

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**KORUGE YÜZEYLİ DÜZ ESNEK METAL HORTUMLARDA
BASINÇ DÜŞÜMÜ VE ISI TRANSFERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Zeynep Merve ALPARSLAN
503181124**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Güneş

AĞUSTOS, 2023

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**KORUGE YÜZEYLİ DÜZ ESNEK METAL HORTUMLARDA
BASINÇ DÜŞÜMÜ VE ISI TRANSFERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Zeynep Merve ALPARSLAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Güneş

AĞUSTOS, 2023

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503181124 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Zeynep Merve ALPARSLAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Koruge Yüzeyli Düz Esnek Metal Hortumlarda Basınç Düşümü Ve Isı Transferinin Araştırılması” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Sabiha YILDIZ**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCIS
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 29.08.2023
Savunma Tarihi : 25.08.2023



Kızım AİŞE'ye



ÖNSÖZ

Sanayi ve üniversite iş birliği içerisinde gerçekleştirmiş olduğum proje sürecinde nümerik analiz çalışmalarım için paket yazılım programı sağlaması, deney düzeneğinin oluşturulması, örnek numunelerin temin edilmesi, teknik konulardaki tecrübe aktarımları ve motive edici desteklerinden dolayı Ayvaz A.Ş. bünyesindeki Ar-Ge merkezinde görev alan genel müdürüm Salih YAVUZ'a ve bölüm müdürüm İlker COŞAR'a teşekkür ederim.

Teorik desteklerini esirgemeyen tez danışmanım İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı öğretim üyesi Prof. Dr. Hasan Güneş'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ar-Ge merkezinde proje danışmanı olarak görev alan Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı öğretim üyesi Prof. Dr. Sabiha Yıldız'a deney düzeneğinin kurulmasında, analiz çalışmalarının yapılmasında ve teorik bilgi aktarımında tecrübelerini benimle paylaştığı, yol gösterici olup ufkumu açtığı için çok teşekkür ederim.

Çalıştığım Ar-Ge departmanında bana teknik, teorik ve manevi desteği bulunmuş tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Doğduğum günden beri sevgisini, emeğini benden esirgemeyen, her aldığım kararda arkamda duran annem Münire'ye, babam Atilla'ya, abim Oğuzhan'a ve kardeşim Melike'ye sonsuz sevgiler ve teşekkürler. En önemlisi bu zorlu süreçte bana fazlasıyla sabır gösteren ve hatta küçük yaşına rağmen destek olan biricik kızım Aişe'ye tüm teşekkürlerin toplamını bir borç bilirim.

Ağustos 2023

Zeynep Merve Alparslan
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	x
SEMBOLLER	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xvi
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1.GİRİŞ.....	2
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması.....	3
1.3 Hipotez	12
2. HAD ÇALIŞMALARI.....	13
2.1 Sayısal Modelleme	13
2.1.1 Yapılan kabuller	13
2.1.2 Yönetici denklemler	14
2.2 Geometrinin Oluşturulması	15
2.3 Çözüm Ağının Oluşturulması.....	17
2.4 Analizlerin Kurulması ve Çözüm Ağından Bağımsızlık Analizleri.....	19
2.4.1 Düz boru hidrodinamik ve ısı transferi analiz sonuçlarının korelasyonlarla doğrulanması.....	20
2.5 Basınç Kaybı Ölçümü İçin Deneysel Çalışmalar	23
2.5.1 Deney ön hazırlık adımları.....	24
2.5.2 Sistem tasarımı.....	24
2.5.3 Ölçüm cihazları.....	26
2.5.4 Kalibrasyonlar.....	27
2.5.5 Deneyin yapılışı.....	27
2.5.6 Sonuçların toplanması ve düzenlenmesi.....	28
2.5.7 Sonuçların karşılaştırılması ve yorumlanması.....	28
2.6 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	30
2.6.1 PB hortum ile eşit yüzey alanlı ve boğum derinlikli 1BS, 2BS ve 3BS hortum analiz sonuçları	31
2.6.2 PB hortum ile yüzey alanı eşit, hatve ve boğum derinliği farklı 1BS, 2BS ve 3BS hortumların analiz sonuçları	37
2.6.3 Boğum derinlikleri farklı 1BS hortumların analiz sonuçları.....	42
2.6.4 Boğum derinlikleri aynı başlangıç sayıları farklı 1BS, 2BS ve 3BS hortumların analiz sonuçları.....	45
2.6.5 Boğum derinlikleri farklı 2BS hortumların analiz sonuçları.....	50
2.6.6 Boğum derinlikleri farklı 3BS hortumların analiz sonuçları.....	54
3.SONUÇ VE ÖNERİLER.....	63

KAYNAKLAR	67
EKLER	70
ÖZGEÇMİŞ.....	82



KISALTMALAR

1BS	: 1 Başlangıçlı Spiral
2BS	: 2 Başlangıçlı Spiral
3BS	: 3 Başlangıçlı Spiral
PB	: Paralel Boğumlu
Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı
SST	: Kayma Gerilmesi Taşınımı
PEC	: Performans Değerlendirme Kriteri (Performance Evaluation Criteria)
TEF	: Thermal Enhancement Factor (Termal İyileştirme Faktörü)



SEMBOLLER

C_f	: Fanning sürtünme katsayısı
f	: Sürtünme faktörü
h	: Isı taşınım katsayısı
ρ	: Yoğunluk
D_i	: İç çap
D_o	: Dış çap
p	: Hatve
e	: Boğum derinliği
τ_s	: Kayma gerilmesi
μ	: Dinamik Viskozite
A_s	: Yüzey alanı
A_c	: Akım kesit alanı
ΔP	: Basınç farkı
C_p	: Özgül ısı
V	: Hız
D_h	: Hidrolik Çap
k	: Isı iletim katsayısı
$L_{h,turb}$	: Türbülanslı akış için hidrodinamik gelişme uzunluğu
y^+	: Boyutsuz duvar mesafesi
T_s	: Yüzey sıcaklığı
$\dot{W}$	: Pompa gücü
Q	: Debi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1: Bir başlangıçlı oluklu boruların geometrik parametreleri (Vicente, 2003)	8
Çizelge 2.1: Metal boru / hortum geometrelerin yan ve ön görünüşleri.....	16
Çizelge 2.2: Metal boru / hortum geometrik boyutları	17
Çizelge 2.3: Düz boru ve koruge hortumların ağ örgü yapıları.....	18
Çizelge 2.4: Kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri	19
Çizelge 2.5 : Düz boru için analiz sonuçları.....	20
Çizelge 2.6 : Sürtünme faktörü için korelasyonlar (Bejan, 2013), (Çengel, 2008) ...	20
Çizelge 2.7 : f için analiz ve korelasyon karşılaştırması ve % hata verileri	21
Çizelge 2.8 : Nusselt sayısı için korelasyon tablosu (Bejan, 2013).....	22
Çizelge 2.9 : Nu için analiz ve korelasyon karşılaştırması ve % hata verileri.....	22
Çizelge 2.10 : Deneysel çalışmaları yapılan boru ve hortumların geometrik parametreleri.	27
Çizelge 2.11 : Düz boru, PB ve 1BS için deneysel, numerik karşılaştırma.	28
Çizelge 2.12 : Isı transferi yüzey alanları ve boğum derinlikleri PB hortum ile aynı, hatveleri farklı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri..	31
Çizelge 2.13 : PB hortum için analiz sonuçları	32
Çizelge 2.14 : 1BS hortum için analiz sonuçları	32
Çizelge 2.15 : 2BS hortum için analiz sonuçları.	32
Çizelge 2.16 : 3BS hortum için analiz sonuçları	33
Çizelge 2.17 : PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların pompa gücü	37
Çizelge 2.18 : Isı transferi yüzey alanları PB hortum ile aynı, hatveleri ve boğum derinlikleri farklı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri	38
Çizelge 2.19 : 1BS hortumun analiz sonuçları	38
Çizelge 2.20 : 2BS hortumun analiz sonuçları	39
Çizelge 2.21 : 3BS hortumun analiz sonuçları	39
Çizelge 2.22 : 1BS hortumun geometrik parametreleri	42
Çizelge 2.23 : 1BS, e=2.1 mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları.....	42
Çizelge 2.24 : 1BS, e=3.1 mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları.....	43
Çizelge 2.25 : 1BS, e=3.525 mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları....	43
Çizelge 2.26 : Boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri	46
Çizelge 2.27 : Boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS hortumun analiz sonuçları.....	46
Çizelge 2.28 : Boğum derinliği 2.1 mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.....	46
Çizelge 2.29 : Boğum derinliği 2.1 mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.....	47
Çizelge 2.30 : Boğum derinlikleri farklı hatveleri eşit 2BS hortumların geometrik parametreleri.	50

Çizelge 2.31 : Boğum derinliği $e=2.1$ mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.....	50
Çizelge 2.32 : Boğum derinliği $e=3.4$ mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.....	51
Çizelge 2.33 : Boğum derinlikleri farklı 3BS hortumun geometrik parameterleri....	54
Çizelge 2.34 : Boğum derinliği $e=2.1$ mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.....	55
Çizelge 2.35 : : Boğum derinliği $e=3.475$ mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.....	55
Çizelge 2.36 : Reynold sayısı 40000 için PB hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.....	59
Çizelge 2.37 : Reynold sayısı 40000 için 1BS hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.....	60
Çizelge 2.38 : Reynold sayısı 40000 için 2BS hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.....	61
Çizelge 2.39 : Reynold sayısı 40000 için 3BS hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.....	62





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Bir başlangıçlı oluklu borunun geometrik gösterimi (Vicente, 2003).....	8
Şekil 1.2: Basınç düşümü ve ısı transferi ölçümü için deney düzeneği (Vicente, 2003).....	9
Şekil 1.3: f-Re grafiği (Zimparov, 2002).....	10
Şekil 1.4: Deney düzeneği (Ganeshan, 1982).....	11
Şekil 2.1: f sürtünme faktörünün nümerik analiz ve kolerasyon karşılaştırması.....	21
Şekil 2.2: Nusselt sayısı için nümerik analiz ve kolerasyon karşılaştırması.....	23
Şekil 2.3 : (a) Paralel boğumlu hortum numunesi, (b) 1BS hortum numarası	24
Şekil 2.4 : (a) Deney düzeneği şeması (b) Deney düzeneği.....	25
Şekil 2.5: (a) Smart fark basınç ölçer, (b) Debimetre, (c) USB veri toplayıcı	26
Şekil 2.6: Düz boru için deneysel – analiz basınç düşümü karşılaştırma.....	29
Şekil 2.7: PB hortum için deneysel – analiz basınç düşümü karşılaştırma.....	29
Şekil 2.8: 1BS hortum için deneysel – analiz basınç düşümü karşılaştırma.....	30
Şekil 2.9: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun basınç düşüm grafiği.....	33
Şekil 2.10:PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun f sürtünme faktörleri.....	34
Şekil 2.11:PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun Nusselt sayıları.....	34
Şekil 2.12: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların çıkış sıcaklıkları	35
Şekil 2.13: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların PEC grafiği.....	36
Şekil 2.14: PB,1BS, 2BS ve 3BS hortumun pompa gücünün debiyle değişimi	37
Şekil 2.15: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi	39
Şekil 2.16: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun Nu sayısının Re ile değişimi.....	40
Şekil 2.17: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi	40
Şekil 2.18: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi	40
Şekil 2.19: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi	41
Şekil 2.20: Boğum derinliğine göre 1BS hortumun sürtünme faktörünün Re ile değişimi	44
Şekil 2.21: Boğum derinliğine göre 1BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi.....	44
Şekil 2.22: Boğum derinliğine göre 1BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi... ..	45
Şekil 2.23: Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların f sürtünme faktörünün Re ile değişimi	47
Şekil 2.24: : Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların Nu sayısının Re ile değişimi	48
Şekil 2.25: Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların PEC sayısının Re ile değişimi	48
Şekil 2.26: : Boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümlerinin Re ile değişimi	49
Şekil 2.27: Boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların çıkış sıcaklığının Re ile değişimi	49
Şekil 2.28: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi	51

Şekil 2.29: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi	52
Şekil 2.30: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi	52
Şekil 2.31: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi	53
Şekil 2.32: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi	53
Şekil 2.33: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi	56
Şekil 2.34: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi	56
Şekil 2.35: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi	57
Şekil 2.36: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi	57
Şekil 2.37: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi	58



KORUGE YÜZEYLİ DÜZ ESNEK METAL HORTUMLARDA BASINÇ DÜŞÜMÜ VE ISI TRANSFERİNİN ARAŞTIRILMASI

ÖZET

Enerji kaynaklarının hızla tüketiliyor olması birçok sektörü bu hususta önlemler almaya ve iyileştirmeler yapmaya teşvik etmiştir. Isı değiştiricilerinin tasarımının iyileştirilmesi de enerji verimliliğine katkı sağlayacak önemli hususlardan biridir. Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak amacıyla çeşitli tiplerde borular kullanılmaktadır. Mevcut olan çalışmalarda mikro kanatlı borular, paralel boğumlu borular, spiral boğumlu hortumlar gibi ısı transferini artırmak üzere çeşitli borular kullanılmaktadır. Boyler kazanlarının ısı değiştiricilerinde esnek metal hortumlar kullanılmakta olup ısı performansının artırılması amaçlanmaktadır. Esnek metal hortumlar paralel boğumlu ve spiral boğumlu olarak imal edilmektedir. Bu hortumların boyler kazanlarındaki ısı değiştiricilerinin performanslarını artırmak için parametrik bir çalışma yapılması gerekmektedir. Bu çalışmanın konusunu oluşturan çok ağızlı spiral boğumlu esnek metal hortumun geometri parametreleri olan boğum hatvesi, boğum derinliği ve hidrolik çap ve spiral boğumların başlangıç sayıları değiştirilerek nümerik analizler yapılarak bu parametrelerin ısı transferine etkisi araştırılmıştır.

Metal hortum özellikleri olarak; 1 m boyunda pürüzsüz yüzeyle düz boru, paralel boğumlu, bir, iki ve üç başlangıç sayılı spiral boğumlu düz hortumların 5.4-19.5 mm hatve aralığında, 24.2 mm, 25 mm ve 26,2 mm hidrolik çaplarda ve 2.1-3.525 mm boğum derinliği değerleri aralığında ele alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen basınç düşümü, f sürtünme faktörü ve Nusselt sayıları hesaplanmıştır ve sonuçlar düz boru sonuçlarıyla kıyaslanarak irdelenmiştir.

Yapılan nümerik analizlerde girişe akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olması için, hidrolik çapın yaklaşık 10 katı uzunluğa sahip 300 mm pürüzsüz düz boru ve yine çıkışa 300 mm pürüzsüz düz boru yerleştirilmiştir. Metal hortum içinden geçen akış tek fazlı olup akışkan sudur, akışkan özellikleri ele alınırken ortalama 25 °C sıcaklık kabul edilmiştir. Sınır şartları olarak giriş ve çıkıştaki pürüzsüz düz borular adyabatik kabul edilip, ısı transferi ve basınç düşümlerinin araştırıldığı 1 m uzunluğunda olan pürüzsüz düz boru, paralel ve spiral boğumlu düz hortumların sabit 70 °C yüzey sıcaklığında olduğu varsayılmıştır. Çıkış basıncı atmosferik olup, giriş hızları türbülanslı akış şartlarını sağlayan 10000, 20000, 30000, 40000, 50000 Reynolds sayıları için hesaplanmıştır. Girişteki akışkan sıcaklığı 15 °C 'dir. Nümerik çalışmalar, sonlu hacimler yöntemini kullanarak sayısal çözümlemeler yapan ve birçok mühendislik uygulamasında tercih edilen ANSYS Fluent yazılım programının 2022 R1 versiyonu ile yapılmıştır.

Nümerik çalışmaların doğruluğunu göstermek adına bir deney düzeneği kurulmuştur. Pürüzsüz düz boru, paralel boğumlu hortum ve 1 başlangıçlı spiral hortum için kurulan düzeneğe, amaçlanan Reynolds değerlerine karşılık gelen hızlar için debiler belirlenmiş ve bu değerler debimetrede ayarlanmıştır. Ayrıca bir smart fark basınç ölçer aracılığıyla incelenen hortumların giriş ve çıkışındaki basınç farkı $\pm 0,075 FS$ hassasiyetle ölçülmüştür. Veriler anlık olarak veri toplayıcı cihaz kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Simülasyon sonuçlarıyla deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.



INVESTIGATION OF PRESSURE DROP AND HEAT TRANSFER IN STRAIGHT FLEXIBLE METAL HOSES WITH CORRUGATED SURFACE

SUMMARY

The rapid consumption of energy resources has encouraged many sectors to take measures and make improvements in this field. Improving the design of heat exchangers is one of the important issues that will contribute to energy efficiency. Various methods are used to increase heat transfer in heat exchangers. Heat transfer enhancement can be done by active and passive methods. Active methods may consist of external effects such as electrostatic fields, magnetic fields, fluid vibration, surface vibration. Passive methods have a wide range of applications. Examples of these are roughened surfaces, extended surfaces of heat transfer, turbulators placed in the flow, systems such as helical tubes. These systems increase the heat transfer surface area and contribute to the formation of turbulent movements in the fluid. However, in addition to these, they also bring pressure losses.

Therefore, when we need to evaluate energy efficiency, i.e. thermal performance, pressure drop should be taken into account just like heat transfer. In order to evaluate these two parameters together, the PEC value, which calculates the improvement in heat transfer at the same fluid pumping power, is widely used in existing studies. The PEC value is expressed as the power of $(1/3)$ of the ratio of Nu and f values for pipes with improved heat transfer surface geometry to Nu and f values in the smooth straight pipe.

In the existing studies, various pipes are used to increase heat transfer such as micro finned pipes, parallel corrugated pipes, spiral corrugated pipes. Flexible metal hoses are used in the heat exchangers of boilers and it is aimed to increase the thermal performance. Flexible metal hoses are manufactured as parallel corrugated and spiral corrugated.

A parametric study is required to improve the thermal performance of these hoses in heat exchangers in boilers. The effect of these parameters on heat transfer was investigated by numerical analysis by varying the geometry parameters of the flexible metal hose with multi-nozzle spiral groove, groove pitch, groove height and hydraulic diameter and the initial number of spiral grooves, which are the subject of this study. Numerical analyses were carried out for 1 m long smooth surface straight pipe, parallel groove, spiral groove straight hoses with one, two and three initial numbered spiral knuckles at pitch ranges of 5,4 mm, 5,8 mm and 6,5 mm, hydraulic diameters of 24,2 mm, 25 mm and 26,2 mm and groove heights of 2,1 mm, 3,1 mm, 3,225 mm, 3,475 mm and 3,525 mm. Based on the pressure drop and heat convection coefficient h, the friction factor f and Nusselt numbers are calculated and the results are compared with the straight pipe results.

In these numerical analyses, 300 mm pipes with a length of about 10 times the hydraulic diameter were placed at the inlet and outlet to provide full hydraulic development. The flow through the hose is single-phase, the fluid is water, and an average temperature of 25 °C is assumed for the fluid properties. As boundary conditions, the inlet and outlet pipes are assumed to be adiabatic and the smooth

straight pipe, parallel and spiral corrugated straight hoses are assumed to have a constant surface temperature of 70 °C. The outlet pressure is atmospheric and the inlet velocities are 10000, 20000, 30000, 40000, 50000 Reynolds numbers which provide turbulent flow conditions. The fluid temperature at the inlet is 15 °C. Numerical studies were carried out with the 2022 R1 version of the ANSYS Fluent package software program, which performs numerical analysis using the finite element method and is preferred in many engineering applications.

In turbulent flow problems, the use of SST k- ω turbulence model for internal flows with corrugated surface structure is recommended in the literature. In this study, SST k- ω turbulence model is used. In addition, PRESTO (PREssure Staggering Option) model was used as the pressure model suitable for rotational flow.

The first grid cell of the viscous sublayer was assumed to be $y^+ \approx 1$. For this purpose, the first layer thickness calculation was done by choosing correlation. The polyhedral element type was chosen in order to reduce the number of elements in the solution mesh and to reach the solution in a shorter time. In the analyses in this study, the skewness value of the solution mesh is maximum 0,8 and the orthogonal quality is minimum 0,2. The continuity, momentum and energy convergence of the solutions in the analysis were around 10^{-5} .

In order to verify these studies, an experimental setup was established. In the setup for smooth straight pipe, parallel corrugated hose and 1-start spiral corrugated hose, the velocities corresponding to the intended Reynolds numbers were controlled using a flowmeter. In addition, a smart differential pressure gauge was used to measure the pressure difference at the inlet and outlet of the geometries with an accuracy of $\pm 0,075\%$ FS (Full Scale). The data was instantaneously transferred to a computer using a data logger device. For Reynolds numbers 20000, 30000, 40000 and 50000, a total of 40 measurements were taken in 10 minutes with a frequency of 15 seconds and average results were obtained. The simulation results were compared with the experimental results and it was seen that the f Darcy friction factors were compatible. Friction factors were obtained experimentally at the same Reynolds numbers to verify the accuracy of the analysis results for hoses with parallel grooves and spiral grooves with 1,2,3 starts. It was observed that there was a maximum difference of 0,04 between the results of numerical analysis and experimental friction factors.

Firstly, the friction factor is calculated from the pressure losses and its variation with Reynolds number is presented in graphs. Taking straight pipe results as reference, friction factors for straight hose with parallel grooves and straight hose with spiral grooves with 1, 2 and 3 starts are compared with each other. Considering only the number of starts, the variation of friction factors with Reynolds number is presented, keeping other parameters constant. For a 1-start spiral hose with groove heights between 2,1 – 3,525 mm, the variation of friction factors with Reynolds number is presented graphically. The variations of the friction factors of 1 and 3 start spiral hoses with the same heat transfer surface areas as the parallel groove hose, the same groove heights, the same pipe lengths, and different pitch intervals due to the number of starts, with the Re number are presented graphically.

In order to show the superiority of 1, 2, 3-start spiral hoses and parallel corrugated hoses over straight pipe in terms of heat transfer, Nusselt numbers were calculated using heat convection coefficients from the analysis results. The variations of Nusselt numbers with Reynolds number are presented as graphs. Taking the straight pipe results as reference, the heat transfer for straight hose with parallel corrugated and straight hose with spiral corrugated with 1, 2, 3 starts are expressed as Nu number and compared with each other. Keeping all geometrical parameters of 1, 2 and 3 start spiral

hoses the same, the variation of Nu numbers with Re number is presented. In the 1-start spiral hose, the variation of Nu numbers with Reynolds number is presented graphically for the case where the corrugated heights are in the range of 2,1 – 3,525 mm. The variations of Nu numbers with Re number for the 1 and 3 starter spiral corrugated hoses, which have the same heat transfer surface areas as the parallel corrugated hose, the same corrugated heights, the same pipe lengths, and different pitch intervals due to the number of starters, are presented graphically. In general, Nu numbers increased as the number Re increased. In 2-start spiral hoses, keeping all parameters the same, the change depending on the groove height was examined and the results showed that the friction factor increases with groove height in the same way as the 1-start spiral hose, while the Nu number also increases.

In this study, it is aimed to increase heat transfer by using spiral corrugated hoses and parallel corrugated hoses in boilers. However, due to the increase in pressure losses, the PEC number, which takes into account the pressure drop together with heat transfer in the thermal performance evaluation, was used in this study. In general, the PEC value decreased as the Reynolds number increased. This is because although the Nusselt number increases, this increase is less than the pressure drop. For this reason, at Reynolds number 10000, the PEC value of spiral corrugated hoses with low knuckle height exceeded 1, while the PEC value of spiral corrugated hoses with high groove height remained below 1. When the PEC values of the spiral corrugated hoses with the same number of starts are ranked from the lowest to the highest, the spiral corrugated hose with the highest PEC value is the one with the lowest groove height and the spiral corrugated hose with the highest groove height is the one with the lowest PEC value.

1.GİRİŞ

Isı değiştiricilerde ısı geçişi farklı boru yüzey geometrileri kullanılarak iyileştirilebilir. Bu alışmada kullanılan koruge borular esnek metal hortumlardır. “Bu tip hortumlar, basınca dayanıklılığı ve elastik yapısından dolayı buhar, su, yağ ve gaz sistemlerinde kullanılabilirler. Kullanım amaçlarından bazıları; sıvıların taşınması, montaj kolaylığı, titreşim ve genleşmelerin soğurulmasıdır. Emniyetli yapılarından dolayı ısıtma, soğutma, havalandırma, iklimlendirme sistemleri, doğalgaz sistemleri, kazan bağlantıları, kimya ve petrokimya tesisleri, gemi inşa ve sondaj tesisleri, uçak sanayisi, gıda işletmeleri gibi geniş kullanım alanına sahiptir. Koruge yapısıyla düz boruya göre hem esnek hem de geniş yüzey alanına sahip olduğu için kazanlarda ısı değiştirici olarak esnek metal hortumların kullanımı hem bükülebilme hem de ısı transferi yüzey alanının artmasından dolayı oldukça avantajlıdır. (Ayvaz, <https://www.ayvaz.com/urunler/12-orgusuz-Hortum.html>). Sanayide kullanılan kazan hortumları paralel boğumlu yapıdadır. Spiral oluklu yapıda oluşan ikincil akışın ve girdap akışlarının duvara yakın ve hatta olukların etrafında dağılım göstermesinden dolayı akış ayrılmaları, tekrar bağlanmaları gibi durumlar termal sınır tabakanın kalınlığını azaltabilir ve bu durum akışın karışımını artırıcı etki sağlayarak ısı transferini artırıcı etki yapabilir (Kongkaitpaiboon, 2019).

1.1 Tezin Amacı

Düz boru referans alınarak çalışmaları gerçekleştirilen tezin amacı, türbölanslı akış şartlarında koruge yapılı esnek metal hortumlardaki boğum tipinin, boğum hatvelerinin, boğum derinliğinin ve spiral boğum başlangıç sayılarının değişiminin ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini araştırmaktır. Bu doğrultuda, eşit boy uzunluğunda düz bir boru için akış ve ısı transferi analizleri gerçekleştirilmiş, deneysel veri ve korelasyonlarla karşılaştırmalar yapılmış olup, doğrulaması sağlanmıştır. Boğum tipi olarak paralel boğumlu ve spiral boğumlu hortumlar incelenmiştir. Spiral boğumlu hortumlar kendi içlerinde bir, iki ve üç başlangıçlı olarak karşılaştırılıp,

pürüzsüz düz boruya göre performansları değerlendirilmiştir. İncelenen kriterler basınç düşümü, f sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve PEC sayısıdır.

1.2 Literatür Araştırması

Isı değiştiricilerinde ısı, öncelikli olarak sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran yüzeye geçer ve daha sonra yüzeyden soğuk olan akışkana iletilir. Isı değiştiricilerinin yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı olmak üzere üç çeşidi vardır.

