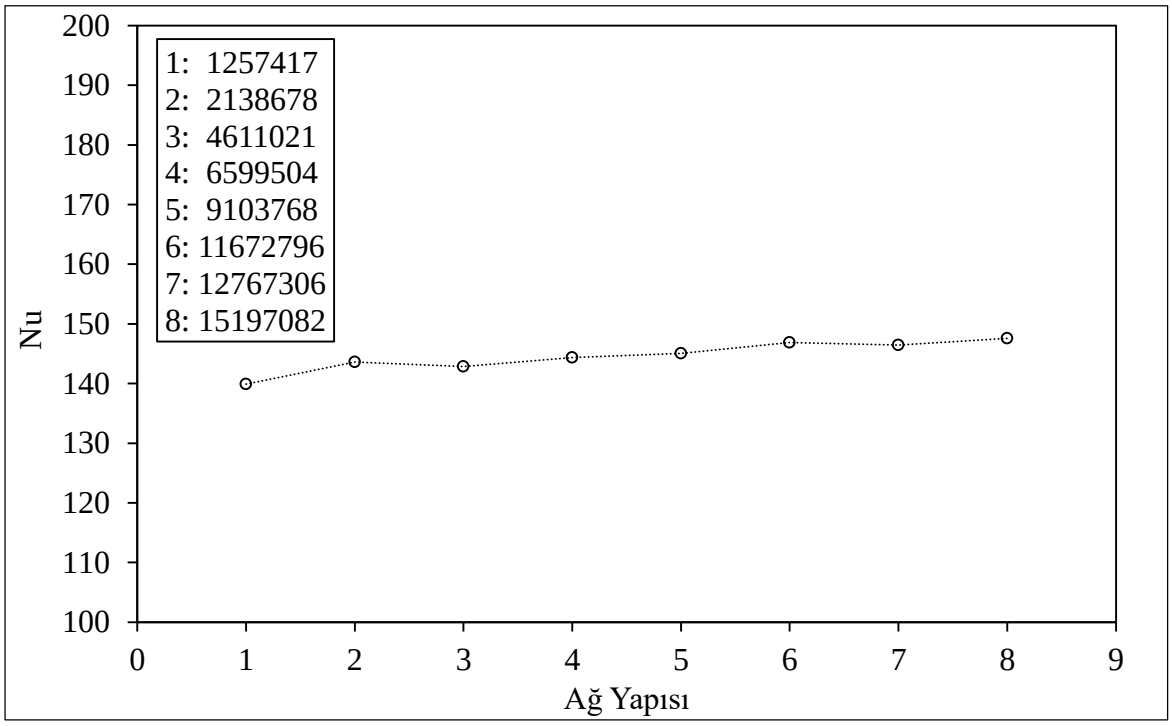
5.2. Sayısal Çalışmanın Ağ Yapısından Bağımsızlaştırılması

Oluşturulan geometrik model için oluşturulan ağ yapısı yeteri çözünürlükte oluşturulmaz ise hatalı sonuçlar verebilmektedir. Ayrıca HAD çalışmalarında istenilen sonuçların ağ yapısından bağımsız olması beklenilmektedir. Buna ek olarak gereğinden yoğun ağ yapısı oluşturmak da hesaplama maliyetlerini ve zamanı önemli ölçüde arttırmaktadır. Bu sorunların da önüne geçmek amacı ile doğrulama aşamasında belirlenen problemin geometrisi için optimum ağ yapısı çalışması yapılmıştır. Çizelge 5.4'de doğrulama çalışması için belirlenen problem için oluşturulan ağ yapıları ve hücre sayıları verilmiştir.

Çizelge 5.4. Ağ yapısından bağımsızlaştırma için kullanılan yapıların hücre sayıları

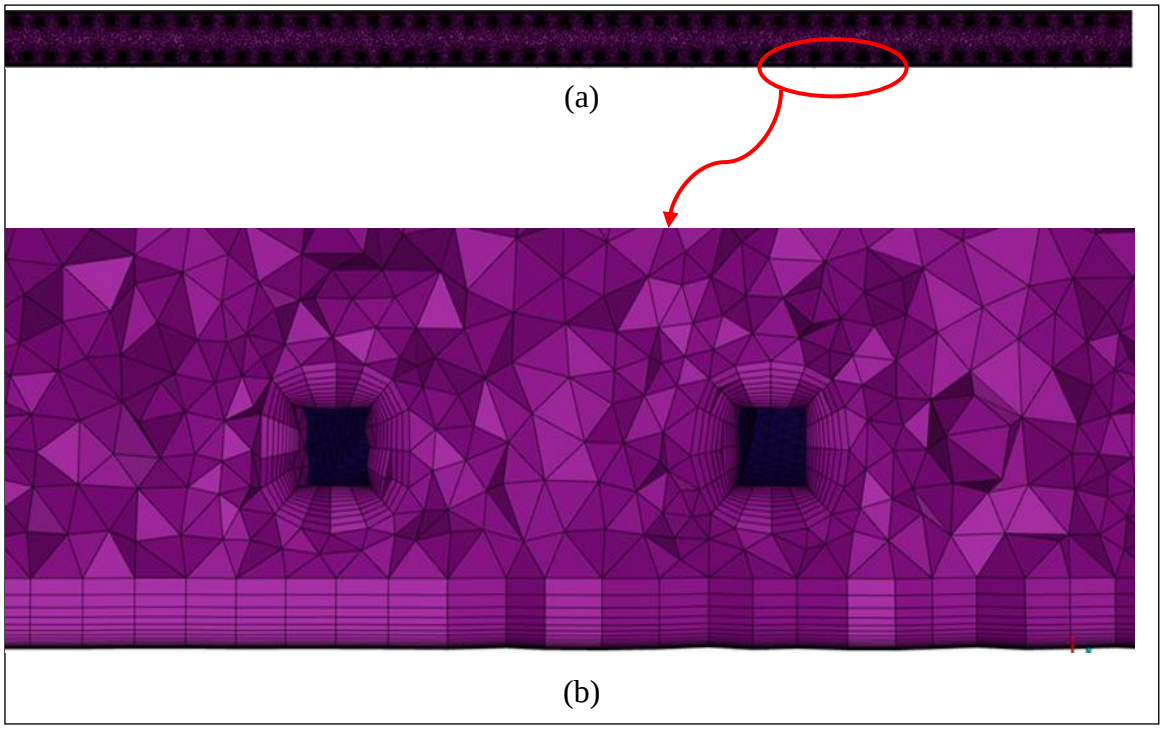
Ağ Yapısı Numarası	Hücre Sayısı
1	1 257 417
2	2 138 678
3	4 611 021
4	6 599 504
5	9 103 768
6	11 672 796
7	12 767 306
8	15 197 082

Toplamda oluşturulan sekiz adet ağ yapısı aynı sınır şartları ile 3500 iterasyon için çözüm gerçekleştirilmiş, yakınsama elde edildikten sonra sonuçlar alınmıştır. Bu analizlerin sonuçlarından elde edilen Nusselt değerleri Şekil 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5.3. Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçlarının karşılaştırılması

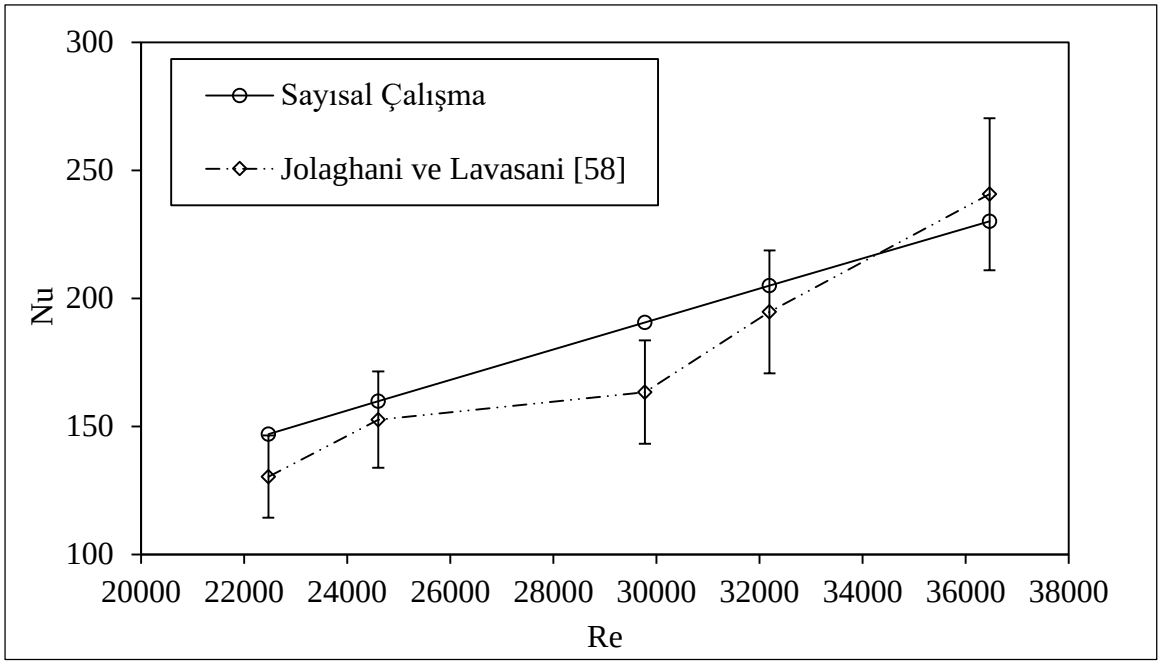
Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, hazırlanan ağ yapıları arasında 6 numaralı yapı ile devam edilmesi hem zaman hem de hesaplama maliyeti açısından uygun görülmüş olup çalışmanın kalanında bu ağ yapısı özellikleri ile devam edilmiştir. Doğrulama çalışması için oluşturulan ağ yapısının görseli (Şekil 5.4-a) paylaşılmıştır. Doğrulama çalışmasında kullanılan borunun uzun olmasından dolayı duvar yakını bölgedeki ağ yapısı net incelenememektedir. Bu yüzden duvar yakını bölgeye daha yakın bir görüntü Şekil 5.4-b'de paylaşılmıştır.



Şekil 5.4. Doğrulama için oluşturulan a) ağ yapısı ve b) duvar yakını bölgenin detaylı gösterimi

5.3. HAD Sonuçlarının Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması

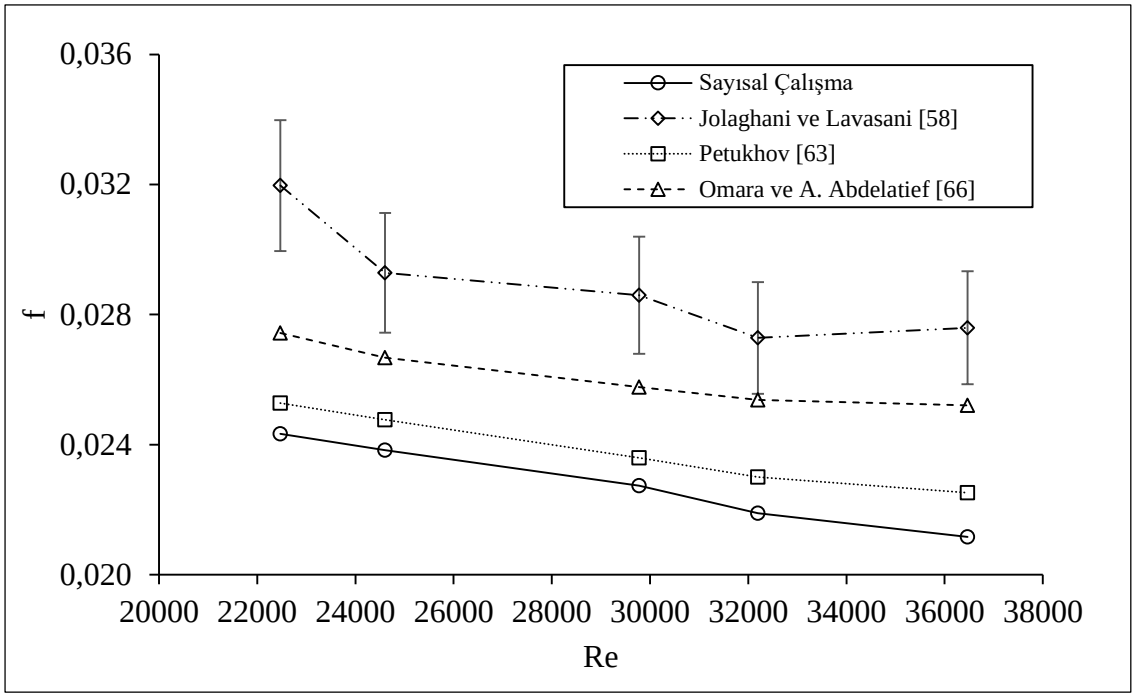
Yapılan doğrulama çalışması kapsamında 22470-36466 Reynolds sayısı aralığında ve 6 numaralı ağ yapısı kullanılarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada hesaplanan belirsizlik sonucunda boyutsuz sayıların hesaplanmasında maksimum belirsizlik Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sırasıyla ±%2,28, ±%6,29 ve ±%12,34 olarak bulunmuştur [58]. Aşağıda verilen grafiklerde bu hata oranı veri noktaları üzerinde bar şeklinde verilmiştir. Şekil 5.5'de verilen grafikte referans alınan deneysel makalede bulunun, boru içerisine $p/d_c=0.666$ ve $d_c/d_i=0.589$ olan yay yerleştirilmiş borudaki deneyler aynı sınır şartları ile simüle edilerek Nusselt değerleri kıyaslaması verilmiştir. Yapılan hata analizi sonucunda sayısal çalışma sonuçları %4 ile %12 arasında farklılık gözlemlenmiştir. Bu farklılığın temel sebebi çevresel şartlar ve ölçüm sırasında oluşmuş hatalardan kaynaklı olabileceği söylenebilir. Ayrıca elde edilen sonuçlar kabul edilebilir hata oranlarına sahiptir.



Şekil 5.5. Referans alınan deneysel çalışma ile sayısal çalışmadan elde edilen Nusselt sayılarının kıyaslanması

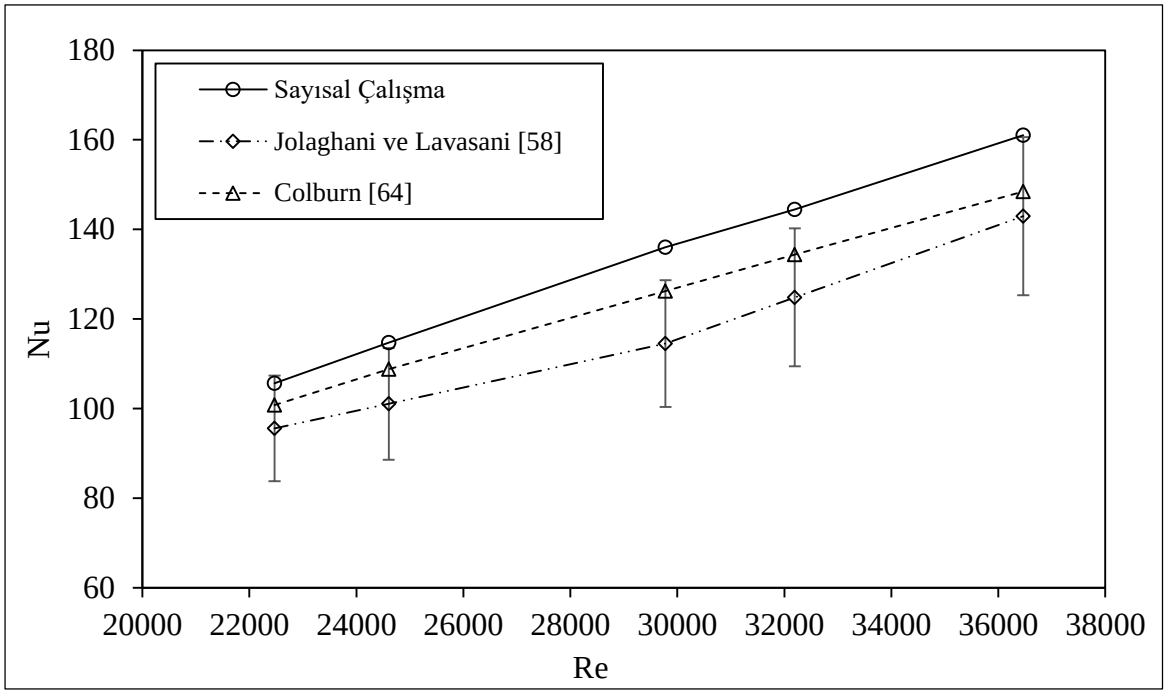
Ayrıca sürtünme katsayısı parametresinin doğrulanması için referans alınan deneysel çalışmanın doğrulanması için kullanılan Petukhov [63]'un korelasyonuna göre hesaplanan değerlerde hata oranı %3 ile %6 arasında hesaplanmıştır.

Petukhov [63] ve diğer çalışmalara göre mevcut çalışmanın sürtünme katsayısı karşılaştırması Şekil 5.6'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde, düz boru için elde edilen sayısal sonuçlar referans alınan makalede doğrulama için kullanılan Omara ve Abdelatief [66] ve Petukhov [63]'un çalışmalarına ait sonuçlar ile yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür.



Şekil 5.6. Referans alınan çalışmada düz boru için elde edilen sürtünme katsayısı sonuçlarının kıyaslaması

Şekil 5.7'de referans alınan çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlar [58], bu çalışmada Nusselt sayısının doğrulaması için kullanılan Colburn denklemini [64] sonuçları ve sayısal çalışma sonucunda elde edilen sonuçların kıyaslaması verilmiştir. Şekil incelendiğinde mevcut sayısal çalışmanın, Colburn denklemi ve referans çalışma sonuçları ile uyum içerisinde sonuç verdiği görülmektedir.

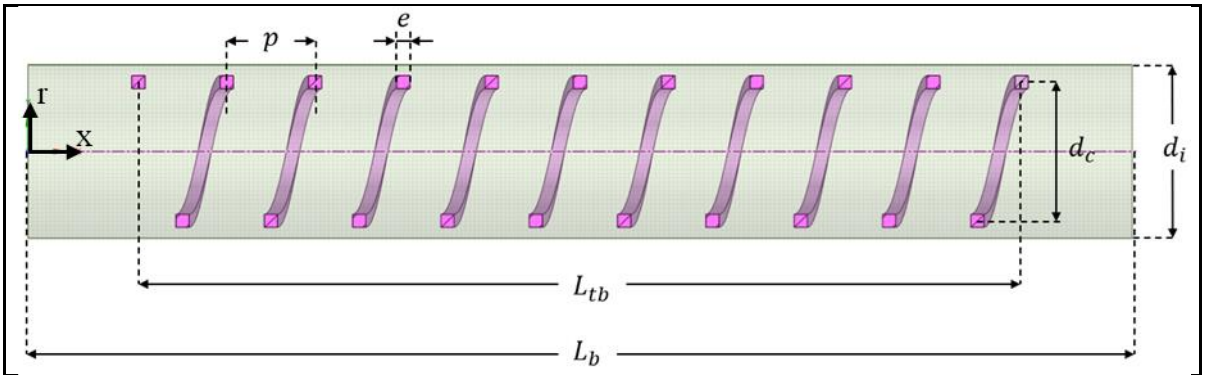


Şekil 5.7. Referans alınan çalışmada düz boru için elde edilen Nusselt sayısı sonuçlarının kıyaslaması

6. PARAMETRİK SAYISAL ÇALIŞMA

Parametrik sayısal çalışma kısmında ilk olarak literatürde daha önceden üzerinde çalışılmamış boyutsuz yay parametreleri belirlenmiştir. Belirlenen yaylar ve özellikleri Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Parametrik çalışma için belirlenen yay parametreleri



Yay	p (mm)	e (mm)	d_c (mm)	d_i (mm)	p/d_i	e/d_i	d_c/d_i
TB01	19,05	3,00	25,58	38,10	0,50	0,0787	0,67
TB02	22,87	3,00	25,58	38,10	0,60	0,0787	0,67
TB03	26,67	3,00	25,58	38,10	0,70	0,0787	0,67
TB04	30,48	3,00	25,58	38,10	0,80	0,0787	0,67
TB05	26,67	3,30	25,58	38,10	0,70	0,0866	0,67
TB06	26,67	3,60	25,58	38,10	0,70	0,0945	0,67
TB07	26,67	3,90	25,58	38,10	0,70	0,1024	0,67
TB08	26,67	4,20	25,58	38,10	0,70	0,1102	0,67
TB09	26,67	3,00	27,48	38,10	0,70	0,0787	0,72
TB10	26,67	3,00	30,15	38,10	0,70	0,0787	0,79
TB11	26,67	3,00	32,81	38,10	0,70	0,0787	0,86
TB12	26,67	3,00	35,10	38,10	0,70	0,0787	0,92
TB13	19,05	4,20	25,58	38,10	0,50	0,1102	0,67
TB14	22,86	4,20	25,58	38,10	0,60	0,1102	0,67
TB15	30,48	4,20	25,58	38,10	0,80	0,1102	0,67
TB16	19,05	4,20	35,10	38,10	0,50	0,1102	0,92
TB17	22,86	4,20	35,10	38,10	0,60	0,1102	0,92
TB18	30,48	4,20	35,10	38,10	0,80	0,1102	0,92

Yay listesi oluşturulurken her parametrenin salt etkisini inceleyebilmek amacı ile incelenecek olan parametre değiştirilip diğer parametreler sabit bırakılmıştır. Çizelge 6.1 incelendiğinde TB01-TB04 arasındaki yaylarda adım mesafesi (p), TB05 - TB08 arasındaki yaylarda yay kalınlığı (e) ve TB09-TB12 yaylarında ise yay çapı (d_c) parametrelerinin ısı transferine ve akışa etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Ayrıca adım mesafesinin detaylı incelenebilmesi için TB13-TB15 yayları da oluşturulmuştur. TB16-TB18 olarak isimlendirilen yaylarda ise duvara temas eden yayların etkisini daha detaylı incelemek hedeflenmiştir.

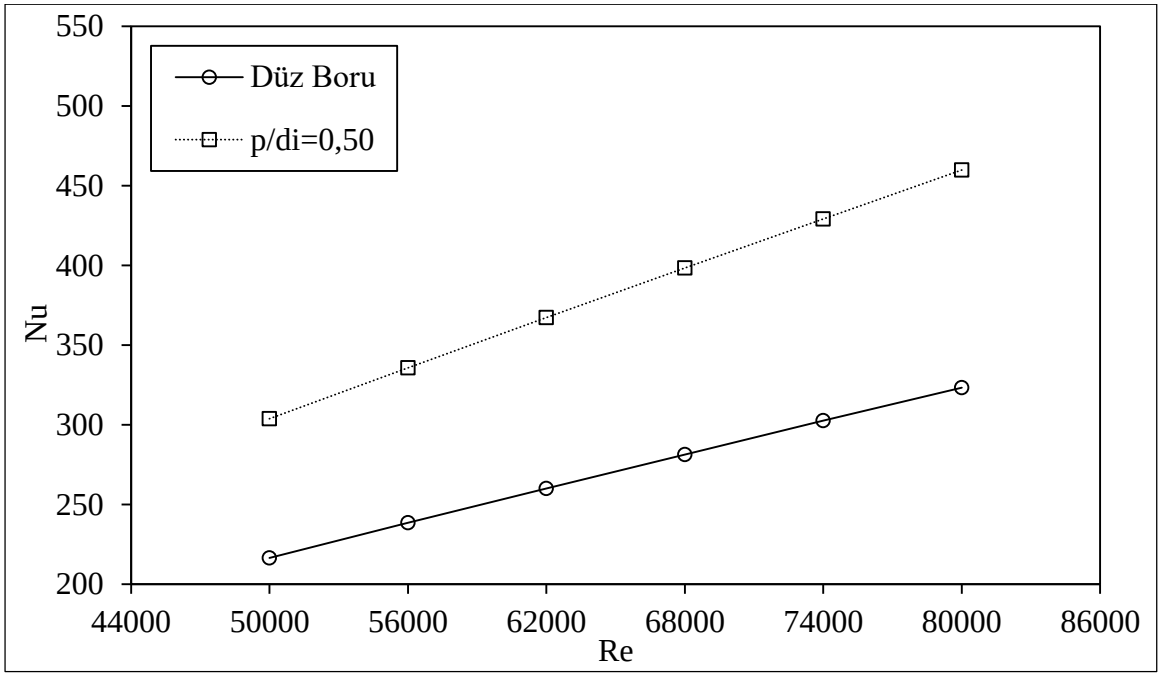
İncelenecek yay parametreleri belirlendikten sonra ANSYS Design Modeller aracı ile geometrik modeller oluşturulmuştur. Daha sonra oluşturulan geometriler simülasyonlara hazırlık için ANSYS Fluent Mesher aracı ile ağ yapıları oluşturulmuştur. Düz boru ve her bir yay yerleştirilmiş geometri için ağ yapıları oluşturulduktan sonra belirlenen sınır şartları ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Tüm analizlerde suyun giriş sıcaklığı 75 °C ve duvar sıcaklığı 35 °C belirlenmiş olup Reynolds sayısı 50000-80000 aralığında adım oranı 0,50 - 0,80; kalınlık oranı 0,0788 - 0,1102; çap oranı 0,67 - 0,92 aralığındaki yayların ısı transferine ve akışa etkisi incelenmiştir. Boru ve yay uzunluğu sırasıyla 1000 mm ve 950 mm olarak sabit tutulmuştur.

