

**T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI TİP TÜRBÜLATÖRLERİN ISIL
PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL
İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Taha Tuna GÖKSU**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

EKİM 2022

**T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI TİP TÜRBÜLATÖRLERİN ISIL
PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL
İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Taha Tuna GÖKSU
23617180101**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rasim BEHÇET
Eş Danışman: Doç. Dr. İbrahim Halil YILMAZ**

EKİM 2022

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgmeden beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Prof.Dr. Rasim BEHÇET'e, Eş danışman Sayın Doç. Dr. İ. Halil YILMAZ'a,

Her türlü destekleri için anne, baba ve kardeşlerime; yaşama sevincim Ahmet Said'ime,

Tez süresinde kontrol devresi üretiminde desteği olan Prof. Dr. S. Vakkas ÜSTÜN'e,

Mathematica programının kullanımındaki desteği için Dr. Serkan GÜLDAL'a

Verdiği manevi desteklerden ötürü Dr. A. Burak TATAR'a ve EMA'ya,

Tez sürecim boyunca beni destekleyen Adıyaman Üniversitesi'ne ve Mühendislik Fakültesine,

Tezin uygulama aşamasında vermiş oldukları maddi ve manevi destekten dolayı, İnönü Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen FDK-2020-2286 numaralı projeden dolayı da BAP birimine

teşekkür ederim.

ONUR SÖZÜ

Doktora tezi olarak sunduğum ‘‘Boru İçerisine Yerleştirilen Farklı Tip Türbülatörlerin Isıl Performans Karakteristiklerinin Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi’’ başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Taha Tuna GÖKSU



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
TABLOLAR DİZİNİ.....	vii
SEMBOLLER VE KISALTMALAR	viii
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Isı Transferi Türlerine Genel Bir Bakış	1
1.2 Sınır Tabaka Teorisi.....	2
1.3 Isı Transferi Artırma Yöntemleri	5
1.3.1 Aktif ısı transferi artırma yöntemi	5
1.3.1.1 Mekanik yöntemler	5
1.3.2 Yüzey titreşimi.....	5
1.3.3 Akışkan titreşimi	5
1.3.4 Elektrostatik alan	5
1.4 Pasif Isı Transferi Artırma Yöntemi	6
1.5 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı.....	6
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	39
3.1 Giriş.....	39
3.2 Matematiksel Modelleme ve Sayısal Simülasyon.....	40
3.2.1 Üçgen kesitli helisel tellerin geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri.....	41
3.2.1.1 Ağ bağımsızlığı.....	44
3.2.2 Kare kesitli helisel teller için geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikler.....	46
3.2.2.1 Ağ bağımsızlığı.....	48
3.3 Deneysel modelde kullanılan türbülantörler için sayısal çözüm.....	50
3.3.1 Boş borunun geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri	50
4. DENEY DÜZENEGİ	52
4.1 Deney Düzenegi ve Deneysel Yöntem	52
4.2 Rezistans ve Sıcaklık Sensörlerinin Bağlantıları	54
4.3 Hız Ölçüm Elemanları.....	55
4.4 Basınç Ölçüm Cihazı.....	56
4.5 Elektrik Tüketimi Ölçüm Cihazı.....	57
4.6 Kontrol Devresi.....	58
4.6.1 Eğimli kanat tipli vorteks üreteçlerinin geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri.....	62
4.7 Tez Çalışmasında Kullanılan Ampirik Bağlantılar Denklemler	65
4.7.1 Reynolds sayısı	65
4.7.2 Sürtünme faktörü	66
4.7.3 Nusselt sayısı	66
4.7.4 Prandtl sayısı	66
4.7.5 Performans Değerlendirme Kriteri (PEC)	66
4.7.6 MAPE ve RMSE hesaplamaları.....	67
4.7.7 Petukhov, Blasius, Dittus-Boelter ve Gnielinski eşitlikleri	67
4.8 Sıcaklığa Bağlı Olarak Değişen Akışkan Özelliklerinin Belirlenmesi	68
4.9 Sınır Tabaka İnceleme Denklemleri-y+	68

4.10	Deneylerin Yapılışı	69
4.11	Belirsizlik Analizi Hesaplamaları	69
5.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	71
5.1	Üçgen Kesitli Helisel Telli Elemanların İncelenmesi	71
5.1.1	Boş boru sonuçları	71
5.2	Üçgen Kesitli Helisel Tel İncelemesi.....	73
5.2.1	Eşkenar üçgen kesitli tekli helisel telin doğrulama sonuçları	73
5.2.2	Tekli üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları	77
5.2.3	İkili üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları	79
5.2.4	Üçlü üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları	82
5.2.5	Eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin termo-hidrolik performans kıyaslaması ...	84
5.2.6	Üçgen kesitli helisel tellerin termal ve akış karakteristiğinin incelenmesi ve görüntülenmesi	85
5.2.7	Termo-hidrolik özellik hesabı için üretilen korelasyonlar	90
5.3	Kare Kesitli Helisel Telli Elemanların Isı Transferi İyileştirmesine Etkisi	91
5.3.1	Boş boru analizleri ve sonuçları	91
5.3.2	Kare kesitli helisel telin kenar uzunluğunun ısı transferi etkisi	93
5.3.3	Kare kesitli helisel tel ile boru cidarı arası mesafesinin ısı transferi etkileri	96
5.3.4	Kare kesitli helisel telin parametrik incelenmesi	98
5.3.4.1	Kare kesitli helisel telin parametrik sonuçları	99
5.4	Eğimli Kanat Tipli Türbülatorün Isı Etkisinin İncelemesi.....	102
5.4.1	Boş boru deney sonuçları	102
5.4.2	Türbülator yerleştirilmiş borunun deneysel sonuçları	104
5.4.2.1	Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sonuçları	104
5.4.2.2	Farklı kanat açılı türbülatorlerin performans değerlendirme kriteri sonuçları	109
5.4.2.3	Termal ve akış karakteristiği değerlendirmesi	112
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	114
6.1	Sonuç	114
6.2	Öneriler	118
KAYNAKLAR.....	119	
ÖZGEÇMİŞ	133	

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi.....	3
Şekil 1.2: Boru içerisindeki hız sınır tabakasının gelişimi.....	4
Şekil 1.3: Düz bir levhadaki ısı sınır tabakasının gelişimi.....	5
Şekil 3.1: Sayısal modelde kullanılan akış şeması.....	40
Şekil 3.2: Eşkenar üçgen kesitli helisel tel.....	42
Şekil 3.3 a) Tekli helisel telin geometrik parametreleri b) İkili ve üçlü helisel telin boru içine yerleştirilmesi.....	42
Şekil 3.4: Tekli, ikili ve üçlü helisel telin periyodik geometrileri	43
Şekil 3.5: Tekli, İkili, Üçlü helisel tel için polihedral ağ örgüsünün yapısı.....	45
Şekil 3.6: Ağ bağımsızlığı sonuçları	45
Şekil 3.7: Kare kesitli helisel tel	46
Şekil 3.8: Kare kesitli helisel telin boru içindeki periyodik görüntüsü.....	47
Şekil 3.9 : Kare kesitli telin kesit görüntüsü	47
Şekil 3.10: Kare kesitli telin tetrahedral ağ yapısı.	49
Şekil 3.11: Kare kesitli telin polihedral ağ yapısı	50
Şekil 3.12: Boş boru için tetrahedral ağ görüntüsü.	51
Şekil 3.13: Boş boru için polihedral ağ görüntüsü.....	51
Şekil 4.1: Tasarlanan deney düzeneği.....	53
Şekil 4.2: Hava fanı.....	54
Şekil 4.3: Frekans İvertörü.....	54
Şekil 4.4: Orifis plaka-Akım düzenleyici	54
Şekil 4.5: Kelepçe tipi rezistans	55
Şekil 4.6: Pitot tüpü ve anemometre	56
Şekil 4.7: Pitot Tüpü konumlandırılması	56
Şekil 4.8: Basınçölçerler	57
Şekil 4.9: Elektrik Sayacı.....	58
Şekil 4.10: Deney düzeneğinin görünümü	58
Şekil 4.11: Kontrol devresi	60
Şekil 4.12: Kontrol devresi	61
Şekil 4.13: Kontrol devresi	62
Şekil 4.14 : Türbülatorün geometrik parametreleri.....	63
Şekil 4.15: 12 farklı geometride üretilen eğimli kanat tipli türbülatorler.	65
Şekil 5.1: Boş borunun Nusselt sayısı sonuçları ve kıyaslamaları.....	72
Şekil 5.2: Boş borunun sürtünme faktörü sonuçları ve kıyaslamaları.	73
Şekil 5.3: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları.....	74
Şekil 5.4: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları	74
Şekil 5.5: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları.....	75
Şekil 5.6: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları	75
Şekil 5.7: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları.....	76
Şekil 5.8: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları	76
Şekil 5.9: Tekli helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları	78
Şekil 5.10: Tekli helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları	78
Şekil 5.11: Tekli helisel telin PEC için parametrik sonuçları	79
Şekil 5.12: İkili helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları	80
Şekil 5.13: İkili helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları.....	81
Şekil 5.14: İkili helisel telin PEC için parametrik sonuçları	81
Şekil 5.15: Üçlü helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları.....	83
Şekil 5.16: Üçlü helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları.....	83

Şekil 5.17: Üçlü helisel telin PEC için parametrik sonuçları.....	84
Şekil 5.18: Helisel tellerin boru boyunca akışını özetleyen akış çizgileri	86
Şekil 5.19 : YZ düzleminde tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarındaki akış çizgileri.....	87
Şekil 5.20: $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu helisel telin hız bileşenleri.....	88
Şekil 5.21: Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için enine düzlemlerdeki sıcaklık konturları	89
Şekil 5.22: Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için eksenel düzlemlerdeki sıcaklık konturları.....	90
Şekil 5.23: Kare kesitli helisel telin Nusselt sayısı için boş boru sonuçları.....	92
Şekil 5.24: Kare kesitli helisel telin sürtünme faktörü için boş boru sonuçları	93
Şekil 5.25: Reynolds sayısına göre kare kesitli tel kenar uzunluğunun Nusselt sayısı değişimi	95
Şekil 5.26: Reynolds sayısına göre kare kesitli tel kenar uzunluğunun sürtünme faktörü değişimi	95
Şekil 5.27: Reynolds sayısına bağlı olarak kare kesitli tel kenar uzunluğunun PEC değeri değişimi	96
Şekil 5.28: Kare kesitli tel ile duvar arası mesafesinin Reynolds sayısına göre Nusselt sayısına etkisinin değişimi	97
Şekil 5.29: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin Nusselt sayısı sonuçları	100
Şekil 5.30: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin sürtünme faktörü sonuçları	101
Şekil 5.31: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin PEC sonuçları	102
Şekil 5.32: Boş borunun Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı grafiği	103
Şekil 5.33: Boş borunun Reynolds sayısına karşılık sürtünme faktörü grafiği.....	103
Şekil 5.34: Reynolds sayısına bağlı olarak farklı kanat açılı eğimli kanatlı türbülatorlerin Nusselt sayısı değişimi	106
Şekil 5.35: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına göre sürtünme faktörü değişimi	107
Şekil 5.36: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı artış grafiği	108
Şekil 5.37: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörü artış grafiği	109
Şekil 5.38: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına bağlı Performans Değerlendirme Kriteri değişim grafiği	110

TABLolar DİZİNİ

Tablo 3.1: Helisel tel incelemesinin sınır şartları ve geometrik parametreleri.....	43
Tablo 3.2: Kare kesitli tel için sınır şartları ve geometrik parametreler.....	47
Tablo 3.3: Ağ örgüsünün FLUENT için olması gereken ağ kalitesi sonuçları.	49
Tablo 4.1 : Türbülatorün geometrik parametreleri ve değerleri	63
Tablo 4.2: Ölçülen Parametrelerin Özellikleri	70
Tablo 5.1: Termo-Hidrolik Performans Kıyaslaması	85
Tablo 5.2: Boş borunun RMSE ve MAPE sonuçları.....	104
Tablo 5.3: Eğimli-Kanatçık tipi türbülatorün literatürdeki çalışmalarla performans kriteri kıyaslaması.	111



SEMBOLLER VE KISALTMALAR

<i>a</i>	: helisel telin kenar uzunluğu, m
<i>c</i>	: özgül ısı, J/kg·K
<i>D</i>	: boru iç çapı, m
<i>D_h</i>	: hidrolik çap, m
<i>h</i>	: ısı transfer katsayısı, W/m ² ·K
<i>K</i>	: termal iletkenlik, W/m·K
MAPE	: ortalama mutlak yüzde hata, %
<i>p</i>	: hatve uzunluğu, m; hatve oranı
RMSE	: hata kareler ortalamasının karekökü
BB	: bükümlü bant
HT	: helisel tel
TH	: termo-hidrolik performans
PEC	: performans değerlendirme kriteri
YA-15	: yukarı aşağı yönlü 15° kanat açılı
YA-30	: yukarı aşağı yönlü 30° kanat açılı
T-YA-15	: akıma ters yönde yerleştirilmiş yukarı aşağı yönlü 15° kanat açılı
T-YA-30	: akıma ters yönde yerleştirilmiş yukarı aşağı yönlü 30° kanat açılı
AK-15	: 15° açıda bir kanat açık bir kanat kapalı düzen
AK-30	: 30° açıda bir kanat açık bir kanat kapalı düzen
T-AK-15	: akıma ters yönde yerleştirilmiş 15° açılı bir kanat açık bir kanat kapalı düzen
TAK-30	: akıma ters yönde yerleştirilmiş 30° açılı bir kanat açık bir kanat kapalı düzen
AY-15	: yukarı aynı yönde açılmış 15° açılı kanatlar

- AY-30** : yukarı aynı yönde açılmış 30° açılı kanatlar
- T-AY-15** : akıma ters şekilde yerleştirilmiş yukarı yönlü 15° açılı kanatlar
- T-AY-30** : akıma ters şekilde yerleştirilmiş yukarı yönlü 30° açılı kanatlar
- q** : ısı akısı, w/m^2
- s** : boru duvarı-türbülötör arası mesafe, m
- T** : temperature, K

Yunan harfleri

θ : açı, kanat açısı, büküm açısı

μ : dinamik viskozite, Pa·s

ρ : yoğunluk, kg/m^3

Boyutsuz parametreler

f : Darcy sürtünme katsayısı

Nu : Nusselt sayısı

Pr : Prandtl sayısı

Re : Reynolds sayısı

Alt imgeler

a : türbülötör yerleştirilmiş boru

o : boş boru

ÖZET

Doktora Tezi

BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI TİP TÜRBÜLATÖRLERİN ISIL PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Taha Tuna GÖKSU

İnönü Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

119+xi

2022

Danışman: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilen farklı türdeki türbülans oluşturuç elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi pasif ısı transferi artırma tekniğı olarak isimlendirilen yöntem ile araştırılmıştır. Bu hedef doğrultusunda ilk ikisi sayısal ve üçüncüsü deneysel olmak üzere üç aşamalı bir inceleme gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, farklı adımlardaki eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin boru içerisine yerleştirilmesi ile ilgili olup bu incelemede, hatve oranları ($p/D = 1, 2, 3$), kesit uzunlukları ($a = 5$ ve 6 mm) ve helisel tellerin boru cidarı arasındaki mesafeleri ($s = 1, 2$ mm) baz alınmasına ek olarak eşkenar üçgen kesitteki helisel teller tekli, ikili ve üçlü olacak şekilde DNA geometrisinden ilham alınarak sayısal metotla incelendi ve tekli helisel telde elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Isı transferinde meydana gelen iyileşmenin ne oranda avantajlı olduğunu belirlemek için performans değerlendirme kriteri (PEC) değeri hesaplanmış ve en yüksek $PEC = 1.98$ olarak düşük Reynolds sayısında ve $s = 1$ mm, $a = 6$ mm, $p/D = 1$ olduğu durumda elde edilmiştir. İkinci incelemede, kare kesitteki helisel tellerin sabit hatve oranında ($p/D = 1$), üç farklı duvar-tel arası mesafede ($s = 1, 2, 3$ mm) ve farklı kenar uzunluğunun ($a = 3, 4, 5$ mm) ısı transfer iyileştirmesine etkisi sayısal metotla incelendi. Hem üçgen kesitteki helisel teller hem de kare kesitteki helisel teller HAD programında periyodik yöntemle, $k-\epsilon$ türbülans modellemesi ile analiz edildi. En yüksek $PEC \cong 1.36$ olarak $Re = 5500$, $a = 5$ mm ve $s = 1$ mm olduğunda elde edildi. Üçüncü incelemede ise eğimli kanat tipteki türbülátörlerin ısı transfer iyileştirmesine etkisi deneysel olarak incelendi. Bu bağlamda 12 farklı modifikasyonda türbülátör üretildi. Türbülátörleri birbirinden ayıran parametreler: kanat açısı ($15^\circ, 30^\circ$), kanat yönü (akışa paralel veya ters yönlü konumlandırılmış) ve kanatların bir açık bir kapalı şekilde konumlandırılması olup deneysel çalışmada kullanılan bütün türbülátörler için PEC performansı açısından 30° kanat açısındaki türbülátörlerin 15° 'den yüksek olduğu gözlemlendi. Kanat açıklığı akıma bakacak şekilde yerleştirilen türbülátörlerin performansı akımın tersine yerleştirilen türbülátörlerin performansından daha yüksek olduğu gözlemlendi. Deneysel incelemede elde edilen en yüksek $PEC = 1.79$ olarak en düşük Reynolds sayısı olan 16213 için elde edildi. Ayrıca deney düzeneğine ilave edilen kontrol devresi sayesinde sonuçların daha doğru ve güvenli olarak belirlenmesi sağlandı.

Anahtar Kelimeler: Isı transfer iyileştirmesi, Türbülátör, Sayısal, Deneysel, PEC

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE THERMAL
PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF DIFFERENT TYPES OF TURBULATORS
PLACED IN THE PIPE
Taha Tuna GÖKSU

Inonu University
Graduate School of Nature and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
119+xi pages

2022

Danışman: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

In this study, numerical and experimental investigation of the effects of different types of turbulent generating elements placed in the pipe on heat transfer and pressure drop was investigated by the method called the passive heat transfer enhancement technique. In line with this goal, a three-stage analysis was carried out, the first two being numerical and the third experimental. In the first stage, equilateral triangular cross-section helical wires of different steps are placed in the pipe, and in this examination, pitch ratios ($p/D = 1, 2,$ and 3), section lengths ($a = 5$ and 6 mm), and distances of helical wires between the pipe wall. ($s=1, 2$ mm) as a basis, helical wires in equilateral triangular cross-sections were examined as single, double, and triple by a numerical method, inspired by DNA geometry, and the results obtained for single helical wire were confirmed by experimental results in the literature. In order to determine how advantageous the improvement in heat transfer is, the performance evaluation criterion (PEC) value was calculated and the highest PEC was obtained as 1.98 at a low Reynolds number and $s=1$ mm, $a=6$ mm, $p/D=1$. In the second examination, it was determined that the constant pitch ratio of square helical wires ($p/D = 1$), three different wall-wire distances ($s=1, 2,$ and 3 mm), and different edge lengths ($a=3, 4,$ and 5 mm). The effect on heat transfer improvement was investigated by a numerical method. In the CFD program, triangular helical wires and square helical wires were both analyzed using the periodic method and k - turbulence modeling. The highest PEC of 1.36 was obtained when $Re=5500$, $a=5$ mm, and $s = 1$ mm. In the third study, the effect of curved fin-type turbulators on heat transfer improvement was experimentally investigated. In this context, 12 different modified turbulators were produced. The parameters that distinguish the turbulators from each other are blade angle ($15^\circ, 30^\circ$), blade direction (positioned parallel to or opposite the flow), and positioning of the blades in one open and one closed manner. It was observed that it was higher than It has been observed that the performance of turbulators placed with the blade opening facing the flow is higher than the performance of turbulators placed opposite the flow. The highest $PEC = 1.79$ obtained in the experimental analysis was obtained for the lowest Reynolds number, 16213. In addition, thanks to the control circuit added to the experimental setup, the results were determined more accurately and safely.

Keywords: Heat transfer improvement, Turbulator, Numerical, Experimental, PEC

1. GİRİŞ

En temel ihtiyaçlar arasında yer alan enerjinin minimum seviyede tüketilerek yüksek verim elde edilmesi günümüz dünyasının ve sanayisinin en önemli konuları arasındadır. Son zamanlarda farklı yöntem ve teknikler kullanılarak enerjinin bir halden başka bir hale dönüşümü veya artırılması bilim adamlarının yoğunlaştığı çalışmaların başında gelmektedir. Enerji üretimini artırmak ve ısı transferini iyileştirmek için aktif, pasif ve kombine olmak üzere üç temel yöntem kullanılmaktadır. Yüzey titreşimi, sıvı titreşimi, elektrostatik alanlar, enjeksiyon, emme ve mekanik yardımcılar kullanılarak yapılan iyileştirmeler aktif yöntem türleri içerisinde yer alırken girdap akışları, genişletilmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, ısı transferini artırmak için sisteme yerleştirilebilen ve değiştirilebilen türbülator elemanları, sıvılar veya gazlar için katkı maddeleri ilave edilerek yapılan iyileştirmeler de pasif teknik türleri arasında bulunmaktadır. Aktif yöntem, sisteme dışarıdan enerji takviyesi gerekli olduğu için daha az tercih edilir. Pasif yöntem, soğutma veya ısıtma cihazlarının performansını iyileştirmede ilk sırada gelmektedir. Bu yöntemin en önemli özelliği, ekstra güç girişine ihtiyaç duyulmamasıdır. Kombine metotta, hem aktif hem de pasif yöntem bir arada kullanma durumu söz konusudur. Sisteme enerji takviyesiyle birlikte türbülator kullanımı kombine metot için en iyi örnektir. Pasif sistemde yer alan ve ısı transfer sistemlerine entegre edilen/veya monte edilen geometriler, herhangi bir güç kullanmadan sistemin verimliliğini artırmaya yardımcı olurlar. Bu geometriler arasında en yaygın olarak kullanılan türbülans oluşturucu türler; sarmal teller, bükümlü bantlar, konik elemanlar ve pervane tipi türbülatorlardır. Isı transferini iyileştirmek amacıyla, sarmal teller, delikli veya deliksiz bükümlü bantlar, türbülans oluşturucu yarıklı ve yarıksız konik türbülatorlar, kanatçıklı girdap üreteçleri, pervane tipi türbülatorlar vb. elemanlar kanal veya borular içerisine yerleştirilerek ısı transferinin incelendiği birçok bilimsel çalışmaya literatürde rastlamak mümkündür. Bu çalışmaların bir kısmı teorik(sayısal), bir kısmı deneysel, bir kısmı da hem teorik hem de deneysel olarak sürekli ve geçici rejimde gerçekleştirilmiştir. Endüstri ve akademi dünyasının en önemli araştırma konuları arasında yer alan ısı transfer iyileştirme sistemleri kanatlı ve türbülatorlü ısı eşanjörleridir.

1.1 Isı Transferi Türlerine Genel Bir Bakış

Isı transferi sistemler arasındaki sonlu sıcaklık farklarının oluşturduğu enerjini akış şeklidir. Hareketli maddeler veya ortamlarda da gerçekleşebilen ısı transferi durgun bir ortamda da gerçekleşebilir. Katı ortam ile durgun ortam arasında gerçekleşen ısı transferine iletim, katı ortam ile hareketli akışkan arasında oluşan ısı transferine ise taşınım denir. Sonlu sıcaklıkta ve birbirlerini engel olmayan farklı sıcaklıktaki yüzeylerde gerçekleşen ısı transfer mekanizmasına ise ışınım denir. İletim yoluyla gerçekleşen ısı transferinde atomik yapıdaki maddenin hareketi ile ilintilidir. Bu durum yüksek enerjidekilerden daha düşük olanlara doğru enerji geçişinden oluşmaktadır. İletim yoluyla gerçekleşen ısı transferinde bir boyutlu düz duvarda ısı transferinin denklemi Fourier Yasası Eşitlik 1.1 ile hesaplanabilir:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

Taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferi kitle hareketiyle birlikte rastgele olarak akışkan hareketi ile beslenebilir. İki tip olan taşınımın ilki zorlanmış taşınımdır. Bu taşınım türünde akışkanın fan veya pompa gibi ekipmanlar yoluyla hız kazandırılmasıyla oluşan taşınım türüdür. Diğer taşınım türü olan doğal taşınımda ise yoğunluk farkıyla oluşan kaldırma kuvvetine denir. Her iki tip taşınım için kullanılabilen Newton Soğuma Yasası denklem 1.2'deki gibidir:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1.2)$$

Işınım ile gerçekleşen ısı transferinde yüzey sıcaklığına dayalı olarak elektromanyetik dalgaların yayılımı ile gerçekleşmektedir. Herhangi bir yüzeyin birim alanından birim zamanda net ışınım ile gerçekleşen ısı transferi Stefan Boltzman Yasası ile Eşitlik 1.3 gibidir:

$$q'' = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_c^4) \quad (1.3)$$

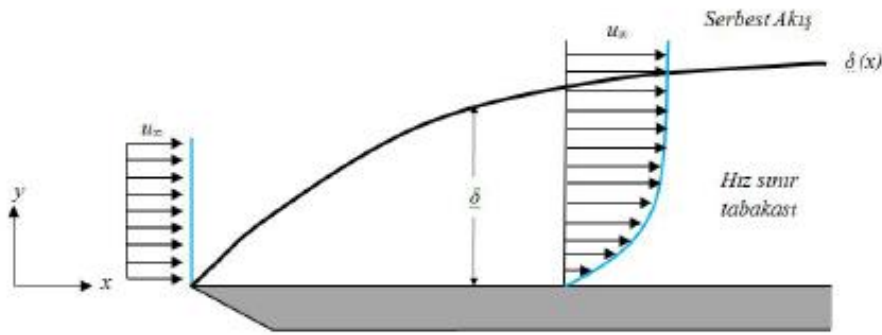
Gerçekleşen veya hali hazırda yürütülen birçok akademik ve şu anki doktora tezi gibi olan çalışmalar ısı transferini iyileştirmeye yöneliktir. Tez kapsamında taşınım ile gerçekleşen ısı transferini türbülantör tipi geometriler kullanarak geliştirmek amaçlanmıştır.

1.2 Sınır Tabaka Teorisi

Boru içi akışlarda, boru cidarı ile akışkan arasındaki ısı transferinde sınır tabaka önemli bir parametredir. Bu parametre akış türü ile ilgili olup laminar akıştan türbülantör akışa doğru giderek incelmektedir. Bu sebepten dolayı türbülantör akışta ısı transferi laminar akışa göre daha hızlı olmakta ve sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile boru cidarı arasındaki ısı

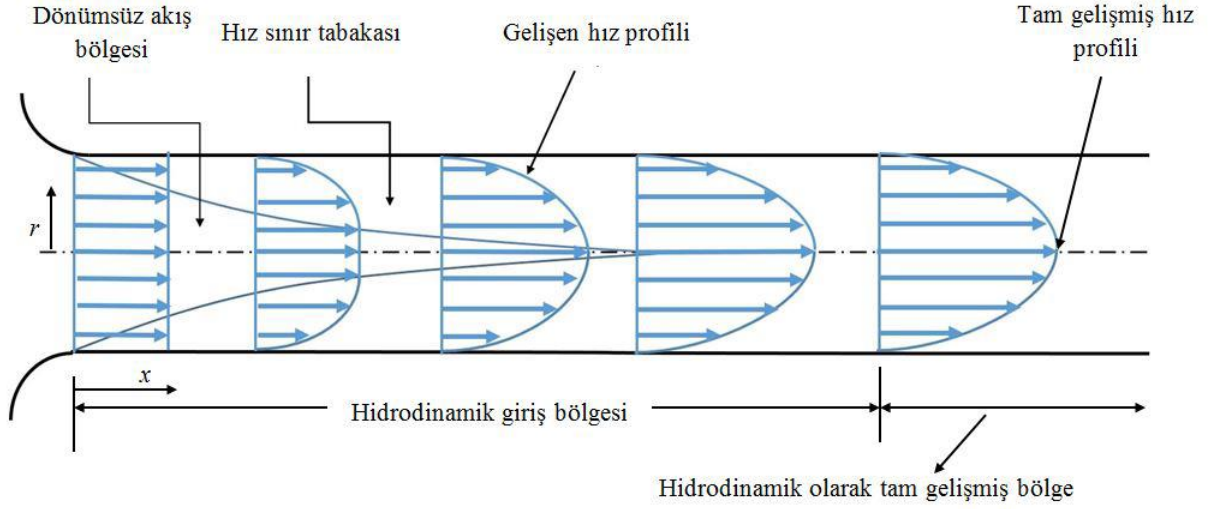
transfer miktarı artmaktadır [1] Boru içerisine yerleştirilen türbülans artırıcı elemanların boru cidarına yakın noktalarda sınır tabakayı parçalayarak ısı transferinde artış meydana getirdiği ile ilgili yapılan çalışmaların sayısı her geçen gün artmaktadır. Akışkan ile yüzey arasında oluşan sınır tabaka sıcaklık ve hıza göre değişkenlik gösterebilmektedir. Katı bir yüzey üzerinde akışkanın hızı yüzeyde sıfır iken yüzeyden belirli mesafedeki hız ise serbest akış hızının %99'una kadar ulaşan bölgeye sınır tabaka denir. Isıl ve hız sınır tabakası olmak üzere iki çeşittir.

Şekil 1.1'de durgun bir levhaya üniform olan hız profili aktıktan sonra cidarda sıfıra oldukça yakın, uzaklaştıkça ise arttığı görülmektedir.



Şekil 1.1: Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi [2]

Boru içerisinde hız sınır tabakasına bağlı olarak akışın gelişmiş olduğu ya da henüz gelişmediği değerlendirilmektedir. Şekil 1.2'de gösterildiği üzere, borunun girişinden sınır tabakanın merkez çizgisi ile birleştiği yere kadar olan bölgeye hidrodinamik giriş bölgesi denirken, hız profilinin artık değişmediği bölgeye ise hidrodinamik tam gelişmiş bölge denir. Boyutsuzlaştırılmış sıcaklık dağılımı profili de akış boyunca değişmeden kalıyorsa, bu durumda akış tam gelişmiş olarak nitelendirilir.



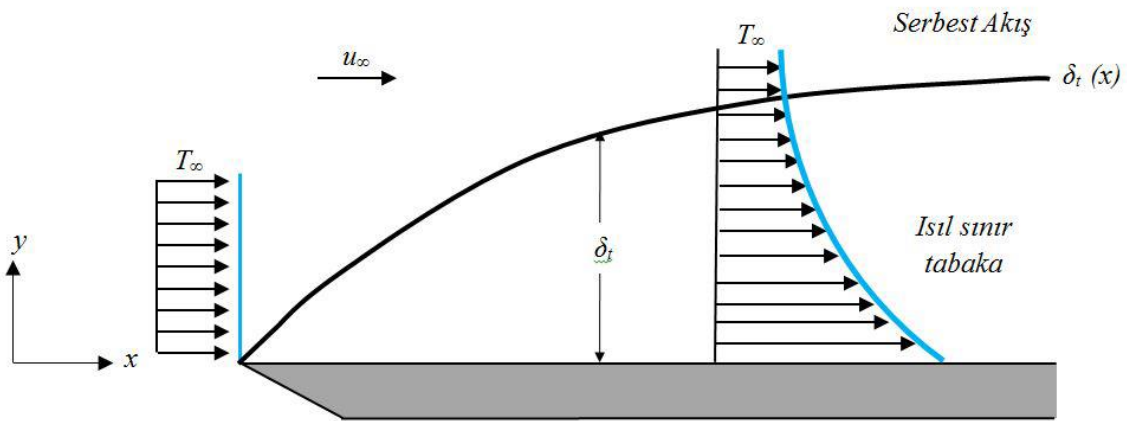
Şekil 1.2: Boru içerisindeki hız sınır tabakasının gelişimi [2]

Akışkanın hidrodinamik olarak gelişebilmesi için, boru içerisinde belirli bir mesafe kat etmesi gerekir, kat edilen bu mesafe hidrodinamik giriş uzunluğu olarak isimlendirilir ve L_h ile gösterilir. Laminer ve türbülanslı akış için hidrodinamik giriş uzunluğu Eşitlik 1.4 ve 1.5’de sırasıyla verilmiştir:

$$L_{h,laminer} = 0.05Re_D \quad (1.4)$$

$$L_{h,türbülans} = 10D \quad (1.4)$$

Isıl sınır tabaka akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanmaktadır. Hız sınır tabakada olduğu gibi cidar ile akış alanı içerisinde hız profilindeki değişim nasıl ki hız sınır tabaka oluşumuna sebep oluyorsa, cidar ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı da ısıl sınır tabaka oluşumuna sebep olur.



Şekil 1.3: Düz bir levhadaki ısı sınır tabakasının gelişimi [2]

Sekil 1.3’de akışkana göre daha sıcak bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi verilmiştir. Burada yüzey sınırında akışkanın sıcaklığı, yüzeyin sıcaklığına yakın gerçekleşirken, yüzeyden uzaklaştıkça azalan bir eğilim göstermektedir. Oluşan bu sıcaklık gradyanı ısı sınır tabaka olarak adlandırılır.

1.3 Isı Transferi Artırma Yöntemleri

1.3.1 Aktif ısı transferi artırma yöntemi

Aktif ısı transfer tekniği sisteme dışarıdan enerji veya güç takviyesi yoluyla olmaktadır. Aktif ısı transfer tekniklerinin başlıca yöntemleri “Mekanik Yöntemler, Yüzey Titreşimi, Akışkan Titreşimi ve Elektrostatik Alan” olmak üzere dört kısma ayrılmaktadır.

1.3.1.1 Mekanik yöntemler

Özellikle kimyasal proses gibi endüstrilerde yüzeyin döndürülmesi ile akışkanın karıştırılması sağlanarak ısı transfer iyileştirmesi yapılmaktadır. En önemlileri ısı pompası ve evaporatör gibi ısı proseslerin olduğu ekipmanlardır.

1.3.2 Yüzey titreşimi

Tek fazlı akışta kullanılan bir yöntemdir. Yüzeyin üzerine veya çevresine değişik frekansta titreşim verilerek iyileştirme sağlanmaktadır.

1.3.3 Akışkan titreşimi

Tek fazdaki akış türlerinde kullanılan yöntem çeşididir. Uygulama alanları ise genelde büyük çaptaki ısı değiştiricileridir.

1.3.4 Elektrostatik alan

Bu yöntemde, amaç ısı transferindeki ana amaç doğrultusunda olduğu gibi dielektrik akışkanlara doğru ve alternatif akım uygulanarak yüzey alanını arttırıp iyi bir karışım sağlanması amaçlanmaktadır.

1.4 Pasif Isı Transferi Artırma Yöntemi

Isı eşanjörleri; endüstride, ısıtma ve soğutma proseslerinde oldukça yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Bu bağlamda eşanjörlerdeki ısı transferini geliştirmeye yönelik çabaların başında Pasif Metot gelmektedir. Pasif metodun yaygın olarak kullanılmasının sebebi fiyat-performans açısından çok daha tercih edilebilir olmasıdır. Çünkü pasif metot sisteme doğrudan enerji sağlamadığı için fiyat-performans olarak önemli katkı sağlamaktadır. Isı transferini arttırmanın en önemli yolu akışkanın maruz kaldığı yüzey alanı belirli ölçüde arttırmaktır. Bu bağlamda, Pasif metot yüzey işleme-kaplaması, ayırık çıkıntı oluşturulması gibi işlemler bu metodu en iyi açıklayan parametrelerdir. Yüzey alanını arttırma, sök-tak tipi Türbülator sayesinde sağlanmaktadır. Zorlanmış akış türünde akışın erken türbülansa girmesini ve girdap oluşmasını sağlayan sarmal telli yaylar, bükümlü bantlar, vorteks üreteçleri vb. pasif metodu açıklayan en önemlileri örneklerdir. Pasif ısı transfer yöntemleri de kendi arasında şu şekilde sıralanabilir:

- A. İşlenmiş yüzeyler:** Sürekli veya süreksiz yüzeylerde yüzey işlenmesi tek fazdaki ısı transferini geliştirmeyi sağlamaktadır ve genellikle kaynama proseslerinde kullanılmaktadır.
- B. Genişletilmiş yüzeyler:** Bu yöntemle yüzeyi genişletip ısı transferinin iyileşmesi sağlanmaktadır.
- C. Sök-tak tipi elemanlar:** Hem ısıtma hem soğutma proseslerinde sınır tabakanın inceltilmesi ve girdap oluşturup akımın daha erken türbülansa girmesini sağlamak amacıyla borunun iç kısmına yerleştirilen elemanlar ile ısı transferi iyileştirilebilmektedir. Helisel/sarmal telli veya bükümlü bant gibi türbülatorler/elemanlar bu konuya en iyi örneklerdendir. Sunulan tezde bu kapsamdaki türbülatorler incelenecektir.
- D. Sarmal borular:** Bu borular daha kompakt ısı transfer prosesi olan ısı eşanjörlerinde kullanılmaktadır. Özellikle kaynama proseslerinde tercih edilmektedir.

1.5 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Gelişen teknoloji ile birlikte insanların rahat ve konforlu yaşamaya olan meyli, evlerde ve endüstride kullanılan sistemlerin güncellenerek daha verimli hale getirilmeye ihtiyaç duyulmuştur. Özellikle ısıtma ve soğutma sistemlerinde ısı transfer hızını artırma ve iyileştirmeye olan ilgi her geçen gün biraz daha artmaktadır. Isı transferinin iyileştirilmesi,

ya ısı transfer katsayısının artırılması, ya ısı transfer yüzeyinin büyütülmesi ya da yüzey pürüzlülüğünün artırılması ile mümkündür. Isıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılan boru ve kanallardaki akışlarda ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla literatürde yapılan çalışmaların sayısı her geçen gün artmaktadır. Bu çalışmaların büyük çoğunluğunda ısı transferini iyileştirici eleman olarak türbülans oluşturucu olarak farklı şekil ve geometrideki türbülantörler kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasının amacı, farklı türbülans oluşturucu elemanlar ile laminer sınır tabakayı incelterek ısı transferi miktarını artırmaktır. Bu amaca yönelik olarak farklı tipteki türbülantörler, farklı çap, adım ve şekillerde boru içerisine yerleştirilerek elemanların ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılacaktır. Bu kapsamda üretilen türbülantörlerin ısı transferini iyileştirmedeki etkisi hem sayısal hem de deneysel olarak incelenecektir. Sunulan doktora tezinde ısı transferinin iyileştirmesi için kullanılan geometriler ve araştırılan parametreler şunlardır:

- Eşkenar üçgen kesitli helisel tel tipi türbülantörler, tekli, ikili ve üçlü olarak DNA modelinde benzer şekilde üretilip boru içine yerleştirilmiştir. Buna ek olarak üçgen kesitin uzunluğu, boru ile arasındaki mesafesi ve hatve oranları gibi geometrik özelliklerin termo-hidrolik performansa etkisi incelenip birbirleriyle parametrik olarak kıyaslanmıştır.
- Bununla beraber, kare kesitteki helisel tellerin kenar uzunluğu ve duvar-helisel tel arası mesafesinin termo-hidrolik performansa etkisi incelenip birbirleriyle kıyaslanmıştır.
- Ayrıca üretilen eğimli kanat tipli türbülantörlerin açısal parametreleri, yerleştirme düzeni ve kanat (açık/kapalı) durumlarının ayrı ayrı ısı transferi iyileştirmesine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında 12 farklı özellikteki türbülantörün ısı transferinde meydana getirdiği artış, basınç düşümü ve sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.
- Tasarlanan deney düzeneğinde sıcaklık kontrolü yapabilecek, sıcaklıkları okuyup kaydedip anlık görüntüleme sağlayabilecek bir kontrol devresi üretilmiştir.

Netice olarak bu tez çalışması, altı kısımdan oluşmakta olup birinci kısımda genel bilgiler ile birlikte tezin amaç ve kapsamını içine alan ısı transferini artırmada kullanılan yöntemlerden bahsedilmiştir. İkinci kısımda konu ile ilgili literatürde yer alan çalışmalara yer verilmiştir. Tezin üçüncü bölümü materyal ve metot kısmıdır. Bu bölümde ısı transferini artırmak yapılan sayısal çalışmaya yer verilmiştir. Ayrıca deney düzeneğinin tasarım ve imalatında kullanılan ekipmanlar, deney düzeneğinin kurulumu ve deneylerin yapılması

açıklanmıştır. Tezin dördüncü bölümü bulgular ve tartışma kısmı olup bu bölümde farklı özellikteki türbülatorlerin sayısal ve deneysel sonuçları verilmiş ve karşılaştırılmıştır. Son kısım olan beşinci bölümde ise sonuçlar ve değerlendirmeye yer verilmiştir.



2. LİTERATÜR ÖZETİ

Bu bölümde, farklı geometrideki delikli ve deliksiz elemanlar (dairesel, kare ve üçgen kesitli teller, bükümlü bantlar, girdap üretici ve panjur tipi ekler, kanatlı türbülatoörler, döner türbülatoörler gibi) ve farklı akışkan türleri (hava, su, yağ, nano-akışkanlar vb.) kullanılarak ısı değiştiriciler yardımıyla ısı transfer iyileştirmesi ile ilgili literatürde yapılmış olan çalışmalar verilmiştir. Geometrik yapısının üretim kolaylığından dolayı ısı transferini iyileştirmede oldukça etkin olarak kullanılan elemanlar dairesel kesitli türbülatoör türleridir. Bu elemanların yay tipi veya bükülmüş yay tipi gibi adlandırmaları mevcut olmakla birlikte en çok kullanılan tanım helisel yay(HY) veya helisel tel(HT) şeklindeki tanımlamadır. Dairesel kesitli helisel yayların kesit çapı, helis çapı, helis adımı ve hatve oranının ısı transferini iyileştirmedeki rolü birçok araştırmacının ilgi konusu olmuştur. Türbülans oluşturarak ısı sınır tabakayı inceltmek ve ısı transferini artırmak amacıyla belirtilen elemanlar ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilerek yapılan çalışmalar ile ilgili Behçet ve İlkılıç [3], türbülatoör olarak farklı adımdaki helisel yayları ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilerek 3500 ile 8500 arasında değişen Reynolds sayılarında deneyler yapmışlar. Farklı adımlardaki helisel yayların oluşturduğu türbülans ile boru cidarına yakın bölgede sınır tabaka kalınlığı parçalanarak ısı transferinde % 260'lara varan artış sağlandığı gözlenmiştir. Dairesel kesitli türbülatoörler ısı transferini iyileştirmede oldukça etkin olarak kullanılan türbülatoör türleridir. Bunun en temel nedenlerinden biri geometrik yapısının üretim kolaylığıdır. Yay tipi veya bükülmüş yay tipleri gibi adlandırmaları mevcut olmakla birlikte en çok kullanılan tanım helisel tel (HT) şeklindeki tanımlamadır. Dairesel kesitli helisel yayların kesit çapı, helis çapı, helis adımı ve hatve oranının ısı transferini iyileştirmedeki rolü birçok araştırmacının ilgi konusu olmuştur.. Bu kapsamda, Kim vd. [4] iç çapı 20 mm ve toplam uzunluğu 3000 mm olan bir boru içerisine yerleştirdikleri farklı hatve ve çaptaki helisel tellerin (HT) akış karakteriştiğini, kamera yöntemiyle araştırmışlar. Rahai ve Wong tarafından yapılan çalışmada [5], bobin eklemeli dairesel borulardaki türbülanslı jetlerin etkisi deneysel olarak incelenmiş ve boş boru sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deneylerde kullanılan bobinlerin tel çapları sabit olmakla birlikte hatve(p)'nin boru iç çapı(D)'na oranı olan p/D , 0,4 ile 2,7 arasında değişen dört farklı değere sahiptir. Sonuçlar, geniş hatve aralığına sahip bobinlerin jetin karıştırma işleminde önemli

bir artış meydana getirdiği ve $p/D = 1.2$ olduğunda ise karıştırmanın daha belirgin olduğu ifade edilmiştir. Yakut ve Şahin [6] 10, 20 ve 30 mm'lik adımlara sahip helisel yaylar boru içerisine yerleştirilerek 5000 ile 35.000 arasında değişen Reynolds sayıları için akış kaynaklı titreşim, ısı transferi ve performans özellikleri araştırılmıştır. Re 13,000 değerinin altında olduğu durumlar için helisel yayların termodinamik olarak daha verimli olduğu ve helisel yay şeklindeki türbülatorlerin kullanımı ile ısı transferinin %70-140 oranında iyileştiği belirtilmiştir. Dört farklı hatve oranına (p/D 0.5, 1, 1.5 ve 2) ve dairesel halka tipi geometriye sahip türbülatorlerin boru içine yerleştirilmesi ile yapılan çalışmada [7], helisel tellerin etkisi FLUENT programı kullanarak analiz edilmiştir. 4475 ile 43,725 arasında değişen Re sayısı aralığında yapılan analizlerin sayısal sonuçları boş boru ile kıyaslanmış ve en yüksek PEC 1.18 değeri Re 15,600 olduğu durumda elde edildiği belirtilmiştir. Farklı çap ve hatvede üretilen sarmal telli elemanlar yatay bir boru içerisine yerleştirilerek yapılan çalışmada[8], R-134'ün yoğuşması sırasında basınç düşümündeki artış deneysel olarak araştırılmıştır. Sarmal telli elemanların yerleştirildiği borudaki basınç düşümü, boş boruya kıyasla %260 ile 1600 arasında arttığı görülmüştür. Dairesel kesitli ve kare kesitli tellerden üretilen helisel yay şeklindeki elemanların ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilerek yapılan deneysel çalışmada [9] elemanların ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. 5000 ile 25.000 arasında değişen Reynolds sayılarında yapılan deneylerde elde edilen sonuçlara göre kare kesitli helisel yayların dairesel kesitli yaylara göre daha yüksek ısı transferi sağladığı belirtilmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılım paketi olan OpenFOAM ile yapılan sayısal çalışmada [10], boru içine yerleştirilmiş dairesel kesitteki helisel tellerin ısı transferi iyileştirmesine etkisi Laminer rejimde incelenmiştir. $1.5 \leq p/D \leq 5$ arasındaki hatve oranlarında elde edilen sayısal sonuçlar, yazarlar tarafından daha önce yapılan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Smith vd. tarafından yapılan çalışmada [11] dairesel kesitli tellerden üretilen sarmal türbülatorler kare kesitli bir kanal içerisine kısmi ve tam boru boyunca yerleştirilerek 4000 ile 25000 arasında değişen Reynolds sayılarında deneyler yapılarak türbülatorlerin türbülanslı akıştaki ısı transferi etkisi incelenmiştir. Kısmi ve tam boy boruya yerleştirilen türbülatorlü deney sonuçları birbirleri ile karşılaştırıldığında, tam boy yerleştirilen sarmal tellerin aynı çalışma şartlarında kısmi olarak yerleştirilen türbülatorlere göre daha yüksek ısı transferi ve sürtünme faktörü sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca, kare kanala yerleştirilen sarmal tellerin faydalarını değerlendirmek için performans değerlendirme kriterleri belirlenmiş ve tam boyda yerleştirilen türbülatorde en yüksek PEC 1.33 olduğu belirlenmiştir.

Türbülator olarak filmaşın tipi elemanlar ısı eşanjörünün iç borusuna yerleştirilerek farklı Reynolds sayıları ($6000 \leq Re \leq 20.000$) için türbülanslı akışta ısı transferi, sürtünme faktörü gibi termal performans özellikleri Nanan vd. [12] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel sonuçlarına göre, demet başına artan filmaşın ve Re sayısı ile Nu sayısının arttığı ayrıca türbülatorların hatve oranının (P/D) azalması ile de ısı transferinin arttığı görülmüştür. Aynı pompalama gücünde, filmaşın tipi türbülatorların kullanımı ile boş borunun 1.02 katına kadar daha yüksek termal performans gösterdiği belirtilmiştir.

San vd. [13] yürüttükleri deneysel çalışmada HT'lerin kesit çapının ve hatve oranının ısı transferine etkisini incelemişler. Elde edilen sonuçlara göre, HT'lerin artan çapının ve azalan hatvesinin ısı transferini artırdığını gözlemlemişler.

Parabolik oluklu güneş enerjisi sisteminde kullanılan boru içerisine dairesel kesitteki sarmal teller yerleştirilerek 3000 ile 17000 arasında değişen Re sayıları HT'yi yerleştirip $Re = 3000-17,000$ için hem deneysel hem de HAD kullanılarak ısı transferine etkisi Şahin vd. [14] tarafından araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; $p = 15, 30$ ve 45 mm'lik hatveler için boş boruya nazaran sarmal tellerin yerleştirildiği boruda sırasıyla 2.28, 2.07 ve 1.95 kat iyileşme olduğu görülmüştür.