Bunlardan ilki olan yüzeyli ısı değiştiricilerinin bu şekilde adlandırılmasının sebebi, sistemde bulunan akışkanların birbirlerine karışmasını engelleyen boru ya da levha gibi yüzeylerin olmasından dolayıdır. Sistemde hareketli bir makine bulunmadığı için bu sistemlerden endüstride reküparatif adı ile de bahsedilebilmektedir. Sıcak akışkanın sistem içerisindeki dolgu maddelerinin üzerinden geçirilip yüzeyi ısıttığı, sonrasında yüzey üzerinden soğuk akışkanın geçirilip ısıtıldığı sistemler de dolgu maddeli ya da rejeneratör olarak adlandırılır. İçine başka bir akışkanın geçtiği boruların yerleştirildiği ve temasın olmadığı ısı değiştirici çeşitleri de vardır. Bu prensiple çalışan sistemlere de akışkan yataklı denilir. Akışkan yatağındaki tanecikler rastgele hareket ederek ısı transferini artırır (Genceli, 2017).

Literatürde ısı değiştiricileriyle ilgili bir çok çalışma mevcuttur. Isı transferini artıracak çeşitli yöntemler denenmiştir. Pasif iyileştirme metotları üzerinde ağırlıklı durulmuştur. Örneğin, Qian ve diğ. (2020), aynı hidrolik çaplı, başlangıç sayıları iki, üç, dört, beş, altı ve sekiz olan çok ağızlı spiral oluklu boruların termal ve hidrodinamik performanslarını araştırmak için nümerik çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalarda sıcaklık alanları ve ikincil akış oluşumlarını incelemiştir. 10.7 mm olan hidrolik çap, kesit alanının dört katının ıslak çevreye oranından hesaplanmıştır. Boğum derinlikleri hepsinde aynı olup 1.5 mm' dir. Çok başlangıçlı boruların hidrolik çapıyla düz boru arasında bir fark vardır ve en çok fark borudan % 4.7 daha küçük olan üç başlangıçlı spiral oluklu borudur ve boyu 2 metredir. Sayısal analiz için ağdan bağımsızlık çalışmaları yapılmış ve 1.5 milyon, 2 milyon ve 3 milyon elemanla yapılan analizler sonucu 2 milyon için ağdan bağımsızlık sağlanmıştır. Kullanılan akışkan sudur. Giriş sıcaklığı 90 °C ve belirlenen 10000 ile 40000 arasındaki Reynolds sayılarındaki hız girişleri tanımlanmış olup, duvar sıcaklığı 27 °C ve çıkış basıncı 0 Pa' dır. Giriş çıkış türbülans yoğunluğu % 5' tir. Simülasyonlarda çift hassasiyet ve basınç tabanlı çözücü

kullanılmıştır. Girdaplı akışta $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmış ve standart korelasyonlarla uyumlu çıkmıştır. Artık değerler 10^{-6} ve aşağısında çıkmıştır. Model verifikasyonu için 2 m uzunluğunda 10.7 mm çapta düz boru kullanılmış ve simülasyon sonuçları ile karşılaştırmada Darcy sürtünme faktörü için Blasius 'un f korelasyonu, Nu sayısı için Sieder-Tate 'in Nu korelasyonu kullanılmış ve sırasıyla %4.27 ile %4.82 hata olduğu görülmüştür.

Sekiz başlangıçlı spiral oluklu borunun merkezdeki hızı 4.1 m/s olup üç başlangıçlınınkinin yaklaşık 1.52 katıdır. Dört, beş ve altı başlangıçlı spiral boruların hızları ise sırasıyla 3.7 m/s, 3.57 m/s ve 3.62 m/s 'dir. Bununla beraber duvar bölgesindeki hız da diğer borulardan çok olduğu için zorlanmış ısı taşınım etkisini artırmıştır. Ancak iki başlangıçlı spiral oluklu boru, üç başlangıçlı spiral oluklu borudan daha iyi performans göstermiştir bu da demek oluyor ki başlangıç sayısının ısı transfer oranına direkt bir etkisi yoktur.

Spiral şekilde oluklandırılmış geometriden kaynaklanan eksenel hızın eşitsizliği, merkezkaç kuvvetin de eşitsizliğine sebep olmakta ve merkezdeki akışkana daha fazla merkezkaç kuvveti etki etmekte ve sonuçta merkez bölgedeki akışkan daha düşük hızda olup duvara yakın bölgeye doğru akışkan itilmektedir. Bu durum ana akışa dik ikincil bir akışın varlığına sebep olmaktadır. Bu durum ısı transferinde artışa sebep olmaktadır. Ancak bir yandan akış direncinin de artması anlamına gelmektedir. Üç başlangıçlı spiral oluklu borunun eksenel hız dağılımı yönünden diğer spiral borular kadar iyi performansa sahip olmadığı görülmüştür.

Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalma eğilimine girmiştir. Simülasyon sonuçlarına bakılınca sekiz başlangıçlının daha az akış direncine sahip olduğu görülmüştür. Düz boruya göre 1.52 ile 1.75 kat arasında değişirken diğer spiral borular düz boruya göre 1.68 ile 1.9 kat daha fazla akış direncine sahiptir. Sekiz başlangıçlı borunun ısı transfer performansı altı başlangıçlıya göre 0.1, iki başlangıçlıya göre 0.65 oranında daha yüksek çıkmıştır (Qian ve diğ., 2020).

Promthaisong ve diğ. (2016), yaptığı çalışmada iki başlangıçlı spiral oluklu boru geometrisinin Reynolds sayısının 5000 ile 20000 aralığındaki, oluk derinliği oranı DR (e/D) 'nin 0.02 ile 0.16 aralığındaki, hatve oranı PR 'nin 0.1 ile 1 aralığındaki parametrelerin ısı transferine ve basınç düşümüne etkileri gözlemlenmiştir. Karakteristik boru çapı 0.05 m 'dir. Duvara yakın bölgelerde dört yüzlü ve altı yüzlü

ağ yapısı kullanılmıştır. Sınır tabakada içindeki ısı transferi ve akış özellikleri hassas bir şekilde incelenmesi gerektiği için boyutsuz sınır tabakanın ilk kalınlığı olan y^+ değerinin yaklaşık olarak 1 olması sağlanmıştır. Kullanılan akışkan sıkıştırılmaz havadır. Bu çalışmadan çıkarılan sonuç ısı transferini artırmak için optimum geometri $DR = 0.08-0.1$ ve $PR = 0.2-0.25$ aralığındadır ancak ısı transferi 0.75–2.35 kat artarken basınç kaybı 1–24 kat artmıştır. En yüksek TEF sayısının 1.16 olduğu $DR = 0.06$ ve $PR = 0.25$ değerleri $Re = 5000$ 'de elde edilmiştir (Promthaisong ve diğ., 2016).

Benzer şekilde Kongkaitpaiboon ve diğ. (2019), 2 ile 5 başlangıç sayıları aralığında ve derinlik oranları ($DR = e/D$) 0.02 ile 0.16 aralığında 0.02 şer aralıklarla artan, sabit ve 1.5 oluk hatve oranına sahip spiral oluklu boruların 5000, 8000, 14000 ve 20000 Reynolds sayılarında ısı transferi, basınç düşümü ve ısıl iyileştirme faktörü (TEF) karşılaştırmalarını düz boruyu referans alarak gerçekleştirmiştir. Düz borunun çapı 50 mm 'dir ve spiral oluklu boruların hidrolik çapıyla aralarındaki fark yok denecek kadar azdır. Akışkan havadır. Giriş sıcaklığı 27 °C olup ve sabit 600 W/m² ısı akısı uygulanmıştır. Basınç tabanlı çözüm için yarı kapalı SIMPLE algoritması, tüm yürütücü denklemlerin ayrıklaştırması için QUICK şeması kullanılmıştır ve yakınsama kriteri artık değerler 10⁻⁵. Sonlu elemanlar metodu kullanılan nümerik analiz için yaklaşık 350000, 500000 ve 650000 eleman sayısında ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. 500000 civarı eleman sayısında ihmal edilebilir sapmalar görülmüştür. Realizable k- ϵ ve SST k- ω modelleri ile nümerik analizler gerçekleştirilmiş, korelasyonlarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Sonuçlar Realizable k- ϵ modeliyle daha uyumlu bulunmuştur. Nümerik çalışmaların sonuçları göstermiştir ki spiral oluklu boruların merkez bölgesinde ana girdap akışları, boru duvarına yakın bölgelerde de ısı geçişine olumlu etki sağlayan ikincil girdap akışları oluşmuştur. Spiral boruların kesitlerinden alınan f, Nusselt ve TEF değerleri karşılaştırıldığında 4 başlangıçlı borunun en yüksek Nusselt değerine sahip olduğu, 2 ve 3 başlangıçlı spiral boruların en düşük değerde kaldığı görülmüştür ve düşük girdap akışı kaynaklı olduğu düşünülmüştür. Spiral oluklu boruların Nusselt sayıları ve TEF değerlerinin düz dairesel boruya göre 0.82 ile 2.16 katı ve 0.66 ile 1.2 katı arasında değiştiği görülmüştür. Ancak en yüksek TEF değeri olan 1.2, $Re = 5000$ 'de 0.08 derinlik oranında, spiral başlangıç sayısı 4 olan boru kullanılarak elde edilmiştir.

Qian ve diğ. (2018), altı başlangıçlı spiral oluklu borunun ısı transferi ve akış direncini incelemişlerdir. Amacı literatürde sıkça karşılaşılan altı başlangıçlı spiral oluklu borunun oluk hatvesinin, oluk derinliğinin değişimine göre ısı verimlilik açısından optimum geometri parametresini yakalamaktır. Bunun için 600 mm boyu olan, oluklu borunun dış çapı 27 mm olan ve silindirik duvar dış çapı 35 mm olan bir geometri seçilmiştir. Oluk derinlik oranı 0.35 iken hatve oranı 3.07 ile 4.17 arasında değişen, oluk derinlik oranı 0.16 ile 0.39 arasında değişen ve eşdeğer çapı 9.61mm ile 11.45 mm arasında değişen birçok parametrenin nümerik analizini gerçekleştirilmiş ve $\pm \%7$ hata payıyla Nu ve f için korelasyon geliştirilmiştir. Sayısal analiz için sonlu farklar yöntemini kullanan Ansys-Fluent programını kullandı. Elemanlar 1.2 mm ölçüsünde dört yüzlü ağ yapısındaydı. Reynolds sayısının 10000 ile 60000 aralığındaki değerleri için giriş sınır şartı hız girişi ve sıcaklığı 300 K, çıkış sınır şartı 0 Pa basınç çıkışı, duvara kaymama koşulu, silindirik duvarın sıcaklığı sabit 300 K, spiral oluklu duvarın dış yüzey sıcaklığı 363 K 'dir. Akışkan su olup termofiziksel özellikleri; yoğunluk 998.2 kg/m³, özgül ısı 4182 J/kg.K, termal iletkenlik 0.6 W/m.K ve viskozite 1006 mPa.s 'dir. Analizlerde realizable k-ε modelini, basınç ve hızı birlikte çözmek için SIMPLE algoritmasını, momentumu, türbülanslı kinetik enerjiyi, türbülanslı dağılım oranını ve enerji denklemlerinin tümünü ikinci dereceden ileri gidişli şema kullanılmıştır. Yaptığı analizlerin güvenilirliğini doğrulamak için 8 mm çaplı 600 mm uzunluklu pürüzsüz düz boru ile sayısal analizler gerçekleştirdi ve elde ettiği f ve Nusselt değerlerini ampirik formüllerle karşılaştırdı. Sürtünme faktörü f için (1.1) ve Blasius'un (1.2) numaralı denklemlerini, Nusselt için (1.3) ve Sieder Tate'nin (1.4) numaralı denklemleri ni kullandı.

$$f = \frac{2d \Delta P}{\rho V^2 l} \quad (1.1)$$

$$f = 0.3164 Re^{(-1/4)} \quad (1.2)$$

$$Nu = hd/k \quad (1.3)$$

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{(1/3)} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1.4)$$

Nusselt için bağıl hata %4.53, f için bağıl hata %4.86 olarak hesaplandığından simülasyon sonuçlarının güvenilir olduğu gösterilmiştir. Parametrik çalışmalar

sonucunda altı başlangıçlı spiral bir borunun Nusselt sayısı düz boruya göre 1.17 ile 1.48 kat arttı, f sürtünme faktörü düz boruya göre 3.67 ile 9.9 kat arttı. Aynı geometrik şartlarda Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının değeri artarken akış direnci azaldı. Hatve arttıkça Nusselt ve f değeri azaldı. Sonuç olarak geliştirilen korelasyonlar (1.5) ve (1.6) numaralı denklemlerle ifade edilmiştir. Geçerlilik aralıkları $3.06 < p/d < 4.17$, $0.16 < e/d < 0.39$, $10000 < Re < 60000$ ve $60 < L/d$ şeklindedir. Burada p/d hatve oranı, e/d derinlik oranı ve L/d uzunluk oranıdır.

$$Nu = 0.0390 \left(\frac{p}{d}\right)^{-0.0619} \left(\frac{e}{d}\right)^{-0.0427} Re^{0.8656} \quad (1.5)$$

$$f = 5.2527 \left(\frac{p}{d}\right)^{-1.0190} \left(\frac{e}{d}\right)^{0.5965} Re^{-0.1350} \quad (1.6)$$

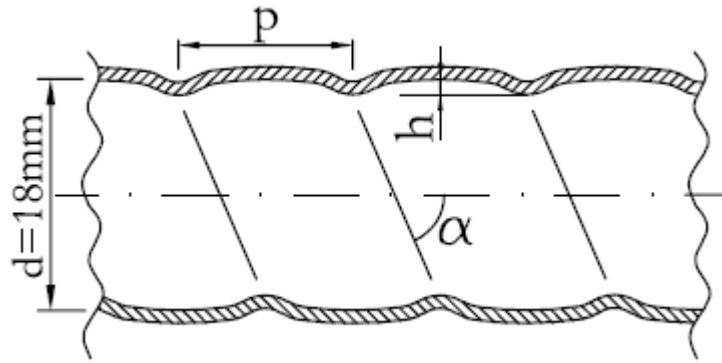
Siriwan ve diğ. (2021), beş başlangıçlı spiral oluklu borunun oluk derinlik oranı 0.02 ile 0.16 arasında değişen ve sabit 0.1 hatve oranındaki, Reynolds sayısının 5000 ile 20000 aralığındaki konfigürasyonlarında çalışmıştır. Akışkan, havadır. Karakteristik uzunluk 0.05 m’ dir. Vorteks akışlı ve çapraz akışlı iki tip spiral boru üzerinde çalışılmış olup çapraz akışlı için sabit derinlik oranı 0.06 ve 1 ile 2.5 arasında değişen hatve oranlarındaki konfigürasyonlar incelendi. Hava, 300 K ‘de sabit kütleli debiyle boruya girmiştir. Havanın fiziksel özelliklerinin sabit kaldığı varsayılmıştır. Duvarda kaymama koşulu vardır ve 600 W/m^2 sabit ısı akısı uygulandı. Viskoz alt katmanda momentum ve sıcaklık önemli ölçüde değiştiği için $y^+ \cong 1$ uygulandı. Akışkan için sıkıştırılmaz akış uygulandı, akış ve ısı transferi üç boyutludur, sadece taşınım ile ısı transferi dikkate alındı ve gövde kuvveti göz ardı edildi. Ağ yapısı altı yüzlü elemanlardan oluşup 100000, 200000, 300000, 500000, 700000, 900000 eleman sayısında analizler yapıp ağdan bağımsızlık 500000 ‘de sağlandı. Validasyon için gerçekleştirilebilir $k-\epsilon$ modeli kullanıldı. Korelasyon karşılaştırmaları yapıldığında f ve Nu için sırasıyla yaklaşık %10 ve %6 sapma sağlamıştır. Çalışılan aralıkta görülmüştür ki beş başlangıçlı spiral oluklu boru girdap akışı oluştururken vorteks akışlı oluklu boru çift girdap akışı oluşturup, beş başlangıçlı çapraz oluklu boru ise çoklu girdap akışları oluşturarak akışkanın boru içinde karışmasını ve böylece akışkan ile yüzey arasındaki ısı transferini artırmaya katkı sağlar. Beş başlangıçlı spiral oluklu boru için optimum TEF değeri $PR=1$ için $DR=0.6$ ’da sağlanmıştır. Beş başlangıçlı

vorteks akışlı oluklu boru ve beş başlangıçlı çapraz oluklu boru, Nu/Nu_0 değerlerini beş başlangıçlı oluklu borudan sırasıyla %51.5-118.6 ve %15.6-86.1 ve TEF için sırasıyla %37.8-90.8 ve %12.6-66.9 civarında daha yüksek sağlamıştır. $DR=0.06$, $PR=1.5$ ve $Re=5000$ 'de yaklaşık 2.07 ile en yüksek TEF'i sağlaması nedeniyle, önerilen durum beş başlangıçlı vorteks akışlı oluklu boru olmuştur.

Vicente ve diğ. (2003), oluklu borularda ısı transferi ve sürtünme etkilerini su ve etilen glikol kullanarak incelemiştir. Çalıştığı Reynolds aralığı oldukça geniştir. 2000 ile 90000 aralığındaki Reynolds değerlerinde deneysel incelemeler yapmıştır. Prandtl sayısı aralığı 2.5 ile 100 aralığında değişirken hatve / maksimum çap oranı 0.6 ile 1.2 aralığındadır. Tablo 1 'de, test edilen 10 tane oluklu borunun geometrik verileri bulunmaktadır. Şekil 1.1'de bir başlangıçlı oluklu boru geometrisi sunulmuştur.

Çizelge 1: Bir başlangıçlı oluklu boruların geometrik parametreleri (Vicente, 2003).

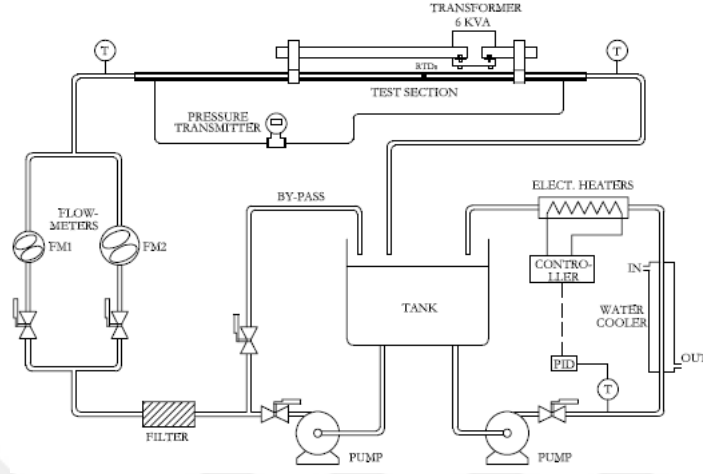
Tube no.	d [mm]	h [mm]	p [mm]	h/d [-]	p/d [-]	$\phi \times 10^3$ [-]
01	18.0	1.03	15.95	0.0572	0.886	3.694
02	18.0	0.67	15.95	0.0372	0.886	1.563
03	18.0	0.43	15.86	0.0239	0.881	0.648
04	18.0	0.48	10.94	0.0267	0.608	1.170
05	18.0	0.67	12.90	0.0372	0.717	1.932
06	18.0	0.87	12.98	0.0483	0.721	3.239
07	18.0	0.91	18.27	0.0506	1.015	2.519
08	18.0	0.60	21.14	0.0333	1.174	0.946
09	18.0	0.92	22.11	0.0511	1.229	2.126
10	18.0	0.48	20.84	0.0267	1.158	0.614



Şekil 1.1: Bir başlangıçlı oluklu borunun geometrik gösterimi (Vicente, 2003).

Basınç düşüşü ve ısı transferi çalışmaları türbülanslı ve 30 °C ile 65 °C arasında değişen sıcaklıklarda su akışı ve 30 °C ile 55 °C arasında değişen sıcaklıklarda etilen glikol için gerçekleştirilmiştir. Beş farklı Prandtl sayısı kullanılmıştır ve bu değerler 92, 59, 37, 4.2 ve 2.9 olarak belirlenmiştir. Isı transferi deneyi için sabit ısı akısı koşulu

için alternatif akım Joule ısıtması ile sağlanmıştır. Tank içerisindeki sıcaklığı sabit tutabilmek için ise soğutma devresi eklenmiştir. Deney düzeneği Şekil 1.2 'deki gibi kurulmuştur.



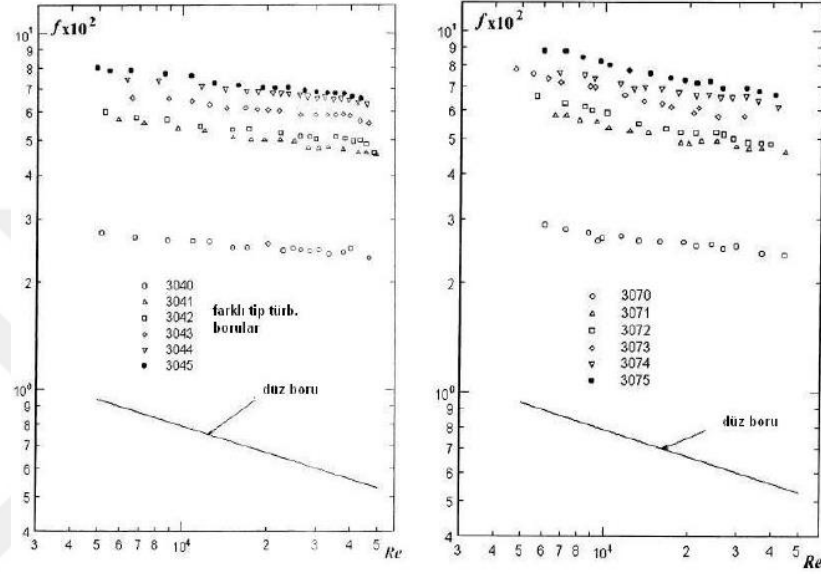
Şekil 1.2: Basınç düşümü ve ısı transferi ölçümü için deney düzeneği (Vicente, 2003).

İzotermal basınç düşüşü çalışmaları için 25°C ve 55 °C 'de su ve 55 °C 'de etilen glikol kullanılmıştır. 5.2 m boru uzunluğu boyunca basınç düşümünü ölçmek için yüksek hassasiyetli basınç vericisi kullanılmıştır. Akış debisinden ve basınç düşüşü ölçümlerinden Fanning sürtünme katsayıları belirlenmiştir. Belirsizlikler maksimum olarak, Reynolds sayısı için % 4, Prandtl sayısı için % 3.5, sürtünme faktörü için % 3 ve Nusselt sayısı için %4.5 oranlarını göstermiştir. Sonuçlara göre akış sürtünme faktörü oluklu borularda düz borulara göre % 20'den % 300'e kadar, Nusselt sayısı % 250'ye kadar artış göstermiştir.

Zimparov ve diğ. (2001), üç başlangıçlı spiral boğumlu borunun basınç kayıplarını deneysel olarak incelemiştir. Eşit ya da benzer koşullar altında türbülanslı akış için spiral boğumlu borudaki sürtünme katsayısının düz borudakine göre daha fazla olduğunu, düz boruda Reynolds sayısındaki artışla birlikte sürtünme katsayısı " f " nin sürekli azalış gösterdiği ancak test borusundaki artışın daha yavaş şekilde gerçekleştiği fark edilmiştir.

Zimparov ve diğ. (2002), burkulmuş dar sac tip türbülantörlü spiral boğumlu bir boruda sürtünme kaynaklı basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Türbülanslı akış

durumunda sürtünme katsayısı f aynı çalışma koşullarında düz borunun sürtünme katsayısından dikkate değer oranda yüksek çıkmıştır. Düz boruda Reynolds sayısının artışıyla birlikte sürtünme faktörü f hızlı bir şekilde azalmaktadır. Geometrik özellikteki farklı olan borularda Reynolds sayısının artışının sürtünme faktörünü devamlı olarak azaltmasına karşın düz borudaki gibi hızlı ve çabuk bir düşüş olmadığı gözlemlenmiştir. Hatve oranının (hatve/çap) azalmasına bağlı spiral boğumlu borudaki sürtünme faktörü artmaktadır.



Şekil 1.3: f - Re grafiği (Zimparov, 2002).

Dong ve diğ. (2001), spiral boğumlu borularda türbülanslı akış durumunda sürtünme kaynaklı oluşan basınç düşümlerini incelemiştir. Aynı akış koşullarında test borusunda oluşan sürtünme kayıplarından elde edilen sürtünme faktörünün düz boruya nazaran epey fazla olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artışıyla f sürtünme faktörünün azaldığı ve bu azalışın düz boruya göre yavaş olduğu ve test borusunun geometrik özelliklerindeki değişikliğin sürtünme faktörünü düz borunun en az 1.2 kat en fazla 1.6 kat artırdığı görülmüştür.

Wang ve diğ. (2002), dalgalı yüzeydeki kanallardan geçen akışı nümerik analizlerle araştırmıştır. Dalgalı yüzeyli kanallardaki f sürtünme faktörünün, daimi akış bölgesinde paralel plakalı kanala göre hemen hemen 2 kat daha fazla olduğunu ve geçiş bölgesinde ise sabit kaldığını görmüşlerdir.

modeli kullanılmıştır. Spiral boğumlu boru için elde edilen sonuçlar, nümerik ile deneysel veriler göstermiştir ki ortalama Nusselt sayısının en fazla %17 bağıl hatalı, Fanning faktörünün ise %9' dan daha az bağıl hatalıdır.

Sethumadhavan ve Rao (1986) çalışmasında, su ve yüzde 50 gliserolün türbülanslı akışı için, aynı sarmal açısına sahip, ancak farklı geometrik en-boy oranlarına sahip, bir ila dört oluk başlangıcına sahip beş spiral oluklu borunun ısı transferi ve sürtünme özellikleri üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bu boruların ısıl performansının düz bir boruya kıyasla daha üstün olduğu belirtilmiştir. Bu pürüzlü borulardaki sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, momentum ve ısı transferi analojisi temelinde analiz edilmiş ve elde edilen korelasyon, mevcut verilerle ve ayrıca önceki araştırmacıların yayınlanmış sonuçlarıyla test edilmiştir. Isı eşanjörü uygulamaları için bu spiral oluklu boruların sunduğu faydaların nicel gösterimi için performans değerlendirme kriterleri kullanılmıştır. Tüm spiral oluklu borular, düz boru ile karşılaştırıldığında boru tarafı ısı transfer katsayısında yüzde 15 ile 100 arasında değişen bir artış ve sürtünme faktöründe yüzde 30 ile 200 arasında bir artış gösterdi.

1.3 Hipotez

Tez çalışmasında, türbülanslı akışın ısı transferini artırmaya sebep olacağı düşünülerek düz borudaki yüzeyin koruge yüzey haline getirilmesiyle türbülansın artacağı, dolayısıyla ısı transferinin artacağı düşünülmektedir. Aynı zamanda basınç kaybı artacağı için PEC sayısına (ısıl iyileştirme faktörü) bakılmalıdır. Sanayide kullanılan kazan hortumları genel itibarıyla paralel boğumludur. Bu projenin yenilikçi yönü spiral boğumlu hortumların kazan hortumu olarak kullanımı açısından hidrodinamik ve ısıl performansını incelemektir. Üretim maliyeti ve kolaylığı açısından düşünüldüğünde paralel boğumlu hortumun üretiminde her çaptaki hortum için ayrı aparatlar kullanılması gerekirken aynı boğum genişliğindeki ve hatvesindeki spiral boğumlu hortumların üretiminde bir uç yeterlidir.

