



**ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE BÜKÜMLÜ PLAKA TİPİ
TÜRBÜLATÖRÜN ISI TRANSFERİNE VE BASINÇ
KAYBINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Göngür PUSAT

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Program: Enerji

Danışmanı: Doç. Dr. Nevin ÇELİK

AĞUSTOS-2016

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

**ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE BÜKÜMLÜ PLAKA TİPİ TÜRBÜLATÖRÜN ISI
TRANSFERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Göngür PUSAT
(132120104)**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği
Program: Enerji**

Danışmanı: Doç. Dr. Nevin ÇELİK

AĞUSTOS, 2016

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE BÜKÜMLÜ PLAKA TİPİ TÜRBÜLATÖRÜN ISI
TRANSFERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Göngür PUSAT
(132120104)

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Program : Enerji

Danışmanı: Doç. Dr. Nevin ÇELİK

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 Temmuz 2016

Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Ağustos 2016

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Nevin ÇELİK (Fırat Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ebru KAVAK AKPINAR (Fırat Ü.)

Yrd. Doç. Dr. Ömer Faruk CAN (Fırat Ü.)

AĞUSTOS, 2016

ÖNSÖZ

Bu tezin yürütülmesinde ve lisansüstü öğretim hayatımın her aşamasında ilk günden itibaren gerçek anlamda danışmanlık yaparak, “*akademik danışmanlık müessesesi nasıl olmalıdır*” dersi veren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Nevin ÇELİK’ e, özellikle Taguchi analizi konusunda yardımlarını esirgemeyen, kapısını her çaldığımda güler yüzle yardımına koşan Sayın Yrd. Doç. Dr. Emre TURGUT’a, tez konusunu öneren Altıntaş Isı A.Ş. Sahibi ve Yöneticisi Sayın Ersin ALTINTAŞ’a, bana zorlandığım her konuda destek olan Sayın Arş. Gör. Sinan KAPAN’a, Makina Mühendisliği Bölümünün imkânlarından her yönden faydalanmamı sağlayan Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN’e, son olarak maddi manevi tüm sıkıntılarında yanımda olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Saygılarımla

Göngür PUSAT

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET	IV
SUMMARY.....	V
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VI
TABLolar LİSTESİ.....	VII
SİMGELER LİSTESİ.....	VIII
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Bükümlü Plaka Tipi Türbülatorler (Duman Kırıcılar) Hakkında Genel Bilgi	2
1.2. Literatür Araştırması	4
2. DENEYSEL ÇALIŞMANIN TANITILMASI.....	8
2.1 Deney Düzenegi ve Ölçüm Ekipmanı.....	8
2.2. Deney Tasarımı	13
2.3. Veri Hesaplama Yöntemi	14
3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ.....	18
3.1. Deneysel Çalışmanın Doğruluğu	18
3.2. Tasarım Parametrelerinin Isı Transferine Etkisi	20
3.2.1. Plaka Kalınlığının Nu üzerindeki Etkisi.....	20
3.2.2. Plaka Genişliğinin Nu üzerindeki Etkisi.....	21
3.2.3. Plaka Hatvesinin Nu üzerindeki Etkisi	22
3.3. Nu Sayısı için Deneysel Bağntı Üretimi.....	23
3.4. Türbülatorlü Boruda Sürtünme Kaybı.....	24
3.4.1. Plaka Kalınlığının f Üzerindeki Etkisi.....	24
3.4.2. Plaka Genişliğinin f Üzerindeki Etkisi	25
3.4.3. Plaka Hatvesinin f Üzerindeki Etkisi.....	26
3.5. f için Deneysel Bağntı Üretimi	27
4. TAGUCHİ ve GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI	28
4.1. Sinyal/Gürültü Oranları	28
4.2. Varyans Analizi; ANOVA.....	31
4.3. Doğrulama Deneyleri	34

4.4.	Gri-İlişkisel Analiz Sonuçları	35
5.	İKİNCİ YASA AÇISINDAN TASARIM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ	41
5.1.	Entropi Artım Oranı, N_s	41
5.1.1.	Plaka Kalınlığının N_s Üzerindeki Etkisi	41
5.1.2.	Plaka Genişliğinin N_s Üzerindeki Etkisi	42
5.1.3.	Plaka Hatvesinin N_s Üzerindeki Etkisi	43
5.2.	Etkinlik, ε -NTU Değişimi	43
5.2.1.	Plaka Kalınlığının ε Üzerindeki Etkisi	44
5.2.2.	Plaka Genişliğinin ε Üzerindeki Etkisi	44
5.2.3.	Plaka Hatvesinin ε Üzerindeki Etkisi	45
5.3.	Ekserji Kaybı, E^* -NTU Değişimi	46
5.3.1.	Plaka Kalınlığının E^* Üzerindeki Etkisi	46
5.3.2.	Plaka Genişliğinin E^* Üzerindeki Etkisi	46
5.3.3.	Plaka Hatvesinin E^* Üzerindeki Etkisi	47
6.	SONUÇLAR	48
	KAYNAKLAR	50
	ÖZGEÇMİŞ	53

ÖZET

Bu tezde, çift borulu eş-eksenli bir ısı değiştiricisi içerisindeki bükümlü plaka tipi türbülatorün ısı transferi, basınç kaybı, entropi artım oranı, etkinliği, ekserji kaybı ve NTU değişimi gibi birçok özelliği deneysel olarak incelenmiştir.

Türbülator geometrisi (plaka kalınlığı; t/d , plaka genişliği; w/d , plaka hatvesi p/d) ve akışkan akışı (Re sayısı) gibi tasarım parametrelerinin iki hedef değer olan Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) üzerindeki etkileri Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Tüm deneyler yapıldıktan sonra sonuçlar varyans analiz yöntemi (ANOVA) yardımıyla istatistiksel olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca çoklu-performans karakteristiklerini göstermek üzere Gri İlişkisel analizi yapılmıştır.

Sonuç olarak, Nu sayısını etkileyen en baskın parametrenin Re sayısı, en zayıf parametrenin ise plaka kalınlığı (t/d) olduğu görülmüştür. Tam tersine sürtünme faktörünün üzerinde etkili olan en baskın parametrenin ise plaka kalınlığı (t/d) olduğu görülmüştür. Aynı zamanda hatvenin sürtünme faktörü üzerinde etkisi görülmemiştir.

Sonuçlar 2.Yasa açısından değerlendirildiğinde, plaka kalınlığı ve genişliğini arttırmanın entropi oranını (N_s) arttırdığı görülmüştür. Plaka kalınlığının etkinlik (ϵ) üzerindeki etkisi önemsiz derecededir, ancak genişlik arttığında, etkinlik ciddi oranda artmıştır. Ekserji kaybı E^* plaka kalınlığı arttıkça artmış ancak plaka genişliği arttıkça azalmıştır. Hatvenin etkinlik ve ekserji kaybı E^* üzerindeki etkisi ise önemsizdir.

Anahtar Kelimeler: Türbülator, Taguchi Analizi, İkinci Kanun Analizi, Isı Transfer Artışı

SUMMARY

EFFECTS OF CORRUGATED PLATE TYPE TURBULATORS IN A HEAT EXCHANGER ON HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSS

In this thesis, many properties such as; heat transfer, pressure loss, entropy rate, efficiency, exergy loss and variation of NTU, of a corrugated plate type turbulator located in a double pipe co-axial heat exchanger are investigated.

The effects of the design parameters such as geometry of the turbulator (thickness of the plate; t/d , width of the plate; w/d and pitch of the plate; p/d) and fluid flow (Re number) on the two target results; Nusselt number (Nu) and friction factor (f) are investigated by using Taguchi Design of Experiment Method. After running all experiments the results are statistically evaluated by using Variance Analysis Method (ANOVA). In addition to this, Grey Relational analysis is performed to show the multi-performance characteristics.

As a result, it was seen that the most dominant parameter on Nu number is Re number whilst the weakest parameter is plate thickness (t/d). Contrary the most dominant parameter on friction factor is found as plate thickness (t/d). It was also seen that the pitch of the plate has no effect on friction factor.

When the results are evaluated from the view of 2.Law, it was seen that to increase the plate thickness and the plate width, results with the increment of entropy rate (N_s). The effect of thickness on efficiency (ϵ) is negligible, but the efficiency increases substantially when the width increases. The exergy loss (E^*) increases when the plate thickness increases, but it decreases when the width increases. The effect of pitch on efficiency and exergy loss is negligible.

Keywords: Turbulator, Taguchi Analysis, 2.Law analysis, Heat transfer enhancement

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No:

Şekil 2.1.	Deney düzeneği şematik görünüşü	8
Şekil 2.2.	Bükümlü Plakalar	11
Şekil 2.3.	Data toplayıcı ana ünitesi	12
Şekil 2.4.	Data toplayıcıya bağlanan sıcaklık ölçüm noktaları	12
Şekil 3.1.	Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması	19
Şekil 3.2.	Boş boru sürtünme faktörü değerlerinin ampirik bağıntı deneyleriyle kıyaslanması	20
Şekil 3.3.	$p/d = 7.7$, $w/d = 0.35$ olması durumunda çeşitli kalınlıklardaki (t/d) $Nu-Re$ değişimi	21
Şekil 3.4.	$t/d = 0.023$, $p/d = 9.2$ olması durumunda çeşitli genişliklerdeki (w/d) $Nu-Re$ değişimi	21
Şekil 3.5.	$t/d = 0.015$, $w/d = 0.66$ olması durumunda çeşitli hatvelerdeki (p/d) $Nu-Re$ değişimi	22
Şekil 3.6.	Hesaplanan Nu sayılarının deneysel Nu sayılarıyla değişimi	23
Şekil 3.7.	$p/d=7.7$, $w/d= 0.35$ olması durumunda çeşitli kalınlıklardaki (t/d) $f-Re$ değişimi	25
Şekil 3.8.	$t/d=0.023$, $p/d= 9.2$ olması durumunda çeşitli genişliklerdeki (w/d) $f-Re$ değişimi	26
Şekil 3.9.	$t/d=0.015$, $w/d= 0.66$ olması durumunda çeşitli hatvelerdeki (p/d) $f-Re$ değişimi	26
Şekil 3.10.	Hesaplanan f değerlerinin deneysel f ile değişimi	27
Şekil 4.1.	Nu için ortalama η	30
Şekil 4.2.	f için ortalama η	31
Şekil 4.3.	Nu sayısı üzerindeki etkili parametrelerin katkı oranları	33
Şekil 4.4.	f sayısı üzerindeki etkili parametrelerin katkı oranları	34
Şekil 4.5.	Maksimum Nu ve minimum f için gri ilişkisel derece grafiği	40
Şekil 4.6.	Tasarım parametrelerinin çoklu performans üzerindeki etkisi	40
Şekil 5.1.	Kalınlığın entropi üretimi üzerindeki etkisi	42
Şekil 5.2.	Genişliğin entropi üretimi üzerindeki etkisi	42
Şekil 5.3.	Hatvenin entropi üretimi üzerindeki etkisi	43
Şekil 5.4.	Kalınlığın etkinlik üzerindeki etkisi	44
Şekil 5.5.	Genişliğin etkinlik üzerindeki etkisi	45
Şekil 5.6.	Hatvenin etkinlik üzerindeki etkisi	45
Şekil 5.7.	Kalınlığın ekserji kaybı üzerindeki etkisi	46
Şekil 5.8.	Genişliğin ekserji kaybı üzerindeki etkisi	47
Şekil 5.9.	Hatvenin ekserji kaybı üzerindeki etkisi	47

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1.1.	Türbülatorlerin tasarrufa katkısı.....	4
Tablo 2.1.	Boyutlu ve boyutsuz değerler	11
Tablo 2.2.	Ortogonal dizine göre yapılan deneyler.....	14
Tablo 2.3.	Deneylerde kullanılan faktörler ve seviyeleri	14
Tablo 4.1.	Deneyisel sonuçlar ve her bir değerin S/N oranı	29
Tablo 4.2.	Nu sayısı için ortalama η değerleri.....	29
Tablo 4.3.	f için için ortalama η değerleri	30
Tablo 4.4.	Nu için varyans analizi sonuçları	32
Tablo 4.5.	f için varyans analizi sonuçları	33
Tablo 4.6.	Nu için doğrulama deneylerinin sonuçları.....	35
Tablo 4.7.	f için doğrulama deneylerinin sonuçları	35
Tablo 4.8.	Verilerin ön işlemden sonraki sıralaması	37
Tablo 4.9.	Referans değer ile normalize edilmiş değerler arasındaki fark.....	38
Tablo 4.10.	Gri ilişkisel katsayısı ve gri ilişkisel derece değeri	39
Tablo 4.11.	Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler.....	39

SİMGELER LİSTESİ

A_c	İç borunun kesit alanı, (m ²)
A_s	İç borunun yan yüzey alanı, (m ²)
C	Isıl kapasite, (W)
C_p	Özgül ısı, (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
d	Boru iç çapı, (m)
E^*	Exerji kayıp oranı
f	Sürtünme faktörü
f_A	A parametresinin serbestlik derecesi
h_m	Ortalama ısı taşınım katsayısı, (W.m ⁻² .K ⁻¹)
I	Tersinmezlik (W)
k	Havanın ısı iletim katsayısı, (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
$LMTD$	Logaritmik sıcaklık farkı, (K)
l	İç boru uzunluğu, (m)
L	Taguchi'de kayıp fonksiyonu
N	A parametresinin her bir seviyesinin tekrar sayısı
Nu	Nusselt sayısı
N_s	Entropi üretim oranı
n	Deney sayısı
NTU	Isı geçiş birimi sayısı
Q_g	Giriş-çıkış arası ısı kazancı, (W)
Q_c	Boru yüzeyinden taşınım ile elde edilen ısı kazancı, (W)
Q_{max}	Maksimum ısı kazancı, (W)
ΔP	Basınç farkı, (Pa)
p/d	Boyutsuz hatve
Pr	Prandtl sayısı
R	Korelasyon katsayısı
Re	Reynolds sayısı
S_A	A parametresinin karelerinin toplamı
S_E	Hataların karelerinin toplamı
S_m	Ortalamaların karelerinin toplamı
S_T	Toplam değişimlerin karelerinin toplamı
$\dot{S}_{top}$	Toplam entropi, (W.K ⁻¹)
$\dot{S}_{top,tür}$	Türlülatörlü boruda entropi, (W.K ⁻¹)

$\dot{S}_{top,bosboru}$	Boş borudaki entropi, (W.K ⁻¹)
S/N	Sinyal/Gürültü oranı
t/d	Boyutsuz plaka kalınlığı
T	Sıcaklık, (K)
T_b	Giriş çıkış sıcaklıklarının ortalaması, (K)
T_i	akışkanın giriş sıcaklığı, (K)
T_o	akışkanın çıkış sıcaklığı, (K)
ΔT_1	Ortalama sıcaklık ve giriş sıcaklığı farkı, (K)
ΔT_2	Ortalama sıcaklık ve çıkış sıcaklığı farkı, (K)
T_w	İçteki borunun yüzey sıcaklığı, (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, (W.m ² .K ⁻¹)
w/d	Boyutsuz plaka genişliği
V	Havanın ortalama hızı, (m.s ⁻¹)
V_A	A parametresinin varyansı
$\dot{m}$	Havanın kütleli debisi, (kg.s ⁻¹)

Latin Harfleri

ε	Etkinlik
μ	Dinamik viskozite, (kg.m ⁻¹ .sn ⁻¹)
η	Performans karakteristiği
η_{ij}	Her bir deneyin η değeri
ν	Havanın kinematik viskozitesi, (m ² .s ⁻¹)
θ_o	Yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı, (K)
ρ	Havanın yoğunluğu, (kg.m ⁻³)

1. GİRİŞ

Bilindiği üzere duman kırıcı türbülatorler başta sıcak su kalorifer kazanlarında ve buhar kazanlarında duman borularına uygulanarak, duman gazlarına türbülans kazandıran ve duman gazlarının yüzey ile olan temasını artırarak ısı transferini arttıran, dolayısıyla vermiş olduğumuz enerjiden daha çok verim almamızı sağlayan ekipmanlardır. Isı değiştiricilerinde türbülator kullanmak önemli bir ısı arttırma yöntemidir ve bugüne kadar onlarca hatta belki yüzlerce çalışmaya konu olmuştur. Birçok araştırmacı özellikle türbülator geometrisi üzerinde çalışarak en yüksek ısı transferini en düşük basınç kaybıyla elde etmenin çabası içerisinde olmuştur. Çalışmaların bazıları teoride iyi sonuç vermiş, uygulamada geçerlilik bulamamıştır, bazılarıysa ekonomik analizi ve optimizasyonu iyi yapılmadığından hayata geçirilememiştir. İşte bu tezde bu amaçla gerçek bir sanayi problemi üzerinde verimlilik arttırmak amaçlanmıştır.

Bu tez, Elazığ'da uzun yıllardır kazan imalatında faaliyet gösteren Altıntaş Isı A.Ş. firmasının ürettiği sıcak su ve buhar kazanlarında kullandığı türbülatorlerin verimliliğini analiz etmek ve mümkünse arttırmak amacıyla fabrikanın isteği üzerine kendileriyle ortak çalışarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma akademik bir görevi yerine getirmesinin yanı sıra gerçek bir mühendislik problemini çözme misyonunu yüklenmesi açısından da önemlidir.

Bu çalışmada, literatürde ondüleli-kıvrımlı-bükümlü-burkulmuş-korüge (corrugated) sac diye adlandırılan, sanayi deyimiyle ise “duman kırıcı” olarak bilinen şerit halindeki plakaların zikzaklar çizerek bükülmesiyle oluşturulmuş türbülatorler kullanılmıştır. Bu plakaların kalınlıkları (t), genişlikleri (w) ve hatveleri (p) deneysel çalışmanın tasarım parametreleri olarak ele alınmıştır. Sabit sıcaklık sınır şartı sağlanan bir eş-eksenli ısı değiştiricisi içerisinde çeşitli akım hızlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Akım hızları türbülanslı akış rejimi olacak şekilde belirlenmiş ve türbülatorün yerleştiği iç boru içerisinden hava akımı geçirilmiştir. Eş-eksenli borunun boşluk (annulus) kısmından geçirilen su buharı hava geçen iç borunun dış cidarını sabit sıcaklıkta tutmaya yardımcı olmuştur. Deneylerde sabitliğini kontrol etmek ve hesaplamalarda kullanmak amacıyla duvar sıcaklıkları, giriş ve çıkış akışkan sıcaklığı ve ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Aynı zamanda giriş ve çıkışta basınçlar ölçülerek basınç kaybı değerleri hesaplanmıştır.

Çalışmada seçilen tasarım parametrelerinin hepsiyle deney yapılmayıp, deneysel tasarım yöntemi olan Taguchi analizi yardımıyla önce yapılacak deney sayısı

belirlenmiştir. Daha sonra deneyler gerçekleştirilmiş tasarım parametrelerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca Gri-iliskisel analizi ile Nu-f ilişkisi bir arada mercek altına alınmıştır.

Elde edilen ısı transferi ve basınç kaybı değerlerine ilave olarak çalışmada Termodinamiğin İkinci Yasa analizi yapılmıştır. Entropi üretimi, ekserji kaybı ve etkinlik-NTU değişimi sonuç olarak sunulmuştur. Sonuçta elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, entropi, ekserji kaybı, etkinlik gibi bağımlı parametrelerin, plaka genişliğine, plaka kalınlığına, plaka hatvesine ve Reynolds sayısına bağılı deneysel bağıntıları bulunmuş, sonuçlar literatürle kıyaslanmıştır.

