

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ HAVA AKIŞI DURUMUNDA
ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali Murat BİNARK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

ARALIK 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ HAVA AKIŞI DURUMUNDA
ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali Murat BİNARK
(503171105)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

ARALIK 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171105 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ali Murat BİNARK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ HAVA AKIŞI DURUMUNDA ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ” 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. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **12 Kasım 2019**

Savunma Tarihi : **10 Aralık 2019**



ÖNSÖZ

Gözenekli ortamların akışı karıştırıcı etkisi ile ısı geçişini önemli ölçüde arttırdığı bilinmektedir. Bunun yanı sıra titreşimli akışta akışkanın ana kütlesi ile sınır bölgesi arasında farklı titreşim genliklerinin oluşmasının titreşimin frekansına ve genliğine bağlı olarak ısı geçişinde iyileştirme oluşturduğu yönünde çalışmalar mevcuttur. Öte yandan bu iki parametrenin birlikte incelendiği gözenekli ortamda titreşimli akışla ilgili çalışmalar daha azdır. Mevcut çalışmalar da titreşimli akışın bir türü olan git-gel akışı üzerine yoğunlaşmıştır. Sıfırın etrafında salınan git-gel akışının aksine sıfırdan farklı bir ortalama debi etrafında salınan darbeli akışın gözenekli ortam içerisindeki hidrodinamik ve ısı karakteristiği ile ilgili çalışmalar oldukça sınırlı sayıdadır. Gözenekli ortamda darbeli akış durumu için var olan çalışmalar ise hidrodinamik ve ısı karakteristiğinin sayısal analizi üzerinedir.

Bu çalışmada gözenekli ortamda sabit ısı akısı altında darbeli hava akışı durumunda basınç düşüşü ve ısı geçişi karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma; konuyla ilgili literatür, ilgili korunum denklemleri, deneysel çalışma ve sonuçlar bölümlerinden oluşmaktadır.

Gözenekli ortam ve darbeli akış konularında beni yönlendiren ve çalışmanın her aşamasında öneri ve yardımlarıyla araştırmama katkıda bulunarak bu çalışmayı sonuçlandırmamı sağlayan Sn. Prof. Dr. Mustafa Özdemir'e teşekkürü borç bilirim.

Bu çalışma; İstanbul Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimince desteklenmiştir. Proje numarası: MYL-2018-41885.

Kasım 2019

Ali Murat Binark
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
1.2.1 Gözenekli ortam	3
1.2.2 Git-gel akışı.....	4
1.2.3 Gözenekli ortamda git-gel akışı	5
1.2.4 Darbeli akış	7
1.2.5 Gözenekli ortamda darbeli akış.....	9
2. GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ AKIŞ DURUMUNDA KORUNUM	
DENKLEMLERİ	13
2.1 Gözenekli Ortamın Genel Özellikleri.....	13
2.2 Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri	15
2.2.1 Süreklilik denklemi	15
2.2.2 Momentum denklemi	15
2.2.3 Enerji denklemi	16
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	19
3.1 Deney Tesisatı	19
3.1.1 Orifis ile değişken debi ölçümü	20
3.1.2 Basınç ve sıcaklık ölçümleri	23
3.1.3 Frekans ölçümü	25
3.1.4 Ölçüm hataları.....	25
3.1.4.1 Ölçülen parametreler.....	25
3.1.4.2 Hesaplanan parametreler.....	27
3.2 Deneylerin Sınıflandırılması ve Frekansların Analizi.....	31
3.3 Basınç Düşüşü Ölçümleri.....	38
3.4 Isı Geçişi Ölçümleri	47
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	63
4.1 Korunum Denklemlerinin Deney Şartlarına Göre İncelenmesi	63
4.2 Basınç Düşüşü Deneyi Sonuçları	66
4.3 Basınç Düşüşü Deneyi Sonuçlarının Daimi Akış ile Karşılaştırılması	70
4.4 Isı Geçişi Deneyi Sonuçları.....	71
4.5 Isı Geçişi Deneyi Sonuçlarının Daimi Akış ile Karşılaştırılması.....	74
4.6 Öneriler.....	77

KAYNAKLAR.....	79
EKLER	83
ÖZGEÇMİŞ.....	119



KISALTMALAR

FFT	: Fast Fourier Transform
PPI	: Pore Per Inch
TBH	: Temsili Birim Hacim
ZO	: Zaman Ortalaması





SEMBOLLER

a	: Darbe valfi diskinin eliptik alanının kısa yarıçapı
A	: Test bölgesi kesit alanı
A_{ak}	: TBH'taki akışkan-katı ara yüzeyi alanı
A_m	: Kütleli debi genliği
A_v	: Darbe valfinin akış alanı
A_{ve}	: Darbe valfi diskinin akışa dik eliptik alanı
A_{vk}	: Darbe valfi diskinin k _v kalınlığına sahip ikincil alanı
A_y	: Test bölgesi iç yüzey alanı
A_{ylt}	: Yalıtım dış yüzey alanı
A_{ΔP}	: Test bölgesindeki basınç düşüşü genliği
b	: Darbe valfi diskinin eliptik alanının uzun yarıçapı
c	: Darbe valfi diskinin ikincil alanının akışa dik izdüşüm uzunluğu
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı
C	: Orifis boşaltım katsayısı
Ç_e	: Darbe valfi diskinin elipsinin çevresi
D	: Test bölgesi kanal çapı
D_{ylt}	: Yalıtım çapı
D_o	: Orifis kanal çapı
d_o	: Orifis boğazı çapı
d_{vd}	: Darbe valfi kanalı çapı
d_{vi}	: Darbe valfi diskinin çapı
E_T	: Orifis toplam hatası
F	: Forchheimer katsayısı
f	: Sürtünme katsayısı
f(t)	: Zamana bağlı herhangi bir ifade
$\overline{f(t)}$	: Zamana bağlı herhangi bir ifadenin zaman ortalaması
f_m	: Debi frekansı (Hz)
f_{m_ort}	: Bir frekans grubunun ortalama debi frekansı
f_v	: Darbe valfi milinin dönme frekansının iki katı (Hz)
h_o	: Ortalama ısı taşınım katsayısı

h_t	: Tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı
h_x	: Yerel ısı taşınım katsayısı
h_d	: Ortam havasının doğal taşınım katsayısı
I	: Birim matris
K	: Geçirgenlik
k	: Isıl iletkenlik katsayısı
k_e	: Efektif ısı iletkenlik katsayısı
k_d	: Dispersiyon iletimi katsayısı
k_v	: Darbe valfi diskinin kalınlığı
L	: Test bölgesi uzunluğu
L_{yht}	: Yalıtım uzunluğu
m	: Test bölgesi yüzey sıcaklığını ölçen termoeleman sayısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
$\bar{m}$	: Zaman ortalamalı kütlesel debi
$\bar{m}_{ort}$	: Bir fan gücünde farklı frekanslarda zaman ortalamalı kütlesel debi değerlerinin ortalaması
n	: Veri sayısı
$\vec{n}$	: TBH'taki akışkan-katı ara yüzeyinin normal vektörü
N	: Valf mili frekansı (d/d)
Nu_o	: Ortalama Nusselt sayısı $\left(Nu_o = \frac{h_o D}{k_a}\right)$
Nu_t	: Tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı $\left(Nu_t = \frac{h_t D}{k_a}\right)$
P	: Basınç
p_1	: Orifis girişindeki statik basınç
q	: Isıtıcıdan kanal içindeki akışkana aktarılan ısı
q''	: Isı akısı (W/m^2)
q_K	: Isıtıcıdan yayılan kayıp ısı
q_{ort}	: Aynı ısıtıcı gücü için farklı deneylerdeki akışkana aktarılan ısının ortalaması
q_T	: Isıtıcıdan yayılan toplam ısı
r	: Radyal konum
R	: Isıtıcı direnci
Re	: Test bölgesindeki Reynolds sayısı $\left(Re = \frac{\rho \bar{U} D}{\mu}\right)$
Re_{ort}	: Bir fan gücünde farklı frekanslarda test bölgesindeki Reynolds sayısı değerlerinin ortalaması

Sr_d	: Orifis Strouhal sayısı $\left(Sr_d = \frac{f_v d_o}{V_o} \right)$
t	: Zaman
T	: Sıcaklık
T_a'	: TBH'taki ortalama akışkan sıcaklığından sapma
T_m	: Herhangi bir eksenel konumdaki havanın kesit ortalamalı sıcaklığı
$\bar{T}_m$	: Herhangi bir eksenel konumdaki havanın kesit ortalamalı sıcaklığının zaman ortalaması
T_{mç}	: Havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığı
$\bar{T}_{mç}$	: Havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığının zaman ortalaması
T_{mg}	: Havanın test bölgesine giriş sıcaklığı
$\bar{T}_{mg}$	: Havanın test bölgesine giriş sıcaklığının zaman ortalaması
T_{mo}	: Havanın test bölgesine giriş ve test bölgesinden çıkış sıcaklığının ortalaması
$\bar{T}_{mo}$	: Havanın test bölgesine giriş ve test bölgesinden çıkış sıcaklığının ortalamasının zaman ortalaması
T_y	: Herhangi bir konumdaki test bölgesi yüzey sıcaklığı
$\bar{T}_y$	: Herhangi bir konumdaki test bölgesi yüzey sıcaklığının zaman ortalaması
T_{yi}	: “i” konumundaki test bölgesi yüzey sıcaklığı
T_{yo}	: Test bölgesi yüzey sıcaklığının konum ortalaması
$\bar{T}_{yo}$	: Test bölgesi yüzey sıcaklığının konum ortalamasının zaman ortalaması
T_{ylt}	: Yalıtım dış yüzey sıcaklığı
$\bar{T}_{ylt}$	: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının zaman ortalaması
T_∞	: Ortam sıcaklığı
U	: Darcy hızı
$\bar{U}$	: Test bölgesindeki zaman ortalamalı Darcy hızı
$\vec{V}$	: Hız vektörü
$\vec{V}'$	: TBH'taki ortalama hız vektöründen sapma
V	: Isıtıcıdan geçen voltaj
V_a	: TBH'taki boşluk hacmi
V_H	: Hacim
V_T	: TBH'taki toplam hacim
V_o	: Orifis boğazındaki hava hızı
w	: Darbe valfi motorunun dönme açısal hızı

x	: Eksenel konum
ΔP	: Test bölgesi basınç düşüşü
$\overline{\Delta P}$	: Test bölgesindeki zaman ortalamalı basınç düşüşü
Δp_o	: Orifisteki basınç düşüşü
$\overline{\Delta p_o}$	: Orifisteki zaman ortalamalı basınç düşüşü
$\Delta p_{o,RMS}$	: Orifisteki basınç düşüşünün ortalama karekökü
Δt	: İki ölçüm arasındaki zaman farkı
Δx	: Test bölgesi yüzeyindeki herhangi iki termoeleman arasındaki eksenel uzaklık
α	: Darbe valfinin dönüş açısı
β	: Orifis çap oranı
γ	: Orifisteki hava izentropik üssü
δ	: Belirsizlik
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
ε	: Gözeneklilik
ε_{y1t}	: Yalıtım dış yüzeyinin ısıtım yayma oranı
ε_o	: Orifis genleşme faktörü
σ	: Stefan Boltzmann sabiti (5.67×10^{-8})
η_f	: Sürtünme katsayısı oranı $\left(\eta_f = \frac{f_{darbeli}}{f_{daimi}}\right)$
η_{Nu_o}	: Ortalama Nusselt sayısı oranı $\left(\eta_{Nu_o} = \frac{Nu_{o,darbeli}}{Nu_{o,daimi}}\right)$
η_{Nu_t}	: Tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranı $\left(\eta_{Nu_t} = \frac{Nu_{t,darbeli}}{Nu_{t,daimi}}\right)$
τ	: Zaman ortalaması almada kullanılan toplam zaman
$\emptyset$	: Efektif ısı iletim katsayısının tanımında türetilen ifade
Ψ	: Katı veya akışkan fazına ait herhangi bir özellik

İndisler

mak	: Maksimum
min	: Minimum
a	: Akışkan
daimi	: Bir fan gücündeki daimi deney sonucu
darbeli	: Bir fan gücündeki darbeli deney sonucu
e	: Efektif

i : Ölçüm adımı
k : Katı





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Termoelemanların dizilimi ve kodlandırılması.	24
Çizelge 3.2 : Deneylerin numaralandırılması I.....	31
Çizelge 3.3 : FFT analizi sonucunda tespit edilen baskın frekanslar ve genlikleri. ..	34
Çizelge 3.4 : Valf frekansı ile debi frekansının karşılaştırılması.....	37
Çizelge 3.5 : Deneylerin numaralandırılması II.	38
Çizelge 3.6 : Daimi akışta kütleli debi ve basınç düşüşü verileri.....	38
Çizelge 3.7 : Kütleli debi ve basınç düşüşü değerleri.	45
Çizelge 3.8 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri.	61
Çizelge 4.1 : Deneylerin Reynolds sayısı değerleri.....	66
Çizelge 4.2 : Sürtünme katsayısı değerleri.	67
Çizelge 4.3 : Basınç düşüşü deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması.	68
Çizelge 4.4 : Sürtünme katsayısı oranları.	70
Çizelge 4.5 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama Nusselt sayısı değerleri.	72
Çizelge 4.6 : Isı geçişi deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması.	73
Çizelge 4.7 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama Nusselt sayısı oranları.	75



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Temsili birim hacim.	13
Şekil 2.2 : Farklı gözenek yoğunluğuna sahip metal köpükler.....	14
Şekil 3.1 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi.	19
Şekil 3.2 : Test bölgesinin yüzey sıcaklığını ölçen termoelemanların yerleşimi.	24
Şekil 3.3 : D1 deneyinin (21.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.....	33
Şekil 3.4 : D4 deneyinin (51.7 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.....	33
Şekil 3.5 : D1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 0.67$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.	39
Şekil 3.6 : D3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.33$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.	40
Şekil 3.7 : D5 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.08$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.	41
Şekil 3.8 : D6 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.73$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri ...	42
Şekil 3.9 : Kütleli debi genlikleri.	44
Şekil 3.10 : Basınç düşüşü genlikleri.....	44
Şekil 3.11 : Farklı fan gücü durumlarında debi frekansı – birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşü grafiği.	46
Şekil 3.12 : Bütün deneylerin zaman ortalamalı kütleli debi – birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşü grafiği.....	46
Şekil 3.13 : B0 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, daimi akış) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.....	49
Şekil 3.14 : B5 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 3.30$ Hz) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.....	49
Şekil 3.15 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.....	50
Şekil 3.16 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) T_{y1} yüzey sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.....	50
Şekil 3.17 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) T_{y30} yüzey sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.....	51
Şekil 3.18 : B0 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, daimi akış) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.....	51
Şekil 3.19 : B5 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 3.30$ Hz) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.	52
Şekil 3.20 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.	52
Şekil 3.21 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) hava çıkış sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.....	52
Şekil 3.22 : B2 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 1.30$ Hz) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.	53

Şekil 3.23 : D3 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.33 \text{ Hz}$) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.	56
Şekil 3.24 : D0 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, daimi akış) konuma bağlı yüzey ve hava sıcaklıkları.	57
Şekil 3.25 : D6 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 2.73 \text{ Hz}$) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.	57
Şekil 3.26 : D3 ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.33 \text{ Hz}$), C3 ($\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.40 \text{ Hz}$), ve B2 ($\bar{m}_{ort} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 1.30 \text{ Hz}$) deneylerinin yerel taşınım katsayısı dağılımları.	58
Şekil 3.27 : D0 ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, daimi akış), D3 ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.33 \text{ Hz}$), ve D6 ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 2.73 \text{ Hz}$) deneylerinin yerel taşınım katsayısı dağılımları.	58
Şekil 3.28 : Tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayıları.	59
Şekil 3.29 : Ortalama ısı taşınım katsayıları.	60
Şekil 4.1 : Farklı Reynolds sayısı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin debi frekansına bağlı olarak değişimi.	68
Şekil 4.2 : Farklı debi frekansı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.	69
Şekil 4.3 : Sürtünme katsayısı oranları.	71
Şekil 4.4 : Farklı debi frekansı gruplarındaki tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.	73
Şekil 4.5 : Farklı debi frekansı gruplarındaki ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.	74
Şekil 4.6 : Tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranları.	76
Şekil 4.7 : Ortalama Nusselt sayısı oranları.	76
Şekil A.1 : Proben seçimi.	85
Şekil A.2 : Akış özelliklerinin tanımlanması.	85
Şekil A.3 : Ortam şartlarının girilmesi.	85
Şekil A.4 : Boşaltım katsayısının tanımlanması.	86
Şekil A.5 : Boşaltım katsayısı iterasyonu.	87
Şekil A.6 : Akış özelliklerinin eldesi.	88
Şekil A.7 : Verilerin girilmesi ve iterasyon sonuçları.	88
Şekil B.1 : Darbe valfi.	89
Şekil B.2 : Darbe valfindeki akış alanı değişimi.	90
Şekil B.3 : Kütleli debi değişimi.	91
Şekil C.1 : A1 deneyinin (18.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	93
Şekil C.2 : B1 deneyinin (22.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	93
Şekil C.3 : A2 deneyinin (26.1 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	94
Şekil C.4 : C1 deneyinin (26.6 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	94
Şekil C.5 : D2 deneyinin (31.6 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	95
Şekil C.6 : C2 deneyinin (31.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	95
Şekil C.7 : A3 deneyinin (38.4 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	96
Şekil C.8 : B2 deneyinin (41.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	96
Şekil C.9 : D3 deneyinin (42.0 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	97
Şekil C.10 : C3 deneyinin (42.7 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi. ..	97
Şekil C.11 : C4 deneyinin (48.7 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi. ..	98
Şekil C.12 : A4 deneyinin (49.3 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi. ..	98
Şekil C.13 : D5 deneyinin (61.6 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi. ..	99
Şekil C.14 : B3 deneyinin (63.6 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi. ..	99
Şekil C.15 : B4 deneyinin (80.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.	100

Şekil C.16 : D6 deneyinin (81.1 d/d valf frekansı) kütlelel debisinin FFT analizi.	100
Şekil C.17 : B5 deneyinin (100.9 d/d valf frekansı) kütlelel debisinin FFT analizi.	101
Şekil D.1 : A1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 0.65$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	103
Şekil D.2 : A2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 0.90$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	104
Şekil D.3 : A3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.28$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	105
Şekil D.4 : A4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.70$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	106
Şekil D.5 : B1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 0.60$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	107
Şekil D.6 : B2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 1.30$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	108
Şekil D.7 : B3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 2.15$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	109
Şekil D.8 : B4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 2.65$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	110
Şekil D.9 : B5 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 3.30$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	111
Şekil D.10 : C1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 0.93$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	112
Şekil D.11 : C2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.08$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	113
Şekil D.12 : C3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.40$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	114
Şekil D.13 : C4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.65$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	115
Şekil D.14 : D2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.10$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	116
Şekil D.15 : D4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.64$ Hz) kütlelel debi ve basınç düşüşü eğrileri.	117



GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ HAVA AKIŞI DURUMUNDA ISI GEÇİŞİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Gelişen teknolojinin getirdiği hızlı ısınma sorunu, hızlı ve verimli soğutma teknolojilerine olan ihtiyacı arttırmakta, kanal içi akışlarda ısı geçişini arttırmanın önemini göstermektedir. Kanal içine yerleştirilen gözenekli ortam ve sabit debideki akışkana bir titreşim kazandırmak ısı geçişini arttırmak amacıyla üzerinde çalışılan alanlardan ikisidir. Bu iki teknolojinin birleştirilmesiyle elde edilebilecek yüksek ısı geçişi oranı gözenekli ortamda titreşimli akışlarla ilgili çalışmaların sayısını arttırmıştır. İki yönlü git-gel akışının aksine tek yönlü darbeli akış için literatürdeki çalışma sayısının azlığından dolayı bu çalışmada metal köpük içinde darbeli hava akışı durumunda ısı geçişinin deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmada içinde metal köpük bulunan test odasının yüzeyine yerleştirilen ısıtıcı ile sabit ısı akısı uygulanırken, kanaldan geçen havaya, zamana bağlı olarak dönen bir valf aracılığıyla titreşim kazandırılmış ve oluşan darbeli hava akışının metal köpüklü test odasında ısı çekme karakteristiği incelenmiştir. Bunun için test odasının yüzeyine girişten çıkışa kadar aralıklarla yerleştirilen termoelemanlarla sıcaklık ölçümü alınmıştır. Akışkanın zamana bağlı değişen debisi ise orifis ile ölçülmüştür.

Bu çalışmada ayrıca gözenekli ortamdaki darbeli hava akışının hidrodinamik özellikleri de incelenmiştir. Bunun için test bölgesinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı bir basınç transdüseri ile ölçülmüştür.

Toplam 21 adet deney yapılmıştır. Bunlardan bir kısmı sabit debide, bir kısmı ise değişken debide, bir kısmı sabit bir ısı akısı altında bir kısmı ise ısı akısı uygulanmadan yapılmıştır. Isıtıcı gücünü, fan devir sayısını ve motorlu darbe valfinin dönme frekansını değiştirmek için sistemdeki üç adet varyakla üç parametre üzerinde değişiklik yapılarak deneyler tamamlanmıştır. Üç farklı fan gücünde, 4.5-6.4 g/s'lik ortalama kütsel debilerde, çalışılmıştır. Bu çalışma aralığı 5932-8825 aralığındaki Reynolds sayılarına karşılık gelmektedir. Deneylerin 17 tanesinde 106 W değerinde sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Deneylerin 2 tanesi daimi akış deneyi, 19 tanesi ise darbeli akış deneyidir. Darbeli akış deneyleri 0.65-3.30 Hz debi frekansı aralığında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen verilerle sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır.

Darbeli akış durumunda elde edilen sürtünme katsayısı değerlerinin aynı ortalama Reynolds sayısındaki daimi akıştaki sürtünme katsayısından yüksek olduğu ve daimi akıştaki sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısından bağımsız olarak debi frekansı yükseldikçe arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Isı geçişi deneylerinde sıcaklıkların darbe etkisinden etkilenmediği, zamandan bağımsız olduğu görülmüştür. Nusselt sayısında darbeli akış durumunda anlamlı bir değişim gözlenememiştir.



EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN PULSATING AIR FLOW WITH A POROUS MEDIUM

SUMMARY

The problem of rapid heating caused by the developing technology increases the need for fast and efficient cooling technologies and shows the importance of increasing the heat transfer in the channel flow. The porous medium placed in the duct and to give a vibration to the steady fluid flow are two of the studied areas in order to increase the heat transfer. The high heat transfer rate, which can be achieved by combining these two technologies, has increased the number of studies on vibrating flows in porous media. In porous media, a fluid mixing effect occurs and vortices significantly increase the heat transfer. In vibratory flow, the non-slip condition on the wall causes different vibration amplitudes to occur between the mass of the fluid and the boundary region. Thus, depending on the amplitude and frequency of the flow vibration, the contact between the hot portion and the cold portion of the fluid increases. This leads to an increase in heat transfer. The vibrating flow is divided into two as oscillating flow and pulsating flow. The oscillating flow is the state in which the fluid swings through the system by means of a piston cylinder. The flow oscillates around zero. The pulsating flow is the state where the fluid oscillates around a non-zero mean flow rate without changing direction with the aid of a pulsating element. In contrast to the oscillating flow, the number of experimental studies in the literature is not sufficient for pulsating flow. Current studies have focused on numerical solutions. Therefore, in this study, in the duct with metal foam, under the pulsed flow formed by a pulse-actuated valve, experiments were carried out on aluminum foam having 10 PPI pore density at different pulse frequencies, different average mass flow rates, with constant heat flux provided by a heater. It is aimed to observe the effect on flow and heat transfer characteristics.

Test installation consists of an orifice and pressure transducer for measuring flow rate, a test zone with a porous medium, another pressure transducer for measuring the pressure drop in this test zone, a heater surrounding the test zone, and insulation, thermocouples on the surface of the test zone, at the inlet and outlet of the test zone and on the insulation outer surface, a rotating valve that creates the pulse effect in the flow at the outlet of the test zone, and a suction fan which draws air out of the system. The air enters the system properly with a nozzle. The air passing through the wire mesh straightener reaches the orifice evenly. The air exiting the orifice enters the test zone after passing through a long duct. There is an aluminum foam material in the test zone whose diameter is the same as the diameter of the channel. Aluminum foam is soldered to the aluminum pipe surface in which it is located. Around the test zone there is a cylindrical heater which applies a constant heat flux. The area around the heater is covered with glass wool insulation material. At the outlet of the test zone is a valve which pulses the flow. A disc connected with the valve rotating at the same angular speed as the valve rotates outside the channel. The rotational speed of this disc is

measured by tachometer and the rotational frequency of the valve is determined. Then the air passing through the suction fan is transferred to the outdoor environment.

In the installation, heater, motorized valve and suction fan are supplied with variants. Thus, the power of the heater, the speed of the valve and the fan can be changed. In addition, the power of the heater is determined by measuring the electrical resistance and instantaneous voltage values.

In the test zone, in an aluminum channel of 63.5 mm outer diameter and 50.6 mm inner diameter; 322 mm long, 10 PPI pore density, 88.5% porosity, ERG brand open cell aluminum foam.

A total of 21 experiments were conducted. Some of these are made at steady flow, some at pulsated flow, some under a constant heat flux and some without heat flux. In order to change the heater power, fan speed and the rotation frequency of the motorized pulse valve, the experiment was completed by making changes on three parameters with three variants in the system.

In A1-A4 experiments, no heat flux was applied and in B0-B6, C1-C4 and D0-D6 experiments, a heat flux of 106 W was applied.

Experiments were performed in each experimental group by starting from low valve frequency and increasing the frequency. In the group B and D, the steady flow tests are performed in the position of the valve to give the same average mass flow as in the case the valve rotates, and these are called B0 and D0. Apart from these, A1-A4, B1-B5, C1-C4, D1-D6 tests are pulsating flow tests at increasing valve frequencies.

Three different fan power, average mass flow rates of 4.5-6.4 g/s were studied. This study corresponds to Reynolds numbers in the range of 5932-8825.

Two of the experiments were steady flow test and 19 were pulsating flow test. Pulsating flow experiments were carried out in the 0.65-3.30 Hz flow frequency range.

In the pressure drop tests, it was observed that the frequency of the pressure drop differs from the flow frequency, secondary frequencies are activated and the effect of these secondary frequencies increases as the frequency increases. It has been observed that the mass flow amplitudes decrease with increasing frequency and gradually approach to the measurement error range. Pressure drop amplitudes were also investigated. It has been observed that the pressure drop amplitudes decrease to a certain frequency as the frequency increases, and the amplitudes decrease to the measurement error range at this frequency called “turning point frequency, and then tend to increase again as the frequency increases. In addition to this, frequency dependent change of pressure drop per unit length in different average mass flow conditions was investigated. The time average pressure drop tended to increase with a slight slope. On the other hand, the average mass flow was the main parameter affecting the pressure drop.

The results of the pressure drop test were then interpreted on the friction factor. Variation of friction factor depending on Reynolds number and flow frequency was investigated. For the same Reynolds number, but for different frequency experiments, the friction factor increased with increasing frequency. For the same flow frequency but different Reynolds number, it was observed that the friction factor decreased with increasing Reynolds number.

Then, in order to compare the pressure drop test results obtained for pulsed flow with the steady flow, the expression of “ratio of friction factor ”is defined

$$\eta_f = \frac{f_{\text{pulsating}}}{f_{\text{steady}}} \quad (1)$$

η_f is defined as the ratio of the friction factor found in the pulsating flow test to the friction factor obtained in the steady flow test for the same average Reynolds number. This defined ratio is equal to unity for the steady flow. As for the pulsating flow, it is seen that the effect of the pulsed flow on the pressure drop characteristic according to the situation in the steady flow, if it is greater than or less than one. It was concluded that the friction factor values obtained in the case of pulsating flow were higher than the friction factor in the steady flow of the same average Reynolds number and the ratio of friction factor increased as the flow rate increased independently of the Reynolds number.

In the heat transfer experiments, it was observed that the temperatures were not affected by the pulsating effect and were independent of time. Therefore, no frequency and amplitude can be mentioned at temperatures. On the other hand, it was observed that surface temperatures and air outlet temperature decreased as the average mass flow increased.

The mean surface temperature was obtained by taking the position average of the time average surface temperatures. The mean fluid temperature was obtained by taking the average of the time averages of the air inlet and outlet temperatures. In addition, the total heat is calculated over the voltage and electrical resistance of the heater. The heat lost to the environment was calculated by using the temperature of the outer surface of the insulation and the ambient temperature. The net heat transferred to the fluid was calculated by subtracting the heat lost from the total heat.

$$q = \frac{V^2}{R} \cdot [h_d A_{y\text{lt}} (\bar{T}_{y\text{lt}} - T_\infty) + \varepsilon_{y\text{lt}} \sigma A_{y\text{lt}} (\bar{T}_{y\text{lt}}^4 - T_\infty^4)] \quad (2)$$

Local heat transfer coefficients were calculated in a certain part of the test area. The air temperature was measured at two points, the inlet of the test zone and the outlet of the test zone. However, surface temperatures were measured at thirty different points. The local heat transfer coefficient is based on the points where surface temperatures are measured. A trend line was determined between two points where the air temperature was measured and the air temperatures at the points where the surface temperatures were measured were estimated and the local heat transfer coefficients at these points were calculated. Since the temperature data in the inlet region and outlet region have a different slope depending on the location, they are not taken into account in the calculation of local heat transfer coefficient. Local heat transfer coefficients were found to increase with increasing mass flow, but were not affected by frequency.

In addition, fully developed region heat transfer coefficients and average heat transfer coefficients were calculated for each experiment. It is seen that heat transfer coefficients decrease with a slight slope as frequency increases in high mass flow rate. On the other hand, the average mass flow rate is the main parameter affecting the heat transfer coefficient.

The heat transfer test results were then interpreted on the Nusselt number. The change of Nusselt number due to Reynolds number and flow frequency was investigated. At the same flow frequency, it was observed that the Nusselt number decreases as the

Reynolds number increases for experiments with different Reynolds numbers. On the other hand, for experiments with the same Reynolds number but different frequency, no significant change was observed in the Nusselt number.

Then, in order to compare the heat transfer test results obtained for pulsating flow with the steady flow, the expression of “Nusselt number ratio” is defined.

$$\eta_{Nu} = \frac{Nu_{pulsating}}{Nu_{steady}} \quad (3)$$

η_{Nu} is defined as the ratio of the Nusselt number found in the pulsating flow test to the Nusselt number obtained in the steady flow test for the same average Reynolds number. This defined ratio is equal to unity for the steady flow. As for the pulsating flow, it is seen that the effect of the pulsating flow on the heat transfer characteristic according to the situation in the steady flow depending on whether it is greater than or less than one. In the high Reynolds number, this ratio goes below one and tends to decrease. However, the maximum value of this change was calculated as 3.08%, which was lower than the uncertainty rate in the Nusselt number, and it was concluded that there was no significant change.

1. GİRİŞ

Gözenekli ortam ve titreşimli akış ısıtma/soğutma sistemlerindeki ısı geçişini artırmanın iki yoludur. Titreşimli akışta cidardaki kaymama şartı akışkanın ana kütlesi ile sınır bölgesi arasında farklı titreşim genliklerinin oluşmasına sebep olmaktadır. Böylece akış titreşiminin genliğine ve frekansına bağlı olarak akışkanın sıcak kısmı ile soğuk kısmı arasındaki temas artmaktadır. Bu durum ısı geçişinin artmasına sebep olmaktadır. Gözenekli ortamlarda ise akışkanı karıştırıcı bir etki oluşmakta ve vorteksler ısı geçişini önemli ölçüde artırmaktadır. Bunun yanı sıra akışkan ile katının temas yüzeyinin boş kanala göre artması katı ile akışkan arasındaki ısı geçişini artıran bir özelliktir. Bütün bunların ışığında gözenekli ortamlarda ve titreşimli akışlarda ısı geçişinin karakteristiğini belirlemek adına birçok çalışma yapılmıştır. Geçirgenlik, sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı ile ilgili deneysel veriler elde edilmiş, çeşitli korelasyonlar türetilmiştir. Ancak boş kanalda yapılan titreşimli akış deneylerinin ya da gözenekli ortamda yapılan daimi akış deneylerinin sonuçları gözenekli ortamdaki titreşimli akış için geçerlilik arz etmez. Bu nedenle ayrı deneysel verilere ihtiyaç duyulmaktadır.

Titreşimli akış iki sınıfa ayrılmaktadır: Git-gel akışı ve darbeli akış. Git- gel akışı bir piston silindir yardımıyla akışkanın sistem içerisinde yön değiştirerek salınım hareketi yaptığı durumdur. Debi sıfırın etrafında salınır. Darbeli akış ise akışkanın darbe sağlayıcı bir eleman yardımıyla (dönen bir valf, piston silindir veya fan gücünün zamana göre değişmesi vs...) yön değiştirmeden sıfırdan farklı bir ortalama debinin etrafında salınım hareketi yaptığı durumdur. Gözenekli ortamdaki titreşimli akış ile ilgili deneysel çalışmalar daha çok git-gel akışı üzerine olmuştur. Gözenekli ortamda darbeli akış durumu için deneysel çalışmalar fazla sayıda değildir. Bu çalışmada içerisinde metal köpük bulunan kanalda, darbe sağlayıcı motorlu bir valf tarafından oluşturulan darbeli akış altında, bir ısıtıcı tarafından sağlanan sabit ısı akısı ile, farklı darbe frekanslarında, farklı ortalama kütledebilerde, 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükte deneyler yapılarak bu parametrelerin akış ve ısı geçişi karakteristiğine olan etkisi gözlemlenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte daha hızlı çalışan bilgisayarlar, daha yüksek enerji verimliliği ihtiyacı, sistemlerin ısıtılması ve soğutulmasında iyileştirmeleri zorunlu kılmaktadır. Bu amaçla yapılan çalışmalardan ikisi ısıtıcı/soğutucu akışkanın geçtiği kanalın gözenekli ortamlı olacak şekilde imal edilmesi ve sabit debi yerine değişken debili akış kullanılarak ısı geçişinde iyileştirmeye gidilmesidir. Üstelik darbeli akış durumunda sisteme eklenecek sadece bir darbe sağlayıcı valf olacağı için maliyeti düşük bir iyileştirme olacaktır. Isıtma/soğutma sistemlerinde gözenekli ortam kullanılması da ısı geçişini maliyeti düşük ve yüksek verimli bir iyileştirme yoludur. Bu iki sistemin birleştirilmesiyle mevcut sistemlerde çok daha yüksek enerji verimliliği ve çok daha hızlı ısıtma/soğutma işlemleri gerçekleştirilebilecektir. Bu çalışmanın sonunda elde edilecek verilerle böyle bir sistemin akış ve ısı geçişi özelliklerini belirlemek, nasıl bir darbe frekansı aralığında çalışmanın optimum sonuç verebileceğini belirlemek amaçlanmıştır.

Gözenekli ortamın katı-akışkan temas yüzeyinin yüksek olması ve akışı karıştırıcı etkisi nedeniyle ısı geçişini arttırdığı bilinmektedir ve nükleer reaktörler, elektronik cihazların soğutulması, ısı enerjinin depolanması gibi alanlarda kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra titreşimli akışın da ısı geçişi üzerindeki olumlu etkisi üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Belirli frekanslar ve belirli genlikler için ısı geçişini arttırdığı üzerine çalışmalar mevcuttur. Literatürde farklı titreşimli akış türleri için farklı gözenekli ortamlarda deneysel, teorik ve sayısal çalışmalar mevcuttur. Gözenekli ortamda titreşimli hava akışı için deneysel çalışmalar daha çok git-gel akışı üzerine yoğunlaşmıştır. Bu git-gel akışı için kapalı bir sistem oluşturulması gerekmektedir. Kapalı bir sistem gerektirmeyen, mevcut sisteme sadece bir darbe sağlayıcı elemanın eklenmesiyle oluşturulabilecek darbeli hava akışı durumunda ise gözenekli ortamda ısı geçişi konusunda deneysel çalışmalar yeterli sayıda değildir. Bu çalışmada bu eksikliğin azaltılması adına literatüre katkıda bulunmak amaçlanmıştır.

Bu çalışmada, darbe sağlayıcı motorlu bir valfin aracılığıyla oluşan darbe etkisi altında metal köpük içerisindeki akışın basınç düşüşü ve ısı geçişi karakteristiklerinin deneysel olarak bulunması amaçlanmıştır. Bunun için oluşturulan düzeneğe soğutulmak istenen sistemin bir simülasyonu olarak metal köpüklü test bölgesine ısıtıcı ile sabit ısı akısı uygulanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Gözenekli ortamın gerek ısı özellikleri gerek akış özellikleri birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Bunun yanı sıra boş kanalda titreşimli akışla ilgili çalışmalar da yapılmıştır. Ancak bu iki durumun bir arada olduğu durumun ayrı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Gözenekli ortamda daimi akış durumunda gözlenen ısı geçişi ve akış karakteristikleri gözenekli ortamda titreşimli akış durumundakinden farklılık göstermektedir. Aynı şekilde boş kanalda titreşimli akış durumunda gözlenen ısı geçişi ve akış karakteristikleri de gözenekli ortamdaki titreşimli akış durumundakinden farklılık göstermektedir. Literatürde özellikle gözenekli ortamda git-gel akışı ile ilgili deneysel çalışmalar daha fazla mevcut olmakla birlikte gözenekli ortamda darbeli akışla ilgili çalışmalar daha azdır. Darbeli akışla ilgili deneysel çalışmalar genelde boş kanallar için yapılmıştır. Gözenekli ortamda darbeli akışla ilgili çalışmalar ise daha çok sayısal olarak yapılmıştır. Bu alanda deneysel literatür yeterli değildir.

1.2.1 Gözenekli ortam

Gözenekli ortamların özellikleriyle ilgili başlıca kaynak kitaplar Nield ve Bejan'ın yazmış oldukları "Convection in Porous Media" kitabı [1], Vafai'nin yazmış olduğu "Handbook of Porous Media" kitabı [2] ve Kaviany'nin yazmış olduğu "Principles of Heat Transfer in Porous Media" kitabı [3] olarak gösterilebilir. Bunun haricinde gözenekli ortamlarda akış ve ısı geçişiyle ilgili literatürde birçok çalışma mevcuttur.

Mancin ve diğ. [4], 5 PPI ile 40 PPI arasında değişen gözenek yoğunluklarına sahip, gözenekliliği 0.896 ile 0.956 arasında değişen, 20 ile 40 mm arasında yüksekliğe sahip toplam 21 farklı alüminyum veya bakır köpükte sabit ısı akısı altında hava akışı deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneyler farklı kütleli debilerde ve ısı akılarında tekrarlanmıştır. Gözenekliliğin, gözenek yoğunluğunun, köpük yüksekliğinin, kütleli debinin ve ısı akısının akış karakteristiğine ve ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Isı taşınım katsayısının alüminyum köpükte bakır köpüğe göre daha yüksek olduğu, gözenek yoğunluğu azaldıkça ısı taşınım katsayısının arttığı gözlenmiştir. Geçirgenliğin bakır ve alüminyum arasında değişmediği, gözenek yoğunluğu arttıkça azaldığı gözlenmiştir.

Yang ve diğ. [5], izotropik açık hücreli metal köpükler için geçirgenliğin iki parametreye bağlı analitik bir modelini oluşturmuşlardır. Bu iki parametre

gözeneklilik ve gözenek çapıdır. Oluşturdukları genel geçirgenlik modelinde kübik birim hücre modelini ve dallanma algoritması metodundan elde edilen akış yatağı modelini kullanmışlardır. Oluşturulan modele göre elde edilen boyutsuz geçirgenlik gözeneklilikle orantılı olarak artmaktadır. Elde edilen boyutsuz geçirgenlik değerlerinin 0.55-0.98 gözeneklilik aralığında ve 0.254-5.08 mm gözenek çapı aralığında daha önceki çalışmalarla uyduğu görülmüştür.

Kurtbas ve Celik [6], içerisinde açık hücreli metal köpük bulunan yatay dikdörtgen kanal boyunca sabit ısı akısı altında zorlanmış, doğal ve birleşik taşınım ile ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı gözenek yoğunluğundaki metal köpüklerde deneyler tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar Reynolds sayısının ve Richardson sayısının bir fonksiyonu olarak yerel Nusselt sayısı cinsinden verilmiştir. 600-33000 Reynolds sayısı aralığında ve 0.02-103 Richardson sayısı aralığında zorlanmış, doğal ve birleşik taşınım incelenmiştir. Farklı kanal geometrileri de bu çalışmada incelenmiştir. Deneysel verilere göre elde edilen Nusselt korelasyonları boş kanaldaki durumla kıyaslanmıştır. Boş kanaldakine göre ısı geçişinin 8 katına kadar arttığı gözlenmiştir.

Vafai ve Kim [7], içerisinde gözenekli ortam bulunan iki plaka arası akışta zorlanmış taşınımın analitik olarak tam çözümünü gerçekleştirmişlerdir. Kanal içindeki hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Dukhan ve diğ. [8], 20 PPI gözenek yoğunluğuna, 0.876 gözenekliliğe sahip bir alüminyum köpükte farklı hızlarda su akışıyla 88 adet basınç düşüşü deneyi yapmışlardır. İndirgenmiş basınç gradyanının Darcy hızına bağlı olarak değişimini incelemişler, değişim eğrisinin eğimine göre Pre-Darcy, Darcy'ye geçiş, Darcy, Forchheimer'a geçiş, Forchheimer, türbülansa geçiş ve türbülans rejimlerini belirlemişlerdir. Her rejim için geçirgenlik ve Forchheimer katsayısını hesaplamış, sürtünme katsayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimini incelemişlerdir.

1.2.2 Git-gel akışı

Zhao ve Cheng [9], kanalda türbülans rejiminde hava git-gel akışı durumunda basınç kayıplarını deneysel olarak incelemişlerdir. Git-gel akışının frekansı kinetik Reynolds sayısı ile, akışın genliği ise boyutsuz genlik ile boyutsuzlaştırılmıştır. Sürtünme katsayısının bu iki parametreye bağlı olarak değişimi incelenmiştir.

Zhao ve Cheng [10], başka bir çalışmalarında, kanalda tam gelişmiş laminar git-gel akışının analitik tam çözümünü yapmışlardır. Eksenel hız profilinin sadece kinetik Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu, ancak sürtünme katsayısının kinetik Reynolds sayısının yanı sıra akış genliğine de bağlı olduğunu bulmuşlardır. Boş kanalda tam gelişmiş laminar akışta basınç düşüşü deneysel olarak da incelenmiş ve analitik sonuçlar ile uyduğu görülmüştür.

Akdag ve Ozguç [11], dikey halkasal bir kanal içerisinde sabit ısı akısı altında sıvı git-gel akışı durumunda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Akıştaki git-gel hareketini piston silindir mekanizmasıyla sağlamışlardır. Farklı dalga frekansı ve genliklerinde yapılan deneylerin sonucunda kinetik Reynolds sayısına ve boyutsuz genliğe bağlı olarak çevrim ortalamlı Nusselt sayısı korelasyonu elde etmişlerdir.

1.2.3 Gözenekli ortamda git-gel akışı

Leong ve diğ. [12], içerisinde alüminyum köpük bulunan, sabit ısı akısına maruz bırakılan kanalda git-gel akışı durumunda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Cidardaki sıcaklık dağılımı, akışkan hızı ve basınç düşümü test bölgesi boyunca ölçülmüştür. Basınç düşümünün karakteristiği, boyutsuz yer değiştirme boyunca boyutsuz git-gel akışı frekansının ısı geçişi üzerindeki etkisi, gözenekli kanal içinde analiz edilmiştir. Git-gel akışındaki ısı geçişinin gözenekli ortamla birlikte kayda değer oranda arttığı gözlenmiştir. Çevrim ortalamlı yerel Nusselt sayısının kinetik Reynolds sayısı ile ve maksimum boyutsuz yer değiştirmeye orantılı olarak arttığı gözlenmiştir. Deney sonuçlarına dayanarak, kinetik Reynolds sayısına ve maksimum boyutsuz yer değiştirmeye bağlı, uzunluk ortalamlı Nusselt sayısını veren bir korelasyon elde edilmiştir.

Leong ve diğ. [13], başka bir çalışmalarında, içinde metal köpük bulunan kanalda git-gel akışının karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Git-gel akışının geniş bir frekansta ve maksimum akış yer değiştirmesinde basınç düşümü ve hız değerleri elde edilmiştir. Git-gel akışına maruz kalan metal köpüklü kanalda maksimum sürtünme katsayısı için bir korelasyon denklemi elde edilmiş ve diğer araştırmacılar tarafından elde edilen tel kafesten geçirilen akış sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, metal köpükte git-gel akış özelliklerinin, hidrolik çapa dayalı kinetik Reynolds sayısı ve maksimum boyutsuz akış yer değiştirmesine bağlı olduğunu göstermiştir. Kinetik Reynolds sayısının metal köpükteki basınç düşüşü ve akış hızı

üzerine etkisinin, maksimum boyutsuz yer değiştirmenin etkisinden daha önemli olduğu görülmüştür. Metal köpüklerdeki git-gel akışının maksimum sürtünme katsayısının, maksimum akış yer değiştirmesi için tel kafeslerdeki git-gel akışından çok daha küçük olduğu görülmüştür.

Leong ve diğ. [14], bir diğer çalışmalarında, çeşitli frekanslarda git-gel akışına maruz bırakılan farklı gözenek yoğunluklarına sahip metal köpüklü soğutucuların ısı transfer performansının incelenmesi için deneysel bir araştırma yapmışlardır. Alüminyum köpükteki git-gel akışının kinetik Reynolds sayısına bağlı olarak basınç düşüşündeki ve akış hızındaki değişimi gözlenmiştir. 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüklerdeki git-gel akışı için ölçülen basınç düşüşleri, hızlar ve yüzey sıcaklıkları ayrıntılı olarak sunulmuştur. Farklı kinetik Reynolds sayıları için hesaplanan çevrim ortalama yerel sıcaklık ve Nusselt sayıları analiz edilmiş ve kanatlı soğutucular ile karşılaştırılmıştır. Hem git-gel akışı hem de daimi akışlar için uzunluk ortalama Nusselt sayısının sonuçları, metal köpüklerde daha yüksek ısı transfer oranlarının elde edilebileceğini, git-gel akışlarında da bu oranın daimiye göre daha yüksek olacağını göstermektedir. Metal köpüğün kullanıldığı yeni bir soğutucu tasarlanması amacıyla, farklı gözenek yoğunluklarına sahip alüminyum köpükler için soğutma sisteminin pompalama gücünün özellikleri de analiz edilmiştir.