2. HAD ÇALIŞMALARI

Isı transferi ve akışkanlar mekaniğiyle ilgili yapılan çalışmaların analitik, deneysel ve nümerik olmak üzere farklı yaklaşım yöntemleri vardır. Türbülanslı akış problemlerinin kompleks bir yapıya sahip olması, analitik hesaplamaların çözümünü kısıtlamaktadır. Bu sebeple deneysel çalışmalar sonucu elde edilen korelasyonlar ve/veya nümerik yöntemlere başvurulmaktadır. Ancak yine de bazı temel analitik hesaplamaların yapılması fayda sağlamaktadır.

2.1 Sayısal Modelleme

Simülasyon programına tanımlanacak sınır şartlarının belirlenmesi için öncelikli olarak belli kabuller ve modelleme yapılmalıdır. Bunlar kütle korunumu, momentum denklemi ve enerjinin korunumu yasalarını sağlayacak şekilde yapılması gerekir. Kullanılan akışkan olan suyun da kabul edilen ortam sıcaklığındaki termofiziksel özelliklerinin belirlenmesi önemlidir. Çözüm Literatür araştırmalarına göre y^+ ın 1 olduğu değerler yakalanmaya çalışıldığından, başta y^+ hesabının yapılması da oldukça önemlidir.

2.1.1 Yapılan Kabuller

Akış kabulleri; türbülanslı, sıkıştırılamaz ve daimidir. Radyasyonla ısı geçişi, yer çekimi etkileri ve viskoz disipasyon ihmal edilmiştir. Giriş ve çıkışta eklenen borular adyabatik kabul edilmiştir. Metal hortum yüzey sıcaklığının 70 °C 'de sabit kaldığı ortam sıcaklığının da 25 °C olduğu kabul edilmiştir. Hidrolik çap olarak, çalışılacak hortumun iç çapına denk gelen değer aynı zamanda akışın gireceği pürüzsüz düz borunun çapına eşit alınmıştır çünkü Ansys Fluent programında giriş şartları referans alınırken asıl hesap yapılması gereken hortumun hidrolik çapı yerine düz borununki alınmalıdır. Dairesel olmayan kesitli geometrilerin hidrolik çap hesabı koruge borular için $D_{h, \text{türb}} = D_i \pm e$ (Kırkar, 2020) şeklinde olmasına rağmen referans alınan hesap bölgesi giriş olduğu için programa girilen $D_{h, \text{türb}}$ değeri düz borununkidir. Ancak borudan sonra geçilen koruge yüzeyli hortum için bu hesaptan faydalanılarak basınç düşüm değerleri hesaplanmıştır.

2.1.2 Yönetici Denklemler

Navier-Stokes Denklemleri türbülanslı akış denklemleri fluent ten bulabilirsiniz.

Vektörel olarak daha kolay olur

Sıkıştırılmaz Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial(U_i)}{\partial x_i}=0 \quad (2.1)$$

Momentum Denklemi:

$$\rho \frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial(U_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial(U_j)}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial(U_j)}{\partial x_j} \right) \right) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u_i^t u_j^t}) \quad (2.2)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.3)$$

Sürekli akış ve ısı üretimi olmadığı varsayıldığı için denklem aşağıdaki denklem (2.5.1) ile ifade edilir.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.3)$$

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.4)$$

Hidrolik Çap Hesabı:

$$D_h = D_i \pm e \quad (2.5)$$

Basınç Kaybı Hesabı:

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.6)$$

Hacimsel Debi:

$$Q = VA \quad (2.7)$$

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \quad (2.8)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\rho k} \quad (2.9)$$

Logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{ln} = (T_{giriş} - T_{çıkış}) / \ln[(T_{yüzey} - T_{çıkış}) / (T_{yüzey} - T_{giriş})] \quad (2.10)$$

$$\dot{q} = h \Delta T_{ln} \quad (2.11)$$

$$Nu = h D_h / k \quad (2.12)$$

PEC sayısı ısıl iyileştirme faktörüdür. Nu ve f arasındaki orantıyı veren sayıdır ve ısı geçişi ile basınç düşümünün birlikte değerlendirildiği bir hesaplamaadır. Referans alınan geometrinin Nu ve f değerlerinin alt indisi 0 ile sembolize edilir. PEC sayısının 1'den büyük olması, referans alınan geometrinin ısıl performansından iyi olduğu anlamına gelmektedir.

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{(1/3)}} \quad (2.14)$$

2.2 Geometrinin Oluşturulması

1 m'lik düz boru, bu çalışmanın referans noktasıdır. PEC sayısı hesabındaki Nu_0 ve f_0 değerleri bu geometri referans alınarak hesaplanmıştır. Çizelge 2.1'de Türbülanslı bir akış aralığında hidrodinamik olarak gelişme uzunluğu için $L_{h,turb} = 10D_h$ formülü kullanılmıştır. İç çapı en çok 26.2 mm olarak tasarlanan boru ve hortumlar için de giriş ve çıkışa 0.3 m'lik düz boruların yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Geometri oluşturulurken iç akış hacmi çizilmiştir.

Çizelge 2.1: Metal boru/hortum geometrilerinin yan ve ön görünüşleri.

GEOMETRİ	Yan görünüş	Ön görünüş
Düz Boru		
PB		
1BS		
2BS		
3BS		

Çizelge 2.2’de görüldüğü gibi 1 numaralı geometri pürüzsüz düz boru, 2 numaralı geometri paralel boğumlu düz hortum, 3 numaralı geometriler bir başlangıçlı spiral

boğumlu düz hortum, 4 numaralı geometriler iki başlangıçlı spiral boğumlu düz hortum, 5 numaralı geometriler üç başlangıçlı spiral boğumlu düz hortumdur.

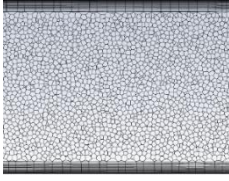
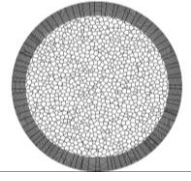
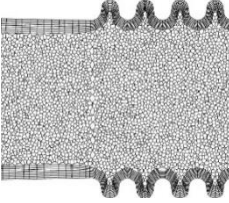
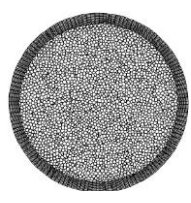
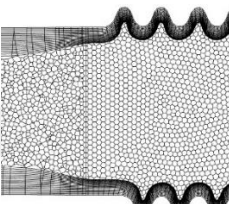
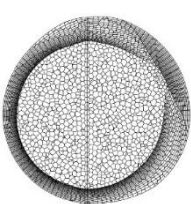
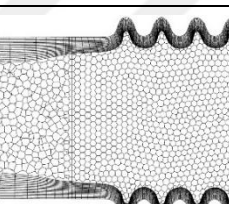
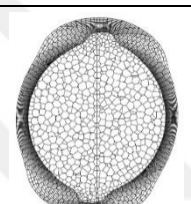
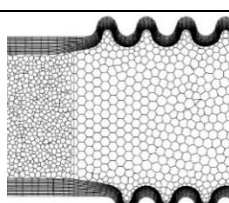
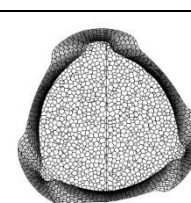
Çizelge 2.2: Metal boru/hortum geometrik boyutları.

Geometri no		Geometri tipi	Dış çap Do [mm]	İç çap Di [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap Dh [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı Ac [mm²]	Isı transfer yüzey alanı As [m²]
1	-	Düz boru	-	25	-	25	-	-	-	491	0.079
2	-	PB	30.65	24.2	5.4	25	2.8	2.6	3.225	491	0.153
3	a	1BS	30.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.113
	b	1BS	32.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	3.1	539	0.140
	c	1BS	32.65	26.2	5.8	26.2	2.9	2.3	3.225	539	0.151
	d	1BS	33.25	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	3.525	539	0.153
4	a	2BS	30.4	26.2	13	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114
	b	2BS	32.65	26.2	11.6	26.2	2.8	2.6	3.225	539	0.152
	c	2BS	33.15	26.2	13	26.2	3.25	3.25	3.4	539	0.153
5	a	3BS	30.4	26.2	19.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114
	b	3BS	32.65	26.2	17.7	26.2	2.8	2.6	3.225	539	0.152
	c	3BS	33	26.2	19.5	26.2	3.25	3.25	3.475	539	0.153

2.3 Çözüm Ağının Oluşturulması

Üç boyutlu akış hacminin sonlu küçük parçalara bölünmesi yönteminin kullanılması, analitik olarak hesaplanamayacak bazı karmaşık geometrilerin ve/veya problemlerin çözümünü kolaylaştırmaktadır. Bu çalışmada, geometri özelliklerine uygun olmasından ve çözüm ağı eleman sayısını düşürerek daha kısa sürede yakınsama sağlamasından dolayı, polihedral yapıdaki eleman tipi seçilmiştir. Analizlerde çözüm ağının çarpıklık değerinin maksimum 0.8, ortogonal kalitenin ise minimum 0.2 değerinde olmasına dikkat edilmiştir. Analizi yapılan pürüzsüz düz boru ve metal hortum geometrilerin çözüm ağı örgü yapısı aşağıda Çizelge 2.3’ de gösterilmiştir.

Çizelge 2.3: Düz boru ve koruge hortumların ağ örgü yapıları.

Geometri	Yan Kesit Ağ Görünüşü	Ön Kesit Görünüşü
Düz Boru		
PB		
1BS		
2BS		
3BS		

Türbülanslı akış problemleri için sınır tabakadaki çözümün çok önem arz ettiği, örneğin akış ayrılması olan bir yüzey yapısı olması durumunda SST k- ω türbülans modeli kullanılmakta ve boyutsuz sınır tabaka y^+ ın 1 olması önerilmektedir. Bunun için de öncelikli olarak ilk tabaka kalınlığı hesabı aşağıdaki korelasyon seçilerek yapılmıştır. Hesaplar aşağıdaki denklem (2.15), (2.15.1), (2.15.2), (2.15.3) ile belirtilmiştir.

$$C_f = \frac{0.058}{Re^{1/5}} \quad (2.15)$$

$$\tau_s = C_f \cdot \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.15.1)$$

$$U_{fric} = \sqrt{\frac{\tau_s}{\rho}} \quad (2.15.2)$$

$$D_s = \frac{y^+ \cdot \mu}{U_{fric} \cdot \rho} \quad (2.15.3)$$

Bu hesaplamalara göre seçilen ilk tabaka kalınlıklarıyla yapılan analizlerde $y^+ = 1$ değeri yakalanmadığı takdirde ilk tabaka kalınlığı değiştirilerek analizler tekrarlanmış ve $y^+ \cong 1$ değeri yakalanmıştır.

2.4 Analizlerin Kurulması ve Çözüm Açısından Bağımsızlık Analizleri

Çözüm için ağ çalışması yapılan geometrinin analizlerinin kurulum aşamasında kullanılan suyun termofiziksel özellikleri aşağıdaki Çizelge 2.4’ de yer almaktadır. Reynolds sayısı 10000, 20000, 30000, 40000 ve 50000 değerleri için hesaplanan hız değerleri boru girişi sınır şartı olarak belirlenmiştir. Akışkan 15 °C sıcaklığında boruya girip sabit 70 °C duvar sıcaklığıyla ısınıp atmosferik çıkış basıncında olduğu kabul edilmektedir. Isı transferi gerçekleşen duvar yüzeyinin malzemesi paslanmaz çeliktir. Giriş ve çıkış bölümlerine eklenen borular adyabatik olup suyun ortalama sıcaklığı 25 °C kabul edilmektedir. Hesaplamalar giriş yüzeyinden itibaren yapılmaktadır, bu yüzden karakteristik uzunluk olarak boru giriş çapı alınmıştır. Türbülans modeli olarak SST k-w alınmıştır. Basınç çözümü olarak dönümlü akışlar için PRESTO yöntemi seçilmiştir. Artık değer 10^{-5} ‘tir. Yakınsayan sonuçlar ve çözüm açısından bağımsızlık çalışmaları aşağıdaki tablolarda belirtilmiştir.

Çizelge 2.4: Kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri.

Akışkanın cinsi	Ortalama sıcaklık [°C]	Yoğunluk [kg/m ³]	Dinamik viskozite [kg/ms]	Özgül ısı [J/kgK]	Isı iletim katsayısı [W/mK]
Su	25	997	0.000891	4180	0.607

2.4.1 Düz boru hidrodinamik ve ısı transferi analiz sonuçlarının korelasyonlarla doğrulanması

Düz boru için ağdan bağımsızlık çalışmaları yapıldıktan sonra korelasyonlarla doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Çizelge 2.5 ‘te ağdan bağımsızlığı sağlanan düz borunun analiz sonuçları bulunmaktadır. Düz borunun f ve Nusselt değerleri ile korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Düz boru akış analizlerinden elde edilen basınç düşümü sonuçları denklem (2.8)’ de yerine yazılıp f sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Çizelge 2.6’da verilen Haaland, Colburn, Blasius ve Colburn (Stanton) korelasyonları ile f sürtünme faktörleri hesaplanmıştır (Bejan, 2013), (Çengel ve diğ, 2008). Buradan yararlanılarak Çizelge 2.6’ da sürtünme faktörü için korelasyonlar sunulmuştur. Çizelge 2.7’ de analizlerle literatürde mevcut olan korelasyonların karşılaştırılması sunulmuştur.

Çizelge 2.5: Düz boru için analiz sonuçları.

Ağ eleman sayısı (milyon)	Re	DP [Pa]	DT [°C]	f	Nu	Isı akısı [W/m²]	Isı transfer katsayısı [W/m²K]	y^+
4.87	10000	77.5	26.09	0.030	85.9	102738	2086	1.2
4.86	20000	250.0	24.87	0.025	150.9	182834	3664	1
5	30000	503.4	24.33	0.022	211	257115	5123	1
5	40000	837.4	24.03	0.021	271.5	331870	6591	1.3
4.77	50000	1233.6	23.65	0.019	323.8	397417	7862	1

Çizelge 2.6: Sürtünme faktörü için korelasyonlar (Bejan, 2013), (Çengel, 2008)

Araştırmacı	Korelasyon	Geçerlilik Aralığı
Haaland	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \frac{\varepsilon/D^{1.11}}{3.7} \right]$	-
Colburn (Stanton)	$StPr^{2/3} \cong \frac{f}{2}$	$Pr \geq 0.5$
Colburn	$f = 0.184 (Re)^{-0.2}$	$0.7 \leq Pr \leq 160$ $Re > 10000$
Blasius	$f \cong 0.3164 Re_D^{-1/4}$	$Re_D \leq 80000$

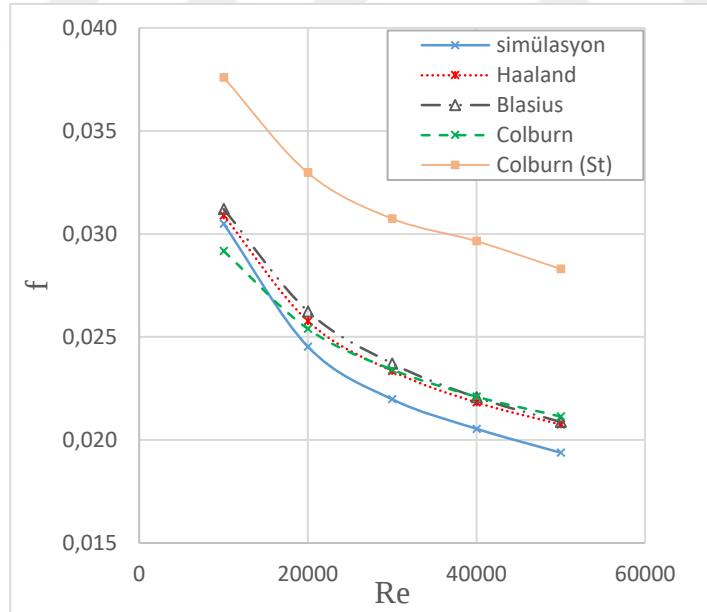
Çizelge 2.7’de gösterilen hata verileri denklem 2.16’daki gibi hesaplanmıştır.

$$\% \text{ Hata} = 100 \times \frac{(\text{Korelasyon} - \text{Analiz})}{\text{Korelasyon}} \quad (2.16)$$

Çizelge 2.7: f için analiz ve korelasyon karşılaştırması ve % hata verileri.

Re	Analiz	Korelasyon				% Hata			
		Haaland	Colburn (Stanton)	Blasius	Colburn	Haaland	Colburn (Stanton)	Blasius	Colburn
10000	0.0305	0.0309	0.0376	0.0316	0.0292	1.3	18.9	3.5	-4.6
20000	0.0245	0.0258	0.0330	0.0266	0.0254	4.8	25.6	7.7	3.4
30000	0.0220	0.0233	0.0307	0.0240	0.0234	5.9	28.5	8.5	6.2
40000	0.0205	0.0218	0.0297	0.0223	0.0221	5.9	30.7	8.1	7.1
50000	0.0194	0.0208	0.0283	0.0211	0.0211	6.6	31.6	8.3	8.3

Çizelge 2.7 ‘deki f sürtünme faktörü değerlerinin nümerik analiz ve korelasyonlarla karşılaştırılmasından elde edilen grafik Şekil 2.1’de sunulmuştur.



Şekil 2.1: f sürtünme faktörünün nümerik analiz ve korelasyon karşılaştırılması.

Düz boruda, f sürtünme faktörü için analiz-korelasyon karşılaştırmasına bakıldığında, Haaland korelasyonu ile analiz sonuçları arasındaki en yüksek hata oranı

Re=50000'deki %6.6 iken en düşük hata oranı Re=10000'deki %1.3'tür. Colburn (Stanton) korelasyonu ile analiz sonuçları arasındaki en yüksek hata oranı Re=50000'deki %31.7 iken en düşük hata oranı Re=10000'deki %18.9'dur. Blasius korelasyonu ile analiz sonuçları arasındaki en yüksek hata oranı Re=30000'deki %8.5 iken en düşük hata oranı Re=10000'deki %3.5'tur. Colburn korelasyonu ile analiz sonuçları arasındaki en yüksek hata oranı Re=50000'deki %8.3 iken en düşük hata oranı Re=20000'deki %3.4'tür.

Nusselt sayısının analiz sonuçlarıyla karşılaştırılması için Çizelge 2.8' de Colburn, Dittus Boelter, Sieder- Tate ve Gnielinski korelasyon tablosu bulunmaktadır.

Çizelge 2.9' da Nusselt sayısı için analiz sonuçları ile korelasyonlardan elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

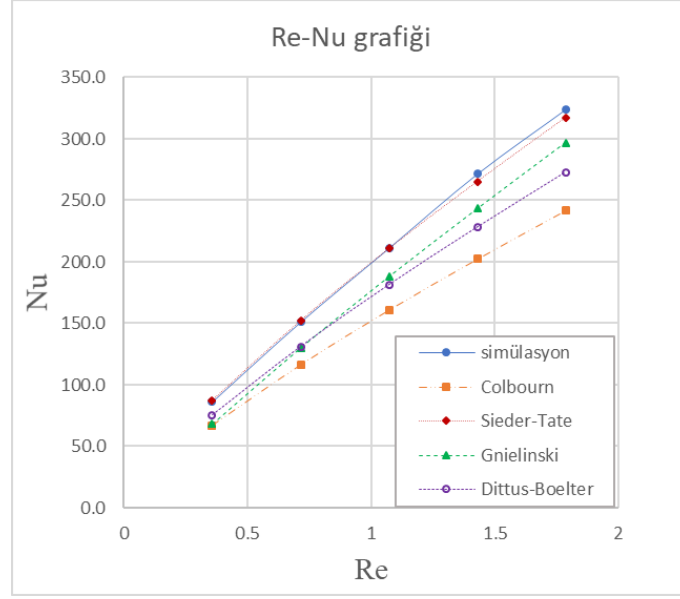
Çizelge 2.8: Nusselt sayısı için korelasyon tablosu (Adrian Bejan, 2013).

Araştırmacı	Korelasyon	Geçerlilik Aralığı
Colburn	$Nu=0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$	$2 \times 10^4 < Re < 10^6$
Dittus ve Boelter	$Nu=0.023 Re^{4/5} Pr^n$	$0.7 \leq Pr \leq 120$ $2500 \leq Re \leq 1.24 \times 10^5$ $L/D > 60$
Sieder ve Tate	$Nu=0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14}$	$0.7 < Pr < 16700$ $Re > 10^4$
Gnielinski	$Nu=0.0214(Re^{0.8}-100)Pr^{0.4}$	$0.5 \leq Pr \leq 1,5$ $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6$
	$Nu=0.012(Re^{0.87}-280)Pr^{0.4}$	$15 \leq Pr \leq 500$ $3 \times 10^3 \leq Re \leq 10^6$

Çizelge 2.9: Nu için analiz ve korelasyon karşılaştırması ve % hata verileri.

Re	Analiz	Korelasyon				% Hata			
		Colbourn Analogy	Dittus Boelter	Sieder ve Tate	Gnielinski	Colbourn Analogy	Dittus Boelter	Sieder Tate	Gnielinski
10000	85.92	66.7	75.3	87.5	67.9	-28.7	-14.1	1.8	-26.5
20000	150.90	116.2	131.1	152.4	129.9	-29.9	-15.1	1.0	-16.2
30000	210.99	160.7	181.4	210.8	187.8	-31.3	-16.3	-0.1	-12.4
40000	271.47	202.3	228.3	265.3	243.2	-34.2	-18.9	-2.3	-11.6
50000	323.79	241.8	272.9	317.1	296.8	-33.9	-18.6	-2.1	-9.1

Çizelge 2.9'daki Nusselt sayısı için nümerik analiz ve korelasyon karşılaştırmasının grafiği Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Nusselt sayısı için nümerik analiz ve korelasyon karşılaştırması.

Çizelge 2.9'daki veriler göstermektedir ki, düz boru için Colburn, Dittus Boelter ve Gnielinski korelasyonları içinde Sieder ve Tate'nin Nusselt korelasyonu maksimum %2.3 hata ile diğer korelasyonlara göre nümerik sonuçlarla daha yakındır. Sieder ve Tate korelasyonu, boru yanal yüzey sıcaklığındaki ve akışkanın ortalama sıcaklığındaki dinamik viskozite oranlarını dikkate almaktadır ve Çizelge 2.9'da sunulan diğer korelasyonlarla kıyaslandığında, analiz sonuçlarıyla daha yakın olmasını sağladığı düşünülebilir.

Düz boru için korelasyon sonuçlarıyla doğrulama gerçekleştirildikten sonra deneysel çalışmalarla da analizlerin doğrulaması desteklenmek istenmiştir. Literatürde, türbülanslı akışlı koruge tipteki borular için kaynaklar kısıtlı olduğundan dolayı paralel boğumlu ve bir başlangıçlı spiral hortum için de deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar, Bölüm 2.5'te açıklanmıştır.

2.5 Basınç Kaybı Ölçümü İçin Deneysel Çalışmalar

Gerçekleştirilmiş olan analizlerin validasyonunun sağlanması açısından korelasyonlar önemli rol oynar. Korelasyonlar deneysel verilerle oluşturulur. Bu sebeple nümerik yapılan analizlerin deneysel verilerle desteklenmesi gerekir. Bu çalışmanın basınç düşümü açısından validasyonunun sağlanması için gereken düzenek kuruldu.

2.5.1 Deney ön hazırlık adımları

Ölçümlerin yapılacağı boru ve hortumlar için sistem tasarımı yapıldı. Analiz için hesaplanan giriş hız değerleri hacimsel debi birimine dönüştürüldü. Deneyin yapılabilmesi için gerekli şartlar oluşturuldu. Nümerik çalışmaları yapılan geometriler için sınır şartlarının doğruluğunu test edecek ölçüm cihazları alındı ve nihayet deney düzeneği kurulumu gerçekleştirildi. Sistem çalıştırılıp cihazların kalibrasyonu yapıldı. Analizlerin doğrulaması için Çizelge 2.1 'de özellikleri verilen 1 numaralı düz boru, 2 numaralı paralel boğumlu düz hortum ve 3 numaralı 1BS spiral hortum için Re 20000, 30000, 40000 ve 50000 için testler gerçekleştirildi. Sonuçlar bir data logger (veri toplama sistemi) vasıtasıyla bilgisayar ortamına aktarıldı.

2.5.2 Sistem tasarımı

Deneyisel çalışmaların başında yapılması gereken ilk husus gerekli hassasiyetleri sağlayacak bir sistem tasarlamaktır. Bu sistem, nümerik çalışmaların şartlarına ne kadar yakın olursa sonuçlardaki sapmaları minimum düzeyde tutmak o kadar mümkün olabilir. Bu sebeple, nümerik çalışmaları yapılan geometrilerin ölçülerinde bir numune hazırlandı. Ölçüm alınacak noktalara hangi cihazların yerleştirileceği belirlendi.

Şekil 2.2'de deney yapılan (a) paralel boğumlu hortum numunesi, (b) 1BS hortum numunesinin fotoğrafı, Şekil 2.3'te deney düzeneği şeması gösterilmiştir.

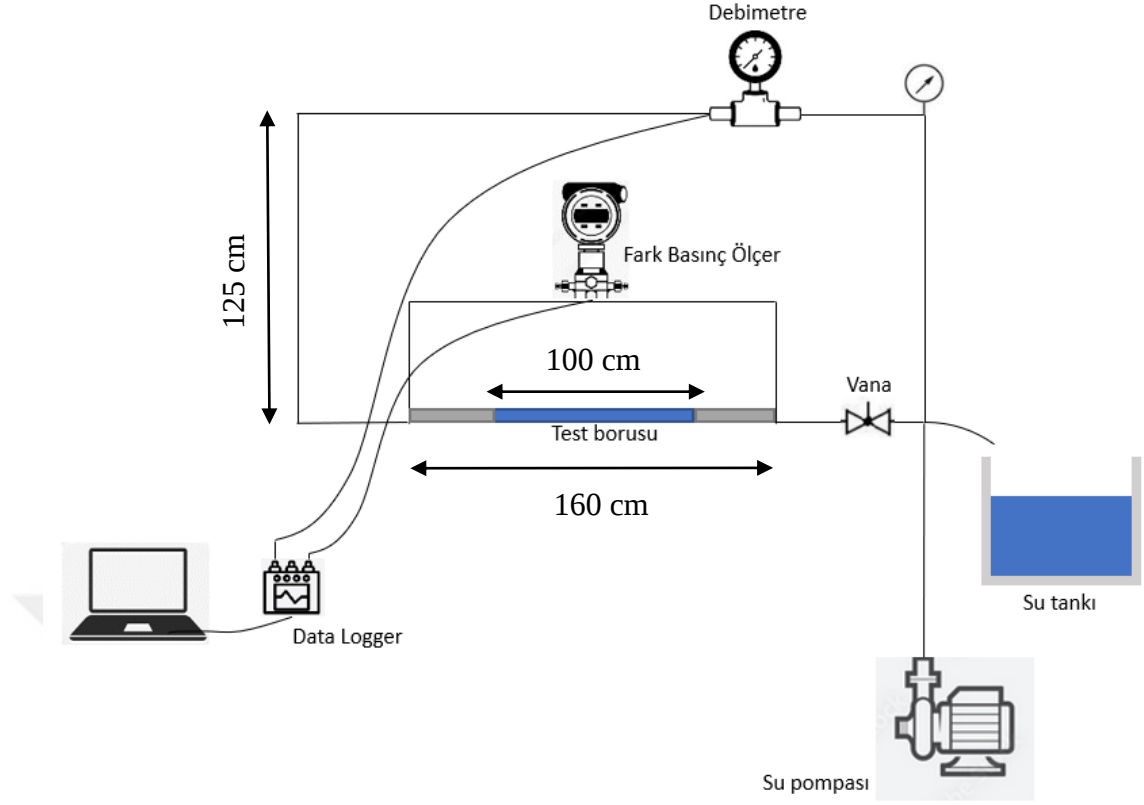


(a)



(b)

Şekil 2.3: a) paralel boğumlu hortum numunesi, b) 1BS hortum numunesi.



