T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜZ VE HELİSEL BORULARDA KORUGE YÜZEYLERİN KULLANIMININ ISI GEÇİŞİ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Şafak Metin KIRKAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ali CELEN

Temmuz, 2020

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜZ VE HELİSEL BORULARDA KORUGE YÜZEYLERİN KULLANIMININ ISI GEÇİŞİ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Şafak Metin KIRKAR tarafından hazırlanan tez çalışması 14.07.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ali CELEN
Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Galip TEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Abdulkerim OKBAZ, Üye
Doğuş Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Düz ve Helisel Borularda Koruge Yüzeylerin Kullanımının Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Şafak Metin KIRKAR

İmza

Aileme

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince bilgi birikimi ve deneyimlerinden faydalandığım, bilimsel araştırma yapma yetkinliği edinme yolunda yardımlarını esirgemeyen, fikir ve yapıcı eleştirileriyle çalışmama katkı sağlayan başta değerli danışman hocam Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ olmak üzere eş danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Ali CELEN'e ve tez savunma sınavı jüri üyelerim Prof. Dr. Galip TEMİR ve Dr. Öğr. Üyesi Abdulkerim OKBAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez konumun şekillenmesinde ve ilerlemesinde büyük yardımları olan, bu süreçte değerli bilgileriyle yolumu aydınlatıp beni yönlendiren, desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ve her zaman beni motive ve teşvik eden Dr. Alişan GÖNÜL'e bütün katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, yardım ve katkıları için Kamil İREN'e teşekkürü bir borç bilirim.

Görüş ve önerileriyle bana destek olan Arş. Gör. Muhammet CAMCI ve Arş. Gör. Ahmet DOĞAN başta olmak üzere tüm mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenimim süresince fikir alışverişinde bulunduğum, ilgilerini eksik etmeyen ve bu süreçte yanımda olmalarıyla motivasyon bulduğum Ali KÖSE, Ayşen KOÇ, Burak Yasin KAYA, Fatma Ceren KIRMIZITAŞ, Mehmet ALBAYRAM ve Semih ÖZSAĞIROĞLU başta olmak üzere ismini burada geçiremediğim tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca desteklerini hep hissettiğim, bana her zaman inanan ve güvenen ve her daim yanımda olan canım aileme tüm kalbimle teşekkür ederim.

Şafak Metin KIRKAR

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 5

1.1.1 Pürüzsüz Yüzeyli Düz Boru 5

1.1.2 Koruge Yüzeyli Düz Boru 20

1.1.3 Pürüzsüz Yüzeyli Helisel Boru 33

1.1.4 Koruge Yüzeyli Helisel Boru 44

1.2 Tezin Amacı 48

1.3 Hipotez 49

1.4 Tezin İçeriği 50

2 MATERYAL VE YÖNTEM 51

2.1 Geometrinin Oluşturulması 54

2.2 Çözüm Ağının Oluşturulması 58

2.2.1 Çözüm Ağından Bağımsızlık Çalışması 61

2.3 Nümerik Modelin Hazırlanması 62

2.3.1 Model Seçimi 63

2.3.2 Sınır Şartlarının Tanımlanması 64

2.4 Hesap Metodolojisi 66

2.5 Nümerik Sonuçların Doğrulanması 69

2.5.1 Pürüzsüz Düz Boru 69

2.5.2 Koruge Düz Boru 72

2.5.3 Pürüzsüz Helisel Boru 75

2.5.4 Koruge Helisel Boru 77

3 BULGULAR VE TARTIŞMA 78

3.1 Pürüzsüz Düz Boruya ait Sonuçlar ... 78
3.1.1 Isı Geçişi Sonuçları ... 82
3.1.2 Basınç Düşümü Sonuçları ... 82
3.2 Koruge Düz Boruya ait Sonuçlar ... 83
3.2.1 Isı Geçişi Sonuçları ... 86
3.2.2 Basınç Düşümü Sonuçları ... 90
3.2.3 Isıl Performans Sonuçları ... 92
3.3 Pürüzsüz Helisel Boruya ait Sonuçlar ... 94
3.3.1 Isı Geçişi Sonuçları ... 97
3.3.2 Basınç Düşümü Sonuçları ... 99
3.3.3 Isıl Performans Sonuçları ... 100
3.4 Koruge Helisel Boruya ait Sonuçlar ... 101
3.4.1 Isı Geçişi Sonuçları ... 104
3.4.2 Basınç Düşümü Sonuçları ... 106
3.4.3 Isıl Performans Sonuçları ... 108

4 SONUÇ VE ÖNERİLER 110

KAYNAKÇA 112

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 119

SİMGE LİSTESİ

μ	Akışkanın dinamik viskozitesi, kg/ms
k_f	Akışkanın ısı iletim katsayısı, W/mK
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi, m^2/s
V_{ort}	Akışkanın ortalama hızı, m/s
ρ	Akışkanın yoğunluğu, kg/m^3
T_b	Akışkanın yığın sıcaklığı, ℃
P	Basınç, Pa
ΔP	Basınç düşümü, Pa
d	Boru çapı, mm veya m
L	Boru uzunluğu, mm veya m
$T_ç$	Çıkış sıcaklığı, ℃
$P_ç$	Çıkış basıncı, Pa
f	Darcy sürtünme faktörü
f_F	Fanning sürtünme faktörü
T_g	Giriş sıcaklığı, ℃
P_i	Giriş basıncı, Pa
Gr	Grashof sayısı
β	Helis açısı, °
D	Helis çapı, mm
p_c	Helis hatvesi, mm
H	Helis uzunluğu veya helis yüksekliği, mm
N	Helis sarım sayısı
δ_h	Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı, m
D_h	Hidrolik çap, m
A_s	Isı geçiş yüzey alanı, m^2
δ_{th}	Isıl sınır tabaka kalınlığı, m
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
L_c	Karakteristik uzunluk, m
τ	Kayma gerilmesi, N/m^2
A_c	Kesit alanı, m^2
α	Koruge açısı, °

n	Koruge başlangıç sayısı
c	Koruge başlangıç sayısına bağlı değişen ve koruge derinliğinin bir fonksiyonu olan sabit
e	Koruge derinliği veya koruge yüksekliği, mm
p	Koruge hatvesi, mm
$Nu_{lam,cr}$	Kritik Reynolds sayısında (Re_{cr} = 2100) hesaplanan laminer Nusselt sayısı
Re_{cr}	Kritik Reynolds sayısı
$L_{h,lam}$	Laminer hidrodinamik karakteristik uzunluk, m
$L_{t,lam}$	Laminer ısıl karakteristik uzunluk, m
Nu_{lam}	Laminer Nusselt sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
q_s	Sabit yüzey ısı akısı, W/m^2
T	Sıcaklık, °C veya K
φ	Şiddet indeksi
$L_{h,türb}$	Türbülans hidrodinamik karakteristik uzunluk, m
$L_{t,türb}$	Türbülans ısıl karakteristik uzunluk, m
$Nu_{türb}$	Türbülans Nusselt sayısı

KISALTMA LİSTESİ

DNS	Direct Numerical Simulation (Direkt Sayısal Modelleme)
EWT	Enhanced Wall Treatment
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KD	Koruge Düz Boru
KH	Koruge Helisel Boru
LES	Large Eddy Simulation (Büyük Girdap Modellemesi)
PD	Pürüzsüz Düz Boru
PH	Pürüzsüz Helisel Boru
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation (Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Modellemesi)
SST	Shear Stress Transport

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Koruge yüzeyli düz borunun şematik gösterimi [5] 3

Şekil 1.2 Pürüzsüz yüzeyli helisel borunun şematik gösterimi [6] 4

Şekil 1.3 Kayma gerilmesinin boru boyunca değişimi [7] 7

Şekil 1.4 Hız profilinin boru boyunca değişimi [7] 7

Şekil 1.5 Sıcaklık profilinin boru boyunca değişimi [8] 8

Şekil 1.6 Dairesel kesitli pürüzsüz düz boruda laminer ve türbüslanlı akış hız profilleri [7] 9

Şekil 1.7 Boru boyunca h_x ve f_x değerlerinin değişimi (Pr > 1) [8] 11

Şekil 1.8 Boru boyunca *Nu* değerinin değişimi [8] 12

Şekil 1.9 Moody diyagramı [7] 19

Şekil 1.10 a) İçbükey helisel ve enine koruge borular [32] ve b) dışbükey enine koruge borular [33] 21

Şekil 1.11 a) 2-başlangıçlı [34] ve b) 6-başlangıçlı [35] koruge düz borular 22

Şekil 1.12 Pürüzsüz ve koruge yüzeyli düz borulara ait *Re* değerine bağlı a) *Nu* ve b) adyabatik f değerlerinin değişimi [38] 23

Şekil 1.13 10 farklı φ için koruge borularda *Re* değerine bağlı olarak Fanning sürtünme faktörünün değişimi [41] 25

Şekil 1.14 *Re* = 1000 iken helisel borunun bir kesitinde ikincil hız alanları 34

Şekil 1.15 Farklı D/d oranlarındaki pürüzsüz helisel borularda toplam ortalama *Nu* değerinin *Re* değeri ile değişimi [65] 36

Şekil 1.16 Koruge yüzeyli helisel boru [93] 45

Şekil 1.17 Farklı eğrilik oranlarına sahip pürüzsüz ve koruge yüzeyli helisel borularda a) ısı geçişi iyileşmesi (Nu/Nu_o) ve b) sürtünme faktörü iyileşmesi (f/f_o) [94] 46

Şekil 1.18 a) Pürüzsüz yüzeyli helisel boru ve b) koruge yüzeyli helisel borularda farklı kesitlerdeki hız vektörleri [96] 47

Şekil 2.1 HAD analizinde kullanılan geometri ve sınır şartları 53

Şekil 2.2 Pürüzsüz yüzeyli düz boruya ait çizim 55

Şekil 2.3 a) p=6 mm, e=0,6 mm, b) p=6 mm, e=0,8 mm, c) p=6 mm, e=1,0 mm, d) p=12 mm, e=0,6 mm ve e) p=18 mm, e=0,6 mm değerlerine sahip koruge yüzeyli pürüzsüz borular 56

Şekil 2.4 a) 20 mm, b) 30 mm, c) 40 mm ve d) 50 mm helis çapına sahip pürüzsüz yüzeyli helisel borular 57

Şekil 2.5 Koruge yüzeyli helisel boruya ait çizim 57

Şekil 2.6 Pürüzsüz düz boruya ait çözüm ağı a) detay görünüm, b) ön görünüm ve c) yan görünüm 58

Şekil 2.7 Koruge düz boruya ait çözüm ağı a) ön görünüm ve b) yan kesit görünüm 58

Şekil 2.8 Pürüzsüz helisel boruya ait çözüm ağı a) genel görünüm, b) detay görünüm ve c) kesit görünüm 59

Şekil 2.9 Koruge helisel boruya ait çözüm ağı a) genel görünüm, b) detay görünüm, c) kesit görünüm 59

Şekil 2.10 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda ısıl olarak gelişmekte olan laminer akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması 69

Şekil 2.11 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda geçiş bölgesi ve türbülanslı akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması 70

Şekil 2.12 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda laminer akış için hesaplanan analitik *f* ile nümerik *f* değerinin karşılaştırması 71

Şekil 2.13 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda geçiş ve türbülanslı akış için önerilen *f* korelasyonlarıyla nümerik *f* değerinin karşılaştırması 71

Şekil 2.14 *Nu* değeri için referans çalışmanın deneysel sonuçları ile nümerik sonuçların karşılaştırması 72

Şekil 2.15 *f* değeri için referans çalışmanın deneysel sonuçları ile nümerik sonuçların karşılaştırması 74

Şekil 2.16 Pürüzsüz helisel boruda tek fazlı akış laminer akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması 76

Şekil 2.17 Pürüzsüz helisel boruda tek fazlı akış laminer akış için önerilen *f* korelasyonları ile nümerik *f* değerinin karşılaştırması 76

Şekil 3.1 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 laminer akış ve b) *Re* = 4300 türbülanslı akış rejimlerinde vektörel hız profilleri 78

Şekil 3.2 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca hız değişimi 79

Şekil 3.3 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında hız dağılımları 79

Şekil 3.4 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca sıcaklık değişimi 80

Şekil 3.5 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında sıcaklık dağılımları 80

Şekil 3.6 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300'de ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca basınç değişimi 81

Şekil 3.7 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında basınç dağılımları 81

Şekil 3.8 Pürüzsüz düz boruda sabit yüzey ısı akısı sınır şartında tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde *Nu* değerinin *Re* ile değişimi 82

Şekil 3.9 Pürüzsüz düz boruda tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde *f* değerinin *Re* ile değişimi 83

Şekil 3.10 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitteki hız profilleri 83

Şekil 3.11 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitteki sıcaklık profilleri 84

Şekil 3.12 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitte olan basınç profilleri 84

Şekil 3.13 Koruge düz boruda a) 3 boyutlu hız vektörleri ve b) yan kesit düzleminde oluşturulan vektörlerin gösterimi 85

Şekil 3.14 Koruge düz boruda a) 3 boyutlu akım çizgileri ve b) borunun orta kesitindeki akım çizgilerinin gösterimi 86

Şekil 3.15 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (*p*) *Nu* değerine olan etkisi 87

Şekil 3.16 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (*e*) *Nu* değerine olan etkisi 88

Şekil 3.17 Koruge düz borularda farklı φ değerleri için *Nu* değerindeki iyileşme 89

Şekil 3.18 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (*p*) *f* değerine olan etkisi 90

Şekil 3.19 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (*e*) *f* değerine olan etkisi 91

Şekil 3.20 Koruge düz borularda farklı φ değerleri için *f* değerindeki iyileşme .. 92

Şekil 3.21 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (*p*) *PEC* değerine olan etkisi 93

Şekil 3.22 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (*e*) *PEC* değerine olan etkisi 94

Şekil 3.23 Pürüzsüz helisel boruda farklı kesitler hız profilleri 95

Şekil 3.24 Pürüzsüz helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerde sıcaklık profilleri 95

Şekil 3.25 Pürüzsüz helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerde basınç profilleri 96

Şekil 3.26 Pürüzsüz helisel boruda akım çizgilerinin a) genel görünümü ve b) detay görünümü 96

Şekil 3.27 Pürüzsüz helisel boruda akım çizgilerinin a) farklı kesitlerde genel görünümü ve b) bir kesitteki detay görünümü 97

Şekil 3.28 Helis çapının (*D*) *Nu* değerine etkisi 97

Şekil 3.29 Pürüzsüz helisel borularda farklı *D* değerlerinde *Nu* değerindeki iyileşme 98

Şekil 3.30 Helis çapının (*D*) *f* değerine etkisi 99

Şekil 3.31 Pürüzsüz helisel borularda farklı *D* değerlerinde *f* değerindeki iyileşme 100

Şekil 3.32 Helis çapının (*D*) *PEC* değerine etkisi 101

Şekil 3.33 Koruge helisel boruda farklı kesitlerdeki hız profilleri 101

Şekil 3.34 Koruge helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerdeki sıcaklık dağılımları 102

Şekil 3.35 Koruge helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerdeki basınç profilleri 103

Şekil 3.36 Koruge helisel boruda akım çizgilerinin a) farklı kesitlerde ve b) bir kesitteki detay gösterimi 103

Şekil 3.37 Koruge helisel boruda koruge hatvesinin *Nu* değerine etkisi 104

Şekil 3.38 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *Nu* değerine etkisi 105

Şekil 3.39 Koruge helisel borularda helis çapının *Nu* değerine etkisi 105

Şekil 3.40 Koruge helisel borularda koruge hatvesinin *f* değerine olan etkisi 106

Şekil 3.41 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *f* değerine etkisi 107

Şekil 3.42 Koruge helisel borularda helis çapının *f* değerine etkisi 107

Şekil 3.43 Koruge helisel borularda koruge hatvesinin *PEC* sayısına etkisi 108

Şekil 3.44 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *PEC* sayısına etkisi 109

Şekil 3.45 Koruge helisel borularda helis çapının *PEC* sayısına etkisi 109

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Literatürde düz boruda tek fazlı laminer akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar 13

Tablo 1.2 Literatürde düz boruda geçiş bölgesindeki tek fazlı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar 14

Tablo 1.3 Literatürde düz borudaki tek fazlı türbülanslı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar 16

Tablo 1.4 Literatürde düz boruda tek fazlı türbülanslı akışta *f* için önerilen bazı korelasyonlar 18

Tablo 1.5 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları 28

Tablo 1.6 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları 31

Tablo 1.7 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen Re_{cr} korelasyonları 38

Tablo 1.8 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları 39

Tablo 1.9 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları 41

Tablo 1.10 Koruge yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları 48

Tablo 2.1 Boruların geometrik özellikleri 54

Tablo 2.2 Sayısal ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları 62

Tablo 2.3 Laminer, geçiş ve türbülanslı akış için seçilen *Re* değerleri 65

Tablo 2.4 Nümerik çalışma koşulları 65

ÖZET

Düz ve Helisel Borularda Koruge Yüzeylerin Kullanımının Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Şafak Metin KIRKAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ali CELEN

Günümüzde enerji kaynaklarının kısıtlı ve kolay tükenir olması ile enerji verimliliği konusu önemli hale gelmiştir. Bu durum ısı değiştiricisi cihazlarının tasarımında da enerji verimliliğini ön plana çıkarmaktadır. Isı değiştiricilerinin ısıl performansını arttırmak için çeşitli ısı geçişi iyileştirme yöntemleri kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında iki ayrı pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemi olan koruge yüzey yapısının ve helisel geometrinin birlikte kullanıldığı dairesel kesitli borulardaki tek fazlı akışta ısı geçişi karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir. 5,75 mm çaplı 390 mm uzunluğundaki dairesel kesitli bir borunun çap ve uzunluğu sabit olacak şekilde pürüzsüz yüzeyli düz, koruge yüzeyli düz, pürüzsüz yüzeyli helisel ve koruge yüzeyli helisel borular tasarlanmıştır. Koruge hatvesi, koruge derinliği ve helis çapının ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi araştırılmıştır. Koruge hatvesinin 6 mm, 12 mm ve 18 mm olduğu, koruge derinliğinin 0,6 mm, 0,8 mm ve 1 mm olduğu, helis çapının 20 mm, 30 mm, 40 mm ve 60 mm olduğu durumlar için çalışmalar yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sabit yüzey ısı

akısı sınır şartında 25 ℃ giriş sıcaklığı olan sıvı haldeki suyun tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri incelenmiştir. Reynolds sayısının 480 ile 6100 arasında olduğu 20 farklı değer için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sabit yüzey ısı akısı laminer akış şartlarında 5500 kW/m^2, geçiş ve türbülanslı akış şartlarında ise 21100 kW/m^2 olarak boru iç yüzeyinden akışkana sağlanmıştır. Boru dış yüzeyine adyabatik sınır şartı tanımlanmıştır. Bütün çalışmalar nümerik olarak ANSYS Fluent 19.0 paket yazılım programında parametrik olarak analiz edilmiştir. Elde edilen nümerik sonuçlara göre laminer akış rejiminde koruge yüzeyin ve helisel geometrinin pürüzsüz düz boruya göre ısıl performansta iyileşme sağladığı görülmüştür. Türbülanslı akış rejiminde ise kayda değer bir iyileşme gözlemlenememiştir.

Anahtar Kelimeler: Koruge yüzey, helisel boru, ısı geçişi iyileştirme

ABSTRACT

Numerical Investigation of the Effect of Using Corrugated Surfaces on Heat Transfer Characteristics in Straight and Helically Coiled Tubes

Şafak Metin KIRKAR

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Co-advisor: Assist. Prof. Dr. Ali CELEN

Nowadays, energy efficiency issue has become important due to the limited and easily depleted energy resources. This situation highlights the energy efficiency in the design of heat exchanger devices as well. Various heat transfer enhancement methods are used to increase the thermal performance of the heat exchangers. Within the scope of this thesis study, heat transfer characteristics of single-phase flow in circular tubes with corrugated surfaces and helical structures, which are two different passive heat transfer enhancement methods, have been numerically investigated. Circular tubes with constant diameter of 5,75 mm and length of 390 mm has been designed as straight smooth tube, straight corrugated tubes, helically coiled smooth tubes and helically coiled corrugated tubes. The effects of corrugation pitch, corrugation depth and helix diameter on the heat transfer and pressure drop have been examined. 6 mm, 12 mm, and 18 mm of the corrugation pitch, 0,6 mm, 0,8 mm, 1,0 mm of the corrugation depth and 20 mm, 30 mm, 40 mm and 60 mm of the helix diameter have been studied. Liquid water has been

used as working fluid. Laminar, transitional and turbulent flow regimes of the water with the inlet temperature of 25 ℃ under the thermal boundary condition of the constant surface heat flux have been analyzed. Studies have been carried out for 20 different Reynolds numbers between 480 and 6100. Heat flux has been applied from the inner surface of the tube to the fluid as 5500 kW/m^2 in laminer flow regimes and 21100 kW/m^2 in turbulent flow regimes. For the outer side of the tube, adiabatic condition has been defined. All the parametric cases have been numerically investigated on ANSYS Fluent 19.0 package software program. Numerical results showed that thermal performance in the laminer flow regimes is enhanced with the corrugated surfaces and helical structures compared to the straight smooth ones. For the turbulent flow regimes, it was observed that there is no considerably difference in the thermal performance.

Keywords: Corrugated surface, helically coiled tube, heat transfer enhancement

1
GİRİŞ

Genellikle birbirine karışmayan farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişinin gerçekleşmesini sağlayan ısı değiştiricileri günlük yaşamımızda hayatımızın birçok yerinde karşımıza çıkmaktadır. Isıtma-soğutma sistemlerinde, sıcak-soğuk su ihtiyacının karşılanmasında, termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, atık ısı geri kazanımında, gıda teknolojilerinde vb. birçok alanda ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Kullanım alanı çok çeşitli olduğundan ısı değiştiricilerinin birçok farklı tasarımı mevcuttur ve genel olarak ısı değişim şekline, ısı geçişi yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına (kompaktlık), akışkan sayısına, ısı geçişi mekanizmasına, konstrüksiyon özelliklerine ve akıma göre sınıflandırılırlar.

Günümüzde enerjiye olan bağlılığımızın sürekli artması ve enerji kaynaklarının kısıtlı ve kolay tükenir olması ısı değiştiricisi tasarımlarında enerji verimliliğini ön plana çıkarmaktadır. Bu sebeple tasarımda genel olarak amaç minimum maliyetle maksimum enerji verimliliğini sağlamaktır. Bunun için de minimum entropi üretimini veya minimum ekserji yıkımını sağlayacak bir tasarım gerekmektedir. Isı değiştiricinin üretim yöntemi, üretimindeki malzeme kullanımını, içerisinden akışkanların akmasını sağlayacak pompa veya kompresörün enerji tüketimi vb. durumlar göz önünde bulundurularak enerji verimliliği yüksek olacak şekilde ısı değiştiricisi tasarımları tercih edilir. Ayrıca ısı değiştiricilerin kullanım yerinde kapladığı hacim de yer sarfiyatı açısından önem arz edebilmektedir.

Isı değiştiricilerinde ısıl performansı arttırmak için ısı geçişi iyileştirme yöntemleri kullanılmaktadır. Isı geçişi iyileştirme yöntemleri temelde üçe ayrılır: aktif yöntem, pasif yöntem ve bileşik yöntem [2].

- Aktif Isı Geçişi İyileştirme Yöntemi

Aktif yöntem ısı geçişinde iyileşme sağlamak için dışarıdan harici bir güç kaynağı gerektiren uygulamaları kapsar. Yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, elektrostatik alanlar, manyetik alan, mekanik yardımcılar, enjeksiyon, emme vb. gibi ek bir enerji gereksinimine ihtiyaç duyan uygulamalar aktif ısı geçişi iyileştirme yöntemleri arasındadır [3].

Dışarıdan ek bir enerjiye ihtiyaç duyması, bu enerjiyi sağlamanın bazı sistemlerde güç olması ve sistemin çalışabilmesi için bir altyapı kurulumu gerektirmesi bu yöntemi birçok pratik uygulamada sınırlamaktadır. Aktif yöntem, pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerine kıyasla ilgili sebeplerden dolayı çok fazla potansiyel gösterememektedir [4].

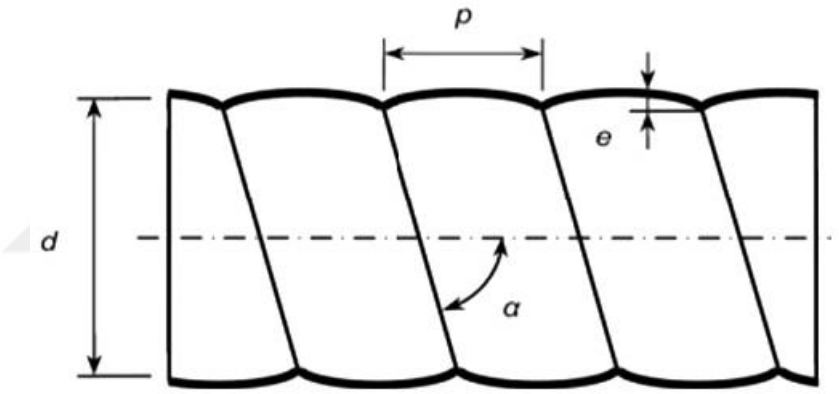
- Pasif Isı Geçişi İyileştirme Yöntemi

Pasif yöntem dışarıdan bir güç kaynağına ihtiyaç duymadan ısı geçişinde iyileşmenin sağlandığı yöntemleri kapsar. Isı değiştiricilerinde ısı geçişi iyileştirmede en çok kullanılan yöntemdir. İşlenmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, genişletilmiş yüzeyler, akış içerisine iyileştirme cihazlarının yerleştirilmesi, girdap akım cihazları, helisel borular, yüzey gerilim cihazları, akışkanlara katkı maddeleri eklenmesi, faz değiştiren malzemelerin kullanılması vb. uygulamalar pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerindendir [3]. Yüzey veya geometri modifikasyonları koruge yüzeyler, mikrokanatlı yüzeyler, çıkıntılı veya çukurlu yüzeyler, helisel şekilde sarılmış borular vb. şeklindedir. Bu yöntemlerle ısı değiştiricinin yüzey alanının artması, akışkanın yüzey ile olan temasının artması, akışın kolayca türbülansa geçmesi, girdap veya ikincil akışların oluşması ile ısı geçişinde iyileşme sağlanır. Çalışma akışkanına uygun şartlarda nanopartikül şeklinde katkı maddeleri eklenerek nanoakışkan oluşturulmasıyla da saf akışkana göre yoğunluk, viskozite ve iletkenlik gibi ısıl özelliklerin değişmesi neticesinde ısı geçişinde iyileşme sağlanabilmektedir. Ancak pasif yöntemlerde, ısı geçişinde artış ile beraber genellikle basınç düşümünde de kayda değer bir artış söz konusu olur [4].

- Bileşik Isı Geçişi İyileştirme Yöntemi

Bileşik yöntem aktif ve pasif yöntemlerin bir arada kullanıldığı hibrit uygulamaları kapsar. Aktif ve pasif yöntemlerin birlikte kullanıldıkları bileşik yöntemde, bu yöntemlerin ayrı kullanıldıkları durumlara göre ısı geçişinde daha fazla iyileşme sağlanabilmektedir. Genellikle tasarımları karmaşık olduğundan sınırlı sayıda uygulaması vardır [2].

Pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden koruge yüzey ve helisel geometriye ait görseller sırasıyla Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de sunulmuştur. Koruge yüzey kullanımıyla gerek düz boruya kıyasla ısı geçişi yüzey alanının artmasıyla gerekse de ikincil akış ve girdap akımlarının oluşmasıyla ısı geçişinde iyileşme sağlanmaktadır. Helisel geometride de benzer şekilde boru içerisinde ikincil akışlar ve girdap akımlarının oluşması söz konusu olup bu sayede ısı geçişinde iyileşme sağlanmaktadır.



Şekil 1.1 Koruge yüzeyli düz borunun şematik gösterimi [5]

Burada *d* dairesel kesitli borunun çapını, *p* koruge hatvesini, *α* koruge açısını, *e* ise koruge derinliğini ifade etmektedir.

Pürüzsüz düz borularda boru iç çapı boru boyunca sabit iken koruge borularda yüzey geometrisinin dalgalı formda olmasından dolayı çap boru boyunca değişmektedir. Bu nedenle koruge borularda eşdeğer bir çap tanımlanmıştır ve (1.1) ile belirlenmektedir. Bazı kaynaklarda hidrolik çap olarak bu nominal koruge boru çapı kullanılmaktadır.

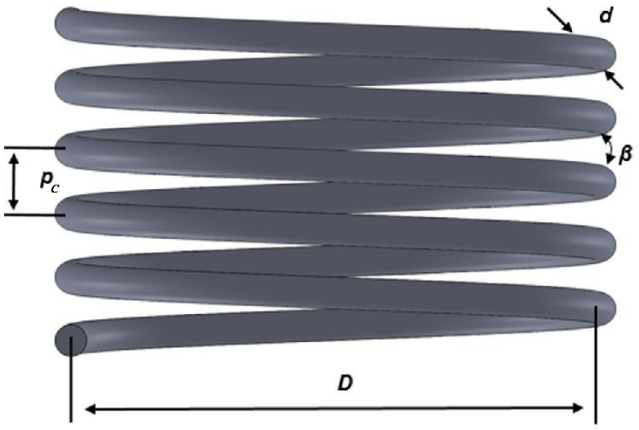
$$d_n = d \pm e \tag{1.1}$$

Koruge yüzey parametrelerinden biri olan e ifadesi koruge yüzeyin içbükey olduğu durumda koruge derinliği, dışbükey olduğu durumda ise koruge yüksekliği olarak adlandırılabilmektedir. Nominal çap belirlenirken koruge yüzey içbükey olduğu durumda e negatif, dışbükey olduğu durumda ise pozitif alınmaktadır.

Koruge derinliğinin boru çapına oranı boyutsuz koruge derinliği (e/d), koruge hatvesinin boru çapına oranı ise boyutsuz koruge hatvesi (p/d) olarak adlandırılmaktadır. Koruge derinliği ve hatvesinin etkisinin birlikte değerlendirildiği, boru yüzey pürüzlülük derecesinin bir ölçüsü olarak da adlandırılabilecek olan diğer bir parametre de şiddet indeksidir (φ) ve (1.2) ile belirlenmektedir. Koruge yüzey özelliğinin ısı geçişi ve basınç düşümüne olan etkisi literatürde genellikle tanımlanan bu parametreler üzerinden değerlendirilmektedir.

$$\varphi = \left(e^2 \,/\, pd \right) \tag{1.2}$$

Şekil 1.2'deki helisel boruya ait görselde d dairesel kesitli borunun çapını, D helis çapını, p_c helis hatvesini (adımını) ve β helis açısını ifade etmektedir.



Şekil 1.2 Pürüzsüz yüzeyli helisel borunun şematik gösterimi [6]

Boru çapının helisel geometri parametrelerinden biri olan helis çapına oranı eğrilik oranı (d/D) olarak adlandırılmaktadır. Helisel borularda eğrilik oranı ısı geçişi ve basınç düşümünde etkin rol oynamaktadır.

Helisel borunun helis uzunluğu veya helis yüksekliği (H) (1.3) ile hesaplanmaktadır.

$$H = N \cdot p_c \tag{1.3}$$

Burada, N helisel borunun sarım sayını ve p_c helisel borunun hatvesini ifade etmektedir.

Helisel borunun sarılmamış haldeki düz uzunluğu, diğer bir deyişle boru boyu (L) (1.4) ile belirlenebilir.

$$L = N\left[\left(\pi D\right)^2 + {p_c}^2\right]^{1/2} \tag{1.4}$$

Helis açısı (β) ise (1.5) ile hesaplanabilir.

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p_c}{\pi D}\right) \tag{1.5}$$

Koruge yüzeyli düz boru üzerindeki koruge formu çok çeşitli yapılarda olabilmektedir. Düz boru etrafında helisel formda olan koruge yüzey için helisel boru için yukarıda verilen eşitlikler kullanılabilir. Ancak koruge açısı (α) genellikle boru eksenine göre tanımlandığından (1.5) ile elde edilen açının tümler açısı ya da arctan fonksiyonu içindeki ifadenin tersiyle elde edilen açı koruge açısı olmaktadır.

1.1 Literatür Özeti

Tez kapsamında çalışılmış olan pürüzsüz yüzeyli düz boru, koruge yüzeyli düz boru, pürüzsüz yüzeyli helisel boru ve koruge yüzeyli helisel boru ile ilgili literatürde mevcut olan deneysel ve nümerik çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

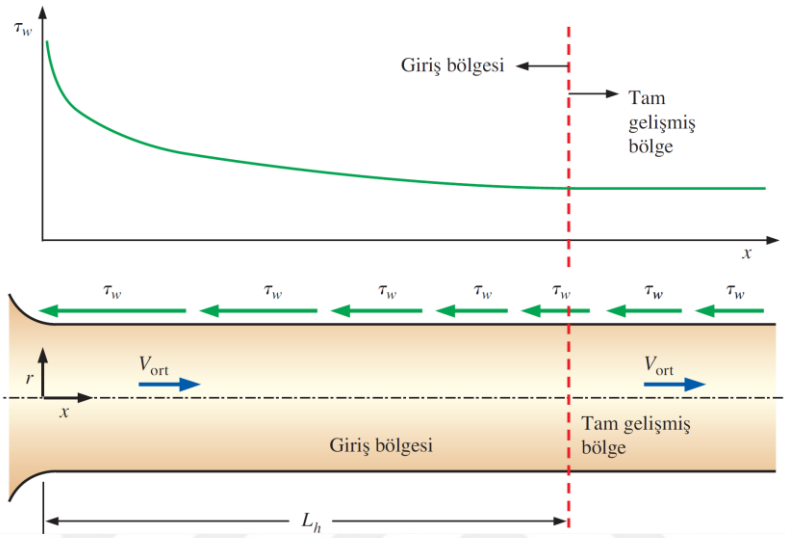
1.1.1 Pürüzsüz Yüzeyli Düz Boru

Dairesel kesitli borudaki tek fazlı akışta ısı geçişi ve basınç düşümü çalışmalarında en temel ve basit boru tipi, geometrisi gereği pürüzsüz yüzeyli düz borulardır.

Boru içerisindeki akışta boru iç yüzeyi ile temas halindeki akışkan molekülleri yüzeye tutunurlar, bu durum kaymama koşulu sınır şartı olarak tanımlanmaktadır ve bu nedenle yüzeyde akışkanın hızı sıfır olarak kabul edilir. Yüzeyden boru merkezine doğru viskoz etkiler azalmakta ve akışkanın hızı da buna bağlı olarak artmaktadır ve merkezde maksimumdur. Yüzeyden itibaren viskoz etkilerin söz

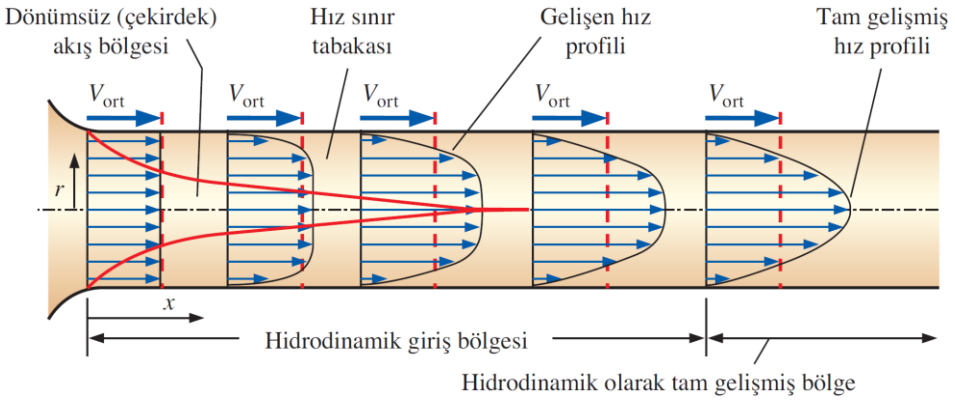
konusu olduğu bölge hidrodinamik sınır tabaka veya hız sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Sürekli rejim şartlarında kütle korunumu (süreklilik) gereği akışkanın ortalama hızı değişmeyeceğinden hız profili buna bağlı olarak oluşur. Akış yönünde boru girişinden itibaren boru boyunca belli bir uzunluğa kadar viskoz etkiler farklılık göstermektedir, buna bağlı olarak hız sınır tabaka kalınlığı ve oluşan hız profili de değişmektedir. Ancak girişten itibaren belli bir mesafeden sonra aynı viskoz etkiler altında boru boyunca herhangi bir kesitte hız profili artık değişmeden aynı kalır. Hız profilinin tam olarak geliştiği ve değişmeden aynı kaldığı bu bölgeye hidrodinamik tam gelişmiş bölge, bu bölgedeki akışa hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış denir. Boru girişinden hızın tam gelişmiş olduğu yere kadar olan kısım hidrodinamik giriş bölgesi, bu bölgenin uzunluğu ise hidrodinamik giriş uzunluğu (L_h) olarak tanımlanmaktadır. Hidrodinamik giriş uzunluğu akış rejimine, *Re* değerine ve boru çapına bağlı olarak değişmektedir. Benzer durum ve ifadeler sıcaklık profili için de söz konusudur. Boru yüzeyi ile akışkan arasında belli bir sıcaklık farkının olması ile ısı geçişi söz konusu olur. Sürekli rejim şartlarında boru yüzeyine yakın akışkan molekülleri ile yüzey arasındaki sıcaklık farkları daha az, yüzeyden boru merkezine doğru ise yüzey ile akışkan molekülleri arasındaki sıcaklık farkları daha fazla olmaktadır. Bu durum ısıl sınır tabakanın ve sıcaklık profilinin oluşmasına neden olmaktadır. Boyutsuz sıcaklık profilinin boru girişinden itibaren belli bir mesafeden sonra değişmemeye başladığı bölge ısıl giriş bölgesi, bu bölgenin uzunluğu ise ısıl giriş uzunluğu (L_t) olarak tanımlanmaktadır. Boyutsuz sıcaklık profilinin değişmeden aynı kaldığı bölge ısıl tam gelişmiş bölge, bu bölgedeki akışa ise ısıl olarak tam gelişmiş akış denir. Isıl giriş uzunluğu ise hidrodinamik giriş uzunluğundaki değişkenlere ek olarak Prandtl sayısı (*Pr*) ile de değişmektedir. Akışın hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş olduğu, hız ve boyutsuz sıcaklık profillerinin değişmeden aynı kaldığı bölge ise tam gelişmiş akış bölgesidir ve bu bölgedeki akış tam gelişmiş olarak ifade edilir.

Şekil 1.3'te viskoz etkilere sebep olan kayma gerilmelerinin hidrodinamik giriş bölgesi ile tam gelişmiş bölge arasındaki farklılıkları gösterilmektedir. Hidrodinamik tam gelişmiş bölgede kayma gerilmeleri sabittir, bu nedenle oluşan hız sınır tabaka kalınlıkları ve hız profilleri de bu bölgede değişmeden aynı kalmaktadır.



Şekil 1.3 Kayma gerilmesinin boru boyunca değişimi [7]

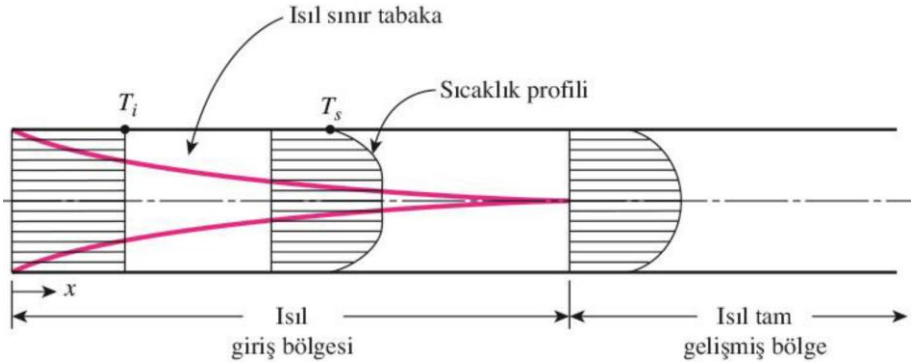
Şekil 1.4'te boru boyunca hız profilinin değişimi gösterilmiştir. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgede hız sınır tabakada bir değişim söz konusu olmadığından hız profili de bu bölgede herhangi bir kesitte aynıdır. Ancak sürekli rejim şartlarında kütlenin korunumu gereği ortalama hız borunun her yerinde aynıdır.



Şekil 1.4 Hız profilinin boru boyunca değişimi [7]

Şekil 1.5'te boru boyunca sıcaklık profilinin değişimi gösterilmiştir. Isıl giriş bölgesinde sıcaklık profili gelişirken, ısıl tam gelişmiş bölgede ısıl olarak tam gelişmiş akış söz

konusudur. Isıl tam gelişmiş bölgede herhangi bir kesitte boyutsuz sıcaklık profili değişmeden aynı kalmaktadır.



Şekil 1.5 Sıcaklık profilinin boru boyunca değişimi [8]

Akış rejimi (laminer, geçiş veya türbülanslı) temelde atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlı olarak belirlenmektedir ve bu oran Reynolds sayısı (*Re*) ile ifade edilmektedir (1.6).

$$Re = \frac{\rho V_{ort} L_c}{\mu} \tag{1.6}$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, V_{ort} akışkanın ortalama hızını, L_c karakteristik uzunluğu, μ akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir. L_c akışı karakterize eden bir uzunluk olup dairesel kesitli borularda boru çapına eşittir. Dairesel kesiti olmayan boru veya kanal akışlarında ise dairesel kesite eşdeğer çap olarak ifade edilen hidrolik çap ile hesaplanmaktadır.

Akışın laminerden türbülanslı akışa geçmeye başladığı akış geçiş akışı veya geçiş bölgesi akışı olarak ifade edilmektedir ve buna karşılık gelen *Re* değeri kritik Reynolds sayısı (Re_{cr}) olarak tanımlanmaktadır. Re_{cr} değeri akışın iç akış veya dış akış olmasına, akışın temas halinde olduğu geometrinin özelliklerine vb. etmenlere bağlı olarak farklılık göstermektedir. Dairesel kesitli pürüzsüz yüzeyli düz borularda Re_{cr} değerinin genellikle 2300 olduğu kabul edilmektedir. *Re* değerinin 2300'den küçük olduğu durumlarda akış laminer, 2300 ile 4000 arasında akış geçiş akışı, 4000'den büyük olduğu durumlarda ise akışın türbülanslı akış olduğu kabul edilmektedir [7]. Bazı kaynaklara göre ise *Re* değerinin 10000'den büyük olduğu durumlarda tam türbülanslı akışın gerçekleştiği belirtilmiştir.

