



**GÖZENEKLİ KANATÇIKLARIN ISI TRANSFERİ
VE BASINÇ DÜŞÜMÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Barış GEZDİRİCİ

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı
Prof. Dr. Bayram ŞAHİN**

2018

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**GÖZENEKLİ KANATÇIKLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ
DÜŞÜMÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Barış GEZDİRİCİ

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2018**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü



TEZ ONAY FORMU

GÖZENEKLİ KANATÇIKLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ
KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Bayram ŞAHİN danışmanlığında, Barış GEZDİRİCİ tarafından hazırlanan bu çalışma, 13.10.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı ENERJİ Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği / oy çokluğu (3/3)** ile kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

İmza

Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Eyüphan MANAY

İmza

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu'nun 16.08/2018 tarih ve ...33.../...21... nolu kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Mehmet KARAKAN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÖZENEKLİ KANATÇIKLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Barış GEZDİRİCİ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

Bu tez çalışmasında dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş kafes geometrideki ısı alıcılardan zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Test bölgesine havanın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girebilmesi için hava kanalının giriş bölgesi yeterince uzun bırakılmış ve test bölgesi alttan ısıtılarak deneyler sabit ısı akısı sınır şartında yürütülmüştür. Paslanmaz çelik malzemedeki eklemeli üretim yöntemiyle elmasın kafes geometrisinde ısı alıcılar üretilmiştir.

Kafes geometrideki ısı alıcılar arasında akışa dik yöndeki mesafenin ($S_x=6.4$ mm, 13 mm ve 24 mm), akış yönündeki mesafenin ($S_y=23$ mm, 32 mm ve 45 mm) etkilerinin yanı sıra, ısı alıcı yüksekliğinin ($H=20$ mm, 40 mm ve 60 mm) ve Reynolds sayısının ($Re=4.000$, 8.000, 12.000, 16.000 ve 20.000) ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmada ısı transferi karakteristikleri ve basınç düşümü karakteristikleri uygun çıktılar açısından sunulmuştur. Kanal içerisine yerleştirilen elemanlar ısı transferinde ve basınç düşümünde boş kanala göre önemli ölçüde artış sağlamıştır. Isı alıcılar arasında akışa dik yöndeki mesafenin ve akış yönündeki mesafenin artması ısı transferinin azalmasına neden olmuştur. Isı alıcı yüksekliğinin artması ise ısı transferi ve basınç düşümünün artmasına yol açmıştır. En yüksek ısı transferi iyileşmesi $Re=4.000$, $H=20$ mm, $S_x=6.4$ mm ve $S_y=23$ mm olduğu durumda elde edilmiştir.

2018, 84 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı alıcı, ısı transferi iyileştirmesi, basınç düşümü, kafes geometri.

ABSTRACT

MS Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP CHARACTERISTICS OF POROUS PINS

Bariş GEZDİRİCİ

Ataturk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Science of Energy

Supervisor: Prof. Dr. Bayram şAHİN

In this thesis study, forced convective heat transfer and pressure drop characteristics from heat sinks having lattice structure placed into the rectangular channel were experimentally investigated. The entrance length of the channel was left long enough for the air to enter the channel hydrodynamically fully developed, and the experiments were performed under constant heat flux boundary condition by heating test section from the bottom. The heat sinks were manufactured from stainless steel material by laser melting method in the geometry of diamond lattice structure.

The effects of heat sink height ($H=20$ mm, 40 mm and 60 mm) and Reynolds number ($Re=4.000$, 8.000, 12.000, 16.000 and 20.000) on heat transfer and pressure drop characteristics were investigated in addition to the effects of spanwise distance between heat sinks ($S_x=6.4$ mm, 13 mm and 24 mm), streamwise distance between heat sinks ($S_y=23$ mm, 32 mm and 45 mm). In the present study, heat transfer and pressure drop characteristics were presented in terms of the appropriate outputs. Heat sinks provided significant increase in heat transfer and pressure drop compared to smooth channel. Increase in the spanwise distance and streamwise distance between heat sinks caused heat transfer to decrease. An increase in the heat sink height yielded heat transfer and pressure drop to increase. The highest heat transfer enhancement was obtained in the case of $Re=4.000$, $H=20$ mm, $S_x=6.4$ mm and $S_y=23$ mm.

2018, 84 pages

Keywords: Heat sink, heat transfer enhancement, pressure drop, lattice structure.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın her aşamasında desteklerini esirgemeyen başta danışman hocam Sayın Prof. Dr. Bayram ŞAHİN hocama, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Eyüphan MANAY hocama, Sayın Arş. Gör. Murat CEYLAN hocama ve hayatımın her anında bana destek olan eşim, ailem ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi borç bilirim.

Barış GEZDİRİCİ

Ağustos, 2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	5
2.1. İletim (kondüksiyon) İle Isı Transferi	5
2.2. Taşınım (konveksiyon) İle Isı Transferi	6
2.3. Işınım (radyasyon) İle Isı Transferi	6
2.3.1. Hidrodinamik (Hız) sınır tabaka.....	6
2.3.2. Isıl sınır tabaka	7
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	15
3.1. Deney Düzenegi	16
3.2. Test Bölgesi	17
3.3. Test Elemanları.....	20
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi	22
3.5. Deneyin Yapılışı.....	27
3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı	28
3.7. Deneysel Belirsizlikler	31
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	33
4.1. Isı Transferi Bulguları	35
4.2. Sürtünme Faktörü Bulguları	50
4.3. İyileştirme Verimi ve Bulguları	64
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	79
KAYNAKLAR	82
ÖZGEÇMİŞ	85

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

\dot{Q}	Isı transferi (W)
A	Alan (m ²)
C _p	Sabit basınçta özgül ısı (J/kg.°C)
D _h	Hidrolik çap (m)
f	Sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² .°C)
H	Yükseklik (m)
I	Akım (A)
k	Isıl iletkenlik katsayısı (W/m.°C)
L	Uzunluk (m)
p	Islak çevre (m)
p	Islak çevre (m)
q ^{''}	Isı akısı (W/m ²)
R	Direnç (Ω)
S	Genişlik (m)
T	Sıcaklık (°C)
U	Ortalama hız (m/s)
V	Gerilim (V)
ΔP	Basınç farkı (Pa)
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

Kısaltmalar

Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı

Alt indisler

c	kesit
ç	çıkış
g	giriş
h	hidrolik
ış	ışınım
ilet	iletim
kay	kayıp
ort	ortalama
s	yüzey
taş	taşınım
top	toplam

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Dünyada birincil enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı	1
Şekil 1.2. Eşanjör örnekleri.....	2
Şekil 2.1. İletim, taşınım ve ışınım ile ısı transferi	5
Şekil 2.2. Hidrodinamik ve ısı sınır tabaka eğrisi.....	7
Şekil 3.1. Deney düzeneği	15
Şekil 3.2. Şematik görünüm.....	17
Şekil 3.3. Test bölgesi.....	18
Şekil 3.4. Isıtma birimi gösterimi	19
Şekil 3.5. Wattmetre	19
Şekil 3.6. Varyak	20
Şekil 3.7. Test elemanı.....	21
Şekil 3.8. Test bölgesine örnek test elemanı dizilimi	21
Şekil 3.9. Test elemanlarının levha üzerinde şematik olarak üstten görünüşü	22
Şekil 3.10. Isıl çiftlerin ve basınç tapalarının yerleşiminin şematik gösterimi	22
Şekil 3.11. Kalibrasyon eğrileri ve denklemleri	24
Şekil 3.12. Veri toplama kartı.....	25
Şekil 3.13. a) Termal macun kullanılmaması halinde temas eden yüzeyler arasındaki ısı akışı b) termal macun kullanılması halinde temas eden yüzeyler arasında ısı akışı	26
Şekil 3.14. Silikon termal macun.....	26
Şekil 3.15. Testo 480 marka anemometre.....	27
Şekil 3.16. KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri	27
Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısı verilerinin literatürle karşılaştırılması.....	34
Şekil 4.2. Boş kanala ait sürtünme faktörü verilerinin literatürle karşılaştırılması	34
Şekil 4.3. $S_y=45$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	36
Şekil 4.4. $S_y=45$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	37
Şekil 4.5. $S_y=45$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds	

sayısıyla değişimi	37
şekil 4.6. $S_y=32$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	38
şekil 4.7. $S_y=32$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	38
şekil 4.8. $S_y=32$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	39
şekil 4.9. $S_y=23$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	39
şekil 4.10. $S_y=23$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	40
şekil 4.11. $S_y=23$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	40
şekil 4.12. $S_y=45$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	41
şekil 4.13. $S_y=45$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	41
şekil 4.14. $S_y=45$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	42
şekil 4.15. $S_y=32$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	42
şekil 4.16. $S_y=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	43
şekil 4.17. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	43
şekil 4.18. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	44
şekil 4.19. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	44
şekil 4.20. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	45
şekil 4.21. $H=20$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds	

sayısıyla değişimi	45
şekil 4.22. H=40 mm ve Sx=24 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	46
şekil 4.23. H=60 mm ve Sx=24 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	46
şekil 4.24. H=20 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	47
şekil 4.25. H=40 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	47
şekil 4.26. H=60 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	48
şekil 4.27. H=20 mm Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	48
şekil 4.28. H=40 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	49
şekil 4.29. H=60 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi	49
şekil 4.30. Sy=45 mm ve Sx=24 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	51
şekil 4.31. Sy=45 mm ve Sx=13 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	51
şekil 4.32. Sy=45 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	52
şekil 4.33. Sy=32 mm ve Sx=24 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	52
şekil 4.34. Sy=32 mm ve Sx=13 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	53
şekil 4.35. Sy=32 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	53
şekil 4.36. Sy=23 mm ve Sx=24 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	54
şekil 4.37. Sy=23 mm ve Sx=13 mm diziliminde sşrtünme faktörü-Reynolds	

sayısı grafiği	54
Şekil 4.38. $S_y=23$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	55
Şekil 4.39. $S_y=45$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	55
Şekil 4.40. $S_y=45$ mm ve $H=40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	56
Şekil 4.41. $S_y=45$ mm ve $H=60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	56
Şekil 4.42. $S_y=32$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	57
Şekil 4.43. $S_y=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	57
Şekil 4.44. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	58
Şekil 4.45. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	58
Şekil 4.46. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	59
Şekil 4.47. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	59
Şekil 4.48. $H=20$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	60
Şekil 4.49. $H=40$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	60
Şekil 4.50. $H=60$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	61
Şekil 4.51. $H=20$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	61
Şekil 4.52. $H=40$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği	62
Şekil 4.53. $H=60$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds	

sayısı grafiği	62
Şekil 4.54. H=20 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds	
sayısı grafiği	63
Şekil 4.55. H=40 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds	
sayısı grafiği	63
Şekil 4.56. H=60 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds	
sayısı grafiği	64
Şekil 4.57. Sy=45 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	65
Şekil 4.58. Sy=45 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	66
Şekil 4.59. Sy=45 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	66
Şekil 4.60. Sy=32 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	67
Şekil 4.61. Sy=32 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	67
Şekil 4.62. Sy=32 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	68
Şekil 4.63. Sy=23 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	68
Şekil 4.64. Sy=23 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	69
Şekil 4.65. Sy=23 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	69
Şekil 4.66. Sy=45 mm ve H=20 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	70
Şekil 4.67. Sy=45 mm ve H=40 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	70
Şekil 4.68. Sy=45 mm ve H=60 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	
sayısı grafiği	71
Şekil 4.69. Sy=32 mm ve H=20 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds	

sayısı grafiği	71
Şekil 4.70. $S_y=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	72
Şekil 4.71. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	72
Şekil 4.72. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	73
Şekil 4.73. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	73
Şekil 4.74. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	74
Şekil 4.75. $H=20$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	74
Şekil 4.76. $H=40$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	75
Şekil 4.77. $H=60$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	75
Şekil 4.78. $H=20$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	76
Şekil 4.79. $H=40$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	76
Şekil 4.80. $H=60$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	77
Şekil 4.81. $H=20$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	77
Şekil 4.82. $H=40$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	78
Şekil 4.83. $H=60$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği	78

ÇİZELGELER DİZİNİ

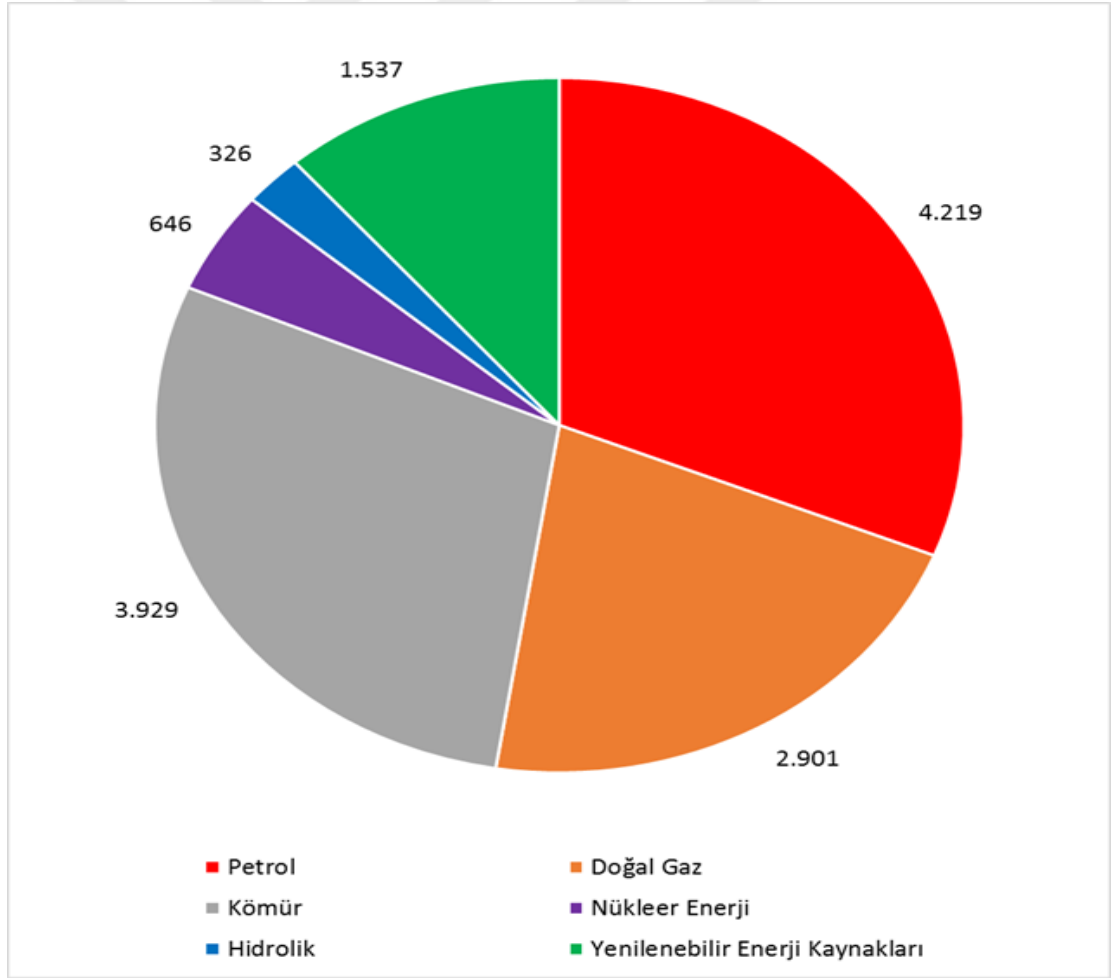
Çizelge 1.1. Isı transferi artırma yüzey metotları	3
Çizelge 1.2. Isı transferi artırma akışkan metotları.....	3
Çizelge 1.3. Isı transferi artırma birleşik metotlar	4



1. GİRİŞ

Giderek artan nüfus, gelişen teknoloji ve gelişen sanayi yüksek miktarda enerjinin tüketilmesine paralel olarak, doğal kaynaklarında hızlı bir şekilde azalması ile enerjinin verimli bir şekilde kullanılması gerekliliğini ön plana çıkarmıştır. Bu da ısı transferi iyileştirme çalışmalarının zorunlu hale gelmesini sağlamıştır.

Fosil yakıtların sınırlı olması ve tüketilen enerji miktarının %80'inden fazlasının fosil yakıtlardan sağlanıyor olması ise başlı başına bir sorun teşkil etmektedir.



Şekil 1.1. Dünyada birincil enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı (Milyon-TEP)
Toplam = 13.559 MTEP (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı)

Burada enerjinin üretilmesi yanında, verimli şekilde kullanılabilmesi de enerji kaynakları kadar önemlidir. Ayrıca teknolojinin sürekli ve hızlı değişimi, malzemelerin hızlı şekilde ısıtılıp ve soğutulması gereksinimi enerji verimliliği yanında, malzeme tasarrufu ve malzeme ömrü açısından önem arz etmektedir. Enerjinin etkin ve verimli kullanılması kanunlar yolu ile de düzenlenmektedir. Örneğin Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği ve ısı hesaplarında kullanılan TS825 standartları enerjinin verimli, etkin ve tasarruflu şekilde kullanılması için hazırlanmıştır.

Enerji verimi ısı transferi iyileştirme çalışmalarını da beraberinde getirmiştir. Bu konuda birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Örneğin Şahin and Kaymaz (2007) dikdörtgen kanal içerisine delikli ve deliksiz kanatlı malzemeleri koyarak yaptıkları çalışmada, sürtünme katsayısının ve termal direncin minimum olduğu durumlarda veriler alınmıştır. Sonuç olarak da, delikli kanatların deliksiz kanatlara göre daha iyi ısı transferi sağladığı görülmüştür.

Ayrıca elektronik sistemleri için de ısı transferi, yani ısının atılması çok önemlidir. Isı transferi, elektronik sistemlerin performans ve güvenli çalışması için önemli bir parametredir. Yani elektronik cihazların verimli ve uzun önemli çalışması için ısıyı sistemden atmak önemli bir problemdir (Ničeno *et al.* 2002).

Birçok alanda, ısıtma ve soğutma işlemlerini kolaylaştırmak için çeşitli yöntemler ve malzemeler kullanılmaktadır (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Eşanjör örnekleri

Isı transferi iyileştirmek için kullanılan yöntemler de sınıflandırılmıştır. Isı transferi iyileştirmek için aktif yöntemler, pasif yöntemler ve karma yöntemler diye üç kısımda sınıflandırılmıştır. Burada pasif teknikler de, dış güç kullanılmamakta olup, aktif yöntemlerde dış güç kaynağı kullanılmıştır. Karma yöntemlerde ise hem aktif, hem de pasif yöntemlerin biri veya birkaçı birlikte kullanılan tekniktir.

Aktif teknikler, yüzey titreşimi ve akış titreşimi, elektrostatik alanlar, akışkan titreşimi, enjeksiyon ve emme, jet çarpma ve mekanik yardımcılar diye sınıflandırılmıştır.

Pasif teknikler, işlem görmüş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, genişletilmiş yüzeyler, yerleşik iyileştirme elemanları, dönmeli akış cihazları ve ilave katkı maddeleri şeklinde sınıflandırılmıştır.

Karışık teknikler de, akustik titreşimli pürüzlü silindirler, kıvrılmış şeritler içeren pürüzlü kanallar ve pürüzlü yüzeye çarpmalı jetler diye sınıflandırılmıştır. Isı transferi iyileştirmek için başka bir sınıflandırma ise ısı transferi gerçekleşen yüzeylere göre ve akışkana göre yapılmıştır.

Çizelge 1.1. Isı transferi artırma yüzey metotları

YÜZEY METOTLARI
1-Genişletilmiş yüzeyler
2-Pürüzlü Yüzeyler
3-Dalgalı Yüzeyler
4-Delikli Yüzeyler
5-Dönmeli Akış Oluşturucular
6-Yüzey titreşimi
7-Yüzey Döndürülmesi

Çizelge 1.2. Isı transferi artırma akışkan metotları

AKIŞKAN METOTLARI
1-Akışkan Titreşimi
2-Akışkan ilavesi
3-Elektrostatik Alanlar

Çizelge 1.3. Isı transferi artırma birleşik metotlar

BİLEŞİK METOTLAR
1-Enjeksiyon
2-Emdirme

Yüzey metotlarında, akışkanın ısısı direk yüzeye temas ettirilerek sağlanan ısı transferi işlemidir. Akışkan metotlarında ise, akışkanın ısı transfer özelliklerinin artırılarak iyileştirme yapılmaktadır. Birleşik metotlar da ise, hem yüzey hem de akışkan tekniğinin beraber kullanılması yöntemleridir.

El-Sayed *et al.* (2002) deneysel çalışmasında, kanat yüksekliğini, kalınlığını, sayısını ve aralarındaki mesafe gibi parametreleri değiştirerek yaptığı deneysel çalışmada, akışkan olarak gavayı kullanıp türbülanslı akış şartlarında deneyler yapmıştır. Sonuç olarak da, artan Reynolds sayısının, kanatlar arası mesafenin ve kanat kalınlığının artması, kanat yüksekliğinin azalması ile Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Kanat yüksekliği ve Reynolds sayısı artıp, kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlığının azalması ile basınç düşümünün azaldığı görülmüştür.

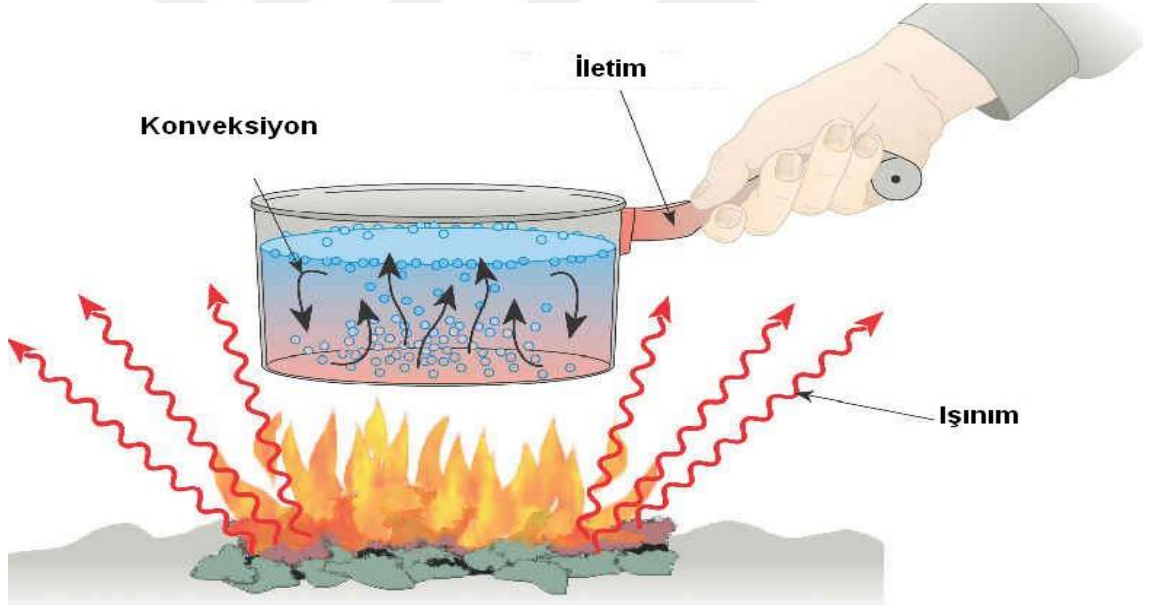
Kobus and Oshio (2005) yaptıkları hem deneysel, hem de teorik çalışmada, deneysel verileri alıp, teorik model de değerlendirilip, kanat çapı, uzunluğu ve aralarında ki mesafe gibi parametrelerin termal direnç üzerine etkileri kıyaslanıp incelenmiştir. Bu çalışma, belirlenen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcısının kanat uzunluklarının artması ile termal performansının iyileştiği görülmüştür. Optimum kanat boşluğunun da, 1,8 cm olduğu tespit edilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

İki ortam arasında sıcaklık farkı olduğu durumlarda, ısı, sıcaklığı yüksek olan taraftan az olan tarafa geçiş yapar. Bu gerçekleşen ısı transferi üç farklı yolla olmaktadır.

- 1- İletim (kondüksiyon) ile;
- 2- Taşınım (konveksiyon) ile;
- 3- Işınım (radyasyon) ile;

Uygulamalarda üç çeşit ısı transferi yöntemi de kullanılmaktadır (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. İletim, taşınım ve ışınım ile ısı transferi

2.1. İletim (kondüksiyon) İle Isı Transferi

Ortamlardaki sıcaklık farkından dolayı ısı transferi gerçekleşir. Burada ısının iletilme oranı, malzemenin kalınlığı, kesit alanı, malzemenin ısı iletkenliği, malzemenin iki tarafı arasındaki sıcaklık farkı ve ısı akışının süresi gibi faktörlere bağlıdır. Buna Fourier yasası denilmektedir.

2.2. Taşınım (konveksiyon) İle Isı Transferi

Taşınım ile ısı transferi, hareket halindeki akışkana bağlı olarak gerçekleşen ısı transferidir. Taşınım ile ısı transferi iki yolla yapılmaktadır.

1- Doğal Taşınım

2- Zorlanmış Taşınım

Doğal taşınım da ısı transferi yoğunluk farkı ve kaldırma kuvvetleri vasıtası ile olmaktadır. Zorlanmış taşınım ise, dış bir etkiye bağlı olarak yani fan, pompa ve rüzgâra bağlı olarak gerçekleştiği ısı transferi yöntemidir. Eğer akışkan hareket etmezse, ısı transferi iletim yolu ile olmaktadır.

2.3. Işınım (radyasyon) İle Isı Transferi

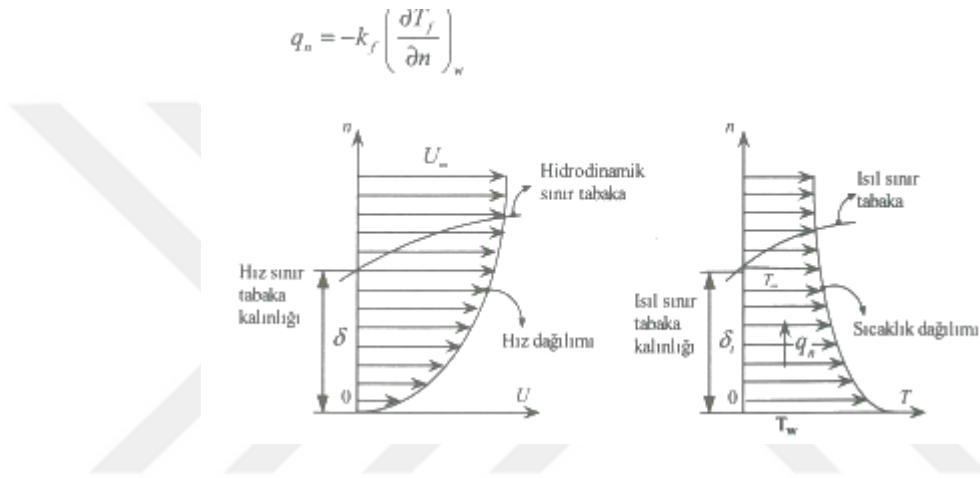
Malzemelerden yayılan elektromanyetik dalgalar vasıtası ile olan ısı transferidir. Işınım ile ısı transferi gerçekleşirken madde ortamına gerek yoktur. Belli bir sıcaklığa sahip cisimler radyasyon ile ısı yaydığı gibi, ısı ısıyı almak için alıcı konumundadırlar. Bu radyasyonun soğurulması olayıdır.

2.3.1. Hidrodinamik (Hız) sınır tabaka

Akışkan, dairesel bir boruya sabit bir hızla girdiği zaman, akışkan boru yüzeyine temas ederek ısı transferi başlamaktadır. Boru içerisinde ilerledikçe akışkanın etkileştiği yüzey alanı genişlemektedir. Akış boyunca bu gelişme küçülmekte ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesi ile sona ermektedir. Birleşmenin olduğu noktada sürtünme etkili olmakta ama hız değişmemektedir.

2.3.2. Isıl sınır tabaka

Akışkan boruya daha düşük bir yüzey sıcaklığında girdiğinde, taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi gerçekleşerek ısı sınır tabaka oluşur. Böylece sabit ısı akısı veya sabit sıcaklık boru yüzey şartları ısı olarak tam gelişmiş bir duruma gelir. Bu da akışkanın sıcaklığını boru boyunca artırır.



Şekil 2.2. Hidrodinamik ve ısı sınır tabaka eğrisi

Isı transferinin iyileştirilmesi, ısı transferi katsayısının artırılması ile olmaktadır. Örneğin, ısı transfer yüzey alanını artırmak, türbülansı artırmak ve ısı transfer katsayısının yüksek olduğu malzeme kullanımı ısı transferi işlemini artırmaktadır. Bu konu ile ilgili birçok bilimsel çalışma yapılmıştır.

Shadlaghani *et al.* (2016) soğutucu kanatlarının tasarımını oluşturmak için yaptığı çalışmada, laminar ve kararlı akışı kabul ederek ısı transfer mekanizması zorlanmış konveksiyon olarak alınmıştır. Kanat hacmine göre, ısı transferini en üst düzeye çıkarmak için, kanatların şekil ve boyutları en iyi şekilde düzenlenmiştir. Burada üçgen kesitli kanatın ısı transfer oranının, dikdörtgen veya ikizkenar yamuk kanatlardaki ısı transfer oranına göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Üçgen kanatlarda da, artan yükseklik ve kalınlık ısı aktarım hızını artırdığı görülmüştür. Düşey konumda delikli farklı kesit benzer hacim üçgen kanatların termal performansı da incelenmiştir. Sonucunda da, delikler kanatların termal performansını iyileştirmiştir. Kare ve dairesel

delikli kanatlarda aynı termal performansın görüldüğü ve üçgen deliklere kıyasla da daha fazla ısı dağıttığı görülmüştür.

Dhanawade *et al.* (2016) çalışmasında yanal dairesel delikli dikey dikdörtgen kanatlardaki ısı transferini iyileştirmek için yaptığı deneysel çalışmada, kesit alanı 200 mm x 80 mm olan dikdörtgen kanalın içerisinde alüminyum için 200 W ısı girişi ile kanat kalınlığı, delik boyutları ve Reynolds sayısını (2.1×10^4 - 8.7×10^4 aralığında) değiştirerek deneysel çalışmasını yapmıştır. Optimum tasarım parametreleri ve seviyeleri, Taguchi deneysel metodu ile araştırılmıştır. Ortalama Nusselt sayısı bir performans özelliği olarak kabul edilerek, L9 (33) ortogonal dizi deney planı olarak seçilmiş ve gözeneklilik, Reynolds sayısı ve kanat kalınlığı denenerak optimum sonuçlar bulunmuştur. Nusselt sayısına, Reynold sayısı ve maksimum gözenekliliğin etkisi olduğu görülmüştür.

Dixit and Patil (2015) çalışmalarında, plaka kanatçıktaki iki geniş yüz üzerine farklı şekilde dizayn edilmiş yivlerin ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. 1500 ile 5000 arasındaki Reynolds sayısı ve enine oluklu, V ve çok V oluklu ve eğimli oluklu kanatlarda ısı transferi ile ilgili veriler alınarak deneysel çalışma yapılmıştır. Pürüzsüz kanat ile yivli kanatla elde edilen sonuçlar, sonradan düzenlenen kanatla elde edilen kanat arasındaki ısı transferi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Nusselt sayısındaki en yüksek artış eğimli oluk kanatta elde edilmiş olup, yivli kanatlarda da en yüksek değer çoklu V oluklu kanatlarda yapılan deneylerde elde edilmiştir.