Zhang ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada [15], çift sarmal yay ile donatılmış bir borunun ısı transferi ve sürtünme kaybı özellikleri üç boyutlu bir sayısal simülasyon ile incelenmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, boru içerisine yerleştirilen sarmal yaylar ile akışkanın boru duvarına yakın çevresel ve radyal hızları iyileştirdiği gözlenmiştir. Ayrıca aynı Reynolds sayısında, sarmal yay yerleştirilmiş borunun ortalama radyal ve teğetsel hızları, düz boru değerlerinden daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Bununla beraber ikili sarmal yay yerleştirilmiş borunun ısı transferinin iyileştiği ve performans değerlendirme kriterinin (PEC) 1,5'e kadar çıkabildiği görülmüştür.

3000 ile 7500 arasında değişen Re sayıları için farklı tahliye açılara ($45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$) ve farklı hatve oranlarına (2, 2.8, 3.5) göre konumlandırılan dairesel tip türbülatorların TH özellikleri deneysel olarak incelenmiştir [16]. Deneysel sonuçları baz alındığında, boş boruya göre maksimum ısı transfer artışı hatve oranının 2, konum durumunun 0.125 olduğu durum için %416 iyileşme gerçekleşirken, sürtünme faktöründeki artış %511 ve PEC'in değeri ise yaklaşık 2.9 olarak elde edilmiştir.

Isı eşanjörlerinin boyut ve maliyetini azaltmak ve ısı transfer miktarını artırmak amacıyla içi boş dairesel diskli türbülatorlar ısı değiştiricinin iç borusuna yerleştirilerek Kumar ve

arkadaşları tarafından bir deneysel çalışma [17] yapılmıştır. Deneysel çalışmada, türbülantörlerin ısı transferi, sürtünme faktörü ve termal performans faktörü üzerindeki etkisi 6500 ile 23,000 arasındaki Re sayıları için incelenmiştir. Sabit kalınlık oranı (t/D), çap oranı (d/D) ve hatve oranı parametreleri baz alınarak el edilen deney sonuçları boş boru değerleri ile kıyaslandığında, boş boruya göre ısı transferinde 4.45 kat ve termal performans faktöründe 1.47 kat iyileşme olduğu belirtilmiştir. Sripattanapipat vd. [18], basınç kaybını azaltmak ve ısı transferini artırmak için düz konik halka, altıgen konik halka ve V-tipi konik halka olmak üzere üç farklı türbülantörü boru içerisine yerleştirilerek 3000 ile 20000 arasında değişen Reynolds Sayıları için sayısal çalışma yapmışlar. Sayısal sonuçlar, birbirleri ile karşılaştırıldığında, Konik halka elemanların yerleştirildiği borunun sayısal sonuçları boş borunun sayısal sonuçları ile karşılaştırıldığında, V-tipi konik elemanın düz borudan çok daha yüksek ısı transferine yol açtığı ayrıca sürtünme faktörünü de düşürdüğü görülmüştür.

Omara ve Abdelatif [19], 20, 45, 135 ve 225 mm adımlarındaki dairesel ve dikdörtgen sarmal bobinleri, eliptik boru içerisine yerleştirilerek farklı Re sayıları ($11 \times 10^3 \leq Re \leq 3.375 \times 10^4$) için yaptıkları deneysel çalışmada, farklı adımlardaki sarmal tellerin ısı transferi iyileştirme etkisi araştırılmıştır. Eliptik boruya yerleştirilen dikdörtgen sarmal tel kesiti için Nu, f ve PEC, tüm sarmal bobin hatve değerleri için dairesel olandan yaklaşık olarak sırasıyla %15, %3 ve %14 daha yüksek olduğu görülmüştür.

Du vd. [20] gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada, kademeli olarak değişen genişlikte düzenli aralıklarla yerleştirilmiş tel bobinlerin çapraz oluklu bir boruda, türbülantı rejimde termal performans ve akış özellikleri üzerine etkisini $Re = 6000-8000$ aralığında incelenmişler. İncelemeler yakınsak, ıraksak ve karışık olmak üzere üç farklı yerleşim şekli ve beş boşluk oranı ($S/D = 0.60, 1.55, 2.97, 5.34$ ve 10.09) dikkate alınarak yapılmıştır. Sonuçlara göre, maksimum PEC olan 1.13 değeri yakınsayan HT düzenlemesi ile $S/D = 10.09$ olduğu durumda ve 14102 Re sayısı ile gerçekleştiği belirtilmiştir.

Chang ve Yu [21] tarafından üretilen spiral yay eklerini kullanarak kord yapısının TH etkisini deneysel olarak farklı hatve oranlarında (0, 1, 1.5, 2, 2.5 ve ∞) incelemişler. Çalışılan Re aralığı 750 ile 70,000 arasındadır. Elde edilen sonuçlara göre PEC aralığı 0.61 ile 5.07 arasında elde edilmiş olup 5.07 değerini spiral yaylı segmental yapıda ve hatve oranının 2 olduğu durumda elde etmişlerdir.

Stirling motorlarında spiral yay olarak oluşturulan yapının akış ve ısı transferi özellikleri sayısal olarak Xin vd. [22] tarafından incelenmiştir. Sonuçlar, Nu, f ve PEC değerlerinin

spiral yay yüksekliği ile arttığını ve spiral yay hatvesi ile azaldığını göstermiştir. En iyi PEC değeri 1.22 olarak elde edilmiştir.

Yakınsak, yakınsak-ıraksak ve ıraksak olmak üzere üç farklı şekilde boru içerisine yerleştirilen konik tipteki türbülatorlerin hidro-termal performansı 6000–25,000 Re aralığında Ibrahim vd. [23] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Konik halkaların yerleştirilme şekline ek olarak farklı çap oranları ve hatve oranları da incelenmiştir. Azalan çap ve hatve oranları Nu ve f' 'yi artırmış olup en yüksek PEC ıraksak halkalı yapıda yaklaşık 1.29 olarak elde edilmiştir.

Çift borulu bir ısı eşanjörünün iç borusunun dış yüzeyine yerleştirilen helisel şeritlerin hidrotermal performansı Salem vd. [24] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. İç borusu şeritsiz ve şeritli olan ısı eşanjörleri birbiriyle karşılaştırıldığında, iç borusuna şerit ilave edilmemiş eşanjöre göre, iç borusunun dış yüzeyinin etrafına helisel şerit ilave edilmiş eşanjörün ısı transferini iyileştirdiği ve buna karşın basınç düşümünde azalma meydana geldiği görülmüştür.

Tusar vd. [25] boru içi akışta sarmal vidalı bant ekini kullanarak TH performansını 3B hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizini yapmışlardır. Elde edilen sayısal sonuçlara göre eklerin Nusselt sayısını 1.34-2.6 oranında sürtünme faktörünü ise 3.5-8 kat artırdığını göstermiş olup en yüksek PEC, 3.79 olarak gerçekleştiği belirtilmiştir.

Hong vd. tarafından yapılan çalışmada [26], ikili ve üçlü sarmal teller çapraz oluklu bir boru içerisine yerleştirilerek 6000 ile 18,000 arasında değişen Re sayıları ve S/D (boşluk oranı) 0, 3.88, 8.62 ve 18.1 olan dört farklı değer için deneyler yapılmıştır. $S/D = 3.88, 8.62$ ve 18.1'olan boşluk oranları için Nu sayılarındaki artma miktarı yaklaşık olarak sırasıyla %5.2, %11.4 ve % 18.0 olduğu görülmüştür. Ayrıca sarmal teller ile boru cidarı arasındaki boşluk oranının artması ile boş boruya göre Nu sayısındaki artma miktarı %22.3–84.2 arasında değişirken ve f' 'nin değerlerinde artma miktarı ise 2.91–12.9 kat arttığı sonucuna varılmıştır. İkili HT kullanımında en yüksek $PEC = 1.09$ olarak $s/D = 18.1$ 'de elde edilirken yalnız oluklu boru kullanımında maksimum $PEC = 1.26$ olarak elde edilmiştir.

Gholamalizadeh ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada [27] bakırdan imal edilmiş farklı kesitteki (0.002, 0.004, 0.006 and 0.008 m) sarmal teller ısı eşanjörüne yerleştirilerek sarmal tellerin termo-hidrolik performansı sayısal yöntemle (SST-k- ω -Türbülans modeli) incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, dairesel kesitli sarmal tellerin kullanılması ile Nu sayısı

ve f sürtünme faktörü değerlerinde sırasıyla %340.9 ve %536.1 oranında bir artma meydana geldiği görülmüştür.

Tel çapı, yay adımı ve helis çapı baz alınarak farklı geometriler (dört farklı yay adımı ve dört farklı tel çapı) için Khorasani vd. tarafından yapılan çalışmada [28] sarmal telli türbülatorlerin sarmal borunun ısı performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Spiral borunun yay hatvesinde ve tel çapındaki artış, Nu' da sırasıyla %70 ve %73'e varan artışlara neden olmuştur. Ayrıca HT çapındaki artışın ısı transfer katsayısını arttırdığı ve yay hatvesinin artması ile de ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Maksimum PEC değeri 2.46 olarak elde edilmiştir.

Chang vd. [29] ANSYS-Fluent programıyla farklı büküm oranlarındaki (3, 4, 5, 6 ve ∞) helisel geometrilerin ısı transferini iyileştirme etkisini $RNG - k - \varepsilon$ türbülans modeli ile 5000-25000 Re arasında incelemiş ve ısı transferinde %19'luk bir artış meydana gelirken sürtünme faktöründe ise %69.8'lik artış gözlenmiştir.

Sarmal matris şeklindeki ikili helisel telin TH karakteristiği 400-1800 Re arasında sayısal olarak araştırıldığında en yüksek PEC değeri 2.16 olarak elde edilmiştir [30].

Padmanabhan vd. [31] sarmal uçlu çift borulu ısı eşanjörlerinin içine yerleştirilen HT'leri iki farklı hatvede (P = 5 ve 15mm) ANSYS CFX modülü ile TH performansını araştırmışlar. Isı transfer katsayısı, 5 mm hatveli helisel kesici uçlar için yaklaşık %63.91 oranında iyileşirken, 15 mm hatveli kesici uçlar model bazında %31.39 iyileşmesi gerçekleşmiştir.

Isı transferini iyileştirmek amacıyla kullanılan bir diğer yöntem, nano-akışkan ile türbülatorlerin birlikte değerlendirilmesidir. Son zamanlarda, ısı transferini iyileştirmede olduğu gibi güneş enerjili sistemlerde, elektronik cihazların soğutulmasında, uzay ve savunma sanayii sistemlerinde, talaşlı imalatta soğutma sıvıları başta olmak üzere birçok alanda nano-akışkanlar yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Boru içine yerleştirilen türbülatorler ile birlikte nano-akışkanların ısı transferini iyileştirmedeki etkisi birçok araştırmacının çalışma konusu olmuştur. Isı transferini iyileştirmek amacıyla dairesel boru içerisinde akışkan olarak farklı sıcaklıklardaki su ve su-propilen glikol karışımları, türbülator olarak da sarmal tel bobinler kullanılarak 80 ile 90000 arasında değişen Re sayılarında Garcia ve arkadaşları [32] tarafından deneysel çalışma yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre türbülanslı rejimde yerleştirilen HT'lerin basınç düşümünü 9 kat arttırdığı görülürken ısı transferini ise 4 kat artırmıştır. Sabit pompa gücünde ve geçiş bölgesinde yerleştirilen HT ısı transferini %200 oranında arttırmıştır.

Chandrasekar vd. [33] yürüttükleri deneysel çalışmada tam gelişmiş laminer akışta Al_2O_3/su gibi nano-akışkanı ile HT'yi beraber kullanarak TH karakteristiğini araştırmışlar. Tam gelişmiş bölgede nano-akışkan ve distile suyun Nusselt sayısı kıyaslandığında boş boruya oranla %12.24 oranında arttığını, eğer HT ile nano-akışkan birlikte kullanılırsa distile suya kıyasla $Re = 2275$ için %15.91 arttığını gözlemlemişlerdir.

Zamankhan tarafından yapılan çalışmada [34] farklı karışımlardaki/konsantrasyonlardaki Glikol-su karışımları ile birlikte helisel türbülator kullanımının TH etkisini sayısal olarak incelenmişler. Burada $k - \epsilon$, $k - \omega$ ve Large eddy (LES) gibi türbülans modellerini kullanmışlar. Elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu ve LES modelin deneysel daha yakın ve doğru sonuçlar verdiği gözlemlemişler.

Jamal-Abad vd. [35] laminer akışta spiral tipteki türbülatorler ile Al-su ve Cu-su gibi nano-akışkanların birlikte ve farklı konsantrasyonlarda (%0.55, %1.12, %2.23) kullanıldığı durumdaki ısı transferi ve basınç düşüm karakteristiğini deneysel olarak incelemişler. Sonuçlar Cu-su nano-akışkanın termal iletkenliğinin %2.23 konsantrasyonunda Al-su nano-akışkanından yaklaşık %18 daha yüksek olduğunu göstermiştir.

4000-15,000 Re aralığında ve %0.0004 ile %0.02 konsantrasyonundaki TiO_2 nano-akışkanı ile birlikte HT kullanımının TH karakteristiğini deneysel olarak incelemişler [36]. Baz akışkan olarak %40 etilen glikol ve %60 distile su dikkate alınarak hazırlanmıştır. Nano-akışkanın %0.02'lik konsantrasyonu için ısı transferi katsayısında %10.73 iyileşme sağlanırken sürtünme faktöründe %8.73 oranında iyileşme meydana gelmiştir.

Syam Sundar vd. [37] türbülanslı akış koşulları altında tel bobin ekleri olan ve olmayan çift borulu U-bükümlü bir ısı eşanjöründe Fe_3O_4/su nano-akışkanını farklı konsantrasyonlarda ve hatvelerdeki termo-hidrolik özelliklerini incelemişler. Çalışılan Re aralığı 16,000-30,000'dır. Deneysel sonuçlar, Nu sayısının artan Re ve nano-akışkan konsantrasyonu (ϕ) ile arttığı belirtilmiştir.

0.83-4.17 arasında değişen hatve oranlarındaki sarmal telli yaylar ile %0.5 - %3 aralığındaki TiO_2-SiO_2 konsantrasyonlardaki nano-akışkanlarının termo-hidrolik performansı, 2300-12,000 arasındaki Re için araştırmışlar [38]. Tel bobin eklerine sahip TiO_2-SiO_2 nano-akışkanları en yüksek PEC değeri %2.5 olan hacim konsantrasyonunda ve 1.5 hatve oranında sağlamıştır.

Su-grafen nano-akışkanı ve üç farklı konik tel bobin (yakınsayan, yakınsak-uzaklaşan ve uzaklaşan) kullanılarak yapılan deneysel çalışmada[39], nano akışkan ve tel bobinlerin

termohidrolik performansı araştırılmıştır. Deneyle, sabit ısı akısı ve 4000 ile 27,000 arasında değişen Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlar, % 1 Grafen-Su nano-akışkan konsantrasyonlu konik tel bobin ekinin diğerlerinden daha yüksek ısı transfer performansı gösterdiği ve en yüksek PEC olan 1.73 değerinin elde edildiği belirtilmiştir.

Su-grafen nano-akışkanlarını konik tel eki ile birlikte kullanımının ısı transferini iyileştirmedeki etkisi 4000-27,000 Re arasında Keklikcioglu ve zceyhan tarafından gerçekleştirilen çalışmada [40] araştırılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlara göre 6182 Reynolds sayısında en yüksek performansı 1.73 olarak elde etmişlerdir.

Boru içerisine yerleştirilen keskin köşeli elemanların akımı saptırıp girdap oluşumunu tetiklediği bilinmektedir. Bu kapsamda kare ve üçgen kesitte yay tipi helisel teller üretilip boru içerisine yerleştirilerek zceyhan [41] tarafından yapılan çalışmada farklı kesitteki tellerin ısı transferini iyileştirmedeki etkisi araştırılmıştır. Çalışma, üç farklı p/D oranı (0.5, 1, 2) ve üç farklı hız (3, 4, 5 m/s) baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Maksimum performans p/D=6 ve hızın 3 m/s olduğu durumda elde edilmiştir. Güneş vd. [42], kesit uzunlukları 4 ve 5 mm olan eşkenar üçgen kesitli tellerden imal edilmiş helisel yay şeklindeki türbülatörlerin boru içine yerleştirildiği durumdaki ısı transferi ve basınç düşüm karakteristiğini deneysel olarak incelemişler. Çalışma, boru yüzeyine sabit ısı akısı sınır şartı uygulanarak 3500 ile 27,000 arasında değişen Re sayıları için yapılmıştır. Boru içine yerleştirilen helisel yayların boru iç duvarına uzaklığı 1 mm ve p/D oranları 1,2 ve 3 olmak üzere üç farklı değere sahiptir. Sonuçlara göre en yüksek PEC değeri kesit uzunluğu (a) 5 mm, hatve oranı(p/D) 1 ve Re sayısı 3858 değerlerinde meydana geldiği gözlenmiştir.

Tel kesit uzunluğu 6 mm ve helisel tellerin boru cidarına olan mesafeleri 1mm ve 2 mm olacak şekilde boru içerisine yerleştirilen üçgen kesitteki sarmal tellerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisinin deneysel olarak araştırıldığı çalışma[43], üç farklı hatve oranı ($P/D = 1, 2$ ve 3) için gerçekleştirilmiştir. Deneyle, boru dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulanarak 4105 ile 26400 arasında değişen Reynolds sayılarında yapılmış olup sarmal tel ile boru cidarı arasındaki mesafenin azalması ile ısı transferindeki iyileşmenin artığı gözlenmiştir. En yüksek PEC değeri Reynolds sayısının 4220, hatve oranının (P/D) 1 ve sarmal tel ile boru cidarı arasındaki mesafenin 1mm olduğu durumda meydana geldiği belirtilmiştir.

Farklı kesitteki türbülötörlerin ısı performans kıyaslaması bu alana sunulan en önemli katkılardandır. Saha [44], daire, dikdörtgen ve kare kesitteki kanallarda enine pervazlı türbülötörlerin ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Sonuçlara göre enine pervazlı türbülötörlerle HT'nin birlikte kullanıldığı durumda yalnız kullanımlarına göre daha iyi performans göstermiştir. Kombinasyon olan enine pervazlı HT, sabit pompa gücünde %50 daha iyi ısı transfer performansı sergilemiştir.

Eşkenar üçgen kesitli sarmal tel ekleri olan bir boruda tasarım parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesi için yapılan çalışmada[45], sargılı tel ile boru duvarı arasındaki mesafenin boru çapına oranı (s/D), hatve oranı (P/D), eşkenar üçgenin kenar uzunluğunun boru çapına oranı (a/D) gibi tasarım parametrelerinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkisi Taguchi yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Optimum sonuçlar, $s/D = 0.0357$, $P/D = 1$, $a/D = 0.0714$ ve $Re = 19,800$ olduğu durumda elde edildiği belirtilmiştir.

Keklikcioglu ve Özceyhan tarafından gerçekleştirilen çalışmada [46] eşkenar üçgen kesitteki HT'lerin boru duvarı ile yerleştirildiği konum arasındaki uzaklığın ısı transferini iyileştirmedeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Eşkenar kesitli tellerin kenar uzunluğu 6 mm olup, $p/D = 1, 2$ ve 3 'tür. Helisel tel ile duvar mesafesi arası 1 ve 2 mm'dir. Çalışılan Re 3429-26,663 arasındadır. Sonuçlara göre, hem hatve oranının hem de duvara yaklaşma mesafesinin azalması ile Nu ve f 'nin arttığı gözlenmiştir. En yüksek PEC olan 1.82 değeri $p/D = 1$ ve $s = 1$ mm'de elde edildiği belirtilmiştir.

Çalışma akışkanı olarak havanın kullanıldığı eşkenar üçgen kesitli teller ile ilgili yapılan bir diğer çalışmada [47] ise p/D oranları sırasıyla 1, 2, 3, ve $a/D = 0.0714, 0.0892$ olan değerler baz alınarak 2851 – 27,732 Re sayıları arasında HT'lerin ısı transferini iyileştirmedeki etkisi deneysel olarak araştırılmış ve en yüksek PEC olan 1.67 değeri e/D 'nin 0.0892 ve p/D 'nin 1 olduğu durumda elde edilmiştir.

Yu vd. [48] bükülmüş oval boruya yerleştirilen dairesel, üçgen ve kare kesitli HT'lerin TH performansını standard $k - \omega$ türbülans modeli ile araştırmış ve elde edilen sonuçlar aynı özellikteki boş boru sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, bükülü boru ve HT ile birlikte kullanılmasının, PEC'i azalttığını fakat ısı transfer oranını ve pompalamaya sarf edilen enerji tüketimini artırabileceği kanaatine varılmıştır. Nu sayısındaki ortalama artış oranı %45.92 ve sürtünme katsayısındaki ortalama artış ise %674.86 olarak gerçekleşmiştir. Bununla beraber, dairesel kesitli, kare kesitli ve eşkenar üçgen kesitli tel bobinlerin ortalama PEC değeri sırasıyla 0.7311, 0.7773 ve 0.7697 olarak bulunmuştur.

Helisel tellerin ısı transferi üzerindeki etkisinin incelendiği bir diğer çalışma türü ise parabolik güneş kolektörleridir. Bu bağlamda, Yılmaz vd. tarafından yapılan çalışmada [49] parabolik oluklu güneş kolektörlerine yerleştirilen üçgen kesitteki HT kullanımının soğurucu tüpteki sıcaklık gradyanına etkisini farklı sıcaklık (450 K, 650K) ve farklı kütledebilerde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, akış hızının 13 m³/h'nin altında olması durumunda ısı transfer performansı %183'e kadar arttığı ve ısı veriminde de %0.4 ile %1.4 arasında iyileşme olduğu görülmüştür.

Helisel teller kadar bükümlü bantlar (BB) da ısı transferinin iyileştirmesinde kullanılan elemanlardır. Düz bir şeridi veya lamayı belirli ölçülerde, hatvelerde veya büküm oranlarında bükerek üretilen yapılar akımı yönlendirmede önemli rol oynamaktadır. Wang ve Sundén tarafından gerçekleştirilen çalışmada [50] hem laminer hem de türbülanslı rejimde farklı tipteki bükümlü bant (BB) ve helisel tellerin (HT) ısı ve hidrolik karakteristiklerini araştırılmıştır. Isı transfer performansına göre Laminer rejim, türbülanslı rejime göre daha iyi performans göstermiştir. Basınç parametresi göz ardı edildiğinde bükümlü bantın helisel tel yerleştirmeye göre daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca performans kriterine göre (PEC) HT, BB tipi elemanlardan daha iyi performans gösterdiği anlaşılmıştır.

Eiamsa-ard ve Promvong tarafından gerçekleştirilen çalışmada [51] eş merkezli borulu ısı eşanjörüne yerleştirilen sarmal bantların ısı transferine etkisini 2,300 ile 8,800 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak, tam boru uzunluklu sarmal bant, merkezinden mil geçen sarmal bant ve aralıklı yerleştirilen sarmal bant olmak üzere üç farklı sarmal bant çeşidi kullanılmıştır. Aralıklı yerleştirilen helisel bantların boşluk oranı ise 0.5, 1, 1.5 ve 2'dir. Göbeğinde mil olan sarmal bant ile göbeğinde mil olmayan sarmal bant birbirleri ile karşılaştırıldığında, milli olan sarmal bant, mil olmayana göre %10 daha fazla ısı transferi gelişimine katkısı olduğu sonucuna varılmıştır. Boşluk oranının 0.5 olduğu durumda en yüksek Nusselt sayısı elde edilmiş olup bu değer boş borudaki Nu sayısından %50 oranında daha yüksektir. %50 gibi yüksek bir oran yerleştirilen türbülötörün ısı transferine etkisini önemli ölçüde göstermektedir.

Üç farklı türbülötörün eşanjöre yerleştirilmesi durumunda termal ve hidrolik (TH) karakteristiği Chiu ve Jang tarafından deneysel ve sayısal yöntemle araştırılmıştır [52]. Türbülötörler delikli ve deliksiz uzunlamasına şerit ve BB şeklindedir. Kullanılan BB şeklindeki elemanlar üç farklı büküm açısına ($\theta = 15.3^\circ, 24.4^\circ, 34.3^\circ$) sahiptir. Deliksiz şerit yerleştirilmiş boruda, boş boruya göre ısı transfer katsayısını ve basınç düşümünü

sırasıyla %7-16 ve %100-170 oranında artırırken bu oranlar delikli şeritte sırasıyla %13–28 ve %140–220 oranlarındadır. BB’de ise bu durum ısı transfer katsayısını ve basınç düşümü için sırasıyla %13–61 ve %150–370 şeklindedir.

Bharadwaj vd. [53] yivli bir boruya bükümlü bantları farklı büküm oranlarında yerleştirerek TH etkisini incelemişler. BB şeklindeki elemanlar, hem saat ibreleri yönünde hem de tersi istikamette olmak üzere iki şekilde yerleştirilmiştir. Saat ibreleri yönündeki bükümlü bantların büküm oranları $Y = 10.18, 7.98$ ve 3.46 ve saat yönünün aksine olan bükümlü bantların büküm oranları ise $Y = 10.15, 7.92$ ve 3.33 ’tür. Kullanılan akışkan, su olup sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Sadece yivli boru kullanımında ve laminar rejimde ısı transferi %140-400 oranında artarken $2500 < Re < 9000$ arasında ise azalma gözlemlenmiştir. Yivli boruya BB yerleştirildiğinde ise ısı transferi %600-%140 oranında artmıştır.

Hejazi vd. gerçekleştirdikleri çalışmada [54] dört farklı büküm oranındaki (6, 9, 12 ve 15) elemanların ters akışlı ısı eşanjörüne yerleştirilmesi durumundaki ısı transferi ve basınç düşümü etkisini deneysel olarak incelemişler. Hem ısı transferi hem de basınç düşümü noktasında en yüksek değer büküm oranının 6 olduğu durumda gözlemlenmiştir. Bu durumda boş boruya oranla türbülantörülü boruda ısı transferi %40 artarken basınç düşümü ise %240 oranında artmıştır. En iyi performans ise büküm oranı(Y), 9 olduğu durumda elde etmişler.

Kenarları belirli aralıklarla kesilerek pürüzlü hale getirilmiş olan bükümlü bantlar ile yapılan çalışmada [55], BB elemanların TH performansı incelenmiştir. İnceleme, 1000 ile 20,000 arasındaki Reynolds sayılarında ve sabit ısı akısı şartlarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlara göre laminar rejimde en yüksek PEC değeri 4.88 olarak gerçekleşirken türbülantörülü rejimde 1.29 olarak elde edilmiştir.

Murugesan vd. tarafından gerçekleştirilen çalışmada [56] büküm oranı 2, 4.4 ve 6 olan bükümlü bantların üzerine yerleştirilen çivi tipi geometrilerin ısıl ve hidrolik karakteristiklerini deneysel olarak incelenmiştir. 2000-12,000 Re aralığında gerçekleştirilen çalışmada en yüksek PEC değeri olan 1.33 çivili bükümlü bantta gerçekleşmiştir.

Eğik ve klasik tipte bükümlü bantlar üzerinde kesim yapıp açıldırılmış BB elemanların ısı transferine etkisi 3000-27,000 Reynolds sayısı aralığında ve sabit ısı akısı sınır şartında deneysel olarak gerçekleştirilmiştir [57]. Büküm oranları 3, 4 ve 5, kesit/kanat uzunlukları oranı ise 0.11, 0.21 ve 0.32 olan elemanlar ile yapılan çalışmada elde edilen sonuçlara göre, eğik olan elemanın ısı transfer iyileştirmesine katkısı klasik olan elemanlardan daha fazla

olup PEC değerleri sırasıyla 1.04-1.64, 1.09-1.95, 1.05-1.13 olarak gerekleŖtięi belirtilmiŖtir.

Eiamsa-ard ve Promvonge tarafından gerekleŖtirilen alıŖmada [58] saat ibreleri yönünde ve saat ibreleri tersi yönünde bklmŖ bantların TH performansı deneysel olarak araŖtırılmıŖtır. Büküm oranları 3, 4, 5 ve büküm açıları ise $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ olan elemanlar kullanılarak sabit ısı akısı Ŗartlarında ve 3000 ile 27000 arasında deęiŖen Re sayılarında yapılan alıŖmada elde edilen sonuçlara göre, hem saat ibreleri yönünde hem de saat ibrelerinin tersi yönünde en yüksek ısı transfer performansı 90° 'lik açıda ve büküm oranlarının 3, 4, 5 durumları için sırasıyla 1.4, 1.34 ve 1.3 olarak bulunmuŖtur.

Tam boy ve hem sağa hem de sola bükümlü bant Ŗeklindeki türbülatörlerin ısı transferine etkisi büküm oranları (Y) 7.44, 8.27 ve 11.17 olan değerler için deneysel olarak incelendiği alıŖmada [59], Re aralığı 5300-12,000'dir. Elde edilen sonuçlara göre en iyi performansı soldan sağa doğru bükümlü olan BB elemanı gstermiŖtir. Maksimum PEC değeri ise 1.82 olarak $Y=7.4$ olduğu durumda ve en dŖk Reynolds sayısında elde edilmiŖtir.

Eiamsa-ard vd. [60] dairesel kesitli boru içerisine tekli ve ikili bklmŖ bantları yerleŖtirerek yaptıkları alıŖmayı 4000-19,000 Re arasında incelemiŖler. alıŖmada kullanılan elemanların büküm oranları (Y) 3, 4, 5 ve boŖluk oranları (s/D) ise 0.75, 1.5 ve 2.25'tir. alıŖma sonuçlarına göre ikili olarak boru içerisine yerleŖtirilen BB elemanları diğerlerinden daha iyi performans sergilemiŖ olup $Y = 3, 4$ ve 5 büküm oranları için Nu değerleri sırasıyla %146, %135 ve %128 oranında artarken ve sürtünme katsayısı değerleri ise 2.56, 2.17 ve 1.95 kat artıŖ gstermiŖtir.

Eiamsa-ard ve arkadaŖları tarafından gerekleŖtirilen alıŖmada [61] ikili karŖılıklı ve yan yana yerleŖtirilmiŖ BB tipi elemanların ısı transferi ve basınç dŖmne etkisini 3700 ile 27,000 Re aralığında deneysel olarak incelenmiŖtir. Sabit ısı akısı Ŗartlarında yapılan alıŖmada akıŖkan olarak su kullanılmıŖtır. Dört farklı büküm oranında ($Y = 2.5, 3, 3.5$ ve 4) imal edilen türbülatörler karŖıt Ŗekilde boru içerisinde yerleŖtirildięinde, BB tipi ikili türbülatörlerin performansı diğer trblatrlerden daha yüksek olduğu gzlemlenmiŖtir. Bununla beraber, karŖıt bükümlü bantların ısı transfer oranı yan yana yerleŖtirilen BB tipi elemanlara ve tekli bükümlü banta göre sırasıyla %12.5–44.5 ve %17.8–50 oranında daha yüksek olduğu tespit edilmiŖtir. Ayrıca, karŖıt yerleŖtirilen farklı büküm oranlarındaki (2.5, 3, 3.5 ve 4) BB tipi elemanlar için elde edilen maksimum PEC değerleri sırasıyla 1.1, 1.03, 0.97 ve 0.92 olarak elde edilmiŖtir.

Guo ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [62] kısa enli, klasik ve ortası boşaltılmış bükümlü bantların TH performansını sayısal metotla laminer rejimde incelemişler. Elde edilen sonuçlara göre ortası boşaltılmış BB tipi elemanın termal performansının klasik tip elemana olana göre %7-20 oranında daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Shabanian vd. [63] kelebek, klasik ve pürüzlü BB tipi elemanların termo-hidrolik performansını hem deneysel hem de HAD kullanarak incelemişler. Çalışmanın Reynolds sayısı aralığı 4021-16,118'dir. Kelebek tipi bükümlü bantların büküm açısı $\theta = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ olup klasik ve pürüzlü BB tipi elemanların büküm oranları ise sırasıyla 1.76, 2.35, 2.94 ve 3.53'tür. Kelebek tipi BB tipi elemanlar en yüksek ısıl performansı göstermiş olup PEC değerleri 1.28 ile 1.62 arasında değişirken pürüzlü BB tipi elemanların PEC değerleri 1 ile 1.23 arasında elde edilmiştir.

Wang ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [64] bükülü bant tipi türbülatorün büküm açısı, türbülator ile boru cidarı arası mesafe ve büküm oranı gibi parametreler HAD modellenmesi kullanılarak ısı transferi etkisi incelenmiştir. Düşük büküm oranı, büyük bir dönüş açısı ve yüksek bir Reynolds sayısı hariç olmak koşuluyla, 2.5 ile 8.0 arasında değişen bir büküm oranı kullanıldığında daha iyi ısı transfer performansı sağlandığı belirtilmiştir.

Reynolds sayısı 830 ile 1990 arasında değişen, saat ibreleri yönünde ve saat ibreleri tersi yönünde açı verilerek üretilmiş bükümlü bantların TH özellikleri, Wongcharee ve Eiamsaard'ın gerçekleştirdiği deneysel çalışmada [65] araştırılmıştır. Deneysel çalışmada, çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve üniform ısı akışı uygulanmıştır. Üç farklı büküm oranına ($Y=3, 4$ ve 5) sahip BB tipi elemanlar ayrı ayrı boru içerisine yerleştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Boş boru ve bükümlü bantın yerleştirildiği boru karşılaştırma için test edilmiştir. Saat ibreleri yönünde ve saat ibreleri tersi yönünde açı verilerek üretilmiş elemanların Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerleri klasik tip elemanlar ile ilişkilendirilen değerlerden daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. İncelenen bantlar arasında en küçük büküm oranı ısı transferini iyileştirmede en verimli eleman tipi $Y = 3$ büküm oranında gerçekleştiği ifade edilmiştir.

Naphon ve Suchana tarafından gerçekleştirilen çalışmada [66] bükülmüş tellerin fırça ekleriyle eş merkezli ısı eşanjörüne yerleştirildiği durumdaki ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini 6000 ile 20,000 Re arasında incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre türbülatorün ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

Promvonge vd. [67] ikili bükümlü bant ile donatılmış sarmal yivli bir borudaki türbülanslı konvektif ısı transfer özelliklerini deneysel olarak incelemişler. Deneysel olarak, çift borulu bir ısı eşanjöründe, tek kanat yüksekliğinin boru çapına oranı $e/D=0.06$ ve kanat aralığının boru çapına oranı ise $P/D=0.27$ 'dir. Büküm oranı $Y = 2.17-9.39$ 'dur. Deneysel sonuçlar, birlikte girdaplı yerleştirilmiş tüpün, benzer bir çalışma koşulunda tek başına yivli tüpten çok daha iyi performans gösterdiğini ortaya koymaktadır. Büküm oranının 8 olduğu durumla birlikte girdaplı tüp, düşük Reynolds sayısında ($Re = 6000$) en yüksek termal performans ($PEC = 2.6$) verdiği gözlemlenmiştir

Karami ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [68] kelebek biçimli türbülötör, klasik ve pürüzlü tip bükümlü bant türbülötörlerin boru içi akışlarda kullanımının TH etkisini bulanık mantık uygulaması ile incelenmiştir. Sonuçlara göre, maksimum ısı transferi 90° eğim açısına sahip kelebek biçimli türbülötör ile elde edilmiştir. Ayrıca klasik ve tırtıklı kesici uçlar kullanılması ile ısı transfer oranlarının artan büküm oranı ile azaldığı belirtilmiştir.

Delikli, tırtıklı ve çentikli kanatçıklarla güçlendirilmiş çeşitli büküm oranlarındaki bantların TH davranışı, $500-40,000$ Re arasında Chang ve Guo tarafından yapılan çalışmada [69] deneysel olarak incelenmiştir. V-çentikli bükümlü bant tipi türbülötör, diğer tip türbülötörler arasında en yüksek ısı transfer iyileştirmesi ve en yüksek PEC değeri sağladığı ifade edilmiştir.

Nanan vd. [70] yürüttükleri deneysel çalışmada eş ve karşı girdap akışlarını indüklemek ve ısı transferindeki artışı belirlemek için sarmal olarak BB tipi türbülötörleri yerleştirmenin etkisinin araştırıldığı çalışmada bant aralığı oranı (p/D) 1.0 ile 2.0 arasında değiştirilirken, bant genişliği oranı 0.2 ve büküm oranı 3.0 olarak sabitlenmiştir. Deneyler, düzgün duvar ısı akışı koşulu altında ve 6000 ile $20,000$ Re arasında tam gelişmiş türbülanslı akış rejiminde gerçekleştirilmiştir. Nu ve f, azalan hatve oranı ile artarken, PEC değeri azalan yönde bir eğilim göstermiştir.

Bhuiya ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [71] üçlü BB tipi türbülötörlerin ısı transfer hızı, sürtünme faktörü ve termal iyileştirme verimliliği üzerindeki etkileri deneysel olarak 7200 ile $50,200$ Re aralığında araştırılmıştır.

Deneysel sonuçlar, azalan büküm oranı ile Nu sayısının, sürtünme faktörünün ve PEC değerinin arttığını göstermiş ve üçlü BB tipi türbülötörlerin, boş boruya göre ısı transfer oranında daha yüksek bir artışa yol açtığını göstermiştir. Ayrıca, ısı transfer performansı

sabit pompa gücüne göre değerlendirilmiş ve üçlü bükümlü bant eklerinin kullanılması ile performans değeri 1.44 olarak gözlenmiştir.

Dört farklı gözenek aralığında üretilen bükümlü bantların TH karakteristiği 7200-49,800 Re arasında Bhuiya vd. tarafından yapılan çalışmada [72] incelenmiştir. Delikli BB tipi türbülator boru içine yerleştirilmesi ile Nu sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değeri; boş boru değerlerinden sırasıyla %110–340, 110–360 ve %28–59 kat daha yüksek bulunmuştur. Tüm PEC değerlerinin 1'den büyük olduğu tespit edilmiş ve en yüksek değer 1.6 olarak elde edilmiştir.

Eiamsa-Ard ve Wongcharee tarafından gerçekleştirilen çalışmada [73], farklı yönlerde yerleştirilen çift BB tipi eklerin mikro kanatlı borulardaki termo hidrolik karakteristiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre karşıt girdaplı bükümlü bantların daha güçlü girdap akışını indüklediğini ve diğer kombine cihazlardan daha yüksek Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC ile sonuçlandığını göstermiştir. En yüksek PEC değeri 1.97 olarak zıt yönde hareket eden bükümlü bant yerleştirilmesiyle elde edilmiştir.

Dikdörtgen kesimli BB tipi elemanı 5.25 büküm oranında, 10,000 ile 19,000 Reynolds sayısı aralığında ısı transfer iyileştirme verimliliğinin deneysel olarak incelendiği çalışmada [74]. türbülatorların Nusselt sayısı, boş boruya oranla 1.4 ile 1.8 arasında artarken sürtünme faktörü ise 1.9 ile 2.3 bandı aralığında artış göstermiştir. Elde edilen PEC değeri ise 1.8 ile 2.2 arasında bulunmuştur.

Eiamsa-ard ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [75], farklı alternatif uzunluklarda (0.5, 1.0, 1.5 ve 2.0) ve alternatif eksenlere sahip BB tipi türbülatorlar kullanılarak ısı transferindeki artışı deneysel ve sayısal metotlarla araştırılmıştır. Hem üniform hem de üniform olmayan alternatif uzunluklara sahip bükümlü bantlar ve klasik bükümlü bantlar, 5000 ile 21,500 arasındaki Reynolds sayıları için karşılaştırmalı olarak test edilmiştir. Sonuçlar, hem üniform hem de üniform elemanlar alternatif uzunluklara göre, klasik BB tipi elemanlardan daha yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sağladığı görülmüştür. Ayrıca elde edilen Nu ve f değerleri, alternatif uzunluk azaldıkça önemli ölçüde arttığı sonucuna varılmıştır. Üniform uzunluktaki bükümlü şeritte (0.5) maksimum PEC değeri 1.4 olarak elde edilmiştir.

Dört farklı genişliğe sahip (7.5, 12, 15 ve 20 mm) helisel vidalı bant eklerinin ısı transferi ve sürtünme faktörü karakteristikleri 200 L/h ile 500 L/h arasında değişen hacimsel debilerde Zhang vd. tarafından yürütülen sayısal çalışmada [76] araştırılmıştır. Simülasyon sonuçları,

ısı transfer katsayısını %212 - %351 arasında değişen değerlerde arttığı gözlenirken sürtünme faktörü, %33 ile %1020 arasında arttığı bulunmuştur. Bununla beraber, farklı genişlikteki helisel vidalı bant eklerinin PEC değerleri 1.58 ile 2.35 arasında elde edilmiştir.

Nanan ve arkadaşları [77] klasik sarmal bükümlü bantların delinmesiyle elde edilen delikli türbülatorlerin TH karakteristiklerini 6000 ile 20,000 Re arasında deneysel olarak incelemişler. Çalışma, helisel hatve oranı 2, büküm oranı 3, delik çapının bükümlü bantın kesitine oranının 0.2, 0.4, 0.6 ve perforasyon oranının 1, 1.5, 2 olduğu geometriler üretilerek gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar delikli BB tipi türbülatorlerin klasik türbülatorlere göre sürtünmeyi azalttığı sonucuna varılmıştır. Belirtilen şartlarda en yüksek termal performans faktörü (PEC) 1.28 olarak elde edilmiş olup bu değer çap oranının 0.2, perforasyon oranının 2 olduğu durumda ve $Re = 6000$ 'de elde edilmiştir.

İkili olarak akışa zıt ve paralel şekilde yerleştirilmiş BB tipi türbülatorlerin 4 farklı büküm oranında ve 6950 ile 50,050 Reynolds sayısı aralığındaki ısı transferi ve basınç düşümüne etkisini Bhuiya vd. [78] deneysel yöntemle araştırmışlar. Türbülatorlü boru sonuçları boş boru sonuçları ile kıyaslandığında ısı transferi ve sürtünme faktöründe sırasıyla %60-%240 ve %91-%286 oranlarında artış gözlemlenmiş olup en yüksek PEC değeri 1.34 olarak karşıt yerleştirilmiş bükümlü bantta elde edilmiştir.

Zhu ve Chen gerçekleştirdiği çalışmada [79] BB tipi eklerin tekli, ikili ve üçlü olarak ısı eşanjörlerine monte edilmesi durumundaki TH karakteristiğini sayısal metotla incelediklerinde üçlü bükümlü bantların kullanımının ısı transfer kabiliyetini 1.8-4.5 kat artırabildiği sonucuna varmışlar.

Li ve arkadaşları tarafından yürütülen sayısal çalışmada [80], merkezi oyuk dar bükümlü bantların ısı transfer performansını %28.1 oranında arttırdığı sonucuna varılmıştır.

İkili, üçlü ve dördü BB tipi türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri, Reynolds sayıları 5300 ile 24000 arasında değişen ve büküm oranları 4 ve 5 olan değerler için deneysel metotla Chokphoemphun vd. tarafından [81] araştırılmış ve dördü BB tipi türbülator kullanımında en yüksek PEC değeri 1.33 olarak elde edilmiştir.

Zhang ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri çalışmada [82] bükümlü bantların pasif metotla ısı transferini nasıl iyileştirdiğine dair genel bir değerlendirme yapılmıştır.

Deneysel yöntemle incelenen tekli, ikili ve dördü bükümlü bantların ısı transfer performansı 4000 ile 14,000 Re arasında incelenmiştir [83]. Bükümlü bantların büküm oranları (Y) 2.5, 3 ve 3.5'dir. Isı transferi ve sürtünmedeki maksimum artış, boş borunun 2.42 ve 6.96 katı,

PEC'in maksimum değeri, dörtlü bükümlü bant kullanımında ve 2.5 büküm oranında iken 1.26 olarak elde edilmiştir.

Mwesigye vd. [84] bükümlü bant eklerinin parabolik oluklu kolektörde TH karakteristiğini sayısal olarak $k-\epsilon$ realizeble modeli ile incelemişler. Boş boruya göre ısı transfer performansında %169 bir artış gözlenmiş ayrıca entropi üretim oranındaki maksimum azalma ise yaklaşık %58 olarak elde edilmiştir.

Rot vasıtasıyla birbirine bağlanan çoklu bükümlü bantların çevresine yerleştirilen ringlerin TH performansı Singh vd. [85] tarafından deneysel incelenmiştir. Büküm oranları 2, 3, 4 ve hatve oranları ise 1 ve 2 olan BB tipi türbülatörler ile yapılan çalışmada, En yüksek PEC değeri 1.61 olarak $Y = 2$ büküm oranında ve hatve oranının 1 olduğu durumda elde edilmiştir. En verimli performans ise dörtlü bükümlü bant yerleştirildiği durumda gözlemlenmiştir.

Chang vd. yürüttükleri deneysel çalışmada [86], ikili ve dörtlü BB tipi türbülatörler kullanılarak 750-70,000 arasında değişen Reynolds sayıları aralığında TH performansını incelemişler. Elde edilen sonuçlara göre PEC değeri 0.56 ile 2.84 arasında olduğu gözlenmiştir.

Dört farklı porozitede ki (%1.2, %4.6, %10.4 ve %18.6) delikli çift karşı BB tipi türbülatörlerin termo-hidrolik performansı 7200 ile 50,000 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir[87]. Deneysel sonuçlar, belirtilen inceleme aralığında, ısı transfer hızı ve sürtünme faktörünün, düz boru değerlerinden sırasıyla %80 ile %290 ve %111 ile %335 daha yüksek olduğunu göstermiştir. Ayrıca, sabit üfleyici gücüne dayalı olarak, 1,44'lk en yüksek termal iyileştirme verimliliği elde edildiği belirtilmiştir.

zerinde farklı kesitler açılmış bükümlü bantlar ile 5000-20,000 Reynolds sayısı arasında TH performansı sayısal metotla RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli kullanarak incelenmiştir [88]. Çalışmada alternatif eksenli üçgen kesimli BB tipi türbülatör en iyi performansı göstermiş olup 1.35-1.43 arasında değişen PEC değeri elde edilmiştir. Üçgen kesimli bükümlü bant için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri, klasik bükümlü banta göre sırasıyla 1.63–2.18 ve 2.60–3.15 kat daha yüksek elde edilmiştir.

Singh Suri ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği çalışmada [89] kare kanatlı bükümlü bantlar ile birden fazla kare delikli bükümlü bantların TH performansı 5000-27,000 Reynolds sayısı arasında deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, boş boruya göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün sırasıyla 6.96 ve 8.34 kat arttığını göstermiştir.

Bükümlü bantların üst üste ve ikili olarak spiral boruda kullanımı ile oluşturulan farklı kombinasyonlu yapılarının ısı transferini iyileştirme etkisi Hong vd. tarafından deneysel olarak araştırılmıştır [90]. $Y = 1.06, 1.56, 2.44$ ve 3.22 büküm oranlarında ve $8000-22,000$ arasındaki Reynolds sayılarında bükümlü bantlar ile yapılan deneysel çalışmada, üst üste bindirilen bükümlü bantların azalan büküm oranıyla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin arttığı görülmüştür. Ayrıca, PEC değeri, spiral oluklu boru için yaklaşık olarak $1.05-1.14$ aralığında elde edilmiştir

Deneysel yöntemle V şekilli halkaların TH etkisi 30° saldırı açısında, $0.5, 1.0, 1.5$ ve 2.0 hatve oranlarında (p/D) ve $e/D = 0.1, 0.15$ ve 0.2 üç halka blokaj oranlarında incelendiğinden $1.36-1.63$ arasında PEC değerleri elde edilmiştir [91].

Kısa uzunluktaki sarmal bantların girdaplı akış cihazlarıyla monte edilmiş düz bir borudaki TH özellikleri $5000-19,000$ Reynolds sayısı arasında deneysel olarak Hong vd. [92] tarafından incelenmiş ve en yüksek PEC değeri 1.17 olarak elde edilmiştir.

Tek etkili çiller evaporatöründe tel bobinler, modifiyeli tel bobinler, modifiye klasik ve kelebek tipi borulu türbülatorlerin ısı transferini iyileştirmeye etkisi deneysel olarak incelenmiş ve en yüksek PEC değeri 1.78 olarak kelebek tipi boru ekinde görülmüştür [93].

