



T.C.

**BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE YENİ
GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ**

Ufuk ERTAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Kasım-2019
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Ufuk ERTAN tarafından hazırlanan "Isı Değiştiricilerinde Yeni Geliştirilen Türbülatörlerin Isı Transferi ve Basınc Kaybına Etkisi" adlı tez çalışması 15/11/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri yeleri

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Aydın DİKİCİ

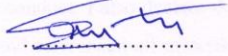
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

ye

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

İmza







Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.


Prof. Dr. Şahinaz TİĞREK
FBE Müdürü



TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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

Ufuk ERTAN

Tarih:

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE YENİ GELİŞTİRİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

Ufuk ERTAN

Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

2019, 44 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Aydın DİKİCİ
Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ
Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

Enerji hayatımızı sürdürebilmemiz için vazgeçilmez bir olgudur. Enerji kaynaklarının gelecekte tükenme ihtimalinin bulunmasından dolayı insanlar alternatif enerji kaynaklarına yönelmiş bunun yanı sıra enerjiyi verimli bir şekilde kullanarak enerji tasarrufu sağlama yollarını aramışlardır. Endüstride sık kullanılan ısı değiştiricilerinin etkinliğini artırmanın bir yolu da türbülator kullanımıdır. Türbülator kullanılarak ısı transfer katsayısının dolayısıyla ısı transferinin artması sağlanabilir.

Bu çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricilerinde türbülatorler farklı konfigürasyonlarda kullanılarak $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında 6 farklı Reynold sayısı için deneyler yapılmıştır. Çalışmada ısı transferi, basınç kaybı, sürtünme faktörü ve ekserji analizi türbülatorlü ve türbülatorsüz (boş boru) durumlar için hesaplanmış ve karşılaştırma yapılarak grafik yöntemiyle sunulmuştur.

Yapılan analizlerde $Re=30000$ için türbülatorün beş adet, 4.5 cm adımda ve giriş kısmında konumlandırıldığında ısı transferi ve basınç kaybı değerinin maksimum olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler:Enerji verimliliği, Isı değiştiriciler, Isı transferi, Türbülator.

ABSTRACT

MS THESIS

THE EFFECT OF NEWLY DEVELOPED TURBULATORS ON HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSS IN HEAT EXCHANGERS

Ufuk ERTAN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE / DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Assist. Prof. Dr. Hakan KARAKAYA

2019, 44 Pages

Jury

**Assist. Prof. Dr. Aydın DİKİCİ
Assist. Prof. Dr. Adem YILMAZ
Assist. Prof. Dr. Hakan KARAKAYA**

Energy is an indispensable fact for us to sustain our lives. Directed by alternative source sources, as well as energy efficient one way to increase the efficiency of commonly used heat transfer coefficient of thermal heat transfer can be increased.

The newly designed turbulators in the import tube heat exchangers are available in different configurations. Experiments for 6 different Reynold numbers at $5000 \leq Re \leq 30000$ are here. In this study, heat transfer, pressure loss, friction loss coefficient and exergy analysis are performed by calculated and filtered garph method for tubulator and non-turbulator (empty pipe) situations.

In the analysis, it was determined that the heat transfer and plasure loss values were maximum when $Re=30000$ was placed in five steps of 4.5 cm and the entrance of the turbulator.

Keywords: Energy efficiency, heat exchanger, heat transfer, turbulator.

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans eğitimine başladığım günden itibaren hep yanımda olan ve hiçbir zaman desteğini, ilgisini ve yardımını esirgemeyen değerli danışman hocam Dr.Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA' ya teşekkürlerimi sunarım.

Bunun yanında, yaptığım tüm faaliyetlerde sürekli yanımda olan, beni yetiştiren ve başarılı bir birey olmamı sağlayan aileme, tez çalışmam süresince bana büyük sabır gösteren, her türlü yardımı ve desteğini esirgemeyen eşime ve oğluma minnettarım.

Ufuk ERTAN
BATMAN-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
Simgeler	viii
Kısaltmalar.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Isı Transfer Yöntemleri	2
1.2 Türbülatorler	3
Şekil 1.1 Türbülator Örneği	4
1.2.1 Isı Transferine Etkisi.....	4
1.3 Isı Değiştiriciler.....	5
1.3.1 Borulu Isı Değiştiriciler	5
1.3.1.1 Çift Borulu Isı Değiştiriciler	5
1.3.1.2 Gövde Borulu Isı Değiştiriciler	6
1.3.1.3 Spiral Borulu Isı Değiştiriciler	7
1.3.2 Levhalı Isı Değiştiriciler	8
1.3.2.1 Contalı Levhalı Isı Değiştiriciler	8
1.3.2.2 Spiral Levhalı Isı Değiştiriciler	8
1.3.2.3 Lamelli Isı Değiştiriciler	9
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	10
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Deneysel Yöntem.....	15
3.2. Hesaplama Yöntemi.....	18
3.2.1. Reynold Sayısının Tespiti	18
3.2.2. Nusselt Sayısının Tespiti	18
3.2.3. Basınç Kaybı ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması.....	19
3.2.4. Ekserji Analizi Hesaplanmaları	19
3.2.5. Boş Boruda Kullanılan Ampirik Bağlantılar.....	20
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	21
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	39
5.1 Sonuçlar	39
5.2 Öneriler	40
KAYNAKLAR	41
ÖZGEÇMİŞ	45

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

Simge	Açıklama
A	: Alan (m^2)
A_y	: İç borunun yanal alanı (m^2)
A_k	: İç borunun kesit alanı (m^2)
C	: Isıl kapasite (W)
C_{ort}	: Ortalama akışkan hızı (m/s)
c_p	: Özgül ısı ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D_i	: İçteki borunun iç çapı (m)
D_H	: Hidrolik çap (m)
E^*	: Ekserji kayıp oranı
f	: Sürtünme faktörü
h_m	: Ortalama ısı taşınım katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
I	: Tersinmezlik
k	: Isı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L	: İç boru uzunluğu (m)
N_s	: Entropi üretim oranı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
ΔP	: Basınç farkı (Pa)
Q	: Akışkana aktarılan toplam ısı (W)
Q_{max}	: Maksimum ısı kazancı (m^2)
Q_g	: Giriş-çıkış arası ısı kazancı (m^2)
\dot{S}_{top}	: Toplam entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta p}$: Basınç farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta T}$: Sıcaklık farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,boş\ boru}$: Boş borudaki entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,tür}$: Türbülantörlü boruda entropi ($W.K^{-1}$)
T_y	: Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_g	: Akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_ç$: Akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_o	: Ortam sıcaklığı (K)
ΔT_1	: Yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı farkı (K)
ΔT_2	: Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı farkı (K)
ΔT_{lm}	: Logaritmik sıcaklık farkı (K)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu ($kg.m^{-3}$)
ϵ	: Etkinlik
\dot{m}	: Havanın kütleli debisi ($kg.s^{-1}$)

Kısaltmalar

Kısaltma	Açıklama
ç	: Çıkış
g	: Giriş
NTU	: Isı geçiş birimi sayısı
ort	: Ortalama



1. GİRİŞ

Enerji, iş yapma kapasitesi veya değişiklik meydana getirme kabiliyeti olarak tanımlanabilir. Başlıca enerji türleri, ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik enerjisi olarak sıralanabilir. Yaşadığımız dünyada enerji yaşamak için ihtiyaç duyduğumuz en önemli kaynaklardan biridir. Bir yerden bir yere gidebilmek, yaşadığımız yerde ısınmak, hayatımızı idame etmek enerjinin varlığıyla mümkün olabilmektedir.

Ancak şu bir gerçek ki enerji sonsuz değildir. Bu nedenle insanoğlunun yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilgisi artmış ve fosil yakıtların bir gün tükeneceği bilim insanları tarafından kabul edilmiştir. Hal böyle olunca da enerji kullanımında tasarruf yapma düşüncesi ön plana çıkarak enerji verimliliği kavramı ortaya çıkmıştır.

Enerji, canlıların yaşamlarını sürdürebilmeleri için vazgeçilmez bir gereksinimdir ve vücut bu enerjiyi tükettiğimiz besinlerden karşılamaktadır. Bunun gibi toplum içerisinde yaşayan insanların, bir düzen içerisinde varlığını devam ettirmesi, üretim yapması, konfor içerisinde yaşayabilmesi için enerjiye ihtiyaç bulunmaktadır. Günlük hayatımızda var olan aydınlatma, klima, ısıtıcı veya araçlar hep enerji tüketerek çalışırlar. İnsanoğlunun enerji kullanma ihtiyacı sanayi devrimiyle beraber artmaya başlamış ve devletlerin gelişmesi ve nüfus artışları devam ettikçe enerji tüketimi de artmıştır (Karaca, 2012).

Isı değiştiriciler akışkanlar arasında ısı transferi yapılmasını sağlayan cihazlardır. En yaygın olan ve basit olarak elde edilebilen borulu tip ısı değiştiricilerdir. Birbirinin içine geçmiş iki borudan oluşan sistemde iki borunun arasından geçen akışkan ile içteki borudan geçen akışkan arasında ısı transferi meydana gelmektedir. Elde edilen bu sistemler evlerdeki ısıtma soğutma sistemlerinde büyük fabrikalara kadar her amaç için kullanılmaktadır (Anonim, 2009).

Enerjinin çok değerli olduğu göz önüne alındığında, ısı değiştiricilerde elde edilen verimin artırılması üzerinde oldukça durulan konulardan biri olmuştur. Verimi artırmak için aktif, pasif veya bunların karması bir yöntem kullanmak mümkündür. Aktif yöntemde dışarıdan bir güç kullanımını gerektirirken pasif yöntemlerde buna gerek bulunmamaktadır. Örnek verecek olursak bir güç kullanarak akışkanda veya yüzeyde belirli titreşimler yaratmak aktif yöntem uygulamayı gerektirirken, yüzey şartlarında sürtünme yaratacak pürüzler oluşturmak veya akışı yavaşlatacak materyaller kullanmak pasif yöntemle çözülebilmektedir. Bu yöntemlerden aktif ve pasif yöntemleri birlikte kullanmak da mümkündür ki bu da karma yöntemlere örnek olarak düşünülebilir.

Bu kapsamda pasif yöntemlerden biri olan boru içerisine materyaller yerleştirme dendiğinde aklımıza türbülötörler gelmektedir (Şahin ve ark., 2008).

Tüm yöntemlerde olduğu gibi türbülötör kullanımında da ana hedef akışkanlar arasındaki ısı transferinin bu sayede de verimin artırılmasıdır. Verimi artırmanın esasen iki temel yöntemi bulunmaktadır. Birincisi akışkanın ısı iletim katsayısının artırılması ki son yıllarda akışkanın içerisine nano partiküller katılarak verimin artırıldığı çok sayıda çalışma bulunmaktadır (Adlı, 2013). Diğeri ise akışkanın boru içerisinde daha uzun süre kalmasını sağlayarak, yüzey alanını büyütürak ısı transferinin artırılmasıdır. Türbülötörler boru içerisine çeşitli geometrik şekillerde ve özelliklerde yerleştirilerek akışkanın hızını yavaşlatmakta, türbülanslar oluşturmakta ve meydana gelen ısı transferini dolayısıyla verimi artırmaktadır.

1.1. Isı Transfer Yöntemleri

Enerjide verimliliğin sağlanması için ısı transferinin artırılması gerekmektedir. Isı transferi 3 yolla meydana gelir. Bunlar; iletim, taşınım ve ışınım (Göktürkler, 2012).

İletim: Birbiri ile temas halinde bulunan iki madde arasında meydana gelen bir ısı transferidir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı yüksek sıcaklıktaki maddeden düşük sıcaklıktaki maddeye doğru transfer olur. Katı cisimler arasında ısı transferi genellikle iletim şeklinde meydana gelir. Ancak sıvı ve gazlar da iletim yapabilirler. Bunun için sıvı ve gazların ortamda hareketsiz bir şekilde durmaları gerekmektedir aksi durumda akışkanlar hareket halinde ise taşınım yoluyla ısı iletimi gerçekleşecektir.

Taşınım: Hareket halindeki akışkanlar ile katı cisimler arasında meydana gelen transferdir. Akışkanla katı cismin yüzey sıcaklığı arasındaki fark sebebiyle meydana gelen ısı transferidir. Bir borunun içerisinde hareket eden akışkanın boruyla temas ettiği yüzeye ısı vermesi veya ısı alması taşınım ile açıklanabilir.

Taşınım doğal ve zorlanmış olarak iki şekilde gerçekleşebilir. Doğal taşınım akışkanın sıcaklık farkında gerçekleşen doğal hareketi neticesinde meydana gelen ısı transferi iken zorlanmış taşınımında akışkanın hareketi pompa ve fan gibi dış etki yardımıyla sağlanır.

Işınım: Elektromanyetik radyasyon yolu ile meydana gelen ısı transferidir. Katı, sıvı ve gazlar elektromanyetik dalgalarla ısı yayımı yaparlar. Işınım ile ısı transferine Güneş'i örnek gösterebiliriz.

Isı transferinin en önemli konusu taşınım yoluyla ısı transferidir. Farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı transferi sağlayan cisimlere ısı değiştiriciler denir. Isı değiştiricilerde akışkanlar, katı cisimler ile birbirlerinden ayrıldığından, bu yolla ısı taşınımının en önemli mekanizmasıdır. Isı değiştiriciler özellikle atık enerjileri yararlı hale getirdiğinden sanayide çok ilgi görmekte ve kullanılmaktadır. En basit tipte ısı değiştiriciler iç içe yerleştirilmiş iki borudan meydana gelmektedir. Akışkanlardan biri içteki borunun içerisinde akarken diğer akışkan da iki boru arasındaki boşluktan akmaktadır. İki akışkanı ayıran boru yüzeyinde ısı transferi meydana gelerek sıcaklığı yüksek olan akışkandan düşük olan akışkana ısı transferi gerçekleşir. Isı transferi aktif ve pasif olmak üzere iki farklı şekilde sınıflandırılır.

Aktif Yöntem: Dışarıdan bir güç harcamak suretiyle akışkana ısı transfer edilmesi ile gerçekleştirilen yöntemdir.

Pasif Yöntem: İlave enerji harcamaksızın yüzey değiştirme, kaplama vb. şekilde dışarıdan her hangi bir güç harcanmaksızın ısı transferinin artırılmasını sağlayan yöntemdir (Durmuş ve ark.,2002).

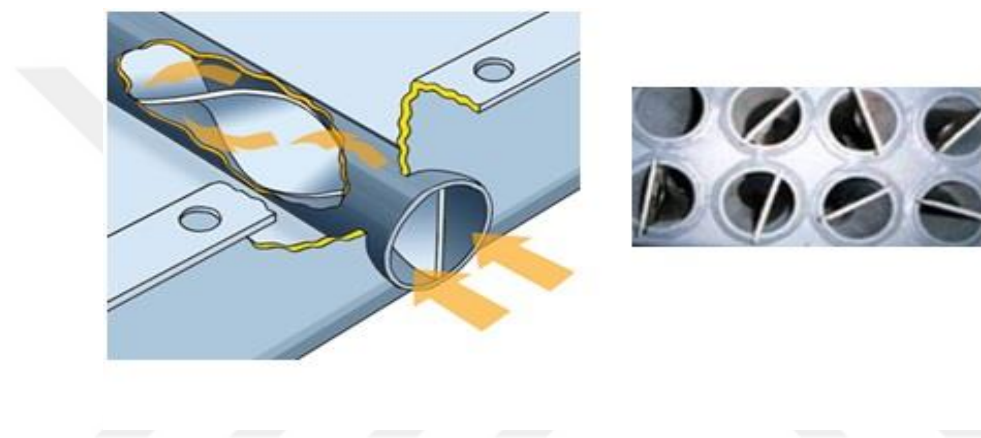
Isı transferini artırmak için kullanılan en yaygın yöntem yüzey alanının büyütülmesidir. Ancak tek başına yeterli olmadığı gibi aktif veya pasif yöntemlerin bir veya birkaçı birlikte kullanılarak tasarım yapılabilir. Isı taşınımının artırılması için türbülans oluşturularak akışkanın yüzeyle temas noktalarının çoğaltılması ve temas süresinin artırılması sağlanmak suretiyle fayda elde edilmektedir. Bunun sağlanması için türbülötörler kullanılmış ve yapılan çalışmalarda etkili olduğu gözlenmiştir (Anonim, 2009).

1.2. Türbülötörler

Enerji kaynaklarının hızla tükendiği çağımızda, alternatif enerji kaynakları arayışları ve tükenmeyen enerjilerinin kullanımının yaygınlaştırılması çalışmaları hızla devam ederken tükenen enerji kaynaklarının verimli kullanılması ve tükenme hızının yavaşlatılması da çok önem kazanmıştır. Yeni enerji kaynağı arayışları devam ederken mevcut kaynakları kullanarak daha fazla enerji elde etmek ve enerji verimliliği sağlamanın çeşitli yöntemleri bulunmaktadır. Bu yöntemlerden birisi de örneği Şekil 1.1.'de gösterilen türbülötörlerdir. Türbülanslı akışlarla verimin artırıldığı ilk olarak 1921 yılında Royds tarafından yapılan deneysel çalışmalarla ortaya konmuş ve ardından bir çok yeni çalışma bu bilgiye katkı sağlamıştır (Durmuş ve ark., 2002).

