

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

**YAY TİPİ BİR TÜRBÜLATÖRÜN SİLİNDİRİK BORULARDA ISI TRANSFERİ
VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Sinan KAPAN

(122120103)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Termodinamik

Danışman: Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI (F.Ü)

TEMMUZ-2016

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YAY TİPİ BİR TÜRBÜLATÖRÜN SİLİNDİRİK BORULARDA ISI TRANSFERİ
VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Sinan KAPAN
(122120103)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25.07.2016
Tezin Savunulduğu Tarih: 09.08.2016

Tez Danışmanı :

Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI (Fırat Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri:

Prof. Dr. Abdulvahab YİĞİT (Uludağ Ü.)

Doç. Dr. Nevin ÇELİK (Fırat Ü.)

TEMMUZ-2016

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarımın her aşamasında rehberliği, özverisi, bilgi birikimi, fikir ve düşünceleri ile her türlü maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen ve bu çalışmalarım esnasında hep yanımda olan çok kıymetli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI' na, deney düzeneğinin kurulmasında ve sonrasında büyük emekleri olan Sayın Doç. Dr. Nevin ÇELİK' e, değerli bilgilerini bizlerle paylaşmaktan mutluluk duyan Sayın Yrd. Doç. Dr. Emre TURGUT' a, yardımlarından dolayı Araştırma Görevlisi İsmail Hakkı ŞANLITÜRK'e ve varlıklarıyla huzur ve güven veren aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sinan KAPAN

ELAZIĞ – 2016

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET	V
ABSTRACT	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	X
SİMGELER	XI
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Yay Tipi Türbülatorlerin Literatürdeki Yeri.....	2
1.1.1. Birinci Kanun Uygulamalı Araştırmalar.....	2
1.1.2. İkinci Kanun Uygulamalı Türbülator Araştırmaları.....	6
1.1.3. Taguchi Yönteminin Isı Değiştiricilerde Uygulanması.....	7
2. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	10
2.1. Deney Düzeneginin Tanıtımı.....	10
2.2. Veri Değerlendirmesi.....	13
2.2.1. Reynold Sayısı, Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü	13
2.2.2. Etkinlik, Ekserji, Entropi ve NTU hesapla	15
2.2.3. Taguchi ve Gri Analizi Hesaplamaları	18
3. BİRİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE DENEYSEL SONUÇLAR.....	22
3.1. Isı Transferi	22
3.2. Basınç Kayıpları (Sürtünme Faktörü).....	33
4. İKİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE DENEYSEL SONUÇLAR	44
4.1. Entropi Değişimi	44
4.2. Boyutsuz Ekserji, Etkinlik ve NTU Değişimi.....	49
5. VARYANS ANALİZİ (ANOVA) VE GRİ ANALİZİ.....	55
5.1. Varyans (ANOVA) Analizi	55
5.2. Gri ilişki Analiz Sonuçları	59
6. İSTATİSTİKSEL REGRESYON ve BELİRSİZLİK ANALİZİ.....	64
6.1. İstatistiksel Regresyon	64
6.2. Belirsizlik Analizi.....	68
6.2.1. Elde Edilen Veriler İçin Belirsizlik Formülasyonu	69
6.3. Ölçülen Değerlerin Belirsizliklerinin Belirlenmesi.....	70

	<u>Sayfa No</u>
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	74
KAYNAKLAR.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	81



ÖZET

Isı değiştiriciler, endüstride -özellikle termal güç santrallerinde, ısıtma, soğutma vb. tesislerde- geniş kullanım alanına sahiptirler. Isı değiştiricilerinin ısıl performansları verimlilik diye tanımlanır. Isı değiştiricilerinde ısı transferini arttırmada en çok kullanılan yöntemlerden biri, ısı değiştiricilerinin içersine türbülator yerleştirmektir.

Bu çalışmada içersine yay tipi türbülator konulan çift borulu bir ısı değiştiricisinin ısı transferi karakteristikleri ve basınç düşümü incelenmiştir. Yay tipi türbülatorler için tasarım parametreleri; yay tipi türbülatorün hatvesi, telin kalınlığı ve tel uzunluğudur. Deney düzeneğinde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarını sağlamak için Reynolds sayısı 30,000 ile 80,000 aralığında tutulmuştur. Ayrıca deneylerde kullanılan parametrelerin, ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini görebilmek için ANOVA (Analysis of Variance) yöntemi kullanılmıştır. Isı transferi ve basınç düşümleri için optimum parametre seviyeleri Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi ile belirlenmiştir. Türbülatorlü ve türbülatorsüz durumlar için Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, etkinlik-NTU, boyutsuz ekserji, gibi değerler elde edilmiş ve deneysel bağıntılar geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirgeci, yay tipi türbülator, ısı transferi, exerji, ANOVA, Taguchi

ABSTRACT

THE EFFECTS OF COIL SPRING TURBULATORS INSERTED TO THE CONCENTRIC HEAT EXCHANGERS ON THE HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSSES

Heat exchangers have a wide range of usage in industry applications, especially in thermal power plants, heating, ventilation and air-conditioning systems. The thermal performance of heat exchangers are defined as efficiency. One of the most widely preferred way for heat transfer augmentation in heat exchangers is the use of some inserts called turbulators.

In this study, heat transfer characteristics and pressure drop of a double pipe heat exchanger with inserted coil springs, are investigated. Design parameters for the coil spring turbulators are pitch of the coil spring, thickness of the coil wire and the length of the coil spring. The working fluid in the experiments is air and the Reynolds number ranged from 30,000 to 80,000 to provide fully developed turbulence flow conditions. Also, to determine the effects of the parameters used in the experiments on Nusselt number and friction factor the ANOVA (Analysis of Variance) method is used. Optimum parameter levels for the heat transfer and friction factor are determined by Taguchi Experimental Design Method. The values such as Nusselt number, friction factor, efficiency-NTU, dimensionless exergy loss are obtained for both tabulated and untabulated pipe flow, and some new experimental correlations are developed.

Keywords: heat exchanger, coil spring turbulators, heat transfer, exergy, ANOVA, Taguchi

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1	Deney düzeneği	10
Şekil 2.2.	Boru içerisinde cidara oturtulmuş helisel yayın gösterimi.....	12
Şekil 2.3.	Çeşitli hatveye sahip yaylar ($e/d=0.033$).....	12
Şekil 2.4	Çeşitli tel kalınlığına sahip yaylar ($p/d=0.3$).....	13
Şekil 2.5	Çeşitli uzunlukta yaylar ($p/d=0.3$, $e/d=0.066$).....	13
Şekil 3.1	Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması.....	23
Şekil 3.2	$l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu değişimi.....	23
Şekil 3.3	$l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi.....	24
Şekil 3.4	$l/d = 10$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	25
Şekil 3.5	$l/d = 10$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	25
Şekil 3.6	$l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	26
Şekil 3.7	$l/d = 15$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	26
Şekil 3.8	$l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu-Re değişimi	27
Şekil 3.9	$l/d = 5$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	27
Şekil 3.10	$l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	28
Şekil 3.11	$l/d = 10$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	28
Şekil 3.12	$l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	29
Şekil 3.13	$l/d = 15$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	29
Şekil 3.14	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	30
Şekil 3.15	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	30
Şekil 3.16	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	31
Şekil 3.17	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	31
Şekil 3.18	$p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için Nu-Re değişimi.....	32
Şekil 3.19	$p/d=0.4$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi	32
Şekil 3.20	Boş boru sürtünme faktörü ve literatürle kıyaslanması	33
Şekil 3.21	$l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	34
Şekil 3.22	$l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f_T/f_0 değişimi	35

Şekil 3.23	$l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	35
Şekil 3.24	$l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için fT/f_0 değişimi	36
Şekil 3.25	$l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	36
Şekil 3.26	$l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için fT/f_0 değişimi	37
Şekil 3.27	$l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	37
Şekil 3.28	$l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için fT/f_0 değişimi	38
Şekil 3.29	$l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	38
Şekil 3.30	$l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için fT/f_0 değişimi	39
Şekil 3.31	$l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	39
Şekil 3.32	$l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için fT/f_0 değişimi	40
Şekil 3.33	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için $f-Re$ değişimi	40
Şekil 3.34	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.33$ olması durumunda l/d değerleri için fT/f_0 değişimi	41
Şekil 3.35	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için $f-Re$ değişimi	41
Şekil 3.36	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.66$ olması durumunda l/d değerleri için fT/f_0 değişimi	42
Şekil 3.37	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için $f-Re$ değişimi.....	42
Şekil 3.38	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için fT/f_0 değişimi	43
Şekil 4.1	$l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi.....	44
Şekil 4.2	$l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi.....	45
Şekil 4.3	$l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi.....	45
Şekil 4.4	$l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi.....	46
Şekil 4.5	$l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi.....	46
Şekil 4.6	$l/d=1.5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi	47
Şekil 4.7	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi	47
Şekil 4.8	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi	48
Şekil 4.9	$p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi	48
Şekil 4.10	$l/d=0.5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU ve E^* , ε değişimi	50
Şekil 4.11	$l/d=1$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU - E^* , ε değişimi...	50
Şekil 4.12	$l/d=1.5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU - E^* , ε değişimi	51
Şekil 4.13	$l/d=0.5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU - E^* , ε değişimi	51
Şekil 4.14	$l/d=1$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU - E^* , ε değişimi...	52
Şekil 4.15	$l/d=1.5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU - E^* , ε değişimi	52

Şekil 4.16	$p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi	53
Şekil 4.17	$p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi	53
Şekil 4.18	$p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi.	54
Şekil 5.1	Nu için S/N grafiği.....	59
Şekil 5.2	Sürtünme faktörü (f) için S/N grafiği	59
Şekil 5.3	Maksimum Nu ve minimum f için gri ilişki derece grafiği	63
Şekil 5.4	Tasarım parametrelerinin çoklu performans üzerindeki etkisi.....	63
Şekil 6.1	Nu sayısı bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen değerler arasındaki değişim	65
Şekil 6.2	Sürtünme faktörü (f) bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen arasındaki değişim	66
Şekil 6.3	Ekserji kayıp oranı (N_s) bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen arasındaki değişim	67
Şekil 6.4	Entropi üretimi (E^*) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim	67
Şekil 6.5	Etkinlik (ε) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim	68

TABLÖLER LİSTESİ

Tablo 5.1	Deneylerde kullanılan parametreler ve seviyeler	55
Tablo 5.2	Her bir deneydeki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sonuçlar ve S/N oranları.....	56
Tablo 5.3	Nusselt sayısı için ortalama S/N oranları.....	56
Tablo 5.4	Sürtünme faktörü f için ortalama S/N oranları.....	57
Tablo 5.5	Nusselt sayısı için ANOVA sonuçları.....	57
Tablo 5.6	Sürtünme faktörü için ANOVA sonuçları	57
Tablo 5.7	Nusselt sayısı için doğrulama deneyleri sonuçları	58
Tablo 5.8	Sürtünme faktörü f için doğrulama deneyleri sonuçları	58
Tablo 5.9	Verilerin ön işlem sonrakı sıralaması	61
Tablo 5.10	Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece değeri.....	62
Tablo 5.11.	Ortalama gri ilişkisel derece değeri ve parametreler	63
Tablo 6.1	Bağıntı katsayıları ve Rgresyon katsayısı değeri	64

SİMGELER

A	İç borunun ısı transfer yüzey alanı, (m ²)
A _h	İç borunun kesit alanı, (m ²)
A _y	Yayın kesit alanı,(mm ²)
A _b	Boş borunun kesit alanı,(mm ²)
C _p	Özgül ısı, (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
C	Isıl Kapasite, (W)
d	Yay dış çapı, (mm)
d _i	İçteki borunun iç çapı çapı, (mm)
Db	Desibel
E*	Exerji kayıp oranı
f _T	Türbülantörlü durumda sürtünme faktörü
f ₀	Türbülantörsüz durumda sürtünme faktörü
h _{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı, (W m ⁻² K ⁻¹)
I	Tersinmezlik
k	Havanın ısı iletim katsayısı, (W m ⁻¹ K ⁻¹)
LOSF	Logaritmik sıcaklık farkı, (K)
L	İç boru uzunluğu, (m)
l	Yay uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
N _s	Entropi üretim oranı
NTU	Isı geçiş birimi sayısı
Q _g	Giriş-çıkış arası ısı kazancı, (W)
Q _{LOSF}	Boru yüzeyinden taşınım ile elde edilen ısı kazancı, (W)
Q _{mak}	Maksimum ısı kazancı, (W)
q'	Birim uzunluk boyunca transfer edilen ısı, (W m ⁻¹)
P = ΔP	Basınç farkı, (Pa)
p	Yay hatvesi
Pr	Prandtl sayısı
r	Korelasyon katsayısı
W _R ⁺	Toplam belirsizlik
Re	Reynolds sayısı
S _t	Stanton sayısı
$\dot{S}_{top}$	Toplam entropi, (W K ⁻¹)
$\dot{S}_{top, tür}$	Türbülantörlü boruda entropi, (W K ⁻¹)
$\dot{S}_{top, boşboru}$	Boş borudaki entropi, (W K ⁻¹)
T	Sıcaklık, (K)
ΔT ₁	Ortalama sıcaklık ve giriş sıcaklığı farkı, (K)
ΔT ₂	Ortalama sıcaklık ve çıkış sıcaklığı farkı, (K)
T _y	İçteki borunun yüzey sıcaklığı, (K)
T ₀	Ortam sıcaklığı, (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, (W m ⁻² K ⁻¹)
V	Havanın ortalama hızı, (m s ⁻¹)

$\dot{m}$	Havanın kütleli debisi, (kg s ⁻¹)
ϵ	Etkinlik
ν	Havanın kinematik viskozitesi, (kg s ⁻¹)
θ_0	Logaritmik sıcaklık farkı (LOSF), (K)
ρ	Havanın yoğunluğu, (kg m ⁻³)

Kısaltmalar

Cu	Bakır
Cons	Konstantan
ç	Çıkış
g	Giriş
mak	Maksimum
L _{LB}	Küçük daha iyi
L _{HB}	Büyük daha iyi
Δp	Sürtünmeden kaynaklanan
ΔT	Sıcaklıktan kaynaklanan

82dA7mL91_sK/

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, endüstrinin en önemli cihazlarından biri olup buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu vb. adlarıyla kimya endüstrisi, termik santraller, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değişik tip ve kapasitelerde kullanılmaktadırlar. Enerji tasarrufu sağlamak amacıyla, bu cihazların etkinlik analizini yapmak ve etkinliğini artırmak gerekir. Etkinliği artırmada en etkili yöntem, ısı taşıyım katsayısını artırmaktır.

Bu çalışmada, ısı transfer miktarı artırılmak istenen çift borulu, paralel akışlı bir ısı değiştiricinin i borusuna “yay tipi türbülatör” yerleştirilmiştir. Anılan türbülatörün ısı transferine ve basınç kaybına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel alışma, önemli bir deneysel tasarım yöntemi olan Taguchi yöntemi ile tasarlanmış, akabinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, yay hatvesi, yay telinin kalınlığı ve kullanılan yayların uzunlukları, tasarım parametreleri olarak kullanılmıştır. Sonuca etki edecek önemli bir faktör olarak akışım Reynolds sayısı, trblanlı akışım $Re = 30,000 - 80,000$ aralığında değiştirilmiştir. Isı değiştirici içerisinden geçen akışkan hava olup deneyler sabit sıcaklık sınır şartı ve sürekli rejim şartlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın birinci aşamasında, yapılan ölçümler ile ısı transferi ve basınç kaybı sonuçları elde edilmiştir. İkinci aşamada ise İkinci Kanun analizi yapılmıştır. Deney sonuçları, içinde türbülatör bulunmayan boş boru deney sonuçlarıyla kıyaslanmış ve türbülatör etkisi belirlenmiştir.

Bu tez, yukarıda anlatılan içeriği yedi bölüm halinde sunmaktadır. Bölüm 1’de konunun teorik araştırması, literatür taraması ile birlikte sunulmuştur. Bölüm 2’de deney düzeneği, ölçüm ekipmanı ve veri değerlendirme yöntemi tanıtılmıştır. Bölüm 3’te, deneysel çalışmanın Birinci Kanun analiziyle bağlantılı sonuçları, yani ısı transferi ve gerçekleşen basınç kaybı değerleri sunulmaktadır. Bölüm 4’te çalışmanın İkinci Kanun analizi ele alınmış, analiz sonuçları etkinlik, entropi artım oranı, ekserji kaybı ve NTU gibi değerlerle ortaya çıkartılmıştır. Bölüm 5, Taguchi analiziyle ilgili sonuçları içermektedir. Özellikle ANOVA ve Gri ilişki analizleri ile tasarım parametrelerinin sonuç üzerindeki etkileri ortaya koyulmuştur. Bölüm 6, regresyon analizi yani çalışmada elde edilen yeni ampirik bağıntıları ve belirsizlik analizi sonuçlarını içermektedir. Son olarak Bölüm 7’de bütün sonuçların kısa bir değerlendirmesi yapılmıştır.

1.1. Yay Tipi Türbülatorlerin Literatürdeki Yeri

1.1.1. Birinci Kanun Uygulamalı Araştırmalar

Isı değiştiricileri endüstride geniş bir kullanım alanına sahiptirler. Özellikle ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı vs. olarak kullanılmaktadırlar. Isı değiştiricilerini kullanmada temel amaç, genellikle iki akışkan arasında ısı transferi sağlamaktır; ısı değiştirici borularında aktif veya pasif yöntemlerle söz konusu ısı transferi artırılabilir. Isı transferi sisteme enerji verilerek arttırılıyor ise, bu yöntem “aktif yöntem” olarak adlandırılır, aksi durumda ısı sisteme enerji verilmeden arttırılıyorsa, bu durum “pasif yöntem” olarak adlandırılır. Mekanik yardımcı elemanlar kullanmak, yüzeyi döndürmek, akışkanları mekanik elemanlar kullanarak karıştırmak, akış alanı içerisinde elektrostatik alanlar oluşturmak aktif yöntemlere örnek olarak verilebilir. Pasif yöntemler ise ısı transfer yüzeyini değiştirerek ya da pürüzlü yüzeyler oluşturarak gerçekleştirilir. Bu çalışma, pasif yöntemle ısı transferini arttırmayı amaçlamaktadır.

Isı transfer miktarını pasif yöntemlerle arttırmak için yüzey çeşitli yollarla genişletilebilir; kanatçıklı yüzey oluşturmak bunlardan en çok bilinenidir. Çok bilinen başka bir yöntem ise içteki boruya türbülator yerleştirmektir. Kanatçıklı bir yüzey imal etmek, sisteme türbülator yerleştirmekten daha zor ve karmaşıktır. Bu yüzden araştırmacılar birçok uygulamada farklı şekillerde, boyutlarda ve sayılarda türbülator kullanmayı tercih etmişlerdir. Türbülator kullanımıyla ilgili olarak literatürde oldukça fazla sayıda deneysel ve sayısal çalışmaya rastlamak mümkündür. Burada bu geniş yelpazeye yer vermektense, tekrarlardan kaçınmak, okuyucuyu yormamak ve konunun özünden uzaklaşmamak için sadece yaylı tip türbülatorlerle gerçekleştirilen çalışmalara yer verilecektir. Hemen belirtilmelidir ki, literatürde İngilizce kaynaklarda yer alan bazı terim farklılıklarını kolay anlaşılır hale getirmek için burada daha basit bir terminoloji kullanılacaktır. Şöyle ki, literatürdeki kaynaklarda yay (spring), sarımlı tel (coiled wire), bobinaj teli (coil wire) veya bobinaj (coil) ifadesi “yay haline getirilmiş tel”i ifade etmek için kullanılmıştır. Bu nedenle bu çalışmada sadece “yay tipi türbülator” ifadesi kullanılacaktır.

Isı değiştirici içerisine yerleştirilen yaylar, ısı transferini arttırmada kullanılan pasif yöntemlerden biridir ve birçok ısı transferi uygulamalarında kullanılırlar, mesela ısı geri kazanım sistemlerinde, iklimlendirme sistemlerinde, kimyasal reaktörlerde ve gıda ve süt işlemlerinde yaylı türbülatorlere rastlanır. Bu türbülatorlerde yay hatvesi, yayı oluşturan

telin kalınlığı, telin geometrik şekli (kare/dairesel), yay çapı, yay uzunluğu ve yerleşim şekli, yay tipi türbülatorlerdeki ısı transferini etkileyen temel parametreler olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu tezde yapılan çalışmaya ilham olan başka bir yüksek lisans tez çalışmasında Yıldız [1] farklı yay çaplarına sahip yayların çeşitli sayı ve yerleşim şekilleriyle ısı değiştiricide bulunmaları halini ayrıntılı bir şekilde araştırmıştır. Çalışmada kullanılan dört farklı çapta yayın ısı değiştirici içerisine yatay ve açılı şekillerde yerleşimi ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji kaybı açısından ele alınmıştır. Yıldız'ın tez çalışmasından türetilen çeşitli makalelerde de enerji ve ekserji analizleri ayrıntılarıyla sunulmuştur [2, 3]. Bu çalışmalarda yay çapının, yerleşim açısının ve yay sayısının arttırılmasıyla beraber boş boruya nazaran ısı transferinin 1.5-2.5 kat arttığı gözlemlenmiştir. Ancak bu artış sürtünme faktörünün de boş boruya göre 40-80 kat artması ile sonuçlanmıştır. Bütün parametreler içerisinde yay yerleşim açısının ısı transferi üzerinde en fazla etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir [2].

Naphon [4] gerçekleştirdiği deneysel çalışmasında iç çapı 8.92 mm ve dış çapı 9.52 mm, 7.8 m uzunluktaki teli 1 mm bükerek bir yay oluşturmuştur. Soğuk ve sıcak suyun akışkan olarak kullanıldığı ısı değiştiricide deneyler geniş bir debi aralığında gerçekleştirilmiştir (0.01 kg/s - 0.08 kg/s). Çalışmada özellikle yay hatvesinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi araştırılmıştır. Sonuçta, özellikle laminar akımda, yay tipi türbülator ile ısı transferinin manidar şekilde arttığı görülmüştür.

Kim ve ark. [5] içerisinde yatay konumda yay tipi türbülator bulunması durumunda, ısı değiştiricideki akış şeklini, darbeleri, hızdaki düşüş-çıkışları, görüntüleme tekniği ile elde etmiştir. Çalışmada, darbe yükselmesi hızının ve boşluk oranının yay tipi türbülatorde boş boruya göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Rahai ve Wong [6] içerisinde yay bulunan türbülanslı jetlerle çeşitli deneysel veriler elde etmiştir. Rahai ve ark. [7] ise Bunsen fırınında oluşturulan türbülanslı bir jet için yay hatvesinin etkisini araştırmışlardır. Inaba ve Haruki [8] boru içerisindeki su akışına sürüklenme azaltıcı faktör olarak boruya yay yerleştirmişlerdir. Yakut ve Şahin [9] yaylı türbülatorün ısı değiştirici içerisinde oluşturduğu girdapları deneysel olarak tespit etmişlerdir. Buna ek olarak, türbülatorün sebep olduğu ısı artışı ve basınç kaybı da sonuç olarak sunulmuştur.

Promvong [10] yay teli olarak kare kesitli bir tel kullanmış, bu yayın ısı transferi ve basınç kaybına etkisini araştırmıştır. Reynolds sayısının 500-2500 aralığında

gerçekleştirdiği deneylerde iki farklı yay hatvesi kullanmıştır. Sonuçları kıyaslamak amacıyla bazı deneyleri dairesel kesitli yaylarla gerçekleştirmiş ve neticede, kare kesitli yayda boş boruya oranla ısı transferinde ciddi bir artışa rastlanmış, aynı şekilde basınç kaybında da düşüş görülmüştür.

Promvonge bir diğer çalışmasında [11], boru girişinde dönme etkisi oluşturarak yaylı türbülátörün etkisini daha da arttırmaya çalışmıştır. Çalışmada dönme elemanının etkisi hem dairesel hem de kare kesitli yaylar üzerinde denenmiştir. Sonuçlar hem boş boruyla hem de sadece dönme elemanı olması durumlarıyla kıyaslanmıştır. Kare kesitli ve dönmeli akışlı türbülátörün yüksek ısı transferi sağladığı gözlemlenmiştir. Promvonge ayrıca [12] aynı deney düzeneği üzerinde yayın iç kısmına bükülmüş bir levha yerleştirerek ısı transferini yükseltmeye çalışmıştır. Bükülmüş levha kullanımının ısı transferini iki kat arttırdığı görülmüştür.

Mahdi ve ark. [13], ısı değıştiricinin içerisine bobin şeklinde sarılmış spiral borular yerleştirerek bu ısı değıştiricinin performansını sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Isı değıştirici içerisine yerleştirdikleri spiral bobinin etkisini, farklı parametrelerle birlikte olmak üzere, Dean sayısını 700 ila 2000 aralığında tutmuş, deneyleri, dairesel ve kare kesitli yaylarla gerçekleştirmişlerdir. Üç farklı hatvede yapılan deneylerde sonuçlar spiral bobin kullanmanın ısı transferini ve sürtünme kaybını önemli ölçüde arttırdığını göstermiştir. Aynı şartlar altında kare kesitli bobinin, dairesel kesitli bobinden daha fazla ısı transferi gerçekleştirdiği görülmüştür.

Kumbhar ve Sane [14], içerisine konik yay tipi türbülátörleri koyarak yatay dairesel borunun ısı transferini, sürtünme katsayısını ve verimlilik karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada ısı transferini arttırıcı iki tip türbülátör kullanmışlardır. Birisi konik şeklinde yaylar, diğeri ise boru boyunca yerleştirilmiş yaylardır. Yay tipi türbülátörlerin hatvesi 6 mm - 12 mm ve konik yayların hatveleri ise 2.5 mm ve 3.5 mm olarak denenmiştir. Deneysel sonuçlar boru boyunca yerleştirilmiş yayların konik yaylara göre ısı transferi bakımından daha verimli olduğunu göstermiştir.

Garcia ve ark. [15], helisel yayların boru içerisinde yerleştirilmesi durumunda oluşan termo-hidrolik akış karakteristiğini laminar, geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde incelemişlerdir. Prandtl sayısının geniş bir aralığında yapılan deneylerde helisel hatve, yay telinin çapı gibi parametreler tasarım parametreleri olarak değışkenlik göstermiştir. Sonuçta boş boruya kıyasla türbülanslı akışta basınç kaybı 9 kat, ısı transferi 4 kat artış göstermiştir. Yaklaşık 700'ün altındaki düşük Reynolds sayılarında, yayların varlığına

rağmen boru içindeki akış boş bir boru akışı özelliği göstermiştir. Ancak yine de kritik Reynolds sayısına daha erken ulaşılmıştır. Geçici rejim bölgesi içinde, pompalama gücünü sabit tutmak kaydıyla, boru içerisinde yay yerleştirilmesi durumunda ısı transferi %200 artış göstermiştir. Bu haliyle Garcia'nın çalışması geçici rejimde yaylı tip türbülator kullanımının en yüksek ısı artışını sağladığının delili olmuştur.

Agrawal ve ark. [16], içerisinde R-22 gazı geçen bir ısı değiştiricide yay tipi türbülator kullanılması durumunda ortaya çıkan ısı artışını incelemiştir. Yay telinin çapı ve yay hatvesi değişken parametreler olarak kullanılmıştır. Helisel yay kullanılması durumunda ısı transferi %100 artış göstermiştir.

Shoji ve ark. [17] yuvarlak bir boruda yay kullanılması durumunu deneysel incelemiştir. Özellikle yayın uzunluğunun ve parçalanmış şeklinin ısı üzerindeki etkisine odaklanmışlardır. Üç farklı yay uzunluğunda ve üç farklı bölüntüde yay kullanılmıştır. Benzer bir çalışmada ise Oliver ve Shoji [18] Newtonsel olmayan akışlar üzerinde yaylı türbülatorün etkisini araştırmışlardır. Chio [19], içerisinde SAE10 kalite motor yağı akan bir ısı değiştiricide soğutmayı arttırmak için yay kullanmışlardır. Sonuçta ucuz, ama boru kısmında ısı taşınım katsayısını yükseltici özelliğe sahip olduğu için, yay tipi türbülator tasarımcılara tavsiye edilmiştir.

Ali ve ark. [20], cidarda uniform ısı akışı şartı altında gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarında türbülanslı akış şartlarında ısı değiştirici içerisinde yaylı türbülator bulunmasının etkisini incelemiştir. Sonuçları etkinlik artışı ve performans kriteri şeklinde sunan yazarlar, etkinlik artışını %46.9-82.6, performans kriterini ise %100.1-128 olarak tespit etmişlerdir.

Roy ve Saha [21] ısı değiştirici borusu içerisine, dairesel bir yayı ve burgulu şerit plakayı bir çubuğun etrafına sararak oluşturdukları türbülatorleri denemiştir. Neticede, boş boruya göre ciddi anlamda ısı performans artışı gözlemlenmiştir.

San ve ark. [22] içinde su akan ısı değiştirici borusuna yaylar yerleştirmişlerdir. Nusselt sayısının tel kalınlığının artması ve yay hatvesinin azalmasıyla beraber arttığı görülmüştür. Ayrıca hava ile yaptıkları deneylerde Reynolds sayısının etkisinin daha az olduğunu gözlemlemişlerdir.

Literatürde yay tipi türbülator kullanılması durumu genelde deneysel olarak ele alınmıştır. Sayısal çalışmaya gösterilecek nadir örneklerden biri Özceylan [23] tarafından yapılmıştır. İçerisinde yay yerleştirilmiş bir borunun eşlenik ısı transferi ve ısı gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla hesaplanmıştır. Hatvenin yay çapının iki katı olduğu

durumda ısıl gerilmelerin en yüksek değere çıktığı görülmüştür. Agrebi ve ark. [24] yaptıkları üç boyutlu modellerinde tek bir hatve, tek tel çapı ve tek yay çapı kullanarak bu yayın boru içerisinde oluşturduğu etkiyi ısı transferi ve sürtünme faktörü cinsinden değerlendirmişlerdir. Sonuçta yay kullanımının boş boruya göre ısı transferini ve sürtünme faktörünü her türlü arttırdığını ispatlamışlardır.

1.1.2. İkinci Kanun Uygulamalı Türbülator Araştırmaları

Termodinamiğin Birinci Kanunu enerjinin miktarı ile ilgilenir ve bu enerjinin yoktan var edilemeyeceğini, aynı zamanda yok edilemeyeceğini söyler. İkinci Kanun ise, enerjinin kalitesi ile ilgilenir. Daha özel olarak, İkinci Kanun bir işlem boyunca enerjinin azalması, entropi üretimi ve kaybolan iş ile alakalıdır [25]. Isı değiştiricilerinin İkinci Kanun analizi, enerjinin kalitesi ile ilgili veri sağladığından, birçok araştırmacı ısı değiştiricilerinin ekserji ve entropi analizleri üzerinde çalışmalar yapmaktadırlar. Hemen belirtmelidir ki literatürde bulunan analizler, çoğunlukla türbülatorlü ısı değiştiricileri için gerçekleştirilmiştir [25].