Eiamsa-ard ve arkadaşları çoklu bükümlü bantları ($2, 4, 6$), $Y = 4, 5$ ve 6 büküm oranlarında ve akışkan olarak da havanın kullanıldığı deneysel çalışmada [94] BB tipi elemanların TH etkisi $6000-20,000$ Reynolds sayıları arasında araştırılmış ve elde edilen sonuçlar, klasik bükümlü bantların sonuçları ile kıyaslanmıştır. Bükümlü bantların adet sayısının artması ve büküm oranının azalması ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri artırmış ve en yüksek PEC değeri olan 1.33 , $Re = 6000$, $Y = 4$ ve 6 adet BB tipi türbülatorün kullanıldığı durumda elde edilmiştir.

Bükümlü bantın kenarlarına açılmış V tipi çentiklerle birlikte üzerinde üçgen kesitte açılan deliğin ısı transferine etkisi farklı hatve değerlerinde ($50, 100, 110, 120$ mm) FLUENT programında RNG $k - \epsilon$ modeli ile $1000-15000$ Re arasında sayısal olarak Kumar vd. tarafından [95] incelenmiştir. En verimli PEC, 50 mm'lik hatve de 1.49 olarak elde edilmiştir.

Dagdevir vd. [96] çukurlu ve delikli bükümlü bantların TH etkisini $6000-33,000$ arasında değişen Reynolds sayıları için deneysel olarak incelemişler. Delikli BB tipi türbülatorlerin çukurlu olan türbülatorlere göre daha fazla Nusselt sayısı artışı sağladığı görülürken

sürtünme faktöründe de azalma gerçekleşmiştir. Ayrıca, Çukurlu BB tipi türbülötörler ile 0.25 hatve oranında (p/D) en yüksek PEC değeri (1.57) elde edilmiştir.

Liaw vd. [97] sarmal ısı eşanjörlerinde üç farklı büküm oranlarında yerleştirilmiş bükümlü bant ($Y = 3.15, 7.86, 15.73$) kullanımının TH etkisini sayısal olarak $SST k - \omega$ türbülans modellemesi ile 10,000-20,000 Reynolds sayısı arasında araştırmışlar. Performans açısından en verimli sonuç $Y = 7.86$ olduğu durumda görülmüştür.

Trapez nervürlü bükümlü bantların TH etkisi sayısal olarak $RNG k - \omega$ türbülans modeli ile 4000-12,000 Reynolds sayısı arasında Hayat vd. tarafından yürütülen çalışmada [98] incelenmiştir. Nervürlü yapının eğim açısı aralığı 30° ile 60° arasında değişmekte olup Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü açısından en yüksek değerler 60° 'lik eğim açısında görülürken PEC değeri açısından en verimli eğim açısı 30° olduğu belirtilmiş ve çalışmanın PEC değer aralığı ise 1.03 ile 1.34 arasında elde edilmiştir.

Pathipakka ve Sivashanmugam [99] helisel bükümlü bantların nano-akışkan (Al_2O_3) ile farklı hatve ve farklı konsantrasyonda ($\phi = \%0.5, \%1$ ve $\%1.5$) kullanımının TH etkisini FLUENT programıyla incelemişler. Kullanılan BB tipi türbülötörlerin büküm oranları $Y = 2.93, 3.91$ ve 4.89 olup maksimum ısı transfer performansı büküm oranının 2.93 ve $\phi = \%1.5$ olduğu durumda gözlemlenmiştir.

Bükümlü bant ile nano-akışkanların (Al_2O_3) beraber kullanılmasının TH performansına etkisinin araştırıldığı diğer bir çalışma ise Sundar ve Sharma tarafından deneysel olarak gerçekleştirilmiştir [100]. Çalışma, 10,000 ile 22,000 arasında değişen Reynolds sayılarında ve $0 < Y < 83$ arasındaki büküm oranlarında gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak suyun kullanıldığı durum ile $Y = 5$ ve $\phi = \%0.5$ Al_2O_3 nano-akışkanının kullanımı kıyaslandığında Nusselt sayısında $\%33.51$ ve sürtünme faktörü değerinde ise 1.096 kat daha yüksek sonuç elde edilmiştir.

Syam Sundar ve arkadaşları [101] bükümlü bant ekleri olan ve olmayan düzgün şekilde ısıtılmış yatay dairesel bir boru içinden akan Fe_3O_4 nano-akışkanın türbülanslı rejimde taşınımıyla gerçekleşen TH özelliklerini deneysel olarak incelemişler. Deneyler, $\%0-0.6$ partikül hacmi konsantrasyon aralığında, $0 < Y < 15$ büküm oranı aralığında ve $3000 < Re < 22,000$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Boş boruya kıyasla Fe_3O_4 nano-akışkanını $\%0.6$ konsantrasyonda ve büküm oranının 5 olduğu bükümlü bant ile birlikte kullanmak ısı transferini ve sürtünme faktörünün $\%51.88$ ve 1.231 kat artırmıştır.

Türbülans oluşturuç eleman olarak bükümlü bant ve akışkan olarak su/propilen ve CuO nano-akışkanların birlikte kullanılmasının ısı transferi üzerine etkisi $1000 < Re < 10,000$ arasında ve 0-15 büküm oranlarında Naik vd. tarafından araştırılmıştır [102]. Sonuçlar %0.5 CuO nano-akışkan kullanımının taşınım ile olan ısı transfer katsayısını %27.95 oranında artırırken bükümlü oranının 5 olduğu durumda bu oran %76.06'ya kadar çıktığı belirtilmiştir.

Maddah vd. [103] BB tipi türbülatorün Al_2O_3 nano-akışkanının birlikte kullanımı durumundaki TH performansını deneysel olarak değerlendirmişler. Azaltıcı geometrik ilerleme oranlarının kullanılması, klasik BB tipi türbülator ve nano-akışkanlı tüp ile karşılaştırıldığında, ısı transferini ve sürtünme faktörünü sırasıyla %12-%52 ve %5-%28 arasında değişen oranlarda artırma eğiliminde olduğu gözlenmiştir. Elde edilen PEC değerleri ise 1.5-2.56 arasında bulunmuştur.

TiO_2 /su nano-akışkanıyla birlikte çapraz şekilde ikili, üçlü ve dörütlü şekilde boruya yerleştirilerek kullanıldığı bükümlü bantların ısı karakteristikleri hem deneysel hem de sayısal yöntemle incelenmiş ve en yüksek PEC değeri 1.59 olarak bulunmuştur [104].

Azmi vd. yaptıkları çalışmada [105] bükümlü bantlar ile SiO_2 nano-akışkanının birlikte kullanımının ısı transfer katsayısında %94.1'lik bir artış ve sürtünme faktöründe de %160'lık artış sağlandığı sonucuna varılmıştır.

Üst üste binecek şekilde üretilen bükümlü bantların TiO_2 nano-akışkan ile birlikte kullanımı durumundaki ısı transfer artışı, Eiamsa-ard vd. tarafından incelenmiştir [106]. Bu bağlamda çalışılan Re aralığı 5400-15,200 arasında olup büküm oranları 1.5, 2, 2.5'tir. Nano-akışkanların konsantrasyonları ise $\phi = \%0.07, \%0.14$ ve $\%0.21$ 'dir. Deneysel ve sayısal sonuçlarda, daha az büküm oranına sahip ve üst üste binen bükümlü bantlar daha güçlü bir girdap oluşturduğu görülmüştür. Çalışmanın maksimum PEC değeri ise 1.18 olarak $Y = 1.5$ büküm oranında ve çiftli yapıda elde edilmiştir.

Prasad vd. [107] Al_2O_3 /su bazlı nano-akışkan ile yamuk kesimli bükümlü bant ekini, %0.01 ve %0.03 konsantrasyonlarında, 5 ile 20 büküm oranlarında ve türbülanslı akış rejimindeki ($3000 < Re < 30,000$) ısı transferi iyileştirme etkilerini deneysel olarak araştırmışlar. En yüksek PEC değeri 1.25 olarak %0.03 konsantrasyonda nano-akışkan kullanımı ile $Y=5$ ve $Re=30,000$ olduğu durumda elde edilmiştir.

Kumar vd. [108] Fe_3O_4 /su nano-akışkan ile çift borulu U-bükümlü ısı eşanjöründe ve klasik bükümlü bant ekleri ile birlikte kullanımı durumundaki TH özelliklerini 16,000-32,000

arasındaki Reynolds sayılarında incelemişler. Çalışmanın nano-akışkan konsantrasyonu %0.005 ile %0.06 arasında değişirken büküm oranları sırasıyla 1, 15 ve 20'dir. Reynolds sayısının ve nano-akışkanın hacim konsantrasyonunun artması ve büküm oranının da azalmasıyla Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Rathnakumar vd. [109] türbülanslı rejimde helisel vidalı panjurlu çubuk ekleri ile nano-akışkan kullanımının (CNT/su) birlikte kullanılmasıyla maksimumum PEC değerini 1.23 olarak elde etmişler.

Etilen glikol ve su karışımlarının akışkan olarak kullanıldığı çalışmada [109], ısı eşanjörünün performansını artırmak için delikli ve çukurlu bükümlü bantlar kullanmış elemanların TH etkisi $Re = 5217-22,754$ arasında deneysel olarak incelenmiştir. En yüksek PEC değeri yaklaşık 1.42 olarak ve delikli tipteki BB tipi türbülötör ile elde edildiği sonucuna varmışlar [109].

Promvonge ve Eiamsa-ard [110] konik-nozul ve kombine tip girdap üretici şeklindeki geometrileri farklı hatve oranlarında ($p/D = 2, 4, \text{ ve } 7$) boru içine yerleştirerek 8000 ile 18,000 arasında değişen Reynolds sayılarındaki TH etkisini deneysel olarak incelemişler. Sonuçlara göre konik nozul veya salyangoz tipi kombine türbülötörün yerleştirildiği durumdaki ısı transferi sırasıyla %278 ve %206 oranlarında arttığı gözlenmiştir.

Joardar vd. [111] kanat borulu tipteki ısı eşanjörüne yerleştirilen kanatlı girdap üreticilerinin TH etkisini 220-960 Re arasında deneysel olarak incelemişler. Tekli kanatlı girdap üreticisi kullanımıyla boş boruya nazaran ısı transfer katsayısı %16.5-%44 arasında değişen oranlarda artarken üç kanatlı girdap üreticisinin kullanımıyla ısı transfer katsayısındaki artış miktarı %29.9-%68.8 arasında gerçekleşmiş ve basınç düşümü belirtilen Reynolds sayısı için %26-%87.5 oranında artmıştır.

Eiamsa-ard ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada [112] farklı hatvedeki pervane tip girdap üreticinin boruya monte edilmesi durumundaki TH etkisi 4,000 ile 21,000 arasında değişen Reynolds sayılarında deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada kullanılan türbülötörün kanat sayısı 4, 6 ve 8, hatve oranları (p/D) 5, 7 ve 10 incelenen kanat açıları ise $\theta = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ dir. Elde edilen en iyi PEC değeri 1.2 olarak $p/D = 5$, kanat sayısı 8 ve kanat açısının $\theta = 30^\circ$ olduğu durumda elde edilmiştir.

Zohir ve arkadaşlarının yürüttükleri çalışmada [113] pervane tipi girdap üreteçlerin çeşitli hatve oranlarına sahip spiral yay ile donatılmış ani genişleme borusundaki TH etkisini deneysel olarak incelemişler. Üç farklı konumda (28, 140 ve 280 mm) boru içerisine

yerleştirilen türbülötör ile yapılan çalışmanın Reynolds sayısı değerleri 7500 – 18,500 arasında değişmekte olup türbülötörün 140 mm konumlandırılması durumunda ısı transfer hızının 1.69 kat arttığı gözlenmiştir.

Kombine pervaz ve delta kanat tipli girdap üreteçlerin kullanıldığı havalı güneş ısıtıcılı kanallarda 5000-22,000 arasındaki Reynolds sayılarında TH etkisi Promvonge ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada [114] incelenmiş ve en yüksek PEC değeri 1.36 olarak kombine tip pervazlı delta kanat tipli girdap üreticinin birlikte kullanıldığı durumda elde edilmiştir.

Beş döner tip girdap üreticinin kullanıldığı deneysel çalışmada [115], elemanların TH etkisi boş boruya göre %35 oranında daha fazla ısı transferi sağlanmış ve sürtünme faktöründe de 2.5 kat artış gözlenmiştir.

Zohir ve Gomaa tarafından yapılan çalışmada [116] ani genişleme borusuna farklı kanat açılardaki ($\theta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) pervane tipi girdap üreteçlerin 10,000 ile 40,000 arasında değişen Reynolds sayılarındaki TH karakteristiğini deneysel olarak incelemişler. Elde edilen sonuçlarda, açının 45° olduğu durumda ısı transfer oranında %190 iyileşme görülmüştür.

Kanat sayıları dört ve altı olan tek pervaneli ve iki pervaneli girdap üreteçlerinin ısı değiştiricisine yerleştirilerek yapılan çalışmada [117], elemanların TH özellikleri $15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ ve 60° bağlantı açılarında deneysel olarak incelenmiştir $Re=5000$ 'de 15° bağlantı açısına sahip dört kanatlı girdap üreticisi için Nusselt sayısının, boş boruya göre %190 artış sağladığı görülmüştür.

Promvonge ve arkadaşlarının yürüttükleri deneysel çalışmada [118], birleşik tipteki BB tipi türbülötörler ile girdap üreteçlerini kare kesitli bir kanalda ve sabit ısı akısı sınır şartlarında TH performansını incelemişler. Büküm oranları 4 ve 5 kanatçık/kanal yükseklik oranı 0.1, 0.15 ve 0.2, kanatçık/bant genişliği oranı ise 2, 2.5, 4, 5 olan elemanların incelenmesi ile en yüksek PEC değeri 1.62 olarak $Y=4$ büküm oranında ve kanatçık/bant genişliği oranının da 2 olduğu durumda elde edilmiştir.

Dört farklı kanatçık aralığında, üç farklı kanatçık genişliğinde ve farklı blokaj oranlarındaki girdap üreteçlerini 30° 'lik hücum açısında TH özellikleri 5300-24000 arasındaki Reynolds sayılarında Chokphoemphun vd. tarafından deneysel olarak incelenmiş [120]. Sonuçlar, kanatçık aralığının azalması ve Reynolds sayısı ile blokaj oranının artması, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının artmasına neden olduğu gözlenmiştir.

%4, %8, %12 ve %16 olmak üzere dört farklı perforasyon indeksinde delikli girdap üreticinin TH etkisi $Re = 3000-21,000$ arasında deneysel olarak araştırılmıştır [119]. Elde edilen sonuçlara göre Perforasyon indeksi ve bağıl adım uzunluğu azaldıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün attığı ve maksimum PEC değeri 1.65 olarak %16'lık perforasyon indeksinde ve $Re = 3000$ olduğu durumda görülmüştür.

Promvonge ve Skullong tarafından gerçekleştirilen çalışmada [120], ısıtılmış bir tüpteki V-şekilli saptırma girdap üreticinin termal performans artışı deneysel olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, V-bölme ekleri ile ısı transfer hızının önemli ölçüde arttığı belirtilmiştir. Ayrıca V-bölme ekleri diğer tip ekler ile karşılaştırıldığında %15-73 arasında değişen oranlarda daha yüksek termal performans sağladığı belirtilmiştir.

Eğim açıları ve delik çapları (d) sırasıyla $15^{\circ}-25^{\circ}$ ve $0.5 \text{ mm} < d < 1.5 \text{ mm}$ şeklinde olan çift delikli eğik eliptik türbülantörlü çift borulu ısı eşanjörlerinin termo hidrolik performansı 5000-18,000 Reynolds sayısı arasında deneysel olarak incelenmiştir [121]. Deneyler, girdap oluşturuç içeren boru ile girdap oluşturuç içermeyen boru kıyaslandığında boş boruya göre, girdap oluşturuç içeren borunun Nusselt sayısının %217.4 arttığı ve girdap üreticileri için maksimum PEC değeri 1.849 olarak elde edildiği belirtilmiştir.

Kanat açıları 15° , 25° ve 30° olan ileri ve geri yönlü şerit ekinin eş merkezli ısı eşanjörüne yerleştirilmesi ile Eiamsa-ard ve arkadaşlarının yürüttükleri çalışmada [122] panjurlu şerit ekinin ısı transferi ve basın karakteristiği 6,000 ile 42,000 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir. İleri eğimli panjurlu şeridin Nusselt sayısı boş boruya oranla %284-413 artırdığı gözlemlenirken geriye eğimli panjurlu şeritte bu oran %233 ile %263 oranında elde edilmiştir. Kanat açıklığının $\theta=30^{\circ}$ olduğu durumda ise en yüksek PEC değeri olan 2.65 elde edilmiştir.

Fan ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri çalışmada [123], kanatçığa benzer yapıları mil etrafına sarılarak boru içine yerleştirildiği durumdaki ısı transferi FLUENT programıyla araştırılmıştır. Akışkan olarak hava ve türbülantör olarak da kanat açıları 10° , 20° ve 30° ve hatveleri 30, 45 ve 60 mm olan eleman ile yapılan çalışma 12,000 ile 42,000 Reynolds sayıları arasında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlara göre Nusselt sayısı boş boruya göre 5 kat artarken sürtünme faktörü yaklaşık 10 kat artmıştır. Çalışma PEC değeri açısından değerlendirildiğinde, en yüksek değer 2.06 olarak elde edilirken en düşük değeri 1.67 olduğu gözlemlenmiştir.

Wongcharee ve Eiamsa-ard yürüttükleri çalışmada [124] alternatif eksenli bükümlü bantlar ile bantların birleştiği noktaya oluşturulan ekstra kanatlı yapının ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kullanılan türbülötörün kanat kesit geometrileri üçgen, dikdörtgen ve yamuk şeklinde olup deneyler kanat ortasındaki yüzey eninin/boyuna oranları 0.1, 0.2 ve 0.3 olan sabit büküm oranıyla gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan alternatif eksenli BB tipi türbülötörün kanat eğim açısı 60° 'dir. Sonuçlara göre alternatif eksenli yamuk kanat kesitli geometri diğer bütün geometrilerden daha yüksek ısı performans sergilemiş olup maksimum PEC değeri 1.42 olarak kanat kesit oranlarının 0.3 olduğu durumda görülmüştür.

Üzerinde çift taraflı kanat açılmış alternatif eksenli türbülötörlerin termo-hidrolik performansı Eiamsa-ard ve Promvonge tarafından gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada [125] incelenmiştir. 4000 ile 20,000 Reynolds sayısı arasında yapılan çalışmada kullanılan geometriler; çift taraflı kanatlı yapı, alternatif eksenli kanatlı yapı üç farklı kanat/en oranı ve kanat büküm oranı olmak üzere dört farklı kombinasyonda oluşturulup incelenmiştir. En yüksek PEC değeri 1.29 olarak ve çift taraflı kanat açılmış alternatif eksenli geometride elde edilmiştir.

Ghadirijafarbeigloo ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri çalışmada [126] bir delikli panjurlu bükümlü bant ile donatılan solar parabolik oluk yoğunlaştırıcının alıcı tüpündeki konveksiyon katsayısının artırılması sayısal olarak incelenmiştir. Büküm oranı 2.67, 4, 5.33 olan türbülötörün kullanıldığı çalışmada elde edilen sonuçlarda bükümlü bant yerleştirilmiş boruda boş boruya göre ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşünün önemli ölçüde arttığı ve en yüksek PEC değeri yaklaşık 2.25 olarak düşük Reynolds sayısında, $Y = 2.67$ büküm oranında ve delikli panjurlu tip türbülötörde elde edildiği belirtilmiştir.

Kanatçık eğim açısı 30° olan kademeli kanatçıklı delikli bantlar, beş farklı kanatçık blokaj oranında (0.1, 0.15, 0.2, 0.25 ve 0.3) ve üç hatve oranında ($p/D = 0.5, 1.0$ ve 1.5) test tüpüne yerleştirilerek Skullong ve arkadaşlarının yürüttükleri çalışmada [127] kademeli kanatçıklı delikli bantlarla donatılmış borulu bir ısı eşanjöründeki TH özelliklerini 4180-26,000 Reynolds sayısı arasında deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel sonuçlar, kademeli kanatçıklı delikli bantların blokaj oranının artması ve hatve oranının azalmasıyla Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü artırmıştır. En yüksek PEC değeri 1.71 olarak $Re = 4180$ 'de, 0.15 blokaj oranında ve $p/D = 1.0$ olduğu durumda elde edilmiştir. Bununla beraber, kademeli kanatçıklı delikli bantların kullanımı deliksiz bantlara göre yaklaşık 1.2 kat daha yüksek PEC verdiği gözlemlenmiştir.

Wijayanta vd. yürüttükleri deneysel çalışmada [128] delikli delta kanatçık tipi girdap üretici eklerinin tek fazlı akışta ve farklı saldırı açılarında (30°, 50° ve 70°) kanatçık aralık oranı 1.05 ve kanatçık genişlik oranı 0.42 olan türbülatorlerin TH etkisi 5500-14,500 Re aralığında incelenmiştir. 30°, 50° ve 70°'lik açılara sahip türbülatorlerin ısı transferi artışı, boş boruya kıyasla sırasıyla %110-131, %157-188 ve %218-264 arasında değişen oranlarda artarken, sürtünme faktörü ise yaklaşık 8.80, 10.21 ve 11.87 katı kadar artmıştır. PEC değeri ise 0.88-1.22 arasında değişiklik göstermiştir.

Hem girdap oluşturmak hem de sürtünme faktörünü azaltmak amacıyla delikli çapraz bant üzerine üçgen kanallar açılarak boru içerisine yerleştirilen elemanların TH etkisi 4180-26,000 arasındaki Reynolds sayılarında deneysel olarak araştırılmıştır [129]. Blokaj oranları 0.1, 0.15, 0.2 ve 0.25 ve hatve oranları 0.5, 1, 1.5 ve 2 olan elemanların Nusselt sayısı 1.96–5.06 arasında değişen oranlarda ve sürtünme faktörü ise boş borunun yaklaşık 2.06–35.68 arasında değişen oranlarda artmıştır. Maksimum PEC değeri olan 1.902; $p/D = 1$ ve blokaj oranının ise 0.15 olduğu durumda elde edilmiştir.

Sheikholeslam vd. tarafından yapılan deneysel çalışmada [130] deliksiz ve delikli dairesel halkaların TH etkisi birbirleri ile karşılaştırılarak incelenmiş ve delikli yapının ısı transferini iyileştirmede daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır.

Delikli bir bölmenin dört farklı gözenekte ve üç farklı pozisyondaki termo-hidrolik etkisinin incelendiği çalışmada [131], düşük gözenekli yapıda daha yüksek PEC değeri meydana geldiği gözlenmiştir.

Skullong ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri çalışmada [132] çift taraflı delta kanat çiftlerinin kanat açıklığının ısı transferi etkisi deneysel ve sayısal olarak incelendiğinde en yüksek sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı değerleri en yüksek kanat açıklığında elde edilirken en yüksek PEC değeri ise en düşük kanat açısında elde edilmiştir.

Delta kanatçıklı girdap üreticilerinin kanat/genişlik oranları 0.63, 0.47 ve 0.31 olan türbülatorlerin TH karakteristiği Wijayanta vd. tarafından deneysel olarak [133] incelenmiş ve kanat/genişlik oranının yüksek olduğu elemanların daha iyi performans sergilediği görülmüştür.

Deneysel olarak üç farklı hatvede (50, 40, 30 mm) ve üç farklı eğimdeki (20°, 15°, ve 10°) “para” geometrili kanatçıkların TH etkisi incelenmiş ve değeri 2.69 olan en yüksek PEC değeri 50 mm hatve ve 20°'lik açıda elde edilmiştir [134].

Wu vd. tarafından yapılan çalışmada [135] farklı hücum açılarında kullanılan girdap üreteçleri oluşturulan ikincil akışlar sayısal yöntemle araştırılmıştır.

Modi ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada [136] 1, 2, 4 ve 6 delikli dikdörtgen kanatlı girdap üreteçleri kullanılmış ve en iyi termo-hidrolik performans 6 delikli türbülátörde gerçekleştiği belirtilmiştir.

Promvonge vd. tarafından deneysel ve sayısal olarak yapılan incelemelerde [137] yüksek eğim açlarındaki panjurlu kanatçıkların düşük açılara göre daha iyi ısı transfer performansı sergiledikleri belirtilmiştir.

Farklı delme deliklerine sahip delta kanatçıkların ısı transfer performansına etkisinin incelendiği çalışmada [138], maksimum PEC değeri olan 1.49; $PR=1.0$, $w=6\text{mm}$, $h=2\text{mm}$, ve $Re=9090$ olduğu durumda gerçekleştiği belirtilmiştir.

Salem ve arkadaşları [139] hatve, delik aralıkları, eğim açıları ve boşluktaki delikli yapıların farklı olduğu elemanlar ile yaptıkları çalışmada elemanların ısı transfer performansının azalan açı, artan boşluk ve delik aralığının değişmesi ile sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının arttığı belirtilmiştir.

Chamoli ve arkadaşları [140] akışkan ve geometrik parametreleri kullanarak, Taguchi gri ilişkisel analiz yöntemi ile delikli diskleri aralıklı yerleştirilmesi durumundaki TH etkisini L18 yöntemiyle incelemişler.

Sheikholeslami ve Ganji [141] delikli ve deliksiz halkaların boru etrafına sarılmasıyla oluşturulan yapının ısı transferi iyileştirmesine etkisini NSGA II ve FLUENT gibi program ve yöntemlerle incelemiş ve delik çapının artmasının ısı transferini daha çok iyileştirdiği görülmüştür.

García ve arkadaşlarının yürüttüğü çalışmada [142] akışkan olarak su ve su-propilen glikol karışımı türbülátör olarak da farklı geometri ve hatvede boru içine yerleştirilen helisel teller (HT) ve bükümlü bantlar (BB) kullanılarak elemanların termo-hidrolik etkisi incelenmiştir. 200'ün altındaki Reynolds sayılarında boru içerisine HT yerleştirmenin ısı transferine çok önemli bir etkisinin olmadığını ancak $200 < Re < 1000$ arasında helisel tel kullanımının ısı transferini iyileştirdiği gözlenmiştir. Bununla beraber, $Re \approx 1000$ olduğu durumda elemanların ısı transferini 8 kat artırdığı sonucu elde edilmiştir. Ayrıca, düşük Reynolds sayısında için helisel telin veriminin BB tipi elemanlardan daha iyi olduğu anlaşılmıştır.

Konik geometriye sahip türbülatorlerin bükümlü bant ile birlikte kullanıldığı durumdaki TH etkisi 6000-26,000 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir. İki farklı büküm oranında (3.75 ve 7.5) gerçekleştirilen çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış ve optimum PEC değeri 1.96 olarak gözlemlenmiştir.

Konik şeklindeki elemanları akışa paralel ve zıt şekilde boru içerisine yerleştirildiği durumdaki TH etkisi deneysel olarak $Re = 6000-26,000$ arasında araştırılmıştır [143]. Yakınsak, ıraksak ve yakınsak-ıraksak olmak üzere üç farklı modifikasyonda boru içerisine yerleştirilen türbülatorler ile yapılan çalışmada, Nusselt sayısı yakınsak, ıraksak ve yakınsak-ıraksak yapı için sırasıyla %197, %333 ve %237 oranlarında artmıştır. En yüksek PEC değeri olan 1.8 düşük Reynolds sayısında ve $e/D = 0.5$ olduğu uzaklaşan geometrideki türbülatorde görülmüştür.

Promvonge gerçekleştirdiği çalışmada [144], HT ve BB tipi elemanların birlikte ve ayrı ayrı boru içerisine yerleştirilmesi durumlarındaki termo-hidrolik etkisi 3000 ile 18,000 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir. Bükümlü bant ile helisel telin birlikte kullanılması durumunda ısı transferinde 2 kat fazla artış görülmüştür. Ayrıca düşük hatve oranı ve düşük büküm oranında sistemin daha verimli olduğu anlaşılmış ve maksimum PEC değeri 1.5 olarak elde edilmiştir.

Laminer, geçiş ve türbülanslı akış durumlarında gözenekli türdeki bir geometrinin merkezdeki akışta gösterdiği ısı transferini iyileştirme etkisinin deneysel ve sayısal olarak incelendiği çalışmada [145] elde edilen sonuçlara göre geometrinin üç rejimde de ısı transferini iyileştirdiği belirtilmiştir.

Eiamsa-ard vd. tarafından yapılan çalışmada [146], bükümlü bantların ve helisel tellerin TH etkisi $Re=4600-20,000$ arasında deneysel olarak incelenmiştir. Helisel tel ile bükümlü bandın birlikte boru içerisine yerleştirilmesi ile meydana gelen yapının azalan hatve oranındaki en yüksek PEC değeri 1.25 olarak elde edilmiştir.

Süreksiz çapraz yivler ve olukların dikdörtgen kesitli bir kanala yerleştirilmesi ile yapılan çalışmada [147], kanalda elemanların türbülanslı akıştaki TH etkisi deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal sonuçlar, 45°'lik kanat açılı durumun 0°'lik kanat açılı durumundan yaklaşık %18-36 arasında değişen oranlarda daha yüksek performans göstermiştir.

Hong ve arkadaşlarının gerçekleştirdikleri çalışmada [148], ikiz ve ters dönen BB tipi türbülatorler ile donatılmış yakınsak-ıraksak tüplerdeki türbülanslı akışın termo-hidrolik

özellikleri $Re=10,000-20,000$ arasında 3-Boyutlu sayısal simülasyon ile araştırılmış ve en yüksek PEC değeri olan 1.59 yakınsak-ıraksak tipte gerçekleşmiştir.

Farklı çaplarda rotora monte edilen teller ile oluşturulan yapının TH özellikleri 20,000 ile 75,000 arasındaki Reynolds sayılarında Zhang vd. tarafından deneysel olarak araştırılmıştır [149]. Çalışmada elde edilen sonuçlar göre Nusselt sayısının %91.4–178.7 ve sürtünme faktörünün ise %158.5–295.9 arasında değişen oranlarda artarken PEC değeri 1.96 gibi yüksek bir termal performans göstermiştir [150].

Karakaya ve Durmuş [151], 30° , 45° ve 60° lik açılardaki konik yaylı türbülantörleri boru içine yerleştirilerek 10,000 ile 34,000 arasında değişen Reynolds sayılarında konik elemanların TH özellikleri ve ekserji kaybı etkisini deneysel olarak incelemişler. Isı transferi açısından en iyi sonuçlar sırasıyla uzaklaşan konik yay, yaklaşım-uzaklaşan konik yay ve yaklaşan konik yayda gözlemlenmiştir.

Ray vd. [152] tel halka yapıların ısı transferini artırmadaki etkisini $Re = 2000-20,000$ arasında sayısal olarak incelemişler. İncelenen tüm durumlar için, aynı basınç gradyanı koşulu altında boş paralel plaka kanalına kıyasla tel halka yapılarında önemli ısı transferi artışı gözlemlenirken döngü yoğunluğundaki artışla termal-hidrolik performansın önemli ölçüde iyileştiği görülmüştür.

Borunun iç ve dış kısımları farklı tip yapılar (sarmal kanatçıklar, çıkıntılar, çukurlar) ile pürüzlü hale getirilen parabolik oluklu güneş kolektöründeki TH performansı Huang vd. tarafından sayısal olarak incelenmiştir [153]. Sonuçlar, daha dar aralıklı ve çevre yönünde daha fazla sayıya sahip çukurların, çeşitli düzenlemelerin belirgin bir etkisi olmadığı halde ısı transferi geliştirme performansının iyileştirilmesi için faydalı olduğunu göstermiştir.

Tu ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği çalışmada [154] bükümlü kısa şeritli boru demetlerini boru içerisine yerleştirildiği durumdaki termal ve hidrolik performansı $Re = 2892-28,915$ arasında sayısal metotla analiz edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarına göre özellikle yüksek Reynolds sayısında dörtlü boru demetleri daha iyi bir ısı performans sergilediği ve dörtlü boru demetlerindeki PEC değerlerinin 1.4 ile 3 arasında değiştiği gözlenmiştir.

Gong vd. tarafından gerçekleştirilen çalışmada [155], parabolik oluklu güneş kolektörün alıcı kısmının emici borusu içerisine pim kanat dizileri yerleştirilerek elemanların TH davranışı sonlu hacim yöntemiyle gözlemlenmeye çalışılmıştır. Bulunan sonuçlarda, Nusselt sayısı %9.0 arttığı gözlenmiştir.

Kim vd. yürüttükleri deneysel çalışmada [156] akışkan olarak yağın kullanıldığı ve türbülans oluşturuvcu eleman olarak da dikdörtgen geometrili türbülans üreticilerini tasarlamış ve ısı eşanjöründeki performans özellikleri incelenmiştir. Çalışmada, yağın akış hızlarına ve giriş sıcaklığına göre, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri belirlenmiştir. Elde edilen Nusselt sayısı, türbülans üretici kanatlarının açısı 45-65°'ye kadar artırıldığında artarken bu değerden sonra arttırılması ile azaldığı görülmüştür. Öte yandan, açı konfigürasyonu arttıkça f artmaya devam etmiştir. En yüksek PEC değeri 6.46 olarak elde edilmiş bu değer için en uygun açı ise 45° olduğu görülmüştür.

Xie vd. gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada [157], çapraz elipsoidal çukurlara sahip geliştirilmiş boruların akış özelliklerini ve ısı transfer performansını sayısal olarak k-ε türbülans modeli ile Re = 5000 ile 30,000 arasında araştırmışlar. En yüksek PEC değeri yaklaşık 1.58 olarak Reynolds sayısının 5000 olduğu sınır şartında elde edilmiştir.

Huang vd. yürüttükleri deneysel çalışmada [158], Y şeklindeki elemanların TH performansı incelenmiş ve sonuçlar yaylı boru ve boş boruyla kıyaslanmıştır. Sonuçlar, Y dal ekine sahip yay şeklindeki kanatlı borudaki PEC değeri yaklaşık olarak 1.02–2.22 aralığında iken, yay şeklindeki iç kanatlı boru için bu değer 1.17–1.55 arasında bulunmuştur.

Gövde borulu eşanjörlerde türbülator kullanımı ile ilgili Yu vd. tarafından yapılan çalışmada [159] eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin TH etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, eşkenar üçgen kesitli HT'lerin daha iyi performans sergilemiş olduğu ve eleman yerleştirilmeyen eşanjöre göre eleman yerleştirilmiş borunun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri sırasıyla 1.335–1.720, 5.462–12.936 arasında değişen oranlarda arttığı gözlenmiştir.

Abolarin vd. tarafından yapılan çalışmada [160] çevresel u-kesimli bükümlü bantların halka ekleri olan ve olmayan düz dairesel bir bakır borudaki TH etkisi 315 ile 11,404 Re arasında deneysel olarak incelenmiştir. İncelemede, derinlik oranındaki artışın ve halka boşluk oranındaki azalmanın geçiş akış rejimindeki ısı transferini önemli ölçüde arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Konik tipte farklı türlerde üretilen fusi-form yapıdaki türbülatorlerin termo-hidrolik etkisi Xiong vd. tarafından [161] FLUENT realizeble k – ε türbülans modeliyle 4000-13000 arasındaki Reynolds sayısı değerleri arasında incelenmiştir. Dairesel iç borulara ve 12 mm fusi-form türbülatorre sahip eşanjör, termal performans açısından en uygun konfigürasyon olarak bulunmuştur.

Yarım ay şeklindeki elemanların boru içerisine yerleştirilerek Singh vd. tarafından gerçekleştirilen çalışmada [162], akış yönlendiricisinin TH etkisi $P = 75, 105, 135, 165$ mm hatvelerde ve 4000-32000 arasındaki Reynolds sayılarında RNG $k - \epsilon$ modeli ile sayısal olarak incelenmiş en yüksek PEC değeri olan 2.62, $P = 135$ mm ve $N = 2$ olduğu durumda elde edilmiştir.

Naik vd. tarafından yürütülen çalışmada [163], türbülator olarak helisel tel ve bükümlü bantların ve akışkan olarak da CuO/su nano-akışkanını kullanılarak elemanların TH performansı $Re = 4000-20,000$ aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, helisel tel ile birlikte nano-akışkan kullanılan elemanların termal performansı bükümlü bantların performansına göre daha fazla olduğu görüşmüş ve maksimum PEC değeri 1.36 olarak elde edilmiştir.

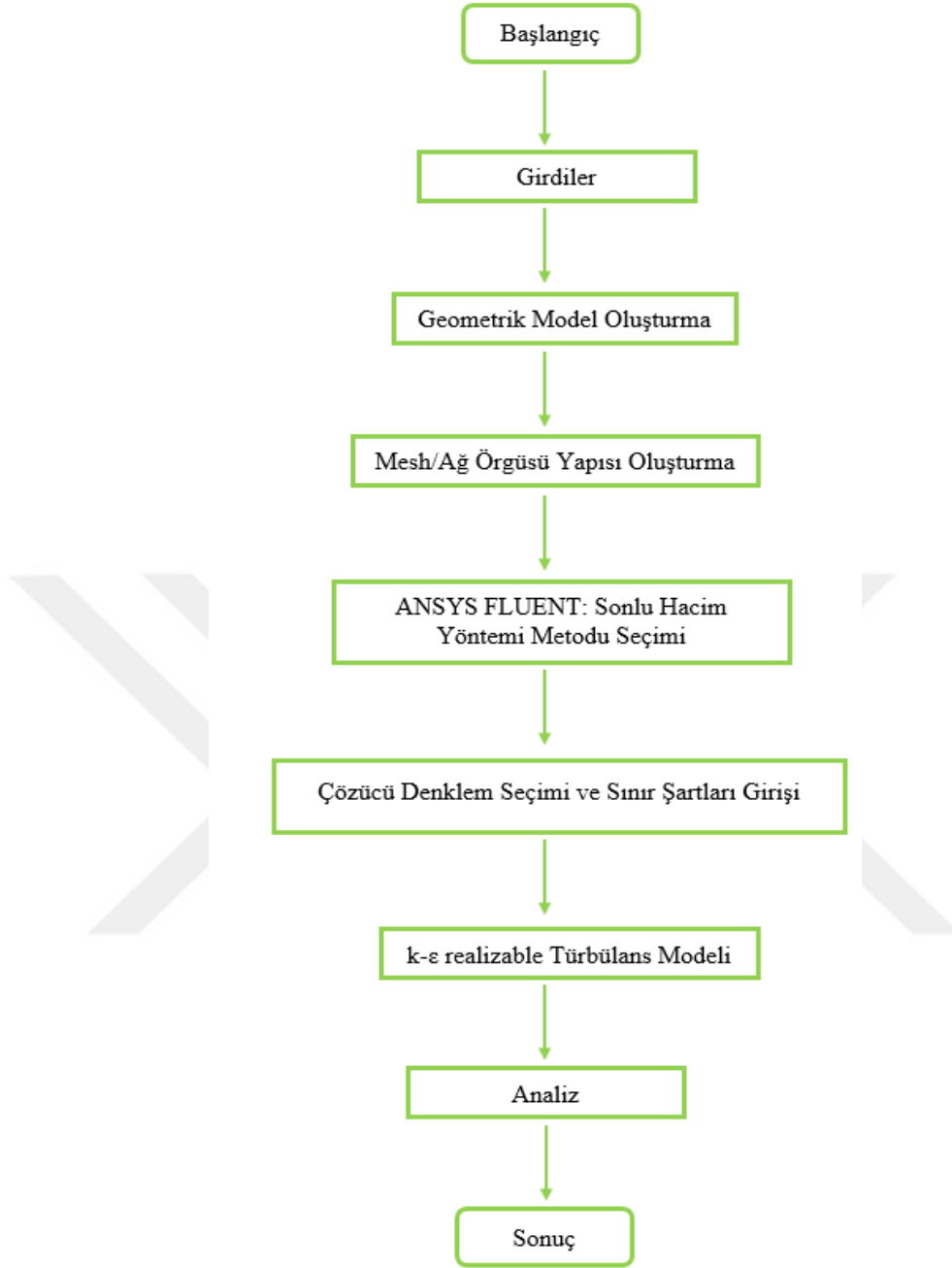
Kelebek şekilli eklerin düşük çaplı borunun etrafına sarılmasıyla oluşan geometrinin Al_2O_3/su nano-akışkanıyla birlikte kullanıldığı çalışma [164], Azari ve Derakhshandeh tarafından 750 ile 8500 arasından değişen Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiş ve sürtünme faktörünün %2.6 arttığı gözlenmiştir. Kullanılan nano-akışkanın konsantrasyon aralığı %0.025-2.5 arasındadır. Nusselt sayısında ise %345 artışı $Re=1500$ ve %0.027 konsantrasyonundaki nano-akışkan kullanımında elde etmişler.

Salyangoz tipi girdap üretici ile birlikte HT'ler boru girişine monte edilmiş ve TH performansları Kurtbaş vd. [165] tarafından araştırılmıştır. HT'ler ayrı ayrı da test edilmiş olup tellerin kesit geometrileri ise dairesel ve kare şeklindedir. Sarmal teller sabit hatvede (15 mm) incelenmişlerdir. Çalışılan Re aralığı 5,000 ile 25,000 arasındadır. En yüksek $PEC = 1.5$ kare kesitteki sarmal tel veya türbülator göstermiştir. Sonuçlara göre türbülanslı rejimde düşük Re 'de türbülator kullanmanın daha avantajlı olduğu anlaşılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Giriş

Çalışmanın materyal ve yöntem bölümü sayısal inceleme ve deneysel inceleme olmak üzere iki kısımdan oluşmakta olup boru içerisine yerleştirilmiş olan farklı geometrideki türbülatorlerin ısı transferi etkisini araştırılmıştır. Sunulan tez çalışması kapsamında eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin incelendiği borunun çapı 2” dir. Belirtilen türbülatorlerin diğer parametreleri ise Tablo 3.1 ve 3.2 de verilmiştir. Kare kesitli ve eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin ısı transferi iyileştirmeye etkisi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle (HAD) incelendi. Ayrıca Tablo 3.4’de bazı özellikleri verilen ve paslanmaz çelikten imal edilmiş olan farklı açı ve özellikte eğimli kanat tipteki türbülatorlerin ısı transfer iyileştirmesine etkisi deneysel olarak incelenip araştırıldı. Bu bağlamda sayısal modelde öncelikle bir akış şeması oluşturup sistematize edildikten sonra ANSYS programının “Design Modeler” modülünün geometrisi çizilerek ağ yapısı oluşturulup modelleme safhasına geçilmiş ve sayısal modelde kullanılan akış şeması Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1: Sayısal modelde kullanılan akış şeması

3.2 Matematiksel Modelleme ve Sayısal Simülasyon

Gerçekleştirilen sayısal çalışmada, helisel tel tipi türbülötörlerin ısı transferi iyileştirmesine etkisi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) veya Computational Fluid Dynamics (CFD) olarak isimlendirilen yöntem ile analiz edilmiştir. HAD yöntemiyle yapılan incelemede kullanılan türbülans çözücü modülü FLUENT'in içinde bulunan “k-ε” türbülans modülü ve içinde bulunan “realizable” seçeneğinde, “enhanced wall treatment” çözücüsü seçilmiştir.

Yüzeve sabit ısı akısı uygulanıp merkez akışla arasında ısı transferi oluşumunu sağladığı için bu seçenek tercih edilmiştir.

Sayısal metotta (HAD) kullanılan denklemler şu şekildedir:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3.3)$$

Burada $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ eddy viskozite olarak tanımlanırken, C_μ ise açılal hızı göstermektedir. T ve P ise ortalama sıcaklık ve ortalama basıncı ifade etmektedir.

k-ε” türbülans modülünün taşıma denklemleri 3.4-3.5 ise şu şekildedir:

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{1.0} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{1.2} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \varepsilon} \quad (3.5)$$

Burada S ile belirtilen parametre için ortalama gerinim oranının tensörünün modülü olup

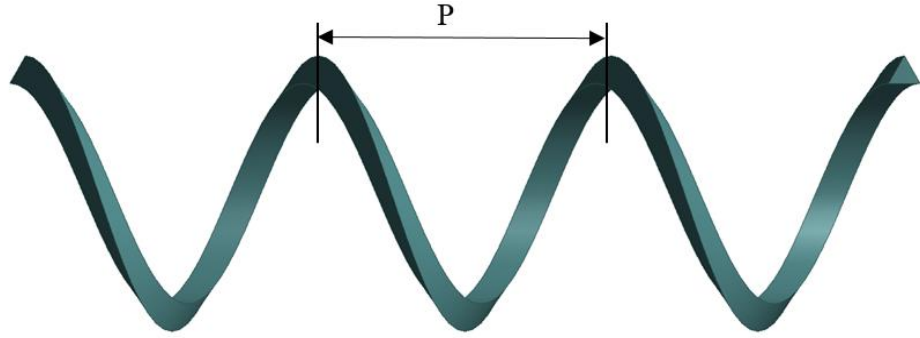
$$S = \sqrt{\frac{\rho \overline{u_i' u_j'}}{\mu_t} \frac{\partial u_j}{\partial x_{ji}}}, \quad C_1 = \max \left[0.43, \frac{S(k/\varepsilon)}{S(k/\varepsilon)+5} \right], \quad \text{ve } C_2 = 1.9 \text{ olarak verilmektedir.}$$

HAD içinde hesaplama aşamasında SIMPLE algoritması kullanıldı. Burada ikinci dereceden denklem çözücülerini basınç, enerji ve süreklilik denklemleri için kullanıldı. Enerji, süreklilik ve momentum için yaklaşım kriterleri sırasıyla 10^{-8} , 10^{-5} ve 10^{-5} olarak alındı.

3.2.1 Üçgen kesitli helisel tellerin geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri

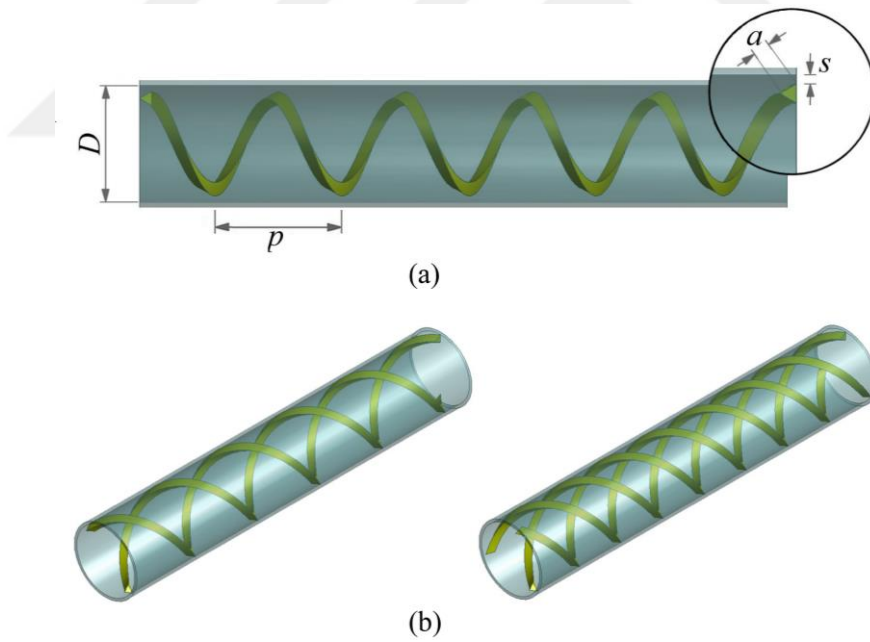
Helisel yay şekilli elemanın en üst iki tepesi arasındaki mesafe (p) hatve D; boru çapı, p/D; hatve oranı ve Y; büküm oranı olarak isimlendirilmektedir. Helisel tel çapının boru çapına

oranı (d/D) kesit oranı olarak tanımlanmış ve üçgen kesitli helisel telin geometrik yapısı Şekil 3.2 gösterilmiştir. Bütün çizimler ANSYS programının Design Modeler’de çizilmiştir.