1.1. Bükümlü Plaka Tipi Türbülötörler (Duman Kırıcılar) Hakkında Genel Bilgi

Konutlarımızda, sanayimizde kullanmakta olduğumuz sıcak su, buhar kazanlarında enerji (verim) kaybımızın en önemli kısmını, yüksek sıcaklıktaki baca gazı ile atmosfere attığımız enerji oluşturmaktadır. Bu noktada birçok yeni kazan tasarımında, baca gazı üzerinde bulunan bu enerjinin, duman borularına türbülötör takılarak kazan suyuna aktarılması sağlanmaktadır. Türbülötörler duman borularından geçen duman gazlarının türbülansını artırarak ve geçiş hızlarını düşürerek, duman gazlarının yüzey ile olan temasını artırır ve ısı transferinin artmasını sağlarlar. Böylece duman gazlarının taşıdığı ısı daha çok kazan suyuna aktarılması sağlanır ki, bu da duman gazlarının çıkış sıcaklığının düşmesine ve kazan verimimizin artmasını sağlar. Sistemimizdeki kazan verimimiz yükselir, yakıt tüketimi ve yakıt giderleri azalır, kazan kapasitesi artar ve çevre kirlenmesi azalır [1]. Başka bir deyişle, türbülötörler, duman borulu buhar ve kalorifer kazanlarında boruların içinden geçen duman gazının türbülansını arttırmak suretiyle duman gazı ile boru iç yüzeylerinin daha fazla temas etmesini sağlamak ve buna bağılı olarak borulardaki ısı transferini yükseltmek, böylece duman gazı üzerindeki ısı daha büyük miktarının kazan içindeki suya geçmesini sağlayıp kazan duman gazı çıkış sıcaklığını düşürerek kazan verimini yükseltmek amacıyla kullanılırlar.

Bir kazanda türbülötör kullanılmasıyla geri kazanılabilecek ısı büyüklüğü, kazanın türbülötörsüz durumdaki duman gazı çıkış sıcaklığına bağılıdır. Önceki ve sonraki sıcaklık farkı ne denli büyük olursa geri kazanılan ısı, dolayısıyla verim artışı da o denli büyük olur.

Duman borulu buhar kazanlarında baca gazı çıkış sıcaklığı, buhar basıncına uyan doymuş buhar sıcaklığına bağlı olarak belli bir değerin altına düşmediğinden, gaz (doğal gaz-LPG) yakıtlı duman gazları üzerindeki kalan ısıdan yararlanılması amacıyla hava ısıtıcısı kullanılması özellikle önerilir.

Türbülötörler, kullanılacak kazanın çalışma rejimi, işletme basıncı, yakıt cinsi, kullanılacak borulardaki gaz sıcaklıkları, gazın kirlilik durumu, boru çapı, işletme koşulları, vb. faktörler dikkate alınarak boyutlandırılır ve gereğine göre siyah ve/veya paslanmaz malzemeden imal edilirler.

Kazanlarda duman gazı çıkış sıcaklığı, kazanın çalışma rejimine, kazanın bünyesel verimine, kazan-brülör uyumuna ve yakıt cinsine bağlı olarak belli bir büyüklükte olur. Duman kırıcı türbülötörler, kazanların çalışma rejimi, işletme basıncı, yakıt cinsi, duman borularındaki sıcaklık, boru çapı, işletme koşulları gibi faktörler dikkate alınarak boyutlandırılır ve gereğine göre karbon çelik veya paslanmaz malzemeden imal edilebilir. Duman kırıcı türbülötörlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

- ✓ Kazan verimini artırır. Kazan duman gazı çıkış sıcaklığı ve yakıt cinsine bağlı olarak kazan veriminde %2 ile %4 arasında verim artışı sağlanır.
- ✓ Baca gazı sıcaklığı her 20 °C azaldığında %1 kazan verimi artmaktadır.
- ✓ Yakıt tüketimini azaltır. Sağlanan verim artışına bağlı olarak, aynı kapasite için daha az yakıt harcanması veya aynı miktarda yakıt tüketimi için daha fazla ısı üretimi gerçekleşir.
- ✓ Maliyeti işlevselliğine göre çok düşüktür.
- ✓ Uzun ömürlüdür.
- ✓ Isı transferini büyük ölçüde artırır.
- ✓ Duman tarafı direnç değerleri düşüktür (türbülötör tasarımı sebebiyle).
- ✓ Korozyona ve ısıya dayanıklı malzemeden imal edilir.
- ✓ Montajı kolaydır. İstenilen her boyda imal edilebilir.
- ✓ Kazan içindeki ısı dağılımını düzenlediğinden, kazan ömrünü uzatır.
- ✓ Optimal kapasitesinin üzerinde çalışan veya yapısı itibarıyla düşük verimli olan kazanlara türbülötör ilavesi ile kazan kapasitesi ve verimi optimum düzeylere çıkarılabilir.

Herhangi bir kazana duman kırıcı türbülötör takılması ile elde edilebilecek tasarruf Tablo 1.1’de verilmiştir.

Tablo 1.1. Türbülatorlerin tasarrufa katkısı [1]

	Miktar	Birim
Kazanın ısı kapasitesi	3500	kW
Kazanın yıllık çalışma saati	Tek vardiya 2000	Üç vardiya 5000 h/yıl
Doğal gazın debi birim fiyatı	0.92	TL/m ³
Doğal gazın enerji birim fiyatı	0.09	TL/kWh
Doğal gazın alt ısı değeri (kW cinsinden)	9.60	kWh/Nm ³
Doğal gazın alt ısı değeri (kcal cinsinden)	8250	kcal/m ³
Türbülatorsüz kazan verimi ortalama	85	%
Türbülatorsüz kazanın doğal gaz tüketimi	429.23	m ³ /h
Türbülatorsüz kazanın yıllık doğal gaz tüketimi	858467.02	m ³ /yıl
Türbülatorsüz sistemin yıllık yakıt maliyeti	787488.97	TL/yıl
Türbülatörlü kazanın ortalama verimi	87	%
Türbülatörlü kazanın doğal gaz tüketimi	419.37	m ³ /h
Türbülatörlü kazanın yıllık doğal gaz tüketimi	838732.15	m ³ /yıl
Türbülatörlü sistemin yıllık yakıt maliyeti	769385.77	TL/yıl
TÜRBÜLATÖRLE ELDE EDİLEN TASARRUF	18103.19	TL/yıl

1.2. Literatür Araştırması

Literatürde plaka tipi kanatçıkların veya ısı değiştiricilerin ısı transferi üzerindeki etkisini araştıran çok sayıda çalışma olmasına rağmen [2, 3, 4], bükümlü plakanın türbülator olarak kullanımına dair sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Bu nedenle özellikle ısı transferi analizlerini içeren Birinci Yasa ile alakalı çalışmalardan sadece bükümlü plakalarla ilgili olanlardan bahsedilecektir. İkinci Yasa analizini içeren çalışmalar ise çok daha sınırlı olup, burada türbülator tipine bakılmaksızın konuyla ilgili çalışmalardan bahsedilecektir.

Kotcioğlu ve ark. [5] dikdörtgen bir kanal içerisindeki bükümlü plakada ısı transferi çalışmasını Taguchi analiz yöntemiyle gerçekleştirmişlerdir. Kanal ebatları, büküm açısı, Reynolds sayısı gibi tasarım parametrelerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Khoshvaght-Aliabadi ve ark. [6] bükümlü plaka tipi ısı değıştircisinin ısıl-hidrolik analizini yapmışlardır. Yedi ayrı tasarım parametresinin (yükseklik, genişlik, uzunluk, yataydaki hatve, düşeydeki hatve, ters hatveler, açılar) sonuç üzerindeki etkisi incelenmiştir. Laminar akım şartlarında gerçekleştirilen çalışmada yüksekliğin en etkin parametre olduğu görülmüştür.

Sinha ve ark. [7] iki sıra bükümlü plaka kullanmışlardır. Beş farklı yerleştirme yaparak sonuçları kıyaslamışlardır. Seri şeklinde sıralanan bükümlerde en iyi ısı transferi elde edilmiştir.

Zarea ve ark. [8], çarpraz akışlı ısı değıştircisine *Bees* algoritmasını uygulamışlardır. Sıcak ve soğuk akış uzunluğu, kanat tabaka sayısı, kanat sıklığı, kanat yüksekliği ve kalınlığı gibi parametreleri değışken olarak ele almışlardır. *Bees* algoritmasının optimum konfigürasyonunun; Genetik algoritmaya, Particle Swarm optimizasyonuna ve ilk tasarlanan deneysel şekle göre daha yüksek sonuçlar verdiği görülmüştür.

Fernández-Seara ve ark. [9], titanyum alaşımlı bükümlü plaka kullandıkları çalışmalarında basınç kaybı ve ısı transferi incelemişlerdir. Khoshvaght-Aliabadi ve ark. [10] bükümlü plakayla beraber girdap üreticisi ve nano-akışkan kullanmak gibi ısı transferini arttırıcı yöntemler kullanmışlardır. Yang ve Li [11] bükümlü plakalarla genel bir performans arttırıcı çalışma yapmışlardır.

Khosvaght-Aliabadi ve ark. [12] bükümlü plakalı bir ısı değıştircisinde ısı transferi araştırması yapmışlardır. Çeşitli akışkanların kullanıldığı deneysel çalışmada plakanın varlığının ısıl etkinliği arttırdığı gözlemlenmiştir.

Demirtaş ve ark. [13] duman borularına türbülötör yerleştirilerek, türbülötörün kazan verimine etkisini araştırmışlardır. Sonuçta, türbülötörlü kazan veriminin, türbülötörsüz kazan verimine göre %12.5 daha yüksek olduğu görülmüştür.

Durmuş ve Akbulut [14] çift borulu eş-eksenli bir ısı değıştircisinin iç borusunun içersine değışik ölçülerde çubuk kanatlı türbülötörler yerleştirilerek havanın akış yönünü bozmuş, böylece ısı transferinde iyileşme sağlamışlardır. Kanat açısına ve hıza bağlı olarak basınç kayıpları ve Nusselt Sayısı hesaplanarak sonuçlar boş boruya göre karşılaştırılmıştır.

Smithberg ve Lendis [15], bükümlü tip dönme üreticisi kullanılması ile akışın hız alanının helisel ve akışın çekirdeğinde girdap olduğunu tespit etmişlerdir. Böyle bir oluşumun ısı transferini olumlu etkilediğini gözlemişlerdir.

Durmuş ve arkadaşları [16], dönmeli akışta kanatçık tipindeki turbulatorleri kullanmışlardır. Turbulatorler 10° , 20° ve 40° kanat açılarında, 48, 50 ve 52 mm çapta imal edilmiştir. Deneyler 10000 ila 30000 Reynolds aralığında on farklı debide yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda boş boruya göre 2 ila 4 kat arası ısı transferi artışı sağlanırken, basınç kayıplarında 8.5 kat artma tespit edilmiştir.

Neshumayev ve ark.[17], deneysel çalışmalarında ısı transferini artırmak için, gaz ile ısıtılan kanallar içerisine çeşitli tipte turbulator yerleştirme yöntemini kullanmışlardır. Etkili kanallar farklı tasarım uygulamaları için dikey ve yatay durumda kullanılmıştır. Bükümlü, düz ve ikisinin birleşimi şeklinde düzenlenen turbulatorler belirli dönme açıları ve mesafelerde kullanılmış ve turbulator etkisinin en fazla birleşik tipte tasarlanan turbulatorde olduğu gösterilmiştir.

Akpınar ve ark. [18], ısı transferini artırmak için akışa dönme etkisi veren her sırasında dört delik bulunacak şekilde tasarlanmış elemanlar kullanmışlardır. Boru içerisine bu elemanlar düz ve zikzak şekilde yerleştirilmiştir. Paralel ve çapraz akışta ve Reynolds sayısının 8500-17500 aralığında deneyler yapılmıştır. Akışa dönme etkisi kazandıran elemanların boş boruya göre %130 ısı transferi artımı sağladığı gözlemlenmiştir.

Tanda [19], ısı değiştirgeci yüzeyindeki turbulansı ve ısı transfer taşınım katsayısını artırmak için tekrarlı kanatçık kullanmıştır ve sıvı kristal tekniği ile yerel taşınım katsayısını tespit etmiştir. 45° ve 60° açılarla yerleştirilen “V” şeklindeki kanatçıklar akışın doğrultusunu değiştirerek ters akışlar oluşturmuştur. Böylece, ısı geçişi ve basınç kaybı önemli oranda değişmiştir.

Bu çalışmada ikinci yasa analizinin yapılacağı daha önceden de belirtilmişti. Literatürde yapılan turbulatorlü ısı değiştiricilerinde ikinci yasa analizi çalışmaları sınırlıdır. Bunlardan bazıları şöyle özetlenebilir:

Kurtbaş ve arkadaşları [20], kanatçık tip turbulatorün ikinci yasa analizini yaparak verimlilik, entropi oranı ve NTU oranlarını hesaplamışlardır. Reynolds sayısının $10^4 \leq Re < 3.10^4$ aralığındaki değerlerinde kanat açısı, turbulatorlerin yerleştirilme mesafesi ve kanat çapına bağlı olarak Nusselt sayısının 95 ila 354, ve ekserji kayıp oranının, 0.04 ila 0.2 arasında değiştiğini göstermişlerdir.

Kavak [21], çalışmada eş eksenli çift borulu bir ısı değiştirgecinin içerisine farklı mesafelerde, farklı çaplarda yerleştirilmiş yay şeklinde helisel teller kullanmıştır. Sıcak akışkan olarak hava, soğuk akışkan olarak su kullanılmış ve akış şekli de paralel ve çapraz olarak değiştirilmiştir. Reynolds sayısının 6500-13000 aralığı kullanılmıştır. Nusselt

sayısının; Reynolds sayısı, mesafe ve değişen çaplara bağlı olarak boş boruya göre 2.64 kat arttığı, sürtünme faktörünün de aynı değişkenlerle 2.74 kat arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca ekserji kaybı da boş boruya göre 1.64 kat artmıştır.

Durmuş ve Kurtbaş [22], çalışmalarında çift borulu eş eksenli bir ısı değiştiricisi kullanmışlardır. İç borunun içerisine değişik ölçülerde çubuk kanatlı türbülátörler yerleştirilerek havanın akışı bozulmuş, böylece ısı transferinde iyileşme sağlanmıştır. Ekserji ve NTU analizi yapılarak sonuçlar boş boruyla karşılaştırılmıştır.

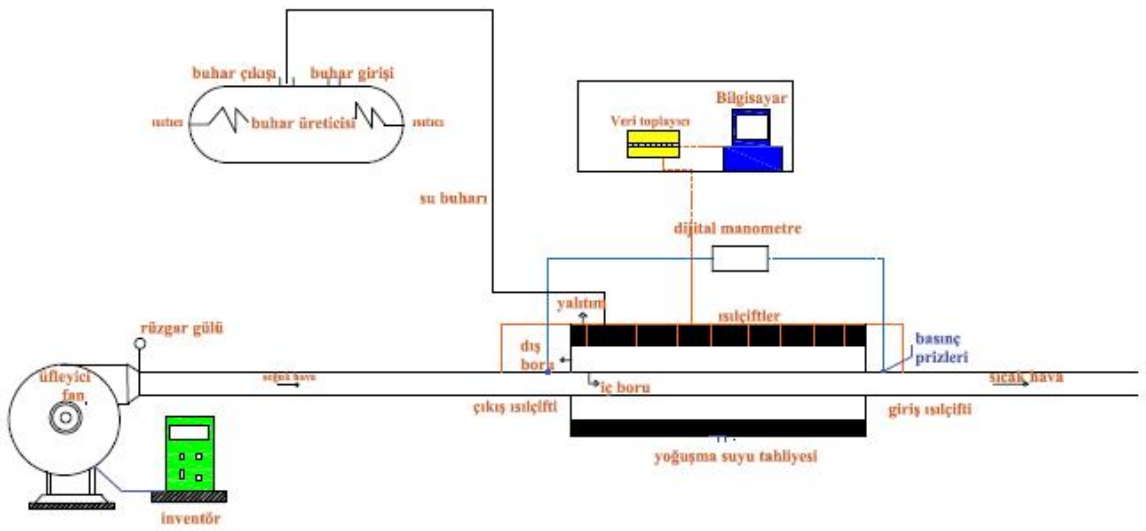
Can ve ark. [23] eş-eksenli ısı değiştiricisi içerisinde etkin parametrelerin ikinci yasa analizini gerçekleştirmişlerdir. Durmuş bir başka çalışmasında [24], konik tip türbülátör kullanarak ısı transferi değişimini gözlemlemiştir. Çalışmada, Re sayısının 15000-60000 gibi geniş bir aralığında türbülanslı akış şartlarında ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizleri yapılarak, türbülátörlü ve türbülátörsüz durumlar birbirleriyle kıyaslanmıştır.

Eren ve ark. [25] farklı sayı, çap ve diziliş şekline sahip yay tipi türbülátörlerin eş-merkezli ısı değiştiricisindeki etkinliğini “ekserji transfer Nusselt sayısı (Nu_e)” ve ekserji kaybı (E^*) terimleriyle hesaplamışlardır. Boş boruya nazaran tasarım parametrelerinin değerlerindeki artışın, ekserji transferinde artışa sebebiyet verdiği görülmüştür. Özellikle literatüre sundukları “ekserji transfer Nusselt sayısı (Nu_e)” terimi hem sıcaklık gradyeninden kaynaklanan tersinmezlikleri, hem de sistemin basınç kaybından kaynaklanan tersinmezliklerini içerdiğinden önemli bir terimdir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMANIN TANITILMASI

2.1 Deney Düzeneği ve Ölçüm Ekipmanı

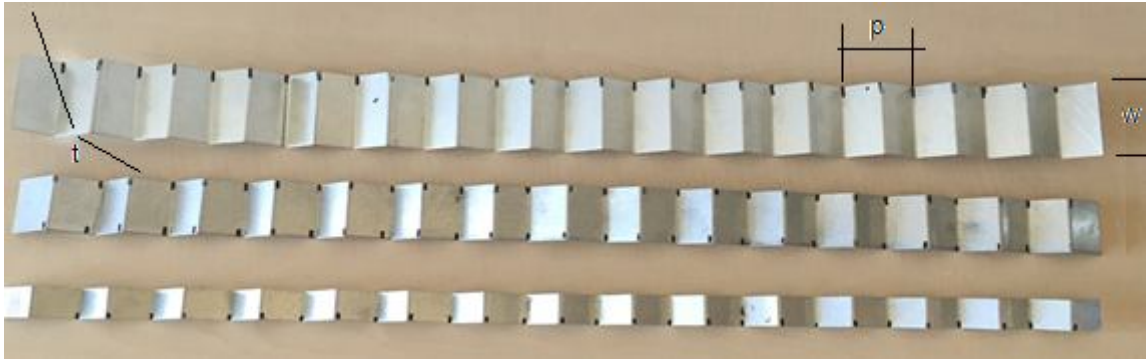
Bu tez çalışması Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde daha önceden kurulmuş olan bir ısı değiştiricisi deney düzeneği üzerinde gerçekleştirilmiştir [25-28]. Deney düzeneğinin şematik şekli Şekil 2.1’de verilmiştir [25-28].



Şekil 2.1. Deney düzeneği şematik görünüşü

Eş-eksenli ısı değiştiricisinde kullanılan türbülantörlerimiz çeşitli geometrik tasarıma sahiptir. Plakalar; çeşitli kalınlık (t), genişlik (w) ve hatve (p) değerlerindedir. Plakaların fotoğrafları Şekil 2.2’de verilmiştir.

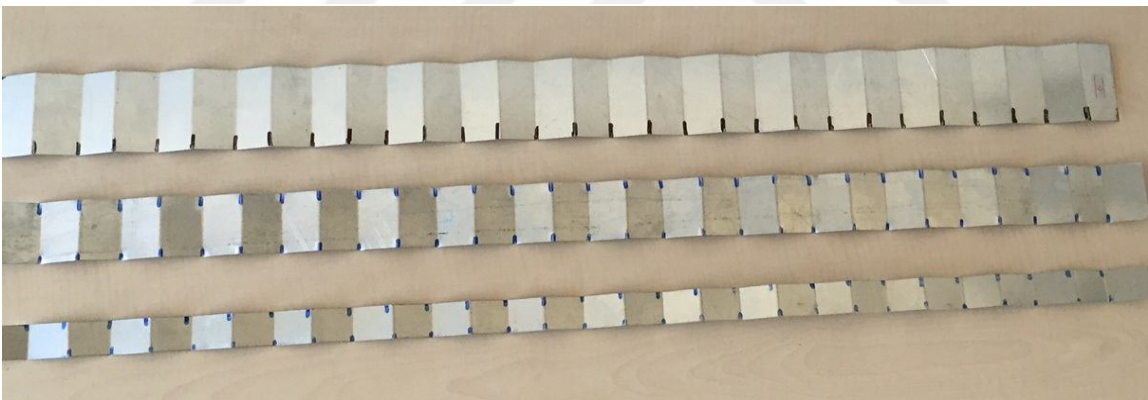
Hem anlatım ve gösterim kolaylığı olması, hem de tez sonunda deneye dayalı bağıntılar elde edilmesi hasebiyle plaka boyutları eş-eksenli borunun iç boru çapıyla ($d=65$ mm) bölünerek boyutsuz yapılmıştır. Boyutlu ve boyutsuz değerler Tablo 2.1’de sunulmuştur.