Can ve ark. [26] çift borulu ısı değiştirici içerisinde etkin parametrelerin İkinci Kanun analizini gerçekleştirmişlerdir. Durmuş ve Kurtbaş [27], çalışmalarında çift borulu, bir ısı değiştirici kullanmışlardır. İç borunun içerisine değişik ölçülerde çubuk kanatlı türbülatorler yerleştirilerek havanın akışı bozulmuş, böylece ısı transferinde iyileşme sağlanmıştır. Ekserji ve NTU analizi yapılarak sonuçlar boş boruyla karşılaştırılmıştır.

Durmuş [28] bir başka çalışmada konik tip türbülator kullanarak ısı transferi değişimini gözlemlemiştir. Çalışmada, Reynolds sayısının 15,000-60,000 gibi geniş bir aralıkta türbülanslı akış şartlarında ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizleri yapılarak, türbülatorlü ve türbülatorsüz durumlar birbirleriyle kıyaslanmıştır.

Kurtbaş ve arkadaşları [29], kanatçık tip türbülatorün İkinci Kanun analizini yaparak verimlilik, entropi oranı ve NTU oranlarını hesaplamışlardır. Reynolds sayısının $104 < Re < 3 \cdot 10^4$ aralığındaki değerlerde kanat açısı, türbülatorlerin yerleştirilme mesafesi ve kanat çapına bağlı olarak Nusselt sayısının 95-354, ve ekserji kayıp oranının 0.04-0.2 arasında değiştiğini göstermişlerdir.

Literatürde görüldüğü gibi türbülatorlü akışa dair çok sayıda makale bulunmaktadır. Buna rağmen, yay tipi türbülatorlerin İkinci Kanun analizi hakkında ayrıntılı bilgi bulunmamaktadır. Sınırlı sayıdaki çalışmalara örnek olarak önce Yıldız [1]'in tez çalışması ve tezden türetilen makalesi [3] gösterilebilir. Farklı sayı, çap ve diziliş şekline sahip yay

tipi türbülatorlerin çift borulu ısı değiştiricide olması durumunu, kendilerinin yeni bir terim olarak ortaya attıkları “ekserji transfer Nusselt sayısı (Nue)” ve boyutsuz ekserji kaybı (E^*) terimleriyle hesaplamışlardır. Boş boruya nazaran tasarım parametrelerinin değerlerindeki artışın, ekserji transferinde artışa sebep olduğu görölmüştür. Özellikle literatüre sundukları “ekserji transfer Nusselt sayısı (Nue)” terimi hem sıcaklık gradyanından kaynaklanan tersinmezlikleri, hem de sistemin basınç kaybından kaynaklanan tersinmezlikleri içerdinden önemli bir terimdir.

Prasad ve Shen [30], ekserji analiz yöntemini kullanarak birkaç yaylı türbülatorün performans değerlendirmesi hakkında çalışmalar yapmışlardır. Sonuç olarak minimum ekserji yıkım kriterinin termodinamik olarak optimum seçenek olduğu görölmüştür. Bununla birlikte, ısı transferi arttırıcı araçları karşılaştırmak için, ısı transferi iyileştirme sayısı ve ekserji yıkım sayısı gerçekçi kriterler olarak elde edilmiştir.

Yakut ve Şahin tarafından [31], boru içerisine koyulan sarmal yayların entropi üretimi ve dönme karakteristikleri arasındaki ilişki deneysel olarak araştırılmıştır. Sarmal yayların, Reynolds sayısının 13,000 değerine kadar termodinamik açıdan avantajlı olduğu gözlemlenmiştir.

Naphon [32] daha önce Birinci Kanun analizi açısından incelediği deneysel çalışmasının [4] İkinci Kanun analizini de gerçekleştirmiştir. Isı değiştiriciye giriş şartlarının ısı transferi, entropi üretimi ve ekserji kaybına etkisi araştırılmıştır. Enerji korunum denkleminde bağlı olarak matematiksel bir model geliştirilmiş ve merkezi sonlu fark yöntemiyle çözülmüştür. Sonuçta sıcaklık dağılımı, entropi üretimi ve ekserji kaybı elde edilmiştir.

1.1.3. Taguchi Yönteminin Isı Değiştiricilerde Uygulanması

Yüksek kalitede ve düşük maliyetli ürün veya hizmet üretmenin yolu, şimdiye kadar başarılı bir şekilde kullanılmış olan kalite tekniklerinden faydalanmaktır. Bu kalite tekniklerinden birisi de Taguchi Deney Tasarım tekniğidir [33]. Yönteme adını veren Japon mühendis Genichi Taguchi, 1950’li yıllarda istatistiksel modelleme ve test alanında fabrikaların üretim mekanizmalarını geliştirmek için yeni yöntemler geliştirmiş bir mühendistir. Her ne kadar istatistiksel yöntemler bilimsel camialarda tam olarak kabul görmese de birçok sanayi dalı Taguchi yöntemini üretim süreçlerinde hayata geçirmiştir. Taguchi Deney Tasarımı, bir işlemdeki girdi değişkenleri üzerinde istenen değişikliklerin

yapılmasıyla cevap değişkeni üzerindeki değişkenliğin gözlenmesi, elde edilmesi ve yorumlanması olarak tanımlanabilir [34].

Mühendislik problemlerine Taguchi analizinin uygulanması son dönemlerde literatürde rastlanan ve kabul gören bir uygulamadır. Özellikle deneysel çalışmalarda tasarım parametrelerinin çok olduğu durumlarda, yapılacak deney sayısını azaltması, böylece hem zamandan hem de maliyetten kurtarması açısından araştırmacıların ilerleyen zamanda da sık başvurduğu bir yöntem olacaktır. Bu çalışmanın konusu olan ısı değiştiricilerinde türbülator kullanımıyla alakalı Taguchi analizi içeren çalışmalar aşağıda derlenmiştir.

Çelik ve arkadaşları tarafından [2] ve [3] nolu çalışmalarda tanıtılan yaylı türbülator deney sonuçlarına Taguchi tasarımı uygulanmış, sonuçlar varyans analizi (ANOVA) ve Gri ilişki analizi ile değerlendirilmiştir [35]. Kurtbaş ve ark. [29], İkinci Kanun analizini gerçekleştirdikleri çalışmalarında ısı değiştirici içerisine koyulan pervane tipi türbülator deneylerinde Taguchi yöntemi ile optimum tasarım parametrelerini belirlemişlerdir.

Şahin [36], çalışmasında Taguchi metodunu kullanarak, ısı değiştirici içerisindeki dikdörtgen kanala yerleştirilen silindirik kanatçıkların optimum tasarım parametrelerini ve performans analizlerini gerçekleştirmiştir. Deneylerde, Reynolds sayısı, boşluk oranı, kanatçık aralık oranı gibi tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü gibi performans faktörleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Öncelikle her bir parametre ayrı ayrı optimize edilmiştir. Daha sonra bütün parametreler birlikte optimize edilmiş ve optimum Reynolds sayısı, kanatçık yüksekliği ve hatve bulunmuştur.

Turgut ve Dikici [37] çalışmalarında, Taguchi deneysel tasarım yöntemini kullanarak pervane tipi türbülatorların ısı transferine olan etkilerini çift borulu bir ısı değiştirici için araştırmış ve optimum tasarım parametrelerini belirlemişlerdir. Ayrıca varyans analizlerini (ANOVA) yaparak her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etkilerini yüzde olarak belirlemişlerdir. Sonuç olarak, Taguchi deneysel tasarım yönteminin bir ısı değiştiricideki optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesinde etkin bir şekilde uygulanabileceği görülmüştür.

Zeng ve ark. [38], bir ısı değiştiricide kullanılan türbülatorların tasarım parametrelerini Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile tasarlayarak ısı değiştiricinin performansına olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir.

Chin ve ark. [39], ısı değiştiricilerinde etkili olan panjurlu tip kanatçıkların kanatçık aralığını, çapını ve kalınlığını tasarım parametreleri olarak kabul ederek bu parametrelerin sonuç üzerindeki etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır.

Turgut ve ark. [40], çift borulu bir ısı değiştiricide enjeksiyon tip türbülatörler kullanarak, bu türbülatörlerin optimum tasarım parametrelerini Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile belirlemişlerdir.

Güneş ve ark. [41], boru içerisine koyulan eşkenar üçgen kesitli sarmal yayların optimum tasarım parametrelerini belirlemişlerdir. Ayrıca tasarım parametrelerini, mesela sarmal yay ile borunun duvarı arasındaki mesafe, hatve oranı ve Reynolds sayısı gibi parametrelerin ısı transferine ve basınç kaybına olan etkilerini Taguchi yöntemiyle araştırmışlardır.

Kotcioğlu ve ark. [42], dikdörtgen kanallı bir ısı değiştiricide dikdörtgen kanal genişliğinin yüksekliğine oranı, Reynolds sayısı, akış hızı, ve basınç düşümü gibi optimum tasarım parametrelerini Taguchi yöntemiyle incelemişlerdir. Taguchi deneysel tasarım yönteminde Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü performans parametreleri olarak değerlendirmişlerdir.

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi deney düzeneği iç içe geçmiş eş eksenli, çift borulu ısı değiştiricidir. İçteki borudan üfleyici fanla sağlanan hava akımı geçmektedir, iki boru arasındaki boşluktan ise sürekli olarak su buharı geçirilmekte, böylece sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmaya çalışılmaktadır. Su buharı, galvanizli sacdan kaynakla birleştirmeye yapılmış, içerisinde 1500 W’lık iki ısıtıcı bulunan, yaklaşık 20 lt su kapasiteli bir kazandaki suyun kaynatılmasıyla elde edilmiştir. Yoğuşan su buharının tahliye edilmesi

için dış borunun alt tarafına bir tahliye vanası bırakılmıştır. Kazanın üzerinde su seviyesini görmeyi sağlayan bir şeffaf düşey hortum monte edilmiştir.

Isı değiştiriciyi oluşturan eş eksenli borulardan iç boru, 90 cm uzunlukta, 6 cm iç ve 6.2 cm dış çaplı, et kalınlığı 0.1 cm olan bakır bir borudur. Bakır sacın düzgün bir şekilde bükülüp kaynak yapılmasıyla elde edilmiştir. İçteki boru olabildiğince pürüzsüz sacdan imal edilmiştir. Dış boru ise 75 cm uzunlukta, 25 cm çaplı, et kalınlığı 1 mm olan galvanizli sacdan imal edilmiştir. Isı kaybını önlemek için dıştaki borunun çevresine 2 cm'lik cam yünüden yalıtım yapılmıştır.

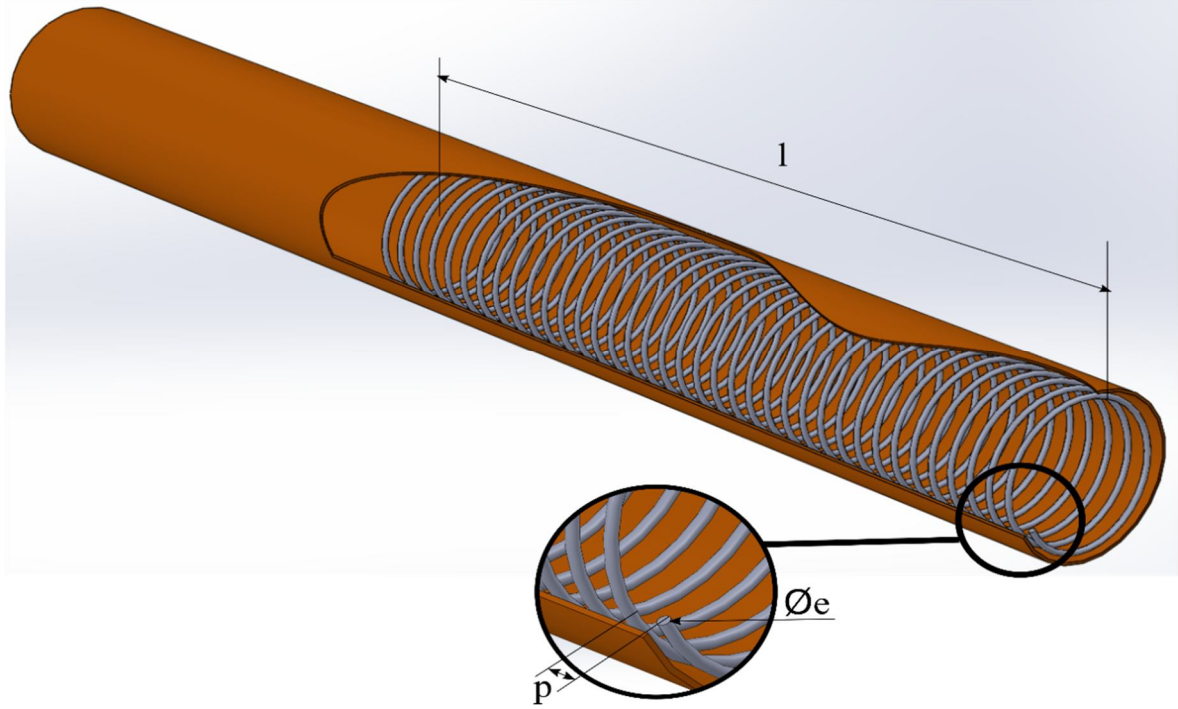
İçteki borunun cidarlarında sabit sıcaklık sağlandığını gözlemek üzere, boru cidarına eşit aralıklı 5 noktaya ısı çifti yerleştirilmiştir. Isıl çiftler boru dış cidarına sudan veya buhardan etkilenmeyen, yüksek sıcaklıkla çözülmeyen epoksi-metal yapıştırıcılarla yapıştırılmıştır. Ayrıca içteki borunun girişine ve çıkışına akışkan giriş-çıkış sıcaklıklarını ölçmek üzere iki ısı çifti yerleştirilmiştir. Isıl çiftler, hem girişte hem de çıkışta, boru yüzeyine açılan delikten geçirilmiş, boru akışının merkezine yerleştirilmiştir. Ayrıca çevre sıcaklığını sürekli olarak ölçen bir ısı çifti daha kullanılmıştır. Isıl çiftler T-tipi, bakır-konstantan, izoleli ve 0.5 mm kalınlıktadır. Isıl çiftler dijital seçicili bir sıcaklık ölçere bağlanmış, sıcaklık değerleri ekrandan anlık takip edilmiştir. Sıcaklık ölçümleri sürekli rejim şartları sağlandıktan sonra alınmıştır. Etrafındaki cepte dolaştırılan su buharı ile cidarda 100°C sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır.

İç borudan geçirilen hava, bir üfleyci fanla sağlanmıştır. Fan 560 Watt ve 2730 d/d motora sahiptir. Fanla gönderilen akım bir invertör ile ayarlanmıştır. Her bir debi ayarında borudan geçen akımın ortalama hızı m/s cinsinden bir Smart Sensor AR 826 marka rüzgâr gülü ile ölçülmüştür. Rüzgârgülü boru iç cidarına tam denk gelecek şekilde 6 cm çapındadır.

Deneylerde basınçlar Greisingher 3161-07 marka, göstergeli dijital manometre ile mbar cinsinden ölçülmüştür.

Isı değiştiricide kullanılan yay tipi türbülatorler, ilk etapta çeşitli kalınlıklarda tellerin temin edilmesi ve daha sonra bu tellerin istenilen hatvede helezonik sarılmasıyla imal edilmiştir. Şekil 2.2.'de yayın boru içerisine yerleştirilmesi şematik olarak sunulmuştur. Yay telinin kalınlığı "e", yay hatvesi "p" yay uzunluğu "l" ile gösterilmiştir. Bu parametreler aynı zamanda deneysel çalışmanın tasarım parametreleridir ve hepsi boru iç çapına bölünerek boyutsuz hale getirilmiştir. Böylece, boyutsuz yay teli kalınlığı $e/d=0.033$, 0.066 ve 0.1 'dir. Boyutsuz yay hatvesi $p/d=0.2$, 0.3 , ve 0.4 'tür. Çift borulu ısı

değiştiricinin iç borusuna, akış doğrultusunda başlangıçtan itibaren, a) boru boyunca boruyla aynı uzunlukta (90 cm) bir yay yerleştirilerek ($l/d = 90/6 = 15$), b) borunun üçte ikisi uzunlukta (60 cm) bir yay yerleştirilerek ($l/d = 60/6 = 10$) ve c) 30 cm uzunlukta bir yay yerleştirilerek ($l/d = 30/6 = 5$) deneyler yapılmıştır. Deneylerde kullanılan yaylar Şekil 2.3 - 2.5'te gösterilmiştir. Şekil 2.3'te hatvesi farklı yaylar, Şekil 2.4'te tel kalınlığı farklı yaylar, Şekil 2.5'te ise üç farklı uzunlukta üretilmiş yaylar verilmiştir.



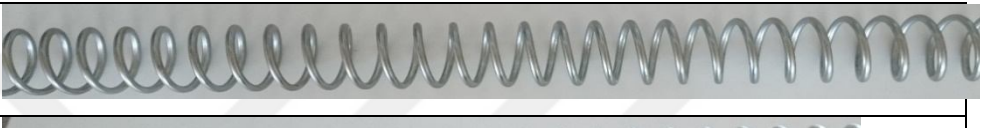
Şekil 2.2. Boru içerisinde cidara oturtulmuş helisel yayın gösterimi

$p/d=0.4$	
$p/d=0.3$	
$p/d=0.2$	

Şekil 2.3. Çeşitli hatveye sahip yaylar ($e/d=0.033$)

$e/d=0.1$	
$e/d=0.066$	
$e/d=0.033$	

Şekil 2.4 Çeşitli tel kalınlığına sahip yaylar ($p/d=0.3$)

$l/d=15$	
$l/d=10$	
$l/d=5$	

Şekil 2.5 Çeşitli uzunlukta yaylar ($p/d=0.3$, $e/d=0.066$)

2.2. Veri Değerlendirmesi

2.2.1. Reynold Sayısı, Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü

Daha önce de belirtildiği gibi fandan gelen ortalama hava hızı bir rüzgârgülü yardımıyla ölçülmüştür. Hava hızı yardımıyla Reynolds sayısı tespit edilmiştir:

$$Re = \frac{V_{ort} d_i}{\nu} \quad (2.1)$$

burada, ν havanın kinematik viskozitesini, d_i iç borunun iç çapını göstermektedir. Havanın viskozitesi giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına bağlı olarak tablolardan bulunmuştur. Çalışmada kullanılan Reynolds sayıları 30,000 ila 80,000 arasında değişmektedir.

Eş eksenli borulardan içtekinin yüzey sıcaklıkları ısı çiftleriyle ölçülmüş, yaklaşık 100°C sabit sıcaklık elde edilmiştir. Toplam 5 noktada ölçülen bu duvar sıcaklıklarının ortalamaları alınarak T_y elde edilmiştir:

$$T_y = \sum_{i=1}^{i=5} T_i \quad (2.2)$$

Cidarında sabit sıcaklık şartı olan dairesel bir boruda taşınım ile ısı transferi, ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı (*LOS F*) kullanılarak bulunur. Logaritmik sıcaklık farkı, cidar sıcaklığının giriş sıcaklığı ile ve çıkış sıcaklığı ile farkları alınarak elde edilir. Şöyle ki:

$$\Delta T_1 = T_y - T_{giriş}$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{çıkış}$$

ve

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.3)$$

Elde edilen bu sıcaklık farkı, taşınım ile ısı transferini oluşturan sıcaklık farkıdır. Cidarda taşınım ile aktarılan ısı, sistemde çıkış sıcaklığı ile giriş sıcaklığı arasında akışkanın depoladığı ısıya eşdeğer kabul edilir. En dıştaki yalıtım tabakası üzerinden kayıplar yok denecek kadar az kabul edilmiş, ısıtım ile olan etkiler ise ihmal edilmiştir. Buna göre ısı denge şu şekildedir:

$$Q_{gerçek} = Q_{taşınım}$$

yani,

$$(\rho V_{ort} A_k) C_p (T_{ç} - T_g) = h_{ort} A_{yan} \Delta T_{lm} \quad (2.4)$$

burada ρ akışkanın yoğunluğu, V_{ort} akışkanın ortalama hızı, A_k içteki borunun kesit alanı, C_p akışkanın özgül ısısı, T_g , $T_ç$ akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, h_{ort} ortalama ısı taşınım katsayısı, A_{yan} içteki borunun yanal yüzey alanı, $LOS F$ ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Denklem (2.4) daha açık bir şekilde yazılarak h_{ort} çekilirse:

$$h_{ort} = \frac{\left(\rho V_{ort} \frac{\pi d_i^2}{4}\right) C_p (T_{çıkış} - T_{giriş})}{(\pi d_i L) LOS F} \quad (2.5)$$

olarak bulunur. Böylece Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_{ort} d_i}{k} \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanır. Burada k havanın ısı iletkenliğidir.

Boru giriş ve çıkışına yerleştirilen dijital manometre yardımıyla akış esnasında oluşan basınç farkı (Δp) mbar cinsinden ölçülmüştür. Ölçülen değer Pascal'a dönüştürülerek Darcy eşitliğinde yerine koyulmuş ve sürtünme faktörü değeri hesaplanmıştır:

$$f = \frac{2 \Delta p d_i}{L \rho V_{ort}^2} \quad (2.7)$$

2.2.2. Etkinlik, Ekserji, Entropi ve NTU hesaplamaları

Geleneksel bir ısı değıştiricide genelde üç türlü kayıp gerçekleşir; (i) sıcaklık farkından kaynaklanan kayıplar, (ii) sürtünmelerden kaynaklanan kayıplar ve (iii) çevre ile ısı transferinden kaynaklanan kayıplar ki bu sonuncu kayıp, ısı değıştirici yüzeyi yalıtımlı olduğu zaman ihmal edilir

dx karakteristik uzunluğundaki bir termodinamik sistemde İkinci Kanun analizi şöyle verilir [1, 3, 29]:

$$\dot{m} dh = q' dx \quad (2.8)$$

$$\frac{dS_{top}}{dx} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m}C_p \frac{\Delta T}{T^2} \frac{dT}{dx} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dp}{dx} \right) \quad (2.10)$$

Denklem (2.10)'da yer alan terimlerin açılımı şöyledir [1, 3, 29]:

$$T_x = T_y - \theta_0 \exp(-(4St/d)x)$$

$$\Delta T(x) = T_y - T_x = \theta_0 \exp(-(4St/d)x) \quad (2.11)$$

$$S_t = h_{ort}/\rho V C_p \quad \frac{dT}{dx} = (4St/d)\theta_0 \exp(-(4St/d)x)$$

Boru boyunca integrali alınınca sabit yüzey sıcaklıklı ısı değiştiricinin entropi üretim oranı şu hale gelir:

$$\dot{S}_{top} = Q_{gerçek} \frac{\theta_0}{T_{giriş} T_{çıkış}} + \frac{32\dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 d_i^5} \frac{L}{T_y} \quad (2.12)$$

Denklem (2.12)'in sağ tarafında yer alan birinci ve ikinci terimler sırasıyla sıcaklık farkından kaynaklanan entropi üretim oranını ve sürtünmeden kaynaklanan entropi üretim oranını göstermektedir. Denklem (2.12) bu durumda yeniden düzenlenerek şöyle yazılabilir:

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta p} \quad (2.13)$$

Bu kayıplar tersinmezliğin niceliği hakkında bilgi sağlar ve literatürde bu tür kayıpları minimize etmek için bir takım teknikler geliştirilmiştir [1, 3, 29]. Türbülantörlü borunun entropi üretiminin, türbülantörsüz borunun entropi üretimine oranlanmasıyla elde edilen N_s değeri, entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top, \text{ türbülantörlü}}}{\dot{S}_{top, \text{ boş boru}}} \quad (2.14)$$

Bu çalışmada sıcaklık farkından kaynaklanan ($\dot{S}_{top,\Delta T}$) ve sürtünmeden kaynaklanan ($\dot{S}_{top,\Delta p}$) ekserji kayıpları dikkate alınmıştır. Ekserji kaybı, ısı değiştirgecindeki entropi

üretiminin tersinmezliğiyle doğrudan ilişkilidir. Başka bir deyişle ekserji, tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Bu açıklamaya göre ekserji kaybı için aşağıdaki ifadeler yazılabilir [1, 3, 29]:

$$I = T_0(\dot{S}_{top}) \quad (2.15)$$

Bir ısı değiştirgecindeki etkinlik şu halde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_{gerçek}}{Q_{maksimum}} \quad (2.16)$$

Gerçek ısı transferi miktarı:

$$Q_{gerçek} = \dot{m}C_p(T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (2.17)$$

şeklinde hesaplanır. Maksimum ısı transferi ise şu şekilde ifade edilir:

$$Q_{maksimum} = \dot{m}C_p(T_y - T_{giriş}) \quad (2.18)$$

Denklem (2.15)'deki her bir terim denklem (2.17)' ye bölünürse boyutsuz ekserji kaybı ya da ekserji kayıp oranı diye adlandırılan E^* değeri bulunmuş olur:

$$E^* = \frac{I}{Q_{gerçek}} \quad (2.19)$$

Isı değiştiricilerinde hesaplanması önemli olan bir diğer önemli sayı “ısı geçiş birimi sayısı” olarak ifade edilen NTU 'dur. NTU aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (2.20)$$

Bir başka deyişle;

$$NTU = \frac{\text{Isı değiştiricisinin ısıl kapasitesi}}{\text{Akışın ısıl kapasitesi}}$$

Denklem (2.20)'de geçen C akışkanın ısı kapasitesidir ve deneyimizde tek akışkan (hava) kullanıldığı için şöyle gösterilir ($C_{min} = (\dot{m}C_p)_{min}$)

2.2.3. Taguchi ve Gri Analizi Hesaplamaları

Taguchi deneysel tasarım yöntemi üç ana aşamadan oluşur: Sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı. Sistem tasarımı yöntemin ilk aşamasıdır. Bu aşamada tasarım parametreleri belirlenir. Bu çalışmada, tasarım parametreleri olarak Re sayısı, yay kalınlığı, yay hatvesi ve yay uzunluğu belirlenmiştir. İkinci aşama olan parametre tasarımı süreç optimizasyonunda anahtar aşamadır. Bu aşamada hedefin fonksiyonel karakteristiklerini ya da temel fonksiyonlarını optimum seviyeye getirecek ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı minimum düzeyde hassasiyet göstermesini sağlayacak, sürecin belirli faktör seviyelerinin belirlenmesine olanak sağlar [43]. Tasarım parametresi olarak belirlenen değerlerin hangi seviyelerde deneneceği bu aşamada belirlenmiştir. Yani Reynolds sayısı için 6, yay kalınlığı, yay hatvesi ve yay uzunluğu için 3 ayrı değerde deney yapılması tasarım parametrelerinin seviyelerini belirleme işidir. Bu aşamada deneysel tasarımda sıkça kullanılan iki ana kavram ile karşılaşılır: Ortogonal gösterim ve işaret/gürültü analizi (S/N -Signal/Noise). Ortogonal gösterim tasarımları, ortogonallik özelliği nedeniyle kesirli faktörel tasarımlardır. S/N oranı süreç değişkenliğinin bir ölçüsüdür [43, 44]. Son aşama tolerans tasarımıdır. Tolerans tasarımı parametre çalışmaları sonucu istenilen hedefe varılmadığı takdirde yapılacak bir takım çalışmalardan ibarettir. Bu aşamada gözlenen değerlerden faydalanılarak ürünün hedef değerden sapma göstermesinin getirdiği kayıplar bulunur ve bu sapmalar azaltılır [45].

Taguchi yöntemi, işlemin amacını ya da daha özel olarak işlemin performans ölçümü için hedef değeri belirler. Mesela bu çalışmada hedef değer Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüdür. İşlemin hedefi minimum ya da maksimum olabilir (bu çalışmada amaç Nusselt sayısını maksimize etmektir). Performans karakteristiğinin içerisindeki hedef değerindeki sapma işlemin kayıp fonksiyonunu tanımlamak için kullanılır.

Bu yöntem, işlemi etkileyen tasarım parametrelerini belirler. Parametreler işlem içerisindeki performans ölçümünü etkileyen, sıcaklık, basınç gibi kolaylıkla kontrol edilebilen değişkenlerdir. Parametrelerin kaç defa değişeceğini belirten seviye sayıları mutlaka belirlenmelidir.

İlk paragrafta da bahsedildiği gibi, Taguchi yöntemi ile her bir deneyin sayısını ve durumunu belirten ortogonal dizinler oluşturulabilir. Ortogonal dizinlerin seçilmesi aşağıda açıklanacağı üzere, parametrelerin sayısına ve her bir parametrenin değişim seviyesine dayanır. Sonuç olarak, bu yöntem tamamlanmış dizinlerde gösterilen deneyleri, performans ölçümü üzerinde etkisi olan verileri toplamak için kullanır ve farklı parametrelerin performans ölçümü üzerindeki etkisini göstermek için veri analizini tamamlar.

Belirtildiği gibi, Taguchi yönteminde, deneysel değer ile istenilen değer arasındaki sapmayı hesaplayabilmek için bir kayıp fonksiyonu kullanılır. Bu kayıp fonksiyonu sinyal-gürültü oranına (S/N) dönüştürülmüştür [46]. Karakteristik türüne bağlı olarak birkaç S/N oranı mevcuttur; en küçük en iyidir (LB : lower is better), hazırdaki iyidir (NB : nominal is better) ve en büyük en iyidir (HB : higher is better). Bir denemede çoklu veri noktalarına yoğunlaşan S/N oranları, değerlendirilen karakteristiklerin türüne bağlıdır. Bu çalışmada performans göstergesi yüksek Nusselt sayısı, düşük sürtünme faktörüdür. Dolayısıyla, optimum performans karakteristiklerini belirlemek için Nusselt sayısı için HB ve sürtünme faktörü için LB seçilmiştir [35].

$$L_{HB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (2.21)$$

$$L_{LB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (2.22)$$

burada y_i sonuç değeri, n ise yapılan deney sayısını gösterir.

S/N oranı η_{ij} 'nin j . deneydeki i . karakteristik performansdır:

$$\eta_{ij} = -10 \log(L_{ij}) \quad (2.23)$$

Değişkenlerin analizi yöntemi olan ANOVA ile (Analysis of Variance) hangi parametrenin istatistik olarak anlamlı olduğu tespit edilmiştir. S/N oranı ve ANOVA sonuçları tasarım parametrelerinin optimal bileşimini tahmin etmede kullanılırlar [35, 47]. Daha sonra bir doğrulama deneyi yapılarak parametrik tasarımdan elde edilen sonuçların doğruluğu araştırılır. ANOVA ve F_{test} ile deneysel veri analiz edilir [48].

$$S_m = \frac{(\sum n_i)^2}{j} \quad S_T = \sum n_i^2 - S_m \quad (2.24)$$

$$S_A = \frac{(\sum n_{Ai}^2)^2}{N} - S_m \quad S_E = S_T - \sum S_A \quad (2.25)$$

$$V_A = \frac{S_A}{f_A} \quad F_{A0} = \frac{V_A}{V_E} \quad (2.26)$$

burada S_T toplam değişimlerin karelerinin toplamıdır, S_m ortalamaların karelerinin toplamıdır, S_A , A parametresinin karelerinin toplamıdır (bu çalışmada A , Reynolds sayısını göstermektedir), S_E hataların karelerinin toplamıdır, η_{ij} ise her bir deneyin η değeridir, j ortogonal dizindeki deney sayısıdır, η_{Ai} , A parametresinin i . seviyesinin toplamıdır, N A parametresinin her bir seviyesinin tekrar sayısıdır, f_A , A parametresinin serbestlik derecesidir ve son olarak V_A , A parametresinin varyansıdır.

