

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PERİYODİK DALGALI BİR KANALDA TİTREŞİMLİ AKIŞIN TAŞINIM ISI
TRANSFERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oğuz BAŞER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

NİSAN 2018

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511007 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Oğuz BAŞER** 'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**PERİYODİK DALGALI BİR KANALDA TİTREŞİMLİ AKIŞIN TAŞINIM ISI TRANSFERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**" başlıklı tezi **05.04.2018** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı: **Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Doç. Dr. Cüneyt SERT (Başkan)**
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU
TOBB Ekonomik ve Teknoloji Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Oğuz BAŞER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PERİYODİK DALGALI BİR KANALDA TİTREŞİMLİ AKIŞIN TAŞINIM ISI TRANSFERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Oğuz BAŞER

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Tarih: Nisan 2018

Titreşimli akışın iki boyutlu ve dalgalı duvarlara sahip bir kanal içerisindeki taşınım ısı geçişine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Alt ve üst duvar arasında faz farkı olan ($\varphi=0^\circ$, $\varphi=90^\circ$ ve $\varphi=180^\circ$) üç farklı sinüs şekilli geometri kullanılmıştır. Bu faz farkları üst duvar sabit iken alt duvarın akış yönünde kaydırılması ile elde edilmiştir. Kanal içerisindeki akış ve sıcaklık alanlarını modellemek için iki boyutlu ve zamana bağlı Navier-Stokes ve enerji denklemleri kullanılmıştır ve SIMPLE algoritması tabanlı ticari bir program olan ANSYS FLUENT ile çözülmüştür. Titreşimli akışın frekansının ve genliğinin taşınım ısı geçişine olan etkilerini incelemek için üç farklı titreşim frekansı ve iki farklı titreşim genliğinde sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bütün analizlerde Reynolds ve Prandtl sayıları sırasıyla 100 ve 7,0 olarak alınmıştır. Sonuçlar, titreşimli akışın ısı transferi üzerine önemli bir rol oynadığını göstermektedir. Kanal geometrisi, titreşimli akışın frekansı ve genliği, akış ve sıcaklık alanlarını önemli ölçüde etkilemektedir.

Anahtar Kelimeler: Titreşimli akış, Dalgalı kanal, Isı transferi.

ABSTRACT

Master of Science

EFFECTS OF PULSATING FLOW ON CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN A PERIODIC WAVY CHANNEL

Oğuz BAŞER

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Murat Kadri AKTAŞ

Date: April 2018

Effects of pulsating flow on convective heat transfer in a two-dimensional wavy passage are investigated numerically. Three channels with wavy walls and phase shift of $\varphi=0^\circ, 90^\circ$ and 180° between bottom and top walls are considered. Phase angle between walls is adjusted by moving the lower wall while the upper wall is kept stationary. Two-dimensional and unsteady form of Navier-Stokes and energy equations is utilized in order to simulate the flow and temperature fields in the channels and solved by the ANSYS FLUENT commercial code utilizing SIMPLE algorithm. Simulations are performed for three different pulsating frequencies and two different oscillating amplitudes. In all cases the Reynolds number ($Re=100$) and Prandtl number ($Pr=7,0$) are kept constant. The results obtained demonstrate that oscillatory flow has strong effects on convective heat transfer. The channel geometry, oscillation frequency and amplitude significantly affect the flow pattern and temperature structure in the channel.

Keywords: Pulsating flow, Wavy channel, Heat transfer.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Murat Kadri AKTAŞ'a, derin bilgilerinden ve tecrübelerinden faydalandığım Saeid Raheimpour ANGENEH'e, yardımları ve desteğinden dolayı Berk ÇEVİRİM'e, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve destekleriyle her zaman yanımda olan aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|-------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT | v |
| TEŞEKKÜR | vi |
| İÇİNDEKİLER | vii |
| ŞEKİL LİSTESİ | viii |
| ÇİZELGE LİSTESİ | x |
| KISALTMALAR | xi |
| SEMBOL LİSTESİ | xii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Tezin Kapsamı..... | 2 |
| 1.2 Literatür Araştırması | 2 |
| 1.2.1 Titreşimsiz akış çalışmaları..... | 2 |
| 1.2.1.1 Deneysel çalışmalar | 2 |
| 1.2.1.2. Deneysel ve sayısal çalışmalar..... | 4 |
| 1.2.1.3. Sayısal çalışmalar..... | 4 |
| 1.2.2 Titreşimli akış çalışmaları..... | 11 |
| 1.2.2.2. Deneysel çalışmalar | 11 |
| 1.2.2.3. Analitik çalışmalar | 12 |
| 1.2.2.4. Analitik ve sayısal çalışmalar..... | 12 |
| 1.2.2.5. Sayısal çalışmalar..... | 13 |
| 1.3 Araştırma Gereksinimleri ve Tezin Amacı | 18 |
| 2. PROBLEM TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL | 19 |
| 2.1. Korunum Denklemleri | 22 |
| 2.2. Sayısal Yöntem ve Sınır Koşulları..... | 23 |
| 3. SONUÇLAR | 27 |
| 3.1. Düz Kanalda Titreşimli Akış | 27 |
| 3.2. $\varphi=180^\circ$ Faz Farkına Sahip Dalgalı Kanalda Titreşimli Akış | 32 |
| 3.3. $\varphi=90^\circ$ Faz Farkına Sahip Kanalda Titreşimli Akış | 43 |
| 3.4. $\varphi=0^\circ$ Faz Farkına Sahip Kanalda Titreşimli Akış | 49 |
| 3.5. Farklı Geometrilerdeki Titreşimli Akış Sonuçlarının Karşılaştırılması..... | 55 |
| 4. TARTIŞMA ve DEĞERLENDİRME | 63 |
| KAYNAKLAR | 65 |
| ÖZGEÇMİŞ | 69 |

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Şekil 1.1: a) Plakalı eşanjör ve b) Dalgalı kanal görselleri. | 1 |
| Şekil 2.1: Kullanılan iki boyutlu kanal geometrileri. a) düz kanal, b) $\varphi=180^\circ$, c) $\varphi=90^\circ$, d) $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip geometriler. Burada ‘*’ kullanımı boyutlu parametreleri ifade etmektedir. | 19 |
| Şekil 2.2: Kanal girişine uygulanan hız profilinin farklı ωt değerlerinde değişimi. .. | 21 |
| Şekil 2.3: Tipik bir kontrol hacminin gösterimi. | 23 |
| Şekil 3.1: Düz kanal geometrisi ağ yapısı. a) Düz kanal boyunca, b) Duvar dibinde ağ yapısı. | 27 |
| Şekil 3.2: Basınç gradyanının son periyottaki değişimi. | 28 |
| Şekil 3.3: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) son periyottaki değişimi. | 28 |
| Şekil 3.4: Hızın x bileşeninin y eksenine boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $W_o=10$, b) $W_o=20$, c) $W_o=30$ | 29 |
| Şekil 3.5: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 30 |
| Şekil 3.6: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 30 |
| Şekil 3.7: Nusselt sayısının başlangıçtan itibaren değişimi. | 31 |
| Şekil 3.8: Farklı Womersley sayılarında ve genliklerde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 32 |
| Şekil 3.9: Modül başına 180x90 düğüm sayısına sahip ağ yapılarının gösterimi. a) $\varphi=180^\circ$, b) $\varphi=90^\circ$, c) $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip kanallar. | 34 |
| Şekil 3.10: Literatür değerleri ile güncel çalışmanın farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırılması. | 35 |
| Şekil 3.11: Literatür değerleri ile güncel çalışmanın yerel Nusselt sayısı karşılaştırması. | 36 |
| Şekil 3.12: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenine boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $W_o=10$, b) $W_o=20$, c) $W_o=30$ | 37 |
| Şekil 3.13: Hızın x bileşeninin farklı modüllerde $\omega t=\pi/2$ zaman adımıdaki değişimi, a) $W_o=10$, $A=0,25$ b) $W_o=10$, $A=0,75$ c) $W_o=30$, $A=0,25$, d) $W_o=30$, $A=0,75$ | 38 |
| Şekil 3.14: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$ | 39 |
| Şekil 3.15: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 40 |
| Şekil 3.16: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 40 |
| Şekil 3.17: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$. .. | 41 |

| | |
|---|----|
| Şekil 3.18: Farklı Womersley sayıları ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 42 |
| Şekil 3.19: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenini boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $W_o=10$, b) $W_o=20$, c) $W_o=30$ | 44 |
| Şekil 3.20: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$. | 45 |
| Şekil 3.21: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 46 |
| Şekil 3.22: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$, $\phi=90^\circ$ | 46 |
| Şekil 3.23: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$. | 47 |
| Şekil 3.24: Farklı Womersley sayıları ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 48 |
| Şekil 3.25: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenini boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $W_o=10$, b) $W_o=20$, c) $W_o=30$ | 50 |
| Şekil 3.26: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$. | 51 |
| Şekil 3.27: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 52 |
| Şekil 3.28: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$ | 52 |
| Şekil 3.29: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$. | 53 |
| Şekil 3.30: Farklı Womersley sayılarında ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 54 |
| Şekil 3.31: Nusselt sayısının farklı geometrilerde zamana göre değişimi, $W_o=20$. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 55 |
| Şekil 3.32: Zaman ortalamalı yerel Nusselt sayısının gösterimi, $W_o=20$, $A=0,75$. a) üst duvar, b) alt duvar..... | 56 |
| Şekil 3.33: Farklı kanal geometrilerinde ve farklı titreşim genliklerinde eksenel basınç gradyanının son beş periyottaki değişimi, $W_o=20$. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 57 |
| Şekil 3.34: Zaman ortalamalı yüzey sürtünme katsayısının gösterimi, $W_o=20$, $A=0,75$. a) üst duvar, b) alt duvar. | 58 |
| Şekil 3.35: Farklı titreşim frekansları ve farklı kanal yapılarında performans parametresinin değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 60 |
| Şekil 3.36: Farklı titreşim frekansları ve kanallarda bağıl basınç düşümü değerlerinin gösterimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 61 |
| Şekil 3.37: Farklı titreşim frekansları ve kanallarda performans parametresinin basınç düşümüne göre değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$ | 62 |

ÇİZELGE LİSTESİ

| | <u>Sayfa</u> |
|---|---------------------|
| Çizelge 2.1: Dalgalı kanal geometrileri çizim parametreleri. | 20 |
| Çizelge 2.2: Analizlerde incelenen parametreler. | 21 |
| Çizelge 3.1: Ağ yapısı çalışmaları sonuçları (t=119,4-125,6). | 33 |
| Çizelge 3.2: Zamansal ayırıklaştırma sonuçları (t=119,4-125,6). | 35 |
| Çizelge 3.3: $\varphi=180^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri. | 43 |
| Çizelge 3.4: $\varphi=90^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri. | 49 |
| Çizelge 3.5: $\varphi=0^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri. | 54 |
| Çizelge 3.6: Farklı kanal geometrilerinde son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri. | 56 |
| Çizelge 3.7: - $\partial p / \partial x$ değerinin farklı kanal geometrileri ve titreşim genliklerindeki ortalama değerleri. | 58 |
| Çizelge 3.8: Performans parametresi ve bağıl basınç düşümü değerleri. | 62 |

KISALTMALAR

| | |
|----------------|--|
| HAD | : Hesaplama Akışkanlar Dinamiği |
| SIMPLE | : Yarı açık basınç tabanlı denklemler (Semi Implicit Pressure Linked Equations) |
| SIMPLER | : Revize edilmiş yarı açık basınç tabanlı denklemler (Semi Implicit Pressure Linked Equations-Revised) |
| UDF | : Kullanıcı tanımlı fonksiyon (User Defined Function) |

SEMBOL LİSTESİ

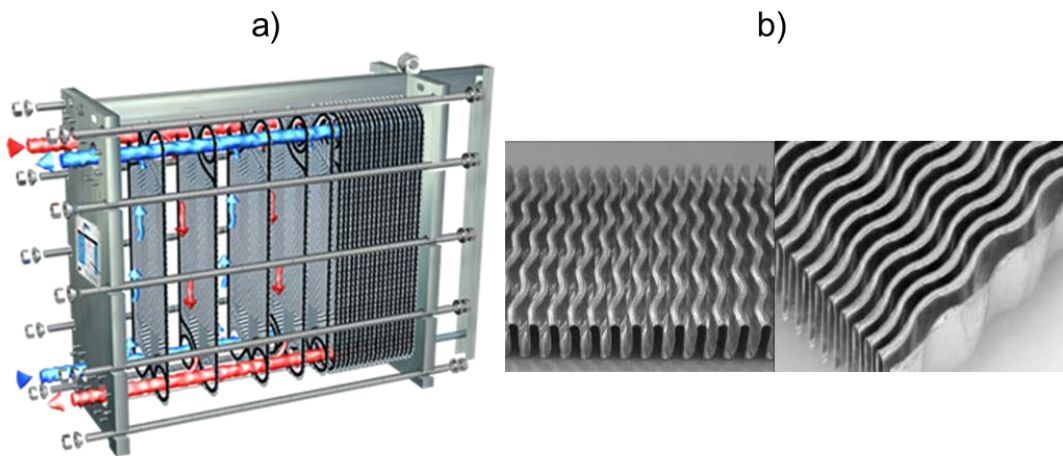
Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

| Simgeler | Açıklama |
|---------------|----------------------------------|
| a^* | Dalgalı kanal genliği |
| A | Titreşim genliği |
| C_f | Yüzey sürtünme katsayısı |
| f | Sürtünme katsayısı |
| H_g^* | Kanal giriş yüksekliği |
| H_{maks} | Maksimum kanal yüksekliği |
| H_{min} | Minimum kanal yüksekliği |
| H_{ort}^* | Kanal ortalama yüksekliği |
| L^* | Dalgalı kanal uzunluğu |
| N_x | x-ekseni üzerindeki düğüm sayısı |
| N_y | y-ekseni üzerindeki düğüm sayısı |
| Nu | Nusselt sayısı |
| p | Basınç |
| \mathcal{P} | Basınç oranı |
| Pe | Peclet sayısı |
| Pr | Prandtl sayısı |
| Re | Reynolds sayısı |
| t | Zaman |
| T^* | Sıcaklık |
| u_0^* | Akış hızı |
| u_g^* | Titreşimli akış hızı |
| Wo | Womersley sayısı |
| α^* | Termal difüzyivite |
| ν | Kinematik viskozite |
| μ | Dinamik viskozite |
| ρ^* | Yoğunluk |
| ω^* | Açısal frekans |
| Θ | Boyutsuz sıcaklık |

1. GİRİŞ

Günümüzde, endüstrinin pek çok alanında ısı transfer mekanizmaları kullanılmaktadır. Son yıllarda gittikçe küçülen cihazlar ve transfer edilmesi gereken ısının artışına bağlı olarak, bu konuda yapılan araştırma-geliştirme faaliyetlerinde de bir artış gözlenmektedir. Bu artış ile, mikro- makro yapılarda daha etkin ısı transferinin yolları aranmakta ve araştırmacılar tarafından yeni yöntemler geliştirilmektedir.

Literatür incelendiğinde ısı transferini artırmanın pek çok yöntemi mevcuttur[1]. Bir duvardan ısı uzaklaştırmak istendiğinde bu yöntemlerin hepsi ortak bir amaca hizmet ederler: duvar kenarlarındaki sınır tabakayı bozarak, merkezdeki akışkan ile duvar dibindeki akışkanın karıştırılmasıdır. Böylece artan bir sıcaklık gradyanı ile ısı transferinde iyileştirme elde edilir. Yöntemlerin uygulanmasında temel kriter, minimum basınç düşümü değerinde maksimum ısı transferini elde edebilmektedir. Bununla birlikte kolay ve ekonomik üretilebilme, basit yapı ve bakım ihtiyacı da göz önüne alınmalıdır[2]. Şekil 1.1’de dalgalı kanal yapılarının kullanımı ve görselleri verilmektedir.



Şekil 1.1: a) Plakalı eşanjör ve b) Dalgalı kanal görselleri.

Isı transferini iyileştirmek ve üretim kolaylığı sağlayabilmek adına, basit bir geometri

olan dalgalı ve periyodik bir kanal kullanılabilir. Dalgalı kanallar üretimi kolay, ekonomik ve uygun Reynolds sayılarında çalıştırıldığında ısı transferi iyileştirmesinde ciddi bir artış sağlamaktadırlar[3]. Dolayısıyla, ısı transferini iyileştirmek amacıyla dalgalı kanal yapısındaki ısı transferi ve akış karakteri geniş bir Reynolds sayısı aralığında pek çok araştırmacı tarafından deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak çalışılmıştır[3-5].

1.1 Tezin Kapsamı

Bu çalışma kapsamında, periyodik dalgalı kanal geometrilerinin titreşimli akış koşulları altında incelenmesi, elde edilen sonuçların titreşimsiz akış koşulları ile karşılaştırılarak maksimum taşınım ısı transferini sağlayan geometri ve sınır koşullarının belirlenmesi hedeflenmiştir. Taşınım ısı transferini iyileştirmede seçilen periyodik dalgalı kanalın duvarları arasındaki faz farkının, titreşim genliğinin ve farklı titreşim frekanslarının etkileri ve en yüksek taşınım ısı transferi değeri araştırılmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Taşınım ısı transferinin iyileştirilmesinde titreşimli-titreşimsiz akış koşullarında periyodik dalgalı kanal kullanımını pek çok araştırmacı tarafından deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Literatür araştırması kapsamında yapılan çalışmalar titreşimli ve titreşimsiz akış çalışmaları olmak üzere iki alt başlık altında incelenmiştir.

1.2.1 Titreşimsiz akış çalışmaları

1.2.1.1 Deneysel çalışmalar

O'Brien ve Sparrow[6], periyodik dalgalı bir kanal kullanarak taşınım ısı transferi ve sürtünme katsayısı etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışma sırasında kanalın Reynolds sayısı 1500-25000 aralığında ve Prandtl sayısı 4-8 aralığında değiştirilerek Reynolds ve Prandtl sayılarının ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri raporlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, düz kanal sonuçları ile karşılaştırılmış ve dalgalı kanal geometrisi kullanılarak elde edilen ısı transferi iyileştirmesinin düz kanala göre 2,5 kat daha iyi sonuç verdiği vurgulanmıştır. Reynolds sayısı ya da Prandtl sayısının arttırılmasının, Nusselt sayısında artışa sebep olduğu raporlanmıştır.

Nishimura vd.[5], simetrik ve iki boyutlu dalgalı kanal yapısında akış deseni ve kütle transferi profillerini deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Çalışma kapsamında yapılan testler sinüs şekilli ve yay şekilli olmak üzere iki farklı geometri üzerinden ve Reynolds sayısı 20-300 aralığında değiştirilerek yapılmıştır. Akışın laminer akıştan geçişken akışa gelişmesinde sinüs ve yay şekilli geometriler arasında farklılık olduğu gözlenmiştir. Deneysel olarak akışın görüntülenmesi ile, düşük Reynolds sayılarında yay şekilli kanal kullanıldığında sinüs şekilli kanal göre daha önce türbülansa geçiş olmaktadır. Yay şekilli kanalın türbülans bölgesine daha önce geçmesi sebebiyle, daha yüksek bir ısı transferi yapılabilir. Bununla birlikte, Reynolds sayısı arttıkça girdap boyutu neredeyse hiç değişmemektedir fakat girdapın merkezi kanalın merkezine doğru hareket etmektedir.

Dalgalı kanallar kullanılarak ısı transfer iyileştirme çalışmalarında Rush vd.[7], sinüs şekilli bir kanal kullanarak laminer bölgede yerel ısı transferi ve akış davranışlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmada, kullanılan geometrinin uzunluğu, yüksekliği, akış yönünde farklı faz açıları ($\varphi=0^\circ$, $\varphi=90^\circ$ ve $\varphi=180^\circ$) ve duvardan duvara olan uzunlukları değiştirilmiş ve ısı transferi ve akış profilleri üzerine etkileri raporlanmıştır. Çeşitli görüntüleme yöntemleri kullanılarak akışın karakterizasyonu belirlenmiş ve makroskopik karışım olan bölgeler tespit edilmiştir. Kullanılan geometriye ve çalışılan Reynolds sayısına göre karışım olan girdap bölgelerinin yer değiştirdiği gözlenmiştir. Bununla birlikte, karışım olan girdap bölgelerinin yerel ısı transferine doğrudan bir etkisi olduğu vurgulanmıştır. Laminer bölgede ısı transfer iyileştirmesinin Reynolds sayısına bağlı olduğu ve Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer mekanizmasının kanal giriş bölgesine doğru yaklaştığı raporlanmıştır.

Gradeck vd.[8], yaptıkları deneysel çalışma ile dalgalı bir kanalda tek fazlı bir akış kullanarak hidrodinamik koşulların ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışma, kararlı akış rejiminden türbülans akış rejimine kadar geniş bir Reynolds aralığında (0-7500) gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar düz kanal yapısıyla karşılaştırılmış ve beklendiği gibi ısı transfer katsayısı sınır tabaka ve merkez akışkanının karışması dolayısıyla daha yüksek elde edilmiştir.

1.2.1.2. Deneysel ve sayısal çalışmalar

Nishimura vd.[4], akış deseni, basınç düşümü ve duvar kayma gerilmesi gibi akış karakterlerini titreşimsiz akış koşullarında periyodik ve simetrik sinüs şekilli dalgalı bir kanal kullanarak deneysel ve iki boyutlu sayısal yöntemlerle incelemiştir. Çalışma kapsamında deneysel düzenekte Reynolds sayısı 40-10000 aralığında değiştirilmiştir. Bununla birlikte iki boyutlu sayısal yöntemde ise Reynolds sayısının 20-300 aralığında değiştirildiği belirtilmiştir. Yapılan çalışma ile, düşük Reynolds sayılarında neredeyse hiçbir ısı transferi iyileştirmesi gözlenemezken, Reynolds sayısının yükseltilmesiyle birlikte oluşan girdapların etkisiyle paralel plakalı kanallara göre ısı transferinde kayda değer bir artış gözlenmiştir.

Sui, Lee ve Teo[9], dikdörtgen kesit alanına sahip sinüs şekilli bir ısı değiştiricide akış sürtünmesi ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Deneysel çalışma kapsamında çalışma sıvısı olarak iyonize su kullanılmış ve geniş bir Reynolds aralığında (300-800) çalışılmıştır. Test düzeneğinin tüm verileri ile aynı olacak şekilde üç boyutlu sayısal analizler yapılmış ve deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilen sürtünme faktörlerinin örtüştüğü vurgulanmıştır. Test sonuçları genellikle toplam Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü cinsinden verilmiş ve aynı kesit alanına sahip paralel plakalı kanal (düz kanal) verileri ile karşılaştırılmıştır. Dalgalı kanal geometrisi ile elde edilen ısı transfer performansının, düz kanal performansından çok daha iyi olduğu belirtilmektedir.

1.2.1.3. Sayısal çalışmalar

Wang ve Vanka[3], periyodik dalgalı bir kanalda ısı transferi ve akış karakterini iki boyutlu sayısal yöntemler kullanarak incelemiştir. Reynolds sayısı 5-144 aralığında ve Prandtl sayısının 0.7 olduğu durumda, akışın kararlı ve kararsız olduğu durumlar için iki boyutlu sayısal analizler yapmışlardır. Yapılan analizlerde akışın belirli bir Reynolds sayısı değerinin altında kararlı bir yapıda davrandığını ve bu değerden büyük değerlerde ise kendi kendine titreşen akışın gözlemlendiği rapor edilmiştir. Kendi kendine titreşen akış ile, duvar dibindeki ısı sınır tabakası bozulmakta ve bu sayede duvar dibindeki ısı sınır tabakanın yenilendiği ve yenilenen ısı sınır tabakanın ısı transferi iyileştirmesinde doğal bir mekanizma olarak görev yaptığı belirtilmiştir. Titreşimsiz akış ile yapılan analiz çalışmalarında Nusselt sayısında paralel plakalı kanallara göre

çok az bir iyileştirme olduğu raporlanmıştır. Bununla birlikte, kritik Reynolds sayısı geçilerek akışın kararsız olduğu (kendi kendine titreşen) durumlarda, paralel plakalı kanallara göre Nusselt sayısında 2.5 kata kadar artış gözlenmiştir.

Tanda ve Vittori[10], sayısal yöntemler kullanarak iki boyutlu bir dalgalı kanalda laminer tam gelişmiş akış ve ısı transferini sayısal yöntemlerle incelemiştir. Çalışma kapsamında geometri, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısının akış alanları ve ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Dalgalı kanalın bir duvarına ısı akısı uygulanmış diğer duvarı ise adiyabatik koşullarda tutulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde, geometrinin dalgalı bölümünün uzunluğu ve aralarındaki uzaklığın akış çizgilerini ve ısı transfer katsayısını önemli ölçüde etkilediği raporlanmıştır. Dalgalı kanal sonuçları aynı akış ve ısı koşullarında düz kanalla karşılaştırılmış ve dalgalı kanal geometrisinde basınç düşümü değerinin daima yüksek olduğu görülmüştür. Bununla birlikte ısı transfer katsayısının artış ve azalışının kullanılan geometri, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına göre değiştiği vurgulanmıştır.

Russ ve Beer[11], sinüs şekilli yüzeye sahip bir borudaki ısı transferi ve akış bölgelerini sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışma yerel ısı ve kütle transferi iyileştirmesini geniş bir Reynolds sayısı aralığında laminer akıştan türbülans akış aralığına kadar detaylı bir şekilde incelemiştir. Düz duvarlı borulara kıyasla, sinüs şekilli duvarları olan bir borunun çok daha düşük Reynolds sayılarında laminer bölgeden türbülans bölgesine geçiş yaptığı raporlanmıştır.

Stone ve Vanka[12], iki boyutlu kararsız akış ve enerji denklemlerini kullanarak gelişen akış ve ısı transferini sayısal olarak modellemiştir. Sinüs şekilli dalgalı kanal geometrisi 14 modülden oluşmakta ve Reynolds sayısı 180-420 aralığında değiştirilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında akışın tüm kanal boyunca kararlı olduğu, Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak akışın kararsız bir rejime geçtiği rapor edilmiştir. Kararsız akışın bir sonucu olarak, duvar dibindeki ve merkezdeki akışkan daha iyi karışmakta ve ısı transfer mekanizması iyileştirilmektedir. Reynolds sayısı daha da arttırıldığında ise, akışın kanalın duvarlarında daha önceki pozisyonlarda kararsız duruma geçtiği belirtilmiştir.

Niceno ve Nobile[2], periyodik dalgalı bir kanalda titreşimsiz ve zamana bağlı akışkan hareketini ve ısı transferini Prandtl sayısı 0.7 iken sayısal olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında sinüs şekilli ve yay şekilli olmak üzere iki farklı geometri kullanmışlar ve bu geometrilerin paralel plakalı kanallara göre düşük Reynolds sayılarında oldukça az bir ısı transferi iyileştirmesi yaptıklarını gözlemlemişlerdir. Buna karşılık sinüs şekilli ve yay şekilli geometrilerde paralel plakalı kanallara kıyasla daha yüksek basınç düşümü değerleri elde edilmiştir. Reynolds sayısı arttırıldıkça ısı transferinde ciddi bir artış gözlenmiştir. Isı transferi anlamında yay şekilli kanalda daha yüksek bir artış görülmüş fakat sinüs şekilli kanala göre daha yüksek bir sürtünme faktörü raporlanmıştır.