Türbülötörler, özellikle kazanlarda ve yüksek enerji içeren kızgın buharın egzozdan atıldığı endüstriyel fabrikalarda, atılan dumanda var olan enerjiden daha çok faydalanılmasını sağlamak üzere tasarlanmış ve bu konuda birçok araştırma yapılmıştır. Bu kapsamda atılan kızgın buhar dumanın atılmadan önce ısı transfer yüzeylerine daha çok ve daha uzun süre temas etmesini sağlamak üzere türbülötörler kullanılmaktadır (Boran ve ark., 2014).

Bu sayede kullanılan enerji miktarı aynı olduğu halde dışarı atılan enerji miktarını en aza indirmek suretiyle en fazla verimi elde etmek üzerine kurulmuş sistemlerin birisidir.



Şekil 1.1. Türbülötör örneği

1.2.1. Isı Transferine Etkisi

Türbülötörler aşağıda verdiğimiz sebeplerden dolayı ısı transferini artırır;

- Isı Transfer alanını artırır.
- Akış ortamına rahat yerleştirilerek sınır tabakanın parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlar.
- Akım yolunu uzatır.
- Akım ortamının türbülans şiddetini artırır.
- Akış ortamında dönmeli ve ikincil akış oluştururlar.

Dönmeli akışlar; sarımlı teller, spiral kanatçıklar, bükülmüş şeritler, pervaneler gibi cisimlerin akış ortamına yerleştirilmesiyle oluşturulmaktadır. Borulardaki ısı transferini artırmak için yapılan çalışmalar ısı değiştiricisindeki yüksek performansın elde edilebilmesi için oldukça önemlidir. Bir boruda ısı transferi, boru cidarına yerleştirilmiş kuşak, kanat gibi çıkıntılar sayesinde artırılabilir. Bunlardan başka bakımı,

sökülüp değiştirilmesi ve temizlenmesi kolay çeşitli tiplerde türbülötör tak-sök olarak kullanılabilirler (Turgut, 2001).

1.3. Isı Değiştiriciler

Sıcaklığını değiştirmek istediğimiz bir akışkanı, her hangi bir direk temas sağlamayacak şekilde başka bir akışkan vasıtasıyla ısınımsını değiştirmek üzere tasarlanmış cihazlara ısı değiştirici denir. Tek noktadan uzak aralıklarla tesis edilmiş binaların ısıtılması esnasında, borular içerisinde geçen sıcak akışkanın ısınımsında kayıplar yaşanması, sorunun çözümünde ısı değiştiriciler kullanılmasını tetiklemiş ve kayıpların önlenmesinde önemli ölçüde başarılı olunmuştur. Yaygın olarak ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiriciler genel olarak borulu veya levhalı olacak şekilde üretilerek kullanılırlar.

1.3.1. Borulu Isı Değiştiriciler

Birbiri içerisinde geçen iki boru şeklinde kolayca imal edilebilirler. Biri borunun içerisinde diğeri de borunun dışında hareket eden akışkanların birbirine karışması önlenmiştir. İç içe borularla istenildiği gibi tasarlanabilecek esnekliğe sahip ısı değiştiricilerdir.

En çok kullanılan ısı değiştirici türü olan borulu tip, tasarım esnekliği sağlamasının yanında, özellikle yüksek basınç ortamlarında kullanılması açısından dayanıklı ve her sektörde uygulanabilir olması dolayısıyla avantajlara sahiptir. En önemli dezavantajlarından biri ise kullanılan boruların içerisinde temizleme zorluğu olmasıdır (Durmaz, 2007).

Bunlar;

- Çift borulu,
- Gövde borulu,
- Spiral borulu,

olmak üzere çeşitli tipleri bulunmaktadır.

1.3.1.1. Çift Borulu Isı Değiştiriciler

Kullanımı ve hazırlaması en kolay olan bu ısı değiştiricide bir boru kendisinden daha geniş çaplı başka bir borunun içerisinde geçirilerek oluşturulmaktadır. Akışkanlardan biri içteki borudan diğeri ise dıştaki borudan aynı veya ters yönden akacak şekilde oluşturulur. Paralel ve Ters akışta çift borulu ısı değiştiricileri Şekil 1.2.'de gösterilmiştir.

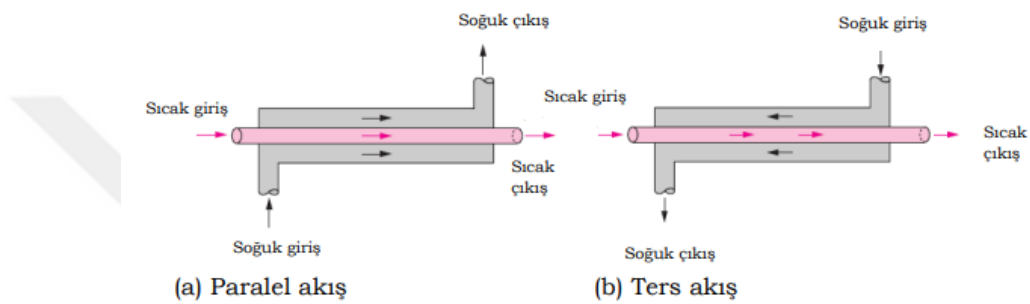
Avantajları;

- Seri olarak tasarlanarak kapasitenin artırılmasını mümkün kılması,

- Ters yönde akışta kullanılabilmesi,
- Borunun tasarımı nedeniyle yüksek basınçta kullanılabilmesi,
- İşletme ve idame kolaylığı,
- Temin kolaylığı,
- Bir çok akışkanla kullanılabilmesi olarak sıralanabilir.

Dezavantajları;

- Yüksek kapasite gerektiren yerlere uygun olmaması
- Kapasite yükseldikçe maliyetinin aşırı artması olarak sıralanabilir.



Şekil 1.2. Paralel ve ters akışta çift borulu ısı değiştiricisi (Çengel Y., Ghajar A. J.)

1.3.1.2. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler

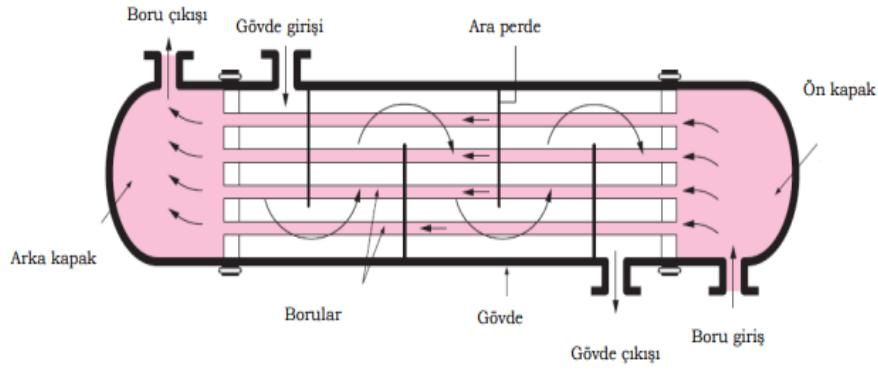
Silindirik şeklindeki büyük bir gövde içerisinden eksene paralel olacak şekilde geçirilen borularla elde edilen tiptir. Akışkanlardan biri boru içinden diğer ise gövde içinden akacak şekilde oluşturulur. Gövde borulu ısı değiştiricileri Şekil 1.3.'te gösterilmiştir.

Avantajları;

- Tüm sektörlerde kullanıma uygunluğu,
- Oldukça esnek tasarımı,
- Montaj ve demontaj kolaylığı,
- İşletme ve idame kolaylığı,
- Temin kolaylığı ve piyasada arzının fazla olması,
- Birçok akışkanla kullanılabilmesi olarak sıralanabilir.

Dezavantajları;

- Demonte için ilave alan gereksinimi,
- Düşük basınç ve sıcaklıklar için daha ekonomik olarak imal edilebilecek başka tip ısı değiştiriciler bulunması olarak sıralanabilir.



Şekil 1.3. Gövde borulu ısı değıştiricisi (Çengel Y., Ghajar A. J.)

1.3.1.3. Spiral Borulu Isı Değıştiriciler

Spiral bir şekil oluşturacak şekilde tasarlanarak depo içerisine yerleştirilen borulardan elde edilen tiptir. Spiral borunun ısı transfer katsayısı düz borudan daha fazla olduğundan kullanılır. Spiral borulu ısı değıştiricileri Şekil 1.4.'de gösterilmiştir.

Avantajları;

- Teminin kolay ve ekonomik olması,
- Genleşmeye bağılı yaşanan gerilme probleminin olmaması,
- Spiralin dış yüzeyi ile depo içinin temizlenme kolaylığı olarak

sıralanabilir.

Dezavantajları;

- Spiralin iç yüzeyinin temizlemesinin mümkün olmaması olarak

sıralanabilir.



Şekil 1.4. Spiral borulu ısı değıştirici (Anonim, 2019)

1.3.2. Levhalı Isı Değiştiriciler

İki akışkan arasında ısı transferi sağlanması ama akışkanların birbirine karışmaması amacıyla akışkanlar arasına plakalar yerleştirmek suretiyle tasarlanan ısı değiştiricilerdir. Borulu tipleri kadar yaygın kullanım alanı bulmuştur ve kullanılmaktadır. İstenildiği gibi dizayn edilen bu tipte ihtiyaca göre birden fazla plaka yerleştirmek suretiyle ısı değiştirici verimini artırmak mümkündür.

şekli ve dizaynı ne olursa olsun hedef, bir akışkandan diğerine ısı transferi gerçekleşmesini sağlayarak bir akışkanı istenilen ısı seviyesine ulaştırarak o ısıyı ihtiyacımıza yönelik kullanırken bu işlemi en verimli, en ekonomik şekilde sonuçlandırmaktır.

1.3.2.1. Contalı Levhalı Isı Değiştiriciler

Bu tip ısı değiştiriciler aralarından akışkan geçebilecek şekilde ince metal levhalardan yapılan bir paketin contalı olarak birleştirilmesi ile elde edilir. Sıcak ve soğuk akışkan bu levhalar arasında birbirlerine karışmadan hareket ederler.

Avantajları;

- Temizlenme kolaylığı,
- Akışkanların birbirine karışmadan hareket etmesi,
- Levhalar üzerinde türbülans oluşturacak çıkıntılar bulunduğundan çok az

birikinti yapması olarak sıralanabilir.

Dezavantajları;

- Düz levhaların contalı birleşimi nedeniyle yüksek basınçlara karşı zayıf olması,
- Sıcaklığın fazla istenmesi (150 dereceden fazla) kullanılacak özel malzeme nedeniyle maliyetin çok yüksek seviyelere çıkması,
- Contaların periyodik olarak değiştirilmesi gereksinimi olarak sıralanabilir.

1.3.2.2. Spiral Levhalı Isı Değiştiriciler

İki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilen bu tip ısı değiştiricilerde, akışkanlar paralel veya ters yönde hareket edecek şekilde tasarlanabilir.

Avantajları;

- Temizlenme kolaylığı ve bu nedenle tortulu akışkanların rahat kullanılması,
- Basınç kayıplarının az olması olarak sıralanabilir.

Dezavantajları;

- 10 bardan yüksek basınçlara uygun olmaması,
- Tamir ve onarımının zor olması olarak sıralanabilir.

1.3.2.3. Lamelli Isı Değiştiriciler

Bir gövde içerisine yassı hale getirilmiş boru demetinin yerleştirilmesi ile oluşturulan tiptir. Akışkanlardan biri genellikle kaynaklı olarak birleştirilen bu boru demetlerinin içinden akarken diğeri lamellerin arasında hareket etmektedir. Bu ısı değiştiriciler yüksek basınç ve sıcaklık değerlerinde çalışabilirler.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Araştırmacılar türbülanslı akışın verimi artırmasıyla ilgili çok sayıda çalışma yapmış, farklı Reynolds sayılarında türbülator sayılarının ve tasarımlarının değiştirilmesiyle verime olan etkilerini, basınç kaybında meydana gelen değişikliği incelemiştir. Bunlardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Demirtaş ve ark. (1992), kazan duman borularına konik halka yüzeyli türbülatorler yerleştirerek kazan verimindeki değişikliği incelemiş ve sonuçta verimin türbülatorsüz olana göre %12.5 daha fazla olduğu tespit etmiştir.

Durmuş (1993), akışı dönmeli hale getirmek amacıyla salyangoz kullanmış ve ısı transferi ile basınca olan etkilerini incelemiştir. Çalışmasında, boru girişine salyangoz yerleştirerek paralel ve ters yönlü akışta etkinliğin sırasıyla % 80 ve % 85 arttığını gözlemlemiş, aynı zamanda ısı transferinde 1.5 kat artış meydana gelirken basınçta 1 kat daha fazla kayıp olduğu görülmüştür.

Sarı (2000), “Boru ve Kanallarda Isı Taşınım Katsayısının Arttırılması” konulu yüksek lisans tezinde türbülatorlerin ısı transferine etkilerini, baca gazlarının sıcaklığını düşürerek kayıp enerjinin sisteme geri döndürülmesi sağlanmasını çelik kazanlar üzerinde deneyler yaparak incelemiştir. Çalışma sonucunda türbülatorlerin suya geçen ısı miktarını artırdığı ve baca gazı kayıplarını azalttığı, kazan tasarımlarının modifiye edilmesiyle enerji verimliliğinin artırılabilirdiği sonucuna ulaşmıştır (Sarı, 2000).

İç içe geçmiş iki borulu düzenekte iki boru arasını buharla ısıtmak suretiyle cidar sıcaklığı sabit olan bir model oluşturulmuş, tüpün içerisine dört farklı tip kesik koni şeklinde türbülatorler kullanarak bunların ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelenmiş, türbülatorlü ve türbülatorsüz değerleri birbirleriyle kıyaslamıştır. Boş boru ile karşılaştırıldığında yerleştirilen konik türbülatorlerin basınç kayıpları yarattığı ancak koniklik açısının 20 derecenin altında tutulduğu takdirde basınç kayıplarının ihmal edilebileceği zira yerleştirilen türbülatorlerin ısı transfer verimini artırdığı tespit edilmiştir (Durmuş, 2002).

Durmuş ve Kurtbaş (2002), borulu ısı değiştiricisinde türbülator kullanarak ısı transferinde meydana gelen iyileşmeyi ve boş boruyla kıyaslandığında ekserji ve NTU analizinde meydana gelen değişimleri izlemiştir. Türbülator olarak çubuk kanat tercih edilmiş ve olumlu etkiler gözlemlenmiştir.

Isı transferini artırmak için çubuk kanatlı türbülatorlerle deney düzeneği hazırlanmış ve Matlab programıyla en uygun değerleri tespit etmeye çalışılmıştır. Program verilerine göre 45 derecelik kanat açısı ve 7.59 m 7 sn hız değerlerinde minimum basınç düşününe karşılık maksimum ısı transferi elde edildiği görülmüştür (Durmuş ve Akbulut, 2003).

Kok ve Anand (2003), delikli kanatçıkları dikdörtgen kanal içerisine yerleştirerek çalışma yapmış ve verimde %300 artış olduğunu gözlemlemiştir.

Yakut ve Şahin (2004), ısı değiştiricide konik halka tipi türbülator kullanarak çalışma yapmıştır. Isı transferinin en çok arttığı noktanın türbülatorler arası mesafenin en kısa olduğu yerler olarak gözlemlemiştir. Tandı ısı değiştiricide 45 ve 60 derecelik kanatçık kullanarak akış yönüyle oynamış ve sonuçta akış yönü değişikliklerinin ısı transferi ve basınç kaybını etkilediğini tespit etmiştir (Tanda, 2004).

Boru içine yerleştirilen delik sayıları değiştirilmiş galvanizli saçtan imal edilmiş ısı değiştiriciler ile dönme üreticili ve dönme üreticisiz olarak ısı transfer veriminin değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda dönme üreticili ısı değiştiricide verimin çok ciddi oranda arttığı, yaşanan basınç kaybının verim artışı yanında çok fazla olmadığı gözlemlenmiştir (Argunhan ve Yıldız, 2004).

Durmuş ve arkadaşları (2004), farklı kanat açıları ile farklı çaplarda kullandıkları türbülatorlerin verimini dönmeli akışta test etmiş ve ısı transferinde ortalama 3 kat artış gözlemlenirken basınçta 8.5 kat daha fazla kayıp olduğu izlenmiştir.

Durmuş (2004), ayrıca türbülator tipini konik olarak belirleyerek boş boruyla karşılaştırma yapmıştır. Bu çalışmasında ayrıca ekserji analizi de yaparak incelemelerde bulunmuştur.

Boru içerisine düz ve zikzaklı olarak yerleştirdikleri delikli elemanlarla ısı transferinin nasıl değiştiği deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçta verimin boş boruya nazaran % 130 fazla olduğu tespit edilmiştir (Akpınar ve arkadaşları, 2004).

Akansu (2006), sabit sıcaklıkta tutulan borunun içerisine gözenekli türbülatorler yerleştirerek deneysel araştırma yapmıştır. Reynolds sayısı 3000-45000 arasında belirlenerek Nusselt sayısının $H/D:0,2$ ve $L/D:1$ olduğunda maksimum seviyeye ulaştığını tespit etmiştir.

Promvonge ve Eiamsa-ard (2006), türbülator olarak lüle kullanmış ve deneyler yapmıştır. Deneyler sonucunda ısı transfer veriminin %270 seviyesinde arttığı tespit edilmiştir.

