

**ALÜMİNYUM METAL KÖPÜK İÇİNDE DARBELİ AKIŞIN  
ISI GEÇİŞİNE ETKİSİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Altay ARBAK**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Mühendisliği Programı**

**TEMMUZ 2021**



**ALÜMİNYUM METAL KÖPÜK İÇİNDE DARBELİ AKIŞIN  
ISI GEÇİŞİNE ETKİSİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Altay ARBAK  
(503142013)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Makina Mühendisliği Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**

**TEMMUZ 2021**



İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503142013 numaralı Doktora Öğrencisi Altay ARBAK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "ALÜMİNYUM METAL KÖPÜK İÇİNDE DARBELİ AKIŞIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**        **Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ** .....  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Cihat ARSLANTÜRK** .....  
Atatürk Üniversitesi

**Doç. Dr. Ersin SAYAR** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **16 Haziran 2021**  
**Savunma Tarihi :**   **06 Temmuz 2021**





*Eşime ve oğluma,*



## ÖNSÖZ

Yeni bir malzeme türü olan metal köpükler endüstride gün geçtikçe daha geniş kullanım alanı bulmaktadır. Kullanım alanlarının artmasıyla birlikte metal köpükler üzerine yapılan akademik çalışmalar da hız kazanmaktadır. Bu çalışmada alüminyum metal köpük içerisindeki ısı ve momentum aktarım olaylarının zamandan bağımsız ve zamana bağlı olarak incelenmesi, modellenmesi hedeflenmiştir.

Tez konusunun seçilmesi noktasında bana yol gösteren ve tezin ilerleyişinde her aşamada büyük katkı ve destek sağlayan Sayın Hocam Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e minnetlerimi sunarım.

Amerika Birleşik Devletleri'nde misafir araştırmacı olarak bulunduğum bir yıllık süre boyunca ve sonrasında çalışma fırsatı bulduğum, Detroit Üniversitesi öğretim üyesi Prof. Dr. Nihad DUKHAN'a ve yurtdışındaki bu süre içinde, doktora sırası araştırma bursu (2214/A) ile çalışmamı destekleyen TÜBİTAK'a teşekkürü bir borç bilirim.

Akademisyenliğe adım attığım andan itibaren bana bu alanda çalışma gücü ve isteği kazandıran, çalışma disiplinini ve titizliğini daima örnek aldığım, İTÜ Makina Fakültesi emekli öğretim üyesi Prof. Dr. Taner DERBENTLİ'ye ne kadar teşekkür etsem azdır.

Sadece tez çalışmamla sınırlı kalmayıp maddi manevi her zaman yanımda olan annem Meral ARBAK'a, ileri görüşlülüğü konusunda her zaman bana yol gösteren ve mezuniyet aşamasında kaybettiğim babam Atilla ARBAK'a sonsuz minnetlerimi sunarım.

Teşekkür etmenin ötesinde, bilimsel çalışmanın zorlu alanlarında bana moral veren ve güç kaynağım olan sevgili eşim Merve ARBAK'a ve bu süreçte ailemize katılan oğlum Kelvin Atilla ARBAK'a sabır ve özverileri için minnet ve sevgilerimi sunarım.

Temmuz 2021

Altay ARBAK  
(Makina Yüksek Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	vii
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	ix
<b>KISALTMALAR</b> .....	xi
<b>SEMBOLLER</b> .....	xiii
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	xvii
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	xix
<b>ÖZET</b> .....	xxi
<b>SUMMARY</b> .....	xxiii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması .....	2
1.2.1 Genel kaynaklar.....	3
1.2.2 Metal köpükte düz akışta zorlanmış taşınım .....	4
1.2.3 Darbeli akışta zorlanmış taşınım .....	5
1.2.4 Isıl dispersiyon.....	6
<b>2. GÖZENEKLİ ORTAM TEORİSİ</b> .....	<b>7</b>
2.1 Metal Köpük ve Geometrik Özellikleri .....	7
2.2 Temsili Birim Hacim Kavramı ve Korunum Denklemlerinin Ortalamaları ...	8
2.2.1 Etkin ısı iletim katsayısı .....	10
2.2.2 Isıl dispersiyon modelleri .....	11
<b>3. DENEYSEL ÇALIŞMA</b> .....	<b>15</b>
3.1 Deneysel Tesisatının Tanıtılması.....	15
3.2 Düz Akış Deneylerinin Yapılışı ve Sonuçları.....	19
3.2.1 Soğuk Akış .....	19
3.2.2 Sıcak Akış.....	22
3.3 Belirsizlik Analizi .....	27
3.4 Darbeli Akış Deneylerinin Yapılışı ve Sonuçları .....	28
3.4.1 Frekans Etkisi .....	35
3.4.2 Genlik Etkisi .....	38
<b>4. SAYISAL ÇALIŞMA</b> .....	<b>41</b>
4.1 HAD Modeli .....	41
4.1.1 Çözümün ağ yapısından bağımsızlığı.....	42
4.2 Düz Akış.....	43
4.2.1 Isıl Dispersiyon İletkenliği .....	45
4.3 Darbeli Akış.....	49
<b>5. SONUÇLAR</b> .....	<b>55</b>

<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>57</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>61</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>78</b>



## KISALTMALAR

<b>FFT</b>	: Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>LTE</b>	: Local Thermal Equilibrium (Yerel Isıl Denge)
<b>LTNE</b>	: Local Thermal Non-Equilibrium (Yerel Isıl Dengesizlik)
<b>PPI</b>	: Pores Per Inch (İnç Başına Düşen Gözenek Sayısı)
<b>TBH</b>	: Temsili Birim Hacim





## SEMBOLLER

<b>A</b>	: Alan [ $m^2$ ]
<b><math>A_c</math></b>	: Kesit alanı $W \times H$ [ $m^2$ ]
<b><math>A_{ak}</math></b>	: Akışkan hacmine ait yüzey alanı [ $m^2$ ]
<b>C</b>	: Denklem 1.1'deki atalet katsayısı
<b><math>c_a, c_k</math></b>	: Akışkanın ve katının sabit basınçtaki özgül ısısı [ $J/kg - K$ ]
<b><math>c_o</math></b>	: Gözenekli ortamın sabit basınçtaki özgül ısısı [ $J/kg - K$ ]
<b><math>D_h</math></b>	: Kanalın hidrolik çapı (denklem 3.5) [ $m$ ]
<b><math>D_T</math></b>	: Dispersiyon sabiti (denklem 2.20)
<b>f</b>	: Sürtünme faktörü (denklem 3.4)
<b>F</b>	: Denklem 2.7'deki şekil sürüklenme katsayısı
<b><math>\vec{h}_d</math></b>	: Dispersiyon vektörü
<b>j</b>	: Colburn faktörü $StPr^{2/3}$
<b>K</b>	: Ortamın geçirgenliği [ $m^2$ ]
<b><math>k_a, k_k</math></b>	: Akışkanın ve katının ısı iletim katsayısı [ $W/m - K$ ]
<b><math>k_d</math></b>	: Dispersiyon iletkenliği [ $W/m - K$ ]
<b><math>k_o</math></b>	: Durgun haldeki etkin ısı iletim katsayısı [ $W/m - K$ ]
<b><math>k_T</math></b>	: Toplam ısı iletim katsayısı [ $W/m - K$ ]
<b><math>L \times W \times H</math></b>	: Uzunluk $\times$ Genişlik $\times$ Yükseklik [ $m$ ]
<b>M</b>	: Boyutsuz frekans parametresi (denklem 3.23)
<b>n</b>	: Periyot sayısı
<b><math>\vec{n}_{oa}, \vec{n}_{ok}</math></b>	: Akışkan ve katı yüzeyin normali
<b><math>Nu_D</math></b>	: Hidrolik çap esaslı Nusselt sayısı (denklem 3.9)
<b><math>Nu_K</math></b>	: Geçirgenlik esaslı Nusselt sayısı (denklem 3.8)
<b><math>Nu_x</math></b>	: Yerel Nusselt sayısı (denklem 3.7)
<b><math>Nu_{x,ort}</math></b>	: Zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı (denklem 3.20)
<b><math>Nu_{ort}</math></b>	: Zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısı (denklem 3.25)
<b>P</b>	: Basınç [ $Pa$ ]
<b>Pe</b>	: Pécllet sayısı $Pr_a Re$
<b><math>Pr_a</math></b>	: Akışkanın Prandtl sayısı $\nu_a / \alpha_a$
<b><math>Pr_o</math></b>	: Gözenekli ortamın etkin Prandtl sayısı $\mu_a c_o / k_o$
<b><math>q''</math></b>	: Isı akısı [ $W/m^2$ ]
<b><math>Re_K</math></b>	: Geçirgenlik esaslı Reynolds sayısı (denklem 3.6)
<b><math>Re_{ort}</math></b>	: Zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısı (denklem 3.21)
<b><math>s_o</math></b>	: Özgül yüzey alanı (denklem 2.2) [ $m^2/m^3$ ]
<b>St</b>	: Stanton sayısı
<b>t</b>	: Zaman [ $s$ ]
<b><math>T_a, T_k</math></b>	: Akışkan ve katının sıcaklığı [ $^{\circ}C$ ]
<b><math>T_b</math></b>	: Yığın sıcaklık [ $^{\circ}C$ ]
<b><math>T_y</math></b>	: Yüzey sıcaklığı [ $^{\circ}C$ ]
<b><math>\bar{T}_y</math></b>	: Konum ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı (denklem 3.10) [ $^{\circ}C$ ]
<b><math>T_{y,ort}</math></b>	: Zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı (denklem 3.19) [ $^{\circ}C$ ]
<b><math>\bar{T}_{y,ort}</math></b>	: Zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklığının konum ortalaması [ $^{\circ}C$ ]

$\vec{u}$	: Hız vektörü
$u_m$	: Kesit içi ortalama hız [ $m/s$ ]
$u_{maks}$	: Maksimum hız [ $m/s$ ]
$u_{ort}$	: Zaman ortalaması alınmış hız [ $m/s$ ]
$V_T$	: Gözenekli ortamın hacmi [ $m^3$ ]
$\dot{V}$	: Hacimsel debi [ $m^3/s$ ]
$V_o$	: TBH
$X$	: Boyutsuz uzunluk
$x, y$	: Kartezyen koordinatlar
$x_o$	: TBH'nin geometrik merkezi
$w$	: Denklem 2.22'deki karışım uzunluğu katsayısı
$\delta_M$	: Momentum sınır tabaka kalınlığı [ $m$ ]
$\delta_T$	: Isıl sınır tabaka kalınlığı [ $m$ ]
$\varepsilon$	: Gözeneklilik
$\varepsilon_o$	: Ortalama gözeneklilik
$\mu_a$	: Akışkanın dinamik viskozitesi [ $Pa \cdot s$ ]
$\nu_a$	: Akışkanın kinematik viskozitesi [ $m^2/s$ ]
$\rho_a, \rho_a$	: Akışkan ve katının yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]
$\rho_o$	: TBH'deki gözenekli ortamın yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	: Periyot [ $s$ ]
$\alpha_a$	: Akışkanın ısı yayılım katsayısı [ $m^2/s$ ]
$\gamma$	: Denklem 2.14'teki dispersiyon katsayısı
$\Omega$	: Akışkan veya katıya ait fiziksel büyüklük
$\langle \cdot \rangle$	: TBH'ye göre hacimsel ortalama
$ag$	: Akışkan giriş
$o$	: TBH'ye ait büyüklük
$a$	: Akışkan
$k$	: Katı





## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
<b>Çizelge 2.1:</b> Farklı modeller kullanılarak elde edilen etkin ısı iletim katsayıları....	11
<b>Çizelge 3.1:</b> HAD değişkenleri.....	18
<b>Çizelge 3.2:</b> Deneysel çalışma aralığı.....	29
<b>Çizelge 4.1:</b> Ağ (Mesh) tipine göre eleman sayıları.....	42
<b>Çizelge 4.2:</b> Sayısal modelden elde edilen dispersiyon iletkenlikleri (W/m-K). ....	53
<b>Çizelge A.1</b> Hız, indirgenmiş basınç gradyeni verileri ve hataları.....	63
<b>Çizelge A.2</b> Düz, sıcak akış verileri. ....	64



## ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 : Alüminyum metal köpük fotoğrafı. ....	7
Şekil 2.2 : Temsili birim hacim. ....	8
Şekil 2.3 : Calmidi-Mahajan korelasyonu. ....	12
Şekil 3.1 : Deney tesisatının şematik gösterimi. ....	16
Şekil 3.2 : Deney tesisatının fotoğrafı. ....	16
Şekil 3.3 : Test bölmesinin şematik gösterimi. ....	17
Şekil 3.4 : İkinci köpüğün hız alanına etkisinin görüldüğü akım çizgileri. ....	17
Şekil 3.5 : Deney odası. ....	18
Şekil 3.6 : Basınç gradyeni-hız grafiği. ....	20
Şekil 3.7 : İndirgenmiş basınç gradyeni-hız grafiği. ....	20
Şekil 3.8 : Sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği. ....	22
Şekil 3.9 : Yüzey sıcaklığı-konum grafiği ( $q'' = 12787W/m^2$ ). ....	23
Şekil 3.10 : Yerel Nu sayısı-boyutsuz uzunluk grafiği ( $q'' = 12787W/m^2$ ). ....	24
Şekil 3.11 : $Nu_K-Re_K$ grafiği. ....	25
Şekil 3.12 : Colburn faktörü- $Re_K$ sayısı grafiği. ....	26
Şekil 3.13 : Ortalama hızın zamanla değişimi (deney 6). ....	31
Şekil 3.14 : Hacimsel debi sensörü sinyalinin FFT analizi (deney 6). ....	32
Şekil 3.15 : Yüzey sıcaklığı-zaman değişimi (deney 6). ....	33
Şekil 3.16 : Yüzey sıcaklığı zaman ortalamaları deney 6. ....	34
Şekil 3.17 : Yerel Nusselt sayısının konumla değişimi (deney 6). ....	35
Şekil 3.18 : $Re_{ort}=491,52$ genlik için yerel Nu sayısı değişimi. ....	36
Şekil 3.19 : $Re_{ort}=983,03$ genlik için yerel Nu sayısı değişimi. ....	37
Şekil 3.20 : $Re_{ort}=1387,81$ genlik için yerel Nu sayısı değişimi. ....	37
Şekil 3.21 : Tüm genlik ve frekanslar için yerel Nu sayısı değişimi. ....	38
Şekil 3.22 : Tüm genlik ve frekanslar için yerel Nu sayısı değişimi. ....	39
Şekil 3.23 : Nu korelasyonu. ....	40
Şekil 4.1 : Sayısal model geometrisi. ....	41
Şekil 4.2 : Ağdan bağımsızlık. ....	43
Şekil 4.3 : Kanal içi tam gelişmiş hız profilleri. ....	44
Şekil 4.4 : Renklendirilmiş hız dağılımı ( $u_m = 0,013m/s$ ). ....	45
Şekil 4.5 : Düz akış için ortalama Nu sayısının akışkan hızı ile değişimi. ....	46
Şekil 4.6 : $\gamma = 0,041$ için dispersiyon iletkenliğinin hız ile değişimi. ....	47
Şekil 4.7 : Yerel Nu sayısının konum ile değişimi. ....	47
Şekil 4.8 : Yerel ısı taşınım katsayısı - konum grafiği. ....	48
Şekil 4.9 : Darbeli akış hız - zaman grafiği (sayısal çözüm 6). ....	50
Şekil 4.10 : Yüzey sıcaklığı-zaman değişimi (sayısal çözüm 6). ....	51

<b>Şekil 4.11</b> : Zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı - konum grafiği (sayısal çözüm 6).....	52
<b>Şekil 4.12</b> : Deneysel ve sayısal $Nu_{ort}$ karşılaştırması.....	53
<b>Şekil 4.13</b> : Dispersiyon korelasyonu. ....	54
<b>Şekil A.1</b> : Hız-zaman grafiği deney 1 (valf açıklığı=%23, f=0,17 Hz). ....	65
<b>Şekil A.2</b> : Hız-zaman grafiği deney 2 (valf açıklığı=%23, f=0,10 Hz). ....	65
<b>Şekil A.3</b> : Hız-zaman grafiği deney 3 (valf açıklığı=%23, f=0,07 Hz). ....	65
<b>Şekil A.4</b> : Hız-zaman grafiği deney 4 (valf açıklığı=%46, f=0,17 Hz). ....	65
<b>Şekil A.5</b> : Hız-zaman grafiği deney 5 (valf açıklığı=%46, f=0,10 Hz). ....	66
<b>Şekil A.6</b> : Hız-zaman grafiği deney 6 (valf açıklığı=%46, f=0,07 Hz). ....	66
<b>Şekil A.7</b> : Hız-zaman grafiği deney 7 (valf açıklığı=%66, f=0,17 Hz). ....	66
<b>Şekil A.8</b> : Hız-zaman grafiği deney 8 (valf açıklığı=%66, f=0,10 Hz). ....	66
<b>Şekil A.9</b> : Hız-zaman grafiği deney 9 (valf açıklığı=%66, f=0,07 Hz). ....	67
<b>Şekil A.10</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 1).....	68
<b>Şekil A.11</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 2).....	69
<b>Şekil A.12</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 3).....	70
<b>Şekil A.13</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 4).....	71
<b>Şekil A.14</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 5).....	72
<b>Şekil A.15</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 6).....	73
<b>Şekil A.16</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 7).....	74
<b>Şekil A.17</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 8).....	75
<b>Şekil A.18</b> : Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 9).....	76

## ALÜMİNYUM METAL KÖPÜK İÇİNDE DARBELİ AKIŞIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİ

### ÖZET

Bu çalışmada bir yüzeyinden sabit ısı akısı ( $12787 \text{ W/m}^2$ ) uygulanan, metal köpük ile doldurulmuş kanal içerisindeki ısı geçişi zamana bağlı olarak incelenmiştir. Kullanılan alüminyum metal köpük 20 ppi gözenek sıklığına ve % 91,8 gözenekliliğe sahiptir. Akışkan olarak su kullanılmıştır.

Kurulan deney tesisatı yardımıyla ilk olarak Forchheimer akış rejimi için deneysel basınç düşüşü-hız ilişkisi elde edilmiştir. Bu sonuçlar analiz edilerek metal köpüğün geçirgenliği ve şekil sürüklenme katsayısı hesaplanmıştır. Ortamın geçirgenliği  $3,94 \times 10^{-8} \pm 1,16 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ , şekil sürüklenme katsayısı  $0,087 \pm 0,002$  olarak bulunmuştur.

Düz akış için yapılan ısı geçişi deneyleri sonucunda, ölçülen yüzey sıcaklıkları ve akışkan giriş sıcaklıklarından yerel Nusselt sayısının konum ile değişimi elde edilmiştir. Yüzey ortalaması alınmış sıcaklık değerleri kullanılarak ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Yüzeydeki sabit ısı akısı  $23444 \text{ W/m}^2$  değerine yükseltilerek sonuçların  $12787 \text{ W/m}^2$  değeri ile uyumuna bakılmış ve sonuçların yakın olduğu görülmüştür. Daha sonra her iki ısı akısı için yapılan deneylerden elde edilen ortalama Nusselt sayıları Reynolds sayısı ile ilişkilendirilerek bir korelasyon elde edilmiştir.

Zamana bağlı ısı geçişi deneylerinde, kanalın girişindeki akışkan hızı darbeli olarak değişirken ısı akısı sabit tutulmaktadır. Deney tesisatında bulunan selonoid valf yardımıyla farklı frekans ve genlikte, kare dalga şeklinde zamana bağlı, ortalama akışkan hızı elde edilmiştir. Üç farklı genlik (0,034, 0,068, 0,096 m/s) ve üç farklı frekans (valf çalışma frekansı, 0,07, 0,10, 0,17 Hz) için deneyler yapılmıştır. Deneysel olarak Nusselt sayısının boyutsuz frekans ve boyutsuz genlik ile ilişkilendirilebileceği gösterilmiştir. Bununla birlikte, genliğin ısı geçişi üzerindeki etkisinin frekansa göre daha fazla olduğu anlaşılmıştır. Her üç genlikte de frekansın artması ısı geçişini arttırmıştır.

Comsol yazılımı kullanılarak iki boyutlu, zamandan bağımsız ve zamana bağlı gözenekli ortam modelleri oluşturulmuştur. Düz akış ve zamana bağlı akış için deneysel Nusselt sayılarına en yakın sonucu veren dispersiyon katsayıları ayrı ayrı bulunmuştur. Düz akış için, dispersiyon iletkenliği ortalama akışkan hızı ile ilişkilendirilmiştir. Darbeli akış için, dispersiyon iletkenliği boyutsuz frekans ve boyutsuz genliğin fonksiyonu olarak verilmiştir.



# THE EFFECT OF PULSATING FLOW ON HEAT TRANSFER IN ALUMINUM METAL FOAM

## SUMMARY

In this study, a metal foam filled channel subjected to constant heat flux of  $12787 \text{ W/m}^2$  on one side is used to investigate convective heat transfer. The aluminum open-cell foam sample has 20 pores per inch and 91.8% porosity. The analysis is made for Reynolds number range between 2.8 and 25 for water as a working fluid. Pressure drop measurements showed that the flow was in the Forchheimer regime.

The Fanning friction factor correlated with the permeability-based Reynolds number to the power 0.4. Heat transfer results showed that the average Nusselt number correlated well the Reynolds number in a power law with the exponent of Reynolds number being 0.61. The Nusselt number reached a plateau at around Reynolds number equals 10. The Colburn  $j$  factor for the metal-foam heat sink correlated with the Reynolds number to the power 0.4, and was 407 % higher than that of an empty channel. The experimental data and correlation of obtained can aid numerical and modeling work concerning asymmetrically-heated metal-foam heat transfer

### Experimental Setup

The experimental setup consists of a pressure regulator, a solenoid valve and a magnetic flow rate sensor connected in series upstream of the test section. The water pressure regulator is adjustable up to 11 bars. It was set to 0.7 bar water pressure during the experimental work. Therefore, the mass flow rate could be maintained at a constant value, regardless the pressure of the supplied tap water. The filter protected all instruments and the test section from rust and other impurities that may cause clogging. The direct-acting two-way solenoid control valve was used for controlling the mass flow rate, which was set to various steady timeindependent values. To measure surface temperatures, T-type thermocouples were used. There were seven temperature measurement locations having 12.7 mm distance from each other. A magnetic-inductive volumetric flow sensor was used to measure the volumetric flow rate of water up to 20 L/min. In addition to volumetric flow monitoring, it had a built-in temperature sensor to measure the inlet temperature of water.

## Results of Hydrodynamic Experiments

A quadratic relation between pressure drop per length and the average velocity is observed as expected. The relationship between the reduced pressure gradient vs. velocity is given below. On the right-hand side, the first term accounts for viscous effects and it is a constant. The second term is the inertia term which is proportional to velocity.

$$\frac{\Delta P}{Lu_m} = \frac{\mu_a}{K} + \frac{\rho_a F}{\sqrt{K}} u_m \quad (0.1)$$

where  $\Delta P$  is static pressure drop,  $L$  is the length of the porous channel in the flow direction,  $\mu$  is the fluid dynamic viscosity,  $K$  is the permeability of porous media,  $\rho$  is the fluid density,  $F$  is the form-and-inertia drag coefficient and  $u$  is the average flow velocity. The permeability was obtained as  $3.94 \times 10^{-8} \pm 1.16 \times 10^{-9} \text{ m}^2$  and Forchheimer coefficient was obtained as  $0.087 \pm 0.002$ .

## Results of Heat Transfer Experiments

As the flow velocity increases the slope of each temperature curve decreases. This means that at higher velocities the convection heat transfer from the heated base is higher. In addition, higher velocities cause more mixing and turbulence in the water flow, which enhances the dispersion conductivity of water resulting in enhanced conduction heat transfer from the base.

The Nusselt number was calculated by using the heated surface average temperature, fluid inlet temperature, heat flux data and permeability as

$$Nu_K = \frac{q'' \sqrt{K}}{(\bar{T}_y - T_{ag}) k_a} \quad (0.2)$$

A correlation was given for Nusselt number as function of permeability based Reynolds number as

$$Nu_K = 0,36 Re_K^{0,6} \quad (0.3)$$

By using the numerical model thermal dispersion conductivities were obtained by trial-error approach. The value of thermal dispersion coefficient,  $\gamma$ , was obtained as 0.041.

$$k_d = \rho_a c_a \gamma \sqrt{K} u_m \quad (0.4)$$

## Pulsating Flow Heat Transfer Experiments

In total nine different pulsating flow experiments were conducted. The experimental parameters are; flow amplitude and frequency. Valve opening parameter is responsible for flow amplitude parameter. Valve frequency parameter controls flow frequency.

$$Re_{ort} = \frac{\rho_a u_{ort} D_h}{\mu_a} \quad (0.5)$$

$$M = \left( \frac{\omega(H/2)^2}{2\nu_a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (0.6)$$

The dimensionless flow frequency parameter ( $M$ ) and dimensionless flow amplitude ( $Re_{ort}$ ) parameter were changed in the range of 4.8-7.3 and 3.33-9.41 respectively. The results showed that there is a strong relationship between average Nusselt number and flow velocity amplitude. Generally, average Nusselt number is increasing with increasing frequency parameter for given amplitude. Average Nusselt number were given as follows

$$Nu_{ort} = 3,261Re_{ort}^{0,5}M^{0,14} \quad (0.7)$$

The thermal dispersion mechanism has an important role in heat transfer in metal foam, especially when using water as a working fluid. Thermal dispersion conductivities are obtained from the numerical model by trial and error approach. A correlation was proposed for non-dimensional dispersion conductivity.

$$\frac{k_d}{k_o} = 1,11 \times 10^{-4}Re_{ort}^{1,11}M^{0,19} \quad (0.8)$$



## 1. GİRİŞ

Metal köpüklerin imalatı 1990'lı yıllara dayanmaktadır. O günden bu yana metal köpükler soğutma uygulamalarında daha geniş yer almaya başlamıştır. Bunların başında elektronik bileşenlerin soğutulması, nükleer reaktörler, uzay araçlarının dış yüzeyinin soğutulması gibi uygulamalar sayılabilir.

Gözenekli ortamlardaki momentum ve enerji aktarımı günümüzde görece iyi anlaşılmış konulardır. Metal köpüklerin modellenmesinde gözenekli ortamlar için yazılan korunum denklemleri geçerlidir. Momentum ve ısı geçişi modellemesi genel olarak, yerel hacim ortalamaları yöntemine göre yapılmaktadır. Bu yöntem ile elde edilen korunum denklemleri Bölüm 2'de verilmiştir. Ayrıca metal köpükler için kullanılabilir etkin ısı iletim katsayısı modelleri ve ısı dispersiyon modelleri bu bölümde irdelenmiştir.

Metal köpük ile doldurulmuş dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde momentum ve ısı geçişini incelemek amacıyla kurulan deney tesisatı Kısım 3.1'de tanıtılmıştır. Deney tesisatındaki bileşenlerin özellikleri ve test bölmesinin detayları bu kısımda yer almaktadır. Kısım 3.2'de düz akış deneylerinin nasıl yapıldığı açıklanmaktadır ve sonuçları irdelenmektedir. Kısım 3.2 detaylı olarak düz akış deneylerinin sonuçlarının verildiği bölümdür. Kullanılan metal köpüğün geçirgenliği ve şekil sürüklenme katsayısı basınç düşüşü deneysel verileri kullanılarak hesaplanmaktadır. Farklı akışkan hızları için sabit ısı akısı sınır şartı altında yapılan sıcak deneylerin sonucunda yerel ve ortalama Nusselt sayıları bu bölümde verilmiştir. Deneysel ölçme hatalarını hesaplama yöntemi ve sonuçları Kısım 3.3'te verilmiştir. Darbeli akış deneylerine esas oluşturan frekans ve genlik parametreleri Kısım 3.5'te verildikten sonra deneylerin yapılış süreci anlatılmıştır. Darbeli akışta ısı geçişi deneylerinin sonuçları yine bu kısımda verilmiştir.

Bölüm 4'te Comsol yazılımı kullanılarak oluşturulan iki boyutlu gözenekli ortam modeli tanıtılmış ve elde edilen sayısal sonuçlar irdelenmiştir. Sayısal modele ait denklemler ve yapılan kabuller Bölüm 1'deki teorik esaslara uygundur. İlk olarak

sıcak, düz akış deneysel sonuçlarından elde edilen ortalama Nusselt sayılarına yakın sonuç veren dispersiyon iletkenlikleri deneme yanılma yöntemiyle bulunmuştur. Daha sonra darbeli akış için de benzer çalışma zaman ortalaması alınmış Nusselt sayıları üzerinden yapılmıştır. Böylece darbeli akış altında metal köpük için dispersiyon katsayıları elde edilmiştir.

Bölüm 5, tüm sonuçların özet olarak verildiği ve tartışıldığı bölümdür. Geçirgenlik ve şekil sürüklenme katsayısı deneysel belirsizlik değerleri ile birlikte verilmiştir. Zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısı ve dispersiyon iletkenliği, zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısı ve boyutsuz frekans ile ilişkilendirilmiştir.

## **1.1 Tezin Amacı**

Zamana göre değişen akışların meydana getirdiği soğutma etkisi, bir başka deyişle ısı geçişi miktarı daimi rejimden farklı olmaktadır. Daimi akışa kıyasla zamana bağlı akışlarda akışın özelliklerine göre ısı geçişinin artabileceği gibi azalması da mümkündür. Bu tez çalışmasında gözenekli ortam olarak seçilen alüminyum metal köpük içerisine darbeli (pozitif bir değer etrafında salınan) su akışı gönderilmekte ve ısıtılan yüzeyden yüzey sıcaklıkları ölçülmektedir.

Tezin amacı darbeli akışı karakterize eden iki büyüklük olan frekans ve genlik parametrelerinin ısı geçişini nasıl etkilediğini deneysel olarak ortaya koymaktır. Bunu yaparken de sayısal model yardımıyla düz akış ve darbeli akış için dispersiyon katsayılarını bulmaktır.

## **1.2 Literatür Araştırması**

Gözenekli ortamda akışın incelendiği ilk bilimsel çalışma Darcy'nin çalışmasıdır. O zamandan beri çok sayıda bilimsel makale ve kitap yayınlanmıştır. Metal köpükte özel olarak titreşimli akışın ısı geçişine etkisinin incelendiği bu tez çalışması oldukça geniş bir literatür yelpazesini kapsadığından ilgili kaynaklar dört alt başlık halinde, genel olarak kronolojik sırayla verilmiştir.

### 1.2.1 Genel kaynaklar

Gözenekli ortam içerisindeki akış ve ısı geçişi ile ilgili önemli miktarda deneysel çalışma bulunmaktadır. Bunlardan ilki kumdan oluşmuş gözenekli bir ortamda basınç kaybını inceleyen Darcy'ye aittir [1]. Darcy, çalışmasında gözenekli ortamdaki akışkan basınç düşüşünün, hızın doğrusal bir fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Daha sonra yıllar içerisinde bu ilişki geliştirilmiştir. İlk olarak Hazen tarafından akışkan sıcaklığının etkisi doğrusal ifadeye dahil edilmiştir [2]. Daha sonra, sıcaklık etkisi akışkanın viskozitesi cinsinden ifade edilmiştir [3]. Hızın karesi ile ilişkili terimin eklenmesiyle denklem 1.1'de verilen denklem ortaya çıkmıştır. İkinci terim her ne kadar Forchheimer ismi ile anılsa da ilk olarak Dupuit tarafından önerilmiştir [4]. Darcy'nin öncülük ettiği gözenekli ortamda akışın modellenmesi konusunun tarihsel gelişimi Lage'nin yazmış olduğu derleme çalışmasında detaylı olarak ele alınmıştır [5].