Şekil 3.2: Eşkenar üçgen kesitli helisel tel

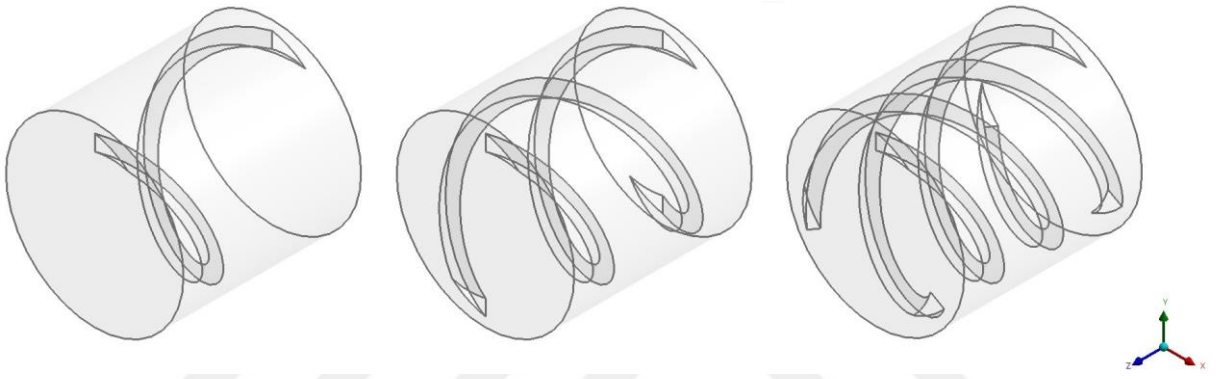
Çalışmanın bu kısmındaki temel amaç DNA yapısından ilham alınan tekli, ikili ve üçlü üçgen kesitteki helisel tellerin HAD yöntemiyle incelenip ısı transfer iyileştirmesine etkisi araştırmaktır. Bu bağlamda ANSYS Workbench Design Modeler modülünde çizilen üçgen kesitteki helisel teller ve geometrik parametreleri Şekil 3.3 ve 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.3 a) Tekli helisel telin geometrik parametreleri b) İkili ve üçlü helisel telin boru içine yerleştirilmesi

İkili ve üçlü üçgen kesitteki helisel tellerin boru içerisine yerleştirilerek HAD metodu ile incelenmesi daha önce yapılan ve literatürde yer alan deneysel çalışma [47] baz alınarak gerçekleştirilmiş ve elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. İncelenen üç geometrinin geometrik parametreleri ve sınır şartları ve Tablo

2.1’de verilmiştir. Farklı adımlardaki eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin boru içerisine yerleştirilmesi ile hatve oranları ($p/D = 1, 2, 3$), kesit uzunlukları ($a= 5$ ve 6 mm) ve helisel tellerin boru cidarı arasındaki mesafeleri ($s=1, 2$ mm) baz alınmasına ek olarak eşkenar üçgen kesitteki helisel teller tekli, ikili ve üçlü olacak şekilde DNA geometrisinden ilham alınarak sayısal metotla incelendi ve tekli helisel telde elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Bununla beraber, çalışmada ağ yapısını azaltmak suretiyle daha hızlı sonuç alabilmek ve daha fazla geometrik parametreyi inceleme fırsatı yakalamak için periyodik analiz yöntemine başvuruldu.



Şekil 3.4: Tekli, ikili ve üçlü helisel telin periyodik geometrileri

Tablo 3.1: Helisel tel incelemesinin sınır şartları ve geometrik parametreleri

Parametre	Değeri
Akışkan Türü	Hava
Giriş sıcaklığı (K)	293
Debi, \dot{m} (kg/s)	0.005–0.021
Boru iç çapı, D (m)	0.056
Isı akısı, q (W/m^2)	500
Hatve, p (m)	0.056, 0.112, 0.168
Hatve oranları, p/D	1, 2, 3
Kenar Uzunluğu, a (m)	0.005, 0.006
Tel-boru duvarı arası mesafe, s (m)	0.001, 0.002

Sayısal analiz boyunca yapılan varsayımlar şu şekildedir:

1. Akışın durağan ve tam gelişmiş türbülanslı olduğu varsayılmıştır,
2. Boru duvarının/et kalınlığının sıfır olduğu (yani borunun iç duvarına maruz kalan kalan ısı akısı) ve boru duvarında kaymaz hareket olduğu varsayılmıştır,

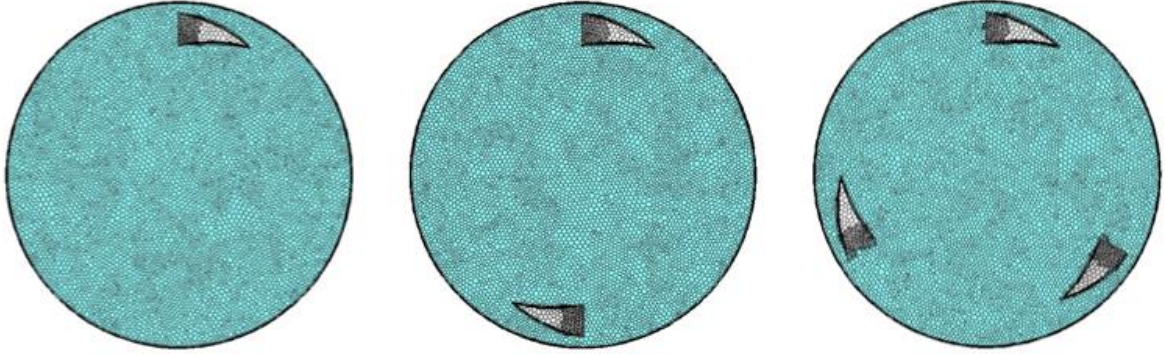
3. Sıcaklığa bağlı akışkan özellikleri yukarıda verilen denklemlerdeki gibi polinomik olarak programa tanımlandı,
4. Giriş etkisi, periyodik analizde akımın gelişmiş olduğu için ihmal edilmiştir,
5. Termal radyasyon ve doğal konveksiyon da göz ardı edilmiştir.

3.2.1.1 Ağ bağımsızlığı

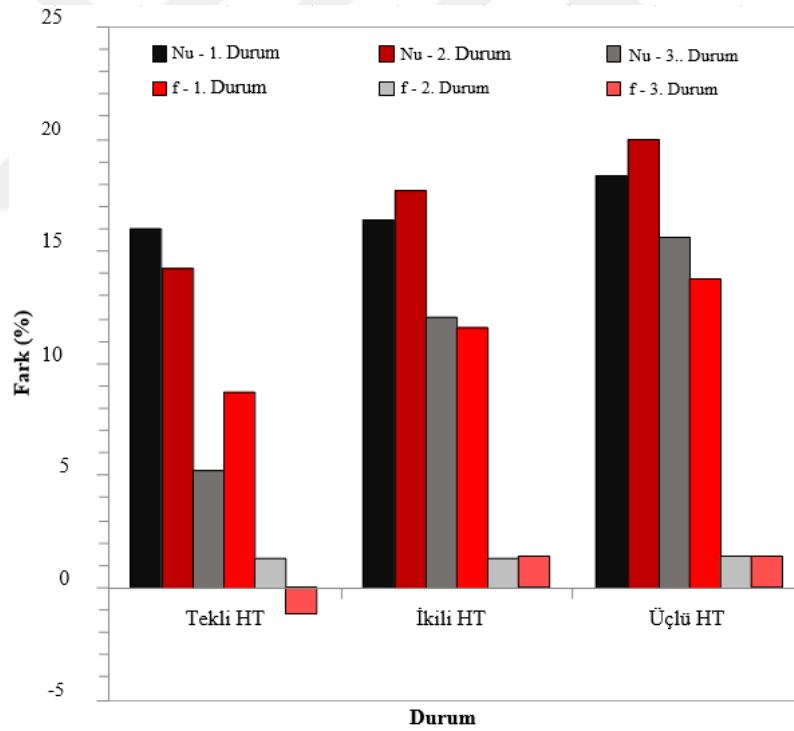
Sayısal çalışmanın bu kısmında tekli, ikili ve üçlü üçgen kesitteki helisel tellerin ağ bağımsızlığı üzerinde durulmuştur Geometri bölümünde bahsedilen periyodik analiz türünün en önemli avantajı analiz için kullanılan element sayısının düşük olmasıdır. Bunun sebebi ise her hatve için devam eden geometrinin bir kesitinin alınıp incelenmesi ve bu sebepten ötürü bütün geometrik modeli ağ/örgü yapısına gelmemesidir. Periyodik analiz yöntemine ek olarak “ANSYS Meshing” modülünde tetrahedral olarak kullanılan mesh yapısı FLUENT modülünde polihedral tipteki mesh yapısına dönüştürüldü, böylece bu adımda incelenen element sayısı hem azaltmış oldu hem de kullanılan meshin kalitesini artırmış oldu. Sınır tabaka incelenirken en önemli parametrelerin başında y^+ değeri gelmektedir. Bu değer incelenen bütün geometriler için (tekli, ikili, üçlü helisel tel) en fazla 1.3 olarak elde edildi. Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin polihedral tip ağ yapısı Şekil 2.5’de verilmiştir. Ağ bağımsızlığının sonuçları ise Şekil 5.7’de verilmiştir. Burada verilen ağ bağımsızlığı sonuçları $a=5$ mm, $p/D=3$ ve $s=2$ mm olduğu durum için verilmiştir. 4 farklı mesh/ağ yapısı ağ bağımsızlığı testleri için kullanıldı. Yaklaşık 600,000 element sayısına sahip mesh/ağ yapısı analiz edilmesi için yeterli olduğu anlaşılmıştır. Sonuçlar, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için değerlendirildi. Şekil 2.5 elde edilen ağ bağımsızlığının sonuçlarını göstermektedir. Bu bağlamda en yüksek sapmalar en yüksek debide yani en yüksek Reynolds sayısında elde edildi. Bütün ağlar için en yüksek sapma %1.4 olarak elde edildi. Mesh/ağ görüntülerinden de açıkça görüldüğü üzere helisel tel ve boru duvarı sıkı meshlendi. Sıkı mesh/ağ yapısı ince sınır tabaka atamakla sağlandı. Bu da beraberinde ağ kalitesini etkiledi fakat yine de FLUENT’in belirlediği kalite sınırları arasında kalındı.

FLUENT programının ağ kalitesi için önerdiği iki önemli parametre bulunmaktadır. Bunlar “skewness” (çarpıklık) ve “orthogonal quality”dir” (diklik) [166]. Bu parametrelerin detayları Tablo 3.3’de verilmektedir.

Sınır tabaka incelenirken en önemli parametrelerin başında y^+ değeri gelmektedir. Bu değerin incelenen bütün geometrilerin hiçbiri için 1'i geçmediği görüldü bu da sınır tabakanın ne kadar verimli analiz edildiğinin en önemli parametresidir.



Şekil 3.5: Tekli, İkili, Üçlü helisel tel için polihedral ağ örgüsünün yapısı



Şekil 3.6: Ağ bağımsızlığı sonuçları

HAD yöntemiyle incelenen tekli helisel telin geometrik özellikleri deneysel çalışmada [47] belirtildiği gibi modellenip, $s=1$ mm ve 2 mm, $p/D=1, 2, 3$ ve $a=5$ ve 6 mm için analizler yapılmıştır. Oysa literatürde çalışılması düşünülen herhangi bir türbülötör için sadece düz boru doğrulaması yapılmıştır. Sadece düz boru modellemesi yapılmış çalışmalar her zaman makul sonuç almayı sağlamayabilmektedir. Bu çalışmayı değerli ve özgün kılan bir diğer

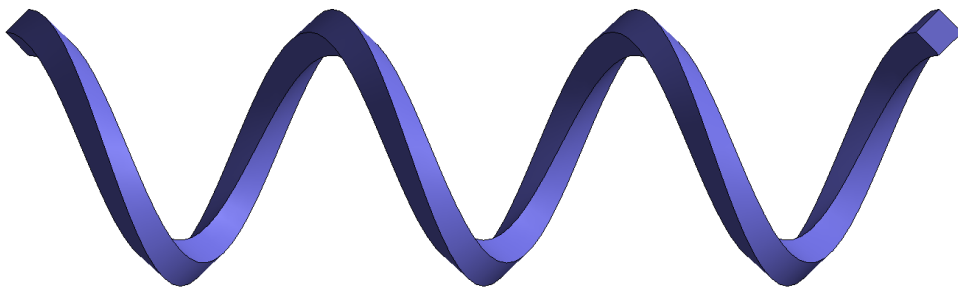
parametre ise hem düz boru hem de deneysel olarak incelenmiş bir geometrinin modellenip doğrulanmasının yapılmış olmasıdır.

3.2.2 Kare kesitli helisel teller için geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikler

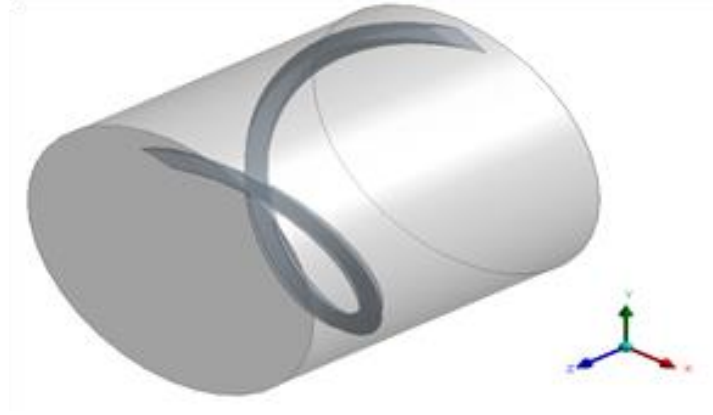
Kare kesite sahip helisel tellerin ısı transferi iyileştirmesine etkisini, bu alanda yürütülen deneysel ve sayısal çalışmalarda rastlamak mümkündür. Bu bağlamda, kare kesitli helisel teller boru cidarı ile helisel tel arası mesafeleri sırasıyla 1, 2 ve 3 mm olacak şekilde boru içerisine yerleştirildi ve helisel tellerin ısı transfer iyileştirmesine etkisi 5174 - 24,593 arasındaki Reynolds sayıları için incelendi. Ayrıca helisel tellerin kesit uzunluklarının ($a=3, 4, 5$ mm) da ısı transferi iyileştirmeye etkisi incelendi. Her hatve sonrası aynı geometri devam ettiğinden dolayı sayısal inceleme boyunca periyodik model kullanıldı. Periyodik modelde kullanılan boy bir hatve oranı kadardır çünkü her hatve sonrası aynı geometri devam etmektedir.

HAD yöntemiyle incelenen kare kesitli helisel tellerin inceleme yöntemi bölüm 3.2.1'deki üçgen kesitli türbülatorlerin incelenmesi ile aynı olup buradaki tek fark geometridir. Bu türbülans modülü, yüzeye sabit ısı akısı uygulanıp merkez akışla arasında ısı transferi oluşumunu sağladığı için tercih edilmiştir. Uygulanan sabit ısı akısı $q = 500 \text{ W/m}^2$ 'dir. Boru içerisine havanın giriş sıcaklığı 293K olarak programa tanımlanmıştır.

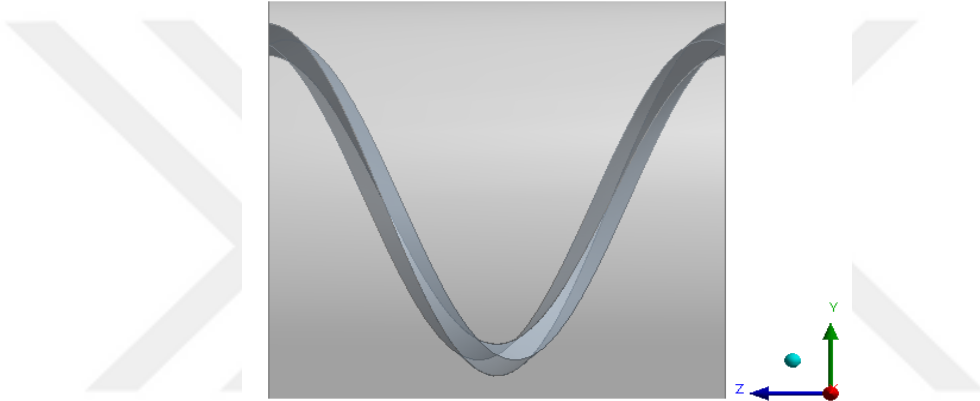
Boru içerisine yerleştirilen kare kesitli helisel tel ile duvar arası mesafe $s=2$ mm alınarak incelemeler sayısal metotla (HAD) periyodik olarak analiz edilmiş olup ilgili kare kesitli tel Şekil 3.7'de verilmiştir. Ayrıca, Şekil 3.9'da da kare kesitli helisel telin boru içerisine yerleştirildiği durumdaki kesitten görünüşü verilmiştir. Tablo 3.2'de ise HAD yoluyla test edilen kare kesitli helisel tellerin sınır şartları ve geometrik parametreleri verilmiştir.



Şekil 3.7: Kare kesitli helisel tel



Şekil 3.8: Kare kesitli helisel telin boru içindeki periyodik görüntüsü



Şekil 3.9 : Kare kesitli telin kesit görüntüsü

Tablo 3.2: Kare kesitli tel için sınır şartları ve geometrik parametreler

Sınır Şartları ve Geometrik Parametreler	
Türbülans modeli	k-ε Türbülans modeli (Enhanced Wall Treatment Modülü)
Türbülans algoritma çözücüsü	SIMPLE
Analiz model tipi	Periyodik Model
Reynolds sayısı aralığı	5175 – 25,000
Çalışma sıvısı	Hava
Akışkan giriş sıcaklığı	293K

Duvar için ısı akısı (\dot{q})	500 W/m ²
Denklemler çözümü türü	2. Dereceden
Enerji, süreklilik ve momentum için yaklaşım kriterleri	10 ⁻⁶ , 10 ⁻⁴ ve 10 ⁻⁴
Boru çapı (D)	60.3 mm (2")
Kenar uzunluğu (a)	3, 4, 5 mm
Tel-Duvar arası mesafe (s)	1, 2 mm
Hatve oranı (p/D)	1

3.2.2.1 Ağ bağımsızlığı

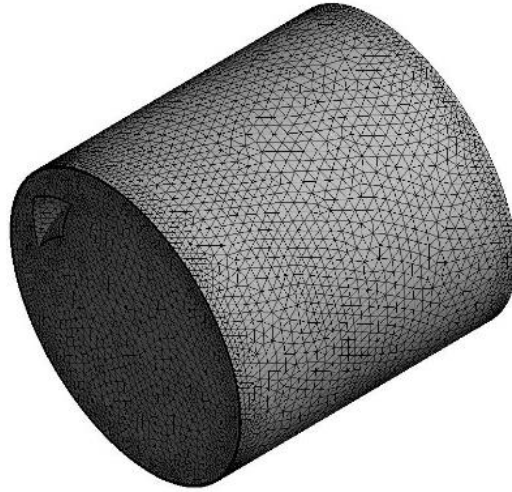
Kenar uzunluğunun ısı transferine etkisinin araştırıldığı bu bölümde kare kesitteki helisel tellerin ağ bağımsızlığı açıklanmıştır. Analiz için kullanılan yöntem bir önceki kısımda (3.2.1.1.) da belirtildiği üzere Periyodik Model olup bu modelin kullanılmasındaki amaç kullanılacak element sayısını düşürüp daha hızlı ve daha fazla parametreyi daha sağlıklı bir şekilde incelemektir. Bu bağlamda incelemede helisel telin bir hatvelik boyu esas alınıp ANSYS Design Modelinde çizilen geometri, için ANSYS Meshing modülünde ağ yapısı oluşturuldu.

Bu kısımda da Bölüm 3.2.1.1’de kullanılan polihedral ağ yapısı kullanıldı. Tetrahedral tipte oluşturulan ağ yapısının element sayısı a=3, 4, 5 mm için sırasıyla yaklaşık olarak 240097, 246154 ve 250470’dir. Bu element sayısı her bir geometri için yaklaşık 3 katına kadar çıkarılıp analiz edildi ve sonuçların değişmediği görüldü. Elde edilen sonuçlara göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için maksimum sapma %0.98 olarak elde edildi. Bu oran oldukça kabul edilebilir bir oran olduğu için [166] bu ağ yapısı kullanıldı. Kalite aralıkları ise diklik için “iyi”, çarpıklık için ise “kabul edilebilir” aralıkta elde edildi[166]. Ağ görüntülerinden de açıkça görüldüğü üzere helisel tel ve boru duvarı için sıkı ağ yapısı oluşturuldu. Oluşturulan ağ yapısı ince tabaka atamakla sağlandı. Bu da beraberinde ağ kalitesini etkiledi fakat yine de FLUENT’in belirlediği kalite sınırları arasında kaldı. Kare kesitli helisel tellerin tetrahedral ve polihedral tip ağ yapıları Şekil 3.10 ve 3.11’de verilmiştir.

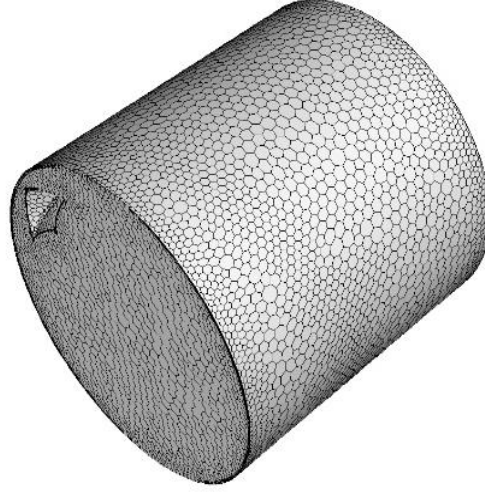
Kare kesitli helisel tellerin tetrahedral ve polihedral tip ağ yapıları Şekil 3.10 ve 3.11’de verilmiştir.

Tablo 3.3: Ağ örgüsünün FLUENT için olması gereken ağ kalitesi sonuçları.

Çarpıklık					
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul Edilebilir	Kötü	Çok Kötü
0-0.25	0.25-0.5	0.5-0.8	0.8-0.94	0.95-0.97	0.98-1
Diklik					
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul Edilebilir	Kötü	Çok Kötü
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.2	0.2-0.69	0.7—0.95	0.95-1



Şekil 3.10: Kare kesitli telin tetrahedral ağ yapısı.



Şekil 3.11: Kare kesitli telin polihedral ağ yapısı

3.3 Deneysel modelde kullanılan türbülötörler için sayısal çözüm

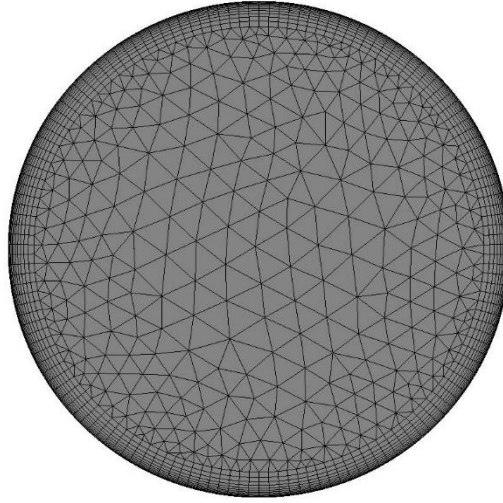
Bu bölümde, kurulan deney düzeneğinde kullanılacak olan eğimli vorteks üreteçlerinin geometrileri ve uygulanan sınır şartları belirtilmektedir.

3.3.1 Boş borunun geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri

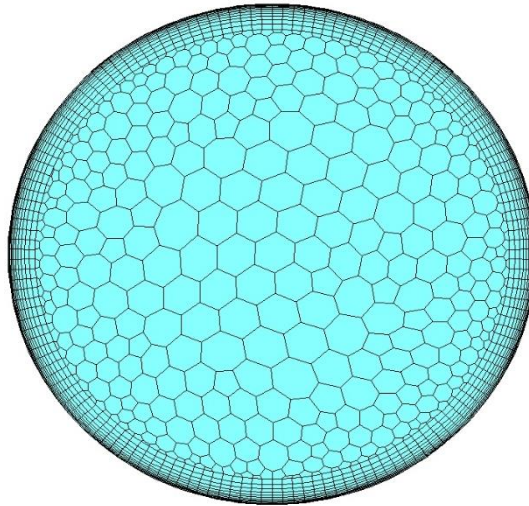
Deneysel sistem kurulduktan sonra ilk etapta yapılması gereken işlem, boş boru deneylerinin yapılmasıdır. Bu bağlamda, boru içerisine türbülötör yerleştirilmeden önce ısıtıcılar vasıtasıyla boru ısıtılıp bir taraftan sabit bir ısı akısı sağlanırken bir taraftan da fan yardımıyla boru içerisine hava gönderilmiştir. Boş boru için uygulanan ısı akısı $500-1500 \text{ W/m}^2$ arasında değişirken çalışılan Reynolds sayısı $16,210$ ile $41,470$ arasında gerçekleşmiştir. Sonuçların kararlılığı, tutarlılığı ve hassasiyeti için çalışmada elde edilen sonuçlar Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de de gösterildiği gibi Dittus-Boelter, Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Sayısal (FLUENT v19.2)’den bulunan sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu sonuçları da birbiriyle kıyaslamak açısından Hata Kareler Ortalamasının Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzde Hata (MAPE) [167] denklemler (3.11 ve 3.12) kullanılmıştır.

Sayısal modellemede ise FLUENT v19.2 ile analiz edilip sonuçlar alındı. Uygulanan sınır şartları deneyselde olduğu gibi sabit ısı akısı ve aynı Re arasında incelenmiştir. Havanın fiziksel özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı, termal iletkenlik vb.) sıcaklığa bağımlı olarak polinomik denklemlerle programa girildi ve k- ϵ türbülans modeli kullanıldı. Süreklilik denklemi, momentum denklemi, enerji ve k- ϵ için yakınsama parametresi olarak sırasıyla 10^{-6} , 10^{-6} , 10^{-8} , 10^{-5} ve 10^{-5} değerleri alındı. Hızlı ve daha verimli sonuçlar alınması

için polihedral tip ağ yapısı kullanıldı. Ağ kalitesi için iki önemli faktör göstergesi çarpıklık ve diklik kalite değerleri yüksek olan tetrahedral tip ağ önce oluşturulup sonar FLUENT içinde polihedral ağ yapısına dönüştürüldü. Polihedral tip ağ yapısındaki element sayıları sırasıyla 300,000, 800,000 ve 2,000,000 kullanılıp ağ bağımsızlığı test edildi. 800,000 ve 2,000,000 element sayıları arasındaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sapma miktarı en fazla ~ 0.56 olarak elde edildiği için 800,000 element sayılı polihedral tip ağ kullanıldı. Tetrahedral ve polihedral ağ örgü yapıları Şekil 3.12 ve 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12: Boş boru için tetrahedral ağ görüntüsü.



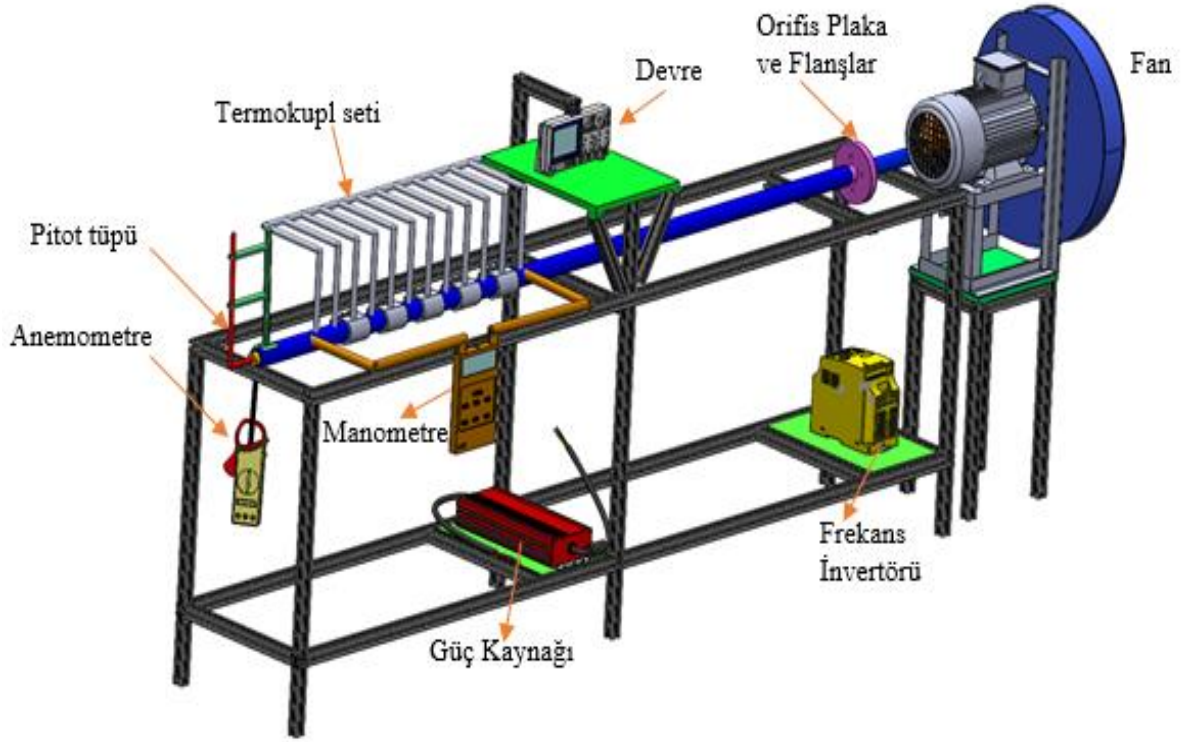
Şekil 3.13: Boş boru için polihedral ağ görüntüsü

4. DENEY DÜZENEĞİ

4.1 Deney Düzenegi ve Deneysel Yöntem

Boru içerisine yerleştirilen elemanların ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemek amacıyla İnönü Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) birimi kapsamında desteklenen 2286 nolu proje kapsamında aşağıda özellikleri belirtilen malzemeler alınmış ve Şekil 3.2.de verilmiş deney düzenegi oluşturulmuştur. Deney düzeneginin malzeme listesi Şu Şekildedir:

1. Dış çapı 60.3 mm, et kalınlığı 3.2 mm ve uzunluğu 3 metre olan bir adet boru (10217-2 kazan borusu)
2. 1 adet salyangoz tipi fan
3. 1 adet frekans invertörü
4. 12 adet PT 100 tipi termokupl/sıcaklık sensörü
5. 5 adet kelepçe tipi rezistans-850W
6. 1 adet Pitot tüpü
7. 2 adet basınç fark sensörü ve 1 adet manometre
8. Bütün düzenegi taşıyabilecek, 2 adet 1.5 metre uzunluğu sigma profilden imal edilen masa
9. 2 adet paslanmaz çelik Flanş
10. 1 adet orifis plaka
11. 1 adet elektrik sayacı
12. Sıcaklık sensörlerinin sıcaklık ayarını yapabilme özelliği olan triyak
13. Kontrol devresi (Triyakları ayarlayabilecek ve sıcaklık sensörlerinin sıcaklık referans değerini belirleyip uyardıktan sonra sonuçları okuyup kaydetme özelliği olan)



Şekil 4.1: Tasarlanan deney düzeneği

Borulu sistemlerde ısı transferini iyileştirmenin en uygun yöntemi, kolay s k l p takılabilen türbülans oluşturucu elemanlar kullanmaktır. Türbülans oluşturucu elemanların ısı transferi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla yukarıda belirtilen ve özellikleri verilen ekipmanlar kullanılarak oluşturulan Şekil 4.1'deki deney düzeneği SolidWorks Programında tasarlandı. Boru içerisinde geçen akışkan, havadır. Şekil 4.2'deki salyangoz tipi fan üç fazlı olarak üretilmiş olup bunu laboratuvarında kullanabilmek için mono faza çevrilmiştir. Fanı kontrol edebilmek için de Şekil 4.3' deki frekans invertörü kullanıldı. Boru boyu 3 metre olup 1.5 metresi test bölmesi olarak ayarlanmıştır. Akışkan girişinden itibaren borunun 1.5 metrelik kısmı akımın gelişmesi için bırakılmıştır. Bununla beraber, 300 mm boyundaki 5 adet kelepçe tipi rezistanslar belirli aralıklarla borunun 1.5 metrelik kısmına döşenmiştir. Fan ile boru bağlantısı 2 adet paslanmaz elik flanş ile sağlandı. Flanşların arasına kayıpları engellemek adına sızdırmazlık contası takıldı. Ayrıca akımın üniform Şekilde boruya girişine sağlamak için Şekil 4.4'deki gibi orifis yerleştirilmiş ve orifis plaka sayesinde boru içerisinde üniform bir akış sağlanmıştır.



Şekil 4.2: Hava fanı



Şekil 4.3: Frekans İvertörü



Şekil 4.4: Orifis plaka-Akım düzenleyici

4.2 Rezistans ve Sıcaklık Sensörlerinin Bağlantıları

Şekil 4.5'teki gibi olan kelepçe tipi rezistansların üzerine PT 100 tipi termokuplları sabit bir şekilde monte edebilmek için her bir rezistans için birer adet kanallı cıvata üretilip PT 100'ler

kararlılığı ve titreşimi engelleyecek şekilde monte edilmiştir. Her bir rezistansa bir adet PT 100 tipi termokupl olmak üzere toplamda 5 adet termokupl, kullanılmıştır. Akışkanın test bölgesine girmezden önceki giriş sıcaklığını belirleyebilmek amacıyla bu kısma bir adet termokupl monte edilmiştir. Giriş kısmından sonra da her iki rezistansın arasına bir adet termokupl dönecek şekilde kanallar açılmış ve termokupllar monte edilmiştir. Ayrıca test bölgesinin çıkış kısmına da bir adet termokupl yerleştirilerek giriş-çıkış arasındaki sıcaklık dağılımının gözlenmesi sağlanmıştır.



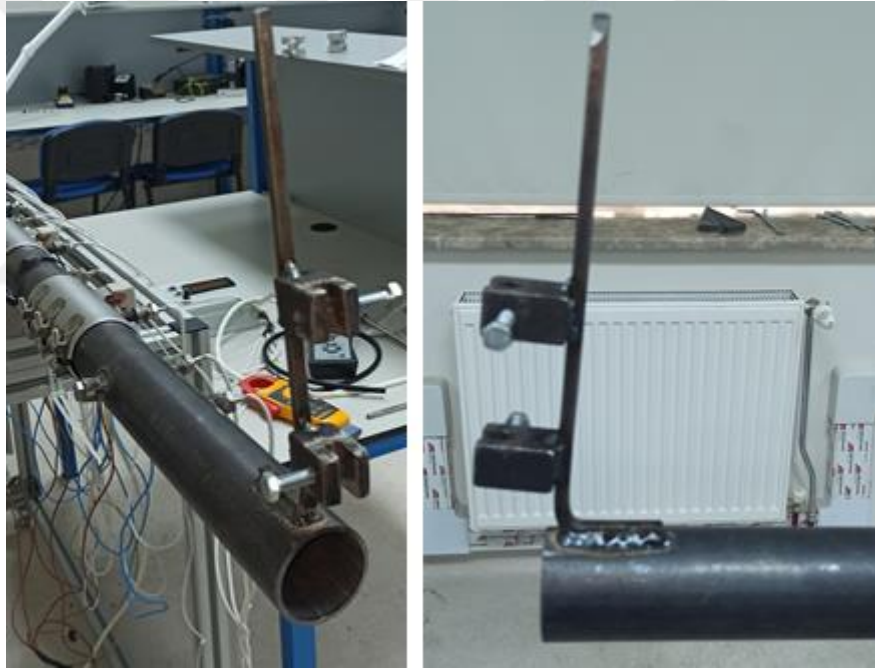
Şekil 4.5: Kelepçe tipi rezistans

4.3 Hız Ölçüm Elemanları

Akış ve ısı transferi ile ilgili boyutsuz sayıların belirlenmesinde hız önemli bir parametredir. Deney sisteminde hızın en verimli şekilde ölçülebilmesi için bir adet Pitot Tüpü ve bir adet de anemometre kullanıldı. Pitot tüpünün titreşimden etkilenmeyecek şekilde boru içerisine yerleştirilebilmesi ve sabitlenmesi için ters L biçiminde sabit bir parça sisteme monte edilerek Pitot Tüpünün sabitlenmesi sağlandı. Hız değerlerinin belirlenmesinde PCE-HVAC 2 tipi anemometre kullanıldı. PCE-HVAC 2 tipi anemometre, hız değerlerini belirli aralıklar ile okuyarak kaydetme ve verileri aktarabilme özelliklerine sahiptir. Şekil 4.6 pitot tüpü ve anemometreyi gösterirken, Şekil 4.7 ise pitot tüpünü L kanalının stabil bir şekilde titreşimden etkilenmemesini sağlayacak olan parçanın boruya kaynatılmasını göstermektedir.



Şekil 4.6: Pitot tüpü ve anemometre



Şekil 4.7: Pitot Tüpü konumlandırılması

4.4 Basınç Ölçüm Cihazı

Isı transferini iyileştirme sistemlerinde önemli bir diğer parametre basınçtır. Deneysel sistemdeki basıncın ölçülebilmesi için PCE 917 tipi basınçölçer cihazı kullanılmıştır. Bu bağlamda 1.5 metreden oluşan test bölmesinin giriş ve çıkışına 2 adet kanal açılmış ve bu kanallara yerleştirilen hortumlar vasıtasıyla iki nokta arasındaki basınç farkı belirlenmiştir.

Ayrıca sistemde bir adet de U tipi yerleştirilerek basınç farkının ölçümü doğrulanmıştır. Şekil 4.8 de kullanılan basınç ölçme cihazları verilmiştir.



Şekil 4.8: Basınçölçerler

Diğer bir karşılaştırma sistemi ise PCE-HVAC 2 tipi anemometrenin aynı zamanda tek hortum vasıtasıyla basınç okuyabilme özelliğidir. Yine aynı tipte fark basıncın Böylece sistemin çıkışına yerleştirilen hortumun diğer ucu PCE-HVAC 2 tipi anemometreye takılıp veri alımı sağlandı.

4.5 Elektrik Tüketimi Ölçüm Cihazı

Yapılan işlemin ekonomik olup olmadığının anlaşılması sistemde kullanılan enerjinin tüketimi ve maliyet analizi belirlenebilmektedir. Deney sisteminde tüketilen elektrik enerjisi miktarının belirlenmesi amacıyla bir elektrik ölçüm cihazı kullanılmıştır. Elektrik sayacı rezistanslara yönlendirme yapılan triyakra bağlanmış ve sistemin kararlı hale gelmesi sağlanıncaya kadar ölçüm yapılmıştır. Şekil 4.9, düzenekte kullanılan elektrik sayacını gösterirken Şekil 4.10 da kurulan deney düzeneğinin fiziksel halinin tamamını göstermektedir.



Şekil 4.9: Elektrik Sayacı.



Şekil 4.10: Deney düzeneğinin görünümü

4.6 Kontrol Devresi

Deneysel çalışmalarda verilen alınması, kaydedilmesi ve kontrolü oldukça önemlidir. Bu nedenle tez çalışmasının deneysel kısmında elde edilen verilerin ve sonuçların daha doğru ve güvenli olarak kaydedilip kontrol edilmesi için elektronik bir kontrol devresi tasarlanarak deney düzeneğine ilave edilmiştir. Sisteme ilave edilen kontrol devresi sayesinde aşağıda belirtilen özellikler ve amaçlar gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir:

1. Rezistans referans sıcaklığını belirlemek ve rezistansın belirlenen sıcaklığa ulaşmasını sağlamak,
2. Sıcaklık değerlerinin ayarlanmasını sağlamak ve devre aktifleştirildikten sonra belirli aralıklarla LCD ekranında 12 adet sıcaklığı ve referans sıcaklığı görüntülemek,
3. 20 milisaniye aralıklarla okunan sıcaklığı SD karta kaydetmek (yani veri toplayıcı görevini yerine getirmesini sağlamak)

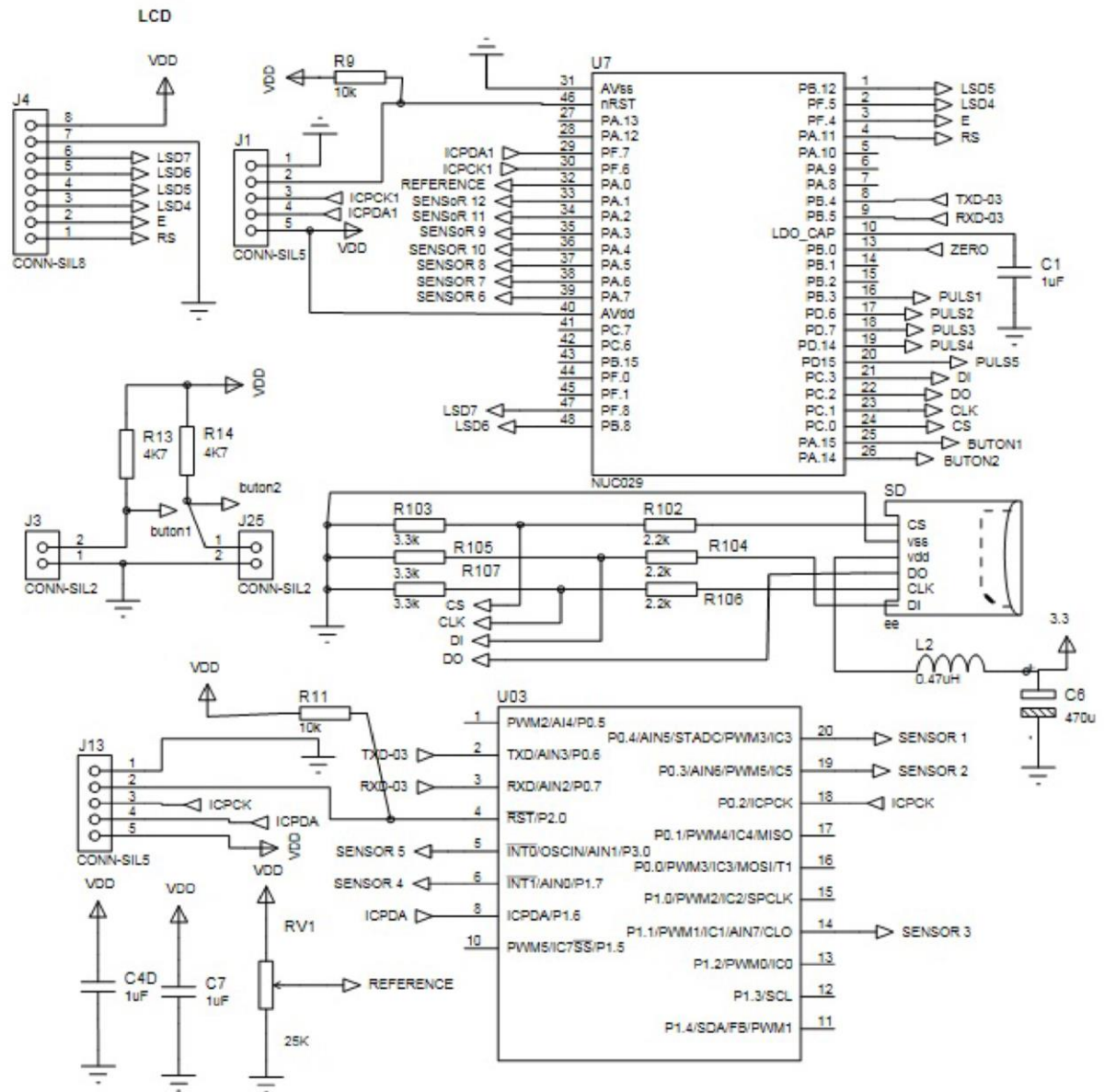
Kontrol devresini kısaca şu şekilde açıklanabilir:

Gücü kontrol etmek için önce her direnç grubuna verilen triyak sayesinde triyak açıları ayarlanır. Daha sonra gerçek ve referans sıcaklıklar arasındaki fark olan hata değerini belirlemek için , ayar noktası sıcaklığa ayarlanır ve triyak açma açısı kontrol edilir. Kontrol işlemi 20 milisaniye aralıklarla mikro-denetleyici üzerinde PI kontrol yöntemi kullanılarak gerçekleştirilir.

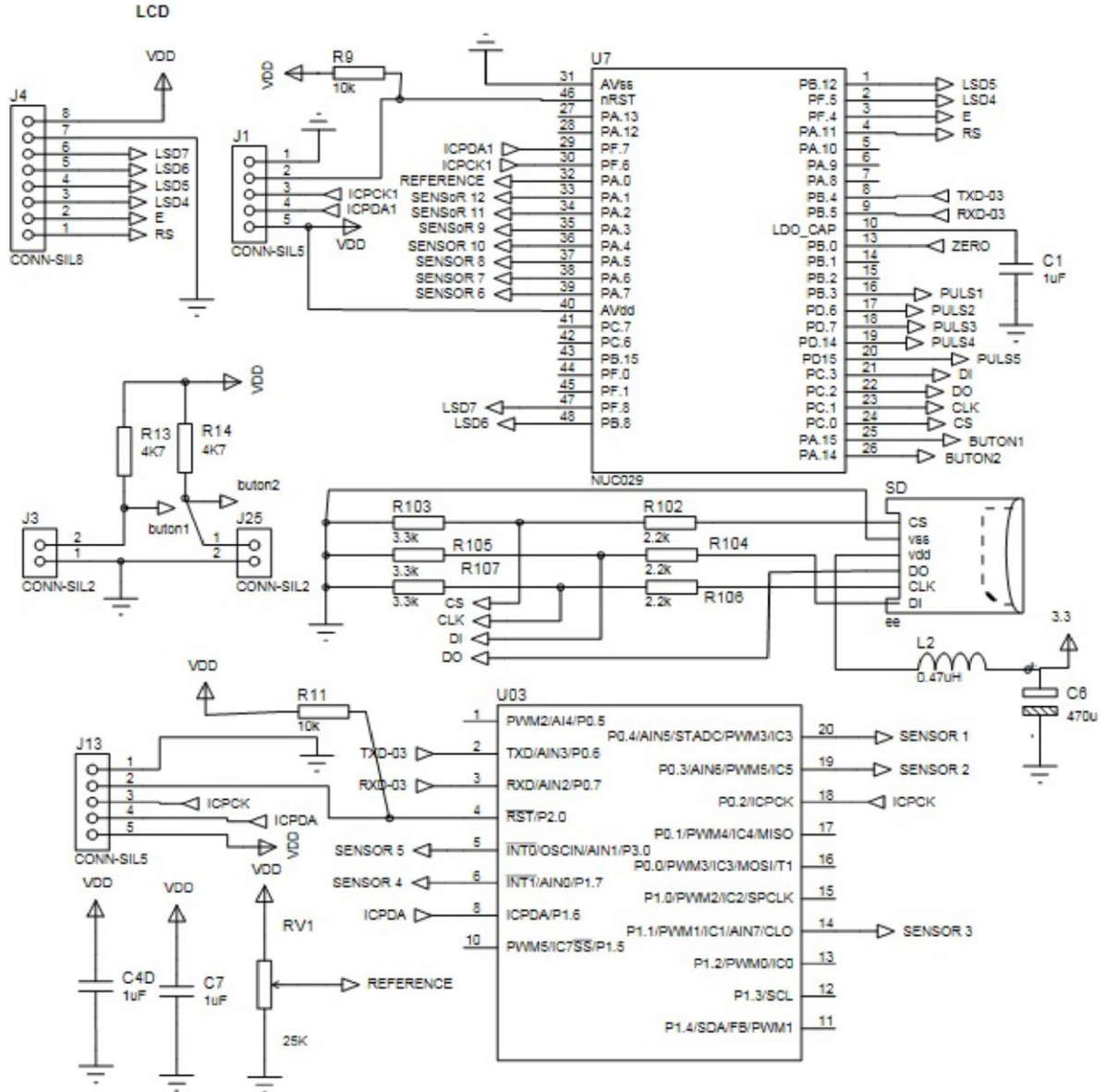
PI kontrolörün sonucuna göre bir sonraki triyak iletme girme değeri bulunur ve bu işlem sürekli tekrar edilir. Ayrıca, sıcaklık geri beslemesinin alınması referans sıcaklığın kullanıcı tarafından girilmesi, AC geriliminin sıfır geçişinin belirlenmesi ve PI kontrol işleminin yapılması adımları kontrol devresinde yer alan NUVATON (NUC029LDE ve N76E003) işlemcisi üzerinde C+ kodlarıyla gerçekleştirilir. Sistemde 5 rezistans ve 7 kanalın bulunması ancak tek bir işlemcinin analog kanal sayısı 8 olması sebebiyle kart üzerine ikinci bir işlemci yerleştirilerek 12 kanalın LCD ekranında aktarılması sağlanarak işlem süresi boyunca elde edilen tüm veriler mikro SD'ye kaydedilebilmektedir. Kontrol devresi ve kontrol devresi çalışma şeması sırasıyla Şekil 4.11 ve Şekil 4.13 de verilmiştir.



Şekil 4.11: Kontrol devresi



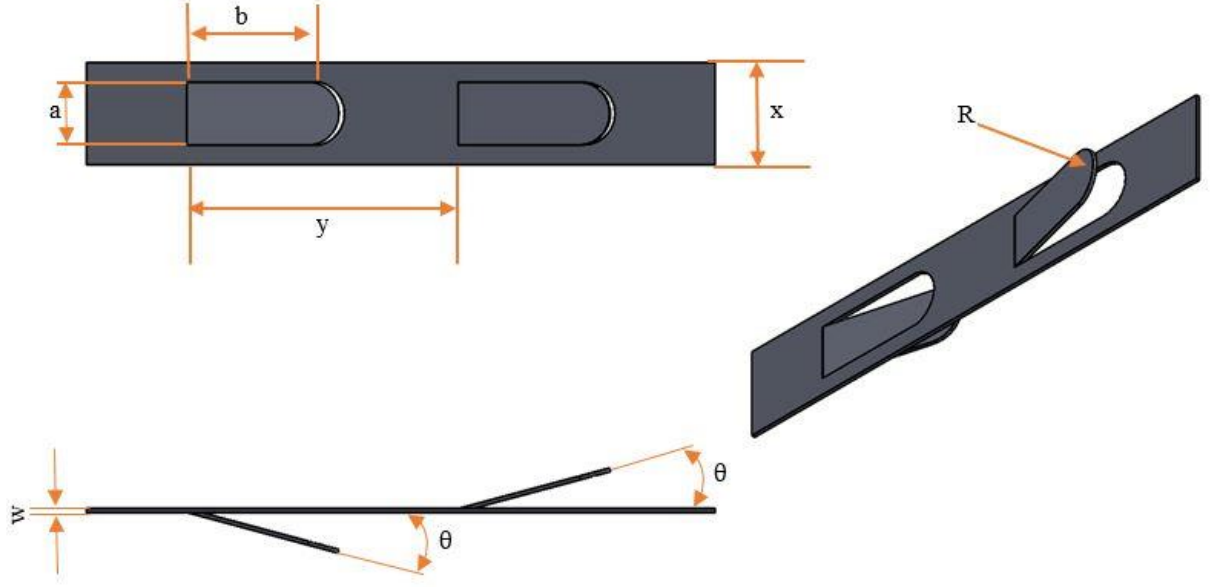
Şekil 4.12: Kontrol devresi



Şekil 4.13: Kontrol devresi

4.6.1 Eğimli kanat tipli vorteks üreteçlerinin geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri

Bu bölümde, deney düzeneğinde yer alan boru içerisine yerleştirilmesi amacıyla tasarlanan ve çalışmanın özgünlüğünü belirleyen Şekil 4.14 de geometrisi ve Tablo 4.1’de de özellikleri verilen eğimli kanat tipindeki türbülütörler yerleştirilerek belirli sınır şartları altında deneyler yapılmış ve açıklanmıştır.



Şekil 4.14 : Türbülötörün geometrik parametreleri

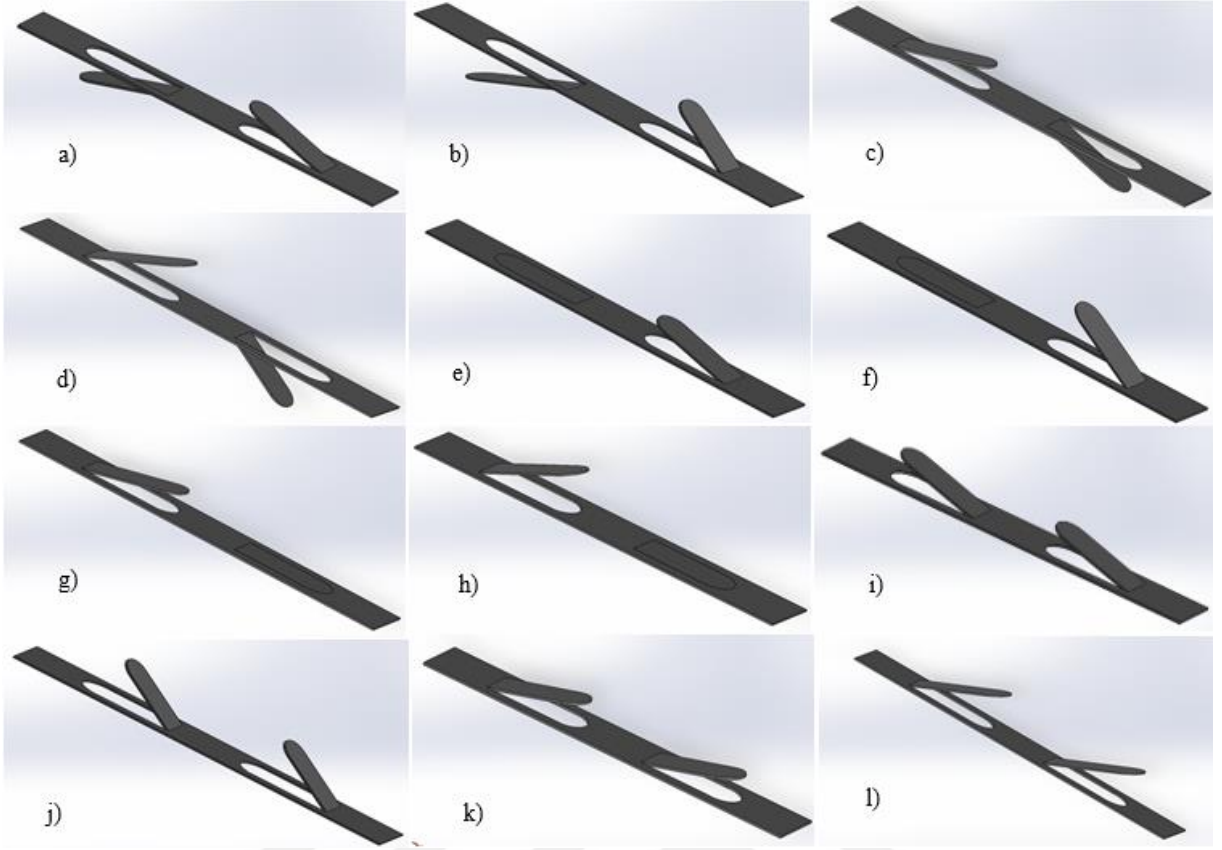
Tablo 4.1 : Türbülötörün geometrik parametreleri ve değerleri

Parametreler	Değer
Boru boyu (mm)	3000
Türbülötör test bölgesi (Test Bölmesi) (mm)	1500
Boru çapı, D (")	2
Oval çap, R (mm)	15
Kanat Açısı (θ)	15° ve 30°
İki kanat arası mesafe, y (mm)	130
Kanat genişliği, b (mm)	60
Lama kalınlığı, w (mm)	2
Lama eni, x (mm)	49
Kanat eni, a (mm)	30

Şekil 4.15'de belirtildiği gibi bu çalışmada, deneysel olarak incelenmek amacıyla farklı kanat açısı, kanat yönü, kanatların açık ve kapalı olma durumları baz alınarak 12 adet türbülötör tipi kullanılmıştır. Bu kapsamda üretilen ve kullanılan geometriler şu şekildedir:

- Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş 15° aşağı ve yukarı kanat açılı türbülötör (YA-15),
- Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş 30° aşağı ve yukarı kanat açılı türbülötör (YA-30),
- Akıma ters yönde yerleştirilmiş 15° aşağı ve yukarı kanat açılı türbülötör (T-YA-15),

- d. Akıma ters yönde yerleştirilmiş 30° aşağı ve yukarı kanat açılı türbülator(T-YA-30), yukarı aşağı yönlü 15° kanat açılı (T-YA-30),
- e. Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş 15° açıda bir kanat açık bir kanat kapalı tip türbülator (AK-15),
- f. Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş 30° açıda bir kanat açık bir kanat kapalı tip türbülator (AK-30),
- g. Akıma ters yönde yerleştirilmiş 15° açılı bir kanat açık bir kanat kapalı tip türbülator (T-AK-15),
- h. Akıma ters yönde yerleştirilmiş 30° açılı bir kanat açık bir kanat kapalı tip türbülator (T-AK-30),
- i. Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş ve 15° açıda yukarı yönlü kanatlı tip türbülator (AY-15),
- j. Akım ile aynı yönde yerleştirilmiş ve 30° açıda yukarı yönlü kanatlı tip türbülator (AY-30),
- k. Akıma ters şekilde yerleştirilmiş yukarı yönlü 15° açılı kanatlı tip türbülator (T-AY-15),
- l. Akıma ters şekilde yerleştirilmiş yukarı yönlü 30° açılı kanatlı tip türbülator (T-AY-30).



Şekil 4.15: 12 farklı geometride üretilen eğimli kanat tipli türbülötörler.

4.7 Tez Çalışmasında Kullanılan Ampirik Bağıntılar Denklemler

Bu bölümde daha önceki çalışmalarda ve bu çalışmada ısı transferi iyileştirmede kullanılan denklemler ve ampirik bağıntılar verilmiş ve açıklanmıştır.

4.7.1 Reynolds sayısı

Akışın rejimini belirlemek ve PEC ile bağlantı kurulmasını sağlamak amacıyla kullanılan Reynolds sayısı ifadesi denklem 3.6'da belirtildiği üzere şu şekildedir:

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{ort} \cdot D_{hidrolik}}{\mu} \quad (3.6)$$

ρ , akışkanın sıcaklığa bağlı yoğunluğunu ifade ederken, U_{ort} akışkanın boru içindeki ortalama akış hızını temsil etmektedir. $D_{hidrolik}$ ise sök-tak tipi harici elemanın yerleştirildiği düz borunun hidrolik çapını ifade etmektedir.

4.7.2 Sürtünme faktörü

Sürtünme faktörü (3.7) de verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot D}{\rho \cdot U_{ort}^2 \cdot L} \quad (3.7)$$

Burada, ΔP basınç düşümünü, ρ akışkanın yoğunluğunu ve L ise boru boyunu ifade etmektedir.

4.7.3 Nusselt sayısı

Nusselt sayısı, ısı taşınımının ısı iletimine oranını ifade etmekte olup (3.8) bağıntısı ile verilmektedir.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.8)$$

denklemdaki h , ısı taşınım katsayısını ifade ederken, k ise ısı iletim katsayısını belirtmektedir.

4.7.4 Prandtl sayısı

Viskoz yayının hızının ısı yayınıma oranına Prandtl sayısı denir ve 3.9 bağıntısı ile ifade edilir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (3.9)$$

ν , kinematik viskoziteyi temsil ederken α , ısı yayınıma hızını temsil etmektedir.

4.7.5 Performans Değerlendirme Kriteri (PEC)

Performans Değerlendirme Kriteri, sistemin hem termal hem de hidrolik (termo-hidrolik) olarak ısı transferine katkısını hesaplamada kullanılan en önemli parametredir. Belirtilen parametrenin 1 (bir) veya 1'den büyük bir değer vermesi sisteme yerleştirilen sök-tak tipi elemanın ısı transferini arttırdığının bir göstergesidir. Performans Değerlendirme Kriteri (PEC) denklem 3.10'da verilen bağıntı ile şöyle ifade edilmektedir:

$$PEC = \eta = \frac{h_a}{h_o} \Big|_{pp} = \frac{Nu_a}{Nu_o} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu_a}{Nu_o} \right) \left(\frac{f_a}{f_o} \right)^{-1/3} \quad (3.10)$$

Nu_a , boruya yerleştirilen sök-tak tipi türbülantör veya bükümlü bantın Nusselt sayısı, Nu_0 ise düz borunun sabit pompa gücündeki Nusselt sayısını temsil etmektedir. Aynı şekilde f_a ve f_o da sırasıyla sök-tak yerleştirilmiş ve yerleştirilmemiş olan borunun sürtünme katsayılarını belirtmektedir.

4.7.6 MAPE ve RMSE hesaplamaları

Hata Kareler Ortalamasının Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzde Hata (MAPE) [167] denklemleri 3.11 ve 3.12'de gösterilmiştir.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_i^n (X_{sayısal} - X_{deneysel})^2}{n}} \quad (3.11)$$

$$MAPE = \sum_i^n \frac{|X_{a,i} - X_{deneysel,i}|}{n} \times 100 \quad (3.12)$$

Burada $X_{a,i}$ ve $X_{deneysel,i}$ i'ninci dereceden Dittus-Boelter, Gnielinski, Blasius, Petukhov ve deneysel sonuçlarını gösterirken, n ise alınan sonuç adedini göstermektedir.

4.7.7 Petukhov, Blasius, Dittus-Boelter ve Gnielinski eşitlikleri

Boş boruda ve türbülantlı rejim durumunda sürtünme faktörü için Blasius [168] eşitliği

$$f = 0.3164Re^{-0.25} \quad (3.13)$$

ile verilirken aynı şartlardaki Petukhov [169] eşitliği ise

Türbülantlı rejimde sürtünme faktörü için kullanılan bağıntı [169] ise

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3.14)$$

denklemleri ile verilmiştir.

Bununla beraber, boş boruda ve türbülantlı rejim durumundaki Nusselt sayısı için Dittus-Boelter [170] eşitliği

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.15)$$

ile verilmiş olup aynı şartlardaki Gnielinski [171] sürtünme faktörü değeri [171]

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.16)$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır. Burada f sürtünme faktörünü temsil ederken Pr ise Prandtl sayısını ifade etmektedir.

4.8 Sıcaklığa Bağlı Olarak Değişen Akışkan Özelliklerinin Belirlenmesi

Bilindiği gibi akışkan özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterebilmektedir. Bu çalışmada kullanılan akışkanın bazı özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı ve termal iletkenlik) 3.17-3.20’de verilen bağıntılar yardımıyla yeniden hesaplanmıştır. Hem sayısal hem deneysel çalışmada kullanılan akışkan havadır. Elde edilen Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü gibi parametreler hesaplanırken yoğunluk, viskozite, özgül ısı ve termal iletkenlik gibi fiziksel parametreler daha önce yapılan çalışmada kullanılan bağıntılar [49] baz alınarak sıcaklığa bağlı olarak hesaplandı ve FLUENT programından alınan fiziksel parametreler polinomik olarak programa tanımlandı.

$$\rho = 5.274314 - 0.03205889T + 1.014443 \times 10^{-4}T^2 - 1.763213 \times 10^{-7}T^3 + 1.597239 \times 10^{-10}T^4 - 5.896955 \times 10^{-14}T^5 \quad (3.17)$$

$$c = 567.1317 + 5.42172T - 2.581261 \times 10^{-2}T^2 + 5.875834 \times 10^{-5}T^3 - 6.357366 \times 10^{-8}T^4 + 2.662107 \times 10^{-11}T^5 \quad (3.18)$$

$$k = 0.1122162 - 2.409008 \times 10^{-5}T + 4.689012 \times 10^{-7}T^2 - 1.048907 \times 10^{-9}T^3 + 1.088226 \times 10^{-12}T^4 - 4.401109 \times 10^{-16}T^5 \quad (3.19)$$

$$\mu = 9.8601 \times 10^{-7} + 9.080125 \times 10^{-8}T - 1.176356 \times 10^{-10}T^2 + 1.23497 \times 10^{-13}T^3 - 5.79713 \times 10^{-17}T^4 \quad (3.20)$$

4.9 Sınır Tabaka İnceleme Denklemleri-y+

Sayısal metotla yürütülen araştırmalarda sınır tabakanın verimli incelenebilmesi için y^+ hesaplamaları yapılmaktadır. Bu hesaplamaların temeli uygulanan ağ metodundaki ilk tabaka kalınlığının bulunmasını sağlamaktadır. Bu kapsamda yapılan hesaplamalar denklem 3.21-3.24’teki gibidir:

$$C_f = [2 \log_{10} Re - 0.65]^{-2.3} R \quad (3.21)$$

Denklem 3.16 Reynolds sayısının 10^9 'dan küçük olduğu durumlar için geçerlidir.

$$\tau_w = C_f \frac{1}{2} \rho (V)^2 \quad (3.22)$$

$$V_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.23)$$

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho V_*} \quad (3.24)$$

4.10 DeneYlerin Yapılışı

DeneYler, 0–50 Hz akış hızında çalışan bir frekans invertörü kullanılarak yapılmıştır. İntertör 2.5 Hz aralıklara bölünüp akış hızları oluşturulmuş ve Reynolds sayıları hesaplanmıştır. Yaklaşık olarak borunun 1.5 metrelik kısmı akımın gelişmesi için kullanılmıştır. Borunun 1.5 metrelik ikinci kısmına üretilen türbülatorler nizami bir şekilde yerleştirilmiştir. Akışın gelişimi sağlandıktan sonra kontrol devresine ısıtma komutu verilmiştir. Boru duvarına kelepçe tipi rezistanslar yerleştirilerek sabit ısı akısı uygulanmıştır. Rezistansları ısıtmak için kullanılan tüm varyaklar elektrik sayacına bağlanmış ve kararlı rejime gelmesi için belirli bir süre beklenmiştir. Her deney için tüketilen elektrik miktarının başlangıç ve bitiş arası fark alınıp ısı akısı yüzey alanına göre hesaplanmıştır. Testler ortalama bir saat sürmüştür.

4.11 Belirsizlik Analizi Hesaplamaları

Belirsizlik analizi hesaplamaları, deneysel sistemlerde test sonuçlarının alınan verilerdeki hata oranını belirlemek için kullanılan çok önemli bir yöntemdir. Burada başlıca ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız parametreler ise $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ olarak ifade edilir. Her bir değişken için hata oranları ise $s_1, s_2, s_3 \dots s_n$ ve R parametresinin hata oranı ise s_R olarak ifade edilir [172]. Bu parametre eşitlik 4.1 ve 4.2'de şu şekilde ifade edilmektedir:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.1)$$

$$s_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} s_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} s_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} s_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Ölçülen parametreler, birimleri ve maksimum hatasını gösteren veriler Tablo 4.2'de verilmiştir. Eşitlik 4.3, 4.4 ve 4.5 ise belirsizlik analizi yapılan parametrelerin hesaplanmasını göstermektedir.

Tablo 4.2: Ölçülen Parametrelerin Özellikleri

Ölçülen Parametre	Birim	Maksimum Hata
Sıcaklık	°C	±0.05°C
Hız	m/s	±0.2%
Elektrik Tüketimi	W/saat	±0.0578%
Basınç Düşümü	Pa	±0.2%
Akım	A	±0.1%
Voltaj	V	±0.1%

$$\frac{S_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{S_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{S_{Uort}}{U} \right)^2 + \left(\frac{S_\mu}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$

$$\frac{S_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{S_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{S_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.4)$$

$$\frac{S_f}{f} = \left[\left(\frac{S_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{S_{Uort}}{Uort} \right)^2 + \left(\frac{S_\rho}{\rho} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Kurulan deney düzeneğine göre hesaplanan belirsizlik analizi sonuçları Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için sırasıyla % 1.17, % 1.26 ve % 1.36 olarak elde edildi. Elde edilen bu sonuçlar ölçüm aletlerinin ve kontrol devresinin ideale ne kadar yakın olduğunun en önemli göstergelerindedir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Farklı tip türbülans oluşturuvcu elemanlar kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi için sayısal ve deneysel olarak incelenen elemanlar üç çeşit olup bu elemanlar şunlardır:

1. Üçgen kesitteki helisel tellerin tekli, ikili ve üçlü şekilde boru içerisine yerleştirilmesi durumunun sayısal analizi,
2. Kare kesitteki helisel tellerin kenar uzunluğu ve duvar-tel arası mesafesi baz alınarak mesafenin sayısal analizi,
3. Eğimli kanat tipindeki vorteks üreteçlerinin farklı kanat açılarında ve konumlarındaki ısı transferine etkisinin deneysel analizi

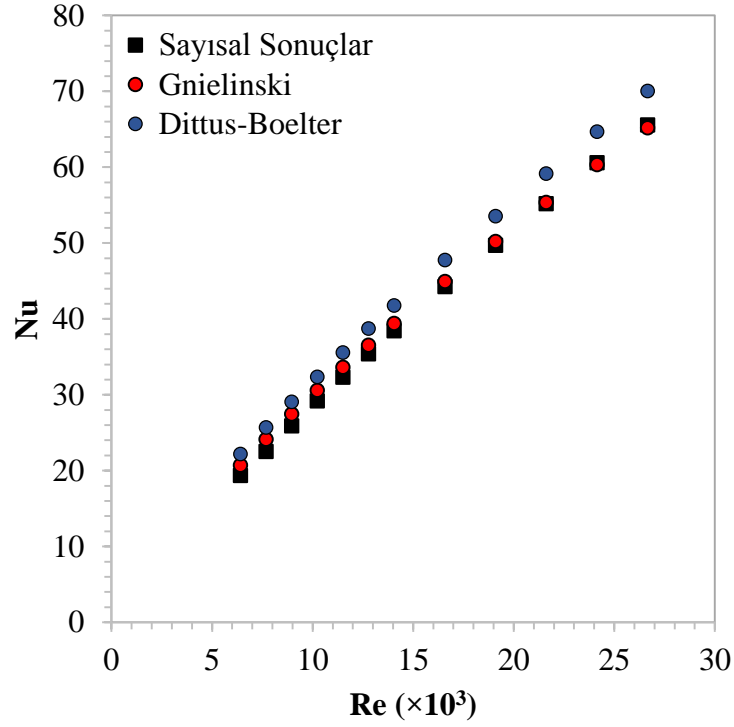
5.1 Üçgen Kesitli Helisel Telli Elemanların İncelenmesi

Bu bölümde eşkenar üçgen kesitteki tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin Hatve oranları ($p/D=1, 2$ ve 3), duvar-tel arası mesafeleri (1 ve 2 mm) ANSYS FLUENT programıyla sayısal sonuçları yer almaktadır. . Yapılan işlemlerin doğruluğunu belirlemek amacıyla önce hem sayısal hem de deneysel metot için boş boru analizleri yapıldı ve literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırıldı. Sayısal metotla yapılan analizler Şekil 3.1'deki akış şemasına bağlı olarak yürütüldü ve programa havanın fiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı tanıtıldı.

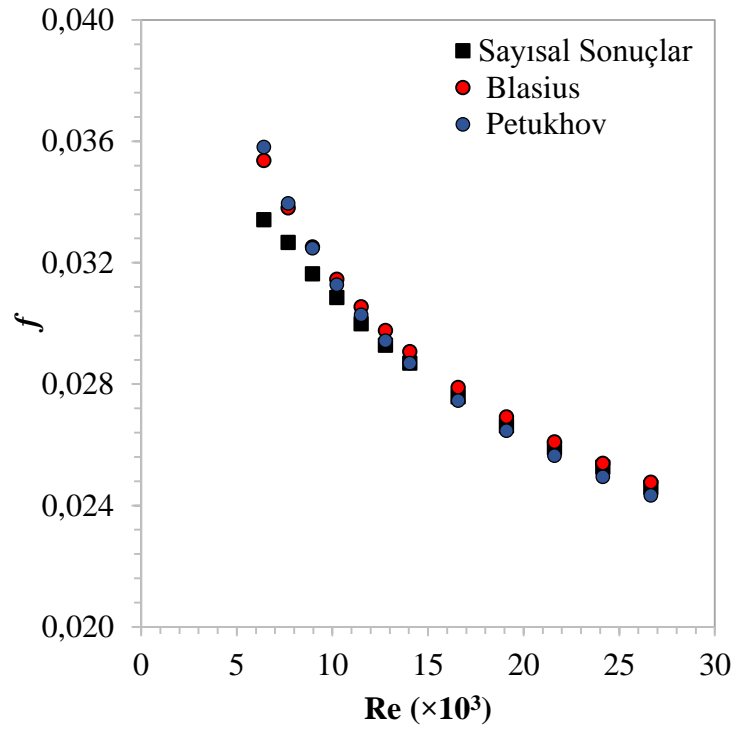
5.1.1 Boş boru sonuçları

Sayısal yöntemle elde edilen sonuçlar Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Dittus-Boelter gibi denklem ve ampirik bağıntılar ile bulunan sonuçlar ile kıyaslanıp doğruluk oranı veya sapma oranları belirlendi. Bu bağlamda Hata Kareler Ortalamasının Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzde Hata (MAPE) [167] miktarını belirleyen denklemler (3.11 ve 3.12) çalışmanın hata miktarını belirlemek için kullanıldı. Şekil 5.1 ve 5.2, HAD yoluyla elde edilen sonuçların Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Dittus-Boelter denklemlerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmasını göstermekte olup bu sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

- Sürtünme faktörü açısından değerlendirildiğinde, Petukhov ve Blasius için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla -1.02% , 8.02×10^{-5} ve -1.92% , 4.93×10^{-5} olarak elde edildi.
- Nusselt sayısı açısından değerlendirildiğinde, Gnielinski ve Dittus-Boelter için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla -3.05% , 0.12 ve -9.69% 1.35 olarak elde edildi.
- Sürtünme faktöründe görülen en yüksek sapma düşük Reynolds sayılarında görüldü fakat sapma miktarı artan Reynolds sayısı ile azaldı.
- Nusselt sayısı açısında değerlendirildiğinde HAD'dan elde edilen sonuçların Gnielinski denklemiyle bulunan sonuçlar ile uyumlu olduğu Şekil 5.1'den anlaşılmaktadır.



Şekil 5.1: Boş borunun Nusselt sayısı sonuçları ve kıyaslamaları.



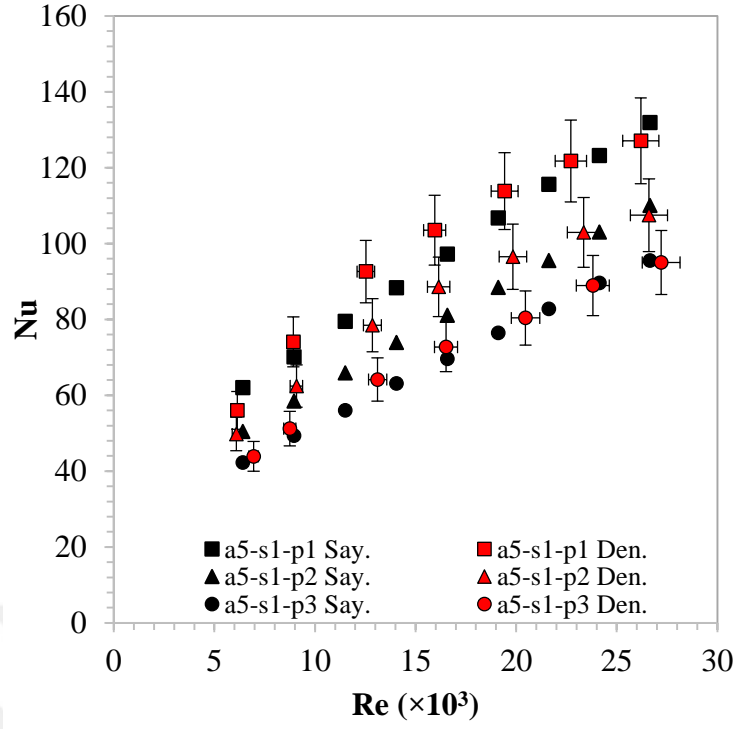
Şekil 5.2: Boş borunun sürtünme faktörü sonuçları ve kıyaslamaları.

5.2 Üçgen Kesitli Helisel Tel İncelemesi

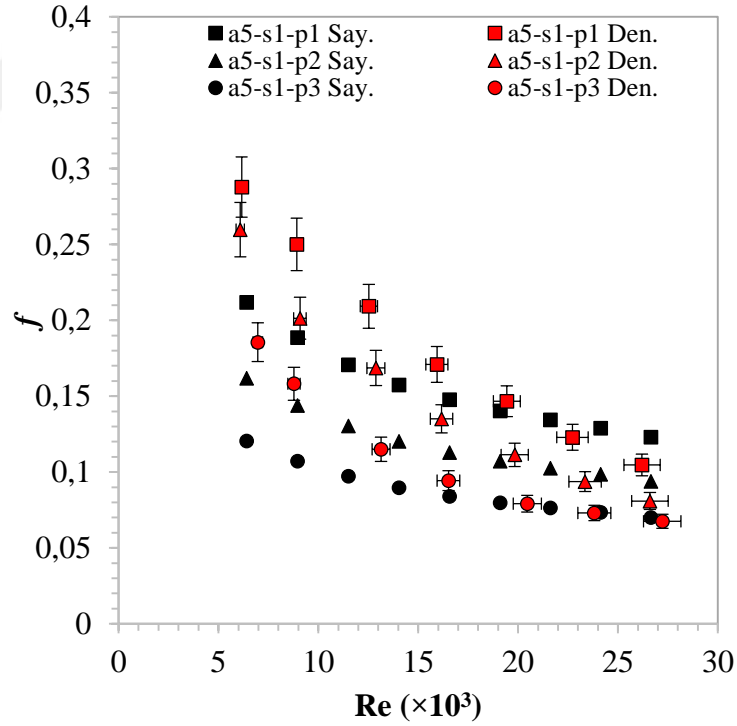
Bu bölümde tekli helisel tellerin ısı transfer iyileştirmeye etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda bölüm 3.2.1’de anlatılan geometri dikkate alınarak literatürde bulunan deneysel çalışma [47] doğrulama için kullanıldı.

5.2.1 Eşkenar üçgen kesitli tekli helisel telin doğrulama sonuçları

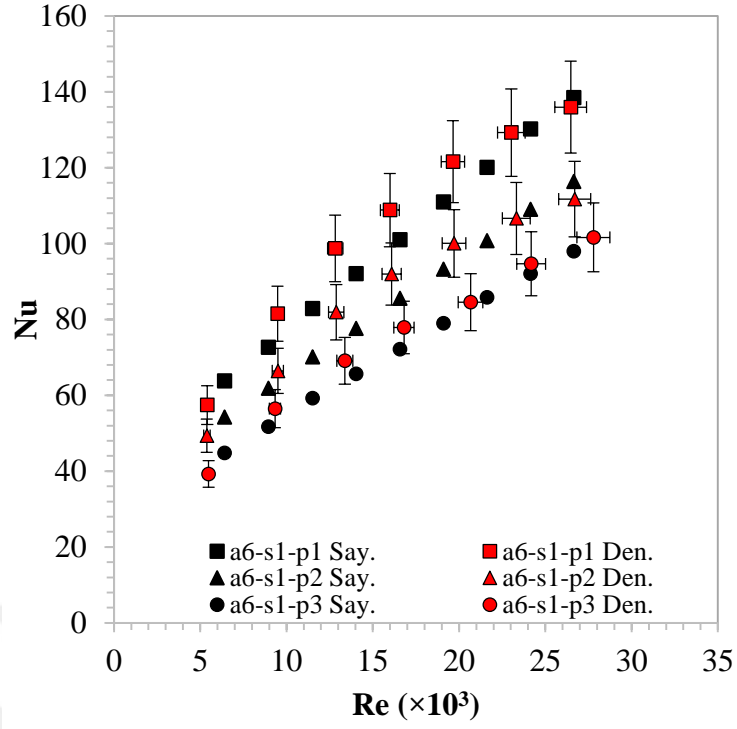
HAD yöntemiyle incelenen tekli helisel telin geometrik özellikleri, daha önce yapılan deneysel çalışma[47] baz alınarak modellenerek farklı hatve, hatve oranı ve kesit uzunluğu değerleri ($s=1$ mm ve 2 mm, $p/D=1, 2, 3$ ve $a=5, 6$ mm) için analizler yapılmıştır. Sonuçların güvenilirliğini sağlamak amacıyla bu çalışmada yapılan hesaplamalarda Hata Kareler Ortalamasının Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzde Hata (MAPE) yöntemleri dikkate alınmıştır. Şekil 5.3-5.8 tekli helisel telin doğrulama sonuçlarını göstermektedir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için MAPE ve RMSE’ nin sayısal sonuçları sırasıyla, -2.48%, 0.6305 ve -19.38%, 0.009 olarak elde edildi. Bu sonuçlar gösteriyor ki deneysel çalışma ile kıyaslanan HAD sonuçlarının oldukça iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Oluşan bazı hata noktalarının ise k- ϵ türbülans modellemesinin giriş etkisinden kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.



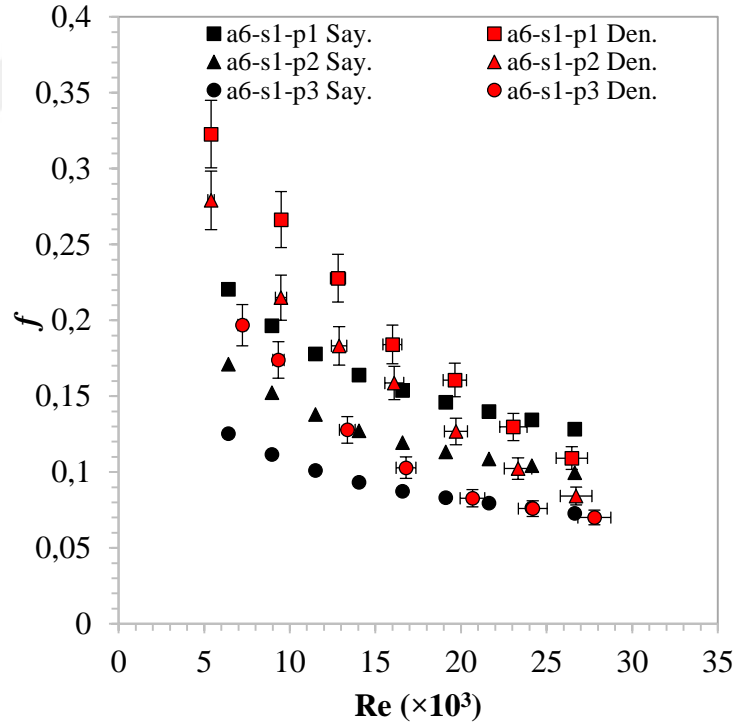
Şekil 5.3: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları



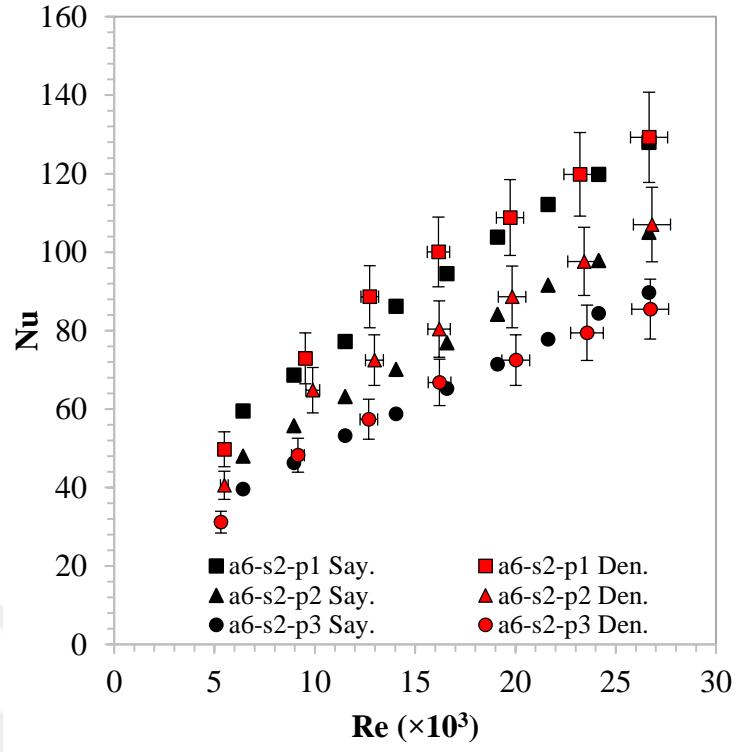
Şekil 5.4: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları



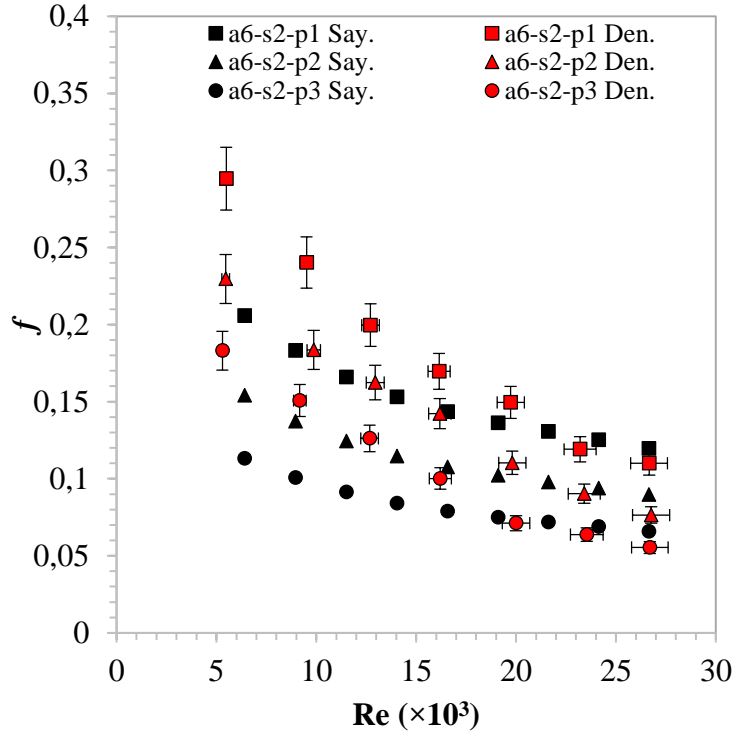
Şekil 5.5: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları



Şekil 5.6: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları



Şekil 5.7: Tekli helisel telin Nusselt sayısı için doğrulama sonuçları

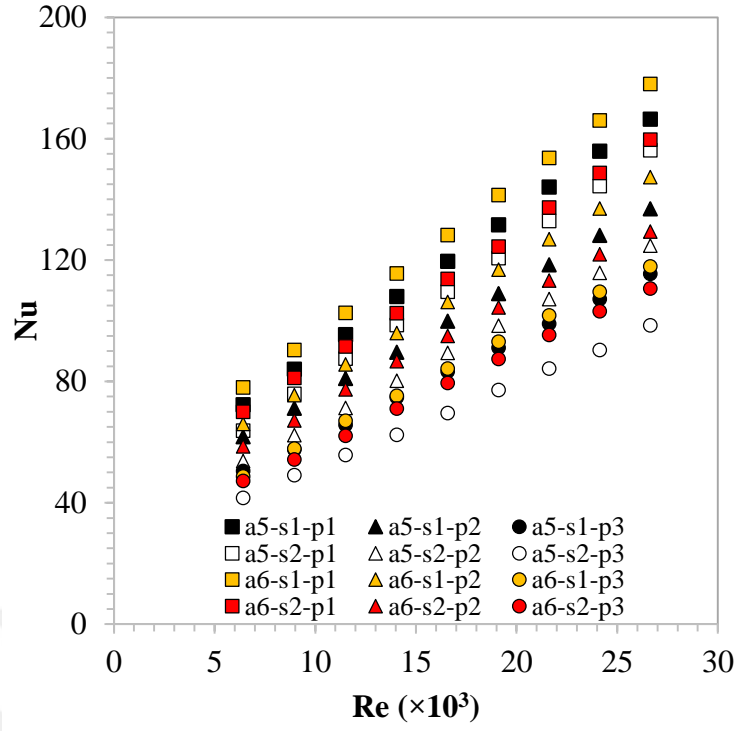


Şekil 5.8: Tekli helisel telin sürtünme faktörü için doğrulama sonuçları

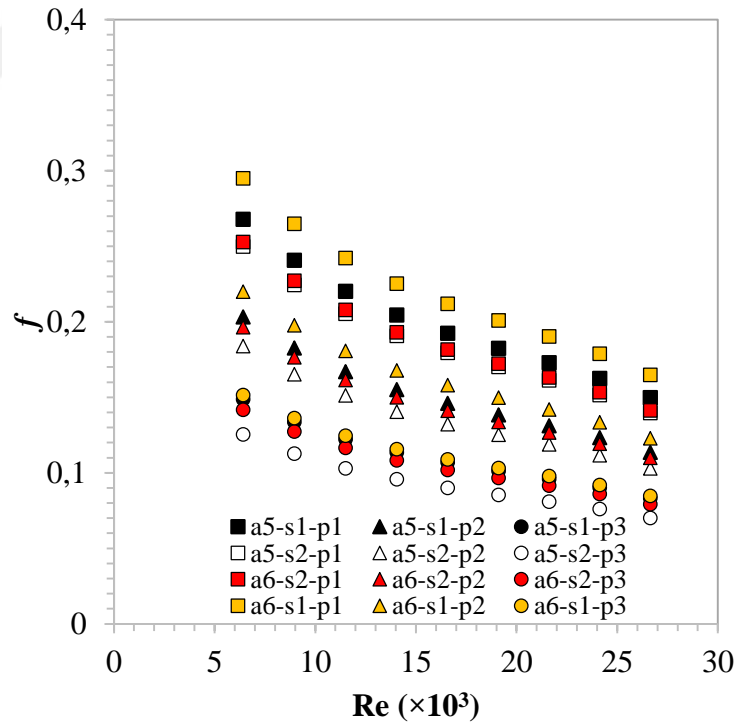
5.2.2 Tekli üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları

Şekil 5.9, 5.10, 5.11 parametrik olarak incelenen eşkenar üçgen kesitli tekli helisel telin sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve PEC değeri için sayısal sonuçların Reynolds sayısına bağlı değişimini göstermektedir. 6406 ile 26,644 arasında değişen Reynolds sayılarında yapılan çalışmada elde edilen sayısal sonuçlara göre;

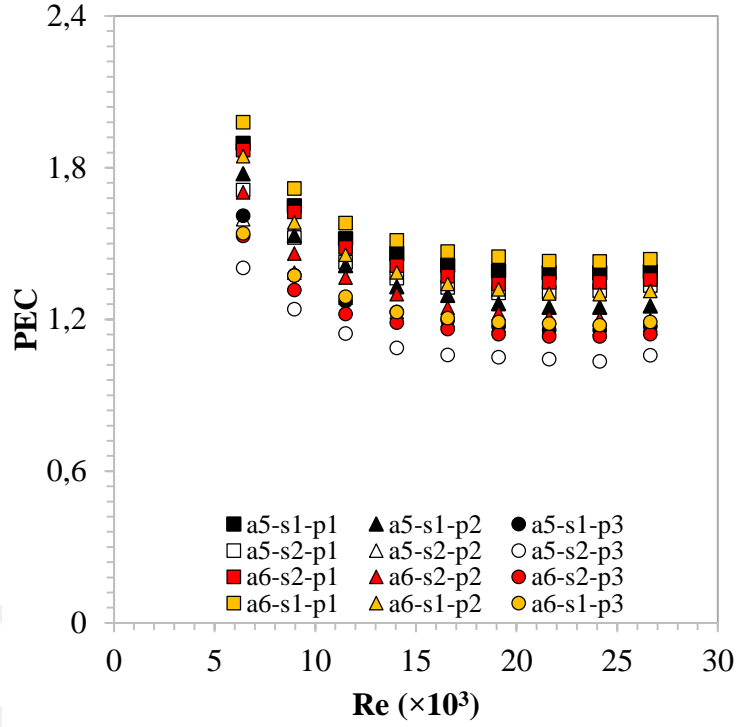
- Duvar ile tel arasındaki mesafenin azalmasının ve kenar uzunluğunun artmasının sürtünmeyi negatif yönde etkilediği görülürken Nusselt sayısında ise tam tersi yani olumlu yönde (artırma etkisi yüksek şekilde) etkilediği gözlenmiştir.
- En yüksek Nu, f ve PEC değerleri $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu durumda elde edilirken en düşük Nu, f ve PEC sonuçları ise $a=5$ mm, $s=2$ mm ve $p/D=3$ olduğu durumda elde edilmiştir.
- Reynolds sayısı arttıkça bütün durumlarda Nusselt sayısının arttığı ancak sürtünme faktörü ve PEC değerinin azaldığı gözlenmiştir.
- Bir diğer sonuç ise azalan hatve oranı (p/D) ile sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı artmıştır.
- Kesit kenar uzunluğu(a), 5 mm olan ve $a5$ ile gösterilen, boru cidarı ile helisel tel arası mesafe(s) 2mm olan ve $s2$ ile gösterilen, hatve oranı(p/D), 3 olan ve $p3$ ile gösterilen iki farklı durum ($a5-s2-p3$ ve $a6-s2-p3$) dışındaki bütün sonuçların PEC değerinin 1'den büyük olduğu sonucuna ulaşıldı. Böylece, sistemde kullanılan helisel telin tekli kullanımında bile PEC değerinin artmasında etkili olduğu belirlenmiş oldu.
- En yüksek PEC değeri $Re=6406.55$, $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ ($a6-s1-p1$) için 1.783 olarak elde edildi



Şekil 5.9: Tekli helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları



Şekil 5.10: Tekli helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları



Şekil 5.11: Tekli helisel telin PEC için parametrik sonuçları

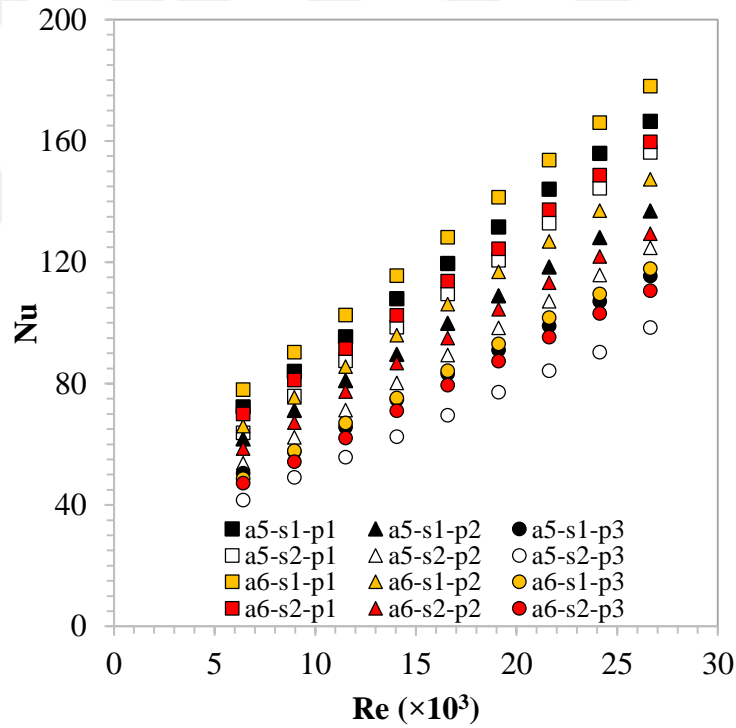
5.2.3 İkili üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları

Eşkenar üçgen kesitli ikili helisel tellerin boru içine yerleştirilmesi ile Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC için elde edilen sayısal sonuçları Şekil 5.12, 5.13 ve 5.14'da verilmiştir. Sağlıklı kıyas yapabilmek için çalışmanın Reynolds sayısı tekli helisel telde olduğu gibi 6406.455 ile 26,643.55 aralığı dikkate alınmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlara göre;

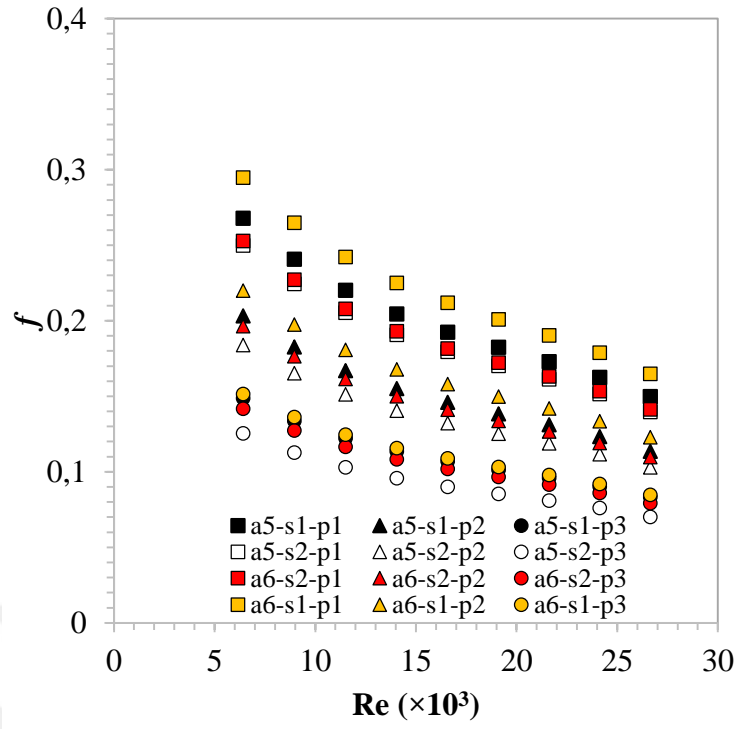
- Helisel tel ile boru cidarı arası mesafenin azalması sürtünme faktörünü ve Nusselt sayısını artırmıştır.
- En yüksek Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerleri $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu durumda elde edilirken en düşük Nu , f ve PEC değerleri ise $a=5$ mm, $s=2$ mm ve $p/D=3$ olduğu durumda elde edildi.
- İkili eşkenar üçgen kesitteki helisel tellerin bütün geometrik parametreleri için PEC aralığı belirtilen parametrelerin özelliklerine bağlı olarak en düşük olduğu durum için ($a=5$ mm, $s=2$ mm ve $p/D=3$) 1.06-1.40 arasında elde edildi. En üst durumda ki ($a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$) PEC değerleri ise 1.44-1.98 arasında elde edilmiştir. Sınırlayıcı olarak en düşük durum Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün elde

edilen bütün sonuçların içinde en düşük olduğu durumu ifade ederken en üst ise diğer parametrelere göre en yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

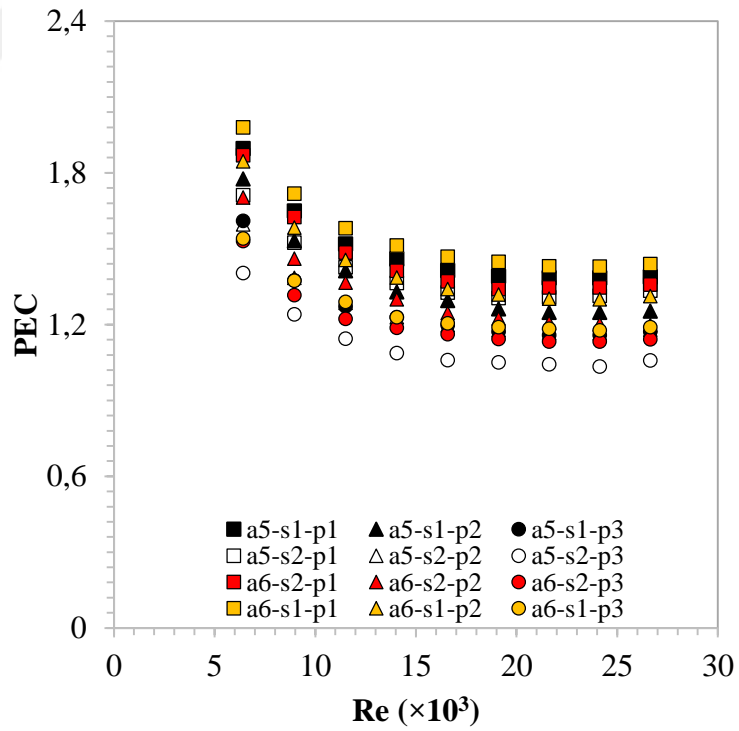
- Reynolds sayısına bağlı olarak boş boruya göre sürtünme faktörü artış oranı (f_a/f_o) üst (a6-s1-p1) ve alt sınırlar (a5-s2-p3) için sırasıyla 6.70–8.75 ve 2.85–3.72 arasında elde edildi.
- Reynolds sayısına bağlı olarak boş boruya göre Nusselt sayısı artış oranı (Nu_a/Nu_o) en yüksek (a6-s1-p1) ve en düşük sınırlar (a5-s2-p3) için sırasıyla 2.71-4.08 ve 1.5-2.18 arasındadır.
- Sisteme yerleştirilen ikili helisel tellerin PEC değeri tekli helisel telin PEC değerinin yaklaşık 1.1 katı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu da buru içerisine yerleştirilen helisel tel sayısı artırımının ısı transferini iyileştirmede önemli katkısı olduğunu göstermektedir. Bu durum, girdap oluşumunun artmasının ve dolayısıyla da türbülans yoğunluğunun artmasına neden olduğu şeklinde açıklanabilir.