Akpınar (2006), iç içe yerleştirilmiş borulu tip ısı değiştiricisinde helisel teller kullanarak Nusselt sayısının ve ekserji kaybının değişimini incelemiştir. Reynold sayısının 6500-13000 arasında kullanıldığı çalışmada, Nu sayısının 2,64 kat aynı zamanda ekserji kaybının 1,64 kat arttığı gözlemlenmiştir.

Gül ve Evin (2007), farklı açılarda kullandıkları helisel türbülatorle deneyler yapmıştır. Momentumun ısı transferine etkilerinin incelendiği bu çalışmada verimin %20 seviyesinde arttığı gözlemlenmiştir.

Kahraman ve arkadaşları (2008), boru içerisinde kullanılan türbülatorün ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada kullanılan kanatçık şeklinde türbülatorler paslanmaz çelik malzemeden üretilmiş ve iki farklı açıklık ile üç farklı açıda yerleştirilmiştir. Bu sayede tüm türbülatorlü modellerde verimin arttığı bunun yanında kanatçık açıklıkları ile açılarının da ısı transferine etki ettiği görülmüştür. İlaveten daha fazla açıklık ve açılarda çalışma yapılması suretiyle türbülator tiplerinin etki değişiminin incelenmesi gerektiği tavsiye edilmiştir.

Baysal (2009), Helisel türbülatorlerin etkilerini incelediği doktora tezinde sayısal değerler ile deneysel verileri karşılaştırmıştır. Bu çalışma ile kullanılan türbülatorlerin, türbülatorsüz sisteme göre ısı verimini artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca yapılan sayısal hesaplamalar ile elde edilen deneysel verilerin literatür ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu da özellikle maliyeti yüksek veya imal edilmesi zor sistemlere yönelik çalışmaların öncelikle sayısal ortamda çözümlenmesi ile zaman ve para yönünden tasarruf elde edileceğini göstermektedir.

Behçet ve ark. (2009), pervane tipinde hazırladıkları türbülatorün boru tipi ısı değiştiricisi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deney sonucuna göre türbülator etkisiyle yaratılan sürtünme kayıplarında da artış yaşanmasına rağmen elde edilen ısı transfer veriminin avantaj sağlayacak değerlere ulaştığı anlaşılmıştır.

Turgut ve Dikici (2011), “Konik Türbülatorlerin Çoklu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi” konusunda yaptıkları çalışmada; konik şekilli türbülatorlerin kullanıldığı bir ısı değiştiricisindeki çoklu performans karakteristiği için optimum tasarım parametreleri Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile incelenmiştir. ısı transferi ve basınç kaybı değerleri çoklu performans karakteristiği olarak seçildiği çalışmada, parametrelerin performans karakteristikleri üzerindeki etkilerinin ne ölçüde olduğunu tespit edilmesine yarayan gri ilişkisel derece değerleri hesaplanmış, bu

değerlere göre çoklu performans karakteristiklerini etkileyen en önemli parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmüştür.

Buna ilave olarak, ortalama gri ilişkisel derece değerleri belirlenerek A3B3C2 seviyelerinin optimum parametre seviyeleri olduğu tespit edilmiştir.

Karakaya ve Durmuş (2013), konik yay türbülatorlerinin ısı transferine ve basınç kaybına olan etkilerini 10000-34000 Reynold aralığında, 30, 45 ve 60 derecelik açılar için incelemiştir. Veriler ışığında ısı transferi, basınç kaybı ve ekseji analizleri yapılmıştır. En iyi sonuçların sırasıyla 30, 45 ve 60 derecelik açılar olacak şekilde sıralandığı, ısı transferi arttıkça basınç kaybının da arttığı bu nedenle basınç kaybı için bir optimizasyon yapılması gerektiği görülmüştür.

Yemenici ve Fıratoğlu (2013), akış yüzeyinin düz ve bloklu oluşuna göre ısı transferini nasıl etkilediğini incelerken 15 mm ve 25 mm olmak üzere iki farklı blok yüksekliği kullanarak yüksekliğin etkilerini de gözlemlemiştir. Bloklu yüzeylerde verimin düz yüzeye göre daha fazla olduğu ortaya koyulurken blok yüksekliğinin de ciddi etkisi olduğu görülmüştür. 25 mm olarak kullanılan blok yüksekliğinin ısı transferine etkisinin 15 mm olarak kullanılan bloğa göre çok daha fazla olması bize blok yüksekliğinin artmasıyla verimin de arttığını göstermektedir.

Sungur ve Topaloğlu (2018), konik türbülatorlerin kendi aralarında ve türbülatorsüz duman borulu kazanların verimlerine etkisini ve meydana gelen basınç kayıplarını sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda türblator sayısının artmasının verimi artırdığı ancak özellikle türbülator sayısının on üçü geçmesi durumunda basınç kayıplarının ciddi oranda arttığı görülmüştür. Sonsuz türbülator sayısına yönelik de inceleme yapılmış ve verimin giderek azaldığı, dört türbülator kullanımıyla benzer sonuçlar verdiği görülmüş, en iyi değerlerin on üç türbülatorle yakalandığı ortaya çıkmıştır.

Karagöz ve ark. (2019), türbülator kullanımının ısı transferine olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada boş boru ile boru içerisine kanatçıklar yerleştirmek suretiyle oluşturulan yeni model arasındaki farklar gözlenmiştir. Kanatçıklar boru içerisine 0, 45 ve 90 derecelik açı oluşturacak şekilde yerleştirilerek kullanılmıştır. Çalışma sonucunda 3 tip türbülatorün tamamında boş boruya göre sürtünmenin arttığı ve ısı transferine olumlu katkı sağlandığı deneysel bulgularla elde edilmiştir. Ancak gerek boru çapının sabit olması, gerekse kanatçık sayısının sabit olması nedeniyle türbülatorler arasında ciddi bir fark tespit edilememiştir.

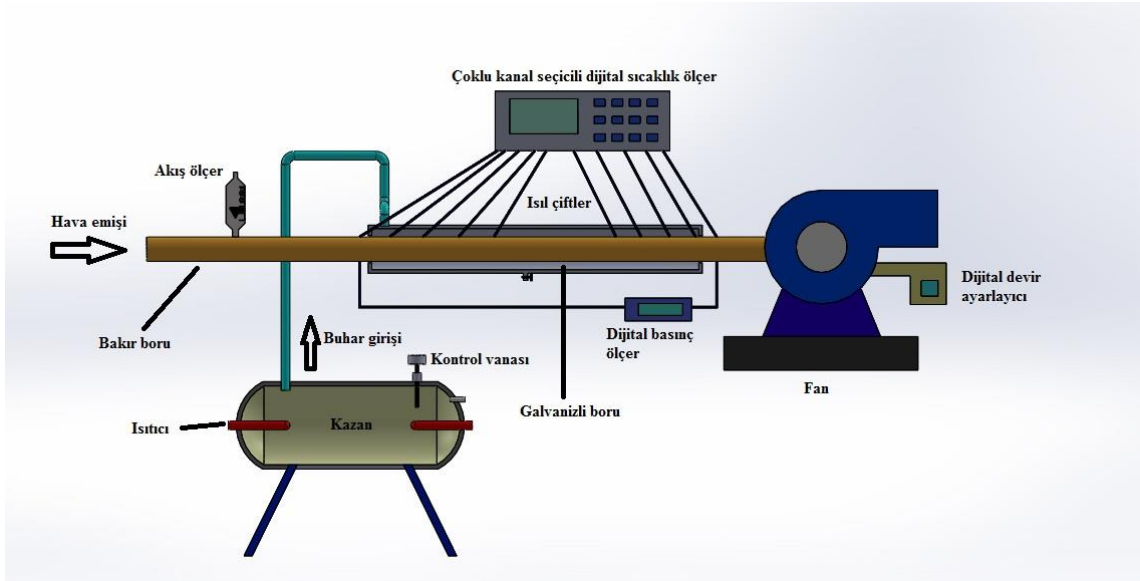
Çelik ve ark. (2019), türbülötörlerin ısı transferine olan etkilerini hermetik şofben üzerinde sayısal olarak Fluent programıyla incelemiştir. Program üzerinde önce türbülötörsüz model üzerinde analizler tamamlanmış, ardından elips şeklinde dört adet türbülötör eklenerek analizler yenilenmiştir. Çalışma sonucunda çok yüksek olmasa da verimde artışlar meydana geldiği görülmüş, farklı geometrik tasarımlarda türbülötörlerle farklı çalışmalar yapılması tavsiye edilmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Deney Düzenəğinin Tanıtılması

Bu çalışmada Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Mühendisliğı Bölümü Laboratuvarında kurulan türbülator deney düzenėđi kullanılmıştır. Deney düzenėđinin şematik gösterimi şekil 3.1.'de verilmiştir.



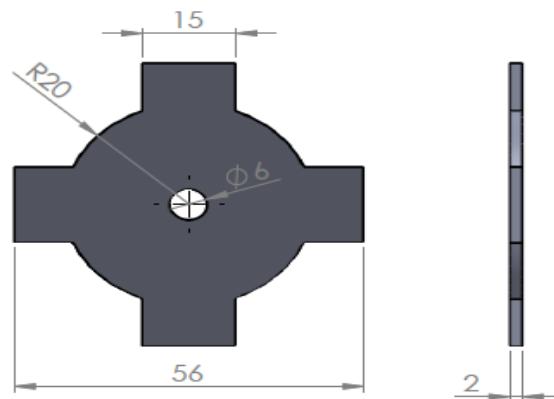
Şekil 3.1. Deney setinin şematik görünümü

İç içe borulu ısı değıştirgecinde içte 65 mm iç çapında, 68 mm dış çapında, 1000 mm uzunluğunda pürüzsüz bakır bir boru mevcuttur. 100 mm iç çapında 800 mm uzunluğunda 1.0 mm kalınlığında galvanizli sac bükülerek dış boru imal edilmiştir. İç borudan emici fan ile sağlanan hava akımı geğerken, aradaki boşluktan bir buhar kazanından elde edilen su buharı geçmektedir. Yoğuşan su buharının tahliye edilmesi için dış borunun alt tarafına bir tahliye vanası bırakılmıştır. İçteki bakır borunun tüm cidarı boyunca su buharı sayesinde 100 C sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Cidardaki sıcaklıklar ile boru giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları T tipi 0.5 mm Nikel-Krom ısııl çiftlerle ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri için 32 kanallı ELİMKO 680 marka dijital tarayıcı kullanılmıştır. Boru giriş ve çıkışındaki basınç farkını ölçmek için Cem DT-8890 marka dijital manometre kullanılmıştır.

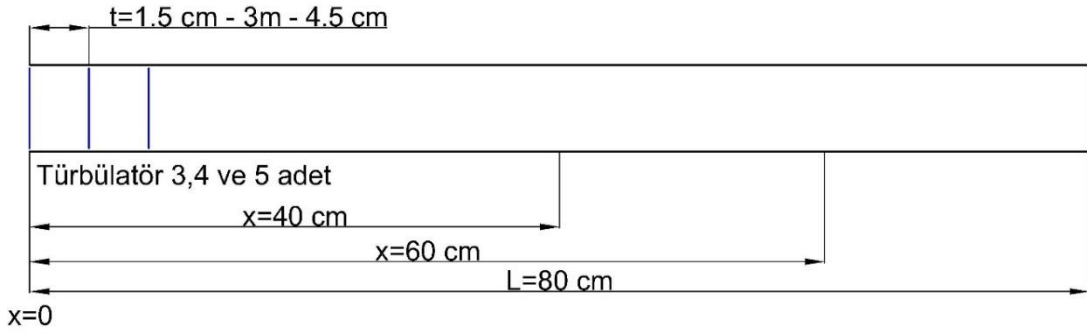
Sabit sıcaklık sağlamak üzere kullanılan buhar kazanı, içerisinde 2500 W kapasiteli bir adet ısıtıcı bulunan 1.5 mm kalınlığında galvanizli sacdan imal edilmiş kapalı bir kaptır. Suyun kaynatılmasıyla oluşan buhar ½ inçlik boruyla ısı değiştiricisine gönderilmektedir.

Hava akımı sağlamak üzere kullanılan fan, 1.1kW'lık AC motorla 1500 dev/dak hızda çalışmaktadır. Fanın devri dijital devir ayarlayıcı ile değiştirilmektedir. Fan çıkışına monte edilen bir akış ölçerle hava akımı sürekli ölçülerek debinin sürekli sabit tutulması sağlanmıştır. Akış ölçer Kimo-MP210 marka anemometredir. Isı değiştirgecinin iç borusu girişinde tam gelişmiş türbülanslı akım elde etmek üzere 1600 mm uzunluğunda 65 mm iç çapında demir dökme boru kullanılmıştır.

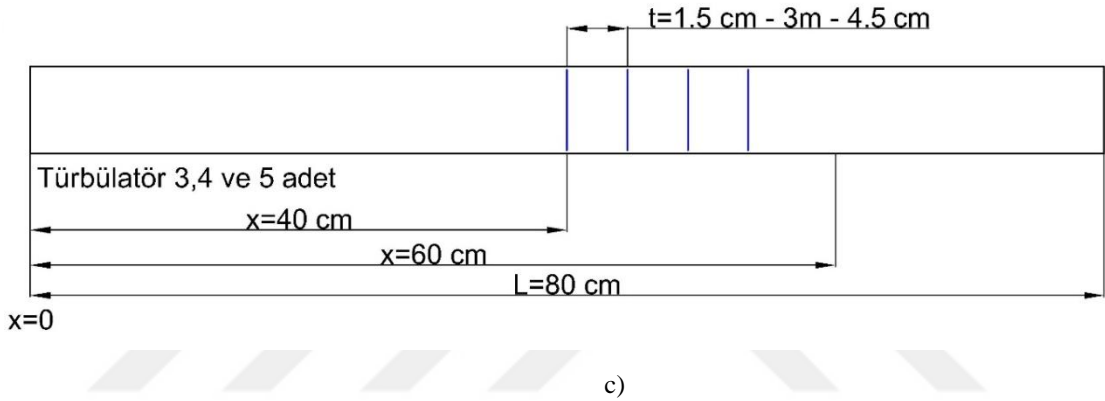
İç içe borulu sistemlerde ısı transferini artırmanın en etkili yolu türbülator kullanmaktır. Türbülatorlerin sökölüp takılabilir olması, pratik kullanım sağlamaktadır. Klasik tip iç içe iki borudan oluşan ısı değiştirgecinde akışı bozmayacak çapta vidalı mil üzerine türbülatorler farklı adım (1.5 cm- 3 cm- 4.5 cm) ve farklı sayılarda (3-4-5 adet), farklı konumlarda sabitlenerek toplam 162 konfigrasyonda deneyler yapılmıştır. Türbülatorlerin farklı sayı konum ve adımda yerleştirilmesiyle ısı transferi, basınç kaybı, sürtünme faktörü, etkinlik üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Türbülatorün şekli ve boru içerisine yerleştirilmesi Şekil 3.2.'de verilmiştir. Tezin bundan sonraki kısmında boru için belirlenen $x=0$ noktası giriş, $x=40$ cm orta, $x=60$ cm son olarak anılacaktır. Kıyas amacıyla deneyler ilk etapta boş boru içerisnde yapılmış ve boş boru deneylerinden alınan sonuçlar literatürde verilen bağıntılarla karşılaştırılmış, böylece test tekniğinin geçerliği sağlanmıştır.



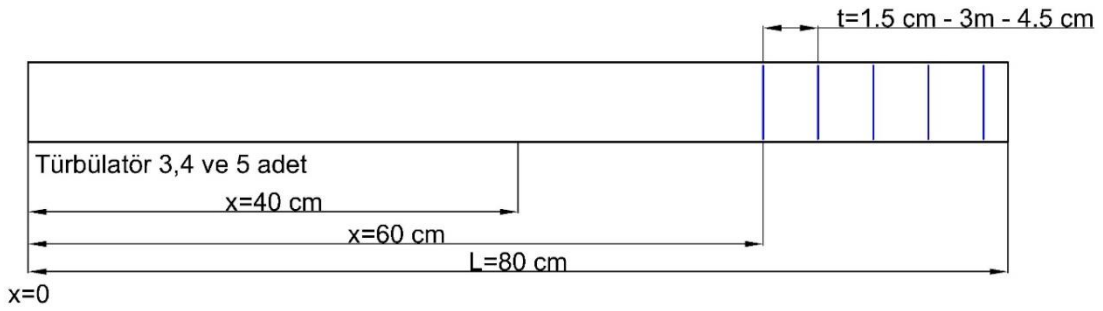
a)



b)



c)



d)

Şekil 3.2. Türbülötör şekli ve dizilişi

- Kullanılan türbülötör şekli
- Üç türbülötör borunun giriş kısmında olması durumu
- Dört türbülötör borunun ortasında olması durumu
- Beş türbülötör borunun sonunda olması durumu

Deneyler sürekli rejim şartlarında yapılmıştır. Önce buhar kazanı çalıştırılarak suyun buharlaştırılması sağlanmıştır. Elde edilen buhar, ısı değiştiricisinin annular boşluğundan geçerek içteki borunun dış yüzeyini sabit sıcaklığa getirmiştir. Tüm

yüzeyde sabit sıcaklık şartının sağlanması için her bir deneyde buhar yaklaşık olarak 120 dakika süreyle gönderilmiştir. Yüzeyde ölçülen sıcaklıklar sabit hale gelince, fan çalıştırılmıştır. Fanın devir ayarlaması, arzu edilen Reynolds sayı değerine göre akış ölçerden hacimsel debinin ayarlanması şeklinde yapılmıştır. Akım istenilen debide içteki borudan geçirilerek yüzeydeki sıcaklık değişimi izlenmiştir. Aynı zamanda boruya giriş ve çıkıştaki sıcaklıklar da ölçülmüştür. Boru giriş ve çıkışında yerleştirilen dijital manometre bağlantısı ile akım gönderildiği sürece gerçekleşen basınç farkı ölçülmüştür.