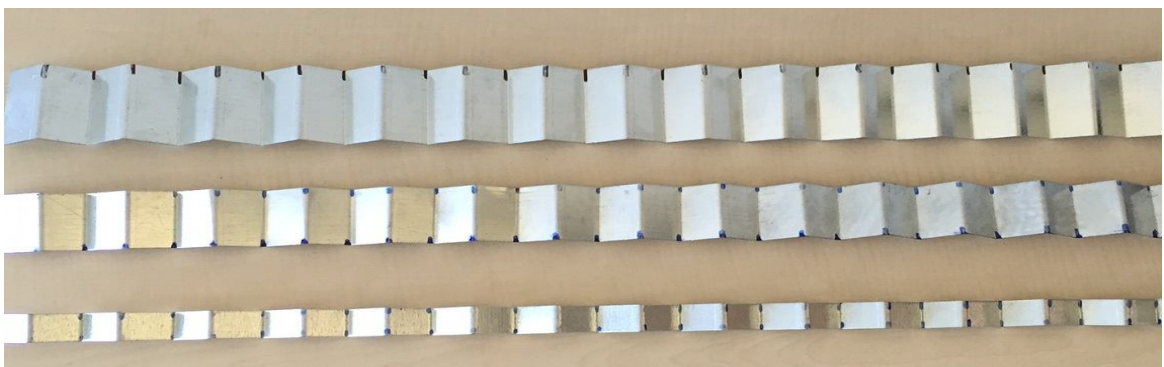
$$t/d = 0.007, p/d = 7.7$$



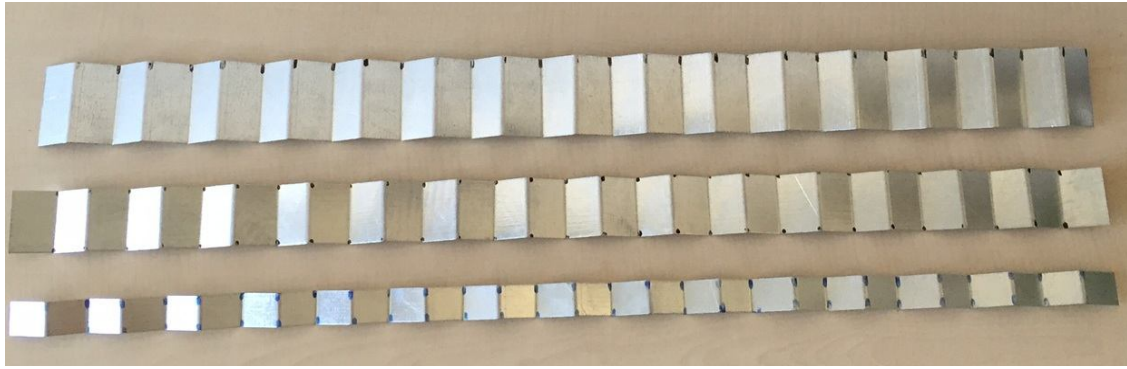
$$t/d = 0.007, p/d = 8.5$$



$$t/d = 0.007, p/d = 9.2$$



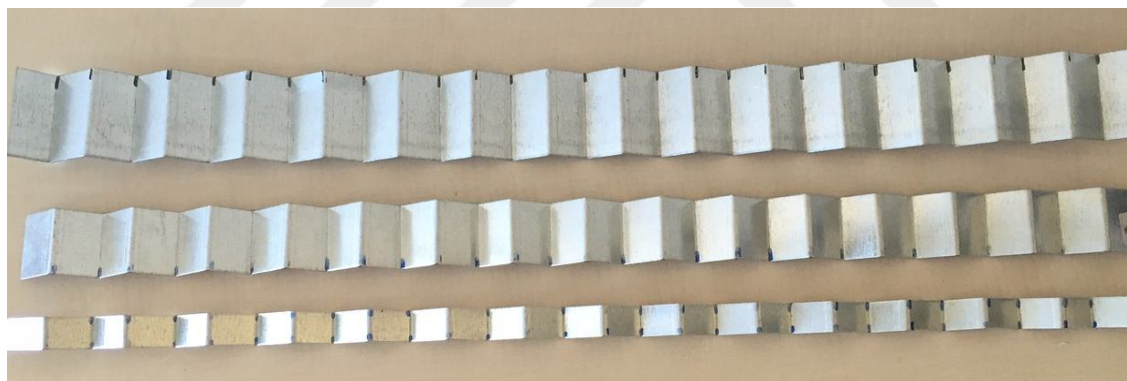
$$t/d = 0.015, p/d = 7.7$$



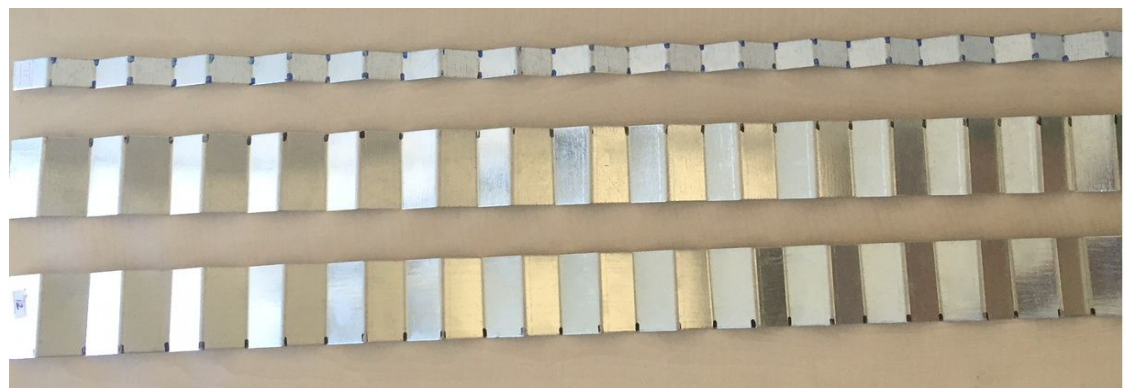
$$t/d = 0.015, p/d = 8.5$$



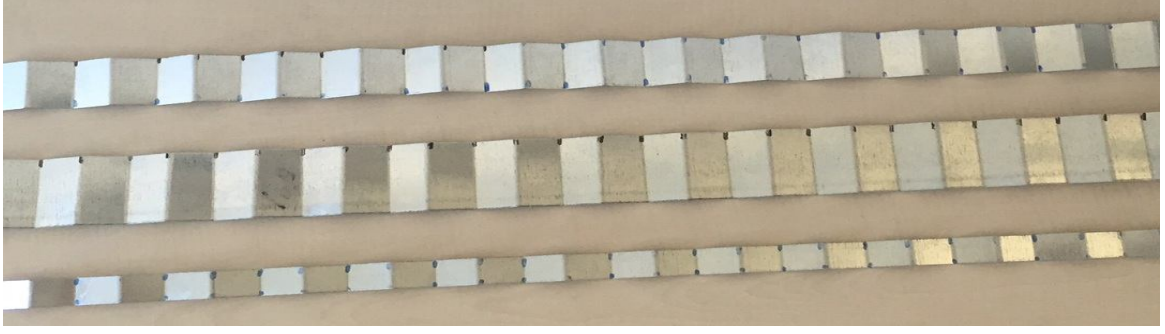
$$t/d = 0.015, p/d = 9.2$$



$$t/d = 0.023, p/d = 7.7$$



$$t/d = 0.023, p/d = 8.5$$



$$t/d = 0.023, p/d = 9.2$$

Şekil 2.2. Bükümlü Plakalar

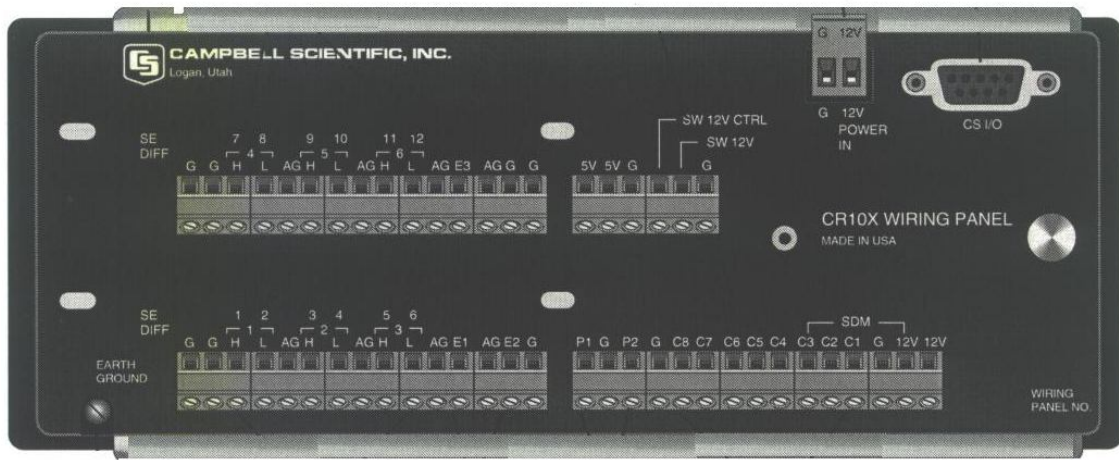
Tablo 2.1. Boyutlu ve boyutsuz değerler

Açıklama	Sembol	Boyutlu değer (mm)	Boyutsuz sembol	Boyutsuz değer
Plaka kalınlığı	t	0.5	t/d	0.007
		1		0.015
		1.5		0.023
Plaka genişliği	w	23	w/d	0.35
		43		0.66
		63		0.97
Plaka hatvesi	p	500	p/d	7.7
		550		8.5
		600		9.2

Deney düzeneğinde iç boru ile dış boru arasındaki boşluğa devamlı olarak sıcak su buharı gönderilmiştir. Gönderilen bu doymuş su buharı ile iç borunun dış yüzeyi sürekli temas halindedir. Böylece iç boru dış yüzeyinde sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır ($T_w = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$). Deneyde kullanılan buhar kazanında 2 adet her biri 1500 W gücündeki ısıtıcılar mevcuttur.

Deneylerde sıcaklık ölçümleri 0.5 mm kalınlıkta, teflon izoleli, T tipi *Cu-Cons* (bakır-konstantan) ısı çiftleriyle yapılmıştır. Isıl çiftlerin bir ucu eş-eksenli boru sisteminde içteki borunun dış yüzeyine epoksi-metal yapıştırıcılarla yapıştırılmıştır. Gerek plaka kalınlığından, gerekse yapıştırıcı kalınlığından kaynaklanan iletimle ısı kaybı ihmal edilmiştir. Isıl çiftin diğer ucu ise bilgisayar bağlantılı bir veri toplayıcıya bağlıdır. Sıcaklık ölçümleri 10 noktada alınmış, ayrıca boru giriş ve çıkış sıcaklıkları ve ortam sıcaklığı sürekli olarak kaydedilmiştir. Sabit duvar sıcaklığı sağlanıncaya ve sıcaklık sürekli rejime gelinceye kadar beklenilmiştir.

Isıl çiftlerle ölçülen sıcaklık değerleri veri toplayıcı bağlantısıyla direkt bilgisayara kaydedilebilmektedir. Veri toplayıcı, *CAMPBELL* marka *CR10 X* modelidir. Veri toplayıcı tamamen programlanabilir ve kontrol edilebilir bir yapıya sahiptir. Özellikle zaman ayarının yapılabilmesi, hızlı tepki verme süresine sahip olması, esnek bir programı olması ve program üzerinde değişiklik yaparken bilgisayar veya elektronik mühendisliği bilgisi gerektirmeyen genel kodlamaların yapılmış olması cihazın kullanılmasında büyük avantajlar sağlamıştır. Şekil 2.3’de veri toplayıcı ana ünitesinin resmi, Şekil 2.4’de ısıl çiftlerin bağlandığı ünitenin (*multiplexier*) resmi verilmiştir.



Şekil 2.3. Data toplayıcı ana ünitesi



Şekil 2.4. Data toplayıcıya bağlanan sıcaklık ölçüm noktaları

Deney süresince hava, iç boru içerisinden bir radyal fan yardımıyla geçirilmiştir. Bir invertör yardımıyla fan ayarı değiştirilmiş böylece garklı hızlarda akış elde edilmiştir. Boru içerisine tam yerleşebilen akıma dik konumdaki bir rüzgârgülü ile havanın ortalama hızı tespit edilmiştir.

Boru giriş ve çıkışına takılan basınç prizlerine bir dijital manometre monte edilmiştir. Böylece tüm deneylerde basınç farkı mbar cinsinden tespit edilmiştir.

Isı değiştiricisini oluşturan eş-merkezli borulardan içteki; 90 cm uzunluğunda, 6.5 cm iç çapında 6.7 cm dış çapında, 0.5 cm kalınlığında bakır bir borudur. Bakır sacın

düzgün bir şekilde bükülüp kaynak yapılmasıyla elde edilmiştir. İçteki boru olabildiğince pürüzsüz sacdan imal edilmiştir. Dıştaki boru ise 75 cm uzunluğunda, 25 cm çapında, 1 mm kalınlıkta galvanizli sacdan imal edilmiştir. Isı kaybını önlemek amacıyla dıştaki borunun etrafına cam yünüden 2 cm kalınlığında yalıtım yapılmıştır.

2.2. Deney Tasarımı

Yapılacak olan deneylerin tespiti Taguchi deneysel tasarım yöntemiyle belirlenmiştir. Taguchi analizine dair literatürde ve kitaplarda detaylı bilgilere ulaşılabilir. O nedenle burada tasarımın tanıtımından ziyade, teze uyarlanışına değinmekte fayda görülmüştür.

Bilindiği üzere *Genichi Taguchi* sunduğu yöntemle, az deneme ile iyi neticeler veren ortogonal dizinler geliştirmiştir. Ortogonal dizinler faktör seviyelerini teker teker değiştirmek yerine, eş zamanlı değiştirmeyi önermektedir. Bu sayede Taguchi yaklaşımı mühendislik sektöründe, özellikle üretim alanında büyük kabul görmüştür [29].

Deneysel tasarım parametreleri olarak daha önce de belirtildiği gibi boyutsuz Reynolds sayısı (Re), boyutsuz genişlik (w/d), boyutsuz hatve (p/d) ve boyutsuz kalınlık (t/d) seçilmiştir. Re sayısı deney içerisinde 6 ayrı değerde test edilmiştir (30000, 40000, 50000, 60000, 70000 ve 80000). Boyutsuz genişlik w/d ; 3 ayrı değerde, (0.35, 0.66 ve 0.97), boyutsuz hatve p/d ; 3 ayrı değerde (7.7, 8.5 ve 9.2) ve boyutsuz kalınlık t/d ; 3 ayrı değerde (0.007, 0.015 ve 0.023) test edilmiştir. Buna göre Re sayısı 1'den 6'ya kadar seviyelere sahiptir ($Re = 10000 \rightarrow 1$.seviye, $Re = 20000 \rightarrow 2$.seviye, vs. gibi). Aynı şekilde; w/d , p/d ve t/d 'nin her birinin 3'er değeri vardır ve bu değerler 1, 2, 3 gibi seviyelerle sembolize edilirler. Başka bir deyişle, tam faktöriyel bir tasarımda normalde yukarıda belirtildiği gibi 1 tasarım parametresinin (Re) seviyesi 6, diğer 3 tasarım parametresinin her birinin (w/d , p/d , t/d) seviyeleri 3 olduğundan, toplam deney sayısı $3^3 \cdot 6^1 = 162$ olmalıdır. Ancak bu çalışmada 162 deney yerine 18'lik bir ortogonal dizin oluşturularak 18 deney yapılmıştır. Tablo 2.2'de L_{18} dizini ile gerçekleştirilecek olan deneyler gösterilmiştir. Tablo 2.3'de ise deneylerde kullanılan faktörler ve seviyeleri gösterilmiştir. Bu varsayımın geçerliliği Bölüm 4'de, optimum çalışma şartlarında yapılacak doğrulama deneyleri ile kontrol edilecektir.

Tablo 2.2. Ortogonal dizine göre yapılan deneyler

<i>Re</i>	<i>w/d</i>	<i>p/d</i>	<i>t/d</i>
1	1	1	1
1	2	2	2
1	3	3	3
2	1	1	2
2	2	2	3
2	3	3	1
3	1	2	1
3	2	3	2
3	3	1	3
4	1	3	3
4	2	1	1
4	3	2	2
5	1	2	3
5	2	2	1
5	3	1	2
6	1	3	2
6	2	1	3
6	3	2	1

Tablo 2.3. Deneylerde kullanılan faktörler ve seviyeleri

Faktörler		Seviyeler					
		1	2	3	4	5	6
A	<i>Re</i>	30000	40000	50000	60000	70000	80000
B	<i>w/d</i>	0.35	0.66	0.97			
C	<i>p/d</i>	7.7	8.5	9.2			
D	<i>t/d</i>	0.007	0.015	0.023			

2.3 . Veri Hesaplama Yöntemi

Deneylerdeki önemli bir bağımlı parametre olan *Re* sayısı hava hızı ve boru iç çapı esas alınarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (2.1)$$

burada geçen ρ ve μ havanın yoğunluğu ve dinamik viskozitesidir. Değerler giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamalarına göre seçilmiştir $\left(T_b = \frac{T_i + T_o}{2}\right)$.

Dijital manometreden okunan basınç değerleri Pa'a dönüştürüldükten sonra Darcy eşitliğinde yerine koyularak boyutsuz sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

$$f = \frac{2(\Delta P)d}{l\rho V^2} \quad (2.2)$$

Isı transferi deney sonuçları Nu sayısı cinsinden verilecektir. Sabit cidar sıcaklığına sahip, tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında Nu sayısı hesaplanabilmesi için evvela enerji dengesi oluşturulur. Bunun için; önce içteki boruya giren havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark neticesinde havanın kazanmış olduğu ısı hesaplanır. Sonra bu ısının tamamının taşınım ile transfer edildiği varsayımıyla ısı taşınım katsayısı çekilir. Yani: $Q_g = Q_c$ 'dir. ifadeyi açacak olursak;

$$(\rho V A_c) C_p (T_o - T_i) = h_m A_s LMTD \quad (2.3)$$

burada ρ ; akışkanın yoğunluğu, V akışkanın ortalama hızı, A_c içteki borunun kesit alanı, C_p akışkanın özgül ısısı, T_i ve T_o akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, h_m ortalama ısı taşınım katsayısı, A_s içteki borunun yanal yüzey alanıdır. $LMTD$ ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. $LMTD$, 10 noktada ölçülen duvar sıcaklıklarının ortalamalarından hesaplanan duvar sıcaklığının ve giriş-çıkış sıcaklıkları farklarıyla hesaplanır. Yani;

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \left(\frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln \left(\frac{T_w - T_i}{T_w - T_o} \right)} \right) \quad (2.4)$$

Denklem (2.4) daha açık bir şekilde yazılarak, h_m çekilirse:

$$h_m = \frac{\left(\rho V \frac{\pi d^2}{4} \right) C_p (T_o - T_i)}{(\pi d L) LMTD} \quad (2.5)$$

şeklinde bulunur. Böylece Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_m d}{k} \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanmış olur. Burada k havanın ısı iletkenliğidir.