Laminer akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısıl giriş uzunluğu sırasıyla (1.7) ve (1.8) eşitlikleriyle hesaplanmaktadır.

$$L_{h,lam} = 0{,}05 Re\, d \tag{1.7}$$

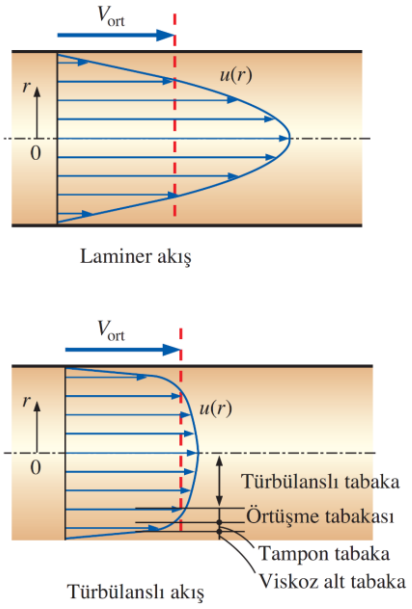
$$L_{t,lam} = 0{,}05 Re\, Pr\, d \tag{1.8}$$

(1.7) ve (1.8)'den görülebileceği üzere *Pr* değerinin 1'e eşit olması durumunda iki uzunluk birbirine eşit olacaktır ve buna bağlı olarak oluşacak hız sınır tabaka ve ısıl sınır tabaka kalınlıkları da aynı olacaktır.

Türbülanslı akıştaki hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısıl giriş uzunluğu ise sırasıyla yaklaşık olarak (1.9) ile hesaplanmaktadır.

$$L_{h,türb} \cong L_{t,türb} \cong 10d \tag{1.9}$$

Şekil 1.6'da boru içi akışta laminer ve türbülanslı akış hız profillerine ait görseller sunulmuştur. Laminer akışta sınır tabaka içerisindeki viskoz etkiler türbülanslı akışa göre daha etkili olduğundan hız profilleri arasında belirgin bir fark söz konusu olmaktadır. Laminer akışta hız profili parabolik, türbülanslı akışta ise bir dereceye kadar daha basık veya doludur.



Şekil 1.6 Dairesel kesitli pürüzsüz düz boruda laminer ve türbüslanlı akış hız profilleri [7]

Literatürde laminer ve türbülanslı akışta yapılan tek fazlı çalışmaların büyük çoğunluğu hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgede gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple ısı geçişi hesaplarında kullanılan Nusselt sayısı (*Nu*) ve basınç düşümü hesaplarında kullanılan sürtünme faktörü (*f*) için önerilen değerler ve korelasyonlar akışın hidrodinamik olarak tam geliştiği bölgede geçerlidir.

Dairesel kesitli pürüzsüz düz borularda hidrodinamik olarak tam gelişmiş laminer akışta sürtünme faktörünün analitik çözümü Hagen-Poiseuille yasasına göre (1.10) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{64}{Re}, (Re \leq 2000) \tag{1.10}$$

Hem hidrodinamik hem de ısıl olarak tam gelişmiş laminer akış için ısı geçişine ait teorik çözümler literatürde mevcuttur. Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için teorik *Nu* değeri 3,66, sabit yüzey ısı akısı sınır şartı için ise teorik *Nu* değeri 4,36 olarak hesaplanmıştır.

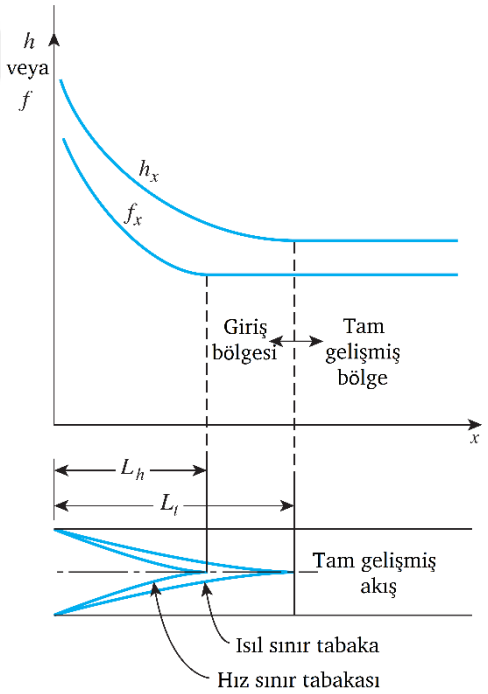
Hidrodinamik olarak tam gelmiş, ancak ısıl olarak gelişmekte olan laminer akış için ise ısı geçişine ait teorik tam çözümler olmasa da gerçekleştirilmiş deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen deneysel veriler baz alınarak türetilmiş olan korelasyonlar mevcuttur. Geçiş bölgesi ve türbülanslı akış için de benzer bir durum söz konusudur. Hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş ya da gelişmekte olan akışlar için teorik veya analitik çözümler ne ısı geçişi ne de basınç düşümü için literatürde mevcut değildir ancak bu bölgeler çeşitli araştırmacılar tarafından çokça çalışılmış olup literatürde yaygın olarak kullanılan yüksek hassasiyetli birçok korelasyon mevcuttur. Bu sebeple günümüzde pürüzsüz yüzeyli düz borularda tek fazlı akış rejimleri güncel olarak tek başına çalışılan bir konu olamamaktadır. Ancak boru üzerinde geometrik modifikasyonların yapıldığı durumlarda ısıl performanstaki değişimi saptayabilmek için kıyaslama amacıyla çalışılabilmektedir.

Literatürde pürüzsüz yüzeyli düz borularda tek fazlı laminer, geçiş bölgesi ve türbülanslı akış için yapılan ısı geçişi ve basınç düşümü çalışmalarında en çok bilinen ve referans olarak kullanılan başlıca çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

1.1.1.1 Pürüzsüz Yüzeyli Düz Boruda Laminer Akış

Dairesel kesitli pürüzsüz yüzeyli boru içinde, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve ısıl olarak gelişmekte olan tek fazlı akışta *Nu* değerini belirlemek için deneysel çalışmalar neticesinde elde edilmiş korelasyonlar önerilmiştir. Isıl olarak gelişmekte olan akışta ortalama *Nu* değeri karakteristik uzunluğun boru boyuna olan oranına bağlı olarak değişmekle beraber hem hidrodinamik hem de ısıl olarak tam gelişmiş laminer akışta sabit yüzey sıcaklığı için hesaplanan 3,66 ve sabit yüzey ısı akısı için hesaplanan 4,36 değerlerinden büyüktür.

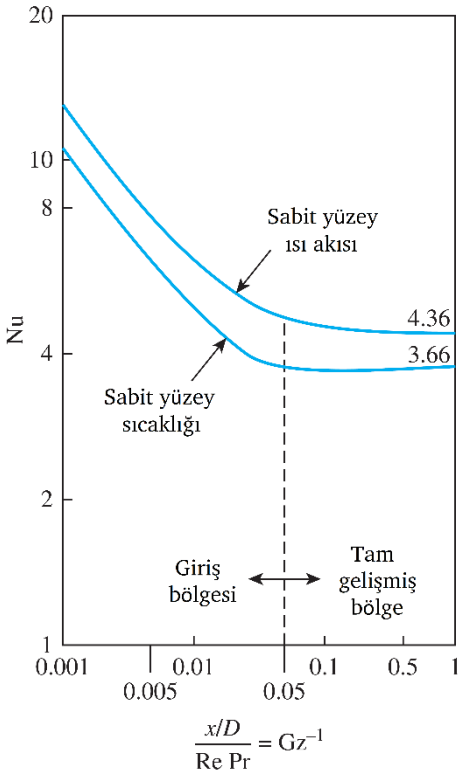
Şekil 1.7'de akış yönünde boru boyunca yerel ısı taşınım katsayısı (h_x) ve yerel sürtünme faktörü (f_x) değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Tam gelişmiş bölgeye kadar ilgili değerler azalmaktadır, tam gelişmiş bölgede ise sabit değerdedirler.



Şekil 1.7 Boru boyunca h_x ve f_x değerlerinin değişimi ($Pr > 1$) [8]

Şekil 1.8'de ise dairesel kesitli düz borudaki laminer akışta sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve ısıl

olarak gelişmekte olan akış için yerel *Nu* değerinin akış yönünde boru boyunca değişimi gösterilmiştir. Tam gelişmiş bölgeye kadar ilgili değerler azalmakta ve tam gelişmiş bölgede ise analitik olarak hesaplanan değerlerde sabit kalmaktadırlar. Ortalama *Nu* değeri ise giriş bölgesinin, boru uzunluğuna oranına bağlı olarak değişebilmektedir. Bu oran sıfıra yaklaştığında, giriş uzunluğu ihmal edilebilir boyutlarda olmaktadır ve yerel *Nu* değeri ile ortalama *Nu* değeri arasındaki fark ihmal edilebilir olmaktadır.



Şekil 1.8 Boru boyunca *Nu* değerinin değişimi [8]

Churchill [9] pürüzsüz yüzeyli düz borularda sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartlarında geniş bir *Re* ve *Pr* değerleri aralıklarında ısı geçişi için bir korelasyon önermiştir. Önerilen korelasyon tam gelişmiş akış şartlarında geçerlidir. Ayrıca sürtünme faktörü için de bir korelasyon önermiştir.

Tablo 1.1'de dairesel kesitli düz borulara ait tek fazlı laminer akışta *Nu* değerini belirlemek için önerilen bazı korelasyonlar sunulmuştur.

Tablo 1.1 Literatürde düz boruda tek fazlı laminer akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Churchill [9]	$Nu = 4,364\left[1+\left(\frac{RePrd\ /\ x}{7,3}\right)^2\right]^{1/6}$
Ghajar ve Tam [10]	$Nu = 1,24\left[\left(\frac{RePrd}{x}\right)+0,025(GrPr)^{0,75}\right]^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $3 \le x/d \le 192$ $280 \le Re \le 3800$ $40 \le Pr \le 160$ $1000 \le Gr \le 28000$ $1,2 \le \mu_b/\mu_s \le 3,8$ ±%17 belirsizlik
Petukhov [11]	$Nu = 1,55\left(\frac{RePrd}{L}\right)^{0,33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$
Sieder ve Tate [12]	$Nu = 1,86\left(\frac{RePrd}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $0,6 \le Pr \le 5$ $0,0044 \le \mu_b/\mu_s \le 9,75$ Hidrodinamik olarak gelişen laminer akış için önerilmiştir.
Edwards vd. [13]	$Nu = 3,66+\frac{0,065(d\ /\ L)RePr}{1+0,04\left[(d\ /\ L)RePr\right]^{2/3}}$ Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında ısıl olarak gelişen laminer akış için önerilmiştir.

1.1.1.2 Pürüzsüz Yüzeyli Düz Boruda Geçiş Bölgesi Akışı

Laminerden türbülanslı akışa geçişin söz konusu olduğu aralık literatürde az çalışılmıştır. Doğrudan bu bölge için önerilen korelasyon sayısı da sınırlıdır. Önerilen bu korelasyonlar da *Nu* değeri içindir. Ancak türbülanslı akış için önerilen *Nu* ve *f* korelasyonlarının bir kısmı geçiş bölgesini de kapsamaktadır ve geçiş

bölgesinde de deney sonuçları ile önerilen korelasyonlar arasında düşük hata oranları söz konusudur.

Ghajar ve Tam [10] sabit yüzey ısı akısı sınır şartında dairesel kesitli yatay düz borularda laminer ve türbülanslı akış arasındaki geçiş bölgesinde ısı geçişi davranışını incelemişlerdir. Girintili, düzgün kenarlı ve çan ağızlı olmak üzere üç farklı giriş geometrisi konfigürasyonunun zorlanmış taşınım ve doğal taşınımın da etkilerinin görüldüğü karma taşınım üzerine etkilerini araştırmışlardır. Üç farklı tip giriş düzeni için gelişen ve tam gelişmiş geçiş bölgesindeki akışta ısı geçiş katsayısı tayini için bir korelasyon önermişlerdir. Ayrıca, laminer ve türbülanslı akış için de üç giriş düzeni için korelasyonlar önermişlerdir. Literatürdeki ilgili konu için önerilen mevcut korelasyonlar ile geniş aralıkta çalıştıkları kendi deneysel verilerini karşılaştırmışlardır.

Tablo 1.2'de dairesel kesitli düz borulara ait geçiş bölgesindeki tek fazlı akışta *Nu* değerini belirlemek için önerilen bazı korelasyonlar sunulmuştur.

Tablo 1.2 Literatürde düz boruda geçiş bölgesindeki tek fazlı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Churchill [9]	$$Nu^{10} = Nu_l^{10} + \left[\frac{\exp(2200 - Re/365)}{Nu_{l,cr}^{2}} + \frac{1}{Nu_t^{2}} \right]^{-5}$$ $$Nu_l = 4{,}364 \left[1 + \left(\frac{RePrD/x}{7{,}3} \right)^2 \right]^{1/6}$$ $$Nu_{l,cr} = 4{,}364 \left[1 + \left(\frac{287PrD}{x} \right)^2 \right]^{1/6}$$ $$Nu_t = 6{,}3 + \frac{0{,}079(f/2)^{1/2}RePr}{(1+Pr^{4/5})^{5/6}}, \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = 2{,}21\ln\left(\frac{Re}{7}\right)$$ $Re_{cr} = 2100$ $10 < Re < 10^6$ $0 < Pr < 10^6$

Tablo 1.2 Literatürde düz boruda geçiş bölgesindeki tek fazlı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar (devamı)

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Ghajar ve Tam [10]	$$Nu = Nu_l + \left\{\exp\left[(a - Re)/b\right] + Nu_t^{\,c}\right\}^c$$ $$Nu_l = 1{,}24\left[\left(\frac{RePrd}{x}\right) + 0{,}025(GrPr)^{0{,}75}\right]^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0{,}14}$$ $$Nu_t = 0{,}023Re^{0{,}8}Pr^{0{,}385}\left(\frac{x}{D}\right)^{-0{,}0054}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0{,}14}$$ Giriş geometrisi: • Girintili: a = 1766, b = 276, c = -0,955 $3 \le x/d \le 192$, $1700 \le Re \le 9100$, $5 \le Pr \le 51$ $4000 \le Gr \le 2{,}1\text{x}10^5$, $1{,}2 \le \mu_b/\mu_s \le 2{,}2$ • Düzgün kenarlı: a = 2617, b = 207, c = -0,950 $3 \le x/d \le 192$, $1600 \le Re \le 10700$, $5 \le Pr \le 55$ $4000 \le Gr \le 2{,}1\text{x}10^5$, $1{,}2 \le \mu_b/\mu_s \le 2{,}6$ • Çan ağızlı: a = 6628, b = 237, c = -0,980 $3 \le x/d \le 192$, $3300 \le Re \le 11100$, $13 \le Pr \le 77$ $6000 \le Gr \le 1{,}1\text{x}10^5$, $1{,}2 \le \mu_b/\mu_s \le 3{,}1$

1.1.1.3 Pürüzsüz Yüzeyli Düz Boruda Türbülanslı Akış

Pürüzsüz yüzeyli düz borularda tek fazlı türbülanslı akış için ısı geçişi ve basınç düşümü karakteristikleri birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir.

Tablo 1.3'de dairesel kesitli düz borularda tek fazlı türbülanslı akışta *Nu* değerini belirlemek için önerilen bazı korelasyonlar sunulmuştur. Tablo 1.3'te önerilen *Nu* korelasyonlarının geçerlilik aralıklarına bakıldığında bazı korelasyonların geçiş bölgesi için de uygun olduğu görülmektedir.

Tablo 1.3 Literatürde düz borudaki tek fazlı türbülanslı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Dittus ve Boelter [14]	$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{n}$ n = 0,4 (ısıtma durumunda) n = 0,3 (soğutma durumunda) $Re > 10^4$ $0,7 \le Pr \le 160$
Petukhov vd. [15]	$Nu = \dfrac{(f/8)RePr}{1,07+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$ $f = (1,82\log Re - 1,64)^{-2}$ $10^4 < Re < 5\text{x}10^6$ $0,5 < Pr < 2000$ ±%10 belirsizlik
Gnielinski [16]	$Nu = \dfrac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)}\left[1+\left(\dfrac{d}{x}\right)^{2/3}\right]\left(\dfrac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,11}$ $f = (1,82\log Re - 1,64)^{-2}$ $2300 \le Re \le 10^6$ $0,6 \le Pr \le 10^5$ ±%20 belirsizlik
Hausen [17]	$Nu = 0,037(Re^{0,75}-180)Pr^{0,42}\left[1+\left(\dfrac{d}{x}\right)^{2/3}\right]\left(\dfrac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $0 < d/x < 1$ $2300 < Re < 10^6$ $0,6 < Pr < 10^3$
Sieder ve Tate [12]	$Nu = 0,027Re^{0,8}Pr^{0,33}\left(\dfrac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $x/d > 60$ $Re \ge 10^4$ $0,7 \le Pr \le 16700$ ±%25 belirsizlik

Tablo 1.3 Literatürde düz borudaki tek fazlı türbülanslı akışta *Nu* için önerilen bazı korelasyonlar (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Ghajar ve Tam [10]	$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,385}\left(\frac{x}{d}\right)^{-0,0054}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $3 \le x/d \le 192$ $7000 \le Re \le 49000$ $4 \le Pr \le 34$ $1,1 \le \mu_b/\mu_s \le 1,7$ ±%11 belirsizlik
Churchill [9]	$Nu = 6,3 + \frac{0,079(f/2)^{1/2}RePr}{(1+Pr^{4/5})^{5/6}}$ $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,21\ln\left(\frac{Re}{7}\right)$ $2100 < Re < 10^6$
Shah ve London [18]	$Nu = \begin{cases} 1,953(RePrd/L)^{1/3}; & (RePrd/L) \ge 33,3 \\ 4,364 + 0,0722(RePrd/L); & (RePrd/L) \le 33,3 \end{cases}$
Li ve Xuan [19]	$Nu = 0,0059Re^{0,9238}Pr^{0,4}$ $2500 \le Re \le 25000$ ±%8 belirsizlik

Glisenki [16], Hausen denkleminin [17] sadece geçiş bölgesinde kullanılmasının uygun olduğunu belirtmiştir. Tam vd. [20], Gnielinski denkleminin geçiş bölgesi ve türbülanslı akış rejimlerinde zorlanmış taşınım için uygun olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, *Re* değeri aralıklarına göre Churchill denklemi [9] ve Li ve Xuan denkleminin [19] de geçiş bölgesi için kullanılabileceği görülmektedir.

Tablo 1.4'de dairesel kesitli düz borularda tek fazlı türbülanslı akışta *f* değerini belirlemek için önerilen bazı korelasyonlar sunulmuştur.

Tablo 1.4 Literatürde düz boruda tek fazlı türbülanslı akışta *f* için önerilen bazı korelasyonlar

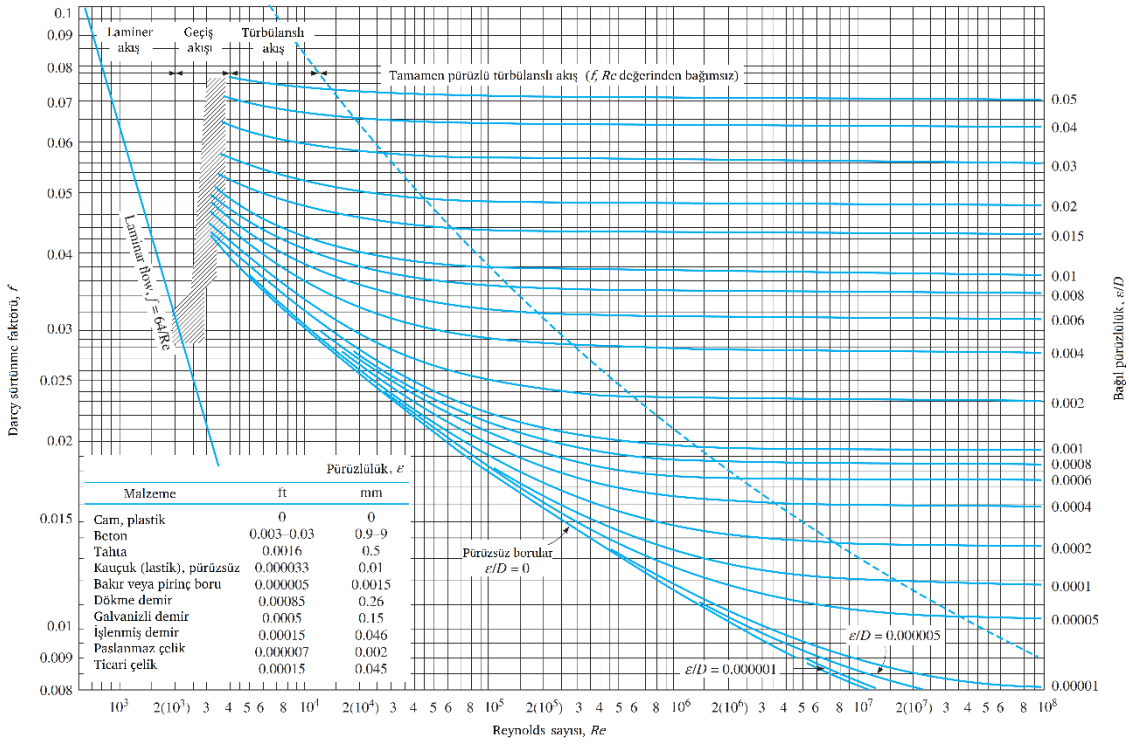
Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Blasius [21]	$f = 0,316Re^{-1/4}$ $Re \leq 10^5$
Filonenko [22]	$f = (1,82\log Re - 1,64)^{-2}$ veya $f = (0,79\ln Re - 1,64)^{-2}$ $10^4 < Re < 5\text{x}10^6$ $0,5 < Pr < 2000$
Moody [23]	$f = 0,184Re^{-1/5}$ $2\text{x}10^4 \leq Re \leq 2\text{x}10^6$
Colebrook [24]	$f = \left(1,8\log\frac{Re}{6,9}\right)^{-2}$ veya $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,21\ln\left(\frac{Re}{7}\right)$ $4000 \leq Re \leq 10^8$
Konakov [25]	$f = (1,8\log Re - 1,5)^{-2}$
Danish vd. [26]	$\frac{1}{2\sqrt{f}} = A - \frac{1,73718A\ln A}{1,73718+A} + \frac{2,62122A(\ln A)^2}{(1,73718+A)^3} + \frac{3,03568A(\ln A)^3}{(1,73718+A)^4}$ $A = 4\log Re - 0,4$
Fang vd. [27]	$f = 0,25\left[\log\left(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re}\right)\right]^{-2}$ $3000 \leq Re \leq 10^8$

Blasius ve Filonenko denklemleri literatürde pürüzsüz yüzeyli dairesel kesitli düz borularda tek fazlı türbülanslı akışta en çok kullanılan denklemlerdir [28], [29]. Uygulanabilir Reynolds sayısı aralığının Blasius denkleminde $Re \leq 2\text{x}10^4$, Filonenko denkleminde ise $3000 \leq Re \leq 5\times10^6$ olduğu belirtilmiştir [29]. Danish vd. [26] türettikleri denklemi laminer ve türbülanslı akış rejimlerinin ikisi için de önermiştir.

Fang vd. [27] dairesel kesitli düz borularda pürüzsüz ve pürüzlü yüzeyler için tek fazlı akışa ait önerilmiş olan sürtünme faktörü korelasyonlarını incelemişlerdir.

Korelasyonlar arasındaki benzerlikleri ve farklılıkları karşılaştırmışlardır. Önerilen korelasyonların belirsizliklerini hesaplamışlardır. Pürüzsüz yüzeyli düz borular için yaygın olarak kullanılan Blasius korelasyonu ve Filonenko korelasyonunun bazı *Re* aralıklarında büyük hatalar verdiğini belirtmişlerdir. Bu nedenle daha geniş bir *Re* aralığındaki tek fazlı akışta pürüzsüz yüzeyli ve hem pürüzlü hem de pürüzsüz yüzeyler için olmak üzere iki sürtünme faktörü korelasyonu önermişlerdir.

Ayrıca pürüzsüz ve pürüzlü yüzeyli dairesel kesitli boru içi hidrodinamik tam gelişmiş laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde f değerini bulmak için Moody diyagramı kullanılabilmektedir (Şekil 1.9).



Şekil 1.9 Moody diyagramı [7]

Moody diyagramının [23] pürüzsüz borulardaki türbülanslı akış bölümünü Nikuradse denklemi oluşturmaktadır. Diyagramın pürüzlü borulardaki türbülanslı akış bölümlerini ise Colebrook denklemi oluşturmaktadır. Ancak her iki denklem de sürtünme faktörüne göre örtük olduğundan sürtünme faktörünün çözümü için iterasyon gerektirmektedir.

Pürüzsüz yüzeyli dairesel kesitli borulardaki tam gelişmiş türbülanslı akış için Nikuradse [30] tarafından önerilen (1.11) eşitliği kullanılmaktadır.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2\log\left(Re\sqrt{f}\right) - 0,8 \tag{1.11}$$

Pürüzsüz ve pürüzlü yüzeyli dairesel kesitli borulardaki tam gelişmiş türbülanslı akış için Colebrook [24] tarafından önerilen (1.12) eşitliği kullanılmaktadır.

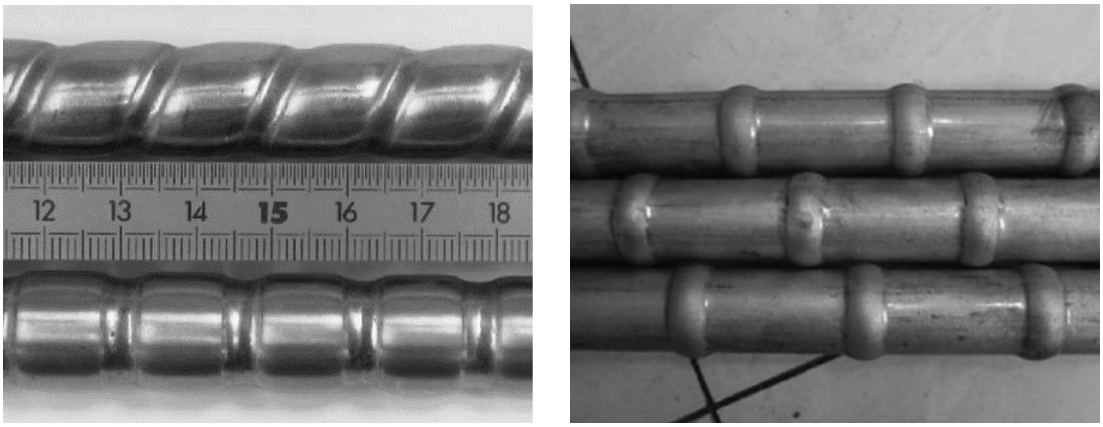
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \tag{1.12}$$

$$4000 \le Re \le 10^8$$
$$0 \le \varepsilon/d \le 0.05$$

1.1.2 Koruge Yüzeyli Düz Boru

Koruge yüzeyli veya diğer bir deyişle ondüleli boru, boru yüzey geometrisinin dalgalı formda olduğu boru tipidir. Birçok farklı koruge yüzey şekli bulunmaktadır. Koruge yüzey içbükey veya dışbükey olabilir. Bu bükeylikler daire, üçgen, dikdörtgen, ikizkenar yamuk (trapez) veya eliptik gibi çeşitli geometrik şekillerde olabilir ve bahse geçen geometrik yapılar boru yüzeyinde tek veya çok başlangıçlı şekilde konumlandırılabilir. Ayrıca, koruge yüzey helisel, enine veya sinüzoidal gibi çeşitli yapılarda olabilir. Yüzey simetrik veya asimetrik de olabilmektedir. Koruge düz borular kimya ve gıda endüstrileri, kimyasal reaktörler, ısıtma ve soğutma sistemleri, atık ısı geri kazanımı vb. birçok alanda kullanım alanına sahiptirler [31].

Şekil 1.10'da içbükey ve dışbükey koruge borulara ait bir görsel sunulmuştur. Koruge yüzeyin boru yüzeyinden içeri yönde yapılandırıldığı durumda, diğer bir deyişle boru iç çapının daralmasıyla içbükey (konkav) koruge yapı oluşmaktadır. Benzer şekilde, koruge yüzeyin boru yüzeyinden dışarı yönde yapılandırıldığı durumda, başka bir deyişle boru iç çapının genişlemesiyle dışbükey (konveks) koruge yapı elde edilmektedir. İçbükey koruge yüzeylerde *e* koruge derinliği, dışbükey koruge yüzeylerde ise koruge yüksekliği olarak ifade edilmektedir.

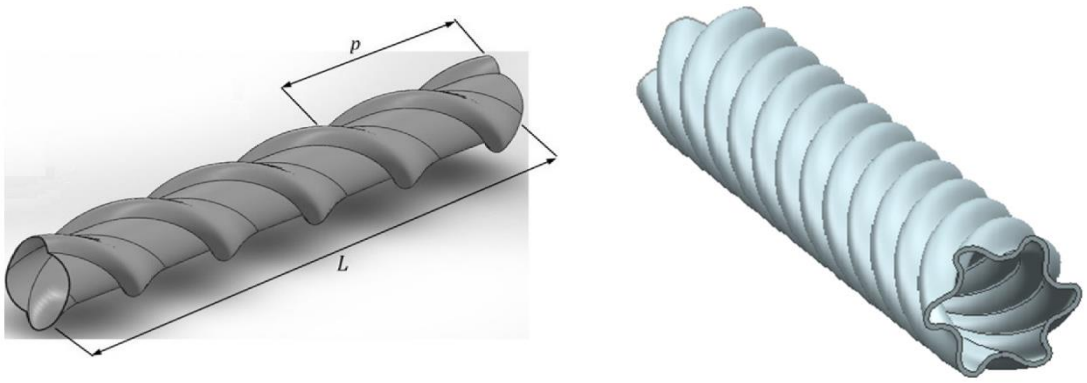


a) b)

Şekil 1.10 a) İçbükey helisel ve enine koruge borular [32] ve b) dışbükey enine koruge borular [33]

Şeklin a) kısmında helisel koruge ve enine koruge borular görülmektedir. Helisel koruge yüzey, koruge yapının helis formunda olduğu, koruge açısının 0° ile 90° arasında değiştiği yapıdır. Boru cidarında enine oluklu olarak yapılandırılan yüzey ise enine koruge boru olarak adlandırılmaktadır. Burada boru ekseni ile koruge yapı arasındaki koruge açısı 90° olmaktadır. İlgili şekilde üstteki boru helisel koruge, alttaki boru ise enine koruge yapıdadır ve her iki koruge boru da dairesel içbükey formdadır. Şeklin b) kısmında ise dairesel dışbükey enine koruge boru görseli mevcuttur. Koruge yüzeyin içbükey ya da dışbükey olması, helisel ya da enine yapıda olması ısı geçişi karakteristikleri üzerinde rol oynamaktadır.

Şekil 1.11'de farklı sayıda başlangıçlı koruge düz borulara ait görseller sunulmuştur. Başlangıç sayısının koruge yüzeyli düz borularda ısı geçişi karakteristiklerine önemli etkisi bulunmaktadır. Özellikle çok başlangıçlı koruge düz borularda boru çapı, koruge yüzeyin içbükey veya dışbükey olması durumlarına göre normal boru çapına kıyasla oldukça daralmakta veya genişlemektedir, buna bağlı olarak kesit alanı da değişmektedir. Bu nedenle çok başlangıçlı koruge borularda ısı geçişi karakteristikleri hesaplamalarında hidrolik çap olarak boru çapı yerine nominal koruge boru çapı kullanılmaktadır.



a) b)

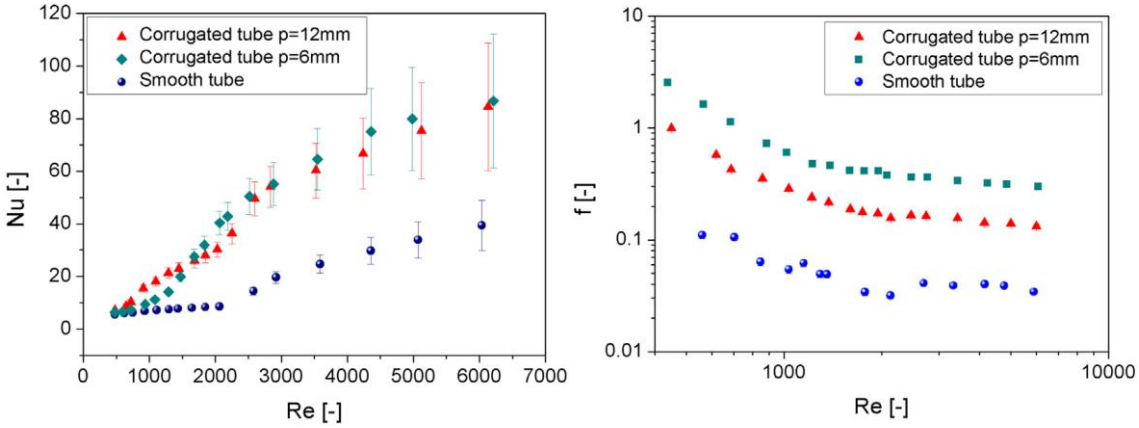
Şekil 1.11 a) 2-başlangıçlı [34] ve b) 6-başlangıçlı [35] koruge düz borular

Koruge yüzeyli düz boruya ait deneysel ve nümerik birçok çalışma literatürde mevcuttur, ancak bu çalışmaların büyük çoğunluğu türbülanslı akış için gerçekleştirilmiştir. Laminer akış ve geçiş bölgesi için yapılan çalışmalar görece az sayıdadır. Bu nedenle *Nu* ve *f* ifadelerine ait önerilen korelasyon sayısı özellikle laminer ve geçiş bölgesi akışları için sınırlıdır. Çalışmalarda genel olarak koruge derinliği, koruge hatvesi, koruge başlangıç sayısı, koruge yüzeyin geometrik yapısı, çalışma akışkanı vb. faktörlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne olan etkisi araştırılmıştır. Koruge derinliği ve hatvesi daha çok boru çapına oranlarına göre veya iki parametrenin birlikte kullanıldığı şiddet indeksine göre değerlendirilmiştir. Literatürdeki çalışmaların bir kısmı aşağıda özetlenmiştir, ayrıca geniş bir literatür taraması sonucu önerilen ısı geçişi karakteristiği korelasyonları tablolar halinde sunulmuştur.

Çalışma akışkanı olarak sıvı suyun kullanıldığı ve sadece laminer bölgede çalışılmış olan deneysel bir çalışmaya literatürde rastlanamamıştır, ancak sınırlı sayıda da olsa nümerik çalışmalar mevcuttur. Koruge yüzeyli düz boruda laminer tek fazlı akışta farklı akışkanların kullanıldığı çalışmalar literatürde mevcuttur. Örneğin portakal suyu [32], su-etil alkol çözeltisi [36], etilen glikol [37] gibi çalışma akışkanları ile laminer bölgede çalışılmıştır. Sıvı su ile yapılmış çalışmalardan bazıları laminer akışın yanı sıra geçiş bölgesi ve türbülanslı akışları da içermektedir.

Barba vd. [37] tek fazlı laminer akışta yüksek viskoziteli Newtonyen bir akışkan olan etilen glikolün koruge düz borular içinde sürekli rejimde zorlanmış taşınımını deneysel olarak incelemişlerdir. Koruge yüzey özelliğinin ısı geçişi ve basınç düşümü açısından etkilerini araştırmışlardır. Koruge borular 18 mm çapında, 3,024 m uzunluğunda AISI 304 kalite paslanmaz çelikten üretilmiştir. *Re* değerinin 100-800 olduğu aralıklarda çalışmışlardır. Pürüzsüz yüzeye kıyasla koruge yüzeyli borularda *Nu* değerinde %4,27-%16,79 bir artış söz konusu olduğunu, bunun ile birlikte *f* değerinde de %1,83-%2,45 arasında bir artış olduğunu belirtmişlerdir. Tam gelişmiş akış için *Nu* ve *f* değerlerine ait korelasyonlar önermişlerdir.

Andrade vd. [38] 380 mm uzunluğunda ve 5,75 mm çapında koruge düz borularda tek fazlı akış rejimlerinde koruge hatvesinin ısı geçişi karakteristiklerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir (Şekil 1.12). Çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır. Koruge hatvesinin 6 mm ve 12 mm olduğu durumları incelemişlerdir. *Re* değerinin 429 ile 6212 arasında değiştiği durumlarda diyabatik ve adyabatik akış şartlarını incelemişlerdir. Boru yüzeyinden 5,5 kW/m^2 ile 21,1 kW/m^2 arasında sabit yüzey ısı akısı sağlamışlardır. Isı geçişinde en büyük iyileşmeyi *Re* değerinin 2000 olduğu ve 6 mm hatveli koruge boruda gözlemlemişlerdir.



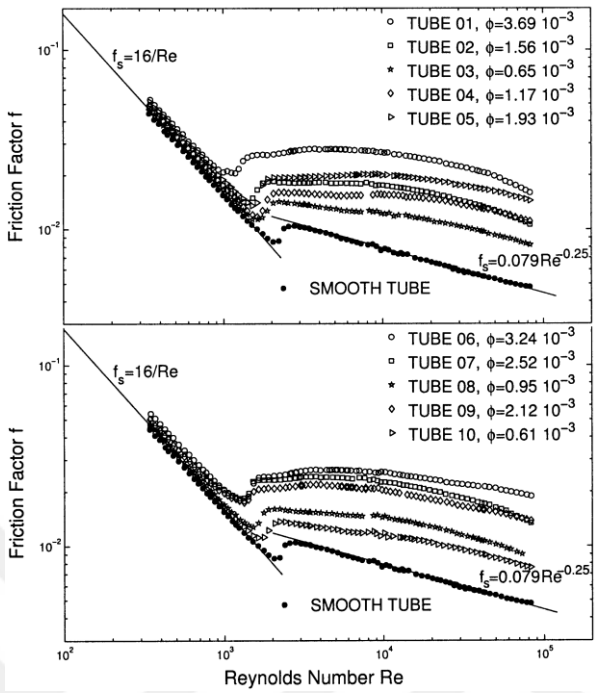
Şekil 1.12 Pürüzsüz ve koruge yüzeyli düz borulara ait *Re* değerine bağlı a) *Nu* ve b) adyabatik *f* değerlerinin değişimi [38]

Lazim vd. [39] düşük *Re* değerlerinde yatay konumlandırılmış 4-başlangıçlı helisel formdaki koruge yüzeyli düz borularda ısı geçişini HAD yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır ve sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartında çalışmışlardır. *Re* değerinin 100-1300 arasında olduğu laminer akış rejiminde çalışmışlardır ve elde edilen sonuçları pürüzsüz düz boru ile kıyaslamışlardır. Isı geçişinde %19,6-%71,3 arasında bir iyileşme olduğunu belirtmişlerdir.

Garimella ve Christensen [40] yivli yapıdaki koruge düz borularda geometrinin ve akış rejiminin ısıl performansa etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. *Re* değerinin 100-50000 ve *Pr* değerinin 4,37-10,31 olduğu laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır. Akışta yüksek miktarlarda girdapların oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Laminer akış rejiminde pürüzsüz düz boruya göre *Nu* değerindeki artışın 4-20 kat, türbülanslı akış rejiminde ise 1,1-4 kat civarında olduğunu belirtmişlerdir. Laminer akış rejiminde *f* değerindeki artışın 1,1-2 kat, türbülanslı akış rejiminde ise bu artışın 10 civarlarına kadar ulaştığını belirtmişlerdir. *Nu* ve *f* değerlerindeki artışların koruge derinliği ile doğru orantılı, koruge hatvesi ile ise ters orantılı olarak değiştiğini belirtmişlerdir. Düşük *Re* değerlerinde ($Re < 3000$) basınç düşümü de göz önünde bulundurularak ısı geçişindeki iyileşmenin 7 kata kadar ulaştığını belirtmişlerdir.

Vicente vd. [41] koruge yüzeyli borularda laminer ve geçiş akışlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçları kimya ve gıda endüstrilerinin tipik akış şartlarında kullanmak için çalışma akışkanı olarak su ve etilen glikolün kullanıldığı geniş bir akış aralığını çalışmışlardır. Isı geçişi deneylerini sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartında gerçekleştirmişlerdir. Koruge borularda yüksek Rayleigh sayılarında (*Ra*) ısı geçişinde %30'a yakın iyileşme sağlandığını belirtmişlerdir. Basınç düşümü testlerini ise adyabatik koşullarda gerçekleştirmilerdir. Sürtünme faktöründe pürüzsüz yüzeyli borulara göre %5 ile %25 arasında bir artış olduğunu belirtmişlerdir (Şekil 1.13). Türbülanslı akıştaki basınç düşümünün laminer akıştaki basınç düşümünden %300 civarında daha fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Laminerden türbülanslı akışa geçişin 1300'den düşük *Re* değerlerinde gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Ayrıca Re_{cr}, *Nu* ve *f* için korelasyonlar önermişlerdir.



Şekil 1.13 10 farklı φ için koruge borularda *Re* değerine bağlı olarak Fanning sürtünme faktörünün değişimi [41]

Kalendar vd. [42] çok aşamalı flaş damıtma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerindeki kirlenme sorunu için pürüzsüz borular yerine koruge boruların kullanılması üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneyler aluminyum-pirinç alaşımından üretilmiş 1100 mm uzunluğunda ve 23 mm çapında borularda gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak sürekli geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde temiz su ve otantik tuzlu su kullanılmıştır. Akış hızının 0,1, 0,1645 ve 0,2398 m/s olduğu şartlarda testler yapılmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre, pürüzsüz düz boruların, koruge düz borulara göre daha fazla kirlenme eğiliminde olduğunu gözlemlemişlerdir. Akış hızının artmasıyla kirlenmenin azaldığını ve buna bağlı olarak da toplam ısı geçiş katsayısının arttığını belirtmişlerdir. Koruge düz boruda toplam ısı geçiş katsayısının pürüzsüz düz borudakinden oldukça fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Kareem vd. [43] üç-başlangıçlı helisel koruge düz boruların ısıl performanslarını düşük *Re* değerlerinde deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma

akışkanı olarak su kullanmışlardır. Deney sonuçları ile nümerik sonuçları pürüzsüz boru ve koruge boru için kıyaslamışlardır. Pürüzsüz düz boruya göre koruge düz borularda ısı geçişinde 2,4-3,7 kat, sürtünme faktöründe ise 1,7-2,4 kat artış olduğunu belirtmişlerdir. 100-1300 *Re* değerlerinde, 36,364x10^{-3} şiddet indeksi için 1.8-3.4 değerleri ile en iyi ısıl performansın sağlandığını belirtmişlerdir.

Dong vd. [44] çalışma akışkanı olarak su ve yağın kullanıldığı türbülanslı akış rejiminde helisel koruge düz borularda ısı geçişi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. *Re* değerlerinin su için 6000-93000, yağ için ise 3200-19000 olduğu şartlarda deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Pürüzsüz düz boruya göre ısı geçişinde iyileşmenin sağlandığını ancak ısı geçişindeki artışın sürtünme faktöründeki artış kadar büyük olmadığını belirtmişlerdir. Isı geçişinde %30-%120 civarında artış olurken, sürtünme faktöründeki artış %60-%160 civarında olduğunu gözlemlemişlerdir.