3.2. Hesaplama Yöntemi

3.2.1. Reynold Sayısının Tespiti

Reynold Sayısı iç boru içerisinde geçiren hava hızının ölçülmesi ile elde edilen hız değerinin Denklem 3.1'de formülde yerine koyulması ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{C_{ort} \cdot D_H}{\nu} \quad (3.1)$$

3.2.2. Nusselt Sayısının Tespiti

Nusselt sayısı; ısı transferi dairesel boruda gerçekleştiğinden logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm} hesaplanarak elde edilir. Giriş, çıkış ve cidar sıcaklıkları sürekli ölçüldüğünden, sıcaklık farkları da kolayca hesaplanabilir.

Bu kapsamda;

$$\Delta T_1 = T_y - T_g \quad (3.2)$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{\phi} \quad (3.3)$$

Ortalama sıcaklık ile ölçülen giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinden sıcaklık farkları elde edilerek logaritmik sıcaklık farkı denklem 3.4'de yerine konularak hesaplanabilir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.4)$$

Taşınım ile elde edilen ısının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farka göre akışkanın kaybettiği gerçek ısıya eşit olduğu düşünüldüğünde;

$Q_{gerçek} = Q_{taşınım}$ eşitliğinin her iki tarafını düzenleyerek denklem 3.5'de yer alan formülden Nusselt sayısını elde etmek için ihtiyacımız olan ortalama ısı taşınım katsayısına (h_m) ulaşabiliriz.

$$(\rho \cdot C_{ort} \cdot A_k) \cdot c_p \cdot (T_{\zeta} - T_g) = h_m \cdot A_y \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.5)$$

$$h_m = \frac{\left(\frac{\rho C_{ort} \pi d_i^2}{4}\right) \cdot c_p \cdot (T_{\zeta} - T_g)}{\pi \cdot d_i \cdot L \cdot \Delta T_{lm}} \quad (3.6)$$

Böylece Nusselt sayısını aşağıdaki şekilde hesaplayabiliriz.

$$Nu = \frac{h \cdot D_i}{k} \quad (3.7)$$

3.2.3. Basınç Kaybı ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması

Basınç farkı; boru giriş çıkışlarına yerleştirilen dijital basınç ölçer ile ölçülen değerlerden alınmıştır. Sürtünme faktörü de basınç farkının paskala dönüştürülmesi ve Darcy eşitliğinde yerine yazılmasıyla aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \rho \frac{C^2}{2} \quad (3.8)$$

3.2.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları

Isı değiştiricisinde;

- Sürtünme kaynaklı kayıplar,
- Sıcaklık farkı kaynaklı kayıplar,
- Çevre ile ısı alışverişi kaynaklı kayıplar olmak üzere üç çeşit kayıp

bulunmaktadır.

Yüzey sıcaklığı sabit tutulduğundan entropi üretimi aşağıdaki şekilde bulunabilir;

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta P} \quad (3.9)$$

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_g T_{\zeta}} + \frac{32 \dot{m}^3 f l}{\rho^2 \pi^2 D_i^5 T_y} \quad (3.10)$$

\dot{S}_{top} bulunmasıyla, türbülantörlü boru değerini türbülantörsüz boru değerine oranlamak suretiyle Entropi Üretim Oranını (N_s) hesaplayabiliriz.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top,tür}}{\dot{S}_{top,bos}} \quad (3.11)$$

Tersinmezlik; 3.12'de yer alan formül ile,

$$I = T_o (\dot{S}_{top}) \quad (3.12)$$

Etkinlik ise 3.13’de yer alan formül ile bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{\max}} \quad (3.13)$$

Gerçek (Q_g)ve maksimum (Q_{\max}) ısı transferi 3.14 ve 3.15’ den bulunabilir

$$Q_g = \dot{m} c_p (T_c - T_g) \quad (3.14)$$

$$Q_{\max} = \dot{m} c_p (T_y - T_g) \quad (3.15)$$

Böylece Ekserji Kayıp Oranı (3.16) denkleminde Tersinmezlik ve Gerçek Isı Transferi (Q_g) yerine yazılarak elde edilir.

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (3.16)$$

Son olarak Isı Geçiş Birim Sayısı (NTU) Toplam Isı Transfer Katsayısının Alan ile çarpımının Isıl Kapasiteye bölünmesi ile aşağıdaki bağıntılarla bulunabilir (Yıldız, 2007; Çengel ve ark., 2015; Kurtbaş ve ark., 2007).

$$NTU = \frac{AU}{C} \quad (3.17)$$

$$NTU = \frac{\text{Isı değiştiricilerin ısıl kapasitesi}}{\text{Akışın ısıl kapasitesi}} \quad (3.18)$$

3.2.5. Boş Boruda Kullanılan Ampirik Bağıntılar

Yapılan deneyler önce boş boruda yapılmış daha sonra türbülantörlü deneylere geçilmiştir. Hem deneylerin geçerliliği hem de türbülantörlü durumla kıyas için denklem 3.7’ den boş boru için elde edilen Nusselt sayıları literatürde boş boru için kabul görmüş alttaki bağıntı ile hesaplanarak kıyaslanmıştır.

$$Nu = 0.023 \times (Re)^{0.8} \times (Pr)^{0.4} \quad (3.19)$$

Ayrıca deneylerde elde edilen sürtünme faktörü de literatürde kabul gören bağıntıdan elde edilen sürtünme faktörü ile kıyaslanarak geçerliliği araştırılmıştır (İncopera ve ark., 2001).

$$f = (0.790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad (3.20)$$

$$3000 \leq \text{Re}_{D_i} \leq 5 \times 10^6$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde yapılan deneyler ve hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler analiz edilerek grafik yöntemiyle sunulmuştur.

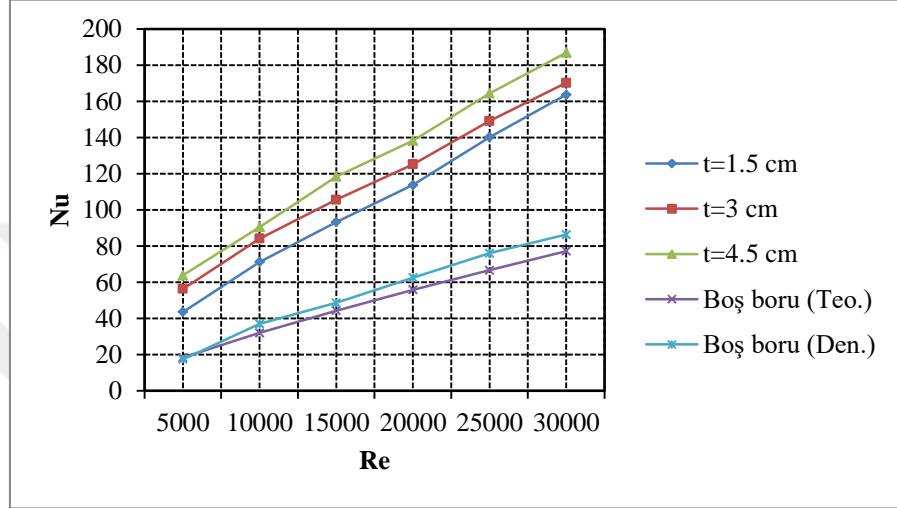
Öncelikle türbülatorlerin girişte, ortada, sonda yer aldığı 3, 4, 5 adet türbülator, 1.5 cm - 3 cm - 4.5 cm aralıklar için Nusselt Sayısı (Nu) - Reynolds Sayısı (Re) değişimini veren grafikler çizilmiştir. Ayrıca boş boru için teorik ve deneysel değerler de grafiklere eklenmiştir. Grafikler incelendiğinde Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısında da artışlar gözlenmiştir. Nusselt sayısının artması ısı transferinin artması anlamına gelmektedir.

Şekil 4.1.'de türbülatorlerin girişte olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülator için Nusselt Sayısı - Reynolds Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülator sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülator aralıklarının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum Nusselt değeri 5 adet türbülator sayısı, 4.5 cm aralık ve 30000 Reynolds sayısında 218.418 olarak, minimum Nusselt değeri ise 3 adet türbülator sayısı, 1.5cm aralık ve 5000 Reynolds sayısında 43.631 olduğu görülmektedir.

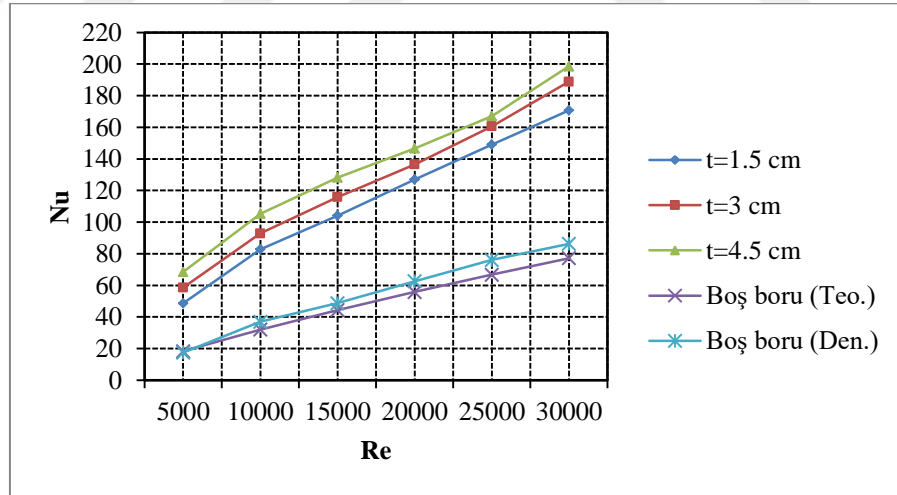
Şekil 4.2.'de türbülatorlerin ortada olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülator için Nusselt Sayısı - Reynolds Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülator sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülator aralıklarının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum Nusselt değeri 5 adet türbülator sayısı, 4.5 cm aralık ve 30000 Reynold sayısında 176.7279 olarak, minimum Nusselt değeri ise 3 adet türbülator sayısı, 1.5 cm aralık ve 5000 Reynold sayısında 28.3 olduğu görülmektedir.

Şekil 4.3.'de türbülatorlerin sonda olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülator için Nusselt Sayısı - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Nusselt sayıları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülator sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülator aralıklarının artmasıyla birlikte Nusselt

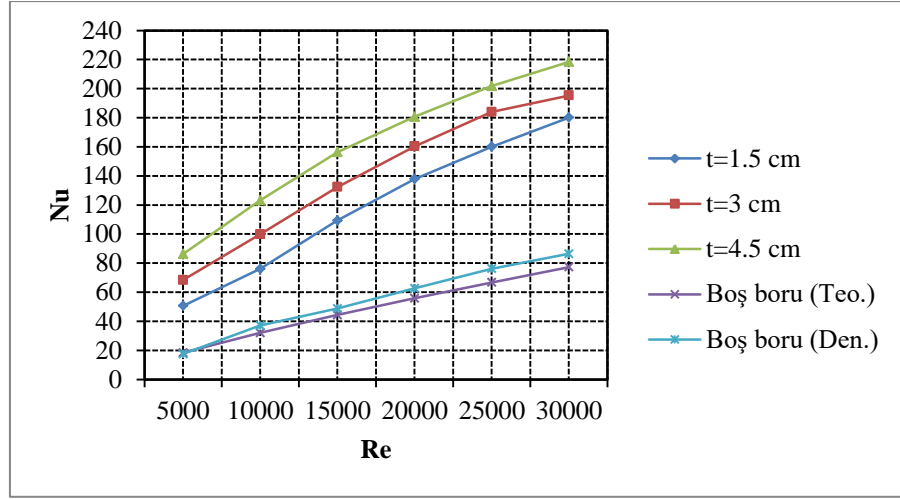
sayısının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum Nusselt değeri 5 adet türbülötör sayısı, 4.5 cm aralık ve 30000 Reynold sayısında 155.296 olarak, minimum Nusselt değeri ise 3 adet türbülötör sayısı, 1.5 cm aralık ve 5000 Reynold sayısında 24.265 olduğu görülmektedir.



(a)



(b)



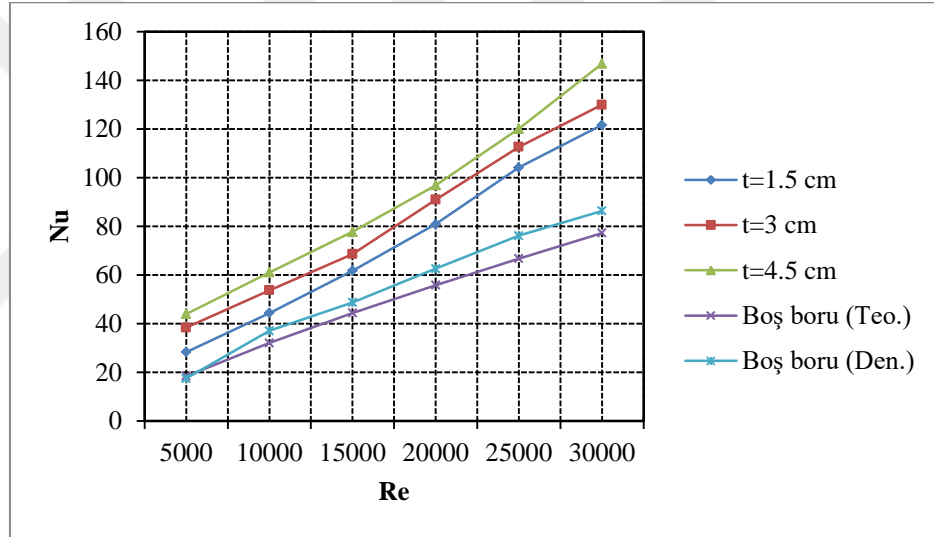
(c)

Şekil 4.1. Türbülötörlerin girişte bulunduğu durumda Nusselt Sayısı - Reynolds Sayısı değişimi

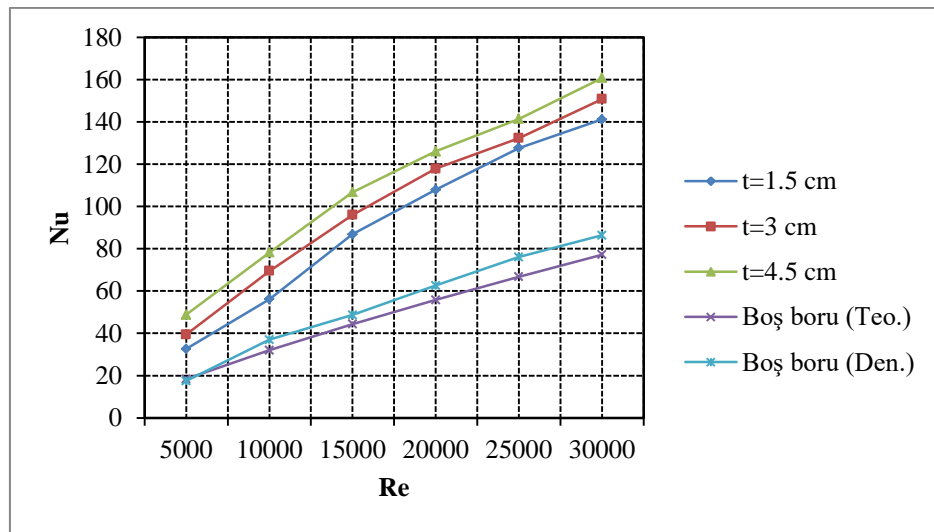
a) 3 adet

b) 4 adet

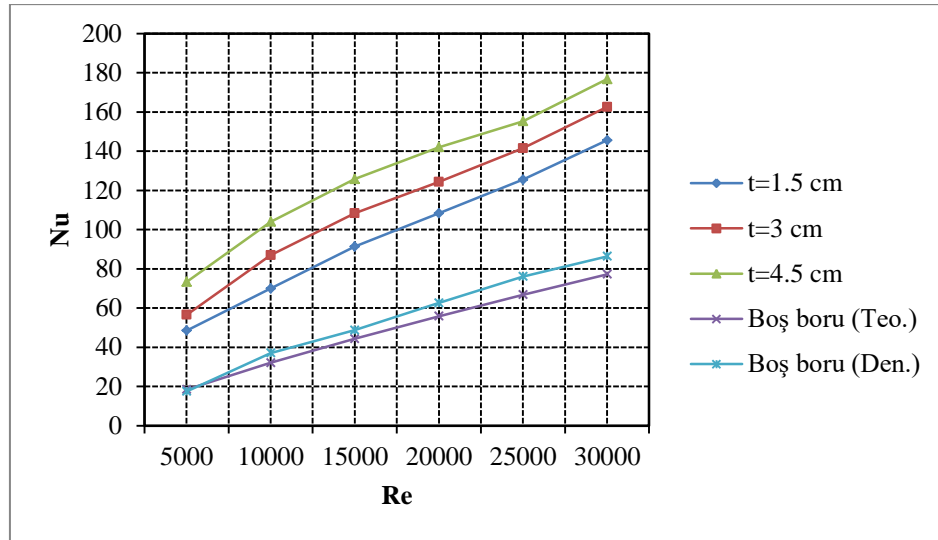
c) 5 adet



(a)