Şekil 5.12: İkili helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları



Şekil 5.13: İkili helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları

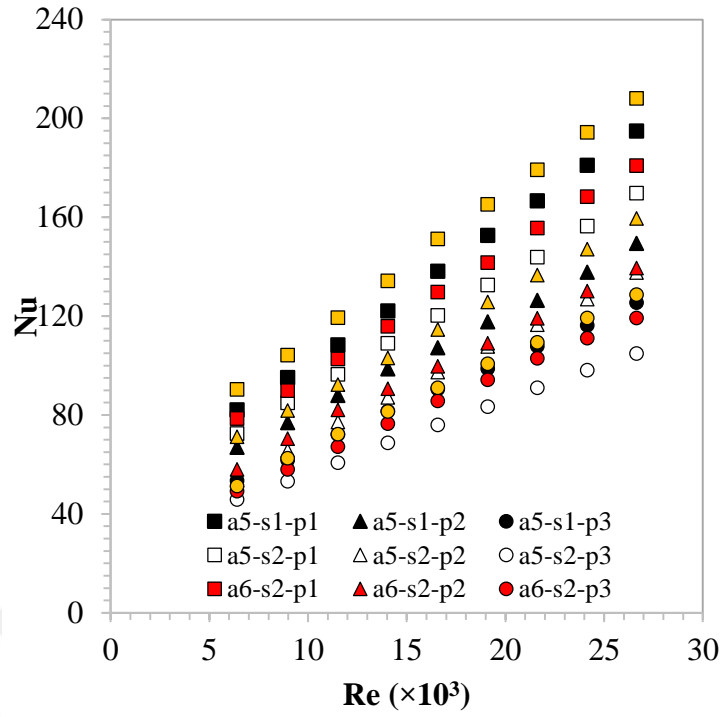


Şekil 5.14: İkili helisel telin PEC için parametrik sonuçları

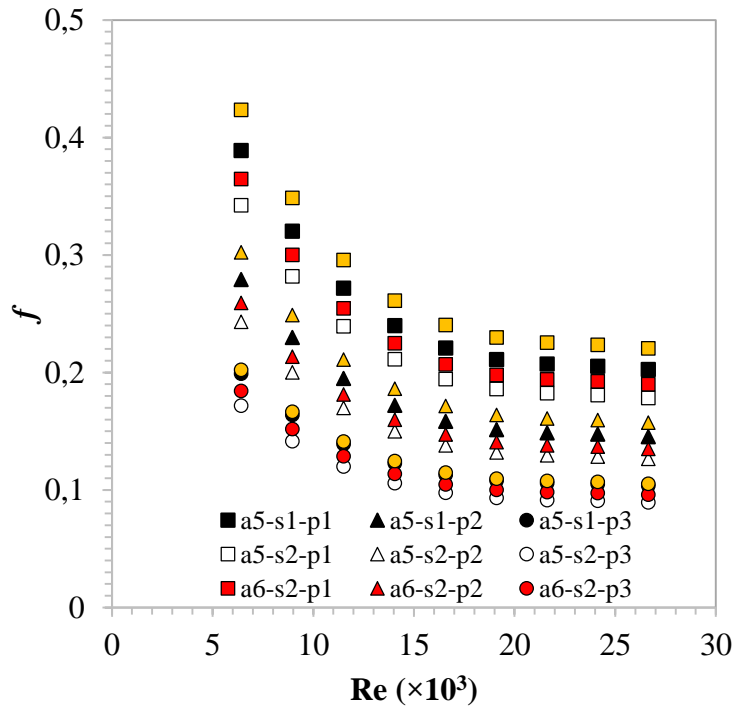
5.2.4 Üçlü üçgen kesitli helisel telin parametrik sonuçları

Boru içerisine eşkenar üçgen kesitte ikili helisel tel yerleştirmenin Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerlerine yaptığı etki ile ilgili sayısal sonuçlar Şekil 5.15, 5.16 ve 5.17’de verilmiştir. Üçlü helisel tel ile ilgili çalışmada da incelenen parametreler daha önceki parametreler(tekli ve ikili helisel teller) ile aynı olup çalışmanın Reynolds sayısı aralığı tekli ve ikili helisel tellerde olduğu gibi 6406.455 - 26,643.55 olarak seçilmiş ve elde edilen sayısal sonuçlara göre;

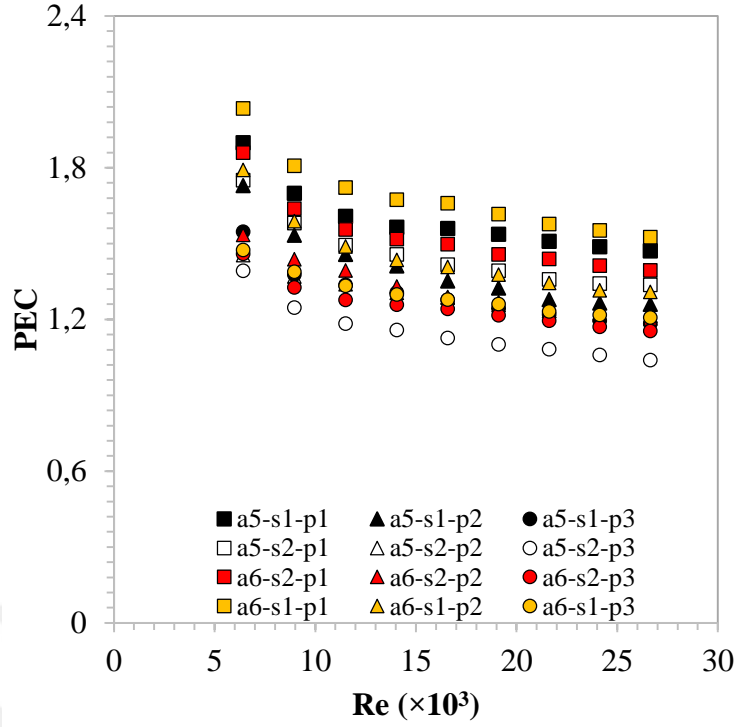
- Üçlü helisel telin Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC sonuçları hem tekli üçgen kesitteki tellerden hem de ikili kesitteki helisel tellerden yüksek bulunmuştur.
- Boru duvarı ile tel arasındaki mesafe azaldıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artmıştır.
- Üçgen kesitli helisel tel kenar uzunluğunun artması sürtünme faktörünü ve Nusselt sayısını artırdığı sonucuna varılmıştır.
- Üçlü helisel tel kullanımında parametreler açısından dikkate alındığında en düşük durumdaki ($a=5$ mm, $s=2$ mm, $p/D=3$ mm) PEC değerleri aralığı 1.04-1.39’dir. Ayrıca, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün en yüksek çıktığı değerler için ($a=6$ mm, $s=1$ mm, $p/D=1$ mm) PEC değeri 1.53-2.03 arasında değişmektedir.
- Reynolds sayısının 6406.55 değerinde en yüksek PEC değeri $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu durumda 2.033 olarak elde edildi.
- Üçlü helisel telde elde edilen maksimum PEC değeri tekli helisel telin maksimum PEC değeri ile kıyaslandığında 1.14 kat artış görüldü. Bu değer tekli ve ikili helisel tellere geçerken meydana gelen artış oranından daha düşük olduğu kanaatine varılmıştır. Bu bağlamda, boru içerisine yerleştirilen helisel tel sayısının performansı belirli bir noktaya kadar artırdığı ancak bu noktadan sonra fazla etkili olmadığı sonucuna varıldı.



Şekil 5.15: Üçlü helisel telin Nusselt sayısının parametrik sonuçları



Şekil 5.16: Üçlü helisel telin sürtünme faktörünün parametrik sonuçları



Şekil 5.17: Üçlü helisel telin PEC için parametrik sonuçları

5.2.5 Eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin termo-hidrolik performans kıyaslaması

Eşkenar üçgen kesitteki helisel tellerin ısı transfer iyileştirmesine etkisi sayısal olarak incelenmiş ve elde edilen PEC sonuçlarının literatür ile olan karşılaştırılması Tablo 5.1’de verilmiştir. Tablodan da belirtildiği gibi ikili ve üçlü helisel tellerin aynı değerleri ($a=6$ mm, $p/D=1$ ve $s=1$ mm) ve aynı Reynolds sayıları için literatürde yer alan PEC değerlerinden genelde daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. Her ne kadar literatürdeki bazı çalışmalar [46] daha iyi PEC değerine sahip ise de çalışmalar bir bütün olarak ele alındığında ikili ve üçlü helisel tellerin termo-hidrolik performansının öne çıktığı bariz bir şekilde görülmektedir. İkili ve üçlü helisel tellerin benzer geometrideki türbülötörlerden daha yüksek PEC sonucu vermesinin iki sebebi olabilir: birinci sebep, deneysel çalışmalarda olduğu gibi sayısal çalışmalarda da tersinmezliklerin ve belirsizliklerin minimum düzeye indirilmiş olması, ikinci sebep ise, keskin kenara sahip tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin ısı transferini, akış direncine oranla daha fazla artırması ve daha iyi PEC değerlerinin oluşması olarak değerlendirilebilir.

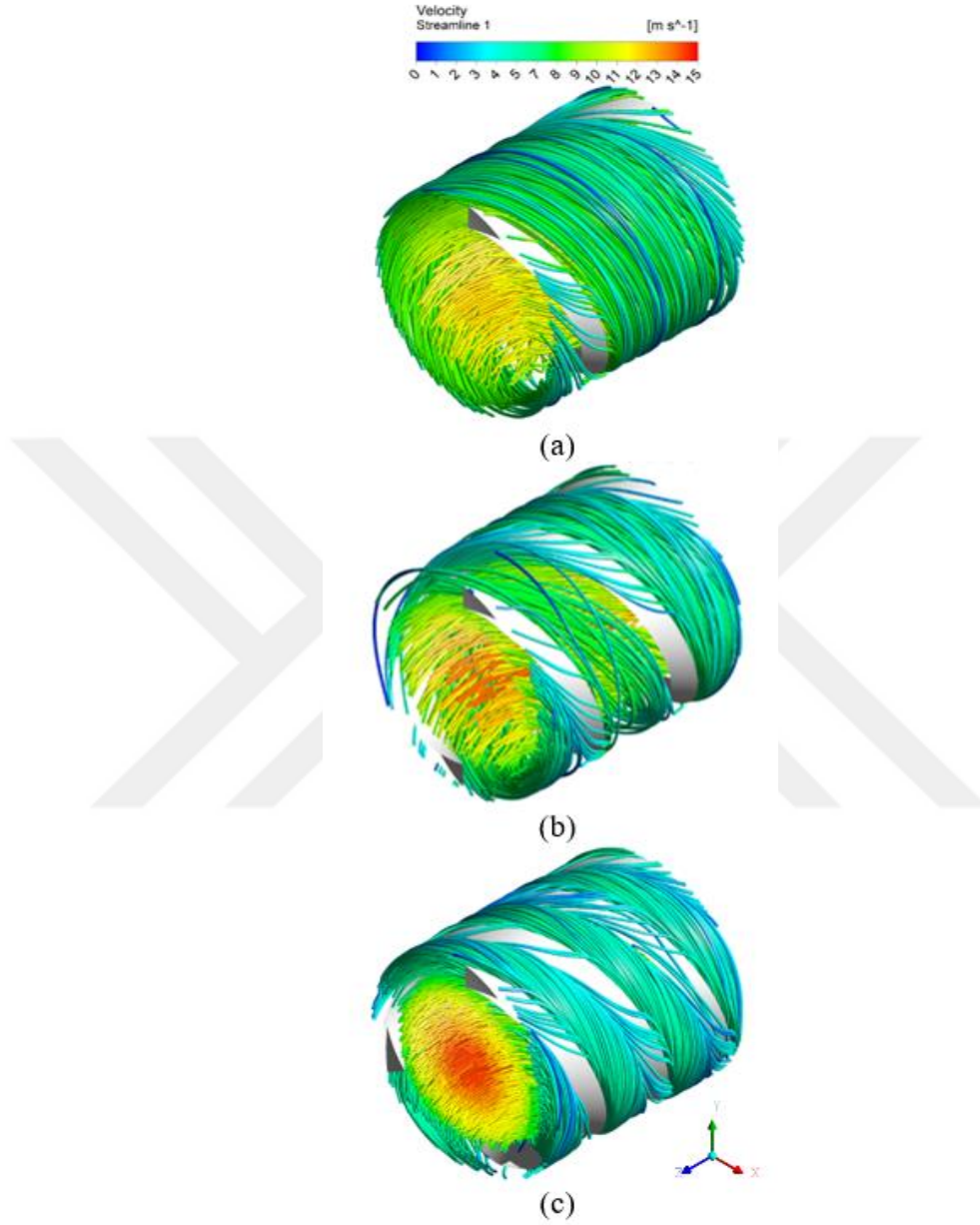
Tablo 5.1: Termo-Hidrolik Performans Kıyaslaması

Ref.	Akışkan	Geometri Şekli	Reynolds sayısı	PEC
Sayısal çalışma	Hava	Üçlü helisel tel	6,406–26,647	2.03–1.53
Sayısal çalışma	Hava	İkili helisel tel	6,406–26,647	1.97–1.43
[46]	Hava	Eşkenar üçgen kesitli HT	3,429–26,540	1.82–1.36
[43]	Hava	Eşkenar üçgen kesitli HT	4,105–24,900	1.50–1.24
[15]	–	İkili dairesel kesitli HT	6,000–31,000	1.49–1.25
[173]	Hava	Dişli HT	5,114–14,752	1.41–1.28
[174]	Hava	Nervürlü ve oluklu HT	10,000–40,000	1.30–1.20
[175]	Hava	Kare kesitli HT	5,000–25,000	1.28–1.05
[11]	Hava	Düzenli aralıkta yerleştirilmiş HT	4,000–25,000	1.26–1.01
[20]	Hava	Düzenli aralıklı sapma ile donatılmış çapraz oluklu borudaki HT	6,500–16,400	1.07–1.13
[26]	Hava	İkili HT yerleştirilmiş çapraz oluklu boru	6,500–16,200	1.04–1.09

5.2.6 Üçgen kesitli helisel tellerin termal ve akış karakteristiğinin incelenmesi ve görüntülenmesi

Şekil 5.18, XYZ düzleminde yerleştirilmiş olan helisel tellerin boru boyunca akışını özetleyen akım çizgilerini göstermektedir. Şekilden de açıkça görüldüğü üzere yerleştirilen eşkenar üçgen kesitindeki helisel tellerin boru cidarına yakın yerlerde radyal akışı etkileyip girdap oluşumunu meydana getirdiği anlaşılmaktadır. Şekillerden de anlaşılacağı gibi oluşan sarmal yollar sayesinde boş boruya kıyasla helisel tel yerleştirilmiş boruda akımda kalma süresi artmıştır. İkili ve üçlü helisel tellerin girdap yoğunluğunun tekli olarak boru içerisine yerleştirilen helisel telin yoğunluğundan daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Boru içerisine

yerleştirilen türbülötörler, akım karışımını etkilediği için bir yandan sıcaklığın artmasına sebep olurken diğer yandan ısı transfer katsayısının artışında da önemli rol oynamaktadır. Bu sayede borudan çıkan akışkanın sıcaklığının artması sağlanmış olmaktadır.

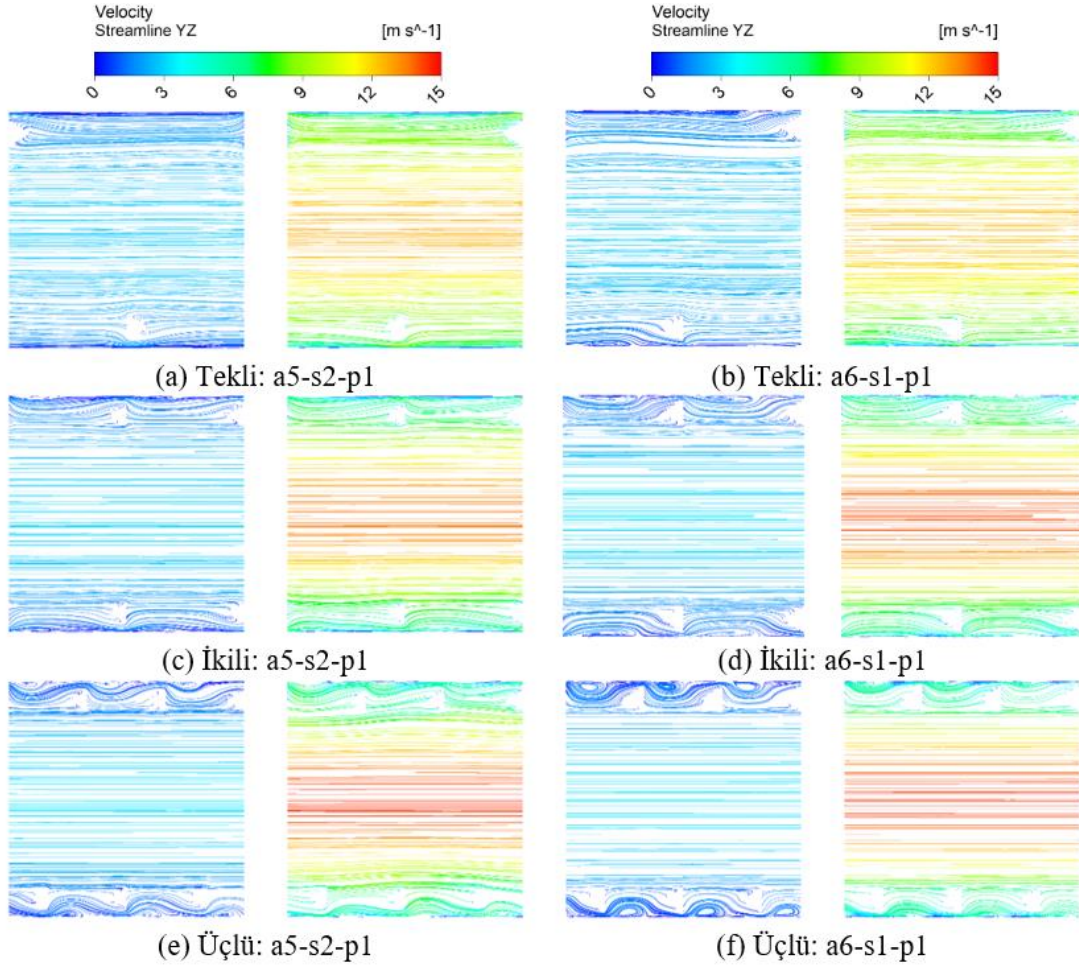


Şekil 5.18: Helisel tellerin boru boyunca akışını özetleyen akış çizgileri

Şekil 5.19; tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarındaki durumları için YZ düzlemindeki akış çizgilerini göstermektedir. Hem boru cidarı ile helisel tel arası mesafeyi hem de kenar uzunluğunun etkilerini birlikte gözlemleyebilmek için aşağıda verilen iki farklı durum incelenmiştir:

- 1) $a=5$ mm, $s=2$ mm ve $p/D=1$,
- 2) $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$.

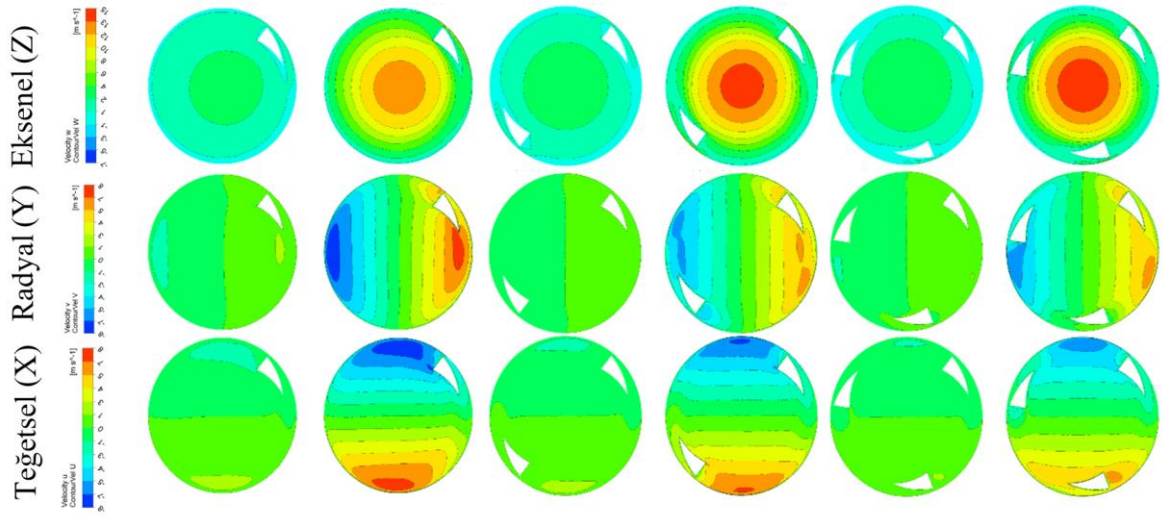
Şekil 5.19’da görüleceği gibi helisel tellerin boru içerisinde akışı tıkaması akışkanı asimetrik olarak bölüp duvarın maruz kaldığı güçlü bir kesme kuvveti ile yeniden bağlanma durumu ortaya çıkmıştır. Bu durumda helisel telin yakınında daha büyük bir teğetsel hız yani 3 boyutlu girdaplar oluşturmuş dolayısıyla ikincil akış meydana gelmiştir. Girdaplar artan helisel telin sayısı ile artmış ve özellikle düşük Re için ikincil akış daha büyük olmuştur. Ayrıca helisel tel artırmak, iz bölgesinin uzunluğunu kısaltmakta ancak genişliğini artırmaktadır



Şekil 5.19 : YZ düzleminde tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarındaki akış çizgileri

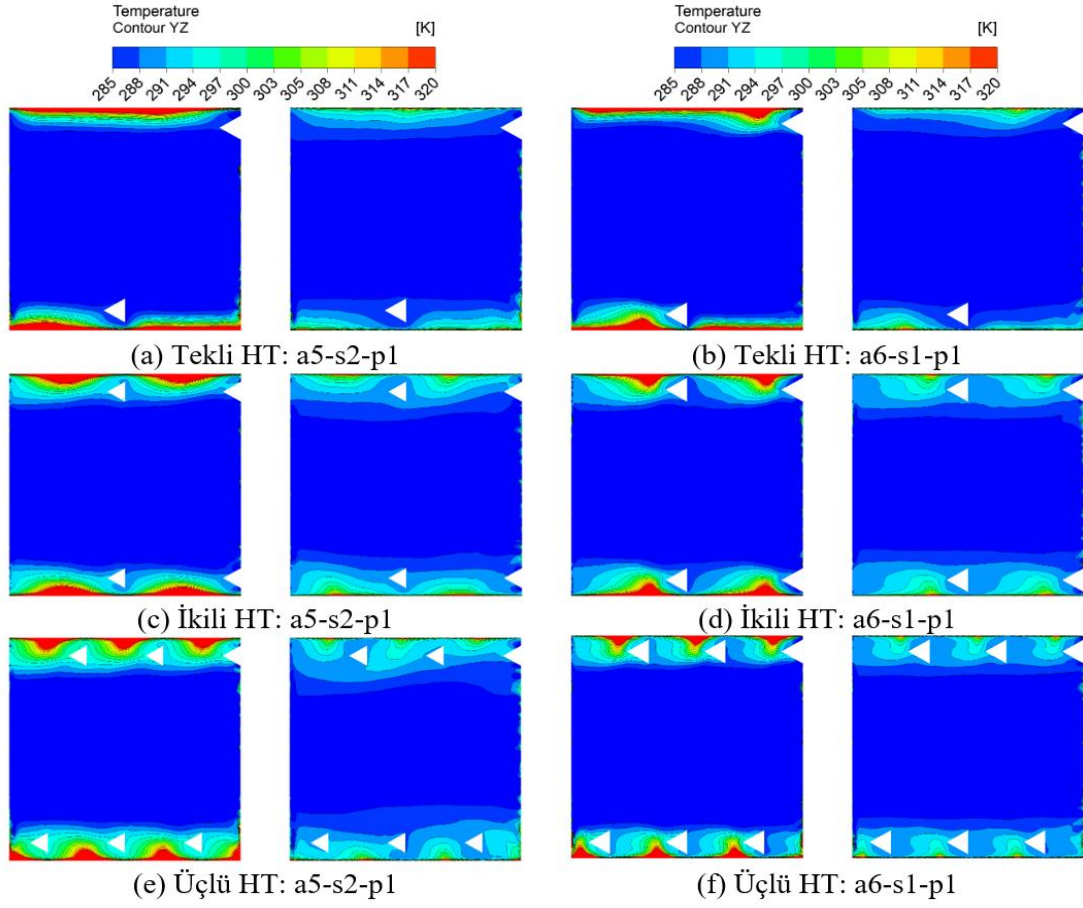
Şekil 5.20, $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu helisel telin hız bileşenlerini göstermektedir. Bu şekil ısı transferi mekanizmasının açıklaması bakımından büyük önem teşkil etmektedir. Şekilden de görüleceği gibi düşük açıklık ve yüksek kenar uzunluğu ile tıkanıklığın artması helisel telin dış tabakası ile duvar kenarı bölgesi arasında gözle görülür bir etkileşim vardır. Açıkçası bu momentum değişimini iyileştirmiştir ve teğet yönde dönme hareketinin bir sonucu olarak boru duvarındaki termal sınır tabakasını bozmuştur. Düşük Reynolds sayısı

için teğet ve radyal yönlerde önemli bir hız değişiminin olmadığı, ancak dönme hareketinin kaybolması nedeniyle aksel hızın nispeten yüksek olduğu açıktır. Özellikle, yüksek Re için boru duvarı civarında teğet ve radyal yönlerde nispeten daha yüksek hız büyüklüklerine ve çekirdek bölgesinde yüksek aksel hıza sahip olmasına yol açmıştır. Üçlü helisel telde, teğet ve radyal hız büyüklüğü helisel telin duvara yakın kısmında ikili ve üçlüye göre daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır. Üçlü helisel tel kullanımı ile sınır tabaka kalınlığının daha fazla azaldığı ve soğutma akışkanı ile ısıtılan yüzey arasında taşınım ile ısı transferini desteklediği sonucuna varılabilir.

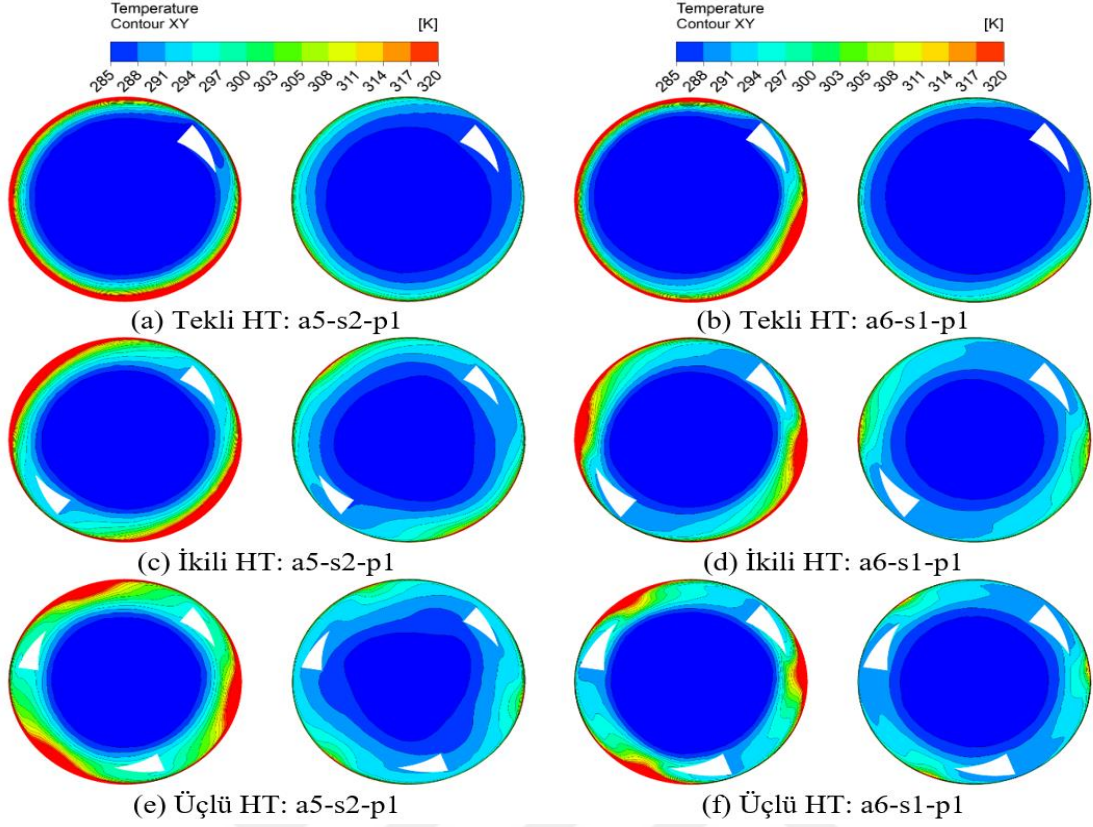


Şekil 5.20: $a=6$ mm, $s=1$ mm ve $p/D=1$ olduğu helisel telin hız bileşenleri

Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için enine ve aksel düzlemlerdeki sıcaklık konturları Şekil 5.21 ve 5.22’de verilmiştir. Düşük Reynolds sayısında, yüksek Re ’deki akışa kıyasla Radyal yönde daha yüksek bir sıcaklık gradyanı oluşmuştur. Helisel tel sayısının artırılmasının düşük Reynolds sayısında bile yoğun girdap hareketi nedeniyle sıcaklık gradyanının azalması üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Artan akış hızı ile boş borunun duvarından daha fazla ısı emme eğilimi meydana gelmiş fakat helisel tel ekleri ile birlikte akış süresi uzadığından daha yüksek bir absorpsiyon sağlanmıştır. Helisel tele çarpan akış türbülanslı kinetik enerjiyi artırmış ve sıcaklık gradyanını önemli ölçüde azaltmıştır. Bu da konvektif etkileşimleri daha verimli hale getirmiştir. Kenar uzunluğunun artması ve duvar-tel arası boşluğun azalması ve daha fazla helisel tel eklemek, dalgalanma genliğini artırmış, bu durum da daha düzgün sıcaklık dağılımı sağlamıştır.



Şekil 5.21: Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için enine düzlemlerdeki sıcaklık konturları



Şekil 5.22: Tekli, ikili ve üçlü helisel tellerin en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için aksenal düzlemlerdeki sıcaklık konturları

5.2.7 Termo-hidrolik özellik hesabı için üretilen korelasyonlar

Bu kısımda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için elde edilen sayısal sonuçlardan üretilen korelasyon denklemlerinin anlatılması hedeflenmektedir. Bu denklemleri üretebilmek için “Mathematica v12” programı kullanılmıştır. Programın içerisinde korelasyon üretebilmek için birçok regresyon yöntemi mevcut olmasına rağmen elde edilen sayısal sonuçlara en uygun yöntem “lineer olmayan regresyon yöntemidir”. Geometri kısmında da incelenen parametreleri tanımlamak için kullanılanlar: kenar uzunluğu (a), duvar-tel arası mesafe (s), tel sayısı (tekli, ikili, üçlü) ise n ve hatve oranı (p/D) ile ifade edilmektedir. Çalışma boyunca toplamda 324 farklı veri alındı. Bütün veriler aşağıda verilen denklemlerle kıyaslandığında Nusselt sayısı için $\pm 20.00\%$, sürtünme faktörü için $\pm 16.04\%$ sapma gözlemlenmiş olup her iki değer de kabul edilebilir sınırlar arasında yer almaktadır. Elde edilen sonuçlar yardımıyla üretilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü denklemleri, eşitlik 5.1-5.2’de verilmiştir.

$$Nu = 6.054444Re^{-0.438921}a^{0.349043}s^{-0.173264}p^{-0.54463}n^{0.41436} \quad (5.1)$$

$$f = 0.157885Re^{0.614564}a^{0.315812}s^{-0.160569}p^{-0.358737}n^{0.277321} \quad (5.2)$$

5.3 Kare Kesitli Helisel Telli Elemanların Isı Transferi İyileştirmesine Etkisi

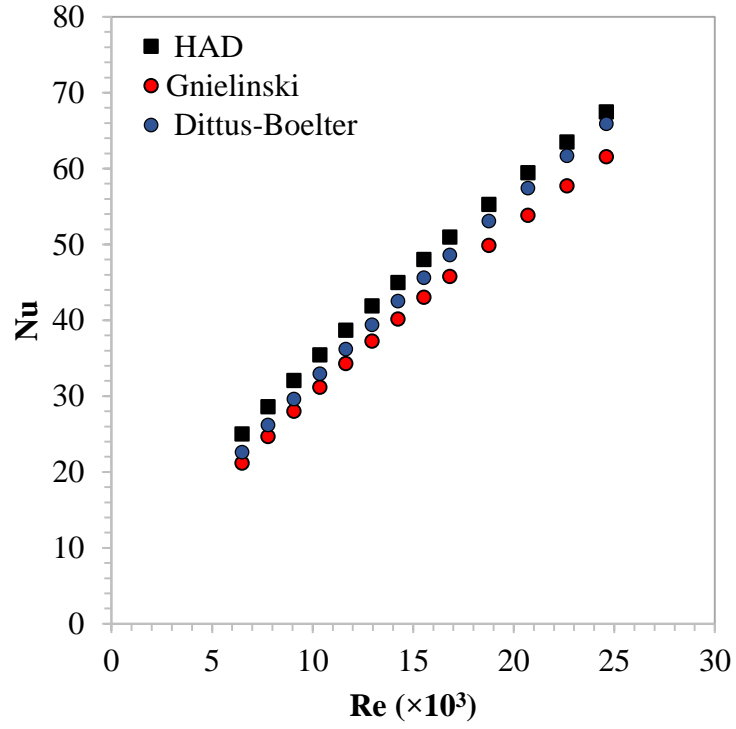
Kare kesite sahip helisel tellerin ısı transferi iyileştirmesine etkisi bu alanda yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar [9, 41, 44, 48, 184]'dan görmek mümkündür. Bu bağlamda, bu kısımda kare kesitte helisel tellerin boru içerisine farklı duvar-tel arası mesafelerde (s=1, 2, 3 mm) ve farklı kesit uzunluklarında (a=3, 4, 5 mm) ısı transfer iyileştirmesine etkisi 5174 ile 24,593 arası Reynolds sayında sayısal olarak (HAD) incelendi. Sayısal inceleme boyunca periyodik model kullanıldı. Periyodik modelde kullanılan boy bir hatve kadar olup her hatve sonrası aynı geometri devam etmektedir. Kullanılan kare kesitli helisel tellerin detaylı geometrik parametreleri ve sınır şartları Bölüm 3.2.2'de detaylı olarak verilmiştir.

5.3.1 Boş boru analizleri ve sonuçları

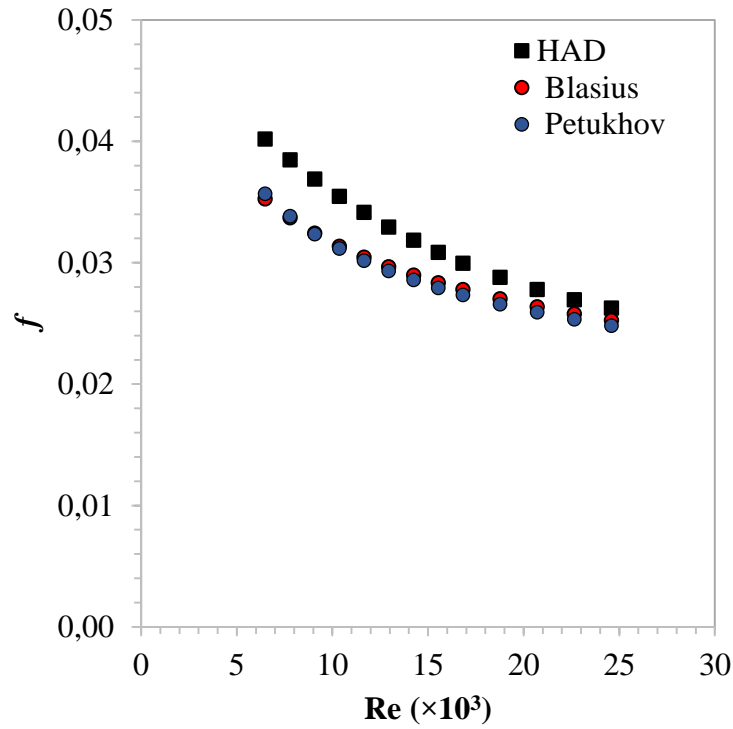
Boş boru analizleri, iç çapı 53.9 mm olan boruda 5174 ile 24,593 arasındaki Reynolds sayılarında HAD ile FLUENT programı kullanılarak analiz edildi. Sayısal yöntemle elde edilen sonuçlar Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Dittus-Boelter gibi bağıntıları kullanılarak bulunan sonuçlar ile kıyaslanıp doğruluk oranı veya sapma oranları belirlendi. Ayrıca, Hata Kareler Ortalamasının Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzde Hata (MAPE) denklemleri(3.11 ve 3.12) hata miktarını belirlemek için kullanıldı. HAD yöntemi ile elde edilen sonuçlar, Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Dittus-Boelter denklemlerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması Şekil 5.23 ve 5.24 verilmiştir. Elde edilen sonuçlar dikkate alınıp,

- Sürtünme faktörü açısından değerlendirildiğinde, Petukhov ve Blasius için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla %9.44, 3.8224×10^{-4} ve %8.38248, 2.6387×10^{-4} olarak gerçekleşmiş ve sürtünme faktöründeki en yüksek sapma miktarı 6482 Reynolds sayısında görülmüş olup artan Reynolds sayısı ile meydana gelen sapma miktarı azalmıştır. Sayısal olarak bulunan sonuçlar Blasius denklemiyle elde edilen sonuçlar ile uyumlu olduğu Şekil 5.24 görülmekte olup sapmanın en fazla olduğu durum yüksek Reynolds sayılarıdır.

- Nusselt sayısı açısından değerlendirildiğinde, Gnielinski ve Dittus-Boelter için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla %10.75, 1.5809 ve %5.25372, 0.41542 olarak bulunmuştur. HAD ile bulunan sonuçlar, Dittus-Boelter denklemiyle elde edilen sonuçlar ile kıyaslandığında Şekil 5.23'den de görüleceği gibi oldukça uyumlu bir sonuç meydana gelmiş olup düşük Reynolds sayılarında daha fazla sapma gerçekleşmiştir.



Şekil 5.23: Kare kesitli helisel telin Nusselt sayısı için boş boru sonuçları



Şekil 5.24: Kare kesitli helisel telin sürtünme faktörü için boş boru sonuçları

5.3.2 Kare kesitli helisel telin kenar uzunluğunun ısı transferi etkisi

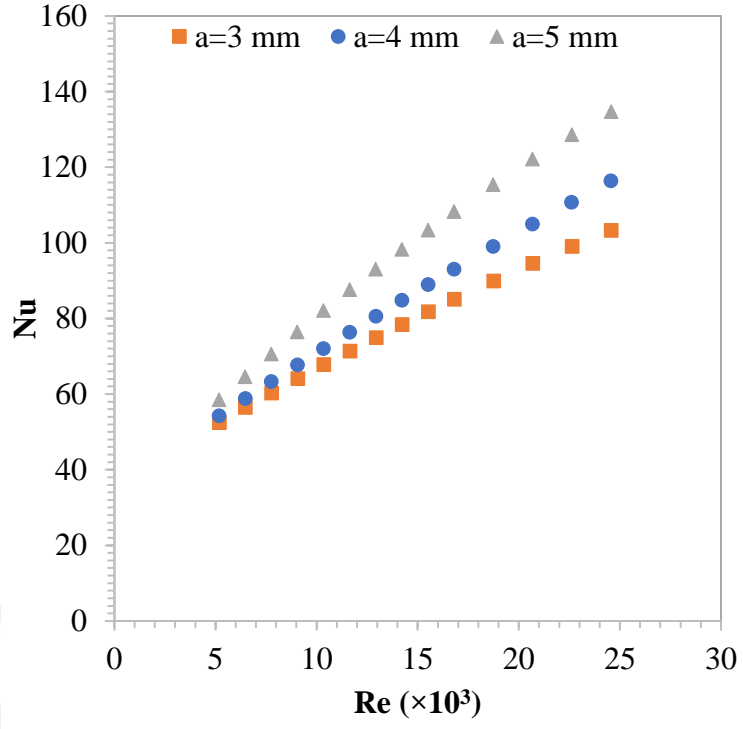
Bu bölümde kare kesite sahip helisel tellerin kenar uzunluğunun ısı transfer iyileştirmesine etkisi HAD yöntemiyle incelenmiştir. Bu bağlamda kullanılan geometrik parametreler ve sınır şartları Tablo 3.2’de verilmiştir.

Farklı kenar uzunluklarına ($a=3, 4, 5$ mm) sahip kare kesitli helisel tellerin ısı transfer iyileştirmesine etkisi 5174-24,593 Reynolds sayısı aralığında HAD yöntemiyle incelendi. Sayısal inceleme periyodik model kullanılarak sabit hatvede gerçekleştirildi ve elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerlerinin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.25, 5.26 ve 5.27’de verilmiştir.

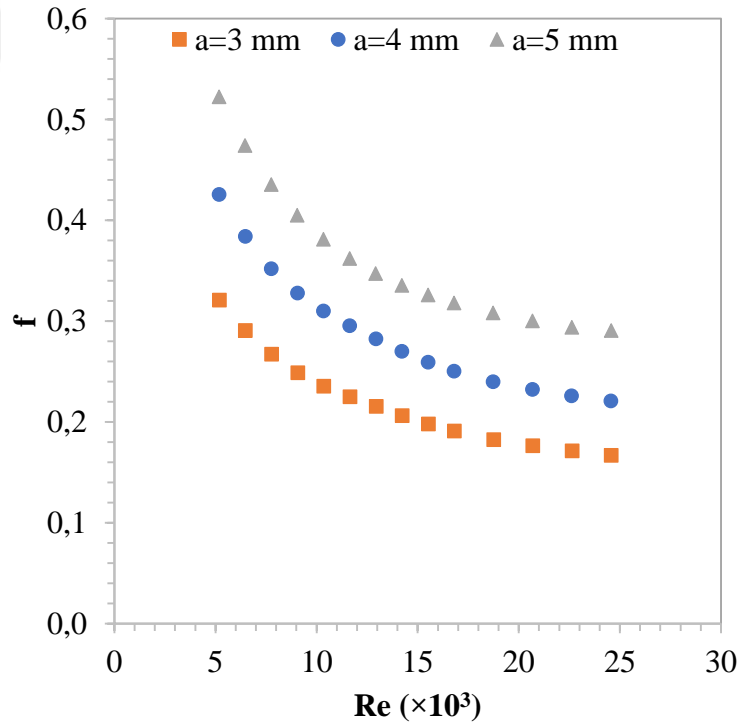
Elde edilen sayısal sonuçlara göre;

- Kenar uzunluğu en yüksek olan kare kesitli helisel telin($a=5$ mm) en yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerini verdiği görülmüştür.
- Kenar uzunluğu en düşük olan kare kesitli helisel telin($a=3$ mm) en düşük Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değeri gösterdiği tespit edilmiştir.
- Çalışmanın en alt ve en üst limit değerleri Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sırasıyla 52.4845-134.672 ve 0.16722 ile 0.52246 arasında olduğu bulunmuştur.