Naphon vd. [45] içteki borunun koruge yüzeyli olduğu yatay eşeksenli iç içe ikili boruda ısı geçişi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak boru ve gövde tarafında sıcak ve soğuk su kullanmışlardır. Koruge derinliği ve koruge hatvesinin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisini araştırmışlardır. Gövde tarafındaki soğuk su giriş sıcaklığının 15-20 ℃, boru tarafındaki sıcak su giriş sıcaklığının ise 40-50 ℃ aralıklarında olduğu, kütlesel debinin her iki taraftaki su için 0,01-0,10 kg/s olduğu şartlarda deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Koruge yüzeyin ısı geçişi karakteristikleri üzerinde önemli etkisi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, pürüzsüz ve koruge düz borularda ısı geçiş katsayısı ve sürtünme faktörü için korelasyonlar önermişlerdir.

Bilen vd. [46] türbülanslı akış rejiminde çalışma akışkanı olarak havanın kullanıldığı düz borularda dairesel, kare ve ikizkenar yamuk (trapez) koruge yüzeylerin kullanımının ısı geçişi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Re değerinin 10000-38000 aralığında olduğu şartlarda deney testlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada kullanılan borunun uzunluğunun çapına oranının 33 olduğunu belirtmişlerdir. En yüksek *Re* değerinde, pürüzsüz boruya kıyasla ısı geçişinde iyileşme dairesel koruge yüzeyde %63, trapez koruge yüzeyde %58, kare koruge yüzeyde ise %47 olduğunu belirtmişlerdir. Tüm geometrilerde

ısı geçiş ve sürtünme faktörü için korelasyonlar önermişlerdir. Isıl performans açısından dairesel ve trapez koruge yüzeylerin 30000 *Re* değerine kadar, kare koruge yüzeylerin ise 28000 *Re* değerine kadar pürüzsüz düz borulara göre avantajlı olduğunu belirtmişlerdir.

Ağra vd. [47] türbülanslı akış rejiminde pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden mikrokanatlı yüzeylerin ve koruge yüzeylerin ısıl ve akış performanslarını nümerik olarak incelemişlerdir. Literatürden referans aldıkları deneysel bir çalışmaya göre oluşturdukları helisel mikrokanatlı yüzeyli düz boruları nümerik olarak incelemişlerdir. Sonuçları referans alınan deneysel çalışmayla ve literatürde konuyla ilgili önerilen korelasyonlarla karşılaştırmış ve doğrulamışlardır. Ayrıca, benzer ölçülerde ve çalışma koşullarında koruge yüzeyli düz boruları da nümerik olarak test etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları birbiriyle ve pürüzsüz yüzeyli düz boruyla kıyaslamışlardır. Isı geçişinde ve basınç düşümünde en çok artışın helisel mikrokanatlı yüzeyli düz borularda olduğunu belirtmişlerdir.

Koruge yüzey radyal hız bileşenlerini tetiklemesiyle ikincil akışların ve girdap akımlarının oluşmasını, alt ve üst sınır tabaka akımlarının birbirine karışmasını ve sabit bir kesit alanı için ıslak çevrenin artmasını sağlamaktadır ve böylece taşınım ısı geçiş yüzey alanı artış söz konusudur [31]. Bu sayede ısı geçişinde iyileşme sağlanabilmektedir. Konu ile ilgili yapılan kapsamlı literatür çalışmasına göre:

- Isı geçişindeki iyileşmede baskın etmen, koruge yüzey özelliğinin ikincil akış bölgesinde girdap akımları oluşturmasıdır.
- Koruge hatvesi ve derinliğinin akış deseni üzerinde büyük bir rol oynamaktadır.
- Koruge yüzeyli borularda laminerden türbülanslı akışa geçiş pürüzsüz yüzeyli borulara göre daha düşük *Re* değerlerinde gerçekleşmektedir.
- Boru yüzeyindeki koruge yapı akışı güçleştirmekte ve katı yüzey ile akışkan arasında oluşan sürtünmenin şiddetlenmesine ve dolayısıyla da basınç kayıplarının artmasına neden olmaktadır.
- Koruge hatvesi azaldıkça ısı geçişi ve basınç düşümü artmaktadır
- Koruge derinliği arttıkça ısı geçişi ve basınç düşümü artmaktadır.

Koruge yüzeyli düz boruda laminer ve geçiş bölgesi akışlara ait ısı geçişi ve basınç düşümü hesaplamalarında kullanılan *Nu* ve *f* için önerilen korelasyonlar bu bölgelerdeki çalışmaların az olması nedeniyle sınırlıdır. Tek fazlı laminer, geçiş veya türbülanslı akışlar için önerilen *Nu* korelasyonları Tablo 1.5'te, *f* korelasyonları ise Tablo 1.6'da sunulmuştur. Bahse geçen tablolarda *Re* için geçerlilik aralıklarına bakıldığında bazı çalışmaların tüm akış rejimlerini kapsadığı görülmektedir.

Tablo 1.5 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Barba vd. [37]	$Nu = 0{,}7345 Re^{0{,}658} Pr^{0{,}0374}$ $100 \le Re \le 800$ e = 1,5 mm p = 11,5 mm
Vicente vd. [41]	Giriş bölgesinde: $Nu = 1{,}8\left(\frac{x}{dRePr}\right)^{-1/3}$ Tam gelişmiş akışta: $Nu = 4{,}36\left[1+\left(Ra/70000\right)\right]^{0{,}24}$ $10^{-5} \le x/dRePr \le 10^{-2}$ $100 \le Re \le 9\text{x}10^{4}$ $2{,}5 \le Pr \le 100$ $10^{6} \le Ra \le 10^{8}$ $0{,}0267 \le e/d \le 0{,}0572$ $0{,}608 \le p/d \le 1{,}229$
Srinivasan ve Christensen [48]	$Nu = 0{,}014 Re^{0{,}842} Pr^{-0{,}4}\left(\frac{e}{d}\right)^{-0{,}067}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0{,}293}\left(\frac{\alpha}{90}\right)^{-0{,}705}$ $500 \le Re \le 8\text{x}10^{4}$ $0{,}1 \le e/d \le 0{,}4$ $0{,}4 \le p/d \le 7{,}3$ $0{,}3 \le \alpha/90° \le 0{,}65$

Tablo 1.5 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Kang ve Christensen [49]	$Nu = Nu_o \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^n$ $500 \le Re \le 8\text{x}10^3$ $e = 6{,}29$ mm $p = 9{,}83$ mm $n = 5$
Meng vd. [50]	$Nu = 0{,}0615 Re^{0{,}76} Pr^{1/3} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0{,}11}$ $500 \le Re \le 5\text{x}10^4$ $2 \le p/d \le 3$
Mimura ve Isokazi [51]	$Nu = c\left(p/d - 0{,}42\right)^{-0{,}15} Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4}$ $5\text{x}10^3 \le Re \le 10^5$ $d = 14{,}08$ mm $0{,}5 \le e \le 1{,}1$ mm $7 \le p \le 13$ mm
Zimparov vd. [52]	$Nu = c_h Re Pr^{0{,}4}$ $10^4 \le Re \le 6\text{x}10^4$ $0{,}44 \le e/d \le 1{,}18$ $6{,}5 \le p/d \le 16{,}9$
Lee vd. [53]	$Nu = \begin{cases} 37; & Re < 1000 \\ 0{,}13 Re^{0{,}67} Pr^{0{,}33}; & Re > 1000 \end{cases}$ $4\text{x}10^3 \le Re \le 25\text{x}10^3$ $e = 1{,}6$ mm $p = 13$ mm
Salim vd. [54]	$Nu = 0{,}02 E_h Re^{0{,}8} Pr^{1/3} r^{0{,}53}$ $7\text{x}10^3 \le Re \le 115300$ $e/d = 0{,}0075, 0{,}021, 0{,}038$ $p/d = 0{,}9$

Tablo 1.5 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Cui vd. [55]	$Nu = 0,412Re^{-0,1369}\left(\frac{e}{d}\right)^{1,254}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0,272}Pr^{0,4}$ $8x10^3 \le Re \le 3x10^4$ $0,042 \le e/d \le 0,0457$ $0,375 \le p/d \le 0,5626$
Vicente vd. [56]	$Nu = 0,403\left(Re - 1500\right)^{-0,74} Pr^{0,44} \times \left(e/d\right)^{0,53}\left(p/d\right)^{-0,29}$ $10^6 \le Re \le 10^8$ $0,0572 \le e/d \le 0,0267$ $0,886 \le p/d \le 1,158$
Pethkool vd. [57]	$Nu = 1,579Re^{0,639}Pr^{0,3} \times \left(e/d\right)^{0,46}\left(p/d\right)^{0,35}$ $55x10^2 \le Re \le 6x10^4$ $0,02 \le e/d \le 0,06$ $0,18 \le p/d \le 0,27$
Fernandez-Seara ve Uhia [5]	$Nu = 0,075Re^{0,783}Pr^{0,3}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0,14}$ $17x10^3 \le Re \le 58x10^3$ e = 0,8 mm p = 10 mm
Liu vd. [58]	$Nu = 0,012Re^{0,281}$ $3x10^3 \le Re \le 9010$ e = 0,5 mm p = 12 mm
Naphon vd. [45]	$Nu = 44,26\left(\frac{e}{d}\right)^{0,89}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0,96}\left(Re - 1500\right)^{0,27} Pr^{-0,26}$ $5000 \le Re \le 25000$ $Pr > 3$ $0,12 \le e/d \le 0,19$ $0,63 \le p/d \le 1,05$

Tablo 1.5 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Bilen vd. [46]	Dairesel koruge yüzey: $Nu = 0{,}0148 Re^{0{,}889} Pr^{1/3}$ Kare koruge yüzey: $Nu = 0{,}0339 Re^{0{,}803} Pr^{1/3}$ İkizkenar yamuk koruge yüzey: $Nu = 0{,}014 Re^{0{,}893} Pr^{1/3}$ $10000 \le Re \le 38000$

Tablo 1.6 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Barba vd. [37]	$f = 61{,}639 Re^{-0{,}86}$ $100 \le Re \le 800$ e = 1,5 mm p = 11,5 mm
Vicente vd. [41]	Laminer akış: $f = 119{,}6(\varphi)^{0{,}11}(Re)^{-0{,}97}$ $Re_{cr} = 2100\left[1 + 1{,}18\times10^{7}(e/d)^{3{,}8}\right]^{-0{,}1}$ $200 \le Re \le 9\text{x}10^4$ $0{,}0267 \le e/d \le 0{,}0572$ $0{,}608 \le p/d \le 1{,}229$
Srinivasan ve Christensen [48]	$f = 12{,}745 Re^{\{-0{,}474-0{,}209(p/d)+0{,}685(\alpha/90)\}} \times \left(\frac{e}{d}\right)^{\{1{,}292+0{,}031(p/d)\}} \left(\frac{p}{d}\right)^{\{9{,}908+0{,}331\times10^{-5}\,\mathrm{Re}-12{,}074(\alpha/90)\}}$ $500 \le Re \le 8\text{x}10^4$ $0{,}1 \le e/d \le 0{,}4$ $0{,}4 \le p/d \le 7{,}3$ $0{,}3 \le \alpha/90° \le 0{,}65$

Tablo 1.6 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Meng vd. [50]	$f = 1{,}54Re^{-0{,}32}$ $500 \le Re \le 5\text{x}10^4$ $2 \le p/d \le 3$
Mimura ve Isozaki [51]	$f = 8{,}96\left(\frac{e}{d}\right)^{1{,}52}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0{,}94}$ $5\text{x}10^3 \le Re \le 10^5$ $0{,}5 \le e \le 1{,}1$ mm $7 \le p \le 13$ mm
Zimparov vd. [52]	$f = c_f Re$ $10^4 \le Re \le 6\text{x}10^4$ $0{,}44 \le e/d \le 1{,}18$ $6{,}5 \le p/d \le 16{,}9$
Cui vd. [55]	$f = 6{,}51Re^{-0{,}087}\left(\frac{e}{d}\right)^{1{,}254}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0{,}736}$ $8\text{x}10^3 \le Re \le 3\text{x}10^4$ $0{,}042 \le e/d \le 0{,}0457$ $0{,}375 \le p/d \le 0{,}5626$
Vicente vd. [56]	$f = 1{,}47Re^{-0{,}16} \times (e/d)^{0{,}91}(p/d)^{-0{,}54}$ $2\text{x}10^3 \le Re \le 9\text{x}10^4$ $0{,}02 \le e/d \le 0{,}06$ $0{,}6 \le p/d \le 1{,}2$
Pethkool vd. [57]	$f = 1{,}15Re^{-0{,}239} \times (e/d)^{0{,}179}(p/d)^{0{,}164}$ $55\text{x}10^2 \le Re \le 6\text{x}10^4$ $0{,}02 \le e/d \le 0{,}06$ $0{,}18 \le p/d \le 0{,}27$
Liu vd. [58]	$f = 1{,}097Re^{-0{,}185}$ $3\text{x}10^3 \le Re \le 9010$ $e = 0{,}5$ mm $p = 12$ mm

Tablo 1.6 Koruge yüzeyli düz borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Naphon vd. [45]	$f = 7{,}85\left(\frac{e}{d}\right)^{1{,}68}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0{,}54} Re^{-0{,}21}$ $5000 \le Re \le 25000$ $0{,}12 \le e/d \le 0{,}19$ $0{,}63 \le p/d \le 1{,}05$
Bilen vd. [46]	Dairesel koruge yüzey: $f = 0{,}0356 Re^{0{,}124}$ Kare koruge yüzey: $f = 0{,}071 Re^{0{,}062}$ İkizkenar yamuk koruge yüzey: $f = 0{,}0428 Re^{0{,}107}$ $10000 \le Re \le 38000$

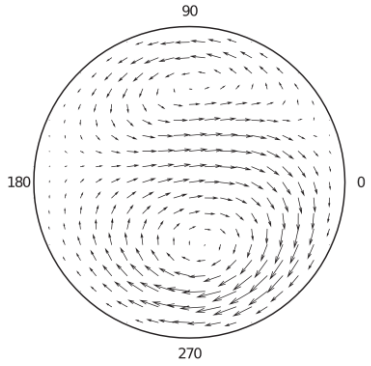
1.1.3 Pürüzsüz Yüzeyli Helisel Boru

Helisel, diğer ismiyle helezon veya bazı kaynaklara göre de spiral geometri, borunun belli bir çap (helis çapı) etrafında belli bir adımda (helis hatvesi) sarılmasıyla elde edilir. Kompakt yapıları sayesinde pürüzsüz helisel boruların güç üretim santralleri, nükleer reaktörler, ısıtma-soğutma ve havalandırma sistemleri, otomotiv ve havacılık endüstrileri, ısı geri kazanım sistemleri, kimyasal prosesler, gıda ve süt ürünleri endüstrileri gibi çeşitli uygulama alanları mevcuttur [6], [59].

Pürüzsüz yüzeyli helisel boruya ait birçok deneysel ve nümerik çalışma literatürde mevcuttur. Helis çapı, helis hatvesi, çalışma akışkanı vb. faktörlerin ısı geçişine ve basınç düşümüne olan etkisi oldukça araştırılmıştır. Helis çapı ve hatvesi genellikle boru çapına oranlarına göre değerlendirilmiştir. Literatürde mevcut olan çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir. Ayrıca, bu konuyla ilgili literatürde *Nu* ve *f* değerlerinin tayini için önerilen birçok korelasyon mevcuttur. Re_{cr}, *Nu* ve *f* değerleri için literatürde yaygın olarak kullanılan korelasyonlardan bazıları tablolar halinde sunulmuştur.

Janssen ve Hoogendoorn [60] pürüzsüz helisel borularda laminer taşınım ısı geçişini deneysel ve nümerik olarak araştırmışlardır. d/D oranının 1/100 ile 1/10 arasında, *Pr* değerinin 10 ile 500 arasında ve *Re* değerinin 20 ile 4000 arasında olduğu şartlarda deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Isı geçişi sabit yüzey ısı akısı ile sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartlarında incelenmiştir. Isıl giriş bölgesi ve ısıl tam gelişmiş bölgedeki akışı çalışmışlardır. Isıl giriş uzunluğunun, sıcaklık dağılımının değişmeden oluşması için gerekli ikincil akış sayısı ile belirlendiğini belirtmişlerdir. Sabit yüzey ısı akısı ile sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartlarının ısı geçişi üzerindeki etkileri arasındaki farkın az olduğunu belirtmişlerdir.

Amicis vd. [61] pürüzsüz helisel borularda sürekli rejim şartlarında sıkıştırılamaz laminer akışta deneysel ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Buhar üreten bir reaktör tesisinde deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Deneyde çapı 12,53 mm, helis çapı 1000 mm olan AISI 316L kalite paslanmaz çelikten üretilmiş helisel borular kullanmışlardır. Darcy sürtünme faktörünü tayin edip literatürde helisel borularda laminer akış için mevcut olan birtakım korelasyonlarla karşılaştırmışlardır. Ayrıca, FLUENT, OpenFOAM ve COMSOL gibi ticari yazılım araçlarını kullanarak nümerik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Helisel boruda bir kesitte ikincil akış oluşumunu göstermişlerdir (Şekil 1.14).



Şekil 1.14 *Re* = 1000 iken helisel borunun bir kesitinde ikincil hız alanları

Kurnia vd. [62] farklı kesit profillerine sahip pürüzsüz yüzeyli helisel borularda laminer akış için ısı geçişi ve entropi üretimini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada dairesel, eliptik ve kare kesitli helisel borular kullanmışlardır. Elde ettikleri HAD sonuçlarını literatürde önerilen ampirik korelasyonlar ile doğrulamışlardır. Kare kesitli helisel boruda en yüksek, dairesel kesitli helisel

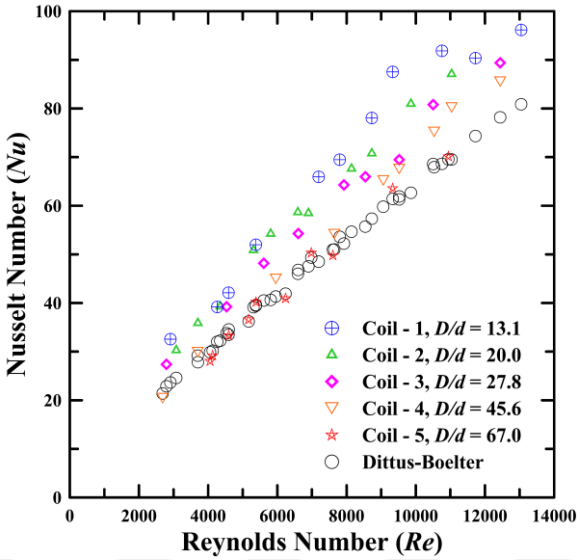
boruda ise en düşük entropi üretimi söz konusu olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmanın verimli bir helisel borulu ısı değiştirici tasarımı için bir rehber olabileceğini belirtmişlerdir.

Cioncolini ve Santini [63] pürüzsüz helisel borularda helis eğrilinin laminerden türbülanslı akışa geçişe etkisini deneysel olarak çalışmışlardır. Burulmanın akış üzerindeki etkisini minimize etmek için küçük helis hatvelerinde, helis çapının boru çapına oranının 6,9-369 olduğu durumlar için çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Helisel borular, pürüzsüz düz bakır borulardan üretilmiş olup çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır. Çapların oranındaki değişime göre türbülans oluşum sürecini ve sürtünme faktörü profillerini analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre çapların oranının artışıyla türbülans oluşumunun kademeli devam ettiğini ancak yüksek çap oranlarında sürtünme faktörü profilinin düzensizleştiğini ve türbülans oluşumunun hızlı bir şekilde keskinleştiğini belirtmişlerdir.

Pawar ve Sunnapwar [64] Newtonyen ve Newtonyen olmayan akışkanların pürüzsüz helisel borularda sürekli rejimde diyabatik ve zamana bağlı adyabatik tek fazlı laminer ve türbülanslı akış şartlarında ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Newtonyen akışkan olarak su ve su-gliserol karışımı, Newtonyen olmayan akışkan olarak ise sodyum karboksimetil selülozun seyreltik sulu polimer çözeltisi ve sodyum aljinat kullanmışlardır. Deneyler d/D oranının 0,0757, 0,064 ve 0,055 olduğu şartlarda gerçekleştirilmiştir. Deneysel verileri baz alarak Newtonyen ve Newtonyen olmayan akışkanlar ile ısı geçişi için korelasyonlar önermişlerdir. Newtonyen ve Newtonyen olmayan akışkanların deneysel sonuçlarını karşılaştırmışlardır ve su için *Nu* değerinin diğer akışkanların sahip olduğu değerden büyük olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, helis çapının artmasıyla akışkanların *Nu* değerinin azaldığını belirtmişlerdir.

Hardik vd. [65] helis eğriliği, *Re* ve *Pr* değerlerinin pürüzsüz yüzeyli helisel borularda sürtünme faktörü ve yerel ısı geçiş katsayısına etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır. D/d oranının 13,1 ile 67 olduğu SS304 kalite paslanmaz çelikten üretilmiş pürüzsüz helisel borularda *Re* değerinin 300 ile 19000 arasında değiştiği şartlarda

çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Toplam *Nu* değerinin eğrilik oranının azalmasıyla azaldığını belirtmişlerdir (Şekil 1.15).



Şekil 1.15 Farklı D/d oranlarındaki pürüzsüz helisel borularda toplam ortalama *Nu* değerinin *Re* değeri ile değişimi [65]

Prabhanjan vd. [66] düz boru yerine helisel boru kullanımının akışkan ısıtma durumunda avantajlarını araştırmışlardır. Deneyleri geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde gerçekleştirmişlerdir. Borular ile ısı geçişini su banyosu ile sağlamışlardır. Boru geometrisinin ısı geçiş katsayısını etkilediğini ve helisel borularda düz boruya göre daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Türbülanslı akış rejiminde ısı geçiş katsayısının debi ile değişmediğini belirtmişlerdir.

Lin ve Ebadian [67] pürüzsüz helisel borularda türbülanslı gelişen taşınım ısı geçişini nümerik olarak incelemişlerdir. Türbülanslı akışı simüle etmek için iki denklemli standart *k-ε* türbülans modelini kullanmışlardır. Yönetici denklemler sonlu hacimler yöntemi ile çözülmüştür. Nümerik sonuçları deneysel veri ile karşılaştırmışlardır. *Re* değerinin 25000 ile 100000 ve eğrilik oranının 0,025 ile 0,050 arasında olduğu şartlarda çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Sıcaklık alanları, yerel ve ortalama *Nu* değerlerini belirlemişlerdir. Akışın tam gelişmemiş olduğu durumlarda ve özellikle büyük helis eğrilik oranlarında *Nu* değerinin çok değişkenlik gösterdiğini belirtmişlerdir.

Coronel ve Sandeep [68] türbülanslı akış şartlarında düz ve helisel borulu ısı değiştiricilerinde ısı taşınım katsayısını deneysel olarak çalışmışlardır. Eğrilik oranının 0,114 ve 0,078, hacimsel debinin $1,89x10^{-4}$ ile $6,31x10^{-4}$ arasında olduğu şartlarda deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre helisel borulu ısı değiştiricilerinde toplam ısı geçiş katsayısının düz borululara göre çok daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Toplam ısı geçiş katsayısının eğrilik oranın artmasıyla arttığını belirtmişlerdir.

Wu vd. [69] sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartında pürüzsüz yüzeyli helisel borularda türbülanslı zorlanmış taşınımın ısı geçişi ve akış karakteristiklerini nümerik olarak incelemişlerdir. Yönetici denklemler sonlu hacimler yöntemi ile çözülmüştür. *Re*, eğrilik oranı ve helis hatvesinin *Nu* ve *f* değerlerine etkisini araştırmışlardır. Eğrilik oranına kıyasla helis hatvesinin daha az etkili olduğunu belirtmişlerdir. Düz boruya kıyasla helisel borularda *Nu* ve *f* değerlerinde artış olduğunu belirtmişlerdir. Helisel borulardaki türbülanslı akışta *Nu* ve *f* değerlerindeki iyileşmenin laminer akışa kıyasla daha az olduğunu belirtmişlerdir.

Konu ile ilgili yapılan literatür araştırmasına göre:

- Pürüzsüz helisel borulardaki iç akışta geometri gereği akışkan üzerine etkiyen merkezcil kuvvetler söz konusu olup, bu kuvvetlerin etkisiyle ikincil akışlar oluşmaktadır. İkincil akışların ve girdap akımlarının oluşmasıyla düz boruya kıyasla ısı geçişinde iyileşme sağlanmaktadır. Bununla beraber basınç düşümünde de bir artış söz konusudur.
- Boru çapı ve helis çapı pürüzsüz helisel borularda ısı geçişinde etkin rol oynamaktadır. Eğrilik oranının artmasıyla ısı geçişinde ve basınç düşümünde artış söz konusudur. Helis hatvesi ve helis açısının ise ısı geçişi ve basınç düşümüne kayda değer bir etkisi yoktur.
- Pürüzsüz helisel borularda laminerden türbülanslı akışa geçiş pürüzsüz düz boruya kıyasla daha yüksek *Re* değerlerinde gerçekleşmektedir. Eğrilik oranı arttıkça türbülansa geçiş de gecikmektedir.
- Pürüzsüz helisel borularda, türbülanslı akışa kıyasla laminer akışta ısı geçişinde daha fazla iyileşme sağlanmaktadır.

- Pürüzsüz helisel borularda sabit yüzey ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartlarının ısı geçişi karakteristiklerinde anlamlı bir fark yoktur.

Tablo 1.7'de literatürde pürüzsüz yüzeyli helisel borularda Re_{cr} değerinin belirlenmesi için önerilen korelasyonlar sunulmuştur. Tablo 1.8'de tek fazlı akış rejimi için önerilen *Nu* korelasyonları, Tablo 1.9'da ise tek fazlı akış rejimi için önerilen *f* korelasyonları verilmiştir.

Tablo 1.7 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen Re_{cr} korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Ito [70]	$Re_{cr} = 2\times10^4\left(\frac{d}{D}\right)^{0,32}$ $0,00116 < d/D < 0,0667$
Kubair ve Varrier [71]	$Re_{cr} = 1,273\times10^4\left(\frac{d}{D}\right)^{0,2}$ $0,0005 < d/D < 0,1031$ $2000 < Re < 9000$
Schmidt [72]	$Re_{cr} = 2300\left[1+8,6\left(\frac{d}{D}\right)^{0,45}\right]$ $0,0123 < d/D < 0,2036$ $20000 < Re < 150000$
Srinivasan vd. [73]	$Re_{cr} = 2100\left[1+12\left(\frac{d}{D}\right)^{0,5}\right]$ $0,004 < d/D < 0,1$
Mishra ve Gupta [74]	$Re_{cr} = 2\times10^4\left[\frac{d}{D\left[1+\left(p_c+\pi D\right)^2\right]}\right]^{0,32}$ $0,004 < d/D < 0,1$

Tablo 1.8 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Seban ve McLaughlin [75]	$Nu = 0,065 f^{0,33} Re^{0,66} Pr^{0,33}$ $12 \le Re \le 5600$ $100 \le Pr \le 657$ $17 \le D/d \le 104$ f değeri White [76] korelasyonu ile belirlenmektedir.
Roger ve Mayhew [77]	$Nu = 0,021 Re^{0,85} Pr^{0,4} (d / D)^{0,1}$ $3000 < Re < 50000$ $30 < D/d < 100$
Mori ve Nakayama [78]	Türbülanslı akış: $Nu = \frac{1}{41} Re^{5/6} Pr^{0,4} (d / D)^{1/12} \left\{ 1 + \frac{0,061}{\left[Re(d / D)^2 \right]^{1/6}} \right\}$
Schmidt [72]	$Nu = 3,65 + 0,08 \left[1 + 0,8 (d / D)^{0,9} \right] Re^{\left[0,5 + 0,2903 (d/D)^{0,194} \right]} Pr^{1/3}$ Sabit ısı akısı ısıl sınır şartında 3,65 yerine 4,36 yazılmalıdır. $100 < Re < Re_{cr}$ $Nu = 0,023 \left[1 + 14,8 (1 + d / D)(d / D)^{1/3} \right] Re^{\left[0,8 + 0,22 (d/D)^{0,1} \right]} Pr^{1/3}$ $Re_{cr} < Re < 22000$ $Nu = 0,023 \left[1 + 3,6 (1 - d / D)(d / D)^{0,8} \right] Re^{0,8} Pr^{1/3}$ $20000 < Re < 150000$ $4,91 \le D/d \le 81,1$
Dravid vd. [79]	Laminer akış: $Nu = \left(0,76 + 0,65 De^{0,5} \right) Pr^{0,175}$ $50 \le De \le 2000$ $5 \le Pr \le 175$

Tablo 1.8 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Janssen ve Hoogendoom [60]	Laminer akış: $Nu = 1,7\left(De^2 Pr\right)^{1/6}$, $De < 20$ ve $De^2 Pr > 10^2$ $Nu = 0,9\left(Re^2 Pr\right)^{1/6}$, $20 < De < 100$ $Nu = 0,7 Re^{0,43} Pr^{1/6} (d/D)^{0,07}$, $100 < De < 830$ $10 < Pr < 600$
Kalb ve Seader [80]	$Nu = 0,913 De^{0,476} Pr^{0,2}$ $80 \le De \le 1200$ $0,7 \le Pr \le 5$
Xin ve Ebadian [81]	Laminer akış: $Nu = \left(2,153 + 0,318 De^{0,643}\right) Pr^{0,177}$ $20 \le De \le 2000$ $0,7 \le Pr \le 175$ $0,0267 \le d/D \le 0,0884$ Türbülanslı akış: $Nu = 0,00619 Re^{0,92} Pr^{0,4} \left[1 + 3,455(d/D)\right]$ $5000 \le Re \le 100000$ $0,7 \le Pr \le 5$ $0,0267 \le d/D \le 0,0884$
Bai vd. [82]	$Nu = 0,328 Re^{0,58} Pr^{0,4} \left(\mu_b / \mu_s\right)^{0,11}$ $45000 < Re < 190000$ $D/d = 23,27$
Incropera vd. [83]	$Nu = \left[\left(3,66 + \frac{4,343}{a}\right)^3 + 1,158\left(\frac{De}{b}\right)^{3/2}\right]^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $a = 1 + \frac{927(D/d)}{Re^2 Pr}$ ve $b = 1 + \frac{0,477}{Pr}$ $1 < De < 1000$ $0,005 < Pr < 1600$

Tablo 1.8 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Pawar ve Vivek [64]	$Nu = 0,0472 De^{0,8346} Pr^{0,4}$ $586 \le De \le 4773$ $3,83 \le Pr \le 7,3$ $13,2 \le d/D \le 18,2$
Pimenta ve Campos [84]	$Nu = \left(0,5 De^{0,481} - 0,465\right) Pr^{0,367}$ $91 \le Re \le 6293$ $10 \le Pr \le 353$ $d/D = 40,19$
Hardik vd. [65]	$Nu = 0,0456 \left(D/d\right)^{-0,16} Re^{0,8} Pr^{0,4}$ $1700 < Re < 14000$ $3 < Pr < 6$ $13,1 < D/d < 67$

Tablo 1.9 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
White [76]	$f / f_s = \left\{1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{De}\right)^{0,45}\right]^{1/0,45}\right\}^{-1}$ $11,6 < De < 2000$ $15 < D/d < 2050$
White [85]	$f / f_s = 1 + 0,152 Re^{0,25} (d / D)^{0,5}$ $15000 < Re < 100000$ $15 < D/d < 2050$

Tablo 1.9 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Ito [70]	$$f / f_s = \frac{21,5De}{\left(1,56 + \log De\right)^{5,73}}$$ $$13,5 < De < 2000$$ $$f = \left\{0,029 + 0,304\left[Re\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^{-0,25}\right\}\left(\frac{d}{D}\right)^{1/2}$$ $$0,034 < Re(d/D)^2 < 300$$ $$f = 0,316\left[Re(d/D)^2\right]^{-0,2}(d/D)^{0,5}$$ $$Re(d/D)^2 > 6$$ $$16,4 < D/d < 648$$
Seban ve McLaughlin [75]	Laminer akış: $$f / f_s = \left\{1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{De}\right)^{0,45}\right]^{2,22}\right\}^{-1}$$ $$11,6 < De < 2000$$ Türbülanslı akış: $$f / f_s = De^{0,1}$$ $$6000 < Re < 65000$$
Mori ve Nakayama [86]	Laminer akış: $$f / f_s = \frac{0,108De^{1/2}}{1 - 3,253De^{-1/2}}$$ $$13,5 < De < 2000$$
Mori ve Nakayama [78]	Türbülanslı akış: $$f = \left\{0,075 + Re\left(\frac{d}{D}\right)^2 - 0,2\left[1 + 0,112Re\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^{-0,2}\left(\frac{d}{D}\right)^{1/2}\right\}$$ $$0,034 < Re(d/D)^2 < 300$$ $$Re > 65000(d/D)^{0,5}$$

Tablo 1.9 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Tarbell ve Samuels [87]	$f = 1 + \left[8,279\times10^{-4} + 7,964\times10^{-3}\left(\frac{d}{D}\right)\right] Re - 2,096\times10^{-7} Re^{2}$ $20 < De < 500$ $3 < D/d < 30$
Mishra ve Gupta [74]	$f = f_s + 0,03(d/D)^{0,5}$ $4500 < Re < 100000$ $6,7 < D/d < 346$
Prandtl vd. [88]	$f / f_s = 0,37\left(0,5De\right)^{0,36}$ $40 < De < 2000$
Schmidt [72]	$f / f_s = \left[1 + 0,14\left(\frac{d}{D}\right)^{0,97} \mathrm{Re}^{\left[1-0,644(d/D)\right]^{0,312}} \right]$ $100 < Re < Re_{cr}$ $f / f_s = 1 + \frac{28800}{Re}\left(\frac{d}{D}\right)^{0,62}$ $Re_{cr} < Re < 22000$ $f / f_s = 1 + 0,0823\left(1+\frac{d}{D}\right)\left(\frac{d}{D}\right)^{0,53} Re^{0,25}$ $20000 < Re < 150000$
Srinivasan vd. [89]	$f = \frac{64}{Re}$, $De < 30$ $f = \frac{26,8(d/D)^{0,5}}{De^{0,725}}$, $30 < De < 300$ $f = \frac{7,2(d/D)^{0,5}}{De^{0,5}}$, $300 < De < Re_{cr}$ $f = \frac{0,168(d/D)^{0,2}}{De^{0,2}}$, $Re_{cr} < De < 14000$ $D/d > 3$

Tablo 1.9 Pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları (devamı)

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Mujawar ve Rao [90]	$f / f_s = 0,26De^{0,36}$ $35 < De < 2200$ $14 \leq D/d \leq 100$
Pimenta ve Campos [91]	$f / f_s = \left(1 + \frac{0,028De^{1,68}}{70 + De}\right)$ $80 < Re < 6300$ $D/d = 40,19$

Literatürde pürüzsüz yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *f* korelasyonları genellikle pürüzsüz yüzeyli düz boruya ait *f* değerine göre tanımlanmıştır. Düz ve helisel borulara ait sürtünme faktörleri ifadelerinde karışıklık olmaması için pürüzsüz düz boruya ait *f* değeri, f_s ile gösterilmiştir. f_s değeri, laminer akış için $64/Re$, türbülanslı akış için ise $0,316Re^{-0,25}$ eşitliklerine göre belirlenmektedir.

1.1.4 Koruge Yüzeyli Helisel Boru

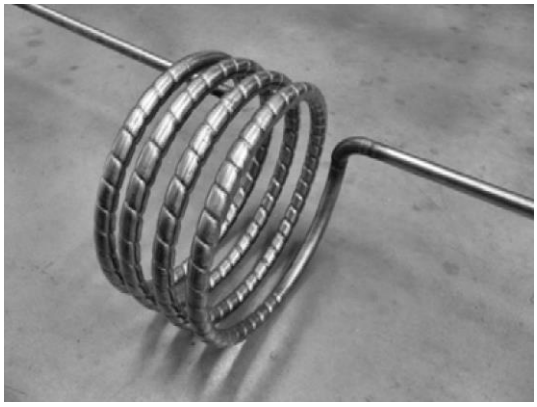
Koruge yüzeyli helisel boru hem koruge yüzey özelliğine sahip hem de helisel şekilde sarılmış olan borulardır. Kullanım alanları koruge borulu veya helisel borulu ısı değiştiricileri ile benzerlik göstermektedir.

Koruge yüzeyli helisel boruya ait çalışma literatürde oldukça sınırlıdır. Literatürde bu konudaki çalışmaların çok az bir kısmı deneysel çalışma olup mevcut çalışmaların çoğunluğunu nümerik çalışmalar oluşturmaktadır. Bu nedenle ısı geçişi hesaplamalarında kullanılan *Nu* değerinin tayini için önerilen korelasyonlar da oldukça sınırlıdır. Basınç düşümü hesaplamalarında kullanılan *f* değerinin tayini için ise önerilmiş bir korelasyona literatürde rastlanamamıştır.

Konu ile ilgili yapılmış olan çalışmalar sınırlı sayıda olduğu için erişilebilen mevcut çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

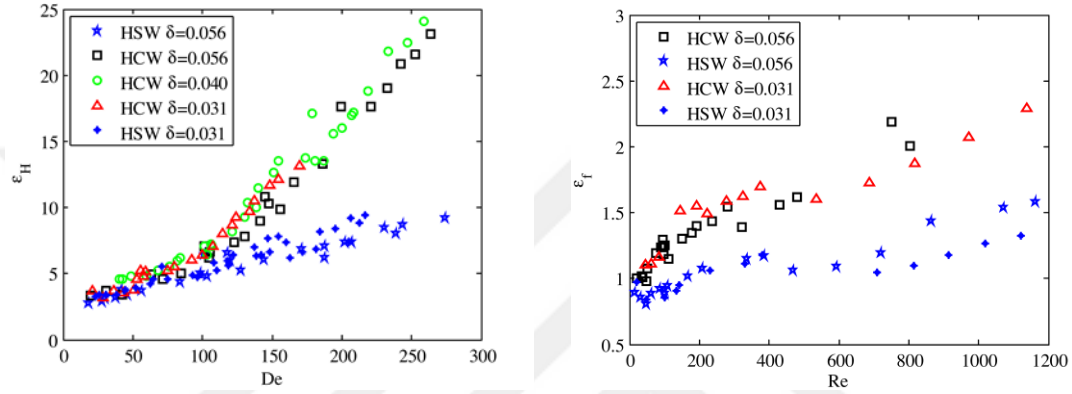
Zachar [92] koruge yüzeyli helisel borularda sürekli rejim şartlarında ısı geçişini nümerik olarak incelemiştir. Laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde farklı geometri parametrelerinin ve akış ile ısıl sınır şartlarının ısı geçiş hızına etkisini araştırmıştır. Çalışma akışkanı olarak su ve su-etilen glikol karışımı kullanmıştır. Sonuçları literatürdeki pürüzsüz helisel ve koruge düz borular için yapılmış olan çalışmalar ve korelasyonlar ile karşılaştırmıştır. Isı geçiş hızının giriş sıcaklığı ve boru dış yüzey sıcaklığından bağımsız olduğunu belirtmiştir. Koruge hatvesinin ısı geçiş hızı üzerindeki etkisinin koruge derinliğinin etkisinden daha fazla olduğunu belirtmiştir. *De* değerinin 30 ile 1400 olduğu aralıkta, koruge yüzey özelliğinin pürüzsüz helisel boruya kıyasla ek girdap hareketlerinin oluşturması nedeniyle ısı geçiş hızını %80-%100, basınç düşümünü ise %10-%600 arasında arttırdığını belirtmiştir. Boru içinde tam gelişmiş akışta *Nu* değerinin belirlenmesi için bir korelasyon önermiştir.

Rainieri vd. [93] pürüzsüz ve koruge yüzeyli düz ve helisel borularda yüksek viskoziteli akışkanların zorlanmış taşınım ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. *Re* değerinin gliserol için 5 ile 13, etilen glikol için 150 ile 1500 olduğu aralıklarda çalışmışlardır. 14 mm boru çapı, 0,06 eğrilik oranı, 1 mm koruge derinliği ve 16 mm koruge hatvesi olan koruge helisel boruyu test etmişlerdir (Şekil 1.16). Yüzey eğriliğinin bütün *Re* değerlerinde, yüzey koruge yapısının ise sadece yüksek *Re* değerlerinde etkili olduğunu, dahası koruge yüzeyin düşük *Re* değerlerinde yüzey eğriliğinin olumlu etkisini de azalttığını belirtmişlerdir.



Şekil 1.16 Koruge yüzeyli helisel boru [93]

Rainieri vd. [94] pürüzsüz ve koruge yüzeyli helisel borularda *Re* değerinin 70-1200, *De* değerinin 12-290 arasında olduğu şartlarda etilen glikolün zorlanmış taşınım ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyleri sabit koruge yüzey özelliklerine sahip, helis eğrilik oranının 0,031, 0,040 ve 0,056 olduğu borularda gerçekleştirmişlerdir. Düşük *De* değerlerinde pürüzsüz ve koruge yüzeyli helisel boruların ısı geçişi ve basınç düşümünde benzer iyileşme sağladığını belirtmişlerdir, ancak artan *De* değeriyle koruge helisel boruların ısı geçişinde daha fazla iyileşme sağladığını belirtmişlerdir (Şekil 1.17).

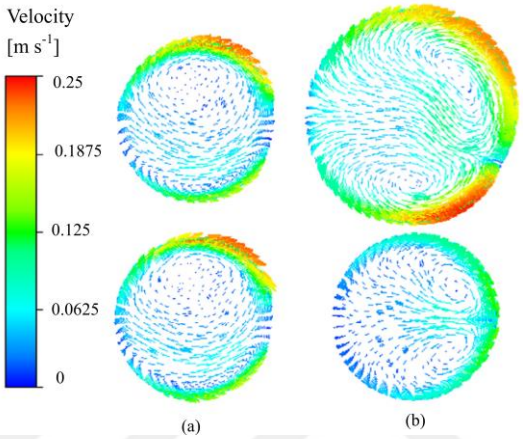


Şekil 1.17 Farklı eğrilik oranlarına sahip pürüzsüz ve koruge yüzeyli helisel borularda a) ısı geçişi iyileşmesi (Nu/Nu_o) ve b) sürtünme faktörü iyileşmesi (f/f_o) [94]

Bozzali vd. [95] pürüzsüz ve koruge yüzeyli helisel borulardaki etilen glikolün tek fazlı akışında yerel ısı taşınım katsayısını deneysel olarak incelemişlerdir. Helis çapı 310 mm, helis hatvesi 200 mm, koruge derinliği 1 mm ve koruge hatvesi 16 mm olan AISI 304 kalite paslanmaz çelikten üretilmiş koruge helisel borular kullanmışlardır. Sabit yüzey ısı akısı uygulanan boruların dış yüzeyinin kızılötesi sıcaklık görüntülerini kullanarak ters analiz yöntemi ile zorlanmış akışta yerel ısı taşınım katsayısını belirlemişlerdir. Isı geçişi iyileşmesinde düşük *De* değerlerinde helis eğriliğinin etkin olduğunu, yüksek *De* değerlerinde ise helis eğriliğinin yanı sıra koruge yüzeyin de etkin olmaya başladığını belirtmişlerdir.