Al-Damook *et al.* (2015) delikli uç kanat soğutucu ile hesaplı akış dinamiği yöntemini kullanarak bir çalışma yapmıştır. Tasarlanan, çok delikli soğutucu ile ısı transferi ve soğutucu boyunca olan basınç düşüşü incelenmiştir. İncelenen deneysel verilerde, soğutma havasına ısı aktarımı için CFD modeliyle uyduğu bulunmuştur. Onaylı CFD modeli, Nusselt sayısı ve dairesel delillerin yeri parametrik çalışma malzemesi için kullanılmış ve delik sayısının artması ile de Nusselt sayısının basınç düşüşünü ve fan gücünü monoton olarak düşürdüğünü göstermektedir. Beş delikli ucuna karşılık gelen düz uçlara kıyasla %11 daha büyük bir Nu sayısına sahip olduğu görülmektedir. Bu

transferindeki iyileştirmeler sadece artan yüzey alanına değil, aynı zamanda deliklerin yakınında oluşan lokalize hava akımlarının bağlı olup aksine uç deliklerin etkisi daha azdır.

Zhang *et al.* (2015) sıyrılmış gözenekli ve katı dışlara sahip bir kanaldaki akışkan akışı ve ısı transferini araştırmak için ön koşullu yoğunluk tabanlı algoritmayı kullanmıştır. Gözenekli bölge için; momentum denklemlerinde Darcy-Brinkman yöntemi ve enerji için yerel termal denge modeli benimsenmiştir. Reynolds sayısı, dışların geometrisi (dış uzunluğu ve kalınlığı), gözenekli ortamın fiziksel özelliklerinin (geçirgenlik ve gözeneklilik) etkisi ve akış şeklinin ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir. Katı dışlı malzeme ile yapılan karşılaştırmada, gözenekli ortamın geçirgenliğinden dolayı gözenekli dışların arkasındaki devridaim yapan kabarcığın tamamen ayrıldığı ve devridaim yapan kabarcığın boyutunun ısı transferini önlendiği görülmüştür. Gözenekli dışları etkileyen geçirgenliğe Reynolds sayısı, saptırıcı uzunluk ve kalınlığının büyük etkisi vardır. Bunun yanında lokal ısı transfer performansı da etkilenmektedir.

Karagoz (2015) S şekilli elemanların termal performans üzerine etkisini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Yaptığı çalışmada tepki yüzey metodunu kullanarak, termal performansta Nusselt Sayısı ve sürtünme faktörünün etkisini görmek için elman yüksekliğini, enine yiv, elaman yarıçapı ve Reynolds sayısını değişken olarak seçmiştir. Doğrulama deneyleri de deneysel sistemde yapılarak sistemin doğruluğu kontrol edilmiştir. Doğrulama deneylerinin sonuçları deneysel sistemin makul ve doğru olduğunu göstermiş olup Nusselt sayısı ve analiz edilen faktörlerin sınırlarında sürtünme faktörünü belirlemek için kullanılabilirliği görülmüştür.

Ismail *et al.* (2014a) kanal şeklindeki kare, daire, üçgen ve hegzogonal kesit alanlı deliklerin soğutma işlemi için termal performanslarını incelemiştir. Ana denklemler, düzensiz bir şebeke sistemi ile kontrol hacim tabanlı sonlu elemanlar yöntemi ile çözülmüş olup, kanat uzunluğuna bağlı 2×10^4 den 4×10^4 aralığında Reynolds sayıları ile ve Prandtl sayısı 0,71 olarak alınarak deneysel çalışma yapılmıştır. RANS tabanlı $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak akış parametreleri tahmin edilmiştir. Yapılan tahminler,

daha önce yapılan deneysel verilerle kıyaslanmış olup, sonuçların uygunluğu görülmüştür. Sonuç olarak da, dairesel deliklere sahip kanatlarda termal ve akış dinamiği performansının daha iyi olduğu görülmüştür.

Bas and Ozceyhan (2014) deneysel çalışmalarında, bükülmüş şerit ile donatılmış bir tüpteki ısı transferi ve basınç düşüşü için tasarım parametrelerinin optimum değerlerini Taguchi yöntemi kullanılarak optimum değerler bulunmuştur. Boşluk oranı ($c / D=0.0178, 0.0357, 0.0535$ ve 0.0714), büküm oranı ($y / D=2, 2.5, 3$ ve 3.5) ve Reynolds sayısı ($Re=5,200, 9,600, 14.000$ ve 18.400) olarak seçilerek, ısı transfer hızı ve basınç düşümü incelenmiştir. ısı transferi için Nusselt sayısı, akış sürtünmesi içinde basınç düşüşü performans parametresi olarak kabul edilmiş olup, deney sayısını, düzeylerini ve parametrelerini, ortogonal diziyi göstermek amacı ile L16(43) deney planı olarak seçilmiştir. Her bir parametrenin etki oranları hesaplanan bu çalışmada deney sayısı azaltılarak en yüksek Nusselt sayısı ve en düşük basınç düşüşü sağlanması amaçlanmıştır. Büküm oranının ve boşluk oranının azaltılması ve Reynolds sayısının artırılması ile ısı transferinin arttığı görülmüş olup, basınç düşüşünün ise, büküm oranının ve boşluk oranının artması ve Reynolds sayısının azalması ile azaldığı görülmüştür. $c / D=0.0178, y / D=2$ ve $Re=18.400$ Nusselt sayısı ve basınç düşmesi için ise $c / D=0.0714, y / D=3.5$ ve $Re=5200$ olarak optimum değerler bulunmuştur.

Ismail *et al.* (2014b) yaptığı sayısal çalışmada dikdörtgen plakayı düz bir yüzeye monte ederek türbülanslı konveksiyon ısı transferini incelemiştir. Termal ve akışkan dinamik performansları üzerine etkilerini incelemek için kare, daire, üçgen ve hegzagonal kesit alanlı yanal deliklerin uzatıldığı yüzeyler kullanılmıştır. RANS (Reynolds ortalama Navier Stokes) tabanlı $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak akışkan akışı ve ısı transfer parametreleri hesaplanmıştır. Daha önceki deneysel verilerin sonuçları ile karşılaştırılan sonuçların uygun olduğu görülmüştür. Reynolds sayıları 2000'den 5000'e kadar olan değerler için, kanal kalınlığına da bağlı olarak akış ve ısı transfer parametreleri sunulmuştur.

Tahouni *et al.* (2013) çalışmalarında kanal içerisinde plaka ısı değiştiricilerinin değişken fiziksel özelliklerini de göz önünde bulundurarak bir yöntem önermiştir. Bu yöntem Pinch teknolojisine dayanmaktadır ve ısı kapasitesi, viskozite, yoğunluk ve termal iletkenlik parametrelerinin sıcaklık değişiminin bağlılığını kullanmaktadır. Değişken fiziksel özelliklerle ilişkili, çok akışlı bir ısı değiştiricinin sıcak ve soğuk akışları için sıcaklık düzeltme faktörleri türetilmiştir. Bunun sonucunda, entalpi aralıkları ile ilişkili kompozit eğriler çizilmiştir. Sonrasında da, basınç düşüşlerini maksimum yapacak şekilde her bir bölüm için ısı değiştiriciler tasarlanmıştır. Akışların basınç düşüşlerinin optimize edilmesi için genetik algoritma kullanılarak yöntem tamamlanmıştır. Burada kanat türleri her bir akış için optimizasyon değişkenleri olarak kabul edilmiş olup, değişken fiziksel özellikleri dikkate alınarak en iyi kanat seçimi kullanılarak tasarım aşamasında doğru sonuçlar elde edileceği

Ismail (2013) katı ve farklı türden dikdörtgen kanatlardan yatay taban plakasına tutturulmuş konvektif ısı transferini nümerik olarak incelemiştir. Kanat kalınlığına da bağlı olarak Reynolds sayısı 100 ile 350 arasında ve Prandtl sayısı ise $Pr=0.71$ alınıp akışkan akışı ve ısı transferi değerlendirilmiştir. Yapılandırılmamış düzgün olmayan şebeke sistemi ile sonlu elemanlar yaklaşımı akışkan akışı ve ısı transferi denklemlerinin çözümü için kullanılmıştır. Daha önce yayınlanmış verilerle hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarından elde edilen tahmini sonuçlar doğrulanmış ve elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Çeşitli deliklerin basınç düşüşüne etkileri ve ısı değiştiricilerin ısı transfer performansları, bu sayısal çalışma ile tayin edilmiştir. Her bir tür delik için, kanat verimliliği ve performanslar belirlenerek bunlar katı kanat verileri ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak da, delikli kanatların katı kanatlara oranla daha iyi termal performansa sahip olduğu görülmüştür.

Ismail *et al.* (2013) çalışmalarında akışkan akışı ve konvektif ısı transferini incelemek için düz bir plakaya monte edilmiş bir dizi katı ve delikli kanatları kullanarak sayısal araştırma yapmıştır. Sıkıştırılmaz havanın çalışma akışkanı olarak modellenmesinde, Navier–Stokes denklemleri ve RNG tabanlı $k-\epsilon$ türbülent modeli kullanılmıştır. Fourier ısı iletim denklemi kullanılarak kanatların içerisindeki sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır.

Kanat uzunluğuna bağlı olarak Reynolds sayısı 2×10^4 - 3.9×10^4 aralığında Prandtl sayısı ise $Pr=0.71$ olarak alınarak akış ve ısı transfer özellikleri incelenmiştir. Önceki araştırmacıların yapmış olup yayınlanan deneysel sonuçlar ile sayısal simülasyon kıyaslanmış ve doğrulanmıştır. Sonuçlar uyumlu çıkmıştır. Sonuç olarak da, dairesel kanatlara sahip deliklerin ısı transferi arttırdığını ve basınç düşüşünü azalttığı görülmüştür. Elektronik cihazlardan mikro ısı alıcılar tasarlanarak ısının uzaklaştırılabileceği gösterilmiştir.

Mousa (2013) çalışmasında dikdörtgen yatay kanalın içine yerleştirdiği delikli kanat seti içerisinde geçirdiği hava ile ısı akısı altında konvektif ısı transferi ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemiştir. Hava, manyetik kuvvete maruz bırakılarak ve iki farklı türde kanat geometrisi kullanılarak deneyler yapılmıştır. Manyetik alan, kütle akış hızı ve uygulanan ısı akısının, konvektif ısı transferine ve basınç düşüşüne etkileri, gerekli ölçüm aletleri ile donatılmış deneysel test sistemi ile deney sonuçlarına göre değerlendirilmiştir. Sıcaklık, akış hızı, ısıtıcıya uygulanan gerilim ve kanaldaki basınç düşüşü kaydedilerek, buna bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri değerlendirilmiştir. Sonuç olarak da, Nusselt sayısının ve basınç düşmesinin, basamaklı bir şekilde yapılan düzenlemeyle, delikli kanat kullanıldığında arttığı gözlemlenmiştir.

Senthilkumar *et al.* (2013) dikdörtgen alüminyum kanatları tercih ederek, bu kanatları PVD kullanarak karbon nanotüp ile kaplayarak ısı transfer hızını artırmıştır. Kaplanmış ve kaplanmamış yüzeyler için, konvektif ısı transfer hızları hesaplanarak karşılaştırma yapılmıştır. Nusselt, Grashof, Prandtl ve Rayleigh sayıları kullanılarak, Taguchi ve ANOVA analizleri ile sıcaklık ve ısı transfer özellikleri optimize edilip, kanat verimliliği %5 artırılmıştır.

Shaeri and Jen (2012a) fazlaca yüksek gözenekleri olan delikli kanallarda, boyut ve delik sayılarının etkilerini görmek için laminer ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Sonlu hacim prosedürü ile simple algoritması kullanılarak, Navier-Stokes ve enerji denklemleri çözülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde, delik sayısı az olan bir kanatta daha fazla delik sayısına sahip kanatlardan daha büyük olduğu görülmüştür. Böylece,

sabit gözenek sayısı ve laminer bir akışta, daha az deliğe sahip kanatta daha fazla delikli bir kanada kıyasla ısı transfer hızı artmıştır.

Shaeri and Jen (2012b) üç boyutlu ve dikdörtgen delikli kanatların, kanat uzunluğu boyunca türbülanslı ısı transferi özelliklerini araştırmışlardır. Deliklerin sayısı ve boyutu değiştirilerek delik boyutlarının etkileri en yüksek gözeneklilik de olacak şekilde delikli kanatların ısı transfer özellikleri araştırılmıştır. Sonuçta da, belirli bir gözenek düzenine sahip kanatlarda, daha fazla delik sayısına sahip kanatların ısı aktarım hızını verimli bir şekilde artırdığı görülmüştür.

Banerjee *et al.* (2012) halkasal kanatlı bir tüp ile, aşırı iklim koşulları için daha iyi ısı transfer özellikleri gösteren bir sistem tasarlamayı amaç edinmiştir. Halkasal kanatların yüzeyine delikler açarak ısı transfer katsayısını artırmayı amaçlamıştır. Basınç düşüşünü (DP), ısı akısını (q) ve ısı transfer katsayısını (h), Mesh üretimi ve sonlu hacim analizleri, Gambit 2.4.6 ve Fluent 6.3 ile RNG k- ϵ türbülent modelleri ile kullanılarak hesaplamıştır. Durgun noktadan 30° aralıklarla başlayarak 60°, 90°, 120°, 150° ve 180° de delikler için hesaplamalar yapılmıştır. Sonuç olarak da, kanat q ve h performans oranları, delikli durum için %5.96 ve %7.07 arttığı görülmüş olup kanat basınç düşüşü performans oranı %11.87 artmıştır.

Shaeri and Yaghoubi (2009) dikdörtgen delikli ve deliksiz kanatları ısıtarak, bunları düz bir yüzey üzerine bağlayıp, sıkıştırılamayan akışkanın laminer akışkan akışı ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Sayıları 1 ile 8 arasında değişen dikdörtgen kesit alanlı delikler dik plakalar üzerindedir. Kanat kalınlığına bağlı olarak Reynolds sayısı $100 \leq Re_D \leq 350$ aralığında hesaplamalar yapılmıştır. Termal performansı ve etkinliği ile sürtünme katsayıları delikli ve deliksiz kanatlar için tespit edilip karşılaştırma yapılmıştır. Sonuç olarak, delikli kanatlardaki performansın yüksek olduğu ve delik sayısının artması ile etkinliğin arttığı görülmüştür. Ayrıca delikler kanatlarda ağırlık azalmasına da neden olduğu için bu da bir avantaj olmuştur.

Peng and Ling (2011) aksnel sıradaki kanatçıkları kanal içersine yerleştirerek ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferinin kanal girişine yakın bölgelerde önemli ölçüde arttığı, kanal boyuna doğru azaldığı görölmüş olup, deneysel verilerle de karşılaştırıldığında sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Dogruoz *et al.* (2002) yaptığı deneysel çalışmada, kanal içersine dizdiği düzgün sıralı dizilmiş kare kanatlı eşanjör de, hem kanal ile kanatlar arasında boşluk olduğu, hem de boşluğun olmadığı yani aradaki boşluğun sıfır olduğu durumda ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Reynolds sayısının ve boşluk oranının fonksiyonu olarak termal direnç ölçölmüşür. Boşluk oranı artırıldığında (0'dan 3'e kadar) termal direnç değerinin %25 arttığı görölmüşür. Sonuçlar, daha önce yapılan modellemelerle yapılan çalışmalarla kıyaslanmış olup, kıyaslamanın sonucunun uyumlu olduğu görölmüşür. Ancak ısı alıcı yüksekliğinin ve akış hızının azaldığı durum da uyumsuzluk artmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Deney düzeneği tanıtılacak olan bu bölümde, deneyimizin ana parametreleri olan test bölgesi, test elemanları, deneyin yapılışı, deneydeki parametrelerin hesaplamalarda kullanılışı hakkında bilgi verilecektir. Burada deneyin yapılışında ki izlenen yolla, deney sonuçlarının elde edilmesi ile deneysel belirsizlikler belirtilecektir. Deneyler Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarında bulunan hava kanalında gerçekleştirilmiştir olup deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.1. Deney düzeneği

3.1. Deney Düzenegi

Deney düzenegi dört bölümden oluşmaktadır. Bunlar giriş bölgesi, gelişme bölgesi, test bölgesi ve çıkış bölgesidir. Şekil 3.1 de resmi verilen deney düzenegi, 60 mm yükseklik, 110 mm genişlik ve 2200 mm uzunluğa sahip ahşaptan imal edilmiş deney düzenegi, 20 mm kalınlıktaki dikdörtgen kesitli hava kanalından imal edilmiştir. Hidrolik yarıçapı 77,62 mm ve en-boy oranı 1,83/1 olan hava kanalı sistemi yatay konumlandırılmıştır. 3.2 şematik resminden de görülen deney düzenegi emme prensibiyle çalışmaktadır.

Giriş

Anemometre

Diferansiyel basınç duyargası

Isıtma ünitesi

Test bölgesi

Karıştırıcı

Difüzör

Fan

Giriş-çıkış ısı çiftleri

Multimetre

Varyak

Wattmetre

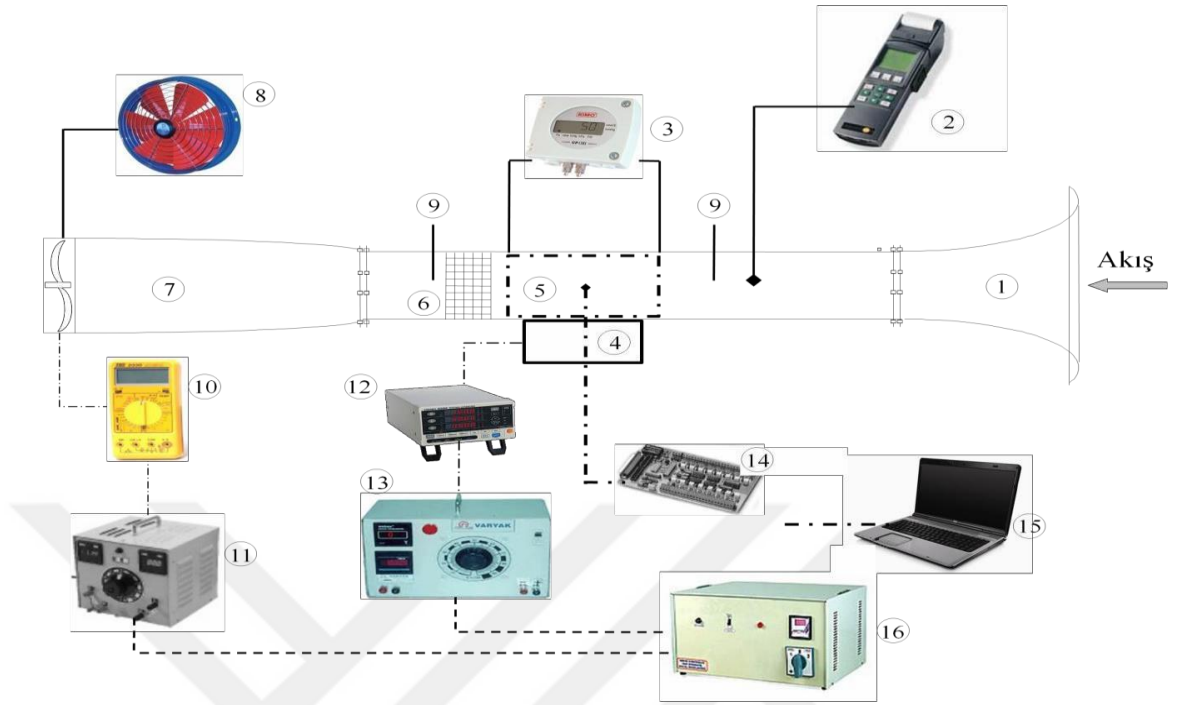
Varyak

Veri toplama kartı

Bilgisayar

Voltaj düzenleyici

Emme fanının girişine yerleştirilmiş bir varyaka gelen gerilimin değiştirilmesi ile hava kanalındaki akış hızı kontrol edilmektedir.



Şekil 3.2. Şematik görünüm

3.2. Test Bölgesi

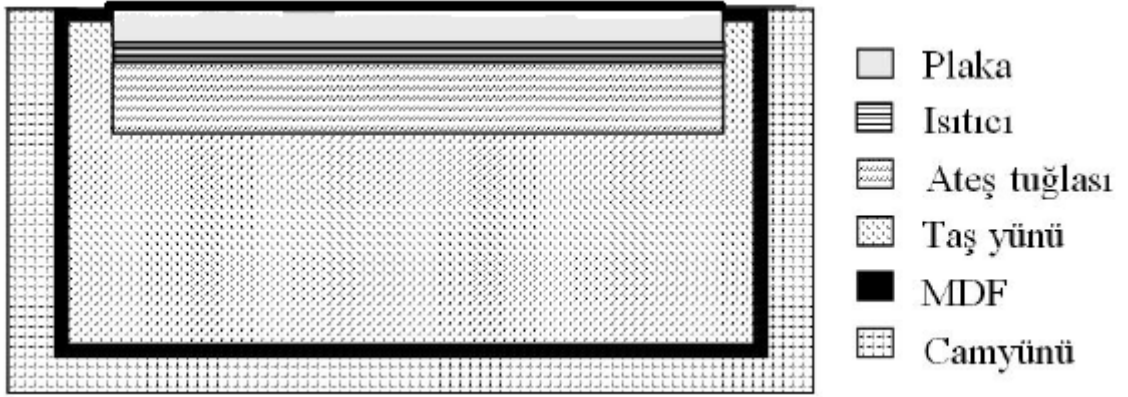
Test bölgesi, 110 mm genişlik 240 mm taban plakasından oluşmakta olup yüksekliği 60 mm'dir. Şekil 3.3'de test bölgesinin açık hali görülmektedir.



Şekil 3.3. Test bölgesi

Hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış elde edebilmek için test bölgesinin öncesinde 1400 mm gelişme bölgesi vardır. Test bölgesi de dahil olmak üzere bütün deney düzeneğinde, ısı kayıplarını minimize etmek için dış yüzey cam yünü ile yalıtılarak alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Ahşaptan yapılmış bir kutunun içerisinde 30 mm kalınlığındaki bir ateş tuğlası, test bölgesini ortalayacak şekilde test bölgesinin altına yerleştirilmiştir. Taban plakasında düzgün bir ısı akısı elde edebilmek için, şehir şebekesiyle beslenen, 210x85 mm boyutunda ve 1000 W güce sahip ısıtıcı, ateş tuğlasının üzerine açılan kanala yerleştirilmiştir. Ahşap kutu ile ateş tuğlasının alt ve yan yüzeyleri arasındaki boşluk taş yünü yalıtım malzemesi ile doldurulmuş olup bu yalıtım malzemesi 750°C sıcaklığa dayanıklıdır. Diğer kısımlar ise Şekil 3.4'te görüldüğü üzere cam yünü yalıtım malzemesi ile doldurulmuştur.

Mobilya üst kapak



Şekil 3.4. Isıtma birimi gösterimi

Şekil 3.5’de gösterilen GWINSTEK marka wattmetre ile ısıtıcı için güç girişi sağlanmıştır. Şekil 3.6’da gösterilen varyak ile de ısıtıcı gücü değiştirilmektedir. Deneylede sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için ısıtıcı gücü 30 W’a sabitlenmiştir.



Şekil 3.5. Wattmetre



Şekil 3.6. Varyak

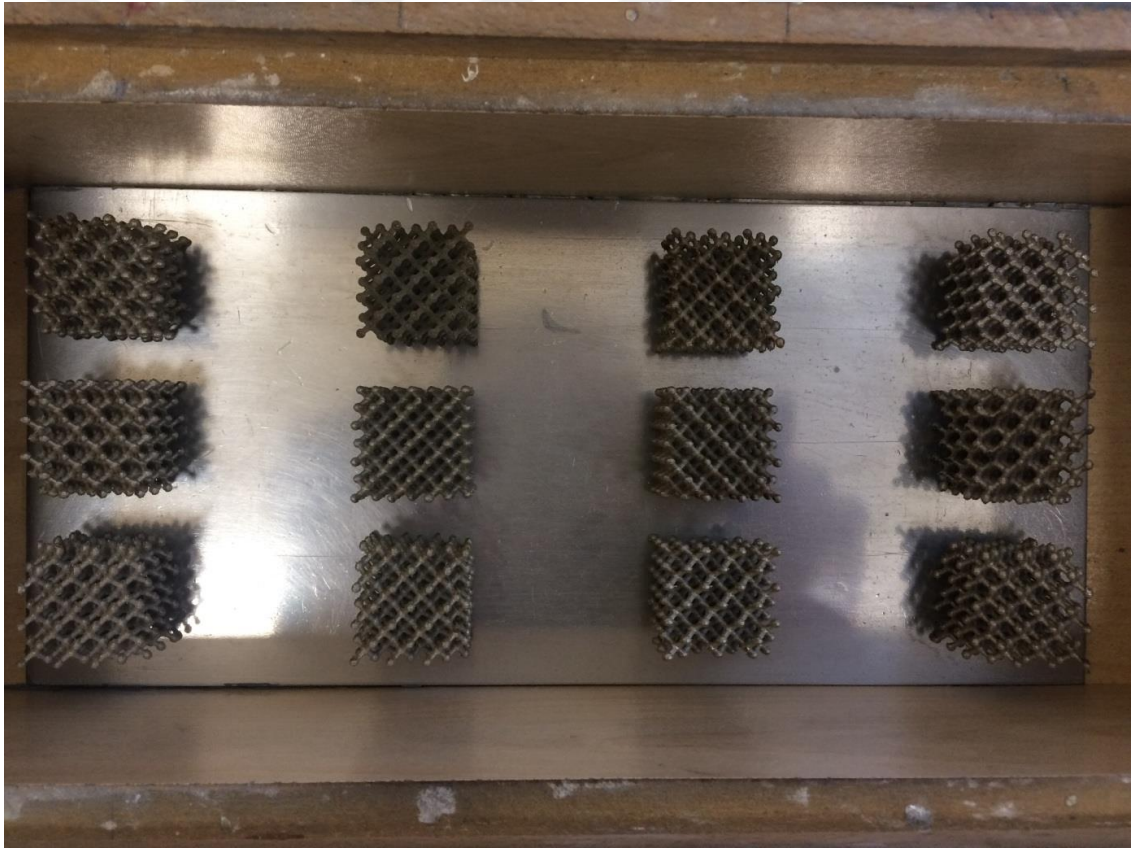
Sisteme voltaj düzenleyici yani regülatör konularak, şehir şebekesi kaynaklı voltaj dalgalanmalarının olumsuz etkisi de önlenmiştir. Akış karıştırıcı engeller test bölgesinin çıkışına yerleştirilerek, karıştırıcıdan sonra bulunan kanal kesiti ile aynı yükseklikte olan yağ ile doldurulmuş 6 mm çapındaki 2 adet bakır boru içerisine monte edilen 2 adet termoeleman ile çıkıştaki sıcaklık verileri kaydedilmiştir.

3.3. Test Elemanları

Deneylede test elemanı olarak, kafes geometride paslanmaz çelik tozundan imal edilmiş Şekil 3.7’de gösterilen kafes geometrideki ekipmanlar kullanılmıştır. Test bölgesinde, test elemanlarının örnek dizilimi Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Test bölgesindeki geometri oluşturulurken, akışı mümkün olduğunca rahatsız edip, türbülans oluşturulması hedeflenmiştir.

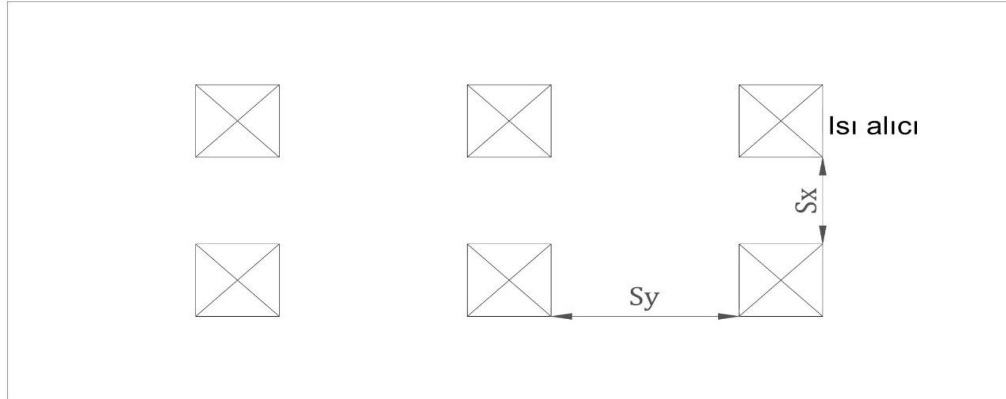


Şekil 3.7. Test elemanı



Şekil 3.8. Test bölgesine örnek test elemanı dizilimi

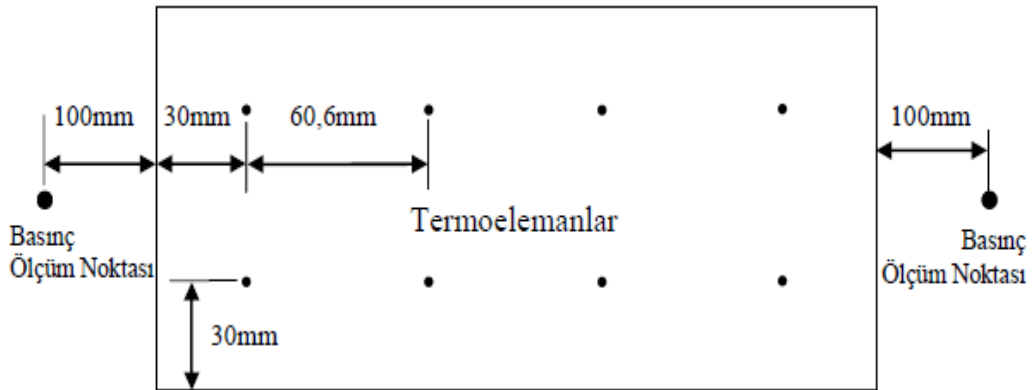
Deney düzeneğinde değişken parametre olarak, Reynolds sayısı (Re) 4000-8000-12000-16000-20000; ısı alıcı yüksekliği (H); akış yönüne dik ısı alıcılar arası mesafe (S_x); akış yönüne paralel ısı alıcılar arası mesafe (S_y) olarak alınmıştır.