Gri ilişki analizi, “gri sistem teorisi”ne bağlıdır. Çoklu performans karakteristiği olması durumunda karmaşık ilişkileri tanımlamada kullanılır. Mesela bu çalışmadaki gibi bir yandan arttırılmak istenen ısı transferi (Nu sayısı) diğer yandan azaltılması hedeflenen basınç kaybı (f sürtünme faktörü) aynı anda ortaya çıkan performans karakteristikleridir [48]. Amaç Nu sayısının en yüksek değerini ve f sürtünme faktörünün en küçük değerini elde etmektir.

$$r(x_0(k), x_i(k)) = \frac{\min_i \min_k |x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|}{|x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|} \quad (2.27)$$

burada, $x_i(k)$, k . performans karakteristiğinin i . deneyde ve ξ tanınma katsayısı $\xi \in [0, 1]$ olmak üzere normalleştirilmiş değeridir. ξ değeri gerçek sistemin gereksinimlerine göre ayarlanır. Gri ilişkiler değeri, gri ilişki katsayılarının ağırlıklı toplamıdır. Aşağıdaki gibi bulunur [49];

$$r(x_0, x_i) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m r(x_0(k), x_i(k)) \quad (2.28)$$

burada, m performans karakteristiklerinin sayısıdır.

Gri ilişki analizi için Nu sayısı ve sürtünme faktörü deneysel sonuçları önce 0 ila 1 aralığında normalleştirilmiştir. Ardından Gri ilişki analizi ve varyansların istatistiksel analizleri kullanılarak parametrelerin optimal kombinasyonu tespit edilmiştir.



3. BİRİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE DENEYSEL SONUÇLAR

3.1. Isı Transferi

Deneysel olarak elde edilen sonuçlar Bölüm 2.2’de sunulan bağıntılarla tamamı boyutsuz sayılar cinsinden hesaplanmıştır. Isı transferi sonuçları Nu sayısı halinde verilmiştir. Yay tipi türbülatorlerin kullanıldığı deneysel sonuçlara geçmeden önce boş boru içerisinde boru içi türbülanslı akış deney sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçların doğruluğu literatürde yer alan önemli ampirik bağıntılarla kıyaslanmıştır. Bu bağıntılar Dittus-Boelter [50], Gnielinski [51] ve Petukhov [52] tarafından geliştirilen Nu sayısının Pr ve Re sayısına bağlı olarak gösterildiği bağıntılardır ve şu şekildedirler:

Dittus-Boelter [50] tarafından önerilen pürüzsüz borular için tam gelişmiş türbülanslı akış Nu bağıntısı:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad [0.7 \leq Pr \leq 160 \text{ ve } Re > 10,000] \quad (3.1)$$

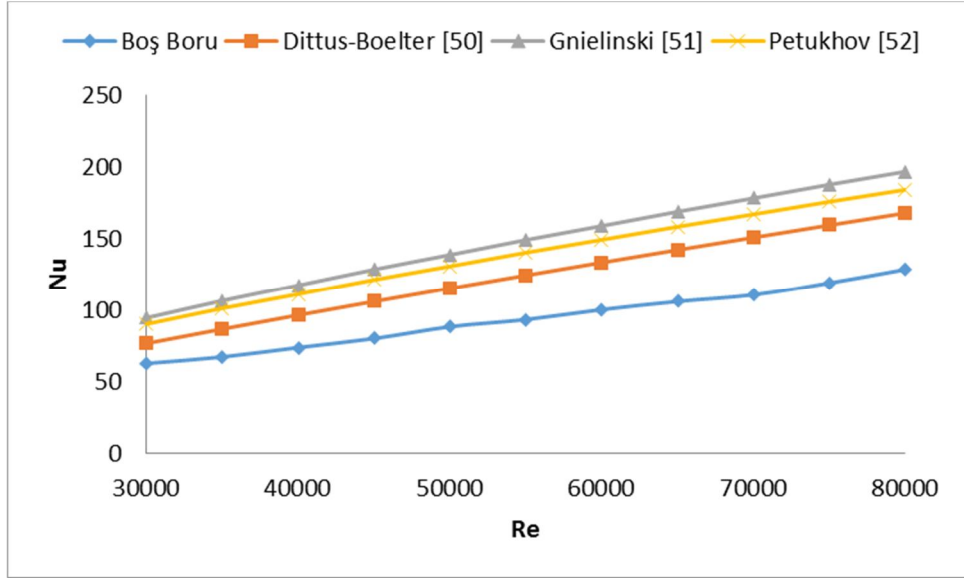
İkinci olarak Gnielinski [51] tarafından önerilen ve bu tez çalışmasındaki değerleri kapsayacak şekilde daha düşük Re sayılarında geçerli olan ampirik bağıntıyla kıyaslama yapılmıştır:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve } 3*10^3 < Re < 5*10^6) \quad (3.2)$$

Son olarak, ikinci Petukhov [52] denklemi olarak bilinen ve Gnielinski denklemine oldukça yakın bir bağıntı ile kıyaslama yapılmıştır.

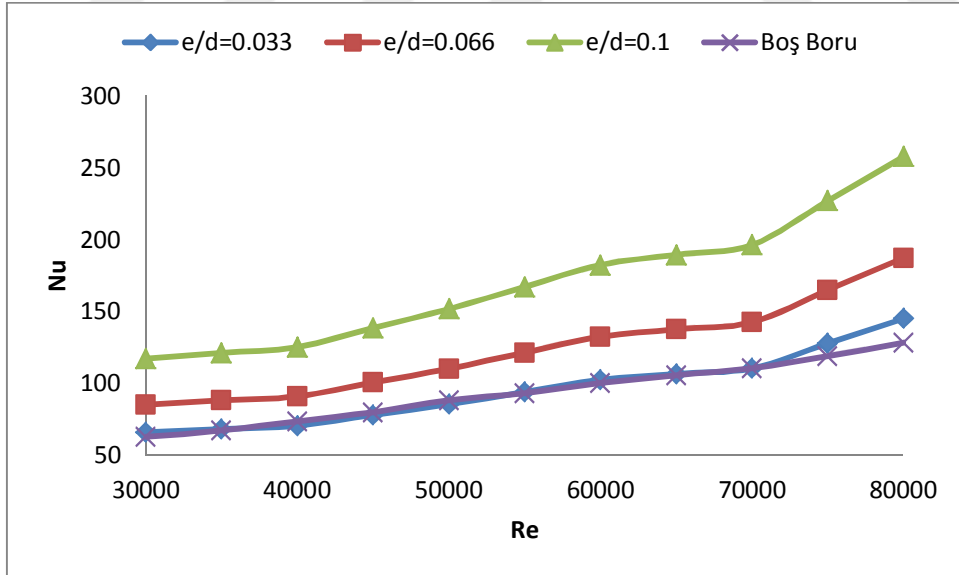
$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)RePr}{1.07+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve } 10^4 < Re < 5*10^6) \quad (3.3)$$

Şekil 3.1’de Dittus-Boelter [50], Gnielinski [51] ve Petukhov [52] tarafından geliştirilmiş bağıntılarla deneysel boş boru sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir. Deneysel sonuçlarda fazla bir sapma olmadığı, özellikle pürüzsüz borularda sık kullanılan Dittus-Boelter bağıntısıyla %23 oranında sapma olduğu görülmüştür.



Şekil 3.1 Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması

Boş boru değerleri bu aşamadan sonra da türbülantörli değerlerin yorumlanmasında sıkça kullanılacaktır. Bu aşamada türbülantörli deney sonuçlarına geçilebilir. Şekil 3.2, 3.4 ve 3.6 sırasıyla üç yay uzunluğundaki ($l/d = 5$, $l/d = 10$ ve $l/d = 15$) en küçük yay hatvesi kullanılması durumunda ($p/d=0.2$), yay teli kalınlığının (e/d) üç farklı değerlerinde ortaya çıkan Nu sayılarının Re sayılarıyla değişimini sunmaktadır.



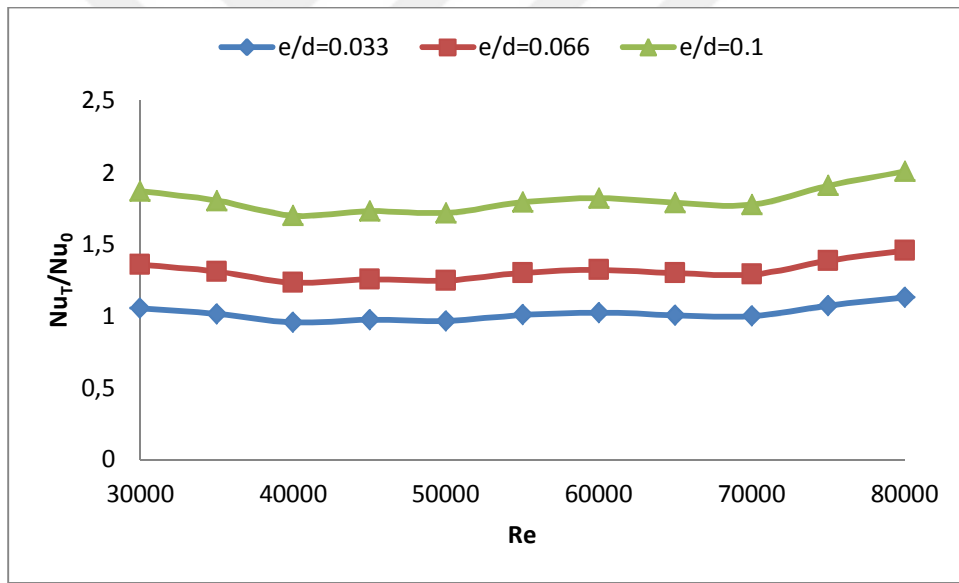
Şekil 3.2 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu değişimi

Şekil 3.2'de en yüksek Nu sayısının en yüksek e/d oranında ortaya çıktığı açıkça görülmektedir. e/d 'nin en küçük değeri olan 0.033 en ince tel kalınlığıdır ve çıkan sonuçlar neredeyse boş boru sonuçlarıyla aynıdır. Yayların boru içerisine boşluksuz olarak yerleştiği hatırlanacak olursa, ince bir yayın boru içerisinde sadece ince bir katman gibi

davranacağı ve bunun da ısı transferinde fazla etkili olmaması beklenen bir sonuçtur. Yay teli kalınlaştıkça boru içerisinden geçen akışkanın daha fazla etkilendiği ve ısı transfer yüzey alanı arttığı için ısı transferi de artış göstermiştir. e/d 'nin en düşük değeri olan 0.033 ile en yüksek değeri olan 0.1 arasında ısı transfer artışı %43 civarındadır.

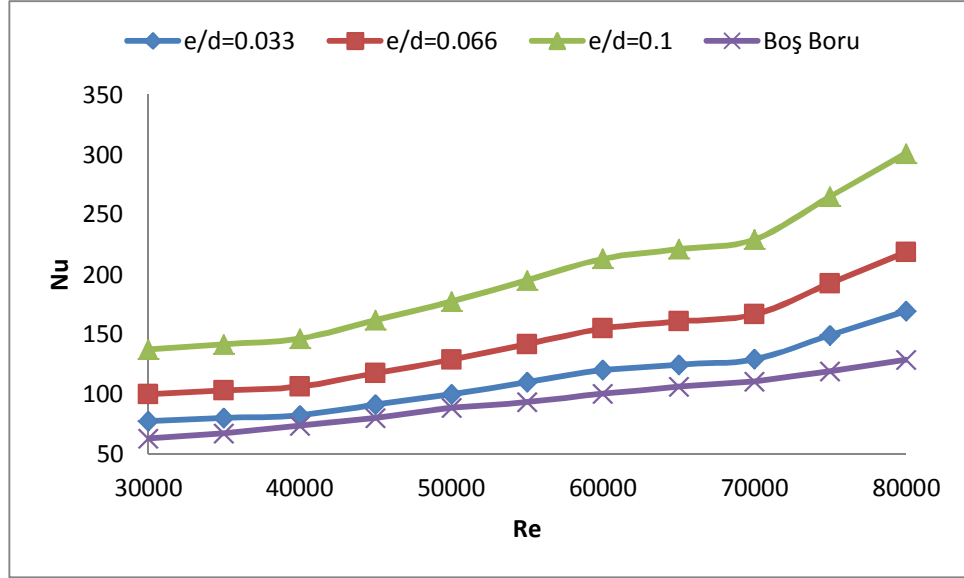
Şekil 3.2’de ve diğer bütün deney sonuçlarında Re sayısının artışıyla beraber artan momentumla birlikte ısı transferinin de arttığı açıkça görülen ve beklenen bir durumdur. Ancak özellikle $Re=70,000$ den sonra artışın daha da keskinleştiği, grafiklerden çıkan ilginç bir ayrıntıdır.

Türbülantörlü boru kullanmanın ısı transferi üzerindeki etkisinin ancak boş boruyla karşılaştırıldığında ortaya çıkacağı, daha önce de vurgulanmıştı. Bu amaçla Şekil 3.3’te türbülantörlü durumdaki Nu_T Nusselt sayısının türbülantörsüz boş boru durumdaki Nu_0 Nusselt sayısına oranı verilmiştir. Görüldüğü gibi $e/d=0.1$ için artım oranı neredeyse iki katıdır.



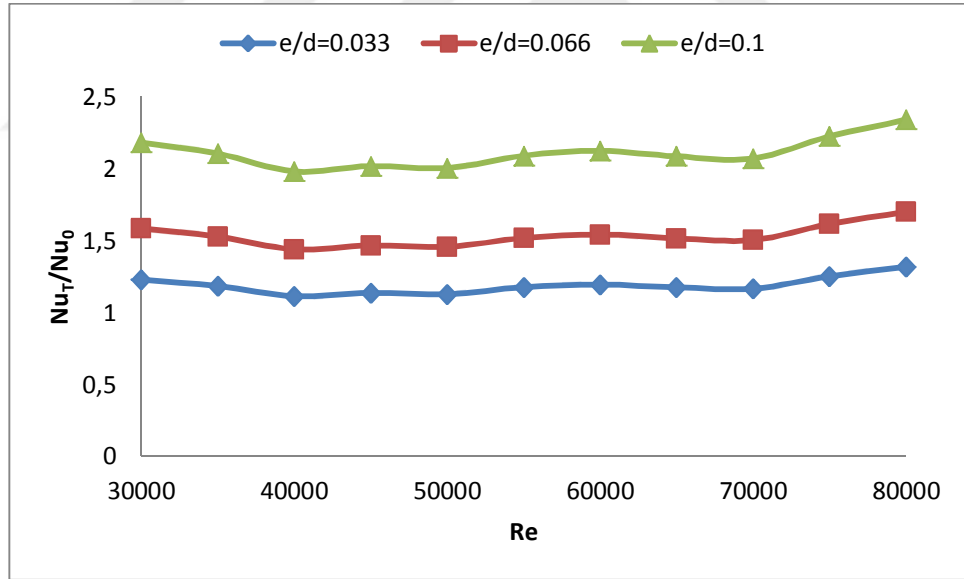
Şekil 3.3 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

Şekil 3.2’de $l/d = 5$ ’dir; yani bir adet 30 cm uzunlukta tek bir yay, boru girişine yerleştirilmiştir. l/d ’nin arttırılması durumunda ortaya çıkan değişiklikler takibeden şekillerde verilmektedir. Şekil 3.4’te hatve yine en küçük değerinde iken, yani $p/d=0.2$ olması durumunda, ancak $l/d = 10$ iken, yani 60 cm ’lik yayın, boru girişine yerleştirilmesi durumunda, çeşitli e/d değerleri için Nu sayısı ile Re sayısının değişimi verilmiştir. l/d nin artışı bütün Nu değerlerinde artışa neden olmuştur. En yüksek Nu sayısı 258’e kadar çıkmıştır.



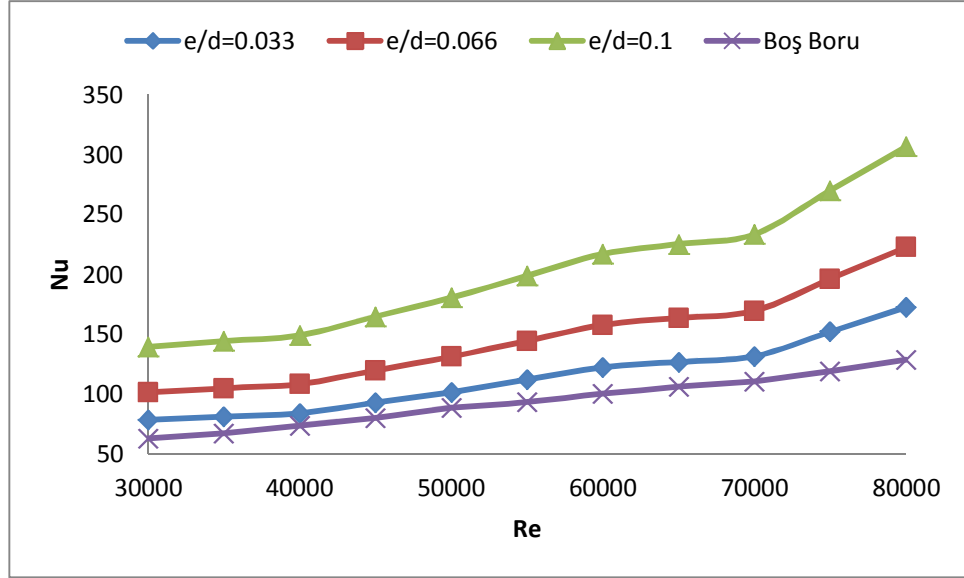
Şekil 3.4 $l/d = 10$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu - Re değişimi

Şekil 3.5’de verilen Nu_T/Nu_0 oranında ise e/d ’nin en küçük değerinde boş boruya nazaran yaklaşık 1.2 kat ısı transferi artışı olduğu görülmektedir. En yüksek e/d değerinde bu oran 2-2.3 kat arasındadır.

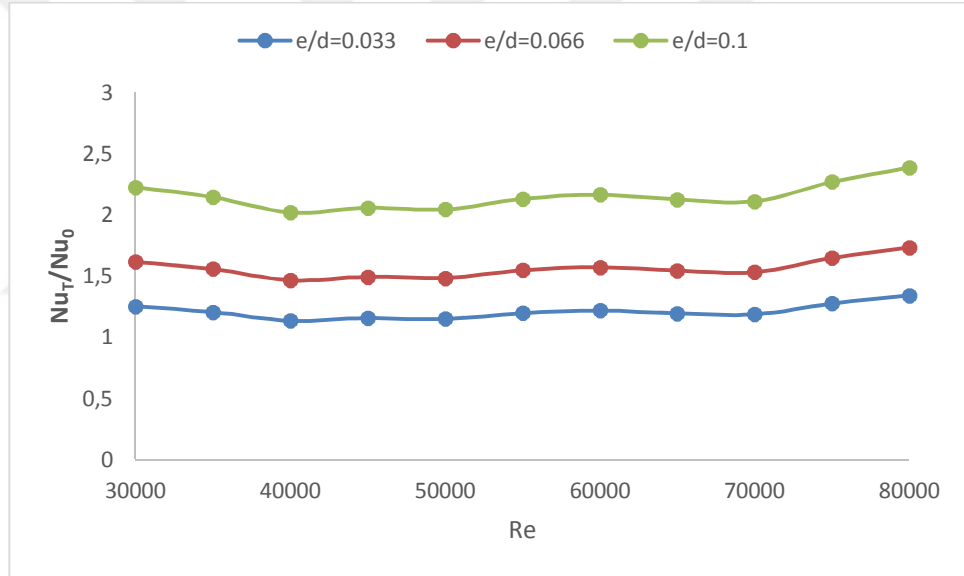


Şekil 3.5 $l/d = 10$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

Şekil 3.6’da boru içerisindeki yay boruyla aynı uzunluktadır, yani yay 90 cm uzunluktadır. l/d bu durumda 15’dir ve yay hatvesi yine sabittir; $p/d = 0.2$ olur. Burada da diğer iki l/d değerinde olduğu gibi e/d ve Re arttıkça ısı transferi artmıştır. Göze çarpan en önemli husus, ısı transferinde önceki l/d değerlerine göre az da olsa artışın devam etmesidir. Şekil 3.7’de verilen Nu sayısı oranlarından, boş boruya nazaran artışın 2.5 kat civarına çıkmaya başladığı görülmektedir.

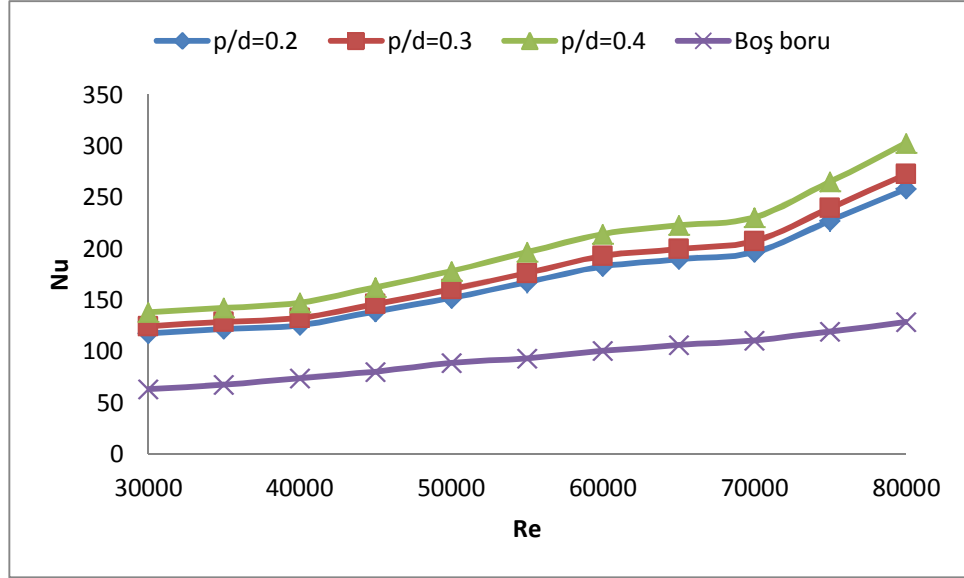


Şekil 3.6 $l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu - Re değişimi

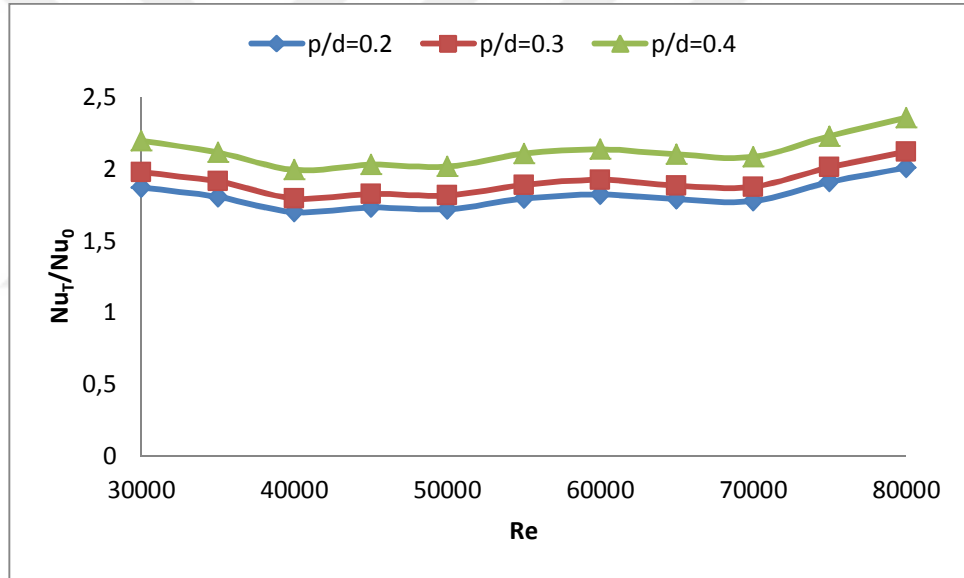


Şekil 3.7 $l/d = 15$ ve $p/d = 0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

Bu aşamaya kadar verilen grafikler, üç farklı yay yerleşiminde (l/d) kademe kademe e/d 'nin etkisine göre ısı değişimini göstermektedir. Ancak yay hatvesi hep sabit kalmıştır. Hatvenin ısı transferi üzerindeki etkisini açıklamak üzere Şekil 3.8-Şekil 3.13 arasındaki grafikler çizilmiştir. Şekiller e/d 'nin en yüksek değerinde çizilmiştir ($e/d=0.1$). Ardışık şekiller sırasıyla Nu - Re ve Nu_T/Nu_0 - Re değişimlerini göstermektedir.



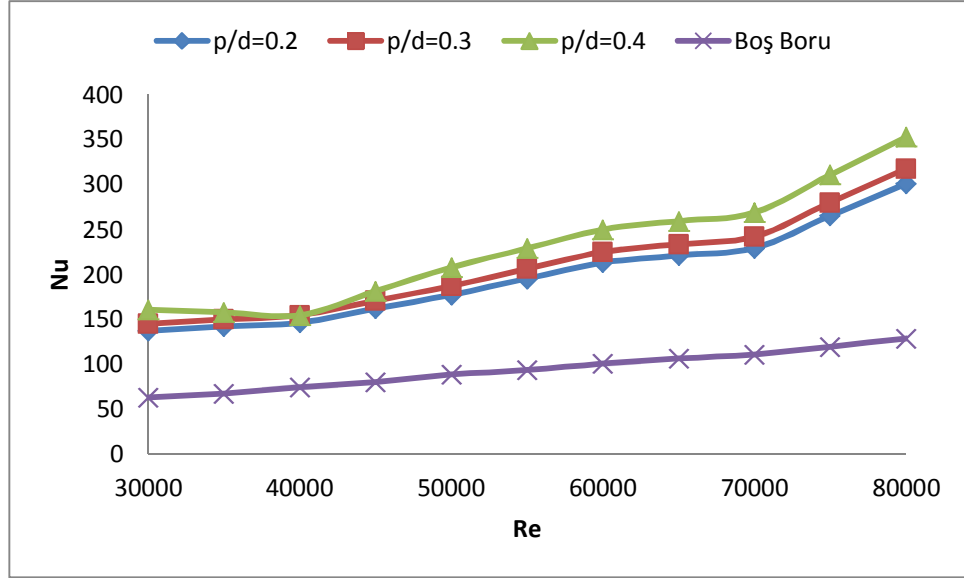
Şekil 3.8 $l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $Nu-Re$ değişimi



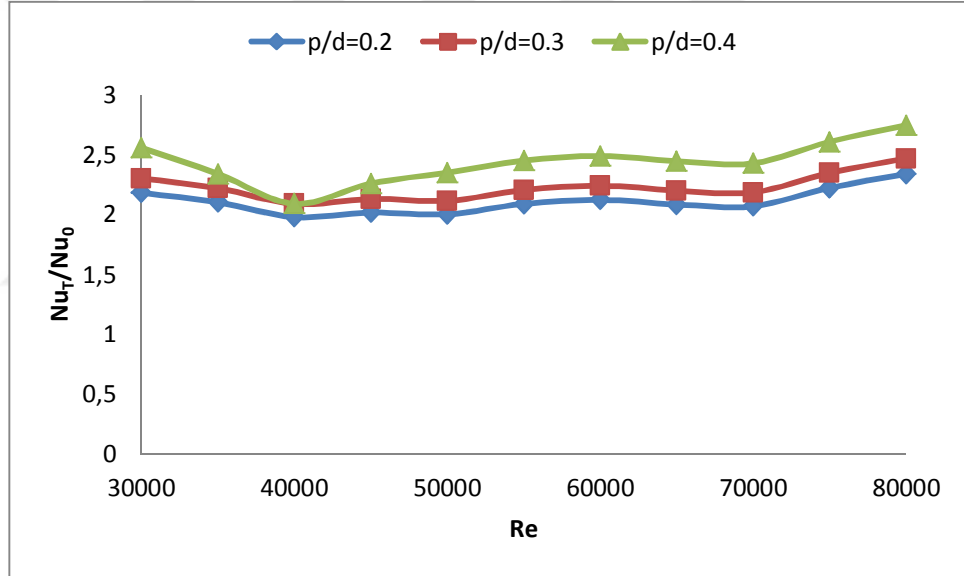
Şekil 3.9 $l/d = 5$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

$l/d=5$ iken hatvenin yani p/d 'nin artışı büyük bir farklılığa sebep olduğu Şekil 3.8 ve 3.9'da görülmektedir. Üç eğri de birbirine yakın çıkmıştır. Ancak değerler her şekilde boş boruya göre yüksektir. Mesela $p/d=0.4$ iken ısı transferinde 2.5 kat artış görülmüştür.

Şekil 3.10 ve 3.11'de $l/d = 10$ ve $e/d = 0.1$ olması durumundaki çeşitli p/d değerleri için $Nu-Re$ ve Nu_T/Nu_0 grafikleri verilmiştir. Burada Nu sayısının epey arttığı görülmektedir. Nu sayısı 400'lü değerlere yaklaşmıştır ve boş boruya göre artış p/d 'nin en küçük değerinde ($p/d = 0.2$) 2 kat civarındayken en büyük değerinde ($p/d = 0.4$) 2.5-2.8 kata yakın çıkmıştır. Ancak bu grafiklerde de p/d 'nin kendi içindeki artışının büyük bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.