(a) Deney düzeneği şeması.



(b) Deney düzeneği.

Şekil 2.4: (a) Deney düzeneği şeması, (b) Deney düzeneği.

Pompadan ilk dirseğe kadar olan mesafe 90 cm 'dir, sonrasında sistemdeki titreşimi sönümleyebilmesi için esnek metal hortum kullanılmıştır. Debimetrenin öncesine yerleştirilen borunun uzunluğu 90 cm, sonrasına yerleştirilen borunun uzunluğu 155 cm' dir. Test borusuna dönen dirseğe kadar olan mesafe 125 cm dir.

2.5.3 Ölçüm cihazları

Analizleri yapılan geometrilerin numuneleri üretildikten sonra giriş ve çıkışa ilave yapılan boruların giriş ve çıkışı arasındaki farkı ölçebilecek bir smart fark basınç ölçer kullanıldı. Basınç aralığı 0-1000 mbar aralığında olup hassasiyeti $\pm \% 0,075$ FS 'dir. Akışın debisini kontrol etmek için 1 adet $0,4 \sim 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ aralığında çalışan ve frekansı 4-20 mA olan elektromanyetik debimetre kullanıldı. 0,075 % FS hassasiyetli fark basınç ölçer ile debimetrede okunan değerlerin bilgisayar ortamına aktarılabilmesi için 1 adet örnekleme periyodu 750 ms olan data logger (usb veri toplayıcı) kullanılmıştır. 5 data girişi vardır ve hassasiyeti 0,075 % FS'tir. 1 adet 50 ~ 150 L/min aralığında çalışan pompa kullanılmıştır. Ayrıca ölçüm alınan numuneler açık bir düzenekte yapıldığı için numunenin sonuna bir kontrol vanası konuldu. Şekil 2.4'te sırasıyla (a) smart fark basınç ölçer, (b) debimetre ve (c) data loggerın fotoğrafları gösterilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2.5: (a) Smart fark basınç ölçer, (b) Debimetre, (c) Usb veri toplayıcı.

2.5.4 Kalibrasyonlar

Reynolds sayısının 20000, 30000, 40000 ve 50000 değerleri için yapılan hesaplamalar debimetrenin algıladığı birim olan L/dk 'ya çevrilmiştir. Fark basınç ölçerin bağlandığı küçük tüplerin manometre girişlerinin borulaması yapıldı. Kot farklarının olmaması için küçük tüpler ile numune geometri bağlantısı aynı hizaya getirildi. Sistem çalıştırıldığında ilk etapta manometrenin havası alındı. Reynolds sayısının 10000 değerine karşılık gelen akış debisi numunenin içeri dolduramayacak kadar yavaş olduğu için kontrol vanasının neredeyse tamamen kapanması gerekiyordu bu nedenle 10000 'deki değer için ölçüm alınmamıştır.

2.5.5 Deneyin yapılışı

Sisteme giren akışkan çıkış borusundan tanka aktarılıp, su tankından pompa yardımıyla tekrar sisteme geri kazandırılma şeklinde bir döngü prensibiyle çalışmaktaydı. Gerekli bağlantı ve kalibrasyonlar yapıldıktan sonra pompa çalıştırıldı. İstenilen debi değerlerinin salınımı en aza inene kadar, yani debi ve fark basıncındaki dalgalanmalar azalana kadar beklendi ve her bir debi değeri için 10 dakikalık 15 saniye frekanslı basınç ölçümleri alındı, data logger'a aktarıldı. Bu deneysel ölçümler 1 numaralı düz boru, 2 numaralı paralel boğumlu düz hortum ve 3a numaralı 1 başlangıçlı spiral düz hortum için yapıldı. Çizelge 2.10'da deneysel çalışmaları yapılan boru ve hortumların geometrik parametreleri sunulmuştur.

Çizelge 2.10: Deneysel çalışmaları yapılan boru ve hortumların geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap Do [mm]	İç çap Di [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap Dh [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı Ac [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı As [m ²]
Düz boru	-	25	-	25	-	-	-	491	0.079
PB	30.65	24.2	5.4	25	2.8	2.6	3.225	491	0.153
1BS	30.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.113

2.5.6 Sonuçların toplanması ve düzenlenmesi

Çizelge 2.11’de düz borunun, PB ‘nin ve 1BS ‘nin basınç düşümlerinin deneysel sonuçları, nümerik analiz sonuçları ve bunların karşılaştırılmaları verilmiştir.

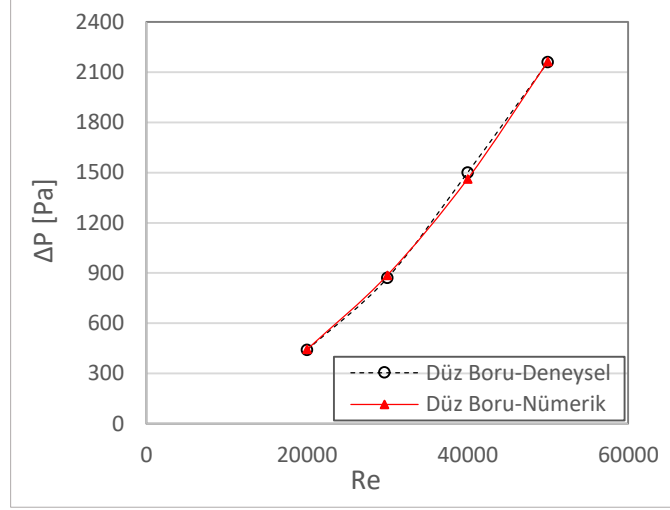
2.5.7 Sonuçların karşılaştırılması ve yorumlanması

Analiz sonuçlarının düz boru, paralel boğumlu ve 1BS hortumlar için doğruluğunu teyit etmek adına aynı Reynolds sayılarında deneysel olarak basınç düşümleri elde edilmiştir.

Çizelge 2.11: Düz boru, PB ve 1BS için deneysel- nümerik karşılaştırma.

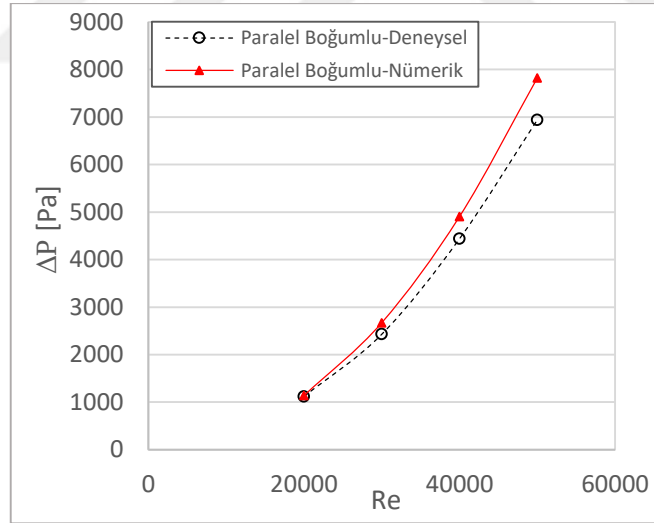
Re	Deneysel [Pa]	Düz Boru	PB	1BS
20000		440	1120	940
30000		870	2430	2130
40000		1500	4440	3810
50000		2160	6940	5980
Re	Nümerik [Pa]	Düz Boru	PB	1BS
20000		443	1135	830
30000		886	2668.5	1970
40000		1461	4905	3665
50000		2163	7823	5927
Re	% Hata	Düz Boru	PB	1BS
20000		-0.68	-1.3	11.8
30000		-1.84	-9.8	7.5
40000		2.60	-10.5	3.8
50000		-0.14	-12.7	0.9

Düz borunun nümerik analiz ve deneysel sonuçlarına göre bulunan basınç düşümü karşılaştırması Şekil 2.5’te görülmektedir.



Şekil 2.6: Düz boru için deneysel- analiz basınç düşümü karşılaştırma.

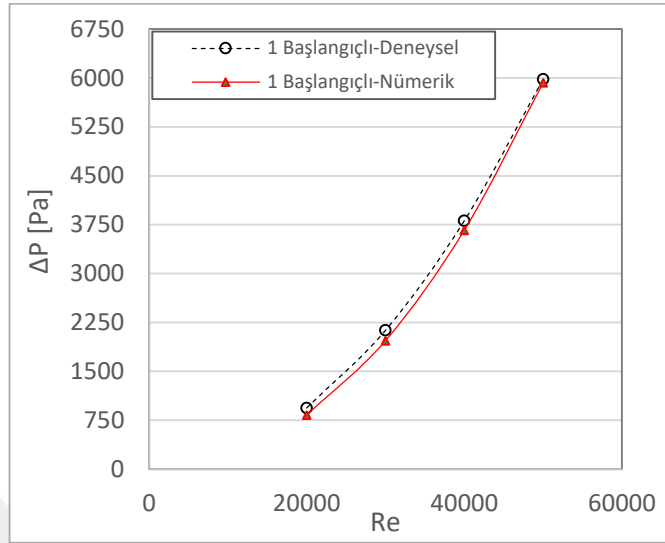
Düz borunun deneysel sonuçlarıyla analiz sonuçları karşılaştırıldığında aradaki en yüksek farkın Reynolds sayısı 40000'de yaklaşık %2.6, en düşük farkın Reynolds sayısı 50000'de yaklaşık 0.14 olduğu görülmektedir. Şekil 2.6 ve Şekil 2.7'de paralel boğumluların ve 1BS 'nin analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.7: PB hortum için deneysel- analiz basınç düşümü karşılaştırma.

Paralel boğumlu hortumun basınç düşümü için Reynolds 20000 'den 50000 'e kadar olan simülasyon ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, en yüksek farkın Reynolds sayısı 50000'de yaklaşık %12.6 iken en düşük farkın Reynolds sayısı 20000'de %1.3

olduğu görülmektedir. Yapılan deneysel çalışmalarda genel olarak paralel boğumlu hortumda yüksek Reynolds değerlerinde bu salınımların arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 2.8: 1BS hortum için deneysel-analiz basınç düşümü karşılaştırma.

1BS hortumun basınç düşümü için Reynolds 20000'den 50000'e kadar olan simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, en yüksek farkın Reynolds sayısı 20000'de yaklaşık %11.8 iken en düşük farkın Reynolds sayısı 50000'de %0.9 olduğu görülmektedir.

Korelasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde analiz sonuçlarının doğruluğunun sağlandığı düşünülerek çözüm açısından bağımsızlık analizleri diğer geometriler için de yapılmıştır.

Yapılan ağdan bağımsızlık çalışmalarında 1 metrelik boru için 4 milyon civarı eleman sayısının yakınsama için yeterli olduğu, paralel boğumlu hortum için yaklaşık 8 milyon eleman sayısının yeterli olduğu ve aynı şekilde diğer spiral boğumlu hortumlar için de 8 milyon civarı eleman sayısının yeterli olduğu görülmektedir.

2.6 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bölüm 2.4 'te yapılan ağdan bağımsızlık çalışmaları sonucunda çözücü programa fazladan bir hesap yaptırmamak adına yeterli sayıdaki eleman sayısına her parametredeki geometri için karar verilmiştir. y^+ değerlerinin yaklaşık 1 olmasına

dikkat edilmiştir. Bu analizler sonucunda elde edilen ısı transfer katsayısından yola çıkılarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü f ve termal iyileştirme faktörü PEC sayısı hesaplanmıştır.

2.6.1 PB hortum ile eşit yüzey alanlı ve boğum derinlikli 1BS, 2BS ve 3BS hortum analiz sonuçları

Bu bölümde, PB hortum ile eşit ısı transfer yüzey alanında ve eşit boğum derinliğinde 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümü ve ısı transferi karşılaştırılmaktadır. Çizelge 2.10'a bakıldığında, ısı transferi yüzey alanları ve boğum derinlikleri PB hortumunkine eşit olan, hatveleri ise farklı 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri görülmektedir.

Çizelge 2.12: Isı transferi yüzey alanları ve boğum derinlikleri PB hortum ile aynı, hatveleri farklı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap D_o [mm]	İç çap D_i [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap D_h [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı A_c [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı A_s [m ²]
PB	30.65	24.2	5.4	25	2.8	2.6	3.225	491	0.153
1BS	32.65	26.2	5.8	26.2	2.9	2.3	3.225	539	0.151
2BS	32.65	26.2	11.6	26.2	2.8	2.6	3.225	539	0.152
3BS	32.65	26.2	17.7	26.2	2.8	2.6	3.225	539	0.152

Çizelge 2.11, 2.12, 2.13 ve 2.14' te PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümü, ısı geçişi analiz sonuçları gösterilmektedir. Basınç düşümü ve ısı geçişinin araştırıldığı boru ve hortumların basınç çıkış sınır şartı 0 olduğu için, giriş ve çıkışa eklenen 300 mm'lik borular hariç tutularak 1 m'lik test borularının giriş ve çıkışındaki basınç değerleri ANSYS Fluent programından okunup basınç farkı elde edilmiş ve denklem (2.8)'e göre f sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

Çizelge 2.13: PB hortum için analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	$T_{\check{c}}$ [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.36	10000	0.0274	204	37	104810	2422	0.088	109	0.03	86	2.88	1.27	0.89
8.7	20000	0.0274	956	35	195204	4394	0.103	198	0.025	151	4.2	1.3	0.82
8.8	30000	0.0274	2283	33	271943	6010	0.109	271	0.022	211	5.0	1.3	0.75
8.98	40000	0.0274	4905	32	345131	7534	0.132	340	0.021	271	6.4	1.3	0.67
9	50000	0.0274	7009	32	412879	8927	0.121	403	0.019	324	6.2	1.2	0.68

Çizelge 2.14: 1BS hortum için analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	$T_{\check{c}}$ [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
9.2	10000	0.0294	159	36	97215.4	2231	0.080	108	0.03	86	2.6	1.3	0.9
8.7	20000	0.0294	821	34	177197	3962	0.104	192	0.02	151	4.2	1.3	0.8
8.75	30000	0.0294	2222	33	247517	5439	0.125	263	0.02	211	5.7	1.2	0.7
8.8	40000	0.0294	4553	32	311040	6748	0.144	327	0.02	271	7.0	1.2	0.6
8.5	50000	0.0294	7474	31	375555	8084	0.152	392	0.02	324	7.8	1.2	0.6

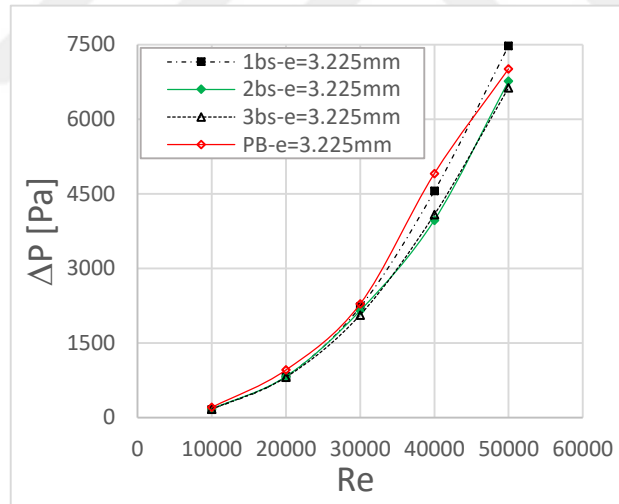
Çizelge 2.15: 2BS hortum için analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	$T_{\check{c}}$ [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.7	10000	0.0294	170	36	96281.2	2205	0.086	107	0.03	86	2.8	1.2	0.9
8.4	20000	0.0294	823	34	182497	4071	0.104	197	0.02	151	4.3	1.3	0.8
8.5	30000	0.0294	2147	33	257733	5665	0.121	275	0.02	211	5.5	1.3	0.7
8.4	40000	0.0294	3964	32	323359	7011	0.126	340	0.02	271	6.1	1.3	0.7
8.5	50000	0.0294	6760	31	383533	8231	0.137	399	0.02	324	7.1	1.2	0.6

Çizelge 2.16: 3BS hortum için analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
9	10000	0.0294	163	36	105643	2424	0.083	117	0.03	86	2.7	1.4	1
8.85	20000	0.0294	809	34	196459	4377	0.103	212	0.02	151	4.2	1.4	0.9
8.95	30000	0.0294	2060	33	273956	5999	0.116	291	0.02	211	5.3	1.4	0.8
9	40000	0.0294	4076	32	343194	7419	0.129	359	0.02	271	6.3	1.3	0.7
7.77	50000	0.0294	6626	31	410327	8795	0.134	425	0.02	324	6.9	1.3	0.7

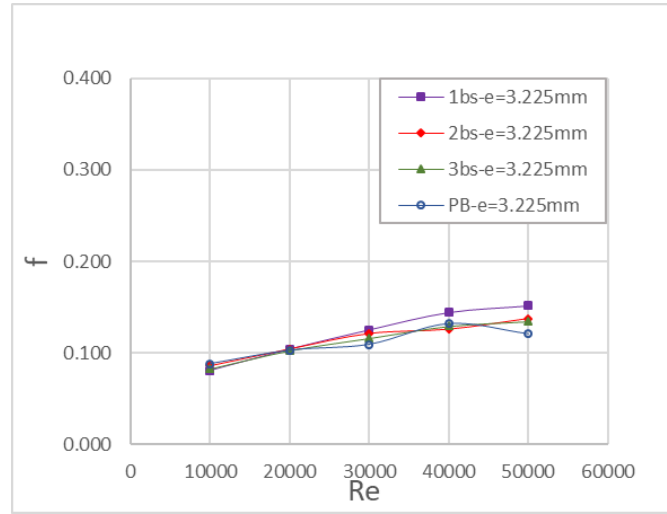
Şekil 2.2’de ısı transfer yüzey alanı ve boğum derinliği PB hortum ile aynı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümü ve ısı transferi değerleri PB hortumun sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Analizlerde ısı transferinin gerçekleştiği hortumların giriş ve çıkışındaki basınç değerleri sonuç verilerinden elde edilip, basınç farkı hesaplanmış ve Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 2.2’de sunulmuştur.



Şekil 2.9: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun basınç düşüm grafiği.

Şekil 2.8’deki grafikler 3BS hortumun basınç düşümü değerlerinin diğerlerine nazaran daha düşük olduğunu göstermektedir. PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Reynolds sayısı 50000 değerindeki basınç düşümü gözardı edildiğinde genel itibarıyla PB hortum basınç düşümü değerlerinin spiral hortumların basınç düşümü değerlerinden daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

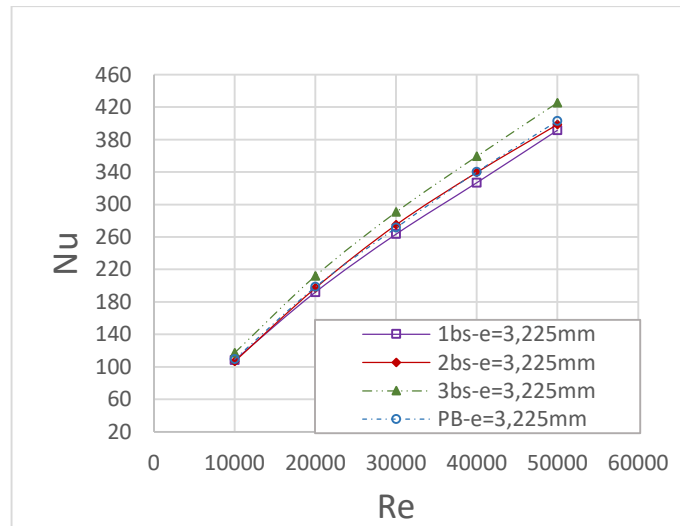
Şekil 2.9’da PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların f sürtünme faktörü grafiği sunulmuştur.



Şekil 2.10: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun f sürtünme faktörleri.

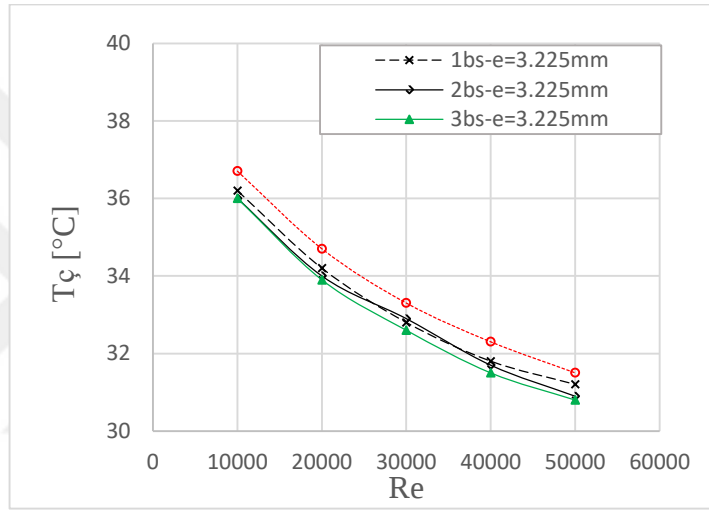
Şekil 2.9’deki grafiğe bakıldığında f sürtünme faktörleri Reynolds sayısının artan değerleriyle genel olarak artış göstermiştir. Reynolds 10000 ve 20000 değerlerinde belirgin bir fark görülüyorken 30000’de PB hortumun f sürtünme faktörü spiral hortumlara göre daha düşük olmuştur, 3BS ise spiral hortumlarda en düşük değerdedir. Reynolds 40000’de PB hortumda bir yükselmiş olup, 50000’de tekrar düşmüştür.

Şekil 2.10’da PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun Nusselt sayısının Re sayısının artan değerlerine bağlı grafiği sunulmuştur.



Şekil 2.11: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun Nusselt sayıları.

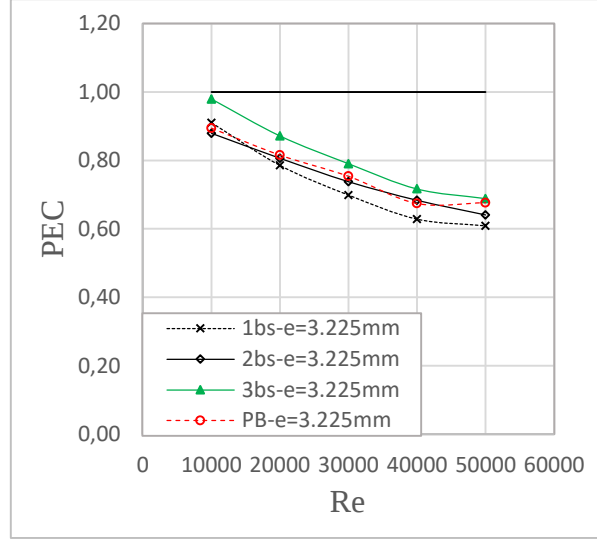
Şekil 2.19'daki grafik, Reynolds sayısının artmasıyla tüm hortumlar için Nusselt sayısının da arttığı göstermektedir. Nusselt sayısının en yüksek olduğu hortumun 3BS, en düşük olduğu hortumun 1BS olduğu görülebilmektedir. Paralel boğumlu hortumun Nusselt sayısı 3BS hortumun Nusselt sayısının altında, 1BS hortumun Nusselt sayısının üzerinde ve 2BS hortumun Nusselt sayısı ile yaklaşık eşit durumdadır. Araştırılan hortumların giriş ve çıkışında bulunan 0.3 m uzunluğunda düz boru yüzeyleri, analizlerde adyabatik olarak seçilmiştir, bu yüzden 1.6 m uzunluğundaki borunun çıkışında analizlerden okunan sıcaklık değeri, akışkanın ortalama çıkış sıcaklığı olarak düşünülmüştür. Şekil 2.11'de akışkanın çıkış sıcaklığı değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.12: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların çıkış sıcaklıkları.

Çıkış sıcaklıklarına bakıldığında PB hortumunki 1BS, 2BS ve 3BS hortuma göre daha yüksek değerdedir. 1BS hortumun çıkış sıcaklığı spiral hortumlar içinde en yüksek olanı, 3BS hortumunki en düşük olanıdır.

Şekil 2.12'de PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumlarda PEC sayılarının çalışılan Reynolds sayılarındaki grafiği sunulmuştur.



Şekil 2.13: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların PEC grafiği.

Şekil 2.12'ye bakıldığında 3BS hortumun PEC sayısının PB, 1BS ve 2BS hortuma göre yüksek değerde olduğu görülmektedir. Bunun sebebi 3BS hortumun Nusselt sayısının PB, 1BS ve 2BS hortuma göre yüksek ancak f sürtünme faktörünün 1BS ve 2BS hortumlara göre düşük olmasıdır.

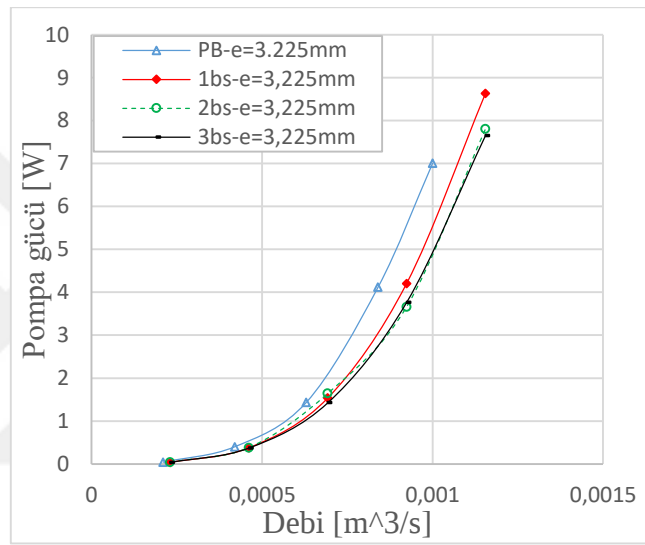
Isı transferi olarak düz borudan iyi olmalarına rağmen basınç kayıpları yüksek olduğu için PEC değerleri 0.6 ile 1 aralığında kalmıştır.

Aynı boğum derinliğinde ve ısı transferinin gerçekleştiği yanal yüzey alanları aynı olan PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumlar için Reynold sayısı 10000, 20000, 30000, 40000 ve 50000 değerlerine karşılık gelen hacimsel debiler hesaplanıp, elde edilen basınç düşümlerinden yararlanılarak pompa gücü hesabı için denklem (2.16) kullanılmıştır ve Şekil 2.6 ve Çizelge 2.15' te sunulmuştur.

$$\dot{W}_{pompa} = Q\Delta P \quad (2.16)$$

Çizelge 2.17: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların pompa gücü.

Re	PB		1BS		2BS		3BS	
	Q [m ³ /s]	$\dot{W}$ [Watt]	Q [m ³ /s]	$\dot{W}$ [Watt]	Q [m ³ /s]	$\dot{W}$ [Watt]	Q [m ³ /s]	$\dot{W}$ [Watt]
10000	0.00021	0.0428	0.00023	0.037	0.00023	0.039	0.00023	0.038
20000	0.00042	0.4015	0.00046	0.379	0.00046	0.38	0.00046	0.374
30000	0.00063	1.4383	0.00069	1.54	0.00069	1.643	0.00069	1.427
40000	0.00084	4.1202	0.00092	4.207	0.00092	3.663	0.00092	3.766
50000	0.001	7	0.00116	8.632	0.00116	7.808	0.00116	7.653



Şekil 2.14: PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumun pompa gücünün debiyle değişimi.

Şekil 2.7’de görüldüğü gibi hacimsel debi arttıkça pompa gücü bütün hortumlarda artmıştır.

2.6.2 PB hortum ile yüzey alanı eşit, hatve ve boğum derinliği farklı 1BS, 2BS ve 3BS hortumların analiz sonuçları

Sadece ısı transferi yüzey alanı PB hortum ile eşit olup, boğum derinliği ve hatveleri farklı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümleri ve ısı transferleri analizler yardımıyla hesaplanmıştır. Bahsedilen PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortum için geometrik parametreler Çizelge 2.20’de sunulmuştur.

Çizelge 2.18: : Isı transferi yüzey alanları PB hortum ile aynı, hatveleri ve boğum derinlikleri farklı olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap Do [mm]	İç çap Di [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap Dh [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı Ac [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı As [m ²]
PB	30.65	24.2	5.4	25	2.8	2.6	3.225	491	0.153
1BS	33.25	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	3.525	539	0.153
2BS	33.15	26.2	13	26.2	3.25	3.25	3.4	539	0.153
3BS	33	26.2	19.5	26.2	3.25	3.25	3.475	539	0.153

Çizelge 2.20’de başlangıç sayıları farklı olan hortumların hatveleri doğal olarak farklı olmuştur. 1BS, 2BS ve 3BS hortumların Çizelge 2.14’te belirtilen parametrelerden ayrılan yanı ısı transfer yüzey alanı PB ile eşit olmasına rağmen ve boğum derinliğinin farklı olmasıdır. Hidrolik çapları PB hortuma göre 1.2 mm fazladır. Çizelge 2.15’te PB hortumun analiz sonuçları ifade edilmiştir. 1BS, 2BS ve 3BS hortumun analiz sonuçları sırasıyla; Çizelge 2.21, 2.22 ve 2.23’te sunulmuştur.

Çizelge 2.19: 1BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
9.6	10000	0.0297	185	36	103221	2364	0.095	116	0.03	86	3.1	1.3	0.9
8.9	20000	0.0297	1080	34	190419	4246	0.138	208	0.02	151	5.6	1.4	0.8
9	30000	0.0297	2810	33	268723	5898	0.160	289	0.02	211	7.3	1.4	0.7
9	40000	0.0297	5424	32	339768	7367	0.174	360	0.02	271	8.5	1.3	0.7
9.1	50000	0.0297	8802	31	406597	8733	0.180	427	0.02	324	9.3	1.3	0.6

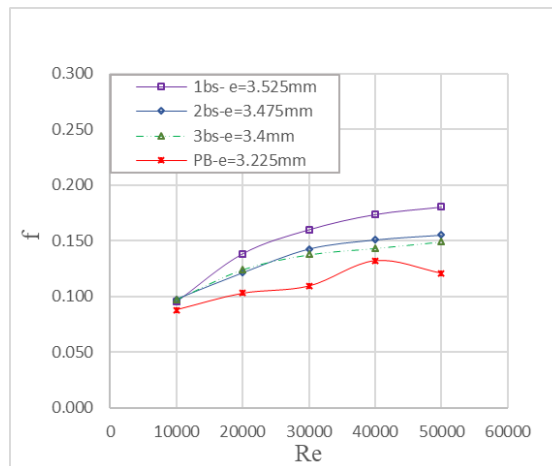
Çizelge 2.20: 2BS hortumun analiz sonuçları.

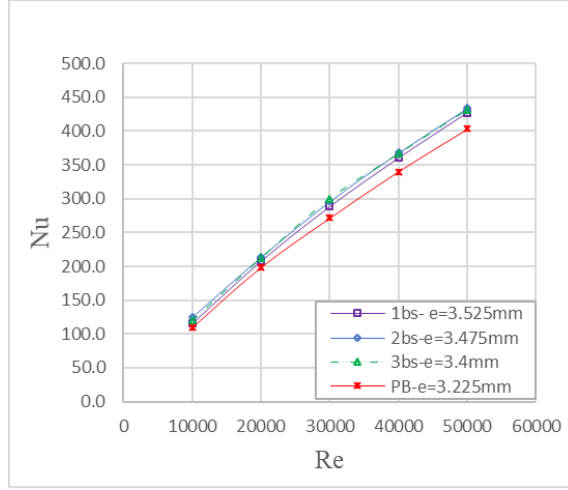
Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.2	10000	0.0296	191	36	111318	2024	0.097	125	0.03	86	3.2	1.4	1
8.5	20000	0.0296	949	34	197150	3585	0.121	214	0.02	151	4.9	1.4	0.8
8.6	30000	0.0296	2512	33	277142	5039	0.143	296	0.02	211	6.5	1.4	0.8
8.65	40000	0.0296	4725	32	348816	6342	0.151	368	0.02	271	7.3	1.4	0.7
8.7	50000	0.0296	7593	31	415341	7552	0.155	434	0.02	324	8.0	1.3	0.7

Çizelge 2.21: 3BS hortumun analiz sonuçları.

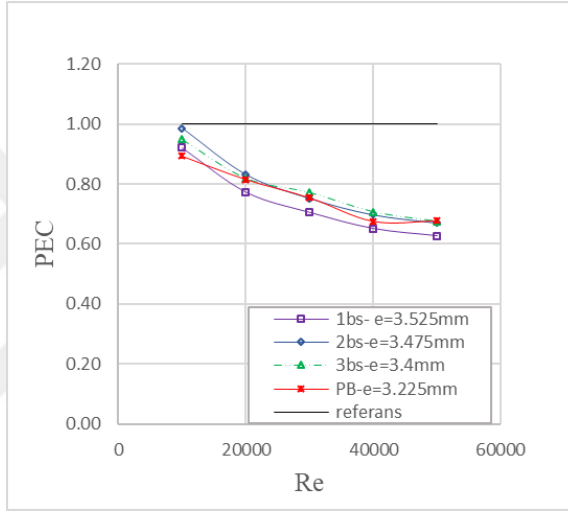
Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.98	10000	0.0296	190	36	107429	2086	0.097	120	0.03	86	3.2	1.4	0.9
8.27	20000	0.0296	973	34	195392	3664	0.124	212	0.02	151	5.1	1.4	0.8
8.3	30000	0.0296	2426	33	277898	5123	0.138	300	0.02	211	6.3	1.4	0.8
8.3	40000	0.0296	4493	32	347117	6591	0.143	367	0.02	271	7.0	1.4	0.7
8.9	50000	0.0296	7306	31	412727	7862	0.149	432	0.02	324	7.7	1.3	0.7

PB, 1BS, 2BS ve 3BS hortumların f sürtünme faktörünün, Nusselt sayısının, PEC sayısının, basınç düşümünün ve çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 2.14, 2.15, 2.16, 2.17 ve 2.18’de gösterilmiştir.

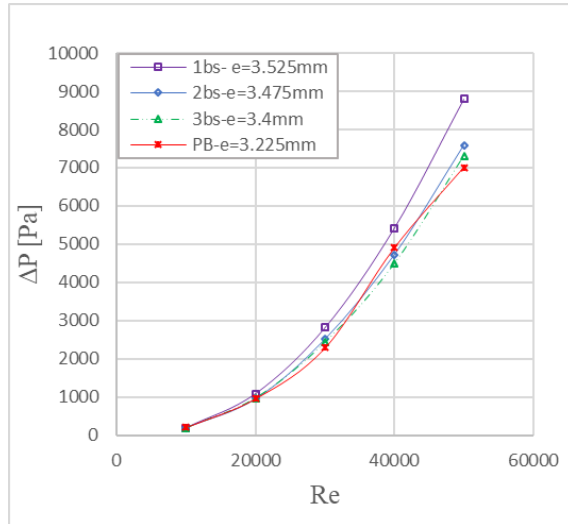
**Şekil 2.15:** 1BS, 2BS ve 3BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi.



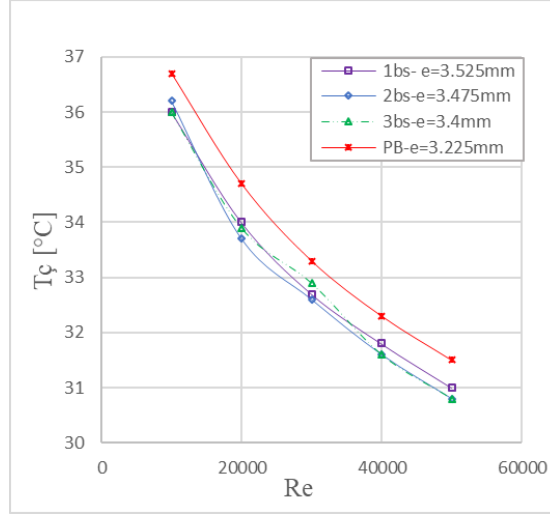
Şekil 2.16: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun Nu sayısının Re ile değişimi.



Şekil 2.17: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi.



Şekil 2.18: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi.



Şekil 2.19: 1BS, 2BS ve 3BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi.

1BS hortumun basınç düşümü ve f sürtünme faktörü diğer hortumlara göre daha yüksek olmuştur. 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümleri birbirine neredeyse eşit olmakla birlikte 2BS hortumun f sürtünme faktörü ve basınç düşümü 3BS'ye göre biraz daha yüksek olmuştur. PB hortumda ise f sürtünme faktörünün ve basınç düşümünün diğerlerine göre genel anlamda daha düşük olduğu söylenebilir. Başlangıç sayılarının iki ve üç olmasından dolayı hatveleri bu başlangıç sayılarıyla orantılı değişmektedir. Boğum derinliğindeki küçük farkla birlikte 3BS hortumun hatve uzunluğunun 2BS hortuma göre daha fazla olması ve başlangıç sayısının fazla olmasından dolayı daha girift yapıdadır Reynolds sayısının 10000 ve 20000 değerlerinde yaklaşık aynı iken Reynolds sayısının artan değerlerinde girift yapının etkisi azalmış ve f sürtünme faktörü iki başlangıçlılığın altında kalmıştır. Boğum derinliği yüksek olandan düşük olana doğru sürtünme faktörü değeri azalmıştır. Nusselt sayılarına bakıldığında, PB hortumun Nusselt değerinin 1BS, 2BS ve 3BS hortuma göre düşük olduğu görülmektedir. 1BS hortumun Nusselt sayısının 2BS ve 3BS hortuma göre düşük olduğu görülmektedir. 2BS ve 3BS hortumların Nusselt sayıları yaklaşık aynıdır. Nusselt sayısı tüm hortumlar için Reynolds değerinin artan değerleriyle artmıştır. PEC sayısı tüm hortumlar için 1'in altındadır ve Reynolds sayısının artan değerleriyle azalmıştır. Genel itibarıyla PEC sayısı en düşük olan hortum 1BS olmuştur. Bunun sebebinin boğum derinliklerine bağlı olduğu düşünülmüştür ve 1BS, 2BS ve 3BS hortumlar için tüm parametrelerin aynı olduğu sadece boğum derinliklerinin değiştiği analizler yapılmıştır. 2.6.3 numaralı başlık

altında incelenen 1BS hortumun boğum derinliklerine bağlı f sürtünme katsayısı, Nusselt sayısı ve PEC sayısı araştırılmıştır.

2.6.3 Boğum derinlikleri farklı 1BS hortumların analiz sonuçları

Çizelge 2.24'te boğum derinlikleri farklı 1BS hortumların geometrik parametreleri, Çizelge 2.25, 2.26, 2.27'de artan boğum derinliğine göre sırasıyla analiz sonuçları sunulmuştur.

Çizelge 2.22: 1BS hortumun geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap D_o [mm]	İç çap D_i [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap D_h [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı A_c [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı A_s [m ²]
1BS	30.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.113
1BS	32.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	3.1	539	0.140
1BS	33.25	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	3.525	539	0.153

Çizelge 2.23: 1BS, $e=2.1$ mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/f_{boru}	Nu/Nu _{boru}	PEC
8.8	10000	0.0283	149	35	152801	2778	0.073	160	0.03	86	2.4	1.9	1.39
7.7	20000	0.0283	677	32	265536	5790	0.083	270	0.02	151	3.4	1.8	1.19
8	30000	0.0283	1655	31	365572	6647	0.090	365	0.02	211	4.1	1.7	1.08
9.4	40000	0.0283	3171	30	463164	8421	0.097	459	0.02	271	4.7	1.7	1.01
8.4	50000	0.0283	5182	30	556777	10123	0.101	548	0.02	324	5.2	1.7	0.98

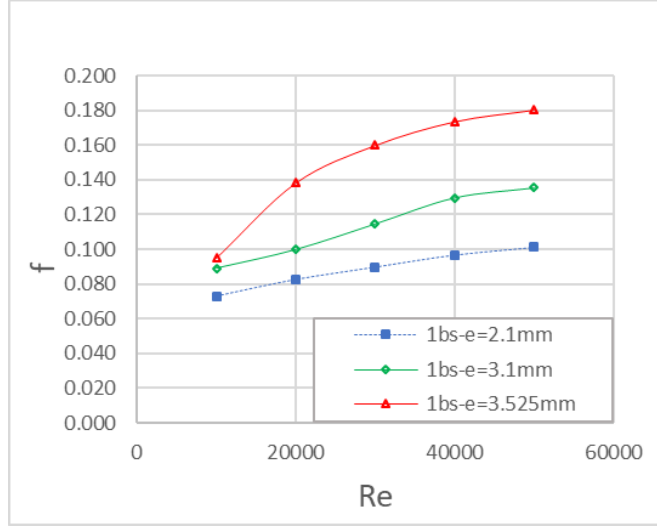
Çizelge 2.24: 1BS, e=3.1 mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
9.25	10000	0.0293	176	36	114526	2082	0.089	126	0.03	86	2.9	1.5	1
8.2	20000	0.0293	791	34	208479	3791	0.100	223	0.02	151	4.1	1.5	0.9
8.3	30000	0.0293	2042	32	289175	5258	0.115	304	0.02	211	5.2	1.4	0.8
8.4	40000	0.0293	4106	31	363678	6612	0.130	378	0.02	271	6.3	1.4	0.8
7	50000	0.0293	6700	31	435809	7924	0.135	449	0.02	324	7.0	1.4	0.7

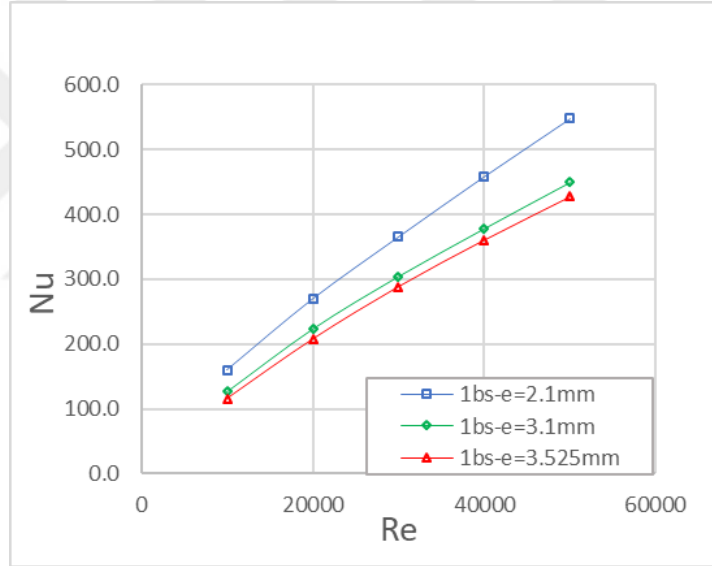
Çizelge 2.25: 1BS, e=3.525 mm boğum derinliğinde hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
9.6	10000	0.0297	185	36	103221	2364	0.09	116	0.03	86	3.1	1.3	0.9
8.9	20000	0.0297	1080	34	190419	4246	0.14	208	0.02	151	5.6	1.4	0.8
9	30000	0.0297	2810	33	268723	5898	0.16	289	0.02	211	7.3	1.4	0.7
9	40000	0.0297	5424	32	339768	7367	0.17	360	0.02	271	8.5	1.3	0.7
9.1	50000	0.0297	8802	31	406597	8733	0.18	427	0.02	324	9.3	1.3	0.6

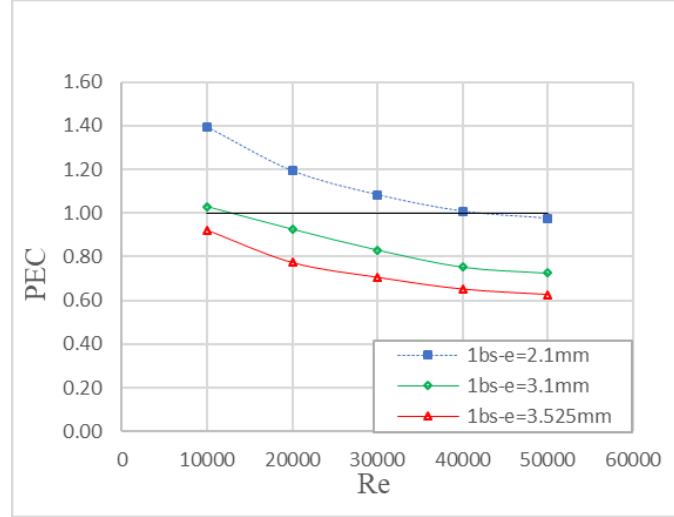
Analiz sonuçları Çizelge 2.19, 2.20, 2.21’ de belirtilen 1BS hortumların f sürtünme faktörü, Nusselt ve PEC sayılarının Reynolds sayısı ile değişim grafikleri sırasıyla Şekil 2.19, 2.20 ve 2.21’de sunulmuştur. ,



Şekil 2.20: Boğum derinliği değişimine göre 1BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi.



Şekil 2.21: Boğum derinliği değişimine göre 1BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi.



Şekil 2.22: Boğum derinliği değişimine göre 1BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi.

Boğum derinliğinin değişimine göre yapılan nümerik analizlerde boğum derinliği arttıkça sürtünme kayıpları artmakta ve ısı transferi azalmaktadır. Basınç kaybı olarak boğum derinliği $e=3.525$ mm' de en yüksek değerindeyken Nusselt sayısı en düşük değerini almaktadır. Boğum derinliği $e=2.1$ mm olan 1BS ise sürtünme kaybı olarak diğerlerine göre en düşük değerini alırken Nu sayısı diğerlerine göre daha yüksektir. Nu ve f değerleri birlikte değerlendirilip PEC sayısı hesaplandığında boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS hortumun PEC değerinin yalnızca 50000' de 1'den küçük olduğu diğerlerinin ise 1'in üzerinde kaldığı sonucuna varılmaktadır. Boğum derinliği arttıkça basınç düşümü değerleri artarken Nusselt değerleri azalmaktadır, dolayısıyla PEC sayıları da o oranlarda azalmaktadır. Boğum derinliği $e=3.1$ mm olan 1BS hortumun PEC sayısı yalnızca Reynolds sayısı 10000'de 1'in üzerindeyken Reynolds sayısının artan değerleriyle 1'in aşağısında kalmıştır. $e=3.525$ mm olan hortumun ise PEC değerleri Reynolds sayısının 10000 ile 50000 aralığında tamamen 1'in aşağısındadır. Bu sonuçlara bakıldığında aynı başlangıç sayısına sahip hortumlarda boğum derinliği arttıkça basınç kaybı artmakta, ısı transferi düşmektedir.

2.6.4 Boğum derinlikleri aynı başlangıç sayıları farklı 1BS, 2BS ve 3BS hortumların analiz sonuçları

Boğum derinlikleri aynı olan, başlangıç sayıları farklı olan, buna bağlı olarak da hatvesi farklı olan spiral düz 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri

Çizelge 2.28’de, analiz sonuçları ise sırasıyla Çizelge 2.29, 2.30 ve 2.31’de sunulmuştur.

Çizelge 2.26: Boğum derinliği 2,1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap Do [mm]	İç çap Di [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap Dh [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı Ac [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı As [m ²]
1BS	30.4	26.2	6.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.113
2BS	30.4	26.2	13	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114
3BS	30.4	26.2	19.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114

Çizelge 2.27: Boğum derinliği 2,1 mm olan 1BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.8	10000	0.0283	149	35	152801	2778	0.073	160	0.03	86	2.4	1.9	1.39
7.7	20000	0.0283	677	32	265536	5790	0.083	270	0.02	151	3.4	1.8	1.19
8	30000	0.0283	1655	31	365572	6647	0.090	365	0.02	211	4.1	1.7	1.08
9.4	40000	0.0283	3171	30	463164	8421	0.097	459	0.02	271	4.7	1.7	1.01
8.4	50000	0.0283	5182	30	556777	10123	0.101	548	0.02	324	5.2	1.7	0.98

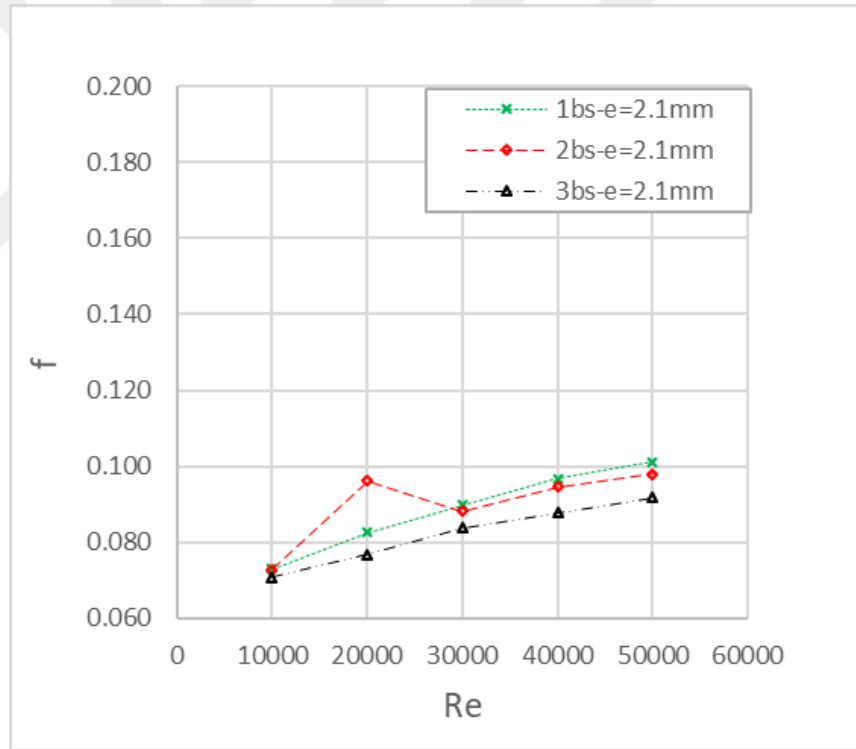
Çizelge 2.28: Boğum derinliği 2,1 mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.46	10000	0.0283	149	34	153972	2800	0.073	161	0.03	86	2.4	1.9	1.4
8.7	20000	0.0283	787	32	268517	4883	0.096	272	0.02	151	3.9	1.8	1.1
8.8	30000	0.0283	1627	31	367778	6687	0.088	367	0.02	211	4.0	1.7	1.1
8.8	40000	0.0283	3097	30	464522	8446	0.094	459	0.02	271	4.6	1.7	1
8.9	50000	0.0283	5016	28	506493	9197	0.098	489	0.02	324	5.1	1.5	0.9

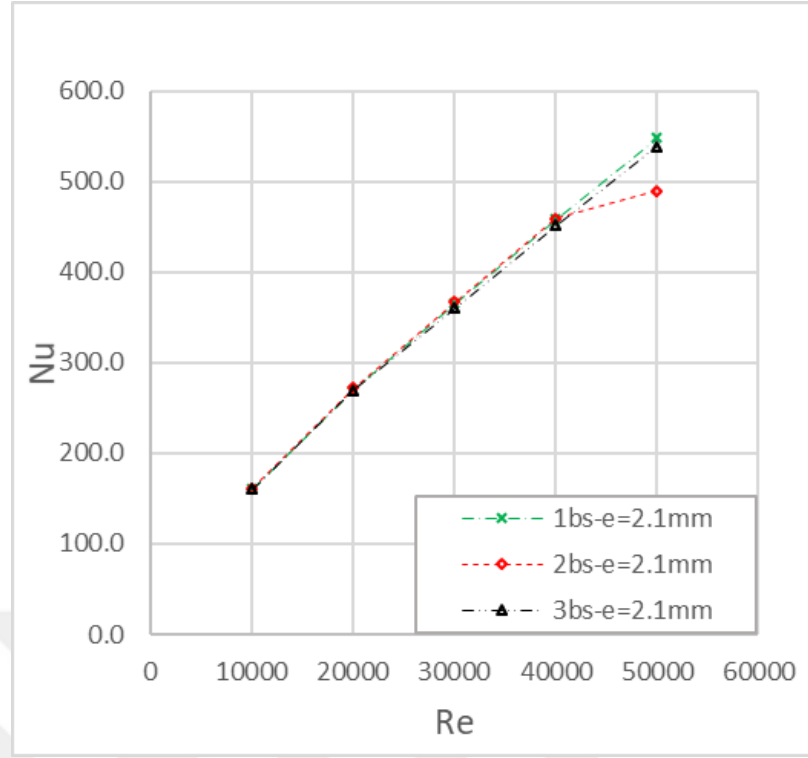
Çizelge 2.29: Boğum derinliği 2,1 mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.6	10000	0.0283	145	34	153513	2791	0.071	161	0.03	86	2.3	1.9	1.4
9	20000	0.0283	629	32	265722	4831	0.077	270	0.02	151	3.1	1.8	1.2
8	30000	0.0283	1546	31	363584	6611	0.084	361	0.02	211	3.8	1.7	1.1
8.26	40000	0.0283	2877	30	457626	8320	0.088	452	0.02	271	4.3	1.7	1
9.85	50000	0.0283	4734	29	548325	9970	0.092	465	0.02	284	4.8	1.6	1

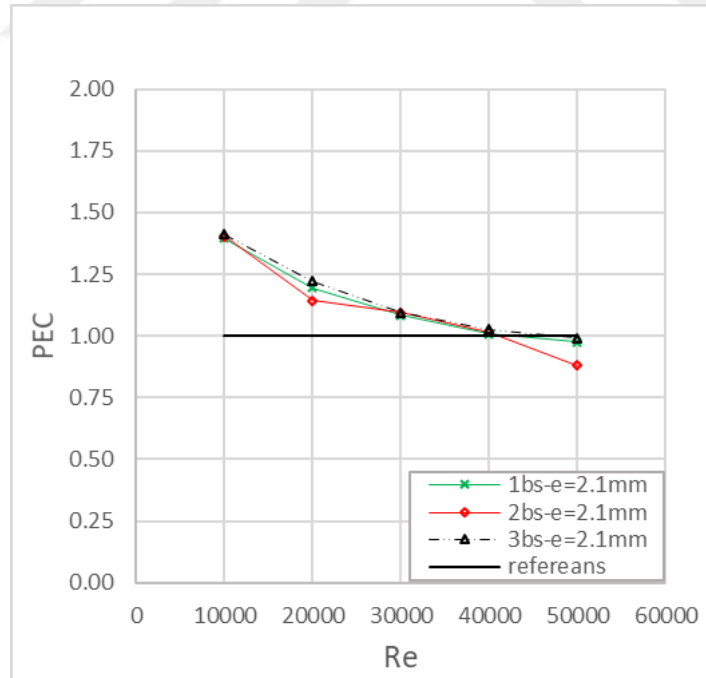
1BS, 2BS ve 3BS hortumların f sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve PEC sayısının Reynolds ile değişim grafikleri Şekil 2.22, 2.23 ve 2.24'te gösterilmiştir.