(b)



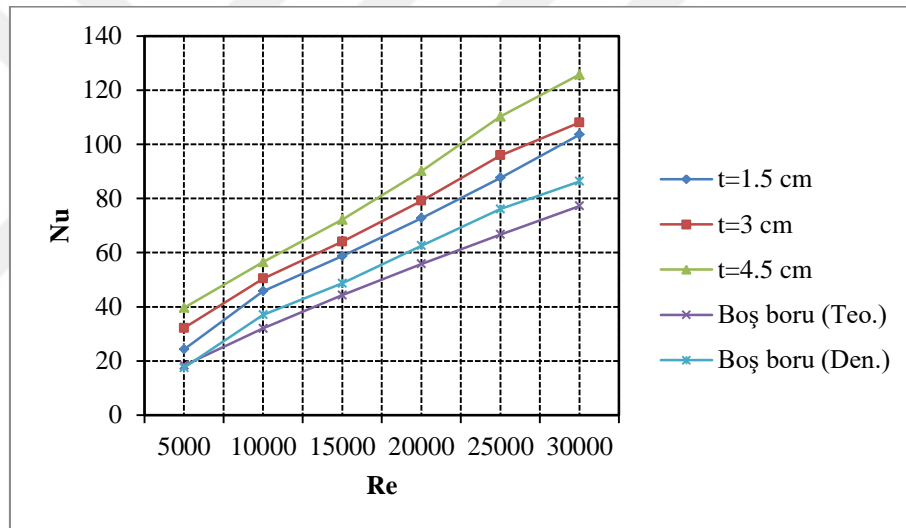
(c)

Şekil 4.2. Türbülötörlerin ortada bulunduğu durumda Nusselt Sayısı - Reynolds Sayısı değişimi

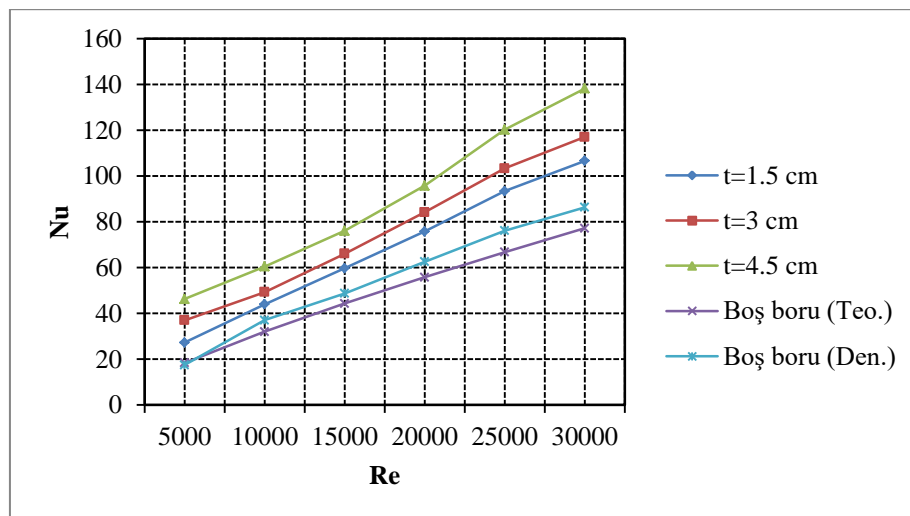
a) 3 adet

b) 4 adet

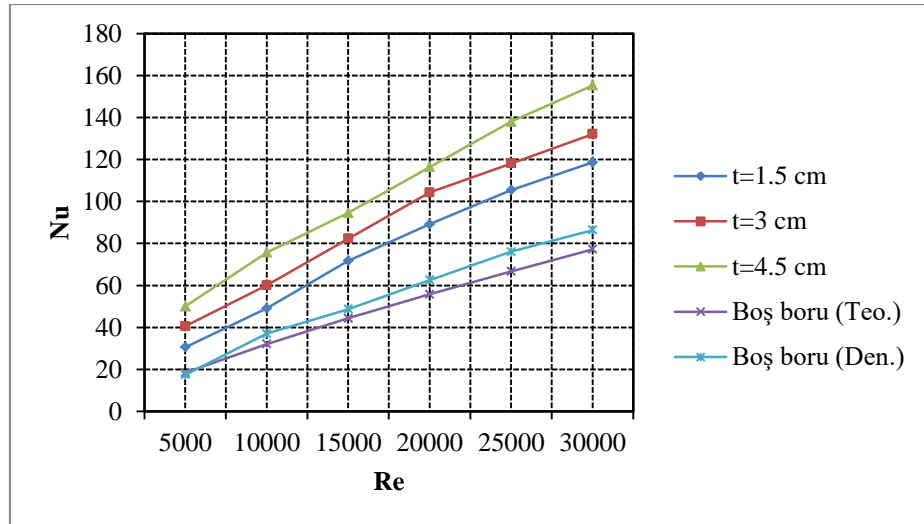
c) 5 adet



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.3. Türbülötörlerin sonda bulunduğu durumda Nusselt Sayısı - Reynolds Sayısı değişimi
a) 3 adet b) 4 adet c) 5 adet

Elde edilen maksimum Nusselt sayıları türbülötörsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında; 3 türbülötör için %116, 4 türbülötör için %130, 5 türbülötör için % 153 artış elde edilmiştir.

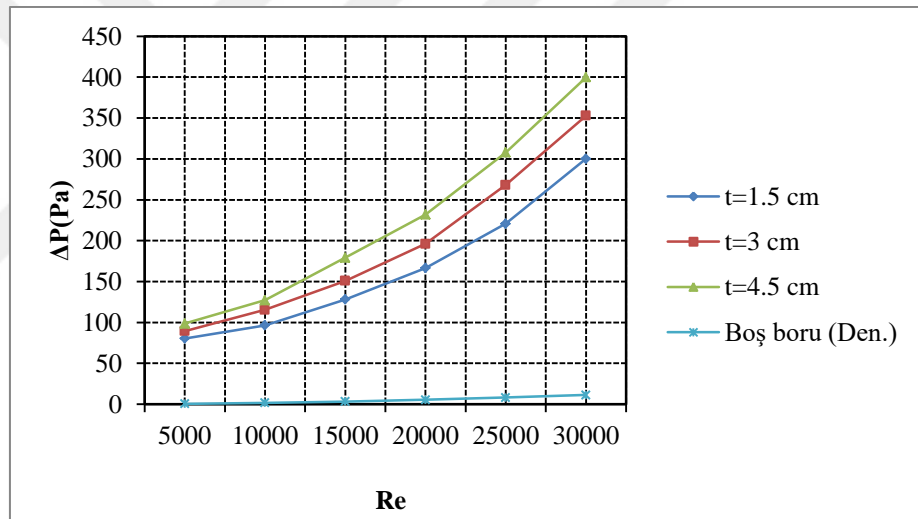
İkinci olarak türbülötörlerin girişte, ortada, sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet türbülötör, 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm aralıklar için Basınç Kaybı Değişimi (ΔP) – Reynolds (Re) sayısı değişimini veren grafikler çizilmiştir. Ayrıca boş borunun teorik ve deneysel değerleri de grafiklere eklenmiştir. Grafikler incelendiğinde Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Basınç kaybında artışlar gözlenmiştir.

Şekil 4.4' de türbülötörlerin girişte olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülötör için Basınç Kaybı Değişimi - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Basınç Kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülötör sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülötör aralıklarının artmasıyla birlikte Basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum basınç kaybı 465.053 olarak 5 adet türbülötör sayısı ve 4.5 cm aralık için 30000 Reynold sayısında, minimum basınç kaybı ise 84.736 olarak 3 adet türbülötör sayısı, 1.5 cm aralık ve 5000 Reynold sayısında görülmüştür.

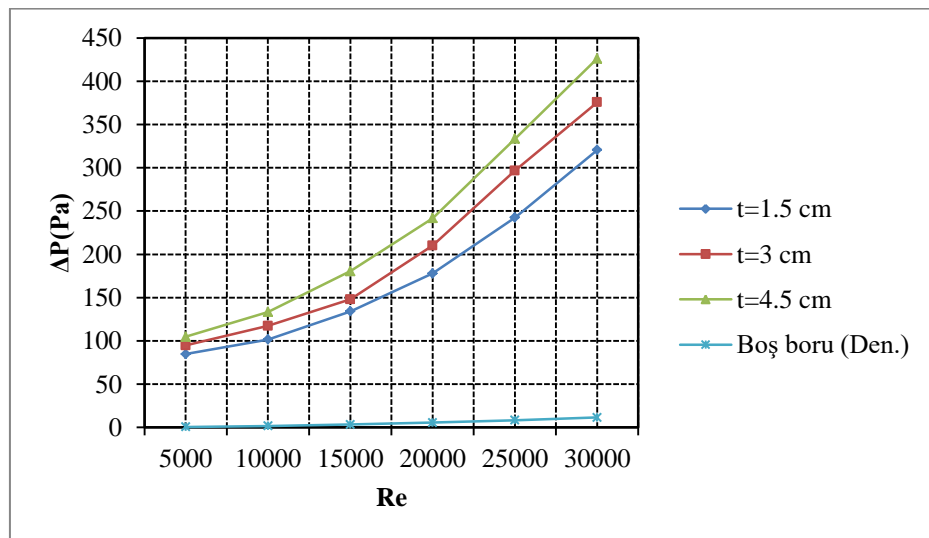
Şekil 4.5'de türbülötörlerin ortada olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülötör için Basınç Kaybı Değişimi - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Basınç Kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülötör sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülötör aralıklarının artmasıyla birlikte Basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum basınç kaybı 430.053 olarak

5 adet türbülötör sayısı ve 4.5 cm aralık için 30000 Reynold sayısında, minimum basınç kaybı ise 78.046 olarak 3 adet türbülötör sayısı, 1.5 cm aralık ve 5000 Reynold sayısında görülmüştür.

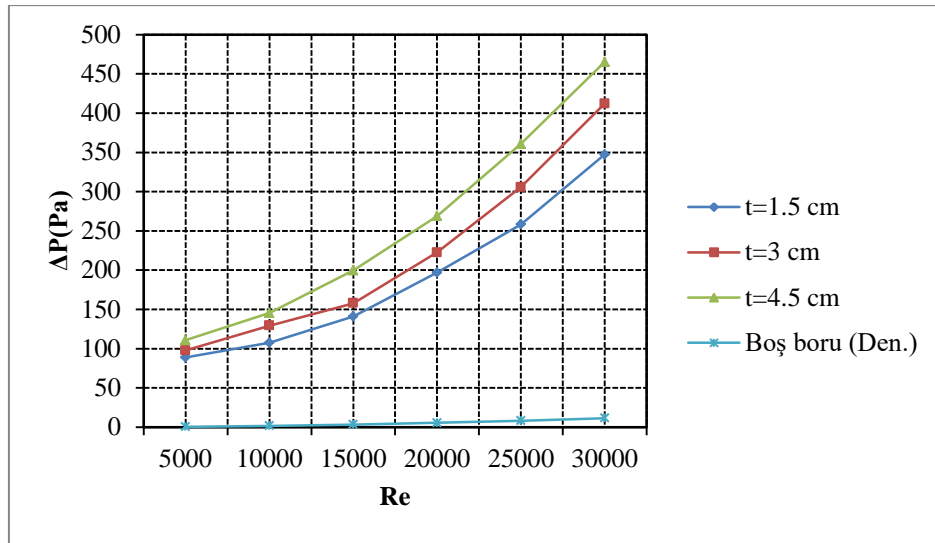
Şekil 4.6' da türbülötörlerin sonda olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülötör için Basınç Kaybı Değişimi - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Basınç Kayıpları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülötör sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülötör aralıklarının artmasıyla birlikte Basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Maksimum basınç kaybı 410.5269 olarak 5 adet türbülötör sayısı ve 4.5 cm aralık için 30000 Reynold sayısında, minimum basınç kaybı ise 74.647 olarak 3 adet türbülötör sayısı, 1.5 cm aralık ve 5000 Reynold sayısında görülmüştür.



(a)



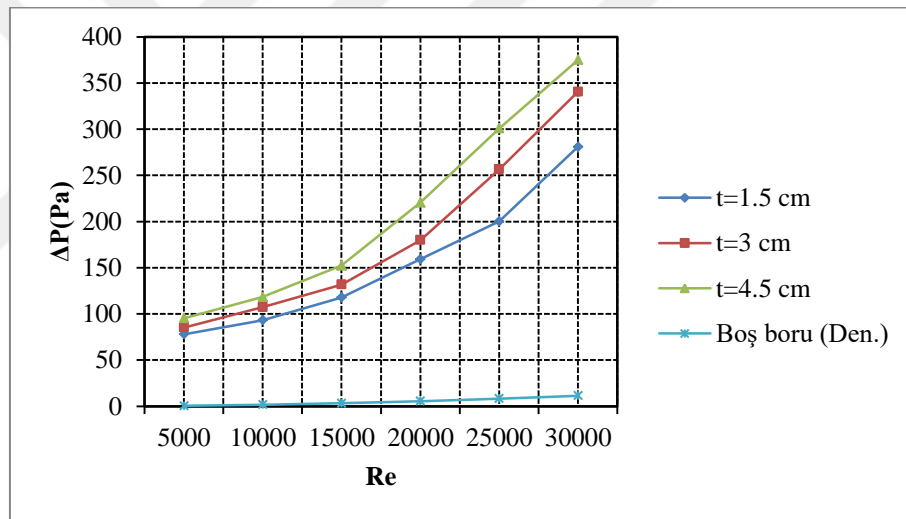
(b)



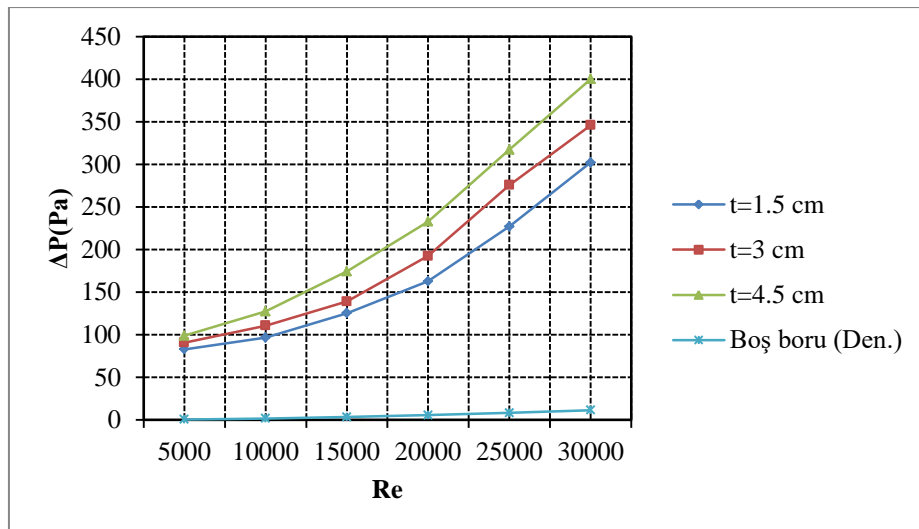
(c)

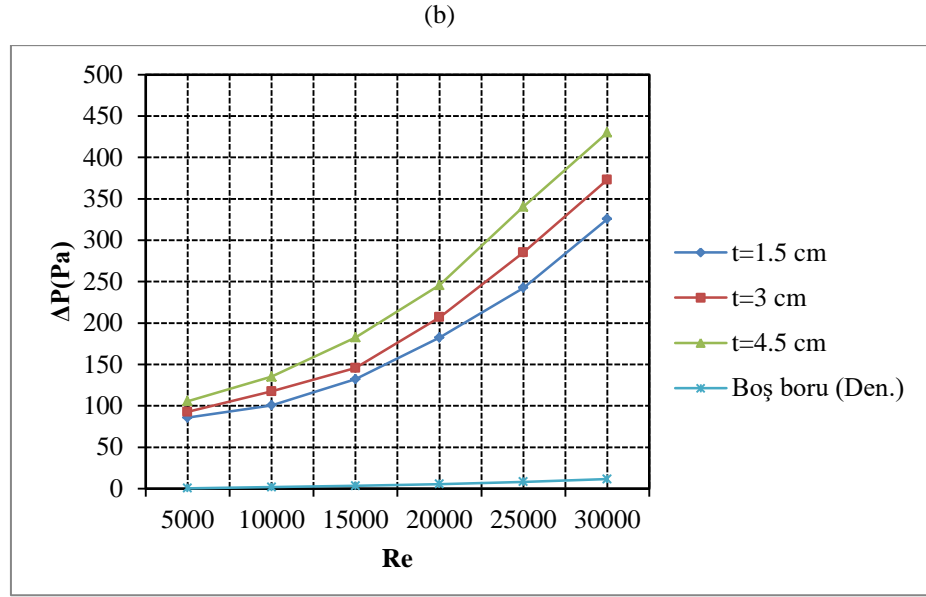
Şekil 4.4. Türbülötörlerin girişte bulunduğu durumda Reynold Sayısı - Basınç Kaybı değişimi

a) 3 adet b) 4 adet c) 5 adet

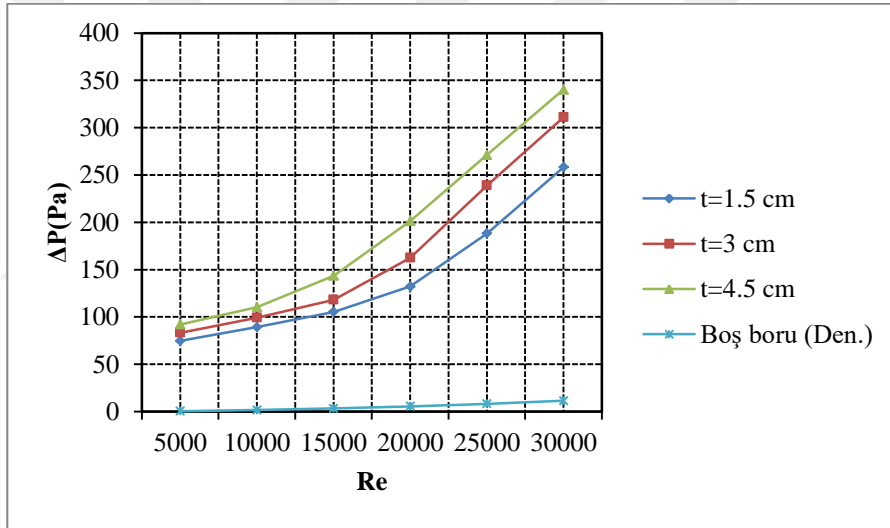


(a)