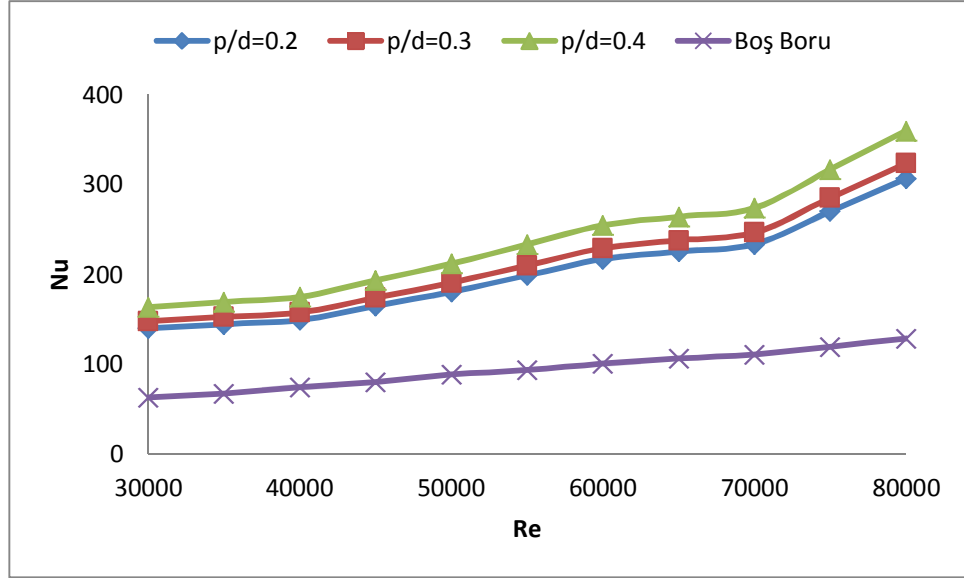


Şekil 3.10 $l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu - Re değişimi

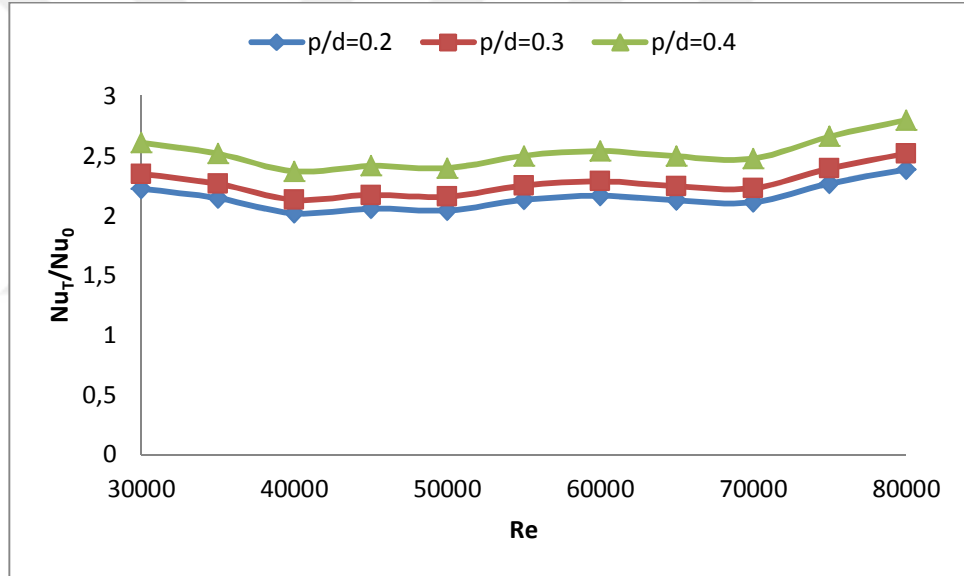


Şekil 3.11 $l/d = 10$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

Son olarak $l/d = 15$ için sunulan grafiklerle p/d 'nin ısı transferi üzerindeki etkisinin araştırılması tamamlanmaktadır. Şekil 3.12 ve 3.13 bu amaçla çizilmiştir. Burada da diğer p/d etkisi inceleyen grafiklerde olduğu gibi, üç farklı p/d değeri arasında birbirine yakın değerler çıktığı görülmektedir. En yüksek p/d değeri olan 0.4 ile en düşük p/d değeri olan 0.2 arasında ortalama sapma %17 civarındadır.



Şekil 3.12 $l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu - Re değişimi

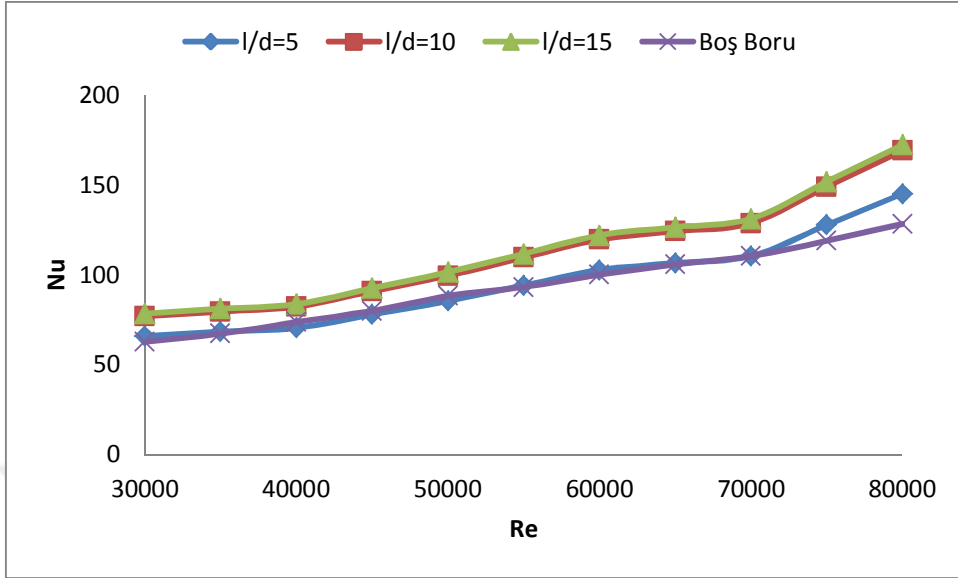


Şekil 3.13 $l/d = 15$ ve $e/d = 0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

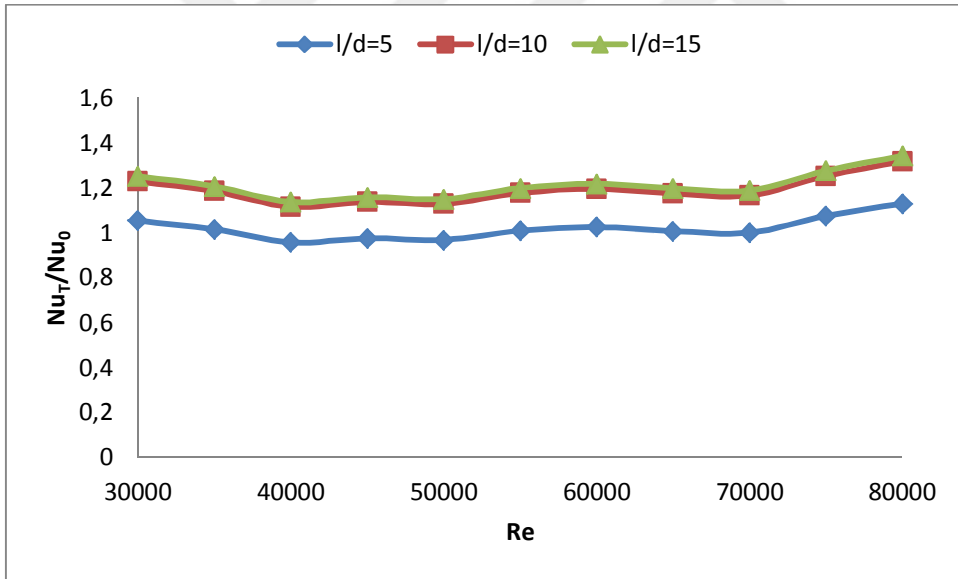
Isı transferi ile ilgili analizlerde son olarak sabit (en küçük) e/d değerinde farklı p/d 'ler için l/d 'ye bağlı Nu sayısı değişimlerine bakmak gerekir. Aslında bu aşamaya kadarki grafiklerde kısmen de olsa bu etkiye değinildi. Yay uzunluğunu artırmanın ısı transferini artırdığı belirlendi. Şekil 3.14-3.19'deki grafiklerde de bu durum teyit edilmektedir.

Şekil 3.14 ve 3.15, en küçük e/d , p/d ve l/d değerlerini içermektedir. En düşük Nu sayıları bu durumda oluşmuştur. Bu durum zaten Şekil 3.2'de tartışılan eğrilerden biridir ve yay kalınlığının özellikle düşük hatve ve düşük yay uzunluğunda ısı transferini arttırmada fazlaca bir etkisi görülmemektedir. Boş boruya göre ısı transferi artışı 1-1.2 kat

arasındadır. Özellikle $l/d = 5$ ve $l/d = 10$ için değerler birbirine çok yakın çıkmıştır. $l/d = 5$ ise daha önce de belirtildiği gibi boş boru değerine yakın değerler çıkmıştır.

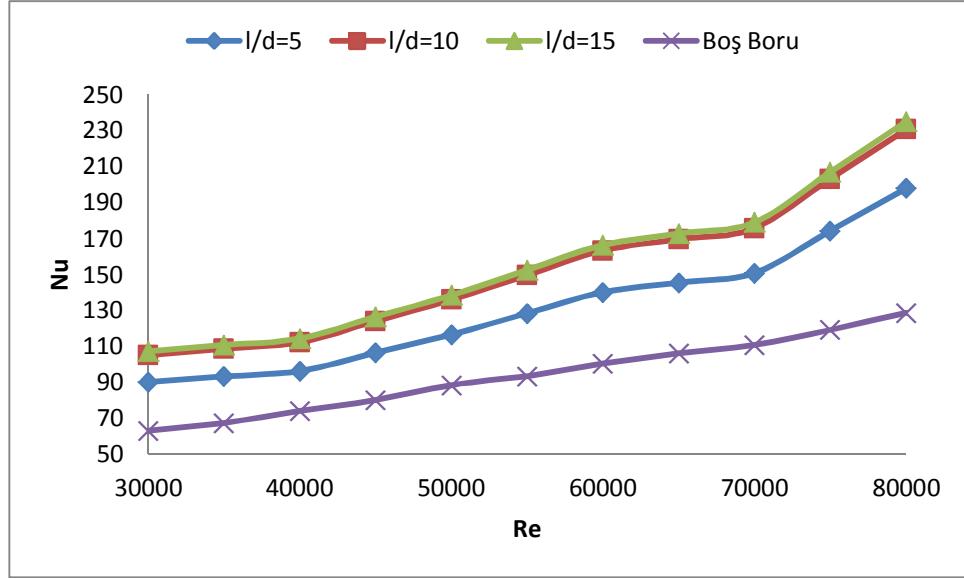


Şekil 3.14 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu - Re değişimi

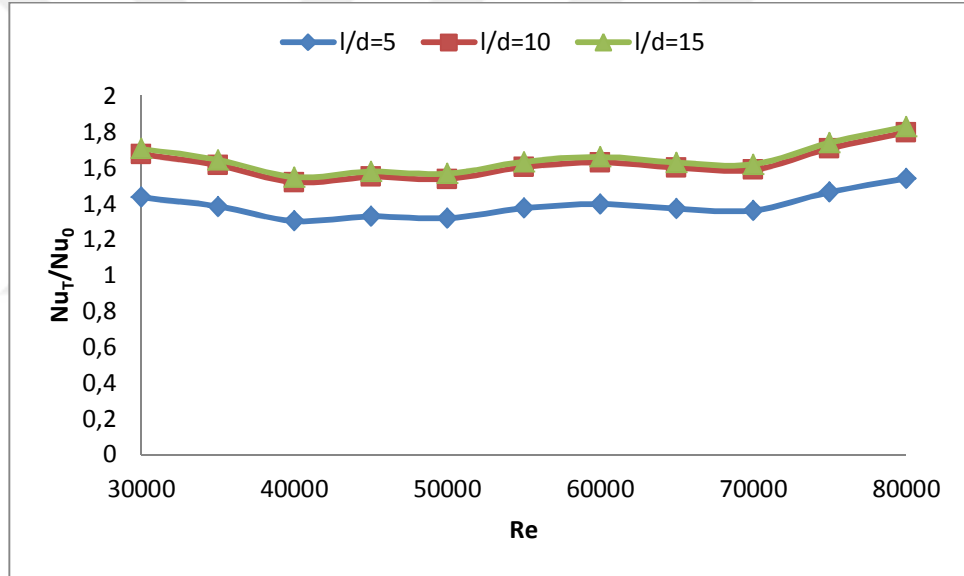


Şekil 3.15 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

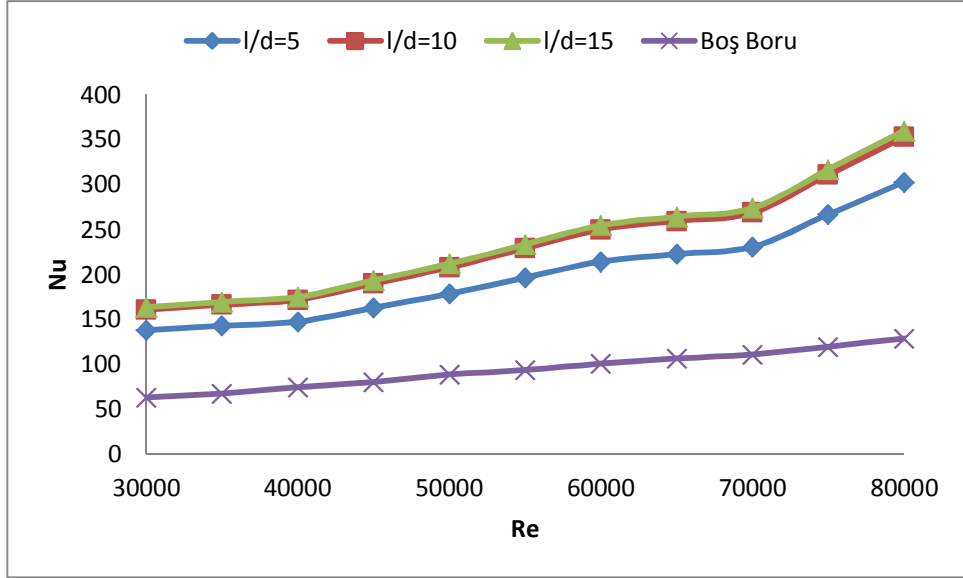
Şekil 3.16-3.17 'de p/d artmış 0.3 olmuştur ve bu durumda $l/d = 5$ ve $l/d = 10$ için değerler yine birbirine yakın çıkmıştır. Son olarak Şekil 3.18 ve 3.19 'da p/d 'nin en yüksek değerinde Nu sayıları artmış ama l/d 'nin 10 ve 15 değerleri arasında yakın değerler çıkmaya devam etmiştir.



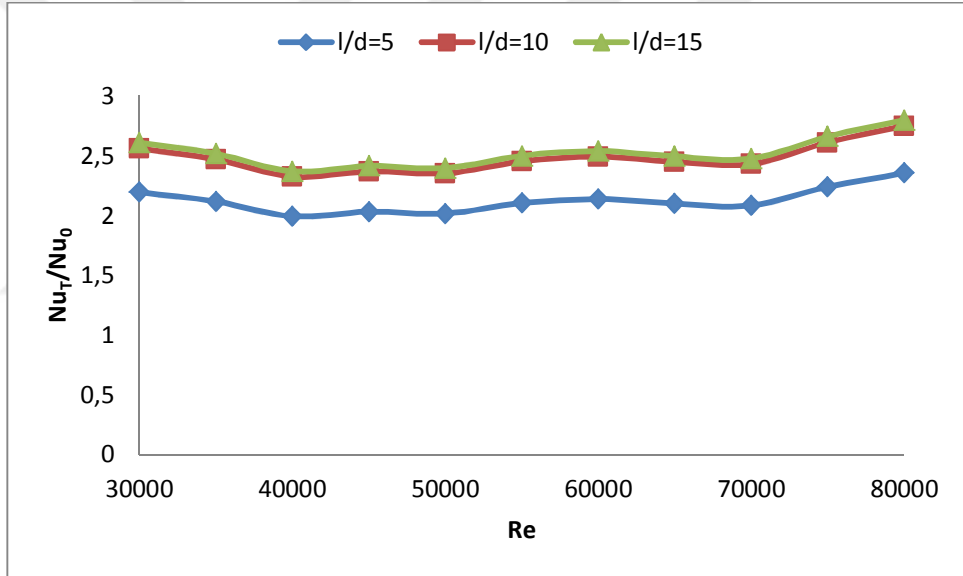
Şekil 3.16 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için Nu - Re değişimi



Şekil 3.17 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi



Şekil 3.18 $p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için Nu - Re değişimi



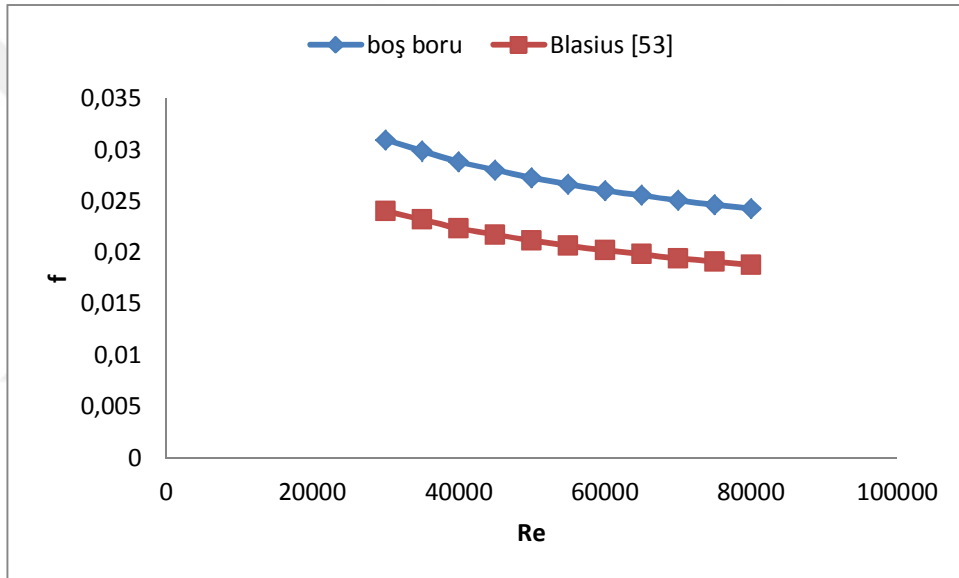
Şekil 3.19 $p/d=0.4$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Nu_T/Nu_0 değişimi

3.2. Basınç Kayıpları (Sürtünme Faktörü)

Basınç kaybı deney sonuçları sürtünme faktörü cinsinden verilmiştir. Türbülantörli boru deney sonuçlarına geçmeden önce, boş boru deney sonuçları ve literatürde en çok kabul gören Blasius [53] denklemiyle kıyaslaması yapılmıştır. Reynolds sayısının 10^5 değerine kadar geçerli Blasius denklemi:

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad (3.4)$$

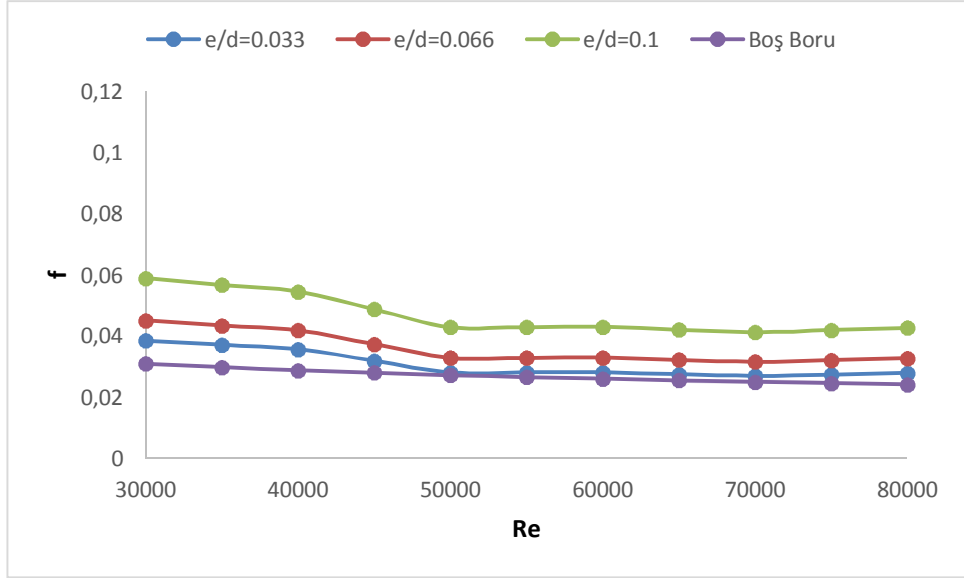
şeklindedir. Bu amaçla çizilen Şekil 3.20’de boş boruyla Blasius bağıntısı arasında yaklaşık %28 sapma görülmüştür.



Şekil 3.20 Boş boru sürtünme faktörü ve literatürle kıyaslanması

Deneylerde ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan yay tipi türbülantörler, aynı zamanda akışı engelledikleri için basınç kaybının boş boruya göre artmasına neden olmuşlardır.

Şekil 3.21, 3.23 ve 3.25 sırasıyla üç farklı yay uzunluklarındaki ($l/d = 5$, $l/d = 10$ ve $l/d = 15$) en küçük yay hatvesi kullanılması durumunda ($p/d=0.2$), yay teli kalınlığının (e/d) üç farklı değerlerinde ortaya çıkan f değerlerinin Re sayılarıyla değişimini sunmaktadır.

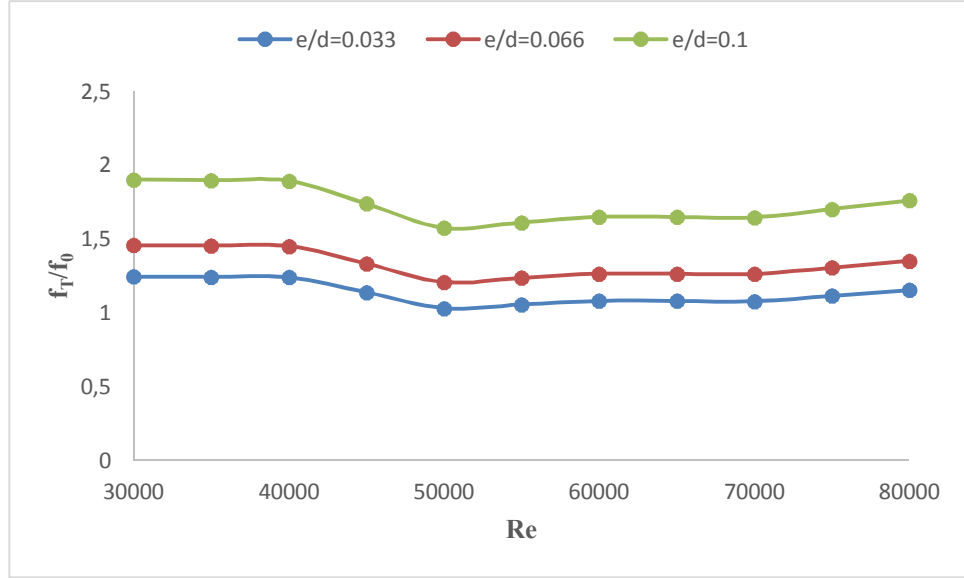


Şekil 3.21 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f - Re değişimi

Şekil 3.21’de en düşük f sayısının en düşük e/d oranında ortaya çıktığı görülmektedir. Ortaya çıkan bu sonuç boş boru değerlerine yakın bir seviyededir. e/d ’nin en büyük değeri olan 0.1, en kalın tel kalınlığıdır ve çıkan sonuçlar en yüksek f değerinin bu tel kalınlığında olduğunu göstermiştir. Yayların boru içerisindeki kalınlığı arttıkça boru içerisinde ilerlemeye çalışan akışkanı daha fazla engelleyerek basınç kaybını arttırması beklenen bir sonuçtur.

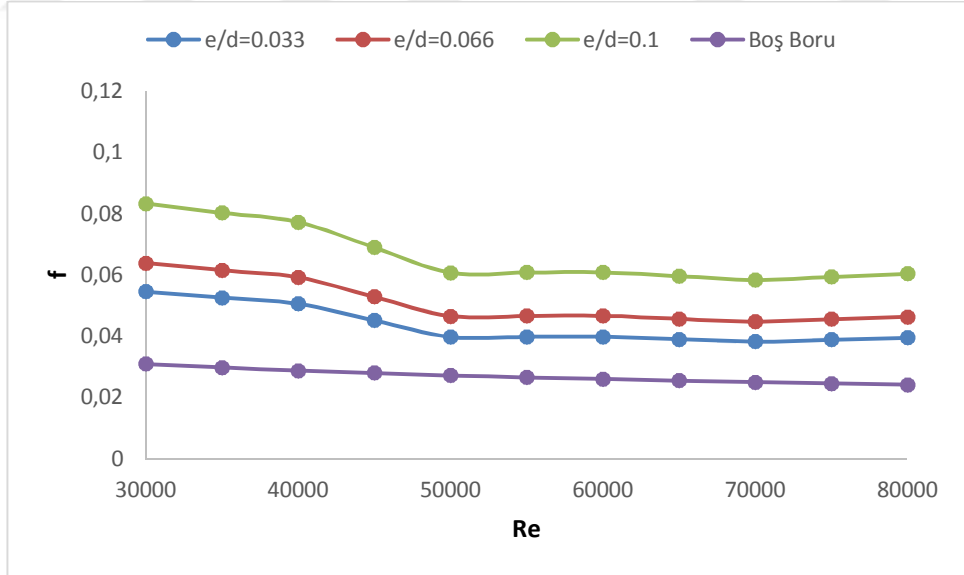
Şekil 3.21’de ve diğer bütün deneysel sonuçlarda Re sayısının artışıyla beraber azalan sürtünme faktörü söz konusudur. Ancak özellikle $Re=50,000$ ’den sonra azalmanın daha da keskinleştiği ve sonraki Re değerlerinde düzgün bir şekilde azaldığı grafiklerden açık bir şekilde görülmektedir.

Türbülantörlü boru kullanmanın sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin ancak boş boruyla kıyaslanarak ortaya çıkacağı daha önce de vurgulanmıştı. Bu amaçla Şekil 3.22’de türbülantörlü durumdaki f sayısının türbülantörsüz boş boru durumdaki f sayısına oranı (f_T/f_0) verilmiştir. Görüldüğü gibi $e/d=0.033$ için azalma oranı yaklaşık olarak %52 civarındadır.



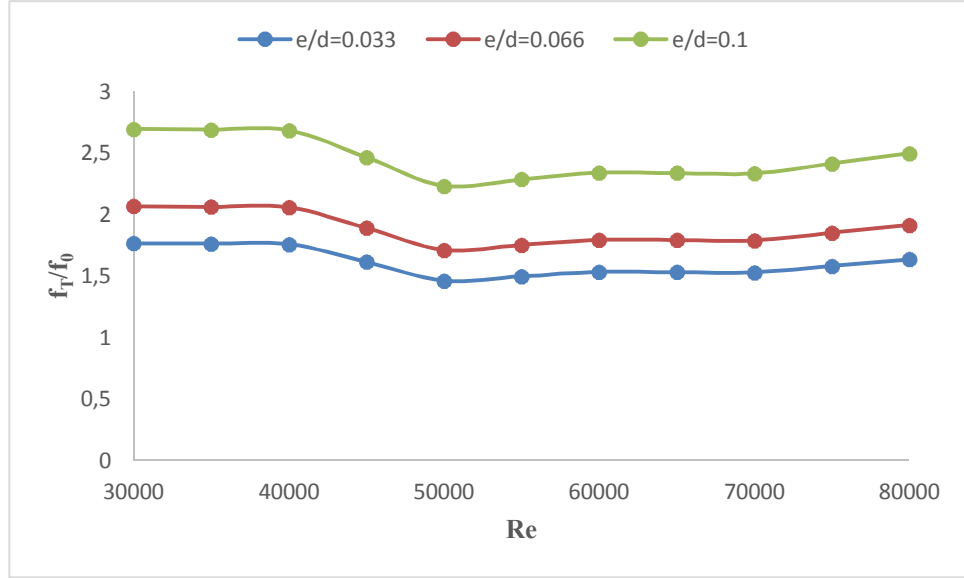
Şekil 3.22 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

Şekil 3.21’de $l/d = 5$ idi; boru başlangıcına bir adet 30 cm uzunlukta bir yay yerleştirilmişti. Şekil 3.23’te hatve yine en küçük değerinde iken, yani $p/d=0.2$ olması durumunda, ancak $l/d = 10$ iken, yani 60 cm ’lik yayın boru girişine yerleştirilmesi durumunda çeşitli e/d değerleri için f sürtünme faktörü ile Re sayısının değişimi verilmiştir. l/d nin düşüşü bütün f değerlerinde düşüşe neden olmuştur.



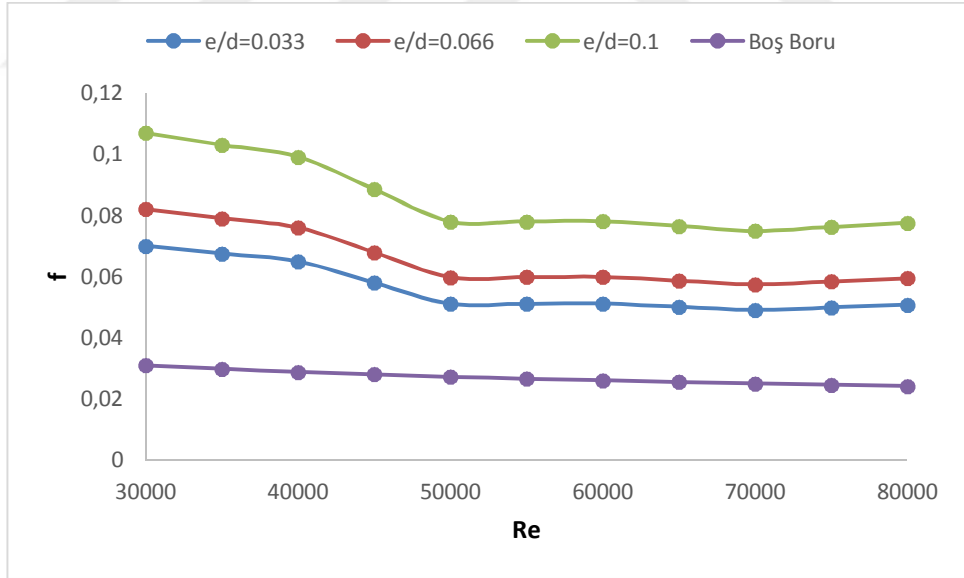
Şekil 3.23 $l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f - Re değişimi

Şekil 3.24’te verilen f_T/f_0 oranında ise e/d ’nin en küçük değerinde, boş borudakinin yaklaşık 1.5 katı bir sürtünme faktöründe artış olmuştur. En yüksek e/d değerinde oran 2-2.3 kat arasındadır.

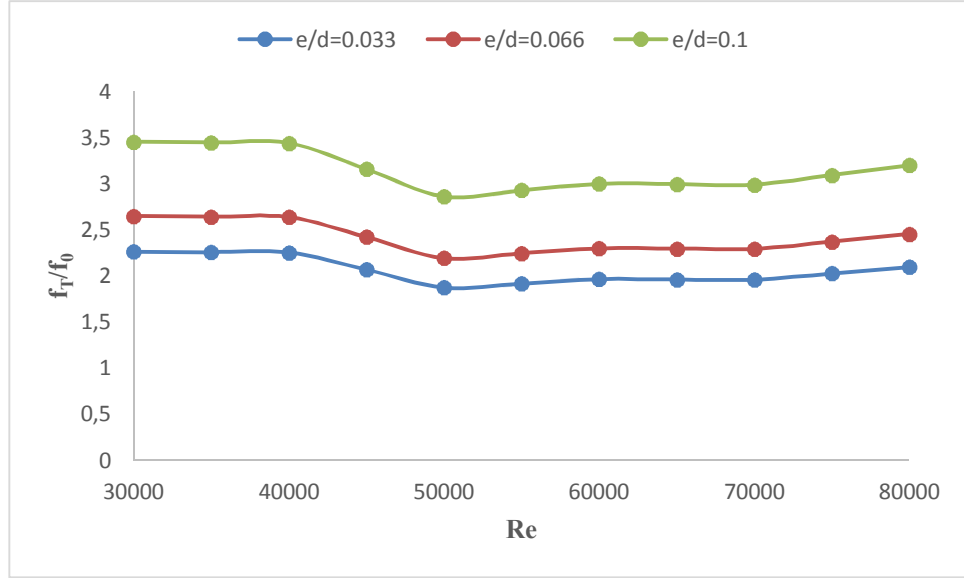


Şekil 3.24 $l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

Şekil 3.25'te boru içerisindeki yay, boruyla aynı uzunluktadır. l/d bu durumda 15'tir ve yay hatvesi yine sabittir. Burada e/d arttıkça sürtünme faktörü de artmış ve Re arttıkça sürtünme faktörü azalmıştır. Şekil 3.26'da verilen f değeri oranlarından boş boruya göre düşüşün 3 kat civarında gerçekleştiği görülmektedir.



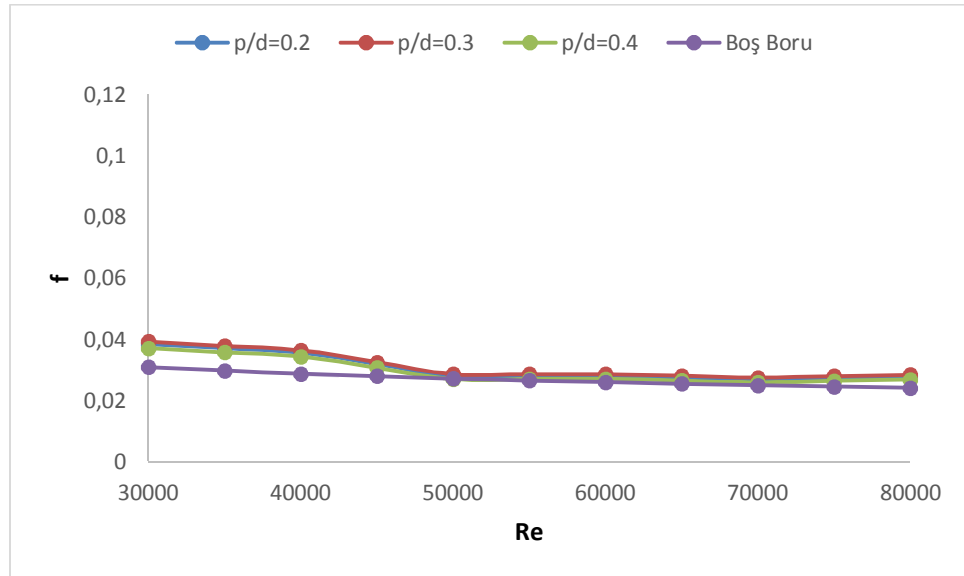
Şekil 3.25 $l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için $f-Re$ değişimi



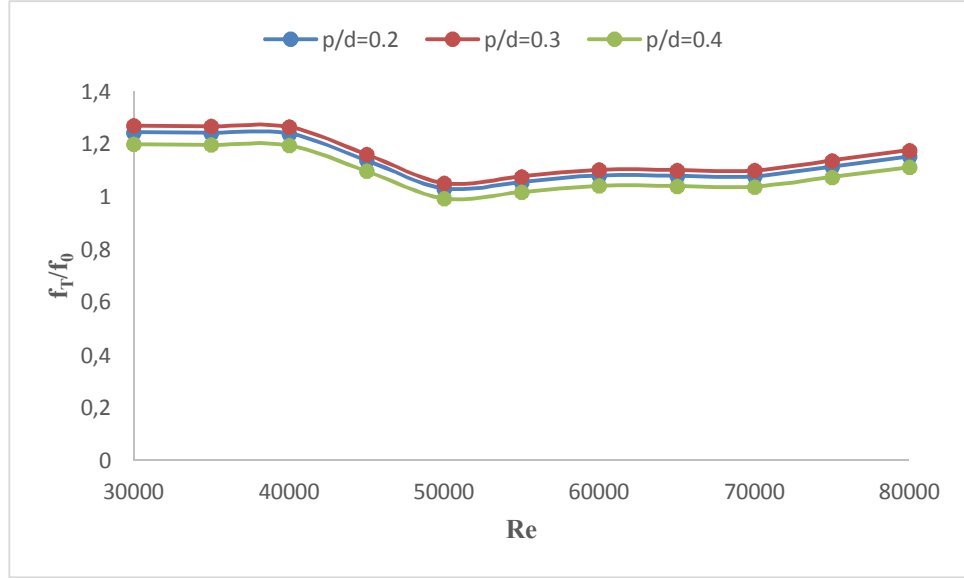
Şekil 3.26 $l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

Bu aşamadan itibaren hatvenin basınç düşümü üzerindeki etkisini açıklamak üzere Şekil 3.27-Şekil 3.32 arasındaki grafikler çizilmiştir. Şekiller e/d 'nin en yüksek değerinde çizilmiştir.

Şekil 3.27 ve 3.28'de görülmektedir ki, $l/d=5$ iken hatvenin artışı büyük bir farklılığa sebep olmakla birlikte, hatvenin artmasıyla sürtünme faktöründe artış görülmektedir. Üç eğri de birbirine yakın çıkmıştır. Boş boru ile aralarında da büyük bir farklılık görülmemektedir. Ancak değerler her şekilde boş boruya göre yüksektir.

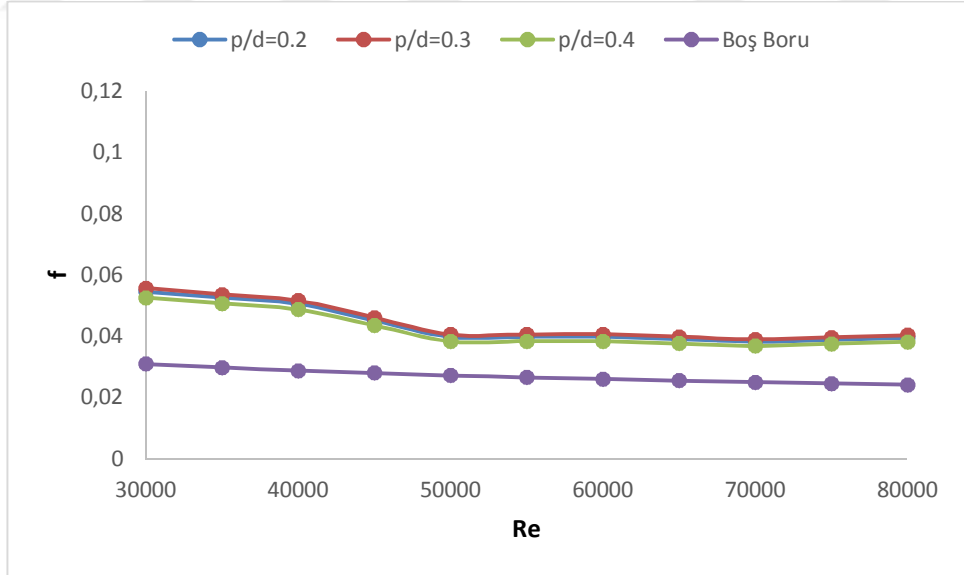


Şekil 3.27 $l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için f -Re değişimi

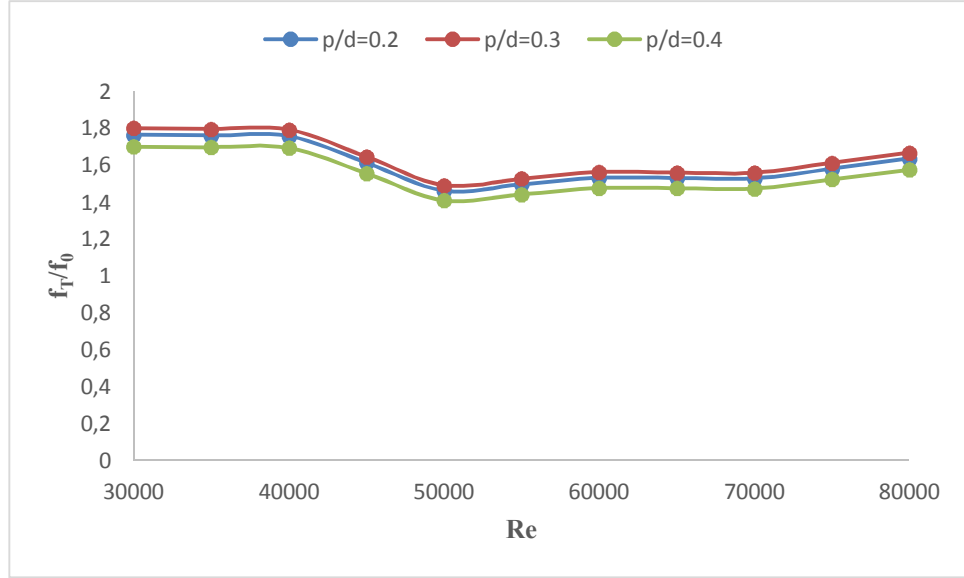


Şekil 3.28 $l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

Şekil 3.29 ve 3.30’da $l/d = 10$ ve $e/d = 0.1$ olması durumundaki çeşitli p/d değerleri için $f-Re$ ve f_T/f_0 grafikleri verilmiştir. Burada f değerinin daha fazla arttığı görülmektedir. f sayısı 0.06’lı değerlere yaklaşmıştır ve p/d nin en küçük değerinde boş boruyla hemen hemen aynıyken, en büyük değerinde 2.5-2.8 kata yakın çıkmıştır. Ancak bu grafiklerde de p/d ’nin kendi içindeki artışının büyük bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.

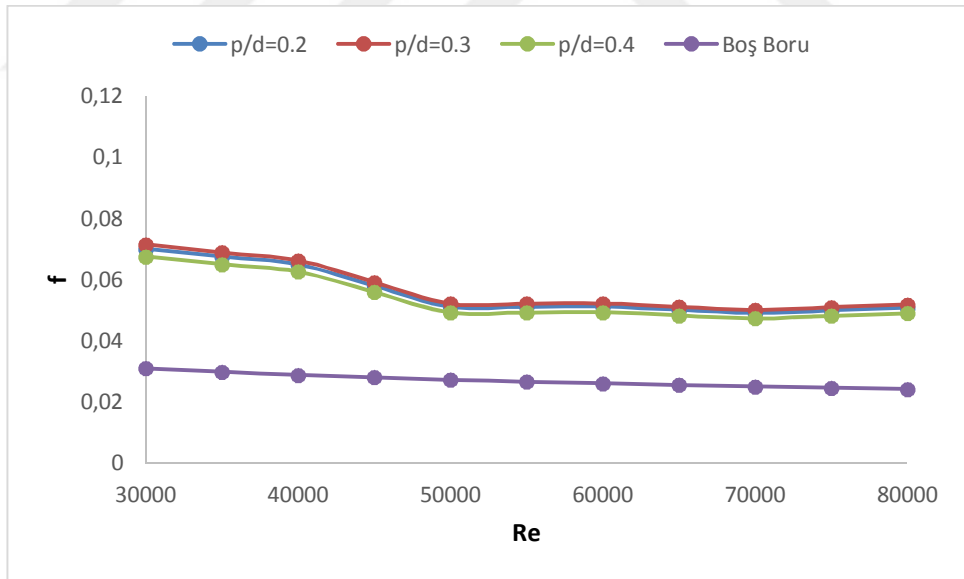


Şekil 3.29 $l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için $f-Re$ değişimi

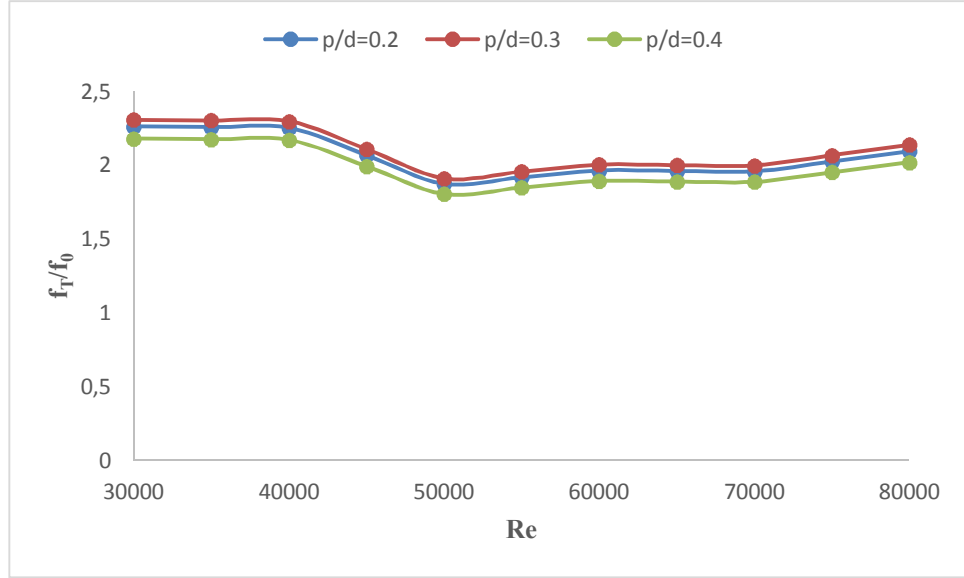


Şekil 3.30 $l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

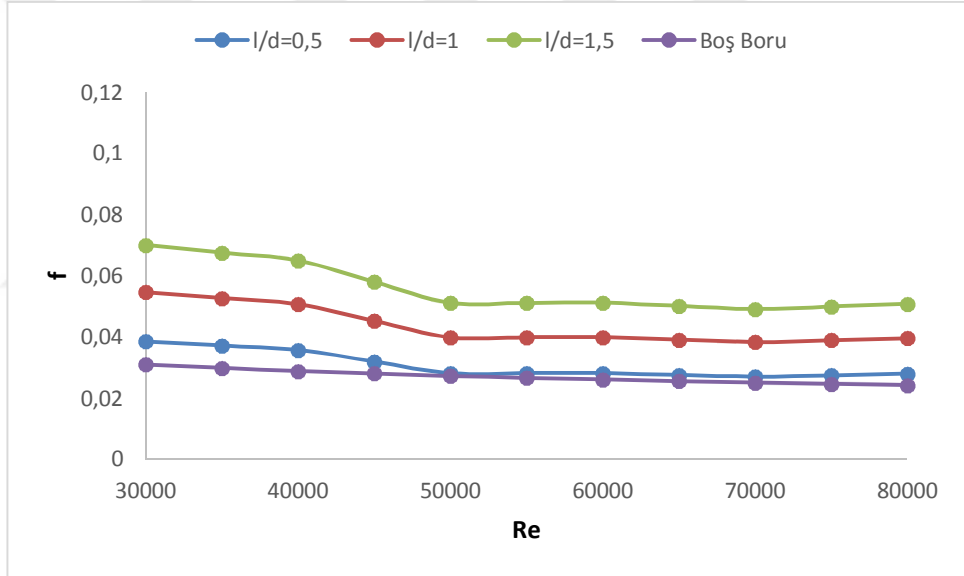
Son olarak $l/d = 15$ için grafikler sunularak p/d 'nin basınç düşümü üzerindeki etkisinin araştırılması tamamlanacaktır. Şekil 3.31 ve 3.32 bu amaçla çizilmiştir. Burada da diğer p/d etkisi inceleyen grafiklerde olduğu gibi, üç farklı p/d değeri arasında birbirine yakın değerler çıktığı görülmektedir.



Şekil 3.31 $l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için f -Re değişimi

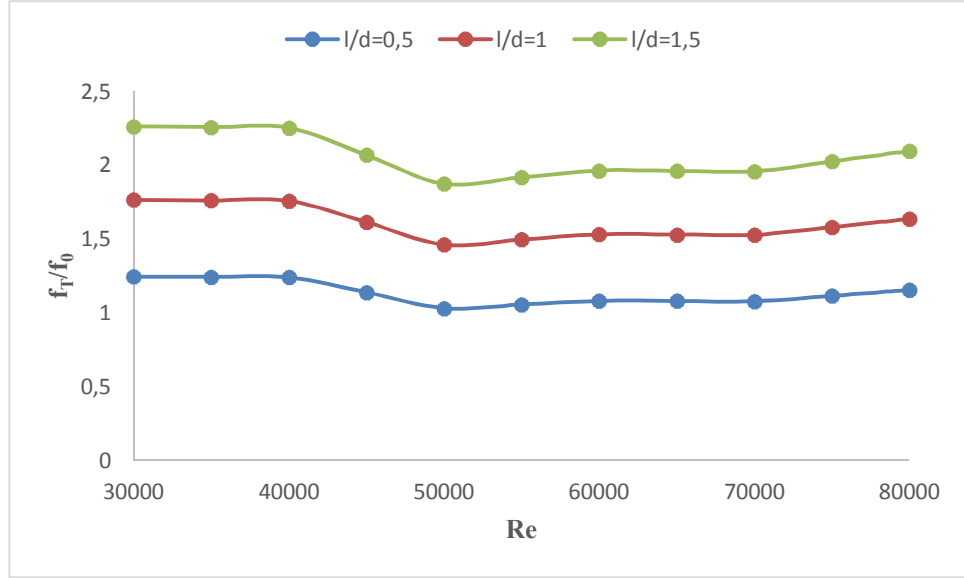


Şekil 3.32 $l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için f_T/f_0 değişimi



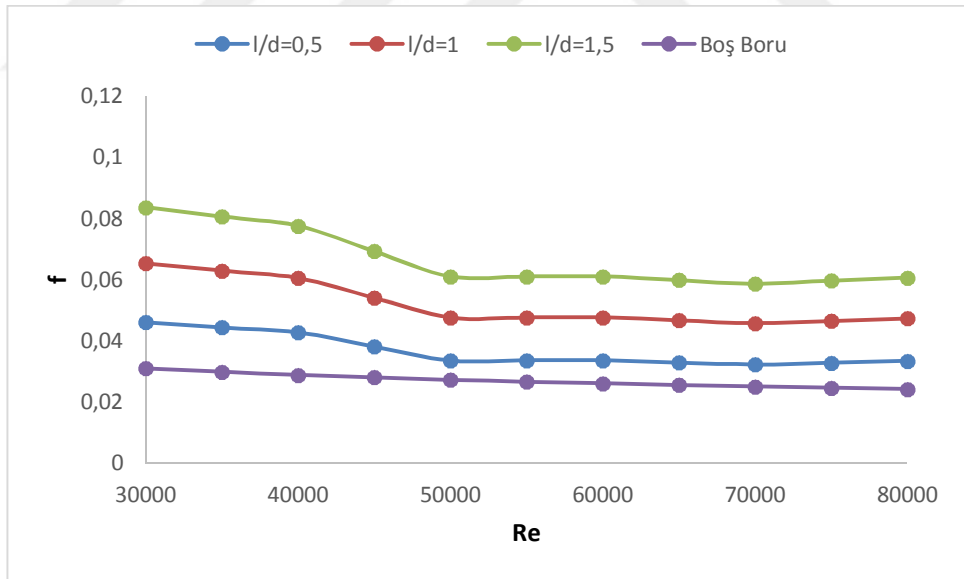
Şekil 3.33 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için f - Re değişimi

Şekil 3.34 ve 3.35, en küçük e/d , p/d ve l/d değerlerini içermektedir. En düşük f sayıları bu durumda oluşmuştur. Bu durum zaten Şekil 3.2’de tartışılan eğrilerden biridir ve yay kalınlığının özellikle düşük hatve ve düşük yay uzunluğunda sürtünme faktörünü azaltmada fazlaca bir etkisi görülmemektedir. Boş boruya göre sürtünme faktörü artışı 1.2-2.3 kat arasındadır. Özellikle $l/d = 5$ ve $l/d = 10$ için değerler de artış meydana gelmiştir. $l/d = 5$ ise daha önce de belirtildiği gibi boş boru değerine yakın değerler çıkmıştır.

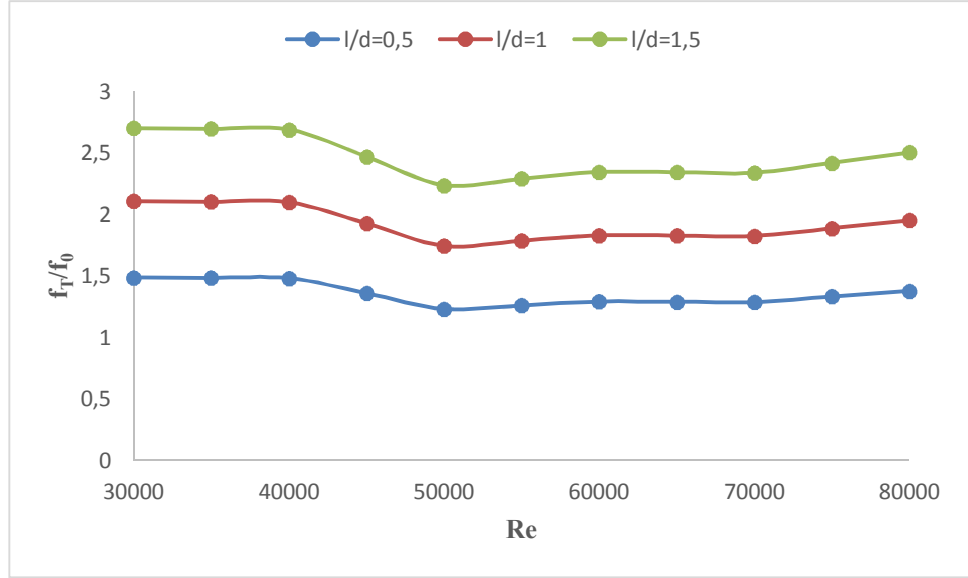


Şekil 3.34 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.33$ olması durumunda l/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

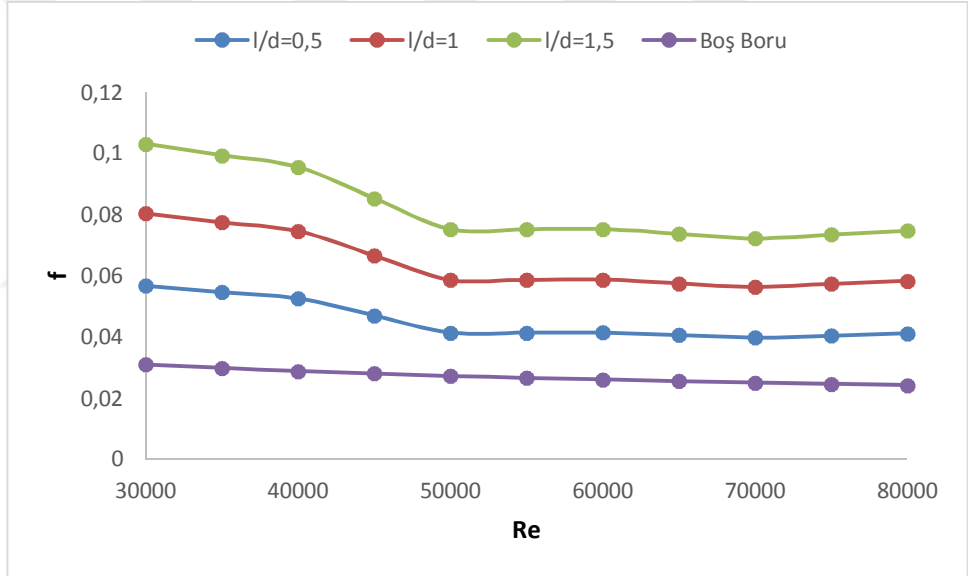
Şekil 3.3-3.36 'da p/d artmış 0.3 olmuştur ve bu durumda l/d 'nin 5 ve $l/d = 10$ için değerleri birbirine yine yakın çıkmıştır. Son olarak Şekil 3.37 ve 3.38 'da p/d en yüksek değerinde f sayıları artmış, ama l/d 'nin 10 ve 15 değerleri arasında yakın değerler çıkma durumu devam etmiştir.



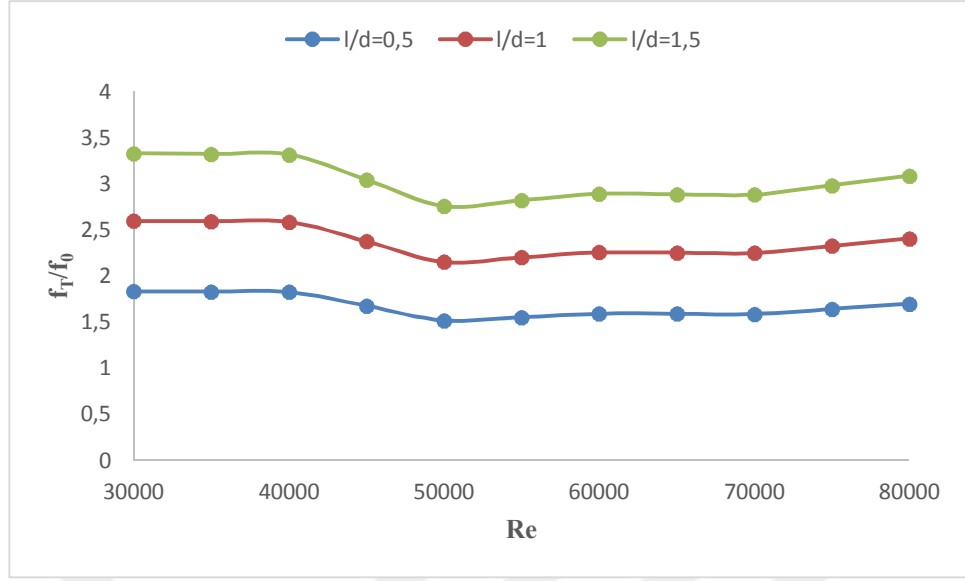
Şekil 3.35 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için f -Re değişimi



Şekil 3.36 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.66$ olması durumunda l/d değerleri için f_T/f_0 değişimi



Şekil 3.37 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için f -Re değişimi



Şekil 3.38 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için f_T/f_0 değişimi

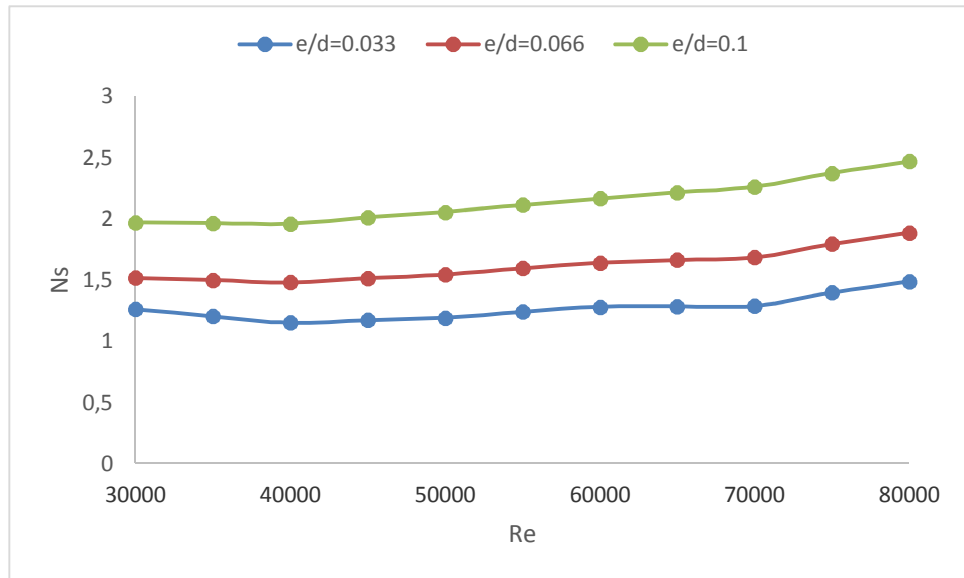
4. İKİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE DENEYSEL SONUÇLAR

4.1. Entropi Değişimi

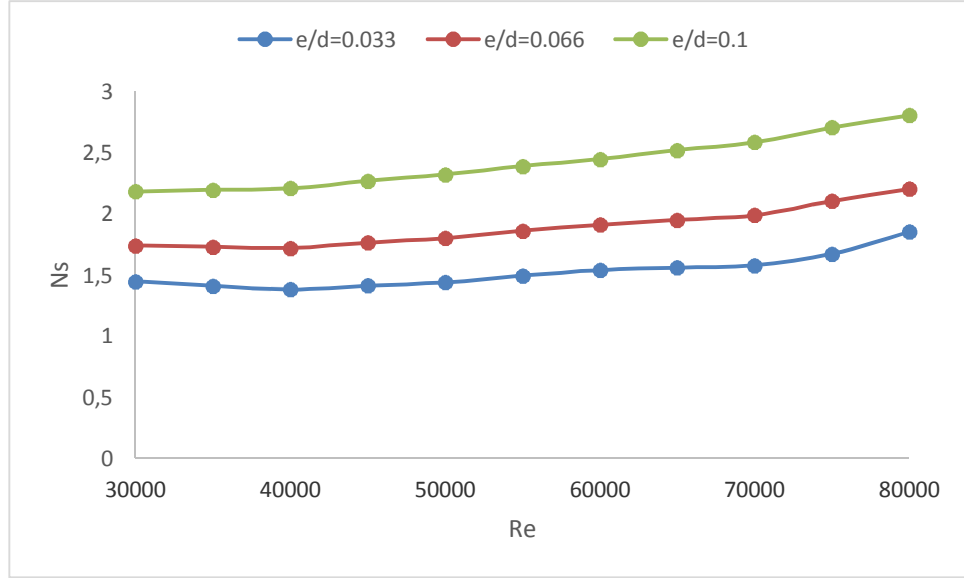
Bu bölümde yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerlerle, Bölüm 2’de verilen bağıntılar kullanılarak İkinci Kanun analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda etkinlik (ϵ), ekserji kayıp oranı (E^*), boyutsuz entropi üretim oranları (Ns) ve NTU değişimi incelenmiştir.

Bilindiği gibi entropi sistemlerde oluşan moleküler seviyedeki düzensizliktir. Sistemlerdeki düzensizlik arttıkça, entropi de artar. Bu durum da faydalı (iş yapabilir) enerji miktarını azaltır; faydasız enerjiyi (entropi) artırır.

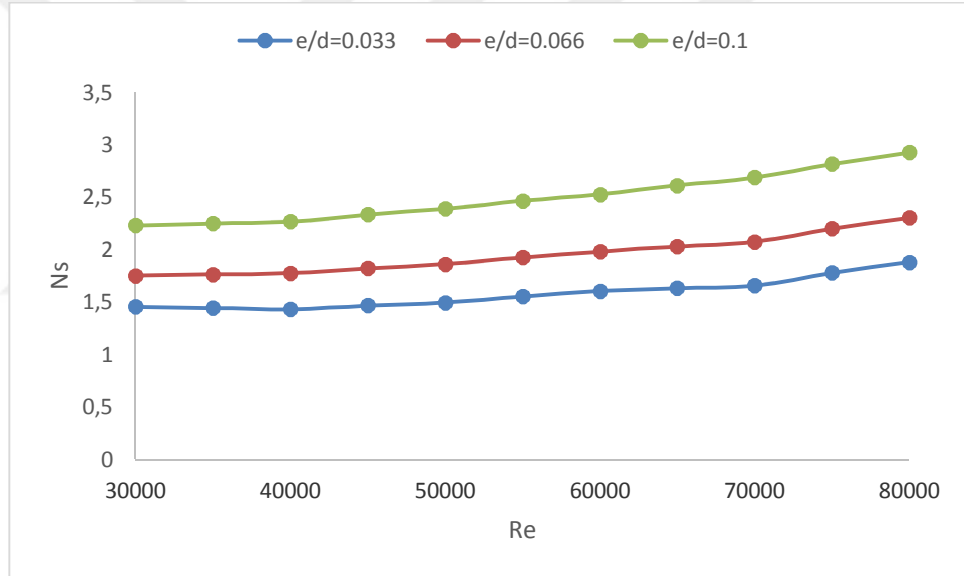
Bu tezde incelenen sistem ayrı bir sistemdir ve hal değişiminden kaynaklanan moleküler düzensizlik söz konusudur. Bu sistemde ısı geçişiyle gerçekleşen hal değişimleri entropi üretimine sebep olmaktadır [1, 29]. Entropi üretimindeki artış, bir tersinmezlik ölçüsüdür. Bu çalışmada kullanılan akışkan havadır ve sistemde ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu sebeple entropi üretimine en fazla neden olan etkenler sürtünme ve sonlu sıcaklık farkında oluşan ısı geçiştir. Kolaylıkla anlaşılabileceği gibi ısı transferinin artması ve sürtünme kaybında görülen artışlar entropi üretimini artıracaktır. Aşağıdaki grafiklerde de bu artışlar, ısı değiştirgeci içerisine yerleştirilen yayların kalınlığının, hatvesinin ve yerleşiminin değişimine göre incelenmiştir [1, 29].



Şekil 4.1 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Ns - Re değişimi

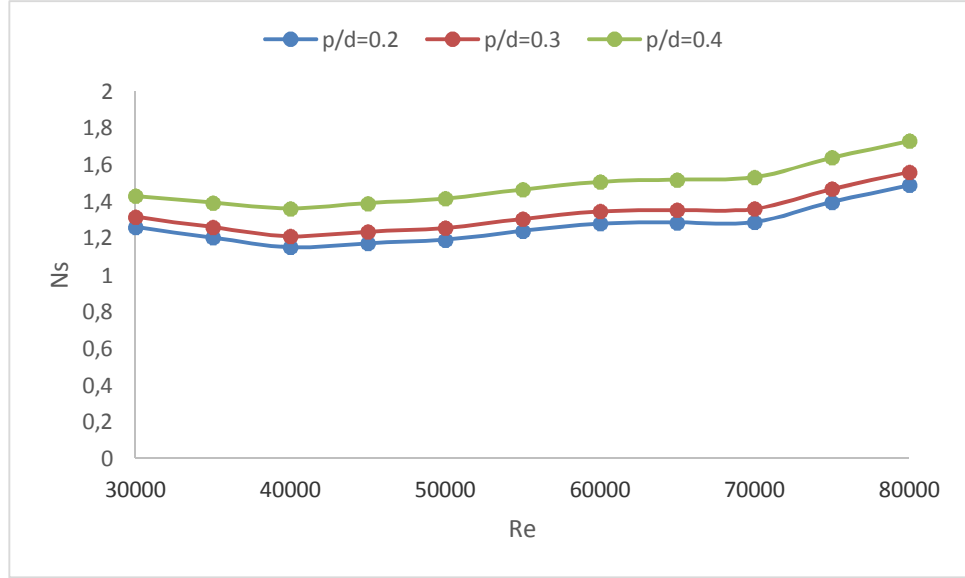


Şekil 4.2 $l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Ns - Re değişimi

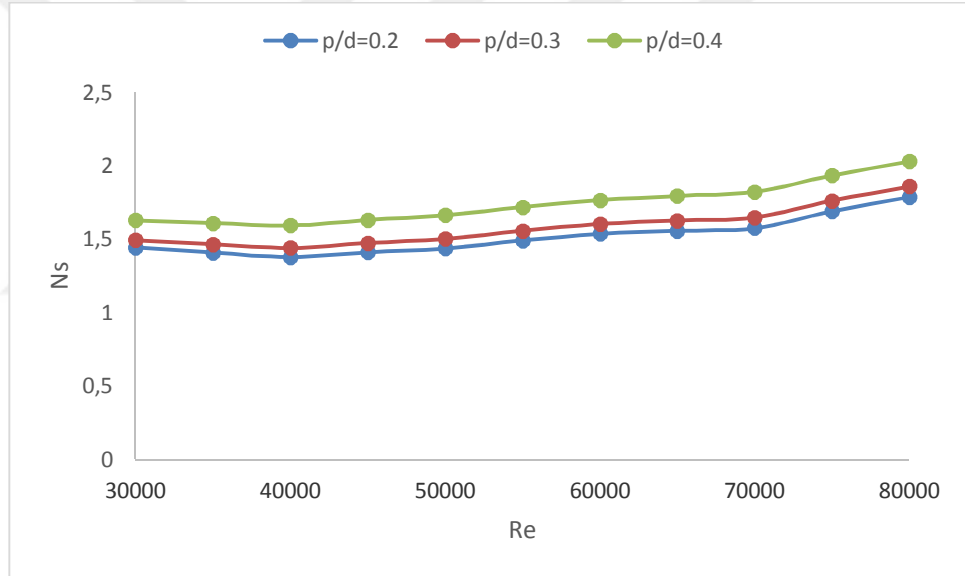


Şekil 4.3 $l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için Ns - Re değişimi

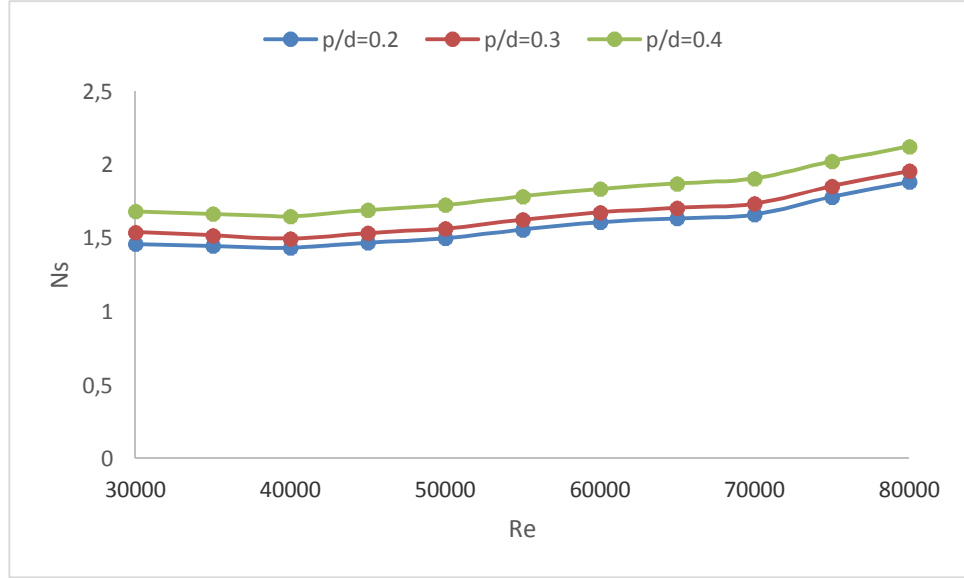
Şekil 4.1'de $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda, e/d 'nin sırasıyla 0.033, 0.066, ve 0.1 değerlerine karşılık Ns ; 1.2-1.4, 1.5-1.8, 2-2.5 şeklinde değerler almıştır. Bu da boş boruya göre entropi üretiminin ne kadar arttığının göstergesidir. Kalınlık arttıkça entropi üretim oranı artmıştır. Şekil 4.2'de l/d artarak 10 olmuştur, $p/d=0.2$ 'dir. Bu durumda e/d değerleri için türbülantörli entropi üretimi türbülantörsüz haldeki entropi üretiminin, $e/d=0.033$ 'te 1.3-1.5 katı, $e/d=0.066$ 'da 1.8-2 katı, $e/d=0.1$ 'de 2.2-2.6 katı olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.3'te $l/d=15$ 'tir ve yine $p/d=0.2$ 'dir. Bu durumda Ns değerleri $e/d=0.033$ için 1.5-1.7, $e/d=0.066$ 'da 1.8-2.1, $e/d=0.1$ 'de 2.2-2.9 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.4 $l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Ns - Re değişimi



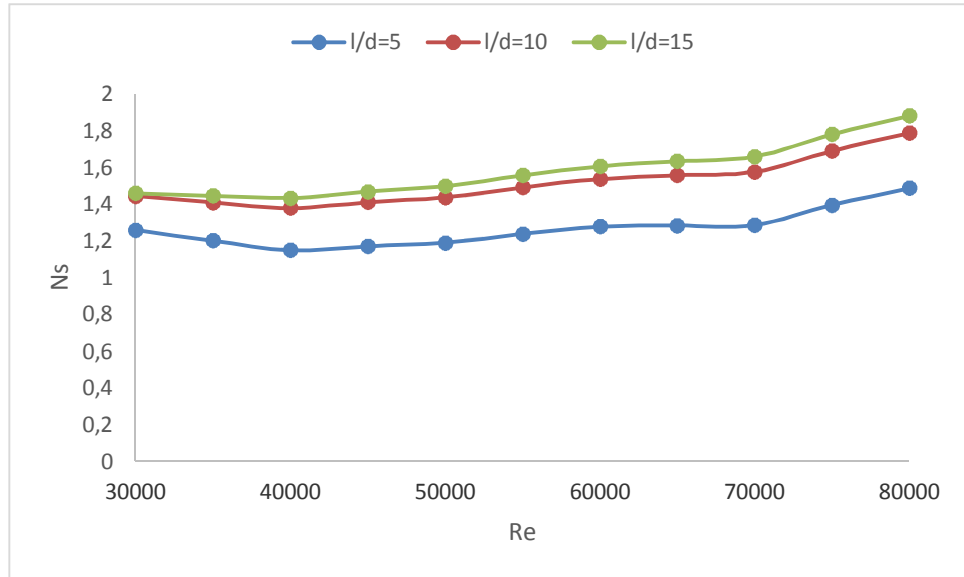
Şekil 4.5 $l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Ns - Re değişimi



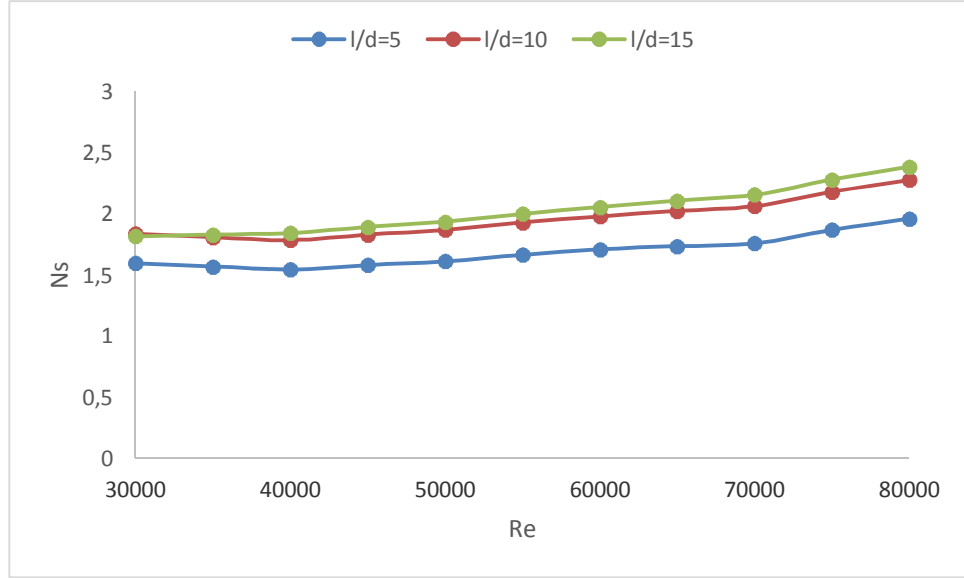
Şekil 4.6 $l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için Ns - Re değişimi

Şekil 4.4, 4.5 ve 4.6, l/d nin üç ayrı değeri için $e/d=0.1$ olması durumunda çeşitli p/d değerleri için Ns - Re değişimini vermektedir. $l/d=5$ iken, Ns değerleri $p/d=0.2$ için 1.2-1.4, $p/d=0.3$ 'te 1.3-1.5, $p/d=0.4$ 'te 1.5-1.7 olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi p/d 'nin entropi artımı üzerindeki etkisi diğer parametrelere göre daha azdır.

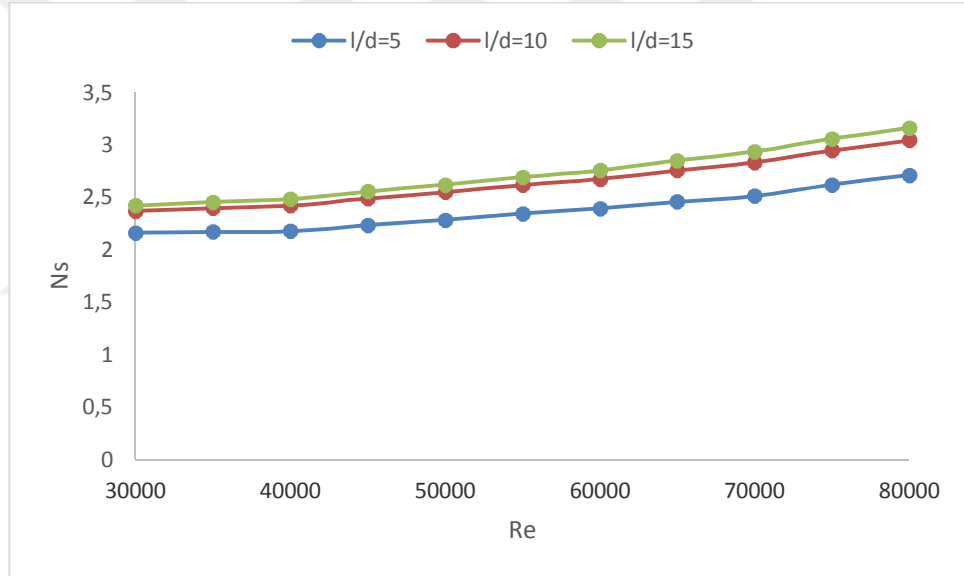
Şekil 4.5'de, Ns değerleri $p/d=0.2$ için 1.4-1.6, $p/d=0.3$ 'te 1.5-1.8, $p/d=0.4$ 'te 1.6-2.0 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.6'da, Ns şu şekilde değişmiştir: $p/d=0.2$ için 1.4-1.7, $p/d=0.3$ 'te 1.5-1.8, $p/d=0.4$ 'te 1.6-2.0 olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi p/d nin artışı l/d ne olursa olsun sonuç üzerinde fazla etki etmemektedir.



Şekil 4.7 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için Ns - Re değişimi



Şekil 4.8 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi



Şekil 4.9 $p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için $Ns-Re$ değişimi

Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9 üç ayrı p/d değerinde e/d nin sabit olması halinde l/d ye göre $Ns-Re$ değişimlerini göstermiştir. Şekil 4.7’de görüldüğü üzere, $p/d= 0.2$ iken, $l/d=5$ için 1.3-1.4, $l/d=10$ ’da 1.5-1.7, $l/d=15$ ’de 1.5-1.8 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.8’de $p/d=0.3$ iken, $l/d=5$ için 1.6-1.7, $l/d=10$ ’da 1.8-2.1, $l/d=15$ ’de 1.8-2.2 olarak hesaplanmıştır. Son olarak şekil 4.9’da $p/d=0.4$ iken, $l/d=5$ için 2.1-2.5, $l/d=10$ ’da 2.4-2.8, $l/d=15$ ’de 2.4-3 olarak hesaplanmıştır. Açıkça görülmüştür ki en yüksek entropi artış oranları son durumda, yani hem hatvenin hem yay kalınlığının hem de yay uzunluğunun en yüksek olduğu değerde entropi üretim oranı en yüksek çıkmıştır. Gerek ısı transferi gerek sürtünme faktörü sonuçları göz önüne alınırsa, söz konusu değerlerin de bu şartlar altında en yüksek

oldukları hatırlanacaktır. Artan ısı transferi beraberinde entropi üretim oranını yani düzensizliği de arttırmıştır. Bu da entropinin tabiatı gereği beklenen bir durumdur.

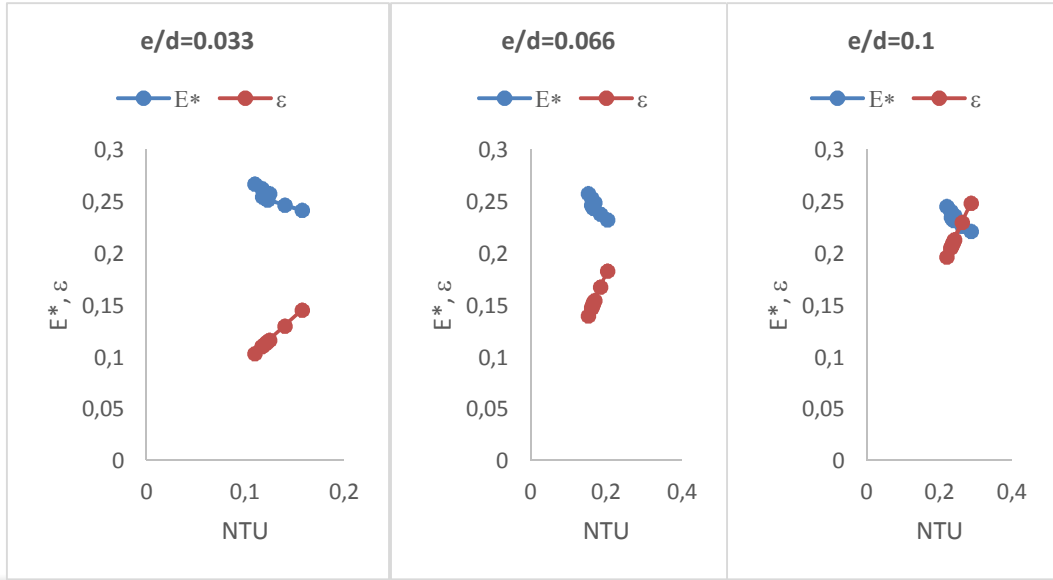
Parametreler ne olursa olsun bütün durumlarda Re sayısı arttıkça bazen küçük sapmalar yapsa da entropi üretim oranında az da olsa artış görülmüştür.

4.2. Boyutsuz Ekserji, Etkinlik ve NTU Değişimi

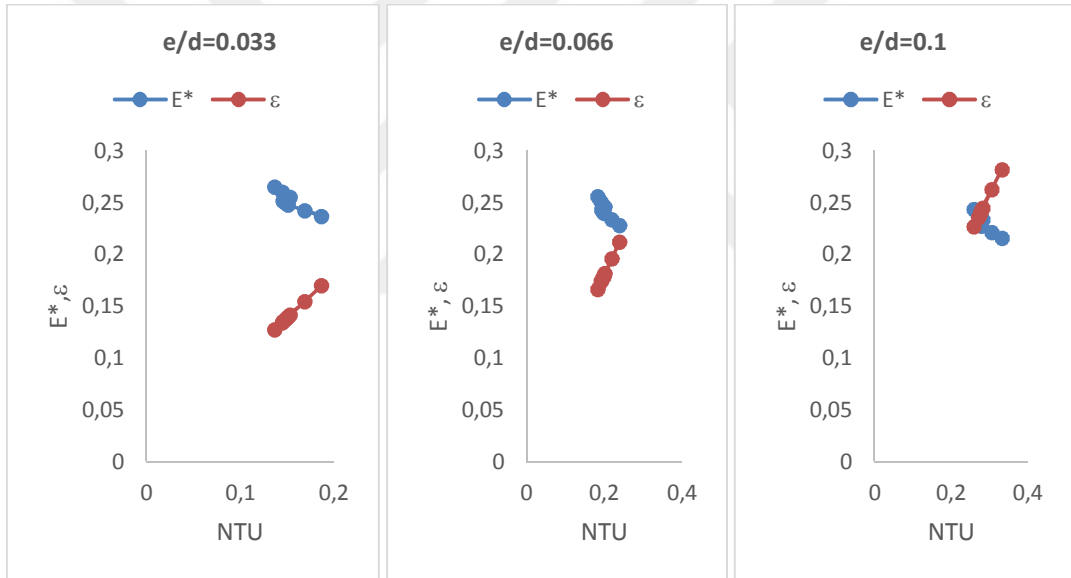
Bilindiği gibi, ekserji belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş olarak tarif edilir, tersinmez sistemler veya süreçlerde, entropi üretiminin neden olduğu kullanılabilir enerji kaybını belirleyen bir ifadedir. Bir Termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşim durumunda, sistemin çevresiyle bütünüyle termodinamik denge haline gelirken elde edebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanır. Bir başka deyişle sistemin çevresiyle etkileşimi sonucu, ısı transferinin sadece çevresiyle olması durumunda elde edilebilecek maksimum teorik iştir [54].

Ekserji kaybı, entropi üretimiyle yani tersinmezlikle doğru orantılıdır. Yani, ekserji tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Etkinlik ise aktarılan gerçek ısı, sistemde teorik olarak aktarılması beklenen maksimum ısıya yani ideal ısıya bölünmesiyle bulunur. Bu çalışmada ekserji kaybı Bölüm 2’de verilen Denklem (2.19) yardımıyla hesaplanmıştır. Isı değiştiricileri için önemli bir parametre olan etkinlik-NTU değişiminin de ekserji kaybıyla birlikte tek grafik üzerinde verilmesi uygun görülmüştür. Şekil 4.10-4.18 arasındaki grafiklerde hem ekserji kaybının hem de etkinliğin NTU ile olan değişimi verilmiştir.

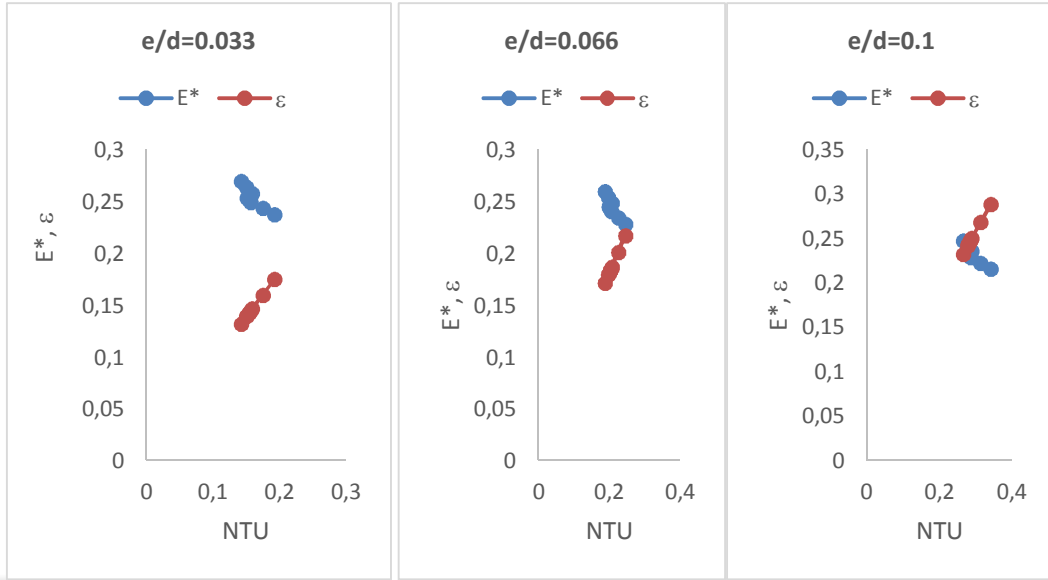
Şekil 4.10- 4.18 aralığındaki bütün grafiklerde etkinliğin NTU ile arttığı görülmektedir. Ekserji kaybı ise bütün grafiklerde NTU ile azalmıştır. Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12 üç ayrı l/d değerinde sabit hatvede, kalınlığın etkisini göstermektedir. Buna göre bütün l/d değerlerinde kalınlık arttıkça etkinlik artmış, ekserji kaybı azalmıştır. $l/d=5$ ’deki etkinlik değeri $l/d=15$ olduğunda neredeyse 3.5 kat artmıştır. Ekserji kaybı da benzer şekilde 3 kat kadar azalmıştır.



Şekil 4.10 $l/d=5$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU ve E^* , ε değişimi

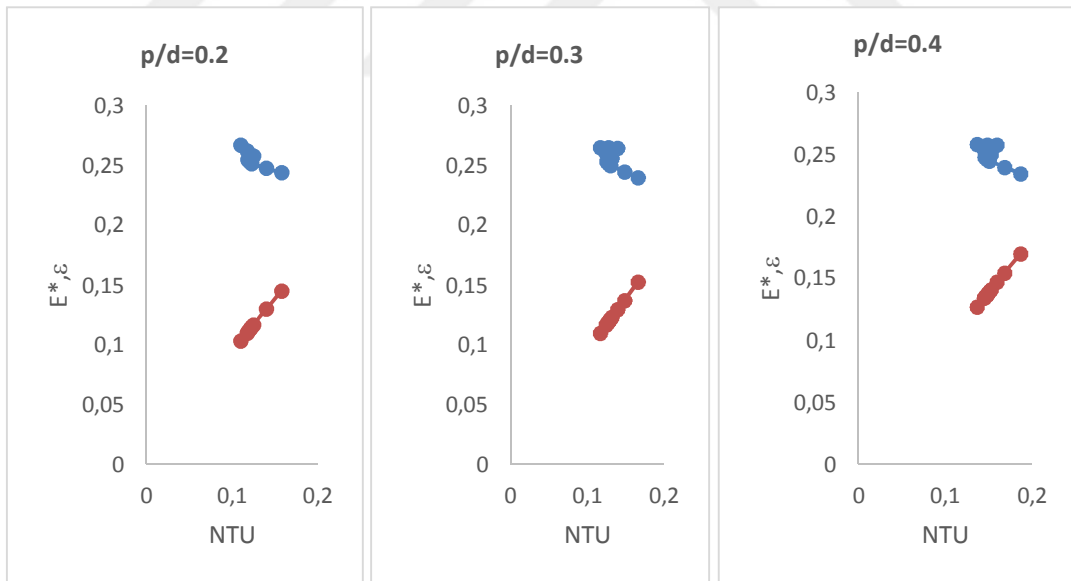


Şekil 4.11 $l/d=10$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

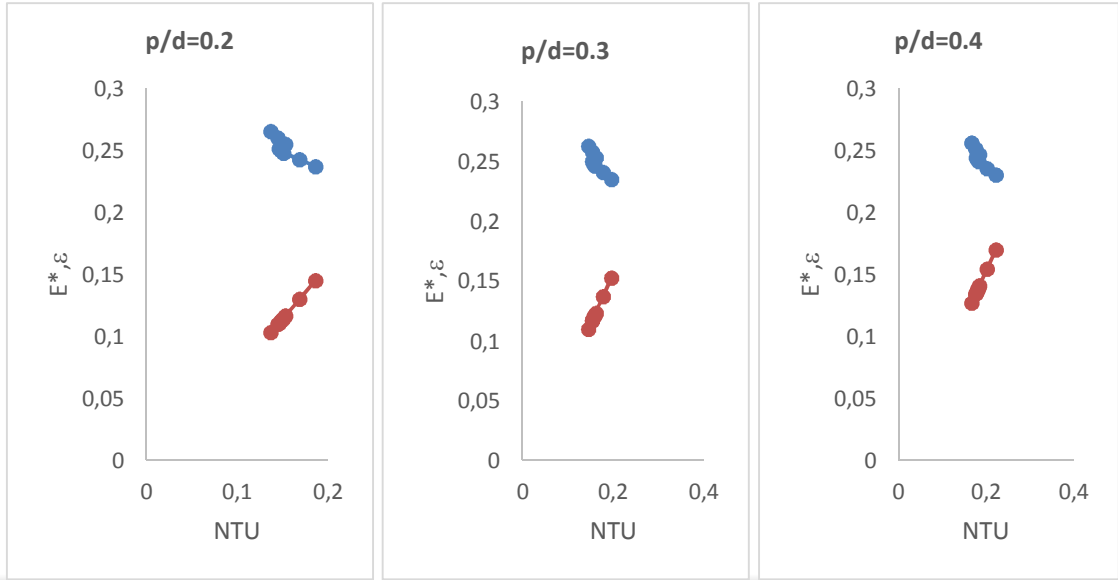


Şekil 4.12 $l/d=15$ ve $p/d=0.2$ olması durumunda e/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

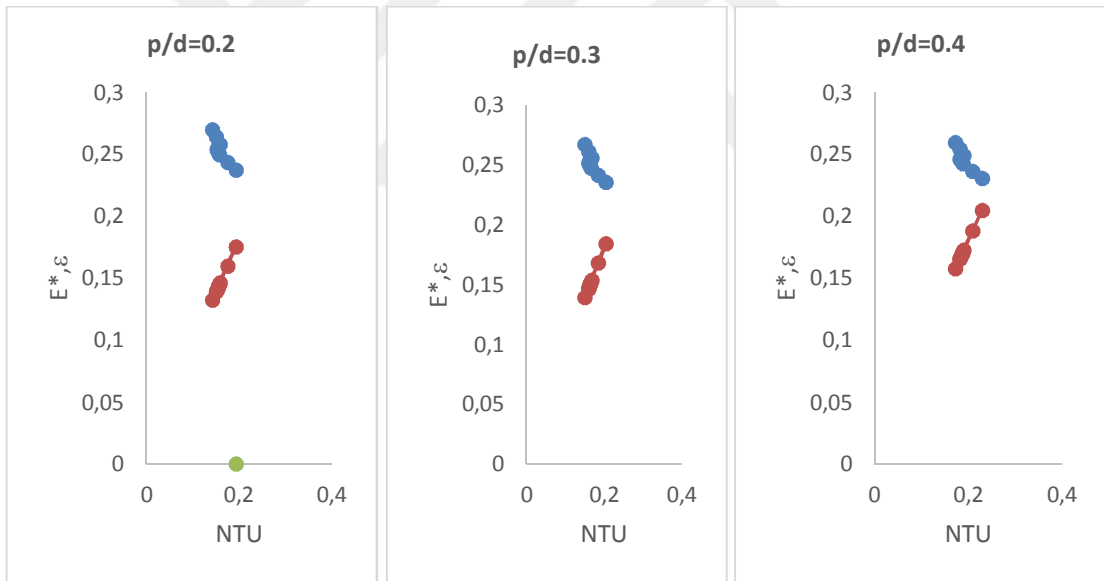
Şekil 4.13, 4.14, 4.15’de üç ayrı l/d değerinde p/d ’nin etkisi incelenmiştir. Bu grafiklerde de görülmüştür ki hatvenin artışı etkinliği artırmakta ama ekserji kaybını azaltmaktadır.