Şekil 2.23: Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların f sürtünme faktörünün Re ile değişimi.

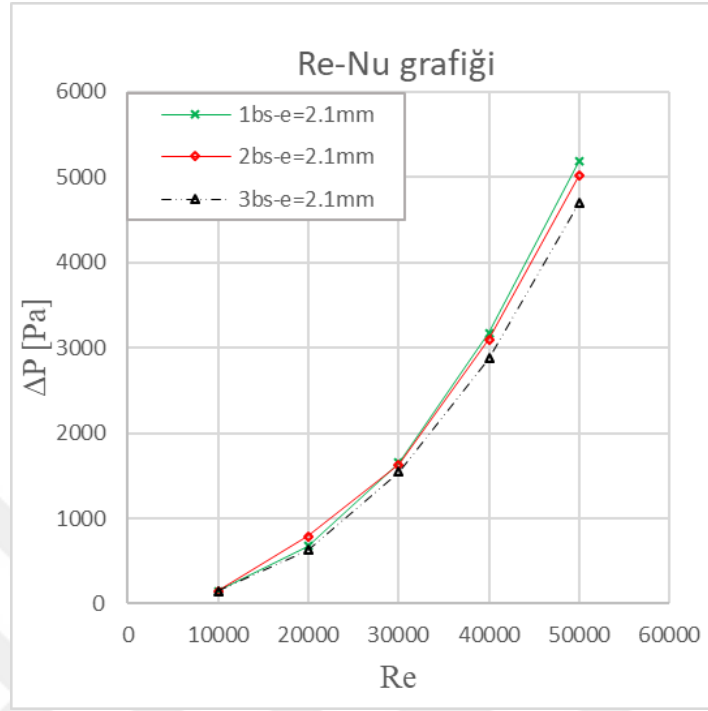


Şekil 2.24: Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların Nu sayısının Re ile değişimi.

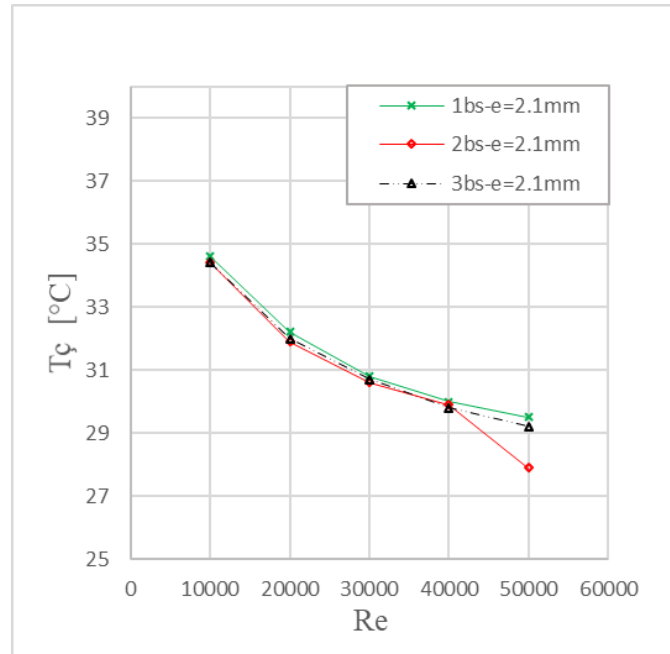


Şekil 2.25: Boğum derinliği aynı başlangıç sayıları farklı hortumların PEC sayısının Re ile değişimi.

Şekil 2.25 ve Şekil 2.26’da basınç düşümü ve çıkış sıcaklığını gösteren grafikler sunulmuştur.



Şekil 2.26: Boğum derinliği 2,1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümlerinin Re ile değişimi.



Şekil 2.27: Boğum derinliği 2,1 mm olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların çıkış sıcaklığının Re ile değişimi.

Grafiklere göre basınç düşümü, boğum derinliği 2.1 mm olduğunda 3BS hortumun sürtünme faktörü 1BS ve 2BS hortuma göre daha düşüktür. Bunun nedeni başlangıç sayısı diğerlerinden fazla olduğu için hatve aralıkları daha geniştir, bu durum basınç düşümünü azaltıcı bir faktör olarak düşünülebilir. Yüzey alanları eşit olduğu için ısı transferi anlamında kayda değer bir fark görülmemektedir. Ancak basınç düşümlerinde bir azalma görülmektedir. Genel itibarıyla PEC sayısı 1'in üzerindedir. 2BS hortum için boğum derinliği değişimine bağlı ısı transferi ve basınç düşümü de araştırılmıştır. Geometrik parametreler, yapılan analizler ve yorumlar 2.6.5 numaralı başlık altında sunulmuştur.

2.6.5 Boğum derinlikleri farklı 2BS hortumların analiz sonuçları

Boğum derinlikleri farklı hatveleri aynı 2BS hortumların geometrik parametreleri Çizelge 2.32'de sunulmuştur.

Çizelge 2.30: Boğum derinlikleri farklı hatveleri eşit 2BS hortumların geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap Do [mm]	İç çap Di [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap Dh [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı Ac [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı As [m ²]
2BS	30.4	26.2	13	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114
2BS	33.15	26.2	13	26.2	3.25	3.25	3.4	539	0.153

Çizelge 2.33 ve 2.34'te tüm parametreleri aynı boğum derinlikleri farklı 2BS hortumların analiz sonuçları sunulmuştur.

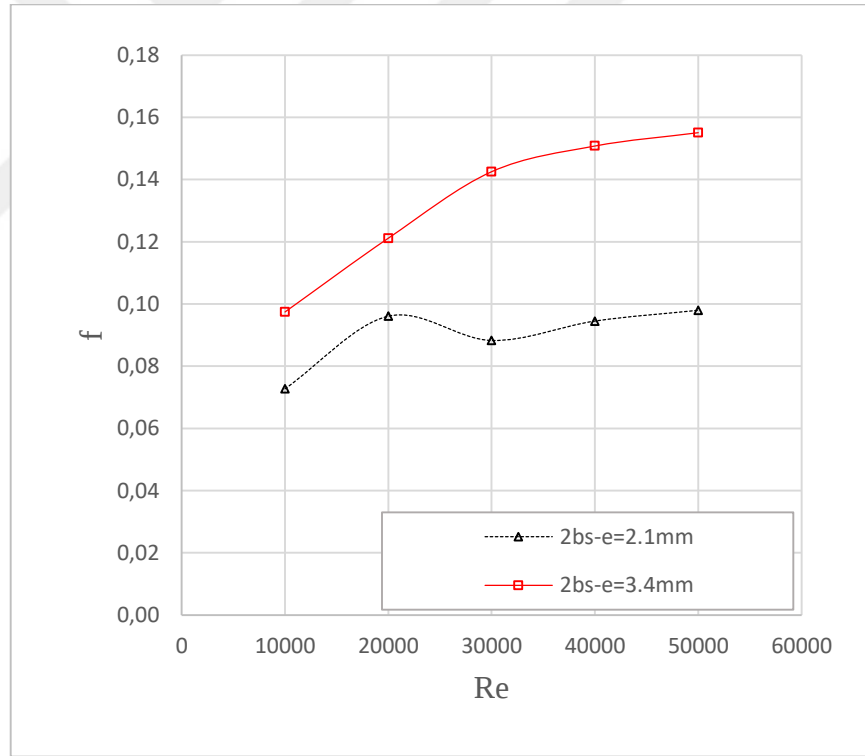
Çizelge 2.31: Boğum derinliği e=2.1 mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.46	10000	0.0283	149	34	153972	2800	0.07	161	0.03	86	2.4	1.9	1.4
8.7	20000	0.0283	787	32	268517	4883	0.10	272	0.02	151	3.9	1.8	1.1
8.8	30000	0.0283	1627	31	367778	6687	0.09	367	0.02	211	4.0	1.7	1.1
8.8	40000	0.0283	3097	30	464522	8446	0.09	459	0.02	271	4.6	1.7	1
8.9	50000	0.0283	5016	28	506493	9197	0.10	489	0.02	324	5.1	1.5	0.9

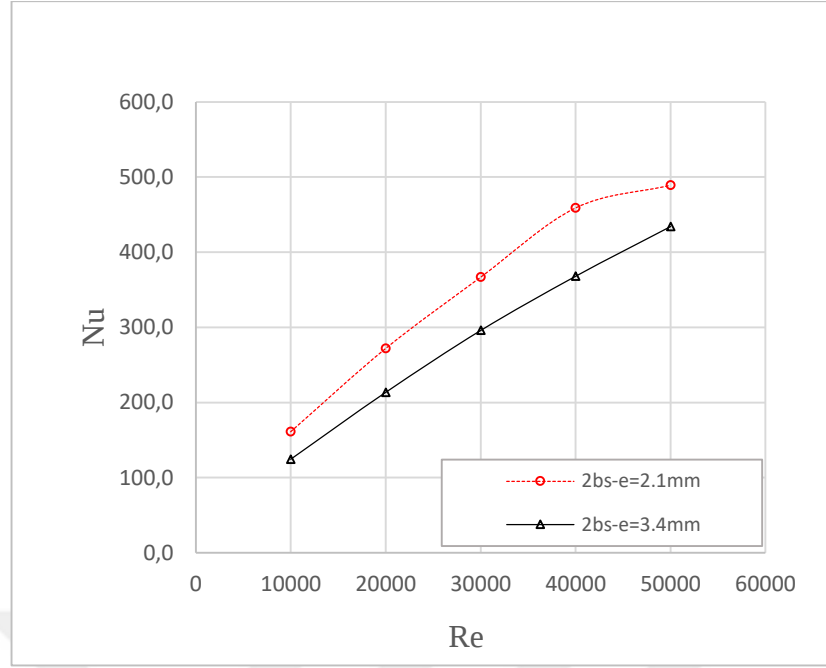
Çizelge 2.32: Boğum derinliği $e=3.4$ mm olan 2BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	T_c [°C]	Isı akısı [W/m^2]	Isı transfer katsayısı [W/m^2K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.2	10000	0.0296	191	36	111318	2024	0.10	125	0.03	86	3.2	1.4	1
8.5	20000	0.0296	949	34	197150	3585	0.12	214	0.02	151	4.9	1.4	0.8
8.6	30000	0.0296	2512	33	277142	5039	0.14	296	0.02	211	6.5	1.4	0.8
8.65	40000	0.0296	4725	32	348816	6342	0.15	368	0.02	271	7.3	1.4	0.7
8.7	50000	0.0296	7593	31	415341	7552	0.16	434	0.02	324	8.0	1.3	0.7

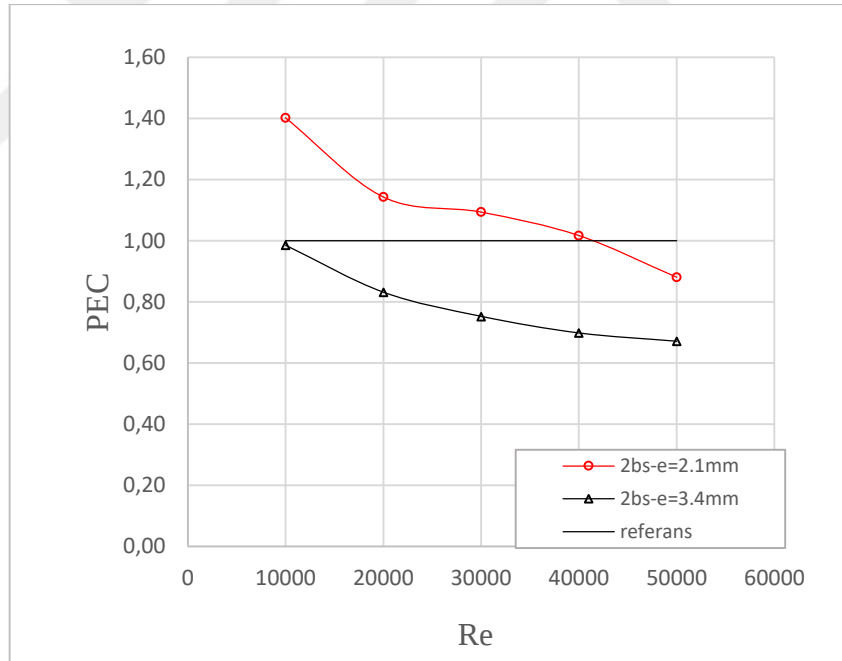
Şekil 2.27, 2.28, 2.29’da 2BS, hatveleri aynı boğum derinlikleri farklı hortumların analiz sonuçlarından elde edilen f, Nu ve PEC sayılarının karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 2.28: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi.

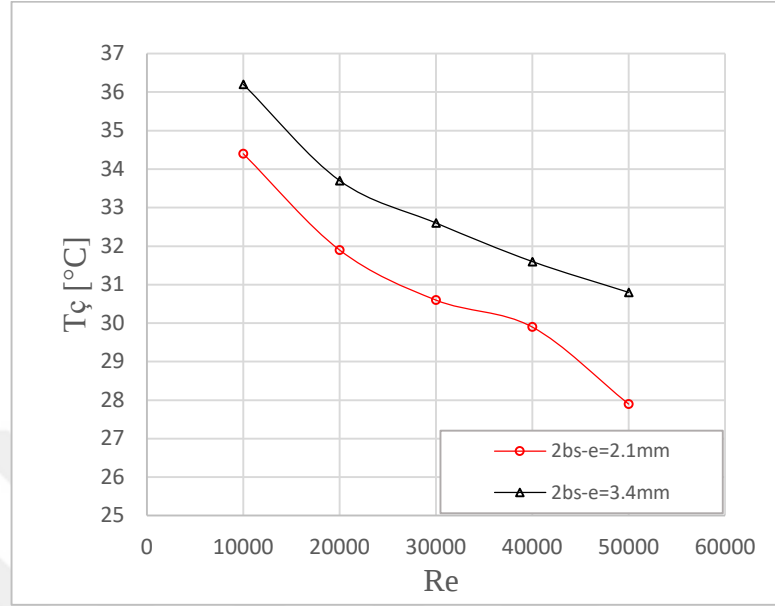


Şekil 2.29: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi.

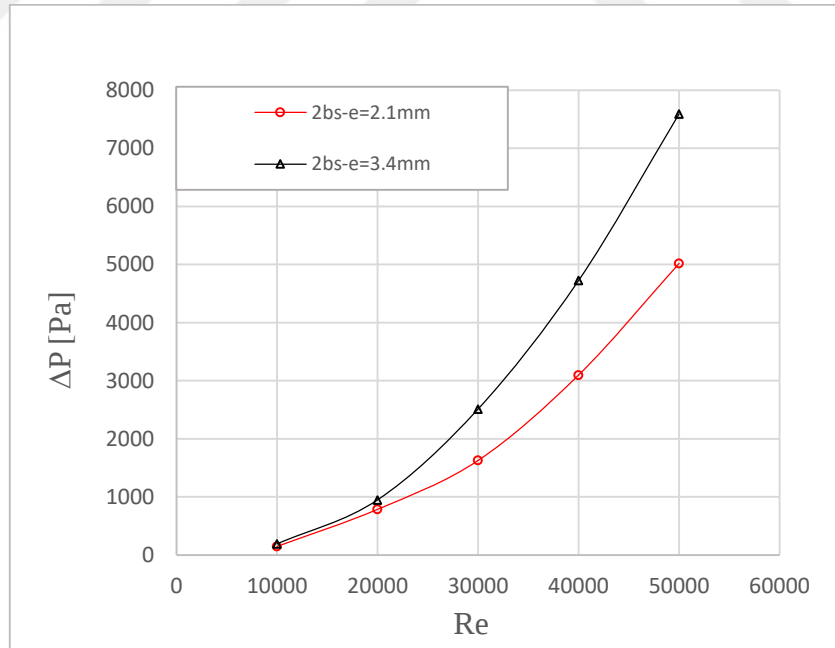


Şekil 2.30: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi.

Şekil 2.30 ve 2.31’de basınç kayıpları ve çıkış sıcaklıklarının grafikleri sunulmuştur. Tüm parametreler eşit iken boğum derinliğinin değişiminin basınç düşümü ve sıcaklığa etkisi bu grafiklerde açıkça görülmektedir.



Şekil 2.31: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi.



Şekil 2.32: Boğum derinliği farklı olan 2BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi.

Şekil 2.27, 2.28 ve 2.29’da sunulan grafiklerde beklendiği üzere Şekil 2.19 ve 2.20’deki gibi tüm parametreler aynıyken boğum derinliklerinin artmasıyla f sürtünme faktöründe artış görülüp, Nusselt sayısında azalma görülmektedir. Bu iki parametre birlikte değerlendirildiğinde, $e=2.1$ mm’lik düşük boğum derinlikli 2BS hortumun Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında PEC sayısının 1 ‘in üstüne çıktığı görülmektedir. Çizelge 2.33 ile Çizelge 2.34’teki çıkış sıcaklıklarına bakıldığında yaklaşık 2°C fark olmasına rağmen logaritmik sıcaklık farkından hesaplanan h ısı transfer katsayısı ve buradan da hesaplanan Nusselt sayılarına bakıldığında $e=2.1$ mm boğum derinlikli 2BS hortumun ısı transferinin $e=3.4$ mm boğum derinlikli 2BS hortuma göre daha iyi olduğu ve f sürtünme faktörlerinde ciddi farkla birlikte, ikisinin birlikte değerlendirildiği PEC sayısının da $e=3.4$ mm boğum derinlikli 2BS hortuma göre daha iyi olduğu görülmüştür. Aynı değerlendirme 3BS hortum için de yapılmıştır ve 3BS’nin geometrik parametreleri, analiz sonuçları ve grafikleri 2.6.6 başlığı altında sunulmuştur.

2.6.6 Boğum derinlikleri farklı 3BS hortumların analiz sonuçları

Boğum derinlikleri farklı hatveleri aynı 3BS hortumların geometrik parametreleri Çizelge 2.31’ da sunulmuştur.

Çizelge 2.33: Boğum derinlikleri farklı 3BS hortumun geometrik parametreleri.

Geometri tipi	Dış çap D_o [mm]	İç çap D_i [mm]	Hatve p [mm]	Hidrolik çap D_h [mm]	İç boğum genişliği n [mm]	Dış boğum genişliği t [mm]	Boğum derinliği e [mm]	Giriş kesit alanı A_c [mm ²]	Isı transfer yüzey alanı A_s [m ²]
3BS	30.4	26.2	19.5	26.2	2.3	4.8	2.1	539	0.114
3BS	33	26.2	19.5	26.2	3.25	3.25	3.475	539	0.153

Çizelge 2.32 ve 2.33’ te tüm parametreleri aynı boğum derinlikleri farklı 3BS hortumların analiz sonuçları sunulmuştur.

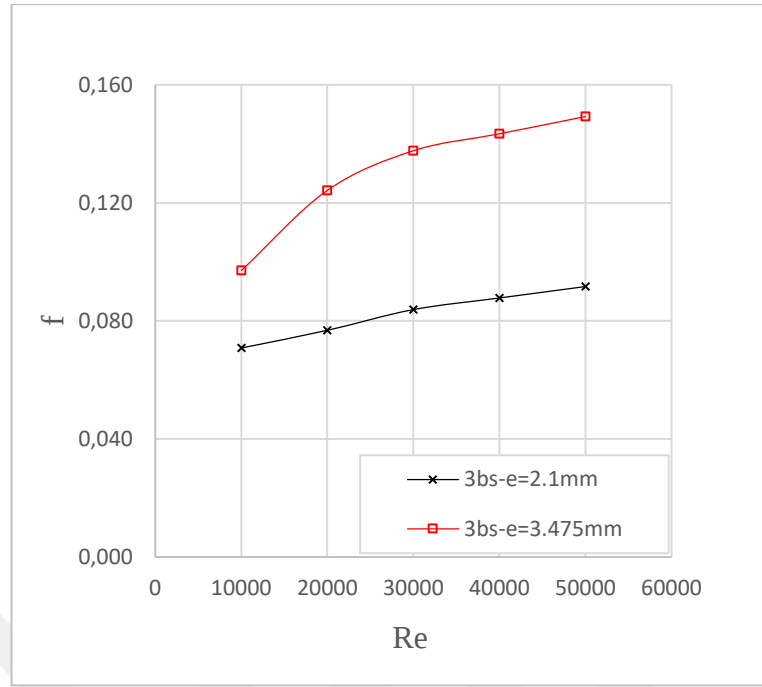
Çizelge 2.32: Boğum derinliği $e=2.1$ mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	$T_{\text{ç}}$ [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.6	10000	0.0283	145	34	153513	2791	0.07	161	0.03	86	2.3	1.9	1.4
9	20000	0.0283	629	32	265722	4831	0.08	270	0.025	151	3.1	1.8	1.2
8	30000	0.0283	1546	31	363584	6611	0.08	361	0.022	211	3.8	1.7	1.1
8.26	40000	0.0283	2877	30	457626	8320	0.09	452	0.021	271	4.3	1.7	1
9.85	50000	0.0283	4734	29	548325	9970	0.09	465	0.019	284	4.8	1.6	1

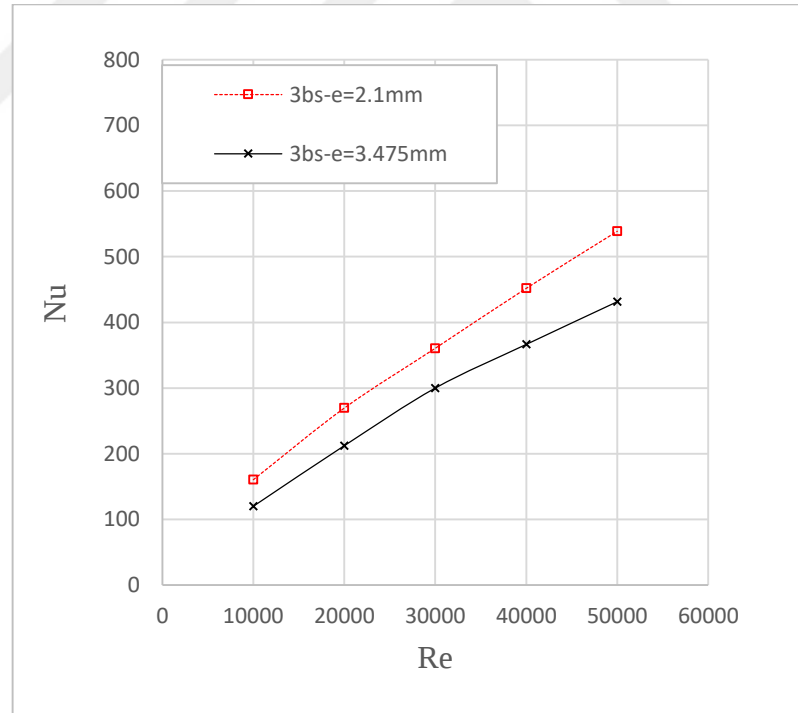
Çizelge 2.34: Boğum derinliği $e=3.475$ mm olan 3BS hortumun analiz sonuçları.

Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Re	Hidrolik Çap [m]	ΔP [Pa]	$T_{\text{ç}}$ [°C]	Isı akısı [W/m ²]	Isı transfer katsayısı [W/m ² K]	f	Nu analiz	f boru	Nu boru	f/fboru	Nu/Nuboru	PEC
8.98	10000	0.0296	190	36	107429	2086	0.10	120	0.03	86	3.2	1.4	0.9
8.27	20000	0.0296	973	34	195392	3664	0.12	212	0.02	151	5.1	1.4	0.8
8.3	30000	0.0296	2426	33	277898	5123	0.14	300	0.02	211	6.3	1.4	0.8
8.3	40000	0.0296	4493	32	347117	6591	0.14	367	0.02	271	7.0	1.4	0.7
8.9	50000	0.0296	7306	31	412727	7862	0.15	432	0.02	324	7.7	1.3	0.7

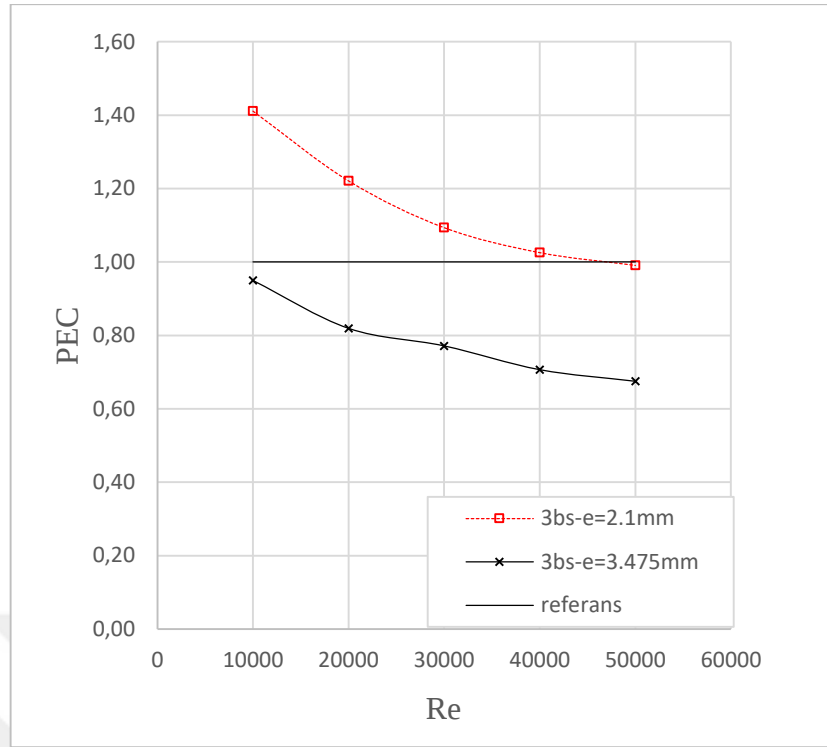
Şekil 2.26, 2.27, 2.28, 2.29, 2.30’ da 3BS, hatveleri aynı boğum derinlikleri farklı hortumların analiz sonuçlarından elde edilen f sürtünme faktörü, Nu, PEC sayıları, basınç düşümü ve çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması görülmektedir.