Cancan vd. [96] küresel koruge yüzey yapısına sahip helisel borularda ısı geçişi ve basınç düşümünü nümerik olarak incelemişlerdir. Nümerik sonuçları doğrulamak için deneysel çalışmalarla ve mevcut deneysel korelasyonlarla karşılaştırmışlardır.

Helis geometrisinde merkezcil kuvvetin etkisiyle oluşan ikincil akışların (Şekil 1.18) ısı geçiş hızını artırmada önemli rolü olduğunu belirtmişlerdir. Buna ek olarak, koruge yüzey yapısı ise girdap akımlarının oluşmasını sağlayıp ve akış sınır tabakasını bozarak akıştaki türbülans yoğunluğunu arttırdığını belirtmişlerdir. Pürüzsüz helisel boruya kıyasla koruge helisel borularda koruge yüksekliğinin artmasıyla ısı geçişinde 1,05-1,7 kat, sürtünme faktöründe ise 1,01-1,24 kat artış olduğunu belirtmişlerdir. Koruge hatvesinin artmasıyla ise ısı geçişinde 1,37-1,66 kat, sürtünme faktöründe 1,18-1,28 kat artış olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 1.18 a) Pürüzsüz yüzeyli helisel boru ve b) koruge yüzeyli helisel borularda farklı kesitlerdeki hız vektörleri [96]

Li vd. [97] tek başlangıçlı dış bükey koruge yüzeyli helisel borularda türbülanslı akışta ısı geçişi karakteristiklerini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanmışlardır. Koruge yüzey parametrelerinin ve *Re* değerinin ısı geçişi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Koruge helisel boruların pürüzsüz helisel borulara kıyasla ek girdap hareketlerinin oluşumuna neden olmasıyla ısı geçişinde daha fazla iyileşme sağladıklarını belirtmişlerdir. Koruge hatvesinin azalmasıyla ısı geçişinde artış olduğunu belirtmişlerdir. Pürüzsüz helisel boruya kıyasla koruge helisel borularda ısı geçişinde %50-%80, basınç düşümünde ise %50-%300 arasında bir artış söz konusu olduğunu belirtmişlerdir.

Koruge yüzeyli helisel borularda hem ısı geçişi yüzey alanında artış hem de daha yoğun bir ikincil akış ve girdap akımları söz konusu olduğundan ısı geçişinde pürüzsüz düz, koruge düz ve pürüzsüz helisel borulara kıyasla bir artış söz konusu olmaktadır. Bunun ile birlikte basınç düşümünde de bir artış olmaktadır. Helisel

borularda merkezcil kuvvetlerin etkisiyle ikincil akışlar oluşurken, helisel boru yüzeyinde koruge yapının da kullanılmasıyla birlikte ilave girdap akımları oluşmaktadır. Bu durum özellikle yüksek *De* değerlerinde ısı geçişinde etkin bir iyileşme sağlamaktadır. Koruge hatvesi koruge derinliğine kıyasla daha ısı geçişinde daha etkin bir rol oynamaktadır ve koruge hatvesinin azalmasıyla ısı geçişinde daha fazla iyileşme sağlanmaktadır.

Tablo 1.10'da koruge yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları verilmiştir.

Tablo 1.10 Koruge yüzeyli helisel borularda tek fazlı akış için önerilen *Nu* korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları**
Zachar [92]	$Nu = 0{,}5855 De^{0{,}6688} Pr^{0{,}408} \left(\frac{e}{d}\right)^{0{,}166} \left(\frac{p}{d}\right)^{-0{,}192}$ $30 < De < 1400$ $3 < Pr < 30$
Rainieri [94]	$Nu = 0{,}191 De^{1{,}36} Pr^{0{,}2}$ $120 < De < 290$ $125 < Pr < 280$

1.2 Tezin Amacı

Yaygın bir kullanım ve uygulama alanı olan ısı değiştiricilerinin enerjiyi verimli kullanması enerji kaynaklarının sınırlı olması nedeniyle önem arz etmektedir. Bunun için ısı değiştiricilerinin tasarım ve boyutlandırılmasını çoğunlukla ısıl performansı iyileştirecek yöntemler belirlemektedir. Gelişen üretim teknolojileri sayesinde ısı değiştiricilerinde farklı geometrilerin ve yüzey yapılarının uygulaması kolaylaşmıştır.

Özellikle sıvı akışkanların kullanıldığı ısı değiştiricilerinde, ısı değiştiricileri borulu şekilde dizayn edilmektedir. Bu tez çalışmasında dairesel kesitli pürüzsüz düz bir borunun ısıl performansını iyileştirmek hedeflenmiştir. Bu amaçla, ilgili boruya koruge yüzey eklenmesine ve ayrıca borunun helisel şekilde dizayn edilmesine

bağlı ısıl ve akış performansları incelenmiştir. Bunun için aynı uzunluk ve çaptaki borunun tek başlangıçlı içbükey koruge yüzey yapısına sahip olduğu ve helisel geometride olduğu ve bu iki farklı pasif ısı geçişi iyileştirme yönteminin bir arada kullanıldığı durumlardaki sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartında tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akışta ısı geçişi karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir. Koruge hatvesinin, koruge derinliğinin ve helis çapının ısı geçişine ve basınç düşümüne olan etkisi araştırılmıştır.

1.3 Hipotez

Tek fazlı akışlarda ısı geçişini pasif olarak iyileştirmek için boru iç yüzeyine farklı geometrik modifikasyonlar uygulanmaktadır. Böylelikle akıştaki türbülans seviyesi yüzeyde arttırılarak ısı geçişi iyileştirilebilmektedir. Bunun yanı sıra helisel olarak dizayn edilen borularda ikincil akışların oluşumu ısı geçişinde iyileşme sağlamaktadır. Bunlara bağlı olarak basınç düşümünde de genellikle artış söz konusu olmaktadır. Tez çalışması kapsamında koruge yüzeylerin düz ve helisel borularda kullanılması ile ısı ve akış performanslarına etkisi pek çok geometrik özellik göz önünde bulundurularak geniş bir aralıkta incelenmesi düşünülmüştür. Laminer, geçiş bölgesi ve türbülanslı akışları kapsayan farklı kütlesel debilerde, farklı geometrik parametrelerde iki ayrı pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemleri olan koruge yüzey ve helisel boru geometrisi hem ayrı ayrı hem de birlikte değerlendirilerek kapsamlı bir karşılaştırma yapılması planlanmıştır. Bu iki yöntemin birlikte kullanıldığı durumlarda, bu yöntemlerin kullanılmadığı veya ayrı ayrı kullanıldıkları durumlara göre ısı geçişinde kayda değer bir artış beklenmektedir.

Ayrıca, literatürde koruge yüzey yapısı ve helisel boru geometrisi ayrı çalışmalar olarak birçok parametre için oldukça incelenmiştir. Ancak, koruge yüzeyli düz borularda laminer ve geçiş bölgesindeki tek fazlı akış ile ilgili çalışmalar ise oldukça sınırlıdır. Buna ek, bu iki pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinin bir arada kullanıldığı çalışma sayısı da oldukça sınırlı olup mevcut çalışmaların da çoğunluğu nümerik çalışmalardan oluşturmaktadır.

1.4 Tezin İçeriği

Tezin Giriş bölümünde konuya ilişkin bazı temel kavramlarla ilgili tanımlamalar yapılmış ve literatürde mevcut olan çalışmalar özetlenmiştir. Tezin amacından ve hipotezden de yine bu bölümde bahsedilmiştir. Materyal ve Yöntem bölümünde (Bölüm 2) nümerik analiz yönteminden ve analizlerin detaylarından bahsedilmiştir. Bulgular ve Tartışma bölümünde (Bölüm 3) elde edilen analiz sonuçları irdelenmiştir. Sonuçlar ve Öneriler bölümünde (Bölüm 4) ise sonuçların genel bir değerlendirilmesi yapılmıştır ve konuya ilişkin önerilerde bulunulmuştur.

2
MATERYAL VE YÖNTEM

Günümüzde ısı ve akış alanındaki araştırmalar deneysel, sayısal veya analitik yöntemlerle yapılmaktadır. Çalışmanın türüne ve kapsamına göre araştırma metotlarının birbirine göre avantajları ve dezavantajları olabilmektedir. Bazı kompleks geometrilerin ve problemlerin her zaman analitik çözümü mümkün olamamaktadır. Örneğin akışkanlar mekaniğinde türbülanslı akışın karmaşık doğası gereği bu akışın karakteristiklerini veren kesin çözümler literatürde mevcut değildir. Günlük yaşamımızdaki birçok problemi analitik olarak çözmek oldukça zordur. Deneysel çalışmalar ise ilgili deney düzeneğinin hazırlanması ve kurulumu hem zaman açısından hem de maliyet açısından kısıtlanmaktadır. Birçok farklı parametreyi değerlendirmek hem farklı materyallerin gereksinimine ihtiyaç duyabildiğinden hem de çok zaman alacağından oldukça güç olmaktadır. Bu nedenle özellikle deneysel çalışmalarda deney sayısını azaltmak için kullanılan farklı optimizasyon yöntemleri vardır. Sayısal veya diğer bir deyişle nümerik yöntemde ise ilgili problem genellikle bir bilgisayar ortamında simüle edilerek belli yöntemlerle çözüme kavuşturulur. Deneysel çalışmalara kıyasla daha kısa sürede sonuçlar elde edilebilmesi ve deney enstrümanları gerektirmemesi avantajlarındandır. Sayısal analiz, çözümün hızlı olabilmesi ve yüksek kapasitede işlemler yapabilmek için güçlü bilgisayarlara ihtiyaç duymaktadır. Deneysel çalışmalara göre daha az kesinlikte çözümler vermektedir ve sayısal çalışmalar ile elde edilmiş nümerik sonuçların çoğu durumda deneysel bir veri veya korelasyon ile doğrulanması gerekmektedir.

Tez konusu kapsamında yapılan bütün çalışmalar bilgisayar ortamında modellenerek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile nümerik olarak gerçekleştirilmiştir.

HAD yöntemi ile akışkanların mekaniği ve karakteristikleri, ısı geçişi mekanizmaları ve yanma gibi kimyasal reaksiyonlar analiz edilebilmektedir.

HAD analizleri modelin sonlu hacimler yöntemiyle ayrıklaştırılıp korunum denklemleri (süreklilik, Navier-Stokes, enerji) ve ilave denklemlerin çözümlenmesiyle yapılmaktadır. Modelde kullanılan denklemlerin türlerine ve sayısına bağlı olarak RANS, LES veya DNS modelleri ile çözümler gerçekleştirilebilmektedir. RANS ortalama akım değerlerini çözüp geri kalan türbülans ile ilgili detayları modellemektedir. LES, akımdaki büyük boyutlu türbülans yapılarını Navier-Stokes denklemlerini kullanarak çözümlemekte, küçük boyuttaki türbülans yapılarını ise modellemektedir. DNS ise üç boyutlu zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerini ve tüm kaotik akım alanını çözmektedir. RANS modeli diğerlerine göre daha az hassasiyetli çözümler sağlıyor olsa da bilgisayarda analiz için ihtiyaç duyulan işlemci gücünün az olması ve daha kısa sürelerde çözüm sağlayabiliyor olması sebebi ile görece daha az komplike modellerde genellikle tercih edilmektedir.

HAD yöntemi için kullanılan birçok paket program mevcuttur. Bu tez çalışmasında sektörde ve akademide yaygın olarak kullanılan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır.

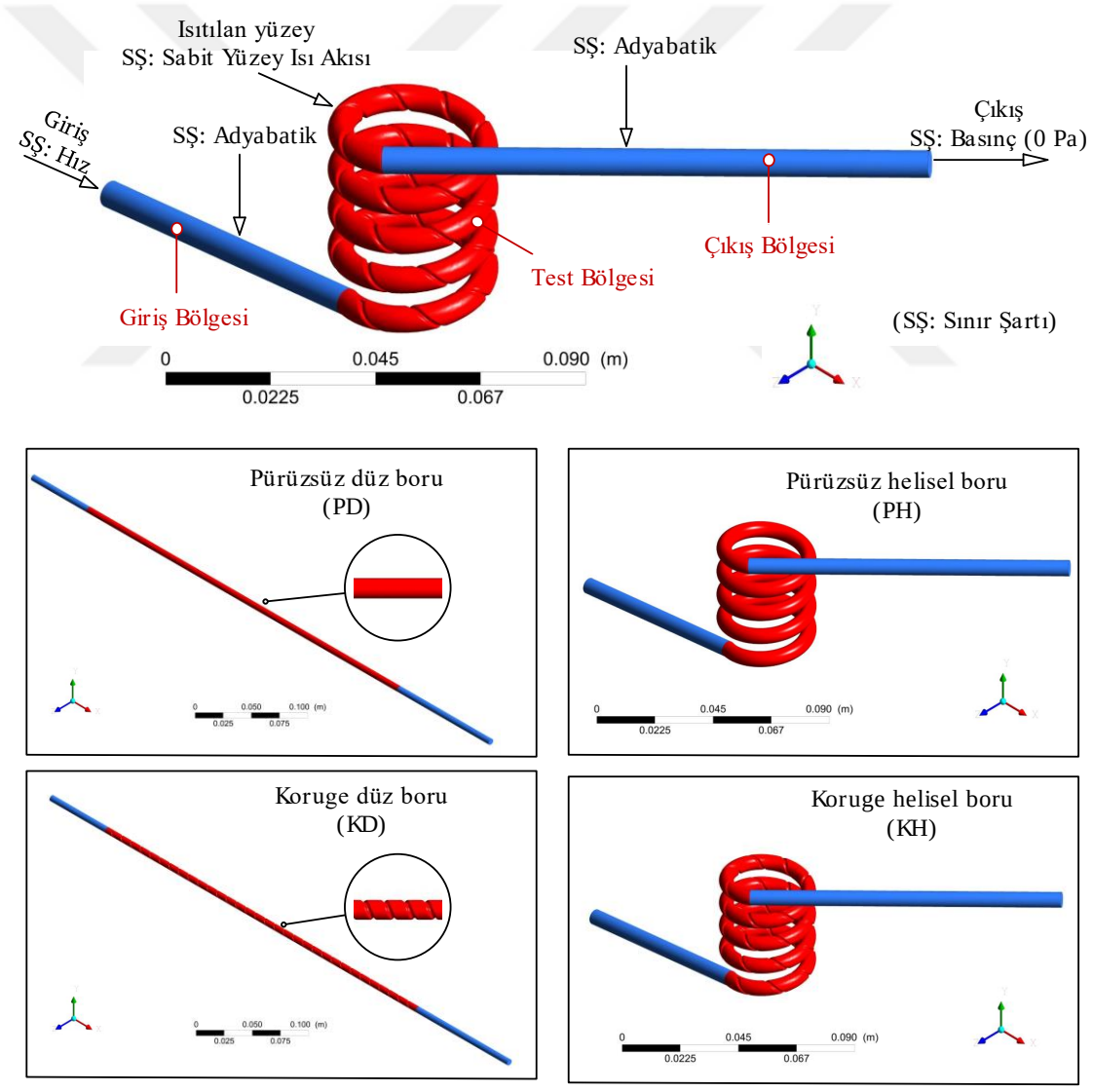
ANSYS Fluent programında önce akış hacminin iki veya üç boyutlu bir geometrisi oluşturulmakta veya başka bir program aracılığı ile oluşturulan geometri kullanılmaktadır. Daha sonra bu geometride sayısal çözüm ağları oluşturulmak üzere geometri kontrol hacimlerine ayrıklaştırılır. Ardından çözücü tipinin belirlenmesi, model seçimi, malzemelerin tanımlanması, sınır şartlarının atanması, çözücü ayarlarının atanması ve yakınsama kriterlerinin belirlenmesi gibi işlemler yapılır. Çözüm işlemi gerçekleştirildikten sonra sonuçlar alınır, ayrıca hız, sıcaklık, basınç vb. için görseller hazırlanabilir.

Bu tez çalışmasında, pürüzsüz düz, koruge düz, pürüzsüz helisel ve koruge helisel borularda sabit yüzey ısı akısı sınır şartında tek fazlı sıvı su akışının ısı geçişi karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir. Koruge yüzeyli düz borular için Andrade vd. [38] yaptığı deneysel çalışma referans alınmıştır. Referans alınan çalışmanın geometrik parametreler ve çalışma koşulları açısından nümerik analize uygulanabilir bir çalışma olduğu düşünülmüştür. Referans çalışmada çalışma koşulları aralıklar verilerek belirtilmiştir. Tez çalışmasındaki çalışma koşulları da

bu aralık içerisindeki değerlere göre belirlenmiş olup tüm geometrilerde aynı koşullar altında analizler gerçekleştirilmiştir.

Referans çalışmada 6 mm ve 12 mm hatveli koruge yüzeylere sahip 5,75 mm çaplı, 380 mm uzunluğundaki düz borularda tek fazlı sıvı su akışı için ısı geçişi karakteristiklerini incelenmiştir. Tek başlangıçlı içbükey koruge yüzeyli düz borular kullanılmıştır. Dairesel şekle sahip koruge yüzey boru etrafında helisel formdadır. İçerisinden farklı *Re* değerlerinde akan akışkana boru yüzeyinden sabit yüzey ısı akıları uygulanmıştır.

Şekil 2.1'de tez kapsamında nümerik olarak incelenen borulara ait akış hacimleri ve sınır şartları gösterilmiştir.



Şekil 2.1 HAD analizinde kullanılan geometri ve sınır şartları

Literatürdeki çalışmalar hidrodinamik tam gelişmiş akış şartlarında yapılmıştır ve önerilen korelasyonlar da bu şartlar için geçerlidir. Bu nedenle incelenecek olan borulara akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlarda girmesi için boruların girişine ilave uzunluklar eklenmiştir. İlgili eklemeler Şekil 2.1'de çalışılan dört ayrı geometri tipi için gösterilmiştir. Test bölgesine giren akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olabilmesi için giriş bölgesi uzunluğu laminer akış şartlarında en yüksek *Re* değeri baz alınarak $L_{h,lam}$ = 0,05*Red*, türbülanslı akış şartlarında ise $L_{h,türb}$ = 10*d* olacak şekilde seçilmiştir. Hidrodinamik tam gelişmiş akış daha sonra test bölgesine girmekte ve burada sabit yüzey ısı akısı ile ısıtılmaktadır. Akışkanın sıcaklık ve basınç değişimleri bu bölgede değerlendirilmiştir. Ayırca boru çıkışında ters akışların oluşmaması ve ters akış durumundan dolayı sonuçlarda oluşacak hata paylarını minimize etmek için boru çıkışına da ilave uzunluklar eklenmiştir. Bu amaçla, çıkış bölgesinin uzunluğu 20*d* olarak sabit alınmıştır.

2.1 Geometrinin Oluşturulması

Tez kapsamında pürüzsüz yüzeyli düz boru, koruge yüzeyli düz borular, pürüzsüz yüzeyli helisel borular ve koruge yüzeyli helisel borularda çalışma akışkanı olarak sıvı suyun kullanıldığı tek fazlı akış çalışmaları yapılmıştır. Boruların üç boyutlu geometrileri SolidWorks 18 bilgisayar destekli tasarım programında çizilmiştir. Burada incelenecek olan akışkan olduğu için borular içerisinden akan akışkan modellenmiştir ve bunun için borunun iç çapı ve uzunluğu kadar olan üç boyutlu akış hacimleri oluşturulmuştur. Borulara ait geometrik özellikler Tablo 2.1'de verilmiştir.

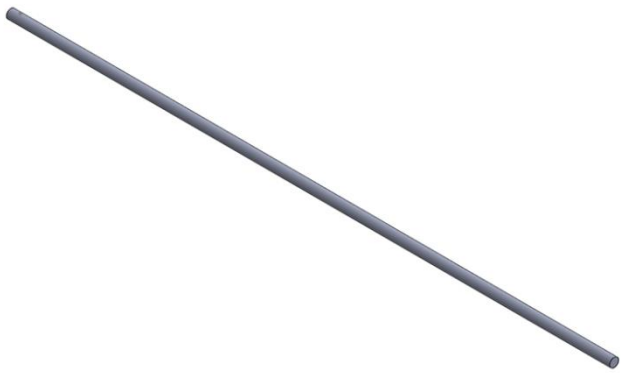
Tablo 2.1 Boruların geometrik özellikleri

Boru Tipi	**L [mm]**	**d [mm]**	**p [mm]**	**e [mm]**	**D [mm]**	**p_c [mm]**
Pürüzsüz düz boru	390	5,75	-	-	-	-
Koruge düz boru	390	5,75	6, 12, 18	0,6, 0,8, 1,0	-	-
Pürüzsüz helisel boru	390	5,75	-	-	20, 30, 40, 60	10
Koruge helisel boru	390	5,75	6, 12, 18	0,6, 0,8, 1,0	20, 30, 40, 60	10

Pürüzsüz düz boru için 1, koruge düz boru için koruge hatvesinin ve derinliğinin kombinasyonlarına bağlı olarak toplam 9, pürüzsüz helisel boru için helis çapına bağlı olarak toplam 4 ve koruge helisel boru için ise koruge hatvesi, koruge derinliği ve helis çapına bağlı olarak toplam 8 ayrı geometri oluşturulmuştur.

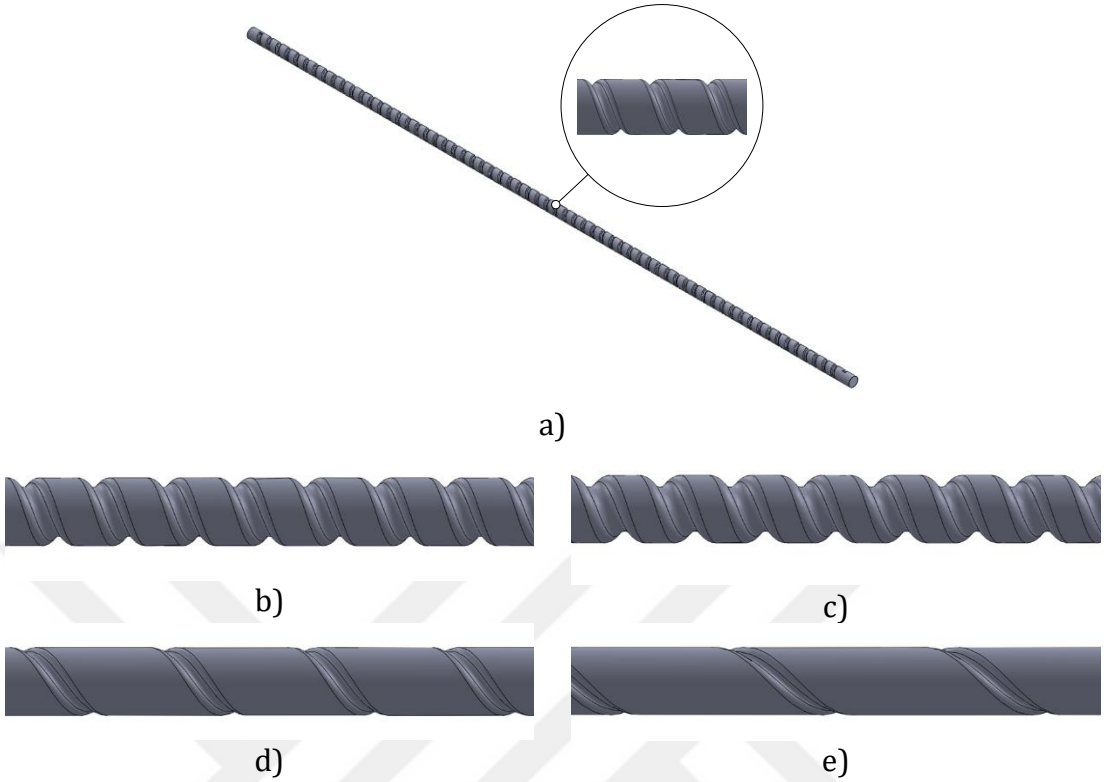
390 mm uzunluğundaki boruların giriş ve çıkışlarından 6 mm mesafe bırakılarak, toplam 378 mm uzunluğundaki bölgede koruge yüzeyler kullanılmıştır. Referans alınan çalışmada koruge düz borular 380 mm uzunluğunda olduğundan ona yakın bir model oluşturmak istenmiştir. Geometri parametrelerinde işlem kolaylığı açısından 380 mm yerine 378 mm boru uzunluğu uygun görülmüştür. Helisel borularda koruge yüzey kullanımında ve geometrilerde çözüm ağı oluşturmada işlem kolaylığı açısından giriş ve çıkışlarda 6 mm mesafe bırakılmıştır. Ayrıca, referans çalışmadaki koruge yüzey özellikleriyle ilgili koruge derinliği ve hatvesi ile ilgili bilgiler verilmiş olmasına karşın yarım daire şeklindeki koruge yüzeyin köşelerindeki yuvarlatmayla ilgili detay bilgiler eksiktir. Referans alınan deneysel çalışmadaki geometriyle daha uyumlu hale gelmesi için koruge yüzeylerde koruge derinliği ile orantılı olarak köşe yuvarlatması yapılmıştır.

Oluşturulan geometrilerle ilgili görseller Şekil 2.2, 2.3, 2.4 ve 2.5'te sunulmuştur. Bütün borular dairesel kesitli olup 5,75 çapında ve 390 mm uzunluğundadır. Şekil 2.2'de pürüzsüz yüzeyli düz borunun çizimi verilmiştir.



Şekil 2.2 Pürüzsüz yüzeyli düz boruya ait çizim

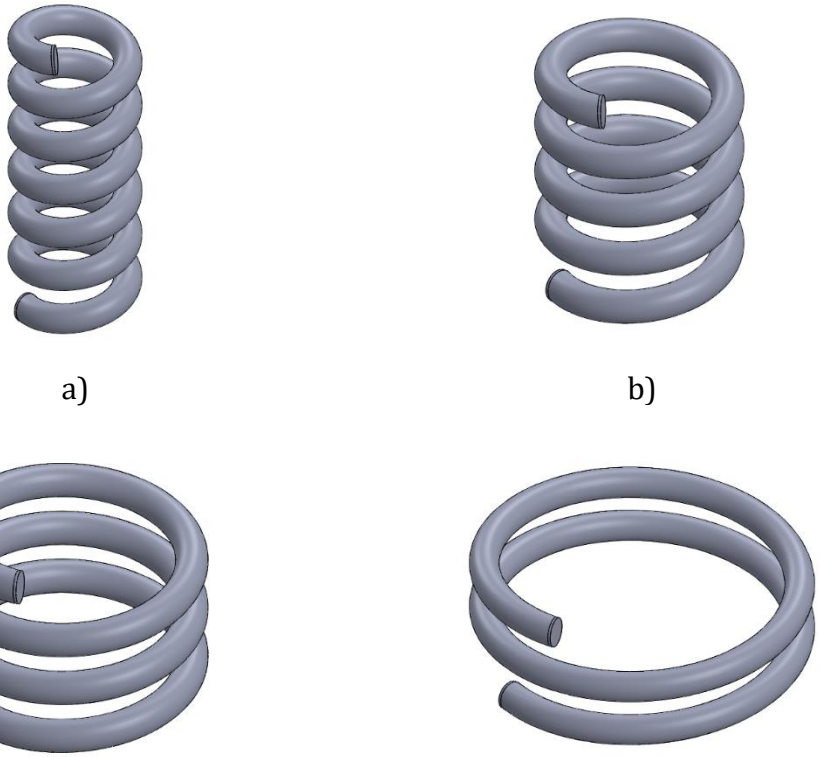
Şekil 2.3'te koruge yüzeyli düz borunun çizimi verilmiştir.



Şekil 2.3 a) p=6 mm, e=0,6 mm, b) p=6 mm, e=0,8 mm, c) p=6 mm, e=1,0 mm, d) p=12 mm, e=0,6 mm ve e) p=18 mm, e=0,6 mm değerlerine sahip koruge yüzeyli pürüzsüz borular

Şekilde a) koruge hatvesinin 6 mm, koruge derinliğinin 0,6 mm olduğu koruge boruyu, b) koruge hatvesinin 6 mm, koruge derinliğinin 0,8 mm olduğu koruge boruyu, c) koruge hatvesinin 6 mm, koruge derinliğinin 1,0 mm olduğu koruge boruyu, d) koruge hatvesinin 12 mm, koruge derinliğinin 0,6 mm olduğu koruge boruyu, e) ise koruge hatvesinin 18 mm, koruge derinliğinin 0,6 mm olduğu koruge boruyu göstermektedir.

Şekil 2.4'te pürüzsüz yüzeyli helisel boruların çizimleri verilmiştir. Aynı uzunluğa sahip boruların a) 20 mm, b) 30 mm, c) 40 mm ve d) 60 mm helis çaplarıyla sarılmış haldeki görselleri sunulmuştur.

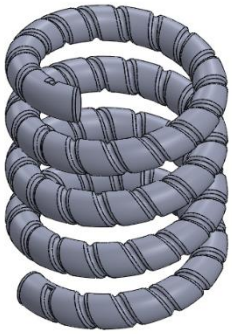


a) b)

c) d)

Şekil 2.4 a) 20 mm, b) 30 mm, c) 40 mm ve d) 50 mm helis çapına sahip pürüzsüz yüzeyli helisel borular

Şekil 2.5'te helisel boru üzerinde koruge yüzey yapısının kullanıldığı boruya ait bir çizim gösterilmiştir.



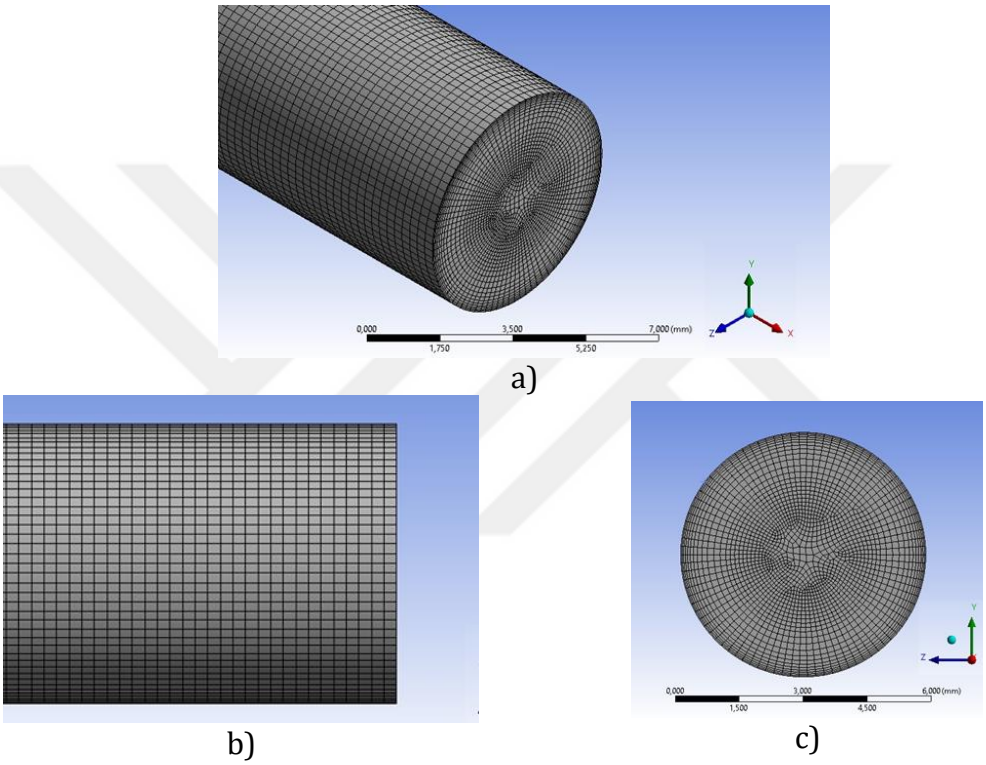
Şekil 2.5 Koruge yüzeyli helisel boruya ait çizim

Şekilde 6 mm koruge hatvesi, 0,6 mm koruge derinliği ve 30 mm helis çapı olan koruge yüzeyli helisel boru gösterilmiştir.

2.2 Çözüm Ağının Oluşturulması

Boru içerisindeki akış hacmi küçük kontrol hacimlerine ayrıklaştırılarak geometriler üzerinde çözüm ağları oluşturulmuştur. Geometriler üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağlarının detayları Şekil 2.6, 2.7, 2.8 ve 2.9'da gösterilmiştir.

Şekil 2.6'da pürüzsüz yüzeyli düz boruda oluşturulan çözüm ağı detayları gösterilmiştir.

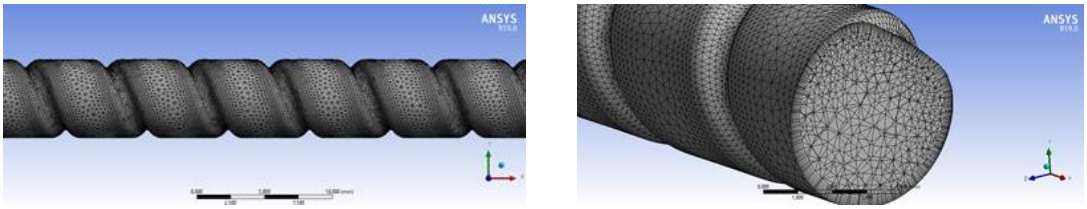


a)

b) c)

Şekil 2.6 Pürüzsüz düz boruya ait çözüm ağı a) detay görünüm, b) ön görünüm ve c) yan görünüm

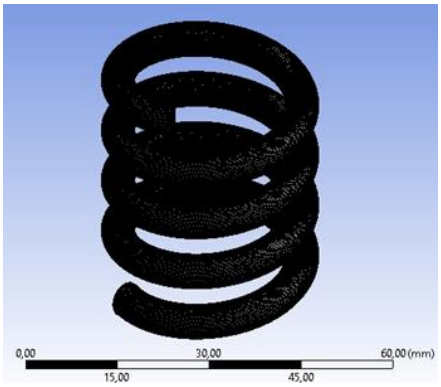
Şekil 2.7'de koruge yüzeyli düz boruda oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir.



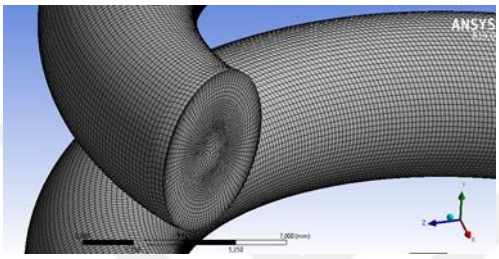
a) b)

Şekil 2.7 Koruge düz boruya ait çözüm ağı a) ön görünüm ve b) yan kesit görünüm

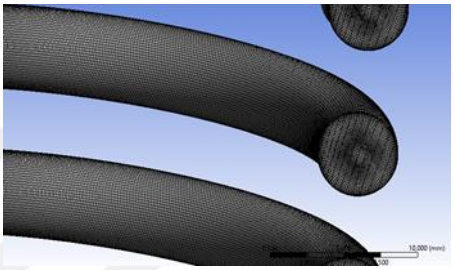
Şekil 2.8'de pürüzsüz yüzeyli helisel boruda oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir.



a)



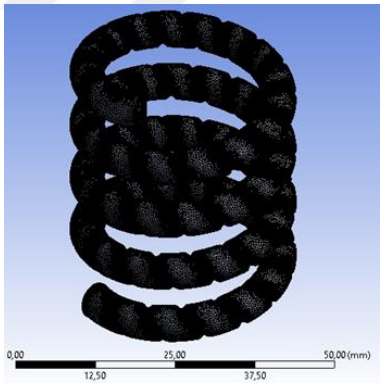
b)



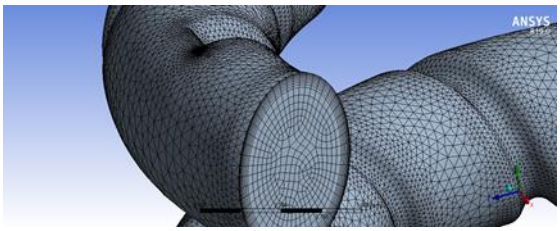
c)

Şekil 2.8 Pürüzsüz helisel boruya ait çözüm ağı a) genel görünüm, b) detay görünüm ve c) kesit görünüm

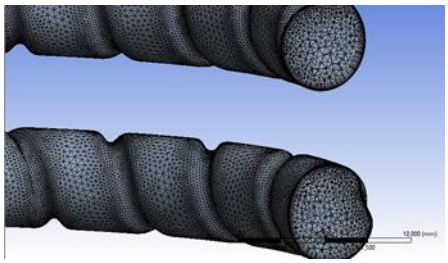
Şekil 2.9'da koruge yüzeyli helisel boruda oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir.



a)



b)



c)

Şekil 2.9 Koruge helisel boruya ait çözüm ağı a) genel görünüm, b) detay görünüm, c) kesit görünüm

Pürüzsüz düz ve pürüzsüz helisel borularda tüm bölgeler hexa çözüm ağıyla oluşturulmuştur. Koruge düz ve koruge helisel borularda ise giriş ve çıkış bölgeleri hexa çözüm ağıyla oluşturulerken ısıtılan bölgeler koruge yüzeyler dolayısı ile tetra çözüm ağıyla oluşturulmuştur. Sınır tabaka akışının yakalanabilmesi için boru iç yüzeyine yakın yerlere daha ince ve sık bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Bunun için akışkanın boru ile temas eden yüzeyine özel bir ağ tipi tanımlanarak katmanlar oluşturulmuştur. İlgili ağ tipi kama ve piramit tipi ağlar ile yapılmıştır. Viskoz alt sınır tabaka akışını iyi modelleyebilmek için ilk katmanın kalınlığı y^+ değeri 1 olacak şekilde hesaplanmıştır ve elde edilen değere göre tanımlanmıştır. Bunun için laminer ve türbülanslı akış bölgeleri ayrı değerlendirilip, ilgili bölgelerdeki en yüksek *Re* değerlerine tekabul eden hızlar için ilk katman kalınlığı hesaplanmıştır. İlk katmanın kalınlığını hıza bağlı olarak oluşan sürtünme katsayısı ve kayma gerilmeleri belirlemektedir.

Sürtünme katsayısının hesaplanması için önerilen eşitlikler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{C_f}{2} = \frac{0,039}{Re^{1/4}} \tag{2.1}$$

$$C_f = \frac{0,026}{Re^{1/7}} \tag{2.2}$$

$$C_f = \frac{0,058}{Re^{1/5}} \tag{2.3}$$

Kayma gerilmesi (2.4) eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\tau_s = C_f \frac{\rho V^2}{2} \tag{2.4}$$

U_{fric} değeri (2.5) ile hesaplanmaktadır.

$$U_{fric} = \left(\frac{\tau_s}{\rho}\right)^{1/2} \tag{2.5}$$

İlk katman kalınlığı ise (2.6) ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta s = \left(\frac{y^{+} \mu}{U_{fric} \rho} \right)^{1/2} \tag{2.6}$$

Sürtünme faktörü için üç eşitlik de kullanılmış olup daha detaylı bir ağ yapısı için hesaplar neticesinde en düşük katman kalınlığı tanımlanmıştır.

Çözüm ağının kalitesi sonuçların hassasiyeti ve doğrulu açısından önem arz etmektedir. Oluşturulan çözüm ağının kalitesini değerlendirmek için kullanılan birçok ölçüt vardır. Bunlardan, yaygın olarak kullanılanlarından biri ise çarpıklık (skewness) değeridir. Çarpıklık değerinin 0,9'dan düşük olması istenmektedir [98]. Bütün geometriler üzerinde oluşturulan çözüm ağlarında bu kriter sağlanmıştır.

2.2.1 Çözüm Ağından Bağımsızlık Çalışması

Çözüm ağı kalitesinin yanı sıra çözüm ağındaki eleman sayısı da sonuçların hassasiyetinde kritik rol oynamaktadır. Çözüm ağındaki eleman sayısının fazla olması daha hassas sonuçlar sağlamaktadır. Ancak eleman sayısının artmasıyla beraber işlem süresi de uzamaktadır ve kimi durumlarda bilgisayar kapasitesi yeterli gelmemektedir. Diğer yandan, belli bir eleman sayısından sonra sonuçlarda kayda değer bir farklılık olmamaktadır. Bunun için birkaç farklı eleman sayısı ile analizler gerçekleştirilip sonuçların belli bir değere yakınsamaya başladığı en düşük eleman sayısı belirlenir.

Bu tez çalışmasında sayısal çözüm ağından bağımsızlık için üç farklı eleman sayısı ile her geometri için analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan üç farklı sayısal çözüm ağlarının eleman sayıları ve sonuçları Tablo 2.2'de verilmiştir. Pürüzsüz düz, koruge düz, pürüzsüz helisel ve koruge helisel borularda boru giriş basınçları ve çıkış sıcaklıklarına göre sayısal çözüm ağındaki eleman sayıları değerlendirilmiş olup 2. durum ile 3. durum arasındaki ilgili değerlerde anlamlı bir fark söz konusu olmadığından işlem kolaylığı sağlaması açısından Durum 2'deki eleman sayılarının kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür.

Tablo 2.2 Sayısal ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları

Boru Tipi	Durum	Eleman Sayısı	P_g [Pa]	$T_ç$ [°C]
Pürüzsüz düz boru	1	1304125	94,28	28,13
	2	6390120	89,03	26,77
	3	11258792	88,6	26,78
Koruge düz boru	1	1825743	587,27	30,17
	2	6679609	564,8	26,83
	3	11665884	562,39	26,54
Pürüzsüz helisel boru	1	2156247	272,16	28,92
	2	8048745	247,7	26,74
	3	11574962	246,28	26,69
Koruge helisel boru	1	3484218	912,56	31,23
	2	6850325	857,87	26,78
	3	12763841	851,74	26,54

2.3 Nümerik Modelin Hazırlanması

Üç boyutlu viskoz akış hacminde, sıkıştırılamaz akış ve sürekli rejim şartları göz önünde bulundurulmuştur. Bütün analizler boru içerisinden tek fazda çalışma akışkanı olarak sıvı suyun geçtiği ve boru içerisinden geçerken boru iç yüzeyinden sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartıyla akışkanın ısıtıldığı durumları içermektedir. Isıtılan akışkanda doğal taşınımın etkileri göz ardı edilmiştir. Bu nedenle sadece zorlanmış iç akış söz konusudur. Boru dış yüzeyi adyabatik düşünülmüş olup sabit yüzey ısı akısı herhangi bir kayıp söz konusu olmadan doğrudan akışkana aktarılmaktadır.