İkinci yasa analiziyle etkinlik, ekserji kaybı ve entropi hesaplanacaktır. Bunun için sıcaklık farkından, sürtünmelerden kaynaklanan kayıplar çevre ile ısı transferinden kaynaklanan kayıplar dikkate alınır. Denklemlerin türetimi daha önce birçok kaynakta verildiğinden burada son halleri gösterilecektir [25-28]:

Sabit yüzey sıcaklıklı ısı değıştiricinin entropi üretim oranı şu şekildedir:

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_i T_o} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 d^5} \frac{l}{T_w} \quad (2.7)$$

burada sağ taraftaki birinci terim sıcaklık farkından kaynaklanan entropiyi, ikinci terim ise sürtünmeden kaynaklanan entropiyi göstermektedir. Denklem (2.7) yeniden düzenlenerek şöyle yazılabilir:

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top, \Delta T} + \dot{S}_{top, \Delta p} \quad (2.8)$$

Bu kayıplar tersinmezlik miktarı hakkında bilgi sağlar ve literatürde bu tür kayıpları en aza indirmek için bazı yöntemler geliştirilmiştir [25]. Türbülantörlü borunun entropi üretiminin, türbülantörsüz borunun entropi üretimine oranlanmasıyla elde edilen N_s , entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top, tür}}{\dot{S}_{top, boş}} \quad (2.9)$$

Bu çalışmada sıcaklık farkından ($\dot{S}_{top, \Delta T}$) ve sürtünmeden kaynaklanan ($\dot{S}_{top, \Delta p}$) ekserji kayıpları dikkate alınmıştır. Ekserji kaybı ısı değıştirgecindeki 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 [25]:

$$I=T_0(\dot{s}_{top}) \quad (2.10)$$

Bir ısı değiştirgecindeki etkinlik şu halde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (2.11)$$

Kazanılan ısı transferi miktarı Denklem (2.4) de gösterildiği gibi:

$$Q_g = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2.12)$$

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

$$Q_{max} = \dot{m}C_p(T_w - T_i) \quad (2.13)$$

Denklem (2.10)'daki her bir terim kazanılan ısıya yani, Denklem (2.12)' ye bölünürse boyutsuz ekserji kaybı yada ekserji kayıp oranı diye adlandırılan E^* değeri bulunmuş olur:

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (2.14)$$

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

$$NTU = \frac{AU}{C} \quad (2.15)$$

Bir başka deyişle; $NTU = \text{Isı değiştirgecinin ısıl kapasitesi/Akışın ısıl kapasitesi}$ 'dir. Burada C akışkanın ısıl kapasitesidir ve deneyimizde tek akışkan (hava) kullanıldığı için şöyle gösterilir ($C = \dot{m}C_p$).

3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ

3.1. Deneysel Çalışmanın Doğruluğu

Bu bölümde; deneysel çalışmada elde edilen sıcaklık ölçümleri yardımıyla hesaplanan Nu sayısının (Denklem 2.6) ve basınç kaybı ölçümüyle hesaplanan sürtünme faktörünün (Denklem (2.2) doğruluğu araştırılmıştır. Bu amaçla türbülantörüz boş boru deney sonuçları, literatürde kabul görmüş ampirik bağıntılarla kıyaslanmıştır.

Dittus-Boelter [30] tarafından önerilen pürüzsüz borular için tam gelişmiş türbülantlı akış Nu bağıntısı:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad [0.7 \leq Pr \leq 160 \text{ ve } Re > 10000] \quad (3.1)$$

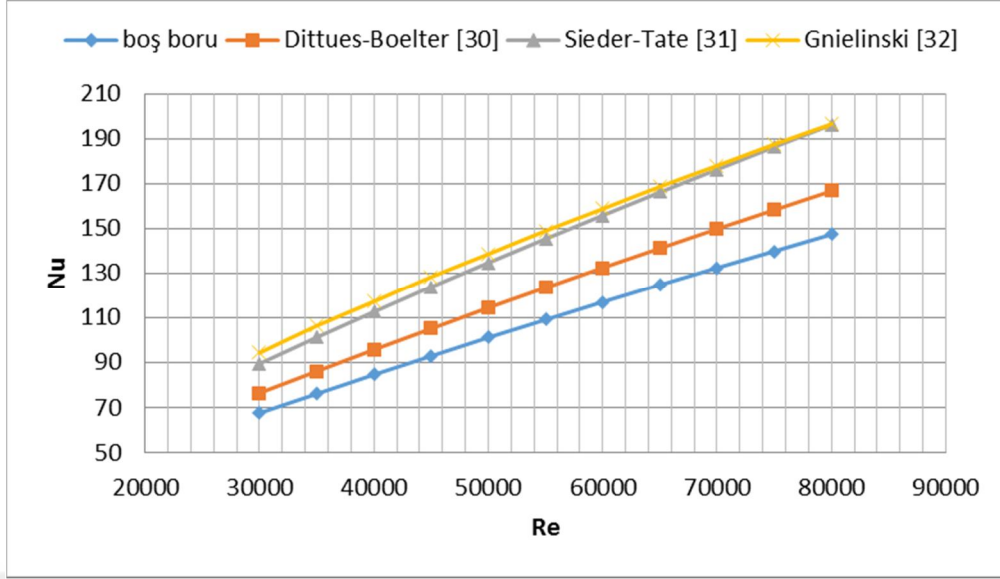
şeklindedir. Sieder ve Tate [31] tarafından önerilen ve daha ziyade duvar sıcaklığıyla akışkan sıcaklığı arasında yüksek sıcaklık farkı bulunması durumlarında kullanılan türbülantlı akış Nu bağıntısı ise şu şekildedir:

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad [0.7 \leq Pr \leq 17600 \text{ ve } Re \geq 10000] \quad (3.2)$$

burada μ akışkanın ortalama (T_b) sıcaklığındaki dinamik viskozitesi, μ_w ise akışkanın sabit duvar sıcaklığındaki dinamik viskozitesidir. Son olarak Gnielinski [32] tarafından önerilen ve daha düşük Re sayılarında geçerli olan (bu tez çalışmasındaki değerleri kapsayan) deneysel bağıntıyla kıyaslama yapılmıştır:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve } 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6) \quad (3.3)$$

Şekil 3.1.'de boş boru için elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Dittus Boelter [30], Sieder-Tate [31] ve Gnielinski [32] tarafından önerilen ampirik bağıntılarla kıyaslandığında, boş boru Nu değerlerinin en fazla Dittus-Boelter'e yaklaştığı görülmüştür. Dittus-Boelter'le mevcut deneysel sonuçlar arasında yaklaşık %11.6 sapma tespit edilmiştir.



Şekil 3.1. Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması

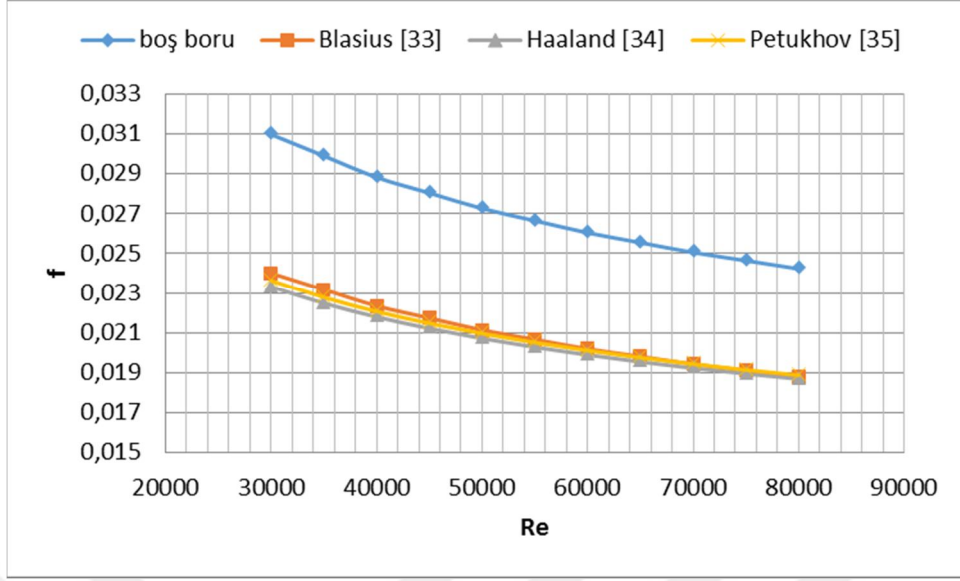
Doğrulama çalışmalarının ikinci etabı boyutsuz sürtünme faktörü için yapılmıştır. Şekil 3.2, bu kıyaslamaları grafiksel olarak göstermektedir. Sürtünme faktörü doğrulaması için, aşağıda verilen deneysel bağıntılar kullanılarak elde edilen değerler, deneylerde bulunan değerlerle kıyaslanmıştır.

$$\text{Blasius [33]: } f = 0.316Re^{-0.25} \quad (3.4)$$

$$\text{Haaland [34]: } \frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (3.5)$$

$$\text{Petukhov [35]: } f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6) \quad (3.6)$$

Neticede üç referans bağıntının birbirine çok yakın olduğu, deneysel çalışmanın ise bu bağıntılarla ortalama önemli oranda (~%29) farklılık gösterdiği görülmüştür. Deneysel çalışmada çıkan farklılığın ekseriyetle deney düzeneğinden ve ölçüm aletlerinden kaynaklanan hatalar olduğu düşünülebilir. Ayrıca verilen bağıntılar pürüzsüz borular için geçerli olup deneysel çalışmada kaynakla birleştirilmiş pürüzlü bakır boru kullanılmıştır. Deneysel ölçümlerden kaynaklanan hatalar Bölüm 5’de verilen belirsizlik analizinde sunulmuştur.



Şekil 3.2. Boş boru sürtünme faktörü değerlerinin ampirik bağıntı deneyleriyle kıyaslanması

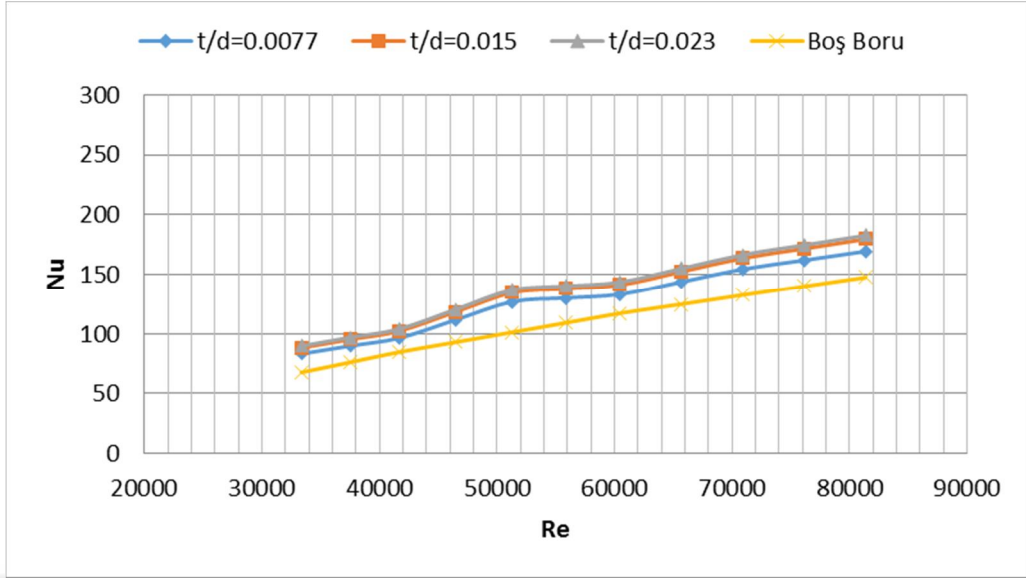
3.2. Tasarım Parametrelerinin Isı Transferine Etkisi

Daha önce de belirtildiği gibi ısı transferi Nu sayısı cinsinden verilmiştir. Tüm grafiksel gösterimler Nu sayısının Re sayısı ile değişimi şeklinde sunulmuştur. Türbülasyonun etkisinin anlaşılabilmesi için tüm grafiklerde boş boru değerleri de gösterilmiştir. Grafiklerin sunumu tasarım parametrelerinin Nu üzerindeki etkilerini açıklamak şeklinde ilerleyecektir.

3.2.1. Plaka Kalınlığının Nu üzerindeki Etkisi

Şekil 3.3'de ilk olarak plaka kalınlığının etkisini göstermek amacıyla; sabit hatve ($p/d = 7.7$) ve sabit genişlik ($w/d = 0.35$) şartlarında farklı kalınlıktaki plakaların sebep olduğu ısı değişim gösterilmiştir. Görüldüğü üzere, kalınlık arttıkça Nu artmıştır. Ancak kalınlığın özellikle 0.015 ila 0.023 değerleri arasında artış miktarı azalmıştır. Hatta birbirine neredeyse eşit çıkmıştır. Buradan kalınlığın belirli bir değerden sonra etkisinin azaldığı sonucu çıkarılabilir. Boş boruya göre artış miktarı t/d 'nin en küçük değerinde %17, en büyük değerinde ise %26 civarındadır.

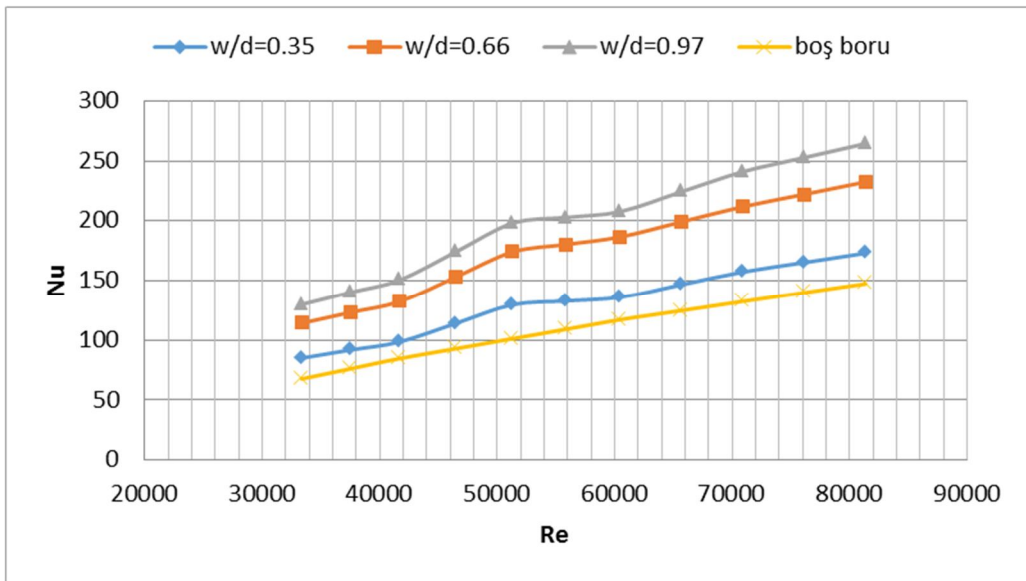
Her bir t/d değerinde Nu sayısı Re sayısı ile doğru orantılı olarak değişmiştir.



Şekil 3.3. $p/d = 7.7$, $w/d = 0.35$ olması durumunda çeşitli kalınlıklardaki (t/d) Nu - Re değişimi

3.2.2. Plaka Genişliğinin Nu üzerindeki Etkisi

Şekil 3.4, sabit kalınlık ve sabit hatve değerlerinde genişliğin etkisini göstermek üzere çizilmiştir. Tercih edilen sabit t/d ve p/d değerleri deneysel çalışmada dikkate alınan en yüksek değerlerdir. Görülmüştür ki, genişlik arttıkça Nu sayısı bariz şekilde artış göstermektedir. Sırasıyla $w/d = 0.35$, 0.66 ve 0.97 için boş boruya göre Nu sayısı artış oranları %20, %62 ve %83'tür. Tüm w/d 'lerde Nu sayısı ile Re sayısı doğru orantılıdır.

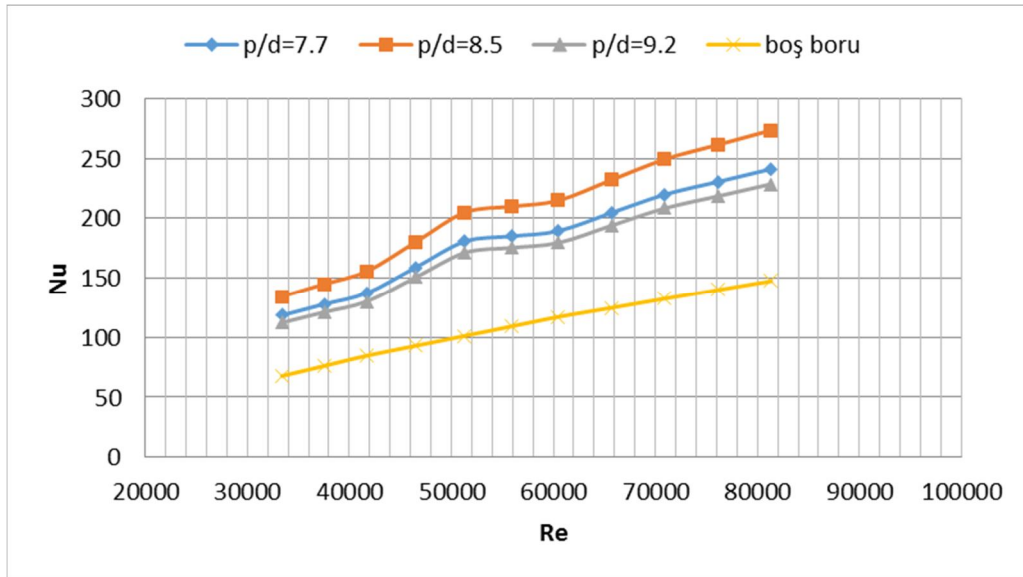


Şekil 3.4. $t/d = 0.023$, $p/d = 9.2$ olması durumunda çeşitli genişliklerdeki (w/d) Nu - Re değişimi

3.2.3. Plaka Hatvesinin Nu üzerindeki Etkisi

Son olarak, hatvenin ısı transferi üzerindeki etkisini görmek üzere Şekil 3.5 çizilmiştir. Hatve değerleri plakanın kıvrılırken oluşan tepe açısıyla hesaplanır. Tepe açısı her bir hatve durumu için; $p/d = 7.7 \rightarrow 120^\circ$, $p/d = 8.2 \rightarrow 135^\circ$ ve $p/d = 9.2 \rightarrow 150^\circ$ 'dir. Şekil 3.5'de ilginç bir durum ortaya çıkmıştır. Hatvenin en büyük değeri olan $p/d = 9.2$ 'de yani 150° 'lik açıda ısı artış en düşük miktarda oluşurken, en yüksek ısı artış $p/d = 8.5$ 'de yani 135° tepe açılı plakada görülmüştür.

Nu sayısı, p/d değerinin en düşük değeri olan $p/d = 7.7$ 'de yani 120° 'de, $p/d = 8.2$ 'dekinden az miktarda düşük çıkmıştır. Tepe açısının en yüksek değeri olan 150° 'lik açı 180° lik düz plaka haline en yakın değerdir. Dolayısıyla akım doğrultusunda akımın karşılaştığı ön projeksiyon alanının en düşük olduğu durum $p/d = 9.2$ 'dir, bu alanın ısı transferine etkisinin en az olması da beklenen bir durumdur. Öte yandan $p/d = 7.7$ 'de tepe açısı düşüktür, dolayısıyla akımın karşılaştığı projeksiyon alanı artmıştır, lakin; keskin kıvrımlardan dolayı tepe kısımları büyük kayıpların oluşmasına sebebiyet vermiştir. Başka bir deyişle tepe açısı düşmesine ön projeksiyon alanı artmasına rağmen kayıplar Nu sayısının artmasına engel olmuştur. $p/d = 8.5$ 'da akım kaybı nispeten az, projeksiyon alanı $p/d = 9.2$ ' dekiye göre daha yüksek olduğundan Nu sayısı en yüksek değerde çıkmıştır.