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu_a}{K} u_m + \rho_a C u_m^2 \quad (1.1)$$

Gözenekli ortamlar üzerine Nield ve Bejan'ın [6] yazmış olduğu kitap ile Kaviany'nin [7] yazmış olduğu kitap temel referans kaynaklarıdır.

Ergun [8] kürelerden oluşan gözenekli ortam için yapmış olduğu çalışma ile literatüre önemli bir katkıda bulunmuş ve deneysel olarak viskoz sürtünme teriminin bir sabit, küre çapı, gözeneklilik ve akışkanın viskozitesi cinsinden yazılabileceğini göstermiştir. Şekil sürüklenmesi terimi de bir sabit, küre çapı, gözeneklilik ve akışkanın yoğunluğu cinsinden ifade edilmiştir. Söz konusu iki sabit, Ergun sabitleri olarak bilinmektedir ve sırasıyla 150 ve 1,75 değerine sahiptir.

Vafai ve Tien [9] yerel hacim ortalaması alınmış momentum denklemini detaylı şekilde vermişlerdir.

Haji-sheikh ve Vafai [10] farklı kesitlere sahip gözenekli kanallarda ısısal açıdan gelişmekte olan zorlanmış ısı taşınımını incelemişlerdir. Momentum ve enerji denklemlerini "weighted residuals" yöntemiyle viskoz "dissipasyon" etkilerini de göz önüne alarak çözmüşlerdir.

Vafai ve Kim [11] paralel plakalar arasında sınırlandırılmış ve sabit ısı akısı uygulanan gözenekli ortam için analitik bir çözüm geliştirmişlerdir. Yerel ısısal denge (LTE) kabulü

için çözüm yapılmıştır. Modellerinde duvar etkisi ve atalet terimleri de momentum denklemine dahil edilmiştir. Bu denklem Brinkman- Forchheimer geliştirilmiş Darcy modeli [12] olarak bilinmektedir.

Neild, Kuznetsov, ve Xiong [13], [14] plaka akışı veya farklı sınır koşullarına sahip dairesel kanal akışı için momentum ve enerji denklemlerini analitik olarak çözmüşlerdir. Her iki çalışma da LTE kabulü altında yapılmıştır.

LTE kabulünün geçerliliği hakkında detaylı incelemeler farklı araştırmacılar tarafından yapılmıştır [15]. Bu araştırmacılardan Nield [6], katı fazdaki iletimin baskın olduğu her durumda LTE kabulünün geçerli olduğunu göstermiştir.

Özdemir [16], “Tel örgü katmanlarından oluşan gözenekli ortamda zorlanmış ısı geçişi” isimli doktora çalışmasında temsili birim hacim yardımıyla gözeneklilik ölçümü, tel örgü gözenekliliğinin yeni bir yöntemle hesaplanması, hidrodinamik deneylerle ortalama geçirgenlik sayılarının bulunması, Nusselt sayısının akış doğrultusu ve Péclet sayısı ile değişiminin deneysel tespiti, akışkan sıcaklığının akış doğrultusundaki dik kesitte ölçümü, süreklilik yaklaşımı ile elde edilen korunum denklemlerinin deneyleri yapılan ortamlar için analitik ve sayısal çözümü ve bu çözümlerden deneysel sonuçlara uyan dispersiyon katsayılarının bulunması konularını ele almış, yöntem ve sonuçların benzer çalışmalarda kullanılabilmesi olanaklı kılınmıştır.

### **1.2.2 Metal köpükte düz akışta zorlanmış taşınım**

Son 30 yıl içerisinde metal köpüklerin karakteristiği üzerine çok fazla sayıda çalışma yayınlanmıştır. Antohe vd. [17] yapmış oldukları deneysel çalışma ile içerisinden hava akan 40 ppi metal köpük için geçirgenlik ve şekil sürüklenme katsayısını tanımlamışlardır. Araştırmacılar geçirgenlik esaslı Reynolds sayısı yerine daha geniş bir kullanım alanı olan gözenek çapı esaslı Reynolds sayısını kullanmışlardır.

Noh ve diğ. [18] alüminyum metal köpük (10 PPI, gözeneklilik,  $\varepsilon = 0.90$ ) ile doldurulmuş halkasal bir kesitteki zorlanmış ısı geçişini Darcy akış rejiminde deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel bulguları ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı üssü 0,4 ile orantılı olarak değiştiğini göstermiştir. Aynı zamanda metal köpüğün ısı geçişi ve basınç düşüşünü temsil eden korelasyonlar yayınlamışlardır.

Literatürde analitik veya sayısal olarak gözenekli ortamda zorlanmış taşınımın incelendiği fazlaca çalışma bulunmaktadır. Hwang ve diğ. [19] 10 ppi alüminyum köpükler ( $\epsilon = 0.7 - 0.95$ ) kullanarak ile zorlanmış taşınımı incelemişlerdir. Sonuç olarak aynı Reynolds sayısında gözenekliliğin azalmasının ısı taşınım katsayısını ve sürtünme faktörünü arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Boomsma ve Poulikakos [20] farklı akışkan hızlarında ( $>0.1$  m/s) metal köpüklerin hidrodinamik ve ısı performansını ölçmüşlerdir. Kullandıkları metal köpük sıkıştırılmış, 40 ppi,  $\epsilon < 0.9$  özelliklerine sahiptir.

Calmidi ve Mahajan [21] farklı gözenekliliğe sahip metal köpükler içerisindeki hava akışını, LTNE kabulü altında deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal modellemede kürelerden oluşan gözenekli ortamdan faydalanılmıştır. Isıl dispersiyon etkisinin hava ve metal köpük ikilisi için oldukça kısıtlı olduğunu göstermişlerdir. Fakat su ve metal köpük ikilisi kullanıldığında ısı dispersiyon çok etkili olmaktadır.

Dukhan ve diğ. [22] yapmış oldukları deneysel çalışmada, alüminyum metal köpük kullanarak sabit ısı akısı sınır şartı için Darcy ve Forchheimer rejimini içerisine alan hız aralığı için ısı geçişini incelemişlerdir. Çalışmada akışın ısı açıdan gelişmekte olduğu ve tam gelişmiş olduğu bölümler tanımlanmıştır. Tam gelişmiş bölge için Nusselt sayısı korelasyonu verilmiştir.

### **1.2.3 Darbeli akışta zorlanmış taşınım**

Metal köpük kullanılarak yapılan çalışmalar çok az sayıda olduğundan, darbeli akışın esas olduğu, gözenekli bir malzeme ile dolu kanalda veya boş kanalda ısı geçişinin incelendiği çalışmalar bu başlık altında toplanmıştır.

Darbeli akışın ısı geçişine olan etkisi ilk olarak Havemann ve Narayan [23] tarafından deneysel bir çalışma ile ortaya konulmuştur. Araştırmacıların vardığı en önemli sonuç ısı geçişinin belirli bir frekansın altında azaldığı, üzerine çıkıldığında ise arttığıdır. Bu frekans kritik frekans olarak isimlendirilmektedir. Bu çalışma kendisinden sonraki bir çok darbeli akış çalışmasına motivasyon oluşturmuştur.

Paek ve diğ. [24] karbon kürecikler ile doldurulmuş bir kanal içerisinde darbeli akış (sinüzoidal) altında, ortamdaki ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışılan genlikler için, frekansın azalmasıyla birlikte küreciklerden olan ısı geçişinin de

azaldığını gözlemlemişlerdir. Benzer şekilde, Nield ve Kuznetsov [25] boş kanal için darbeli akış problemini analitik olarak çözmüşlerdir.

Siegel ve Perlmutter [26] darbeli akış şartları için boş kanaldaki ısı geçişini analitik olarak incelemişlerdir. Çalışmaları gözenekli ortam için yapılmış olmasa da konunun temel analizi noktasında literatüre önemli katkıda bulunmuştur. Analitik çözümleme hem sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu için hem de sabit yüzey ısı akısı için yapılmıştır. Sabit ısı akısı analizinin sonucunda, çok yüksek frekanslarda (boyutsuz frekans  $> 5$ ) frekansın etkisinin ihmal edilebilecek düzeye geldiği ortaya konulmuştur. Frekans parametresinin artmasıyla birlikte yüzey sıcaklığının salınım genliği azalmaktadır.

Kim ve diğ. [27] sayısal olarak gözenekli bir kanal içerisindeki ısı geçişini darbeli akış için incelemişlerdir. 2 boyutlu zamana bağlı model ile yapılan çalışma sonucunda, darbeli akışın etkisinin en fazla düşük frekans ve yüksek genlikte gerçekleştiği ortaya konmuştur.

Bazı çalışmalarda darbeli akış ve salınımlı akış kavramları karıştırılmaktadır. Örneğin [28] ve [29] çalışmalarında akışkan debisi sıfır etrafında salınım yapmaktadır. Bir başka deyişle debinin zaman ortalaması sıfıra eşittir. Bu çalışmaları darbeli akış olarak değil salınımlı (git-gel hareketi yapan) akış olarak adlandırmak daha uygundur. Metal köpüklerdeki salınım Ghafarian ve diğ. [30] metal köpükte salınımlı akış şartları altında sayısal olarak ısı geçişini incelemişlerdir.

#### **1.2.4 Isıl dispersiyon**

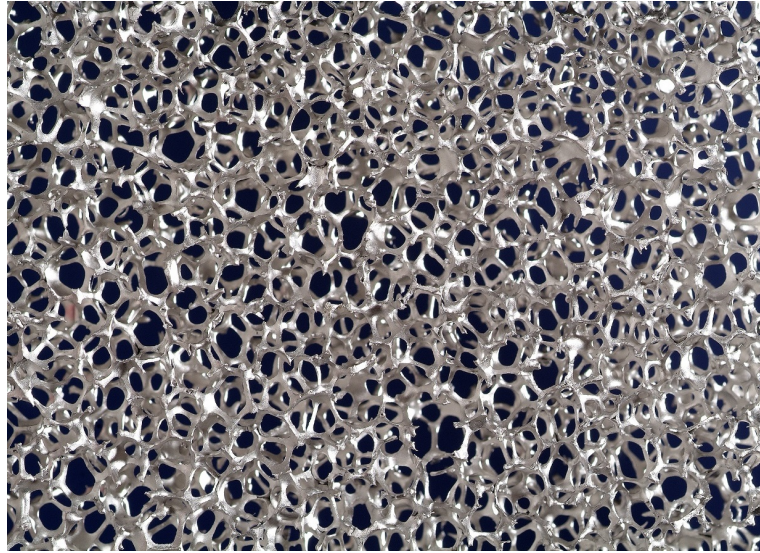
Özgümiş ve diğ. [31] yayınlamış oldukları tarama makalesinde ısıl dispersiyon kavramı detaylı olarak ele alınmış ve literatürdeki deneysel çalışmalar özetlenmiştir. Çalışmalarında her ne kadar "packed bed" ortam ele alınmış olsa da metal köpükler için de aynı dispersiyon modelleri kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında genel olarak kabul görmüş üç dispersiyon modeli üzerine yoğunlaşmıştır. Bunlardan birincisi Calmidi ve Mahajan [21] tarafından deneysel olarak metal köpüklerdeki zorlanmış taşınımın incelendiği çalışmada kullanılan dispersiyon modelidir. İkincisi Kuwahara [32] tarafından periyodik bir yapı üzerinde sayısal yöntemler ile dispersiyon katsayısının bulunduğu çalışmadır. Üçüncü model Hsu ve Cheng [33] tarafından verilmiştir. Her üç model detaylı olarak ikinci kısımda verilmiştir.

## 2. GÖZENEKLİ ORTAM TEORİSİ

Bu bölümde, kullanılan metal köpük ve geometrik özelliklerinden bahsedildikten sonra gözenekli ortam için Temsili Birim Hacim tanımı yapılmaktadır. Yerel hacim ortalaması alınmış korunum denklemleri doğrudan verilmektedir. Isıl dispersiyon iletkenliği ve etkin ısı iletim katsayısı modelleri alt başlıklar halinde detaylı olarak incelenmektedir.

### 2.1 Metal Köpük ve Geometrik Özellikleri

Bu tez çalışması kapsamında kullanılan alüminyum metal köpük "ERG Materials & Aerospace" firması tarafından, "Duocel" ismiyle üretilmiştir. Bu yapı açık hücreler ve birbirine bağlı katı bir matristen oluşmaktadır. Şekil 2.1'de metal köpüğün fotoğrafı görülmektedir.



Şekil 2.1: Alüminyum metal köpük fotoğrafı.

Metal köpüklerin temel geometrik özellikleri şunlardır;

- Gözenek sıklığı (pore density) : Bir inç başına düşen gözenek sayısıdır (ppi).Metal köpükler 5-40 ppi aralığında üretilmektedir. Bu çalışmada kullanılan köpük 20 ppi değerine sahiptir.

- Gözeneklilik : Ortalama gözeneklilik ( $\epsilon_o$ ) denklem 2.1'deki gibi akışkan hacminin toplam hacme oranı olarak tanımlanır. Bu çalışmada, metal köpüğün ortalama gözenekliliği % 91,8'dir.

$$\epsilon_o = \frac{V_a}{V_T} \quad (2.1)$$

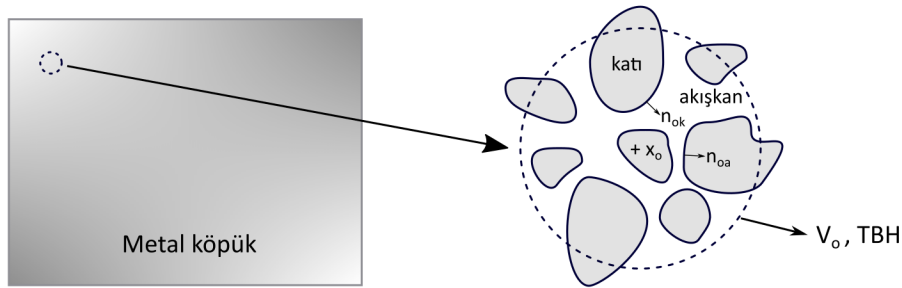
- Özgül yüzey alanı : Birim hacimdeki katı-akışkan ara yüzey alanıdır. Gözenekli bir yapı için ortalama özgül yüzey alanı denklem 2.2'deki gibi tanımlanır.

$$s_o = \frac{A_{ak}}{V_T} \quad (2.2)$$

Örnek olarak bu çalışmada kullanılan metal köpüğün özgül yüzey alanı  $1455 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'tür.

## 2.2 Temsili Birim Hacim Kavramı ve Korunum Denklemlerinin Ortalamaları

Isı ve akış problemlerinde kullanılan korunum denklemleri sürekli ortam teorisi yaklaşımı ile tanımlanmaktadır. Gözenekli bir ortam içerisinde özellikle mikroskobik seviyede ısı ve akış problemlerinin çözümü ve tanımlanması çoğu zaman imkansızdır veya kullanışlı değildir. Bu durumda gözenekli ortam içinde taşınım denklemlerinin tanımlanması için farklı bir seviye yani makroskobik boyutta inceleme gereklidir. Bu sayede ölçülebilir, sürekli ve değişken nicelikler belirlenebilir ve ayrıca sınır değer problemleri gözenekli ortam içinde açıklanabilir ve çözülebilir hale gelir. Bu durumda, katı ve akışkan maddelerden oluşan gözenekli ortamı bir sürekli ortam olarak kabul edilerek Şekil 2.2'de gösterildiği gibi bir Temsili Birim Hacim (TBH) tanımı yapılır [34].



Şekil 2.2: Temsili birim hacim.

TBH içindeki tansörel bir büyüklüğün ( $\Omega$ ) hacim ortalaması denklem 2.3'teki gibi tanımlanır.

$$\langle \Omega(x_o) \rangle = \frac{1}{V_o} \int_{A_{oa}} \Omega(x) dA \quad (2.3)$$

Gözenekli ortam için makroskobik denklemler verilmeden önce TBH içindeki akışkana veya katıya ait herhangi bir fiziksel büyüklüğün ( $\Omega$ ) hacim ortalaması, gradyanı, diverjansı ve rotasyonelinin hacim ortalaması şu şekilde hesaplanır [16] [7],

$$\begin{aligned} \langle \nabla \Omega \rangle &= \nabla \langle \Omega \rangle + \frac{1}{V_o} \int_{A_{ak}} \Omega n_{oa} dA \\ \langle \nabla \cdot \Omega \rangle &= \nabla \cdot \langle \Omega \rangle + \frac{1}{V_o} \int_{A_{ak}} \Omega \cdot n_{oa} dA \\ \langle \nabla \times \Omega \rangle &= \nabla \times \langle \Omega \rangle + \frac{1}{V_o} \int_{A_{ak}} \Omega \times n_{oa} dA \end{aligned} \quad (2.4)$$

Gözenekli ortamın hacim ortalaması alınmış süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir [7].

$$\frac{\partial \langle \rho_a \rangle}{\partial t} + \nabla \cdot \langle \rho_a \vec{u} \rangle = 0 \quad (2.5)$$

Akış sıkıştırılmaz ( $\rho_a = \text{sabit}$ ) ise denklem 2.5

$$\nabla \cdot \langle \vec{u} \rangle = 0 \quad (2.6)$$

haline dönüşür.

Vafai ve Tien tarafından momentum denklemi, yerel hacim ortalaması yöntemi esas alınarak yarı ampirik şekilde denklem 2.7'de verilmiştir. [7] [35] [6].

$$\rho_a \left( \frac{\partial \langle \vec{u} \rangle}{\partial t} + \frac{\langle \vec{u} \rangle \cdot \nabla \langle \vec{u} \rangle}{\varepsilon} \right) = -\nabla \langle P \rangle + \mu_a \nabla^2 \langle \vec{u} \rangle - \frac{\mu_a \varepsilon}{K} \langle \vec{u} \rangle - \frac{\rho_a F \varepsilon}{\sqrt{K}} |\langle \vec{u} \rangle| \langle \vec{u} \rangle \quad (2.7)$$

Burada eşitliğin solundaki terim atalet kuvvetidir. Eşitliğin sağındaki ilk terim, basınç gradyenini temsil etmektedir. İkinci terim, viskoz terim veya duvar etkisi olarak isimlendirilmektedir. Üçüncü terim viskoz kayma gerilmesidir. Son terim ise şekil sürüklenmesidir.

Gözenekli ortamlar için enerji denklemi söz konusu olduğunda tek denklemlilik ısı denge modeli ve iki denklemlilik ısı dengesizlik modelleri mevcuttur. Burada bahsedilen denge katı ve akışkan fazlar arasındaki ısı dengedir. Bir başka deyişle, fazlar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilebilecek düzeyde ise yerel ısı denge kabulü (LTE) yapılabilir. LTE kabulünün geçerliliği konusunda tek bir yaklaşım bulunmamaktadır. Calmide ve Mahajan [21] yapmış oldukları deneysel çalışmada, metal köpüklerde

akışkan olarak suyun kullanıldığı deneyler için LTE koşullarının sağlandığını rapor etmişlerdir. Bunun sebebi katı-akışkan yüzeyindeki taşınım katsayısının yeterince yüksek olmasıdır. Bu tez çalışmasında da LTE kabulü yapılarak, hacim ortalaması alınmış enerji denklemi kullanılmıştır (denklem 2.8) [16] [6] [36].

$$\rho_o c_o \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \rho_a c_a \nabla \cdot \langle T \rangle \langle \vec{u} \rangle = \nabla \cdot k_o \nabla \langle T \rangle - \nabla \cdot \vec{h}_d \quad (2.8)$$

Bu denklemde, sol taraftaki ilk terim depo edilen enerjiyi, ikinci terim ısı taşınımını, sağ taraftaki ilk terim ısı iletimini göstermektedir. Sağ taraftaki ikinci terim dispersiyon terimidir ve bu terim iletim terimine benzetilerek denklem 2.8 aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\rho_o c_o \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \rho_a c_a \nabla \cdot \langle T \rangle \langle \vec{u} \rangle = \nabla \cdot (k_o + k_d) \nabla \langle T \rangle \quad (2.9)$$

Yukarıdaki denklemde  $k_o$  ortamın etkin ısı iletim katsayısını,  $k_d$  dispersiyon iletkenliğini göstermektedir. Bu iki büyüklüğün toplamı, toplam ısı iletim katsayısı ( $k_T$ ) olarak isimlendirilmektedir.

### 2.2.1 Etkin ısı iletim katsayısı

Gözenekli ortamlar için kullanılan etkin ısı iletim modellerinden üç tanesi bu bölümde verilmiştir. İlk iki model gözenekli ortamlar için literatürde yaygın olarak kullanılan modellerdir. Model üç metal köpükler için özel olarak elde edilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu çalışmada etkin ısı iletim katsayısı model üç kullanılarak hesaplanmıştır. Her bir model için hesaplanan etkin ısı iletim katsayıları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

#### **Model 1:** Paralel Model [6]

Isı iletimi katı ve sıvı fazda paralel olarak gerçekleşiyor ise, bu model kullanılabilir (denklem 2.10). Bu model etkin ısı iletim katsayısının üst limit değerini verir.

$$k_o = \varepsilon k_a + (1 - \varepsilon) k_k \quad (2.10)$$

#### **Model 2:** Seri Model [6]

Gözenekli ortamın yapısı ısı iletiminin seri olarak gerçekleşmesine neden oluyorsa (toplam ısı akısı katı ve sıvı fazdan geçiyorsa) bu model yardımıyla etkin ısı iletim

katsayısı hesaplanabilir. Bu model etkin ısı iletim katsayısının alt limit değerini verir.

$$\frac{1}{k_o} = \frac{\varepsilon}{k_a} + \frac{1 - \varepsilon}{k_k} \quad (2.11)$$

**Model 3:** Calmidi ve Mahajan Modeli [37]

Araştırmacılar altıgen şeklindeki hücreler için analitik bir çözüm yapmış daha sonra bunu alüminyum metal köpük-su ve alüminyum metal köpük hava çiftleri için deneysel çalışmayla doğrulamışlardır. Etkin ısı iletim katsayısı denklem 2.12’de verilmiştir.

$$k_o = \left( \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \right) \left( \frac{r \left( \frac{b}{L} \right)}{k_a + \left( 1 + \frac{b}{L} \right) \frac{(k_k - k_a)}{3}} + \frac{(1 - r) \left( \frac{b}{L} \right)}{k_a + \frac{2}{3} \left( \frac{b}{L} \right) (k_k - k_a)} + \frac{\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{b}{L}}{k_a + \frac{4r}{3\sqrt{3}} \left( \frac{b}{L} \right) (k_k - k_a)} \right) \right)^{-1} \quad (2.12)$$

Burada  $r=0.09$  ve  $b/L$  oranı denklem 2.13’teki gibi hesaplanır.

$$\frac{b}{L} = \frac{-r \sqrt{r^2 + 4(1 - \varepsilon) \frac{\sqrt{3}}{2} \left( \left( 2 - r \left( 1 + \frac{4}{\sqrt{3}} \right) \right) / 3 \right)}}{\frac{2}{3} \left( 2 - r \left( 1 + \frac{4}{\sqrt{3}} \right) \right)} \quad (2.13)$$

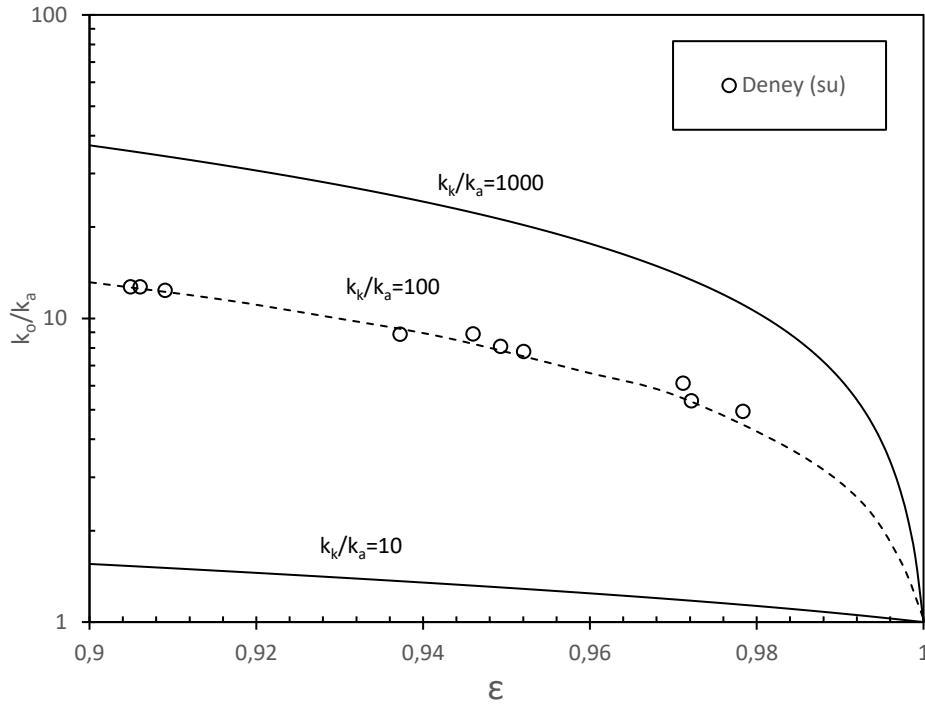
Etkin ısı iletim katsayısı modelinin alınmış olduğu çalışmadan deneysel veriler alınarak Şekil 2.3’teki grafik çizilmiştir. Burada sadece alüminyum metal köpük ve su ile yapılan deneyler görülmektedir. Buna göre modelin oldukça başarılı bir şekilde etkin ısı iletim katsayısını temsil ettiği söylenebilir.

**Çizelge 2.1:** Farklı modeller kullanılarak elde edilen etkin ısı iletim katsayıları.

	Model 1	Model 2	Model 3
$k_o(W/m - K)$	14,15	0,54	5,31

### 2.2.2 Isıl dispersiyon modelleri

Gözenekli ortamda taşınım problemlerinde ısıl difüzyon (yayılm) önemli bir yere sahiptir. Moleküler difüzyonun yanında ısıl dispersiyon da ısı geçişine önemli ölçüde etki eder. Akışkanın gözeneklerde karışması olayı gözenek içerisindeki katı engellere çarpan akışkanın yön değiştirmesi, düşük basınçlı boşluklarda akışkanın sirküle olması veya akışkan parçacıklarının boşluklara eşit dağılmamış olmasından kaynaklanabilir. Gözenek seviyesinde bu olayların incelenmesi çok zor olduğundan araştırmacılar hacim ortalaması alınmış makroskobik denklemleri tercih etmektedirler. Bu başlık



Şekil 2.3: Calmidi-Mahajan korelasyonu.

altında ısı dispersiyon iletkenliği seçilen üç model üzerinden korelasyon şeklinde verilmiştir [31].

**Model 1:** Calmidi Mahajan [21] tarafından yapılan çalışmada yüksek gözenekliliğe sahip ( $\varepsilon \sim 0,89-0,91$ ) alüminyum metal köpük kullanılarak hava ile yapılan deneyler sonucunda denklem 2.14'teki dispersiyon modeli önerilmiştir. Çalışmada hava kullanılması nedeniyle ısı dispersiyonunun etkisinin çok düşük olduğu görülmüş akışkan olarak su ile çalışılması durumunda ısı dispersiyonunun çok baskın rol oynayacağına dikkat çekilmiştir.

$$\frac{k_d}{k_o} = \gamma (\text{Re}_K \text{Pr}_o) \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

Burada  $\gamma$  ısı dispersiyon sabitini,  $\text{Re}_K$  geçirgenlik esaslı Reynolds sayısını (denklem 2.15),  $\text{Pr}_o$  etkin Prandtl sayısını ( $\mu_a c_o / k_o$ ),  $\varepsilon$  gözenekliliği temsil etmektedir.

$$\text{Re}_K = \frac{\rho_a u_m \sqrt{K}}{\mu_a} \quad (2.15)$$

Isı dispersiyon sabiti için deneysel verilerle en iyi uyumu gösterdiğinden 0,06 değerinin kullanılması önerilmiştir.

**Model 2:** Kuwahara [32] : Bu çalışmada periyodik bir gözenekli yapı kullanılarak akış yönüne paralel (denklem 2.16, 2.17) ve akışa dik yöndeki dispersiyon iletkenlikleri

(denklem 2.18, 2.19) sayısal olarak bulunmuştur.

$$\frac{(k_d)_{xx}}{k_a} = 0,022 \frac{Pe_D^2}{(1-\varepsilon)} \quad Pe_D < 10 \quad (2.16)$$

$$\frac{(k_d)_{xx}}{k_a} = 2,7 \frac{Pe_D}{\varepsilon^{1/2}} \quad Pe_D > 10 \quad (2.17)$$

$$\frac{(k_d)_{yy}}{k_a} = 0,022 \frac{Pe_D^{1,7}}{(1-\varepsilon)^{0,25}} \quad Pe_D < 10 \quad (2.18)$$

$$\frac{(k_d)_{yy}}{k_a} = 0,052(1-\varepsilon)^{0,5} \quad Pe_D > 10 \quad (2.19)$$

Burada  $Pe_D$  karakteristik D uzunluğunu esas alarak hesaplanan Péclet sayısını ifade etmektedir. İlgili çalışmada D uzunluğu kare kutulardan oluşan gözenekli ortama ait karenin bir kenarının uzunluğudur.

**Model 3:** Hsu ve Cheng [33] "transverse" dispersiyon iletkenliğinin denklem 2.20'deki gibi modellenebileceğini ileri sürmüşlerdir.

$$\frac{k_d}{k_a} = D_T Pe_m \lambda \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

Burada  $Pe_m$ , parçacık büyüklüğü ( $d_p$ ) ve ortalama hız ( $u_m$ ) esaslı hesaplanan Péclet sayısıdır (denklem 2.21).  $D_T$  sabittir.  $\lambda$ , boyutsuz "dispersive" uzunluktur ve Van Driest tipi duvar fonksiyonu (Van Driest type of wall function) olarak modellenmiştir (denklem 2.22).

$$Pe_m = Re_d Pr_a = \frac{u_m d_p}{\alpha_a} \quad (2.21)$$

$$\lambda = 1 - \exp\left(-y/wd_p\right) \quad (2.22)$$

w karışım uzunluğu katsayısını göstermektedir.



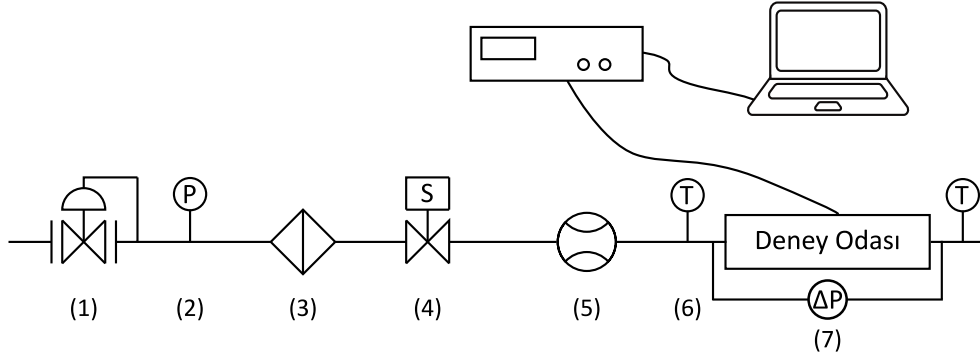
### **3. DENEYSEL ÇALIŞMA**

Metal köpük ile doldurulmuş dikdörtgen kesitli bir kanalda, ortamın geçirgenliğinin ve ısı dispersiyon katsayılarının deneysel olarak hesaplanması amacıyla yapılan deneysel çalışmalar bu bölümde anlatılmaktadır. Deney tesisatı tanıtıldıktan sonra düz akış ve darbeli akış koşullarında deneylerin yapılışı ve sonuçları ilgili alt başlıklarda verilmektedir.

#### **3.1 Deney Tesisatının Tanıtılması**

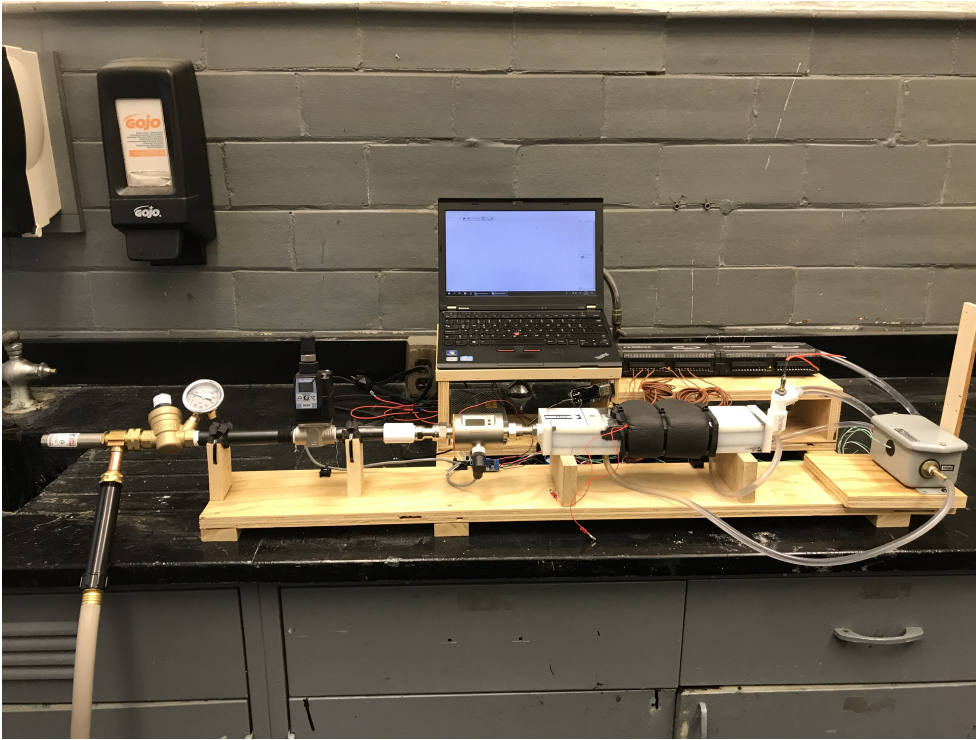
Metal köpük içerisinde ısı geçişinin incelendiği deneyler Şekil 3.1’de şematik çizimi verilen deney tesisatı ile yapılmıştır. Tesisat açık çevrim çalışmaktadır (Deney odasını terk eden akışkan tesisata geri dönmemektedir). Giriş ucu şebeke suyuna, çıkış ucu ise atık su hattına bağlanmıştır. Tesisatın girişindeki bir basınç regülatörü (1) sayesinde sabit su giriş basıncı altında deneyler gerçekleştirilmiştir. Basınç regülatörünün çıkışındaki su basıncı bir manometre (2) yardımıyla okunmaktadır. Valfin ve deney odasının şebekeden gelen parçacıklar nedeniyle tıkanmasını engellemek için bir filtre (3) oransal valfin hemen önüne takılmıştır. Deney odasından geçen su miktarı oransal kontrol edilebilen bir valf (4) ile ayarlanmaktadır. Oransal valf, girişine uygulanan voltajın büyüklüğüne göre açıklığını değiştirmektedir. Suyun hacimsel debisi manyetik bir debimetre (5) vasıtasıyla ölçülmektedir. Debimetrenin akım cinsinden analog çıkış sinyali öncelikle voltaja daha sonra ise oransal olarak hacimsel debiye dönüştürülmektedir.

Suyun deney odasına giriş ve çıkış sıcaklıkları direnç termometresi (6) ile ölçülmektedir. Sıcaklık ölçerin direnç değeri bir dönüştürücü yardımıyla voltaj cinsinden analog sinyale dönüştürülmektedir.



**Şekil 3.1:** Deney tesisatının şematik gösterimi.

Şekil 3.2’de deney tesisatının genel fotoğrafı verilmiş olup, soldan sağa doğru filtre, basınç regülatörü, oransal valf, debi sensörü ve deney odası görülmektedir.



**Şekil 3.2:** Deney tesisatının fotoğrafı.

Deneylerde kullanılan alüminyum metal köpüğün inç başına düşen gözenek sayısı (ppi) 20 ve gözenekliliği %91,8 dir. Isı geçişinin inceleneceği metal köpük 12,7 mm kalınlığında bir alüminyum plaka üzerine soğuk lehim yöntemiyle sabitlenmiştir. Dikdörtgen prizması şeklindeki köpüğün yüksekliği 20,3mm ,genişliği 50,8 mm ve uzunluğu 101,6 mm’dir. Metal köpüğün lehimlenmiş olduğu alüminyum plakanın içerisine yedi adet termo-eleman deliği açılmıştır. Kanalin orta noktasına kadar uzanan deliklerin dip kısmına silikon gres sürülerek termo-elemanların metal yüzey ile olan teması iyileştirilmiştir. Isı geçişi deneylerinde kullanılan ısıtıcı bu metal yüzeyin üst



kısımında ikinci köpük yerleştirilmiş durumdaki akım çizgileri görülmektedir. Kanalın girişindeki yüksek hızlı akışkan artık bir gözenekli engel ile karşılaştığından hız profili uniform hale gelmektedir. Akım çizgilerinin elde edildiği sayısal çözümde kullanılan parametreler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

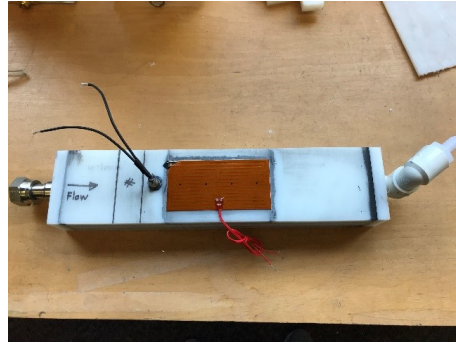
**Çizelge 3.1:** HAD değişkenleri.

Sembol	Değer	Açıklama
$\varepsilon$	0,918	Gözeneklilik
$W$	0,0508 [m]	Kanal genişliği
$L$	0,1016 [m]	Kanal uzunluğu
$K$	3,88E-8 [ $m^2$ ]	Geçirgenlik
$F$	0,094 [1/m]	Forchheimer katsayısı
$u_m$	0,2 [m/s]	Akışkanın ortalama hızı

Test bölmesinin tam olarak birleştirilmiş hali Şekil 3.5 (b) de görülmektedir. Folyo tipi bir ısıtıcı alüminyum plaka üzerine yapıştırılmıştır. Alüminyum plaka ısının yüzeyde homojen bir şekilde dağılmasını sağlamaktadır. Suyun giriş sıcaklığını ölçmek için birinci köpüğün ön kısmına PT-100 olarak adlandırılan direnç termometresi yerleştirilmiştir. Şekil 3.5 (a)’da deney odasının yarı bitmiş hali, 3.5 (b)’de de tamamlanmış hali görülmektedir. Daha sonra bütün test bölümü ısı kaybını azaltmak amacıyla kauçuk köpük ile yalıtılmıştır.



(a)



(b)

**Şekil 3.5:** Deney odası

### 3.2 Düz Akış Deneilerinin Yapılışı ve Sonuçları

Düz akış kavramı, zamandan bağımsız (daimi rejim) olarak aktarım (transport) olaylarının incelendiğine işaret etmektedir. İki farklı düz akış çalışması yapılmıştır. Birincisi, gözenekli ortamın geçirgenlik ve şekil sürüklenme katsayısı parametrelerinin bulunması amacıyla yapılan hidrodinamik deneylerdir. Soğuk akış olarak adlandırılan deneylerde ısıtıcı kullanılmamış, şebeke suyu ile doğrudan deney yapılmıştır. Soğuk akış deneyleri 0,02-0,15 m/s hız aralığında gerçekleştirilmiştir. İlgili hıza karşılık gelen hacimsel debi önce hesaplanıp, oransal valfin açıklığı değiştirilerek istenilen hacimsel debi değeri elde edilmiştir. Her bir hız için en az 15 dakika beklenerek daimi rejim şartlarının sağlandığından emin olunmuştur. Daimi rejim şartları için esas kriter olarak deney odasının giriş ve çıkışı arasındaki fark basınç ölçümünün sabit kalmasıdır.

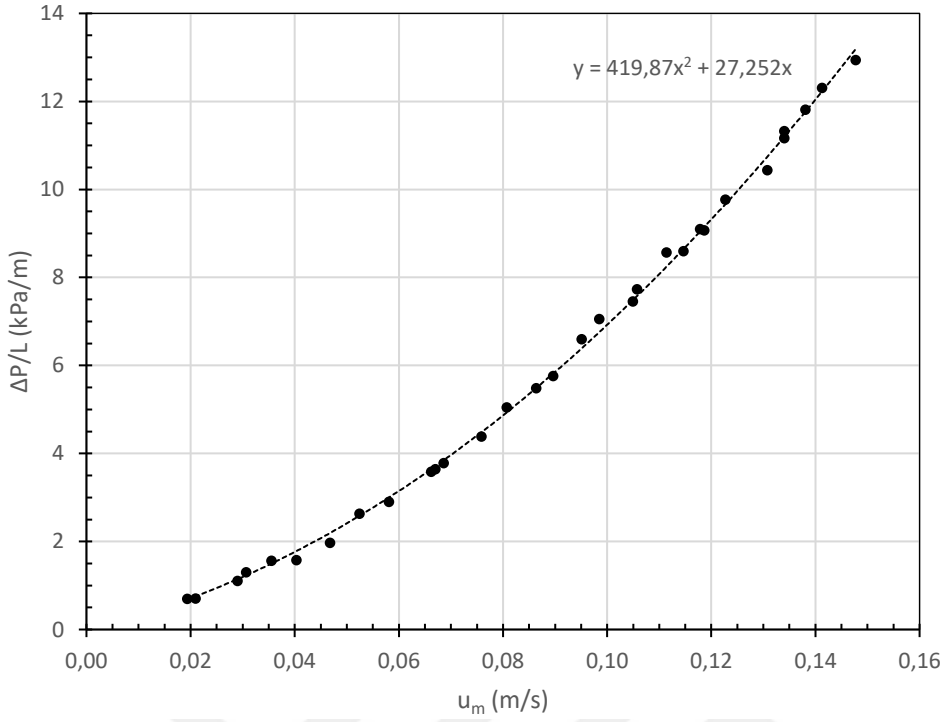
Deney odası girişindeki su debisinin zamana göre sabit kaldığı akışlar düz akış olarak isimlendirilmiştir. Isıtıcı kullanılmadan yapılan deneyler soğuk akış, ısıtıcı kullanılarak yüzeyde sabit ısı akısı oluşturulan deneyler sıcak akış deneyleridir.

#### 3.2.1 Soğuk Akış

Metal köpük için hız basınç düşüşü ilişkisinin tespit edilmesi amacıyla soğuk akış deneyleri yapılmıştır. Farklı hızlar için deney odasındaki basınç düşüşü ölçülerek kayıt edilmiştir. Şekil 3.6'da basınç düşüşünün kanal uzunluğuna bölünmesiyle elde edilen basınç gradyeninin ( $\Delta P/L$ ), hız ( $u_m$ ) ile değişimi deneysel verilere göre çizilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi bu hız aralığı için basınç gradyeni-hız ilişkisi ikinci derece bir polinom ile ifade edilebilmektedir. Metal köpük için Forchheimer akış rejiminde basınç gradyeni-hız ilişkisinin ikinci derece polinom ile ifade edilebildiği bilinmektedir [38]. Buna göre deney yapılan hız aralığının Forchheimer akış rejimi içerisinde kaldığı teyit edilmiştir.

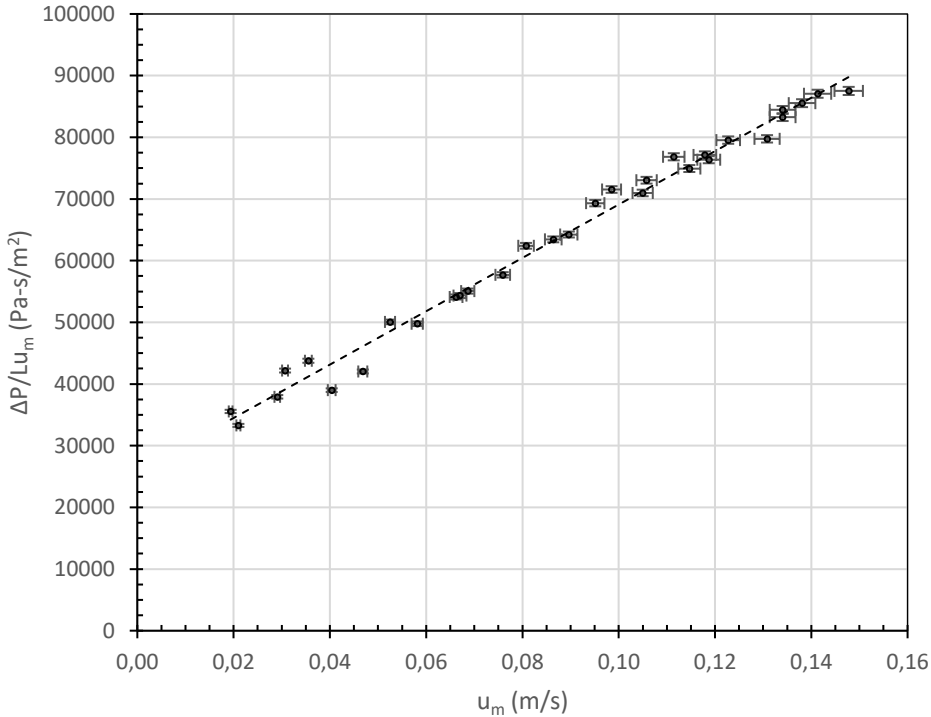
Denklemin 3.1'de Forchheimer eşitliği verilmiştir. Denklemin sağındaki ilk terim hız ile orantılı olan viskoz etkilerdir. İkinci terim hızın karesi ile orantılı olan atalet terimidir.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu_a}{K} u_m + \frac{\rho_a F}{\sqrt{K}} u_m^2 \quad (3.1)$$



Şekil 3.6: Basınç gradyeni-hız grafiği.

Denklem 3.1'deki her bir terim hıza bölünürse denklem 3.2'deki gibi doğrusal bir ifade elde edilir. Basınç gradyeninin hıza bölünmüş hali indirgenmiş basınç gradyeni olarak isimlendirilir. Hız-basınç ilişkisinin bu biçime dönüştürülmesi deneysel verilerden doğrusal indirgenmiş basınç-hız ilişkisi bulmaya olanak sağlar (Şekil 3.7).



Şekil 3.7: İndirgenmiş basınç gradyeni-hız grafiği.

$$\frac{\Delta P}{Lu_m} = \frac{\mu_a}{K} + \frac{\rho_a F}{\sqrt{K}} u_m \quad (3.2)$$

Şekil 3.7’de görülen deneysel verilere doğrusal regresyon analizi yapılmıştır. Bağımsız değişkenlerin hatalarını da dikkate alarak elde edilen doğrunun eğimindeki ve sabit terimindeki hataları ayrı ayrı verilmektedir. Hız ile indirgenmiş basınç düşüşü arasındaki doğrusal ilişki denklem 3.3’te verilmiştir. Denklem 3.2 ve 3.3 arasındaki benzerlik kullanılarak geçirgenlik ( $K$ ) ve şekil sürüklenme katsayısı ( $F$ ) hesaplanabilir.

$$y = (25414,43 \pm 744,92) + (436517,78 \pm 10632,41)x \quad (3.3)$$

Sonuç olarak, akışkana ait dinamik viskozite ve yoğunluk değerlerinin sabit, hatasız olduğu kabulü ile  $K = 3,94 \times 10^{-8} \pm 1,16 \times 10^{-9} \text{ m}^2$  ve  $F = 0,087 \pm 0,002$  elde edilir.

Bir diğer önemli boyutsuz akış parametresi denklem 3.4’te verilen sürtünme faktörüdür.

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left( \frac{L}{D_h} \right) \left( \frac{\rho_a u_m^2}{2} \right)} \quad (3.4)$$

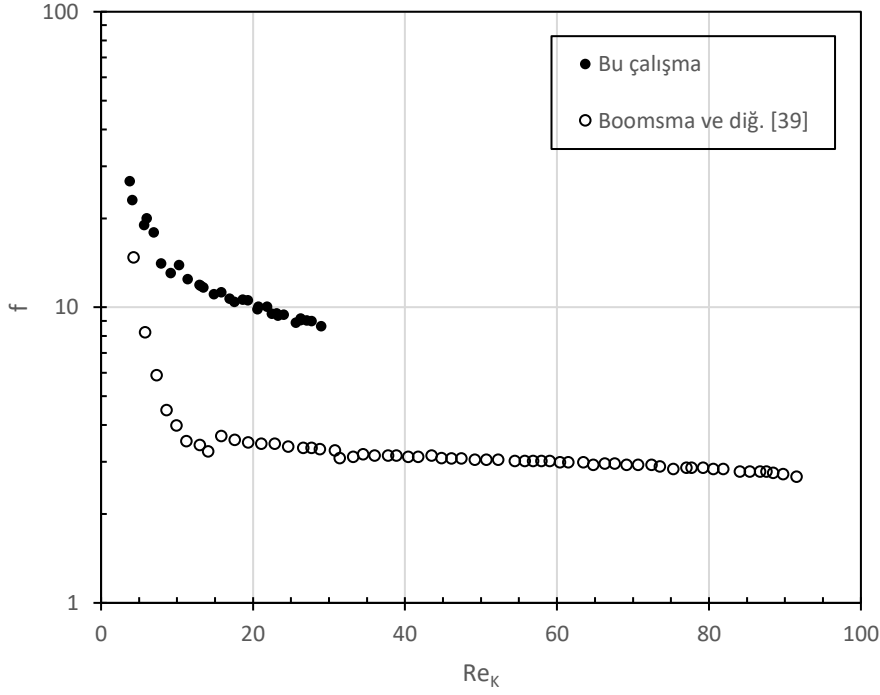
Burada  $D_h$  ile gösterilen hidrolik çap denklem 3.5’teki gibi hesaplanır. Dikdörtgen kesitli deney odasının hidrolik çapı 29,03 mm’dir.

$$D_h = \frac{4WH}{2(W+H)} \quad (3.5)$$

Şekil 3.8’de sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişim grafiği verilmiştir. Reynolds sayısı denklem 3.6’daki gibi geçirgenliğin karekökü kullanılarak hesaplanmıştır (denklem 3.6).

$$Re_K = \frac{\rho_a u_m \sqrt{K}}{\mu_a} \quad (3.6)$$

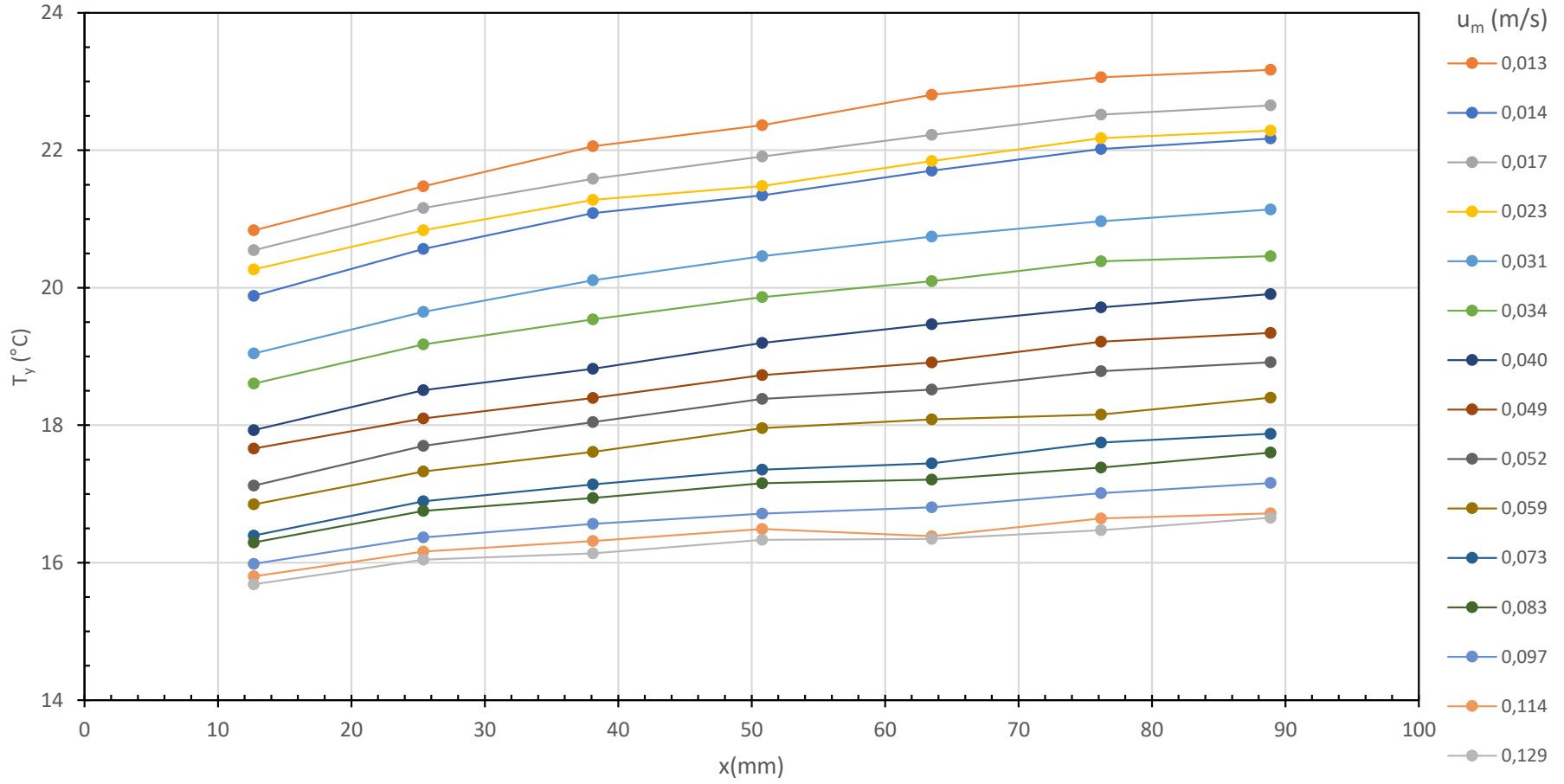
Deneysel sonuçlar literatürdeki benzer bir çalışma [39] ile kıyaslandığında Forchheimer rejimli akış için benzer eğilimi olan sürtünme faktörü grafiği elde edilmiştir (Şekil 3.8). Farklı ölçülerde ve farklı geçirgenlik değerine sahip metal köpük kullanılması nedeniyle tam bir uyum beklenmemektedir. Boomsma ve diğ.’nin [39] çalışmasında akışın türbülanslı hale dönüşmesiyle  $\log(f)$ - $Re_K$  grafiği sabit eğimli bir doğruya dönüşmektedir. Bu çalışmada türbülanslı bölge kapsam dışında tutulmuştur.



Şekil 3.8: Sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafiği.

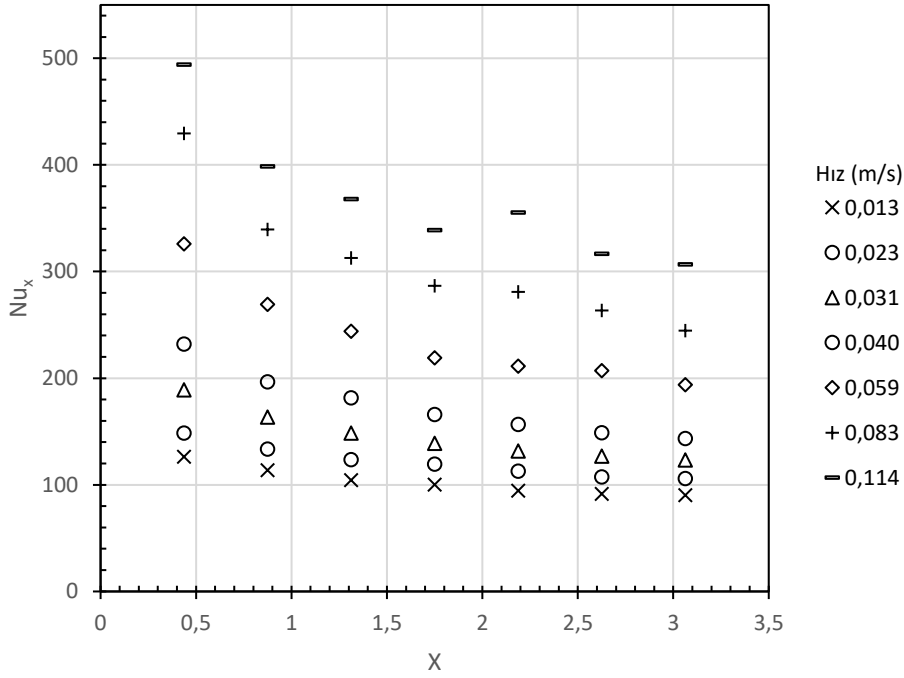
### 3.2.2 Sıcak Akış

Soğuk akış deneylerine ek olarak üst yüzeyden sabit ısı akısı uygulanarak sıcak akış deneyleri yapılmıştır. Şekil 3.9'da 15 düz akış deneyi için, ölçülen yüzey sıcaklıklarının uzunluk ile değişimi verilmiştir. Hızın artmasıyla birlikte artan ısı taşınım katsayısı nedeniyle yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. Düşük hızlar için kanalın başı ve sonu arasındaki sıcaklık farkı daha yüksek olmaktadır. En yüksek hız ( $u_m = 0,129$  m/s) ile bir sonraki hız ( $u_m = 0,114$  m/s) arasındaki yüzey sıcaklıklarındaki arasındaki farkların çok düşük olduğu görülmektedir. Deney yapılan hızlar seçilirken, ilgili hızın kendisinden önceki deneye göre yüzeyde ölçülebilir sıcaklık farkları oluşturmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 3.9: Yüzey sıcaklığı-konum grafiği ( $q'' = 12787W/m^2$ ).

Farklı akışkan hızları için denklem 3.7 kullanılarak hesaplanan Nusselt sayılarının boyutsuz uzunluk ile değişimi Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10: Yerel Nu sayısı-boyutsuz uzunluk grafiği ( $q'' = 12787W/m^2$ ).

$$Nu_x = \frac{q'' D_h}{(T_y(x) - T_{ag}) k_a} \quad (3.7)$$

Burada  $T_y(x)$  yerel yüzey sıcaklığı,  $T_{ag}$  akışkanın kanal girişindeki sıcaklığıdır. Grafiğe göre yerel ısı taşınım katsayısı kanal girişinde en yüksek değerini almaktadır. Kanal içerisinde ilerledikçe yerel ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Akışkan hızının artmasıyla birlikte kanalın giriş-çıkış arasındaki yerel ısı taşınım katsayısı farkı artmaktadır. Yüzey sıcaklığı-konum grafiğinde de gözlemlenen bu etki yerel Nusselt sayısı grafiğinde daha belirgin hale gelmiştir.

Her bir sıcak akış deneyi için hesaplanan Nusselt sayısının ( $Nu_K$ ) Reynolds sayısı ( $Re_K$ ) ile değişimi Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Bu grafikte geçirgenlik esaslı Nusselt sayısı kullanılmıştır. Geçirgenlik esaslı yerel Nusselt sayısı, kanalın hidrolik çapı yerine geçirgenliğin karekökü yazılarak hesaplanır. Yedi noktada hesaplanan geçirgenlik esaslı yerel Nusselt sayılarının aritmetik ortalaması alınarak tüm yüzeyi temsil eden ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_K$ ) hesaplanır (denklem 3.11). Kanalın hidrolik çapı ve ortamın geçirgenliği sabit olduğundan (Forchheimer rejimi için) geçirgenlik

esaslı ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_K$ ) ve hidrolik çap esaslı ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_D$ ) kolayca birbirine dönüştürülebilir.  $Nu_D$  denklem 3.9'da verilmiştir.

$$Nu_K = \frac{q'' \sqrt{K}}{(\bar{T}_y - T_{ag})k_a} \quad (3.8)$$

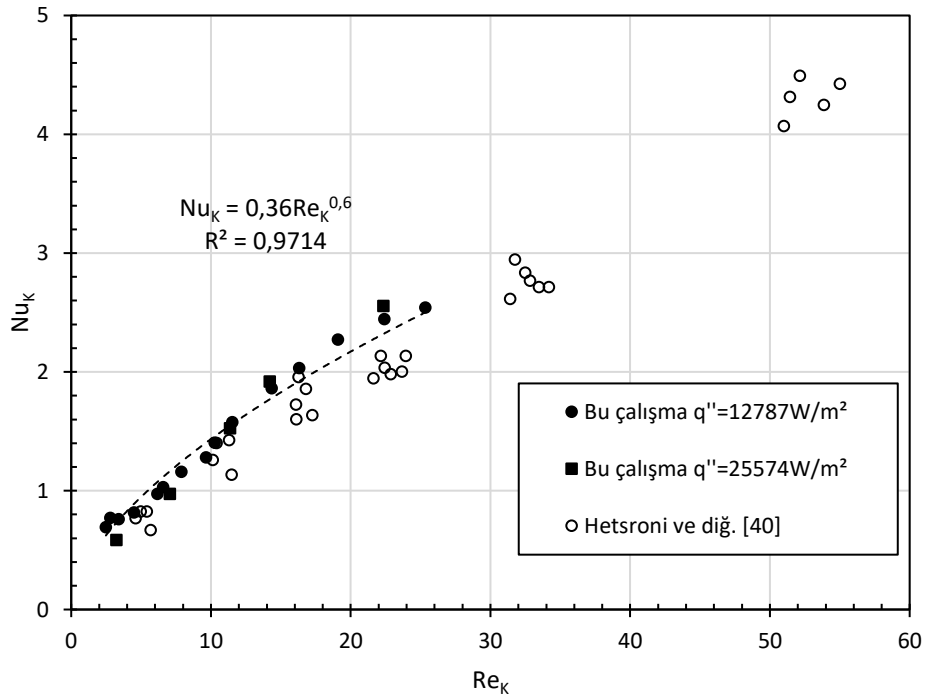
$$Nu_D = \frac{q'' D_h}{(\bar{T}_y - T_{ag})k_a} \quad (3.9)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan ortalama yüzey sıcaklığı ( $\bar{T}_y$ ), denklem 3.10'daki gibi yedi noktadan ölçülen yüzey sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınarak hesaplanır.

$$\bar{T}_y = \frac{\sum_{i=1}^7 T_y(x)}{7} \quad (3.10)$$

Şekil 3.11'de Hetsroni tarafından 40 ppi alüminyum metal köpük ve su kullanılarak yapılan deneyler [40] ile kıyaslama yapılmıştır. Deneysel Nusselt sayıları üssel bir fonksiyon ile ifade edilebilmiştir (denklem 3.11).

$$Nu_K = 0,36 Re_K^{0,6} \quad (3.11)$$



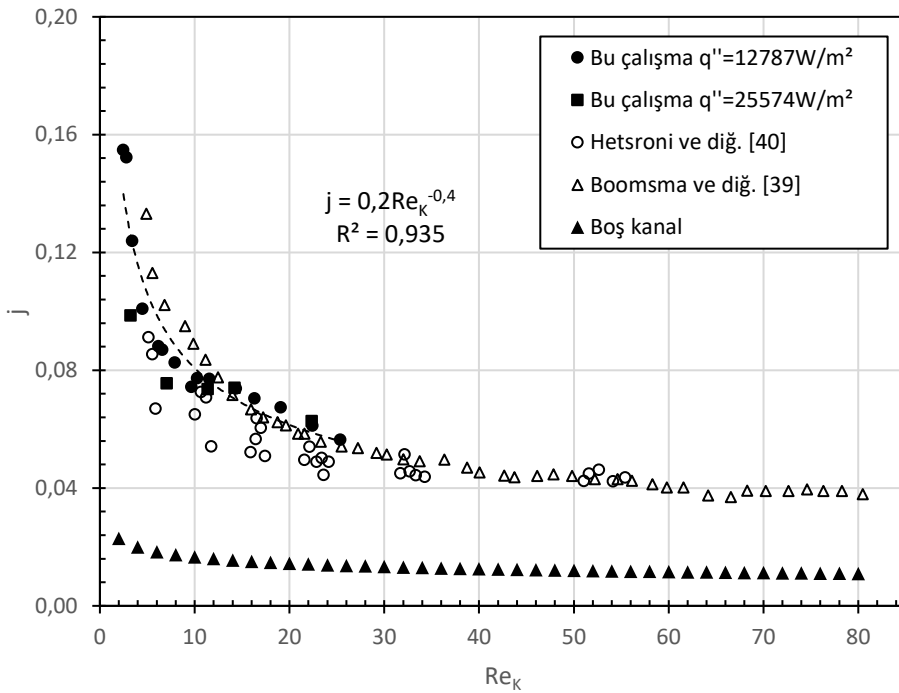
Şekil 3.11:  $Nu_K$ - $Re_K$  grafiği.

Hetsroni'nin sonuçları ile kıyaslandığında eğilimin benzer olduğu ve bu çalışmadaki Nusselt sayılarının bir miktar daha yüksek olduğu görülmektedir. Kullanılan köpüğün geometrik özellikleri bu farkın oluşmasına neden olmaktadır.

Colburn faktörü ( $j = St_K Pr_a^{2/3} = \frac{Nu_K}{Re_K Pr_a^{2/3}}$ ) ısı değiştiricilerin performans değerlendirmesinde ve karşılaştırılmasında Nusselt sayısına alternatif olarak kullanılmaktadır. Farklı araştırmacıların sonuçlarını farklı boyutsuz sayılar cinsinden vermesi nedeniyle Şekil 3.12'de Colburn faktörü cinsinden sonuçlar verilmiş ve literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Colburn faktörü Nusselt sayısında olduğu gibi Reynolds sayısının üssel bir fonksiyonu cinsinden verilebilmiştir.

$$j = 0,2Re_K^{-0,4} \quad (3.12)$$

Bu grafikte metal köpüklerin kullanılmasının ne kadar fayda sağladığını göstermek amacıyla boş kanal için hesaplanan değerler de verilmiştir.



Şekil 3.12: Colburn faktörü- $Re_K$  sayısı grafiği.

Literatürdeki benzer iki çalışma ile [40], [39] oldukça yakın sonuçlar ve benzer bir eğilim elde edildiği açıkça görülmektedir. Boş kanala kıyasla metal köpüklerin kullanılması ısı geçişini ciddi şekilde arttırmaktadır. Özellikle düşük Reynolds sayılarında, oransal olarak Colburn faktörü cinsinden metal köpüğün ısı geçişi performansı daha yüksektir.

### 3.3 Belirsizlik Analizi

Bu başlık altında basınç ve sıcaklık ölçümüne ait ölçme doğrulukları verilmiş ve bu değerler kullanılarak hesaplanan iki fiziksel büyüklük (indirgenmiş basınç gradyeni, yerel Nu sayısı) için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Suyun giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark doğrudan fark basınç ölçer vasıtasıyla ölçülmektedir. Fark basınç ölçer olarak 0-5 inç su sütunu ölçme aralığına ve % 0,75 ölçme doğruluğa sahip, Omega marka, PX154 model sensör kullanılmıştır. Fark basınç sensörü deney tesisatına bağlanmadan önce sulu manometre ile en düşük basınç (0 inç su sütunu) ve en yüksek basınç (5 inç su sütunu) için kalibre edilmiştir. Tüm hesaplamalarda  $\rho_a = 998,17 \text{ kg/m}^3$ ,  $g=9,81 \text{ m/s}^2$  ve 1 inç=25,4 mm alınarak, denklem 3.13 yardımıyla inç su sütunu cinsinden elde edilen değerler ( $\Delta z$ ) Pa cinsinden basınç farkına ( $\Delta P$ ) dönüştürülmüştür.

$$\Delta P = \rho_a g \Delta z \quad (3.13)$$

$R$ ,  $n$  adet ölçülen bağımsız değişkenin ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ) yardımıyla hesaplanan bir büyüklük olsun.  $R$  büyüklüğüne ait belirsizlik,  $w_R$  aşağıdaki gibi hesaplanır [41].

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_i} w_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.14)$$

Burada  $w_i$ ,  $x_i$  büyüklüğüne ait ölçme hatasıdır. Buradan yola çıkarak indirgenmiş basınç gradyeni ( $\Delta P / Lu_m$ ) için belirsizlik şu şekilde hesaplanabilir;

$$\frac{w_{\Delta P / Lu_m}}{\Delta P / Lu_m} = \left[ \left( \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left( \frac{w_L}{L} \right)^2 + \left( \frac{w_{u_m}}{u_m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Basınç için ölçme hatası  $w_{\Delta P} / \Delta P = 0,0075$ 'tir. Kanalın uzunluğu dijital kumpas vasıtasıyla ölçülmüş ve ölçme hatası % 0,1 olarak alınmıştır ( $w_L / L = 0,001$ ). Hız ( $u_m$ ), hacimsel debimetreden alınan ölçümün kesit alanına bölünmesiyle elde edilmektedir. Kullanılan IFM marka SM6004 model debimetre için üreticinin yayınlamış olduğu ölçme hatası % 2'dir. Kesit alanı ölçümünde yapılan hata ihmal edilirse hacimsel debi ölçme hatası hız ölçme hatasına eşit olur ( $w_{u_m} / u_m = 0,02$ ). Sonuç olarak indirgenmiş basınç gradyeni için hesaplanan belirsizlik % 2,1 olmuştur.

Yerel Nusselt sayısı için belirsizlik hesabı denklem 3.16'da verilmiştir. Isı akısı ( $q''$ ), elektriksel gücün ısıtıcı alanına bölünmesiyle hesaplanır. Isıtıcı alanındaki hata ihmal edilirse, güç ölçümündeki hata ısı akısındaki hataya eşit olmaktadır. Tüm deneylerde elektriksel ölçüm hatası % 1'i aşmamaktadır. Isı akısı için hata  $w_{q''}/q'' = 0,01$ 'dir. Uzunluk ölçme hatası  $w_L/L = 0,001$ 'dir. Akışkanın ısı iletim katsayısı tablodan okunduğundan ölçme hatası sıfır olarak kabul edilmiştir. Denklem 3.16'daki sıcaklık farkı yüzey sıcaklığı ile akışkanın giriş sıcaklığı arasındaki farktır ( $\Delta T = T_y - T_{ag}$ ). Yüzey sıcaklığı T tipi ısı çifti ile ölçülmektedir. Akışkan giriş sıcaklığı ısı çifti göre daha yüksek doğruluğa sahip PT-100 direnç termometresiyle ölçülmektedir. Bu iki sıcaklık ölçüm yöntemi bir arada değerlendirildiğinde, sıcaklık farkı için ölçme hatası %5'tir ( $w_{\Delta T}/\Delta T = 0,05$ ).

$$\frac{w_{Nu_x}}{Nu_x} = \left[ \left( \frac{w_{q''}}{q''} \right)^2 + \left( \frac{w_D}{D} \right)^2 + \left( \frac{w_{k_a}}{k_a} \right)^2 + \left( \frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

Yerel Nu sayısı için belirsizlik % 5,1 olarak hesaplanmıştır.

### 3.4 Darbeli Akış Deneylerinin Yapılışı ve Sonuçları

Darbeli akış deneyleri toplam üç farklı frekans ve üç farklı genlik değeri için yapılmıştır. Bu değerler tablo halinde Çizelge 3.2'de verilmiştir. Genlik değerleri seçilirken akışın Forchheimer bölgesinde kalmasına dikkat edilmiştir. Frekans değerleri ise düşük değerden (0,07 Hz) başlanarak kademeli olarak arttırılmış ve yüzey sıcaklıklarındaki düzenli salınım kaybolduğu noktada kesilmiştir. Bir başka deyişle, yüzey sıcaklığı-zaman verisi frekansının tek bir bileşeninin olmadığı ( karmaşık sinyallerin toplandığı) bölgede daha yüksek frekansa çıkılmamıştır. 0,07 Hz'den daha düşük frekansa inilmemesinin sebebi ise, artan akış periyodu nedeniyle akışın artık darbeli karakterini kaybedip düz akış gibi davranmasıdır.

Darbeli akış deneylerinde, girişindeki su basıncı sabit tutulan oransal valf Çizelge 3.2'de verilen yüzde cinsinden ifade edilmiş açıklık değerinde, bekleme süresi boyunca açık tutulmaktadır. Daha sonra bir bekleme süresi kadar kapalı tutulmaktadır. Bekleme süresi valfin çalışma periyodunun ( $\tau$ ) yarısına eşittir. Valfin açılıp kapanması için gerekli olan 0-5V gerilim sinyali dijital-analog çeviriciye sahip bir mikrodenetleyici yardımıyla oluşturulmaktadır. Her bir deney için seçilen bekleme süresi ve açıklık değerinde valf bağımsız olarak kontrol edilmiştir. Oluşan darbeli akış 0-20L/dk ölçme

**Çizelge 3.2:** Deneysel çalışma aralığı.

Deney	Valf açıklığı %	Bekleme süresi ( $\tau/2$ ) s	Valf frekansı ( $1/\tau$ ) Hz
1	23	3	0,17
2	23	5	0,10
3	23	7	0,07
4	46	3	0,17
5	46	5	0,10
6	46	7	0,07
7	66	3	0,17
8	66	5	0,10
9	66	7	0,07

aralığına sahip IFM marka SM6004 model manyetik-indüktif bir hacimsel debimetre ile ölçülmüş ve 15 milisaniyede bir kez veri toplama cihazı ile kayıt edilmiştir.

Metal köpüğün lehimlenmiş olduğu alüminyum plakaya üst yüzeyden  $12787 \pm 15$   $W/m^2$  sabit ısı akısı folyo tipi ısıtıcı ile uygulanmaktadır. Isıtıcının ölçüleri 101,6 mm ve 51,8 mm'dir. Folyo ısıtıcı nominal 9  $\Omega$  dirence sahiptir. Isıtıcıyı beslemek için 24 V doğru akım kaynağı kullanılmıştır. Isıtılan yüzey sıcaklığında meydana gelen değişimler Şekil 3.3'teki gibi 12,7 mm mesafe ile yerleştirilmiş yedi adet Omega marka T tipi termo-eleman ile ölçülmüştür. Bu termo-elemanlar ve veri toplama sistemi birlikte düşünüldüğünde sıcaklık ölçme doğruluğu 0,5  $^{\circ}C$  olmaktadır. Su giriş-çıkış sıcaklığının ölçümünde PT-100 adı verilen direnç termometreleri kullanılarak 0,05  $^{\circ}C$  sıcaklık ölçme doğruluğu elde edilmiştir. Valf üreticisinin vermiş olduğu bilgiye göre minimum açılma-kapanma süresi 30-40 milisaniyedir. Deneysel olarak valfin açılma-kapanma süresinin bu değerlere yakın olduğu görülmüş ve bu sürelerin periyodun yanında ihmal edilebileceği kabul edilmiştir.

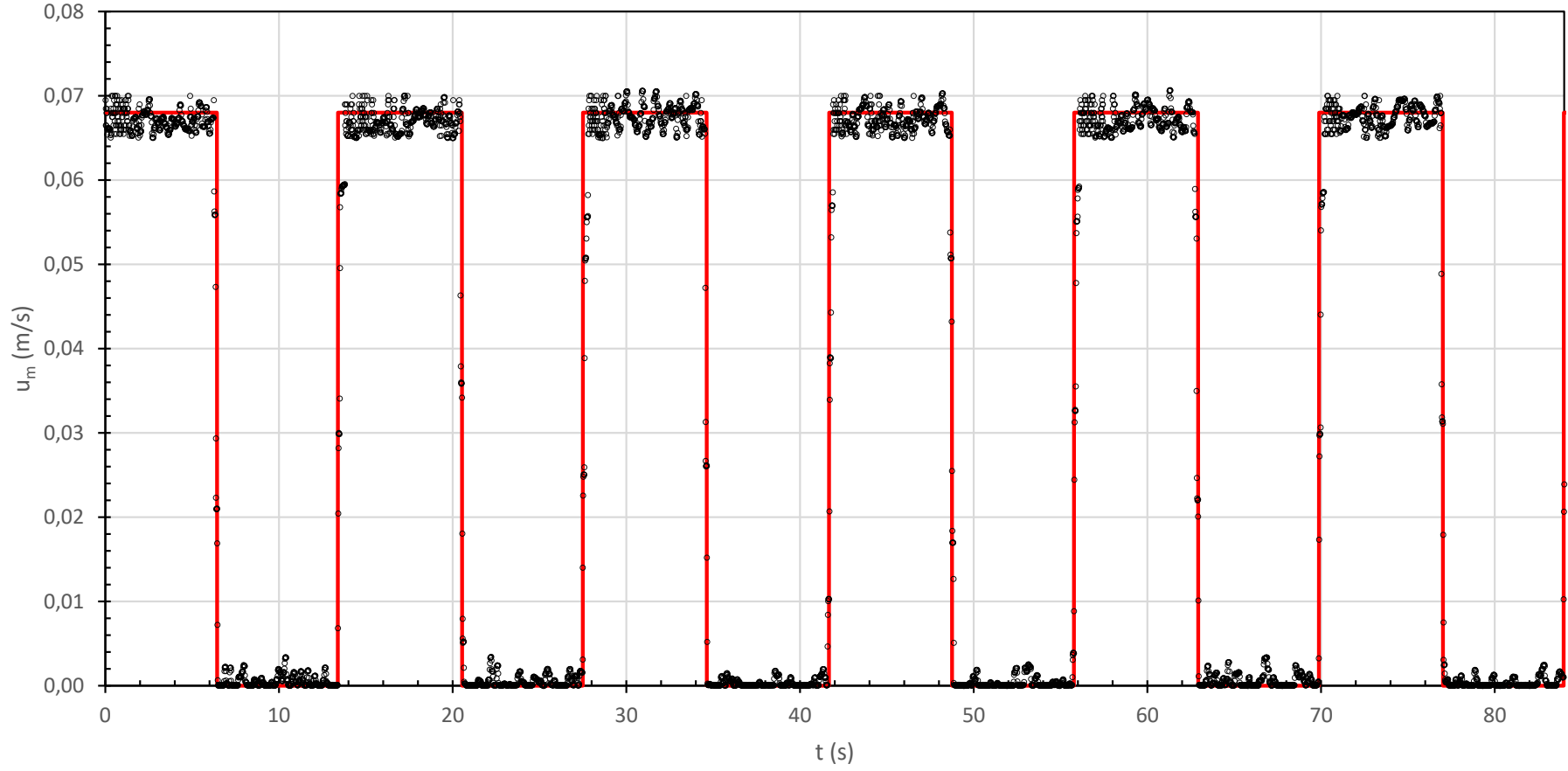
Ölçülen hacimsel debi değerlerinden denklem 3.17 yardımıyla maksimum hız değerleri elde edilmiştir.

$$u_{maks} = \frac{2}{A_c} \left( \int_0^{n\tau} \dot{V}(t) dt \right) \quad (3.17)$$

Burada  $\dot{V}(t)$  hacimsel debiyi,  $A_c$  deney odasının kesit alanını ifade etmektedir. Daha sonra denklem 3.18 kullanılarak kare dalga şeklinde hız profili tanımlanmaktadır. Elde edilen kare dalga şeklindeki hız profili ve denklem 3.18 kullanılarak elde edilen hız profili Şekil 3.13'te birlikte verilmiştir. Bu grafikte temsili kare dalga fonksiyonunun deneysel hızın zamana göre değişimini iyi bir şekilde temsil ettiği görülmektedir.

$$u_m = \begin{cases} u_{maks} & \Leftrightarrow 0 < t < \tau/2 \\ 0 & \Leftrightarrow \tau/2 \leq t \leq \tau \end{cases} \quad (3.18)$$

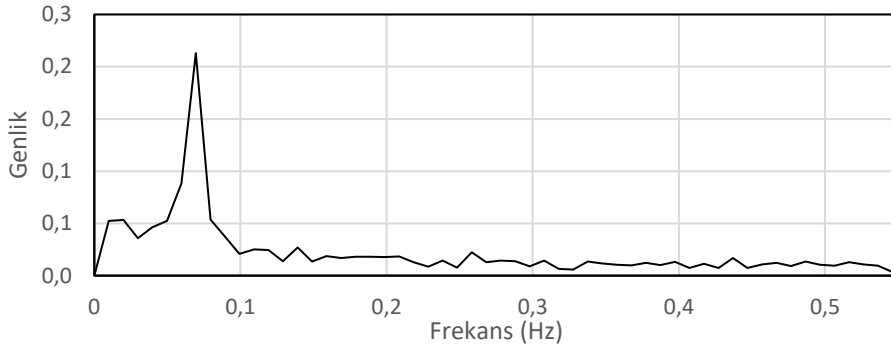
Darbeleri akış deneylerinde ortalama akışkan hızının zamanla değişimi, yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi ve yerel Nusselt sayılarının hesabı örnek deney olarak seçilen deney 6 üzerinden verilmiş, diğer deneylerin grafikleri Ek A'da verilmiştir. Deneylere esas teşkil eden darbeleri akış fonksiyonu kare dalga şeklindedir. Oransal valf seçilen genlik değerinde periyodun yarısı kadar tam kapalı yarısı kadar açık tutulmaktadır. Kısım 3.3'te ölçülen akışkan debisinden kanal girişindeki ortalama akışkan hızının nasıl elde edildiği detaylı olarak açıklanmıştır. Deney 6'ya ait ölçülen hacimsel debi değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 3.13'te verilmiştir. Çizelge 3.2'de verilen valf açıklığı cinsinden genlik değerlerine karşılık gelen deneysel ortalama hızlar 0,034 , 0,068 ve 0,096 m/s'dir. Bu değerler aynı zamanda hız genlik değerleridir. Deneysel ölçümlerden elde edilen hız profili ile denklem 3.18 kullanılarak elde edilen değerler Şekil 3.13'te en düşük frekans (0,07 Hz) için verilmiştir.



Şekil 3.13: Ortalama hızın zamanla değişimi (deney 6).

Görüldüğü gibi hız-zaman verisinde yüksek kenarda (hızın maksimum olduğu bölge) ve düşük kenarda (hızın minimum olduğu bölge) bir miktar elektriksel gürültü kayıt edilmiştir. Düşük kenarda valf tamamen kapalı olduğundan grafikteki gürültü tamamen elektriksel gürültüdür. Fiziksel olarak bir akışa işaret etmemektedir. Yüksek kenarda ise özellikle valfin ilk açılma anında kare dalganın köşeleri bir miktar ovalleşmiştir. Bunun sebebi valfin açılması sırasında geçen süre ve debi sensörünün tepki süresidir. Deneme-yanılma yöntemiyle her bir frekans için kayıt edilebilen en keskin kare dalga şeklini elde etmek amacıyla valfin açılma gecikmesi ve debi sensörünün tepki süresi değerleri değiştirilmiştir. Sonuç olarak hız-zaman grafiğinin altında kalan alan ile üretilen ideal kare dalga fonksiyonunun alanı arasındaki fark ihmal edilebilecek düzeyde kalmıştır.

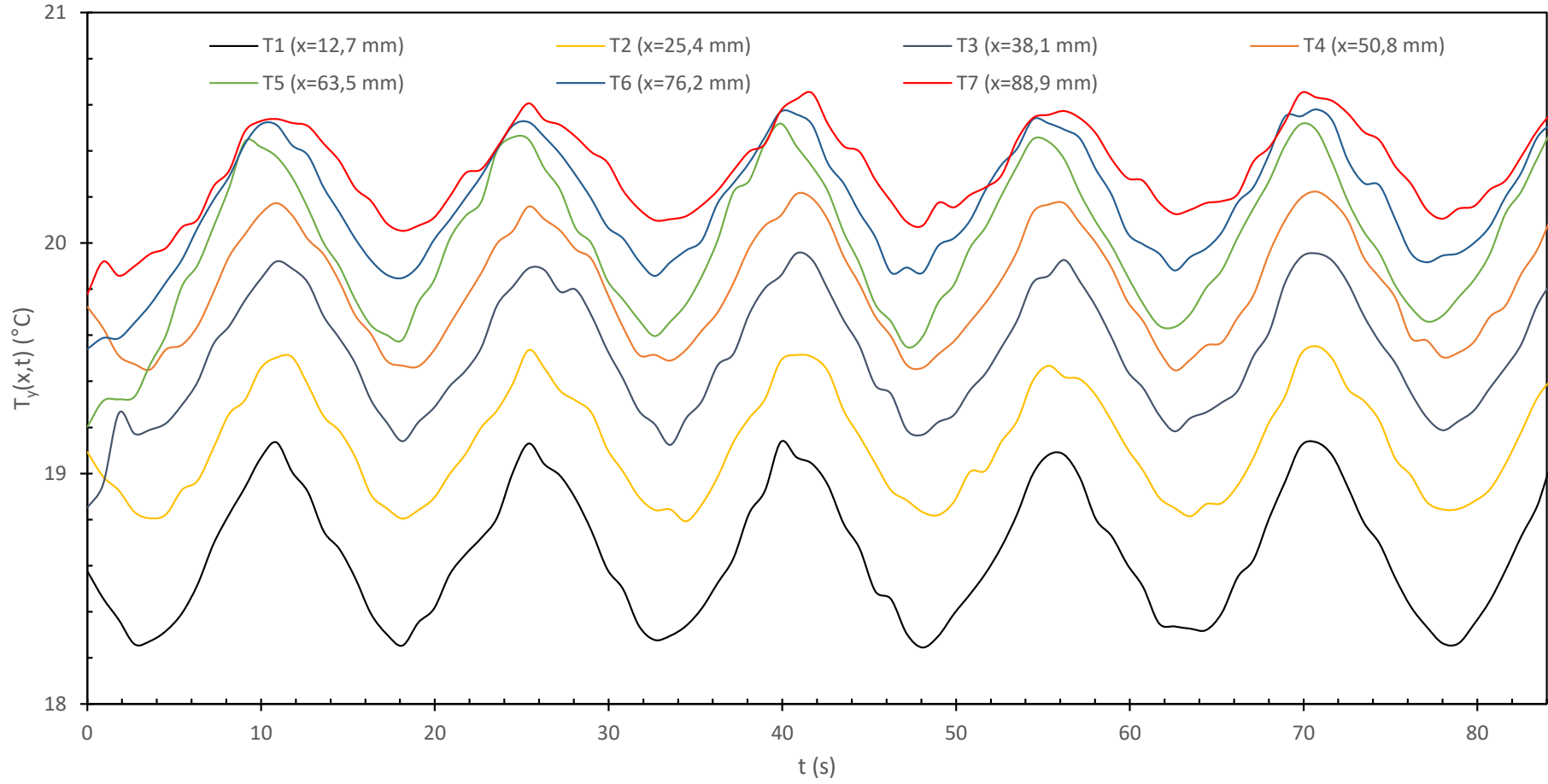
Deney sonuçları analiz edilirken öncelikle her bir deney için valfin çalışma frekansının debi sensöründen elde edilen sinyal frekansına eşit olup olmadığı teyit edilmektedir. Bir başka deyişle valfin açılıp kapanma frekansına eşit frekansta bir darbeli akış profili elde edilip edilemediğine bakılmaktadır. Örneğin Şekil 3.14'te hacimsel debi-zaman verisine yapılan FFT analizi verilmiştir. Analiz sonucunda, baskın frekansın 0,0695 Hz olduğu ortaya çıkmıştır. Bu değer valfin çalışma frekansı olan 0,07 Hz'e oldukça yakındır.



**Şekil 3.14:** Hacimsel debi sensörü sinyalinin FFT analizi (deney 6).

FFT analizi tüm deneyler için yapılmış ve akış frekanslarının valfin kontrol sinyaline yaklaşık eşit olduğu görülmüştür.

Sabit ısı akısının uygulandığı yüzeyde eşit aralıkla yerleştirilen yedi noktada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Örnek deneyin zamana bağlı yüzey sıcaklığı grafiği Şekil 3.15'te verilmiştir. Diğer deneyler için zamana bağlı sıcaklık değişimleri Ek A kısmına konulmuştur.



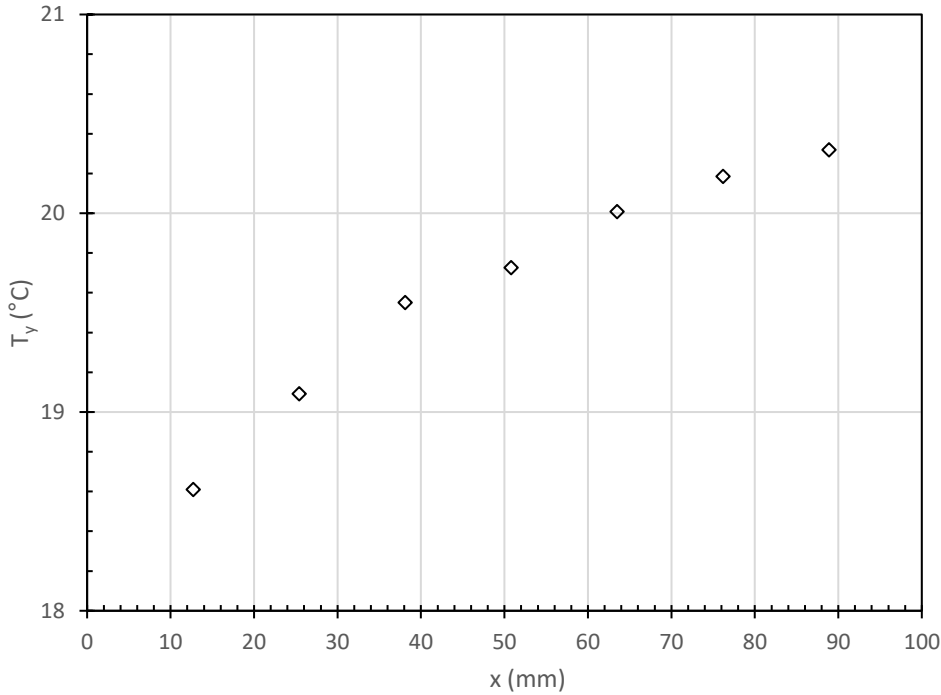
**Şekil 3.15:** Yüzey sıcaklığı-zaman değişimi (deney 6).

Bu grafiğe göre tüm sıcaklıkların aynı frekansta salındıkları açıkça görülmektedir. T4 sıcaklığının salınım genliğinin T1'den, T7 sıcaklığının salınım genliğinin de benzer şekilde T1 ve T4'ten küçük olduğu açıktır. Buradan sıcaklık salınımındaki genliğin kanal içerisinde ilerledikçe azaldığı sonucuna varılmaktadır. Bunun nedeni yerel ısı taşınım katsayısının giriş bölgesinde daha yüksek değere sahip olmasıdır.

Zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı grafiği ise Şekil 3.16'da verilmiştir. Herbir noktadan ölçülen yüzey sıcaklığının zamana göre ortalamaları denklem 3.19 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$T_{y,ort}(x) = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} T_y(x,t) dt \quad (3.19)$$

Burada  $\tau$  periyodu,  $n$  toplam periyod sayısını ifade etmektedir. Sıcaklık ortalamaları elde edilirken  $n = 6$  olarak alınmıştır. Şekil 3.16'da eğilime bakıldığında sıcaklık profili kanal içerisinde düz akış ile benzerlik göstermektedir.

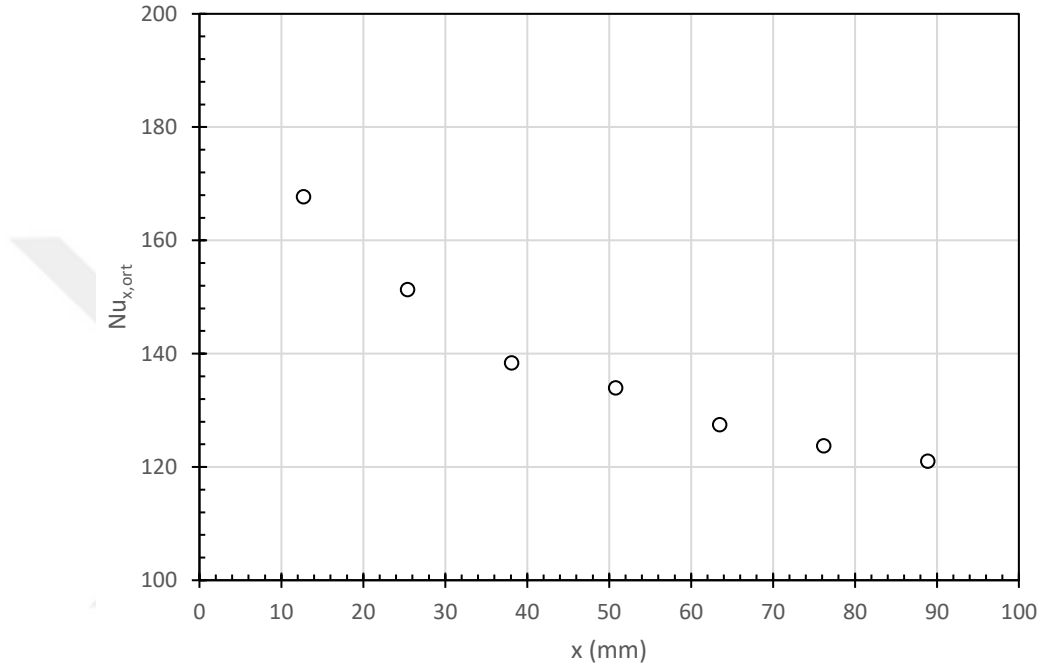


Şekil 3.16: Yüzey sıcaklığı zaman ortalamaları deney 6.

Zaman ortalaması alınmış sıcaklık ( $T_{y,ort}$ ) cinsinden yerel Nusselt sayısı denklem 3.20'deki gibi tanımlanır.

$$Nu_{x,ort} = \frac{q'' D_h}{(T_{y,ort} - T_{ag}) k_a} \quad (3.20)$$

Yukarıdaki denklem kullanılarak hesaplanan yerel Nusselt sayıları Şekil 3.17’de verilmiştir. Gözenekli kanalın girişinde en yüksek değerini alan Nusselt sayısı giderek azalmakta ve kanalın çıkışında en küçük değerini almaktadır. Kanal yeterince uzun olmadığı için Nusselt sayısının sabit bir değere yakınsaması deneysel olarak gözlemlenememiştir.



**Şekil 3.17:** Yerel Nusselt sayısının konumla değişimi (deney 6).

Genlik parametresinin boyutsuz hale getirilmesi için zaman ortalaması alınmış hız ( $u_{ort}$ ) kullanılarak denklem 3.21’deki  $Re_{ort}$  sayısı tanımlanmıştır.

$$Re_{ort} = \frac{\rho_a u_{ort} D_h}{\mu_a} \quad (3.21)$$

$u_{ort}$  şu şekilde hesaplanır;

$$u_{ort} = \frac{1}{n\tau} \int_0^{n\tau} u_m(t) dt \quad (3.22)$$

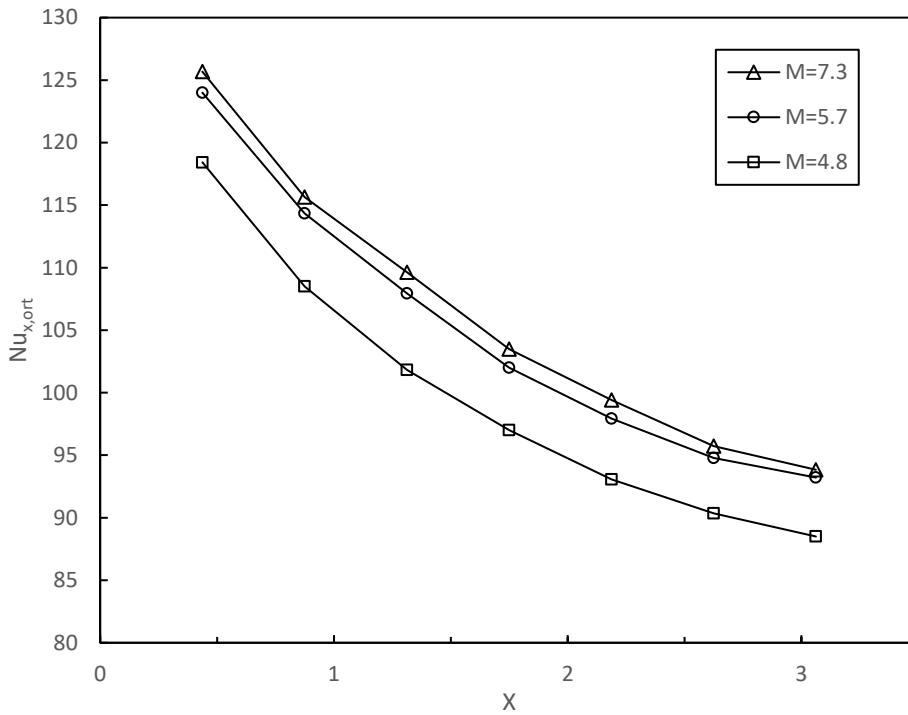
### 3.4.1 Frekans Etkisi

Kısım 3.4’te zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklıkları kullanılarak yerel Nusselt sayılarının nasıl hesaplandığı açıklanmıştır. Bu kısımda frekansın ısı geçişi üzerine etkisini yorumlamak amacıyla her bir genlik için üç frekanstaki Nusselt sayıları

karşılaştırılmıştır. Bu noktadan sonra valfin çalışma frekansı yerine açışal frekans ( $\omega$ ) esaslı boyutsuz frekans parametresi ( $M$ ) kullanılacaktır. Boyutsuz frekans parametresi denklem 3.23'deki gibi hesaplanmaktadır.

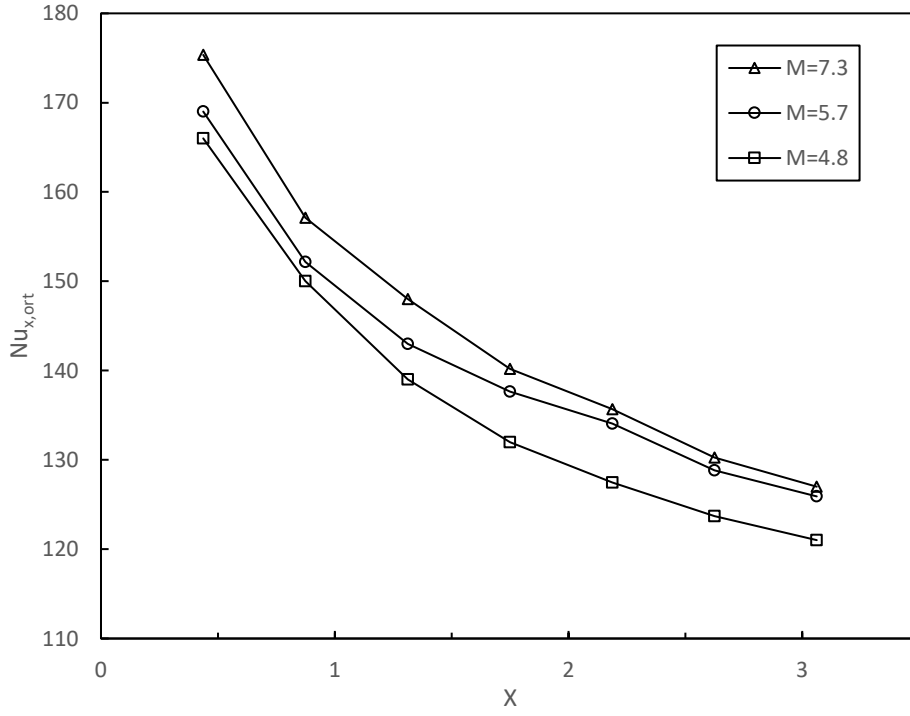
$$M = \left( \frac{\omega(H/2)^2}{2\nu_a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.23)$$

Burada  $\omega = 2\pi f$  dir. En düşük genlik olan 0,034 m/s için ( $Re_{ort}=492$ ) zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı ( $Nu_{x,ort}$ ) grafiği Şekil 3.18'de görülmektedir. Yüksek frekans ( $M = 7,3$ ) ve orta frekans ( $M = 5,7$ ) sonuçları birbirine oldukça yakın çıkmıştır (fark<%4). Kanalın çıkışındaki noktada iki frekans arasındaki fark kapanmıştır. Düşük frekans ( $M = 4,8$ ) için Nusselt sayıları diğer iki frekansa göre daha düşüktür.



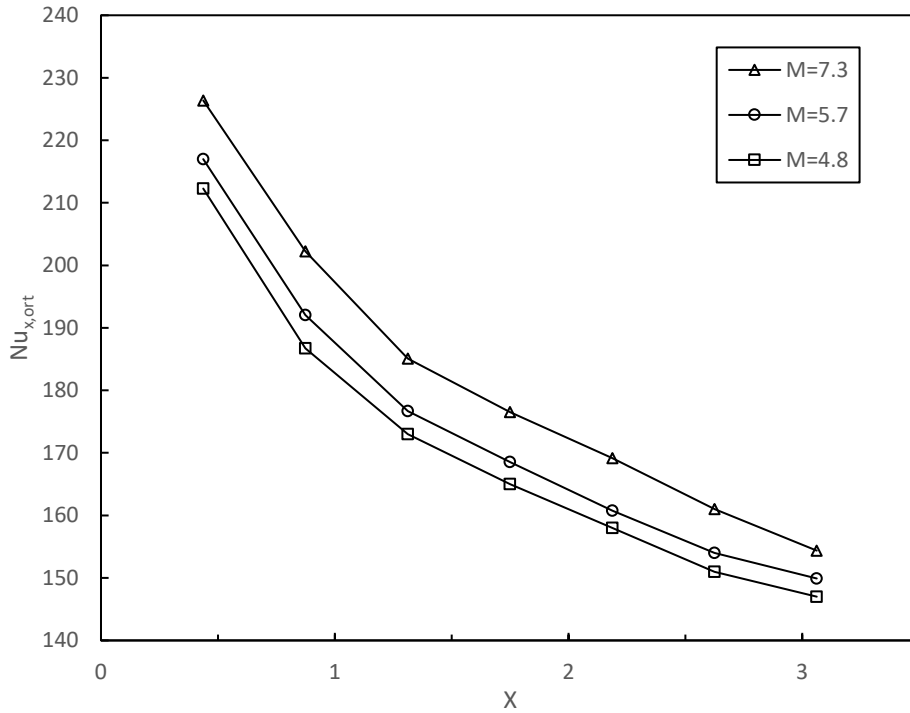
Şekil 3.18:  $Re_{ort}=491,52$  genlik için yerel Nu sayısı değişimi.

0,068 m/s genlik için ( $Re_{ort}=983$ ) her üç frekansın sonuçlarının yakın olduğu Şekil 3.19'da görülmektedir. Farklı olarak, orta frekans sonuçlarında boyutsuz kanal uzunluğu ( $X$ ) 1,5 değeri civarında bir kırılma gözlemlenmektedir. Kanalın çıkışına doğru ısı taşınım katsayısı artmakta ve yüksek frekansın sonuçlarına yaklaşmaktadır.



Şekil 3.19:  $Re_{ort}=983,03$  genlik için yerel Nu sayısı değişimi.

En yüksek genlikte ( $u_{maks}=0,096$  m/s,  $Re_{ort}=1387$ ) sonuçlar orta frekansta meydana gelen kırılma dışında eğilim olarak orta genlikteki sonuçlarla benzerdir (Şekil 3.20). Bu genlikte orta frekanstaki değerler düşük frekansa daha yakındır.

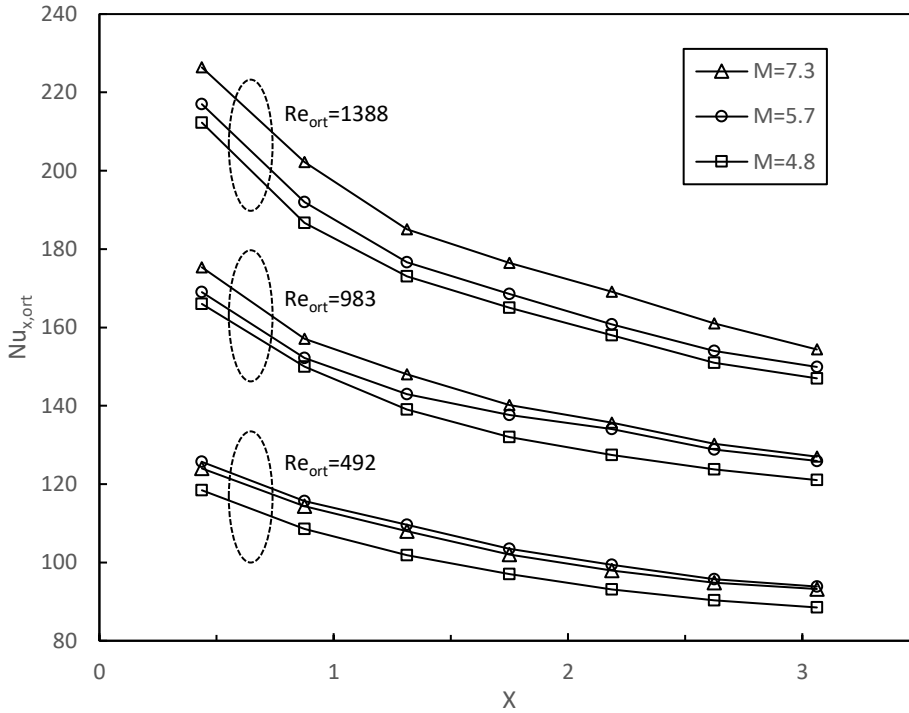


Şekil 3.20:  $Re_{ort}=1387,81$  genlik için yerel Nu sayısı değişimi.

Genel olarak her üç genlikte de frekansın artmasıyla birlikte ısı geçişinin arttığı gözlemlenmiştir. Kanal içerisindeki akışın akmakta olduğu süre göz önüne alındığında frekansın değişmesi bu süreyi etkilememektedir. Yani toplamda aynı hacim aynı sürede geçmektedir. Fakat daha fazla sayıda yükselen kenar olması ısı geçişi açısından bir avantaj olmaktadır. Kanal içerisinde aktif bir akış yok iken (düşük kenar) yüzey sıcaklıklarının artması, akışın aktif olduğu bölgede (yüksek kenar) daha yüksek akışkan-yüzey sıcaklık farkının oluşmasına neden olmaktadır. Bu da belirli frekanslarda darbeli akışın daha yüksek ısı geçiş performansı sağlamasını açıklamaktadır.

### 3.4.2 Genlik Etkisi

Darbeli akışın genliğinin artması, düz akışta olduğu gibi ısı geçişinin ve yerel Nusselt sayılarının artmasına neden olmaktadır. Şekil 3.21'deki grafikte tüm genlik ve frekanslar bir arada verilmiştir. Bu grafiğe göre genliğin etkisi frekansın etkisine göre daha baskındır. Seçilen frekanslar için Nusselt sayılarındaki en büyük fark %18 mertebesinde iken en yüksek genlik ile en düşük genlik arasında %100 e yakın bir fark oluşmaktadır.

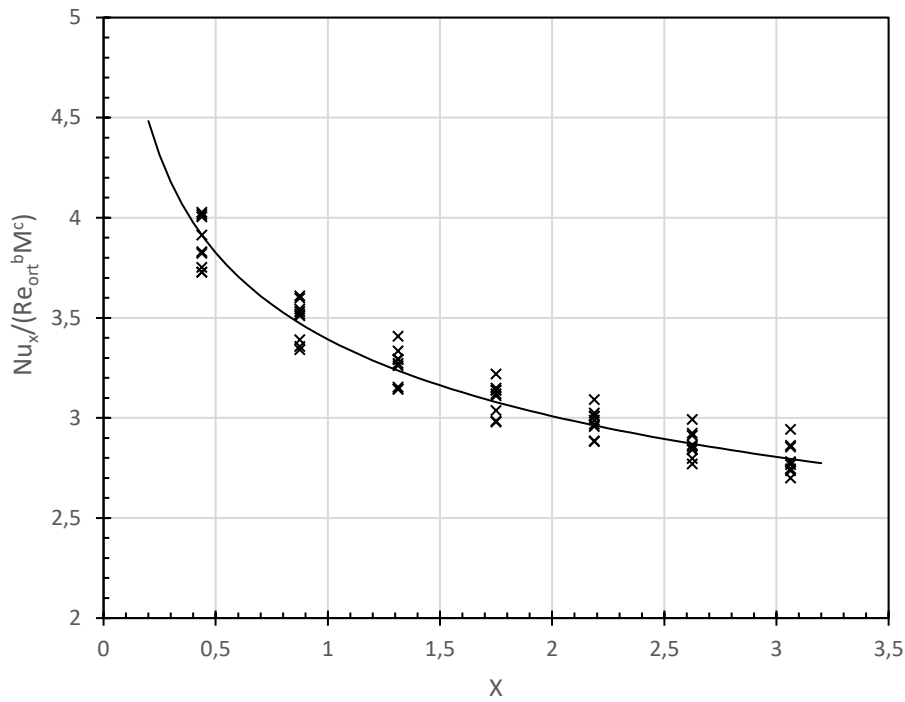


Şekil 3.21: Tüm genlik ve frekanslar için yerel Nu sayısı değişimi.

Frekans ve genliğin zaman ortalaması alınmış yerel Nu sayısı ( $Nu_{x,ort}$ ) üzerindeki etkisi tek bir denklem ile ifade edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla bütün deneyleri en iyi şekilde temsil eden bir korelasyon önerilmiştir (denklem 3.24).

$$Nu_{x,ort} = 3.393Re_{ort}^{0.5}M^{0.14}(x/D)^{-0.17} \quad (3.24)$$

Şekil 3.22’de görüldüğü gibi tüm deneyler için ayrı ayrı hesaplanan zaman ortalaması alınmış yerel Nu sayıları frekans ve genlik parametrelerine bölünerek boyutsuz koordinata bağlı olarak çizilmiştir.

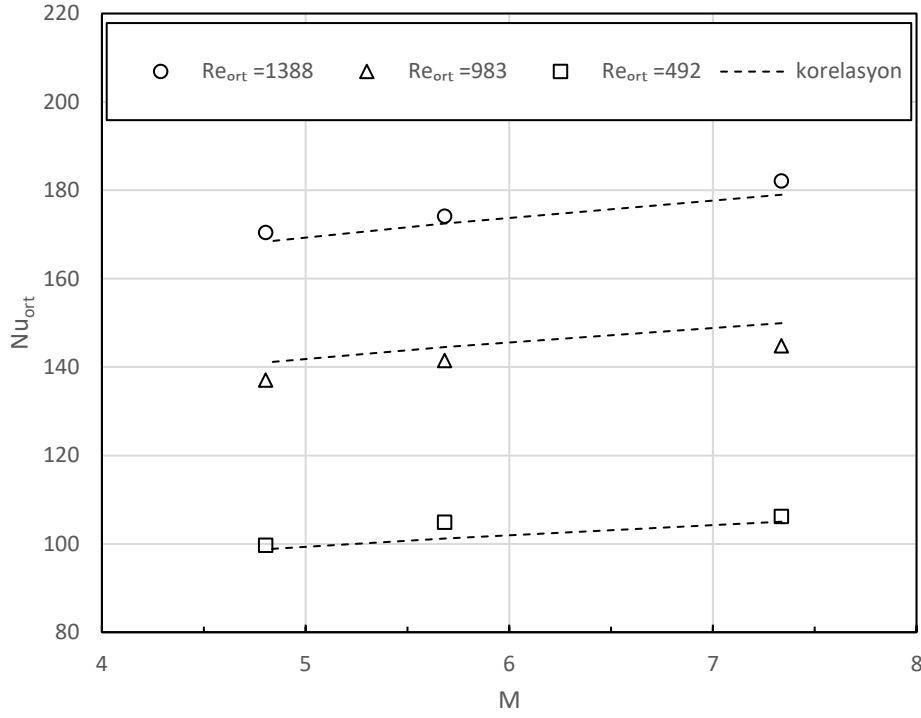


**Şekil 3.22:** Tüm genlik ve frekanslar için yerel Nu sayısı değişimi.

Tüm yüzeyi temsil eden ortalama Nusselt sayısını ( $Nu_{ort}$ ) elde etmek amacıyla, zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayılarının ( $Nu_{x,ort}$ ) konum ortalaması denklem 3.25’teki gibi alınmıştır. Sonuçlar,  $Nu_{ort} = CRe_{ort}^a M^b$  biçiminde bir korelasyona dönüştürülmüştür. Şekil 3.23’de ortalama Nu sayısının deneysel sonuçları ve korelasyondan elde edilen değerler bir arada verilmiştir.

$$Nu_{ort} = \frac{q'' D_h}{(\bar{T}_{y,ort} - T_{ag}) k_a} \quad (3.25)$$

Boyutsuz genlik ve frekans parametreleri için sürekli bir fonksiyon olan korelasyon grafikte sabit genlik parametresi için üçlü grup halinde çizilmiştir (kesikli çizgiler).



Şekil 3.23: Nu korelasyonu.

Grafiğe göre; denklem 3.26'daki korelasyonun boyutsuz frekans ve boyutsuz genlik parametrelerine bağlı olarak Nu sayısını iyi bir şekilde temsil ettiği görülmektedir.

$$Nu_{ort} = 3,261Re_{ort}^{0,5}M^{0,14} \quad (3.26)$$

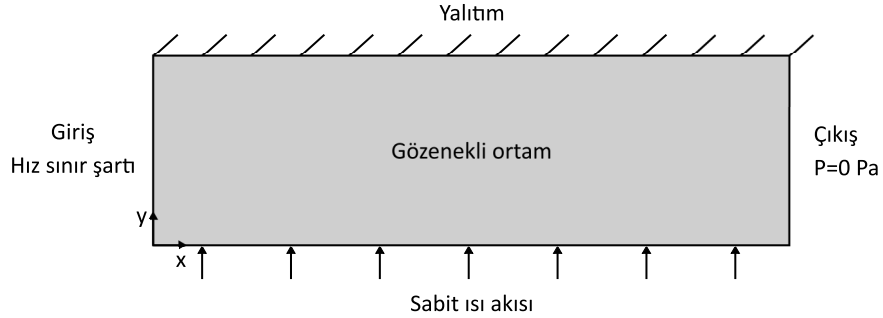
Korelasyon ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama hata % 2'dir. En yüksek hata ise % 3,54 değeri ile orta genlik için yüksek frekans noktasındadır ( $Re_{ort} = 983,03$ ,  $M = 7,34$ ).

#### 4. SAYISAL ÇALIŞMA

Metal köpük içerisindeki zorlanmış ısı geçişi ile ilgili deneysel sonuçlar bölüm 3'te verilmişti. Bölüm 2'de verilen denklemlerin sayısal olarak çözülebilmesi hem çalışmanın mümkün olan deneysel aralığının genişletilmesini sağlayacak hem de parametrik çalışmaların yapılmasına imkan verecektir. Burada en önemli husus dispersiyon iletkenliğinin doğrudan bulunamamasıdır. Bu sebeple, öncelikle sayısal model yardımıyla deneysel sonuçlara en yakın sonucu (ortalama Nusselt sayıları) veren dispersiyon iletkenlikleri bulunmuştur.

##### 4.1 HAD Modeli

Sayısal çalışmalarda kullanılan geometri Şekil 4.1'de görülmektedir. Çözümler deney odasının iki boyutlu bir kesitinde yapılmaktadır. Girişteki hız sınır şartı problemin türüne göre daimi veya zamana bağlı olmaktadır.



Şekil 4.1: Sayısal model geometrisi.

Metal köpük içerisindeki korunum denklemleri daha önce kısım 2.2'de verilmiştir. Sayısal modelde uygulanan sınır koşulları;

- Kanalın üst yüzeyi yalıtılmıştır ( $\partial T / \partial y = 0$ ) ve bu yüzeye kaymama koşulu tanımlanmıştır ( $\langle \vec{u} \rangle = 0$ ).
- Alt yüzeye sabit ısı akısı ( $q'' = 12787 \text{ W/m}^2$ ) uygulanmıştır. Kaymama sınır koşulu geçerlidir.

- Kanal çıkışındaki efektif basınç sıfırdır.

#### 4.1.1 Çözümün ağ yapısından bağımsızlığı

Sayısal çözümlerde ilk olarak seçilen çözüm ağının içerdiği eleman sayısının problemin fiziğine uygun olup olmadığı araştırılmalıdır. Comsol yazılımı dokuz farklı ağ yapısı seçeneği sunmaktadır. Her bir ağ tipi için kullanılan eleman sayısı Çizelge 4.1’de numara (#) ile verilmiştir.

**Çizelge 4.1:** Ağ (Mesh) tipine göre eleman sayıları.

#	Tip	Eleman sayısı
1	Oldukça kaba (Extremely coarse)	288
2	Çok kaba (Extra coarse)	558
3	Daha kaba (Coarser)	922
4	Kaba (Coarse)	1612
5	Normal	3142
6	İnce (Fine)	5080
7	Daha ince (Finer)	9764
8	Çok ince (Extra fine)	22336
9	Oldukça ince (Extremely fine)	53368

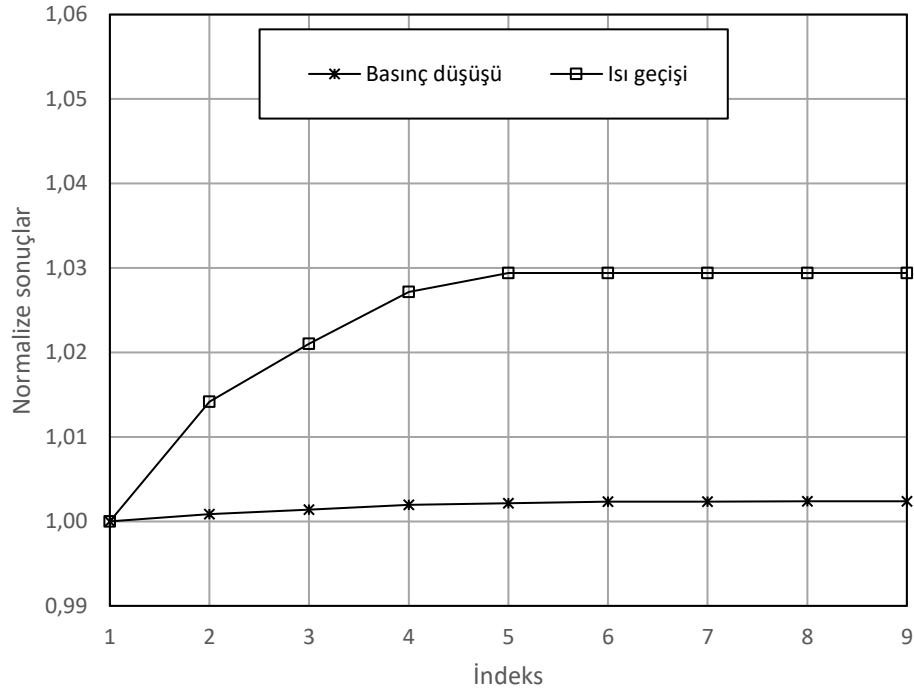
Kullanılacak olan eleman sayısına karar verebilmek için en yüksek akışkan hızında her bir ağ tipinde çözüm yapılmıştır. Her bir ağ yapısındaki basınç düşüşü 1 nolu (oldukça kaba) ağ tipi için bulunan değere bölünerek normalize edilmiş basınç düşüşü elde edilmiştir (denklem 4.1).

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta x}\right)_{normalize} = \frac{\left(\frac{\Delta P}{\Delta x}\right)_{\#}}{\left(\frac{\Delta P}{\Delta x}\right)_1} \quad (4.1)$$

Yüzeyden gerçekleşen toplam ısı geçişini bulmak için denklem 4.2’deki integrasyon sayısal olarak hesaplanmış daha sonra denklem 4.3 yardımıyla normalize edilmiştir. Şekil 4.2’de normalize edilmiş, basınç düşüşü ve ısı geçişi değerleri verilmiştir.

$$q = \int_L q(x) dx \quad (4.2)$$

$$q_{normalize} = \frac{q_{\#}}{q_1} \quad (4.3)$$

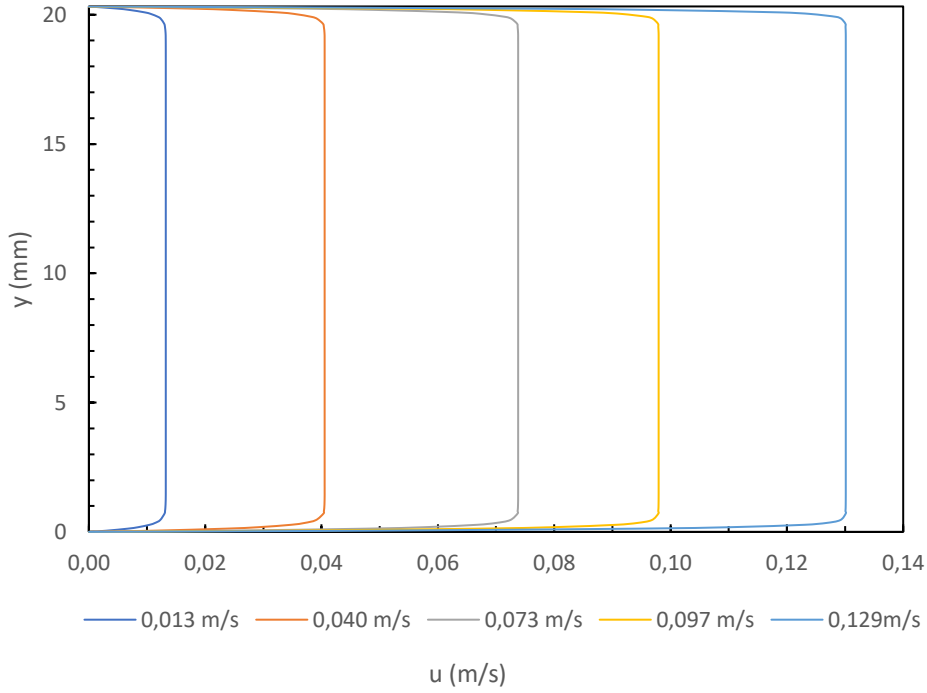


**Şekil 4.2:** Ağdan bağımsızlık.

Görüldüğü gibi basınç düşüşü ağ yapısından çok fazla etkilenmemektedir. En az eleman sayısı kullanılarak elde edilen basınç düşüşü ile en fazla eleman sayısı kullanılarak elde edilen sonuç arasındaki fark % 1'in altında kalmaktadır. Yüzeiden gerçekleşen ısı geçişi için ise en büyük değişim %3 olmaktadır. 5 nolu ağ yapısından daha küçük elemanlı ağ yapılarında çözümün değişmediği anlaşılmaktadır. Sonuç olarak, "ince (fine)" isimli ağ yapısının (#6) kullanılması çözümün eleman sayısından bağımsız olduğunu garanti etmektedir.

## 4.2 Düz Akış

Akışkan debisinin zamana göre değişmediği, düz akış olarak isimlendirilen giriş sınır şartına ait incelemeler bu kısımda verilmiştir. Daha önce verilen kabuller altında momentum denklemi beş farklı hız için çözülerek Şekil 4.3'te verilmiştir. Grafikte çizilen hız dağılımları kanalın orta kesitindeki ( $x=50,8$  mm) hız dağılımlarıdır. Akış doğrultusunda kanalın ortasına gelindiğinde akışın tam gelişti bilindiğinden, bu kesitteki hız dağılımları hidrodinamik açıdan tam gelişmiş hız dağılımlarıdır. Kaymama sınır şartı sebebiyle kanal çeperlerinde akışkan hızı sıfır olmaktadır.

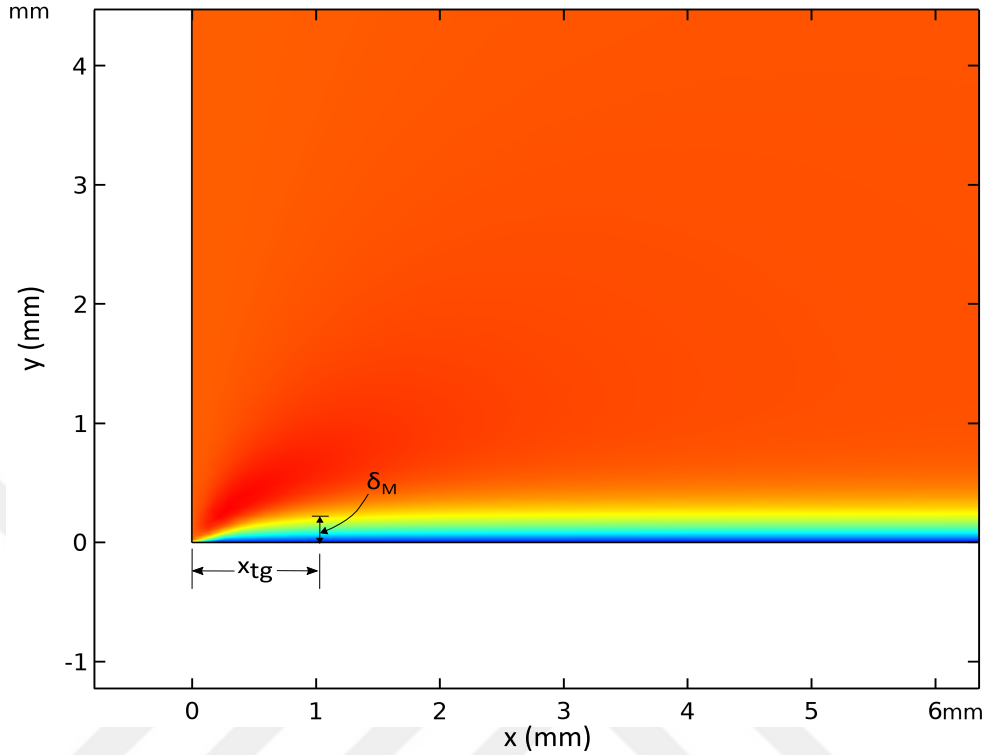


**Şekil 4.3:** Kanal içi tam gelişmiş hız profilleri.

Gözenekli ortam yapısı gereği hız sınır tabaka çok hızlı şekilde gelişmekte ve boş kanala kıyasla daha ince olmaktadır. Kanal çeperlerinde yaklaştıkça akışkanın yavaşlaması kanal merkezindeki hızın ortalama hızdan bir miktar daha fazla olmasına neden olmaktadır. Sayısal olarak bu hız artışı % 2'den küçüktür. Gözenekli ortamlarda hız sınır tabaka için, akışa dik doğrultudaki hız profilinin akış yönünde değişmemeye başladığı noktayı esas almak uygundur. Bu uzunluk, hidrodinamik giriş uzunluğudur ( $x_{tg}$ ). Vafai ve Tien [9] yapmış oldukları çalışmada bir tarafı sabit yüzey ile sınırlanmış gözenekli ortamda, hidrodinamik giriş uzunluğunun ihmal edilebilecek kadar küçük olduğunu, hız sınır tabakanın kalınlığının yüzey boyunca sabit kaldığını göstermişlerdir.

Sayısal model üzerinde en düşük deneysel hız (0,013 m/s) için elde edilen hız dağılımı Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Grafikte hızın x bileşeninin büyüklüğüne göre renklendirme yapılmıştır. Mavi renkten turuncu renge doğru hız artmaktadır. Görüldüğü gibi hız sınır tabaka kalınlığı ( $\delta_M$ ) kanal yüksekliğine kıyasla çok küçüktür. Hidrodinamik gelişmenin gözlemlenmesi için kanalın girişindeki bölge büyütülmüş olarak verilmiştir. Buna göre Hidrodinamik giriş uzunluğu ( $x_{tg}$ ) 1 milimetreden daha kısadır.  $x > 1$  mm için hidrodinamik tam gelişme söz konusudur. Bu sonuçlar, Vafai ve

Tien'in [9] çalışmasındaki sonuçlar ile paraleldir. Hidrodinamik giriş uzunluğu kanal uzunluğunun yanında ihmal edilebilir.

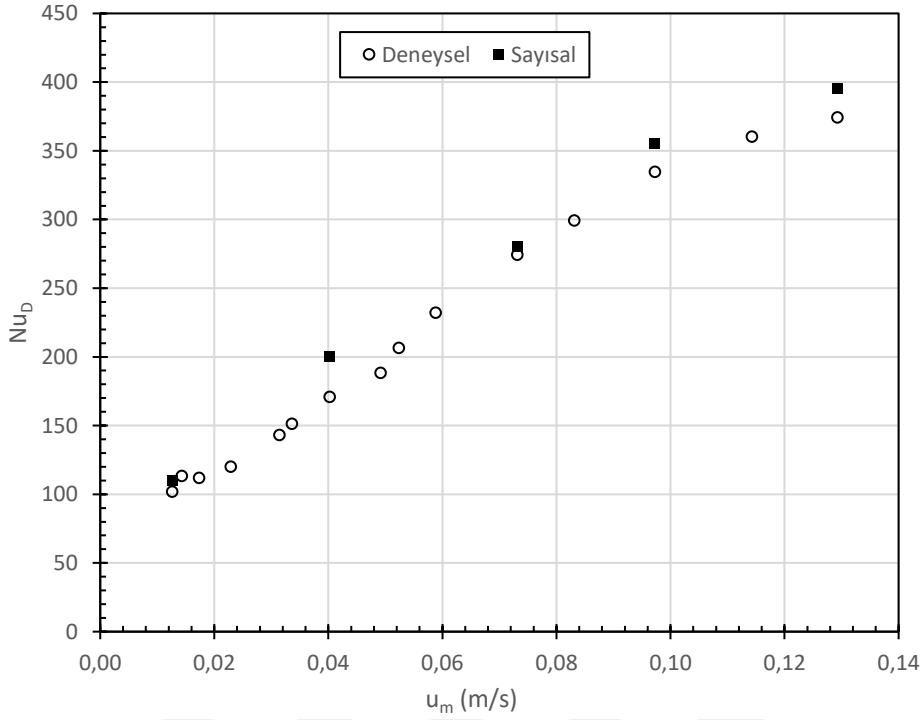


Şekil 4.4: Renklendirilmiş hız dağılımı ( $u_m = 0,013m/s$ ).

#### 4.2.1 Isıl Dispersiyon İletkenliği

Isıl dispersiyon iletkenliğini sayısal olarak bulabilmek için örnek olarak seçilen hızlarda gözenekli ortamın toplam ısı iletim katsayısı ( $k_T$ ) değiştirilerek deneme-yanılma yöntemiyle deneysel ortalama Nusselt sayılarına en yakın sonucu veren ısı iletim katsayıları bulunmuştur. Sayısal ve deneysel Nusselt sayıları arasındaki fark % 3'ün altına indiğinde deneme-yanılma işlemi sonlandırılmıştır.

Şekil 4.5'te düz akış için, deneysel ortalama Nusselt sayıları ( $Nu_D$ ) ve deneme-yanılma işlemi sonrasında bulunan dispersiyon iletkenlikleri kullanılarak elde edilen Nusselt sayıları bir arada görülmektedir. Buna göre beş farklı hız için bulunan toplam ısı iletim katsayıları deneysel Nusselt sayılarına yakın sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır.



Şekil 4.5: Düz akış için ortalama Nu sayısının akışkan hızı ile değişimi.

Literatürde, metal köpükler için ısı dispersiyon modeli olarak denklem 4.4'te verilen model farklı araştırmacılar tarafından kullanılmıştır. Bu model Kısım 2'de "Model 1" ismiyle verilmiştir [21].

$$k_d = \rho_a c_a \gamma \sqrt{K} u_m \quad (4.4)$$

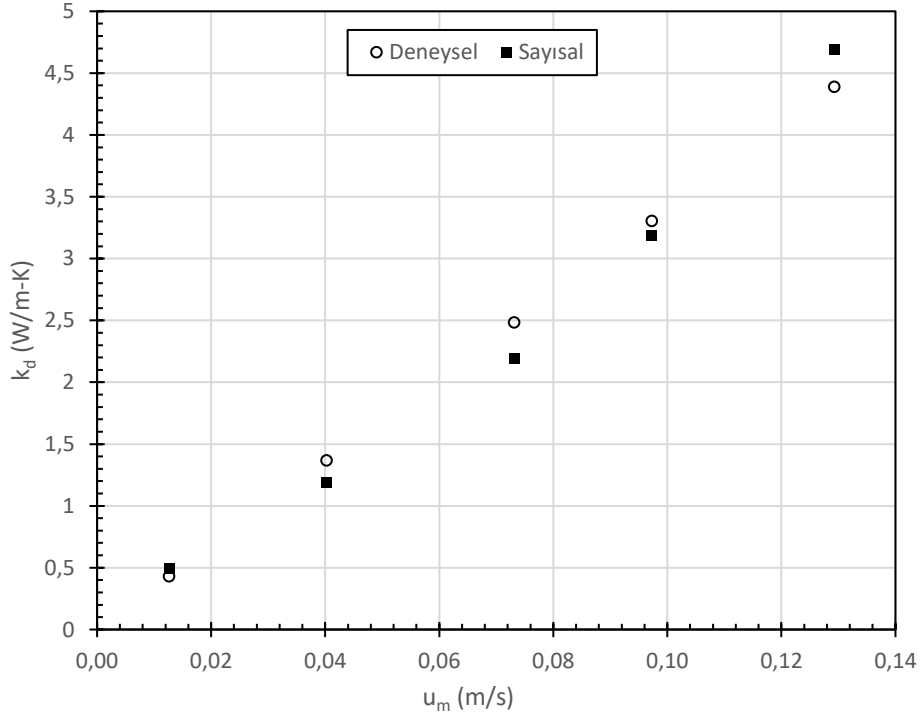
Burada amaç en uygun  $\gamma$  katsayısının bulunmasıdır. Bu katsayının bulunması için sayısal olarak bulunan toplam ısı iletkenlikten gözenekli ortamın durgun haldeki ısı iletkenliğinin çıkarılması gerekmektedir. Durgun haldeki ısı iletkenlik ( $k_o$ ) Calmidi ve Mahajan'ın [37] önermiş olduğu model ile kullanılan alüminyum köpük-su çifti için  $5,31 \text{ W/m} - \text{K}$  olarak hesaplanmıştır.

Sayısal çalışmadan elde edilen dispersiyon iletkenliklerini en iyi temsil eden  $\gamma$  sayısını bulmak için Excel'in çözücü (solver) eklentisinden faydalanılmıştır. Denklem 4.5'te verildiği gibi sayısal çözümden elde edilen iletkenlik ile korelasyondan elde edilen iletkenliğin farkının karelerinin toplamını minimize eden değer aranılan katsayıdır.

$$\min \left( \sum (k_{d,\text{sayısal}} - k_{d,\text{korelasyon}})^2 \right) \quad (4.5)$$

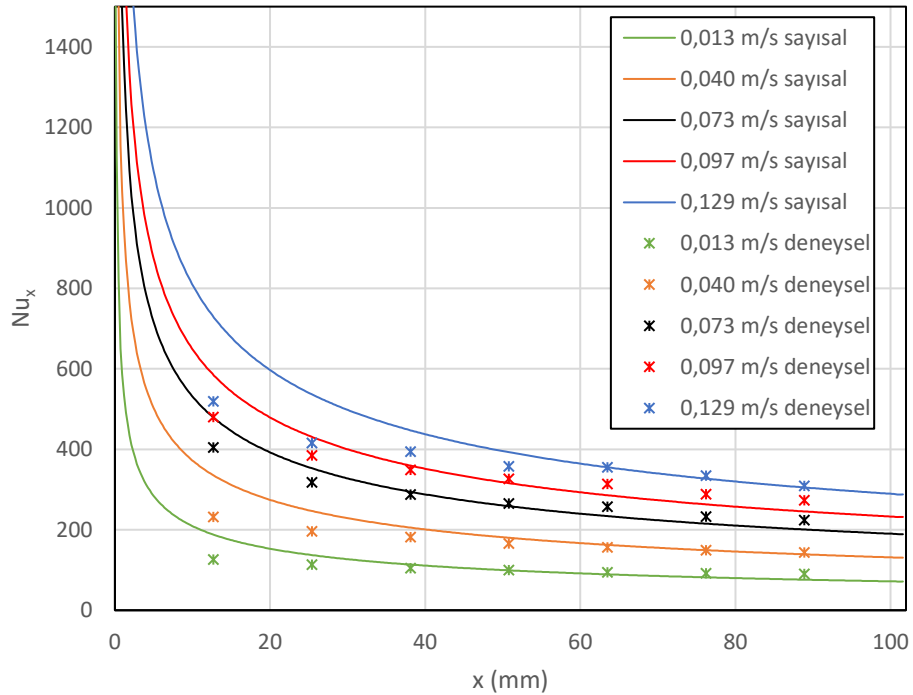
Excel'de bu değer 0,041 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.6'da  $\gamma = 0,041$  için korelasyon ile hesaplanan dispersiyon iletkenlikleri sayısal çalışmadan bulunan

değerler karşılaştırılmıştır. Buna göre hız ( $u_m$ ) ile dispersiyon iletkenliği ( $k_d$ ) arasındaki doğrusal modelin deneysel verileri iyi temsil ettiği görülmüştür.



Şekil 4.6:  $\gamma = 0,041$  için dispersiyon iletkenliğinin hız ile değişimi.

Ortalama Nusselt sayısını sağlayan dispersiyon iletkenlikleri kullanılarak yapılan analiz sonucunda, yerel Nusselt sayılarının değişimi Şekil 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.7: Yerel Nu sayısının konum ile değişimi.

Görüldüğü üzere, sayısal model kanal içerisinde ilerledikçe yerel Nusselt sayısını doğru bir şekilde hesaplayabilmiştir. Fakat görece yüksek taşınım katsayısına sahip giriş bölgesindeki Nusselt sayıları sayısal modelde daha yüksek çıkmıştır.

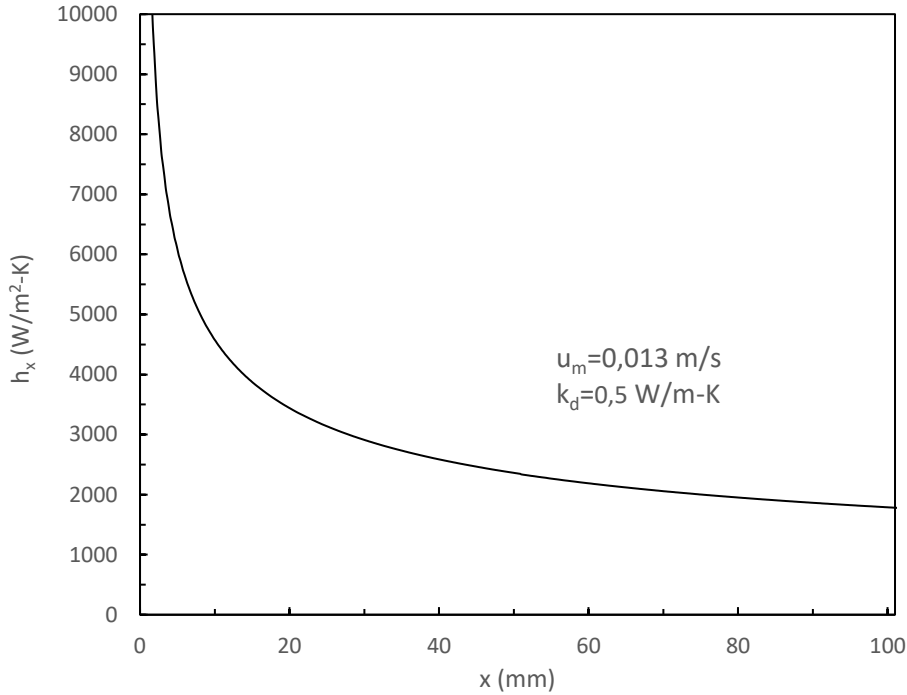
Isıl açıdan tam gelişmiş bölge için yüzey sıcaklığı ile akışkanın yığın sıcaklığı ( $T_b$ ) arasındaki fark sabit kalmaktadır. Sıcaklık farkının sabit kalması, sıcaklık farkı ile ters orantılı olan ısı taşınım katsayısının veya Nusselt sayısının sabit kalması anlamına gelmektedir. Yığın sıcaklık, denklem 4.6'daki gibi tanımlanır.

$$T_b = \frac{1}{\dot{V}} \int_A \langle T \rangle \langle \vec{u} \rangle dA \quad (4.6)$$

Burada  $\dot{V}$  hacimsel debiyi ifade etmektedir.

En düşük hız için, yüzey sıcaklığı ve yığın sıcaklık arasındaki farkı esas alan yerel ısı taşınım katsayısı ( $h_x$ ) sayısal model yardımıyla hesaplanmış ve Şekil 4.8'de konum ile değişimi verilmiştir. Yerel ısı taşınım katsayısı şu şekilde hesaplanır;

$$h_x = \frac{q''}{(T_y - T_b)} \quad (4.7)$$



**Şekil 4.8:** Yerel ısı taşınım katsayısı - konum grafiği.

Bu grafiğe göre ısı taşınım katsayısının büyüklüğü akış doğrultusunda ilerledikçe azalmaktadır. Deney odası uzunluğu için ısı taşınım katsayısının tam olarak sabit

kaldığından söz etmek mümkün değildir. Az da olsa değişim kanal boyunca devam etmektedir. Bu da sonuç olarak akışın ısıl açıdan gelişmekte olduğuna işaret eder. Örnek olarak, kanalın çıkışındaki ( $x=101,6$  mm) ısı taşınım katsayısı ile kanalın orta noktasındaki ( $x=50,8$  mm) ısı taşınım katsayısı arasındaki fark % 32'dir.

### 4.3 Darbeli Akış

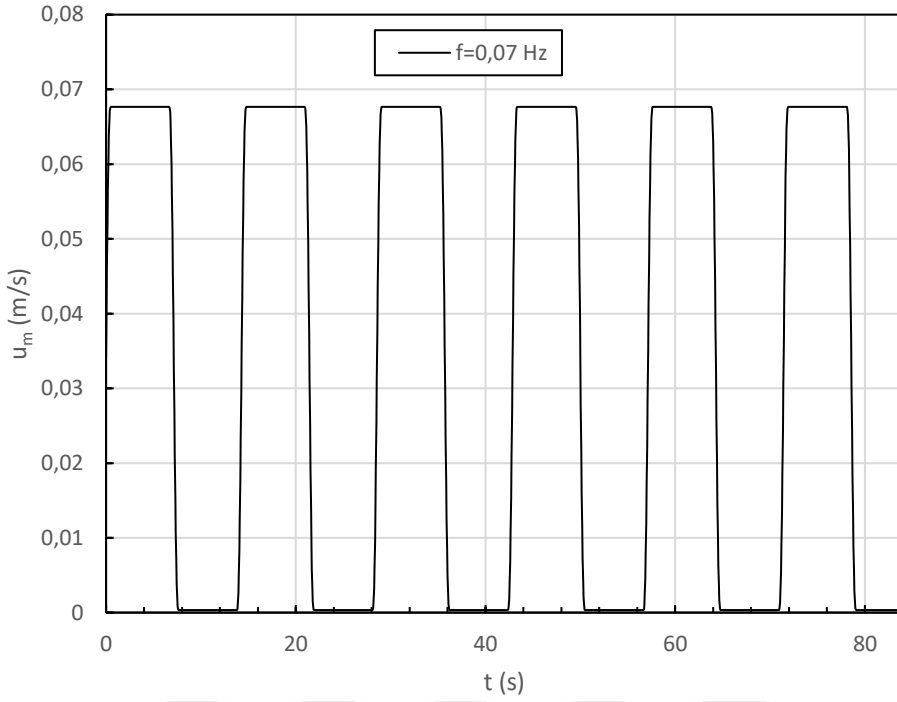
Çalışmanın bu bölümünde, darbeli akış için oluşturulan zamana bağlı modelden elde edilen dispersiyon katsayıları verilmiştir. Darbeli akış için yapılan sayısal çalışmada, enerji denklemine zamana bağlı depolama terimi de dahil edilmiştir.

Sayısal modelde hız giriş koşulu olarak kare dalga profili ele alınmıştır. Hız sınır koşulu dışındaki diğer değişkenler (ısı akısı, gözeneklilik, akışkanın termofiziksel özellikleri vb.) düz akıştaki ile aynıdır. Ortalama hızın zamanla değişiminin matematiksel olarak ifadesi denklem 3.18'de verilmiştir. Şekil 4.9'da Comsol yazılımında örnek olarak, genliği 0,068 m/s ve frekansı 0,07 Hz olan bir kare dalga üretilmiş ve grafik halinde gösterilmiştir. Şekil 4.9'da görüldüğü üzere dalganın yükselen ve alçalan kenarları kasıtlı olarak eğimli hale getirilmiştir. Aksi halde ani hız değişimlerinin yakınsama sorunlarına neden olduğu görülmüştür. Benzer şekilde bu işlem deneysel olarak da meydana gelmektedir. Oransal valfin açılması veya kapanması için 0,05 s gecikme tanımlanmıştır.

Hız sınır koşulu ( $u_m$ ) değiştirilerek her bir durum için periyodun yedi katı kadar zaman aralığında, 0,01 s zaman adımı ile çözüm yapılmıştır. Sayısal çözümün ilk yarım ve son yarım periyodu ortalama alma işleminin dışında tutulmuştur. Ağ yapısı ve yakınsama kriteri gibi değişkenler düz akıştaki gibi alınmıştır.

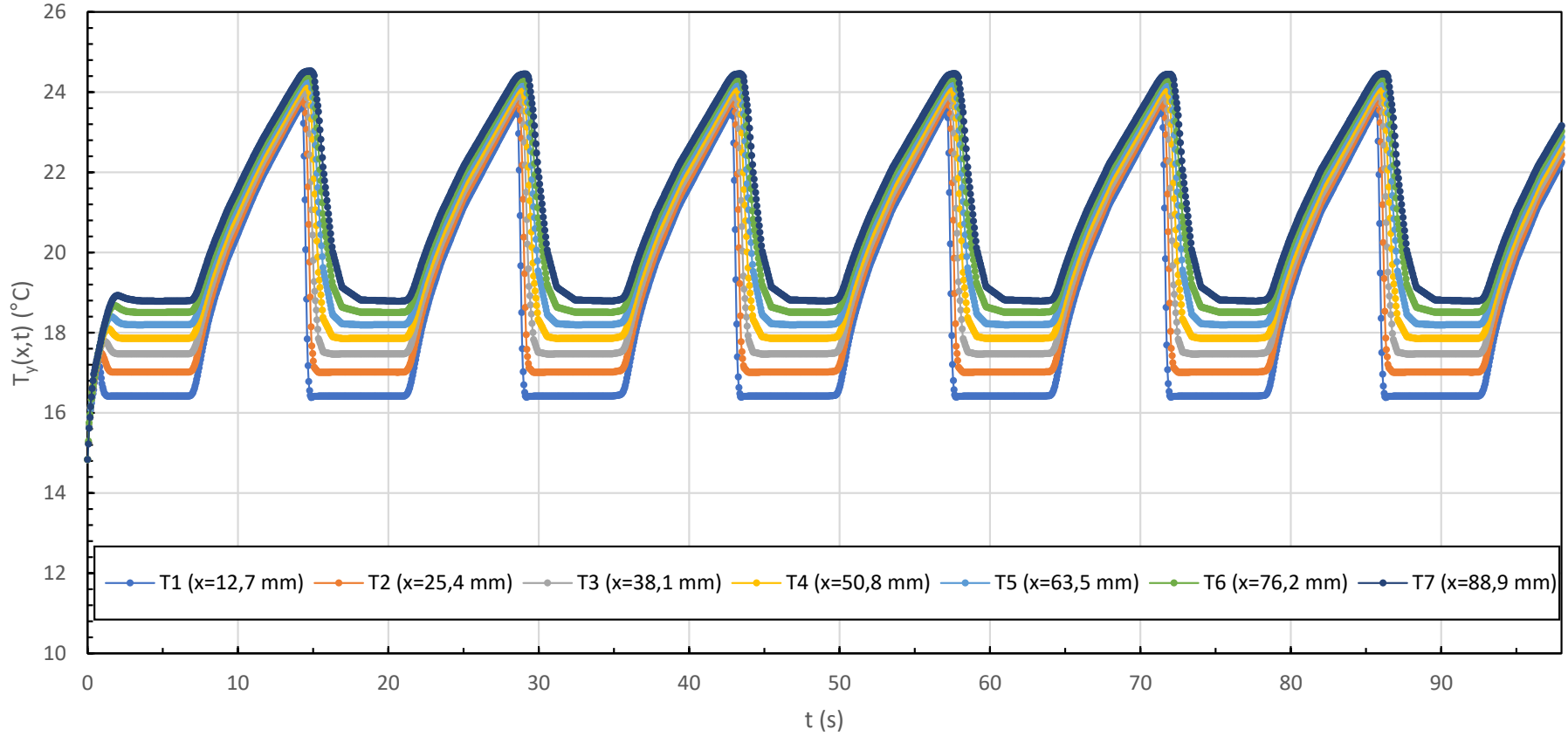
Doğru ısı iletim katsayısı ( $k_T$ ) için deneysel yüzey sıcaklıkları ile sayısal çözümden elde edilen yüzey sıcaklıklarının yakın olması beklenmektedir. Fakat sayısal modelden elde edilen yüzey sıcaklıkları ile deneysel yüzey sıcaklıklarını örtüştürmek kolay olmadığından (giriş bölgesindeki düşük sıcaklık farkını ölçme zorluğundan dolayı), deneysel ortalama Nusselt sayısını veren toplam ısı iletim katsayısı (etkin + dispersiyon) deneme-yanılma yöntemiyle bulunmuştur.

Örnek deney 6'nın koşulları için yapılan sayısal çözümlemenin sonucu olarak yedi noktadaki yüzey sıcaklıklarının zamana göre değişimi Şekil 4.10'da verilmiştir.



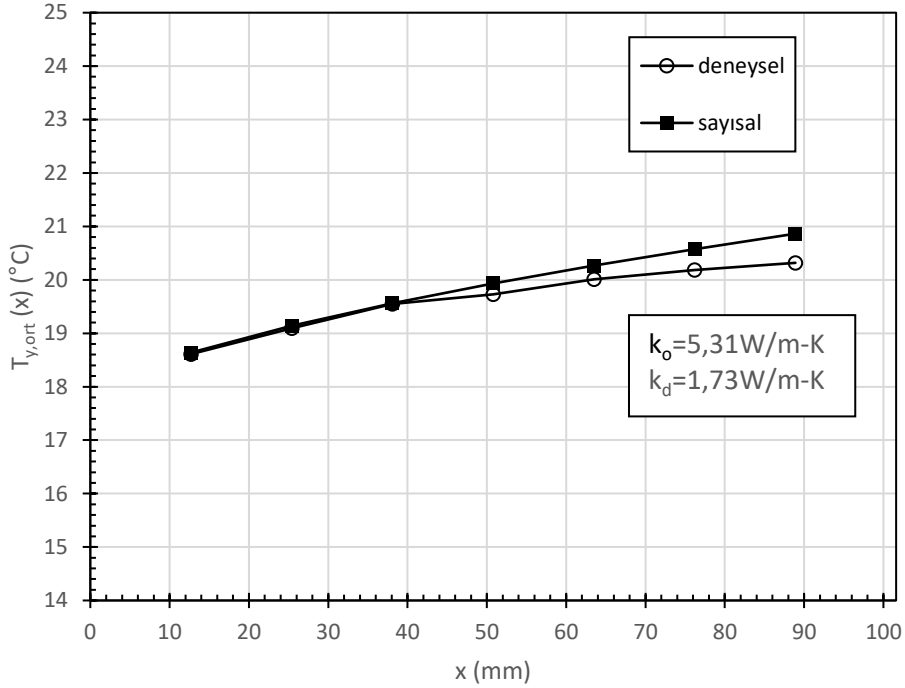
**Şekil 4.9:** Darbeli akış hız - zaman grafiği (sayısal çözüm 6).

Sayısal modeldeki yüzey sıcaklıkları akışın olduğu zaman dilimlerinde aniden düşmektedir. Bunun sebebi, test bölgesinde var olan ısıtılan yüzey kütlelerinin sayısal modelde olmamasıdır. Yine aynı sebepten deneysel verilerde, farklı noktalara ait yüzey sıcaklıkları grafikte birbirinin salınım bandını kesmeden değişim gösterebilirken sayısal modelde böyle değildir. Bir noktanın sıcaklık salınım bandı diğer nokta ile kesişmektedir.



Şekil 4.10: Yüzey sıcaklığı-zaman değişimi (sayısal çözüm 6).

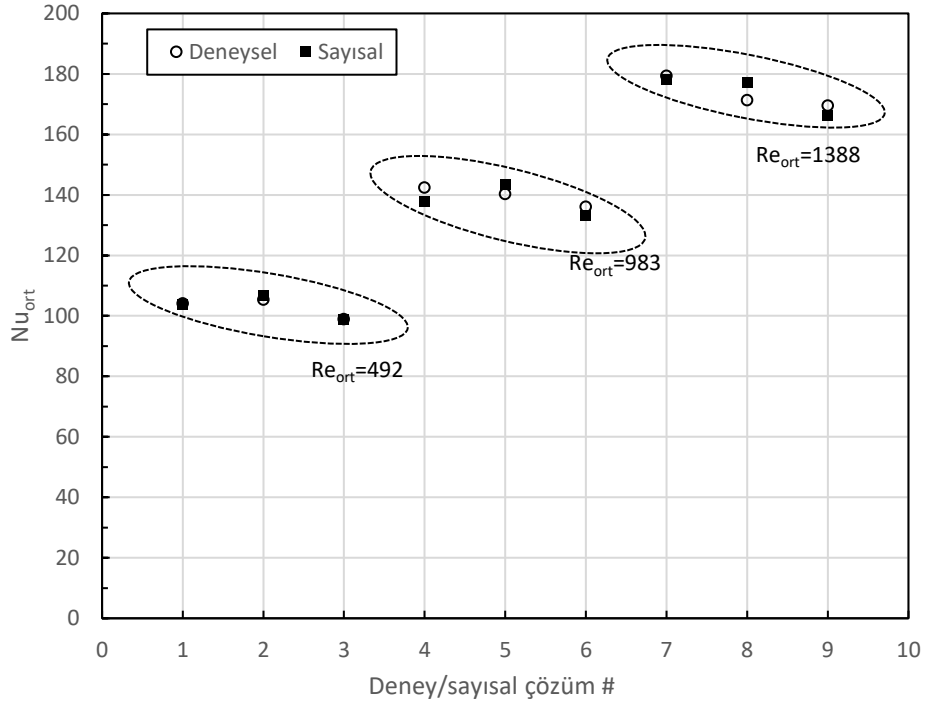
Şekil 4.10’da sayısal çözümün deneysel yüzey sıcaklıklarını ne kadar iyi hesapladığını anlamak amacıyla her bir noktadaki yüzey sıcaklığının zaman ortalamaları hesaplanmış ve konum ile değişim grafiği verilmiştir. Bu grafikte 6 nolu sayısal çözüm için elde edilen yüzey sıcaklıkları deneysel yüzey sıcaklıkları ile bir arada çizilmiştir.



**Şekil 4.11:** Zaman ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı - konum grafiği (sayısal çözüm 6).

Grafikte görüldüğü gibi kanalın girişindeki üç nokta için sayısal çözüm neredeyse aynı deneysel yüzey sıcaklıklarını vermiştir. Diğer noktalar için kanal içerisinde ilerledikçe sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan yüksek çıkmaktadır. Sonuç olarak aradaki fark kabul edilebilir düzeydedir.

Her bir deney için yüzey sıcaklıklarını kıyaslamak yerine, tüm yüzeyi temsil eden zaman ortalaması alınmış Nusselt sayıları cinsinden yapılan karşılaştırma Şekil 4.12’de verilmiştir. Grafikte dokuz sayısal çözüm için Nusselt sayıları ( $Nu_{ort}$ ) görülmektedir. Ortalama alma işlemi daha önce deneysel kısımda anlatıldığı gibi yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında darbeli akış için sayısal modelden elde edilen sonuçların oldukça başarılı olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12: Deneysel ve sayısal  $Nu_{ort}$  karşılaştırması.

Sayısal olarak bulunan dispersiyon iletkenlikleri tablo halinde Çizelge 4.2’de verilmiştir. Çizelge 4.2’deki değerler elde edilirken toplam ısı iletim katsayısından

Çizelge 4.2: Sayısal modelden elde edilen dispersiyon iletkenlikleri (W/m-K).

	M=4,80	M=5,68	M=7,34
$Re_{ort} = 492$	0,80	0,84	0,86
$Re_{ort} = 983$	1,73	1,84	1,89
$Re_{ort} = 1388$	2,54	2,67	2,77

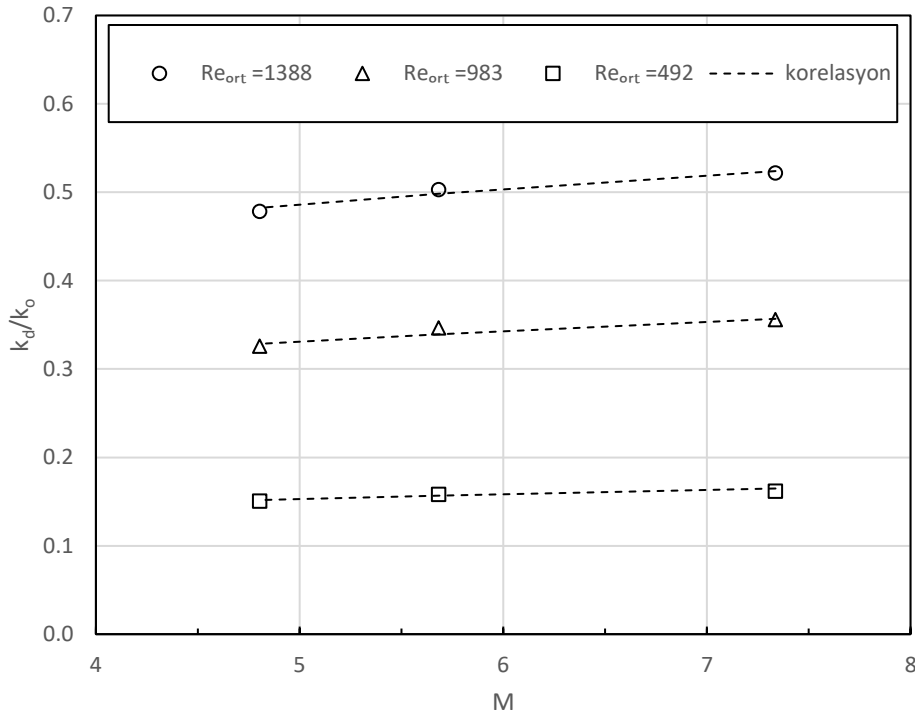
gözenekli ortamın etkin ısı iletim katsayısı (5,31 W/m-K) çıkarılmıştır. Bu sonuçlara göre, tüm deneylerde aynı genlik için frekansın artması dispersiyon iletkenliğini de arttırmıştır. En düşük frekans ile en yüksek frekans kıyaslandığında, dispersiyon iletkenliğinde ortalama % 10 artış gözlemlenmiştir. Genlikteki artış neredeyse oransal olarak dispersiyon iletkenliğine de yansımıştır. Düz akış için denklem 4.4’te kullanılan dispersiyon modelinde olduğu gibi hız ile oransal olarak artan bir iletkenlik modeli darbeli akış için (frekans sabit kalmak koşuluyla) önerilebilir.

Sayısal çalışma sonucunda bulunan dispersiyon iletkenliklerinin boyutsuz frekans ve boyutsuz genlik ile değişimleri  $Nu$  sayısındaki değişime benzemektedir. Buradan yola çıkarak  $k_d/k_o = CRe_{ort}^a M^b$  şeklinde bir korelasyon önerilmiştir. Önerilen modelde dispersiyon iletkenliği, boyutsuz yapılmak için etkin ısı iletim katsayısına

bölünmüştür. Denklem 4.8’de boyutsuz dispersiyon katsayısının frekans ve genlik parametrelerine bağlı ifadesi verilmiştir.

$$\frac{k_d}{k_o} = 1,11 \times 10^{-4} Re_{ort}^{1,11} M^{0,19} \quad (4.8)$$

Şekil 4.13’te görüldüğü üzere, önerilen korelasyon boyutsuz dispersiyon iletkenliği değerini oldukça başarılı bir şekilde temsil etmektedir.



Şekil 4.13: Dispersiyon korelasyonu.

Korelasyon ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama hata % 0,9’dur. En yüksek hata ise % 2 değeri ile orta genlik için orta frekans noktasındadır ( $Re_{ort} = 983,03$ ,  $M = 5,68$ ).

## 5. SONUÇLAR

Metal köpüklerde zorlanmış ısı geçişinin deneysel olarak incelendiği bu çalışmada esas olarak darbeli akışın ısı geçişini nasıl etkilediği ortaya konulmaya çalışılmıştır. Buna ek olarak düz akış için de hidrodinamik ve ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Bütün deneyler Forchheimer akış rejimi sınırları içerisinde kalacak şekilde planlanmış ve yapılmıştır. Düz akış deneylerinin sonucunda gözenekli ortamın hidrodinamik parametreleri olan geçirgenlik ve şekil sürüklenme katsayısı elde edilmiştir. Bu değerler sırasıyla  $3,94 \times 10^{-8} \pm 1,16 \times 10^{-9} \text{ m}^2$  ve  $0,087 \pm 0,002$  dir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki benzer gözenekli yapılar ile birbirine yakındır.

Geçirgenlik esaslı Nusselt sayısı yine geçirgenlik esaslı Reynolds sayısı üzeri 0,6 ile iyi bir şekilde ilişkilendirilebilmiştir. Düz akış için, Reynolds sayısının 22,5 değerinden sonraki artışları ısı geçişini çok fazla etkilememektedir.

Metal köpükten oluşan yapı aynı gözenekliliğe ve kiriş (ligament) çapına sahip silindirik kanatlardan oluşan yüzey ile kıyaslandığında %33 daha fazla ısı geçişi sağlanmıştır. Boş kanal ile mukayese edildiğinde silindirik kanatlı yüzeyler ve metal köpük dolu kanallar soğutma uygulamalarında oldukça etkindirler.

Darbeli akış için yapılan deneyler sonucunda frekansın ve/veya genliğin artmasıyla ısı geçişinin arttığı görülmüştür. Frekans ve genlik çiftleri ele alındığında herhangi bir bölgede ısı geçişinde azalma gözlemlenmemiştir. Genliğin ısı geçişini artırma etkisi frekansa göre çok daha fazladır. Frekansın artışı ile ortalama debi sabit kalmasına rağmen ısı geçişinin artmasının sebebi; belirli bir zaman aralığında sayıca daha fazla ortalama hız değişimi olmasıdır. Yani darbeli akış söz konusu olduğunda, kanal girişindeki ortalama hızın zamana göre değişim hızı (sıklığı) gözenekli ortam içerisindeki ısı taşınım olayında önemli rol oynamaktadır.

Sonuç olarak, boyutsuz dispersiyon iletkenliği ve zaman ortalaması alınmış Nu sayısı için genlik ve frekans parametrelerinin üssel birer fonksiyonu olan bağıntılar verilmiştir (denklem 5.1-5.2). Bu bağıntılar metal köpükler veya benzeri ortamlar için

yapılmış olan çalışmalar arasında, frekans ve genliğin etkisini bir arada verdiğiinden yenilik taşımaktadır.

$$\frac{k_d}{k_o} = 1,11 \times 10^{-4} \text{Re}_{ort}^{1,11} M^{0,19} \quad (5.1)$$

$$Nu_{ort} = 3,261 \text{Re}_{ort}^{0,5} M^{0,14} \quad (5.2)$$

Deneysel çalışma sonucunda elde edilen korelasyonlar sayısal çalışmalarda ve benzer ısı geçişi uygulamalarında kullanılabilir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Darcy, H.** (1856). *Les fontaines publiques de la ville de Dijon*, Victor Dalmont, Paris.
- [2] **Hazen, A.** (1883). Some physical properties of sand and gravel with special reference to their use in filtration, *24th Ann. Rep., Mass. State Board of Health, Boston, 1883*.
- [3] **Krüger, E.** (1918). Die Grundwasserbewegung, *Internationale Mitteilungen für Bodenkunde*, 8(5–6), 105–122.
- [4] **Dupuit, J.É.J.** (1863). *Études théoriques et pratiques sur le mouvement des eaux dans les canaux découverts et à travers les terrains perméables: avec des considérations relatives au régime des grandes eaux, au débouché à leur donner, et à la marche des alluvions dans les rivières à fond mobile*, Dunod.
- [5] **Lage, J.** (1998). The fundamental theory of flow through permeable media from darcy to turbulence, *Transport phenomena in porous media*, 1.
- [6] **Nield, D.A., Bejan, A.** ve diğerleri (2013). *Convection in porous media*, cilt 4, Springer.
- [7] **Kaviany, M.** (2012). *Principles of heat transfer in porous media*, Springer Science & Business Media.
- [8] **Ergun, S.** (1952). Fluid flow through packed columns, *Chem. Eng. Prog.*, 48, 89–94.
- [9] **Vafai, K. ve Tien, C.L.** (1981). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24(2), 195–203.
- [10] **Haji-Sheikh, A. ve Vafai, K.** (2004). Analysis of flow and heat transfer in porous media imbedded inside various-shaped ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(8-9), 1889–1905.
- [11] **Vafai, K. ve Kim, S.J.** (1989). Forced convection in a channel filled with a porous medium: an exact solution, *Journal of Heat Transfer (Transactions of the ASME (American Society of Mechanical Engineers), Series C);(United States)*, 111(4), 1103–1106.
- [12] **Beckermann, C. ve Viskanta, R.** (1987). Forced convection boundary layer flow and heat transfer along a flat plate embedded in a porous medium, *International journal of heat and mass transfer*, 30(7), 1547–1551.

- [13] **Nield, D.A., Kuznetsov, A.V. ve Xiong, M.** (2004). Thermally developing forced convection in a porous medium: parallel-plate channel or circular tube with isothermal walls, *Journal of Porous Media*, 7(1).
- [14] **Xiong, M.** (2003). Thermally developing forced convection in a porous medium: parallel-plate channel or circular tube with walls at constant heat flux, *Journal of Porous Media*, 6(3).
- [15] **Kim, S.J. ve Jang, S.P.** (2002). Effects of the Darcy number, the Prandtl number, and the Reynolds number on local thermal non-equilibrium, *International journal of heat and mass transfer*, 45(19), 3885–3896.
- [16] **Özdemir, M.** (1996). Tel Örgü Katmanlardan Oluşan Gözenekli Ortamda Zorlanmış Isı Transferi, *Doktora Tezi*, İTÜ.
- [17] **Antohe, B., Lage, J., Price, D. ve Weber, R.** (1997). Experimental determination of permeability and inertia coefficients of mechanically compressed aluminum porous matrices, *Journal of fluids engineering*, 119(2), 404–412.
- [18] **Noh, J.S., Lee, K.B. ve Lee, C.G.** (2006). Pressure loss and forced convective heat transfer in an annulus filled with aluminum foam, *International communications in heat and mass transfer*, 33(4), 434–444.
- [19] **Hwang, J.J., Hwang, G.J., Yeh, R.H. ve Chao, C.H.** (2002). Measurement of interstitial convective heat transfer and frictional drag for flow across metal foams, *Journal of heat transfer*, 124(1), 120–129.
- [20] **Boomsma, K. ve Poulikakos, D.** (2002). The effects of compression and pore size variations on the liquid flow characteristics in metal foams, *Journal of fluids engineering*, 124(1), 263–272.
- [21] **Calmidi, V.V. ve Mahajan, R.L.** (2000). Forced convection in high porosity metal foams, *J. Heat Transfer*, 122(3), 557–565.
- [22] **Dukhan, N., Bagci, O. ve Ozdemir, M.** (2015). Thermal development in open-cell metal foam: an experiment with constant wall heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 852–859.
- [23] **Havemann, H. ve Rao, N.N.** (1954). Heat transfer in pulsating flow, *Nature*, 174(4418), 41–41.
- [24] **Paek, J., Kang, B. ve Hyun, J.M.** (1999). Transient cool-down of a porous medium in pulsating flow, *International journal of heat and mass transfer*, 42(18), 3523–3527.
- [25] **Nield, D. ve Kuznetsov, A.** (2007). Forced convection with laminar pulsating flow in a channel or tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 46(6), 551–560.
- [26] **Siegel, R. ve Perlmutter, M.** (1962). Heat transfer for pulsating laminar duct flow, *J. Heat Transfer*.

- [27] **Kim, S.Y., Kang, B.H. ve Hyun, J.M.** (1994). Heat transfer from pulsating flow in a channel filled with porous media, *International journal of heat and mass transfer*, 37(14), 2025–2033.
- [28] **Bayomy, A. ve Saghir, M.** (2016). Heat transfer characteristics of aluminum metal foam subjected to a pulsating/steady water flow: Experimental and numerical approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 318–336.
- [29] **Bayomy, A. ve Saghir, M.** (2017). Heat Development and Comparison Between the Steady and Pulsating Flows Through Aluminum Foam Heat Sink, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 9(3), 031006.
- [30] **Ghafarian, M., Mohebbi-Kalhari, D. ve Sadegi, J.** (2013). Analysis of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with metal foam using computational fluid dynamics, *International journal of thermal sciences*, 66, 42–50.
- [31] **Özgümüş, T., Mobedi, M., Özkol, Ü. ve Nakayama, A.** (2013). Thermal dispersion in porous media—a review on the experimental studies for packed beds, *Applied Mechanics Reviews*, 65(3).
- [32] **Kuwahara, F. ve Nakayama, A.** (1999). Numerical determination of thermal dispersion coefficients using a periodic porous structure, *Journal of heat transfer*, 121(1), 160–163.
- [33] **Hsu, C.T. ve Cheng, P.** (1990). Thermal dispersion in a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33(8), 1587–1597.
- [34] **Baytaş, A.C.** (2006). Gözenekli ortamlarda taşınım olayı, *İtü dergisi/c*.
- [35] **Comsol**, CFD Module User's Guide, <https://doc.comsol.com/5.4/doc/com.comsol.help.heat/HeatTransferModuleUsersGuide.pdf>, erişim: 10 Ekim 2020.
- [36] **Slattery, J.C.** (1972). Momentum, Energy, and Mass Transfer, *Chemical Engineering Education*, 6(4), 174–197.
- [37] **Calmidi, V. ve Mahajan, R.** (1999). The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams, *Journal of heat transfer*, 121(2), 466–471.
- [38] **Dukhan, N., Bağcı, Ö. ve Özdemir, M.** (2014). Metal foam hydrodynamics: flow regimes from pre-Darcy to turbulent, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 114–123.
- [39] **Boomsma, K., Poulikakos, D. ve Zwick, F.** (2003). Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Mechanics of materials*, 35(12), 1161–1176.
- [40] **Hetsroni, G., Gurevich, M. ve Rozenblit, R.** (2005). Metal foam heat sink for transmission window, *International journal of heat and mass transfer*, 48(18), 3793–3803.
- [41] **Holman, J.P.** (2011). *Experimental methods for engineers*, MCGRAW HILL BOOK CO.



## **EKLER**

**EK A. : Deneysel Veriler**





**EK A.: Deneysel Veriler**

**Zamandan bağımsız akış deneylerinin sonuçları**

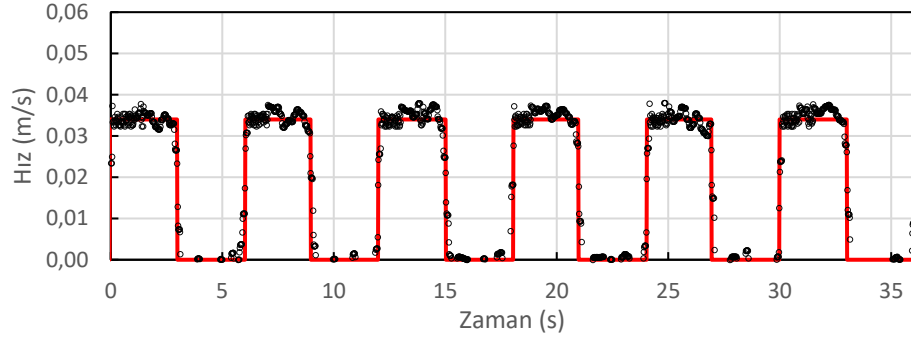
**Çizelge A.1:** Hız, indirgenmiş basınç gradyeni verileri ve hataları.

u (m/s)	hata (m/s)	dP/Lu (Pa-s/m)	hata (Pa-s/m)
0,019	0,0004	35551,18	760,08
0,021	0,0004	33285,28	711,64
0,029	0,0006	37921,26	810,76
0,031	0,0006	42180,27	901,81
0,036	0,0007	43769,51	935,79
0,040	0,0008	39004,72	833,92
0,047	0,0009	42030,95	898,62
0,052	0,0010	50068,56	1070,47
0,058	0,0012	49771,65	1064,12
0,066	0,0013	54107,16	1156,81
0,067	0,0013	54336,40	1161,71
0,069	0,0014	55065,49	1177,30
0,076	0,0015	57703,13	1233,69
0,081	0,0016	62407,56	1334,27
0,086	0,0017	63451,03	1356,58
0,090	0,0018	64239,20	1373,43
0,095	0,0019	69326,10	1482,19
0,099	0,0020	71535,30	1529,42
0,105	0,0021	70977,35	1517,50
0,106	0,0021	73040,81	1561,61
0,111	0,0022	76843,55	1642,92
0,115	0,0023	74936,45	1602,14
0,118	0,0024	77141,19	1649,28
0,119	0,0024	76367,67	1632,74
0,123	0,0025	79549,11	1700,76
0,131	0,0026	79755,03	1705,16
0,134	0,0027	83266,86	1780,25
0,134	0,0027	84441,70	1805,36
0,138	0,0028	85536,68	1828,77
0,141	0,0028	87064,12	1861,43
0,148	0,003	87520,85	1871,20

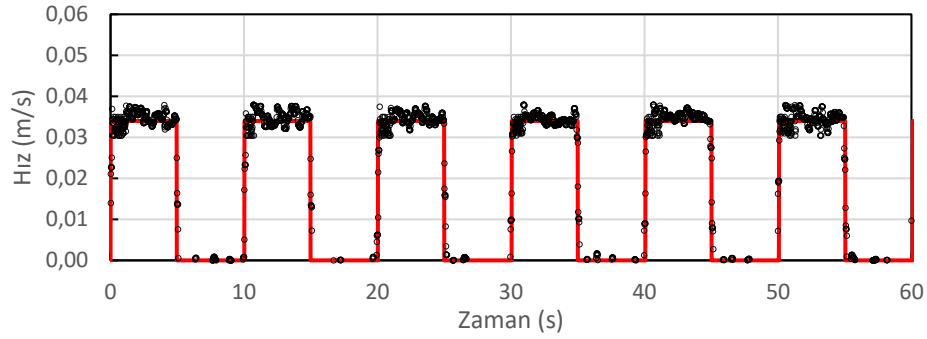
**Çizelge A.2:** Düz, sıcak akış verileri.

T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	T7 (°C)	T <sub>ag</sub>	Hacimsel debi (l/dk)	Hız (m/s)
19,88	20,57	21,09	21,35	21,71	22,02	22,17	14,69	0,888	0,014
20,83	21,48	22,06	22,37	22,81	23,06	23,17	14,95	0,783	0,013
20,55	21,16	21,58	21,91	22,23	22,52	22,65	15,15	1,074	0,017
20,27	20,83	21,28	21,48	21,84	22,18	22,29	15,27	1,419	0,023
19,04	19,65	20,11	20,46	20,75	20,97	21,14	15,11	1,949	0,031
18,61	19,18	19,54	19,86	20,10	20,39	20,46	14,83	2,084	0,034
17,93	18,51	18,82	19,20	19,47	19,72	19,91	14,73	2,494	0,040
17,66	18,10	18,40	18,73	18,91	19,22	19,34	14,68	3,046	0,049
17,12	17,70	18,04	18,38	18,52	18,79	18,92	14,62	3,245	0,052
16,85	17,33	17,61	17,96	18,08	18,15	18,40	14,57	3,643	0,059
16,40	16,89	17,14	17,35	17,45	17,75	17,88	14,56	4,530	0,073
16,29	16,75	16,94	17,16	17,21	17,39	17,60	14,57	5,152	0,083
15,98	16,37	16,57	16,71	16,81	17,01	17,16	14,44	6,028	0,097
15,80	16,16	16,32	16,49	16,39	16,64	16,72	14,30	7,078	0,114
15,69	16,04	16,14	16,33	16,34	16,47	16,65	14,26	8,008	0,129

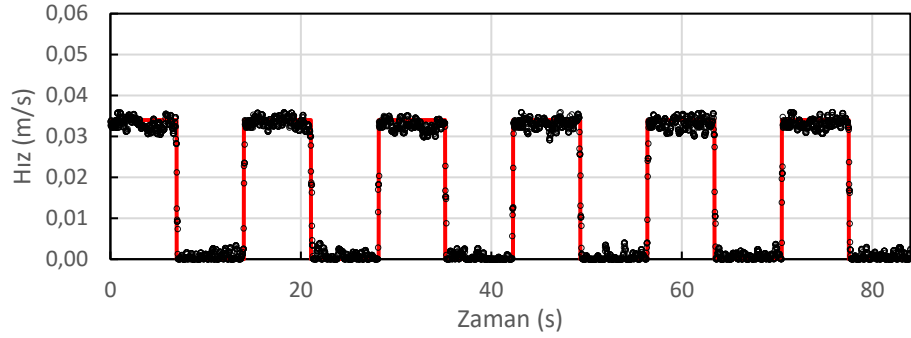
## Darbeli akış deneylerinin sonuçları



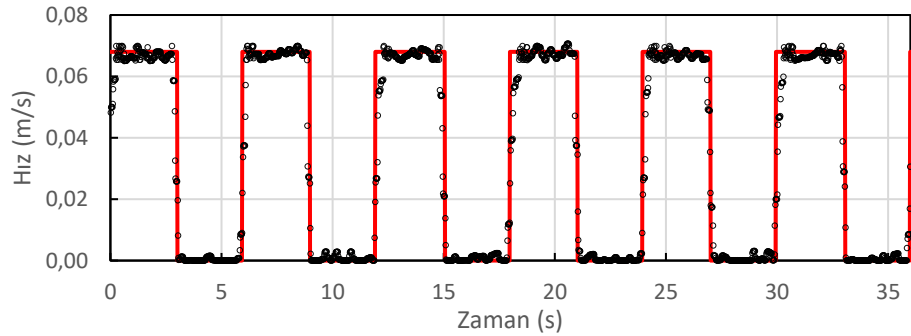
Şekil A.1: Hız-zaman grafiği deney 1 (valf açıklığı=%23,  $f=0,17$  Hz).



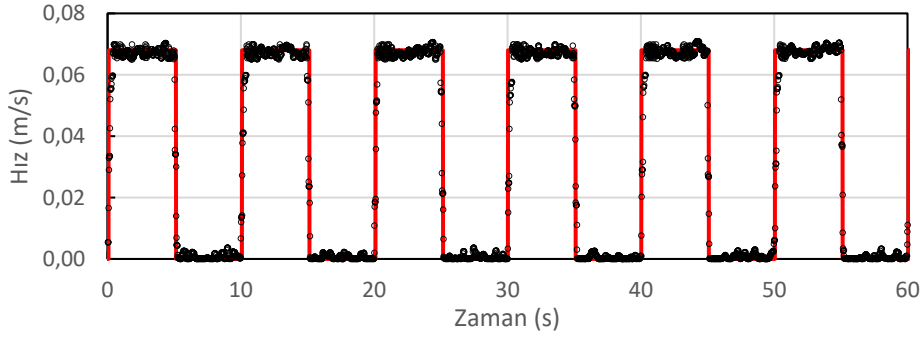
Şekil A.2: Hız-zaman grafiği deney 2 (valf açıklığı=%23,  $f=0,10$  Hz).



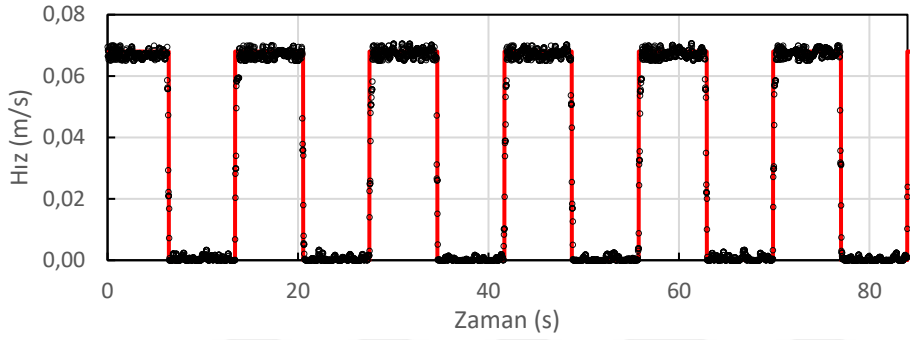
Şekil A.3: Hız-zaman grafiği deney 3 (valf açıklığı=%23,  $f=0,07$  Hz).



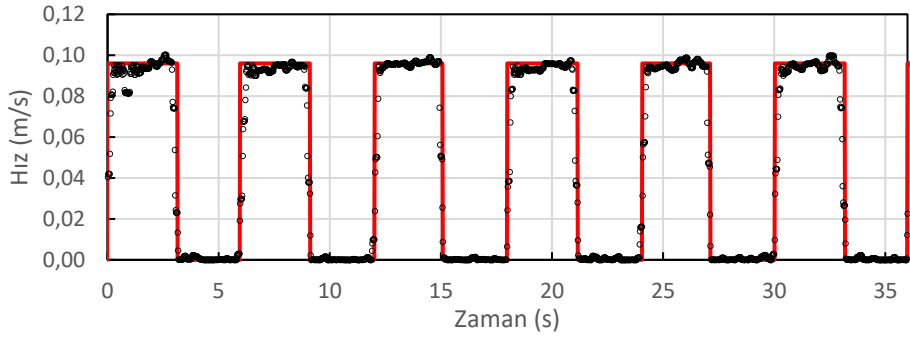
Şekil A.4: Hız-zaman grafiği deney 4 (valf açıklığı=%46,  $f=0,17$  Hz).



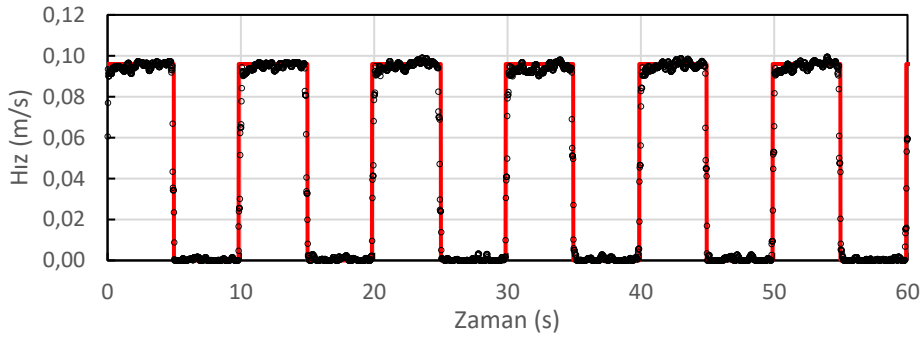
Şekil A.5: Hız-zaman grafiği deney 5 (valf açıklığı=%46,  $f=0,10$  Hz).



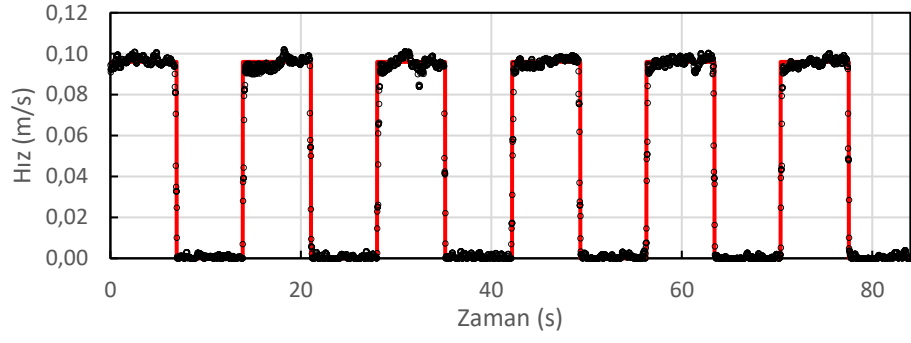
Şekil A.6: Hız-zaman grafiği deney 6 (valf açıklığı=%46,  $f=0,07$  Hz).



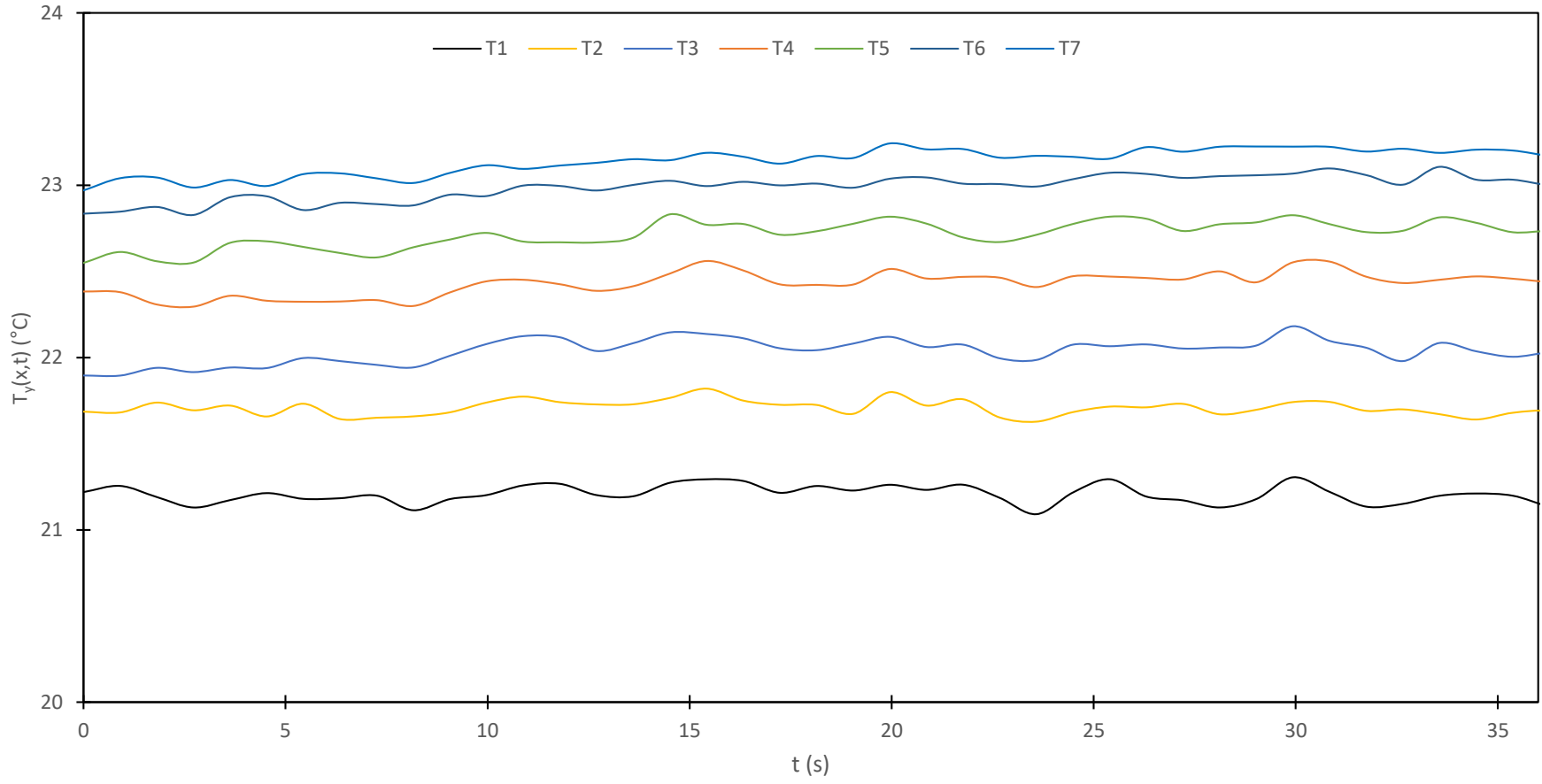
Şekil A.7: Hız-zaman grafiği deney 7 (valf açıklığı=%66,  $f=0,17$  Hz).