Akışkan doğal taşınım olmadan sadece zorlanmış iç taşınım şartlarında incelenmiştir. Akışkan çok yüksek basınçlara ulaşmadığı için, sadece ilgili debilerde hareketi sağlayacak basınçlara sahip olduğu için ve de sıvı olduğu için sıkıştırılamaz kabul edilmiştir. Bu nedenle çözücü tipi basınç temelli (pressure based) seçilmiştir. Doğal taşınım etkileri incelenmeyeceğinden yerçekimi ivmesi tanımlanmamıştır.

2.3.1 Model Seçimi

Yönetici denklemler (korunum denklemleri):

- Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{2.7}$$

- Momentum denklemleri:
  - x-momentum:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+u\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{2.8a}$$

  - y-momentum:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+v\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{2.8b}$$

  - z-momentum:

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+w\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{2.8c}$$

- Energy denklemi:

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{2.9}$$

Türbülanslı akış için literatürde yaygın olarak kullanılan *k-ε* Realizable EWT, *k-ε* RNG EWT ve *k-ω* SST modelleri incelenmiştir. Her biri için sonuçlar literatürle karşılaştırılmıştır ve en uygun modelin *k-ε* Realizable EWT türbülans modeli olduğu görülmüştür. Bu model ile elde edilen sonuçların literatür ile karşılaştırması Bölüm 2.3'te sunulmuştur.

Bütün geometrilerde geçiş bölgesi ve türbülanslı akış şartları için aynı model kullanılmıştır. Laminer model, pürüzsüz düz borudaki laminer akış şartları için kullanılmıştır. Koruge düz boruda türbülansa geçişin daha düşük *Re* değerlerinde gerçekleştiği literatürde belirtilmiştir. Koruge düz borularda Re_{cr} değeri ile ilgili korelasyon sayısı ise oldukça sınırlıdır. Laminer akış rejim aralığı tam olarak bilinemediğinden koruge düz boruda tüm *Re* değerlerinde *k-ε* Realizable EWT

modeli kullanılmıştır. Ayrıca koruge düz borularda oluşan ikincil akış ve girdap akımlarının hassas bir şekilde yakalanabilmesi için laminer modele kıyasla türbülans modelinin daha uygun olduğu görülmüştür. Pürüzsüz helisel borularda ise türbülansa geçişin daha yüksek *Re* değerlerinde olduğu literatürde belirtilmiştir. Bunun için birçok Re_{cr} korelasyonları da literatürde önerilmiştir. Literatürde pürüzsüz helisel boruda Re_{cr} için önerilen tüm korelasyonlara göre tez çalışmasında seçilen *Re* değerleri için akışın pürüzsüz helisel borularda laminer olduğu görülmüştür. Ancak pürüzsüz helisel borularda da ikincil akış ve girdap akımları oluştuğundan ve laminer modelin bu akış davranışlarını yakalamada yetersiz olmasından pürüzsüz helisel borularda da tüm *Re* değerleri için *k-ε* Realizable EWT modeli kullanılmıştır. Koruge helisel borularda da aynı sebeplerden dolayı *k-ε* Realizable EWT modeli kullanılmıştır. Seçilen bu modeller ile elde edilen nümerik sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca, akışın gelişmesi için boru girişine yapılan ilave ek uzunluk pürüzsüz düz boru olduğundan pürüzsüz düz borudaki laminer akış rejimlerinde bu bölgeye bütün borularda laminer model tanımlanmıştır.

Realizable *k-ε* modeli için transport denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b + \rho\varepsilon - Y_M + S_k \qquad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k\sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b + S_\varepsilon \qquad (2.11)$$

2.3.2 Sınır Şartlarının Tanımlanması

Tablo 2.3'te laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri için seçilen *Re* değerleri verilmiştir. *Re* değerleri referans çalışmada verilen *Re* değeri aralığına göre seçilmiştir.

Tablo 2.3 Laminer, geçiş ve türbülanslı akış için seçilen *Re* değerleri

Laminer akış için *Re* değerleri	**Geçiş ve türbülanslı akış için *Re* değerleri**
480	2570
625	2900
745	3200
945	3500
1115	3800
1300	4300
1435	4700
1645	5100
1850	5500
2050	6100

Referans makaleye göre seçilen sınır şartları Tablo 2.4'te sunulmuştur.

Tablo 2.4 Nümerik çalışma koşulları

Çalışma parametreleri	**Değerler**
Giriş hızı	0,0745 - 0,390 m/s
Giriş sıcaklığı	25 ℃
Sabit yüzey ısı akısı	5500 ve 21100 kW/m^2

Tablo 2.1'de verilen geometrik özelliklere göre oluşturulan modellere 10 laminer ve 10 geçiş ve türbülanslı olmak üzere toplam 20 farklı *Re* değeri için Tablo 2.4'te verilen sınır şartları tanımlanmıştır. Giriş hızları seçilen *Re* değerlerine göre belirlenmiştir. Bütün akış rejimlerinde giriş sıcaklığı sabit 25 ℃ seçilmiştir ve çalışma akışkanının yoğunluk, viskozite, ısıl iletkenlik gibi termofiziksel özellikleri bu sıcaklığa göre sabit olarak tanımlanmıştır. Boru çıkışı atmosfere açık tanımlandığından çıkış bölgesi çıkış basıncı 0 Pa'dır. Test bölgesinde boru yüzeyi sabit yüzey ısı akısı sınır şartıyla ısıtılmaktadır. Laminer akış rejimi için 5500 kW/m^2, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri için ise 21100 kW/m^2 ısı akısı değeri tanımlanmıştır. Giriş bölgesi ve çıkış bölgesi ise adyabatik tanımlanmıştır.

Artık değerlerde (residü) süreklilik, momentum, enerji, k ve ε değerleri için 10^{-5} mertebelerine kadar iterasyonlar yapılmıştır ve artık değerlerin yakınsadığı görülmüştür.

Ayrıca enerji dengesinin sağlandığı görülmüştür. Boru yüzeyinden akışkana sağlanan sabit yüzey ısı akısıyla gerçekleşen ısı geçiş hızı, nümerik olarak elde edilen akışkanın giriş ve çıkış sıcakları arasındaki farka göre hesaplanan ısı geçiş hızının tüm durumlarda yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu da iterasyonun yeterli olduğunu ve yakınsama kriterlerinin uygun seçildiğini göstermektedir.

2.4 Hesap Metodolojisi

Boru yüzeyinden akışkana sağlanan sabit yüzey ısı akısına (q_s) bağlı olarak ısı geçiş hızı ($\dot{Q}$) (2.12) ile ifade edilmektedir.

$$\dot{Q} = q_s A_s \tag{2.12}$$

Burada A_s akışkanın boru iç yüzeyi ile temas ettiği alanı, diğer bir ifade ile ısı geçişi yüzey alanını ifade etmektedir ve (2.13) ile hesaplanmaktadır.

$$A_s = \pi d L \tag{2.13}$$

Akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak ısı geçiş hızı (2.14)'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \tag{2.14}$$

Burada ΔT akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı ifade etmektedir ($\Delta T = T_ç - T_g$).

Boru yüzeyi ile akışkan arasında taşınım ile gerçekleşen ısı geçiş hızı (2.15)'daki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_s \tag{2.15}$$

Burada ΔT_s boru yüzey sıcaklığı ile akışkanın ortalama sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir ($\Delta T_s = T_s - T_b$).

Nusslet sayısı (*Nu*) (2.16) ile ifade edilmektedir.

$$Nu = \frac{hd}{k_f} \tag{2.16}$$

Reynolds sayısı (*Re*) (2.17) ile ifade edilmektedir.

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \tag{2.17}$$

Dean sayısı (*De*) (2.18) ile ifade edilmektedir.

$$De = Re\left(\frac{d}{D}\right)^{1/2} \tag{2.18}$$

Fanning sürtünme faktörü (f_F), (2.19) ile ifade edilmektedir.

$$f_F = \frac{\tau}{\rho\frac{V^2}{2}} \tag{2.19}$$

Buradan, (2.19) eşitliği kayma gerilmesi (τ) için yazılırsa (2.20) elde edilir.

$$\tau = f_F \rho\frac{V^2}{2} \tag{2.20}$$

Boru içi akıştaki akışkanın basınç düşümü (ΔP), (2.21) ile ifade edilmektedir.

$$\Delta P = \tau\frac{A_s}{A_c} \tag{2.21}$$

Boru kesit alanı (A_c), (2.22) ile ifade edilmektedir.

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4} \tag{2.22}$$

Darcy sürtünme faktörü (*f*), Fanning sürtünme faktörünün 4 katına eşittir. Kayma gerilmesi, Darcy sürtünme faktörü cinsinden yazılıp (2.21) eşitliğinde yerine yazılırsa (2.23) eşitliği elde edilir.

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{\rho V^2}{2} \tag{2.23}$$

Literatürde önerilen sürtünme faktörü korelasyonları çoğunlukla Darcy sürtünme faktörü cinsindendir. Fanning sürtünme faktörüne göre önerilmiş korelasyonlar da bu tez çalışmasında Darcy sürtünme faktörü cinsinden ifade edilmiştir. Bu nedenle basınç düşümü hesaplamalarında (2.23) kullanılmıştır.

Akışkan boru içerisinden, akışkanın fazına bağlı olarak pompa veya kompresör ile akabilmektedir. Boru içi akışta, boru iç yüzeyi ile akışkan molekülleri arasında bir temas söz konusu olup, yüzeyle temas halinde olan moleküller kayma gerilmelerinin etkisiyle yüzeye tutunurlar ve bu nedenle yüzeyde akışkanın hızı sıfır olarak kabul edilir (kaymama koşulu sınır şartı). Akışkan molekülleri kendi içerisinde de birbiriyle temas halinde olduğundan yüzeydeki moleküllerle etkileşim halinde olan diğer akışkan molekülleri de bu durumdan etkilenirler. Buna bağlı olarak boru iç yüzeyinden itibaren akışkan molekülleri arasında zincirleme bir etkileşim söz konusu olur. Boru yüzeyinden, boru merkezine doğru kayma gerilmelerinin etkisinin azalması nedeniyle akışkan hızı artmaktadır ve boru merkezinde maksimumdur. Akışkan moleküllerinin yüzeyle ve birbiriyle olan etkileşimleri sonucu akışkanın enerjisinde bir kayıp söz konusu olup akışkanın basıncında bir düşüşe neden olur. Bu basınç düşümü pompalama gücüne yansımaktadır. Bu nedenle borulu ısı değiştiricisi tasarımlarında enerji verimliliği açısından ısı geçişinin yanı sıra basınç düşümü de göz önünde bulundurulmaktadır. Isı geçişini arttırmak için kullanılan pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinde genellikle basınç düşümünde de kayda değer miktarlarda artış söz konusu olmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiricilerinde iyileştirme yöntemleri kullanıldığında, enerji verimliliği veya diğer bir deyişle ısıl performans değerlendirilirken ısı geçişinin yanı sıra basınç düşümünü de hesaba katmak gerekir. Bunun için, aynı akışkan pompalama gücünde ısı geçişinde iyileşmenin değerlendirildiği *PEC* değeri

literatürde yaygın olarak kullanılmaktadır. *PEC* değeri iyileştirilmiş boruların *Nu* ve *f* değerlerinin iyileştirilmemiş haldeki *Nu* ve *f* değerlerine oranı şeklinde ifade edilmektedir (2.24).

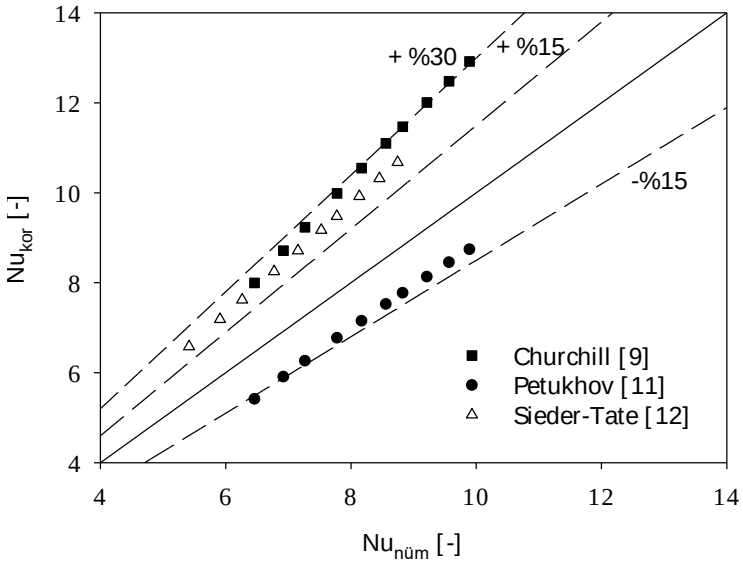
$$PEC = \frac{\left(Nu \,/\, Nu_o\right)}{\left(f \,/\, f_o\right)^{1/3}} \tag{2.24}$$

2.5 Nümerik Sonuçların Doğrulanması

Pürüzsüz düz boru, koruge düz boru, pürüzsüz helisel boru ve koruge helisel boru için elde edilen nümerik sonuçların literatür ile karşılaştırılması bu kısımda yapılmıştır. Pürüzsüz düz boru ve pürüzsüz helisel boru için literatürde ilgili borulardaki akış için önerilen *Nu* ve *f* korelasyonları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Koruge düz boru ile ilgili sonuçlar literatürden referans alınan çalışma ile karşılaştırılmıştır. Koruge helisel boru için ise literatürde sınırlı sayıda çalışma olduğundan karşılaştırma yapılamamıştır.

2.5.1 Pürüzsüz Düz Boru

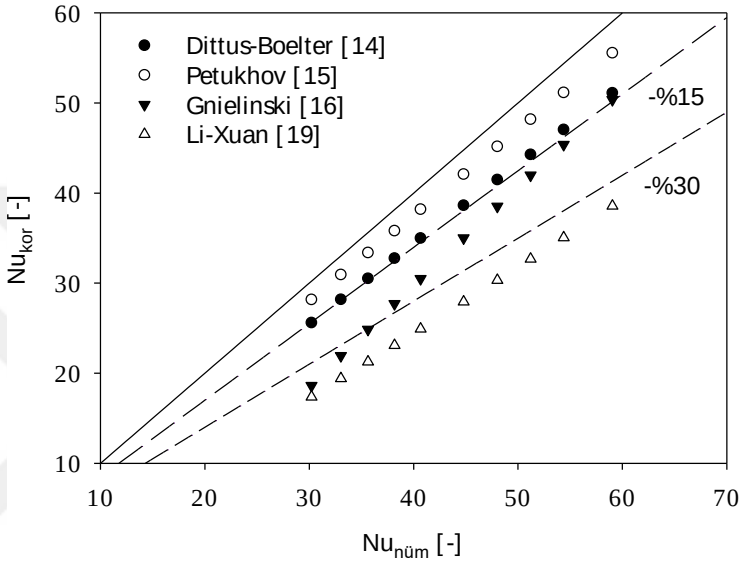
Şekil 2.10'da hidrodinamik olarak gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan tek fazlı laminer akışlar için literatürde en çok kullanılan *Nu* korelasyonlarının nümerik olarak elde edilen *Nu* değeri ile karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 2.10 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda ısıl olarak gelişmekte olan laminer akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması

Şekilde grafiğin ortasından 45°'lik açıyla geçen sürekli çizgi x ile y eksenlerindeki değerlerin birbirine eşit olduğu durumu göstermektedir. Kesikli çizgiler ise % hata oranlarını göstermektedir. Sonuçların Petukhov [11] denklemi ile %15 hata oranıyla, Churchill [9] denklemi ve Sieder-Tate [12] denklemiyle ise %30'a yakın hata oranıyla uyumlu olduğu görülmektedir.

Şekil 2.11'de geçiş ve türbülanslı akış için literatürde yaygın olarak kullanılan *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerlerinin karşılaştırması verilmiştir.

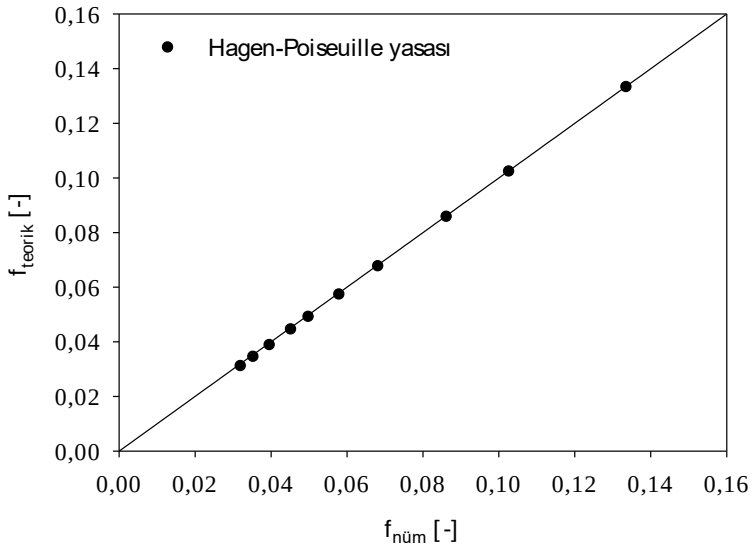


Şekil 2.11 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda geçiş bölgesi ve türbülanslı akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması

Sonuçların Petukhov [15] denklemi ve Dittus-Boelter [14] denklemi ile %15 hata oranıyla uyumlu olduğu görülmektedir. Gnielinski [16] denklemi ile hata oranı kabul edilebilir aralıkta olsa da denklem sonuçlarla uyumlu bir trend göstermemektedir. Li-Xuan [19] denklemi ile ise trend olarak uyumlu olsa da %30'dan fazla hata oranı söz konusudur.

Nümerik *Nu* sonuçlarının literatürde ilgili geometri ve akış rejimleri için önerilen korelasyonlarla uyumlu olduğu görülmektedir.

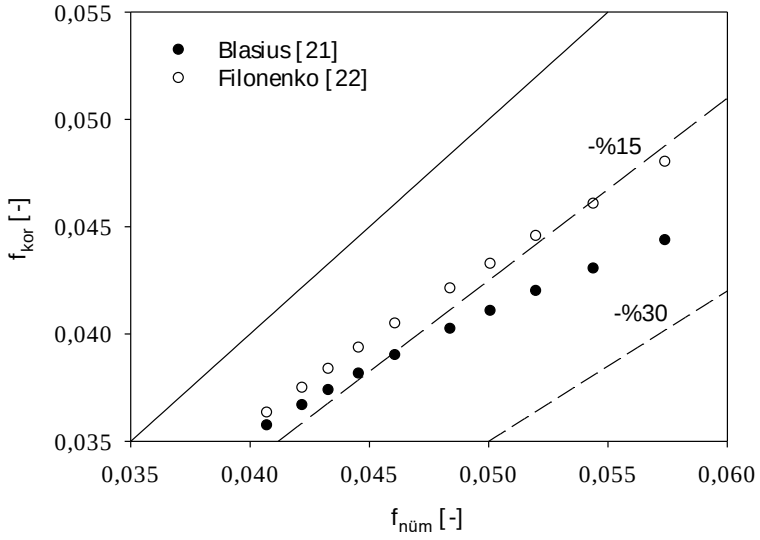
Şekil 2.12'de dairesel kesitli pürüzsüz düz boruda tek fazlı laminer akış için hesaplanan teorik *f* ile nümerik analizle elde edilen *f* değerinin karşılaştırması yapılmıştır.



Şekil 2.12 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda laminer akış için hesaplanan analitik *f* ile nümerik *f* değerinin karşılaştırması

Hagen-Poiseuille yasasına göre analitik olarak hesaplanan laminer sürtünme faktörü ile nümerik analiz ile elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin birbiriyle tam uyumlu olduğu görülmüştür.

Şekil 2.13'te pürüzsüz düz borularda tek fazlı geçiş ve türbülanslı akış için literatürde en çok bilinen *f* korelasyonlarıyla nümerik *f* değeri karşılaştırılmıştır.



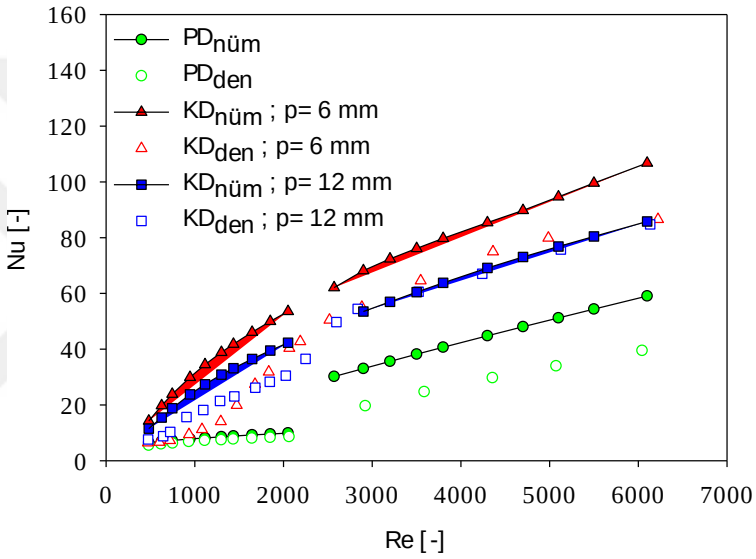
Şekil 2.13 Pürüzsüz yüzeyli düz boruda geçiş ve türbülanslı akış için önerilen *f* korelasyonlarıyla nümerik *f* değerinin karşılaştırması

Geçiş ve türbülanslı akış için nümerik olarak elde edilen *f* değerlerinin Filonenko [22] denklemi ile yaklaşık %15 hata payı ile uyumlu olduğu görülmektedir. Blasius [21] denklemi ile ise trend olarak görece daha uyumsuz olup sonuçlar yine de %30

hata payı içerisindedir. Sonuç olarak, nümerik f sonuçlarının literatürde ilgili geometri ve akış rejimleri için önerilen korelasyonlarla uyumlu olduğu görülmektedir.

2.5.2 Koruge Düz Boru

Referans alınan çalışmada pürüzsüz yüzeyli düz boru ve koruge yüzey özelliğine sahip 6 mm ve 12 mm hatveli koruge düz borular deneysel olarak çalışılmıştır. Şekil 2.14'te referans makaledeki deneysel sonuçlar ile elde edilmiş *Nu* değerleri ile aynı geometriler için tez çalışmasında gerçekleştirilmiş nümerik analiz sonuçları ile elde edilmiş *Nu* değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.14 *Nu* değeri için referans çalışmanın deneysel sonuçları ile nümerik sonuçların karşılaştırması

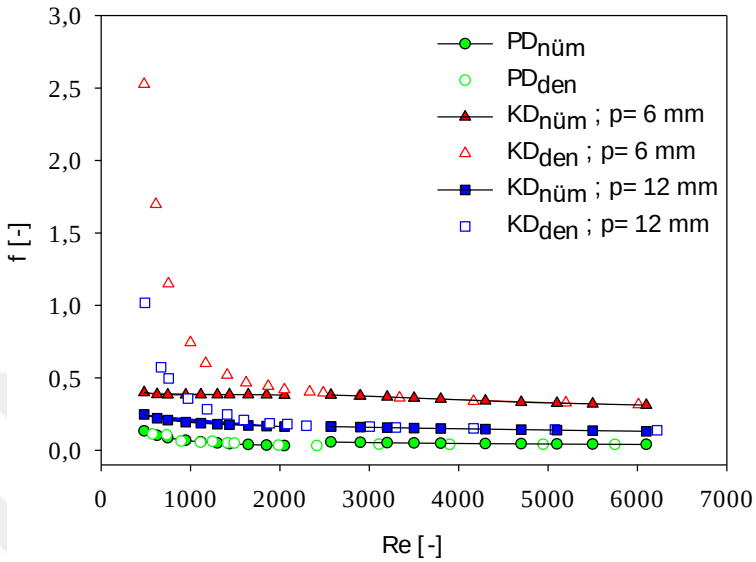
Sonuçların pürüzsüz yüzeyli düz boruda laminer akış bölgesinde deney sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir. Türbülanslı akış bölgesinde ise sonuçlar arasında fark olmasına karşın deneysel ve nümerik sonuçlar bu bölgede benzer bir trend göstermektedir. Ancak pürüzsüz düz boruda türbülanslı akış sonuçlarının literatürde yaygın olarak kullanılan korelasyonlarla uyumluluk gösterdiği bir önceki bölümde gösterilmişti.

Koruge düz borularda ise sonuçların laminer bölgede 12 mm hatveli koruge boru için nümerik ve deneysel sonuçların benzer bir trende sahip olduğu görülse de genel olarak deneysel ve nümerik sonuçlar arasında bu bölgede farklılıklar söz konusudur. Nümerik sonuçlarda 6 mm ve 12 mm hatveli koruge borular benzer bir

trende sahip olup 6 mm hatveli koruge boruda artan *Re* değerine bağlı olarak *Nu* değerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Literatürde koruge hatvesinin azalmasıyla ısı geçişinde artış olduğu birçok çalışmada belirtilmiştir. Ancak referans makaledeki deneysel sonuçlarda durum bundan farklıdır. Düşük *Re* değerlerinde 12 mm hatveli koruge boru daha iyi ısı geçiş özelliği gösterirken belli bir *Re* değerinden sonra 6 mm hatveli koruge borunun daha yüksek *Nu* değerlerine sahip olduğu ve artan *Re* değeriyle sonuçların birbiriyle yaklaşık olarak aynı olduğu görülmektedir. Bu duruma literatür ile örtüşecek bir açıklama gösterilememiştir. Diğer yandan, deneysel çalışmada laminer bölgede doğal taşınımın etkilerinin olduğu karma taşınım gerçekleşmektedir. Boru cidarından uygulanan ısı akısı akışkan içerisinde sıcaklık farkı oluşturmaktadır. Boru cidar yüzeyine yakın akışkan daha yüksek sıcaklıkta ve bu sıcaklığa bağlı olarak daha düşük yoğunlukta olmaktadır. Isı akısı ve akışkan debisi değerlerinin büyüklükleri oluşan sıcaklık ve yoğunluk farklarının büyüklüklerini belirlemektedir. Akışkan içerisindeki bu sıcaklık ve yoğunluk farkları kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle doğal taşınımın gerçekleşmesine ve buna bağlı olarak da ikincil akışların oluşmasına sebep olabilmektedir [10]. Bu sebeple laminer bölgede doğal taşınımın etkili olduğu karma akış şartlarında *Nu* değerinin sadece zorlanmış akış şartlarındaki *Nu* değerinden daha büyük olması beklenir. Bu çalışmada yüzeyin ortalama sıcaklığı ile akışkanın ortalama sıcaklığı arasında büyük farklar olmaması sebebiyle doğal taşınımın etkilerinin laminer bölgede de çok etkili olmayacağı düşünülmektedir. Ancak yine de sadece zorlanmış taşınım şartlarında gerçekleştirilmiş olan nümerik analizin sonuçları ile elde edilen *Nu* değerinin, karma taşınım şartlarında gerçekleştirilmiş olan deneyin sonuçları ile elde edilen *Nu* değerinden görece az da olsa daha büyük olması beklenirken, daha düşük olduğu görülmektedir. Bu duruma da literatür ile uyumlu bir açıklama getirilememiştir.

Türbülanslı akışta ise zorlanmış taşınım, laminer akıştakine göre daha baskın hale geldiğinden doğal taşınım etkileri ihmal edilebilir ölçülerde azalmaktadır. Burada deney sonuçları ile nümerik sonuçlar arasında fark olmaması beklenir. 12 mm hatveli koruge boruda sonuçlar birbirine çok yakın iken 6 mm koruge boruda belli bir farkın olduğu görülmektedir. Ancak her iki koruge boru için de deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar benzer bir trende sahiptir.

Şekil 2.15'te pürüzsüz düz boruda ve 6 mm ve 12 mm hatveli koruge düz borularda *Re* değerine bağlı olarak değişen sürtünme faktörünün grafiği verilmiştir. Referans makaledeki deneysel sonuçlar ile elde edilen nümerik analizin sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.15 *f* değeri için referans çalışmanın deneysel sonuçları ile nümerik sonuçların karşılaştırması

Referans makalede basınç düşümü çalışmaları hem adyabatik hem de diyabatik şartlarda gerçekleştirilmiştir. Diyabatik şartlarda, ısı akısının etkisiyle akışkan içerisinde sıcaklık farkları oluşacağından ve doğal taşınım gerçekleşeceğinden sürtünme faktöründe adyabatik şartlara göre farklılıkların olması beklenir. Referans makalede diyabatik şartlarda gerçekleştirilen deneylerde basınç düşümünün adyabatik şartlarda gerçekleştirilenlere göre daha düşük olduğu belirtilmiştir. Ancak koruge borularda diyabatik şartlar ile adyabatik şartlarda gerçekleştirilen deneylerde sürtünme faktöründe kayda değer bir değişikliğin olmadığını belirtmişlerdir. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda doğal taşınımın etkileri göz ardı edildiğinden, referans makalede adyabatik şartlarda deneysel olarak çalışılan pürüzsüz yüzeyli düz boruların sonuçları kullanılmıştır.

Pürüzsüz düz borulardaki laminer, geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde *f* değeri için deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar arasında uyumluluk olduğu görülmektedir. Koruge borularda ise laminer bölgede sapmaların olduğu, geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde ise uyum olduğu görülmektedir. Koruge borudaki

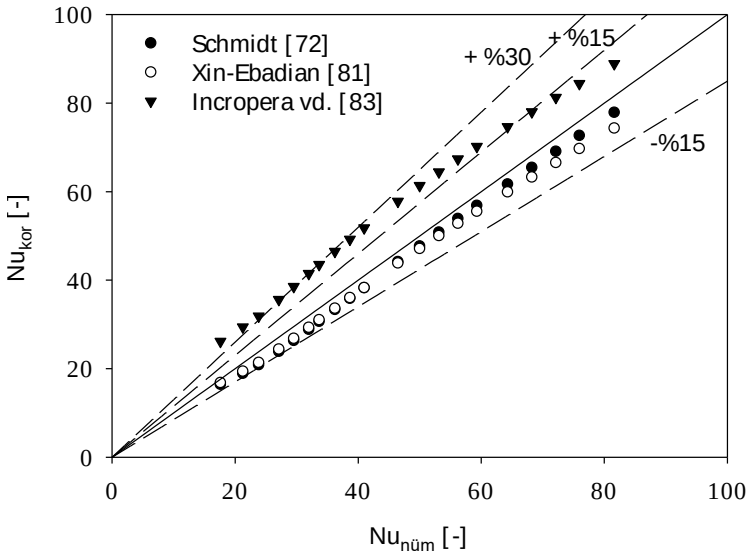
laminer bölgede nümerik *f* değerlerinin deneysel *f* değerlerinden düşük olduğu görülmektedir. Referans makalede adyabatik ve diyabatik deneysel *f* değerlerinin birbirine yakın olduğu belirtildiğinden buradaki farklılığın sebebi anlaşılamamıştır. Üstelik diyabatik koşullardaki deneysel *f* değerinin, adyabatik koşullardaki nümerik *f* değerine göre az da olsa daha düşük olması beklenirdi.

Genel olarak değerlendirildiğinde referans makaledeki pürüzsüz ve koruge borular için gereçekleştirilmiş olan deneysel sonuçların ısı geçişi ve basınç düşümü için geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde nümerik sonuçlar ile uyumlu olduğu sunulan karşılaştırma grafiklerinden görülmektedir.

2.5.3 Pürüzsüz Helisel Boru

Pürüzsüz helisel borularda laminerden türbülanslı akışa geçiş pürüzsüz düz boruya göre daha yüksek *Re* değerlerinde gerçekleşmektedir. Bu geçişin belirleyici kriteri, kritik Reynolds sayısıdır ve pürüzsüz helisel borularda Re_{cr} için önerilmiş birçok korelasyon mevcuttur. Bölüm 1'de helisel borularla ilgili sunulan literatür özetinde Re_{cr} için önerilen korelasyonlar sunulmuştu (Tablo 1.7). İlgili korelasyonların değişkenleri incelendiğinde Re_{cr} değerinde belirleyici olan parametrenin eğrilik oranı olduğu görülmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışmadaki bütün helisel geometriler göz önünde bulundurulduğunda Re_{cr} için önerilen tüm korelasyonlara göre akış rejiminin laminer olduğu görülmüştür. Bunun için de pürüzsüz yüzeyli helisel borulardaki tek fazlı akışın nümerik sonuçları literatürde laminer akış rejimi için önerilmiş olan korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır.

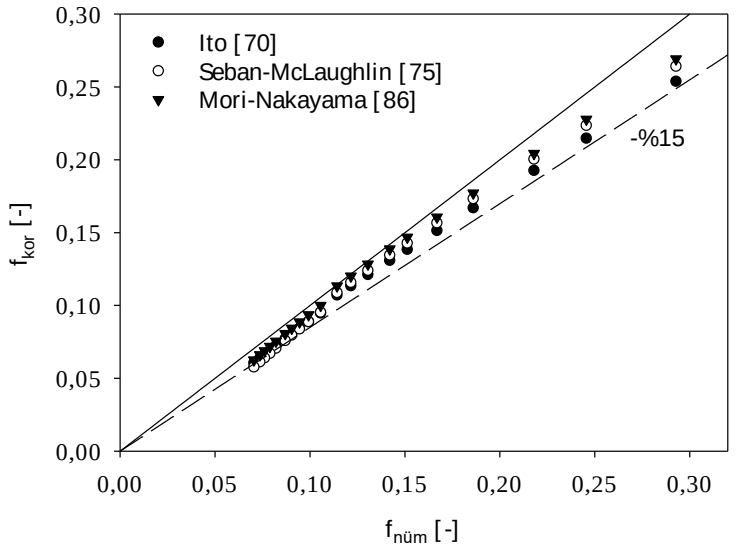
Şekil 2.16'de pürüzsüz yüzeyli helisel borulardaki akışta nümerik olarak elde edilen *Nu* değeri ile literatürde önerilen *Nu* korelasyonları karşılaştırılmıştır. Nümerik *Nu* değerlerinin korelasyonlarla uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 2.16 Pürüzsüz helisel boruda tek fazlı akış laminer akış için önerilen *Nu* korelasyonları ile nümerik *Nu* değerinin karşılaştırması

Nümerik olarak hesaplanan *Nu* değerinin Schmidt [72] denklemi ve Xin-Ebadian [81] denklemi ile %15 hata payı içerisinde uyumlu olduğu görülmektedir. Incropera vd. [83] denklemi ile ise %30'lara varan hata payı söz konusudur.

Şekil 2.17'de pürüzsüz yüzeyli helisel borulardaki akışta nümerik olarak elde edilen *f* değeri ile literatürde önerilen *f* korelasyonları karşılaştırılmıştır. Nümerik *f* değerlerinin korelasyonlarla uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 2.17 Pürüzsüz helisel boruda tek fazlı akış laminer akış için önerilen *f* korelasyonları ile nümerik *f* değerinin karşılaştırması

Nümerik olarak elde edilen *f* değerinin Ito [70] denklemi, Seban-McLaughlin [75] denklemi ve Mori-Nakayama [86] denklemi ile %15 hata payı içerisinde uyumlu olduğu görülmüştür.

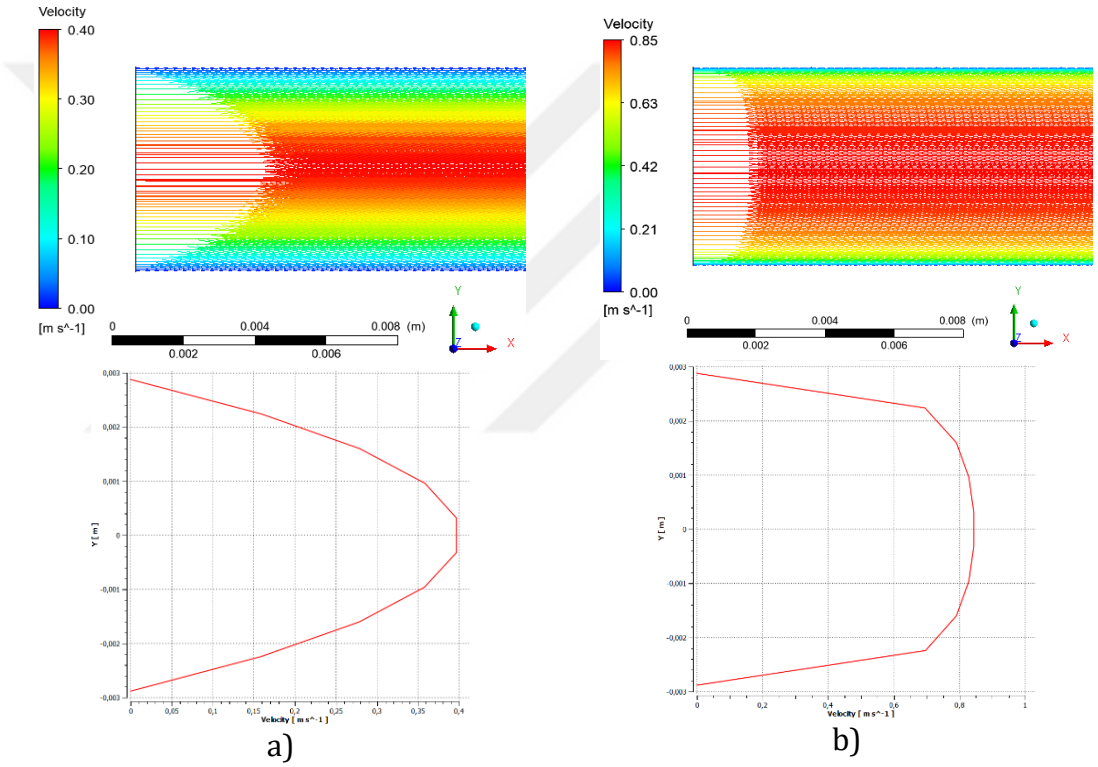
2.5.4 Koruge Helisel Boru

Koruge yüzeyli helisel boru ile ilgili çalışma literatürde oldukça sınırlıdır. Bu çalışmaların da çoğunluğu nümerik çalışmalardan oluşmakta olup çok az bir kısmı deneysel çalışmaları içermektedir. Yapılan çalışmaların literatür ile karşılaştırılması genellikle deneysel verilerle veya deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen veriler baz alınarak önerilen korelasyonlarla yapılmaktadır. Koruge helisel borularda tek fazlı akış için yapılmış olan deneysel çalışmalarda çalışma akışkanı olarak etilen glikol kullanılmış olduğundan tez kapsamında çalışılmış olan sıvı su için karşılaştırma yapılabilecek deneysel bir çalışma literatürde mevcut değildir. Ayrıca, koruge yüzey özelliğinden dolayı, koruge helisel borularda ısı geçişi karakteristikleri koruge derinliği ve koruge hatvesi gibi değişkenlere de bağlı olup ancak benzer koruge yapısı ve geometrik koşullar ile karşılaştırma yapabilmek mümkün olmaktadır. Literatürde konu ile ilgili yapılmış olan çalışmaların sınırlı olması ve çalışma akışkanı ve geometrik koşullar açısından benzer bir çalışma olmaması nedeniyle karşılaştırma yapılamamıştır.

3
BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1 Pürüzsüz Düz Boruya ait Sonuçlar

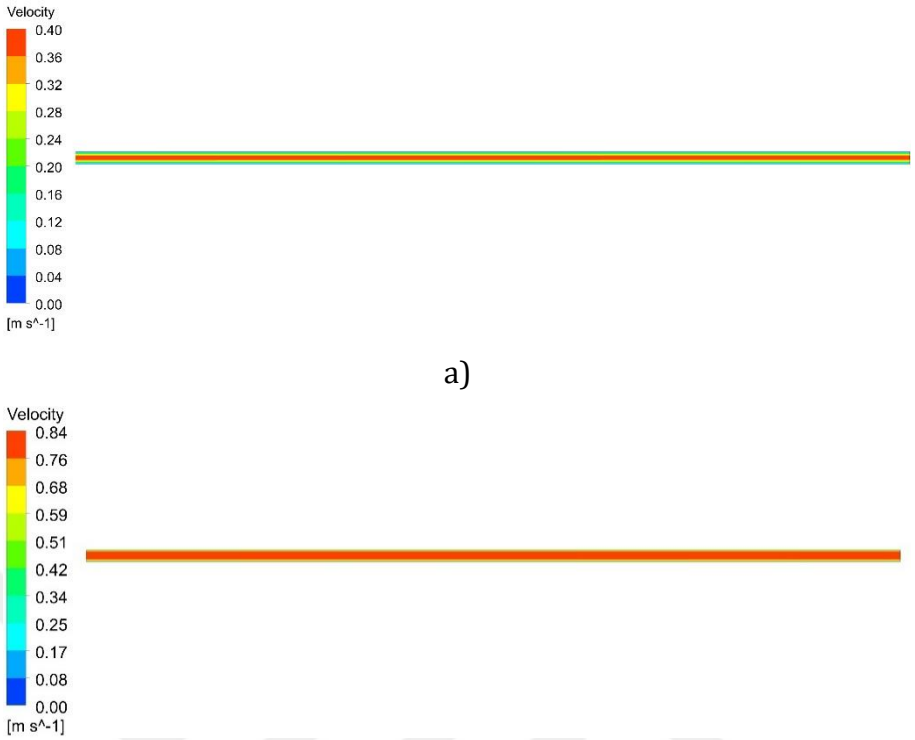
Giriş bölgesinde laminer ve türbülanslı akışlarda hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış sağlanmıştır. Şekil 3.1'de laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde test bölgesi girişindeki hız vektörlerinin oluşturduğu profil sunulmuştur. Akışın hidrodinamik olarak geliştiği Şekil 3.1'den görülmektedir.



Şekil 3.1 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 laminer akış ve b) *Re* = 4300 türbülanslı akış rejimlerinde vektörel hız profilleri

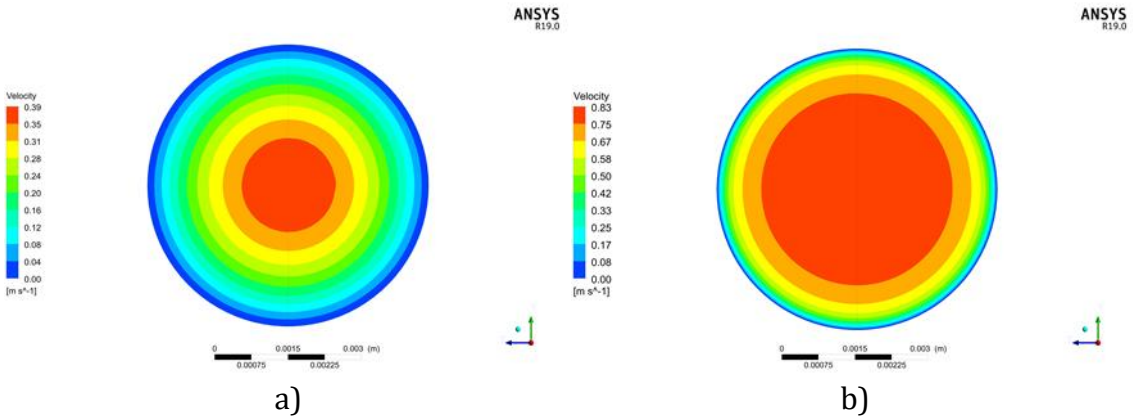
Şekil 3.2'de laminer ve türbülanslı akışta akışkanın hız değişimi boru boyunca verilmiştir. Akışkan sabit çaplı bir borudan sabit debide aktığı için akışkanın hızında boru boyunca bir değişiklik söz konusu değildir. Ancak boru iç yüzeyi ile olan temasında kaymama koşulundan dolayı ve oluşan kayma yüzey gerilimlerinden dolayı bir akış sınır tabakası oluşmaktadır. Bu nedenle de boru

cidarında hız sıfırken yüzeyden merkeze doğru gittikçe hızın arttığı ve merkezde en yüksek hıza ulaştığı görülmektedir.