Şekil 3.5. $t/d = 0.015$, $w/d = 0.66$ olması durumunda çeşitli hatvelerdeki (p/d) Nu - Re değişimi

3.3. Nu Sayısı için Deneysel Bağıntı Üretimi

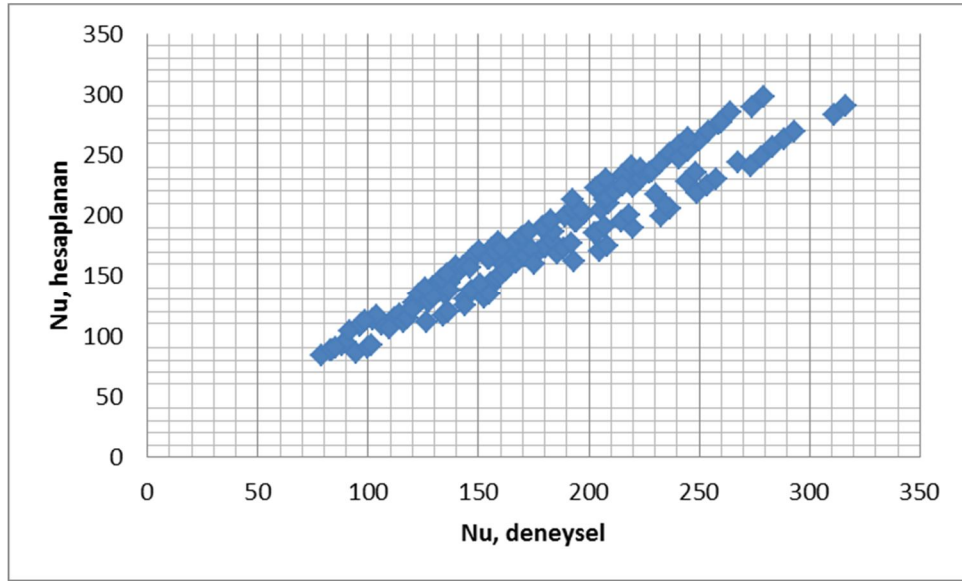
Şu ana kadar verilen sonuçlar ile tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi anlatılmaya çalışılmıştır. Çıkan sonuçlar regresyon analizi yardımıyla yeni bağıntılara dökülebilir. Bu amaçla STATISTICA paket programı kullanılmış ve Nu sayısının tasarım parametreleriyle değişimi bağıntılar halinde bulunmuştur. Birçok denemeden sonra en iyi bağıntı üstel değişimle bulunmuştur:

$$Nu = mRe^n(w/d)^p(p/d)^q(t/d)^r \quad (3.8)$$

m, n, p, q, r katsayıları kabul edilebilir bir korelasyon katsayısıyla; $R^2 = \%92$; bulunmuş ve bağıntıda yerine koyulmuştur.

$$Nu = 0.15Re^{0.74}(w/d)^{0.42}(p/d)^{-0.24}(t/d)^{0.07} \quad (3.9)$$

Denklem (3.9), Nu üzerinde en büyük etkinin Re ve ardından w/d olacağını açıkça göstermektedir. Zira w/d 'nin katsayısı 0.42 gibi ciddi bir değere sahiptir. Isı transferini arttıran en az etkili parametre ise kalınlık (t/d) olarak görülmüştür. Hatvenin artışının Nu sayısını azaltacağı, ifadenin üzerindeki (-) işaretli üs ile de yeniden ortaya çıkmıştır.



Şekil 3.6 Hesaplanan Nu sayılarının deneysel Nu sayılarıyla değişimi

Denklem (3.9) ile hesaplanabilecek değerlerin ölçülen gerçek değerlerle değişimi Şekil 3.6’da verilmiştir. Bu grafik regresyon katsayısı dışında ikinci bir ispat olarak üretilen yeni bağıntının kullanılabilirliğinin bir göstergesi olarak ele alınabilir. Görüldüğü gibi ölçülen ve tahmin edilen değerler arasında sapma oldukça düşüktür.

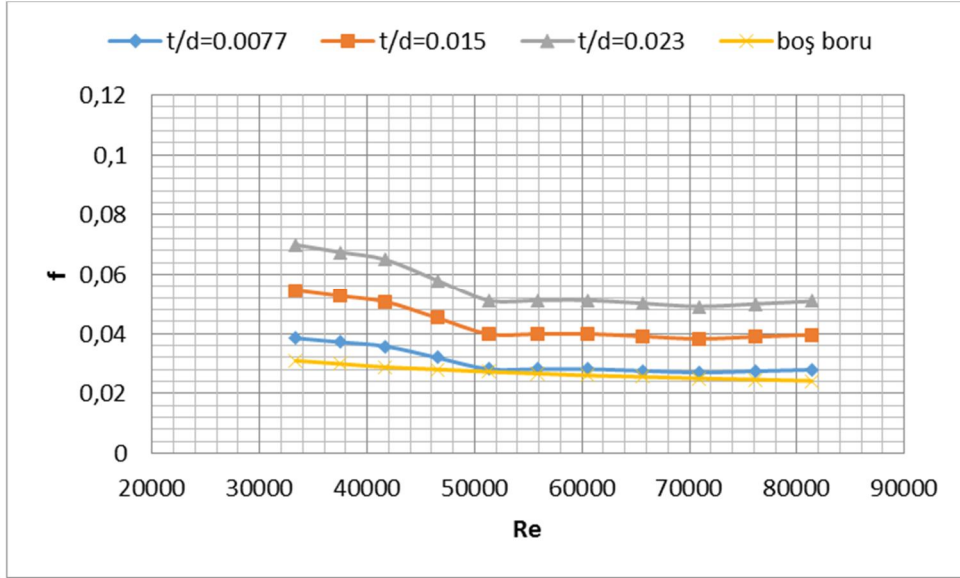
3.4. Türbülantlı Boruda Sürtünme Kaybı

Tasarım parametreleri açısından ısı transferindeki artışları gösterdikten sonra şimdi de sürtünme faktörü cinsinden olaya bakalım. Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9 sırasıyla plaka tipi türbülantın kalınlığının, genişliğinin ve hatvesinin sürtünme faktörüne etkisini göstermektedir.

3.4.1. Plaka Kalınlığının f Üzerindeki Etkisi

Şekil 3.7’de görüldüğü gibi plaka kalınlığı arttıkça sürtünme faktörü de artış göstermiştir. En düşük plaka kalınlığındaki sürtünme faktörü değerleri boş borudan çok az bir miktarla değişiklik göstermiştir. Kalınlığın sürtünmeleri arttırması beklenen bir sonuç olmuştur. Seçilen en kalın plaka tipinde sürtünme faktörü boş borudakine göre yaklaşık %105 artış göstermiştir.

Re sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalmış, özellikle $Re = 50000$ ’den sonra azalma şiddeti hafiflemiştir. Hatta denilebilir ki $Re > 50000$ bölgesinde sürtünme faktörü Re ile değişim göstermemektedir. Moody diyagramından hatırlanacağı üzere bu bölge hidrodinamik olarak tam gelişmiş türbülantlı akış bölgesidir.

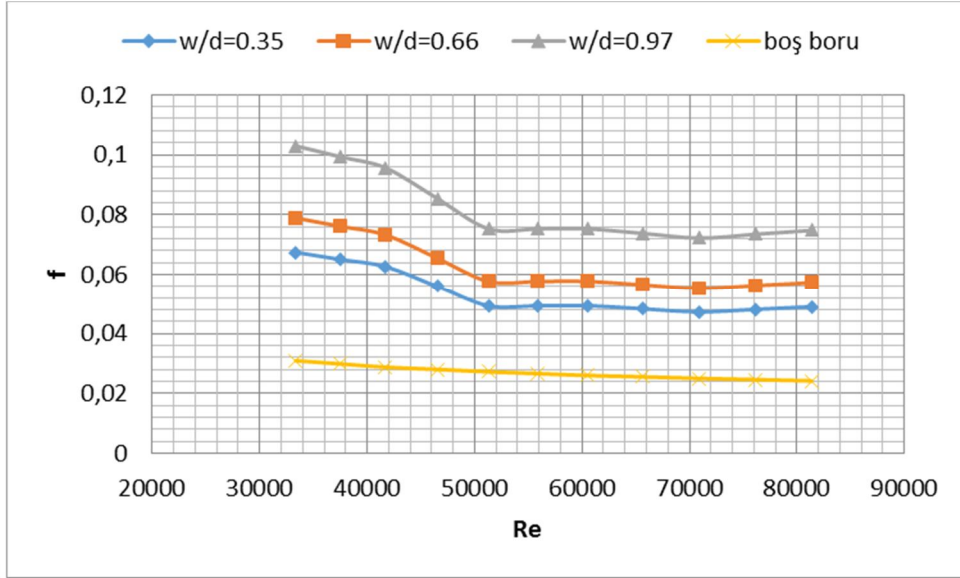


Şekil 3.7. $p/d=7.7$, $w/d= 0.35$ olması durumunda çeşitli kalınlıklardaki (t/d) f - Re değişimi

3.4.2. Plaka Genişliğinin f Üzerindeki Etkisi

Şekil 3.8'de genişliğin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi sabit kalınlık ve sabit hatve durumlarında gösterilmiştir. Burada en yüksek sürtünme faktörü en yüksek plaka genişliğinde ortaya çıkmıştır. Grafik, en düşük plaka genişliğinde dahi, boş boruya nazaran ciddi şekilde sürtünme kaybının yaşandığını göstermektedir. En düşük plaka genişliğinde sürtünme faktörünün boş boruya göre artış oranı %98'dir, en yüksek genişlikteki plakalı türbülatorün boş boruya nazaran sebebiyet verdiği sürtünme kaybı oranı %202'dir.

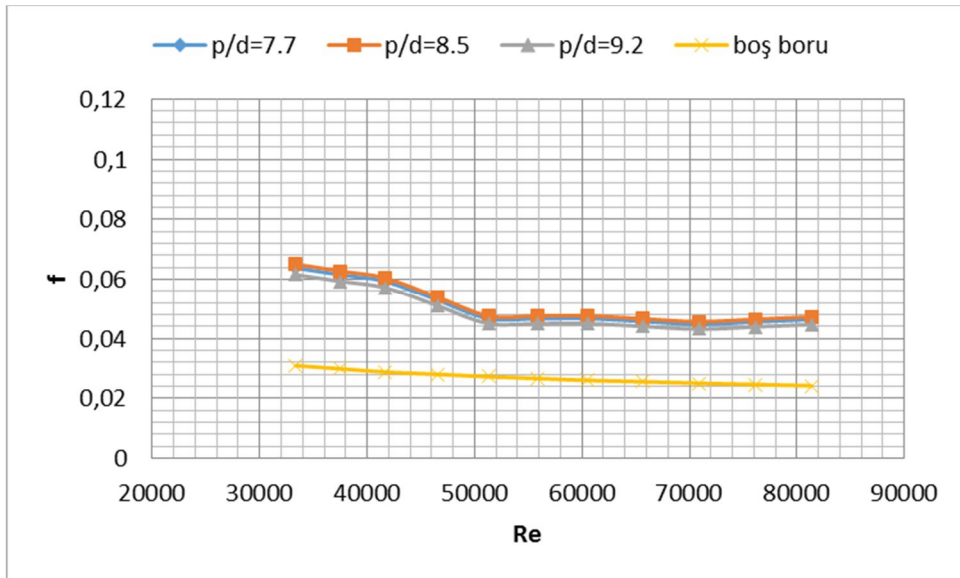
Şekil 3.4 hatırlanacak olursa, plaka genişliğini arttırmak ısı transfer yüzey alanını doğrudan arttırdığı için ısı transferini de ciddi ölçüde arttırmıştır. Artan ısı transferi beraberinde yüksek sürtünme faktörüne sebebiyet vermiştir. Son olarak, $Re > 50000$ bölgesinde sürtünme faktörü Re ile değişimi yoktur. Moody diyagramından da hatırlanacağı üzere; diyagramda sağa yatay olarak tamamen türbülanslı bölgeye gelindiğinde, sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsız hale gelir. Bu bölge diyagramda kesikli çizgiler halinde ayrılmıştır. Sadece bu bölge için sürtünme faktörü hızın değişmesi ile değişmez ve basma kayıpları eğrisi doğru bir parabol olacaktır. Bağlantı elemanlarındaki basma kayıpları sıklıkla "ikincil kayıplar" olarak adlandırılırsa da yanlış kullanım olduğunda bağlantı elemanlarından kaynaklanan basma kayıpları boruların kendisinden kaynaklanan kayıpları geçebilir.



Şekil 3.8. $t/d=0.023$, $p/d= 9.2$ olması durumunda çeşitli genişliklerdeki (w/d) f - Re değişimi

3.4.3. Plaka Hatvesinin f Üzerindeki Etkisi

Şekil 3.9'da hatvenin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi üç değer de birbirine çok yakın çıkmıştır. Ortalama olarak boş boruya göre %91 civarındadır. Denilebilir ki sürtünme faktörü açısından hatvenin sonuca katkısı çok az hatta neredeyse hiç yoktur.



Şekil 3.9. $t/d=0.015$, $w/d= 0.66$ olması durumunda çeşitli hatvelerdeki (p/d) f - Re değişimi

3.5. f için Deneysel Bağntı Üretimi

Nu sayısında olduğu gibi sürtünme faktörü değişimi için de yeni bir bağntı geliştirilmiştir. Bağntı şu şekilde düşünülmüştür:

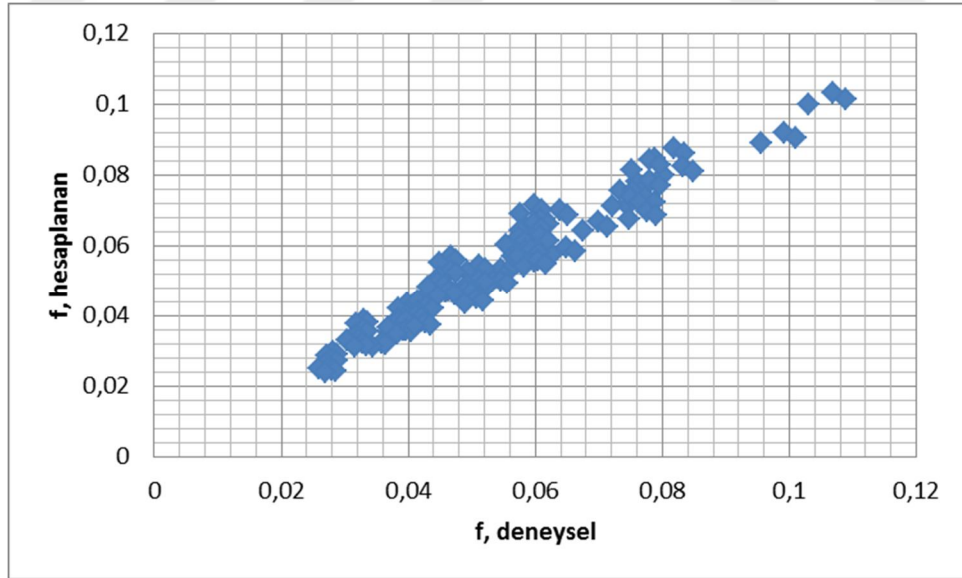
$$f = aRe^b(w/d)^c(p/d)^e(t/d)^f \quad (3.10)$$

a, b, c, e, f katsayıları $R^2 = \%97$ regresyon katsayısıyla bulunmuş ve bağntıda yerine koyulmuştur.

$$f = 74 Re^{-0.4}(w/d)^{0.4}(p/d)^{-0.19}(t/d)^{0.55} \quad (3.11)$$

Burada f üzerindeki en büyük etkili parametrelerin Re ve w/d olduğu görülmüştür, tek farkla ki, Re sayısı arttıkça f azalmış, w/d artmıştır.

Şekil 3.10'da, yeni türetilen Denklem (3.11) bağntısı için bir tahmin edilen-ölçülen değişimi verilmiştir.



Şekil 3.10. Hesaplanan f değerlerinin deneysel f ile değişimi

4. TAGUCHİ ve GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI

4.1. Sinyal/Gürültü Oranları

Taguchi yönteminde deneysel değer ile arzu edilen değer arasındaki sapmayı hesaplamak üzere bir kayıp fonksiyonu kullanılır. Bu kayıp fonksiyonu daha sonra sinyal/gürültü (S/N : *Signal/Noise*) oranına dönüştürülür. Karakterlere bağlı olarak çeşitli S/N oranları vardır; bunlar en küçük en iyi (LB : İngilizcesi *lower is better*), en büyük en iyi (HB : İngilizcesi *higher is better*) veya nominal en iyi (NM : *nominal is best*) şeklindedir. Bu çalışmada amaç yüksek ısı transferini düşük basınç kaybıyla elde etmek olduğundan, Nu sayısı için en yüksek değer elde edilmesi, sürtünme faktörü için en düşük değer elde edilmesi en iyi durumlardır [36]. Başka bir deyişle Nu için en büyük en iyi HB , sürtünme faktörü için en küçük en iyi LB kullanılacaktır. Literatürde HB ve LB tanımlamaları kayıp fonksiyon L cinsinden bulunur [36].

$$L_{LB} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (4.1)$$

$$L_{HB} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (4.2)$$

burada y_i , i 'inci deneyin performans değerini, n deney sayısını göstermektedir.

Herhangi bir j 'inci deneyin, i 'inci performans karakteristiğinin S/N oranı η_{ij} ile gösterilir [36]:

$$\eta_{ij} = -10 \log(L_{ij}) \quad (4.3)$$

Performans karakteristiği ne olursa olsun büyük η iyi bir performansa işaret eder. Bu nedenle tasarım parametrelerinin optimum seviyeleri büyük η değeri ile anlaşılır.

Bu çalışmada Taguchi kalite tasarımı kavramına uygun olarak 18 deney yapılmıştır. Tablo 4.1 Nu sayısı ve f için elde edilen deneysel sonuçları ve S/N değerlerini göstermektedir.

Tablo 4.1. Deneysel sonuçlar ve her bir değerin S/N oranı

Deney no	Kontrol faktörü				Deneysel sonuçlar		S/N	
	A	B	C	D	Nu	f	Nu	f
1	1	1	1	1	77.5636	0.03866	37.79	28.253
2	1	2	2	2	132.7399	0.06763	42.46	23.397
3	1	3	3	3	129.6243	0.09855	42.25	20.126
4	2	1	1	2	100.5371	0.04947	40.04	26.114
5	2	2	2	3	160.0549	0.07440	44.09	22.568
6	2	3	3	1	135.6707	0.05611	42.65	25.019
7	3	1	2	1	144.2529	0.02858	43.18	30.879
8	3	2	3	2	176.1174	0.04509	44.92	26.917
9	3	3	1	3	197.0614	0.07819	45.89	22.137
10	4	1	3	3	141.0702	0.05016	42.99	25.992
11	4	2	1	1	179.2639	0.03228	45.07	29.822
12	4	3	2	2	239.7971	0.06230	47.60	24.110
13	5	1	2	3	187.8212	0.05125	45.47	25.807
14	5	2	3	1	186.5379	0.02979	45.42	30.517
15	5	3	1	2	279.749	0.05824	48.93	24.695
16	6	1	3	2	164.3061	0.03751	44.31	28.517
17	6	2	1	3	258.4899	0.06189	48.25	24.168
18	6	3	2	1	288.4303	0.04253	49.20	27.427

Denklem (4.1), (4.2) ve (4.3) uygulanarak ortogonal dizinde yer alan 18 deneyin her birinin η değerleri hesaplanmıştır. Tablo 4.2’de Nu sayısı için ortalama η değerleri sunulmuştur. Yıldız üssüyle (*) gösterilen değerler optimum seviyeleri gösterir. Buna göre, A6B3C2D3 durumunda, yani; $Re = 80000$, $w/d = 0.97$, $p/d = 8.5$, $t/d=0.023$ olduğu durumda Nu sayısı için optimum değerler elde edilmiştir.

Tablo 4.2. Nu sayısı için ortalama η değerleri

Faktörler	Seviyeler					
	1	2	3	4	5	6
A	40.84	42.26	44.66	45.22	46.61	47.25*
B	42.30	45.03	46.09*			
C	44.33	45.33*	43.76			
D	43.89	44.71	44.82*			

ortalama = 44.47 dB, *Optimum seviye

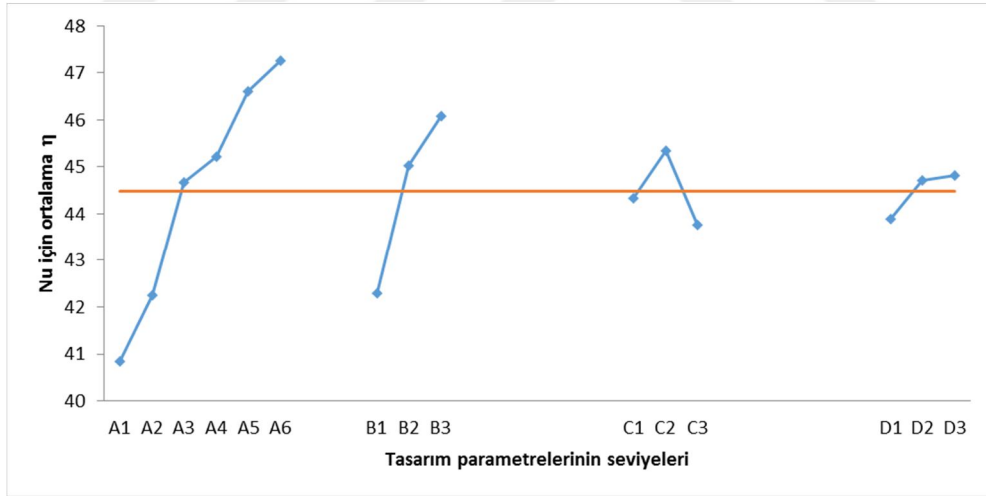
Tablo 4.3’de ortalama η değerleri sürtünme faktörü için hesaplanmıştır. Bu değerlere bakıldığında, A5B1C3D1 durumu optimum değerleri göstermektedir. Yani, $Re = 70000$, $w/d = 0.35$, $p/d = 9.2$, $t/d = 0.007$ olması durumunda, sürtünme faktörü optimum seviyeye sahip olmaktadır.