Wang ve Chen[13], sinüs şekilli dalgalı bir kanalda ısı transferini ve akış profillerini sayısal yöntemler kullanarak hesaplamışlardır. Çalışmalarında dalgalı kanal geometrisinin (yükseklik/uzunluk=0-0.5), giriş Reynolds sayısının (100-500) ve Prandtl sayısının (6.93 ve 0.71) değerlerini değiştirerek yüzey sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı üzerine etkilerini incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, Nusselt sayısı ve yüzey sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ve genlik/modül uzunluğu arttıkça arttığı gözlenmiştir. Bununla birlikte küçük genlik/modül uzunluğu değerlerinde belirgin bir ısı transfer iyileştirmesi görülmemekle birlikte, yüksek Reynolds sayılarında genlik/modül uzunluğu değeri arttıkça ısı transferinde bir iyileşme gözlenmiş ve dalgalı kanal yapısı verimli bir ısı transfer cihazı olarak davranmaya başlamıştır.

Bahaidarah vd.[14], iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve titreşimsiz akış koşullarında Reynolds sayısı 25-400 aralığında ve Prandtl sayısı 0.7 iken altı simetrik modülden oluşan iki farklı geometri(sinüs şekilli ve yay şekilli) kullanarak akış alanlarını ve ısı transfer mekanizmasını sayısal olarak hesaplamış ve elde ettikleri sonuçları paralel plakalı kanallar ile kıyaslamışlardır. Yapılan sayısal analizler sonucu düşük Reynolds sayılarında dalgalı kanal yapılarında paralel plakalı kanallara göre ısı transferinde çok küçük bir iyileştirme gözlenmiştir. Buna karşılık yüksek Reynolds sayılarında yapılan sayısal hesaplamalarda, ısı transferinde %80'e varan bir iyileştirme gözlenmiştir. Kullanılan geometrilerin yükseklik oranı ve uzunluk oranı gibi parametreleri değiştirilerek sinüs şekilli ya da yay şekilli dalgalı kanallarda sirkülasyon alanlarının boyutları ve güçleri raporlanmıştır.

Periyodik dalgalı kanallarla yapılan ısı transfer iyileştirme çalışmalarında Bahaidarah vd.[15], periyodik dalgalı kanal içeren önceki sayısal analiz çalışmalarını genişletmiştir. İki boyutlu, sıkıştırılmaz ve titreşimsiz akış koşullarında Reynolds sayısı 25-400 aralığında ve Prandtl sayısı 0.7 olmak üzere sayısal analizleri gerçekleştirmişlerdir. Kullandıkları sinüs ve yay şekilli geometrilerin alt duvarlarını akış yönünde olmak üzere farklı fazlarda (uzunluk boyunca 1/2, 1/4 ve 3/4) kaydırmışlar ve sonuçları faz kayması olmayan analiz sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Sinüs şekilli 1/4 faz kaymasına sahip olan kanalın, diğer geometrik konfigürasyonlardan daha düşük bir basınç düşümüne sahip olduğu gözlenmiştir. Bununla birlikte, yay şekilli 3/4 faz kaymasına sahip dalgalı kanal geometrisinde %5,7 daha fazla ısı transfer iyileştirmesi bulunmuştur.

Gong vd.[16], mikro kanallı ısı değiştiricilerinde ısı transfer performansını arttırmak için laminer akış koşullarında sayısal analizler yapmışlardır. Bu kapsamda ısı transferi karakteristiği dalgalı kanal genliği, modül uzunluğu, modülün uzunluk/yükseklik oranı ve Reynolds sayısı (50-150) değiştirilerek incelenmiş ve raporlanmıştır. Sayısal analizler iki farklı geometride ($\phi=0^\circ$ ve $\phi=180^\circ$) olmak üzere gerçekleştirilmiş ve sonuçlar düz kanal geometrisi ile karşılaştırılmıştır. Dalgalı kanal yapısı kullanılarak toplam ısıl performansta bir artış gözlenmiş olup, kullanılan faz farkına sahip geometrilerin arasında ısıl performans anlamında belirgin farklar olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda elde edilen veriler değerlendirildiğinde, düz kanala kıyasla %55'e varan toplam ısıl performans artışı rapor edilmiştir.

Sui vd.[17], üç boyutlu dikdörtgensel kesiti olan dalgalı bir kanalda, laminer akış ve ısı transferi etkilerini sayısal yöntemlerle araştırmışlardır. Yapılan çalışma kapsamlı bir Reynolds sayısı aralığında (100-800) ve üç farklı dalgalı kanal geometrisinde gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kullanılan geometrilerde, dalgalı kısım kanal başından sonuna doğru çeşitli genliklerde değiştirilmiş ve üç farklı dalgalı kanal genliğinde geometriler oluşturulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde, akışkan dalgalı kanal yapısına girdiğinde, ikincil akışların (girdapların) oluştuğu belirtilmiştir. Bununla birlikte ikincil akışların büyüklüğü, formları ve konumu akışkan karışımını önemli bir ölçüde arttırmakta bu sayede ısı transfer mekanizması aynı kesit alanına sahip düz kanal yapılarına kıyasla ciddi oranda artmaktadır. Bununla birlikte, kullanılan geometrilerin çeşitliliği sayesinde, daha iyi bir ısı transfer mekanizması gerçekleştirilebilmiştir.

Özellikle artan dalga genliğine sahip geometrilerde ısı transfer performansı arttırılmıştır.

Gong vd.[18], tamamen gelişmiş laminer akış ve ısı transferi profillerini iki boyutlu bir dalgalı kanal yapısı için sayısal yöntemlerle araştırmışlardır. Hesaplamalar, geniş bir Reynolds sayısı aralığında (100-1100) ve Prandtl sayısı 0.7 iken hazırlanmış ve SIMPLER algoritmasıyla çözdürülmüştür. Çalışma ile, dalgalı kanalın yüksekliği, uzunluğu, eğimi ve genişliğinin akışkan alanları ve ısı transfer mekanizması üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde, Reynolds sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe artış olduğu gözlenmiştir. Geometrik parametrelerin etkisi incelendiğinde sürtünme faktörü ve toplam Nusselt sayısı kanal yüksekliği ve genişliği arttıkça artmaktadır. Ek olarak kanal uzunluğu ve eğim değerlerinin azalması da Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü arttırmaktadır.

Ferley ve Ormiston[19], iki boyutlu, laminer, sıkıştırılamaz ve titreşimsiz akış koşullarında 10 simetrik modülden oluşan üç farklı geometri(sinüs, elips ve v-şekilli) kullanarak ısı transferi ve akış alanlarını sayısal olarak hesaplamışlardır. Sayısal çalışma kapsamında Reynolds sayısı 25-300 aralığında ve Prandtl sayısı 2.29 iken analizler yapılmış ve kullanılan üç farklı periyodik dalgalı kanal geometrilerinin basınç düşümü, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı üzerinde önemli etkileri olduğu vurgulanmıştır. Geometriye bağlı parametrelerin sürtünme katsayısı, ortalama Nusselt sayısı ve akış desenlerinin davranışı üzerinde doğrudan etkisi olduğu gözlenmiş ve sonuçlar incelendiğinde, en yüksek ortalama Nusselt sayısı ve en düşük sürtünme faktörü sinüs şekilli periyodik dalgalı kanalda elde edilmiştir.

Yatay dalgalı bir yüzeye sahip dalgalı kanal kullanarak tamamen gelişmiş bölgede akışkan akışı ve ısı transferi sayısal hesaplamaları Ramgadia ve Saha[20] tarafından zamana bağlı Navier-Stokes ve enerji denklemleri çözdürülerek yapılmıştır. Yapılan çalışmalar ile akış ve ısı transferi karakterlerinin periyodik çalışma alanının uzunluğuna herhangi bir bağımlılığı olmadığı görülmüştür. Reynolds sayısı 25-1000 aralığında değiştirilmiş ve Reynolds sayısının akış alanları ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kararlı akış koşullarında ısı transfer değerleri küçük bulunmakla birlikte, kararsız akış rejimine geçildikçe duvar kenarındaki akışkan ile merkezdeki akışkanının karışmasından dolayı ısı transferinde bir artış gözlenmiştir. Reynolds

sayısının ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiş ve en yüksek Reynolds sayısında en yüksek ısı transferi elde edilmiştir.

Ozbolat vd.[21], iki boyutlu sinüs ve dikdörtgen şekilli kanalda su kullanarak akış ve ısı transferi karakterlerini sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Modellemeleri tam gelişmiş akış koşullarında ve geniş bir Reynolds (100-1000) sayısı aralığında 12 adet dalgalı modül üzerinden yapmışlar ve korunum denklemlerini SIMPLE algoritmasını kullanarak nümerik olarak çözmüşlerdir. Analizlerde dalgalı kanalın duvar yükseklik oranlarını (H_{\min}/H_{\max}) 0.3-0.5 aralığında değiştirerek, dalgalı kanalın uzunluğunu ve yüksekliğini sabit tutmuşlardır. Kanal geometrisi, yükseklik oranları ve Reynolds sayısının akış karakteristiği, yerel Nusselt sayısı ve ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar incelendiğinde, ısı transfer iyileştirmesinin uygun Reynolds sayısı ve kanal yüksekliği kullanılmasıyla arttığı raporlanmıştır. Bununla birlikte, elde edilen sonuçlar düz kanal geometrisi ile karşılaştırılmış ve ısı transfer katsayısının dalgalı kanal kullanımında her zaman daha yüksek olduğu vurgulanmıştır. Reynolds sayısı arttıkça eş ısı eğrilerinin dalgalı kanalın oyuklarına doğru hareket ettiği ve Nusselt sayısı ve ısı transferinin arttığı, yerel Nusselt sayısındaki ani artışların ise kanal boğazlarında gerçekleştiği gözlenmiştir.

Grant Mills vd.[22], laminer kararsız akış kullanarak sinüs şekilli dalgalı kanalda akış karakterlerini ve basınç düşümünü lattice Boltzman Method(LBM) yöntemi ile sayısal olarak hesaplamışlardır. Modellemeler sonucu sinüs şekilli bir kanalda iki tip kararsız akış gözleendiği vurgulanmıştır. Dalgalı kanalın yüksekliğinin küçük olduğu durumlarda, girdaplar kanal oyuklarından aşağı doğru akan bir formda oluşmaktadırlar. Kanal yüksekliğinin büyük olduğu değerlerde ise, girdapların kanal oyukları içinde kalma eğiliminde oldukları ve periyodik titreşimler ve topolojik değişimlere sebep oldukları görülmüştür.

Mohamed Sakr[23], taşınım ısı transferi ve basınç düşümü değerlerini, iki boyutlu v-şekilli dalgalı bir kanal kullanarak SIMPLE algoritması ile sayısal olarak hesaplamıştır. Analizde akışkan olarak hava kullanılmış ve kanal giriş Reynolds sayısı 500-2000 aralığında değiştirilmiştir. Bununla birlikte, kullanılan v-şekilli geometri farklı faz farkları ($\varphi=0^\circ$, $\varphi=90^\circ$ ve $\varphi=180^\circ$) ve farklı kanal yükseklikleri ile kullanılarak Reynolds sayısı, faz farklı ve kanal yüksekliklerinin akış alanları ve ısı transfer performansı üzerine etkileri raporlanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, v-şekilli kanal

yapısının ısı transferini arttırmada önemli bir etkisi olduğu fakat buna ek olarak basınç düşümü değerinin de arttığı vurgulanmıştır. Ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısı arttıkça artmakta olup, en yüksek değerler $\phi=180^\circ$ faz farkında ve en küçük kanal yüksekliğinde elde edilmiştir.

Sarkar ve Sharma[24], geniş bir Reynolds sayısı aralığında(100-2000), dört farklı geometrik konfigürasyon ve geniş bir Prandtl sayısı (0.01-100) aralığı için akış ve ısı transferini zamana bağlı iki boyutlu Navier-Stokes denklemleri kullanarak sayısal yöntemlerle incelemiştir. Kararsız rejimlerde sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve akış yapısı incelenmiş ve tartışılmıştır. Bununla birlikte, farklı akış rejimlerinde elde edilen ısı ve hidrolik performanslar düz kanal sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Isıl ve hidrolik performansın Reynolds sayısının artmasıyla birlikte arttığı vurgulanmıştır. Bununla birlikte Prandtl sayısı geniş bir aralıkta değiştirilmiş ve Nusselt sayısının Prandtl sayısı arttıkça arttığı raporlanmıştır.

Duvarları arasında faz farkı bulunan dalgalı bir kanalda akış karakteri ve ısı transferi değerleri, zamana bağlı Navier-Stokes ve enerji denklemleri kullanılarak Ramgadia ve Saha[25] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Kullanılan geometrinin alt duvarı akış yönünde faz farkı ($\phi=0^\circ$, $\phi=45^\circ$, $\phi=90^\circ$ ve $\phi=180^\circ$) oluşturacak şekilde kaydırılmış ve dört farklı geometrik koşul oluşturulmuştur. Kararlı durumdan kararsız duruma geçiş için en yüksek kritik Reynolds sayısı değeri simetrik($\phi=180$) faz farkına sahip geometride bulunmuştur. Bununla birlikte, faz farkı bulunan üç geometrinin aynı karmaşık akış karakterine sahip olduğu, fakat faz farkı $\phi=0^\circ$ olan geometride kanal merkez çizgisine göre maksimum asimetric akış olduğu gözlenmiştir. Ek olarak $\phi=0^\circ$ geometrisi maksimum ısı transferine sahip geometri olup, tüm geometriler içerisinde en yüksek sürtünme faktörü değerini de göstermektedir.

Sarkar vd.[26], periyodik tam gelişmiş akışın ısı karakteristiğini dalgalı bir kanalda Reynolds sayısı 100-2123 aralığında sayısal olarak araştırmışlardır. Laminer ve geçişken rejimde üç farklı dalga yüksekliği (0.05, 0.075 ve 0.1) ve iki farklı dalga uzunluğunda (0.5 ve 1.0) olmak üzere altı farklı geometride çalışma gerçekleştirilmiştir. Periyodik akışa geçişteki kritik Reynolds sayısı değeri dalgalı kanalın genliği ve uzunluğu arttıkça azaldığı görülmektedir. Akış çizgileri üzerindeki girdapların boyutu ve eşsıcaklık eğrilerindeki dalgalanmaların Reynolds sayısı, dalga genliği ve dalgalı kanal uzunluğu arttıkça arttığı raporlanmıştır. Çalışma sonucu elde

edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans değerleri düz kanal geometrisi ile karşılaştırılmıştır. Kararlı rejimde Reynolds sayısı arttıkça bahsedilen parametreler neredeyse sabit kalırken, kararsız rejimde doğrusal bir şekilde arttığı vurgulanmıştır. Sayısal hesaplamada kullanılan en yüksek Reynolds sayısı (~2000) ve dalgalı kanal uzunluğu 0.5 değerleri analiz edildiğinde Nusselt sayısındaki değişim, dalga genliği 0.075 iken %11 ve dalga genliği 0.1 iken %133 olarak sunulmuştur. Ek olarak dalgalı kanal uzunluğu 1 olduğunda ve genlikler 0.05, 0.075 ve 0.1 olduğunda Nusselt sayısındaki artış sırasıyla %101, %134 ve %181 olarak raporlanmıştır.

1.2.2 Titreşimli akış çalışmaları

1.2.2.2. Deneysel çalışmalar

Cooper vd.[27], düşük titreşim frekansı ve geniş bir titreşim genliği aralığında titreşimli akışın düz bir kanalda taşınım ısı transferine olan etkilerini deneysel yöntemlerle incelemiştir. Sonuçlar incelendiğinde kanal yüksekliği küçüldükçe ve kanal uzunluğu arttıkça titreşimli akış Nusselt sayısında artış olduğu gözlenmiştir. Bununla birlikte kullanılan deneysel düzenek büyük bir titreşim frekansı ve piston hareket mesafesine (titreşim genliği) sahip olduğunda ısı transferinde iyileştirme gözlemlendiği belirtilmiştir. Akıştaki ivmelenme ya da zamana bağlı uygun basınç değişimleri ile, hızdaki dalgalanmaların sabitlendiği yahut azaldığı vurgulanmıştır. Ölçülen kayma tabakasındaki akış sıcaklık dalgalanmalarının hızdaki dalgalanmaların aksi yönde davrandığı, hızda dalgalanmalar olduğunda akışın iyi karışmış ve tekrarlanabilir sıcaklık desenlerinin gözlemlendiği belirtilmiştir.

Jin vd.[28], üçgen olukları olan bir dalgalı kanalda titreşimli akışın ısı transfer iyileştirmesini deneysel yöntemlerle incelemiştir. Deneysel çalışmada Reynolds sayısı $270 \leq Re \leq 910$ ve titreşimli akışın frekansı boyutsuz Strouhal sayısı cinsinden $0,08 \leq St \leq 0,67$ arasında değiştirilerek sonuçlar verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, Reynolds sayısı 270 ve titreşim frekansı 0.34 değerinde ısı transferinde titreşimsiz akışa göre %350 bir iyileşme ölçülmüştür. Isı transfer iyileştirmesindeki artışın Reynolds sayısının azalmasıyla ilişkili olduğu vurgulanmıştır. Bununla birlikte, Reynolds sayısının azalmasıyla en uygun Strouhal sayısının arttığı belirtilmiştir. Deneysel sonuçlarına bakılarak ısı transfer iyileştirmesinin, girdapların oluşumu, büyüklüğü, genişlemesi ve küçülmesinden kaynaklı duvar dibindeki ve merkezdeki akışkanın karışımından kaynaklandığı belirtilmiştir. Ayrıca merkezdeki ve duvar

dibindeki akışkanların karışmasının maksimum değerinin, titreşim periyodunun girdapların üçgen şekilli olukları dolduracak ve boşaltacak büyüklüğe ulaşacak zamanı sağlayacak bir sürede görüldüğü raporlanmıştır.

1.2.2.3. Analitik çalışmalar

Siegel ve Perlmutter[29] iki boyutlu paralel plakalar arasında ısı transferini analitik yöntemler kullanarak araştırmışlardır. Yapılan çalışma kapsamında sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akısı olmak üzere kanal üzerinde iki farklı sınır koşulu uygulanmış ve Prandtl sayısı 0.6 ve akış titreşim frekansı boyutsuz Womersley sayısı cinsinden $M=0.1, 1, 2$ ve 5 iken sonuçlar raporlanmıştır. Isı transfer davranışı giriş ve tam gelişmiş bölge olmak üzere tüm kanal uzunluğu boyunca incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, titreşim frekansının büyük değerlerinde küçük büyüklükteki hız dalgalanmaları sebebiyle titreşimli akışın ısı transferi üzerindeki etkisi gözlenemeyecek kadar küçük bulunmuştur. Sabit duvar sıcaklığı sınır koşulu kullanılan hesaplamalarda laminer akışta toplam ısı transferinde dikkate değer bir iyileştirme gözlenememiştir.

Faghri vd.[30], silindirik bir boru içerisindeki ısı transferini tam gelişmiş kararlı laminer akış koşullarında analitik olarak hesaplamışlardır. Çalışma kapsamında hız titreşimleri kanal içindeki sıcaklıklarda harmonik titreşimlere sebep olmakta ve bu sayede sıcaklık alanları kararlı ve harmonik bölüm olmak üzere ayrılmaktadır. Hız ve sıcaklık alanları titreşimleri arasındaki ilişki enerji denkleminde yeni bir terim getirmekte ve bu sayede titreşimli akışın ısı transferine olan etkisi görülmektedir. Bir diğer deyişle, hız ve sıcaklık titreşimleri arasındaki ilişki harici bir difüzyon (eddy difüzyonu) oluşturmakta ve bu sayede daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edilmektedir. Tam gelişmiş bölgede Nusselt sayısının titreşimli akış durumunda arttığı görülmüş ve bu artışın titreşim genliği ve Prandtl sayısına bağlı olduğu vurgulanmıştır.

1.2.2.4. Analitik ve sayısal çalışmalar

Hemida vd.[31], yaptıkları çalışmada laminer ve sıkıştırılamaz bir akış için titreşimli akışın ısı transferi üzerindeki etkilerini analitik ve sayısal yöntemler kullanarak incelemişlerdir. İlk olarak tam gelişmiş termal ve hidrodinamik profilleri sabit bir ısı akısı sınır koşulu kullanarak analitik olarak çözmüşlerdir. Sonrasında tam gelişmiş hız profili kullanılarak gelişmekte olan bölgede sayısal yöntemler kullanarak titreşimli

akışın ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, titreşim genliği ve titreşim frekanslarının ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiş ve raporlanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, titreşim genliği arttıkça, titreşimden kaynaklı ısı transferinde bir artış olduğu fakat titreşim frekansı arttıkça ısı transferinin azaldığı belirtilmiştir.

1.2.2.5. Sayısal çalışmalar

Cho ve Hyun[32], titreşimli akışın boru geometrisinde akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal yöntemlerle incelemiştir. Çalışma kapsamında Prandtl sayısı 7.0, titreşimli akış frekansı $0 \leq \beta \leq 15$ ve titreşimli akışın genliği $0.01 \leq A \leq 0.7$ aralığında değiştirilerek parametrik analizler yapılmıştır. Yüksek frekanslarda, titreşimli akışın etkisi duvar dibindeki ince bir sınır tabakasında gözlenmekte olup, yüzey sürtünmesi genellikle titreşimsiz akış değerinden büyük olarak bulunmuştur. Titreşimli akışta elde edilen Nusselt sayısı, titreşimsiz akış değerine göre artıp azalmakta olup, bu değişimin titreşim frekansına bağlı olduğu vurgulanmıştır. Yapılan sayısal analizler sonucu, titreşimli akışın sadece belirli frekans bantlarında ısı transfer iyileştirmesi yapabildiği, çok yüksek ve çok düşük frekanslarda ısı transferinin titreşimsiz akış değerlerinden aşağı düşebileceği vurgulanmıştır.

Kim vd.[33], iki boyutlu düz bir kanalda tam gelişmiş titreşimli akışın ısı transfer karakteristiğini zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerini kullanarak sayısal olarak modellemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı 50 ve Prandtl sayısı 0.7 olarak kullanılmıştır. Zamana bağlı analizler kapsamında iki ana parametre olan titreşim genliği $0 \leq A \leq 0.75$ ve titreşim frekansı (Womersley Sayısı(M)) $0 \leq M \leq 10$ aralığında incelenmiştir. Titreşim frekansının düşük değerlerinde, elde edilen hız profilleri yarı kararlı duruma benzer bir davranış göstermektedir. Titreşim frekansı arttırıldığında, titreşim etkileri duvarların dibindeki dar bir alanda görülmektedir. Titreşimli akışın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi, M değerinin küçük ve orta değerlerinde ($M \leq 1.0$) farkedilebilir iken, M'in büyük değerlerinde ($M \geq 1$) titreşimin etkisinin ısı transferi üzerinde çok az bir katkısı olduğu vurgulanmıştır. Bununla birlikte titreşim frekansı arttıkça sürtünme faktörünün de arttığı gözlenmiştir. Çalışma kapsamındaki bir diğer ana parametre olan titreşimli akış genliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelendiğinde, genlik arttıkça zaman ortalamalı Nusselt sayısının özellikle kanalın girişine yakın ve yukarı yönlü bölgelerde arttığı raporlanmıştır.

Kim ve Kang[34], iki boyutlu düz bir kanalda titreşimli akışın ısı transferi üzerine etkisini sayısal yöntemlerle araştırmışlardır. Strouhal sayısı ve kanal yüksekliği gibi önemli parametrelerin akış ve ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Bununla birlikte, ısı transferi iyileştirmesine katkı veren maksimum frekans değeri tanımlanmış, elde edilen sonuçlar titreşimsiz akış sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, zaman ortalamalı Nusselt sayılarında Strouhal sayısı arttıkça bir artış gözlenmekte ve maksimum değerine ulaşmaktadır fakat belirli bir Strouhal sayısından sonra Nusselt sayısında düşüş gözlenmektedir. Bu olgunun, sistemin doğal salınım frekansındaki ısı transferinin kritik rezonans karakteri ile bağıntılı olduğu belirtilmiştir.

Lee, Kang ve Lim[35], simetrik olmayan($\phi=0^\circ$) dalgalı bir kanalda titreşimli laminar akışın karışım ve transfer mekanizmaları üzerindeki etkilerini sayısal yöntemlerle incelemiştir. Yaptıkları çalışmada Reynolds sayısı 50-250 ve Strouhal sayısı 0.1-10 aralığında değişmekte olup, en uygun Strouhal sayısı Reynolds sayısı ve kanal uzunluğunun bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla, en uygun Strouhal sayısında hafif bir artış olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte en uygun Strouhal sayısının kanal uzunluğu ile ters orantılı olarak arttığı belirtilmiştir. Parçacıkların izledikleri yol incelendiğinde ise, Strouhal sayısının en uygun Strouhal sayısına yaklaştıkça kaotik bir davranışın ortaya çıktığı belirtilmiştir.

Sert ve Beşkök[36], iki boyutlu düz bir kanalda, penetrasyon uzunluğu, titreşim frekansı(Womersley sayısı) ve Prandtl sayısının ısı transferi üzerine etkilerini sayısal yöntemlerle araştırmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde, penetrasyon uzunluğu, titreşim frekansı ve Prandtl sayısı artış ile birlikte ısı transferinde artış gözlenmektedir. Titreşim frekansının yüksek değerlerinde, sıcaklık alanlarının Richardson etkisinden önemli ölçüde etkilendiği vurgulanmıştır. Bu etki, duvar dibindeki hızın aşırı artmasına ve simetri düzleminde maksimum hız değerinin görülmemesine sebep olmaktadır. Bununla birlikte, bu etkinin büyük gradyanlara sahip yüksek hızlarda ısı transferini etkilediği ve ısı transfer yüzeyinden ısının uzaklaştırılmasını arttırdığı vurgulanmıştır. Zaman ortalamalı Nusselt sayısının titreşim frekansı ve Prandtl sayısının artmasıyla birlikte arttığı gözlenmiştir. Kanalın ısıtılan yüzeyi boyunca Nusselt sayısı incelendiğinde, düşük ve yüksek frekanslarda hız profillerinin ısı transferi karakteristiğini etkilemesinden dolayı farklı akış karakterleri gözlenmiştir.

Chattopadhyay vd.[37], laminer rejimde boru girişindeki titreşimli akışın akış ve ısı transfer davranışını sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Akış ısı ve hidrodinamik açıdan gelişmekte olup zamana bağlı Navier-Stokes denklemleri SIMPLE algoritması vasıtasıyla çözdürülmüştür. Analiz sonuçları incelendiğinde çalışma kapsamında incelenen frekans (0-20 Hz) ve titreşimli akışkan genliği ($A \leq 1.0$) aralıklarında ve Reynolds sayısı 200 değerinde iken titreşimli akışın zaman ortalamalı Nusselt sayısı üzerinde herhangi bir etkisi gözlenmemiştir. Bununla birlikte, titreşim frekansının artmasıyla yüzey sürtünme katsayısında bir artış gözlenmiştir. Ek olarak belirli bir titreşim frekansında titreşim genliğinin artmasıyla yüzey sürtünme katsayısında azalma olduğu rapor edilmiştir.

Akdağ[38], laminer titreşimli akış koşullarında düz bir kanaldaki taşınım ısı transferini sayısal yöntemlerle incelemiştir. Yapılan modelleme çalışmasında Reynolds sayısı 125 ve Prandtl sayısı 0.71 alınmış olup, altı farklı titreşim frekansı Womersley sayısı ($3.5 \leq Wo \leq 44$) ve üç farklı titreşim genliği ($0 \leq A \leq 5$) kullanılmıştır. Womersley sayısı, titreşimli akışın genliği gibi parametrelerin ısı transferi üzerine detaylı bir incelemesi yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde ısı transferi üzerinde titreşim frekansının ve titreşim genliğinin önemli bir rol oynadığı vurgulanmıştır. Titreşimli akış ve titreşimli akışın hız profilleri farklı titreşim genliklerinde ve sabit bir Womersley sayısında karşılaştırıldığında, küçük titreşim genliği değerlerinde ısı transferinde herhangi bir iyileştirme gözlenmemiştir. Buna karşın, titreşim genliği $A=2.5$ ve $A=5$ değerlerinde, titreşimli akış sınır tabakası civarındaki hız profillerini etkilemiştir ve ısı transferinde bir artış gözlenmiştir. Bu etki çok hızlı bir şekilde sınır tabakasını yeniden düzenlemekte ve dolayısıyla ısı transferinde bir artış gözlenmektedir. Küçük titreşim genliği ve frekans değerlerinde, hız profilleri titreşimsiz akış ile karşılaştırıldığında aynı eğilimde oldukları gözlenmiş olup akışın tersine dönme durumu görülmemiştir. Akışın tersine dönmesinin ısı transferini arttığı bilinmektedir. Düşük genlik ve frekans değerlerinde titreşimli akışın ısı transferi üzerindeki etkisi gözlenmemiştir. Titreşim frekansı arttıkça akıştaki tersine dönmelerin arttığı, hız ve sıcaklık dağılımlarının etkilendiği bulunmuştur. Titreşimli akışın düşük frekans ve yüksek genlik değerlerinde ısı transferini iyileştirdiği görülmüş olup, belirli bir frekans değerinin üzerine çıkılan analizlerde genlik ne olursa olsun ısı transferinde azalma gözlenmiştir.

Nandi ve Chattopadhyay[39], iki boyutlu düz bir kanalda giriş titreşimli akışın taşınım üzerindeki etkilerini zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerini SIMPLE algoritması vasıtasıyla sayısal olarak araştırmışlardır. Analiz kapsamında giriş titreşim frekansı boyutsuz Strouhal sayısı cinsinden ifade edilmiş ve $1 \leq St \leq 10$ aralığında, titreşim genliği $0.2 \leq A \leq 0.8$ ve Reynolds sayısı $0.1-100$ aralığında değiştirilerek titreşimli akışın etkileri incelenmiş ve sonuçlar titreşimsiz akış sonuçlarıyla karşılaştırılarak titreşimli akışın kanal içerisinde akış ve sıcaklık alanları üzerindeki davranışı raporlanmıştır. Titreşimli akışın etkilerinin yalnızca düşük Reynolds sayılarında ($Re \leq 20$) gözlemlendiği, daha büyük Reynolds sayılarında ise titreşim etkilerinin oldukça küçük olduğu vurgulanmıştır. Reynolds sayısının ısı transfer iyileştirmesi ciddi bir şekilde etkilediği vurgulanmıştır. Buna göre, düşük Reynolds sayılarında titreşimli akış kullanılarak elde edilen ısı transfer iyileştirmesi Reynolds sayısı arttıkça artmaktadır. Fakat Reynolds sayısı belirli bir değeri geçtiğinde bu etki tersine dönmekte ve Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer iyileştirmesi azalmaktadır. Analiz sonucunda incelenen bir diğer parametre de basınç farkı değerleridir. Düşük Reynolds sayılarında basınç farkı Strouhal sayısının artmasıyla azalmaktadır. Buna karşın Reynolds sayısının yüksek değerlerinde bu etki tersine dönmektedir. Ek olarak tüm Reynolds sayılarında basınç farkının titreşim genliği arttıkça arttığı belirtilmiştir.

Jafari vd.[40], dalgalı bir kanal yapısında titreşimli akış koşullarının taşınım ısı transferi üzerindeki etkilerini Lattice boltzman yöntemini kullanarak sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Titreşimli akışın titreşim frekansı (Strouhal Sayısı(St)) $0.05 \leq St \leq 1$ aralığında ve titreşim genliği $0 \leq A \leq 0.25$ aralıklarında değiştirilmiş, Prandtl sayısı 3.103 ve Reynolds sayısı 50, 100 ve 150 iken analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar sıcaklık eğrileri, akış profilleri, basınç düşümü ve Nusselt sayısı gibi boyutsuz sayılar ile ifade edilmiştir. Ayrıca bir titreşim periyodu boyunca zaman ortalamalı Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerleri hesaplanmış ve Strouhal sayısına bağlı olarak verilmiştir. Analiz çalışmaları sonucunda titreşimli akış kullanılarak yapılmak istenen ısı transfer iyileştirmesinin titreşim hız parametrelerine doğrudan bağlı olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca yapılan ısı transfer katsayısının Strouhal sayısına bağımlılığı incelendiğinde, belirli Strouhal sayılarında uç değerler olduğu görülmüştür. Bu uç değerlerde en iyi ısı transferi değerleri görülmüş ve titreşim frekansı arttıkça ısı transfer katsayısı azalma eğilimi kazandığı raporlanmıştır. Titreşimli akış koşullarında oluşan farklı zaman dilimlerindeki akış ve sıcaklık alanları

titreşimsiz akış sonuçlarıyla karşılaştırılarak, titreşimin akış akış ve sıcaklık alanları üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Buna göre, titreşim hız profilinin, ısı sınır tabakasında ciddi değişiklikler yaparak dalgalı kanaldaki akış yapısının değiştirdiği vurgulanmıştır. Çalışma sonucunda, titreşimli akış ile Reynolds sayısına bağlı titreşim frekansı ile taşınım katsayında oldukça iyi sonuçlar alınmıştır. Titreşim genliğinin ısı transfer katsayısını her koşulda doğrusal olarak arttırdığı raporlanmıştır.

Nandi vd.[41] bir sonraki çalışmalarında iki boyutlu dalgalı bir kanalda laminar akış ve ısı transferini titreşimli akış koşullarında sayısal olarak araştırmışlardır. Zamana bağlı Navier-Stokes denklemleri kullanılmış ve SIMPLE algoritması vasıtasıyla çözdürülmüştür. Prandtl sayısı 7.0 ve Reynolds sayısı 0.1-100 aralığında analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları dalgalı kanaldaki titreşimsiz akış ile karşılaştırılmış ve kanal girişine uygulanan titreşimli hızın farklı titreşim genlikleri ($0.2 \leq A \leq 0.8$) ve Strouhal sayılarında ($1 \leq St \leq 10$) ısı transfer performansında bir iyileşme gözlenmiştir. Düşük Reynolds ($Re \leq 10$ ve $A=0.2$) ve titreşim genliği değerlerinde, Nusselt sayısının titreşimsiz akış ile neredeyse aynı değerlere sahip olduğu görülmüştür. Bu durum, dalgalı kanal yapısının akış üzerinde bir etkisi olmamasından ve viskoz kuvvetlerin akışa baskın olmasından kaynaklandığı bu yüzden sirkülasyon bölgelerinin oluşmadığı görülmüştür. Buna karşın Reynolds sayısı arttırıldıkça tüm genlik değerlerinde titreşimli akış viskoz kuvvetlere baskın olduğundan akış kararsız duruma geçmektedir. Dolayısıyla, kararsız akış koşullarında duvar dibindeki akışkan ile merkezdeki akışkanın karışımı artmakta ve ısı transferi titreşimsiz akışa göre artmaktadır.

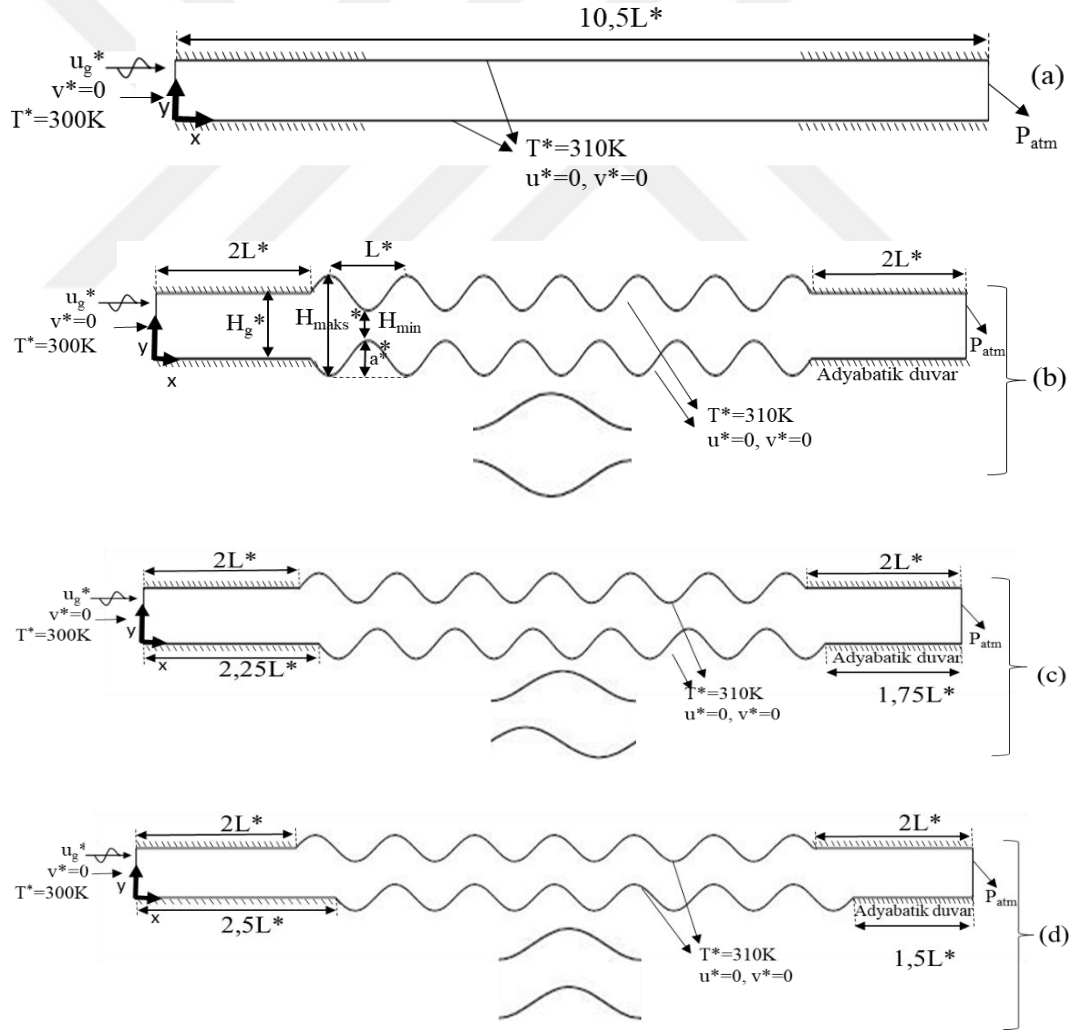
Nandi vd.[42], diğer bir çalışmalarında ise, laminar, iki boyutlu ve dalgalı bir kanalda titreşimli akışın ısı transferi üzerine etkilerini sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Analizlerde, Prandtl sayısı 7.0 olarak sabit alınmış ve Reynolds sayısı 0.1-100 aralığında değiştirilmiştir. Belirtilen Reynolds sayısı aralığında üç farklı titreşim frekansı (Strouhal sayısı=1,5,10) ve iki farklı titreşim genliğinde ($A=0.2, 0.5, 1$) analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, titreşimsiz akışa kıyasla titreşimli akış koşullarında dalgalı kanal yapılarının ısı transfer performansını iyileştirdiği ve basınç düşümünün kabul edilebilir bir aralıkta olduğu belirtilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında ısı transfer iyileşmesinin Strouhal sayısının optimum değerinde ($St=5$) maksimum olduğu gözlenmiştir.

1.3 Araştırma Gereksinimleri ve Tezin Amacı

Literatür incelendiğinde titreşimli/titreşimsiz akış koşullarında dalgalı kanalların ısı transferi üzerine önemli etkileri olduğu görülmüştür. Fakat, titreşimli akış koşullarında dalgalı kanalın alt ve üst duvarları arasında faz farkı bulunduğu duruma ilişkin literatürde herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışma ile, literatürde bulunmayan titreşimli akış koşullarında ve kanalın duvarları arasında faz farkı bulunan dalgalı kanallar üç farklı titreşim frekansı ve iki farklı titreşim genliğinde incelenmiştir. Faz farkı bulunan kanalların titreşimli akış koşullarında incelenmesi, bu çalışmanın başlıca özgün değerini oluşturmaktadır. Tez çalışmasının özgün değerinin yanı sıra, titreşimli akışta faz farkı uygulanmasıyla farklı akış ve sıcaklık karakterleri gözlenmiş ve çalışma kapsamında raporlanmıştır. Isı transferinin etkinliğinin artırılması için uygun dalgalı kanal yapısının, titreşim frekansının ve titreşim genliğinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. PROBLEM TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada kullanılan iki boyutlu sinüs şekilli ve düz kanal geometrileri Şekil 2.1’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Düz kanal ve sinüs şekilli kanallar olmak üzere dört farklı geometri kullanılmıştır. Kanalların girişine sıkıştırılamaz, titreşimli ve laminer akış uygulanmıştır. Bu akışkan bir adyabatik giriş uzunluğundan sonra dalgalı duvar geometrilerinin olduğu bölüme gelmektedir. Daha sonrasında ise yine adyabatik bir uzunluk boyunca hareket etmekte ve kanaldan çıkmaktadır.



Şekil 2.1: Kullanılan iki boyutlu kanal geometrileri. a) düz kanal, b) $\varphi=180^\circ$, c) $\varphi=90^\circ$, d) $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip geometriler. Burada ‘*’ kullanımı boyutlu parametreleri ifade etmektedir.

Sinus şekilli dalgalı kanal geometrilerini elde edebilmek için Eşitlik (2.1) kullanılmıştır:

$$y_{duvar} = \frac{H_g^*}{2} + a^* \left[1 + \sin \left(2\pi \left(\frac{x^*}{L^*} \right) + \frac{3\pi}{2} \right) \right] \quad (2.1)$$

$$0 \leq x^* \leq L^* \quad (2.2)$$

Yukarıdaki formül kullanılarak sinüs şekilli duvarlara sahip dalgalı kanal geometrisi elde edilmiştir ($\varphi=180^\circ$). Bu geometride yükseklik ve uzunluk oranları sırasıyla $H_g^*/H_{maks}^* = 0,3$ ve $L^*/a^* = 8$ 'dir. Bu kanalın alt duvarı akış yönünde $L^*/4$ ve $L^*/2$ uzunluğunda kaydırılarak $\varphi=0^\circ$ ve $\varphi=90^\circ$ faz farkları elde edilmiştir.

Çizim parametreleri Çizelge 2.1'de verilmiş olup, yapılan analizlerde kullanılan geometriler bu çizelgedeki değerler esas alınarak hazırlanmıştır.

Çizelge 2.1: Dalgalı kanal geometrileri çizim parametreleri.

| H_{min}^* (mm) | H_{maks}^* (mm) | H_g^* (mm) | L^* (mm) | a^* (mm) |
|------------------|-------------------|--------------|------------|------------|
| 3 | 10 | 6,5 | 14 | 1,75 |

Kanal girişinde titreşimli akışı tanımlamak için zamana bağlı sinüzoidal bir hız profili (UDF) tanımlanmıştır. Burada u_0^* kanal girişindeki ortalama hızı ve ω^* açısal frekansı ifade etmektedir. Bu değerler, Reynolds ve Womersley sayılarından elde edilmektedir. Reynolds ve Womersley sayıları Eşitlik (2.4-2.5) ile verilmektedir.

Değişken hız profili:

$$u_g^* = u_0^* (1 + A \sin(\omega^* t^*)) \quad (2.3)$$

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{u_0^* H_g^*}{\nu^*} \quad (2.4)$$

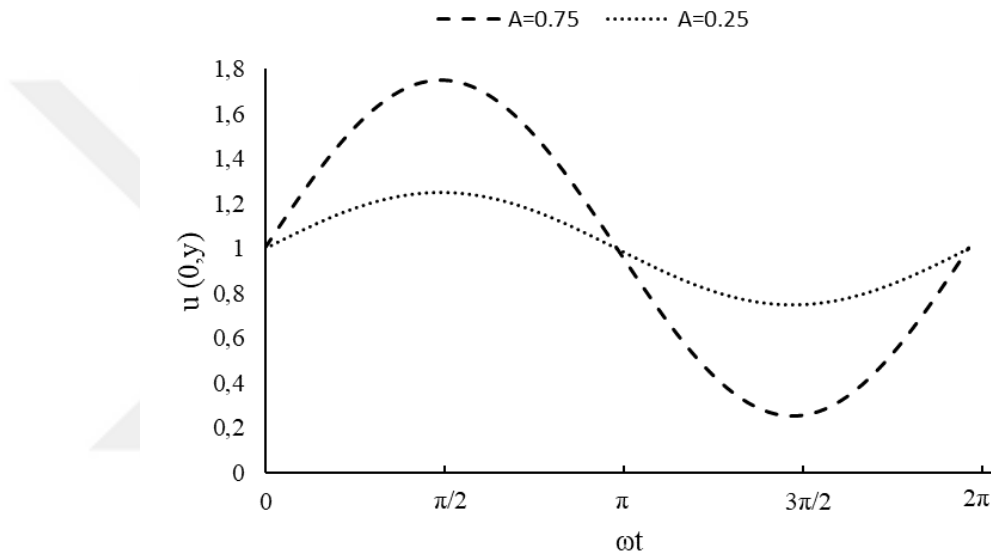
Womersley sayısı, viskoz etkilere bağlı olarak titreşimli akış frekansının boyutsuz bir ifadesidir. Womersley sayısı, titreşimli akış için Navier Stokes denklemlerinin çözümünde ortaya çıkmaktadır. Titreşimli akış koşullarında atalet kuvvetlerinin viskoz

kuvvetlerine oranını ifade etmektedir. Titreşimli akıslarda Womersley sayısı önemli bir boyutsuz parametredir ve Eşitlik (2.5)'teki gibi tanımlanır [43-44].

Womersley sayısı:

$$Wo = H_g^* \sqrt{\frac{\omega^*}{\nu^*}} \quad (2.5)$$

Burada H_g^* ve ν^* sırasıyla kanal giriş yüksekliği ve kinematik viskoziteyi belirtmektedir. Kanal girişindeki hız profili, Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Burada en yüksek hız $\omega t = \pi/2$ zaman adımında elde edilmektedir.



Şekil 2.2: Kanal girişine uygulanan hız profilinin farklı ωt değerlerinde değişimi.

Analiz çalışmaları kapsamında, Çizelge 2.2'de verilen parametreler incelenmiştir. Bu parametreler titreşim frekansı (Wo), titreşim genliği (A) ve kanal geometrilerinden oluşmaktadır. Analizler, Reynolds sayısı=100 ve Prandtl sayısı=7,0 değerlerinde gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 2.2: Analizlerde incelenen parametreler.

| Parametreler | | |
|--------------------------|----------------------------|---------------------|
| Titreşim Genliği (A) | Titreşim Frekansı (Wo) | Kanal Geometrisi |
| 0 | 10 | Düz Kanal |
| 0,25 | 20 | $\varphi=180^\circ$ |
| 0,75 | 30 | $\varphi=90^\circ$ |
| | | $\varphi=0^\circ$ |

2.1. Korunum Denklemleri

Akış ve sıcaklık alanlarını modellemek için iki boyutlu ve zamana bağlı Navier-Stokes ve enerji denklemleri kullanılmıştır. Boyutsuz formda, sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve zamana bağlı Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi Eşitlik (2.6-2.9) 'da verilmiştir. Boyutsuzlaştırma operatörleri ise Eşitlik (2.10-2.12) ile verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

x-momentum:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

y-momentum:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.8)$$

Enerji:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{Pe} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (2.9)$$

Boyutsuzlaştırma Operatörleri:

$$u \equiv \frac{u^*}{u_0^*}, \quad v \equiv \frac{v^*}{u_0^*}, \quad x \equiv \frac{x^*}{H_g^*}, \quad y \equiv \frac{y^*}{H_g^*} \quad (2.10)$$

$$t \equiv \frac{t^*}{H_g^*/u_0^*}, \quad p \equiv \frac{p^*}{\rho^*(u_0^*)^2}, \quad Re = \frac{u_0^* H_g^*}{\nu^*} \quad (2.11)$$

$$Pr = \frac{\nu^*}{\alpha^*}, \quad Pe = u_0 H_g^* / \alpha^*, \quad \theta \equiv \frac{T^* - T_g^*}{T_{duvar}^* - T_g^*} \quad (2.12)$$

α^* ve ρ^* sırasıyla ısı yayılım ve yoğunluğu belirtmektedir.

2.2. Sayısal Yöntem ve Sınır Koşulları

Zamana bağlı iki boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde ticari bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı olan ANSYS FLUENT kullanılmıştır. Zamansal ayrıklaştırmada birinci mertbe kapalı (First Order Implicit) yöntemi, konumsal ayrıklaştırmada ise ikinci mertbeden Upwind yöntemi kullanılmıştır. Analizlerde hatalar momentum ve süreklilik denklemleri için 10^{-6} , enerji denklemi için ise 10^{-8} olarak belirlenmiştir. Analizler kapsamında SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Bu algoritmada basınç ile hızlar arasında bağı sağlamak amacıyla süreklilik denklemi kullanılır ve süreklilik denkleminde basınç değil basınç düzeltme terimleri hesaplanır. Ana amaç tahmin edilen basınç değerini (p^*) iyileştirmek ve hız alanının süreklilik denklemini tatmin edecek değerlerini bulabilmektir. Doğru basınç değeri(p), Eşitlik (2.13) denkleminde elde edilir[45, 46]:

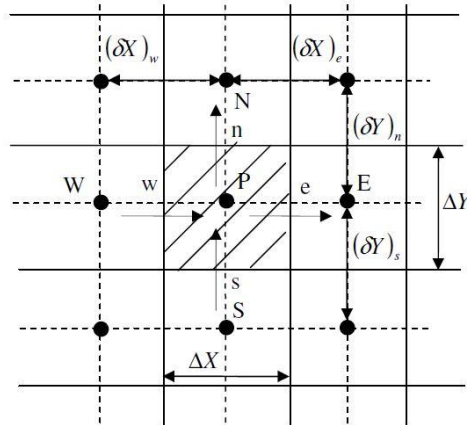
$$p = p^* + p' \quad (2.13)$$

Burada p' terimi basınç düzeltme terimi olarak adlandırılır. Sonrasında, basınçtaki değişimin hız bileşenleri üzerindeki etkisinin belirlenmesi gerekmektedir. Dolayısıyla hız bileşenleri:

$$u = u^* + u' \quad (2.14)$$

$$v = v^* + v' \quad (2.15)$$

olarak yazılabilir.



Şekil 2.3: Kontrol hacminin şematik olarak gösterimi.

Basınç düzeltme terimi, süreklilik denkleminde elde edilebilir. Süreklilik denklemini Şekil 2.3'deki kontrol hacminde integre edilirse

$$(u_e - u_w)\Delta x + (v_n - v_s)\Delta x = 0 \quad (2.16)$$

elde edilir.

$$u_e = u_e^* + d_e(p_p' - p_e') \quad (2.17)$$

$$v_n = v_n^* + d_n(p_p' - p_n') \quad (2.18)$$

Eşitlik (2.17-2.18)'de bulunan hız bileşenleri Eşitlik (2.16)'da yerine konulursa,

$$a_p p_p' = a_e p_e' + a_w p_w' + a_n p_n' + a_s p_s' + b \quad (2.19)$$

Eşitlik (2.19) basınç düzeltme denklemini olarak adlandırılır. Burada “e, w, n, s” alt indisleri kontrol hacmindeki yönleri, A_e ve A_n ise kontrol hacminin doğu ve kuzey yüzlerinin alanlarını belirtmektedir. Eşitlik (2.19)'da bulunan sabitler Eşitlik (2.20-2.21)'de verilmektedir.

$$a_p = \frac{A_e \Delta y}{a_e} \quad a_w = \frac{A_w \Delta y}{a_w} \quad a_n = \frac{A_n \Delta x}{a_n} \quad a_s = \frac{A_s \Delta x}{a_s} \quad (2.20)$$

$$b = (u_w^* - u_e^*)\Delta y + (v_s^* - v_n^*)\Delta x \quad (2.21a)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad d_n = \frac{A_n}{a_n} \quad (2.21b)$$

SIMPLE algoritması genel akışı özetlenecek olursa:

1. Basınç alanı p^* tahmin edilir.
2. Hız bileşenleri u^* ve v^* değerlerini elde etmek için x ve y-momentum denklemleri çözülür.
3. Basınç düzeltme terimi p' çözülür.
4. Doğru basınç değeri p , p^* ve p' değerleri kullanılarak hesaplanır.
5. Hız bileşenleri u ve v , u^* , v^* , u' ve v' değerleri kullanılarak hesaplanır.
6. Sıcaklık, türbülans bileşenleri, konsantrasyon gibi diğer bilinmeyenler için ayrıklaştırma denklemleri çözülür.
7. Bulunan doğru basınç değeri, tahmin edilen basınç değeri (p^*) olarak atanır ve ikinci adımdan devam edilir. Sonuç yakınsayana kadar tüm adımlar tekrarlanır.

Kanalın giriş ve çıkışında bulunan düz kanal duvarları adyabatiktir. Bu iki bölgenin arasındaki dalgalı kısımlar izotermaldir ve 310K'de sabit tutulmaktadır. Kanalın girişinde akışkan, duvar sıcaklığından farklı bir sıcaklıkta 300K'de girmektedir. Kanal girişine uygulanan hız profili, Eşitlik (2.3) ile verilmektedir. Kanal çıkışı atmosferik basınç olacak şekilde ayarlanmıştır. Sınır koşulları Şekil 2.1'de ayrıntılı olarak verilmektedir.



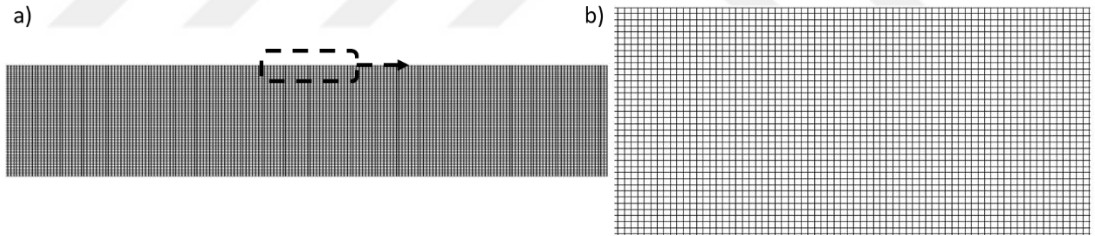


3. SONUÇLAR

Analiz çalışmaları kapsamında akış ve sıcaklık alanları Çizelge 2.2’de verilen parametreler çerçevesinde incelenmiş ve bu bölümde sonuçları verilmiştir.

3.1. Düz Kanalda Titreşimli Akış

Şekil 2.1.a’da verilen iki boyutlu düz kanal yapısı için analizler, titreşimli ve titreşimsiz akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Düz kanal geometrisinin girişinde ve çıkışında $2L^*$ uzunluğunda adyabatik bölümler bulunmaktadır. Düz kanal geometrisine ait ağ yapısı Şekil 3.1’de verilmektedir. Düz kanal geometrisi kullanılarak yapılan analizlerde birim uzunluk başına düğüm sayısı (N_x, N_y) 180×90 olan üniform ağ yapısı kullanılmıştır.

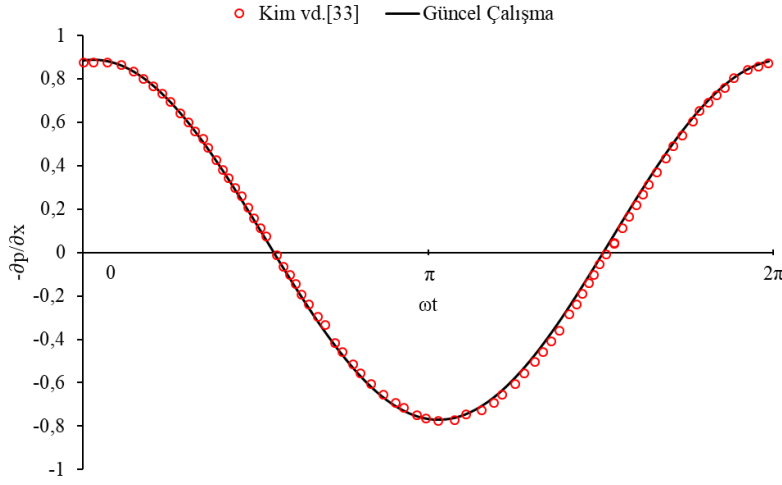


Şekil 3.1: Düz kanal geometrisi ağ yapısı. a) Düz kanal boyunca, b) Duvar dibinde ağ yapısı.

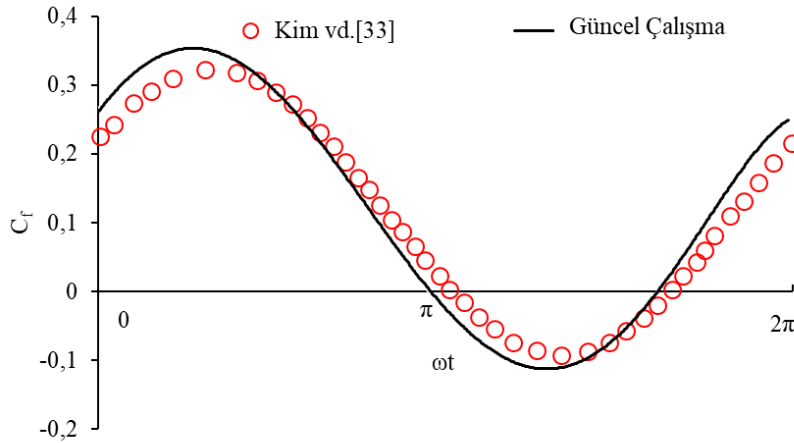
Düz kanal üzerinde yapılan analizlerin doğruluğu, Kim ve arkadaşlarının[33] düz kanal geometrisi kullanarak yaptıkları Womersley sayısı=14, Prandtl sayısı=0.7, titreşim genliği=0.75 ve Reynolds sayısı=50 olarak belirtilen sayısal hesaplamalarının sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve elde edilen karşılaştırma sonuçları Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’te verilmiştir. Karşılaştırmalar akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve periyodik olarak tekrarlandığı bölgede aksenal basınç gradyanı ve yüzey sürtünme katsayısı grafikleri kullanılarak yapılmıştır. Yüzey sürtünme katsayısı formülü Eşitlik (3.2)’de verilmiştir.

Yüzey sürtünme katsayısı:

$$C_f = -\frac{2\mu^*}{\rho^*u_0^{*2}} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.2)$$



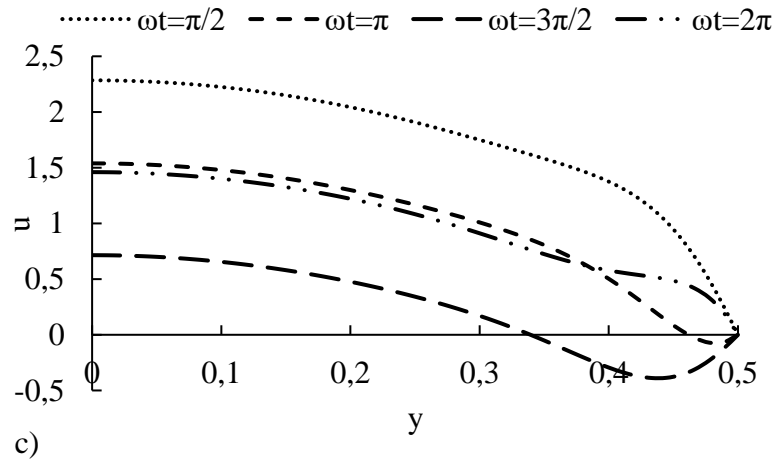
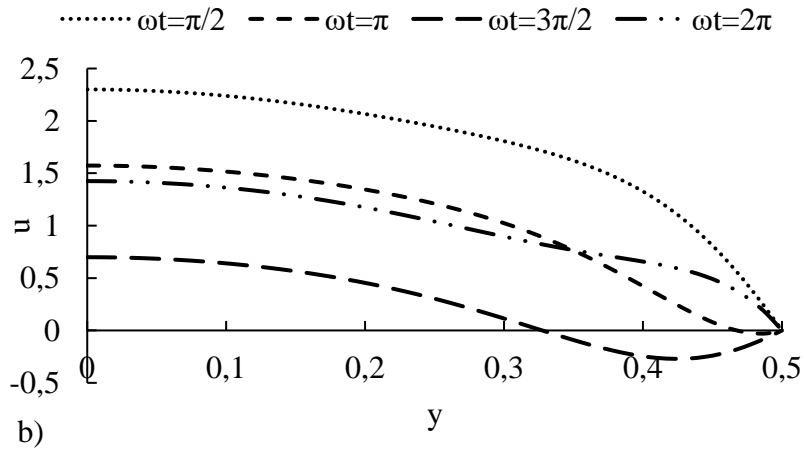
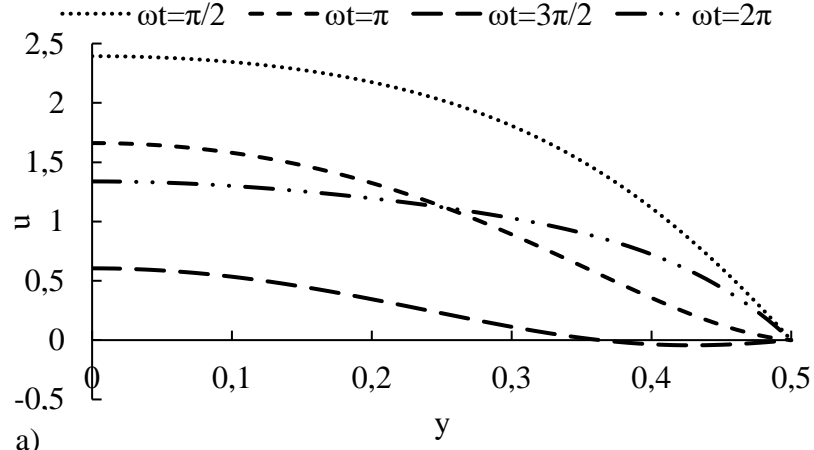
Şekil 3.2: Basınç gradyanının son periyottaki değişimi.



Şekil 3.3: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) son periyottaki değişimi.

Eksenel basınç gradyanı ve yüzey sürtünme katsayısı değerlerinin literatür ile uyum içerisinde olduğu Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'den görülmektedir.

Üç farklı titreşim frekansında ve sabit bir titreşim genliği değerinde kanalın tam ortasında akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede ve son periyotta hızın x bileşeninin y eksenine boyunca değişimi Şekil 3.4'te verilmektedir. Akış alanı simetrik olduğundan, hız profilleri kanal yüksekliğinin yarısında ve akışın son periyodunda verilmiştir.

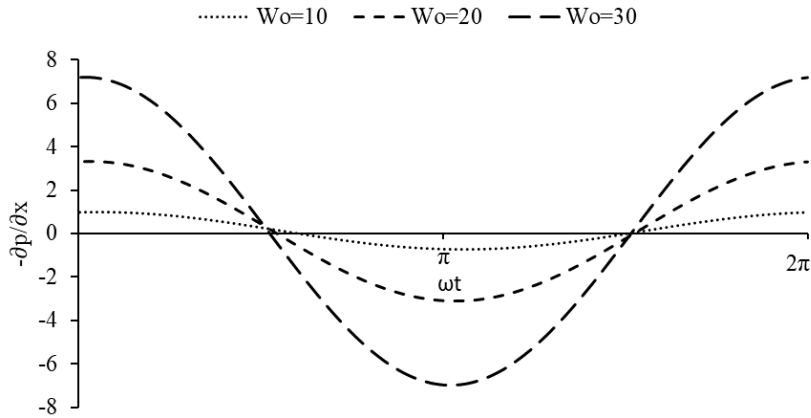


Şekil 3.4: Hızın x bileşeninin y eksenine boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $Wo=10$, b) $Wo=20$, c) $Wo=30$.

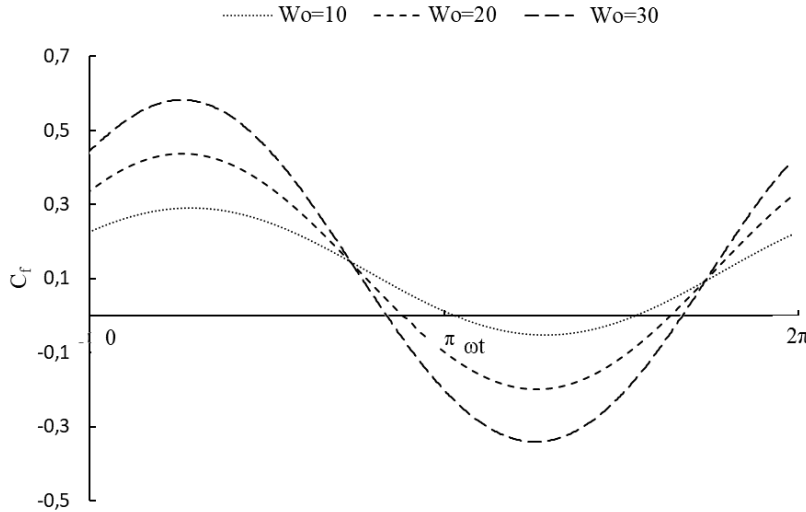
Her üç grafikte de, hızın x bileşeninin y eksenine boyunca kanalın merkezine doğru düz olarak ilerlediği ancak kanal duvarlarına yaklaştıkça hızın x bileşeninin gradyanının arttığı gözükmektedir. Tüm Womersley sayılarında $\omega t=3\pi/2$ anında duvara yakın bölgelerde akışın ters döndüğü ve titreşim frekansı arttıkça bu değişimin arttığı

görülmektedir. Womersley sayısının büyük değerlerinde titreşimli akışın etkisi duvar diplerindeki dar bir bölgede görülmektedir[32]. Bu hızların zamana göre ortalamaları, titreşimsiz akış ile aynı değerlere sahiptir ($1,5u_0^*$).

Akışın son periyodundaki zamana bağlı aksel basınç gradyanı($-\partial p/\partial x$) ve yüzey sürtünme katsayısı(C_f) grafikleri farklı titreşim frekanslarında sırasıyla Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da verilmiştir. Titreşim frekansı arttıkça, aksel basınç gradyanı ve yüzey sürtünme katsayısının salınım genlikleri artmaktadır ancak zamana göre ortalamaları aksel basınç gradyanı ve yüzey sürtünme katsayısında titreşimsiz akış değerleri ile aynıdır.

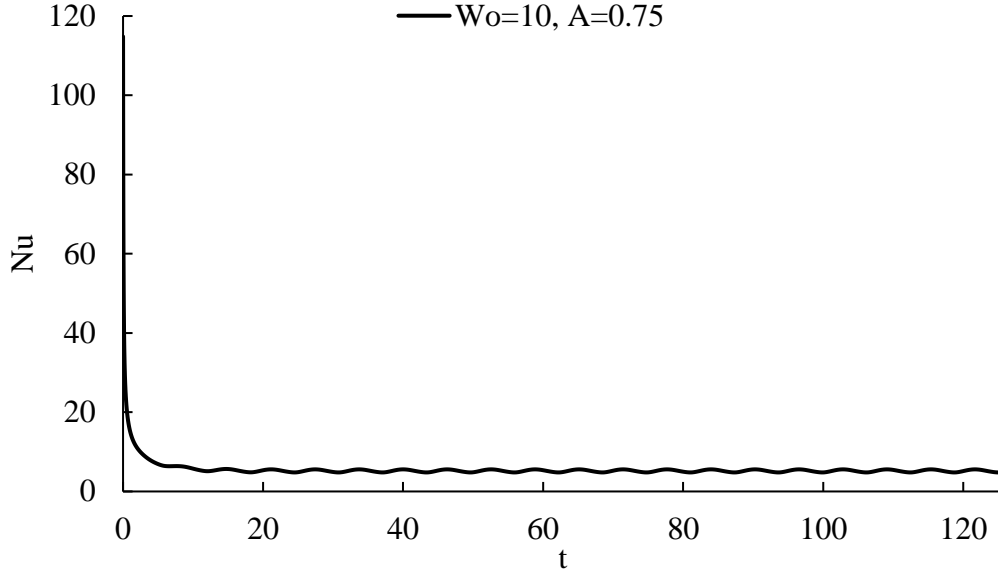


Şekil 3.5: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$.



Şekil 3.6: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$.

Nusselt sayısının yerel ortalamalarının, başlangıçtan itibaren değişimi Şekil 3.7'de verilmektedir. Nusselt sayısı $t=20$ 'den itibaren periyodik bir davranış sergilemektedir.



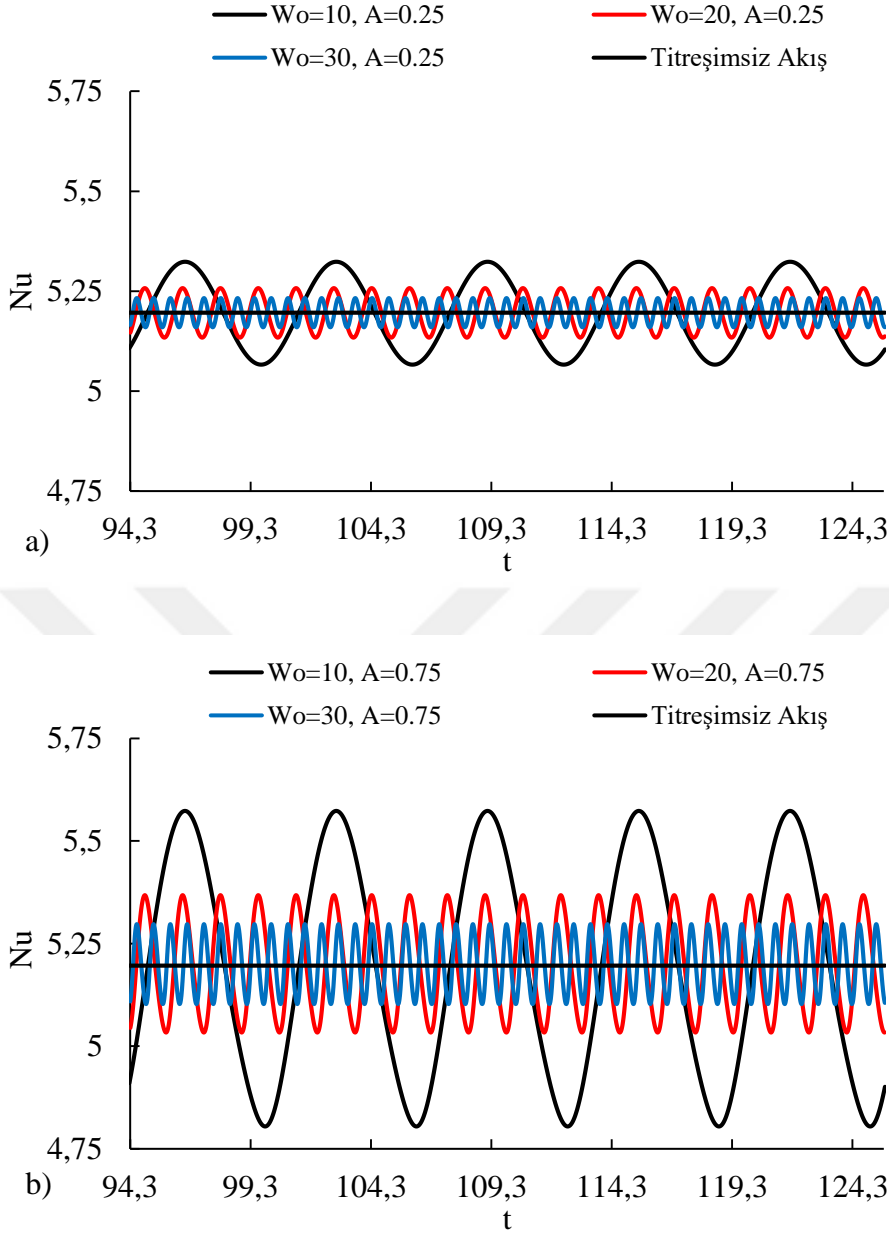
Şekil 3.7: Nusselt sayısının başlangıçtan itibaren değişimi.

Nusselt sayısının yerel ortalamalarının son beş periyottaki zamana göre değişimleri, farklı Womersley sayılarında ve titreşim genliklerinde Şekil 3.8’de verilmektedir.

Nusselt Sayısı Eşitlik (3.3) ile verilmiştir:

$$Nu = - \frac{H_g^* \frac{\partial T^*}{\partial y}}{T_{duvar}^* - T_g^*} \quad (3.3)$$

Sabit bir titreşim frekansında titreşim genliği arttığında Nusselt sayısı daha büyük bir genlikte salınmaktadır. Titreşim frekansı arttığında ise, Nusselt sayısının salınım genliği azalmaktadır ancak her iki durumda da Nusselt sayısının zaman göre ortalamaları tüm titreşim frekanslarında ve genliklerde titreşimsiz akışta elde edilen Nusselt sayısı ile aynıdır ($Nu=5,2$). Titreşimli akış koşullarındaki hızların, titreşimsiz akış koşullarındaki hızlar ile örtüşmesi ve akış ve sıcaklık alanlarının titreşim frekansından etkilenmemesinden dolayı Nusselt sayısında bir iyileştirme gözlenmemiştir.



Şekil 3.8: Farklı Womersley sayılarında ve genliklerde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

3.2. $\varphi=180^\circ$ Faz Farkına Sahip Dalgalı Kanalda Titreşimli Akış

Şekil 2.1.b'de verilen iki boyutlu ve faz farkı $\varphi=180^\circ$ olan dalgalı kanal yapısı analizlerinin sonuçları bu bölümde verilmektedir.

Dalgalı kanal analizleri için uygun ağ sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Dolayısıyla analiz çalışmalarında kullanılmak üzere iki boyutlu dalgalı kanal yapısı için uygun ağ yapısı çalışmaları yapılmıştır. Ağ yapısı çalışmaları kapsamında $Wo=10$, $A=0.75$ iken, $\varphi=180^\circ$ faz farkına sahip kanalda dört farklı düğüm sayısı kullanılmış ve sonuçları birbirleriyle karşılaştırılarak en uygun düğüm sayısı belirlenmiştir. Çizelge

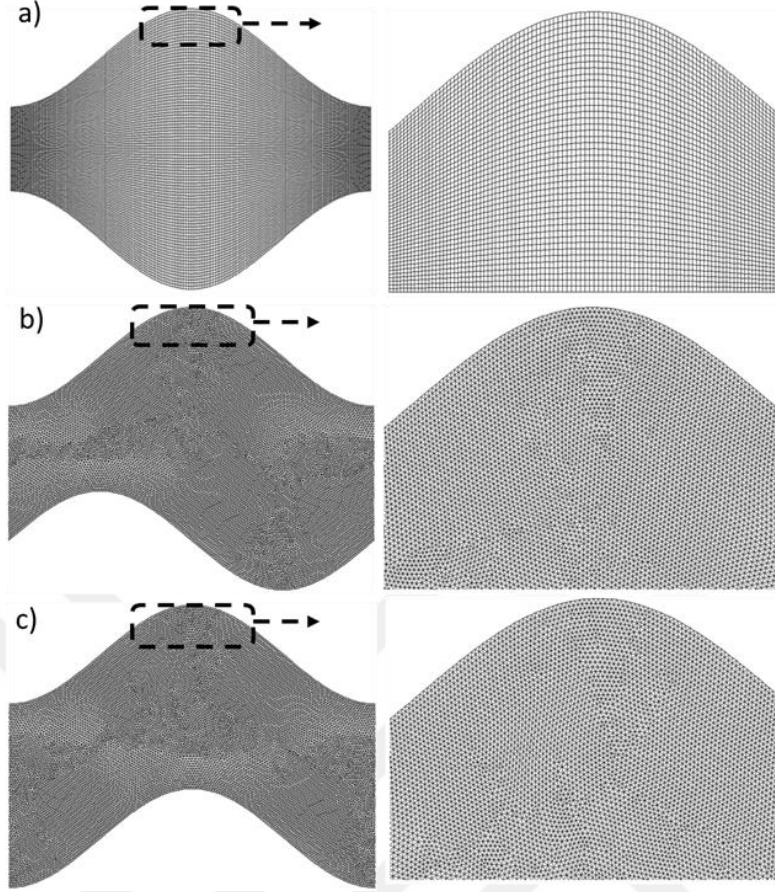
3.1’de verilen düğüm sayıları, bir modül üzerindeki sırasıyla x ve y eksenleri üzerindeki düğüm sayılarını ifade etmektedir ve sonuçlar son periyotta (t=119,4-125,6) alınmıştır.

Çizelge 3.1: Ağ yapısı çalışmaları sonuçları (t=119,4-125,6).

| Modül Başına Düğüm Sayısı (N_x, N_y) | Nusselt Sayısı (Nu) | Eksenel Basınç Gradyanı ($-\frac{\partial p}{\partial x}$) |
|--|---------------------|--|
| 60x30 | 7,28 | -0,054 |
| 120x60 | 7,11 | -0,061 |
| 180x90 | 7,10 | -0,063 |
| 240x120 | 7,12 | -0,064 |

Çizelge 3.1’deki sonuçlar incelendiğinde zamana ve konuma göre ortalama Nusselt sayısı değerlerinde 60x30-120x60, 120x60-180x90 ve 180x90-240x120 düğüm sayılarındaki sapmalar sırasıyla %2,3, %0,14 ve %0,28 olarak bulunmuştur. Aynı şekilde eksenel basınç gradyanı değerleri 60x30-120x60, 120x60-180x90 ve 180x90-240x120 düğüm sayılarındaki sapmalar sırasıyla %13, %3,2 ve %1,6 olarak bulunmuştur. Bu değerler sonucunda 180x90 düğüm sayısı akış ve sıcaklık alanlarını modellemek için yeterli görülmüş ve bütün analizler bu ağ yapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.9’da farklı dalgalı kanal geometrileri için 180x90 düğüm sayısına sahip ağ yapıları gösterilmiştir. $\varphi=180^\circ$ faz farkına sahip kanal simetrik olduğu için üniform bir ağ yapısı kullanılmıştır. $\varphi=90^\circ$ ve $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip kanallarda ise, üçgensel ağ yapısı kullanılmıştır.



Şekil 3.9: Modül başına 180x90 düğüm sayısına sahip ağ yapılarının gösterimi. a) $\varphi=180^\circ$, b) $\varphi=90^\circ$, c) $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip kanallar.

Ağ yapısı çalışmalarının yanı sıra, analizlerin zaman adımı (Δt^*) değerinden bağımsız olduğunu göstermek adına $Wo=10$, $A=0,25$, $\varphi=180^\circ$ faz farkına sahip kanal kullanılarak 3 farklı zaman adımında analizler yapılmıştır. Zaman adımları sırasıyla periyotun 25, 200 ve 800'e bölünmesiyle elde edilmiştir. Düşük ve orta zaman adımı Nusselt sayıları arasında %0,35, orta ve yüksek zaman adımları arasında ise %0,0053 sapma olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte düşük ve orta zaman adımı basınç gradyanları arasında %3,3, orta ve yüksek zaman adımları arasında ise %0,1 sapma olduğu bulunmuştur. Bu sebeple analizlerde periyodun 200'e bölüldüğü zaman adımı değeri kullanılmıştır. Analiz sonuçları son periyotta ($t=119,4-125,6$) alınmış ve Çizelge 3.2'de verilmiştir. Courant sayısı formülü Eşitlik (3.4)'te verilmektedir.

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad (3.4)$$

Çizelge 3.2: Zamansal ayrıklaştırma sonuçları (t=119,4-125,6).

| Zaman Adımları(s) | Nusselt Sayısı (Nu) | Eksenel Basınç Gradyanı ($-\frac{\partial p}{\partial x}$) | Courant Sayısı (C) |
|-------------------|---------------------|--|--------------------|
| 0,105540 | 5,61 | -0,1058 | 49,1 |
| 0,013193 | 5,63 | -0,1024 | 6,1 |
| 0,003298 | 5,63 | -0,1023 | 1,5 |

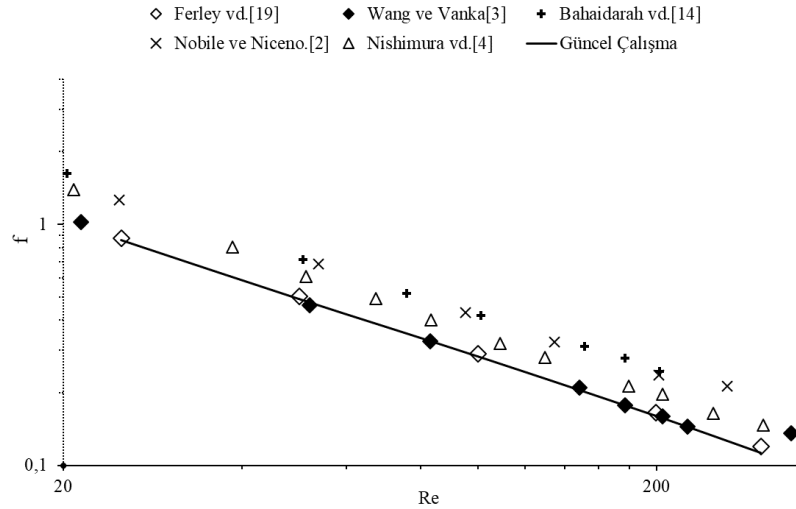
Dalgalı kanal geometrisi kullanılarak elde edilen sonuçlar ile literatürdeki Ferley ve arkadaşları[19] ve Wang ve Vanka[3] sonuçları karşılaştırılarak doğrulama çalışmaları yapılmış ve Şekil 3.11’de verilmiştir. Doğrulama çalışmasında kullanılan geometrinin parametreleri, sırasıyla $\varphi=180^\circ$, $H_g^*/H_{maks}^* = 0,3$, ve $L^*/a^* = 8$ ’dir. Karşılaştırma çalışmaları, Reynolds sayısı 50 ve Prandtl sayısı 0,7 değerlerinde yerel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Sürtünme faktörü Eşitlik (3.5)’te verilmiştir.

Sürtünme Faktörü (f):

$$f = \frac{\Delta p^* H_g^*}{2\rho^* L^* u_0^{*2}} \quad (3.5)$$

Burada Δp^* bir modülün girişi ve çıkışındaki ortalama basınç farkıdır.

Şekil 3.10 incelendiğinde sürtünme katsayısı sonuçları Ferley ve arkadaşları[19] ve Wang ve Vanka[3]’nın sonuçları ile uyum içerisindedir. Bahaidarah ve arkadaşları[14] ve Niceno ve Nobile[2] çalışmalarının değerleri ise her Reynolds sayısında daha yüksek çıkmakla birlikte aynı davranışı göstermektedirler.

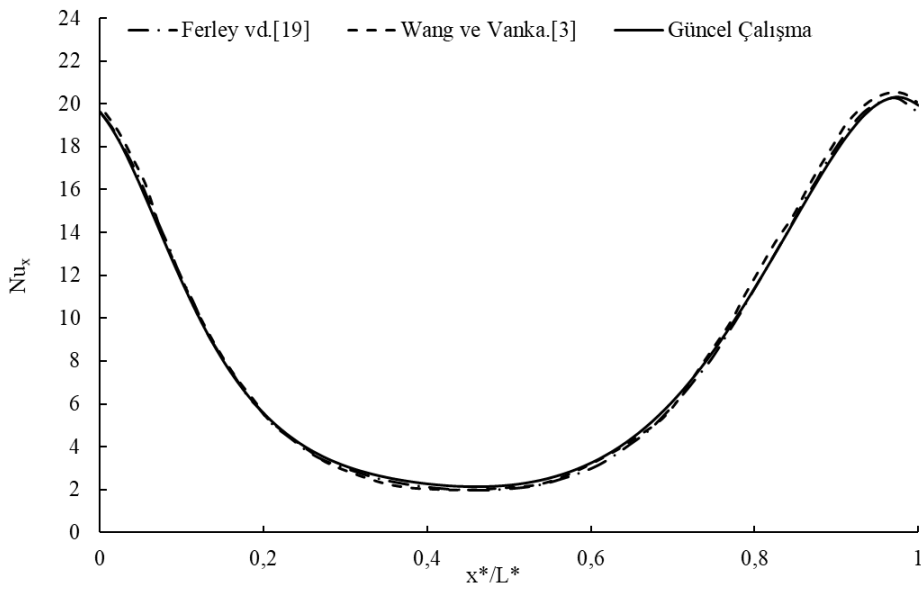


Şekil 3.10: Literatür değerleri ile güncel çalışmanın farklı Reynolds sayılarında sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırılması.

Yerel Nusselt sayısı, Reynolds sayısı 50’de ve 4. modülün alt duvarı boyunca Ferley [19] ve Wang ve Vanka [3]’nin sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve Şekil 3.11’de verilmiştir. Yerel Nusselt sayısı sonuçlarının ise, Ferley ve arkadaşları[19] ve Wang ve Vanka[3] çalışmaları örtüşme sağladığı görülmüştür. Bu çalışmada kullanılan yerel Nusselt sayısı, Eşitlik (3.6)’te ifade edilmiştir.

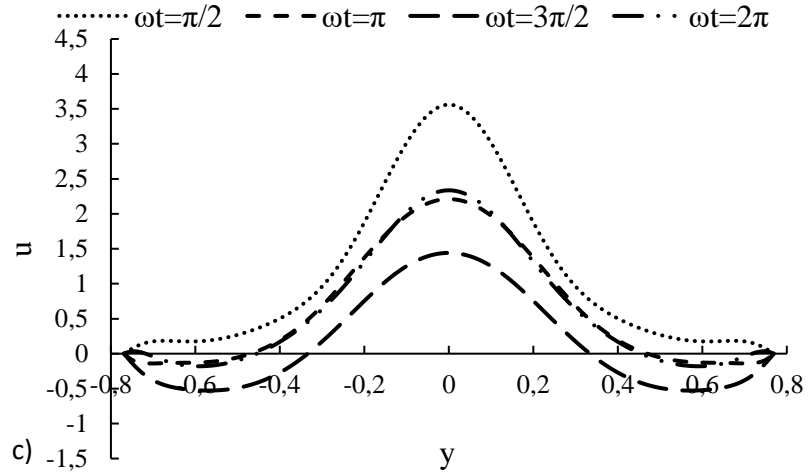
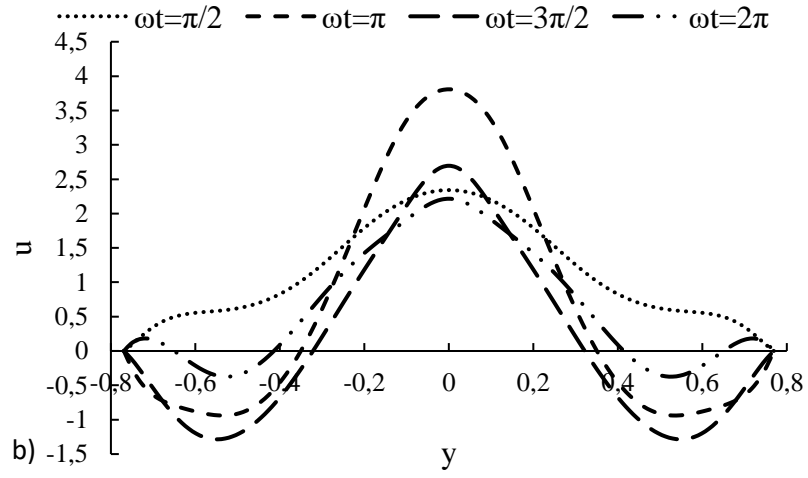
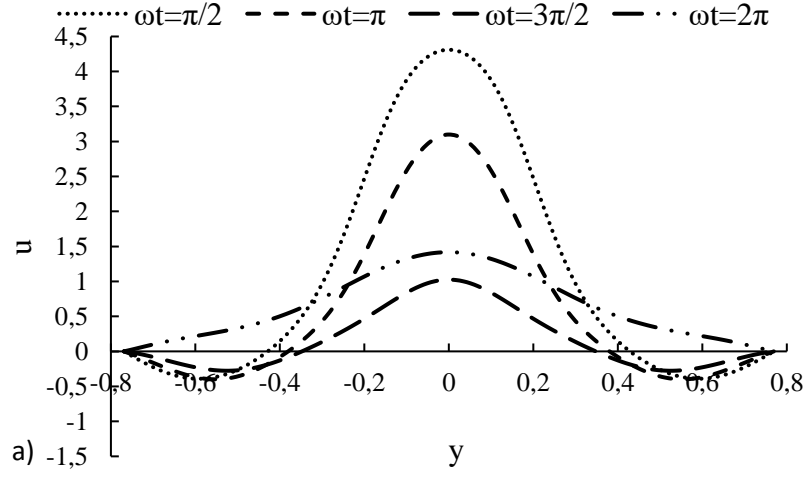
$$Nu = - \frac{2H_g^* \frac{\partial T^*}{\partial y}}{T_{duvar}^* - T_b^*} \quad (3.6)$$

Burada T_b^* modül içindeki kitle sıcaklığını ifade etmektedir.



Şekil 3.11: Literatür değerleri ile güncel çalışmanın yerel Nusselt sayısı karşılaştırması.

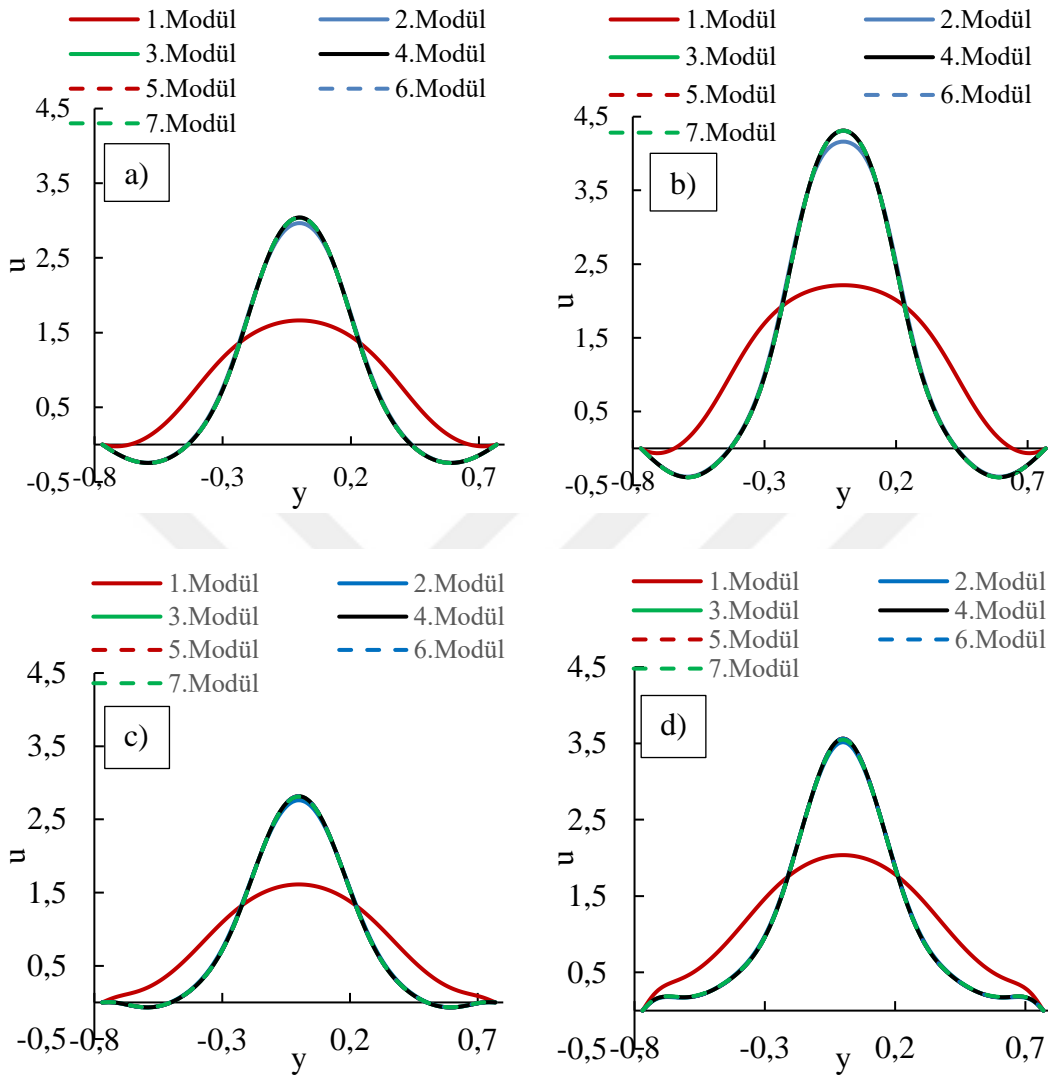
Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasında ve y eksenini boyunca dört farklı zaman adımında ve üç farklı Womersley sayısındaki değişimi Şekil 3.12’de verilmiştir. Sonuçlar akışın son periyodunda alınmıştır. Womersley sayısı=10 olduğunda kanal duvarlarına yakın bölgelerde $\pi/2$, π ve $3\pi/2$ zaman adımlarında akışkan hızının negatif değerler aldığı gözlenmektedir. Womersley sayısı değeri 20 ve 30’da ise, π , $3\pi/2$ ve 2π zaman adımlarında akışkanın ters döndüğü bulunmuştur. Womersley sayısı 10’dan 20’ye çıkarıldığında ters dönen akışkan miktarı artmakta fakat Womersley sayısı 30 olduğunda ters dönen akışkan miktarı azalmaktadır.



Şekil 3.12: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenini boyunca değişimi, $A=0,75$.
a) $W_o=10$, b) $W_o=20$, c) $W_o=30$.

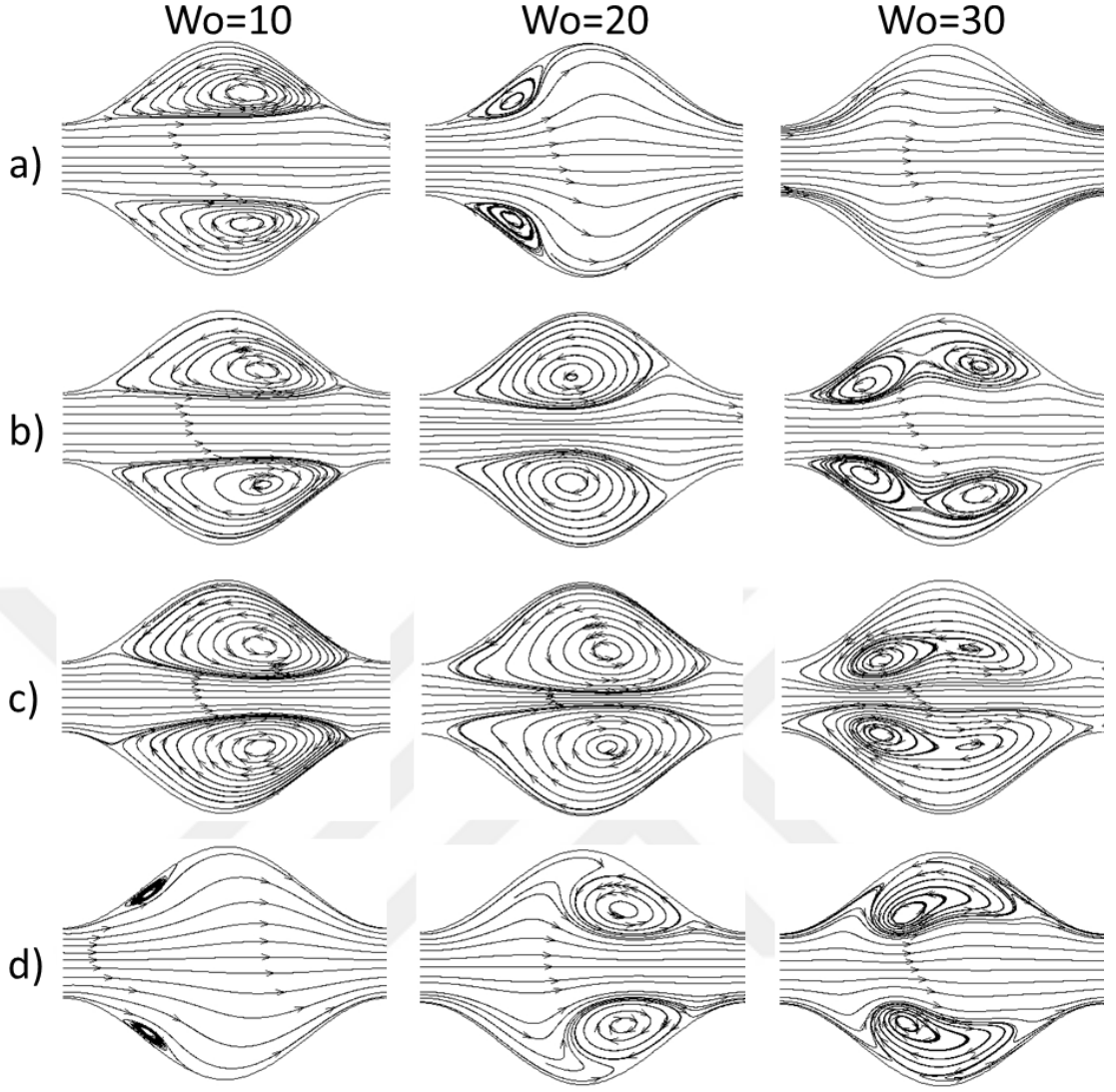
Akışın son periyodunda $\omega t=\pi/2$ zaman adımında hızın x bileşeninin y eksenini boyunca bütün modüllerin ortasındaki değişimi Şekil 3.13'te verilmektedir. Bu değerler iki farklı Womersley sayısı ve iki farklı titreşim genliğinde alınmışlardır. Şekil 3.13'den

görüldüğü üzere, akış ikinci modülden itibaren tam gelişmiş olmakta ve hızın x bileşeninin değeri değişmemektedir.



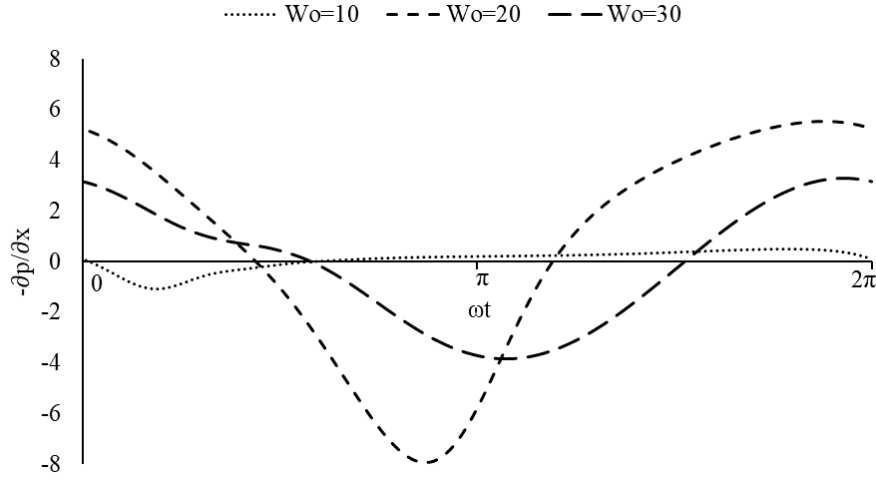
Şekil 3.13: Hızın x bileşeninin farklı modüllerde $\omega t = \pi/2$ zaman adımıdaki değişimi, a) $W_o=10, A=0,25$ b) $W_o=10, A=0,75$ c) $W_o=30, A=0,25$ d) $W_o=30, A=0,75$.

Hızın x bileşenlerindeki değişim, her zaman adımıdaki kanal içerisindeki girdapların y eksenini boyunca büyümesinden ve x eksenini boyunca genişlemesinden kaynaklanmaktadır. Bu değişimin en fazla olduğu titreşim frekansı $W_o=20$ 'de gözlenmektedir. Şekil 3.14'de 4. modülün içerisindeki üç farklı Womersley sayısında akışın son periyodunda elde edilen akım çizgileri görselleri verilmektedir.



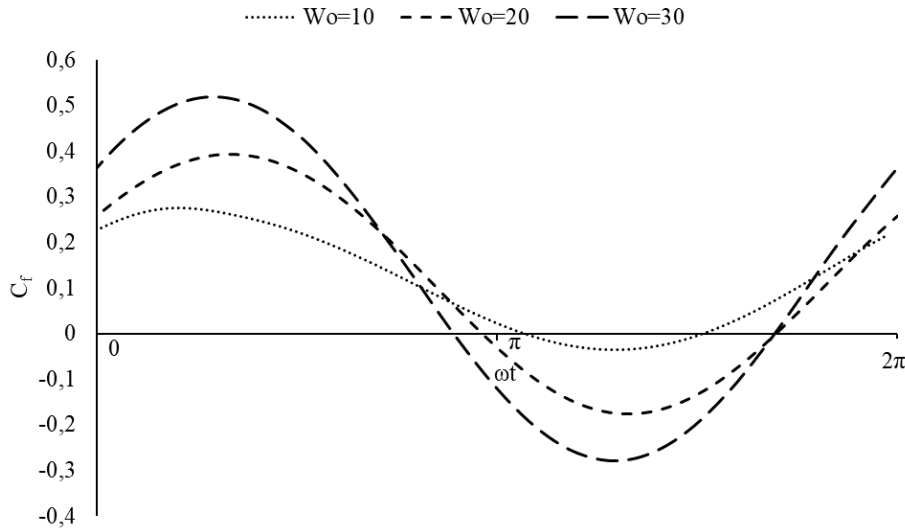
Şekil 3.14: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0.75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$.

Şekil 3.15’de farklı titreşim frekanslarında son periyottaki $-\partial p/\partial x$ değerleri verilmektedir. Womersley sayısı=10 değerinde, $-\partial p/\partial x$ değerinin salınım genliği oldukça düşük iken, Womersley sayısı arttıkça salınım genliği değerinin arttığı görülmektedir. Her bir Womersley sayısında $-\partial p/\partial x$ değerinin maksimum değerleri, geometrinin dalgali yapısından dolayı farklı zaman adımlarında elde edilmiştir. Son beş periyottaki $-\partial p/\partial x$ değerlerinin ortalaması alındığında $Wo=10, 20$ ve 30 için $-\partial p/\partial x_{ort}$ sırasıyla $0,03, 0,31$ ve $-0,08$ olarak bulunmuştur. Womersley sayısına bağlı hızlardaki değişimin, $-\partial p/\partial x$ değerlerini değiştirdiği görülmektedir.



Şekil 3.15: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$.

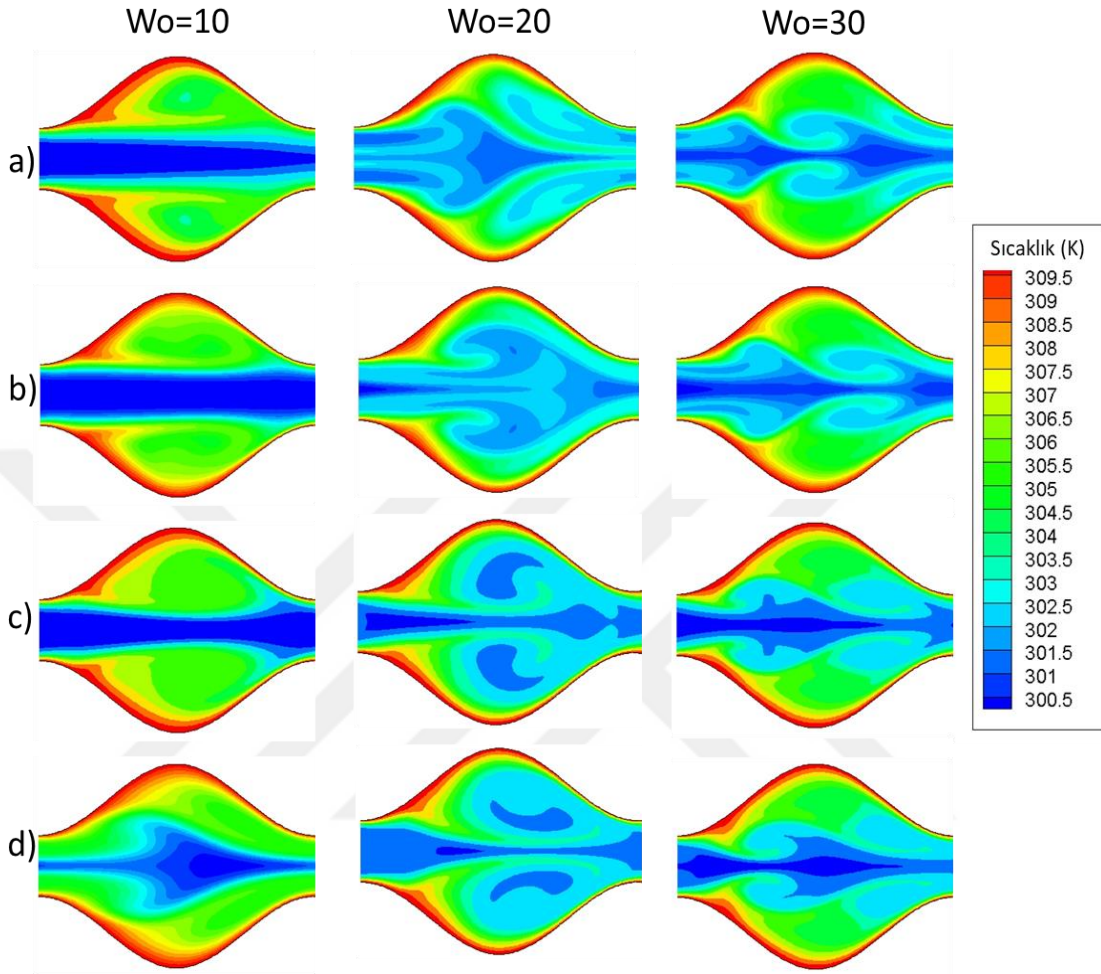
$\varphi=180^\circ$ faz farkı bulunan kanal için son periyottaki farklı zaman adımlarındaki yüzey sürtünme katsayısı grafiği Şekil 3.16'da verilmiştir. Womersley sayısının artmasına bağlı olarak, yüzey sürtünme katsayısı salınım genliği de artmaktadır. Son beş periyottaki yüzey sürtünme katsayısı ortalamaları Womersley sayısı=10, 20 ve 30 iken sırasıyla $C_{f_{ort}}=0,118$, 0,112 ve 0,122 olarak bulunmuştur. Yüzey sürtünme katsayısındaki değişim, hızın x bileşeninin değişimi ile orantılıdır.



Şekil 3.16: Yüzey sürtünme katsayısının (C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75$.

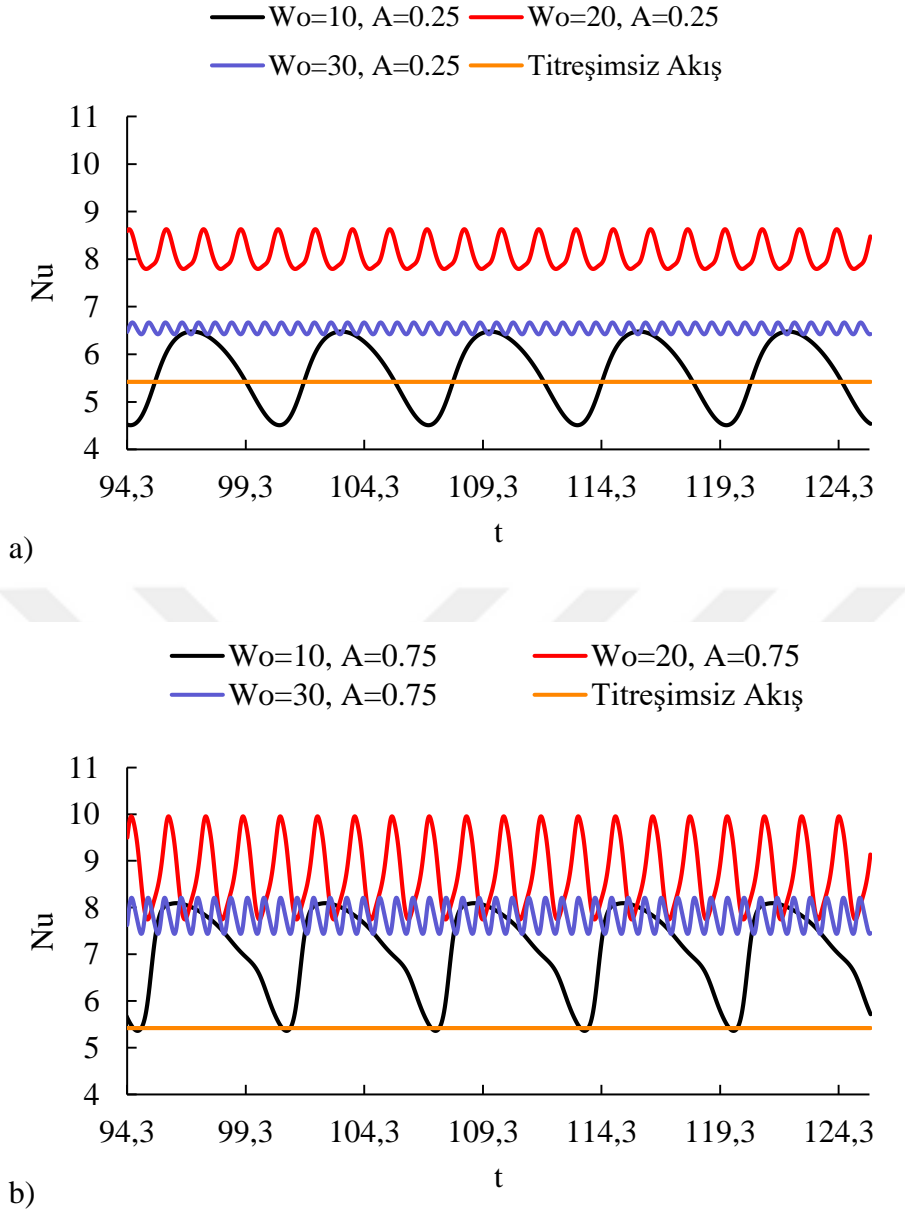
Şekil 3.17'de 4. modülde farklı Womersley sayılarında ve akışın son periyodunda elde edilen sıcaklık konturları verilmektedir. Sıcaklık alanlarını modül içerisinde oluşan girdapları takip ettiğinden en yüksek sıcaklık gradyanı $Wo=20$ 'de görülmektedir. Bu titreşim frekansında oluşan girdabın merkezi, her zaman adımında duvar boyunca yer

değiştirmektedir. Bu da, soğuk akışkanın duvar dibindeki sıcak akışkanla daha iyi karışmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.17: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t = \pi/2$, b) $\omega t = \pi$, c) $\omega t = 3\pi/2$, d) $\omega t = 2\pi$.

Basınç gradyanının, akışkan hızlarının ve yüzey sürtünme katsayısının etkilerinin yanı sıra, iki boyutlu kanalda titreşimli akışın ısı transferine olan etkilerini gözlemlemek adına farklı Womersley sayılarında ve farklı titreşim genliklerinde zamana bağlı Nusselt sayısı grafiği çizdirilerek ısı transferi karakteristiği ve titreşim genliğinin etkileri incelenmiştir.



Şekil 3.18: Farklı Womersley sayıları ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Şekil 3.18’de görüldüğü üzere her bir Womersley sayısında, akışın titreşim genliğine bağlı olarak Nusselt sayısında belirgin bir değişim olmaktadır. Dalgalı kanal yapısından dolayı akışkan hareketi farklı dalgalanmalara/çalkalanmalara sahip olmakta ve bu etki Nusselt sayısı grafiğine yansımaktadır. Titreşimli akışın titreşim genliğinin artmasıyla, her Womersley değerinde Nusselt sayısında bir artış olduğu gözlenmiştir. Kanal içerisindeki akışkan hızlarının her bir titreşim frekansında farklı olması sebebiyle, Nusselt sayılarının tepe noktalarının farklı zamanlarda oluştuğu görülmektedir.

Titreşimli akışın her bir Womersley sayısında ve farklı titreşim genliklerinde son beş periyottaki ortalama değerleri Çizelge 3.3’de verilmiştir. Titreşimli akışın dalgalı bir kanal üzerindeki etkisi, titreşimsiz akış değeri ile kıyaslanmıştır. En yüksek Nusselt sayısı $Wo=20$ ve $A=0,75$ değerinde elde edilmektedir.

Çizelge 3.3: $\varphi=180^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri.

| Frekans | $Wo=10$ | | $Wo=20$ | | $Wo=30$ | | Titreşimsiz |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------|
| | $A=0,25$ | $A=0,75$ | $A=0,25$ | $A=0,75$ | $A=0,25$ | $A=0,75$ | |
| Nu_{ort} | 5,63 | 7,10 | 8,13 | 8,75 | 6,54 | 7,82 | 5,42 |

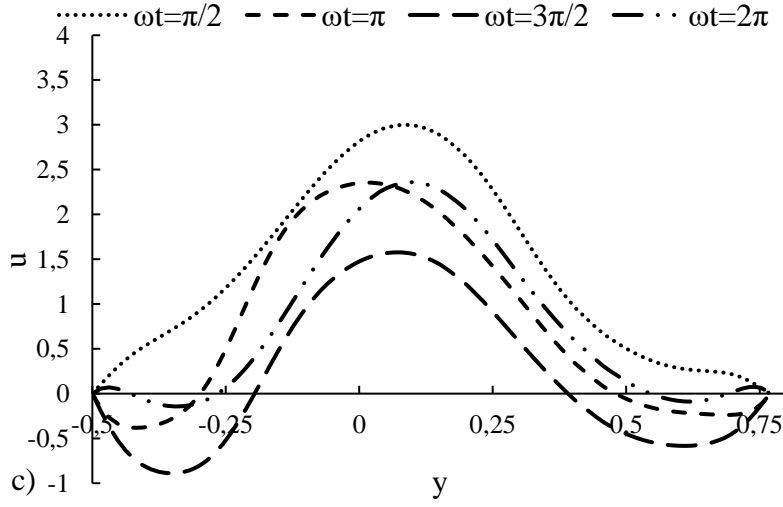
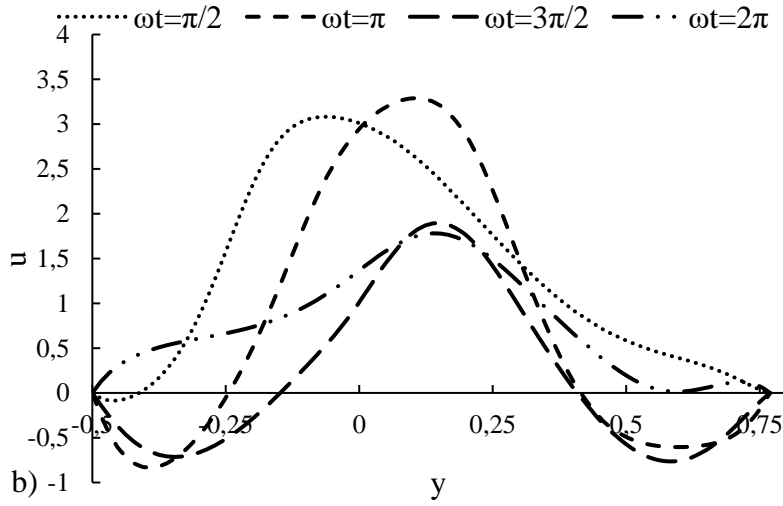
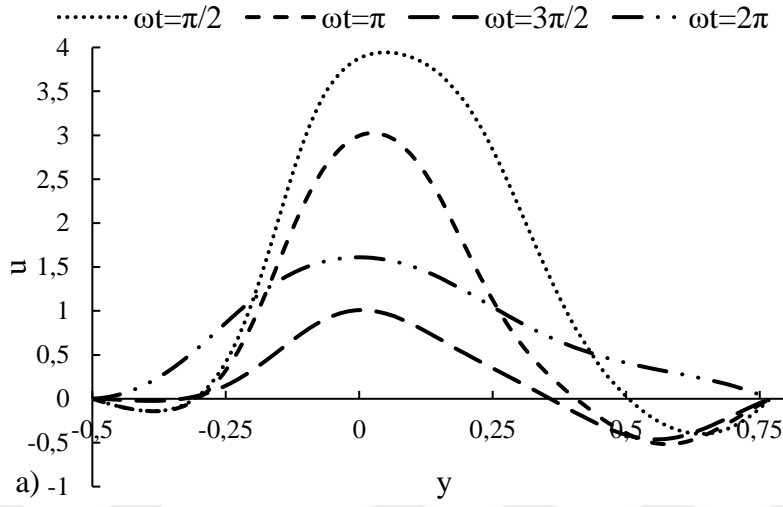
3.3. $\varphi=90^\circ$ Faz Farkına Sahip Kanalda Titreşimli Akış

Bu bölüm çalışmaları kapsamında, Şekil 2.1 c’de bulunan $\varphi=90^\circ$ faz farkına sahip dalgalı kanalda yapılan sayısal analiz sonuçları verilmektedir. İki duvar arasında bulunan faz farkı, akış karakteristiği ve sıcaklık alanları üzerinde baskın bir rol oynamaktadır.

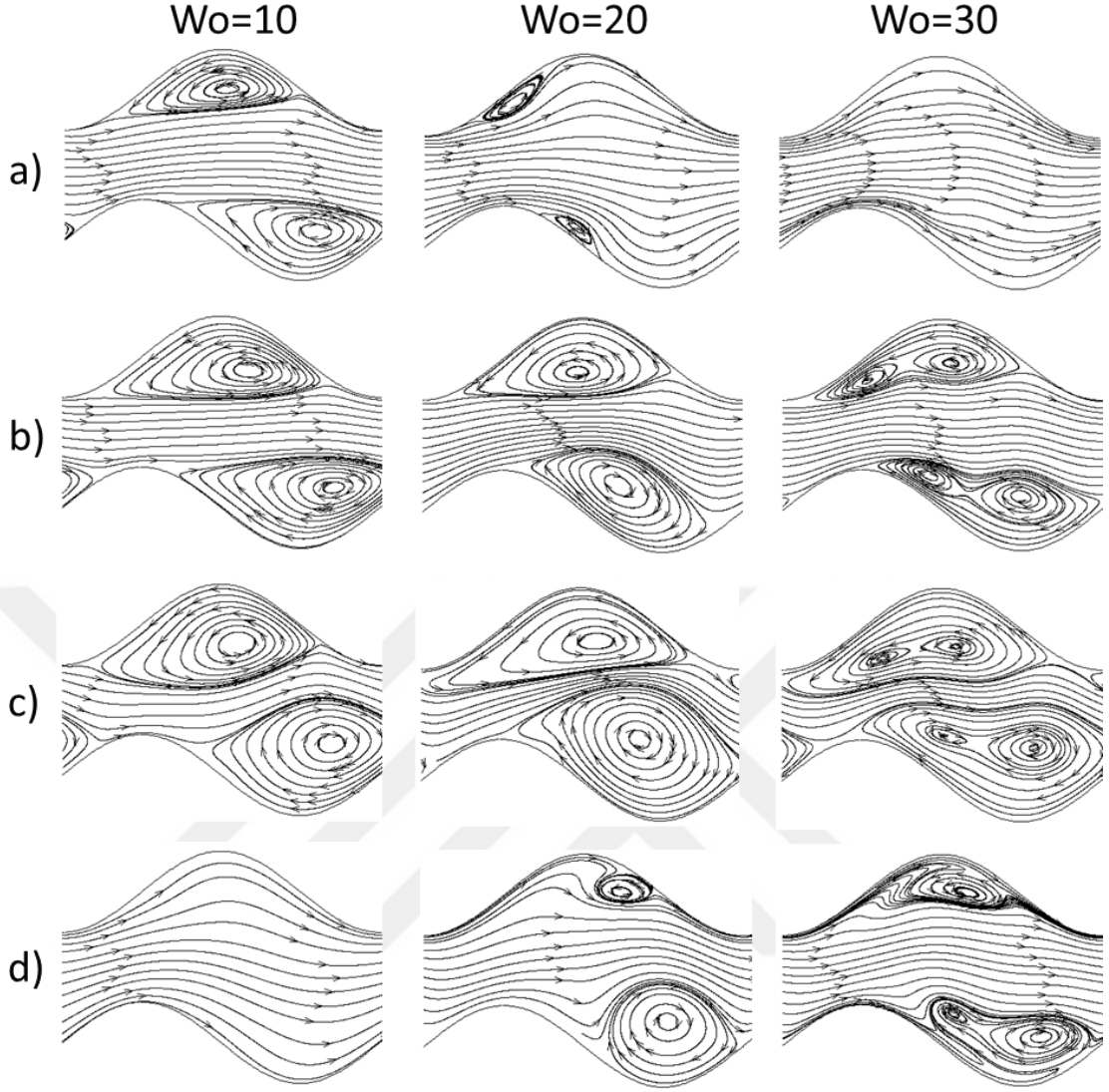
Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasında ve y eksenini boyunca dört farklı zaman adımında, üç farklı Womersley sayısında ve son periyottaki değişimi Şekil 3.19’da verilmiştir. Womersley sayısı=10 olduğunda kanalın duvarlarına yakın bölgelerde $\pi/2$, π ve $3\pi/2$ zaman adımlarında akışkan hızının negatif değerler aldığı gözlenmektedir. Womersley sayısı değeri 20 ve 30’da ise, π , $3\pi/2$ ve 2π zaman adımlarında akışkanın ters döndüğü bulunmuştur. Womersley sayısı 10’dan 20’ye çıkarıldığında ters dönen akışkan miktarı artmakta fakat Womersley sayısı 20’den 30’a çıkarıldığında ters dönen akışkan miktarında azalmaktadır.

Hızın x bileşenlerindeki değişim, her zaman adımındaki kanal içerisindeki girdapların y eksenini boyunca büyümesinden ve x eksenini boyunca genişlemesinden kaynaklanmaktadır. Bu değişimin en fazla olduğu titreşim frekansı $Wo=20$ ’de gözlenmektedir. Şekil 3.20’de 4. modülün içerisindeki üç farklı Womersley sayısında ve akışın son periyodunda akım çizgileri görselleri verilmektedir. Kanalın duvarlarının faz farkına sahip olmasından dolayı akışkan hareketinde belirgin çalkalanmalar oluşmaktadır. $Wo=20$ değerindeki hız grafiği incelenirse (Şekil 3.19-b), her bir zaman adımındaki hız değerlerinin tepe noktasının y ekseninin farklı konumlarında oluştuğu görülmektedir. Faz farkı bulunmasından dolayı duvar diplerindeki ters dönen akışkan

hareketleri, $y=0$ noktası etrafında simetrik bir davranış sergilememektedirler. Simetrik olmayan hız davranışı, farklı akış ve sıcaklık alanlarının oluşmasına sebep olmaktadır.

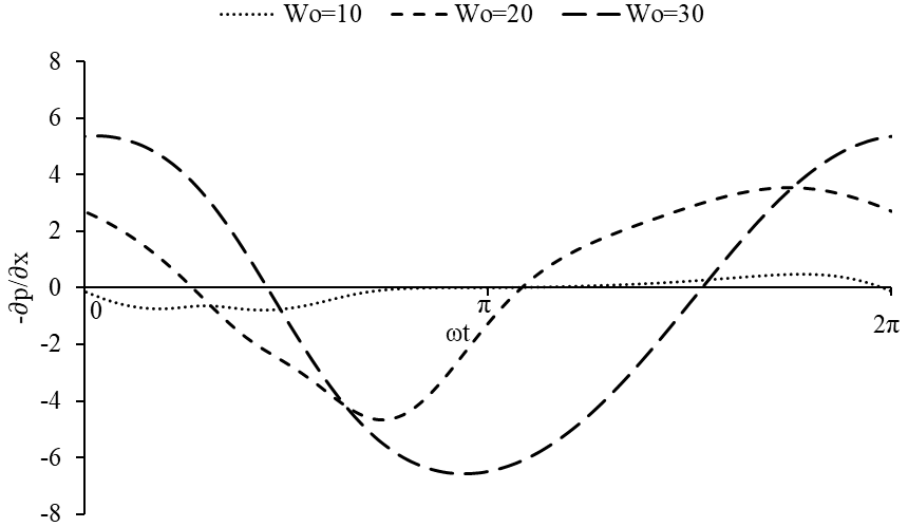


Şekil 3.19: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenini boyunca değişimi, $A=0,75$. a) $W_0=10$, b) $W_0=20$, c) $W_0=30$.



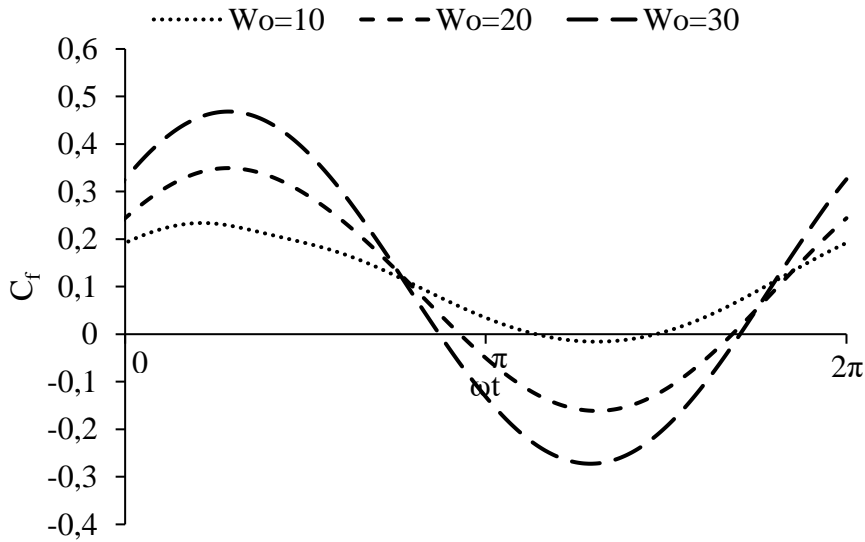
Şekil 3.20: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$.

Şekil 3.21’de farklı titreşim frekanslarında son periyottaki $-\partial p/\partial x$ grafiği verilmektedir. Womersley sayısı=10 değerinde, $-\partial p/\partial x$ değerinin salınım genliği düşük iken, Womersley sayısı arttıkça salınım genliği değerinin arttığı görülmektedir. Her bir Womersley sayısında $-\partial p/\partial x$ değerinin maksimum değerleri, geometrinin dalgalı yapısı ve duvarlar arası faz farkı bulunmasından dolayı farklı zaman adımlarında elde edilmiştir. Faz farkı etkileri, akışın hız bileşenlerini etkilediğinden $-\partial p/\partial x$ değerlerini de önemli ölçüde etkilemektedir. Son beş periyottaki $-\partial p/\partial x$ değerlerinin ortalaması alındığında $Wo=10, 20$ ve 30 için sırasıyla $-\partial p/\partial x_{ort}=0,054, -0,147$ ve $0,346$ olarak bulunmuştur. Kanal içerisindeki hızlardaki değişim $\partial p/\partial x$ değerlerini de değiştirmektedir.



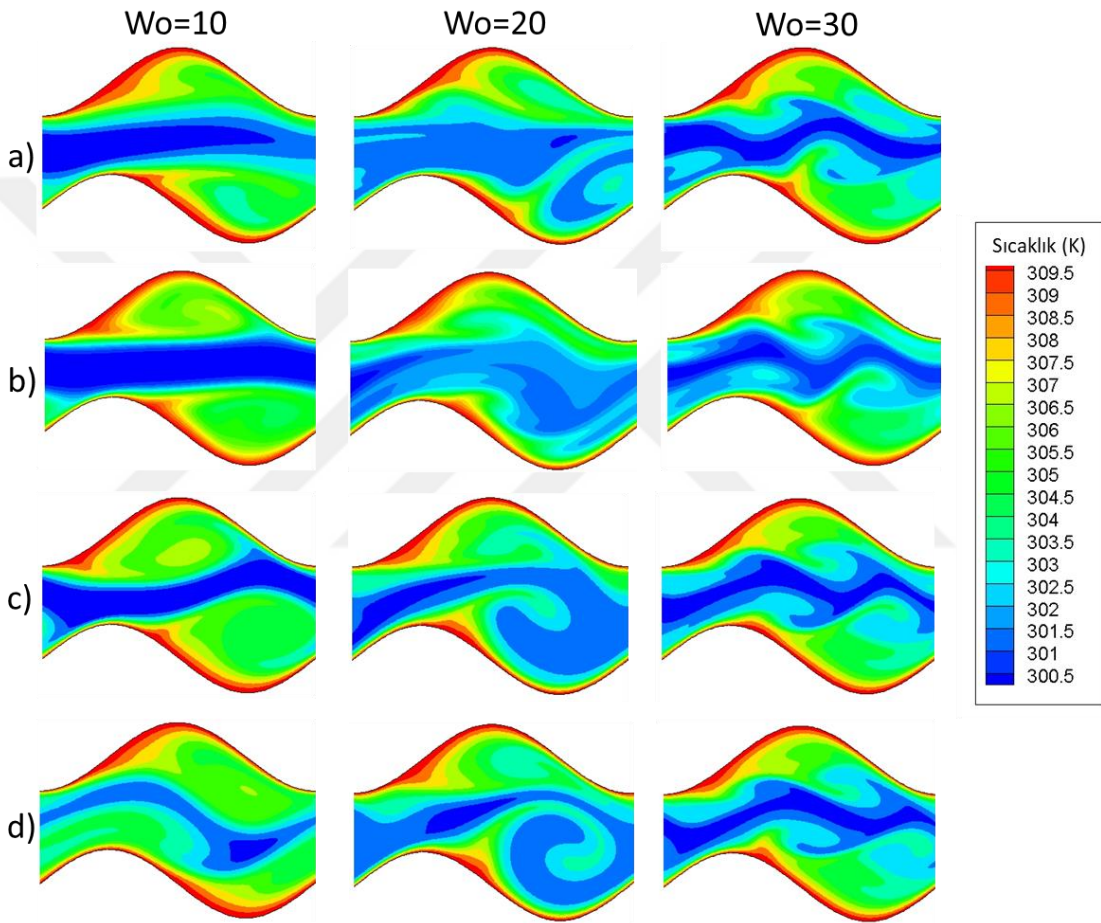
Şekil 3.21: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0.75$.

$\varphi=90^\circ$ faz farkı bulunan kanal için son periyottaki yüzey sürtünme katsayısı grafiği Şekil 3.22’de verilmiştir. Titreşimli akış koşullarında titreşim frekansının artışına bağlı olarak yüzey sürtünme katsayısının salınım genliği artmaktadır. Son beş periyottaki yüzey sürtünme katsayısı ortalamaları Womersley sayısı=10, 20 ve 30 iken sırasıyla $C_{f_{ort}} = 0,107, 0,094$ ve $0,097$ olarak bulunmuştur. Elde edilen yüzey sürtünme katsayısı değerlerinin, akışkanın hız değerlerine bağlı olarak değiştiği görülmektedir.



Şekil 3.22: Yüzey sürtünme katsayısının(C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, $A=0,75, \varphi=90^\circ$.

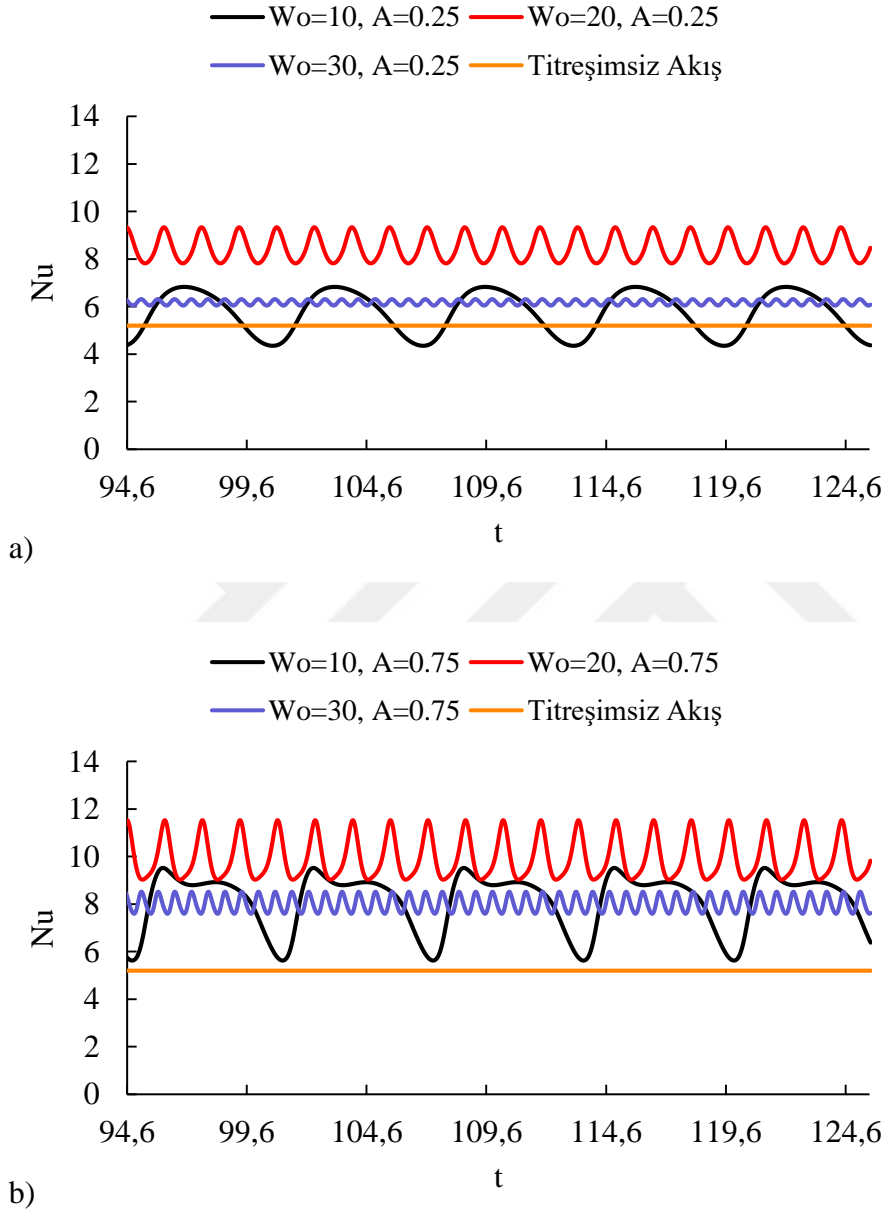
Şekil 3.23’de 4. modülde üç farklı Womersley sayısında ve dört farklı zaman adımında akışın son periyodunda elde edilen sıcaklık alanları görselleri verilmektedir. Sıcaklık alanlarını modül içerisinde oluşan girdapları takip ettiğinden en yüksek sıcaklık gradyanı $Wo=20$ ’de görülmektedir. Bu titreşim frekansında oluşan girdabın merkezi, her zaman adımında duvar boyunca yer değiştirmekte, faz farkı olmasından dolayı da girdapların büyüklükleri değişmektedir. Bu da, merkezdeki soğuk akışkanın duvar dibindeki sıcak akışkanla daha iyi karışmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.23: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t = \pi/2$, b) $\omega t = \pi$, c) $\omega t = 3\pi/2$, d) $\omega t = 2\pi$.

Şekil 3.24’de, farklı titreşim frekansları ve farklı titreşim genliklerinde zamana bağlı Nusselt sayısı grafiği verilmektedir. Titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt değerleri karşılaştırıldığında, titreşimli akışın ısı transferi üzerine kayda değer bir iyileştirme etkisi olduğu görülmektedir. Dalgalı kanal ve duvarlar arasında faz farkı olması, akışkan hareketinin farklı dalgalanmalara/çalkalanmalara sahip olmasına sebep olmaktadır. Aynı titreşim frekansı değerlerinde elde edilen Nusselt sayıları

incelendiğinde, titreşim genliği değeri arttıkça Nusselt sayısının da artmaktadır. Bununla birlikte Womersley sayısı 10'dan 20'ye çıkartıldığında Nusselt sayısında önemli bir artış olduğu gözlenmiştir. Bu artış, girdapların kanal içerisindeki davranışından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.24: Farklı Womersley sayıları ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Çizelge 3.4'te, Nusselt sayısının farklı Womersley sayılarında ve farklı titreşim genliklerinde son beş periyottaki ortalama değerleri verilmektedir. Titreşim genliğinin artırılmasının ısı transferi üzerine önemli bir katkısı bulunmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı $Wo=20$ ve $A=0,75$ değerinde elde edilmektedir.

Çizelge 3.4: $\varphi=90^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri.