Şekil 4.13 $l/d=5$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

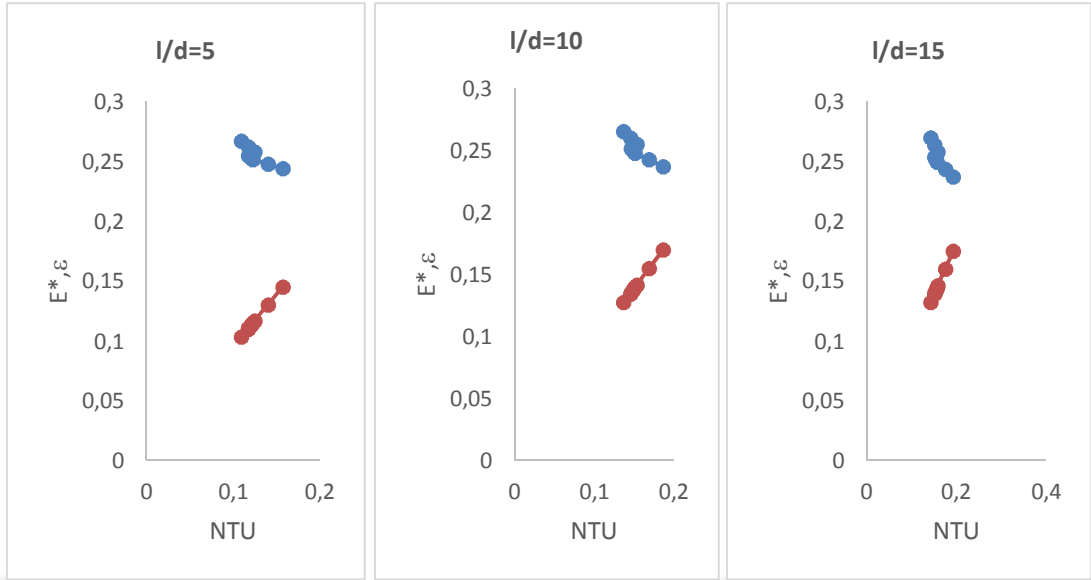


Şekil 4.14 $l/d=10$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

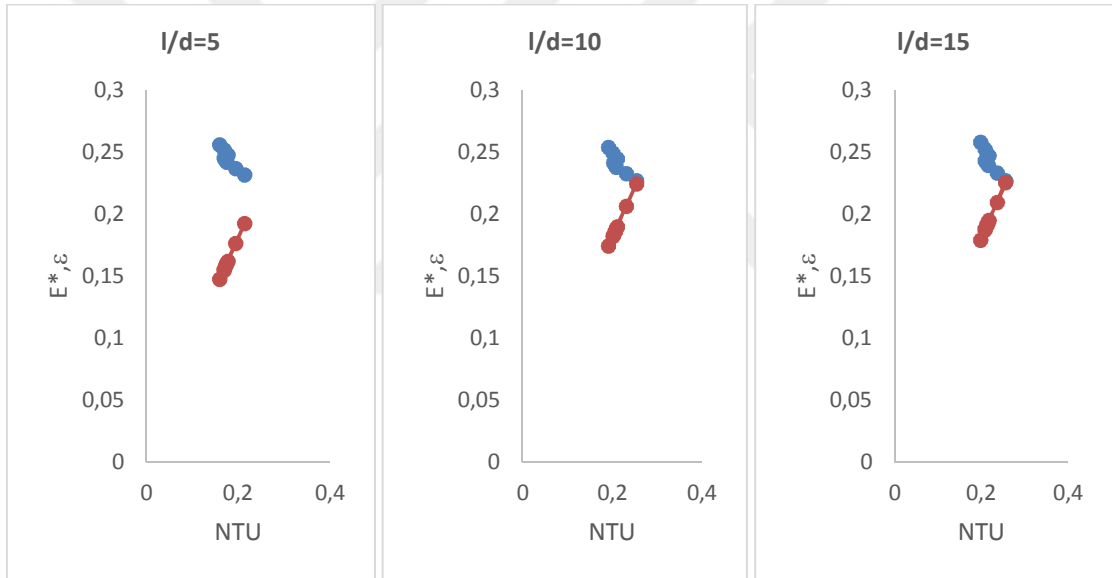


Şekil 4.15 $l/d=15$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda p/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

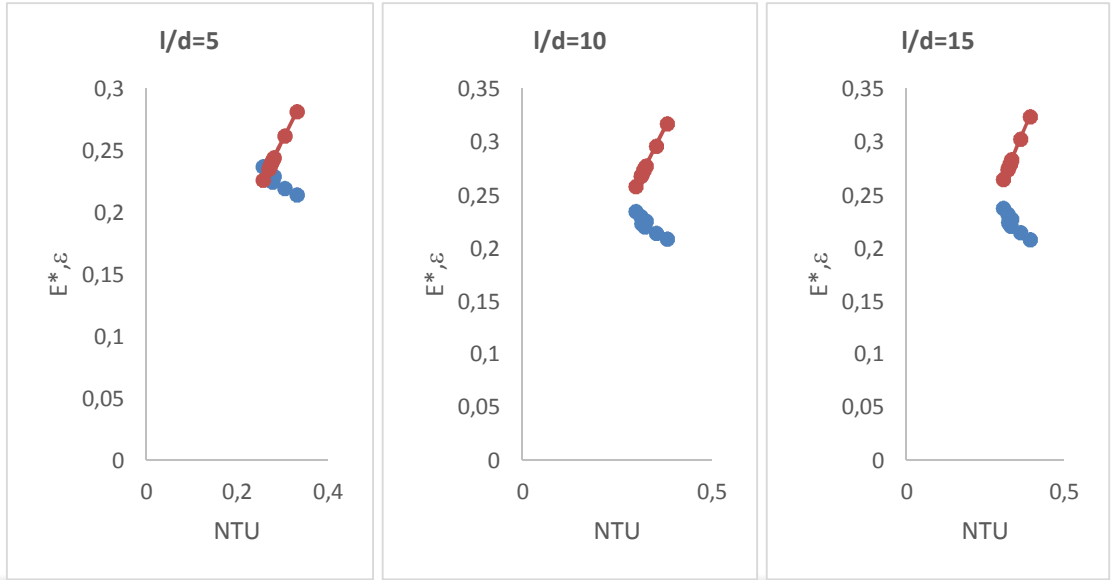
Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18’de ise üç ayrı p/d değerinde l/d ’nin etkisi incelenmiştir. Bu grafiklerde de görülmüştür ki yay uzunluğunun artması etkinliği artırmış, ekserji kaybını azaltmıştır.



Şekil 4.16 $p/d=0.2$ ve $e/d=0.033$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi



Şekil 4.17 $p/d=0.3$ ve $e/d=0.066$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi



Şekil 4.18 $p/d=0.4$ ve $e/d=0.1$ olması durumunda l/d değerleri için NTU- E^* , ε değişimi

5. VARYANS ANALİZİ (ANOVA) VE GRİ ANALİZİ

5.1. Varyans (ANOVA) Analizi

Bu bölümde Bölüm 2’de tanıtılan Taguchi yönteminin uygulandığı ve ANOVA sonuçları tablolar ve şekillerle sunulacaktır. Deneylerde kullanılan tasarım parametreleri ($A=Re$, $B=e/d$, $C=p/d$, $D=l/d$) ve seviyeleri (1, 2, 3, 4, 5, 6) Tablo 5.1’de listelenmiştir. Her bir deneydeki Nu sayısı ve sürtünme faktörü (f) için elde edilen sonuçlar ve sinyal/gürültü oranları (S/N) ise Tablo 5.2’de sunulmuştur. Tablo 5.3’te ise Nu sayısı için ortalama S/N oranları verilmiştir. Benzer şekilde Tablo 5.4’te f için ortalama S/N oranları verilmiştir. Tablo 5.5, Nusselt sayısı için varyans analiz sonuçlarını, Tablo 5.6, sürtünme faktörü için varyans analiz sonuçlarını göstermektedir. Son olarak Tablo 5.7, Nusselt sayısı için, Tablo 5.8 ise sürtünme faktörü için doğrulama deneylerinin sonuçlarını göstermektedir.

Tablo 5.1 Deneylerde kullanılan parametreler ve seviyeler

Seviyeler	Tasarım parametreleri			
	Re	e/d	p/d	l/d
1	30,000	0.033	0.2	5
2	40,000	0.066	0.3	10
3	50,000	0.1	0.4	15
4	60,000			
5	70,000			
6	80,000			

Tablo 5.2 Her bir deneydeki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sonuçlar ve S/N oranları

Deney	Kontrol Parametreleri				DeneySEL Sonuçlar		S/N oranları (η)	
	A	B	C	D	Nu	f	Nu	f
1	1	1	1	1	62.68	0.0386	35.94	28.25
2	1	2	2	2	107.65	0.0680	40.64	23.35
3	1	3	3	3	167.95	0.09855	44.50	20.13
4	2	1	1	2	80.31	0.04946	38.10	26.11
5	2	2	2	3	115.12	0.07432	41.22	22.58
6	2	3	3	1	149.15	0.05610	43.47	25.02
7	3	1	2	1	95.98	0.0277	39.64	31.13
8	3	2	3	2	146.08	0.0449	43.29	26.95
9	3	3	1	3	174.90	0.0781	44.86	22.14
10	4	1	3	3	145.31	0.05015	43.25	25.99
11	4	2	1	1	137.91	0.03227	42.79	29.82
12	4	3	2	2	212.70	0.0622	46.56	24.11
13	5	1	2	3	135.69	0.0478	42.65	26.41
14	5	2	3	1	160.11	0.02985	44.09	30.50
15	5	3	1	2	244.49	0.05824	47.77	24.70
16	6	1	3	2	202.39	0.03587	46.12	28.90
17	6	2	1	3	222.94	0.06032	46.96	24.39
18	6	3	2	1	266.89	0.04252	48.53	27.43

Tablo 5.3 Nusselt sayısı için ortalama S/N oranları

Kontrol Parametreleri	Ortalama S/N oranları					
	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Seviye 4	Seviye 5	Seviye 6
A	40.36	40.93	42.60	44.20	44.83	47.20*
B	40.95	43.17	45.95*			
C	42.74	43.21	44.12*			
D	42.41	43.75	43.91*			

Genel ortalama = 43.35 dB, * Optimum seviye

Tablo 5.4 Sürtünme faktörü f için ortalama S/N oranları

Kontrol Parametreleri	Ortalama S/N oranları					
	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Seviye 4	Seviye 5	Seviye 6
A	23.91	24.57	26.74	26.64	27.20*	26.91
B	27.80*	26.26	23.92			
C	25.90	25.83	26.25*			
D	28.69*	25.69	23.60			

Genel ortalama = 25.99 dB, * Optimum seviye

Tablo 5.5 Nusselt sayısı için ANOVA sonuçları

Parametreler	Serbestlik derecesi	Kareler toplamı	Varyans	F-test	F _{0.05}	Katkı oranı %
A	5	99.38	19.87691	68.69*	8.75	51.45
B	2	75.2	37.59896	1129.93*	10.93	39.5
C	2	5.95	2.976586	10.29	10.93	2.82
D	2	8.09	4.045073	13.98*	10.93	3.95
Hata	6	1.74	0.289373			
Toplam	17	190.36				

*En az %99 güven seviyesi

Tablo 5.6 Sürtünme faktörü için ANOVA sonuçları

Parametreler	Serbestlik derecesi	Kareler toplamı	Varyans	F-test	F _{0.05}	Katkı oranı %
A	5	28.915	5.783	35.86*	4.39	18.16
B	2	45.841	22.921	142.11*	5.14	29.4
C	2	0.596	0.298	1.85	5.14	0.18
D	2	78.486	39.243	243.31*	5.14	50.49
Hata	6	0.967	0.161			1.77
Toplam	17	154.805				

* En az %99 güven seviyesi

Tablo 5.7 Nusselt sayısı için doğrulama deneyleri sonuçları

Seviye	Başlangıç Parametreleri	Optimum parametreler	
		Tahmin	Deneysel
	A5B3C3D3	A6B3C3D3	A6B3C3D3
Nusselt Sayısı	273.714	359.569	359.5693
S/N oranı (dB)	48.7456	51.118	51,177
Nusselt sayısı için S/N oran artışı= 2.43 dB			

Tablo 5.8 Sürtünme faktörü f için doğrulama deneyleri sonuçları

Seviye	Başlangıç Parametreleri	Optimum parametreler	
		Tahmin	Deneysel
	A1B1C1D1	A5B1C3D1	A5B1C3D1
Sürtünme fak.	0.038373938	0.025241386	0.021265
S/N oranı (dB)	28.322	31.958	33.447
f için S/N oran artışı= 5.125 dB			

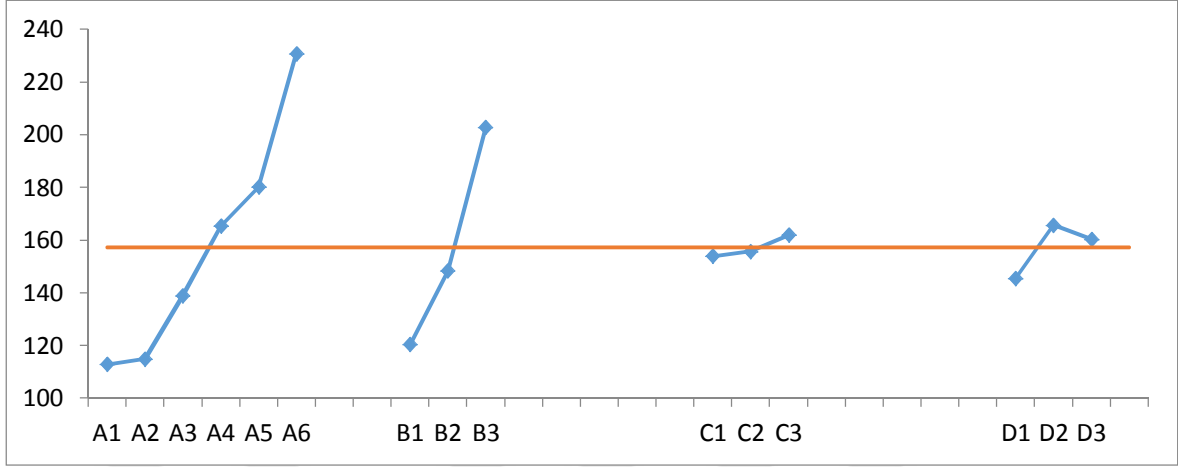
Şu ana kadar tablolarda bütün parametrelerin, sonuçlar üzerindeki etkileri rakamlarla sunulmuştur. Buna göre Tablo 5.5’de tasarım parametreleri olan Re sayısı, yay kalınlığı e/d , yay hatvesi p/d ve yay uzunluğunun l/d , Nu sayısı üzerindeki etkisi sırasıyla %51.45, %39.5, %2.82 ve %3.95 olarak çıkmaktadır. Buradan, Nu sayısını en çok etkileyen parametrenin Re sayısı en az etkileyen parametrenin ise hatve p/d olduğu görülmektedir. Bu durum Bölüm 3’te grafiklerle sunulan Nu değerlendirmelerinde de görülmüştü.

Aynı şekilde sürtünme faktörünün ANOVA sonuçlarına bakılacak olunursa (Tablo 5.6) Re sayısı, e/d , p/d ve l/d , Nu sayısı üzerindeki etkisi sırasıyla %18.16, %29.4, %0.18 ve %50.49 ’dur.

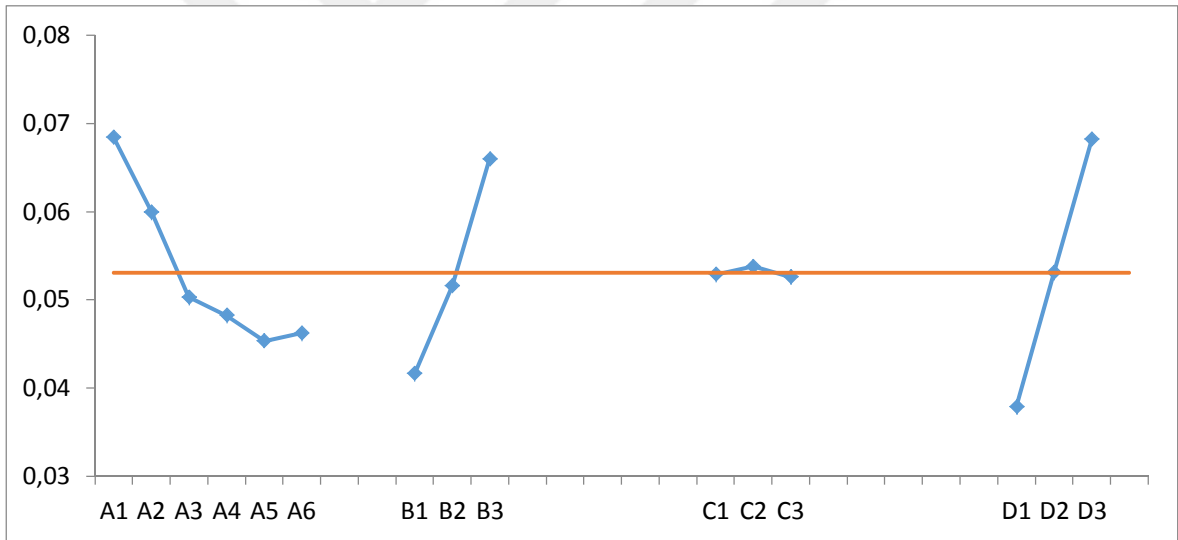
Optimum değerler açısından bakılınca, Nu sayısı için optimum değer **A6B3C3D3** durumunda yani, $A \rightarrow Re=80,000$, $B \rightarrow e/d=0.1$, $C \rightarrow p/d=0.4$ ve $D \rightarrow l/d=15$ olması durumunda ortaya çıkmıştır. Doğrulama deneylerinde bu durum teyit edilmiştir.

Sürtünme faktörü için optimum değerler **A5B1C3D1** şartlarında yani, $A \rightarrow Re=70,000$, $B \rightarrow e/d=0.033$, $C \rightarrow p/d=0.4$ ve $D \rightarrow l/d=5$ olması durumunda ortaya çıkmıştır. Doğrulama deneylerinde de bu durum doğrulanmıştır.

Tablolarla açıkça gösterilen bu değerler Şekil 5.1’de Nu sayısı için, Şekil 5.2’de f için yeniden gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Nu için S/N grafiği



Şekil 5.2 Sürtünme faktörü (f) için S/N grafiği

5.2. Gri ilişki Analiz Sonuçları

Gri ilişki Analiz sonuçları Tablo 5.9 ve Tablo 5.10’da verilmiştir. Tablo 5.9’da ve Şekil 5.3’te açıkça görüldüğü gibi Deney 18 en yüksek Gri ilişki derecesine sahiptir. Bunun anlamı, aynı zamanda hem Nu sayısının en yüksek hem de sürtünme faktörünün en düşük değerine 18. deneyde ulaşılmıştır. Bu yüzden Deney 18, optimum değerlere sahiptir denilebilir.

Benzer yöntemle, tasarım parametrelerinin Gri ilişki derece değerleri tespit edilebilir. Tablo 5.10 ve Şekil 5.4 bu amaçla çizilmiştir. Gri ilişki derecesi referans dizinle kıyas

yapılan dizin arasındaki korelasyon seviyesini gösterdiği için, Gri ilişki derecesinin büyük değeri, seçilen referans değer, kıyaslanan değerle kuvvetli bir korelasyonu olduğunu göstergesidir. Tablo 5.10’da optimum tasarım parametrelerinin Re sayısı için Seviye 6’da (A6), e/d için Seviye 3’te (B3), p/d için Seviye 2’de, (C2) ve son olarak l/d için Seviye 1’de (D1) elde dildiği görülmektedir. Multi performansa (büyük Nu , küçük f) ulaştıran tasarım parametreleri Şekil 5.4’te de gösterilmiştir. Maksimum Nu sayısı ve minimum sürtünme faktörü görüldüğü gibi A6B3C2D1’de ortaya çıkmıştır.



Tablo 5.9 Verilerin ön işlemden sonraki sıralaması

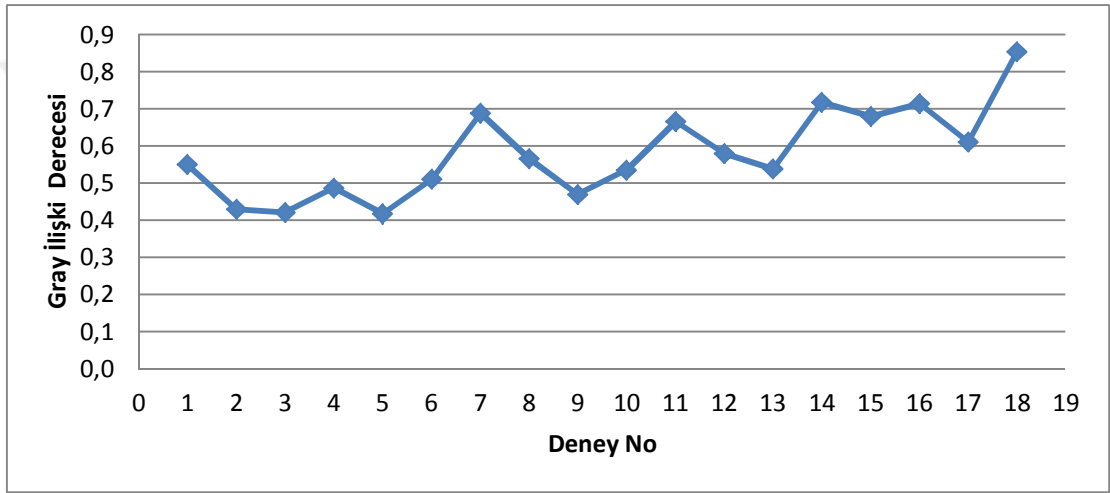
	Nu	f
Referans Dizisi	1	1
Karşılaştırabilirlik		
Serisi		
1	0	0.846
2	0.2202	0.4314
3	0.5155	0
4	0.0863	0.6934
5	0.2568	0.3422
6	0.4235	0.5996
7	0.1631	1
8	0.4084	0.7576
9	0.5495	0.2877
10	0.4047	0.6837
11	0.3684	0.9362
12	0.7347	0.5122
13	0.3575	0.7166
14	0.4771	0.9705
15	0.8904	0.5695
16	0.6842	0.8854
17	0.7848	0.5400
18	1	0.7914

Tablo 5.10 Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece değeri

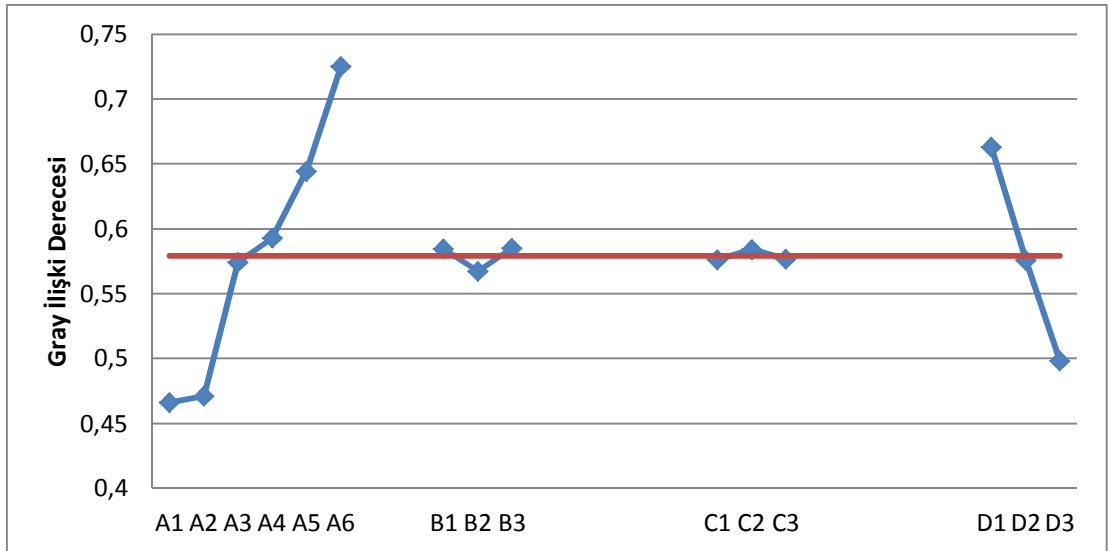
Deney	Parametreler				Gri İlişki Katsayısı		Gri İlişki Derece Sıralaması	Sıra
Deney	A	B	C	D	Nu	f		
1	1	1	1	1	0.3333	0.7645	0.5489	10
2	1	2	2	2	0.3907	0.4679	0.4293	16
3	1	3	3	3	0.5079	0.3333	0.4206	17
4	2	1	1	2	0.3537	0.6199	0.4868	14
5	2	2	2	3	0.4022	0.4319	0.4170	18
6	2	3	3	1	0.4645	0.5553	0.5099	13
7	3	1	2	1	0.3740	0.1	0.6870	4
8	3	2	3	2	0.4581	0.6735	0.5658	9
9	3	3	1	3	0.5261	0.4124	0.4693	15
10	4	1	3	3	0.4565	0.6125	0.5345	12
11	4	2	1	1	0.4419	0.8869	0.6644	6
12	4	3	2	2	0.6533	0.5062	0.5797	8
13	5	1	2	3	0.4377	0.6382	0.5379	11
14	5	2	3	1	0.4888	0.9443	0.7166	2
15	5	3	1	2	0.8202	0.5373	0.6787	5
16	6	1	3	2	0.6129	0.8135	0.7132	3
17	6	2	1	3	0.6991	0.5209	0.6100	7
18	6	3	2	1	1	0.7056	0.8528	1

Tablo 5.11 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler

Parametreler	Ortalama gri ilişki derece değerleri						
	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Seviye 4	Seviye 5	Seviye 6	Max-Min
A	0.4663	0.4712	0.574	0.5929	0.6441	0.7253*	0.2591
B	0.5847	0.5672	0.5852*				0.0180
C	0.5763	0.5840*	0.5767				0.0076
D	0.6633*	0.5756	0.4982				0.1650



Şekil 5.3 Maksimum Nu ve minimum f için gri ilişki derece grafiği



Şekil 5.4 Tasarım parametrelerinin çoklu performans üzerindeki etkisi

6. İSTATİSTİKSEL REGRESYON ve BELİRSİZLİK ANALİZİ

6.1. İstatistiksel Regresyon

Yapılan deneysel çalışmanın sonuçları regresyon analizi ile incelenmiştir. Sonuç olarak elde edilen bağımlı değişkenlerin yani Nusselt sayısının (Nu), sürtünme faktörünün (f), etkinlik değerinin (ϵ), ekserji kayıp oranının (E^*) ve entropi üretim oranının (Ns) değişken parametreler olan Reynolds sayısı (Re), boyutsuz yay teli kalınlığı (e/d), boyutsuz yay hatvesi (p/d), boyutsuz yay uzunluğu (l/d) ve Pr sayısı ile değişimi yeni korelasyonları gösterilmiştir.

Regresyon analizi STATISTICA 5.0 programında “Lineer Olmayan Tahmin” modu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilmek istenen ampirik bağıntılar şu şekildedir:

$$Nu = a_1 Re^{b_1} (e/d)^{c_1} (p/d)^{d_1} (l/d)^{e_1}$$

$$f = a_2 Re^{b_2} (e/d)^{c_2} (p/d)^{d_2} (l/d)^{e_2}$$

$$Ns = a_3 Re^{b_3} (e/d)^{c_3} (p/d)^{d_3} (l/d)^{e_3}$$

$$E^* = a_4 Re^{b_4} (e/d)^{c_4} (p/d)^{d_4} (l/d)^{e_4}$$

$$\epsilon = a_5 Re^{b_5} (e/d)^{c_5} (p/d)^{d_5} (l/d)^{e_5}$$

STATISTICA programı çalıştırıldığında istenilen şekilde bağıntılar geliştirilmekte, katsayılar, regresyon katsayısının R^2 , tahmin edilen ve ölçülen değerler elde edilebilmektedir. Bulunan katsayılar regresyon katsayısı değerleriyle birlikte Tablo 6.1’ de verilmiştir.

Tablo 6.1 Bağıntı katsayıları ve Regresyon katsayısı değerleri

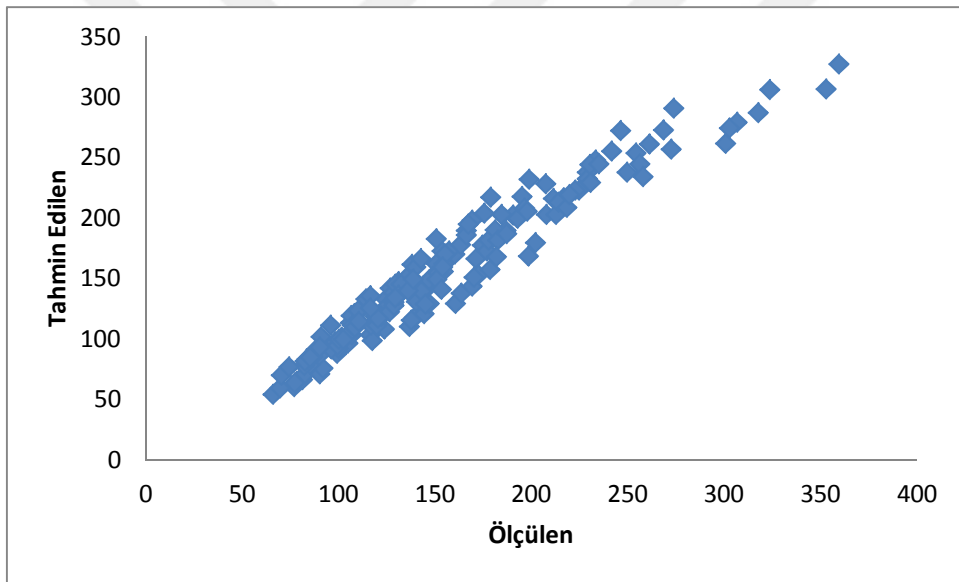
Nu	f	Ns	E^*	ϵ
$a_1=0.06$	$a_1=4.71$	$a_3=0.14$	$a_4=0.19$	$a_5=0.73$
$b_1=0.89$	$b_2=-0.41$	$b_3=0.25$	$b_4=-0.2$	$b_5=0.89$
$c_1=0.54$	$c_2=-0.033$	$c_3=0.25$	$c_4=-0.003$	$c_5=-0.22$
$d_1=0.23$	$d_2=0.74$	$d_3=0.49$	$d_4=0.005$	$d_5=0.028$
$e_1=0.16$	$e_2=0.32$	$e_3=0.24$	$e_4=0.022$	$e_5=0.022$
$R^2=0.97$	$R^2=0.86$	$R^2=0.77$	$R^2=0.83$	$R^2=0.99$

Tabloda görüldüğü gibi Nu sayısı şu şekilde çıkmıştır:

$$Nu = 0.06Re^{0.89}(e/d)^{0.54}(p/d)^{0.23}(l/d)^{0.16} \quad (6.1)$$

Buradan Nu sayısı üzerindeki en etkin parametrenin sırasıyla Re sayısı, yay kalınlığı (e/d), hatve (p/d) ve yay uzunluğu (l/d) olduğu açıkça görülmüştür. Dittus-Boelter tarafından önerilen Denklem (3.1) deki bağıntı hatırlanacak olursa, boş boru durumunda Re üssü 0.8 idi. Bu durumda türbülantörün Re sayısının etkisini arttırdığı söylenebilir.