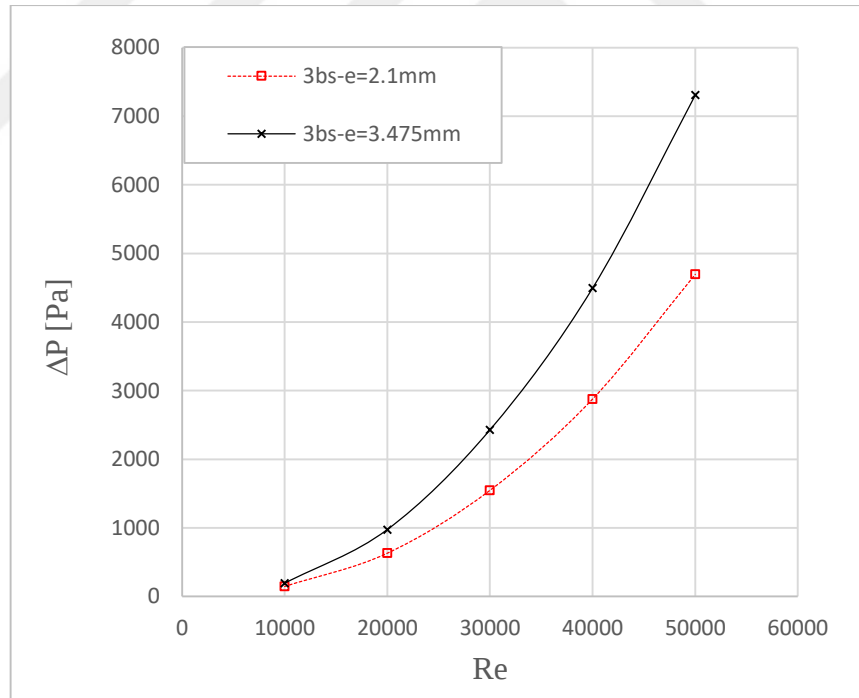
Şekil 2.33: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun f sürtünme faktörünün Re ile değişimi.



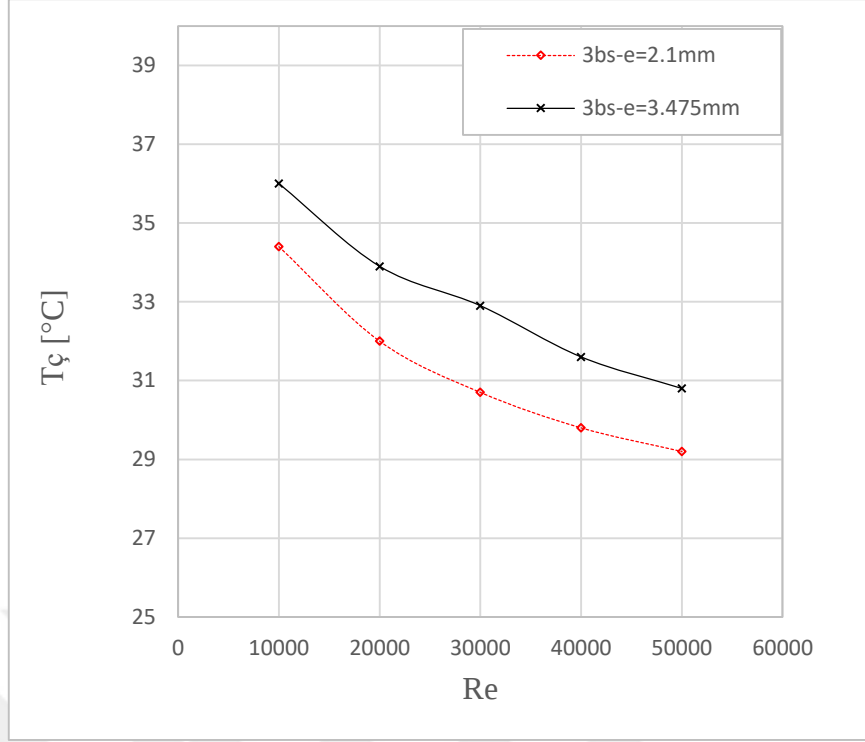
Şekil 2.34: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun Nusselt sayısının Re ile değişimi.



Şekil 2.35: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun PEC sayısının Re ile değişimi.



Şekil 2.36: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun basınç düşümünün Re ile değişimi.



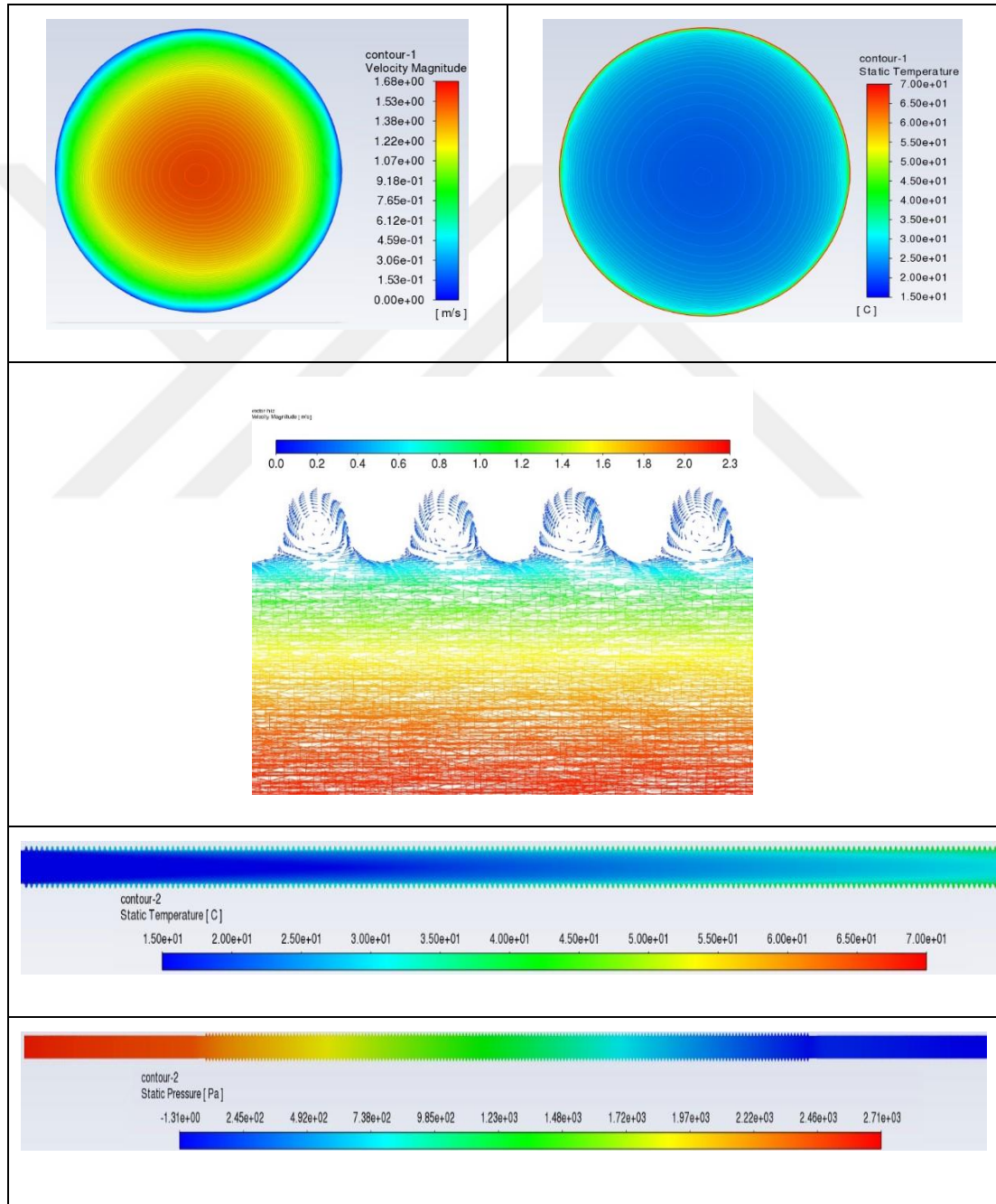
Şekil 2.37: Boğum derinliği farklı olan 3BS hortumun çıkış sıcaklığının Re ile değişimi.

Şekil 2.21, 2.22 ve 2.23’ de sunulan grafiklerle benzer şekilde, tüm parametreler eşitken boğum derinliklerinin artmasıyla f sürtünme faktöründe artış görülüp, Nusselt sayısında azalma görülmektedir. Bu iki parametre birlikte değerlendirildiğinde, $e=2.1$ mm’lik düşük boğum derinlikli 3BS hortumun Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında PEC sayısının 1 ‘in üstüne çıktığı, 50000’ de ise yaklaşık 1 olduğu görülmektedir. Çizelge 2.32 ve Çizelge 2.33’e bakıldığında çıkış sıcaklıklarındaki fark yaklaşık 2°C olmasına rağmen logaritmik sıcaklık farkından hesaplanan h ısı transfer katsayısı ve buradan da hesaplanan Nusselt sayılarına bakıldığında $e=2.1$ mm boğum derinlikli 3BS hortumun ısı transferinin daha iyi olduğu ve f sürtünme kayıplarında gözle görülür bir farkla birlikte, ikisinin birlikte değerlendirildiği PEC sayısının da $e=3.475$ mm boğum derinlikli 3BS hortuma göre daha iyi olup, 1’in üstünde olduğu görülmüştür. Basınç düşümleri, Reynols sayısının artışıyla birlikte $e=2.1$ mm boğum derinlikli hortumda daha az bir artış gösterirken $e=3.475$ mm boğum derinlikli hortumda daha fazla bir artış göstermiştir.

Paralel boğumlu hortum için görseller

Çizelge 2.34'te paralel boğumlu hortumun ortasından, akış kesitinden alınan hız konturu, sıcaklık konturu gösterilmektedir. Reynolds sayısı 40000'de akışın geliştiği bölgeden alınan kesitten boğum içerisindeki akışın vektörel gösterimi, basınç konturu ve sıcaklık konturu gösterilmiştir.

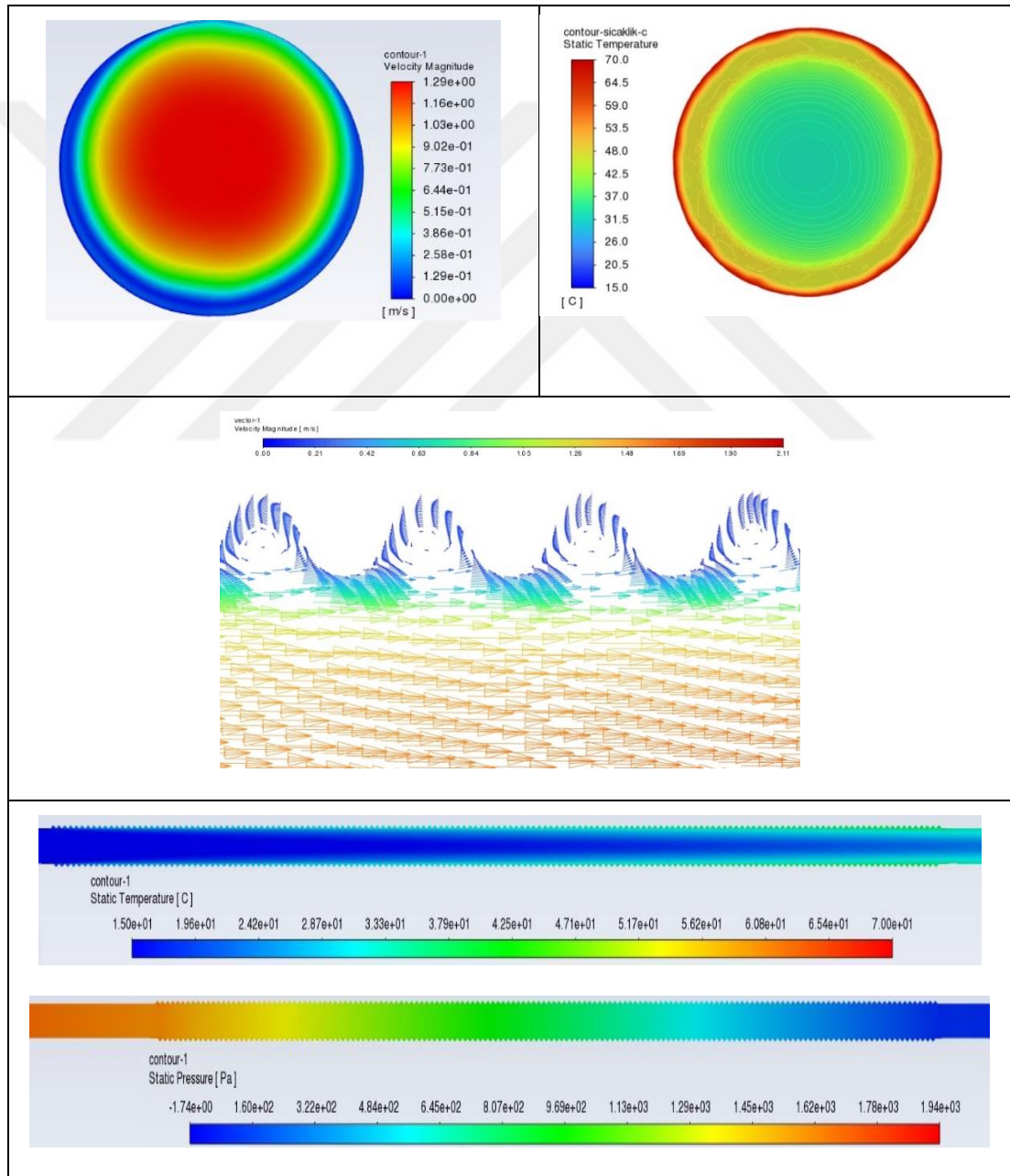
Çizelge 2.36: Reynolds sayısı 40000'de PB hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.



1BS hortum için görseller

Boğum derinliği $e=3.225$ mm olan 1BS hortum için Çizelge 2.35 'te hortumun ortasından, akış kesitinden alınan hız konturu, sıcaklık konturu gösterilmektedir. Reynolds sayısı 40000'de akışın geliştiği bölgeden alınan kesitten boğum içerisindeki akışın vektörel gösterimi, basınç konturu ve sıcaklık konturu gösterilmiştir.

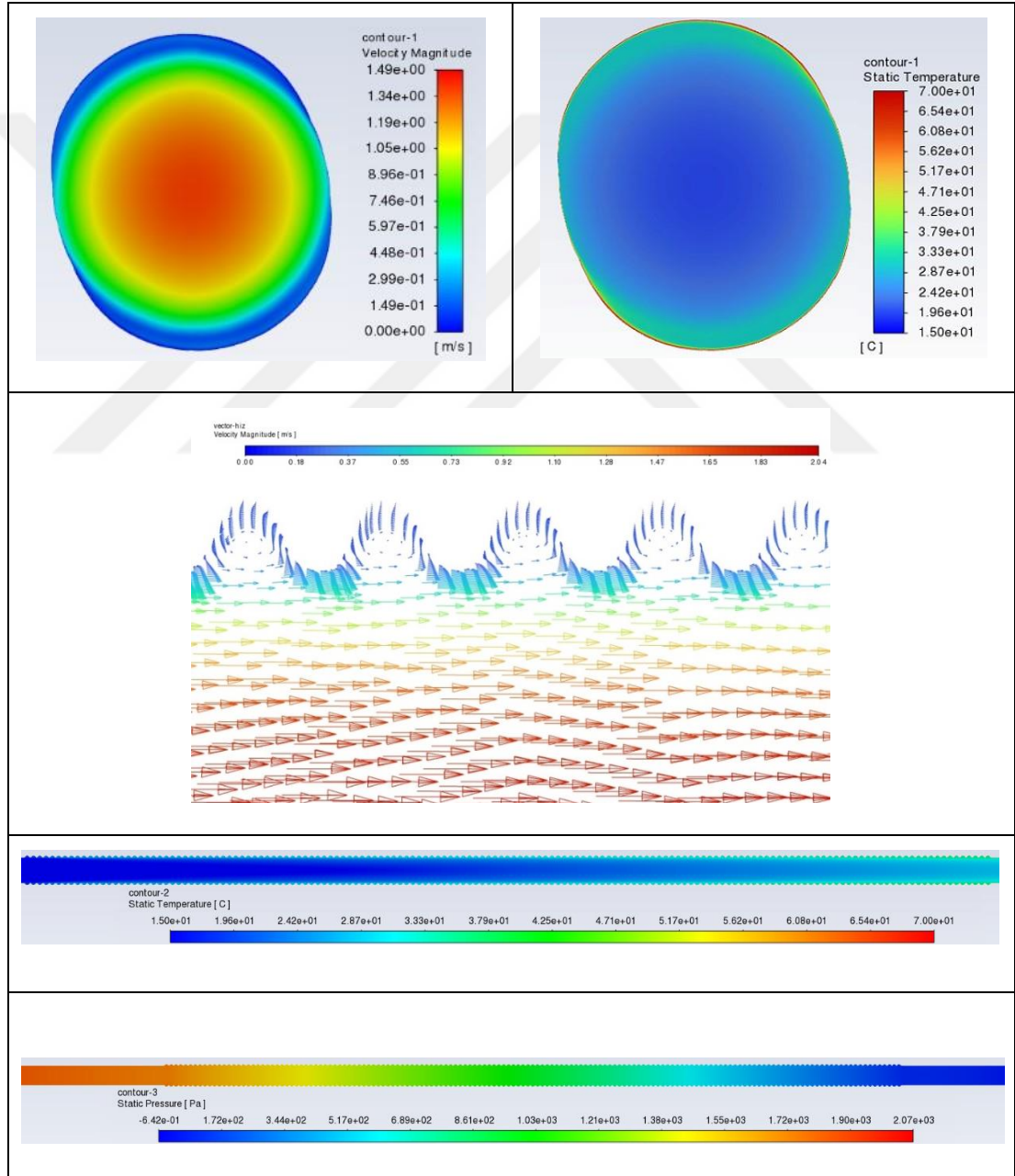
Çizelge 2.37: Reynolds sayısı 40000 için 1BS hortumun Reynolds hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.



2BS görseller

Çizelge 2.36’ da boğum derinliği $e = 3.225$ mm olan 2BS hortumun ortasından, akış kesitinden alınan hız konturu, sıcaklık konturu gösterilmektedir. Reynolds sayısı 40000 için Akışın geliştiği bölgeden alınan kesitten boğum içerisindeki akışın vektörel gösterimi, basınç konturu ve sıcaklık konturu gösterilmiştir.

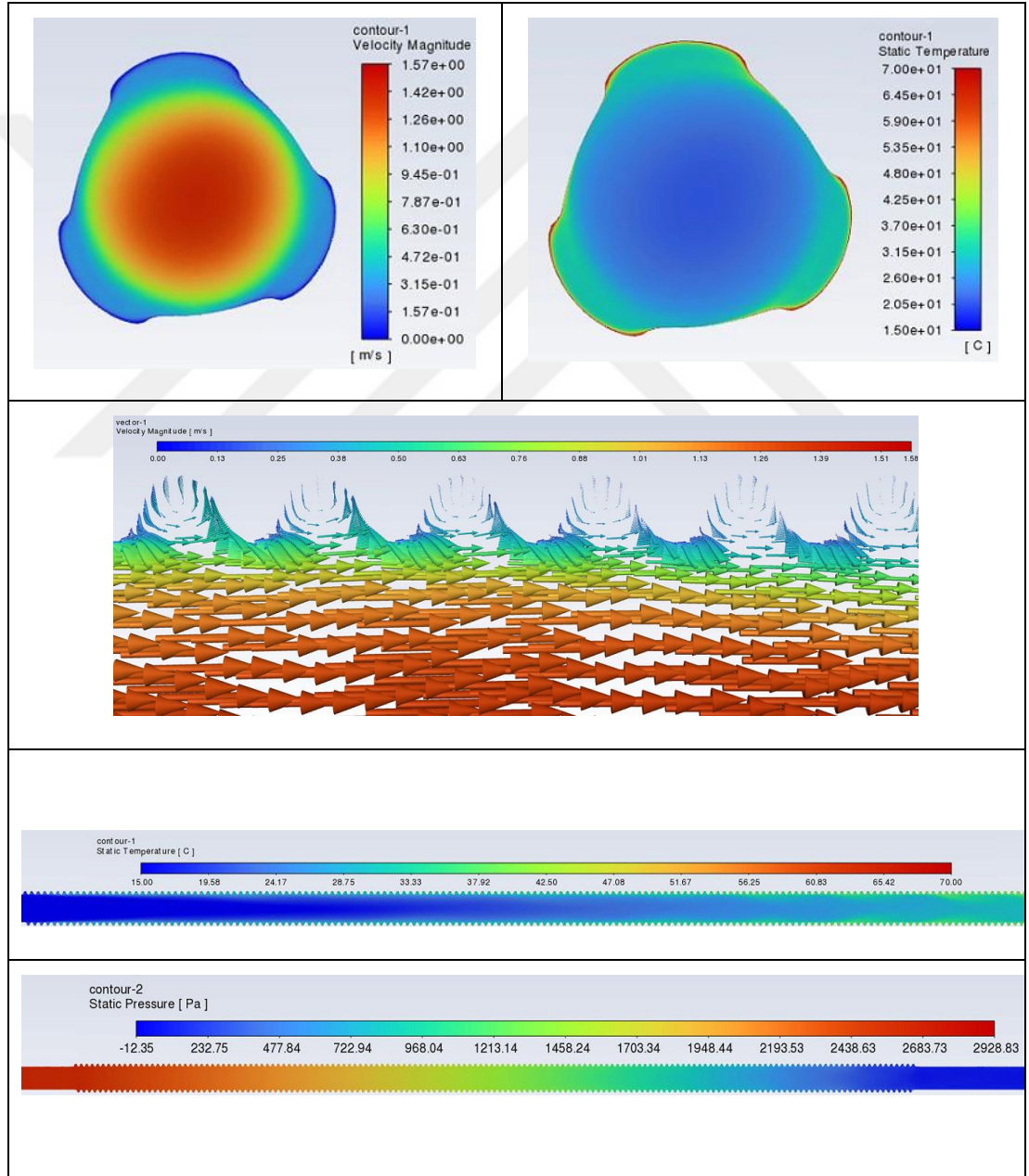
Çizelge 2.38: Reynolds sayısı 40000 için 2BS hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.



3BS görseller

Çizelge 2.37' de Reynolds sayısı 40000 için paralel boğumlu hortumun ortasından, akış kesitinden alınan hız konturu, sıcaklık konturu gösterilmektedir. Akışın geliştiği bölgeden alınan kesitten boğum içerisindeki akışın vektörel gösterimi, basınç konturu ve sıcaklık konturu gösterilmiştir.

Çizelge 2.39: Reynolds sayısı 40000'de 3BS hortumun hız vektörü ve hız, sıcaklık ve basınç konturunun gösterimi.



3. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sanayide önemli bir yere sahip olan kazan hortumlarındaki tasarım parametrelerinin değişimiyle yani pasif iyileştirme yöntemleriyle ısı performansları iyileştirilebilmektedir. Bu sanayi ortaklı tez çalışmasına başlarken pasif iyileştirme yöntemi olan tasarım parametreleri değiştirilerek, sıklıkla kullanılan paralel boğumlu kazan hortumlarının yerine spiral boğumlu hortumların ısı performans açısından tercih edilebilirliği araştırılmak istenmiştir.

1) Düz boru referans alınarak gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre;

İç çapı 24.2 mm, boğum derinliği 3.225 mm, hatvesi 5.4 mm olan paralel boğumlu hortum ile yüzey alanı ve boğum derinliği eşit, iç çapı 26.2 mm, hatvesi 6.5 mm olan 1BS hortum ve başlangıç sayısı ile orantılı olarak hatvesi değişen 2BS ve 3BS hortum analiz sonuçlarından anlaşılmıştır ki Reynolds sayısı 10000 ile 50000 arasındaki değerlerde aynı Reynolds sayısındaki PB hortumda basınç düşümleri spiral boğumlu hortumdakilere göre daha yüksek olmuştur. Spiral boğumlu hortumlar kendi içlerinde kıyaslandığında 3BS hortumun basınç düşüm değerlerinin 1BS ve 2BS hortuma göre daha düşük olduğu görülmüştür. 3BS hortumun Nusselt sayısının, kıyaslanan diğer hortumlara göre yüksek olduğu, 1BS ve 2BS hortumun Nusselt sayısının birbirine yakın olup PB hortuma göre düşük olduğu görülmüştür. Paralel boğumlu ve spiral boğumlu tüm hortumların PEC sayısı 1'in altında kalırken 3BS hortum için PEC değeri diğerlerine göre yüksektir. PB hortumun çıkış sıcaklığı spiral boğumlu hortumlara göre yüksek değerdedir. Hacimsel debileri eşit iken PB hortumun ihtiyaç duyduğu pompa gücünün spiral boğumlu hortumlara göre daha fazla olduğu görülmüştür.

2) PB hortum ile eşit yüzey alanlı, farklı hatve ve boğum derinlikli 1BS, 2BS ve 3BS hortumlar değerlendirildiğinde, 1BS hortumun basınç düşümü ve f sürtünme faktörü diğer hortumlara göre yüksek olup, 2BS ve 3BS hortumların basınç düşümleri birbirine yaklaşık eşittir ve 2BS hortum için f sürtünme faktörü ve basınç düşümü 3BS'ye göre daha yüksektir. PB hortumunkinin diğerlerine göre genel olarak daha düşük olduğu sonucu çıkarılabilir. Boğum derinliği yüksek olandan düşük olana doğru sürtünme faktörü değeri azalmıştır. PB hortumun Nusselt sayısı 1BS, 2BS ve 3BS hortuma göre düşüktür. 1BS hortumun Nusselt sayısı, 2BS ve 3BS hortuma göre daha düşüktür. 2BS ve 3BS hortumların Nusselt sayıları neredeyse eşittir. Nusselt sayısı tüm hortumlar

için Reynolds sayısının artışıyla artma eğilimi göstermiştir. PEC sayısı tüm hortumlarda 1'in altında kalmıştır ve Reynolds sayısının artan değerleriyle azalma eğilimi göstermiştir. PEC sayısı en düşük olan hortum 1BS olmuştur. 1BS hortumun boğum derinliği diğerlerinden fazla olduğu için sürtünme faktörünün artmasına sebep olmuştur.

3) Boğum derinlikleri farklı 1BS hortumlar için, boğum derinliğinin artmasıyla f sürtünme faktörü ve basınç düşümleri artmış ve ısı transferi azalmıştır. Basınç kaybı en yüksek olan hortum, boğum derinliği $e=3.525$ mm olan iken Nusselt sayısı en düşüktür. Basınç kaybı en düşük olan hortum $e=2.1$ mm olan 1BS hortum iken Nusselt sayısı en yüksek olandır. PEC sayısı, boğum derinliği 2.1 mm olan 1BS hortumda sadece 50000'de 1'den küçük iken diğerlerinde 1'in üzerindedir. Boğum derinliğinin artışıyla basınç düşümü artarken Nusselt değerleri azalmıştır, dolayısıyla PEC sayıları da o oranda azalmıştır. PEC sayısı, boğum derinliği $e=3.1$ mm olan hortumda sadece Reynolds sayısı 10000'de 1'in üzerindedir, Reynolds sayısı artınca 1'in aşağısına inmiştir. $e=3.525$ mm olan hortumda ise PEC değerleri Reynolds sayısının 10000 ile 50000 aralığında 1'den aşağıdadır. Buradan anlaşıldığı üzere 1BS hortum için boğum derinliğinin artmasıyla basınç kaybı artıp ısı transferi düşüyor.

4) Boğum derinliği $e=2.1$ mm, hatvesi başlangıç sayısı ile orantılı olup diğer parametreleri eşit olan 1BS, 2BS ve 3BS hortumların analiz sonuçlarına göre, 1BS ve 2BS hortumun f sürtünme faktörü 3BS hortumunkine göre daha yüksektir. 1BS hortumun Nusselt sayısı 2BS ve 3BS hortuma göre daha yüksektir ancak 2BS ve 3BS hortumun Nusselt sayıları birbirine çok yakındır. PEC sayısı için Reynolds sayısının 10000 ile 40000 değerlerinde 1'in üzerinde kalmıştır. Boğum derinliği düşük hortumlarda genel olarak PEC sayısının 1'in üzerinde olduğu gözlemlenmiştir.

5) Boğum derinlikleri farklı olan 2BS hortumlar için, tüm parametrelerin eşit olduğu durumda boğum derinlikleri arttıkça f sürtünme faktörlerinde artış görülmüş olup, Nusselt sayısında azalma görülmüştür. Bu iki parametre birlikte değerlendirildiğinde, $e=2.1$ mm boğum derinlikli 2BS hortumun Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında PEC sayısının 1'in üstüne çıktığı ancak $e=3.4$ mm boğum derinlikli 2BS hortumun PEC sayısının 10000 ile 50000 Reynolds aralığında 1'in altında kalıp

Reynolds sayısının artan değerleriyle azalış göstermiştir. $e=2.1$ mm boğum derinlikli 2BS hortumun ısı transferinin $e=3.4$ mm boğum derinlikli 2BS hortuma göre daha iyi olduğu görülmüştür.

6) Boğum derinlikleri farklı olan 3BS hortumlar için, tüm parametreler eşitken boğum derinlikleri arttıkça f sürtünme faktörlerinde artış görülmüş olup, Nusselt sayıları azalmıştır. f sürtünme kayıpları $e=3.475$ mm boğum derinlikli 3BS hortumda artış göstermiştir. Basınç düşümleri, Reynolds sayısının artışıyla birlikte $e=2.1$ mm boğum derinlikli hortumda daha az bir artış gösterirken $e=3.475$ mm boğum derinlikli hortumda daha fazla bir artış göstermiştir. $e=2.1$ mm boğum derinlikli 3BS hortumun ısı transferi $e=3.475$ mm boğum derinlikli hortuma göre daha yüksek olmuştur. $e=2.1$ mm boğum derinlikli 3BS hortumun Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında PEC sayısı 1'in üstünde iken, 50000'de yaklaşık 1'dir. $e=3.475$ mm boğum derinlikli 3BS hortumun PEC sayısı, Reynolds sayısının 10000 ile 50000 aralığında, 1'in aşağısında kalmıştır.

Sonuç olarak, Reynolds sayısının 10000 ile 50000 değerleri arasında, belli parametreler değiştirilerek incelenen hortumların analiz sonuçlarına bakıldığında boğum derinliğindeki ufak değişiklikler ısı performansını oldukça etkiliyor. Boğum derinliği arttıkça ısı performans düşüyor. $e=2.1$ mm boğum derinlikli 1BS, 2BS ve 3BS hortum incelendiğinde PEC sayısı 1'in üzerinde kalmıştır ve ısı performansı en yüksek olan 3BS hortum olmuştur. Bunun yanı sıra 1BS, 2BS, 3BS ve PB hortum, $e=3.225$ mm boğum derinlikli olarak incelendiğinde tüm hortumların PEC sayısı 1'in altında kalmakla birlikte 3BS hortumun burada ısı performansı yüksek çıkmıştır. Genel olarak, basınç düşümü olarak PB hortum diğerlerine göre yüksek çıkmıştır. Yüksek çıkış sıcaklığı aranırsa PB hortum genel olarak daha yüksektir. Bu durumda hem hidrodinamik olarak hem termal olarak verim aranıyorsa spiral hortumların kullanılması avantajlı olmaktadır ancak sadece termal bir performans aranıyorsa incelenen parametrelere göre PB hortumların kullanılması avantajlıdır.

Literatürde laminer ve geçiş bölgesi akışlarının PEC sayısına etkisi çarpıcı şekilde artmıştır (Kırkar, 2016). Bundan sonraki çalışmalar için laminer ve geçiş bölgesi akışlarının incelenmesi önerilir. Akışkan olarak nanoakışkanlar kullanılabilir. Bu tez çalışmasında paralel boğumlu, 1BS, 2BS ve 3BS hortumlar kullanılmıştır, yapılan

analizlere ek olarak çap, boğum derinliğı, hatve, boğum genişliğı parametrelerinin sayısı artırılıp, daha çok başlangıç sayılı spiral hortumların da analizleri gerçekleştirilebilir. Düz olarak analizleri yapılan geometrilerin helisel sarımlı şekilde analizleri gerçekleştirilebilir.



KAYNAKLAR

Adrian Bejan (2013). Convection Heat Transfer, Fourth Edition, Turbulent Duct Flow. New Jersey, 369-380.

Ayvaz, (tarih yok). Esnek Metal Hortum. (Ayvaz) 17 Ocak 2023 tarihinde <https://www.ayvaz.com/Esnek-Metal-Hortum/> adresinden alındı.

Birecikli, B. (2008). Ondüleli boru hidrodinamiğinin deneysel incelenmesi (Doctoral dissertation).

corrugated tubes, DOI:10.1016/ 00179310.2020.119876

Dong, Y., Huixiong, L., Tingkuan, C. (2001), “Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24:131-138.

El-Hajj, N. G. A. (2000). Numerical study of heat transfer augmentation of viscous flow in corrugated channels. *Heat Transfer Engineering*, 21(5), 35-46.

Ganeshan, S., & Rao, M. R. (1982). Studies on thermohydraulics of single-and multi-start spirally corrugated tubes for water and time-independent power law fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25(7), 1013-1022.

J.I. Córcoles-Tendero (2018) J.F. Belmonte, A.E. Molina, J.A. Almendros-Ibáñez, Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 125–136.

Jin-yuan Qian, Chen Yang, Min-rui Chen, Zhi-jiang Jin (2020).

Jin-Yuan Qian, Min-Rui Chen, Zan Wu, Xue-Ling Liu, Zhi-Jiang Jin & Bengt Sundén (2018). A geometric study on shell side heat transfer and flow resistance of a six-start spirally corrugated tube, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, DOI: 10.1080/10407782.2018.1459381

Kırkar, Ş. M. (2020). Düz Ve Helisel Borularda Koruge Yüzeylerin Kullanımının Isi Geçiş Karakteristiklerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi. (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.

Mohsen Sheikholeslami, Mofid Gorji-Bandpy, Davood Domiri Ganji (2015).

Narin Siriwan, Bopit Bubphachot, Smith Eiamsa-ard, Khwanchit Wongcharee, Teerapat Chompookham and Pitak Promthaisong (2021). 3D Simulation on turbulent flow and heat transfer behaviors in a five-start corrugated tube: Effect of depth ratio and tube modification, DOI: 10.14456/694703.2021.70

P. Promthaisong, W. Jedsadaratanachai & S. Eiamsa-ard (2016). 3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in a spirally corrugated tube, *Numerical Heat Transfer, No:6*, 607-629.

P.G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma (2003), Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. Spain, DOI: 10.1016/ 08.005, 671-681.

Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices, 444-469, DOI: 10.1016/ 13640321.2015.04.113

Thermohydraulic performance evaluation of multi-start spirally

Wang, C.C. ve Chen, C.K. (2002), Forced convection in a wavy-wall channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45:2587-2595.

Yunus A. Çengel, John M. Cimbala (2008), Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. İzmir.

- Zimparov, V.** (2001). Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44:551-574.
- Zimparov, V.** (2002). Enhancement of heat transfer by a combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25:535-546.



EKLER

EK A

Çizelge A.1: 1 nolu düz boru için ağdan bağımsızlık çalışmaları

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
1	1	3.8	10	0.357	77.4	26.1	102723.6	2086.1	85.9	1.2
	2	4.87	10	0.357	77.5	26.1	102738.0	2086.2	85.9	1.2
	3	5.95	10	0.357	77.8	26.0	101771.0	2064.5	85.0	1
	4	3.8	20	0.715	257	25.6	195369.8	3943.8	162.4	2.2
	5	4.86	20	0.715	251	24.9	182834.0	3663.8	150.9	1
	6	6	20	0.715	250	24.9	182075.0	3649.8	150.3	1
	7	3.8	30	1.072	501.2	24.3	257290.0	5126.3	211.1	1
	8	5	30	1.072	503.4	24.3	257114.8	5122.8	211.0	1
	9	3.8	40	1.43	829.9	24.0	329147.0	6531.7	269.0	1
	10	5	40	1.43	837.4	24.0	331870.2	6591.2	271.5	1.3
	11	6.2	40	1.43	835	23.9	328591.6	6519.9	268.5	1
	12	3.9	50	1.787	1228.2	23.7	398432.6	7884.2	324.7	1
	13	4.77	50	1.787	1233.6	23.7	397417.0	7861.6	323.8	1
	14	7.45	50	1.787	1241	23.7	397636.0	7866.7	324.0	1

Çizelge A.2: 2 nolu PB hortum için ağdan bağımsızlık çalışmaları

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y+
2	1	6.5	10	0.357	264.1	36.7	104792.0	2421.5	109.3	1
	2	8.36	10	0.357	262.6	36.7	104810.2	2421.9	109.3	1
	3	9.55	10	0.357	261.7	36.6	104791.0	2400.1	108.3	1
	4	6.2	20	0.715	1140.7	34.7	195288.9	4396.6	198.5	0.995
	5	8.7	20	0.715	1134.8	34.7	195204.0	4394.1	198.3	1
	6	10	20	0.715	1132.6	34.7	195158.0	4393.0	198.3	1
	7	6.3	30	1.072	2688.6	33.3	273478.7	6048.1	273.0	1
	8	8.8	30	1.072	2639.9	33.3	271943.0	6010.3	271.3	1.1
	9	10.25	30	1.072	2668.5	33.3	272954.7	6034.2	272.4	1
	10	6.3	40	1.43	4885.3	32.4	345357.0	7545.1	340.6	1.1
	11	8.98	40	1.43	4905.0	32.3	345130.6	7534.5	340.1	1
	12	10.7	40	1.43	4882.9	32.3	344948.6	7530.5	339.9	1
	13	6.78	50	1.787	7872.5	31.6	413884.0	8957.7	404.4	1
	14	9	50	1.787	7823.2	31.5	412879.0	8927.2	403.0	1
	15	10.4	50	1.787	7816.9	31.5	412662.9	8922.1	402.7	1

Çizelge A.3: 3-a nolu 1BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y+
3-a	1	6.78	10	0.341	199.5	34.5	152571.7	3425.0	159.7	1
	2	7.75	10	0.341	198.2	34.6	151761.7	3411.7	159.1	1.1
	3	8.8	10	0.341	199.8	34.6	152801.0	3436.0	160.2	1
	4	6.8	20	0.682	787.8	32.2	258836.5	5641.5	263.0	1.5
	5	6.9	20	0.682	829.6	32.2	264701.0	5767.9	268.9	1
	6	7.7	20	0.682	832.8	32.2	265536.2	5789.7	269.9	1
	7	10.8	20	0.682	792.3	32.0	265988.0	5784.3	269.7	1
	8	6.9	30	1.023	1855.8	30.8	359488.0	7709.0	359.4	1.4
	9	6.9	30	1.023	1967.3	30.8	364636.0	7816.5	364.4	1
	10	8	30	1.023	1969.9	30.8	365572.0	7839.4	365.5	1
	11	9.3	30	1.023	1969.9	30.9	366573.0	7863.7	366.6	1
	12	7	40	1.364	3680.6	30.0	461884.0	9805.9	457.2	1
	13	8.3	40	1.364	3684.8	30.0	463012.7	9832.2	458.4	1
	14	9.4	40	1.364	3676.0	30.0	463164.0	9835.4	458.6	1
	15	10.8	40	1.364	3664.5	30.0	463335.0	9838.3	458.7	1
	16	7	50	1.705	5946.0	29.5	555868.0	11726.4	546.7	1
	17	8.4	50	1.705	5926.6	29.5	556776.5	11751.1	547.9	1
	18	10.8	50	1.705	5918.1	29.5	557629.0	11763.6	548.5	1

Çizelge A.4: 3-b nolu 1BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y+
3-b	1	6.8	10	0.341	215.6	36.2	118667.7	2725.3	131.5	0.944
	2	7.2	10	0.341	212.3	35.3	108948.7	2472.0	119.3	1.3
	2	9.25	10	0.341	227.8	35.9	114525.6	2619.5	126.4	1
	3	8.3	20	0.682	1037.7	33.4	206507.0	4571.0	220.6	0.7
	4	8.2	20	0.682	946.4	33.6	208478.6	4626.5	223.3	1
	5	9.6	20	0.682	1008.0	33.6	207422.0	4603.0	222.2	1.3
	6	8.2	30	1.023	2643.0	32.4	292798.0	6400.0	308.9	1.6
	7	8.4	30	1.023	2628.0	31.8	283746.0	6159.3	297.3	0.7
	8	8.3	30	1.023	2345.0	32.2	289175.0	6305.1	304.3	1
	9	7	40	1.364	5182.8	31.5	369752.2	7990.9	385.7	1.1
	10	8.4	40	1.364	4589.6	31.2	363678.0	7832.8	378.1	0.95
	11	7	50	1.705	7401.0	30.5	435809.4	9309.8	449.4	1
	12	8.4	50	1.705	7444.0	30.5	436205.0	9319.3	449.8	1

Çizelge A.5: 3-c nolu 1BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
3-c	1	8.2	10	0.341	207.4	36.1	96871.0	2221.1	107.6	1
	2	9.2	10	0.341	208.0	36.2	97215.4	2231.4	108.1	1
	3	10.76	10	0.341	207.5	36.2	97309.3	2234.2	108.2	1
	4	8.75	20	0.682	1125.0	34.0	175279.8	3911.8	189.5	0.7
	5	8.7	20	0.682	972.4	34.2	177197.3	3962.0	191.9	1
	6	9.47	20	0.682	963.3	34.2	177743.8	3976.6	192.6	1
	7	10.3	20	0.682	963.6	34.3	178012.4	3984.1	193.0	1
	8	8.75	30	1.023	2519.6	32.8	247516.5	5438.7	263.4	1
	9	9.6	30	1.023	2497.6	32.9	248197.7	5456.4	264.3	1
	10	10.94	30	1.023	2495.5	32.9	248457.5	5463.5	264.6	1
	11	8.8	40	1.364	5032.2	31.8	311040.0	6748.4	326.9	1
	12	9.66	40	1.364	4920.7	31.8	312077.3	6774.3	328.1	1
	13	10.4	40	1.364	4907.9	31.8	311937.0	6771.2	328.0	1
	14	8.5	50	1.705	8179.0	31.2	375555.0	8083.7	391.5	1
	15	9.7	50	1.705	8129.0	31.1	374146.3	8052.0	390.0	1
	16	10.4	50	1.705	8100.0	31.1	373661.9	8040.1	389.4	1

Çizelge A.6: 3-d nolu 1BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu
3-d	1	6.5	10	0.341	233.4	35.8	101705.0	2321.9	113.6
	2	6.3	10	0.341	239.4	36.0	105490.3	2415.1	118.2
	3	7.75	10	0.341	180.0	35.6	103771.5	2363.0	115.6
	4	9.6	10	0.341	235.4	36.0	103220.6	2363.8	115.7
	5	8.9	20	0.682	1230.3	34.1	192105.3	4287.9	209.8
	6	8.96	20	0.682	1107.0	33.9	190334.0	4241.2	207.5
	7	8.9	20	0.682	1029.5	34.0	190419.0	4245.8	207.7
	8	10	20	0.682	1128.0	34.0	191720.0	4276.3	209.2
	9	11.4	20	0.682	1128.9	34.0	191693.0	4275.6	209.2
	10	7.75	30	1.023	3124.6	32.8	269093.0	5907.6	289.1
	11	8.9	30	1.023	2739.2	32.6	267269.8	5858.8	286.7
	12	9	30	1.023	3104.7	32.7	268723.0	5898.0	288.6
	13	10.4	30	1.023	3099.6	32.7	268277.3	5886.0	288.0
	14	7.8	40	1.364	5978.8	31.8	341319.7	7407.2	362.4
	15	9	40	1.364	5897.4	31.8	339768.0	7367.2	360.5
	16	10.5	40	1.364	5883.6	31.7	348759.0	7557.5	369.8
	17	7.8	50	1.705	9640.0	31.0	409868.2	8806.3	430.9
	18	9.1	50	1.705	9488.3	31.0	406597.0	8732.9	427.3
	19	10.6	50	1.705	9415.3	30.9	405471.2	8705.5	426.0

Çizelge A.7: 4-a nolu 2BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
4-a	1	7.2	10	0.341	196.2	34.4	152302	3414.92	159.2	1.256
	2	8.46	10	0.341	200.0	34.4	153971.5	3452.35	161.0	1
	3	10	10	0.341	199.2	34.4	154127	3455.8	161.1	1
	4	5.8	20	0.682	1043.9	32.8	280744	6164.2	287.4	1.3
	5	8.7	20	0.682	805.0	31.9	268517	5830.8	271.8	1
	6	7	30	1.023	1919.0	30.6	366202	7832.2	365.2	1
	7	8.7	30	1.023	1875.5	30.5	368767	7871.0	367.0	0.94
	8	8.8	30	1.023	1931.0	30.6	367778	7866.9	366.8	1
	9	7	40	1.364	3380.0	29.7	466047	9861.6	459.8	1
	10	8.8	40	1.364	3588.5	29.9	464522	9846.8	459.1	1
	11	6.9	50	1.705	5298.6	29.2	559938	11776.5	549.1	1
	12	8.9	50	1.705	5005.4	27.9	506493	10494.4	489.3	1
	13	8.87	50	1.705	5727.0	29.3	556725	11719.8	546.4	1

Çizelge A.8: 4-b nolu 2BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y+
4-b	1	6.2	10	0.341	224	36.9	110218.6	2555.7	123.8	1
	2	6.2	10	0.341	218	36.8	109157.4	2527.6	122.4	1
	3	8.7	10	0.341	219	36.0	96281.2	2205.2	106.8	1
	4	9.7	10	0.341	220	36.0	97231.0	2226.9	107.9	1
	5	6.2	20	0.682	1017.7	34.5	196621.5	4412.1	213.7	1
	6	8.4	20	0.682	977	34.0	182497.0	4070.8	197.2	1.1
	7	9.7	20	0.682	942	34.0	181577.0	4050.3	196.2	1
	8	6.2	30	1.023	2653	33.1	273716.0	6037.2	292.4	1
	9	8.5	30	1.023	2449.4	32.9	258376.6	5680.2	275.1	1.26
	10	9.8	30	1.023	2666.5	32.9	257733.0	5665.4	274.4	1
	11	6.2	40	1.364	4779.6	32.4	350996.0	7672.1	371.6	1
	12	8.4	40	1.364	4451.3	31.7	323359.0	7010.5	339.6	1
	13	10	40	1.364	4515.8	31.7	322611.6	6990.9	338.6	1
	14	6.2	50	1.705	7834.5	31.6	417374.0	9028.9	437.3	0.8
	15	6.2	50	1.705	7703.5	31.8	422955.3	9173.2	444.3	1
	16	8.5	50	1.705	7450	30.9	383532.5	8230.5	398.6	0.94
	17	8.6	50	1.705	8322.6	31.1	390945.4	8409.9	407.3	1
	18	9.8	50	1.705	8382.3	31.6	423218.7	9159.8	443.7	1
	19	10	50	1.705	8436	31.5	420147.0	9082.2	439.9	1

Çizelge A.9: 4-c nolu 2BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y+
4-c	1	7.2	10	0.341	240.8	36.1	110939.0	2542.95	124.0	1
	2	7.2	10	0.341	238.1	36.0	110718.2	2537.03	123.7	1
	3	8.2	10	0.341	238.8	36.2	111318.0	2554.8	124.6	1
	4	9.6	10	0.341	238.4	36.2	111511.1	2560.6	124.9	1
	5	8.4	20	0.682	1008.7	33.9	198742.3	4429.1	216.0	1.3
	6	8.5	20	0.682	1091.0	33.7	197149.6	4380.1	213.6	1
	7	7.3	20	0.682	1098.5	33.9	198845.5	4428.9	216.0	1
	8	7.35	30	1.023	2737.3	32.7	278529.0	6107.1	297.8	1.1
	9	8.6	30	1.023	2801.6	32.6	277142.3	6069.1	296.0	1
	10	10	30	1.023	2793.8	32.5	276793.4	6060.0	295.5	1
	11	7.73	40	1.364	5243.6	31.6	349297.0	7562.2	368.8	1
	12	8.65	40	1.364	5190.0	31.6	348815.8	7549.5	368.1	1
	13	10.8	40	1.364	5161.0	31.6	348071.0	7528.7	367.1	1
	14	7.7	50	1.705	8365.4	30.9	416171.5	8927.7	435.4	1
	15	8.7	50	1.705	8267.5	30.8	415344.7	8906.8	434.3	1
	16	10.2	50	1.705	8207.6	30.8	414528.0	8885.0	433.3	1

Çizelge A.10: 5-a nolu 3BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
5-a	1	7.15	10	0.341	193	34.5	152328.7	3419.4	159.4	1.197
	2	7.17	10	0.341	195.8	34.3	152880.8	3425.2	159.7	1
	3	8.6	10	0.341	196.2	34.4	153513.0	3442.5	160.5	1
	4	9.2	10	0.341	195.8	34.4	153604.5	3445.0	160.6	1
	5	7.3	20	0.682	728.0	30.9	249906.5	5364.2	250.1	1
	6	8.1	20	0.682	775.0	31.8	266148.0	5774.4	269.2	0.995
	7	9	20	0.682	796.7	32.0	265721.5	5779.4	269.5	1
	8	10.8	20	0.682	792.3	32.0	265988.0	5784.3	269.7	1
	9	8.2	30	1.023	807.7	31.6	264728.8	5732.4	267.3	0.75
	10	8	30	1.023	1762.3	30.7	361035.3	7731.9	360.5	1.5
	11	7.3	30	1.023	1876.4	30.6	362879.0	7754.6	361.5	1
	12	8	30	1.023	1875.3	30.6	363584.0	7771.5	362.3	1
	13	10.4	30	1.023	1868.0	30.6	364183.6	7783.4	362.9	1
	14	6.98	40	1.364	3391.5	29.8	465391.7	9852.1	459.3	1
	15	8.26	40	1.364	3414.0	29.8	457626.0	9689.2	451.7	1
	16	10.5	40	1.364	3400.0	29.8	458410.6	9704.2	452.4	1
	17	7.37	50	1.705	5461.0	29.2	546621.7	11493.7	535.9	1
	18	8.3	50	1.705	5479.3	29.2	548324.6	11534.9	537.8	1
	19	9.85	50	1.705	5453.7	29.2	549184.3	11550.3	538.5	1

Çizelge A.11: 5-b nolu 3BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
5-b	1	7.7	10	0.341	216.3	36.0	107656	2465.69	119.4	0.944
	2	7.87	10	0.341	213.5	36.1	105578.7	2419.76	117.2	1
	3	9	10	0.341	214.4	36.1	105643.2	2424.19	117.4	1
	4	10	10	0.341	214.2	36.2	105852.8	2430.32	117.7	1
	5	7.67	20	0.682	962.6	33.8	195715.7	4354.4	210.9	1
	6	8.85	20	0.682	966.8	33.9	196459	4376.57	212.0	1
	7	10.2	20	0.682	967.0	33.9	196975.8	4390.34	212.6	1
	8	7.7	30	1.023	2361.6	32.5	273239.6	5980.67	289.7	1
	9	8.95	30	1.023	2365.1	32.6	273955.7	5999.34	290.6	1
	10	10.35	30	1.023	2364.5	32.6	274363	6012.02	291.2	1
	11	7.5	40	1.364	4402.3	31.7	347356	7527.09	364.6	1.2
	12	9	40	1.364	4565.4	31.5	343194.3	7418.72	359.3	1
	13	10.5	40	1.364	4549.9	31.5	343068.4	7415.09	359.1	1
	14	7.77	50	1.705	7343.7	30.8	410326.5	8794.92	426.0	1
	15	9	50	1.705	7315.8	30.8	409910	8783.88	425.4	1

Çizelge A.12: 5-c nolu 3BS için ağdan bağımsızlık çalışmaları.

Geometri Numarası	Analiz No	Ağ Eleman Sayısı (milyon)	Reynolds Sayısı *10 ³	Giriş Hızı [m/s]	Basınç Düşümü [Pa]	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Isı Akısı [W/m ²]	Isı Transfer Katsayısı [W/m ² K]	Nu	y ⁺
5-c	1	7.8	10	0.341	237	35.9	106963.0	2447.84	119.4	1
	2	8.98	10	0.341	238	36.0	107429.4	2460.5	120.0	1
	3	10.2	10	0.341	237.5	36.1	107718.0	2469.79	120.4	1
	4	7.5	20	0.682	1114	33.8	196243.7	4367.84	213.0	1
	5	8.27	20	0.682	1119	33.9	195392.0	4352.8	212.3	1
	6	9	20	0.682	1073	34.0	196685.7	4387.27	213.9	1.26
	7	8.3	30	1.023	2612	33.0	279419.3	6153.7	300.1	1.3
	8	8.3	30	1.023	2789.8	32.9	277898.3	6112.46	298.1	1
	9	10.7	30	1.023	2758	32.9	277202.6	6094.86	297.2	1
	10	7.6	40	1.364	5018.4	31.7	348254.2	7546.55	368.0	1
	11	8.3	40	1.364	4937.4	31.6	347117.0	7516.38	366.5	1
	12	10.35	40	1.364	4934.5	31.6	347300.0	7520.34	366.7	1
	13	7.6	50	1.705	7847	30.9	414169.3	8886.92	433.4	1
	14	8.9	50	1.705	7706.7	30.8	412726.7	8849.56	431.5	1

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Zeynep Merve Alparslan

--

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek lisans** : 2023, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Akışkan Program

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011 ve 2012 yılında THY Teknik A.Ş. 'de yaz stajı yaptı.
- 2021-2023 yılları arasında Hacı Ayvaz A.Ş.'de Ar-Ge mühendisi olarak görev aldı.