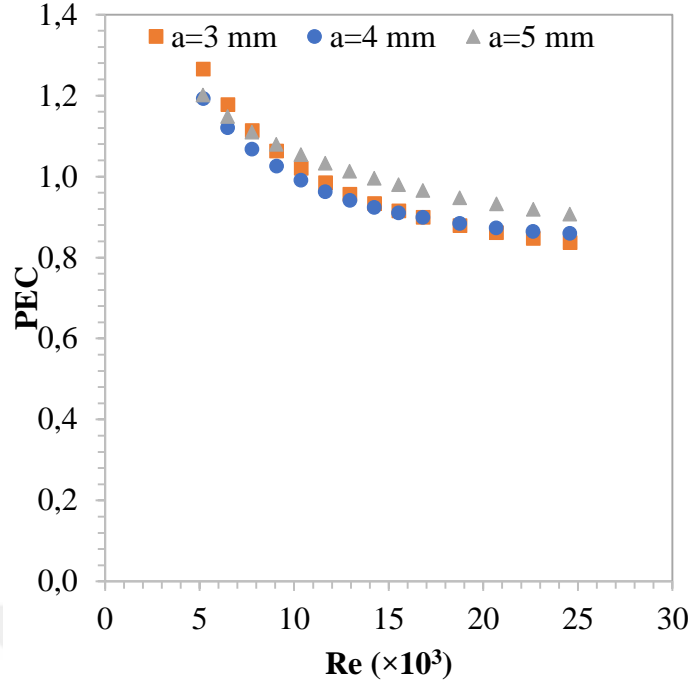
- Helisel telin kenar uzunluğu arttıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri artmıştır.
- Artan Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı artarken sürtünme faktörü azalmıştır.
- En yüksek PEC olan 1.265 değeri, kare kesitli telin kenar uzunluğunun $a=3\text{mm}$ olduğu 5189.561 Reynolds sayısında elde edilirken en düşük PEC olan 0.83 değeri de, kare kesitli telin kenar uzunluğunun $a=3\text{mm}$ olduğu 24574.650 Reynolds sayısında elde edilmiştir.
- Kare kesitli helisel tele ait Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri artan kenar uzunlukları ($a=5\text{ mm} > a=4\text{ mm} > a=3\text{ mm}$) ile artmakta iken PEC değerleri için aynı durum geçerli olmamıştır. Düşük Reynolds sayılarında $a=3\text{ mm}$ olduğu zamandaki PEC değeri daha verimli iken artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe görülen durum geçerli olmaya başlamış ve Reynolds sayısının artması ile PEC sonuçları düşmeye ve hatta bir noktadan sonra sabitlenmeye başlamıştır.
- Kare kesitli helisel geometrideki elemanların 10,000 Reynolds sayısından önce kullanmanın daha verimli olacağı elde edilen PEC sonuçlarından anlaşılmaktadır.
- Netice olarak özellikle keskin köşeli helisel tellerin ısı transferi iyileştirmesinde kullanımının daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.25: Reynolds sayısına göre kare kesitli tel kenar uzunluğunun Nusselt sayısı değişimi



Şekil 5.26: Reynolds sayısına göre kare kesitli tel kenar uzunluğunun sürtünme faktörü değişimi



Şekil 5.27: Reynolds sayısına bağlı olarak kare kesitli tel kenar uzunluğunun PEC değeri değişimi

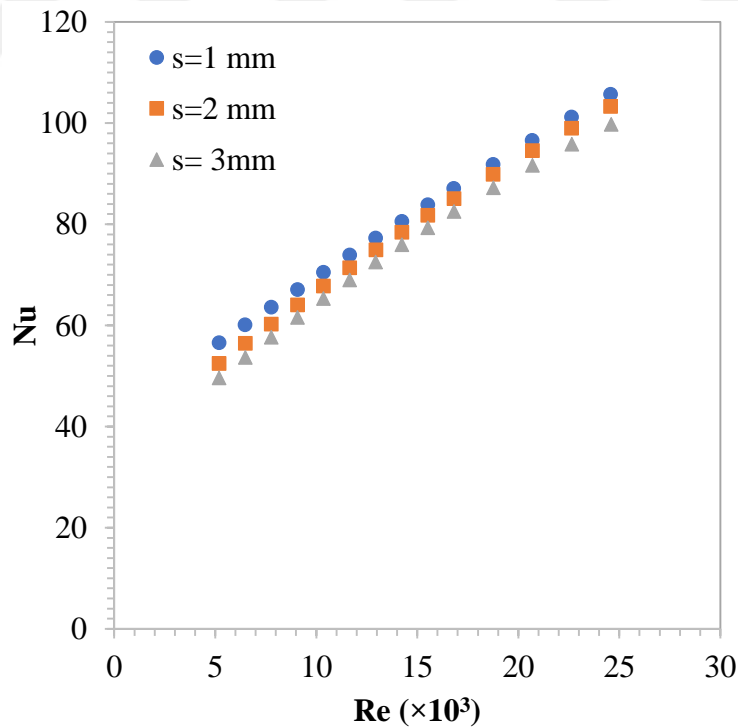
5.3.3 Kare kesitli helisel tel ile boru cidarı arası mesafesinin ısı transferi etkileri

Kare kesitteki helisel tellerin boru içerisine farklı duvar mesafelerinde yerleştirilmesi durumundaki ($s=1, 2$ ve 3 mm) ısı transfer iyileştirmesine etkisi $5180-24,593$ Reynolds sayısı aralığında HAD yöntemiyle incelendi. Sayısal inceleme boyunca Periyodik model kullanıldı. Periyodik yöntemle sabit hatvede ama parametrik olarak incelenen helisel tellerin Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerlendirmesi sırasıyla Şekil 5.28, 5.29 ve 5.30'da verilmiştir

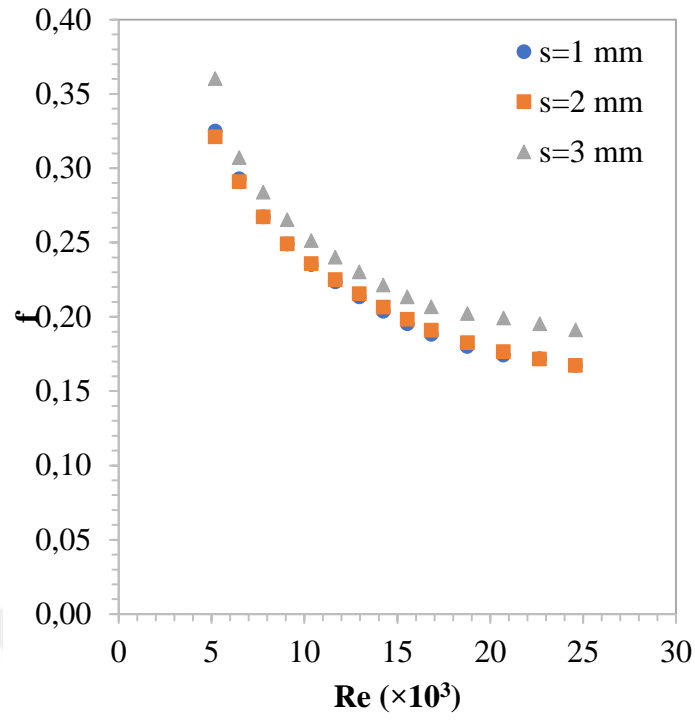
Elde edilen sayısal sonuçlara göre;

- Duvara en uzak durumda yerleştirilen helisel telin en düşük Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü verdiği sonucuna varılmıştır.
- Bütün çalışmanın Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri en alt ve en üst limitler için sırasıyla $49.611-105.73$ ve 0.16722 ile 0.1912 arasındadır.
- Helisel telin kenar uzunluğu arttıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değeri de artmaktadır.
- Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken sürtünme faktörü azalmaktadır.

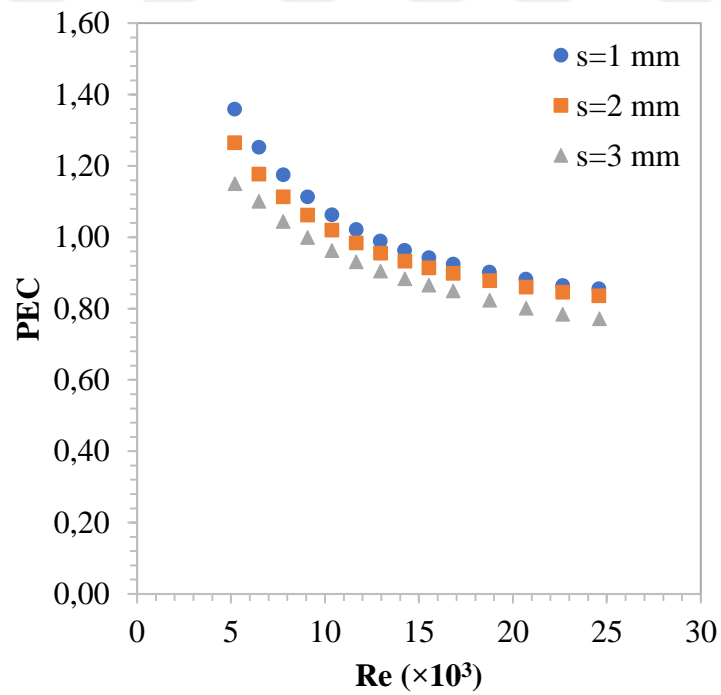
- En yüksek PEC değeri düşük Reynolds sayısında $PEC \cong 1.36$ olarak $s=1$ mm olduğu durumda elde edilmiştir.
- En düşük PEC değeri ise yüksek Reynolds sayısında $PEC \cong 0.772$ olarak $s=3$ mm olduğu durumda elde edilmiştir.
- Nusselt sayısı ve PEC sonuçları için her durumda geçerli olan sıralama $s=1$ mm > $s=2$ mm > $s=3$ mm olarak elde edilirken sürtünme faktörü değerlendirmesinde durum böyle değildir. Sürtünme faktöründe $s=2$ ve 3 mm'nin sonuçları oldukça birbirine yakın geldiği Şekil 5.29'den anlaşılmaktadır. Bu durum belli bir mesafeden sonra yerleştirilen türbülatorlerin sürtünme faktörüne etkisinin ciddi olmadığı sonucunu doğurmaktadır.
- Reynolds sayısı arttıkça PEC sonuçları düşmeye ve hatta bir noktadan sonra sabitlenmeye başlamıştır.
- Kare kesite sahip helisel telli elemanları 10,000 Reynolds sayısından önce kullanmanın daha verimli olduğu PEC sonuçlarından anlaşılmaktadır.
- Netice olarak, özellikle keskin köşeli helisel tellerin ısı transfer iyileştirmesinde kullanmanın daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.28: Kare kesitli tel ile duvar arası mesafesinin Reynolds sayısına göre Nusselt sayısına etkisinin değişimi



Şekil 5.29: Kare kesitli tel ile duvar arası mesafesinin Reynolds sayısına göre sürtünme faktörüne etkisinin değişimi



Şekil 5.30: Kare kesitli tel ile duvar arası mesafesinin Reynolds sayısına göre PEC değerine etkisinin değişimi

5.3.4 Kare kesitli helisel telin parametrik incelenmesi

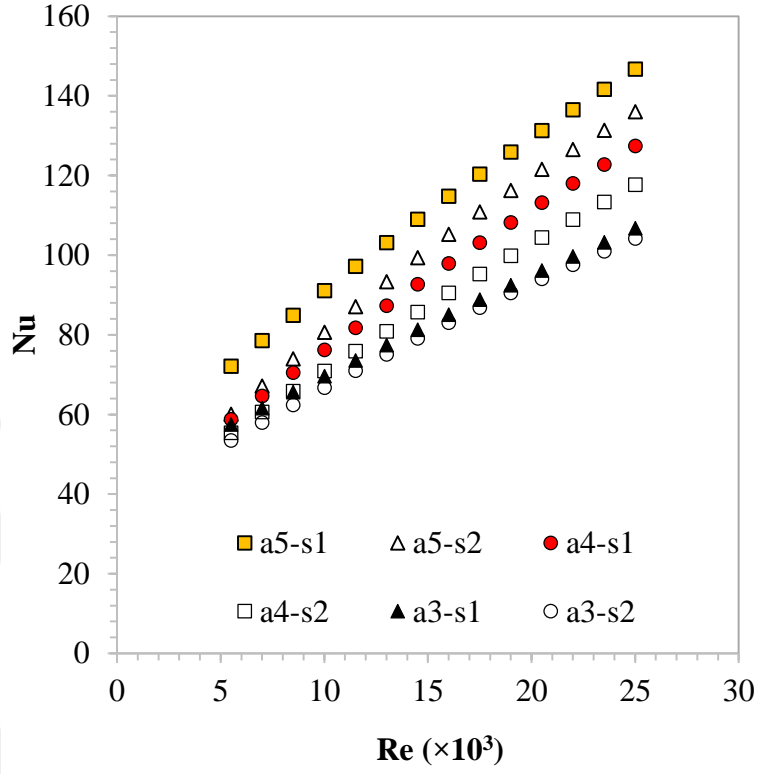
5.3.4.1 Kare kesitli helisel telin parametrik sonuçları

Kare kesitteki helisel tellerin boru içerisine farklı duvar mesafelerinde ve kenar uzunluklarında yerleştirilmesi durumundaki ısı transfer iyileştirmesine etkisi parametrik olarak HAD yöntemiyle incelendi. Periyodik yöntemle sabit hatvede ama parametrik olarak incelenen helisel tellerin Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerlendirmesi sırasıyla Şekil 5.31, 5.32 ve 5.33’de verilmiştir

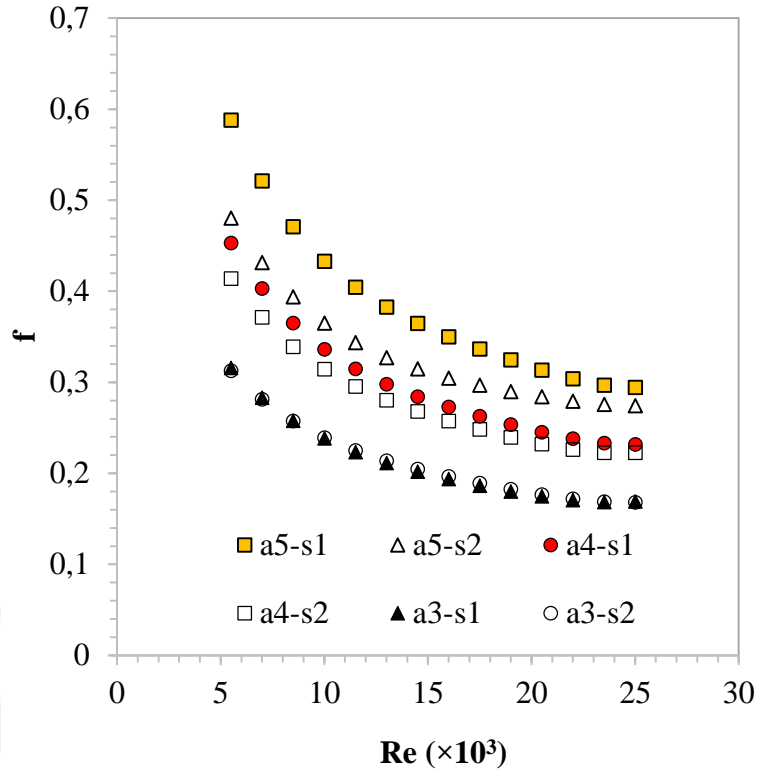
Elde edilen sayısal sonuçlara göre;

- Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı artarken sürtünme faktörü azalmıştır.
- Kare kesitli helisel telin kenar uzunluğunun artması ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artmıştır.
- En yüksek Nusselt sayısı olan 146.68 değeri en yüksek Reynolds sayısında (25000) ve $a=5$ mm, $s=1$ mm olduğu durumda elde edildi. En düşük Nusselt sayısı değeri(53.43) ise $Re=5500$, $a=3$ mm ve $s=2$ mm olduğu durumda elde edildi.
- Duvar ile kare kesitli helisel tel arası mesafe azaldıkça Şekil 5.30’dan da görüleceği gibi sürtünme faktörü artmıştır
- En yüksek sürtünme faktörü değeri(0.2943), $Re=5500$, $a=5$ mm, $s=1$ mm olduğu durumda elde edilirken en düşük sürtünme faktörü değeri(0.1682), $Re=25000$, $a=3$ mm ve $s=2$ mm olduğu durumda elde edildi.
- Kenar uzunluğu ile duvar-helisel tel arası mesafe karşılaştırıldığında, Nusselt sayısı için $a=5$, $s=1$ mm > $a=5$, $s=2$ mm > $a=4$, $s=1$ mm > $a=4$, $s=2$ mm > $a=3$, $s=1$ mm > $a=3$, $s=2$ mm şeklinde sonuçlar elde edildi. Ancak sürtünme faktörü için bu durum geçerli değildir. Fakat sürtünme faktöründe kenar uzunluğu arttıkça ve kare kesitli helisel tel-duvar arası mesafe azaldıkça sürtünme faktörü artmıştır.
- Helisel telin kenar uzunluğu arttıkça PEC değeri artarken helisel tel ile duvar arası mesafe arttıkça PEC değeri azalmıştır.
- Reynolds sayısının artması ile PEC değerinin azaldığı sonucuna varılmıştır.
- En yüksek PEC değeri(1.36), $Re=5500$, $a=5$ mm ve $s=1$ mm olduğu durumda elde edilirken en düşük PEC değeri(0.83) ise $Re=25000$, $a=3$ mm ve $s=2$ mm olduğu durumda elde edildi.
- Kare kesite sahip helisel telli elemanların 10,000’den daha düşük Reynolds sayılarında daha verimli olduğu elde edilen PEC değeri sonuçlarından anlaşılmıştır.

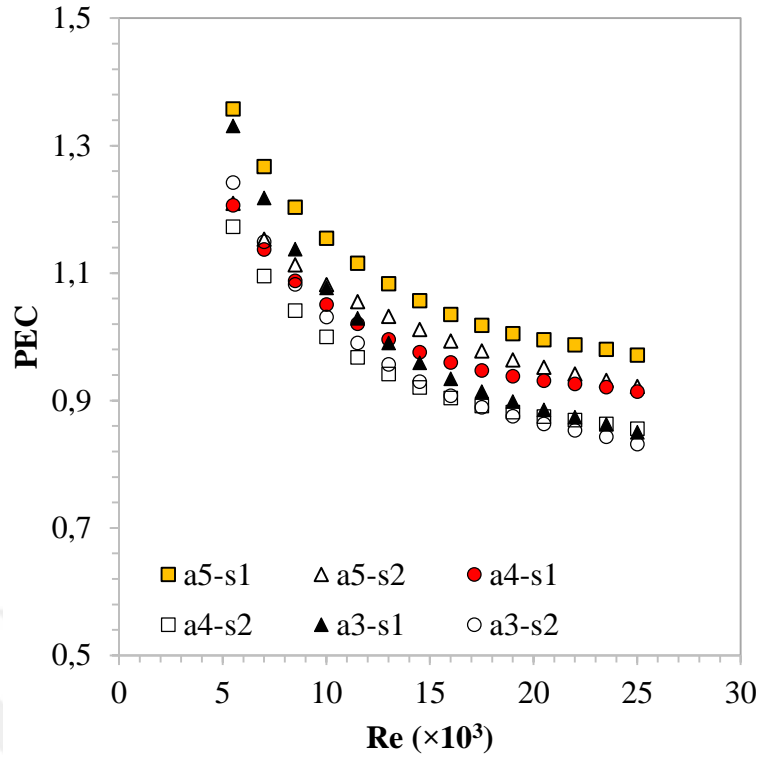
- Eşkenar üçgen kesitli helisel tellerde olduğu gibi kare kesitli tellerin keskin köşelerinden dolayı bu tellerin ısı transfer iyileştirmesinde kullanımı uygun olacağı kanaatine varılmıştır.



Şekil 5.29: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin Nusselt sayısı sonuçları



Şekil 5.30: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin sürtünme faktörü sonuçları.



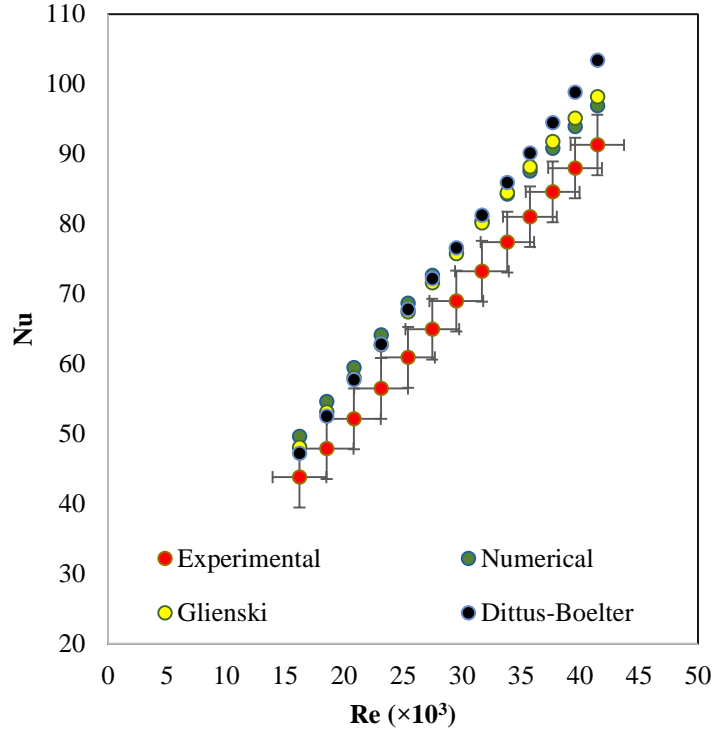
Şekil 5.31: Kare kesitli telin parametrik incelemesinin PEC sonuçları

5.4 Eğimli Kanat Tipli Türbülâtörün Isı Etkisinin İncelemesi

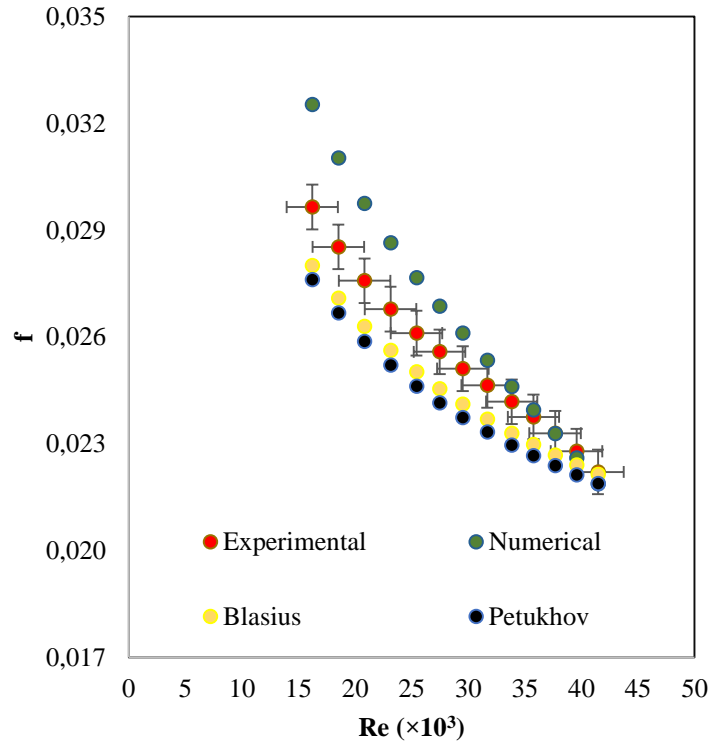
Bu bölümde, deney düzeneği kullanılarak eğimli kanat tipindeki vorteks üreteçlerinin ısı transfer iyileştirmeye etkisi 16210 ile 41470 Reynolds sayısı arasında incelendi. Bu tip bir kanat geometrisinin seçilmesindeki temel sebep kanat açıklığının sürtünme faktörünü azaltırken ısı transferini daha fazla iyileştireceği öngörüsüdür. Bölüm 3.3.1’de eğimli kanat tipi vorteks üretecinin geometrisi ve geometrik parametreleri belirtilmiştir. Her türbülâtör incelemesinde olduğu gibi eğimli kanat tipli vorteks üreteçlerinin etkisinin gözlemlenebilmesi için önce boş boru deneyleri gerçekleştirildi.

5.4.1 Boş boru deney sonuçları

Boş borudaki Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 5.34’te ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi ise Şekil 5.35’te verilmiştir. Bunlara ek olarak RMSE ve MAPE sonuçları da Tablo 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.32: Boş borunun Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı grafiği



Şekil 5.33: Boş borunun Reynolds sayısına karşılık sürtünme faktörü grafiği

Tablo 5.2: Boş borunun RMSE ve MAPE sonuçları

RMSE					
Dittus-Boelter	Blasius	Petukhov	Gnielinski	Sayısal	
Nu	f	f	Nu	Nu	f
0.93664	0.00046	0.00057	1.1811	1.61838	0.0008
MAPE					
-9.89	3.79	5.33	-8.75	-9.49	-3.68

Nusselt sayısı açısından boş borunun RMSE sonuçları Dittus-Boelter, Blasius, Petukhov, Gnielinski ve sayısal değerleri sırasıyla 0.94, 4.6, 5.7, 1.18, 1.62, ve 8 olarak elde edilirken aynı sıralamaya bağlı kalınarak MAPE değerleri de sırasıyla -%9.89, %3.79, %5.33, -%8.75, -%9.49 ve -%3.68, olarak bulundu. Bu sonuçlar hem ampirik bağıntılar hem de sayısal ve deneysel sonuçlar ile kıyaslandığında ideale oldukça yakın sonuçların elde edildiği görülmektedir. En yüksek sapma düşük Reynolds sayısı olan 16213’de gerçekleşti ancak diğer Reynolds sayılarında fazla bir değişim olmayıp birbirine çok yakın sonuçlar elde edildi.

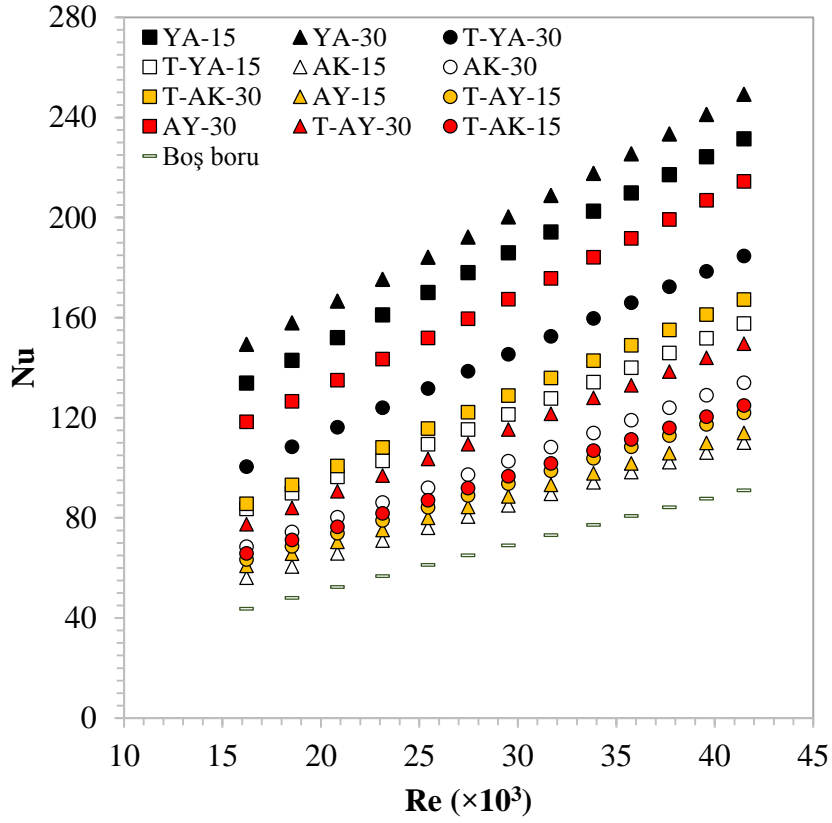
5.4.2 Türbülator yerleştirilmiş borunun deneysel sonuçları

5.4.2.1 Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sonuçları

Eğimli kanat tipinde üretilen 12 farklı geometri boru içerisine yerleştirilerek türbülatorlü deneyler gerçekleştirildi. Türbülatorlerde dikkate alınan parametreler; kanatlar arası mesafe, kanat açısı ve türbülatorlerin boru içerisine yerleştirme yönü baz alınarak 16210 ile 41470 arasında değişen Reynolds sayıları için deneyler gerçekleştirildi. Elde edilen deneysel verilere göre Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Performans Değerlendirme Kriteri (PEC) hesaplandı ve boş boruda bulunan sonuçlar ile karşılaştırmak için grafiklere (Şekil 5.35-5.37) aktarıldı.

Şekil 5.35, 12 farklı geometrinin Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısının değişimini göstermekte olup Nusselt sayısı açısından elde edilen deneysel sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

1. Kanat açısı dikkate alınarak türbülatorün ısı transferini iyileştirmedeki etkisi değerlendirildiğinde, bütün geometriler için en yüksek verim 30°'lik kanat açısında gerçekleşmiştir.
2. Aynı kanat yönü için değerlendirme yapıldığında, Şekil 5.35 de görüleceği gibi akım yönünde boruya yerleştirilen türbülatorlerin ısı transferini iyileştirme etkisi akıma ters yönde yerleştirilen türbülatorlere göre daha yüksek olmuştur.
3. YA-30 tip türbülatorün Nusselt sayısı boş boruya göre %173 artmış olup bütün Reynolds sayıları için en yüksek Nusselt sayısı değerleri bu türbülatorde gerçekleşmiş ve YA-30 tip geometriyi YA-15 tip türbülator takip etmektedir.
4. En düşük Nusselt sayısı artışı AY-30 tip türbülatorde yaklaşık %14 olarak elde edildi.
5. Nusselt sayısının en düşük değeri olan 56.2, AK-15 tipi türbülator ile 16213 Reynolds sayısında gerçekleşirken en yüksek Nu değeri(249,24), 41468 Reynolds sayısında YA-30 tipi geometride elde edildi. Çalışmanın tüm geometrileri dikkate alınıp Reynolds sayısına göre Nusselt sayısı büyükten küçüğe doğru sıralandığında; YA-30>YA-15>AY-30>T-YA-30>T-AK-30>T-YA-15>T-AY-30>AK-30>T-AK-15>T-AY-15>AY-15>AK-15 şeklinde olur.
6. Şekil 5.35 de de görüldüğü gibi bütün geometrilerde Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı da artmıştır.

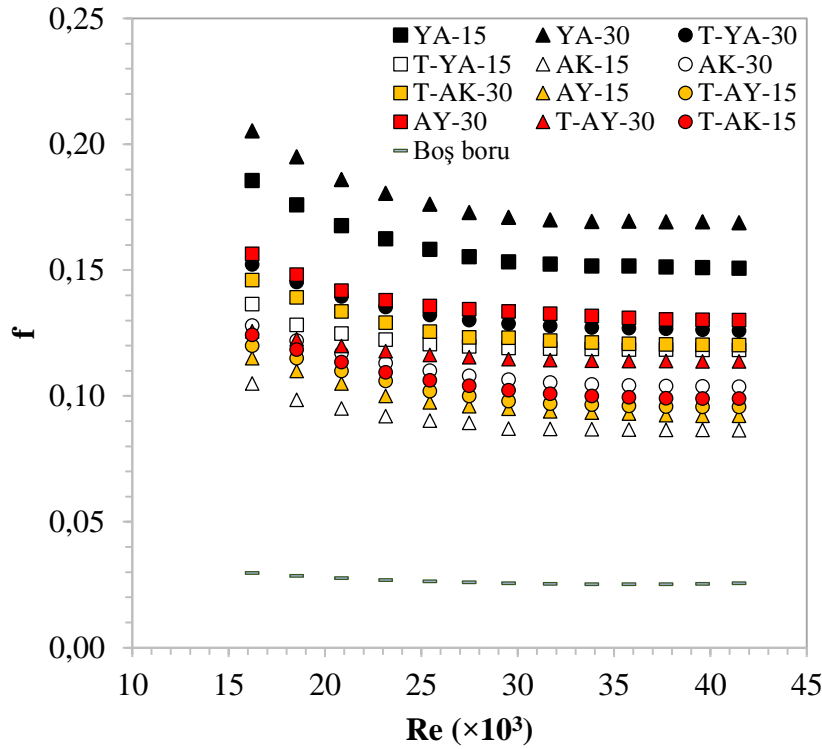


Şekil 5.34: Reynolds sayısına bağlı olarak farklı kanat açılı eğimli kanatlı türbülötörlerin Nusselt sayısı değişimi

Farklı geometri ve özelliklere sahip elemanların sürtünme faktörü etkisinin Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 5.36'da verilmiş olup sürtünme faktörü açısından elde edilen deneysel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

1. Türbülötörler, açı parametresi yönünden değerlendirildiğinde, bütün geometrilere 30° eğimli elemanların sürtünme faktörü değeri 15° eğimli elemanların sürtünme faktörü değerinden daha yüksek olmuştur.
2. Akış yönünde boru içerisine yerleştirilen türbülötörlerin akışa ters yönde yerleştirilenlere göre daha yüksek sürtünme faktörüne sahip olduğu görüldü.
3. YA-30 tip türbülötörün sürtünme faktörü boş boruya göre %592 artmış olup bu geometrinin bütün Reynolds sayıları için en yüksek sürtünme faktörü değerine sahip olduğu görüldü.

4. En düşük sürtünme faktörü artışı ise AK-15 tip türbülátörde tespit edildi ve bu değer yaklaşık %238 olarak $Re=41468$ 'de elde edildi.
5. Sürtünme faktörü değeri, en düşük Reynolds sayısında($Re=16213$) $f=0.086$ olarak AK-15 tipte, en yüksek Reynolds sayısında($Re=41468$) ise $f=0.20539$ olarak YA-30 tip geometride elde edildi. Nusselt sayısında geręekleşen artma sıralaması sürtünme faktöründe de aynı şekilde geręekleşti.
6. Bütün geometriler için yaklaşık olarak 30000 Reynolds sayısından sonra sürtünme faktörü değerinde sabitlenme gözlemlendi.
7. Reynolds sayısının artması ile tüm geometrilerde sürtünme faktörü azaldı.



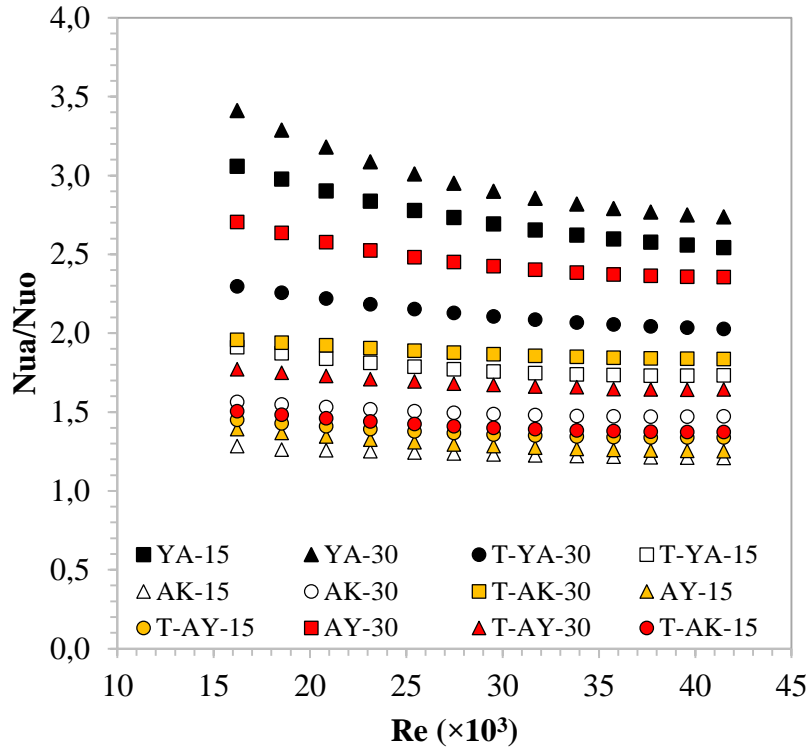
Şekil 5.35: Farklı kanat açılı türbülátörlerin Reynolds sayısına göre sürtünme faktörü değişimi

Boru içerisine yerleştirilen farklı özellikteki türbülátörlerin boş boruya göre, Nusselt sayısı artış eğilimi Şekil 5.37 ve sürtünme faktörü artış eğilimi de Şekil 5.38 verilmiş olup, bu bağlamda öne çıkan sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

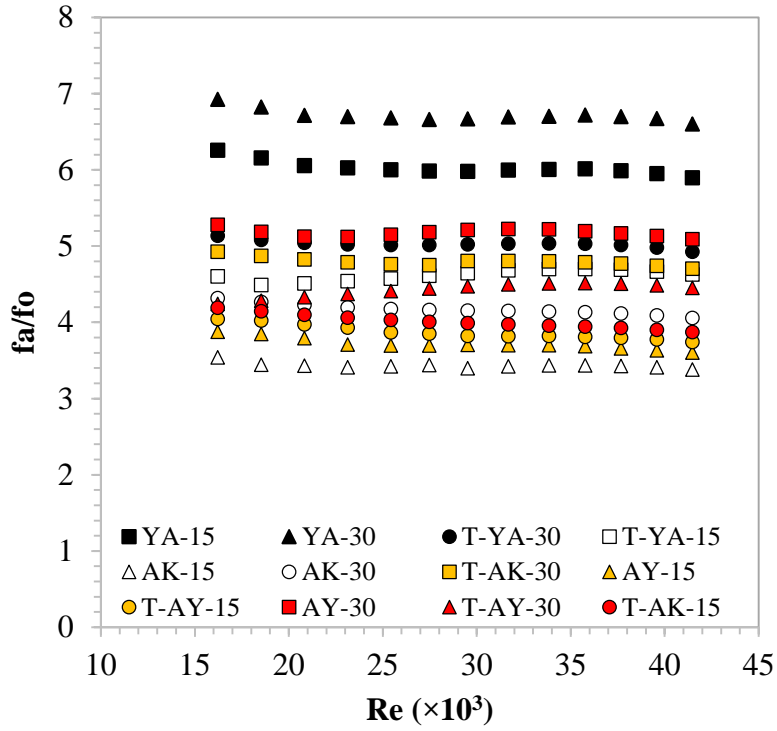
1. Nusselt sayısının boş boruya göre artış miktarı (Nu_a/Nu_o) YA-30, YA-15, AY-30, T-YA-30, T-AK-30, T-YA-15, T-AY-30, AK-30, T-AK-15, T-AY-15, AY-15, AK-15 şeklinde isimlendirilen geometriler için sırasıyla 2.74-3.41, 2.54-3.06, 2.36-2.71,

2.03-2.3, 1.84-1.96, 1.73-1.91, 1.64-1.77, 1.47-1.57, 1.37-1.51, 1.34-1.45, 1.25-1.39, 1.21-1.28 arasında değişen oranlarda arttığı görülmüştür. Elde edilen anlaşılacağı üzere Nusselt sayısındaki en yüksek artış aralığı (2.74-3.41), YA-30 tipi türbülatör düzeninde ve 16213 Reynolds sayısı değerinde görülürken en düşük artış aralığı(1.21-1.28) ise AK-15 tipi türbülatör düzeninde ve 41468 Reynolds sayısı değerinde elde edildi.

2. Sürtünme faktörünün boş boruya oranla artış miktarı (f_a/f_o), YA-15, YA-30, T-YA-15 ve T-YA-30 geometrileri için sırasıyla 5.89-6.26, 6.6-6.92, 4.49-4.7 ve 5.01-5.14 şeklindedir. Bütün türbülatör düzenleri için sürtünme faktöründeki en düşük artış miktarı AK-15 tip türbülatör düzeninde ve $Re=41468,92$ olduğu değerde 3.38 olarak elde edildi.



Şekil 5.36: Farklı kanat açılı türbülatörlerin Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı artış grafiği.



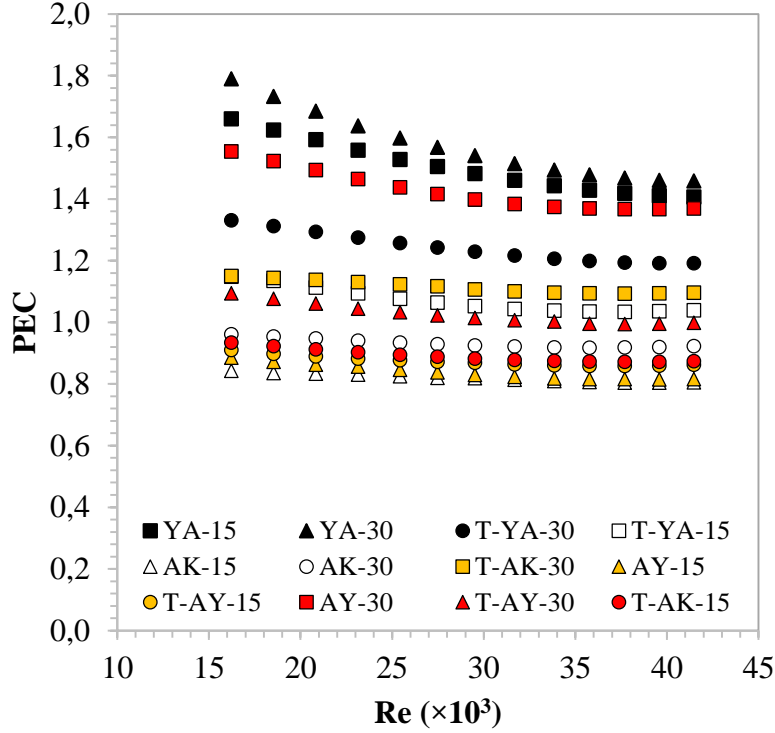
Şekil 5.37: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörü artış grafiği

5.4.2.2 Farklı kanat açılı türbülatorlerin performans değerlendirme kriteri sonuçları

Şekil 5.39'da 12 farklı geometrinin Reynolds sayısına karşın Performans değerlendirme kriterinin değişimi gösterilmiş olup elde edilen deneysel sonuçlar şu şekildedir:

1. Şekil 5.34 ve 5.35'ten görüldüğü üzere Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe sonuçları bakımından YA-30 ve YA-15 tipteki geometrilerin birbirlerine yakındır. Buna ek olarak PEC grafiğinde de AY-30 tipi türbülatorde sonuçları bakımından birbirlerine yaklaşmaktadır. Bunun temel nedeni, AY-30 tip türbülatorün sürtünme faktöründeki artışın Nusselt sayısına göre daha düşük olmasıdır.
2. Tüm geometriler için 30° kanat açısı eğimli türbülatorün PEC değeri, 15° kanat açısı eğimli türbülatorün PEC değerinden daha büyük olduğu görülmüştür.
3. Şekil 5.39 dan da görüleceği üzere akış yönünde boruya yerleştirilen türbülatorlerin ters yönde yerleştirilenlere göre daha iyi PEC değeri sağladığı sonucuna varılmıştır.
4. En yüksek PEC değeri 1.79 olarak $Re=16213$ olduğu durumda elde edilirken en düşük PEC değeri ise 0.8 olarak $Re=41468$ 'de gerçekleşti.

5. Deneysel çalışmada kullanılan türbülatorlerin PEC değerleri Reynolds sayısına bağlı artma durumu sıralandığında; YA-30>YA-15>AY-30>T-YA-30>T-AK-30>T-YA-15>T-AY-30>AK-30>T-AK-15>T-AY-15>AY-15>AK-15'dır.
6. Bütün geometriler için PEC değerinin sabitlendiği Reynolds sayısı değeri yaklaşık olarak 35,000 olarak gözlemlendi.



Şekil 5.38: Farklı kanat açılı türbülatorlerin Reynolds sayısına bağlı Performans Değerlendirme Kriteri değişim grafiği

Tablo 5.3'de, eğimli-kanatçık tipi vorteks üreticileri ile ilgili PEC değerlerinin literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırılmasını verilmiştir. Kıyaslama işleminde benzer tip türbülatorler baz alınarak ve yaklaşık aynı Reynolds sayıları aralıklarında yapılmıştır. Sunulan çalışma bu bakımdan değerlendirildiğinde [128,132–134] çalışmaları geometrik benzerliğe sahip olup Reynolds sayısı açısından değerlendirildiğinde ise çalışmamıza en yakın benzerliği literatürdeki [134] nolu çalışma sağlamıştır. Belirlenen çalışmanın [134] PEC değeri 1.09-2.69 arasında değişim göstermiş, çalışmanın Reynolds sayısı 6000 - 30,000 arasında olup $Re=16213$ olduğu durumda elde ettikleri PEC değeri yaklaşık 1.62'dir. Aynı Reynolds sayısında çalışmamızın sonucunda elde edilen PEC değeri ise 1.79'dur. Dolayısıyla aynı şartlarda elde edilen PEC değeri Tablo 5.3'de belirtilen geometrilerden daha yüksek olduğu görülmüştür.

Tablo 5.3: Eğimli-Kanatçık tipi türbülatorün literatürdeki çalışmalarla performans kriteri kıyaslaması.

Ref.	Geometri türü	Reynolds sayısı	PEC
	Sunulan Çalışma	16,210 - 41,470	0.8-1.79
[77]	Helisel bükümlü bant	6000 - 20,000	0.98-1.3
[130]	Tipik ve delikli dairesel halka	6000 - 12,000	0.7-1.12
[131]	Delikli bölme	10000 - 100000	1-6.5
[17]	Dairesel delikli halka	6500 - 23,000	0.95-1.47
[127]	Kademeli-kanatçıklı dairesel halka	4180 - 26,000	1.22- 1.71
[128]	Delikli delta kanatçık girdap üretici	5500 - 14,500	0.91–1.22
[72]	Delikli bükümlü bant	7200 - 49,800	1.28-1.59
[89]	Kare kanatlı dairesel halka	5000 - 27,000	1.74-4
[122]	Panjurlu şerit	6000 - 42,000	0.97-2.65
[123]	Konik şerit eki	12,000 – 42,000	1.67–2.06
[132]	Delta kanat	4200 - 25,500	1.04-1.49
[133]	Çift taraflı açılmış delta kanat tipi	5300 - 14,500	0.86-1.15
[134]	“para” geometrili kanatçık bantları	6000 - 30,000	1.09-2.69
[135]	Sinüzoidal dalgalı kanatçık tipi girdap üreteçleri	1027 - 2054	1.05-1.24
[136]	Dairesel delikli ve dikdörtgen kanatçıklı girdap üreteçleri	400 - 2000	1.07-1.16
[137]	Panjurlu V-kanatlı girdap üretici	4200 – 25,800	1.85-2.48
[138]	Delikli delta kanatçıklar	9090 - 16,666	1.35-1.49
[139]	Segmental delikli bölmeler	1380 - 5700	1-2.16
[129]	Dörtlü delikli-delta-kanatçık çifti	4180 - 26,000	1.4-1.9

[96]	Delikli ve gamze yapılı BB tipi türbülator	6000 - 33,000	1-1.57
[69]	Dikenli bükülmüş bantlar	500 - 40,000	0.732-1.83
[87]	Delikli karşılıklı açılmış BB tipi türbülator	7200 - 50,000	1.08-1.44
[176]	Delikli içi boş dairesel silindir ekler	6000 - 27,000	1.21-1.47
[119]	Delikli girdap üretici	3000 - 21,000	1.13-1.65
[121]	Çift delikli delta eliptik türbülatorler	5000 - 18,000	1-1.849
[177]	Panjurlu bükülmüş bant	5000 - 25,000	1.4-2.67
[98]	Trapez nervürlü BB tipi türbülator	4000 - 12,000	1.03-1.34
[178]	Delikli yapıdaki ek	2000 - 20,000	0.65-2.24
[141]	Düzensiz yerleştirilmiş helisel türbülatorler	6000 - 12,000	0.82-1.51

5.4.2.3 Termal ve akış karakteristiği değerlendirme

Türbülatorlerin akışı yönlendirmesi, girdap oluşturmaları ve bu sayede de türbülansa girişin hızlandırmış olması termal ve akış karakteristiğini açıklamak bakımından büyük önem arz etmektedir. Eğimli kanat tipli türbülatorlerin ısı transferini iyileştirmesine yönelik 12 farklı geometrinin Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve performans değerlendirme kriteri sonuçları yukarıda verilmiş ve gerekli değerlendirmeler yapılmıştır.

1. Kanat açısı ve kanadın yönü girdap akışını önemli ölçüde etkilemiştir. Nitekim akıma bakan yönde açılan kanat ve kanat açısının 30° olduğu durumdaki sonuçlar, akışa ters yönde ve kanat açısının 15° olduğu durumdaki sonuçlara göre daha yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü meydana getirmiştir.
2. Akış yönünde açılan kanatlar oluşan türbülansı artırmıştır.
3. Girdap akışı ve buna bağlı türbülans oluşumu, boru duvarı ile merkez arasında oluşan sıcaklık gradientinin ısı transfer katsayısını artırmasından dolayı Nusselt sayısında artış görülmüştür.
4. Boru içerisine yerleştirilen türbülatorler sayesinde akımın maruz kaldığı alan arttığı için temas süresi de boş boruya göre artmıştır. Dolayısıyla ısı transfer iyileştirmesi de yüzey alanı oranında artmıştır.

5. Kanat açısı ve kanat yönünün, sınır tabakayı inceltmesi durumuna göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne çok az miktarda yansıdığı görülmektedir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sunulan doktora tezinde türbülatorlerin ısı transferi iyileştirmesine etkisi hem deneysel hem de sayısal metotla araştırılmıştır. İncelenen geometriler ve inceleme metotları şunlardır:

1. Kare kesitli helisel telin uzunluğunun ($a=3, 4, 5$ mm) ve duvar ile helisel tel arası mesafenin ($s=1, 2, 3$ mm) sayısal (HAD) metot ile incelenmesi,
2. Üçgen kesitli helisel telin; tekli, ikili ve üçlü tipinin birbiriyle kıyası ve ayrıca helisel telin kenar uzunluğu ($a=5$ ve 6 mm), hatve oranı($p/D=1, 2, 3$) ve boru cidarı ve helisel tel arası mesafesinin ($s=1$ ve 2 mm) HAD yöntemiyle incelenmesi,
3. Eğimli kanatlı türbülatorlerin kanat açıları (15° ve 30°), kanatların veya türbülatorlerin konumlanma şekli (akıma paralel ve zıt şekilde konumlandırılması) ve kanatların bir açık bir kapalı düzende ayrı ayrı olarak kurulan deney düzeneğine yerleştirilerek incelenmesidir.