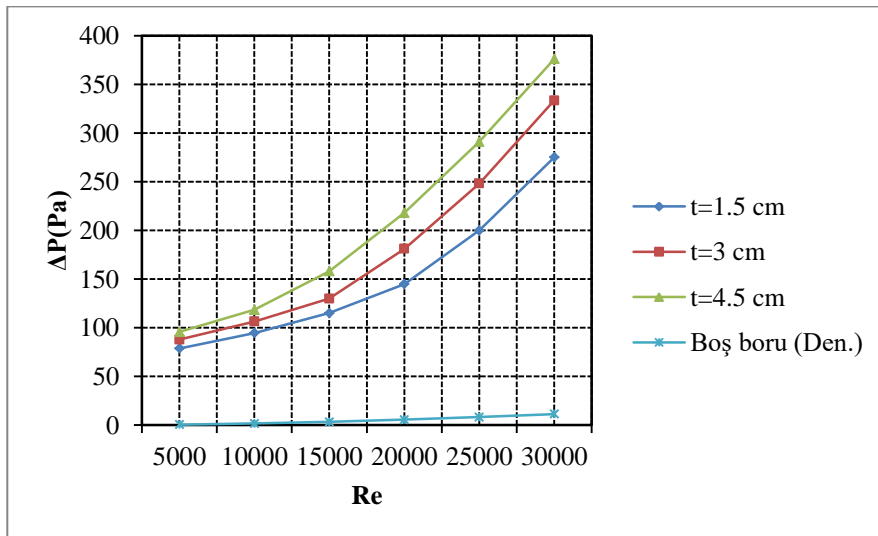


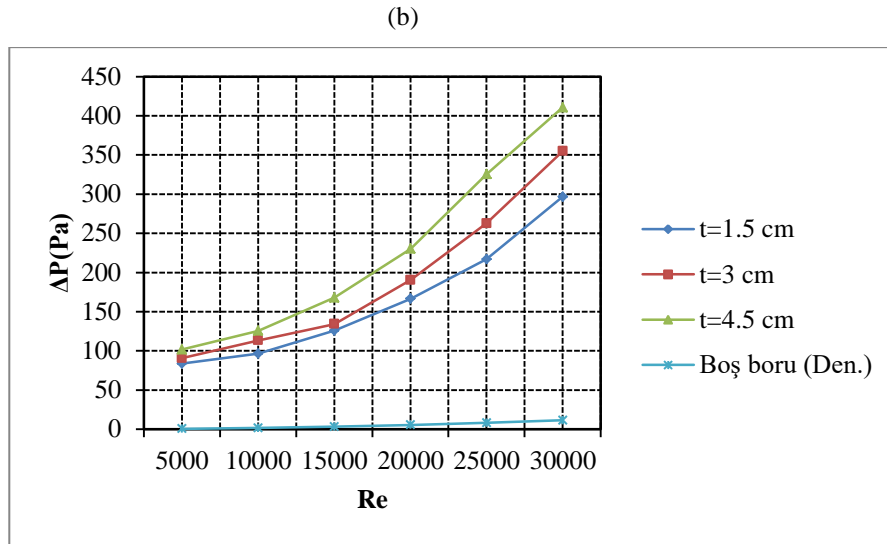


(c)
Şekil 4.5. Türbülötörlerin ortada bulunduğu durumda Reynold Sayısı - Basınç Kaybı değişimi
a) 3 adet b) 4 adet c) 5 adet



(a)





(c)

Şekil 4.6. Türbülötörlerin sonda bulunduğu durumda Reynold Sayısı - Basınç Kaybı değişimi

a) 3 adet

b) 4 adet

c) 5 adet

Elde edilen maksimum Basınç Kayıpları türbülötörsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında; 3 türbülötör için 35, 4 türbülötör için 38, 5 türbülötör için 40 kat artış elde edilmiştir.

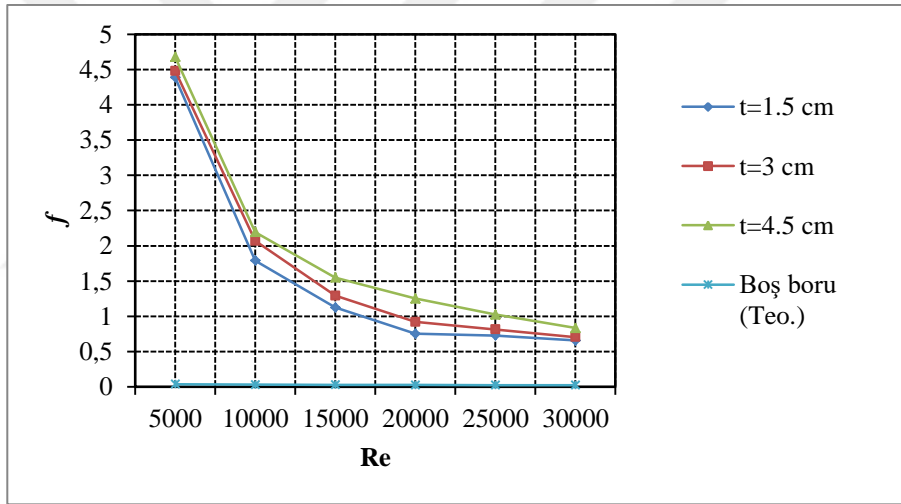
Üçüncü olarak türbülötörlerin girişte, ortada, sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet türbülötör, 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm aralıklar için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı değişimini veren grafikler çizilmiştir. Ayrıca boş boru için teorik ve deneysel değerleri de grafiklere eklenmiştir. Grafikler incelendiğinde Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Sürtünme Faktörünün azaldığı gözlenmiştir.

Şekil 4.7' de türbülötörlerin girişte olması durumunda 3, 4, 5 adet türbülötör için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Sürtünme Kayıp Katsayıları kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülötör sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülötör aralıklarının artmasıyla birlikte Sürtünme Faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Maksimum sürtünme faktörü 6.224 olarak 5 adet türbülötör sayısı ve 4.5 cm aralık için 5000 Reynold sayısında, minimum sürtünme faktörü ise 0.658 olarak 3 adet türbülötör sayısı, 1.5 cm aralık ve 30000 Reynold sayısında görülmüştür.

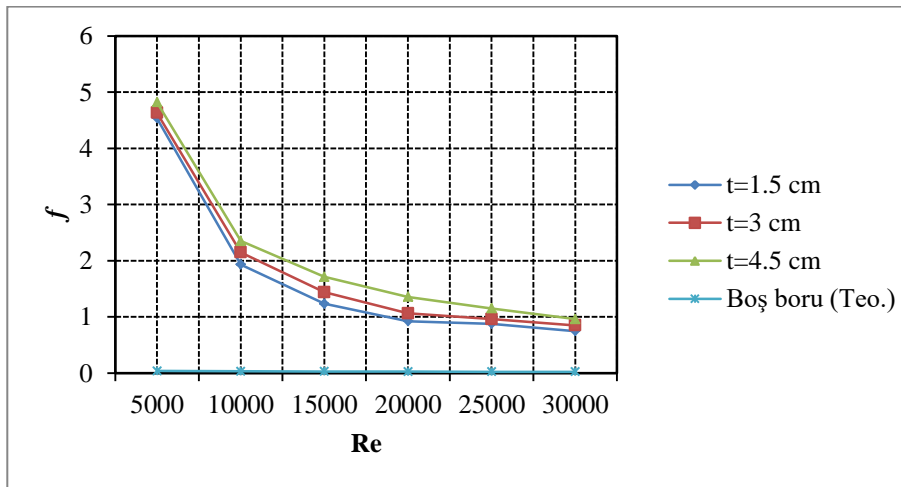
Şekil 4.8'de türbülötörlerin ortada olması durumunda 3,4,5 adet türbülötör için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Sürtünme Faktörü kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülötör sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülötör aralıklarının artmasıyla birlikte Sürtünme Faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Maksimum sürtünme faktörü 5.624 olarak

5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 5000 Reynold sayısında, minimum sürtünme faktörü ise 0.625 olarak 3 adet türbülator sayısı, 1.5 cm aralık ve 30000 Reynold sayısında görülmüştür.

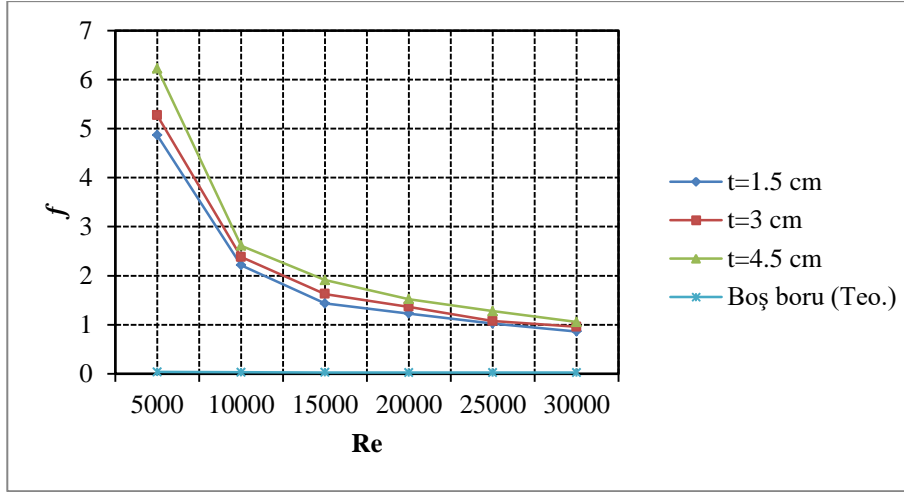
Şekil 4.9'da türbülatorlerin sonda olması durumunda 3,4,5 adet türbülator için Sürtünme Faktörü - Reynold Sayısı grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Sürtünme Faktörü kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 5 adet, 4 adet ve 3 adet türbülator sayısında görülmüştür. Aynı şekilde türbülator aralıklarının artmasıyla birlikte Sürtünme Faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Maksimum sürtünme faktörü 5.026 olarak 5 adet türbülator sayısı ve 4.5 cm aralık için 5000 Reynold sayısında, minimum sürtünme faktörü ise 0.456 olarak 3 adet türbülator sayısı, 1.5 cm aralık ve 30000 Reynold sayısında görülmüştür.



(a)



(b)



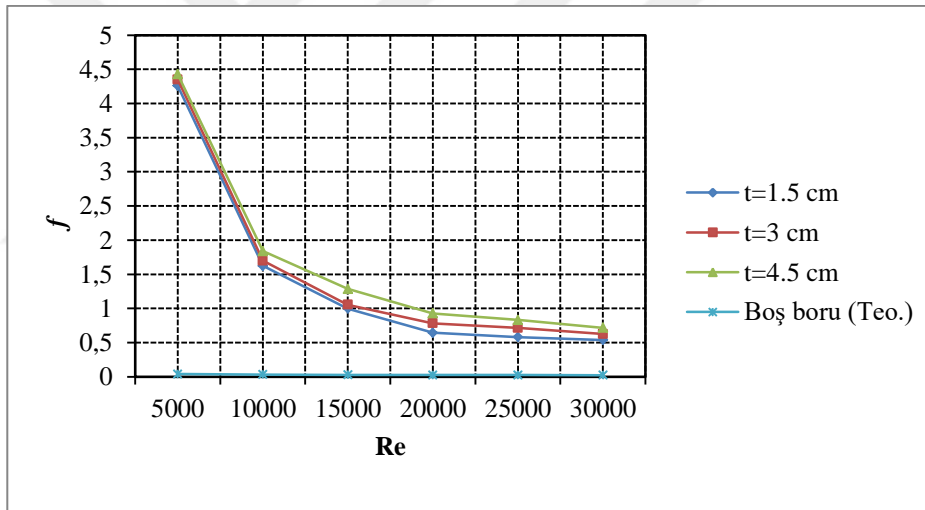
(c)

Şekil 4.7. Türbülatorlerin girişte bulunduğu durumda Reynolds Sayısı - Sürtünme Faktörü değişimi

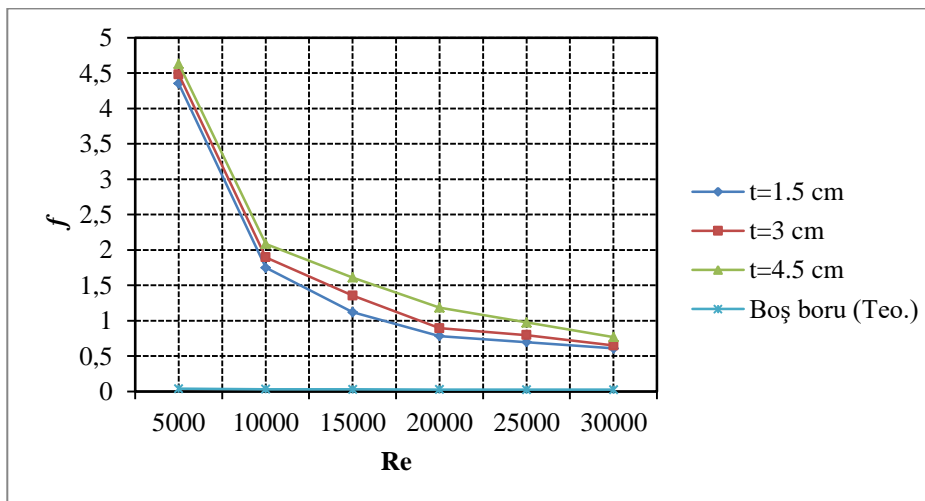
a) 3 adet

b) 4 adet

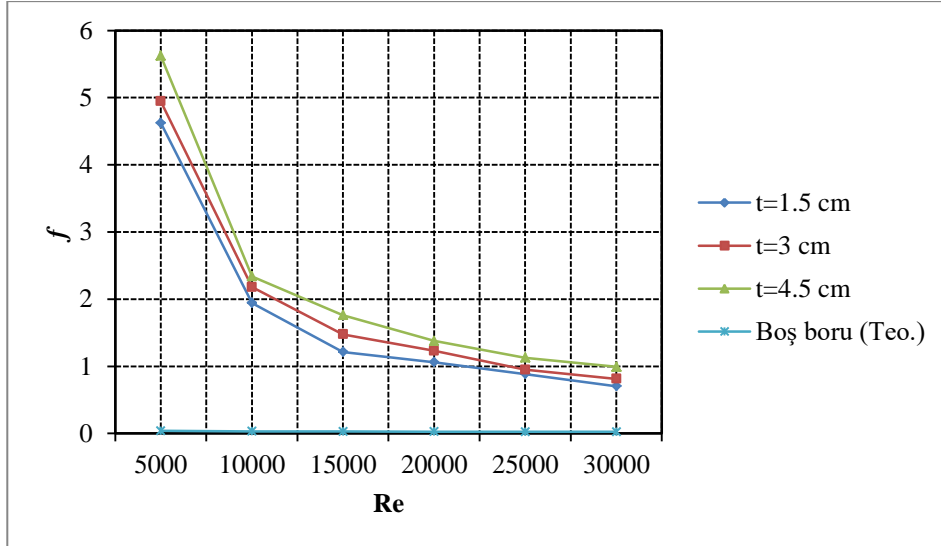
c) 5 adet



(a)



(b)



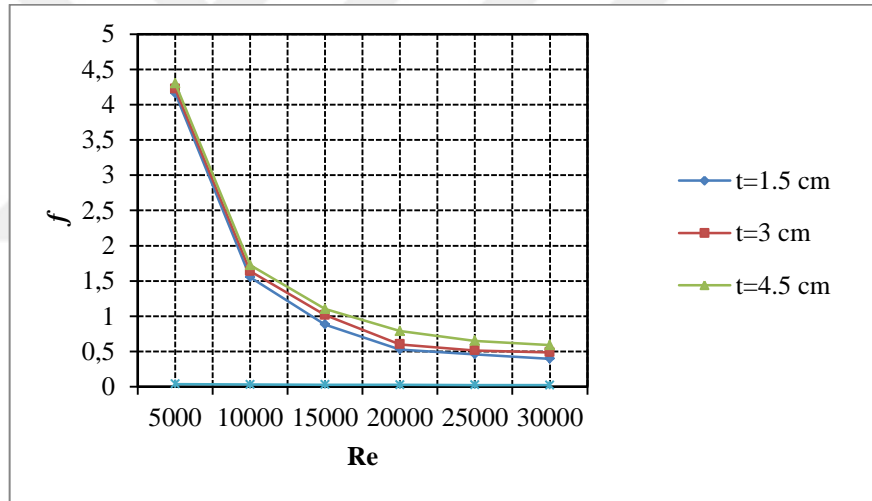
(c)