Tablo 4.3. f için için ortalama η değerleri

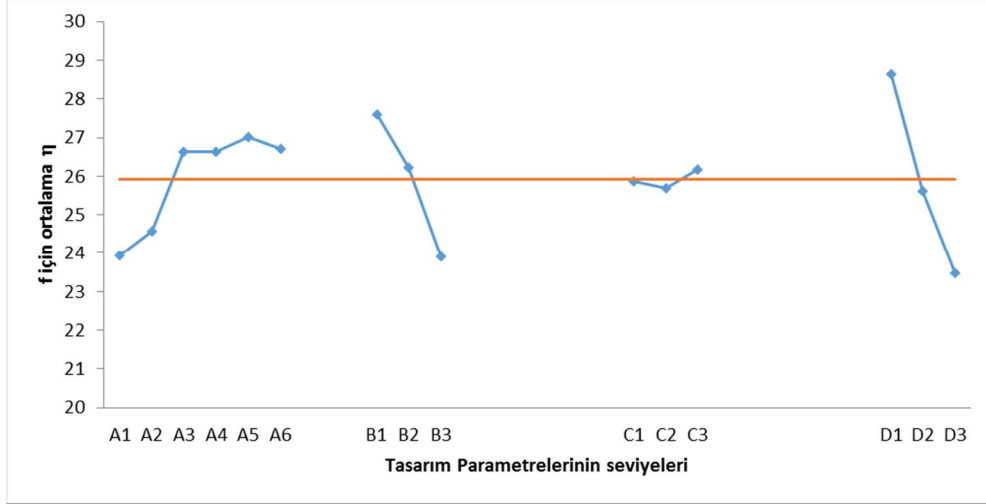
Faktörler	Seviyeler					
	1	2	3	4	5	6
A	23.93	24.57	26.64	26.64	27.01*	26.70
B	27.59*	26.23	23.92			
C	25.86	25.70	26.18*			
D	28.65*	25.63	23.47			

ortalama = 25.91 dB. *Optimum seviye

Tablodaki değerlerin daha iyi anlaşılması için şekil 4.1 ve şekil 4.2 çizilmiştir. şekil 4.1’de Nu sayısı için, şekil 4.2’de sürtünme faktörü f için ortalama η değerlerinin tasarım parametrelerinin seviyeleriyle değişimi verilmiştir.



şekil 4.1. Nu için ortalama η



Şekil 4.2. f için ortalama η

4.2. Varyans Analizi; ANOVA

Varyans Analizi (ANOVA; *Analysis of Variance*) istatistik bilim dalında, grup ortalamaları ve bunlara bağlı olan işlemleri analiz etmek için kullanılan bir istatistiksel modeldir.

Farklı tasarım parametrelerinin N_u sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki nispi etkileri varyans çözümlemesi de denilen varyans analizi yani ANOVA ile gerçekleştirilir. Aslında ANOVA ile hangi parametrenin istatistiki olarak anlamlı olduğu tespit edilmiştir. İstatistiksel olarak F -test bazı güvenilirlik seviyelerinde, tahminlerin birbirinden anlamlı şekilde farklı olup olmadıklarına karar vermede kullanılır. Büyük F - değeri, tasarım parametrelerinin performans karakteristikleri üzerinde büyük katkıları olduğunu gösterir. ANOVA içerisindeki hesaplama stratejisi şu şekildedir.

$$S_m = \frac{(\sum n_i)^2}{j} \quad (4.4)$$

$$S_T = \sum n_i^2 - S_m \quad (4.5)$$

$$S_A = \frac{(\sum n_{Ai}^2)^2}{N} - S_m \quad (4.6)$$

$$S_E = S_T - \sum S_A \quad (4.7)$$

$$V_A = \frac{S_A}{f_A} \quad (4.8)$$

$$F_{A0} = \frac{V_A}{V_E} \quad (4.9)$$

burada S_T toplam değişimlerin karelerinin toplamıdır, S_m ortalamaların karelerinin toplamıdır, S_A , A parametresinin karelerinin toplamıdır (bu çalışmada A , Reynolds sayısını sembolize etmiştir), 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.

Tablo 4.4, Nu sayısı için ANOVA sonuçlarını göstermektedir. Benzer şekilde Tablo 4.5 sürtünme faktörünün ANOVA sonuçlarını içermektedir. Her iki tabloda F_{test} ve %95 güvenilir test kıyaslamaları sonucu tasarım parametrelerinin sonuç üzerindeki yüzde etkisi bulunmuştur. Her iki tabloda da son sütun parametrelerin sonuç üzerindeki katkısını yüzde olarak göstermektedir.

Görüldüğü gibi Nu sayısı üzerinde en etkili parametre %60.61 oranıyla Re sayısıdır. Plaka genişliği w/d , %29.96 oranında etkili olmuştur. Hatve p/d ve kalınlık t/d ise % 4.7 ve 1.73 katkı oranlarına sahiptir -ki bu da sonuç üzerinde etkilerinin çok az olduğunun göstergesidir. Bu analiz sonucu %3 hata oranı, %95 güven derecesiyle elde edilmiştir.

Tablo 4.4. Nu için varyans analizi sonuçları

Faktörler	Serbestlik derecesi (df)	Kareler toplamı (SS)	Varyans (V)	F-test	$F_{0.05}$	% katkı
A	5	93.039	18.608	69.99*	4.38	60.61
B	2	45.866	22.933	86.27*	5.143	29.96
C	2	7.646	3.823	14.38*	5.143	4.7
D	2	3.153	1.576	5.928*	5.143	1.73
Hata	6	1.595	0.26583			3
Toplam	17	151.299				

* %95 derecesinde güvenilir

Tablo 4.5’de, sürtünme faktörü üzerindeki en baskın parametrenin %53.85 oranla plaka kalınlığı t/d olduğu açıkça görülmektedir. İkinci olarak %27.27 oranla plaka genişliği w/d , üçüncü sırada %16.64 oranla Re sayısı gelmektedir. Hatvenin p/d sürtünme faktörü

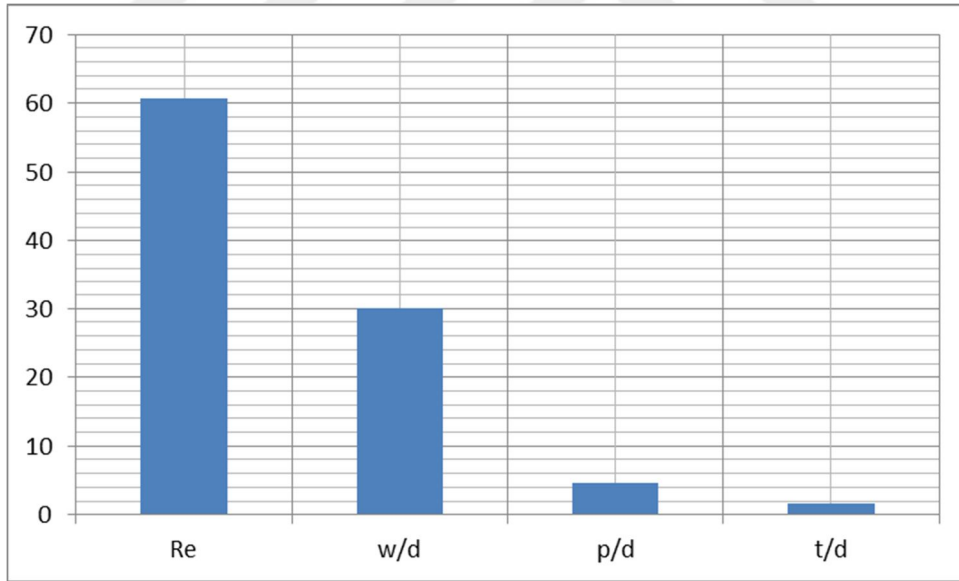
üzerinde etkisi yoktur. Bu analiz sonucu %1.99 hata oranı ve %95 güven derecesiyle elde edilmiştir.

Tablo 4.5. f için varyans analizi sonuçları

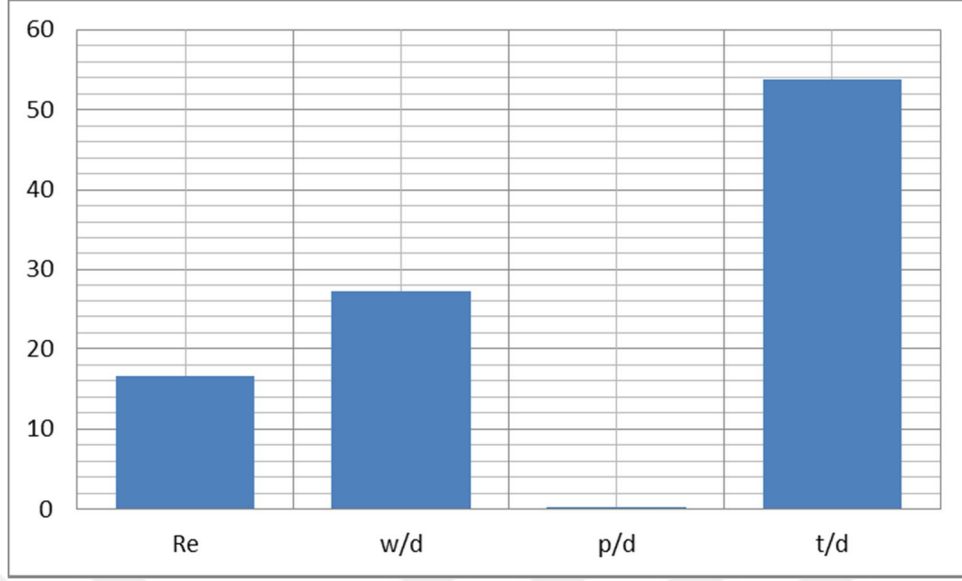
Faktörler	Serbestlik derecesi (df)	Kareler toplamı (SS)	Varyans (V)	F-test	$F_{0.05}$	% katkı
A	5	25.942	5.188	29.311*	4.38	16.64
B	2	41.414	20.707	116.989*	5.143	27.27
C	2	0.724	0.362	2.045	5.143	0.25
D	2	81.446	40.723	230.073*	5.143	53.85
Hata	6	1.06	0.177			1.99
Toplam	17	150.586				

* %95 derecesinde güvenilir

Tablo 4.4 ve 4.5 ile elde edilen yüzde katkı oranları Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de sütun grafiklerle gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Nu sayısı üzerindeki etkili parametrelerin katkı oranları



Şekil 4.4. f sayısı üzerindeki etkili parametrelerin katkı oranları

4.3. Doğrulama Deneyleri

Deneysel tasarım yönteminde son basamak doğrulama deneyidir. Doğrulama deneyinin amacı, analiz boyunca çizilen tablonun doğruluğunu tespit etmektir. Doğrulama deneyi, faktörlerin ve seviyelerin belirli değerleri esas alınarak bir deneyin yapılması ile gerçekleştirilir. Bu çalışmada optimum şartları belirledikten sonra, ve bu şartlara bağlı olarak tahmini değerleri oluşturduktan sonra optimum seviyeler için yeni bir deney tasarlandı ve yapıldı. Son aşama performans karakteristiğindeki artışı tahmin etmek ve doğrulamaktır. Tahmin edilen S/N oranı $\hat{\eta}$ tasarım parametrelerinin optimum seviyeleri kullanılarak hesaplanır:

$$\hat{\eta} = \eta_m + \sum_{i=1}^p (\bar{\eta}_i - \eta_m) \quad (4.7)$$

burada η_m , S/N oranının toplam ortalamasıdır, $\bar{\eta}_i$ optimum seviyedeki S/N oranının ortalamasıdır, p ise performansı ciddi şekilde etkileyen parametrelerin sayısıdır.

Optimum seviyeleri kullanarak yapılan deneysel doğrulamanın sonuçları Nu sayısı için Tablo 4.6'da, sürtünme faktörü için Tablo 4.7'de sunulmuştur. S/N oranındaki artışı belirlemek için rastgele seçilen başlangıç değeri de dikkate alınırsa S/N oranı 2.782 dB artış göstermiştir. Tablo 4.7'de sürtünme faktörü için S/N oranındaki artış 3.8 dB'dir.

Tablo 4.6. Nu için doğrulama deneylerinin sonuçları

Başlangıç parametreleri		Optimum parametreler	
		Hesaplanan	Deneyssel
Seviye	A6B2C3D2	A6B3C2D3	A6B3C2D3
Nu	232.643	319.125	320.483
S/N oranı (dB)	47.334	50.079	50.116

S/N oranı Nusselt sayısı için =2.782 dB

Tablo 4.7. f için doğrulama deneylerinin sonuçları

Başlangıç parametreleri		Optimum parametreler	
		Hesaplanan	Deneyssel
Seviye	A1B1C1D1	A5B1C3D1	A5B1C3D1
f	0.03849	0.02603	0.02487
S/N oranı (dB)	28.29	31.69	32.09

S/N oranı f için =3.8 dB

4.4. Gri-İlişkisel Analiz Sonuçları

Gri sistem teorisine bağlı olan gri ilişkisel analizi çoklu performans karakteristiği olması durumunda karmaşık ilişkileri tanımlamada kullanılır. Mesela, bu çalışmada olduğu gibi bir yandan ısı transferi arttırılmak istenilirken, öte yandan basınç kaybı azaltılmak istenilebilir. Amaç Nu sayısının en yüksek değerine ve f sürtünme faktörünün en küçük değerine aynı anda ulaşabilmektir. Bu amaçla geliştirilen Gri İlişkisel analizi şöyle tanımlanır [37]:

$$r(x_0(k), x_i(k)) = \frac{\min_i \min_k |x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|}{|x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|} \quad (4.8)$$

burada, $x_i(k)$, k . performans karakteristiğinin i . deneyde ve ξ tanınma katsayısı; $\xi \in [0, 1]$ olmak üzere normleştirilmiş değeridir. ξ değeri gerçek sistemin gereksinimlerine göre ayarlanır. Gri ilişkiler değeri, gri ilişkisel katsayılarının ağırlıklı toplamıdır. Aşağıdaki gibi bulunur [37]:

$$r(x_0, x_i) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m r(x_0(k), x_i(k)) \quad (4.9)$$

burada m performans karakteristiklerinin sayısıdır.

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

Gri İlişkisel Analiz sonuçları Tablo 4.8-4.10 arasındaki tablolarda sunulmuştur. T En yüksek gri ilişkisel derece 18. deneyde elde edilmiştir. Tablo 4.10 ve Şekil 4.5’de de bu durum açıkça görülmektedir. Bu; Nu sayısı için en yüksek, sürtünme faktörü için ise en düşük değere, ortogonal dizinde 18. deneyde ulaşıldığı anlamına gelmektedir.

Tasarım parametrelerinin ortalama gri ilişki dereceleri Tablo 4.11 ve Şekil 4.6’da verilmiştir. S/N oranında olduğu gibi burada da en büyük değer en iyi sonucu vermektedir. Bu durumda Tablo 4.11’den de görüleceği üzere “*” işaretli olan değerler her bir parametre için en büyük ortalama gri ilişki değerini göstermektedir. Parametrelerin bu “*” lı seviyeleri dikkate alındığında Re sayısı için 6. seviye, w/d için 2. seviye, p/d için 2. seviye ve t/d için 1. seviye değerlerinde optimum sonuçlara ulaşılmıştır. Yani tasarım parametrelerinin çoklu performans (Nu ve f) üzerindeki etkisi A6B2C2D1 seviyelerinde elde edilmiştir. Bu seviyeler, maksimum Nu ve minimum f değerlerini elde etmemizi sağlayan optimum parametre seviyeleridir.

Ayrıca Tablo 4.11’de, gri ilişkisel derecelerin maksimum ve minimum değerleri arasındaki fark değerleri görülmektedir. Bu fark değerlerinin kıyaslanması ile performans karakteristiğini (Nu ve f) etkileyen parametrelerin önem seviyeleri tespit edilmektedir. En önemli parametre en büyük fark değerine sahip olan parametredir. Burada; 0.2573, 0.013151, 0.048279 ve 0.172896 değerleri arasında en büyük değer 0.2573 ile A (Re sayısı) parametresine aittir. Yani bu çalışmadaki 4 tasarım parametresi arasında multi performans karakteristiğini etkileyen en önemli parametre Re sayısıdır. Fark değerlerinin büyükten küçüğe doğru sıralanması ile performans karakteristiğine etki eden parametrelerin önem sıraları belirlenmektedir. Bu durumda; çoklu-performans karakteristiğini etkileyen parametrelerin önem sıralamasının $0.2573 (A-Re \text{ sayısı}) > 0.172896 (D-t/d) > 0.048279 (C-p/d) > 0.013151 (B-w/d)$ şeklinde olduğu görülmektedir.