ANSYS Fluent Solver yardımıyla hazırlanan analizler, enerji, kütle ve süreklilik denklemlerini sağlamış ve akış hacmi içerisinde incelenen sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi sayısal olarak ihmal edilebilecek düzeye ulaşana kadar çözüm devam ettirilmiştir. Aşağıda yapılan çalışma sonucunda elde edilen Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörü grafikleri tüm sonuçlar için ayrı başlıklarda incelenmiştir.

6.1. Reynolds Sayısının Isı Transferi ve Akışa Etkisi

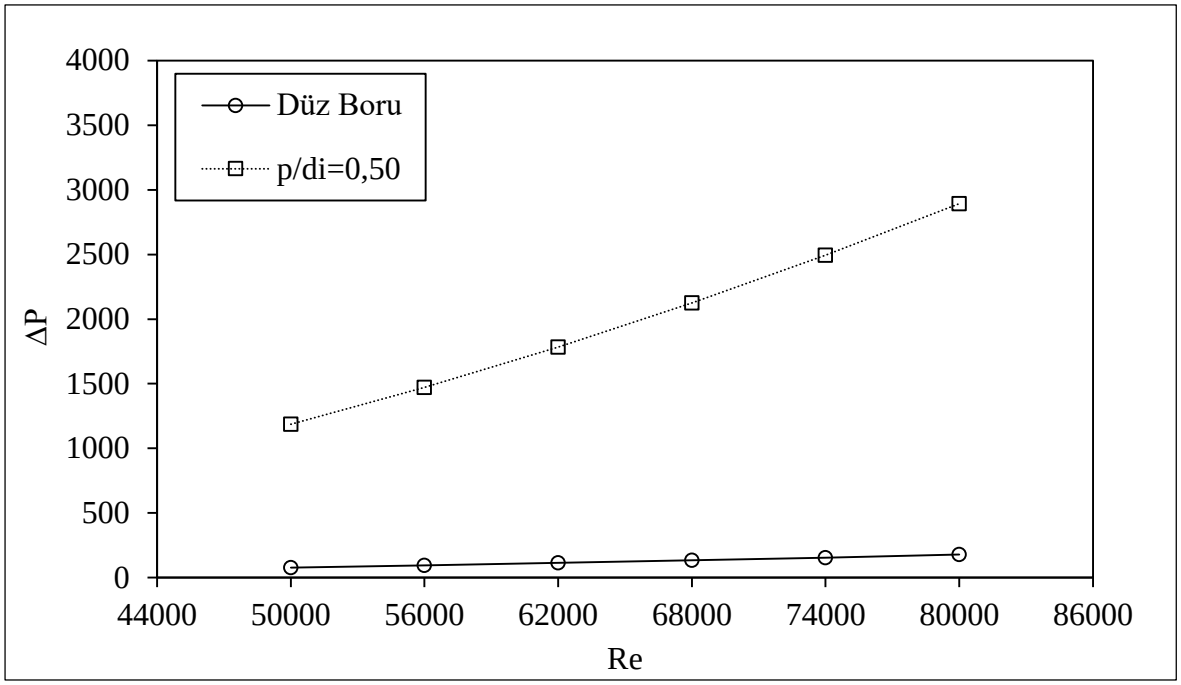
Yapılan parametrik çalışma kapsamında 50000, 56000, 62000, 68000, 74000 ve 80000 Reynolds sayılarında altı farklı rejimde sonuçlar düz boru ve p/d_i=0,50 olan yay yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına bağlı sonuçlar Şekil 6.1'de paylaşılmıştır.

Şekil 6.1 incelendiğinde Reynolds sayısına bağlı olarak boru içerisine yay yerleştirildiğinde ısı transferinde artış gözlemlenmiştir. Özellikle yüksek Reynolds sayısındaki akışlarda Nusselt sayısındaki artışın daha da arttığı kaydedilmiştir. Bunun temel sebebi boru içerisindeki yayın artan Reynolds sayısı ile akışı daha çok karıştırması ve ısı transferini arttırmasıdır.



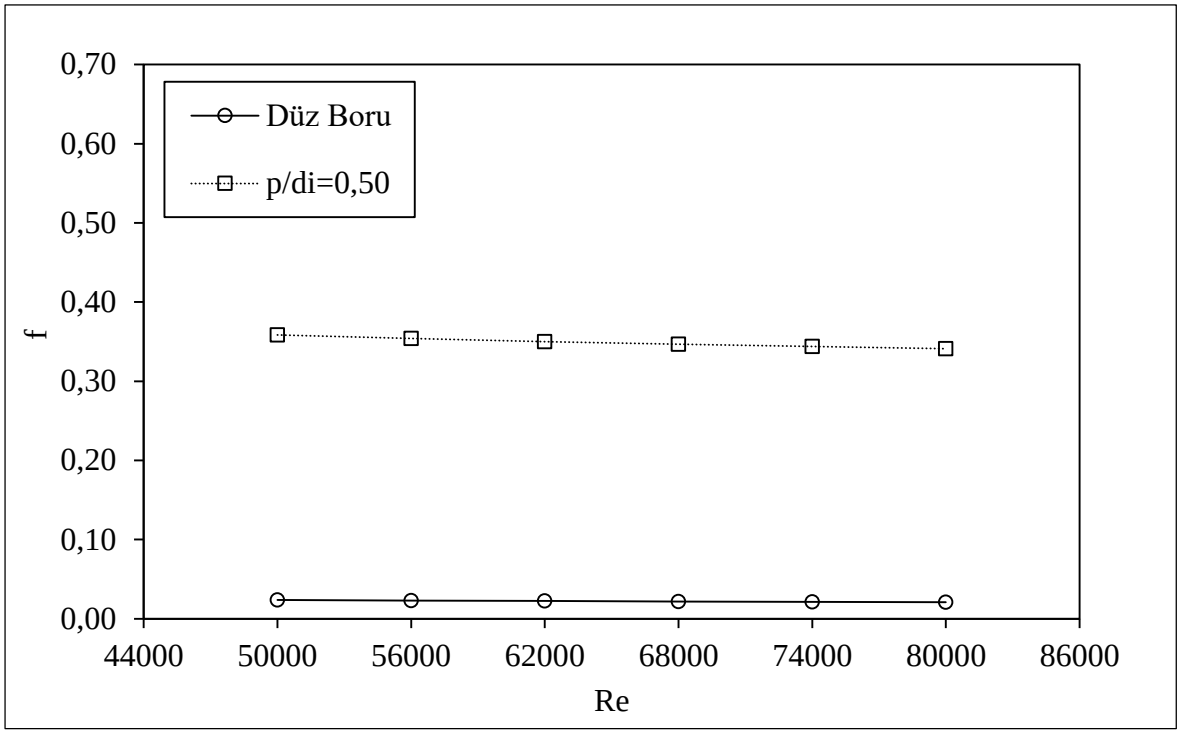
Şekil 6.1. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısına etkisi

Şekil 6.2'de verilen Reynolds sayısına bağlı basınç kayıpları incelendiğinde artan Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kayıplarının da arttığı gözlemlenmiştir. İçerisine yay yerleştirilen boruda, basınç kayıplarının referans olan düz boruya kıyasla aynı Reynolds rejimindeki akışta daha fazla olduğu ve çalışma aralığında artan Reynolds sayısındaki rejimlerde kayıpların parabolik bir şekilde arttığı kaydedilmiştir. Bunun temel nedeni basınç kaybının hızın karesi ile doğru orantılı olmasıdır.



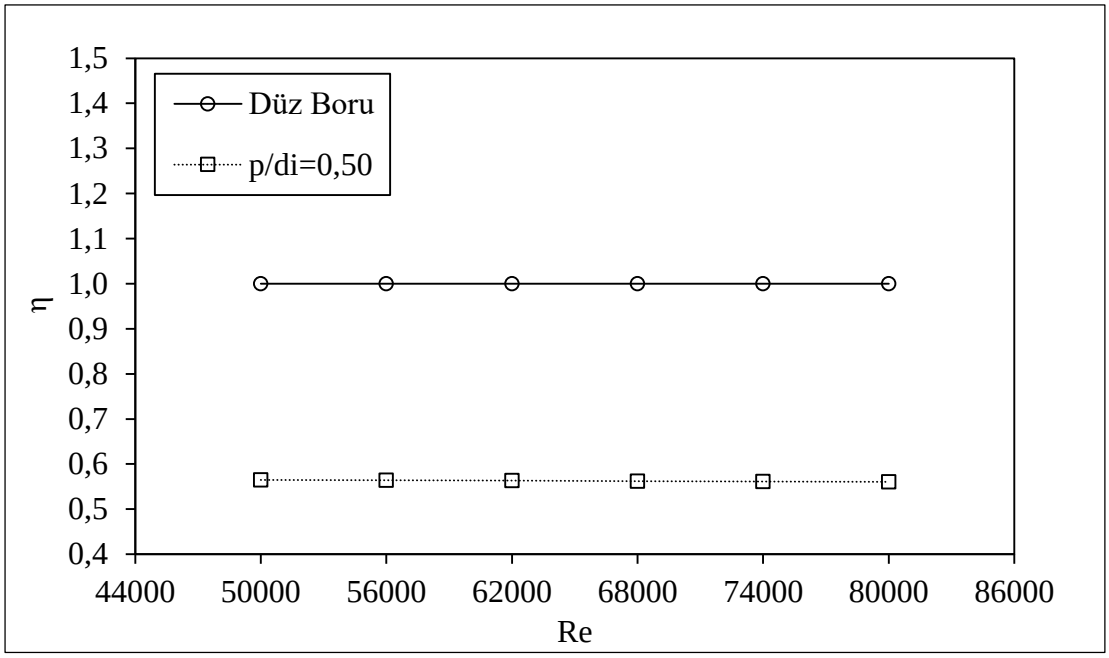
Şekil 6.2. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kaybına etkisi

Şekil 6.3'de Reynolds sayısının artışına bağlı olarak referans boru ve yay yerleştirilen boru için sürtünme faktörünü kıyaslaması verilmiştir. Şekil incelendiğinde yay yerleştirilen boruda sürtünme faktöründe artış kaydedilmiştir. Bu artışın temel sebebi boru içerisinde engel bulunması ve basınç kayıplarını arttırmasıdır. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktöründe düşüş gözlemlenmiştir.



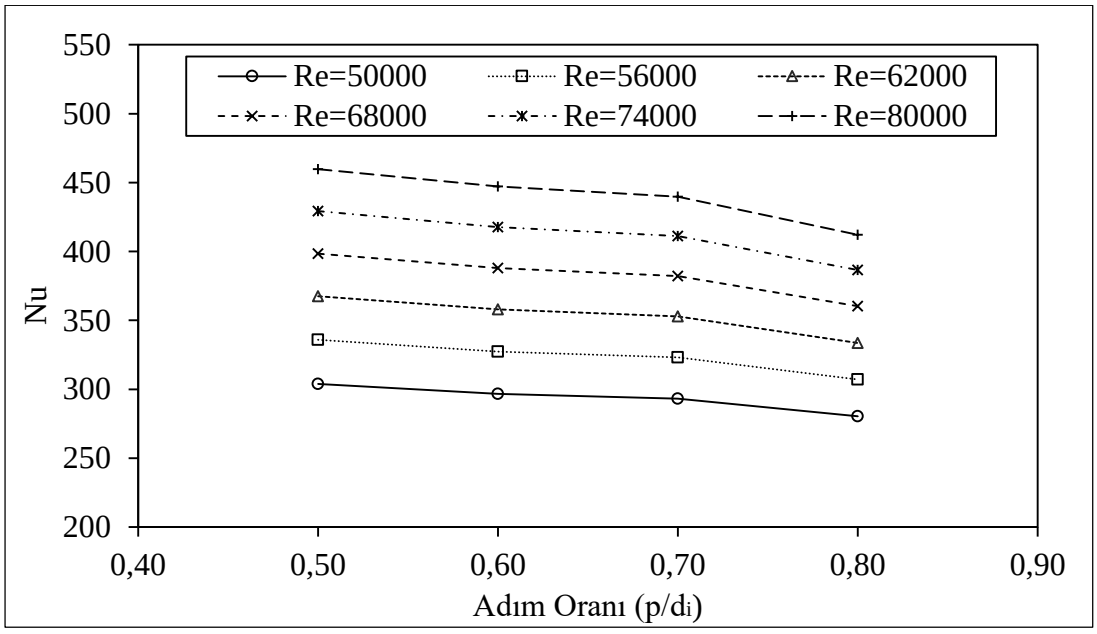
Şekil 6.3. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.4'de Reynolds sayısına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi verilmiştir. Düz boru için termo-hidrolik performans faktörü 1.0 kabul edilmektedir. Şekil incelendiğinde Reynolds sayısının artması ile birlikte Nusselt sayısının artışı ve sürtünme faktörünün azalmasına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörü düşüş eğilimi göstermektedir. Yüksek Reynolds sayılarında basınç kaybı Nusselt sayısının artışından çok daha fazla olduğundan termo-hidrolik performans faktörü 1.0'in altında kalmaktadır. Sonuç olarak incelenen Reynolds sayısı aralığında Nusselt sayısında artış kaydedilse dahi kayıpların fazla olduğu söylenebilir.



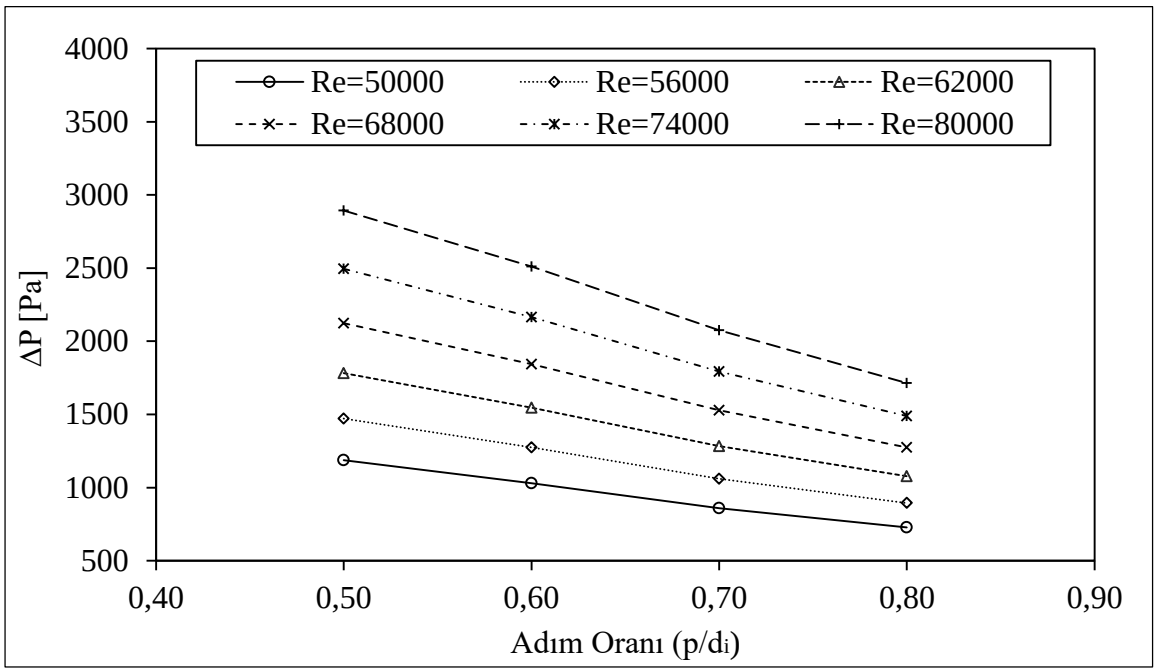
Şekil 6.4. Boru içerisine yerleştirilen yayın Reynolds sayısına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.5.'te adım oranına bağlı olarak Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı arasındaki ilişki verilmiştir. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısı ile adım oranında düşmesiyle Nusselt sayısında artış gözlemlenmiştir. Bu durum yüksek Reynolds sayılarında ve adım oranının düşmesi ile sıklaşan dönüş aralıklarında türbülanslı bölgelerin artmasından dolayı gözlemlenmektedir.



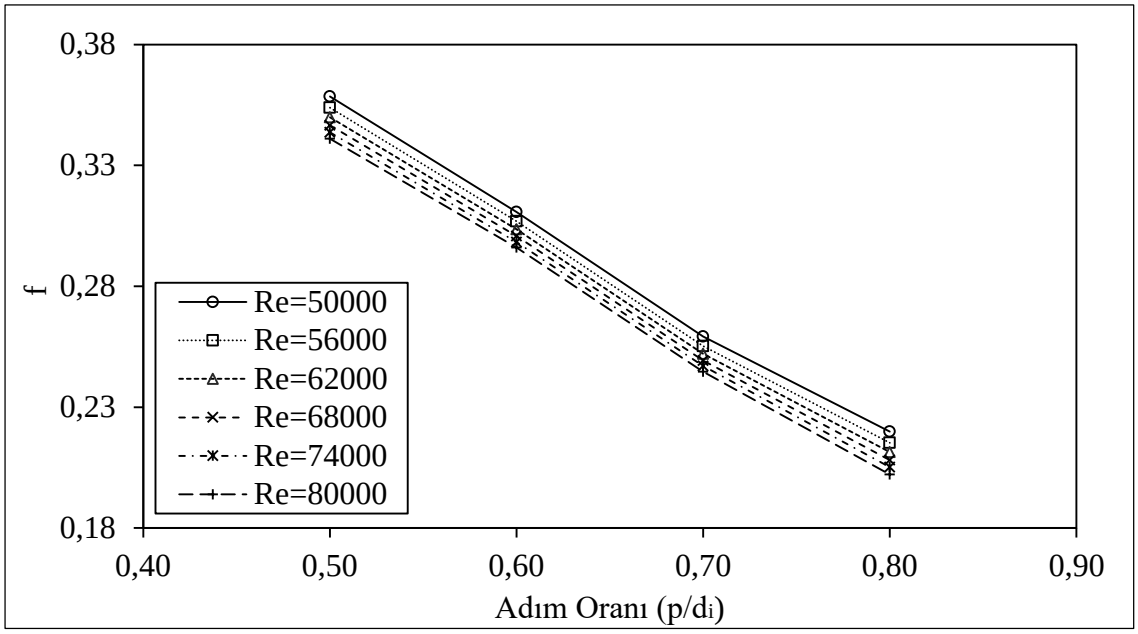
Şekil 6.5. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Şekil 6.6'da Reynolds sayısının değişiminin adım oranına bağlı olarak basınç kaybı üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısı ve adım oranının düşüşü ile birlikte Şekil 6.5'de bahsedilen duruma benzer sebeplerden dolayı akış içinde engellerin sıklığı ve türbülanslı bölgelerin artışından kaynaklı basınç kayıplarından artış gözlemlenmektedir. Düşük Reynolds sayılarında ve daha geniş dönüş aralıklarına sahip yaylarda ise ölü bölgelerin artışından dolayı yüksek Reynolds sayılarındaki akışa kıyasla daha az kayıp kaydedilmiştir.



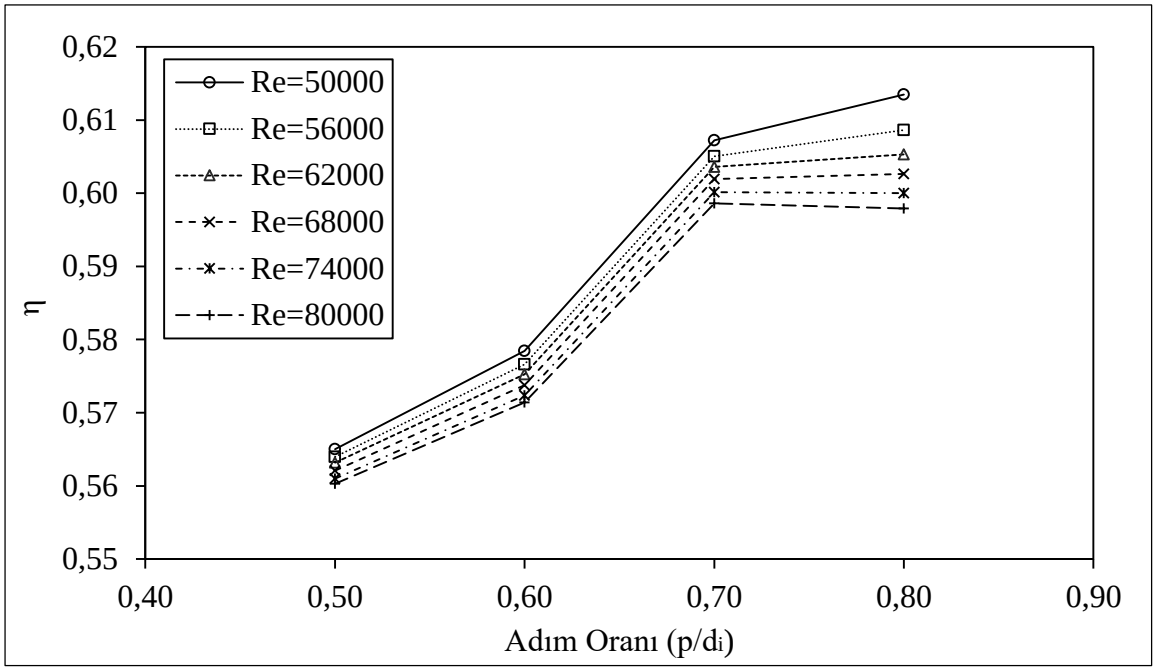
Şekil 6.6. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi

Şekil 6.7'de Reynolds sayısının değişiminin adım oranına bağlı olarak sürtünme faktörü üzerindeki etkisi paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayılarında adım oranına bağlı olarak sürtünme faktörünün düştüğü görülmüştür. Bunun temel sebebi sürtünme faktörünün basınç ile doğru orantılı, hızın karesi ile ters orantılı olmasıdır. Bu yüzden sürtünme faktörü, basınç kayıplarından dolayı artarken hızın artması daha fazla düşmektedir.