Şekil 4.8. Türbülatorlerin ortada bulunduğu durumda Reynold Sayısı - Sürtünme Faktörü değişimi

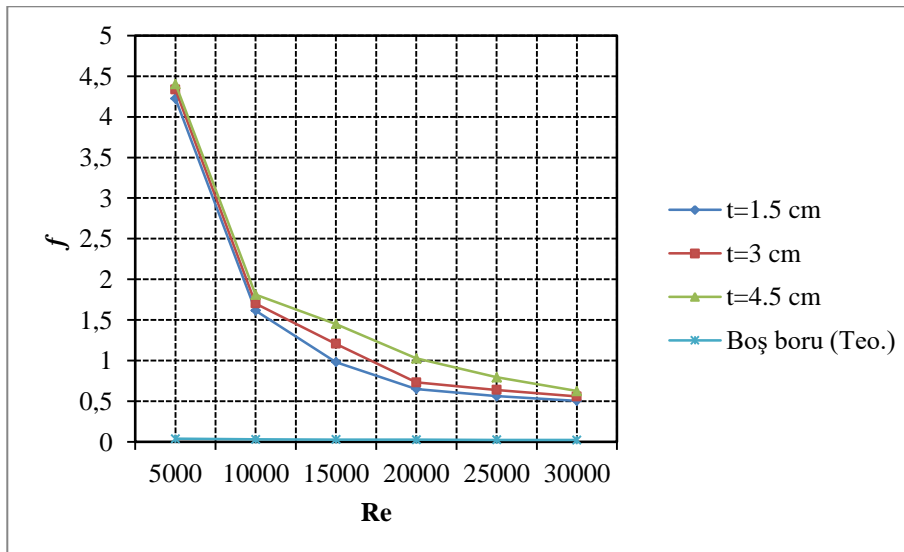
a) 3 adet

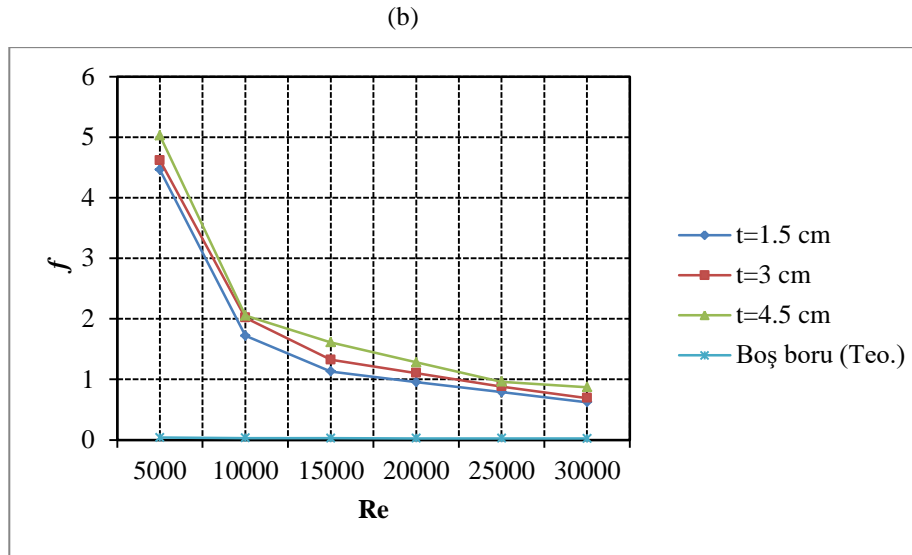
b) 4 adet

c) 5 adet



(a)





(c)

Şekil 4.9. Türbülatorlerin sonda bulunduğu durumda Reynolds Sayısı - Sürtünme Faktörü değişimi

a) 3 adet b) 4 adet c) 5 adet

Elde edilen maksimum Sürtünme Faktörü türbülatorsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında; 3 türbülator için 132, 4 türbülator için 148, 5 türbülator için 163 katına çıktığı görülmüştür.

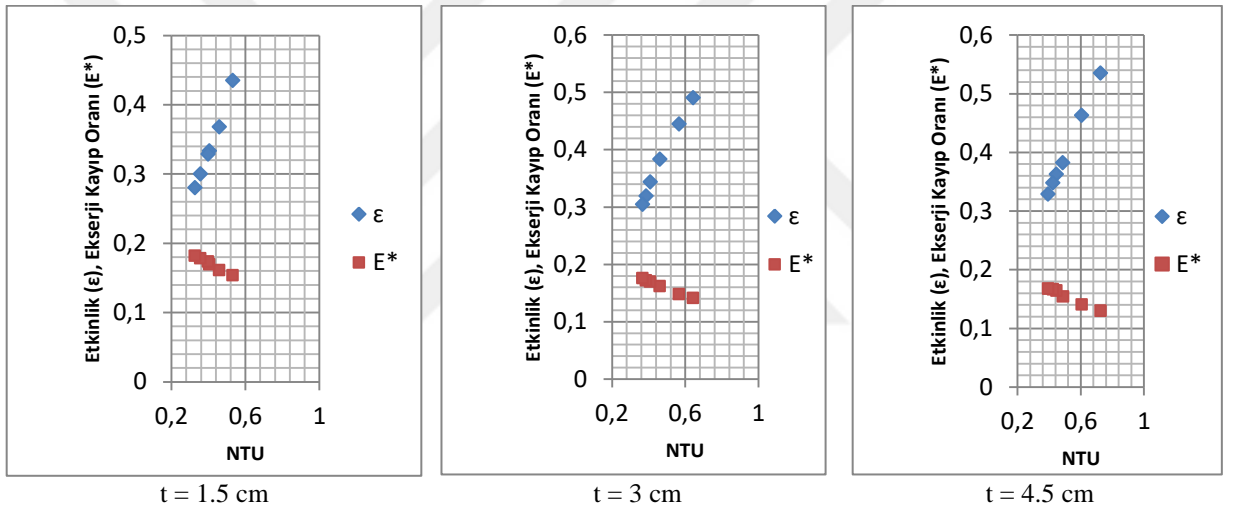
Son olarak olarak türbülatorlerin girişte, ortada, sonda yer aldığı 3, 4 ve 5 adet türbülator, 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm aralıklar için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimini veren grafikler çizilmiştir. Grafikler incelendiğinde NTU' nun artmasıyla birlikte Etkinliğin arttığı, Ekserji Kayıp Oranının azaldığı gözlenmiştir.

Şekil 4.10' da türbülatorlerin girişte olması durumunda 3 adet türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinliğin değeri 0.53 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.28 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranının 0.181 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranının ise 0.130 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

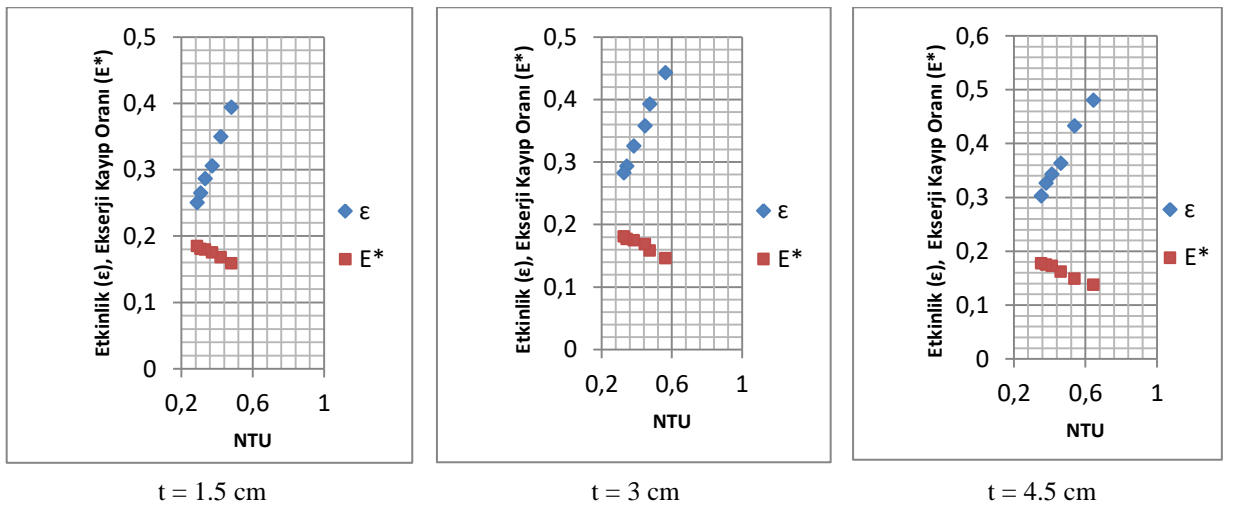
Şekil 4.11' de türbülatorlerin ortada olması durumunda 3 adet türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.48 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.25 olarak 1.5cm aralıkta

görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0.184 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0.137 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

Şekil 4.12’de türbülatorlerin sonda olması durumunda 3 adet türbülator için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülator aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülator aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.43 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.22 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0.187 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0.144 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

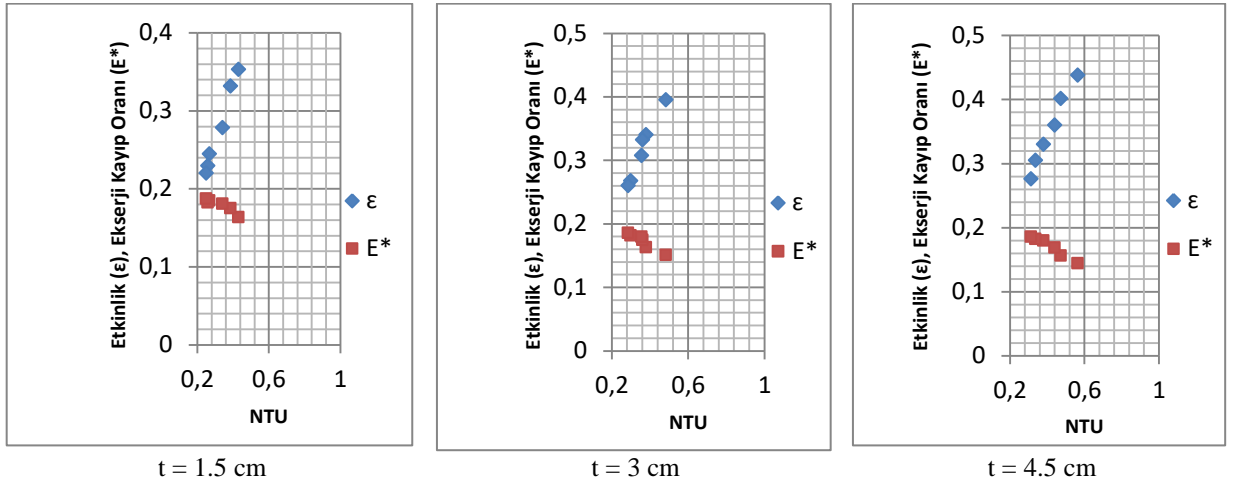


Şekil 4.10. Türbülatorlerin (3 adet) girişte bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



Şekil 4.11. Türbülatorlerin (3 adet) ortada bulunduğu durumda

Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



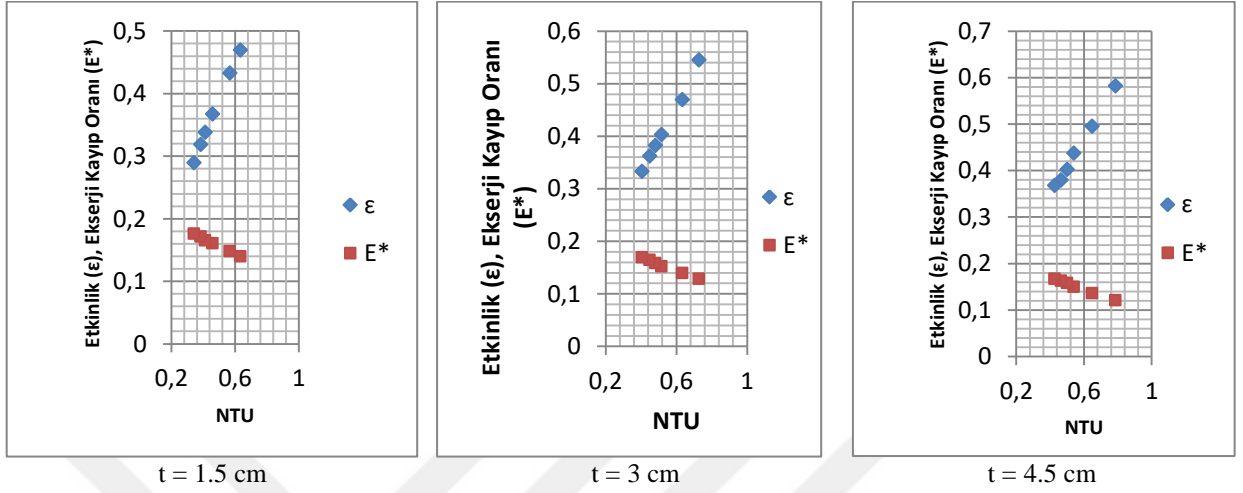
Şekil 4.12. Türbülötörlerin (3 adet) sonda bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

Şekil 4.13'de türbülötörlerin girişte olması durumunda 4 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.58 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değerinin ise 0,29 olarak 1.5cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0,175 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0,121 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

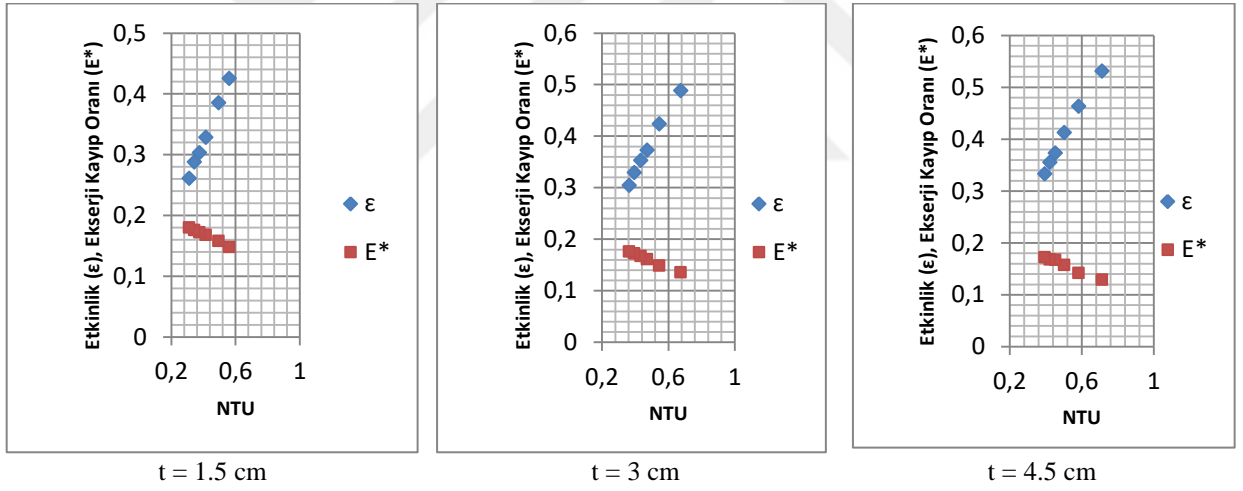
Şekil 4.14'de türbülötörlerin ortada olması durumunda 4 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.53 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0,26 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0,179 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0,128 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

Şekil 4.15'de türbülötörlerin sonda olması durumunda 4 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0,48 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0,23 olarak 1.5 cm aralıkta

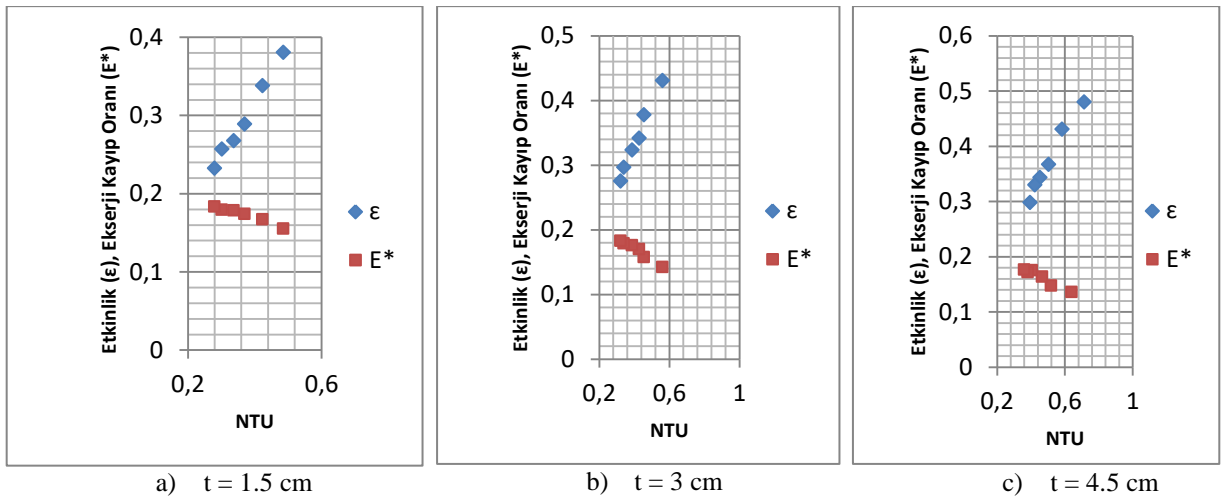
görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0,183 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0,136 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.