Tablo 4.8. Verilerin ön işlem den sonraki sıralaması

	Nu	f
Referans Dizisi	1	1
Karşılaştırabilirlik Serisi		
1	0	0.855872
2	0.261664	0.441952
3	0.246889	0
4	0.108948	0.70152
5	0.391201	0.345154
6	0.275563	0.606617
7	0.316263	1
8	0.467375	0.763968
9	0.566698	0.291041
10	0.30117	0.691624
11	0.482296	0.947148
12	0.769365	0.518148
13	0.522878	0.676118
14	0.516793	0.982628
15	0.95883	0.576098
16	0.411362	0.872388
17	0.858013	0.524012
18	1	0.800659

Tablo 4.9. Referans değ er ile normalize edilmiş değ erler arasındaki fark

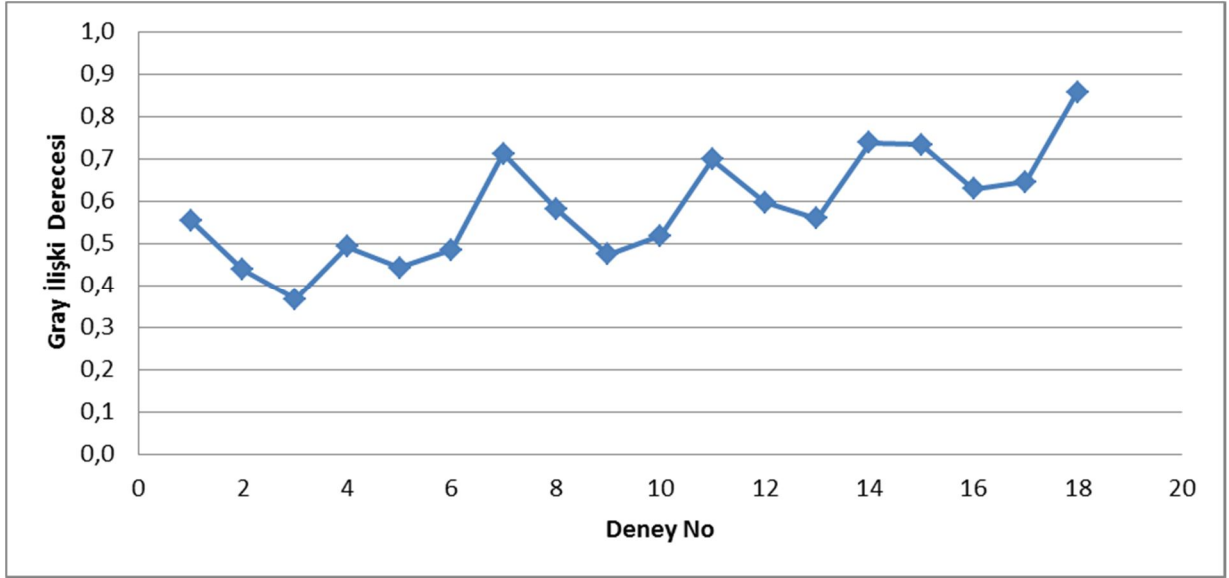
	$\Delta 0i(1)$	$\Delta 0i(2)$
1	1	0.144128
2	0.738336	0.558048
3	0.753111	1
4	0.891052	0.29848
5	0.608799	0.654846
6	0.724437	0.393383
7	0.683737	0
8	0.532625	0.236032
9	0.433302	0.708959
10	0.69883	0.308376
11	0.517704	0.052852
12	0.230635	0.481852
13	0.477122	0.323882
14	0.483207	0.017372
15	0.04117	0.423902
16	0.588638	0.127612
17	0.141987	0.475988
18	0	0.199341

Tablo 4.10 - Gri ilişkisel katsayısı ve gri ilişkisel derece değeri

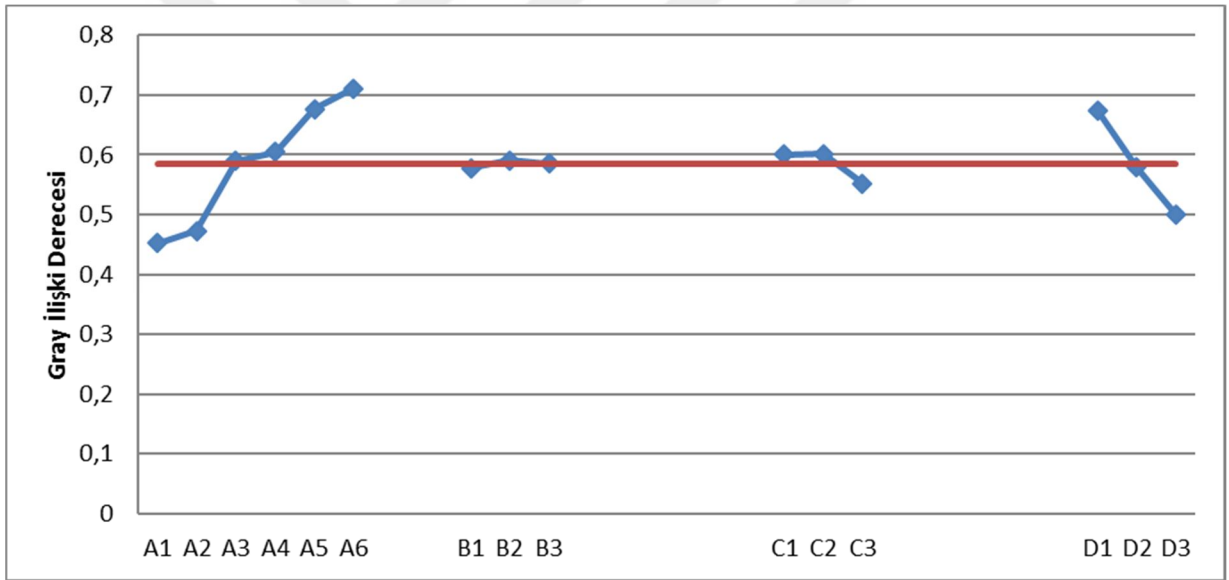
Deney no	Gri İlişki Katsayıları		Gri İlişki Derecesi	Sıralama
	Nu	f		
1	0.333333	0.776243	0.554788288	11
2	0.403768	0.472569	0.438168154	17
3	0.399007	0.333333	0.366170199	18
4	0.35944	0.62619	0.492814936	13
5	0.450939	0.432958	0.441948397	16
6	0.408351	0.55967	0.484010534	14
7	0.422391	1	0.711195514	4
8	0.484203	0.679319	0.581760769	9
9	0.535733	0.413579	0.474655703	15
10	0.417073	0.618524	0.517798436	12
11	0.491302	0.904401	0.697851425	5
12	0.684336	0.509242	0.596789024	8
13	0.511707	0.606883	0.559294763	10
14	0.50854	0.966423	0.737481573	2
15	0.923925	0.541183	0.732553842	3
16	0.459289	0.79667	0.62797979	7
17	0.778832	0.512301	0.645566342	6
18	1	0.714959	0.85747953	1

Tablo 4.11 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler

Parametreler	Ortalama gri ilişkisel derece değerleri						
	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Seviye 4	Seviye 5	Seviye 6	Max-Min
A	0.453042	0.472925	0.589204	0.604146	0.676443	0.710342*	0.2573
B	0.577312	0.590463*	0.585276				0.013151
C	0.599705	0.600813*	0.552534				0.048279
D	0.673801*	0.578344	0.500906				0.172896



Şekil 4.5. Maksimum Nu ve minimum f için gri ilişkisel derece grafiği



Şekil 4.6. Tasarım parametrelerinin çoklu performans üzerindeki etkisi

5. İKİNCİ YASA AÇISINDAN TASARIM PARAMETRELERİNİN ETKİSİ

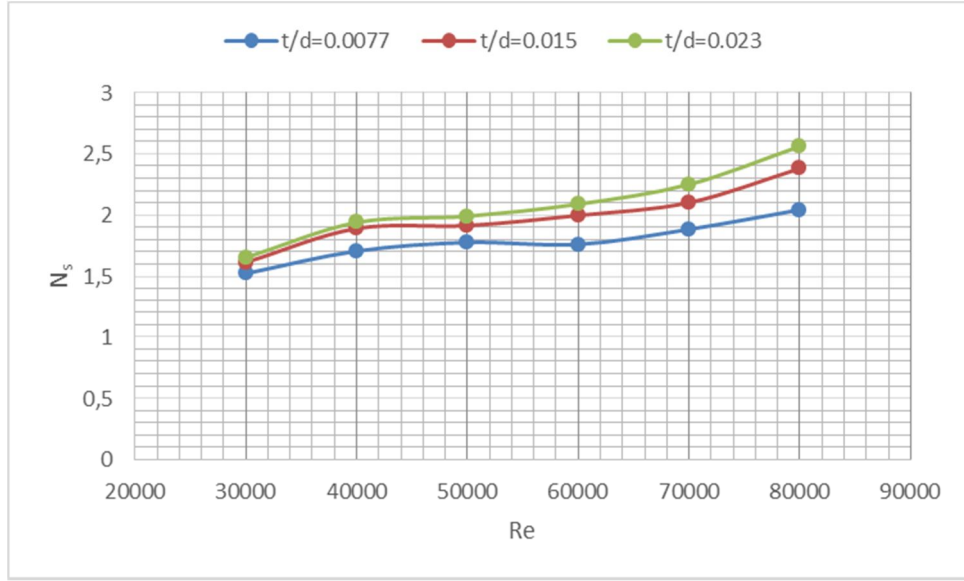
Bölüm 2’de İkinci Yasa Analizi ile ilgili bağıntılar verilmişti. Bu bölümde bu bağıntılar kullanılarak hesaplanan entropi artım oranı, kayıp ekserji- NTU ve etkinlik-NTU gibi değerlerin değişimi grafiklerle sunulmuştur. Çalışmada kullanılan entalpi ve entropi değerleri, deneysel sıcaklık ölçümleri yapıldıktan sonra tespit edilen sıcaklıklarına karşılık gelen kuru hava ve doymuş su buharı tablolarından alınmıştır.

5.1. Entropi Artım Oranı, N_s

Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3 sırasıyla; plaka kalınlığının, plaka genişliğinin ve plaka hatvesinin entropi artım oranı üzerindeki etkilerini göstermektedir. Hatırlanacağı üzere entropi artım oranı N_s türbülantörlü borudan elde edilen entropi değerinin türbülantörsüz boş boruda elde edilen entropi değerine bölünmesiyle elde edilmiştir.

5.1.1. Plaka Kalınlığının N_s Üzerindeki Etkisi

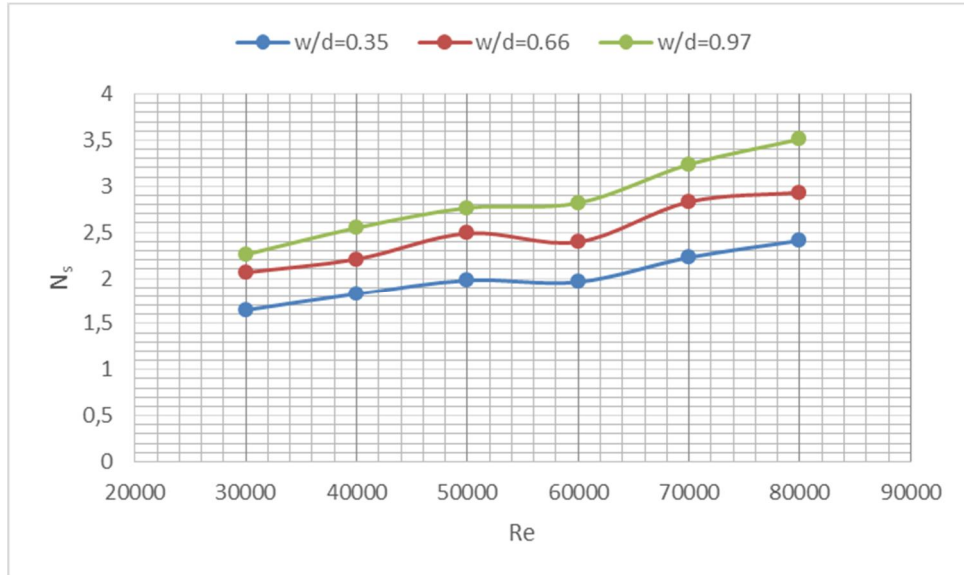
Plaka kalınlığını arttırmak ısı transfer yüzey alanını arttırdığından ve türbülantlı sınır tabakayı parçaladığından ısı transferini de doğrudan arttırmıştır. Isı transferinin artışı sistemdeki düzensizliğin artmasına sebebiyet verir. Dolayısıyla kalınlık arttıkça düzensizlik de artmıştır. En yüksek plaka kalınlığında entropi artımı boş boruya nazaran ortalama 2 kattır. En düşük kalınlıkta ise bu oran 1.8 civarındadır. Düşük Re sayılarında (< 40000) plaka kalınlığının etkisi yüksek Re sayılarına oranla daha azdır.



Şekil 5.1. Kalınlığın entropi üretimi üzerindeki etkisi

5.1.2. Plaka Genişliğinin N_s Üzerindeki Etkisi

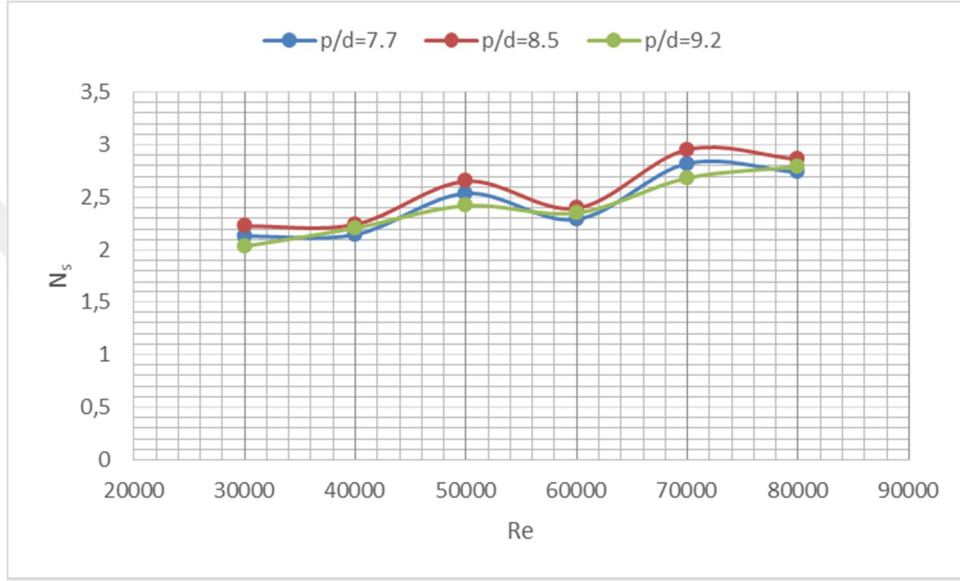
Plaka genişliğini arttırmak Nu sayısını arttıran en etkili parametre olmuştur. Entropi artım oranında da bu durum değişmemiştir. w/d 'nin en düşük değeri ile en yüksek değeri arasında 1.5-2 kat civarında fark görülmüştür.



Şekil 5.2. Genişliğin entropi üretimi üzerindeki etkisi

5.1.3. Plaka Hatvesinin N_s Üzerindeki Etkisi

Son olarak plaka hatvesinin entropi artışı üzerindeki etkisine bakıldığında, hatve artışı ile entropi artım oranı arasında doğru bir ilişki olmadığı görülmüştür. Aynı ısı transferi sonuçlarında olduğu gibi burada da $p/d = 8.5$ değerinde en yüksek entropi artış oranları elde edilmiştir.



Şekil 5.3. Hatvenin entropi üretimi üzerindeki etkisi

Burada önemli bir husus daha belirtilmelidir ki; Re sayısı arttıkça moleküller arası hareketlilik ve buna bağlı olarak düzensizlik artacağından, entropi artım oranının da artması beklenir. Sadece plaka kalınlığında değil, tüm diğer parametrelerin incelendiği durumlarda da bu durumun aynen çıkması beklenir, -ki ileriki sayfalarda bunun gerçekleştiği görülecektir.

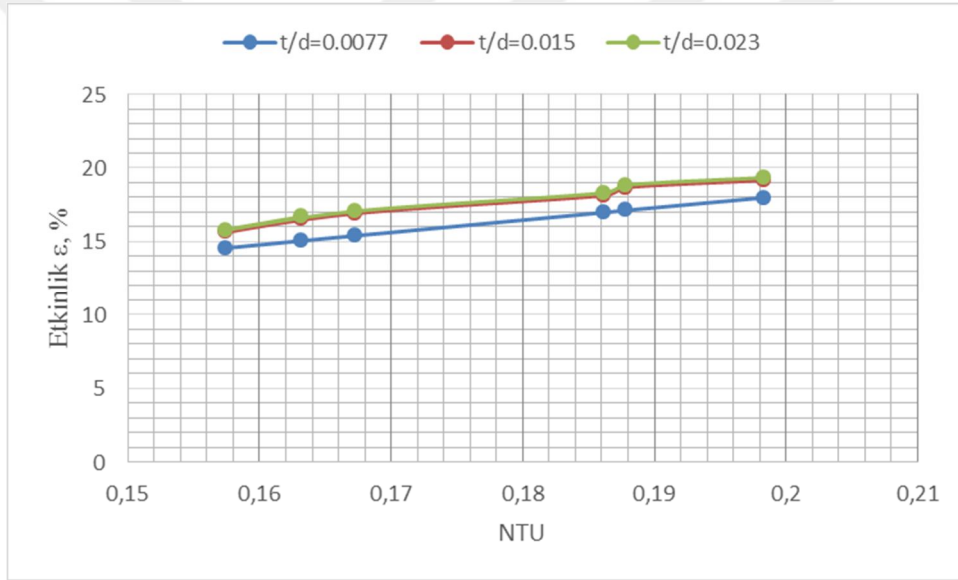
5.2. Etkinlik, ϵ -NTU Değişimi

Isı değiştiricilerinde önemli bir husus etkinlik-NTU değişimidir. Etkinlik gerçek ısı ile olabilecek maksimum ısıya oranıdır ve akış düzenine bağlı olduğu kadar ısı değiştirgecinin geometrisine de bağlıdır. Bilindiği gibi etkinlikteki büyük artış NTU da büyük bir artışa sebebiyet verir ve bu da büyük bir ısı değiştiricisi kullanımı demektir.

Burada kullanılan ısı değiştiricisi söz edildiği gibi büyük bir değiştirici değildir ve NTU değerleri 1'in altındadır.

5.2.1. Plaka Kalınlığının ϵ Üzerindeki Etkisi

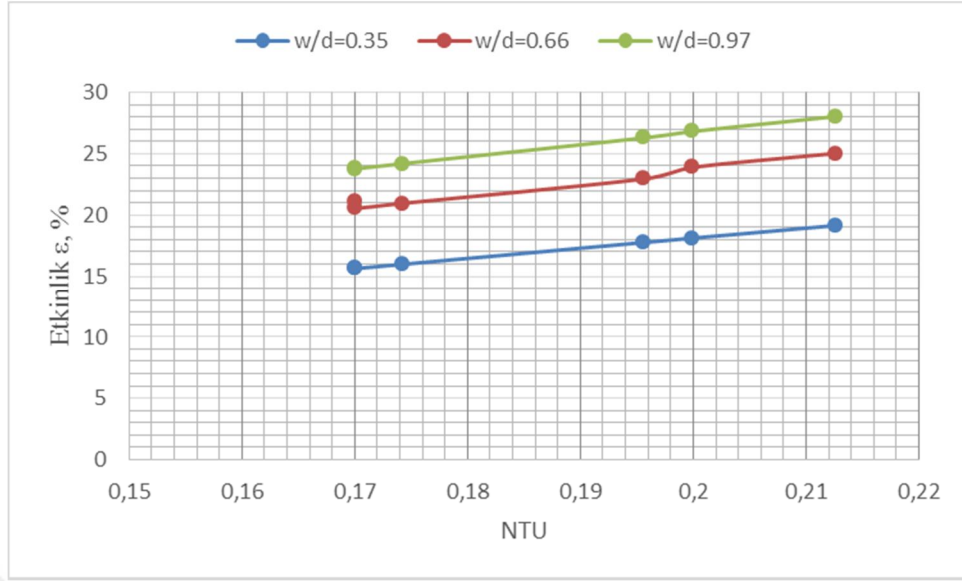
şekil 5.4, plaka kalınlığının etkinlik-NTU değişimine etkisini göstermiştir ve burada en düşük t/d kullanılması durumunda etkinlik ortalama %16 civarındayken daha kalın plaka kullanımlarında bu oran %17 ye çıkmıştır ve bu noktadan sonra plaka kalınlığını arttırmak etkinliği değiştirmemiştir. Yüzde ifadelerle verilen etkinlik artan NTU ile artış göstermiştir.



şekil 5.4. Kalınlığın etkinlik üzerindeki etkisi

5.2.2. Plaka Genişliğinin ϵ Üzerindeki Etkisi

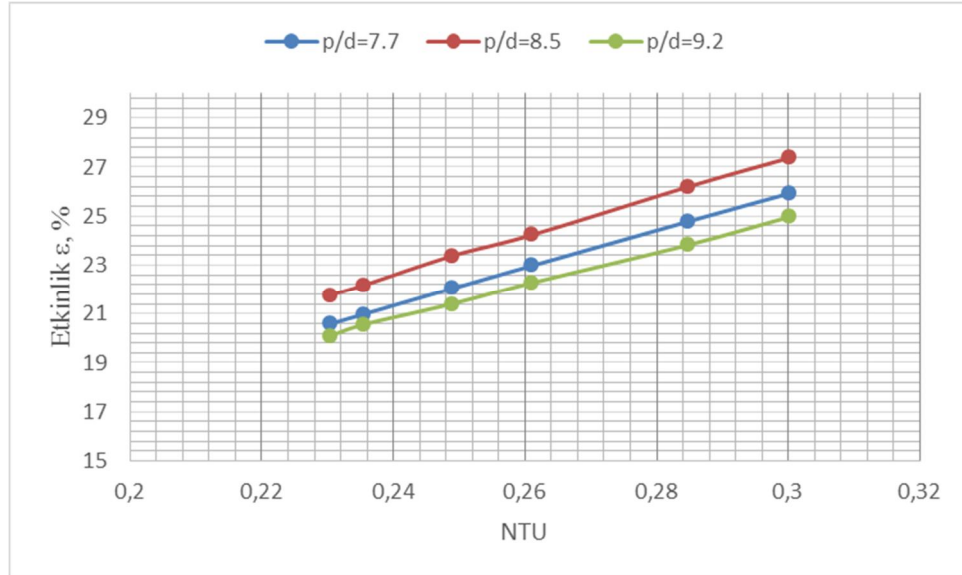
Genişliğin etkinlik-NTU değişimi üzerindeki etkisi şekil 5.5'de verilmiştir. Görüldüğü gibi en büyük w/d 'de etkinlik %25-30 arasındadır. Ayrıca genişliği değiştirmek etkinlik değerinde ciddi değişikliklere sebebiyet vermektedir. En düşük plaka genişliği ile en yüksek plaka genişliği durumları arasında etkinlik ortalama 1.5 kat artmıştır.