Fu ve diğ. [15], git-gel akışı altında gözenekli kanalda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Yüzey sıcaklığı dağılımı hem daimi akış için hem de git-gel akışı için ölçülmüştür. Yerel ve uzunluk ortalama Nusselt sayıları analiz edilmiştir. Deney sonuçları, git-gel akışındaki yüzey sıcaklığı dağılımının daimi akıştakinden daha homojen olduğunu göstermiştir. Git-gel akışındaki uzunluk ortalama Nusselt sayısının daimi akıştakinden daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Efektif ısı iletim katsayısına, akışkan ısı iletim katsayısına, hidrolik çapa ve uzunluğa ve efektif Peclet sayısına bağlı boyutsuz bir sayı tanımlanmış ve uzunluk ortalama Nusselt sayısının hem daimi hem de git-gel akışında bu boyutsuz sayı ile doğrusal arttığı gözlenmiştir. Git-gel akışına maruz bırakılan gözenekli ortamlı soğutucuların yüksek hızlı elektronik cihazları soğutmanın etkili bir yolu olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Hsu ve diğ. [16], daimi ve git-gel akışları üretebilen bir düzenek oluşturmuş ve içine tel kafes yerleştirilen rejeneratörlerin basınç düşüşü karakteristiğini araştırmak için deneyler yapmışlardır. Rejeneratörde hem hız hem de basınç düşüşü ölçülmüştür. Basınç düşümü ve hız arasındaki korelasyonu doğru bir şekilde belirlemek için,

deneyler çok düşükten çok yüksek Reynolds sayısına kadar geniş bir alanı kapsamaktadır. Daimi akış sonuçları, Darcy-Forchheimer iki terimli korelasyonuna ek olarak hidrolik Reynolds sayısı ile orantılı bir terimle üç terimli bir korelasyonun verilere en iyi uyduğunu göstermektedir. Bu üçüncü terim, orta seviye Reynolds sayılarındaki sınır tabaka etkisine karşılık gelmektedir. Sonuçlar, git-gel akışı için elde edilen korelasyonun, 2000'den küçük hidrolik Reynolds sayıları için daimi akış ile uyduğunu göstermektedir. Bu, rejeneratörlerdeki git-gel akışının, sistemin maksimum çalışabileceği akış frekansı olan 4.0 Hz'den daha düşük frekanslarda yarı daimi olarak davrandığını göstermektedir.

Zhao ve diğ. [17], git-gel hava akışına maruz bırakılan tel kafeslerde basınç düşüşü özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Basınç düşümünün kinetik Reynolds sayısı ve maksimum boyutsuz akış yer değiştirmesi ile arttığı bulunmuştur. 92 deney sonucuna dayanarak, maksimum ve çevrim-ortalama basınç düşüşü faktörleri için bu iki parametreye bağlı korelasyon denklemleri elde edilmiştir. Tel kafesten geçen bir git-gel akışının çevrim ortalama basınç düşüşünün, kesitsel ortalama hıza dayalı aynı Reynolds sayısında daimi bir akıştaki basınç düşüşünden dört ila altı kat daha yüksek olduğu bulunmuştur. Küçük Reynolds sayılarında, bu basınç düşüş oranı sadece tel kafeslerin geometrisine bağlıdır ve Reynolds sayısından ve boyutsuz akış yer değiştirmesinden bağımsızdır.

1.2.4 Darbeli akış

Zohir ve diğ. [18], Reynols sayısı, darbe frekansı, darbe sağlayıcı valf konumu ve kanal çapının ısı geçişine etkisini hem laminar hem de türbülanslı akış için deneysel olarak incelemişlerdir. Test bölgesinde kanal boyunca sabit ısı akısı uygulanmıştır. Reynolds sayısı aralığı 750-12320, darbe frekansı aralığı ise 1-10 Hz olarak tutulmuştur. Darbe sağlayıcı test bölgesinin girişine konulduğunda, 1 Hz darbe frekansı ve 1643 Reynolds sayısı için ısı geçişinde %30 iyileşme görülmüştür. Darbe sağlayıcı valf test bölgesine ne kadar yakın konulursa ısı geçişindeki iyileşmenin o kadar arttığı gözlenmiştir. Darbe sağlayıcı valfin test bölgesinin çıkış tarafında olduğu durumla giriş tarafında olduğu durum kıyaslandığında çıkış tarafında olduğu durumda daha yüksek Nusselt sayısına ulaşılmıştır. Darbeli akışın sağladığı ısı geçişi iyileşmesinin daha büyük kanallarda daha fazla olduğu görülmüştür.

Elshafei ve diğ. [19], sabit ısı akısında ısıtılan bir boruda darbeli türbülanslı hava akışının ısı transfer özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler $10^4 < Re < 4 \times 10^4$ ve $6,6 \leq f \leq 68$ Hz aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu durumun modern enerji üretim tesislerinde ve endüstriyel süreçlerde uygulamaları bulunur. Test edilen tüpün çıkış tarafına darbe sağlayıcının monte edilmesiyle, sonuçlar Nusselt sayısının hem darbe frekansı hem de Reynolds sayısı tarafından kuvvetle etkilendiğini göstermiştir. Yerel Nusselt sayısının, daimi akıştaki değerine göre arttığı da azaldığı da gözlenmiştir. Bu değişim, akışın giriş bölgesinde, tam gelişmiş bölgede olduğundan daha belirgindir. Bağlı ortalama Nusselt sayısının, frekans aralığına bağlı olarak arttığı veya azaldığı gözlemlenmiştir. Sapmalar küçük olsa da, Reynolds sayısının daha yüksek değerlerinde bariz görünmektedir. Elde edilen ısı transfer sonuçları türbülanslı modele göre sınıflandırılmış ve önceki araştırmalarla uyumluluğu gösterilmiştir.

Kichima ve diğ. [20], elektronik bileşenlerin soğutulmasında darbeli hava akışı kullanılması durumunu modellemek için silindir etrafında akış ve ısı geçişi özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Akıştaki darbe etkisini soğutma fanının gücünü zamana bağlı olarak kontrol ederek oluşturmuşlardır. 10-30 mm silindir çapları, 530-2130 Reynolds sayıları ve 0.35-1.00 Hz darbe frekanslarında yaptıkları deneyler sonucunda ısı taşınım katsayısında kayda değer bir değişim olmadığını gözlemlemişlerdir.

Hua ve diğ. [21], sabit duvar sıcaklığında olan dairesel kanalda darbeli hava akışında ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Dönen vana tipi bir darbeli akış jeneratörü ile akıştaki darbe etkisini oluşturmuşlardır. Türbülanslı akışta 10-100 Hz frekans aralığında yaptıkları deneyler sonucunda Reynolds sayısına, akış genliğine ve Womersley sayısına bağlı olarak bir Nusselt korelasyonu elde etmişlerdir. Frekans arttıkça ısı geçişinin azaldığı, genlik arttığında ise ısı geçişinin arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Nield ve Kuznetsov [22], paralel iki plaka arası darbeli akış ve kanal içi darbeli akışta zorlanmış taşınımın harmonik küçük genliklerle değişen basınç gradyeni için analitik çözümünü gerçekleştirmişlerdir. Nusselt sayısının zamana bağlı dalgalanan büyüklüğünün frekans arttıkça değiştiği sonucuna ulaşılmıştır. Bu değişim frekans arttıkça sıfırdan bir maksimuma ulaşmış sonrasında ise tekrar sıfıra gitmiştir. Bu maksimum değer büyüklüğü Prandtl sayısı arttıkça azalmıştır.

Habib ve diğ. [23], geniş bir Reynolds sayısı ve frekans aralığında kanal içindeki türbülanslı darbeli akışta ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. 8642-48540 aralığındaki Reynolds sayılarında ve 1-29.5 Hz darbe frekansı aralığında deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Frekans ve Reynolds sayısına bağlı olarak ısı geçişinde %50 iyileşme de görülmüş ancak %40 azalma da görülmüştür. Deney sonuçlarına göre içerisinde hız ve frekansı barındıran türbülans boyutsuz frekansının üçüncü dereceden polinomu şeklinde bir Nusselt korelasyonu elde edilmiştir.

Siegel ve Perlmutter [24], paralel plakalar arasında laminar darbeli akışta ısı geçişini sabit ısı akısı ve sabit duvar sıcaklığı sınır şartları için ısı gelişen bölge ve tam gelişmiş bölge de dahil olmak üzere bütün kanal için analitik olarak çözmüşlerdir.

Ludlow ve diğ. [25], kanaldaki darbeli su akışında frekansın ısı geçişine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. 10-160 d/d frekans aralığında ve 3700-21400 Reynolds sayısı aralığında çalışmışlardır. Düşük Reynolds sayısında frekans arttıkça ısı geçişinin iyileştiği gözlenmiştir, ancak yüksek Reynolds sayılarında bu ilişkinin bozulduğu görülmüştür. İndirgenmiş frekans diye bir boyutsuz sayı tanımlanmış ve bu sayının darbeli akıştaki ısı taşınım katsayısının aynı Reynolds sayısındaki daimi akıştaki ısı taşınım katsayısına oranı olarak tanımlanan artırma faktörüne etkisi gözlenmiştir.

1.2.5 Gözenekli ortamda darbeli akış

Paek ve diğ. [26], gözenekli ortamda darbeli hava akışı altında ısı geçişini karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Gözenekli ortam olarak karbon çeliği küreler kullanılmıştır. Çapları 3 mm ve 6.35 mm olmak üzere iki tip küre kullanılmıştır. Gönderilen hava rotometreden geçerek debisi kontrol edilir. Sonrasında piston-silindir mekanizmasıyla akıştaki darbe etkisi oluşturulur. Darbeli hava akımı tel süzgeçten geçirilerek düzgün dağılımlı hale getirilir. Darbeli hava akımı karbon çeliği kürelerden oluşan test bölgesine girer. Test bölgesinin etrafı 3 mm'lik bir yalıtım tabakasıyla kaplanmıştır. Test bölgesinin girişinde ve çıkışında yapılan sıcak tel anemometresi ölçümlerinde kesit bölgesindeki akış özelliklerinin değişiminin ihmal edilebilecek küçüklikte olduğu gözlenmiştir, bunun sonucu olarak bir boyutlu akış kabulü yapılmıştır. Başlangıç durumunda gözenekli ortamda düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilebilmesi için test bölgesi sabit sıcaklık odasına yerleştirilmiştir. Deneye başlamadan önce test bölgesinin odayla ısı dengeye ulaşması beklenmiştir.

Deneyin başlangıcında odayla aynı sıcaklıktaki test bölgesi belirli bir sıcaklıkta darbeli hava gönderen düzeneğe ani olarak bağlanmıştır. Sıcaklık ölçümü kanalın tam orta eksenine yerleştirilen T tipi termokupllarla yapılmıştır. Eşit aralıklarla toplam 6 termokupl ile ölçüm yapılmıştır. Test bölgesinin girişinde hava hızı sıcak tel anemometresi ile ortalama hızın etrafında zamana bağlı bir sinüs fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Deney boyunca bu fonksiyonun farklı frekans ve genlik değerleri için ölçümler yapılmıştır. Sonuç olarak belirli büyüklükteki genlik değerlerinde ısı geçişinin darbe etkisiyle azaldığı, daha düşük genliklerde ise darbe frekansı ile orantılı bir şekilde arttığı gözlenmiştir.

Huang ve Yang [27], bir plakasının üzerinde aralıklı olarak iki tane ısıtıcı ve üstünde gözenekli blok bulunan paralel iki plaka arası darbeli akışta taşınım ile ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Darcy sayısının, darbe frekansının ve genliğinin etkisini araştırmışlardır. Gözenekli ortamın boyutu ve geçirgenliği gibi parametrelerin ısı geçişinde önemli farklar oluşturduğunun, darbeli akış için çevrim ortalama yerel yüzey sıcaklığı dağılımının daimi akış için olandan daha homojen olduğunun tespitini yapmışlardır.

Pathak ve Ghiaasiaan [28], gözenekli ortamda darbeli akışta katı-akışkan arası ısı geçişini ve ısı dispersiyonu sayısal olarak incelemişlerdir. 0.64-0.84 gözenekliliklerde, 0-100 Hz frekans aralığında ve 70-980 arası Reynolds sayılarında çalışmışlardır. Bu parametrelere bağlı olarak çevrim ortalama gözenek boyutunda Nusselt sayısı ve boyutsuz ısı dispersiyon için korelasyonlar türetmişlerdir.

Kim ve diğ. [29], gözenekli ortamlı kanal içinde darbeli akış durumunda ısı geçiş karakteristiğini sayısal olarak incelemişlerdir. Duvar sıcaklığının homojen bir dağılım gösterdiği kabulü yapılmıştır. Darbe genliği, darbe frekansı, Darcy sayısı, ısı iletkenlik oranı ve ısı kapasite oranı değişken parametreler olarak seçilmiş ve bu parametrelerin ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Daimi akışa göre darbeli akış durumunda kanalın giriş bölgesinde ısı geçişinde azalma olduğu, kanalın orta kısımlarında ise ısı geçişinde iyileşme olduğu görülmüştür. Bu etki düşük frekans ve yüksek genlikte daha belirgin olmaktadır.

Kim ve Ghiaasiaan [30], gözenekli ortamda laminar darbeli akışı sayısal olarak incelemişlerdir. 0.64-0.84 gözenekliliklerde 20-64 Hz frekans aralığında çalışmışlardır. Anlık olarak ve çevrim ortalama geçirgenlik ve Forchheimer

katsayısını hesaplamışlardır. Çevrim ortalama geçirgenlik değerin daimi akıştakiyle neredeyse aynı olduğunu ancak çevrim ortalama Forchheimer katsayısının daimi akıştakinden çok daha büyük olduğunu görmüşlerdir. Forchheimer katsayısının darbe frekansına bağlı olarak değiştiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca hız ve basınç dalgaları arasında bir faz farkı tespit etmişlerdir.

Guo ve diğ. [31], duvar tarafında belirli bir kalınlıkta gözenekli ortam bulunan dairesel kanalda darbeli akış durumunda ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Darcy sayısı, gözenekli ortamın kalınlığı, efektif ısıl iletkenlik oranı, darbe frekansı ve genliğinin ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Darbe etkisinin ve gözenekli ortamın ısı geçişini iyileştirdiği gözlenmiştir. Optimum bir gözenekli ortam kalınlığı bulunmuştur.

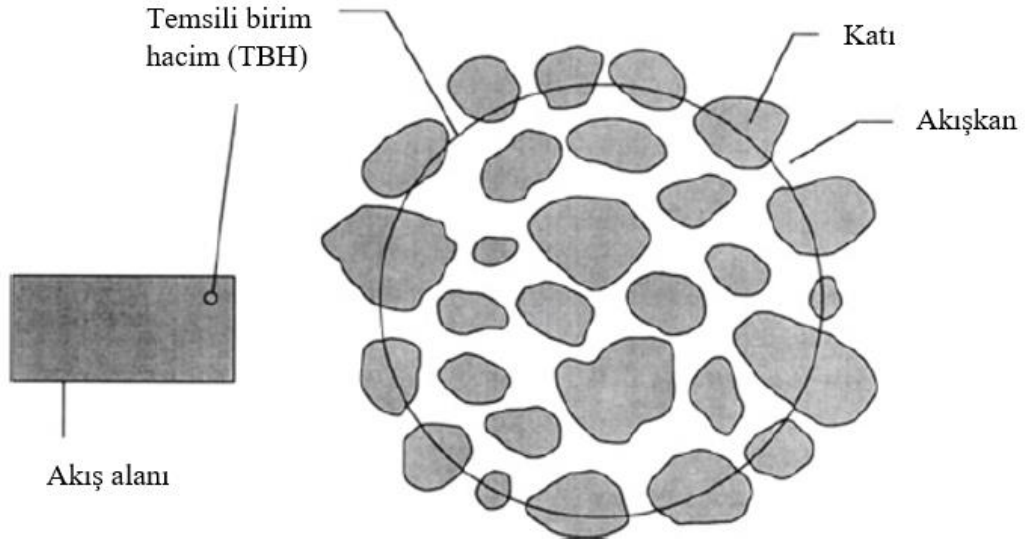


2. GÖZENEKLİ ORTAMDA DARBELİ AKIŞ DURUMUNDA KORUNUM DENKLEMLERİ

Bu bölümde gözenekli ortamın temsili birim hacim, gözeneklilik, gözenek yoğunluğu, geçirgenlik, Darcy hızı, Forchheimer katsayısı gibi genel özelliklerinden ve gözenekli ortamdaki korunum denklemlerinden bahsedilmiştir.

2.1 Gözenekli Ortamın Genel Özellikleri

Gözenekli ortamlarda akışkan ve katı bir arada olduğundan, sonsuz küçük hacim alındığında hacmin alındığı bölgeye göre korunum denklemleri akışkan veya katı için ayrı ayrı yazılır. Gözenekli ortamın iç geometrik yapısı bilinmediğinden ayrı ayrı yazılan korunum denklemlerinin çözümü mümkün değildir. Bu nedenle, gözenekli ortamlarda temsili birim hacim alınarak bu hacimdeki ortalama özelliklere göre korunum denklemleri yazılır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi temsili birim hacmin boyutları gözenek hacminden büyük, test bölgesinin hacminden ise küçük olur. Ortamın ortalama özelliklerinin belirlenebileceği minimum hacim olarak tanımlanır.



Şekil 2.1 : Temsili birim hacim. [1]

Temsili birim hacim içerisinde hacim ortalaması alınarak belirlenen ortam özelliği daha büyük bir hacim seçilmesi durumunda değişmez.

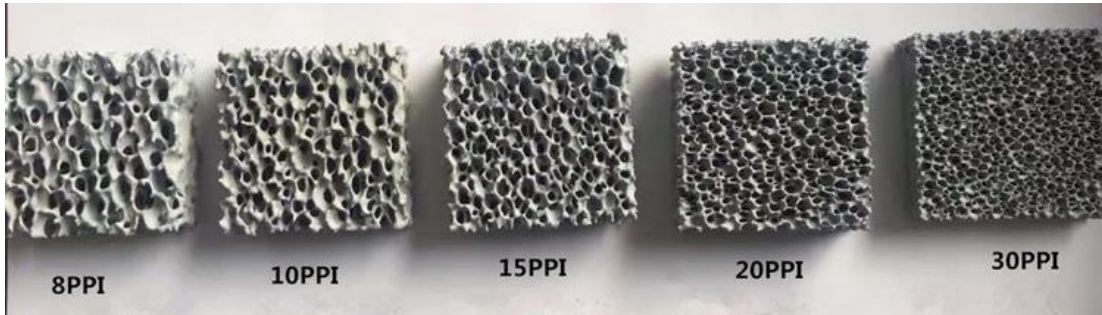
$$\langle \psi \rangle = \frac{1}{V_H} \int_{V_H} \psi dV_H \quad (2.1)$$

Yukarıdaki denklemde ψ , katı veya akışkan fazına ait herhangi bir özellik olmak üzere $\langle \psi \rangle$, temsili birim hacim içerisindeki bu özelliğin hacim ortalaması değeridir.

Temsili birim hacim içerisindeki gözenekli ortamın temel özelliklerinden birisi gözenekliliktir, ε ile gösterilir. Boşluk hacminin (akışkanın geçtiği hacmin) toplam hacme oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_T} \quad (2.2)$$

Gözenekli ortamlar akışa izin verme kabiliyetine göre açık gözenekli ortam ve kapalı gözenekli ortam olarak ikiye ayrılır. Açık gözenekli ortamlardan ısı geçişi deneylerinde en sık kullanılan ikisi bilyeler ve metal köpüktür. Metal köpüklerin sınıflandırılmasında kullanılan bir temel özellik ise gözenek yoğunluğudur. Gözenek yoğunluğu PPI (pore per inch) birimiyle tanımlanır. PPI uzunluğu 1 inç olan bir metal köpüğün bu uzunluktaki gözenek sayısıdır. Aşağıdaki şekilde farklı gözenek yoğunluğuna sahip metal köpükler gösterilmektedir:



Şekil 2.2 : Farklı gözenek yoğunluğuna sahip metal köpükler. [32]

Gözenekli ortam için bir diğer temel özellik ise geçirgenliktir, K ile gösterilir. Gözenekli ortamın akışkan geçirgenliğinin bir ölçüsüdür. Henry Darcy 1856 yılında kum içerisinde suyun düşey yönde akmasını gözlemlemiş ve çok düşük hızlar için yaptığı bu deneyde basınç düşüşü ile akışkan hızı arasında lineer bir bağıntı bulmuştur,

bu bağıntının akışın yatay yönde olduğu, yer çekiminin ihmal edildiği durum için aldığı şekil aşağıda gösterilmektedir [1]:

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\mu}{K} U \quad (2.3)$$

Burada U ile gösterilen hız terimi Darcy hızı olarak isimlendirilmektedir. Darcy hızı gözenekli ortamın bulunduğu şartlar içerisinde gözenekli ortamın olmadığı durum için, kanalın boş olması durumunda, akışkanın ulaşacağı hız olarak tanımlanmaktadır. Ancak bu denklem sadece çok düşük hızlar için geçerli olup daha yüksek hızlarda atalet kuvvetleri önem kazanır ve Dupuit ve Forchheimer'in daha sonra yaptığı çalışmalar daha yüksek hızlarda denklemin aşağıdaki şekli aldığını göstermiştir [1].

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\mu}{K} U + \frac{\rho F}{\sqrt{K}} U^2 \quad (2.4)$$

Burada F, Forchheimer katsayısı olarak adlandırılır. K ve F değerleri deneysel olarak tespit edilebilen değerlerdir.

2.2 Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri

2.2.1 Süreklilik denklemi

Temsili birim hacimde hacim ortalaması alınmış gözenekli ortamda sürekli ortam kabulü altında süreklilik denklemi aşağıdaki denklemle verilmektedir [1]:

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

Sıkıştırılamaz akış durumunda yoğunluğun zamanla değişimini içeren terim düşeceğinden denklem aşağıdaki şeklini alır:

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

2.2.2 Momentum denklemi

Temsili birim hacimde hacim ortalaması alınmış gözenekli ortamda sürekli ortam kabulü altında, yerçekiminin ihmal edildiği sıkıştırılamaz akış için momentum denklemi aşağıda verilmektedir [1]:

$$\rho_a \left\{ \frac{\partial \langle \vec{V} \rangle}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} [(\langle \vec{V} \rangle \cdot \nabla) \langle \vec{V} \rangle] \right\} = -\nabla \langle P \rangle + \mu_a \nabla^2 \langle \vec{V} \rangle - \frac{\varepsilon \mu_a}{K} \langle \vec{V} \rangle - \frac{\varepsilon \rho_a F}{\sqrt{K}} |\langle \vec{V} \rangle| \langle \vec{V} \rangle \quad (2.7)$$

Yukarıdaki denklemde, birinci terim yerel akışkan ivmesinden kaynaklı atalet kuvvetini, ikinci terim konvektif atalet kuvvetini, üçüncü terim basınç düşüşünü, dördüncü terim viskoz kuvvetleri, beşinci terim Darcy akışından kaynaklı viskoz sürüklenmeyi, altıncı terim ise şekil sürüklenmesini temsil etmektedir.

2.2.3 Enerji denklemi

İzotropik gözenekli ortamda, iç enerji üretimi olmadığı durumda, yerel ısı denge şartlarına göre gözenekli ortamın içindeki katı ve akışkan sıcaklıklarının eşit olduğu kabulü altında genel enerji denklemi aşağıda verilmektedir [1, 33].

$$(\rho c_p)_e \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + (\rho c_p)_a \langle \vec{V} \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle = \nabla \cdot [(\mathbf{k}_e + \mathbf{k}_d) \nabla \langle T \rangle] \quad (2.8)$$

Denklemdeki birinci terim gözenekli ortamdaki depolanan ısıyı, ikinci terim taşınım ısı geçişinden kaynaklı akışkanın ısı enerjisindeki değişimi, üçüncü terim ise gözenekli ortamdaki ısı iletimini ve ısı dispersiyonu temsil etmektedir. Burada “e” ile gösterilen ortamın efektif özellikleridir. $\mathbf{k}_d$ terimi ise dispersiyon iletimini temsil etmektedir [33].

$$(\rho c_p)_e = (1 - \varepsilon)(\rho c_p)_k + \varepsilon(\rho c_p)_a \quad (2.9)$$

$$\mathbf{k}_e = [(1 - \varepsilon)k_k + \varepsilon k_a] \mathbf{I} + \emptyset \quad (2.10)$$

Denklem 2.10’da efektif ısı iletim katsayısı tensörel olarak ifade edilmektedir. $\mathbf{I}$ ifadesi birim matrisi ifade etmektedir, dolayısıyla eşitliğin sağ tarafındaki ilk ifade bütün bileşenler için aynıdır. $\emptyset$ tensörü ise efektif ısı iletim katsayısının tanımlanabilmesi için türetilen bir ifadedir ve yöne bağlı olarak değişir. $\emptyset$ tensörünün tanımlanması denklem 2.11’de gösterilmektedir [33].

$$\emptyset \cdot \nabla \langle T \rangle = \frac{k_a - k_k}{V_H} \int_{A_{ak}} T \cdot \vec{n} dA_{ak} \quad (2.11)$$

Bu denklemdeki A_{ak} temsili birim hacimdeki akışkan katı ara yüzeyinin alanını, $\vec{n}$ ise akışkan katı ara yüzeyinin normal vektörünü ifade etmektedir.

Isıl dispersiyon iletim katsayısının ise tensörel olarak tanımı denklem 2.12’de verilmektedir [33].

$$\mathbf{k}_d \cdot \nabla \langle T \rangle = (\rho c_p)_a \langle T'_a \vec{V}' \rangle \quad (2.12)$$

Bu denklemdeki T'_a ve $\vec{V}'$ ifadeleri sırasıyla temsili birim hacimde ortalaması alınan akışkan sıcaklığı ve hız ifadelerinden sapmayı göstermektedir.

Tezin bundan sonraki bölümlerinde bütün denklemlerde katı, akışkan veya bir ortam özelliğinden bahsedilirken o özelliğin temsili birim hacimdeki hacim ortalaması değeri kastedilmiştir ancak $\langle \quad \rangle$ gösterimi kullanılmamıştır.

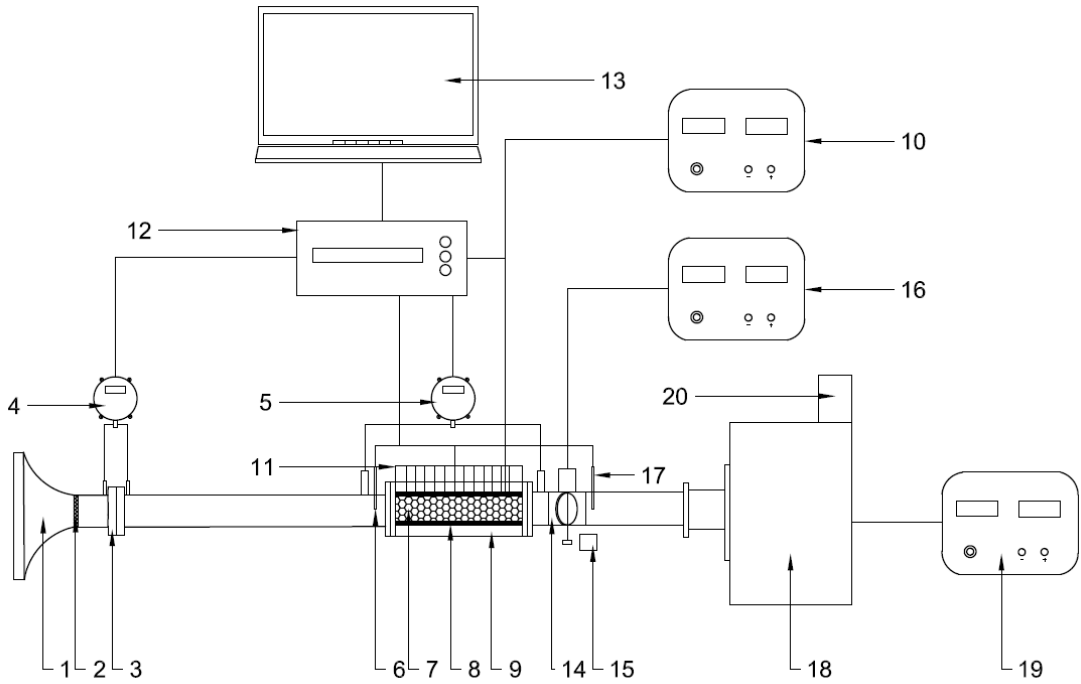


3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde deneylerin yapıldığı tesisatın yapısı ve işleyişi anlatılmıştır. Basınç ve sıcaklık ölçümlerinin nasıl yapıldığı üzerinde durulmuş ve ölçümlerden kaynaklanan hata analizinden bahsedilmiştir

3.1 Deney Tesisatı

Şekil 3.1’de deney düzeneğinin şematik gösterimi verilmiştir. Deney düzeneği yukarı akım bölgesi, test bölgesi ve aşağı akım bölgesi olarak üç sınıfa ayrılabilir.



1.Hava Girişi 2.Tel Akış Düzleştirici 3.Orifis 4.Orifis Basınç Transdüseri 5.Test Bölgesi Basınç Transdüseri 6.Hava Giriş Sıcaklığı Probu 7.Metal Köpük (Test Bölgesi) 8.İsıtıcı 9.Yalıtım 10.İsıtıcı Varyağı 11.Yüzey, ısıtıcı ve Yalıtım Termokuplları 12.Veritoplama Cihazı 13.Bilgisayar 14.Darbe Sağlayıcı Motorlu Valf 15.Takometre 16.Motorlu Valf Varyağı 17.Hava Çıkış Sıcaklığı Probu 18.Emiş Fanı 19.Fan Varyağı 20.Hava Çıkışı

Şekil 3.1 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

Yukarı akım bölgesinde hava bir lüle (1) yardımıyla düzgün bir şekilde sisteme girer. Tel örgü akış düzleştiriciden (2) geçen hava düzgün bir hâlde orifise (3) ulaşır. Orifisten çıkan hava uzun bir kanaldan geçtikten sonra test bölgesine (7) girer. Çapı

kanalın çapı ile aynı olan test bölgesi içinde alüminyum köpük malzeme vardır. Alüminyum köpük, içinde bulunduğu alüminyum boru yüzeyine lehimlenmiştir. Test bölgesi etrafında, sabit ısı akısı uygulayan silindirik bir ısıtıcı (8) vardır. Isıtıcının etrafı ise cam yünü yalıtım malzemesi (9) ile kaplanmıştır.

Aşağı akım bölgesinde akışı darbeli hâle getiren bir valf (14) bulunmaktadır. Valf ile bağlantılı olup valf ile aynı açısal hızda dönen bir disk kanalın dışında dönmektedir. Bu diskin dönüş hızı takometre (15) ile ölçülerek valfin dönme frekansı tespit edilmektedir. Ardından emiş fanından (18) geçen hava dış ortama (20) aktarılmaktadır.

Tesisatta ısıtıcı, motorlu valf ve emiş fanı varyaklar (10, 16, 19) ile beslenmektedir. Böylece ısıtıcının gücü, valf ve fanın devir sayıları değiştirilebilmektedir. Ayrıca ısıtıcının gücü elektrik direnç ve anlık voltaj değerleri ölçülerek belirlenmektedir.

Test bölgesinde 63.5 mm dış çapında 50.6 mm iç çapında alüminyum bir kanalın içinde 322 mm uzunluğunda 10 PPI gözenek yoğunluğunda % 88.5 gözenekliliğe sahip ERG marka açık hücreli alüminyum köpük bulunmaktadır.

Orifisteki basınç düşüşü bir basınç transdüseri (4) ile ölçülmektedir. Sistemin anlık olarak debisi basınç düşüşünden hesaplanır. Orifisteki basınç düşüşü verileri veri toplama cihazı (12) aracılığı ile anlık olarak bilgisayara (13) aktarılır. Test bölgesinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşüşü ise başka bir basınç transdüseri (5) ile ölçülüp yine anlık olarak bilgisayara aktarılmaktadır.

Yüzey sıcaklığı ölçümü için kanalın yüzeyinde 30 adet termoeleman (11) bulunmaktadır. Yalıtımın dış yüzeyinde de bir termoeleman ile sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Tam test bölgesine girmeden önce hava giriş sıcaklığı probu (6) ile havanın test bölgesine giriş sıcaklığı, valften sonra ise hava çıkış sıcaklığı probu (17) ile havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığı ölçülmektedir. Isıtıcıya beslenen gerilim ve bütün sıcaklık ölçümleri veri toplama cihazı aracılığı ile anlık olarak bilgisayara kaydedilmektedir.

Verilerin toplanması Keithley sistemi ve ilgili veri toplama cihazı ile yapılmaktadır. Bilgisayara aktarılan veriler Keithley ExceLINX programında kaydedilmektedir.

3.1.1 Orifis ile değişken debi ölçümü

Orifis ile değişken debi ölçümünde TS 7253-1 EN ISO 5167-1 [34], TS EN ISO 5167-2 [35] ve PD ISO/TR 3313:2018 [36] standartlarından yararlanılmıştır. Orifis ASME

MFC-3M-1989 [37] standardına göre laboratuvarında imal edilmiştir. Köşe ölçme delikli orifis plakasına göre hesaplar yapılmıştır.

Verilerin zaman ortalaması aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\overline{f(t)} = \frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{\tau} f(t) dt \quad (3.1)$$

Burada “f(t)” zamana bağlı herhangi bir ifade, “τ” hesabın yapıldığı toplam zaman olmak üzere, “ $\overline{f(t)}$ ” f(t) ifadesinin τ zamanı içerisindeki zaman ortalamasıdır. Ancak f(t) ifadesinin zamana göre fonksiyonu bilinmediği, dolayısıyla integrali alınamadığı için yaklaşık bir çözüm yöntemi kullanılmalıdır. Burada zaman ortalaması almada, veri alma periyodundaki değişkenlikten dolayı, iki nokta yaklaşımı (yamuk, trapez yöntemi) kullanılmıştır. Bu yöntem kullanılarak herhangi bir terimin zaman ortalamasını almak için oluşturulan formül aşağıda verilmektedir:

$$\overline{f(t)} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \left[\Delta t_i \left(\frac{f(t_i) + f(t_{i+1})}{2} \right) \right]}{\sum_{i=1}^{n-1} \Delta t_i} \quad (3.2)$$

Burada “i” ölçüm adımı, “n” veri sayısı, “Δt_i” ise i adımı arasında iki ölçüm arasındaki zaman farkıdır.

Bu şekilde bulunan zaman ortalaması terimi Mathcad’te hazırlanan orifis boşaltım katsayısı bulma programına girdi olarak girilmiş ve Mathcad iterasyonları sonucunda boşaltım katsayısı değerleri bulunmuştur. Orifiste değişken debi ölçümüyle ilgili olan PD ISO/TR 3313:2018 standartındaki kabule dayanarak boşaltım katsayısının zamana göre değişimi ihmal edilmiş, zaman ortalamalı basınç düşüşü değerine göre hesaplanan sabit debideki boşaltım katsayısı değerleri kullanılmıştır.

Değişken debi için hesap adımları şu şekilde listelenebilir:

- Fan çalışmıyorken seri ölçüm alınır ve orifisteki basınç düşüşünün sıfır değeri için basınç transdüserinden veri toplama cihazı aracılığıyla bilgisayara aktarılan voltaj değeri kaydedilir.
- Basınç transdüserinin 100 Pa’da 10 V sinyal verdiği bilinmektedir. 0 Pa’da ise kaydedilen voltaj değerini vermektedir. Buna göre deneyin devamında okunacak voltaj değerlerinin kaç Pa’a denk geldiği belirlenir.

- Fan ile darbe valfi çalıştırılır ve akışın rejime girmesi beklenir. Sonrasında seri ölçümler alınır.
- Anlık olarak okunan voltaj değerleri Pa'a dönüştürüldükten sonra iki nokta yaklaşımı ile zaman ortalaması alınır.
- Orifis hesabı için hazırlanan Mathcad dosyasında köşe ölçme delikli prob seçimi yapılır. Ortam sıcaklığı, nemi, kanal çapı, orifis boğazının kanal çapına oranı ve orifisten ölçülen zaman ortalamalı basınç düşüşü değerleri programa girilir. Orifis için boşaltım katsayısı ve genleşme faktörü ile mevcut şartlardaki havanın yoğunluk, dinamik viskozite ve ses hızı değerleri belirlenip hazırlanan Excel şablonunda ilgili yerlere yazılır. (Boşaltım katsayısının ve genleşme faktörünün ayrıntılı hesapları TS 7253-1 EN ISO 5167-1 ve TS EN ISO 5167-2 standartlarında yer almaktadır.)
- Orifiste anlık okunan basınç düşüşü değerlerinin karekökleri alınır. Ortalama karekök (RMS) değeri hesaplanır. Bu değer kullanılarak orifis eşdeğer basınç transdüseri darbe genliği değeri hesaplanır ve bunun sonucunda orifis toplam hata değeri hesaplanır.

$$\Delta p_{o,RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta p_o - \overline{\Delta p_o})^2} \quad (3.3)$$

- Anlık basınç düşüşü değerlerinin kareköklerinin zaman ortalaması alınır. Bu değer ve zaman ortalamalı basınç düşüşü değeri kullanılarak yüzde karekök hatası (SRE) hesaplanır. Yüzde karekök hatası, hesaplarda basınç düşüşü değerlerinin ortalamasını alıp karekökünü almanın, her bir değer karekökünü alıp ortalamasını almaya göre oluşturduğu hatayı temsil etmektedir.
- Orifisteki zaman ortalamalı basınç düşüşü değeri için daha önce bulunan boşaltım katsayısı değerine göre her bir andaki kütleli debi hesaplanır. Bu kütleli debi değerleri üzerinden her bir andaki orifis boğazındaki hava hızı değeri hesaplanır. Bu orifis boğazındaki hava hızı değerlerinin zaman ortalaması alınır ve bu değer kullanılarak orifis için Strouhal sayısı (Sr_d) belirlenir.

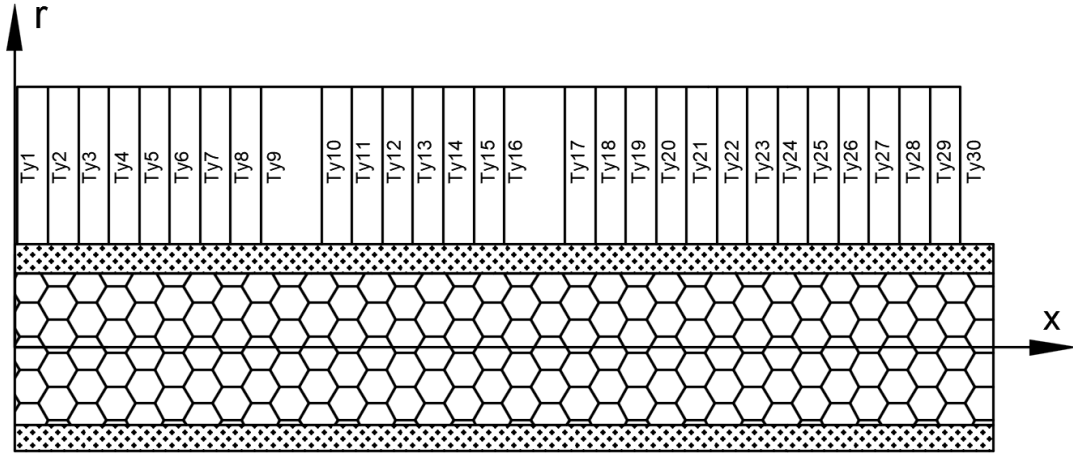
$$Sr_d = \frac{f_v d_o}{V_o} \quad (3.4)$$

- Veri alma frekansı ile valf frekansı ve basınç yolu uzunluğu ile darbe çeyrek dalga boyu karşılaştırılarak deneyde kullanılan basınç transdüserinin hızlı cevaplı mı yoksa yavaş cevaplı mı olduğu belirlenir. Bu çalışmada kullanılan basınç transdüserinin bütün deneyler için yavaş cevaplı olduğu belirlenmiştir.
- Akıştaki değişkenliğin oluşturduğu ek bir belirsizlik vardır. Yüzde ilave belirsizlik denilen bu değer Strouhal sayısına bağlı olarak ve orifis toplam hatasının bir fonksiyonu olarak belirlenir.
- Orifisteki zaman ortalama basınç düşüşü değerine göre daha önce belirlenen boşaltım katsayısı, sistematik hatayı azaltmak için orifis toplam hatasının belli bir fonksiyonu ile çarpılarak düzeltilmiş boşaltım katsayısı bulunur.
- Düzeltilmiş boşaltım katsayısı kullanılarak anlık debi değerleri yeniden belirlenir ve bu yeni boşaltım katsayısı ile bütün hesaplar güncellenir. (Hata, belirsizlik, düzeltilmiş boşaltım katsayısı ve diğer hesapların detayları PD ISO/TR 3313:2018 standardında yer almaktadır.)

3.1.2 Basınç ve sıcaklık ölçümleri

Test bölgesindeki basınç düşüşü 0-2500 Pa sınırlarında çalışan bir basınç transdüseri ile ölçülür. HK Instruments marka DPT2500 model basınç transdüserinin veri toplama cihazı aracılığı ile bilgisayara voltaj olarak aktardığı sinyaller orifistekine benzer bir şekilde Pa'a dönüştürülür. Fan çalışmıyorken seri ölçüm alınır ve basınç düşüşünün sıfır değeri için voltaj değeri kaydedilir. Basınç transdüserinin 2500 Pa'da 10 V sinyal verdiği bilinmektedir, 0 Pa'da ise kaydedilen voltaj değerini vermektedir. Buna göre deneyin devamında okunacak voltaj değerlerinin kaç Pa'a denk geldiği belirlenir. Fan ile darbe valfi çalıştırılır ve akışın rejime girmesi beklenir. Sonrasında seri ölçümler alınır.

Sıcaklık ölçümleri 33 adet termoeleman aracılığı ile yapılmaktadır. Bunlardan 30 tanesi test bölgesi yüzeyinde, 1 tanesi yalıtımın dış yüzeyinde, 1 tanesi test bölgesi girişinde, 1 tanesi ise test bölgesi çıkışında bulunmaktadır. Test bölgesi yüzeyindeki termoelemanlar 1 mm çapında 4 mm derinliğinde delikler içinde yer almaktadır. İlk termoeleman kanalın girişine 1 mm, son termoeleman ise kanalın çıkışına 1 mm mesafededir. Termoelemanlar arasında 10 mm mesafe bulunmaktadır. Test bölgesi yüzeyindeki termoelemanların dizilimi şekil 3.2'de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 : Test bölgesinin yüzey sıcaklığını ölçen termoelemanların yerleşimi.

Termoelemanların dizilimi ve ölçtüğü sıcaklıkların kodlandırılması Çizelge 3.1’de verilmektedir.

Çizelge 3.1 : Termoelemanların dizilimi ve kodlandırılması.

Kod	Tanım	Konum (x) [mm]			
T _{mg}	Test bölgesi girişi hava sıcaklığı	0			
T _{mç}	Test bölgesi çıkışı hava sıcaklığı	322			
T _{ylt}	Yalıtım dış yüzeyi sıcaklığı	-			
Test bölgesi yüzey sıcaklıkları					
Kod	Konum (x) [mm]	Kod	Konum (x) [mm]	Kod	Konum (x) [mm]
T _{y1}	1	T _{y11}	111	T _{y21}	221
T _{y2}	11	T _{y12}	121	T _{y22}	231
T _{y3}	21	T _{y13}	131	T _{y23}	241
T _{y4}	31	T _{y14}	141	T _{y24}	251
T _{y5}	41	T _{y15}	151	T _{y25}	261
T _{y6}	51	T _{y16}	161	T _{y26}	271
T _{y7}	61	T _{y17}	171	T _{y27}	281
T _{y8}	71	T _{y18}	191	T _{y28}	291
T _{y9}	81	T _{y19}	201	T _{y29}	301
T _{y10}	91	T _{y20}	211	T _{y30}	311

Yalıtımın dış yüzeyine yerleştirilen termoeleman, yalıtım üzerinden kaybolan ısıнын hesaplanmasında kullanılmıştır. Kızılötesi sıcaklık ölçerle yalıtım dış yüzeyinin ısıyım yayma oranı tespit edilmiştir. Bunun için termoeleman ile ölçülen yalıtım sıcaklığı kızılötesi sıcaklık ölçere veri olarak girilmiş ve yayma oranı bulunmuştur.

Test bölgesinin girişine 30 mm mesafede kanalın merkezine yerleştirilen bakır kılıflı termoeleman havanın test bölgesine giriş sıcaklığını ölçmektedir. Test bölgesinin

çıkışıdan 130 mm mesafede, darbe valfinden sonra, kanalın merkezine yerleştirilen bakır kılıflı termoeleman ise havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığını ölçmektedir. Test bölgesi giriş sıcaklığı ısıtılmamış havanın dolayısıyla ortam havasının sıcaklığına eşit olduğundan ölçülen sıcaklık ile test bölgesinin girişindeki sıcaklığın aynı olduğu dikkate alınmıştır. Ayrıca, test bölgesinden çıkış sıcaklığının de ölçülen noktaya kadar değişmediği esas alınmıştır.

3.1.3 Frekans ölçümü

Takometre ile darbe valfinin dönme frekansı manuel olarak ölçülmektedir. Motorlu darbe valfi ile aynı mil üzerinde bulunan, kanalın dışında yer alan bir diskin üzerinde takometrenin yansıtıcı bandı bulunmaktadır. Takometrenin yaydığı lazer diskin her dönüşünde o bant üzerinden yansıyarak takometreyi uyarır. Takometrede d/d cinsinden okunan bu frekans kaydedilir.

Valf frekansı için çalışma aralığı Nyquist teoremine göre hesaplanmıştır. Bu teoreme göre güvenilir bilgi elde edilebilmesi ve sistemdeki baskın frekansın gözlenebilmesi için örnekleme frekansının sistemdeki maksimum frekansın iki katından büyük olması gerekmektedir.

Veri toplama cihazı aracılığı ile bilgisayara aktarılan verilerin örnekleme frekansı 7.94 Hz olduğu için ölçülebilecek maksimum frekans 3.97 Hz olarak tespit edilmiştir. Bu frekansa karşılık gelen valf devri ise 119 d/d olmaktadır. Dolayısıyla baskın frekansın algılanabilmesi için 119 d/d'nın altındaki valf frekanslarında çalışılmıştır.

3.1.4 Ölçüm hataları

3.1.4.1 Ölçülen parametreler

Test bölgesindeki basınç düşüşü:

HK Instruments marka DPT2500 model basınç transdüserinde 125 Pa'dan yüksek çalışma aralığı için genel doğruluk, lineerlik, gecikme, uzun süreli kararlılık ve tekrarlama hatalarını da içeren belirsizlik oranı ölçülen değerinin %1'i ve buna ilaveten ± 1 Pa olarak verilmiştir.

Orifisteki basınç düşüşü:

Beck marka 984M model basınç transdüserinde lineerlik ve tekrarlama hatası ölçüm aralığının %1'i, karakteristik uzun süreli kararlılık hatası ölçüm aralığının %2.5'i,

tekrarlama hatası ölçüm aralığının %0.2'si olarak verilmiş olup toplam hata bunlardan büyük olanı olmaktadır. Bu da 100 Pa ölçüm aralığı için ± 2.5 Pa'a karşılık gelmektedir.

Takometre ile okunan frekans:

Benetech marka GM8905 model takometre için belirsizlik oranı %0.1 $\pm 5d$ olarak verilmiştir. Buradaki 5d cihazın çözünürlüğünün beş katı anlamına gelip 0.5 d/d'a karşılık gelmektedir. Sonuç olarak takometrede okunan frekansın belirsizliği okunan frekansın %0.1 ve buna ilaveten ± 0.5 d/d olmaktadır.