Şekil 3.2 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca hız değişimi

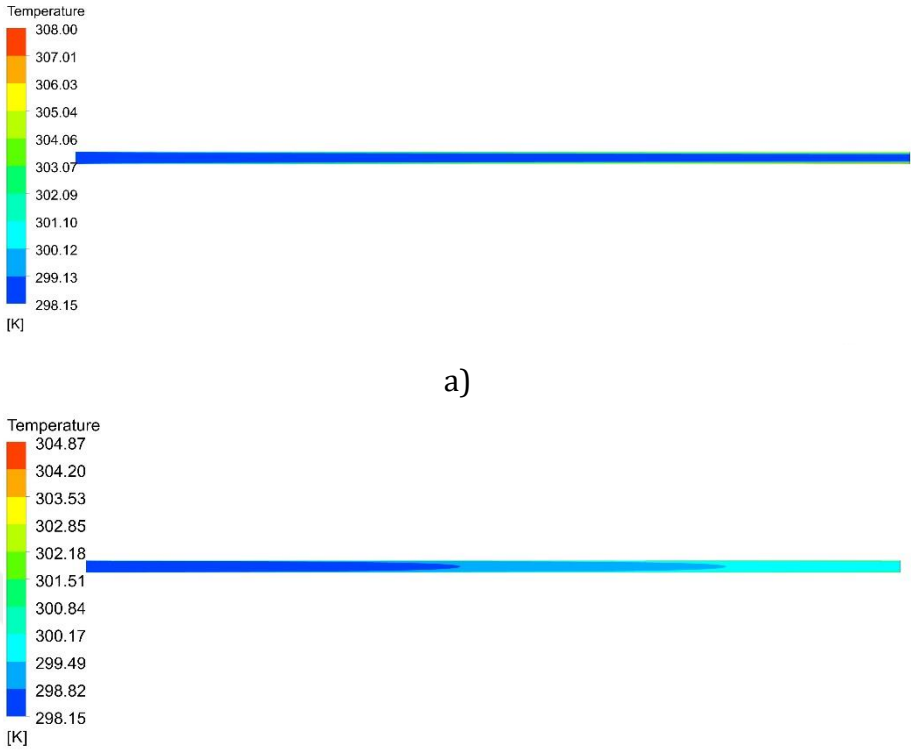
Şekil 3.3'te boru çıkışındaki laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde hız dağılımları verilmiştir. Boru yüzeyinden merkeze doğru hızın arttığı görülmektedir.



Şekil 3.3 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında hız dağılımları

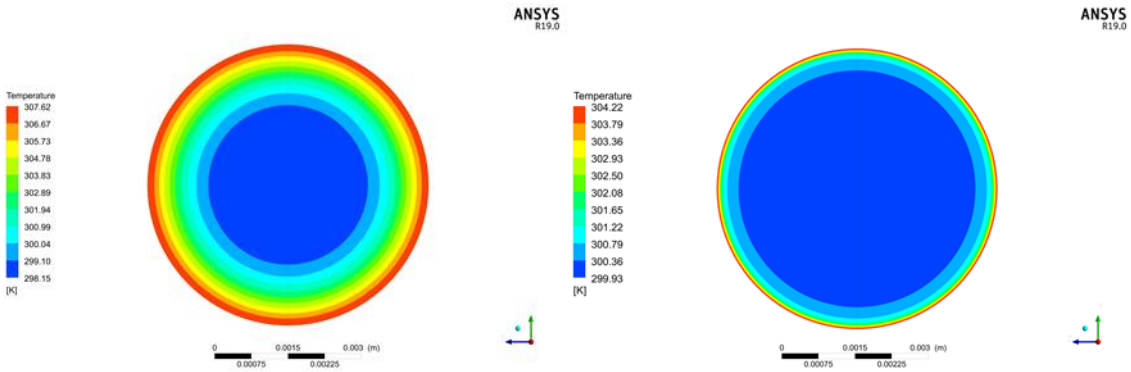
Şekil 3.4'te laminer ve türbülanslı akışta boru boyunca sıcaklık değişimi verilmiştir. Akışkana boru iç yüzeyinden sabit ısı akısı sağlandığından, akışkanın

sıcaklığı boru boyunca artmaktadır. Türbülanslı akış şartlarında bu daha belirgin olarak görülebilmektedir.



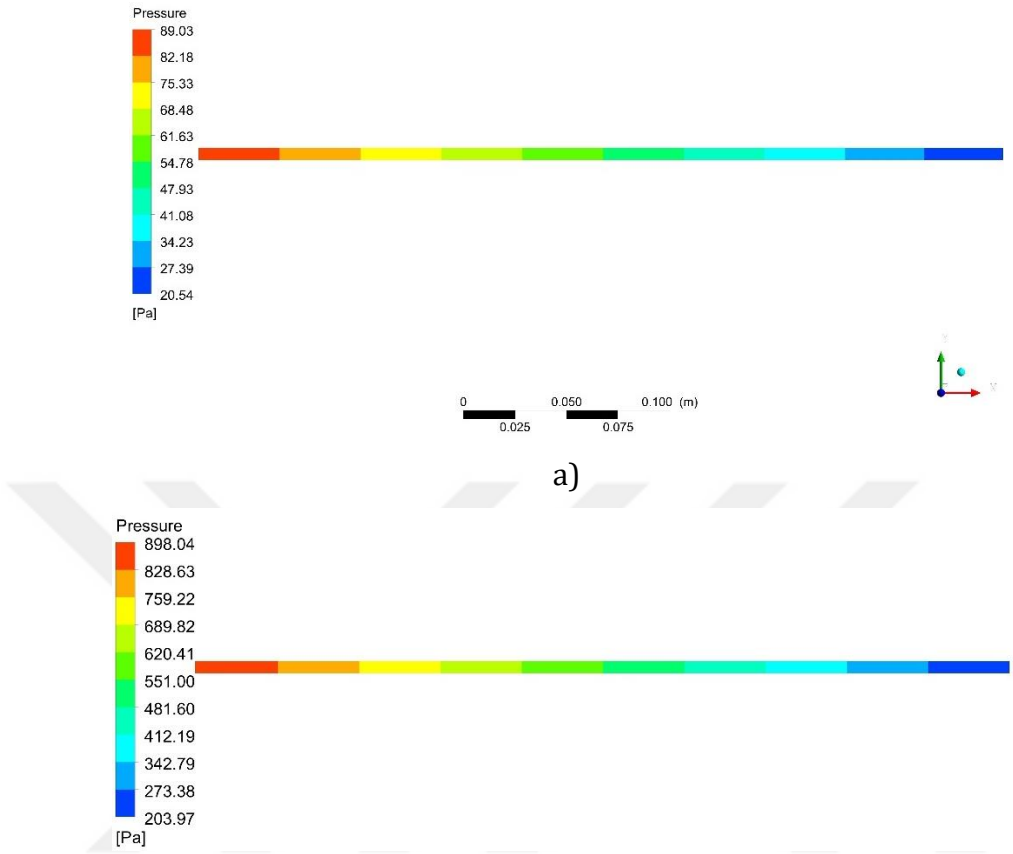
Şekil 3.4 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca sıcaklık değişimi

Şekil 3.5'te boru çıkışındaki laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde sıcaklık dağılımları verilmiştir. Boru yüzeyinden merkeze doğru sıcaklığın azaldığı görülmektedir.



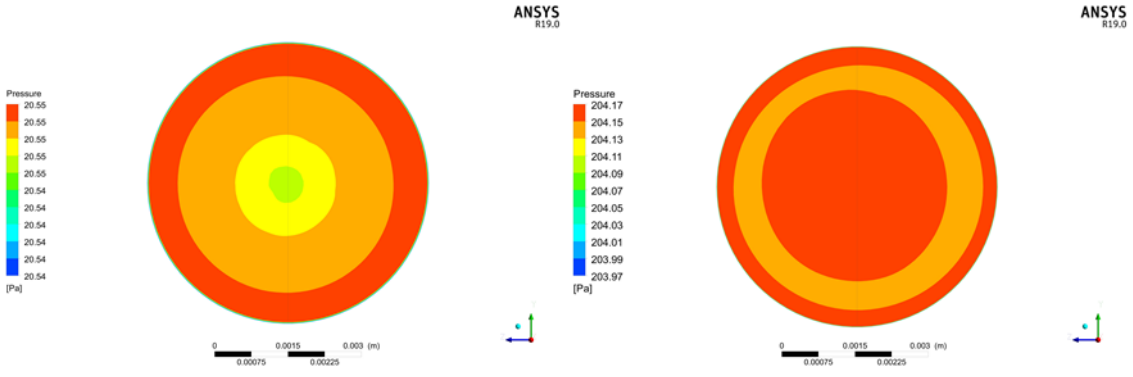
Şekil 3.5 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında sıcaklık dağılımları

Şekil 3.6'da pürüzsüz düz boruda laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde akış yönündeki boru uzunluğu boyunca olan basınç değişimi verilmiştir. Akış yönünde kayıplardan dolayı basıncın azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.6 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300'de ve b) *Re* = 4300'de boru boyunca basınç değişimi

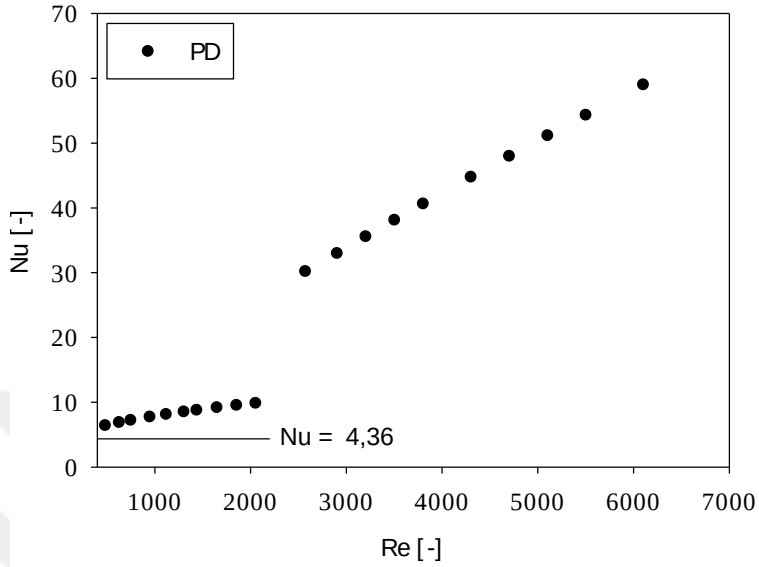
Şekil 3.7'de boru çıkışındaki laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde basınç dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Pürüzsüz düz boruda a) *Re* = 1300 ve b) *Re* = 4300'de boru çıkışında basınç dağılımları

3.1.1 Isı Geçişi Sonuçları

Pürüzsüz yüzeyli düz boruya ait sabit yüzey ısı akısı ısıl sınır şartı altında laminer, geçiş ve türbülanslı tek fazlı akış rejimlerinde *Nu* değeri için grafik Şekil 3.8'de verilmiştir.

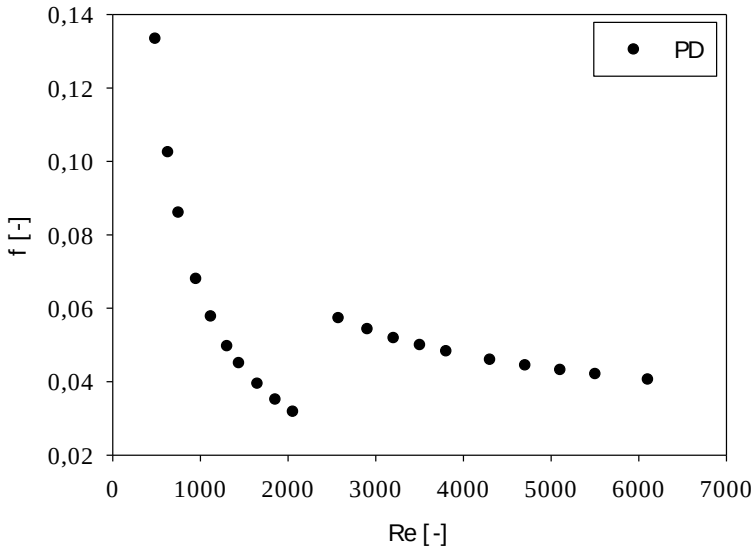


Şekil 3.8 Pürüzsüz düz boruda sabit yüzey ısı akısı sınır şartında tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde *Nu* değerinin *Re* ile değişimi

Şekil 3.8'den görülebileceği üzere akış rejimi laminer akıştan türbülanslı akışa geçince *Re* değerine bağlı olarak *Nu* değerindeki büyüme hızı dramatik olarak artmaktadır. Laminer bölgede sabit ısı akısı sınır şartında *Nu* değerinin teorik hesaplanan 4,36 değerinden büyük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olsa da ısıl olarak gelişmekte olmasından kaynaklanmaktadır. Hız arttıkça *Re* değerine bağlı olarak ısıl giriş uzunluğu değeri de arttığı için, laminer akış rejiminde *Nu* değeri ilgili şekilden de görüleceği üzere 4,36 değerinden uzaklaşmaktadır.

3.1.2 Basınç Düşümü Sonuçları

Pürüzsüz yüzeyli düz boruya ait tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde *f* değeri için grafik Şekil 3.9'da verilmiştir.

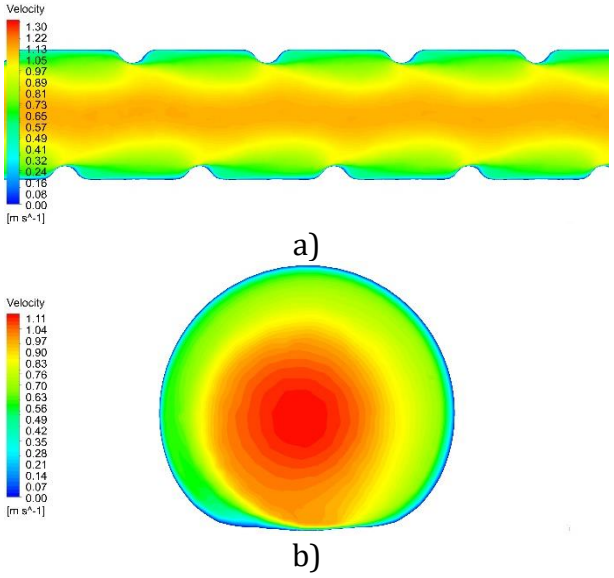


Şekil 3.9 Pürüzsüz düz boruda tek fazlı laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde *f* değerinin *Re* ile değişimi

Şekil 3.9'dan görüldüğü üzere pürüzsüz yüzeyli düz boruda akışkanın hızı arttıkça buna bağlı olarak *f* azalmaktadır. Laminer bölgede daha keskin bir düşüş gerçekleşirken geçiş bölgesinde ve türbülanslı bölgede sürtünme faktöründeki düşüş laminer bölgeye kıyasla daha azdır. Ayrıca sonuçların Moody diyagramı ile uyumlu olduğu da görülmüştür.

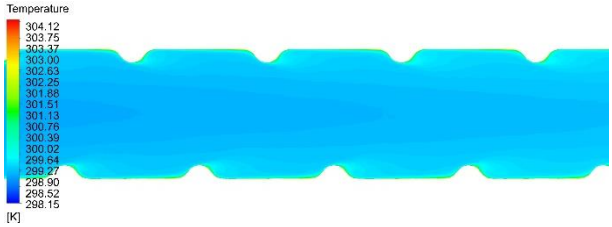
3.2 Koruge Düz Boruya ait Sonuçlar

Şekil 3.10'da koruge düz boruda boru boyunca ve orta kesitteki hız değişimi gösterilmiştir. Koruge yüzeylere yakın yerlerde akışkanların hızı daha yüksektir.

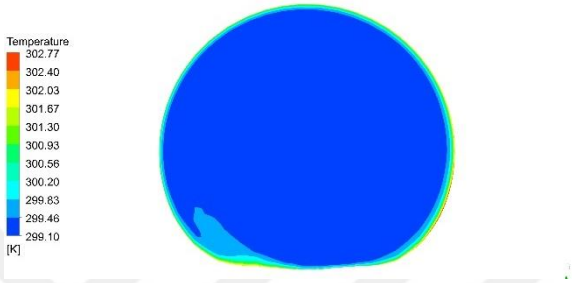


Şekil 3.10 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitteki hız profilleri

Şekil 3.11'de koruge düz boruda boru boyunca ve orta kesitteki sıcaklık değişimi gösterilmiştir. Girdap akımları ve ikincil akışların oluşmasına bağlı olarak akışkan yüzeyle daha etkin temas edebildiğinden koruge yüzeylere yakın bölgelerde akışkan sıcaklığı daha yüksektir.



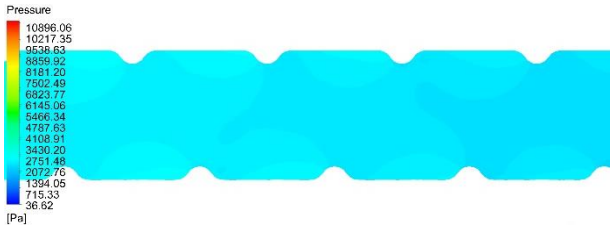
a)



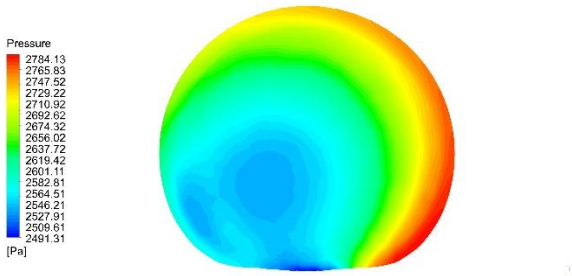
b)

Şekil 3.11 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitteki sıcaklık profilleri

Şekil 3.12'de koruge düz boruda boru boyunca ve orta kesitteki basınç değişimi gösterilmiştir. Dönümlü akım nedeniyle akışkanın cidara uyguladığı basınç artmaktadır.



a)

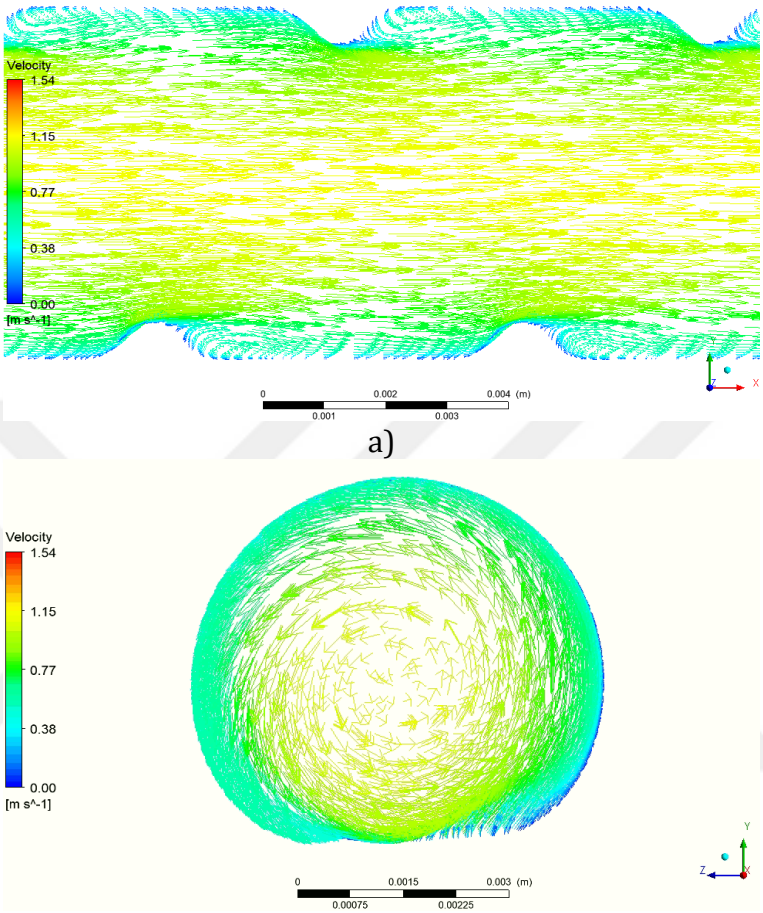


b)

Şekil 3.12 Koruge düz boruda a) boru boyunca ve b) orta kesitte olan basınç profilleri

Koruge düz borularda ikincil akışları ve girdap akımlarını görselleştirebilmek için hız vektörleri ve akım çizgileri kullanılmıştır.

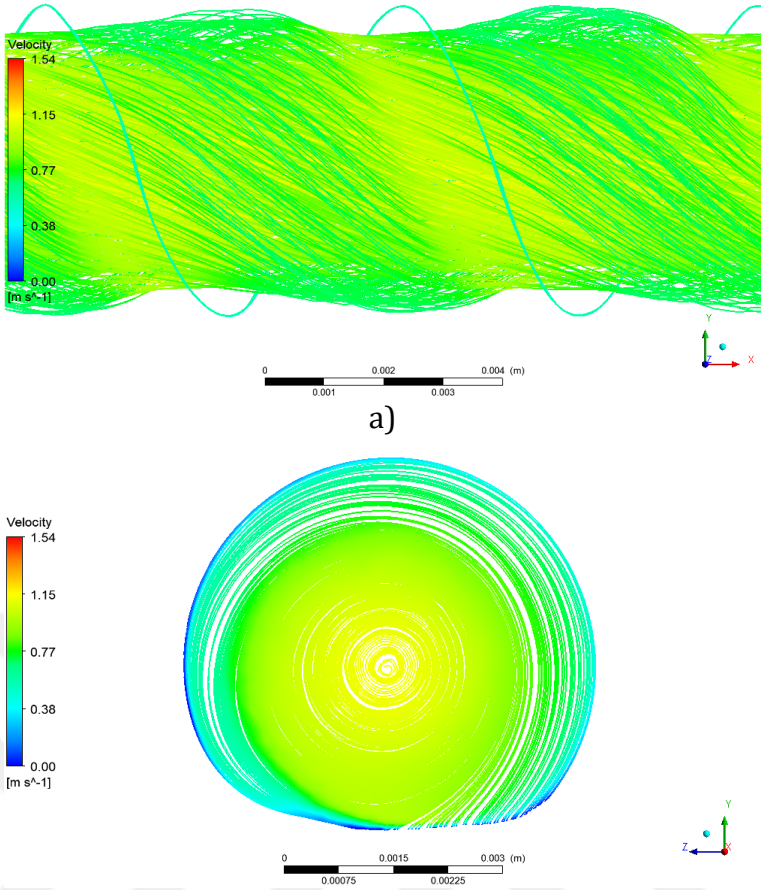
Şekil 3.13'te ön ve yan kesit düzlemindeki hız vektörleri sunulmuştur. Girdap akımlarının oluştuğu ilgili şekilden görülmektedir.



Şekil 3.13 Koruge düz boruda a) 3 boyutlu hız vektörleri ve b) yan kesit düzleminde oluşturulan vektörlerin gösterimi

Şekil 3.14'te koruge düz boruda 3 boyutlu akım çizgileri ve borunun ortasından alınan bir kesitteki akım çizgileri gösterilmiştir.

Hız vektörleri ve akım çizgileri incelendiğinde ikincil akışların ve girdap akımlarının oluştuğu görülmektedir.

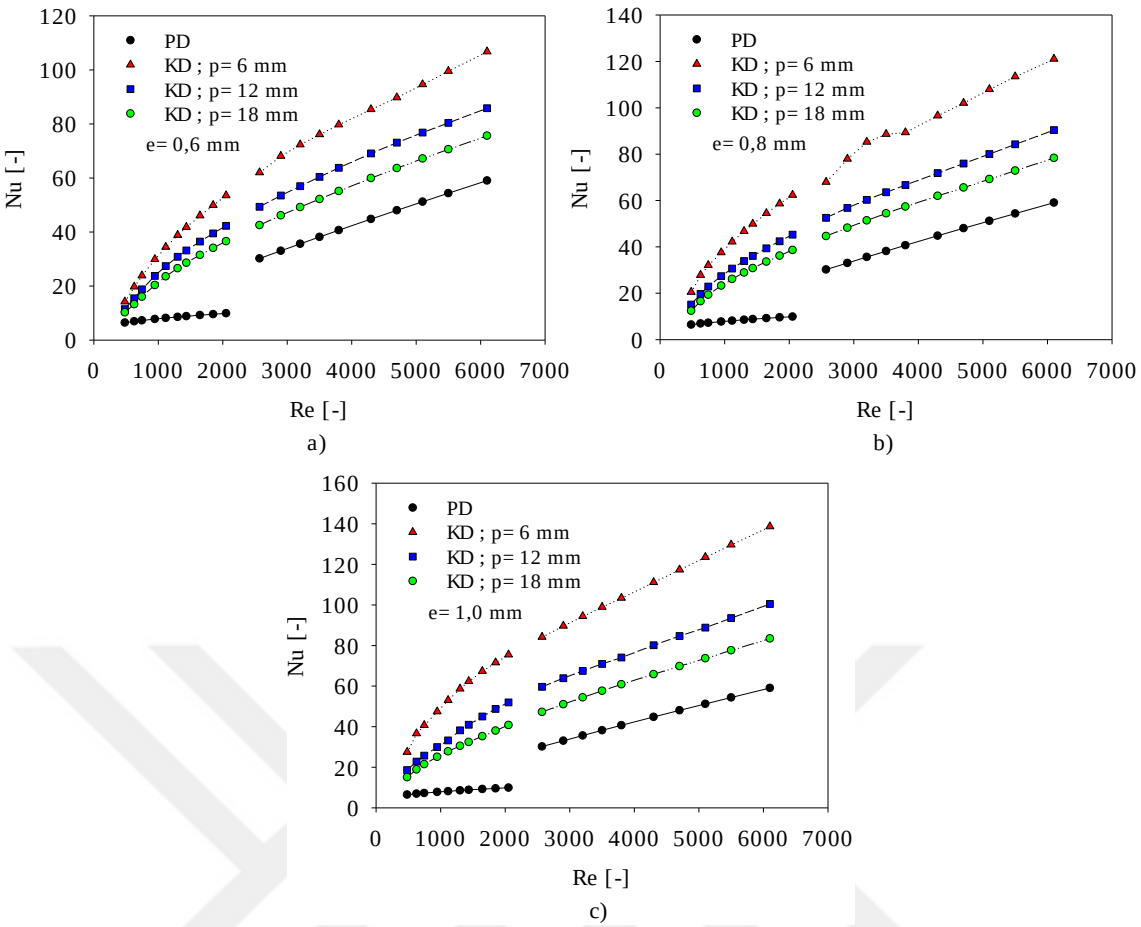


Şekil 3.14 Koruge düz boruda a) 3 boyutlu akım çizgileri ve b) borunun orta kesitindeki akım çizgilerinin gösterimi

Koruge düz borudaki tek fazlı akışta gerçekleştirilmiş olan nümerik çalışmaların sonuçları ısı geçişi ve basınç düşümü açısından aşağıda irdelenmiştir. Koruge hatvesi (p) ve koruge derinliğinin (e) veya başka bir ifadeyle boyutsuz koruge hatvesi (p/d) ve boyutsuz koruge derinliğinin (e/d) ısı geçişi hesaplarında kullanılan Nu değerine ve basınç düşümü hesaplarında kullanılan f değerine olan etkisi incelenmiştir. Ayırca ilgili parametreler ısıl performans açısından da irdelenmiştir.

3.2.1 Isı Geçişi Sonuçları

Şekil 3.15'te koruge derinlikleri a) 0,6 mm, b) 0,8 mm ve c) 1,0 mm iken 6 mm, 12 mm ve 18 mm koruge hatvelerinin Re değerinin değişimine bağlı olarak Nu değerine olan etkileri karşılaştırılmıştır.

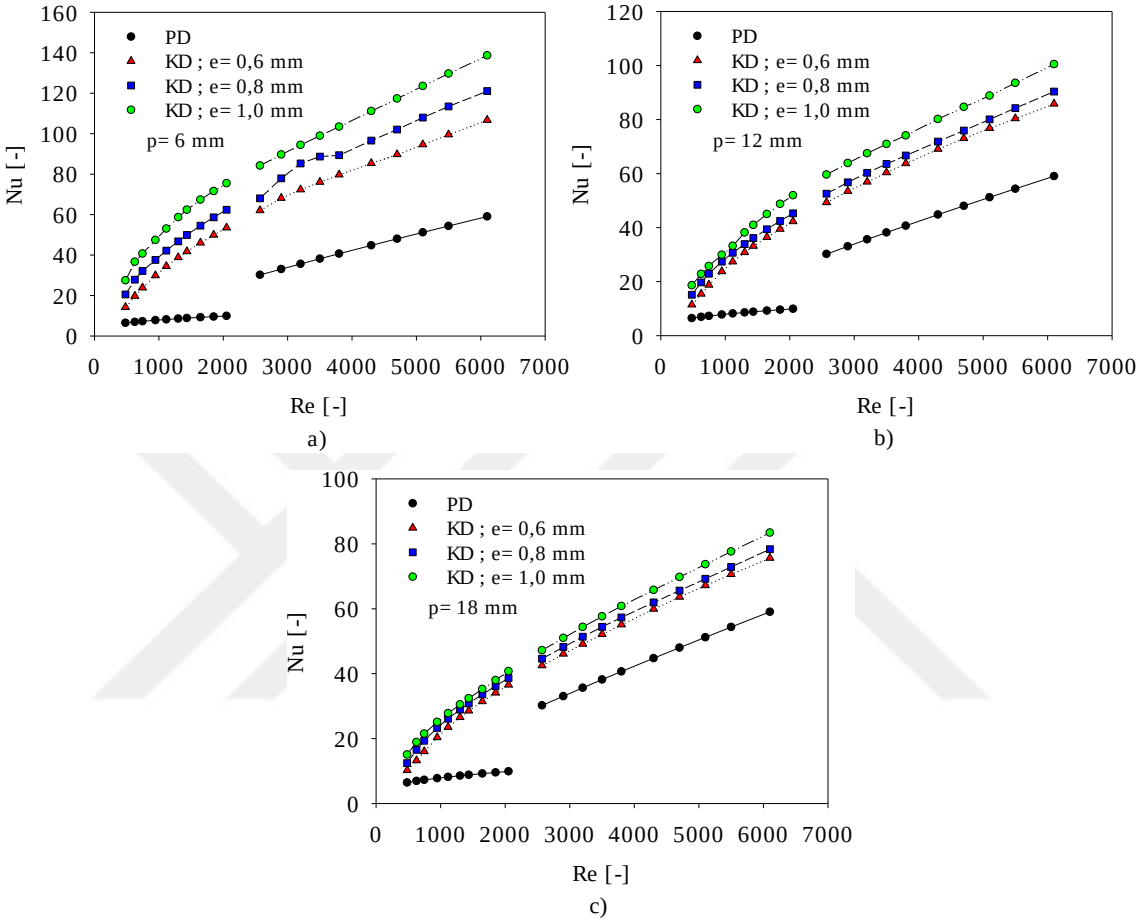


Şekil 3.15 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (*p*) *Nu* değerine olan etkisi

Şekil 3.15'ten görüldüğü üzere artan *Re* değerine bağlı olarak *Nu* değeri de artmaktadır. Bu artış özellikle pürüzsüz düz boruda laminerden türbülanslı akışa geçişin başladığı *Re* değerlerinden itibaren koruge düz borulara kıyasla daha hızlı olmaktadır. Buna karşın, bütün geometrik parametrelerde ve akış rejimlerinde koruge yüzeyli düz borular, pürüzsüz yüzeyli düz borudan daha iyi bir ısı geçişi özelliği göstermektedir. Koruge borularda düşük *Re* değerlerinde koruge hatvesinin *Nu* üzerindeki etkisi çok fark edilir değildir ancak artan *Re* değerine bağlı olarak *Nu* değerleri arasındaki fark da artmaktadır. Ayrıca, bütün *e* değerlerinde *p* değerinin azalmasına bağlı olarak *Nu* değerinde artış söz konusu olduğu görülmektedir. Bunun sebebi koruge hatvesinin azalmasıyla boru yüzeyinde daha sık bir koruge yapının oluşması ve buna bağlı olarak da oluşan girdap akımların artmasıdır. Bu durum beraberinde yüzeyde türbülans yoğunluğunun da artmasını sağlamaktadır. Bu nedenle de *Nu* değerinde artış

meydana gelmektedir. Bununla beraber en yüksek *Nu* değerleri koruge derinliğinin 1,0 mm olduğu durumlarda elde edilmiştir.

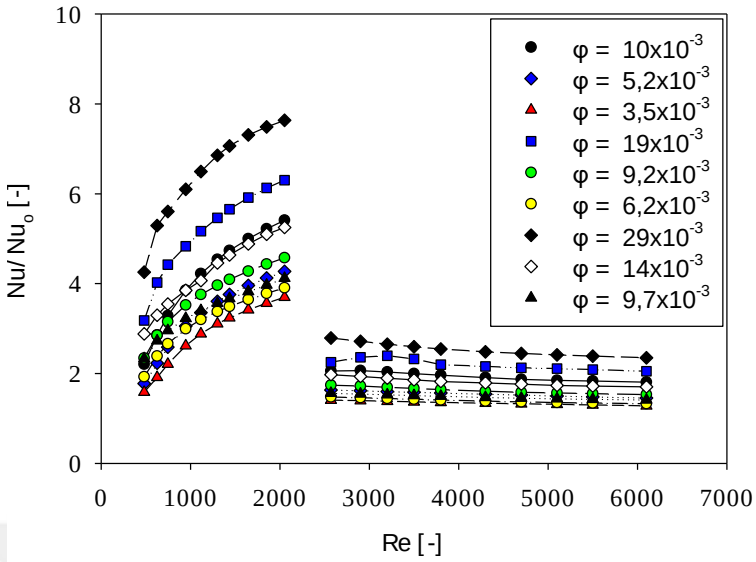
Şekil 3.16'da koruge hatveleri a) 6 mm, b) 12 mm ve c) 18 mm iken 0,6 mm, 0,8 mm ve 1,0 mm koruge derinliklerinin *Re* değerinin değişimine bağlı olarak *Nu* değerine olan etkileri karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.16 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (*e*) *Nu* değerine olan etkisi

Şekil 3.16'dan görüldüğü üzere koruge borularda düşük *Re* değerlerinde ve büyük koruge hatvelerinde koruge derinliğinin *Nu* üzerindeki etkisi nispeten daha az fark edilir durumdadır. Bütün koruge boruların tüm akış rejimlerinde pürüzsüz düz boruya kıyasla daha yüksek *Nu* değerlerine sahip olmalarına karşın 18 mm hatveli borularda koruge derinliğinin *Nu* üzerindeki etkisi oldukça azalmaktadır. Koruge hatvesinin koruge derinliğine kıyasla *Nu* üzerinde daha etkin bir rol oynadığı görülmektedir. En yüksek *Nu* değerleri koruge hatvesinin 6 mm olduğu durumda elde edilmiştir.

Şekil 3.17'de pürüzsüz düz boruya göre koruge düz borulardaki farklı şiddet indekslerinde *Re* değerine bağlı olarak ısı geçişinde iyileşme gösterilmiştir.



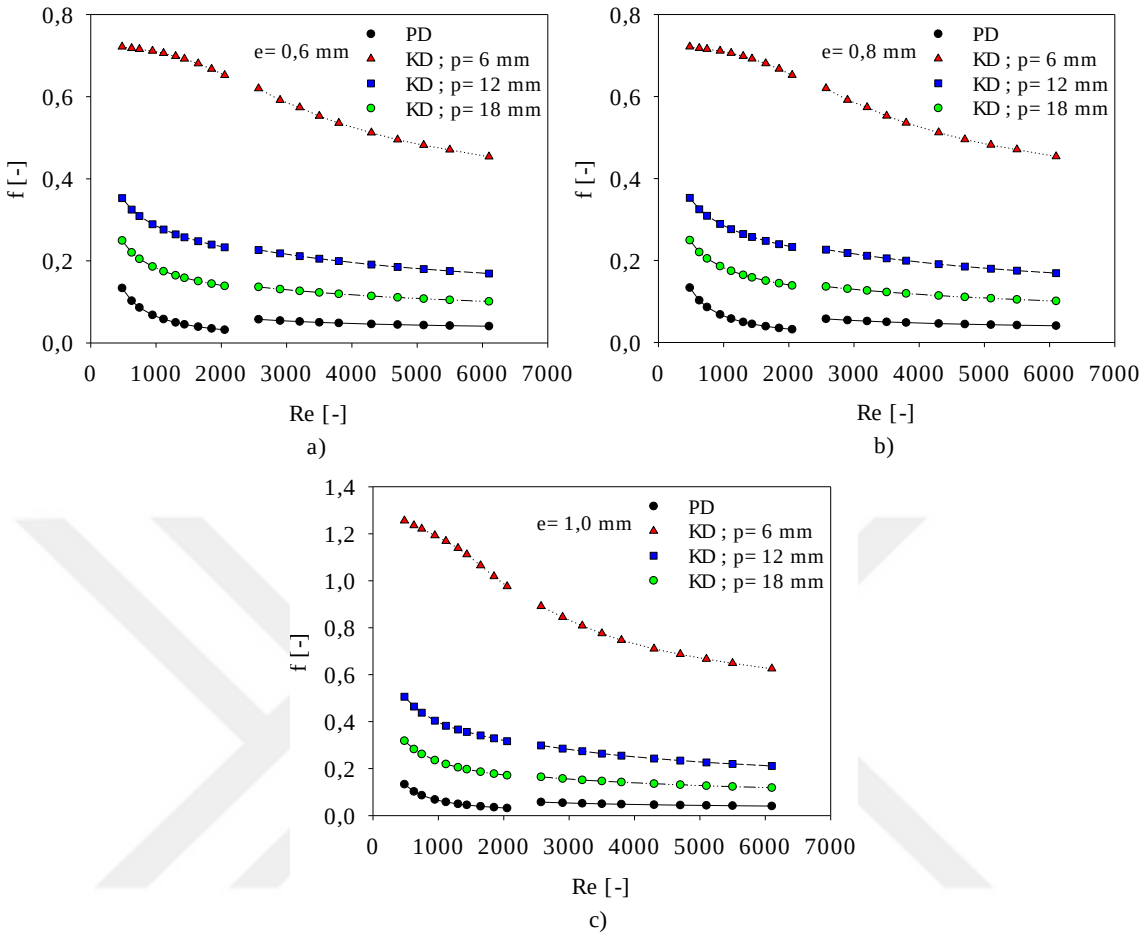
Şekil 3.17 Koruge düz borularda farklı φ değerleri için *Nu* değerindeki iyileşme

Tüm akış rejimlerinde koruge düz borularda pürüzsüz düz boruya kıyasla ısı geçişinde iyileşme olduğu görülmektedir. Laminer akış rejiminde *Nu* değerinde 2-8 kat, türbülanslı akış rejiminde ise 1-2,5 kat iyileşme söz konusudur. Bunun yanı sıra, φ değerinin artmasıyla ısı geçişinde iyileşmede artış olduğu görülmektedir. Yaklaşık 8 kat iyileşme ile ısı geçişinde en fazla iyileşmeyi $29x10^{-3}$ şiddet indeksi değeri sağlamaktadır. Bu şiddet indeksi değeri 1,0 mm koruge derinliği ve 6 mm koruge hatvesi olan boruya aittir. Koruge derinliğinin ve hatvesinin artmasıyla ısı geçişinde iyileşme olduğu anlaşılmaktadır.

Sonuç olarak koruge adımı sıklaştıkça ve koruge derinliği arttıkça *Nu* değerinde bir artış söz konusudur. Bu durum literatürle uyumludur. Bunun sebebi koruge hatvesinin azalmasıyla aynı boru uzunluğu üzerinde daha fazla koruge yapının bulunması ve buna bağlı olarak akışkanın daha fazla koruge yüzeye maruz kalmasıdır. Benzeri durum koruge derinliği için de geçerlidir. Koruge derinliğinin artmasıyla koruge yüzey alanı artmakta ve akış bu durumdan daha fazla etkilenmektedir. Koruge yüzeyin artması akışta ikincil akışların oluşmasına ve ikincil akış bölgelerinde girdap akımlarının oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum da ısı geçişinde iyileşme sağlamaktadır.