Şekil 3.9. Test elemanlarının levha üzerinde şematik olarak üstten görünüşü

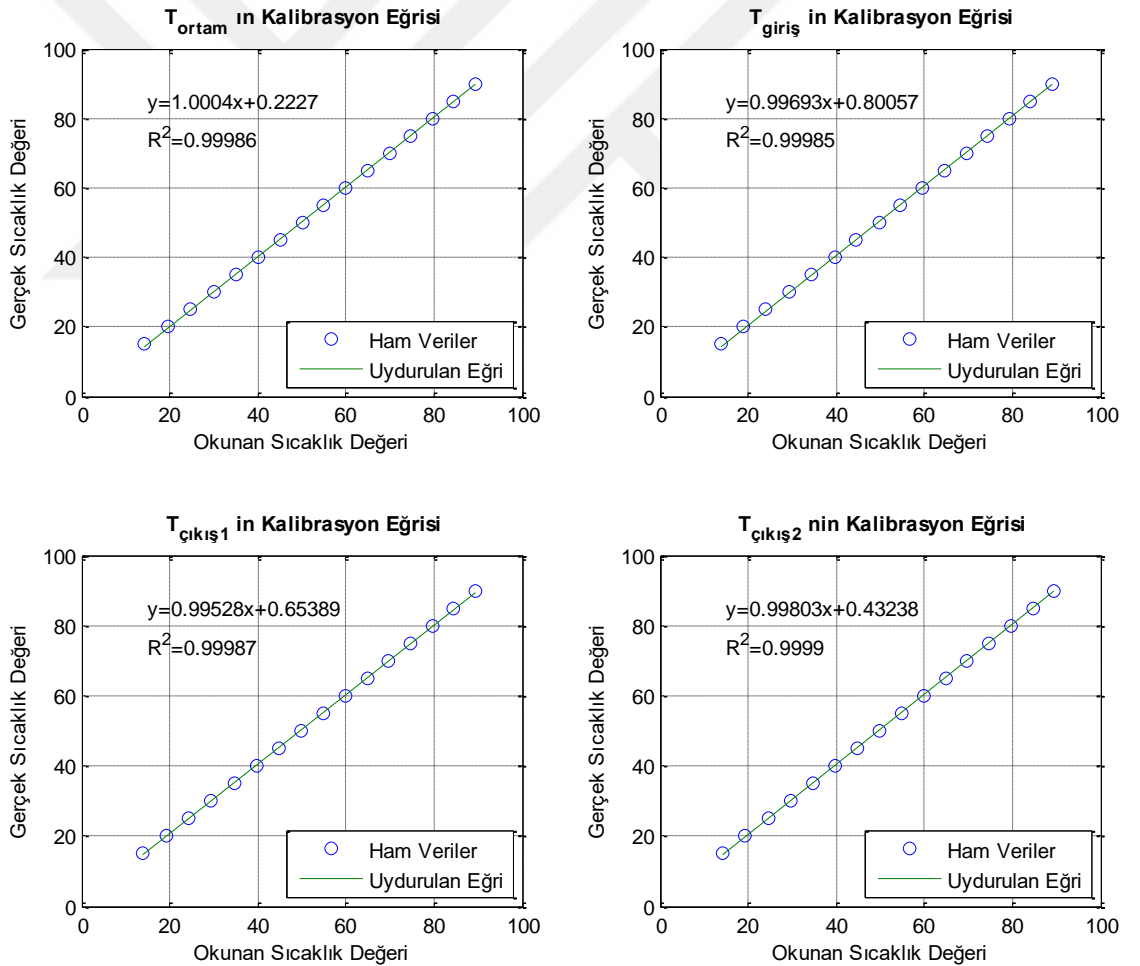
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi

Günümüzde kullanılan birçok çeşit termoeleman olmasına rağmen, deney düzeneğimiz ve ölçüm şartları dikkate alındığında; 0,25 mm iç çap, 0,75 mm dış çapında, kimyasal maddelere, yanmaya ve aşınmaya dayanıklı Bakır-Constantan fiberglas kaplı T tipi termoelemanlar kullanılmıştır. Yüzey sıcaklığını belirlemek için 8 adet yüzeye yayılmış, test bölgesine giriş sıcaklığını ölçmek için içerisine yağ doldurulmuş bakır boru içerisine 1 adet, yine çıkış sıcaklığını ölçmek amacı ile test bölgesinin çıkışına içerisine yağ doldurulmuş bakır boru içerisine 2 adet ve ortam sıcaklığını ölçmek için 1 adet termoeleman yerleştirilmesi ile 12 adet termoeleman ile veri alınmıştır (Şekil 3.10).

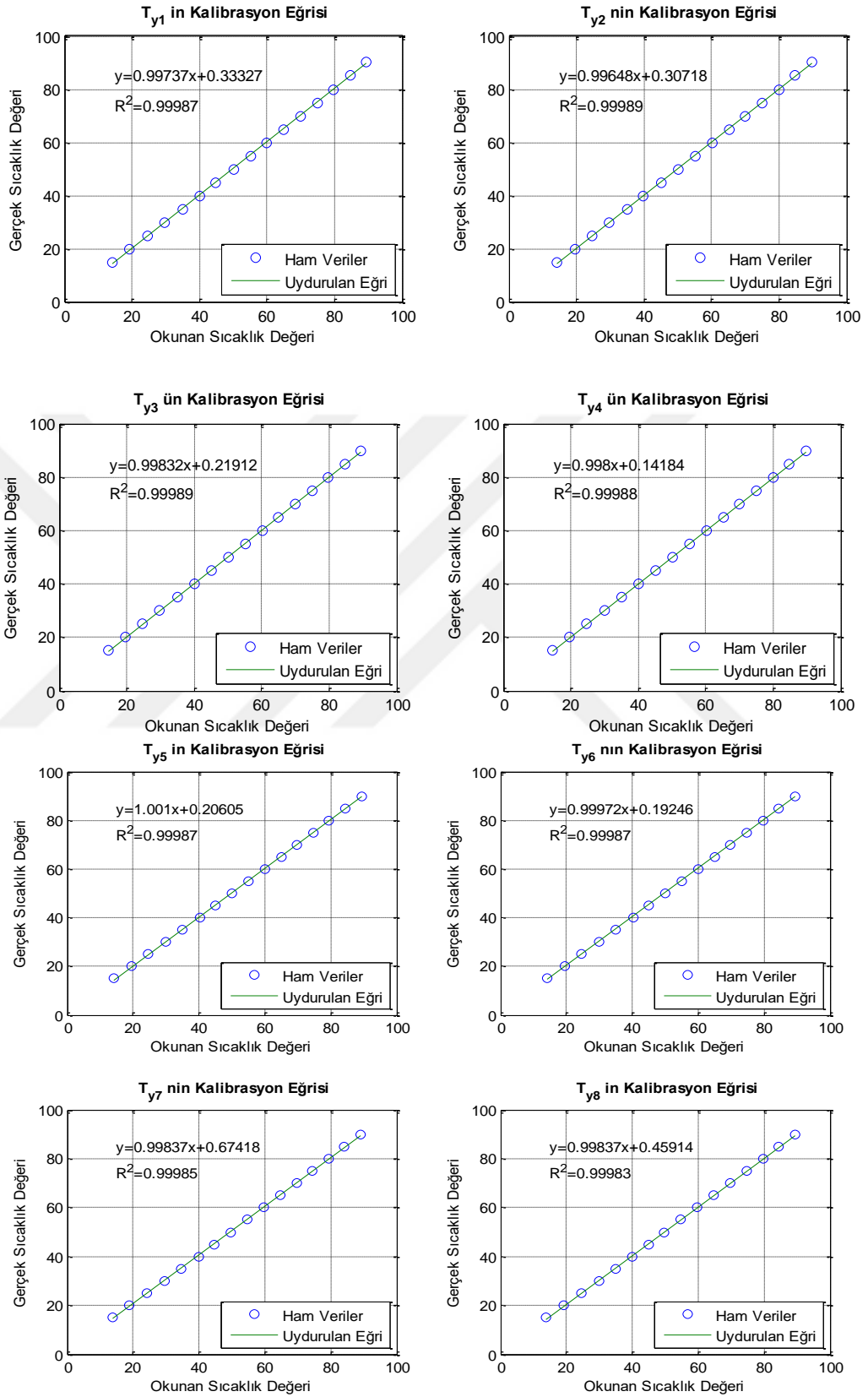


Şekil 3.10. Isıl çiftlerin ve basınç tapalarının yerleşiminin şematik gösterimi (Subaşı 2010)

Termoelemanların uçları birleştirilerek, termoelektrik özelliklerine zarar vermeden birleştirilmesi ile kaynak yapılarak hazırlanmıştır. İyi bir elektriksel yalıtım elde etmek için, yüksek sıcaklığa dayanıklı silikon ile kaplanarak düzenli veri alınması hedeflenmiştir. Sonrasında, PolyScience marka %0,1 hassasiyetinde su banyosunda kalibre edilmiştir. Kalibrasyon işlemi, sıcaklıklar 15°C-90°C alınarak ve 5°C aralıklarla yapılmıştır. MATLAB paket programında en küçük kareler yöntemi kullanılarak kalibrasyon verilerini en iyi şekilde yansıtan bir eğri uydurulması amaçlanmıştır. Şekil 3.11’de verilen kalibrasyon grafikleri, kalibrasyon denklemlerini, kalibrasyon eğrilerini ve korelasyon katsayılarını göstermektedir.



Şekil 3.11. (devam)



Şekil 3.11. Kalibrasyon eğrileri ve denklemleri (Subaşı 2010)

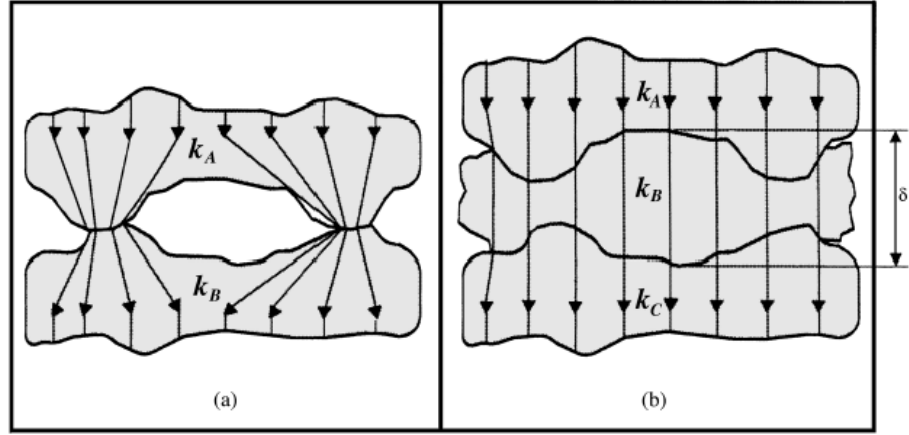
Şekil 3.12’de gösterilen ve deneylerde kullanılan HIOKI LR 8402-20 marka veri toplama kartı ile ölçülen sıcaklık verileri bilgisayar ortamına aktarılmıştır.



Şekil 3.12. Veri toplama kartı (HIOKI LR 8402-20)

Deneylelerdeki veri alma işleminde, deney düzeneği kararlı duruma gelince 60 saniyede 60 sıcaklık verisinin ortalaması alınarak elde edilen veri sıcaklık değeri olarak kaydedilmiştir.

Deney materyallerinin üzerine dizildiği test plakası, hassas işlenmiş ve parlatılmış alüminyumdan imal edilmesine rağmen tam anlamıyla pürüzsüz olmayıp, test yüzeyi ile ısı alıcılar arasında boşluk olabileceği için ısıl termal direnç oluşacaktır. İki yüzey arasında termal macun sürülerek bu ısıl direnç önlenmiş olacaktır. Oluşan bu ısı akışı için, termal macunlu ve termal macunsuz şekilde olacak şekilde Remsburg (2001) tarafından şematik olarak Şekil 3.13’de gösterilmiştir. Deneysel çalışmamızda da, yüzeyler arasında üniform bir ısı akışı etmek ve oluşacak termal direncin etkisini azaltmak için silikon termal macun kullanılmıştır (Şekil 3.14).



Şekil 3.13. a) Termal macun kullanılmaması halinde temas eden yüzeyler arasındaki ısı akışı b) termal macun kullanılması halinde temas eden yüzeyler arasında ısı akışı



Şekil 3.14. Silikon termal macun

Şekil 3.15’de gösterilen TESTO 480 marka anemometre ile hava kanalı içerisindeki akış hızı ölçülüp, ölçüm cihazının ortalama alma fonksiyonundan da yararlanılarak veriler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. TESTO 480 ölçüm cihazına bağlanan hot bulb adı verilen bir prob vasıtasıyla hız ölçümleri yapılmıştır. Hız değerleri, probun ucundaki küreciğin soğuma miktarı ile ölçülmüş ve Şekil 3.15’de cihaz gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Testo 480 marka anemometre

KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri yardımı ile test bölgesindeki ısı alıcıların neden olduğu basınç düşüşü Pa biriminde ölçülmüştür. KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri 1 Pa hassasiyete sahip ve şekil 3.16'da gösterilen cihazın çalışma aralığı 0/+100 Pa'dır.



Şekil 3.16. KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri

3.5. Deneyin Yapılışı

Deneylerin yapılışında sırası ile aşağıdaki yol izlenmiştir.

Test bölgesindeki, test elemanlarının üzerine yerleştirileceği taban plaka temizlenerek termal macun sürülen türbülötörler taban plaka yüzeyine yerleştirilir. Deneylerde çalışmamız gereken Reynolds sayısını bulmak için varyak ile akış hızı ayarlanır.

Wattmetrede istenilen güç değerine ulaşmak için ısıtıcı çalıştırılarak sabit ısı akısı sınır şartları sağlanır.

Sık aralıklarla deney düzeneği takip edilip hız takibi yapılır.

Deney düzeneği kararlı hale gelene kadar yani yüzeyden okunan sıcaklık değerleri 0,1°C'den fazla değişmeyecek şekilde olduktan sonra diziliş ve hıza göre 45-55 dakika beklenir.

Deney sistemi kararlı hale geldikten sonra sıcaklık, basınç ve hız ölçümleri dijital olarak alınıp kaydedilir.

Isıtıcı kapatılıp, fan vasıtası ile deney düzeneğinin denge haline gelip soğuması sağlanır.

3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı

Akışkanın;

Sabit Basıncıta Özgül Isısı,

$$C_p = \left[9,82 + 810^{-4} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] 10^2 \text{ J/kg}^0\text{C} \quad (3.1)$$

Dinamik viskozitesi;

$$\mu = \left[5 + 4,510^{-2} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] 10^{-6} \text{ kg/ms} \quad (3.2)$$

Isı iletim katsayısı;

$$k = \left[3,7 + 7,510^{-2} \frac{T_g + T_c}{2} \right] 10^{-3} \quad (3.3)$$

Yoğunluğu;

$$\rho = \left[-0,004666 \left(\frac{T_g + T_c}{2} - 250 \right) \right] + 1,3947 \text{ kg/m}^3 \quad (3.4)$$

a= test bölgesindeki plakasının eni= 0,11 m

b= test bölgesindeki kanalın yüksekliği = 0,06 m

L=test bölgesindeki plakanın uzunluğu = 0,54 m

Test bölgesindeki plakasının alanı;

$$A_s = aL \quad (3.5)$$

Test Bölgesindeki hava kanalını hidrodinamik çapı;

$$A_c = ab \quad (3.6)$$

$$A_p = 2(a + b) \quad (3.7)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{A_p} \quad (3.8)$$

Kararlı durumda toplam ısı transferi miktarı;

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{tas} + \dot{Q}_{is} + \dot{Q}_{ilet} + \dot{Q}_{kay} \quad (3.9)$$

Taşınım ile ısı transferi Eşitlik 3.10'daki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{taş} = \dot{m}C_p(T_{\zeta} - T_g) = \frac{V^2}{R} = VI \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.11'den ısı taşınım katsayısı çekilerek hesaplanır.

$$\dot{Q}_{taş} = h_{ort}A_s \left[T_{yort} - \left(\frac{T_{\zeta} + T_g}{2} \right) \right] \quad (3.11)$$

Deney düzeneğinde test yüzey alanlarının pürüzsüz olması ve ısı alıcıların tamamen temizlenmiş olmasına rağmen ve sıcaklık değer aralıklarının yüksek olmasından dolayı ışınlama olan ısı transferi olacaktır. Bu ısı transferi de verilen ısının %3 - %4 aralığında olacaktır. Önceki bilimsel çalışmalardan görüldüğü üzere bu ışınlama olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir (Jubran and Al-Salaymeh 1996; Tahat *et al.* 2000; El-Sayed *et al.* 2002). Deney düzeneğinde test yüzey alanlarının pürüzsüz olması ve ısı alıcıların tamamen temizlenmiş olmasına rağmen ve sıcaklık değer aralıklarının yüksek olmasından dolayı ışınlama ısı transferi meydana gelecektir. Işınlama ısı transferi de güç kaynağından sağlanan enerjinin %3-%4'ü kadar olacaktır. Önceki bilimsel çalışmalardan görüldüğü üzere ışınlama olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir (Jubran and Al-Salaymeh 1996; Tahat *et al.* 2000; El-Sayed *et al.* 2002). Böylece; $\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{taş}$ olacaktır. Sistemde akım ve gerilimin çarpımından, ısıl enerji elde edilir. Elde edilen bu değer de Watt cinsinden olup havaya aktarılan taşınım ısı transferine eşit olur.

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{taş} = \frac{V^2}{R} = VI \quad (3.12)$$

Aşağıdaki formüllerle Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı taşınım katsayısı hesabı yapılmıştır.

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho D_h U}{\mu} \quad (3.13)$$

Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.14)$$

Sürtünme faktörü;

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L}{D_h} \right) \rho \frac{U^2}{2} \right]} \quad (3.15)$$

U: kanal içerisinde ortalama akışkan hızını,

ΔP : test bölgesinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybını vermektedir.

Isı taşınım katsayısı;

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_s \left[T_s - \frac{(T_g + T_c)}{2} \right]} \quad (3.16)$$

3.7. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel verilerde, kontrol edilemeyen veya edilemeyen parametrelerden kaynaklı hatalar oluşmaktadır. Bunun için literatürdeki hata analiz sonuçları, deneysel verilerdeki hata güvenilirlik çizgilerini belirlemektedir. Kline and McClintock (1953) tarafından çalışılan belirsizlik hesaplama yöntemiyle, ölçülebilen veya hesaplanabilen parametrelere ait belirsizlikler hesaplanmıştır. Burada x bağımsız değişkeni ölçülerek R bağımlı değişkeni hesaplanır. Bu fonksiyon;

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

şeklinde ifade edilir.

Bu fonksiyona bağlı toplam belirsizlik ise;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

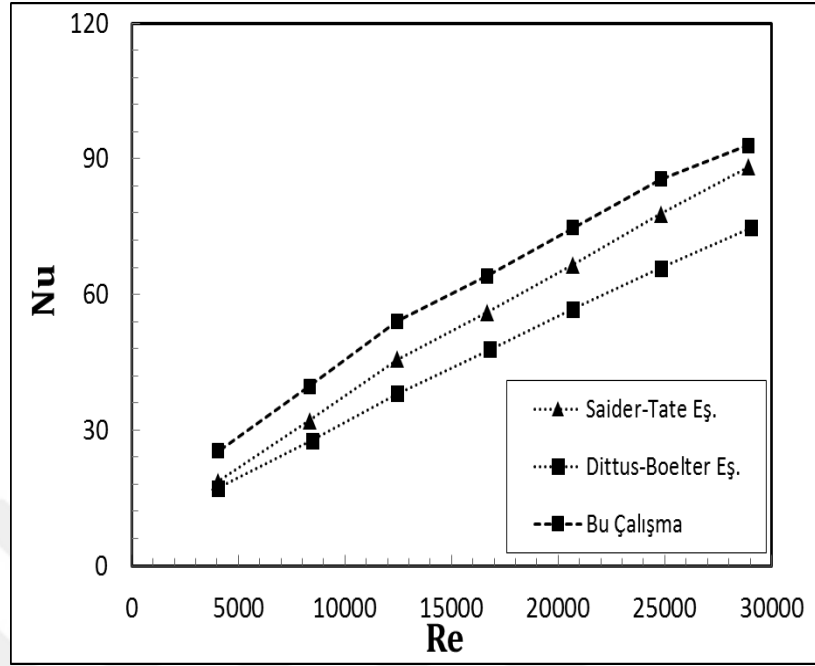
formülü ile hesaplanır.

Çalışmamızda, Nusselt sayısı için %7,1, Reynolds sayısı için %4,1 ve sürtünme faktörü (f) için %17,1 belirsizlik değeri belirlenmiştir.

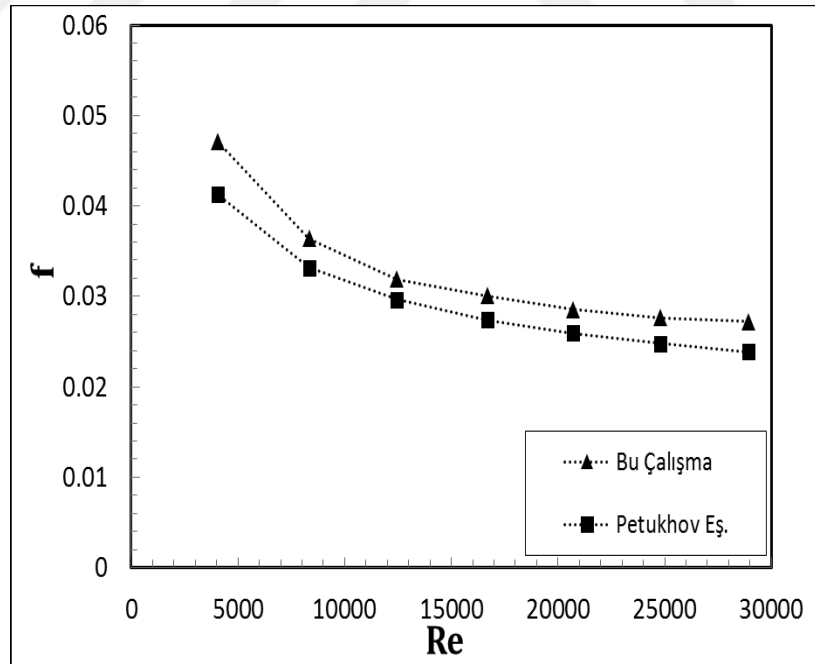
4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Kurulan deney düzeneğinden alınan verilerin sağlıklı olup olmadığının kontrolü, daha önce konu ile ilgili elde edilmiş modeller ile bu düzenden alınan deneysel verilerin kıyaslanması ile mümkündür. Bu sebeple farklı türbülator dizilimlerinin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemeye önce boş kanal deneyleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen boş kanal ısı transferi verileri literatürde sıklıkla kullanılan Sieder-Tate ve Dittus-Boelter modelleri ile karşılaştırılmıştır. Bulgular Şekil 4.1’de sunulmuştur. Şekil 4.1’den de açıkça görüleceği üzere ısı transferi modelleri ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum söz konusudur. Literatür verileri ile deneysel veriler arasındaki küçük sapmalar ise modeller için öngörülen hata aralığı içinde gerçekleşmiştir.

Boş kanal sürtünme faktörü verilerinin literatürle karşılaştırılmasında ise Petukhov eşitliğinden faydalanılmıştır. Petukhov eşitliği sürtünme faktörü değerleri için oldukça güvenilir bir model sunmakta ve literatürde sıklıkla kullanılmaktadır. Boş kanala ait sürtünme faktörü verilerinin literatürle karşılaştırılması Şekil 4.2’de sunulmuştur. Şekil 4.2 incelendiğinde modelden elde edilen veriler ile deneysel veriler arasındaki farkın kabul edilebilir hata aralığında olduğu görülmektedir.



Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısı verilerinin literatürle karşılaştırılması

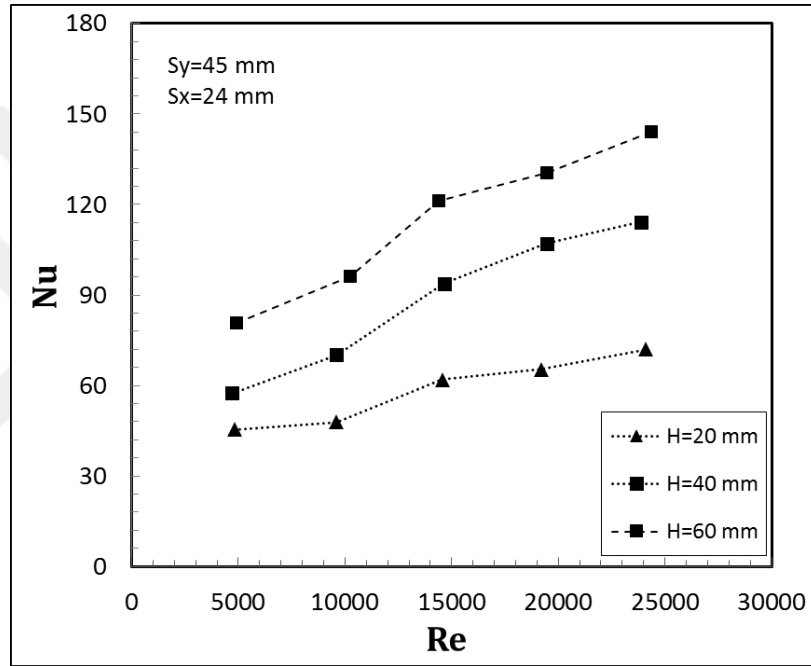


Şekil 4.2. Boş kanala ait sürtünme faktörü verilerinin literatürle karşılaştırılması

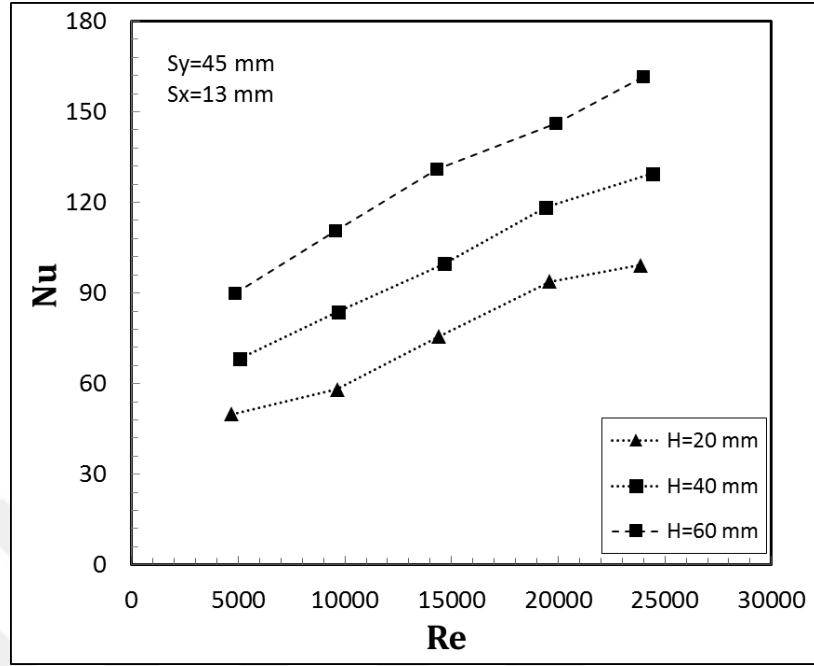
4.1. Isı Transferi Bulguları

Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de akış yönünde türbülatorler arasındaki mesafenin (S_y) 45 mm olduğu durumda sırasıyla akış yönüne dik türbülatorler arasındaki mesafenin 24 mm, 13 mm ve 6,5 mm olduğu dizilişler için farklı türbülator yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Benzer şekilde Şekil 4.6, 4.7 ve 4.8’de S_y değerinin 32 mm, S_x değerinin sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm olarak değiştiği dizilişler için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.9, 4.10 ve 4.11’de ise S_y değerinin 23 mm, S_x değerlerinin ise yine sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm olduğu türbülator dizilişlerinde farklı yükseklikte (H) türbülatorlerin ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Tüm bu şekiller incelendiğinde bütün Reynolds sayısı değerlerinde ve türbülator dizilimlerinde türbülator yüksekliğindeki artışın ısı transferini olumlu yönde etkilediği görülmektedir. Artan türbülator yüksekliği tüm akış şartlarında ve dizilişlerde Nusselt sayısını yani ısı transferini artırmıştır. Bu durum artan türbülator yüksekliğiyle kanal içerisindeki akışın yükseklik boyunca daha fazla bloklanmasının bir sonucudur. Türbülator yüksekliği arttıkça, türbülator ile kanal üst tablası arasında kalan by-pass bölgesi azalacak ve akış daha fazla bloke olarak türbülatorlerin içinden geçmeye zorlanacaktır. Dolayısı ile türbülans kaynaklı ısı transferi etkileşimleri bu durumdan olumlu yönde etkilenecektir. Özellikle türbülator üzerindeki by-pass alanının en fazla olduğu 20 mm yükseklikteki dizilişlerde $Nu-Re$ eğiminin azalması bu durumu açıklamaktadır. Beklenildiği üzere artan Reynolds sayısı tüm dizilişlerde ve tüm türbülator yüksekliklerinde ısı transferini artırmıştır. Bu artış 60 mm yüksekliğindeki türbülatorlerde, 20 mm yüksekliğindeki türbülatorlere oranla daha belirgin olmuştur. Bu artışın sebebi ise artan Reynolds sayısı ile akış bölgesindeki ortalama akışkan hızının yükselmesi ve türbülans etkilerinin bu hız artışından büyük oranda etkilenmesidir. Ayrıca şekiller incelendiğinde S_x değerinin azalmasıyla yani akış yönüne dik olarak yerleştirilen türbülatorlerin artırılmasıyla Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Benzer sonuç akışa paralel yöndeki türbülatorler arasındaki mesafe S_y değeri için de geçerlidir. Bu durumda ısı transferindeki artışın sebebi yalnızca akışa dik yönde artan türbülator sayısı kaynaklı akış bozulmaları değildir. Bunu yanı sıra akış yönünde elemanlar arası mesafenin kısaltılmasıyla sınır tabaka oluşumu engellenerek

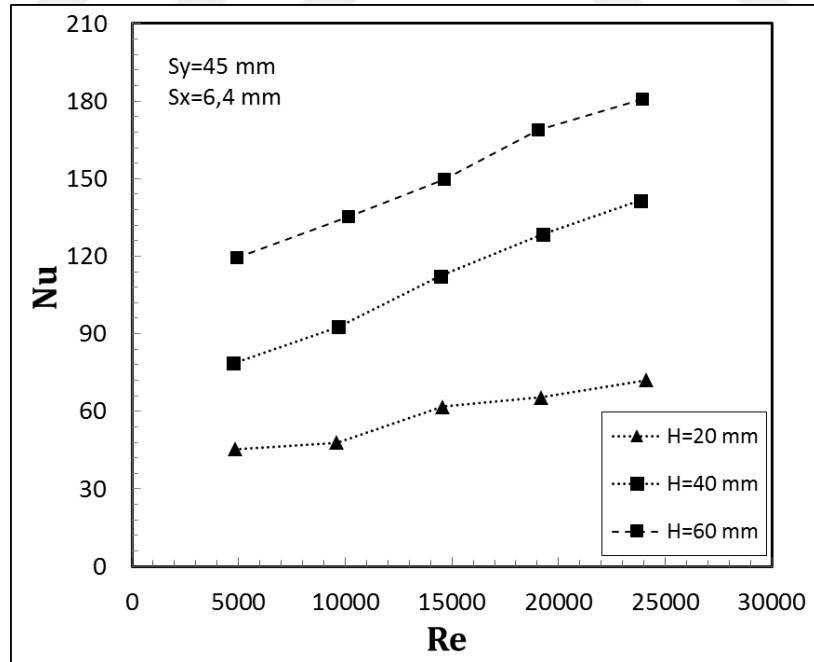
türbülans etkileri kanal boyunca sürekli hale getirilmektedir. S_x ve S_y değerlerinin birlikte azalması türbülantlı yüzeyin ısı transferi karakteristiklerinin birbirine yaklaşmasına neden olmaktadır. Tüm şekiller birlikte incelendiğinde, Nusselt sayısı değerleri arasındaki farkların en büyük olması nedeniyle, incelenenler içinde ısı transferi üzerinde en etkili geometrik parametrenin türbülant yüksekliği H olduğu görülmektedir.



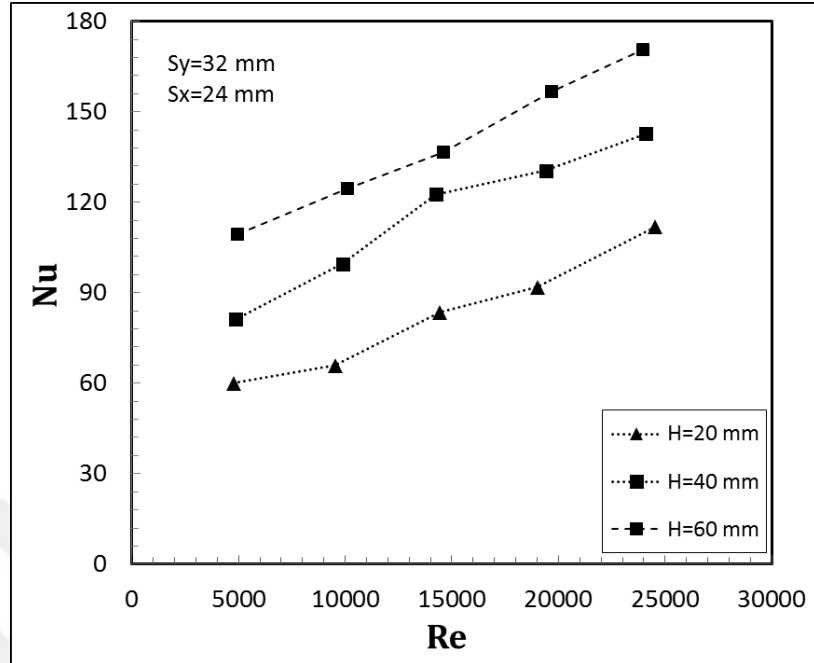
Şekil 4.3. $S_y=45$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



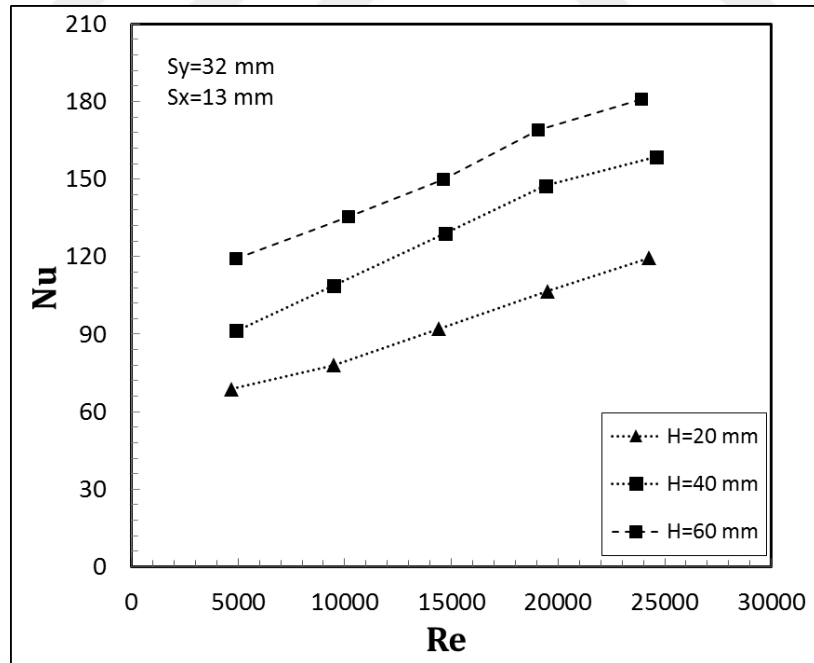
Şekil 4.4. $S_y=45$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



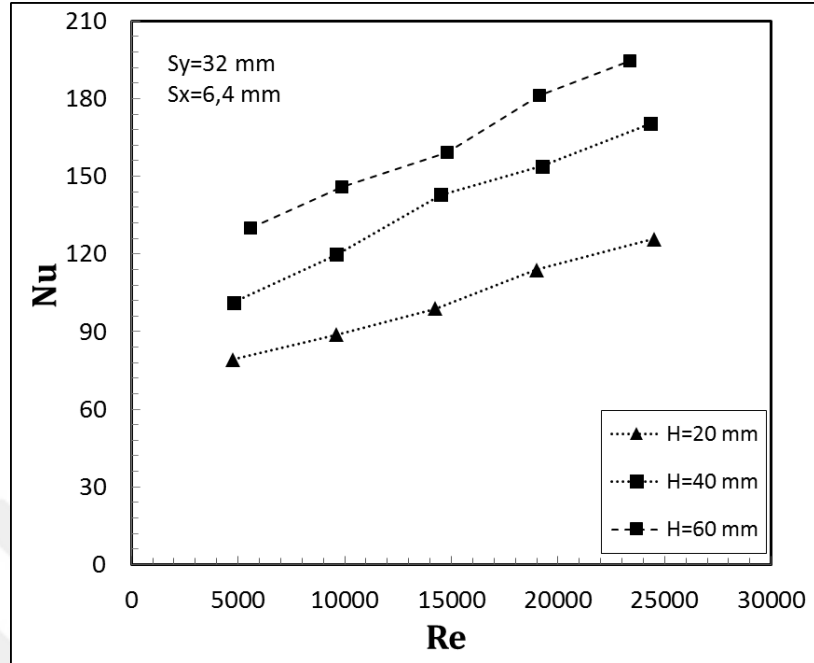
Şekil 4.5. $S_y=45$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



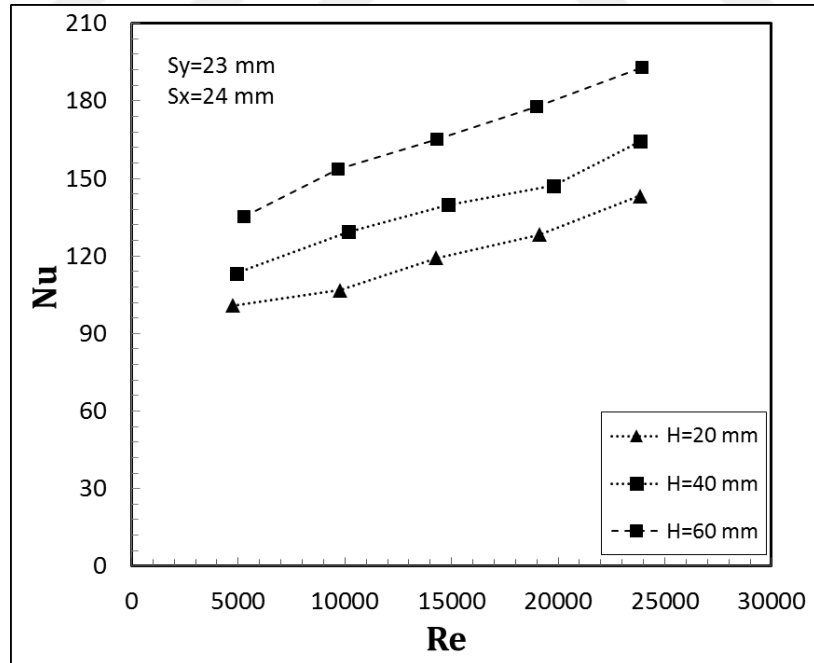
Şekil 4.6. $S_y=32$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi



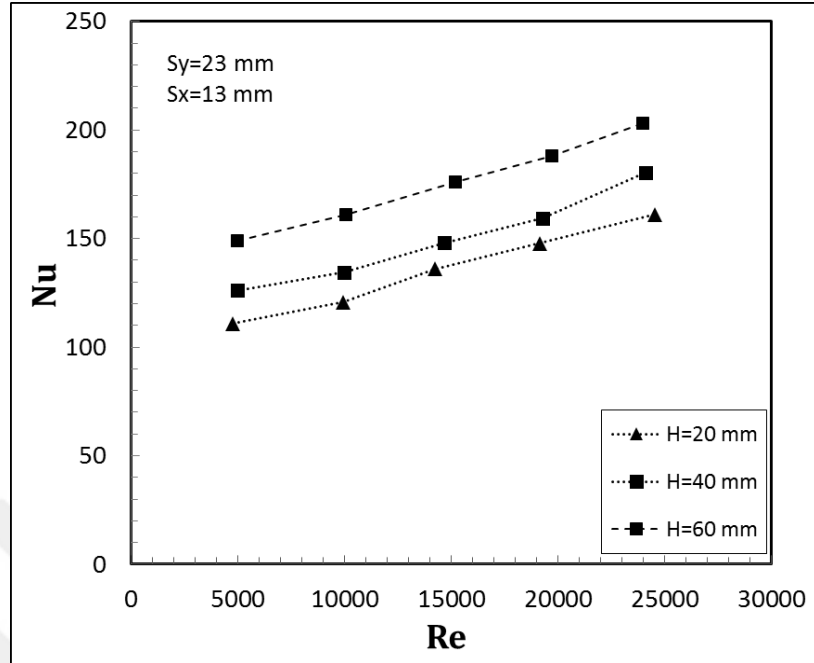
Şekil 4.7. $S_y=32$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi



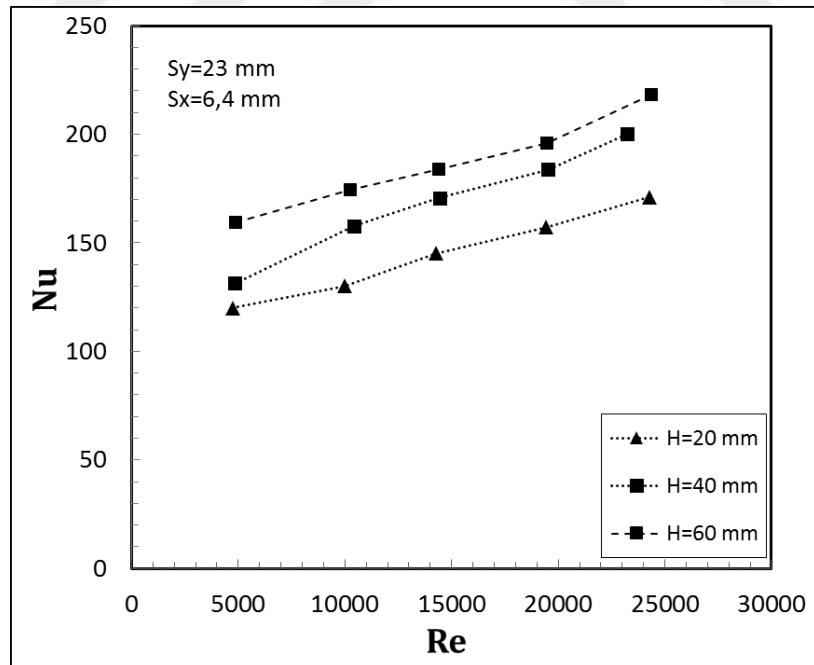
Şekil 4.8. $S_y=32$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



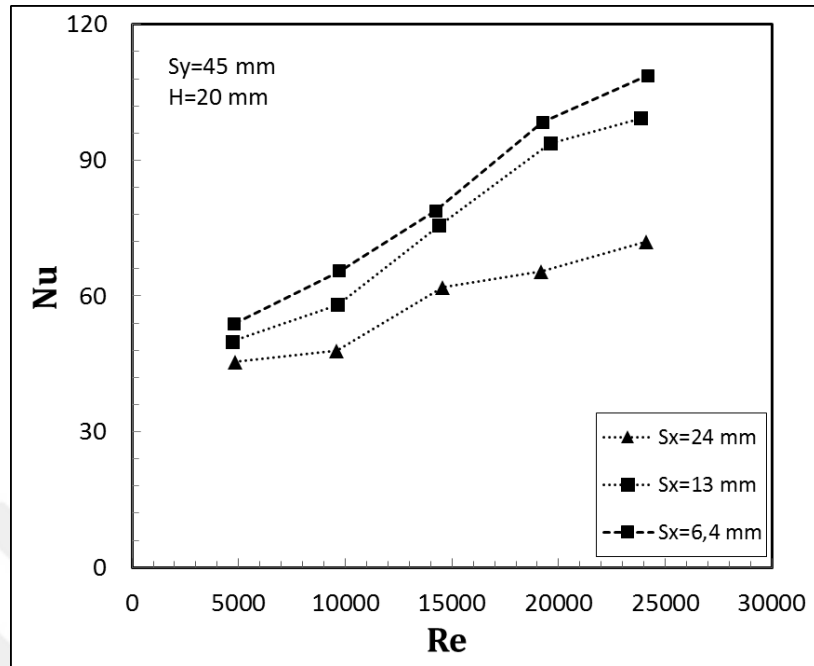
Şekil 4.9. $S_y=23$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



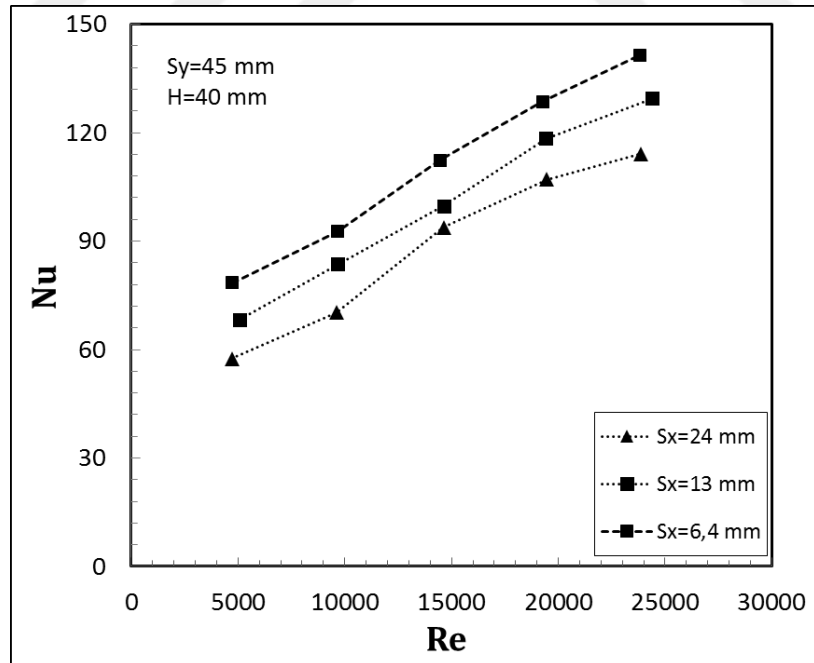
Şekil 4.10. $S_y=23$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



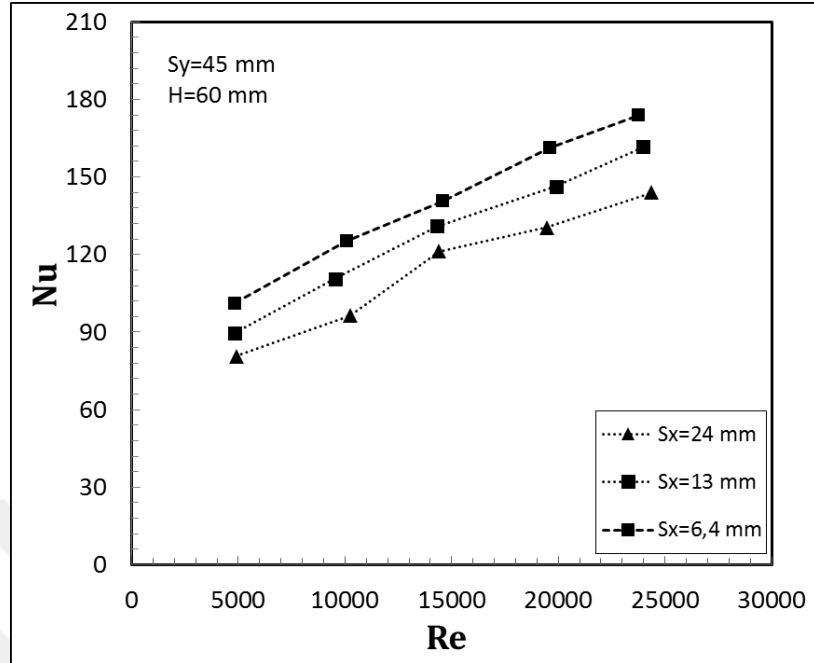
Şekil 4.11. $S_y=23$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



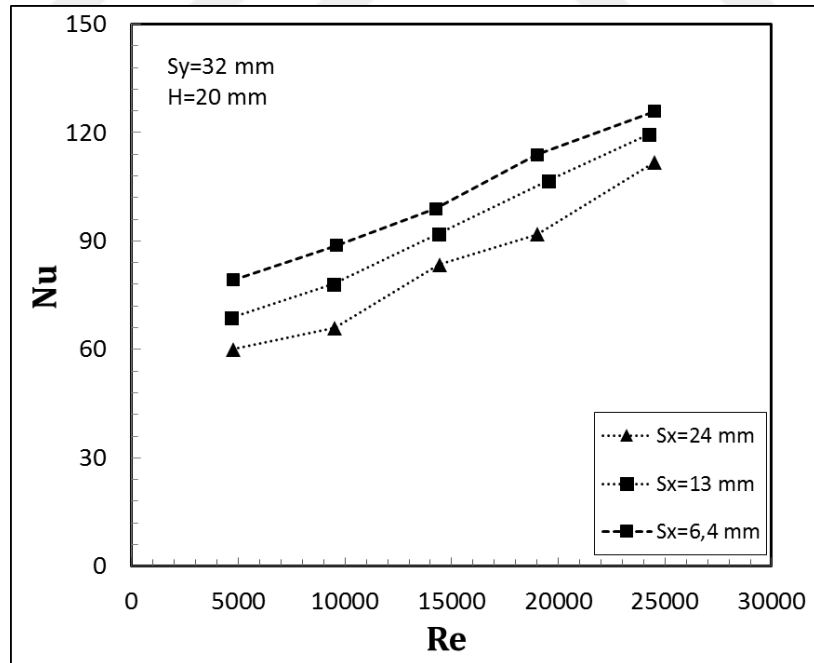
Şekil 4.12. $S_y=45$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



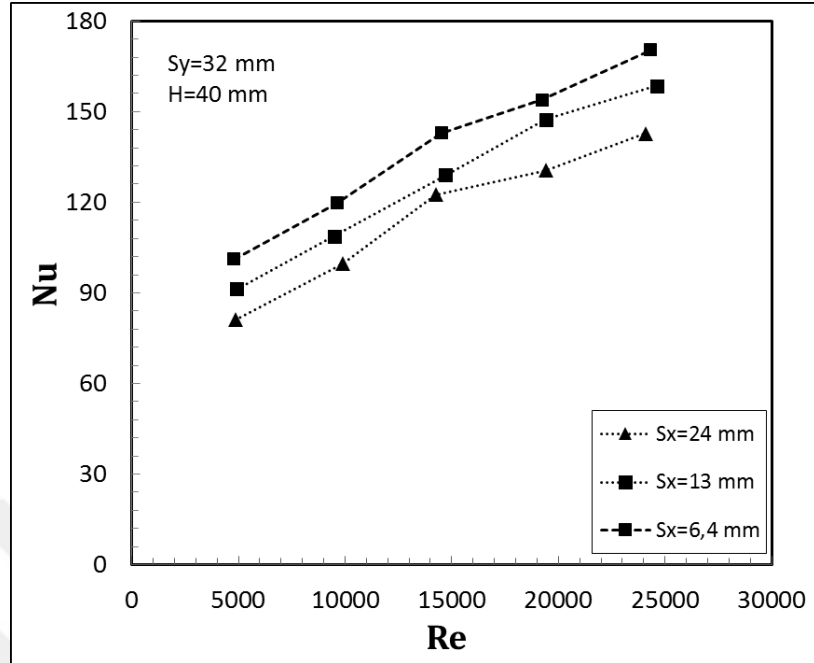
Şekil 4.13. $S_y=45$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



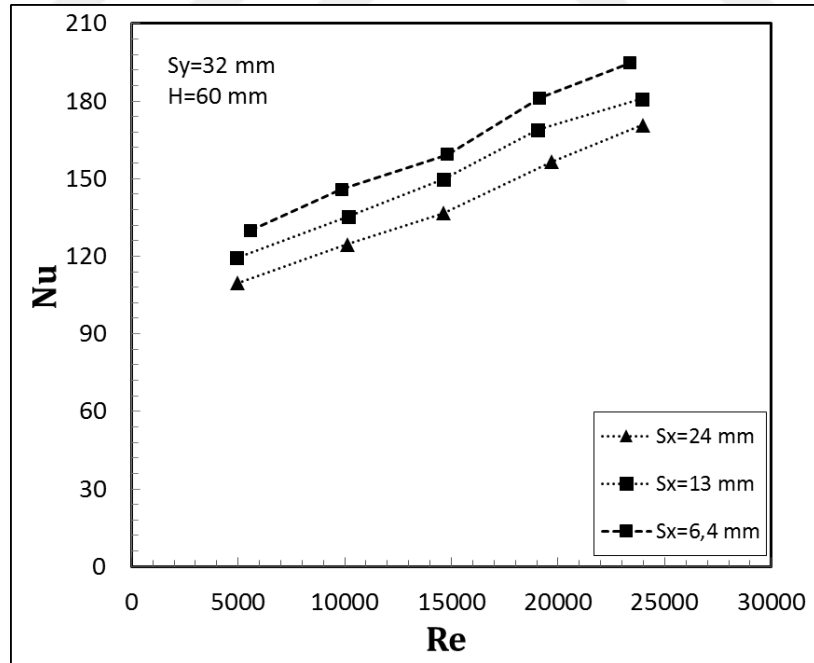
Şekil 4.14. $S_y=45$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



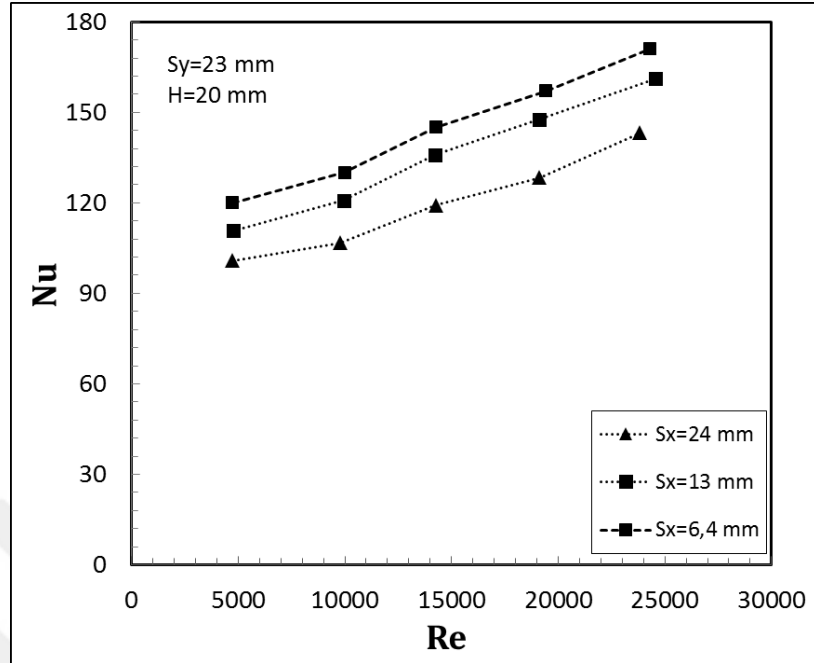
Şekil 4.15. $S_y=32$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



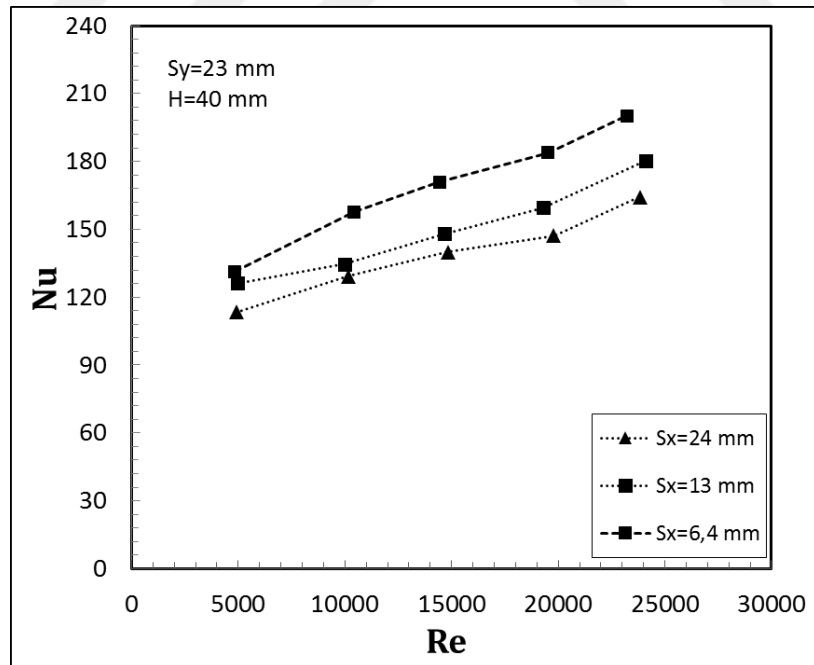
Şekil 4.16. $S_y=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



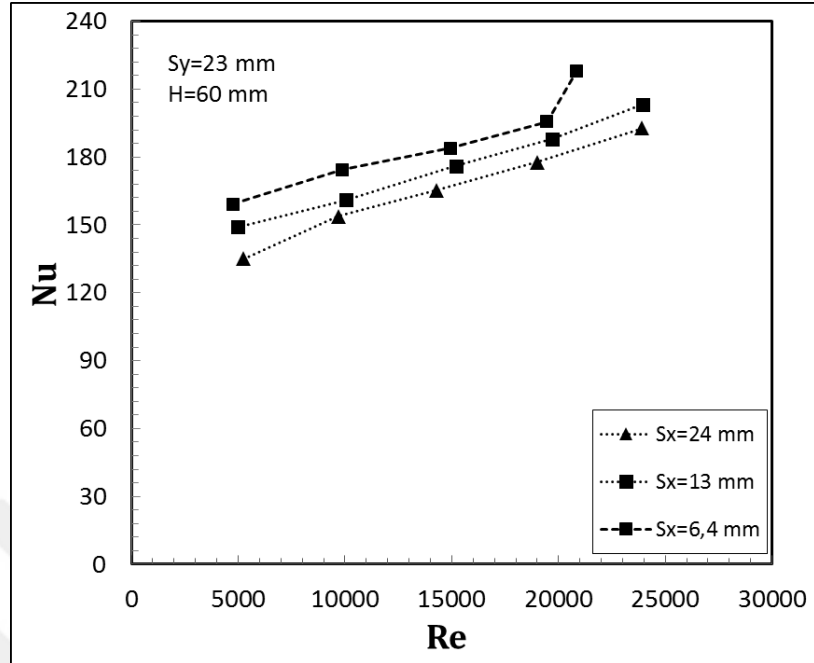
Şekil 4.17. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



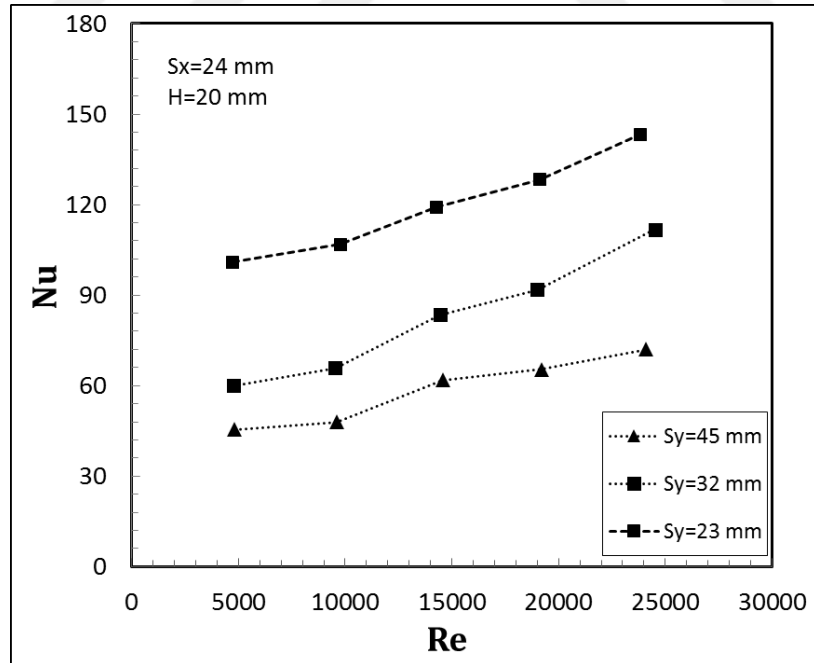
Şekil 4.18. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



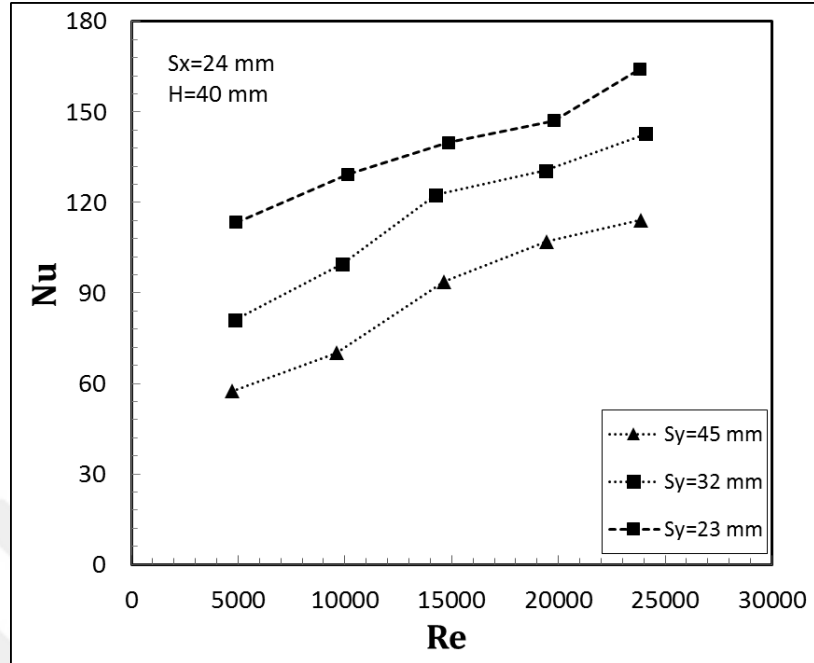
Şekil 4.19. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



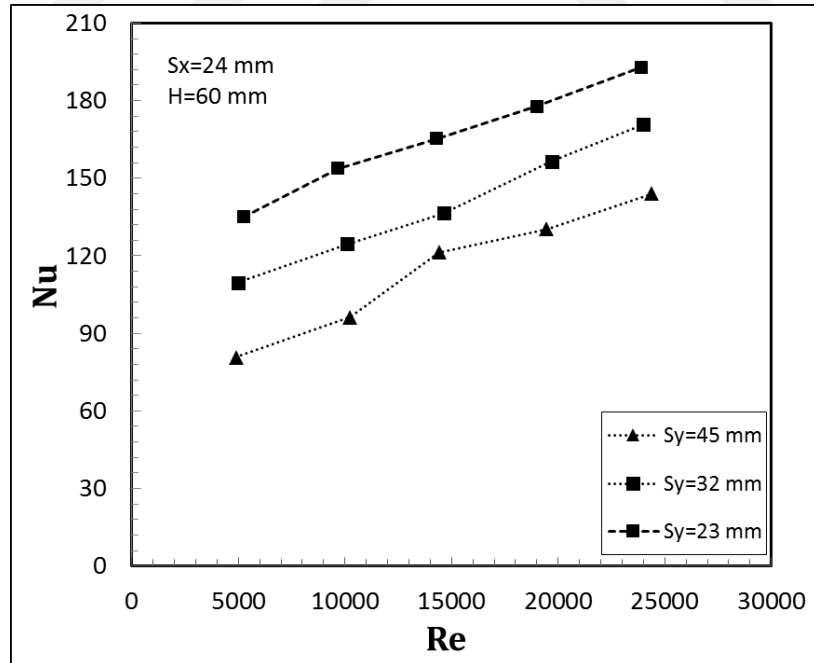
Şekil 4.20. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



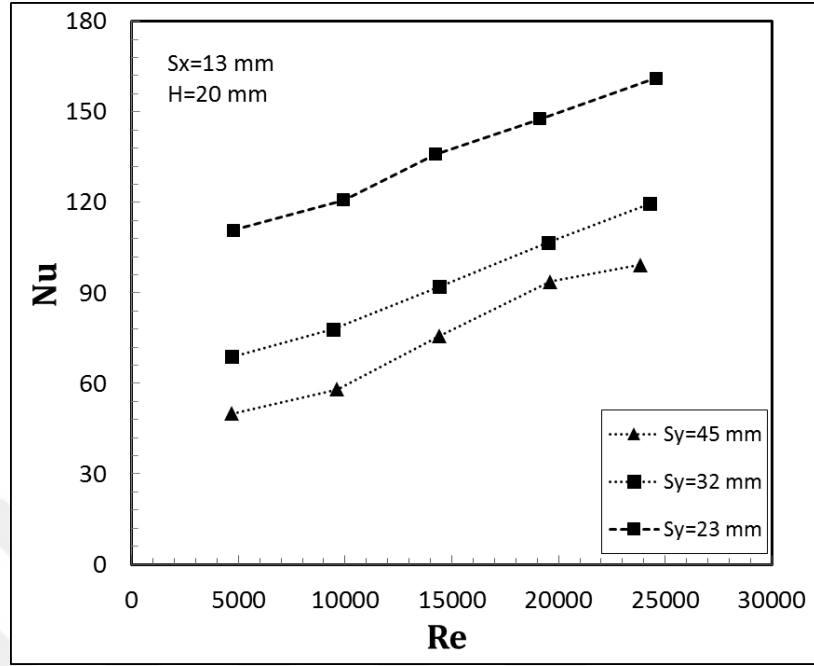
Şekil 4.21. $H=20$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



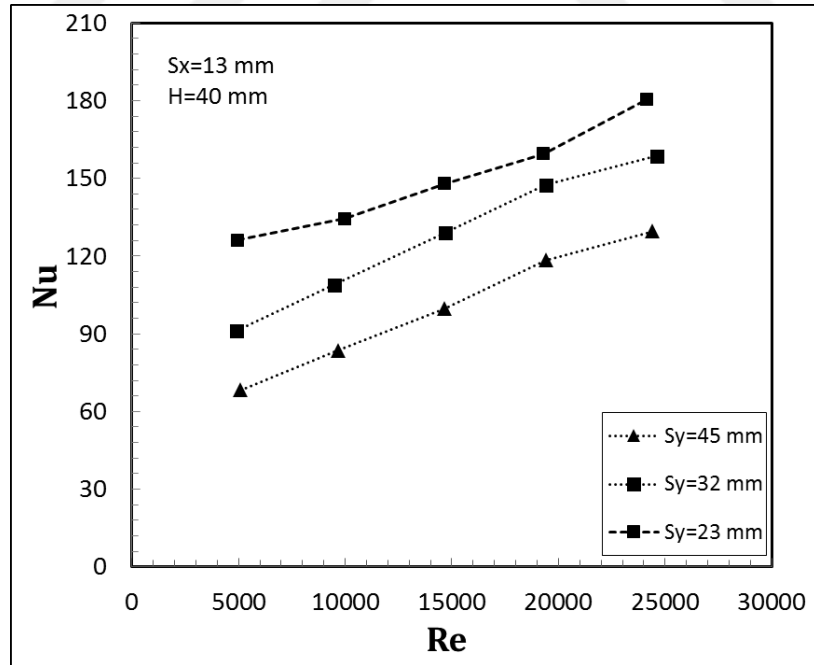
Şekil 4.22. H=40 mm ve Sx=24 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



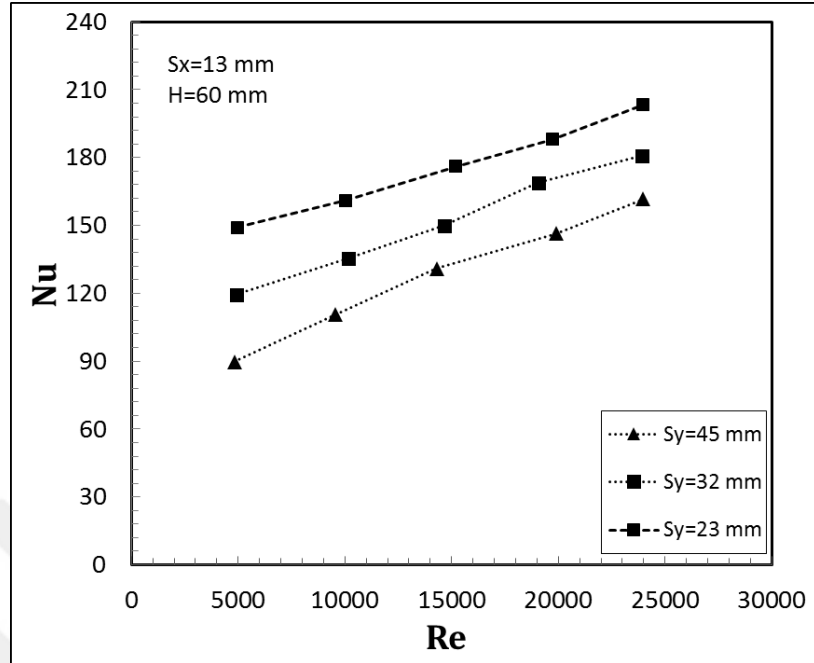
Şekil 4.23. H=60 mm ve Sx=24 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



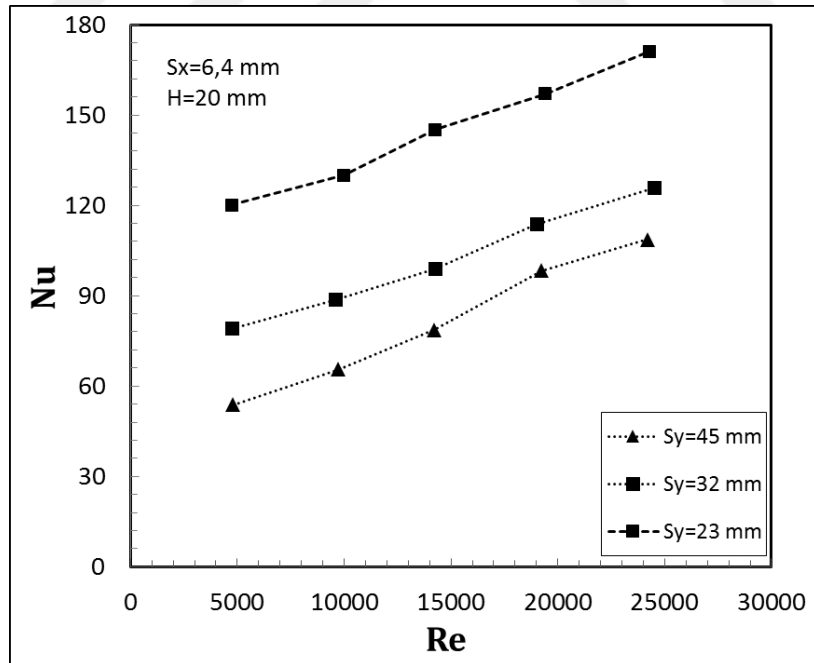
Şekil 4.24. H=20 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



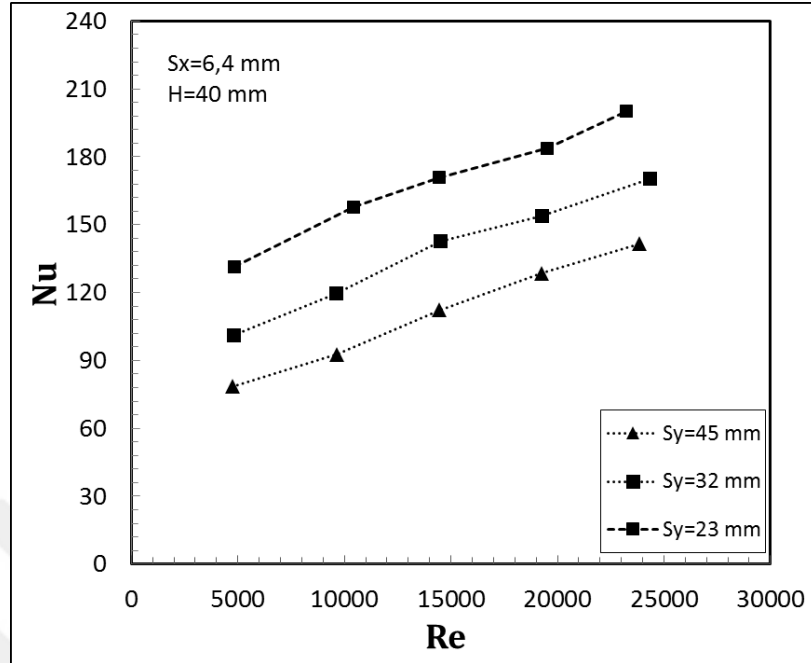
Şekil 4.25. H=40 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



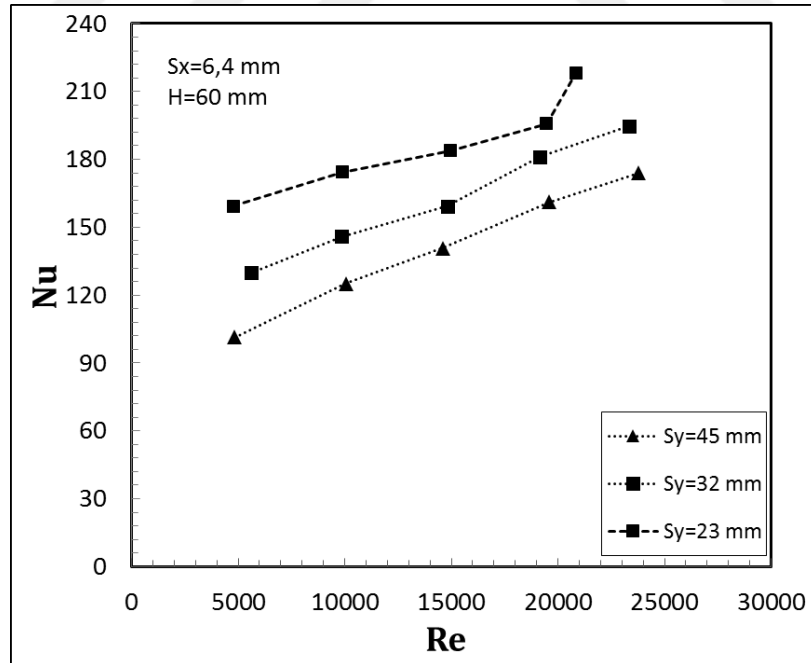
Şekil 4.26. H=60 mm ve Sx=13 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.27. H=20 mm Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.28. H=40 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

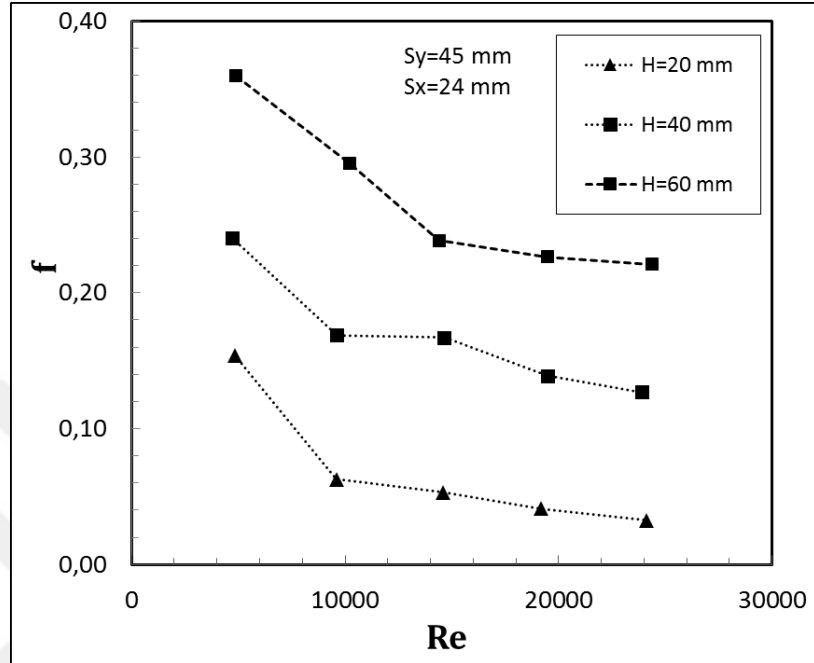


Şekil 4.29. H=60 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

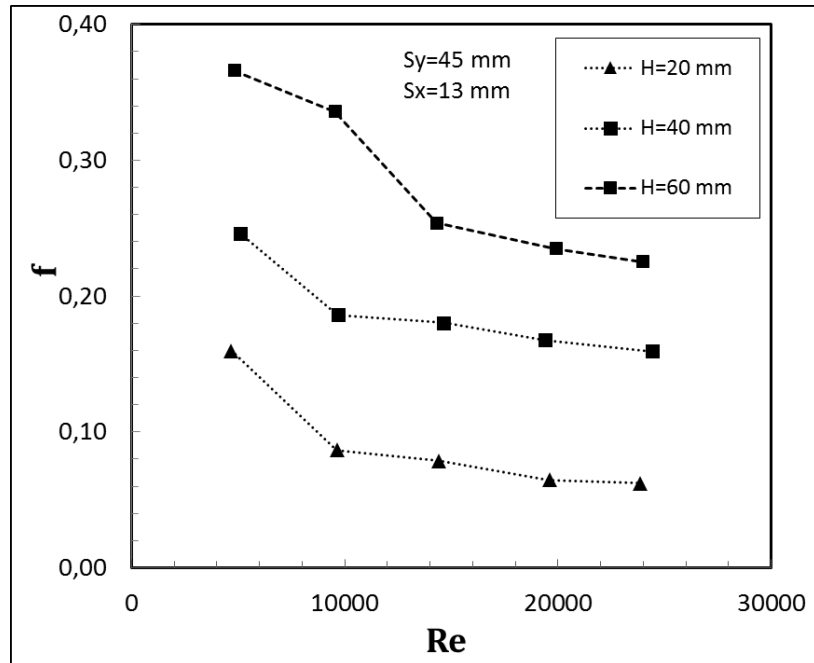
4.2. Sürtünme Faktörü Bulguları

Şekil 4.12, 4.13 ve 4.14’de akış yönde türbülatorler arasındaki mesafenin 45 mm olduğu durumda akış yönüne dik türbülatorler arasındaki mesafenin sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm olduğu dizilişler için farklı türbülator yüksekliklerinde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği verilmiştir. Şekil 4.15, 4.16. ve 4.17’de Sy değerinin 32 mm, Sx değerinin sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm olarak değiştiği dizilişler için sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği sunulmuştur. Şekil 4.18, 4.19 ve 4.20’de ise Sy değerinin 23 mm, Sx değerlerinin ise sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm olduğu türbülator dizilişlerinde ve farklı türbülator yükseklikleri için sürtünme faktörüyle Reynolds sayısı arasındaki ilişki verilmiştir. Şekiller incelendiğinde tüm dizilişler ve türbülator yükseklikleri için artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü değerinde azalma gözlenmektedir. Sürtünme faktörü değerindeki bu azalma düşük Reynolds sayılarında daha belirgin olmuştur. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki düşüş azalmıştır. Sürtünme faktörü değerleri üzerindeki en belirgin etki ise türbülator yüksekliklerinin olmuştur. Artan türbülator yükseklikleriyle tüm Reynolds sayılarında ve dizilişlerde sürtünme faktörü değerleri büyük oranda artmıştır. Bu beklenen bir sonuçtur. Çünkü türbülator yüksekliklerinin artmasıyla türbülatorler üzerinde akışın serbestçe akacağı by-pass bölgeleri azalmaktadır. Böylece akış daha fazla bloklanmakta ve dolayısıyla sürtünme faktörü değeri artmaktadır. Şekil 4.12, 4.15 ve 4.18 incelendiğinde Sy’nin azalmasının yani akış yönüne yerleştirilen türbülator sayılarının artmasının sürtünme faktöründe artışına sebep olduğu görülmektedir. Benzer sonuçlar hem Şekil 4.13, 4.16 ve 4.19’un mukayesesinde hem de Şekil 4.14, 4.17 ve 4.20’nin mukayesesinde görülmektedir ve beklenen bir sonuçtur. Çünkü Sy değerinin azalması yüzey üzerinde akışı rahatsız edecek daha fazla eleman olması anlamına gelmektedir. Ayrıca şekiller incelendiğinde Sx değerinin azalmasıyla yani akışa dik yöndeki eleman sayısının artmasıyla da sürtünme faktöründe önemli bir artışın gözlenmiştir. Yüzey üzerindeki türbülator sayısını belirleyen Sy ve Sx değerinin değişimi birlikte değerlendirildiğinde Sx değerinin sürtünme faktörünü daha fazla etkilediği göze çarpmaktadır. Akışa dik yönde yerleştirilen eleman sayısının artması akış yönünde serbest akış bölgelerinin azalmasına sebebiyet verecektir. Bu durum da sürtünme

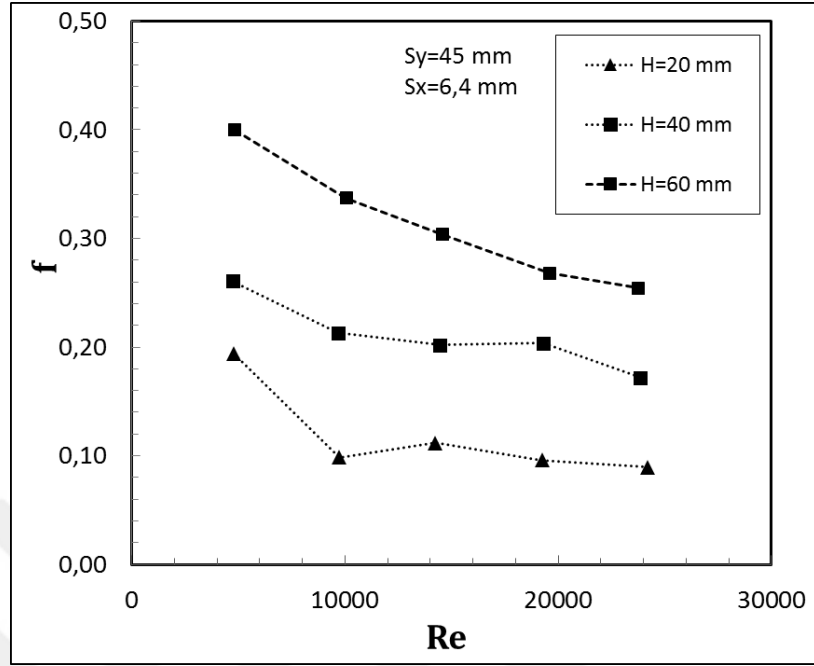
faktörünü büyük oranda artıracaktır.



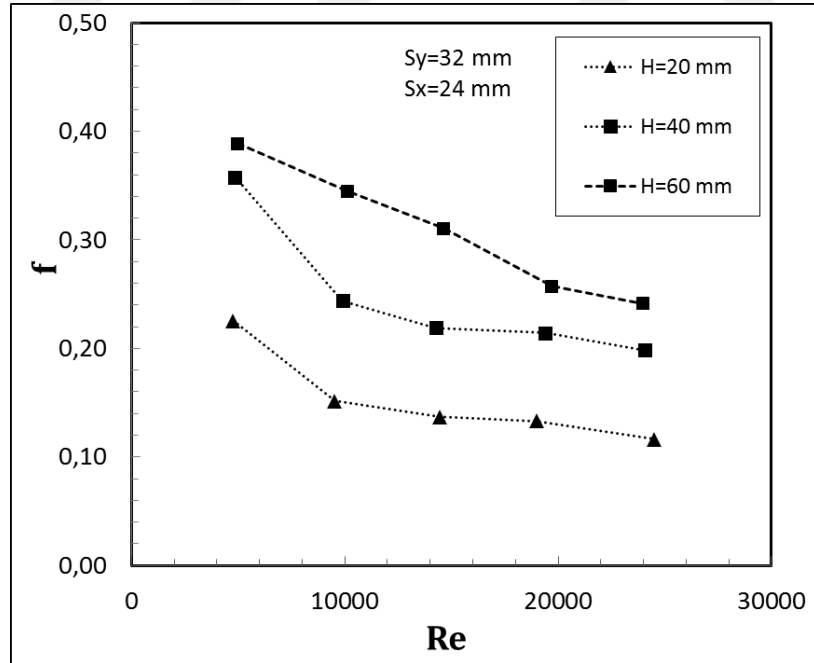
Şekil 4.30. Sy=45 mm ve Sx=24 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



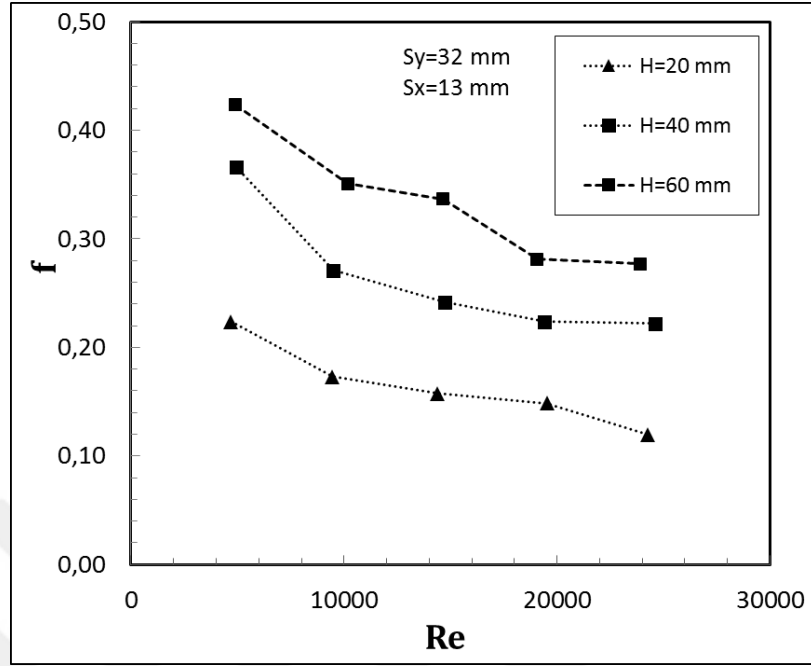
Şekil 4.31. Sy=45 mm ve Sx=13 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



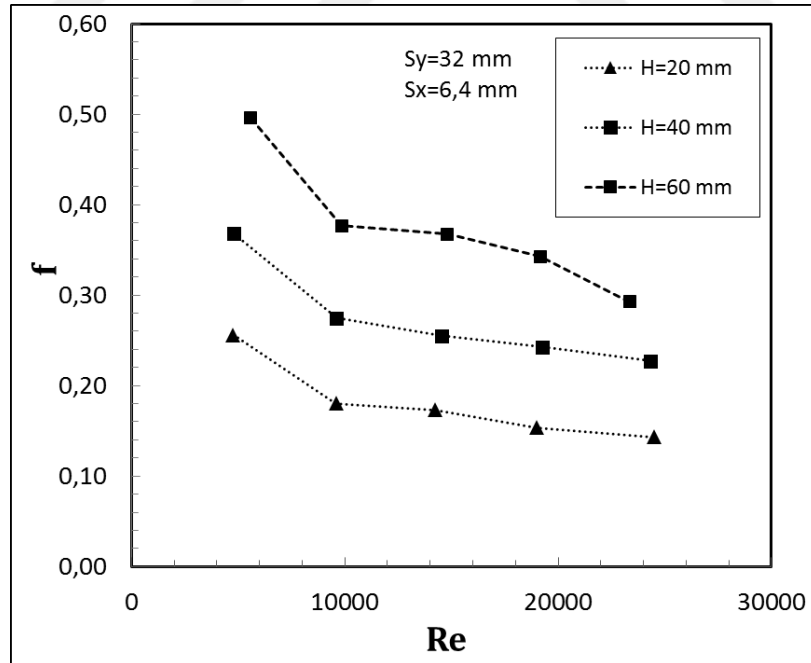
Şekil 4.32. $S_y=45$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



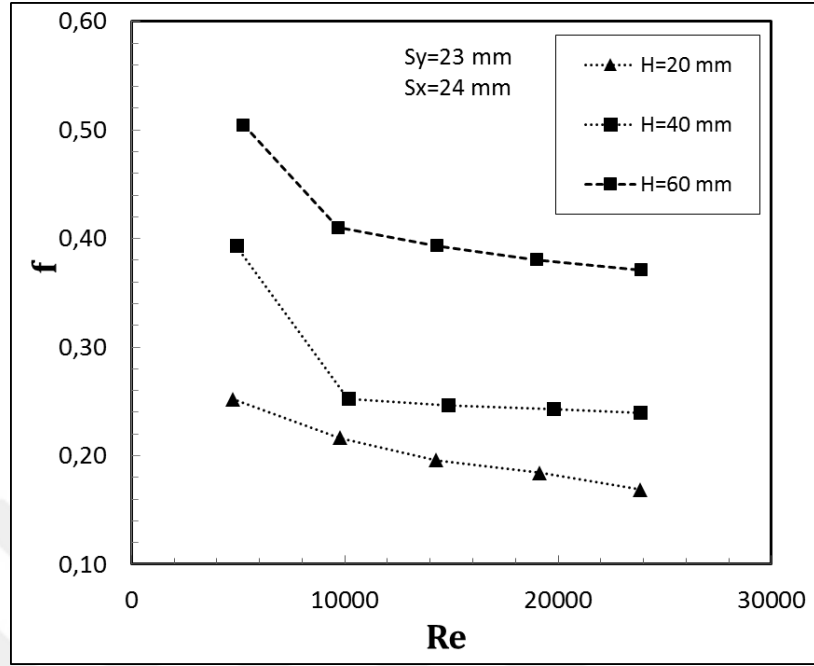
Şekil 4.33. $S_y=32$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



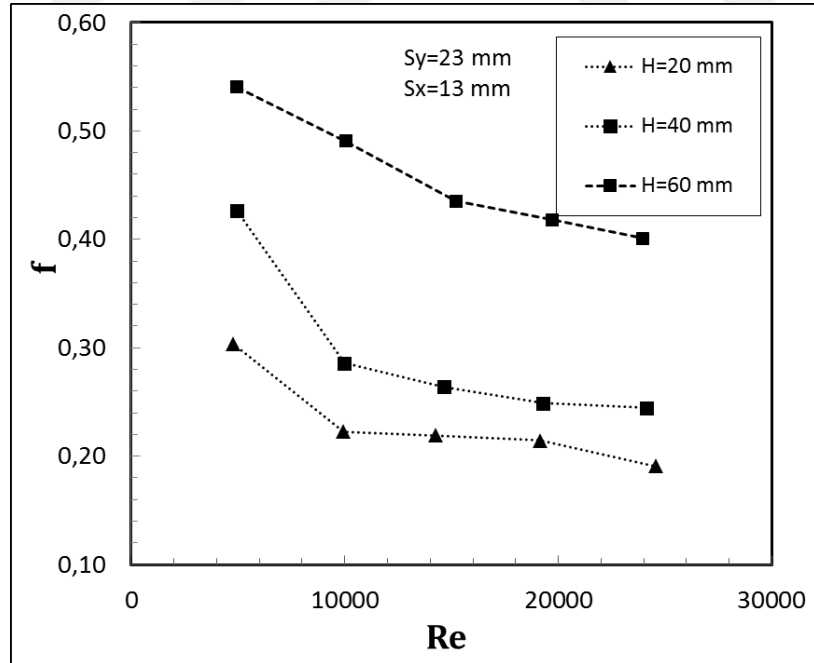
Şekil 4.34. $Sy=32$ mm ve $Sx=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



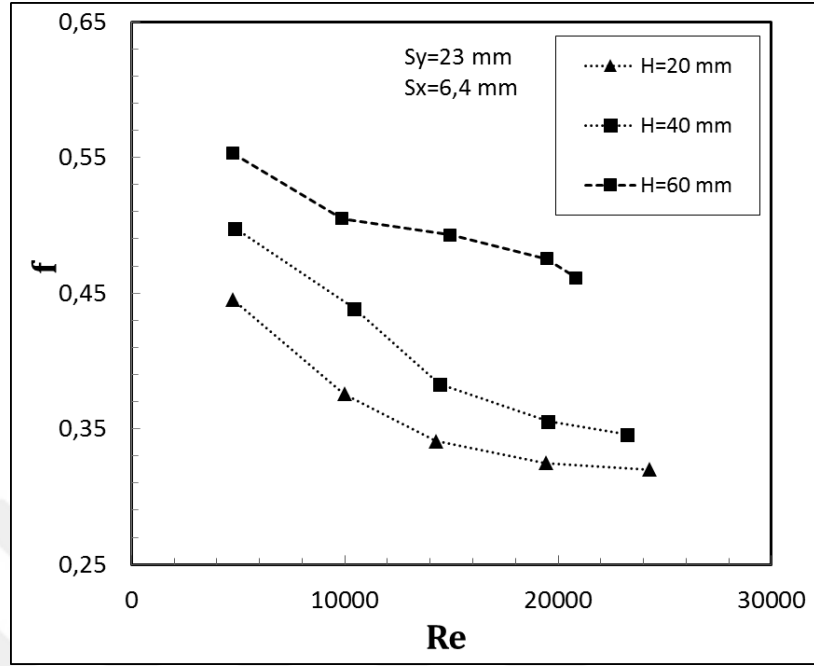
Şekil 4.35. $Sy=32$ mm ve $Sx=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