Sıcaklıklar:

Omega marka tt-k-30-sle model k tipi termoelemanlar ile Keithley marka 7708 model multiplexer aracılığıyla Keithley marka 2700 model veri toplama cihazı üzerinden sıcaklıklar okunmaktadır. Burada veri toplama cihazı sıcaklıkları ± 1 °C belirsizlik ile okumaktadır. Ancak hesaplarda kullanılan sıcaklık farkında esas değerden kayma anlamına gelen bu hata önemsiz hâle gelmektedir. Dolayısıyla Gaussien hata dağılımı yöntemi kullanılarak sıcaklık farkındaki esas hatayı oluşturacak olan sapma tespit edilmiştir. Verilerin standart sapması hesaplanarak verilerin %95 içinde bulunduğu aralık olan verilerin standart sapmasının 1.96 katı sıcaklıktaki belirsizlik olarak tespit edilmiştir. Bu belirsizliklerin maksimum değerlerine bakıldığında yalıtım sıcaklığı için ± 0.39 °C, ortam sıcaklığı için ± 0.13 °C, test bölgesindeki kanal yüzeyinin ortalama sıcaklığı için ± 0.17 °C, havanın test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması için ise ± 0.13 °C olduğu görülmektedir.

Isıtıcı direnci:

Isıtıcı direncinin ölçüldüğü Mastech marka MY68 model multimetrenin direnç belirsizliği %1.2 olarak verilmiştir.

Isıtıcı gerilimi:

Isıtıcıyı besleyen varyak alternatif akımla çalışmaktadır. Isıtıcıya aktarılan 50 Hz frekansındaki AC voltaj bir kablo aracılığıyla direkt olarak veri toplama cihazı ile okunmaktadır. Keithley marka 2700 model veri toplama cihazının (multimetre) 100 V aralığında 50 Hz frekansında alternatif akım voltajı için belirsizliği okunan değerin %0.06'sı ve ölçüm aralığının %0.03'ü olarak verilmiştir. Buna ilaveten multimetrenin yaklaşık 40 °C'ye ısınmasından kaynaklı olarak okunan değerin %0.06'sı ve ölçüm

aralığının %0.036'sı şeklinde bir ilave hata vardır. Ayrıca 50 Hz frekansındaki AC voltaj için, veriler veri toplama cihazıyla “Fast” seçeneğiyle alındığı için %1 şeklinde bir ilave hata daha olmaktadır. Bunların sonucunda toplam hata %1.12 ve ölçüm aralığının % 0.066'sı olmakta olup 100 V aralığı için okunan değerin %1.12'si ve buna ilaveten ± 0.066 V'a tekabül etmektedir.

Kumpas ile ölçülen uzunluklar:

1/50 mm verniyer bölüntülü kumpas ile ölçülen uzunlukların belirsizliği ± 0.02 mm olarak verilmektedir.

Metre ile ölçülen uzunluklar:

Metre ile ölçülen uzunlukların belirsizliği ± 0.5 mm olarak verilmektedir.

Akış özellikleri:

Akış özellikleri, Polak ve Bell [38] tarafından geliştirilen CoolProp açık kaynak kodunun kullanıldığı CoolPropMathcadWrapper.dll dosyasında akışkan türü, sıcaklık ve bağıl nem miktarı girilerek elde edilmiştir. Orifisteki hava yoğunluğu ve viskozitesi için ortam sıcaklığı, test bölgesindeki hava yoğunluğu ve viskozitesi içinse havanın test bölgesine giriş ve test bölgesinden çıkış sıcaklıklarının ortalaması kullanılmıştır. Bu şekilde elde edilen değerler için belirsizlik ihmal edilmiştir.

3.1.4.2 Hesaplanan parametreler

Kütleli debi:

$$\left(\frac{\delta_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)_{\text{mak}} = \%11.03 \quad (3.5)$$

Kütleli debideki belirsizlik TS 7253-1 EN ISO 5167-1 standardına göre denklem 3.6 ile gösterilmiştir.

$$\frac{\delta_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \left[\left(\frac{\delta_C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\varepsilon_o}}{\varepsilon_o}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta_{D_o}}{D_o}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta_{d_o}}{d_o}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta_{\Delta p_o}}{\Delta p_o}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

Kütlesel debideki belirsizliği bulmada kullanılan boşaltım katsayısının ve genişleme faktörünün belirsizlikleri ise TS EN ISO 5167-2 standardına göre sırasıyla denklem 3.7 ve 3.8 ile gösterilmiştir:

$$\frac{\delta_C}{C} = \%(1.667\beta - 0.5) + \% \left[0.9(0.75 - \beta) \left(2.8 - \frac{D_o}{25.4} \right) \right] + \%0.5 \quad (3.7)$$

$$\frac{\delta_{\varepsilon_o}}{\varepsilon_o} = \% \left(3.5 \frac{\Delta p_o}{\gamma p_1} \right) \quad (3.8)$$

Bu denklemlerin sonucunda δ_C %1.25 ve δ_{ε_o} yaklaşık %0 olarak bulunmaktadır. Ancak PD ISO/TR 3313:2018 standardına göre darbeli akışta boşaltım katsayısında daimi akıştakine göre ekstra bir belirsizlik oluşmaktadır. Yüzde ilave belirsizlik olarak tanımlanan bu terim, aşağıdaki denklemde E_T ile gösterilen orifis toplam hatasının, orifis Strouhal sayısının büyüklüğüne göre 50 katına veya 100 katına karşılık gelmektedir.

$$E_T = \left(\frac{1}{2} \left\{ 1 + \left[1 - \left(\frac{\Delta p_{o,RMS}}{\Delta p_o} \right)^{1/2} \right] \right\} \right)^{-1/2} - 1 \quad (3.9)$$

Darbeli akış için boşaltım katsayısı belirsizliğinin maksimum değeri %1.34 olarak bulunmuş olup, kütleli debideki maksimum belirsizlik oranı ise %11.03 olarak tespit edilmiştir.

Darcy hızı:

$$\left(\frac{\delta_U}{U} \right)_{\text{mak}} = \%11.03 \quad (3.10)$$

Test bölgesindeki Darcy hızındaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %11.03 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_U = \left[\left(\frac{\partial U}{\partial \dot{m}} \delta_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial D} \delta_D \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.11)$$

$$\frac{\delta_U}{U} = \left[\left(\frac{\delta_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(2 \frac{\delta_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

Reynolds sayısı:

$$\left(\frac{\delta_{Re}}{Re}\right)_{\text{mak}} = \%11.03 \quad (3.13)$$

Reynolds sayısındaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %11.03 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_{Re} = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial \dot{m}} \delta_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D} \delta_D \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.14)$$

$$\frac{\delta_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{\delta_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\delta_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Sürtünme katsayısı:

$$\left(\frac{\delta_f}{f}\right)_{\text{mak}} = \%22.10 \quad (3.16)$$

Sürtünme katsayısındaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %22.10 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} \delta_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial U} \delta_U \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial D} \delta_D \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} \delta_L \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

$$\frac{\delta_f}{f} = \left[\left(\frac{\delta_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(2 \frac{\delta_U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\delta_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\delta_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

Isıtıcıdan kanal içindeki akışkana aktarılan ısı:

$$\left(\frac{\delta_q}{q}\right)_{\text{mak}} = \%14.08 \quad (3.19)$$

Isıtıcıdan kanal içindeki akışkana aktarılan ısıdaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %14.08 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_q = \left[\left(\frac{\partial q}{\partial V} \delta_V \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial R} \delta_R \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial D_{y_{lt}}} \delta_{D_{y_{lt}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial L_{y_{lt}}} \delta_{L_{y_{lt}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial h_d} \delta_{h_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial T_{y_{lt}}} \delta_{T_{y_{lt}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial T_{\infty}} \delta_{T_{\infty}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

Isı taşınım katsayısı:

$$\left(\frac{\delta_h}{h} \right)_{\text{mak}} = \%14.42 \quad (3.21)$$

Test bölgesi içindeki havanın ısı taşınım katsayısındaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %14.42 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_h = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial q} \delta_q \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial D} \delta_D \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial L} \delta_L \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{yo}} \delta_{T_{yo}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{mo}} \delta_{T_{mo}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

$$\frac{\delta_h}{h} = \left[\left(\frac{\delta_q}{q} \right)^2 + \left(\frac{\delta_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\delta_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_{yo}}}{T_{yo} - T_{mo}} \right)^2 + \left(\frac{\delta_{T_{mo}}}{T_{yo} - T_{mo}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

Nusselt sayısı:

$$\left(\frac{\delta_{Nu}}{Nu} \right)_{\text{mak}} = \%14.42 \quad (3.24)$$

Nusselt sayısındaki belirsizlik aşağıdaki formülle hesaplanmış olup maksimum değeri %14.42 olarak tespit edilmiştir.

$$\delta_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} \delta_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D} \delta_D \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.25)$$

$$\frac{\delta_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{\delta_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{\delta_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.26)$$

3.2 Deneylerin Sınıflandırılması ve Frekansların Analizi

Toplam 21 adet deney yapılmıştır. Bunlardan bir kısmı sabit debide, bir kısmı ise değişken debide, bir kısmı sabit bir ısı akısı altında bir kısmı ise ısı akısı uygulanmadan yapılmıştır. Isıtıcı gücünü, fan devir sayısını ve motorlu darbe valfinin dönme frekansını değiştirmek için sistemdeki üç adet varyakla üç parametre üzerinde değişiklik yapılarak deneyler tamamlanmıştır. Deneylerin parametreleri ve bu parametrelere göre numaralandırılması Çizelge 3.2’de verilmektedir. Çizelge 3.2’de “Z.O.” ifadesi “zaman ortalamalı” ifadesinin kısaltması olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.2 : Deneylerin numaralandırılması I.

Deney Numarası	Akışkana Aktarılan Isı (q) [W]	Z.O. Kütlesel Debi ($\bar{m}$) [g/s]	Valf Mili Frekansı (N) [d/d]	Ortalama Akışkana Aktarılan Isı (q_{ort}) [W]	Ortalama Z.O. Kütlesel Debi ($\bar{m}_{ort}$) [g/s]
A1	-	6.4 $\pm$ 0.3	18.9 $\pm$ 0.5	-	6.4 $\pm$ 0.3
A2	-	6.4 $\pm$ 0.3	26.1 $\pm$ 0.5		
A3	-	6.4 $\pm$ 0.3	38.4 $\pm$ 0.5		
A4	-	6.4 $\pm$ 0.3	49.3 $\pm$ 0.5		
B0	107 $\pm$ 15	4.5 $\pm$ 0.5	-	106 $\pm$ 15	4.5 $\pm$ 0.5
B1	104 $\pm$ 14	4.5 $\pm$ 0.5	22.9 $\pm$ 0.5		
B2	106 $\pm$ 15	4.5 $\pm$ 0.5	41.8 $\pm$ 0.5		
B3	105 $\pm$ 14	4.5 $\pm$ 0.5	63.6 $\pm$ 0.6		
B4	105 $\pm$ 14	4.4 $\pm$ 0.5	80.8 $\pm$ 0.6		
B5	106 $\pm$ 15	4.4 $\pm$ 0.5	100.9 $\pm$ 0.6		5.6 $\pm$ 0.4
C1	108 $\pm$ 15	5.6 $\pm$ 0.4	26.6 $\pm$ 0.5		
C2	104 $\pm$ 14	5.7 $\pm$ 0.4	31.9 $\pm$ 0.5		
C3	102 $\pm$ 14	5.6 $\pm$ 0.4	42.7 $\pm$ 0.5		
C4	100 $\pm$ 13	5.6 $\pm$ 0.4	48.7 $\pm$ 0.5		6.4 $\pm$ 0.3
D0	105 $\pm$ 14	6.3 $\pm$ 0.3	-		
D1	108 $\pm$ 15	6.4 $\pm$ 0.3	21.8 $\pm$ 0.5		
D2	108 $\pm$ 15	6.4 $\pm$ 0.3	31.6 $\pm$ 0.5		
D3	105 $\pm$ 14	6.4 $\pm$ 0.3	42.0 $\pm$ 0.5		
D4	108 $\pm$ 15	6.4 $\pm$ 0.3	51.7 $\pm$ 0.6		
D5	107 $\pm$ 15	6.3 $\pm$ 0.3	61.6 $\pm$ 0.6		
D6	108 $\pm$ 15	6.4 $\pm$ 0.3	81.1 $\pm$ 0.6		

Sistemde ısıtıcı varyağı yaklaşık hep aynı güçte çalıştırılmıştır. Yalnızca A1-A4 deneylerinde herhangi bir ısı akısı uygulanmamış, bu deneylerde akışın sadece basınç düşüşü karakteristiği gözlenmiştir. Diğer deneylerde ısıtıcı varyağı yaklaşık aynı konumda olsa da varyaktaki gerilim dalgalanmasından kaynaklı, hata aralığının içinde

kalan bir fark gözlenmiştir. Deneylerin gruplandırılmasında bu fark ihmal edilerek B0-B5, C1-C4 ve D0-D6 deneylerinin tümünde ortalama ısı akısı olarak 106 W uygulandığı göz önüne alınmıştır.

Isı akısının uygulanmadığı A1-A4 deneylerinde tek bir fan devir sayısında dört farklı valf frekansı uygulanmıştır. Fan devir sayısının sistemdeki direkt etkilediği parametre kütleli debidir. Fan devir sayısı sabit kaldığı için zaman ortalama kütleli debi verileri de yaklaşık sabit kalsa da hata aralığının içinde kalan bir fark gözlenmiş, ancak deneylerin gruplandırılmasında bu fark ihmal edilerek A1-A4 deneylerinin tümünde zaman ortalama kütleli debinin 6.4 g/s olduğu dikkate alınmıştır.

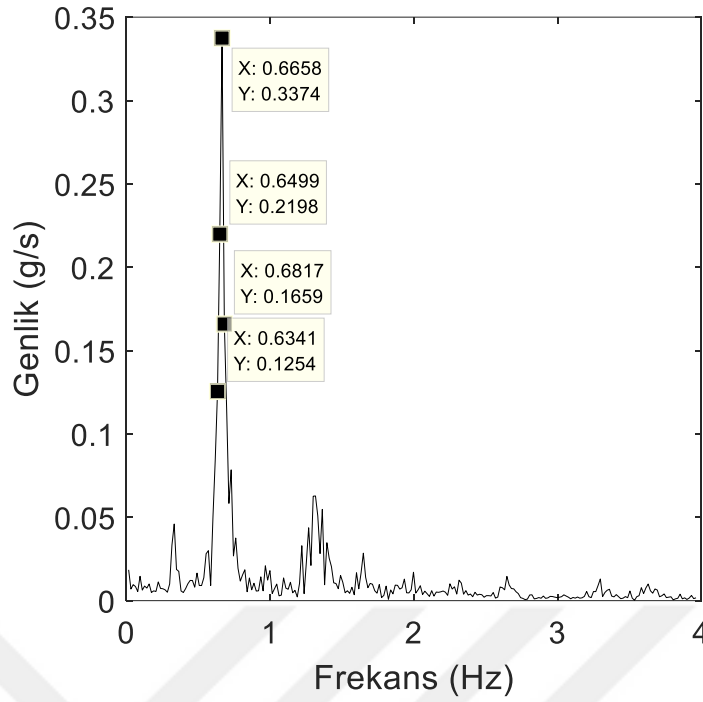
Bunun yanı sıra sabit ısı akısının uygulandığı deneylerde üç farklı fan devir sayısı uygulanmıştır. Bu deneylerde de hata aralığının içinde kalan fark ihmal edilmiş, zaman ortalama kütleli debinin B0-B5 deneylerinde 4.5 g/s, C1-C4 deneylerinde 5.6 g/s, D0-D6 deneylerinde 6.4 g/s olduğu dikkate alınmıştır.

Her deney grubunda düşük valf frekansından başlanıp frekans artırılarak deneyler yapılmıştır. B ve D grubunda valfin dönmediği, sabit debi deneyleri de, valfin döndüğü durumdakiyle aynı ortalama kütleli debiyi verecek valf konumunda yapılmış ve bunlar B0 ve D0 olarak isimlendirilmiştir. Bunların haricindeki A1-A4, B1-B5, C1-C4, D1-D6 deneyleri artan valf frekanslarında darbeli akış deneyleridir.

Akıştaki darbe frekansını temsil eden valf frekansları takometre ile d/d cinsinden ölçülmüştür. Ancak bu frekansın akıştaki karşılığını gözlemleyebilmek için her bir deneyin zamana bağlı kütleli debi verileri üzerinde FFT analizi gerçekleştirilmiştir. FFT analizleri neticesinde tespit edilen baskın frekanslar ve genliklerini gösteren şekillerden D1 ve D4 numaralı deneyler için olanları şekil 3.3 – 3.4 ‘de gösterilmiştir. Diğer deneylerin FFT analizleri ekte verilmektedir.

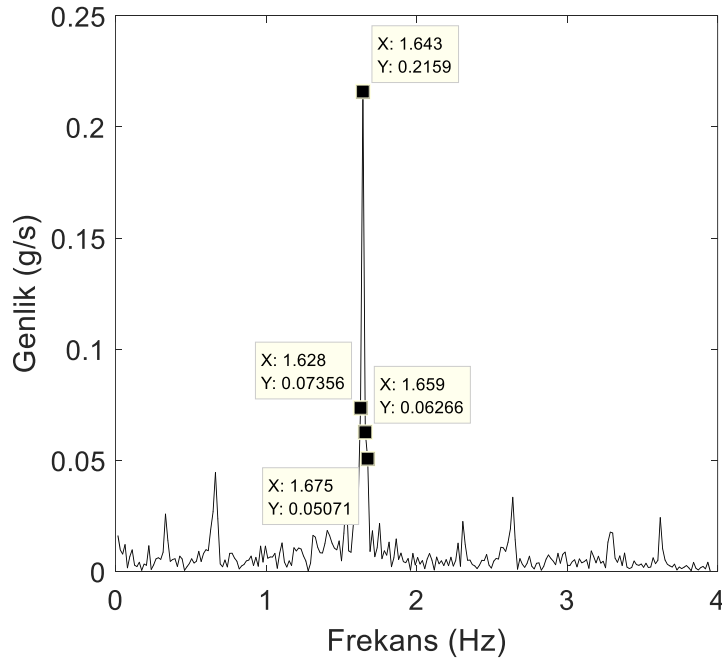
Şekil 3.3’te D1 deneyinin zamana bağlı kütleli debi verilerinde tespit edilen frekanslar x ekseninde ve genlikleri ise y ekseninde görülmektedir.

Nyquist teoremine göre örnekleme frekansının yarısından küçük olan frekanslar algılanabilmektedir. Daha önce anlatıldığı üzere valf frekansları da buna göre ayarlanmıştır. Örnekleme frekansı 7.94 Hz olduğundan şekilde x ekseninde maksimum 3.97 Hz’e kadar olan frekanslar görülmektedir.



Şekil 3.3 : D1 deneyinin (21.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.

Şekil 3.3 incelendiğinde genliklerin belirli bir frekansın etrafında yükseldiği görülmektedir. Genliğin en fazla yükseldiği frekans 0.6658 Hz olarak tespit edilmiştir. Bu frekans 0.3374 g/s'lik bir kütleli debi genliğine sahiptir. Bu frekansı sırasıyla 0.2198 g/s'lik bir genlikle 0.6499 Hz, 0.1659 g/s'lik bir genlikle 0.6817 Hz ve 0.1254 g/s'lik bir genlikle 0.6341 Hz frekansları takip etmektedir.



Şekil 3.4 : D4 deneyinin (51.7 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.

FFT analizi sonucunda tespit edilen en büyük dört genliğe sahip frekanslar bütün deneylerde not edilmiş ve baskın debi frekansları olarak isimlendirilmiştir. Bu dört baskın debi frekansının en yüksek genliğe sahip olan frekansın yakınlarında olduğu görülmektedir. En yüksek genliğe sahip bu frekans akıştaki en büyük dalgalanmayı temsil etmektedir ve debi frekansı olarak isimlendirilmiştir.

Şekil 3.3 ve 3.4 birlikte incelendiğinde valf frekansı arttıkça baskın debi frekanslarının da arttığı görülmüştür. Bu debi frekansının valf frekansını takip ettiği anlamına gelir. Bunun yanı sıra valf frekansı arttıkça baskın genliklerin büyüklüklerinin düştüğü görülmektedir. Buradan valf frekansı ile debi genliği arasında ters bir orantı olduğu sonucuna ulaşılabilir.

Bütün deneylerin FFT analizleri sonucunda tespit edilen baskın genlikler ve baskın frekanslar Çizelge 3.3’de verilmektedir. Çizelge 3.3’de ayrıca takometre ile okunan valf frekansı, zaman ortalamalı kütleli debi ve kütleli debi genliği değerleri de verilmektedir.

Valf frekansı takometre ile valf mili üzerinden ölçülmektedir. Silindirik kanal içinde bulunan valf klapesi ise her devirde debiyi simetrik olarak iki defa değiştirmektedir. Bu nedenle debi değişiminin frekansı mil frekansının iki katı olmaktadır.

Çizelge 3.3 : FFT analizi sonucunda tespit edilen baskın frekanslar ve genlikleri.

Deney Numarası	Z.O. Kütleli Debi ($\bar{m}$) [g/s]	Kütleli Debi Genliği (A_m) [g/s]	Valf Mili Frekansı (N) [d/d]	2 x Valf Mili Frekansı (f_v) [Hz]	Baskın Debi Genlikleri [g/s]	Baskın Debi Frekansları [Hz]	0.5 x Baskın Debi Frekansları [d/d]
A1	6.4 $\pm$ 0.3	0.61	18.9 $\pm$ 0.5	0.63 $\pm$ 0.02	0.30	0.65	19.4
					0.24	0.66	19.8
					0.21	0.70	20.9
					0.14	0.69	20.5
A2	6.4 $\pm$ 0.3	0.55	26.1 $\pm$ 0.5	0.87 $\pm$ 0.02	0.24	0.90	27.0
					0.19	0.94	28.1
					0.15	0.93	27.7
					0.11	0.91	27.4
A3	6.4 $\pm$ 0.3	0.43	38.4 $\pm$ 0.5	1.28 $\pm$ 0.02	0.26	1.28	38.3
					0.12	1.27	38.0
					0.11	1.29	38.7
					0.07	1.25	37.6
A4	6.4 $\pm$ 0.3	0.35	49.3 $\pm$ 0.5	1.64 $\pm$ 0.02	0.14	1.70	50.9
					0.10	1.71	51.3
					0.08	1.75	52.4
					0.07	1.68	50.2

Çizelge 3.3 (devam): FFT analizi sonucunda tespit edilen baskın frekanslar ve genlikleri.

Deney Numarası	Z.O. Kütlesel Debi ($\bar{m}$) [g/s]	Kütlesel Debi Genliği (A_m) [g/s]	Valf Mili Frekansı (N) [d/d]	2 x Valf Mili Frekansı (f_v) [Hz]	Baskın Debi Genlikleri [g/s]	Baskın Debi Frekansları [Hz]	0.5 x Baskın Debi Frekansları [d/d]
B0	4.5 $\pm$ 0.5	0.06	Daimi	Daimi	-	-	-
					-	-	-
					-	-	-
					-	-	-
B1	4.5 $\pm$ 0.5	0.41	22.9 $\pm$ 0.5	0.76 $\pm$ 0.02	0.17	0.60	18.1
					0.17	0.64	19.1
					0.17	0.67	20.0
					0.08	0.62	18.6
B2	4.5 $\pm$ 0.5	0.27	41.8 $\pm$ 0.5	1.39 $\pm$ 0.02	0.13	1.30	39.0
					0.11	1.33	39.9
					0.09	1.28	38.5
					0.05	1.25	37.6
B3	4.5 $\pm$ 0.5	0.16	63.6 $\pm$ 0.6	2.12 $\pm$ 0.02	0.05	2.15	64.6
					0.04	2.23	67.0
					0.04	2.25	67.5
					0.04	2.28	68.4
B4	4.4 $\pm$ 0.5	0.13	80.8 $\pm$ 0.6	2.69 $\pm$ 0.02	0.05	2.65	79.6
					0.03	1.65	49.5
					0.03	2.54	76.2
					0.02	2.64	79.1
B5	4.4 $\pm$ 0.5	0.10	100.9 $\pm$ 0.6	3.36 $\pm$ 0.02	0.02	3.30	99.0
					0.02	3.24	97.1
					0.02	3.32	99.5
					0.02	2.34	70.1
C1	5.7 $\pm$ 0.4	0.48	26.6 $\pm$ 0.5	0.89 $\pm$ 0.02	0.22	0.93	28.0
					0.17	0.89	26.6
					0.16	0.95	28.5
					0.13	0.90	27.0
C2	5.7 $\pm$ 0.4	0.44	31.9 $\pm$ 0.5	1.06 $\pm$ 0.02	0.21	1.08	32.5
					0.20	1.07	32.0
					0.07	1.05	31.5
					0.07	1.10	32.9
C3	5.6 $\pm$ 0.4	0.35	42.7 $\pm$ 0.5	1.42 $\pm$ 0.02	0.14	1.40	42.1
					0.10	1.45	43.5
					0.08	1.50	44.9
					0.08	1.47	44.0
C4	5.6 $\pm$ 0.4	0.29	48.7 $\pm$ 0.5	1.62 $\pm$ 0.02	0.12	1.65	49.4
					0.11	1.66	49.9
					0.08	1.68	50.3
					0.05	1.57	47.0

Çizelge 3.3 (devam): FFT analizi sonucunda tespit edilen baskın frekanslar ve genlikleri.

Deney Numarası	Z.O. Kütlesel Debi ($\bar{m}$) [g/s]	Kütlesel Debi Genliği (A_m) [g/s]	Valf Mili Frekansı (N) [d/d]	2 x Valf Mili Frekansı (f_v) [Hz]	Baskın Debi Genlikleri [g/s]	Baskın Debi Frekansları [Hz]	0.5 x Baskın Debi Frekansları [d/d]
D0	6.3 $\pm$ 0.3	0.05	Daimi	Daimi	-	-	-
					-	-	-
					-	-	-
					-	-	-
D1	6.4 $\pm$ 0.3	0.60	21.8 $\pm$ 0.5	0.73 $\pm$ 0.02	0.34	0.67	20.0
					0.22	0.65	19.5
					0.17	0.68	20.5
					0.13	0.63	19.0
D2	6.4 $\pm$ 0.3	0.45	31.6 $\pm$ 0.5	1.05 $\pm$ 0.02	0.19	1.10	32.9
					0.18	1.08	32.4
					0.17	1.11	33.3
					0.14	1.06	31.9
D3	6.3 $\pm$ 0.3	0.38	42.0 $\pm$ 0.5	1.40 $\pm$ 0.02	0.22	1.33	40.0
					0.12	1.32	39.5
					0.12	1.35	40.4
					0.08	1.36	40.9
D4	6.4 $\pm$ 0.3	0.33	51.7 $\pm$ 0.6	1.72 $\pm$ 0.02	0.22	1.64	49.3
					0.07	1.63	48.8
					0.06	1.66	49.8
					0.05	1.68	50.3
D5	6.4 $\pm$ 0.3	0.24	61.6 $\pm$ 0.6	2.05 $\pm$ 0.02	0.12	2.08	62.4
					0.07	2.06	61.9
					0.06	1.97	59.1
					0.05	2.05	61.4
D6	6.4 $\pm$ 0.3	0.17	81.1 $\pm$ 0.6	2.70 $\pm$ 0.02	0.05	2.73	82.0
					0.04	2.69	80.6
					0.04	2.64	79.1
					0.04	2.72	81.5

Çizelge 3.3’de her deney için FFT analizi sonucu tespit edilen en yüksek genliğe sahip debi frekansı koyu renkle gösterilmiştir. Debi frekansı değerlerinin o deney için tespit edilen valf mili frekansının iki katına yaklaşık olarak eşit olduğu gözlenmiştir. Valf klapesi her devirde debiyi simetrik olarak iki defa değiştirdiğinden bu beklenen bir durumdur.

FFT analizleri sonucunda elde edilen veriler kütleli debideki dalgalanmanın darbe valfinin dönüşünü takip ettiğini göstermektedir. Ancak valf mili frekansının iki katı ile debi frekansı birbirlerine yaklaşık olarak eşit olsalar da aralarında her deneyde değişen bir fark gözlenmiştir. Valf mili frekansları, debi frekansı değerleri ve aralarındaki farklar Çizelge 3.4’te gösterilmektedir.

Çizelge 3.4 : Valf frekansı ile debi frekansının karşılaştırılması.

Deney Numarası	Valf mili frekansı (N) [d/d]	2 x Valf mili frekansı (f _v) [Hz]	Debi frekansı (f _m) [Hz]	Fark (Hz)
A1	18.9 ± 0.5	0.63 ± 0.02	0.65	0.02
D1	21.8 ± 0.5	0.73 ± 0.02	0.67	0.06
B1	22.9 ± 0.5	0.76 ± 0.02	0.60	0.16
A2	26.1 ± 0.5	0.87 ± 0.02	0.90	0.03
C1	26.6 ± 0.5	0.89 ± 0.02	0.93	0.05
D2	31.6 ± 0.5	1.05 ± 0.02	1.10	0.04
C2	31.9 ± 0.5	1.06 ± 0.02	1.08	0.02
A3	38.4 ± 0.5	1.28 ± 0.02	1.28	0.00
B2	41.8 ± 0.5	1.39 ± 0.02	1.30	0.09
D3	42.0 ± 0.5	1.40 ± 0.02	1.33	0.07
C3	42.7 ± 0.5	1.42 ± 0.02	1.40	0.02
C4	48.7 ± 0.5	1.62 ± 0.02	1.65	0.02
A4	49.3 ± 0.5	1.64 ± 0.02	1.70	0.05
D4	51.7 ± 0.5	1.72 ± 0.02	1.64	0.08
D5	61.6 ± 0.6	2.05 ± 0.02	2.08	0.03
B3	63.6 ± 0.6	2.12 ± 0.02	2.15	0.03
B4	80.8 ± 0.6	2.69 ± 0.02	2.65	0.04
D6	81.1 ± 0.6	2.70 ± 0.02	2.73	0.03
B5	100.9 ± 0.6	3.36 ± 0.02	3.30	0.06

Çizelge 3.4 incelendiğinde valf mili frekansının iki katı ile debi frekansı arasındaki farkın kimi deneylerde takometrenin hata aralığının içinde kaldığı, kimi deneylerdeyse bu aralıktan daha büyük bir fark olduğu gözlenmektedir. Ortalama olaraksa %4 oranında bir fark bulunmuştur ki bu da debi frekansının valfin dönme frekansını takip ettiğini kanıtlamaktadır.

Deneylerin sınıflandırılmasında daha önce Çizelge 3.2’de akıştaki dalgalanmayı valf mili frekansı temsil etmekteydi. Ancak FFT analizleri sonucunda tespit edilen debi frekansları darbe valfinin dönüşünün akıştaki direkt etkisini gösterdiğinden bundan sonra bu dalgalanma debi frekansı ile ifade edilmiştir. Bu şekliyle deneylerin farklı parametrelere göre numaralandırılması Çizelge 3.5’te verilmiştir. Çizelge 3.5’te debi frekansı darbe valfini besleyen varyak ile değiştirilebilmekte, akışkana aktarılan ortalama ısı ısıtıcıyı besleyen varyak ile ayarlanabilmekte, ortalama zaman ortalama kütleli debi ise emiş fanını besleyen varyak ile kontrol edilmektedir.

Çizelge 3.5 : Deneylerin numaralandırılması II.

Deney Numarası	Debi Frekansı (f_m) [Hz]	Akışkana Aktarılan Ortalama Isı (q_{ort}) [W]	Ortalama Z.O. Kütlesel Debi ($\dot{m}_{ort}$) [g/s]
A1	0.65	-	6.4
A2	0.90		
A3	1.28		
A4	1.70		
B0	-	106	4.5
B1	0.60		
B2	1.30		
B3	2.15		
B4	2.65		
B5	3.30		5.6
C1	0.93		
C2	1.08		
C3	1.40		
C4	1.65		6.4
D0	-		
D1	0.67		
D2	1.10		
D3	1.33		
D4	1.64		
D5	2.08		
D6	2.73		

3.3 Basınç Düşüşü Ölçümleri

Basınç düşüşü ölçümlerinde basınç transdüseri ile test bölgesindeki basınç düşüşü ve orifis ile akışın kütleli debisi anlık olarak ölçülmüştür. Her bir deney için 500 – 630 arası veri alınmıştır.

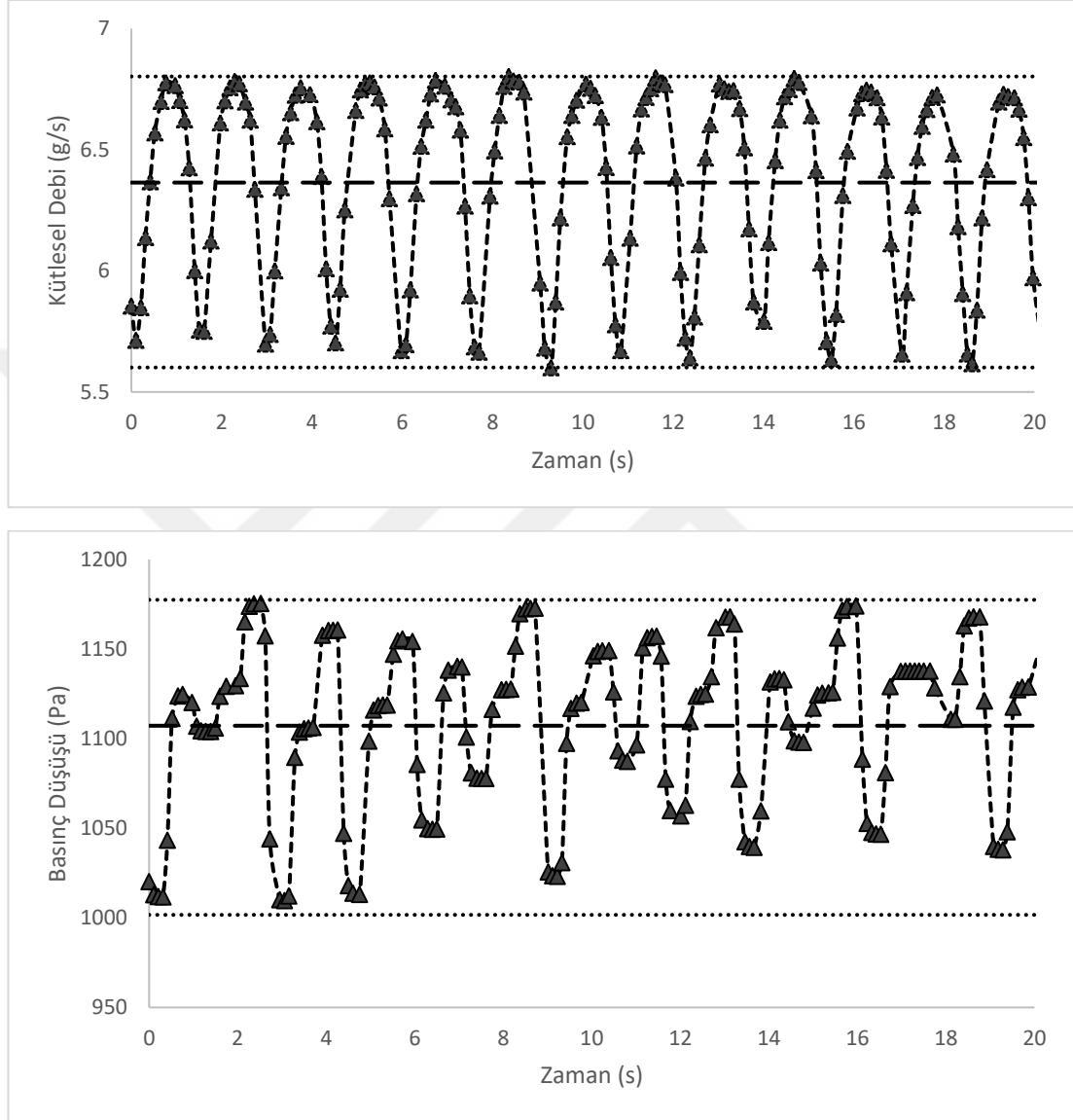
İki farklı fan gücünde daimi akış basınç düşüşü deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerde elde edilen kütleli debi ve basınç düşüşü değerleri Çizelge 3.6’da verilmiştir.

Çizelge 3.6 : Daimi akışta kütleli debi ve basınç düşüşü verileri.

Deney Numarası	Kütleli Debi [g/s]	Basınç Düşüşü [Pa]
B0	4.5 $\pm$ 0.5	581 $\pm$ 7
D0	6.3 $\pm$ 0.3	1056 $\pm$ 12

Dört farklı fan gücünde on dokuz farklı valf frekansında darbeli akış basınç düşüşü deneyleri yapılmıştır. Kütleli debinin ve test bölgesindeki basınç düşüşünün 20 saniyeyle sınırlandırılmış eğrilerinin bir kısmı Şekil 3.5 – 3.8’de verilmektedir. Diğer

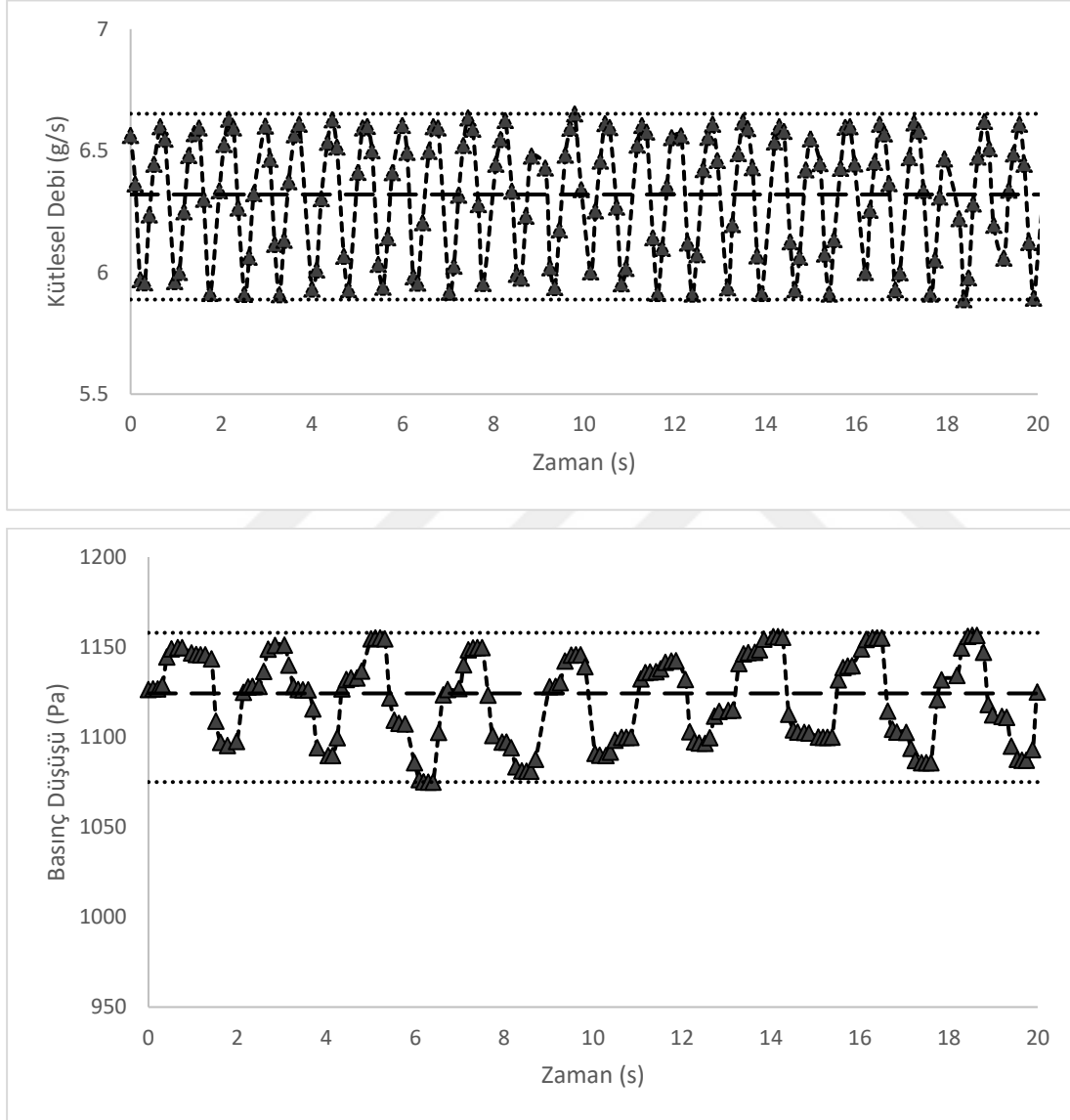
deneylerin kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri ekte verilmektedir. Tek başına yapılan ölçümlerde daha sık veri alıp daha düzgün bir eğri oluşturmak mümkün olduğundan gösterilen eğriler aynı sistemden ayrı ayrı zamanlarda alınan kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileridir, eş zamanlı değildirler.



Şekil 3.5 : D1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 0.67 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.

Şekil 3.5'te D1 deneyinin zamana bağlı kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri görülmektedir. Zaman ortalaması, maksimum ve minimum değerleri kesikli çizgi ile işaretlenmiştir. Kütleli debinin zaman ortalaması değeri 6.4 g/s , maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 6.9 ve 5.7 g/s olarak ölçülmüştür. Basınç düşüşünün ise zaman ortalaması değeri 1115 Pa , maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 1189 ve 1004 Pa olarak ölçülmüştür.

0.67 Hz debi frekansının karşılığı olan periyot yaklaşık 1.5 saniyedir. Şekil 3.5 incelendiğinde bu frekans kütleli debi eğrisinde net olarak gözlenmektedir. Ancak basınç düşüşü eğrisinde bu frekans gözlenmekle birlikte ikinci bir frekansın varlığı daha belli olmaktadır. Bu ikinci frekans zaman zaman ilkinin belirli oranda sönümleyerek genlikte dolayısıyla maksimum ve minimum noktalarında değişkenliğe sebep olmaktadır.

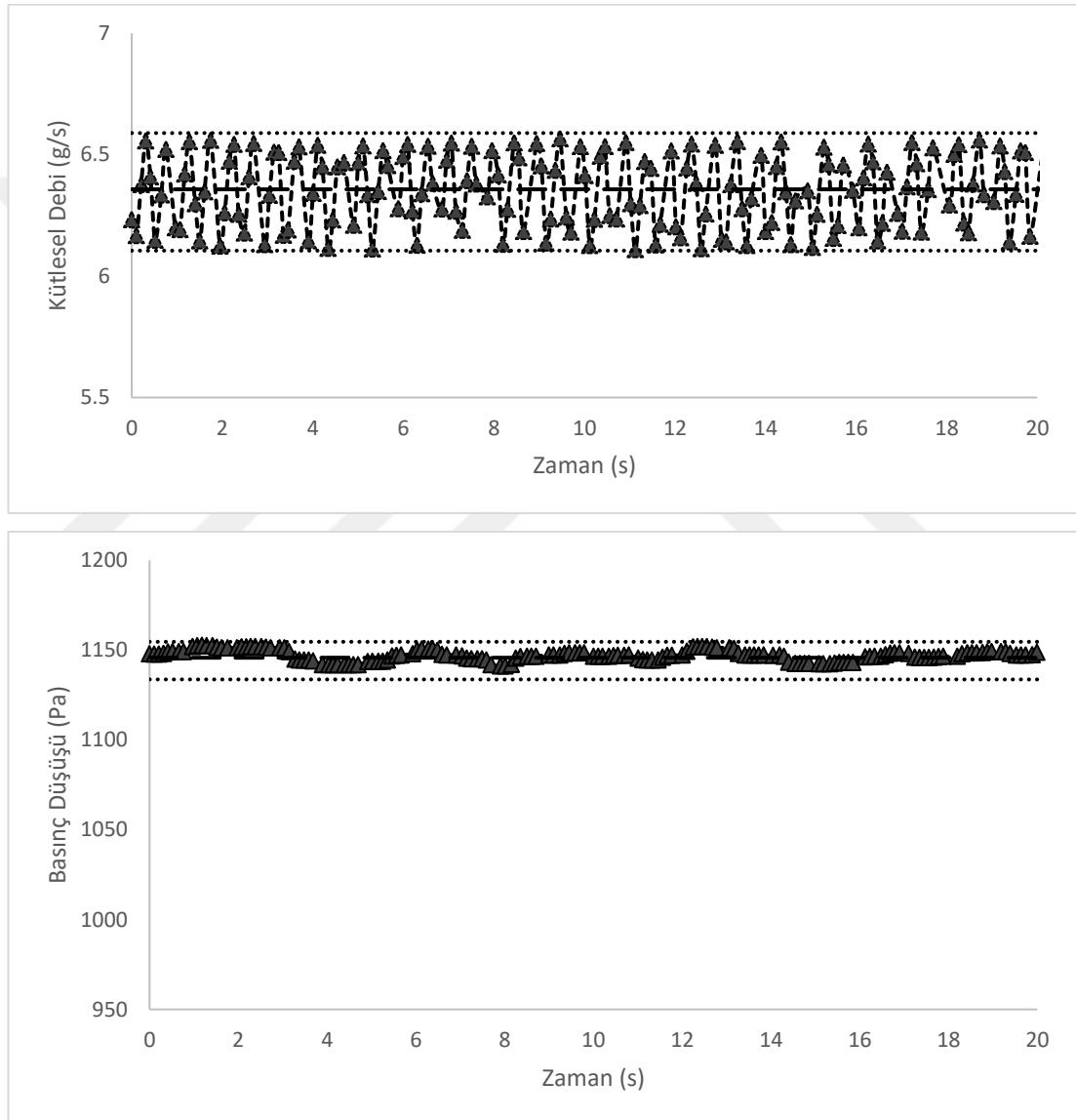


Şekil 3.6 : D3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.33 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.

Şekil 3.6’da D3 deneyinin zamana bağlı kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri görülmektedir. Kütleli debinin zaman ortalaması değeri 6.3 g/s, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 6.7 ve 5.9 g/s olarak ölçülmüştür. Basınç düşüşünün

ise zaman ortalaması değeri 1122 Pa, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 1167 ve 1063 Pa olarak ölçülmüştür.

1.33 Hz debi frekansının karşılığı olan periyot yaklaşık 0.75 saniyedir. Şekil 3.6 incelendiğinde bu frekans kütleli debi eğrisinde net olarak gözlenmektedir. Ancak basınç düşüşü eğrisinde yaklaşık 2 saniyelik bir periyodu olan çok daha baskın bir frekans görülmektedir. Şekil 3.5'tekinin aksine burada ikincil frekansın genliğinin debi frekansının genliğinden çok daha yüksek olduğu görülmüştür.

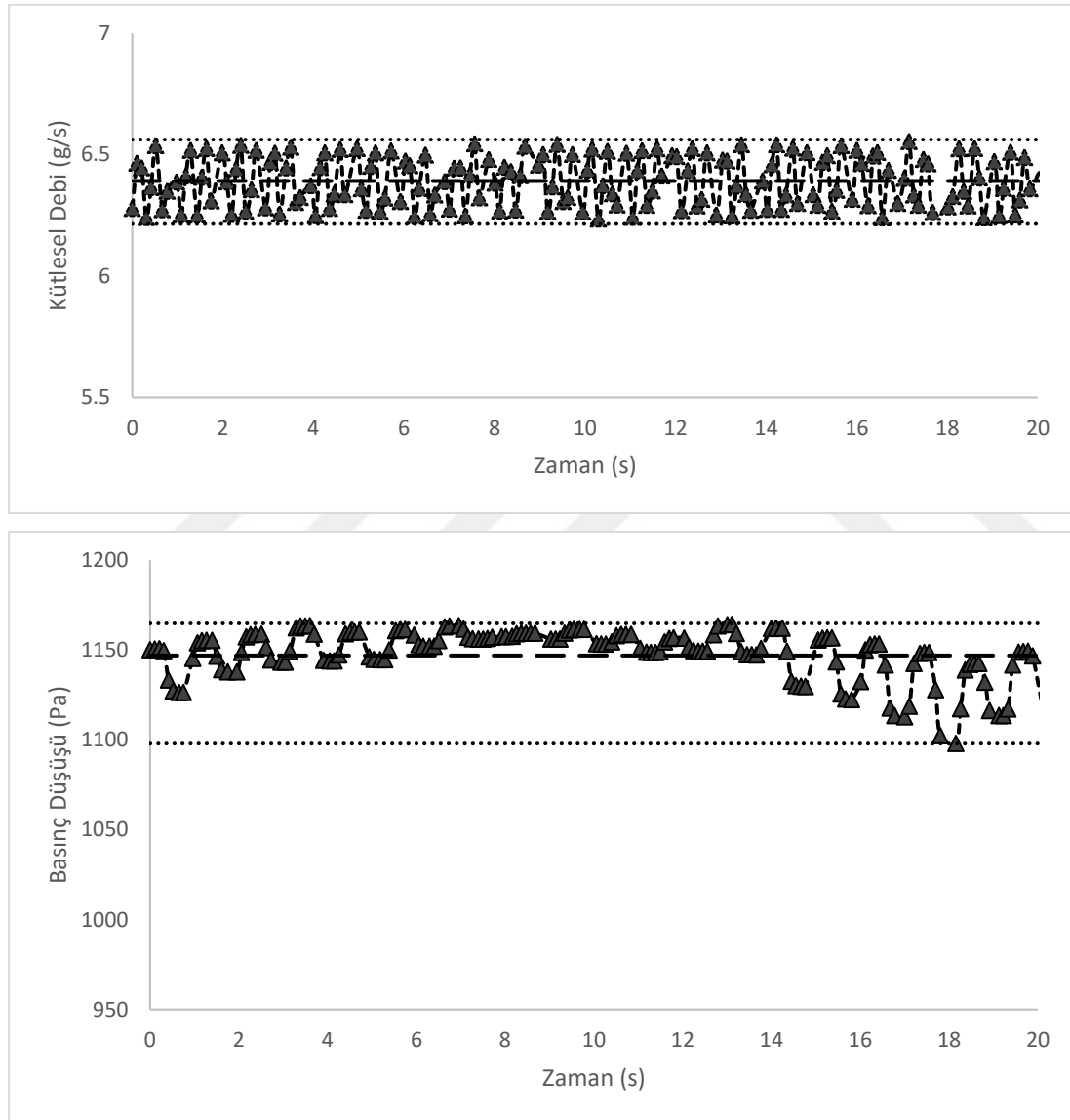


Şekil 3.7 : D5 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.08$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.

Şekil 3.7'de D5 deneyinin zamana bağlı kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri görülmektedir. Kütleli debinin zaman ortalaması değeri 6.3 g/s, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 6.6 ve 6.1 g/s olarak ölçülmüştür. Basınç düşüşünün

ise zaman ortalaması değeri 1141 Pa, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 1155 ve 1129 Pa olarak ölçülmüştür.

2.08 Hz debi frekansının karşılığı olan periyot yaklaşık 0.5 saniyedir. Şekil 3.7 incelendiğinde bu frekans kütleli debi eğrisinde net olarak gözlenmektedir. Ancak basınç düşüşü eğrisinde debi frekansı da dahil herhangi bir frekans gözlenmemektedir. Bu debi frekansı değerinde basınç düşüşü eğrisinde genliklerin tamamen sönümlendiği görülmektedir.



Şekil 3.8 : D6 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 2.73 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.

Şekil 3.8’de D6 deneyinin zamana bağlı kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri görülmektedir. Kütleli debinin zaman ortalaması değeri 6.4 g/s, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 6.6 ve 6.2 g/s olarak ölçülmüştür. Basınç düşüşünün

ise zaman ortalaması değeri 1146 Pa, maksimum ve minimum değerleri de sırasıyla 1169 ve 1098 Pa olarak ölçülmüştür.

2.73 Hz debi frekansının karşılığı olan periyot yaklaşık 0.4 saniyedir. Şekil 3.8 incelendiğinde bu frekans kütleli debi eğrisinde net olarak gözlenmektedir. Ancak basınç düşüşü eğrisinde debi frekansı değerinden tamamen farklı olan iki frekansın varlığı görülmektedir. Biri daha yüksek periyoda biri ise daha düşük periyoda sahip olan bu iki frekans zaman zaman birbirini sönümleyerek genliklerin zamana bağlı değişmesine sebep olmaktadır.

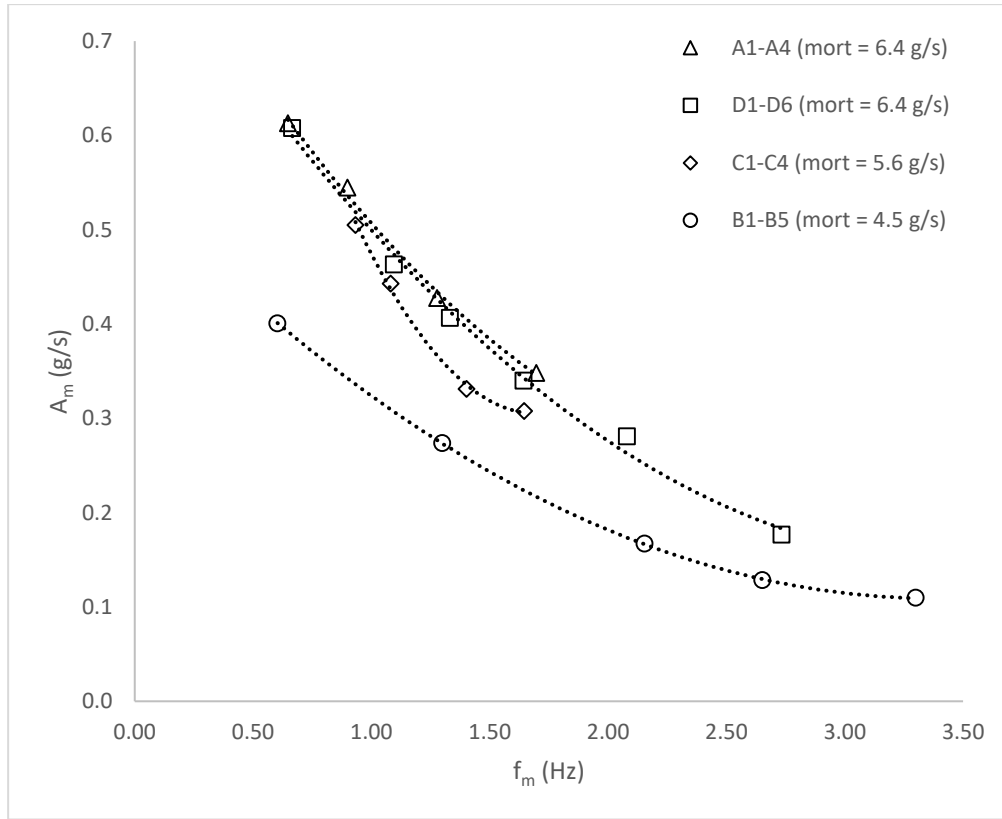
Şekil 3.5 – 3.8 birlikte incelendiğinde kütleli debilerdeki dalgalanmanın debi frekansıyla örtüştüğü, kütleli debi genliklerinin frekans arttıkça düştüğü görülmektedir. Bunun yanı sıra basınç düşüşü eğrilerindeki baskın frekansın 0.67 Hz durumunda debi frekansıyla örtüştüğü, ancak daha yüksek frekanslarda basınç düşüşündeki dalgalanmanın debi frekansından farklı bir karakteristiğe sahip olduğu görülmektedir. Basınç düşüşündeki bu baskın frekansın da debi frekansı arttıkça genliği düşmekte, 2.08 Hz durumunda sıfırlanmakta, sonrasında genliği yeniden yükselmektedir.

Çizelge 3.7’de bütün deneylerdeki kütleli debi ve basınç düşüşü değerlerinin maksimum, zaman ortalaması ve minimum değerleri ve maksimum ile minimum arasındaki farka göre hesaplanan genlikleri verilmektedir.

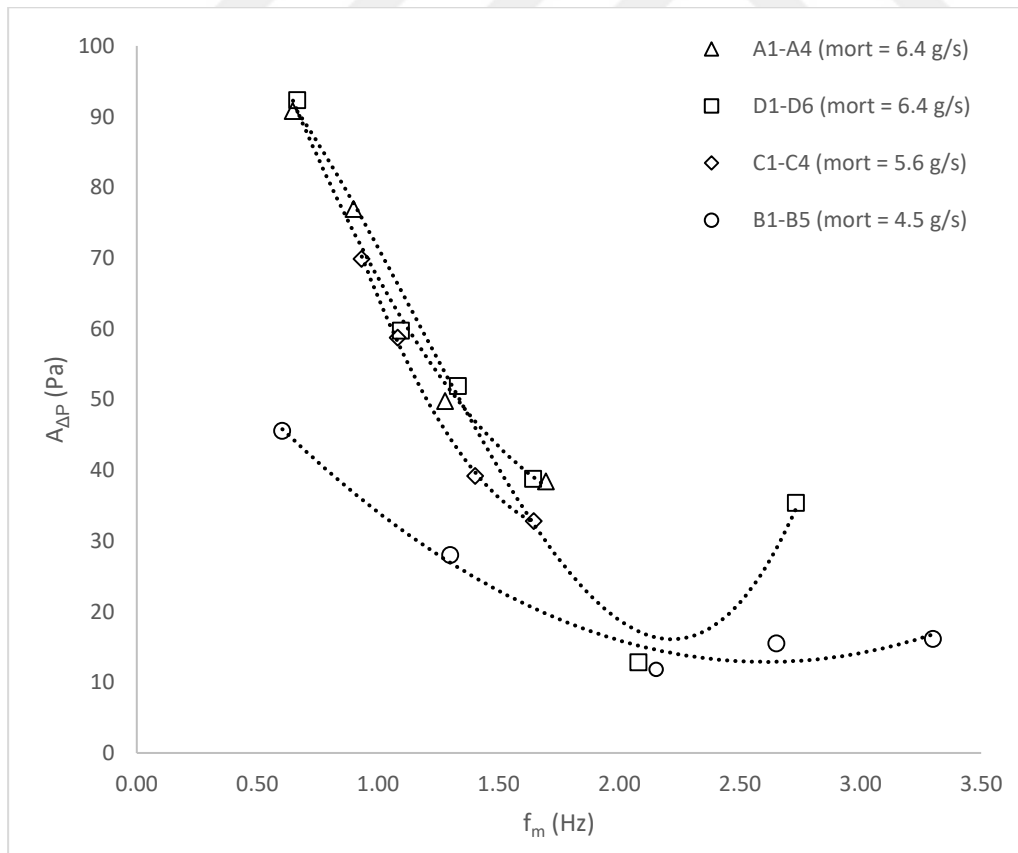
Çizelge 3.7’deki değerlere göre çizilen kütleli debi genlikleri ve basınç düşüşü genlikleri grafikleri şekil 3.9 – 3.10’da gösterilmektedir.

Şekil 3.9 incelendiğinde kütleli debi genliklerinin debi frekansı arttıkça düştüğü görülmektedir. Ölçüm hatasından dolayı daimi akışın kütleli debi verilerinde dahi gözlenen 0.3-0.5 g/s’lik bir dalgalanma vardır. Çalışılan frekans aralığında kütleli debi genliklerinin bu değere ulaştığı görülmesi de eğrinin eğiliminden bilinmeyen bir yüksek frekans değerinde darbeli akış genliğinin hata aralığına eşitleneceği sonucuna ulaşılabilir. Buradan yüksek frekanstaki bir darbeli akışın daimi akış karakteristiği göstereceği sonucuna ulaşılabilir.

Şekil 3.10 incelendiğinde basınç düşüşü genliklerinin belirli bir frekansa kadar debi frekansı arttıkça düştüğü, ancak sonrasında yükseldiği görülmektedir. Bu dönüm noktası yaklaşık 2.1 Hz civarına denk gelmektedir. Kütleli debide olduğu gibi basınç düşüşünde de ölçüm hatasından dolayı daimi akıştaki verilerde dahi bir dalgalanma



Şekil 3.9 : Kütlesel debi genlikleri.



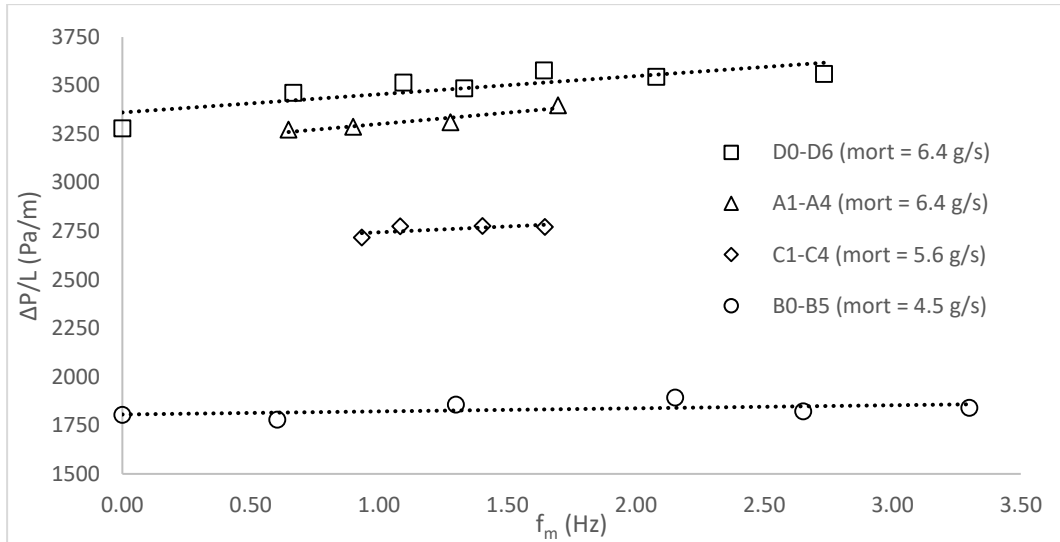
Şekil 3.10 : Basınç düşüşü genlikleri.

gözlenmektedir. Basınç düşüşündeki bu hata aralığı 6-13 Pa aralığındadır. Basınç düşüşü genliklerinin minimuma ulaştığı dönüm noktasında genlikler yaklaşık bu hata aralığına denk gelmektedir. 2.1 Hz'lik bu dönüm noktasında darbeli akışın basınç düşüşü karakteristiğinin daimi akıştakine benzediği sonucuna ulaşılabilir. Bütün bunlara bakıldığında, basınç düşüşü genliklerinin belirli bir dönüm noktası frekansına kadar debi frekansı arttıkça azaldığı, bu dönüm noktası frekansında genliklerin hata aralığına denk geldiği, sonrasında ise debi frekansı arttıkça genliklerin yükseldiği sonucuna ulaşılabilir.

Çizelge 3.7 : Kütlesel debi ve basınç düşüşü değerleri.

Deney num.	$\bar{m}_{ort}$ [g/s]	f_m [Hz]	$\dot{m}_{mak}$ [g/s]	$\bar{m}$ [g/s]	$\dot{m}_{min}$ [g/s]	A_m [g/s]	ΔP_{mak} [Pa]	$\bar{\Delta P}$ [Pa]	ΔP_{min} [Pa]	$A_{\Delta P}$ [Pa]
A1	6.4	0.65	6.8	6.4	5.6	0.6	1130	1054	948	91
A2		0.90	6.8	6.4	5.7	0.5	1122	1058	968	77
A3		1.28	6.7	6.4	5.9	0.4	1110	1066	1010	50
A4		1.70	6.7	6.4	6.0	0.4	1130	1094	1054	38
D0	6.4	0	6.3	6.3	6.2	0.0	1068	1056	1041	13
D1		0.67	6.9	6.4	5.7	0.6	1189	1115	1004	92
D2		1.10	6.8	6.4	5.9	0.5	1183	1132	1063	60
D3		1.33	6.7	6.4	5.9	0.4	1167	1122	1063	52
D4		1.64	6.7	6.4	6.0	0.3	1187	1152	1109	39
D5		2.08	6.6	6.3	6.1	0.3	1155	1141	1129	13
D6		2.73	6.6	6.4	6.2	0.2	1169	1146	1098	35
C1	5.6	0.93	6.0	5.6	5.1	0.5	924	875	798	70
C2		1.08	6.0	5.7	5.2	0.4	936	893	833	59
C3		1.40	5.9	5.6	5.3	0.3	922	894	856	39
C4		1.65	5.9	5.6	5.3	0.3	922	893	858	33
B0	4.5	0	4.6	4.5	4.5	0.0	588	581	576	6
B1		0.60	4.8	4.5	4.0	0.4	611	573	520	46
B2		1.30	4.7	4.5	4.2	0.3	622	598	566	28
B3		2.15	4.7	4.5	4.3	0.2	621	609	597	12
B4		2.65	4.6	4.4	4.3	0.1	597	586	566	15
B5		3.30	4.6	4.4	4.3	0.1	607	593	574	16

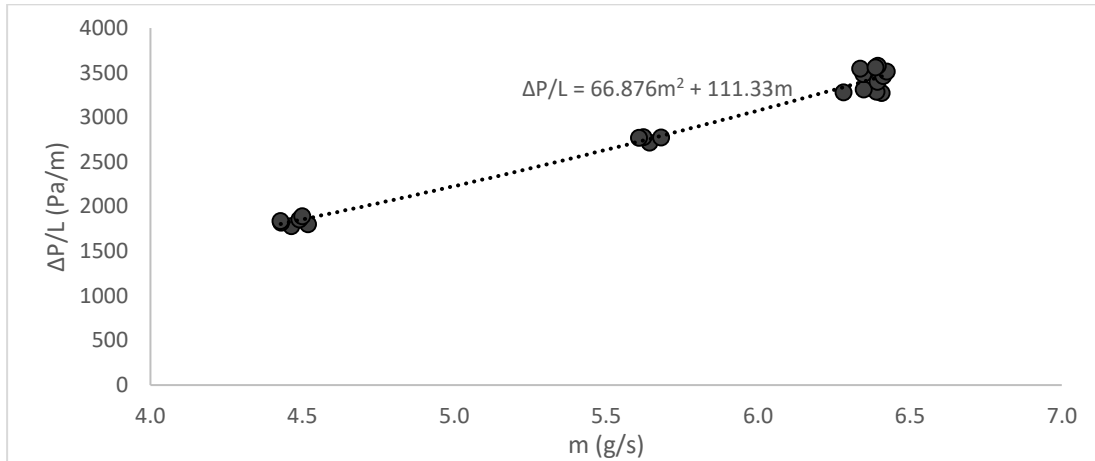
Her deney için hesaplanan zaman ortalamalı basınç düşüşü değerleri test bölgesinin toplam uzunluğuna bölündüğünde birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşü değerleri elde edilir. Şekil 3.11'de bu değerlerin her deney grubu için debi frekansına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Farklı fan gücü durumlarında debi frekansı – birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşü grafiği.

Şekil 3.11 incelendiğinde debi frekansına bağlı olarak zaman ortalamalı basınç düşüşünün çok ufak bir eğimle artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Öte yandan ortalama kütleli debinin birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşünü etkileyen ana parametre olduğu görülmektedir.

Şekil 3.12’de birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşünün debi frekansından bağımsız olarak ortalama kütleli debiye göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.12 : Bütün deneylerin zaman ortalamalı kütleli debi – birim uzunluk başına zaman ortalamalı basınç düşüşü grafiği.

Şekil 3.12’de üç farklı ortalama kütleli debi üç farklı noktalar kümesi şeklinde gözükmemektedir. Bunlar 6.4 g/s (D0-D6, A1-A4), 5.6 g/s (C1-C4) ve 4.5 g/s (B0-B5) şeklindedir. Her kümeyi oluşturan noktalar arasındaki farklılık frekansın etkisini göstermektedir. Bu noktaların ortalamasına göre ve kütleli debi sıfıra eşitken basınç

düşüşünün de sıfır olduğu bilindiğinden sıfıra sıfır noktasına göre ikinci derece bir polinom türetilmiştir. Bu polinomun denklemi denklem 3.27’de gösterilmektedir.

$$\overline{\Delta P}/L = 66.876\overline{m}^2 + 111.33\overline{m} \quad (3.27)$$

3.4 Isı Geçişi Ölçümleri

Sabit bir ısı akısıyla ısıtılan sistemin ısı rejime girdikten sonra termoelemanlarla anlık olarak test bölgesindeki yüzey sıcaklıklarının, hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçüldüğü deneylerdir. Bu deneylerde fan gücü sabit tutulmuş, varyak ile darbe valfinin gücü değiştirilerek farklı darbe frekanslarında sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Üç farklı fan gücü için bu deneyler yapılmıştır. Her bir deney için 50 – 100 arası veri alınmıştır.

Havanın test bölgesine giriş sıcaklığının zaman ortalamasının ve test bölgesinden çıkış sıcaklığının zaman ortalamasının ortalaması alınarak havanın test bölgesindeki ortalama sıcaklığı elde edilir.

$$\overline{T}_{mo} = \frac{\overline{T}_{mg} + \overline{T}_{mc}}{2} \quad (3.28)$$

Test bölgesi yüzeyinin ortalama sıcaklığını veren denklem aşağıda gösterilmektedir:

$$\overline{T}_{yo} = \frac{1}{L} \int_{x=0}^L \overline{T}_y dx \quad (3.29)$$

Ancak test bölgesi yüzeyinin konuma bağlı fonksiyonu bilinmediği için bu integral eldeki zaman ortalamalı yüzey sıcaklığı verileri kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Bunun için iki nokta yaklaşımı kullanılmıştır. Ortalama yüzey sıcaklığını veren formül denklem 3.30’da gösterilmektedir. Burada i ölçüm adımı, m yüzeydeki toplam termoeleman sayısı, Δx_i i adımıdaki termoelemanlar arası mesafe ve $\overline{T}_{y_i}$ i adımıdaki ölçülen zaman ortalamalı yüzey sıcaklığı olmak üzere; $\overline{T}_{yo}$ yüzeyin ortalama sıcaklığıdır.

Isıtıcıya verilen voltaj değeri deney boyunca ölçülür. Deney sonrasında ısıtıcı sıcakken ısıtıcının direnci ölçülür. Bu değerler kullanılarak ısıtıcıdan yayılan toplam ısı hesaplanır. Bu toplam ısı hesabı denklem 3.31 ile gösterilmektedir.

$$\bar{T}_{yo} = \frac{\sum_{i=1}^{m-1} \left(\Delta x_i \frac{\bar{T}_{yi} + \bar{T}_{yi+1}}{2} \right)}{\sum_{i=1}^{m-1} \Delta x_i} \quad (3.30)$$

$$q_T = \frac{V^2}{R} \quad (3.31)$$

Isıtıcının etrafında yaklaşık 15 mm kalınlığında cam yünüden bir yalıtım olmasına rağmen ısıtıcıdan yayılan ısıнын bir miktarı yalıtım üzerinden ortama geçmektedir. Bu kayıp ısı da hesaplanmış, ısı taşınım katsayısı hesabı akışkana geçen net ısıya göre yapılmıştır.

Kayıp ısıнын hesabı için yalıtımın dış yüzeyinden taşınım ve ışıınım yoluyla ortama kaybolan ısı hesaplanmıştır. Burada ortamdaki havanın doğal taşınım katsayısı, yalıtım yüzeyinin ışıınım yayma oranı, yalıtım dış yüzeyinin alanı, ortam sıcaklığı ve yalıtım dış yüzeyinin zaman ortalamalı sıcaklığı kullanılarak kayıp ısı bulunur.

$$q_K = h_d A_{y1t} (\bar{T}_{y1t} - T_\infty) + \varepsilon_{y1t} \sigma A_{y1t} (\bar{T}_{y1t}^4 - T_\infty^4) \quad (3.32)$$

Kayıp ısı toplam ısıdan çıkarılarak akışkana aktarılan net ısı hesaplanır.

$$q = q_T - q_K \quad (3.33)$$

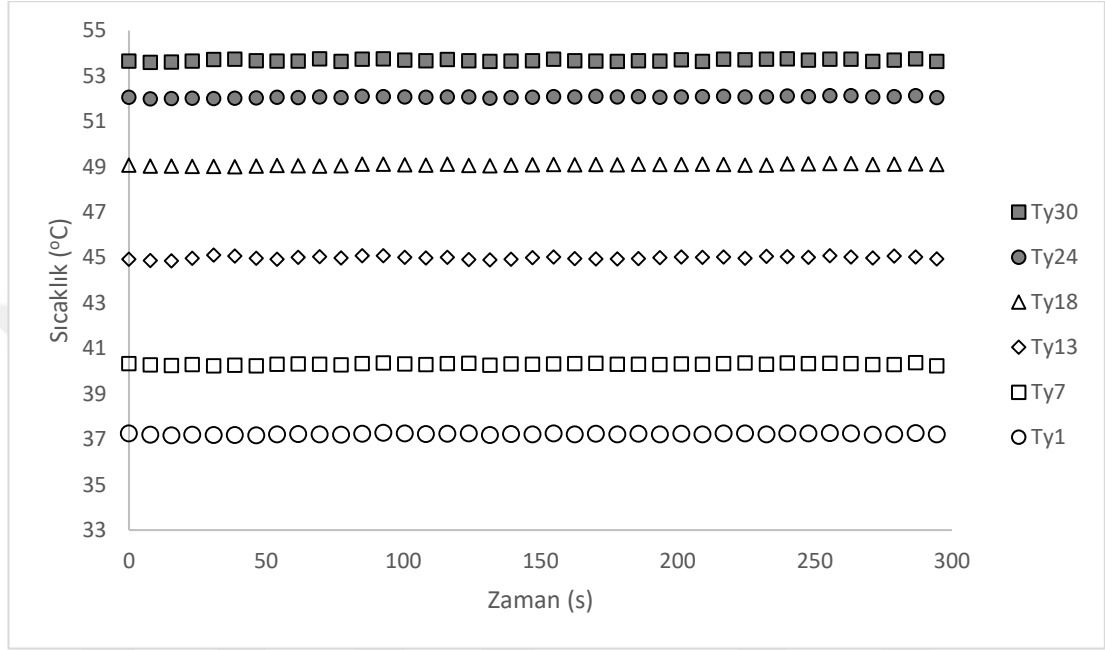
İki farklı fan gücünde sabit ısı akısında daimi akış ısı geçişi deneyleri yapılmıştır. Daimi akış deneylerinin yanı sıra üç fan gücünde tek ısı akısında toplam on beş farklı debi frekansında ısı geçişi deneyleri yapılmıştır.

Test bölgesinde ölçülen yüzey sıcaklıklarından bir kısmının rejim halindeki, 300 saniyeyle sınırlandırılmış, zamana bağlı eğrileri bir daimi akış, iki darbeli akış deneyi için şekil 3.13 – 3.15’de verilmektedir. q_{ort} ifadesi bütün deneylerde akışkana aktarılan net ısıнын ortalamasını ifade etmektedir.

Şekil 3.13 – 3.15’de T_{y1} ($x = 1$ mm), T_{y7} ($x = 61$ mm), T_{y13} ($x = 131$ mm), T_{y18} ($x = 191$ mm), T_{y24} ($x = 251$ mm) ve T_{y30} ($x = 311$ mm) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri gösterilmektedir.

Şekil 3.13’de yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı olarak değişmediği, sabit kaldığı gözlenmiştir. Daimi akış için bu beklenen bir durumdur.

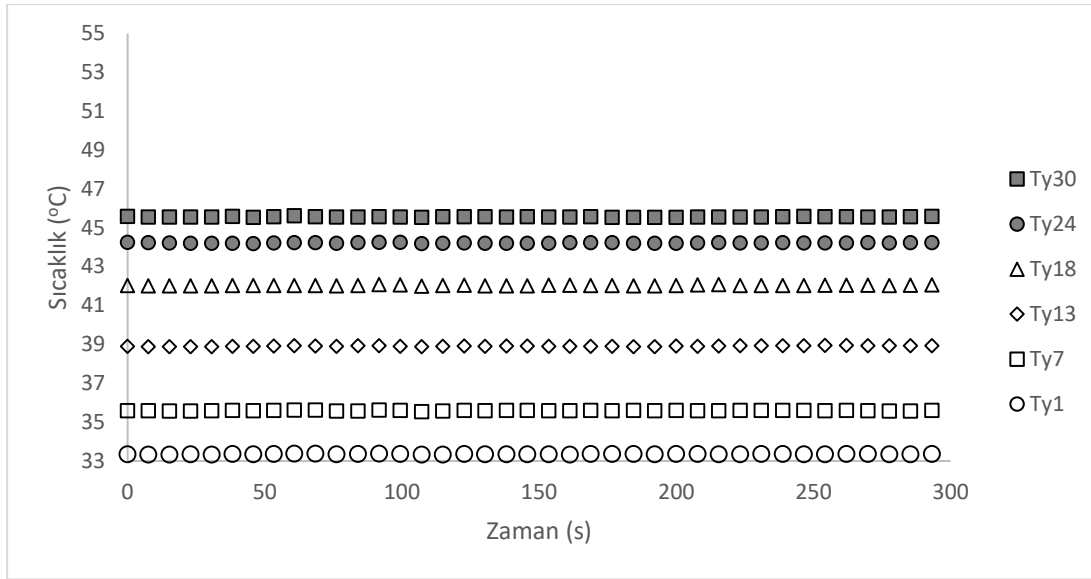
Şekil 3.14 – 3.15’de yüzey sıcaklıklarının frekanstan bağımsız olarak zamana bağlı değişmediği, sabit kaldığı gözlenmiştir. Darbeli akış için bu, beklenenin aksine sıcaklıkların rejim halinde zamandan bağımsız bir hâle geldiği anlamına gelmektedir. Dolayısıyla sıcaklıkların darbe etkisinden ve kütleel debideki değişkenlikten etkilenmediği ve zaman ortalamalı sıcaklık değerinde sabit kaldığı kabulü yapılabilir.



Şekil 3.13 : B0 deneyinin ($q_{\text{ort}} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, daimi akış) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.



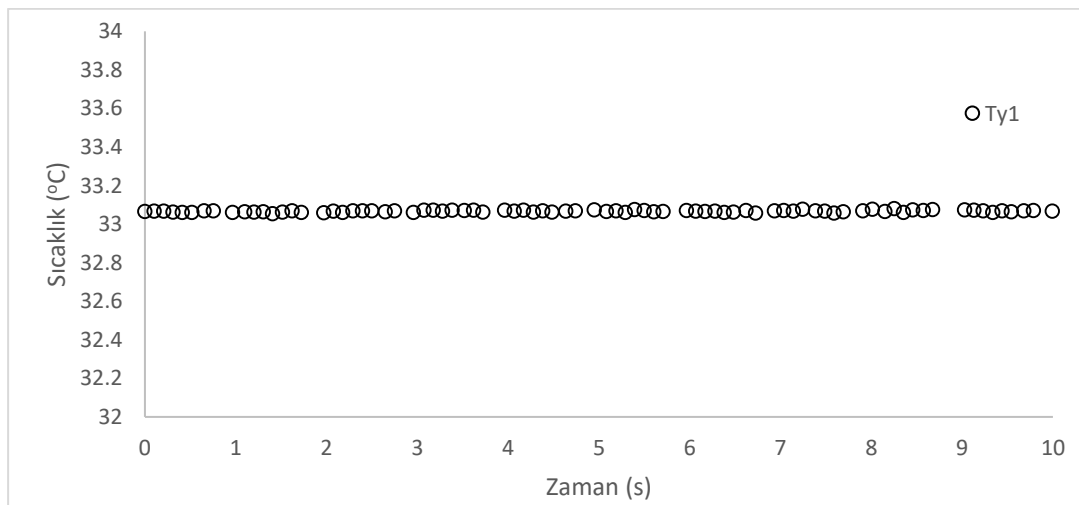
Şekil 3.14 : B5 deneyinin ($q_{\text{ort}} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 3.30 \text{ Hz}$) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.



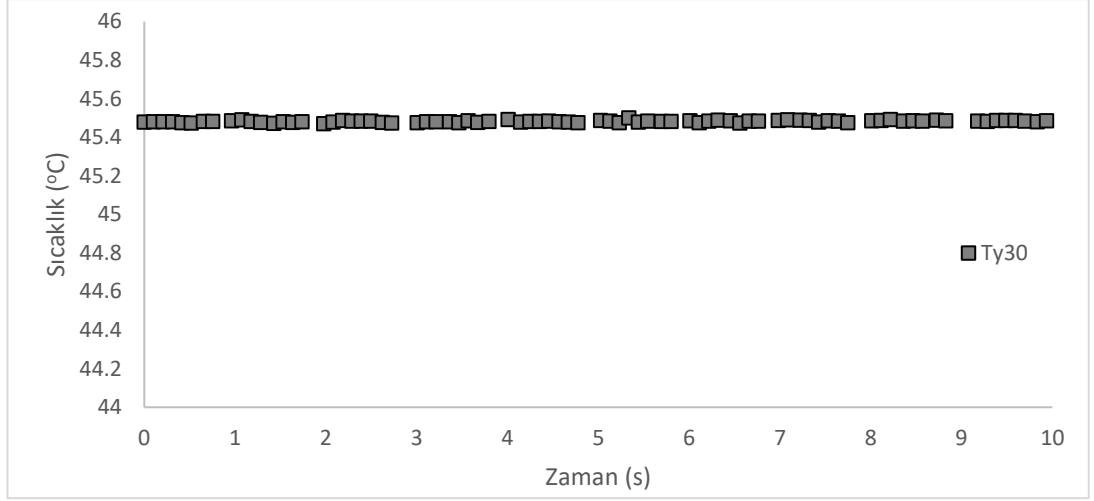
Şekil 3.15 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.

Şekil 3.13 – 3.15’te eş zamanlı ölçülen yüzey sıcaklıklarının örnekleme frekansı düşüktür. Sıcaklığın zamana bağlı karakteristiğinin daha detaylı anlaşılabilmesi için şekil 3.16 – 3.17’de iki yüzey sıcaklığının yüksek örnekleme frekansı ile tek başlarına zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Şekil 3.16 – 3.17 incelendiğinde yüksek örnekleme frekansı ile alınan ölçümlerde de yüzey sıcaklıklarının zamandan bağımsız olduğu görülmüştür.

Şekil 3.14’ten Şekil 3.15’e geçildiğinde bütün yüzey sıcaklıklarının aşağıya ötelendiği görülmektedir. Bunun sebebi daha yüksek kütleli debide daha yüksek ısı taşınım katsayısı ile daha etkin soğutma yapılmasıdır.



Şekil 3.16 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) Ty1 yüzey sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.

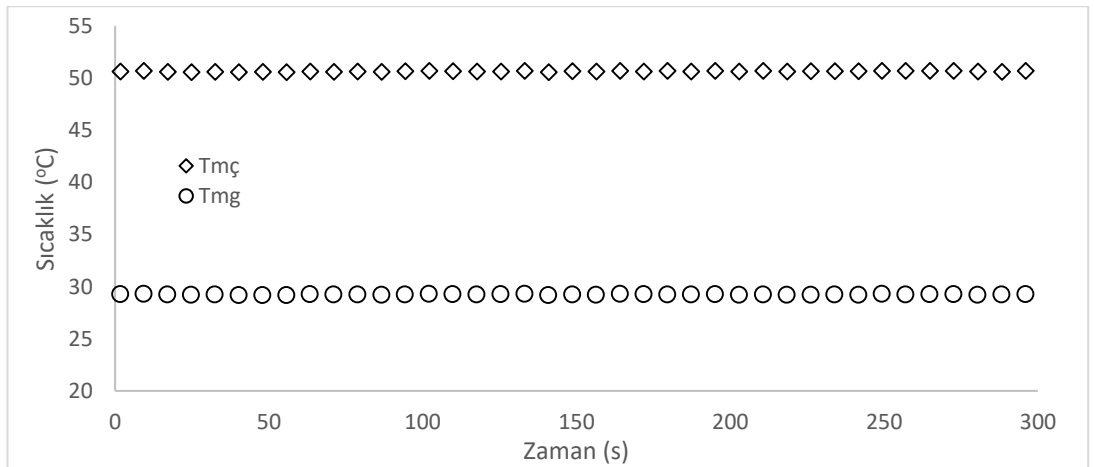


Şekil 3.17 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) T_{y30} yüzey sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.

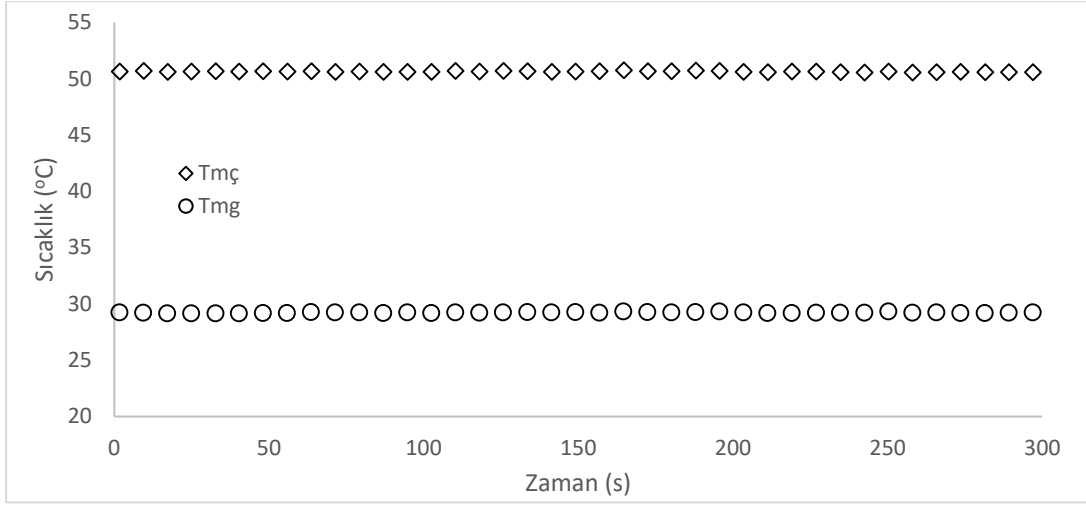
Havanın test bölgesine giriş sıcaklığının ve test bölgesinden çıkış sıcaklığının, 300 saniyeyle sınırlandırılmış, zamana bağlı değişimi bir daimi akış ve iki darbeli akış deneyi için şekil 3.18 – 3.20’de gösterilmektedir.

Şekil 3.18’de $T_{mç}$ havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığını, T_{mg} ise havanın test bölgesine giriş sıcaklığını göstermektedir. Havanın sıcaklıklarının daimi akış durumu için zamana bağlı olarak değişmemesi beklenen bir durumdur.

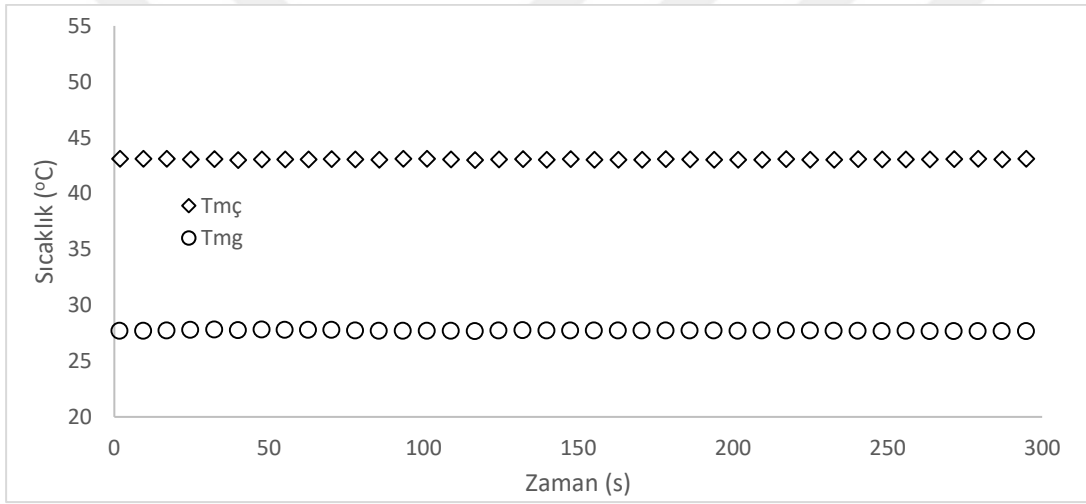
Darbeli akışta diğer ölçümlerle eş zamanlı düşük örnekleme frekansı ile ölçülen hava çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişiminin daha detaylı incelenebilmesi için hava çıkış sıcaklığı tek başına yüksek örnekleme frekansı ile de ölçülmüş ve 10 saniyeyle sınırlandırılmış olarak bu değişim C4 deneyi için şekil 3.21’de gösterilmiştir. Aynı deney için eş zamanlı hava giriş ve çıkış sıcaklıkları da şekil 3.20’de gösterilmektedir.



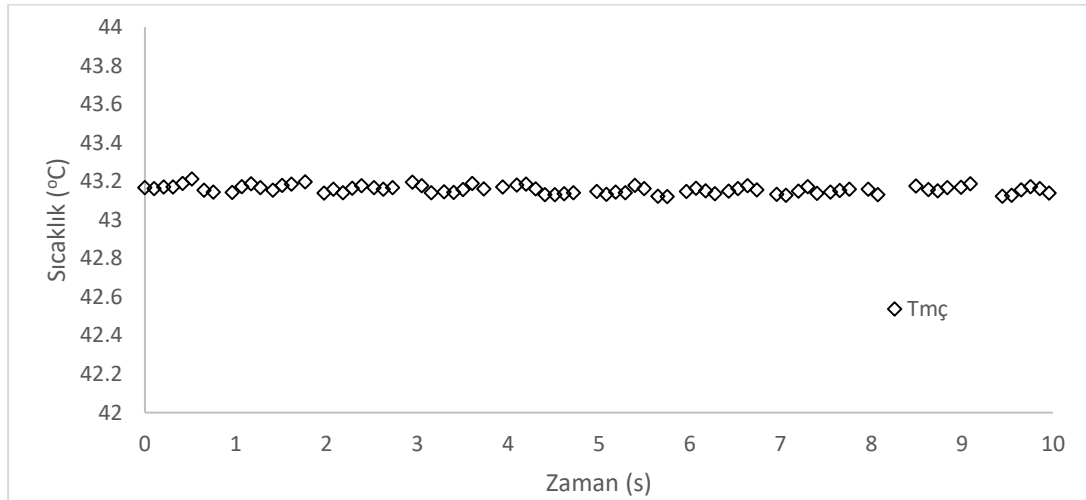
Şekil 3.18 : B0 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 4.5 \text{ g/s}$, daimi akış) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.



Şekil 3.19 : B5 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 3.30 \text{ Hz}$) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.



Şekil 3.20 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı eğrileri.



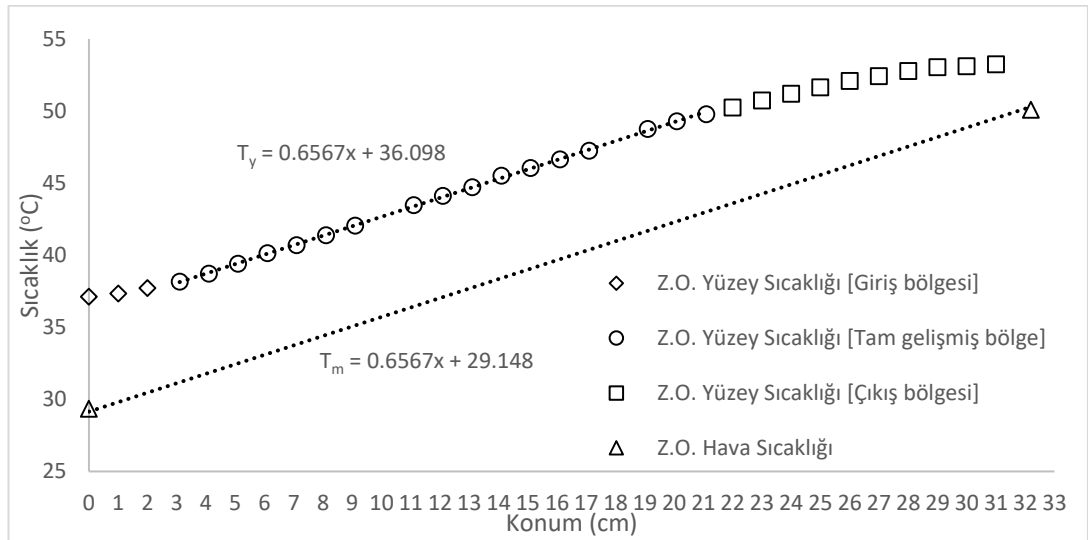
Şekil 3.21 : C4 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) hava çıkış sıcaklığının zamana bağlı eğrisi.

Şekil 3.19 – 3.20’de hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının frekanstan bağımsız olarak zamana bağlı değişmediği, sabit kaldığı gözlenmiştir. Giriş sıcaklığı ortam sıcaklığına eşit olduğundan zamandan bağımsız bir şekilde sabit kalması beklenen bir durumdur. Ancak havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığının sabit kalması darbeli akış için beklenenin aksine rejim halinde zamandan bağımsız bir hâle geldiği anlamına gelmektedir. Bu durum daha yüksek örnekleme frekanslı ölçümlerin alındığı şekil 3.21’e bakıldığında da doğrulanmaktadır. Şekil 3.14 - 3.17’de de yüzey sıcaklıklarının da zamandan bağımsız olduğu görüldüğünden sıcaklıkların darbe etkisinden ve kütleli debideki değişkenlikten etkilenmediği ve zaman ortalamalı sıcaklık değerinde sabit kaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Bunun yanı sıra şekil 3.18 ve 3.19 birlikte incelendiğinde aynı ortalama kütleli debide daimi ve darbeli akış deneyleri için hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimlerinin birbiriyle yaklaşık aynı olduğu gözlenmektedir.

Şekil 3.19’dan Şekil 3.20’ye geçildiğinde hava çıkış sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Bunun sebebi daha yüksek kütleli debide daha yüksek ısı taşınım katsayısı ile daha etkin soğutma yapılmasıdır.

Şu ana kadar bazı yüzey sıcaklıklarının ve havanın test bölgesine giriş ve test bölgesinden çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimi incelendi. Şekil 3.22 – 3.26’da ise bir daimi akış deneyi için yüzey ve hava sıcaklıklarının konuma bağlı değişimi ve dört darbeli akış deneyi için zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıklarının konuma bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.22 : B2 deneyinin ($q_{ort} = 106 \text{ W}$, $\bar{m}_{ort} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 1.30 \text{ Hz}$) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.

Şekil 3.22’de B2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 1.30 \text{ Hz}$) zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları konuma bağlı olarak verilmiştir. Hava sıcaklığı ve yüzey sıcaklığı beklenildiği gibi konuma bağlı olarak artmıştır.

Ayrıca, ölçülen yüzey ve hava sıcaklıkları üzerinden yerel ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Yerel ısı taşınım katsayısı denklem 3.34 ile hesaplanmaktadır [39].

$$h_x(x) = \frac{q}{A_y [\bar{T}_y(x) - \bar{T}_m(x)]} \quad (3.34)$$

Burada q akışkana aktarılan net ısı, A_y test bölgesi iç yüzey alanı, $\bar{T}_y(x)$ konuma bağlı olarak zaman ortalamalı yüzey sıcaklığı ve $\bar{T}_m(x)$ konuma bağlı olarak zaman ortalamalı hava sıcaklığı olmak üzere $h_x(x)$ yerel ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir.

Hava sıcaklığı test bölgesinin girişinden ve test bölgesinin çıkışından olmak üzere iki noktadan ölçülmüştür. Ancak yüzey sıcaklıkları otuz farklı noktadan ölçülmüştür. Konuma bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında yüzey sıcaklıklarının ölçüldüğü noktalar esas alınmıştır. Hava sıcaklığının ölçüldüğü iki nokta arasında bir eğilim çizgisi belirlenerek yüzey sıcaklıklarının ölçüldüğü noktalardaki hava sıcaklıkları tahmin edilmiş ve bu noktalardaki yerel ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır.

Hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş akış bölgesinde yerel ısı taşınım katsayısının sabit olması beklenir. Yerel ısı taşınım katsayısının sabit olduğu durumda yüzey sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki farkın da sabit kalması beklenir. Dolayısıyla tam gelişmiş akış bölgesinde konuma bağlı hava sıcaklığını ifade eden eğilim çizgisi ile konuma bağlı yüzey sıcaklığını ifade eden eğilim çizgilerinin birbirine paralel olması gerekmektedir. Hava sıcaklığının test bölgesi girişi ve çıkışı arasında lineer değiştiği kabulü ile elde edilen doğru ile $T_{y4} - T_{y20}$ arasındaki yüzey sıcaklıklarına göre çizilen eğilim doğrusunun eğiminin çok yakın olduğu saptanmıştır. Hava sıcaklığı eğilim doğrusu $T_{y4} - T_{y20}$ arasındaki yüzey sıcaklıklarına göre çizilen eğilim doğrusuyla paralel olacak şekilde yeniden düzenlenmiş ve bu doğruya göre elde edilen hava sıcaklıklarına göre $T_{y4} - T_{y20}$ arasındaki yüzey sıcaklıklarının bulunduğu $x=31 \text{ mm}$ ile $x=211 \text{ mm}$ arasındaki bölge için yerel ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Şekil 3.22’de $T_{y4} - T_{y20}$ arasındaki yüzey sıcaklıklarına göre çizilen eğilim doğrusuyla

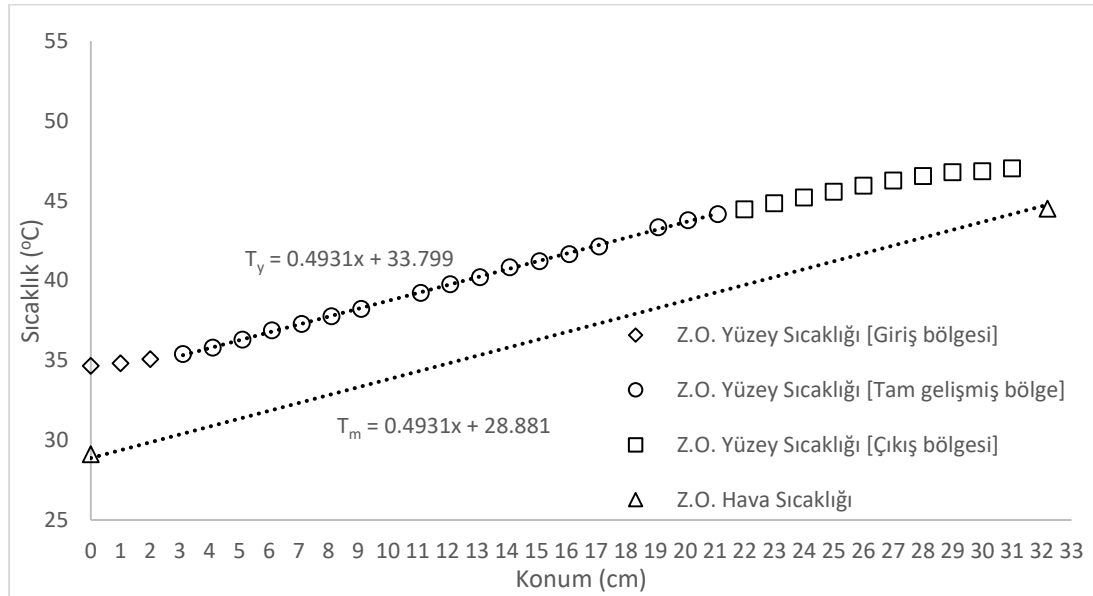
bu doğruyla aynı eğimde olacak şekilde düzenlenen hava sıcaklıkları eğilim doğrusu ve bu doğruların denklemleri gösterilmektedir. $T_{y1} - T_{y3}$ ve $T_{y21} - T_{y30}$ aralarındaki yüzey sıcaklıkları farklı bir eğim ile değişmektedir. Şekilde $T_{y1} - T_{y3}$ arası giriş bölgesi, $T_{y4} - T_{y20}$ arası tam gelişmiş bölge, $T_{y21} - T_{y30}$ arası ise çıkış bölgesi olarak isimlendirilmiştir. Giriş bölgesi ve çıkış bölgesindeki sıcaklık verileri yerel ısı taşınım katsayısı hesabında dikkate alınmamış, sadece $T_{y4} - T_{y20}$ arasına denk gelen tam gelişmiş bölgede yerel ısı taşınım katsayısı hesabı yapılmıştır.

Isıl giriş bölgesinde ısı taşınım katsayısının yüksek olması dolayısıyla yüzey ve akışkan sıcaklığı arasındaki farkın daha düşük olması beklenir. Ancak şekil 3.22’de giriş bölgesinde ısı giriş bölgesinin etkisi gözlenmemektedir. Aksine bu bölgede sıcaklık farklarının daha yüksek dolayısıyla ısı taşınım katsayısının daha düşük olduğu görülmektedir. Burada akışkanın test bölgesine girişinde gözenekli ortama çarpma etkisi etkili olmaktadır [40]. Bu etki ile ısı taşınım katsayısının normalden düşük olduğu bölge çarpma bölgesi olarak adlandırılır. Iasiello ve diğ. [40] Reynolds sayısı ne kadar yüksek olursa çarpma bölgesinin uzunluğunun o kadar yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Iasiello ve diğ. [40] yaptıkları çalışmada gözenek çapına ve akışkan hızına bağlı olarak içinde bu çarpma bölgesini de barındıran ısı giriş uzunluklarını tespit etmişlerdir. Bu uzunluk içerisinde çarpma bölgesinin bittiği yerde ısı giriş bölgesinin etkisi görülmeye başlanmış ve sonrasında tam gelişmiş bölgeye geçilmiştir. Çarpma bölgesinde düşük olan taşınım katsayısı giderek yükselmiş, çarpma bölgesi bittikten sonra ısı giriş bölgesi etkisiyle düşmeye başlamış ve tam gelişmiş bölgede belli bir değerde sabitlenmiştir [40]. Iasiello ve diğerlerinin yaptığı çalışma referans alınarak, bu çalışma için tespit edilen ısı giriş uzunluğu yaklaşık 25 mm’dir. Ancak şekil 3.22 incelendiğinde çarpma etkisinin yaklaşık 31 mm eksenel uzunluğa kadar etkisi görülmektedir. Buradan ısı giriş bölgesi uzunluğunun çarpma bölgesinden kısa olduğu için ısı giriş bölgesi etkisinin görülmediği sonucuna ulaşılmıştır.

Bunun haricinde tam gelişmiş bölgeden sonra çıkış bölgesinde akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkında bir düşüş görülmektedir. Bunun nedeni çıkış bölgesindeki kanat etkisi olarak düşünülmüştür. Test bölgesinin çıkışında alüminyum bir flanş bulunmaktadır. Bu alüminyum flanş test bölgesindeki alüminyum cidar ile temas hâlinindedir. Dolayısıyla flanş kanat etkisi göstermekte ve ısıнын bir kısmının iletim yoluyla alüminyum cidardan flanşa ve buradan da çıkış tarafındaki havaya geçmesine

sebeup olmakta ve bu da çıkış bölgesindeki yüzey sıcaklıklarının düşmesine sebep olmaktadır.

Şekil 3.23’de B2 deneyiyle yaklaşık aynı debi frekansında ancak farklı ortalama kütleli debideki D3 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.33$ Hz) zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları konuma bağlı olarak verilmiştir.



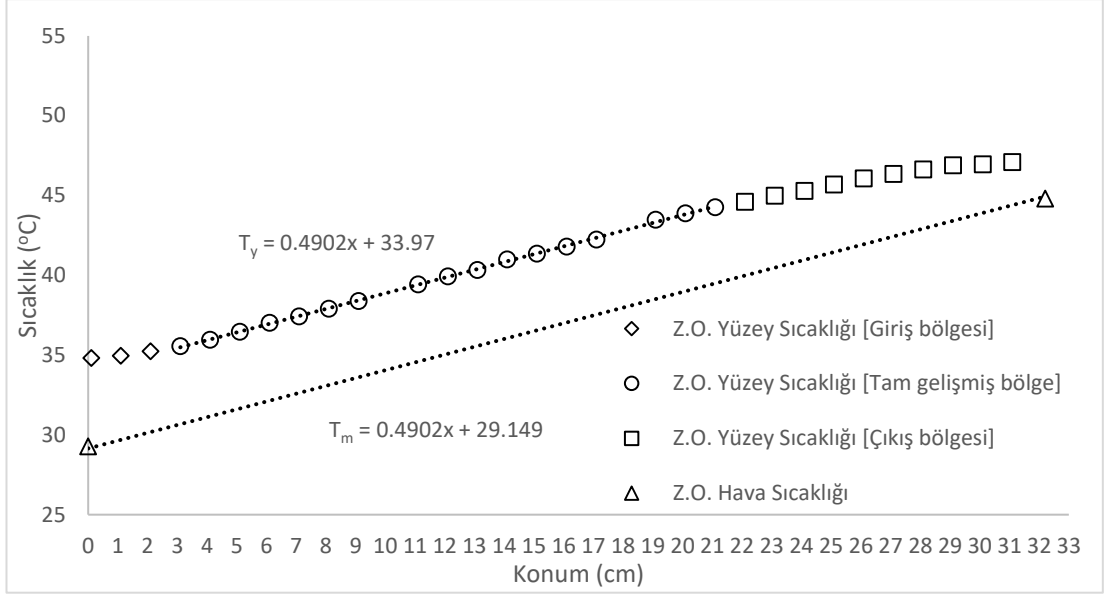
Şekil 3.23 : D3 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.33$ Hz) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.

Şekil 3.22 ve 3.23 birlikte incelendiğinde ortalama kütleli debi artınca hava çıkış sıcaklığının ve yüzey sıcaklıklarının azaldığı ve sıcaklık eğilim doğrularının eğimlerinin azaldığı görülmektedir. Bu ısı taşınım katsayısının kütleli debi artınca düştüğünü göstermektedir.

Şekil 3.24’de D3 deneyiyle aynı ortalama kütleli debideki daimi akış deneyi olan D0 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, daimi akış) yüzey ve hava sıcaklıkları konuma bağlı olarak verilmiştir.

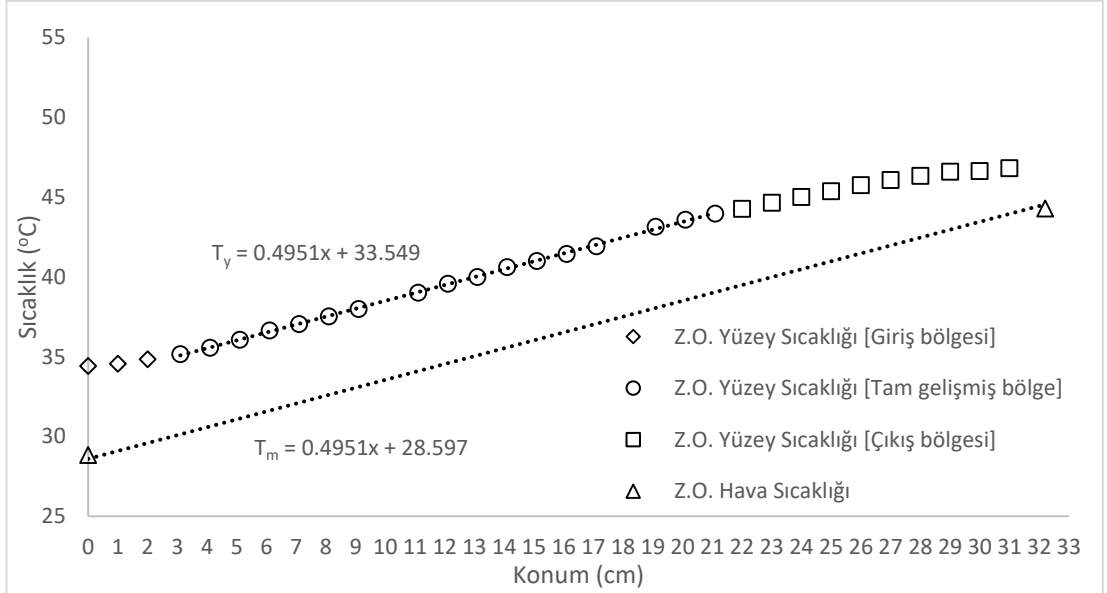
Şekil 3.23 ve 3.24 birlikte incelendiğinde aynı ortalama kütleli debideki daimi akış deneyi ile darbeli akış deneyi sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımlarında gözle görülür bir fark olmadığı ve sıcaklık değişimlerini veren eğilim çizgilerinin eğimlerinin de yaklaşık aynı olduğu görülmektedir.

Şekil 3.25’de ise D3 deneyiyle aynı ortalama kütleli debideki ancak farklı bir debi frekansındaki D6 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.73$ Hz) zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları konuma bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 3.24 : D0 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, daimi akış) konuma bağlı yüzey ve hava sıcaklıkları.

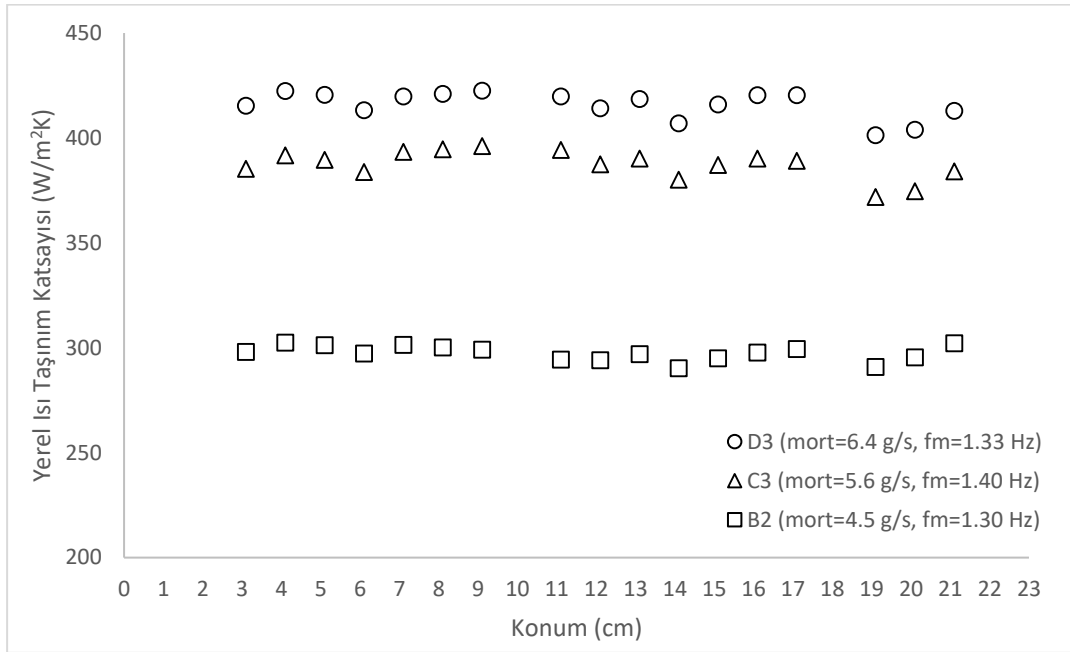
Şekil 3.23 ve 3.25 birlikte incelendiğinde aynı ortalama kütleli debide farklı debi frekanslarında sıcaklık dağılımlarında gözle görülür bir fark gözlenememiş ve sıcaklık değişimlerini ifade eden eğilim doğrularının denklemlerinin yaklaşık aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 3.25 : D6 deneyinin ($q_{ort} = 106$ W, $\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.73$ Hz) konuma bağlı zaman ortalamalı yüzey ve hava sıcaklıkları.

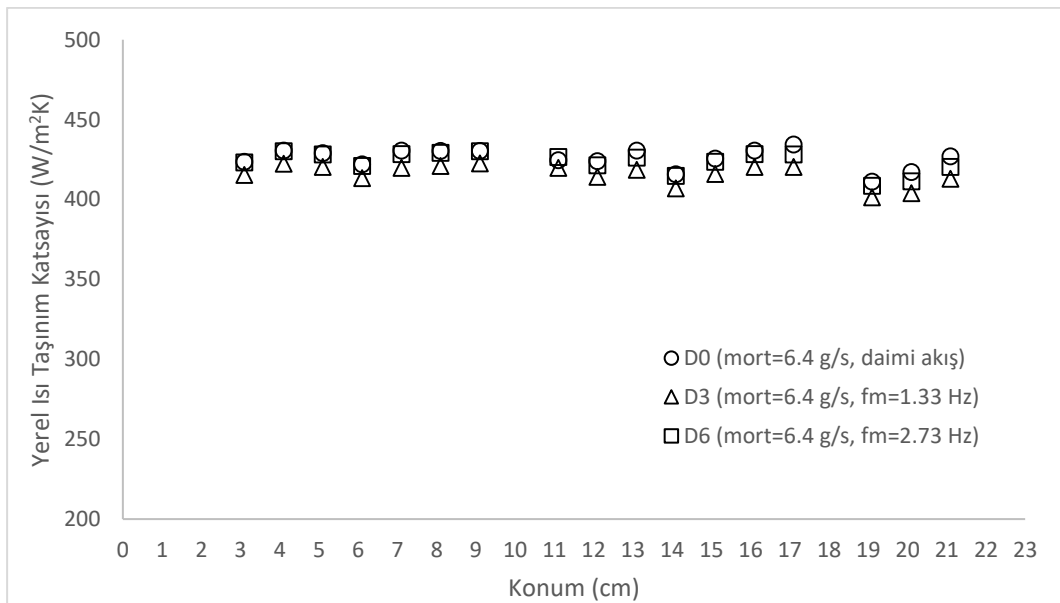
Şekil 3.26'da yaklaşık aynı debi frekansında farklı ortalama kütleli debilerdeki üç deneyin yerel taşınım katsayısı dağılımları görülmektedir. Şekil 3.26 incelendiğinde yerel ısı taşınım katsayısının konuma bağlı olarak yaklaşık sabit kaldığı

gözlennmektedir. Aynı zamanda ortalama kütlelel debi arttıkça yerel ısı taşınım katsayısı değlerlerinin yukarıya ötelendiğı görölmektedir.



Şekil 3.26 : D3 ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.33$ Hz), C3 ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 1.40$ Hz), ve B2 ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s, $f_m = 1.30$ Hz) deneylerinin yerel taşınım katsayısı dağılımları.

Şekil 3.27’te ise aynı ortalama kütlelel debide bir daimi akış deneyi ve iki farklı debi frekansında darbeli akış deneyi olmak üzere toplam üç deneyin yerel taşınım katsayısı dağılımları görölmektedir.



Şekil 3.27 : D0 ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, daimi akış), D3 ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 1.33$ Hz), ve D6 ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s, $f_m = 2.73$ Hz) deneylerinin yerel taşınım katsayısı dağılımları.

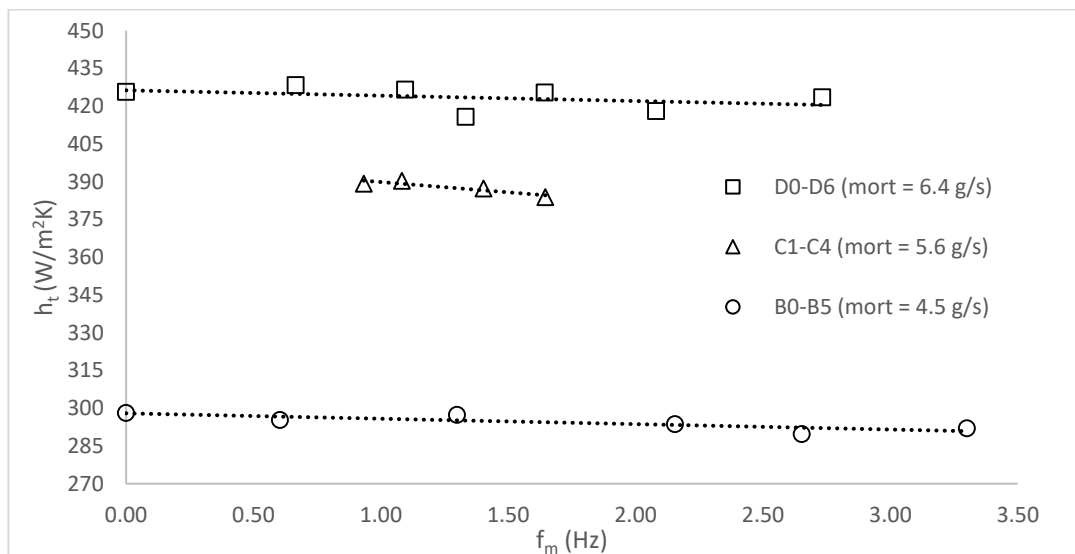
Şekil 3.27 incelendiğinde daimi akış deneyi ve iki farklı frekanstaki darbeli akış deneylerinin yerel ısı taşınım katsayı dağılımlarının yaklaşık aynı olduğu görülmekle birlikte, $f_m=1.33$ Hz için elde edilen yerel ısı taşınım katsayısı değerlerinin diğerlerinden bir miktar daha düşük olduğu da gözlenmiştir.

Yerel ısı taşınım katsayılarının tam gelişmiş akış bölgesinde yaklaşık sabit kaldığı gözlenmiştir. Bu bölgedeki yerel ısı taşınım katsayısının ortalama değeri tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı olarak isimlendirilmiş ve h_t ile gösterilmiştir. Bunun haricinde bütün test bölgesi için de ortalama bir ısı taşınım katsayısı bulunmuş ve ortalama ısı taşınım katsayısı olarak isimlendirilmiştir. Ortalama ısı taşınım katsayısı denklem 3.35 ile hesaplanmaktadır.

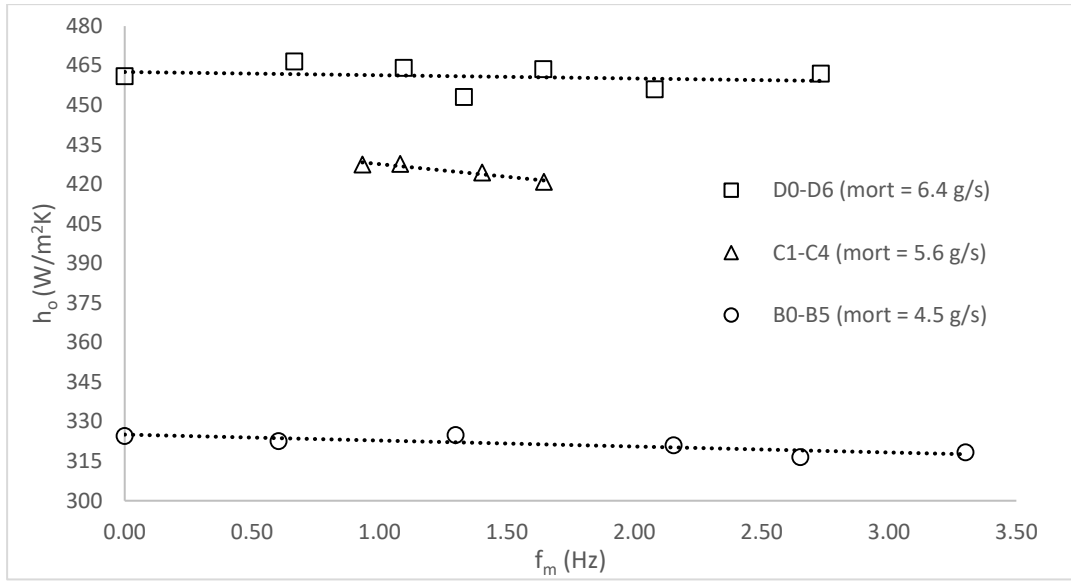
$$h_o = \frac{q}{A_y(\bar{T}_{y_o} - \bar{T}_{m_o})} \quad (3.35)$$

Burada q akışkana aktarılan net ısı, A_y test bölgesi iç yüzey alanı, $\bar{T}_{y_o}$ konum ve zaman ortalamalı yüzey sıcaklığı ve $\bar{T}_{m_o}$ konum ve zaman ortalamalı hava sıcaklığı olmak üzere h_o ortalama ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Burada $\bar{T}_{y_o}$ ölçülen bütün yüzey sıcaklıkların konum ve zaman ortalaması, $\bar{T}_{m_o}$ da ölçülen hava girişi ve çıkışı sıcaklıklarının zaman ortalamalarının ortalamasıdır.

Çizelge 3.8’te bütün ısı geçişi deneylerindeki tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı değerleri ve ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri verilmektedir. Çizelge 3.8’te verilen ısı taşınım katsayısı değerleri şekil 3.28 – 3.29’da grafik hâlinde gösterilmiştir.



Şekil 3.28 : Tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayıları.



Şekil 3.29 : Ortalama ısı taşınım katsayıları.

Çizelge 3.8 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri.

Deney Numarası	q_{ort} (W)	$\bar{m}_{ort}$ [g/s]	f_m [Hz]	h_t [W/m²K]	h_o [W/m²K]
B0	106	4.5	-	298	325
B1			0.60	295	323
B2			1.30	297	325
B3			2.15	294	321
B4			2.65	290	317
B5			3.30	292	318
C1		5.6	0.93	389	427
C2			1.08	390	428
C3			1.40	387	424
C4			1.65	384	421
D0		6.4	-	426	461
D1			0.67	428	467
D2			1.10	427	464
D3			1.33	416	453
D4			1.64	425	464
D5			2.08	418	456
D6			2.73	423	462

Şekil 3.28 – 3.29 incelendiğinde tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı ile ortalama ısı taşınım katsayısı eğrilerinin eğilim olarak birbirlerinin yaklaşık aynı olduğu, ortalama ısı taşınım katsayısı eğrilerinin sadece tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı eğrilerinin yaklaşık 30 W/m²K yukarı ötelenmiş şekli olduğu görülmektedir. Buradan

tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı ile ortalama ısı taşınım katsayısının debi frekansına bağlı değişim karakteristiklerinin aynı olduğu ancak ortalama ısı taşınım katsayılarının tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayılarından yaklaşık 30 W/m²K yüksek olduğu sonucuna ulaşılmaktadır.

Şekil 3.28 – 3.29 incelendiğinde debi frekansına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişiminin ortalama kütleli debiye bağlı olduğu görülmektedir. Debi frekansına bağlı olarak çok belirgin bir değişim görülmemekle birlikte ısı taşınım katsayısının debi frekansı arttıkça bir miktar azaldığı gözlenmiştir. C1-C4 deney grubundaki ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s) debi frekansına bağlı olarak ısı taşınım katsayısında azalma eğilimi daha belirgin B0-B5 ($\bar{m}_{ort} = 4.5$ g/s) ve D0-D6 deney grubunda ($\bar{m}_{ort} = 6.4$ g/s) bu eğilim daha düşük bir eğimle gerçekleşmektedir. Öte yandan ortalama kütleli debinin ısı taşınım katsayısını etkileyen ana parametre olduğu görülmektedir.



4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde bölüm 2’de elde edilen korunum denklemleri deney şartlarına göre incelenmiş, basınç düşüşü deneyi sonuçları ve ısı geçişi deneyi sonuçları ayrı ayrı irdelenmiştir. Basınç düşüşü deneylerinde elde edilen zaman ortalamalı Darcy hızı ve zaman ortalamalı basınç düşüşü değerlerine göre sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Aynı fan gücünde yapılan daimi akış deneyleri ile darbeli akış deneylerini kıyaslayabilmek için sürtünme katsayısı oranı tanımlanıp bu değerler hesaplanmış ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Isı geçişi deneylerinde ise tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Aynı fan gücünde yapılan daimi akış deneyleri ile darbeli akış deneylerini kıyaslayabilmek için iki farklı Nusselt sayısı oranı tanımlanıp bu değerler hesaplanmış ve sonuçlar yorumlanmıştır.

4.1 Korunum Denklemlerinin Deney Şartlarına Göre İncelenmesi

Bu bölümde daha önce 2. bölümde gözenekli ortamda darbeli hava akışı durumu için elde edilen korunum denklemleri deney şartlarına göre incelenmiştir.

Akışın eksen boyunca tek boyutlu olduğu kabulü altında süreklilik denkleminin (denklem 2.6) alacağı son şekil aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

Süreklilik denkleminin yapılan kabuller altında aldığı son halinden akış hızının eksen boyunca değişmediği sonucuna ulaşılır.

Momentum denklemi (denklem 2.7) ise x eksenı boyunca tek boyutlu akış kabulüne göre açılırsa aşağıdaki şekli alır:

$$\rho_a \left(\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} U \frac{\partial U}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_a \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\varepsilon \mu_a}{K} U - \frac{\varepsilon \rho_a F}{\sqrt{K}} U^2 \quad (4.2)$$

Süreklilik denkleminde Darcy hızının x eksenini boyunca konuma göre değişmediği bulunmuştur. Bundan dolayı hızın konuma göre değişimini içeren terimler ihmal edildiğinde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\rho_a \left(\frac{\partial U}{\partial t} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\epsilon \mu_a}{K} U - \frac{\epsilon \rho_a F}{\sqrt{K}} U^2 \quad (4.3)$$

Denklem 4.3'teki basınç ifadesi basıncın temsili birim hacimdeki hacim ortalamasıdır. Ancak ölçülen basınç akışkan hacmindeki basınçtır. Dolayısıyla akışkan basıncına geçiş yapmak için denklemi gözeneklilik ile bölmek gerekmektedir. Bu dönüşüm yapıldıktan sonra test bölgesinde, L uzunluğu boyunca, konuma göre integre edildiğinde denklem aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho_a}{\epsilon} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\mu_a}{K} U + \frac{\rho_a F}{\sqrt{K}} U^2 \quad (4.4)$$

Son olarak basınç düşüşünün hızla bağlı değişimini veren denklemin zaman ortalaması alındığında ise aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\overline{\Delta P}}{L} = \frac{\mu_a}{K} \bar{U} + \frac{\rho_a F}{\sqrt{K}} \bar{U}^2 \quad (4.5)$$

Enerji denklemi (denklem 2.8) efektif ve dispersiyon ısı iletim katsayılarının yöne bağlı değişmeyip sabit olduğu kabulü altında, test bölgesi eksenini boyunca tek boyutlu akış kabulüne göre düzenlenirse aşağıdaki şekli alır:

$$(\rho c_p)_e \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_a U \frac{\partial T}{\partial x} = (k_e + k_d) \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (4.6)$$

Eksenel iletim ihmal edildiğinde denklem aşağıdaki hâlini alır:

$$(\rho c_p)_e \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_a U \frac{\partial T}{\partial x} = (k_e + k_d) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'de sıcaklıklar zamanın, radyal konumun ve eksenel konumun bir fonksiyonudur. Ancak hava sıcaklıkları radyal konuma bağlı olarak ölçülmemiş, ölçülen değerlerin kesit ortalamalı akışkan sıcaklığına eşit olduğu kabulü yapılmıştır. Ölçülen bu ortalama akışkan sıcaklığı düzgün dağılımlı hız kabulü altında denklem 4.8'de gösterilmektedir. Burada Darcy hızı sadece zamanın bir fonksiyonu, sıcaklık

ise zamanın, eksenel ve radyal konumun bir fonksiyonu iken kesit ortalama sıcaklık zamanın ve eksenel konumun bir fonksiyonu olmaktadır.

$$T_m(t, x) = \frac{1}{(\rho c_p)_a U(t) A} \int_A (\rho c_p)_a U(t) T(t, x, r) dA \quad (4.8)$$

Sıcaklığın kanalın merkezinde radyal olarak değişmemesi ve kanalın dış yüzeyinde sabit ısı akısı sınır şartları uygulanmıştır. Bu sınır şartları aşağıda gösterilmektedir.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad ; \quad (k_e + k_d) \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=D/2} = q'' \quad (4.9)$$

Denklem 4.7 kanal kesidi boyunca integre edilip sınır şartları uygulanırsa denklem 4.10 elde edilir.

$$(\rho c_p)_e \frac{\partial T_m}{\partial t} + (\rho c_p)_a U \frac{\partial T_m}{\partial x} = \frac{4q''}{D} \quad (4.10)$$

Bu denklemin zaman ortalaması alınırsa zamandan bağımsız olarak elde edilen hali aşağıdaki gibi olur:

$$(\rho c_p)_a \left(U \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) = \frac{4q''}{D} \quad (4.11)$$

Akışkan sıcaklığının test bölgesine giriş ve test bölgesinden çıkış değerleri ölçülmektedir. Bu değerler sınır şartı olarak aşağıda gösterilmektedir:

$$\bar{T}_m(x = 0) = \bar{T}_{mg} \quad ; \quad \bar{T}_m(x = L) = \bar{T}_{mç} \quad (4.12)$$

Denklem 4.11 eksenel konuma göre integre edilip sınır şartları uygulanırsa aşağıdaki hâlini alır.

$$\left[U(\bar{T}_{mç} - \bar{T}_{mg}) \right] = \frac{4q''L}{D(\rho c_p)_a} \quad (4.13)$$

Denklem 4.13 akışkana aktarılan ısıнын zaman ortalamasının ısıtıcı tarafından sisteme aktarılan ısıya eşdeğer olduğunu göstermektedir.

4.2 Basınç Düşüşü Deneyi Sonuçları

Orifiste ölçülen zaman ortalamalı kütleli debi verileri üzerinden test bölgesindeki zaman ortalamalı Darcy hızı ve Reynolds sayısı verileri elde edilmiştir.

$$\bar{U} = \frac{\bar{m}}{\rho A} \quad (4.14)$$

$$Re = \frac{\rho \bar{U} D}{\mu} \quad (4.15)$$

Deneylerde kütleli debi Reynolds sayısı ile boyutsuzlaştırılmıştır. Çizelge 4.1’te her deney için Reynolds sayısı değerleri verilmektedir.

Çizelge 4.1 : Deneylerin Reynolds sayısı değerleri.

Deney Numarası	Re	Re _{ort}
A1	8825	8794
A2	8801	
A3	8743	
A4	8805	
B0	5978	6003
B1	6048	
B2	6071	
B3	6033	
B4	5932	
B5	5954	
C1	7596	7567
C2	7599	
C3	7545	
C4	7529	
D0	8379	8520
D1	8572	
D2	8592	
D3	8444	
D4	8573	
D5	8529	
D6	8554	

Her deney grubunda kendi içinde aynı fan gücünde çalışıldığından deney grubu içindeki Reynolds sayısındaki değişim ihmal edilmiş, gruplandırılırken ortalama Reynolds sayısı esas alınmıştır. Buna göre A1-A4 deneylerinde ortalama Reynolds sayısının 8794, B0-B5 deneylerinde 6003, C1-C4 deneylerinde 7567, D0-D6 deneylerinde ise 8520 olduğu dikkate alınmıştır.

Zaman ortalamalı basınç düşüşü, zaman ortalamalı hız, test bölgesi uzunluğu, test bölgesi kanalı çapı, test bölgesindeki havanın yoğunluğu ve dinamik viskozitesi kullanılarak sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) D}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}^2} \quad (4.16)$$

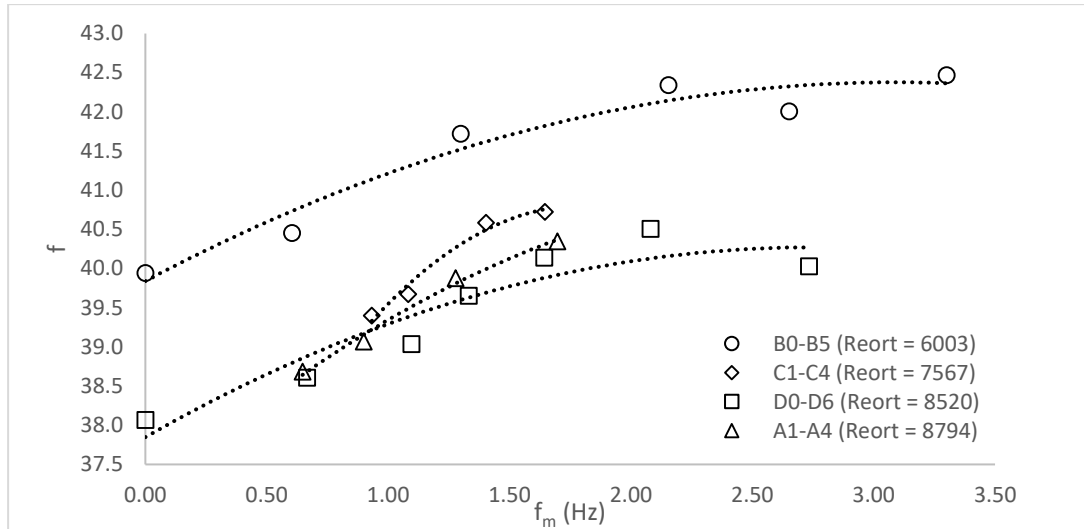
Çizelge 4.2’de bütün deneylerdeki sürtünme katsayısı değerleri verilmektedir.

Çizelge 4.2 : Sürtünme katsayısı değerleri.

Deney Numarası	Re _{ort}	f _m (Hz)	f
A1	8794	0.65	38.7
A2		0.90	39.1
A3		1.28	39.9
A4		1.70	40.3
D0	8520	-	38.1
D1		0.67	38.6
D2		1.10	39.0
D3		1.33	39.7
D4		1.64	40.1
D5		2.08	40.5
D6		2.73	40.0
C1	7567	0.93	39.4
C2		1.08	39.7
C3		1.40	40.6
C4		1.65	40.7
B0	6003	-	39.9
B1		0.60	40.5
B2		1.30	41.7
B3		2.15	42.3
B4		2.65	42.0
B5		3.30	42.5

Çizelge 4.2’deki verilere göre farklı Reynolds sayısı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin debi frekansına bağlı olarak değişimi şekil 4.1’de gösterilmektedir.

Şekil 4.1 incelendiğinde bütün Reynolds sayısı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin debi frekansı arttıkça arttığı görülmektedir. Ancak debi frekansına bağlı olarak sürtünme katsayısındaki artış eğiliminin debi frekansı yükseldikçe azaldığı ve sabit bir değere yaklaştığı görülmektedir. Öte yandan şekil 4.1’de Reynolds sayısı azaldıkça sürtünme katsayısı değerlerinin yükseldiği görülmektedir.



Şekil 4.1 : Farklı Reynolds sayısı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin debi frekansına bağlı olarak değişimi.

Şu ana kadar deney verileri kütleli debi veya Reynolds sayısı grupları üzerinden incelenmiştir. Aynı deneyleri debi frekansına göre gruplandırmak da mümkündür. Basınç düşüşü deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması Çizelge 4.3'te gösterilmektedir.

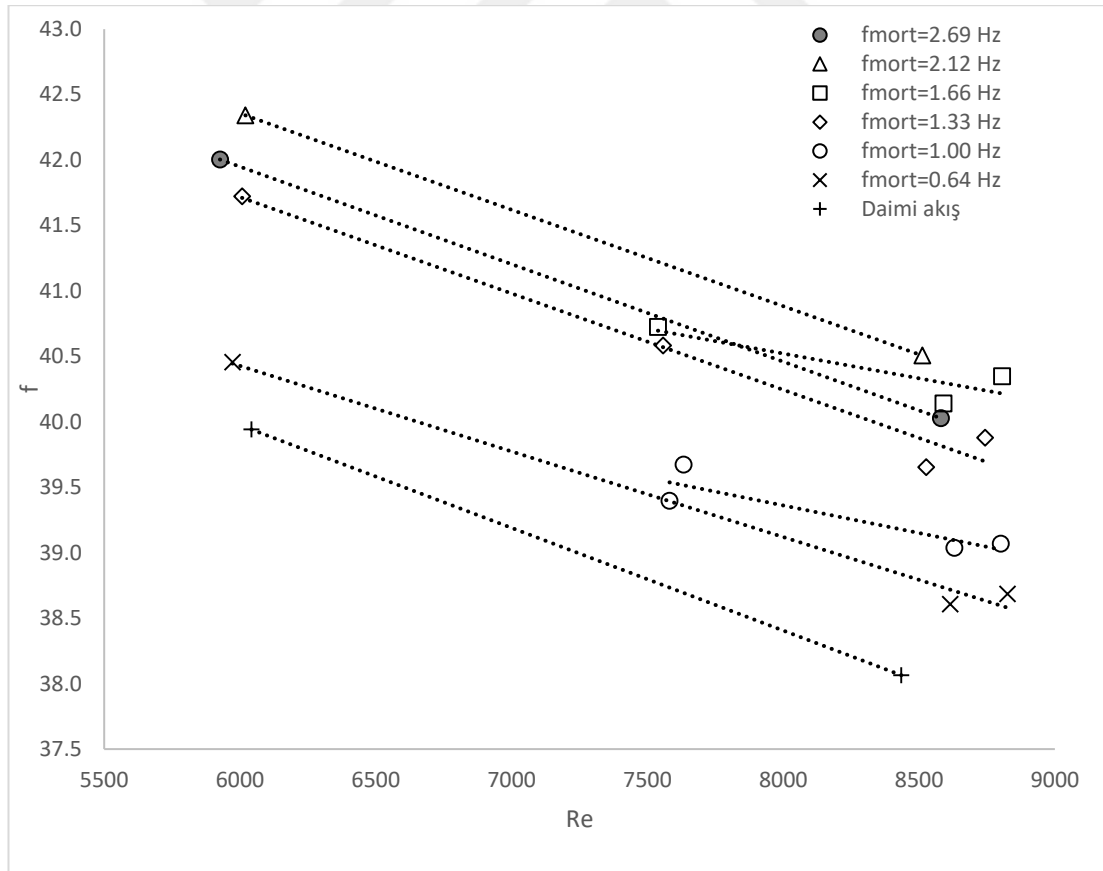
Çizelge 4.3 : Basınç düşüşü deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması.

Deney Numarası	Frekans Grubu	f_{mort} (Hz)	f_m (Hz)	Re	f
D0	f_{m0}	0.00	0.00	8434	38.1
B0			0.00	6042	39.9
A1	f_{m1}	0.64	0.65	8825	38.7
D1			0.67	8614	38.6
B1			0.60	5972	40.5
A2	f_{m2}	1.00	0.90	8801	39.1
C1			0.93	7581	39.4
C2			1.08	7633	39.7
D2			1.10	8630	39.0
A3	f_{m3}	1.33	1.28	8743	39.9
C3			1.40	7558	40.6
D3			1.33	8527	39.7
B2			1.30	6007	41.7
A4	f_{m4}	1.66	1.70	8805	40.3
C4			1.65	7539	40.7
D4			1.64	8590	40.1
D5	f_{m5}	2.12	2.08	8512	40.5
B3			2.15	6020	42.3
D6	f_{m6}	2.69	2.73	8581	40.0
B4			2.65	5926	42.0

Çizelge 4.3'te daimi akış deneyleri f_{m0} , darbeli akış deneyleri ise $f_{m1} - f_{m6}$ isimleriyle gruplandırılmıştır. Darbeli akış deneyleri gruplandırılırken birbirlerine yakın frekanslardaki deneyler aynı gruba yerleştirilmiştir. Sadece B5 ($f_m = 3.30$ Hz) deneyi, birlikte gruplandırılabilcek yakın bir frekansta deney olmadığı için, bu gruplandırmanın dışarısında kalmıştır. f_{mort} ifadesi bir frekans grubunun ortalama debi frekansını ifade etmektedir.

Farklı debi frekansı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi şekil 4.2'de gösterilmektedir.

Şekil 4.2 incelendiğinde her frekans grubu için sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra farklı frekans grupları birlikte incelendiğinde belli bir frekansa kadar debi frekansı arttıkça sürtünme katsayısı değerlerinin arttığı görülmektedir. $f_{mort} = 2.12$ Hz değerinde sürtünme katsayıları en yüksek değerine ulaşmış, sonrasında $f_{mort} = 2.69$ Hz'e geçerken sürtünme katsayıları düşüş göstermiştir.



Şekil 4.2 : Farklı debi frekansı gruplarındaki sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.

4.3 Basınç Düşüşü Deneyi Sonuçlarının Daimi Akış ile Karşılaştırılması

Darbeli akış için yapılan basınç düşüşü deneyi sonuçlarının daimi akış için yapılan sonuçlarla kıyaslanabilmesi için sürtünme katsayısı oranı (η_f) tanımlanmıştır. η_f darbeli akış deneyinde bulunan sürtünme katsayısının aynı ortalama Reynolds sayısı için yapılan daimi akış deneyinde elde edilen sürtünme katsayısına oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\eta_f = \frac{f_{darbeli}}{f_{daimi}} \quad (4.17)$$

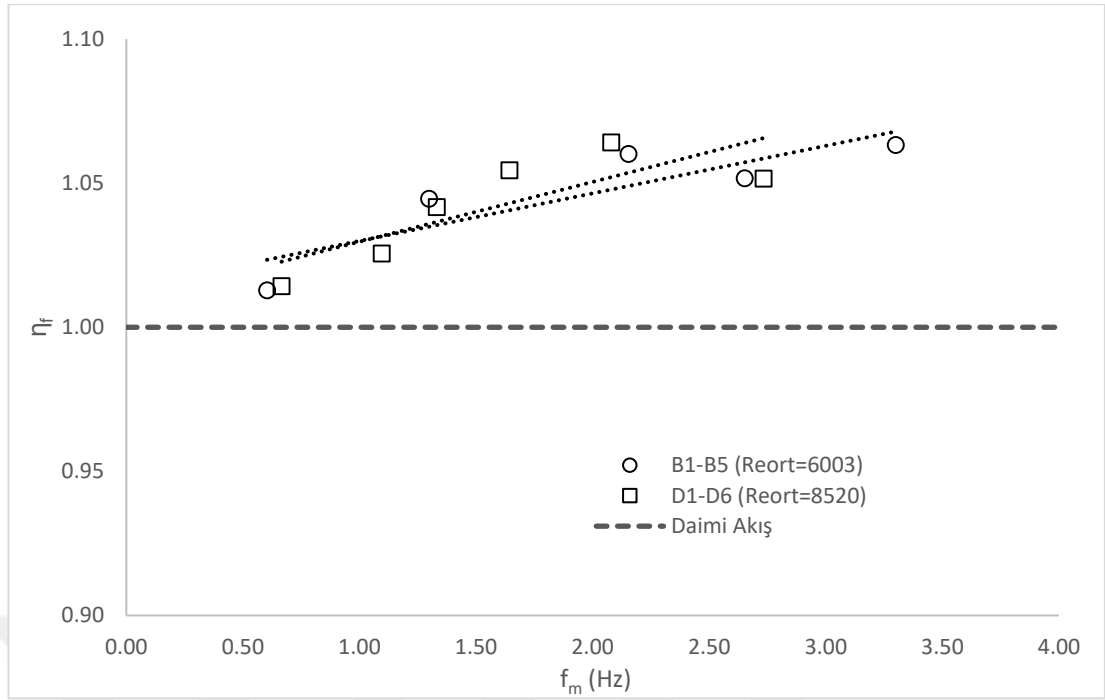
Tanımlanan bu oran daimi akış için bire eşit olmaktadır. Darbeli akış için ise birden büyük veya düşük olmasına göre daimi akıştaki duruma göre akışın basınç düşüşü karakteristiğinde nasıl bir etki oluşturduğu görülmektedir.

Daimi akış deneyleri olan B0 ve D0 deneyleri iki fan gücünde yapıldığı için bu kıyaslama ancak o fan güçlerinde yapılan darbeli akış deneyleri için yapılabilmektedir. Çizelge 4.4'te bu deneylerin sürtünme katsayısı oranları verilmektedir.

Çizelge 4.4 : Sürtünme katsayısı oranları.

Deney Numarası	Re _{ort}	f _m (Hz)	η_f
B1	6003	1.10	1.024
B2		1.33	1.049
B3		1.64	1.061
B4		2.08	1.052
B5		2.73	1.064
D1	8520	0.60	1.026
D2		1.30	1.032
D3		2.15	1.047
D4		2.65	1.058
D5		3.30	1.066
D6		0.93	1.052

Çizelge 4.4'te verilen sonuçlar şekil 4.3'te grafik olarak gösterilmiştir. Grafikteki kesikli çizgi sürtünme katsayısı oranının bire eşit olduğu durumu yani daimi akışı göstermektedir.



Şekil 4.3 : Sürtünme katsayısı oranları.

Şekil 4.3 incelendiğinde sürtünme katsayısı oranlarının bütün deneylerde daimi akış çizgisinin üstünde yer aldığı görülmektedir. Öte yandan frekans arttıkça sürtünme katsayısı oranı artmaktadır ve bu artış eğilimi farklı Reynolds sayısındaki iki deney grubu için de yaklaşık aynıdır. Bütün bunlara dayanarak darbeli akış durumunda elde edilen sürtünme katsayısı değerlerinin aynı ortalama Reynolds sayısındaki daimi akıştaki sürtünme katsayısından yüksek olduğu ve daimi akıştaki sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısından bağımsız olarak debi frekansı yükseldikçe arttığı sonucuna ulaşılmaktadır.

4.4 Isı Geçişi Deneyi Sonuçları

Isı geçişi deneylerinin sonuçları Nusselt sayısı üzerinden yorumlanmıştır. Tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Denklem 4.18 ve 4.19’da h_o ortalama ısı taşınım katsayısı, h_t tam gelişmiş bölge ısı taşınım katsayısı, D test bölgesi kanalının iç çapı ve k_a test bölgesindeki havanın ısı iletim katsayısı olmak üzere, Nu_t tam gelişmiş bölge Nusselt sayısını ve Nu_o ortalama Nusselt sayısını ifade etmektedir.

$$Nu_t = \frac{h_t D}{k_a} \quad (4.18)$$

$$Nu_o = \frac{h_o D}{k_a} \quad (4.19)$$

Çizelge 4.5’te bütün deneylerin tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri yer almaktadır.

Çizelge 4.5 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama Nusselt sayısı değerleri.

Deney Numarası	Re _{ort}	f _m (Hz)	Nu _t	Nu _o
D0	8520	-	798	864
D1		0.67	803	874
D2		1.10	799	870
D3		1.33	779	849
D4		1.64	797	869
D5		2.08	783	855
D6		2.73	794	866
C1	7567	0.93	729	801
C2		1.08	732	802
C3		1.40	726	795
C4		1.65	719	789
B0	6003	-	559	608
B1		0.60	553	605
B2		1.30	557	609
B3		2.15	550	602
B4		2.65	543	593
B5		3.30	547	597

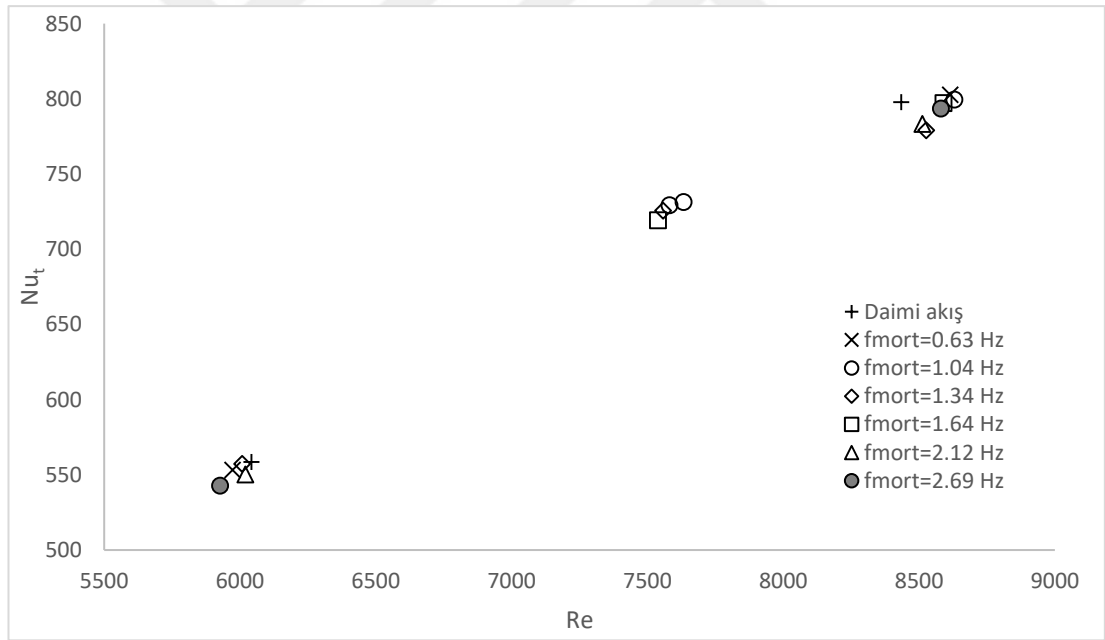
Şu ana kadar deney verileri kütleli debi veya Reynolds sayısı grupları üzerinden incelenmiştir. Aynı deneyleri basınç düşüşü deneylerinde olduğu gibi ısı geçişi deneylerinde de debi frekansına göre gruplandırmak mümkündür. Isı geçişi deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması Çizelge 4.6’da gösterilmektedir.

Çizelge 4.6’da daimi akış deneyleri f_{m0}, darbeli akış deneyleri ise f_{m1} – f_{m6} isimleriyle gruplandırılmıştır. Çizelge 4.6’da gösterilen gruplandırma ile Çizelge 4.3’te gösterilen gruplandırma birbirinin hemen hemen aynıdır. Tek farkı sisteme ısı akışı uygulanmayan A1-A4 deneylerinin ısı geçişi deneylerindeki gruplandırılma içerisinde yer almaması ve bu nedenle frekans gruplarının ortalama debi frekansının bir miktar değişmesidir.

Farklı debi frekans gruplarındaki tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi şekil 4.4 – 4.5’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.6 : Isı geçişi deneylerinin debi frekanslarına göre gruplandırılması.

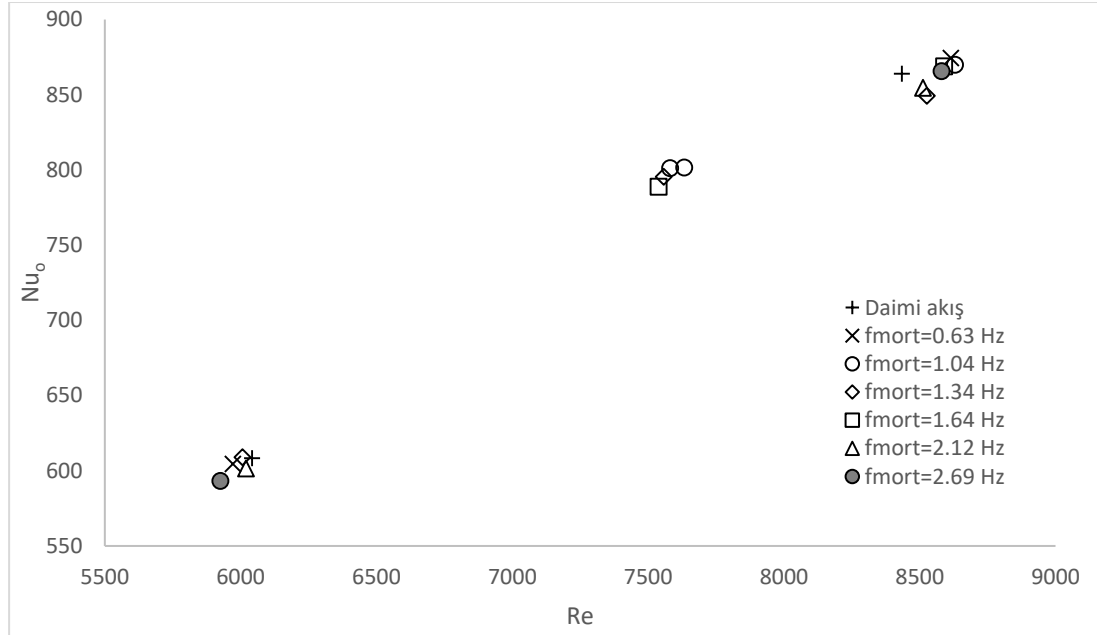
Deney Numarası	Frekans grubu	f_{mort} (Hz)	f_m (Hz)	Re	Nu_t	Nu_o
D0	f_{m0}	0.00	0.00	8434	798	864
B0			0.00	6042	559	608
D1	f_{m1}	0.63	0.67	8614	803	874
B1			0.60	5972	553	605
C1	f_{m2}	1.04	0.93	7581	729	801
C2			1.08	7633	732	802
D2			1.10	8630	799	870
C3	f_{m3}	1.34	1.40	7558	726	795
D3			1.33	8527	779	849
B2			1.30	6007	557	609
C4	f_{m4}	1.64	1.65	7539	719	789
D4			1.64	8590	797	869
D5	f_{m5}	2.12	2.08	8512	783	855
B3			2.15	6020	550	602
D6	f_{m6}	2.69	2.73	8581	794	866
B4			2.65	5926	543	593



Şekil 4.4 : Farklı debi frekansı gruplarındaki tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.

Şekil 4.4 – 4.5 incelendiğinde tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı değerlerinin debi frekansı gruplarına göre dağılımının hemen hemen birbirinin aynısı olduğu görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısı değerleri tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı değerlerinin bir miktar yukarıya ötelenmiş hâlidir.

Bunun yanı sıra şekil 4.4 – 4.5 incelendiğinde her frekans grubu için Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. Ancak farklı frekans grupları birlikte incelendiğinde debi frekansının Nusselt sayısı üzerinde gözle görülür bir fark oluşturmadığı görülmektedir.



Şekil 4.5 : Farklı debi frekansı gruplarındaki ortalama Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi.

4.5 Isı Geçişi Deneyi Sonuçlarının Daimi Akış ile Karşılaştırılması

Darbeli akış için yapılan ısı geçişi deneyi sonuçlarının daimi akış için yapılan sonuçlarla kıyaslanabilmesi için tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranı (η_{Nut}) ve ortalama Nusselt sayısı oranı (η_{Nu_o}) tanımlanmıştır. η_{Nut} darbeli akış deneyinde bulunan tam gelişmiş bölge Nusselt sayısının aynı ortalama Reynolds sayısı ve aynı ortalama ısı akısı için yapılan daimi akış deneyinde elde edilen tam gelişmiş bölge Nusselt sayısına oranı olarak tanımlanmıştır. Aynı şekilde η_{Nu_o} da darbeli akış deneyinde bulunan ortalama Nusselt sayısının aynı ortalama Reynolds sayısı ve aynı ortalama ısı akısı için yapılan daimi akış deneyinde elde edilen ortalama Nusselt sayısına oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\eta_{Nut} = \frac{Nu_{t,darbeli}}{Nu_{t,daimi}} \quad (4.20)$$

$$\eta_{Nuo} = \frac{Nu_{o,darbeli}}{Nu_{o,daimi}} \quad (4.21)$$

Tanımlanan bu oranlar daimi akış için bire eşit olmaktadır. Darbeli akış için ise birden büyük veya düşük olmasına göre daimi akıştaki duruma göre ısı geçişinde iyileşme veya kötüleşme olup olmadığını belirleyip sistemin ısı geçişi karakteristiğini göstermektedir.

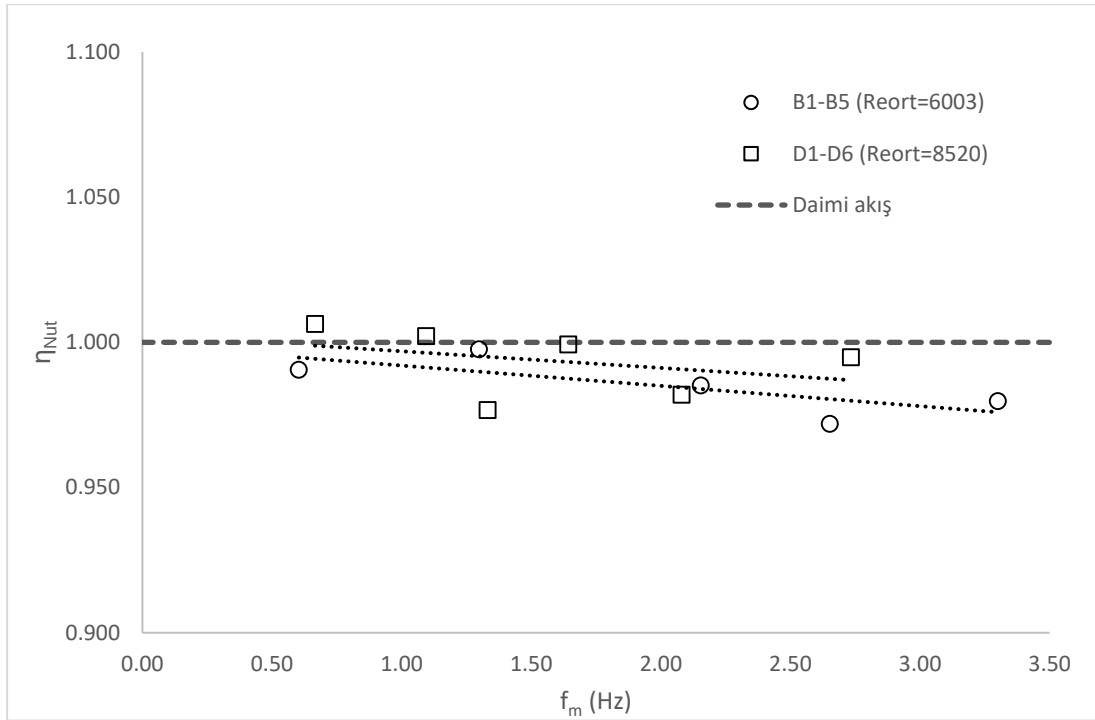
Daimi akış deneyleri olan B0 ve D0 deneyleri iki fan gücünde yapıldığı için bu kıyaslama ancak o fan güçlerinde yapılan darbeli akış deneyleri için yapılabilmiştir. Çizelge 4.7’de bu deneylerin tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranları ve ortalama Nusselt sayısı oranları verilmektedir.

Çizelge 4.7 : Tam gelişmiş bölge ve ortalama Nusselt sayısı oranları.

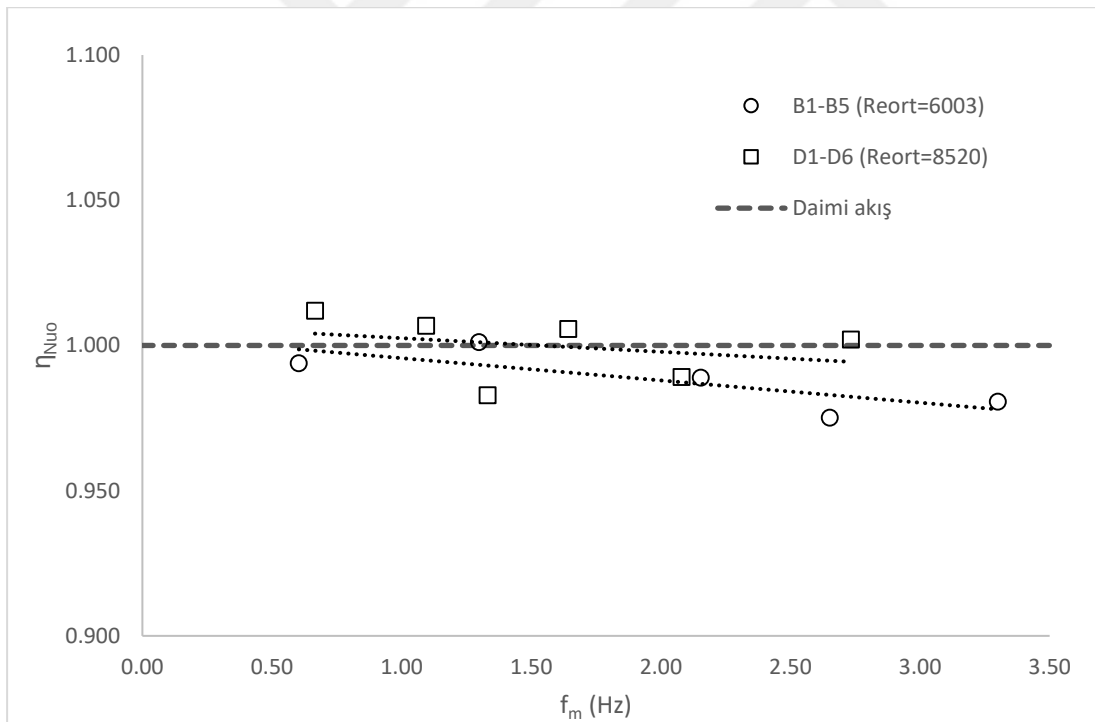
Deney Numarası	Re _{ort}	f _m (Hz)	η_{Nut}	η_{Nuo}
D1	8520	0.67	1.006	1.012
D2		1.10	1.002	1.007
D3		1.33	0.977	0.983
D4		1.64	0.999	1.006
D5		2.08	0.982	0.989
D6		2.73	0.995	1.002
B1	6003	0.60	0.991	0.994
B2		1.30	0.998	1.001
B3		2.15	0.985	0.989
B4		2.65	0.972	0.975
B5		3.30	0.980	0.981

Çizelge 4.7’de verilen sonuçlar şekil 4.6 – 4.7’de grafik olarak gösterilmiştir. Grafiklerdeki kesikli çizgi Nusselt sayısı oranlarının bire eşit olduğu durumu yani daimi akışı göstermektedir.

Şekil 4.6 incelendiğinde tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranlarının bire çok yakın olduğu ancak genel itibariyle daimi akış çizgisinin altında olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra debi frekansı arttıkça iki Reynolds sayısı grubu içinde azalma eğilimi görülmektedir. Ancak bütün deneylerdeki tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranında frekansa bağlı olarak gözlenen maksimum değişim %3.08 olarak hesaplanmıştır ve bu değişim de Nusselt sayısındaki belirsizlik oranından düşük olduğundan anlamlı bir değişim olmadığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 4.6 : Tam gelişmiş bölge Nusselt sayısı oranları.



Şekil 4.7 : Ortalama Nusselt sayısı oranları.

Şekil 4.7 incelendiğinde ise ortalama Nusselt sayısı oranlarının daimi akış çizgisinden uzaklaşmadığı, çizginin üstüne de çıksa altına da inse hep bire çok yakın değerler aldığı görülmektedir. B1-B5 deney gurubunda bu net bir şekilde gözlenmektedir. Bunun yanı sıra D1-D6 deney gurubunda debi frekansı arttıkça ortalama Nusselt sayısı

oranında bir düşüş gözlenmiştir. Ancak bütün deneylerdeki ortalama Nusselt sayısı oranında frekansa bağlı olarak gözlenen maksimum değişim %2.94 olarak hesaplanmıştır ve bu değişim de Nusselt sayısındaki belirsizlik oranından düşük olduğundan anlamlı bir değişim olmadığı sonucuna ulaşılmıştır.

4.6 Öneriler

Gözenekli ortamda darbeli akış karakteristiği incelenmesinde sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmış ve buna göre yorumlar yapılmıştır. Buna ilaveten sistemin geçirgenlik ve Forchheimer katsayısı değerleri araştırılıp buna göre bir inceleme de yapılabilir.

Buna ilaveten sistemin akış karakteristiği ile ilgili elde edilen teorik basınç düşüşü denklemleri deney verileri üzerinden çözülüp deneysel veriler ile uyumu incelenebilir.

Aynı şekilde enerji denklemi ile sıcaklık dağılımları arasındaki ilişki incelenebilir.

Gözenekli ortamda darbeli hava akışı altında ısı geçişinin deneysel incelenmesi yapılmış, ancak ısı geçişinde anlamlı bir değişim gözlenememiştir. Isı geçişinde iyileşme araştırmaları daha yüksek veya daha düşük Reynolds sayılarında yapılabilir.

Buna ilaveten daha düşük veya daha yüksek valf frekanslarında ısı geçişinde iyileşme araştırmaları yinelenabilir.

Ayrıca bu çalışmada darbe genliği darbe frekansından bağımsız bir parametre olarak incelenememiştir. Darbe genliği ile darbe frekansı arasında valf geometrisine bağlı bir ilişki bulunmaktadır. Farklı bir geometriye sahip darbe valfi ile inceleme de yapılarak aynı frekanslarda farklı genlik değerlerine ulaşılabilir. Bunun yanı sıra darbe valfi yerine piston silindir kullanılarak piston silindir kolunun mesafesini değiştirmek suretiyle darbe genliği darbe frekansından bağımsız bir parametre olarak da incelenebilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Nield, D.A. & Bejan, A.** (1992). *Convection in Porous Media*. Springer.
- [2] **Vafai, K.** (2005). *Handbook of Porous Media*. Boca Raton, Taylor & Francis Group.
- [3] **Kaviany, M.** (1995). *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. New York, Springer.
- [4] **Mancin, S., Zilio, C., Diani, A., Rosetto, L.** (2013). Air forced convection through metal foams: experimental results and modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 62, 112-123.
- [5] **Yang, X., Lu, T. J., Kim, T.** (2014). An analytical model for permeability of isotropic porous media. *Physics Letters A*, 378, 2308-2311.
- [6] **Kurtbas, I. & Celik, N.** (2009). Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1315-1325.
- [7] **Vafai, K. & Kim, J.** (1989). Forced convection in a channel filled with a porous medium : an exact solution. *Journal of Heat Transfer*, 111, 1103-1106.
- [8] **Dukhan, N., Bağcı, Ö., Özdemir, M.** (2014). Metal foam hydrodynamics: flow regimes from pre-Darcy to turbulent. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 114-123.
- [9] **Zhao, T.S. & Cheng, P.** (1996). Experimental studies on the onset of turbulence and frictional losses in an oscillatory turbulent pipe flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17, 356-362.
- [10] **Zhao, T.S. & Cheng, P.** (1996). The friction coefficient of a fully developed laminar reciprocating flow in a circular pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17, 167-172.
- [11] **Akdag, U. & Ozguc, F.** (2009). Experimental investigation of heat transfer in oscillating annular flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 2667-2672.
- [12] **Leong, K.C. & Jin, L.W.** (2005). An experimental study of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with an aluminum foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 243-253.
- [13] **Leong, K.C. & Jin, L.W.** (2006). Characteristics of oscillating flow through a channel filled with open-cell metal foam. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27, 144-153.
- [14] **Leong, K.C. & Jin, L.W.** (2006). Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 671-681.

- [15] **Fu, H.L., Leong, K.C., Huang, X.Y., Liu, C.Y.** (2001). An Experimental Study of Heat Transfer of a Porous Channel Subjected to Oscillating Flow. doi: 10.1115/1.1336510.
- [16] **Hsu, C.T., Fu, H., Cheng, P.** (1999). On Pressure-Velocity Correlation of Steady and Oscillating Flows in Regenerators Made of Wire Screens. *ASME*, 121.
- [17] **Zhao, T.S. & Cheng, P.** (1995). Oscillatory pressure drops through a woven-screen packed column subjected to a cyclic flow. *Cryogenics*, 36, 333-341.
- [18] **Zohir, A.E., Habib, M.A., Attya, A.M., Eid, A.I.** (2005). An experimental investigation of heat transfer to pulsating pipe air flow with different amplitudes. *Heat Mass Transfer*, 42, 625-635.
- [19] **Elshafei, E.A.M., Mohamed, M.S., Mansour, H., Sakr, M.** (2008). Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1029-1038.
- [20] **Kichima, M., Fukue, T., Hirose, K.** (2014). Basic study on flow and heat transfer performance of pulsating air flow for application to electronics cooling. *International Conference on Electronics Packaging* (pp. 64-68). Japan : Toyama International Conference Center, April 23-25.
- [21] **Hua, L., Yingjie, Z., Xuemei, Z., Kai, D., Haihao, L., Luyin, C.** (2007). Experimental study of convective heat transfer in pulsating air flow inside circular pipe. *International Conference on Power Engineering* (pp. 880-885). China : Hangzhou, October 23-27.
- [22] **Nield, D.A. & Kuznetsov, A.V.** (2007). Forced convection with laminar pulsating flow in a channel or tube. *International Journal of Thermal Science*, 46, 551-560.
- [23] **Habib, M.A., Attya, A.M., Said, S.A.M., Eid, A.I., Aly, A.Z.** (2004). Heat transfer characteristics and Nusselt number correlation of turbulent pulsating pipe air flows. *Heat and Mass Transfer*, 40, 307-318.
- [24] **Siegel, R. & Perlmutter, M.** (1962). Heat transfer for pulsating laminar duct flow. *Journal of Heat Transfer*, May 1962, 111-122.
- [25] **Ludlow, J.C., Kirwan, D.J., Gainer, J.L.** (1980). Heat transfer with pulsating flow. *Chemical Engineering Communications*, 7, 211-218.
- [26] **Paek, J.W., Kang, B.H., Hyun, J.M.** (1999). Transient cool-down of a porous medium in pulsating flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 3523-3527.
- [27] **Huang, P.C. & Yang, C.F.** (2008). Analysis of pulsating convection from two heat sources mounted with porous blocks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 6294-6311.
- [28] **Pathak, M.G. & Ghiaasiaan, S.M.** (2011). Convective heat transfer and thermal dispersion during laminar pulsating flow in porous media. *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 440-448.

- [29] **Kim, S.Y., Kang, B.H., Hyun, J.M.** (1994). Heat transfer from pulsating flow in a channel filled with porous medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37, 2025-2033.
- [30] **Kim, S.M. & Ghiaasiaan, S.M.** (2009). Numerical modeling of laminar pulsating flow in porous media. *Journal of Fluids Engineering*, 131, 1-9.
- [31] **Guo, Z., Kim, S.Y., Sung, H.J.** (1996). Pulsating flow and heat transfer in a pipe partially filled with a porous medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 243-253.
- [32] **Url-1** <<https://m.made-in-china.com/product/Alumina-Foam-Filter-Al2O3-Ceramic-Foam-Filter-Ppi-10-60-for-Metal-Filtration-844896955.html#viewAll>>, erişim tarihi 07.11.2019.
- [33] **Özdemir, M.** Gözenekli ortamda ısı ve kütle geçişi. Ders notları. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
- [34] **TSE** (2005). *Borularda Akışkan Akışının Ölçülmesi – Sıvılar İçin – Dolu Akan Daire Kesitli Borular İçerisine Yerleştirilen Basınç Farkı Cihazlar İle - Bölüm 1: Genel Prensipler ve Kurallar*, (TS 7253-1 EN ISO 5167-1).
- [35] **TSE** (2006). *Borularda Akışkan Akışının Ölçülmesi – Sıvılar İçin – Dolu Akan Daire Kesitli Borular İçerisine Yerleştirilen Basınç Farkı Cihazlar İle - Bölüm 2: Orifis Plakaları* (TS EN ISO 5167-2).
- [36] **ISO** (2018). *Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits — Guidelines on the Effects of Flow Pulsations on Flow-Measurement Instruments* (PD ISO/TR 3313:2018).
- [37] **ASME** (1989). *Measurement Of Fluid Flow In Pipes Using Orifice, Nozzle & Venturi* (MFC-3M-1989).
- [38] **Polak, S. & Bell, I.** (2013). CoolPropMathcadWrapper.dll. University of Liege, Belçika.
- [39] **Kakaç, S. & Yener, Y.** (1995). *Convective Heat Transfer*. Boca Raton, CRC Press.
- [40] **Iasiello, M., Cunsolo, S., Bianco, N., Chiu, W.K.S., Naso, V.** (2017). Developing thermal flow in open-cell foams. *International Journal of Thermal Sciences*, 111, 129-137.



EKLER

Ek A : Mathcad Orifis Programı

Ek B : Darbeli Akış Kaynağı (Darbe Valfi)

Ek C : FFT Analizleri

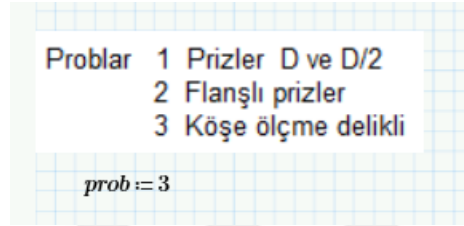
Ek D : Kütlesel Debi ve Basınç Düşüşü Ölçümleri





Ek A : Mathcad Orifis Programı

Mathcad’de hazırlanan orifis programı ile boşaltım katsayıları elde edilmiştir. Bu ekte boşaltım katsayısının program aracılığıyla hesabı D1 deneyi verileri üzerinden anlatılmıştır. Şekil A.1’de orifisin girişi ve çıkışındaki basınç ölçme deliklerinin konumuna göre seçilen prob türleri ve seçimi gösterilmektedir.



Şekil A.1 : Probun seçimi.

Köşe ölçme delikli prob kullanıldığı için prob 3 seçilmiştir.

Şekil A.2’de ilgili akış özelliklerinin CoolPropMathcadWrapper.dll dosyasından elde edilmesi ile ilgili tanımlama gösterilmektedir.

$$\begin{aligned}c_{pa}(T, P) &:= \text{PropsSI}("C", "T", T, "P", P, "air") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} & c_{pw}(T, P) &:= \text{PropsSI}("C", "T", T, "P", P, "water") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} \\c_{va}(T, P) &:= \text{PropsSI}("O", "T", T, "P", P, "air") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} & c_{vw}(T, P) &:= \text{PropsSI}("O", "T", T, "P", P, "water") \cdot \frac{J}{kg \cdot K} \\P_d(T) &:= \text{PropsSI}("P", "T", T, "Q", 1, "water") Pa & c_s(T, P) &:= \text{PropsSI}("A", "T", T, "P", P, "air") \cdot \frac{m}{s} \\& & & \\& \text{Karışım göre} & & \\c_{pm}(T, P, R) &:= \text{HAPropsSI}("Cha", "T", T, "P", P, "R", R) \cdot \frac{J}{kg \cdot K} & & \\v_m(T, P, R) &:= \text{HAPropsSI}("Vha", "T", T, "P", P, "R", R) \cdot \frac{m^3}{kg} & & \\\mu_m(T, P, R) &:= \text{HAPropsSI}("Visc", "T", T, "P", P, "R", R) Pa \cdot s & & \\\omega(T, P, R) &:= \text{HAPropsSI}("W", "T", T, "P", P, "R", R) & & \end{aligned}$$

Şekil A.2 : Akış özelliklerinin tanımlanması.

Şekil A.3’te ilgili ortam şartlarının programa girilmesi gösterilmektedir.

$$T_1 := 28.3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P_1 := 101325 \text{ Pa} \quad \phi_1 := 0.72$$

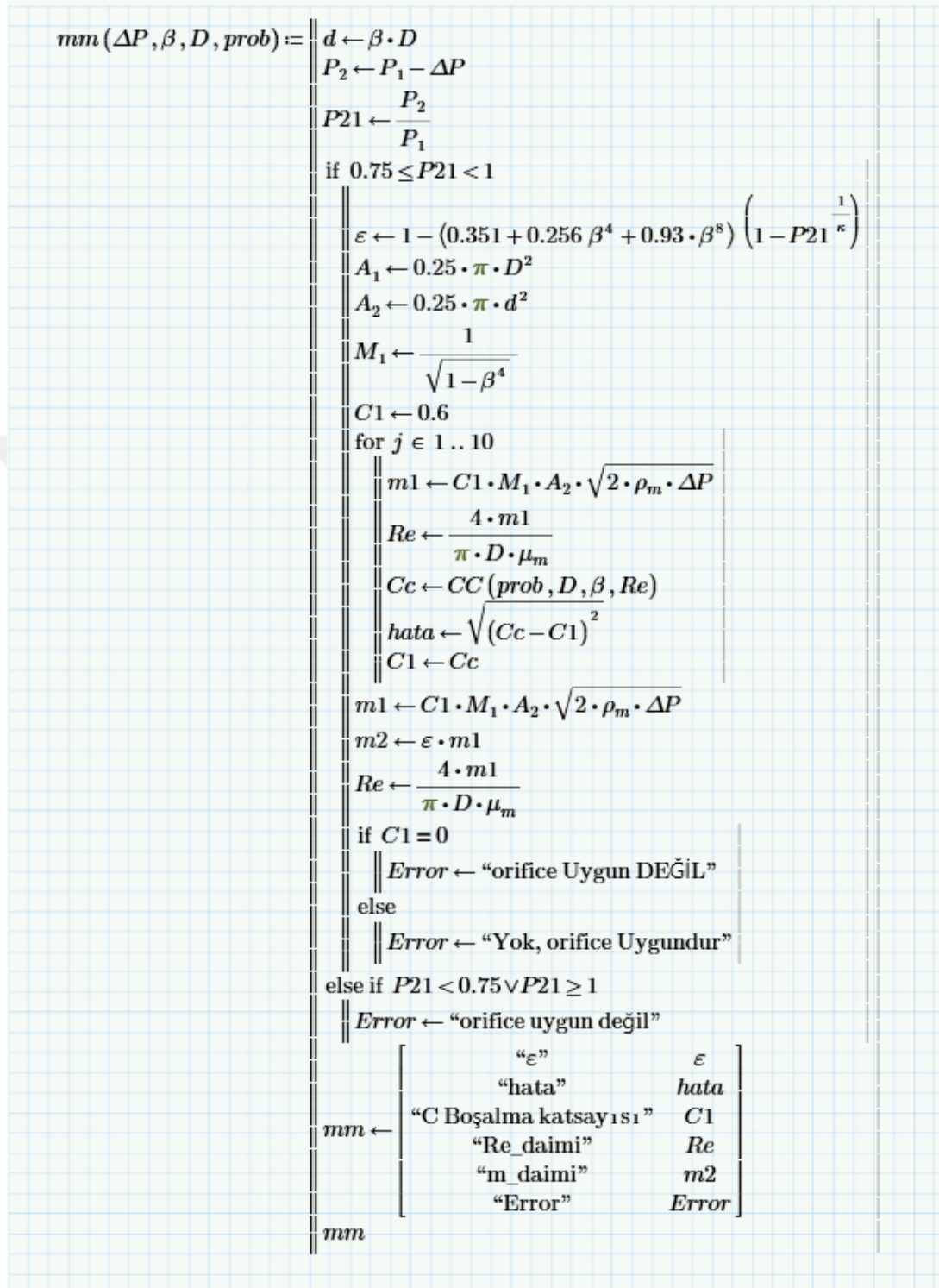
Şekil A.3 : Ortam şartlarının girilmesi.

Şekil A.4'te orifisin boşaltım katsayısının tanımlanması gösterilmektedir.

$$\begin{aligned}
 CC(prob, D, \beta, Re) := & \quad d \leftarrow \beta \cdot D \\
 & \quad \text{if } \beta < 0.1 \vee \beta > 0.75 \vee d < 12.5 \text{ mm} \vee D > 1 \text{ m} \\
 & \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \text{else if } Re < 5000 \vee Re < 170 \frac{1}{\text{mm}} \cdot \beta^2 \cdot D \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \text{else if } 0.1 \leq \beta \leq 0.75 \wedge 12.5 \text{ mm} \leq d < D \wedge D \leq 1 \text{ m} \\
 & \quad \quad \quad \quad \text{if } prob = 1 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \text{if } 0.1 \leq \beta \leq 0.56 \wedge Re < 5000 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \text{also if } 0.56 < \beta \leq 0.75 \wedge Re < 16000 \cdot \beta^2 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_1 \leftarrow 1 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_2 \leftarrow 0.47 \\
 & \quad \quad \quad \quad \text{else if } prob = 2 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_1 \leftarrow \frac{25.4 \text{ mm}}{D} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_2 \leftarrow L_1 \\
 & \quad \quad \quad \quad \text{else if } prob = 3 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \text{if } 0.1 \leq \beta \leq 0.56 \wedge Re < 5000 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \text{also if } 0.56 < \beta \leq 0.75 \wedge Re < 16000 \cdot \beta^2 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_1 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad L_2 \leftarrow L_1 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad A_1 \leftarrow \left(19000 \cdot \frac{\beta}{Re} \right)^{0.8} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad M_2 \leftarrow \frac{2 \cdot L_2}{1 - \beta} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c1 \leftarrow 0.5961 + 0.0261 \cdot \beta^2 - 0.216 \cdot \beta^8 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c2 \leftarrow 0.000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re} \right)^{0.7} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c3 \leftarrow (0.0188 + 0.0063 \cdot A_1) \cdot \beta^{3.5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0.3} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad ca4 \leftarrow 0.043 + 0.080 \cdot \exp(-10 \cdot L_1) - 0.123 \cdot \exp(-7 \cdot L_1) \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c4 \leftarrow ca4 \cdot (1 - 0.11 \cdot A_1) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c5 \leftarrow 0.031 \cdot (M_2 - 0.8 M_2^{1.1}) \cdot \beta^{1.3} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \text{if } D < 71.12 \text{ mm} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c6 \leftarrow 0.011 \cdot (0.75 - \beta) \cdot \left(2.8 - \frac{D}{25.4 \text{ mm}} \right) \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \text{else} \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad c6 \leftarrow 0 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC1 \leftarrow c1 + c2 + c3 + c4 - c5 + c6 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC \leftarrow CC1 \\
 & \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad CC
 \end{aligned}$$

Şekil A.4 : Boşaltım katsayısının tanımlanması.

Şekil A.5'te iteratif bir şekilde tekrarlanan hesaplar ile boşaltım katsayısının hesabı gösterilmektedir.



Şekil A.5 : Boşaltım katsayısı iterasyonu.

Şekil A.6’da ortam şartlarına göre elde edilen akış özellikleri gösterilmektedir.

$$\begin{aligned}
 w_1 &:= \omega(T_1, P_1, \phi_1) = 0.018 & P_{w1} &:= \phi_1 \cdot P_d(T_1) \\
 y_{m2} &:= \frac{1}{1 + w_1} = 0.983 & y_{m1} &:= \frac{w_1}{1 + w_1} = 0.017 \\
 c_{pw} &:= c_{pw}(T_1, P_{w1}) = 1895.51 \frac{J}{kg \cdot K} & c_{pa} &:= c_{pa}(T_1, P_1) = 1006.43 \frac{J}{kg \cdot K} \\
 c_{va} &:= c_{va}(T_1, P_1) = 718.04 \frac{J}{kg \cdot K} & c_{vw} &:= c_{vw}(T_1, P_{w1}) = 1426.98 \frac{J}{kg \cdot K} \\
 c_{pm} &:= y_{m1} \cdot c_{pw} + y_{m2} \cdot c_{pa} = 1021.779 \frac{m^2}{s^2 \cdot K} & c_{vm} &:= y_{m1} \cdot c_{vw} + y_{m2} \cdot c_{va} = 730.281 \frac{m^2}{s^2 \cdot K} \\
 \kappa &:= \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = 1.399 & \rho_m &:= \frac{1}{v_m(T_1, P_1, \phi_1)} = 1.159 \frac{kg}{m^3} \\
 \mu_m &:= \mu_m(T_1, P_1, \phi_1) = (1.845 \cdot 10^{-5}) \frac{kg}{m \cdot s} & c_s &:= c_s(T_1, P_1) = 348.155 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Şekil A.6 : Akış özelliklerinin eldesi.

Şekil A.7’de programa ilgili verilerin girilmesi ve bunun sonucunda elde edilen sonuçlar gösterilmektedir.

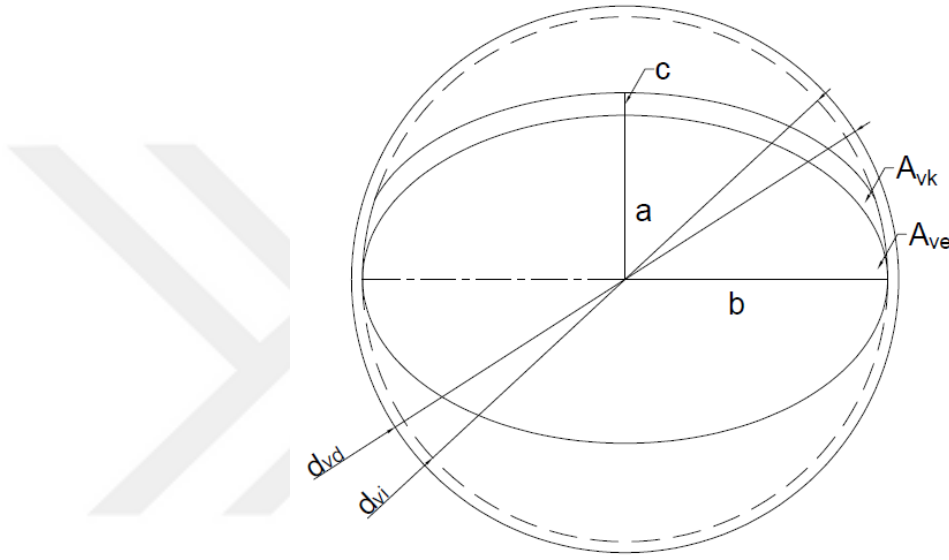
$$mm(24.7221308 \text{ Pa}, 0.75, 4.96 \text{ cm}, 3) = \begin{bmatrix} \text{"ε"} & 0.999908 \\ \text{"hata"} & 0 \\ \text{"C Boşalma katsayısı"} & 0.642897 \\ \text{"Re_daimi"} & 8904.149417 \\ \text{"m_daimi"} & 0.006398 \frac{kg}{s} \\ \text{"Error"} & \text{"Yok, orifice Uygun"} \end{bmatrix}$$

Şekil A.7 : Verilerin girilmesi ve iterasyon sonuçları.

Şekil A.7’deki eşitliğin sol tarafında ilk olarak, orifisteki basınç düşüşünü okuyan basınç transdüserinden elde edilen zaman ortalamalı basınç düşüşü değeri girilmektedir. İkinci veri olarak orifis boğazı çapının orifis kanalı çapına oranı, üçüncü veri olarak orifis kanalı çapı ve dördüncü veri olarak da orifis probu türü girilmektedir. Bu hesaplarla ilgili ayrıntılar TS 7253-1 EN ISO 5167-1, TS EN ISO 5167-2 standartlarında anlatılmaktadır.

Ek B : Darbeli Akış Kaynağı (Darbe Valfi)

Akışta darbe etkisi oluşturarak debiyi değişken hâle getirmek için bir varyak tarafından beslenen motor sayesinde sürekli dönen dairesel bir valf kullanılmıştır. Bu valfin içindeki dönen diskin çapı 48 mm, diskin kalınlığı 8 mm, kanalın çapı ise 49.4 mm'dir.



Şekil B.1 : Darbe valfi.

Döner diskin akışa dik olan kesitinin (akış alanını engelleyen bölümü) zamana göre değişimi zamana göre değişen elips alanı üzerinden modellenmiştir. $t=0$ anında vananın kapalı olduğu ($\alpha=0$), akışın minimum akış alanından geçtiği, varsayılmıştır. Diskin yarım tur atması akışta bir periyoda tekabül edeceği için takometrede ölçülen frekanstan (d/d) valf frekansına (Hz) geçiş $f_v = \frac{2N}{60}$ formülasyonu ile yapılmıştır.

Döner diskin akışa dik olan kesitinin zamana göre değişiminin hesabı için diskin akışa dik eliptik alanının ve k kalınlığına sahip ikincil alanının hesabı aşağıdaki gibidir:

$$b = \frac{d_{vi}}{2} \quad (B.1)$$

$$a = \frac{d_{vi}}{2} |\cos\alpha| \quad (B.2)$$

$$c = k_v |\sin\alpha| \quad (B.3)$$

$$A_{ve} = \pi ab = \frac{\pi d_{vi}^2}{4} |\cos \alpha| \quad (B.4)$$

$$\begin{aligned} \zeta_e &= 2\pi \sqrt{\frac{1}{2}(a^2 + b^2)} = 2\pi \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{d_{vi}^2}{4} \cos^2 \alpha + \frac{d_{vi}^2}{4}\right)} \\ &= \pi d_{vi} \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha + 1}{2}} = \frac{\pi d_{vi}}{2} \sqrt{\cos 2\alpha + 3} \end{aligned} \quad (B.5)$$

$$A_{vk} = c \frac{\zeta_e}{2} = k_v |\sin \alpha| \frac{\pi d_{vi}}{4} \sqrt{\cos 2\alpha + 3} \quad (B.6)$$

Toplam kanal alanından akışa dik kesit alanı çıkarıldığında akış alanı zamana bağlı olarak bulunmuştur.

$$\begin{aligned} A_v &= \frac{\pi d_{vd}^2}{4} - (A_{ve} + A_{vk}) \\ &= \frac{\pi d_{vd}^2}{4} - \frac{\pi d_{vi}^2}{4} |\cos \alpha| - k_v |\sin \alpha| \frac{\pi d_{vi}}{4} \sqrt{\cos 2\alpha + 3} \end{aligned} \quad (B.7)$$

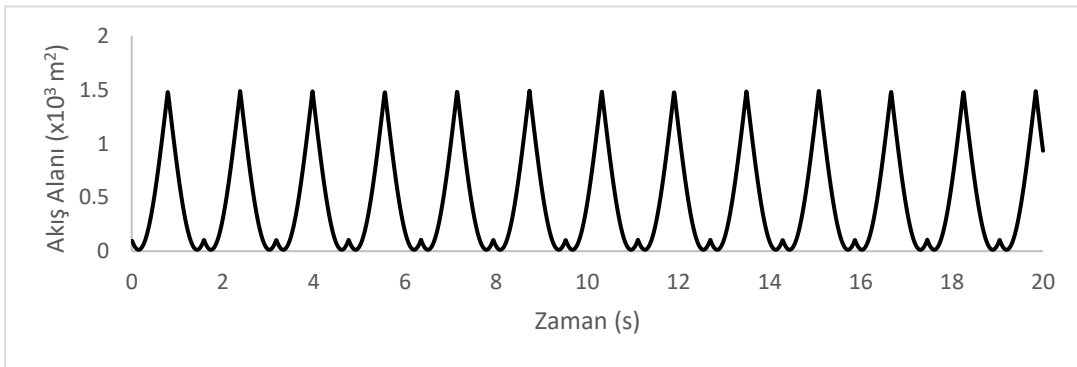
$$A_v(\alpha) = \frac{\pi}{4} (d_{vd}^2 - d_{vi}^2 |\cos \alpha| - k_v d_{vi} |\sin \alpha| \sqrt{\cos 2\alpha + 3}) \quad (B.8)$$

$$\alpha = \omega t \quad (B.9)$$

$$A_v(t) = \frac{\pi}{4} (d_{vd}^2 - d_{vi}^2 |\cos \omega t| - k_v d_{vi} |\sin \omega t| \sqrt{\cos 2\omega t + 3}) \quad (B.10)$$

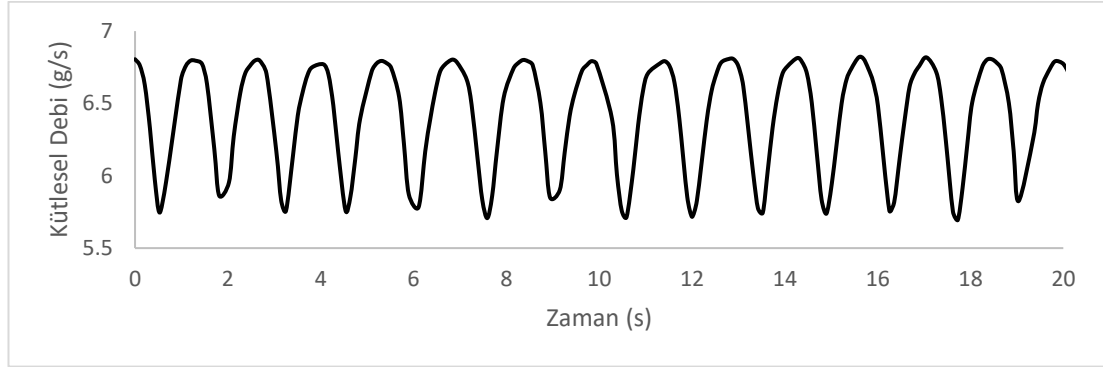
$$\omega = \pi f_v \quad (B.11)$$

$$A_v(t) = \frac{\pi}{4} (d_{vd}^2 - d_{vi}^2 |\cos \pi f_v t| - k_v d_{vi} |\sin \pi f_v t| \sqrt{\cos 2\pi f_v t + 3}) \quad (B.12)$$



Şekil B.2 : Darbe valfindeki akış alanı değişimi.

Disk'in dönüşüne göre modellenen akış alanı denkleminde 0.63 Hz'lik valf frekansına göre çizilen eğri yukarıdaki gibidir.



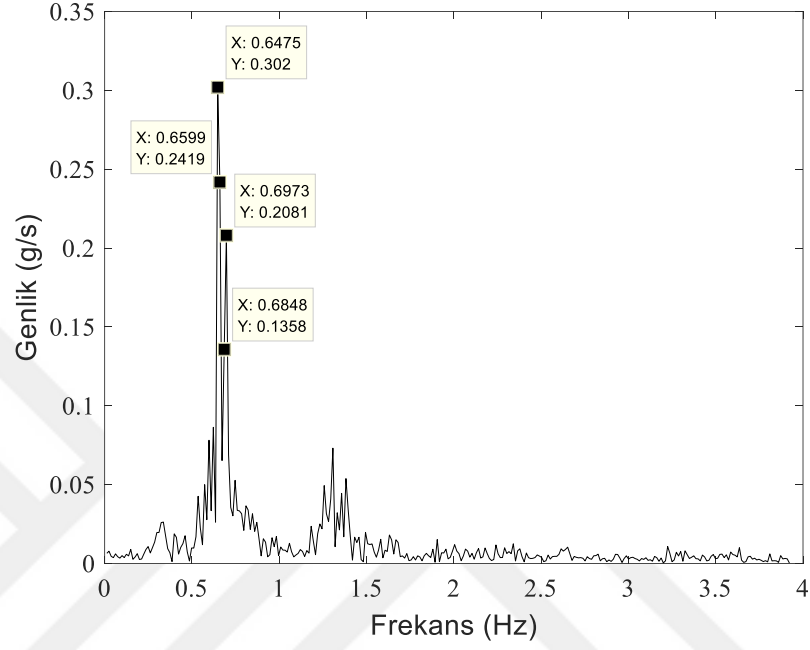
Şekil B.3 : Kütlesel debi değişimi.

0.63 Hz'lik valf frekansında deneysel olarak tespit edilen kütlesel debi eğrisi yukarıdaki gibidir.

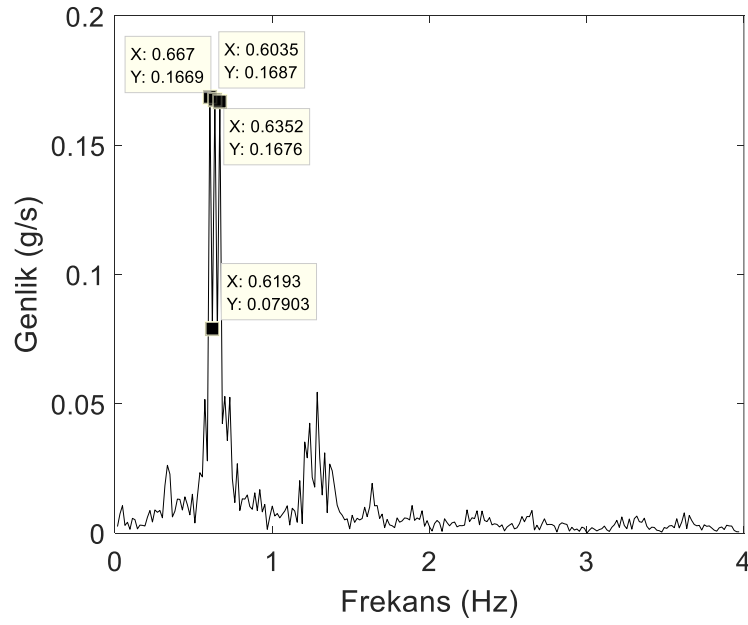
Darbeli akış kaynağı olarak kullanılan valfteki dönen disk o kesitte akış alanını değiştirerek sistemin kütlesel debisinde salınım yaratmaktadır. Şekil 3 ve Şekil 4'teki grafikler kıyaslandığında valfteki akış alanı değişiminin sistemdeki kütlesel debi değişimi karşılığı görülmektedir. Sistemdeki kütlesel debi değişiminin tek kaynağı valfteki akış alanı değişimi olduğu için bu iki eğrinin şekil olarak birbirinin benzeri olması beklenirken eğriler arasında belirgin bir fark gözlenmiştir. Bunun nedeni $\dot{m} = \rho AV$ formülündeki hız teriminin akış alanının değişimiyle valf kesitinde değişmesi olarak açıklanabilir. Kütlesel debi formülündeki üç parametreden yoğunluğun sabit olduğu bilinmektedir. Akış alanının değişimi ise Şekil 3'deki gibi modellenmiştir. Ancak darbe valfindeki hızın değişimi bilinmemektedir. Bu parametre de akış alanının değişiminden kaynaklı olan daralma ve genişleme hareketinden etkilenmektedir. Ancak bu etki modellenemediği veya ölçülemediği için bilinmemektedir. Dolayısıyla valfteki akış alanı değişimi eğrisi ile sistemdeki kütlesel debi eğrisi arasındaki farkın bu etkiden kaynaklandığı düşünülmektedir.



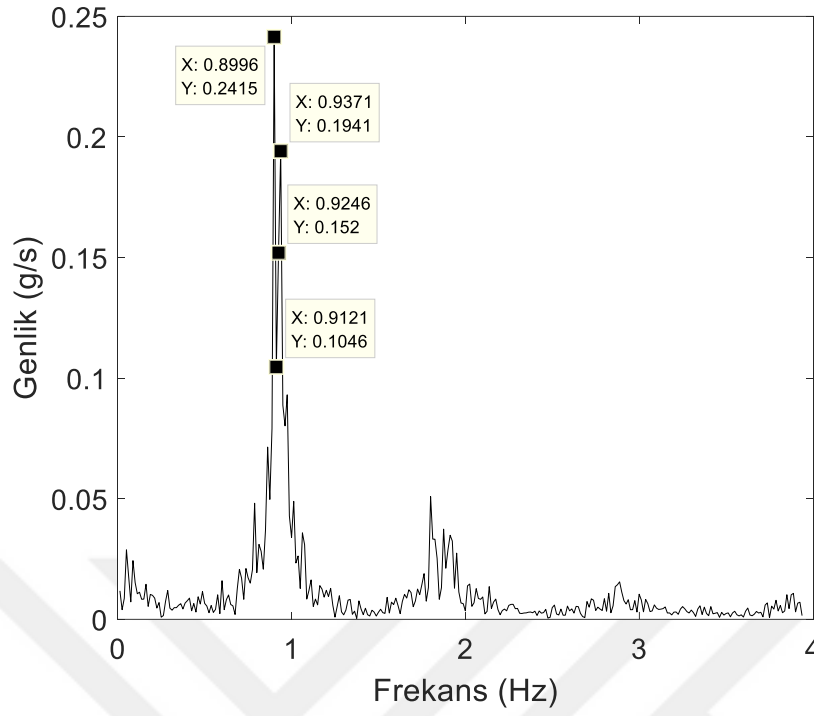
Ek C : FFT Analizleri



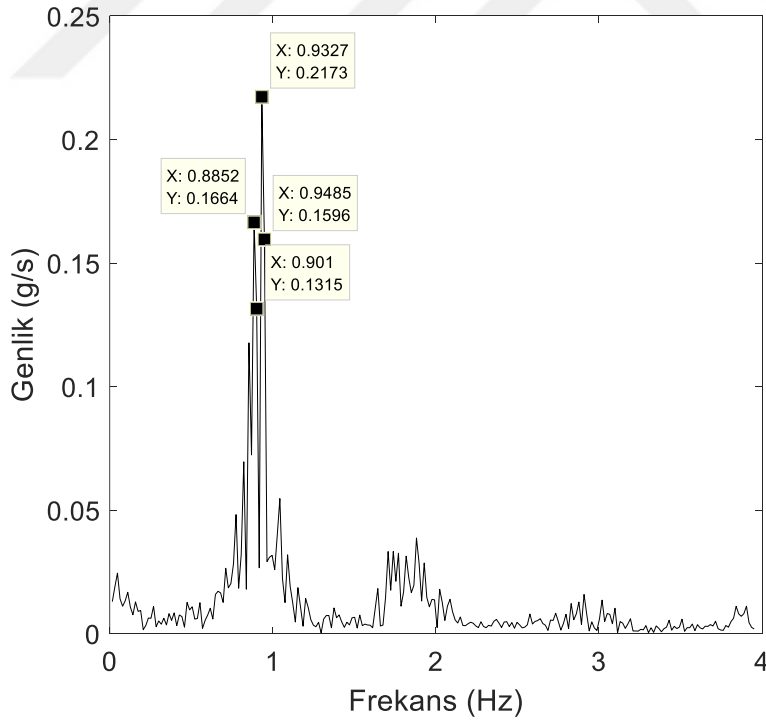
Şekil C.1 : A1 deneyinin (18.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



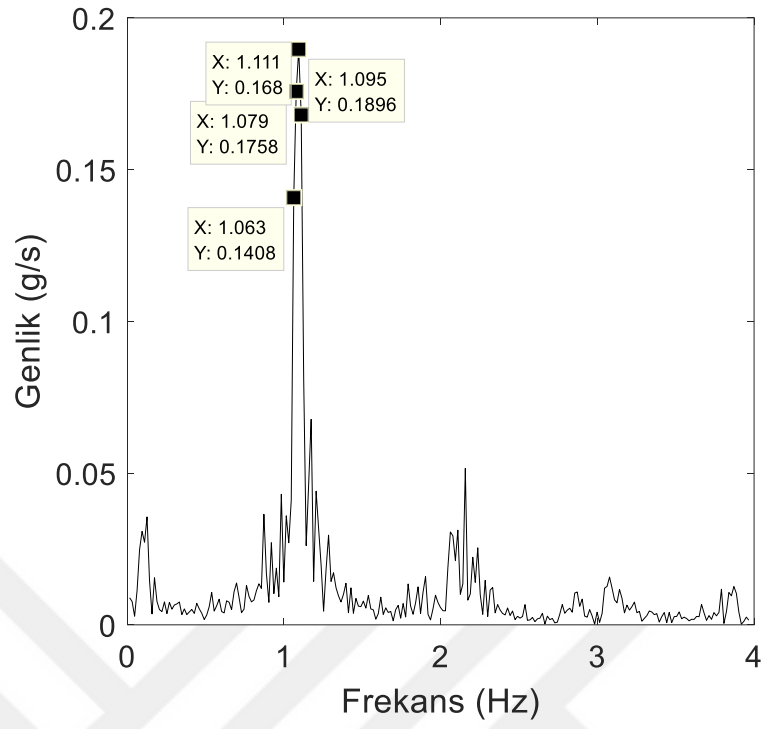
Şekil C.2 : B1 deneyinin (22.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



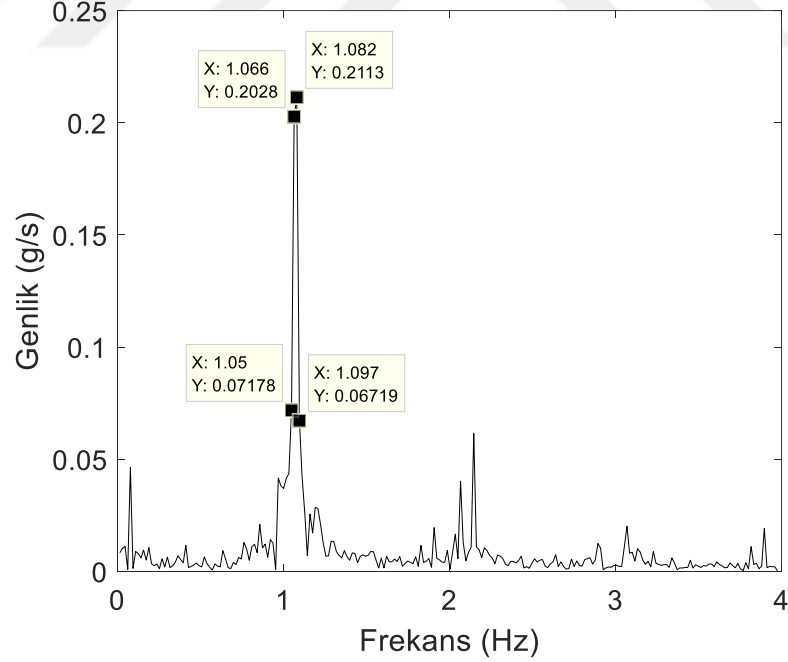
Şekil C.3 : A2 deneyinin (26.1 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



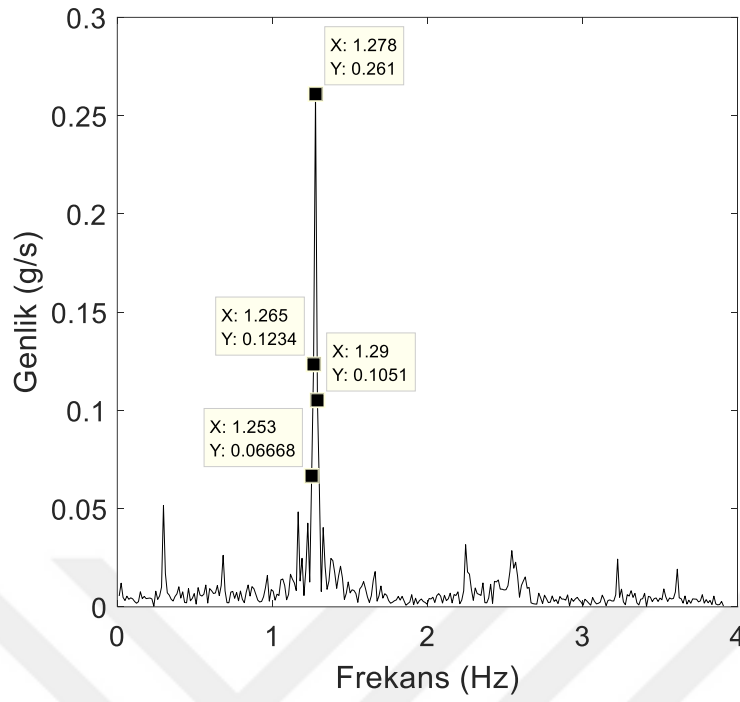
Şekil C.4 : C1 deneyinin (26.6 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



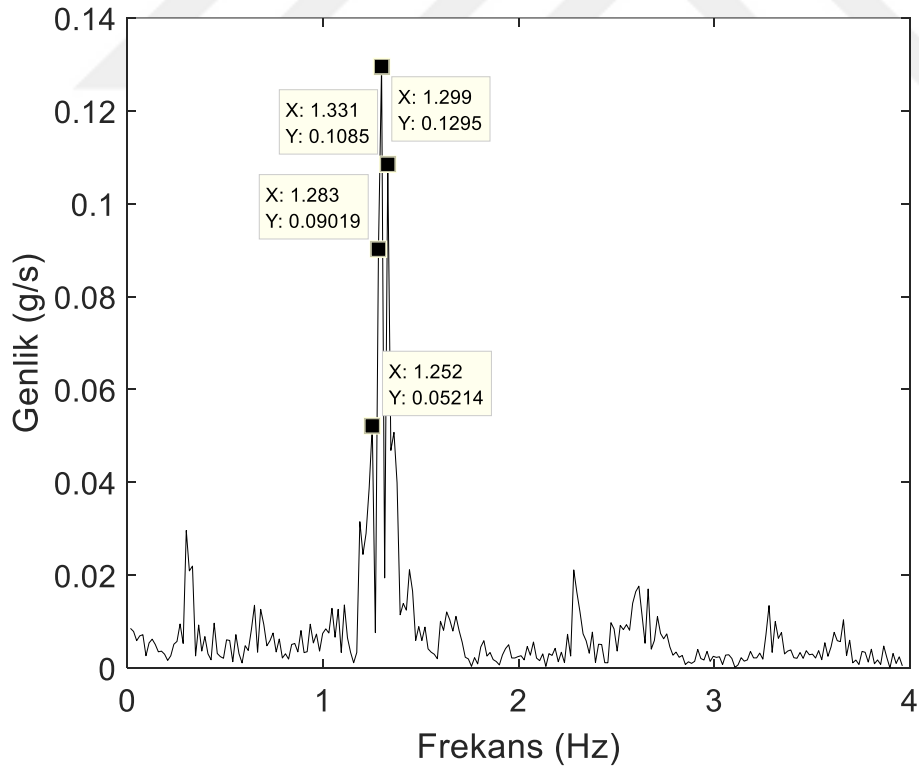
Şekil C.5 : D2 deneyinin (31.6 d/d valf frekansı) kütlelel debisinin FFT analizi.



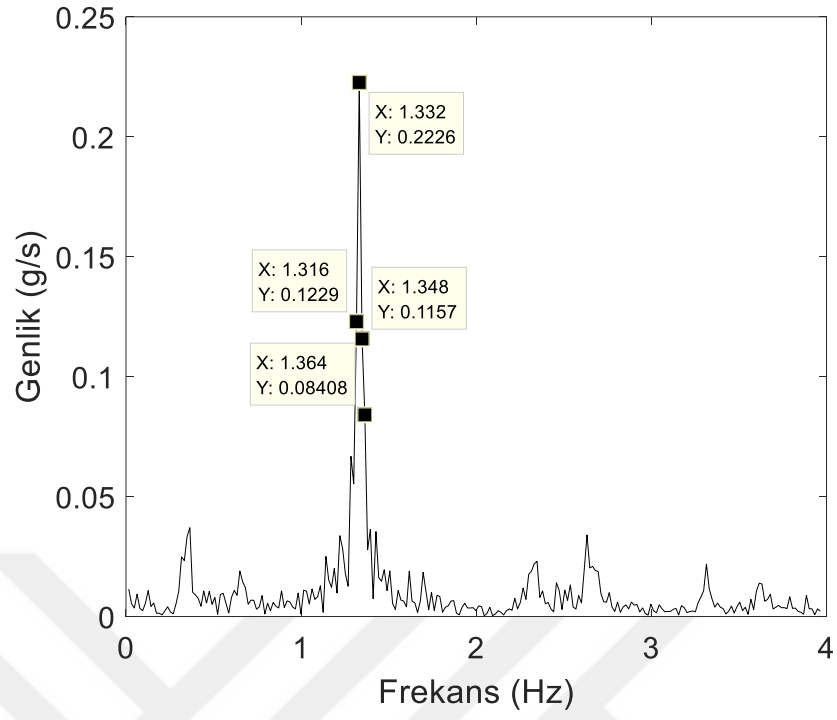
Şekil C.6 : C2 deneyinin (31.9 d/d valf frekansı) kütlelel debisinin FFT analizi.



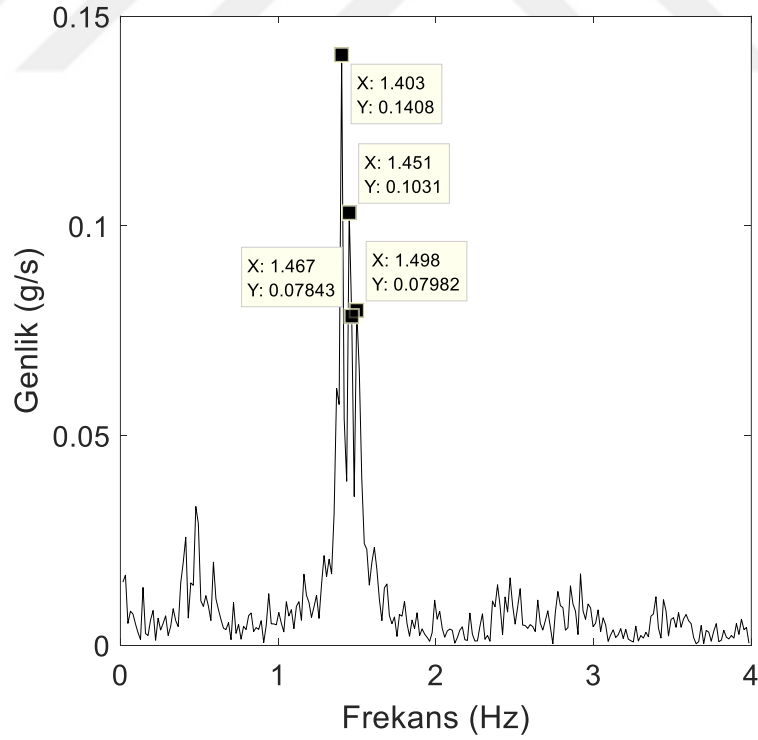
Şekil C.7 : A3 deneyinin (38.4 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



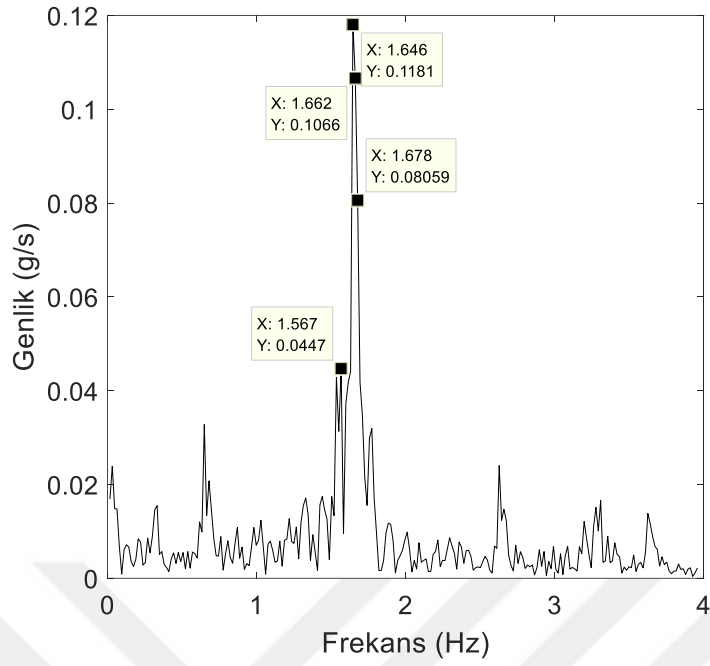
Şekil C.8 : B2 deneyinin (41.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



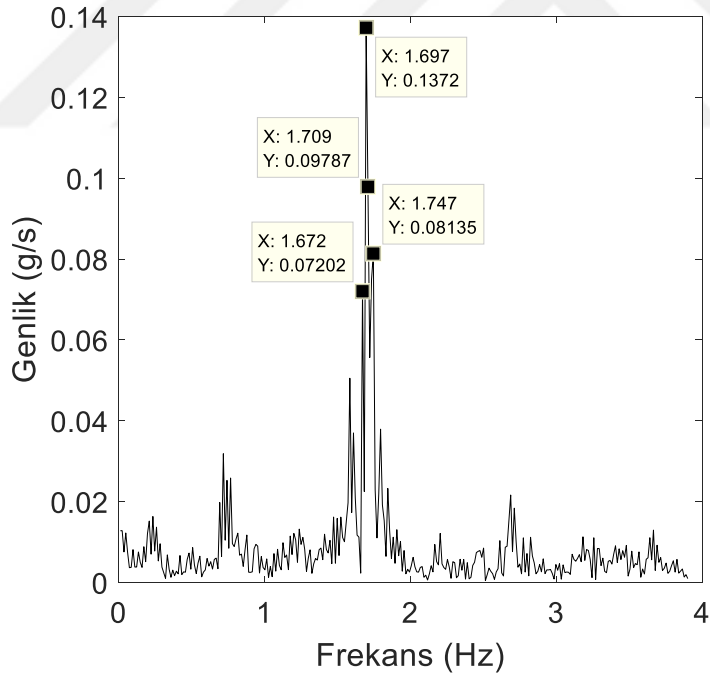
Şekil C.9 : D3 deneyinin (42 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



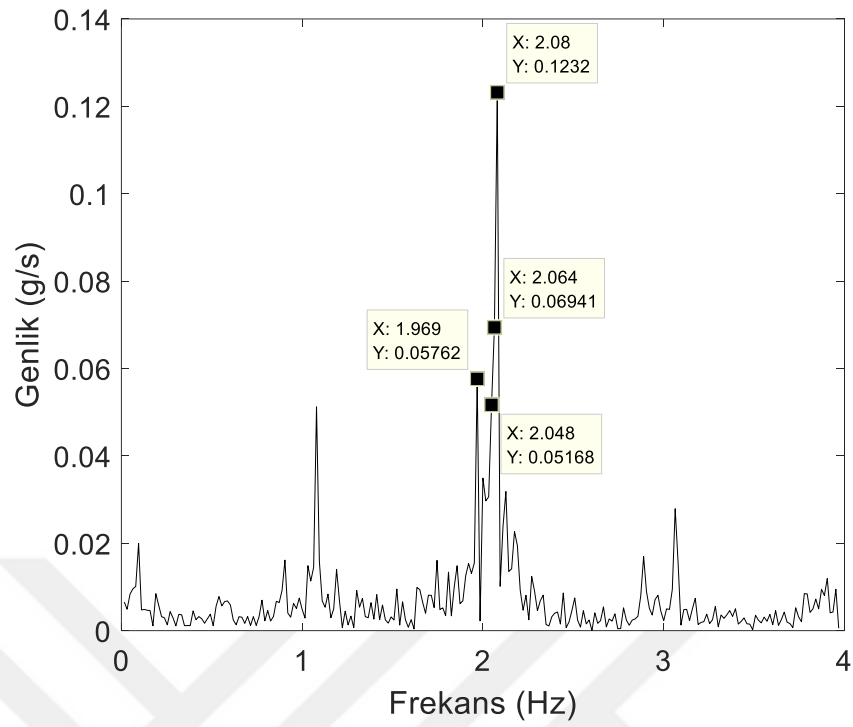
Şekil C.10 : C3 deneyinin (42.7 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



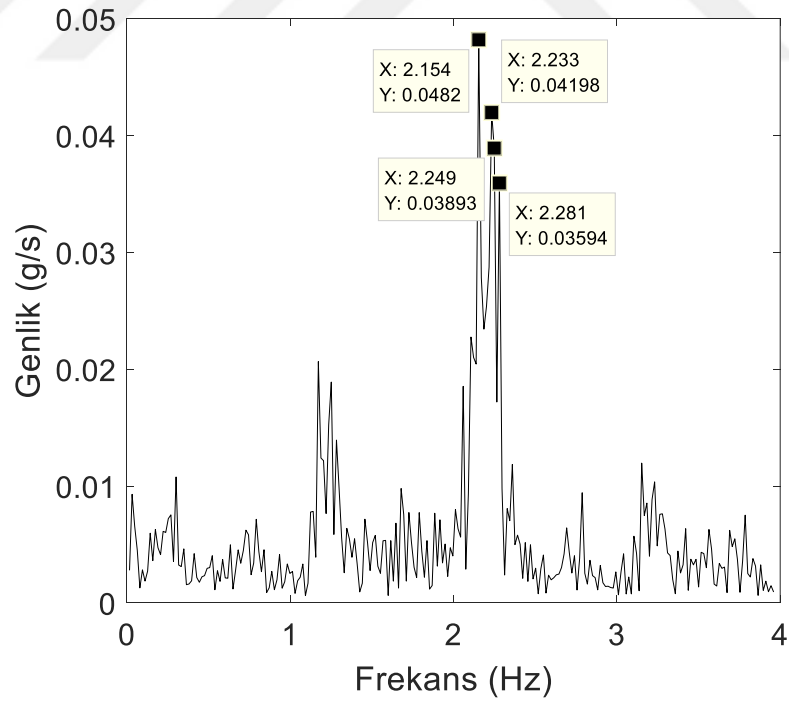
Şekil C.11 : C4 deneyinin (48.7 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



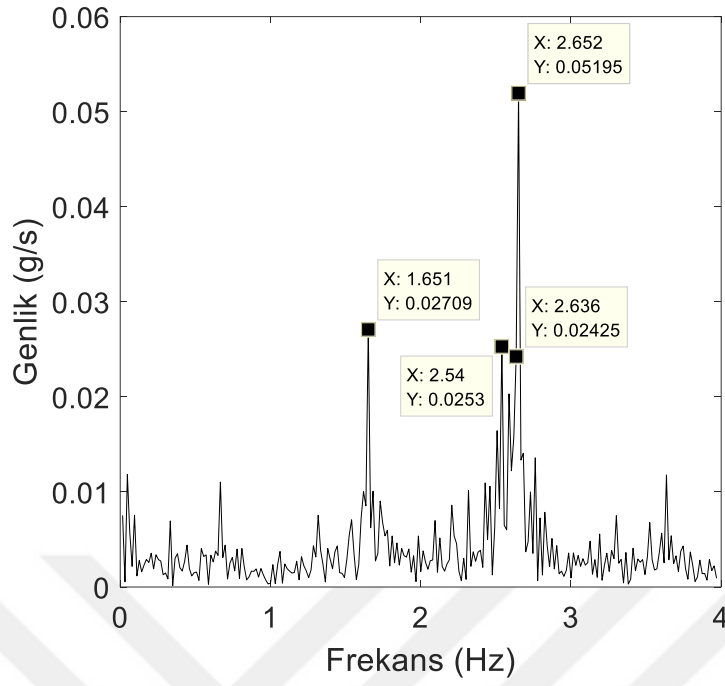
Şekil C.12 : A4 deneyinin (49.3 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



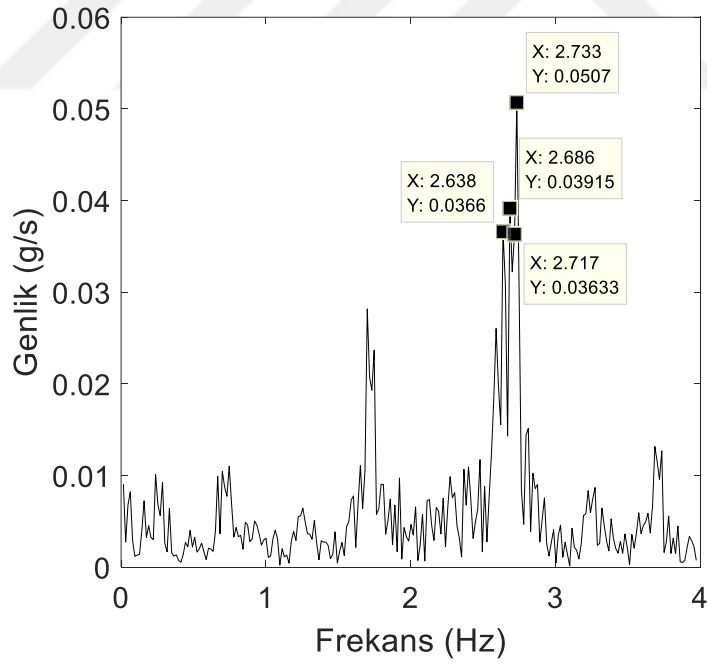
Şekil C.13 : D5 deneyinin (61.6 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



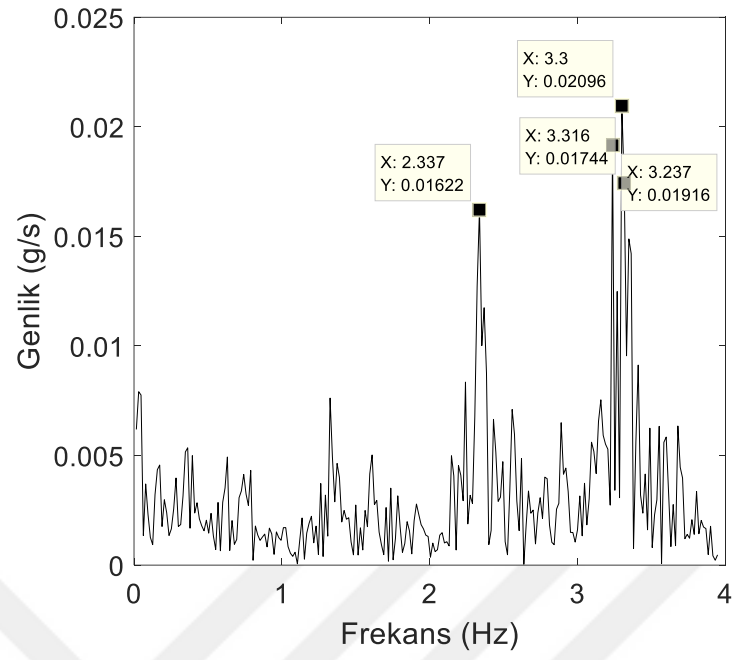
Şekil C.14 : B3 deneyinin (63.6 d/d valf frekansı) kütleel debisinin FFT analizi.



Şekil C.15 : B4 deneyinin (80.8 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



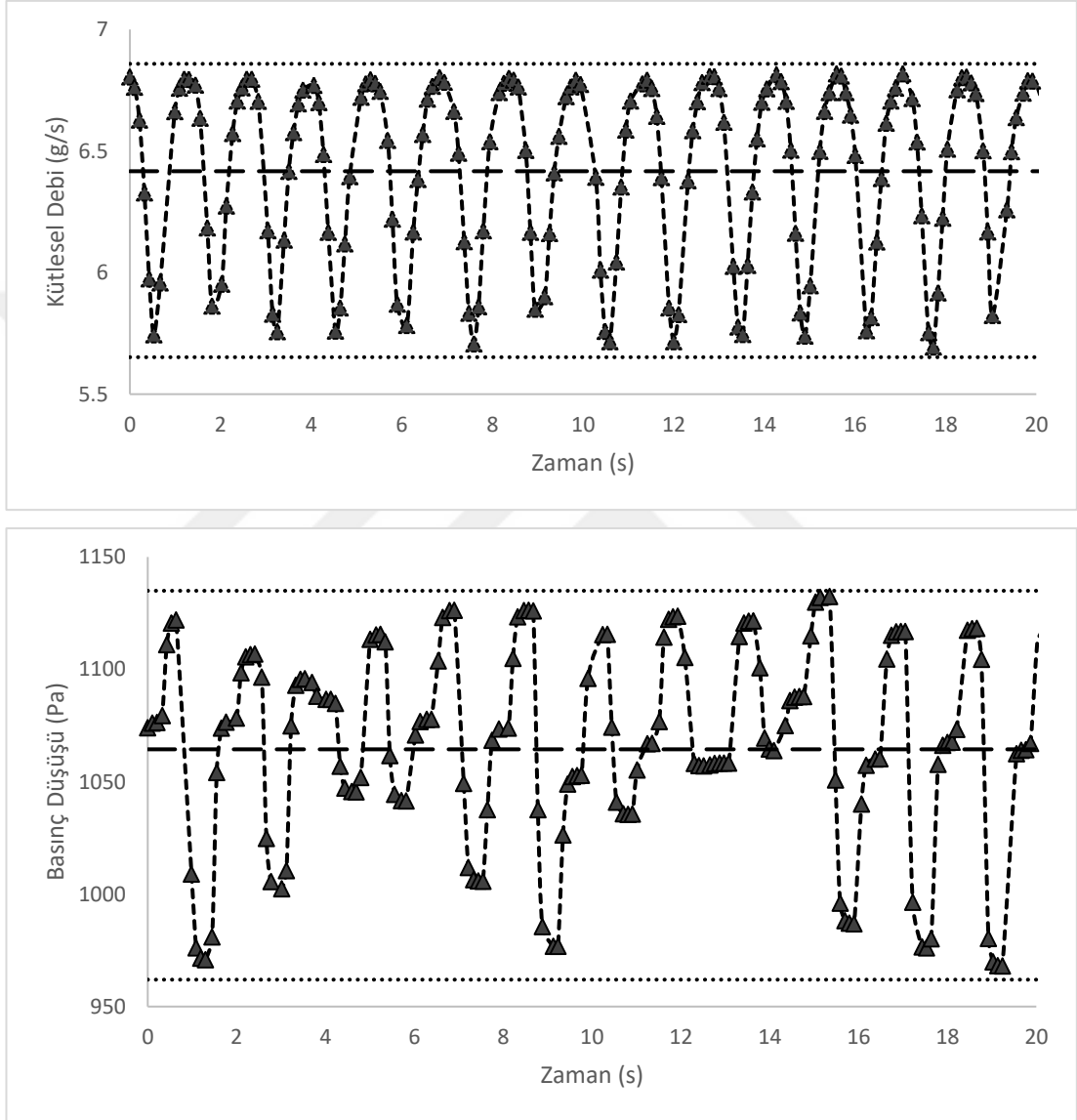
Şekil C.16 : D6 deneyinin (81.1 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



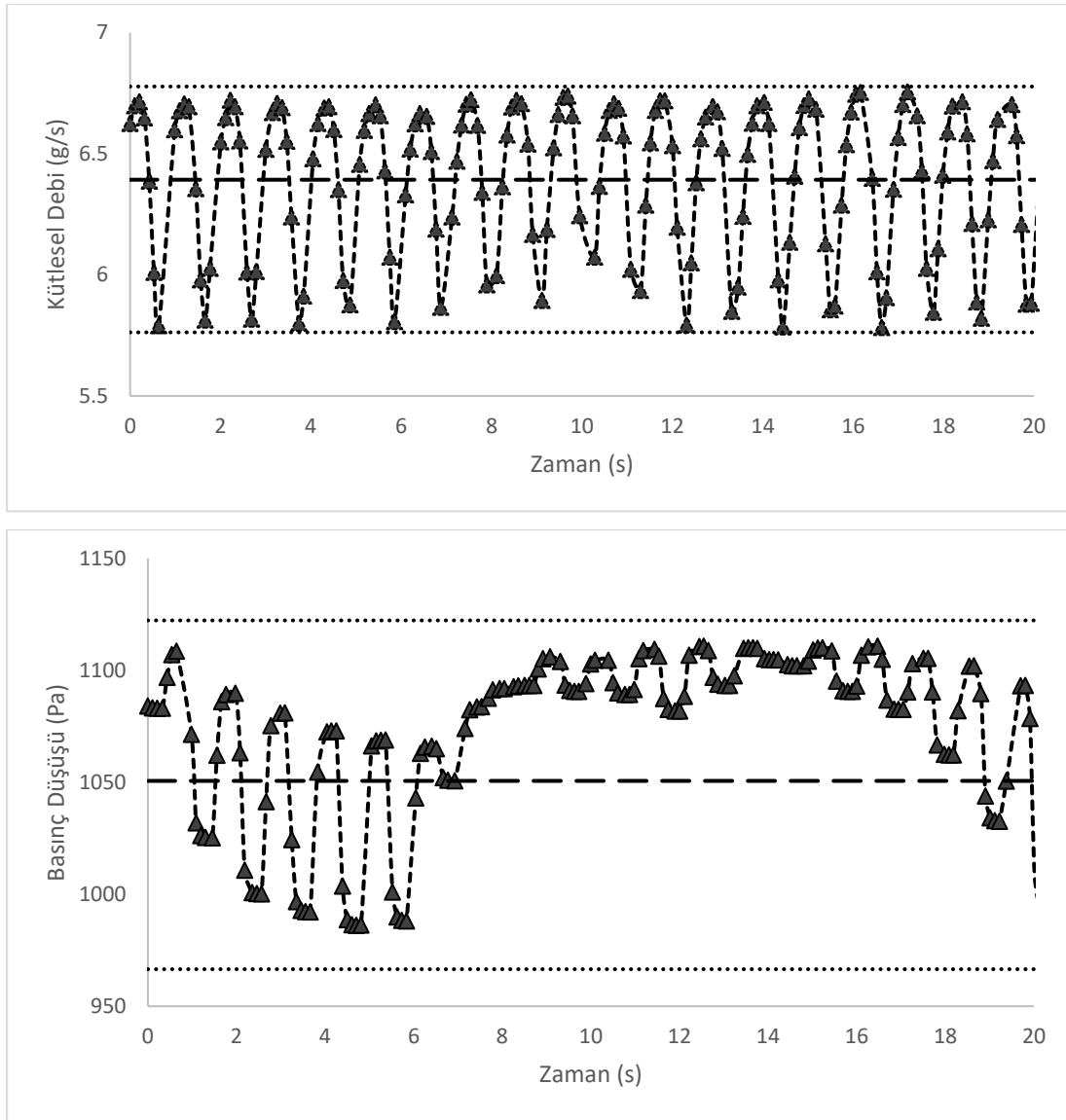
Şekil C.17 : B5 deneyinin (100.9 d/d valf frekansı) kütleli debisinin FFT analizi.