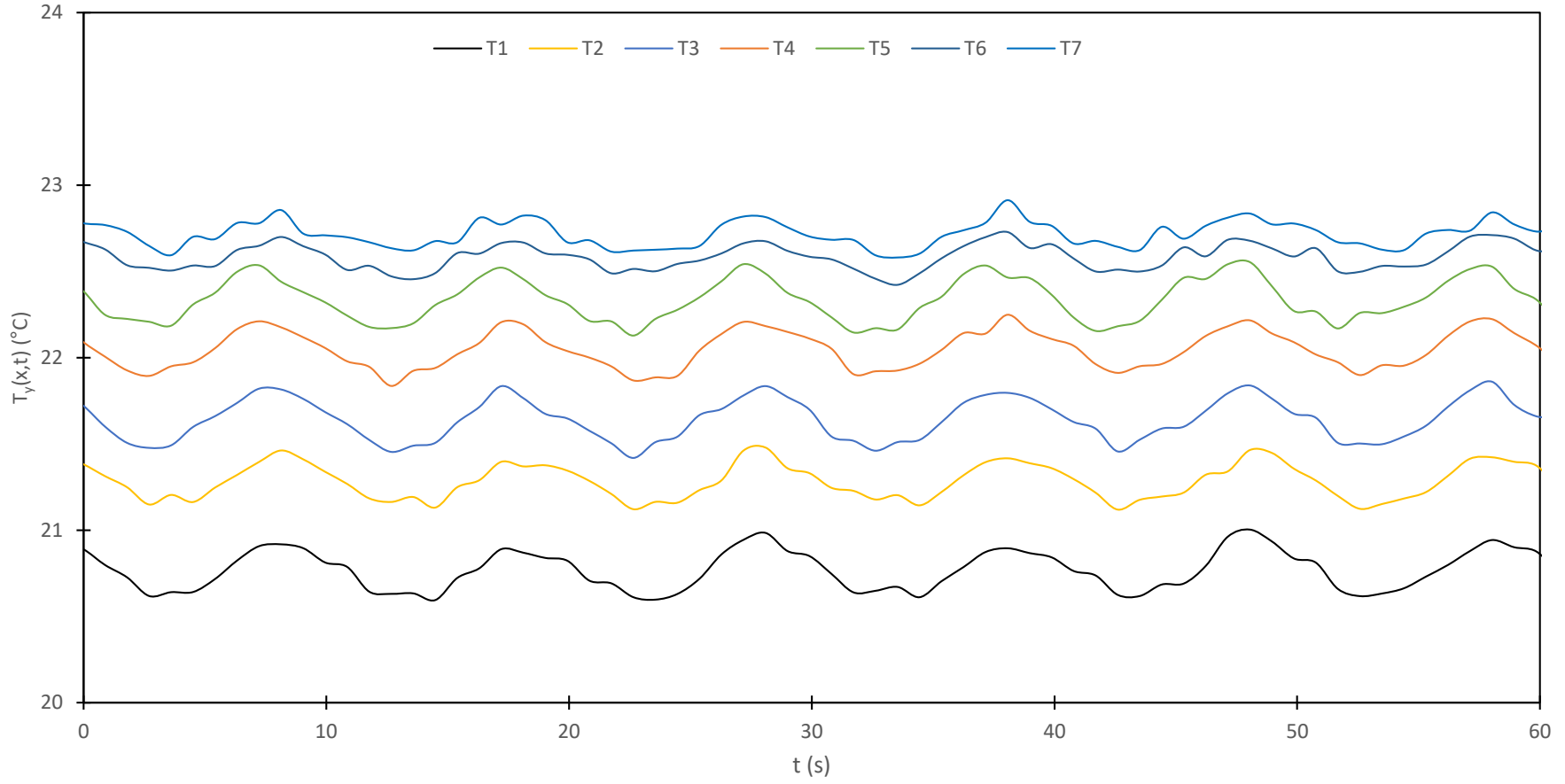
Şekil A.8: Hız-zaman grafiği deney 8 (valf açıklığı=%66,  $f=0,10$  Hz).



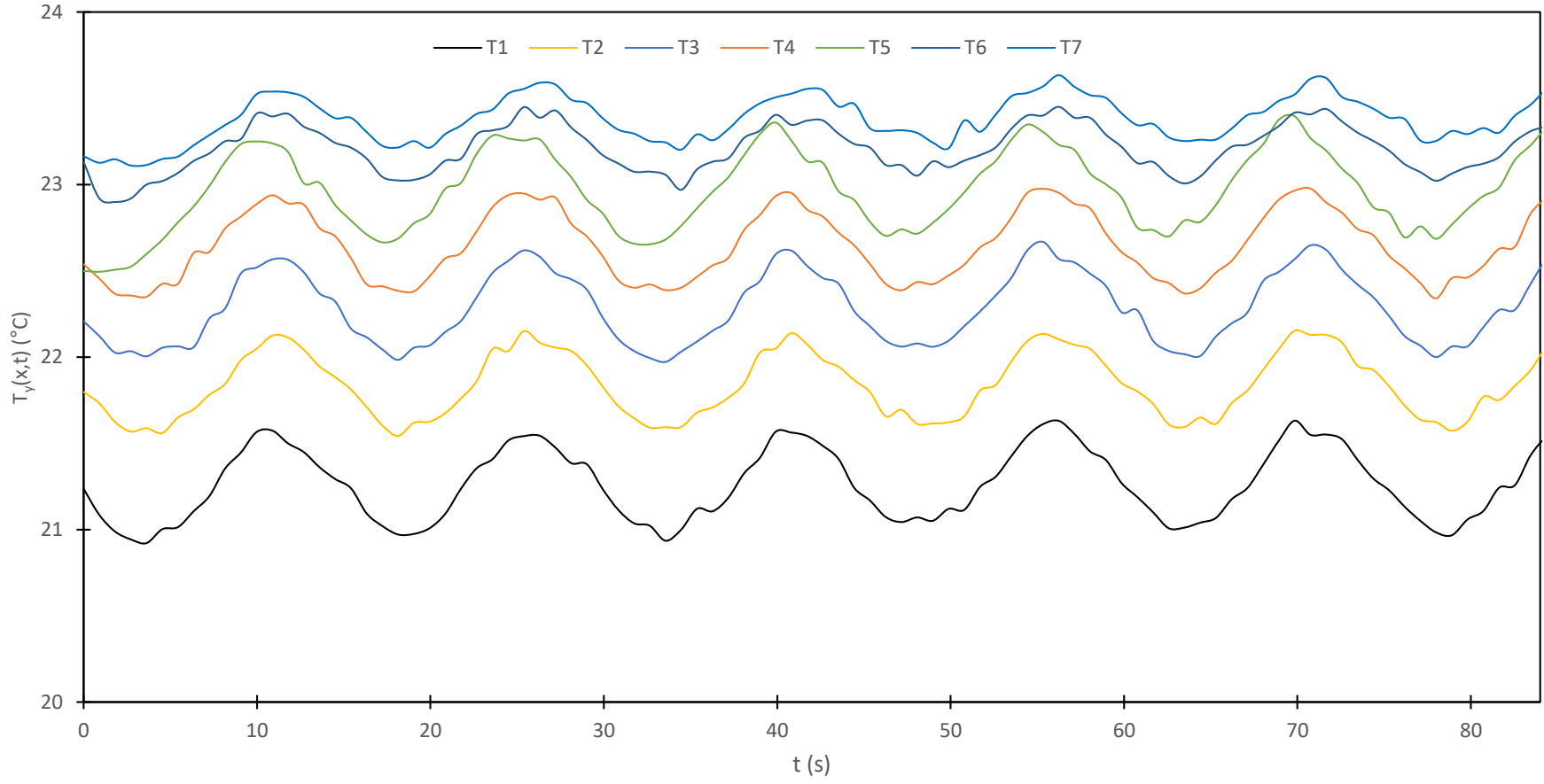
Şekil A.9: Hız-zaman grafiği deney 9 (valf açıklığı=%66,  $f=0,07$  Hz).



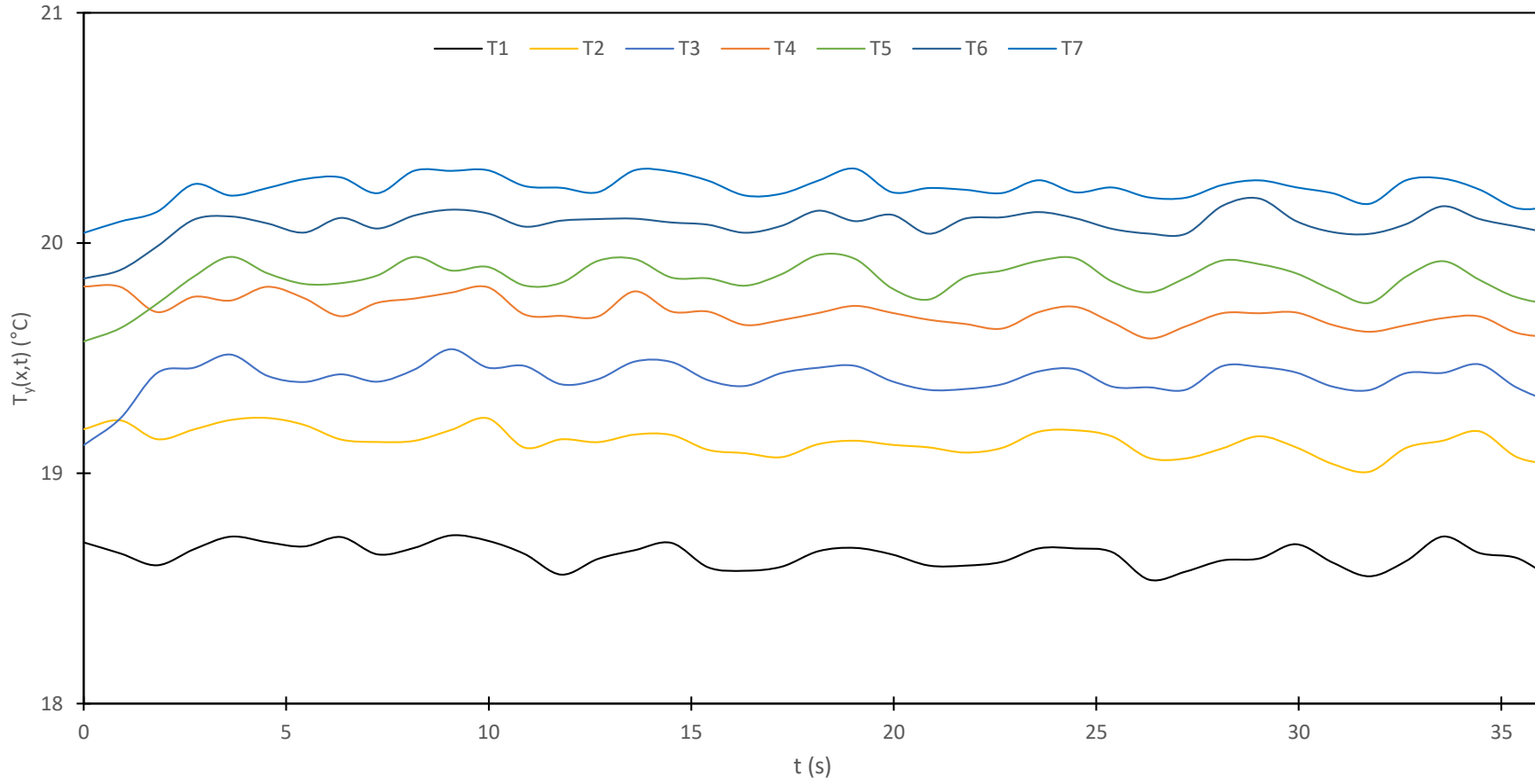
Şekil A.10: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 1).



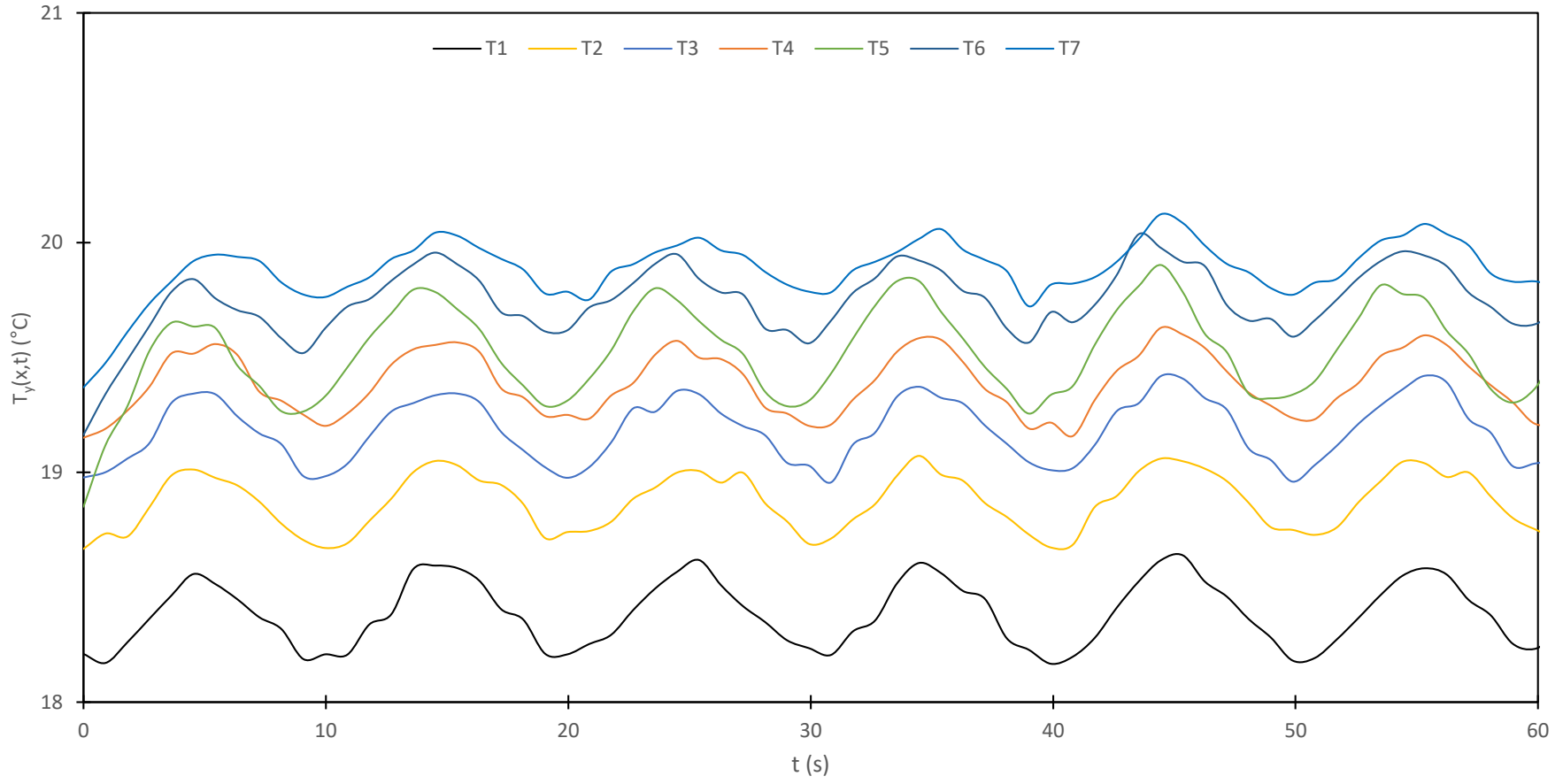
Şekil A.11: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 2).



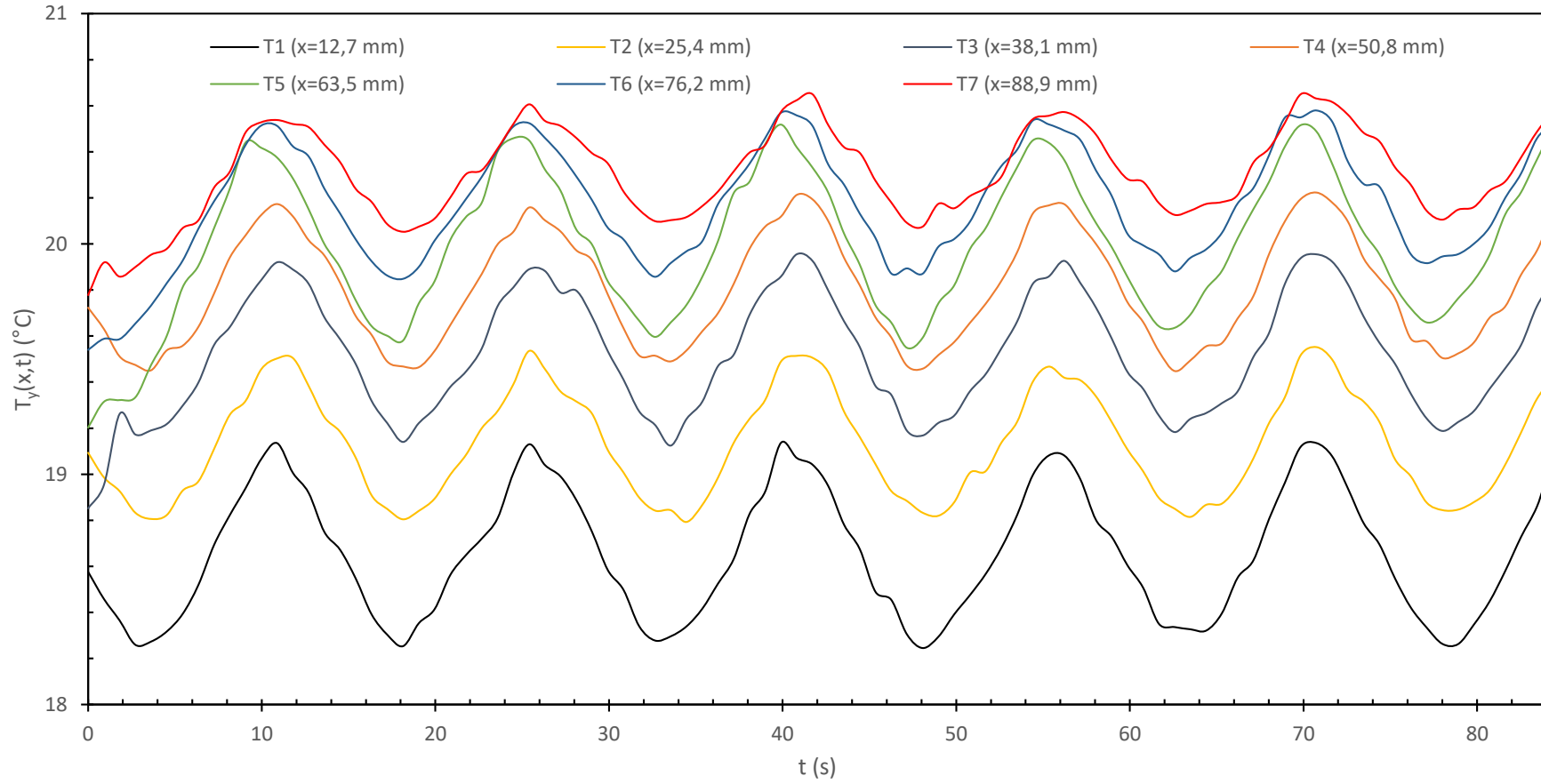
Şekil A.12: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 3).



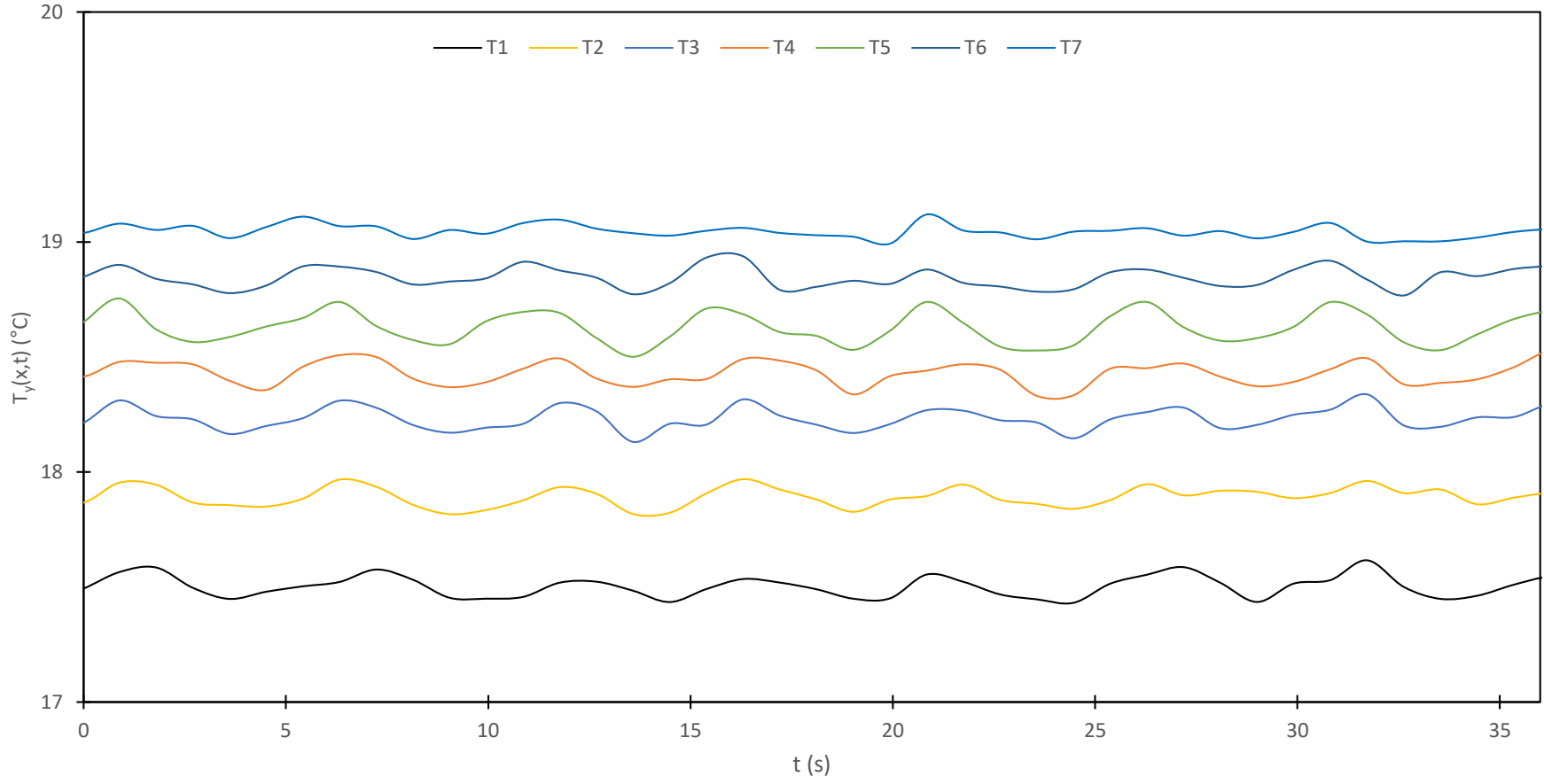
Şekil A.13: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 4).



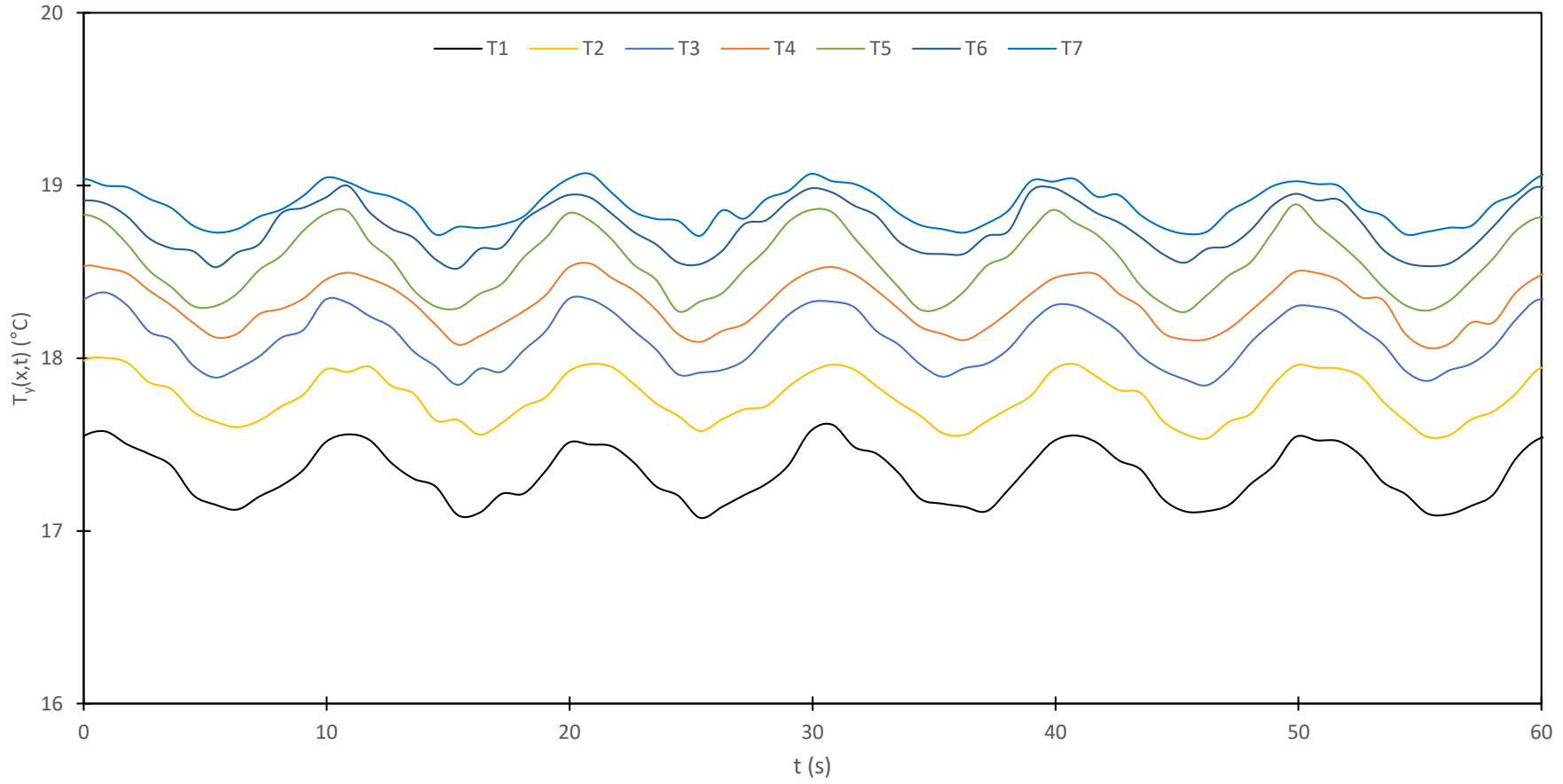
Şekil A.14: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 5).



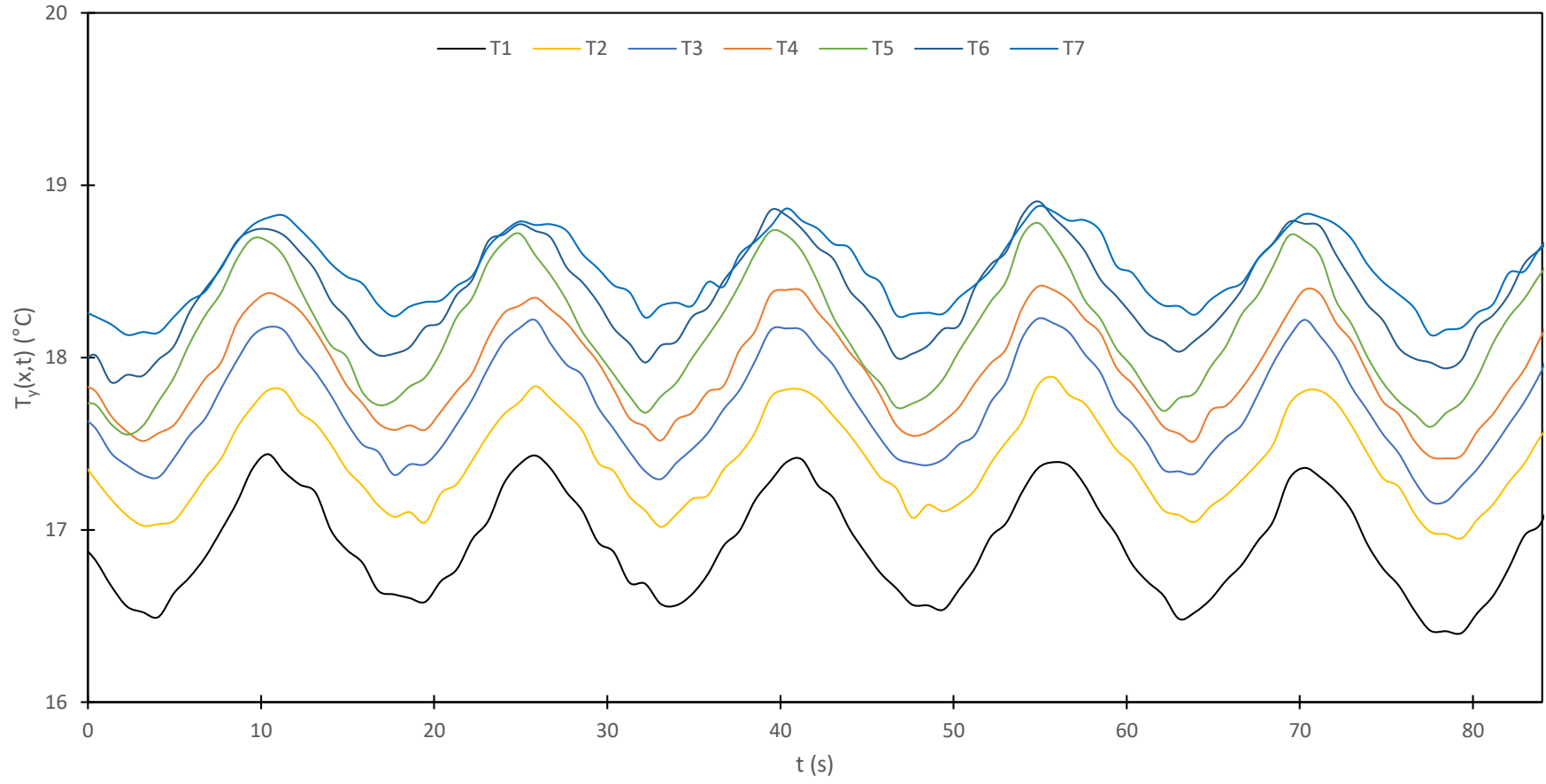
Şekil A.15: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 6).



Şekil A.16: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 7).



Şekil A.17: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 8).



Şekil A.18: Yüzey sıcaklığı-zaman grafiği (deney 9).

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad Soyad:** Altay ARBAK

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Y.Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isı-Akışkan Programı

### MESLEKİ DENEYİMLER VE ÖDÜLLER:

- 2017 yılından bu yana İstanbul Medeniyet Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.
- 2012-2017 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nde araştırma görevlisi olarak çalıştı.

### DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Arbak, A.**, Dukhan, N., 2020. Performance and heat transfer measurements in asymmetrically-heated metal foam cooled by water, *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100688.

### DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Dukhan, N., Bağcı, Ö., **Arbak, A.** (2019). The role of pore size in heat transfer of oscillating liquid flow in metal foam. *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 105978. 20, 100688.
- Bağcı, Ö., **Arbak, A.**, De Paepe, M., Dukhan, N. (2018). Investigation of low-frequency-oscillating water flow in metal foam with 10 pores per inch. *Heat and Mass Transfer*, 54(8), 2343-2349.
- **Arbak, A.**, Dukhan, N., Bağcı, Ö., Özdemir, M. (2017). Influence of pore density on thermal development in open-cell metal foam. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 86, 180-188.

- Dukhan, N., Bağcı, Ö., **Arbak, A.** (2019). The role of pore size in heat transfer of oscillating liquid flow in metal foam. *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 105978. 20, 100688.
- Bağcı, Ö., **Arbak, A.**, De Paepe, M., Dukhan, N. (2016, September). Experimental results for oscillatory water flow in 10-ppi metal foam at low-frequencies. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 745, No. 3, p. 032040). IOP Publishing.
- Dukhan, N., Bağcı, Ö., **Arbak, A.**, De Paepe, M. (2016). Heat transfer measurements for non-Darcy flow in 10-ppi metal foam. In 12th International HVAC+ R & Sanitary Technology Symposium.
- Bağcı, Ö., **Arbak, A.**, De Schampheleire, S., De Paepe, M., Dukhan, N. (2016). High-frequency oscillating water flow in highly-porous media: experimental results for 10-ppi metal foam.
- Bağcı, Ö., Dukhan, N., Özdemir, M., **Arbak, A.** (2015). Heat transfer due to turbulent flow water in metal foam: limited experimental results and difficulties. In ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE. Begel House Inc..