

57809

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SİNÜZOİDAL KIVRIMLI BORULARDA ISI TRANSFERİ VE BASINÇ
KAYIP KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Mak. Müh. Lütfü NAMLI

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

" Makina Yüksek Mühendisi "

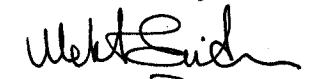
Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12.08.1996
Tezin Savunma Tarihi : 04.09.1996

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Habip ASAN



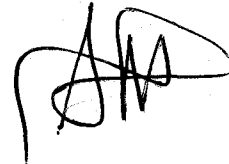
Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Mehmet E. ARICI



Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Ahmet ÜNAL



Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Yaşar GÖK



Ağustos 1996

TRABZON

ÖNSÖZ

Bu çalışma, farklı genlik ve periyotlara sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi ve basınç kayıplarında meydana gelen değişimleri incelemeye yönelik deneysel bir araştırmadır. Deneyler sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında laminar ve türbülanslı akış durumunda yapılmış olup bu amaçla K.T.Ü Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur.

Bu tez çalışmasında değerli görüş ve önerileriyle beni yönlendiren danışmanım Sayın Yrd.Doç.Dr. Habip Asan' a, deney düzeneğinin kurulması aşamasında gerek malzeme temininde gerekse önerileriyle bana yardımcı olan Bölüm Başkanımız Sayın Prof.Dr. Teoman Ayhan' a ve Sayın Yrd.Doç.Dr. Mehmet E. Arıcı' ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca, değerli yardımlarını esirgemeyen Arş.Gör.Dr. Cevdet Demirtaş' a, Mak.Yük.Müh. İlyas Kum' a, Mak.Müh. Selim Mumcu' ya ve burada ismini saymadığım, bana dolaylı yada dolaysız yardımda bulunan tüm arkadaşlarıma sonsuz şükranlarımı sunuyorum.

Trabzon, Ağustos 1996

Lütfü NAMLI

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	V
SUMMARY.....	VI
ŞEKİL LİSTESİ.....	VII
TABLO LİSTESİ.....	IX
SEMBOL LİSTESİ.....	X
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Ele Alınan Çalışma ve Gerekçesi.....	4
1.3 Literatür Araştırması.....	6
1.4 Eğrisel Borularda Akış ve Isı Transferi.....	12
1.4.1 Dairesel Kesitli Eğrisel Borularda İkincil Akışlar.....	18
1.4.2 Dikdörtgen Kesitli Eğrisel Borularda İkincil Akışlar.....	20
1.4.3 Eksenine Dikey Olarak Dönen Boru ve Kanallarda İkincil Akışlar.....	20
1.5 Periyodik Kıvrımlı Kanallarda Akış ve Isı Transferi.....	23
1.6 Eğrisel Boru ve Kanallarda Termal Sınır Şartlarının Etkisi.....	23
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	28
2.1 Deney Düzenegi.....	28
2.1.1 Test Bölgesi.....	30
2.1.2 Sabit Sıcaklık Kabini (Odası) ve Buhar Üreticisi.....	34
2.1.3 Kompresör.....	34
2.1.4 Ölçü Araçları.....	34
2.2 Sabit Yüzey Sıcaklığı Termal Sınır Şartının Sağlanması.....	35
2.3 Deney Verilerinin Değerlendirilmesi.....	37
2.3.1 Nusselt Sayısının (Nu) Hesaplanması.....	37
2.3.2 Sürtünme Faktörünün (f) Hesaplanması.....	40
2.4 Performans Analizi.....	41
2.5 Belirsizlik Analizi.....	43
3. BULGULAR.....	48
3.1 Ölçülen Değerler.....	48
3.1.1 Sabit Peryot Deneğinde Ölçülen Değerler.....	48

3.1.2 Sabit Genlik Deneylerinde Ölçülen Değerler	49
3.2 Hesaplanan Değerlerden Elde Edilen Bulgular.....	49
3.2.1 Laminer Akış İçin Elde Edilen Bulgular.....	49
3.2.2 Türbülanslı Akış İçin Elde Edilen Bulgular	55
3.2.3 Deney Bulgularının Literatürle Karşılaştırılması.....	61
3.2.4 Performans Analizinden Elde Edilen Bulgular	64
3.2.5 Belirsizlik Analizinden Elde Edilen Bulgular.....	67
4. İRDELEME	68
4.1 Laminer Akışta Deney Bulgularının İrdelenmesi	68
4.2 Türbülanslı Akışta Deney Bulgularının İrdelenmesi.....	70
4.3 Deney Bulgularının Literatürle Karşılaştırılması.....	73
4.4 Sinüzoidal Kıvrımlı Boruların Performanslarının İrdelenmesi	74
4.5 Belirsizlik Analizinden Elde Edilen Bulgularının İrdelenmesi.....	75
5. SONUÇLAR	76
6. ÖNERİLER.....	79
7. KAYNAKLAR.....	80
8. EKLER	84
9. ÖZGEÇMİŞ.....	101

ÖZET

Bu çalışmada, farklı genlik ve periyotlardaki sinüzoidal kıvrımlı borularda hidrodinamik olarak tam gelişmiş, termal olarak gelişmekte ve tam gelişmiş akış durumunda ısı transferi ve basınç kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar laminer ve türbülanslı akışta, sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında yapılmıştır. Reynolds sayısı, 75-23000 değerleri arasında değişmekte olup deneylerde atmosfer şartlarında hava kullanılmıştır. Deneysel sonuçları ölçülen değerlerden hesaplanan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Bu büyüklüklerin korelasyonlarıyla, düz boruya göre ısı transferi ve basınç kayıplarındaki değişimler ve sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinlikleri belirlenmiştir.

Ayrıca, sinüzoidal kıvrımlı boruların performanslarını belirlemek için Entropi analizi ve deneyler sırasında meydana gelebilecek kaçınılmaz hataları belirlemek için Belirsizlik analizi yapılmıştır.

Reynolds sayısının düşük değerlerinde (laminer akış için $Re < 1250$ ve türbülanslı akış için $Re < 7500$) düz boruya göre ısı transferi azalmakta iken basınç kayıplarında artma görülmüştür. Yüksek Reynolds sayılarında ise, ısı transferi ve basınç kayıpları artan Reynolds sayısı ile artmaktadır. Bununla birlikte, sabit Reynolds sayısı değeri için sinüzoidal kıvrımlı borunun genliğinde ve periyodundaki artışla birlikte ısı transferi ve basınç kayıplarında artmanın meydana geldiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Sinüzoidal kıvrımlı borular, ısı transferinin iyileştirilmesi, basınç kaybı, sabit yüzey sıcaklığı, entropi analizi, belirsizlik analizi.

SUMMARY

Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Sinusoidal Pipes

In this study, heat transfer and pressure drop characteristics for hydrodynamically fully developed, thermally developing and fully developed laminar and turbulent flows in sinusoidal pipes having various amplitudes and periods have been investigated experimentally. The experiments have been performed for constant wall temperature boundary condition. Experiments were carried out for Reynolds numbers ranging from 75 to 23000 and the fluid used was air at atmospheric conditions. Nusselt number and friction factor values calculated by using experimental results were presented as a function of Reynolds number. Using the various correlations of these values, the variation of heat transfer and pressure drop characteristics with respect to straight pipe were determined and the effectivenesses of sinusoidal pipes were analyzed.

Furthermore, in order to determine the performance of the sinusoidal pipes and estimate unavoidable errors in experimental results, entropy and uncertainty analyses have been performed.

Comparing with straight pipe, heat transfer decreases and pressure drop increases in the low Reynolds number range ($Re < 1250$ for laminar flow, and $Re < 7500$ for turbulent flow). For high Reynolds numbers, heat transfer and pressure drop increase with increasing Reynolds number. For a constant Reynolds number, an increase in amplitude or period of Sine function results an increase in heat transfer and pressure drop.

Key Words : Sinusoidal pipes, heat transfer enhancement, pressure drop, constant wall temperature, entropy analysis, uncertainty analysis.

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Sinüzoidal kıvrımlı borunun şematik resmi.....	5
Şekil 2. Farklı formlarda eğrisel borular. (a) Helisel kangallar. (b) Spiraller.....	13
Şekil 3. İkincil akışın formu. (a) Küçük Dean sayısında (De). (b) Büyük Dean sayısında (De).....	15
Şekil 4. Yatay bir boruda Dean sayısının eksenel hız profillerine etkisi. (a) Yatay düzlem. (b) Dikey düzlem.....	17
Şekil 5. Yatay bir boruda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında, (a) Dean sayısının, (b) Prandtl sayısının sıcaklık profiline etkisi.....	17
Şekil 6. Dikey ve yatay silindirik eğrisel boruda kaldırma ve merkezkaç kuvvetlerinin ikincil akışların oluşumuna etkisi.....	19
Şekil 7. Dikdörtgen kesitli düz boruda ikincil akışlar.....	21
Şekil 8. Dikdörtgen kesitli eğrisel bir boruda ikincil akışlar.....	21
Şekil 9. Eksenine dikey olarak dönen iki geçişli bir kanalda ikincil akış ve eksenel hız profilleri.....	22
Şekil 10. Farklı formlarda kıvrımlı kanallar ve oluşan ikincil akışlar. (a) Kavisli köşeli. (b) Keskin köşeli.....	24
Şekil 11. Isıtılan bir boruda eksenel yüzey ve akışkan sıcaklıkları değişimleri. (a) Sabit yüzey sıcaklığı, (b) sabit yüzey ısı akısı termal sınır şartlarında....	26
Şekil 12. Deney düzeneğinin şematik resmi.....	29
Şekil 13. Sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı borularının şematik resmi.....	31
Şekil 14. Sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularının şematik resmi.....	32
Şekil 15. Sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı boruların görünümü.....	33
Şekil 16. Sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların görünümü.....	33
Şekil 17. Su buharı için sıcaklık-entropi ($T-s$) diyagramı.....	36
Şekil 18. Sabit periyotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	50
Şekil 19. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	50
Şekil 20. Sabit periyotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	51
Şekil 21. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	51
Şekil 22. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	52
Şekil 23. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	52

Şekil 24. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	53
Şekil 25. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	53
Şekil 26. Sabit periyotta düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	54
Şekil 27. Sabit genlikte düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	54
Şekil 28. Sabit periyotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	56
Şekil 29. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	56
Şekil 30. Sabit periyotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	57
Şekil 31. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	57
Şekil 32. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	58
Şekil 33. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	58
Şekil 34. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	59
Şekil 35. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	59
Şekil 36. Sabit periyotta düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	60
Şekil 37. Sabit genlikte düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	60
Şekil 38. Sabit periyotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	62
Şekil 39. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.....	62
Şekil 40. Sabit periyotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	63
Şekil 41. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	63
Şekil 42. Sabit periyotta boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	65
Şekil 43. Sabit genlikte boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	65
Şekil 44. Sabit periyotta boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	66
Şekil 45. Sabit genlikte boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.....	66
Ek Şekil 1. Termoeleman (Bakır-Konstantan) kalibrasyon eğrisi.....	84

TABLO LİSTESİ

Ek Tablo 1. Laminer akışta sabit peryot deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.	85
Ek Tablo 2. Türbülanslı akışta sabit peryot deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.	85
Ek Tablo 3. Laminer akışta $\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.....	86
Ek Tablo 4. Türbülanslı akışta $\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları. ...	86
Ek Tablo 5. Laminer akışta $2\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.....	87
Ek Tablo 6. Türbülanslı akışta $2\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.	87
Ek Tablo 7. Laminer akışta $4\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.....	88
Ek Tablo 8. Türbülanslı akışta $4\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.	88
Ek Tablo 9. Laminer akışta sabit genlik deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.	89
Ek Tablo 10. Türbülanslı akışta sabit genlik deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.	89
Ek Tablo 11. Laminer akışta $\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.	90
Ek Tablo 12. Türbülanslı akışta $\text{Sin } 0.25X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları. ...	90
Ek Tablo 13. Laminer akışta $\text{Sin } 0.5X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.	91
Ek Tablo 14. Türbülanslı akışta $\text{Sin } 0.5X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları....	91
Ek Tablo 15. Laminer akışta $\text{Sin } X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.	92
Ek Tablo 16. Türbülanslı akışta $\text{Sin } X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.....	92
Ek Tablo 17. Laminer akışta $\text{Sin } 2X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.	93
Ek Tablo 18. Türbülanslı akışta $\text{Sin } 2X$ borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.....	93
Ek Tablo 19. Bilgisayar programı.....	94

SEMBOL LİSTESİ

- a : Borunun yarı çapı, [m]
- R : Eğrilik yarıçapı, [m]
- D : Boru çapı, [m]
- L : Borunun boyu, [m]
- δ : Eğrilik oranı, a/R
- b : Spiral genişliği. [m]
- ρ : Özgül ağırlık, [kg / m^3]
- k : Isı iletim katsayısı, [$\text{W} / \text{m} \text{ }^\circ\text{K}$]
- c_p : Özgül ısı, [$\text{j} / \text{kg} \text{ }^\circ\text{K}$]
- ν : Kinematik viskozite, [m^2 / s]
- U_{ort} : Ortalama hız, [m / s]
- D_h : Hidrolik çap, $\equiv D = 2a$, [m]
- T : Sıcaklık, [$^\circ\text{K}$]
- h : Isı taşınım katsayısı, [$\text{W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$]
- \dot{m} : Kütleli debi, [kg / s]
- \dot{V} : Hacimsel debi, [m^3 / s]
- q'' : Isı akısı, [$\text{W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$]
- Q : Toplam ısı, [W]
- e : Gerilim, [mV]
- ΔT : Sıcaklık farkı, $T_{\text{ağ}} - T_{\text{ağ}}$
- ΔT_{lm} : Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
- A : Alan [m^2]
- P : Basınç, [N / m^2]
- ΔP : Basınç farkı, [N / m^2]
- γ : Eşitlik 26' da tanımlanmıştır.
- S : Entropi, [$\text{j} / \text{ }^\circ\text{K}$]
- N_s : Boyutsuz entropi
- Z : Belirsizlikte bir fonksiyon
- x_1, x_2, \dots : Belirsizlikte Z fonksiyonunun bağımsız değişkenleri

- u, v, w : x, y, z yönündeki hız bileşenleri
 w : Hata (Belirsizlik) değeri
 c : Ses hızı, [m / s]
 g : Yerçekimi ivmesi
 \bar{R}_d : Ortalama dönme dairesi çapı
 R_d : Dönme dairesi çapı
 Ω : Açısal hız [rad/s]
 V : Elektrik gerilimi, [mV]
 β : Eksponansiyel sabit ısı akısında bir sabit

Boyutsuz sayılar:

- Re : Reynolds sayısı, $\frac{U_{ort} D_h}{\nu}$
 Nu : Nusselt sayısı, $\frac{h D}{k}$
 f : Sürtünme faktörü, $\frac{(\frac{\Delta P}{L}) D}{\rho U_{ort}^2 / 2}$
 Pr : Prandtl sayısı, $\frac{\rho \nu c_p}{k}$
 τ : Boyutsuz akışkan giriş sıcaklığı, $\frac{T_y - T_{ag}}{T_y}$
 De : Dean sayısı, $Re \sqrt{(a / R)}$
 De' : Değiştirilmiş Dean sayısı, $Re^2 (a / R)$
 K : Orjinal Dean sayısı, $2De'$
 Ma : Mach sayısı, $\frac{U_{ort}}{c}$

Alt İndisler:

- a : akışkan
 y : yüzey
 d : düz boru
 k : sinüzoidal kıvrımlı boru

- ag : akışkan giriş
aç : akışkan çıkış
ort : ortalama
 ∞ : ortam (çevre)



1. GENEL BİLGİLER

1.1 Giriş

Isı değiştiriciler, endüstride çok çeşitli kullanım alanları bulmuş düzeneklerdir. Akışkanlık özelliğine sahip iki madde arasında gerek ısıtma ve gerekse soğutma amaçlı ısı geçişini sağlayan bu düzeneklerin, çeşitli tip ve boyutlarda tasarımları gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada, bu düzeneklerin, hem mümkün olduğu kadar küçük boyutlara sahip olmaları, hem de yüksek oranda ısı transferini gerçekleştirmeleri istenir. Bu istekleri karşılamamanın bir yolu; birim hacim için ısı transfer eden yüzey alanını artırmak, diğer yolu ise taşınım ile ısı transferinde *ısı transfer katsayısı* diye de adlandırılan *ısı taşınım katsayısını* artırmaktır. Üçüncü bir yol olarak; bu iki yöntemin bileşimi olarak düşünölebilecek ısı taşınım katsayısı ve birim yüzey alanının birlikte artırılması gösterilebilir. Bu çalışmaların tümüne, *ısı transferini iyileştirme veya artırma teknikleri* denilir.

Birim hacim için ısı transfer eden yüzey alanını artırma çalışmaları sonucunda; genellikle gaz - gaz yada gaz - sıvı şeklinde çalışan yüksek verimli kompakt ısı değitiricileri imal edilmiştir. Buna paralel olarak ısı taşınım katsayısının artırılması çalışmalarıyla ısı transfer katsayısında çok yüksek değerlere ulaşılmıştır [1]. Yapılacak çalışmalarla ısı transferinde daha yüksek değerlere çıkmak mümkün olmasına rağmen, ısı transferi iyileştirme tekniklerinin olumsuz etkisi olarak; sabit pompalama gücü için yüksek basınç kayıpları ve buna bağlı olarak düşük debi değerleri söz konusudur. Bu olumsuz etkiler, iyileştirme tekniklerinin uygulanmasını bir anlamda sınırlandırabilmektedir. şöyle ki; ısı değiştiricilerin imalatında sıkça kullanılan borularda, borunun iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısını artırma çalışmalarında türbölans artırıcı elemanların (türbölatorler) kullanılması oldukça yaygındır. Türbölatorler, borunun içine çeşitli geometri ve şekillerde yerleştirilmektedirler. Bu elemanların etkisiyle elde edilen iyileşme % 50 - 70 seviyelerinde olmasına karşılık basınç kayıplarında 4 - 5 kat artma tesbit edilmiştir [2].

Bu ve benzeri çalışmalar da göstermektedir ki; ısı transferini iyileştirme tekniklerinin uygulanmasıyla ısı transferinde önemli miktarda iyileşme sağlanmasına rağmen, yüksek oranda basınç kaybı ve düşük debi değerlerinin bir bedel olarak ortaya çıkmaması kaçınılmazdır. Diğer taraftan, uygulanan tekniklere bağlı olarak ısı

transferinde sağlanan iyileşmenin, basınç kaybında olduğu oranda yüksek gerçekleşmediği gerçeği yapılan çalışmalar sonucu ortaya konulmuştur. Her ne kadar, ısı değiştiricilerinin esas görevi; belirli bir amaç doğrultusunda (ısıtma, soğutma, atık ısı enerjisinin geri kazanımı vs.) ısı aktarımını gerçekleştirmek de olsa, bu sürecin en az işletme masrafiyla yerine getirilmesi arzu edilen bir durumdur. Isı transferi açısından, işletme masrafı olarak; basınç kayıpları neticesi daha yüksek pompalama gücüne ihtiyaç duyulması veya başka bir anlatımla sabit bir pompalama gücü için daha az akışkan debisi gösterilebilir. Bütün bunların da göz önüne alınmasıyla bu alandaki çalışmalar, ısı değiştiricilerin performansları üzerine yoğunlaşmıştır. Burada performans ile ifade edilen; kısaca, daha az basınç kaybı ile daha çok ısı transferinin daha yüksek debilerde aynı zamanda gerçekleşmesidir.

Yukarıda bahsedilen ısı transferini iyileştirme çalışmaları, *pasif* ve *aktif* teknikler olarak iki gruba ayrılabilir. Pasif tekniklerde; özel yüzey geometrileri veya akışa ek bir akışkan ilavesi söz konusudur. Bu tekniklerde, herhangi bir dış güç (enerji) kullanılmaz. Aktif teknikler ise, elektrik veya akustik alanlar ve yüzey titreşimi gibi güç (veya etki) gerektiren tekniklerdir [1, 2]. Aktif tekniklerin ilk yatırım maliyetlerinin ve işletme masraflarının yüksek olması ve titreşime veya akustik gürültüye bağlı problemleri içermeleri, uygulamada pasif tekniklerin daha cazip olmasını sağlamıştır.

Bu çalışmada, ısı değiştiricilerinin imalatında yaygın olarak kullanılan borulara sinüs fonksiyonu şeklinde eğrilikler verilerek ısı transferinde sağlanacak iyileşme ve basınç kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Burada kullanılan teknik, pasif bir iyileştirme tekniği olup, ısı transferindeki iyileşme, ısı transfer eden toplam yüzey alanını sabit tutarak, borunun iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının artırılmasıyla sağlanmaktadır. Bilindiği üzere, düz borularda radyal ısı transferini sınırlayan en önemli etkenlerden biri; borunun eksenine yakın bölgedeki akışkanın yüzeye yakın bölgedeki akışkana karışmaması, özellikle lamimer akışlarda, ve yüzeye yüzeye yakın bölgedeki akışkan arasındaki sıcaklık gradyanının küçük değerde olmasından kaynaklanmaktadır. Türbülanslı akışta boru içinde akan akışkan lamimer akışa göre daha iyi karışsa da, bu karışma ısı transferine yeterince katkı sağlayamamaktadır. Diğer taraftan, gerek boru akışlarında, gerekse dış akışlarda türbülanslı akış durumu için yüzeye yakın (bitişik) bölgede, hidrodinamik sınır tabakanın oluşumu sürecinde

ve oluşumun tamamlanmasından sonra (tam gelişmiş akış) laminer alt tabaka denilen bir akış alanı oluşmaktadır. Laminer alt tabakanın radyal ısı transferini olumsuz etkilediği bilinmektedir. Öyleyse, borularda veya kanallarda radyal ısı transferini iyileştirmek için akışkanın daha iyi karışmasını sağlayacak ve laminer alt tabakayı inceletecek veya bozacak fiziksel bir dış etkinin bulunması gerekmektedir. Bu fiziksel etki, bu çalışmada, *ikincil akış* denilen ve genellikle eğrisel boru ve kanallarda *merkezkaç* ve *kaldırma* kuvvetlerinin neden olduğu ve boru kesitinde düzgün olmayan basınç alanlarının oluşturduğu esas akışın normal doğrultusunda oluşan akıştan kaynaklanan etkidir [3-5]. Diğer taraftan ters eğrilikli boru yada kanallar da denilen periyodik olarak kıvrımlı veya dalgalı kanallardaki akış çalışmalarında da benzer şekilde akış düzleminde ikincil akışların olduğu görülmüştür [6-10]. Bu çalışmada, sözü edilen merkezkaç ve kaldırma kuvvetlerinin bileşimi şeklinde düşünülen etkinin ortaya çıktığı ve eksen boyunca kesit alanı sabit kalmak üzere çeşitli periyotlara ve genliklere sahip, sinüs eğrisi şeklinde bir eğrilik verilerek imal edilen *sinüzoidal kıvrımlı borularla* sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında deneyler gerçekleştirilmiştir. Burada, sinüs eğrisinin seçilmesinin temel nedenlerini şu şekilde sıralamak mümkündür:

1. Periyodik bir kıvrıma sahip olması.
2. Değişken eğrilik yarıçapına sahip olması.
3. Ters eğrilige sahip olması.

Bu çalışma sonucunda, birbirine ters, değişken eğrilik yarıçapına sahip sinüzoidal kıvrımlı boruların periyodu ve genliği değişken olarak ayrı ayrı ele alınarak ısı transferi ve basınç kaybı değerlerinin değişimleri, Reynolds sayısına göre ortalama büyüklükler cinsinden sunulmuştur.

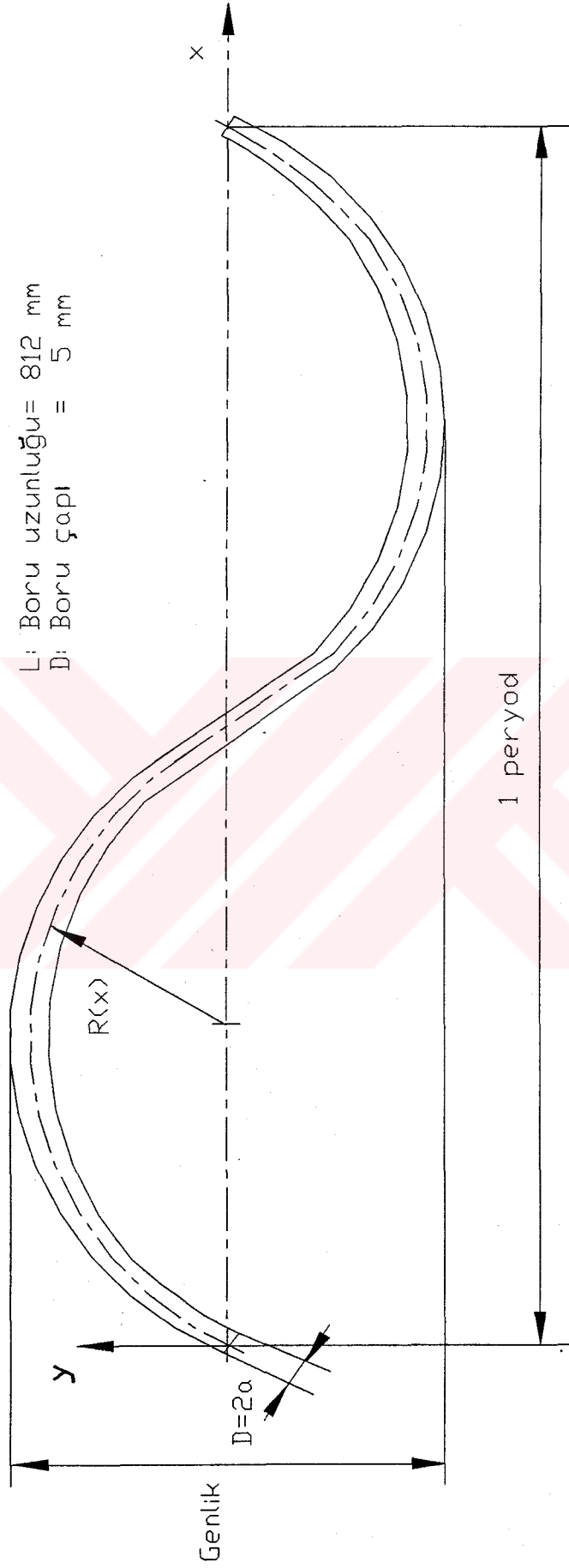
Deneylerde termal sınır şartı olarak *sabit yüzey sıcaklığı sınır şartının* kullanılması, özellikle, yoğunlaştırıcılar ve buharlaştırıcılarda bu sınır şartının mevcut olmasından dolayı önemlidir. Farklı periyot ve genliklerdeki sinüzoidal kıvrımlı borular için 75 - 23000 Reynolds sayısı aralığında deneyler yapılarak, sıcaklık, basınç farkı ve debi değerleri ölçülmüştür. Deneylerde akışkan olarak atmosfer şartlarında hava kullanılmıştır. Deney sonuçlarına göre, ortalama ısı taşınım katsayıları Entalpi

yöntemine göre ve sürtünme faktörü değerleri de Moody (Darcy) sürtünme faktörü bağıntısına göre hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, hem düz borular için aynı şartlarda yapılan deney sonuçlarıyla hem de literatürde yer alan benzer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bunların dışında, deneylerin yapılışı sırasında deney araçlarının hassasiyetinden kaynaklanan ölçüm hatalarını değerlendirmek amacıyla *Belirsizlik Analizi* ve deneylerde kullanılan boruların performanslarını belirlemeye yönelik olarak *Entropi Analizi* yöntemi kullanılarak *Performans Analizi* yapılmıştır.

1.2 Ele Alınan Çalışma ve Gerekeşi

Bu çalışmada, diğer pasif iyileştirme tekniklerine göre daha yüksek performans göstereceği düşünülen ve Şekil 1' de gösterilen *sinüzoidal kıvrımlı borular* üzerinde ısı transferi ve basınç kaybı deneyleri yapılmıştır. Diğer pasif iyileştirme tekniklerinin ortak özelliği, boru veya kanalların içine yerleştirilen ilave elemanların bulunmasıdır. Bu elemanların belli bir geometri ve yüzeye sahip olacağı düşünülürse, sürtünme faktörü değerlerinde ekstra artışlara neden olacağı kolayca söylenebilir. Diğer taraftan, özellikle boru veya kanalın içine ilave elemanlar yerleştirme çalışmalarında, kesit alanının daralmasından kaynaklanan basınç kaybı ve debi düşümü, bu tekniklerin diğer olumsuz etkileri olarak ortaya çıkmaktadır.

Burada ele alınan çalışma ise, borunun kesit alanını değiştirmeden ve hiçbir ilave elemana ihtiyaç duyulmadan borularda ısı transferini iyileştirmeye yöneliktir. İlave elemanların bulunmaması doğal olarak basınç kayıplarının da yüksek değerlerde çıkmamasını sağlayacaktır. Diğer taraftan, bahsedilen ilave elemanlı iyileştirme tekniklerinde ısı transferinin iyileşmesini, ilave elemanların boru kesitinde farklı hız profilleri ve girdapları meydana getirerek akışkanı karıştırması sağlamaktadır. Burada ısı transferinde iyileşmeye neden olan etken ise; merkezkaç ve kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle oluşan ikincil akış gibi doğal bir etkinin akışkanı karıştırmasıdır. Bunun yanında, sinüzoidal kıvrımlı borunun periyodik olarak kıvrımlı olması nedeniyle, merkezkaç ve kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle oluşan kesit alanı normalindeki ikincil akışların yanında, akış düzleminde, özellikle kıvrımın uç kısımlarında, diğer bir ikincil akışın meydana geleceği düşünülmektedir. Bu da diğer eğrisel borularla kıyaslandığında daha iyi bir ısı transferi değerinin ortaya çıkmasına sebep olacaktır.



Şekil 1. Sinüzoidal kıvrımlı borunun şematik resmi.

Böylece bu teknik diğer pasif ısı transferini iyileştirme tekniklerinin uygulandığı durumlardan daha iyi ısı transferi ve daha yüksek akışkan debisi sağlayacaktır. Bu durum ise, daha yüksek performans değerine karşılık gelmektedir. Bu amaç doğrultusunda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında deneyler yapılmış ve sonuçlar Bölüm 3' de sunulmuştur.

1.3 Literatür Araştırması

Literatürde eğrisel kanallarla ilgili basınç kaybı ve ısı transferini içeren pek çok deneysel, analitik ve sayısal çalışma mevcuttur. Bu konuda ilk teorik çalışma, 1927 yılında Dean tarafından yapılmıştır. Pertürbasyon analizinin kullanıldığı bu çalışmada, büyük eğrilik oranlarında ($\delta = a/R$) sürtünme faktörü ifadesi, yine kendisi tarafından tanımlanmış bulunan tek bir parametre olan Dean sayısının ($De \equiv Re\sqrt{a/R}$) bir fonksiyonu olarak tanımlanmıştır [11]. Bu konuda ilk deneysel çalışma türbülanslı hava akışında 1925 yılında Jasckle tarafından yapılmıştır [12]. Genel olarak merkezkaç kuvvetlerin yanında yerçekimi ve dönele bir alanda kaldırma kuvvetlerinin, Coriolis kuvvetlerinin ve diğer cisim kuvvetlerinin de ikincil akışlara neden olduğu bilinmektedir. Bu ikincil akışların, belli bir eğrilik yarıçapına (R) sahip boru ve kanallar dışında 90-Derece ve 180-Derece dönüşlü dikdörtgen ve daire kesitli dirseklerde de mevcut olması yapılan çalışmaların oldukça geniş bir alana yayılmasına neden olmuştur.

1920' li yılların sonlarındaki bu çalışmalardan sonra 1960'lı yılların başlarına kadar bu konuda literatürde birkaç çalışma dışında teorik yada deneysel çalışmalara rastlanamamıştır. Seban ve McLaughlin [13], 1963 yılında yaptıkları deneysel çalışmada, dairesel kesitli boru kangallarda yerel sürtünme ve ısı transferi değerlerini, yağ için laminer akışta ve su için türbülanslı akışta belirlemişlerdir. Bu çalışma ile, boru kesitinin -eğrilik merkezine göre- iç ve dış kenarlarında Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinde, içte düşük, dışta yüksek olmak üzere farklılıklar olduğu tesbit edilmiştir.

Mori ve Nakayama [12], tam gelişmiş laminer akış için yaptıkları teorik çalışmada sabit ısı akışı termal sınır şartında sürtünme faktörü ve ısı transferi değerini büyük Dean sayısı değerleri için elde etmişlerdir. Elde edilen sonuçlar Dean

ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Bu sonuçlara göre; Dean ve Prandtl sayıları artarken, sürtünme faktörü ve ısı transferi (Nusselt sayısı) değerleri üzerindeki eğrilik etkisinin arttığı, fakat Nusselt sayısının, Prandtl sayısının artmasıyla asimptotik bir değere yaklaştığı görülmüştür.

Mori ve Nakayama [14], yaptıkları ikinci çalışmada; tam gelişmiş türbülanslı akış için eğriliğin, ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin sabit ısı akısı termal sınır şartında teorik ve deneysel olarak incelemişler ve bunlara ait bağıntılar geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında; akış türbülanslı olduğu durumda sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı değerlerinin, laminer akışta bulunan aynı değerlerden açık bir artış göstermediği görülmüştür.

Özışık ve Topakoğlu [3], yaptıkları çalışmada eğri kanallar için laminer akış durumunda seri açılımı metodunu kullanarak Navier-Stokes ve enerji eşitliklerinin analitik çözümünü bulmuşlardır. Burada yapılan çalışma, Mori ve Nakayama [12]'nin büyük Dean sayıları için yapmış olduğu analitik çalışmanın aksine, küçük eğriliklere uygulanabilecek bir metodu içermektedir. Diğer taraftan bu çalışmanın Mori ve Nakayama [12]'nin çalışmasından bir diğer farkı ise; Mori ve Nakayama'nın çalışmasında ısı transferi değerlerinin Dean ve Prandtl sayılarına bağlı olduğu belirtilirken, bu çalışma sonucunda; ısı transferi değerinin, borunun eğriliği, Reynolds ve Prandtl sayıları olmak üzere üç bağımsız değişkene bağlı olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmanın ortaya koyduğu en önemli sonuçlardan biri de; eğrisel borularda Prandtl sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin tek bir $Pr^{-0.3}$ çarpanıyla temsil edilemeyeceği olmuştur.

Eğrisel borularla ilgili çalışmalar, çeşitli çözüm metodları ve boru profilleri kullanılarak 1970'li yıllarda da yoğun bir şekilde devam etmiştir. Akiyama ve Cheng [15], *sınır girdap vektörü metodu* kullanarak hidrodinamik ve termal olarak tam gelişmiş akış ve zorlanmış taşınım durumunda sabit ısı akısı termal sınır şartında yüksek Dean sayıları için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Mori, Uchide ve Ukan [16], tam gelişmiş laminer akış için kare profile sahip eğrisel bir kanalda, sabit ısı akısı termal sınır şartında analitik ve deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, momentum ve enerji eşitlikleri kinetik enerji ve entropi üretim dengesi temeline göre çözülmüştür. Sonuçta, Dean sayısının artmasıyla ikincil akış şiddetinde artma olduğu

ve buna bağlı olarak sürtünme faktöründe ve ısı transferinde artmanın meydana geldiği belirtilmiştir.

Kalb ve Seader [11] yaptıkları çalışmada, dairesel kesitli eğrisel bir boruda tam gelişmiş kararlı viskoz akışta sabit ısı akısı ve çevresel olarak sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında ısı ve kütle transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, düşük Dean sayıları yada eğrilik yarıçaplarıyla sınırlanmamıştır. Bu çalışmaya göre; eğrilik parametresinin (δ), 10-100 aralığında ortalama Nusselt sayısında ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu belirtilmiştir. Bununla beraber, bu aralığta eğrilik parametresinin borunun çevresel taşınım katsayısına küçük de olsa bir etkisinin olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, bulunan sonuçların direk olarak kütle transferine uygulanabilir olduğu da belirtilmiştir.

Patankar, Pratap ve Spalding [17] yaptıkları çalışmada; eğrisel borularda türbülanslı akış durumunda akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada da görülmüştür ki; eğrisel borularda aksenal hız profillerinde maksimum nokta, eğrilik merkezine göre boru kesitinin dışına doğru Dean sayısı ve eğrilik oranı artıkça yer değiştirmektedir.

Simon, Chang ve Chow [18], diğer çalışmalardan farklı olarak bir çok mühendislik sistemlerinde sistemim çalışma şartları ve yapısından ortaya çıkan titreşimleri dikkate alarak, eğrisel borularda değişik genlik ve frekans değerlerine sahip titreşimlerin ikincil akışlarla birlikte ısı transferine etkilerini türbülanslı akış durumunda sayısal olarak incelemişlerdir.

Yao ve Berger [19] yaptıkları çalışmada, yine önceki çalışmalardan farklı olarak eğrisel borularda ikincil akışların oluşumunda ikinci bir etki olarak değerlendirilen kaldırma kuvvetlerini de göz önüne almışlardır. Yapılan alışma analitik bir çalışma olup, tam gelişmiş laminer akışta aksenal sıcaklık gradyanının sabit bir değerde tutulmasını sağlamak için sabit ısı akısı termal sınır şartında ısıtılan boru için gerçekleştirilmiştir. Diğer taraftan, çözümler eğrisel borunun hem yatay ve hem de dikey olma durumları için ayrı ayrı gerçekleştirilmiş olup Prandtl ve Reynolds sayılarında (laminer bölgeyi geçmemek koşuluyla) herhangi bir sınırlamaya gitmemişlerdir.

Humprey, Whitelaw ve Yee [20], kare kesitli eğrisel düzgün yüzeyli bir kanalda zamandan bağımsız, sıkıştırılmaz, izotermal gelişmekte olan türbülanslı akış için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmanın diğer çalışmalardan farkı keskin eğriliğe sahip bir kanal için gerçekleştirilmiş olmasıdır.

Prusa ve Yao [4] yaptıkları çalışma, Yao ve Berger [19]' in yaptığı çalışma gibi yatay bir şekilde sabit ısı akısı termal sınır şartı altında ısıtılan eğrisel bir boruda kaldırma ve merkezkaç kuvvetlerinin dikkate alınmasıyla yapılan bir çalışmadır. Bu çalışmanın sözü edilen diğer çalışmadan farkı; sayısal bir çalışma olmasıdır. Bu çalışma sonucunda akış direnci, ortalama ısı transferi değerleri ve ikincil akışın yapısı hakkında detaylı bilgi verilmesi yanında maksimum yerel kayma gerilmesi ve ısı transferinin konumu hakkında bilgi sunulmuştur. Bu çalışmanın dikkate alınabilecek en önemli sonucu; çok büyük eğriliğin toplam ısı transferini düşürmesidir.

Lee, Simon ve Chow [21], Boussinesq yaklaşımı kullanarak yaptıkları çalışmada; tam gelişmiş laminer eğrisel boru akışında kaldırma kuvvetlerinin etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma belirli bir eğrilik oranında (δ) geniş bir Prandtl, Dean ve Grashof sayıları aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda; kaldırma kuvvetlerinin, ikincil akışların oluşumunda etkili olan merkezkaç kuvvetlerin yanında, özellikle düşük Reynolds sayılarında önemli etkisinin olduğu belirtilmiştir. Bu etkinin yerel sürtünme faktörü ve ısı transferi değerleri için benzer eğilim göstermekte olduğu ve yerel maksimum değerlerde Grashof sayısındaki yükselme ile birlikte, hem artma hem de boru kesiti için yukarıdan aşağıya doğru yer değiştirme şeklinde ortaya çıktığı belirtilmiştir.

Son yıllarda eğrisel kanallarla ilgili çalışmaların daha çok sayısal ağırlıklı olduğu söylenebilir. Bu çalışmalarda parametre sayısının birden fazla olması ve göz önüne alınan parametrelerin değişim aralıklarının geniş tutulmuş olması dikkat çekicidir. Çalışmalarda sunulan sonuçlar ise; ortalama büyüklükler cinsinden sürtünme faktörleri ve ısı transferi değerlerinin yanında akışın yapısı hakkındadır. Hwang ve Chao [22], geniş bir eğrilik açısı, Dean sayısı, Prandtl sayısı ve Peclet sayısı aralığında hidrodinamik ve termal olarak tam gelişmiş laminer zorlanmış konveksiyon durumunda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında bir çalışma yapmıştır. Yang ve Chang [23] yaptıkları çalışmada; tam gelişmiş laminer akışta ısı transferi ve sürtünme

faktörü değerlerini geniş bir Dean sayısı, eğrilik oranı (δ) ve Prandtl sayısı aralığında sayısal olarak incelemişlerdir. Literatürde, yapılan çalışmalarda eğrilik oranı 0.3'den daha büyük değerler için yapılmamış olması, bu çalışmanın farkını ortaya koymaktadır. Bu çalışmada, yüksek eğrilik oranlarının incelenmiş olması diğer çalışmalardan farklı bir sonucu da beraberinde getirmiştir. Bu sonuç; ısı transferi değerinin, eğrilik oranının belli bir değerine kadar arttığı ve bu kritik değerden sonra eğrilik oranıyla (δ) önemli bir miktarda değişmediğidir. Hatta, çok küçük Reynolds sayıları için (örneğin $Re=1$) eğrilik oranının artmasıyla ısı transferi değerinin azaldığı görülmektedir.

Yang ve Chang [24], doğal ve zorlanmış taşınımı birlikte dikkate alarak yaptıkları ikinci bir sayısal çalışmada; sürtünme faktörünün artan eğrilik oranıyla ve kaldırma kuvveti etkisiyle arttığı, ısı transferinin ise; kaldırma kuvveti etkisinin artmasıyla arttığı, fakat eğrilik oranının (δ) artmasıyla azaldığı belirtilmiştir. Bu sonuç, türbülanslı akışta da geçerlidir. Diğer taraftan, Dean sayısının artmasıyla hem ısı transferinin hem de sürtünme faktörünün arttığı yine bu çalışma sonucunda belirtilmiştir.

Ligrani, Choi, Schallert ve Skogerboe [25] yaptıkları deneysel çalışmada; Dean sayısının 300 ve daha az değerleri için Dean girdap çiftlerinin (ikincil akış) yüzey ısı transferi değerleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Şimdiye kadar bahsedilen çalışmaların hemen hemen tümü, sabit boru yada kanal kesit alanında yapılan çalışmalardır. Robertson [26] ise; sabit kesit alanına sahip olmayan eğrisel borularda laminer akış durumunda sıkıştırılmaz Newtonian bir akışkan için sayısal bir çalışma yapmıştır. Bu çalışma, sadece akışın yapısını araştırmaya yönelik bir çalışmadır.

Ishigaki [27, 28] yaptığı çalışmada; düz boruların dikey olarak kendi eksenine etrafında döndürülmesiyle, Coriolis kuvvetlerinden meydana gelen ikincil akışların etkisiyle ortaya çıkan ortalama ısı transferi, sürtünme faktörü değerlerinin ve akış ve sıcaklık alanı yapısının, eğrisel bir kanalda merkezkaç kuvvetlerin neden olduğu ikincil akışlarla ortaya çıkanlarınkine benzerliğini ortaya koymuştur.

Yukarıda bahsedilen eğrisel boru ve kanallarla ilgili çalışmalar dışında Metzger ve Larson [29] ve Metzger ve Sahm [30] tarafından yapılan 90-Derece ve 180-Derece

dönüştürme dikdörtgen kesitli kanal akışlarında taşınım ile ısı transferinin yerel değerlerini belirlemeye yönelik deneysel çalışmalar, Han, Chandra ve Lau [31] tarafından yapılan ve yerel ısı ve kütle transferi dağılımlarını belirlemeye yönelik dikey olarak kendi eksenine etrafında dönen 180- Derece keskin dönüştürme düzgün yüzeyli ve yiv-pürüzlü kanallardan oluşan iki geçişli kanallarda yapılan deneysel çalışma ve Chyu [32] tarafından yapılan ve yerel ısı transfer değerlerini belirlemeye yönelik dikey olarak kendi eksenine etrafında dönen 180-Derece keskin dönüştürme iki ve üç geçişli kanallarda yapılan çalışmalar mevcuttur. Yang, Zang ve Chiou [33], Zang, Chiou, Fonn ve Yang [34] ve Han, Zang ve Kalkuehler [35], Chyu'nun yaptığı çalışmaya benzer fakat yiv-pürüzlü durum için yerel ısı transferini belirlemeye yönelik deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalara ek olarak sözü edilen ikincil akışları gözlemek amacıyla akış gözleme deneysel çalışmaları mevcuttur. Bu çalışmalar, Cheng ve Yuen [36] tarafından yapılan sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında 180-Derece keskin dönüştürme yatay bir boruda ve yine Cheng ve Yuen [5] tarafından yapılan aynı şartlarda eğrisel bir boruda ikincil akışları gözlemeye yönelik çalışmalardır.

Daha önce de belirtildiği üzere, yapılan bu çalışmada dikkate alınan konu; eğrisel borularda ikincil akışların, ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerine etkisi olması yanında, deneylerde kullanılan sinüzoidal kıvrımlı borunun yapısı gereği akış periyodik bir özelliğe sahiptir. Bu nedenle eğrisel boru ve kanallarla ilgili çalışmalar yanında, periyodik olarak kıvrılan farklı açılarda köşelere sahip kıvrımlı kanal çalışmalarının incelenmesi yerinde olacaktır. Sözü edilen çalışmalar, daha çok 1980' li yıllarda başlanarak günümüze kadar devam etmiştir. Bunlardan Sparrow ve Comb [37], kıvrımlı plakalı ısı değiştiricilerde, iki plaka arasında aralık genişliği ve akışkanın kıvrımlı bölgeye giriş koşullarının türbülanslı akışta ısı transferi ve basınç kaybına etkilerini incelemiştir. Sparrow ve Hossfeld [38] yaptıkları çalışmada, periyodik olarak kıvrılan kanallarda ısı transferi ve basınç kayıplarını deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada dikkate alınan esas durum; periyodik olarak kıvrımlı kanalın köşelerinin keskin veya belli eğriliklerde yuvarlatılması (kavislendirilmesi) durumunda ısı transferi ve sürtünme faktöründeki değişimlerdir.

Amano [39] yaptığı sayısal bir çalışma ile periyodik olarak kıvrımlı bir kanalda laminer ve türbülanslı akış için adım oranını dikkate alarak, yerel ve

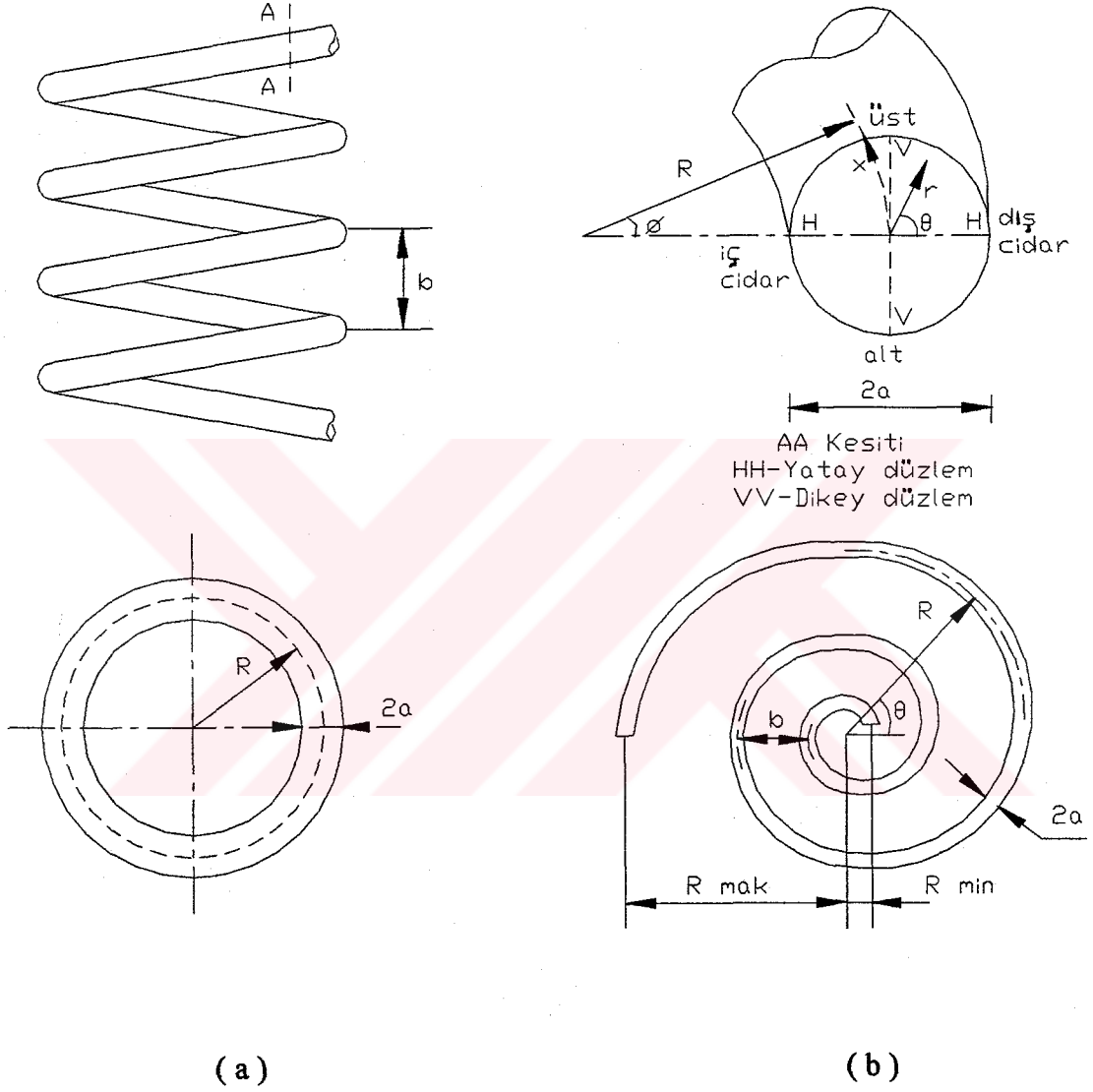
ortalama ısı transferi ve ortalama sürtünme faktörü değerlerini incelemiştir. Bu çalışmanın esas amacını ise; adım oranıyla ifade edilen geometrik etkinin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin incelenmesi teşkil etmektedir.

Amano, Bagherlee, Smith ve Niess [6]'in yaptıkları çalışma, Amano [39]'nun yaptığı çalışmaya benzer bir çalışmadır. Farklı olarak, bu çalışmada türbülanslı akış durumunda akış bölgesine yerleştirilen farklı yüksekliklerdeki kanatçıkların ortalama ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi araştırılmıştır. Bulunan sonuçlara göre; sözü edilen kanatçıklar sürtünme faktöründe önemli derecede yükselmeye neden olurken ısı transferindeki artış küçük değerlerde kalmaktadır.

Faghri ve Asako [7, 8] yaptıkları çalışmalarda çeşitli açılara sahip kıvrımlı kanallarda, ısı transferi ve sürtünme faktörlerini sayısal olarak incelemiştirlerdir. Asako, Nakamura ve Faghri [9] yaptıkları çalışmada ise kıvrımlı ve köşeleri yaklaşık cosinüs fonksiyonu şeklinde yuvarlatılmış (kavislendirilmiş) kanallarda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı altında ortalama ısı transferi ve sürtünme faktörlerini sayısal olarak incelemiştirlerdir. Hassaine, Dagguenet ve Menguy [10] yaptıkları bir çalışmada ise; sinüzoidal kıvrımlı kanallarda yerel ve ortalama ısı transferi değerlerini sayısal olarak incelemiştirlerdir. Sözü edilen bütün bu kıvrımlı kanal akışlarıyla ilgili yapılan çalışmaların ortak sonucu; ortalama ısı transferi değerlerinde bir artışa karşılık sürtünme faktörlerindeki (basınç kayıplarındaki) artışın yüksek oranlarda gerçekleşmesidir. Sonuçta, yapılan çalışmalar bu yüksek orandaki basınç kayıplarını en aza indirmekle ilgilidir.

1.4 Eğrisel Borularda Akış ve Isı Transferi

Eğrisel boruları; helisel kangallar, spiraller ve dirsekler olarak sınıflandırmak mümkündür. Şekil 2' de görüldüğü gibi eğrisel borular, kimyasal reaktörlerde, karıştırma deposunda (tankında), depolama tanklarında ve ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılmaktadır. Endüstride süt ve yiyecek işleme sürecinde, soğutma ve hidrokarbon işleme sürecinde yaygın olarak eğrisel borulardan imal edilmiş ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Sağlık sektöründe böbrek diyaliz makinalarında, yağ sanayiinde eğrisel borular sıra viskometre olarak yaygın bir şekilde kullanılır [1]. Ayrıca insan kan dolaşım sisteminde yüksek bir eğriliğe sahip aort damarda olmak



Şekil 2. Farklı formlarda eğrisel borular. (a) Helisel kangallar. (b) Spiraller [1].

üzere kan dolaşımında kan akışı, son yıllarda eğrisel borularla ilgili popüler çalışma konularıdır [23].

Eğrisel borularda, yarıçap a , eğrilik yarıçapı ise R olarak ifade edilir. Helisel spirallerde, Şekil 2.b' de görüldüğü gibi spiral genişliği b ile ifade edilen bir parametre bulunmaktadır. Şekil 2.a, hız ve sıcaklık profillerinin normal olarak ölçüldüğü dikey ve yatay referans düzlemlerini göstermektedir. Eğrisel boru akışlarını karakterize eden en önemli parametre daha önce de ifade edilen Dean tarafından 1927' de tanımlanan *Dean sayısı*dır. Bu sayı fiziksel olarak, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlanır ve

$$De = Re\sqrt{(a/R)} \quad (1)$$

şeklinde verilir. Burda daha önce belirtildiği gibi a eğrisel borunun yarıçapı, R eğrisel borunun eğrilik yarıçapı, Re ise Reynolds sayısıdır. Ayrıca, burada (a/R) oranı, δ ile gösterilir ve eğrilik oranı olarak ifade edilir. Bir çok araştırmacı, Dean sayısını değişik tanımlamalarla kullanmışlardır. Bunlar:

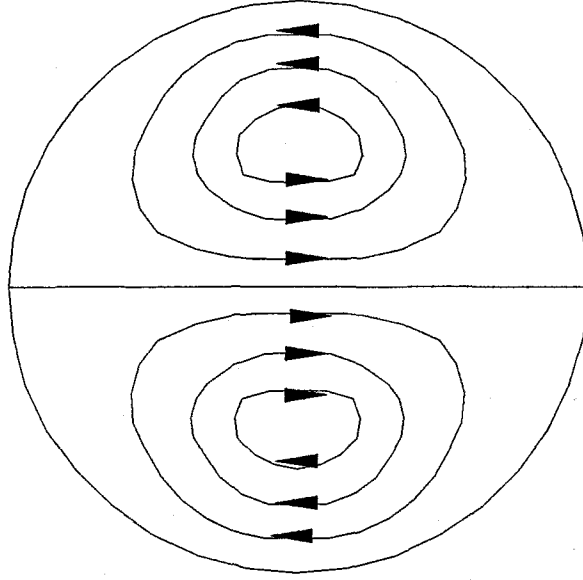
$$De' = Re^2(a/R) \quad (2)$$

veya Dean'ın orijinal parametresi;

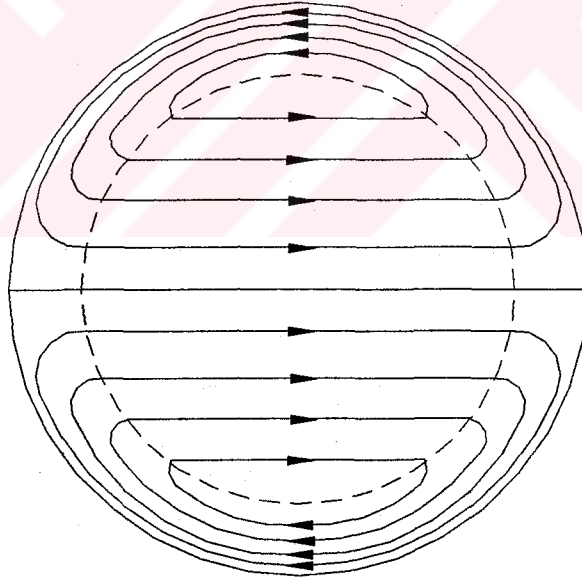
$$K = 2Re^2(a/R) = 2De' \quad (3)$$

şeklindedir [21].

Eğrisel borulardaki akış, prensipte düz borulardaki akıştan farklıdır [17]. Merkezkaç kuvvetlerinin neden olduğu esas akış normalindeki düzlemde meydana gelen ikincil akışlar, bu farklılığı ortaya koymaktadır. Merkezkaç kuvvetlerin neden olduğu düzgün olmayan basınç alanında meydana gelen çift girdaplı ikincil akış, Şekil 3' de görüldüğü gibi kesit alanını simetrik olarak ikiye böler. Ayrıca bu şekilden büyük ve küçük Dean sayılarının ikincil akışların formu üzerindeki etkisi görülebilir. Benzer ikincil akışlar, yerçekimsel ve dönen alanlarda kaldırma kuvvetleri, düz boruların dikey bir şekilde kendi eksenini etrafında döndürülmesiyle Coriolis



(a)



(b)

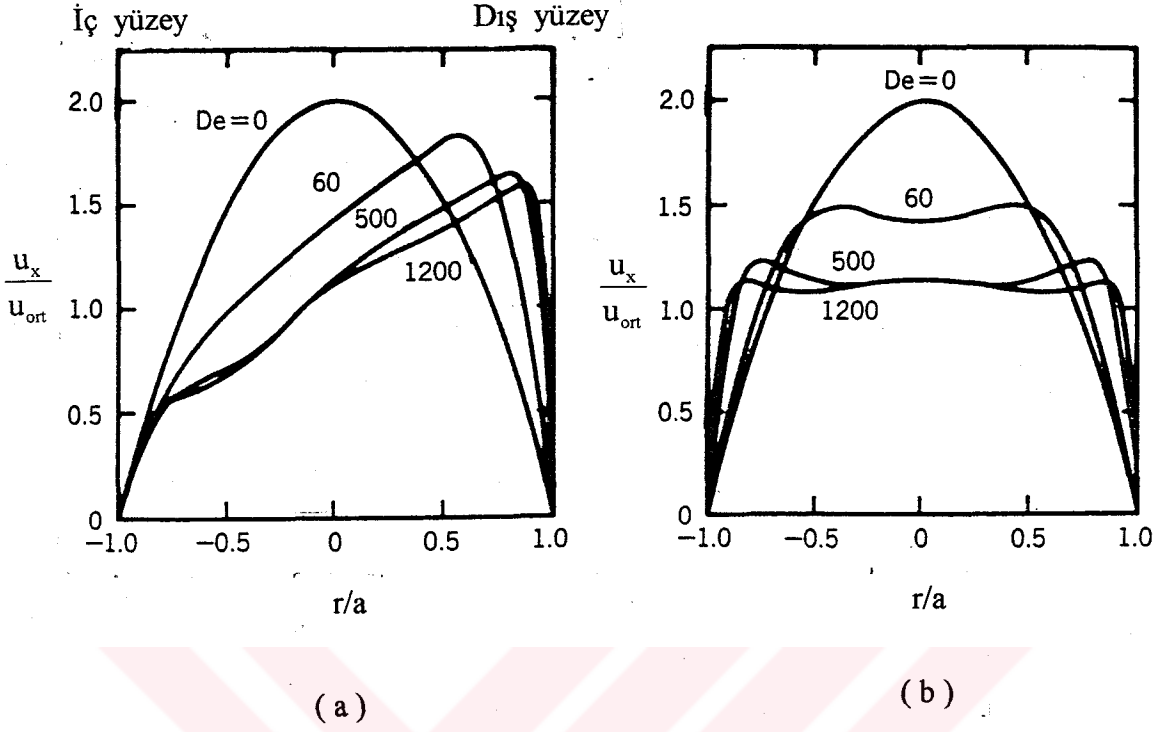
Şekil 3. İkincil akışın formu. (a) Küçük Dean sayısında (De).
(b) Büyük Dean sayısında (De).

kuvvetlerinden ve diğer cisim kuvvetlerinden de meydana gelebilir [15]. Düşük Reynolds sayılarında, doğal konveksiyon, ikincil akışların oluşumunda, fiziksel özelliklere ve boru yüzeyi ile borunun içinden akan akışkanın ortalama sıcaklıkları arasındaki farka bağlı olarak merkezkaç kuvvetlerine göre daha etkilidir [21]. Özellikle laminer akışlarda, eğrisel borunun yatay veya dikey olması durumlarında ikincil akışların formlarında ortaya çıkan farklılıklar kaldırma kuvvetleriyle açıklanabilir. Fakat yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlarda kaldırma kuvvetlerinin etkisi ihmal edilebilecek derecede azdır.

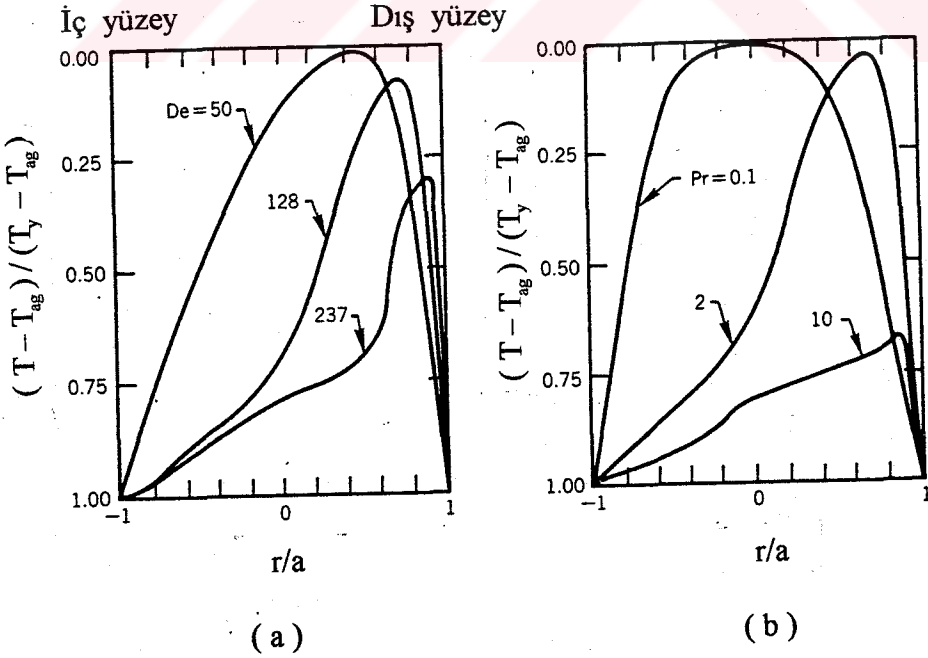
Sözü edilen kuvvetlerin etkisiyle eğrisel borularda sadece çift girdaplı ikincil akışlar oluşmaz, aynı zamanda yatay ve düşey düzlemde hız ve sıcaklık profilleri de düz borulardakinden farklı bir form alır. Şekil 4' de görüldüğü gibi sözü edilen kuvvetler, eğrisel borunun, dış yüzey yakınındaki aksenal (esas) akış hızını artırırken, iç yüzey yakınında aksenal hızı düşürmektedir. Bu şekillerde aynı zamanda farklı Dean sayıları için yatay ve düşey düzlemdeki hız profilleri görülmektedir. Benzer şekilde sıcaklık profili, maksimum sıcaklık aralığı borunun dış cidarına yakın bir bölgede olmak üzere Dean sayısının artmasıyla şekil değiştirmektedir. Şekil 5' de sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı altında yatay düzlemdeki sıcaklık dağılımının Dean sayısı ile değişimi görülmektedir. Borunun dış yüzeyindeki daha yüksek hız, termal direnci önemli bir oranda düşürmekte; bunun sonucu olarak, bu bölgede daha yüksek ısı transfer katsayısı ortaya çıkmaktadır [1].

Düz borularla karşılaştırıldığında, eğrisel borular daha kompaktır ve daha yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme katsayısı elde edilir. Bununla birlikte eğrisel borularda, ısı transferi ve basınç düşmesi şu parametrelere bağlıdır: Reynolds (Dean) sayısı, Prandtl sayısı, Newtonian veya Newtonian olmayan akışkan olma durumu, yüzey termal sınır şartı, eğrilik oranı ($\delta = a/R$) (veya bazı çalışmalarda R/a oranı), eğrisel borunun boyunun, boru çapına oranı [1]. Bu parametrelerin bir çoğunun etkisi, Bölüm 1.3' de bahsi geçtiği üzere, bu konuda yapılan analitik, sayısal ve deneysel birçok çalışmada incelenmiştir. Genel olarak Reynolds veya Dean sayısı, Prandtl sayısı ve eğrilik oranının artmasıyla ısı transferi ve basınç kayıplarının arttığı, çalışmalar sonucunda belirtilmiştir.

İkincil akışların oluşumunda, kaldırma kuvvetlerinin etkili olması durumunda Grashof sayısı, Coriolis kuvvetlerinin etkili olduğu durumda ise Rossby sayısı ısı



Şekil 4. Yatay bir boruda Dean sayısının aksel hız profilleri üzerindeki etkisi. (a) Yatay düzlem. (b) Dikey düzlem [1].

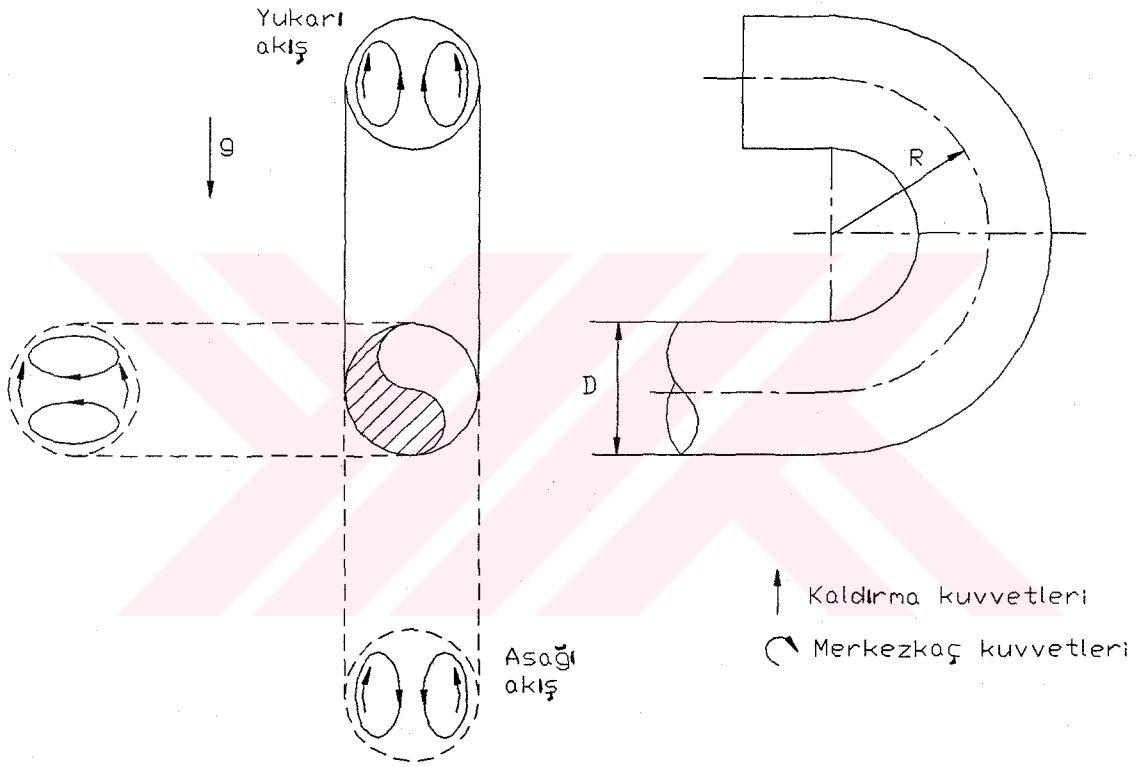


Şekil 5. Yatay bir boruda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında, (a) Dean sayısının, (b) Prandtl sayısının, sıcaklık profillerine etkisi [1].

transferini ve basınç kaybını (sürtünme faktörünü) etkileyen diğer parametrelerdir. Burada da Grashof sayısı ve Rossby sayısının artması ısı transferini olumlu yönde etkilerken, sürtünme faktörü ve dolayısıyla basınç kayıplarında olumsuz etki göstermektedir.

1.4.1 Dairesel Kesitli Eğrisel Borularda İkincil Akışlar

Dairesel kesitli eğrisel borularda ikincil akışların oluşumu Bölüm 1.4' de de bahsi geçtiği üzere genel olarak merkezkaç kuvvetleri ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinden meydana gelmektedir. Merkezkaç kuvvetlerinin etkisinden önce, zorlanmış ve serbest taşınımın birlikte etkili olduğu ısı transferinde, kaldırma kuvvetlerinin ikincil akışa katkısının belirlenmesi gerekir. Borunun herhangi bir kesit alanı dikkate alındığında, bu kesitte eğer bir sıcaklık gradyanı mevcut ise kaldırma kuvveti etkileri ikincil akışlara neden olabilir. Sıcaklık farklarının neden olduğu yoğunluk farklılıklarından dolayı değişen yerçekimi kuvveti akışkan elementlerinin dikey yönde hareketine neden olur. Eğer yüzeye yakın bölgedeki akışkan ısıtılırsa boru merkezindeki daha soğuk ve ağır akışkan aşağıya doğru hareket eder, aşağıda bulunan akışkan ise boru yüzeyi boyunca yukarıya doğru hareket eder. Bu etki, dikey simetrik bir hat ile birbirinden ayrılan iki dikey girdaptan oluşan ikincil akışlara neden olur [21]. Sözü edilen bu etkiler kaldırma kuvvetlerinin etkili olduğu Reynolds sayılarının düşük değerlerinde (özellikle laminer akışta) düz borularda da rastlanabilecek bir olaydır. Oysa ısıtma veya soğutma uygulanmayan düz boruda ne laminer akış durumunda ne de türbülanslı akış durumunda ikincil akış meydana gelir. Bu nedenle, ikincil akışlara etki eden parametrelerden termal yüzey sınır şartı önem kazanmaktadır. Sonuçta, borunun ısıtılıp ısıtılmaması veya soğutulup soğutulmaması durumuna göre ikincil akışların oluşumunda etkili kuvvetlerin etki dereceleri değişebilir. Bu durumda, ısıtılan veya soğutulan eğrisel boruda laminer akış durumunda, ikincil akışın oluşumunda hem kaldırma kuvvetleri hem de merkezkaç kuvvetleri etkilidir. Benzer şekilde, ısıtılan veya soğutulan eğrisel bir boruda türbülanslı akış durumunda ikincil akışların oluşumunda, her ne kadar kaldırma kuvvetlerinin etkisi olsa da, ağırlıklı olarak merkezkaç kuvvetleri etkilidir. Ayrıca kaldırma kuvvetlerinin etkili olmasına bağlı olarak eğrisel borunun yatay veya dikey olması durumu da ikincil akışların oluşumunu etkilemektedir. Şekil 6' da eğrisel bir



Şekil 6. Dikey ve yatay silindirik eğrisel boruda kaldırma ve merkezkaç kuvvetlerinin ikincil akışların oluşumuna etkisi [5].

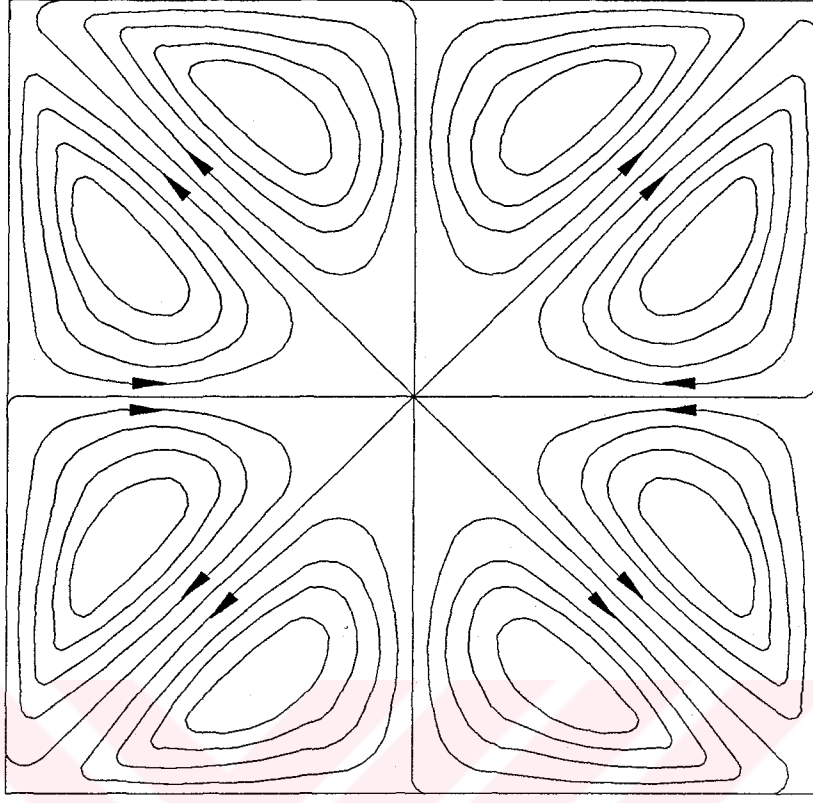
boruda düşey ve yatay durumlar için ikincil akışların oluşumunda kaldırma kuvvetleri ve merkezkaç kuvvetlerinin etkisi görülmektedir.

1.4.2 Dikdörtgen Kesitli Eğrisel Borularda İkincil Akışlar

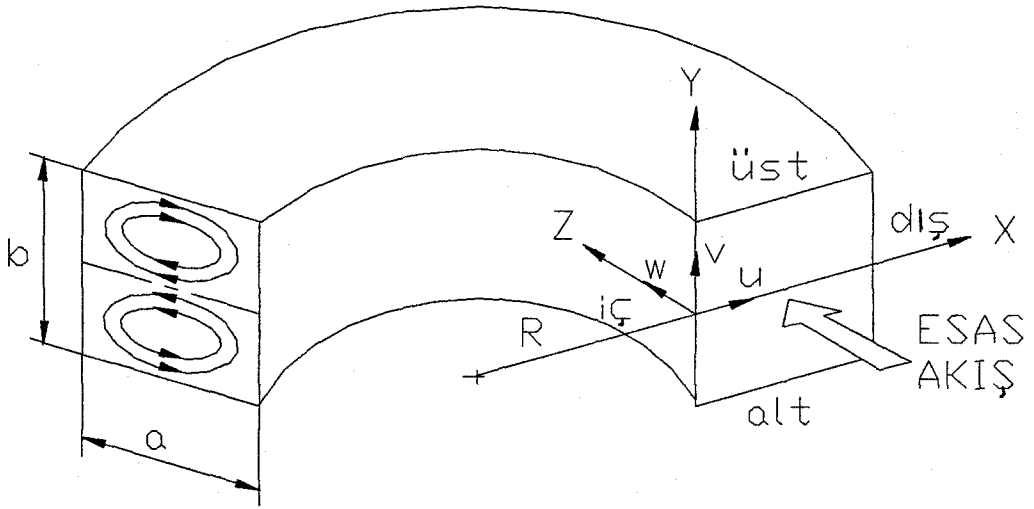
Dikdörtgen kesitli borularda da ikincil akışların oluşumu, Bölüm 1.4.1' de bahsedildiği gibi borunun termal yüzey şartına bağlı olarak etkilenmektedir. Fakat dairesel kesitli düz borulardan farklı olarak; Şekil 7' de görüldüğü gibi, türbülanslı akış durumunda dikdörtgen kesitli düz borularda ikincil akışlar oluşmaktadır [40]. Isıtma veya soğutma uygulanmayan dikdörtgen kesitli düz borularda laminer akış durumunda ikincil akışlar oluşmamakta, fakat ısıtma veya soğutmanın uygulanmasıyla kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile ikincil akışlar oluşmaktadır. Dikdörtgen kesitli eğrisel borularda ise; dairesel kesitlilerde olduğu gibi ısıtma veya soğutma uygulanması durumunda hem laminer hem de türbülanslı akış için ikincil akışlar oluşmaktadır. Türbülanslı akış durumunda kaldırma kuvvetlerinin etkisi ihmal edilebilecek kadar azdır. Isıtma veya soğutma uygulanmaması durumunda ise sadece merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle hem laminer hem de türbülanslı akış durumunda dikdörtgen kesitli eğrisel borularda ikincil akışlar oluşmaktadır. Şekil 8' de dikdörtgen kesitli eğrisel borularda ikincil akışın formu görülmektedir.

1.4.3 Eksenine Dikey Olarak Dönen Boru ve Kanallarda İkincil Akışlar

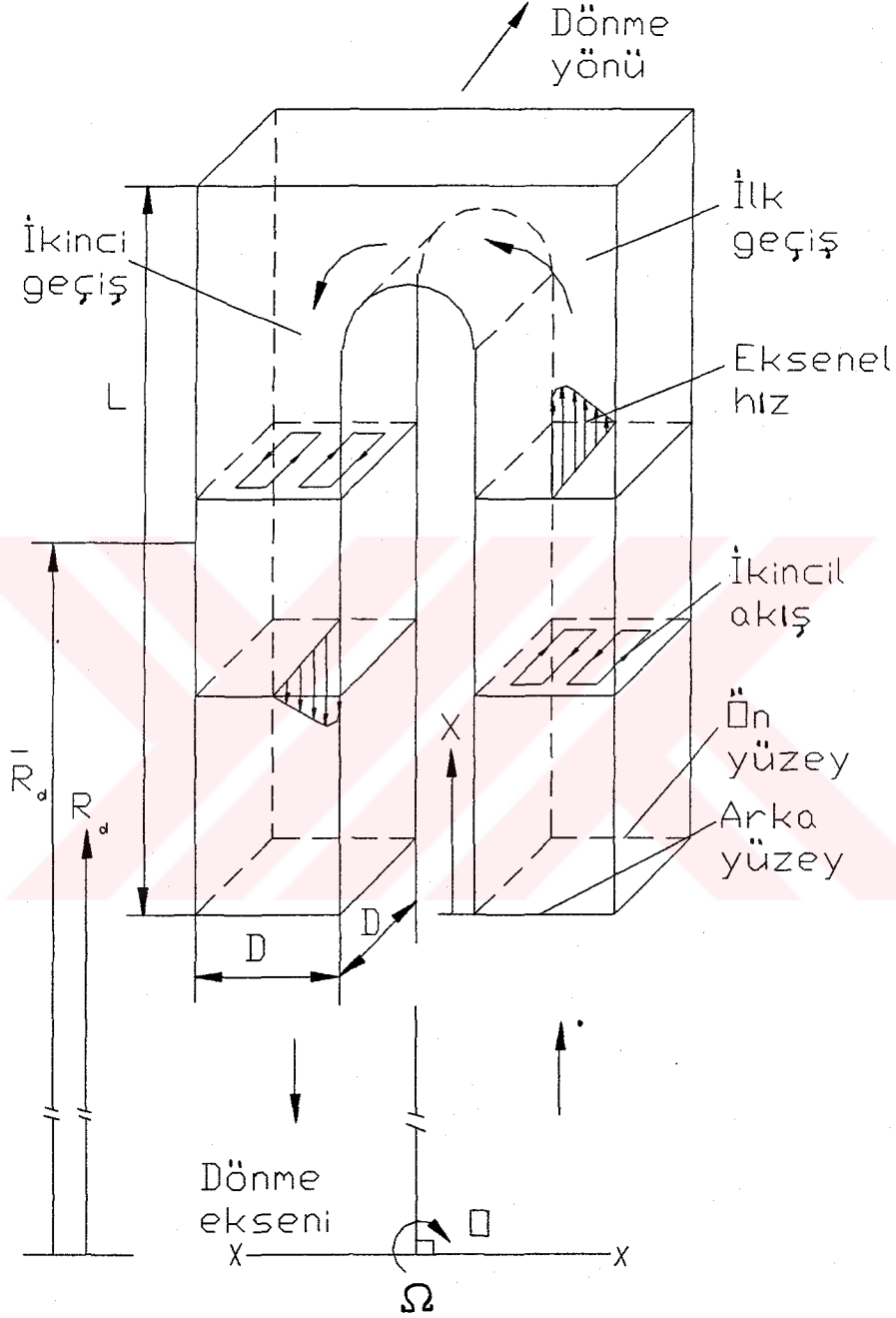
İkincil akışların oluşumunda etkili merkezkaç kuvvetler ve kaldırma kuvvetlerinin dışında dikey olarak döndürülen düz boru ve kanallarda da Coriolis kuvvetlerinin neden olduğu ikincil akışlara rastlanmaktadır. Şekil 9' da eksenine dikey olarak dönen iki geçişli bir kanalda meydana gelen ikincil akış ve eksenel hız profilleri görülmektedir. Ayrıca, eksenine dikey olarak dönen düz bir borudaki Coriolis kuvvetlerinin neden olduğu ikincil akışlar, sabit bir eğrisel boruda merkezkaç kuvvetlerinin neden olduğu ikincil akışlara benzerdir. Bu iki akış arasındaki fiziksel benzerlik hem laminer hem de türbülanslı akış için geçerlidir [27, 28]. Ek olarak, Coriolis kuvvetlerinin neden olduğu ikincil akışların dışında bu boru ve kanallarda sıcaklık farklarından kaynaklanan serbest taşınım ve dolayısıyla kaldırma kuvvetlerinin,



Şekil 7. Dikdörtgen kesitli düz boruda ikincil akışlar [40].



Şekil 8. Dikdörtgen kesitli eğrisel bir boruda ikincil akışlar [22].



Şekil 9. Eksenine dikey olarak dönen iki geçişli bir kanalda ikincil akış ve eksenel hız profilleri [35].

özellikle laminer akışlar için, ikincil akışların oluşumunda etkili olduğunu söylemek mümkündür.

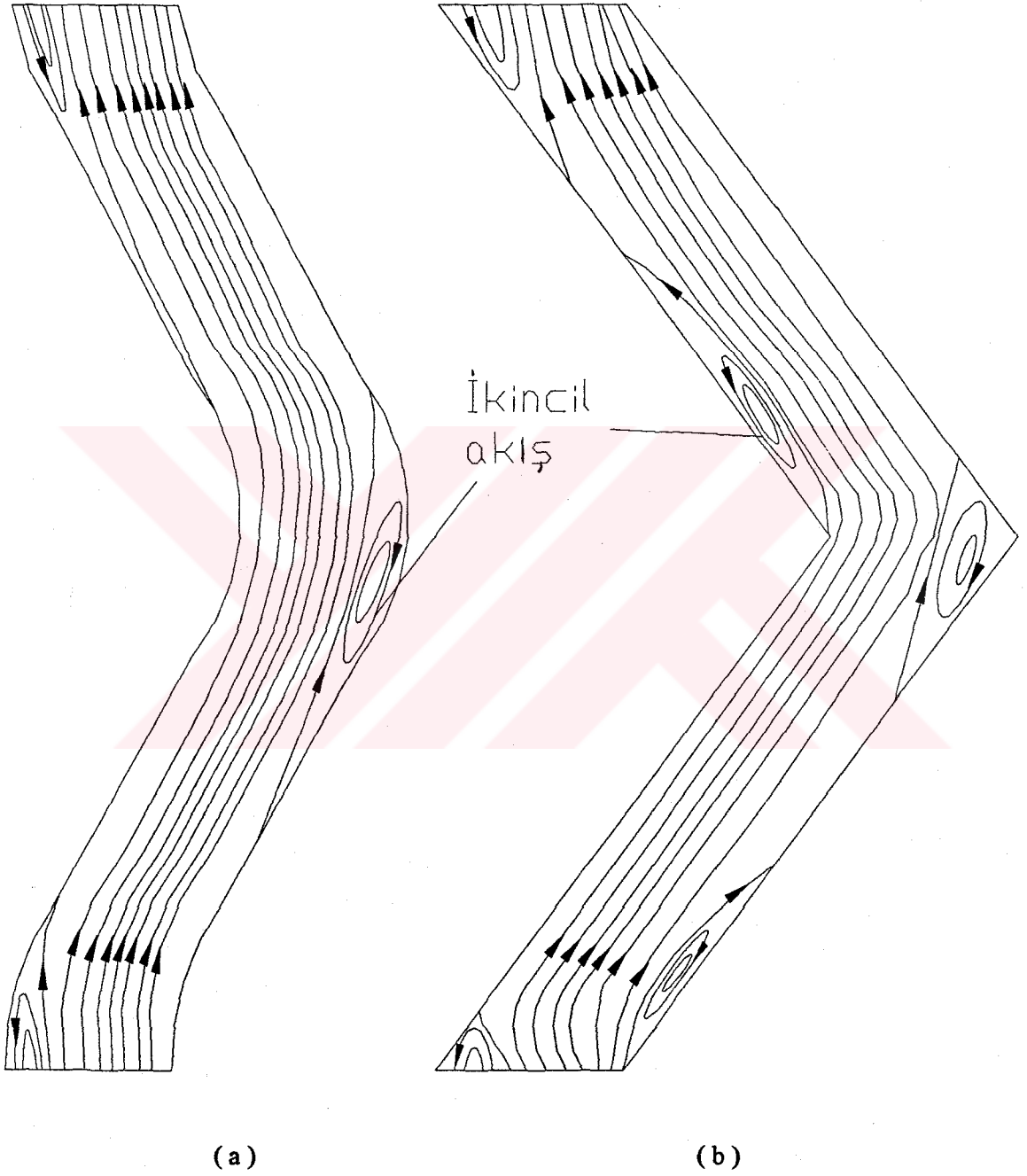
1.5 Periyodik Kıvrımlı Kanallarda Akış ve Isı Transferi

Periyodik kıvrımlı kanallar, akışkanın akış yolundaki köşeler ve sivri uçlar gibi geometrik detaylar üzerinden geçmesiyle etkilenen karmaşık kanal akışı ailesinin bir üyesidir. Bu ailenin diğer önemli üyesi, laminer alt tabakayı bozmak ve ısı transferini iyileştirmek için halka tipli elemanların periyodik bir şekilde yüzey boyunca yerleştirildiği boru akışlarıdır [38]. Periyodik kıvrımlı kanallar, kıvrım köşelerinin durumlarına göre çeşitli formlara sahiptirler. Bunlar keskin köşeli olabildikleri gibi, farklı eğriliklerde yuvarlatılmış (kavislendirilmiş) köşelileri, yaklaşık olarak cosinüs fonksiyonu formunda kavislendirilmiş köşelileri veya tamamen sinüs fonksiyonu şeklinde kıvrımlı düzlem iki plakadan imal edilmiş çeşitleri mevcuttur. Sözü edilen kanallarda akış incelendiğinde, esas akışa ek olarak ve esas akışla aynı düzlemde meydana gelen ikincil akışlar meydana geldiği görülmektedir [6, 8-10, 38]. Şekil 10' da kavisli ve keskin köşeli periyodik kıvrımlı kanallar ve akış formları görülmektedir. Özellikle köşe noktalarında meydana gelen bu akışlar Reynolds sayısının artmasıyla şiddetlenmekte ve sonuçta ısı transferini iyileştirmektedir. Yerel olarak dikkate alındığında; özellikle köşelerde oldukça yüksek Nusselt sayısı değerleri ortaya çıkmaktadır [9]. İkincil akışların etkisiyle ısı transferindeki artmayla birlikte sürtünme katsayısı da doğal olarak yükselmektedir. Diğer taraftan aynı şartlar için keskin köşeli periyodik kıvrımlı kanal ile kavislendirilmiş köşeli periyodik kanallardaki ısı transferi ve sürtünme faktörü değerleri farklı olmaktadır. Keskin köşelilerde ısı transferi ve sürtünme faktörü değerleri, kavisli köşelilere göre daha yüksek olduğu yapılan çalışmalar sonucu görülmüştür [9, 38].

1.6 Eğrisel Boru ve Kanallarda Termal Sınır Şartlarının Etkisi

Termal olarak tam gelişmiş boru ve kanal akışlarında, termal olarak gelişmiş rejimin var oluşuyla uyumlu dört tip termal sınır şartı vardır. Bunlar;

- a) Sabit yüzey ısı akısı; $q'' = \text{sabit}$,
- b) Sabit yüzey sıcaklığı; $T_y = \text{sabit}$,



Şekil 10. Farklı formlarda kıvrımlı kanallar ve oluşan ikincil akışlar.
(a) Kavisli köşeli. (b) Keskin köşeli [9].

c) Cidar ısı akısının eksponensiyel değişimi; $q'' \approx e^{\beta x}$,

d) Kanalin dış yüzeyinden bir akışkan çevreye, sabit ısı transfer katsayısı h_c ve sabit sıcaklık T_∞ olmak üzere taşınım ile ısı transferi' dir.

Eğer boru kesitinin çevresi boyunca değişimler dikkate alınır, bu sınır şartlarının değişik alt sınır şartları formüle edilebilir. Fakat, sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı için tam gelişmiş akışta ısı transfer karakteristikleri, yapılan çalışmalarda en çok kullanılanlarıdır [41].

Teknik olarak, sabit yüzey ısı akısı problemleri şu durumlarda ortaya çıkmaktadır: Elektrik direnciyle ısıtma, yayılma (dağıtma) ile ısıtma, nükleer ısıtma ve akışkan kapasite oranları ($\dot{m}c_p$) aynı olduğu durumda çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde. Oldukça önemli olan bu sınır şartı şöyle ifade edilebilir:

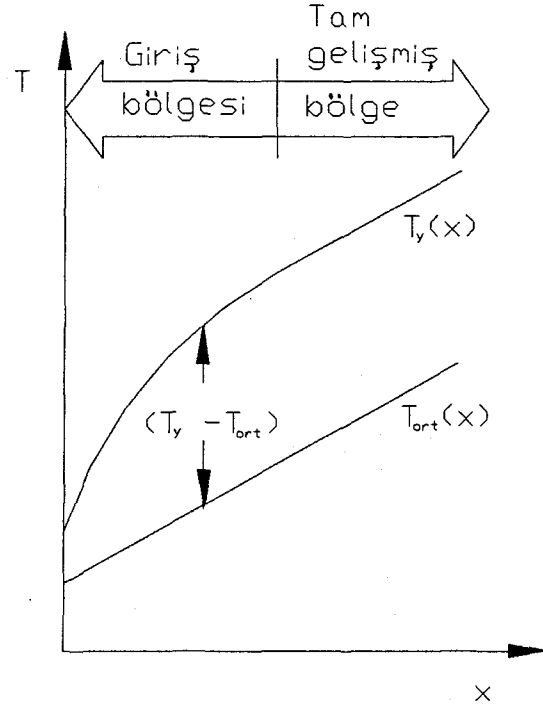
$$q''_y = h (T_y - T_{ort}) = \text{sabit} \quad (4)$$

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartına ise; buharlaştırıcılar ve yoğuşturucular gibi ısı değiştiricilerinde rastlanır. Aslında, bir akışkanın kapasite oranı ($\dot{m}c_p$) diğer akışkanınkinden çok büyük ise (örneğin $\dot{m}_1c_{p1} \gg \dot{m}_2c_{p2}$) bu sınır şartı her ısı değiştiricisinde ortaya çıkabilir [42]. Bu sınır şartı ise şöyle ifade edilir:

$$\frac{dT_y}{dx} = 0 \text{ veya } T_y = \text{sabit} \quad (5)$$

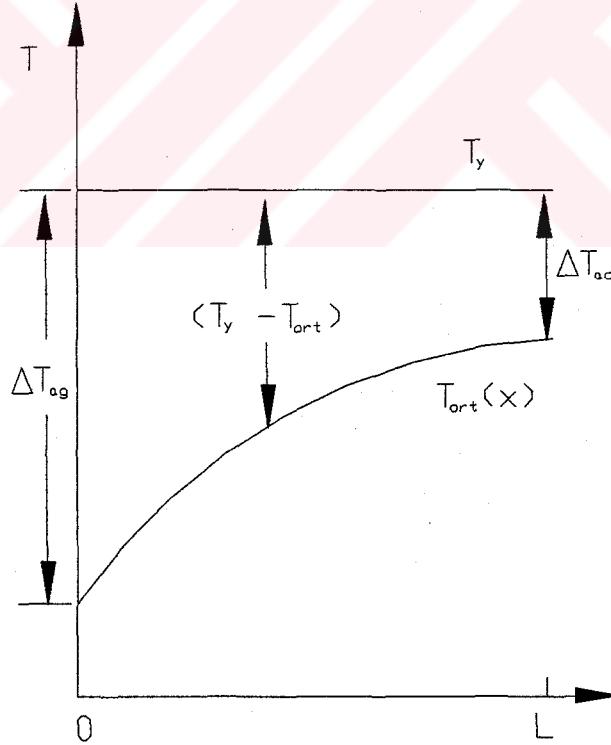
Şekil 11' de sabit yüzey ısı akısı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında yüzey sıcaklığı ile akışkan ortalama sıcaklığı arasındaki değişim görülmektedir.

Bazı teorik ve deneysel çalışmalar, sabit yüzey sıcaklığı ile sabit ısı akısı termal sınır şartlarının Nusselt sayısına hemen hemen aynı etkiyi yaptığını göstermektedir. Daha önceki çalışmalar dikkate alınır, bir eğrisel boru akışında, artan Dean sayısı ile ikincil akış iyileşmekte, akışkan karışımı artmakta ve buna bağlı olarak ısı transferi artmaktadır. Benzer şekilde, Prandtl sayısındaki artma ile birlikte termal taşınım iyileşmekte, akışkan karışımı artmakta ve ısı transferi artmaktadır. Bu sonuçlar, Nusselt sayısının yüzey termal sınır şartlarından hemen hemen bağımsız



$q'' = \text{sabit}$

(a)



$T_y = \text{sabit}$

(b)

Şekil 11. Bir boruda aksenal yüzey ve akışkan sıcaklıkları değişimleri. (a) Sabit yüzey akısı termal sınır şartı. (b) Sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı.

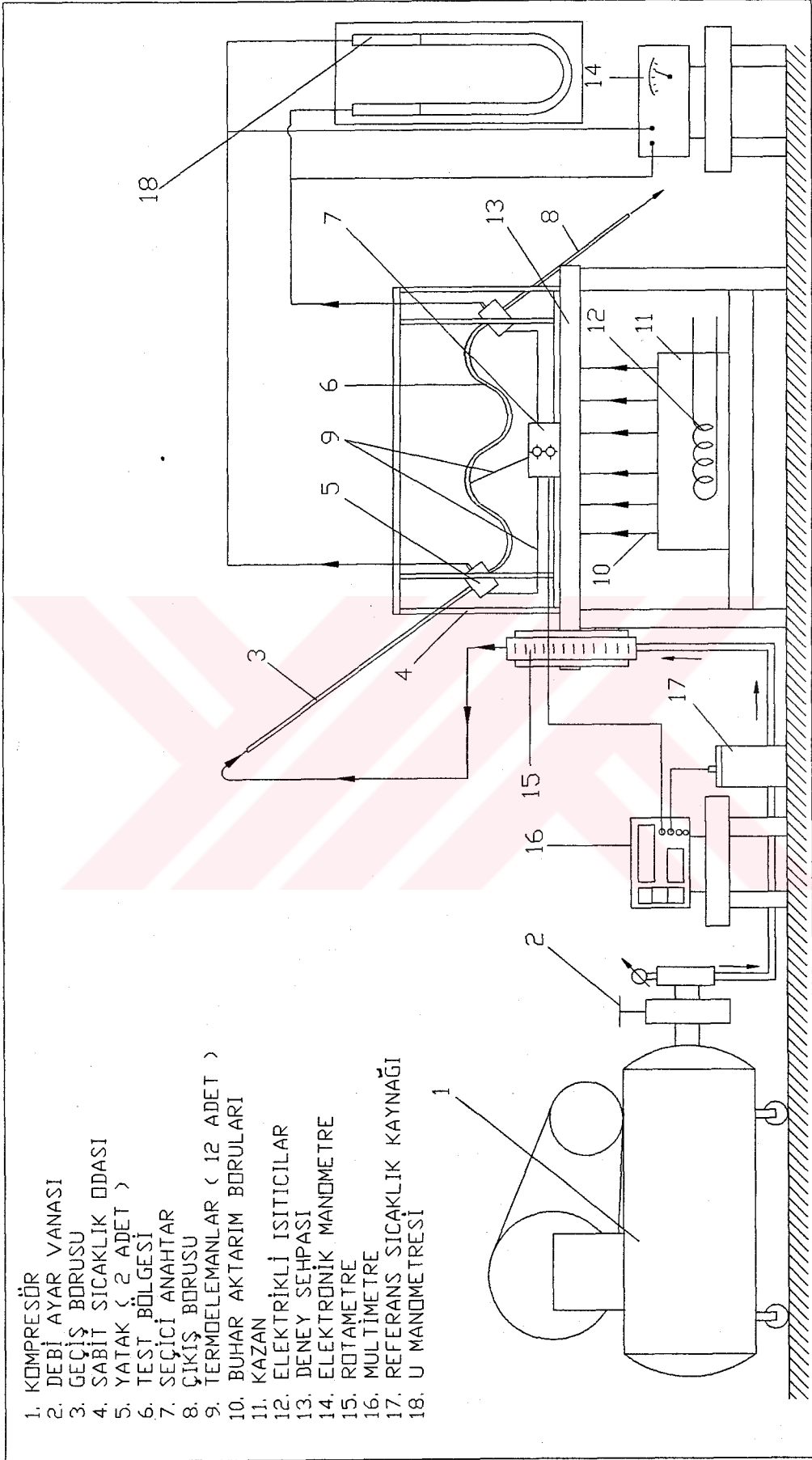
olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte Kalb ve Seader' in yaptıkları çalışmalar ile bu iki sınır şartı için Nusselt sayılarının %15 ' den az bir farklılık gösterdiğini belirtmişlerdir. Diğer taraftan Nusselt sayısının hesaplanması için önerilen korelasyonlarda bu iki sınır şartı için $\pm\%15$ gibi bir oranda birbirinden sapma göstermektedir. Bu fark, $Pr=0.01-100$ ve $De=100-1500$ için geçerlidir. Bu çalışmalara göre, eğrisel borularda Nusselt sayılarının üzerindeki yüzey termal sınır şartının çok küçük bir etkisi bulunmaktadır [1].

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışma, deneysel bir çalışmadır. Deneysel, hidrodinamik olarak tam gelişmiş, termal olarak gelişmekte olan ve tam gelişmiş sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında değişik peryot ve genliklere sahip *sinüzoidal kıvrımlı borularla* gerçekleştirilmiştir. Seçilen sabit yüzey sıcaklığı 100 ± 1 °C ' dir. Deneysel akışkan olarak atmosfer şartlarındaki hava kullanılmıştır ($Pr \approx 0.71$). Çalışmada, sinüzoidal kıvrımlı boruların peryotları (kendini tekrar eden ters eğrilik sayısı) ve genlikleri ile birlikte Reynolds sayısı deney parametreleri olarak kullanılmıştır. Ölçümler Reynolds sayısının 75 ile 23000 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Deneysel ölçülen büyüklükler şunlardır: Akışkanın boruya giriş ve çıkış sıcaklıkları, boru yüzey sıcaklığı, borunun giriş ve çıkış kesitlerindeki statik basınç farkı ve akışkan debisi. Ölçülen değerlerden yararlanarak *Entalpi* yöntemine göre ortalama *Nusselt sayısı* ve *Sürtünme faktörü* değerleri Reynolds sayısının değişik değerleri için hesaplanmıştır. Hesaplanan bu iki büyüklüğün Reynolds sayısı ile değişimleri çeşitli grafikler halinde sunulmuştur. Bunların dışında seçilen boruların ısı transferi, debi, basınç düşümü ve akışkan hızı değerleri vs. göz önüne alınarak *Entropi analizi* analizi yapılmış ve en düşük entropi üreten boru tipi belirlenmiştir. Ayrıca ölçümler sırasında çeşitli faktörlere bağlı olarak yapılabilecek hataların değerlendirilmesi için *Belirsizlik Analizi* yapılmıştır.

2.1 Deney Düzenegi

Deney düzenegini ana hatlarıyla dört bölüme ayırmak mümkündür. Bunlar; test bölgesi (borusu), sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartını sağlayan kabin ve buhar üreticisi, kompresör ve ölçü araçlarından oluşmaktadır. Şekil 12' de deney düzeneginin şematik resmi görülmektedir. Kurulan deney düzenegi ile 50 mm çap ve 1 m uzunluğunda test borusu için sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında deneyler yapmak mümkündür.

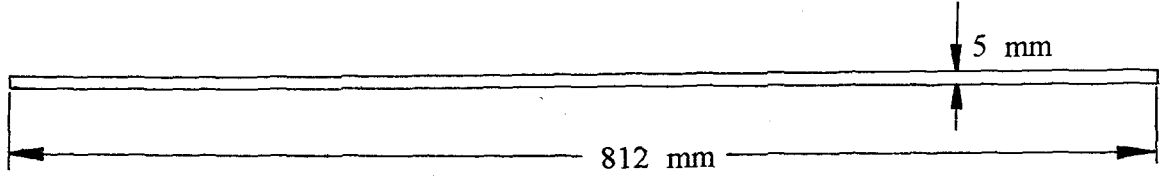


Şekil 12. Denei düzeneginin Şematik resmi.

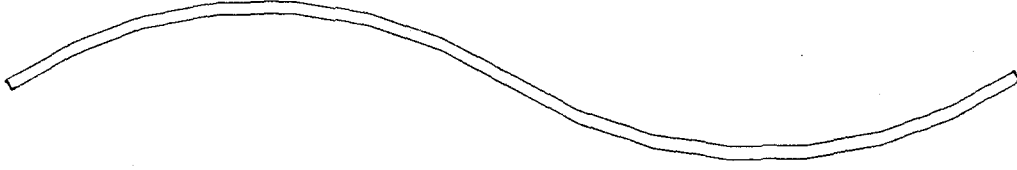
2.1.1 Test Bölgesi

Burada test bölgesiyle ifade edilen, farklı genlik ve periyotlardaki sinüzoidal kıvrımlı bakır borulardır. Borular düz iken 812 mm boy ve 5 mm iç çapındadır. Boruların ortalama cidar kalınlığı ise 0.75 mm'dir. Şekil 13 ve Şekil 14' de deneylerde kullanılan farklı genlik ve periyotlarda borular ve boyutları verilmektedir. Burada yapılan çalışma gereği, eksen boyunca çap daralması olmadan boruların kıvrılması gerekmektedir. Fakat, büyük çaplı, aynı cidar kalınlığına sahip boruların çap daralması olmadan soğuk şekil verilerek kıvrılması mümkün olmamıştır. Seçilen boruların ise; soğuk olarak kıvrılması kolayca yapılabilmektedir. Bununla beraber kıvrımın sıklığı (periyot) arttıkça çap daralması bu boruda da görülebilmektedir. Bu nedenle, bu test borularının istenilen şekilde çap daralması olmadan kıvrılması için farklı önlemler almak gerekebilir. Bunlardan biri; sıcak şekil verme, diğeri ise boru içine bir dolgu malzemesi konulması ve borunun kıvrılmasından sonra bu dolgu malzemesinin çıkartılmasıdır.

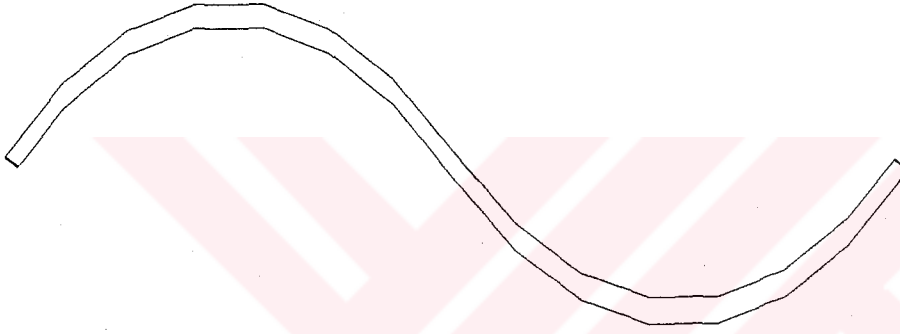
Boruların kıvrılması için seçilen sinüs fonksiyonları, sabit periyot deneylerinde sırasıyla; $\sin 0.25X$, $2\sin 0.25X$ ve $4\sin 0.25X$ ' dir. Sabit genlik deneylerinde ise sırasıyla; $\sin 0.25X$, $\sin 0.5X$, $\sin X$ ve $\sin 2X$ ' dir. Sabit genlik deneylerinde fonksiyonlardan da anlaşılacağı üzere genlikler sabittir. $\sin 0.25X$ borusu sabit periyot ve sabit genlik deneyleri için başlangıç borusu olup genliği yaklaşık 60 mm'dir. Buna göre sabit periyot deneylerinde $\sin 0.25X$ borusunun 1, 2 ve 4 kat genlik değerleri için deneyler yapılmıştır. Sabit genlik deneylerinde ise, elde edilen dalga sayıları yaklaşık olarak sırasıyla; 1, 2, 3.5 ve 5' dir. Burada dalga ile ifade edilen, bir tepe ve bir çukurun oluşturduğu şekildir. Şekil 15 ve Şekil 16' da, deneylerde kullanılan düz boru ve farklı periyot ve genliklerdeki sinüzoidal kıvrımlı boruların fotoğrafları görülmektedir. Borular, yataklama elemanları kullanılarak giriş ve çıkışta yataklanmış, aynı yataklama elemanları üzerinde sıcaklık ve basınç farkları ölçülmüştür. Boru yüzey sıcaklığının ölçülmesi amacıyla, boruların eksenini boyunca belli aralıklarla termoeleman çiftleri, yüzey üzerinde yaklaşık 0.5 mm derinliğinde oyuklar açılarak bir yapıştırıcıyla tesbit edilmiştir. Diğer taraftan hidrodinamik olarak tam gelişmiş bir akış elde etmek için yaklaşık 1 m uzunluğunda geçiş borusu kullanılmıştır. Yataklama elemanları yardımıyla akışkanın test bölgesine giriş ve çıkışı aynı ekseninde



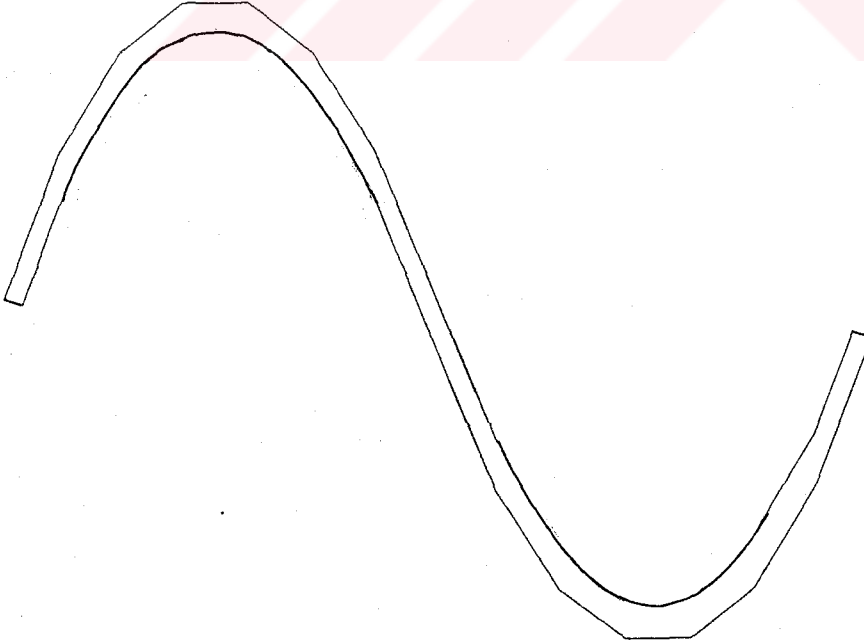
Düz boru



Sin 0.25X borusu

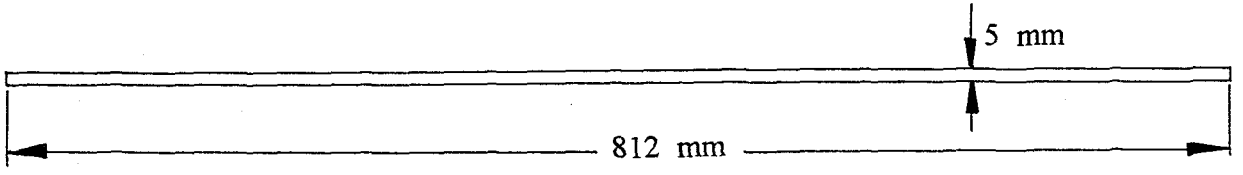


2Sin 0.25X borusu

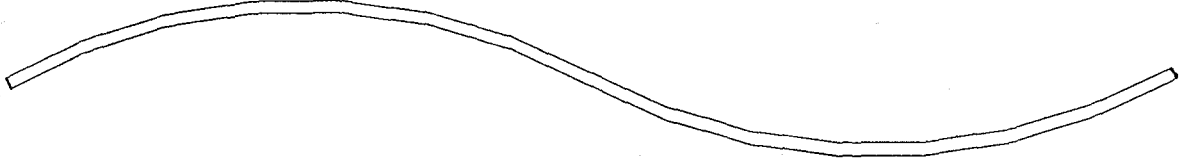


4Sin 0.25X borusu

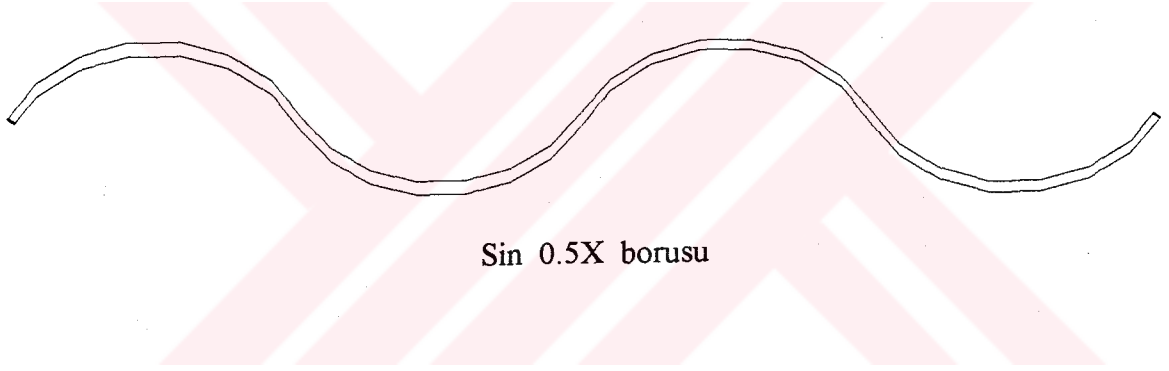
Şekil 13. Sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı borularının şematik resmi.



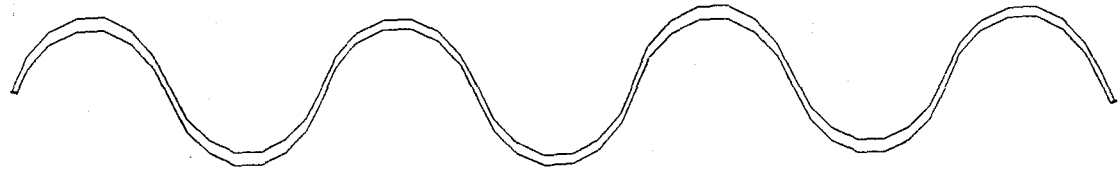
Düz boru



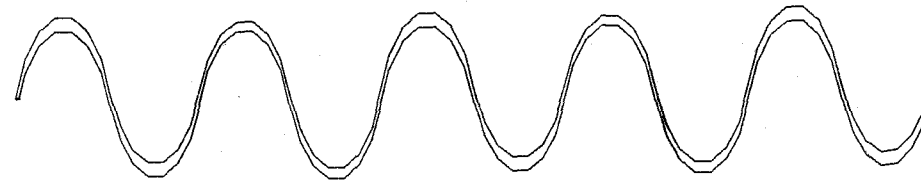
Sin 0.25X borusu



Sin 0.5X borusu

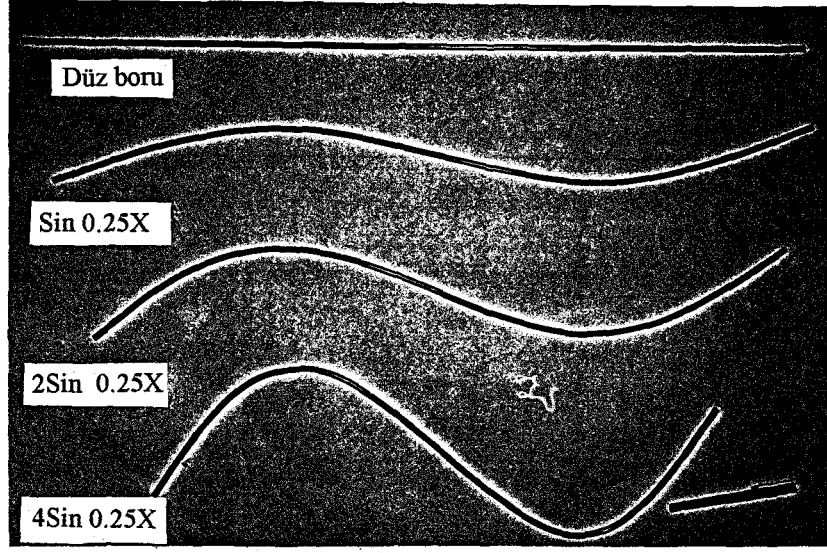


Sin X borusu

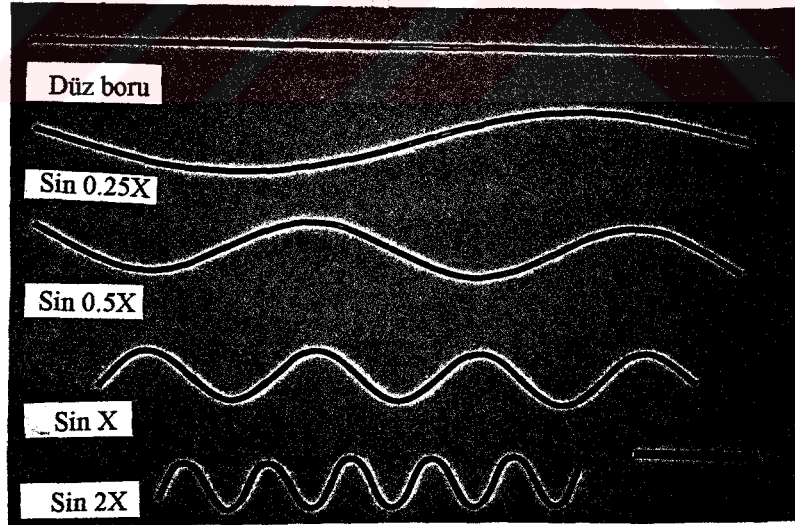


Sin 2X borusu

Şekil 14. Sabit genlikteki sinüoidal kıvrımlı borularının şematik resmi.



Şekil 15. Sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı boruların görünümü.



Şekil 15. Sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların görünümü.

gerçekleştirilmiştir. Deneyle, sadece sinüzoidal kıvrımlı boruların dikey durumu için gerçekleştirilmiştir.

2.1.2 Sabit Sıcaklık Kabini (Odası) ve Buhar Üreticisi

Sabit sıcaklık kabini, atmosfer basıncında buhar kazanında üretilen buharın toplandığı bir kabindir. Atmosfere açık olmasından dolayı kabinin iç ortam sıcaklığı yaklaşık 100 °C' dir. Dolayısıyla kabin içine yerleştirilen test elemanının yüzeyinde buharın yoğunlaşmasıyla elde edilen su damlacıklarının sıcaklığı da 100 °C' dir. Deneyle akışkan olarak hava kullanılmasından dolayı boru yüzey sıcaklığı borunun ekseni boyunca sabit 100 °C' de kalmakta ve termal sınır şartı böylece bu kabin tarafından sağlanmaktadır. Kabin 10 mm kalınlığında Plexiglass malzemedendir yapılmıştır. Bu malzeme, ısı kayıpları en aza indirmek ve test bölgesinin görülebilir olması amacıyla seçilmiştir. Kabin içine farklı yerlere termoeleman çiftleri yerleştirilerek deney boyunca iç ortam sıcaklığı sürekli kontrol edilmiştir.

2.1.3 Kompresör

Test borularının, Bölüm 2.1.1' de bahsi geçtiği üzere iç çapının küçük seçilmesinden dolayı gerekli debinin bir fan aracılığıyla sağlanması mümkün olmamaktadır. Bu nedenle deneylerde bir kompresör kullanılmıştır. Diğer taraftan yine boru iç çapının küçük olması, istenilen debinin sağlanması durumunda yüksek akışkan hızlarına neden olmakta ve akışkan sıkıştırılabilir akışkan durumuna geçebilmektedir. Bilindiği gibi Mach sayısının (akışkan hızının ses hızına oranı) 0.3 değerinden daha büyük değerlerinden sonra akışkan sıkıştırılabilir akışkan özelliği göstermektedir. Bu nedenle bu deneyde Mach sayısı (Ma) maksimum 0.2 değerinde sınırlanmıştır. Bu değere tekabül eden Reynolds sayısı ise yaklaşık 23000' dir.

2.1.4 Ölçü Araçları

Deneylede, sıcaklık, basınç farkı ve debi olmak üzere üç temel büyüklük ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri, daha önce sabit sıcaklık su banyosu cihazıyla kalibre edilen Bakır-Constantan termoeleman çiftleriyle dijital bir multimetreden mV (milivolt) cinsinden okunarak yapılmıştır. Ek Şekil 1' de deneyde kullanılan ve referans

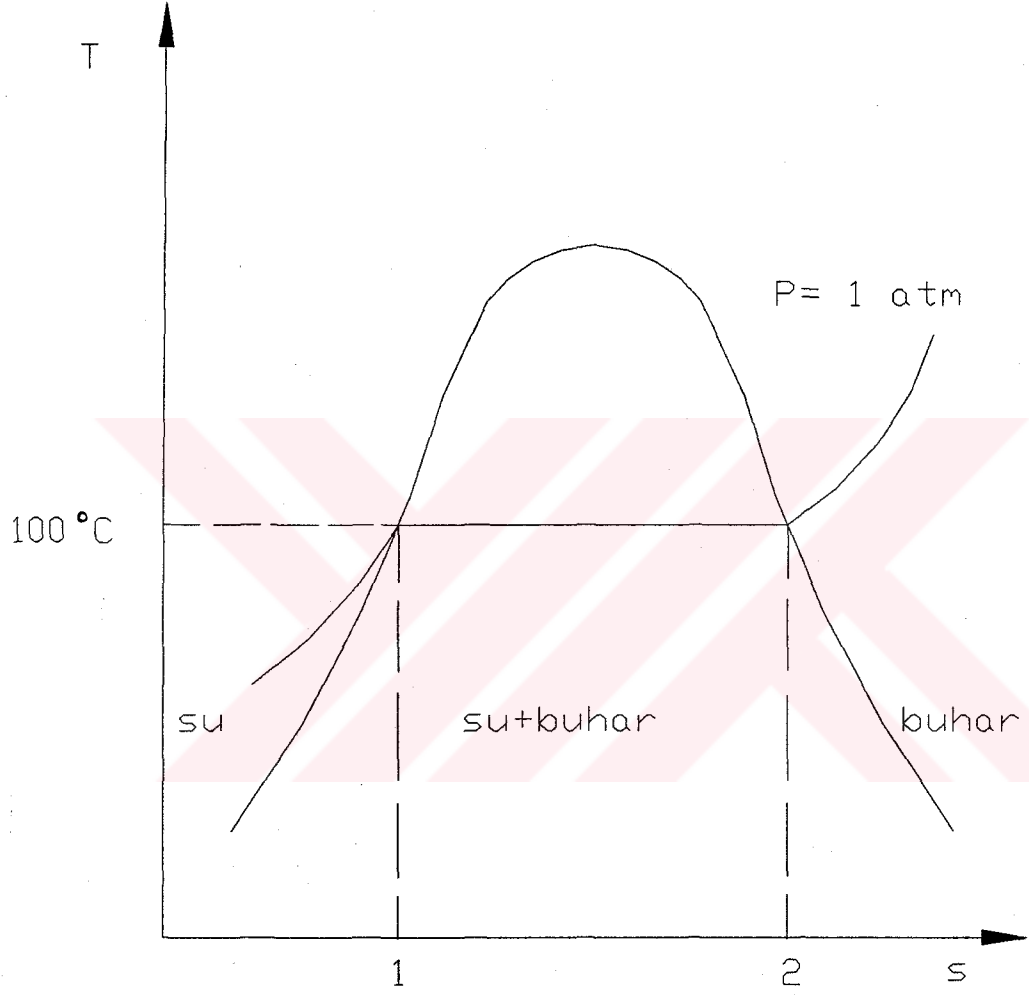
uçla birlikte yaklaşık 2 m olan termoeleman çiftinin kalibrasyon eğrisi görülmektedir. Ölçülen sıcaklıklar şunlardır: Havanın test borusuna giriş ve çıkış sıcaklıkları, test borusu yüzey sıcaklığı, buhar banyosu iç kabin sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığı.

Basınç farkı ölçümleri, test borusuna yataklar vasıtasıyla monte edilmiş prizlerden statik basınçların ölçülmesiyle yapılmıştır. Laminer akışta basınç farkları elektrikli bir manometre ile ölçülürken, türbülanslı akışlarda yüksek basınç farklarının ortaya çıkmasından dolayı civalı bir U manometresi kullanılmıştır.

Debi ölçümleri, laminer ve türbülanslı akış için iki farklı ölçüm aralığına sahip topaçlı rotametrelerle yapılmıştır. Rotametreler, kalibrasyon eğrilerinin ortam sıcaklığı için olmasından dolayı kompresör çıkışında, geçiş borusundan önce sisteme bağlanmıştır.

2.2 Sabit Yüzey Sıcaklığı Termal Sınır Şartının Sağlanması

Daha önce Bölüm 1.6' da da belirtildiği gibi buharlaştırıcılar ve yoğuşturucular gibi ısı değiştiricilerde, sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartının ortaya çıktığı durumları laboratuvar şartlarında inceleyebilmek için bu sınır şartının sağlanması önemlidir. Bu amaçla farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan akışkan olarak havanın kullanıldığı çalışmalarda test bölgesinin sabit sıcaklıkta tutulan bir su banyosuna daldırılması ile sabit yüzey sıcaklığının sağlanmasıdır [5, 36]. Diğer bir yöntem -bu çalışmada kullanılan- ise; içinden hava akışkanını geçmekte olan boru yada kanalın dış yüzeyinde sabit basınçta doymuş buharın yoğuşturulması ve bu işlemin sürekli bir şekilde sağlanmasıyla yüzey sıcaklığının sabit bir noktada tutulmasıdır. Şekil 17' de su buharı için bir sıcaklık entropi (T-s) diyagramında görüldüğü gibi; eğer P basıncı 1 atm olarak seçilirse T_y sıcaklığının 1-2 noktaları arasında sabit ve 100 °C olduğu görülmektedir. Böylece, çalışma bölgesinin 1-2 arasında seçilmesi durumunda sabit sıcaklık termal sınır şartı sağlanmış olur. Burada dikkat edilmesi gereken nokta; ısı alışverişi yapan iki akışkanın ($\dot{m}c_p$) değerleri açısından, biri diğerine göre daha büyük veya daha küçük değere sahip olmasıdır. ($\dot{m}c_p$) değerleri birbirine yakın veya eşit iki akışkan arasında sabit yüzey sıcaklığının elde edilmesi mümkün değildir.



Şekil 17. Su buharı için sıcaklık - entropi (T-s) diyagramı.

2.3 Deney Verilerinin Değerlendirilmesi

Yapılan bu çalışma, farklı peryot ve genliklerdeki sinüzoidal kıvrımlı borulardaki ısı transferi ve basınç kayıplarının belirlenmesine yöneliktir. Bu nedenle, ısı transferini ifade eden Nusselt sayısının (Nu) belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, önce entalpi (enerji dengesi) yöntemi kullanılarak boru ekseninden bağımsız olarak tanımlanan ortalama ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir. Basınç kayıplarının tesbiti için ise, Moody (Darcy) tarafından tanımlanan boyutsuz sürtünme faktörü değerleri belirlenmiştir. Hesaplamalarda kullanılan akışkanın (hava) fiziksel özellikleri, akışkanın test borusuna giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında aritmetik ortalamayla bulunan sıcaklıklara göre tablolardan seçilmiştir. Ara değerler interpolasyonla tesbit edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan sıcaklıklar Kelvin [°K] sıcaklık birimindedir.

2.3.1 Nusselt Sayısının (Nu) Hesaplanması

Nusselt sayısının hesaplanması için öncelikle ortalama ısı transfer katsayısının tesbit edilmesi gerekir. Yukarıda da belirtildiği gibi bu çalışmada ısı taşınım katsayısının hesaplanması, Entalpi yöntemine göre yapılmıştır. Bu yöntem, ısıtma uygulanması durumunda akışkanın, test borusuna girişinden çıkışına kadar kazandığı veya soğutma uygulanması durumunda kaybettiği enerjinin, yüzeyden akışkana geçen veya akışkandan yüzeye geçen toplam ısı enerjisine eşit olması esasına dayanmaktadır. Burada, ısıtma uygulandığı ve iç enerji üretiminin de olmadığı bilindiğine göre; akışkanın (havanın) test bölgesinin girişi ile çıkışı arasında kazandığı enerji, yüzeyden akışkana geçen ısı enerjisinden kaynaklanmaktadır. Akışkanın borunun girişi ile çıkışı arasında kazandığı enerji

$$Q_a = \dot{m} c_p \Delta T \quad (6)$$

şeklinde ifade edilir. Burada Q_a akışkanın kazandığı toplam ısı enerjisi, \dot{m} kütleli debi, c_p akışkanın özgül ısısını, ΔT ise akışkanın giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkıdır. Deneyde, hacimsel debi (\dot{V}) topaçlı rotametre ile [lt/dak] biriminden kalibrasyon eğrisi kullanılarak ölçülmüştür. Hacimsel debi değeri

$$\dot{m} [\text{kg/s}] = 1.6667 \times 10^{-5} \times \dot{V} [\text{lt/dak}] \times \rho [\text{kg/m}^3] \quad (7)$$

eşitliğiyle kütleli debiye dönüştürülebilir. Burada, ρ özgül ağırlıktır. Test borusunun içinden akan akışkanın kazandığı enerjinin tümünün cidardan akışkana aktarıldığı varsayılmaktadır. Diğer taraftan test borusu olarak ısı iletim katsayısı yüksek olan bakır malzemesi ($k_{\text{bakır}} \cong 401 \text{ W/m}^\circ\text{K}$) seçilmesinden dolayı boru duvarındaki termal direnç ihmal edilebilir. Öyleyse cidardan akışkana geçen ısı enerjisi şu şekilde ifade edilir;

$$Q_y = h_{\text{ort}} A_y \Delta T_{\text{lm}} \quad (8)$$

burada Q_y cidardan akışkana geçen toplam ısı, h_{ort} ortalama ısı taşınım katsayısı, A_y test borusu toplam yüzey alanı ve ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Eşitlik 6 ve Eşitlik 8 birbirlerine eşitlenip düzenlenirse, ortalama ısı taşınım katsayısı,

$$h_{\text{ort}} = \frac{\dot{m} c_p \Delta T}{A_y \Delta T_{\text{lm}}} \quad (9)$$

şeklinde yazılabilir. Burada logaritmik sıcaklık farkı ΔT_{lm} sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(T_y - T_{\text{ag}}) - (T_y - T_{\text{aç}})}{\ln \left(\frac{T_y - T_{\text{ag}}}{T_y - T_{\text{aç}}} \right)} \quad (10)$$

şeklinde tanımlanır. Burada T_y yüzey sıcaklığı, T_{ag} ve $T_{\text{aç}}$, sırasıyla, akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Eşitlik 9, Eşitlik 10 da dikkate alınıp düzenlenirse;

$$h_{\text{ort}} = \frac{\dot{m} c_p}{\pi D L} \ln \left(\frac{T_y - T_{\text{ag}}}{T_y - T_{\text{aç}}} \right) \quad (11)$$

şeklinde ifade elde edilebilir. Burda D ve L sırasıyla test borusu çapı ve uzunluğudur. Eşitlik 11 ile elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı kullanılarak Nusselt sayısı;

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} D_h}{k} \quad (12)$$

şeklinde hesaplanır. Burada D_h hidrolik çap (silindirik borularda $D_h = D$), k akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Sıcaklık değerleri dijital multimetreden [mV] (milivolt) birimi cinsinden okunmuştur. Bu değerler Eşitlik 13 ile verilen termoeleman çifti, aşağıda verilen kalibrasyon bağıntısına göre Celcius [°C] biriminde belirlenmiştir. Bu bağıntı,

$$T [°C] = 23.1039 e [mV] + 2.6855 \quad (13)$$

şeklindedir. Diğer taraftan yapılacak deneylerin literatürle uyumunun test edilmesi için öncelikli olarak düz boru deneyleri yapılarak, tanımlanan ampirik bağıntılarla karşılaştırılması yerinde olacaktır. Deneyler, laminer ve türbülanslı bölgede hidrodinamik olarak tam gelişmiş fakat termal olarak gelişmekte ve tam gelişmiş bölgede yapılmıştır. Laminer akışta, termal olarak gelişmekte olan akış için tanımlanan Nusselt sayısı;

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 (D/L) Re Pr}{1 + 0.04 [(D/L) Re Pr]^{2/3}} \quad (14)$$

şeklinde verilmektedir [43]. Bu bağıntı sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı için Hausen tarafından tanımlanmıştır. Yine laminer akışta, termal olarak tam gelişmiş bölgede Nusselt sayısının 3.66 olduğu bilinmektedir. Türbülanslı akış durumunda ise, sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı için Kays [42] tarafından tanımlanan aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılmıştır.

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad Re \geq 10^5 \quad (15)$$

Eşitlik 14 ve Eşitlik 15' den elde edilen değerlerin, düz borudan deney sonucu ölçülen değerlerin Eşitlik 12 kullanılarak hesaplanan değerlerle uyumu belirlenmiştir. Reynolds sayısının 75 - 23000 değerleri arasında seçilen farklı debi değerleri için test borusunun giriş, çıkış ve yüzey sıcaklıklarının ölçülmesiyle elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısıyla değişimi Bölüm 3' de verilmiştir.

2.3.2 Sürtünme Faktörünün (f) Hesaplanması

Sürtünme faktörü değerleri Moody (Darcy) sürtünme faktörü formülüne göre hesaplanmıştır. Bu eşitlik;

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) D}{\rho U_{ort}^2 / 2} \quad (16)$$

şeklinde tanımlanır. Burada ΔP test borusu giriş ve çıkış kesitindeki statik basınç farkı, U_{ort} ortalama hız, D test borusu çapı ve ρ akışkanın özgül ağırlığıdır.

Deneylerde basınç farkları, laminer akışta milimetre su seviyesi [mmSS] biriminden, türbülanslı akışta ise santimetre civa seviyesi [cmHg] biriminden ölçülmüştür. Aşağıda bu iki birimin Pascal [N/m²] birimine çevirilmesi için gerekli korelasyonlar verilmektedir.

$$\Delta P [N / m^2] = \Delta P [mmSS] \times 1.33322 \cdot 10^{+3} \quad (0^\circ C' \text{ de}) \quad (17)$$

$$\Delta P [N / m^2] = \Delta P [cmHg] \times 9.80638 \quad (4^\circ C' \text{ de}) \quad (18)$$

Ortalama hız

$$U_{ort} = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi D^2} \quad (19)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada \dot{m} kütleli debiyi, ρ akışkanın özgül ağırlığını ve D test borusunun çapını göstermektedir.

Sürtünme faktörü değerlerinin, Nusselt sayısı değerlerinde olduğu gibi düz boru için laminar ve türbülanslı akış durumunda literatürle uyumunun test edilmesi gerekir. Bu amaçla laminar akış için;

$$f = \frac{64}{Re} \quad (20)$$

ve türbülanslı akış için;

$$f = 0.316 Re^{-1/4} \quad Re \leq 2.10^4 \quad (21)$$

$$f = 0.184 Re^{-1/5} \quad Re \geq 2.10^4 \quad (22)$$

bağıntıları literatürde mevcuttur. Eşitlik 20, 21 ve 22' den elde edilen değerlerle, deney sonuçlarının Eşitlik 16 ile hesaplanması sonucu elde edilen sonuçların uyumu belirlenmiştir. Reynolds sayısının 75 - 23000 değerleri arasında seçilen farklı debi değerleri için Eşitlik 16 ile hesaplanan sürtünme faktörü değerleri Bölüm 3' de Reynolds sayısı ile değişim grafikleri şeklinde verilmiştir.

2.4 Performans Analizi

Isı transferi iyileştirme araçlarının performanslarını değerlendirmeye yönelik birçok yöntem literatürde sunulmuştur [1, 2, 37, 38]. Bu yöntemler, esas parametre olarak alınan, basınç kaybı, debi ve pompalama gücü gibi parametrelerin kendi aralarında değerlendirilmesine yöneliktir. Bu amaçla, sözü edilen parametrelerden biri sabit olduğu durumda ısı transferinde ve diğer parametrelerdeki değişimler, kullanılan iyileştirme yönteminin performansını ortaya koymaktadır. Sözü edilen performans analiziyle birden fazla performans kriterinin ortaya çıkması, iyileştirme tekniklerinin karşılaştırılmasında kesin bir sonuç belirlemede güçlük çıkarmaktadır. Optimum bir çözüm için, hesaplamalar sonucu elde edilen kriterlerin kendi aralarında tekrar değerlendirilmesi gerekebilir. Bütün bunlara karşın Bejan, Termodinamiğin ikinci kanununa dayalı bir değerlendirme tekniği önermiştir [44]. Bu teknikte, iyileştirme tekniği uygulanmış sistemde, *tersinmezlik* veya *entropi üretimi*, performans

değerlendirme kriteri olarak kullanılır. Entropi üretimi, taşınım ile ısı transferi süreçlerinde, akışkanın yüzeyle sürtünmesi ve sonlu birim sıcaklık farkında gerçekleşen ısı transferinden olmak üzere iki tip kayıplardan kaynaklanır [45]. Buna bağlı olarak ikinci kanun analizi, entropi üretiminin minimumda tutarak, kullanılabilir enerjinin (ekserji) artırılmasına yöneliktir.

Diğer taraftan entropi üretimi dikkate alınarak yapılan performans analizi, *ekserji analizi* ile de yapılabilir. Burada ekserji analiziyle, *ekserji tahribatı* belirlenebilir. Bu tahribatın, entropi üretimine eşit olacağı düşünülürse; farklı bir yaklaşımla performans analizi yapılmış olur. Prasad ve Shen [44], 1993 yılında yaptıkları çalışmada ekserji analiziyle, ısı transferini iyileştirme araçlarının performanslarını değerlendirmişlerdir. Bu çalışmanın Bejan'ın yaptığı çalışmadan farkı; ısı transfer eden geçitteki aksel sıcaklık değişiminin etkisinin de dikkate alınmasıdır. Fakat bu çalışmada ekserji analizi, sıvılar için (burada su) boru ısı değiştiricilerindeki basınç kaybının, entalpinin değişimine etkisinin küçük olacağı ve bu değişimin ihmal edilebileceği düşünülerek yapılmıştır. Bunun sonucu olarak bu çalışmada elde edilen ekserji tahribatı ifadesi, sadece akışkan olarak sıvının kullanıldığı boru ısı değiştiricilerinde geçerlidir.

Bu nedenle, bu çalışmada performans analizi Nag ve Mukherjee [45]'nin 1986 yılında yaptıkları çalışmaya benzer şekilde, ısıtma uygulanması durumunda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartı için elde edilen boyutsuz *entropi üretimi* sayısı (N_s) ile yapılmıştır. Bu amaçla elde edilen bağıntı;

$$N_s = \left[\tau [\exp(-\gamma L) - 1] + \ln \left[\frac{[\tau \exp(-\gamma L) - 1]}{(\tau - 1)} \right] \right] + \frac{1}{\rho T_y \gamma c_p} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \ln \left[\frac{[\tau \exp(-\gamma L) - 1]}{(\tau - 1) \exp(-\gamma L)} \right] \quad (23)$$

şeklinde dir. Burada τ boyutsuz giriş sıcaklığı farkı olarak ifade edilir ve

$$\tau = \frac{T_y - T_{ag}}{T_y} \quad (24)$$

şeklinde tanımlanır. Burada T_y yüzey sıcaklığı, T_{ag} akışkan giriş sıcaklığıdır. Eşitlik 23' de,

$$\gamma = \frac{h \pi D}{\dot{m} c_p} \quad (25)$$

şeklinde ifade edilir. Burada h ısı taşınım katsayısını, \dot{m} kütleli debiyi, c_p akışkanın özgül ısısını ifade etmektedir. Diğer taraftan,

$$\left(-\frac{dP}{dx}\right) = \frac{f \rho U_{ort}^2}{2 D} \quad (26)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada f sürtünme faktörünü, U_{ort} ortalama hızı ve ρ özgül ağırlığı ifade etmektedir. Ayrıca Eşitlik 23' de L ile ifade edilen, ısı transfer eden boru uzunluğudur.

2.5 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka nokta; ölçülen değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise; deney setinden ve ölçü araçlarından kaynaklanan hatalardır. Burada hatalardan kasıt, deney yapan kişiden veya düzeneğinin standart dışı ve yanlış kurulmasından kaynaklanan hatalar değildir. Sözü edilen hatalar, literatürde belirtildiği gibi standart olarak kurulan bir deney düzeneğinde ortaya çıkabilecek kaçınılmaz hatalardır [46]. Bu hataların değerlendirilmesi için yapılan *Belirsizlik analizi* sonuçların yorumlanması açısından çok önemlidir. Belirsizlik analizi, kısaca şöyle yapılabilir: Sonuç Z , $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ şeklinde bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonu olarak verilirse;

$$Z = Z(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (27)$$

şeklinde olur. $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise sözü edilen bağımsız değişkenlerin ayrı ayrı belirsizlikleri ise ve bu belirsizlikler aynı karakterde sapmalara sahip ise Z için toplam belirsizlik;

$$w_z = \left[\left(\frac{\partial Z}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (28)$$

şeklinde verilir [46].

Bu çalışmada ana hatlarıyla; sıcaklık, basınç kaybı ve debi ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle yine ana hatlarıyla Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve Reynolds sayıları (Re) hesaplanmıştır. Sözü edilen bu değerler, ölçülen değerler cinsinden ifade edildikten sonra belirsizlik analizinde kullanılacak ifadeler elde edilmiştir. Bu belirsizlik ifadeleri şöyle verilebilir:

Nusselt sayısı (Nu) için toplam hata;

$$Nu = Nu(\rho, c_p, k, L, \dot{V}, T_{ag}, T_{aç}, T_y) \quad (29)$$

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{w_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left(\frac{w_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \frac{w_{T_{ag}}}{(T_y - T_{ag}) \ln \left(\frac{T_y - T_{ag}}{T_y - T_{aç}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{w_{T_{aç}}}{(T_y - T_{aç}) \ln \left(\frac{T_y - T_{ag}}{T_y - T_{aç}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{(T_{aç} - T_{ag}) w_{T_y}}{(T_y - T_{aç}) (T_y - T_{ag}) \ln \left(\frac{T_y - T_{ag}}{T_y - T_{aç}} \right)} \right]^2 \quad (30)$$

şeklinde belirlenebilir. Burada ρ , c_p , k akışkanın fiziksel özellikleri (sırasıyla yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı), L boru uzunluğu, \dot{V} hacimsel debi, T_y , T_{ag} ve $T_{aç}$ sırasıyla boru yüzey, akışkan giriş ve akışkan çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Sürtünme faktörü (f) için toplam hata;

$$f = f(\rho, D, \dot{V}, \Delta P) \quad (31)$$

$$\frac{w_f}{f} = \left[\left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + 4 \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (32)$$

şeklinde belirlenebilir. Burada D boru çapını ve ΔP ise basınç kaybını ifade etmektedir.

Reynolds sayısı (Re) için toplam hata;

$$Re = Re(v, D, \dot{V}) \quad (33)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{w_v}{v} \right)^2 + \left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (34)$$

şeklinde belirlenebilir. Burada v akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir.

Yukarıda Eşitlik 30, 32 ve 34 ile verilen belirsizlik ifadelerindeki herbir bağımsız değişken için belirsizliklerin (hataların) belirlenmesi gerekmektedir. Sözü edilen belirsizlikler için çeşitli kaynaklarda benzer ölçümlerdeki hataların esas alınması dışında, ölçü aletlerinin kullanım kılavuzlarındaki hata değerleri de dikkate alınmıştır [46, 47]. Bunların dışındaki belirlenmesi zor veya mümkün olmayan hatalar, tahmini olarak belirlenmiştir. Bunların ışığında herbir bağımsız değişken için belirsizlik değerleri şu şekilde belirlenebilir:

1) Sıcaklık ölçümlerinden ortaya çıkabilecek hatalar:

(a1) Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan hata; $\pm 0.5 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 0.5$.

(b1) Referans sıcaklıktan (buz banyosu) kaynaklanan hata; $\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 1$.

(c1) Dijital multimetreden kaynaklanan hata; $\pm 0.3 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 0.3$.

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

(e1) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata; $\pm 0.5 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 0.5$.

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

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

Bu hata değerlerinden (e1), (f1) ve (g1) hataları, ayrı ayrı olmak üzere (a1), (b1), (c1) ve (d1) hatalarından da etkilenmektedir. Bütün bunların ışığında giriş sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam hata:

$$w_{T_{\text{g}}} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (e1)^2 \right]^{1/2} = 1.53 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 1.53 \quad (35)$$

şeklindedir. Çıkış sıcaklığında ortaya çıkabilecek toplam hata:

$$w_{T_w} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (f1)^2]^{1/2} = 3.2 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 3.2 \quad (36)$$

şeklindedir. Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam hata ise:

$$w_{T_{sg}} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (g1)^2]^{1/2} = 1.53 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv \% 1.53 \quad (37)$$

2) Basınç kaybı ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar:

(a2) Manometre okuma hatası; % 2-3.

(b2) Sistem kaçaqlarıyla ilgili hata; % 0.5-1.

(c2) Sıcaklık farklarından kaynaklanan ölçüm hatası; % 0.5-1.

Bu hatalar, basınç kaybının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam hata olarak;

$$w_{\Delta P} = [(a2)^2 + (b2)^2 + (c2)^2]^{1/2} = \% 3.32 \quad (38)$$

şeklinde belirlenir.

3) Debi ölçümlerinde ortaya çıkabilecek hatalar:

(a3) Rotametre okuma hatası; % 1-1.5.

(b3) Sistem kaçaqlarıyla ilgili hata, % 2-3.

(c3) Sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan (yoğunluk farkı) hatası; % 0.5-1.

Bu hatalar da, debi ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam hata olarak;

$$w_v = [(a3)^2 + (b3)^2 + (c3)^2]^{1/2} = \% 3.5 \quad (39)$$

şeklinde belirlenebilir.

4) Diğer Hatalar:

(a4) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklar hatası;
 $\pm 0.05-0.1 \text{ mm} \equiv \% 1$.

(b4) Boru boylarındaki farklılıklardan kaynaklanan hata; $\pm 10 \text{ mm} \equiv \% 1.5$.

(c4) Fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin doğruluk derecelerinden kaynaklanan hata; $\% 0.1-0.2$.

Eşitlik 35, 36, 37, 38 ve 39' den elde edilen hata değerlerinin, ilgili Eşitlik 30, 32 ve 34' de yerine yazılması ile toplam hata değerleri belirlenebilir.



3. BULGULAR

Bu çalışmada, hidrodinamik olarak tam gelişmiş, termal olarak gelişmekte olan ve tam gelişmiş durumda farklı genlik ve periyotlarda (sırasıyla sabit periyot ve sabit genlikte) ısı transferi ve basınç kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler laminer ve türbülanslı akış durumunda ayrı ayrı olmak üzere gerçekleştirilmiştir. Öncelikle sabit bir periyoda sahip sinüzoidal kıvrımlı boru seçilerek ($\text{Sin } 0.25X$) borunun normal genlik değerlerinin yanında 2 ve 4 kat (sırasıyla $2\text{Sin } 0.25X$ ve $4\text{Sin } 0.25X$) genliğe sahip olma durumu için deneyler yapılmıştır. Sabit genlik deneylerinde ise; genlikler sabit iken seçilen sinüzoidal kıvrımlı borunun ($\text{Sin } 0.25X$) 2, 4 ve 8 kat (sırasıyla $\text{Sin } 0.5X$, $\text{Sin } X$ ve $\text{Sin } 2X$) periyottaki artma için deneyler yapılmıştır. Burada periyottaki artma ile ifade edilen bir dalga hareketinin (bir tepe ve bir çukurun oluşturduğu hareket) kendini belli bir uzunlukta daha sık tekrarlamasıdır. Her iki deneyde de (sabit periyotta ve sabit genlikte) kullanılan borular sabit 5mm iç çapında ve 812 mm uzunluğundadır. $\text{Sin } 0.25 X$ borusunun genliği yaklaşık 60 mm' dir.

Isı transferi deneylerinde ölçülen sıcaklık ve debi değerlerine karşılık olarak hesaplanan, ısı transfer katsayısı olarak da adlandırılan, Nusselt sayısıdır. Basınç kaybı deneylerinde ise; test bölgesinin giriş ve çıkış kesitlerinde alınan statik basınç farkları ve debi değerlerine karşılık olarak değerlendirme kriteri sürtünme faktörüdür. Her bir deney için Eşitlik 12' den elde edilen Nusselt sayıları ve Eşitlik 17' den elde edilen sürtünme faktörü değerleri Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak grafikler halinde verilmiştir. Ayrıca bu grafiklerde mukayese amacına yönelik olarak düz boru deneylerinde elde edilen sonuçlar da mevcuttur.

3.1 Ölçülen Değerler

3.1.1 Sabit Periyot Deneylerinde Ölçülen Değerler

Sabit periyot deneylerinde, laminer ve türbülanslı akışta düz boru ve sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı borularda, 75 ile 23000 Reynolds sayıları arasında ısı transferi ve basınç kaybı deneyleri yapılmıştır. Herbir boru için değiştirilen debi değerlerine karşılık ısı transferi deneylerinde; akışkan test bölgesine, giriş sıcaklıkları (T_{ag}), çıkış sıcaklıkları ($T_{aç}$) ve yüzey sıcaklıkları (T_y), basınç kaybı deneylerinde

ise; akışkanın test bölgesine giriş ve çıkış kesitlerindeki statik basınç farkları (ΔP) ölçülmüştür. Ölçülen değerler ortalama büyüklükler cinsindedir. Deneysel sonucu ölçülen büyüklükler laminar ve türbülanslı akışta ayrı ayrı olmak üzere Ek Tablo 1' den Ek Tablo 8' e kadar olan tablolarda verilmiştir. Bu tablolarda sıcaklıklar milivolt [mV], debi değerleri [lt / dak] ve basınç farkları [mmSS] biriminden verilmiştir.

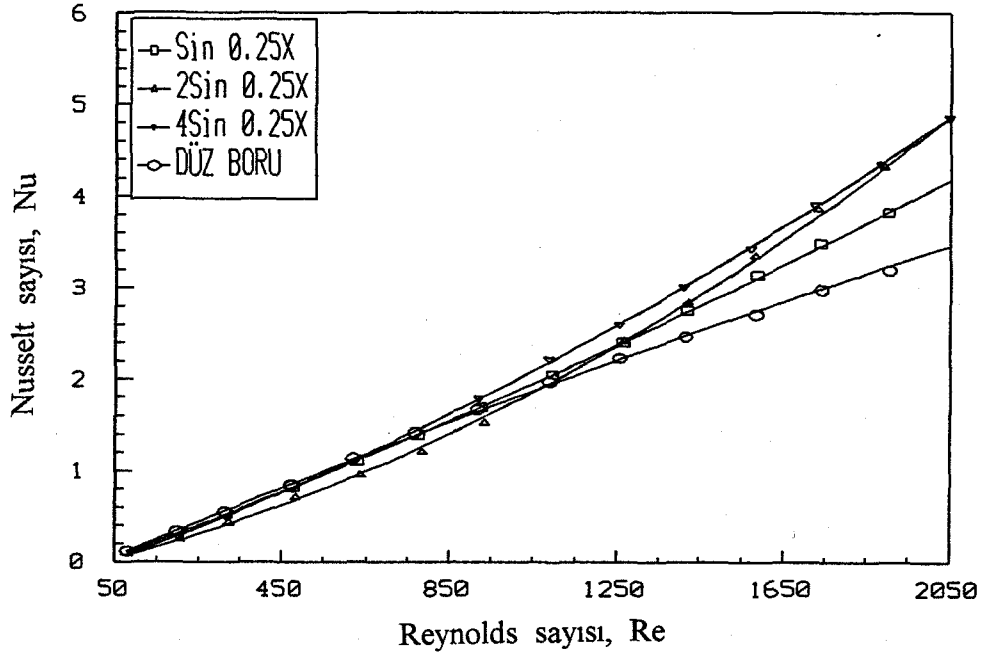
3.1.2 Sabit Genlik Deneyselinde Ölçülen Değerler

Sabit genlik deneyselinde, laminar ve türbülanslı akışta düz boru ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda, 75 ile 23000 Reynolds sayıları arasında ısı transferi ve basınç kaybı deneyleri yapılmıştır. Değiştirilen debi değerlerine bağlı olarak farklı Reynolds sayısı değerleri için ısı transferi deneyselinde; havanın test bölgesine giriş sıcaklıkları, çıkış sıcaklıkları ve test bölgesinin (test borusunun) yüzey sıcaklıkları, basınç kaybı deneyselinde ise; borunun giriş ve çıkış kesitlerindeki statik basınç farkları ölçülmüştür. Ölçülen bu değerler, laminar ve türbülanslı akışta ayrı ayrı olmak üzere Ek Tablo 9' dan Ek Tablo 18' a kadar olan tablolarda verilmiştir. Bu tablolarda sıcaklık değerleri [mV], basınç kaybı değerleri [cmHg] ve debi değerleri ise [lt / dak] biriminden verilmiştir.

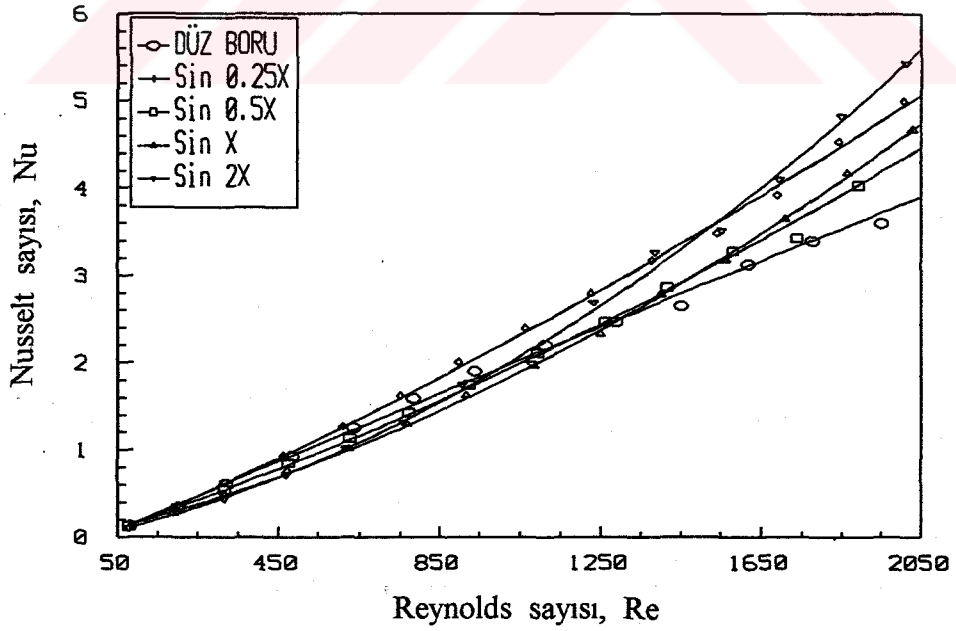
3.2 Hesaplanan Değerlerden Elde Edilen Bulgular

3.2.1 Laminar Akış İçin Elde Edilen Bulgular

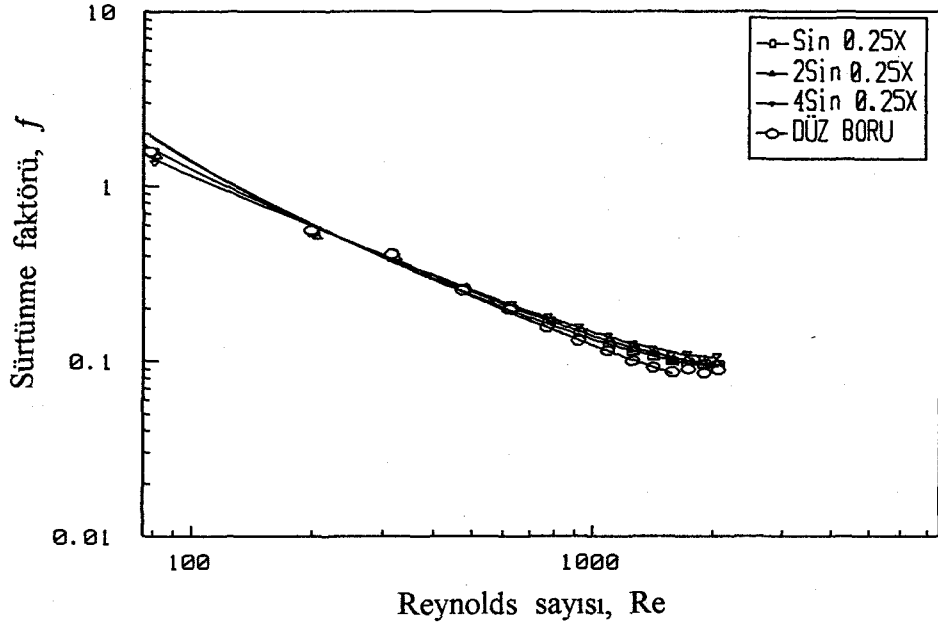
Laminar akışta, ısı transferi ve basınç kayıplarının debi ile olan değişimini incelemek amacıyla hesaplanan, sırasıyla, Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri, sabit periyotta ve sabit genlikte ayrı ayrı olmak üzere Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak Şekil 18' den Şekil 21' e kadar olan grafiklerde verilmiştir. Aynı şekilde, düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borulardaki ısı transferi ve sürtünme faktöründeki artış yüzdelerinin belirlenmesi amacıyla yönelik olarak hesaplanan Nu_k/Nu_d ve f_k/f_d oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 22' den Şekil 25' e kadar olan grafiklerde verilmiştir. Diğer taraftan, boruların etkinliklerini belirlemeye yönelik olarak sabit periyot ve sabit genlikte ayrı ayrı olmak üzere $(Nu_k/Nu_d)/(f_k/f_d)$ oranlarının değişimleri Şekil 26 ve Şekil 27' deki grafiklerde verilmiştir.



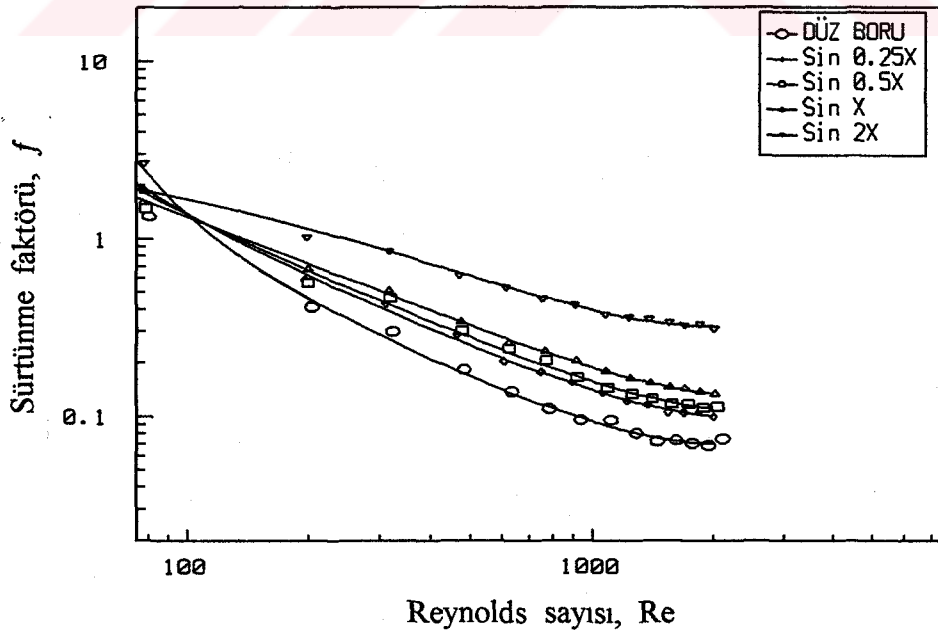
Şekil 18. Sabit peryotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



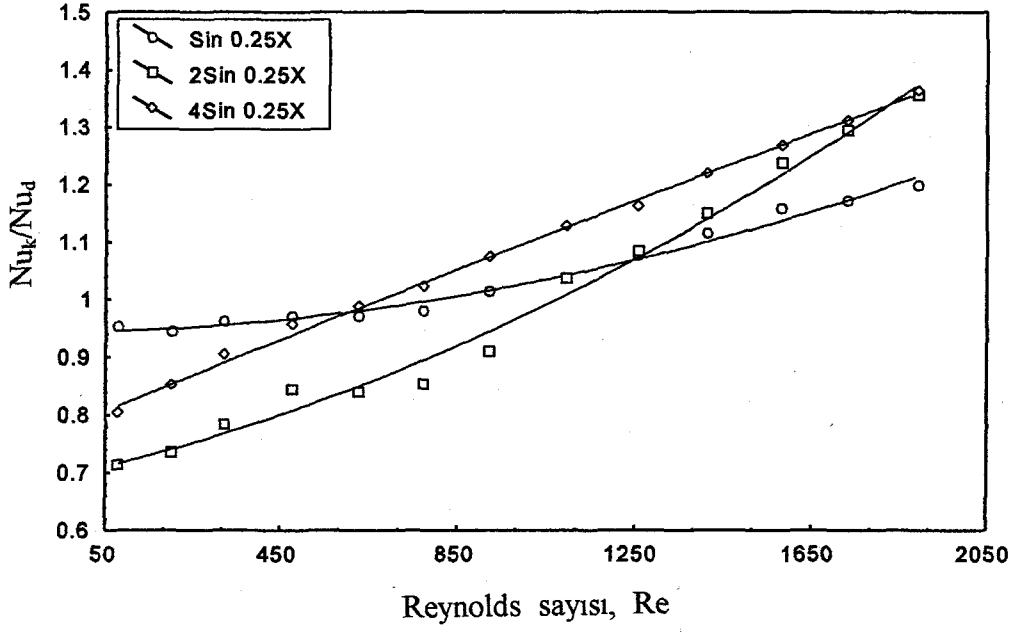
Şekil 19. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



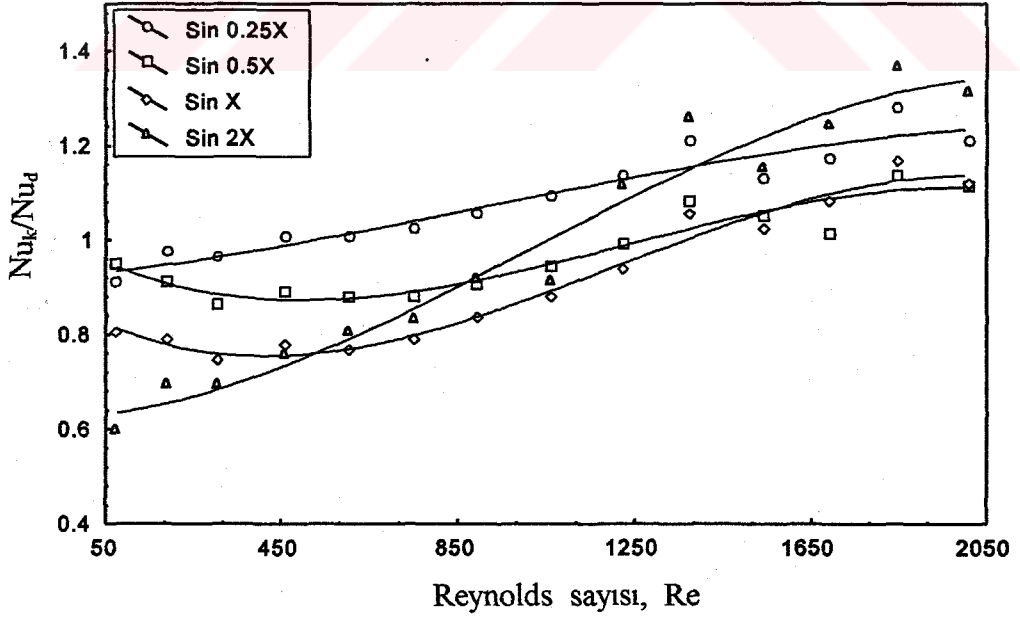
Şekil 20. Sabit peryotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



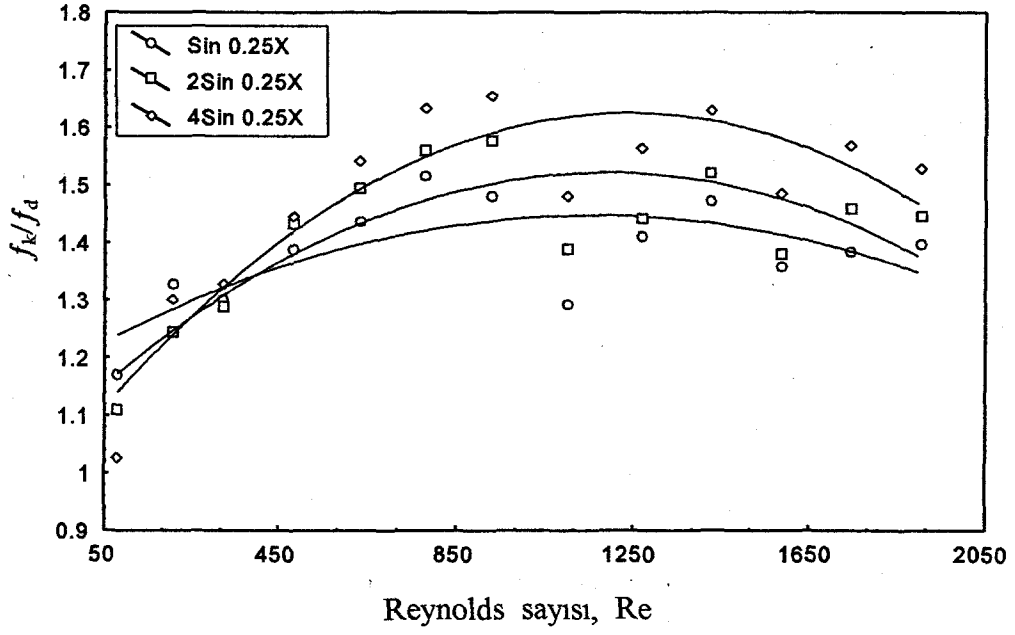
Şekil 21. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



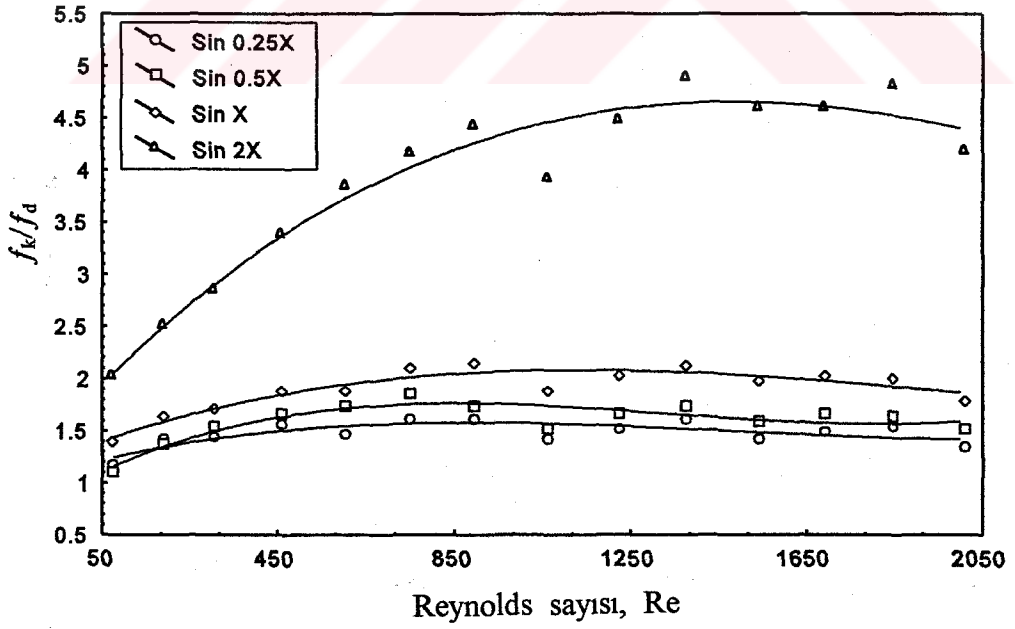
Şekil 22. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



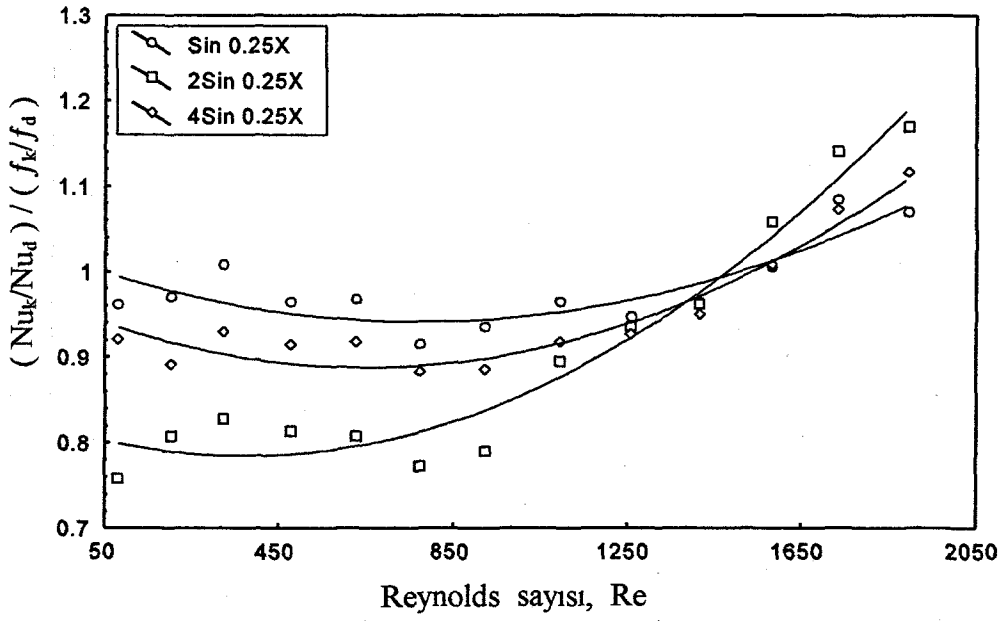
Şekil 23. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



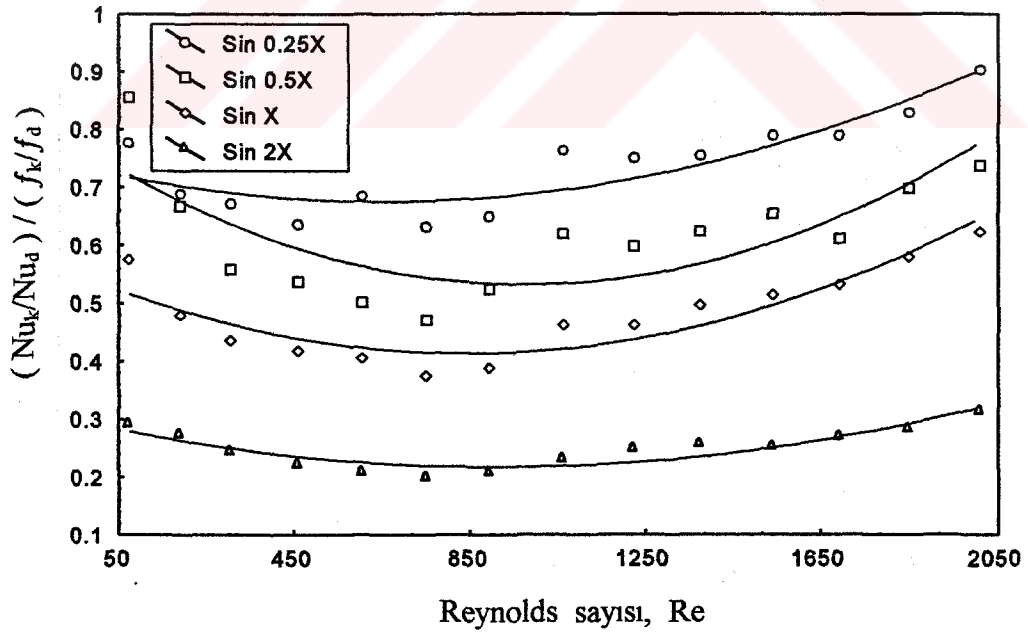
Şekil 24. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



Şekil 25. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



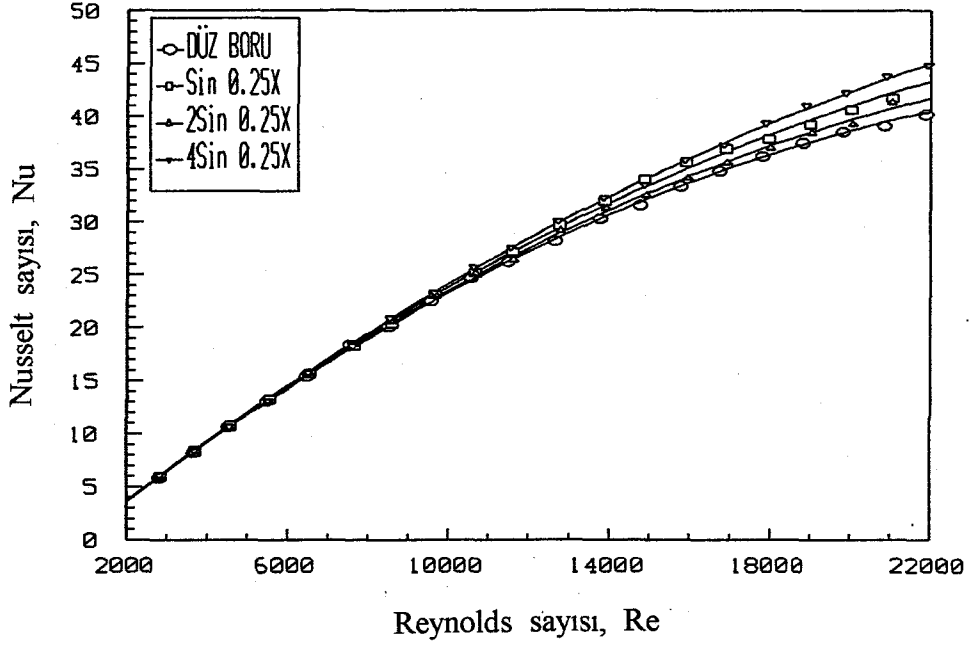
Şekil 26. Sabit peryotta düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısıyla değişimi.



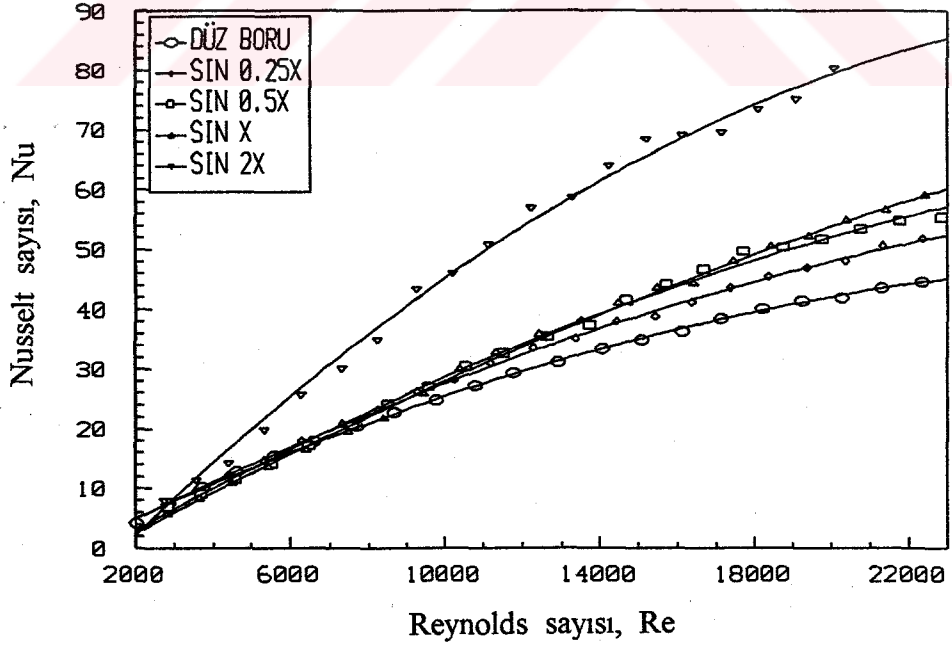
Şekil 27. Sabit genlikte düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısıyla değişimi.

3.2.2 Türbülanslı Akış İçin Elde Edilen Bulgular

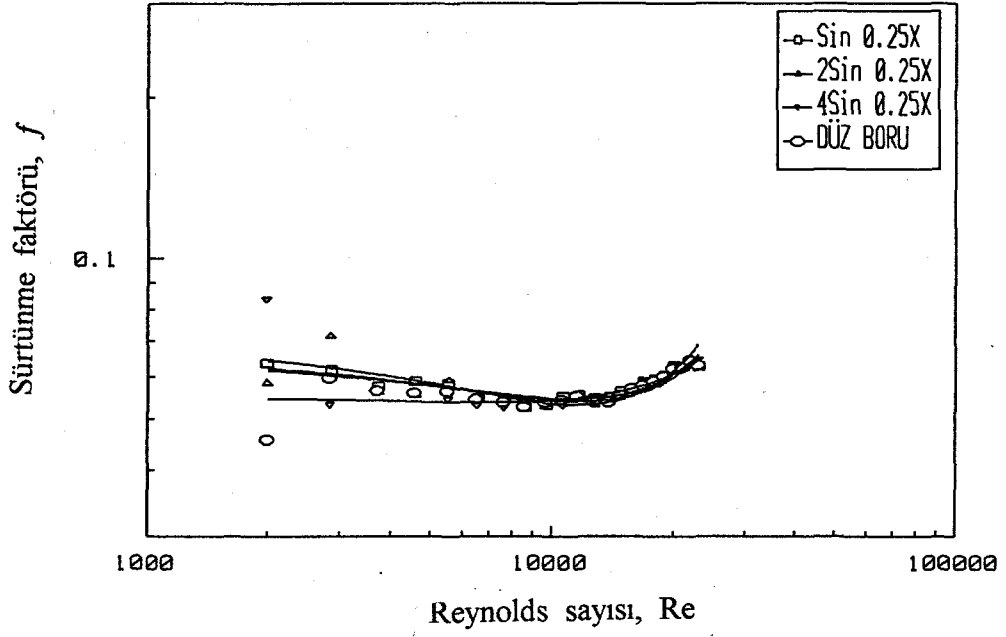
Türbülanslı akışta da laminar akışta olduğu gibi farklı periyot ve genliklerdeki sinüzoidal kıvrımlı boruların ısı transferi ve basınç kayıplarının debi ile değişimleri incelenmiştir. Bu amaçla hesaplanan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 28' den Şekil 31' e kadar olan grafiklerde verilmiştir. Sinüzoidal kıvrımlı borulardaki ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerinin düz boruya göre artış yüzdelerini belirlemek amacıyla yönelik olarak hesaplanan Nu_k/Nu_d ve f_k/f_d oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 32' den Şekil 35' e kadar olan grafiklerde verilmiştir. Ek olarak, sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinliğini belirlemeye yönelik olarak hesaplanan $(Nu_k/Nu_d)/(f_k/f_d)$ değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri, Şekil 36 ve Şekil 37' deki grafiklerde verilmiştir.



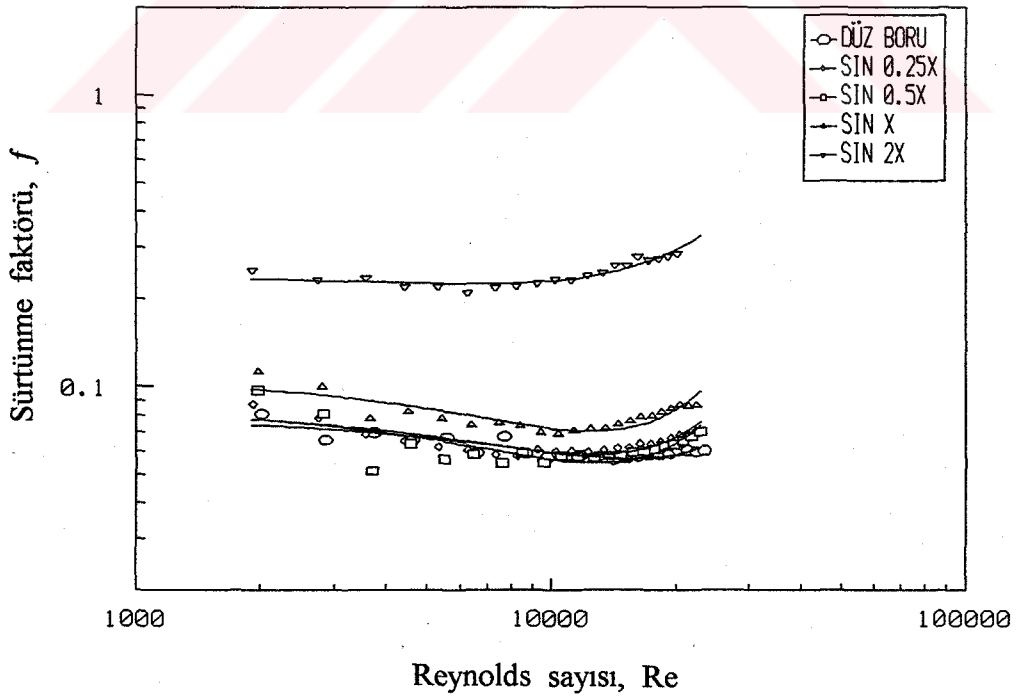
Şekil 28. Sabit periyotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



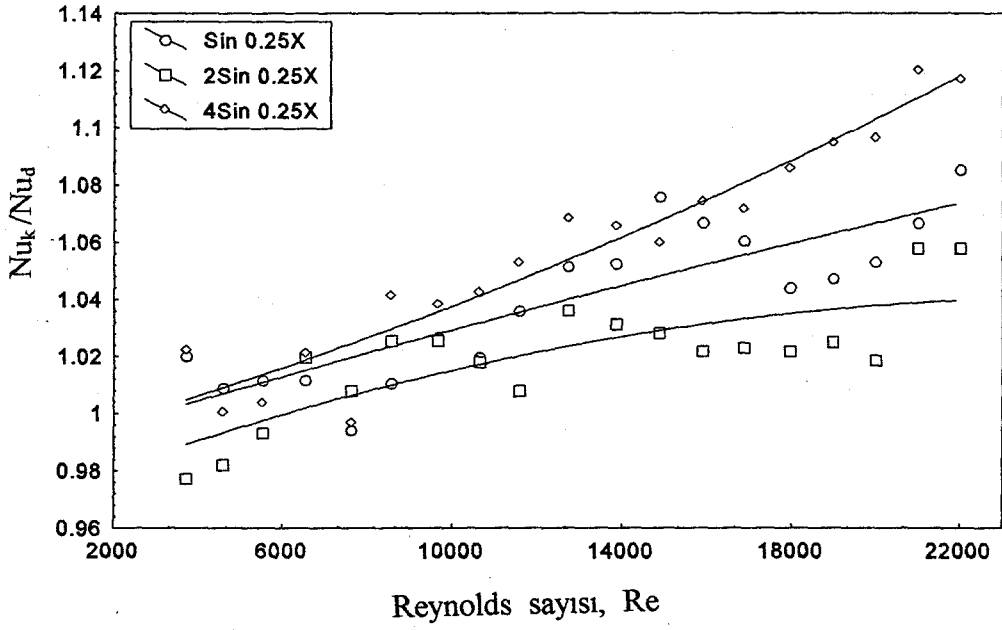
Şekil 29. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



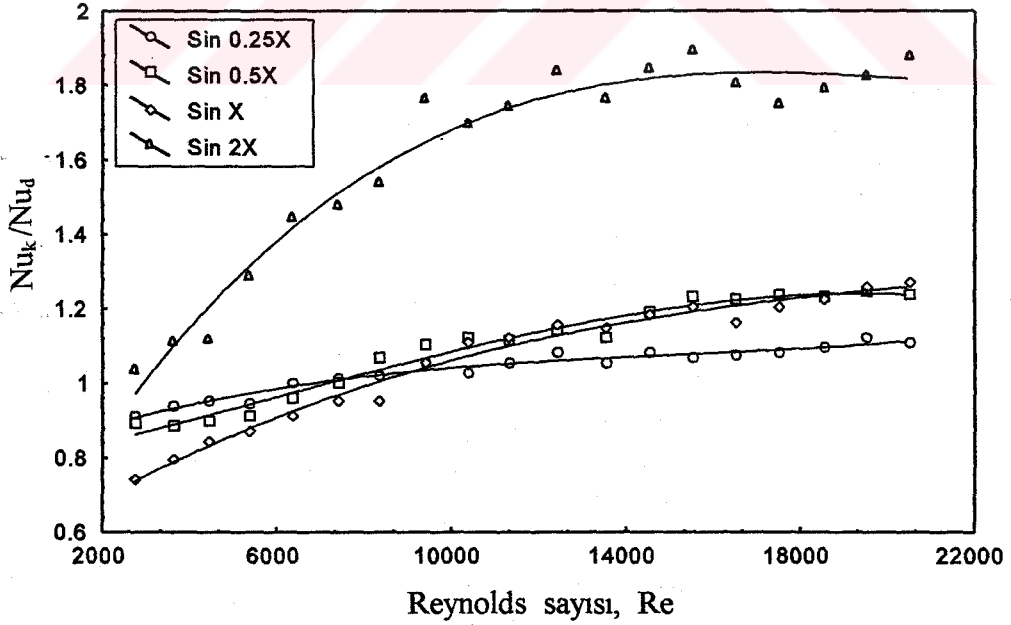
Şekil 30. Sabit periyotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



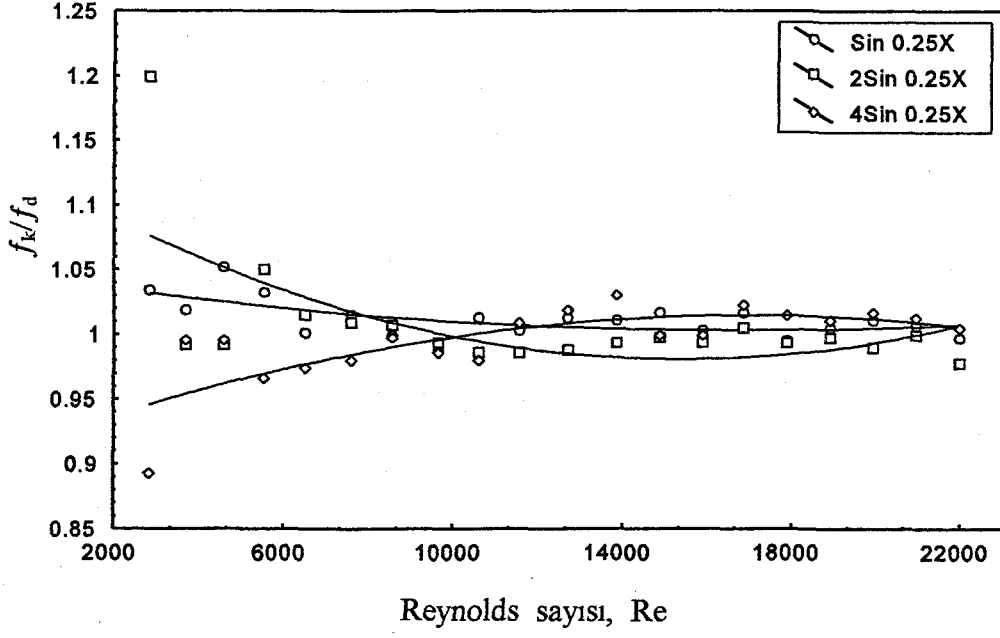
Şekil 31. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



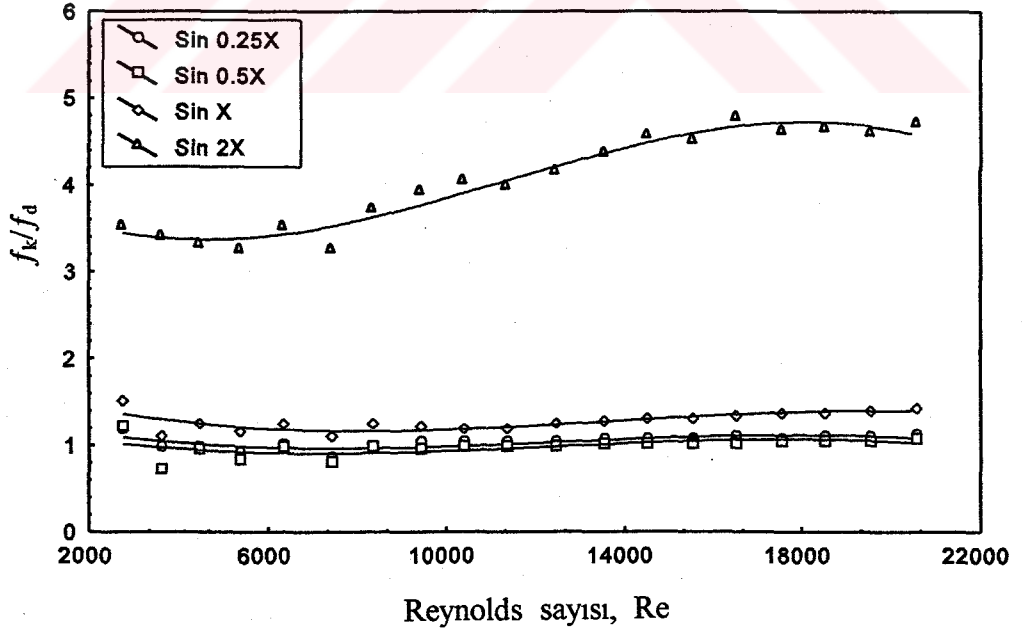
Şekil 32. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



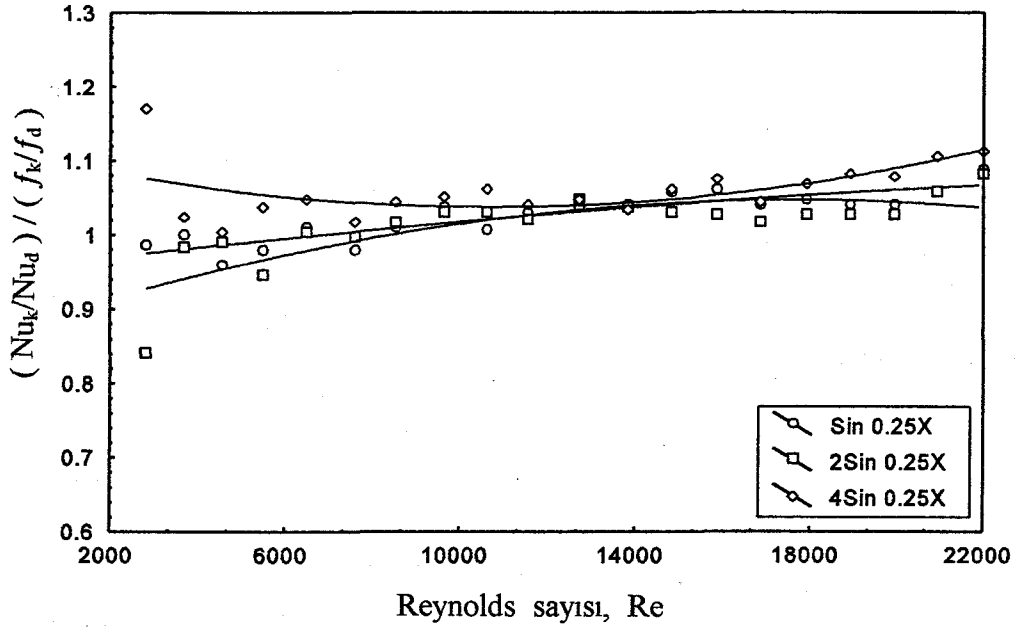
Şekil 33. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



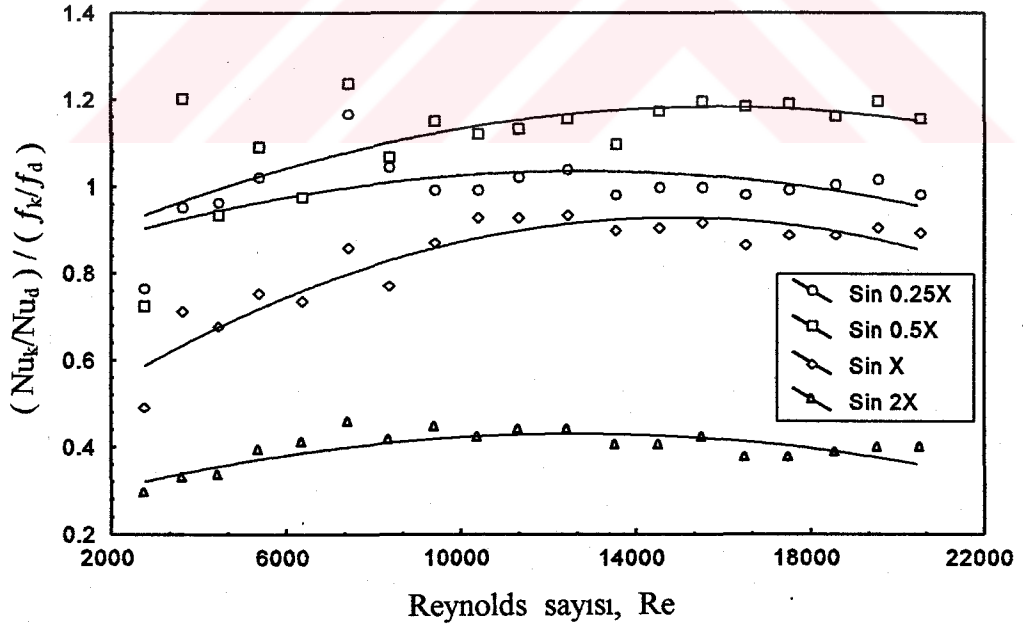
Şekil 34. Sabit periyotta düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



Şekil 35. Sabit genlikte düz boruya göre Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.



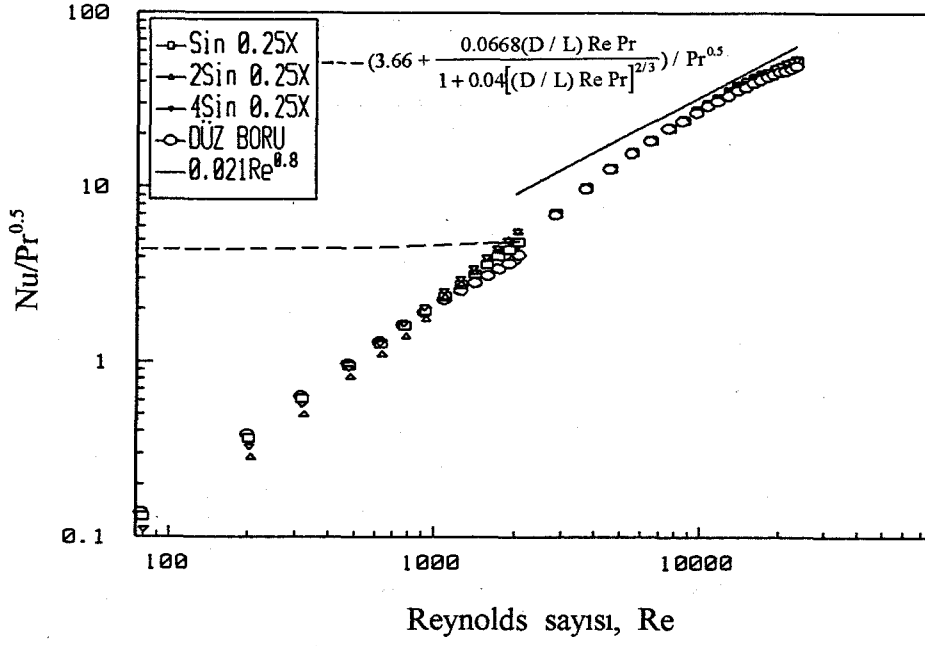
Şekil 36. Sabit periyotta düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.



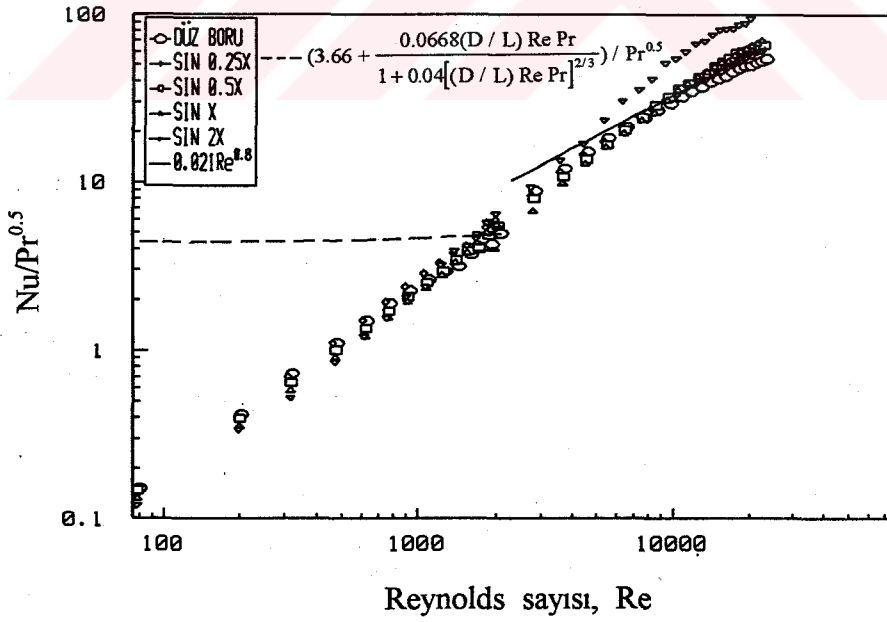
Şekil 37. Sabit genlikte düz boruya göre sinüzoidal kıvrımlı borunun etkinliğinin Reynolds sayısı ile değişimi.

3.2.3 Deney Bulgularının Literatür İle Karşılaştırılması

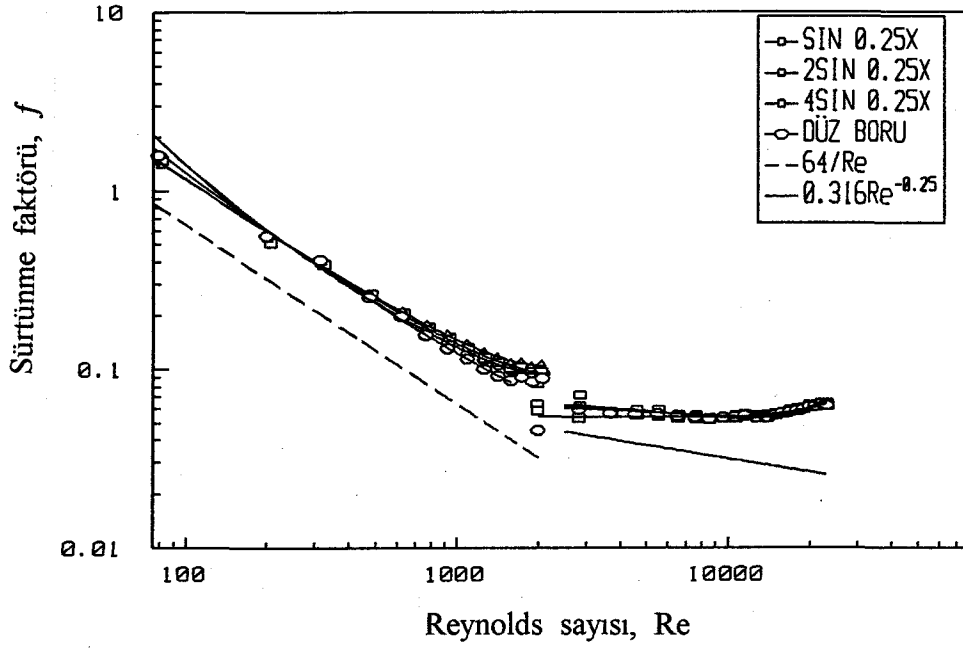
Düz boru deneyinin, literatürde mevcut ampirik bağıntılarla karşılaştırılması deneysel çalışmaların sağlıklı yapılabilmesi açısından önemlidir. Bu amaçla sabit genlik ve sabit periyot için ayrı ayrı olmak üzere elde edilen $Nu/Pr^{0.5}$ değerleri, laminar akışta Eşitlik 14 ve türbülanslı akışta Eşitlik 15' den elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Benzer şekilde, sürtünme faktörü değerleri de, laminar akışta, Eşitlik 20 ve türbülanslı akışta Eşitlik 21 ve Eşitlik 22' den elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Bu amaçla sözü edilen büyüklüklerin Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 38' den Şekil 41' e kadar olan grafiklerde verilmiştir.



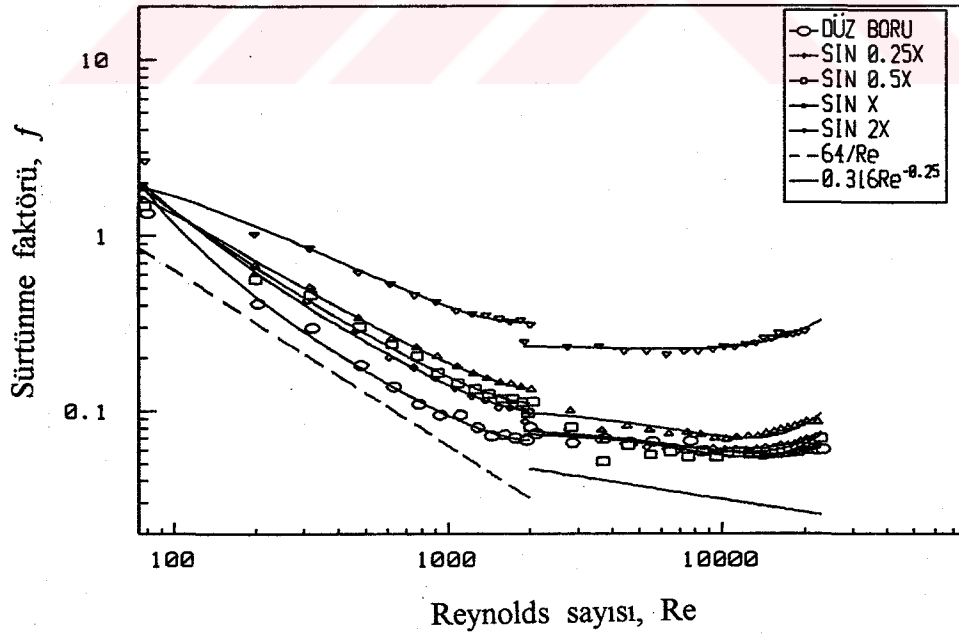
Şekil 38. Sabit periyotta Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



Şekil 39. Sabit genlikte Reynolds sayısının ısı transferine etkisi.



Şekil 40. Sabit periyotta Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.

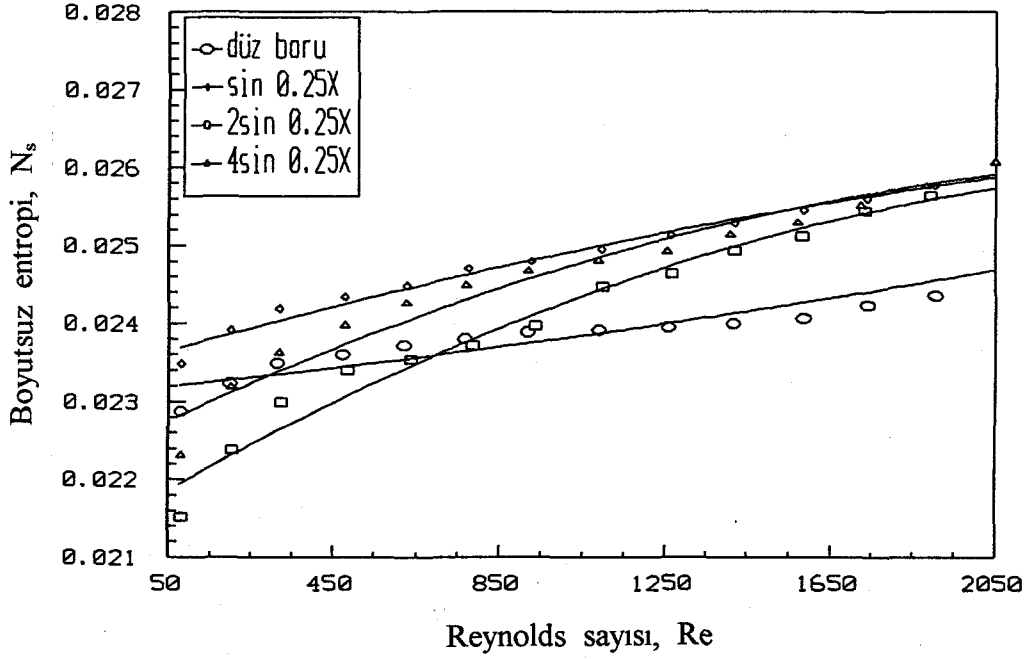


Şekil 41. Sabit genlikte Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi.

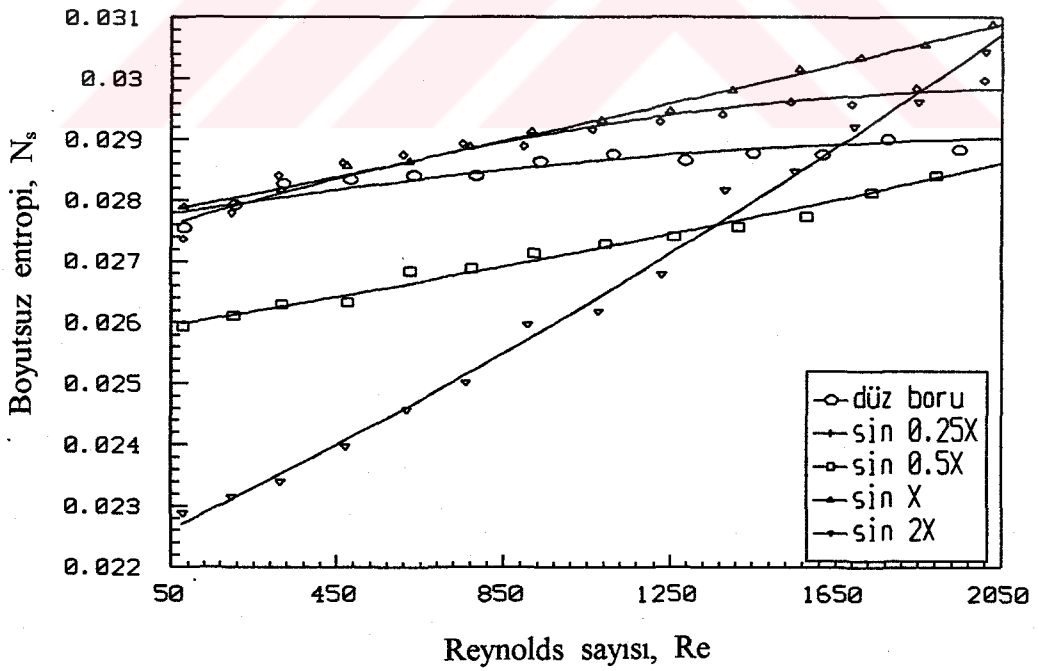
3.2.4 Performans Analizinden Elde Edilen Bulgular

Sinuzoidal kıvrımlı boruların performanslarını değerlendirmeye yönelik olarak laminer ve türbülanslı akış durumu için ayrı ayrı olmak üzere, Eşitlik 24 kullanılarak entropi analizi yapılmıştır. Sabit periyot ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların deneysel ve hesaplanan değerlerinden elde edilen boyutsuz entropi değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 42' den Şekil 45' e kadar olan grafiklerde verilmiştir.

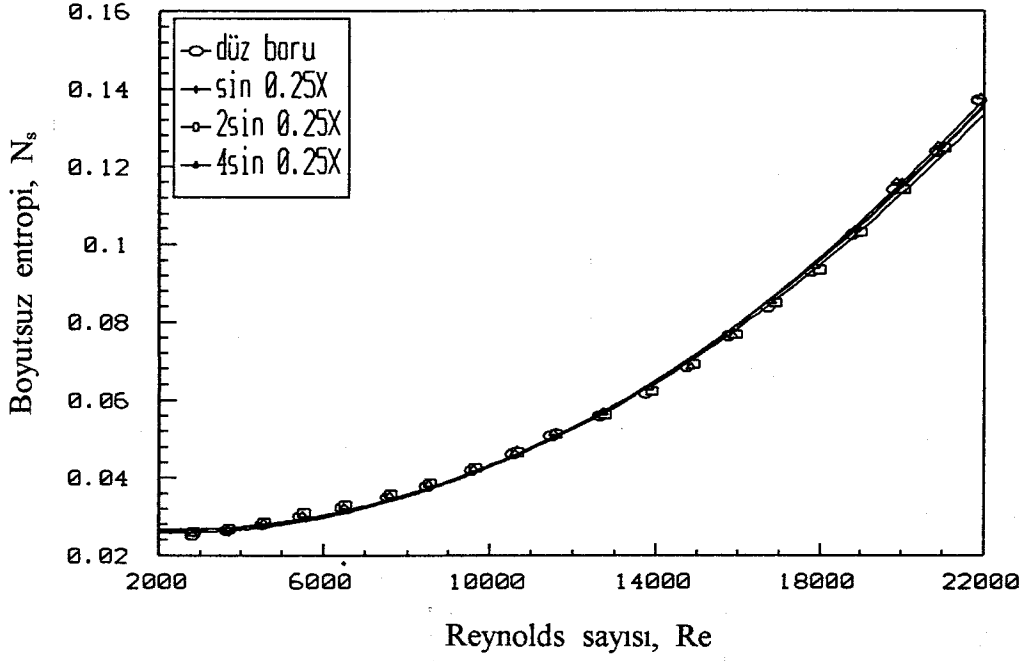




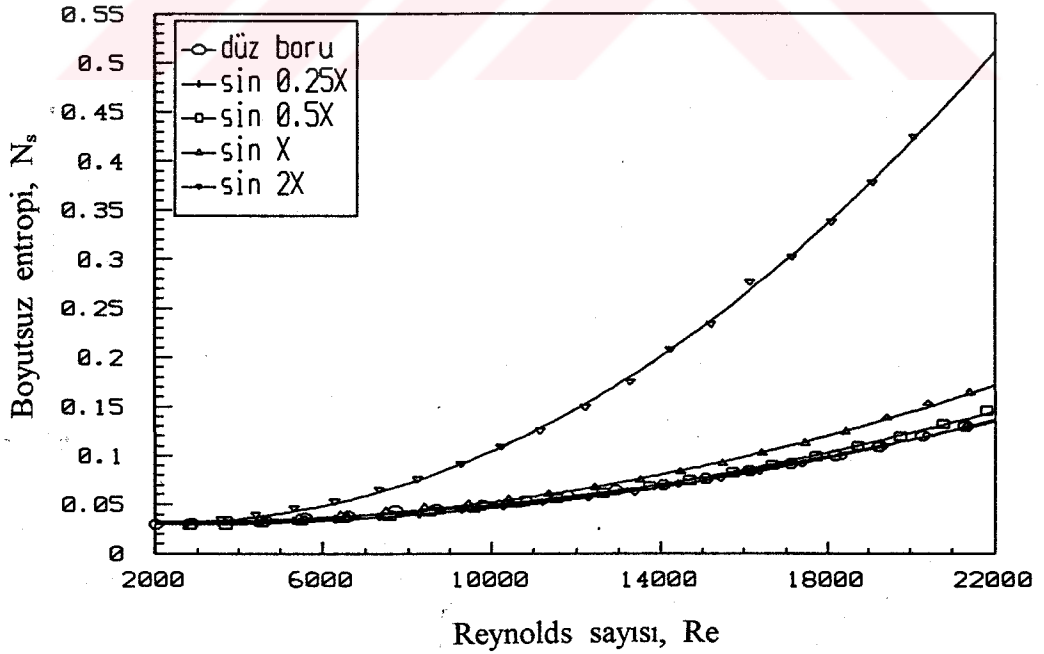
Şekil 42. Sabit periyotta boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 43. Sabit genlikte boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 44. Sabit peryotta boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 45. Sabit genlikte boyutsuz entropinin Reynolds sayısı ile değişimi.

3.2.5 Belirsizlik Analizinden Elde Edilen Bulgular

Belirsizlik analiziyle ilgili olarak Bölüm 2.5' de ayrıntılı olarak bilgi verilmiştir. Yapılan deneylerdeki kaçınılmaz hataları değerlendirmeye yönelik olarak yapılan belirsizlik analizi, bu çalışmada kullanılan tüm borular için uygulanmıştır. Bu amaçla Eşitlik 30, 32 ve 34 kullanılarak sırasıyla Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayılarının belirlenmesinde ortaya çıkabilecek hatalar hesaplanmıştır. Elde edilen belirsizlik değerlerinin, tüm borular için birbirine yakın olduğu görülmüştür. Bu değerler;

Nusselt sayısı (Nu) için toplam hata; $w_{Nu} \cong \% 4$

Sürtünme faktörü (f) için toplam hata; $w_f \cong \% 10$

Reynolds sayısı (Re) için toplam hata; $w_{Re} \cong \% 3.5$

şeklinde belirlenmiştir. Elde edilen bu değerler ortalama değerler cinsinden olup sonuçlar $\% \pm 0.5$ mertebesinde değişebilmektedir.

4. İRDELEME

Bu çalışmada, farklı genlik ve peryotlardaki sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, hidrodinamik olarak tam gelişmiş, termal olarak gelişmekte ve tam gelişmiş durumda laminer ve türbülanslı akış durumunda sabit yüzey sıcaklığı termal sınır şartında yapılmıştır. Deneyler sırasında ölçülen sıcaklık, basınç farkı ve debi değerinden esas olarak Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri hesaplanmıştır. Bu üç temel büyüklüğün çeşitli korelasyonları sonucunda Bölüm 3' de verilen grafikler elde edilmiştir.

4.1 Laminer Akışta Deneysel Bulgularının İrdelenmesi

Genel olarak, laminer akışta deney sonuçlarının değerlendirilmesi sonucunda ısı transferi (Nusselt sayısı), Reynolds sayısının artmasıyla Şekil 18 ve Şekil 19' da görüldüğü gibi hem düz boruda hem de sabit peryot ve genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruda artmaktadır. Şekil 18' de görüldüğü gibi, bu artışların eğimlerine dikkat edilirse; sabit genlikte en düşük eğime sahip boru olarak düz boru görülmektedir. Genlikteki artışla birlikte eğim artmakta fakat Reynolds sayısının 1000 değerinden sonra en büyük eğimi $2\sin 0.25X$ borusu göstermektedir. $4\sin 0.25X$ borusu ise laminer akışta Reynolds sayısının tüm değerleri için en yüksek ısı transfer katsayısına (Nusselt sayısına) sahiptir. Bununla beraber, Reynolds sayısının 1000 değerine kadar ısı transfer katsayıları, düz boru da dahil, tüm sabit peryottaki borularda birbirine yakın değerler göstermektedir. $Re \approx 1000$ ' den sonra Reynolds sayısının artmasıyla birlikte düz boruya göre sabit peryottaki sinüzoidal kıvrımlı borularda önemli artışlar meydana gelmekte ve bu artışlar farklı peryotlarda birbirinden farklı değerler göstermektedir. Şekil 19 görüldüğü gibi, sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda ise, Reynolds sayısının yaklaşık 1250 değerinden sonra düz boruya göre ısı transferinde önemli artışlar meydana gelmektedir. Reynolds sayısının 1250 değerinden önce ise, düz boru da dahil olmak üzere, tüm genliklerdeki borularda ısı transferi (Nusselt sayısı) değerleri birbirine çok yakındır. Eğrilerin eğimlerine bakıldığında ise, yine en düşük eğimi düz boru göstermektedir. Bundan sonra en yüksek eğimlere sırasıyla $\sin 0.25X$ borusu, $\sin 0.5X$, $\sin X$ borusu ve en yüksek eğime sahip $\sin 2X$

borusudur. Sin X ve Sin 2X borusuna dikkat edilirse; Reynolds sayısının 1500 değerine kadar diğer genliklere sahip borulardan düşük bir ısı transferi değeri göstermekte iken bu değerden sonra Reynolds sayısının artmasıyla hızla yükselmekte ve özellikle Sin 2X borusu diğer boruların ısı transferi değerlerini geçmektedir.

Basınç kayıplarında (sürtünme faktöründe) ise; Şekil 20 ve Şekil 21' de görüleceği üzere Reynolds sayısının artmasıyla azalma görülmektedir. Burda da sinüzoidal kıvrımlı boruların genliğindeki ve periyodundaki artışın sürtünme faktörüne etkisi farklı olmaktadır. Sabit periyot deneyinde, laminer akışta, genlikte ve Reynolds sayısındaki artışla birlikte sürtünme faktöründe (basınç kayıplarında) düz boruya göre önemli artışlar olmazken, sabit genlik deneyinde artan genlik ve Reynolds sayısı ile birlikte Reynolds sayısının ilk değerlerinden itibaren düz boruya göre önemli artışlar meydana geldiği görülmüştür. Sabit periyotta $Re \approx 600$ ' dan sonra çok az da olsa düz boruya göre genlikte ve Reynolds sayısındaki artışla birlikte sürtünme faktörü değerleri artış göstermektedir. Sabit periyotta sürtünme faktöründe en düşük artış Sin 0.25X borusunda olurken, en yüksek artış 4Sin 0.25X borusunda meydana gelmektedir. Sabit genlik deneylerinde ise, sürtünme faktöründe en düşük artış Sin 0.25X borusunda olurken en yüksek artış Sin 2X borusunda meydana gelmektedir.

Diğer taraftan, sabit periyot ve genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların düz boruya göre ısı transferi ve basınç kaybı değerlerine bakıldığında, farklı oranlar görülmektedir. Sabit periyot ve genlikte, Reynolds sayısının yaklaşık 1000 değerinin altında tüm genliklerde ve periyotlarda Şekil 22 ve Şekil 23' de görüldüğü gibi ısı transferinde azalma meydana gelmektedir. Genlik ve periyot arttıkça bu azalmanın devam etmesi dikkat çekicidir. Ayrıca, yukarıda da bahsedildiği gibi, sabit periyotta ve sabit genlikte sinüzoidal kıvrımlı boruların eğimlerinde farklılıklar bu grafiklerde de görülebilmektedir. Sabit periyotta en yüksek eğime sahip boru 2Sin 0.25X iken en düşük eğim Sin 0.25X borusundadır. Sabit genlikte ise, en yüksek eğim Sin 2X borusunda iken en düşük eğim Sin 0.25X borusunda görülmektedir. Bu da gösteriyor ki; genlikteki ve periyottaki artışla birlikte sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transfer katsayılarında Reynolds sayısı ile artış hızlanmaktadır. Reynolds sayısının yaklaşık 1250 değerlerinin üstünde ise sabit periyot ve sabit genlikte sırasıyla sinüzoidal kıvrımlı borunun genlik ve periyodu arttıkça ısı transferi değeri artmaktadır. Düz boruya göre

en yüksek ısı transferi artış değeri $Re \cong 2000'$ de; sabit periyotta $4\text{Sin } 0.25X$ borusu ve $2\text{Sin } 0.25X$ borusunda yaklaşık % 36, sabit periyotta ise $\text{Sin } 2X$ borusunda % 32' dir.

Basınç kayıplarında ise; kıvrımlı borularla düz boru karşılaştırıldığında Şekil 24 ve Şekil 25' de görüldüğü gibi genliğin ve periyodun artmasıyla basınç kayıplarında (sürtünme faktöründe) artma görülmektedir. Bu artış trendi, sabit periyot ve sabit genlikteki kıvrımlı boruların her ikisi için de Reynolds sayısının yaklaşık 1250 değerine kadar devam etmekte, daha sonra bir miktar düşme trendi göstermektedir. Basınç kayıplarındaki artış hızlarına bakıldığında ise, ısı transferi artış hızlarında olduğu gibi genlik ve periyottaki artışla birlikte sinüzoidal kıvrımlı borularda sürtünme faktöründeki artış hızı yükselmektedir. Düz boruya göre en yüksek basınç kaybı artış değeri $Re \cong 1300'$ de; sabit periyotta $4\text{Sin } 0.25X$ borusunda yaklaşık % 63, sabit genlikte ise $\text{Sin } 2X$ borusunda yaklaşık % 450' dir.

Sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinliklerine (düz boruya göre ısı transferindeki artış oranının basınç kayıplarındaki artış oranına oranı) bakıldığında, düz borunun etkinliği 1 kabul edilirse, sabit periyottaki kıvrımlı borularda Şekil 26' da görüldüğü gibi Reynolds sayısının yaklaşık 1500 değerinin altında, tüm genliklerde etkinlik 1' den küçüktür. Bu değerden sonra tüm genlik değerlerinde etkinlik 1' in üstüne çıkmakta ve en yüksek etkinliği $Re \cong 2000'$ de $2\text{Sin } 0.25X$ borusu yaklaşık 1.18 ile göstermektedir. Sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borular ise laminer akışta tüm periyot değerleri için Şekil 27' de görüldüğü gibi 1' in altında etkinlik göstermektedir. Burada en yüksek etkinlik, $Re \cong 2000'$ de 0.88 değeri ile $\text{Sin } 0.25X$ borusu, en düşük etkinliği ise 0.32 ile $\text{Sin } 2X$ borusu göstermektedir. Sabit genlikteki kıvrımlı borularda dikkat çekici nokta ise; $Re \cong 1000'$ de tüm periyot deneyleri için etkinliğin bir minimumdan geçmekte olmasıdır.

4.2 Türbülanslı Akışta Deney Bulgularının İrdelenmesi

Türbülanslı akışta da laminer akışta olduğu gibi sabit periyot ve genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda Reynolds sayısının artmasıyla Şekil 28 ve Şekil 29' da görüldüğü gibi ısı transferi (Nusselt sayısı) artmaktadır. Burada da dikkat edilirse; sabit periyotta Reynolds sayısının 10000 değerinden sonra düz boru ve diğer farklı genliklerdeki sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi değerlerinde gözle görülebilir

derecede farklılıklar görülmektedir. Reynolds sayısının 10000 değerinden önce ise ısı transfer değerleri, düz boru da dahil olmak üzere farklı genlikler için hemen hemen aynıdır. Sabit genlik deneylerinde ise; Sin 2X borusu hariç diğer farklı periyotlara sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi değerleri Reynolds sayısının yaklaşık 7500 değerine kadar hemen hemen aynı olmakta iken bu değerden sonra farklılıklar göstermektedir. Sabit periyottaki sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi artış hızlarına bakıldığında; en düşük artış hızı $2\text{Sin } 0.25X$ borusunda meydana gelirken, en yüksek artış hızı $4\text{Sin } 0.25X$ borusunda görülmektedir. Sabit genlikte ise; en düşük artış hızı $\text{Sin } 0.25X$ borusunda meydana gelirken en yüksek artış hızı $\text{Sin } 2X$ borusunda görülmektedir.

Basınç kayıplarında (sürtünme faktöründe) ise; Şekil 30 ve Şekil 31' de görüldüğü gibi Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerine kadar azalmakta, daha sonra artma trendi göstermektedir. Sabit periyot deneylerinde basınç kayıpları, Reynolds sayısının 15000 değerine kadar farklılıklar göstermesine karşılık, bu değerden sonra hemen hemen aynı değerde olduğu görülmektedir. Sabit genlikte ise; $\text{Sin } 0.25X$ ve $\text{Sin } 0.5X$ borularının yakın değerlerde olduğu, $\text{Sin } X$ ve $\text{Sin } 2X$ borularının ise, düz boruya göre önemli ölçüde artış gösterdiği görülmektedir. Özellikle; $\text{Sin } 2X$ borusundaki sürtünme faktörü değerlerinde, diğer sabit periyot ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borulardan farklı olarak türbülanslı akışta devamlı bir artış trendi görülmektedir. Bunun yanında tüm sabit periyot ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra sürtünme faktörü değerlerinde önemli oranda artışlar görülmektedir. Bunun çeşitli nedenleri olabileceği gibi en önemli nedenini şöyle açıklamak mümkündür: Bilindiği gibi basınç kayıpları, önemli ölçüde akışkanın sahip olduğu momentumun sürtünme ile birlikte cidara aktarılmasından kaynaklanmaktadır. Borunun giriş kesitinin çıkış kesitini görme oranı azaldıkça (kıvrım oranı arttıkça) akışkandan cidara olan momentum transferi sürtünmeye ek olarak akışkanın cidara çarpması olayı ile de gerçekleşmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında akışkanın cidara çarpması olayı şiddetleneceği için basınç kayıplarında da önemli derecede artışlar olması beklenen bir durum olacaktır. Düşük Reynolds sayılarında ise sürtünmeden kaynaklanan momentum transferinin daha ağırlıklı olması nedeniyle sözü edilen etki daha az hissedilecektir. Diğer taraftan, yüksek Reynolds sayılarında eğrisellikten dolayı akışkanın yüzeyden

ayrılması veya ters dönmesi de sürtünme faktöründeki bu artışlara neden olabilmektedir.

Sabit peryot ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların düz borudan elde edilen sonuçlara kıyaslanmasıyla farklı eğilimler gösterdiği görülmüştür. Sabit peryotta ve sabit genlikte kıvrımlı boruların düz boruya göre ısı transferindeki artış oranları, Şekil 32 ve Şekil 33' de verilmiştir. Bu şekillerden anlaşılacağı üzere; sabit peryot deneyinde tüm genlik değeri için ısı transferi değerleri artma göstermektedir. Sabit peryottaki boruların ısı transferi için eğimlerine bakıldığında ise; en yüksek artış hızına $4\sin 0.25X$ borusunun, en düşük artış hızına ise $2\sin 0.25X$ borusunun sahip olduğu görülmektedir. Sabit genlikte ise; en yüksek artış hızına $\sin 2X$ borusu, en düşük artış hızına $\sin 0.25X$ borusunun sahip olduğu görülmektedir. Sabit genlikte diğer bir dikkat çekici nokta ise; tüm peryot değerleri için ısı transferinin, Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinde bir maksimumdan geçtikten sonra azalma trendine girmesidir. Isı transferinde en yüksek artışı, $Re \cong 22000$ ' de $4\sin 0.25X$ borusu yaklaşık % 12 oranında artışla göstermektedir. Sabit genlikte ise, $\sin 2X$ borusu hariç diğer farklı peryotlardaki kıvrımlı borularda ısı transferi Şekil 33' de görüldüğü gibi $Re \cong 7500$ değerine kadar peryot ve Reynolds sayısının artmasıyla bir azalma trendinde olduğu ve bu Reynolds sayısı değerinden sonra artma başladığı görülmektedir. Burada ısı transferinde en yüksek artış, $Re \cong 21000$ değerinde $\sin 2X$ borusunda yaklaşık % 80 olarak gerçekleşmektedir.

Basınç kayıplarında ise; kıvrımlı borularla düz boru karşılaştırıldığında, sabit peryotta Şekil 34' de görüldüğü gibi Reynolds sayısının yaklaşık 7500 değerine kadar % 6-7 oranında artma görülürken daha sonra % 1-2 oranında artış görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere sabit peryottaki sinüzoidal kıvrımlı borularda türbülanslı akışta ısı transferi değerinde % 12 gibi bir artış olurken basınç kayıpları sadece %1-2 oranında artmaktadır. Sabit genlikteki kıvrımlı borularda ise; basınç kayıpları düz boruya göre Şekil 35' de görülebileceği gibi artma trendi göstermektedir. Burada basınç kaybı, $\sin 2X$ borusunda $Re \cong 21000$ değerinde yaklaşık % 450 gibi yüksek bir artış göstermektedir. Halbuki, sabit genlikteki ($\sin 0.25X$, $\sin 0.5X$, $\sin X$) sinüzoidal kıvrımlara sahip diğer borularda maksimum % 40 olmak üzere basınç kayıplarında yüksek bir artış oranı görülmemektedir. Bununla beraber, ısı transferinde de yüksek

artışlar meydana gelmemektedir (maksimum % 30). Yine dikkat edilirse burada da basınç kayıplarının artış hızları, ısı transfer değerlerindeki artış hızlarına benzerdir. Aynı şekilde, basınç kayıpları (sürtünme faktörü) da, yaklaşık Reynolds sayısının 15000 değerinde bir maksimumdan geçtikten sonra hem sabit periyottaki hemde sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda bir azalma eğilimi göstermektedir.

Türbülanslı akışta sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinliğine bakıldığında; sabit periyotta Şekil 36' da görüldüğü gibi Reynolds sayısının yaklaşık 9000 değerinden sonra tüm genliklerde 1' in üstünde (düz boru 1 kabul edilirse) etkinlik görülmektedir. En yüksek etkinlik $Re \cong 22000$ ' de 1.12 ile 4Sin 0.25X borusu göstermektedir. Diğer taraftan Reynolds sayısının yaklaşık 12500 ile 16000 değerleri arasında sabit periyottaki tüm sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinlikleri düz borununki ile aynı olduğu görülmektedir. Sabit genliklere sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda ise; Şekil 37' de görüldüğü gibi 1 değerinin üstünde sadece $Re \cong 16000$ değerinde 1.16 ile Sin 0.25X borusu görülmektedir. En düşük etkinlik değeri ise; 0.44 ile Sin 2X borusunda ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber, sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinliklerine bakıldığında; Reynolds sayısının yaklaşık 12000 değerinde Sin 0.25X ve Sin 2X boruları, 15000 değerinde ise Sin 0.5X ve Sin X boruları bir maksimumdan geçtikten sonra azalma trendine girdikleri görülmektedir. Bu maksimum noktalar, ilgili borularda optimum noktalar olarak kabul edilebilir.

4.3 Deney Bulgularının Literatürle Karşılaştırılması

Burada sadece düz boru için laminer ve türbülanslı akış durumunda literatürde verilen ampirik bağıntılarla deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Bundaki amaç, ölçüm aralıklarının doğru olup olmadığının kontrol edilmesidir. Isı transferinin karşılaştırılması amacıyla hesaplanan $Nu/Pr^{0.5}$ değerleri göz önüne alındığında, Şekil 38 ve Şekil 39' da görüleceği üzere sabit periyot ve sabit genliklerde türbülanslı akışta ölçüm aralıklarının uyumlu olduğu fakat laminer akışta bu uyumun ancak $Re \cong 1800$ değerinden sonra sağlandığı anlaşılmaktadır. Buradaki fahlılığın başlıca nedeni olarak; laminer akışta sıcaklık ölçümlerinin hassas yapılamaması gösterilebilir. Özellikle düşük debilerde ($\dot{V} < 1.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) bu hassasiyet daha da önem kazanmaktadır. Bunun yanında bu

çalışmada kıyaslamaların düz boruya göre yapılması, deney sonuçlarının kendi arasında ısı transferi artışının tesbiti açısından doğru sonuçlar verebilir.

Basınç kayıplarının (sürtünme faktörünün) literatürde laminer ve türbülanslı akış için verilen bağıntılarla Şekil 40 ve Şekil 41'de görüleceği gibi trend bakımından laminer akışta uyumlu olduğu görülmektedir. Türbülanslı akışta ise basınç kayıplarının Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra artış eğilimi göstermesi, yukarıda da bahsedildiği gibi boru kıvrımının artmasıyla akışkanın cidarla olan sürtünmesinin şiddetlenmesi ve bu etkinin özellikle Reynolds sayısının yüksek değerlerinde hissedilmesiyle açıklanabilir. Diğer taraftan düz boruda hem laminer ve hemde türbülanslı akış durumunda genel olarak yüksek basınç oranlarının ortaya çıkması ise; Mach sayısının (Ma) 0.2 gibi yüksek değerde olması ve boru iç yüzey pürüzlüğünün fazla olmasıyla açıklanabilir.

4.4 Sinüzoidal Kıvrımlı Boruların Performanslarının İrdelenmesi

Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2'de laminer ve türbülanslı akışta, sabit periyot ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların etkinlikleri ile ifade edilen, bir başka açıdan performanslarının değerlendirilmesidir. Fakat bu değerlendirme ısı transferi ve basınç kayıplarının artış miktarlarının göz önüne alınması nedeniyle borunun gerçek performansını vermesi açısından yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle termodinamiğin ikinci kanununun dikkate alınmasıyla entropi analizi yapılmıştır. Burada entropi üretiminin en az olduğu sinüzoidal kıvrımlı boru en iyi (optimum) boru olacaktır.

Şekil 42 ve Şekil 43'de laminer akışta sabit periyotta ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borular için elde edilen boyutsuz entropi üretimi değerleri görülmektedir. Sabit periyot için; Reynolds sayısının yaklaşık 700 değerine kadar en düşük entropi üretimini $2\text{Sin } 0.25X$ borusu göstermekte iken, bu değerden sonra en düşük entropi üretimini düz boru gerçekleştirmektedir. Reynolds sayısının yaklaşık 2000 değerinde ise tüm sabit genlikteki kıvrımlı borular birbirine yakın entropi üretimi değeri göstermektedir. Düz boruda en az entropi üretimi olduğu halde; daha önce etkinliğinin en iyi olduğu belirtilmiş olan (Şekil 26) $2\text{Sin } 0.25X$ borusu en az entropi üretimine sahip borudur. Sabit genlikte ise; Reynolds sayısının yaklaşık 1300 değerine kadar en düşük entropi üretimini $\text{Sin } 2X$ borusu yapmakta iken, daha sonra

bu boru Reynolds sayısının 2000 değerinde en yüksek entropi üretim değerine ulaşmaktadır. Reynolds sayısının 1300 değerinden sonra en düşük entropi üretimini ise Sin 0.5X borusu yapmaktadır. Daha önce etkinliği en iyi olarak bahsedilen (Şekil 27) Sin 0.25X borusu, entropi üretimi analizi sonucunda en yüksek entropi üretimine sahip Sin X ve Sin 2X borularından sonra üçüncü boru olarak ortaya çıkmaktadır.

Türbülanslı akışta ise; sabit peryottaki sinüzoidal kıvrımlı borularda entropi üretimi Şekil 44' de gösterildiği gibi Şekil 36' da gösterilen etkinlik değerlerine benzer şekilde birbirine yakın entropi üretim değerleri göstermektedir. Sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda ise; Şekil 45' de görüldüğü gibi daha önce Şekil 37' de gösterilen etkinlik değerlerine benzer eğilimlere sahiptirler. Burada da en çok entropi üretimi Sin 2X borusunda görülmektedir. Fakat en az entropi üretimi düz borudan sonra Sin 0.25X borusunda ortaya çıkmaktadır. Etkinlik sıralamasında ise en iyi boru olarak Sin 0.5X borusu ortaya çıkmaktaydı.

4.5 Belirsizlik Analizinden Elde Edilen Bulguların İrdelenmesi

Deneilerin yapılması esnasında yapılabilecek kaçınılmaz hataların belirlenmesine yönelik olarak yapılan belirsizlik analizi bulguları Bölüm 3.2.5' de verilmiştir. Hataların toplam hatalar içindeki ağırlığına bakıldığı zaman; en büyük etkinin debi ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam hatadan kaynaklandığı görülmektedir. Bu hata değeri, Nusselt sayısındaki toplam hata değerinde yaklaşık 2.5 kat, sürtünme faktöründeki toplam hata değerinde yaklaşık 1.5 kat ve Reynolds sayısındaki toplam hata değerinde yaklaşık 3.5 kat bir artışa karşılık gelmektedir. Basınç farkı ve boru çapından kaynaklanan toplam hatalar sadece sürtünme faktörü değerine az bir etki göstermektedir. Diğer hata değerlerinin ise sözü edilen üç temel büyüklüğe ihmal edilebilecek seviyede etkisinin olduğu belirlenmiştir. Özellikle sıcaklık ölçümlerinde ortaya çıkabilecek toplam hataların sözü edilen üç temel büyüklüğe ihmal edilebilecek seviyede etkisinin olması dikkat çekicidir. Bu durum, deneilerde kullanılan akışkan (hava) debilerinin küçük değerlerde olmasıyla ($\dot{V} < 1.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) açıklanabilir.

5. SONUÇLAR

1. Laminer akışta, sabit periyot ve genliklere sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda, düz boruya göre ısı transferinde, Reynolds sayısının yaklaşık 1250 değerinden sonra artan Reynolds sayısına bağlı olarak genlikteki ve periyottaki artışla birlikte artma meydana gelmektedir. Basınç kayıplarında ise; artan Reynolds sayısına bağlı olarak genlikteki ve periyottaki artışla birlikte artma görülmektedir.

2. Türbülanslı akışta, sabit periyot ve sabit genliklere sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda, düz boruya göre ısı transferinde, Reynolds sayısının yaklaşık 7500 değerinden sonra artan Reynolds sayısına bağlı olarak genlikteki ve periyottaki artışla birlikte artma meydana gelmektedir. Basınç kayıplarında ise; artan Reynolds sayısına bağlı olarak genlikteki ve periyottaki artışla birlikte artma görülmektedir.

3. Sabit periyot deneylerinde, laminer akışta ısı transferinde en yüksek artış %36 ile 4Sin 0.25X borusunda olurken, basınç kayıplarındaki en yüksek artış aynı boruda % 63 ile meydana gelmektedir. Türbülanslı akışta ise; ısı transferindeki en yüksek artış % 12 ile 4Sin 0.25X borusunda olurken basınç kayıplarındaki en yüksek artış % 1-2 ile aynı boruda meydana gelmektedir.

4. Sabit genlik deneylerinde laminer akışta, ısı transferinde en yüksek artış % 32 ile Sin 2X borusunda olurken, basınç kayıplarındaki en yüksek artış % 450 ile aynı boruda meydana gelmektedir. Türbülanslı akışta ise; ısı transferindeki en yüksek artış % 80 ile Sin 2X borusunda olurken, basınç kayıplarındaki en yüksek artış % 450 ile aynı boruda meydana gelmektedir.

5. Laminer akışta, sabit periyotta etkinliği ve performansı en iyi olan boru 2Sin 0.25X borusudur. Sabit genlikte ise; etkinliği en iyi olan boru Sin 0.25X borusu iken performansı en iyi boru Sin 0.5X borusudur.

6. Sabit periyotta ve sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı boruların ısı transferinde (Nusselt sayısında) ve basınç kayıplarında (sürtünme faktöründe) meydana getirdiği artışların hızları, sırasıyla genlikteki ve periyottaki artmayla birlikte yükselme göstermektedir.

7. Türbülanslı akışta, sabit periyotta etkinliği en iyi boru 4Sin 0.25X borusu iken, sabit periyotta tüm genliklerdeki boruların performansları hemen hemen aynı değerlerdedir. Sabit genlikte etkinliği en iyi boru Sin 0.5X borusu iken performansı

en iyi Sin X borusudur. Fakat Sin 0.5X borusu ile Sin X borusunun entropi üretim değerleri birbirlerine çok yakındır.

8. Laminer akışta, Reynolds sayısının 1250 değerinin altında kalan değerleri için hem sabit periyottaki hemde sabit genlikteki sinüzoidal kıvrımlı borularda düz boruya göre basınç kayıplarında artma görülürken ısı transferi değerlerinde azalma meydana gelmektedir.

9. Türbülanslı akışta ise; Reynolds sayısının 7500 değerinin altında kalan değerlerinde, özellikle sabit genlikteki borularda, basınç kayıplarında artma görülürken ısı transferinde düşme görülmektedir.

10. Basınç kayıplarının yüksek olmasının (örneğin 4-5 kat) önemli olmadığı yerlerde Reynolds sayısının yaklaşık 22000 değerlerinde % 80 gibi yüksek ısı transferi artış oranına sahip Sin 2X borusu önerilebilir.

11. Basınç kayıplarının düşük seviyelerde olmasının istendiği yerlerde ise, Reynolds sayısının yaklaşık 22000 değerlerinde % 30 gibi bir ısı transferi artış oranına sahip olmasına rağmen sadece % 10 gibi düşük basınç kaybı artışının ortaya çıktığı Sin 0.5X borusu önerilebilir.

12. Konstrüksiyonun uygun olması halinde ise, büyük genliklere sahip sinüzoidal kıvrımlı borular (örneğin 4Sin 0.25X) kullanılması tavsiye edilebilir. Bunun nedeni olarak basınç kayıplarında hemen hemen hiç artış meydana gelmemesine karşılık (sadece % 1-2), ısı transferinde % 12 gibi bir artışın var olması gösterilebilir.

13. Sinüzoidal kıvrımlı boruların düşük Reynolds sayılarında (laminer akışta; $Re < 1250$, türbülanslı akışta; $Re < 7500$), ısı transferini kötüleştirilmesi ve basınç kayıplarını artırması nedeniyle kullanılması uygun olmamaktadır.

14. Deneylerde Mach sayısının yüksek olması nedeniyle ($Ma \cong 0.2$) basınç kayıplarında ekstra artışlar meydana gelmiştir. Mach sayısının daha düşük seviyelerde tutulmasıyla yüksek etkinlik ve performans değerleri elde edilebilir.

15. Genel olarak sinüzoidal kıvrımlı boruların performanslarının değerlendirilmesine yönelik olarak yapılan etkinlik ve entropi analizi birbirlerine yakın değerler verse de, entropi analizi daha genel bir ifadeyi ortaya koyması açısından tavsiye edilen yöntemdir.

16. Belirsizlik analizinden ortaya çıkan sonuçlara göre deneylerin yapılması sırasında çok büyük hatalar yapılmamıştır ($\leq \% 10$). Özellikle debi ölçümlerinde gösterilecek hassasiyet belirsizlik değerlerini önemli oranda düşürebilmektedir.



6. ÖNERİLER

1. Özellikle laminer akışlarda daha hassas ölçüm yapmak sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi ve basınç kayıpları hakkında daha doğru bilgilerin elde edilmesi açısından önemlidir.

2. Sinüzoidal kıvrımlı borularda farklı genlik ve periyotlar için akış gözleme deneylerinin yapılmasının, ısı transferi ve basınç kayıpları üzerinde rol oynayan fiziksel etkilerin yorumlanmasına katkı sağlayacağı açıktır.

3. Sinüzoidal kıvrımlı boruların hem ekseni doğrultusunda hemde kesitlerinin çevresi boyunca sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılarak yerel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin belirlenmesi önemlidir. Böylece, sözü edilen borulardaki fiziksel etkenlerin, ısı transferi ve basınç kayıplarına etkisinin daha detaylı olarak araştırılması mümkün olacaktır.

4. Mach sayısının yüksek değerlerde olması ($Ma \cong 0.2$) basınç kayıplarının ekstra artışlarına sebep olduğu daha önce belirtilmişti. Daha büyük çaplarda boruların kullanılması ile Mach sayısının düşürülmesi sürtünme kayıplarının daha düşük çıkması açısından önemlidir.

5. Fiziksel özellikleri farklı akışkanların kullanılması ile sinüzoidal kıvrımlı borularda Prandtl sayısı gibi önemli parametrelerin ısı transferi ve basınç kayıplarına etkisinin incelenmesi mümkün olacaktır.

6. Farklı kesitlerde (kare, dikdörtgen vs.) sinüzoidal kıvrımlı boruların kullanılması, kesit farklılıklarının ısı transferi ve basınç kayıpları üzerindeki etkisinin araştırılmasına yardımcı olacaktır.

7. Problem sayısal olarak çözülerek deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yerinde olacaktır. Sayısal çözüm ile deney sonuçlarının uyumunun belirlenmesinden sonra problem üzerinde etkisi olan birçok parametrenin sayısal olarak incelenmesi de mümkün olacaktır.

7. KAYNAKLAR

1. Kakaç, S., Shah, R.K. ve Aung, W., Handbook of Single- Phase Convective Heat Transfer, A Willey-Interscience Publication, New York, 1987.
2. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. ve Ganic, E.N., Handbook of Heat Transfer Application, Second Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1985.
3. Özişik, M.N. ve Topakoğlu, H.C., Heat Transfer for Laminar Flow in a Curved Pipe, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 90, (1968) 313-318.
4. Prusa, J. ve Yao, L.S., Numerical Solution for Fully Developed Flow in Heated Curved Tubes, Journal of Fluid Mechanics, 123, (1982) 503- 522.
5. Cheng, K.C. ve Yuen, F.P., Flow Visualization Studies on Secondary Flow Patterns in Isothermally Heated Curved Pipe, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 109, (1987) 55-61.
6. Amano, R.S., Bagherlee, A., Smith, R.J. ve Niess, T.G., Turbulent Heat Transfer in Corrugated-Wall Channels with and without Fins, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 109, (1987) 62-67.
7. Faghri, M. ve Asako, Y., Numerical Determination of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for a Converging-Diverging Flow Channel, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 109, (1987) 606-612.
8. Asako, Y. ve Faghri, M., Finite-Volume Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 109, (1987) 627-634.
9. Asako, Y., Nakamura, H. ve Faghri, M., Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Corrugated Duct with Rounded Corners, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, (1988) 1237-1245.
10. Hassaine, A., Dagenet, M. ve Menguy, G., Etude du Champ des Vitesses et du Transfert Thermique Dans un Canal à Parois Sinusoïdales Soumises à un Flux de Chaleur de Densité Constante, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37, (1994) 717-725.
11. Kalb, C.E. ve Seader, J.D., Heat and Mass Transfer Phenomena for Viscous Flow in Curved Circular Tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, (1972) 801-817.
12. Mori, Y. ve Nakayama, W., Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (1 st Report, Laminar Region), International Journal of Heat and Mass Transfer, 8, (1965) 67-82.

13. Seban, R.A. ve McLaughlin, E.F., Heat Transfer in Tube Coils with Laminar and Turbulent Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 6, (1963) 387-395.
14. Mori, Y. ve Nakayama, W., Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (2 st Report, Turbulent Region), International Journal of Heat and Mass Transfer, 10, (1967) 37-59.
15. Akiyama, M. ve Cheng, K.C., Boundary Vorticity Methods for Laminar Forced Convection Heat Transfer in Curved Pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14, (1971) 1659-1675.
16. Mori, Y., Uchida, Y. ve Ukon, T., Forced Convective Heat Transfer in a Curved Channel with a Square Cross Section, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14, (1971) 1787-1805.
17. Patankar, S.V., Pratab, V.S. ve Spalding D.B., Prediction of Turbulent Flow in Curved Pipes, Journal of Fluid Mechanics, 67, (1975) 583-595.
18. Simon, H.A., Chang, M.H. ve Chow, J.C.F., Heat Transfer in Curved Tubes with Pulsatile, Fully Developed, Laminar Flows, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 99, (1977) 590-595.
19. Yao, L.S. ve Berger, S.A., Flow in Heated Curved Pipes, Journal of Fluid Mechanics, 88, (1978) 339-354.
20. Humphrey, J.A.C., Whitelaw, J.H. ve Yee, G., Turbulent Flow in a Square Duct with Strong Curvature, Journal of Fluid Mechanics, 103, (1981) 443-463.
21. Lee, J.B., Simon, H.A. ve Chow, J.C.F., Buoyancy in Developed Laminar Curved Tube Flows, International Journal of Heat and Mass Transfer, 28, (1985) 631-640.
22. Hwang, G.J. ve Chao, C.H., Forced Laminar Convection in a Curved Isothermal Square Duct, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 113, (1991) 48-55.
23. Yang, R. ve Chang, S.C., A Numerical Study of Fully Developed Laminar Flow and Heat Transfer in a Curved Pipe with Arbitrary Curvature Ratio, International Journal of Heat and Fluid Flow, 14, (1993) 138-145.
24. Yang, R. ve Chang, S.Y., Combined Free and Forced Convection for Developed Flow in Curved Pipes with Finite Curvature Ratio, International Journal of Heat and Fluid Flow, 15, (1994) 470-476.

25. Ligrani, P.M., Choi, S., Schallert, A.R. ve Scogerboe, P., Effects of Dean Vortex Pairs on Surface Heat Transfer in Curved Channel Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 39, (1996) 27-37.
26. Robertson, A.M., On Viscous Flow in Curved Pipes of Non-uniform Cross-section, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 22, (1996) 771-798.
27. Ishigaki, H., Analogy Between Laminar Flows in Curved Pipes and Orthogonally Rotating Pipes, Journal of Fluid Mechanics, 268, (1994) 133-145.
28. Ishigaki, H., Analogy Between Turbulent Flows in Curved Pipes and Orthogonally Rotating Pipes, Journal of Fluid Mechanics, 307, (1996) 1-10.
29. Metzger, D.E. ve Larson, D.E., Use of Melting Point Surface Coatings for Local Convection Heat Transfer Measurements in Rectangular Channel Flows with 90-deg Turns, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 108, (1986) 48-55.
30. Metzger, D.E. ve Sahn, M.K., Heat Transfer Around Sharp 180-deg Turns in Smooth Rectangular Channels, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 108, (1986) 500-506.
31. Han, J.C., Chandra, P.R. ve Lau, S.C., Local Heat / Mass Transfer Distributions Around Sharp 180-deg Turns in Two-Pass Smooth and Rib-Roughened Channels, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 110, (1988) 91-98.
32. Chyu, M.K., Regional Heat Transfer in Two-Pass and Three-Pass Passages with 180-deg Sharp Turns, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 113, (1991) 63-70.
33. Yang, W.J. ve Zhang, N., Local Heat Transfer in a Rotating Serpentine Flow Passage, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 114, (1992) 354-361.
34. Zhang, N., Chiou, J., Fann, S. ve Yang, W.J., Local Heat Transfer Distribution in a Rotating Serpentine Rib-Roughened Flow Passage, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 115, (1993) 560-568.
35. Han, J.C., Zhang, Y.M. ve Kalkuehler, K., Uneven Wall Temperature Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Smooth Walls, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 115, (1993) 912-920.
36. Cheng, K.C. ve Yuen, F.P., Flow Visualization Studies on Secondary Flow Patterns in Straight Tubes Downstream of a 180-deg Bend and in Isothermally Heated Horizontal Tubes, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 109, (1987) 49-54.

37. Sparrow, E.M. ve Comb, J.W., Effect of Interwall Spacing and Fluid Flow Inlet Conditions on a Corrugated-Wall Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 26, (1983) 993-1005.

38. Sparrow, E.M. ve Hossfeld, L.M., Effect of Rounding of Protruding Edges on Heat Transfer and Pressure Drop in a Duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27, (1984) 1715-1723.

39. Amano, R.S., A Numerical Study of Laminar and Turbulent Heat Transfer in a Periodically Corrugated Wall Channel, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 107, (1985) 564-569.

40. Speziale, C.G., So, R.M.C. ve Younis, B.A., On the Prediction of Turbulent Secondary Flows, NASA Contractor Report 189722, ICASE Report No. 92-57, (1992).

41. Sparrow, E.M. ve Patankar, S.V., Relationships Among Boundary Conditions and Nusselt Numbers for Thermally Developed Duct Flows, Transactions of the ASME - Journal of Heat Transfer, 99, (1977) 483-485.

42. Kays, W.M. ve Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, Second Edition, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1980.

43. Incropera, F.P. ve De Witt, P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition, John Willey & Sons, Singapore, 1990.

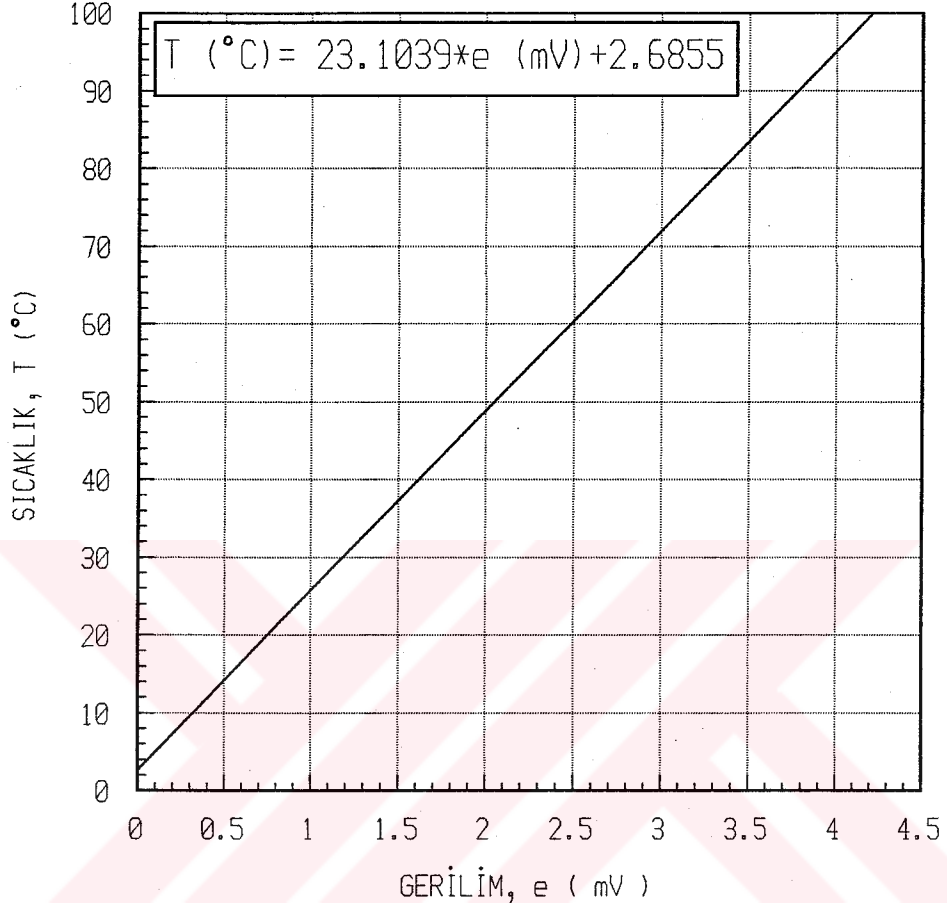
44. Prasad, R.C. ve Shen, J., Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement Devices Using Exergy Analysis, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, (1993) 4193-4197.

45. Nag, P.K. ve Mukherjee, P., Thermodynamics Optimization of Convective Heat Transfer Trough a Duct with Constant Wall Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 30, (1987) 401-405.

46. Holman, J.P., Experimental Methods for Engineers, Second Edition, McGraw - Hill Book Company, New York, 1971.

47. Spitler, J.D., Pedersen, C.O., Fisher, D.E., Menne, P.F. ve Cantillo, J., An Experimental Facility for Investigation of Interior Convective Heat Transfer, ASHRAE Transaction, 97(1), (1991) 497-504.

8. EKLER



Ek Şekil 1. Termoeleman (Bakır- Konstantan) kalibrasyon eğrisi.

Ek Tablo 1. Laminer akışta sabit periyot deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.3	4.245	0.95	3.46
2	0.850	3.0	4.244	0.95	3.57
3	1.350	5.5	4.250	0.95	3.62
4	2.030	7.7	4.250	0.95	3.64
5	2.670	10.4	4.250	0.95	3.66
6	3.300	12.5	4.250	0.95	3.67
7	3.950	15.0	4.254	0.95	3.66
8	4.680	18.5	4.250	0.95	3.65
9	5.400	21.5	4.250	0.95	3.63
10	6.075	25.0	4.250	0.95	3.61
11	6.790	29.5	4.250	0.95	3.59
12	7.450	37.0	4.246	0.95	3.59
13	8.150	42.0	4.250	0.95	3.57
14	8.880	52.0	4.250	0.95	3.60

Ek Tablo 2. Türbülanslı akışta sabit periyot deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.18	4.230	0.95	3.52
2	12.20	0.48	4.225	0.95	3.76
3	16.00	0.78	4.230	0.95	3.83
4	19.80	1.18	4.230	0.95	3.87
5	23.90	1.73	4.235	0.95	3.89
6	28.20	2.33	4.235	0.95	3.89
7	32.90	3.13	4.220	0.95	3.89
8	37.00	3.88	4.220	0.95	3.87
9	41.70	5.03	4.215	0.95	3.86
10	46.00	6.18	4.220	0.95	3.86
11	50.00	7.43	4.220	0.95	3.84
12	55.00	8.78	4.230	0.95	3.83
13	59.80	10.38	4.230	0.95	3.82
14	64.00	12.23	4.235	0.95	3.80
15	68.40	14.38	4.235	0.95	3.79
16	72.50	16.38	4.230	0.95	3.77
17	77.00	18.88	4.230	0.95	3.75
18	81.28	21.48	4.230	0.95	3.73
19	85.56	24.63	4.234	0.95	3.71
20	89.84	27.28	4.230	0.95	3.67
21	94.10	30.88	4.230	0.95	3.65
22	98.40	33.18	4.215	0.95	3.63

Ek Tablo 3. Laminer akışta Sin 0.25X borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.30	4.190	0.85	3.32
2	0.850	2.95	4.192	0.85	3.43
3	1.350	5.30	4.193	0.85	3.50
4	2.030	7.80	4.193	0.85	3.53
5	2.670	10.50	4.195	0.85	3.55
6	3.300	13.50	4.201	0.85	3.58
7	3.950	16.35	4.198	0.85	3.60
8	4.680	20.00	4.199	0.85	3.62
9	5.400	24.50	4.200	0.85	3.64
10	6.075	29.00	4.199	0.85	3.66
11	6.790	34.00	4.198	0.85	3.68
12	7.450	40.00	4.195	0.85	3.69
13	8.150	47.00	4.193	0.85	3.69
14	8.880	55.00	4.192	0.85	3.70

Ek Tablo 4. Türbülanslı akışta Sin 0.25X borusu (sabit peryot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.25	4.125	0.85	3.64
2	12.20	0.50	4.137	0.85	3.68
3	16.00	0.80	4.145	0.85	3.75
4	19.80	1.25	4.144	0.85	3.78
5	23.90	1.80	4.136	0.85	3.79
6	28.20	2.35	4.136	0.85	3.79
7	32.90	3.20	4.136	0.85	3.79
8	37.00	3.90	4.154	0.85	3.80
9	41.70	5.00	4.146	0.85	3.80
10	46.00	6.30	4.146	0.85	3.79
11	50.00	7.50	4.142	0.85	3.78
12	55.00	8.95	4.138	0.85	3.77
13	59.80	10.55	4.158	0.85	3.78
14	64.00	12.50	4.152	0.85	3.77
15	68.40	14.50	4.138	0.85	3.74
16	72.50	16.75	4.138	0.85	3.72
17	77.00	18.90	4.142	0.85	3.69
18	81.28	21.70	4.138	0.85	3.67
19	85.56	25.05	4.135	0.85	3.65
20	89.84	27.60	4.137	0.85	3.63
21	94.10	30.90	4.161	0.85	3.65
22	98.40	33.10	4.145	0.85	3.62

Ek Tablo 5. Laminer akışta 2Sin 0.25X borusu (sabit periyot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/ dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.25	4.165	0.85	2.92
2	0.850	2.80	4.165	0.85	3.09
3	1.350	5.30	4.165	0.85	3.22
4	2.030	8.10	4.158	0.85	3.33
5	2.670	11.0	4.157	0.85	3.35
6	3.300	14.0	4.157	0.85	3.38
7	3.950	17.5	4.155	0.85	3.44
8	4.680	21.5	4.158	0.85	3.58
9	5.400	25.0	4.158	0.85	3.61
10	6.075	30.0	4.164	0.85	3.66
11	6.790	34.5	4.161	0.85	3.71
12	7.450	42.0	4.165	0.85	3.76
13	8.150	48.5	4.164	0.85	3.78
14	8.880	56.0	4.161	0.85	3.80

Ek Tablo 6. Türbülanslı akışta 2Sin 0.25X borusu (sabit periyot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/ dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.23	4.145	0.85	3.61
2	12.20	0.58	4.138	0.85	3.67
3	16.00	0.78	4.144	0.85	3.71
4	19.80	1.18	4.137	0.85	3.75
5	23.90	1.83	4.142	0.85	3.78
6	28.20	2.38	4.140	0.85	3.80
7	32.90	3.18	4.135	0.85	3.80
8	37.00	3.93	4.141	0.85	3.80
9	41.70	5.03	4.136	0.85	3.79
10	46.00	6.13	4.137	0.85	3.78
11	50.00	7.38	4.146	0.85	3.76
12	55.00	8.73	4.141	0.85	3.76
13	59.80	10.38	4.145	0.85	3.75
14	64.00	12.28	4.142	0.85	3.72
15	68.40	14.38	4.137	0.85	3.70
16	72.50	16.58	4.142	0.85	3.69
17	77.00	18.88	4.132	0.85	3.66
18	81.28	21.58	4.128	0.85	3.64
19	85.56	24.58	4.128	0.85	3.61
20	89.84	27.38	4.147	0.85	3.63
21	94.10	30.35	4.135	0.85	3.60
22	98.40	33.00	4.135	0.85	3.55

Ek Tablo 7. Laminer akışta 4Sin 0.25X borusu (sabit periyot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.15	4.202	0.88	3.12
2	0.850	2.90	4.205	0.88	3.32
3	1.350	5.40	4.202	0.88	3.44
4	2.030	8.10	4.204	0.88	3.53
5	2.670	11.25	4.208	0.88	3.59
6	3.300	14.50	4.210	0.88	3.64
7	3.950	18.20	4.210	0.88	3.68
8	4.680	22.75	4.204	0.88	3.72
9	5.400	27.00	4.202	0.88	3.73
10	6.075	32.00	4.205	0.88	3.76
11	6.790	37.00	4.204	0.88	3.78
12	7.450	45.00	4.200	0.88	3.81
13	8.150	51.00	4.205	0.88	3.83
14	8.880	62.00	4.204	0.88	3.85

Ek Tablo 8. Türbülanslı akışta 4Sin 0.25X borusu (sabit periyot) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.33	4.170	0.88	3.64
2	12.2	0.43	4.184	0.88	3.75
3	16.0	0.78	4.180	0.88	3.79
4	19.8	1.18	4.178	0.88	3.81
5	23.9	1.68	4.180	0.88	3.83
6	28.2	2.28	4.176	0.88	3.84
7	32.9	3.08	4.171	0.88	3.83
8	37.0	3.88	4.176	0.88	3.85
9	41.7	4.98	4.163	0.88	3.83
10	46.0	6.08	4.164	0.88	3.83
11	50.0	7.53	4.165	0.88	3.82
12	55.0	8.98	4.161	0.88	3.81
13	59.8	10.73	4.152	0.88	3.79
14	64.0	12.28	4.128	0.88	3.74
15	68.4	14.43	4.136	0.88	3.75
16	72.5	16.83	4.143	0.88	3.74
17	77.0	19.23	4.150	0.88	3.74
18	81.28	21.78	4.162	0.88	3.74
19	85.56	25.08	4.173	0.88	3.73
20	89.84	27.68	4.165	0.88	3.71
21	94.10	31.08	4.155	0.88	3.68
22	98.40	34.00	4.158	0.88	3.66

Ek Tablo 9. Laminer akışta sabit genlik deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.15	4.155	0.6	3.38
2	0.850	2.30	4.160	0.6	3.48
3	1.350	4.20	4.162	0.6	3.59
4	2.030	5.80	4.162	0.6	3.60
5	2.670	7.55	4.158	0.6	3.63
6	3.300	9.20	4.150	0.6	3.65
7	3.950	11.4	4.163	0.6	3.66
8	4.680	16.0	4.166	0.6	3.64
9	5.400	18.0	4.160	0.6	3.60
10	6.075	20.5	4.173	0.6	3.56
11	6.790	26.0	4.150	0.6	3.60
12	7.450	30.0	4.162	0.6	3.60
13	8.150	35.0	4.145	0.6	3.55
14	8.880	45.0	4.147	0.6	3.62

Ek Tablo 10. Türbülanslı akışta sabit genlik deneyi için düz boru deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.33	4.163	0.6	3.68
2	12.20	0.55	4.133	0.6	3.85
3	16.00	1.00	4.148	0.6	3.89
4	19.80	1.45	4.136	0.6	3.89
5	23.90	2.15	4.135	0.6	3.89
6	28.20	2.65	4.148	0.6	3.89
7	32.90	4.10	4.153	0.6	3.88
8	37.00	4.55	4.151	0.6	3.87
9	41.70	5.60	4.168	0.6	3.86
10	46.00	6.85	4.150	0.6	3.84
11	50.20	8.25	4.161	0.6	3.84
12	55.00	9.80	4.168	0.6	3.82
13	59.80	11.30	4.170	0.6	3.81
14	64.00	13.10	4.160	0.6	3.78
15	68.40	15.20	4.176	0.6	3.77
16	72.50	17.25	4.156	0.6	3.75
17	77.00	19.55	4.163	0.6	3.74
18	81.28	22.00	4.153	0.6	3.71
19	85.56	24.95	4.176	0.6	3.69
20	89.84	27.65	4.175	0.6	3.68
21	94.10	30.00	4.180	0.6	3.66
22	98.40	33.10	4.150	0.6	3.62

Ek Tablo 11. Laminer akışta Sin 0.25X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{yaç}$ (mV)
1	0.333	1.10	4.173	0.6	3.27
2	0.850	2.65	4.160	0.6	3.43
3	1.350	4.90	4.180	0.6	3.55
4	2.030	7.40	4.180	0.6	3.61
5	2.670	9.00	4.180	0.6	3.65
6	3.300	12.00	4.181	0.6	3.69
7	3.950	15.00	4.168	0.6	3.71
8	4.680	18.50	4.180	0.6	3.73
9	5.400	22.00	4.181	0.6	3.74
10	6.075	26.50	4.180	0.6	3.75
11	6.790	30.00	4.190	0.6	3.74
12	7.450	36.00	4.173	0.6	3.75
13	8.150	43.50	4.171	0.6	3.80
14	8.880	48.50	4.170	0.6	3.81

Ek Tablo 12. Türbülanslı akışta Sin 0.25X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.285	4.176	0.6	3.81
2	12.20	0.530	4.170	0.6	3.83
3	16.00	0.800	4.178	0.7	3.89
4	19.80	1.150	4.171	0.7	3.90
5	23.90	1.600	4.185	0.7	3.91
6	28.20	2.180	4.181	0.7	3.93
7	32.90	2.860	4.175	0.7	3.92
8	37.00	3.580	4.181	0.7	3.92
9	41.70	4.780	4.190	0.7	3.93
10	46.00	5.730	4.190	0.7	3.91
11	50.20	6.880	4.183	0.7	3.91
12	55.00	8.180	4.173	0.7	3.89
13	59.80	9.830	4.173	0.7	3.86
14	64.00	11.480	4.168	0.6	3.85
15	68.40	13.130	4.185	0.6	3.83
16	72.50	15.230	4.173	0.6	3.82
17	77.00	17.180	4.176	0.6	3.82
18	81.28	19.430	4.165	0.6	3.80
19	85.56	22.280	4.163	0.6	3.78
20	89.84	25.180	4.155	0.6	3.75
21	94.10	27.780	4.150	0.6	3.75
22	98.40	31.180	4.130	0.6	3.71

Ek Tablo 13. Laminer akışta Sin 0.5X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.25	4.151	0.7	3.43
2	0.850	3.10	4.149	0.7	3.48
3	1.350	6.40	4.149	0.7	3.52
4	2.030	9.50	4.138	0.7	3.55
5	2.670	13.00	4.167	0.7	3.59
6	3.300	17.00	4.157	0.7	3.61
7	3.950	19.50	4.167	0.7	3.64
8	4.680	24.00	4.167	0.7	3.66
9	5.400	29.50	4.162	0.7	3.67
10	6.075	35.00	4.159	0.7	3.70
11	6.790	41.00	4.156	0.7	3.72
12	7.450	49.00	4.176	0.7	3.69
13	8.150	56.00	4.173	0.7	3.76
14	8.880	67.00	4.172	0.7	3.80

Ek Tablo 14. Türbülanslı akışta Sin 0.5X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.39	4.153	0.7	3.76
2	12.20	0.67	4.115	0.7	3.80
3	16.00	0.73	4.104	0.7	3.81
4	19.80	1.38	4.125	0.7	3.85
5	23.90	1.78	4.146	0.7	3.88
6	28.20	2.58	4.144	0.7	3.90
7	32.90	3.28	4.131	0.7	3.90
8	37.00	4.48	4.101	0.7	3.90
9	41.70	5.28	4.144	0.7	3.94
10	46.00	6.78	4.133	0.7	3.94
11	50.20	8.03	4.133	0.7	3.93
12	55.00	9.53	4.129	0.7	3.92
13	59.80	11.43	4.159	0.7	3.93
14	64.00	13.13	4.146	0.7	3.94
15	68.40	15.38	4.126	0.7	3.92
16	72.50	17.48	4.119	0.7	3.91
17	77.00	19.98	4.106	0.7	3.90
18	81.28	22.98	4.102	0.7	3.87
19	85.56	25.68	4.088	0.7	3.84
20	89.84	29.18	4.078	0.7	3.82
21	94.10	33.08	4.073	0.7	3.80
22	98.40	37.58	4.047	0.7	3.75

Ek Tablo 15. Laminer akışta Sin X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	1.40	4.221	0.6	3.28
2	0.850	3.30	4.204	0.6	3.33
3	1.350	6.30	4.203	0.6	3.37
4	2.030	9.50	4.214	0.6	3.43
5	2.670	12.50	4.210	0.6	3.44
6	3.300	17.00	4.207	0.6	3.49
7	3.950	21.50	4.206	0.6	3.54
8	4.680	26.50	4.205	0.6	3.56
9	5.400	32.00	4.199	0.6	3.59
10	6.075	38.00	4.201	0.6	3.66
11	6.790	45.00	4.209	0.6	3.69
12	7.450	53.00	4.201	0.6	3.73
13	8.150	61.00	4.194	0.6	3.77
14	8.880	70.00	4.199	0.6	3.80

Ek Tablo 16. Türbülanslı akışta Sin X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney no	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.40	4.204	0.6	3.50
2	12.20	0.73	4.198	0.6	3.67
3	16.00	0.98	4.189	0.6	3.77
4	19.80	1.58	4.183	0.6	3.82
5	23.90	2.18	4.179	0.6	3.85
6	28.20	2.88	4.171	0.6	3.86
7	32.90	3.98	4.164	0.6	3.87
8	37.00	4.93	4.195	0.6	3.89
9	41.70	5.93	4.194	0.6	3.93
10	46.00	7.13	4.189	0.6	3.96
11	50.20	8.68	4.189	0.6	3.96
12	55.00	10.58	4.180	0.6	3.95
13	59.80	12.58	4.204	0.6	3.96
14	64.00	14.88	4.191	0.6	3.95
15	68.40	17.38	4.184	0.6	3.94
16	72.50	20.18	4.194	0.6	3.92
17	77.00	23.08	4.168	0.6	3.91
18	81.28	26.38	4.171	0.6	3.91
19	85.56	30.18	4.164	0.6	3.89
20	89.84	34.28	4.153	0.6	3.88
21	94.10	37.38	4.144	0.6	3.86
22	98.40	41.18	4.125	0.6	3.84

Ek Tablo 17. Laminer akışta Sin 2X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney No	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (mmSS)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	0.333	2.00	4.109	0.80	3.14
2	0.850	5.00	4.086	0.80	3.25
3	1.350	10.50	4.103	0.80	3.23
4	2.030	17.25	4.109	0.80	3.33
5	2.670	25.50	4.117	0.80	3.43
6	3.300	33.50	4.124	0.80	3.49
7	3.950	44.00	4.094	0.75	3.56
8	4.680	55.00	4.094	0.75	3.52
9	5.400	70.00	4.086	0.75	3.67
10	6.075	87.00	4.087	0.70	3.73
11	6.790	104.00	4.079	0.70	3.69
12	7.450	120.00	4.097	0.70	3.76
13	8.150	146.00	4.070	0.70	3.79
14	8.880	163.00	4.097	0.70	3.84

Ek Tablo 18. Türbülanslı akışta Sin 2X borusu (sabit genlik) deneyi ölçüm sonuçları.

Deney No	Debi, \dot{V} (lt/dak)	Basınç Kaybı, ΔP (cmHg)	T_y (mV)	T_{ag} (mV)	$T_{aç}$ (mV)
1	8.50	0.88	4.103	0.8	3.82
2	12.20	1.68	4.070	0.8	3.86
3	16.00	2.93	4.075	0.8	3.92
4	19.80	4.18	4.091	0.8	3.94
5	23.90	6.08	4.084	0.8	3.99
6	28.20	8.08	4.075	0.8	4.01
7	32.90	11.48	4.074	0.8	4.01
8	37.00	14.58	4.077	0.8	4.02
9	41.70	18.98	4.077	0.8	4.04
10	46.00	23.78	4.094	0.8	4.05
11	50.20	28.28	4.092	0.8	4.05
12	55.00	35.18	4.078	0.8	4.04
13	59.80	42.38	4.098	0.8	4.05
14	64.00	51.58	4.074	0.8	4.03
15	68.40	58.88	4.074	0.8	4.03
16	72.50	70.88	4.064	0.8	4.01
17	77.00	77.88	4.067	0.8	4.00
18	81.28	87.80	4.067	0.8	4.00
19	85.56	99.00	4.045	0.8	3.97
20	89.84	112.00	4.020	0.8	3.95

Ek Tablo 19. Bilgisayar programı.

```

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C.....BU PROGRAM NUSSELT SAYISINI, SÜRTÜNME FAKTÖRÜNÜ,.....C
C.....PERFORMANS ANALİZİNİ ( ENTROPİ ANALİZİNİ),BELİRSİZLİK.....C
C.....ANALİZİNİ YAPMAKTADIR.....C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C

```

```

PARAMETER (KL=50)
REAL L,KDEBI(KL)
INTEGER DK,TUR(KL)
DIMENSION E1G(KL),E1C(KL),E2G(KL),E2C(KL)
DIMENSION T1G(KL),T1C(KL),T2G(KL),T2C(KL)
DIMENSION Q(KL),DP(KL),NT(KL)
DIMENSION TOR(KL),T1F(KL),T2F(KL),SFL(KL),SFN(KL)
DIMENSION TC1(KL),TC2(KL),TC3(KL),OTAH(KL)
DOUBLE PRECISION FF(KL),FFT(KL),ORTH(KL),HGD(KL)
DOUBLE PRECISION ONUS(KL),ONUST(KL),ORP(KL)
DOUBLE PRECISION T1E,T2E
DOUBLE PRECISION RO1,RO2,RO
DOUBLE PRECISION AKP1,AKP2,AKP
DOUBLE PRECISION CP1,CP2,CP
DOUBLE PRECISION VIS1,VIS2,VIS,RE(KL)
DOUBLE PRECISION PR1,PR2,PR
COMMON RO(KL),CP(KL),AKP(KL),VIS(KL),PR(KL)
OPEN (18,FILE='VS1.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN (40,FILE='DS11.DAT',STATUS='NEW')
OPEN (41,FILE='DS12.DAT',STATUS='NEW')
OPEN (42,FILE='DS13.DAT',STATUS='NEW')

```

```

C
READ (18,*) ISAY
READ (18,*) (Q(I),DP(I),NT(I),TUR(I),I=1,ISAY)
READ (18,*) (E1G(I),E2G(I),E2C(I),I=1,ISAY)
DO 35 I=1,ISAY
35 E1C(I)=E1G(I)

```

```

C
L=0.812
PI=22./7.
D=4.85D-3
AK=(PI*D*D)/4.0
AY=PI*D*L

```

```

C.....BASINÇLARIN [N/m2] BİRİMİNE ÇEVİRİLMESİ.....
C.....[NT=1;mmSS],[NT=2;cmHg].....
DO 85 I=1,ISAY
IF (NT(I).EQ.1) THEN
DP(I)=DP(I)*0.1
DP(I)=DP(I)*9.80638D+1
ELSEIF (NT(I).EQ.2) THEN

```

```

DP(I)=DP(I)*1.33322D+3
ENDIF
85 CONTINUE

```

C

```
C.....SICAKLIKLARIN [mV] BİRİMİNDEN [ C ] BİRİMİNE ÇEVİRİLMESİ..
```

```

S1=23.1039
S2=2.6855
DO 55 I=1,ISAY
T1G(I)=S1*E1G(I)+S2
T2G(I)=S1*E2G(I)+S2
T1C(I)=S1*E1C(I)+S2
T2C(I)=S1*E2C(I)+S2
WRITE (*,45) T2G(I),T2C(I),T1G(I)

```

C

```

TC1(I)=T2G(I)
TC2(I)=T2C(I)
TC3(I)=T1G(I)

```

C

```

T1G(I)=T1G(I)+273.15
T2G(I)=T2G(I)+273.15
T1C(I)=T1C(I)+273.15
T2C(I)=T2C(I)+273.15

```

```
C.....FİZİKSEL ÖZELLİKLERİN ARA DEĞERLERİNİN HESAPLANMASI...
```

```

TOR(I)=(T2G(I)+T2C(I))/2.0
WRITE (*,5) I,TOR(I)
5   FORMAT (5X,'TOR(',I3,')= ',F10.4)
55  CONTINUE

```

C

```

READ (18,*) T1E,T2E
READ (18,*) RO1,RO2
READ (18,*) CP1,CP2
READ (18,*) AKP1,AKP2
READ (18,*) VIS1,VIS2
READ (18,*) PR1,PR2

```

C

```

DO 65 I=1,ISAY
KTY=2
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,RO1,RO2,TOR(I))

```

```
65  WRITE (*,*) RO(I)
```

C

```

DO 95 I=1,ISAY
KTY=3
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,CP1,CP2,TOR(I))

```

```
95  WRITE (*,*) CP(I)
```

C

```

DO 105 I=1,ISAY
KTY=4
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,AKP1,AKP2,TOR(I))

```

```

105 WRITE (*,*) AKP(I)
C
DO 115 I=1,ISAY
KTY=5
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,VIS1,VIS2,TOR(I))
115 WRITE (*,*) VIS(I)
C
DO 225 I=1,ISAY
KTY=6
CALL AINTP (I,KTY,T1E,T2E,PR1,PR2,TOR(I))
225 WRITE (*,*) PR(I)
C
C.....SFL=LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI....SFN=SICAKLIK FARKI...
DO 75 I=1,ISAY
30 T1F(I)=T1G(I)-T2G(I)
T2F(I)=T1C(I)-T2C(I)
SFL(I)=(T1F(I)-T2F(I))/(ALOG(T1F(I)/T2F(I)))
SFN(I)=T2C(I)-T2G(I)
C.....ISI TAŞINIM KATSAYISININ HESAPLANMASI.....
Q(I)=(Q(I)*1.D-3)/60.
ORTH(I)=Q(I)/AK
RE(I)=(4.*Q(I))/(PI*D*VIS(I))
KDEBI(I)=Q(I)*RO(I)
CP(I)=CP(I)*1000.
OTAH(I)=(KDEBI(I)*CP(I)*SFN(I))/(AY*SFL(I))
HGD(I)=OTAH(I)
C.....NUSEL T SAYISININ HESAPLANMASI.....
ONUS(I)=(OTAH(I)*D)/AKP(I)
ORP(I)=ONUS(I)/(PR(I)**0.5)
C.....SÜRTÜNME KATSAYISININ HESAPLANMASI.....
FF(I)=((DP(I)/L)*D)/(RO(I)*ORTH(I)*ORTH(I)*0.5)
C.....TEORİK SÜRTÜNME KATSAYILARININ HESAPLANMASI.....
IF (TUR(I).EQ.1) THEN
FFT(I)=64./RE(I)
ELSEIF (TUR(I).EQ.2) THEN
IF (RE(I).GT.2300.) THEN
ONUST(I)=0.023*RE(I)**0.8*PR(I)**0.4
ENDIF
IF (RE(I).LE.20000.) THEN
FFT(I)=0.316*RE(I)**(-0.25)
ELSE
FFT(I)=0.184*RE(I)**(-0.20)
ENDIF
ENDIF
75 CONTINUE
C
45 FORMAT (/5X,'Tg = ',D15.6/
+          5X,'Tc = ',D15.6/

```

```

+       5X,'Ty = ',D15.6)
WRITE (*,15) (KDEBI(I),RE(I),SFN(I),SFL(I),OTAH(I),ONUS(I),
+       ONUST(I),FF(I),FFT(I),ORP(I),I=1,ISAY)
15  FORMAT (/5X,'m = ',D15.6,2X,'[kg/s]'/
+       5X,'Re = ',D15.6/
+       5X,'DT = ',D15.6/
+       5X,'DTm= ',D15.6/
+       5X,'h ort = ',D15.6,2X,'[W/m2.K]'/
+       5X,'Nu ort = ',D15.6/
+       5X,'Nu teo = ',D15.6/
+       5X,'Surtunme Katsayisi = ',D15.6/
+       5X,'Teo. sur. kat. = ',D15.6/
+       5X,'Nu/Pr0.4 = ',D15.6//)
WRITE (*,*) (TC1(I),TC2(I),TC3(I),SFN(I),SFL(I),I=1,ISAY)
WRITE (*,60) (KDEBI(I),RE(I),OTAH(I),ONUS(I),ONUST(I),
+       FF(I),FFT(I),ORP(I),I=1,ISAY)
WRITE (40,50) (RE(I),ONUS(I),I=1,ISAY)
WRITE (41,50) (RE(I),ORP(I),I=1,ISAY)
WRITE (42,50) (RE(I),FF(I),I=1,ISAY)
50  FORMAT (2X,F20.7,3X,F20.7)
60  FORMAT (/2X,E15.4,2X,F15.4,2X,F15.4,2X,F15.4/
+       2X,F15.4,2X,F15.6,2X,F15.6,2X,F15.4)
CALL BELANA(ISAY,T1G,T2G,T2C)
CALL EKSERJI1 (ISAY,KDEBI,CP,RO,HGD,ORTH,
+       D,T1G,T2G,T2C,L,DP,RE,FF,SFL)
CLOSE (18,STATUS='KEEP')
CLOSE (40,STATUS='KEEP')
CLOSE (41,STATUS='KEEP')
CLOSE (42,STATUS='KEEP')
STOP
END

```

C

C.....FİZİKSEL ÖZELLİKLERİN ARA DEĞERLERİNİ HESAPLAYAN.....

C.....ALTPROGRAM.....

```

SUBROUTINE AINTP (I,KTY,XT,YT,ZT,TT,PT)
PARAMETER (KL=50)
DOUBLE PRECISION XT,YT,ZT,TT,PT
DOUBLE PRECISION EG,DEG,PR
DOUBLE PRECISION RO,CP,AKP,VIS
COMMON RO(KL),CP(KL),AKP(KL),VIS(KL),PR(KL)
EG=(XT-YT)/(ZT-TT)
DEG=(1./EG)*(PT-XT)+ZT
IF (KTY.EQ.2) THEN
RO(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.3) THEN
CP(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.4) THEN
AKP(I)=DEG

```

```

ELSEIF (KTY.EQ.5) THEN
VIS(I)=DEG
ELSEIF (KTY.EQ.6) THEN
PR(I)=DEG
ENDIF
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE BELANA(ISAY,T1G,T2G,T2C)
PARAMETER (KL=50)
DOUBLE PRECISION BN1(KL),BN2(KL),BN3(KL)
DOUBLE PRECISION WTBN(KL),WTBF,WTBRE,WT1A,WT2A,WTS
DIMENSION T1G(KL),T2C(KL),T2G(KL)
DATA WT2A,WT1A,WTS/3.2,1.53,1.53/
DATA WQY,WDPY,WROY,WCPY/3.5,3.32,0.2,0.2/
DATA WAKY,WLY,WDY,WVISY/0.2,1.5,1.,0.2/
OPEN (71,FILE='BATG1.DAT',STATUS='UNKNOWN')

```

C

C.....NUSSELT SAYISININ BELİRSİZLİK ANALİZİ.....

```

DO 10 I=1,ISAY
Z1=(T1G(I)-T2G(I))/(T1G(I)-T2C(I))
BN1(I)=(WT1A/((T1G(I)-T2G(I))*ALOG(Z1)))**2
BN2(I)=(WT2A/((T1G(I)-T2C(I))*ALOG(Z1)))**2
BN3(I)=((T2C(I)-T2G(I))*WTS/((T1G(I)-T2C(I))*
+ (T1G(I)-T2G(I))*ALOG(Z1)))**2
WTBN(I)=SQRT((WROY)**2+(WCPY)**2+(WAKY)**2+
+ (WLY)**2+(WDPY)**2+BN1(I)+BN2(I)+BN3(I))
WRITE(*,*)'WTBN(',I,')=',WTBN(I)

```

10 CONTINUE

C

C.....SÜRTÜNME FAKTÖRÜNÜN BELİRSİZLİK ANALİZİ.....

```

WTBF=SQRT((WROY)**2+25.*(WDY)**2+4.*(WQY)**2+
+ (WDPY)**2)

```

C.....REYNOLDS SAYISININ BELİRSİZLİK ANALİZİ.....

```

WTBRE=SQRT((WVISY)**2+(WDY)**2+(WQY)**2)

```

DO 61 I=1,ISAY

```

61 WRITE (71,*) 'WTBN(',I,')=',WTBN(I)
WRITE (71,*) 'WTBF=',WTBF,'WTBRE=',WTBRE
WRITE (*,*) 'WTBF=',WTBF,'WTBRE=',WTBRE
CLOSE(85,STATUS='KEEP')
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE EKSERJ11 (ISAY,KDEBI,CP,RO,HGD,ORTH,
+ D,T1G,T2G,T2C,L,DP,RE,FF,SFL)
PARAMETER (KL=50)
REAL N,L,KDEBI(KL)
DOUBLE PRECISION CP(KL),RO(KL),HGD(KL),ORTH(KL)

```

```

DOUBLE PRECISION DP(KL),RE(KL),GA(KL),FF(KL)
DOUBLE PRECISION Ns(KL),CR(KL),R2
DIMENSION T1G(KL),T2G(KL),T2C(KL),TO(KL),SFL(KL)
OPEN (54,FILE='EAGD.DAT',STATUS='UNKNOWN')
R2=D/2.
N=L/R2
PI=22./7.
DO 10 I=1,ISAY
TO(I)=(T1G(I)-T2G(I))/T1G(I)
GA(I)=(HGD(I)*2.*PI*R2)/(KDEBI(I)*CP(I))
CR(I)=DEXP(-GA(I)*L)
Ns(I)=(TO(I)*(CR(I)-1.)+DLOG((TO(I)*CR(I)-1.)/
+ (TO(I)-1.)))+(FF(I)*ORTH(I)*ORTH(I)/
+ (4.*R2*T1G(I)*GA(I)*CP(I)))
+ DLOG((TO(I)*CR(I)-1.)/((TO(I)-1.)*CR(I)))
10 CONTINUE
DO 20 I=1,ISAY
20 WRITE (*,*) 'Ns(',I,')= ',Ns(I)
DO 30 I=1,ISAY
30 WRITE (54,*) RE(I),Ns(I)
CLOSE (54,STATUS='KEEP')
RETURN
END

```

Örnek veri dosyası;

22
8.5,0.18,2,2
12.2,0.48,2,2
16.,0.78,2,2
19.8,1.18,2,2
23.9,1.73,2,2
28.2,2.33,2,2
32.9,3.13,2,2
37.,3.88,2,2
41.7,5.03,2,2
46.,6.18,2,2
50.,7.43,2,2
55.,8.78,2,2
59.8,10.38,2,2
64.,12.23,2,2
68.4,14.38,2,2
72.5,16.38,2,2
77.,18.88,2,2
81.28,21.48,2,2
85.56,24.63,2,2
89.84,27.28,2,2
94.1,30.88,2,2
98.4,33.18,2,2
4.230,0.95,3.52
4.225,0.95,3.76
4.230,0.95,3.83
4.230,0.95,3.87
4.235,0.95,3.89
4.235,0.95,3.89
4.220,0.95,3.89
4.220,0.95,3.87
4.215,0.95,3.86
4.220,0.95,3.86
4.220,0.95,3.84
4.230,0.95,3.83
4.230,0.95,3.82
4.235,0.95,3.80
4.235,0.95,3.79
4.230,0.95,3.77
4.230,0.95,3.75
4.230,0.95,3.73
4.234,0.95,3.71
4.230,0.95,3.67
4.230,0.95,3.65
4.215,0.95,3.63
300.,350.
1.1614,0.995
1.007,1.009
26.3D-3,30.D-3
15.89D-6,20.92D-6
0.707,0.7

9. ÖZGEÇMİŞ

Lütfü NAMLI; 1971 yılında Rize' nin Fındıklı ilçesinde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini aynı yerde tamamladıktan sonra 1989 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik - Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı. Öğrenimi sırasında üç yıl süreyle Türkiye Toprak ve Çimento Sanayii T.A.Ş' den burs aldı. Bu bölümü Temmuz 1993' de dönem ikincisi olarak bitirdikten sonra aynı yıl K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilimdalı' nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 1994 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü' ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmekte olup, İngilizce bilmektedir.