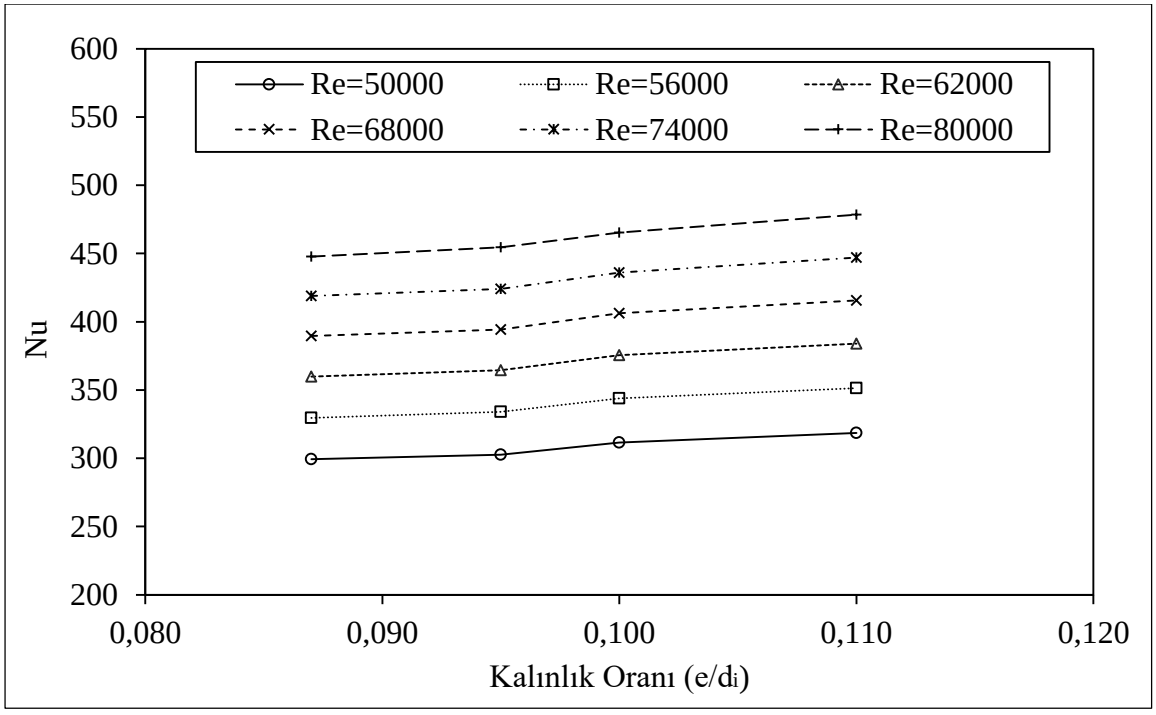
Şekil 6.7. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.8'de Reynolds sayısının değişiminin adım oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörü üzerindeki etkisi paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde Reynolds sayısının artışı ile tüm adım oranlarında gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen sonuçlarda termo-hidrolik performansta düşüş kaydedilmiştir. Bunun temel sebebi artan Reynolds sayısına bağlı olarak, özellikle yüksek Reynolds rejimindeki akışlarda, kayıpların parabolik olarak artmasıdır. Aynı zamanda Nusselt sayısındaki iyileşme de Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak düşük oranlarda artmaktadır. Adım oranı 0,79'dan sonra termo hidrolik performans faktörü artışında bir düşüş görülmüştür. Bunun nedeni artan adım oranından dolayı Nusselt sayısındaki artışın azalmasının sürtünme faktörününkinden yüksek olmasıdır.



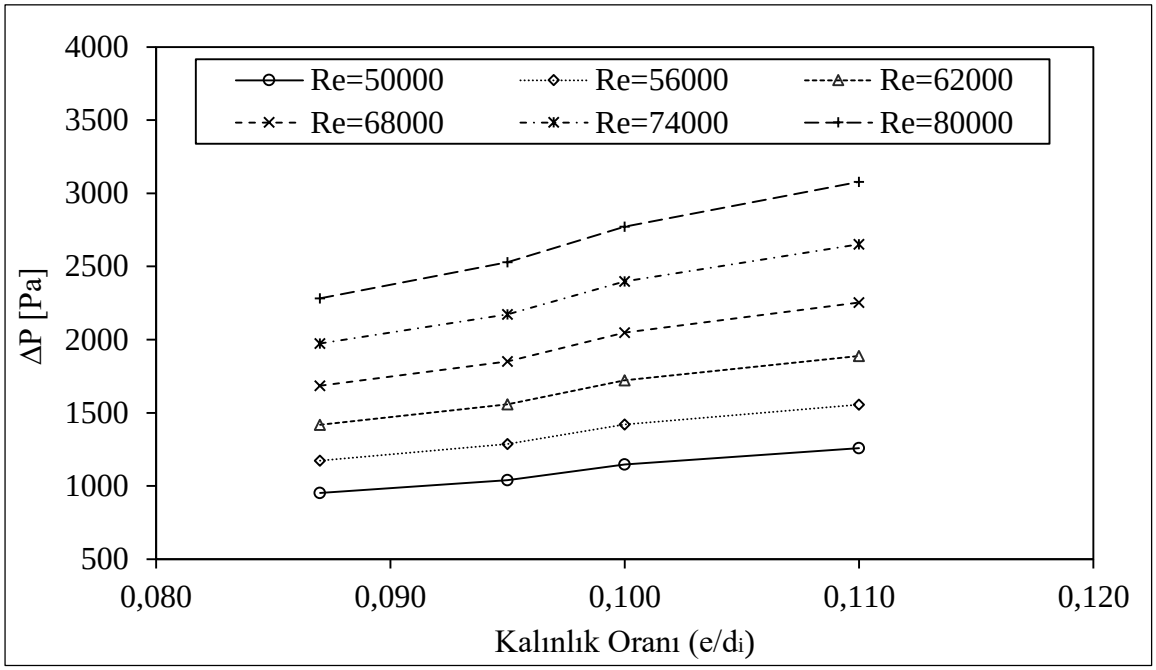
Şekil 6.8. Reynolds sayısının adım oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.9'da kalınlık oranı değişimine bağlı olarak Reynolds sayısındaki değişimin Nusselt sayısı üzerinde etkisi paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde, Reynolds sayısı ve yay kalınlığı arttıkça ısı transferi üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. Artan Reynolds ile akış alanı içerisinde türbülanslı bölgelerin artışından dolayı ısı transferinde iyileşme kaydedilmiştir.



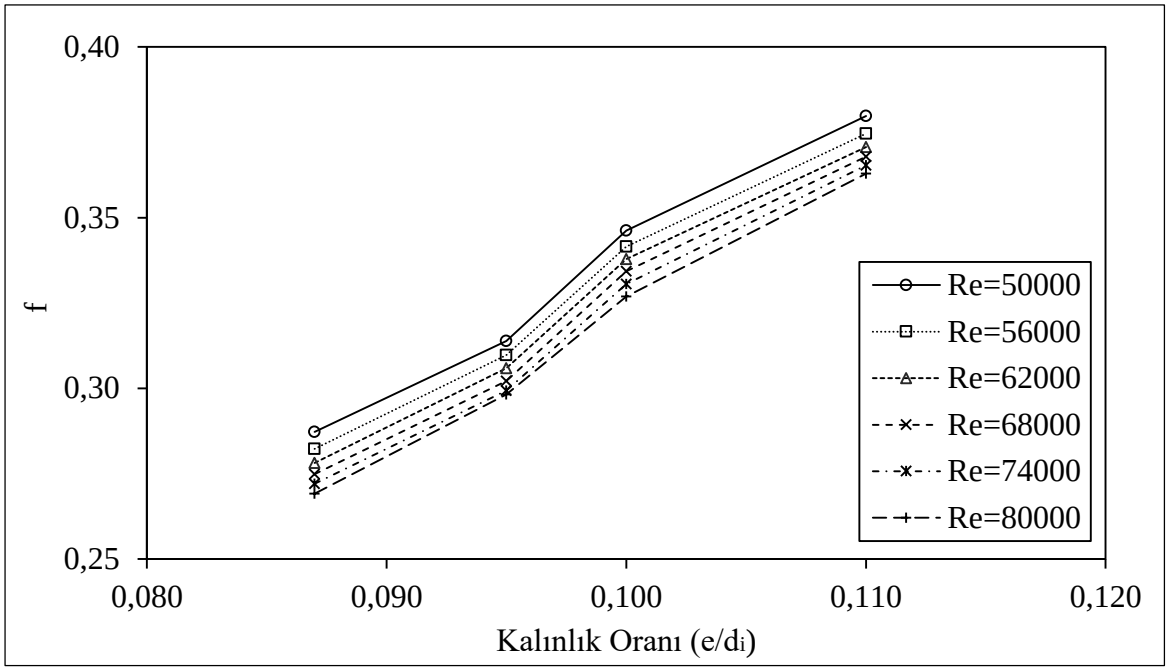
Şekil 6.9. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Şekil 6.10'da Reynolds sayısındaki değişimin kalınlık oranı ile birlikte basınç kaybı üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısı ve yay kalınlığına bağlı olarak basınç kayıplarında artış kaydedilmiştir. Artan Reynolds sayısı boru içerisinde daha fazla basınç kaybına sebep olmaktadır.



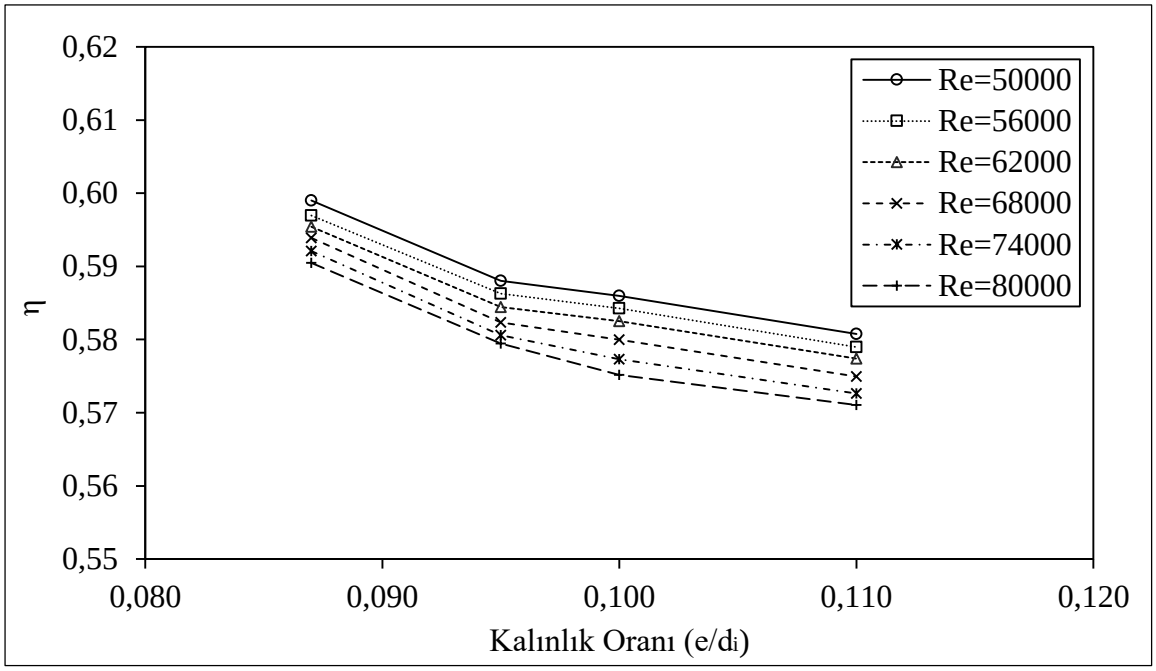
Şekil 6.10. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi

Şekil 6.11'de Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak sürtünme faktörü üzerindeki etkisi paylaşılmıştır. Reynolds sayısının artışına bağlı olarak sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür. Bunun sebebi sürtünme faktörünün hızın karesi ile ters orantılı olmasıdır. Artan hız ile sürtünme faktörü düşüş eğilimindedir.



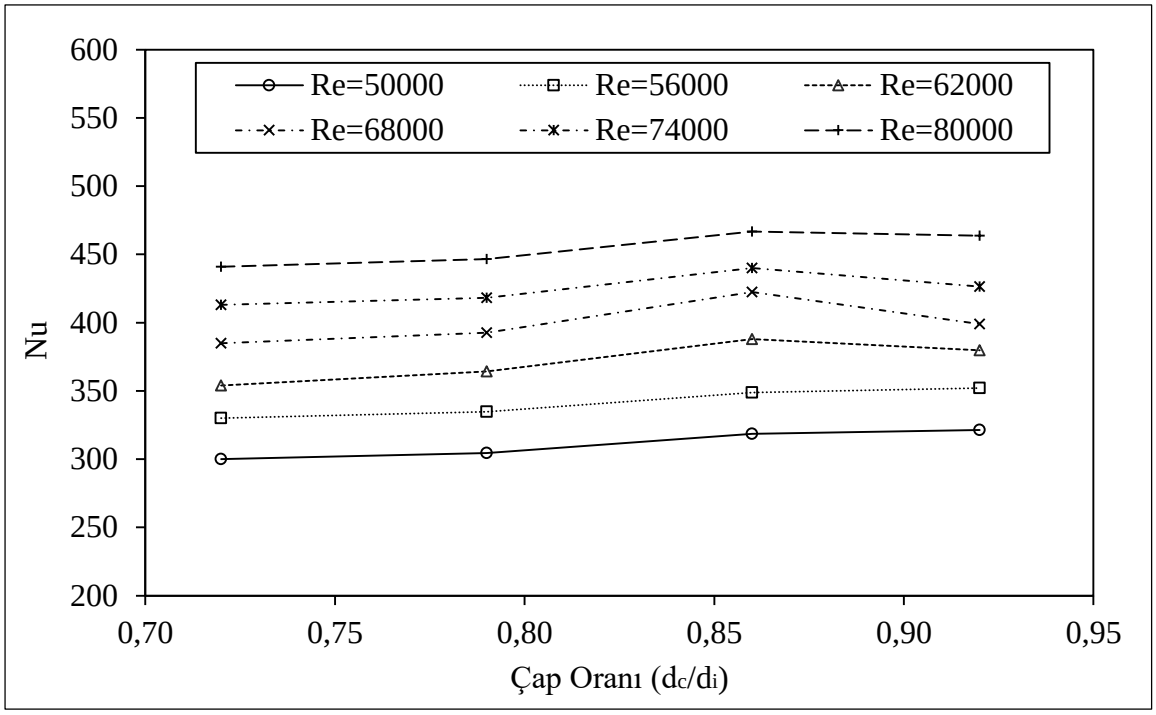
Şekil 6.11. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.12'de Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans üzerindeki etkisi paylaşılmıştır. Artan Reynolds sayısının kalınlık oranının artışı ile beraber termo-hidrolik performans üzerinde olumsuz bir etki yarattığı gözlemlenmektedir. Bunun sebebi artan yay kalınlığı ve Reynolds sayısının sebep olduğu basınç kaybının, ısı transferinin iyileşmesinden daha fazla olmasıdır.



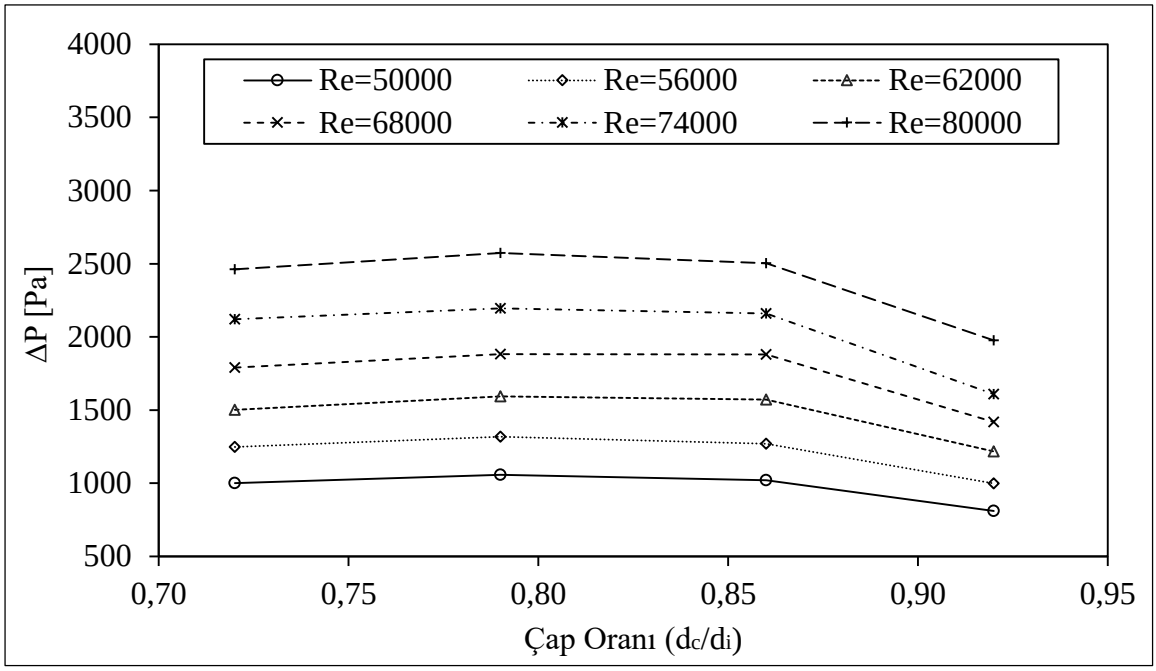
Şekil 6.12. Reynolds sayısının kalınlık oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.13'de Reynolds sayısının değişiminin çap oranına bağlı olarak ısı transferi üzerindeki etkisi sunulmuştur. Artan Reynolds sayısı ve yay çapının ısı transferinin iyileşmesi üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının artması ile birlikte akış hacmi içerisinde türbülanslı bölgelerin artışı gerçekleşmiştir. Ayrıca yay çapı arttıkça, yay boru duvarına daha çok yaklaşıp duvar yakını viskoz bölgenin bozulmasına ve ısı transferi artışına katkı sağlamaktadır.



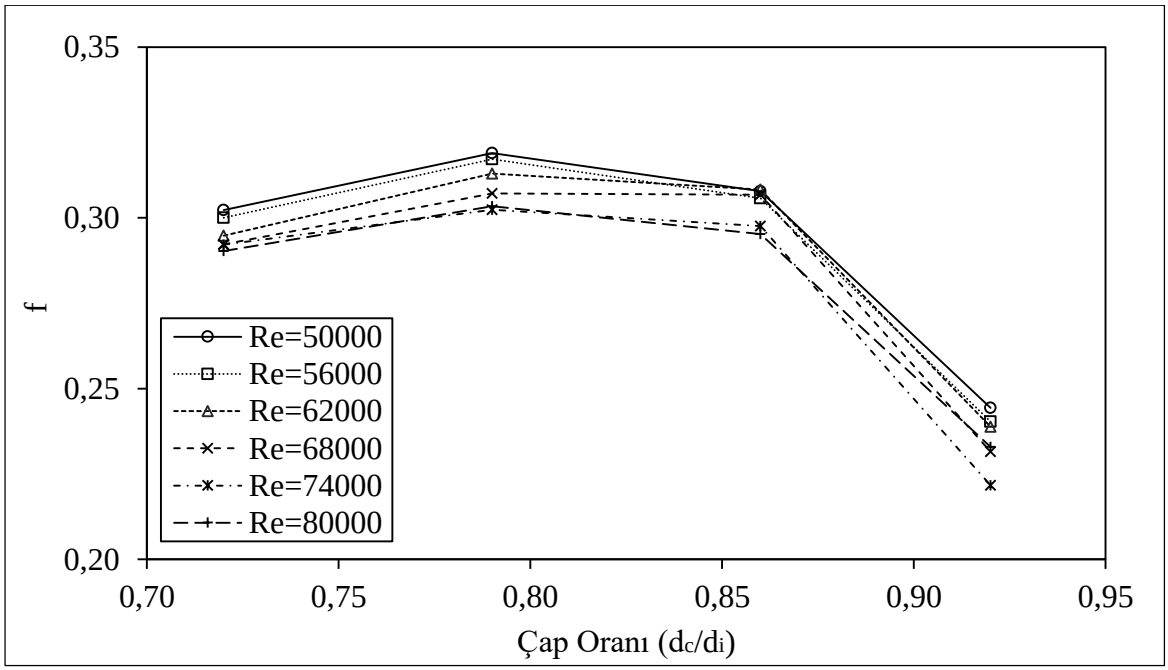
Şekil 6.13. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Şekil 6.14'te Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak basınç kaybı üzerindeki etkisini içeren grafik sunulmuştur. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısının basınç kaybı ile doğru orantılı olduğu görülmüştür. Bunun sebebi artan hızlar ile birlikte akışın boru boyunca daha fazla bozulup kayıpları arttırmasıdır. Ayrıca çap oranına bakıldığında, d_c/d_i=0,92 yay yerleştirilen boruda diğer durumlara göre düşüş kaydedilmiştir. Bu durum daha sonraki bölümlerde daha detaylı irdelenmiştir.



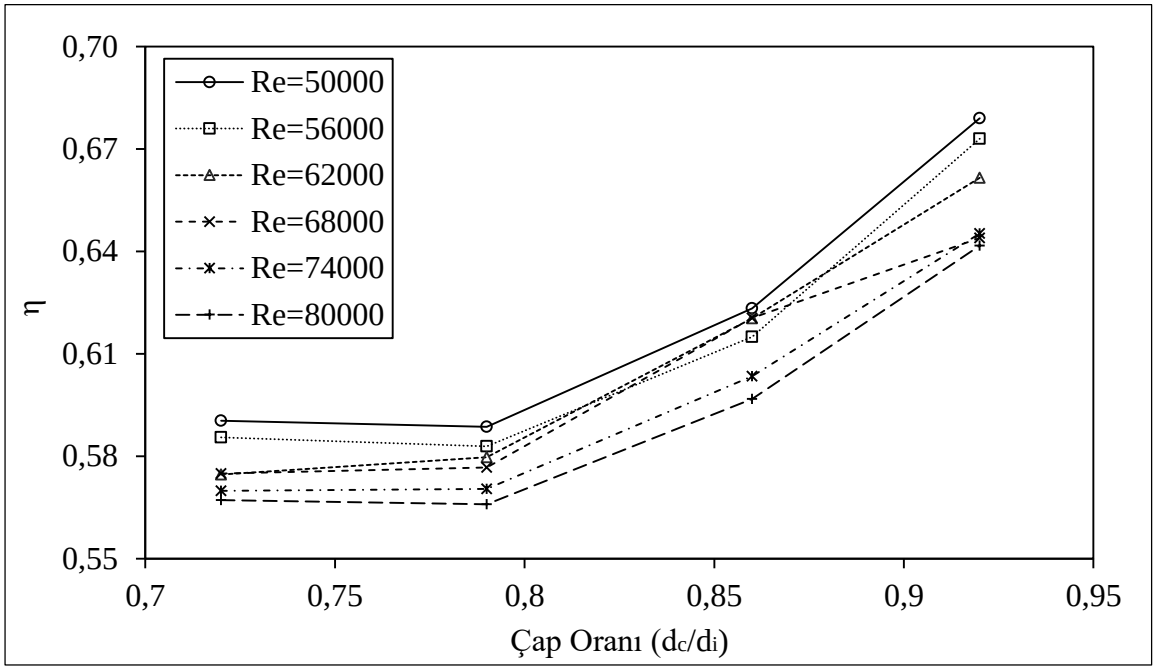
Şekil 6.14. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak basınç kaybına etkisi

Şekil 6.15'te Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak sürtünme faktörü üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısına bağlı olarak hızın artmasından dolayı sürtünme faktöründe düşüş kaydedilmiştir. Ayrıca çap oranının değişiminin etkisi ilgili bölümde detaylı bir şekilde irdelenmiştir.



Şekil 6.15. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.16'da Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak termo-hidrolik performansa etkisi sunulmuştur. Şekil incelendiğinde artan Reynolds sayısının kayıpların artışına daha fazla sebep olduğundan dolayı termo-hidrolik performans faktörü üzerinde olumsuz bir etkiye yol açtığı söylenebilir. Ayrıca artan çap oranının da ısı transferini iyileştirdiği görülmektedir. Bu artışın temel sebebi artan çap oranı ile yayın duvara yaklaşarak viskoz kalan bölgenin karıştırılmasıdır. Çap oranının etkisi ilgili kısımda daha detaylı bir şekilde irdelenmiştir.



Şekil 6.16. Reynolds sayısının çap oranına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

6.2. Adım Oranının (p/d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisi

Adım oranın ısı transferi ve akışa etkisinin incelenebilmesi için Çizelge 6.1'de TB01-TB04 ve TB16-TB18 aralığında p/d_i=0,5-0,8 adım oranlarına sahip dört farklı yay oluşturulmuştur. Çalışmada TB01-TB04 aralığında olan yay yerleştirilmiş boru için ısı transferi, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans grafikleri; hız, sıcaklık, basınç kaybı ve türbülans yoğunluğu konturları paylaşılmıştır.