6.1 Sonuç

Sayısal ve deneysel olarak incelenen elemanlar (helisel teller ve eğimli kanat tipli türbülatorler) için sonuçlar ve öneriler şu şekilde sıralanabilir:

- Kare kesitli helisel teller için yapılan analizlerde sürtünme faktörü, boş boru için MAPE ve RMSE değerleri Petukhov ve Blasius için sırasıyla %9.44, 3.8224×10^{-4} ve %8.38248, 2.6387×10^{-4} olarak elde edildi. Nusselt sayısı değerleri ise Gnielinski ve Dittus-Boelter'a göre MAPE ve RMSE değerleri %10.75, 1.5809 ve %5.25372, 0.41542 olarak elde edildi. Sürtünme faktöründe görülen en yüksek sapma miktarı düşük Reynolds sayısında görüldü fakat sapma miktarı, artan Reynolds sayısı ile azaldı. Nusselt sayısı açısından değerlendirildiğinde HAD'den elde edilen sonuçların Dittus-Boelter denklemiyle oldukça uyumlu olduğu belirlendi ve en fazla sapma düşük Reynolds sayılarında gerçekleşti. Kare kesitli helisel telin yerleştirildiği durumda kesitin kenar uzunluğunun artması ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinde artış meydana geldi. Bununla beraber, boru cidarı ile helisel tel arası mesafenin azalması ile sürtünme faktörü artış gösterdi. Ayrıca, kare kesitli helisel telin kenar uzunluğu arttıkça PEC değerinin arttığı helisel tel ile duvar arası mesafe

arttıkça da PEC değerinin azaldığı belirlendi. En yüksek PEC değeri 1.36 olarak, $Re=5500$, $a=5$ mm ve $s=1$ mm olduğu durumda elde edilirken en düşük PEC değeri 0.83 ise $Re=25,000$, $a=3$ mm ve $s=2$ mm olduğu durumda elde edildi. Kare kesite sahip helisel telli elemanları bir bütün olarak göz önüne alındığında, 10,000 den daha düşük Reynolds sayılarında verimli olduğu anlaşıldı. Böylece, kare kesitli helisel tellerin ısı transfer iyileştirmesinde kullanımının verimli olduğu sonucuna varılmıştır. Kare kesitli helisel telin kenar uzunluğu arttıkça PEC değeri artarken, helisel tel ile duvar arası mesafe arttıkça PEC değeri azalmaktadır. En yüksek PEC değeri olan 1.36 $Re=5500$, $a=5$ mm ve $s=1$ mm olduğu durumda elde edilirken en düşük değeri olan 0.83 ise $Re=25000$, $a=3$ mm ve $s=2$ mm olduğu durumda elde edildi.

- Eşkenar üçgen kesitli helisel teller için yapılan analizler dikkate alındığında sürtünme faktörü için Petukhov ve Blasius için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla -1.02% , 8.02×10^{-5} ve -1.92% , 4.93×10^{-5} olarak elde edildi. Bununla beraber Nusselt sayısı için bulunan Gnielinski ve Dittus-Boelter için MAPE ve RMSE değerleri sırasıyla -3.05% , 0.12 ve -9.69% 1.35 olarak bulundu. Eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin tekli, ikili ve üçlü olarak boruya monte edilmesi durumundaki ısı transfer iyileştirmesi parametrik olarak incelendiğinde en yüksek performans olan değeri 2.03 üçlü helisel telde ve 6406 Reynolds sayısında elde edildi. Tekli eşkenar üçgen kesitteki helisel telli türbülátörde; duvar ile tel arasındaki mesafenin azalmasının ve kenar uzunluğunun artmasının sürtünmeyi düşürdüğü görülürken Nusselt sayısında ise artma gözlemlendi. Bununla beraber, tekli helisel telin bütün geometrik parametreleri için PEC değeri üst sınır ($a6-s1-p1$) için 1.22-1.78 arasında değişirken alt sınır ($a5-s2-p3$) için 0.96-1.30 olarak gerçekleşti. Ayrıca, $a5-s2-p3$ ve $a6-s2-p3$ durumları haricinde PEC değerlerinin 1'den büyük olduğu ve eşkenar üçgen kesitli tekli helisel telin boru içerisine yerleştirmenin ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği sonucuna varılmıştır. Eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin bütün geometrik parametreleri için PEC aralığı üst ($a6-s1-p1$) ve alt sınırlayıcı olarak ($a5-s2-p3$) değerlendirilirse 1.44-1.98 ve 1.06-1.40 arasında olduğu sonucuna varılmıştır. İkili helisel telin PEC değeri, tekli helisel telin yaklaşık 1.1 katı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu da tel sayısı artırımının ısı transferini iyileştirmede önemli katkısı olduğunu göstermektedir. Bunun sebebi, girdap oluşumunun artmasının türbülans yoğunluğunu artırmasıdır. Boru içerisine yerleştirilen üçlü eşkenar üçgen kesitli helisel telin Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değeri sonuçları tekli ve ikili eşkenar üçgen kesitteki

tellerden daha yüksek sonuç verdiği tespit edilmiştir. Üçlü eşkenar üçgen kesitteki helisel telli türbülötörlerden; duvar ile tel arasındaki mesafenin azalmasının ve kenar uzunluğunun artmasının sürtünmeyi azalma yönünde etki yaptığı gözlenirken Nusselt sayısını ise artma yönünde etkilediği görülmüştür. Üçlü helisel telin bütün geometrik parametreleri için PEC aralığı en düşük(a5-s2-p3) ve en yüksek(a6-s1-p1) sonuçlara göre değerlendirildiğinde 1.53–2.03 ve 1.04–1.39 arasında olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla beraber, üçlü helisel telin PEC değeri, tekli helisel telin PEC değerinden yaklaşık 1.14 kat daha yüksek bulundu. Tekli helisel telden ikili helisel tele geçerken PEC değerinden görülen artış miktarı, ikili helisel telden üçlü helisel tele geçişteki kadar artış olmamıştır. Bu da, boru içerisine yerleştirilen helisel tel sayısı artırımının belirli bir sınıra kadar ısı transferini iyileştirmeye katkısı olduğunu göstermektedir. Üçlü helisel telin ikili helisel telden daha az PEC değeri artışı sergilemesinin nedeni ise sürtünme faktörüne olan etkinin Nusselt sayısına olan etkiden daha fazla olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Boruya yerleştirilen üçlü eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin boru cidarına yakın bölgelerde radyal akışı etkileyerek girdap oluşturduğu ve oluşan bu girdaplar sayesinde boş boruya kıyasla akımda kalma süresini artırmıştır. İkili ve üçlü helisel tellerin girdap yoğunluğunun tekli olarak yerleştirilen helisel telden daha fazla olduğu anlaşılmıştır. Kullanılan türbülötörler akım karışımını etkilediği için sıcaklığın artmasına da sebep olmuş ve ısı transfer katsayısının artışında önemli rol oynamıştır. Helisel tellerin akış profili incelendiğinde, helisel telin yakınında daha büyük bir teğetsel hız(3-Boyutlu girdaplar) oluşmuş ve ikincil akış meydana gelmiştir. Girdaplar artan helisel telin sayısı ile artmış ve özellikle düşük Reynolds sayılarında ikincil akışın daha büyük olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca boruya yerleştirilen helisel tel sayısının artırılmasının iz bölgesinin uzunluğunu kısaltırken genişliğini artırdığı gözlenmiştir. Eşkenar üçgen kesitli tellerin incelendiği düşük Reynolds sayılarında oluşan akış yüksek Reynolds sayılarındaki akışa kıyasla radyal yönde daha yüksek bir sıcaklık gradyanına neden olduğu gözlemlendi. Bununla beraber, boruya yerleştirilen helisel tel sayısının artırılması, düşük Reynolds sayısında bile yoğun girdap hareketi meydana getirmiş ve sıcaklık gradyanının azalmasına neden olmuştur. Diğer taraftan, helisel tellerden dolayı artan akış hızı borunun duvarından daha fazla ısı emmeye eğilimli olduğu görüldü. Ancak, helisel tel ekleri ile birlikte akış süresi de uzadığından daha yüksek bir absorpsiyon sağlanmıştır. Böylece, helisel tellere çarpan akım, türbülanslı kinetik enerjiyi artırmış ve sıcaklık gradyanını önemli ölçüde azaltarak konvektif

etkileşimleri daha verimli hale getirmiştir. Ayrıca, daha uzun kenar ve daha az duvar-helisel tel arası mesafe dalgalanma genliğini artırmış ve daha düzgün sıcaklık dağılımı sağlamıştır.

- Eğimli kanat tipli türbülatorlerin değerleri Nusselt sayısı açısından değerlendirildiğinde RMSE sonuçları Dittus-Boelter, Blasius, Petukhov, Gnielinski ve Sayısal bağıntılar için sırasıyla 0,94, 4.6, 5.7, 1,18, 1,62 ve 8 olarak elde edildi. Aynı şekilde MAPE sonuçları da sırasıyla -%9,89, %3,79, %5,33, -%8,75, -%9,49 ve -%3,68, olarak elde edildi. Eğimli kanatlı türbülatorlerin incelendiği deneysel çalışma, aç parametresi yönünden değerlendirildiğinde, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PEC değerleri için optimum sonuçlar bütün geometrilerde 30°'lik kanat eğimine sahip elemanlarda meydana gelmiştir. Bununla beraber, aynı kanat yönü için yapılan değerlendirmede akım yönünde yerleştirilen türbülatorlerin akıma ters yönde yerleştirilen türbülatorlere göre daha yüksek Nusselt sayısına sahip olduğu anlaşılmıştır. YA-30 tip türbülatorün Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri boş boruya göre sırasıyla, %173 ve %592 artmış olup elde edilen bu değerler incelenen tüm geometriler içerisinde bulunan en yüksek değerlerdir. En düşük Nusselt sayısı artışı ise AY-30 tip türbülatorde elde edildi ve bu değer yaklaşık %14'tür. En düşük sürtünme faktörü artışı ise AK-15 tip türbülator ile %238 olarak tespit edildi. Eğimli kanat tipli türbülatorler, aç parametresi ve türbülatorün boru içerisine yerleştirilme şekli yönünden değerlendirildiğinde, bütün geometrilerde 30°'lik kanat açısına sahip türbülatorlerin PEC değerleri 15°'lik kanat açısına sahip türbülatorlerin PEC değerlerinden daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Bununla beraber, akım yönünde yerleştirilen türbülatorlerin, akıma ters yönde yerleştirilen türbülatorlere göre daha yüksek PEC değerine sahip olduğu görülmüştür. Çalışmada elde edilen en yüksek PEC değeri 1.79 olup bu değer 16213 Reynolds sayısında gerçekleşmiştir. Çalışmanın en düşük PEC değeri ise 0.8 olarak $Re=41468$ 'de elde edildi ve bütün geometriler için yaklaşık olarak 35,000 Reynolds sayısından sonra PEC değerlerinde sabitleme gözlemlendi.
- Çalışma boyunca incelenen bütün geometri türleri için Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı artarken sürtünme faktörü ve PEC değeri azalmıştır.
- Bir diğer sonuç ise literatürde yapılan çalışmalara benzer olarak hatve oranının (p/D) azalması ile sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı artmıştır.
- Deneysel çalışmanın önemini ve hassasiyetini artıran kısımlardan biride sisteme ilave edilen kontrol devresidir. Bu kontrol devresi bir taraftan ısıtıcı kelepçe tipi

rezistansları kontrol ederken diğer taraftan LCD ekran vasıtasıyla boru içi sıcaklığını ve yüzey sıcaklıklarını okuyup kaydedebilme özelliğine sahip olup bu kontrol devresi hem ısı kontrol cihazı görevi görürken hem de veri depolayıcı işlevine sahiptir. Sisteme ilave edilen 12 kanallı veri depolayıcının 2020 yılı eylül ayı birim fiyatlarına göre yaklaşık ortalama maliyeti 15,000-18,000 tl bandında iken, ısı kontrol cihazı ise yaklaşık fiyatı ise 5000 Türk Lirası civarındadır. Üretilen kontrol devresinin maliyeti ise yaklaşık 2000 Türk Lirası olduğu dikkate alındığında sistemin yaklaşık olarak 18,000 tl fayda sağlamış olduğu düşünülebilir.

6.2 Öneriler

- Isı transferinin iyileştirilmesi için bu çalışmada kullanılan ve boru içerisine yerleştirilen elemanlar, kare kesitli helisel tel, üçgen kesitli tekli, ikili ve üçlü helisel teller ve eğimli kanat tipi türbülötörler olup akışkan olarak da hava kullanılmıştır. Belirtilen türbülötör tipleri ile birlikte farklı türde nano-akışkanlar kullanılarak bu eleman ve akışkanların ısı transferi iyileştirilmesindeki etkisi gelecekte yapılacak olan çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.
- Deneysel çalışmada kullanılan eğimli kanatlı türbülötörler 15° ve 30° olmak üzere iki farklı açıda değerlendirildi. Bundan sonraki çalışmalarda farklı açı parametresi ve türbülötörün bükümlü bant haline getirilmesi durumu dikkate alınarak inceleme ve araştırma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Budak, N., Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, 2011.
- [2] D. Incropera, F.P. D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons Inc, 2011.
- [3] C. İlkiliç, R. Behçet, İç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen helisel yayların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi. 18 (2006) 559–564.
- [4] H.Y. Kim, S. Koyama, W. Matsumoto, Flow pattern and flow characteristics for counter-current two-phase flow in a vertical round tube with wire-coil inserts, International Journal of Multiphase Flow. (2001) 19.
- [5] H.R. Rahai, T.W. Wong, Velocity field characteristics of turbulent jets from round tubes with coil inserts, Applied Thermal Engineering. 22 (2002) 1037–1045. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00016-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00016-9).
- [6] K. Yakut, B. Sahin, The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation, Applied Thermal Engineering. 24 (2004) 2427–2438. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.03.008>.
- [7] V. Ozceyhan, S. Gunes, O. Buyukalaca, N. Altuntop, Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall, Applied Energy. 85 (2008) 988–1001. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.02.007>.
- [8] M.A. Akhavan-Behabadi, M.R. Salimpour, V.A. Pazouki, Pressure drop increase of forced convective condensation inside horizontal coiled wire inserted tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer. 35 (2008) 1220–1226. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.06.004>.
- [9] P. Promvonge, Thermal enhancement in a round tube with snail entry and coiled-wire inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer. 35 (2008) 623–629. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.11.003>.
- [10] D. Muñoz-Esparza, E. Sanmiguel-Rojas, Numerical simulations of the laminar flow in pipes with wire coil inserts, Computers & Fluids. 44 (2011) 169–177. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2010.12.034>.
- [11] E. Smith, N. Koolnapadol, P. Promvonge, Heat Transfer Behavior in a Square Duct with Tandem Wire Coil Element Insert, Chinese Journal of Chemical Engineering. 20 (2012) 863–869. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(12\)60411-X](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(12)60411-X).
- [12] K. Nanan, M. Pimsarn, W. Jedsadaratanachai, S. Eiamsa-ard, Heat transfer augmentation through the use of wire-rod bundles under constant wall heat flux condition, International Communications in Heat and Mass Transfer. 48 (2013) 133–140. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.08.021>.
- [13] J.-Y. San, W.-C. Huang, C.-A. Chen, Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer. 65 (2015) 8–14. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.04.008>.
- [14] H.M. Şahin, E. Baysal, A.R. Dal, N. Şahin, Investigation of heat transfer enhancement in a new type heat exchanger using solar parabolic trough systems, International

- Journal of Hydrogen Energy. 40 (2015) 15254–15266. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.03.009>.
- [15] C. Zhang, D. Wang, Y. Zhu, Y. Han, J. Wu, X. Peng, Numerical study on heat transfer and flow characteristics of a tube fitted with double spiral spring, *International Journal of Thermal Sciences*. 94 (2015) 18–27. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.02.001>.
- [16] A. Acir, İ. Ata, A study of heat transfer enhancement in a new solar air heater having circular type turbulators, *Journal of the Energy Institute*. 89 (2016) 606–616. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2015.05.008>.
- [17] A. Kumar, S. Chamoli, M. Kumar, S. Singh, Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in circular cylindrical tube with circular perforated ring inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 79 (2016) 168–174. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.07.002>.
- [18] S. Sripattanapipat, S. Tamna, N. Jayranaiwachira, P. Promvong, Numerical Heat Transfer Investigation in a Heat Exchanger Tube with Hexagonal Conical-ring Inserts, *Energy Procedia*. 100 (2016) 522–525. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.10.213>.
- [19] M.A. Omara, M.A. Abdelatif, Experimental study of heat transfer and friction factor inside elliptic tube fixed with helical coils, *Applied Thermal Engineering*. 134 (2018) 407–418. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.017>.
- [20] J. Du, Y. Hong, S. Wang, W.-B. Ye, S.-M. Huang, Experimental thermal and flow characteristics in a traverse corrugated tube fitted with regularly spaced modified wire coils, *International Journal of Thermal Sciences*. 133 (2018) 330–340. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.032>.
- [21] S.W. Chang, K.-C. Yu, Heat transfer enhancement by spirally coiled spring inserts with and without segmental solid cords, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 97 (2018) 119–132. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.04.008>.
- [22] F. Xin, Z. Liu, S. Wang, W. Liu, Study of heat transfer in oscillatory flow for a Stirling engine heating tube inserted with spiral spring, *Applied Thermal Engineering*. 143 (2018) 182–192. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.071>.
- [23] M.M. Ibrahim, M.A. Essa, N.H. Mostafa, A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators, *International Journal of Thermal Sciences*. 137 (2019) 138–160. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.028>.
- [24] M.R. Salem, M.B. Eltoukhey, R.K. Ali, K.M. Elshazly, Experimental investigation on the hydrothermal performance of a double-pipe heat exchanger using helical tape insert, *International Journal of Thermal Sciences*. 124 (2018) 496–507. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.040>.
- [25] M. Tusar, K. Ahmed, M. Bhuiya, P. Bhowmik, M. Rasul, N. Ashwath, CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert, *Energy Procedia*. 160 (2019) 699–706. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.190>.
- [26] Y. Hong, J. Du, S. Wang, W.-B. Ye, S.-M. Huang, Turbulent thermal-hydraulic and thermodynamic characteristics in a traverse corrugated tube fitted with twin and triple wire coils, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 130 (2019) 483–495. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.087>.
- [27] E. Gholamalizadeh, E. Hosseini, M. Babaei Jamnani, A. Amiri, A. Dehghan saee, A. Alimoradi, Study of intensification of the heat transfer in helically coiled tube heat exchangers via coiled wire inserts, *International Journal of Thermal Sciences*. 141 (2019) 72–83. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.029>.

- [28] S. Khorasani, S. Jafarmadar, S. Pourhedayat, M.A.A. Abdollahi, A. Heydarpour, Experimental investigations on the effect of geometrical properties of helical wire turbulators on thermal performance of a helically coiled tube, *Applied Thermal Engineering*. 147 (2019) 983–990. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.092>.
- [29] S.W. Chang, P.-S. Wu, W.L. Cai, J.H. Liu, Turbulent flow and heat transfer of helical coils with twisted section, *Applied Thermal Engineering*. 180 (2020) 115919. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115919>.
- [30] W. Dang, L.-B. Wang, Convective heat transfer enhancement mechanisms in circular tube inserted with a type of twined coil, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 169 (2021) 120960. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120960>.
- [31] S. Padmanabhan, O. Yuvatejeswar Reddy, K. Venkata Ajith Kumar Yadav, V.K. Bupesh Raja, K. Palanikumar, Heat transfer analysis of double tube heat exchanger with helical inserts, *Materials Today: Proceedings*. 46 (2021) 3588–3595. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.337>.
- [32] A. García, P.G. Vicente, A. Viedma, Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 48 (2005) 4640–4651. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.04.024>.
- [33] M. Chandrasekar, S. Suresh, A. Chandra Bose, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of Al₂O₃/water nanofluid in a circular pipe under laminar flow with wire coil inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34 (2010) 122–130. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.001>.
- [34] P. Zamankhan, Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 15 (2010) 2894–2907. <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2009.10.025>.
- [35] M.T. Jamal-Abad, A. Zamzamian, M. Dehghan, Experimental studies on the heat transfer and pressure drop characteristics of Cu–water and Al–water nanofluids in a spiral coil, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 47 (2013) 206–212. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.02.001>.
- [36] M. Chandra Sekhara Reddy, V. Vasudeva Rao, Experimental investigation of heat transfer coefficient and friction factor of ethylene glycol water based TiO₂ nanofluid in double pipe heat exchanger with and without helical coil inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 50 (2014) 68–76. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.002>.
- [37] L. Syam Sundar, P. Bhamara, N.T. Ravi Kumar, M.K. Singh, A.C.M. Sousa, Experimental heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of Fe₃O₄ nanofluid flow in a horizontal plain tube with return bend and wire coil inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 109 (2017) 440–453. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.022>.
- [38] K. Abdul Hamid, W.H. Azmi, R. Mamat, K.V. Sharma, Heat transfer performance of TiO₂–SiO₂ nanofluids in a tube with wire coil inserts, *Applied Thermal Engineering*. 152 (2019) 275–286. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.083>.
- [39] L.S. Sundar, Y.T. Sintie, Z. Said, M.K. Singh, V. Punnaiah, A.C.M. Sousa, Energy, efficiency, economic impact, and heat transfer aspects of solar flat plate collector with Al₂O₃ nanofluids and wire coil with core rod inserts, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 40 (2020) 100772. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100772>.

- [40] O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, Thermohydraulic performance evaluation for horizontal tube by using combination of modified coiled wire inserts and graphene nanoplatelet-water nanouids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 123 (2021) 105206. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105206>.
- [41] V. Özceyhan, Conjugate heat transfer and thermal stress analysis of wire coil inserted tubes that are heated externally with uniform heat flux, *Energy Conversion and Management*. 46 (2005) 1543–1559. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.08.003>.
- [42] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34 (2010) 684–691. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.12.010>.
- [43] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall, *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 1719–1725. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.001>.
- [44] S.K. Saha, Thermal and friction characteristics of laminar flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and wire coil inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34 (2010) 63–72. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.09.003>.
- [45] S. Gunes, E. Manay, E. Senyigit, V. Ozceyhan, A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts, *Applied Thermal Engineering*. 31 (2011) 2568–2577. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.022>.
- [46] O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, Experimental investigation on heat transfer enhancement of a tube with coiled-wire inserts installed with a separation from the tube wall, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 78 (2016) 88–94. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.08.024>.
- [47] O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, Experimental investigation on heat transfer enhancement in a circular tube with equilateral triangle cross sectioned coiled-wire inserts, *Applied Thermal Engineering*. 131 (2018) 686–695. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.051>.
- [48] C. Yu, H. Zhang, Y. Wang, M. Zeng, B. Gao, Numerical study on turbulent heat transfer performance of twisted oval tube with different cross sectioned wire coil, *Case Studies in Thermal Engineering*. 22 (2020) 100759. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100759>.
- [49] İ.H. Yılmaz, A. Mwesigye, T.T. Göksu, Enhancing the overall thermal performance of a large aperture parabolic trough solar collector using wire coil inserts, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 39 (2020) 100696. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100696>.
- [50] L. Wang, B. Sundén, Performance comparison of some tube inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 29 (2002) 45–56. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(01\)00323-2](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(01)00323-2).
- [51] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators, *Solar Energy*. 78 (2005) 483–494. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.09.021>.
- [52] Y.-W. Chiu, J.-Y. Jang, 3D numerical and experimental analysis for thermal–hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts, *Applied Thermal Engineering*. 29 (2009) 250–258. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.030>.

- [53] P. Bharadwaj, A.D. Khondge, A.W. Date, Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 52 (2009) 1938–1944. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.038>.
- [54] V. Hejazi, M.A. Akhavan-Behabadi, A. Afshari, Experimental investigation of twisted tape inserts performance on condensation heat transfer enhancement and pressure drop, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 1376–1387. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.07.021>.
- [55] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34 (2010) 711–719. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.12.013>.
- [56] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, Heat Transfer and Friction Factor Studies in a Circular Tube Fitted with Twisted Tape Consisting of Wire-nails, *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 18 (2010) 1038–1042. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(09\)60166-X](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(09)60166-X).
- [57] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, C. Thianpong, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 310–318. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.09.006>.
- [58] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53 (2010) 1364–1372. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.023>.
- [59] P.K. Nagarajan, Y. Mukkamala, P. Sivashanmugam, Studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a micro-finned tube fitted with left–right inserts, *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 1666–1672. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.03.025>.
- [60] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvong, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 39–46. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.08.010>.
- [61] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34 (2010) 53–62. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.09.002>.
- [62] J. Guo, A. Fan, X. Zhang, W. Liu, A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*. 50 (2011) 1263–1270. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.010>.
- [63] S.R. Shabanian, M. Rahimi, M. Shahhosseini, A.A. Alsairafi, CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 383–390. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.015>.
- [64] Y. Wang, M. Hou, X. Deng, L. Li, C. Huang, H. Huang, G. Zhang, C. Chen, W. Huang, Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling, *Applied Thermal Engineering*. 31 (2011) 1141–1149. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.009>.

- [65] K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 348–352. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.007>.
- [66] P. Naphon, T. Suchana, Heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tube with twisted wires brush inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 236–241. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.11.018>.
- [67] P. Promvongse, S. Pethkool, M. Pimsarn, C. Thianpong, Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 39 (2012) 953–959. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.05.015>.
- [68] A. Karami, E. Rezaei, M. Shahhosseni, M. Aghakhani, Fuzzy logic to predict the heat transfer in an air cooler equipped with different tube inserts, *International Journal of Thermal Sciences*. 53 (2012) 141–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.10.016>.
- [69] S.W. Chang, M.H. Guo, Thermal performances of enhanced smooth and spiky twisted tapes for laminar and turbulent tubular flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 55 (2012) 7651–7667. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.07.077>.
- [70] K. Nanan, K. Yongsiri, K. Wongcharee, C. Thianpong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement by helically twisted tapes inducing co- and counter-swirl flows, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 46 (2013) 67–73. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.015>.
- [71] M.M.K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin, M. Saha, L.A. Memon, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 48 (2013) 124–132. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.08.024>.
- [72] M.M.K. Bhuiya, M.S.U. Chowdhury, M. Saha, M.T. Islam, Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 46 (2013) 49–57. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.012>.
- [73] S. Eiamsa-Ard, K. Wongcharee, Heat transfer characteristics in micro-fin tube equipped with double twisted tapes: Effect of twisted tape and micro-fin tube arrangements, *J Hydrodyn*. 25 (2013) 205–214. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(13\)60355-8](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(13)60355-8).
- [74] B. Salam, S. Biswas, S. Saha, M.M.K. Bhuiya, Heat Transfer Enhancement in a Tube using Rectangular-cut Twisted Tape Insert, *Procedia Engineering*. 56 (2013) 96–103. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.03.094>.
- [75] S. Eiamsa-ard, P. Somkleang, C. Nuntadusit, C. Thianpong, Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated-axis length, *Applied Thermal Engineering*. 54 (2013) 289–309. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.01.041>.
- [76] X. Zhang, Z. Liu, W. Liu, Numerical studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube fitted with helical screw-tape without core-rod inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 60 (2013) 490–498. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.041>.
- [77] K. Nanan, C. Thianpong, P. Promvongse, S. Eiamsa-ard, Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes, *International Communications in*

- Heat and Mass Transfer. 52 (2014) 106–112. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.01.018>.
- [78] M.M.K. Bhuiya, A.S.M. Sayem, M. Islam, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin, Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 50 (2014) 25–33. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.005>.
- [79] J.D. Zhu, H. Chen, Numerical Study on Enhanced Heat Transfer by Twisted Tape Inserts inside Tubes, *Procedia Engineering*. 130 (2015) 256–262. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.219>.
- [80] P. Li, Z. Liu, W. Liu, G. Chen, Numerical study on heat transfer enhancement characteristics of tube inserted with centrally hollow narrow twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 88 (2015) 481–491. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.103>.
- [81] S. Chokphoemphun, M. Pimsarn, C. Thianpong, P. Promvonge, Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts, *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 23 (2015) 755–762. <https://doi.org/10.1016/j.cjche.2015.01.003>.
- [82] C. Zhang, D. Wang, K. Ren, Y. Han, Y. Zhu, X. Peng, J. Deng, X. Zhang, A comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 53 (2016) 433–449. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.048>.
- [83] C. Vashistha, A.K. Patil, M. Kumar, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts, *Applied Thermal Engineering*. 96 (2016) 117–129. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.077>.
- [84] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, J.P. Meyer, Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences*. 99 (2016) 238–257. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.015>.
- [85] V. Singh, S. Chamoli, M. Kumar, A. Kumar, Heat transfer and fluid flow characteristics of heat exchanger tube with multiple twisted tapes and solid rings inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 102 (2016) 156–168. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2016.01.013>.
- [86] S.W. Chang, W.L. Cai, R.S. Syu, Heat transfer and pressure drop measurements for tubes fitted with twin and four twisted fins on rod, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 74 (2016) 220–234. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.01.001>.
- [87] M.M.K. Bhuiya, A.K. Azad, M.S.U. Chowdhury, M. Saha, Heat transfer augmentation in a circular tube with perforated double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 74 (2016) 18–26. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.03.001>.
- [88] T.O. Oni, M.C. Paul, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow of water through a circular tube induced with divers' tape inserts, *Applied Thermal Engineering*. 98 (2016) 157–168. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.039>.
- [89] A.R. Singh Suri, A. Kumar, R. Maithani, Effect of square wings in multiple square perforated twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube, *Case Studies in Thermal Engineering*. 10 (2017) 28–43. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.03.002>.
- [90] Y. Hong, J. Du, S. Wang, Experimental heat transfer and flow characteristics in a spiral grooved tube with overlapped large/small twin twisted tapes, *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer. 106 (2017) 1178–1190. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.098>.
- [91] W. Chingtuaythong, P. Promvonge, C. Thianpong, M. Pimsarn, Heat transfer characterization in a tubular heat exchanger with V-shaped rings, *Applied Thermal Engineering*. 110 (2017) 1164–1171. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.020>.
- [92] Y. Hong, J. Du, S. Wang, S.-M. Huang, W.-B. Ye, Effect of decaying swirl flow on tubular turbulent heat transfer enhancement by using short length helical tapes, *Chemical Engineering Research and Design*. 138 (2018) 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2018.08.009>.
- [93] E. Jalil, K. Goudarzi, Experimental study of heat transfer enhancement in the evaporator of single-effect absorption chiller using new different tube insert, *Applied Thermal Engineering*. 128 (2018) 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.004>.
- [94] S. Eiamsa-ard, W. Changcharoen, R. Beigzadeh, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, V. Chuwattanakul, Influence of co/counter arrangements of multiple twisted-tape bundles on heat transfer intensification, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*. 160 (2021) 108304. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2021.108304>.
- [95] R. Kumar, G. Nandan, G. Dwivedi, A. Kumar Shukla, R. Shrivastava, Modeling of triangular perforated twisted tape with V-Cuts in double pipe heat exchanger, *Materials Today: Proceedings*. 46 (2021) 5389–5395. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.038>.
- [96] T. Dagdevir, M. Uyanik, V. Ozceyhan, The experimental thermal and hydraulic performance analyses for the location of perforations and dimples on the twisted tapes in twisted tape inserted tube, *International Journal of Thermal Sciences*. 167 (2021) 107033. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107033>.
- [97] K.L. Liaw, J.C. Kurnia, A.P. Sasmito, Turbulent convective heat transfer in helical tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 169 (2021) 120918. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120918>.
- [98] M.Z. Hayat, G. Nandan, A.K. Tiwari, S.K. Sharma, R. Shrivastava, A.K. Singh, Numerical study on heat transfer enhancement using twisted tape with trapezoidal ribs in an internal flow, *Materials Today: Proceedings*. 46 (2021) 5412–5419. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.061>.
- [99] G. Pathipakka, P. Sivashanmugam, Heat transfer behaviour of nanofluids in a uniformly heated circular tube fitted with helical inserts in laminar flow, *Superlattices and Microstructures*. 47 (2010) 349–360. <https://doi.org/10.1016/j.spmi.2009.12.008>.
- [100] L.S. Sundar, K.V. Sharma, Turbulent heat transfer and friction factor of Al₂O₃ Nanofluid in circular tube with twisted tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53 (2010) 1409–1416. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.016>.
- [101] L. Syam Sundar, N.T. Ravi Kumar, M.T. Naik, K.V. Sharma, Effect of full length twisted tape inserts on heat transfer and friction factor enhancement with Fe₃O₄ magnetic nanofluid inside a plain tube: An experimental study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 55 (2012) 2761–2768. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.040>.
- [102] M.T. Naik, G.R. Janardana, L.S. Sundar, Experimental investigation of heat transfer and friction factor with water–propylene glycol based CuO nanofluid in a tube with twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 46 (2013) 13–21. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.007>.

- [103] H. Maddah, M. Alizadeh, N. Ghasemi, S.R. Wan Alwi, Experimental study of Al₂O₃/water nanofluid turbulent heat transfer enhancement in the horizontal double pipes fitted with modified twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 78 (2014) 1042–1054. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.059>.
- [104] S. Eiamsa-ard, K. Kiatkittipong, Heat transfer enhancement by multiple twisted tape inserts and TiO₂/water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*. 70 (2014) 896–924. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.062>.
- [105] W.H. Azmi, K.V. Sharma, P.K. Sarma, R. Mamat, S. Anuar, L. Syam Sundar, Numerical validation of experimental heat transfer coefficient with SiO₂ nanofluid flowing in a tube with twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*. 73 (2014) 296–306. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.060>.
- [106] S. Eiamsa-ard, K. Kiatkittipong, W. Jedsadaratanachai, Heat transfer enhancement of TiO₂/water nanofluid in a heat exchanger tube equipped with overlapped dual twisted-tapes, *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 18 (2015) 336–350. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.01.008>.
- [107] P.V.D. Prasad, A.V.S.S.K.S. Gupta, K. Deepak, Investigation of Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert in a Double Pipe U-Tube Heat Exchanger using Al₂O₃/Water Nanofluid, *Procedia Materials Science*. 10 (2015) 50–63. <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2015.06.025>.
- [108] N.T. Ravi Kumar, P. Bhramara, A. Kirubeil, L. Syam Sundar, M.K. Singh, A.C.M. Sousa, Effect of twisted tape inserts on heat transfer, friction factor of Fe₃O₄ nanofluids flow in a double pipe U-bend heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 95 (2018) 53–62. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.03.020>.
- [109] T. Dagdevir, V. Ozceyhan, An experimental study on heat transfer enhancement and flow characteristics of a tube with plain, perforated and dimpled twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences*. 159 (2021) 106564. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106564>.
- [110] P. Promvong, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, *Energy Conversion and Management*. 47 (2006) 2867–2882. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.03.034>.
- [111] A. Joardar, A.M. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*. 31 (2008) 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.04.011>.
- [112] S. Eiamsa-ard, S. Rattanawong, P. Promvong, Turbulent convection in round tube equipped with propeller type swirl generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 36 (2009) 357–364. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.01.007>.
- [113] A.E. Zohir, A.A. Abdel Aziz, M.A. Habib, Heat transfer characteristics in a sudden expansion pipe equipped with swirl generators, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 32 (2011) 352–361. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.06.009>.
- [114] P. Promvong, C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 749–756. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.014>.
- [115] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type

- swirl generators, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 45 (2013) 8–15. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.009>.
- [116] A.E. Zohir, A.G. Gomaa, Heat transfer enhancement through sudden expansion pipe airflow using swirl generator with different angles, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 45 (2013) 146–154. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.10.018>.
- [117] T. Bali, B.A. Sarac, Experimental investigation of decaying swirl flow through a circular pipe for binary combination of vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 53 (2014) 174–179. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.030>.
- [118] P. Promvong, S. Suwannapan, M. Pimsarn, C. Thianpong, Experimental study on heat transfer in square duct with combined twisted-tape and winglet vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 59 (2014) 158–165. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.005>.
- [119] S. Chamoli, R. Lu, P. Yu, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts, *Applied Thermal Engineering*. 121 (2017) 1117–1134. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.145>.
- [120] P. Promvong, S. Skullong, Enhanced thermal performance in tubular heat exchanger contained with V-shaped baffles, *Applied Thermal Engineering*. 185 (2021) 116307. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116307>.
- [121] M.E. Nakhchi, M. Hatami, M. Rahmati, Experimental investigation of performance improvement of double-pipe heat exchangers with novel perforated elliptic turbulators, *International Journal of Thermal Sciences*. 168 (2021) 107057. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107057>.
- [122] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, P. Promvong, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 35 (2008) 120–129. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.07.003>.
- [123] A. Fan, J. Deng, J. Guo, W. Liu, A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts, *Applied Thermal Engineering*. 31 (2011) 2819–2828. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.007>.
- [124] K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 50 (2011) 211–219. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2010.11.012>.
- [125] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Influence of Double-sided Delta-wing Tape Insert with Alternate-axes on Flow and Heat Transfer Characteristics in a Heat Exchanger Tube, *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 19 (2011) 410–423. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(11\)60001-3](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(11)60001-3).
- [126] Sh. Ghadirijafarbeigloo, A.H. Zamzaman, M. Yaghoubi, 3-D Numerical Simulation of Heat Transfer and Turbulent Flow in a Receiver Tube of Solar Parabolic Trough Concentrator with Louvered Twisted-tape Inserts, *Energy Procedia*. 49 (2014) 373–380. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.040>.
- [127] S. Skullong, P. Promvong, C. Thianpong, M. Pimsarn, Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 95 (2016) 230–242. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.007>.
- [128] A.T. Wijayanta, T. Istanto, K. Kariya, A. Miyara, Heat transfer enhancement of internal flow by inserting punched delta winglet vortex generators with various attack

- angles, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 87 (2017) 141–148. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.05.002>.
- [129] S. Skullong, P. Promvong, C. Tianpong, N. Jayranaiwachira, Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated-delta-winglet pairs, *Applied Thermal Engineering*. 115 (2017) 229–243. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.082>.
- [130] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D.D. Ganji, Experimental study of the influence of perforated circular-ring on pressure loss and heat transfer enhancement using sensitivity analysis, *Applied Thermal Engineering*. 91 (2015) 739–748. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.068>.
- [131] D. Sahel, H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla, Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles, *Applied Thermal Engineering*. 101 (2016) 156–164. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.136>.
- [132] S. Skullong, P. Promvong, N. Jayranaiwachira, C. Tianpong, Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts, *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*. 109 (2016) 164–177. <https://doi.org/10.1016/j.ccep.2016.09.005>.
- [133] A.T. Wijayanta, I. Yaningsih, M. Aziz, T. Miyazaki, S. Koyama, Double-sided delta-wing tape inserts to enhance convective heat transfer and fluid flow characteristics of a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*. 145 (2018) 27–37. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.009>.
- [134] T. R. G. Kb, S.H. Manjunath, B.S. Dayananda, Experimental investigation of turbulent flow behavior in an air to air double pipe heat exchanger using novel para winglet tape, *Case Studies in Thermal Engineering*. 22 (2020) 100791. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100791>.
- [135] J. Wu, P. Liu, M. Yu, Z. Liu, W. Liu, Thermo-hydraulic performance and exergy analysis of a fin-and-tube heat exchanger with sinusoidal wavy winglet type vortex generators, *International Journal of Thermal Sciences*. 172 (2022) 107274. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107274>.
- [136] A.J. Modi, N.A. Kalel, M.K. Rathod, Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 158 (2020) 119724. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724>.
- [137] P. Promvong, P. Promthaisong, S. Skullong, Thermal performance augmentation in round tube with louvered V-winglet vortex generator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 182 (2022) 121913. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121913>.
- [138] J. Wang, T. Fu, L. Zeng, F. Lien, G. Chen, Thermal-hydraulic performance in a tube with punched delta winglets inserts in turbulent flow, *International Journal of Thermal Sciences*. 172 (2022) 107326. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107326>.
- [139] M.R. Salem, M.K. Althafeeri, K.M. Elshazly, M.G. Higazy, M.F. Abdrabbo, Experimental investigation on the thermal performance of a double pipe heat exchanger with segmental perforated baffles, *International Journal of Thermal Sciences*. 122 (2017) 39–52. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.008>.
- [140] S. Chamoli, P. Yu, A. Kumar, Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis, *Applied Thermal Engineering*. 103 (2016) 1339–1350. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.166>.

- [141] M. Sheikholeslami, D.D. Ganji, Heat transfer enhancement in an air to water heat exchanger with discontinuous helical turbulators; experimental and numerical studies, *Energy*. 116 (2016) 341–352. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.120>.
- [142] A. García, J.P. Solano, P.G. Vicente, A. Viedma, Enhancement of laminar and transitional flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 50 (2007) 3176–3189. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.015>.
- [143] P. Promvong, Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts, *Energy Conversion and Management*. 49 (2008) 8–15. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.009>.
- [144] P. Promvong, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, *Energy Conversion and Management*. 49 (2008) 2949–2955. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.06.022>.
- [145] Z.F. Huang, A. Nakayama, K. Yang, C. Yang, W. Liu, Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53 (2010) 1164–1174. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.038>.
- [146] S. Eiamsa-ard, P. Nivesrangsarn, S. Chokphoemphun, P. Promvong, Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 850–856. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.05.012>.
- [147] X. Tang, D. Zhu, Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement of a Rectangular Channel with Discontinuous Crossed Ribs and Grooves, *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 20 (2012) 220–230. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(12\)60382-6](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(12)60382-6).
- [148] Y. Hong, X. Deng, L. Zhang, 3D Numerical Study on Compound Heat Transfer Enhancement of Converging-diverging Tubes Equipped with Twin Twisted Tapes, *Chinese Journal of Chemical Engineering*. 20 (2012) 589–601. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(11\)60223-1](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(11)60223-1).
- [149] Z. Zhang, W. Yang, C. Guan, Y. Ding, F. Li, H. Yan, Heat transfer and friction characteristics of turbulent flow through plain tube inserted with rotor-assembled strands, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 38 (2012) 33–39. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.11.004>.
- [150] Z. Zhang, Y. Ding, C. Guan, H. Yan, W. Yang, Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger by means of rotor-assembled strands, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 60 (2012) 26–33. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2012.06.003>.
- [151] H. Karakaya, A. Durmuş, Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 60 (2013) 756–762. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.054>.
- [152] S. Ray, R. Eder, T.M. Wittenschlaeger, I. Jaeger, V. Uhlig, D. Trimis, Numerical and experimental investigation of heat transfer augmentation potential of wire-loop structures, *International Journal of Thermal Sciences*. 90 (2015) 370–384. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.008>.
- [153] Z. Huang, G.L. Yu, Z.Y. Li, W.Q. Tao, Numerical Study on Heat Transfer Enhancement in a Receiver Tube of Parabolic Trough Solar Collector with Dimples, Protrusions and Helical Fins, *Energy Procedia*. 69 (2015) 1306–1316. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.149>.
- [154] W. Tu, Y. Wang, Y. Tang, A numerical study on thermal-hydraulic characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with pipe inserts, *Applied Thermal*

- Engineering. 101 (2016) 413–421.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.106>.
- [155] X. Gong, F. Wang, H. Wang, J. Tan, Q. Lai, H. Han, Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting, *Solar Energy*. 144 (2017) 185–202.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.020>.
- [156] D.-H. Kim, E.J.T. Pialago, J.-Y. Shin, O.K. Kwon, M.-S. Kim, C.W. Park, Performance characteristics of heat exchanger with internal turbulence generators under various blade configurations and operating conditions, *Applied Thermal Engineering*. 123 (2017) 562–572.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.119>.
- [157] S. Xie, Z. Liang, L. Zhang, Y. Wang, A numerical study on heat transfer enhancement and flow structure in enhanced tube with cross ellipsoidal dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 125 (2018) 434–444.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.106>.
- [158] S. Huang, H. Zhu, Y. Zheng, Z. Wan, Y. Tang, Compound thermal performance of an arc-shaped inner finned tube equipped with Y-branch inserts, *Applied Thermal Engineering*. 152 (2019) 475–481.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.081>.
- [159] C. Yu, T. Cheng, J. Chen, Z. Ren, M. Zeng, Investigation on thermal-hydraulic performance of parallel-flow shell and tube heat exchanger with a new type of anti-vibration baffle and wire coil using RSM method, *International Journal of Thermal Sciences*. 138 (2019) 351–366. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.12.035>.
- [160] S.M. Abolarin, M. Everts, J.P. Meyer, The influence of peripheral u-cut twisted tapes and ring inserts on the heat transfer and pressure drop characteristics in the transitional flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 132 (2019) 970–984.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.051>.
- [161] Q. Xiong, M. Izadi, M. Shokri rad, S.A. Shehzad, H.A. Mohammed, 3D Numerical Study of Conical and Fusiform Turbulators for Heat Transfer Improvement in a Double-Pipe Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 170 (2021) 120995. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120995>.
- [162] H. Singh, C. Kishore, K.C. Nithin Kumar, P.P. Patil, S. Avikal, Numerical analysis of thermal-hydraulic performance of fully developed turbulent flow in heat exchanger tube with Half Moon inserts, *Materials Today: Proceedings*. 46 (2021) 11182–11189.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.385>.
- [163] M.T. Naik, S.S. Fahad, L. Syam Sundar, M.K. Singh, Comparative study on thermal performance of twisted tape and wire coil inserts in turbulent flow using CuO/water nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 57 (2014) 65–76.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.04.006>.
- [164] A. Azari, M. Derakhshandeh, An experimental comparison of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃ nanofluids in a tube with and without butterfly tube inserts, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. 52 (2015) 31–39.
<https://doi.org/10.1016/j.jtice.2015.02.009>.
- [165] İ. Kurtbaş, F. Gülçimen, A. Akbulut, D. Buran, Heat transfer augmentation by swirl generators inserted into a tube with constant heat flux, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 36 (2009) 865–871.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.04.011>.
- [166] ANSYS FLUENT, Fluent, A., ANSYS Fluent 19.2 user's guide, (2013).
<http://www.ansys.com>.

- [167] A. Mwesigye, İ.H. Yılmaz, Thermal and thermodynamic benchmarking of liquid heat transfer fluids in a high concentration ratio parabolic trough solar collector system, *Journal of Molecular Liquids*. 319 (2020) 114151. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2020.114151>.
- [168] Blasius PRH, Das aehnlichkeitsgesetz bei reibungsvorgängen in flüssigkeiten. *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, (1913) 1–41.
- [169] B.S. Petukhov, Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, in: *Advances in Heat Transfer*, Elsevier, 1970: pp. 503–564. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9).
- [170] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 12 (1985) 3–22. [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X).
- [171] Gnielinski V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, <https://Ci.Nii.Ac.Jp/Naid/10024972801/>. 2 (1976) 359–368.
- [172] S.J. Kline, Describing uncertainty in single sample experiments., (1953) 3–8.
- [173] T. Chompookham, W. Chingtuaythong, S. Chokphoemphun, Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*. 171 (2022) 107184. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107184>.
- [174] S.W. Chang, J.Y. Gao, H.L. Shih, Thermal performances of turbulent tubular flows enhanced by ribbed and grooved wire coils, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 90 (2015) 1109–1124. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.070>.
- [175] P. Promvong, Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, *Energy Conversion and Management*. 49 (2008) 980–987. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.10.005>.
- [176] S.K. Singh, M. Kumar, A. Kumar, A. Gautam, S. Chamoli, Thermal and friction characteristics of a circular tube fitted with perforated hollow circular cylinder inserts, *Applied Thermal Engineering*. 130 (2018) 230–241. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.090>.
- [177] U.V. Awasarmol, A.T. Pise, An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 68 (2015) 145–154. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.04.008>.
- [178] H. Meng, G. Zhu, Y. Yu, Z. Wang, J. Wu, The effect of symmetrical perforated holes on the turbulent heat transfer in the static mixer with modified Kenics segments, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 99 (2016) 647–659. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.110>.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Taha Tuna GÖKSU

ÖĞRENİM DURUMU:

- Lisans : 2013, Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,
- Yüksek Lisans : 2016, Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Termodinamik Bilim Dalı
- Doktora : 2022, İnönü Üniversite, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Program

MESLEKİ DENEYİM:

2014-2015 Muş Alparslan Üniversitesi

2015-2017 Gaziantep Üniversitesi

2017-2018 Muş Alparslan Üniversitesi

2018- Adıyaman Üniversitesi

Göksu, T. T., & Behçet, R. (2021). Numerical Investigation of the Effect of Edge Length of Square Helical Wires on Heat Transfer and Pressure Drop. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (28), 602-606.

Göksu, T. T., Yılmaz, İ. H., & Behçet, R. (2022). Numerical investigation of the thermo-hydraulic performance of DNA inspired double and triple helix wire coils. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 171, 108736.

Göksu, T. T., & Behçet, R. (2022). Experimental investigation of the effect of a novel curved winglet vortex generator on heat transfer with a designed controller circuit. *International Journal of Thermal Sciences*, 180, 107724.

Göksu, T. T., & Behçet, R. (2021). Numerical Investigation of the Effect of Wall Distance on Heat Transfer Improvement, 6th International Conference on Advances in Mechanical Engineering(ICAME 21), İstanbul, Türkiye, 20-22 Ekim

Göksu, T. T., & Behçet, R. (2021). 1st International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences(ICAENS), Konya, Türkiye, 01-03 Kasım