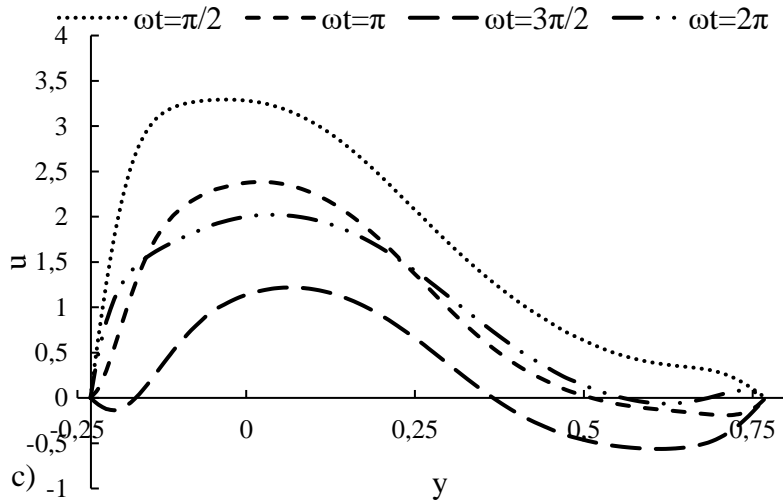
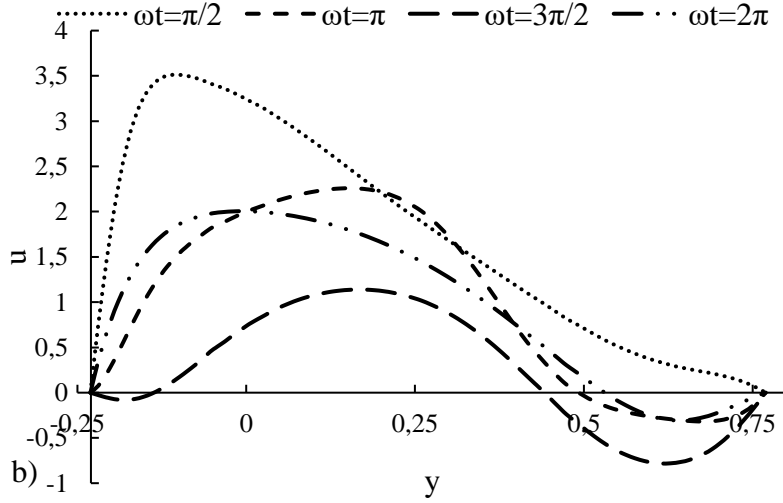
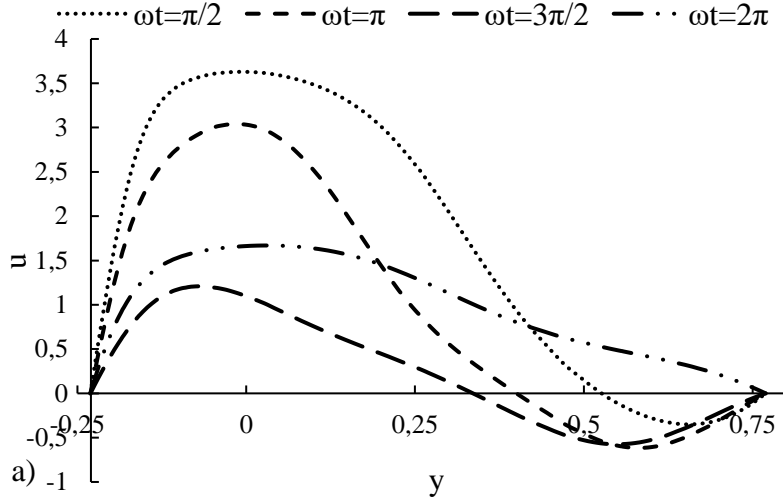
| Frekans | Wo=10 | | Wo=20 | | Wo=30 | | Titreşimsiz |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------------|
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0 |
| Nu _{ort} | 5,73 | 8,14 | 8,47 | 9,96 | 6,18 | 8,02 | 5,20 |

3.4. $\varphi=0^\circ$ Faz Farkına Sahip Kanalda Titreşimli Akış

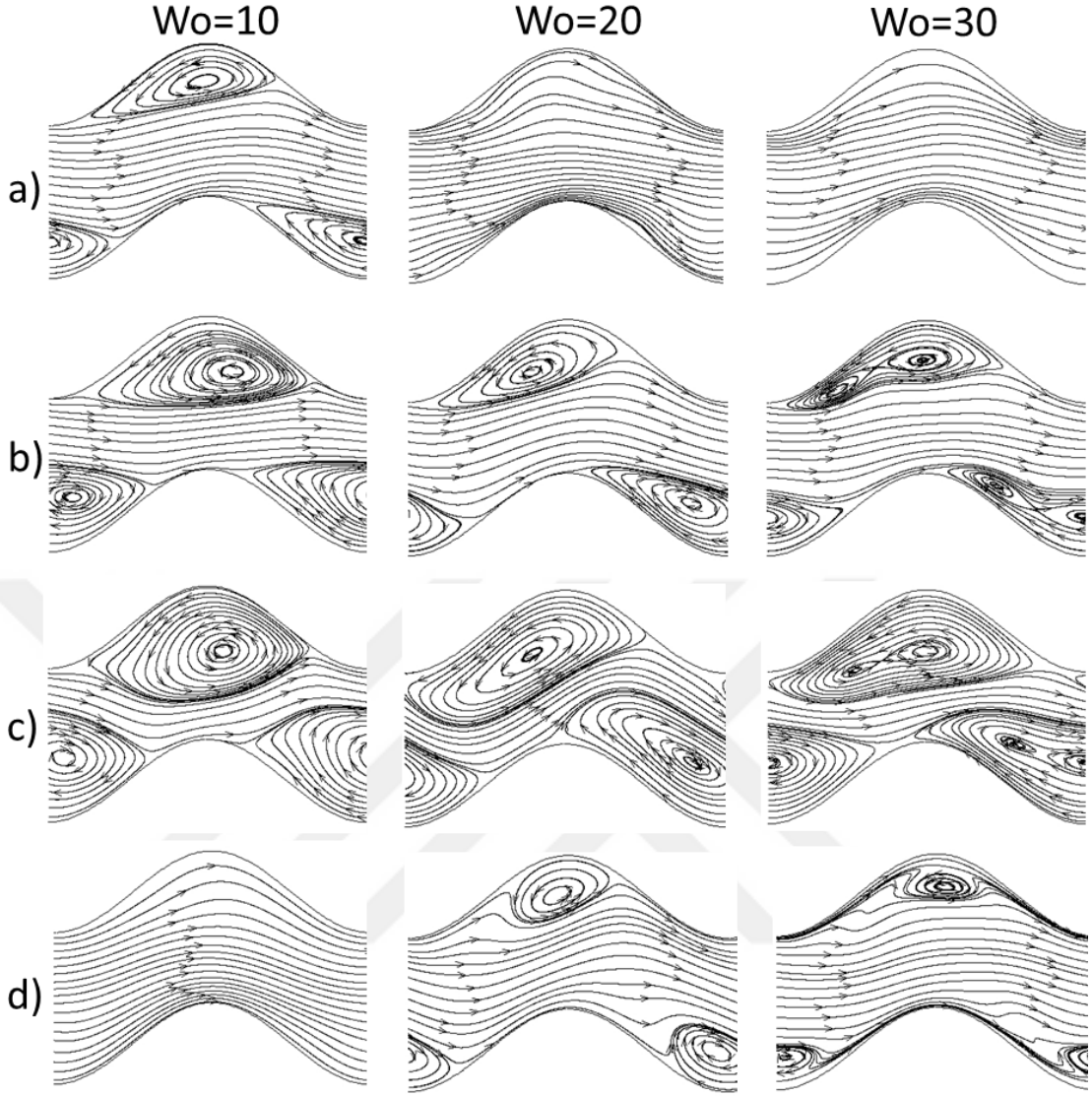
Bu bölüm çalışmaları kapsamında, Şekil 2.1 d’de bulunan $\varphi=0^\circ$ faz farkına sahip dalgalı kanalın sayısal analiz sonuçları verilmektedir.

Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasında ve y eksenini boyunca akışın son periyodundaki dört farklı zaman adımında ve üç farklı Womersley sayısındaki değişimi Şekil 3.25’de verilmektedir. Womersley sayısı=10 değerinde kanal duvarlarına yakın bölgelerde $\pi/2$, π ve $3\pi/2$ zaman adımlarında akışkan ters döndüğü ve hızının negatif değerler aldığı gözlenmektedir. Womersley sayısı değeri 20 ve 30’da ise, π , $3\pi/2$ ve 2π zaman adımlarında akışkanın ters döndüğü bulunmuştur. Womersley sayısı 10’dan 20’ye çıkarıldığında ters dönen akışkan miktarı artmakta fakat Womersley sayısı=20’den 30’a çıkarıldığında ters dönen akışkan miktarı azalmaktadır.

Hızın x bileşenindeki değişim, her zaman adımındaki kanal içerisindeki girdapların y eksenini boyunca büyümesinden ve x eksenini boyunca genişlemesinden kaynaklanmaktadır. Bu değişimin en fazla olduğu titreşim frekansı $Wo=20$ ’de gözlenmektedir. Şekil 3.26’da, 4. modülün içerisindeki üç farklı Womersley sayısında ve dört farklı zaman adımında akım çizgileri görselleri verilmektedir. Kanalın duvarları arasında faz farkı olmasından dolayı akışkan hareketinde belirgin çalkalanmalar oluşmaktadır. bu çalkalanmalar, her bir zaman adımında hızın x bileşeninin tepe noktalarının y eksenini üzerindeki farklı noktalarda oluşmasından görülebilir. Duvar diplerindeki ters dönen akışkan hareketleri, $y=0$ noktası etrafında simetrik bir davranış sergilememektedirler. Simetrik olmayan hız davranışı, farklı akış ve sıcaklık alanlarının oluşmasına sebep olmaktadır.

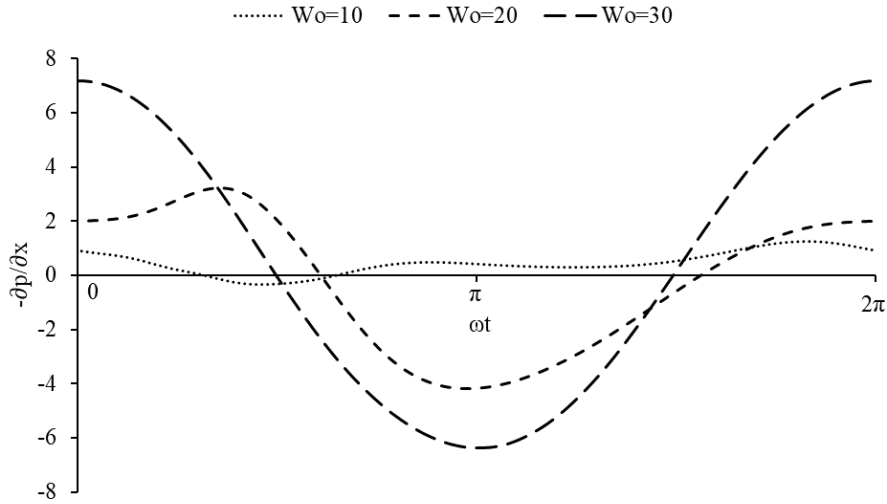


Şekil 3.25: Hızın x bileşeninin 4. modülün ortasındaki y eksenini boyunca değişimi, $A=0,75$.
a) $W_0=10$, b) $W_0=20$, c) $W_0=30$.



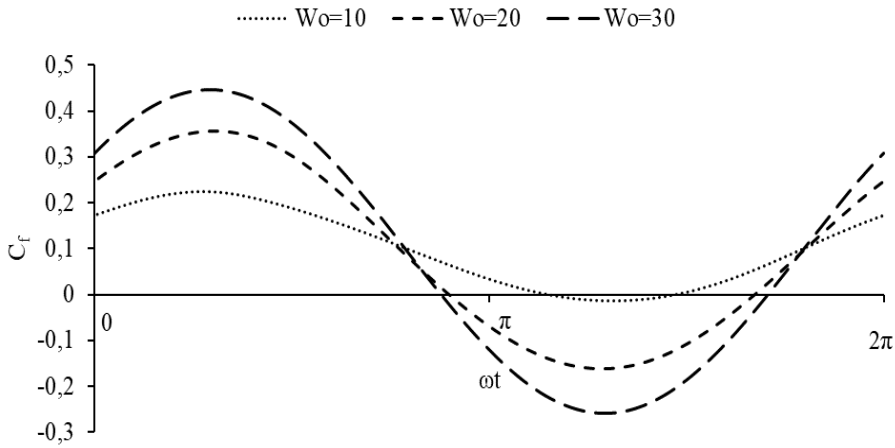
Şekil 3.26: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında akım çizgilerinin gösterimi, $A=0.75$. a) $\omega t=\pi/2$, b) $\omega t=\pi$, c) $\omega t=3\pi/2$, d) $\omega t=2\pi$.

Farklı titreşim frekanslarında, son periyottaki $-\partial p/\partial x$ grafiği Şekil 3.27’de verilmektedir. Her bir Womersley sayısında $-\partial p/\partial x$ değerinin maksimum değerleri, geometrinin dalgalı yapısı ve duvarlar arası faz farkı bulunmasından dolayı farklı zaman adımlarında elde edilmiştir. Faz farkı etkileri, akışın hız bileşenlerini etkilediğinden $-\partial p/\partial x$ değerlerini de önemli ölçüde etkilemektedir. Son beş periyottaki $-\partial p/\partial x$ değerlerinin ortalaması alındığında $Wo=10, 20$ ve 30 için sırasıyla $-\partial p/\partial x_{ort}=0,22, -0,13$ ve $0,12$ olarak bulunmuştur. Kanal içerisindeki hızlardaki değişimin, aynı oranda $-\partial p/\partial x$ değerlerini etkilediği görülmektedir.



Şekil 3.27: Basınç gradyanının farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, A=0,75.

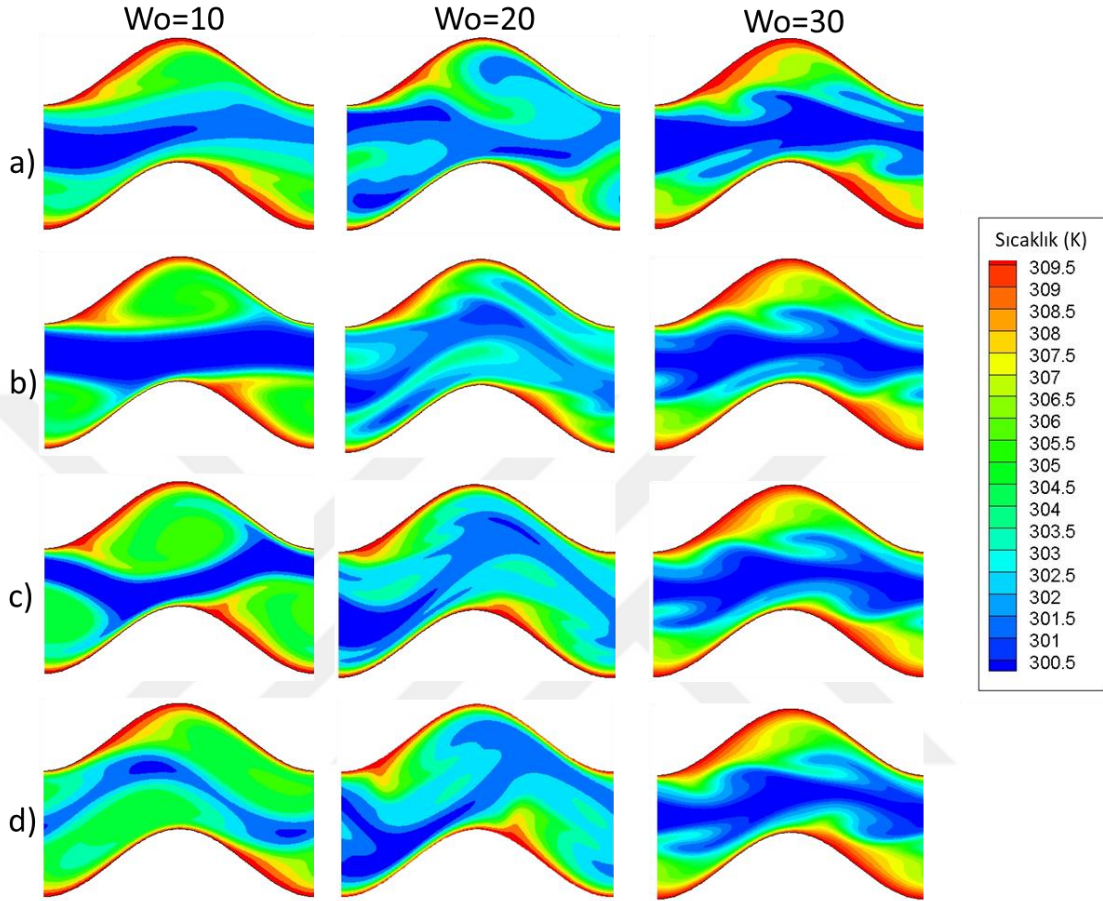
$\varphi=0^\circ$ faz farkı bulunan kanal için son periyottaki yüzey sürtünme katsayısı grafiği Şekil 3.28’de verilmiştir. Womersley sayısı arttıkça titreşimli akışın iki boyutlu kanal içerisindeki etkileri artmaktadır. Son beş periyottaki yüzey sürtünme katsayısı ortalamaları Womersley sayısı=10, 20 ve 30 iken sırasıyla $C_{f_{ort}} = 0,102, 0,093$ ve $0,095$ olarak bulunmuştur. Elde edilen yüzey sürtünme katsayısı değerleri, hızın x bileşeni ve $-\partial p/\partial x_{ort}$ değerleri ile uyumludur.



Şekil 3.28: Yüzey sürtünme katsayısının (C_f) farklı Womersley sayılarında zamana göre değişimi, A=0.75.

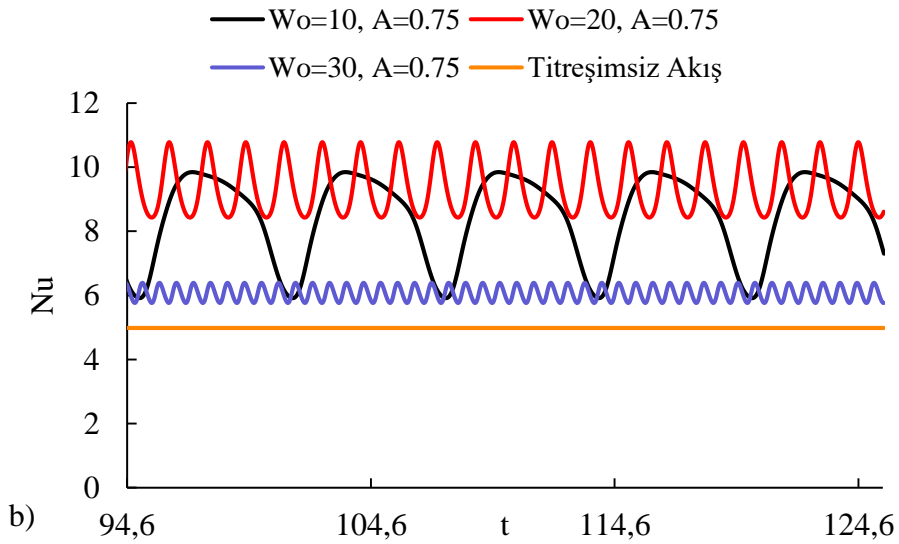
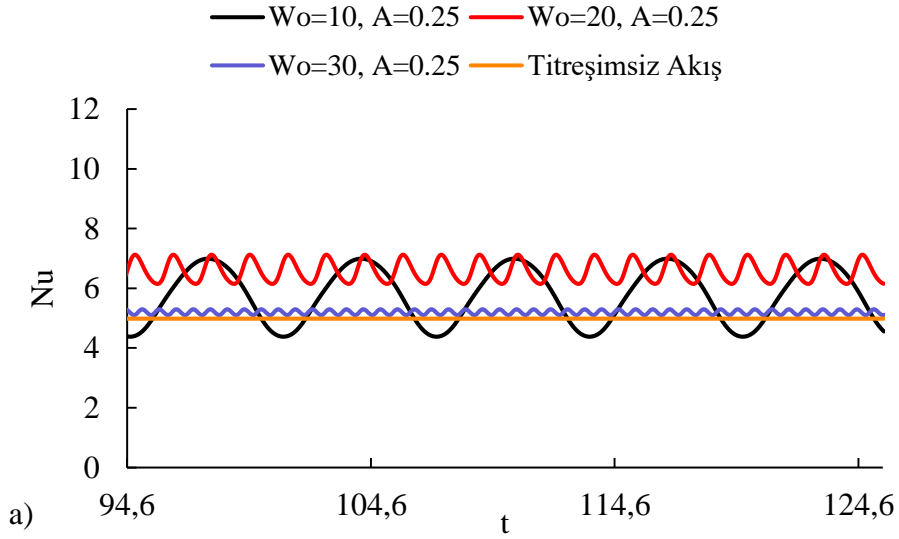
Şekil 3.29’da, 4. modülde üç farklı Womersley sayısında ve dört farklı zaman adımıyla akışın son periyodundaki sıcaklık alanları görselleri verilmektedir. Sıcaklık alanlarını modül içerisinde oluşan girdapları takip ettiğinden en yüksek sıcaklık gradyanı $Wo=20$ ve $A=0,75$ değerinde görülmektedir. Bu titreşim frekansında oluşan girdabın merkezi, her zaman adımıyla duvar boyunca yer değiştirmekte, faz farkı

olmasından dolayı da girdapların büyüklükleri değişmektedir. Bu durum, merkezdeki soğuk akışkan ile duvar dibindeki sıcak akışkanın daha iyi karışmasına ve Nusselt sayısının artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.29: Farklı Womersley sayılarında ve farklı zaman adımlarında sıcaklık alanlarının gösterimi, $A=0,75$. a) $\omega t = \pi/2$, b) $\omega t = \pi$, c) $\omega t = 3\pi/2$, d) $\omega t = 2\pi$.

Farklı titreşim frekansları ve farklı titreşim genliklerinde zamana bağlı Nusselt sayısı grafiği Şekil 3.30'da verilmektedir. Titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt değerleri karşılaştırıldığında, titreşimli akışın ısı transferi üzerine kayda değer bir iyileştirme etkisi olduğu $\varphi=0^\circ$ faz farkı bulunan kanal yapısında da görülmektedir. Dalgalı kanal ve duvarlar arasında faz farkı olması, akışkan hareketinin farklı dalgalanmalara/çalkalanmalara sahip olmasına sebep olmaktadır. Kanal girişine uygulanan titreşim genliği değerinin artışına bağlı olarak Nusselt sayısında artış olmaktadır. Womersley sayısı=10'dan 20'ye çıkartıldığında Nusselt sayısında artış olduğu gözlenmiştir. Bu artış, girdapların kanal içerisindeki davranışından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.30: Farklı Womersley sayılarında ve titreşim genliklerinde titreşimli ve titreşimsiz akış Nusselt sayısı değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Titreşimli akışın farklı Womersley sayılarında ve farklı titreşim genliklerinde son beş periyottaki ortalama değerleri

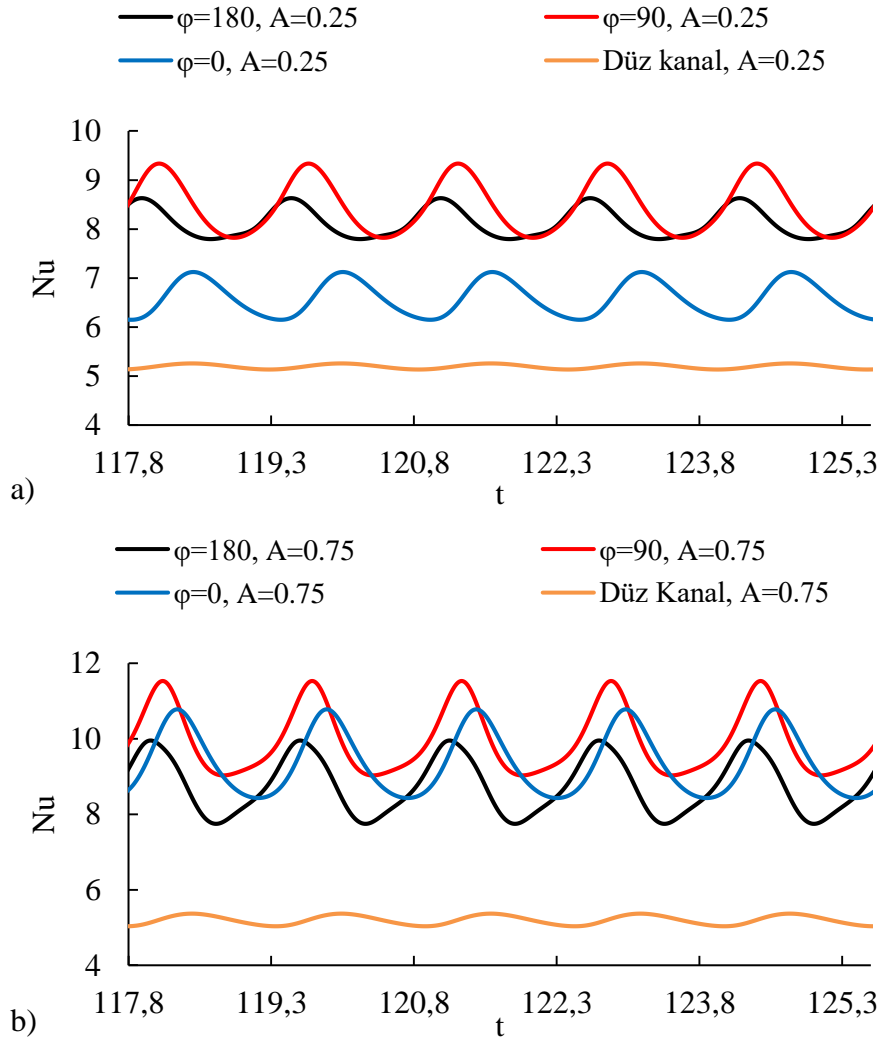
Çizelge 3.5’de verilmiştir. Aynı titreşim frekansında titreşim genliğindeki artışın Nusselt sayısını arttırdığı görülmektedir. $\varphi=0^\circ$ faz farkı bulunan kanalda, en yüksek Nusselt sayısı değeri $Wo=20$ ve $A=0,75$ olduğu durumda elde edilmiştir.

Çizelge 3.5: $\varphi=0^\circ$ Dalgalı kanal geometrisi son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri.

| Frekans | $Wo=10$ | | $Wo=20$ | | $Wo=30$ | | Titreşimsiz |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------|
| Genlik | $A=0,25$ | $A=0,75$ | $A=0,25$ | $A=0,75$ | $A=0,25$ | $A=0,75$ | $A=0$ |
| Nu_{ort} | 5,77 | 8,47 | 6,59 | 9,39 | 5,20 | 6,07 | 4,98 |

3.5. Farklı Geometrilerdeki Titreşimli Akış Sonuçlarının Karşılaştırılması

Titreşimli akışın farklı geometrilerdeki etkileri, Nusselt sayısı cinsinden Şekil 3.31’de verilmektedir. Tek bir titreşim frekansı değerinde ($Wo=20$), iki farklı titreşim genliği ve dört farklı kanal yapısı kullanılarak son beş periyottaki ($t=117,8-125,6$) Nusselt sayısı değişimi incelenmiştir. Tüm geometri çeşitlerinde ve $A=0,75$ değerlerinde, titreşim genliği=0,25 değerlerinden daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmiştir. Kanal geometrisinin etkisi incelendiğinde ise, en yüksek Nusselt sayısı değeri titreşim genliği=0,75 ve $\varphi=90^\circ$ faz farkına sahip sinüs şekilli dalgalı kanalda elde edilmiştir. Bunun sebebi, faz farkının kanal içerisindeki girdap davranışını etkilemesidir. Bu faz farkında kanalın duvarları asimetrik olduğundan, kanalın alt ve üst oluklarında oluşan girdaplarda birbirlerine göre asimetrik olarak oluşmakta ve hız alanlarını etkilemektedirler.