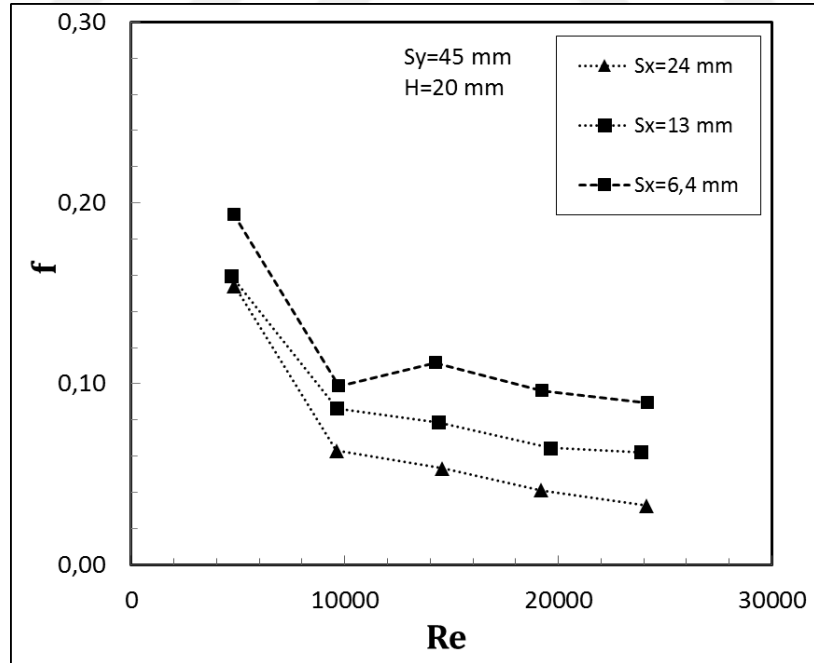
Şekil 4.36. $S_y=23$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



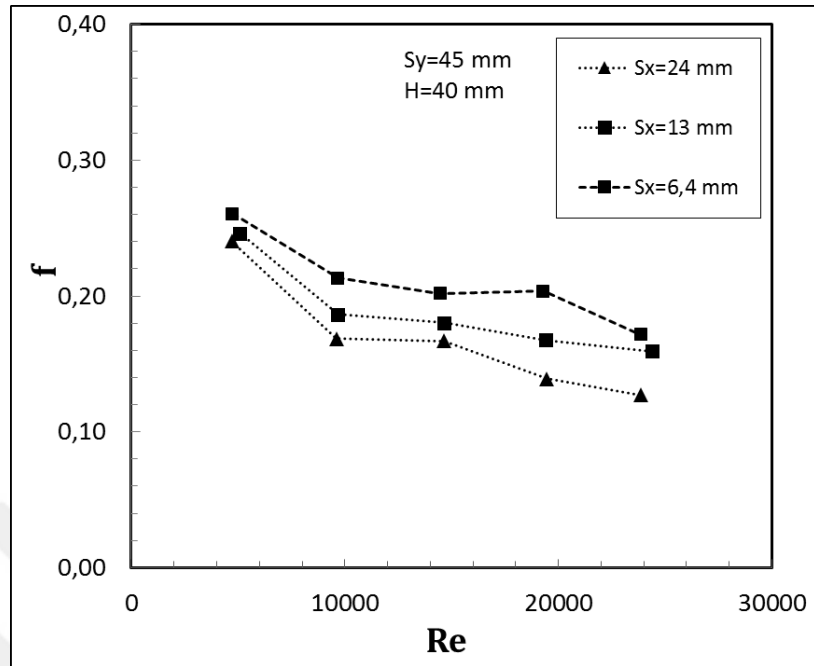
Şekil 4.37. $S_y=23$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



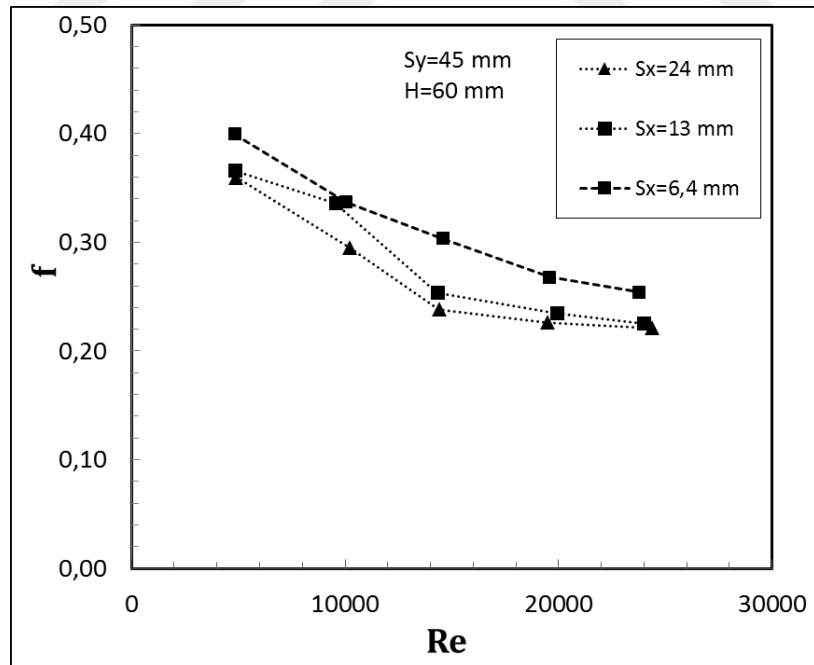
Şekil 4.38. $S_y=23$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



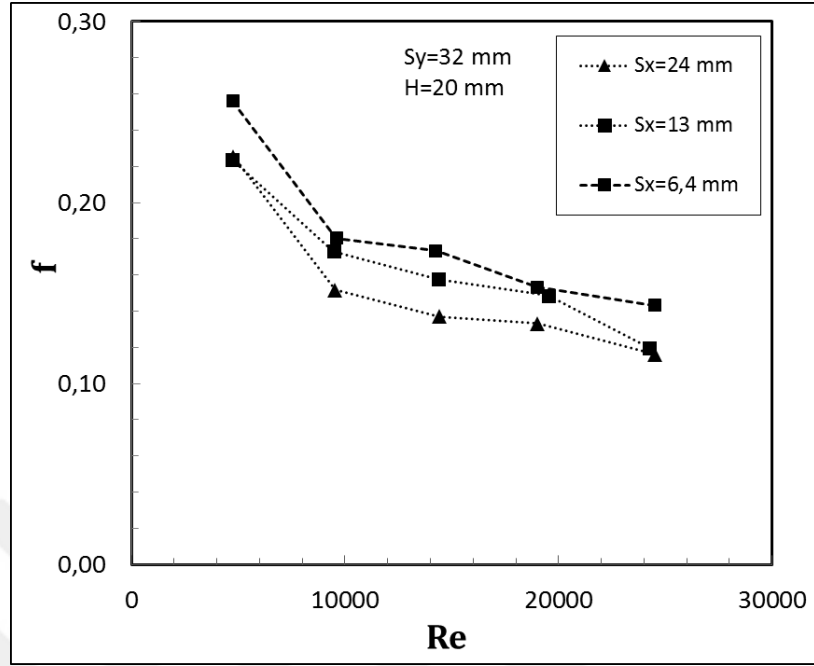
Şekil 4.39. $S_y=45$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



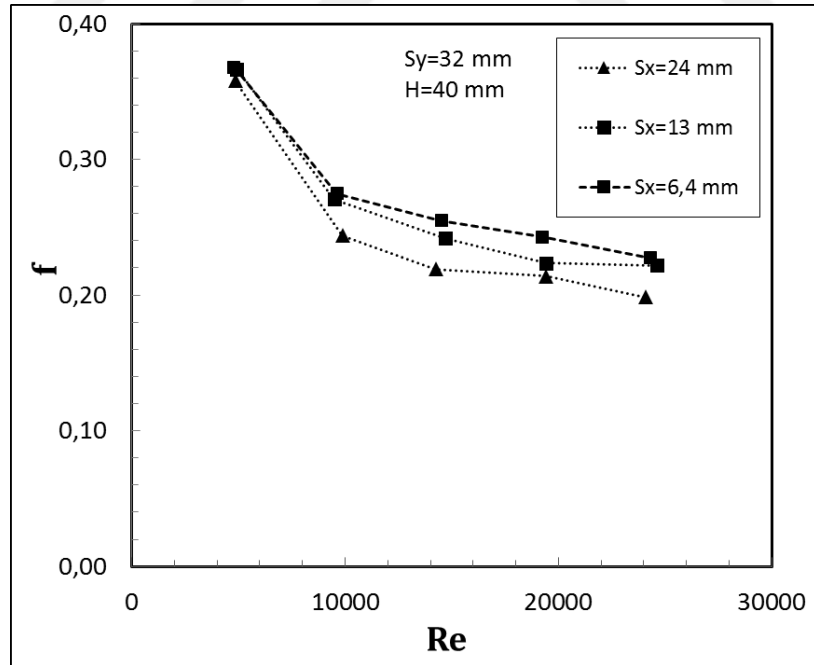
Şekil 4.40. $S_y = 45$ mm ve $H = 40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



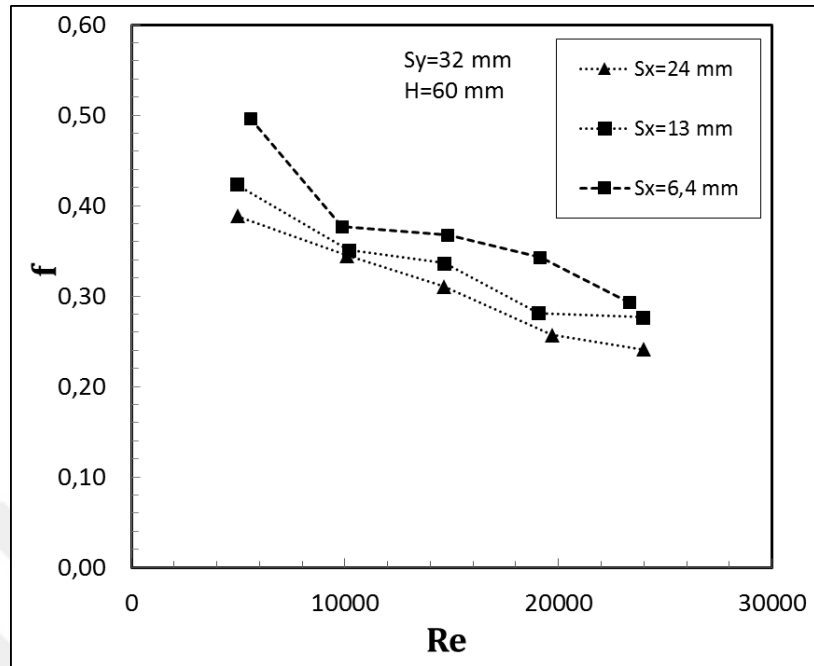
Şekil 4.41. $S_y = 45$ mm ve $H = 60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



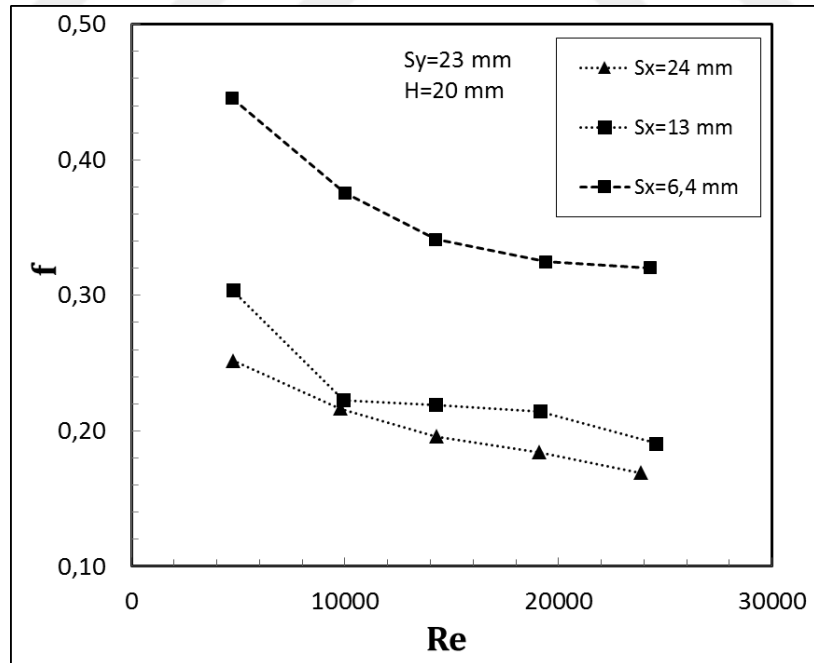
Şekil 4.42. $Sy=32$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



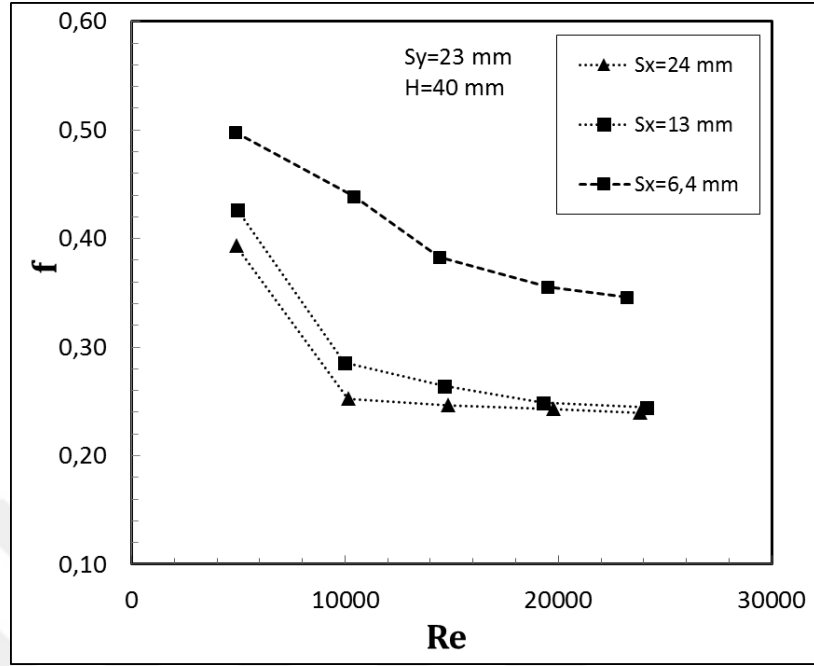
Şekil 4.43. $Sy=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



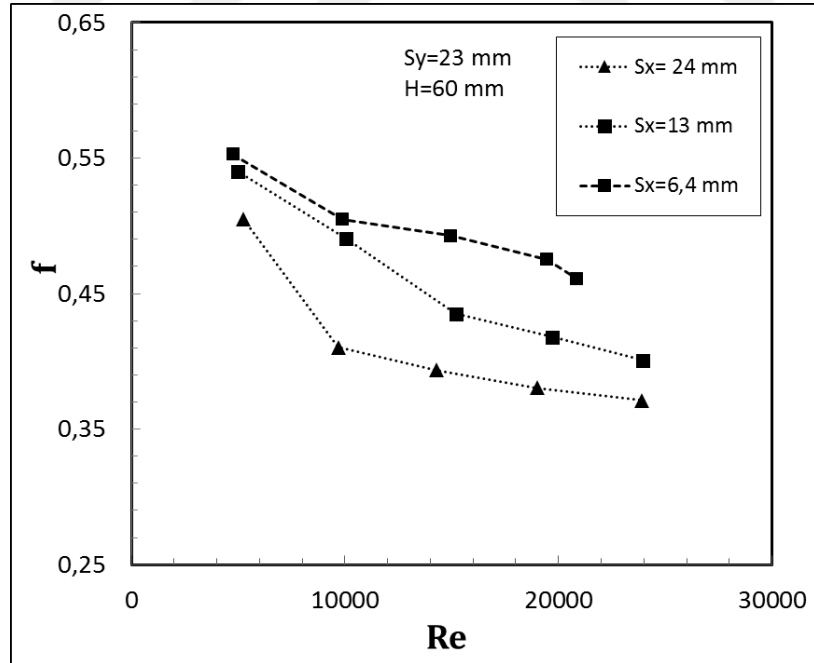
Şekil 4.44. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



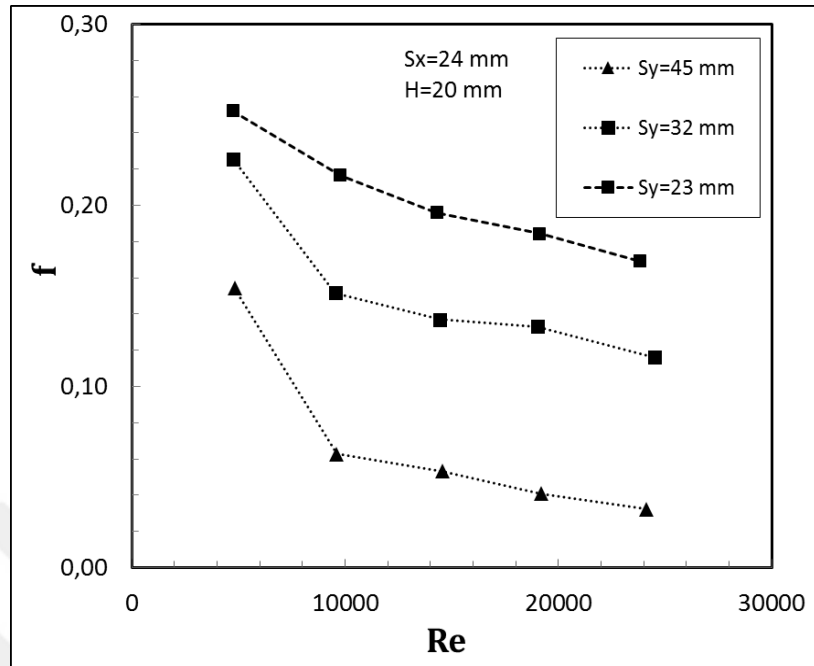
Şekil 4.45. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



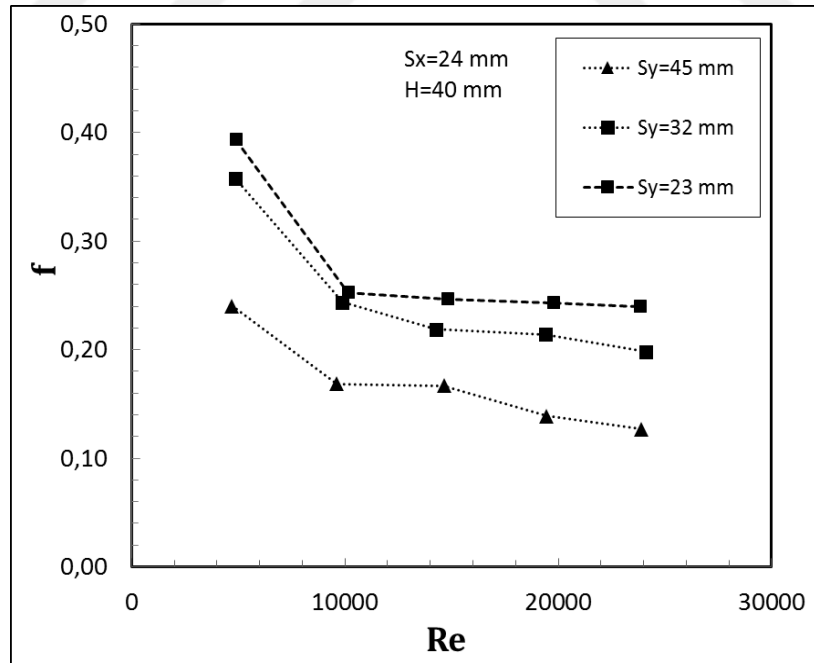
Şekil 4.46. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



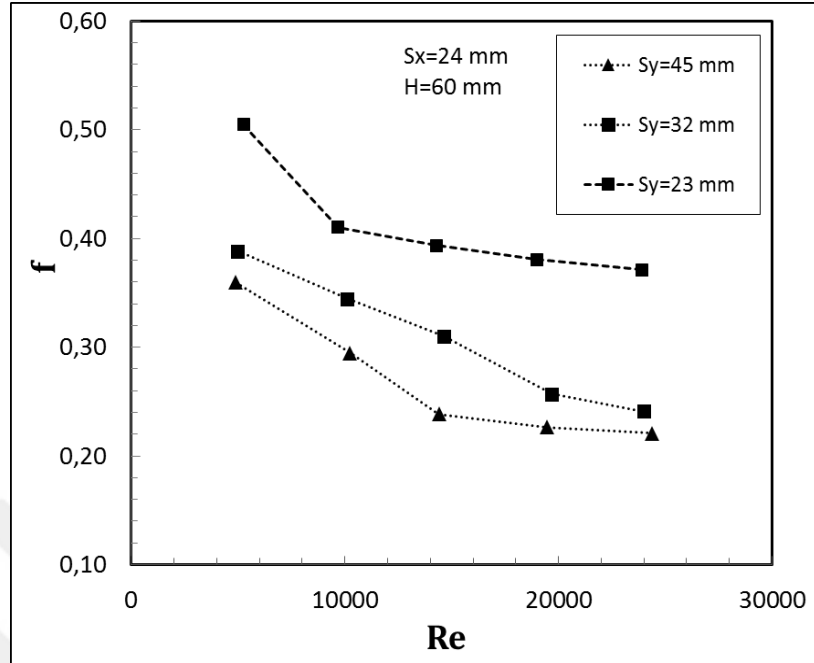
Şekil 4.47. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



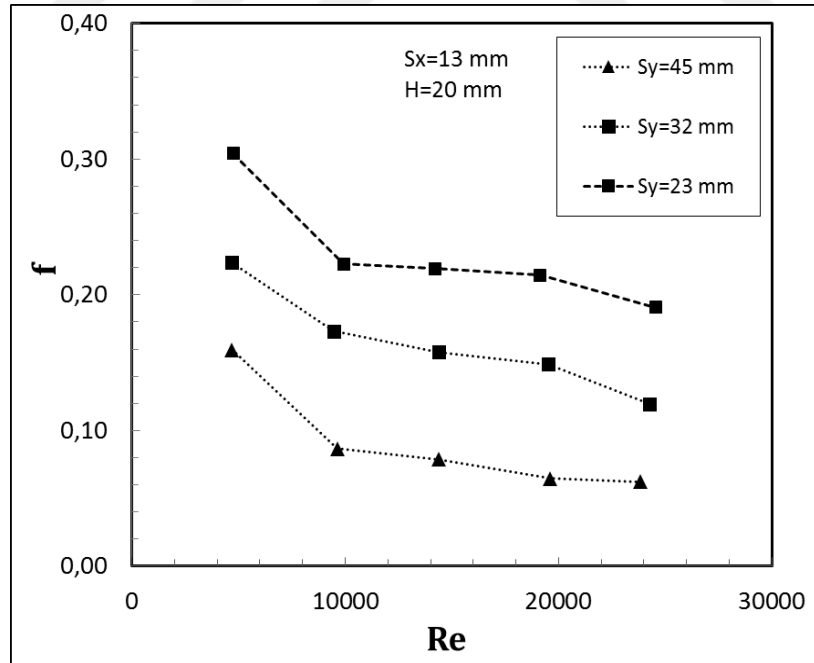
Şekil 4.48. H=20 mm ve Sx=24 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



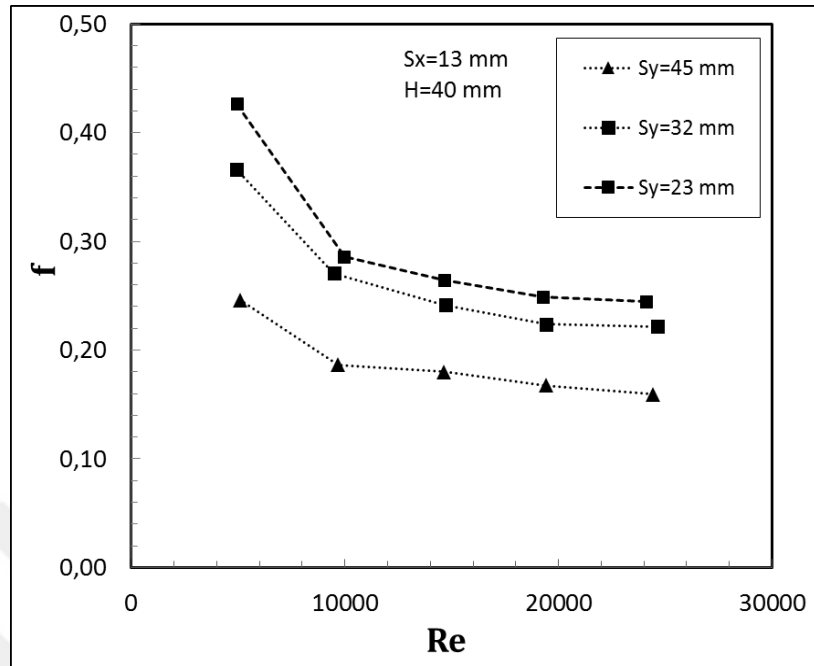
Şekil 4.49. H=40 mm ve Sx=24 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



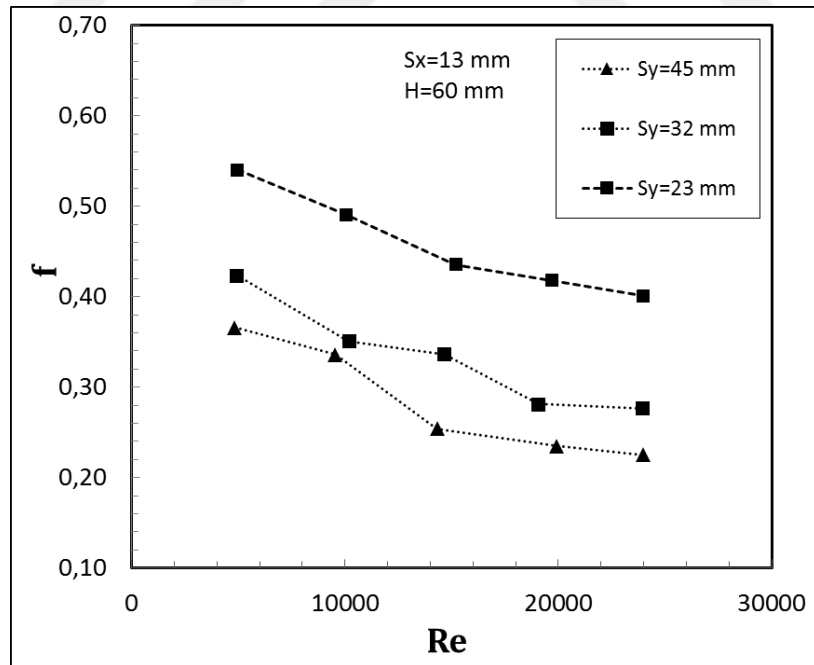
Şekil 4.50. $H=60$ mm ve $Sx=24$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



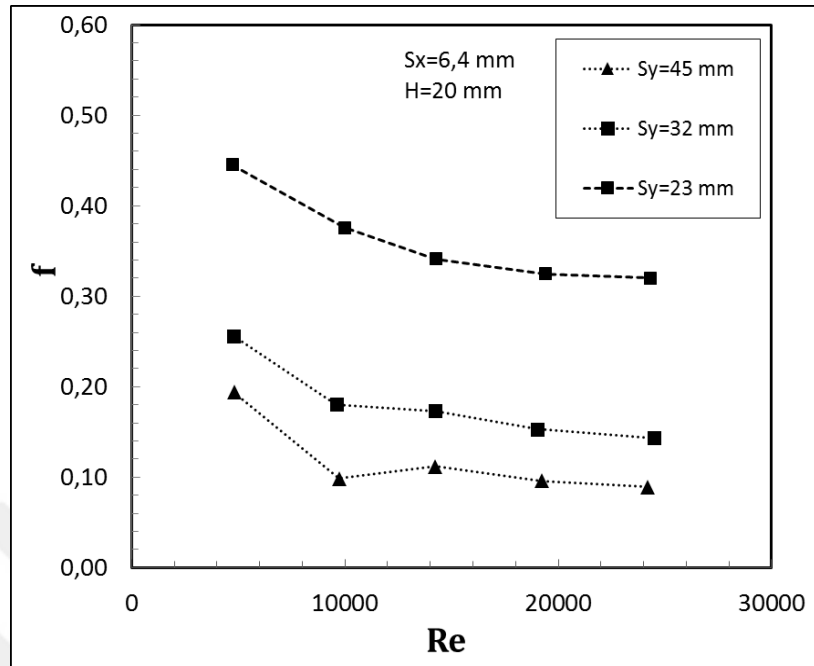
Şekil 4.51. $H=20$ mm ve $Sx=13$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



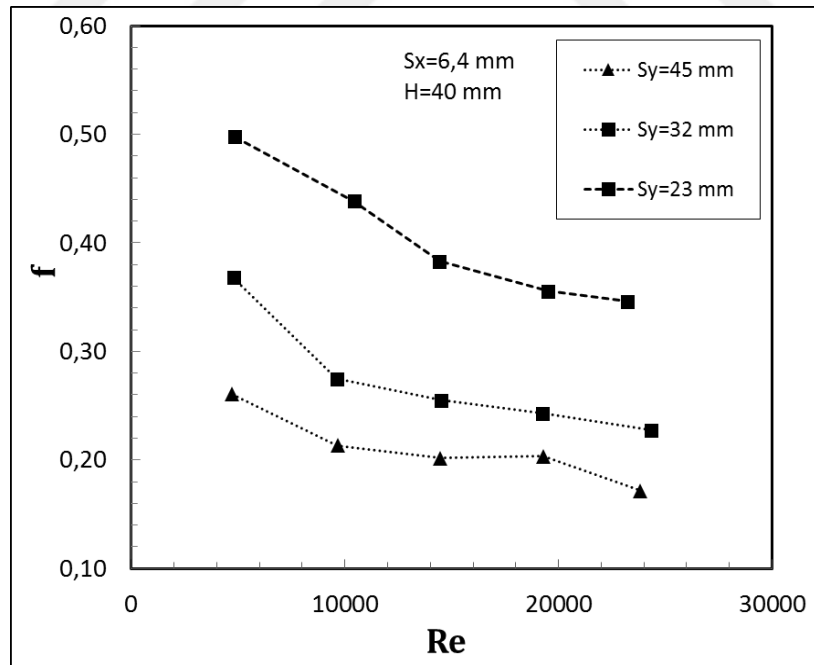
Şekil 4.52. H=40 mm ve Sx=13 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



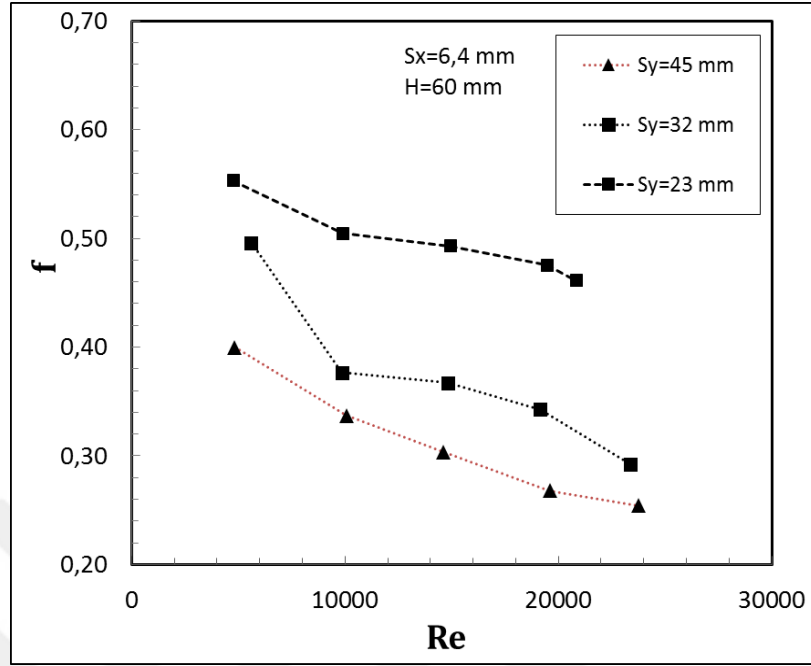
Şekil 4.53. H=60 mm ve Sx=13 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