TB16-TB18 aralığındaki yaylar ise farklı kalınlık ve çap oranına sahip olup bu yayların yerleştirildiği boruların simülasyon sonuçlarından sadece Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir. Ayrıca duvara yerleştirilen yayların adım oranının değişiminin Nusselt sayısı

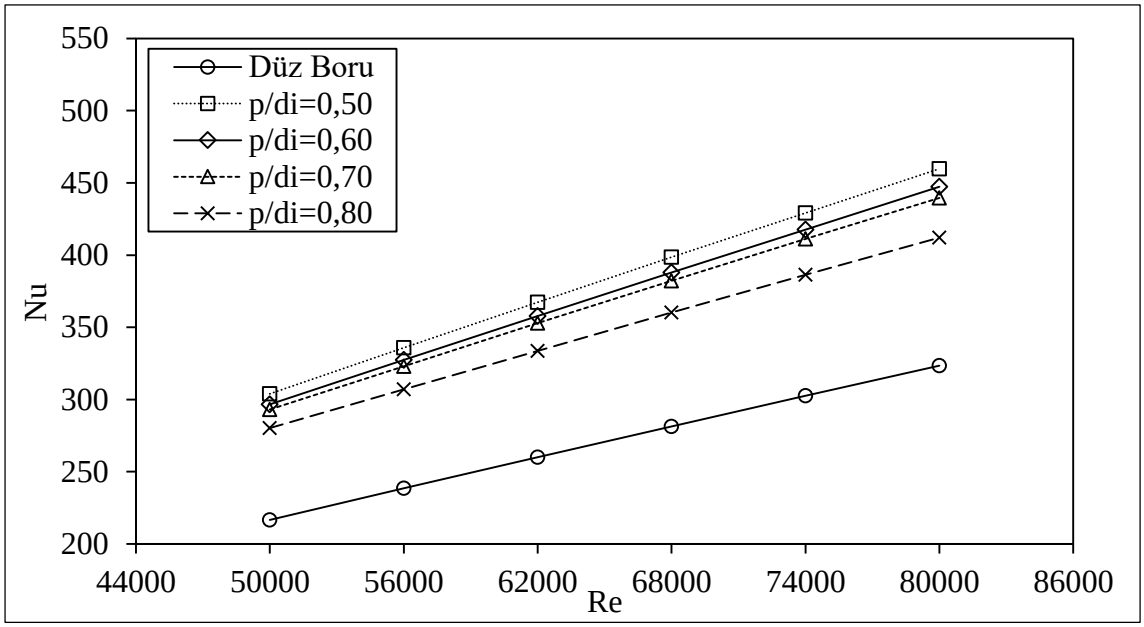
üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Boru içerisine yerleştirilen yayların diğer geometrik özellikleri Çizelge 6.2'de hatırlatma amacı ile verilmiş olup adım oranının salt etkisinin incelenebilmesi için diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur.

Çizelge 6.2. Adım oranının incelenmesi için belirlenen yay parametreleri

Yay	p (mm)	e (mm)	d_c (mm)	d_i (mm)	p/d_i	e/d_i	d_c/d_i
TB01	19,05	3,00	25,58	38,10	0,50	0,0787	0,70
TB02	22,87	3,00	25,58	38,10	0,60	0,0787	0,70
TB03	26,67	3,00	25,58	38,10	0,70	0,0787	0,70
TB04	30,48	3,00	25,58	38,10	0,80	0,0787	0,70

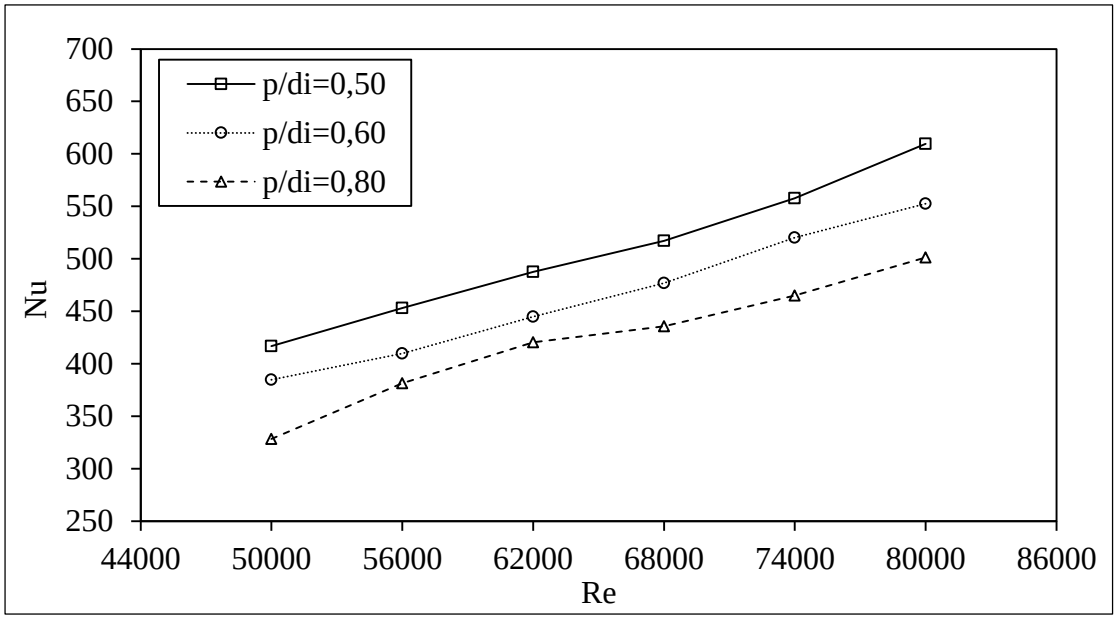
Akış rejimi Re 50000 - 80000 aralığında her konfigürasyon için 6 farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda yayın ısı transferi ve akışa olan etkisinin incelenmesi için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme katsayısı ve termo-hidrolik performans faktörü grafikler halinde aşağıda sırasıyla sunulmuştur.

Şekil 6.17'de boru içerisine yerleştirilen yayın adım oranının değişimi sunulmuştur. Adım mesafesinin artması ile Nusselt sayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun en temel sebebi artan adım mesafesinden dolayı yayın dönüşleri arasında oluşan mesafenin artması ile bu bölgelerde türbülansın ve dolayısıyla ısı transferinin azalmasıdır. Sonuç olarak yayın adım mesafesinin artması ısı transferi üzerinde negatif bir etkiye sebep olmaktadır.



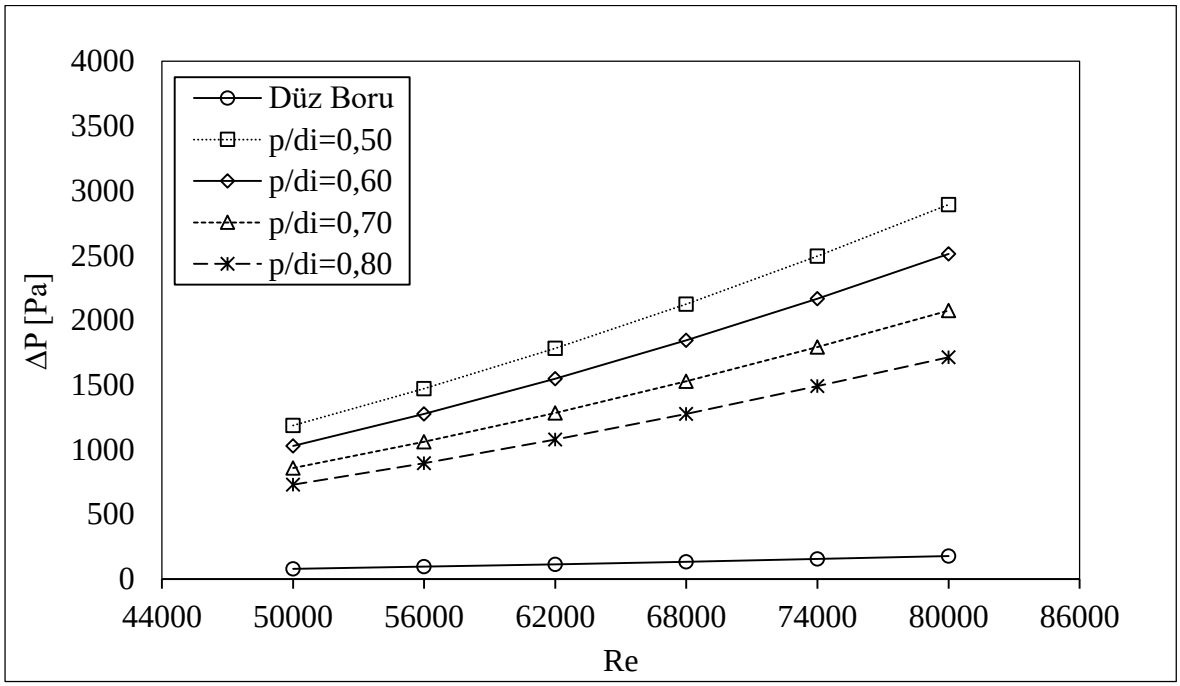
Şekil 6.17. Boru içersine yerleştirilen yayın adım oranının değişiminin ısı transferine etkisi

Şekil 6.18'de ısı transferi etkisinin ilk dört yaydan farklı kalınlık ve çap oranına sahip yayların yerleştirilmesi ile elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde Şekil 6.17'de elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar kaydedildiği görülmektedir. Artan adım oranının duvara temas eden yaylarda da olumsuz bir etki yarattığı yorumu yapılabilir. Fakat adım oranının azalması ile Nusselt sayısının artışı duvara temas eden yaylarda daha fazla olduğu yani duvara temas eden yayların adım oranına daha duyarlı olduğu görülmektedir.



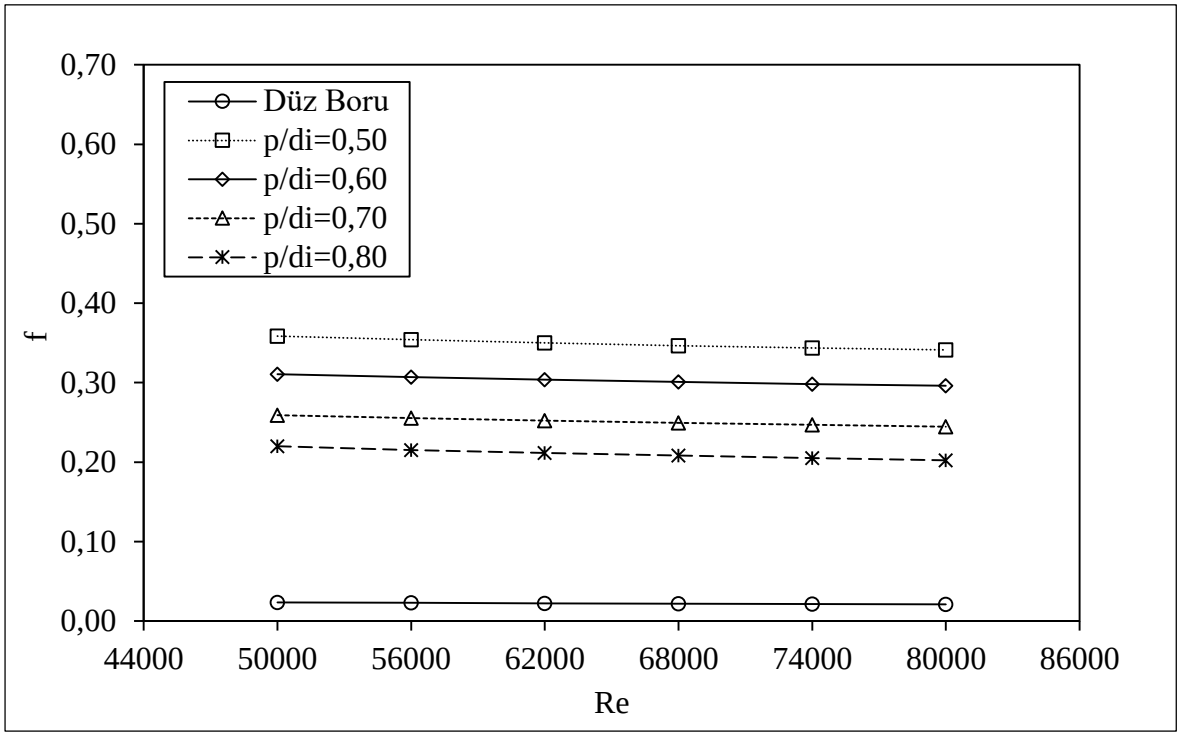
Şekil 6.18. e/di=0,01102 ve dc/di=0,92 olduğunda Adım oranı değişiminin Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Reynolds sayısına bağlı basınç kaybını içeren Şekil 6.19 incelendiğinde, adım mesafesinin artışı ile kayıpların arttığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi Şekil 6.17'de de incelendiği üzere birincil akışların daha kısa adım mesafeli yaylarda daha çok bozularak türbülansın artmasıdır.



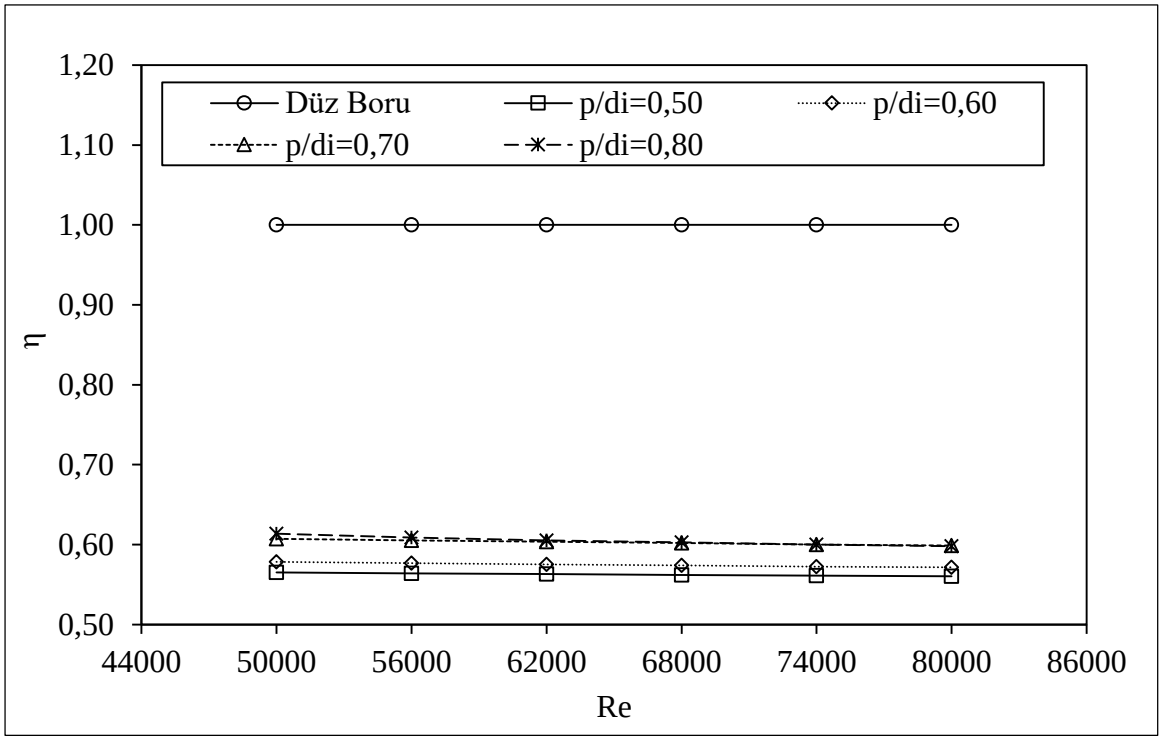
Şekil 6.19. Yayın adım oranının değişiminin basınç kaybına etkisi

Şekil 6.20'de Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörü değişimi adım mesafesinin değişimi ile sunulmuştur. Sürtünme faktörü de basınç kaybı ile doğru orantılı olduğu için türbülanslı bölgelerin daha fazla olduğu konfigürasyonlarda daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 6.20. Yayın adım oranının değişiminin sürtünme katsayısına etkisi

Isı transferindeki artışın ne kadar verimli olduğunu belirmekte kullanılan termo-hidrolik performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 6.21'de adım mesafesinin değişimine bağlı olarak sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde içerisine yay yerleştirilen yüksek türbülanslı akışlarda Nusselt sayısında kayda değer bir artış kaydedilse bile düz boruya kıyasla kayıpların arttığı görülmüştür.



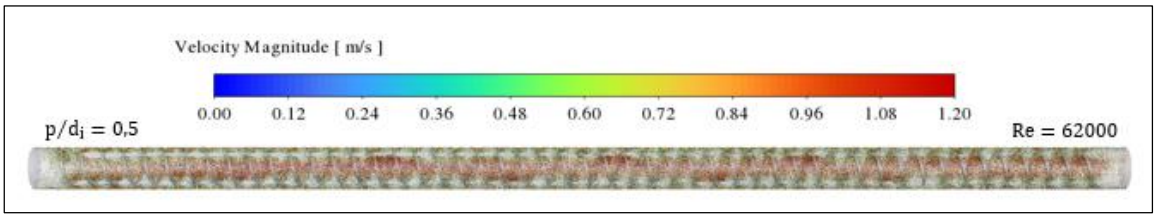
Şekil 6.21. Yayın adım oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.22'de Re=62000 rejiminde xy düzlemi boyunca içerisine sırasıyla 0,5; 0,6; 0,7 ve 0,8 adım oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde sıcaklık dağılımının farklı adım oranlarına sahip yay yerleştirilen borularda benzer olduğu kaydedilmiştir. Burada artan basınç kayıpları ve türbülanstan dolayı adım oranının azalması ile sabit sıcaklığa sahip duvardan atılan ısı miktarının artmasından dolayı Nusselt sayısında artış kaydedilmiş olup Şekil 6.17'de bu etki daha iyi gözlemlenmektedir. Buna ek olarak yüksek ısı sığasına sahip olan suyun yüksek Reynolds değerlerindeki akışlarda sıcaklık değişimi çok az olduğu kaydedilmiştir. Ayrıca düşük adım oranında dönüş aralarında kalan sıcaklığın, yüksek adım oranlarına göre daha fazla değişim gösterdiği de görülmektedir.



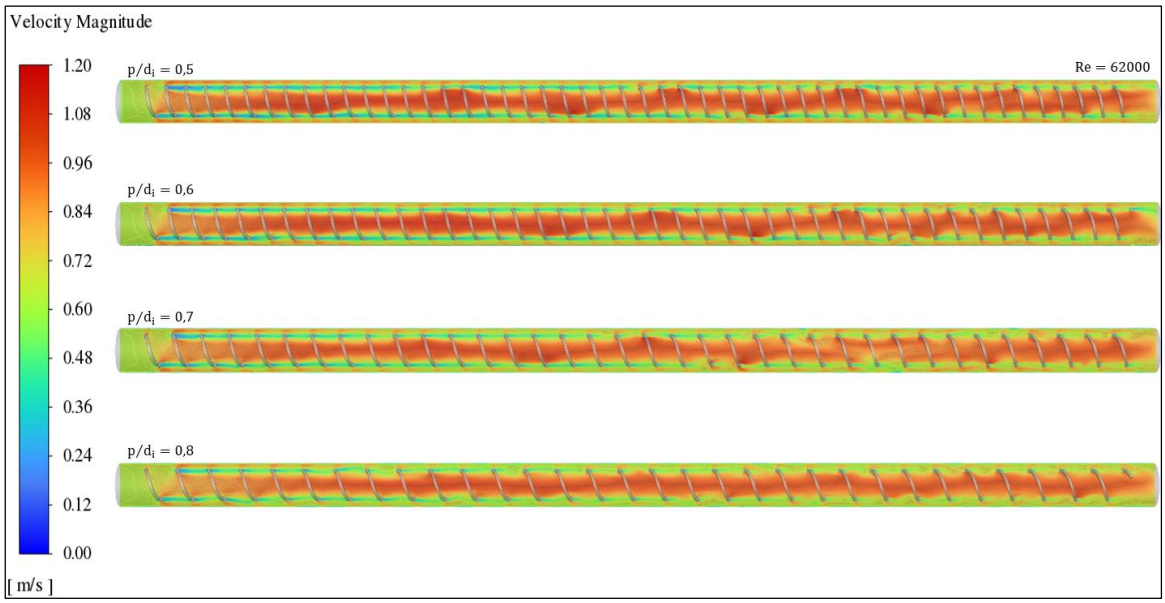
Şekil 6.22. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları

Şekil 6.23'de içerisine p/d_i = 0,5 adım oranına sahip yay yerleştirilen ve Reynolds 62000 rejiminde Z = 0, XY düzleminde hız vektörü verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere boru boyunun tamamını incelemek için alınan hız vektörü açıklayıcı olmamaktadır. Bu yüzden daha detaylı bir hız incelemesi için hız vektörü yerine hız konturları paylaşılmasının daha uygun olacağına karar verilmiştir ve bu şekilden sonraki tüm hız verileri kontur olarak paylaşılmıştır.



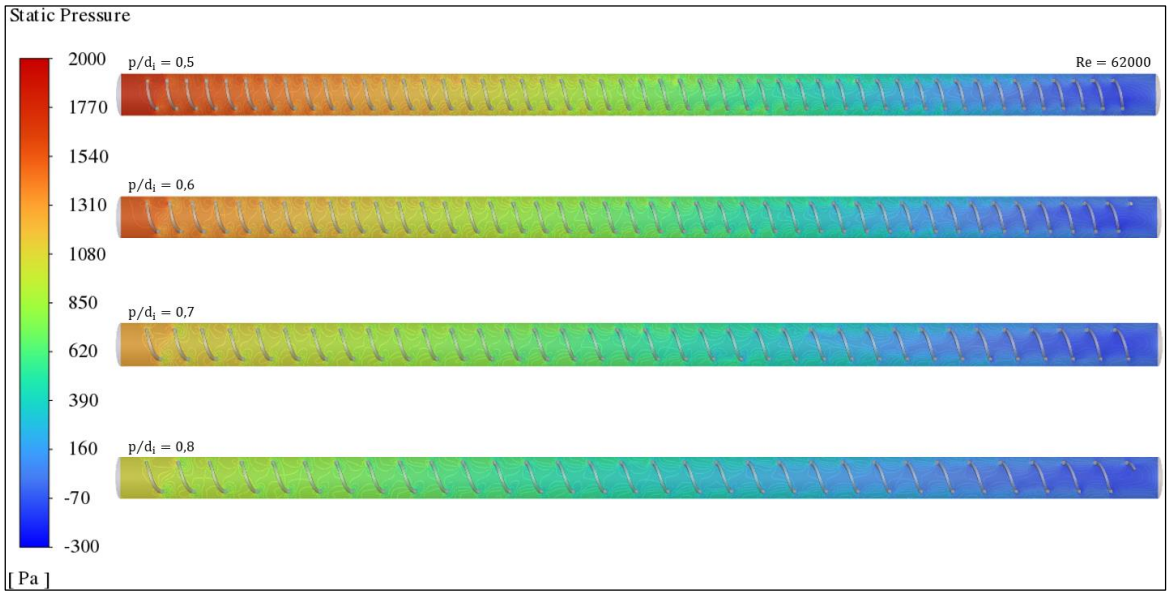
Şekil 6.23. p/d_i=0,5 adım oranında yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi hız vektörü

Şekil 6.24'de Reynolds 62000 rejiminde XY düzlemi boyunca içerisine sırasıyla 0,5; 0,6, 0,7 ve 0,8 adım oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki hız konturu dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde hız dağılımları yayın yapısından dolayı benzer görülmektedir. Fakat adım oranı azaldıkça, dönüş aralarında kalan bölgede hız büyüklüklerinin azaldığı gözlemlenmiştir.