Şekil 4.13. Türbülötörlerin (4 adet) girişte bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



Şekil 4.14. Türbülötörlerin (4 adet) ortada bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



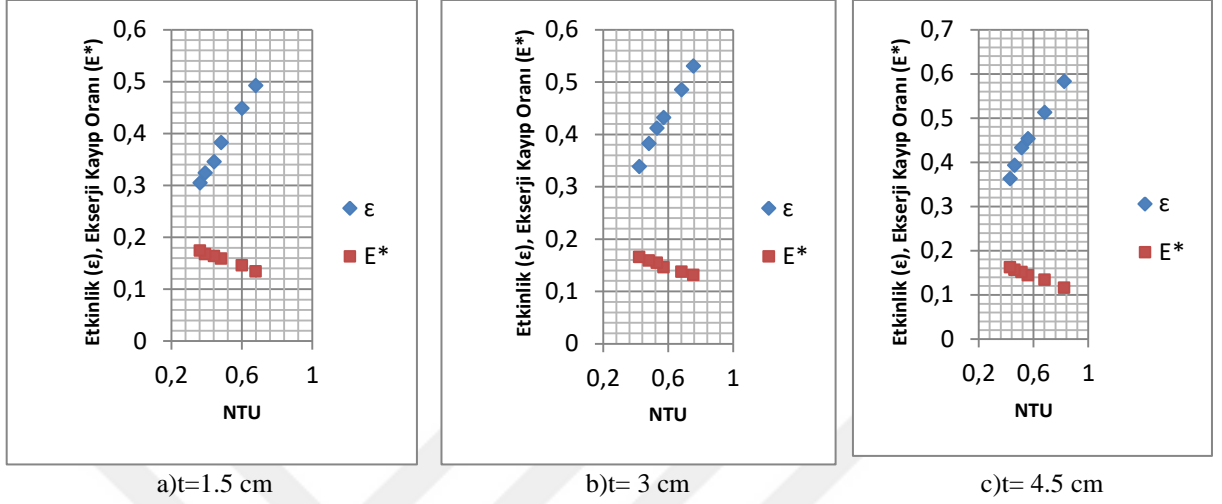
Şekil 4.15. Türbülötörlerin (4 adet) sonda bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

Şekil 4.16'da türbülötörlerin girişte olması durumunda 5 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.58 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.30 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranının 0.173 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0.115 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

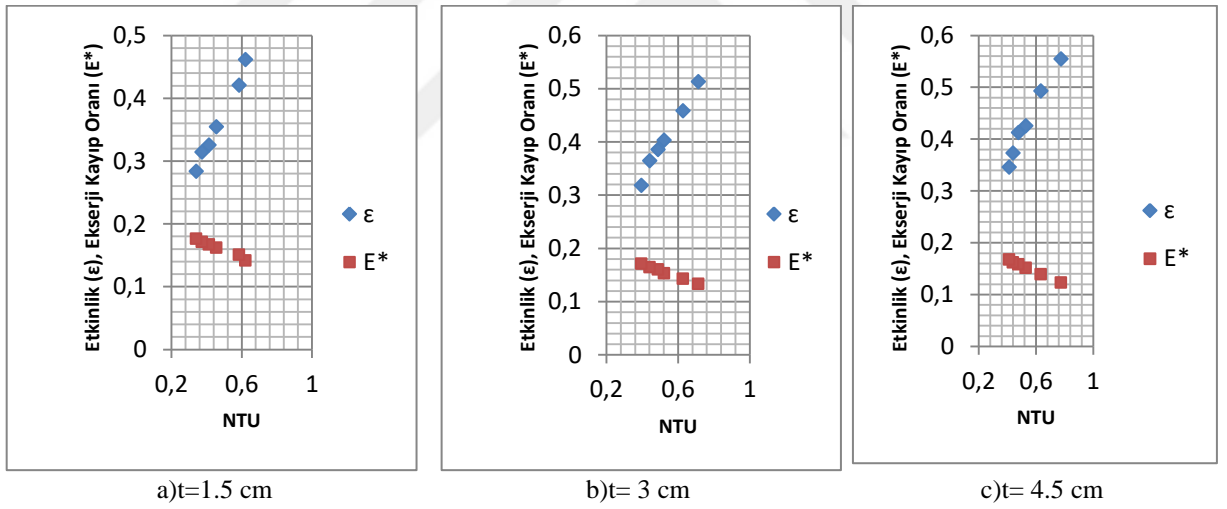
Şekil 4.17'de türbülötörlerin ortada olması durumunda 5 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.55 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.28 olarak 1.5 cm aralıkta görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0.175 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranı ise 0.122 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.

Şekil 4.18'de türbülötörlerin sonda olması durumunda 5 adet türbülötör için Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU grafiği verilmiştir. Grafik verilerine göre Etkinlik değerleri kıyaslandığında en yüksek değer sırasıyla 4.5 cm, 3 cm ve 1.5 cm türbülötör aralıklarında, Ekserji Kayıp Oranı kıyaslandığında ise en yüksek değer sırasıyla 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm türbülötör aralıklarında görülmüştür. Maksimum etkinlik değeri 0.52 olarak 4.5 cm aralıkta, minimum etkinlik değeri ise 0.26 olarak 1.5 cm aralıkta

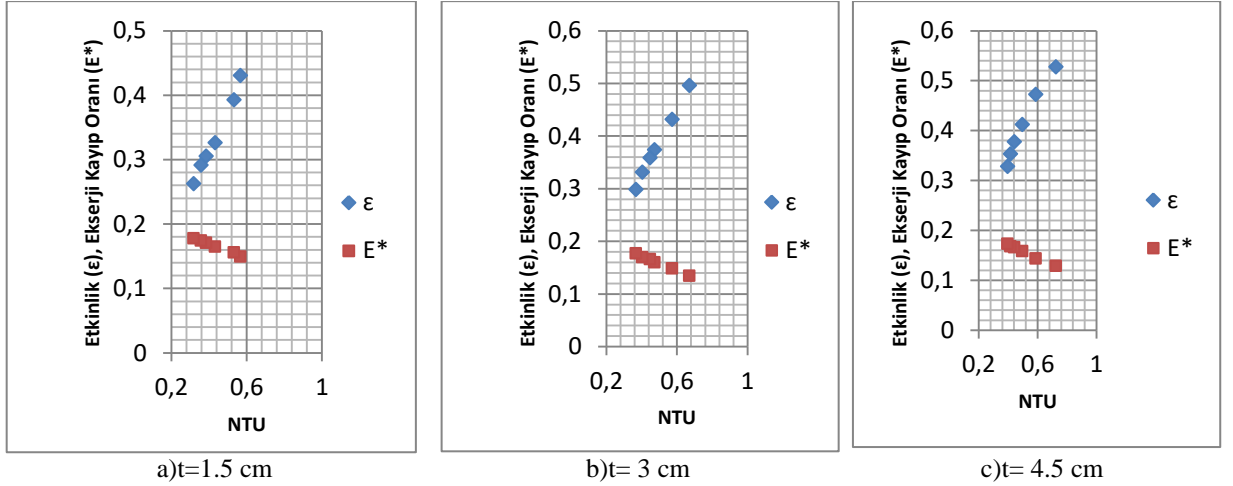
görülmüştür. Benzer şekilde maksimum Ekserji Kayıp Oranı 0.178 olarak 1.5 cm aralıkta, minimum Ekserji Kayıp Oranının ise 0.128 olarak 4.5 cm aralıkta görülmüştür.



Şekil 4.16. Türbülatorlerin (5 adet) girişte bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



Şekil 4.17. Türbülatorlerin (5 adet) ortada bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi



Şekil 4.18. Türbülötörlerin (5 adet) sonda bulunduğu durumda Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı - NTU değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada; ısı değiştiricisinin girişine, ortasına ve sonuna altıgen şeklinde türbülötörler 1.5 cm, 3 cm ve 4.5 cm aralıklarla yerleştirilerek oluşturulan deney düzeneğiyle ısı transferine etkileri incelenmiştir.

Elde edilen veriler bilgisayar ortamına aktarılarak Nusselt sayısı - Reynold sayısı değişimleri, Basınç Kaybı Değişimi - Reynold sayısı değişimleri, Sürtünme Faktörü - Reynold sayısı değişimleri, Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı – NTU değişimleri grafikler üzerinde gösterilmiş ve alttaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısında da artış meydana geldiği,
- Türbülötör sayılarının ve aralıklarının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı,
- Türbülötörsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında Nusselt sayılarında; 3 türbülötör için %116, 4 türbülötör için %130, 5 türbülötör için %153 artış olduğu,
- Isı transferi arttıkça basınç kayıplarında artış meydana geldiği,
- Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Basınç kaybında artış olduğu,
- Türbülötör sayılarının ve aralıklarının artmasıyla Basınç kaybının da arttığı,
- Türbülötörsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında Basınç kayıplarında; 3 türbülötör için 35, 4 türbülötör için 38, 5 türbülötör için 40 kat artış olduğu,
- Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Sürtünme Faktöründe azalma meydana geldiği,

- Türbülötör sayılarının ve aralıklarının artmasıyla Sürtünme Faktörünün de arttığı,
- Türbülötörsüz boş boru değerleriyle kıyaslandığında Sürtünme Faktörünün; 3 türbülötör için 132, 4 türbülötör için 148, 5 türbülötör için 163 katına çıktığı,
- NTU' nun artmasıyla birlikte Etkinlik değerinde artma, Ekserji Kayıp oranında azalma meydana geldiği,
- Türbülötör sayılarının ve aralıklarının artmasıyla Etkinliğin de arttığı,
- Türbülötör sayılarının ve aralıklarının artmasıyla Ekserji Kayıp Oranının azaldığı belirlenmiştir.

5.2 Öneriler

Yapılan deneysel çalışmada, türbülötör kullanımının ısı transfer verimini artırdığı, türbülötör sayısının verim artışına olumlu etki yaptığı ancak buna paralel olarak basınç kaybının da artmasına sebep olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle türbülötör sayısını sürekli artırmak faydadan çok zarar getirebilecektir. Basınç kaybını yenmek amacıyla enerji kullanıldığı da göz önüne alındığında türbülötör sayısındaki artışın optimum faydanın elde edileceği seviyeye kadar yükseltilmesinin uygun olacağı değerlendirilmiştir.

KAYNAKLAR

- Adlı D., 2013, Nanoakışkanların ısı Transferine Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-5.
- Akansu O.S., 2006, Heat Transfer and Pressure Drops for Porous Ring Turbulators in a Circular Pipe, *Applied Energy*, 83, 280-298.
- Akpınar K.E., 2006, Evaluations of Heat Transfer and Exergy Loss in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Helicel Wires, *Energy Conversion and Management*, 47, 3473-3486.
- Akpınar K.E. ve ark., 2004, Heat Transfer Enhancements in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Swirl Elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31(6), 857-858.
- Anonim, 2009, Isı Transferi Kitabı, MEB MEGEP Kimya Teknolojisi Ankara.
- Anonim, 2019, <http://www.isitesisatmarket.com/boyler/multi-spiralli-boyler-msw>.
- Argunhan, Z. ve Yıldız, C., 2004, Dairesel Kesitli Bir Borunun Girişine Yerleştirilen Delikli Sabit Kanatçıklı Dönme Üreticisinin Geçiş ve Basınç Düşüşüne Etkileri, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12, 217-223.
- Baysal, E., 2009, Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricilerinde Helisel Türbülatorlerin Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-105.
- Behçet, R. ve ark., 2009, Isı Değiştiricisine Yerleştirilen Pervane Tipi Türbülatorün Isı Transferi Üzerindeki Etkisi, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, Karabük.
- Budak, N. ve ark., 2015, Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Türbülatorlerin Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 12, 87-97.

- Boran K. ve ark., 2014, Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 17, 183-191.
- Çelik, H.S. ve ark., 2019, Bir Şofben Eşanjörünün Boru İç Yüzeylerine Elips Boşaltmalı Kanatlı Türbülötör Eklenmesinin Şofben Verimine Olan Etkisi, *14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1149-1167.
- Çengel Y., Ghajar A. J., 2015, Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar, Palme Yayıncılık, Ankara.
- Demirtaş C. ve ark., 1992, Konik Halka Yüzeyle Türbülötörlerin Kazan Verimie Etkileri, *Akdeniz Üniversitesi 7. Mühendislik Haftası*, 25-28 Mayıs.
- Durmaz M., 2007, Isı Geri Kazanım Isı Değişiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, 1-11.
- Durmuş A., 1993, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değişiricisinde Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi, Doktora Tezi, *KTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon.
- Durmuş A. ve Kurtbaş İ., 2002, Değişik Konstrüksiyonlarda Yerleştirilen Çubuk Kanatlı Türbülötörlerde NTU Analizi ve Ekserji Kaybı, *Balıkesir Üniversitesi IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu*, 353-362.
- Durmuş, A. ve ark., 2002, Akım Ortamına Yerleştirilen Kesik Konik Türbülötörlerin Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Bir Tüpte Isı Transferi ve Ekserji Etkisi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4, İstanbul, 176-184.
- Durmuş, A. ve Akbulut, A., 2003, Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Bir Boru İçerisine Yerleştirilen Çubuk Kanatlı Türbülötörlerde Optimum Parametrelerin Belirlenmesi, *Fırat Üniversitesi Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları*, 4, 21-24.
- Durmuş A., 2004, Heat Transfer and Exergy Loss in Cut out Conical Turbulators, *Energy Conversion and Management*, 45, 785-796.
- Durmuş A. ve ark., 2004, Investigation of the Effect of Co-Axis Free Rotating Propeller Type Turbulators on the Performance of Heat Exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31(1), 133-142.
- Gül H. Ve Evin D., 2007, Heat Transfer Enhancement in Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance, *International Journal of Thermal Sciences*.
- Göktürkler, G., 2002, Yerbilimlerinde Isı Transferi Modellemesi: Kararlı-Hal Kondüktif Isı İletimi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4, 67-80.
- Inropera, F. DeWitt, D., 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Dördüncü Basımdan Çeviri, Çev. Taner Derbentli v.d.), Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Kahraman, N ve ark., 2008, Boru İçi Akışkanlarda Türbülötörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28, 51-59.

- Karaca, C., 2012, Güneş ve Rüzgar Enerjisinden Elektrik Enerjisi Üretimi Sistemi Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 1-5.
- Karagöz, Ş ve ark., 2019, Yatay Borularda Türbülötörlerin Isı Transferlerine Olan Etkilerinin Deneysel Araştırılması, *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12(1), 306-316.
- Karakaya H. ve Durmuş A., 2013, Heat Transfer and Exergy Loss in Conical Spring Turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 756762.
- Kurtbaş, İ., Durmuş, A., 2007, Eren, H. and Turgut E., “Effect of Propeller Type Swirl Generators on the Entropy Generation and Efficiency of Heat Exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 300–307.
- Kok H. Ve Anand N.K., 2003, Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfers in a Rectangular Channel, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 4191-4199.
- Promvong P. Ve Eiamsa-ard S., 2006, Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 33, 591-600.
- Sarı, B., 2000, Boru ve Kanallarda Isı Taşınım Katsayılarının Arttırılması, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*, 1-120.
- Sungur, B. ve Topaloğlu, B., 2018, Boru İçine Yerleştirilen Konik Türbülötör Sayısının Nümerik Optimizasyonu, *Technological Applied Sciences (NWSATAS)*, 13 (3), 208-218.
- Şahin, B. ve ark., 2006, Nano akışkanlar İle Isı Transferinin İyileştirilmesi, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 47(559), 29-33.
- Tanda G., 2004, Heat Transfer in Rectangular Channels with Transverse and V-Shaped Broken Ribs, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 47, 229-243.
- Turgut, E., 2001, Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Boru İçerisine Yerleştirilen ve Eksen Etrafında Serbestçe Dönebilen Pervane Tipli Türbülötörlerin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Turgut, E. ve Dikici, A., 2011, A., Konik Türbülötörlerin Çoklu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, Turkey, 308-311.
- Yakut K. ve ark., 2004, Flow-Induced Vibration Analysis of Conical-Rings Used of Heat Transfer Enhancement in Heat Exchanger, *Applied Energy*, 78, 273-288.

Yemenici, O. ve Fıratoğlu, Z.A.,2013, Türbülanslı Akışta Isı Transferinin Bloklu Yüzeyler ile Arttırılması, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18, 61-67.

Yıldız, ř., 2007, İ içe borulu ısı değiştiricilerinde yaylı türbülatörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

AdıSoyadı : Ufuk ERTAN
Uyruğu : TC
DoğumYeriveTarihi : Samsun, 19.03.1979
Telefon : 0505 8313013
Faks :
e-mail : ufuk.ertan@hotmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Çapa Anadolu Öğretmen Lisesi Fatih/İSTANBUL	1997
Üniversite	: Hava Harp Okulu Bakırköy/ İSTANBUL	2002
YüksekLisans	: Batman Üniversitesi BATMAN	-
Doktora	:	-

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2002-	Hava Kuvvetleri Komutanlığı	İstihkam Subayı

UZMANLIK ALANI

YABANCI DİLLER

İngilizce (yazma – okuma – konuşma : orta)

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR