

38306

T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANALLARDA TEK FAZLI CEBRİ
KONVEKSİYON VE ELEKTRONİK SOĞUTMA**

DOKTORA TEZİ

Nedim SÖZBİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Y. Doç. Dr. H. Rıza GÜVEN

MART-1995

ÖNSÖZ

Bilgisayarların uygun tasarımı ve güvenli çalışması için ısı transferinin oldukça büyük önemi vardır. Bilgisayarların cebri konveksiyonlu hava ile soğutulması ile ilgili deneysel ve analitik çalışmalar literatürde vardır. Fakat bunların çoğu daimi cebri konveksiyonu içermektedir. Daimi olmayan cebri konveksiyonla ilgili çalışmalar oldukça azdır. Yapılan çalışmaların çoğu elektronik elemanların oldukça kompleks geometrileri nedeniyle direk olarak elemanların soğutulmasına uygulanamaz. Yapılan çalışmalar alt referans değerleri olarak alınabilir.

Bilgisayar içindeki ısınma ve soğutmayı simule etmek için, dikdörtgen kesitli kanal girişinde sinusoidal ısı girişinden dolayı, pürüzsüz (bloksuz) kanal ve elektronik elemana benzer bloklar kullanılarak daimi olmayan cebri konveksiyon deneysel olarak incelenmeye çalışılmıştır.

Miami Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümüne davet ederek, önemli bir konuda doktora yapmamı sağlayan, danışmanım olmasından mutluluk duyduğum, her türlü maddi ve manevi yardımı benden esirgemeyen çok değerli hocam sayın Prof. Dr. Sadık Kakaç'a çok teşekkür ederim. Miami Üniversitesi'nde misafir araştırmacı Dr. C.A.C. Santos'a, değerli arkadaşlarım D.M. Brown ve S. Ratana-Aporn'a yardımları için çok teşekkür ederim. Ayrıca deney setinin yapılmasında kısmi mali destek sağlayan National Science Foundation and NATO Scientific Affairs Division'a teşekkürlerimi sunmak isterim.

İstanbul Üniversitesindeki danışmanım çok kıymetli hocam Dr. H. Rıza Güven'e maddi ve manevi yardımları için çok teşekkür ederim. Miami Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümüne beni misafir araştırmacı olarak görevlendiren Kocaeli Üniversitesi yetkililerinde teşekkürlerimi arzederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSOZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ÖZ VE ABSTRACT	vi
NOTASYON LİSTESİ	vii
ŞEKİL VE TABLO LİSTESİ	xi
I. GİRİŞ	1
II. SOĞUTMA TEKNİKLERİ	6
2.1. Isı Transfer Katsayısı	9
III. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	11
IV. DENEY DÜZENEGİ VE PROSEDÜR	20
4.1. Test Akışkanı	20
4.2. Hava Filtresi	20
4.3. Akış Düzeltici	20
4.4. Emne Bölümü	22
4.5. Elektrik Isıtıcısı	22
4.6. Test Bölümü	23
4.7. Dalga Generatörü	23
4.8. Güç Kaynağı	24
4.9. Termokapul	24
4.10. Dönüşüm ve Fan Hidrodinamik Giriş Bölümleri	27
4.11. Orifis	27
4.12. Manometre	29
4.13. Fan.	29
4.14. Blok Sıraları	30
4.15. Deney Prosedürü	32
V. DATA ANALİZİ	34
5.1. Reynolds Sayısı ve Kütleli Debinin Hesabı	34
5.1.1. Mutlak Basınç	35
5.1.2. Havanın Viskozitesi	35
5.1.3. Ortalama Sıcaklık	35

5.1.4. Akış Havaasının Yoğunluğu	36
5.1.5. İzotropik Üs	36
5.1.6. Genişleme Faktörü	36
5.1.7. Borudaki Reynolds Sayısı	36
5.1.8. Boşalma Katsayısı	36
5.1.9. Borudaki Kütlelel Debinin Hesabı	37
5.1.10. Test Bölümündeki Reynolds Sayısı	37
5.2. Sıcaklık Ölçümleri	40
5.2.1. Termokapul Devresi	40
5.2.2. Termokapul Elemanları ve Üretimi	40
5.2.3. Termokapulların Kalibrasyonu	42
5.2.4. Termokapul Kalibrasyonu İnterpolasyon Polinomu	42
5.2.5. Sıcaklık Amplitudunun Eğiminin Hesabı	43
VI. DENEYSEL BELİRSİZLİKLERİ VE HATA ANALİZİ	45
6.1. Sıcaklık Ölçümündeki Belirsizlikler	45
6.1.1. Daimi Sıcaklık Ölçümündeki Belirsizlik	45
6.1.2. Akıştaki Sıcaklık Ölçümü	45
6.1.3. Daimi Olmayan Durumdaki Sıcaklık Ölçümleri	46
6.2. Basınç Düşümü Ölçümündeki Belirsizlikler	47
6.3. Kütlelel Debinin Hesabında Belirsizlik	47
6.3.1. Boşalma Katsayısının Belirsizliği	48
6.3.2. Genişleme Faktörünün Belirsizliği	48
6.3.3. Boru Çapındaki Belirsizlik	48
6.3.4. Orifis Çapının Belirsizliği	48
6.3.5. Hava Yoğunluğunun Belirsizliği	49
6.4. Eğim Hesabının Belirsizliği	49
VII. TEORİK ANALİZ	50
7.1. Kabuller	50
7.2. Problem ve Formülasyon	50
7.2.1. Enerji Denklemi	50
7.2.2. Giriş ve Sınır Şartları	51
7.3. Tamamen Gelişmiş Hız Profilleri, Eddy Viskozitesi ve Eddy Difüzyonu	52
7.4. Boyutsuz Formülasyonlar	53
7.5. Laminer Akış İçin Çözüm	55
7.6. Türbülanslı Akış İçin Çözüm	62

VIII. DENEYSEL İNCELEME VE TARTIŞMA	68
8.1. Laminer Termal Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu	68
8.1.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	68
8.1.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	70
8.2. Türbülanslı Termal Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu	71
8.2.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	71
8.2.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	72
8.3. Laminer Kombine Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu	72
8.3.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	72
8.3.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	73
8.4. Türbülanslı Kombine Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu	74
8.4.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	74
8.4.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar	75
8.5. Test Bölümü Boyunca Duvar Sıcaklık Ölçümleri	76
8.6. Test Bölümü Kesitindeki Giriş Sıcaklık Amplitud Profillerinin Ölçümleri	76
IX. SONUÇ VE İLERDEKİ ARAŞTIRMALAR İÇİN ÖNERİLER	138
X. TÜRKÇE ÖZET VE YABANCI DİLDE ÖZET	140
XI. KAYNAKLAR	142
XII. EKLER	150
XIII. ÖZGEÇMİŞ	157

ÖZ VE ABSTRACT

KANALLARDA TEK FAZLI CEBRİ KONVEKSİYON VE ELEKTRONİK SOĞUTMA

Bilgisayarların soğutulmasını simule etmek amacıyla, dikdörtgen kesitli bir kanal girişinde sinusoidal ısı girişi için, pürüzsüz (bloksuz) kanal geometrisi ve elektronik elemana benzer bloklu kanal geometrisi için ayrı ayrı daimi olmayan cebri konveksiyon olayı deneysel olarak incelenmiştir. Aynı yükseklikteki bloklar için dört değişik bloklu konfigürasyon kullanılmıştır. Deneylerde, Reynolds sayısı 1120'den 22300 kadar değişmekte ve giriş ısısı frekansında 0.02 Hz'den 0.24 Hz kadar değişmektedir. Laminer ve türbülanslı akış için termal giriş bölgesi (hidrolik gelişmiş ve termal olarak gelişmekte olan bölge) ve kombine giriş bölgesinde (hidrolik ve termal gelişmekte olan bölge) deneyler yapılmıştır. Deneyler ilk olarak pürüzsüz (bloksuz) kanal için yapılmış ve daha sonra deneylere dört ayrı blok konfigürasyonu ile devam edilmiştir. Farklı Reynolds sayısı ve ısıtıcı frekanslarında kanal boyunca sıcaklık amplitudlarının değişimi incelenmiştir. Kaydediciden de sıcaklık amplitudunun kanal boyunca değişimleri elde edilmiştir.

SINGLE PHASE FORCED CONVECTION IN CHANNELS AND ELETRONIC COOLING

An experimental investigation was carried out to study the behaviour of transient forced convection in a rectangular duct with and without arrays of block-like electronic components due to a sinusoidal heat input at the inlet, to simulate the electric heating and cooling inside the computer. Block L-Inlined, block L-Staggered, block W-Inlined and block W-Staggered configurations were used in the experimental investigation. Whole blocks are same height. A wide range of Reynolds number ($1120 \leq Re \leq 22300$) and inlet frequencies ($0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$) was covered in this experimental study for both laminar and turbulent flow. The experiments were carried out in both thermal and combine entrance region. In the first part of the study, experiments were conducted in smooth rectangular duct. After arrays of rectangular blocks were used in the experimental investigation. The temperature variation of several locations along the duct was measured and recorded. Temperature amplitudes along the duct are obtained depend on Reynolds number and inlet frequency.

NOTASYON LİSTESİ

a	akışkanın termal difüzyonu, m^2/s ; kanalın genişliği, m
a^*	akışkandan duvara termal kapasite oranı, $(\rho C_p)_f b / (\rho c)_w L$
a_{nk}^*	denklem (7.39b)'de tanımlanan A matris elemanı
A	denklem (7.39b)'de tanımlanan $N \times N$ matrisi; termokapul probunun yüzey alanı, m^2
A_n	denklem (5.22)'de tanımlanan sabitler
A_{nk}	denklem (7.38b)'de tanımlanan katsayı
b	kanal yüksekliğinin yarısı, m
Bi	modife edilmiş Biot sayısı, $h_e b/k$
c, C_p	özgül ısı, $J/kg K$
C	boşalma katsayısı
C_n	denklem (7.30c)'de tanımlanan katsayı
d	orifis plakasının çapı, m
D_e	dikdörtgen kesitli kanalın hidrolik çapı, m
D_p	PVC borunun çapı, m
f_k	denklem (7.41)'de tanımlanan katsayı
f_n	denklem (7.38c)'de tanımlanan katsayı
g_k	denklem (7.42b)'de tanımlanan fonksiyon
G_i	gazın molekül ağırlığının havanın molekül ağırlığına oranı
h	ısı transfer katsayısı, $W/m^2 K$
h_e	eşdeğer ısı transfer katsayısı $(1/h+k_w/L)^{-1}$, $W/m^2 K$
H	blok yüksekliği, m
i	kompleks sayı, $\sqrt{-1}$

Im	kompleks değerin sanal kısmı
k	kondüksiyon katsayısı, W/m K; izotropik üs
L	duvar kalınlığı, m
m	kütlesel debi, kg/s
N	serilerdeki terim sayısı
N_{II}	denklem (7.30b)'de tanımlanan özdeğer problemin normu
Nu	Nusselt sayısı, $h b/ k$
P_1	mutlak basınç, Pa
P_b	barometrik basınç, Pa
q	boyutsuz ısı akısı, $q_w b/k\Delta T_c$
Pr	Prandtl sayısı, ν/a
Pr_t	türbülanslı Prandtl sayısı, ϵ_m/ϵ_h
r	kanal duvarından merkezine doğru koordinat
r^+	boyutsuz koordinat, ru_τ/ν
Re	Reynolds sayısı, $U_m D_e/\nu$; kompleks değerin gerçek kısmı
Re_p	PVC borudaki Reynolds sayısı, $U_m D_p/\nu$
S	termokapul probunun yüzey alanı, m^2 , bloklar arasındaki uzaklık, m
t	zaman, s
T	sıcaklık, °C, K
T_1	orifis çıkışındaki ortalama sıcaklık, K
T_a	ortalama giriş sıcaklığı, K
u_τ	kayma hızı, $\sqrt{\tau_w/\rho}$, m/s
u^+	boyutsuz hız, u/u_τ
$u(y)$	tamamen gelişmiş hız profili, m/s
$U(\eta)$	boyutsuz hız profili

U_m	ortalama hız, m/s
V	termokapul probunun hacmi, m^3
x	eksenel koordinat, m
X	boyutsuz aksel koordinat, x/D_e
y	normal koordinat, m
$Y_n(\eta)$	n.ci öz değer probleminin fonksiyonu
Z	havanın sıkıştırılabilme faktörü

Semboller

α	sıcaklık amplitudunun eğimi
β	giriş frekansı, Hz
$\varepsilon(\eta)$	denklem (7.17)'de tanımlanan fonksiyon
ε_1	genişleme faktörü
ε_h	türbülanslı eddy difüzyonu, m/s^2
ε_m	türbülanslı eddy viskozitesi, m/s^2
λ	öz değer; A matrisinin öz değeri
$\theta(\xi, \eta, \tau)$	boyutsuz sıcaklık
ϕ	orifis plakası çap oranı, d/D_p
$\phi(\xi, \eta)$	değişkenlere ayrıldığında kullanılan fonksiyon
$\Phi(\Omega, \xi)$	boyutsuz sıcaklık faz lagı
θ_k^*	denklem (7.39a)'da tanımlanan k. özdeğer vektörü
ρ	yoğunluk, kg/m^3
Ω	boyutsuz giriş frekansı, $2\pi\beta b^2/a$
τ	boyutsuz zaman, at/b^2 ; termokapul zaman sabiti, s
δ_{nk}	δ fonksiyonu,

ξ	boyutsuz aksnel uzaklık, $(x/D_e)(D_e/b)^2(RePr)$; $x/U_m(b^2/a)$
η	boyutsuz normal koordinat, y/b
Δh	manometredeki su yüksekliği, m
ΔP	orifis plakasındaki basınç düşümü, Pa
ΔT_c	giriş kanal merkezindeki sıcaklık amplitudu, K
$\Delta T(y)$	kanal kesitindeki giriş sıcaklık amplitudu, K
$\Delta\theta(\eta)$	boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $\Delta T(y)/\Delta T_c$
$\psi_k(\xi)$	değişkenlere ayırmada kullanılan fonksiyon
$\psi_{II}(\xi)$	denklem (7.27a)'da tanımlanan fonksiyon
μ	akışkanın dinamik viskozitesi, Pa s
ν	akışkanın kinamik viskozitesi, m^2/s

Alt indis

a	hava
amp	amplitud
bel	belirsizlik
c	kanal merkezindeki değer
f	akışkan
p	boru
t	türbülans
w	duvar
∞	çevre

Üst indis

in	giriş
----	-------

Şekil 1.1. Bilgisayar yapım seviyeleri	2
Şekil 1.2. Chip seviyesindeki aygıt sayısının artması	3
Şekil 2.1. Devre kartı üzerinde hava ile soğutulan elektronik modüller	8
Şekil 2.2. IBM 4381 hava soğutmalı modülün kesiti	9
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü	21
Şekil 4.2. Elektrik ısıtıcısının konstrüksiyonu	22
Şekil 4.3. Test kanalının kesiti	23
Şekil 4.4. Duvar sıcaklığını ölçmek için termokapulların yerleştirilişi	24
Şekil 4.5. Güç kaynağı, monitör ve kontrol sistemi	25
Şekil 4.6. Kanal içindeki termokapulların yerleştirilişi	26
Şekil 4.7. Termokapulların bağlantı şeması	26
Şekil 4.8. Orifis	28
Şekil 4.9. Orifisin montajı	28
Şekil 4.10. Test bölümündeki blokların düzeni	29
Şekil 4.11. Uzunlamasına sıra bloklı konfigürasyon	30
Şekil 4.12. Uzunlamasına sapma bloklı konfigürasyon	30
Şekil 4.13. Genişlemesine sıra bloklı konfigürasyon	31
Şekil 4.14. Genişlemesine sapma bloklı konfigürasyon	31
Şekil 4.15. Bloklı kanal için termokapul pozisyonu	32
Şekil 5.1. İterasyon ile Reynolds sayısının hesaplanması	38
Şekil 5.2. Tek termokapul ölçme devresinin şeması	40
Şekil 5.3. Çok termokapullu ölçme devresinin şeması	41
Şekil 5.4. Gaz ve ark kaynağı için termokapullun hazırlanışı	41
Şekil 7.1. Teorik analiz için kanal geometrisi	50
Şekil 8.1. Termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri	88
Şekil 8.2. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$	89
Şekil 8.3. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$	89
Şekil 8.4. Termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri	90
Şekil 8.5. Termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca 2	

farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri	91
Şekil 8.6. Termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri	92
Şekil 8.7. Termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri	93
Şekil 8.8. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$	94
Şekil 8.9. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$	94
Şekil 8.10. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$	95
Şekil 8.11. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$	95
Şekil 8.12. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$	96
Şekil 8.13. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$	96
Şekil 8.14. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$	97
Şekil 8.15. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$	97
Şekil 8.16. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$	98
Şekil 8.17. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$	98
Şekil 8.18. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$,	

- 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 99
- Şekil 8.19. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 99
- Şekil 8.20. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 100
- Şekil 8.21. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 100
- Şekil 8.22. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 101
- Şekil 8.23. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 101
- Şekil 8.24. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 102
- Şekil 8.25. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$,
0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 102
- Şekil 8.26. Kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri 103
- Şekil 8.27. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz 104
- Şekil 8.28. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz 104
- Şekil 8.29. Kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri 105
- Şekil 8.30. Kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri 106
- Şekil 8.31. Kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri 107

- Şekil 8.32. Kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri 108
- Şekil 8.33. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 109
- Şekil 8.34. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 109
- Şekil 8.35. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 110
- Şekil 8.36. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 110
- Şekil 8.37. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 111
- Şekil 8.38. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 111
- Şekil 8.39. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 112
- Şekil 8.40. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 112
- Şekil 8.41. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 113
- Şekil 8.42. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 113
- Şekil 8.43. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 114
- Şekil 8.44. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr = 0.71$,

- 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 114
- Şekil 8.45. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 115
- Şekil 8.46. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 115
- Şekil 8.47. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 116
- Şekil 8.48. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 116
- Şekil 8.49. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 117
- Şekil 8.50. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$, 0.02 Hz $\leq \beta \leq$ 0.24 Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 117
- Şekil 8.51. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.16$ Hz 118
- Şekil 8.52. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22286$, $Pr=0.71$, $\beta=0.16$ Hz 118
- Şekil 8.53. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz 119
- Şekil 8.54. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22286$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz 119
- Şekil 8.55. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2008$, $Pr=0.71$, $\beta=0.24$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 120
- Şekil 8.56. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 120
- Şekil 8.57. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$ 121
- Şekil 8.58. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal boyunca

- maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr = 0.71$,
 $\beta = 0.02$ Hz, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 121
- Şekil 8.59. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 122
- Şekil 8.60. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca 2
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22285$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 122
- Şekil 8.61. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 123
- Şekil 8.62. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$ 123
- Şekil 8.63. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 124
- Şekil 8.64. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 21583$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 124
- Şekil 8.65. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 125
- Şekil 8.66. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22282$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 125
- Şekil 8.67. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 126
- Şekil 8.68. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 21583$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.02$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 126
- Şekil 8.69. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr = 0.71$, $\beta = 0.04$ Hz,
 $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 4.26$ 127
- Şekil 8.70. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca
maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr = 0.71$,

- $\beta = 0.02 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$ 127
- Şekil 8.71. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.62 \leq Re \leq 2225.51$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 128
- Şekil 8.72. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.27 \leq Re \leq 22286.36$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 128
- Şekil 8.73. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 129
- Şekil 8.74. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11241.90 \leq Re \leq 22286.46$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 129
- Şekil 8.75. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.55 \leq Re \leq 2225.49$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 130
- Şekil 8.76. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11241.85 \leq Re \leq 22284.38$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 130
- Şekil 8.77. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 131
- Şekil 8.78. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.39 \leq Re \leq 22284.27$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 131
- Şekil 8.79. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.57 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 132
- Şekil 8.80. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.03 \leq Re \leq 22285.37$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 132
- Şekil 8.81. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 133
- Şekil 8.82. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklu kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.99 \leq Re \leq 22284.21$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 133

- Şekil 8.83. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.54$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 134
- Şekil 8.84. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11240.83 \leq Re \leq 21583.70$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 134
- Şekil 8.85. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 135
- Şekil 8.86. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.44 \leq Re \leq 22282.11$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 135
- Şekil 8.87. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 136
- Şekil 8.88. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11240.84 \leq Re \leq 21582.80$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 136
- Şekil 8.89. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 137
- Şekil 8.90. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.46 \leq Re \leq 22284.21$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$ 137

Tablo 2.1. Ana soğutma metodları	7
Tablo 6.1. Farklı orifis için basınç düşümlerinde kütleli debinin deneysel belirsizlikleri	49
Tablo 8.1. Pürüzsüz (bloksuz) kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	78
Tablo 8.2. Uzunlamasına sıra bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	79
Tablo 8.3. Uzunlamasına sapma bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	80
Tablo 8.4. Genişlemesine sıra bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	81
Tablo 8.5. Genişlemesine sapma bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	82
Tablo 8.6. Pürüzsüz (bloksuz) kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	83
Tablo 8.7. Uzunlamasına sıra bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	84
Tablo 8.8. Uzunlamasına sapma bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	85
Tablo 8.9. Genişlemesine sıra bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	86
Tablo 8.10. Genişlemesine sapma bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)	87

I. GİRİŞ

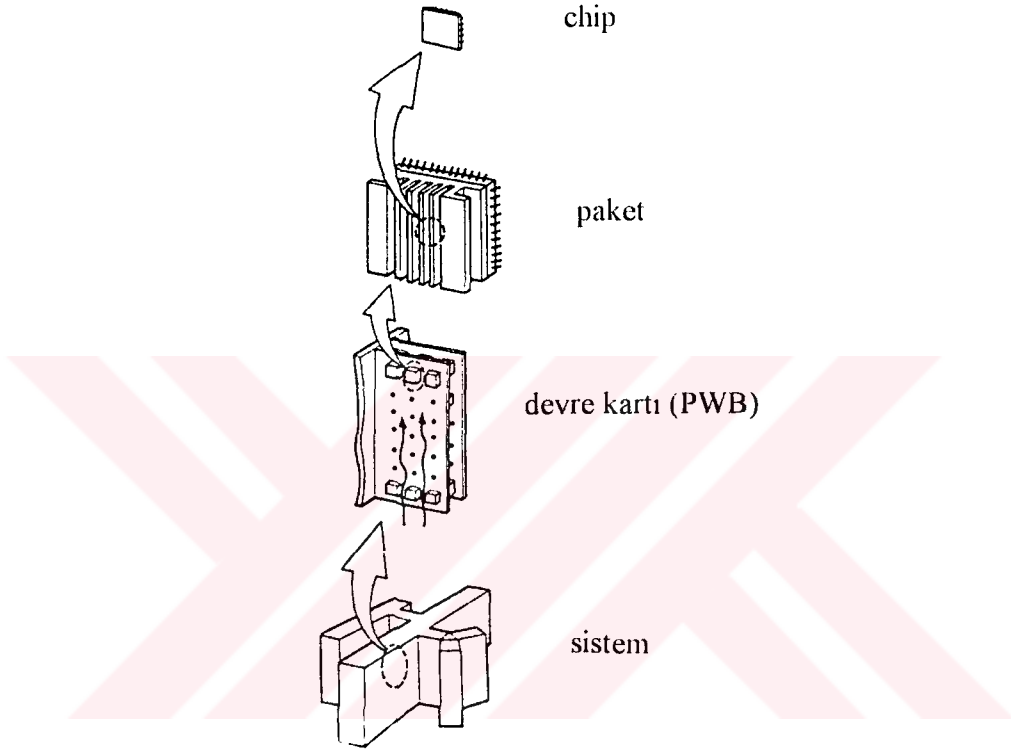
Son yıllarda elektronik sahada çok hızlı gelişmeler olmuş, bu gelişmeler modern hayatı baştan başa kuşatmıştır. Aynı zamanda, uygulama sayısının artması ile güvenilirlik ciddi bir problem haline gelmiştir. Özellikle vakum tüpü ve transistörlü günlerden bu yana elektronik sistemlerin paketleme ve performansında önemli gelişmeler olmuştur. Bu gelişmelerin çoğu paketleme ve termal kontrol sistemlerindeki gelişmeler ile kendisini göstermiştir. Özellikle savunma, sağlık ve iş sistemlerinde kullanılan bilgisayarlarda oluşacak problemler yalnızca bu servislerin aksamasını sağlamayacak, aynı zamanda insan hayatını önemli derecede etkileyecektir. Bu nedenle elektronik elemanların performanslarının, hemde güvenilirliklerinin geliştirilmesi ihtiyacı vardır. Elektronik paket ve sistemlerin uygun tasarımı ve güvenli çalışması için ısı transferinin önemi büyüktür.

Bilgisayarın iki bordunun arasındaki ısı geçişi, planlanmış veya planlanmamış geçişler veya çalışma esnasındaki açma ve kapama ile de ortaya çıkar. Bu aynı zamanda çalışma şartlarındaki değişimlerden de meydana gelir. Buna en iyi örnek giriş sıcaklığı ve kütle sel debinin zamanla değişmesidir. Daimi olmayan durum, termal performansı azaltmak, mekanik arızalara kadar varabilecek termal gerilmeleri artırmak gibi istenmeyen sonuçlar doğurabilir. Bilgisayar bordlarının üzerindeki chiplerin çalışma şartlarını değiştirebilirler. Bu sebeple yapıları gereği zaman içinde periyodik olarak çalışan ve bu sebeple hiç bir zaman daimi duruma ulaşamayan cihazlar için bu bilginin hayati bir önemi vardır.

Teknolojideki gelişme 1960 yıllardan önce monolitik devrelerin bir silikon chip üzerine entegre edilmesini sağlamıştır. Elektronik üreticileri küçük devre boardları üzerine daha küçük sayıda chip yapmışlardır. Son yirmi beş yıldır chip boyutları yaklaşık olarak 100 μm 'den 1 μm azalmış ve bir chipteki elemanların sayısı yaklaşık 1'den 100000 kadar artmıştır [1,2].

Chip, tek kristal silikonun bir dikdörtgen dilimi olup mikroskopik elektronik devre içerir. Pakete yerleştirilmiştir. Bir paket veya modül birden fazla chip içerir. Paket devre kartları (PWB) üzerine monte edilmiştir. Sistem de devre kartlarından oluşmuştur. Şekil 1.1'de bilgisayar yapım seviyesi görülmektedir [1].

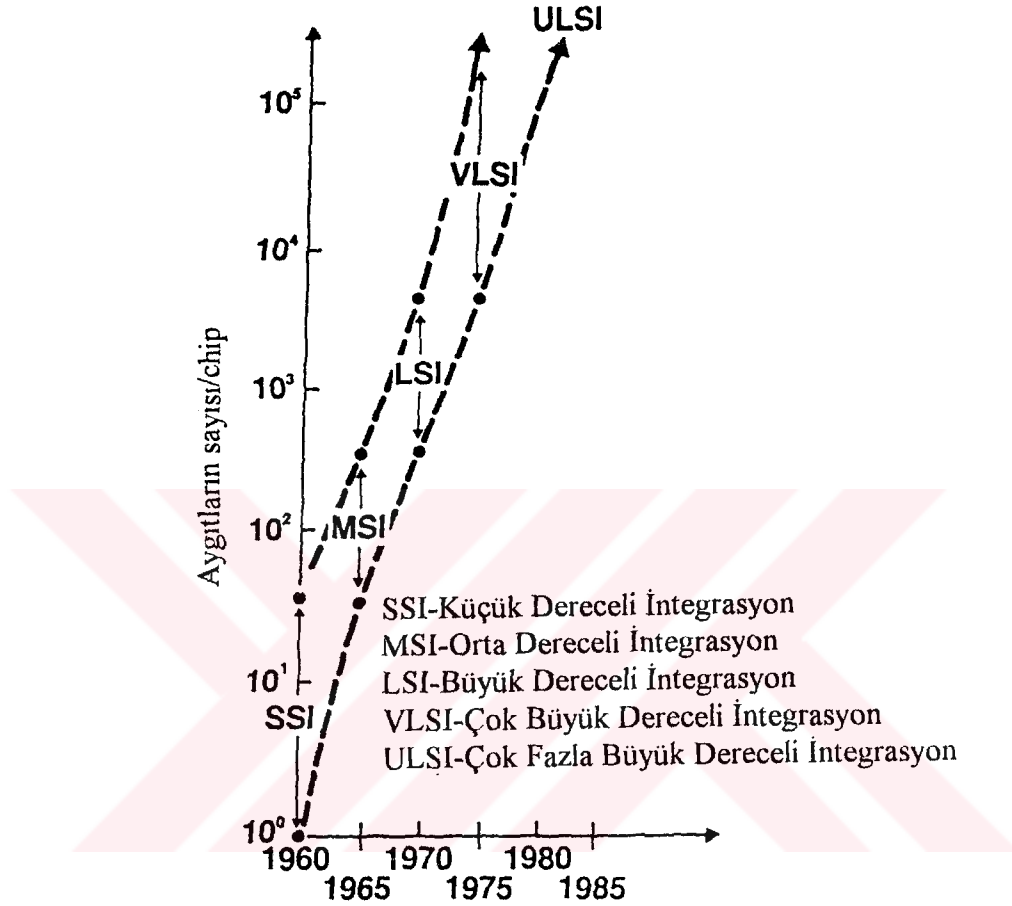
Devre entegrasyonundaki artmanın ardından, hızlı bilgisayarlar için doğru aşırı istek entegre devrelerin (IC) paketlere daha yakın yerleştirilmesini sağlamıştır. Böylece çok tabakalı bir seramik modül üzerine daha fazla sayıda chip montajı yaygın bir uygulama haline gelmiştir. Yani tek bir board üzerine çok sayıda modül montajı mümkün olmuştur. Büyük kapasiteli bilgisayarların chiplerinde oluşan ısının uzaklaştırılması büyük data proseslerinde önemli bir teknik problem oluşturur.



Şekil 1.1. Bilgisayar yapım seviyeleri.

Üç boyutlu konfigürasyonlar iki boyutlu olanlara göre daha büyük paket yoğunluklarını içerir. Bu durum 1970'li yıllardan sonra hızlı bir şekilde LSI, VLSI ve ULSI'nin tanınması ile artmıştır. Şekil 1.2'de chip seviyesindeki aygıt sayısının yıllara göre artışı görülmektedir. Günümüz elektronik elemanlarında, chipteki güç yoğunluğu ve modül seviyesi sırası ile 30 W/cm² ve 5 W/cm² seviyesine kadar çıkmıştır. Beş yıl içerisinde araştırmacılar 1.25 µm'lik chip içerisindeki eleman sayısının 10 milyona ulaşmasını beklemektedirler. Daha sonra, güç yayılması chipte 100 W/cm² ve modülde 25 W/cm² seviyesinde olacağı tahmin edilmektedir. Daha uzun projeler için 50 milyon veya 1 milyar eleman için 125 W/cm² teklif edilmektedir. Mikroelektronik elemanların aynı ısı akısında termal yönden başarılı kullanımı için chipin maksimum yüzey sıcaklığı 50°C ve 100°C arasında olmalıdır. Bu ise board üzerinde sıcaklığın üniformluğunu sağlayacak, fiyat ve güvenilirlik açısından da avantaj sağlayacaktır.

Elektronik teknolojisindeki hızlı gelişimin olabilmesi akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve kontrol teknolojisindeki gelişmelere bağlıdır. Bu sahadaki gelişmeler elektronik sistemlerin gittikçe küçülmesine ve daha hızlı güvenilir sistem haline gelmesini sağlar [1].



Şekil 1.2. Chip seviyesindeki aygıt sayısının artması.

Termal tasarımın amacı ısı kaynağından ısıyı alıp daha düşük sıcaklıktaki diğer bir kaynağa (çevreye) atmaktır. İlerleyen teknoloji integre devrelerin daha küçülmelerini temin etmektedir. Tabiki buda ısı akılarının artmasına neden olmaktadır. Termal kontrolün ana hedefi maksimum müsaade edilecek limitler içersinde elemanların sıcaklığını temin etmektir. Fonksiyonel sıcaklık limiti elektronik elemanın performansındaki aralıktır. Eğer çalışma sıcaklığı limiti aşarsa, elektrik performansı azalır ve lojik hatalar oluşur. İstenilen güvenilirlik seviyesinin sağlanması için elemanların sıcaklıkları müsaade edilen sınırlar içersinde tutulmalıdır. Bu kötü çalışmayı önlemek için uygun bir soğutma metodu kullanılmalıdır.

Pratikte soğutma ve ısıtma problemleri, kanal içindeki ısı transferini belirleme işi termal tasarım mühendislerinin görevidir. Aynı şekilde mikroelektroniklerin soğutulmasını

sağlamak termal dizayn mühendislerinin görevidir. Isı kaynağından düşük sıcaklıktaki diğer kaynağa en verimli termal yolu bulmaktır. Bu amaç için en önemli etki iç ve dış dirençlerin azaltılmasıdır. Toplam ısı transferi, iç dirençlerin azalması ile oldukça artar. Bu seviyedeki termal dirençler, tabakalar arasındaki temas yüzeyleri ve tabakalardaki kondüksiyondan oluşur.

Elektronik elemanın dirençi veya iç direnç, ısı kaynağından elemanın yüzeyine doğrudur. Farklı malzemelerin pek çok tabakası olabilir ve bu tabakalar birbirleri ile temas halindedir. İç direnç, malzeme özelliklerine, geometrik konfigürasyona ve montaj prosesine bağlıdır. Bu direk olarak tabakalar arasındaki yüzeylerin temasının kalitesi ile ilgilidir. Paket seviyesi veya dış direnç eleman yüzeyinden soğutucu ortama doğrudur. Konveksiyonla olan ısı transferi, geometri ve yüzey alanına bağlıdır. Sistemin direnci, mikroelektronik paketlerden ısının atıldığı ortama doğrudur. Isı, sıcaklığı ve nemi kontrol edilen çevreye atılır. Elektronik elemanın müsaade edilen maksimum sıcaklığının aşılması gerekir. Eğer bu sıcaklık aşılsa elemanın çalışma karakteristiklerinde tamiri mümkün olmayan zararlar ortaya çıkar. Termal yönden iyi bir kullanım optimum dizayn faktörlerine bağlıdır [1,3]. Bu faktörler şunlardır:

1. Performansı
2. İmalat kolaylığı
3. Servis imkanı
4. Uygunluğu
5. Fiyatı

Literatürde daimi olmayan cebri konveksiyon çalışmaları belirli sayıdadır. Bu çalışmalar, basit akış geometrileri ve laminer akış bölgesi için yapılmıştır. Bu nedenle, mevcut deneysel ve analitik çalışma sonuçları elektronik soğutma problemlerinde karşılaşılan kompleks geometrilerce doğrudan uygulanamaz. Ancak yapılan çalışmalar alt referans değerleri olarak alınabilir.

Kanallarda laminer akış için daimi olmayan durumdaki cebri konveksiyonun çözümünde akışın üniform olduğu düşünülmüştür. Duvardaki ısı akışı ve giriş sıcaklığı zamana bağlı olarak periyodik şekilde değişir. Çoğu mühendislik problemlerinde, kanal içindeki akış türbülanslı olup daimi olmayan türbülanslı cebri konveksiyon için sınırlı sayıda çözüm mevcuttur.

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanalda giriş sıcaklığının zamana göre değişmesinden kaynaklanan daimi olmayan cebri konveksiyon deneysel olarak incelenmeye çalışılmıştır.

Deneyler laminar ve türbülanslı akış için termal giriş ve kombine giriş bölgesinde yapılmıştır. Deneyde kullanılan akışkan havadır. Zamana bağlı genel bir giriş şartı fourier serileri kullanılarak sinus ve cosinus fonksiyonlarına genişletilebilir. Burada daimi olmayan cebri konveksiyonda giriş sıcaklığının sinusoidal olarak değiştiği kabul edilmiştir. Deneyler esnasında iki parametrenin değişimi söz konusudur. Isıtıcıya verilen sinus giriş frekansı ve sınır şartları sabit olan kanal geometrisine bağlı olan Reynolds sayısıdır.

Deneyler ilk olarak barrier blok kullanılmadan pürüzsüz (bloksuz) kanal için yapılmıştır. Daha sonra aynı yükseklikteki elektronik elemana benzeyen dikdörtgen prizması şeklindeki bloklarla değişik konfigürasyonlar kullanılmıştır. Blok tipi ve konfigürasyonlar kanal geometrisine göre belirlenmiştir. Her kanal geometrisi için farklı giriş ısıtıcı frekansı ve kütleli debi ile çalışmalara devam edilmiştir. Eksenel hava sıcaklığı, blokların aralarının ortasına ve kanal eksenini boyunca yerleştirilen chromel-constantan termokapullar ile ölçülmüştür.

Bu çalışmada kanalın test bölümündeki maksimum akış alanı ve ortalama hıza bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı, giriş frekansı, kanal geometrisi gibi parametreler için kanal boyunca sıcaklık amplitudunun değişimi incelenmiştir. Deneysel sonuçlar grafik ve tablo halinde sunulmuştur.

II. SOĞUTMA TEKNİKLERİ

Elektronik elemanların güvenli çalışması için tasarımları açısından ısı transferi çok önemlidir. Elektronik elemanların soğutulmasında değişik metodlarla değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bunları şöyle sıralayabiliriz:

1. Hava ile soğutma - Doğal konveksiyon
2. Hava ile soğutma - Cebri konveksiyon
3. Sıvı ile soğutma - Direk veya indirek

Ana soğutma metodları Tablo 2.1'de gösterilmiştir [1]. Bunların her birinin avantajları ve sakıncaları beraberinde getirirler. Hava ile soğutma en çok geleneksel olan ve en yaygın kullanılan soğutma metodudur. Bunun ana sebebi, havanın istenilen miktarda atmosferde mevcut olmasıdır. Buna ek olarak dizaynı kolay, fiyatı düşük, bakımı kolay olması ve yüksek güvenilirliği havayı iyi bir seçenek haline getirmektedir.

Doğal konveksiyonla soğutma düşük yoğunluklu ve düşük güçlü sistemlerde kullanılır. Gürültü seviyesinin azalması ile, düşük basınç düşümü, düşük güç gereksinimleri ve yüksek güvenilirlik doğal konveksiyonun avantajıdır. Bununla birlikte, büyük ekipmanların soğutulması daha büyük ısı yayılması nedeniyle bu durumda cebri konveksiyon düşünülme zorundadır. Yüksek ısı transfer performansı kolay ve yüksek kontrol derecesi ve paketlenme durumunun hassas olmaması cebri konveksiyonun avantajlarından.

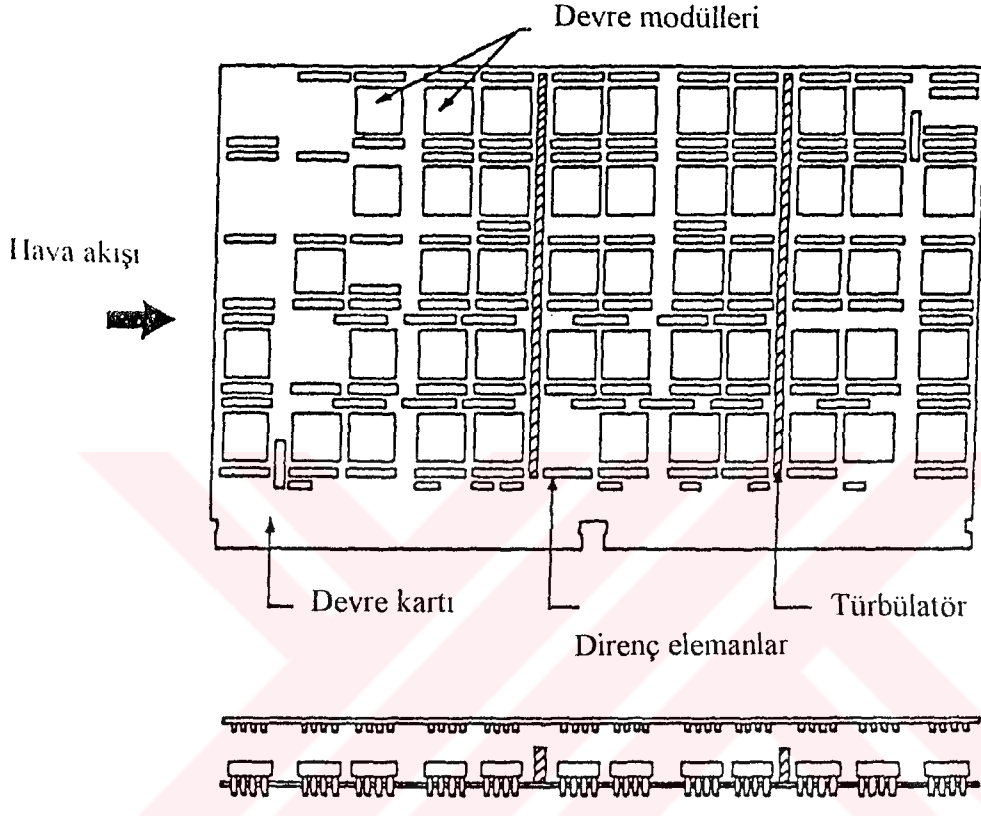
Havanın en etkili ve verimli kullanılması konveksiyon olayının tam anlaşılmasını gerekli kılar. Bu alanda çok çalışma yapılmış ve hala pek çok çalışma yapılmaktadır. Termal tasarım mühendislerin tek eksikliği, güvenilir veri tabanlarının olmamasıdır. Büyük seviyedeki geometrik değişkenler elektronik ekipmanların soğutulmasında karşılaşılır. Farklı boyutlu, düzensiz eleman boyutları hemen hemen hata analizi için veri tabanı formlarını imkansız hale getirir. Bununla birlikte genel olarak soğutma problemleri ve bazı çok faydalı korelasyonlar nümerik ve deneysel araştırmalardan elde edilmiştir.

Cebri konveksiyonlu hava ile soğutma sistemleri devre kartları üzerinde elektronik modüllerin düşey veya yatay olarak sıralanmasından oluşurlar. Bunun sonucu olarak çoğu konfigürasyonlarda ısı transferinin artması dikkate değerdir. Elektronik elemanlar cebri hava

Tablo 2.1. Ana Soğutma Metodları

	Doğal hava konveksiyonu (NAC)	Cebri hava konveksiyonu (FAC)	FAC ve su soğutmalı ısı eşanjörü	Sıvı soğutmalı buharlaşırma	
				(buharlaşma dahil)	Direk
Konstrüksiyon (Ana ısı akısı)	Eleman (IC vs.) ve kanatçık devre bordu kabuk çerçeve	NAC ve fan	WCHE hava akış pasajına yerleştirilmiş	Eleman daldırma ve HE (su, hava)	Eleman soğuk plaka
Soğutucu	Hava	Hava	Hava, su	Asal sıvı	Su vs.
Soğutucunun sirkülasyonunu sağlayan	Doğal Sirkülasyon	Fan	Fan, pompa	Pompa	Pompa
Soğutucu hızı	0.2 m/s	0.5-10 m/s			
Soğutucu kapasitesi	Küçük	Orta-büyük	Orta-büyük	Çok büyük	Büyük
Ekipman hacmi	Büyük	Orta	Orta	Küçük	Küçük
Akustik ses	Yok	Orta-büyük	Orta	Küçük	Küçük
Soğutmanın güvenilirliği	Yüksek	Orta	Orta	Küçük	Küçük
Ekonomi	Yüksek	Orta-yüksek	Orta	Küçük-orta	Küçük-orta
Notlar (Kapasite vs.)	Baca etkisi ile kapasite artar			Kapasite HE bağlıdır	He gazı kullanıldığında termal direnç azalır

akışının geçtiği pasajlara yerleştirilmiştir. Bu durum şekil 2.1'de görülmektedir [1,5]. Elemandan ısının taşınması havanın serbest akım sıcaklığında artmaya neden olacaktır. Üniform ve daimi soğutucu akışın temini herhangi bir soğutma sisteminin güvenilirliğini belirleme kriteridir. Bu olaylar kanallardaki cebri soğutucu akışkanın daimi olmayan ısı transfer analizini gerektirir.

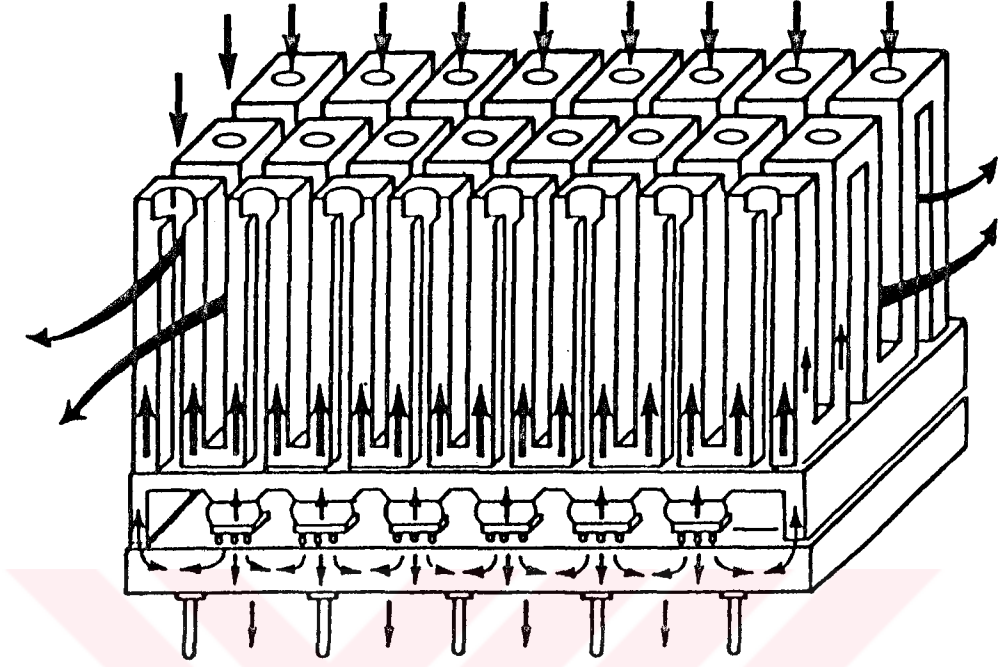


Şekil 2.1. Devre kartı üzerinde hava ile soğutulan elektronik modüller.

Genel olarak hava soğutma sistemleri paralel ve seri akış sistemleri diye sınıflandırılabilir. Seri sistemde, seri olarak düzenlenmiş bordlar veya modüllerin üzerinden hava akar. Sistem boyunca hava ısıyı alarak ısınır. Hava sıcaklığındaki bu değişim sonuçta artırılan devre çalışma sıcaklığı sonucunu oluşturur. Tasarımcı mümkün olduğu kadar girişe yakın bölgeye yüksek ısı yayan elemanlar yerleştirmelidir. Veya bu sıcaklık artışını yok etmek için yeteri miktarda yüksek hava debisi seçilmelidir.

Paralel akış sistemleri, seri sisteminin arzu edilmeyen arızalarını ortadan kaldırır. Sistemdeki tüm elemanlar temiz hava ile soğutulur. Bu nedenle akış sistemini yüksek basınç düşümü karakteristiğine sahiptir. Bundan dolayı sistemin yüksek debi ve giriş gücüne ihtiyacı vardır.

Paralel akış sistemi için güzel bir örnek IBM 4381 Processor verilebilir. Şekil 2.2`de IBM 4381 hava soğutmalı modülün kesiti görülmektedir [2,5,6].



Şekil 2.2. IBM 4381 hava soğutmalı modülün kesiti.

Isı bir eleman yüzeyinde soğutucu akışkana konveksiyon ve radyasyonla transfer edilecektir. İzole edilmiş bir eleman yüzeyinden akış içerir. Bir elemandaki enerjinin belli miktarı soğutucu ile uzaklaştırılır. Böylece ısı transferinin üç modu (kondüksiyon, konveksiyon ve radyasyon) ve ısı transfer yolu hesaba katılacaktır. Boyutsuz sayıların tanımında tasarım için korelasyon oldukça önemlidir. Fakat elektronik sistemlerin soğutulması problemleri tasarımdan tasarıma farklı ve kompleksdir. Dizayn için korelasyonların kullanımı oldukça zordur. Bu nedenle elektronik soğutmada deneysel araştırmalar bilgisayar donanımların gelişiminde önemlidir. Kanallarda bloka benzer modüller ile çalışmalar yapılmış ve korelasyonlar laminar ve türbülanslı veya geçiş akışları için bulunmuştur.

Kanal içinde değişik cebri konveksiyon problemleri için analitik çözümler vardır. Fakat bunların çoğu direk olarak elektronik soğutmaya uygulanamaz. Isı transferi için minimum değerleri sunarlar ve alt değer referansı gibi kullanılabilir.

2.1. Isı Transfer Katsayısı

Isı transferi bir katıdan bir akışkana birim alandaki ısı, Newton'un soğutma kanunu ile verilir:

$$q_n = h(T_w - T_f) \quad (2.1)$$

burada h ısı transfer katsayısı veya film katsayısıdır. T_w yüzey sıcaklığı, ve T_f soğutucu akışkanın sıcaklığıdır. Bu denklem bize ısı transfer katsayısını verir [1].

$$h = \frac{q_n}{T_w - T_f} = \frac{-k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial n} \right)_s}{T_w - T_f} \quad (2.2)$$

Bu da:

1. Karışım kap sıcaklığı
2. Giriş akışkan sıcaklığı
3. Adyabatik akışkan sıcaklığı
4. Elemandan ısıyı alıp ayrılan akışkan sıcaklığı

Bu noktada şu hatırlanmalıdır, Newton'un soğutma kanunu daimi durumlara uygulanır. Tamamen güvenilir analiz yapmak için, sistemin daimi olmayan davranışları da hesaba katmak gerekmektedir.

Kanaldaki akışlar için üç seçenek mevcuttur. Eğer karışım iyi ise akışkan sıcaklığı üni formdur. Isı transfer katsayısı, h, karışım kap sıcaklığı, adyabatik sıcaklığa bağlı olarak aynı değerde olacaktır. Elektronik soğutmada, adyabatik sıcaklığa bağlı olarak ısı transfer katsayısı tavsiye edilir. Elemanın ısıtıldığı deneysel çalışmada (aynı zamanda bir elementin ısıtılması) üni form değildir, adyabatik sıcaklık elementin referans sıcaklığı gibi kullanılır. Elementin adyabatik sıcaklığı hesaplanır. Isının saliverilmesi keyfi dağılım için, süperpozisyon çekirdek fonksiyonu setinin kullanılması kaynağa doğru her eleman içindir. Elemanın adyabatik sıcaklık dağılımı için genel bir korelasyon yoktur. Sadece o element geometrisine ve Reynolds sayısına bağlıdır.

III. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Elektronik ekipmanların soğutulması ile ilgili konunun önemini Steinberg [7], Kraus Bar-Cohen [8], Jaluria [9], Chu [10], Incopera [11] ve Aung [12] tarafından yapılan çalışmalar göstermektedir. Bu çalışmaların çoğu daimi durumdaki ısı transferini içermektedir. Daimi olmayan cebri konveksiyonla ilgili çalışmalar sınırlıdır.

Regeneratör tip ısı eşanjörlerinde daimi olmayan çalışma şartları, açma, kapama, güç dalgalanması, pompa arızası gibi problemler, değişik termal ve hidrodinamik şartlardaki daimi olmayan veya daimi iç akışların termal tepkilerini içeren araştırmalar yapılmıştır. Çoğu daimi olmayan ısı transfer analizinde, ısı transfer katsayısı daimi olmayan işlemlerde sabit olduğu kabul edilmiştir. Statik duruma yakın düşünülerek yapılmıştır. Isı eşanjörlerinin dinamik hesaplarının en erkeni Dusenberre [13] tarafından yapılmıştır. Genel problemin içerdiği karmaşıklık nedeniyle kesin iterasyon formülü ve nümerik hesaplama yöntemi önermiştir.

Rizika [14], izoleli tüp veya borudan geçen akışkanın giriş sıcaklığını kademeli fonksiyon şeklinde değiştirmiştir. Çalışmada nümerik örnekler mevcuttur. Isı eşanjörlerindeki sıkıştırılabilir akışkan için daimi olmayan durumun kısmi analizi yapılmış ve problemin çözüm metodu gösterilmiştir. Daha sonra Rizika [15], sıkıştırılamaz akış sisteminde termal faz farkından dolayı daimi olmayan çözümlerin araştırılmasını içeren bir çalışmada yapmıştır. Sıkıştırılamaz akışkan ile kademeli fonksiyon sıcaklık girişinin borulardan ve tüplerden akışı ve ısı eşanjörlerinde sıkıştırılamaz akış tamamen belirlenmiştir. Örnek olarak ısı eşanjörlerinin çıkışdaki daimi olmayan durumu gösteren bir çalışma da sunmuştur.

Sparrow ve Siegel [16], geçici ısı kondüksiyonu altında tüplerdeki termal giriş bölgesinde laminer akış için daimi olmayan cebri konveksiyonu araştırmıştır.

Referans [17-19] de iç ısı kaynağının zamanla değişimini içeren ısı eşanjörlerinin dinamik tepkisi konusunda bir seri makaleler sunulmuştur. Bu yazılarda, hız profili üniform olarak düşünülerek teorik analiz ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yapılmıştır.

Siegel [20], duvarları kademeli ısı akışı değişimi altındaki paralel plakalı ve tüplerdeki üniform laminer akış için konveksiyonla geçici ısı transfer analizini yapmıştır.

Siegel ve Sparrow [21], laminer akış için düz kanallardaki termal giriş bölgesinde geçici cebri konveksiyonu içeren çalışma yapmışlardır. Duvardaki ısı akışı veya duvardaki sıcaklığın kademeli değişiminden karakteristik metodlar ile enerji denkleminin integral formülasyonunun birleştirilmesi ile termal tepkileri elde edilmiştir. Daha sonra enerji denkleminin linear olarak kullanılması, kademeli fonksiyon sonuçları, sınır şartların keyfi zaman değişimi hali için genelleştirilmiştir. Sonuçlar özel uygulamalar için kolayca kullanılan integral formu ile ifade edilmiştir.

Abbrecht ve Churchill [22] tüplerin termal giriş bölgesindeki ısı transferini içeren deneysel araştırmalarını tamamen geliştirmiş türbülanslı akış ile duvar sıcaklığının kademeli değişimini sunmuştur. Isı ve momentum için radyal ve eksenel sıcaklık gradyanları, radyal ısı akış ve eddy difüzyonları, deneysel ölçümlerden hesaplanmıştır.

Siegel [23]'de paralel plakalı kanallar ve tüplerdeki duvar sıcaklığının zamanla keyfi değişimin laminer cebri konveksiyon için araştırmışlardır. Hız dağılımı daimi ve tamamen gelişmiş kabul edilmiştir. Keyfi zaman değişimleri için genelleştirilen sonuçlardan ve duvardaki kademeli sıcaklık değişimi için ilk defa analizi yapılmıştır. Tüplerdeki akış için hesaplamalar yaklaşık olarak yapılmıştır. Yaklaşımın geçerliliği gerçek sonuçlarla test edilmiş ve iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Yong ve arkadaşları [24], ısı eşanjorlerin dinamik tepkisi konusunda çalışmışlardır. Hızı üniform kabul ederek teorik sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır.

Perlmutter ve Siegel [25], ısıtılmış veya soğutulmuş paralel plakalar arasındaki daimi olmayan laminer akış ile daimi olmayan ısı transferini incelemişlerdir. Başka bir makalede yine Perlmutter ve Siegel [26], duvar sıcaklığının kademeli değişimi ile iki paralel plaka arasındaki iki boyutlu daimi olmayan sıkıştırılmaz laminer akışı analiz etmişlerdir.

Siegel [27], duvardaki ısı kapasitesi ve eksenel olarak duvardaki ısı değişimi üniform akış için, iki paralel plaka arasındaki laminer cebri konveksiyonu analiz etmiştir. Duvar ısısının zamanla sinusoidal ve exponensiyel olarak değişimini düşünmüşlerdir.

Siegel ve Perlmutter [28], daimi olmayan akışı ve duvar ısı akısını zaman ve eksenel olarak beraber değiştiği iki paralel plakalar ile sıkıştırılmaz laminer cebri konveksiyonu araştırmışlardır. Akışkan hızı kanalda sabit kabul edilmiştir. Fakat akışkan hızı zamanla değişmektedir. Genel analitik ifadeler kanaldaki daimi olmayan ısı transferi için türetilmiştir.

Kardas [29], paralel düz plakalı kanalda giriş sıcaklığının zamana göre değişimini içeren ısı transferini çalışmış, analitik bir çözüm sunmuştur.

Kakaç [30], hava için duvardaki ısı akısı ve duvar sıcaklığının kademeli değişimi için bir kanaldaki türbülanslı cebri konveksiyon için enerji denklemini daimi olmayan durum için nümerik çözmüşlerdir. Daimi olmayan sıcaklık dağılımları Nusselt sayısı, kanal uzunluğu ve zamanın fonksiyonu olarak elde edilmiştir.

Sparrow ve De Farias [31], zaman ve yere bağlı duvar sıcaklığı ile giriş sıcaklığının periyodik değişimini paralel plakalı kanalda daimi olmayan laminer ısı transferinin analizini yapmışlardır.

Chase ve arkadaşları [32], eşanjörün girişinden difüzyon rezistansından dolayı meydana gelen rezistanlı ısı transferi modeli kullanarak paralel plakalı regeneratör ısı eşanjörü üzerinde çalışmışlardır.

Namatame [33], yüzey sıcaklığına bağlı durumu içeren daimi olmayan üniform akış için daimi duruma yakın çözümü değiştirerek sunmuştur.

Kakaç ve Yener [34], giriş sıcaklığının değişimi ile paralel plakalı kanalda sıkıştırılmaz akışkanın laminer üniform akışı için daimi olmayan enerji denklemlerinin tam çözümünü elde etmişlerdir.

Schnatz ve arkadaşları [35], tüp içinde uniform ve parabolik hız dağılımı farzederek, giriş akışkan sıcaklığının ani değişimi ve tüp duvar sıcaklığının ani değişimi için tüpteki tamamen gelişmiş laminer akışın sıcaklık dağılımını zamana bağlı olarak elde etmişlerdir.

Kawamura [36], türbülanslı akış için daimi olmayan ısı transferinin nümerik analizini yapmıştır. Türbülanslı akış için basitleştirilmiş enerji denklemi ile ısı transfer katsayısı analitik bir çözüm ile elde edilmiştir.

Kakaç [37], iki paralel plaka arasındaki sıkıştırılmaz daimi akıştaki giriş sıcaklığının dağılımı için duvar ısı akısı, sınır şartları sıfır veya sabit duvar sıcaklığı altında daimi olmayan enerji denkleminin çözümünü elde etmiştir. Çözümler kapalı formda verilmiştir. Özdeğer fonksiyonları özdeğerlere uygun olarak nümerik metod ile belirlenmiş ve tamamen çözülmüştür.

Gartner [38], bir viskoz sıkıştırılmaz akışkanın stabil edilmiş daimi türbülanslı akış olarak daimi olmayan konveksiyonla ısı transferini analiz etmiştir. Analizde duvar ısı akısı zamanla değişmiştir.

Kawamura [39], ısı transfer katsayısının daimi olmayan değişimini analitik ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, deney tüpünün zamanla kademeli ısıtılıp ve su ile soğutulmasını içermektedir. Akış türbülanslı ve daimidir. İsi transfer katsayısının değişimi elde edilmiştir. Bazı konfigürasyonlar için nümerik analiz yapılmıştır.

Campo ve Yoshimura [40], paralel plakalı kanallarda tamamen gelişmiş akışın ısı transfer performansını rastgele olarak değişen çevre sıcaklıklarındaki etkisini tanımlayan teorik bir çalışma yapmıştır.

Acker ve Fourcher [41], termal periyodik rejimdeki laminer akışı incelemiştir. Paralel plakalar arasındaki akışkan ve duvar sıcaklığını Laplace transformasyonları kullanarak enerji denklemini çözmüştür. Çözümü ideal hız profili için kanaldaki giriş akışkan sıcaklığı sinusoidal olarak alınmıştır.

Lin ve Shih [42], borularda Newton olmayan akışkanların tamamen gelişmiş laminer akış için daimi olmayan durumdaki Graetz problemleri üzerine çalışmıştır. Giriş sıcaklığının etkisini, viskoz yayılma ve Graetz sayısının ısı transferine etkisini nümerik olarak çözmüşlerdir.

Suces [43], daimi olmayan cebri konveksiyonlu laminer akışın, akışkanın termal enerji depolama kapasitesi ve yüzey sıcaklığına bağlı olarak yaklaşık bir hesapla yapmıştır. Bu metodla paralel kanallardaki laminer akış için iki probleme uygulanmıştır. Daimi olmayan durumda zamanla giriş sıcaklığı sinusoidal olarak değiştirilir. Sabit sıcaklıkta sonlu termal kapasite duvarlar ve akışkandır. Çözümler üniform akış ve linear profil için verilmiş ve tam çözümler Laplace transformasyonlarının uygulanması ile daimi duruma yakın yaklaşımın düzeltilmesi ile bulunmuştur.

Shah [44], ısı eşanjorlerinin daimi olmayan şartlardaki tepkisini yıllar önce belirtmiştir. Giriş sıcaklıklarının ve kütlelesel debinin kademeli olarak değiştirilmesi ile regeneratör ısı eşanjorlerin tepkisini sunmuştur.

Arvizu ve Moffat [45], kübik komponentleri ihtiva eden bir geometri üzerinde çalıştılar ve uzak bileşenlerin termal dalga etkilerinin süperpozisyon prensibini kullanarak hesaplanabileceğini gösterdiler. Verilerin boyutsuz gösterimi, dizi, hızı ve yoğunluğu

parametrelerini kullanarak, bir dizi benzer bileşeni tamamen tanımlamak için tek bir bileşenin tek bir bileşen yüksekliğinde test edilmesini sağladılar. Dizi hızı kavramının (bileşenlerin yakın çevresinde görülen) serbest akım kavramı yerine kullanılması önemlidir. Yüksek kanat yoğunluğuna sahip ısının dışarı atıldığı yer oldukça çoktur. Çünkü bunlar yüksek hızlarından dolayı ana soğutucu akışkana ısısını verir. Dizi içindeki hız, serbest akım içindeki hıza eşit değildir. Çünkü kanat yüzeyindeki artan sürüklenme dizi içindeki hızı azaltır. Kanal boyutları dikkate alındığı zaman artan dizi hızı ve buna bağlı ısı transfer alanındaki azalma arasındaki ilişki ilginç bir optimizasyon problemi ortaya koyduğunu söylemişlerdir.

Sparrow ve arkadaşları [46], bir dikdörtgen kesitli kanal boyunca yerleştirilen ısı üreten dikdörtgen modüllerden hava akışı ile ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel olarak çalışmışlardır. Deneyler akış bariyerlerle, eksik modüller ile, tamamen yerleştirilen sıralar ile devam edilmiştir. Ortalama hız ve minimum serbest akış alanına dayanarak Re sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı değişimi araştırılmıştır. Eksik modülün akış üzerindeki etkisi % 40 kadardır. Tipik yüksek Re sayısı ve eksik modüllerinin değişik yerleştirilmeleri için artış daha düşük olur. Bariyerler akıma etki eden modüllerinden daha uzundur. Bariyerlerin basınç düşümlerinde önemli artışlara neden olduğu sonucuna varmışlardır. Aynı çalışmanın devamı olarak Sparrow ve arkadaşları [47], bariyerlerden oluşan akış karakteristiklerini araştırmışlardır. İki bariyerle ısı transferin artışının bir taneliden fazla olduğu anlaşılmıştır. Bariyerler birbirine yakın olarak dizayn edilirse basınç düşümü asla iki katına çıkmamaktadır. Modülün farklı yüzeylerindeki ısı transfer katsayısı ölçülmektedir. Bariyerlerin ve kayıp modülün etkisi üniformsuzluğu yavaşça azaltmakta olduğu sonucunu bulmuşlardır.

Mikhailov [48], tek kanal içindeki hidroluk olarak gelişmiş cebri konveksiyonlu akışta periyodik ısı transferi ve daimi durumu incelemiştir. Ortogonal ifadesinin çözümünü nümerik olarak çözmüştür.

Lin ve arkadaşları [49,50], sonlu fark metodunu kullanarak değişik akışlar için daimi olmayan iki boyutlu enerji denklemini çözmüştür. İlk makalesinde borudaki laminer akışta çevre sıcaklığının kademeli değişimiyle daimi olmayan termal giriş bölgesindeki ısı transferini çalışmışlardır. İkinci makalesinde giriş sıcaklığı ve basınç gradyanının akışta kademeli değişiminden çıkan sonuçla daimi olmayan termal giriş bölgesindeki ısı transferini incelemişlerdir. Yine Lin ve arkadaşları [51], laminer akışın termal giriş bölgesinde giriş sıcaklığının kademeli değişimi ile daimi olmayan ısı transferini incelemişlerdir.

Sucec ve Sawant [52], giriş akışkan sıcaklığını zaman içinde periyodik olarak değiştirerek paralel plakalı kanaldaki daimi olmayan laminer cebri konveksiyonlu ısı transferi problemini

incelemişlerdir. Periyodik olarak daimi olmayan durumu kanal duvarlarının adyabatik olduğu zaman, kanal boyunca uzaklığın ve zamanın fonksiyonu olarak duvar sıcaklığını ve akışkan sıcaklığını elde etmişlerdir.

Sparrow ve arkadaşları [53], elektronik ekipmandaki elemanların boyutlarının farklı olduğu gerçeğinden yolla çıkmışlar. Modüller üzerinden akan hava akışının farklı boyutlardaki modüllere çarpması ile ısı transferi artırılmıştır. Kısa modüller bir sirkülasyon bölgesi oluşturmuş, bu ise ısı transferini artırmıştır. Bu sonuçlar, ısı transfer katsayısı ölçümleri ve akış gözlemleri ile doğrulanmıştır.

Cotta ve Özişik [54], genelleştirilen integral transform teknik ile tamamen gelişmiş laminer akış için çalışma yapmışlardır. Sonuçlar giriş sıcaklığının boyutsuz değerleri için, kanal boyunca boyutsuz aksel uzaklığın fonksiyonu olarak grafik halinde vermişlerdir. Çalışma, teorik çalışma ile sınırlandırılmış deneysel sonuçlarla karşılaştırılmamıştır.

Cotta ve arkadaşları [55], paralel plakalı kanallar ve tüplerdeki üniform akışta, giriş sıcaklığının periyodik değişimi ile laminer cebri konveksiyonun teorik çalışmasını yapmışlardır.

Davalath ve Bayazitoğlu [56], paralel plakalarda sonlu ısı kaynağı gösterilmiş, dikdörtgen kesitli blokların sıraları üzerinden gelişmiş iki boyutlu akış için ısı transferini hesaba katmışlardır. Bloklar üzerinden akan sıkıştırılamaz akışı tamamen Navier-Stokes denklemlerinin eliptik 2formda kullanılması ile modellemişlerdir.

Sucec [57], paralel plakalı kanalın termal giriş bölgesinde geçici ısı transfer durumu için Laplace transformasyonunu kullanarak tam bir analitik çözüm geliştirmiştir.

Kim ve Özişik [58], borulardan veya paralel plakalı kanallarda duvar ısı akısındaki kademeli değişim ile daimi olmayan laminer cebri konveksiyon için analitik çözüm geliştirmişlerdir. Genelleştirilen integral transform tekniğini ve klasik transformasyonu kullanmışlardır.

Nakayama ve arkadaşları [59], bloka benzer elemanlar yerine ısının dışarı atıldığı yeri kanatlı yaparak ısı transferini artırmayı denemişlerdir. Artma, alan artması kadar büyük değildir. Problemin araştırılması paket kolonları arasında türbülansa neden olmasından dolayı, ve hava akışı kanalının olması nedeniyle de karışıklığa sahiptir. Elektronik ekipmanlardaki tipik akım kanallarının küçük boyutları tam gelişmiş akışı elde etmeyi çok zor hale getirir. Bunun yanında dar kanal genişliği tam gelişmiş akımın elde edilmesini sağladığını söylemiştir.

Kanallar altan ısıtıldığı zaman ısının küçük boyutlu kanalların ısı atma performansını Yokono ve arkadaşları [60] hesaplamıştır. Sonuçları iki kullanışlı korelasyon formunda vermişlerdir. Bu iki korelasyon formları Nu sayısı Re sayısının bir fonksiyonu, büyük ve küçük Re sayısı için geometrinin bir fonksiyonu olarak verilmiştir.

Kakaç ve arkadaşları [61-65], laminer ve türbülanslı akış için paralel plakalı kanallarda giriş sıcaklığının periyodik değişimi ile laminer cebri konveksiyonun deneysel araştırmasını yapmak için deney düzeneği yapmışlardır. Üniform laminer ve tamamen gelişmiş laminer akışın farklı sınır şartlarda farklı modellerin teorik analizini deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Nakayama [66], mikroelementler ile ısı transfer deneyleriyle ilgili belirsizlikleri göstermiştir. Ayrıca ısı transfer verilerin yorumunun mikroelektroniklerin soğutulmasında çalışan mühendislerin önemli bir görevi olduğu belirtilmiştir.

Asoka ve Faghri [67], paralel plakalı kanal duvar boyunca yerleştirilen ısıtılan kare bloklar dizisi ile nümerik çalışmaya devam etmişlerdir. Isı transfer ve üç boyutlu akışın analizini nümerik olarak yapmıştır. Elektronik ekipmanlardaki devre bordunun cebri konveksiyonla soğutulmasını simule etmişlerdir. Yine Asoka ve Faghri [68], paralel plakalı kanal duvarı boyunca yerleştirilen ısıtılan kare bloklar dizisi ile nümerik çalışmaya devam etmişlerdir. Nümerik model laminer akış için periyodik tamamen gelişmiş ısı transferi karakteristiklerini içerir. Termal sınır şartları her blokun alt yüzeyinde üniform olarak üretilen özgül ısıdır. Nümerik çalışma, Re sayısının tüm değerleri ve Pr sayısı 0.7 olan hava için yapılmıştır.

Yan ve arkadaşları [69], laminer boru akışlarında geçici ısı transferini incelemişlerdir. Kanallarda konduksiyonla ısı transferi ile termal rezistansın rolünü ve daimi olmayan durumdaki ısı kapasitesini araştırmışlardır.

Kakaç ve arkadaşları [70-72], laminer ve türbülanslı akış için paralel plakalı kanallarda giriş sıcaklığının periyodik değişimi ile laminer cebri konveksiyonun deneysel çalışmasını yapmışlardır. Teorik sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır.

Anderson ve Moffat [73], iyi bir tasarımda yayınlamış verileri kullanmada endüstride çalışanların başarısızlıklarını işaret etmiştir. Literatürde verilen ısı transfer katsayıları değerlerinin belirlenmesindeki uyumsuzluklar, % 20-30 bir tahmin hatasına sebep olan önemli bir durum olduğunu söylemiştir. Büyük sayıdaki geometrik değişkenlere elektronik soğutmada

sık sık karşılaşılır. Soğutma problemleri tanıtılmış ve bazı faydalı korelasyonlar nümerik ve deneysel sonuçlardan elde edilmiştir.

Sucec ve arkadaşları [74], bir kanalda duvar sıcaklığı aniden değiştiğinde tamamen gelişmiş laminer akış için daimi olmayan ısı transferinin analitik olarak tam çözümünü bulmuşlardır. Çözüm Laplace transformasyonları ile elde edilmiştir.

Olek ve arkadaşları [75], hidrolik ve termal olarak tamamen geliştirilen akış için borudaki laminer akışta geçici ısı transferini analiz etmişlerdir.

Travelho ve arkadaşları [76], paralel plakalı kanal içinde termal giriş bölgesinde üniform akış için geçici laminer cebri konveksiyonun analitik çözümünü yapmışlardır.

Anderson ve Moffat [77], bir kanaldaki elektronik elemanların cebri konveksiyonla ısı transferini çalışmışlardır. Yüksek sıcaklık bölgesine küçük kanatçıklar yerleştirmişler fakat bunlar karışımı artırmış ve üniformsuzluğu azaltmıştır. Bu yaklaşım klasik türbülantörler gibi büyük bir basınç düşümüne neden olmadığını söylemişlerdir.

Li ve Kakaç [78], kanallarda giriş sıcaklığının periyodik değişimi ile laminer akış için termal giriş bölgesindeki daimi olmayan ısı transferini incelemişlerdir. Analitik çözümü genelleştirilen integral transformasyon tekniği kullanarak yapmışlardır. Mühendislik uygulamaları için bazı teorik sonuçlar bulmuşlardır.

Hatay ve arkadaşları [79] paralel plakalı kanallarda daimi olmayan laminer cebri konveksiyonun nümerik ve deneysel çalışmasını yapmışlardır. Deneysel çalışmada giriş sıcaklığı sinusoidal değiştirilmiş ve nümerik çalışmada sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Nümerik ve deneysel çalışma karşılaştırılmıştır.

Li ve arkadaşları [80], dikdörtgen kesitli kanalda bariyerli ve bariyersiz olarak daimi olmayan cebri konveksiyonun davranışını incelemişlerdir. Kanal girişine sinusoidal bir ısı girişi verilmiştir. Bir bilgisayar içindeki elektrik ısınması ve soğutulması simule edilmiştir. Deneyler laminer ve türbülantlı akış için yapılmıştır. Deneylere termal giriş bölgesinde tamamen gelişmiş hız profili ile devam edilmiştir.

Brown ve arkadaşları [81-86], dairesel kesitli kanalda daimi, olmayan türbülantlı cebri konveksiyonun deneysel ve analitik çalışmasını yapmışlardır. Kanaldaki çalışma hidrodinamik gelişmiş ve termal gelişmekte olan bölge için yapılmıştır. Nümerik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Santos ve arkadaşları [87,88], dairesel kesitli kanalda daimi olmayan türbülanslı ve laminer cebri konveksiyonun ayrı ayrı deneysel ve analitik çalışmasını yapmışlardır. Analitik çalışmada integral transform tekniğini kullanmışlardır.

Asoka ve Faghri [89], paralel plakalı kanalların duvarları boyunca yerleştirilen ısıtılmış kare blokların sıraları üzerinden akan türbülanslı akış için nümerik olarak tamamen gelişmiş akış ve ısı transferi karakteristiklerini elde etmişlerdir. Cebri konveksiyonla elektronik ekipmanların soğutulmasını simule etmişlerdir.

Kakaç ve Li [90], iki paralel plaka arasında giriş sıcaklığının sinusoidal olarak değişimi ile ilgili türbülanslı cebri konveksiyonun deneysel ve teorik çalışmalarını yapmışlardır. Analitik çözümü genelleştirilen integral transform tekniği ile elde etmişlerdir. Analitik çözümler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve memnun edici sonuçlar elde edilmiştir.

Çomaklı ve arkadaşları [91,92], dairesel kesitli bir kanalda giriş sıcaklığı sinusoidal olarak değişen daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelemişlerdir.

Sözbir ve arkadaşları [93], paralel plakalı kanalda termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal ve kanal içine yerleştirilen elektronik elemanlara benzer dikdörtgen prizması şeklindeki bloklarla daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelemişlerdir.

Santos ve arkadaşları [94], dairesel kesitli bir kanalda termal giriş bölgesindeki türbülanslı akış için deneysel ve teorik çalışmalar yapmışlardır.

Literatürde görüldüğü gibi çoğu çalışmada akışta hız sabit kabul edilerek daimi olmayan cebri konveksiyon problemleri için çözümlerin çoğu sabit kondüktivitede veya sabit sıcaklıkta akış düşünülmüştür. Gerçekte hız profili üniform değil ve kanal boyunca giriş sıcaklık amplitududa sabit değildir. Bizim deneylerin sonuçları, giriş sıcaklık amplitudu profili duvardan uzaklığın fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

Pürüzsüz (bloksuz) ve bloklu konfigürasyonlar için kanaldaki daimi olmayan cebri konveksiyonun deneysel sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlar elektronik elemanların soğutulmasında karşılaşılan problemlerin çözümünde oldukça önemlidir. Ayrıca analitik ve nümerik çalışan araştırmacılar için bu sonuçlar çalışmalarının doğruluğunu ispat etmek için önemlidir.

IV. DENEY DÜZENEĞİ VE PROSEDÜR

Deney düzeneğinin amacı, özel kanal geometrisindeki laminer ve türbülanslı cebri konveksiyon için termal giriş şartlarının sinusoidal olarak çalışmasını temin eden sistemdir. Geometri olarak 254 mm×25.4 mm (10"×1") ölçülerinde dikdörtgen kesit kullanılmıştır. Bu geometri ile 0.02 Hz ile 0.24 Hz giriş frekansları, 1120 ile 2220 Reynolds sayısı arasında laminer akış ve 11240 ile 22300 arasında türbülanslı akışta çalışmak mümkündür. Şekil 4.1'de deney düzeneği ve deneyde kullanılan ana elemanlar görülmektedir.

Deney düzeneği, düzgün hava akışını temin etmek için emme modunda çalıştırılır. Ana elemanlar dikdörtgen kesitli kanal, filtre, akış düzeltici, giriş, test ve dönüşüm gibi bölümlerden oluşur. Düzenek bir fan, dalga generatörü, güç kaynağı, elektrik ısıtıcısı, düşey ve eğik manometre, iki voltmetre, termokapül, basınç ölçüm uçları ve kütleli debinin ölçüldüğü orifis ile PVC borulardan oluşur.

4.1. Test Akışkanı

Laboratuvar havası kanalda akışkan olarak kullanılır. Laboratuvarda sıcaklık kontrollü için klima ve havalandırma ünitesi vardır. Hava sabit sıcaklıkta temin edilmiştir. Ölçümler alınırken özel dikkat gösterilerek, her hangi bir sıcaklık değişimi minimize edilmiş ve laboratuvar içinde istenmeyen hava sirkülasyonu önlenmiştir.

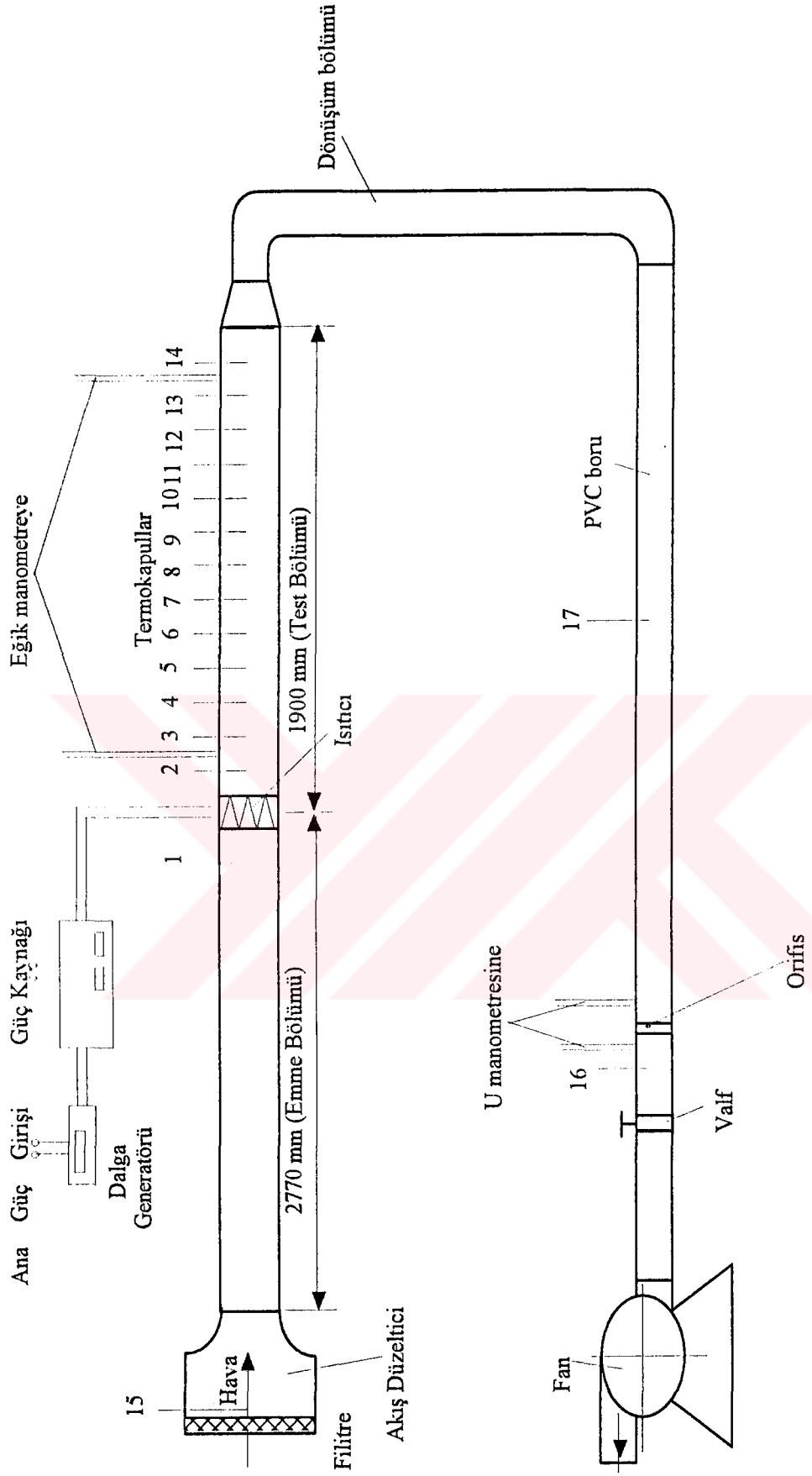
4.2. Hava Filtresi

Deney düzeneğine giren hava önce hava filtresinden geçer. Filtre test bölümüne kirli ve küçük parçacıkların girmesini önler. Çok küçük bir basınç kaybı oluşturur. Fakat aynı zamanda akışı düzeltici etkisi de vardır. Altı ayda bir değiştirilmelidir. Dikdörtgen kesit için filtre 381 mm×508 mm dış ölçülerindedir.

4.3. Akış Düzeltici

Hava, evvela hava filtresinden geçtikten sonra giriş bölümüne doğru düzgün bir akışı temin etmek için dizayn edilen akış düzeltici bölümüne gelir. Hava giriş bölümünde, 381 mm×508 mm kesitten 381 mm×76.2 mm'lik kesite düşürülür.

Akış düzeltici bölümü galveniz çelik sactan, giriş kısmında düzgün bir hava pasajı oluşturacak şekilde yapılmıştır.



Şekil 4.1. Deneysel düzeneğin şematik görünüşü.

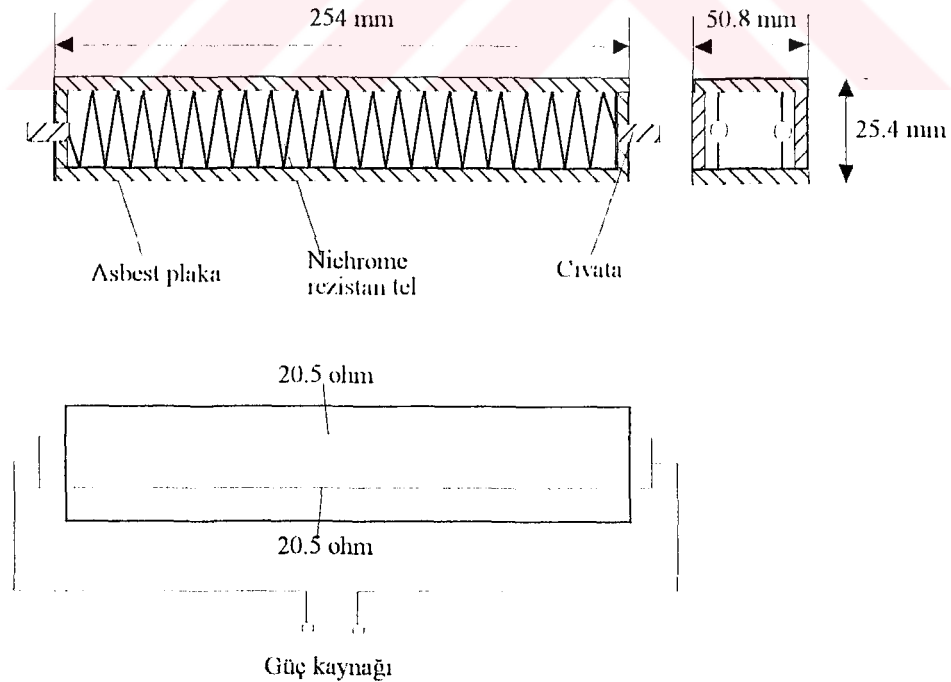
4.4. Emme Bölümü (Hidrodinamik)

Hava akış düzeltici bölümünden geçtikten sonra emme bölümüne gelir. Emme bölümü 254 mm×25.4 mm kesindedir. Tamamen gelişmiş hız profili hidrodinamik olarak elde etmek için emme bölümü 3.02 m uzunluğunda dikdörtgen kesitli olarak yapılmıştır. Kanalin bu kısmının dış taraf kontroplaktan, iç kısmı ise strofomdan yapılmıştır. Kontrol plak kalınlığı 19.05 mm'dir. Strofom (kondüksiyon katsayısı 0.24 W/m K) tabakası 254 mm×25.4 mm akış alanı verecek şekilde kanalın iç tarafına döşenmiştir.

Kanalın üstü menteşelerle açılıp kapanacak şekilde yapılmıştır. Strofom herhangi bir hava kaçağını önlemek için kontroplaklara yapıştırılmıştır. 3.02 m uzunluğundaki 2.5 mm×25.4 mm genişliğindeki strofom tabakasının üstüne elektrik ısıtıcı yerleştirilmiştir. Elektrik ısıtıcı test bölümü ile emme bölümünü birbirinden ayırmaktadır.

4.5. Elektrik Isıtıcı

Test bölümü girişine ısıtıcı yerleştirilmiştir. Isıtıcının kendisi giriş bölümüyle aynı kesitteki iki asbest çerçeve arasına iki rezistans tel, üçgen profili şeklinde sarılmıştır. 0.254 mm çapındaki nichrome rezistans tel ısıtıcı elemanı olarak kullanılmıştır. İzolasyon malzemesi arasındaki rezistans tel üçgen profil şeklindedir. Isıtıcı elementi hava akışını bozmaması ve aşırı ısınmadan doğacak arızaya sebebiyet vermeyecek şekilde seçilmiştir. Şekil 4.2 elektrik ısıtıcısının basit bir konstrüksiyonu verilmiştir. Isıtıcı dalga generatörü ve güç kaynağı ile birlikte çalıştırılır.



Şekil 4.2. Elektrik ısıtıcısının konstrüksiyonu.

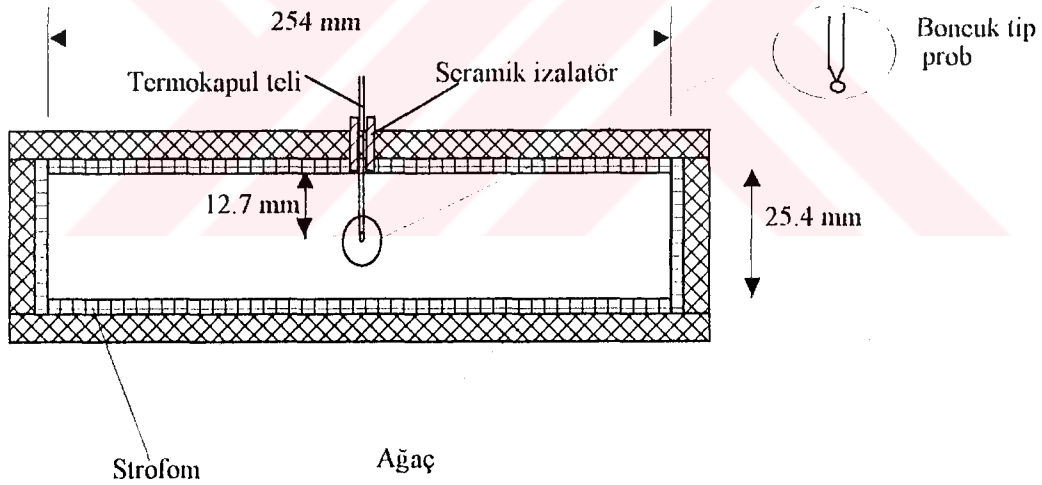
Isıtıcı rezistanları herbiri oda sıcaklığında 20.5 ohm dirençindedir. Isıtıcı iki paralel bağlı rezistanstan yapılmış ve toplam direnci 10.25 ohm'dur.

4.6. Test Bölümü

Test bölümünün kesiti giriş bölümü ve ısıtıcı gibi 254 mm×25.4 mm ölçüsündedir. Bu bölüm deney düzeninin kalbini oluşturur. Giriş bölümünde olduğu gibi test bölümünde de üst kapak açılabilir şekilde yapılmıştır. Strofom tüm iç yüzeye döşenmiştir. Yüzey oldukça düzgün ve hava kaçağına müsade etmeyecek şekilde yapılmıştır.

Bazı deneylerden sonra yüzey pürüzlüğünü temin etmek için test bölümün strofom yüzeyine üç kat beyaz boya sürülmüştür. Boya tabakasının uygulanması menmuniyet verici olmuştur.

Test bölümünün üstüne termokapul yerleştirmek için delikler delinmiştir. Kanal üst duvarına termokapullar seramik izalatörle birlikte yerleştirilmiştir. Şekil 4.3.'de termokapulun yerleştirilmesi ve test bölümündeki kesiti görülmektedir. Şekil 4.4.'de duvar sıcaklığını ölçmek için kullanılan termokapulun yerleştirilmesi görülmektedir.

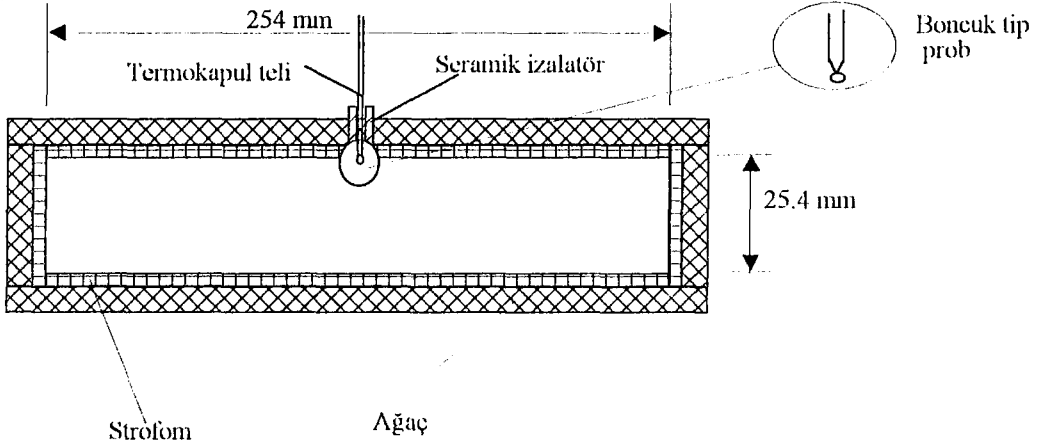


Şekil 4.3. Test kanalının kesiti.

4.7. Dalga Generatörü

Dalga generatorü, güç kaynağındaki çıkış gücünü değiştirmek için kullanılır. WAVETEK model 21, stabil fonksiyonlu generator frekansı kullanılmıştır. Sin, Üçgen, kare, ani artan, ani azalan, haversin, haverüçgen DC dalga formlar üretilebilmektedir. 1.1 kHz'i aşan dalga

formları analog üretilebilir. Daha az dalga formları ise dijital olarak üretilebilir. Çıkış seviyesi 20 V pikten



Şekil 4.4. Duvar sıcaklığını ölçmek için termokapulların yerleştirilişi.

pikedir (10 V p-p 50 ohm). Amplitudu ve dalga formunun DC offseti dalga generatörün ön palenindeki iki ayrı düğme ile ayarlanabilir. 100 μ Hz ve 11 MHz frekansları arasındaki frekans ayarı yapılabilir. Seçilen frekans stabil edilebilir. Kısa ve uzun frekansların ikisinde giriş frekansında doğruluğu \pm % 0.09 (sıcaklık 0°C ile 50°C arasında) dur. Güç, güç kaynağı ile elde edilir.

4.8. Güç Kaynağı

KEPKO model ATE 100-10M stabil güç kaynağı ile elde edilen enerji rezistanslı tellerde ısıya dönüştürülür. Cihaz, stabil çıkış voltajı veya akım verir. Çalışma modu ön panelden ayarlanarak görülebilir. Çıkış gücü ön paneldeki potansiyelmetre ile kontrol edilebilir. Güç çıkışı tamamen programlanabilir.

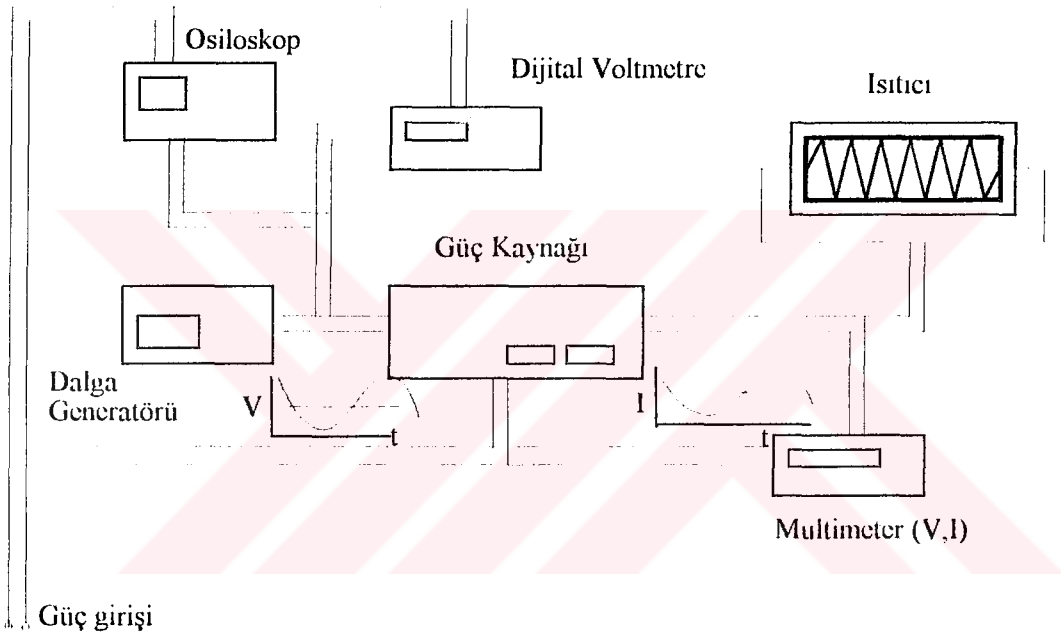
Deneylerde güç kaynağı akım kontrol modunda çalıştırıldı. Isıtıcı impedansı ile ısıtıcı voltajı belirlenir. Daimi duruma ulaşıldığında ısıtıcı impedansı çalışma sıcaklığının üzerinde sabit kalır. Kanal içindeki akışkana ısının yayılması generatörde üretilen dalga formunun takip edilmesi ile gözlenir. Şekil 4.5'de dalga generatörü, güç kaynağı, ısıtıcı ve diğer elemanların bağlantısını göstermektedir.

4.9. Termokapul

Sıcak ölçümlerinin hepsi E tipi termokapul ile yapılmıştır. Termokapul teli chrome ve constantan telli, teflon kaplı ve 0.254 mm çapındadır. Kanal merkezi sıcaklığını ölçmek için kanal merkezine 14 adet termokapul ve duvar sıcaklığını ölçmek için 7 adet termokapul

yerleştirilmiştir. Aynı zamanda orifis giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için orifis giriş ve çıkışına, sisteme giren hava sıcaklığını ölçmek için ise filtreden sonra termokapul yerleştirilmiştir. Termokapulların tellerinin hepsi Omega firmasından temin edilmiştir.

Termokapullar, Miami Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü laboratuvarında yapılmıştır. Termokapul uçlarının oksidasyona uğramaması için argon nokta kaynağı ile termoelementler kaynak edilmiştir. Termokapul ölçüm uçlarının benzer dinamik tepkisini sağlamak için benzer termokapul ölçüm uçları seçilmiştir. Bu oldukça önemlidir. Özellikle hidrolik ve termal gelişmekte olan akış durumunda çok noktada dinamik sıcaklık ölçümleri yapılacaktır. Daimi olmayan sıcaklık ölçümlerinin detayı 6. bölümünde verilecektir.

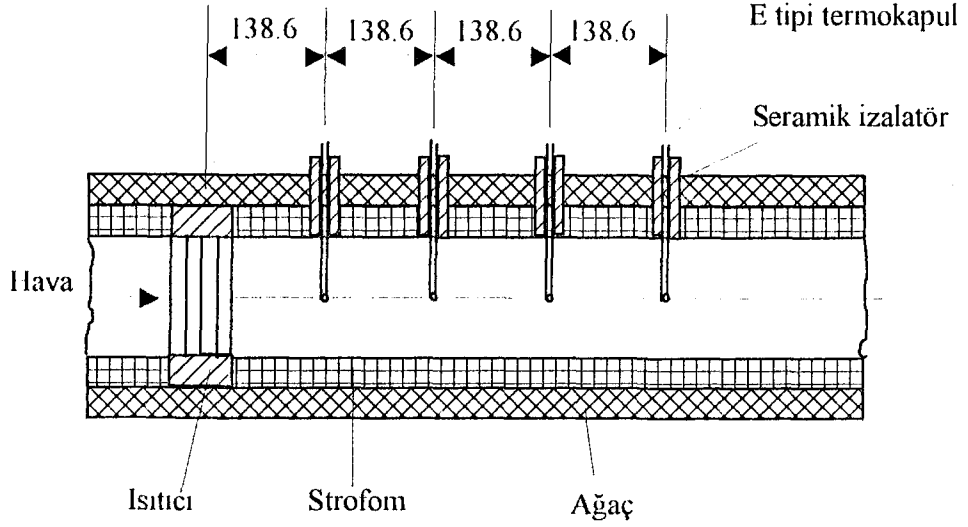


Şekil 4.5. Güç kaynağı, monitor ve kontrol sistemi.

Termokapul uçları test bölümünün üst tarafına eşit aralıklarla delinen deliklere yerleştirilmiştir. Şekil 4.6`de bu düzen görülmektedir. Her termokapul arası mesafe test bölümünün hidrolik çapının üç katıdır. Termokapul uçları kanal kesitinin ortasına yerleştirilmiştir ve ayarlanabilir şekildedir. Seramik izolatörler kanal duvarında termokapulları desteklemek için kullanılmıştır. Her izolatörün dış tarafı silikonla doldurularak sabitleştirilmiştir.

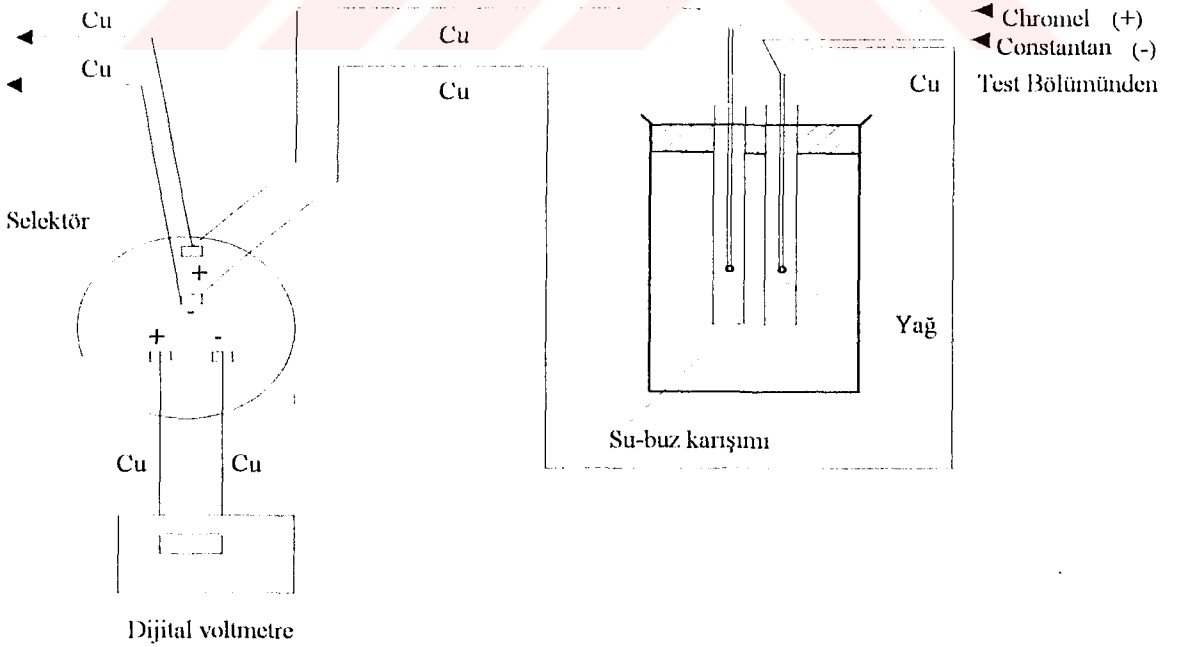
Ölçme ucunda okunan emf değeri her referans ucunda okunan emf değerine dayanır. referans uçları buz içine konmuştur. Su-buz karışımı atmosferik basınçta 0°C`dir. Deneyden önce termokapullar izotermal banyo kullanılarak kalibre edilmiş National Bureau Standartları

tarafından teklif edilen prosedür uygulanmıştır. Karşılaştırma yapıldığında, kalibre sonuçları kalibre tablosundaki değerlerden sapmalar ihmal edilebilir. Bu tablo Omega [95] firması tarafından verilmiştir. Kalibrasyon denklemi data analizi sırasında güvenli olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.6. Kanal içindeki termokapulların yerleştirilişi.

Referans uçları bir cam tüp içine ince yağ doldurularak yerleştirilmiştir (korozyonu önlemek için) ve bu uçlar buz-su karışımına daldırıp atmosfer basıncında 0°C kalibre edilmiştir. Şekil 4.7 de termokapulların bağlantı şeması görülmektedir.



Şekil 4.7. Termokapulların bağlantı şeması.

Termokapullar selektöre bağlanmış ve terminal bloku üzerinde sekiz kanallı anahtara da bağlanmıştır. Her termokapul dijital multimetre (Hewlett Packard model 3468 A) ile milivolt olarak ölçümler kayıt edilmiştir. Aynı kayıtlar sekiz kanallı rekorder (Astro-Med MT-8800) ile de yapılmıştır. Bu rekorder ampliferlerle ve filitrelerle donatılmıştır.

4.10. Dönüşüm ve Fan Hidrodinamik Giriş Bölümleri

Hava, test bölümünden geçtikten sonra PVC boruya gelir. Yaklaşık 0.85 m uzunluğundaki PVC boru alt tarafta bulunan 2.042 m uzunluğunda PVC boru ile bağlantısı sağlanır. Böylelikle hava test bölümünden alt kısımdaki PVC boruya gelir. Hava orifise girmeden önce tamamen gelişmiş akışı sağlamak için bu boru bağlanmıştır. Orifis bu uzunluktan sonra flanşlı olarak monte edilmiştir. Bu boru 0.84 m uzunluğundaki bir boru ile fana bağlanmıştır. ASME Standartlarına [96] uygundur. Orifis girişten $5D_p$ 'lik mesafeye termokapul yerleştirilmiş ve havanın çıkış sıcaklığın ölçmek için kullanılmıştır. Ayrıca bu bölüme valf monte edilmiş kütleli debinin (basınç düşümünün ayarı) miktarı ayarlanabilmektedir.

İki farklı PVC borusu bu bölümdeki deneysel araştırmalar için kullanılmıştır. Biri 0.1016 m (4") nominal çapında diğeri ise 0.0508 m (2") nominal çapındadır. Küçük çaplı boru laminer akışı, büyük çaplı boruda türbülanslı akışı temin etmek için kullanılmıştır.

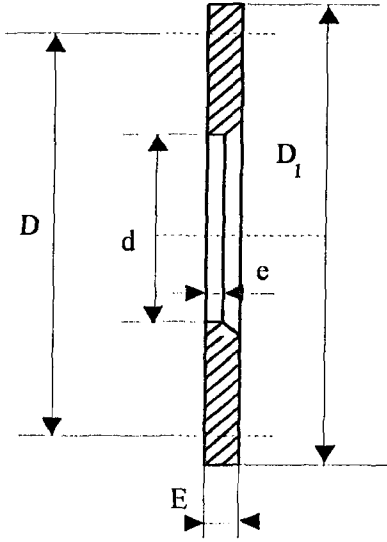
4.11. Orifis

Deneyde kütleli debinin ölçülmesi orifis yardımıyla yapılır. Orifis PVC boruya yerleştirilmiştir. Tamamen gelişmiş hidrodinamik akış için, orifis dönüş borusunun çıkışında 2.042 m uzağa ve fan girişinden öncede 0.84 m uzaklığa yerleştirilmiştir. Orifislerin basit konstrüksiyonun detayı ve boyutları şekil 4.8'de görülmektedir.

Deneyde iki adet orifis kullanılmıştır. Orifisler bronzdan ve ASME Standartlarına [96] uygun olarak imal edilmiştir. PVC flanş boşluğuna yerleştirilmiştir. Orifisin sökülmesi ve montajı oldukça kolaydır. Orifisin montaj resmi şekil 4.9'de görülmektedir.

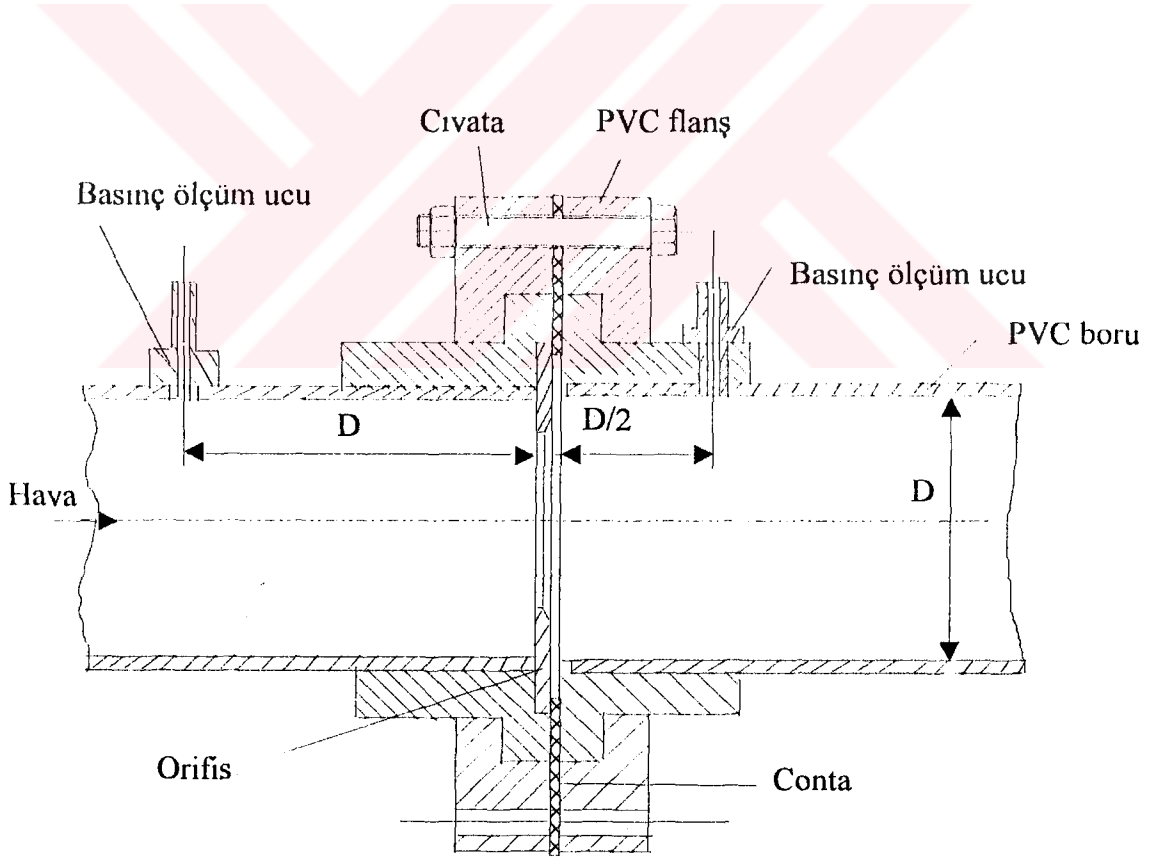
Basınç düşümünü ölçmek için kullanılan basınç ölçüm uçlarının yeri orifisten D_p ve $D_p/2$ uzaklığına yerleştirilmelidir. Bu uçlar U manometresine bağlanmıştır.

Orifisteki basınç düşümü, statik basınç düşümü, orifisten sonraki sıcaklık ve kütleli debi PVC borusundaki Re sayısını (Re_p) hesaplamak için kullanılır. Test bölümündeki Re sayısı (Re) bu değerden hesaplanır. Bu hesaplar 5. bölümde izah edilecektir.



	Türbülanslı $\phi=0.5$	Laminer $\phi=0.3$
D	101.60	50.80
D_1	125.00	84.60
d	49.02	21.30
E	4.76	4.69
e	1.58	1.27

Şekil 4.8. Orifis.



Şekil 4.9. Orifisin Montajı.

4.12. Manometreler

Deneyde iki adet manometre kullanılır. Birisi U manometresi diğeri ise Merriam Model 40HE35WM-60 eğik manometredir. Test bölümündeki basınç düşümünü ölçmek için eğik, orifisteki basınç düşümünü ölçmek için U manometresi kullanılmıştır. Deneyler esnasında Re sayısının hassasiyetini belirlemek gereklidir. Her iki manometrede, yoğunluğu 1000 kg/m^3 olan su kullanılmıştır. Kullanılan akışkan yeşile boyanmış ve okuma kolaylığı sağlanmıştır.

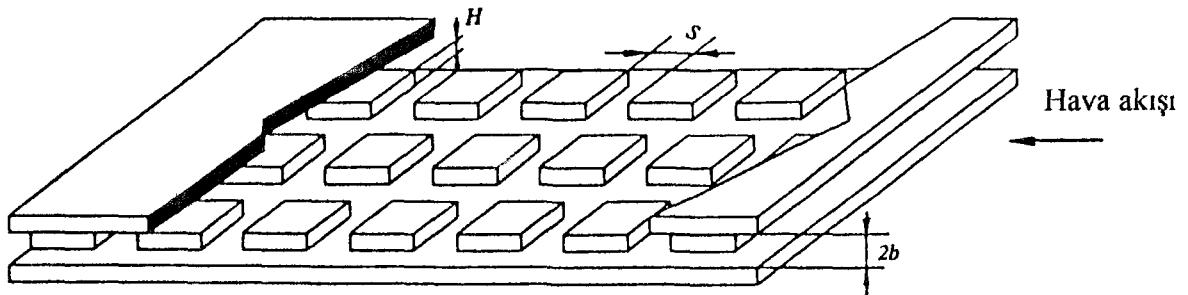
4.13. Fan

Fan orifisin çıkısına bağlanmıştır. Direk tahrikli Cicinnati LM hacim santrifuj tipli fandır. Gücü 0.75 HP, tek fazlı elektrik motoru ile 115 V AC ve 60 Hz elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Maksimum hava akışı 90 CFM'dir. Statik basınçın 76.2 mm civarında olması mümkündür.

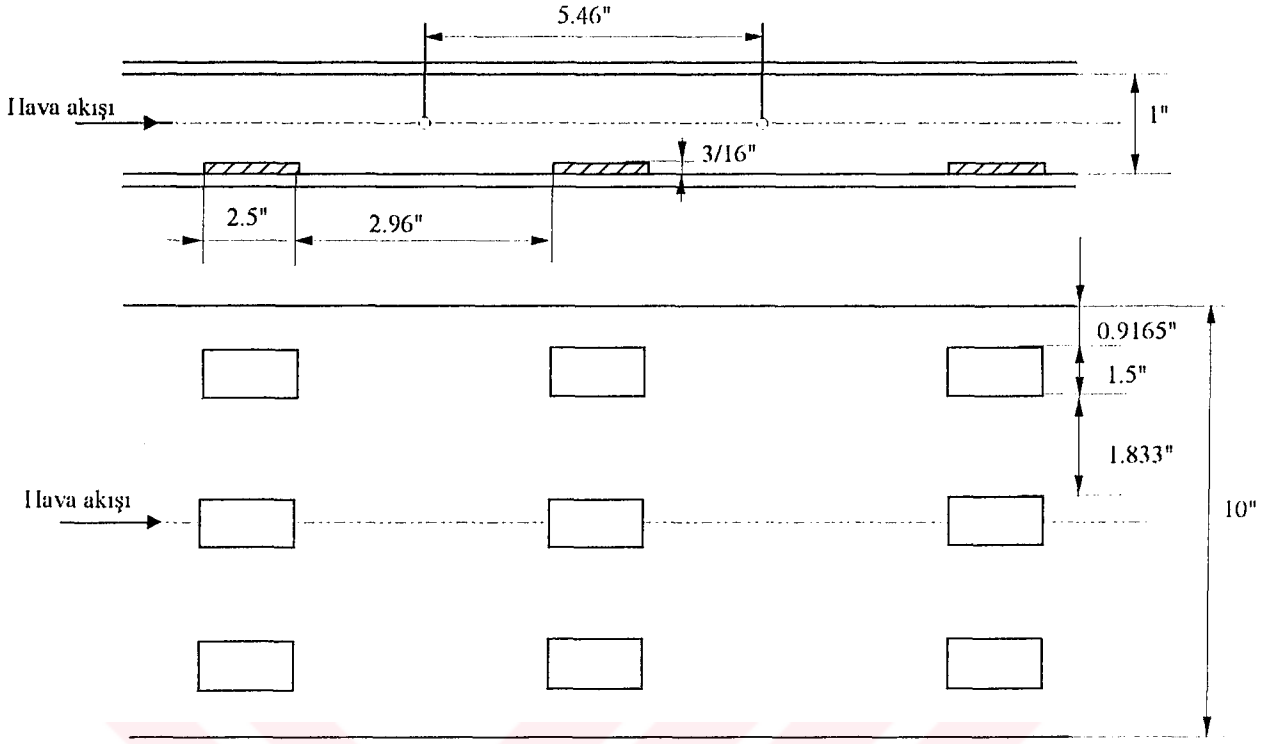
Fan 6×25.4 mm giriş ve çıkış boyutlarındadır. Redüksiyon flanşleri 0.1524 m (6"), 0.1016 m (4") ve 0.0508 m (2") boyutlarındaki PVC boruların birbirine bağlanması mümkündür. Fan ses ve titreşimi azaltmak için lastik conta zemin üzerine yerleştirilmiştir.

4.14. Blok Sıraları

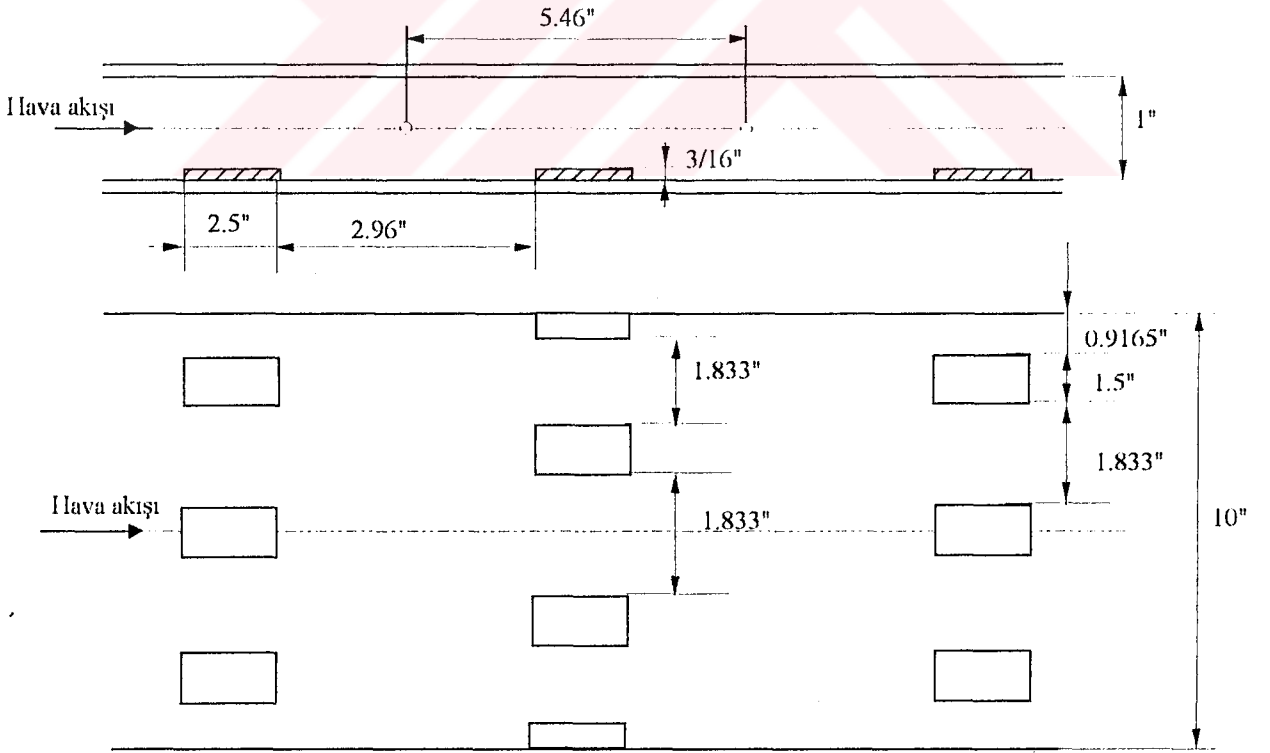
Pürüzsüz (bloksuz) olarak kanaldaki deneysel çalışmadan sonra, kanalın içine şekil 4. 10 görüldüğü gibi blok sıraları yerleştirilmiştir. Deneyde $63.5 \text{ mm} \times 38.1 \text{ mm}$ ($2.5'' \times 1.5''$) boyutunda dikdörtgen prizması şeklindeki bloklar kullanılmıştır. Blokların hepsi aynı yükseklikte ($3/16''$) ve dört farklı blok yerleştirme şekilleri denenmiştir. Bu konfigürasyonlar şekil 4.11, 4.12, 4.13 ve 4.14'de görülmektedir. Bloklar 4.78 mm ($3/16''$) kalınlığındaki strofor plakasından kesilerek çıkarılmıştır. Bu strofar malzemesi kanalda kullanılan strofar malzemesi ile aynıdır. Bu malzemeyi temin eden Dow Chemical Company pürüzsüz bir şekilde kesmeğe yardım etmiştir.



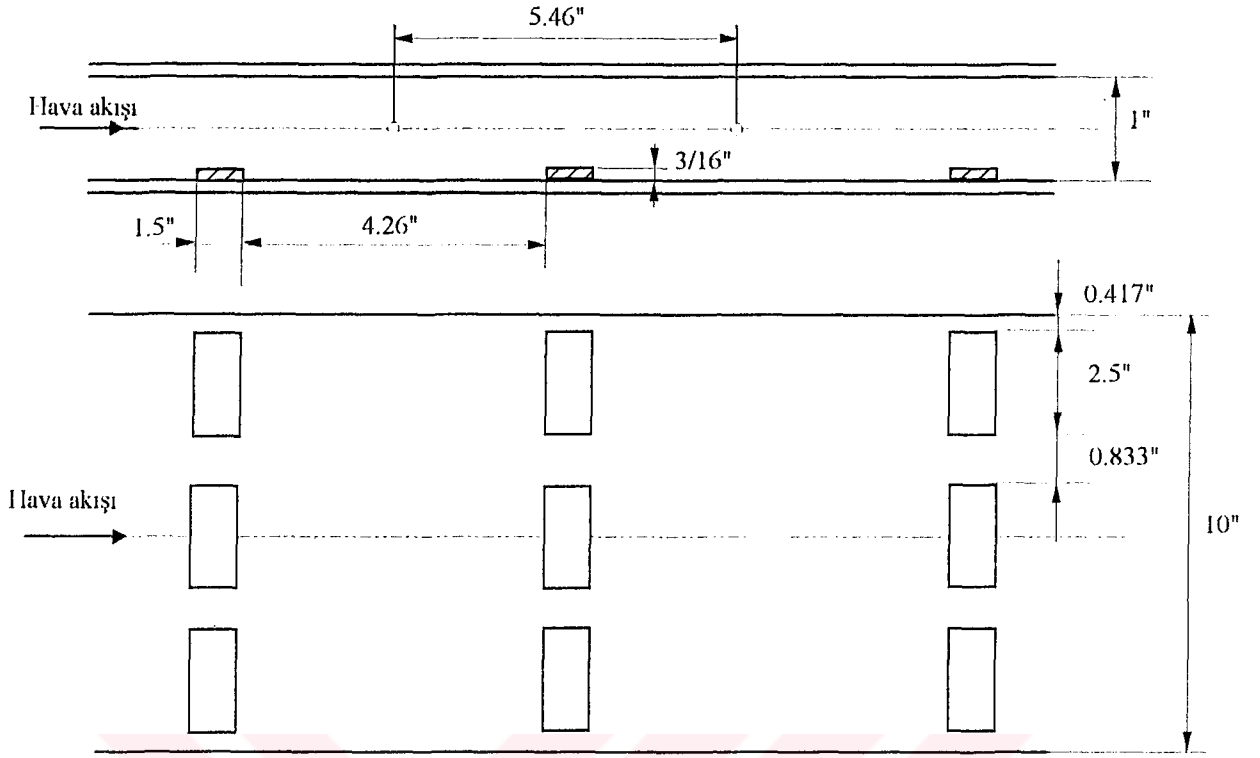
Şekil 4.10. Test bölümündeki blokların düzeni.



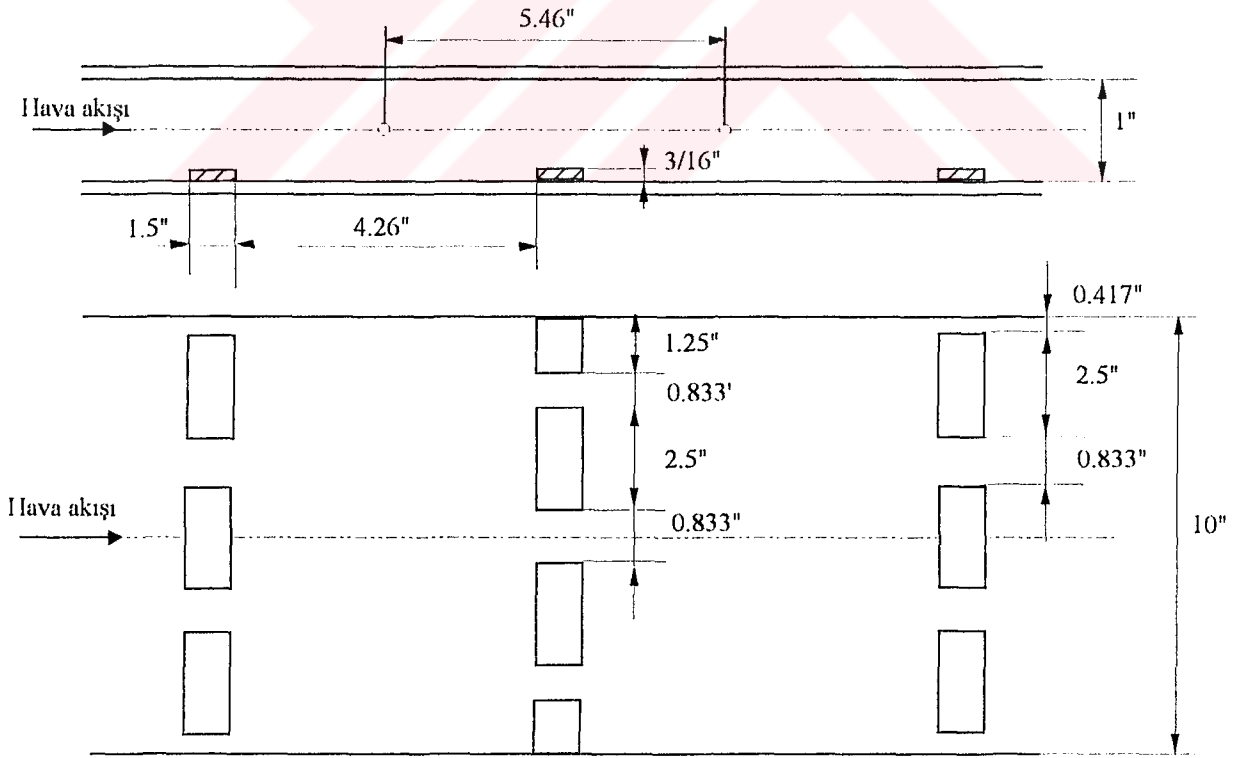
Şekil 4.11. Uzunlamasına sıra bloklü konfigurasyon.



Şekil 4.12. Uzunlamasına sapma bloklü konfigurasyon.

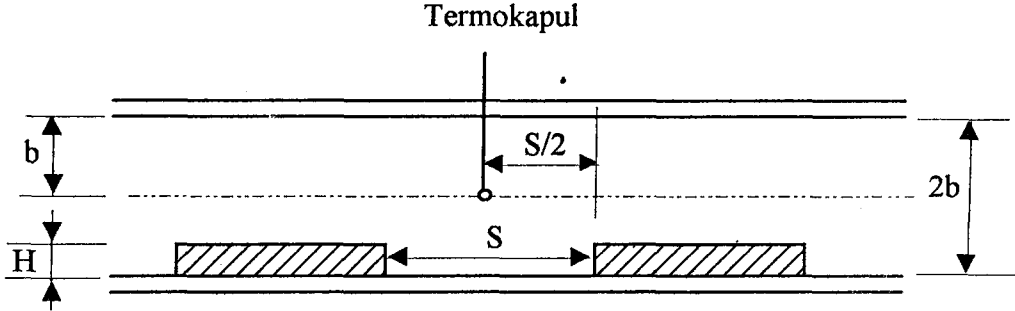


Şekil 4.13. Genişlemesine sıra bloklü konfigurasyon.



Şekil 4.14. Genişlemesine sapma bloklü konfigurasyon.

Bloklar, ısıtıcıdan sonraki termokapuldan sonra sıra şeklinde 12 adet dizilmiştir. Blokların düzenlemesi termokapullar ortaya gelecek şekildedir. Bloksuz elde edilen önceki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Geometrik parametreler belirleniş şekli 4.15' de gösterilmiştir.



Şekil 4.15. Bloklu kanal için termokapul pozisyonu.

4.15. Deney Prosedürü

Deneyisel çalışmalarda giriş frekansı (β) ve Re sayısı (Re) değiştirilerek deneylere devam edilmiştir. Önceden belirlenen giriş sin dalgası amplitudunda ve verilen Re sayısı için giriş frekansının fonksiyonu gibi kanal boyunca sıcaklık amplitudlarının değişimi kanalın giriş sıcaklığı ve orifisten önce ve sonraki sıcaklıklar dijital voltmetre ve sekiz kanallı rekorder ile kayıt edilmiştir. Voltmetreden okunan değerler data formuna kaydedilmiştir.

Her deney çalışmaya başlamadan önce termokapullar gözden geçirilir. Termokapulların voltajları herhangi bir açık devre olmaması için kontrol edilir. Basınç ölçüm uçları ve plastik hortumların bağlantılarından hava kaçağı olup olmadığı kontrol edilir.

Deney prosedürü ise:

1. Yukarıda belirtilen ön hazırlıklar yapıldıktan sonra, fan çalıştırılır. Orifisten basınç düşümü (veya Re sayısı) istenilen bölge için ayarlanır. Kütleli debinin ve Re sayısının tam değerleri ortalama sıcaklıklarına da bağlı olsa data analizinden sonra belirlenir.
2. Dalga generatörü çalıştırılır. Çıkış frekansı istenilen değere ayarlanır. Frekans sabit hale getirilir. Sinusoidal değişim generatör üzerindeki osiloskoptan gözlenir.
3. Sisteme hava akışı sağlandıktan sonra, güç kaynağı çalıştırılır. Güç kaynağından voltaj ve akım takip edilir. Ön panelde periyodik bir değişim görülmezse potansiyelmetre ayarlanmıştır.

4. Isıtıcı çalıştıktan sonra, farklı termokapulların sıcaklıkları özellikle ısıtıcıdan sonraki termokapul gözlenmelidir. Strofar 85 °C üzerindeki sıcaklığa dayanamaz. Girişteki fazla ısı strom tabakasının zarar görmesine neden olabilir.
5. Değişik yerlerdeki sıcaklık amplitudları, değişimdeki stabilizeyi sağlamak için kontrol edilir. Sıcaklığın sin dalga değişimi ile desteklenmesi 30 dakikalık yükleme periyodundan sonra gözlenmelidir.
6. Daimi duruma (sıcaklık amplitudunun stabilizasyonu) varıldıktan sonra termokapuldaki tüm ölçümler voltmetre ile ölçülmelidir.
7. Voltmetreden değerler ölçülürken aynı zamanda rekorder çalıştırılır. Kanallardan sıcaklıkların rekorder çıkışı alınır. Bu rekorder sekiz kanallıdır. Bundan dolayı bütün termokapullar birkaç gruba ayrılır Her grubun kaydı sıra ile yapılır.
8. Orifisteki basınç düşümü tekrar kontrol edilir ve kayıt formuna yazılır.
9. Data kayıtları tamamlandıktan sonra (sıcaklık ve basınç düşümü) prosedür tekrar edilir. Tekrar 2. adım ile başlanır. Yeni istenilen giriş frekansı ile deneylere devam edilir. İstenilen frekans dalga generatörü stabilizörü ile sabitleştirilir. Böylece istenilen frekans elde edilir.
10. Sabit Re sayısında giriş frekansının istenilen tüm değerleri için deneyler yapılır ve sonra istenilen kütleli debi veya Reynolds sayısı için deneyler tekrarlanır.

V. DATA ANALİZİ

Her deney çalışmasından sonra termokapullardan okunan milivolt değeri ve manometreden okunan basınç düşümü değerleri (mm su yüksekliği) kayıt edilir. Bu veriler kayıt formuna yazılır. Genel olarak data aşağıdaki şekildedir.

1. Orifisteki basınç düşümü manometreden su yüksekliği cinsinden gözlenir.
2. Statik basınç manometreden (orifis çıkışındakinden) ölçülür.
3. Otralama termokapul emf değeri (mV) orifis giriş çapının 5 katı uzaklığındaki ($5 D_p$) termokapuldan ölçülür.
4. Test bölümü boyunca tüm ölçümlerde termokapulların maksimum ve minimum emf değeri ölçülür.
5. Sistemin girişindeki termokapul maksimum ve minimum değeri (mV) ölçülür.
6. Isıtıcının giriş frekansı, maksimum ve minimum ısıtıcı voltajı ve akımı, güç kaynağının ön panelinden ayarlanır. Verilerden kütleli debi veya Re sayısı hesaplanır. Daha sonra test bölümü boyunca sıcaklık amplitudları ve buna bağlı olarak test bölümündeki sıcaklık amplitudunun eğimi belirlenir.

5.1. Reynolds Sayısı ve Kütleli Debinin Hesabı

Deney düzeninde herhangi bir hava kaçağı yoktur. Bütün bölümlerde kütleli debi sabittir. Debi ölçümü için orifis kullanılmıştır. Orifis imalatı titiz bir şekilde yapılmıştır.

Orifisin çıkışındaki basınç ve sıcaklık, orifisdeki basınç düşümü, deneyler esnasında elde edilir. Orifisin boşalma katsayısı, PVC boruda Re sayısı ve kütleli debi ASME Standartlarına [96] uygun olarak belirlenir. Standartta hesaplama şöyledir. Kütleli debi şu ifade ile verilir:

$$\dot{m} = C \cdot \epsilon_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho_a \cdot \Delta P}{1 - \phi^4} \right)^{1/2} \quad (5.1)$$

Burada, C boşalma katsayısı, d orifis çapı, ΔP orifisteki basınç düşümü, ρ_a havanın yoğunluğu ve ϕ ise orifis çap oranı (d/D_p)dir.

5.1.1. Mutlak Basınç, P_1

P_1 akış havasının yoğunluğunu belirlemede kullanılmıştır. Manometre basıncı ve

barometrenin basıncının toplamı mutlak basıncı verir.

$$P_1 = P_b + P_g \quad (5.2)$$

Burada, P_b atmosfer basıncını (101.3 kPa), P_g ise manometrede ölçülen basıncı gösterir. Manometre basıncı (P_g), manometrede sıvı yüksekliği cinsinden ölçülür. Manometrenin bir ucu atmosfere açıktır. Statik akışta manometre basıncı

$$P_g = \rho_f \cdot g \cdot \Delta h \quad (5.3)$$

burada, ρ_f manometredeki akışkanın yoğunluğu (kg/m^3), g yerçekimi ivmesi (m/s^2) ve Δh manometredeki sıvının yüksekliği (m) olarak gösterilmiştir.

5.1.2. Havanın Viskozitesi, μ

Havanın viskozitesi Ref.[97]'daki tablodan akışkan sıcaklığı için bulunur.

5.1.3. Ortalama Sıcaklık, T_1

ASME Standartlarına [96] uygun olarak, çıkıştaki mutlak sıcaklık ölçümlerinin orifisten önce $15 \times D_p$ ve sonra $5 \times D_p$ 'de uzaklıkta olması gerekmektedir. D_p ise PVC borunun çapıdır. Bu durumda bu ölçümler akıştaki düzensizlikleri tanıtır. Bu durum orifisteki basınç düşümünden meydana gelmektedir.

Bu deneyde PVC boru içindeki hava akışı ile çevre arasındaki sıcaklık farkı çok yüksek değildir. Ortalama sıcaklık:

$$T_1 = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (5.4)$$

5.1.4. Akış Havaasının yoğunluğu, ρ_a

Test havaasının yoğunluğu şöyle hesaplanır,

$$\rho_a = 3.483407 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_1 \cdot G_1}{Z \cdot T_1} \quad (5.5)$$

burada, T_1 orifis çıkışındaki mutlak sıcaklık, Z havanın sıkıştırma faktörü 1 alınabilir, P_1 ise atmosfer basıncına yakın bir değerdir:

$$G_1 = \frac{\text{gazın molekül ağırlığı}}{\text{havanın molekül ağırlığı}} = 1 \quad (5.6)$$

5.1.5. İzotropik Üs, k

İzotropik üs, k şöyle bulunabilir:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (5.7)$$

burada, c_p sabit basınçtaki özgül ısınma ısı, c_v ise sabit hacimdeki özgül ısınma ısıdır.

5.1.6. Genişleme Faktörü, ε_1

ASME Standartlarına [96] uygun olarak genişleme faktörü için deneysel araştırmalar sonucu şu ampirik bağıntı bulunmuştur:

$$\varepsilon_1 = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \phi^4) \cdot \frac{\Delta P}{k \cdot P_1} \quad (5.8)$$

burada, ϕ orifis çap oranı (d/D_p), ΔP ise orifisteki basınç düşümüdür.

5.1.7. Borudaki Reynolds Sayısı, Re_p

PVC boru içindeki Re sayısı şöyle yazılabilir:

$$Re_p = \frac{m \cdot 4}{\pi \cdot \mu \cdot D_p} \quad (5.9)$$

burada, m kütleli debi (kg/s), μ havanın viskozitesi (Pa.s) ve D_p ise PVC borunun çapı (m) olarak verilir.

5.1.8. Boşalma Katsayısı

Boşalma katsayısı Re sayısı ve geometriye bağlıdır. Deneyde su ampirik bağıntı kullanılır [96]:

$$C = 0.5959 + 0.0312\phi^{21} - 0.1840\phi^8 + 0.039\phi^4(1 - \phi^4)^{-1} - 0.01584\phi^3 + 91.71\phi^{2.5} Re_p^{-0.75} \quad (5.10)$$

Boşalma katsayısı, Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Reynolds sayısının ve kütleli debinin hesaplanması için iteratif metodun uygulanması gereklidir.

5.1.9. Borudaki Kütlesel Debinin Hesabı

Newton-Raphson metodu kullanılarak çözülmüştür.

1. Adım: Re sayısı için bir değer tahmin edilir (Re_p).
2. Adım: Re sayısı (Re_p) için boşalma katsayısı (C) hesaplanır.
3. Adım: Denklem (4.1)'in kullanılması ile kütlesel debi (m) belirlenir ve denklem (4.9)'un kullanılması ile PVC borudaki Re sayısı hesaplanır.
4. Adım :Kütlesel debi yaklaşımı ve Re sayısı kontrol edilir.
5. Adım: Eğer yaklaşım menun edici değilse, 2. adıma tekrar gidilir.
6. Adım Sistem yaklaşımı iyi ise durur.

5.1.10. Test Bölümündeki Reynolds Sayısı (Re)

Test bölümündeki Reynolds sayısı PVC borudakinden farklıdır. Bu ise bölümdeki sıcaklık ve hidrolik çaplar arasındaki farktan dolayıdır. Bu fark test bölgesi ve PVC borusu arasındaki kütlesel debiden hesaplanır. Herhangi bir eşdeğer çap (D_e) kesitindeki Re sayısı:

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot \mu \cdot D_e} \quad (5.11)$$

Test bölümündeki ve PVC borudaki Re sayısı oranı şöyle yazılır:

$$\frac{Re}{Re_p} = \frac{\mu_p \cdot D_p}{\mu \cdot D_e} \quad (5.12)$$

burada, p alt indisi PVC borusunu ve indissiz ise test bölümünü gösterir. D_e dikdörtgen kesitli test bölümünün eşdeğer çapıdır.

D_p ve D_e çaplarının oranı deney düzeneği geometrisi olarak belirlenir. Viskoziteler oranı sıcaklığın fonksiyonu, test ve PVC borusundaki sıcaklığının bilinmesi Ref. [97]'den elde edilebilir.

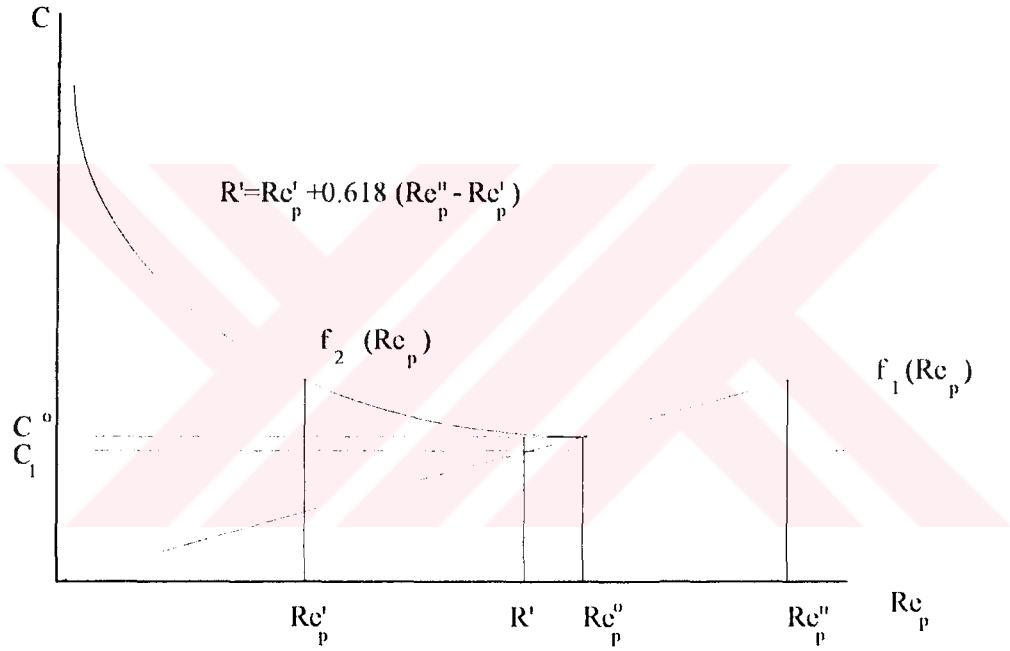
İterasyonla Re_p hesaplanabilir, Re ise test bölümünün boyutuna bağlı olarak hesaplanır.

Deney şartları ve düzenek geometrileri bilindiğine göre, PVC borudaki Re sayısı (Re_p), PVC borudan geçen kütlesel debinin (m) fonksiyonudur. (Denklem (5.9) 'a bakınız). Boşalma fonksiyonu denklem (5.10)'da C ile gösterilmiş ve Re sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Denklem (5.1) ve (5.10) birleştirildiğinde aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$C = \frac{\mu \cdot D_p}{\varepsilon_1 \cdot d^2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta P}{1 - \phi^4} \right) \cdot Re_p \quad (5.13)$$

Denklem (5.13) bir linear denklemdir. Denklem (5.10) ise eksponensiyel bir denklemdir. Denklem (5.10) ve (5.13) çözümlerini bulmak için iki eğrinin kesişimini (Re_p^o , C^o) bulmak gerekmektedir. Re_p^o iterasyonlu çözümle elde edilir.

Şekil 5.1'de kesik çizgiler boşalma katsayısının (C) asimtotudur. Reynolds sayısı (Re_p) sonsuza yönelmiş gibidir. İki eğrinin kesişimini bulmak için, Re_p iki değerinin keyfî seçimi Re_p' ve Re_p'' , Re_p^o 'nin tersine yerleştirilmiştir; eğer aynı işaretlere sahip olsaydı, aynı tarafta olması gerekecektir. Re_p' ve Re_p'' 'nin seçiminde üç farklı durum vardır.



Şekil 5.1. İterasyon ile Reynolds sayısının hesaplanması.

1. $\Delta f_1 > 0$, $\Delta f_2 < 0$

Bu şanslı bir seçimdir. Re_p' Re_p^o 'nin sol tarafında ve Re_p'' sağ taraftadır. İterasyon başladığında beklenen durumdur.

2. $\Delta f_1 > 0$, $\Delta f_2 > 0$

Bu durum Re_p' ve Re_p'' her ikisinde Re_p^o 'nin sol tarafında seçilmiştir. Fakat Re_p'' sağ tarafta olmak zorundadır.

3. $\Delta f_1 < 0$, $\Delta f_2 > 0$

Burada, Re'_p ve Re''_p her ikisinde Re^o_p 'nin sağ tarafında seçilmiştir. Re'_p sol tarafta olmak zorundadır. Doğru yerlere Re'_p ve Re''_p 'nin yerleştirilmesinden sonra, gelecek adım onların arasına R' noktasının belirlenmesidir. R' noktası aşağıdaki gibi ile belirlenir.

$$R' = Re'_p + 0.168 \cdot (Re''_p - Re'_p) \quad (5.17)$$

Bu noktada iki durum sağlanmaktadır. Bunlar,

a) 10^{-5} gibi bir değer verilmeli, mutlak değerdeki fark

$$\Delta f_3 = f_2(R') - f_1(R'') \quad (5.18)$$

daha az veya verilen değerden daha az olmalıdır.

$$|\Delta f_3| = < 10^{-5} \quad (5.19)$$

Hesaplama durdurulur, istenirse R' değeri Re^o_p nin gerçek değeri olabilecektir. Eğer istenmezse hesaplama devam edilecektir.

b) Eğer $|\Delta f_3|$ mennun edici değilse, iterasyona devam edilir. Bu Re'_p veya Re''_p nin R' ye eşit olması ile elde edilir. Eğer $\Delta f_3 > 0$, Re'_p R' eşit olursa R' sağdadır. Böyle yapmakla, Re'_p ve Re''_p arasındaki mesafe küçülecektir. Yeni R' denklemi (5.17) uygun olarak seçilecektir. İstenilen hassasiyet denklem (5.18) ile kontrol edilir. Eğer mennun edici değilse, istenilen hassasiyet, elde edilene kadar iterasyona devam edilir. Re^o_p elde edildikten sonra, PVC borudaki Reynolds sayısı (Re_p) olarak alınır Kütlesel debi (\dot{m}) denklem (5.9)'un tekrar düzenlenmesi ile aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} \cdot \mu \cdot D_p \cdot Re_p \quad (5.20)$$

Daha sonra test bölümündeki Reynolds sayısı (Re), denklem (5.11)'den hesaplanabilir. Veya test bölgesi dikdörtgen kesitli kanal olduğu için aşağıdaki denklemde kullanılabilir.

$$Re = \frac{\pi \cdot D_p}{2 \cdot (a + 2 \cdot b)} \cdot Re_p \quad (5.21)$$

burada, a kanalın genişliği, b ise kanalın yüksekliğinin yarısıdır.

Test bölümündeki Reynolds sayısı (Re) hesabı için yapılan program Ek-I'de verilmiştir.

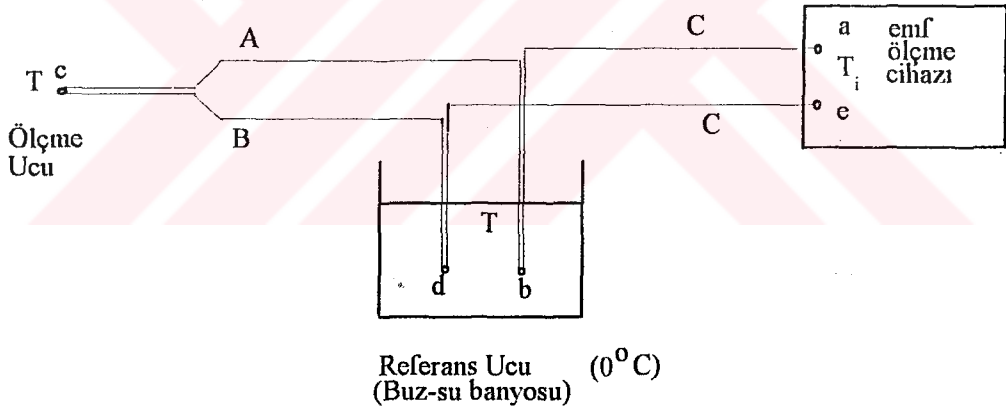
5.2. Sıcaklık Ölçümleri

Deneyde pek çok sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Deneysel araştırmada sıcaklık ölçümleri oldukça önemlidir. Termokapullar,

- konstrüksiyon kolaylığı,
 - konstrüksiyon esnekliği,
 - işlemin ve çalışmanın kolaylığı
 - düşük fiyatlı termokapul tellerinin kullanılması,
 - benzer çaplı ölçüm ucunun seçimi
- imkanı vardır.

5.2.1. Termokapul Devresi

Şekil 5.2 A ve B metallerinin bir termokapul devresini göstermektedir. b ve d uçundaki referans sıcaklıkları su-buz karışımı (0°) içindedir. C telleri genellikle bakırdır. Termokapul sıcaklık ölçümleri prensibine uygun olarak bakır tellerinin bağlantısı (C) emf etkisi oluşturmaz. Sadece verilen A ve B termoelementi için T sıcaklığının bir fonksiyonu olacaktır.



Şekil 5.2. Tek termokapul ölçme devresinin şeması.

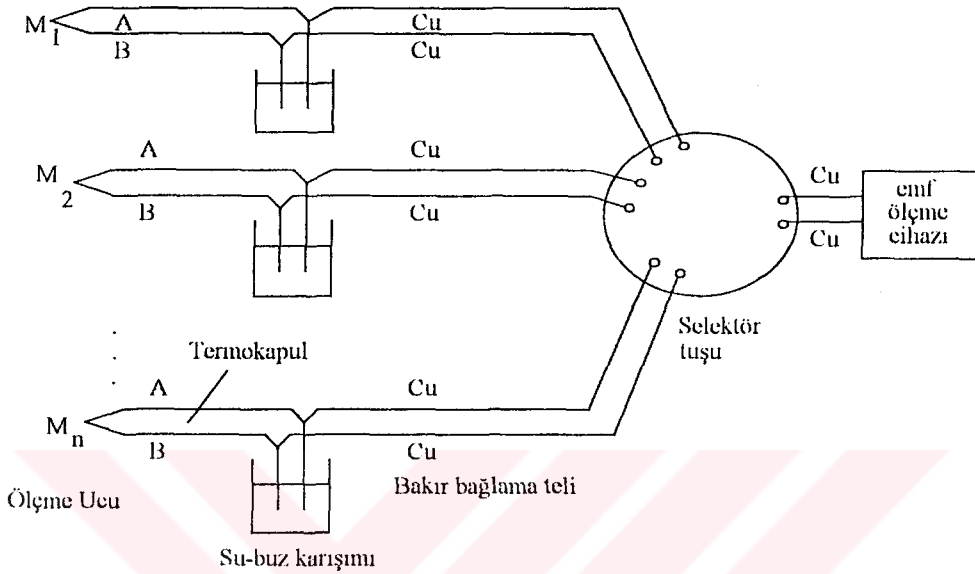
Çoklu termokapul ölçüm uçları termokapul devresi şekil 5.3`de görülmektedir. A ve B gibi iki termo elementi M noktasında birleştirilmiştir. Bu devrede çeşitli tam ölçümler için kolaylıkla adapte edilebilir.

5.2.2. Termokapul Elemanları ve Üretimi

Bir termokapul ölçüm düzeninde şunlar bulunur. Ölçme ucu, uzatma teli, referans uçları, bağlama telleri, emf ölçüm cihazı ve diğer donanımlardır. Ölçme ucu iki termo element içerir.

İki uç birleştirilir. Tellerde kısa devre olmamasına dikkat edilir. Ölçme uçlarının farklı tipleri vardır. Bunlar:

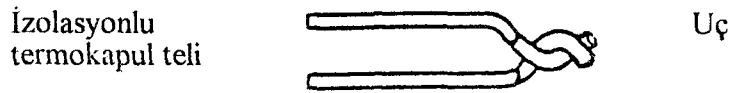
- 1) Boncuk kaynaklı tip,
- 2) İnce film tabakalı,
- 3) Erazif form uçlu,



Şekil 5.3. Çok termokapullu ölçme devresinin şeması.

En çok kullanılan boncuk tip kaynaklı termokapulardır. Bu deneysel çalışmada boncuk tip termokapullar tüm sıcaklık ölçümleri için kullanılmıştır.

Özellikle uçların imalatında küçük çaplı teller kullanıldığından termokapulların imalatı özel dikkat ve hüner gerektirmektedir. Telin termoelektrik özelliklerine zarar vermeden, ölçüm uçları kaynak edilmiştir. Tüm imalat Miami Üniversitesi Mühendislik Fakültesi atelyesinde yapılmıştır. Argon ark nokta kaynağı kullanılmıştır. Kaynaktan önce termokapul tellerinin hazırlanışı şekil 5.4. 'de görülmektedir.



Şekil 5.4. Gaz ve ark kaynağı için termokapullun hazırlanışı.

Referans uçları her termoelement (veya uzatma teli) ayrı bakır tele lehimlenmiştir. Bakır teller ölçüm cihazının giriş paneline bağlanmıştır. Ölçülen emf, ölçülen ve referans uçları

arasındaki farktan dolayı olacaktır. Böylece referans uçları buz-su karışımı içine (0°C) sokulmuştur. Su-buz karışımı, izolasyonlu bir kap içirsine konmuştur.

5.2.3. Termokapulların Kalibrasyonu

Termokapul kalibrasyonu için iki metod vardır. Birincisi sabit nokta kalibrasyonu, diğeri ise karşılaştırma metodudur. Sabit nokta kalibrasyonu çok yüksek hassasiyete sahiptir. Fakat büyük zaman almaktadır. Deneydeki termokapulların hepsi karşılaştırma metodu ile kalibre edilmiştir.

Karşılaştırma kalibrasyonuna yüksek veya düşük sıcaklıktaki bir sabit sıcaklık (izotermal) banyosunda devam edilmiştir. Termokapul çalışması oda sıcaklığı ve 100° arasındadır. Bu yüzden birkaç kontrol noktası seçilmiştir. Banyodaki sabit sıcaklık bir standart cıvalı ve dijital termometre ile karşılaştırılmıştır. İzotermal banyodaki termokapullardan da milivolt değerleri kayıt edilmiştir. Bu değerler OMEGA firması [95] tarafından verilen kalibrasyon tablosu ile karşılaştırılmıştır. Bu firmanın verdiği tabloda cıvalı ve dijital termometre ile hazırlanmıştır. Isıtma ve soğutma eğrileri için onların verdiği bilgilerin % 1 içinde termokapullar davranış göstermiştir. Data analizini hızlandırmak için 9 dereceden polinom eğrisi kalibrasyon eğrisi olarak alınmıştır. En küçük kareler metodu ile dokuzuncu dereceden polinomun katsayıları hesaplanmıştır. Yapılan program Ek-II`de verilmektedir.

5.2.4. Termokapul Kalibrasyonu İnterpolasyon Polinomu

Termokapul kalibrasyonunda, dokuzuncu dereceden interpolasyon polinomu aşağıdaki formda kalibrasyon datasına uygulanmıştır.

$$T = \sum_{n=0}^9 A_n \cdot V^n \quad (5.22)$$

burada, T°C olarak sıcaklık, V ise mpolinomun katsayıları mV olarak termokapuldan ölçülen çıkış voltajıdır. A_n ise sabitleri gösterir, bunlarda aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$A_0 = -0.1307724,$$

$$A_1 = 20.04789,$$

$$A_2 = -4.482413,$$

$$A_3 = 1.917467,$$

$$A_4 = -3.926547E-02$$

$$A_5 = -0.1715729,$$

$$A_6 = 0.0337951,$$

$A_7 = 1.256705E-03,$
 $A_8 = -8.266211E-04$
 $A_9 = 5.628565E-05$

5.2.5. Sıcaklık Amplitudunun Eğiminin Hesabı, α

Sinusoidal olarak değişen akım elektrik ısıtıcısına uygulandığında termokapul sıcaklığı periyodik olarak değişecektir. Termokapul sıcaklığının periyodik olarak değişimi çok kanallı rekorder ile kayıt edilir. Dijital multimetredan kayıtlar her termokapullun maksimum ve minimum değerleri milivolt olarak data formuna yazılır. Milivolt değerleri kalibrasyon polinomu yardımıyla sıcaklığa çevirilir. Amplitudlar, periyodik sıcaklık değişimleri şöyle hesaplanır:

$$\Delta T = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (5.23)$$

T_{\max} ve T_{\min} termokapulların maksimum ve minimum sıcaklıklarıdır.

Genellikle, sıcaklık amplitudu maksimum giriş sıcaklık amplitudu ile boyutsuzlaştırılır. Bu araştırma için şöyle belirlenmiştir.

$$\theta_{\text{amp}} = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} = \frac{T_{\text{amp}}}{T_{\text{amp}}^{\text{in}}} \quad (5.24)$$

burada, θ_{amp} boyutsuz sıcaklık amplitududur. Analizde, aksel uzaklık da boyutsuzlaştırılmıştır. Test bölümünün eşdeğer çapa oranı şeklindedir ve bu ifade şöyledir:

$$X = \frac{x}{D_c} \quad (5.25)$$

burada, X boyutsuz aksel uzaklık, x kanal boyunca termokapulun belirli yerdeki uzaklıklarıdır. D_c ise test bölümünün eşdeğer çapıdır.

Sinusoidal giriş sıcaklığı ile dikdörtgen kesitli kanalda daimi olmayan cebri konveksiyonun teorik analizi için boyutsuz sıcaklığın ifadesi en genel halde şöyle yazılabilir,

$$\theta(\xi, \eta, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} C_n \cdot e^{-\lambda_n^2 \xi} \cdot \sin[\Omega \cdot (\tau - a_{nn}^*)] \cdot Y_n(\eta) \quad (5.26)$$

Buradaki karakterlerin tanımı 7. bölümde verilmiştir.

Denklem (5.26) her hangi bir yerdeki boyutsuz sıcaklık zaman içinde sinusoidal olarak değişecektir. Sıcaklık eğiminin her modu girişten $\xi = (x/D_e)(D_e/b)^2 / (\text{Re} \cdot \text{Pr})$ uzaklığın eksponensiyel bir fonksiyonudur. Üssün mutlak değeri, α eğim olarak gösterilecektir. α 'da frekansa bağlıdır. Boyutsuz aksenal uzaklığa karşı boyutsuz amplitud yarı logaritmik grafik olarak çizilmiştir. Sıcaklık amplitudu linear olarak azaldığı görülmüştür. Diğer bir deyişle, boyutsuz uzaklıktaki boyutsuz amplitudun fonksiyonel bağımlılığı

$$\theta_{\text{amp}} = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} = e^{-\alpha \cdot x/D_e} \quad (5.27)$$

α exponentinin mutlak değeri eğim olarak gösterilir. Giriş frekansı (β) ve Reynolds sayısına (Re) bağlıdır. En küçük kareler yöntemi ile deneysel datadan α bulunmuştur.



VI. DENEYSEL BELİRSİZLİKLER VE HATA ANALİZİ

Deneyleerin en yüksek güvenilirliğini sağlamak için, deney düzenindeki dijital belirsizlikleri bilmek çok önemlidir. Belirsizlik, mutlak ölçüm hatasının gerçek ölçüm değerine bölünmesi ile elde edilir.

$$\Gamma_{\text{bel}} = \frac{\delta\Gamma}{\Gamma} \quad (6.1)$$

burada, Γ_{bel} , Γ genel değerinin belirsizliğini, $\delta\Gamma$ mutlak ölçüm hatasını gösterir. Γ sıcaklık, basınç, kütleleel debi gibi diğer ölçülen parametreleri gösterir.

6.1. Sıcaklık Ölçümündeki Belirsizlikler

Sıcaklık ölçümündeki belirsizlikler, deney esnasında bildiğimiz en önemli belirsizlik değeridir.

6.1.1. Daimi Sıcaklık Ölçümündeki Belirsizlik

Laboratuvardaki kalibrasyona bağlı olarak, kullanılan termometrenin hassasiyeti $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 'dir. Sıcaklık ölçümünün minimum değeri yaklaşık 30°C (303 K)'dir. Denklem (5.1) tanımından, daimi sıcaklık ölçümündeki belirsizlik;

$$T_{\text{bel}} = \frac{\delta T}{T} = \frac{0.2}{30} = \% 0.667 \quad (6.2)$$

6.1.2. Akıştaki Sıcaklık Ölçümü

Ölçüm ucu akışa daldırıldığında, ucun çevresinde akışta bir yavaşlama meydana gelir. Bu yavaşlama işlemi esnasında, kinetik enerji iç enerjiye dönüşür. Bu ise akışkan sıcaklığının artmasına neden olur (özellikle yüksek hızlı gaz veya hava akışında) toplam sıcaklık, statik akışkan sıcaklığı, U hızı ve c_p sabit basınçtaki özgül ısı ile ilişkilidir.

$$T_t = T_{\text{st}} + \frac{U^2}{2 \cdot c_p} \quad (6.3)$$

burada, T_{st} termometre veya termokapul ile ölçülen sıcaklıktır. T_t toplam sıcaklıktır. Dinamik sıcaklık kinetik enerjinin iç enerjiye adyabatik dönüşümünden meydana gelir. Ölçülen sıcaklık

toplam sıcaklığa eşit olmayacaktır. Kondüksiyon, viskozite gibi nedenlerden dolayı sıcaklık toplam sıcaklıktan daha az olacaktır.

Bizim deneylerimizde, test bölümündeki hava hızı, en yüksek Reynolds sayısı için 7 m/s`den daha azdır. Buna bağlı olarak dinamik sıcaklık, $T_d = U^2 / 2 \cdot c_p$, sadece 0.02 °C`dir. Bu yüzden deneylerde akışın sıcaklık ölçümüne etkisi ihmal edilmiştir. Yüksek hızlı gaz veya hava akışında bu etki düşünölmelidir.

6.1.3. Daimi Olmayan Durumdaki Sıcaklık Ölçümleri

Akışkan sıcaklığı zamanla değıştiği zaman, termokapul tepkisi, termokapul malzemesinin fiziksel özelliklerine ve çevrenin dinamik özelliklerine bağlıdır. Sensörün yeteri kadar küçük veya onların kondüktivitesinin yeteri kadar yüksek düşünölrse, ölçüm ucundaki sıcaklık yaklaşık üniform olacaktır. Radyasyon ve telin kondüksiyonu ihmal edilir. Ölçüm ucundaki depolanan enerjideki artış konveksiyonla ısı transferine eşit olacaktır.

$$(\rho \cdot c_p)_{ter} \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} = h \cdot A \cdot (T_f - T) \quad (6.4)$$

burada ρ_{ter} termokapul malzemesinin yoğunluğu ve $c_{p,ter}$ termokapul malzemesinin sabit basınçtaki özgül ısıdır. V ve A termokapul ucunun hacimini ve yüzeyini gösterir. T_f gerçek akışkan sıcaklığını ve T ise okunan akışkan sıcaklığıdır. Bizim deneylerde T_f akışkan sıcaklığı zamanın fonksiyonudur, fonksiyon aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$T_f = A(x, y) \cdot e^{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot t} \quad (6.5)$$

Denklem (6.5) kullanılarak denklem (6.4) yeniden düzenlenirse

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\tau} \cdot T = \frac{1}{\tau} \cdot A(x, y) \cdot e^{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot t} \quad (6.6)$$

burada, τ termokapulun zaman sabitidir. Akışkanın termal kondüksiyonuna karşı ölçüm ucunun termal kapasitesinin oranı olarak belirlenir.

$$\tau = \frac{(\rho \cdot V \cdot c_p)_{ter}}{h \cdot A} = \frac{(\rho \cdot d \cdot c_p)_{ter}}{6 \cdot h} \quad (6.7)$$

Denklem (6.6) nin çözümü

$$T = C \cdot e^{-t/\tau} + \frac{1 - i \cdot 2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau}{1 + (2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau)^2} \cdot A(x, y) \cdot e^{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau} = C \cdot e^{-t/\tau} + \frac{1 - i \cdot 2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau}{1 + (2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau)^2} \cdot T_f \quad (6.8)$$

buradaki, C sabiti termokapulun ilk durumuna bağlıdır. Bizim deneylerdeki ölçümde 10-15 dakika sonra sıcaklık amplitudlarının daimi duruma ulaştığında alınmıştır. Denklem (6.7)'deki ilk terimin anlamı zaman (t) yeteri kadar büyük olursa $e^{-t/\tau}$ sifira yaklaşır, daimi olmayan sıcaklığın etkisi olmaz. Bu durumda, sıcaklığın gerçek kısmını düşünürsek denklem (6.8) aşağıdaki hale gelir:

$$T_f = [1 + (2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau)^2] \cdot T \quad (6.9)$$

Denklem (6.9)'da gerçek akışkan sıcaklığı (T_f) okunan sıcaklığın fonksiyonudur. Burada dolaylı olarak şu anlatılır, deneydeki akışkan sıcaklığının ölçümü periyoda (β) ve termokapulun zaman sabitine (τ) bağlıdır. Sıcaklık amplitudu ölçüldüğünde, denklem (6.9) ile aynı ifade kullanılmıştır.

$$T_{amp,f} = [1 + (2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot \tau)^2] \cdot T_{amp} \quad (6.10)$$

Her ne kadar, boyutsuz sıcaklık amplitudunun (θ_{amp}) hesaplandığı zaman,

$$\theta_{amp} = \frac{T_{amp,f}}{T_{amp,f}^{in}} = \frac{T_{amp}}{T_{amp}^{in}} \quad (6.11)$$

önceen etkileri hesaba katıldığından dolayı bu denklemde frekans veya termokapul zaman sabiti görülmemektedir.

6.2. Basınç Düşümü Ölçümündeki Belirsizlikler

Basınç düşümü U manometresindeki sıvı yüksekliğinden elde edilir. Okuma hatası yaklaşık U manometresi için 0.25 mm, eğik manometre için 0.127 mm'dir. Basınç düşümündeki yaklaşık belirsizlik:

$$\Delta P_{bel} = \frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\delta(\Delta h)}{\Delta h} = \begin{cases} \frac{0.25}{\Delta h}, & \text{U manometresi} \\ \frac{0.127}{\Delta h}, & \text{eğik manometre} \end{cases} \quad (6.12)$$

6.3. Kütleli Debinin Hesabında Belirsizlik

ASME Standartlarına [96] uygun olarak orifisten geçen kütleli debi (5.1) eşitliği ile

verilmiştir. Bu denklemdaki değişkenler birbirinden bağımsız değildir. Bu denklemdaki değişkenlerin diğerine fonksiyonel bağımlılığı tamamen belirsizlik analizi için hesaba katılmalıdır. ASME standartları [96] ile pratik bir formül elde edilmiştir. Teklif edilen ifade:

$$m_{bel} = \frac{\delta m}{m}$$

$$m_{be} = \left[\left(\frac{\delta C}{C} \right)^2 + \left(\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \phi^2}{1 - \phi^4} \cdot \frac{\delta D}{D} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \phi}{1 - \phi^4} \cdot \frac{\delta d}{d} \right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta P)}{2(\Delta P)} \right)^2 + \left(\frac{\delta \rho}{\rho} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

Denklem (6.13) kütleli debinin belirsizliğini vermektedir. Kütleli debinin toplam belirsizliği laminar akış için $\pm \% 1.03$ ve türbülanslı akışın için $\pm \% 2.6$ olduğu sonuçları gözlenmiştir.

6.3.1. Boşalma Katsayısının Belirsizliği

ASME standartları [96] bu çalışmada kullanılan orifisin boyutları için aşağıdaki boşalma katsayılarının belirsizliğini vermektedir:

$$C_{bel} = \frac{\delta C}{C} \langle \% 0.6 \quad (6.14)$$

6.3.2. Genişleme Faktörünün Belirsizliği

ASME Standartları [96] genişleme faktörünün belirsizliğini şu ilişki ile vermektedir:

$$\varepsilon_{bel} = \frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{4 \cdot \Delta P}{P} = \frac{4 \cdot \Delta P}{10317} \quad (6.15)$$

Yukarıdaki ifade mutlak basınç $P=10317$ mm su yüksekliği içindir. Bu da atmosfer basıncını gösterir. Bu değer maksimum durum için $\pm \% 0.2$ minimum durum için ise $\pm \% 1.1$ olarak hesaplanmıştır.

6.3.3. Boru Çapındaki Belirsizlik

Boru çapındaki toleranstan, bu faktör $\pm \% 0.4$ maksimum durum için verilmiştir.

$$D_{bel} = \frac{\delta D}{D} \langle \% 0.4 \quad (6.16)$$

6.3.4. Orifis Çapının Belirsizliği

Orifis çapının maksimum belirsizliği parçanın imalatında $\pm \% 0.07$ olarak verilmiştir.

$$d = \frac{\delta d}{d} (\% 0.07) \quad (6.17)$$

6.3.5. Hava Yoğunluğunun Belirsizliği

Hava yoğunluğu hava sıcaklığının ölçülmesinden elde edilmiştir.

$$\rho_{bel} = \frac{\delta \rho}{\rho} = \frac{\delta T}{T} = \frac{0.2}{(373.15 + 30)} = \pm \% 0.07 \quad (6.18)$$

Tüm belirsizlikler denklem (6.13)'de yerine konursa farklı orifis çapları için manometredeki maksimum ve minimum basınç düşümü kütleli debinin hata sınırları Tablo 6.1 'de görülmektedir.

Tablo 6.1. Farklı Orifis için değişik basınç düşümlerinde kütleli debinin deneysel belirsizlikleri.

Basınç Düşümü Δh (mm su)	Orifis Çap Oranı $\phi = d/D_p$	
	Türbülanslı ($\phi = 0.5$)	Laminerli ($\phi = 0.3$)
5	% 2.63	% 2.63
20	% 1.03	% 1.03

6.4. Eğim Hesabının Belirsizliği

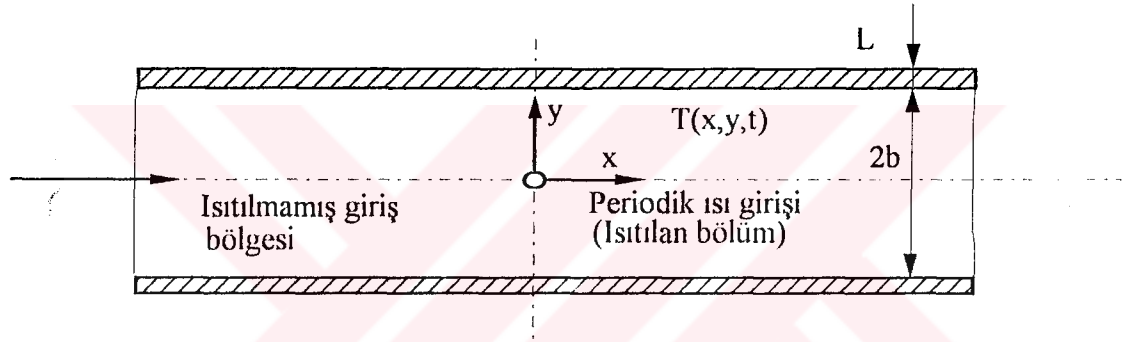
Deneysel eğri için en küçük kareler metodu ile eğim, giriş frekansı ve test bölümündeki Re sayısı için test bölümünün uzunluğu boyunca sıcaklık amplitudlerinin ölçülmesinden elde edilmiştir. Belirsizlik veya yaklaşık standart sapma hesaplanmıştır. Her deney eğrisindeki standart sapma % 5'den az olduğu görülmüştür.

VII. TEORİK ANALİZ

Bu bölümde paralel plakalı kanalda (dikdörtgen kesitli) zamanla değişen giriş sıcaklığında daimi olmayan cebri konveksiyonun teorik çözümü verilmiştir.

7.1 Kabuller

Paralel plakalı kanalda üç boyutlu akış yerine iki boyutlu akış kabul edilerek tamamen gelişmiş laminer veya türbülanslı akış için çözümler verilmiştir. Teorik analizin geometrisi şekil 7.1'de görülmektedir. Burada b iki plaka arasındaki uzaklığın yarısı ve L duvar kalınlığını göstermektedir.



Şekil 7.1. Teorik analiz için kanal geometrisi.

Kanal içindeki akışta aksel yöndeki konveksiyonu karşılaştırmak için viskoz dağılma ve difüzyon ihmal edilmiştir. Kanal içindeki hava akış hızı yavaş ve akışkan sıcaklık farkı küçüktür. Sıkıştırılmaz akış ve sabit akışkan termofiziksel özellikleri kabul edilmiştir.

Türbülanslı akış için üç tabakalı ampirik hız modeli tamamen gelişmiş türbülanslı hız profili kullanılmıştır.

7.2. Problem ve Formülasyon

Yukarıdaki kabullere dayanarak, enerji denklemi, giriş ve sınır şartlarının türevini alabiliriz.

7.2.1. Enerji Denklemi

Enerji denklemi y yönünde difüzyon ve x yönünde ise konveksiyon şeklinde yazılabilir.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u(y) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left((a_t + \varepsilon_h) \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad x > 0, 0 < y < b, t > 0 \quad (7.1)$$

burada, $T(x,y,t)$ kanal içindeki (x,y) noktasının t zamanındaki sıcaklık dağılımı; $u(y)$ kanal içindeki tamamen gelişmiş hız profilini; a_1 akışkanın termal difüzyonu ve ϵ_u türbülanslı akışta eddy difüzyonudur. Laminer akışta ϵ_u sifira eşittir ve a ise sabit termofiziksel özelliklerin kabulüne bağlı olarak bir sabittir.

7.2.2 Giriş ve Sınır Şartları

Sinusoidal olarak değişen giriş sıcaklığı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T(0,y,t) = T_a + \Delta T(y)e^{i2\pi\beta t}, \quad 0 < y < b, \quad t > 0 \quad (7.2)$$

burada T_a ortalama giriş sıcaklığı, $\Delta T(y)$ kanal kesitinde giriş sıcaklık amplitudu değişimi ve β giriş osilasyon frekansıdır.

Dört çeşit duvar sınır şartı teorik analizde ele alınmış, kanalın simetrik olmasından dolayı duvar sınır şartından biri sadeleştirilmiştir.

Kanal merkezindeki, simetrik durumdan dolayı

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad y = 0, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (7.3)$$

Kanal duvarının üstünde, alt duvarda olduğu gibi, aşağıdaki sınır şartlarından birinin olması yeterlidir.

Sabit Duvar Sıcaklığı (Birinci Çeşit Sınır Şart)

$$T = T_w, \quad y = b, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (7.4a)$$

Sabit Duvar Isı Akışı (İkinci Çeşit Sınır Şart)

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} = q_w, \quad y = b, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (7.4b)$$

Konveksiyonla Isı Transferi (Üçüncü Çeşit Sınır Şart)

$$h(T - T_\infty) + k \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad y = b, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (7.4c)$$

burada T_w sabit duvar sıcaklığını, k akışkanın termal kondüksiyonu, q_w duvarlardan geçen sabit ısı akısını, h duvarlar ve çevre sıcaklığı, T_∞ , arasındaki konveksiyon katsayısını gösterir.

Yukarıdaki sınır şartlarının üç çeşitinde duvar kalınlığı ve duvar termal kapasitesi ihmal edilmiştir. Genel olarak duvar kalınlığı ve duvar ısı kapasitesi ihmal edilmezse, hem dış konveksiyon ve hem de duvar ısı kapasitansı için yeni sınır şart ele alınmalıdır. Böylece Beşinci Çeşit Sınır Şart olarak isimlendirilen yeni bir sınır şart ortaya çıkacaktır (linear olmayan sınır şartlardan dolayı, radyatif ve doğal konveksiyon sınır şartları, pek çok referansta Dördüncü Çeşit Sınır Şartı olarak gösterilmiştir).

$$h_c(T - T_\infty) + k \frac{\partial T}{\partial y} + (\rho C)_w L \frac{\partial T}{\partial t} = 0, \quad y = b, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (7.4d)$$

burada $h_c = (1/h + k_w/L)^{-1}$ toplam ısı transfer katsayısını, k_w , ρ_w ve C_w sırası ile kondüksiyon katsayısı, yoğunluk ve duvar malzemesinin özgül ısısıdır.

7.3 Tamamen Gelişmiş Hız Profilleri, Eddy Viskozitesi ve Eddy Difüzyonu

Laminer akış için, hız profili slug (üniform hız) akış olarak kabul edilebilir. Kanal kesitindeki üniform hız :

$$u(y) = U_m, \quad 0 < y < b \quad (7.5)$$

Daha hassas olarak, tamamen gelişmiş laminer hız profili parabolüdür ve genel olarak şu şekilde tanımlanır:

$$u(y) = \frac{3}{2} U_m [1 - (y/b)^2], \quad 0 < y < b \quad (7.6)$$

burada U_m kanal içindeki akışkanın ortalama hızıdır.

Tamamen gelişmiş türbülanslı akış için sade bir ifade yoktur. Bununla birlikte, çoğu araştırmacıların açıklamalarına göre tamamen gelişmiş türbülanslı hız profili üç tabakalı model ile ampirik olarak ifade edilebilir.

$$u^+ = r^+ \quad r^+ < 5 \quad (7.7a)$$

$$u^+ = 5 \ln(r^+) - 3.05 \quad 5 \leq r^+ \leq 30 \quad (7.7b)$$

$$u^+ = 5.5 + 2.5 \ln \left(r^+ \frac{1.5(1 + \eta^+)}{1 + 2\eta^{+2}} \right) \quad (7.7c)$$

burada

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau}, \quad r^+ = \frac{ru_\tau}{\nu}, \quad r = 1-y, \quad \eta^+ = \frac{r}{b} \quad (7.8)$$

r duvardan kanal merkezine doğru koordinati ve u_τ ise kayma hızı olarak tanımlanır, aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad (7.9)$$

Türbülanslı konveksiyonla ısı transferi için eddy viskozitesini (ε_m) ve eddy difüzyonu (ε_h) bilmek yeterlidir. Eddy viskozitesinin iki tabakalı modeli ve türbülanslı Prandtl sayısı (Pr_t) araştırmacılar tarafından tanıtılmıştır [98]. Eddy viskozitesinin ampirik ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu} = \frac{K}{E} \left(e^{Ku^+} - 1 - Ku^+ - \frac{(Ku^+)^2}{2!} - \frac{(Ku^+)^3}{3!} \right), \quad y^+ < 40 \quad (7.10a)$$

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu} = \frac{KR^+}{6} (1 - \eta^2)(1 + 2\eta^2), \quad y^+ > 40 \quad (7.10b)$$

burada

$$R^+ = \frac{Re}{(D_e / b)(U_m / U_\tau)} \quad (7.11)$$

D_e eşdeğer hidrolik çap, K ve E sabitleri gösterir, bunlarda sırası ile 0.407 ve 10' a eşittir.

Türbülanslı Prandtl sayısı (Pr_t) eddy viskozitesinin (ε_m) eddy difüzyonuna (ε_h) oranı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$Pr_t = \frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_h} \quad (7.12)$$

Larson ve Yerazunis [99] yaptığı deneylere göre, Prandtl sayısı (Pr_t) $Pr_t=0.70$ olan akışkan için bir sabit gibi kabul edilip, $Pr_t=0.86$ olarak almışlardır. Denklem (7.12) eddy difüzyonu (ε_h) aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\varepsilon_h = \frac{\varepsilon_m}{Pr_t} \quad (7.13)$$

7.4 Boyutsuz Formülasyonlar

Boyutsuz parametreler

$$\xi = \frac{x}{U_m b^2 / a}, \quad \eta = \frac{y}{b}, \quad \tau = \frac{at}{b^2}, \quad \theta = \frac{T - T_a}{\Delta T_c}, \quad \Omega = \frac{2\pi\beta b^2}{a},$$

$$a^* = \frac{(\rho C_p)_f b}{(\rho C)_w L}, \quad q = \frac{q_w b}{k \Delta T_c}, \quad Nu = \frac{hb}{k}, \quad Bi = h_c \frac{b}{k}$$
(7.14)

ve

$$U(\eta) = \frac{u(y)}{U_m}, \quad \Delta\theta(\eta) = \frac{\Delta T(y)}{\Delta T_c}$$
(7.15)

Enerji denklemi, giriş ve sınır şartları, denklem (7.1)' den denklem (7.4) kadar boyutsuz formda yazılırsa

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right), \quad \xi > 0, \quad 0 < \eta < 1, \quad \tau > 0$$
(7.16)

burada

$$\varepsilon(\eta) = 1 + \frac{\varepsilon_h}{a} = 1 + \frac{Pr \varepsilon_m}{Pr_f \nu}, \quad 0 < \eta < 1$$
(7.17)

laminer akış için ε_h sifira eşittir, böylece $\varepsilon(\eta)=1$ ' dir.

Giriş Şartı:

$$\theta(0, \eta, \tau) = \Delta\theta(\eta) e^{i\Omega\tau}, \quad 0 < \eta < 1, \quad \tau > 0$$
(7.18)

Simetrik Şartı:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0$$
(7.19)

Sabit Duvar Sıcaklığı (Birinci Çeşit Sınır Şart):

$$\theta = \theta_w, \quad \eta = 0, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0$$
(7.20a)

Sabit Duvar Isı Akışı (İkinci Çeşit Sınır Şart):

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = -q, \quad \eta = 1, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0$$
(7.20b)

Konveksiyonla Isı Transferi (Üçüncü Çeşit Sınır Şart):

$$Nu\theta + \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = Nu\theta_\infty, \quad \eta = 1, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0$$
(7.20c)

Nusselt sayısı (Nu) sonsuza yaklaştığı zaman, üçüncü çeşit sınır şartı (7.20c) birinci çeşit sınır şartına indirgenir.

Geçici Sınır Şartı (Beşinci Çeşit Sınır Şart):

$$\text{Bi}\theta + \frac{\partial\theta}{\partial\eta} + \frac{1}{a^*} \frac{\partial\theta}{\partial\tau} = \text{Bi}\theta_{\infty}, \quad \eta=1, \quad \xi > 0, \tau > 0 \quad (7.20d)$$

Şu not edilmeli, eğer duvar ısı kapasitesi akışkanın termal kapasitesine göre ihmal edilecek kadar küçük olursa, a^* çok büyük olur, ve h_c azalır. Sonuç olarak denklem (7.20d)'deki $(1/a^*)(\partial\theta/\partial\tau)$ ifade oldukça küçüktür. Böylece beşinci çeşit sınır şart (7.20d) üçüncü çeşit sınır şartına (7.20c) indirgenmiş olur.

7.5 Laminer Akış İçin Çözüm

Bu bölüm, kanal kesitinde üniform olmayan sıcaklık amplitud profili ile laminer akışın çözümünü içermektedir. Laminer slug akış için $u(y) = U_m$ [denklem (7.5)]. ve kanaldaki üniform amplitud profili $[\Delta\theta(\eta)=1]$ bu bölümde geçerli değildir. Tamamen gelişmiş laminer akışta, hız profili paraboliktir, bu ise Eq. (7.6)'nin sadeleştirilmesi elde edilir. Aşağıdaki formda yazılabilir.

$$U(\eta) = \frac{3}{2}(1-\eta^2) \quad (7.21)$$

Parabolik hız profilinden dolayı, özdeğer problemi daha karmaşık hale gelir. Bu bölümde sadece genel sınır şart (7.20d) (beşinci çeşit sınır şart) incelenecektir. Duvarın dışında sabit duvar sıcaklığı, sabit duvar ısı akısı ve konveksiyonla ısı transferi gibi diğer durumlar, beşinci çeşit sınır şartların özel bir durumu gibi düşünülecektir.

Laminer akış için ϵ_u sifira eşittir, böylece enerji denklemi (7.16) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial\theta}{\partial\tau} + U(\eta) \frac{\partial\theta}{\partial\xi} = \frac{\partial^2\theta}{\partial\eta^2}, \quad 0 < \eta < 1, \xi > 0, \tau > 0 \quad (7.22a)$$

Giriş şartı ve simetri şartı Eq. (7.18) ve (7.19) olduğu gibi aynı kalırsa,

$$\theta(0, \eta, \tau) = \Delta\theta(\eta)e^{i\Omega\tau}, \quad 0 < \eta < 1, \tau > 0 \quad (7.22b)$$

$$\frac{\partial\theta}{\partial\eta} = 0, \quad \eta = 0, \quad \xi > 0, \tau > 0 \quad (7.22c)$$

Duvardaki sınır şart beşinci çeşit sınır şart gibi belirlenir:

$$\text{Bi}\theta + \frac{\partial\theta}{\partial\eta} + \frac{1}{a^*} \frac{\partial\theta}{\partial\tau} = \text{Bi}\theta_\infty, \quad \eta = 1, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0 \quad (7.22d)$$

Boyutsuz sıcaklık amplitudunun çözümü denklem (7.22) için $\theta(\xi, \eta, \tau)$ iki parça halinde yazılabilir:

$$\theta(\xi, \eta, \tau) = \theta_1(\xi, \eta) + \theta_2(\xi, \eta, \tau) \quad (7.23)$$

burada $\theta_1(\xi, \eta)$ ve $\theta_2(\xi, \eta, \tau)$ aşağıdaki denklemleri ve şartları gerçekleştirir.

$$U(\eta) \frac{\partial\theta_1}{\partial\xi} = \frac{\partial^2\theta_1}{\partial\eta^2} \quad (7.24a)$$

$$\theta_1(0, \eta) = 0 \quad (7.24b)$$

$$\frac{\partial\theta_1}{\partial\eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.24c)$$

$$\text{Bi}\theta_1 + \frac{\partial\theta_1}{\partial\eta} = \text{Bi}\theta_\infty, \quad \eta = 1 \quad (7.24d)$$

ve

$$\frac{\partial\theta_2}{\partial\tau} + U(\eta) \frac{\partial\theta_2}{\partial\xi} = \frac{\partial^2\theta_2}{\partial\eta^2} \quad (7.25a)$$

$$\theta_2(0, \eta, \tau) = \Delta\theta(\eta)e^{i\lambda_2\tau} \quad (7.25b)$$

$$\frac{\partial\theta_2}{\partial\eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.25c)$$

$$\text{Bi}\theta_2 + \frac{\partial\theta_2}{\partial\eta} + \frac{1}{a^*} \frac{\partial\theta_2}{\partial\tau} = 0, \quad \eta = 1 \quad (7.25d)$$

Denklem (7.24) ve (7.25) çözümünden önce, aşağıdaki özdeğer problemlerinin belirlenmesi gerekmektedir:

$$\frac{d^2Y_n}{dy^2} + \lambda_n^2 U(\eta) Y_n = 0 \quad (7.26a)$$

$$\frac{dY_n}{dy} = 0, \quad y = 0 \quad (7.26b)$$

$$BiY_n + \frac{dY_n}{dy} = 0, \quad y = 1 \quad (7.26c)$$

burada özdeğerleri (λ_n) ve özdeğer fonksiyonları ($Y_n(y)(n=0,1,2,\dots)$) analitik olarak ifade edilmesi oldukça zordur. Teorik olarak özdeğer problemi (7.26) klasik Sturm-Liouville problemleridir. Nümerik olarak çözülebilmektedir [100,101].

Denklem (7.24) ve (7.25) çözümlerinde integral transform teknik kullanılacaktır. Bu teknik gerçekte değişkenlere ayırma metodunun aynısıdır. Böylece karmaşık özdeğerlerden kaçınılmış olunur.

Özdeğer problemi (7.26) ile $\phi(\xi, \eta)$ fonksiyonu için aşağıdaki gibi bir integral transform çifti belirleriz:

$$\phi(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} \psi_n(\xi) Y_n(\eta) \quad (7.27a)$$

$$\psi_n(\xi) = \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} U(\eta) Y_n(\eta) \phi(\xi, \eta) d\eta \quad (7.27b)$$

burada

$$N_n = \int_0^1 U(\eta) Y_n^2(\eta) d\eta \quad (7.27c)$$

Burada şu not edilmelidir, slug akış (üniform hız) için boyutsuz hız profili $U(\eta)$ 1'e eşittir. Denklem (7.27c)'de Y_n özdeğer fonksiyonları ve λ_n özdeğerleri yerine konduğu zaman N_n hesaplanabilir.

1. $\theta_1(\xi, \eta)$ 'in çözümü:

Aşağıdaki tanımın yapılması ile

$$\theta_1(\xi, \eta) = \phi(\xi, \eta) + \theta_{\infty} \quad (7.28)$$

denklem (7.24) $\phi(\xi, \eta)$ için değiştirilebilir ve homejen olmayan sınır şart (7.24) duvardaki homejen sınır şartına dönüştürülür:

$$U(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \xi} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial \eta^2} \quad (7.29a)$$

$$\phi(0, \eta) = -\theta_\infty \quad (7.29b)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.29c)$$

$$Bi\phi + \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 1 \quad (7.29d)$$

Denklem (7.27a) denklem (7.29a)'da yerine koyduğumuz zaman

$$\frac{d\psi_n(\xi)}{d\xi} + \lambda_n^2 \psi_n(\xi) = 0 \quad (7.30a)$$

elde edilir. Denklem (7.28b)'nin kullanılması ile giriş şartı (7.30b) aşağıdaki hale getirilebilir:

$$\psi_n(0) = \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} U(\eta) Y_n(\eta) \phi(0, \eta) d\eta = -\theta_\infty \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} U(\eta) Y_n(\eta) d\eta = -\theta_\infty C_n \quad (7.30b)$$

burada C_n sabit olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$C_n = \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} U(\eta) Y(\eta) d(\eta) \quad (7.30c)$$

denklem (7.30a)'nin çözümü aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\psi_n(\xi) = -\theta_\infty C_n e^{-\lambda_n^2 \xi} \quad (7.31)$$

Denklem (7.30) denklem (7.28a)'da yerine konursa $\theta_1(\xi, \eta)$ 'in çözümü:

$$\theta_1(\xi, \eta) = \theta_\infty \left(1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} C_n e^{-\lambda_n^2 \xi} Y_n(\eta) \right) \quad (7.32)$$

elde edilir.

2. $\theta_2(\xi, \eta)$ 'nin çözümü:

Bunun periodik çözümü

$$\theta_2(\xi, \eta, \tau) = e^{i\Omega\tau}\phi(\xi, \eta) \quad (7.33)$$

sadece daimi durum kabulü yapılarak elde edilebilir. Denklem (7.33)'i denklem (7.25)'de yerine koyarsak,

$$\frac{\partial^2\phi}{\partial\eta^2} - U(\eta)\frac{\partial\phi}{\partial\xi} - i\Omega\phi = 0 \quad (7.34a)$$

$$\phi(0, \eta) = \Delta\theta(\eta) \quad (7.34b)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial\eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.34c)$$

$$Bi\phi + \frac{\partial\phi}{\partial\eta} = -\frac{i\Omega}{a^*}\phi, \quad \eta = 1 \quad (7.34d)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (7.34a) ile $Y_n(\eta)/\sqrt{N_n}$ çarpıp integralini alırsak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \left(\frac{\partial^2\phi}{\partial\eta^2} - U(\eta)\frac{\partial\phi}{\partial\xi} - i\Omega\phi \right) d\eta = 0 \quad (7.35)$$

Denklem (7.35)'un her terimini parçalara ayırırsak,

$$\begin{aligned} \int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \frac{\partial^2\phi}{\partial\eta^2} &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n \frac{\partial\phi}{\partial\eta} - \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 + \int_0^1 \frac{\phi}{\sqrt{N_n}} \frac{d^2Y_n}{d\eta^2} \\ &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n \frac{\partial\phi}{\partial\eta} - \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 - \frac{\lambda_n^2}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta)\phi Y_n d\eta \\ &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n \frac{\partial\phi}{\partial\eta} - \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 - \lambda_n^2 \psi_n(\xi) \\ \int_0^1 U(\eta) \frac{\partial\phi}{\partial\xi} \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta &= \frac{\partial}{\partial\xi} \left(\frac{1}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta)\phi(\xi, \eta) Y_n d\eta \right) = \frac{d\psi_n(\xi)}{d\xi} \end{aligned}$$

ve

$$i\Omega \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} \phi(\xi, \eta) Y_n d\eta = i\Omega \int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} \psi_k(\xi) Y_k d\eta = i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} \psi_k(\xi) \int_0^1 \frac{Y_k Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta$$

haline gelir. Yukarıdaki terimleri denklem (7.35)'de yerine koyarsak ve simetri sınır şartları özdeğer problemi ve $\phi(\xi, \eta)$ için kullanırsak şunu elde edebiliriz:

$$\frac{d\psi_n}{d\xi} + \lambda_n^2 \psi_n = \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n(1) \frac{\partial \phi(\xi, 1)}{\partial \eta} - \phi(\xi, 1) \frac{dY_n(1)}{d\eta} \right) - i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} \psi_k(\xi) \int_0^1 \frac{Y_k Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta \quad (7.36)$$

Özdeğer problemi ve $\phi(\xi, \eta)$ için duvar sınır şartlarını kullanırsak, denklem (7.36) sağ tarafının ilk terimini şöyle sadeleştirebiliriz:

$$\frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n(1) \frac{\partial \phi(\xi, 1)}{\partial \eta} - \phi(\xi, 1) \frac{dY_n(1)}{d\eta} \right) = -\frac{i\Omega}{a^*} \phi(\xi, 1) \frac{Y_n(1)}{\sqrt{N_n}} \quad (7.37)$$

$$= -\frac{i\Omega}{a^*} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n N_k}} Y_n(1) Y_k(1) \psi_n(\xi)$$

Daha sonra denklem (7.36) şöyle yazılabilir:

$$\frac{d\psi_n}{d\xi} + \lambda_n^2 \psi_n + i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} A_{nk} \psi_k = 0 \quad (7.38a)$$

burada

$$A_{nk} = A_{kn} = \frac{1}{\sqrt{N_n N_k}} \left(\frac{Y_n(1) Y_k(1)}{a^*} + \int_0^1 Y_n(\eta) Y_k(\eta) d\eta \right) \quad (7.38b)$$

Giriş şartı, denklem (7.34b), denklem (7.27b)'de $\phi(0, \eta) = \Delta\theta(\eta)$ olarak yerine konursa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\psi_n(0) = \frac{1}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta) \Delta\theta(\eta) Y_n(\eta) d\eta = f_n \quad (7.38c)$$

Denklem (7.38) sonsuz formda, kompleks birinci dereceden linear bir diferansiyel denklemdir.

Teorik olarak yeteri kadar çok küçük parçalara ayırıp, ve nümerik olarak istenilen hassasiyette çözebiliriz. Özdeğer problemi ile ilişkili matris özdeğerleri, λ_k ($k=1,2,\dots,N$) ve

özdeğer vektörleri, $\{\theta_1^+, \theta_2^+, \dots, \theta_N^+\}$, için çözülür. $N \times N$ boyutundaki kompleks katsayılar matrisi A belirlenebilir.

$$(A - \mu_k I) \theta_k^+ = 0 \quad (7.39a)$$

burada I $N \times N$ birim matris, ve

$$A = (a_{nk}^*), \quad a_{nk}^* = \delta_{nk} \lambda_n^2 + i \Omega A_{nk} \quad (7.39b)$$

$\psi_n(\xi)$ 'nin çözümü A kompleks matrisinin özdeğer vektörlerinin bağımsız N çözümlerinin linear kombinasyonundan elde edilir.

$$\psi_n(\xi) = \sum_{k=1}^N c_k \theta_{nk}^+ e^{-\mu_k \xi} \quad (n = 1, 2, \dots, N) \quad (7.40)$$

burada θ_{nk}^+ A matrisinin n 'inci eigen vektörünün k 'inci elemanı, ve sabit c_n ise giriş şartı (7.38)'nin gerçekleşmesi ile elde edilir:

$$\sum_{k=1}^N c_k \theta_{nk}^+ = f_k \quad (7.41)$$

Denklem (7.39a)'da kompleks matrix özdeğer problemi ve kompleks linear cebir denklemi (7.41) çözümünden sonra, $\psi_n(\xi)$ ($n=1,2,\dots,N$) fonksiyonu belirlenir. Daha sonra $\phi(\xi, \eta)$ için çözüm denklem (7.27a)'nin türetilmesi ile elde edilir.

$$\phi(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^N c_n \theta_{nk}^+ e^{-\mu_k \xi} = \sum_{k=1}^N e^{-\mu_k \xi} c_k \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{N_n}} Y_n(\eta) \theta_{nk}^+ = \sum_{k=1}^N g_k(\eta) e^{-\mu_k \xi} \quad (7.42a)$$

burada

$$g_k(\eta) = c_k \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{N_n}} \theta_{nk}^+ Y_n(\eta) \quad (7.42b)$$

Denklem (7.42a) denklem (7.32)'de yerine konursa, aşağıdaki şekilde boyutsuz sıcaklık amplitudu elde edilir:

$$\theta_2(\xi, \eta, \tau) = e^{i\Omega\tau} \sum_{k=1}^N g_k(\eta) e^{-\mu_k \xi} \quad (7.43)$$

burada sıcaklık osilasyonunun faz lagı ve amplitudu aşağıdaki gibi belirlenir:

$$\theta_{\text{amp}}(\xi, \eta) = \sqrt{[\text{Re}(\phi)]^2 + [\text{Im}(\phi)]^2}, \quad \xi > 0, \quad 0 < \eta < 1 \quad (7.44a)$$

$$\Phi(\Omega, \xi) = \tan^{-1} \frac{\text{Im}(\phi)}{\text{Re}(\phi)} \quad (7.44b)$$

matrix özdeğerleri μ_k ($k = 1, 2, \dots, N$) kompleks değerlerlerindedir.

7.6. Türbülanslı Akışın Çözümü

Bu bölümde kanal kesitinde üniform olmayan sıcaklık amplitudu ile türbülanslı akış için çözüm yapılmıştır. Türbülanslı hız profili için ampirik ifadeler, eddy viskozitesi ve türbülanslı Prandtl sayısı bölüm 7.3`de daha önceden verilmiştir. Genel olarak beşinci çeşit sınır şartı incelenecektir. Bölüm 7.3`ten enerji denklemi, giriş ve sınır şartları aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right), \quad \xi > 0, \quad 0 < \eta < 1, \quad \tau > 0 \quad (7.45a)$$

$$\theta(0, \eta, \tau) = \Delta \theta(\eta) e^{i\Omega \tau}, \quad 0 < \eta < 1, \quad \tau > 0 \quad (7.45b)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0 \quad (7.45c)$$

$$\text{Bi}\theta + \frac{\partial \theta}{\partial \eta} + \frac{1}{a^*} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \text{Bi}\theta_{\infty}, \quad \eta = 1, \quad \xi > 0, \quad \tau > 0 \quad (7.45d)$$

burada

$$\varepsilon(\eta) = 1 + \frac{\varepsilon_h}{a} = 1 + \frac{\text{Pr} \varepsilon_m}{\text{Pr}_t \nu}, \quad 0 < \eta < 1 \quad (7.46)$$

Boyutsuz sıcaklık dağılımını, $\theta(\xi, \eta, \tau)$, iki parça halinde yazabiliriz:

$$\theta(\xi, \eta, \tau) = \theta_1(\xi, \eta) + \theta_2(\xi, \eta, \tau) \quad (7.47)$$

burada $\theta_1(\xi, \eta)$ ve $\theta_2(\xi, \eta, \tau)$ sırası ile aşağıdaki denklemleri ve şartları gerçekleştirir:

$$U(\eta) \frac{\partial \theta_1}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \theta_1}{\partial \eta} \right) \quad (7.48a)$$

$$\theta_1(0, \eta) = 0 \quad (7.48b)$$

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.48c)$$

$$\text{Bi}\theta_1 + \frac{\partial \theta_1}{\partial \eta} = \text{Bi}\theta_\infty, \quad \eta = 1 \quad (7.48d)$$

ve

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial \tau} + U(\eta) \frac{\partial \theta_2}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \theta_2}{\partial \eta} \right) \quad (7.49a)$$

$$\theta_2(0, \eta, \tau) = \Delta\theta(\eta) e^{i\Omega\tau} \quad (7.49b)$$

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.49c)$$

$$\text{Bi}\theta_2 + \frac{\partial \theta_2}{\partial \eta} + \frac{1}{a^*} \frac{\partial \theta_2}{\partial \tau} = 0, \quad \eta = 1 \quad (7.49d)$$

Türbülanslı akış için, Sturm-Liouville özdeğer problemine uygun olarak değiştirilmiştir. Özdeğer problemi şu şekilde tekrar tanımlanır:

$$\frac{d}{d\eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{dY_n(\eta)}{d\eta} \right) + \lambda_n^2 U(\eta) Y_n(\eta) = 0 \quad (7.50a)$$

$$\frac{dY_n}{d\eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.50b)$$

$$\text{Bi}Y_n + \frac{dY_n}{dy} = 0, \quad \eta = 1 \quad (7.50c)$$

Teorik olarak, özdeğer problemi (7.50) çözülür. Laminer akış için $\varepsilon(\eta)$ 1'e eşittir, ve özdeğer problemi (7.50) denklem (7.24) indirgenir. Bir önceki bölümde tartışıldığı gibi özdeğerler (λ_n) ve özdeğer fonksiyonları ($Y_n(y)$ ($n=0,1,2,\dots$)) nümerik olarak hesaplanabilir.

Yine bölüm 7.5'de kullanılan integral transform teknik kullanılacak ve çözüm elde edilecektir.

$$\phi(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} \psi_n(\xi) Y_n(\eta) \quad (7.51a)$$

$$\psi_n(\xi) = \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} U(\eta) Y_n(\eta) \phi(\xi, \eta) d\eta \quad (7.51b)$$

burada

$$N_n = \int_0^1 U(\eta) Y_n^2(\eta) d\eta \quad (7.51c)$$

1. $\theta_1(\xi, \eta)$ 'in çözümü:

Kabul

$$\theta_1(\xi, \eta) = \phi(\xi, \eta) + \theta_\infty \quad (7.52)$$

ve denklem (7.49) yerine konursa, denklem $\theta_1(\xi, \eta)$ için $\phi(\xi, \eta)$ problemine aşağıdaki gibi dönüştürülür:

$$U(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) \quad (7.53a)$$

$$\phi(0, \eta) = -\theta_\infty \quad (7.53b)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.53c)$$

$$Bi\phi + \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 1 \quad (7.53d)$$

Bölüm 7.5'teki işlemleri tekrar edersek, aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\phi(\xi, \eta) = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} C_n e^{-\lambda_n^2 \xi} Y_n(\eta) \quad (7.54)$$

burada C_n denklem (7.30c)'deki ifade ile aynıdır.

Denklem (7.52) ile denklem (7.54) birleştirilirse, aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\theta_1(\xi, \eta) = \theta_\infty \left(1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} C_n e^{-\lambda_n^2 \xi} Y_n(\eta) \right) \quad (7.55)$$

2. $\theta_2(\xi, \eta, \tau)$ 'nin çözümü:

Bunun periodik çözümü

$$\theta_2(\xi, \eta, \tau) = e^{i\Omega\tau} \phi(\xi, \eta) \quad (7.56)$$

Denklem (7.56) denklem (7.49)'de yerine konursa

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) - U(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \xi} - i\Omega \phi = 0 \quad (7.57a)$$

$$\phi(0, \eta) = \Delta \theta(\eta) \quad (7.57b)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \eta} = 0, \quad \eta = 0 \quad (7.57c)$$

$$2 \text{Bi} \phi + \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = -\frac{i\Omega}{a^*} \phi, \quad \eta = 1 \quad (7.57d)$$

Denklem (7.57a) ile 2' çarpıp integralini alırsak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \left(\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) - U(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \xi} - i\Omega \phi \right) d\eta = 0 \quad (7.58)$$

Denklem (7.58)'un her terimini parçalara ayırırsak, şu hale gelir:

$$\begin{aligned} \int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\varepsilon(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(\varepsilon(\eta) Y_n \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \varepsilon(\eta) \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 + \int_0^1 \frac{\phi}{\sqrt{N_n}} \frac{d^2 Y_n}{d\eta^2} \\ &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(\varepsilon(\eta) Y_n \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \varepsilon(\eta) \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 - \frac{\lambda_n^2}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta) \phi Y_n d\eta \\ &= \frac{1}{\sqrt{N_n}} \left(\varepsilon(\eta) Y_n \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - \varepsilon(\eta) \phi \frac{dY_n}{d\eta} \right) \Big|_0^1 - \lambda_n^2 \psi_n(\xi) \\ \int_0^1 U(\eta) \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta &= \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{1}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta) \phi(\xi, \eta) Y_n d\eta \right) = \frac{d\psi_n(\xi)}{d\xi} \end{aligned}$$

ve

$$i\Omega \int_0^1 \frac{1}{\sqrt{N_n}} \phi(\xi, \eta) Y_n d\eta = i\Omega \int_0^1 \frac{Y_n}{\sqrt{N_n}} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n}} \psi_k(\xi) Y_k d\eta = i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} \psi_k(\xi) \int_0^1 \frac{Y_k Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta$$

Yukarıdaki terimleri denklem (7.58)'de yerine koyarsak ve simetri sınır şartlarını özdeğerleri ve $\phi(\xi, \eta)$ için kullanırsak şunu elde edebiliriz:

$$\frac{d\psi_n}{d\xi} + \lambda_n^2 \psi_n = \frac{\varepsilon(1)}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n(1) \frac{\partial \phi(\xi, 1)}{\partial \eta} - \phi(\xi, 1) \frac{dY_n(1)}{d\eta} \right) - i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} \psi_k(\xi) \int_0^1 \frac{Y_k Y_n}{\sqrt{N_n}} d\eta \quad (7.59)$$

Özdeğerler problemi ve $\phi(\xi, \eta)$ için duvar sınır şartlarını kullanırsak, denklem (7.59) sağ tarafının ilk terimini şöyle sadeleştirebiliriz:

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon(1)}{\sqrt{N_n}} \left(Y_n(1) \frac{\partial \phi(\xi, 1)}{\partial \eta} - \phi(\xi, 1) \frac{dY_n(1)}{d\eta} \right) &= -\frac{i\Omega}{a^*} \varepsilon(1) \phi(\xi, 1) \frac{Y_n(1)}{\sqrt{N_n}} \\ &= -\frac{i\Omega}{a^*} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{N_n N_k}} \varepsilon(1) Y_n(1) Y_k(1) \psi_n(\xi) \end{aligned} \quad (7.60)$$

Daha sonra denklem (7.59) tekrar şöyle yazılabilir:

$$\frac{d\psi_n}{d\xi} + \lambda_n^2 \psi_n + i\Omega \sum_{k=1}^{\infty} A_{nk} \psi_k = 0 \quad (7.61a)$$

burada

$$A_{nk} = A_{kn} = \frac{1}{\sqrt{N_n N_k}} \left(\frac{\varepsilon(1) Y_n(1) Y_k(1)}{a^*} + \int_0^1 Y_n(\eta) Y_k(\eta) d\eta \right) \quad (7.61b)$$

Giriş şartı, denklem (7.57b), denklem (7.51b)'de $\phi(0, \eta) = \Delta\theta(\eta)$ konursa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\psi_n(0) = \frac{1}{\sqrt{N_n}} \int_0^1 U(\eta) \Delta\theta(\eta) Y_n(\eta) d\eta = f_n \quad (7.61c)$$

Denklem (7.38)'e benzer şekilde, denklem (7.61) sonsuz formda, kompleks birinci dereceden linear bir diferansiyel denklemdir. Aynı işlemleri kullanırsak bir $N \times N$ matrisi gibi düşünülürse, bölüm 7.5'deki matrix için özdeğer vektörlerinin ve özdeğer probleminin çözümünü, denklem (7.40)'daki aynı ifadeyi elde edebiliriz.

$$\psi_n(\xi) = \sum_{k=1}^N c_k \theta_{nk}^+ e^{-\mu_k \xi} \quad (n = 1, 2, \dots, N) \quad (7.62)$$

burada c_k ve 0_{nk}^1 denklem (7.40)'deki ifade ile aynıdır.

Denklem (7.50) kullanılması ile, fonksiyon $\phi(\xi, \eta)$ aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$\phi(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^N g_n(\eta) e^{-\mu_n \xi} \quad (7.63)$$

Bölüm 7.5'deki gibi, sıcaklık osilosyonunun faz lagı ve amplitudu aşağıdaki gibi belirlenir:

$$\theta_{\text{amp}}(\xi, \eta) = \sqrt{[\text{Re}(\phi)]^2 + [\text{Im}(\phi)]^2}, \quad \xi > 0, \quad 0 < \eta < 1 \quad (7.64a)$$

$$\Phi(\Omega, \xi) = \tan^{-1} \frac{\text{Im}(\phi)}{\text{Re}(\phi)} \quad (7.64b)$$

burada $\text{Re}(\phi)$ ve $\text{Im}(\phi)$, $\phi(\xi, \eta)$ fonksiyonunun gerçek ve sanal bir parçasını gösterir.

Sonuç olarak, $\phi_2(\xi, \eta, \tau)$ için aşağıdaki sonucu elde edebiliriz:

$$\theta_2(\xi, \eta, \tau) = e^{i\Omega\tau} \sum_{k=1}^N g_k(\eta) e^{-\mu_k \xi} \quad (7.65)$$

burada g_n denklem (7.42b)'de tanımlanmıştır. Denklem (7.47) ile, $\theta(\xi, \eta, \tau)$ için çözüm yapıldığında $0_1(\xi, \eta)$ ve $0_2(\xi, \eta, \tau)$ 'de ekleyebiliriz:

$$\theta(\xi, \eta, \tau) = \theta_\omega \left(1 - \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{N_n}} C_n e^{-\lambda_n^2 \xi} Y_n(\eta) \right) + e^{i\Omega\tau} \sum_{k=1}^N g_k(\eta) e^{-\mu_k \xi} \quad (7.66)$$

VIII. DENEYSEL İNCELEME VE TARTIŞMA

Bu bölümde dikdörtgen kesitli kanalda elektronik elemana benzer bloklarla ve bloksuz olarak daimi olmayan cebri konveksiyon deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma önce bloksuz kanal için yapılmış daha sonrada dört değişik blok konfigürasyonu için yapılmıştır. Bu konfigürasyonlar uzunlamasına sıra bloklu, uzunlamasına sapma bloklu, genişlemesine sıra bloklu ve genişlemesine sapma bloklu şeklinde kanal içindeki sıcaklık karakteristiklerini bulmak için seçilmiştir.

Termal ve kombine giriş bölgesinde laminer ve türbülanslı akış için kanal boyunca deneysel sıcaklık amplitudları bölüm 8.1'den 8.4 kadar tartışılmıştır. Test bölümünü boyunca duvar sıcaklıkları 8.5'te incelenmiştir. Son olarakta, bölüm 8.6' da giriş sıcaklık amplitud profillerinin ölçümü verilmiştir.

8.1. Laminer Termal Giriş Bölgesindeki Sıcaklık Amplitudu

İlk olarak pürüzsüz (bloksuz) kanal için sıcaklık amplitudunun değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Daha sonra, kanal içine dikdörtgen prizması şeklinde blok yerleştirilerek bloklu kanal için deneysel çalışmalara devam edilmiştir. Deneysel kanalda kanal merkezindeki farklı yerlerdeki dinamik sıcaklık davranışı gözlenmiştir. Termokapullardan voltaj mV olarak multimetre ile ölçülmüş, hemde termokapulların çıkışı direk olarak Astro-Med 8800 rekorduru ile kayıt edilmiştir.

8.1.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanaldaki Deneysel Sonuçları

Çalışmanın bu kısmında, pürüzsüz kanalda deneysel çalışma yapılmıştır. Kanal boyunca belli yerlerdeki merkezde zamanla değişen dinamik sıcaklık amplitudları kayıt edilmiştir. Şekil 8.1'a'da bu rekordur kayıtları görülmektedir.

Girişteki sıcaklık sinüsoidal osilasyon şeklindedir. Rekordur çıkışından da görüldüğü gibi girişteki aynı frekans ile kanal boyunca sıcaklık sinüsoidal olarak değişir. Osilasyonların amplitudu girişten sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır.

Termokapullar kanalın merkezine yerleştirilmiştir. Termokapullardan voltaj değeri multimetre ölçülür. Daha sonra kalibrasyon eğrisi ile bu voltajlar sıcaklığa dönüştürülür.

Dikdörtgen kesitli kanalın merkezinde maksimum ve minimum sıcaklık değerleri (T_{\max} ve T_{\min}) ölçülür. Ölçülen bu değerlerden sıcaklık osilosyonunun amplitudu aşağıdaki denklem ile elde edilir:

$$\Delta T = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (8.1)$$

Test kanalı boyunca onüç termokapül yerleştirilmiştir. Şekil 8.2 ve 8.3'te farklı giriş frekansı (β) ve Reynolds sayısı (Re) için sıcaklık amplitudu boyutsuz uzaklık (x/D_c) göre çizilmiştir. Şekil 8.2 ve 8.3 laminer termal giriş bölgesi deneysel sonuçlarını göstermektedir. Deneysel verilerden regrasyon eğrisi elde edilmiştir. Deneysel veriler yarı logaritmik olarak gösterildiğinde hemen hemen bir doğru şeklindedir. Deneysel verilere eğri uydurulmuş ve bu da şekillerde gösterilmiştir. Sıcaklık amplitudu aşağıdaki denklemle hesaplanabilir:

$$\theta_{\text{amp}} = \frac{T_{\text{amp}}}{T_{\text{in}}} = Ae^{-\alpha x/D_c} \quad (8.2)$$

burada T_{amp} kanal merkezi boyunca sıcaklık amplitudunu, T_{in} girişteki kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunu, A bir sabiti ve α ise eğrinin eğimini gösterir. Eğrinin eğimi (α) deneysel sonuçlar kullanarak en küçük kareler yöntemi ile hesaplanmıştır.

Yarı logaritmik ekseninde sıcaklık amplitudunun boyutsuz uzaklığa karşı (x/D_c) çiziminde giriş frekansının etkisi görülmektedir. Şekil 8.2 ve 8.3'te seçilen Reynolds sayısı farklı frekanslarda deneysel sonuçlar laminer termal giriş bölgesi için grafik fomda çizilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans artıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Gerçekte exponensiyel olarak sıcaklık amplitudu azalmaktadır. Bu grafikler yarı logaritmik ekseninde, linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Bu linear eğrilerin eğimi (α) denklem (8.2)'den kolayca hesaplanabilir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Laminer termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.1'de verilmiştir. Tablo 8.1'de görüldüğü gibi eğim değeri (α), Reynolds sayısından (Re) ve frekanstan (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β), eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) eğim değeri (α), giriş frekansı (β) arttığında artmaktadır.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı arttığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir

şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.1.2. Bloklı Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Deneysel çalışmanın bu kısmında kanalın i yüzeyine dikdörtgen prizması ($1.5 \times 2.5 \text{ in}^2$) şeklinde bloklar yerleştirilmiştir. Pürüzsüz (bloksuz) kanal ile bloklı kanalın deneysel sonuçlarını karşılaştırmak için dört değişik blok konfigürasyonu incelenmiştir. Bu konfigürasyonlardaki blok yüksekliği $3/16''$ olarak seçilmiş, büyük blok yüksekliğinden kaçınılmıştır. Uzunlamasına sıra bloklı, Uzunlamasına sapma bloklı, genişlemesine sıra bloklı ve genişlemesine sapma bloklı konfigürasyonlar incelenmiştir. Pürüzsüz kanal ile deneysel sonuçların karşılaştırılabilmesi için maksimum akışın olduğu kesit yani blok aralarının ortasına termokapul uçları yerleştirilmiştir (bakınız Şekil 4.15).

Aynı pürüzsüz kanalda olduğu gibi rekordurdan dinamik sıcaklık değişimi elde edilmiştir. Zamanla değişen sıcaklık değişiminin bir rneği bloklı kanallar (uzunlamasına sıra bloklı, uzunlamasına sapma bloklı, genişlemesine sıra bloklı ve genişlemesine sapma bloklı) için Şekil 8.4a-8.7a'de verilmiştir.

Pürüzsüz kanalda olduğu gibi sıcaklık amplitudunun değişimi boyutsuz uzaklığa karşı (x/D_c) izilmiştir. Seçilen bazı blok konfigürasyonları (uzunlamasına sıra ve uzunlamasına sapma bloklı $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$, genişlemesine sıra ve genişlemesine sapma bloklı, $H/2b=0.1875$, $s/2b=4.26$) Şekil 8.8'ten 8.15'e kadar seçilen Reynolds sayısı ve farklı frekanslar laminer termal giriş bölgesi için deneysel sonuçlar grafik formda çizilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak en küçük kareler yöntemi ile regrasyon eğrisi çizilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi aynı pürüzsüz kanalda olduğu gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla, frekans artıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Gerçekte exponensiyel olarak sıcaklık amplitudu azalmaktadır. Bu grafikler yarı logaritmik ekseninde linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı artığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

Bloklı kanallar için laminer termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.2-

8.5'de verilmiştir. Tablo 8.2-8.5'de görüldüğü gibi eğim değeri (α), Reynolds sayısı (Re) hemde frekanstan (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) eğim değeri (α), giriş frekansı (β) arttığında artmaktadır.

Bloklı kanaldaki eğim değeri (α), aynı Reynolds sayısı ve giriş frekansında pürüzsüz (bloksuz) kanala göre daha fazladır. Bloklı kanallarda sıcaklık osilosyonu eğim değerinin fazla olması akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer yüzeyinin artırılmış olmasından dolayıdır.

8.2. Türbülanslı Termal Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu

Deneyle türbülanslı akış için termal gelişmekte olan bölgede de yapılmıştır. Kanal boyunca farklı yerlerdeki dinamik sıcaklık davranışları gözlenmiştir.

8.2.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Türbülanslı termal gelişmekte olan bölgede pürüzsüz kanalın rekordur örneği şekil 8.1b' de görülmektedir. Kanal boyunca sıcaklık girişte aynı frekans ile sinusoidal olarak değişmektedir. Osilosyonun amplitudu girişten sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır.

Şekil 8.16 ve 8.17 türbülanslı akış durumundaki deneysel sonuçları göstermektedir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans artııkça amplitud değerleri azalmaktadır. Deneysel verilerden regrasyon eğrisi elde edilmiştir. Bu grafikler yarı logaritmik eksenle linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi frekans artııkça eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Yüksek Reynolds sayısı kanal içindeki yüksek hız ve büyük kütlelel debi ile ilgilidir. Kanal boyunca yüksek Reynolds sayısında konveksiyon ile akışkana olan ısı transferi normal yönde difüzyon ile olandan oldukça fazladır. Yüksek Reynolds sayısında oldukça küçük eğim değeri elde edilmiştir. Türbülanslı termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.1'de verilmiştir. Tablo 8.1'de görüldüğü gibi eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekanstan (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) giriş frekansı (β) azaldığında eğim değerinin (α) azaldığı görülmektedir.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı artııkça zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artııkça sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.2.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Bloklü kanal için zamanla değişen sıcaklık değişimi Şekil 8.4b-8.7b' de görülmektedir. Şekillerde kanal boyunca girişten sonra sıcaklık osilosyonu hız bir Şekilde azalmaktadır.

Farklı giriş frekansları ve Reynolds sayısı için bloklü konfigürasyonlar için Şekil 8.18'den 8.25'e kadar sıcaklık amplitudunu boyutsuz uzaklığa bağlı olarak çizilmiştir. Şekillerden grldği gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans artıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Deneysel verilerden regrasyon eğrisi elde edilmiştir. Bu grafikler yarı logaritmik ekseninde sıcaklık amplitudu linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Grldği gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Yüksek Reynolds sayısı kanal içindeki yüksek hız ve büyük kütlesel debi ile ilgilidir. Kanal boyunca yüksek Reynolds sayısında konveksiyon ile akışkana olan ısı transferi normal yönde difüzyon ile olandan oldukça fazladır. Yüksek Reynolds sayısında oldukça küçük eğim değeri elde edilmiştir. Türbülanslı termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve farklı blok konfigürasyonu için Tablo 8.2-Tablo 8.5'te verilmiştir. Eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekansta (β) etkilenmektedir. Grldği gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) giriş frekansı (β) azaldığında eğim değerinin (α) azaldığı görülmektedir.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca eksponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı artığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir Şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir Şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.3. Laminer Kombine Giriş Bölgesindeki Sıcaklık Amplitudu

Deneylere laminer kombine giriş bölgesinde bloklü ve bloksuz kanal için devam edilmiştir.

8.3.1. Pürüzsüz (Blocsuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Çalışmanın bu kısmında, pürüzsüz kanalda deneysel çalışma yapılmıştır. Kanal boyunca belli yerlerdeki merkezde zamanla değişen dinamik sıcaklık amplitudları kayıt edilmiştir. Şekil 8.26a'da bu rekordur kayıtları görülmektedir. Rekordur çıkışından da grldği gibi girişteki aynı frekans ile kanal boyunca sıcaklık sinusoidal olarak değişmektedir. Osilosyonların amplitudu girişten sonra hızlı bir Şekilde azalmaktadır.

Şekil 8.27 ve 8.28 laminer kombine giriş bölgesi için deneysel sonuçları göstermektedir. Deneysel veriler yarı logaritmik olarak gösterildiğinde bir doğru şeklindedir. Deneysel verilerden en küçük kareler yöntemi ile eğri uydurulmuş ve bu ise şekillerde gösterilmiştir.

Yarı logaritmik ekseninde sıcaklık amplitudunun boyutsuz uzaklığa karşı (x/D_e) çiziminde giriş frekansının etkisi görülmektedir. Şekil 8.27 ve 8.28'te seçilen Reynolds sayısı farklı frekanslarda deneysel sonuçlar laminer kombine giriş bölgesi için grafik formda çizilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans artıktıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Gerçekte exponensiyel olarak sıcaklık amplitudu azalmaktadır. Bu grafikler yarı logaritmik ekseninde lineer olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansta eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Laminer kombine giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.6'de verilmiştir. Tablo 8.6'de görüldüğü gibi eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekanstan (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) eğim değeri (α), giriş frekansı (β) arttığında artmaktadır.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı arttığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) arttığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.3.2. Bloklü Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Aynı pürüzsüz kanalda olduğu gibi rekordurdan dinamik sıcaklık değişimi elde edilmiştir. Zamanla değişen sıcaklık değişiminin bir örneği bloklü kanallar (uzunlamasına sıra bloklü, uzunlamasına sapma bloklü, genişlemesine sıra bloklü ve genişlemesine sapma bloklü) için şekil 8.29a-8.32a'de verilmiştir.

Pürüzsüz kanalda olduğu gibi sıcaklık amplitudunun değişimi boyutsuz uzaklığa karşı (x/D_e) çizilmiştir. Seçilen blok konfigürasyonları şekil 8.33 ve 8.40'da seçilen Reynolds sayısı ve farklı frekanslar laminer termal giriş bölgesi için deneysel sonuçlar grafik formda çizilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak en küçük kareler yöntemi ile regrasyon eğrisi elde edilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi aynı pürüzsüz kanalda olduğu gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla, frekans artıktıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Gerçekte exponensiyel olarak sıcaklık amplitudu azalmaktadır. Bu grafikler yarı logaritmik ekseninde lineer olarak kanal boyunca

azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı arttığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

Bloklu kanallar için laminer termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.7-8.10'da verilmiştir. Tablo 8.7-8.10'da görüldüğü gibi eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekanstan (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) eğim değeri (α), giriş frekansı (β) arttığında artmaktadır.

Bloklu kanaldaki eğim değeri (α), aynı Reynolds sayısı ve giriş frekansında pürüzsüz (bloksuz) kanala göre daha fazladır. Bloklu kanallarda sıcaklık osilosyonu eğim değerinin fazla olması akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer yüzeyinin artırımı olmasından dolayıdır.

8.4. Türbülanslı Kombine Giriş Bölgesi İçin Sıcaklık Amplitudu

Deneyler türbülanslı akış için kombine giriş bölgesinde yapılmıştır. Kanal boyunca farklı yerlerdeki dinamik sıcaklık davranışları gözlenmiştir.

8.4.1. Pürüzsüz (Bloksuz) Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz kanalın rekordur örneği şekil 8.26b' de görülmektedir. Kanal boyunca sıcaklık girişte aynı frekans ile sinusoidal olarak değişmektedir. Osilosyonun amplitudu girişten sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır.

Şekil 8.41 ve 8.42 türbülanslı akış durumundaki deneysel sonuçları göstermektedir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans arttıkça amplitud değerleri azalmaktadır. Deneysel verilerden regrasyon eğrisi elde edilmiştir. Sıcaklık amplitudu yarı logaritmik eksenle linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Yüksek Reynolds sayısı kanal içindeki yüksek hız ve büyük kütleli debi ile ilgilidir. Kanal boyunca yüksek Reynolds sayısında konveksiyon ile akışkana olan ısı transferi normal yönde difüzyon ile olandan oldukça fazladır. Yüksek Reynolds sayısında oldukça küçük eğim değeri elde edilmiştir. Türbülanslı termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve Tablo 8.26'de

verilmiştir. Tablo 8.26'de görüldüğü gibi eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekansta (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) giriş frekansı (β) azaldığında eğim değerinin (α) azaldığı görülmektedir.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı arttığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.4.2. Bloklı Kanal İçin Deneysel Sonuçlar

Bloklı kanal için zamanla değişen sıcaklık değişimi Şekil 8.29b-8.32b' de görülmektedir. Şekillerde kanal boyunca girişten sonra sıcaklık osilosyonu hız bir Şekilde azalmaktadır.

Farklı giriş frekansları ve Reynolds sayısı için bloklı konfigürasyonlar Şekil 8.41'den 8.50'e kadar sıcaklık amplitudunu boyutsuz uzaklığa bağlı olarak çizilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu oldukça fazla frekans artıķa amplitud değerleri azalmaktadır. Deneysel veriler kullanılarak eğri uydurulmuştur. Sıcaklık amplitudu yarı logaritmik ekseninde linear olarak kanal boyunca azaldığı görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek giriş frekansında eğrinin eğimi (α) büyümektedir.

Yüksek Reynolds sayısı kanal içindeki yüksek hız ve büyük kütleysel debi ile ilgilidir. Kanal boyunca yüksek Reynolds sayısında konveksiyon ile akışkana olan ısı transferi normal yönde difüzyon ile olandan oldukça fazladır. Yüksek Reynolds sayısında oldukça küçük eğim değeri elde edilmiştir. Türbülanslı termal giriş bölgesi için eğim değeri hesaplanmış ve farklı blok konfigürasyonu için Tablo 8.6-Tablo 8.10'da verilmiştir. Eğim değeri (α) Reynolds sayısı (Re) hemde frekansta (β) etkilenmektedir. Görüldüğü gibi aynı frekansta (β) eğim (α) Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Aynı zamanda, sabit Reynolds sayısında (Re) giriş frekansı (β) azaldığında eğim değerinin (α) azaldığı görülmektedir.

Genel olarak girişe yakın bölgeler hariç sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Giriş frekansı arttığı zaman sıcaklık amplitudunun eğimi (α) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bundan dolayı yüksek giriş frekansında kanal boyunca sıcaklık amplitudu hızlı bir şekilde de azalmaktadır. Sabit frekansta (β) ise Reynolds sayısı (Re) artığında sıcaklık amplitudu azalmaktadır.

8.5. Test Bölümündeki Duvar Sıcaklığının Ölçümleri

Genel olarak bilindiği gibi sınır şartlar deneysel ve teorik çalışmalarda oldukça önemlidir. Farklı sınır şartları için giriş sıcaklığı zamanla değişendurum için sıcaklık tepkileri farklı olacaktır. Bu deneysel çalışmada kanalın iç duvar sıcaklığı sıcaklık tepkilerini belirlemek ve sınır şartların etkisini hesaplamak için ölçülmüştür.

Şekil 8.51'den şekil 8.54'e kadar laminer ve türbülanslı akış için termal hemde kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum sıcaklıklar ölçülmüştür. Şekil 8. 55'den şekil 8.70'e kadarda aynı şekilde bloklu kanal geometrileri içinde laminer ve türbülanslı akış için termal hemde kombine giriş bölgeside kanal boyunca maksimum ve minimum sıcaklıklar ölçülmüştür. Şekillerden de görüldüğü gibi maksimum sıcaklık kanal boyunca linear olarak azalmakta minimum sıcaklık ise kanal boyunca linear olarak artmaktadır. Teorik çalışmalarda duvar sıcaklığı sabit kabul edilerek çalışmalar yapılmaktadır. Burada görüldüğü gibi duvar sıcaklığı sabit değil kanal boyunca linear olarak değişmektedir. Sıcaklık amplitudu ise kanal boyunca giderek azalmaktadır.

8.6. Test Bölümündeki Kanal Kesitinde Giriş Sıcaklığının Amplitudu Profilleri Ölçümleri

Kanal kesitinde giriş sıcaklık amplitudu profilleri teorik çalışmaların en önemli bir parçasını oluşturmaktadır. Teorik çalışmalarda test bölümünün girişinde sıcaklık amplitudu profilleri sabit kabul edilerek çalışmalar yapılmaktadır. Deneysel çalışmada elektrik ısıtıcı tekrar kontrol edilerek sıcaklık amplitudu profilleri ölçülmüştür. Deneylerdeki ölçümlerde sıcaklık amplitudu profilleri kesinlikle sabit değildir. Fakat elektrik ısıtıcısı tüm kanal kesiti boyunca ısıyı üniform olarak dağıtmıştır.

Şekil 8.71'den şekil 8.74'e kadar laminer ve türbülanslı akış için termal hemde kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) girişteki kanal kesitinde sıcaklık amplitudu profilleri ölçülmüştür. Şekil 8. 75'den şekil 8.90'e kadarda bloklu kanal geometrileri içinde laminer ve türbülanslı akış için termal hemde kombine giriş bölgesinde girişteki kanal kesitinde sıcaklık amplitudu profilleri ölçülmüştür. Sıcaklık amplitudu profillerini tanımlayan eğriler deneysel verilerden en küçük kareler yöntemi ile laminer ve türbülanslı akış için termal hemde kombine giriş bölgesi için bulunmuştur. Şekillerden de görüldüğü gibi, kanal giriş kesiti beşe bölünmüş ve beş yerde ölçümler alınmıştır. Kanal merkezinde sıcaklık amplitudu oldukça büyük, duvara doğru gidildikçe amplitud azalmaktadır. Deneysel veriler kullanılarak boyutsuz giriş sıcaklık amplitudu eğrisi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

$$\Delta\theta = 1 - A(y/b) - B(y/b)^2 \quad (8.3)$$

veya

$$\Delta\theta(\eta) = 1 - A\eta - B\eta^2 \quad (8.4)$$

Deneysel çalışmalarda bu eşitlikten de görüldüğü gibi sıcaklık amplitud profili parabolik eğri şeklindedir. Teorik çalışmalarda sıcaklık amplitud profillerinin sabit kabul edilmesi yerine parabolik olarak değiştiği göz önüne alınmalıdır.



Tablo 8.1 Pürüzsüz (bloksuz) kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
1	1121.61	0.02	0.0365	26	11242.28	0.02	0.0140
2	1121.61	0.04	0.0392	27	11242.40	0.04	0.0149
3	1121.61	0.08	0.0410	28	11242.35	0.08	0.0150
4	1121.62	0.16	0.0424	29	11242.29	0.16	0.0108
5	1121.62	0.24	0.0475	30	11242.27	0.24	0.0184
6	1478.86	0.02	0.0243	31	14820.14	0.02	0.0122
7	1478.86	0.04	0.0294	32	14820.06	0.04	0.0140
8	1478.90	0.08	0.0313	33	14820.07	0.08	0.0156
9	1478.86	0.16	0.0347	34	14820.12	0.16	0.0164
10	1478.86	0.24	0.0387	35	14820.13	0.24	0.0172
11	1764.07	0.02	0.0232	36	17673.74	0.02	0.0129
12	1764.08	0.04	0.0247	37	17673.66	0.04	0.0123
13	1764.08	0.08	0.0270	38	17673.69	0.08	0.0149
14	1764.09	0.16	0.0276	39	17673.71	0.16	0.0130
15	1764.09	0.24	0.0270	40	17673.70	0.24	0.0149
16	2008.28	0.02	0.0241	41	20118.47	0.02	0.0122
17	2008.29	0.04	0.0261	42	20118.47	0.04	0.0195
18	2008.34	0.08	0.0201	43	20118.88	0.08	0.0175
19	2008.33	0.16	0.0218	44	20118.87	0.16	0.0146
20	2008.33	0.24	0.0255	45	20118.80	0.24	0.0239
21	2225.51	0.02	0.0178	46	22286.36	0.02	0.0137
22	2225.52	0.04	0.0184	47	22286.37	0.04	0.0150
23	2225.53	0.08	0.0203	48	22286.36	0.08	0.0171
24	2225.54	0.16	0.0235	49	22286.32	0.16	0.0183
25	2225.55	0.24	0.0263	50	22286.28	0.24	0.0242

Tablo 8.2. Uzunlamasına sıra bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α)

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
51	1121.54	0.02	0.0563	76	11241.83	0.02	0.0195
52	1121.55	0.04	0.0677	77	11241.83	0.04	0.0245
53	1121.55	0.08	0.0736	78	11241.84	0.08	0.0302
54	1121.55	0.16	0.0756	79	11241.85	0.16	0.0354
55	1121.55	0.24	0.0761	80	11241.85	0.24	0.0400
56	1478.79	0.02	0.0480	81	14818.25	0.02	0.0165
57	1478.79	0.04	0.0519	82	14818.24	0.04	0.0222
58	1478.79	0.08	0.0562	83	14818.24	0.08	0.0257
59	1478.79	0.16	0.0587	84	14818.23	0.16	0.0326
60	1478.79	0.24	0.0596	85	14818.23	0.24	0.0354
61	1763.99	0.02	0.0387	86	17672.95	0.02	0.0136
62	1763.99	0.04	0.0423	87	17672.94	0.04	0.0201
63	1764.01	0.08	0.0460	88	17672.93	0.08	0.0249
64	1764.01	0.16	0.0496	89	17672.93	0.16	0.0295
65	1764.01	0.24	0.0529	90	17672.93	0.24	0.0342
66	2008.47	0.02	0.0260	91	20113.85	0.02	0.0141
67	2008.47	0.04	0.0278	92	20113.84	0.04	0.0193
68	2008.48	0.08	0.0299	93	20113.72	0.08	0.0248
69	2008.48	0.16	0.0327	94	20113.72	0.16	0.0316
70	2008.47	0.24	0.0501	95	20113.69	0.24	0.0339
71	2225.49	0.02	0.0293	96	22284.38	0.02	0.0139
72	2225.50	0.04	0.0329	97	22284.36	0.04	0.0180
73	2225.51	0.08	0.0343	98	22284.39	0.08	0.0231
74	2225.51	0.16	0.0382	99	22284.42	0.16	0.0298
75	2225.51	0.24	0.0363	100	22284.40	0.24	0.0315

Tablo 8.3. Uzunlamasına kaçırmalı bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
101	1121.57	0.02	0.0602	126	11243.00	0.02	0.0198
102	1121.57	0.04	0.0643	127	11243.00	0.04	0.0236
103	1121.57	0.08	0.0680	128	11242.99	0.08	0.0286
104	1121.57	0.16	0.0709	129	11243.03	0.16	0.0377
105	1121.57	0.24	0.0725	130	11243.04	0.24	0.0350
106	1478.80	0.02	0.0439	131	14818.58	0.02	0.0167
107	1478.80	0.04	0.0424	132	14818.67	0.04	0.0195
108	1478.80	0.08	0.0538	133	14818.64	0.08	0.0259
109	1478.80	0.16	0.0588	134	14818.63	0.16	0.0309
110	1478.80	0.24	0.0651	135	14818.63	0.24	0.0328
111	1764.05	0.02	0.0341	136	17671.24	0.02	0.0139
112	1764.04	0.04	0.0406	137	17671.22	0.04	0.0180
113	1764.05	0.08	0.0475	138	17671.23	0.08	0.0246
114	1764.05	0.16	0.0498	139	17671.25	0.16	0.0273
115	1764.05	0.24	0.0596	140	17671.25	0.24	0.0281
116	2008.41	0.02	0.0356	141	20114.72	0.02	0.0136
117	2008.41	0.04	0.0389	142	20114.68	0.04	0.0192
118	2008.41	0.08	0.0174	143	20114.70	0.08	0.0218
119	2008.42	0.16	0.0135	144	20114.70	0.16	0.0281
120	2008.42	0.24	0.0505	145	20114.69	0.24	0.0301
121	2225.52	0.02	0.0342	146	22285.37	0.02	0.0134
122	2225.53	0.04	0.0384	147	22285.35	0.04	0.0181
123	2225.53	0.08	0.0430	148	22285.40	0.08	0.0228
124	2225.58	0.16	0.0335	149	22285.35	0.16	0.0285
125	2225.54	0.24	0.0499	150	22285.34	0.24	0.0295

Tablo 8.4. Genişlemesine sıra bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
151	1121.58	0.02	0.0528	176	11240.85	0.02	0.0212
152	1121.58	0.04	0.0576	177	11240.84	0.04	0.0267
153	1121.58	0.08	0.0623	178	11240.85	0.08	0.0345
154	1121.59	0.16	0.0652	179	11240.85	0.16	0.0411
155	1121.59	0.24	0.0725	180	11240.83	0.24	0.0472
156	1478.82	0.02	0.0414	181	14816.85	0.02	0.0181
157	1478.82	0.04	0.0418	182	14816.86	0.04	0.0244
158	1478.83	0.08	0.0505	183	14816.86	0.08	0.0319
159	1478.83	0.16	0.0540	184	14816.86	0.16	0.0414
160	1478.83	0.24	0.0636	185	14816.87	0.24	0.0441
161	1764.05	0.02	0.0450	186	17669.64	0.02	0.0163
162	1764.05	0.04	0.0493	187	17669.63	0.04	0.0216
163	1764.05	0.08	0.0544	188	17669.63	0.08	0.0294
164	1764.05	0.16	0.0597	189	17669.63	0.16	0.0376
165	1764.05	0.24	0.0652	190	17669.64	0.24	0.0431
166	1930.48	0.02	0.0455	191	20111.82	0.02	0.0155
167	2008.41	0.04	0.0505	192	20111.83	0.04	0.0208
168	2008.42	0.08	0.0557	193	20111.82	0.08	0.0314
169	2008.42	0.16	0.0590	194	20111.83	0.16	0.0387
170	2008.42	0.24	0.0628	195	20111.81	0.24	0.0418
171	2225.54	0.02	0.0441	196	21583.70	0.02	0.0143
172	2225.54	0.04	0.0487	197	21583.71	0.04	0.0190
173	2225.55	0.08	0.0541	198	21583.71	0.08	0.0286
174	2225.54	0.16	0.0584	199	21583.71	0.16	0.0333
175	2225.55	0.24	0.0617	200	21583.71	0.24	0.0388

Tablo 8.5. Genişlemesine kaçırılmalı bloklı kanal için termal giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
201	1121.59	0.02	0.0590	226	11240.84	0.02	0.0214
202	1121.59	0.04	0.0646	227	11240.84	0.04	0.0274
203	1121.59	0.08	0.0704	228	11240.83	0.08	0.0354
204	1121.59	0.16	0.0697	229	11240.83	0.16	0.0402
205	1121.59	0.24	0.0702	230	11240.84	0.24	0.0418
206	1478.82	0.02	0.0486	231	14816.89	0.02	0.0208
207	1478.82	0.04	0.0531	232	14816.88	0.04	0.0245
208	1478.83	0.08	0.0586	233	14816.89	0.08	0.0307
209	1478.83	0.16	0.0600	234	14816.87	0.16	0.0385
210	1478.83	0.24	0.0609	235	14816.88	0.24	0.0425
211	21764.04	0.02	0.0377	236	17669.69	0.02	0.0168
212	1764.05	0.04	0.0475	237	17669.68	0.04	0.0244
213	1764.05	0.08	0.0524	238	17669.69	0.08	0.0304
214	1764.05	0.16	0.0564	239	17669.66	0.16	0.0345
215	1764.05	0.24	0.0581	240	17669.66	0.24	0.0411
216	2008.41	0.02	0.0430	241	20111.88	0.02	0.0161
217	2008.41	0.04	0.0462	242	20068.30	0.04	0.0170
218	2008.42	0.08	0.0522	243	20111.83	0.08	0.0286
219	2008.42	0.16	0.0561	244	20111.94	0.16	0.0351
220	2008.42	0.24	0.0595	245	20111.94	0.24	0.0456
221	2225.53	0.02	0.0425	246	21582.80	0.02	0.0152
222	2225.54	0.04	0.0466	247	21582.80	0.04	0.0198
223	2225.54	0.08	0.0543	248	21582.81	0.08	0.0264
224	2225.54	0.16	0.0531	249	21582.81	0.16	0.0312
225	2225.54	0.24	0.0603	250	21582.82	0.24	0.0366

Tablo 8.6 Bloksuz (pürüzsüz) kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
251	1121.57	0.02	0.0450	271	11241.85	0.02	0.0097
252	1121.58	0.04	0.0526	272	11241.86	0.04	0.0127
253	1121.58	0.08	0.0599	273	11241.87	0.08	0.0177
254	1121.58	0.16	0.0606	274	11241.88	0.16	0.0200
255	1121.58	0.24	0.0672	275	11241.90	0.24	0.0251
256	1579.75	0.02	0.0332	276	15829.32	0.02	0.0075
257	1579.75	0.04	0.0377	277	15829.33	0.04	0.0098
258	1579.75	0.08	0.0396	278	15829.33	0.08	0.0147
259	1579.76	0.16	0.0410	279	15829.35	0.16	0.0212
260	1579.75	0.24	0.0453	280	15829.34	0.24	0.0246
261	1930.47	0.02	0.0235	2281	19338.07	0.02	0.0077
262	1930.47	0.04	0.0256	282	19338.12	0.04	0.0101
263	1930.48	0.08	0.0291	283	19338.12	0.08	0.0134
264	1930.48	0.16	0.0348	284	19338.10	0.16	0.0210
265	1930.48	0.24	0.0369	285	19338.10	0.24	0.0198
266	2225.52	0.02	0.0230	286	22286.46	0.02	0.0065
267	2225.52	0.04	0.0229	287	22286.49	0.04	0.0086
268	2225.50	0.08	0.0271	288	22286.54	0.08	0.0136
269	2225.54	0.16	0.0292	289	22286.57	0.16	0.0174
270	2225.54	0.24	0.0322	290	22286.58	0.24	0.0218

Tablo 8.7. Uzunlamasına sıra bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

Dency No	Re	β (Hz)	α	Dency No	Re	β (Hz)	α
291	1121.58	0.02	0.0530	311	11242.38	0.02	0.0132
292	1121.58	0.04	0.0572	312	11242.39	0.04	0.0149
293	1121.58	0.08	0.0634	313	11242.40	0.08	0.0221
294	1121.58	0.16	0.0696	314	11242.41	0.16	0.0312
295	1121.58	0.24	0.0622	315	11242.39	0.24	0.0320
296	1579.74	0.02	0.0372	316	15829.31	0.02	0.0118
297	1579.74	0.04	0.0445	317	15829.33	0.04	0.0137
298	1579.75	0.08	0.0444	318	15829.36	0.08	0.0188
299	1579.75	0.16	0.0503	319	15829.37	0.16	0.0274
300	1579.75	0.24	0.0542	320	15829.35	0.24	0.0308
301	1930.46	0.02	0.0333	321	19336.27	0.02	0.0095
302	1930.47	0.04	0.0405	322	19336.25	0.04	0.0133
303	1930.47	0.08	0.0403	323	19336.25	0.08	0.0184
304	1930.47	0.16	0.0441	324	19336.27	0.16	0.0257
305	1930.47	0.24	0.0368	325	19336.26	0.24	0.0285
306	2225.52	0.02	0.0285	326	22284.27	0.02	0.0091
307	2225.53	0.04	0.0326	327	22284.27	0.04	0.0101
308	2225.53	0.08	0.0367	328	22284.29	0.08	0.0159
309	2225.53	0.16	0.0397	329	22284.28	0.16	0.0235
310	2225.53	0.24	0.0436	330	22284.29	0.24	0.0280

Tablo 8.8. Uzunlamasına kaçırmalı bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

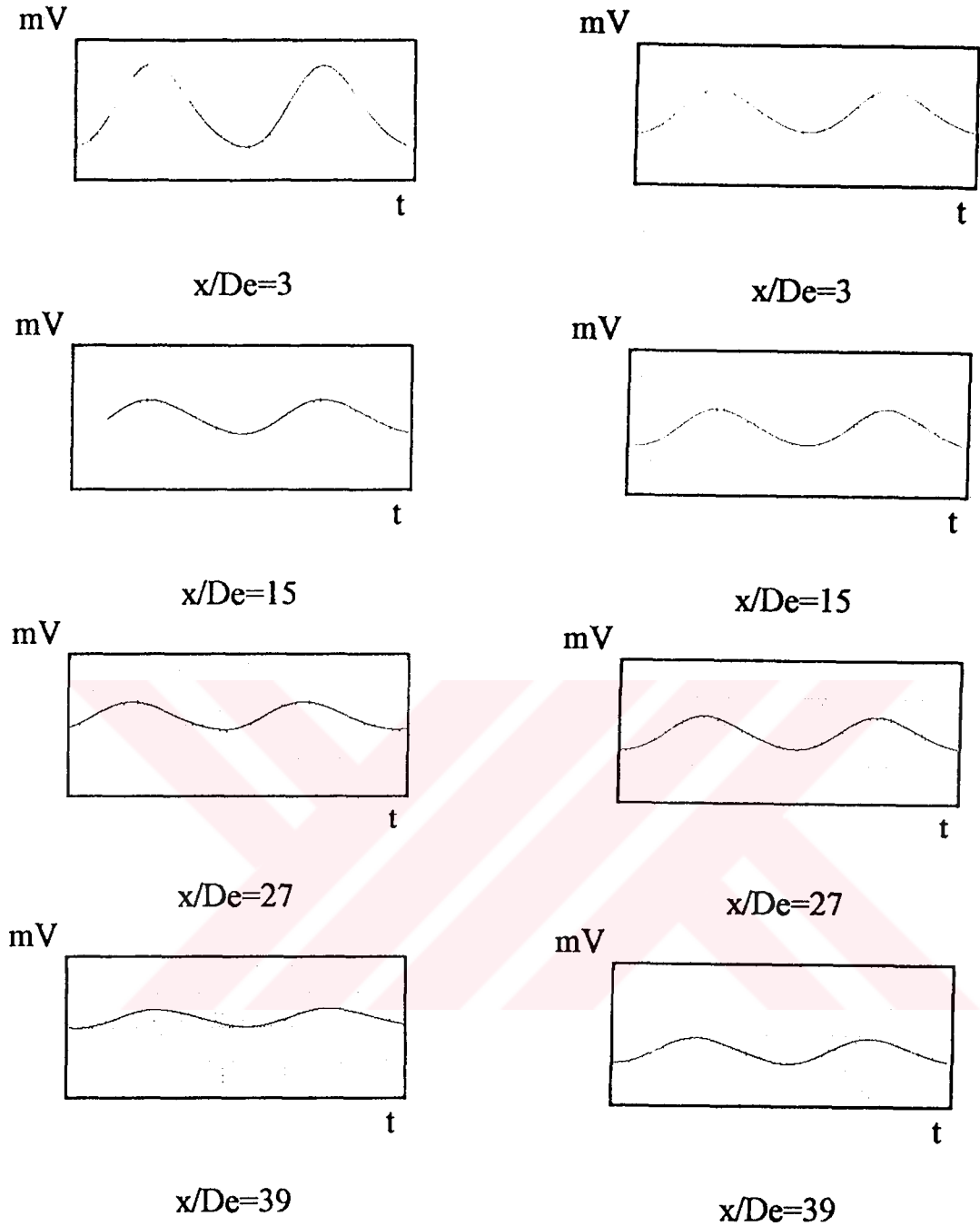
D deney No	Re	β (Hz)	α	D deney No	Re	β (Hz)	α
331	1121.58	0.02	0.0494	351	11242.99	0.02	0.0129
332	1121.58	0.04	0.0552	352	11242.98	0.04	0.0170
333	1121.58	0.08	0.0584	353	10511.60	0.08	0.0212
334	1121.59	0.16	0.0606	354	11242.98	0.16	0.0265
335	1121.59	0.24	0.0652	355	11242.99	0.24	0.0308
336	1579.74	0.02	0.0389	356	15827.81	0.02	0.0114
337	1579.75	0.04	0.0389	357	15827.80	0.04	0.0144
338	1579.75	0.08	0.0452	358	15827.80	0.08	0.0194
339	1579.75	0.16	0.0489	359	15827.82	0.16	0.0260
340	1579.75	0.24	0.0500	360	15827.82	0.24	0.0311
341	1930.47	0.02	0.0290	361	19335.25	0.02	0.0095
342	1930.48	0.04	0.0343	362	19335.26	0.04	0.0132
343	1930.49	0.08	0.0419	363	19335.28	0.08	0.0177
344	1930.49	0.16	0.0458	8364	19335.29	0.16	0.0225
345	1930.48	0.24	0.0397	365	19335.30	0.24	0.0265
346	2225.53	0.02	0.0279	366	22284.21	0.02	0.0107
347	2225.53	0.04	0.0344	367	22284.20	0.04	0.0112
348	2225.54	0.08	0.0357	368	22284.21	0.08	0.0176
349	2225.54	0.16	0.0367	369	22284.23	0.16	0.0240
350	2225.54	0.24	0.0451	370	22284.22	0.24	0.0234

Tablo 8.9. Genişlemesine sıra bloklı kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

D deney No	Re	β (Hz)	α	D deney No	Re	β (Hz)	α
371	1121.58	0.02	0.0508	391	11242.43	0.02	0.0145
372	1121.58	0.04	0.0557	392	11242.39	0.04	0.0193
373	1121.58	0.08	0.0585	393	11242.40	0.08	0.0237
374	1121.58	0.16	0.0623	394	11242.44	0.16	0.0305
375	1121.58	0.24	0.0665	395	11242.44	0.24	0.0344
376	1579.73	0.02	0.0371	396	15827.81	0.02	0.0109
377	1579.74	0.04	0.0373	397	15827.79	0.04	0.0152
378	1579.75	0.08	0.0448	398	15827.82	0.08	0.0204
379	1579.75	0.16	0.0504	399	15827.87	0.16	0.0273
380	1579.75	0.24	0.0487	400	15827.86	0.24	0.0298
381	1930.46	0.02	0.0306	401	19333.42	0.02	0.0091
382	1930.47	0.04	0.0358	402	19333.44	0.04	0.0086
383	1930.47	0.08	0.0396	403	19333.45	0.08	0.0163
384	1930.47	0.16	0.0467	404	19333.46	0.16	0.0200
385	1930.47	0.24	0.0437	405	19333.46	0.24	0.0270
386	2225.52	0.02	0.0328	406	22282.11	0.02	0.0088
387	2225.52	0.04	0.0376	407	22282.12	0.04	0.0131
388	2225.53	0.08	0.0455	408	22282.12	0.08	0.0147
389	2225.53	0.16	0.0471	409	22282.13	0.16	0.0220
390	2225.53	0.24	0.0518	410	22282.18	0.24	0.0261

Tablo 8.10. Genişlemesine kaçırmalı bloklü kanal için kombine giriş bölgesinde farklı Reynolds sayıları (Re) ve giriş frekansları (β) için deneysel sıcaklık amplitudunun eğimi (α).

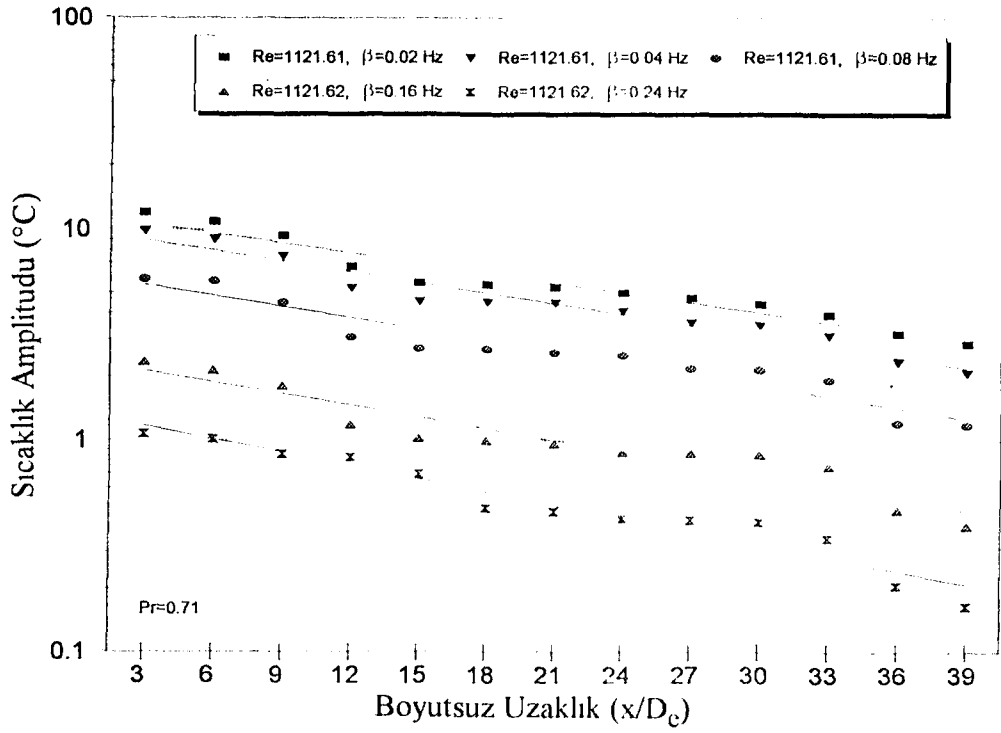
D deney No	Re	β (Hz)	α	D deney No	Re	β (Hz)	α
411	1121.57	0.02	0.0625	431	11242.42	0.02	0.0124
412	1121.57	0.04	0.0534	432	11242.44	0.04	0.0168
413	1121.58	0.08	0.0601	433	11242.45	0.08	0.0232
414	1121.58	0.16	0.0636	434	11242.45	0.16	0.0340
415	1121.58	0.24	0.06952	435	11242.46	0.24	0.0318
416	1542.73	0.02	0.0369	436	15828.52	0.02	0.0115
417	1579.21	0.04	0.0415	437	15828.54	0.04	0.0133
418	1579.75	0.08	0.0476	438	15828.59	0.08	0.0195
419	1579.75	0.16	0.0503	439	15828.60	0.16	0.0301
420	1579.75	0.24	0.0654	440	15828.60	0.24	0.0331
421	1930.46	0.02	0.0330	441	19335.26	0.02	0.0109
422	1930.47	0.04	0.0369	442	19335.26	0.04	0.0118
423	1930.47	0.08	0.0396	443	19335.27	0.08	0.0177
424	1930.47	0.16	0.0429	444	19335.32	0.16	0.0316
425	1930.47	0.24	0.0434	445	19335.36	0.24	0.0311
426	2225.53	0.02	0.03072	446	22284.21	0.02	0.0078
427	2225.53	0.04	0.0352	447	22284.21	0.04	0.0119
428	2225.53	0.08	0.0417	448	22284.22	0.08	0.0144
429	2225.54	0.16	0.0434	449	22284.22	0.16	0.0246
430	2225.53	0.24	0.0476	450	21867.21	0.24	0.0246



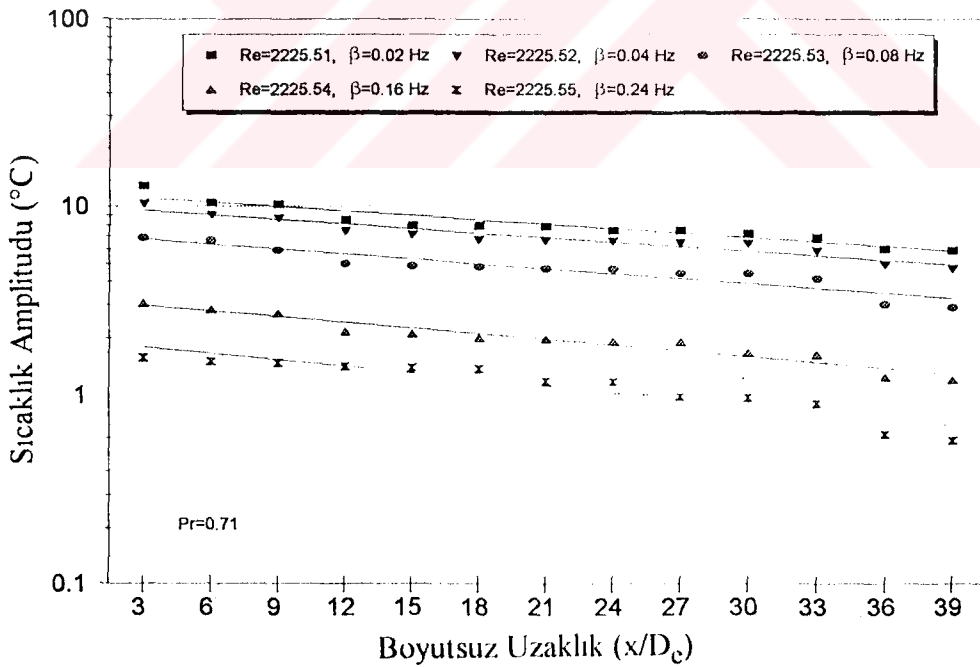
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
 kağıt hızı: 1mm/s
 zaman ölçeği: 1s/mm
 amplitud ölçeği: 100 μ V/div.

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
 kağıt hızı: 1mm/s
 zaman ölçeği: 1s/mm
 amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

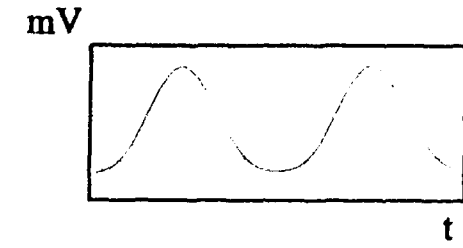
Şekil 8.1. Termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



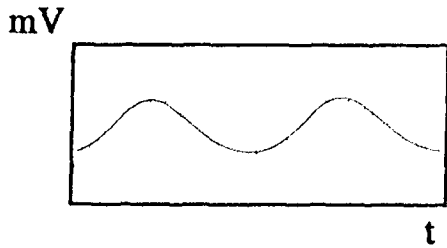
Şekil 8.2. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



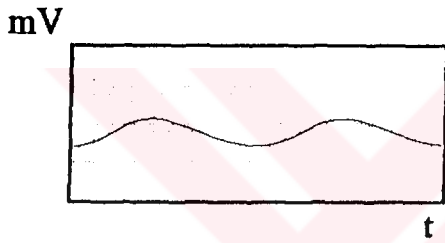
Şekil 8.3. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



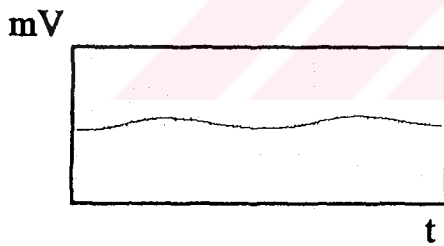
$x/De=3$



$x/De=15$

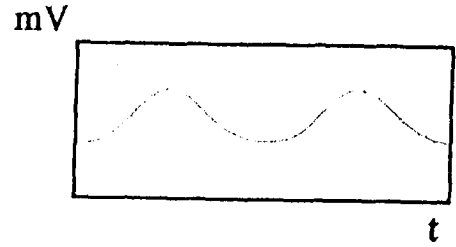


$x/De=27$

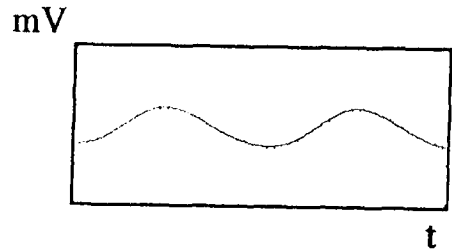


$x/De=39$

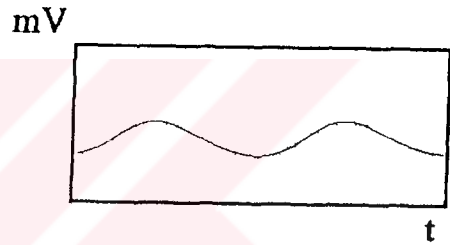
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: $200 \mu\text{V}/\text{div}$.



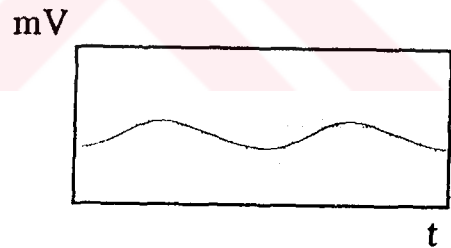
$x/De=3$



$x/De=15$



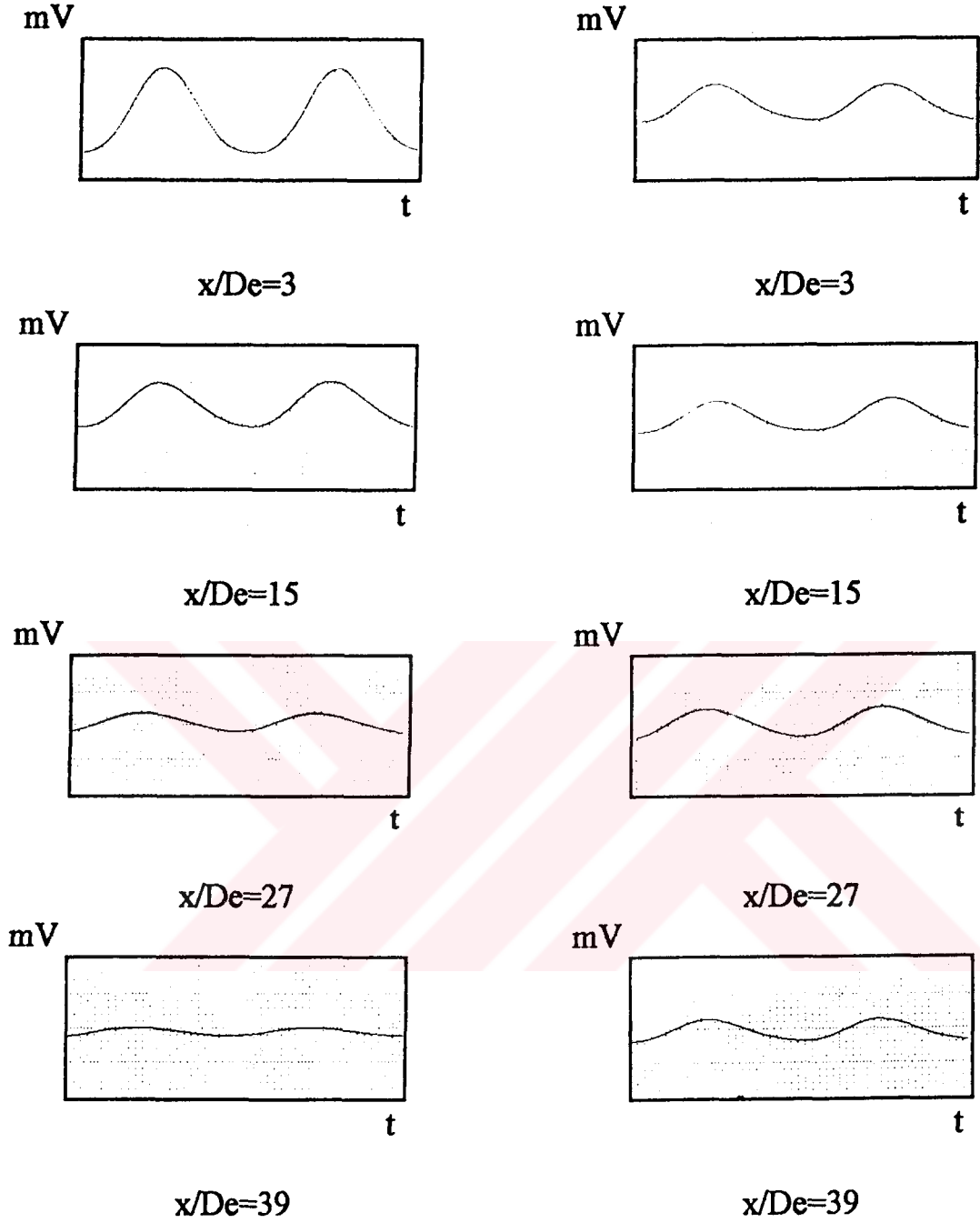
$x/De=27$



$x/De=39$

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: $40 \mu\text{V}/\text{div}$.

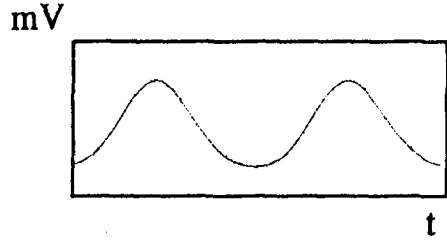
Şekil 8.4. Termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



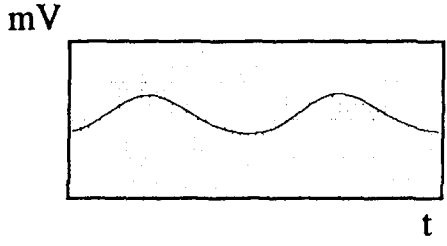
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

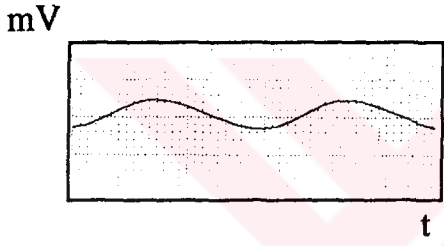
Şekil 8.5. Termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



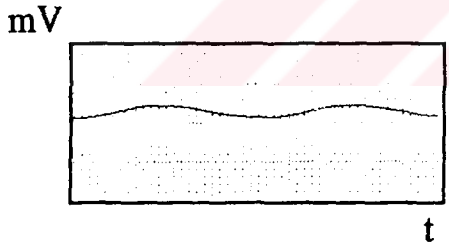
$x/De=3$



$x/De=15$

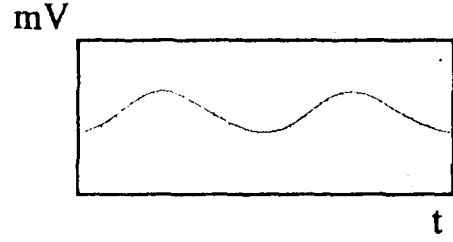


$x/De=27$

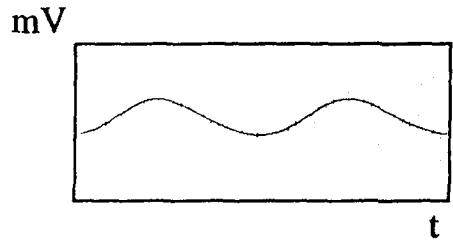


$x/De=39$

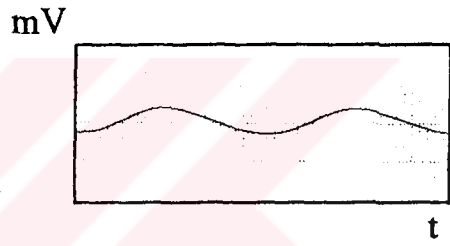
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.



$x/De=3$



$x/De=15$



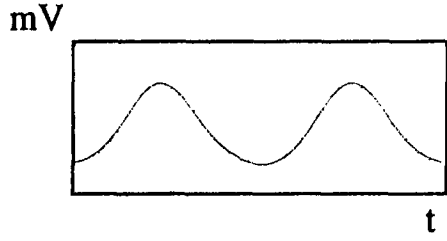
$x/De=27$



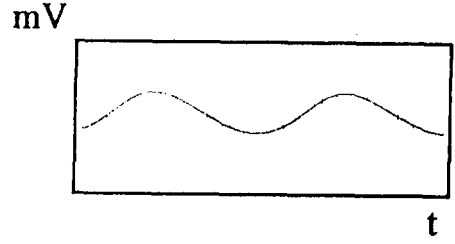
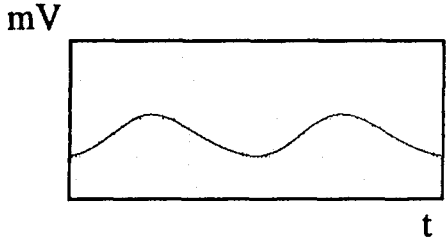
$x/De=39$

a) $Re \approx 21580$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

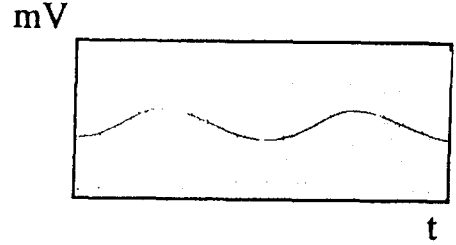
Şekil 8.6. Termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



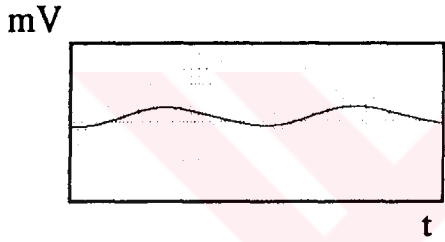
$x/De=3$



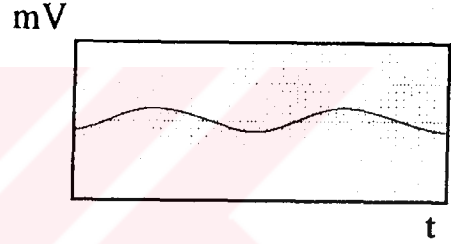
$x/De=3$



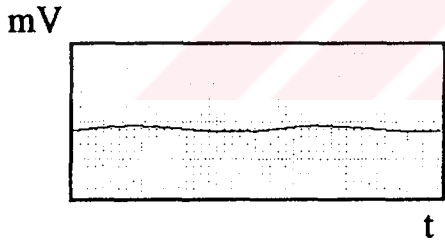
$x/De=15$



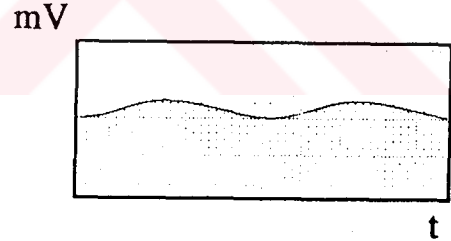
$x/De=15$



$x/De=27$



$x/De=27$



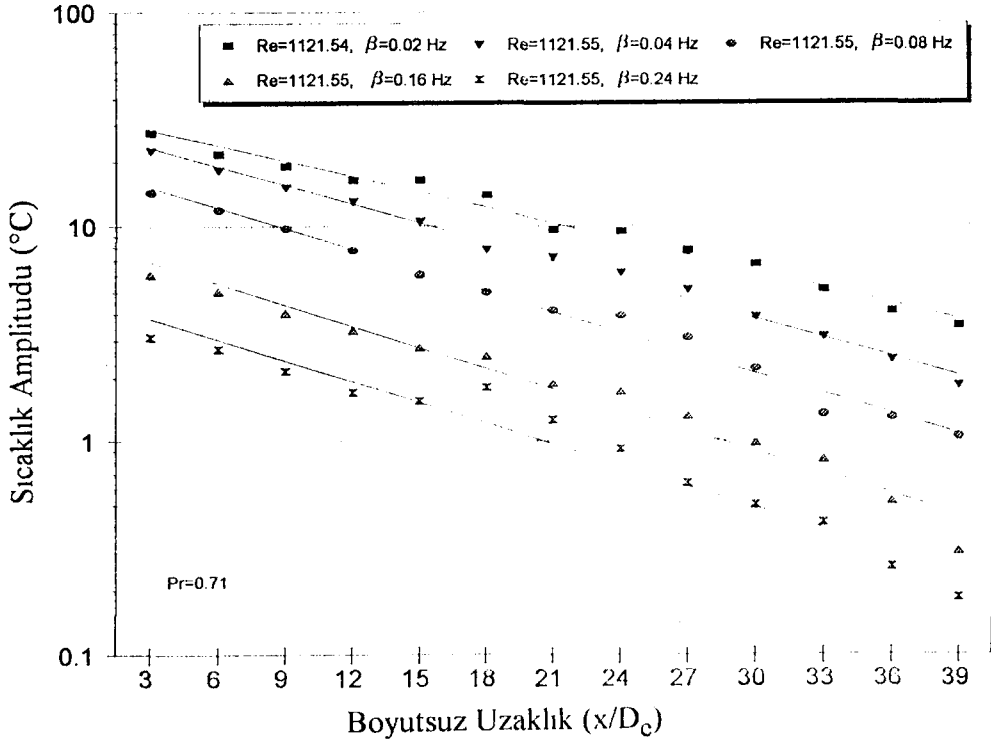
$x/De=39$

a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.

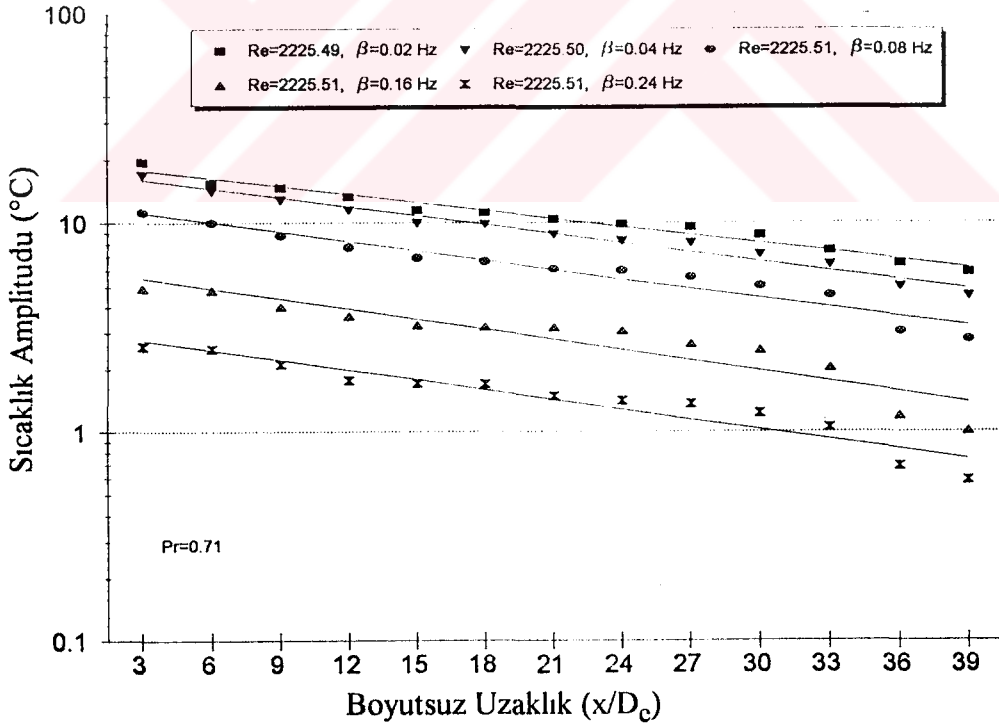
$x/De=39$

a) $Re \approx 21580$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

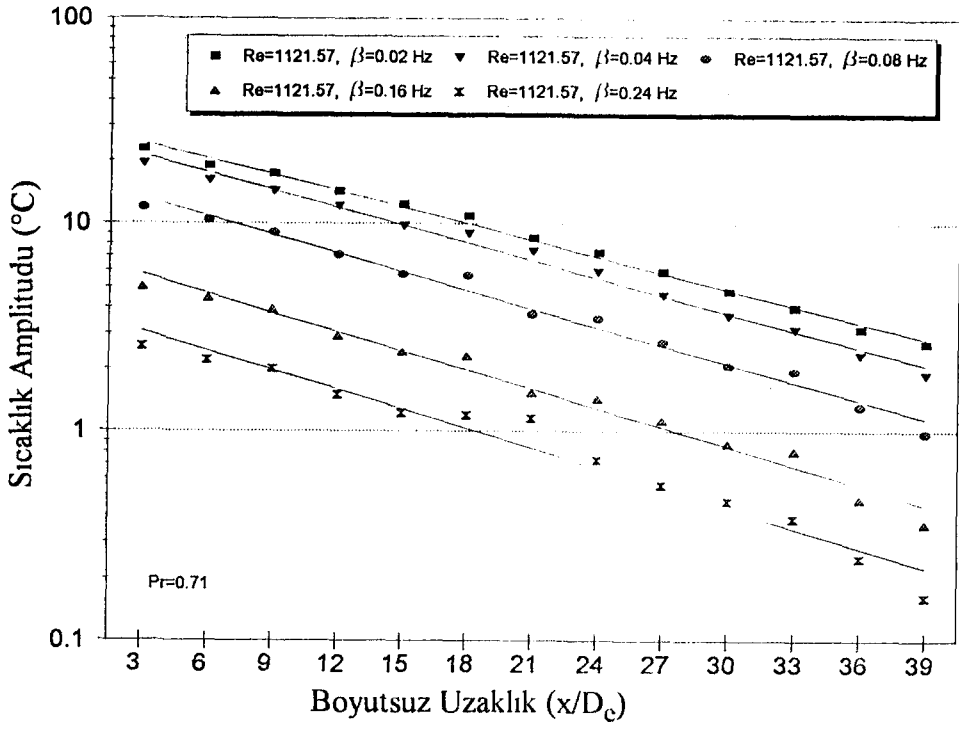
Şekil 8.7. Termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



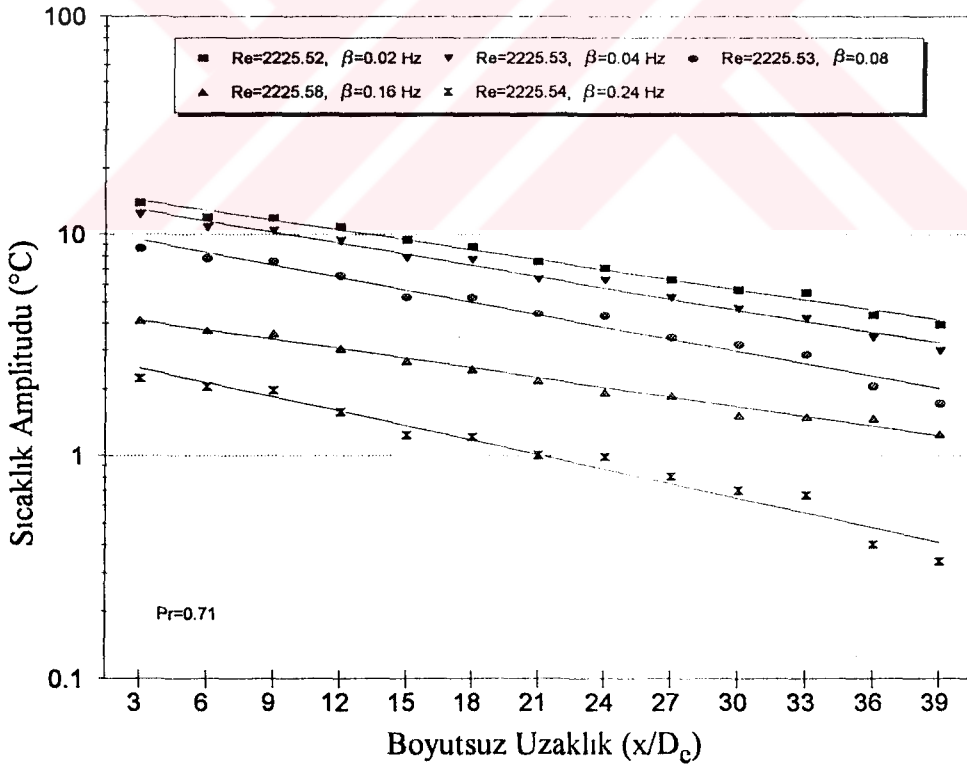
Şekil 8.8. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



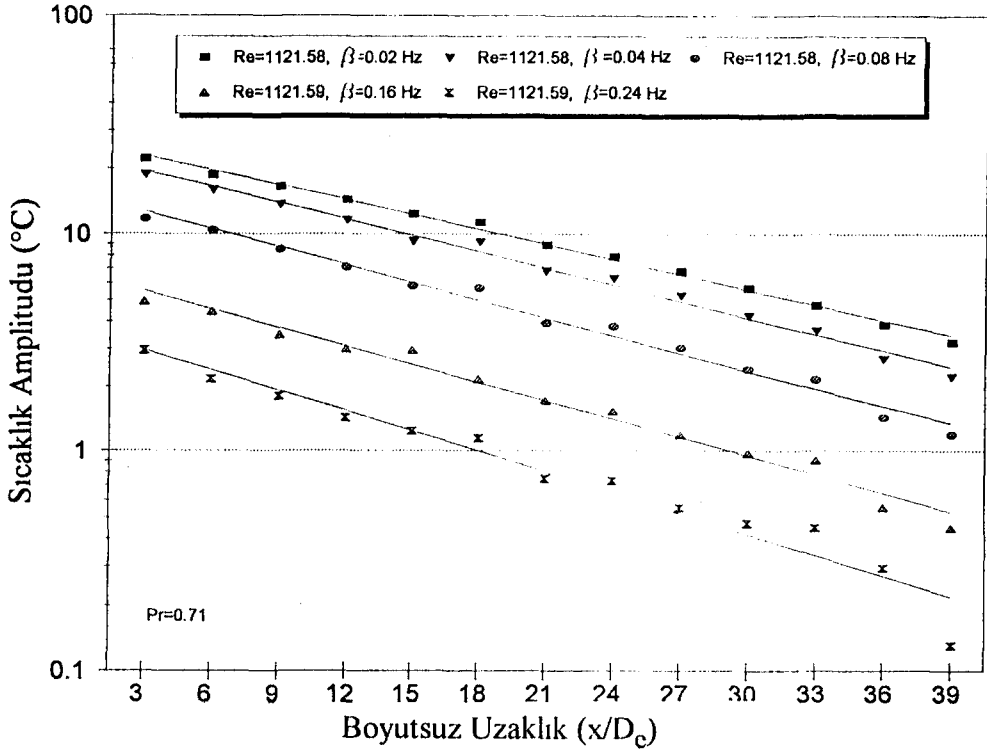
Şekil 8.9. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



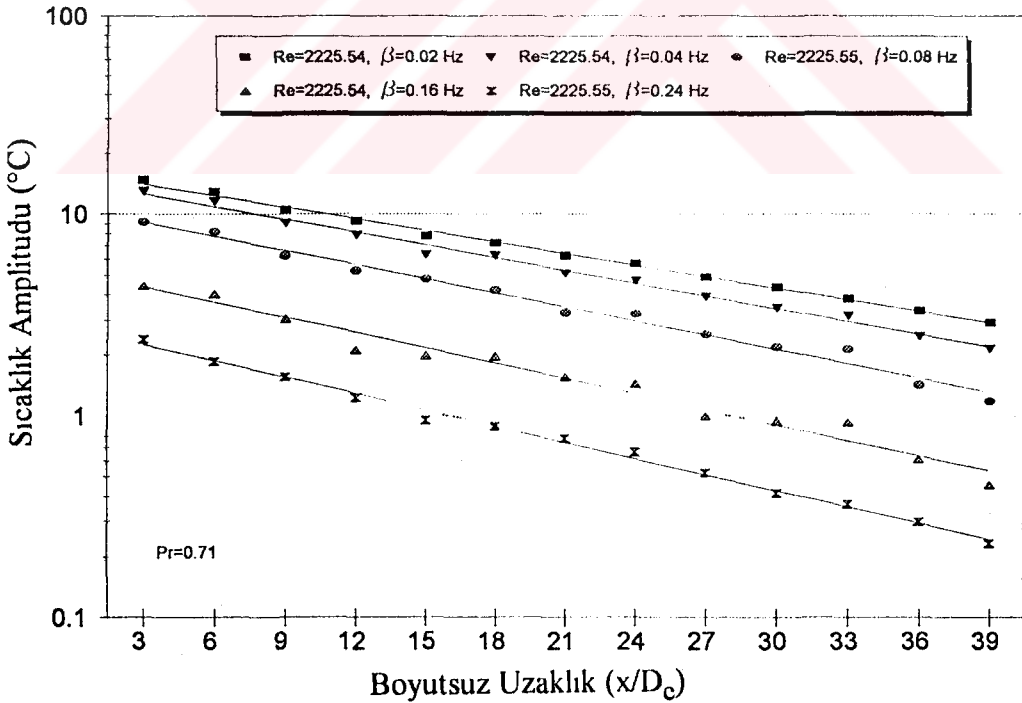
Şekil 8.10. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



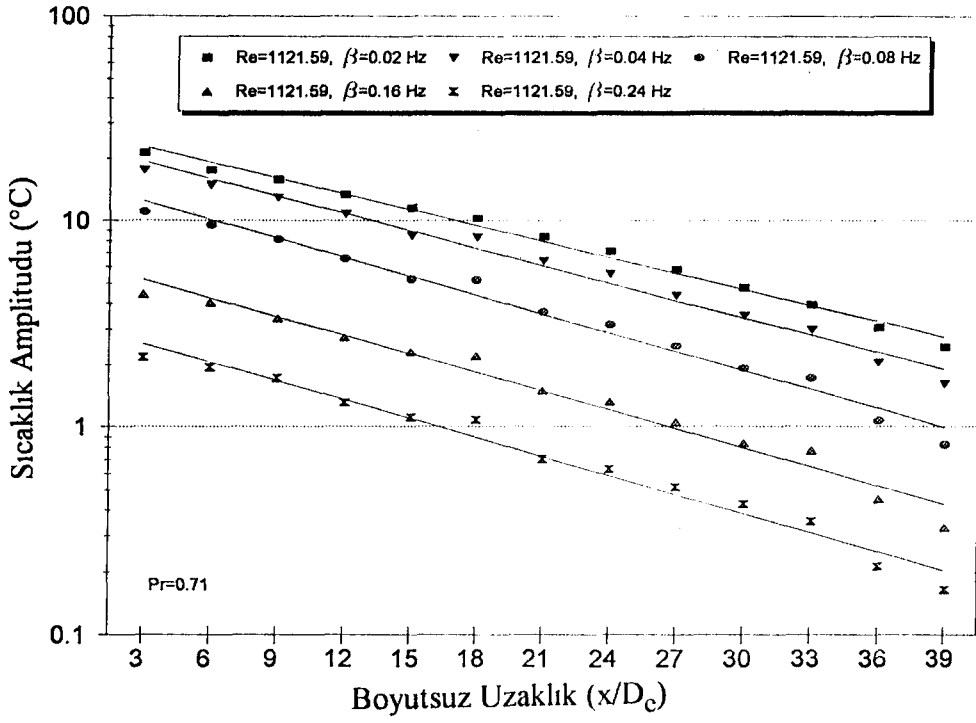
Şekil 8.11. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



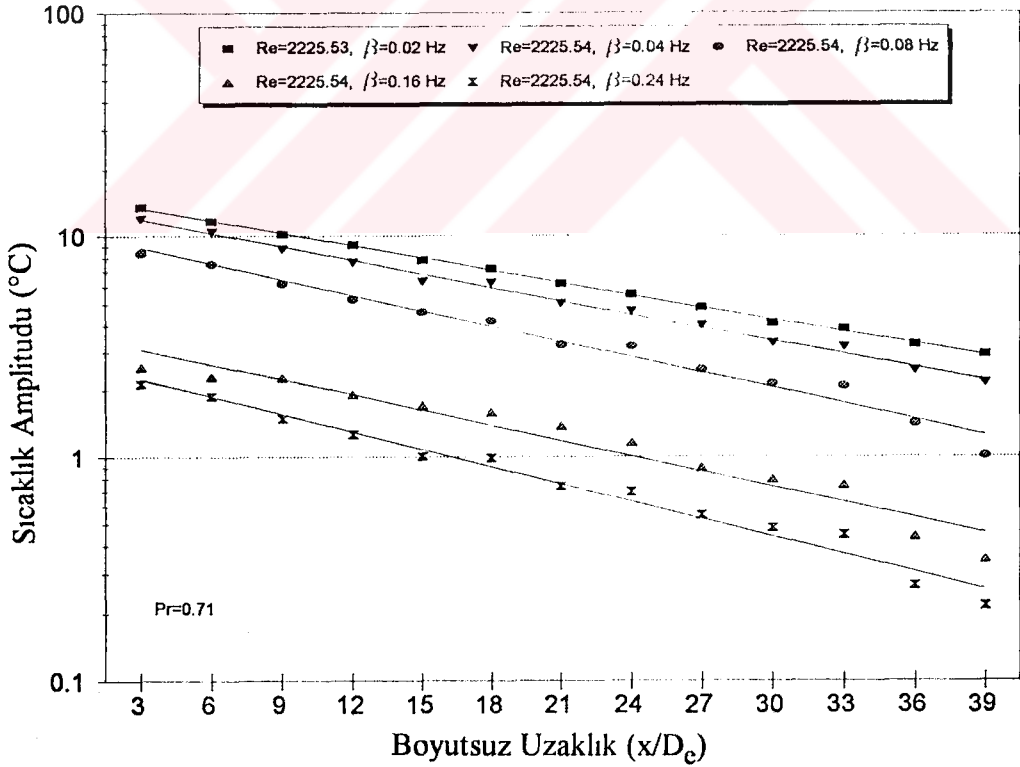
Şekil 8.12. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



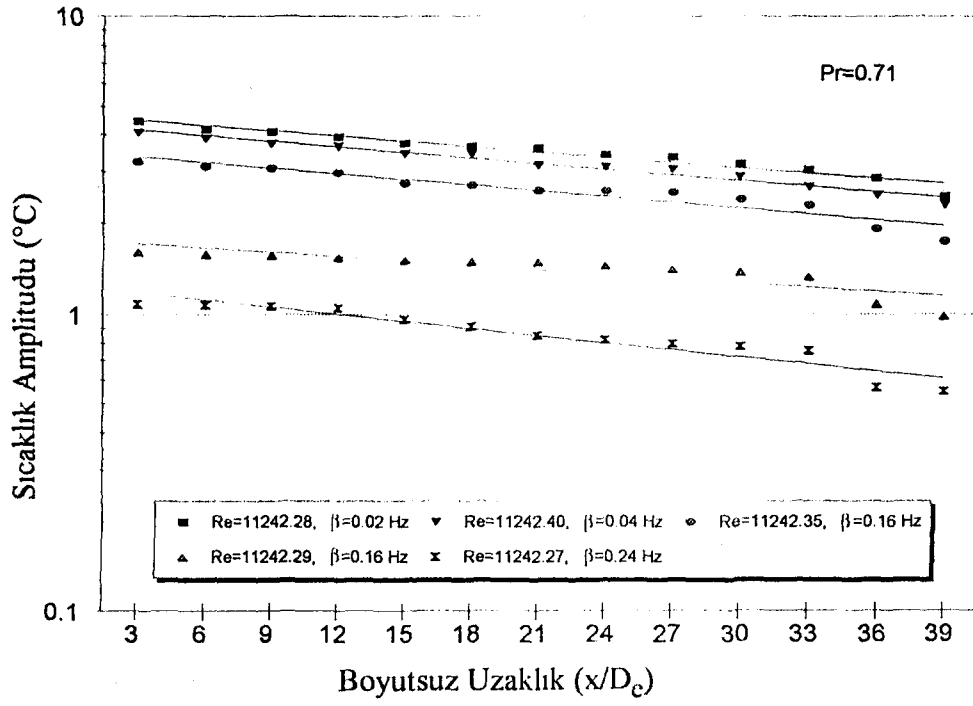
Şekil 8.13. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



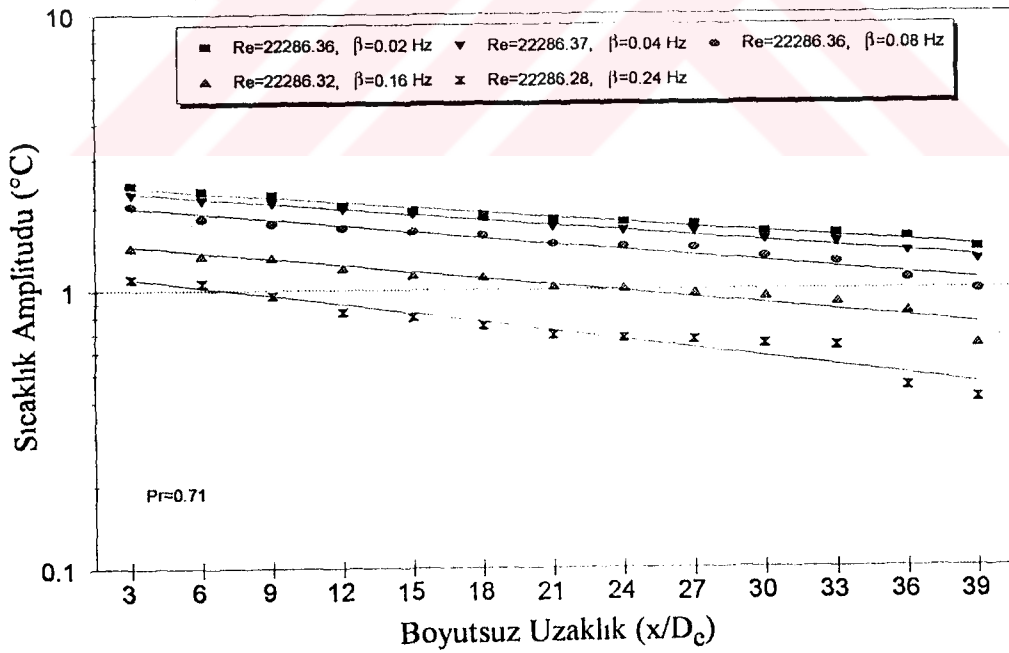
Şekil 8.14. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



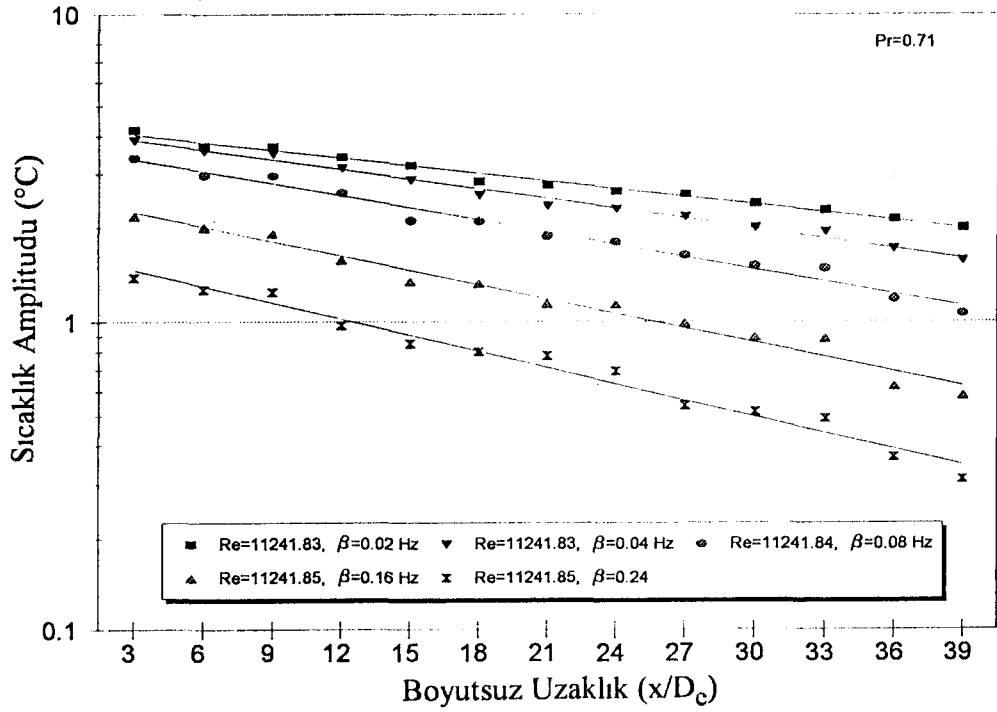
Şekil 8.15. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



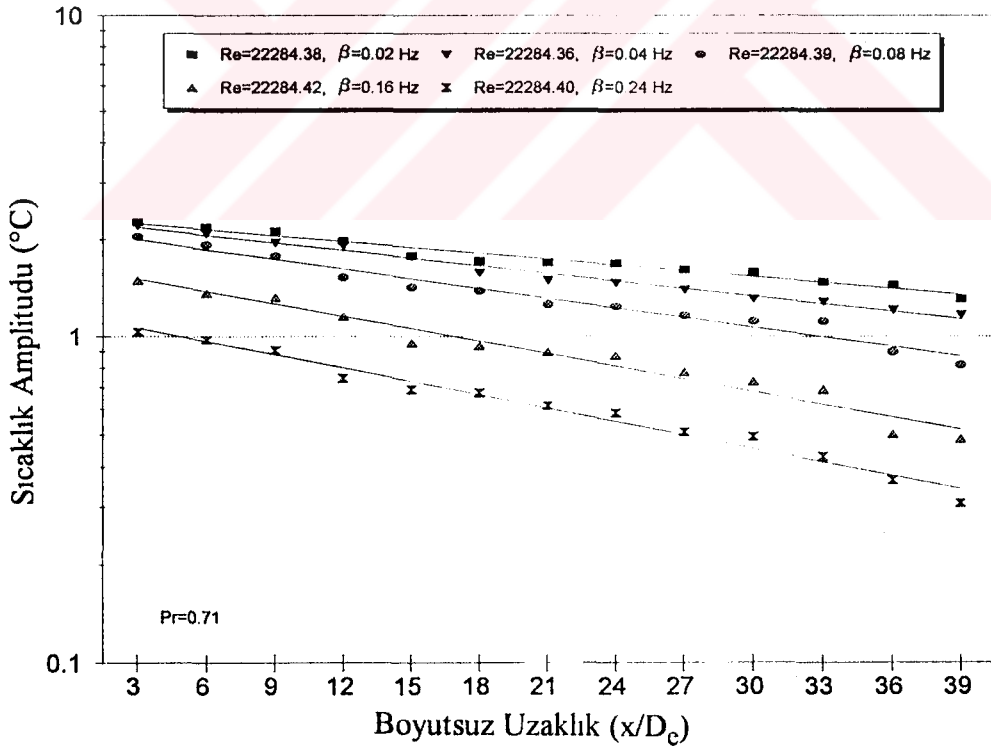
Şekil 8.16. Turbulanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



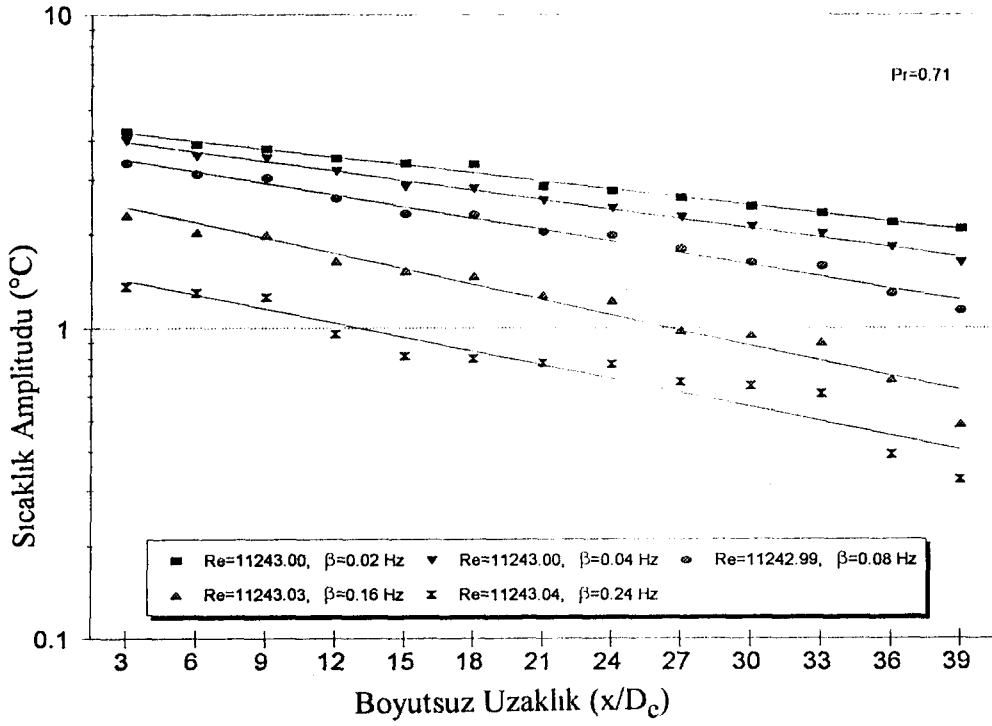
Şekil 8.17. Turbulanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



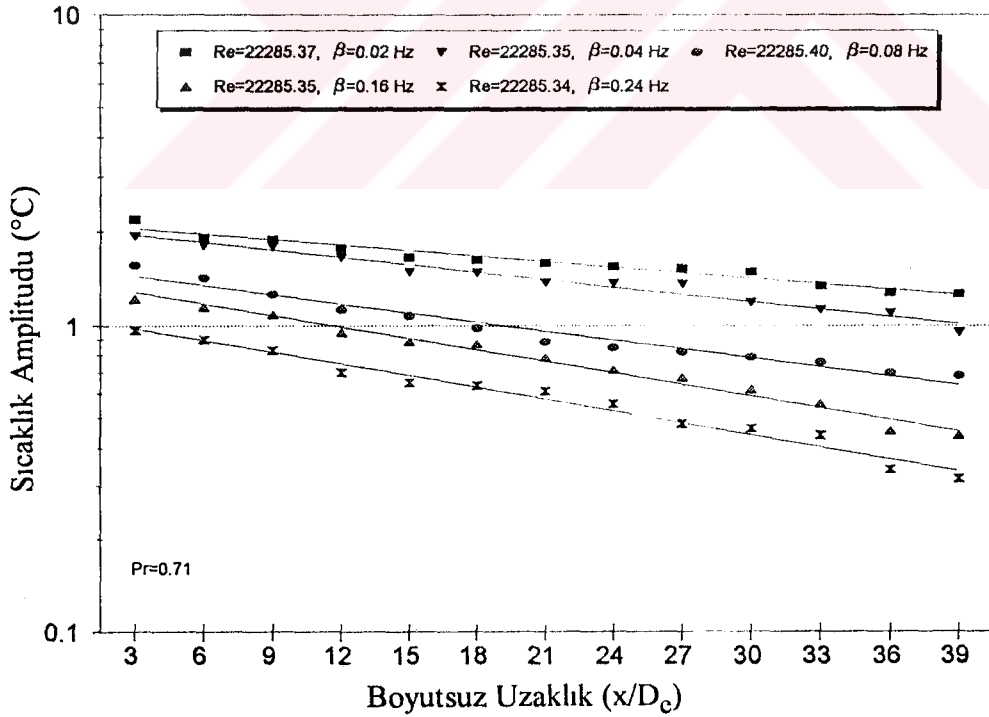
Şekil 8.18. Turbulanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



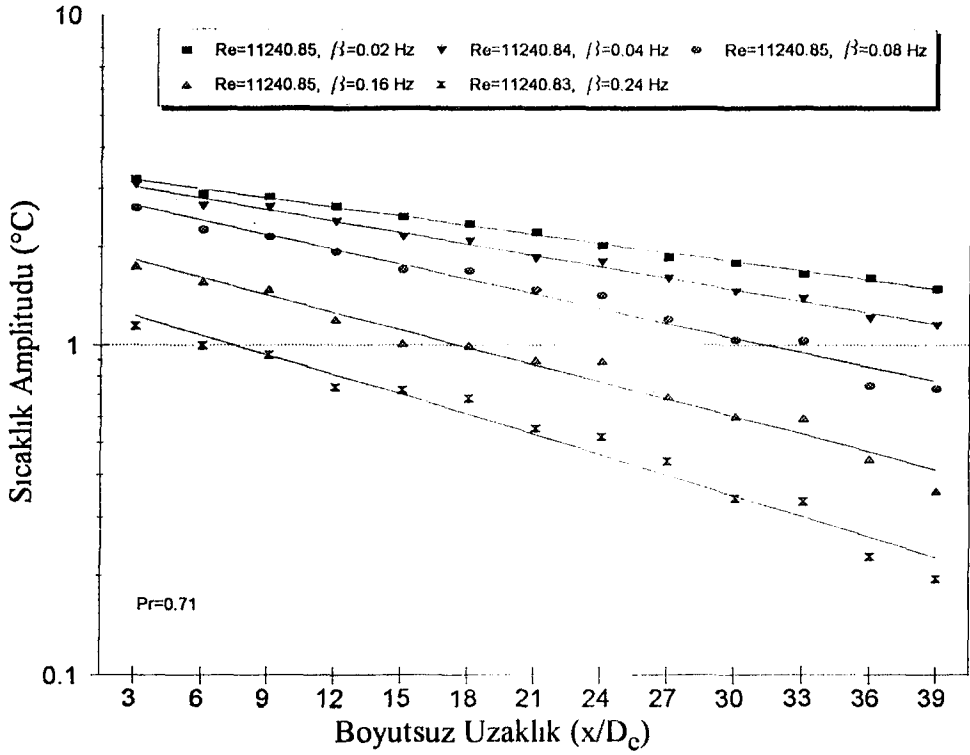
Şekil 8.19. Turbulanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



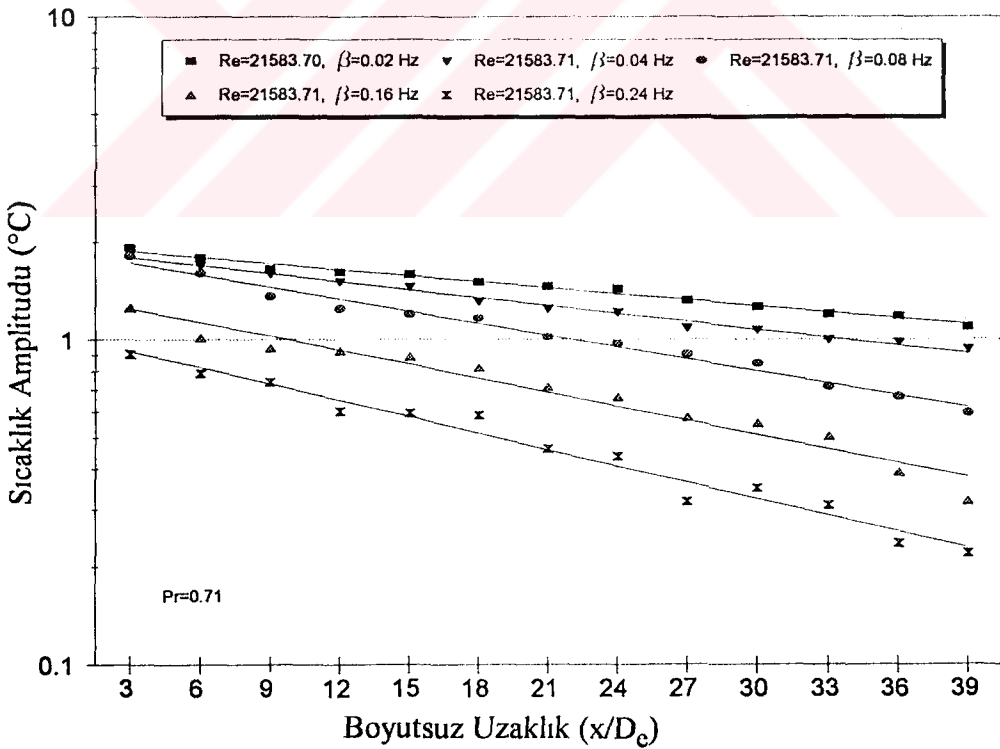
Şekil 8.20. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$.



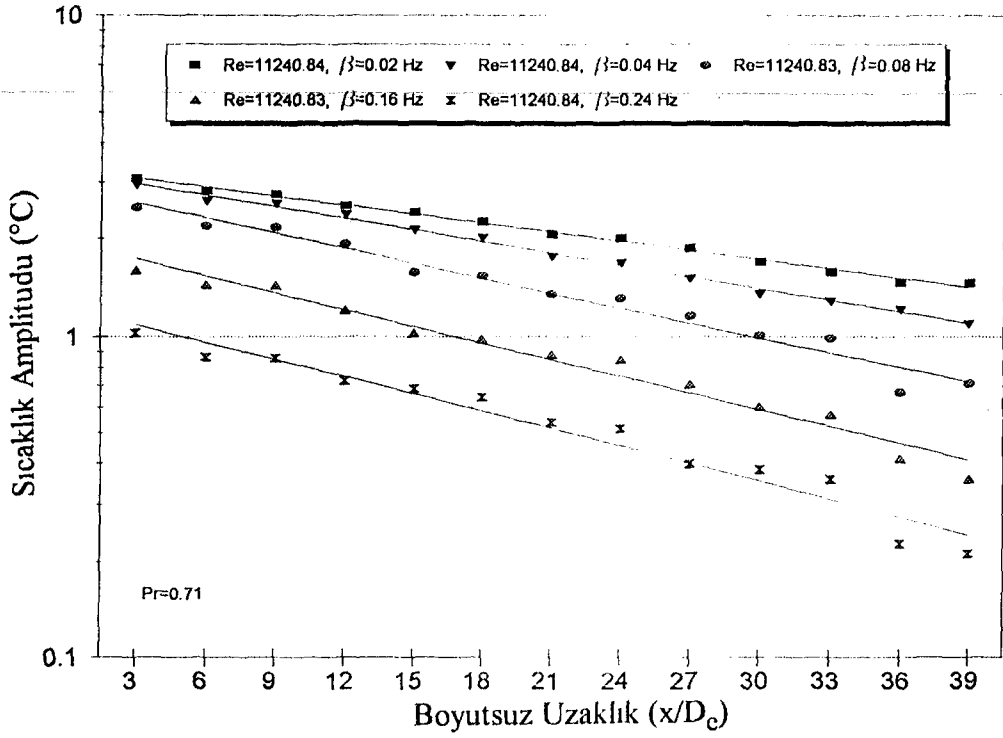
Şekil 8.21. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr = 0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b = 0.1875$, $S/2b = 2.96$.



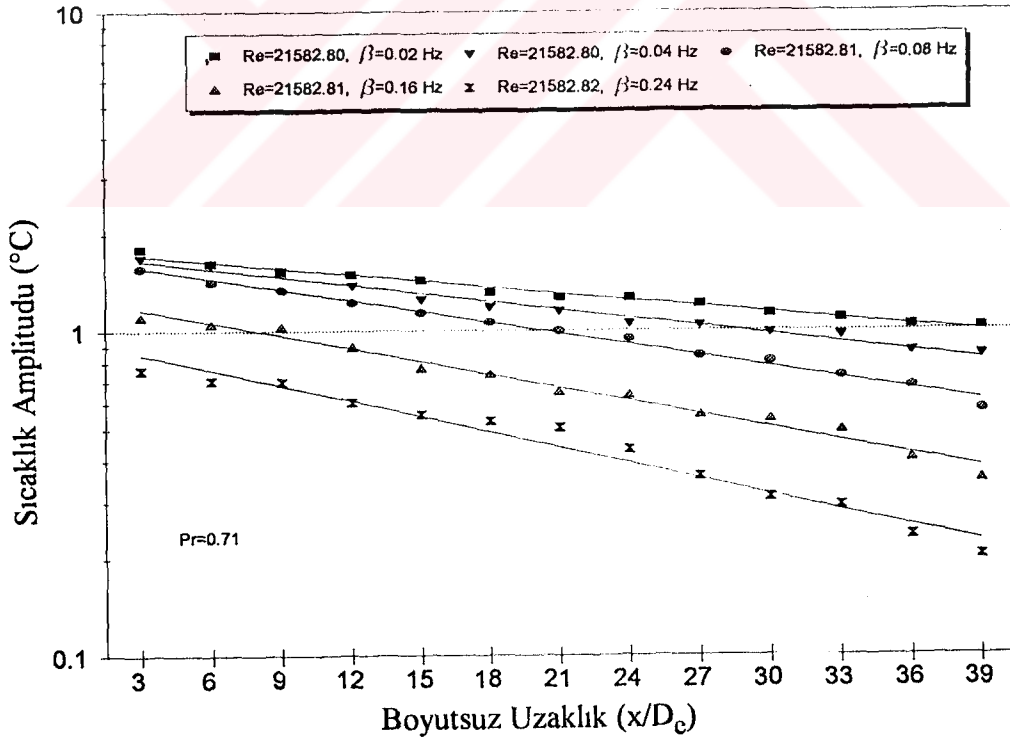
Şekil 8.22. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



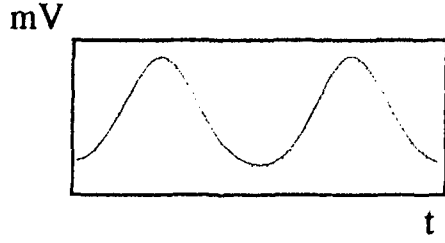
Şekil 8.23. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



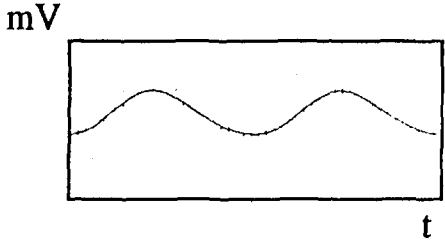
Şekil 8.24. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



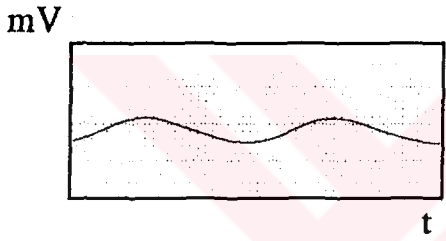
Şekil 8.25. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 21580$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



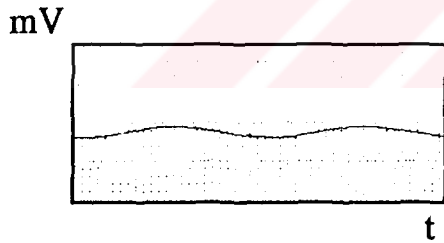
$x/De=3$



$x/De=15$

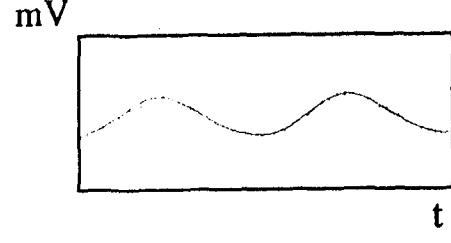


$x/De=27$

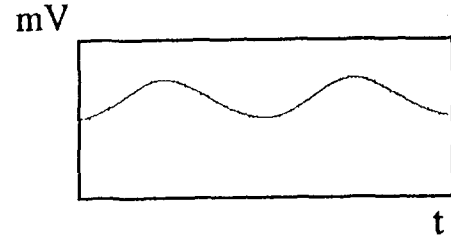


$x/De=39$

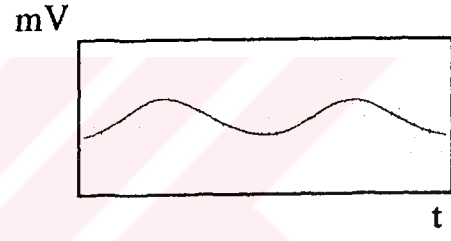
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1 mm/s
zaman ölçeği: 1 s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.



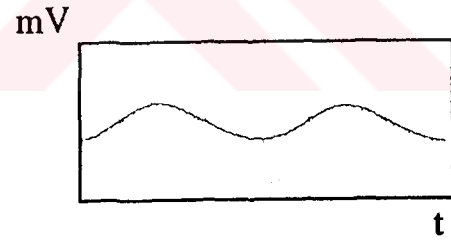
$x/De=3$



$x/De=15$



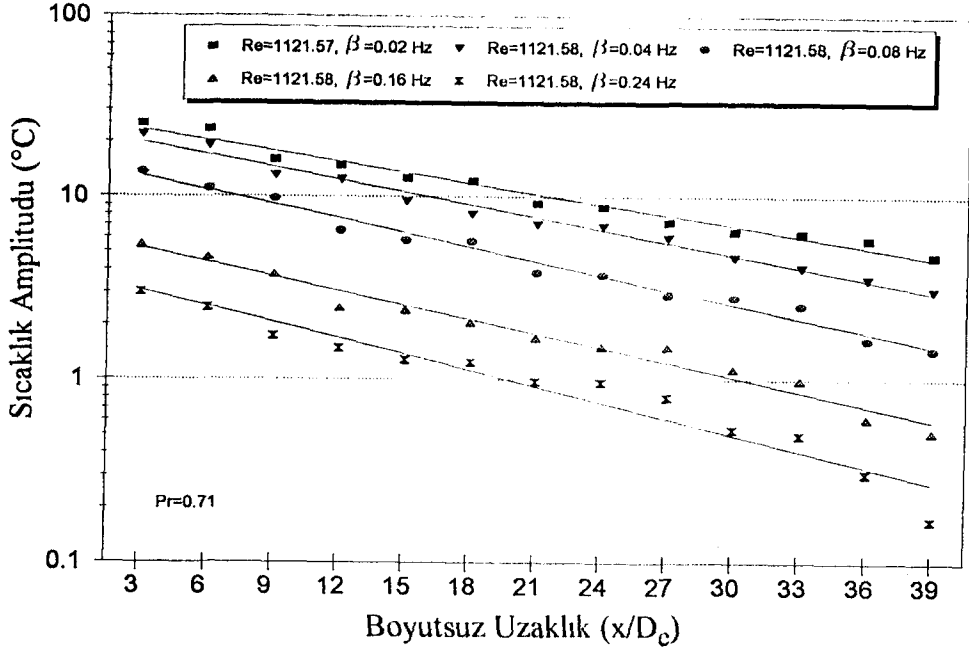
$x/De=27$



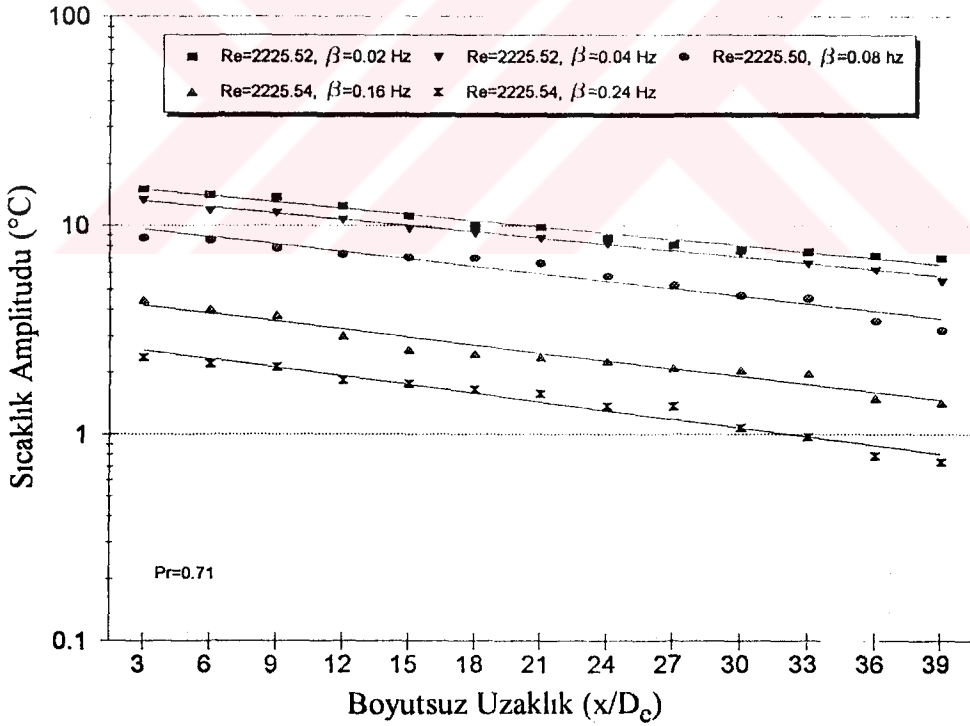
$x/De=39$

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1 mm/s
zaman ölçeği: 1 s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

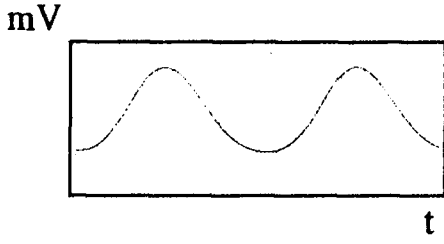
Şekil 8.26. Kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



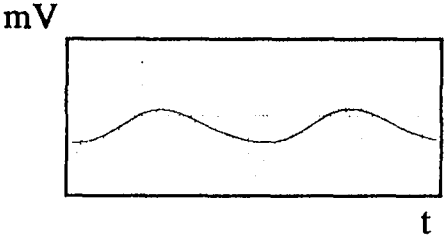
Şekil 8.27. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



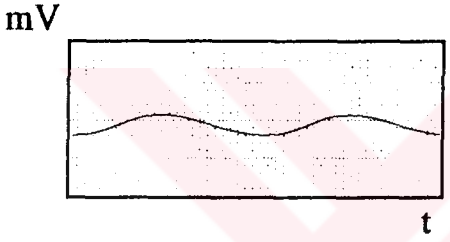
Şekil 8.28. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



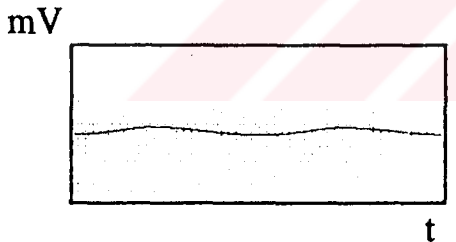
$x/De=3$



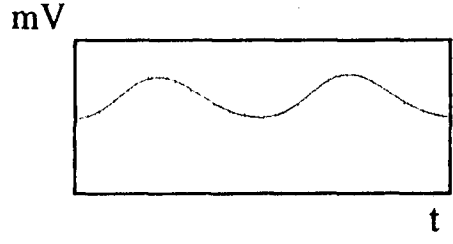
$x/De=15$



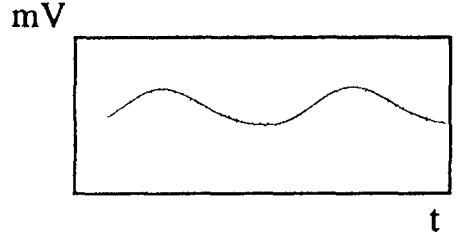
$x/De=27$



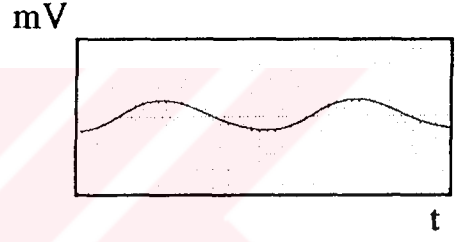
$x/De=39$



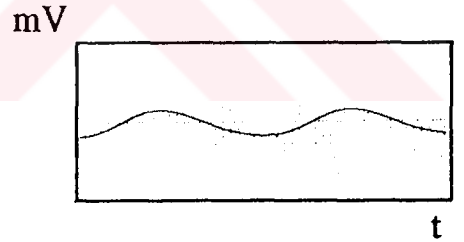
$x/De=3$



$x/De=15$



$x/De=27$

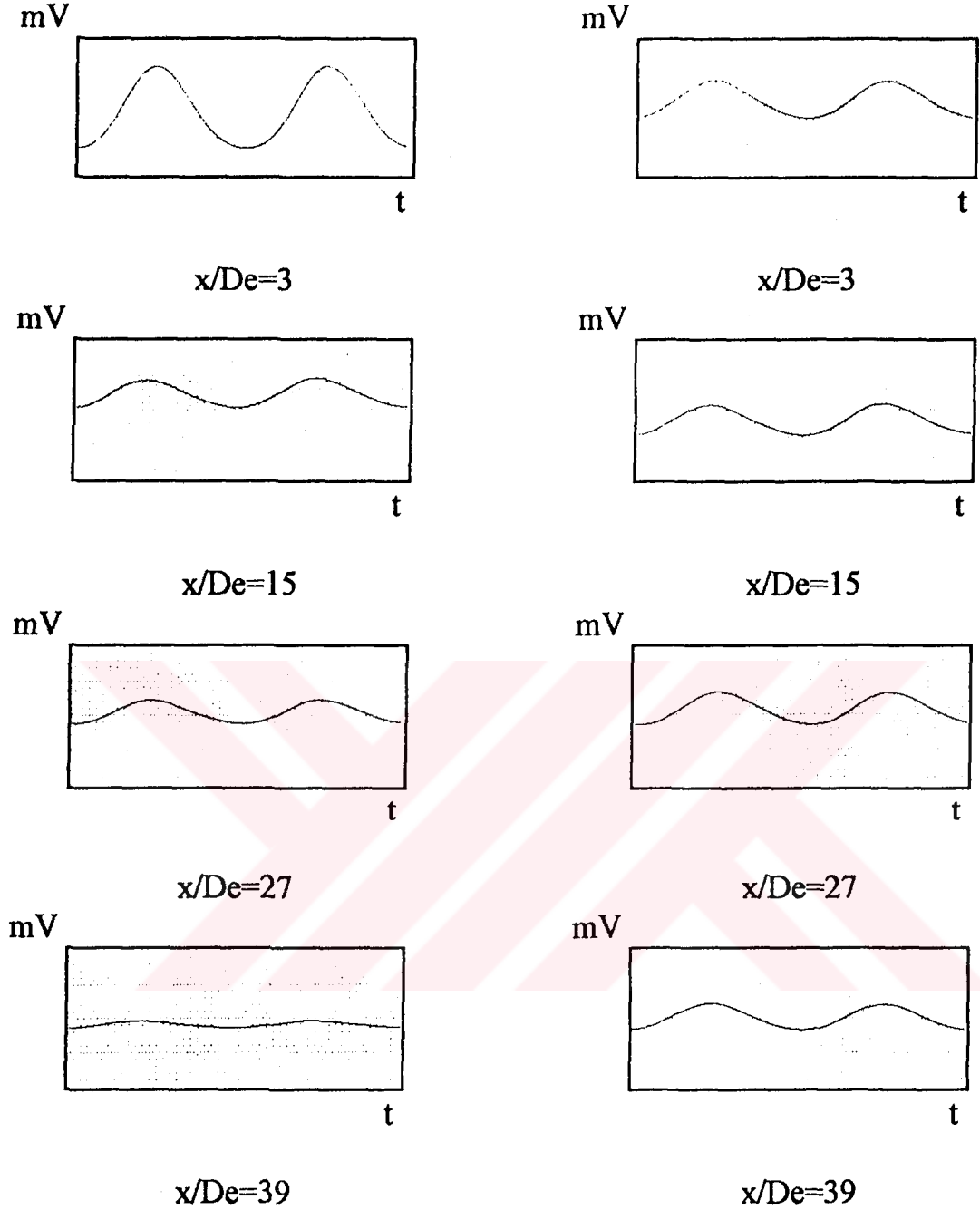


$x/De=39$

a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

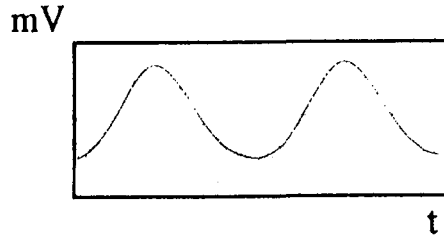
Şekil 8.29. Kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



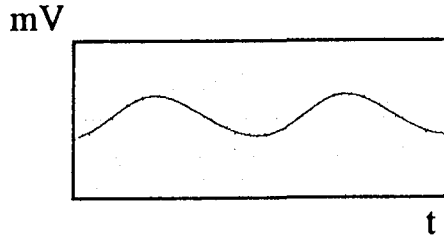
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
 kağıt hızı: 1mm/s
 zaman ölçeği: 1s/mm
 amplitud ölçeği: 200 μ V/div.

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
 kağıt hızı: 1mm/s
 zaman ölçeği: 1s/mm
 amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

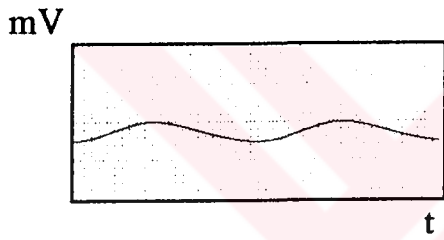
Şekil 8.30. Kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



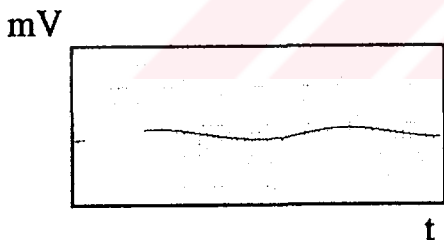
$x/De=3$



$x/De=15$

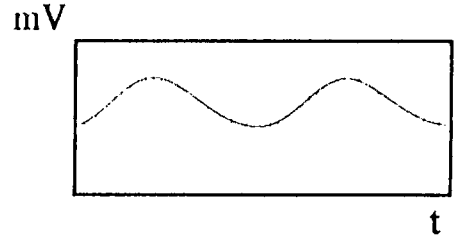


$x/De=27$

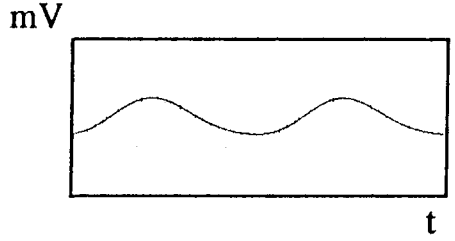


$x/De=39$

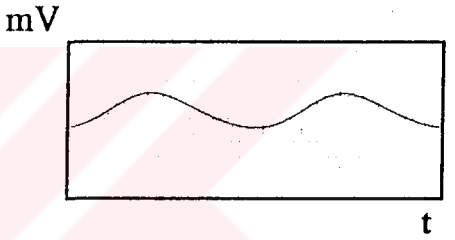
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 200 μ V/div.



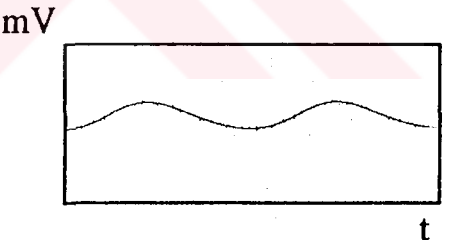
$x/De=3$



$x/De=15$



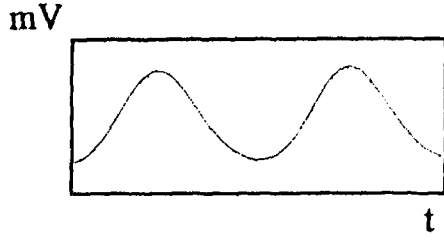
$x/De=27$



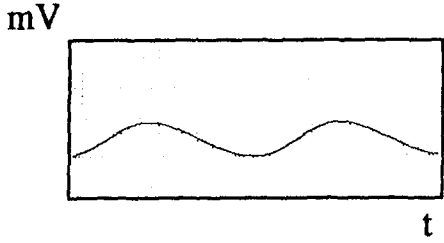
$x/De=39$

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: 40 μ V/div.

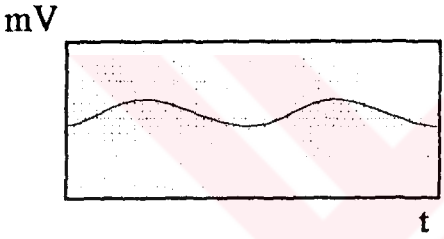
Şekil 8.31. Kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



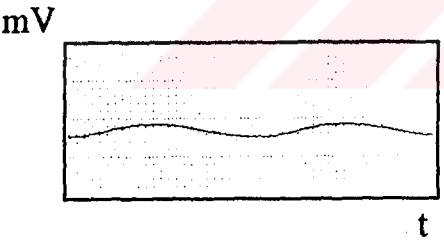
$x/De=3$



$x/De=15$

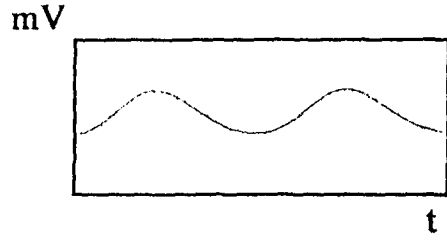


$x/De=27$

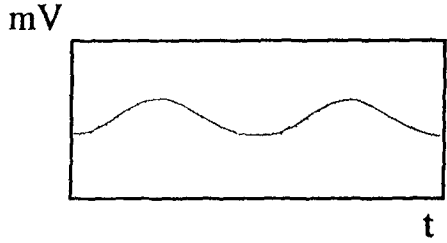


$x/De=39$

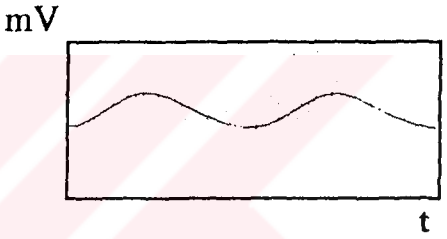
a) $Re \approx 1120$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: $200 \mu V/div$.



$x/De=3$



$x/De=15$



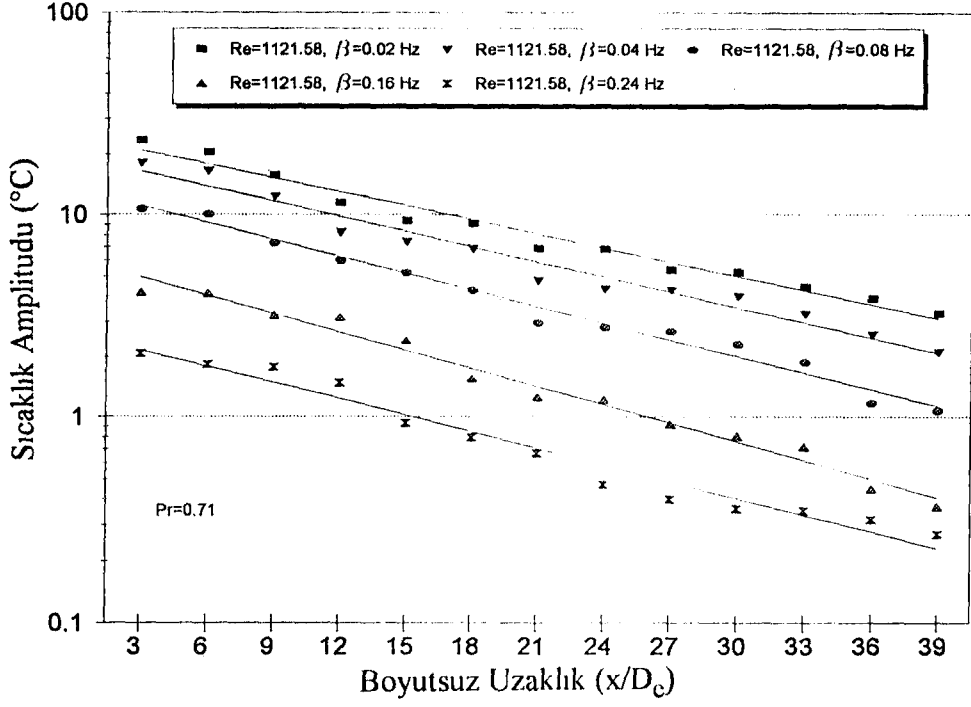
$x/De=27$



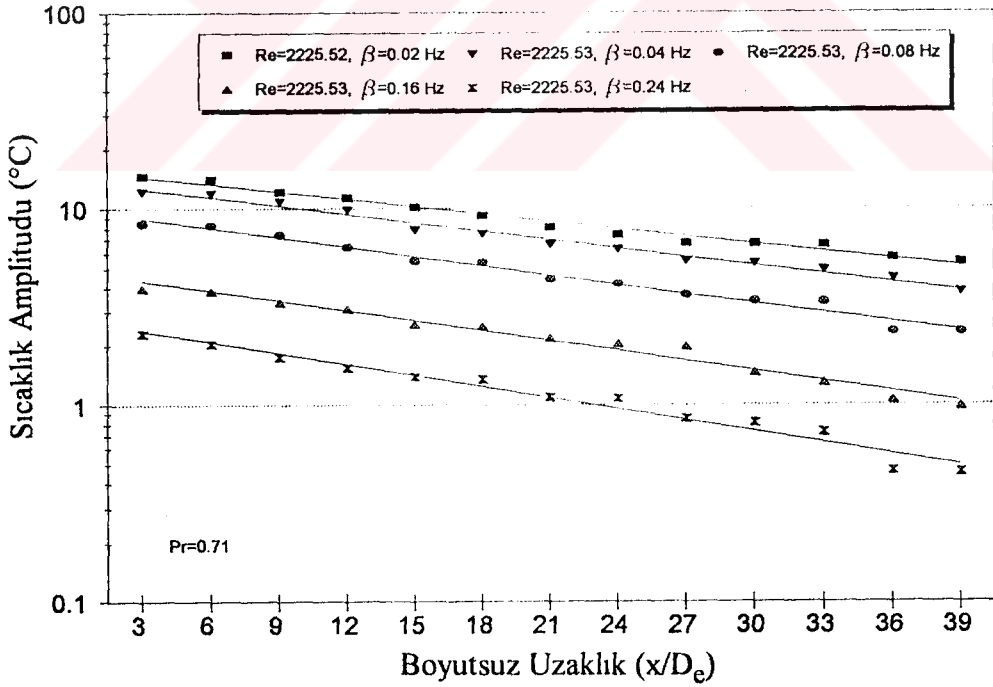
$x/De=39$

a) $Re \approx 22280$, $\beta = 0.04$ Hz,
kağıt hızı: 1mm/s
zaman ölçeği: 1s/mm
amplitud ölçeği: $40 \mu V/div$.

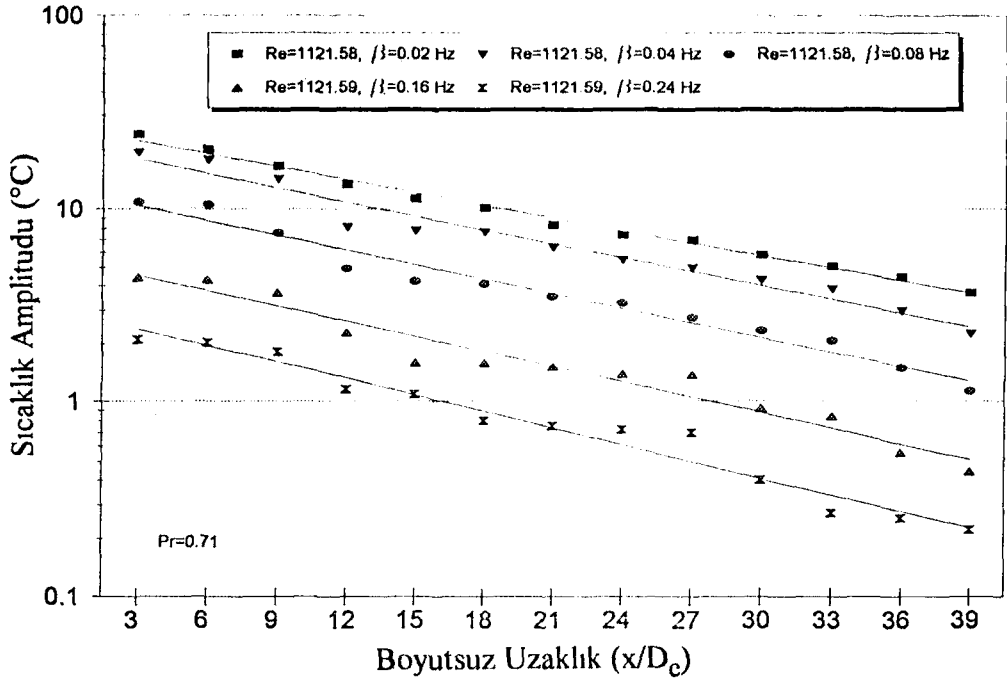
Şekil 8.32. Kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca farklı yerlerdeki kanal merkezindeki sıcaklık değişimleri.



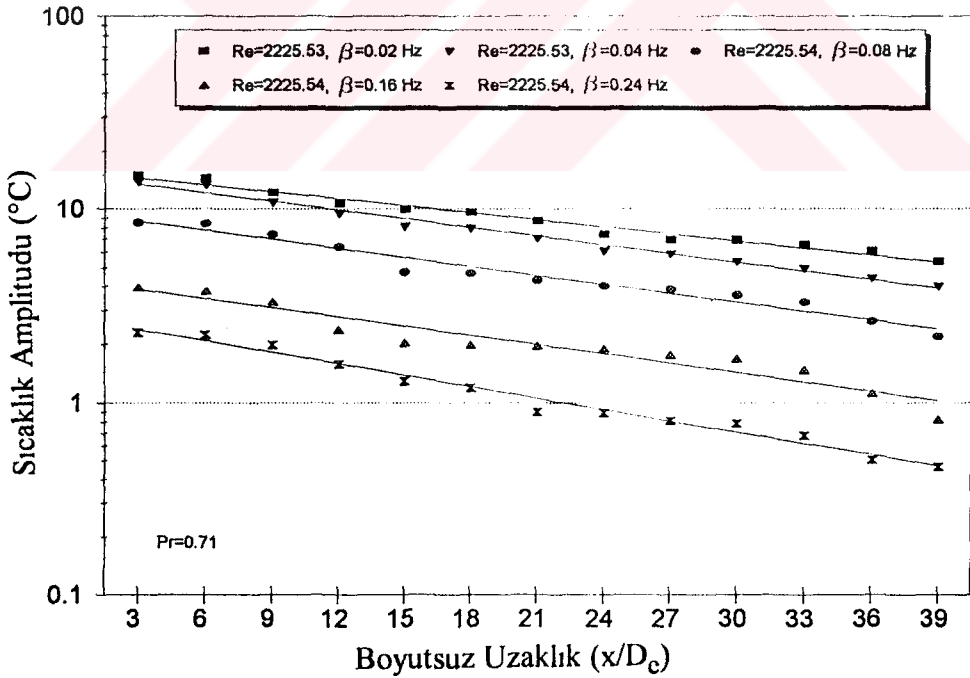
Şekil 8.33. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



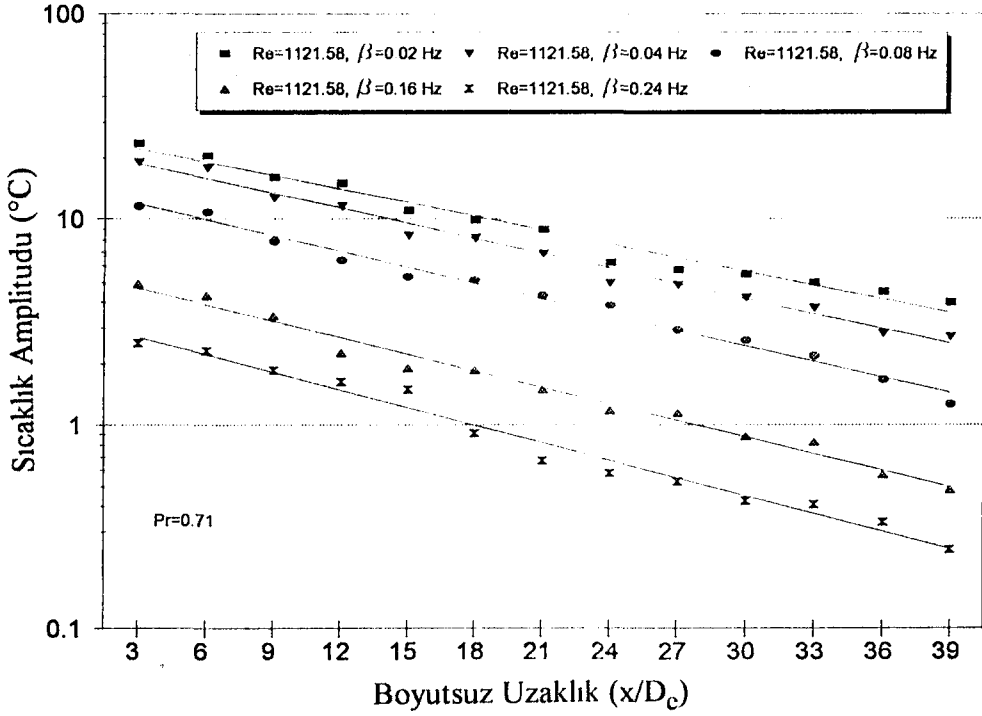
Şekil 8.34. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



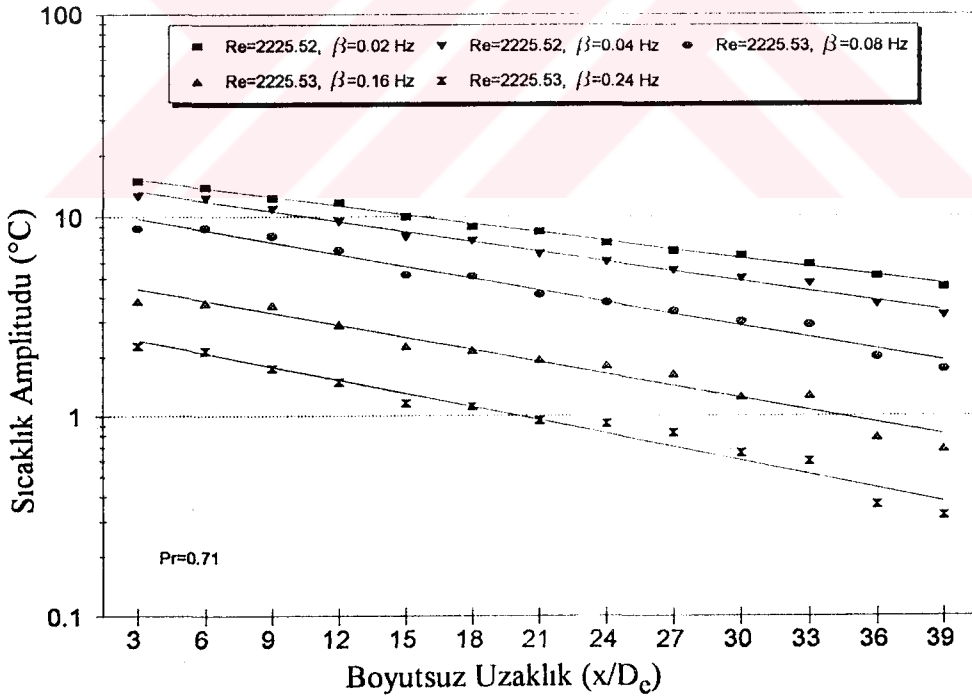
Şekil 8.35. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



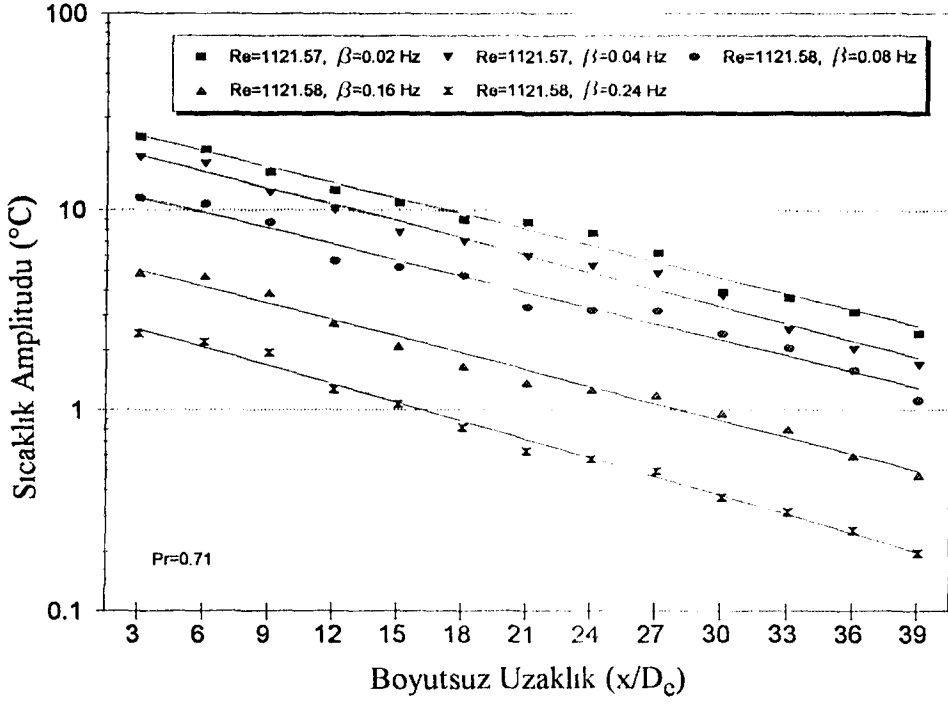
Şekil 8.36. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



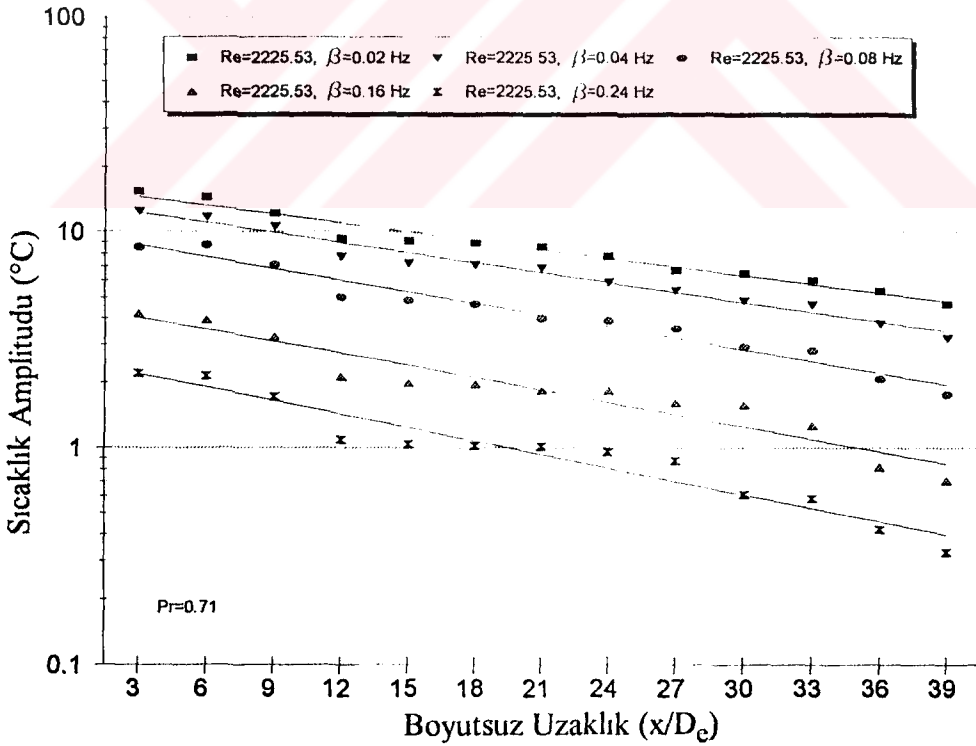
Şekil 8.37. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



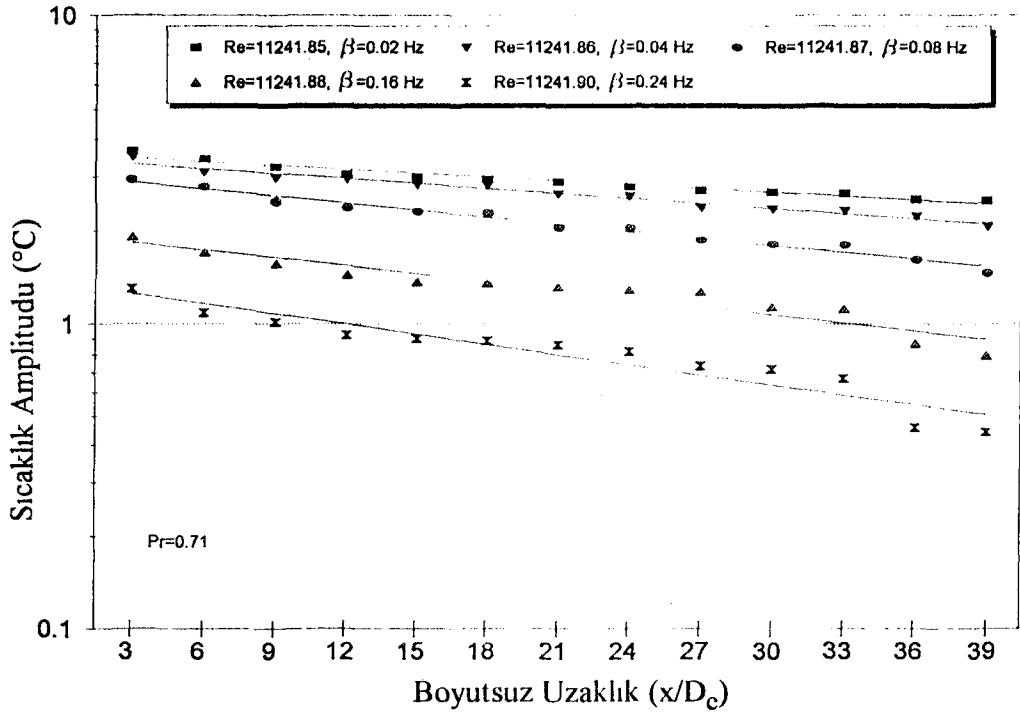
Şekil 8.38. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



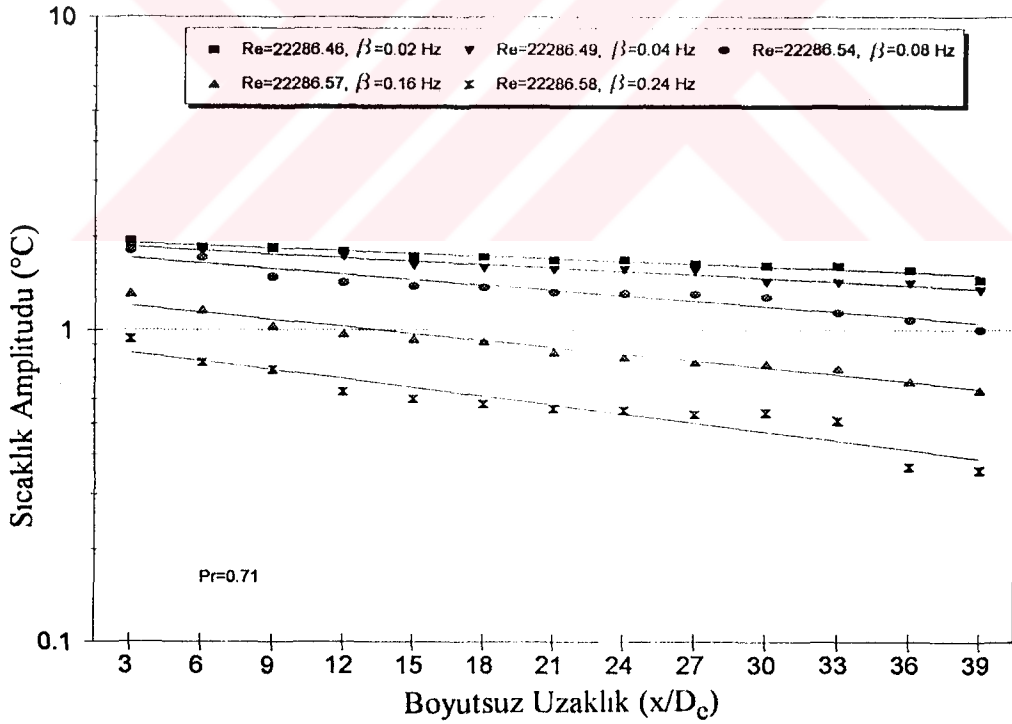
Şekil 8.39. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 1120$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



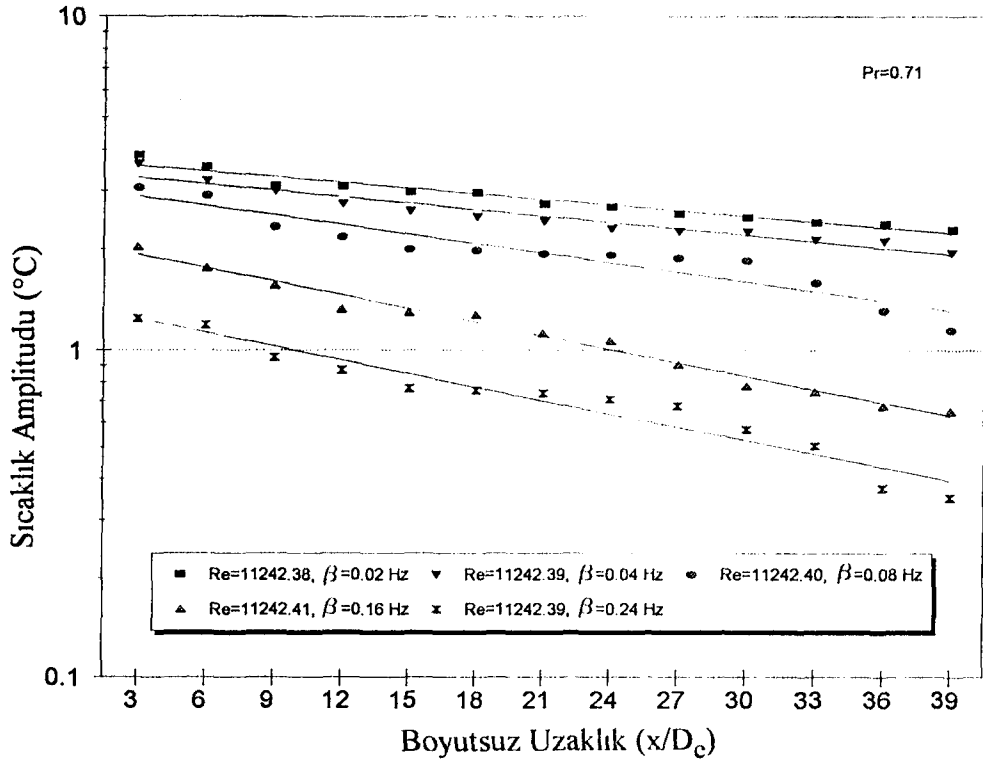
Şekil 8.40. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değışimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



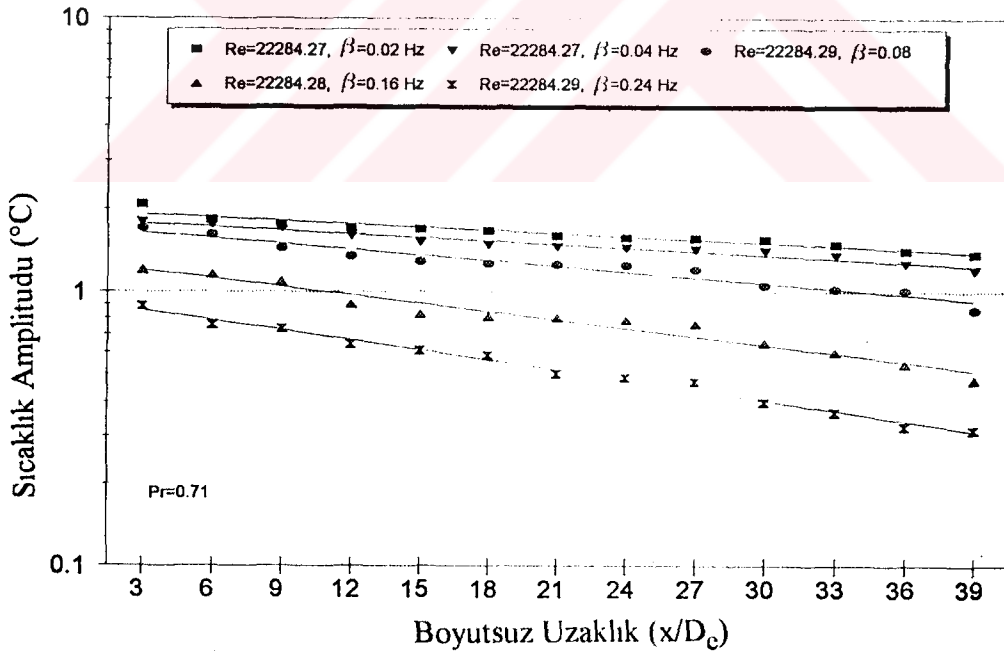
Şekil 8.41. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



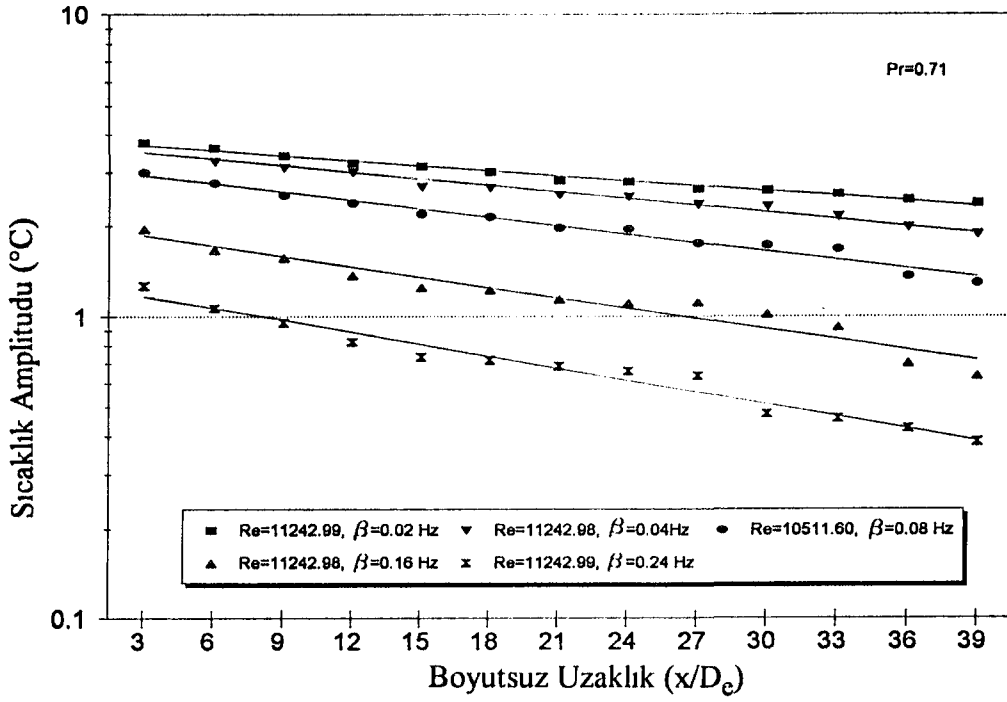
Şekil 8.42. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



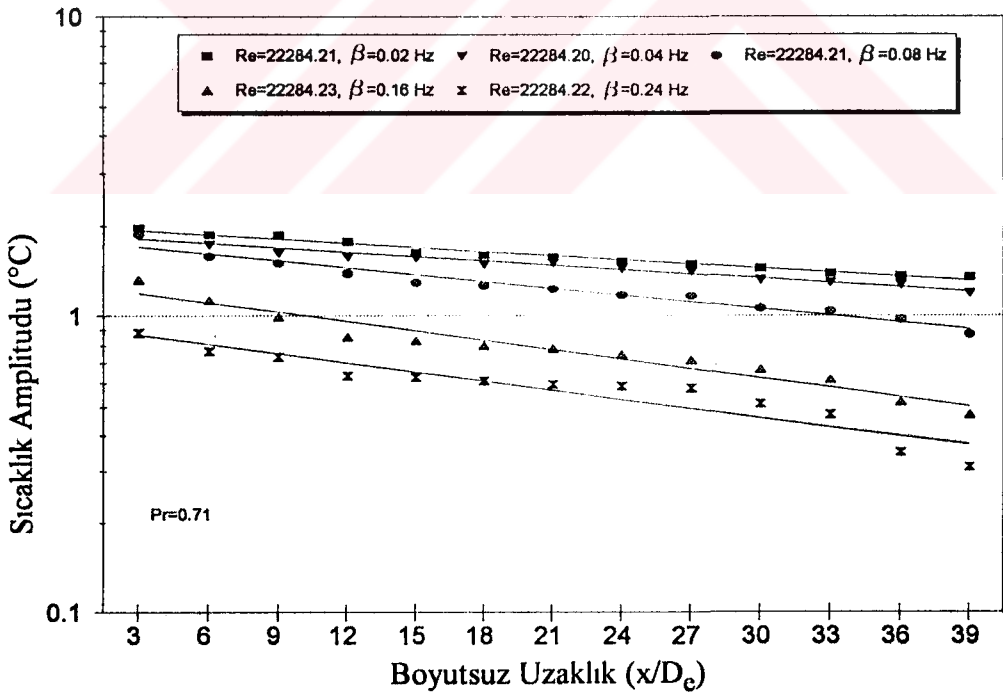
Şekil 8.43. Turbulanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



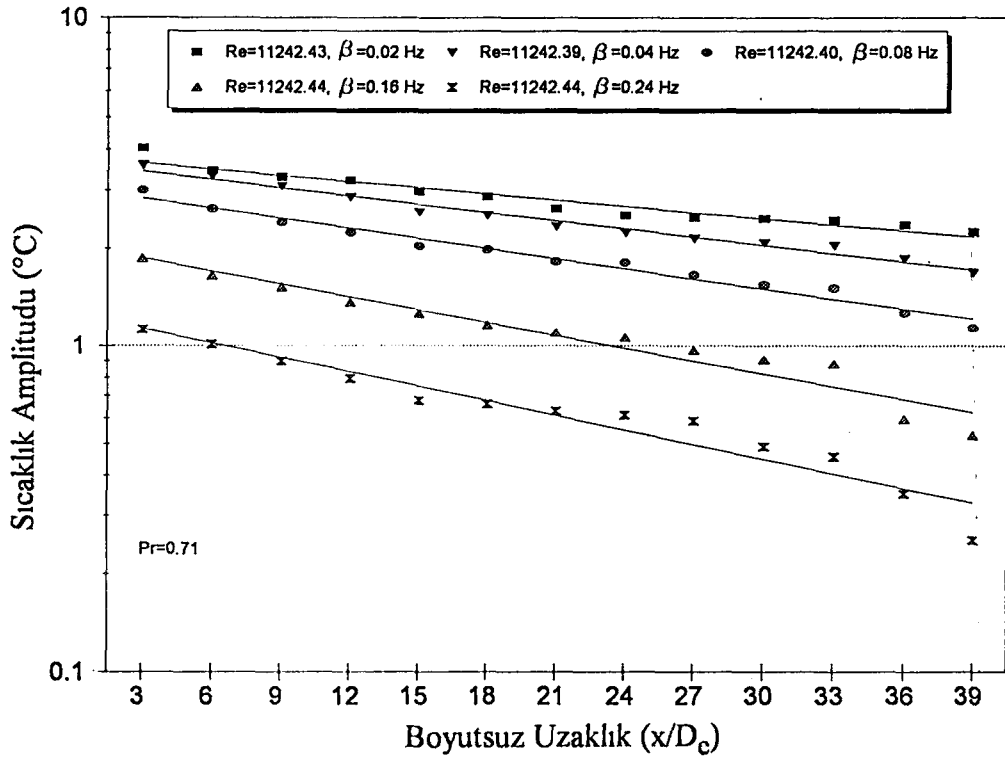
Şekil 8.44. Turbulanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



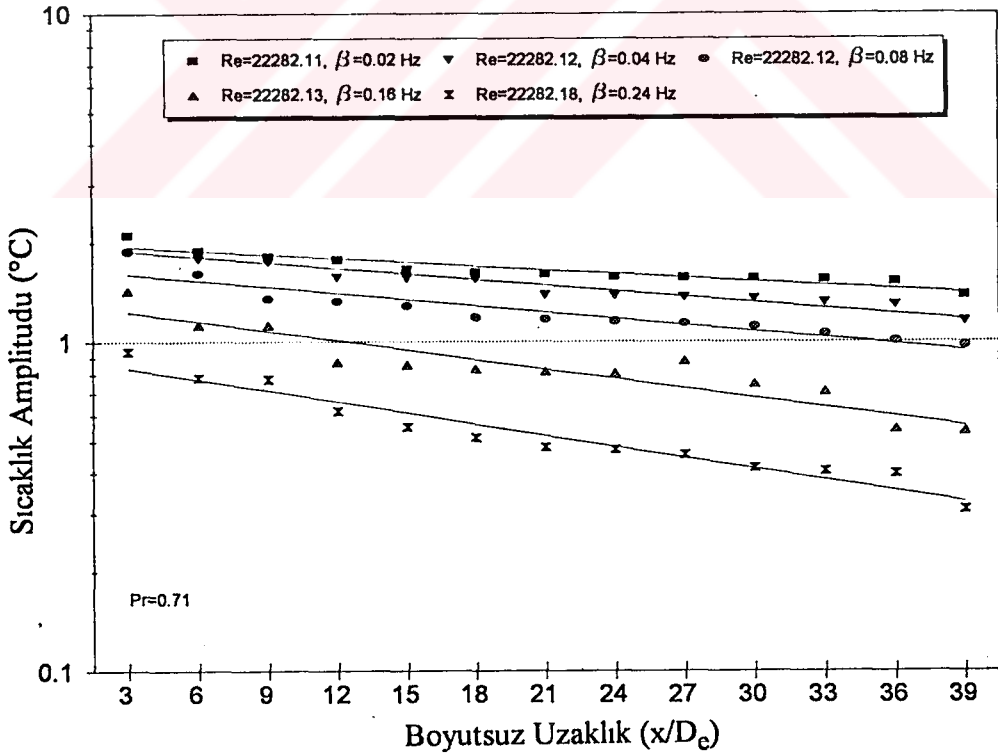
Şekil 8.45. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



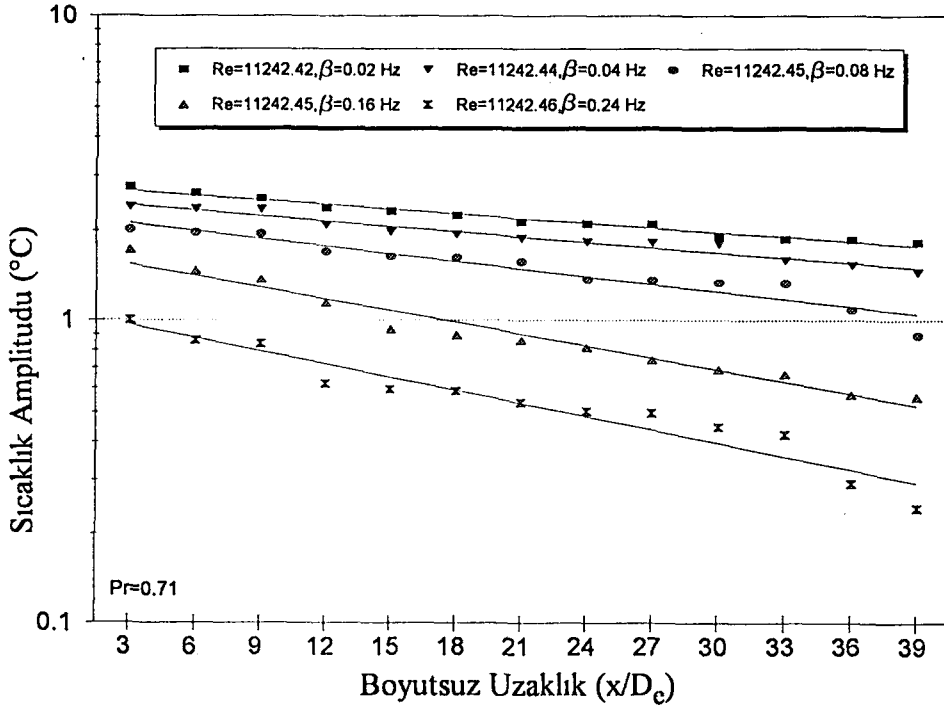
Şekil 8.46. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



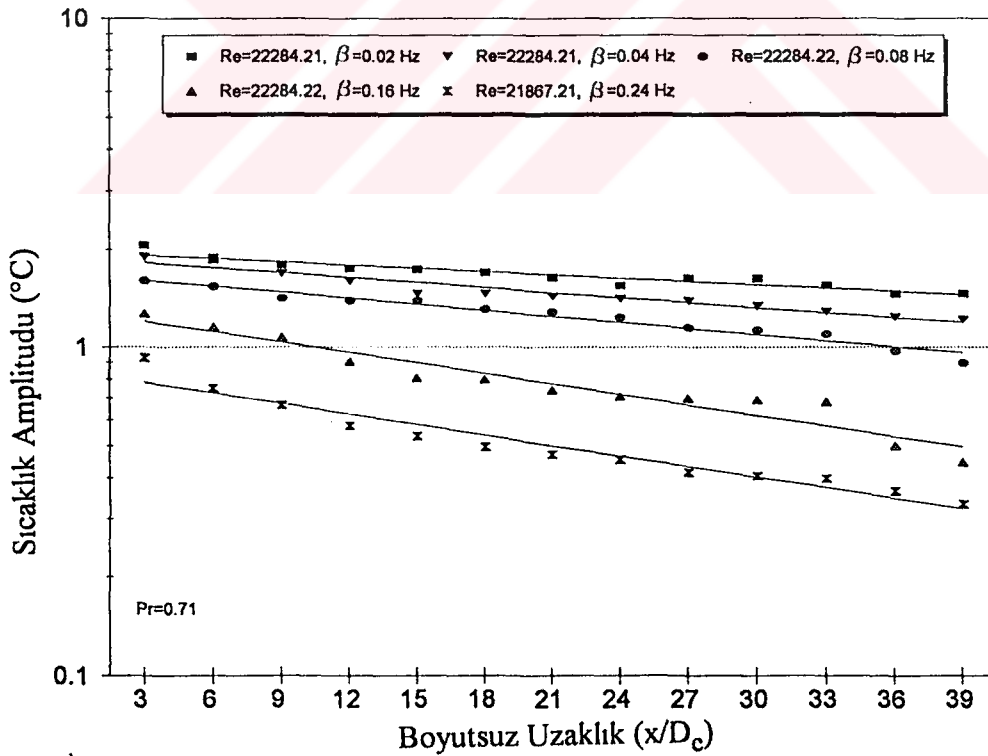
Şekil 8.47. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



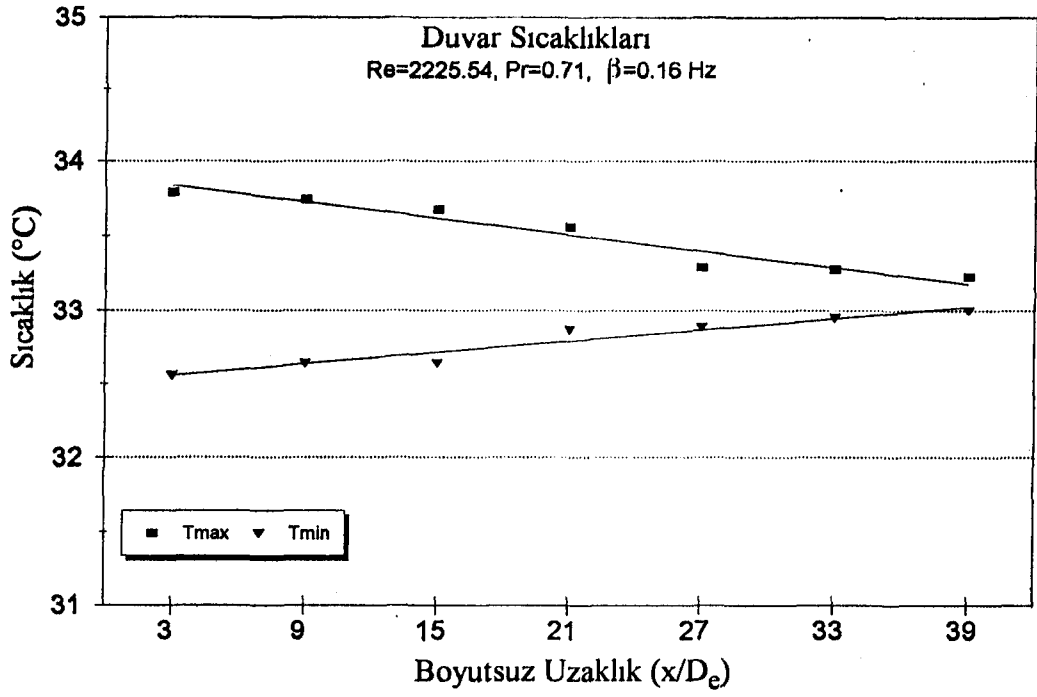
Şekil 8.48. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



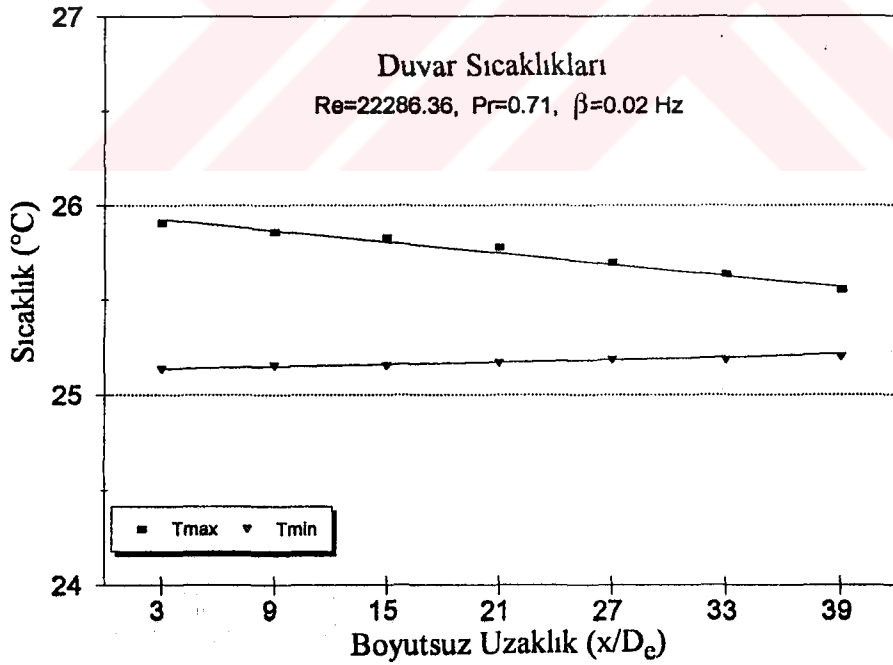
Şekil 8.49. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 11240$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



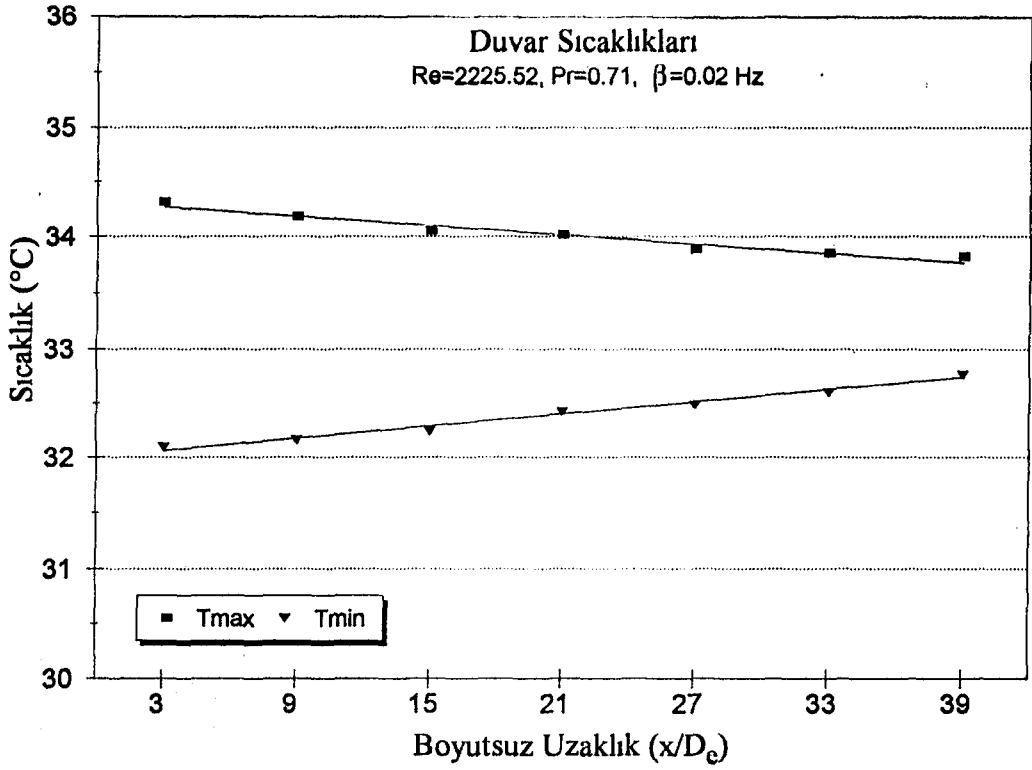
Şekil 8.50. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklu kanal boyunca kanal merkezindeki sıcaklık amplitudunun değişimi, $Re \approx 22280$, $Pr=0.71$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



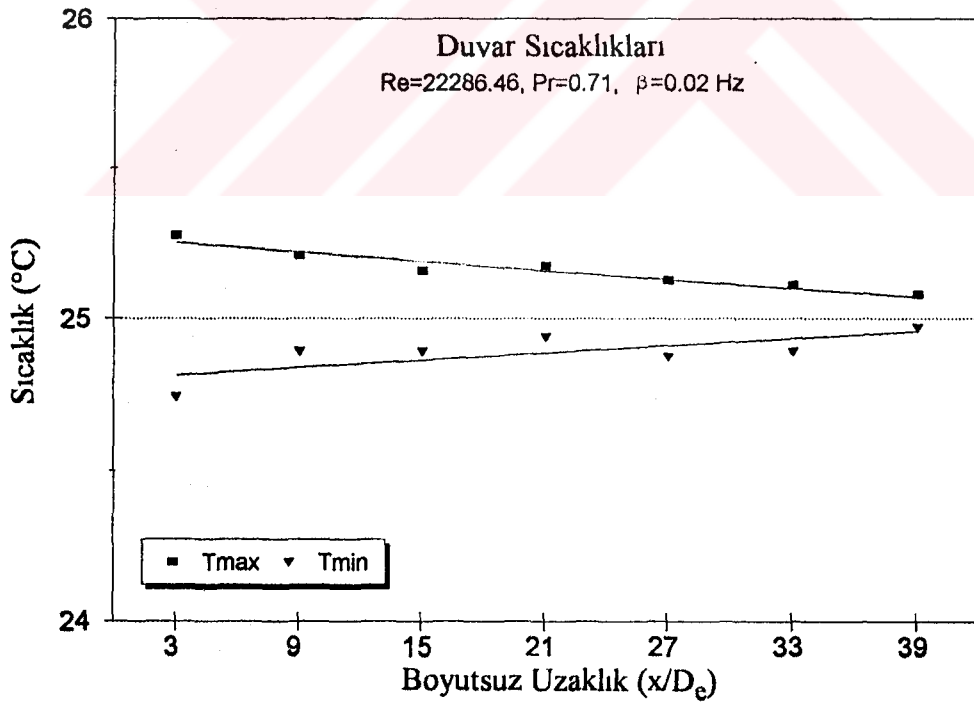
Şekil 8.51. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.16$ Hz.



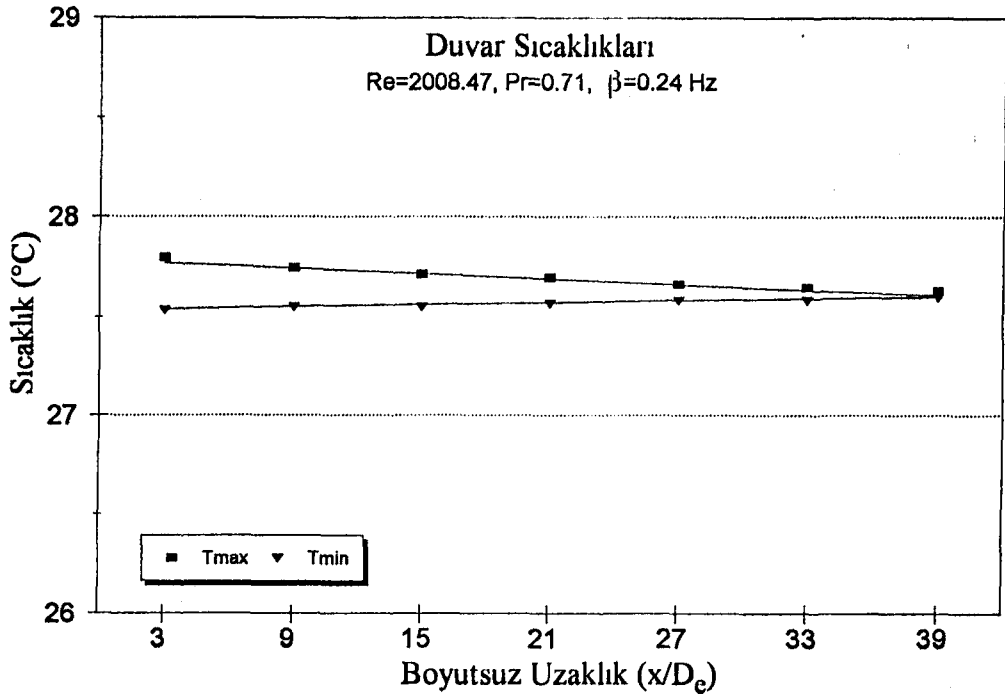
Şekil 8.52. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22286$, $Pr=0.71$, $\beta=0.16$ Hz.



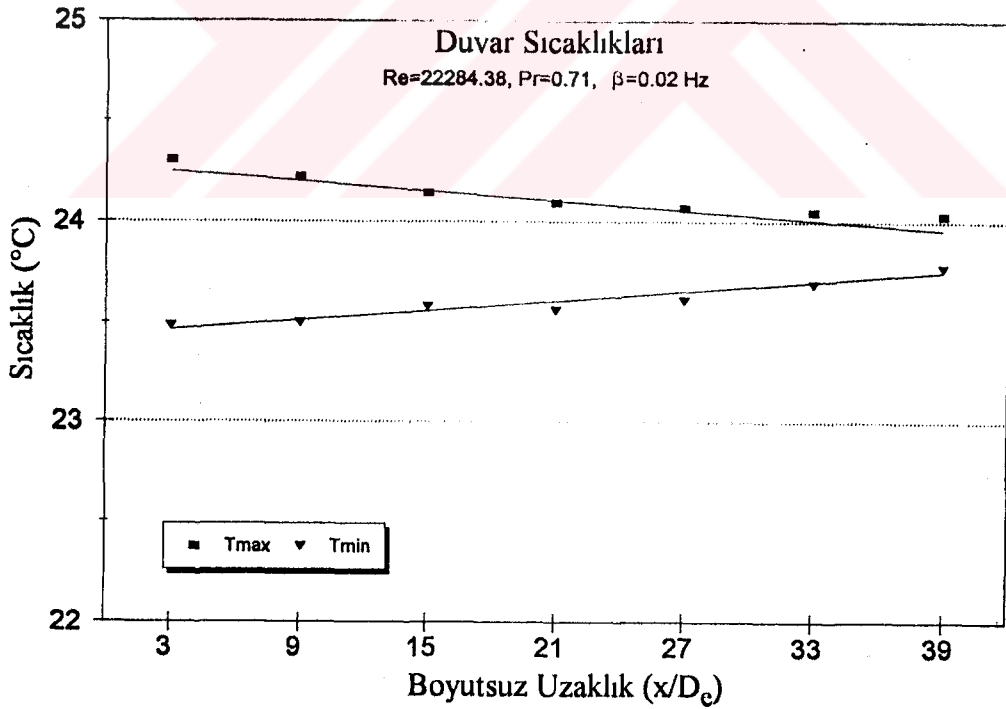
Şekil 8.53. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz.



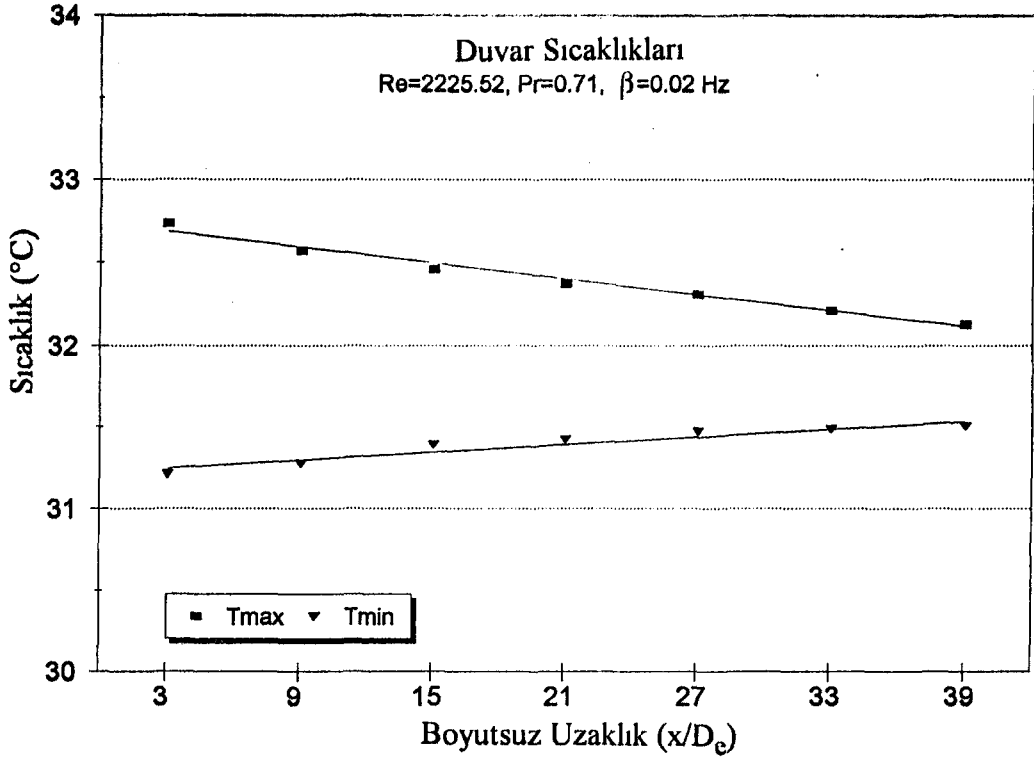
Şekil 8.54. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22286$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz.



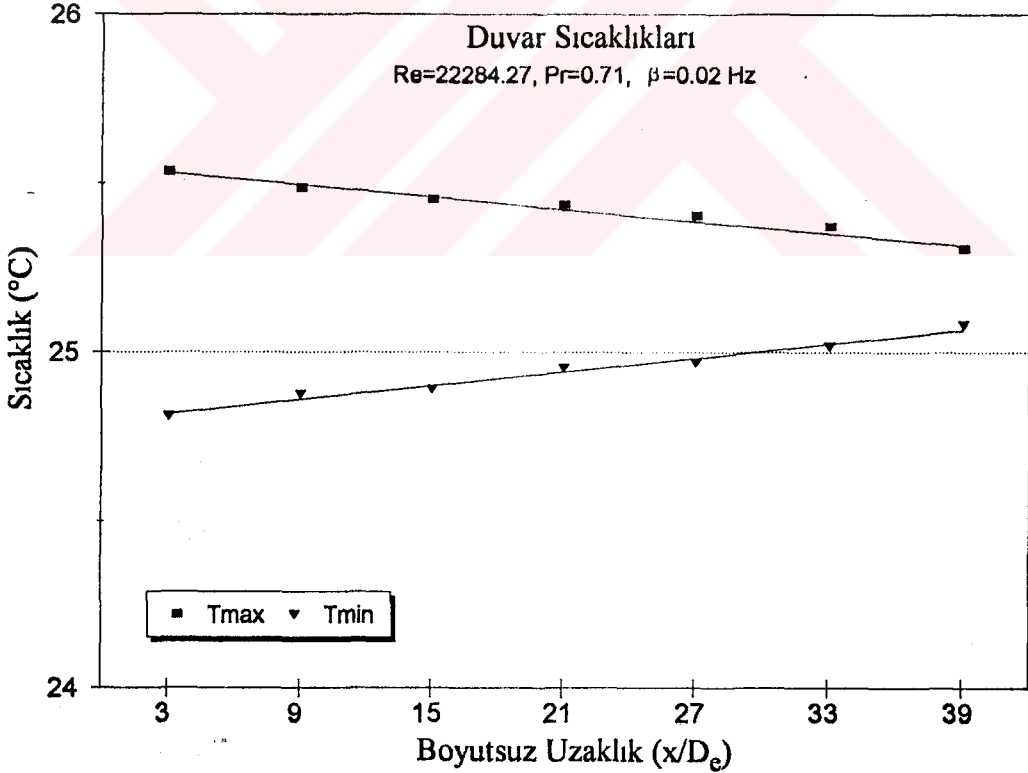
Şekil 8.55. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2008$, $Pr=0.71$, $\beta=0.24$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



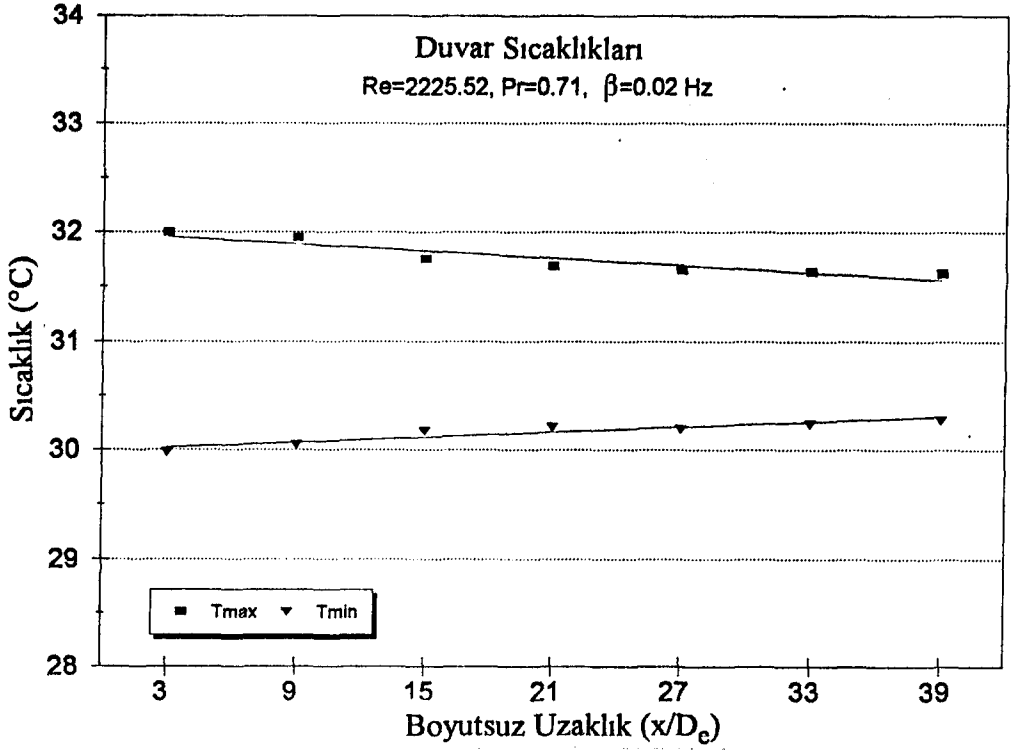
Şekil 8.56. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



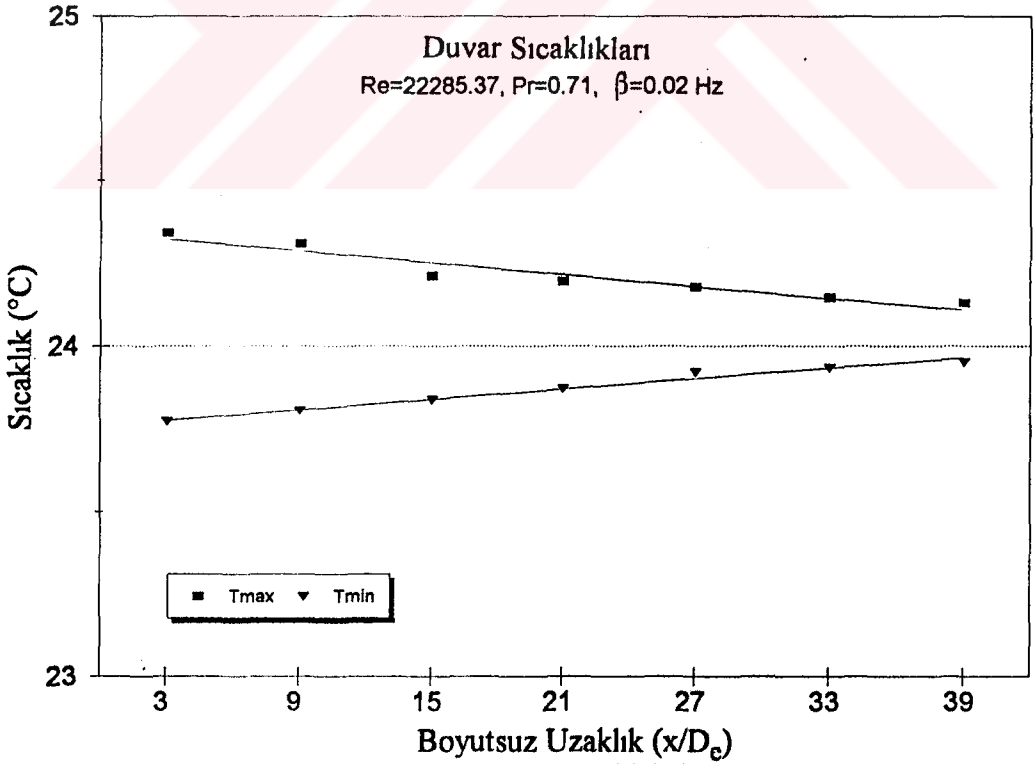
Şekil 8.57. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



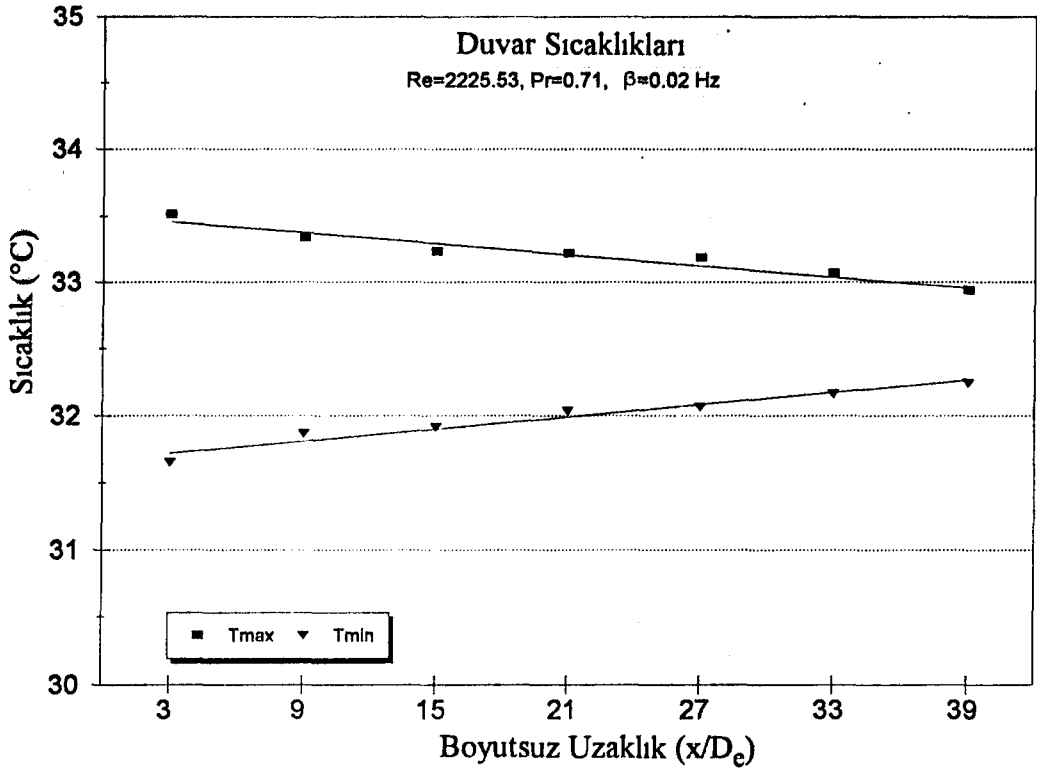
Şekil 8.58. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



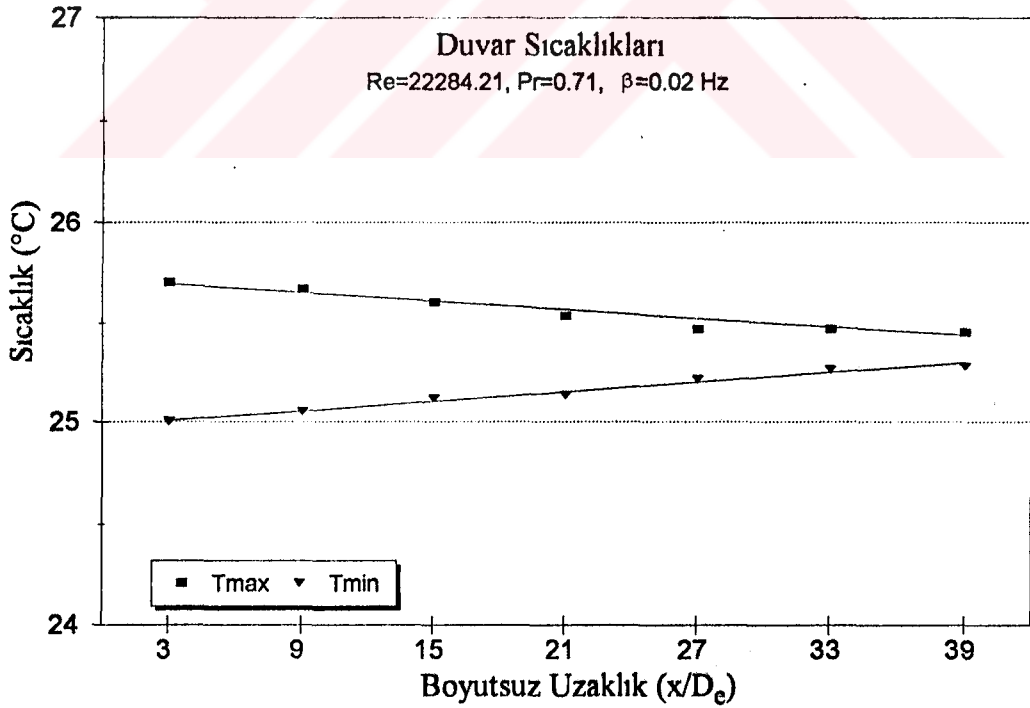
Şekil 8.59. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



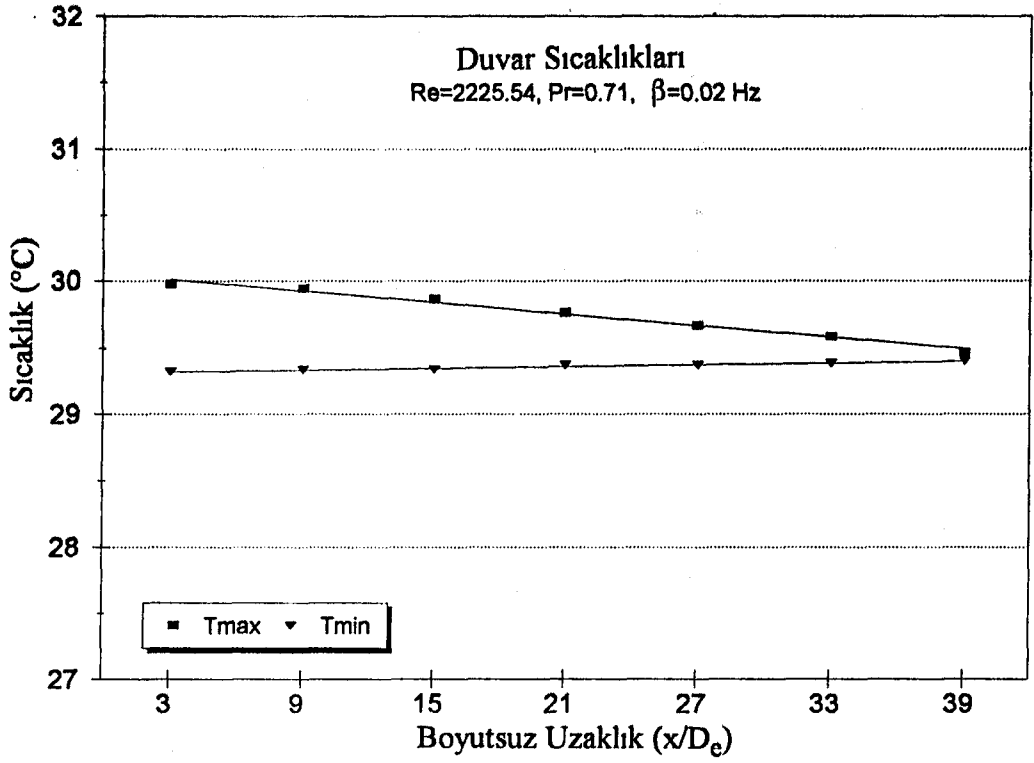
Şekil 8.60. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22285$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



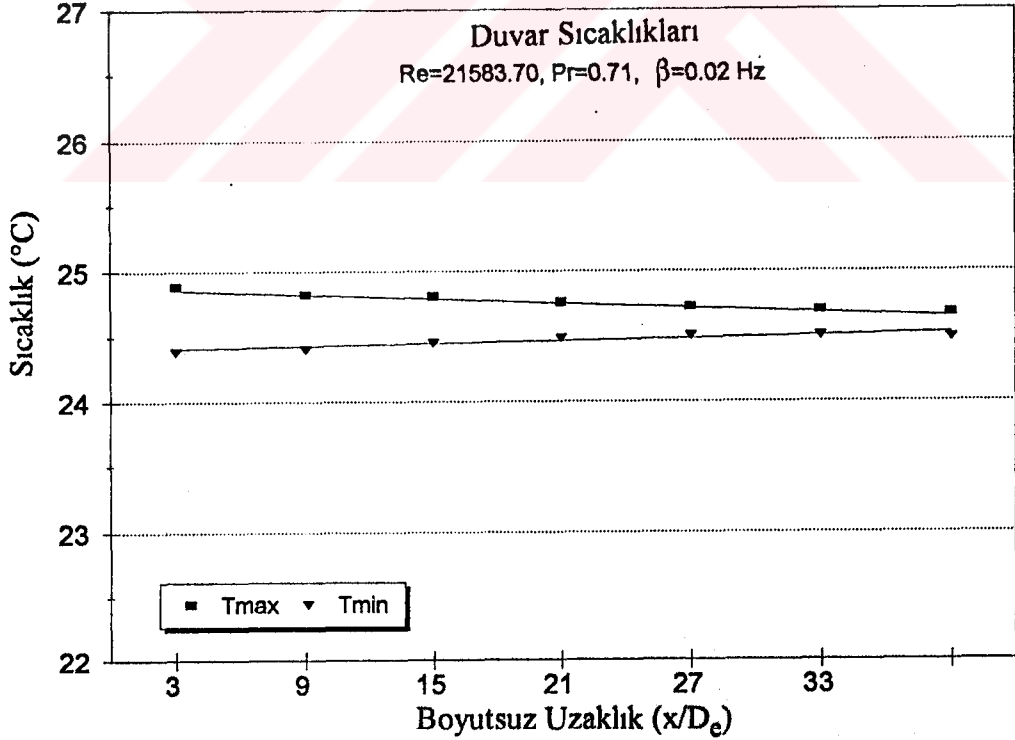
Şekil 8.61. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



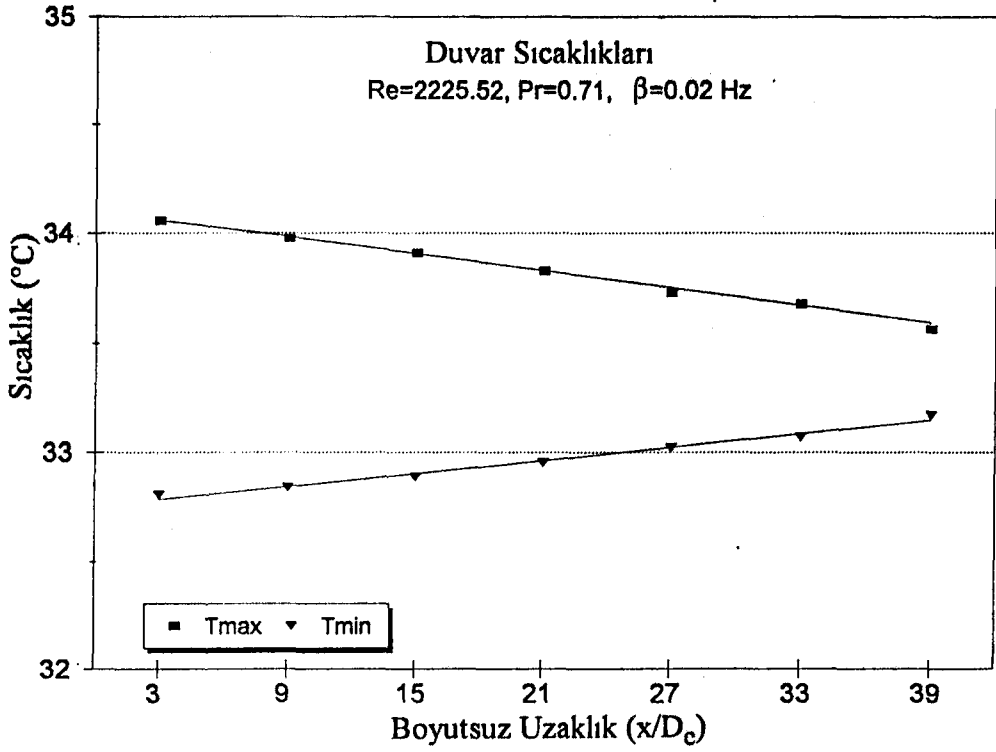
Şekil 8.62. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=2.96$.



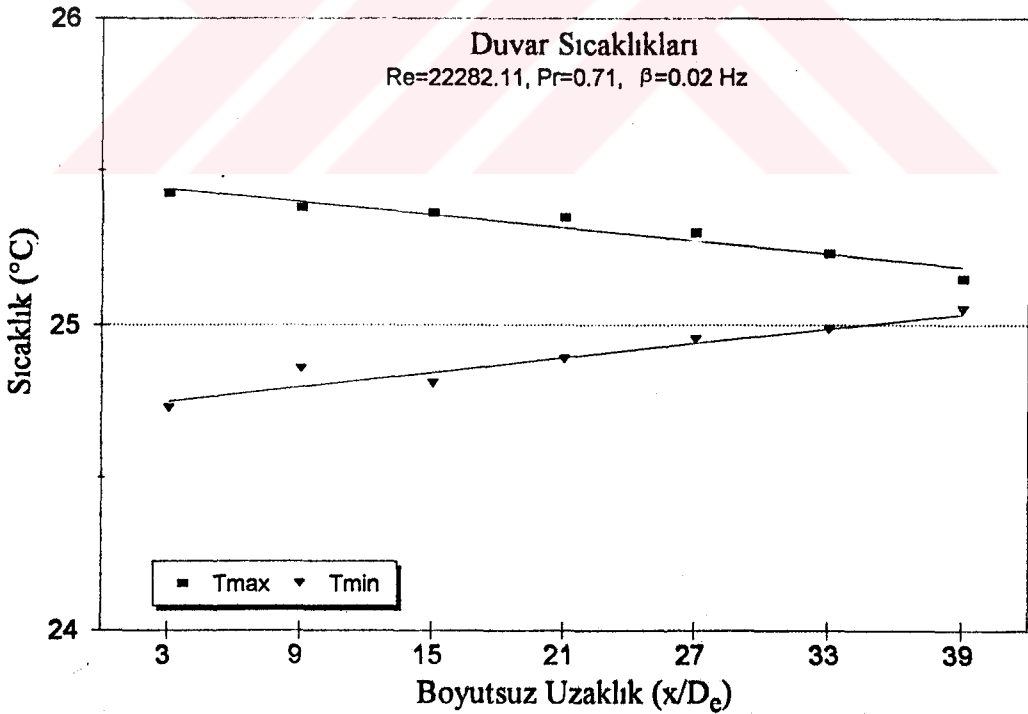
Şekil 8.63. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



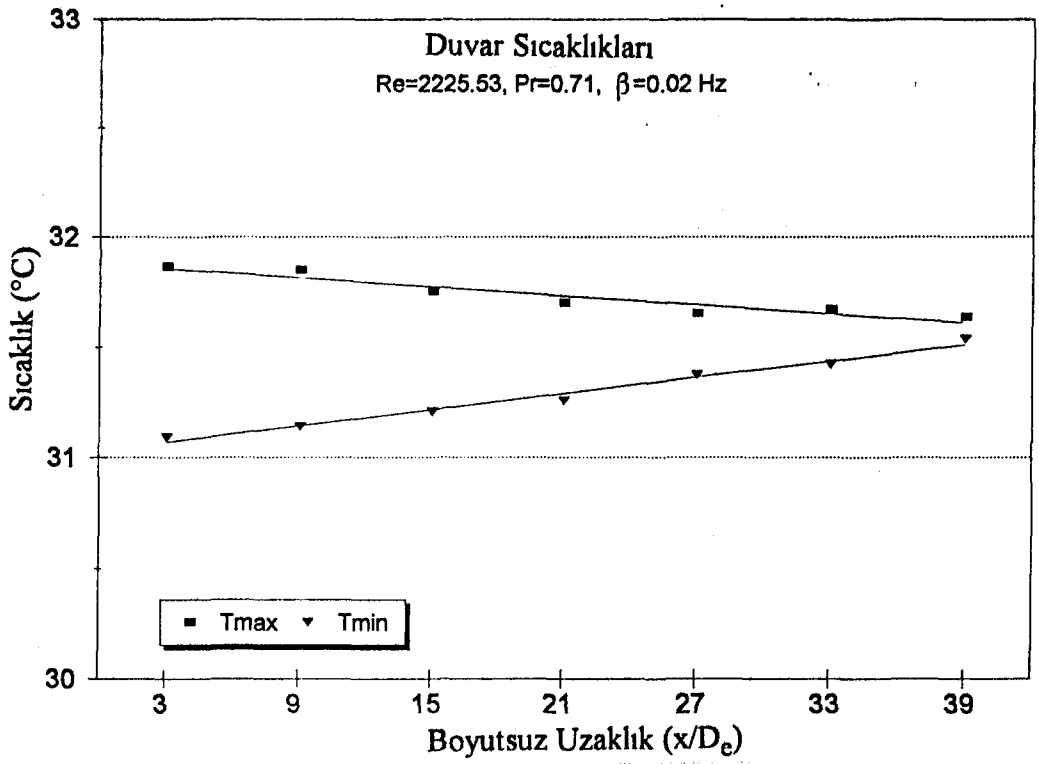
Şekil 8.64. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 21583$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



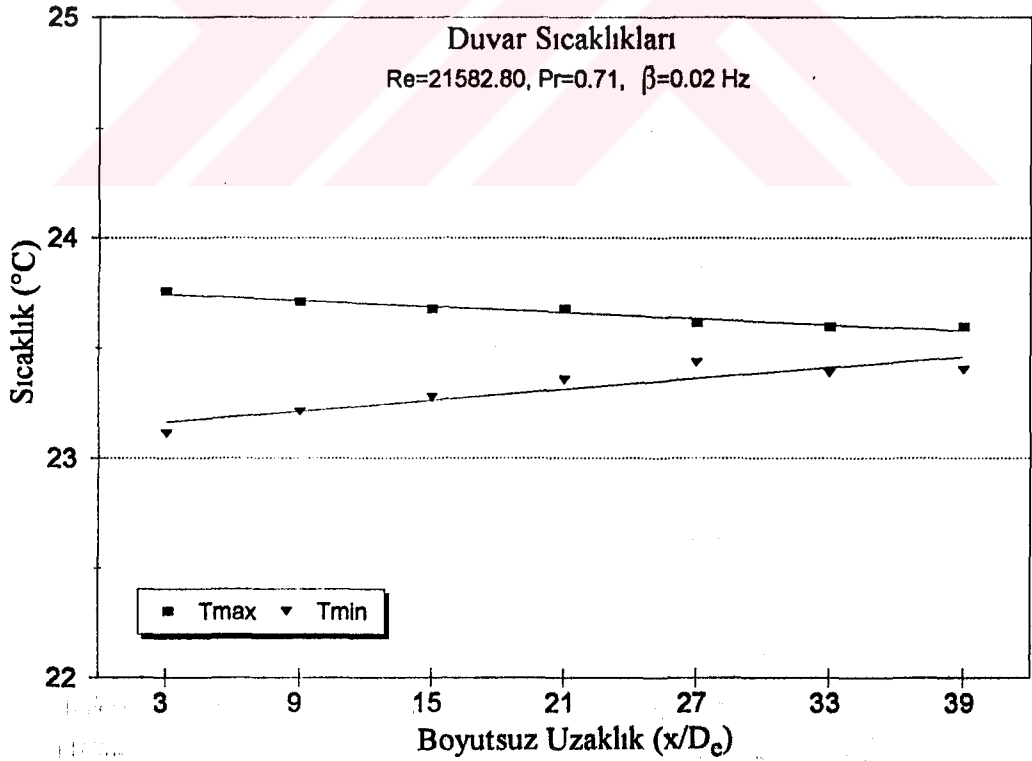
Şekil 8.65. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



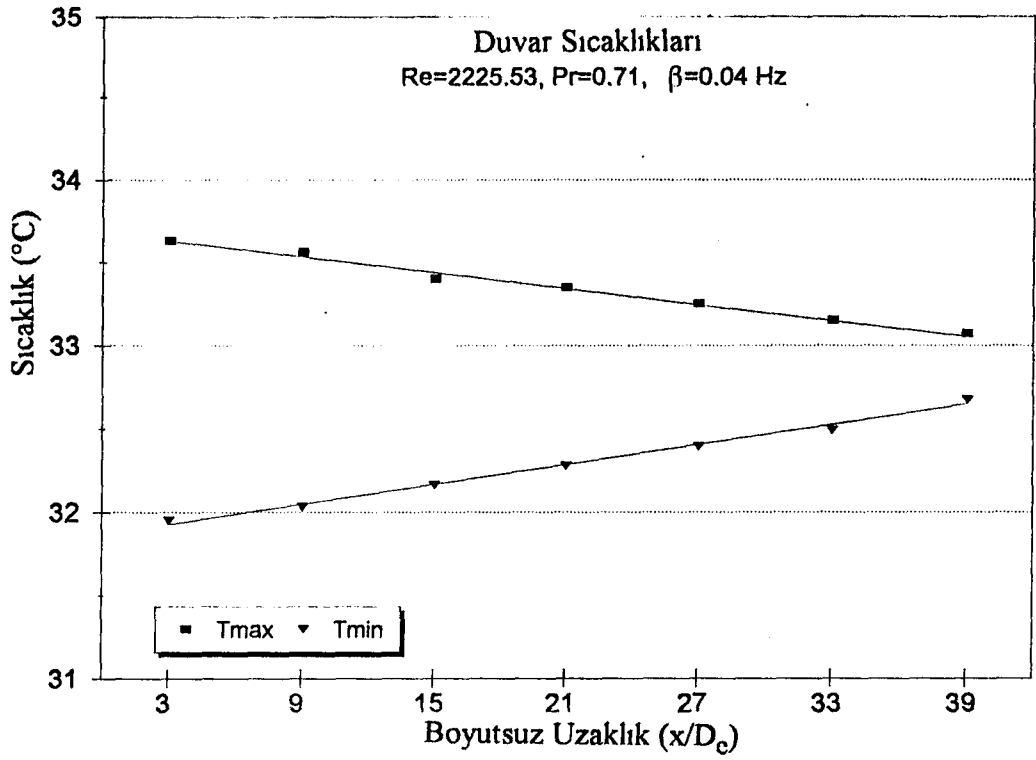
Şekil 8.66. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22282$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



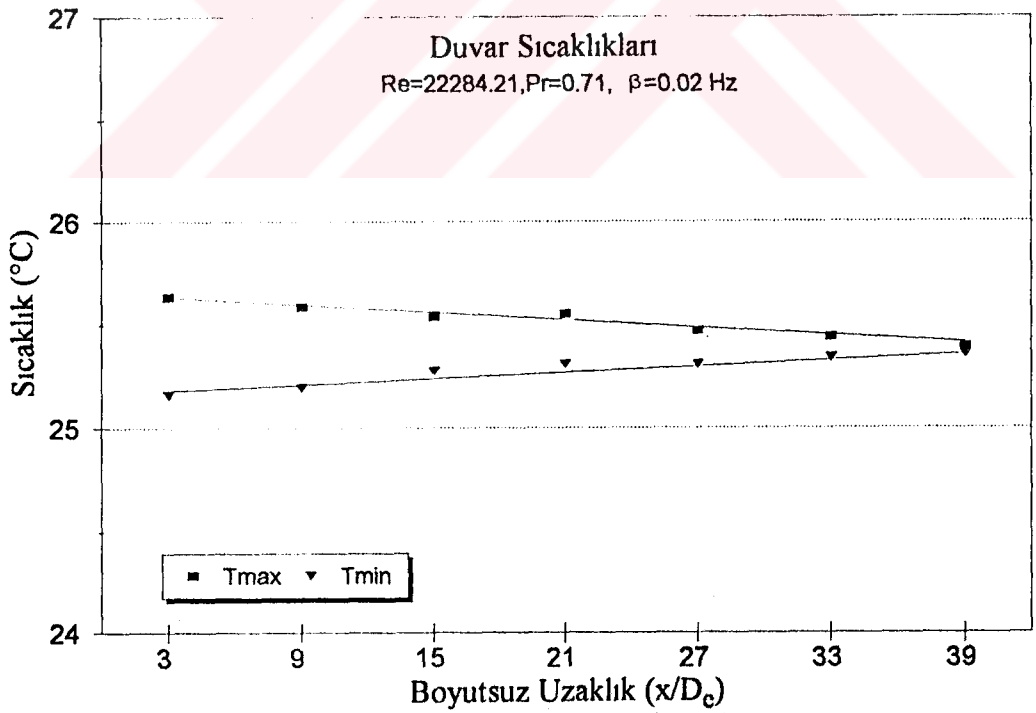
Şekil 8.67. Laminar termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



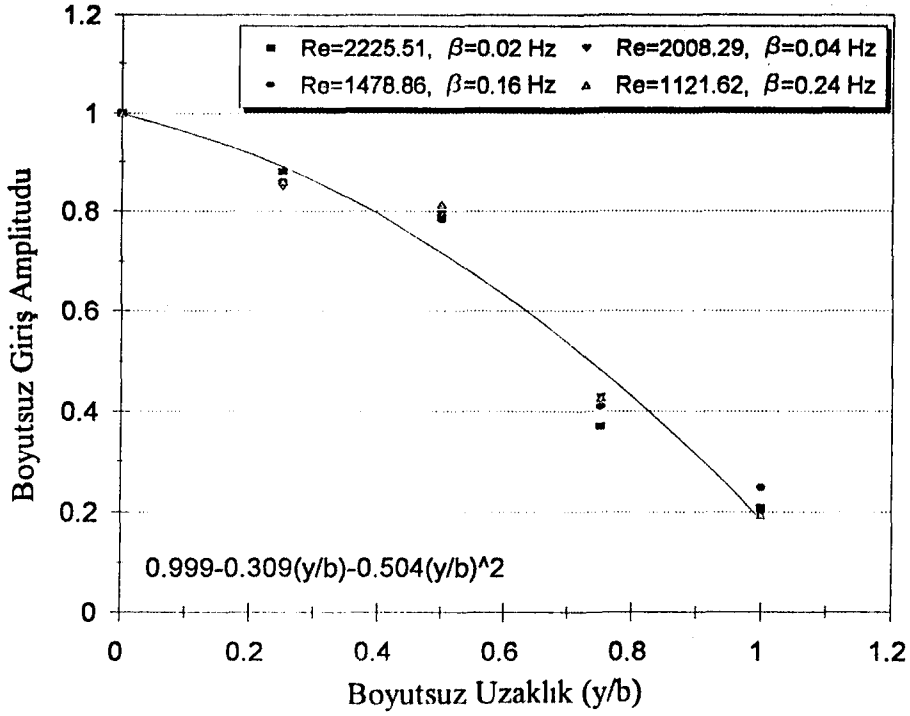
Şekil 8.68. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 21583$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



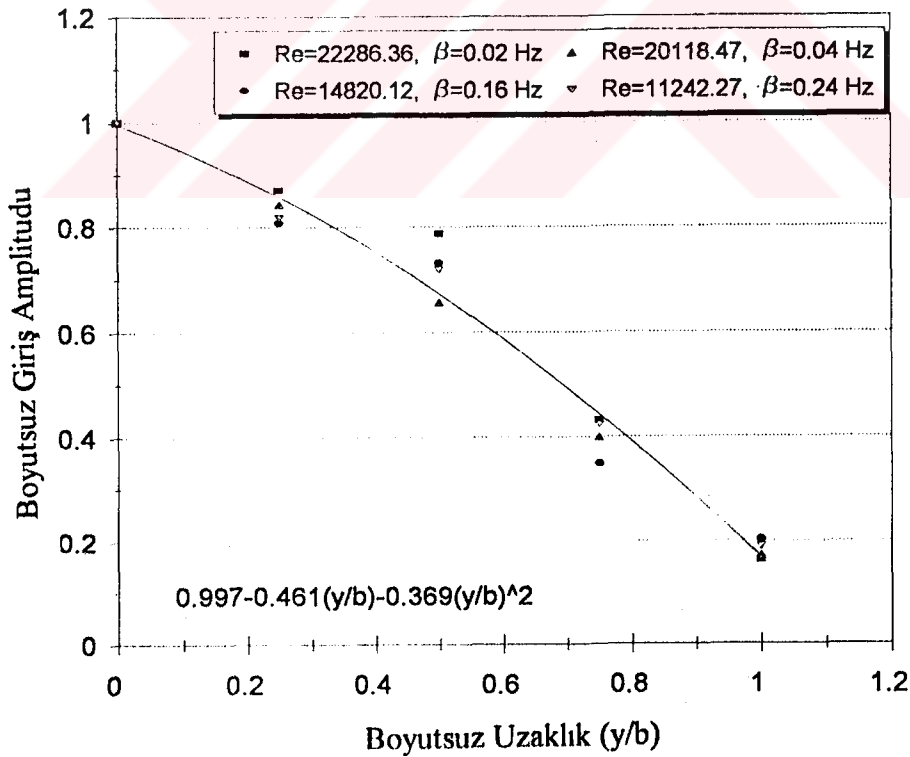
Şekil 8.69. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 2225$, $Pr=0.71$, $\beta=0.04$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



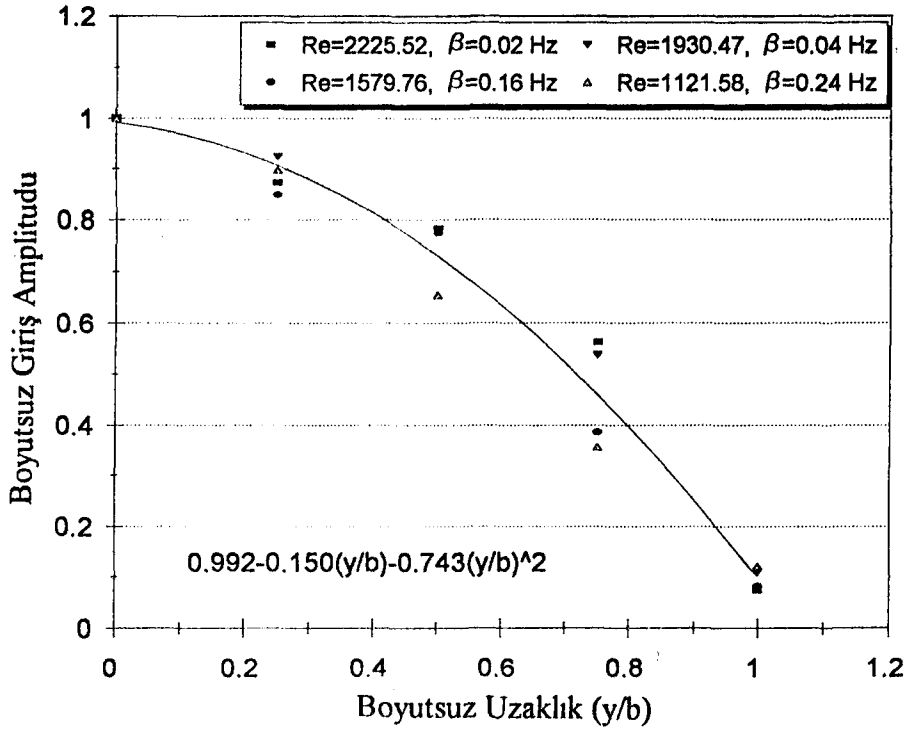
Şekil 8.70. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal boyunca maksimum ve minimum duvar sıcaklığı değişimi, $Re \approx 22284$, $Pr=0.71$, $\beta=0.02$ Hz, $H/2b=0.1875$, $S/2b=4.26$.



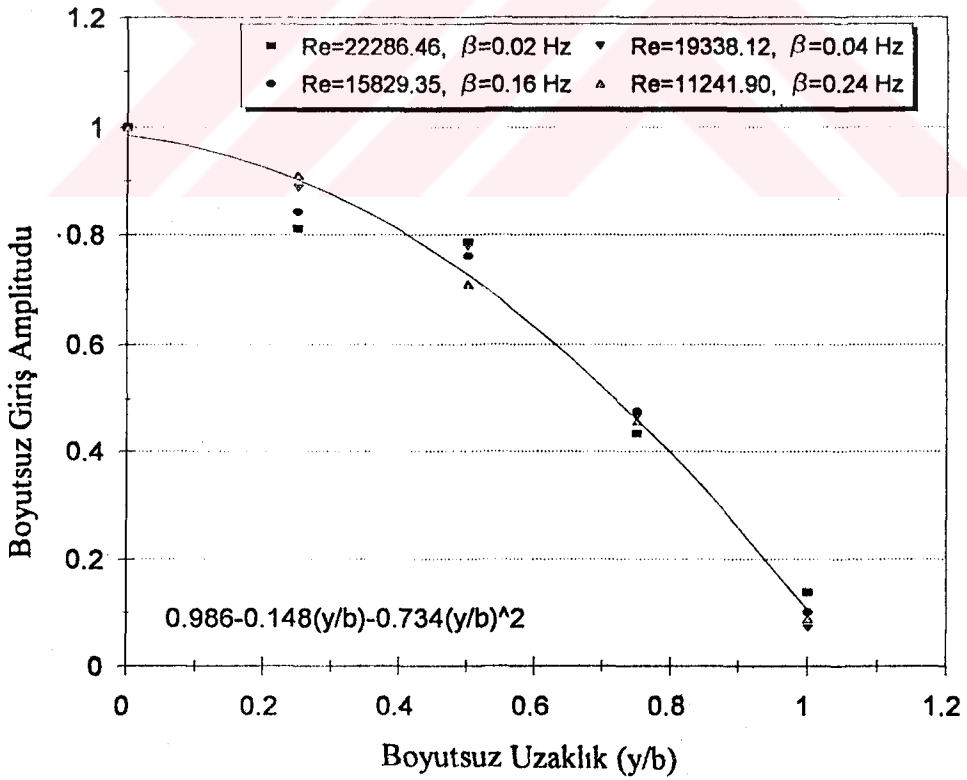
Şekil 8.71. Laminer termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.62 \leq Re \leq 2225.51$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



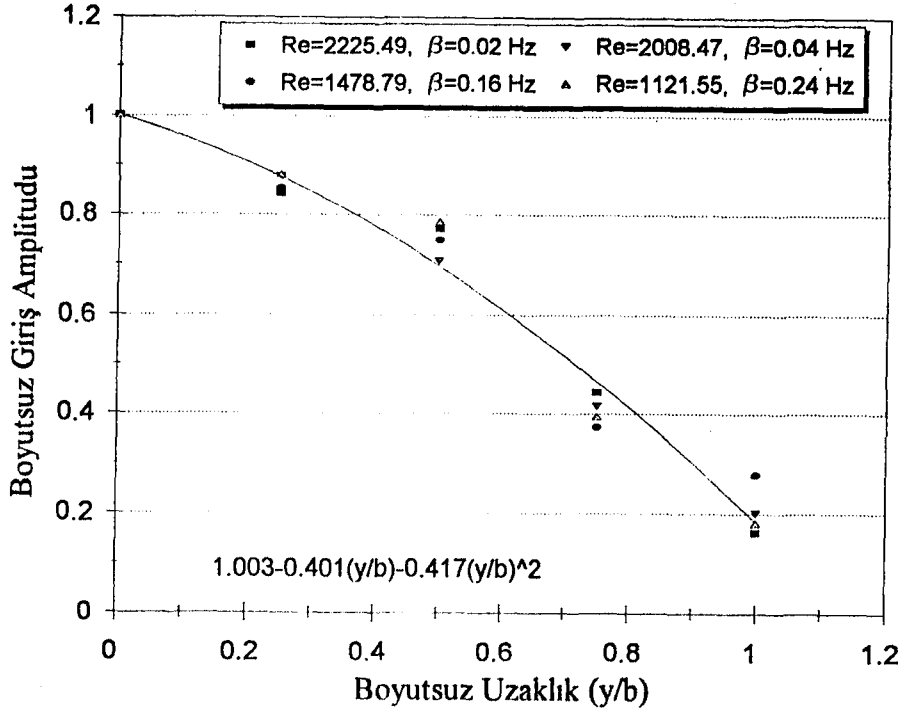
Şekil 8.72. Türbülanslı termal giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.27 \leq Re \leq 22286.36$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



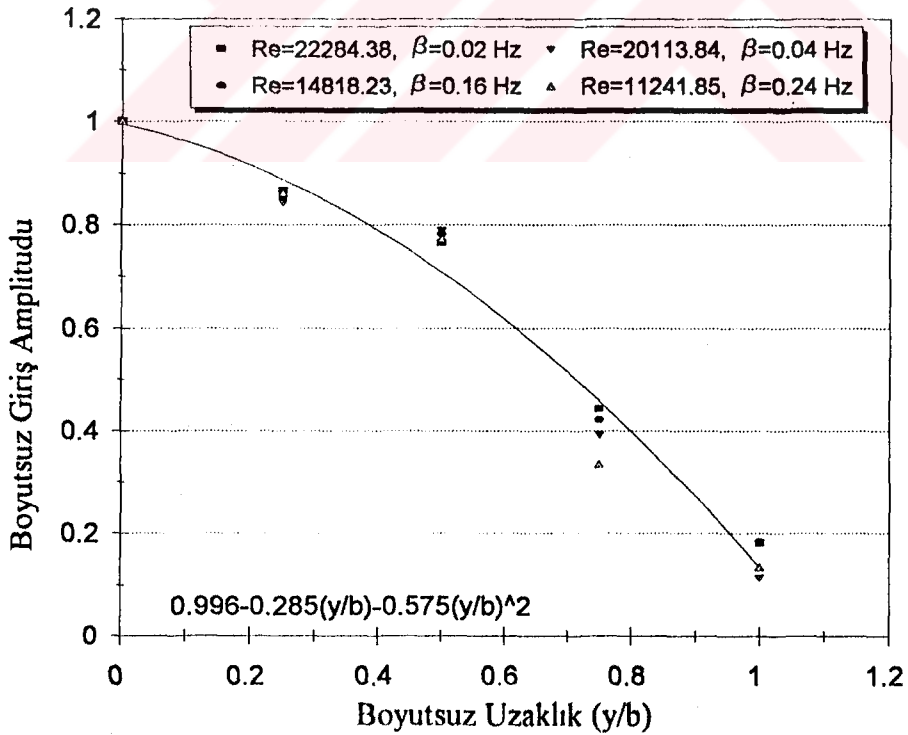
Şekil 8.73. Laminer kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



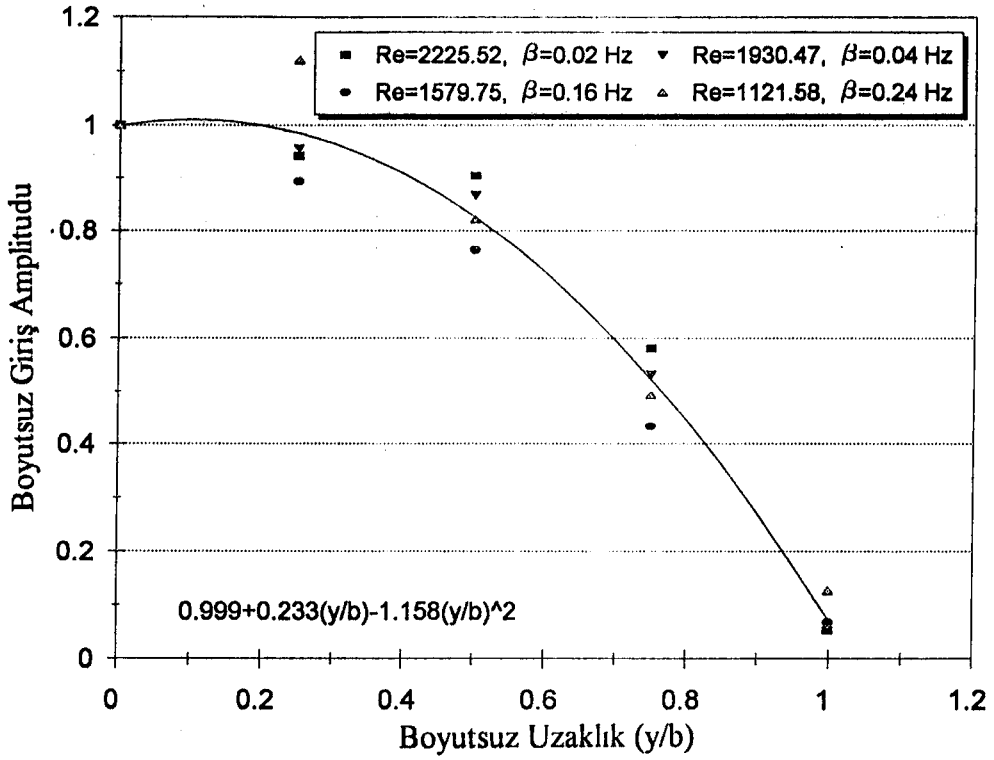
Şekil 8.74. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11241.90 \leq Re \leq 22286.46$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



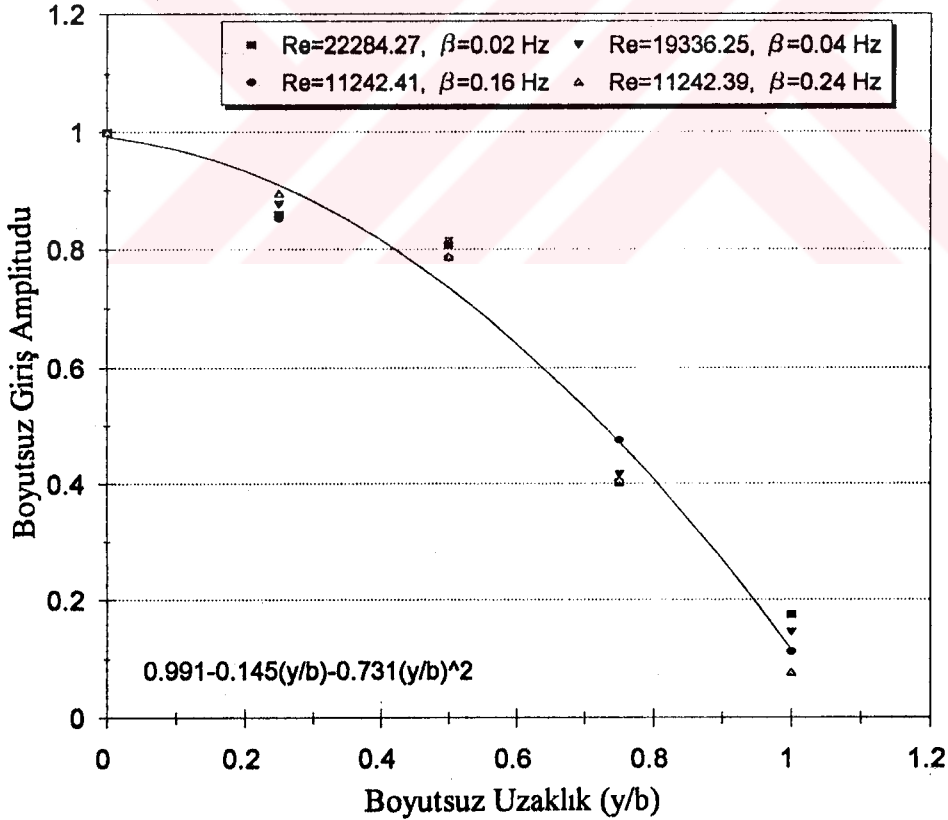
Şekil 8.75. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.55 \leq Re \leq 2225.49$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



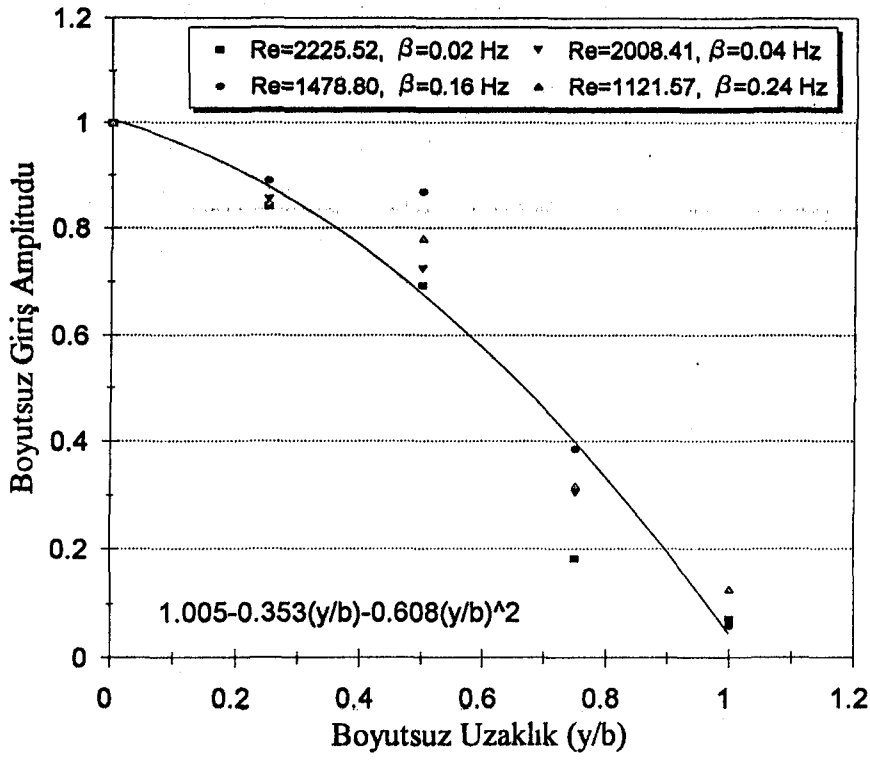
Şekil 8.76. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11241.85 \leq Re \leq 22284.38$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



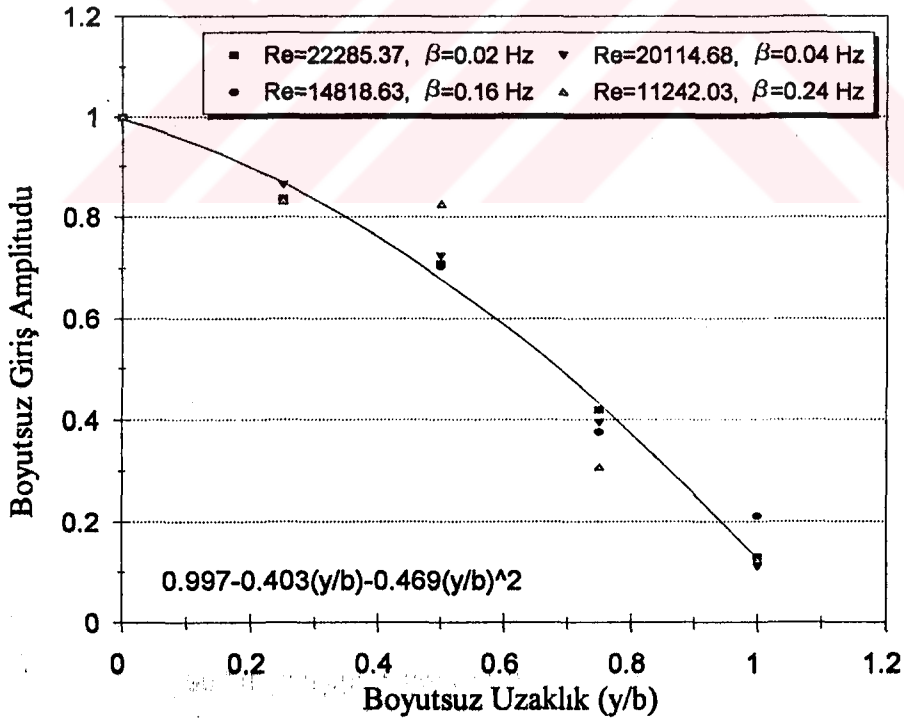
Şekil 8.77. Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



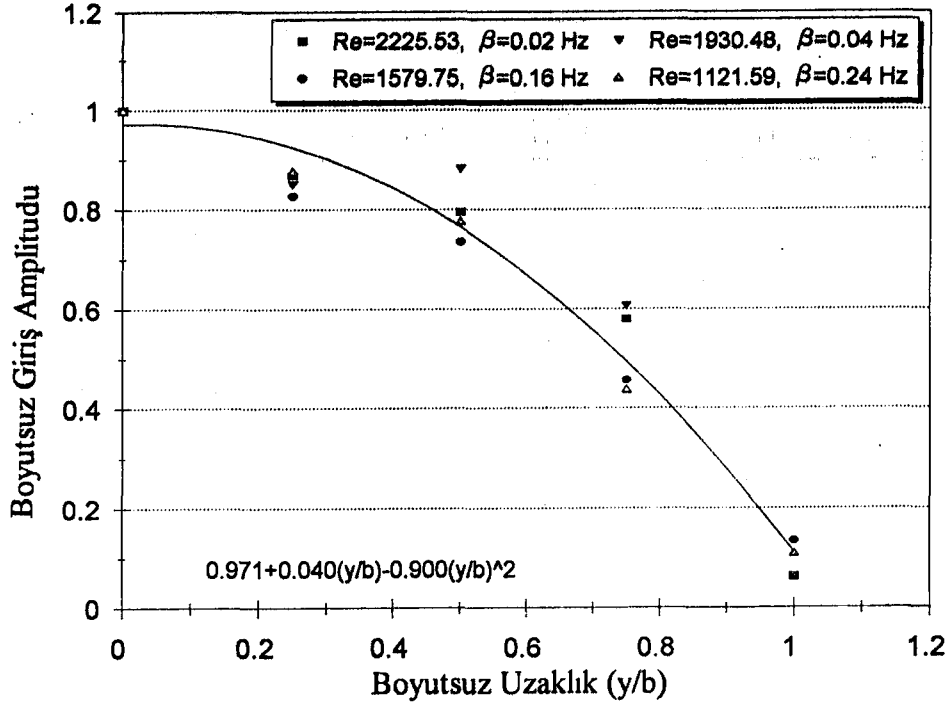
Şekil 8.78. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.39 \leq Re \leq 22284.27$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



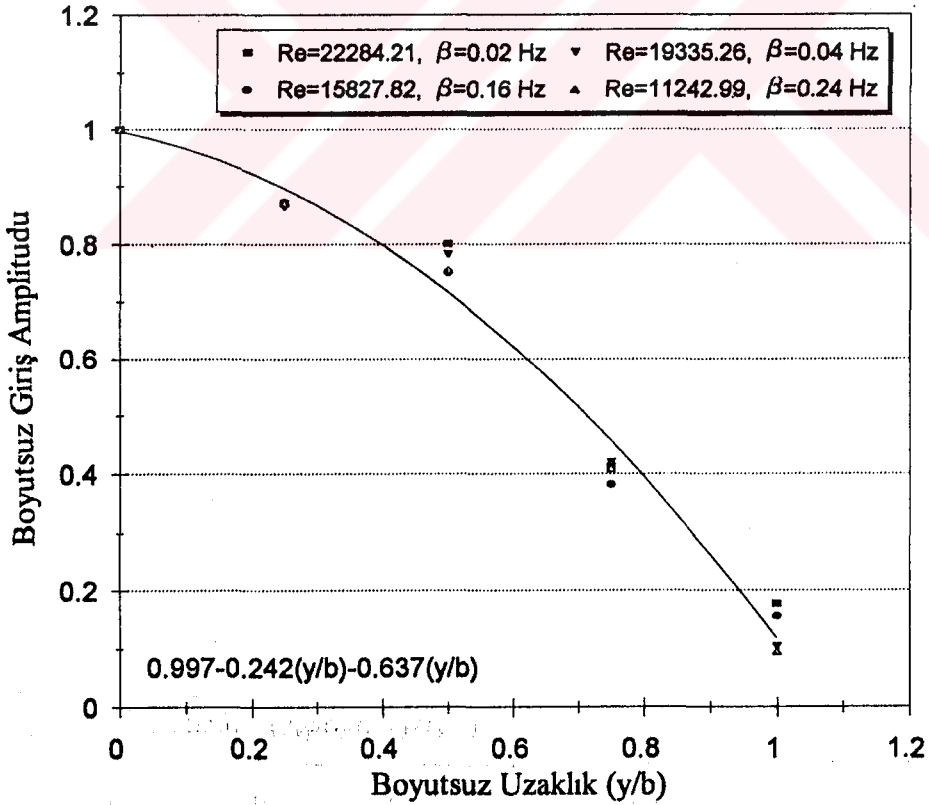
Şekil 8.79. Laminer termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.57 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



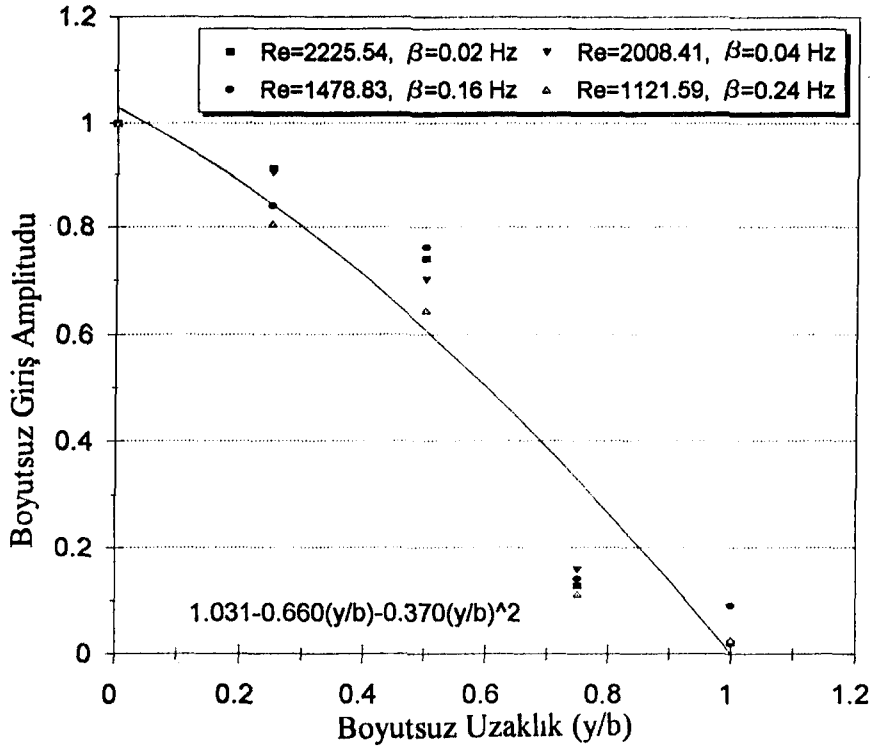
Şekil 8.80. Türbülanslı termal giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.03 \leq Re \leq 22285.37$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



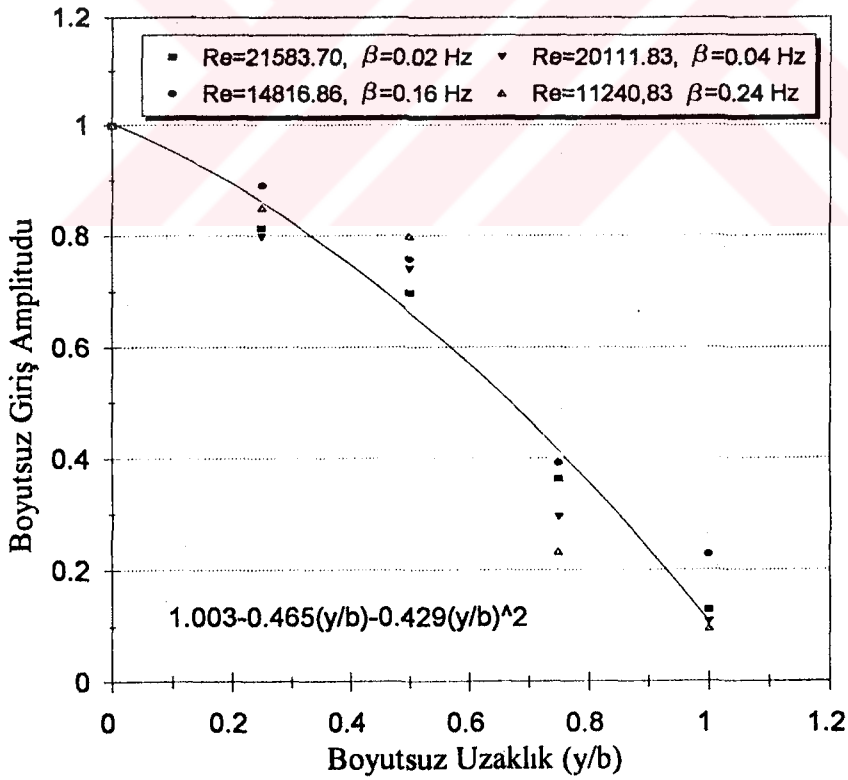
Şekil 8.81: Laminer kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



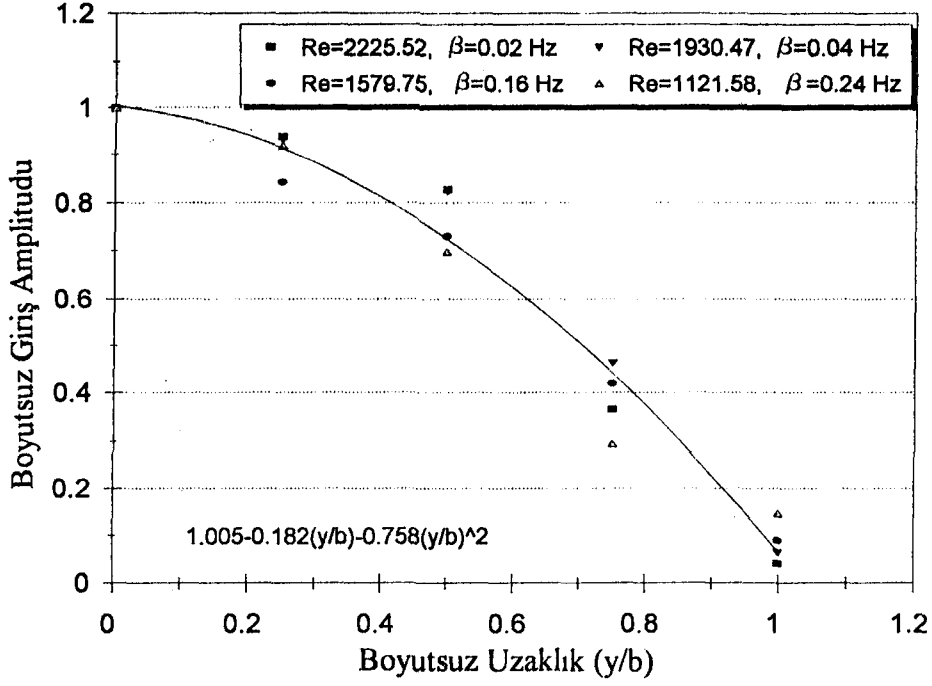
Şekil 8.82. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde uzunlamasına sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.99 \leq Re \leq 22284.21$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



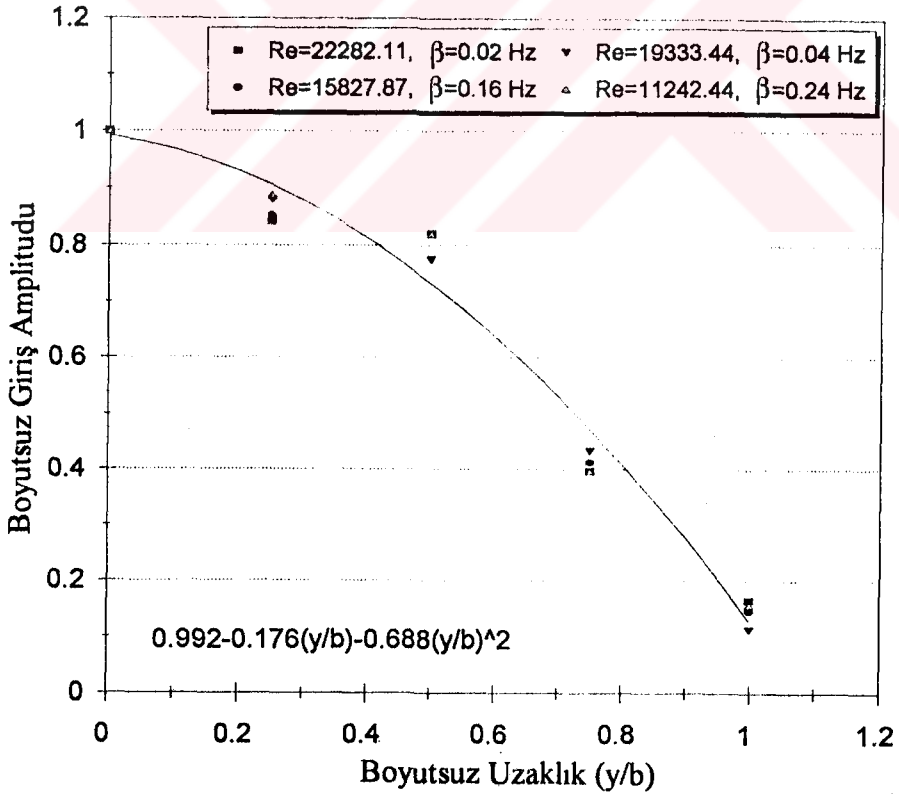
Şekil 8.83. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.54$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



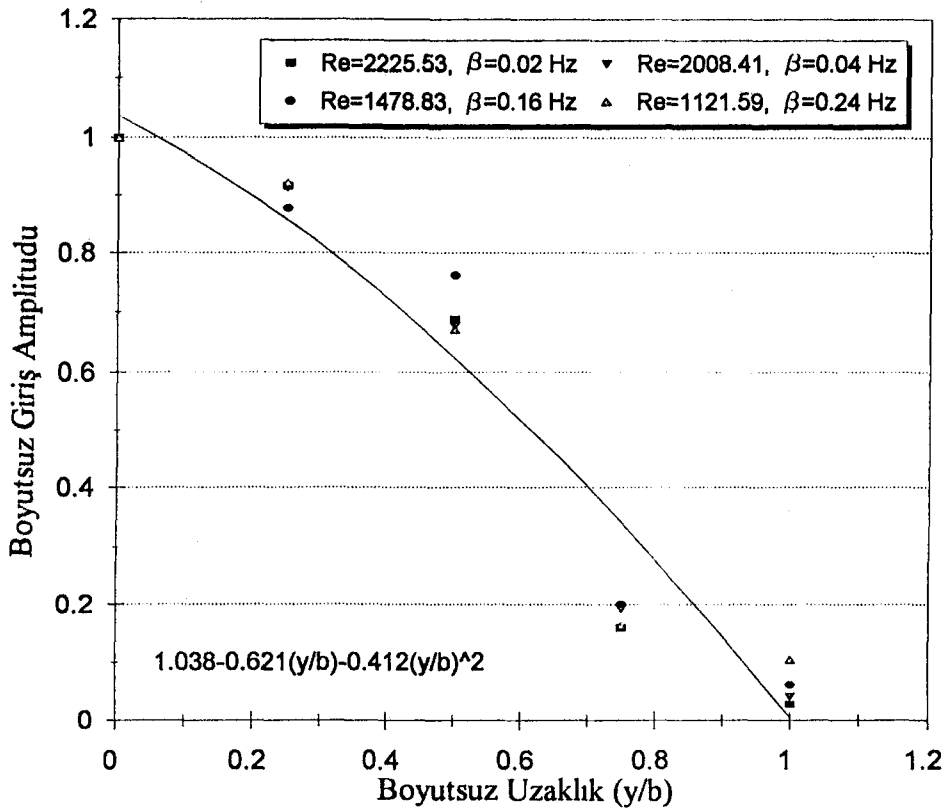
Şekil 8.84. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11240.83 \leq Re \leq 21583.70$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



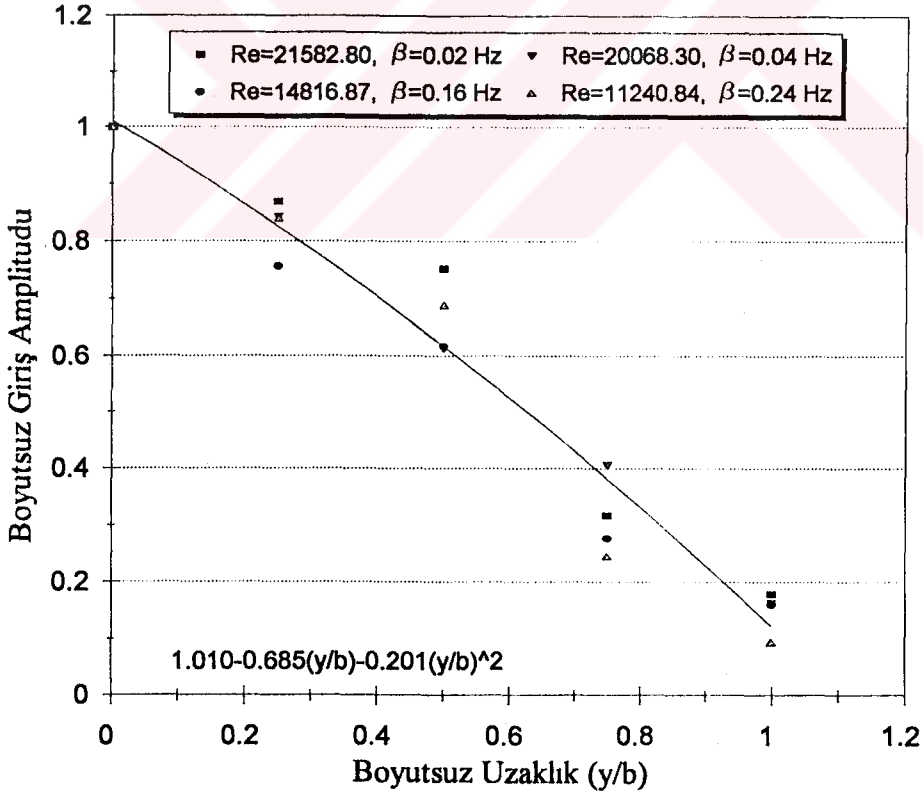
Şekil 8.85. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.52$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24$ Hz.



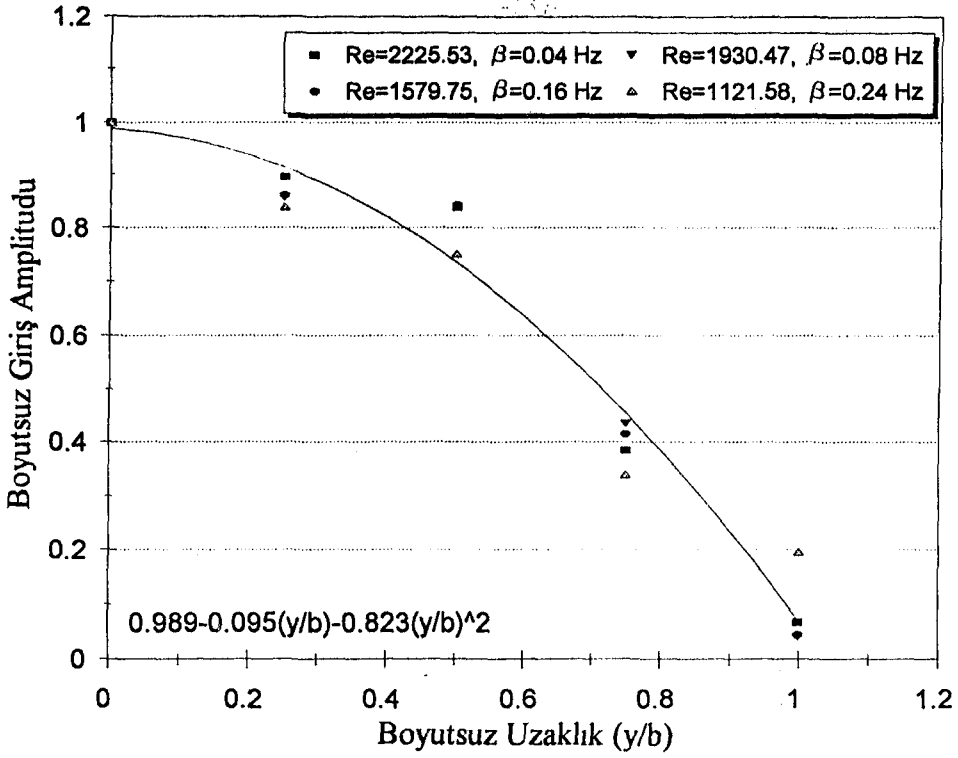
Şekil 8.86. Türbülanslı kombine giriş bölgesinde genişlemesine sıra bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.44 \leq Re \leq 22282.11$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24$ Hz.



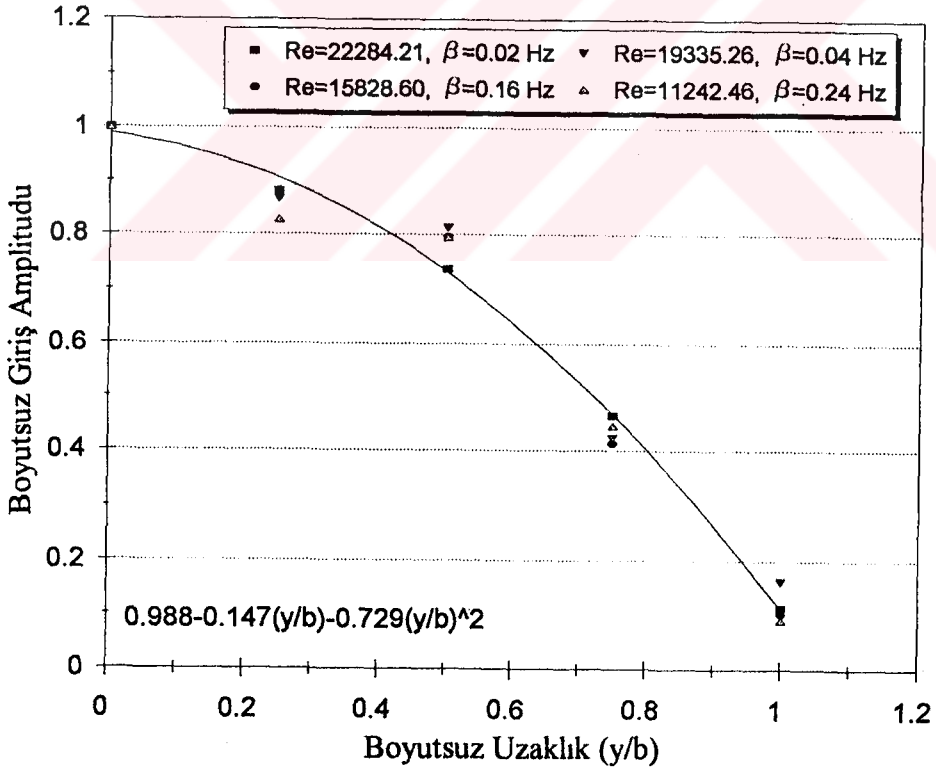
Şekil 8.87. Laminer termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.59 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



Şekil 8.88. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11240.84 \leq Re \leq 21582.80$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24 \text{ Hz}$.



Şekil 8.89. Laminer kombine giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $1121.58 \leq Re \leq 2225.53$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24$ Hz.



Şekil 8.90. Türbülanslı termal giriş bölgesinde genişlemesine sapma bloklı kanal için deneysel boyutsuz giriş sıcaklık amplitud profili, $11242.46 \leq Re \leq 22284.21$, $0.02 \text{ Hz} \leq \beta \leq 0.24$ Hz.

IX. SONUÇ VE İLERKİ ARAŞTIRMALAR İÇİN ÖNERİLER

Bir önceki bölümde, dikdörtgen kesitli kanalda zamanla değişen giriş sıcaklığından dolayı daimi olmayan cebri konveksiyon sonuçları pürüzsüz (bloksuz) ve bloklu kanal için deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada laminer, türbülanslı akış için termal ve kombine giriş bölgelerinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Pürüzsüz (bloksuz) kanal için, giriş sıcaklığının periodik değişiminden elde edilen sıcaklık değişimleri iki çeşittir. Bunlardan biri daimi sıcaklık değişimi, diğeri ise daimi olmayan sıcaklıktır. Sıcaklık amplitudu osilosyonu bir fonksiyon (sinusoidal) şeklindedir.
2. Bloklu ve bloksuz kanallarda, aynı frekansta giriş sıcaklık osilosyonları gibi sıcaklıklar da daimi durumda olmayıp osilosyon şeklindedirler. Kanal boyunca sıcaklık amplitudları ekponensiyel olarak azalır. Diğeri bir ifade ile yarı logaritmik ekseninde sıcaklık amplitudları ise doğrusal olarak azalmaktadır.
3. Bloklu kanallardaki sıcaklık amplitudlarının eğimi (α) bloksuz duruma göre daha büyüktür. Bunun anlamı bloklu kanalda artırılmış yüzeyden dolayı ısı transferinin daha fazla olmasıdır.
4. Bloklu ve bloksuz kanallarda, sıcaklık amplitudlarının eğimi (α) yüksek frekanslarda daha fazla, düşük frekanslarda daha azdır. Yani, aynı Reynolds sayısında düşük frekanslarda sıcaklık amplitudu daha fazla, yüksek frekanslarda sıcaklık amplitud değerleri daha azdır.
5. Bloklu ve bloksuz kanallarda, sıcaklık amplitud değerleri laminer akışta türbülanslı akışa göre daha büyüktür.
6. Bloklu kanallarda, boyutsuz yükseklik ($H/2b$), blok yerleştirme yoğunlukları ($S/2b$) gibi blokun geometrik parametreleri, kanal boyunca Reynolds sayısı ve giriş frekansına bağlı olarak sıcaklık amplitudunun eğimini (α) etkilemektedir.

7. Kanal boyunca maksimum duvar sıcaklığı doğrusal olarak azalmakta, minimum sıcaklık ise doğrusal olarak artmaktadır. Diğer bir deyişle, duvar sıcaklık amplitudu kanal boyunca azalmaktadır.

8. Giriş sıcaklık amplitudu kanal giriş kesitinde parabolik olarak değişmektedir.

Bu deneysel çalışmada, bloklı ve bloksuz dikdörtgen kesitli kanalda laminar ve türbülanslı akış için termal ve kombine giriş bölgelerinde daimi olmayan cebri konveksiyon, deneysel olarak oldukça geniş bölgelerde incelenmiştir. Teorik (analitik ve nümerik) sonuçların doğru olup olmadığının anlaşılması için deneysel çalışmalar bir gerekliliktir. Oysa elektronik elemanların cebri konveksiyonla soğutulması ile ilgili deneysel çalışmaların oldukça az oluşu dikkat çekicidir. Elektronik soğutma sistemlerinde bahsedildiği gibi kanallar pürüzsüz (bloksuz) olmayıp, elektronik elemanlar ihtiva etmektedirler. Bunların teorik çözümlerinin yapılabilmesi için matematiksel modellere ihtiyaç vardır. Bu matematiksel modellerin sonuçlarının doğruluğunun sağlanması gerekir. Elde edilen bu deneysel sonuçlar ileriki çalışmalara çok faydalı olacaktır. Bu deneysel çalışmaları kullanarak teorik sonuçlarının doğruluğunu kontrol edilebilir.

Deneyler aynı boyutsuz yükseklikte ($H/2b$) yapılmıştır. Blok yüksekliği mümkün oldukça küçük seçilerek pürüzsüz (bloksuz) kanal geometrisi elde edilmeye çalışılmıştır. Böylece test bölümündeki daha az bir basınç düşümü sağlanmıştır. Bu ise gelecekte konu ile ilgili teorik çalışmalar yapacaklara kolaylık sağlayacaktır.

X. TÜRKÇE ÖZET VE YABANCI DİLDEKİ ÖZET

KANALLARDA TEK-FAZLI CEBRİ KONVEKSİYON VE ELEKTRONİK SOĞUTMA

Pratik mühendislik problemlerinde, katı ve akışkanda zamanla değişen sıcaklık dağılımı ve kanallar içindeki ısı transferi, örneğin bilgisayarın iki bordunun arasındaki pasajda normal çalışma esnasında planlanmış veya planlanmamış geçişler ile ortaya çıkar. Daimi olmayan durum, termal performansı azaltmak, mekanik arızalara kadar varabilecek termal gerilmeleri artırmak gibi istenmeyen sonuçlar doğurabilir. Bilgisayar bordularının üzerindeki chiplerin çalışma şartlarını değiştirebilirler. Bu sebeple yapıları gereği zaman içinde periyodik olarak çalışan ve bu sebeple hiç bir zaman daimi duruma ulaşamayan cihazlar için efektif bir kontrol sisteminin temin edilmesi için onların geçici tepkilerin bilinmesi yeterlidir. Cebri hava konveksiyonu ile elektronik elemanların soğutulması en yaygın kullanılan metottur.

Bir dikdörtgen kesitli kanalda giriş ısısının sinusoidal değişimi için daimi olmayan cebri konveksiyonun deneysel çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışma, laminer ve türbülanslı termal olarak gelişmiş ve termal ve hidrolik olarak beraber gelişen akışları içerir. Deneyde akışkan olarak hava kullanılmıştır. İlk önce pürüzsüz (bloksuz) kanal için deneysel çalışma yapılmıştır. Daha sonra elektronik elemanların cebri konveksiyonla soğutulmasını simule etmek için, dikdörtgen kesitli kanallın alt yüzüne dikdörtgen prizma şeklindeki bloklar uzunlamasına sıra, uzunlamasına sapma, genişlemesine sıra ve genişlemesine sapma konfigürasyonu şeklindeki yerleştirilmiştir. Reynolds Sayısı 1120'den 22300 kadar ve giriş frekansı 0.02 Hz' den 0.24 Hz'e kadardır. Dikdörtgen kesitli kanalda giriş sıcaklığının zamanla değişmesinden kanal duvar ve merkez sıcaklığının kanal boyunca sıcaklık değişimleri kayıt edilmiştir.

Termokapullar blokların arasındaki boşluğun arasına gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Dikdörtgen kesitli kanal boyunca merkezde ve duvarda giriş sıcaklığının zamanla değişiminden dolayı sıcaklık değişimleri ölçülmüş ve rekordur ile kayıt edilmiştir. Test bölümüne giren ısı sinüs dalgası şeklinde ve sıcaklık amplitudu kanal boyunca exponensiyel olarak azalmaktadır. Farklı durumlar için deneysel sonuçlardan, sıcaklık amplitudlarının eğimi hesaplanmıştır. Dikdörtgen kesitli kanal boyunca değişik yerlerdeki sıcaklık amplitudları grafik ve tablolar halinde giriş frekansına ve Reynolds sayısına bağlı olarak verilmiştir.

SINGLE-PHASE FORCED CONVECTION IN CHANNELS AND ELECTRONIC COOLING

In practical engineering applications, the temperature distribution for both solid and fluid varies with time and the heat transfer inside the duct, for example, a general passage between two boards in the computer, may be exposed to a number of planned or unplanned transients during normal operation. The unsteady state can produce undesirable effects resulting in reduce thermal performance, and increase thermal stress which in tern affects the working condition of the computer chips placed on the boards. since these device never attain steady operation because of their nature to operate periodically in time, it is essential to know their transient response in order to provide an effective control system. Forced air convection is still the most conventionally used method in the cooling of electronic equipment.

This study is a a experimental investigation of unsteady forced convection in a rectangular duct with and without arrays of block-like electronic components. Experimental studies have been carried out to investigate unsteady forced convection in a rectangular duct for a sinusoidal variation of the inlet heat input. The studies covered both laminar and turbulent thermally and simultaneously developing flows, using air as the test fluid. Experimentation started with the study of the unsteady forced convection in the smooth duct without blocks. To simulate forced convection cooling of electronic components, experiments were also performed with rectangular modules mounted on the lower channel wall for inlined and staggered arrangements. Arrays of blocks of same element height to channel height ratio were placed to the duct. Four different arrays population densities were tried. Covering a wide range of Reynolds numbers (1120-22300) for inlet frequencies the 0.02 Hz to 0.24 Hz range.

Thermocouples were placed in the middle of the spacing between the rows of blocks. The temperature variation along the a centerline and wall of the rectangular channel in response to the timewise variation of inlet temperature were measured and recorded. The experiment showed that it was also a sine wave with the same period as the heat input, while its amplitude was decaying exponentially along the duct. The decay indexes were found from the experimental investigation under different conditions. The amplitudes of the temperature response at various locations along the rectangular duct are presented in graphical and tabular forms as a function of inlet frequency and Reynolds numbers.

XI. KAYNAKLAR

1. KAKAÇ, S. (1993): Introduction to ASI on cooling of electronic systems, June 21-July 2, Çeşme, Turkey.
2. BAR-COHEN, A. (1987): Thermal Management of Air-and Liquid Cooled Multichip Modules, IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology, CHMT-10 (2), 159-175, June.
3. YEH, L.T. (1987): Future Thermal Design and Management of Electronic Equipment, Heat transfer in high technology and power engineering, Eds. YONG, W. and MORI, Y., Hemisphere Publishing Corporation, 131-159, NY.
4. OGISO, K. (1987): Recent Trends in Electronic Equipment Cooling, Heat transfer in high technology and power engineering, Eds. YONG, W. and MORI, Y., Hemisphere Publishing Corporation, 160-171, NY.
5. CHU, R.C. (1987): Heat Transfer in Electronic Equipment, Heat Transfer in High Technology and Power Engineering, Eds. YONG, W. and MORI, Y., Hemisphere Publishing Corporation, 106-129, NY.
6. INCROPERA, F.P. (1988): Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 110, 1097-1111, November.
7. STEINBERG, D.S. (1980): Cooling techniques for electronic equipment. John Wiley, New York.
8. KRAUS, A.D., BAR-COHEN, A. (1983): Thermal analysis and control of electronic equipment. Hemisphere, New York.
9. JALURIA, Y. (1985): Natural Convective Cooling of Electronic Equipment, in Natural Convection, eds. KAKAÇ, S., AUNG, W., VISKANTA, R., Hemisphere, New York.
10. CHU, R.C. (1986): Heat Transfer in Electronic System. Proceeding of the 8th International Heat Transfer Conference, ed. by TIEN, C.L., CAREY, V.P., FERRELL, J.B., 1, 293.
11. INCOPERA, F.P. (1986): Research Needs in Electronic Cooling. Proceedings of a Workshop Sponsored by NSF and Purdue University, ed. INCOPERA, F.B., June 4-6, Andover, Massachusetts.
12. AUNG, W. (1988): Modern developments in cooling technology for electronic equipment, Hemisphere, New York.
13. DUSINBERRE, G.M. (1954): Calculation of Transient Temperature in Pipes and Heat Exchangers by Numerical Methods, Trans. ASME Vol. 76, 421-426.

14. RIZIKA, J.W. (1954): Thermal Lags in Flowing Incompressible Fluid Systems Containing Heat Capacitors, Trans. ASME Vol.76, 411-420.
15. RIZIKA, J.W. (1956): Thermal Lags in Flowing Incompressible Fluid Systems Containing Heat Capacitors, Trans. ASME Vol.78, 1407-1413.
16. SPARROW E.M. and SIEGEL, R. (1958): Thermal Entrance Region of a Circular Tube under Transient Heat Conditions, Proceedings of United States National Congress of Applied Mechanics, 3, 817-826.
17. CLARK, J.A., ARPACI, V.S. and TREADWELL, K.M. (1958): Dynamic Response of Heat Exchangers Having Internal Heat Sources-Part I, Trans. ASME 80,612-624.
18. ARPACI, V.S. and CLARK, J.A. (1958): Dynamic Response of Heat Exchangers Having Internal Heat Sources-Part II, Trans. ASME 80,625-634.
19. ARPACI, V.S. and CLARK, J.A. (1959): Dynamic Response of Heat Exchangers Having Internal Heat Sources-Part III, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 81C,253-266.
20. SIEGEL, R. (1959): Transient Heat Transfer for Laminar Slug Flow in Ducts, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics 81E,140-142.
21. SIEGEL, R. and SPARROW, E.M. (1959): Transient Heat Transfer for Laminar Forced Convection in the Thermal Entrance Region of Flat Ducts, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 81C, 29-36.
22. ABBRECHT, P.H. and CHURCHILL, S.W. (1960): The Thermal Entrance Region in Fully Developed Turbulent Flow, AIChE Journal, 6(2),268.
23. SIEGEL, R. (1960): Heat Transfer for Laminar Flow in a Duct with Arbitrary Time Variation in Wall Temperature, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 27, 241-249.
24. YONG, J.W., CLARK, J.A. and ARPACI, V.S. (1961): Dynamic Response of Heat Exchangers Having Internal Heat Sources-Part IV, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 83C,321-338.
25. PERLMUTTER, M. and SIEGEL, R. (1961): Unsteady Laminar Flow in a Duct with Unsteady Heat Addition, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 83C, 432-440.
26. PERLMUTTER, M. and SIEGEL, R. (1961): Two-Dimensional Unsteady Incompressible Laminar Duct Flow with a Step Change in Wall Temperature, International Journal Heat Mass and Transfer, 3(2), 94-107.
27. SIEGEL, R. (1963): Forced Convection in a Channel with Wall Capacity and with Wall Heating Variable with Axial Position and Time, International Journal Heat Mass and Transfer, 6(7), 607-620.
28. SIEGEL, R. and PERLMUTTER, M. (1963): Laminar Heat Transfer in a Channel with Unsteady Flow and Wall Heating Varying with Position and Time, Trans. ASME, Journal Heat Transfer, 85C, 358-365.

29. KARDAS, A. (1966): On a Problem in the Theory of the Unidirectional Regenerator, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 9 (6), 567-579.
30. KAKAÇ, S. (1968): Transient Forced Convection Heat Transfer in a Channel, *Wärme-und Stoffübertragung*, 1, 169-176.
31. SPARROW, E.M. and DE FARIAS, F. N. (1968): Unsteady Heat Transfer in Ducts with Time Varying Inlet Temperature and Participating Walls, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 11(5), 837-853.
32. CHASE, C.A., GIDASPOW, Jr.D. and PECK, R.E. (1969): A Regenerator-Prediction of Nusselt Numbers, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 12(6), 727-736.
33. NAMATAME, K. (1969): Transient Temperature Response of an Annular Flow with Step Change in Heat Generating Rod, *Journal Nuclear Science Tech.* 6, 591-600.
34. KAKAÇ, S. and YENER, Y. (1973): Exact Solution of the Transient Forced Convection Energy Equation for Timewise Variation of Inlet Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 16(12), 2205-2214.
35. SCHNATZ, T.W., RUSSO, E.P. and TANNER, O. (1974): Transient Temperature Distribution for Fully Developed Laminar Flow in a Tube, *Proceeding of International Heat Transfer Conference*, 5, 160-164.
36. KAWAMURA, H. (1974): Analysis of Transient Turbulent Heat Transfer in an Annulus: Part I, Heating Element with a Finite Heat Capacity and Thermal Resistance, *Heat Transfer-Japan Res.*, 3, 45.
37. KAKAÇ, S. (1975): A General Analytical Solution to the Equation of Transient Forced Convection with Fully Developed Flow, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 18(12), 1449-1453.
38. GARTNER, D. (1976): Instationärer Wärmeübergang bei Turbulenter Ringspaltströmung, *Wärme-und Stoffübertragung*, 9, 179-191.
39. KAWAMURA, H. (1977): Experimental and Analytical Study of Transient Heat Transfer for Turbulent Flow in a Circular Tube, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 20 (5), 443-450.
40. CAMPO, A. and YOSHIMURA, T. (1979): Random Heat Transfer in Flat Channels with Timewise Variation of Ambient Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 22 (1), 5-12.
41. ACKER, M.T. and FOURCHER, B. (1981): Analyse en Regime Thermique Periodique du Couplage Conduction-Convection Entre un Fluide en Ecoulement Laminaire et Une Paroi de Stockage, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 24 (7), 1201-1210.
42. LIN, H.T. and SHIH, Y.P. (1981): Unsteady Thermal Entrance Heat Transfer of Power-Law Fluids in Pipes and Plate Slits, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 24 (9) 1531-1539.

43. SUCEC, J. (1981): An Improved Quasi-Steady Approach for Transient Conjugated Forced Convection Problems, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 24 (10), 1711-1722.
44. SHAH, R.K. (1981): The Transient Response of Heat Exchangers, in *Heat Exchangers*, Ed., KAKAÇ, S., BERGLES, A.A. and MAYINGER, F., Hemisphere Publishing Corporation, New York.
45. ARVIZU, D.D., and MOFFAT, R.J. (1982): The Use of Superposition in Calculating Cooling Requirements for Circuit Board Mounted Electronic Components, *Trans. of IEEE*, Vol. CH1781, 133-144.
46. SPARROW, E.M., NIETHAMMER, J.E. and CHABOKI, A. (1982): Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Modules Encountered in Electronic Equipment, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 25 (7), 961-973.
47. SPARROW, E.M., VEMURI, S.B. and KADLE, D.S. (1983): Enhanced and Local Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Visualization for Arrays of Blok-Like Electronic Components, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 26 (5), 689-698.
48. MIKHAILOV, M.D. (1983): Mathematical Modelling of Heat Transfer in Single Duct and Double-Pipe Exchangers, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Eds., KAKAÇ, S., SHAH, R.K. and BERGLES, A.E., Hemisphere Publishing Corporation, New York.
49. LIN, T.F., HAWKS, K.H. and LEIDENFROST, W. (1983): Unsteady Thermal Entrance Heat Transfer in Laminar Pipe Flows with Step Change in Ambient Temperature, *Wärme-und Stoffübertragung*, 17, 125-132.
50. LIN, T.F., HAWKS, K.H. and LEIDENFROST, W. (1983): Transient Thermal Entrance Heat Transfer in Laminar Pipe Flows with Step Change in Pumping Pressure, *Wärme-und Stoffübertragung*, 17, 201-209.
51. LIN, T.F., HAWKS, K.H. and LEIDENFROST, W. (1983): Transient Conjugated Heat Transfer Between a Cooling Coil and Its Surrounding Enclosure, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 26 (11), 1661-1667.
52. SUCEC, J. and SAWANT, A.M. (1984): Unsteady, Conjugated, Forced Convection Heat Transfer in a Parallel Plate duct, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 27 (1), 95-101.
53. SPARROW, E.M., YANEZMORENO, A.A. and OTIS, D.R. (1984): Convective Heat Transfer Response to Height Differences in an Array of Block-Like Electronic Components, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 27 (3), 469-473.
54. COTTA, R.M. and OZISIK, M.N. (1986): Laminar Forced Convection Inside Ducts with Periodic Variation of Inlet Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 29 (10), 1495-1501.

55. COTTA, R.M., MIKHAILOV, M.D. and ÖZİŞİK, M.N. (1987): Transient Conjugated Forced Convection in Ducts with Periodically Varying Inlet Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 30 (10), 2073-2082.
56. DAVALATH, J. and BAYAZITOĞLU, Y. (1987): Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks, *ASME, Trans. Journal of Heat Transfer*, 109, 321-328.
57. SUCEC, J. (1987): Exact Solution Unsteady Conjugated Heat Transfer in The Thermal Entrance Region of Duct, *ASME, Trans. Journal of Heat Transfer*, 109, 295-299.
58. KIM, W.S. and ÖZİŞİK, M.N. (1987): Transient Laminar Forced Convection in Ducts with Suddenly Applied Uniform Wall Heat Flux, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 30 (8), 1753-1756.
59. NAKAYAMA, W., MATSUSHIMA, H. and GOEL, P. (1987): Forced Convective Heat Transfer from Arrays of Finned Packages, *Proceedings of International Symposium on Cooling Technology for Electronic Equipment*, March, 668-678.
60. YOKONO, Y. SASAKI, T. and ISHIZUKA, M. (1987): Small Cooling Fin Performances for LSI Packages, *Proceedings of the International Symposium on Cooling Technology for Electronic Equipment*, March, 679-688.
61. KAKAÇ, S., DING, Y. and LI, W. (1987): Experimental and Theoretical Investigation of Transient Forced Convection in Ducts, First Report, NSF Project CBT-8603397.
62. KAKAÇ, S., LI, W. DING, Y. and ZHANG, H.Y. (1987): Transient Forced Convection in Ducts for a Periodic Variation of Inlet Temperature, 2nd International Heat Transfer Symposium, Beijing, Aug. 8-12, China.
63. KAKAÇ, S., DING, Y. and LI, W. (1988): Transient Fluid Flow and Heat Transfer in Ducts with a Timewise Variation of Inlet Temperature, *Proceedings 3rd Int. Symposium on Transport Phenomena in Thermal Control*, August 14-18, Taipei, Taiwan. Hemisphere, New York (1989).
64. KAKAÇ, S., DING, Y. and LI, W. (1988): Experimental Investigation of Transient Laminar Forced Convection in Ducts, *Proceeding International Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Sept. 4-9, Dubrovnik, Yugoslavia. Elsevier Science, Amsterdam (1989).
65. KAKAÇ, S., LI, W. and DING, Y. (1988): Transient Forced Convection in Ducts, Interim Report, NSF Project CBT-8603997.
66. NAKAYAMA, W. (1988): Thermal Management of Electronic Equipment. A Way to the Development of New Heat Transfer Engineering. *Proceedings 3rd International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Control*, Taipei, 153-172. Hemisphere, New York (1989).

67. ASAKO, Y. and FAGHRI, M. (1988): Three-Dimensional Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Arrays of Square Blocks Encountered in Electronic Equipment, *Numerical Heat Transfer*, 13, 481-498.
68. ASAKO, Y., FAGHRI, M. (1989): Three-Dimensional Heat Transfer Analysis of Arrays of Heated Square Blocks, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 32 (2), 395-405.
69. YAN, M.W., TSAY, Y.L. and LIN, T.F. (1989): Transient Conjugated Heat Transfer in Laminar Pipe Flows, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 32 (4), 775-777.
70. KAKAÇ S., LI, W. and COTTA, R.M. (1989): Theoretical and Experimental Study of Transient Laminar Forced Convection in a Duct with Timewise Variation of Inlet Temperature, *Proceedings ASME Winter Annual Meeting*, Dec. 15-19, San Francisco, California.
71. KAKAÇ, S., LI, W. and COTTA, R.M. (1990): Unsteady Laminar Forced Convection with Periodic Variation of Inlet Temperature, *Trans. ASME, Journal Heat Transfer*, 112, 913-920.
72. KAKAÇ, S., COTTA, R.M., HATAY, F.F. and LI, W. (1990): Unsteady Forced Convection in Ducts for a Sinusoidal Variation of Inlet Temperature, *9th International Heat Transfer Conference*, Jerusalem, Israil, Aug. 19-24.
73. ANDERSON, A.M. and MOFFAT, R.J. (1990): Applying Heat Transfer Coefficient Data to Electronic Cooling, *ASME Trans. Journal Heat Transfer*, 112, 882-890.
74. SUCEC, J. and RADLEY, D. (1990): Unsteady Forced Convection Heat Transfer in a Channel, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 33(4), 683-690.
75. OLEK, S., ELIAS, E., WACHOLDER, E. and KAIZERMAN, S. (1991): Unsteady Conjugated Heat Transfer in Laminar Pipe Flow, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 34(6), 1443-1450.
76. TRAVELHO, J.S. and SANTOS, W.F.N. (1991): Solution for Transient Conjugated Forced Convection in the Thermal Entrance Region of a Duct with Periodically Varying Inlet Temperature, *ASME Trans. Journal of Heat Transfer*, 113, 558-562.
77. ANDERSON A.M. and MOFFAT, R.J. (1991): Direct Air Cooling of Electronic Components: Reducing Component Temperatures by Controlled Thermal Mixing,
78. LI, W. and KAKAÇ, S. (1991): Unsteady Thermal Entrance Heat Transfer in Laminar Flow with a Periodic Variation of Inlet Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 34 (10), 2581-2592.
79. HATAY, F.F., LI, W., KAKAÇ, S. and MAYINGER, F. (1991): Numerical and Experimental Analysis of Unsteady Laminar Forced Convection in Channels, *International Communication Heat and Mass Transfer*, 18, 407-417.

80. LI, W., KAKAÇ, S., HATAY, F.F. and OSKAY, R. (1993): Experimental Study of Unsteady Forced Convection in a Duct with and without Arrays of Block-Like Electronic Compenents, *Wärme-und Stoffübertragung*, 28, 69-79.
81. BROWN, D.M., LI,W. and KAKAÇ, S. (1993): Numerical and Experimental Analysis of Unsteady Heat Transfer with Periodic Variation of Inlet Temperature in Circular Ducts, *International Communication Heat and Mass Transfer*, 20 (6), 883-899.
82. BROWN, D.M., LI,W. and KAKAÇ, S. (1993): Unsteady Laminar Forced Convection in Circular Ducts with Periodic Variation of Inlet Temperature, 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, Georgia, August 8-11.
83. BROWN, D.M., LI,W., KAKAÇ, S. and MAYINGER, F. (1993): Numerical and Experimental Study of Unsteady Forced Convection in a Circular Duct with Periodic Variation of Inlet Temperature, *International Symposium on Heat and Mass Transfer in Energy Systems and Environment Effects*, Cancun, Mexico, August 22-25.
84. BROWN, D.M., LI,W. and KAKAÇ, S. (1994): Experimental Study of Fully Developed Laminar and Turbulent Transient Thermal Entrance Heat Transfer in Circular Ducts, *First ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, Bombay, India, Jan. 5-7.
85. BROWN, D. M., KAKAÇ, S., SANTOS, C.A.C. and COTTA, R.M. (1994): Numerical and Experimental Investigation of Unsteady Laminar Forced Convection in Circular Ducts with Periodic Variation of Inlet Temperature, *Second Biennial European-ASME Joint Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, University of London, July 4-7.
86. BROWN, D.M., LI,W. and KAKAÇ, S. (1994): Transient Laminar Forced Convection Heat Transfer with Periodic Variation of Inlet Temperature in Circular Ducts, 10th *International Heat Transfer Conference*, Brighton, England, Aug. 14-18.
87. SANTOS, C.A.C., BROWN, D.M., KAKAÇ, S. and COTTA, R.M. (1994): Analytical and Experimental Study of Turbulent Forced Convection in the Thermal Entrance Region of a Circular Duct, *The Japan Society of Mechanical Engineering Spring Annual Meeting*, Tokyo, March 29-31.
88. SANTOS, C.A.C., BROWN, D.M., KAKAÇ, S. and COTTA, R.M. (1994): Analysis of Unsteady Laminar Forced Convection in a Circular Duct, III. *North-Northeast Mechanical Engineering Congress*, Belem, Brasil, June 21-24.
89. ASOKA, Y. and FAGHRI, M. (1994): Parametric Study of Turbulent Three-Dimensional Heat Transfer of Arrays of Heated Blocks Encountered in Electronic Equipment, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 37 (3), 469-478.
90. KAKAÇ, S. and LI, W.(1990): Unsteady Turbulent Forced Convection in a Parallel-Plate Channel with Timewise Variation of Inlet Temperature, *International Journal Heat Mass and Transfer*, 37 (1)Supply, 447-456.

91. ÇOMAKLI, O., BROWN, D.M., SÖZBİR, N. KAKAÇ, S. and SANTOS, C.A.C. (1995): Experimental study of Transient Turbulent Heat Transfer in Circular Ducts, International Conference on Energy and Environment, Shanghai, China, May 8-10 (sunulmak için kabul edildi).
92. ÇOMAKLI, O., SÖZBİR, N., BROWN, D.M., KAKAÇ, S. and SANTOS, C.A.C. (1995): Transient Heat Transfer in Thermally and Simultaneously Developing Circular Duct Flow, International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry, Budapest, Hungary, May 31-June 2 (sunulmak için kabul edildi).
93. SÖZBİR, N., BROWN, D.M., KAKAÇ, S., ARIK, M. and SANTOS, C.A.C. (1995): Unsteady Forced Flow in Parallel-Plates Channel with and without Arrays of Rectangular Protruding Surfaces, International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry, Budapest, Hungary, May 31-June 2 (sunulmak için kabul edildi).
94. SANTOS, C.A.C., BROWN, D.M., KAKAÇ, S. and COTTA, R.M. (1994): Analysis of Unsteady Laminar Forced Convection in Turbulent Duct Flow, Journal of Thermophysics and Heat Transfer (yayınlanmak için kabul edildi).
95. OMEGA Company, (1987): Temperature, OMEGA handbook for temperature.
96. Measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle and venture, ASME Standard, MFC-3M-1984.
97. KAKAÇ, S., SHAH, R.K. and AUNG, W., eds. (1987): Handbook of single-phase convective heat transfer, John Wiley, New York.
98. BHATTI, M.S. and SHAH, R.K. (1987): Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts, Handbook of single-phase convective heat transfer, Edited by KAKAÇ, S. SHAH, R.M. and AUNG, W. John Wiley, New York.
99. LARSON, R.I. and YERAZUNIS, S. (1973): Mass Transfer in Turbulent Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 121-130.
100. MIKHAILOV, M.D. and VULCHANOV, N.L. (1983): A Computational Procedure for Sturm-Liouville Problems, J. Comp. Phys. 50, 323-336.
101. MIKHAILOV, M.D. and ÖZİŞİK, M.N. (1984): Unified analysis and solutions of heat and mass diffusion, John Wiley, New York.

XII. EKLER

12.1. Ek-I

DIM X(6), TX(6), XX(2), Y1(2), Y(2), T(2), VI(2)

REM This is a program to calculate the reynolds numbers Re1 and Re2 in the
REM duct and in the pipe respectively, mass flow rate m (kg/s) and the
REM volume flow rate VF (cfm) from the height of water column and
REM temperature measured during the experiment.

REM Definitions

REM H=height of water column (mm)

REM P=pressure drop across the orifice plate (Pa)

REM PB=barometric pressure (Pa)

REM CP=specific heat at constant pressure (J/kgmol K)

REM VI=absolute viscosity of fluid (Pa s)

REM D=pipe diameter (m)

REM DR=diameter ratio

REM HG=static gage pressure at upstream tapping (mm of water)

REM P1=absolute pressure at upstream tapping (Pa)

REM Z = compressibility factor

REM T=absolute temperature at upstream tapping (K)

REM E1 = expansion factor

REM RE1=reynolds number in the duct

REM RE2=that in the pipe

REM M = mass flow rate(kg/s)

REM C=discharge coefficient

REM A0,A1,A2,...,A9= polynomial coefficients

REM K=isentropic exponent

REM DF=density of fluid (kg/m³)

REM Vmax = max. value of voltage measured at outlet (mV)

REM Vmin= min. value of voltage measured outlet (mV)

A0 = -.1307724

A1 = 20.04789

A2 = -4.482413

A3 = 1.917467

A4 = -3.926547E-02

A5 = -.17157292

A6 = .0337951

A7 = 1.256705E-03

A8 = -8.266211E-04

A9 = 5.628565E-05

CP = 29162.72

```

PB = 101300!
Z = .999
GI = 1
330 READ NO, H, HG, VMAX, VMIN, DR, FR, V11, V12, V21, V22
    IF DR = .5 THEN 370
    D = .05255
    GOTO 380
370 D = .09804
380 P = 9.810001 * H
    PG = 9.810001 * HG
    X(1) = VMAX / 1000
    X(2) = VMIN / 1000
    X(3) = V11 / 1000
    X(4) = V12 / 1000
    X(5) = V21 / 1000
    X(6) = V22 / 1000
    FOR I = 1 TO 6
    TX1 = A0 + A1 * X(I) + A2 * X(I) ^ 2 + A3 * X(I) ^ 3 + A4 * X(I) ^ 4
    TX2 = A5 * X(I) ^ 5 + A6 * X(I) ^ 6 + A7 * X(I) ^ 7 + A8 * X(I) ^ 8 + A9 * X(I) ^ 9
    TX(I) = TX1 + TX2
    NEXT I
    T(1) = (TX(1) + TX(2)) / 2 + 273.15
    T(2) = (TX(3) + TX(4) + TX(5) + TX(6)) / 4 + 273.15
    FOR I = 1 TO 2
    IF T(I) >= 300 THEN 590
    IF T(I) >= 350 THEN 620
    VI1 = 1.596E-05: TA = 250
    VI2 = 1.846E-05: TB = 300
    GOTO 640
590 VI1 = 1.846E-05: TA = 300
    VI2 = 2.082E-05: TB = 350
    GOTO 640
620 VI1 = 2.082E-05: TA = 350
    VI2 = 2.301E-05: TB = 400
640 P1 = PB + PG
    DF = 3.483407E-03 * P1 * GI / (Z * T(1))
    K = CP / (CP - 8314)
    E1 = 1 - (.41 + .35 * DR ^ 4) * P / (K * P1)
    VI(I) = VI1 + (VI2 - VI1) * (T(I) - TA) / (TB - TA)
    NEXT I
    B = 3.141593 * VI(1) * D / 4
    C1 = .5959 + .0312 * DR ^ 2.1 - .184 * DR ^ 8 + .039 * DR ^ 4 / (1 - DR ^ 4) - .015848 *
DR ^ 3
    C2 = 91.71 * DR ^ 2.5
    F = E1 * 3.141593 * (D * DR) ^ 2 * SQR(2 * DF * P / (1 - DR ^ 4)) / 4
    A = F / B
    Q = 5.62203 * D * VI(1) / VI(2)

```

```

PRINT " Please input here your estimated range of Reynolds numbers"
PRINT
PRINT "          for experiment run No."; NO
INPUT XX(1), XX(2)
COUNT = 0
810 FOR I = 1 TO 2
  Y1(I) = XX(I) / A
  Y2(I) = C1 + C2 * XX(I) ^ (-.75)
NEXT I
IF Y1(1) - Y2(1) < 0 THEN 880
IF Y1(1) - Y2(1) > 0 THEN 900
GOTO 1180
880 IF Y1(2) - Y2(2) > 0 THEN 1030
  GOTO 910
900 IF Y1(2) - Y2(2) < 0 THEN 1010
910 IF Y1(1) - Y2(1) < 0 THEN 930
  GOTO 940
930 IF Y1(2) - Y2(2) < 0 THEN 970
940 IF Y1(1) - Y2(1) > 0 THEN 960
  GOTO 1180
960 IF Y1(2) - Y2(2) > 0 THEN 990
970 XX(2) = XX(2) + .5 * (XX(2) - XX(1))
  GOTO 810
990 XX(1) = XX(1) - .5 * (XX(2) - XX(1))
  GOTO 810
1010 J = 1
  GOTO 1040
1030 J = 0
1040 XX = XX(1) + .6188 * ABS(XX(2) - XX(1))
  GOTO 1070
1060 XX = XX(2) - .618 * ABS(XX(2) - XX(1))
1070 Y1 = XX / A
  Y2 = C1 + C2 * XX ^ (-.75)
  COUNT = COUNT + 1
1100 IF ABS(Y1 - Y2) < .000001 THEN 1220
  IF (Y1 - Y2) > 0 THEN 1140
  IF (Y1 - Y2) < 0 THEN 1160
  GOTO 1220
1140 XX(2 - J) = XX
  GOTO 1060
1160 XX(1 + J) = XX
  GOTO 1040
1180 Y = Y1(1)
  GOTO 1230
  Y = Y1(2)
  GOTO 1230
1220 Y = (Y1 + Y2) / 2

```

```

1230 M = F * Y
Re2 = M / B
C = Y
VF = (M / DF) * (60 / .3048 ^ 3)
Re1 = Q * Re2
LPRINT "Experiment run          No="; NO
LPRINT "Frequency                f="; FR; "(Hz)"
LPRINT "The height of water column  h="; H; "(mm)"
LPRINT "The air temperature in the pipe  Tp="; T(1); "(K)"
LPRINT "The mean temperature in the duct  Tt="; T(2); "(K)"
LPRINT "The air density in the pipe      DF="; DF; "(kg/m3)"
LPRINT "The air viscosity in the pipe     Vp="; VI(1); "(Pa s)"
LPRINT "The air viscosity in the duct     Vt="; VI(2); "(Pa s)"
LPRINT "The discharge coefficient        C="; C
LPRINT "The expansion factor            E="; E1
LPRINT "The mass flow                    m="; M; "(Kg/s)"
LPRINT "The Reynold number in the duct    Re1="; Re1
LPRINT "The Reynold number in the pipe    Re2="; Re2
LPRINT "The volume flow rate              V="; VF; "(CFM)"
LPRINT "The number of iteration steps-Counter="; COUNT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
1440 GOTO 330
1445 DATA 1,80,-24,1.4855,1.41,.5,.02,1.748,1.452,1.643,1.47
1450 DATA 2,80,-24,1.51,1.4625,.5,.04,1.702,1.428,1.607,1.451
1455 DATA 3,80,-24,1.517,1.4515,.5,.08,1.692,1.4459,1.605,1.483
.
.
9095 DATA 448,20,-7,1.5135,1.496,.5,.08,1.769,1.419,1.637,1.495
9097 DATA 449,20,-7,1.510,1.501,.5,.16,1.713,1.47,1.599,1.536
9098 DATA 450,20,-7,1.5065,1.5015,.5,.24,1.646,1.494,1.58,1.541
10000 END

```

12.2. Ek-II

ON ERROR GOTO Handler

START:

CLS

INPUT "Enter the name of the data file "; D\$

INPUT "Enter the name of the output file "; O\$

OPEN D\$ FOR INPUT AS #1

DIM X(200), Y(200), A(10, 10), B(10)

DIM C(10), P(20)

CLS

PRINT "I am working on finding the coefficients..."

PRINT "Wait a minute..."

INPUT #1, M

I = 1

DO WHILE NOT (EOF(1))

INPUT #1, X(I), Y(I)

I = I + 1

LOOP

CLOSE #1

OPEN O\$ FOR OUTPUT AS #2

NUMBER = I - 1

MX2 = M * 2

FOR I = 1 TO MX2

P(I) = 0!

FOR J = 1 TO NUMBER

P(I) = P(I) + X(J) ^ I

NEXT J

NEXT I

N = M + 1

A(1, 1) = NUMBER

FOR I = 1 TO N

FOR J = 1 TO N

K = I + J - 2

IF K > 0! THEN A(I, J) = P(K)

NEXT J

NEXT I

B(1) = 0!

FOR J = 1 TO NUMBER

B(1) = B(1) + Y(J)

NEXT J

```

FOR I = 2 TO N
B(I) = 0!
FOR J = 1 TO NUMBER
B(I) = B(I) + Y(J) * X(J) ^ (I - 1)
NEXT J
NEXT I

```

```

FOR I = 1 TO M
P = I
PIVOT = ABS(A(I, I))
FOR K = I + 1 TO N
IF ABS(A(K, I)) > PIVOT THEN P = K: PIVOT = ABS(A(K, I))
NEXT K

```

```

IF P = I THEN 30
FOR J = 1 TO N
TEMP = A(I, J)
A(I, J) = A(P, J)
A(P, J) = TEMP

```

```

NEXT J
TEMP2 = B(I)
B(I) = B(P)
B(P) = TEMP

```

```

30 FOR K = I + 1 TO N
MULT = A(K, I) / A(I, I)
A(K, I) = 0!
FOR J = I + 1 TO N
A(K, J) = A(K, J) - MULT * A(I, J)
NEXT J
B(K) = B(K) - MULT * B(I)
NEXT K

```

```

NEXT I

```

```

C(N) = B(N) / A(N, N)

```

```

FOR K = 1 TO N - 1
FOR J = N - K + 1 TO N
B(N - K) = B(N - K) - A(N - K, J) * C(J)
NEXT J
C(N - K) = B(N - K) / A(N - K, N - K)
NEXT K

```

```

CLS
PRINT
PRINT "Coefficients : "

```

```

PRINT "=====
FOR I = 1 TO N
  PRINT "A("; I; ") = "; C(I)
NEXT I
PRINT "=====
PRINT
PRINT "Input file is : "; D$
PRINT "Output file is : "; O$

PRINT #2,
PRINT #2, "Coefficients : "
PRINT #2, "=====
FOR I = 1 TO N
  PRINT #2, "A("; I; ") = "; C(I)
NEXT I
PRINT #2, "=====
PRINT
PRINT #2, "Input file is : "; D$
PRINT #2, "Output file is : "; O$
PRINT
PRINT "Press any key to continue..."
DO
LOOP UNTIL INKEY$ <> ""
CLOSE #2
CLS
PRINT "Do you want to run the program again [Y/N] : "
DO
  A$ = INKEY$
LOOP UNTIL (A$ = "Y") OR (A$ = "N") OR (A$ = "y") OR (A$ = "n")
IF A$ = "Y" OR A$ = "y" THEN GOTO START
END

```

Handler:

```

CLS
PRINT "An error occurred during program execution..."
PRINT
PRINT "Error "; ERR; " on line "; ERL
PRINT
SELECT CASE ERR
  CASE 53
    PRINT "File not found : "; D$
  END
  CASE ELSE
    PRINT "Unexpected error, ending program."
  END
END SELECT2

```

XII. ÖZGEÇMİŞ

Nedim Sözbir, 1965 yılında Kars'ta doğdu. İlkokulu ve ortaokulu Üsküdar'da tamamladı. Lise eğitimini ise 1982 yılında Gemi Yapı Meslek Lisesinde tamamladı. Aynı yıl Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümüne girdi. Buradaki öğrenimini 1986 yılında tamamladı. Aynı yıl Türkiye Gemi Sanayi A.Ş. Pendik Motor Fabrikası'nda Mak. Müh. olarak çalışmaya başladı. 1987 yılında askerlik görevini yapmak üzere ayrıldı. Askerlik görevini Dz.K.K. Teknik Başkanlığı Teknik D.Başkanlığında Mak.Atğm olarak yaptı. 1989 yılında askerlik görevini tamamlayıp, Pendik Motor Fabrikasındaki görevine tekrar başladı. Aynı yıl Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Bölümü Enerji dalında yüksek lisansa başladı. girdi. 1990 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Müh. Fak. Makina Müh. Bölümüne Ar. Gör. göreve başladı. 1991 yılında Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Bölümü Enerji dalındaki yüksek lisansını tamamladı. Aynı yıl İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Bölümünde doktora öğrenimine başladı. 1994-1995 yılları arasında Miami Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Kanallarda Tek Fazlı Cebri Konveksiyon ve Elektronik Soğutma adlı doktora tez konusunu hazırladı.

Halen Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Ar.Gör. olarak çalışmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.

Adres:

Kocaeli Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
41040 Kocaeli