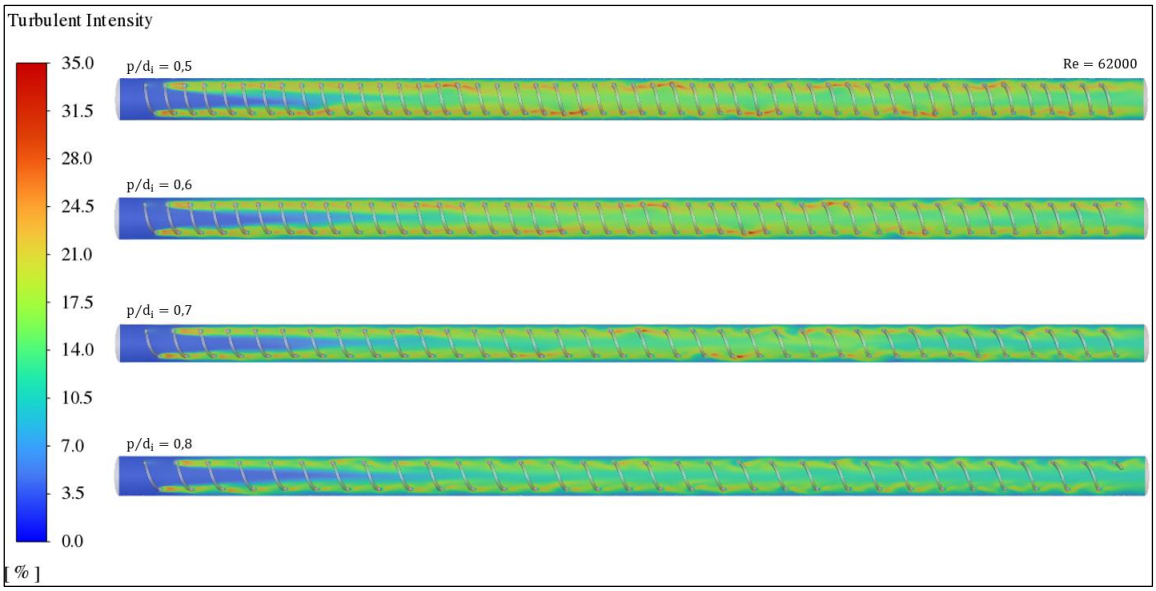
Şekil 6.24. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi hız konturları

Şekil 6.25'de Reynolds 62000 rejiminde XY düzlemi boyunca içerisine sırasıyla 0,5; 0,6; 0,7 ve 0,8 adım oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki statik basınç dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde, adım oranı arttıkça borunun giriş ve orta bölümlerinde basıncın arttığı gözlemlenmektedir. Bunun temel sebebi ise adım oranı düşük yaylarda daha fazla kayıp yaratmasıdır.



Şekil 6.25. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi statik basınç konturları

Şekil 6.26'da Reynolds 62000 rejiminde XY düzlemi boyunca içerisine sırasıyla 0,5; 0,6; 0,7 ve 0,8 adım oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki türbülans yoğunluğu dağılımları verilmiştir. Şekil incelendiğinde türbülans yoğunluğunun adım oranı azaldığı yaylarda özellikle dönüş aralarında arttığı gözlemlenmektedir. Ayrıca merkez akışta adım oranının azaldığı yaylarda, türbülans yoğunluğunun daha kısa mesafede arttığı da görülmektedir.



Şekil 6.26. p/d_i=0,5-0,8 aralığında adım oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0 XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları

6.3. Kalınlık Oranının (e/d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisinin İncelenmesi

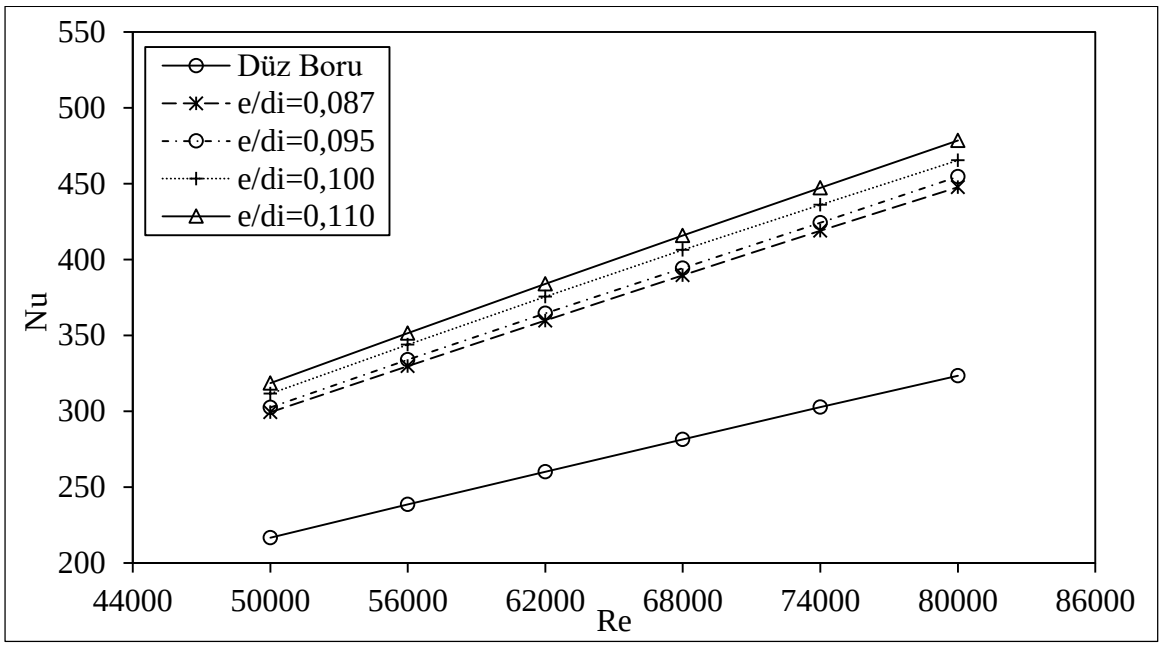
Literatür incelendiğinde yay yerleştirme çalışmalarında diğer bir baskın parametre olan yay kalınlığının ısı transferine ve akışa etkisinin incelenebilmesi için TB05-TB08 yayları belirlenmiş olup Reynolds sayısı 50000-80000 aralığında analizler gerçekleştirilmiştir. Belirlenen yayların e/d_i= 0,087; 0,095; 0,100 ve 0,110 kalınlık oranlarına sahip olup diğer tüm parametreler sabit bırakılmıştır. Yaylara ait diğer parametreler Çizelge 6.3'de verilmiştir.

Çizelge 6.3. Kalınlık oranının incelenmesi için oluşturulan yayların geometrik özellikleri

Yay	p (mm)	e (mm)	d_c (mm)	d_i (mm)	p/d_i	e/d_i	d_c/d_i
TB05	26,67	3,30	25,58	38,10	0,70	0,0866	0,67
TB06	26,67	3,60	25,58	38,10	0,70	0,0945	0,67
TB07	26,67	3,90	25,58	38,10	0,70	0,1024	0,67
TB08	26,67	4,20	25,58	38,10	0,70	0,1102	0,67

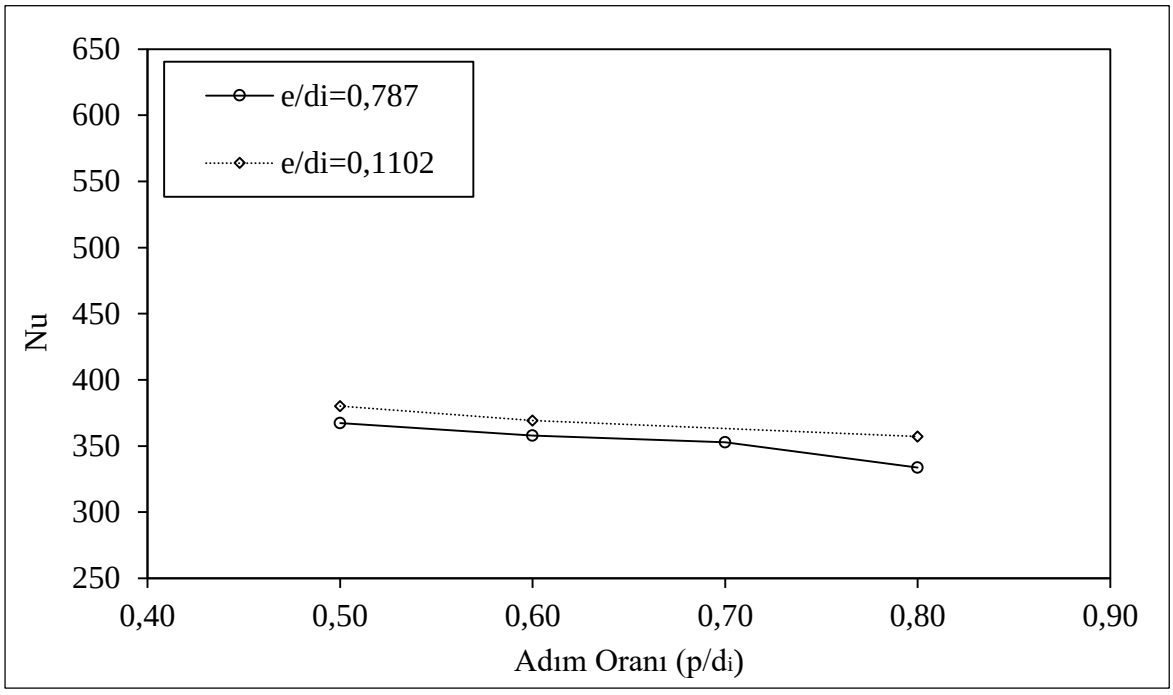
Çalışma sonucunda yayın kalınlığının ısı transferi ve akışa olan etkisinin incelenmesi için TB05-TB08 yay yerleştirilen borulardaki sonuçlar Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme katsayısı ve termo-hidrolik performans faktörü grafikler halinde aşağıda sunulmuştur.

Şekil 6.27'de Reynolds sayısına bağlı olarak yayın kalınlık oranının değişimine bağlı olarak Nusselt sayısı verilmiştir. Şekil incelendiğinde yayın kalınlık oranın artması ile Nusselt sayısı arasında doğru bir orantı olduğu gözlemlenmiştir. Artan yay kalınlığı ile türbülansın ve dolayısıyla duvardan olan ısı transferinin arttığı kaydedilmiştir.



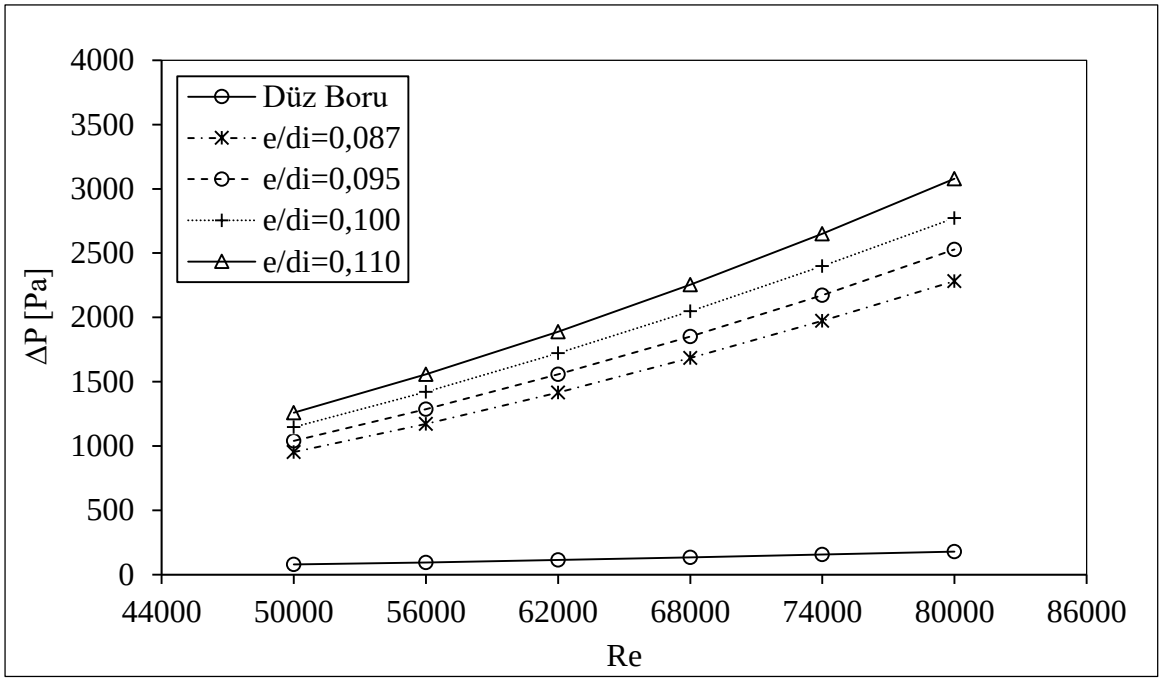
Şekil 6.27. Yayın kalınlık oranının değişiminin ısı transferine etkisi

Şekil 6.28'de adım oranına bağlı kalınlık oranının değişiminin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde d_c/d_i=0,67 için Reynolds 62000'de gerçekleştirilen sonuçlar adım oranına bağlı olarak kalınlık oranları 0,787 ve 0,1102 olan sonuçlar görülmektedir. Aynı adım oranlarına sahip sonuçlarda kalınlık oranının artması ile ısı transferinde artış gözlemlenmiştir. Bunun sebebi artan kalınlık ile türbülanslı akışın artması ve ısı transferinin iyileşmesidir. Adım oranının artışı ile azalan Nusselt sayısının incelenmesi bir önceki bölümde değinilmiştir. Genel olarak incelendiğinde adım oranının azalması ve kalınlık oranının artışı ısı transferi üzerinde olumlu bir etki yaratmaktadır.



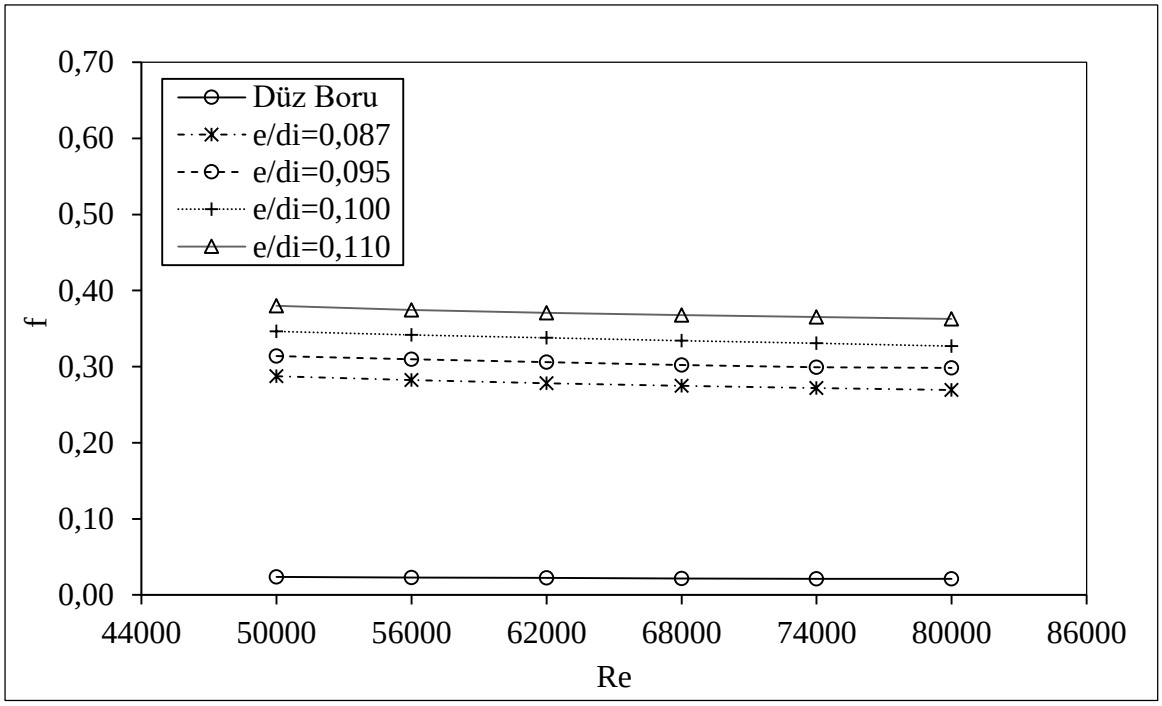
Şekil 6.28. Re=62000 ve d_c/d_i=0,67 olduğunda Kalınlık oranı değişiminin adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Şekil 6.29'da Reynolds sayısına bağlı olarak yay kalınlık oranının değişiminin basınç kaybına etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde kalınlık oranının artması ile basın kayıplarının arttığı görülmüştür. Bunun sebebi ise boru içerisinde yayın kalınlığının artışı ile akışa engel olan yay hacminin artması ile akışa olan direncin artmasıdır. Bu nedenle daha düşük kalınlık oranına sahip yaylarda daha az basınç kaybı ve daha yüksek kalınlık oranlarına sahip yaylarda daha çok basınç kaybı kaydedilmiştir.



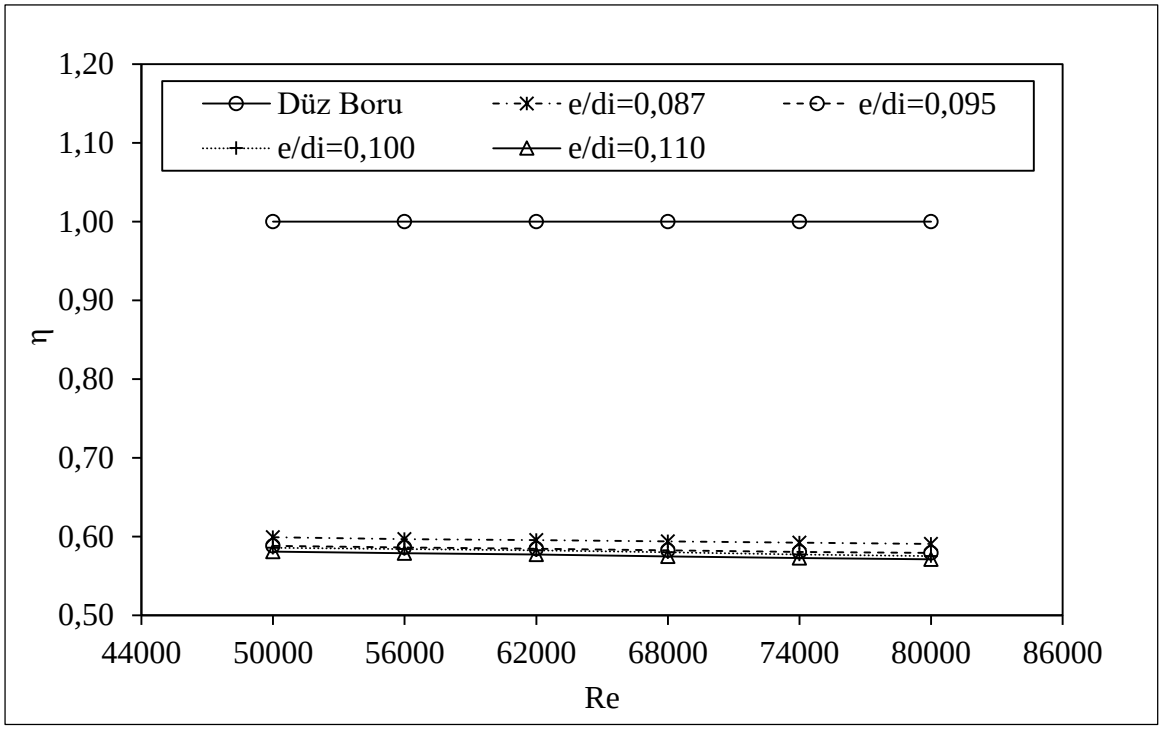
Şekil 6.29. Yayın kalınlık oranının değişiminin basınç kaybına etkisi

Şekil 6.30'da Reynolds sayısına bağlı olarak kalınlık oranının değişiminin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde kalınlık oranının değişimi için basınç kaybı ile doğru orantılı olan sürtünme faktörünün de aynı basınç kaybının Reynolds sayısı ile ilişkisine benzer bir değişim kaydedilmiştir. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörünün de azaldığı tüm konfigürasyonlarda görülmüştür. Bunun temel sebebi sürtünme faktörünün hızın karesinin değişimi ile ters orantılı olmasıdır.



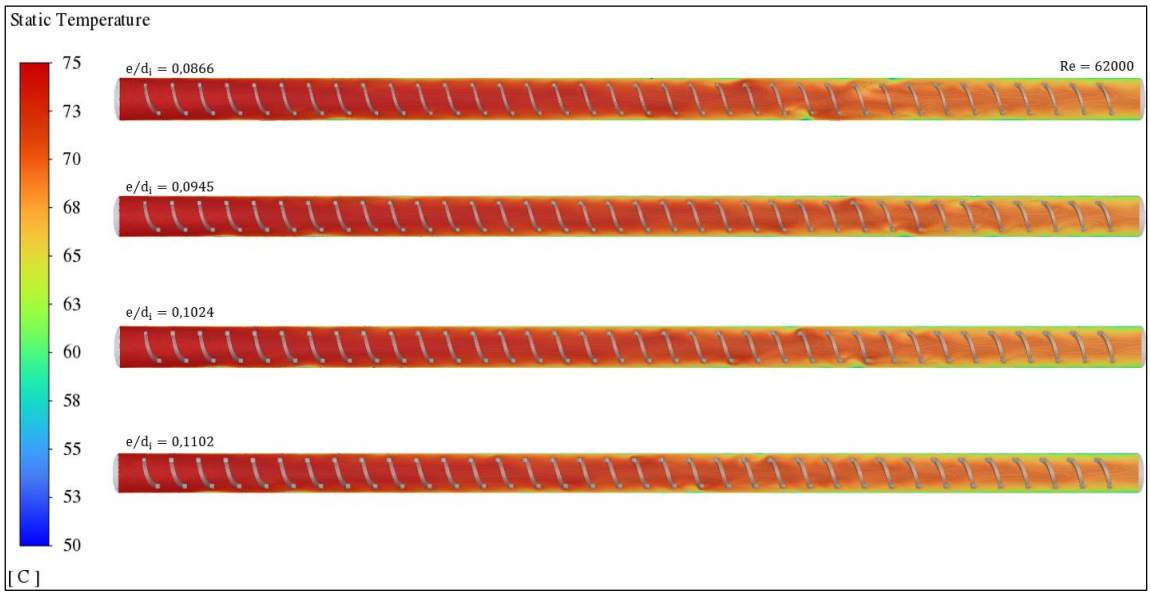
Şekil 6.30. Yayın kalınlık oranının değişiminin sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.31'de yayın kalınlık oranının Reynolds sayısına bağlı olarak termo-hidrolik performans faktörüne olan etkisi verilmiştir. Şekil incelendiğinde tüm konfigürasyonların Reynolds sayısının artışı ile düşüş eğiliminde olduğu görülmektedir. Bunun temel sebebi basınç kayıplarının Nusselt sayısındaki iyileşmeden fazla olması ve artan Reynolds sayısı için kayıpların Nusselt sayısından daha fazla artmasıdır. Termo-hidrolik performans faktörü açısından en verimli yay yerleştirilen konfigürasyon tüm Reynolds sayıları için en düşük kalınlık oranına sahip olan yay (e/d_i=0,087) yerleştirilen akışlarda görülmüştür.



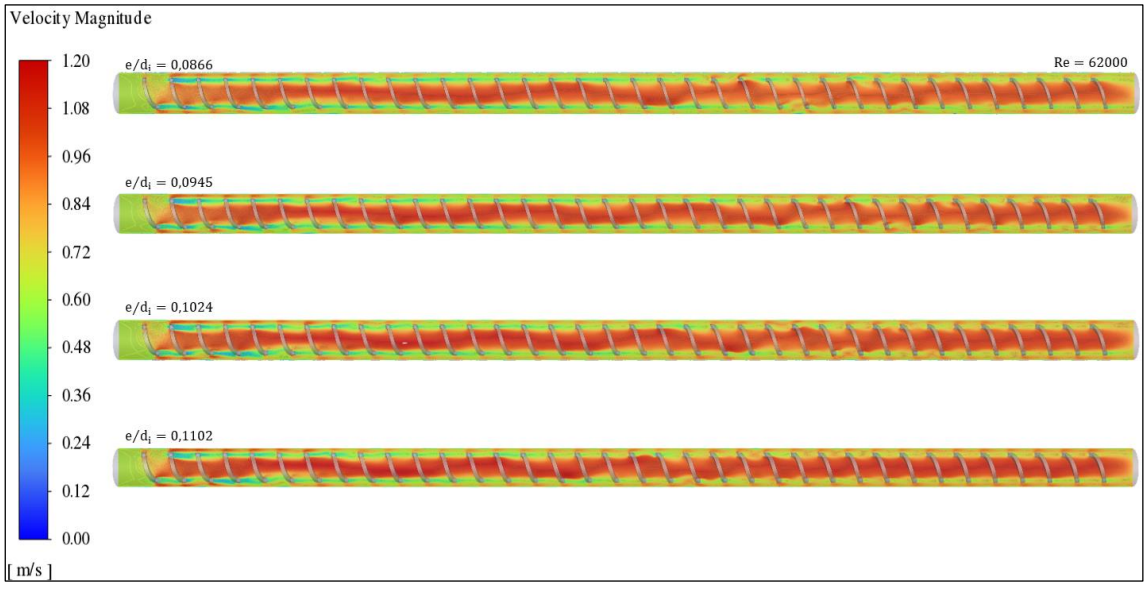
Şekil 6.31. Yayın kalınlık oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.32'de Reynolds 62000 rejiminde XY düzlemi boyunca içerisine sırasıyla 0,086; 0,0945; 0,1024 ve 0,1102 kalınlık oranlarına (e/d_i) sahip yay yerleştirilen borudaki statik sıcaklık konturları verilmiştir. Şekil incelendiğinden yay geometrisinin etkisinin benzerliğinden dolayı sıcaklık dağılımlarının boru boyunca benzer olduğu görülmüştür. Artan basınç kayıplarından ve türbülanslı bölgelerin artışından dolayı yayın kalınlık oranının artışı ile duvar yüzeyinden atılan ısının üzerinde pozitif etki yarattığı Şekil 6.27 incelendiğinde daha net görülmüştür. Ayrıca kalınlık oranının artışı ile sıcaklık değişimlerinin merkez akışa doğru daha fazla olduğu da görülmektedir.



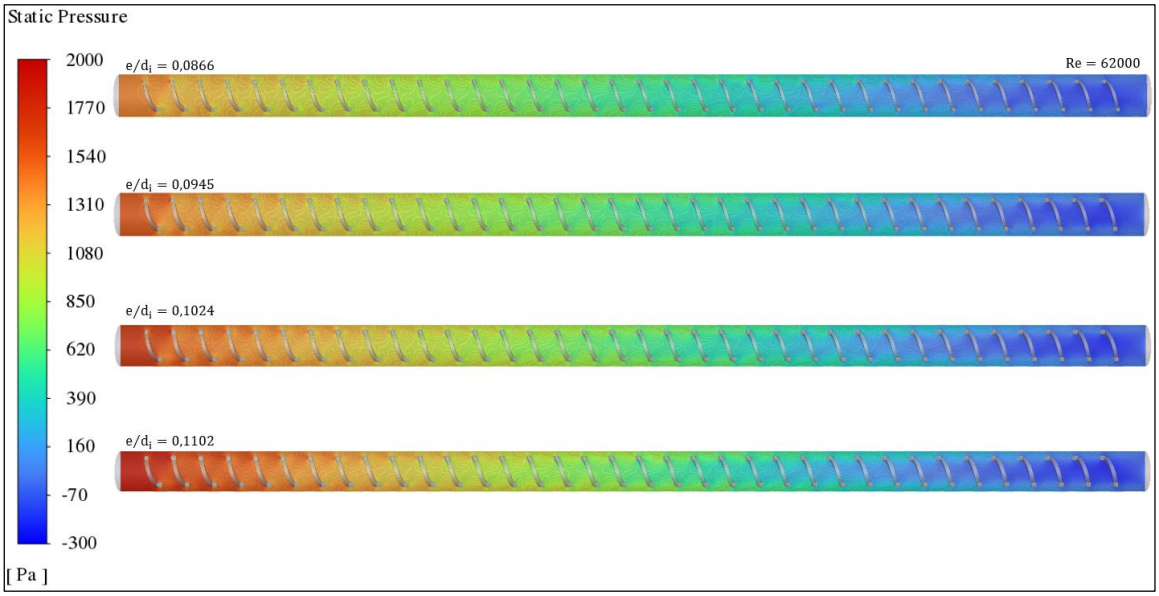
Şekil 6.32. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları

Şekil 6.33'de Reynolds 62000 rejimindeki akışta sırasıyla e/d_i=0,0866; 0,0945; 0,1024 ve 0,1102 kalınlık oranlarına sahip Z=0, XY düzlemi boyunca hız konturları verilmiştir. Şekil incelendiğinde özellikle kalınlık oranları arttıkça çekirdek akışında bulunan yayın arkasında kalan bölgelerde hızların azaldığı görülmüştür.



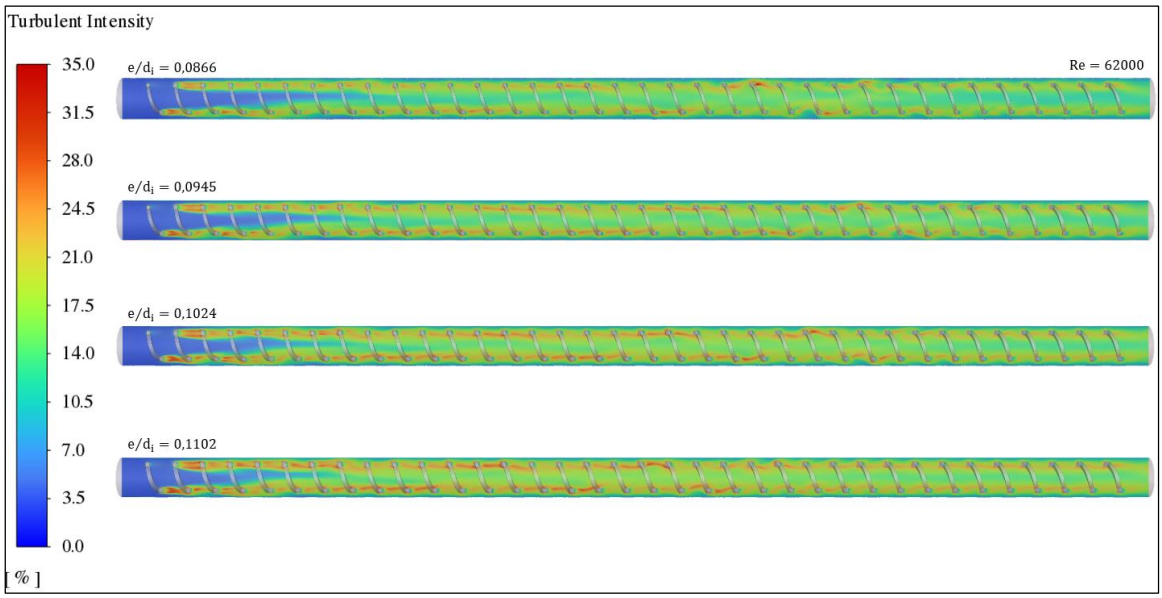
Şekil 6.33. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi hız konturları

Şekil 6.34'de Reynolds 62000 rejimindeki akışta içerisine sırasıyla e/d_i=0,0866; 0,0945; 0,1024 ve 0,1102 kalınlık oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki basınç dağılım konturları verilmiştir. Artan kalınlık oranına bağlı olarak boru girişinde artan basınç görülmektedir. Bunun temel sebebi ise kalınlık oranının artışına bağlı olarak akışa karşı olan boru içi direncin artması ve bunun sonucu kayıpların artmasından dolayı giriş kısmında basınçların artması olarak yorumlanmaktadır.



Şekil 6.34. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi basınç konturları

Şekil 6.35'de Reynolds 62000 rejimindeki akışta içerisine sırasıyla e/d_i=0,0866; 0,0945; 0,1024 ve 0,1102 kalınlık oranlarına sahip yay yerleştirilen borudaki türbülans yoğunluğu konturları verilmiştir. Şekil incelendiğinde türbülans yoğunluğu artan kalınlık oranı dolayısıyla özellikle yayın dönüş aralarında bulunan bölümlerde türbülans yoğunluğunun artmasıdır. Ayrıca diğer bir önemli bulgu ise yüksek yay kalınlık oranına sahip akışlarda çekirdek akış bölgelerinde daha yoğun türbülans bölgeleri görülmesidir.



Şekil 6.35. e/d_i=0,0866-0,1102 aralığında kalınlık oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları

6.4. Çap Oranının (d_c /d_i) Isı Transferi ve Akışa Etkisinin İncelenmesi

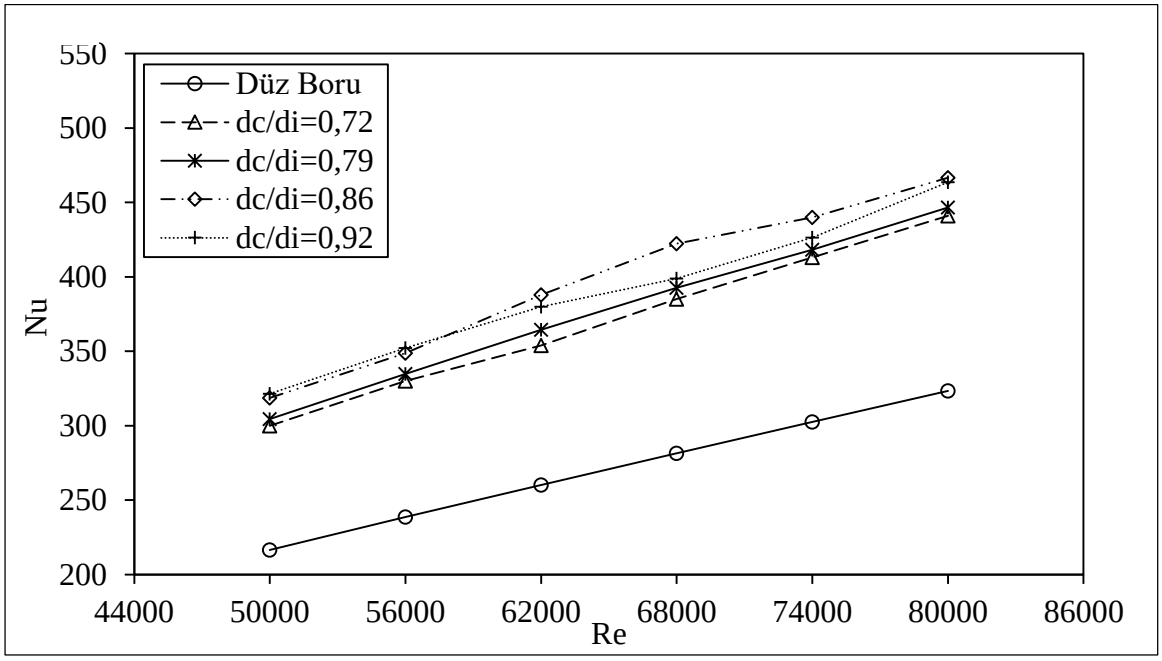
Mevcut kare kesitli yay yerleştirme çalışmasında incelenen diğer bir parametre olan, yay çapının boru iç çapına oranıyla belirlenen çap oranının (d_c/d_i) ısı transferi ve akış üzerindeki etkisi incelenmesi için TB09-TB12 yayları oluşturulmuş olup sırasıyla 0,72; 0,79; 0,86 ve 0,92 boyutsuz çap oranına sahip yaylar boru içerisine yerleştirilmiştir. Belirlenen çap oranları dışında tüm parametreler sabit bırakılmış olup, yayların diğer özellikleri Çizelge 6.4'de hatırlatma amacı ile verilmiştir. Yerleştirilen yaylar Reynolds sayısı 50000-80000 aralığında türbülanslı akış rejiminde simülasyon sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 6.4. Kalınlık oranının incelenmesi için kullanılan yay parametreleri

Yay	p (mm)	e (mm)	d_c (mm)	d_i (mm)	p/d_i	e/d_i	d_c/d_i
TB09	26,67	3,00	27,48	38,10	0,70	0,0787	0,72
TB10	26,67	3,00	30,15	38,10	0,70	0,0787	0,79
TB11	26,67	3,00	32,81	38,10	0,70	0,0787	0,86
TB12	26,67	3,00	35,10	38,10	0,70	0,0787	0,92
TB18	30,48	4,20	35,10	38,10	0,80	0,1102	0,92

Çalışmanın bu kısmında farklı olarak TB12 yay yerleştirilmiş (d_c/d_i=0,92) yay çapı ile boru iç çapı birbirine eşit belirlenmiş olup yay alt yüzeyi boru iç yüzeyine temas etmektedir. Belirlenen bu yay sayesinde artan çap oranının yanı sıra yayın boru duvarında olması ile oluşan etkiler de görülmesi hedeflenmiştir.

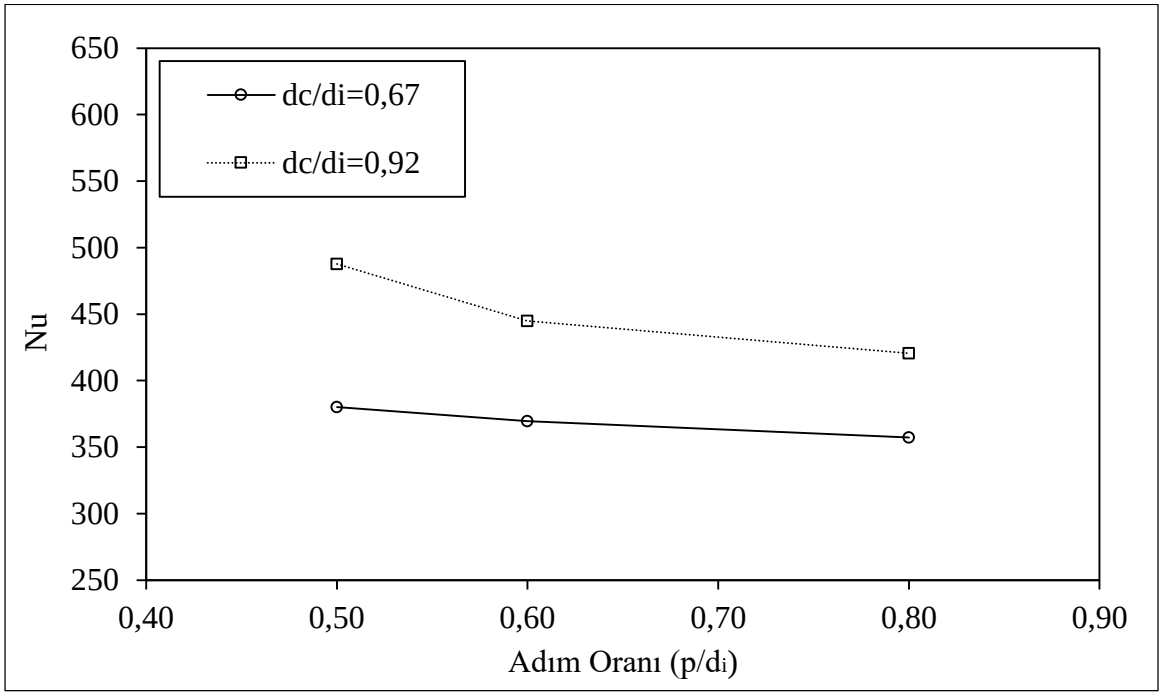
Şekil 6.36'da Reynolds sayısına bağlı olarak yayın çap oranının değişimine bağlı olarak Nusselt sayısı verilmiştir. Şekil incelendiğinde artan çap oranına bağlı olarak Nusselt sayılarında artış olduğu görülmüştür. Bunun temel sebebi artan yay çapı ile beraber duvara yaklaşan yayın duvar yakınında bulunan çekirdek akışına nazaran daha yavaş hızlara sahip olan duvar yakını bölgesini de karıştırarak ısı transferini arttırmasıdır. Ayrıca duvar üzerinde yay olan konfigürasyonda (d_c/d_i=0,92) da duvara en yakın yaya sahip durum (d_c/d_i=0,86) ile benzer sonuçlar elde edildiği kaydedilmiştir.



Şekil 6.36. Yayın çap oranının değişiminin ısı transferine etkisi

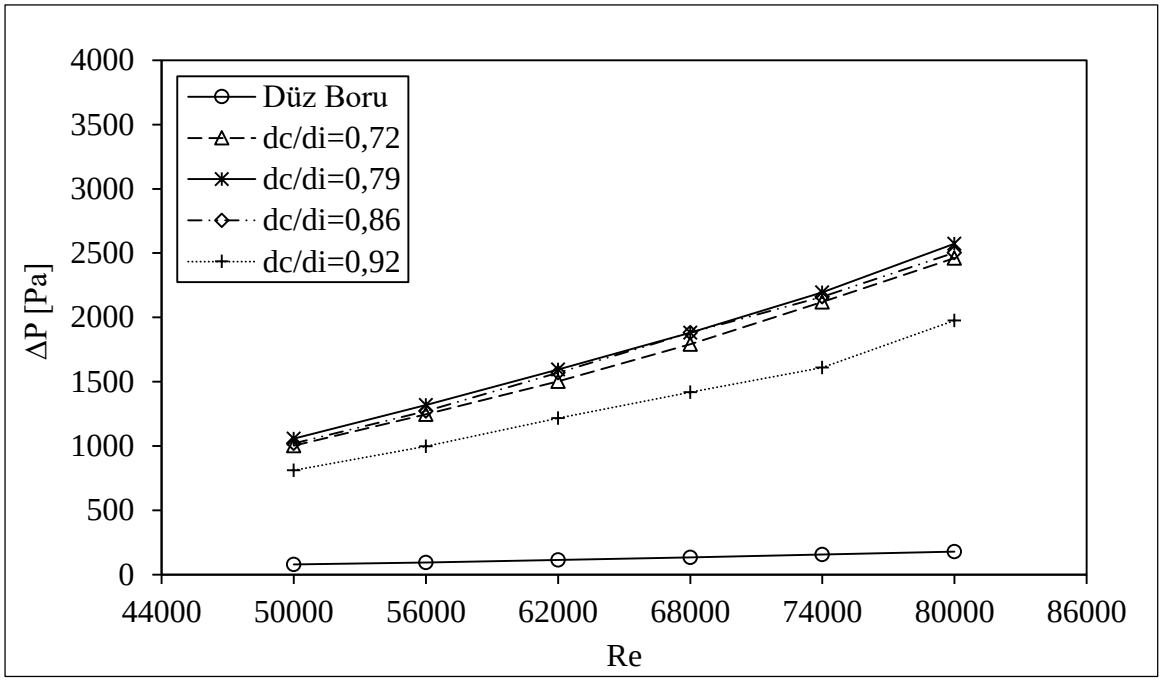
Şekil 6.37'de çap oranının değişiminin adım oranına bağlı olarak Nusselt sayısı üzerindeki etkisi sunulmuştur. Şekilde sunulan sonuçlar sabit e/d_i=0,1102 ve Re=62000'de farklı çap oranlarına sahip sonuçların adım oranına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Burada aynı koşullarda duvara temas eden yayın özellikle viskoz duvar yakını bölgeyi daha iyi karıştırarak ısı transferinde merkezde kalan yaya göre daha çok iyileşmeye sebep olduğu görülmektedir. Ayrıca artan adım oranına bağlı olarak iki durumda da ısı transferinin

azaldığını söylemek mümkündür. Buradan adım oranının artışının hem merkezdeki hem de duvara temas eden yaylarda olumsuz bir etkiye yol açtığı söylenebilir.



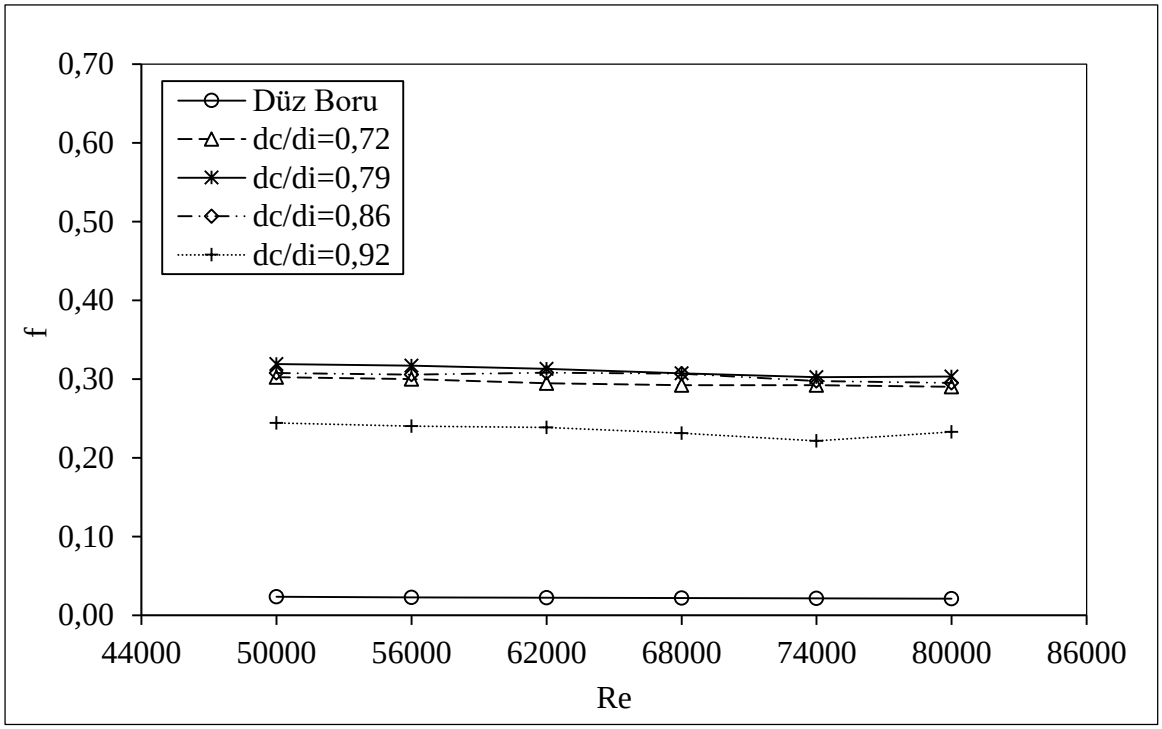
Şekil 6.37. Re=62000 ve e/di=0,1102 olduğunda çap oranı değişiminin adım oranına bağlı olarak ısı transferine etkisi

Şekil 6.38'de yayın çap oranının değişiminin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik verilmiştir. Şekil incelendiğinde d_c/d_i=0,72, 0,79 ve 0,86 arasında artan çapa bağlı olarak basınç kayıplarında artış olduğu kaydedilmiştir. Burada duvar yüzeyinde yaya sahip olan borudaki akışta (d_c/d_i=0,92) basınç kayıplarının diğer konfigürasyonlara göre tüm Reynolds değerlerinde daha az olduğu görülmüştür. Bunun temel sebebi duvar yakını bölgede bulunan düşük hızlara sahip bölgenin bozulması sonucu oluşan kayıpların, çekirdek akışa nispeten daha yakında bulunan diğer konfigürasyonlardaki akışın karıştırılmasına göre daha az basınç kaybı oluşturmasıdır.



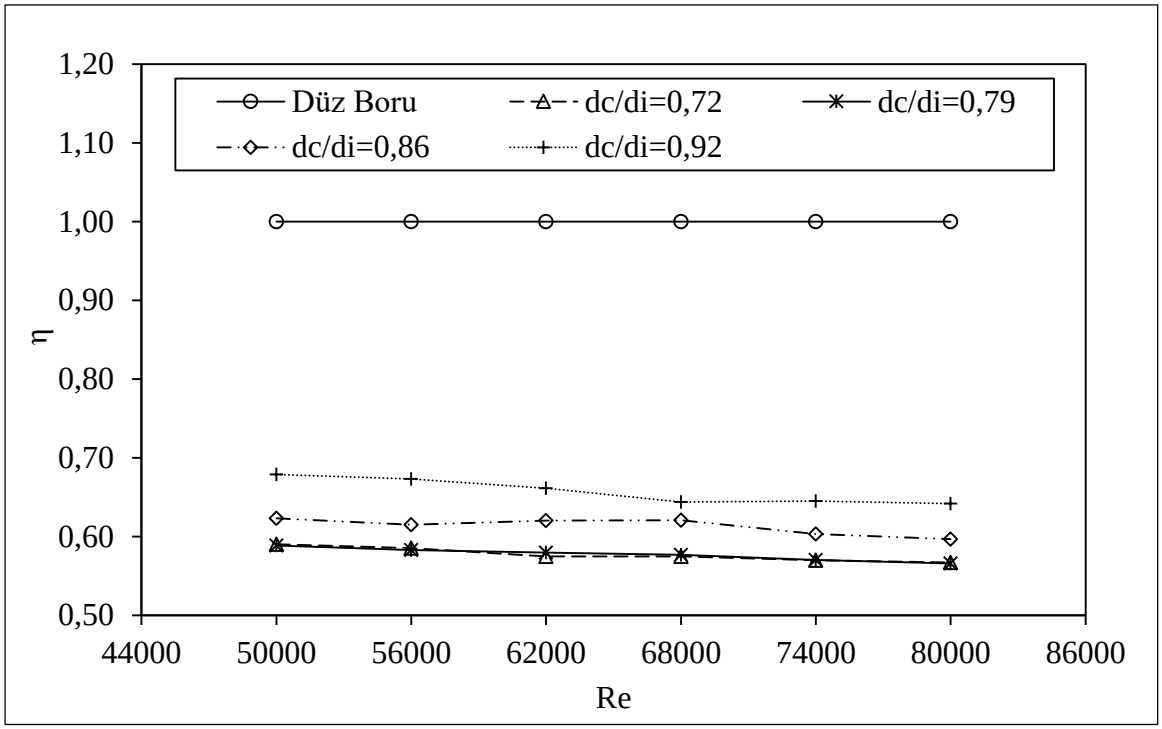
Şekil 6.38. Yayın çap oranının değişiminin basınç kaybına etkisi

Şekil 6.39'da yayın çap oranının değişiminin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi Reynolds sayısına bağlı olarak verilmiştir. Şekil incelendiğinde d_c/d_i=0,92 haricindeki konfigürasyonların yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Duvar üzerindeki yayda ise diğer konfigürasyonlara kıyasla daha az sürtünme faktörü hesaplanmış olup bunun temel sebebi ise basınç kayıplarındaki ile aynıdır. Bu sonuçlardan da açıkça görülmüştür ki duvar üzerindeki yay basınç kaybı ve sürtünme açısından daha düşük sonuçlar vermektedir.



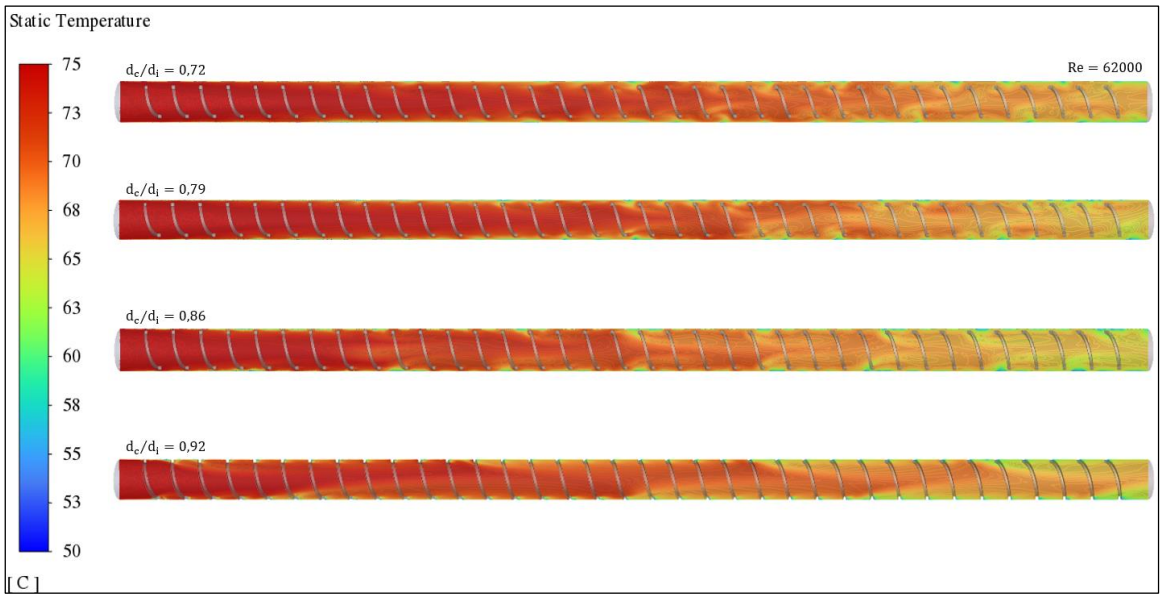
Şekil 6.39. Yayın çap oranının değişiminin sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 6.40'da yayın çap oranının Reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin termo-hidrolik performans üzerindeki etkisinin sonuçları sunulmuştur. Kanal duvarına yay yerleştirilen (d_c/d_i=0,92) boru içi akışta diğer konfigürasyonlara kıyasla performansın daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi duvardaki yayın neredeyse diğer konfigürasyonlar kadar ısı transferini iyileştiren bir etkiye sahip olması ve diğer konfigürasyonlardan daha az basınç kaybı yaratmasıdır. Bu sebeple tüm Reynolds sayılarında d_c/d_i=0,92 çap oranına sahip yay yerleştirilen akışlarda termo-hidrolik performansta en iyi sonucu vermektedir. Bunun yanı sıra boru içerisinde kalan yay yerleştirilen çalışmalarda d_c/d_i=0,72 ve d_c/d_i=0,79 olan yayların sonuçları benzer olup, duvara daha yakın olan d_c/d_i=0,86 çap oranındaki yayın termo-hidrolik performans sonuçları diğer iki yaya göre daha yüksektir.



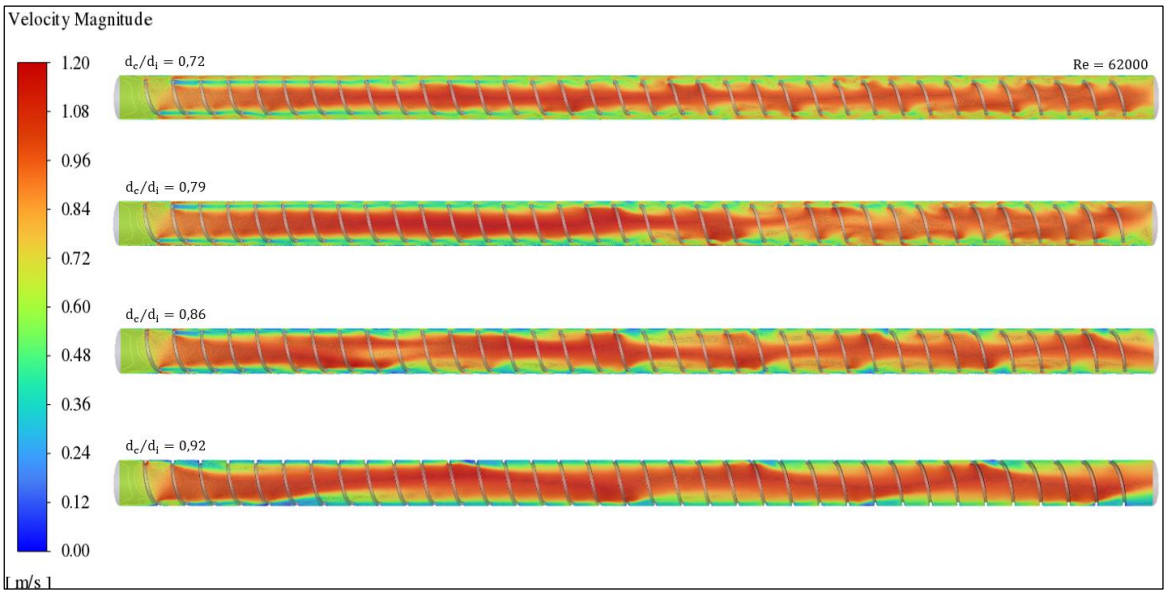
Şekil 6.40. Yayın çap oranının değişiminin termo-hidrolik performans faktörüne etkisi

Şekil 6.41'de Re=62000 olduğunda Z=0, XY düzlemi boyunca yukarıdan aşağıya sırasıyla d_c/d_i = 0,72; 0.79; 0,86 ve 0,92 çap oranlarına sahip yay yerleştirilen boru içi akışta sıcaklık konturları paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde d_c/d_i = 0,72; 0,79 ve 0,86 yaylar yerleştirilen konfigürasyonlar arasında, özellikle 0,86 çap oranına sahip düzenekte çap oranının artışı ile merkez akışın bulunduğu bölgeye doğru sıcaklık değişimleri daha net görülmektedir. Buna ek olarak duvar üzerinde yay içeren d_c/d_i = 0,96 çap oranlı düzenekte giriş ve girişe yakın bölgelerde diğer sonuçlara kıyasla sıcaklık değişimleri daha net görülmektedir. Duvar yakını bölgelerde oluşturulan türbülanslı yapı, çekirdek akışa doğru etki etmiş ve sıcaklık değişimi daha etkin bir biçimde oluşmuştur.



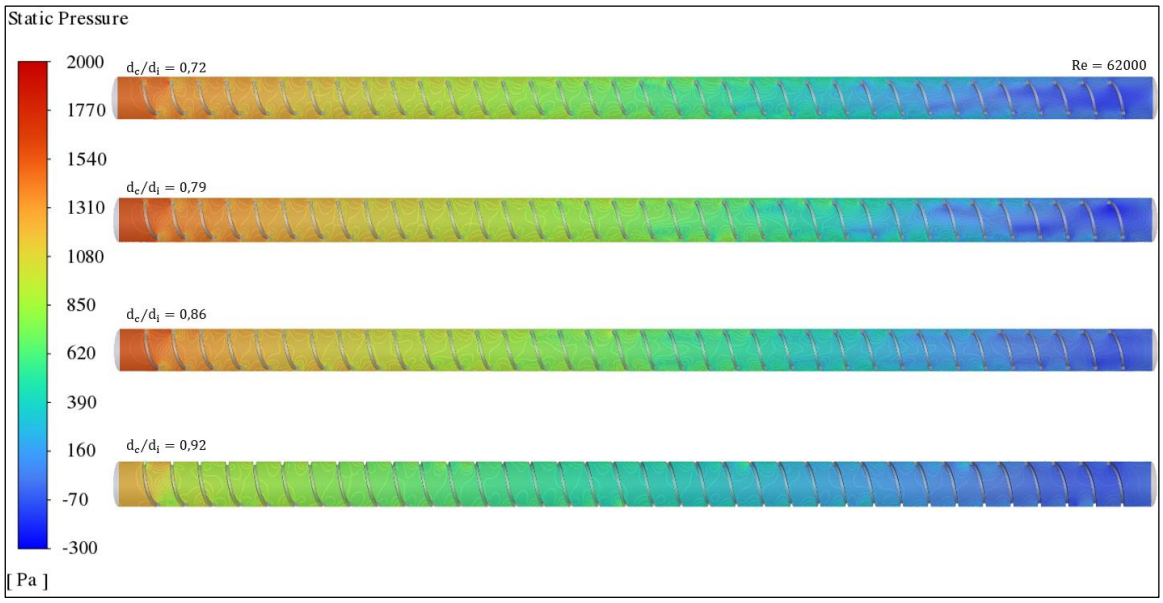
Şekil 6.41. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi sıcaklık konturları

Şekil 6.42'de Re=62000 olması durumunda Z=0, XY düzlemi boyunca yukarıdan aşağıya sırasıyla d_c/d_i=0,72; 0,79, 0,86 ve 0,92 çap oranlarına sahip yay yerleştirilen boru içi akışta hız konturları verilmiştir. Hız konturları incelendiğinde d_c/d_i=0,72 ve 0,79 çap oranlarına sahip yay içeren yapılarda benzer hız dağılımları gözlemlenmiştir. Buna ek olarak d_c/d_i=0,86 çap oranındaki konfigürasyonda yay duvar kenarına yaklaşmasına bağlı olarak yayın üst bölgelerinde hızların düştüğü görülmüştür. Duvar üzerinde yay bulunan d_c/d_i=0,92 çap oranında yay içeren durumda ise dönüş aralarında kalan bölgelerde ölü bölge olarak adlandırılan ve hızların düşüş gösterdiği alanların daha da arttığı görülmektedir. Buna ek olarak hızların yüksek olduğu bölgeler incelendiğinde düzgün bir hız gelişmesinin aksine akış hızlı olduğu bölgeler boru içerisinde yer değiştirmektedir.



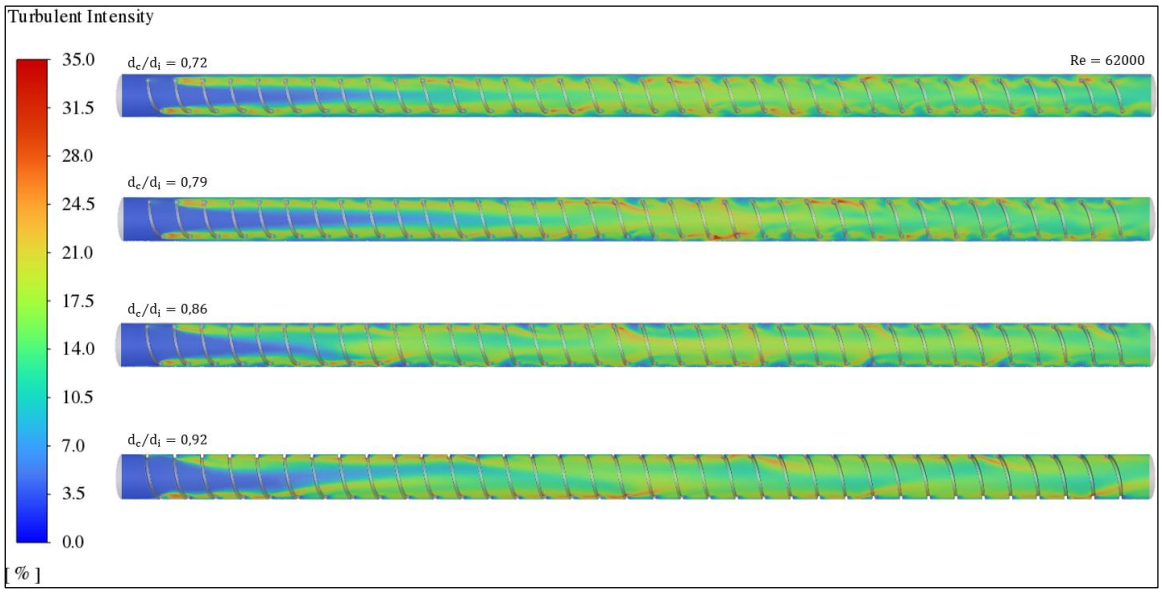
Şekil 6.42. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi hız konturları

Şekil 6.43'de Reynolds sayısı 62000 olduğunda Z=0, XY düzlemi boyunca yukarıdan aşağıya sırasıyla d_c/d_i=0,72; 0,79; 0,86 ve 0,92 çap oranlarına sahip yay yerleştirilen boru içi akışta basınç konturları verilmiştir. Konturlar incelendiğinde artan çap oranına bağlı olarak d_c/d_i=0,72; 0,79 ve 0,86 çap oranlarına sahip yay yerleştirilen durumlarda basınç kayıpları düzlem boyunca benzer davranış sergilemiştir. Burada dikkat çeken bir durum d_c/d_i=0,79 çap oranına sahip yayın diğer iki yaya kıyasla, borunun orta kısmında daha yüksek statik basınca sahip olduğu yani bu bölgelerde hızların diğer yaylara kıyasla daha çok düştüğü sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca d_c/d_i=0,92 yaya sahip olan akış incelendiğinde diğer yaylara göre daha az basınç kaybı oluşturduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 6.43. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi basınç konturları

Şekil 6.44'de Reynolds 62000 rejiminde Z=0, XY düzlemi boyunca yukarıdan aşağıya sırasıyla d_c/d_i=0,72; 0,79; 0,86 ve 0,92 çap oranlarına sahip yay yerleştirilen boru içi akışta türbülans yoğunluğu konturları paylaşılmıştır. Şekil incelendiğinde d_c/d_i=0,72 ve 0,79 yay içeren yapılarda türbülans yoğunluğu benzer davranış sergilemektedir. Ek olarak 0,86 çap oranına sahip yay içeren boru akışında diğer iki yaya göre duvar yakını bölgedeki türbülans yoğunluğunun artışı şekilde açıkça görülmektedir. Yayın boru duvarına temas ettiği d_c/d_i=0,92 çap oranında ise türbülans yoğunluğunun özellikle boru çıkışına doğru, diğer konfigürasyonlara kıyasla daha çok arttığı görülmektedir. Bunun en temel sebebi duvarda olan yay ile sınır tabaka akışı bozularak her dönüş ile beraber düşük hızları içeren bu akış tabakasının tekrar tekrar bozulması kaotik olan akışın sürekliliğinin korunmasıdır.



Şekil 6.44. d_c/d_i=0,72-0,92 aralığında çap oranlarındaki yay yerleştirilen boruda Re=62000 akışındaki Z=0, XY düzlemi türbülans yoğunluğu konturları

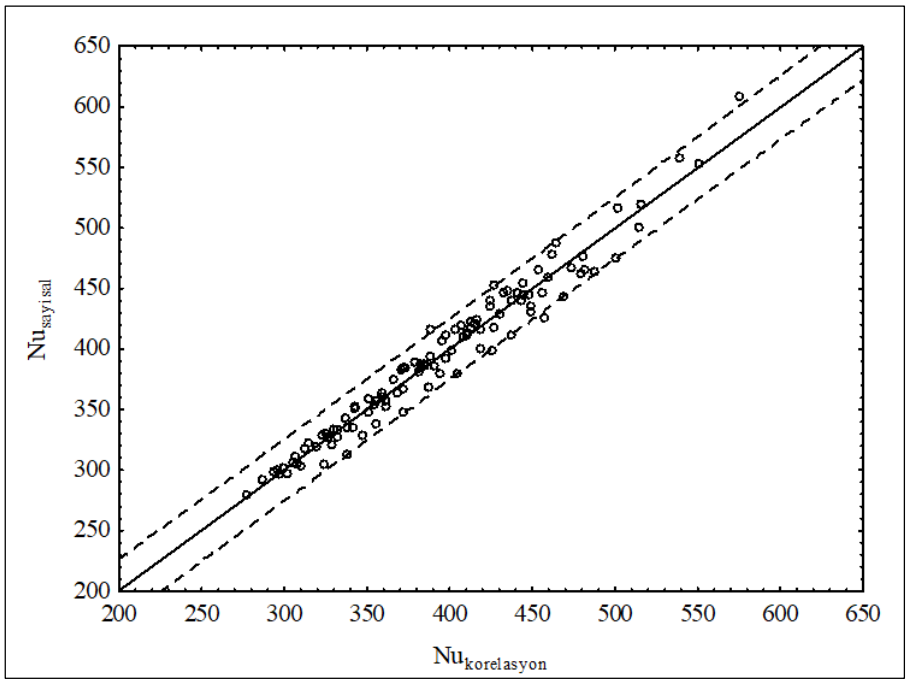
6.5. Korelasyon Denklemlerinin Oluşturulması

Tamamlanan parametrik çalışma sonucunda tez kapsamında incelenen parametreleri içeren ve incelenen aralıkta Nusselt sayısını belirli bir hata ile elde etmeyi sağlayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Korelasyon denkleminin çalışma aralıkları;

$50000 \leq Re \leq 80000$; $0,5 \leq p/d_i \leq 0,8$; $0,0787 \leq e/d_i \leq 0,1102$; $0,67 \leq d_c/d_i \leq 0,92$

şeklindedir. Eş. 6.1'de Nusselt sayısı için oluşturulan korelasyon verilmiştir. Oluşturulan karşılaştırmalı grafiklerde de (Şekil 6.45, Şekil 6,46 ve Şekil 6,47) görüldüğü üzere genel anlamda korelasyon sonuçları ±%5 hata payı ile doğru sonuç vermektedir.

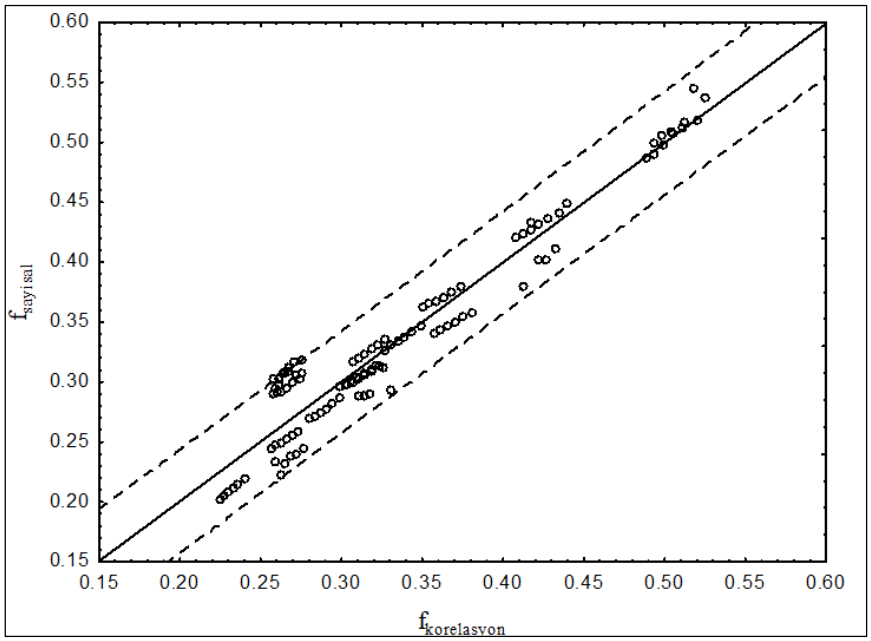
$$Nu=0,693(Re)^{0,84}(p/d_i)^{-0,24}(e/d_i)^{0,25}(d_c/d_i)^{0,44} \quad (6.1)$$



Şekil 6.45. Nusselt sayısı için korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması

Sürtünme faktörünün belirlenen aralıklarda tahmin edilmesini sağlayan korelasyon Eş. 6.2'de sunulmuştur. Sayısal ve korelasyon sonuçlarının kıyaslanması Şekil 6.46'da verilmiştir.

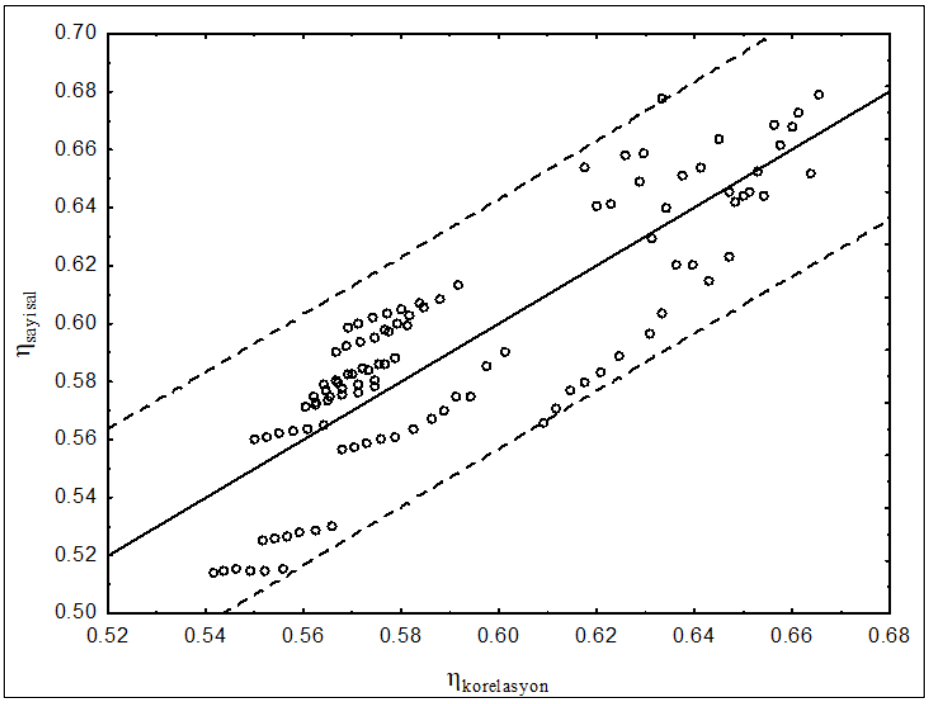
$$f=8{,}81(Re)^{-0{,}13}(p/d_i)^{-0{,}98}(e/d_i)^{0{,}93}(d_c/d_i)^{0{,}03} \quad (6.2)$$



Şekil 6.46. Sürtünme faktörü için korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması

Termo-hidrolik performans faktörü için oluşturulan korelasyon Eş. 6.3'de verilmiştir. Sayısal sonuçlar ile korelasyon sonuçlarının kıyaslamasını içeren grafik ise Şekil 6.47'de sunulmuştur.

$$\eta=1{,}14(Re)^{-0{,}05}(p/d_i)^{0{,}10}(e/d_i)^{-0{,}05}(d_c/d_i)^{0{,}41} \quad (6.3)$$



Şekil 6.47. Termo-hidrolik performans faktörü korelasyon ve sayısal sonuçların karşılaştırması

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Artan enerji ihtiyacına yönelik yapılan çalışmalarda, gün geçtikçe pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin önemi daha çok ortaya çıkmaktadır. Özellikle aktif yöntemlerin dışarıdan sisteme enerji verilerek iyileştirme yapması; yer, maliyet ve başka alt sistemlerin ihtiyacını doğurmasından dolayı pasif yöntemlere olan ilgiliyi daha çok artırmaktadır. Pasif yöntemlerden literatürde ve endüstride en çok ilgi gören çalışmalardan biri de boru/kanal içerisine yay yerleştirme çalışmalarıdır. Yerleştirilen yay sayesinde türbülanslı bölgeler oluşturularak ve kanal/boru içerisinde düşük hız bölgeleri dağıtılarak ısı transferinde kayda değer artışlar yakalanabilir.