3.2.2 Basınç Düşümü Sonuçları

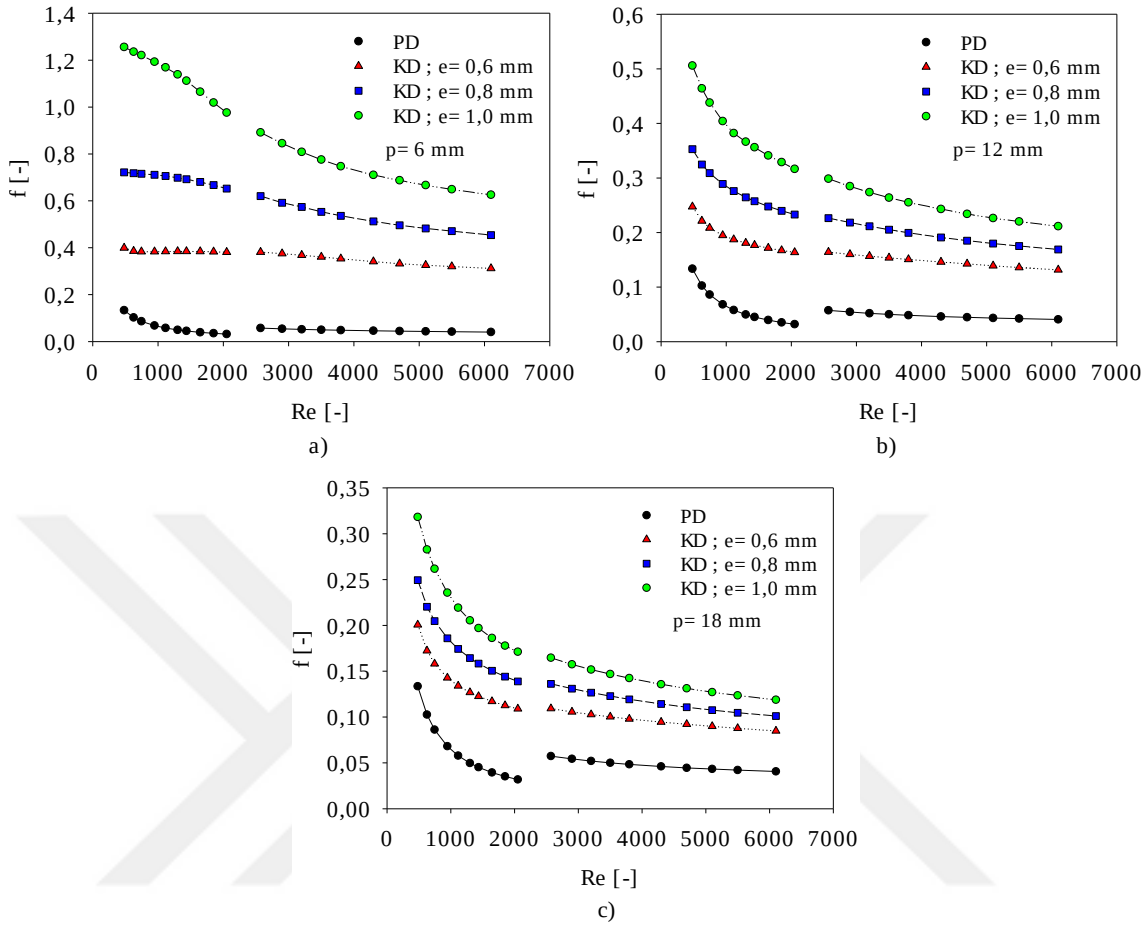
Şekil 3.18'de *p*'nin farklı *e* değerlerinde *f* değerine olan etkileri karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.18 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (*p*) *f* değerine olan etkisi

Pürüzsüz yüzeyli düz borulardaki *f* değeri tüm akış rejiminde bütün koruge borulardaki *f* değerinden daha düşüktür. Koruge hatvesinin artmasıyla *f* değeri azalmaktadır. 12 mm ve 18 mm hatveli koruge borular pürüzsüz düz boruya benzer bir trend göstermiştir. 6 mm hatveli koruge borudaki akışta *f* değeri diğer borulara kıyasla yüksektir. *Re* değerindeki artışa bağlı olarak *f* değeri azalmaktadır. 6 mm hatveli borudaki *f* değeri ise diğer koruge borulara göre daha dramatik bir şekilde azalmaktadır. Ayrıca, koruge derinliğinin artmasıyla *f* değerinin arttığı da görülmektedir. Düz boruya kıyasla sürtünme faktöründe %300'e varan bir artış söz konusudur.

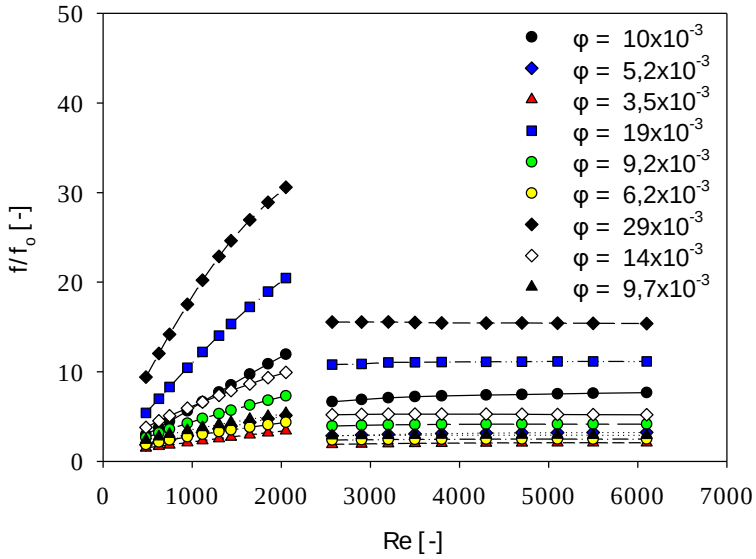
Şekil 3.19'da farklı koruge hatvelerinde değişken koruge derinliklerinin *f* değerine etkileri karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.19 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (*e*) *f* değerine olan etkisi

Şekilde artan *Re* değerine bağlı olarak *f* değerinde düşüş söz konusudur. Laminer akış rejiminde daha fazla düşüş olduğu görülmektedir. Bütün koruge düz boruların pürüzsüz düz boruya kıyasla daha yüksek *f* değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Koruge derinliğinin artmasıyla boru içi akışın zorlaşması ve girdap akımların daha etkili şekilde oluşması *f* değerinde artışa neden olmaktadır.

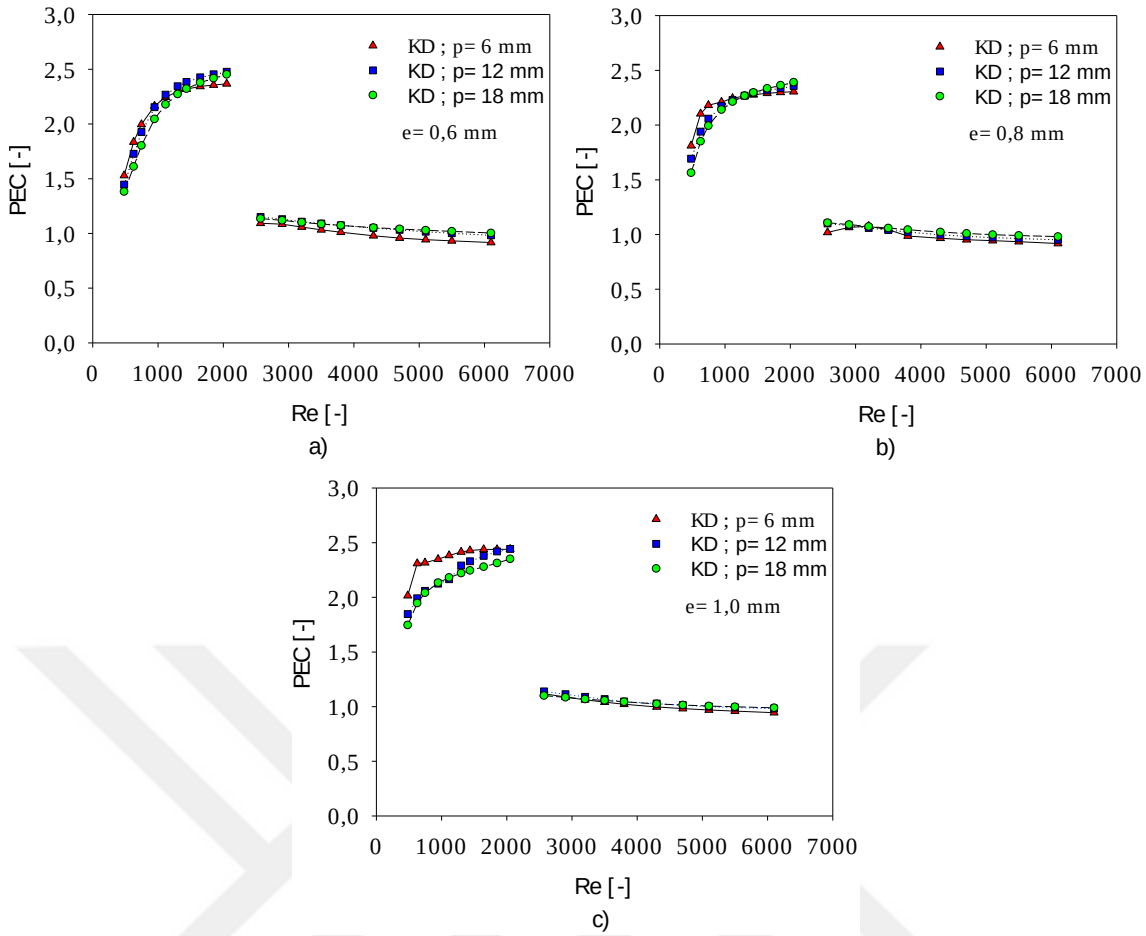
Şekil 3.20'de farklı *φ* değerlerinde *Re* değerindeki değişime bağlı olarak *f* değerindeki iyileşme gösterilmiştir. Laminer akış bölgesinde *f* değerindeki iyileşme, türbülanslı akış rejiminde göre daha fazladır. Laminer akışta 1-30 kat, türbülaslı akış rejiminde ise 1-15 kat civarında iyileşme söz konusudur. Ayrıca, *φ* değerinin artmasına bağlı olarak *f* değerindeki iyileşme de artmaktadır.



Şekil 3.20 Koruge düz borularda farklı φ değerleri için f değerindeki iyileşme

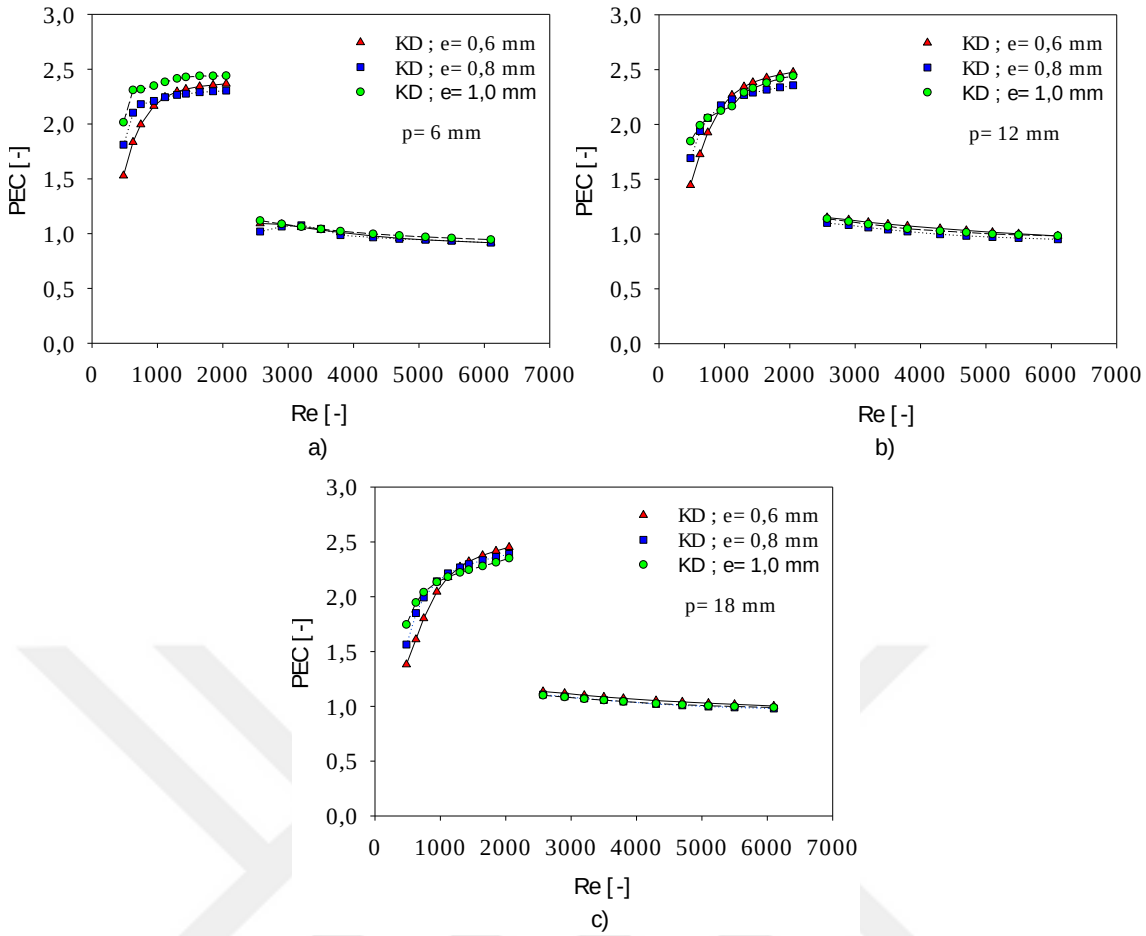
3.2.3 Isıl Performans Sonuçları

Şekil 3.21'de farklı koruge derinliklerinde değişken koruge hatvelerinin ısıl performansları karşılaştırılmıştır. Bütün koruge hatvelerinde ve derinliklerinde laminer akış rejiminde ısıl performansın düz boruya göre iyileştiği ve geçiş bölgesine kadar artan *Re* değeri ile beraber ısıl performansın da arttığı görülmektedir. Laminer bölgede ısıl performansta 1,8 ile 2,5 kat arasında iyileşme sağlanmıştır. Geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde ise düz boruya göre kayda değer bir iyileşme olmadığı görülmektedir. Bunun yanı sıra bu bölgelerde artan *Re* ile beraber ısıl performansın azaldığı özellikle türbülanslı akış rejiminde ($Re > 4000$) *PEC* sayısının 1'den düşük olmasından dolayı düz boruya göre daha düşük ısıl performansta olduğu görülmektedir. Bunun nedeni türbülanslı akış bölgelerinde düz boruya kıyasla koruge borularda daha yüksek ısı geçişi gerçekleşiyor olsa da, ısı geçişindeki artışa karşın basınç düşümünde de artışın olması ve bu bölgede koruge borudaki basınç düşümünün düz borudaki basınç düşümüne oranla çok daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca düz boruda laminer akıştan türbülansa akışa geçişin başladığı bölgeden itibaren ısı geçişinde dramatik bir artış söz konusudur. Fakat koruge borularda ısı geçişinde düz borulardaki gibi böyle bir artış görülmemektedir.



Şekil 3.21 Koruge derinliği a) e = 0,6 mm, b) e = 0,8 mm ve c) e = 1 mm iken koruge hatvesinin (p) *PEC* değerine olan etkisi

Şekil 3.22'de farklı koruge hatvelerinde değişken koruge derinliklerinin ısıl performansları karşılaştırılmıştır. Laminer akış rejiminde koruge derinliğinin artmasıyla beraber özellikle 6 mm hatveli borularda ısıl performansın da arttığı görülebilmektedir. 12 mm ve 18 mm hatveli borularda ise artan koruge derinliği ile beraber ısıl performansta kayda değer bir değişimin olmadığı görülmektedir. Özellikle Re > 1000'den sonra durumun terse döndüğü bile söylenebilir. Laminer bölgede koruge derinliğine bağlı yüzey özelliğinin ısıl performansta 1,4 kat ile 2,5 kat arasında bir iyileşme sağlanmıştır. Geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde ise düz boruya kıyasla bir iyileşme sağlanmadığı görülmektedir. Koruge derinliğinin etkisi de bu bölgelerde ihmal edilebilir seviyelerdir. Bu bölgelerde artan Re ile beraber basınç düşümündeki artışın düz boruya kıyasla daha fazla olmasından dolayı ısıl performansta düşüş olduğu görülmektedir. Ancak yine de çalışılmış olan tüm Re değerlerinde *PEC* sayısı 1'den büyüktür.



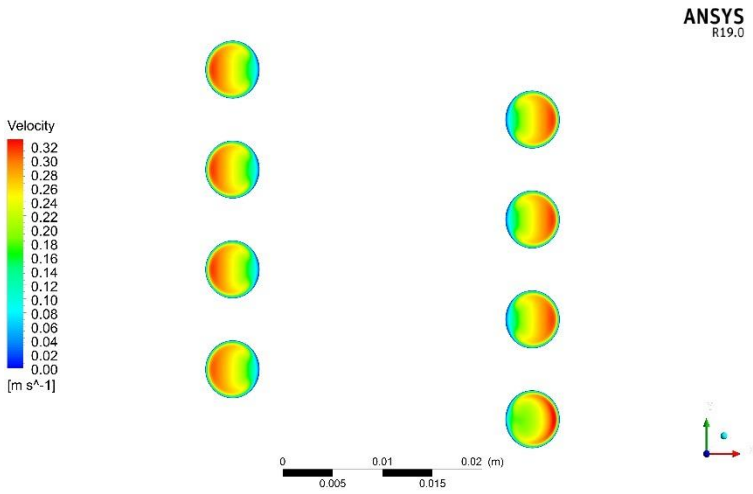
Şekil 3.22 Koruge hatvesi a) p = 6 mm, b) p = 12 mm ve c) p = 18 mm iken koruge derinliğinin (e) PEC değerine olan etkisi

Sonuç olarak koruge yüzey özelliğinin laminer akış rejimlerinde ısıl performansta iyileşme sağladığı, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde ise kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Koruge hatvesi ve koruge derinliği gibi özellikler ise ısı geçişinde artış sağlasa da basınç düşümünde de benzer oranla artış sağladıklarından ısıl performans iyileştirme açısından bu iki koruge yüzey özelliğinin aralarında kayda değer farklılıklar olmadığı görülmüştür.

3.3 Pürüzsüz Helisel Boruya ait Sonuçlar

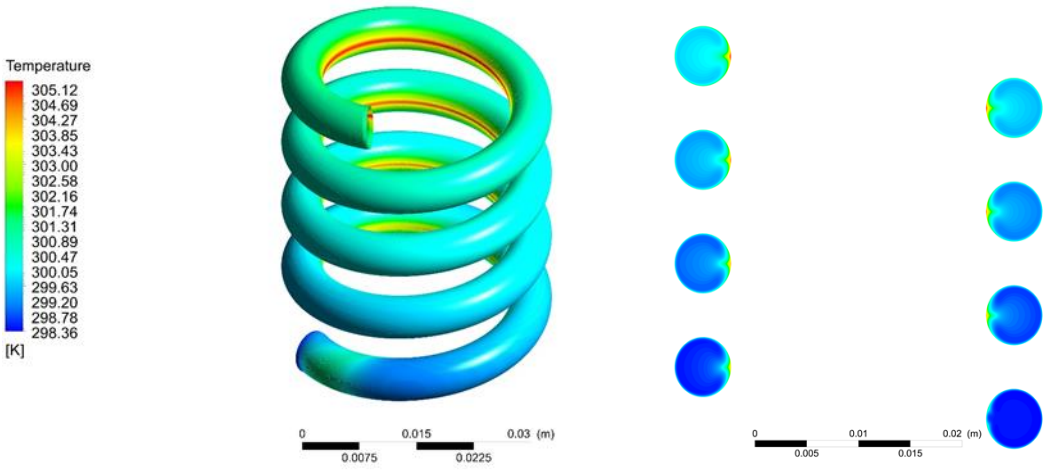
Şekil 3.23'te pürüzsüz helisel boruda farklı kesitlerde hız dağılımları verilmiştir. Kesitler arasında akışkanın debisinin sabit olmasından ve akışın geçtiği kesit alanlarının aynı olmasından dolayı hız profilleri arasında farklılık gözlenmemiştir. Helisin merkezine yakın yerlerdeki akışkan moleküllerinin hızının merkezin dışına doğru olan akışkan moleküllerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni akışkan debisi ve kesitlerin sabit olmasına karşın, merkezin dışındaki

akışkanın merkeze yakın olan akışkana göre, görece daha uzun mesafe kat etmek durumunda olmasındadır.



Şekil 3.23 Pürüzsüz helisel boruda farklı kesitler hız profilleri

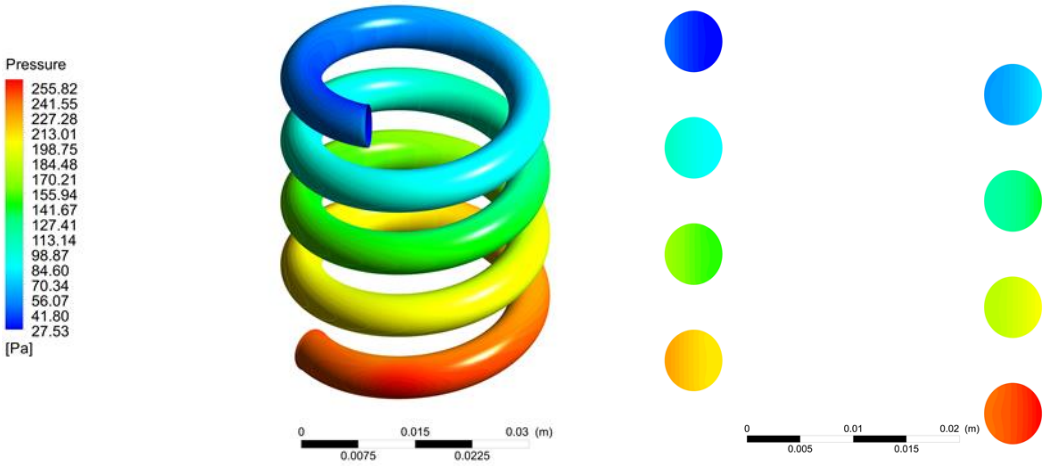
Şekil 3.24'te pürüzsüz helisel borularda boru boyunca ve farklı kesitlerde sıcaklık değişimleri verilmiştir. İçteki akışkan dıştakine göre daha yavaş hızda hareket ettiğinden boru boyunca tüm yüzeylerde aynı miktarda ısı akısına maruz kalmalarına rağmen dıştakine göre olan hız farkından dolayı daha çok ısınmaktadır. Bu nedenle merkeze doğru akışkan sıcaklığının yükseldiği görülmektedir.



a) b)

Şekil 3.24 Pürüzsüz helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerde sıcaklık profilleri

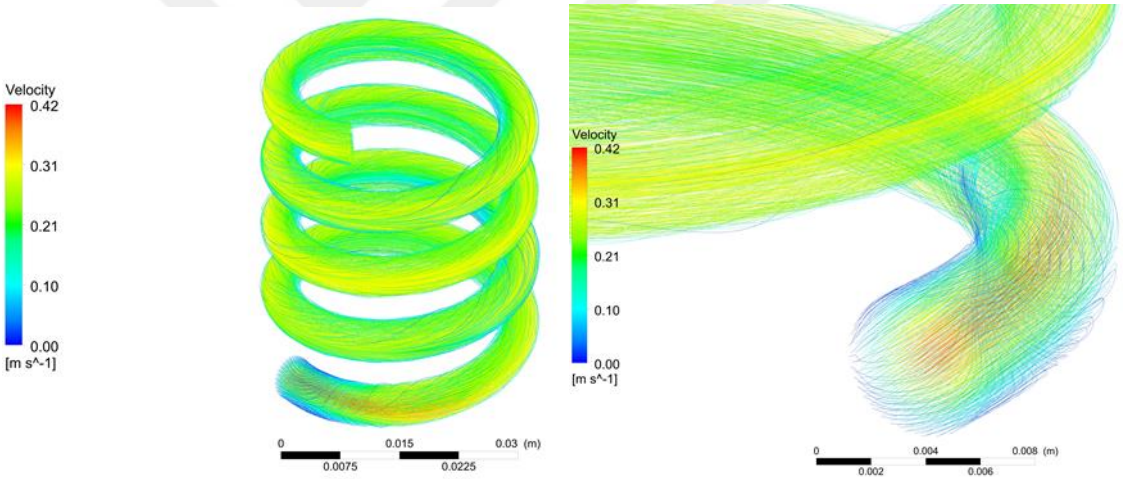
Şekil 3.25'de pürüzsüz helisel borulardaki basınç profilleri verilmiştir. Akış doğrultusunda boru boyunca akışkanın basıncının düştüğü görülmektedir.



a) b)

Şekil 3.25 Pürüzsüz helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerde basınç profilleri

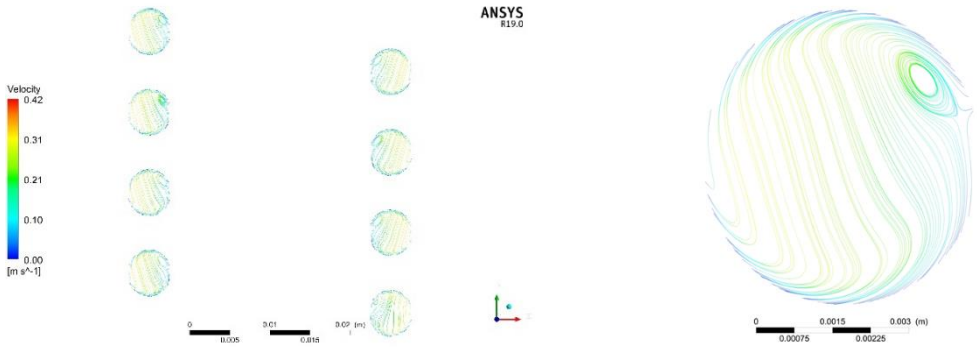
Helisel borulardaki ikincil akış ve girdap akımlarını görselleştirmek için akım çizgileri kullanılmıştır. Şekil 3.26'da 3 boyutlu akım çizgileri verilmiştir. Akışta boru çevresi boyunca dönüşlerin olduğu ilgili şekilden görülmektedir.



a) b)

Şekil 3.26 Pürüzsüz helisel boruda akım çizgilerinin a) genel görünümü ve b) detay görünümü

Şekil 3.27'de ise farklı kesitlerde düzlem üzerinde akım çizgileri gösterilmiştir. İlgili görselde akım çizgileriyle ikincil akışlar görülmektedir. Dıştaki akışkanın içtekine kıyasla daha hızlı hareket etmesi ve eylemsizlik kuvvetlerinin de etkisiyle iç kısımlarda ikincil akışlar oluşmaktadır.



a) b)

Şekil 3.27 Pürüzsüz helisel boruda akım çizgilerinin a) farklı kesitlerde genel görünümü ve b) bir kesitteki detay görünümü

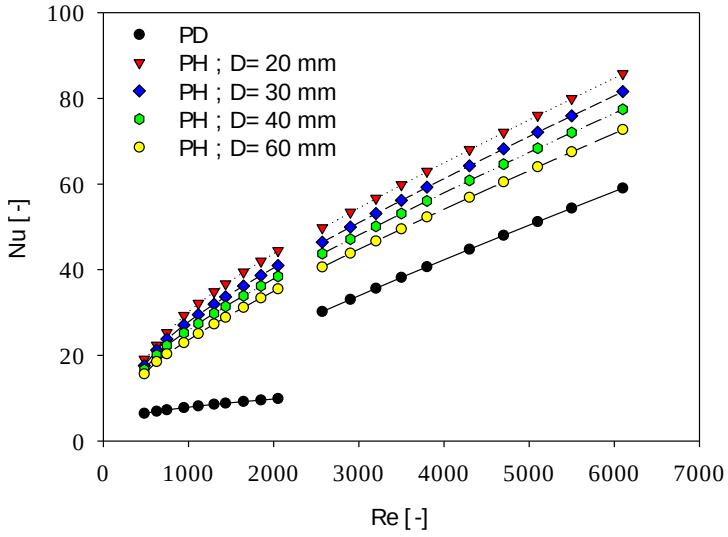
Şekil 3.27'den görüldüğü üzere boru boyunca farklı kesitlerin hepsinde ikincil akışlar görülmüştür. Ayrıca ikincil akışların helis merkezine yakın yerde oluştuğu görülmüştür.

Helis merkezine yakın yerlerde sıcaklığın daha yüksek merkezden uzaklaştıkça da helisin en dış tarafında sıcaklığın daha düşük olduğu görülmektedir.

Pürüzsüz helisel borudaki tek fazlı akışta gerçekleştirilmiş olan nümerik çalışmaların sonuçları ısı geçişi ve basınç düşümü açısından aşağıda irdelenmiştir. Helis çapının (D) veya eğrilik oranının (d/D) ısı geçişi hesaplarında kullanılan Nu ve basınç düşümü hesaplarında kullanılan f değerlerine olan etkisi incelenmiştir.

3.3.1 Isı Geçişi Sonuçları

Şekil 3.28'de helis çapının Re değerine bağlı olarak Nu değerine etkisi gösterilmiştir.



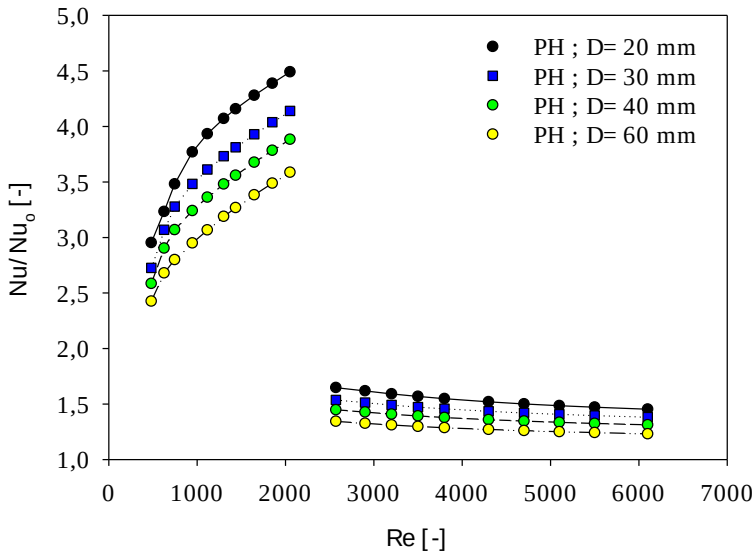
Şekil 3.28 Helis çapının (D) Nu değerine etkisi

Bütün helis geometrilerinin pürüzsüz yüzeyli düz boruya göre tüm akış rejimlerinde daha iyi ısı geçişi sağladığı görülmektedir. Ancak pürüzsüz boruda ısı geçişinde laminerden türbülanslı akışa geçişin başladığı bölgedeki gibi dramatik bir artış helisel borularda söz konusu değildir. Bu nedenle laminer bölgede helis geometrisinde ısı geçişi açısından 2-4 kat artış söz konusuyken, geçiş ve türbülanslı bölgelerde düz boruya kıyasla ısı geçişindeki fark 1,2-1,5 kat civarındadır.

Helis çapının artmasıyla *Nu* azalmaktadır. Yüksek *Re* değerlerinde helis çaplarının *Nu* değerine olan etkisi daha belirgin olmaktadır. Diğer bir deyişle, düşük helis çaplarında *Re* değerine bağlı olarak ısı geçişindeki artış büyük helis çaplarına oranla daha fazladır.

Helisel borunun geometrik yapısı gereği akışkan helisel borunun içerisinden dönerek akmaktadır. Bu durum akışkan üzerinde eylemsizlik kuvvetlerinin etkimesine neden olmaktadır. Bu nedenle de ikincil akışlar ve girdap akımları oluşmaktadır. Bu sayede ısı geçişinde artış sağlanmaktadır. Boru çapının helis çapına olan oranı, yani eğrilik oranı arttıkça akışkanın boru içerisindeki dönüşleri daha keskin bir hale gelerek akışkana etkiyen eylemsizlik kuvvetlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu durum ısı geçişine daha fazla artış sağlamaktadır.

Şekil 3.29'da pürüzsüz düz boruya kıyasla pürüzsüz helisiel borularda ısı geçişindeki iyileşme gösterilmiştir.

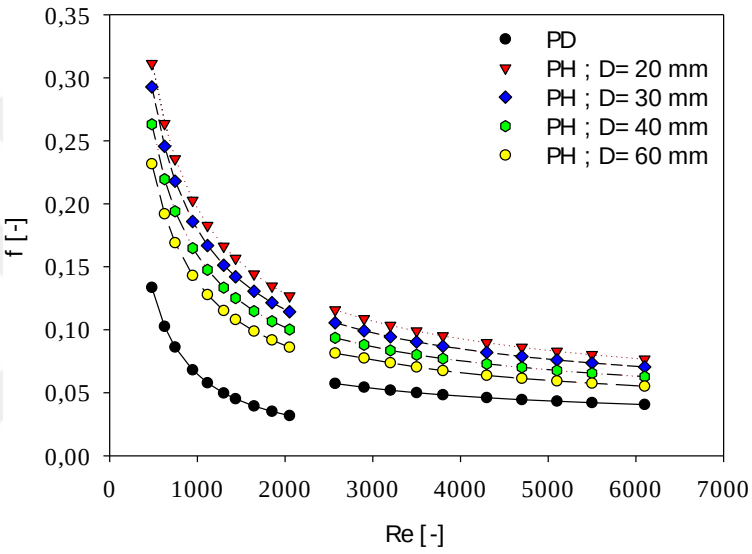


Şekil 3.29 Pürüzsüz helisel borularda farklı *D* değerlerinde *Nu* değerindeki iyileşme

Laminer akış bölgesinde artan *Re* ile iyileşme artmakta türbülanslı akış rejiminde ise azalma eğilimi göstermektedir. Laminer akışta yaklaşık 2,5-4,5 kat, türbülanslı akışta ise 1,2-1,6 kat iyileşme söz konusudur. Helis çapının iyileşme üzerinde önemli etkisi olduğu görülmüştür. Helis çapının azalmasıyla ısı geçişindeki iyileşme de artmaktadır. Helis çapının azalmasıyla helis eğrilik oranı artmaktadır, bu nedenle merkezcil kuvvetlerin etkisi artmakta ve daha etkin ikincil akışlar oluşmaktadır. Bu durum ısı geçişinde artışa neden olmaktadır.

3.3.2 Basınç Düşümü Sonuçları

Şekil 3.30'da helis çapının *Re* değerine bağlı olarak *f* değerine etkisi gösterilmiştir.

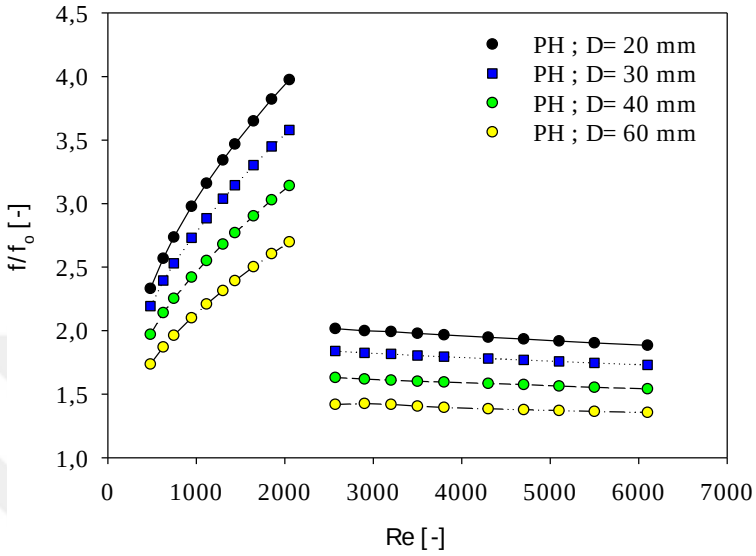


Şekil 3.30 Helis çapının (*D*) *f* değerine etkisi

Helis geometrisindeki basınç düşümü boru çapı, boru boyu ve yüzey özellikleri açısından aynı geometrik ölçülerdeki pürüzsüz boruya kıyasla daha yüksektir. Artan *Re* değerine bağlı olarak *f* değeri düşmektedir. Düşük *Re* değerlerinde bu düşüş daha fazladır. Bütün helis geometrilerinde sürtünme faktörü benzer bir trend göstermektedir. Bu trend, pürüzsüz düz boru ile de benzerlik göstermesine karşın düz borularda geçiş bölgesinde sürtünme faktörünün önce artıp sonra azalmaya devam etmesiyle farklılık göstermektedir. Pürüzsüz düz borularda geçiş bölgesinde sürtünme faktörünün artmasıyla, pürüzsüz helisel borulardaki sürtünme faktörüyle arasındaki fark azalmaktadır. Helis çapının artmasıyla *f* değerinin azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni eğrilik oranının azalmasıyla akışkana etkiyen eylemsizlik kuvvetinin etkisinin azalması ve ikincil akışların ve

girdap akımlarının daha az oluşmasıdır. Düşük *Re* değerlerinde sürtünme faktöründe düz boruya kıyasla 2 kata varan bir artış söz konusuyken artan *Re* değeriyle beraber 1,3 kata kadar düşmektedir.

Şekil 3.31'de pürüzsüz helisel borularda farklı helis çaplarında pürüzsüz düz boruya kıyasla sürtünme faktöründeki iyileşme gösterilmiştir.



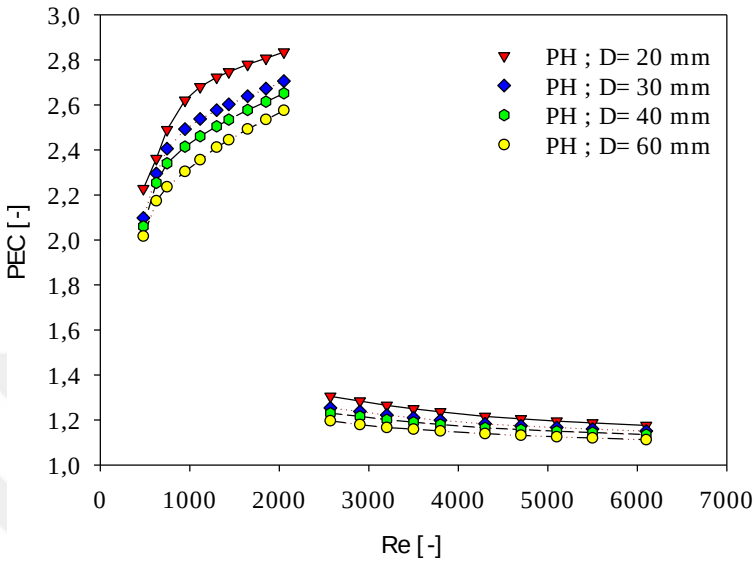
Şekil 3.31 Pürüzsüz helisel borularda farklı *D* değerlerinde *f* değerindeki iyileşme

Şekil 3.31'den görüldüğü üzere laminer akış rejiminde *f* değerindeki iyileşme türbülanslı akışa kıyasla daha fazladır. Laminer akışta iyileşme *Re* değerine bağlı olarak artarken türbülanslı akıştaki iyileşme azalma eğilimindedir. Laminer bölgede yaklaşık 1,5-4 kat, türbülanslı akışta ise 1,2-2 kat iyileşme olduğu görülmüştür.

3.3.3 Isıl Performans Sonuçları

Şekil 3.32'de helis çapının *Re* değerine bağlı olarak *PEC* değerine etkisi gösterilmiştir. Düşük *Re* değerlerinde ısıl performansta daha fazla iyileşmenin sağlandığı görülmektedir. 2-2,8 kat civarın iyileşme söz konusudur. Artan *Re* ile beraber *PEC* değeri de artmaktadır. *Re* > 2300'den sonra ise *PEC* değerinde dramatik bir düşüş söz konusu olup değerin 1'den büyük olmasından dolayı yine de pürüzsüz düz boruya kıyasla bu bölgelerde de iyileşmenin sağlandığı görülmektedir. Bu bölgelerde iyileşme 1,2 kat civarındadır. Helis çapının azalmasıyla, diğer bir deyişle eğrilik oranının artmasıyla ısıl performanstaki iyileşme de artmaktadır. Bu artış düşük Re değerlerinde daha belirgindir. Bunun

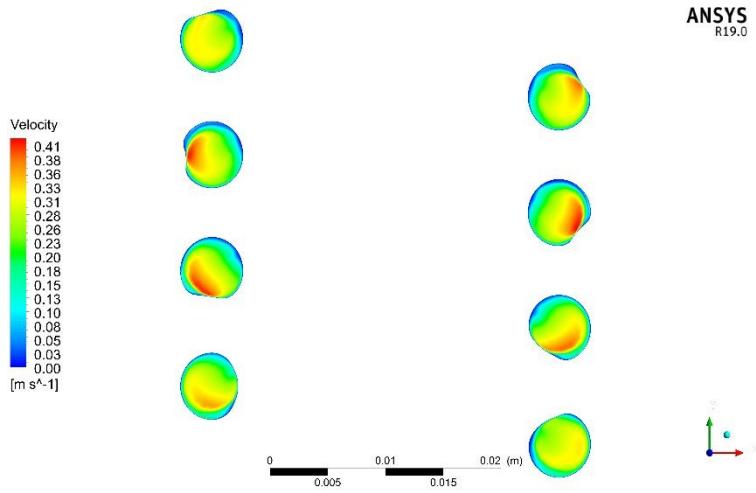
sebebi eylemsizlik kuvvetinin etkisinin artmasıyla ikincil akışların ve girdap akımlarının oluşumunun daha fazla tetiklenmesi ve bu sayede ısı geçişinde iyileşmenin artmasıdır. Bununla beraber basınç düşümünde de artış söz konusu olmasına karşın düz boruya kıyasla bu oranın iyileşme yönünde daha fazla olduğu *PEC* sayısından anlaşılmaktadır.



Şekil 3.32 Helis çapının (*D*) *PEC* değerine etkisi

3.4 Koruge Helisel Boruya ait Sonuçlar

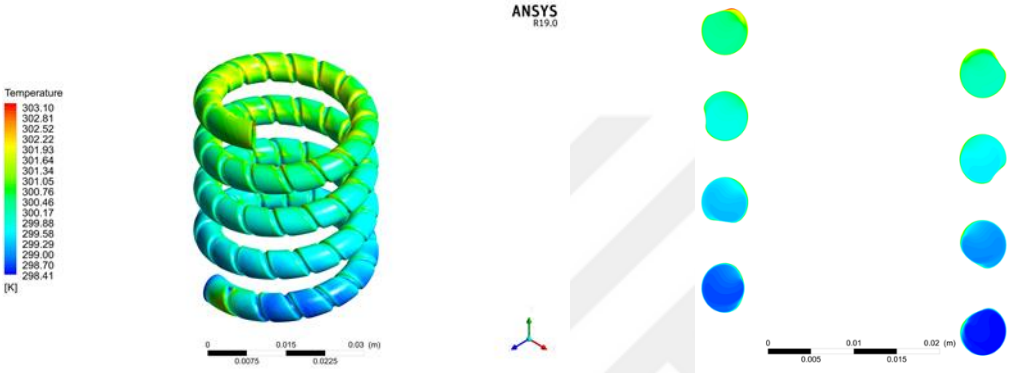
Şekil 3.33'te koruge helisel boruda farklı kesitler hız dağılımları verilmiştir.



Şekil 3.33 Koruge helisel boruda farklı kesitlerdeki hız profilleri

Pürüzsüz helisel borularda iç ve dış taraflarda alınan mesafenin farklılığından dolayı merkeze yakın yerde akışkanın hızı daha yüksekti. Koruge yüzeyli helisel borularda ise koruge yüzeye yakın yerlerde akışkanın hızının daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin koruge yüzeye yakın yerde hareket eden akışkanın da alacağı mesafenin daha fazla olmasından kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

Şekil 3.34'te koruge helisel boruda boru boyunca ve farklı kesitlerde sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Boru boyunca akışkanın sıcaklığının arttığı görülmektedir.