Şekil 5.5. Genişliğin etkinlik üzerindeki etkisi

5.2.3. Plaka Hatvesinin ε Üzerindeki Etkisi

Son olarak hatvenin etkinlik-NTU üzerindeki etkisi Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Burada aynı diğer tüm sonuçlarda olduğu gibi (Nu sayısı ve entropi artım oranı) en yüksek etkinlik değerine $p/d = 8.5$ ’da rastlanmıştır.



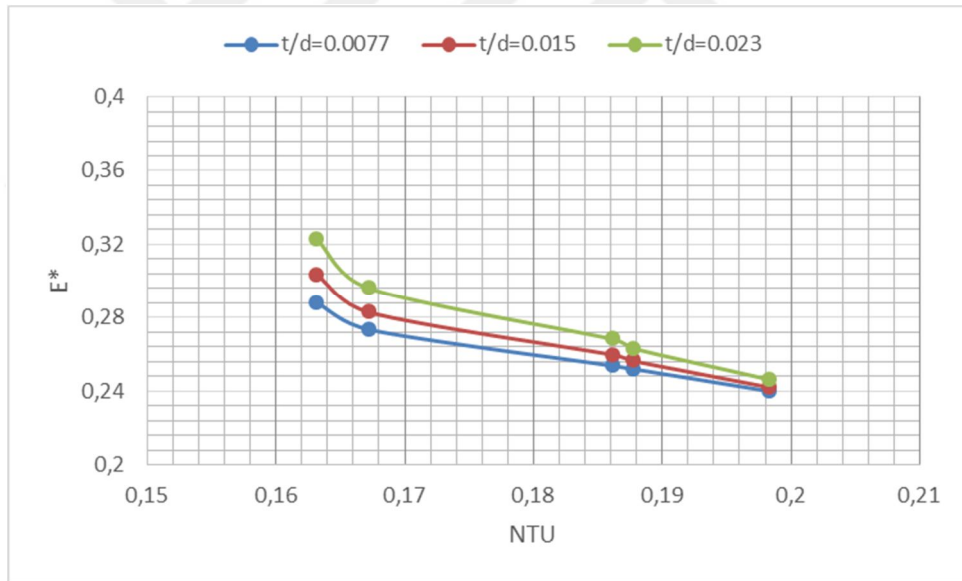
Şekil 5.6. Hatvenin etkinlik üzerindeki etkisi

5.3. Ekserji Kaybı, E^* -NTU Değişimi

Deney düzeneğinde akışların birbirine karışmadığı adyabatik bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Böyle bir ısı değiştiricisine sağlanan kullanılabilirlik sıcak akışkanın kullanılabilirliğindeki azalma, elde edilen kullanılabilirlik ise soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Kullanılabilirlik ile ekserji kaybı arasındaki bağıntı Bölüm 2’de verilmişti. Buna göre Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9 sistemdeki türbülator kalınlığının, genişliğinin ve hatvesinin ekserji kaybı üzerindeki etkilerini göstermek üzere çizilmiştir.

5.3.1. Plaka Kalınlığının E^* Üzerindeki Etkisi

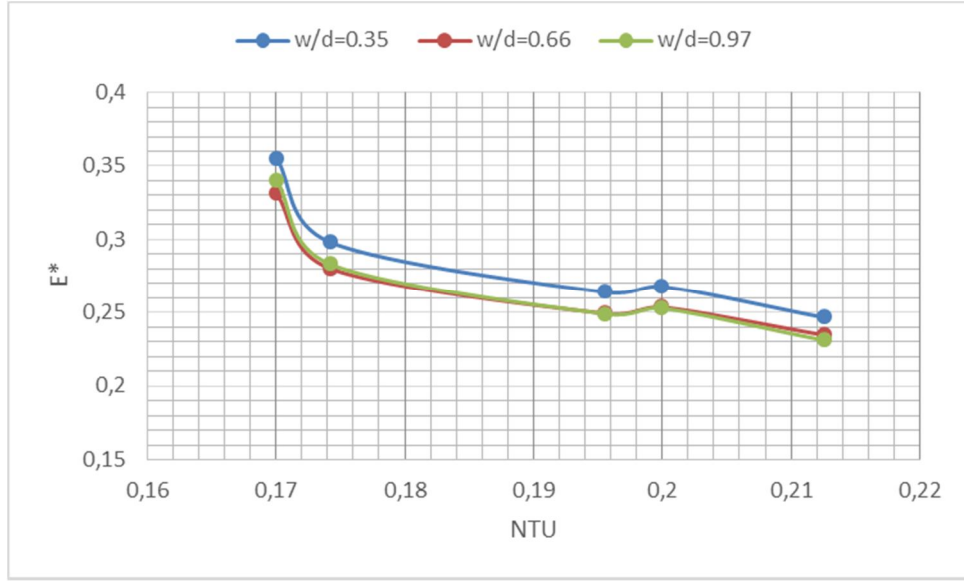
Şekil 5.7’de açıkça görülmüştür ki; kalınlık arttıkça ekserji kaybı artmaktadır. Ancak NTU arttıkça değerler birbirine daha yakın çıkmaktadır.



Şekil 5.7 Kalınlığın ekserji kaybı üzerindeki etkisi

5.3.2. Plaka Genişliğinin E^* Üzerindeki Etkisi

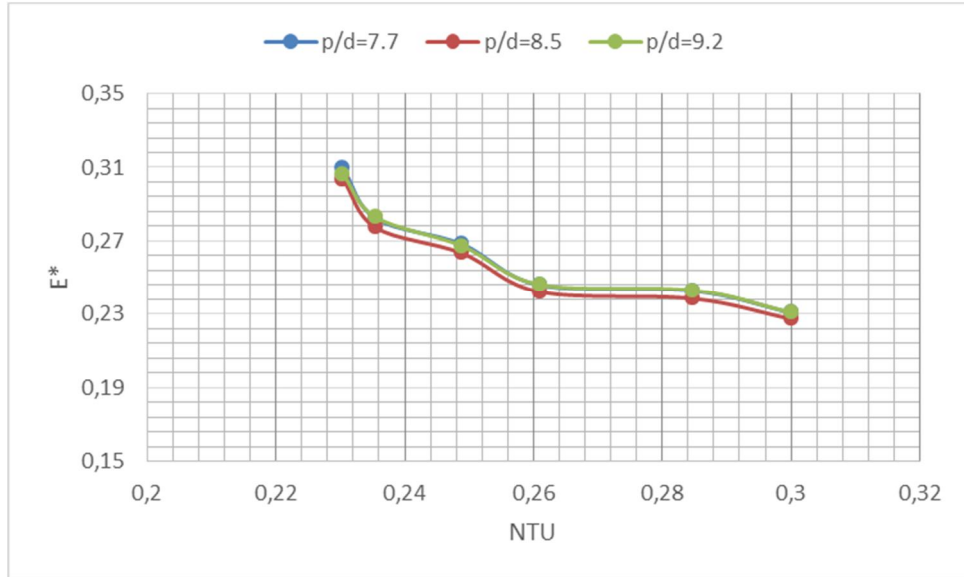
En düşük genişlikteki plakada en yüksek ekserji kaybı tespit edilmiştir. $w/d = 0,66$ ve $w/d = 0,97$ ’de ise ekserji kayıpları neredeyse birbirine eşittir.



Şekil 5.8. Genişliğin ekserji kaybı üzerindeki etkisi

5.3.3. Plaka Hatvesinin E^* Üzerindeki Etkisi

Hatve ekserji kaybı üzerinde etkisi en az olan tasarım parametresidir. Ayrıca diğer tasarım parametrelerinde olduğu gibi hatvede de ekserji kaybının NTU ile değişimi ters orantılıdır.



Şekil 5.9. Hatvenin ekserji kaybı üzerindeki etkisi

6. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında eş-eksenli çift borulu bir ısı değiştiricisi içerisinde kıvrımlı plaka bulunması halinde ısı transferi, basınç kaybı, entropi artımı, ekserji kaybı ve etkinlik gibi karakteristik özelliklerin değişimi araştırılmıştır. Çalışmada kullanılan kıvrımlı plakanın hatvesi, genişliği ve kalınlığı ayrıca akış Reynolds sayısı sistemi etkileyen tasarım parametreleri olarak seçilmiştir. Deneysel çalışma Taguchi Deney Tasarım Yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

Tablo 4.4, Nu sayısı için ANOVA sonuçlarını göstermektedir. Benzer şekilde Tablo 4.5 sürtünme faktörünün ANOVA sonuçlarını içermektedir. Her iki tabloda yer alan son sütun tasarım parametrelerinin sonuç üzerindeki yüzde etkisini göstermektedir. Görüldüğü gibi.

1. Nusselt sayısının tasarım parametreleriyle değişimi:

$$Nu = 0.15Re^{0.74}(w/d)^{0.42}(p/d)^{-0.24}(t/d)^{0.07}$$

şeklinde olmuştur. Bu bağıntıya göre Nu sayısı üzerindeki etki şiddetleri büyükten küçüğe sıralandığında; Re sayısı, plaka genişliği w/d , hatve p/d (ters orantılı) ve son olarak kalınlık t/d gelmektedir. ANOVA sonuçlarında da, Nu üzerinde en büyük etkinin %60.61 oranıyla Re sayısı ve ardından %29.96 oranıyla plaka genişliği olduğu görülmüştür. Isı transferini arttıran en az etkili parametreler ise hatve (% 4.7) ve kalınlık (%1.73) olarak tespit edilmiştir.

2. Optimum Nusselt sayısı A6B3C2D3 durumunda, yani; $Re = 80000$, $w/d = 0.97$, $p/d = 8.5$, $t/d=0.023$ olduğu durumda elde edilmiştir.
3. Sürtünme faktörünün tasarım parametreleriyle değişimi:

$$f = 74 Re^{-0.4}(w/d)^{0.4}(p/d)^{-0.19}(t/d)^{0.55}$$

şeklinde verilen bağıntıdaki gibidir. ANOVA sonucunda sürtünme faktörünün üzerinde etkili olan en baskın parametre %53.85 oranla plaka kalınlığı t/d olarak tespit edilmiştir. İkinci olarak %27.27 oranla plaka genişliği w/d , üçüncü sırada

%16.64 oranla Re sayısı gelmektedir. Hatvenin p/d sürtünme faktörü üzerinde etkisi görülmemiştir.

4. Sürtünme faktörü için A5B1C3D1 durumu optimum değerleri göstermektedir. Yani, $Re = 70000$, $w/d = 0.35$, $p/d = 9.2$, $t/d = 0.007$ olması durumunda, sürtünme faktörü optimum seviyeye sahip olmaktadır.
5. Plaka kalınlığı ve genişliğini arttırmak entropi artım oranını N_s arttırmıştır. Hatvenin büyük bir etkisi görülmemiştir.
6. Plaka kalınlığının ε -NTU değişimine etkisi önemsiz derecededir. Ancak genişlik arttıkça ε -NTU değişimi de ciddi oranda artmıştır. Hatvede ise durum Nu sayısında olduğu gibidir. En yüksek ε -NTU değişimi $p/d = 8.5$ 'de, sonra $p/d = 7.7$ 'de en son da $p/d = 9.2$ 'de tespit edilmiştir.
7. Plaka kalınlığı arttıkça ekserji kaybı E^* artmış ancak plaka genişliği arttıkça ekserji kaybı E^* azalmıştır. Hatvenin ekserji kaybı E^* üzerindeki etkisi önemsizdir.
8. Gri İlişkisel analizi sonucunda tasarım parametrelerinin çoklu performans (Nu ve f) üzerindeki etkisi A6B2C2D1 seviyelerinde elde edilmiştir. Bu seviyeler, maksimum Nu ve minimum f değerlerini elde etmemizi sağlayan optimum parametre seviyeleridir.

KAYNAKLAR

- [1] <http://www.4emuhendislik.com.tr/?pnum=19&pt=YAKIT+TASARRUF+T%C3%9CRB%C3%9CLAT%C3%96RLER%C4%B0> (28/07/2016)
- [2] **Q. Xiao, B. Cheng and W.Q. Tao**, “Experimental study on effect of interwall tube cylinder on heat/mass transfer characteristics of corrugated plate fin-and-tube exchanger configuration”, *Journal of Heat Transfer*, Vol.114(3), pp.755-759, 1992.
- [3] **N. Singh, R. Sivan, M. Sotoa, M.Faizal, M.R. Ahmeda**, “Experimental studies on parallel wavy channel heat exchangers with varying channel inclination angles”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 75, pp.173–182, 2016.
- [4] **B. Kılıç, O. İpek**, “Experimental investigation of heat transfer and effectiveness in corrugated plate heat exchangers having different chevron angles”, *Heat and Mass Transfer*, pp. 1-7, 2016.
- [5] **I. Kotcioglu, A. Cansiz, M.N. Khalaji**, “Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.50 (1), pp. 604–613, 2013.
- [6] **M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Zangouei, F. Hormozi**, “Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental, validation”, *Int. J. Therm. Sci*, Vol. 88, pp. 180–192, 2015.
- [7] **A. Sinha, K. Ashoke Raman, H. Chattopadhyay, G. Biswas**, “Effects of different orientations of winglet arrays on the performance of plate-fin heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.57 (1), pp. 202–214, 2013.
- [8] **H. Zarea, F. Moradi Kashkooli, A. Mansuri Mehryan, M.R. Saffarian, E. Namvar Beherghani**, “Optimal design of plate-fin heat exchangers by a Bees algorithm”, *Appl. Therm. Eng*, Vol. 69 (1–2), pp. 267–277, 2014.
- [9] **J. Fernández-Seara, R. Diz, F.J. Uhía**, “Pressure drop and heat transfer characteristics of a titanium brazed plate-fin heat exchanger with offset strip fins”, *Appl. Therm. Eng*, Vol. 51 (1–2), pp. 502–511, 2013.
- [10] **M. Khoshvaght-Aliabadi, F. Hormozi, A. Zamzamian**, “Effects of geometrical parameters on performance of plate-fin heat exchanger: vortex-generator as core surface and nanofluid as working media”, *Appl. Therm. Eng*, Vol. 70 (1), pp. 565–579, 2014.
- [11] **Y. Yang, Y. Li**, “General prediction of the thermal hydraulic performance for plate-fin heat exchanger with offset strip fins”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 78, pp. 860–870, 2014.

- [12] **M. Khoshvaght-Aliabadia, M. Khoshvaghtb, P. Rahnamaa**, “Thermal-hydraulic characteristics of plate-fin heat exchangers with corrugated/vortex-generator plate-fin (CVGPF)”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 98(5), pp.690–701, 2016.
- [13] **C. Demirtaş, A. Durmuş, Ayhan T., H. Karabay** “Konik Halka Yüzeyleli Türbülütörlerin Kazan Verimine Etkileri ,Akdeniz Üniv. 7. Müh Haftası, 25-28 Mayıs. 1992.
- [14] **A. Durmuş, A. Akbulut**, “Sabit yüzey sıcaklığına sahip bir boru içersine yerleştirilen çubuk kanatlı türbülütörlerde optimum parametrelerin belirlenmesi”, *Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları*, pp.21-24, 2003.
- [15] **E. Smithberg and F. Landis**, “Friction and forced convection heat transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp.39-49, 1964.
- [16] **A. Durmuş, İ. Kurtbaş, F. Gülçimen 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*, Vol. 31 (1), pp.133-142, 2004.
- [17] **D. Neshumayev, A. Ots, J. Laid and T. Tiikma**, “Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 28, pp.877-886, 2004.
- [18] **E.K. Akpınar, Y. Bicer, C. Yildiz, and D. Pehlivan** , “Heat transfer enhancements in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl elements”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 31(6), pp.857-858, 2004.
- [19] **G. Tanda** , “Heat transfer in rectangular channels with transverse and v-shaped broken ribs”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.47, pp. 229-243, 2004.
- [20] **İ. Kurtbaş, A. Durmuş, H. Eren, and E. Turgut** , “Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, pp.300–307, 2007.
- [21] **E.K. Akpınar** , “Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires”, *Energy Conversion and Management*”, Vol.47, pp.3473-3486, 2006.
- [22] **A. Durmuş, ve İ. Kurtbaş** , “Değişik konstrüksiyonlarda yerleştirilen çubuk kanatlı türbülütörlerde ntu analizi ve ekserji kaybı”, *IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 353-362, 11-13 Eylül 2002.
- [23] **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, pp. 641–648, 1999.
- [24] **A. Durmuş** , “Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators” *Energy Conversion and Management*, Vol.45, pp.785–796, 2004.
- [25] **H. Eren, N. Çelik, İ. Kurtbaş and Ş. Yıldız**, “Exergy analysis of coil-spring turbulators inserted in the horizontal concentric tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol.132 (10), pp.1-10, 2010.
- [26] **Ş. Yıldız**, “İç içe borulu ısı değıştircilerinde yaylı türbölölörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi”, Fırat Üniv. Fen Bil. Enst., Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [27] **H. Eren, N. Çelik, Ş. Yıldız. and A. Durmuş**, “Heat transfer and friction factor of coil springs inserted in the horizontal concentric tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 132 (1), pp.1-11, 2010.
- [28] **H. Eren, N. Çelik, İ. Kurtbaş , and Ş. Yıldız**, “Exergy analysis of coil-spring turbulators inserted in the horizontal concentric tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 132 (10), pp.1-10, 2010.
- [29] **M. Şirvancı**, “Kalite İçin Deney Tasarımı, Taguchi Yaklaşımı”, Literatür Yayıncılık.
- [30] **F.W. Dittus , and L.M.K Boelter** , University of California Publications on Engineering Vol. 2, pp. 433, 1930.
- [31] **E.N. Sieder, G.E. Tate**, “Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes.” *Industrial Engineering Chemistry*, Vol. 28, pp.1429-1435, 1936.
- [32] **V. Gnielinski** , “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [33] **H. Blasius**, “The boundary layers in fluids with little friction (in German).” *Z. Math . Phys. ,* Vol.56(1), pp. 1-37, 1908.
- [34] **S.E Haaland** , “Simple and Explicit formulas fort he friction factor in turbulent pipe flow” *Journal of Fluids Engineering*, pp. 89-90, 1983.
- [35] **B.S. Petukhov and L.I Roizen**, “Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of a Gas in Tubes of Annular Section”, *High temperature (USSR)* Vol. 2, pp. 65-68, 1964.
- [36] **P.J Ross**, “Taguchi Techniques for Quality Engineering”, 2nd ed., McGraw-hill, New York, USA, 1989.
- [37] **Deng J.L.**, “Introduction to grey system”, *Journal of Grey System*, Vol. 1, pp. 1–24, 1989.

ÖZGEÇMİŞ

Göngür PUSAT 27.08.1986 tarihinde Elazığ'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Elazığ'da tamamladı. 2004 yılında Elazığ Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2005 yılında girdiği Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2010'da mezun oldu. 2005-2010 yılları arasında Elazığ ilinde faaliyet gösteren çeşitli firmalarda mühendislik yaptı. 2012-2014 yılları arasında Hidromek İş Makineleri Üretim Mühendisliği departmanında çalıştı. 2012 yılında Fırat Üniversitesi B sınıfı İş Sağlığı ve Güvenliği alanında tezsiz yüksek lisans programına başladı. 2014 yılında bu programdan mezun oldu. Çeşitli dil kurslarından İngilizce yeterlilik belgesi aldı. American Cultural Association Language Schools'dan C2 (upper Intermediate) sertifikası var. 2012 yılında girdiği Kamu Personeli Dil Sınavı 56.25, 2015 yılında Yabancı Dil Sınavı(YDS) den 62.5 puan aldı. ,ITEC %100 Müşteri Memnuniyeti, PE kaynakçı yeterlilik sertifikaları aldı. 2014 yılında Elazığ Hidromek Satış Sonrası Hizmetler Müdürlüğü'ne Doğu ve Güneydoğu Satış Sonrası Hizmetler Yöneticiliğine Atandı. 2013 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim dalında yüksek lisans öğrenimine başladı. Pusat, Elazığ'da ikamet etmektedir.