Şekil 4.54. $H=20$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği



Şekil 4.55. $H=40$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği

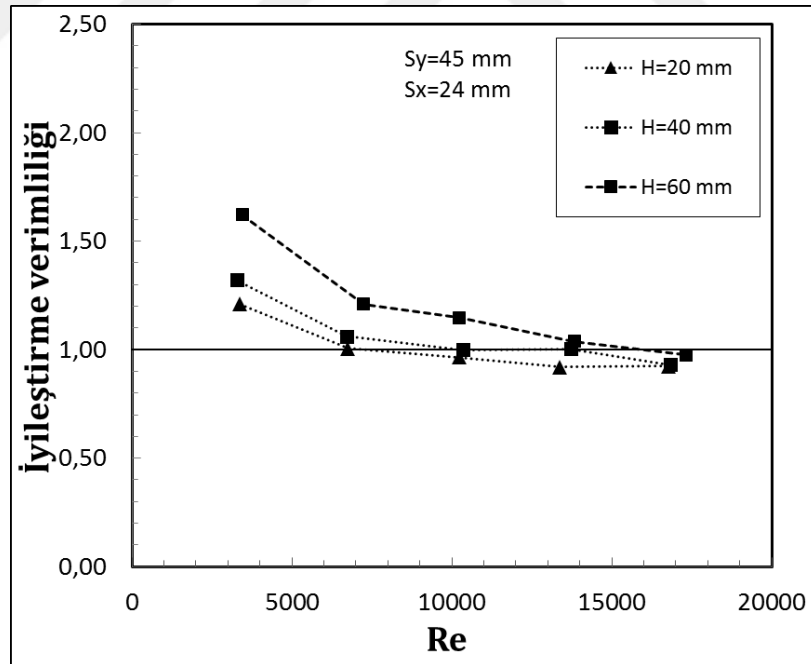


Şekil 4.56. H=60 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği

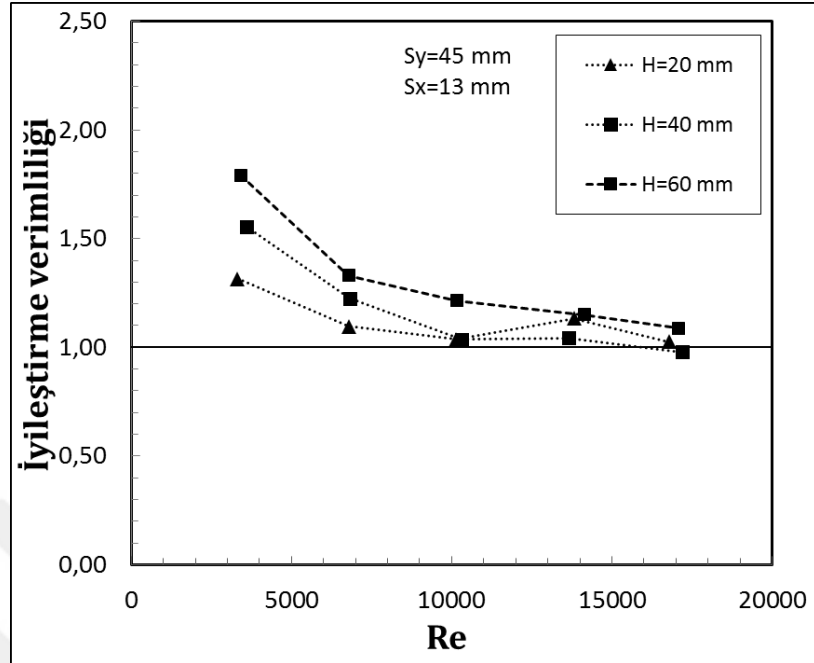
4.3. İyileştirme Verimi ve Bulguları

İyileştirme verimliliği sabit bir pompalama gücünde turbülasyon eklenmiş kanalda gerçekleşen ısı transferinin boş kanalda gerçekleşen ısı transferine oranı olarak belirlenmiştir. Şekil 4.21, 4.22 ve 4.23'de sabit Sy değerinde (45 mm) değişken turbülasyon yükseklikleri için sırasıyla 24 mm, 13 mm ve 6,4 mm Sx değerindeki turbülasyon dizilimleri için iyileştirme verimliliğinin Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Devamında Şekil 4.24, 4.25 ve 4.26'da Sy=32 mm için, sonrasında ise Şekil 4.27, 4.28 ve 4.29'da Sy=23 mm için benzer grafikler sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde Reynolds sayısındaki artışla tüm dizilimler ve turbülasyon boyları için iyileştirme verimliliğinin azaldığı göze çarpmaktadır. Öyle ki en yüksek Reynolds sayılarında geniş dizilimlerde iyileştirme verimliliği '1' değerinin altına düşmüştür. Bu durumda turbülasyon ilavesiyle ısı transferinde elde edilen iyileştirme, ihtiyaç duyulan ek pompalama gücünden düşük olmuştur. Dolayısıyla kanala turbülasyon ilavesi avantajını yitirmiştir. Ancak düşük Reynolds değerlerinde iyileştirme verimliliğinde geniş dizilimlerde %100'e kadar, dar dizilimlerde ise %180'e kadar artışlar elde edilmiştir.

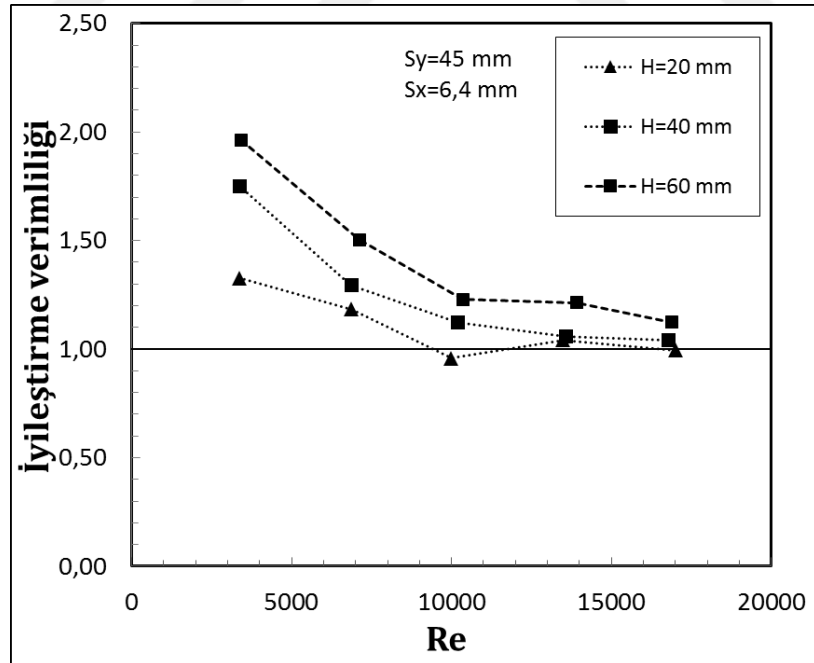
Burada mevcut durum için düşük Reynolds sayılarında türbülator ilavesinin daha olumlu sonuçlar vereceği açıktır. Tüm şekillerde artan türbülator yüksekliğinin bütün türbülator dizilimleri için iyileştirme verimliliğini arttırdığı görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında bu artış daha belirgin bir haldeyken Reynolds sayısının artmasıyla bu artış önemini yitirmektedir. Hatta en yüksek Reynolds sayısı değerlerinde türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerinde net bir etkisi gözlemlenememiştir. Benzer bir durum azalan S_x ve S_y değerleri için de geçerlidir. S_x ve S_y değerlerinin azalmasıyla yani türbülatorların dar dizilimlerinde, türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerindeki etkisi azalmıştır. Geniş türbülator dizilimlerinde ise türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerindeki etkisi daha belirgindir. Ek olarak geniş türbülator dizilimlerinde elde edilen iyileştirme verimliliği dar dizilimlerle elde edilen iyileştirme verimliliğinden düşük olmuştur. Yani dar türbülator dizilimlerinde çalışmak ısı transferi iyileştirmesi açısından daha olumlu sonuçlar vermiştir.



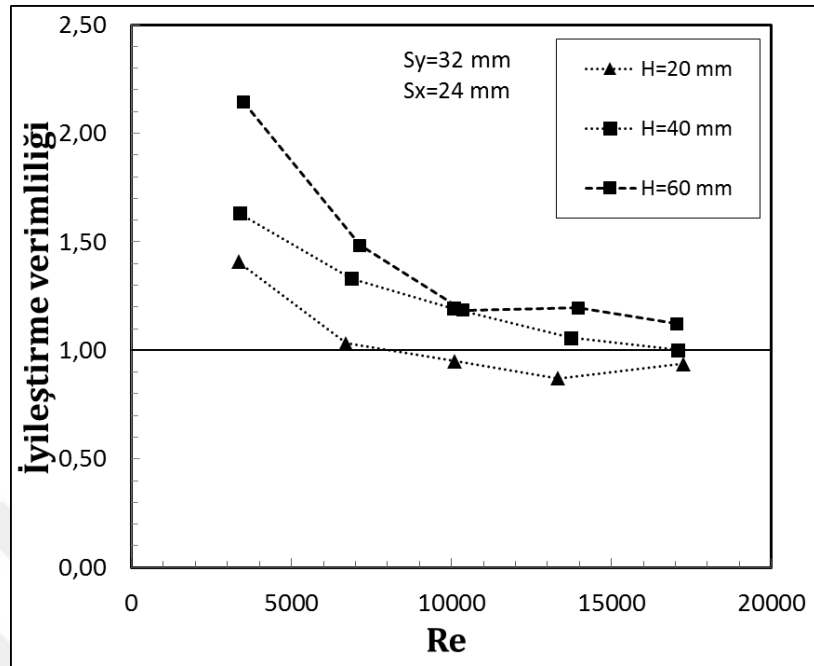
Şekil 4.57. $S_y=45$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



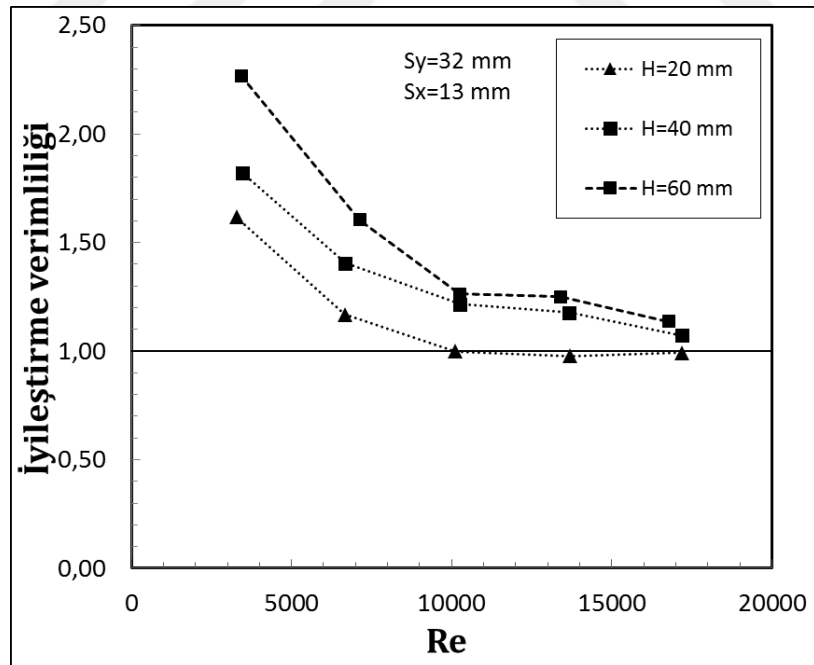
Şekil 4.58. $S_y=45$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



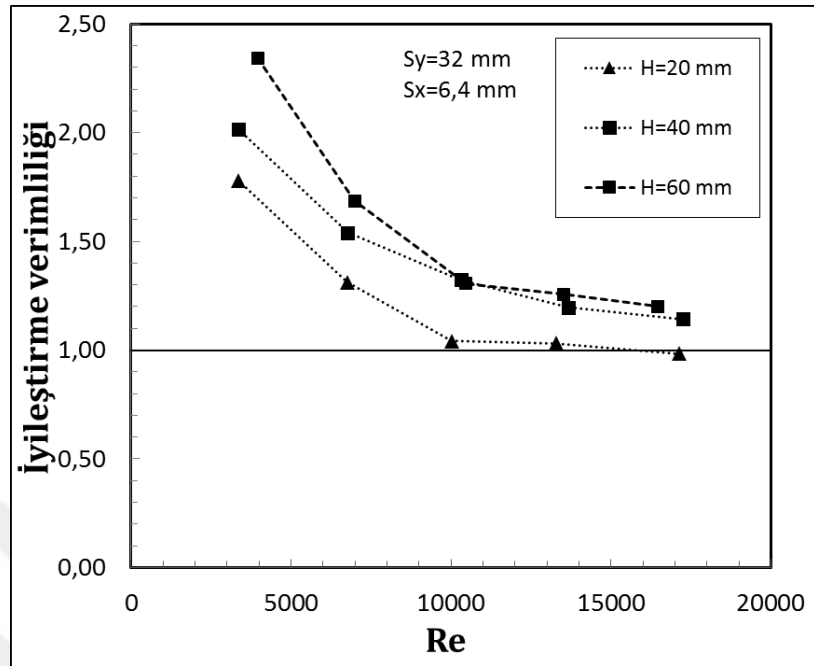
Şekil 4.59. $S_y=45$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



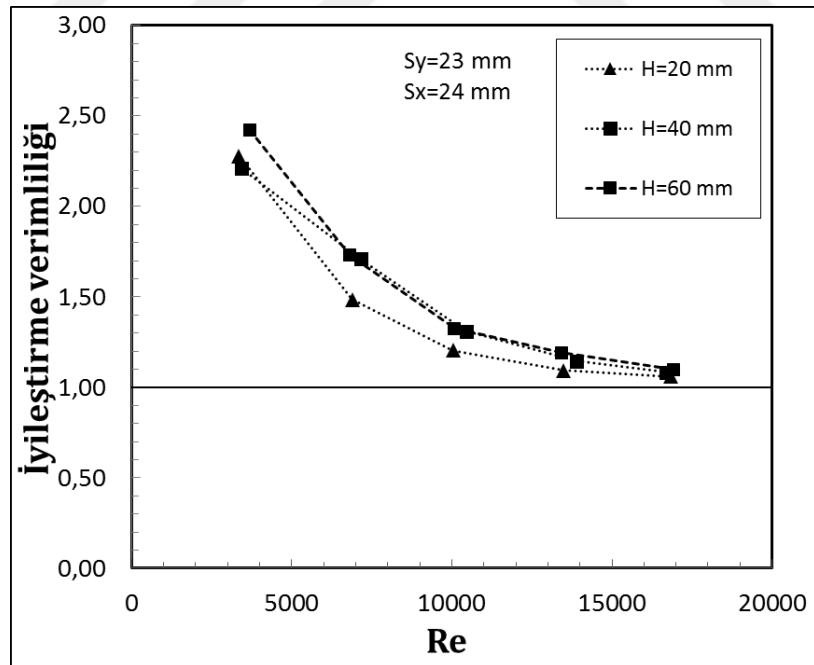
Şekil 4.60. Sy=32 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



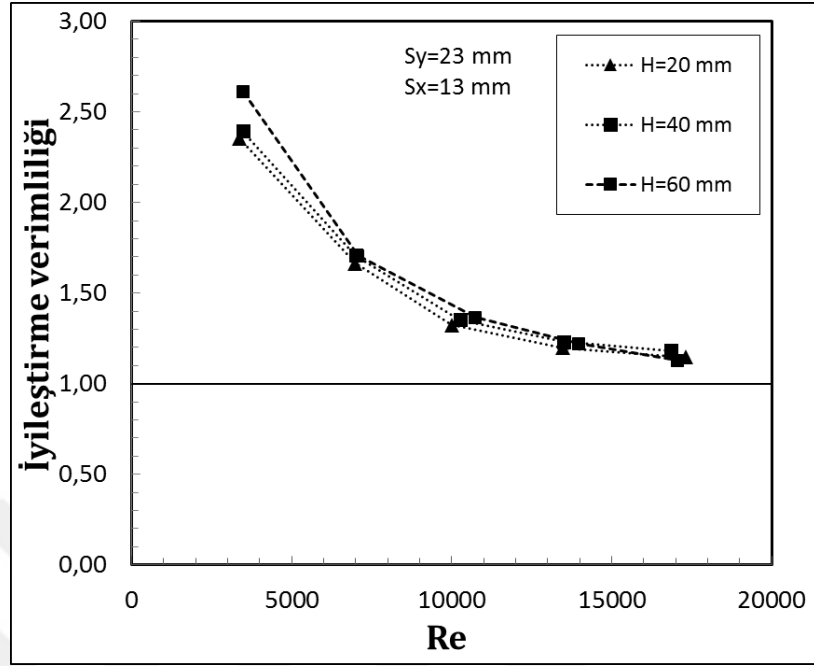
Şekil 4.61. Sy=32 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



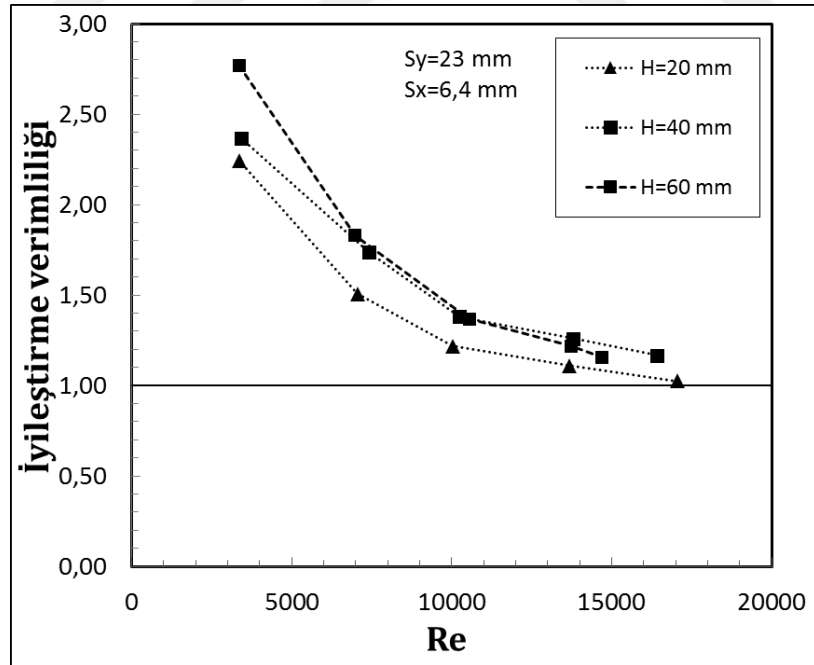
Şekil 4.62. $S_y=32$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



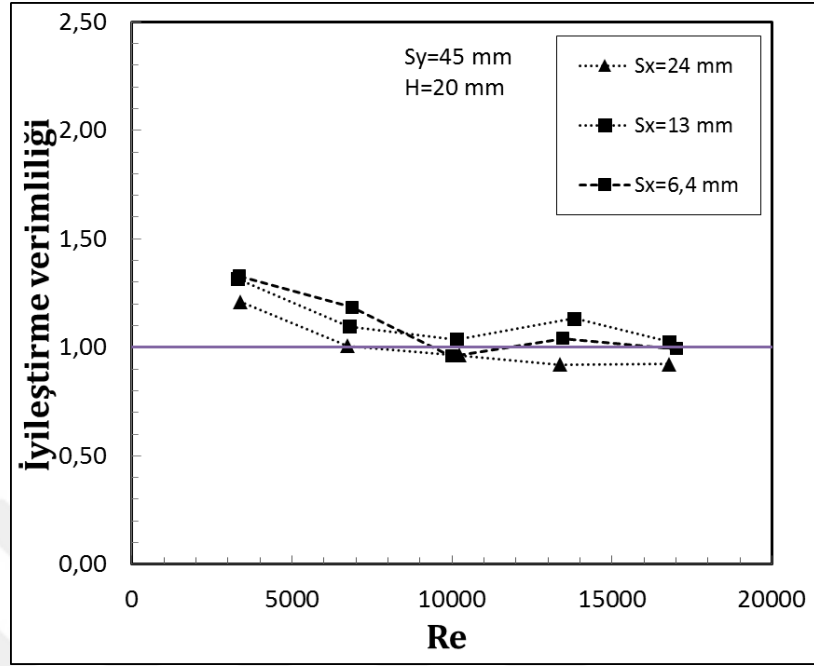
Şekil 4.63. $S_y=23$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



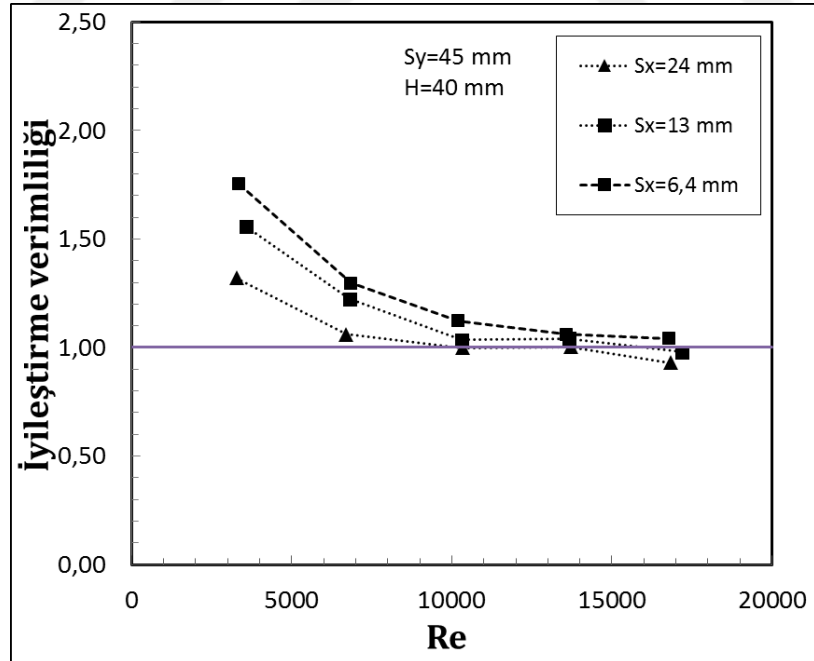
Şekil 4.64. $S_y=23$ mm ve $S_x=13$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



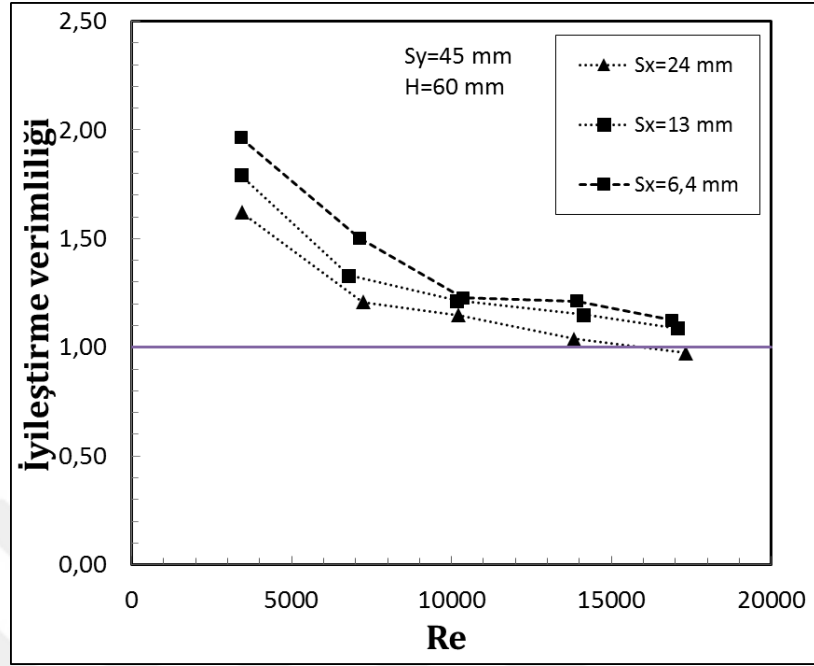
Şekil 4.65. $S_y=23$ mm ve $S_x=6,4$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



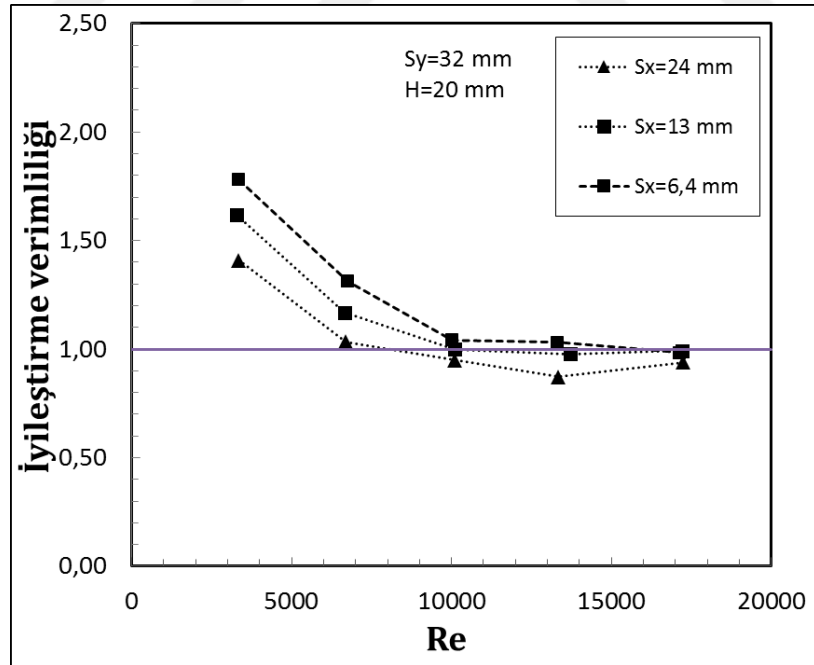
Şekil 4.66. Sy=45 mm ve H=20 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



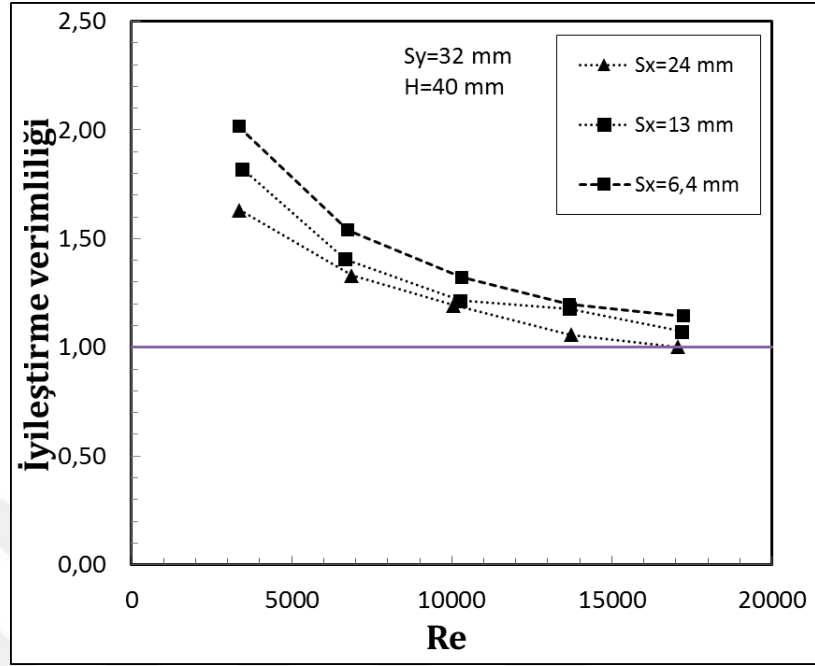
Şekil 4.67. Sy=45 mm ve H=40 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



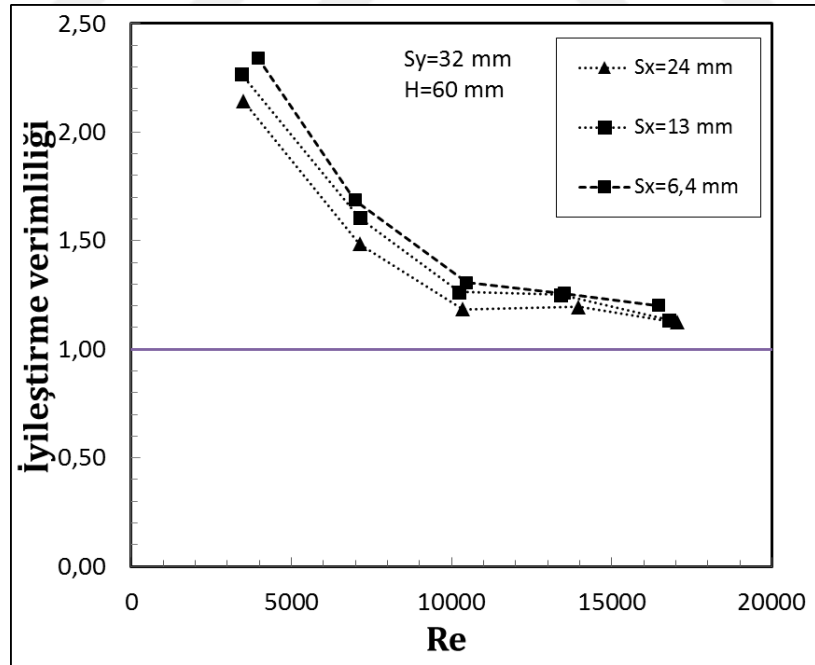
Şekil 4.68. $S_y=45$ mm ve $H=60$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



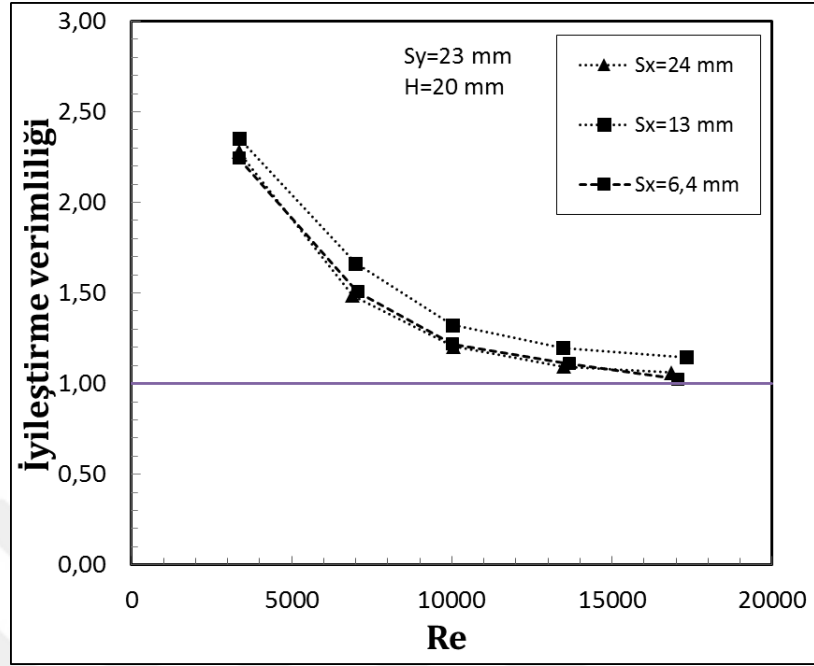
Şekil 4.69. $S_y=32$ mm ve $H=20$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



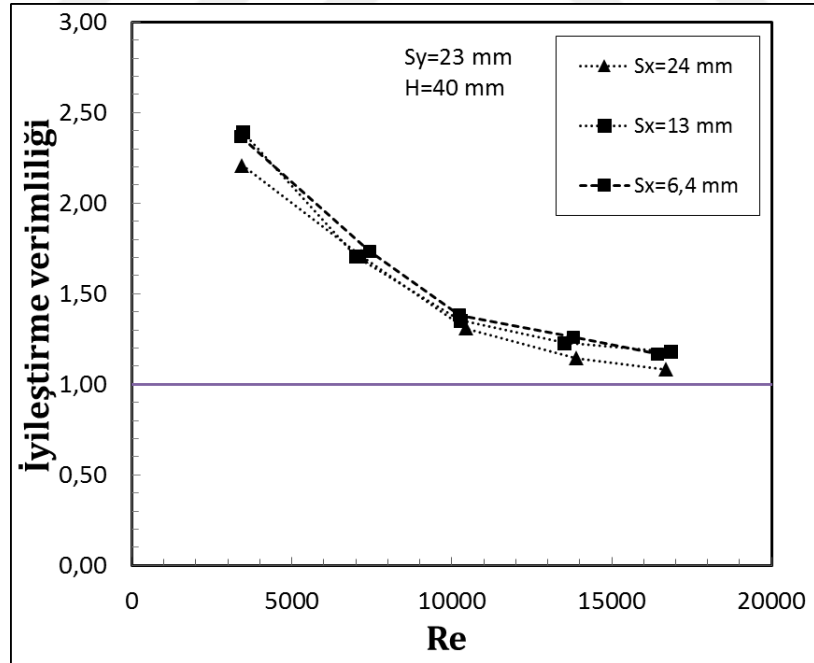
Şekil 4.70. $S_y=32$ mm ve $H=40$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



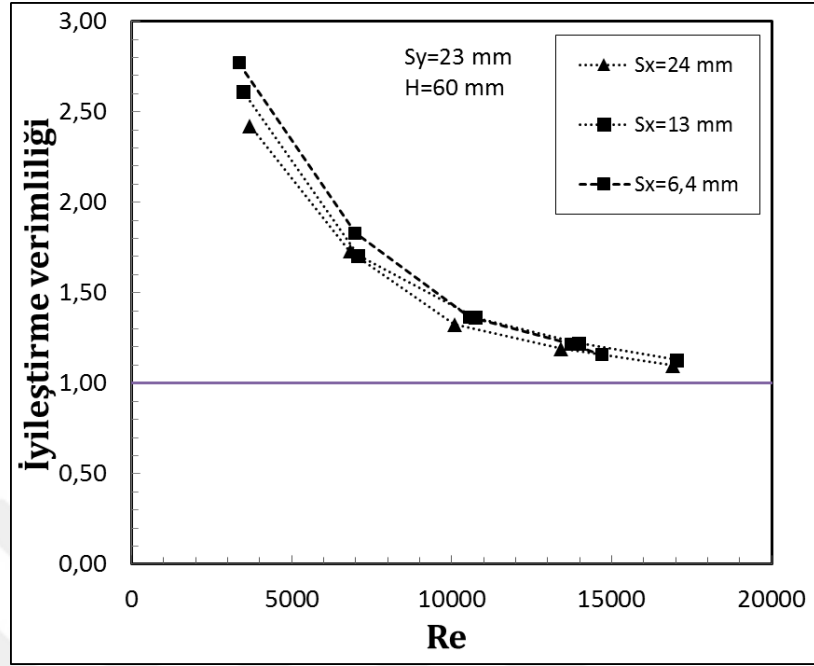
Şekil 4.71. $S_y=32$ mm ve $H=60$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



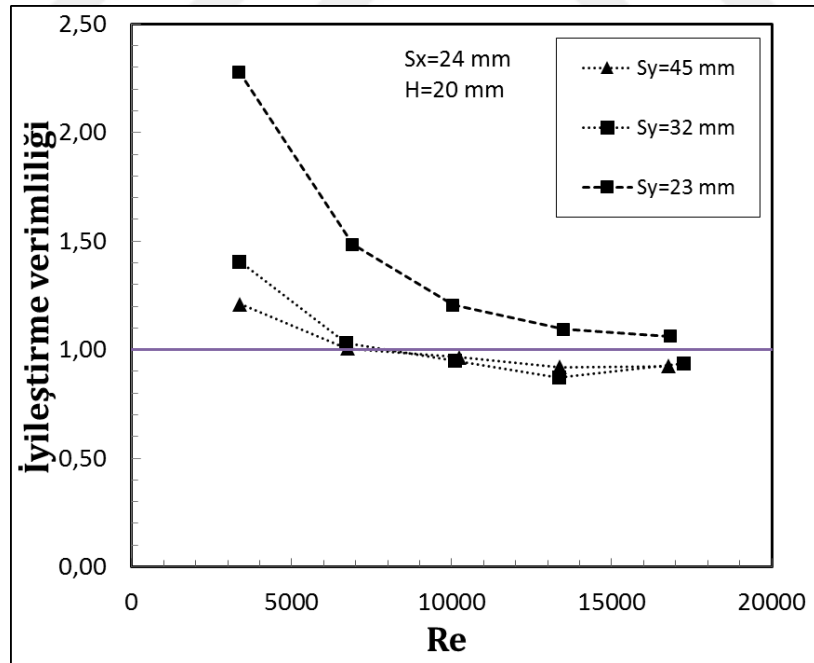
Şekil 4.72. $S_y=23$ mm ve $H=20$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



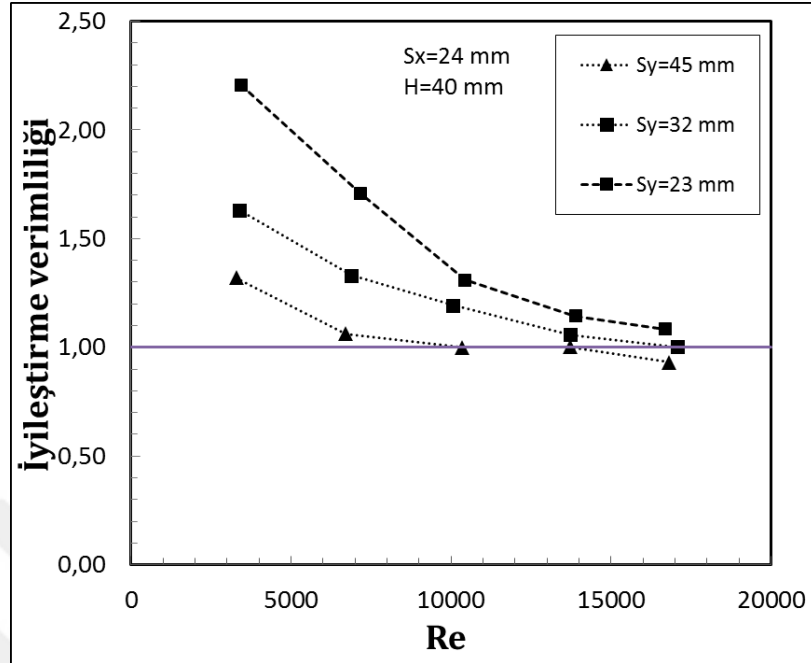
Şekil 4.73. $S_y=23$ mm ve $H=40$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



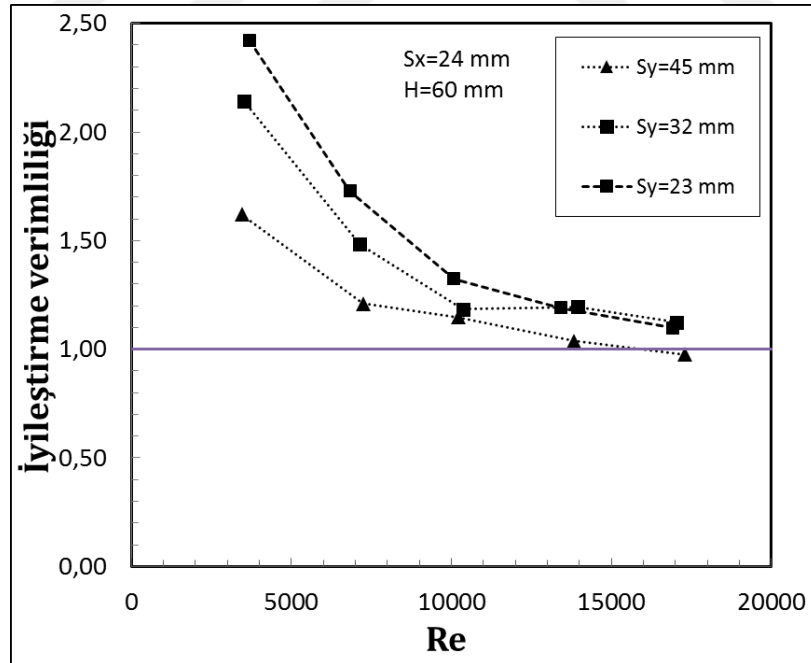
Şekil 4.74. $S_y=23$ mm ve $H=60$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



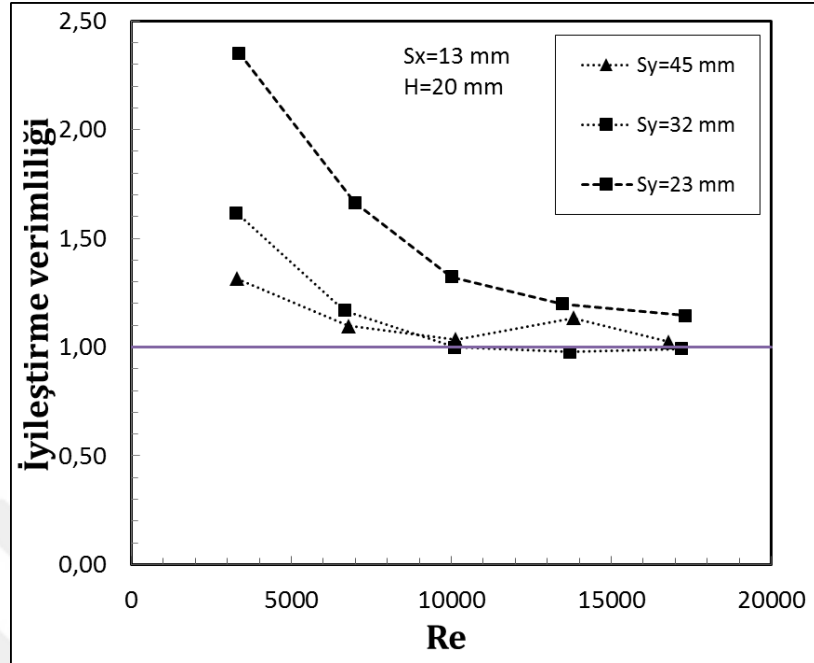
Şekil 4.75. $H=20$ mm ve $S_x=24$ mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



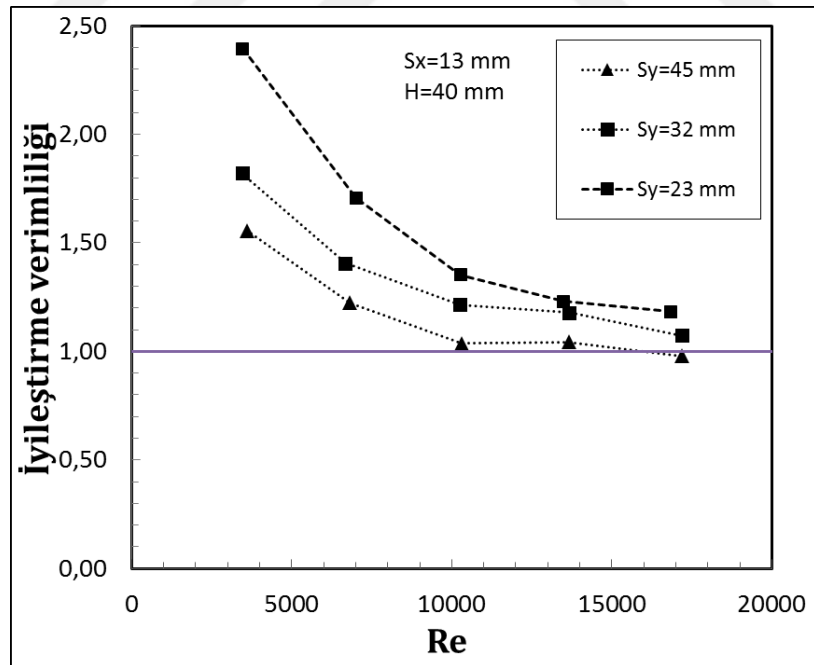
Şekil 4.76. H=40 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



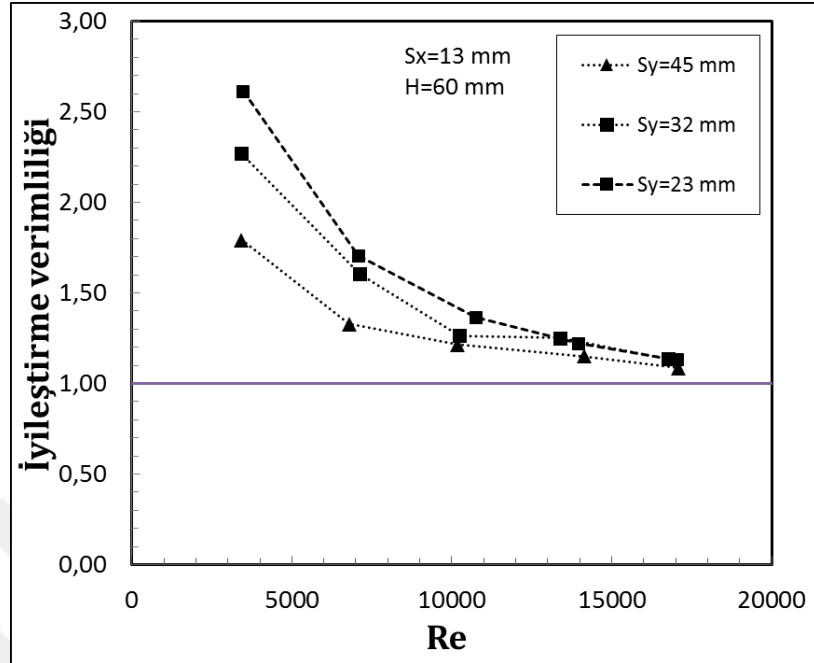
Şekil 4.77. H=60 mm ve Sx=24 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



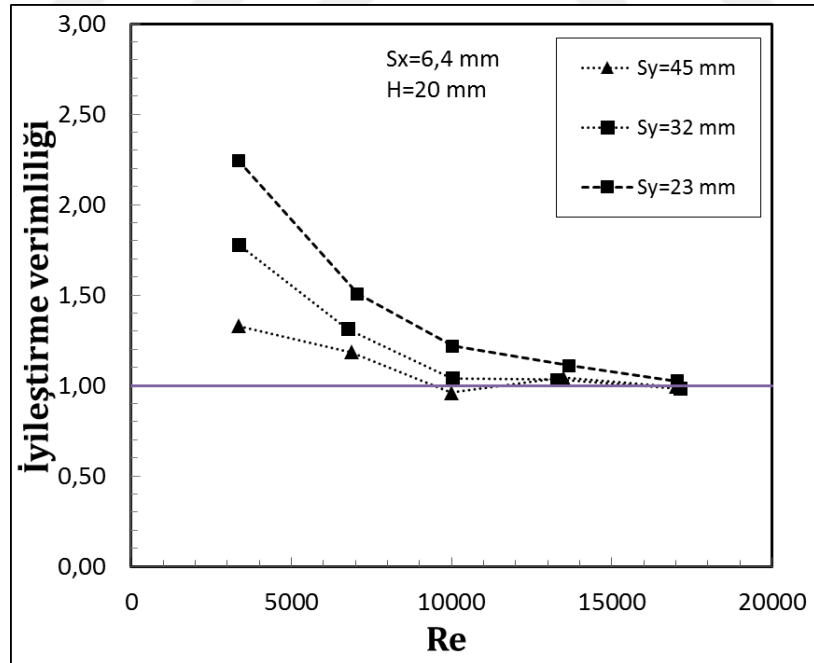
Şekil 4.78. H=20 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



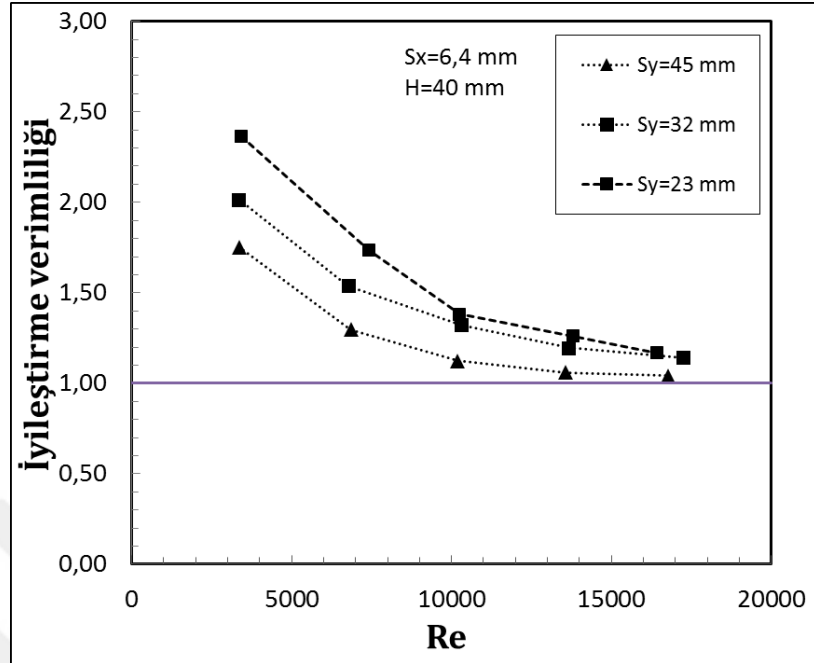
Şekil 4.79. H=40 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



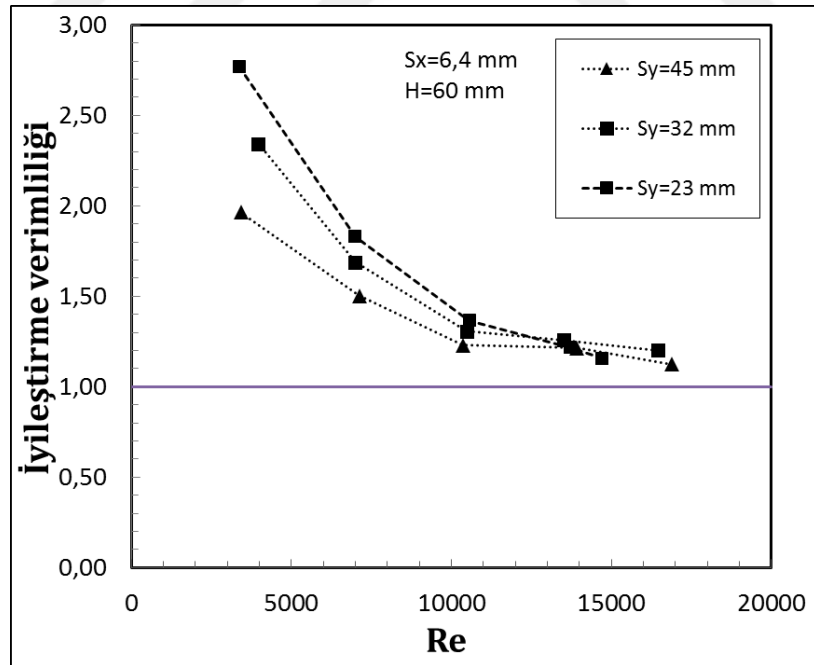
Şekil 4.80. H=60 mm ve Sx=13 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



Şekil 4.81. H=20 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



Şekil 4.82. H=40 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği



Şekil 4.83. H=60 mm ve Sx=6,4 mm diziliminde iyileştirme verimliliği-Reynolds sayısı grafiği

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş kafes geometrideki ısı alıcılardan zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Paslanmaz çelik malzemeden eklemeli üretim yöntemiyle 20 mm x 20 mm x 20 mm boyutlarında ve elmas kafes geometrisinde gözenekli ısı alıcılar üretilmiştir. Kafes geometrideki ısı alıcılar arasında akışa dik yöndeki mesafenin ($S_x=6.4$ mm, 13 mm ve 24 mm), akış yönündeki mesafenin ($S_y=23$ mm, 32 mm ve 45 mm) etkilerinin yanı sıra, ısı alıcı yüksekliğinin ($H=20$ mm, 40 mm ve 60 mm) ve Reynolds sayısının ($Re=4.000$, 8.000, 12.000, 16.000 ve 20.000) ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada elde edilen önemli sonuçlar aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır.

- Türbülator yüksekliğindeki artışın ısı transferini olumlu yönde etkilediği görülmüştür.
- Artan türbülator yüksekliği tüm akış şartlarında ve dizilişlerde Nusselt sayısını yani ısı transferini artırmıştır. Bu durum artan türbülator yüksekliğiyle kanal içerisindeki akışın yükseklik boyunca daha fazla bloklanmasının bir sonucu olarak görülmüştür.
- Türbülator yüksekliği arttıkça, türbülator ile kanal üst tablası arasında kalan by-pass bölgesi azalmış ve akış daha fazla bloke olarak türbülatorlerin etrafından geçmeye zorlanmıştır.
- S_x değerinin azalmasıyla yani akış yönüne dik olarak yerleştirilen türbülatorlerin artırılmasıyla Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.
- S_y değerinin azalmasıyla yani akış yönünde yerleştirilen türbülatorlerin artırılmasıyla Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Isı transferindeki artışın sebebi akış yönünde elemanlar arası mesafenin kısaltılmasıyla sınır tabaka oluşumu engellenerek türbülans etkileri kanal boyunca sürekli hale getirilmektedir. İşte bu sebeplerle S_y değerinin azalması ısı transferini artırmıştır.

- Artan Reynolds sayısıyla sürtünme faktörü değerinde azalma gözlenmiştir. Sürtünme faktörü değerindeki bu azalma düşük Reynolds sayılarında daha belirgin olmuştur. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki düşüş oranı azalmıştır.
- Sürtünme faktörü değerleri üzerindeki en belirgin etki ise türbülator yüksekliklerinin olmuştur. Artan türbülator yükseklikleriyle tüm Reynolds sayılarında ve dizilişlerde sürtünme faktörü değerleri büyük oranda artmıştır. Türbülator yüksekliklerinin artmasıyla türbülatorler üzerinde akışın serbestçe hareket ettiği by-pass bölgeleri azalmıştır. Böylece akış daha fazla bloke edilmiş ve dolayısıyla sürtünme faktörü değeri artmıştır.
- S_y 'nin azalmasının yani akış yönüne yerleştirilen türbülator sayılarının artmasının sürtünme faktöründe artışına sebep olduğu görülmüştür.
- S_x değerinin azalmasıyla yani akışa dik yöndeki eleman sayısının artmasıyla da sürtünme faktöründe önemli bir artış gözlenmiştir. Yüzey üzerindeki türbülator sayısını belirleyen S_y ve S_x değerinin değişimi birlikte değerlendirildiğinde S_x değerinin sürtünme faktörünü daha fazla etkilediği sonucuna varılmıştır. Akışa dik yönde yerleştirilen eleman sayısının artması akış yönünde serbest akış bölgelerinin azalmasına sebebiyet vermiştir, böylece sürtünme faktörü önemli oranda artmıştır.
- Reynolds sayısındaki artışla tüm dizilimler ve türbülator boyları için iyileştirme verimliliğinin azaldığı görülmüştür.
- Düşük Reynolds sayısı değerlerinde iyileştirme verimliliğinde geniş dizilimlerde %100'e kadar, dar dizilimlerde ise %180'e kadar artışlar elde edilmiştir.
- Artan türbülator yüksekliğinin bütün türbülator dizilimleri için iyileştirme verimliliğini arttırdığı görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında bu artış daha belirgin bir haldeyken Reynolds sayısının artmasıyla bu artış önemini yitirmiştir. Hatta en yüksek Reynolds sayısı değerlerinde türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerinde net bir etkisi gözlemlenememiştir.
- S_x ve S_y değerlerinin azalmasıyla yani türbülatorlerin dar dizilimlerinde, türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerindeki etkisi azalmıştır. Geniş türbülator dizilimlerinde ise türbülator yüksekliğinin iyileştirme verimliliği üzerindeki etkisi daha belirgin hale gelmiştir.

- Geniş türbülatör dizilimlerinde elde edilen iyileştirme verimliliği dar dizilimlerle elde edilen iyileştirme verimliliğinden düşük olmuştur. Yani dar türbülatör dizilimlerinde çalışmak ısı transferi iyileştirmesi açısından daha olumlu sonuçlar vermiştir.



KAYNAKLAR

- Al-Damook, A., Kapur, N., Summers, J.L. and Thompson, H.M., 2015. An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 89, 365–376. 10.1016/j.applthermaleng.2015.06.036.
- Banerjee, R.K., Madhura, Karve, J.H.H., Dong Hwan lee and Young, I.C., 2012. Evaluation of Enhanced Heat Transfer Within a Four Row Finned Tube Array of an Air Cooled Steam Condenser. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 61, 735–753.
- Bas, H. and Ozceyhan, V., 2014. Optimization of Parameters for Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Twisted Tape Inserts by Using Taguchi Method. *Arabian Journal of Science and Engineering*, 39, 1177–1186.
- Dhanawade, K.H., Sunnapwar, V.K. and Dhanawade, H.S., 2016. Optimization of Design Parameters for Lateral Circular Perforated Fin Arrays under Forced Convection. *Heat Transfer Asian Research*, 45 (1), 30–45.
- Dixit, A. and Patil, A.K., 2015. Heat Transfer Characteristics of Grooved Fin Under Forced Convection. *Heat transfer engineering*, 36 (16), 1409–1416. 10.1080/01457632.2015.1003726.
- Dogruoz, M.B., Urdenata, M. and Ortega, A., 2002. Experimental and modeling of the hydraulic resistance of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow, in: *Proceedings of ITherm. Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, San Diego, California, USA.
- El-Sayed, S.A., Mohamed, S.M., Abdel-latif, A.M. and Abouda, A.-h.E., 2002. Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26 (8), 879–900. 10.1016/S0894-1777(02)00159-0.
- Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Temiz-Enerji>. Accessed 8 June 2018.
- Ismail, M.F., 2013. Effects of Perforations on the Thermal and Fluid Dynamic Performance of a Heat Exchanger. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 3 (7), 1178–1185. 10.1109/TCPMT.2013.2240766.
- Ismail, M.F., Hasan, M.N. and Ali, M., 2014a. Numerical simulation of turbulent heat transfer from perforated plate-fin heat sinks. *Heat and Mass Transfer*, 50, 509–519.
- Ismail, M.F., Hasan, M.N. and Saha, S.C., 2014b. Numerical study of turbulent fluid flow and heat transfer in lateral perforated extended surfaces. *Energy*, 64, 632–639. 10.1016/j.energy.2013.10.079.
- Ismail, M.F., Reza, M.O., Zobaer, M.A. and Ali, M., 2013. Numerical Investigation of Turbulent Heat Convection from Solid and Longitudinally Perforated Rectangular Fins. *Procedia Engineering*, 56, 497–502. 10.1016/j.proeng.2013.03.152.

- Jubran, B.A. and Al-Salaymeh, A.S., 1996. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and ‘film cooling-like’ techniques. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17, 148–154.
- Karagoz, S., 2015. Investigation of thermal performances of “S-shaped” enhancement elements by response surface methodology. *Heat and Mass Transfer*, 51, 251–263.
- Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, 75.
- Kobus, C.J. and Oshio, T., 2005. Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (6), 1053–1063. 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.042.
- Mousa, M.G., 2013. Thermal performance of pin–fin heat sink subject in magnetic field inside rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 138–146. 10.1016/j.expthermflusci.2012.06.006.
- Ničeno, B., Dronkers, A.D.T. and Hanjalić, K., 2002. Turbulent heat transfer from a multi-layered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23 (2), 173–185. 10.1016/S0142-727X(01)00147-3.
- Peng, H. and Ling, X., 2011. Analysis of heat transfer and flow characteristic over serrated fin with different flow direction. *Energy Conversion and Management*, 52, 826–835.
- Rensburg, R., 2001. Thermal design of electronic equipment. CRC Press, Boca Raton, Florida, 372 pp.
- Senthilkumar, R., Nandhakumar, A.J.D. and Prabhu, S., 2013. Analysis of natural convective heat transfer of nano coated aluminium fins using Taguchi method. *Heat and Mass Transfer*, 49, 55–64.
- Shadlaghani, A., Tavakoli, M.R., Farzaneh, M. and Salimpour, M.R., 2016. Optimization of triangular fins with/without longitudinal perforate for thermal performance enhancement. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30 (4), 1903–1910. 10.1007/s12206-016-0349-5.
- Shaeri, M.R. and Jen, T.-C., 2012a. The effects of perforation sizes on laminar heat transfer characteristics of an array of perforated fins. *Energy Conversion and Management*, 64, 328–334. 10.1016/j.enconman.2012.05.002.
- Shaeri, M.R. and Jen, T.-C., 2012b. Turbulent Heat Transfer Analysis of a Three-Dimensional Array of Perforated Fins Due to Changes in Perforation Sizes. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 61, 807–822.
- Shaeri, M.R. and Yaghoubi, M., 2009. Thermal enhancement from heat sinks by using perforated fins. *Energy Conversion and Management*, 50 (5), 1264–1270. 10.1016/j.enconman.2009.01.021.
- Subaşı, A., 2010. Yanıt yüzey yöntemi yardımı ile ısı değiştirici optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Erzurum.
- Şahin, B. and Kaymaz, İ., 2007. Bir ısı değiştiricinin termal dirence göre optimum tasarım parametrelerinin yanıt yüzey yöntemi yardımıyla belirlenmesi, in: Kongre Bildirileri Kitabı. 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kayseri.
- Tahat, M., Kodah, Z.H., Jarrah, B.A. and Probert, S.D., 2000. Heat transfers from pin-

- fin arrays experiencing forced convection. *Applied Energy*, 67 (4), 419–442. 10.1016/S0306-2619(00)00032-5.
- Tahouni, N., Miryahaie, S., Joda, F., Fallahi, H.R. and Panjeshahi, M.H., 2013. Pressure drop optimisation in design of multi-stream plate-fin heat exchangers, considering variable physical properties. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 91 (10), 1650–1659. 10.1002/cjce.21781.
- Zhang, H.J., Zou, Z.P., Shao, F. and Song, S.H., 2015. Investigations of Heat Transfer Enhancement in a Channel with Staggered Porous Ribs by the Preconditioned Density-Based Algorithm. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 67 (12), 1370–1385. 10.1080/10407782.2014.965105.



ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Erzurum'da doğdu. İlköğretim ve lise eğitimini Erzurum'da tamamladı. 2005 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2005 yılı ile 2009 yılları arasında yetkili mühendis olarak özel sektörde çalışmış olup, 2009 yılından itibaren Çevre ve Şehircilik Bakanlığı bünyesinde görev yapmaktadır.