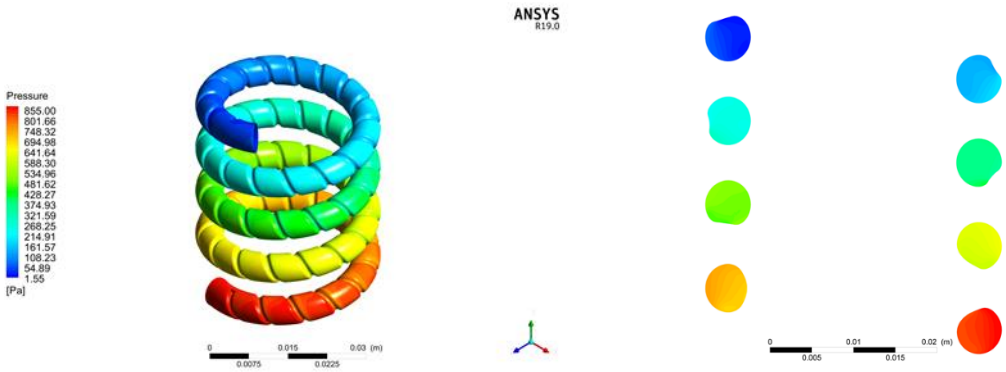


a) b)

Şekil 3.34 Koruge helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerdeki sıcaklık dağılımları

Pürüzsüz helisel boruda merkeze yakın yerde sıcaklık daha yüksekken koruge helisel boruda koruge yüzeyle temas halinde olan akışkanların daha yüksek sıcaklıkta olduğu kesit görünüşlerden anlaşılmaktadır.

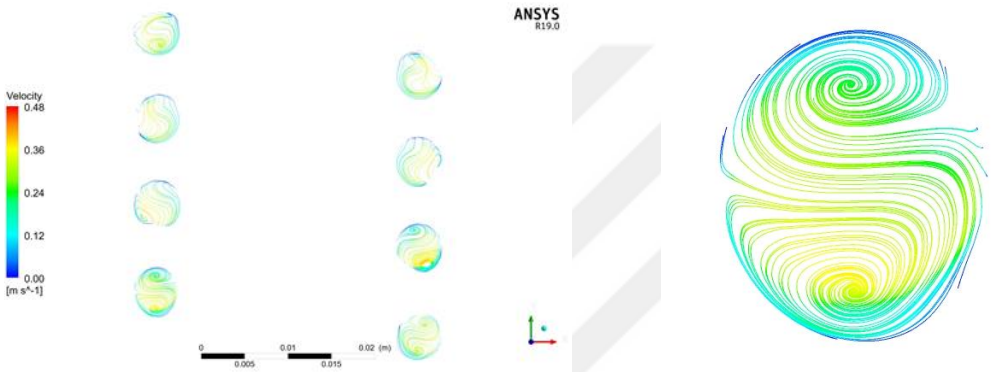
Şekil 3.35'te koruge helisel boruda boru boyunca ve farklı kesitlerde basınç değişimleri verilmiştir. Boru boyunca basıncın düştüğü görülmektedir. Koruge yüzey yapısından dolayı pürüzsüz helisel boruya kıyasla basınç düşümü daha fazladır.



a) b)

Şekil 3.35 Koruge helisel boruda a) boru boyunca ve b) farklı kesitlerdeki basınç profilleri

Şekil 3.36'da koruge helisel boruda farklı kesitlerdeki akım çizgileri gösterilmiştir.



a) b)

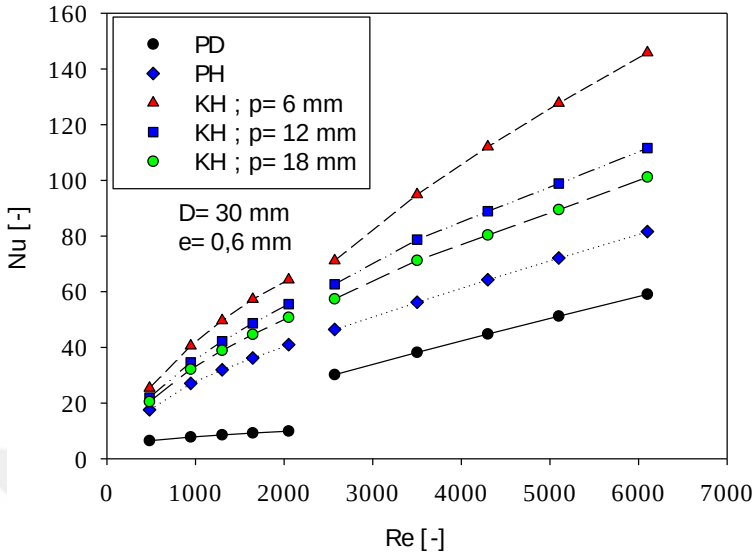
Şekil 3.36 Koruge helisel boruda akım çizgilerinin a) farklı kesitlerde ve b) bir kesitteki detay gösterimi

Pürüzsüz helisel borudan farklı olarak bazı kesitlerde birden fazla ikincil akışların olduğu görülmektedir. Bunun nedeni koruge yüzey yapısının de ikincil akış oluşturmasıdır. Helisel geometri ve koruge yüzeyin birlikte kullanıldığı koruge helisel borularda daha yoğun bir şekilde ikincil akışlar oluşmaktadır.

Koruge helisel borudaki tek fazlı akışta gerçekleştirilmiş olan nümerik çalışmaların sonuçları ısı geçişi ve basınç düşümü açısından aşağıda irdelenmiştir. Koruge hatvesinin, koruge derinliğinin ve helis çapının ısı geçişi hesaplarında kullanılan Nu ve basınç düşümü hesaplarında kullanılan f değerlerine olan etkisi incelenmiştir.

3.4.1 Isı Geçişi Sonuçları

Şekil 3.37'de koruge hatvesinin helisel koruge borularda *Nu* değerine olan etkisi gösterilmiştir.

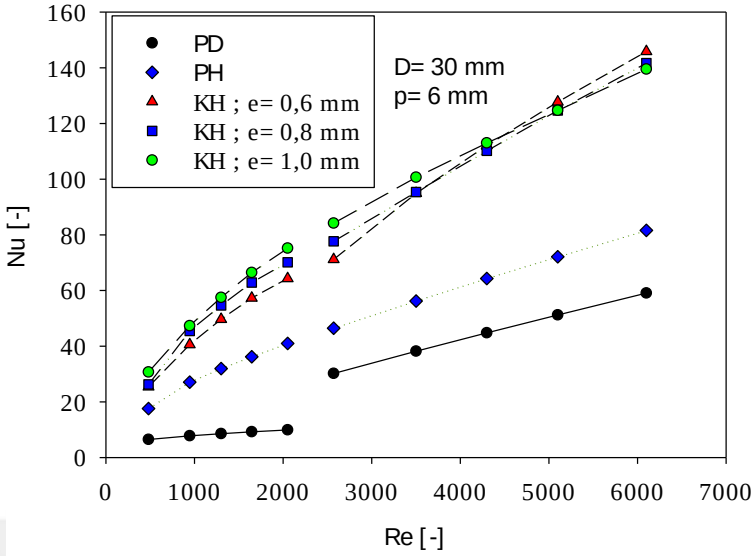


Şekil 3.37 Koruge helisel boruda koruge hatvesinin *Nu* değerine etkisi

Şekil 3.37'de görüldüğü üzere laminer aralıkta *Nu* üzerindeki değişimin *Re* değerinin artışıyla arttığı anlaşılmaktadır. Koruge helisel boruların pürüzsüz düz ve pürüzsüz helisel borulardan daha yüksek *Nu* değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Koruge hatvesinin *Nu* değeri üzerinde etkisinin oldukça fazla olduğu görülmektedir. Azalan *p* değerleri dolayısıyla *Nu* değerlerinin arttığı anlaşılmaktadır. Bunun sebebi ise küçük hatve aralıklarında koruge yüzeylere bağlı ikincil akışların akışı daha çok bozarak akış içerisindeki türbülans miktarını arttırmasıdır. Özellikle türbülanslı bölgede *Nu* değerlerindeki değişim daha net olarak görülmektedir.

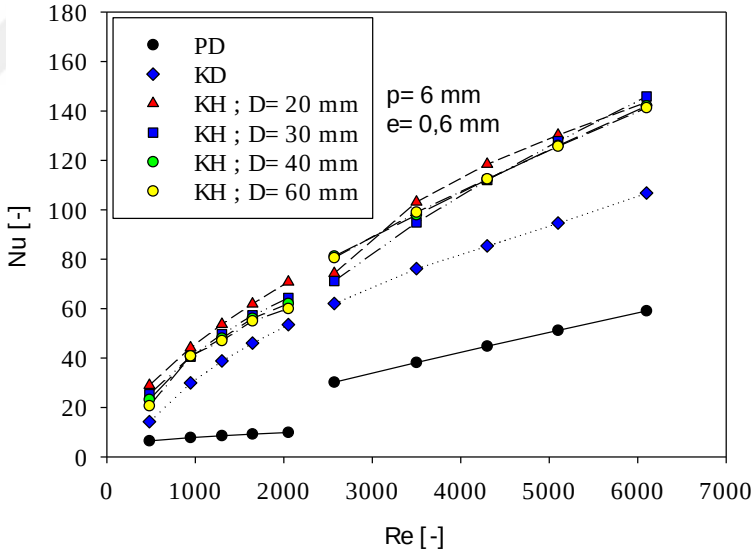
Şekil 3.38'de koruge derinliğinin helisel koruge borularda *Nu* değerine olan etkisi gösterilmiştir. Şekilde sabit helis çapı ve koruge hatvesi için koruge derinliğinin değişimine bağlı olarak *Nu* değerinin *Re* değeri ile değişimi görülmektedir. Bütün akış rejimlerinde koruge helisel boruların pürüzsüz düz ve pürüzsüz helisel borulardan daha iyi ısı geçişi sağladığı görülmektedir. Artan *Re* değerine bağlı olarak koruge helisel borularda Nu değerindeki artış pürüzsüz düz ve helisel borulara kıyasla hızlanmaktadır. Koruge derinliğinin Nu değeri üzerindeki etkisi

ise az olmasına karşın en yüksek *Nu* değerlerini 1,0 mm *e* değerinin sağladığı görülmektedir.



Şekil 3.38 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *Nu* değerine etkisi

Şekil 3.39'da helis çapının helisel koruge borularda ısı geçişine olan etkisi gösterilmiştir.



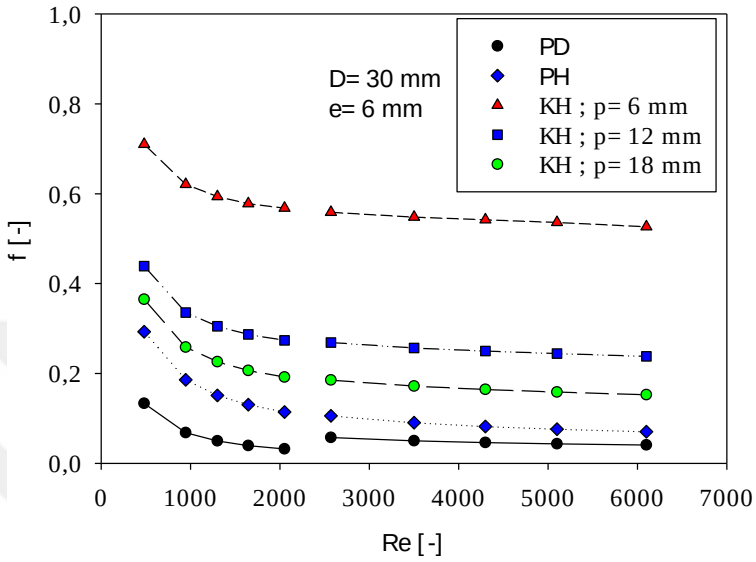
Şekil 3.39 Koruge helisel borularda helis çapının *Nu* değerine etkisi

Şekil 3.39'da görüldüğü üzere bütün koruge helisel boruların *Nu* değeri tüm akış rejimlerinde pürüzsüz düz ve pürüzsüz helisel borudan daha yüksektir ve artan *Re* değerleriyle *Nu* değerleri arasındaki fark da artmaktadır. Genel olarak Nu değeri sonuçları koruge helisel borularda birbirlerine çok yakın çıkmış olsa da özellikle laminer bölgede helis çapının artmasıyla *Nu* değerinin azaldığı görülmektedir.

Bunun nedeni, helis çapının artmasıyla eğrilik oranının azalması ve buna bağlı olarak da ikincil akışların etkin bir şekilde oluşumu söz konusu olamamaktadır.

3.4.2 Basınç Düşümü Sonuçları

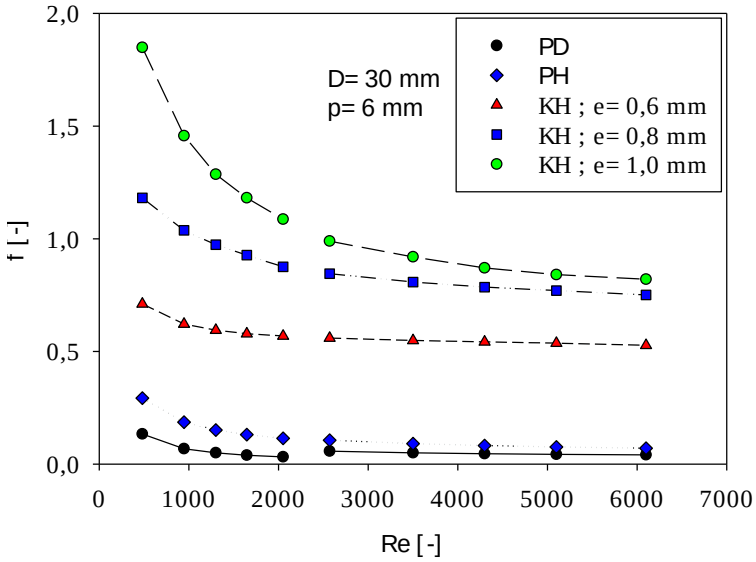
Şekil 3.40'ta koruge hatvesinin helisel koruge borularda *f* değerine olan etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.40 Koruge helisel borularda koruge hatvesinin *f* değerine olan etkisi

Şekil 3.40'tan görüldüğü üzere laminer aralıkta *f* üzerindeki değişimin *Re* değerinin artışıyla azaldığı anlaşılmaktadır. Buna karşın türbülanslı akış şartlarında artan *Re* değerlerinde hem düz hem de koruge helisel borularda *f* değerinin çok değişmediği görülmektedir. Buna karşın koruge hatvesinin *f* değeri üzerinde etkisinin oldukça fazla olduğu görülmektedir. Artan *p* değerleri dolayısıyla *f* değerlerinin azaldığı anlaşılmaktadır. Bunun sebebi ise küçük hatve aralıklarında koruge yüzeylere bağlı ikincil akışların akışı daha çok bozarak akış içerisindeki türbülans miktarını arttırmasıdır. Artan hatve aralıklarında bu durum büyük ölçüde bertaraf olduğundan pürüzsüz düz borunun değerlerine yaklaşılmaktadır. Özellikle laminer bölgede *f* değerlerindeki değişim daha net olarak görülmektedir.

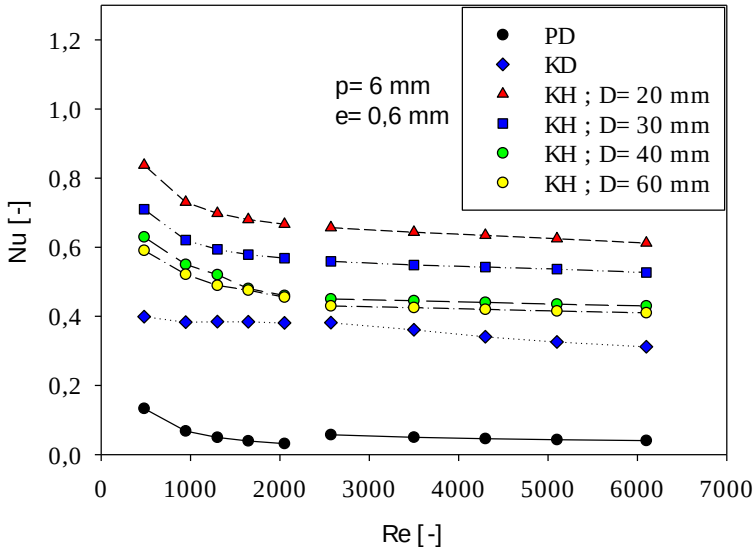
Şekil 3.41'de koruge derinliğinin helisel koruge borularda basınç düşümüne olan etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.41 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *f* değerine etkisi

İlgili şekilde laminer akışta *f* değerinin azaldığı, türbülanslı akışta ise çok değişmediği görülmektedir. Koruge derinliğinin *f* üzerinde etkili olduğu da şekilden görülmektedir. Koruge helisel borularda f değeri pürüzsüz düz ve helisel borulara göre daha yüksektir. En yüksek *f* değeri koruge derinliğinin 1,0 mm olduğu koruge helisel boruda görülmüştür. Koruge derinliğinin artmasıyla akışın gerçekleşmesi zorlaşmakta bunun yanı sıra girdap akımlarının etkisi artmaktadır. Bu durum *f* değerinde artışa neden olmaktadır.

Şekil 3.42'de helis çapının helisel koruge borularda basınç düşümüne olan etkisi gösterilmiştir.

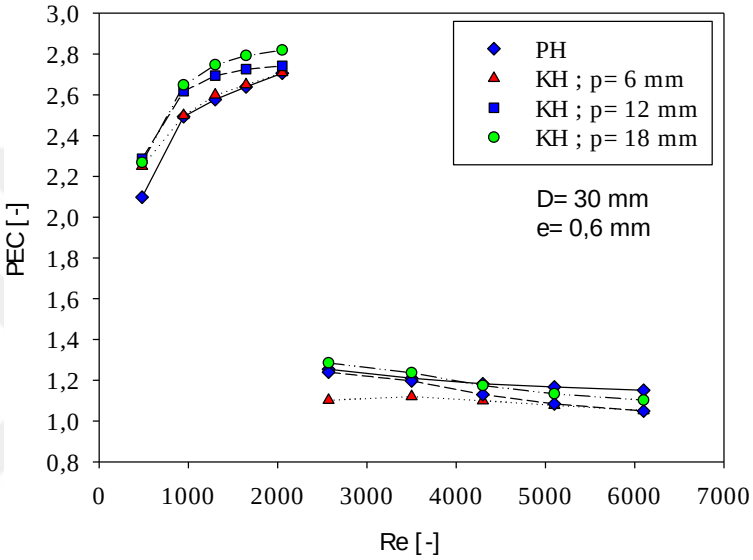


Şekil 3.42 Koruge helisel borularda helis çapının *f* değerine etkisi

Şekil 3.42'de artan *Re* değerine bağlı olarak *f* değerinde düşüş olmakla beraber bu düşüşün az olduğu görülmektedir. Koruge helisel boruların *f* değerleri pürüzsüz ve koruge düz borulardan daha fazladır. Burada helisel geometrinin yanı sıra koruge yüzey özelliğinin de olması ilave girdap akımları oluşturmakta ve bu nedenle *f* değerini arttırmaktadır.

3.4.3 Isıl Performans Sonuçları

Şekil 3.43'te koruge hatvesinin helisel koruge borularda ısıl performansa olan etkisi gösterilmiştir.

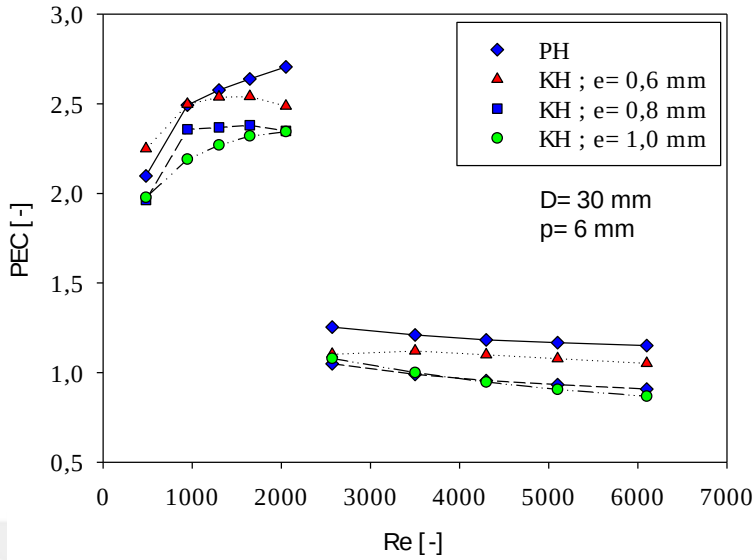


Şekil 3.43 Koruge helisel borularda koruge hatvesinin *PEC* sayısına etkisi

Laminer akış bölgesinde ısıl performansta artan Re değerine bağlı olarak artış olduğu görülmektedir. Türbülanslı akış rejiminde ise ısıl performansta azalma eğilimi söz konusudur. Laminer akışta ısıl performansta 2-2,8 kat, türbülanslı akış bölgesinde ise 1-1,4 kat artış söz konusudur. Koruge helisel boru ile pürüzsüz helisel boru arasında ısıl performans açısında anlamlı bir fark görülememiştir. Koruge hatvesi 18 mm olan koruge helisel borular en iyi ısıl performansı göstermişlerdir.

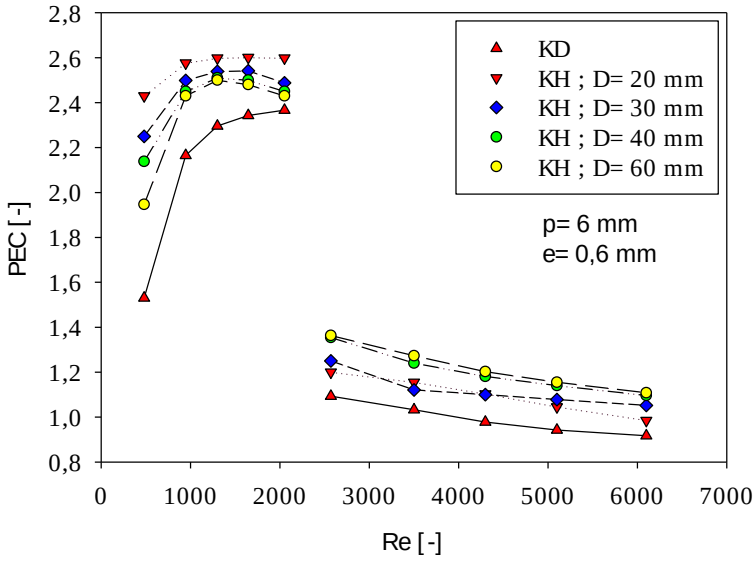
Şekil 3.44'te koruge derinliğinin helisel koruge borularda ısıl performansa olan etkisi gösterilmiştir. Laminer akışta ısıl performans artmakta, türbülanslı akışta ise pek değişmemektedir. Laminer bölgede 2-2,7 kat, türbülanslı bölgede ise 0,9-1,3 kat artış söz konusudur. Aynı özelliklerdeki pürüzsüz helisel borunun koruge

helisel borudan daha yüksek ısıl performans sağladığı görülmüştür. Koruge derinliğinin artmasıyla ise ısıl performansın düştüğü anlaşılmıştır.



Şekil 3.44 Koruge helisel borularda koruge derinliğinin *PEC* sayısına etkisi

Şekil 3.45'te helis çapının helisel koruge borularda ısıl performansa olan etkisi gösterilmiştir. Laminer akışta özellikle 1000-1500 Re değerlerinde PEC değerinde artış olduğu görülmüştür. Türbülanslı akışta ise PEC değerinde azalma söz konusudur. Laminer akışta 1,5-2,6 kat iyileşme, türbülanslı akışta ise PEC değerinde 0,9-1,4 kat civarlarında bir değişim söz konusudur. Koruge helisel boru koruge düz borudan daha iyi ısıl performans göstermiştir. En fazla iyileşmenin 20 mm helis çaplı koruge helisel boruda olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 3.45 Koruge helisel borularda helis çapının *PEC* sayısına etkisi

4
SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında koruge yüzeylerin dairesel kesitli düz ve helisel borularda kullanımının tek fazlı akışta ısı geçişi ve basınç düşümüne olan etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Bu kapsamda pürüzsüz düz ve helisel borular ile koruge düz ve helisel borularda tek fazlı akış için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışmalar HAD yöntemiyle gerçekleştirilmiş olup analiz sonuçları literatür ile karşılaştırılmıştır. Koruge yüzey yapısı ve helisel geometri ikincil akış ve girdap akımları oluşumuna neden olmakta ve bu sayede ısı geçişinde pürüzsüz düz boruya göre iyileşme sağlamaktadır. Bu iki ayrı pasif iyileştirme yönteminin bir arada kullanıldığı koruge yüzeyli helisel borularda ise ısı geçişinde hem pürüzsüz düz boruya hem de koruge düz ve pürüzsüz helisel boruya göre ısı geçişinde iyileşme sağlandığı görülmüştür. Türbülanslı akış ısı geçişini arttırdığından iyileşmenin özellikle laminer akış rejimlerinde etkili şekilde sağlandığı anlaşılmıştır. Isı geçişinin yanı sıra koruge ve helisel borularda basınç düşümünde de artış söz konusu olmuştur. Isıl performans açısından bakıldığında ise özellikle laminer bölgede iyileşmenin sağlandığı, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde ise kayda değer bir değişimin olmadığı görülmüştür.

Literatürde koruge düz borularda laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerini kapsayan çalışmaların sınırlı sayıda olduğu görülmüştür. Özellikle çalışma akışkanı olarak sıvı suyun kullanıldığı tek fazlı laminer akış ile ilgili çalışma koruge düz borularda oldukça sınırlıdır. Bu çalışmanın gerek literatürdeki korelasyonlarla gerekse de referans alınan çalışma ile büyük ölçüde doğrulanmış olması ve tüm akış rejimlerinde hem koruge yüzey özelliğinin koruge hatvesi ve koruge derinliği açısından hem de helisel geometrinin helis çapı açısından incelenmiş ve karşılaştırılmış olmasından dolayı literatüre önemli bir katkı sağladığı düşünülmektedir. Ayrıca bu iki pasif ısı geçişi iyileştirme yönteminin bir arada kullanıldığı çalışmalar da oldukça sınırlıdır. Bu çalışmalarda ise iyileştirilmiş boru geometrisi genellikle sadece pürüzsüz düz boru veya pürüzsüz helisel boru ile

kıyaslanmıştır. Bu çalışmada pürüzsüz düz borunun yanı sıra hem koruge düz boruların hem de pürüzsüz helisel boruların incelenmesi ve karşılaştırması yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında koruge yüzey sadece helisel formda tek başlangıçlı içbükey olarak incelenmiştir. Bu nedenle bu çalışmaya devam niteliğinde aşağıdaki konuların da birbiriyle karşılaştırmalı olarak çalışılması tavsiye edilebilir:

- Dışbükey koruge yüzeyin kullanılması
- Enine içbükey ve dışbükey koruge yüzeylerin kullanılması
- Çok başlangıçlı koruge yüzeylerin kullanılması
- Daire, kare, trapez vb. gibi farklı geometrilere sahip koruge yüzeylerin kullanılması
- Boru yüzeyinde koruge yüzeyin yanı sıra çıkıntı, çukur, mikrokanat vb. gibi yüzey özelliklerinin kullanılması
- Sıvı su dışında farklı çalışma akışkanlarının kullanılması ve nanoakışkanların kullanılması
- Sabit yüzey ısı akısı dışında sabit yüzey sıcaklığı ısıl sınır şartı uygulanması ya da boru dışında farklı bir akışkan kullanılması
- Tek fazlı akışın yanı sıra kaynama veya yoğuşma gibi çift fazlı akış çalışmalarının yapılması.

KAYNAKÇA

[1] O. F. Genceli, *Isı Değiştiricileri*. Birsen Yayınevi, 2017.

[2] A. Dewan, P. Mahanta, K. S. Raju, and P. Suresh Kumar, "Review of passive heat transfer augmentation techniques," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, 2004.

[3] S. Liu and M. Sakr, "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013.

[4] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji, "Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015.

[5] J. Fernández-Seara and F. J. Uhía, "Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 7, pp. 2022–2032, Nov. 2012.

[6] A. M. Fsadni, J. P. M. Whitty, and M. A. Stables, "A brief review on frictional pressure drop reduction studies for laminar and turbulent flow in helically coiled tubes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 334–343, Oct. 2016.

[7] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamental and Aplication*, 3rd ed. 2013.

[8] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Application (SI Units)*, 5th ed. 2015.

[9] S. W. Churchill, "Comprehensive Correlating Equations for Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 16, no. 1, pp. 109–116, 1977.

[10] A. J. Ghajar and L. M. Tam, "Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 8, no. 1, pp. 79–90, Jan. 1994.

[11] B. S. Petukhov, "Heat exchange and resistance at laminar fluid flow in the pipes," *Energy*, p. 411, 1967.

[12] E. N. Sieder and G. E. Tate, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes," *Ind. Eng. Chem.*, vol. 28, no. 12, pp. 1429–1435, 1936.

[13] D. K. Edwards, V. E. Denny, and A. F. Mills, *Transfer Processes*, 2nd ed. Washington, DC: Hemisphere Publishing Corporation, 1979.

[14] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "No Title," *Univ. Calif. Publ. Eng.*, vol. 2, pp. 443–461, 1930.

[15] B. S. Petukhov, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties," *Adv. Heat Transf.*, 1970.

[16] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, no. 2, pp. 359–368, 1976.

[17] H. Hausen, “New equations for heat transfer in free or force flow,” *Allg. Warmetchn*, vol. 9, no. 4/5, pp. 75–79, 1959.

[18] R. K. Shah and A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, 1st ed. Massachusetts, New York: Academic Press, 1978.

[19] Q. Li and Y. Xuan, “Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid,” *Sci. China, Ser. E Technol. Sci.*, vol. 45, no. 4, pp. 408–416, Aug. 2002.

[20] H. K. Tam, L. M. Tam, and A. J. Ghajar, “Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 680–696, Jan. 2013.

[21] P. R. H. Blasius, “Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten,” in *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Springer Berlin Heidelberg, 1913, pp. 1–41.

[22] G. K. Filonenko, “Hydraulic resistance in pipes,” vol. 1, no. 4. Teploenergetika, pp. 40–44, 1954.

[23] L. F. Moody, “Friction factors for pipe flow,” *Trans. ASME*, vol. 66, pp. 671–684, 1944.

[24] C. F. Colebrook, “Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws,” *J. Inst. Civ. Eng.*, vol. 11, pp. 133–156, 1939.

[25] P. K. Konakov, “A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes,” *Berichte der Akad. der Wissenschaften der UdSSR*, vol. 51, pp. 503–506, 1946.

[26] M. Danish, S. Kumar, and S. Kumar, “Approximate explicit analytical expressions of friction factor for flow of Bingham fluids in smooth pipes using Adomian decomposition method,” *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, vol. 16, no. 1, pp. 239–251, Jan. 2011.

[27] X. Fang, Y. Xu, and Z. Zhou, “New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations,” in *Nuclear Engineering and Design*, 2011, vol. 241, no. 3, pp. 897–902.

[28] A. A. Zhukauskas and J. Karni, *High-performance single-phase heat exchangers*, 1st ed. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

[29] A. S. Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. John Wiley & Sons, 2011.

[30] J. Nikuradse, “Stromungsgesetze in rauhen Rohren,” *VDI-Forschungsheft*, vol. 361, p. 22, 1933.

[31] Z. S. Kareem, M. N. Mohd Jaafar, T. M. Lazim, S. Abdullah, and A. F. Abdulwahid, “Passive heat transfer enhancement review in corrugation,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 68. Elsevier Inc., pp. 22–38, 01-Nov-2015.

[32] S. Rainieri and G. Pagliarini, “Convective heat transfer to orange juice in smooth and corrugated tubes,” *Int. J. Heat Technol*, vol. 15, no. 2, pp. 69–75, 1997.

[33] H. Z. Han, B. X. Li, B. Y. Yu, Y. R. He, and F. C. Li, “Numerical study of flow and heat transfer characteristics in outward convex corrugated tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 25–26, pp. 7782–7802, Dec. 2012.

[34] Z. S. Kareem, M. N. Mohd Jaafar, T. M. Lazim, S. Abdullah, and A. F. Abdulwahid, “Heat transfer enhancement in two-start spirally corrugated tube,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 54, no. 3, pp. 415–422, Feb. 2015.

[35] Z. jiang Jin, F. qiang Chen, Z. xin Gao, X. fei Gao, and J. yuan Qian, “Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 1011–1025, May 2017.

[36] Y. T. Kang, R. Stout, and R. N. Christensen, “The effects of inclination angle on flooding in a helically fluted tube with a twisted insert,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 23, no. 6, pp. 1111–1129, Nov. 1997.

[37] A. Barba, S. Rainieri, and M. Spiga, “Heat transfer enhancement in a corrugated tube,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, pp. 313–322, Apr. 2002.

[38] F. Andrade, A. S. Moita, A. Nikulin, A. L. N. Moreira, and H. Santos, “Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2019.

[39] T. Mat Lazim, Z. S. Kareem, M. N. M. Mohd Jaafar, S. Abdullah, and A. F. Abdulwahid, “Heat transfer enhancement in spirally corrugated tube,” *Int. Rev. Model. Simulations*, vol. 7, no. 6, pp. 970–978, Dec. 2014.

[40] S. Garimella and R. N. Christensen, “Performance evaluation of spirally fluted annuli: Geometry and flow regime effects,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 18, no. 1, pp. 34–46, Jan. 1997.

[41] P. G. Vicente, A. García, and A. Viedma, “Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 31, no. 5, pp. 651–662, Jul. 2004.

[42] A. Kalendar, T. Galal, A. Al-Saftawi, and M. Zedan, “Enhanced tubing thermal performance for innovative MSF system,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 25, no. 8, pp. 1969–1977, Aug. 2011.

[43] Z. S. Kareem, S. Abdullah, T. M. Lazim, M. N. Mohd Jaafar, and A. F. Abdul Wahid, “Heat transfer enhancement in three-start spirally corrugated tube: Experimental and numerical study,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 134, pp. 746–757, Sep. 2015.

[44] Y. Dong, L. Huixiong, and C. Tingkuan, “Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 24, no. 3–4, pp. 131–138, May 2001.

[45] P. Naphon, M. Nuchjapo, and J. Kurujareon, “Tube side heat transfer

coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3031–3044, Nov. 2006.

[46] K. Bilen, M. Cetin, H. Gul, and T. Balta, "The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 4, pp. 753–761, Mar. 2009.

[47] Ö. Ağra, H. Demir, S. Ataylmaz Özgür, F. Kantaş, and A. S. Dalklç, "Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in enhanced tubes," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 10, pp. 1384–1391, Dec. 2011.

[48] V. Srinivasan and R. N. Christensen, "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of flow through spirally fluted tubes," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 5, no. 6, pp. 820–827, Nov. 1992.

[49] Y. T. Kang and R. N. Christensen, "The effect of fluid properties variation on heat transfer on annulus side of a spirally fluted tube," *Enhanc. Heat Transf.*, vol. 7, pp. 1–9, 2000.

[50] J. A. Meng, X. G. Liang, Z. J. Chen, and Z. X. Li, "Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 29, no. 4, pp. 457–465, Apr. 2005.

[51] K. Mimura and A. Isozaki, "Heat transfer and pressure drop of corrugated tubes," *Desalination*, vol. 22, no. 1–3, pp. 131–139, Dec. 1977.

[52] V. D. Zimparov, N. L. Vulchanov, and L. B. Delov, "Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers-1. Experimental investigation and performance evaluation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 9, pp. 2187–2197, Sep. 1991.

[53] S. C. Lee, S. C. Nam, and T. G. Ban, "Performance of heat transfer and pressure drop in a spirally indented tube," *KSME Int. J.*, vol. 12, no. 5, pp. 917–925, 1998.

[54] M. M. Salim, D. M. France, and C. B. Panchal, "Heat transfer enhancement on the outer surface of spirally indented tubes," *J. Enhanc. Heat Transf.*, vol. 6, no. 5, pp. 327–341, 1999.

[55] H. Cui, X. Yuan, and Z. Yao, "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of w-type spirally fluted tubes," *Exp. Heat Transf.*, vol. 16, no. 3, pp. 159–169, 2003.

[56] P. G. Vicente, A. García, and A. Viedma, "Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 4, pp. 671–681, Feb. 2004.

[57] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, and P. Promvonge, "Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 3, pp. 340–347, Mar. 2011.

[58] L. Liu, X. Ling, and H. Peng, "Analysis on flow and heat transfer characteristics of EGR helical baffled cooler with spiral corrugated tubes," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 275–284, Jan. 2013.

[59] P. Naphon and S. Wongwises, “A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 10, no. 5. Elsevier Ltd, pp. 463–490, 01-Oct-2006.

[60] L. A. M. Janssen and C. J. Hoogendoorn, “Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 21, no. 9, pp. 1197–1206, Sep. 1978.

[61] J. De Amicis, A. Cammi, L. P. M. Colombo, M. Colombo, and M. E. Ricotti, “Experimental and numerical study of the laminar flow in helically coiled pipes,” *Prog. Nucl. Energy*, vol. 76, pp. 206–215, Sep. 2014.

[62] J. C. Kurnia, A. P. Sasmito, T. Shamim, and A. S. Mujumdar, “Numerical investigation of heat transfer and entropy generation of laminar flow in helical tubes with various cross sections,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 102, pp. 849–860, Jun. 2016.

[63] A. Cioncolini and L. Santini, “An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 30, no. 4, pp. 367–380, Mar. 2006.

[64] S. S. Pawar and V. K. Sunnapwar, “Experimental studies on heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in helical coils with laminar and turbulent flow,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 792–804, Jan. 2013.

[65] B. K. Hardik, P. K. Baburajan, and S. V. Prabhu, “Local heat transfer coefficient in helical coils with single phase flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 89, pp. 522–538, Jun. 2015.

[66] D. G. Prabhanjan, G. S. V. Raghavan, and T. J. Rennie, “Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 2, pp. 185–191, Feb. 2002.

[67] C. X. Lin and M. A. Ebadian, “Developing turbulent convective heat transfer in helical pipes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 16, pp. 3861–3873, Oct. 1997.

[68] P. Coronel and K. P. Sandeep, “Heat transfer coefficient in helical heat exchangers under turbulent flow conditions,” *Int. J. Food Eng.*, vol. 4, no. 1, Jan. 2008.

[69] S. Y. Wu, S. J. Chen, Y. R. Li, and L. J. Li, “Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in a helical coiled tube with larger curvature ratio,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 45, no. 5, pp. 569–578, Mar. 2009.

[70] H. Itō, “Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes,” *J. Basic Eng.*, vol. 81, no. 2, pp. 123–132, Jun. 1959.

[71] V. Kubair and C. B. S. Varrier, “Pressure drop for liquid flow in helical coils,” *Trans. Indian Inst. Chem. Eng.*, vol. 14, pp. 93–97, 1961.

[72] E. F. Schmidt, “Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen,” *Chemie Ing. Tech.*, vol. 39, no. 13, pp. 781–789, Jul. 1967.

[73] P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar, and F. A. Holland, “Pressure drop and heat transfer in coils,” *Chem. Eng.*, vol. 218, pp. 131–1119, 1968.

[74] P. Mishra and S. N. Gupta, “Momentum Transfer in Curved Pipes. 1. Newtonian Fluids,” *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 18, no. 1, pp. 130–137, Jan. 1979.

[75] R. A. Seban and E. F. McLaughlin, “Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 6, no. 5, pp. 387–395, May 1963.

[76] C. M. White, “Streamline flow through curved pipes,” *Proc. R. Soc. London. Ser. A, Contain. Pap. a Math. Phys. Character*, vol. 64, pp. 123–138, 1929.

[77] G. F. C. Rogers and Y. R. Mayhew, “Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 7, no. 11, pp. 1207–1216, Nov. 1964.

[78] Y. Mori and W. Nakayama, “Study on forced convective heat transfer in curved pipes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 10, no. 5, pp. 681–695, May 1967.

[79] A. N. Dravid, K. A. Smith, E. W. Merrill, and P. L. T. Brian, “Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes,” *AIChE J.*, vol. 17, no. 5, pp. 1114–1122, Sep. 1971.

[80] C. E. Kalb and J. D. Seader, “Heat and mass transfer phenomena for viscous flow in curved circular tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 15, no. 4, pp. 801–817, Apr. 1972.

[81] R. C. Xin and M. A. Ebadian, “The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes,” *J. Heat Transfer*, vol. 119, no. 3, pp. 467–473, Aug. 1997.

[82] B. Bai, L. Guo, Z. Feng, and X. Chen, “Turbulent heat transfer in a horizontal helically coiled tube,” *Heat Transf. Res.*, vol. 28, no. 5, pp. 395–403, Jan. 1999.

[83] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. 2007.

[84] T. A. Pimenta and J. B. L. M. Campos, “Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 676–690, Mar. 2013.

[85] C. M. White, “Fluid friction and its relation to heat transfer,” *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 10, p. 80, 1932.

[86] M. Yasuo and N. Wataru, “Study on forced convective heat transfer in curved pipes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 8, no. 1, pp. 67–82, Jan. 1965.

[87] J. M. Tarbell and M. R. Samuels, “Momentum and heat transfer in helical coils,” *Chem. Eng. J.*, vol. 5, no. 2, pp. 117–127, Jan. 1973.

[88] L. Prandtl, “Erzeugung von Zirkulationen beim Schütteln von Gefäßen,” *ZAMM - Zeitschrift für Angew. Math. und Mech.*, vol. 29, no. 1–2, pp. 8–9, Jan. 1949.

[89] P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar, and F. A. Holland, “Friction factors for

coils," *Trans. Inst. Chem. Eng. Chem. Eng.*, vol. 48, pp. T156–T161, 1970.

[90] B. A. Mujawar and M. R. Rao, "Flow of Non-Newtonian Fluids through Helical Coils," *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 17, no. 1, pp. 22–27, 1978.

[91] T. A. Pimenta and J. B. L. M. Campos, "Friction losses of Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 36, pp. 194–204, Jan. 2012.

[92] A. Zachár, "Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 19–20, pp. 3928–3939, Sep. 2010.

[93] S. Rainieri, F. Bozzoli, and G. Pagliarini, "Experimental investigation on the convective heat transfer in straight and coiled corrugated tubes for highly viscous fluids: Preliminary results," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 1–3, pp. 498–504, Jan. 2012.

[94] S. Rainieri, F. Bozzoli, L. Cattani, and G. Pagliarini, "Compound convective heat transfer enhancement in helically coiled wall corrugated tubes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 59, no. 1, pp. 353–362, Apr. 2013.

[95] F. Bozzoli, L. Cattani, and S. Rainieri, "Effect of wall corrugation on local convective heat transfer in coiled tubes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 101, pp. 76–90, Oct. 2016.

[96] C. Zhang, D. Wang, S. Xiang, Y. Han, and X. Peng, "Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 113, pp. 332–341, Oct. 2017.

[97] Y. Li, J. Wu, H. Wang, L. Kou, and X. Tian, "Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Helical Tubes Cooperating with Spiral Corrugation," *Energy Procedia*, vol. 17, pp. 791–800, Jan. 2012.

[98] *ANSYS Fluent User's Guide*, 15th ed. Canonsburg, PA 15317, 2013.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: safakkirkar@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. S. M. Kirkar, K. Iren, A. Gonul, A. Celen, and A. S. Dalkilic, "Numerical Investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of helically coiled heat exchangers," in *World Energy Strategies Congress and Exhibition (WESCE'19)*, 2019, pp. 187–194.