Bu bağıntı yardımıyla hesaplanan Nu sayısı ile deneysel olarak bulunan Nu sayısı arasındaki sapma Şekil 6.1’de verilmiştir. İki değer kümesi arasında en yüksek sapma %21.64, en düşük sapma %0.009, ortalama sapma ise %7.75 olarak bulunmuştur.



Şekil 6.1 Nu sayısı bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen değerler arasındaki değişim

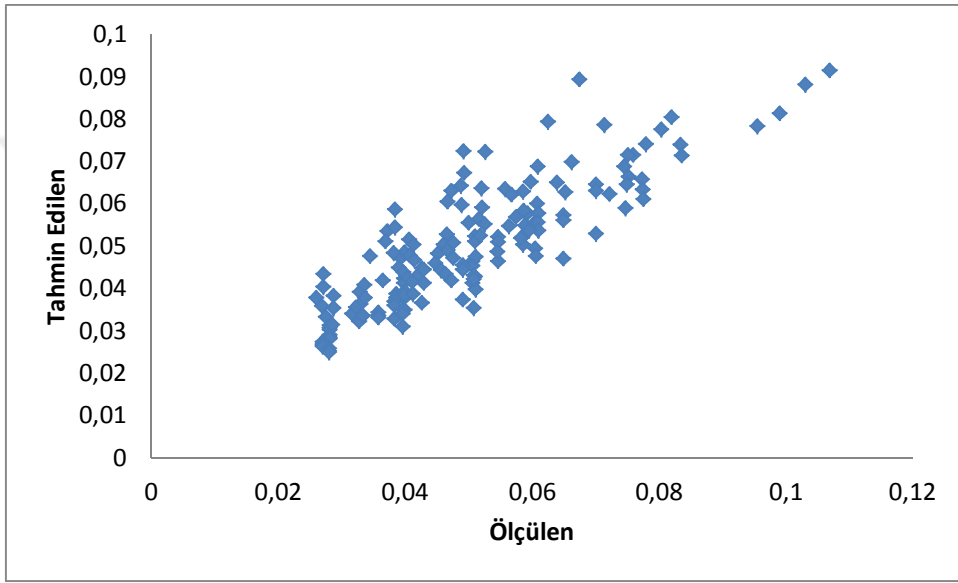
Sürtünme faktörü için elde edilen bağıntı:

$$f = 4.71Re^{-0.41}(e/d)^{-0.033}(p/d)^{0.74}(l/d)^{0.32} \quad (6.2)$$

şeklindedir. Buradaki bağıntı Blasius denklemiyle kıyaslandığında Re üssü Blasius’ta 0.25 iken burada 0.41 olmuştur. Bu da ters orantılı olarak Re ’a bağımlılığın daha da arttığını göstermiştir.

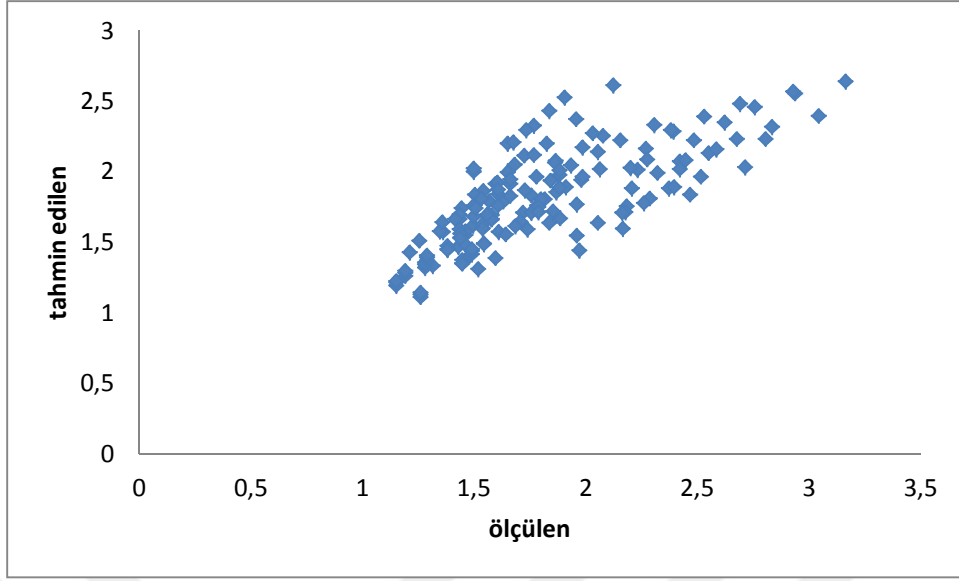
Bağıntıya göre f üzerindeki etkin parametrelerden sadece Re sayısı zıt yönde etkimez, aynı zamanda, kalınlık ta zıt yöndedir. e/d arttıkça f azalır. Ancak çıkan 0.033 rakamı oldukça küçük olduğundan önemli değişikliklere neden olmayacağı da aşikârdır. Nitekim deney sonuçları da bunu doğrulamıştır. Bu bağıntıda sürtünme üzerindeki en önemli parametrenin hatve olduğu görülmektedir.

Bu bağıntı yardımıyla hesaplanan f ile deneysel olarak bulunan f arasındaki sapma Şekil 6.2’de verilmiştir. İki değer kümesi arasında en yüksek sapma %43, en düşük sapma %0.11, ortalama sapma ise %12.73 olarak bulunmuştur.

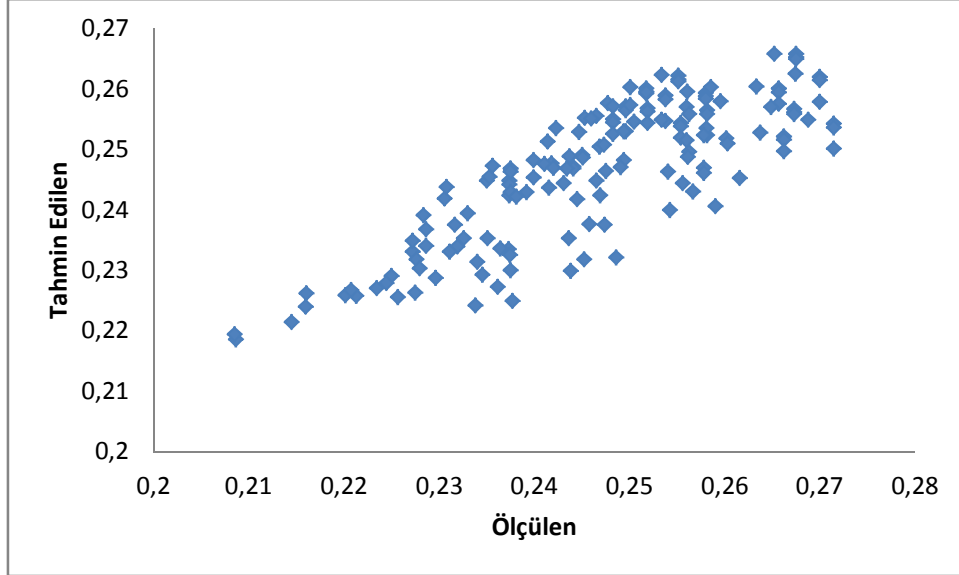


Şekil 6.2 Sürtünme faktörü (f) bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen arasındaki değişim

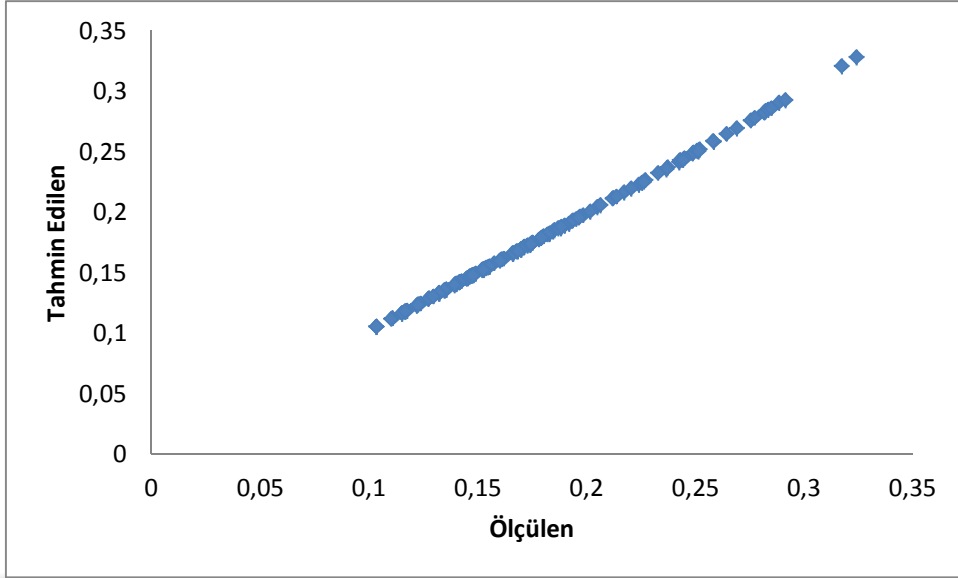
Şekil 6.3, 6.4, 6.5 sırasıyla boyutsuz entropi üretim oranı Ns , boyutsuz ekserji kaybı E^* ve boyutsuz etkinlik ε için de yapılabilir.



Şekil 6.3 Ekserji kayıp oranı (Ns) bağıntısı için ölçülen değerlerle tahmin edilen arasındaki değişim



Şekil 6.4 Entropi üretimi (E*) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim



Şekil 6.5 Etkinlik (ε) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim

6.2. Belirsizlik Analizi

DeneySEL verilerin belirsizliğini bulmak üzere kullanılan teknik “Belirsizlik Analizi” olarak adlandırılır. Belirsizlik analiziyle ilgili en açıklayıcı bilgiler Kline ve McClintock [55] ve Holman [56] tarafından yapılmıştır.

Herhangi bir P sonucunun n değişkene bağlı olduğunu varsayalım:

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.3)$$

bu değişkenlerden her birinin kendi belirsizliği olsun; mesela x_1 'in belirsizliği w_{x1} olsun. Bu durumda deney yapanların aralarında vardığı yaygın anlaşmaya göre P 'nin toplam belirsizliği bütün etkilerin karekök ortalaması olarak hesaplanır [56].

$$w_P = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.4)$$

Eğer R büyüklüğü diğer değişkenlerin bir basit kuvvet yasası ifadesi ise, mesela $P = \text{sabit } x_1^n x_2^n x_3^n \dots$, ise bu durumda denklem (6.4)'deki türevler P ile ve geçerli kuvvet yasası üssü ile doğru orantılı ve o değişkenle de ters orantılıdır.

Eğer $P = \text{sabit } x_1^n x_2^n x_3^n \dots$, ise buradan:

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = \frac{n_1 P}{x_1}, \frac{\partial P}{\partial x_2} = \frac{n_2 P}{x_2}, \frac{\partial P}{\partial x_3} = \frac{n_3 P}{x_3}, \dots \quad (6.5)$$

elde edilir. Bu durumda

$$\frac{w_P}{P} = \left[\left(n_1 \frac{w_{x1}}{x_1} \right)^2 + \left(n_2 \frac{w_{x2}}{x_2} \right)^2 + \left(n_3 \frac{w_{x3}}{x_3} \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (6.6)$$

elde edilir.

Bu bilgiler ışığında, yapılan deneysel çalışmanın belirsizlik analizi için, önce belirsizlik kaynağı olan parametreler ve bu parametrelerin belirsizlik oranlarını gözden geçirmekte fayda vardır.

Bu çalışmada ana hatlarıyla sıcaklık, basınç kaybı ve hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f), ve Reynolds sayısı (Re) hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler için belirsizlik değerleri hesaplanırken Kline ve McClintock tarafından belirlenen yöntem esas alınmış, ayrıca Asan ve Namli tarafından [57] gerçekleştirilen benzer tip bir sabit sıcaklıkla ısıtılmış ısı değiştirgeci sisteminin belirsizlik analizi çalışması referans alınmıştır. Buna göre toplam belirsizlik değerleri aşağıda verildiği gibidir.

6.2.1. Elde Edilen Veriler İçin Belirsizlik Formülasyonu

Nusselt sayısı Bölüm 2’de ayrıntılarıyla verilen hesaplama yöntemi sonucunda:

$$Nu = \frac{(\rho V_{ort} d_i^2) c_p}{4kL} \ln \frac{(T_y - T_{giris})}{(T_y - T_{çıkış})} \quad (6.7)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi;

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial C_p} w_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} w_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial d_i} w_{d_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{\phi}} w_{T_{\phi}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_y} w_{T_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.8)$$

şeklinde bulunur. Denklem (6.8)'deki türev ifadesi (6.7) bağıntısı yardımıyla bulunarak yerine yazılır ve her bir terim Nu sayısına bölünür.

Sürtünme faktörü Bölüm 2'de şöyle bulunmuştur:

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \rho \frac{V^2}{2} \quad (6.9)$$

Sürtünme faktörü için belirsizlik ifadesi:

$$w_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_i} w_{d_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.10)$$

Reynolds sayısı Bölüm 2'de verildiği gibi hıza ve iç boru çapına göre hesaplanmıştır. Belirsizlik değeri ise şöyle bulunur:

$$w_{Re} = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D_i} w_{D_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.11)$$

6.3. Ölçülen Değerlerin Belirsizliklerinin Belirlenmesi

Yukarıda elde edilen belirsizlik ifadelerinde ölçülen değerler olarak ifade edilen her bir bağımsız değişken için belirsizliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Sözü edilen belirsizlikler için çeşitli kaynaklarda benzer ölçümlerdeki belirsizliklerin esas alınması yanında, yukarıda da belirtildiği gibi ölçü aletlerinin üretici firmaları tarafından önerilen belirsizlik değerleri de dikkate alınmıştır. Bunun yanında belirlenmesi zor veya mümkün olmayan hatalar, deneysel tecrübelerden tahmini olarak belirlenmiştir [33]. Bütün bunlar

dikkate alındığında her bir değişken için ortaya çıkabilecek belirsizlik değerleri şu şekildedir:

Sıcaklık Ölçümünde Ortaya Çıkabilecek Hatalar

(a1) Isıl çiftlerden kaynaklanan belirsizlik: $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5$

(b1) Referans sıcaklıktan (buz banyosundan) kaynaklanan belirsizlik: $\pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 1$

(c1) Dijital kanal seçiciden kaynaklanan belirsizlik: $\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.3$

(d1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik: $\pm 0.1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.1$

(e1) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik: $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5$

(f1) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik: $\pm 2-3 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 2-3$

(g1) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik: $\pm 0.5-1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5-1$

bu hata değerlerinden (e1), (f1) ve (g1) belirsizlikleri, ayrı ayrı olmak üzere (a1), (b1), (c1) ve (d1) belirsizliklerinden de etkilenmektedir. Buna göre giriş sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{T_g} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (e1)^2 \right]^{1/2} \quad (6.12)$$

şeklinde bulunabilir. Çıkış sıcaklığında ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{T_{\zeta}} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (f1)^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

şeklinde bulunabilir. Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise;

$$w_{T_w} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (g1)^2 \right]^{1/2} \quad (6.14)$$

şeklinde bulunabilir.

Basınç Kaybı Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Hatalar:

(a2) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik : $\pm\% 2-3$

(b2) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik: $\pm 0.5-1$

(c2) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik: $\pm 0.5-1$

Bu belirsizlikler, basınç kaybının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik olarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$w_{\Delta P} = \left[(a2)^2 + (b2)^2 + (c2)^2 \right]^{1/2} \quad (6.15)$$

Hız Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Belirsizlikler

(a3) Rüzgar gülü okuma belirsizliği: $\pm 1-1.5$

(b3) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik: $\pm\% 2-3$

(c3) Sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan belirsizlik: $\pm 0.5-1$

Bu belirsizliklerden de debi ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_v = \left[(a3)^2 + (b3)^2 + (c3)^2 \right]^{1/2} \text{ şeklinde bulunabilir.}$$

Diğer Belirsizlikler

(a4) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_{Di} = \pm 0.05-0.1 \text{ mm} \equiv \pm\% 1$$

(b4) boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_L = \pm 10 \text{ mm} \equiv \pm\% 1.5$$

(c4) fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;

$$w_{\rho} = w_k = w_{Cp} = w_v = \pm 0.1-0.2$$

Şekil (2.1).’de şematik resmi görülen ısı değıştirgeci içerisine yay yerleştirilmesiyle oluşturulan türbülatörlerin Nusselt sayısı sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için elde edilen toplam belirsizlik değerleri sırasıyla $\pm\%10.5$, $\pm\%15.3$ ve $\pm\%3$ olarak bulunmuştur.



7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışması iç içe geçmiş çift borulu paralel akışlı bir ısı değiştirici içerisine yerleştirilen yay tipi türbülatorün ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemek üzere yapılmıştır. Çalışmanın deneysel tasarımı Taguchi deneysel tasarım yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemle göre 18 deney yapılmış ve her bir tasarım parametresinin sonuç üzerindeki etkisi ortaya çıkartılmıştır. Ayrıca Gri ilişki analiz yöntemiyle yüksek ısı transferi düşük basınç kaybı ikilisinin ortaya çıktığı optimum deney tespit edilmiştir.

Çalışmada ısı transferi Nu sayısı cinsinden, basınç kaybı ise sürtünme faktörü cinsinden hesaplanmış ve grafiklerle gösterilmiştir. Ayrıca çalışmanın sonuçları İkinci Kanun analiziyle yeniden değerlendirilmiş ve başta entropi üretimi olmak üzere, ekserji kaybı, etkinlik ve NTU değişimleri hesaplanarak grafiklere dökülmüştür. Bütün bu sonuçlar boyutsuz sayılarla ifade edilmiş olup boyutsuz değerlerin ampirik formülasyonları regresyon analizi ile gerçekleştirilmiştir. Gerek grafiklerde çıkan trend, gerek ANOVA ve Gri ilişki analizi sonuçları gerekse regresyon analizi sonuçlarına göre tasarım parametrelerinin sonuç değerler olan Nu sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi şu şekilde çıkmıştır:

- ✓ Re sayısı arttıkça Nu sayısı artmış, sürtünme faktörü azalmıştır.
- ✓ Yay kalınlığı e/d arttıkça Nu sayısı da sürtünme faktörü de artmıştır.
- ✓ Yay hatvesi p/d nin ısı transferi üzerinde de sürtünme faktörü üzerinde de büyük bir etkisine görülmemiştir. Ancak denilebilir ki, yüksek Nu sayısı hatvenin en yüksek $p/d=0.4$ değerinde ancak yüksek sürtünme faktörü hatvenin orta değerinde $p/d=0.3$ elde edilmiştir.
- ✓ Yay uzunluğu $l/d=15$, bir yayın boru uzunluğunca boydan boya yerleşimini, $l/d=10$, boru uzunluğunun üçte ikisi uzunlukta bir yayın boru girişine yerleştirilmesi ve $l/d=5$, boru uzunluğunun üçte birine eşit bir yayın boru girişine yerleştirilmesi durumudur. Görülmüştür ki bu yerleşim şekillerinden özellikle $l/d=15$ ve $l/d=10$ arasında ısı transferi açısından önemli bir fark yoktur. Ancak sürtünme faktörü açısından l/d arttıkça sürtünme faktörünün de ciddi oranda arttığı görülmüştür.
- ✓ Her şartta Re sayısı arttıkça entropi üretim oranı Ns artmıştır.&

- ✓ Bütün durumlarda, etkinlik artan NTU ile artarken, ekserji kaybı zıt şekilde azalmıştır.
- ✓ Bulunan ampirik bağıntılara göre ve ANOVA'ya göre Re sayısı, yay kalınlığı, yay hatvesi ve yay uzunluğunun, Nu sayısı üzerindeki etkisi sırasıyla %51.45, %39.5, %2.82 ve %3.95 olarak çıkıyor. Buradan, Nu sayısını en çok etkileyen parametrenin Re sayısı en az etkileyen parametrenin ise hatve p/d olduğu görülmektedir.
- ✓ Aynı şekilde sürtünme faktörünün ANOVA sonuçlarına bakılacak olunursa Re sayısı, yay kalınlığı, yay hatvesi ve yay uzunluğunun, f üzerindeki etkisi sırasıyla %18.16, %29.4, %0.18 ve %50.49'dur. Yani sürtünme faktörünü etkileyen en önemli parametre yay uzunluğu, en az etkileyen parametre ise yay hatvesidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Yıldız Ş.**, “İç İçe Borulu Isı Değiştiricilerinde Yaylı Türbülatorlerin Isı Transferi Ve Basınç Kaybına Etkisi”, 2007
- [2] **Eren H., Çelik N., Yıldız Ş. and Durmuş, A.**, “Heat Transfer and Friction Factor of Coil Springs Inserted in the Horizontal Concentric Tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 132 (1), 1-11, 2010.
- [3] **Eren H., Çelik N., Kurtbaş İ., and Yıldız Ş.**, “Exergy Analysis of Coil-Spring Turbulators Inserted in the Horizontal Concentric Tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 132 (10), 1-10, 2010.
- [4] **Naphon, P.**, 2006, “Effect of Coil-Wire Insert on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of the Horizontal Concentric Tubes,” *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, **33**, pp. 753–763.
- [5] **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* 27 (2001) 2063–2081.
- [6] **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.
- [7] **Rahai HR, Vu HT, Shojaeefard MH**. Mixing enhancement using a coil insert. *Applied Thermal Engineering*, 2001;21:303–9.
- [8] **Inaba H, Haruki N**. Heat transfer enhancement of water flow in a straight pipe with drag reduction surfactant by using wire coil. *Trans JSME, Series B* 2002; 68:481–8.
- [9] **Yakut, K., and Sahin, B.**, 2004, “The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation,” *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 2427–2438.
- [10] **Promvonge, P.**, 2008, “Thermal Performance in Circular Tube Fitted with Coiled Square Wires,” *Energy Conversion and Management*, 49, pp. 980–987.
- [11] **Promvonge, P.**, 2008, “Thermal Enhancement in a Round Tube with Snail Entry and Coiled-Wire Inserts,” *International Communications in Heat Mass Transfer*, 35, pp. 623–629.
- [12] **Promvonge, P.**, 2008, “Thermal Augmentation in Circular Tube With Twisted Tape and Wire Coil Turbulators,” *Energy Conversion and Management*, 49, pp. 2949–2955.

- [13] **Mahdi Q.S., Fattah S.A., Jasim O.M.**, “Experimental and Numerical Investigation to Enhance the Performance of Helical Coiled Tube Heat Exchanger by Using Turbulators” *Journal of Engineering and Development*, Vol. 18, No.6, November 2014.
- [14] **Kumbhar D.G., Sane N.K.**, “Heat transfer behavior in a tube with conical wire coil inserts”, *National Journal of Bharati Vidyapeeth University*, November 2010 /pg.no 49-53
- [15] **Alberto G. Pedro G. V., Antonio V.**, 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
- [16] **Agrawal, K. N., Kumar, A., Behabadi, M. A. A., and Varma, H. K.**, 1998, “Heat Transfer Augmentation, by Coiled Wire Inserts During Forced Convection Condensation of R-22 Inside Horizontal Tubes,” *Int. J. Multiphase Flow*, 24-4, pp. 635–650
- [17] **Shoji, Y., Sato, K., and Oliver, D. R.**, 2003, “Heat Transfer Enhancement in Round Tube Using Coiled Wire: Influence of Length and Segmentation,” *Heat Transfer Asian Res.*, 32-2, pp. 99–107.
- [18] **Oliver DR, Shoji Y.** Heat transfer enhancement in round tubes using three different tube inserts: Non-Newtonian liquids. *Trans IChemE* 1992;70-A:558–564.
- [19] **Chiou JP.** Experimental investigation of the augmentation of forced convection heat transfer in a circular tube using spiral spring inserts. *Trans ASME J Heat Transfer* 1987;109:300–307.
- [20] **R. K. Ali , M. A. Sharafeldeen, N. S. Berbish, M. A. Moawad**, Convective heat transfer enhancement inside tubes using inserted helical coils, *Thermal Engineering*, Volume 63, Issue 1, pp 42-50, 2016.
- [21] **Roy S., Saha, S.K.,**”Thermal and friction characteristics of laminar flow through a circular duct having helical screw- type with oblique teeth inserts and wire coil inserts”, *Experimental Thermal Fluid Science*, 68, pp. 733-743, 2015
- [22] **San, J.-Y., Huang, W.-C., Chen, C.-A.**, “Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 65, pp. 8-14.
- [23] **Ozceyhan, V., 2005**, “Conjugate Heat Transfer and Thermal Stress Analysis of Wire Coil Inserted Tubes That are Heated Externally with Uniform Heat Flux,” *Energy Convers. Manage.*, 46, pp. 1543–1559.
- [24] **Agrebi, S., Solano, J.P., Snoussi, A., Ben, Brahim, A.**, “Numerical simulation of convective heat transfer in tube with wire coil inserts”, *World Symposium on Mechatronics Engineering and Applied Physics* , 7338214, 2015.

- [25] **A. Durmus, I. Kurtbas, F. Gulcimen and E. Turgut**, 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) (2004) 133-142
- [26] **A. Can, D. Eryener, E. Buyruk**, Experimental studies on influence of processes variables to the exergy losses at the double tube heat exchanger, in: S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu (Eds.), *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchanger*, Kluwer Academic Publishers, London, 1999, pp. 641–648.
- [27] **Durmuş, A. ve Kurtbaş İ.**, “Değişik Konstrüksiyonlarda Yerleştirilen Çubuk Kanatlı Türbülötörlerde NTU Analizi ve Ekserji Kaybı”, *IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 353-362, 11-13 Eylül 2002.
- [28] **Durmuş A.**, “Heat Transfer and Exergy Loss in Cut out Conical Turbulators” *Energy Conversion and Management*, 45, 785–796, 2004.
- [29] **Kurtbaş, İ., Durmuş, A., 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, 2007.
- [30] **R. C. PRASAD**, Performance evaluation using exergy analysis- application to wire-coil inserts in forced convection heat transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*. Vol. 37, No. 15, pp. 2297-2303, 1994
- [31] **Yakut, K., and Sahin, B.**, 2004, “The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation,” *Appl. Therm. Eng.*, 24, pp. 2427–2438.
- [32] **P. Naphon**, Second law analysis on the heat transfer of the horizontal concentric tube heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (2006) 1029–1041.
- [33] **Hamzaçebi C., Kutay F.**, Taguchi Metodu: Bir Uygulama Teknoloji, 3-4, 7-17, 2003.
- [34] **Besterfield, D. H., Besterfield, C., Besterfield, G. H., Besterfield, M.**, 1995, *Total Quality Management*, Prentice Hall Inc., New Jersey
- [35] **Çelik N., Turgut E., Yıldız Ş., and Eren H.**, “Applying Taguchi and Grey Relational Methods to a Heat exchanger with Coil Springs”, *HEFAT2014, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Orlando, Florida, USA 245-250, 2014.
- [36] **Sahin, B.**, “A Taguchi approach for determination of optimum design parameters for a heat exchanger having circular-cross sectional pin fins”, *Heat Mass Transfer* (2007) 43:493–502 DOI 10.1007/s00231-006-0224

- [37] **Turgut E., Dikici A.,** “Eş Eksenli Bir Isı Değiştiricisinin Tasarım Parametrelerinin Taguchi Metodu ile Optimizasyonu”, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS’11), 2011
- [38] **M. Zeng, L.H. Tang, M. Lin, Q.W. Wang,** “Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method,” *Applied Thermal Engineering*, vol.30, pp. 177-1783, 2010.
- [39] **C.T. Hsieh., J.Y. Jang.,** “Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method” *Applied Thermal Engineering* vol. 42, pp. 101-110, 2012.
- [40] **Turgut E., Çakmak G., Yıldız C.,** “Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method” *Energy Conversion and Management* vol. 53, pp.268–275, 2012
- [41] **Gunes S., Manay E., Senyigit E., Ozceyhan V.,** “A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2568-2577, 2011
- [42] **Kotcioğlu I., Cansız A., Khalaji M. N.,** “Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi Method”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 604-613.
- [43] **Bendell A.,Disney J.,Pridmore W.A.,**Taguchi Methods:Applications in World Industry,Springer -Verlag,Berlin,1989.
- [44] **Ross, P.J.,** Taguchi Techniques for Quality Engineering, McGraw-Hill, Singapore, 1989.
- [45] **Genichi, T. and Clausing, D.,** Robust Quality, Harvard Business Review, 65-76, 1990.
- [46] **Hsu C.Y., and Tsang C.H.,** Effects of ZnO buffer layer on the optoelectronic performances of GZO films. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2008, 92, pp.530–536.
- [47] **Chen D.Y., and Hsu C.Y.,** Growth of Ga-doped ZnO films with ZnO buffer layer by sputtering at room temperature, *Superlattices and Microstructure*, 2008, 44, pp. 742–753.
- [48] **Taguchi G.,** Introduction to quality engineering. Asian Productivity Organization, Tokyo, 1990.
- [49] **Deng J.L.,** Introduction to grey system. *Journal of Grey System*, 1989, 1, pp. 1–24
- [50] **Dittus F.W., and Boelter L.M.K.,** University of California Publications on Engineering 2, 1930, pp. 433.

- [51] **Gnielinski V.**, “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow.” *International Chemical Engineering* 16(1976), pp. 359-368.
- [52] **Petukhov B. S., and Roizen L. I.**, “Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of a Gas in Tubes of Annular Section”. *High temperature (USSR)* 2, 1964, pp. 65-68.
- [53] **Blasius H.**, “The Boundary Layers in Fluids with Little Friction (in German).” *Z. Math . Phys.* , 56, 1 (1908)., pp. 1-37.
- [54] **Çengel Y. A.**, *Heat transfer: a practical approach*. Boston, Mass, WBC McGraw-Hill., 1988.,
- [55] **Kline S. J. and McClintock F. A.**, “Describing uncertainties in single-sample experiments”., *Mech. Eng.*, 75 (1)., 1953, pp. 3-9.
- [56] **Holman J. P.**, *Heat Transfer (Fourth Edition)*, McGraw-Hill, Newyork (1976).
- [57] **Asan, H., and Namli, L.**, 1997, “Uncertainty Analysis of the Experimental Studies of Heat Transfer and Pressure Loss,” *ULIBTK’97, 11th National Heat Science and Techniques Congress* , Edirne, Turkey, pp. 369–378.

ÖZGEÇMİŞ

Sinan KAPAN, 1988 yılında Bitlis'in Ahlat ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta eğitimini Ahlat Selçuklu İlköğretim Okulunda, lise eğitimini ise Van'ın Erciş ilçesinde bulunan Alparslan Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamlamıştır. 2006 yılında Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başlamış ve 2011 yılında mezun olmuştur. Bir süre Gaziantep organize sanayi bölgesinde bakım-onarım mühendisi olarak görev yapmıştır. 2013 yılında Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başlamış ve halen buradaki görevine devam etmektedir.