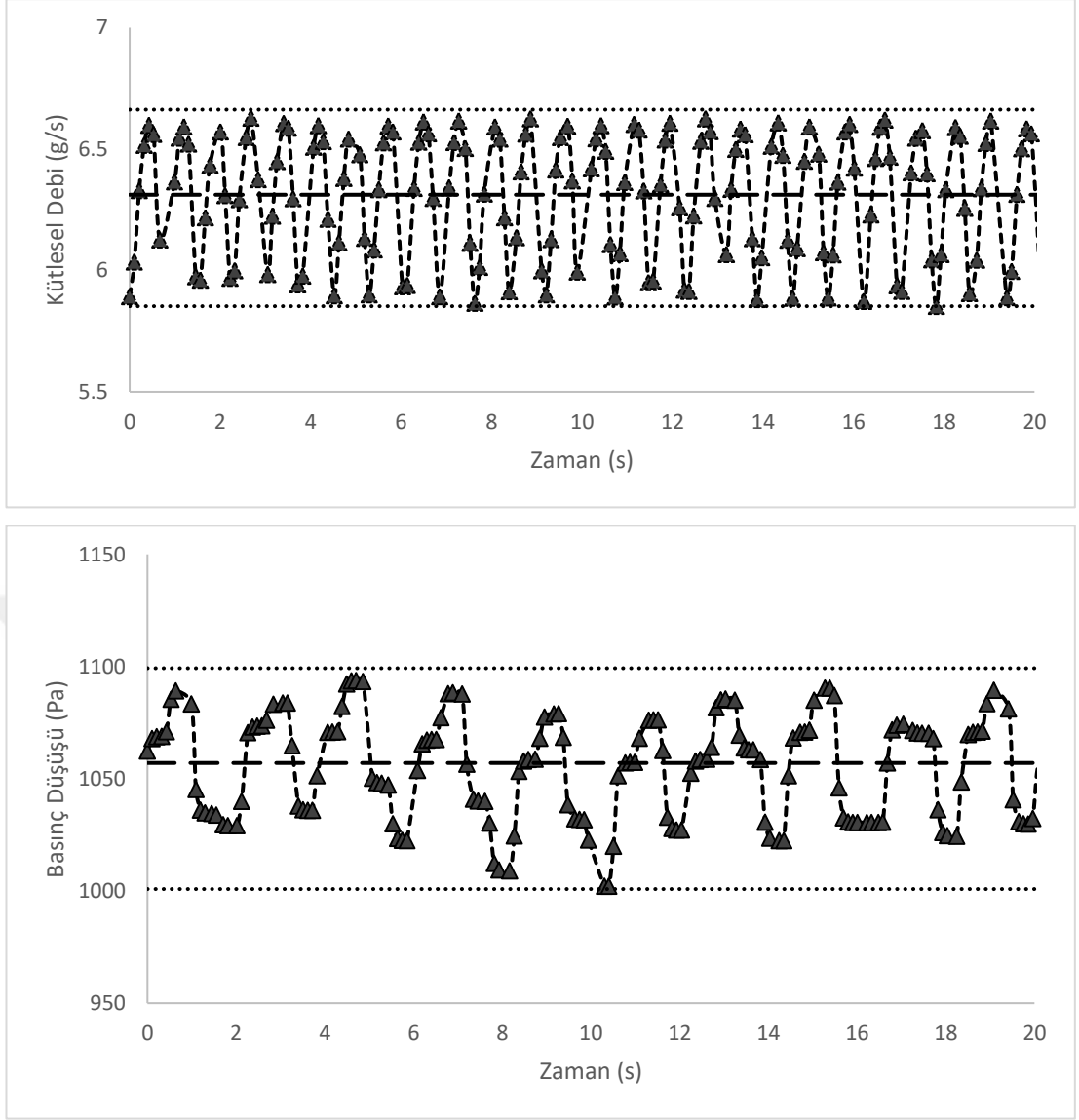
Ek D : Kütlesel Debi ve Basınç Düşüşü Ölçümleri



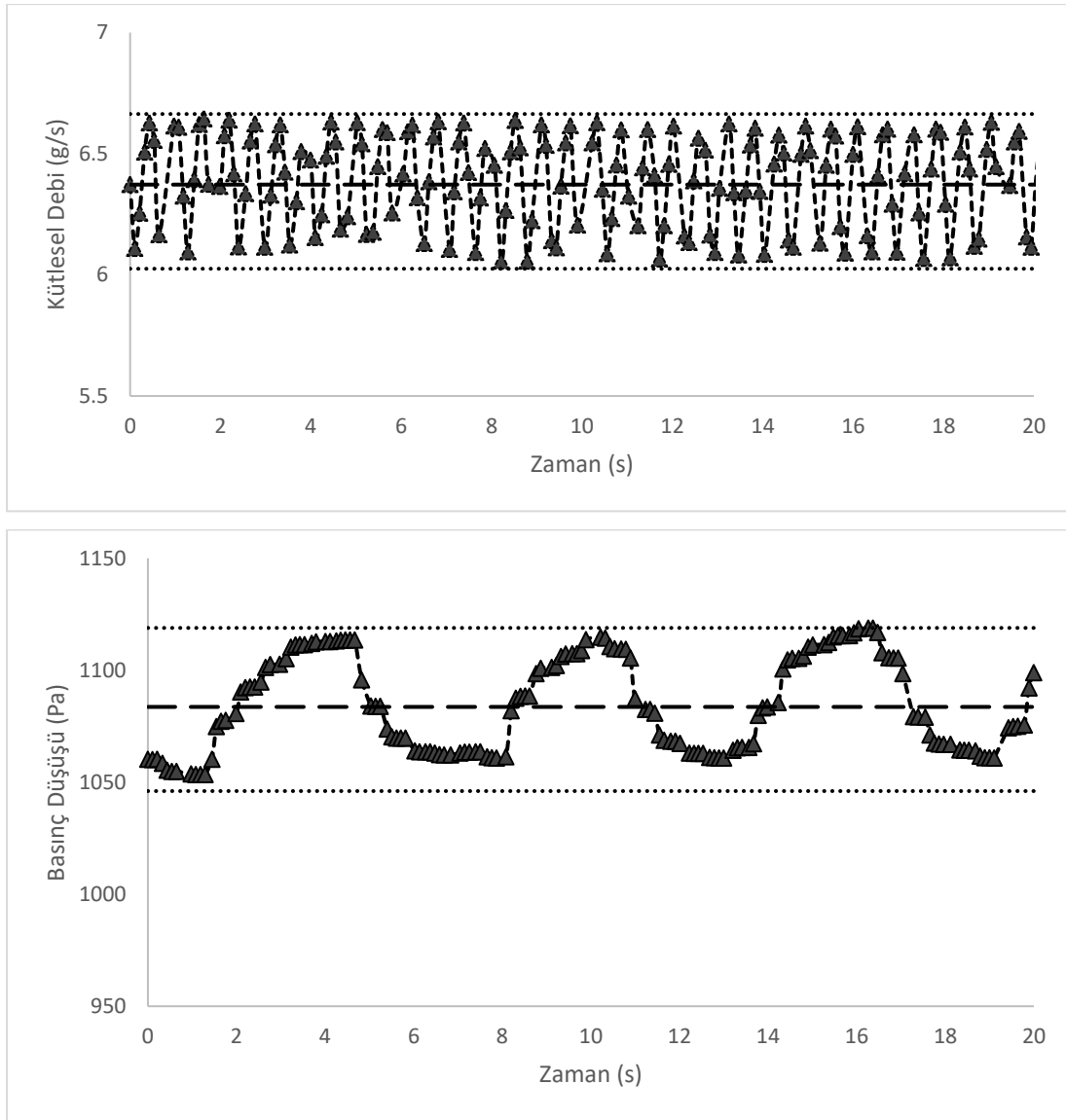
Şekil D.1 : A1 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 0.65 \text{ Hz}$) kütlesel debi ve basınç düşüşü eğrileri.



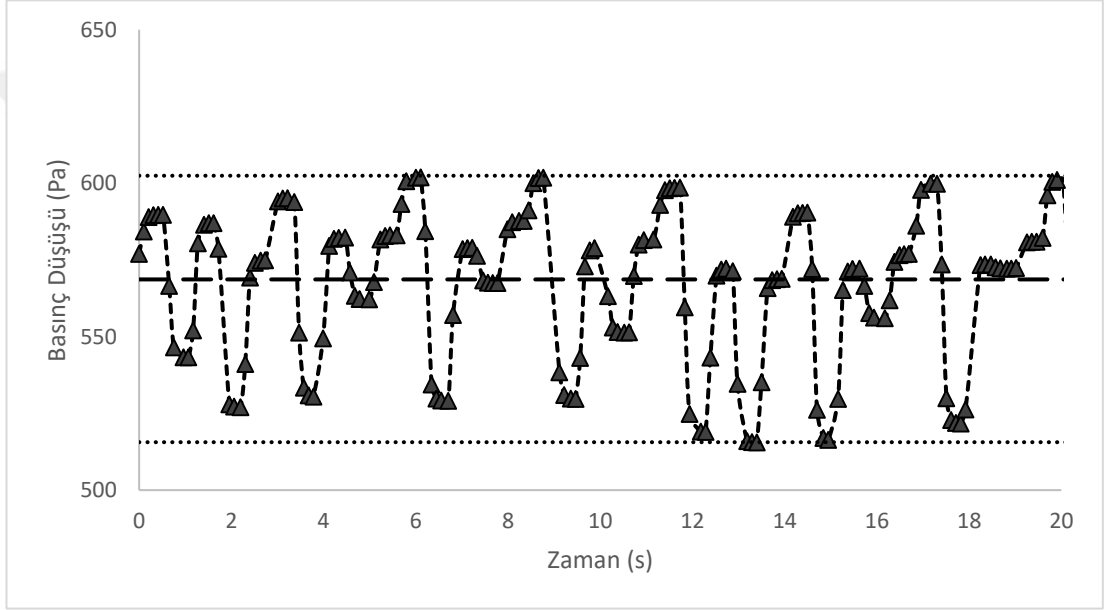
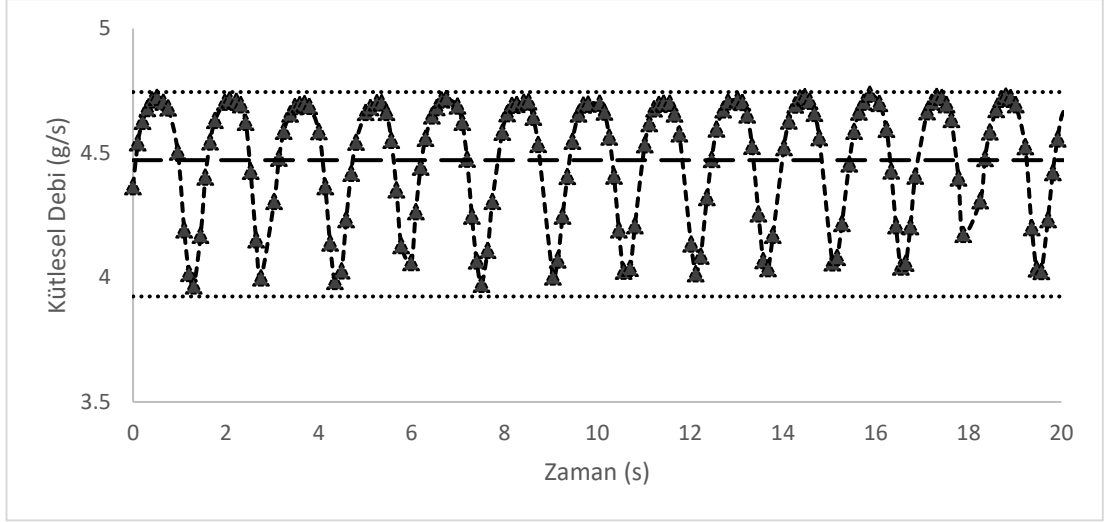
Şekil D.2 : A2 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 0.90 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



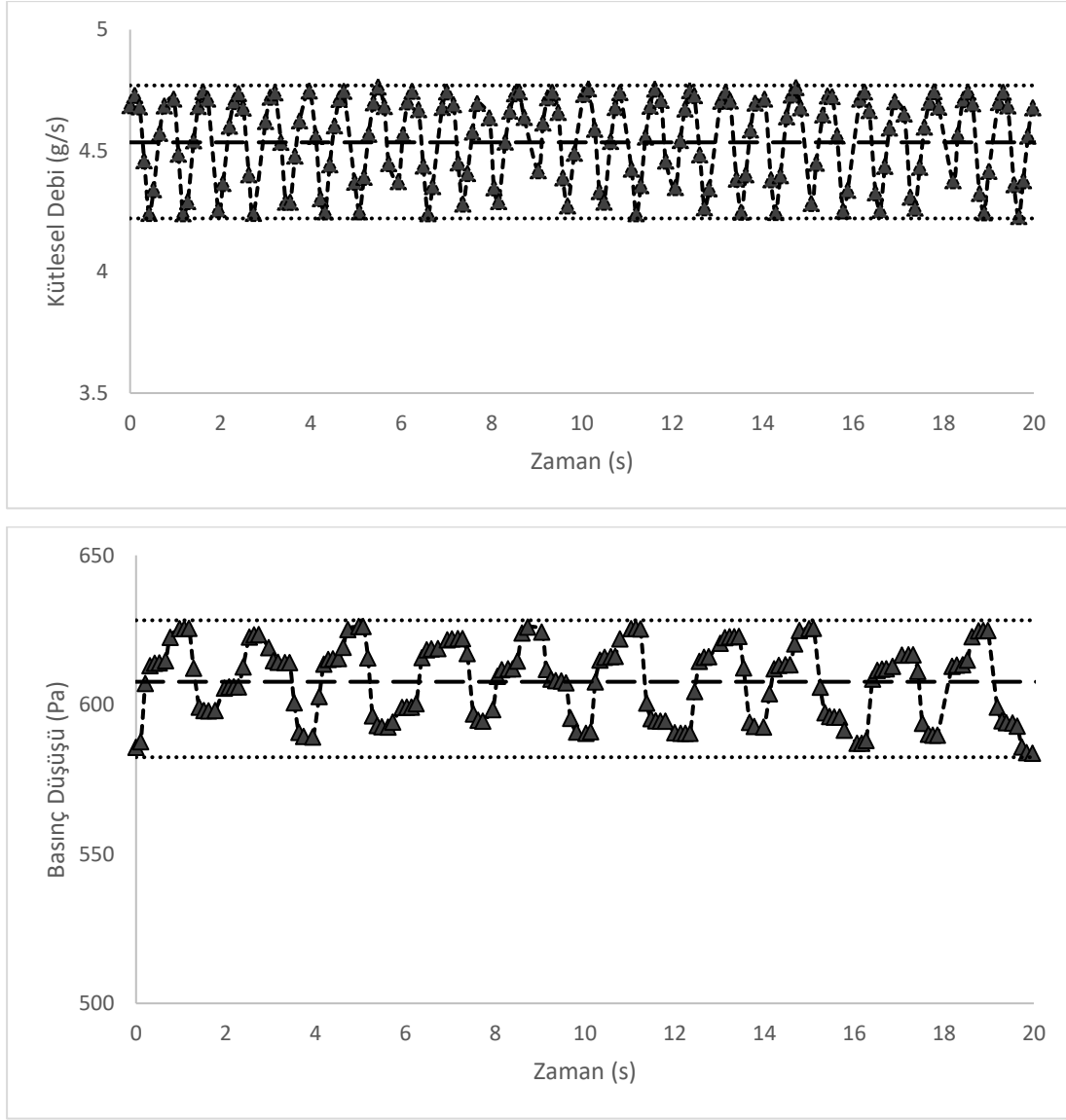
Şekil D.3 : A3 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.28 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



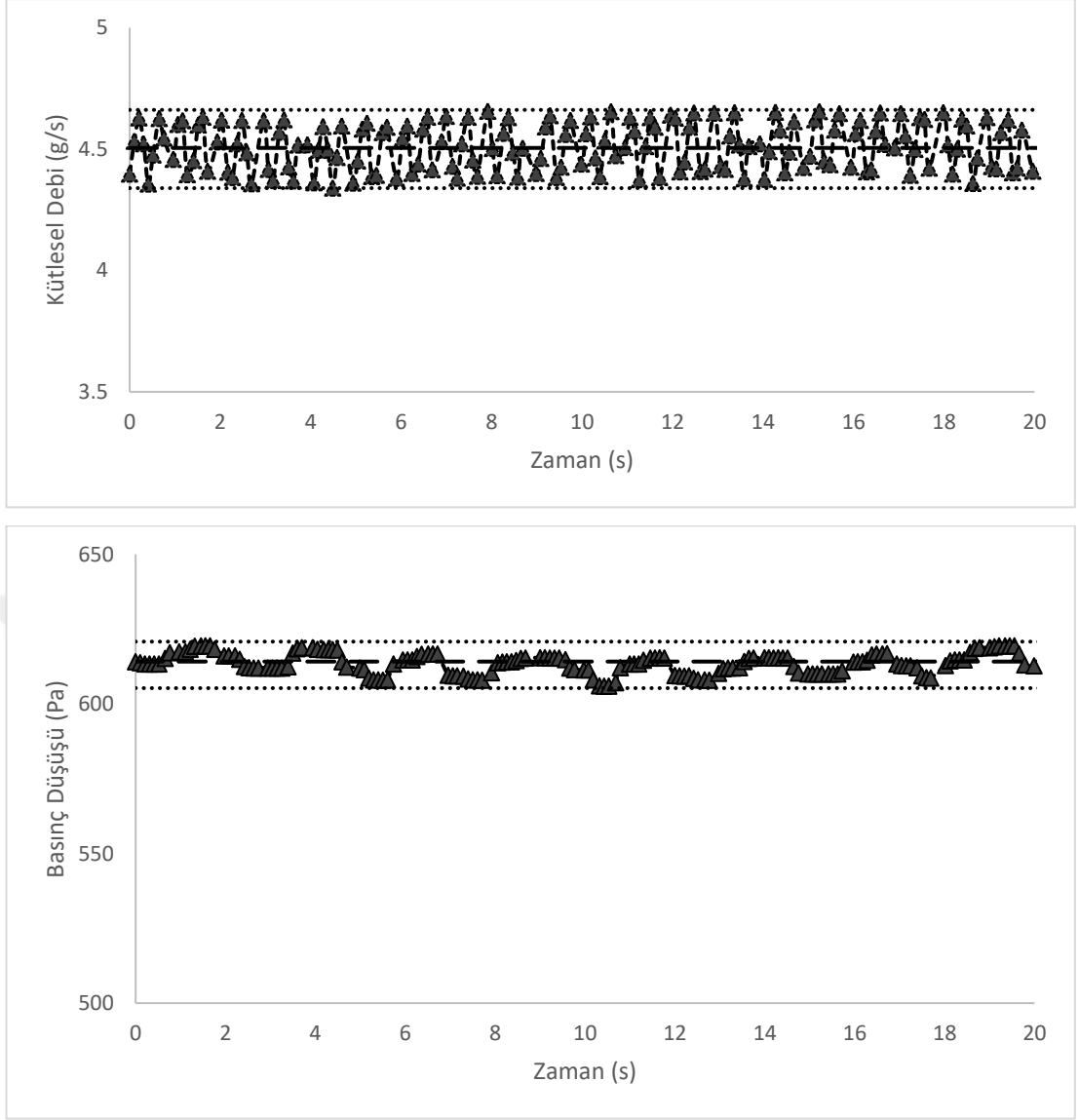
Şekil D.4 : A4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.70 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



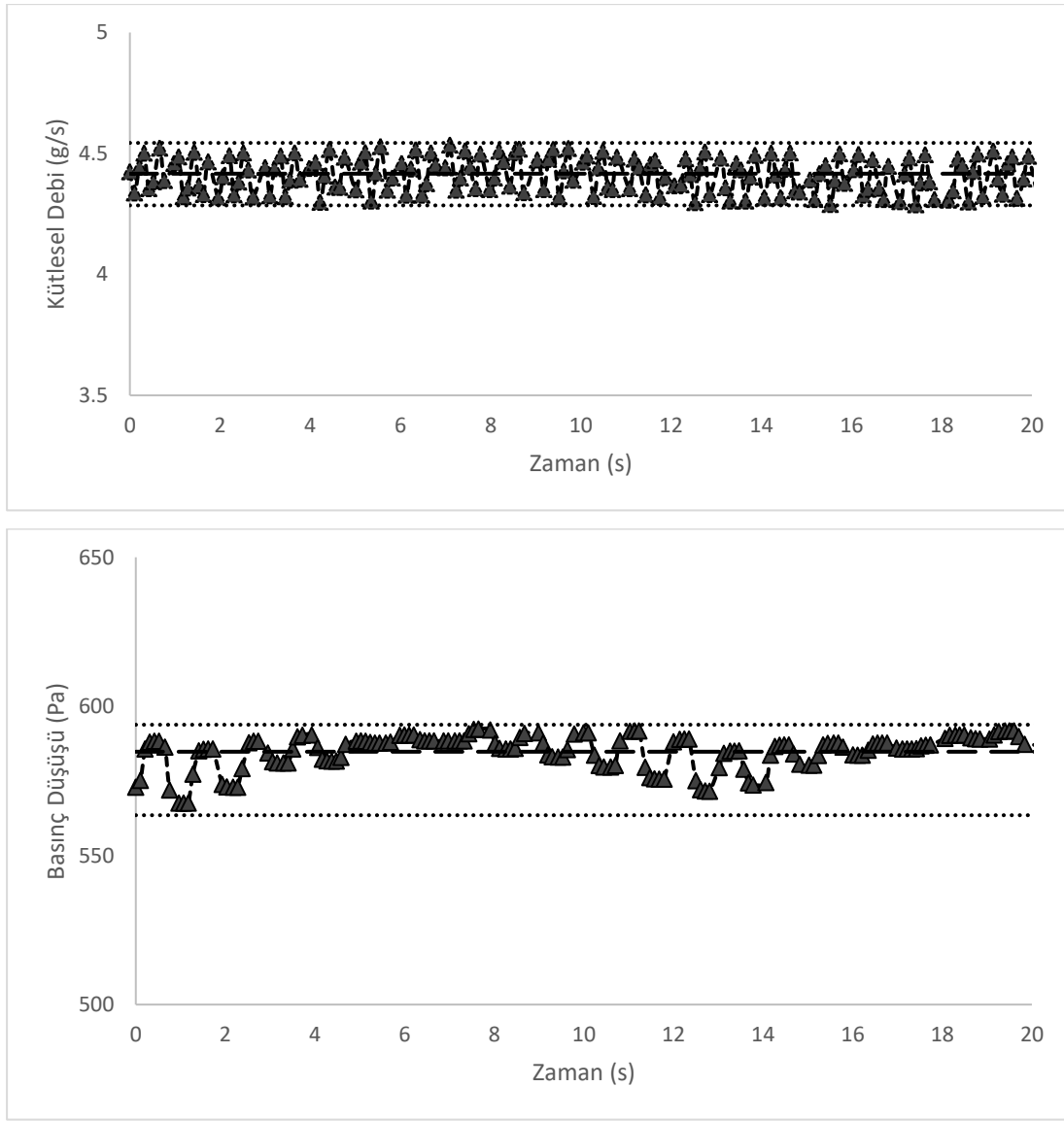
Şekil D.5 : B1 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 0.60 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



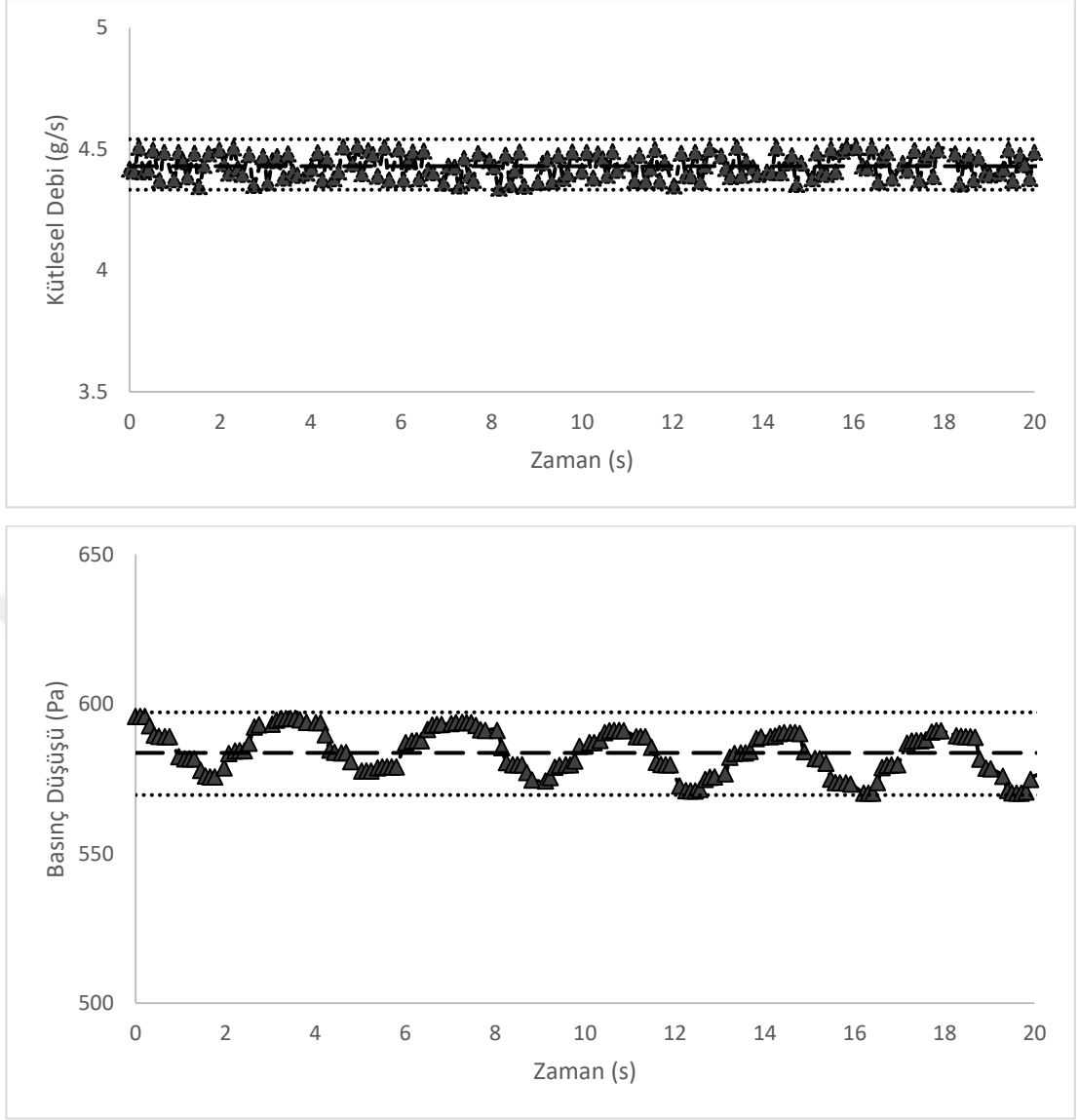
Şekil D.6 : B2 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 1.30 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



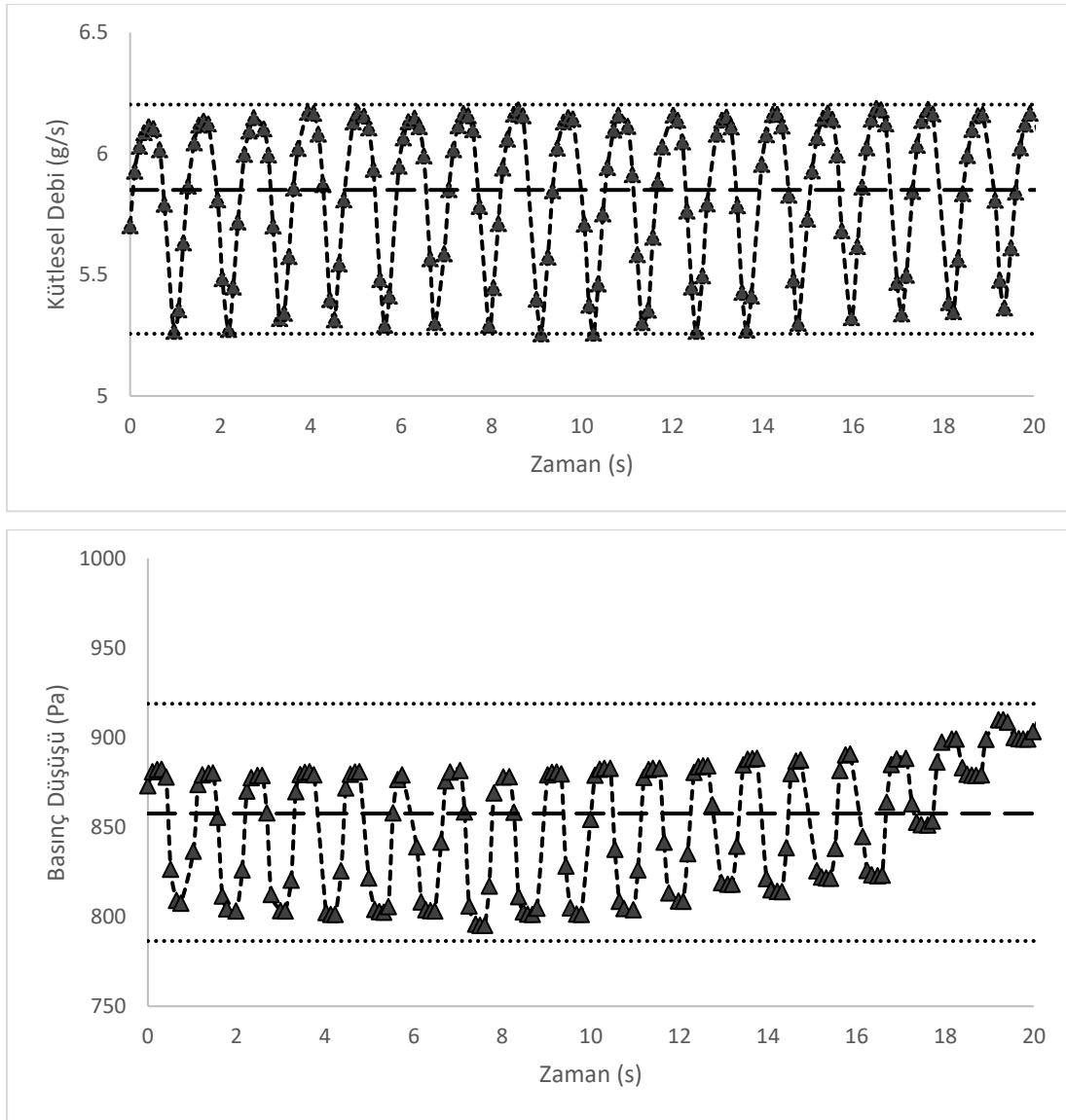
Şekil D.7 : B3 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 2.15 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



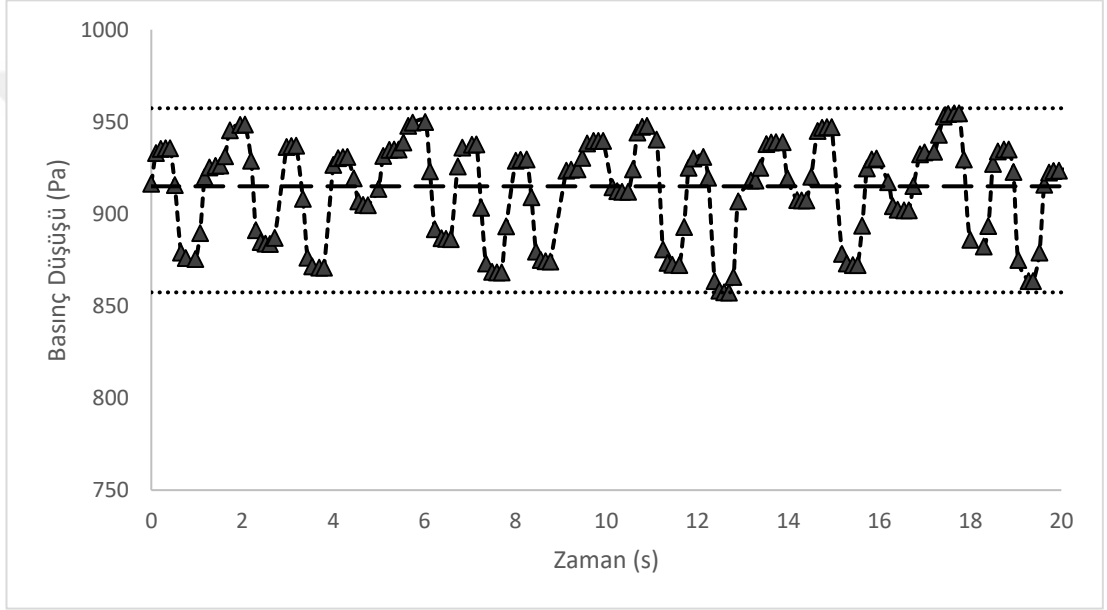
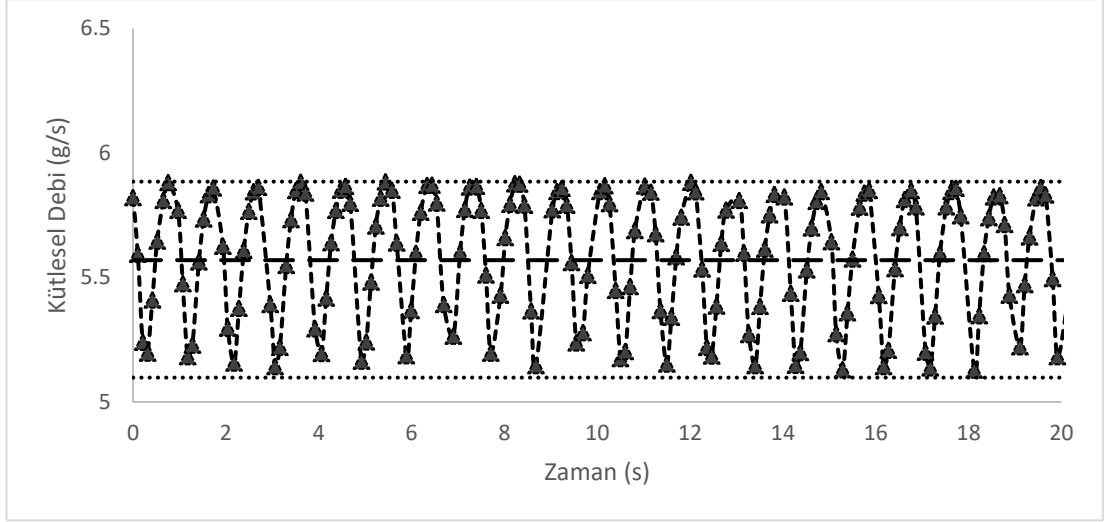
Şekil D.8 : B4 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 2.65 \text{ Hz}$) kütleel debi ve basınç düşüşü eğrileri.



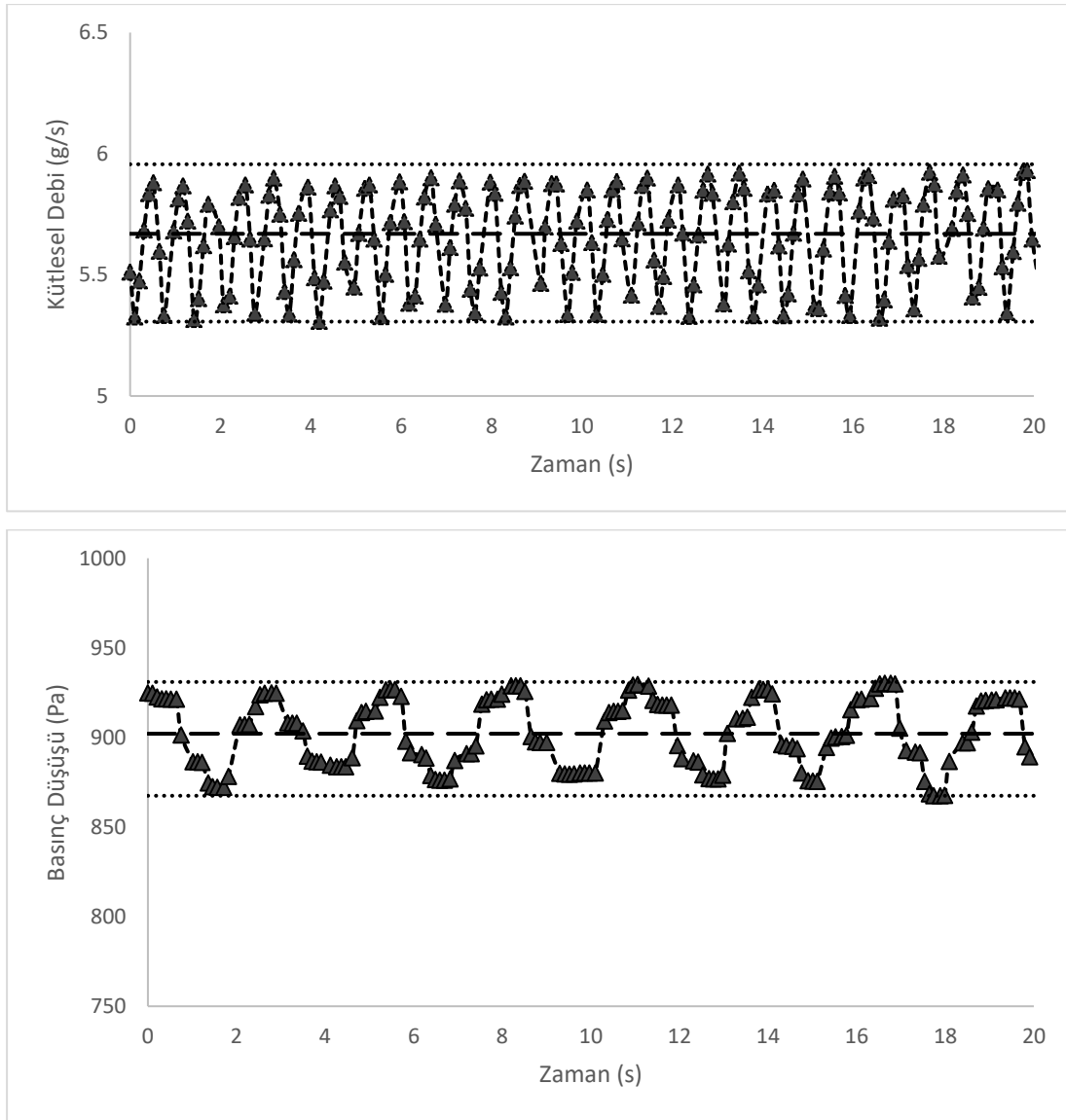
Şekil D.9 : B5 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 4.5 \text{ g/s}$, $f_m = 3.30 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



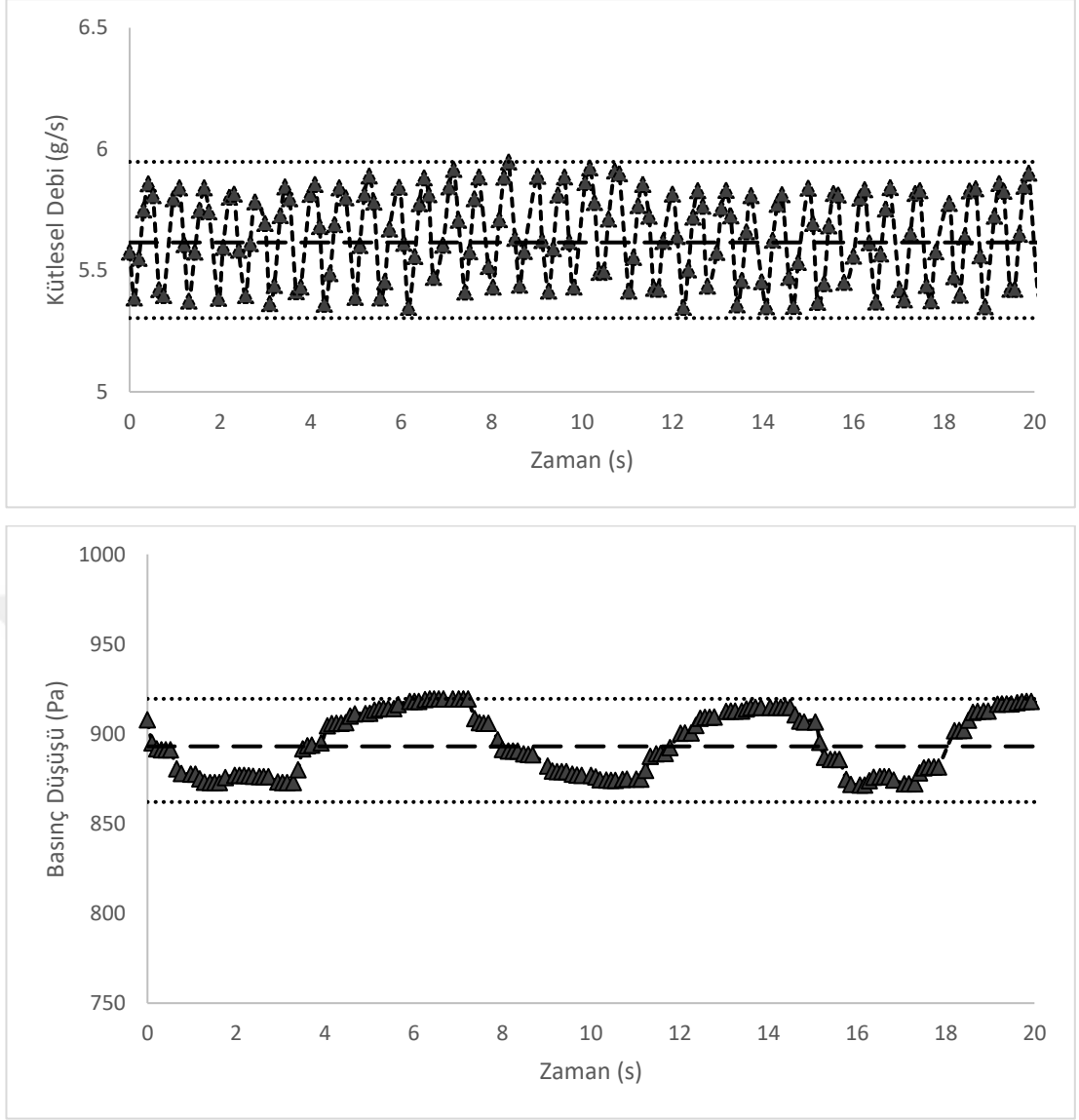
Şekil D.10 : C1 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6$ g/s, $f_m = 0.93$ Hz) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



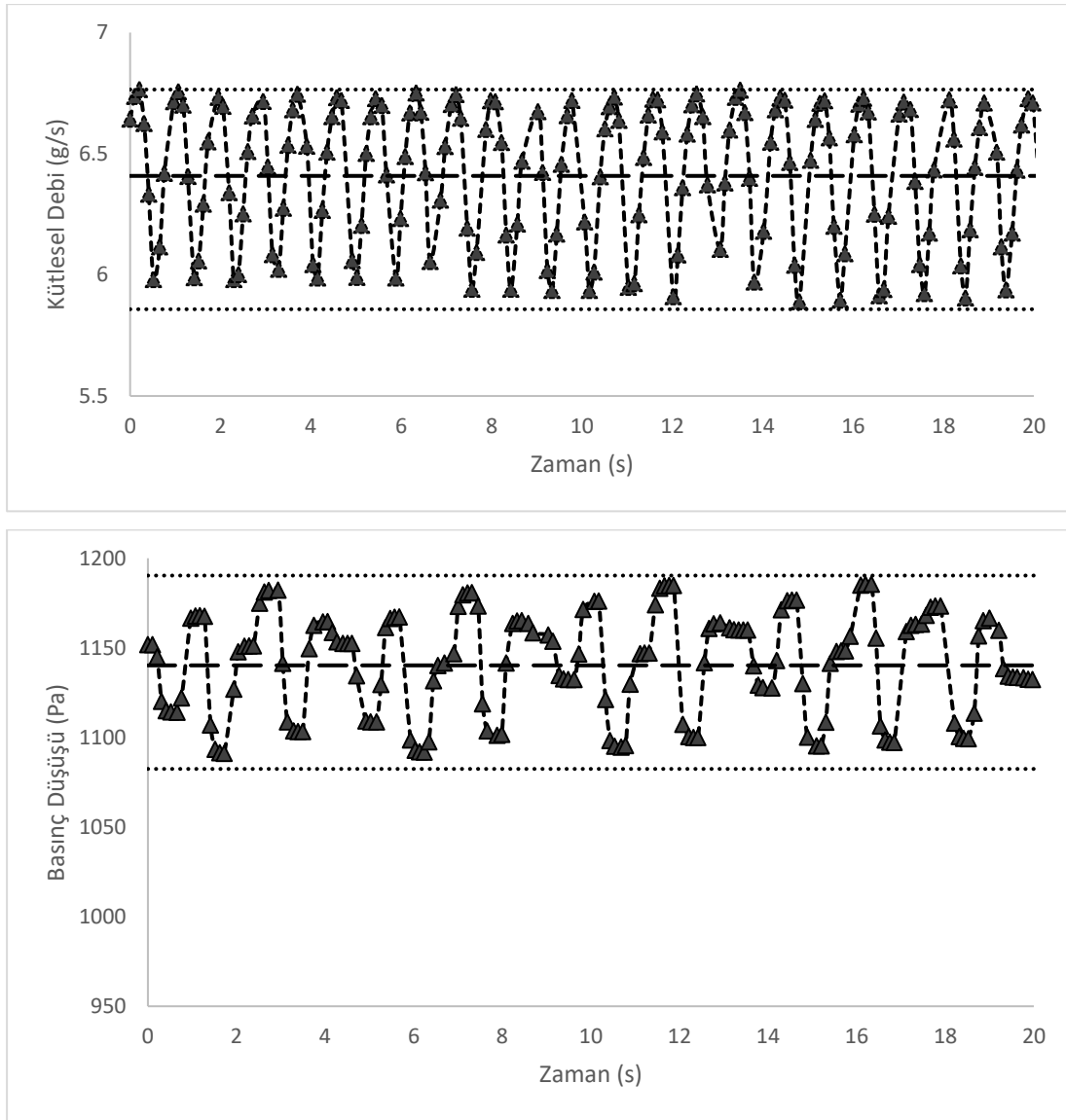
Şekil D.11 : C2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.08 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



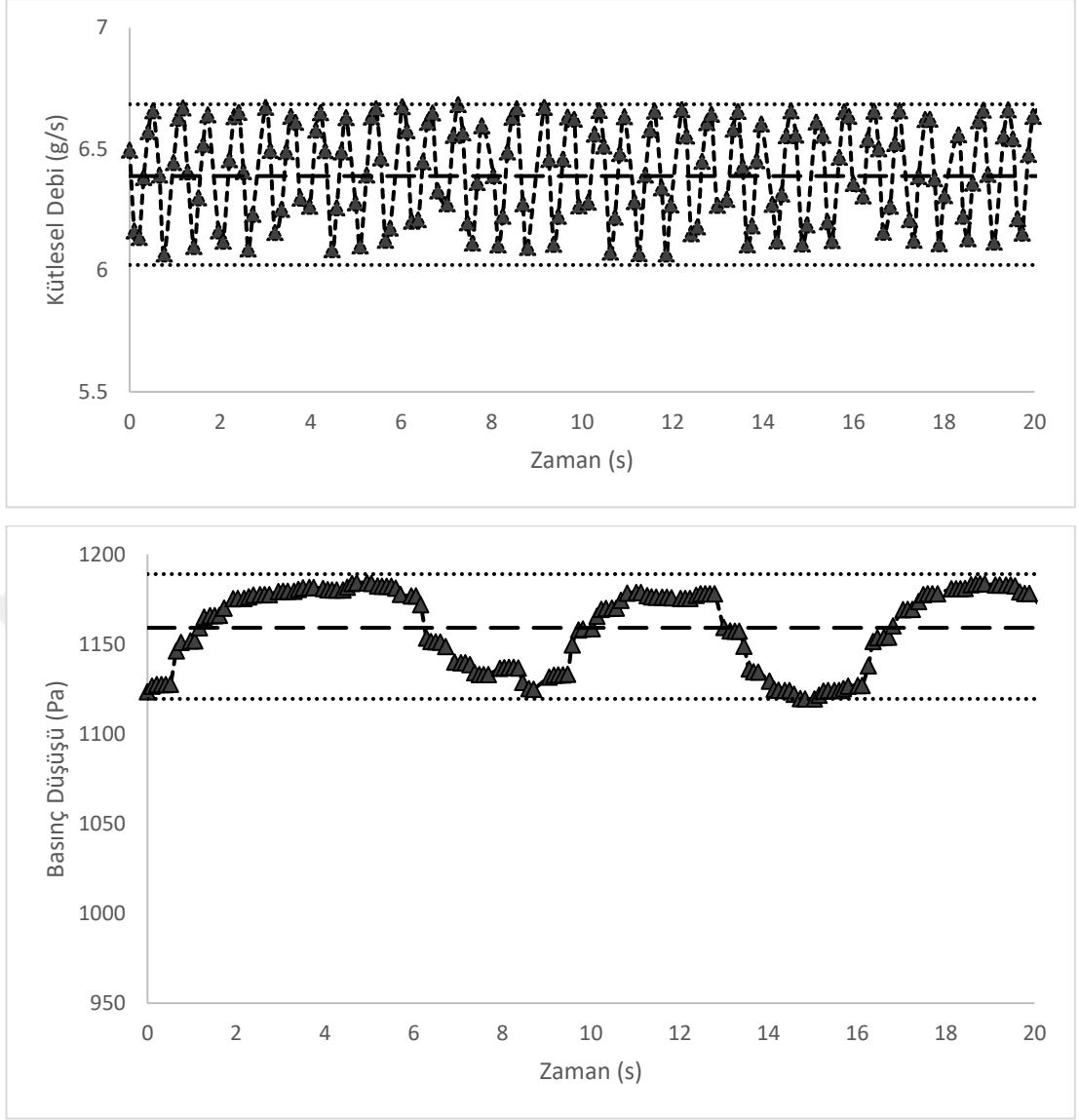
Şekil D.12 : C3 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.40 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



Şekil D.13 : C4 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 5.6 \text{ g/s}$, $f_m = 1.65 \text{ Hz}$) kütleel debi ve basınç düşüşü eğrileri.



Şekil D.14 : D2 deneyinin ($\bar{m}_{ort} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.10 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



Şekil D.15 : D4 deneyinin ($\bar{m}_{\text{ort}} = 6.4 \text{ g/s}$, $f_m = 1.64 \text{ Hz}$) kütleli debi ve basınç düşüşü eğrileri.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ali Murat BİNARK
Doğum Tarihi ve Yeri : İstanbul – 20.05.1995
E-posta : binarka@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği.

MESLEKİ DENEYİM:

- 2018 yılının Mart ayından itibaren İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nde Makina Mühendisliği ana bilim dalında araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.