Mevcut çalışma kapsamında, içerisine kare kesitli yay yerleştirilen boruda, yayın geometrik parametrelerinin sayısal incelenmesi için ANSYS Fluent ticari HAD kodu kullanılmıştır. Yürütülen çalışma, duvar sıcaklığı sabit 35°C olan ve giriş sıcaklığı 75°C olan su ile Reynolds 50000-80000 aralığında türbülanslı rejimde adım oranları 0,5-0,8, kalınlık oranları 0,087-0,110 ve çap oranları 0,72-0,92 aralığında geometrik özelliklere sahip on sekiz adet kare kesitli yayın boru içerisine yerleştirilerek, ısı transferi ve akışa olan etkileri üzerinde kapsamlı bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda parametrelerin etkisini inceleyebilmek için her parametreye ait Nusselt sayısı, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörü sonuçları Reynolds sayısına bağlı şekilde grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca her parametrenin değişiminin etkisini daha iyi anlayabilmek için sıcaklık, hız, basınç ve türbülans yoğunluğu konturlarıyla sonuçlar irdelenmiştir.

- Yapılan çalışmada Reynolds sayısının etkisinin incelendiği bölümde içerisine kare kesitli yay yerleştirilen boruda Reynolds sayısının 50000, 56000, 68000, 74000 ve 80000 türbülanslı akış rejiminde analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve basınç kaybı ile doğru orantılı, sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans faktörü ile ters orantılı olduğu görülmektedir.

Yürütülen çalışmanın ikinci aşamasında kare kesitli yayın adım mesafesinin (p) boyutsuzlaştırılması ile belirlenen adım oranı (p/d_i) parametresinin ısı transferi ve akışa olan etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda dört farklı yay tasarlanıp sırasıyla adım oranları p/d_i=0,5; 0,6; 0,7 ve 0,8 belirlenip altı farklı Reynolds değeri için analizler yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda adım oranının artışı ile Nusselt sayısı, basınç kayıpları ve sürtünme faktörünün azaldığı; termo-hidrolik performans faktörünün ise arttığı kaydedilmiştir.

- Adım oranının etkisinin incelendiği çalışmada, Nusselt sayısındaki iyileşmenin en fazla olduğu çalışma, düz boruya kıyasla, Reynolds 80000'de p/d_i=0,5 olan kare kesitli yay yerleştirilen akışta %42,2 artış ile en az iyileşme ise aynı Reynolds değerinde p/d_i=0,8'de %27,4 ile kaydedilmiştir.
- Basınç kayıpları incelendiğinde, düz boruya kıyasla en fazla kaybın Reynolds 80000'deki p/d_i=0,5 olan yay yerleştirilen çalışmada %1525,3 kaydedilerek en az kaybın ise %834,6 ile Reynolds 50000'de p/d_i=0,8'de olduğu görülmüştür.
- Sürtünme faktörü sonuçları irdelendiğinde, yapılan çalışma sabit termofiziksel özellik varsayımı ile yapıldığı için basınç kayıplarına yakın bir davranış görülmüştür. En fazla sürtünme faktörü Reynolds 80000'deki p/d_i=0,5 olan yay yerleştirilen çalışmada %1525,3 olarak hesaplanırken en az sürtünme faktörü %83,6 ile Reynolds 50000'de p/d_i=0,8'de kaydedilmiştir. Buradaki artışların yüzde olarak basınç kaybı ile aynı olmasının sebebi, analizlerin sabit termofiziksel özellikli akışkan kullanarak yapılmasından dolayı sürtünme faktöründeki tek değişkenin basınç kaybı olmasıdır.
- Termo-hidrolik performans faktörü sonuçları incelendiğinde en iyi performans 0,61 ile p/d_i=0,8 yay yerleştirilen çalışmada Reynolds 50000'de görülürken, en kötü performans 0,56 ile aynı akışta p/d_i=0,5 yay yerleştirilen durumda görülmüştür.

Çalışmanın sonraki aşamasında yay kalınlığının (e) etkisini incelemek amacı ile oluşturulan boyutsuz parametre kalınlık oranı (e/d_i) parametresinin etkisini görmek amacı ile e/d_i=0,087; 0,095; 0,100 ve 0,110 geometrik parametrelere sahip yaylar belirlenip analizler koşturulmuştur. Çalışma sonucunda, kalınlık oranının Nusselt sayısı, basınç kayıpları ve sürtünme faktörü ile doğru orantılı termo-hidrolik performans faktörü ile ters orantılı olduğu görülmüştür.

- Kalınlık oranı parametresi üzerinde yapılan çalışma sonuçları irdelendiğinde Nusselt sayısında en fazla artışın, düz boruya kıyasla, Reynolds 80000'de e/d_i=0,110 yay ile yapılan analizde %47,9 olarak hesaplanmıştır. En az artışın ise Reynolds 50000'de e/d_i=0,087 kalınlık oranına sahip yay ile gerçekleştirilen çalışmada %39,7 olarak kaydedilmiştir.
- Çalışmanın ilgili kısmında basınç kayıpları incelendiğinde, düz boruya kıyasla, en fazla kayıp Reynolds 80000'de e/d_i= 0,110 kalınlık oranına sahip yay ile yapılan çalışmada %1629, en az kayıp Reynolds 50000'de e/d_i= 0,087 yay yerleştirilen simülasyonda %1120,8 hesaplanmıştır.
- Termo-hidrolik performans faktörü sonuçları incelendiğinde, en yüksek performansın Reynolds 50000'de e/d_i=0,087 kalınlık oranında 0,6 olarak hesaplanırken, en az performans Reynolds 80000'de e/d_i=0,110 kalınlık oranında yapılan analizlerde 0,575 olarak kaydedilmiştir.Tez kapsamında üzerinde çalışılan son parametre, yay çapının ısı transferine ve akışa olan etkisinin incelenmesi için oluşturulan çap oranı (d_c/d_i) etkisini irdelemek amacı ile çap oranları 0,72; 0,79; 0,86 ve 0,92 olan yaylara ait analizler hazırlanıp koşturulmuştur. Sonuç olarak çap oranı Nusselt sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmüştür. Basınç kayıpları 0,72, 0,79 ve 0,86 çap oranlarına sahip yayları içeren analizler benzer kayıplar oluştursa da 0,92 çap oranında dikkate değer bir düşüş görülmüştür. Termo-hidrolik performans faktörü de artan çap oranına bağlı olarak artış kaydedilmiştir.

Tez kapsamında üzerinde çalışılan son parametre, bobin çapının ısı transferine ve akışa olan etkisinin incelenmesi için oluşturulan çap oranı (d_c/d_i) etkisini irdelemek amacı ile çap oranları 0,72; 0,79; 0,86 ve 0,92 olan tel bobinlere ait analizler hazırlanıp koşturulmuştur. Sonuç olarak çap oranı Nusselt sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmüştür. Basınç kayıpları 0,72, 0,79 ve 0,86 çap oranlarına sahip yayları içeren analizler benzer kayıplar oluştursa da 0,92 çap oranında dikkate değer bir düşüş görülmüştür. Termo-hidrolik performans faktörü de artan çap oranına bağlı olarak artış kaydedilmiştir.

- Nusselt sayısından iyileşme incelendiğinde en fazla artış düz boruya kıyasla %50,1 ile Reynolds 68000'de d_c/d_i=0,86 yay yerleştirilen çalışmada, en az artış ise %38,5 ile Reynolds 50000'de d_c/d_i=0,72 konfigürasyonunda görülmüştür.

- Basınç kayıpları 0,72 ve 0,79 ve 0,86 kalınlık oranlarında yay yerleştirilen çalışmalarda birbirine yakın sonuç vermektedir. En fazla kayıp Reynolds 80000'de d_c/d_i=0,79 kalınlık oranında %2573,8 olarak kaydedilmiş olup en az kayıp %938 ile d_c/d_i=0,92 çap oranındaki yapılan çalışma sonucunda elde edilmiştir. Termo hidrolik performans faktörü sonuçları incelendiğinde ise en fazla performansın Re 50000 ile d_c/d_i=0,92 olan yay yerleştirilen analizde 0,68; en kötü performans ise d_c/d_i=0,79 yay yerleştirilen çalışmada 0,57 olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, yürütülen tez kapsamında, boru içeresine yerleştirilen kare kesitli yayın Reynolds sayısı, adım oranı kalınlık oranı ve çap oranı gibi parametrelerin değişiminin Nusselt sayısı, basınç kayıpları sürtünme faktörü ve termo-hidrolik performans gibi ısı transferi ve akış üzerinde etkisini incelenerek kapsamlı bir çalışma yapılmıştır.

Tez kapsamındaki sonuçlar incelendiğinde, en dikkat çeken sonuçların birisi de kalınlık oranı d_c/d_i=0,79 olan yay yerleştirilen çalışma sonucunda elde edilen çıktılar olduğu görülmektedir. Özellikle Nusselt sayısındaki artışların diğer varyasyonlar ile benzer olması yanı sıra basınç kayıplarında dramatik düşüş görülmüştür.

Yapılan çalışma kapsamında incelenen Reynolds aralığındaki sonuçlar göstermiştir ki, daha düşük Reynolds sayılarında yapılan çalışmalara göre özellikle termo-hidrolik performans faktörü açısından daha az verimli olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi Reynolds sayısı arttıkça basınç kayıplarının artması ve dolayısıyla performans veriminin düşmesidir.

Öneriler

- Reynolds aralığı genişletilerek daha kapsamlı bir aralıkta çalışma ile parametre etkileri incelenebilir.
- Sıkıştırılabilir akışkanlar ile çalışılarak parametrelerin etkileri ele alınabilir.
- Farklı kesit türlerine sahip yaylar kullanılarak karakteristikleri üzerine çalışma yapılabilir.
- Diğer akış rejimlerinde benzer parametrik çalışma gerçekleştirilebilir.

- Termo-hidrolik performans faktörünü arttırıcı yöntemler araştırılarak iyileştirme üzerine çalışma yapılabilir.
- Aktif ve pasif metotlar birleştirilerek kombine ısı transferi yöntemleri ele alınabilir.

KAYNAKLAR

1. Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., D. P. D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7. Baskı). Jefferson City: John Wiley and Sons Inc, 25.

2. Kakac, S. and Liu, H. H. (2003). *Heat Exchangers Selection,Rating, and Thermal Design* (2. Baskı). Florida: CRC Press, 501.

3. Dewan, A., Mahanta P., Raju S. K. and Kumar P. S. (2004). Reviw of passive heat transfer augmentation techniques. *Proceeedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 218(7), 509-527.

4. Bergles, A. E. (1997). Heat transfer enhancement-the encouragement and accommodation of high heat fluxes. *Journal of Heat Transfer*, 119(1), 8–19.

5. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, M., and Ganji, D. D. (2015). Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 444–469.

6. Kiwan, S. and Al-Nimr, M. A. (2001). Using porous fins for heat transfer enhancement. *Journal of Heat Transfer*, 123(4), 790–795.

7. Patil, A. S. and Kore, S. S. (2021). Experimental investigation on thermo-physical characteristics of fluid flow in circular tube enhanced with circular rings with different arrangements. *International Journal of Ambient Energy*, 42(12), 1376–1385.

8. Coetzee, B. (2001). *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Angled Spiralling Tape Inserts In A Heat Exchanger Annulus*., Master's Thesis, Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rand Afrikaans University, Johannesburg.

9. Bhattacharyya, S., Benim, A. C., Bennacer, R. and Dey, K. (2021). Influence of Broken Twisted Tape on Heat Transfer Performance in Novel Axial Corrugated Tubes: Experimental and Numerical Study. *Heat Transfer Engineering*, 43(3–5), 437–462.

10. Shankara, S. M. and Hegde, R. N. (2022). Investigations on the effect of disturbed flow using differently configured turbulators and Alumina nanofluid as a coolant in a double tube heat exchanger. *Experimental Heat Transfer*, 35(3), 282–307.

11. Roy, S. and Saha, S. K. (2015). Thermal and friction characteristics of laminar flow through a circular duct having helical screw-tape with oblique teeth inserts and wire coil inserts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 733–743.

12. Yu, C., Ren, Z Wen., Zeng, M. and Ji, M. dong. (2018). Parameters optimization of a parallel-flow heat exchanger with a new type of anti-vibration baffle and coiled wire using Taguchi method. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 19(9), 676–690.

13. Chang, S. W., Gao, J. Y. and Shih, H. L. (2015). Thermal performances of turbulent tubular flows enhanced by ribbed and grooved wire coils. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 1109–1124.

14. Saha, S. K. (2010). Thermal and friction characteristics of laminar flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and wire coil inserts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(1), 63–72.

15. Gholamalizadeh, E., Hosseini, E., Babaei Jamnani, M., Amiri, A., Dehghan, A. and Alimoradi, A. (2019). Study of intensification of the heat transfer in helically coiled tube heat exchangers via coiled wire inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 141, 72–83.

16. Yu, C., Zhang, H., Wang, Y., Zeng, M. and Gao, B. (2020). Numerical study on turbulent heat transfer performance of twisted oval tube with different cross sectioned wire coil. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22, 100759.

17. Martín, R. H., Pérez-García, J., García, A., García-Soto, F. J. and López-Galiana, E. (2011). Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy*, 85(3), 455–469.

18. Muñoz-Esparza, D., Pérez-García, J., Sanmiguel-Rojas, E., García-Pinar, A. and Solano-Fernández, J. P. (2008). Numerical simulation of incompressible laminar fluid flow in tubes with wire coil inserts. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 61, 47–56.

19. Abu-Hamdeh, N. H. and Alimoradi, A. (2021). Investigation of the effect of the finned coiled wire insert on the heat transfer intensification of circular tube: Energy and exergy analysis. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 160(2020), 108245.

20. Sharifi, K., Sabeti, M., Rafiei, M., Mohammadi, A. H., Ghaffari, A., Asl, M. H. and Yousefi, H. (2020). A good contribution of computational fluid dynamics (CFD) and GA-ANN methods to find the best type of helical wire inserted tube in heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 154(March), 106398.

21. Sharifi, K., Sabeti, M., Rafiei, M., Mohammadi, A. H. and Shirazi, L. (2018). Computational fluid dynamics (CFD) technique to study the effects of helical wire inserts on heat transfer and pressure drop in a double pipe heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 128, 898–910.

22. Akhavan-Behabadi, M. A., Shahidi, M. and Aligoodarz, M. R. (2015). An experimental study on heat transfer and pressure drop of MWCNT-water nano-fluid inside horizontal coiled wire inserted tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 63, 62–72.

23. Eiamsa-ard, S., Nivesrangsan, P., Chokphoemphun, S. and Promvonge, P. (2010). Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(7), 850–856.

24. Dang, W. and Wang, L. B. (2021). Convective heat transfer enhancement mechanisms in circular tube inserted with a type of twined coil. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 169, 120960.

25. Muñoz-Esparza, D. and Sanmiguel-Rojas, E. (2011). Numerical simulations of the laminar flow in pipes with wire coil inserts. *Computers and Fluids*, 44(1), 169–177.

26. Moghadam, K. H., Mousavi Ajarostaghi, S. S. and Poncet, S. (2020). Extensive numerical analysis of the thermal performance of a corrugated tube with coiled wire. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 140(3), 1469–1481.

27. Hamid, K. A., Azmi, W. H., Mamat, R., Mohamad, M. S. and Sharma, K. V. (2019). Numerical investigation for turbulent heat transfer of TiO 2 –SiO 2 nanofluids with wire coil inserts. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 75(4), 271–289.

28. Akhavan-Behabadi, M. A., Kumar, R., Salimpour, M. R. and Azimi, R. (2010). Pressure drop and heat transfer augmentation due to coiled wire inserts during laminar flow of oil inside a horizontal tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(2), 373–379.

29. Karakaya, H. and Durmuş, A. (2013). Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60(1), 756–762.

30. Shahidi, M., Aligoodarz, M. R., Akhavan-Behabadi, M. A., Foroutani, S. and Rahbari, A. (2018). Experimental and numerical invesitgation on turbulent flow of multiwall carbon nanotube-water nanofluid inside vertical coiled wire inserted tubes. *Thermal Science*, 22(1), 125–136.

31. Agrebi, S., Solano, J. P., Snoussi, A. and Brahim, A. B. (2016). Local entropy generation rate through convective heat transfer in tubes with wire coil inserts. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 26(5), 1365–1379.

32. Mirzaei, M. and Azimi, A. (2016). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Graphene Oxide/Water Nanofluid in a Circular Tube Fitted with Wire Coil Insert. *Experimental Heat Transfer*, 29(2), 173–187.

33. Saeedinia, M., Akhavan-Behabadi, M. A. and Nasr, M. (2012). Experimental study on heat transfer and pressure drop of nanofluid flow in a horizontal coiled wire inserted tube under constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 158–168.

34. Salari, S. and Goudarzi, K. (2017). Intensification of heat transfer in heater tubes of city gas stations using spiral spring inserts. *Thermal Science and Engineering Progress*, 3, 123–132.

35. San, J. Y., Huang, W. C. and Chen, C. A. (2015). Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 65, 8–14.

36. Sharafeldeen, M. A., Berbish, N. S., Moawed, M. A. and Ali, R. K. (2017). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop of turbulent flow inside tube with inserted helical coils. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 53(4), 1265–1276.

37. Sundar, S. L., Bhramara, P., Ravi Kumar, N. T., Singh, M. K. and Sousa, A. C. M. (2017). Experimental heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of Fe3O4 nanofluid flow in a horizontal plain tube with return bend and wire coil inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 440–453.

38. Mokkapati, V. and Lin C. *Numerical Study of Exhaust Heat Recovery System Using Corrugated Tubes and Twisted Tape Inserts*. Master's Thesis, University of Alaska Fairbanks, Fairbanks.

39. García A., Martin R. H. and García J. P. (2013). Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in a Flat-Plate Solar Water Collector with Wire-Coil Inserts. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 461–469.

40. García, A., Vicente, P. G. and Viedma, A. (2005). Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(21–22), 4640–4651.

41. Bhattacharyya, S., B, H. R. and Paul, A. R. (2020). The effect of circular hole spring tape on the turbulent heat transfer and entropy analysis in a heat exchanger tube: an experimental study. *Experimental Heat Transfer*, 34(6), 493-512.

42. Agrawal, K. N., Kumar, A., Behabadi, M. A. A. and Varma, H. K. (1998). Heat transfer augmentation by coiled wire inserts during forced convection condensation of R-22 inside horizontal tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, 24(4), 635–650.

43. Akhavan-Behabadi, M. A., Salimpour, M. R. and Pazouki, V. A. (2008). Pressure drop increase of forced convective condensation inside horizontal coiled wire inserted tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(9), 1220–1226.

44. Chougule, S. S., Nirgude, V. V., Gharge, P. D., Mayank, M. and Sahu, S. K. (2016). Heat Transfer Enhancements of Low Volume Concentration CNT/Water Nanofluid and Wire Coil Inserts in a Circular Tube. *Energy Procedia*, 90(December 2015), 552–558.

45. Feng, Z., Luo, X., Guo, F., Li, H. and Zhang, J. (2017). Numerical investigation on laminar flow and heat transfer in rectangular microchannel heat sink with wire coil inserts. *Applied Thermal Engineering*, 116, 597–609.

46. Güneş, S., Özceyhan, V. and Büyükalaca, O. (2010). The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall. *Applied Thermal Engineering*, 30(13), 1719–1725.

47. Jafari Nasr, M. R., Habibi Khalaj, A. and Mozaffari, S. H. (2010). Modeling of heat transfer enhancement by wire coil inserts using artificial neural network analysis. *Applied Thermal Engineering*, 30(2–3), 143–151.

48. Keklikcioğlu, O. and Özceyhan, V. (2016). Experimental investigation on heat transfer enhancement of a tube with coiled-wire inserts installed with a separation from the tube wall. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 78, 88–94.

49. García, A., Solano, J. P., Vicente, P. G. and Viedma, A. (2007). Flow pattern assessment in tubes with wire coil inserts in laminar and transition regimes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(3), 516–525.

50. Promvonge, P. (2008). Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*, 49(11), 2949–2955.

51. Solano, J. P., Herrero, R., Espín, S., Phan, A. N. and Harvey, A. P. (2012). Numerical study of the flow pattern and heat transfer enhancement in oscillatory baffled reactors with helical coil inserts. *Chemical Engineering Research and Design*, 90(6), 732–742.

52. Seerangan, I., Huang, T. H. and Liu, Y. H. (2021). Heat transfer enhancement in Minichannel heat sinks using fully and partially filled coiled wire inserts. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 57(7), 1183–1192.

53. Gnanavel, C., Saravanan, R. and Chandrasekaran, M. (2020). Heat transfer augmentation by nano-fluids and Spiral Spring insert in Double Tube Heat Exchanger-A numerical exploration. *Materials Today: Proceedings*, 21, 857–861.

54. Yun, R., Hwang, J. S., Chung, J. T. and Kim, Y. (2007). Flow boiling heat transfer characteristics of nitrogen in plain and wire coil inserted tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(11–12), 2339–2345.

55. Keklikcioğlu, O. and Özceyhan, V. (2018). Experimental investigation on heat transfer enhancement in a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts. *Applied Thermal Engineering*, 131, 686–695.

56. Promvonge, P. (2008). Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion and Management*, 49(5), 980–987.

57. Göksu, T. T. and Yilmaz, F. (2021). Numerical comparison study on heat transfer enhancement of different cross-section wire coils insert with varying pitches in a duct. *Journal of Thermal Engineering*, 7(7), 1683–1693.

58. Ghasemi Jolaghani, A. and Mirabdolah Lavasani, A. (2020). Improvement of heat transfer in heat exchangers with spiral springs with the square cross-section area. *Heat and Mass Transfer*, 56(9), 2801–2812.

59. Hoffmann, K. and Chiang, S. (2000). *Computational Fluid Dynamics-Volume 1* (4.Baskı). Kansas: A Publication of Engineering Education System TM, 302.

60. Cengel, Y. and Cimbala J. M.(2013). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. (3. Baskı), New York: The McGraw-Hill Companies, 355.

61. Versteeg H. K. and Malasekera W. (2007). *An Introduction to Parallel Computational Fluid Dynamics*. IEEE Concurrency (2. Baskı), Harlow: Pearson Education Limited, 49-134.

62. Southpointe. (2021). *Ansys Fluent Theory Guide 2021 R2*. Conansburg: Ansys Inc., 41-70.

63. Petukhov, B.S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advenced Heat Transfer*, 6, 503-564.

64. Colburn, A. P. (1933). A Method of Correlationg Forced Convection Heat Trasfer Data and a Comparison with Fluid Friction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, 1359-1384.

65. Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipie and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2), 359-368.

66. Omara M. A. and Abelatief M. A. (2018). Experimental study of heat transfer enhancement in the evaporator of single-effectg absorption chiller using new diffrent tube insert. *Applied Thermal Engeneering*, 134, 407-418.



Gazili olmak ayrıcalıktır