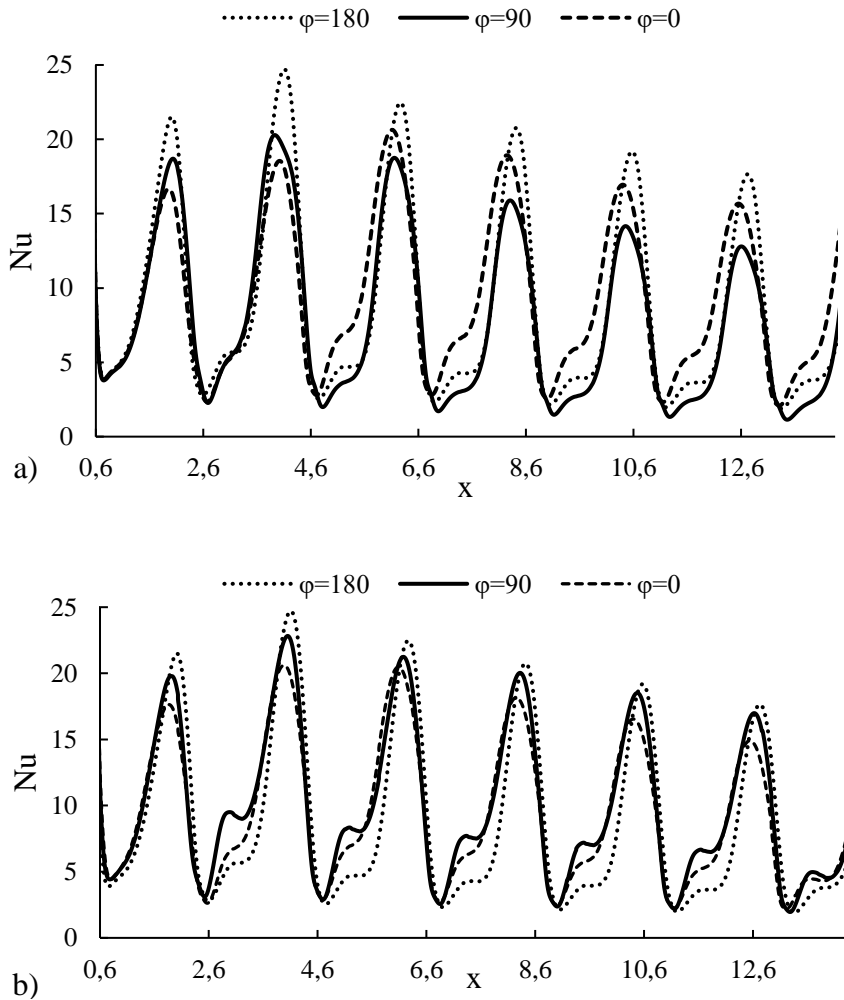
Şekil 3.31: Nusselt sayısının farklı geometrilerde zamana göre değişimi, $Wo=20$. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Çizelge 3.6 incelendiğinde, kanal geometrisinin Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkisi olduğu görülmektedir. En yüksek Nusselt sayısı değeri titreşim genliği $A=0,75$ değerinde, $\varphi=90^\circ$ faz farkına sahip sinüs şekilli kanalda 9,96 olarak bulunmuştur.

Çizelge 3.6: Farklı kanal geometrilerinde son beş periyot için ortalama Nusselt sayısı değerleri.

| Faz Farkı | $\varphi=180^\circ$ | | $\varphi=90^\circ$ | | $\varphi=0^\circ$ | | Düz Kanal | |
|------------|---------------------|--------|--------------------|--------|-------------------|--------|-----------|--------|
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 |
| Nu_{ort} | 8,13 | 8,75 | 8,47 | 9,96 | 6,59 | 9,39 | 5,20 | 5,20 |

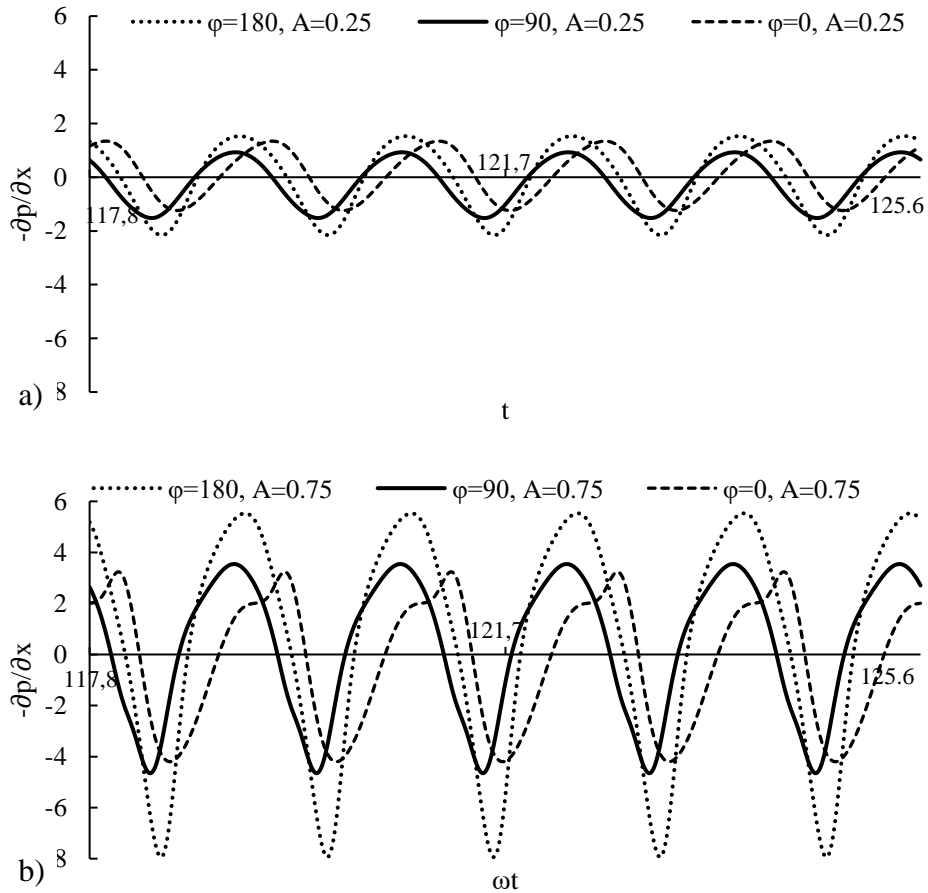
Titreşimli akış koşullarında gerek geometrinin gerekse titreşim genliğinin ısı transferi üzerine önemli bir etkisi bulunmaktadır. Womersley sayısı 20 ve titreşim genliği=0,75 değerlerinde alt ve üst duvardaki yerel Nusselt sayısının zaman ortalaması Şekil 3.32’de verilmektedir.



Şekil 3.32: Zaman ortalamalı yerel Nusselt sayısının gösterimi, $Wo=20$, $A=0,75$. a) üst duvar, b) alt duvar.

Kanalın dalgalı yapısı ısıl sınır tabakayı değiştirmektedir. Isıl sınır tabaka kanalın daralan bölgelerinde incelmekte ve yüksek bir sıcaklık gradyanı oluşmaktadır. Dalgalı kanalın genişleyen kısımlarında ise, girdaplar oluşmakta ve oluşan girdaplar ısıl sınır tabakanın kalınlaşmasına sebep olmaktadır. Kalınlaşan ısıl sınır tabaka ile, daha düşük bir sıcaklık gradyanı elde edilmektedir. Dalgalı kanalın daralan kısımlarında yüksek bir ortalama hız gradyanı bulunmaktadır. Momentum korunacağından kanalın genişleyen kısımlarında daha düşük bir ortalama hız gradyanı oluşmaktadır. Bu durum ile, kanal duvarları boyunca Nusselt sayısının değişimi aynı davranışı göstermektedir.

Farklı geometrilerde ve titreşim genliklerinde, $Wo=20$ iken son beş periyottaki ($t=117,8-125,6$) $-\partial p/\partial x$ grafiği Şekil 3.33'de verilmektedir. Tek bir titreşim frekansında ($Wo=20$) yapılan karşılaştırmada, titreşim genliğinin artışına bağlı olarak $-\partial p/\partial x$ değerinin genliğinde de hızın x bileşeninin değişimden kaynaklı bir artış olduğu görülmektedir.



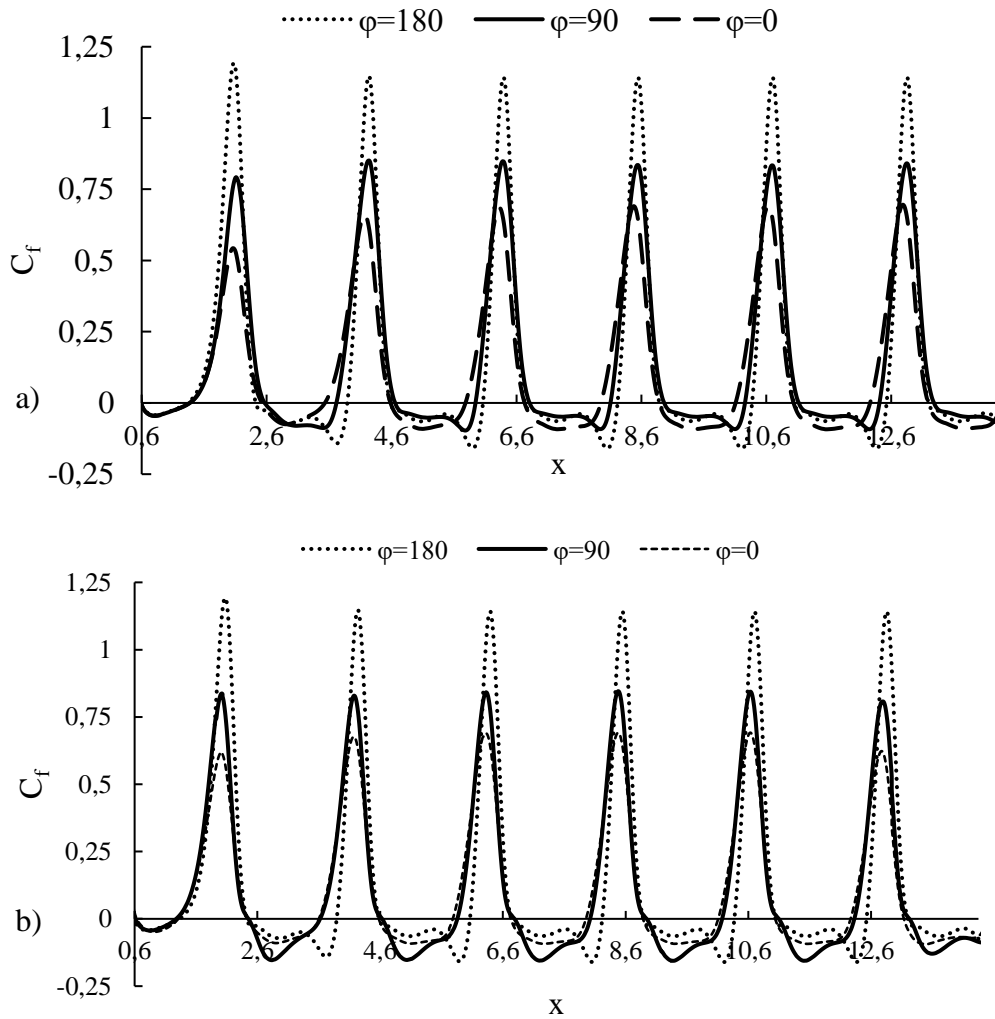
Şekil 3.33: Farklı kanal geometrilerinde ve farklı titreşim genliklerinde aksel basınç gradyanının son beş periyottaki değişimi, $Wo=20$. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Çizelge 3.7’de $-\partial p/\partial x_{ort}$ değerinin akışın son beş periyodundaki zamana göre ortalamaları, farklı dalgalı kanal geometrilerinde ve iki farklı titreşim genliğinde verilmiştir.

Çizelge 3.7: - $\partial p/\partial x$ değerinin farklı kanal geometrileri ve titreşim genliklerindeki ortalama değerleri.

| Faz Farkı | $\varphi=180^\circ$ | | $\varphi=90^\circ$ | | $\varphi=0^\circ$ | |
|--------------------------------|---------------------|--------|--------------------|--------|-------------------|--------|
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 |
| $-\partial p/\partial x_{ort}$ | -0,055 | 0,611 | -0,214 | 0,293 | 0,100 | -0,260 |

Womersley sayısı 20 ve titreşim genliği=0,75 değerlerinde alt ve üst duvardaki yerel sürtünme katsayısının zaman ortalaması Şekil 3.34’de verilmektedir. yüzey sürtünme katsayısı değerinin yön değiştirdiği değerler incelenerek oluşan girdaplar boyutları belirlenebilir.



Şekil 3.34: Zaman ortalamalı yüzey sürtünme katsayısının gösterimi, $Wo=20$, $A=0,75$. a) üst duvar, b) alt duvar.

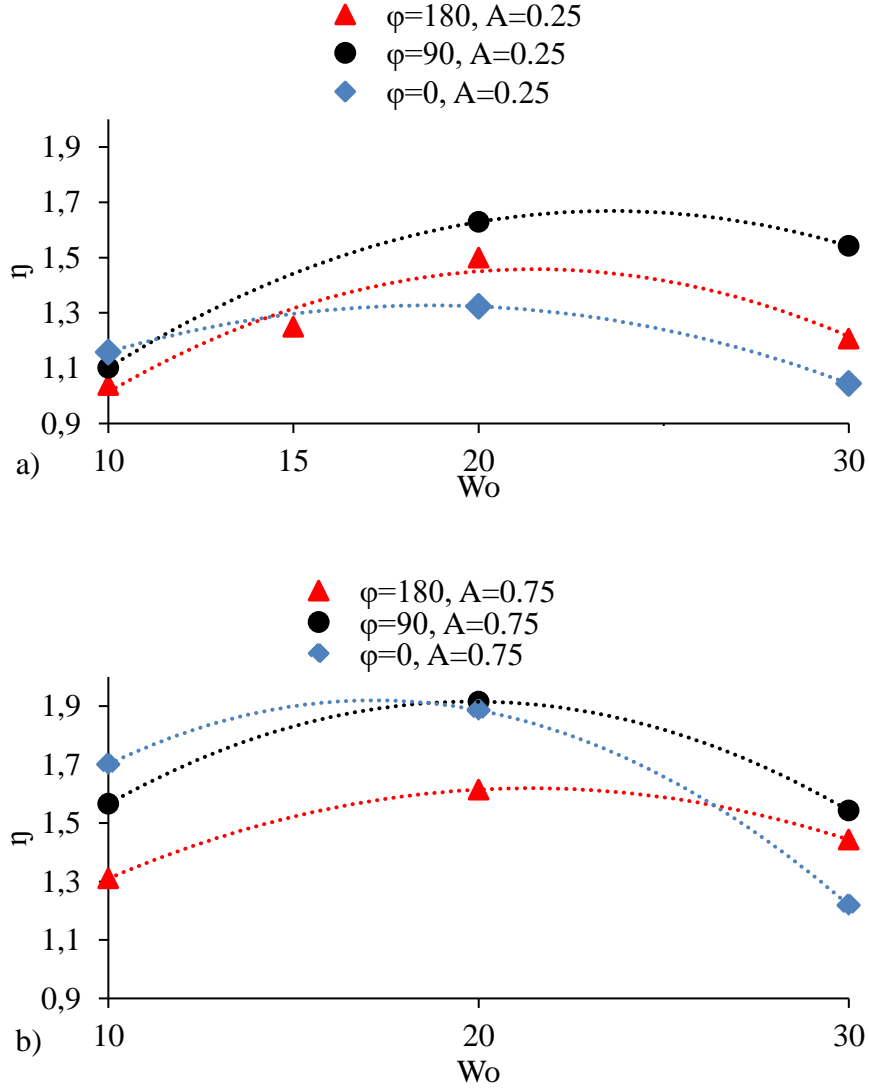
Yüzey sürtünme katsayısı grafiklerinde, değerin alt duvarda negatif, üst duvarda ise pozitif olduğu uzunluk her bir kanal yapısında incelendiğinde $\phi=90^\circ$ faz farkına sahip kanalda en yüksek çıkmaktadır. Bu durum, $\phi=90^\circ$ faz farkına sahip kanalda daha büyük boyutlarda girdaplar oluştuğunun bir göstergesidir. Büyük boyutlu girdaplar ile, duvar dibindeki sıcak akışkan ile merkezdeki soğuk akışkanın karışımı iyileştirilmekte ve daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmektedir.

Titreşimli akış koşullarının ısı transferi üzerine olan etkisi, performans parametresi cinsinden aşağıda verilmiştir. Performans parametresi(η), Eşitlik (3.7)'te verilmektedir.

$$\eta = \frac{Nu_{titreşimli}}{Nu_{titreşimsiz}} \quad (3.7)$$

Şekil 3.35'de üç farklı geometride, farklı titreşim frekanslarında ve iki farklı titreşim genliğinde performans parametresinin değişimi verilmektedir. Titreşim genliği=0,75 değerlerinde her kanal yapısında ve her Womersley sayısında daha yüksek performans değerleri elde edilmektedir. Kanal yapısı olarak bakıldığında ise, $\phi=90^\circ$ ve $\phi=0^\circ$ faz farkına sahip kanallarda en yüksek performans parametreleri elde edilmiştir.

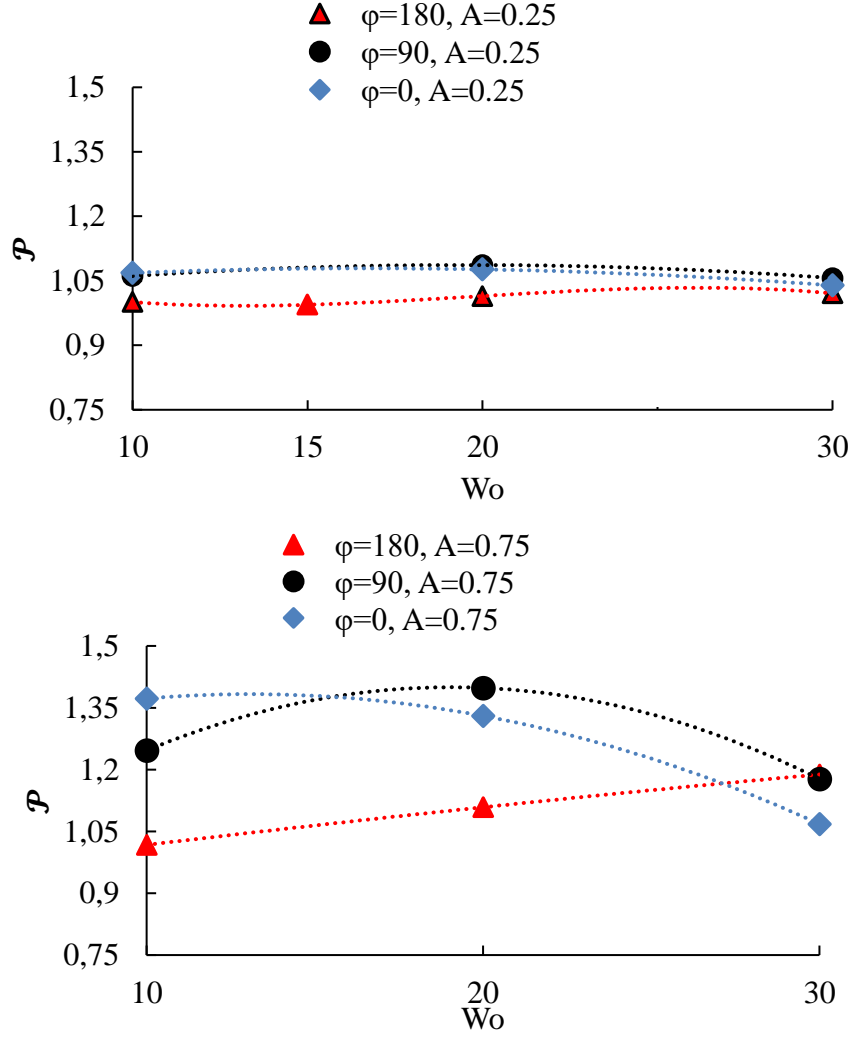
Titreşim frekansı 10 değerinden 20 ye çıkartıldığında, her kanal yapısında performans parametresinde artış olduğu gözlenmiştir. Titreşim frekansı 20'den 30'a çıkarıldığında ise Nusselt sayısındaki düşüşten kaynaklı performans parametresi de azalmaktadır. Bununla birlikte, en yüksek performans değerleri Womersley sayısı=20 değerlerinde elde edilmektedir. Titreşimli akışın kullanılmasıyla ısı transferinde 2 kata yakın bir iyileştirme sağlandığı görülmektedir.



Şekil 3.35: Farklı titreşim frekansları ve farklı kanal yapılarında performans parametresinin değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Kanalın giriş ve çıkış bölümleri üzerinden basınç değerleri hesaplanmış ve bağıl basınç düşümü değerleri Şekil 3.36'da verilmiştir. En yüksek basınç düşümü değerleri $\phi=90^\circ$ ve $\phi=0^\circ$ faz farkına sahip kanallarda görülmektedir. Titreşim genliği değeri arttırıldıkça, basınç düşümünde de bir artış olduğu gözlenmektedir. Dalgalı kanal geometrilerinin hepsinde, tüm Womersley sayılarında ve $A=0,25$ olduğu durumlarda basınç düşümü değeri doğrusal bir şekilde ilerlemektedir. Bu noktada, titreşim genliğinin akış ve hız alanlarını önemli ölçüde değiştirdiği görülmektedir. Bağıl basınç düşümü Eşitlik (3.8)'de bulunan formülden hesaplanmıştır.

$$\mathcal{P} = \frac{(p_g^* - p_c^*)_{\text{titreşimli}}}{(p_g^* - p_c^*)_{\text{titreşimsiz}}} \quad (3.8)$$

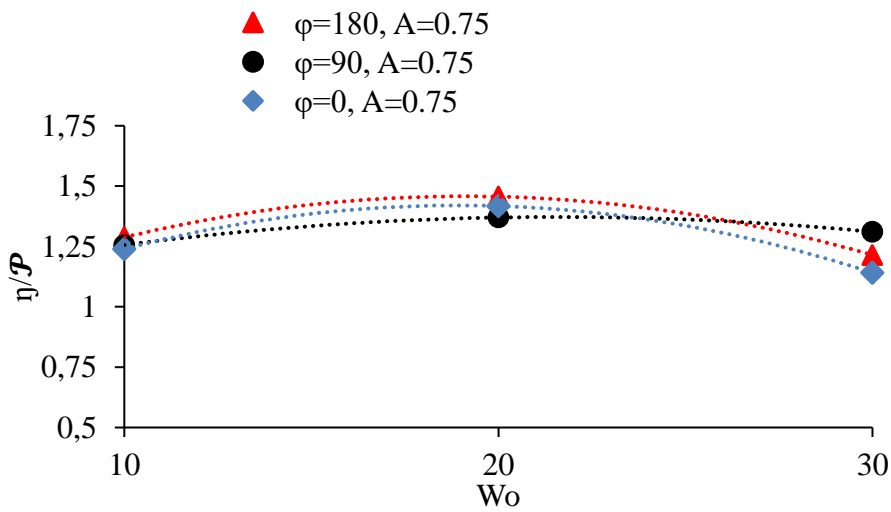
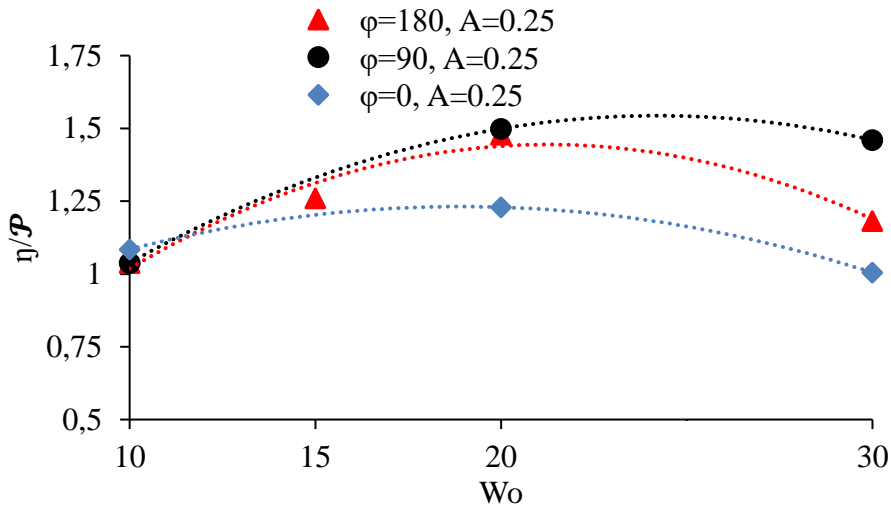


Şekil 3.36: Farklı titreşim frekansları ve kanallarda bağıl basınç düşümü değerlerinin gösterimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

Nusselt sayısı değerinin en yüksek olduğu durumlarda basınç düşümünün de yüksek değerlere ulaştığı görülmektedir. Performans parametresinin basınç düşümüne bağlı grafiği Şekil 3.37’de verilmiştir. Isı transferi ve bağıl basınç düşümü değerleri, Çizelge 3.8’de verilmektedir.

Çizelge 3.8: Performans parametresi ve bağıl basınç düşümü değerleri.

| Kanal Yapısı | Faz farkı: $\varphi=180^\circ$ | | | | | |
|---------------|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| W_o | 10 | | 20 | | 30 | |
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 |
| η | 1,04 | 1,31 | 1,50 | 1,61 | 1,21 | 1,44 |
| \mathcal{P} | 1,00 | 1,02 | 1,01 | 1,11 | 1,02 | 1,19 |
| Kanal Yapısı | Faz farkı: $\varphi=90^\circ$ | | | | | |
| W_o | 10 | | 20 | | 30 | |
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 |
| η | 1,10 | 1,57 | 1,63 | 1,92 | 1,54 | 1,54 |
| \mathcal{P} | 1,06 | 1,25 | 1,08 | 1,4 | 1,06 | 1,18 |
| Kanal Yapısı | Faz farkı: $\varphi=0^\circ$ | | | | | |
| W_o | 10 | | 20 | | 30 | |
| Genlik | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 | A=0,25 | A=0,75 |
| η | 1,16 | 1,70 | 1,32 | 1,89 | 1,04 | 1,22 |
| \mathcal{P} | 1,07 | 1,37 | 1,08 | 1,33 | 1,04 | 1,07 |



Şekil 3.37: Farklı titreşim frekansları ve kanallarda performans parametresinin basınç düşümüne göre değişimi. a) $A=0,25$, b) $A=0,75$.

4. TARTIŞMA ve DEĞERLENDİRME

İki boyutlu ve zamana bağılı Navier-Stokes ve enerji denklemleri düz kanal ve periyodik dalgalı kanallardaki akış ve sıcaklık alanlarını belirlemek için kullanılmış ve ticari Hesaplama Akışkanlar Dinamiği programı olan ANSYS FLUENT yardımıyla çözdürülmüştür. Reynolds sayısı=100 ve Prandtl sayısı=7,0 değerlerinde, titreşimli ve titreşimsiz akış koşullarında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı titreşim genliklerinde ve Womersley sayılarında, düz kanal ve üç farklı faz farkı ($\varphi=180^\circ$, $\varphi=90^\circ$ ve $\varphi=0^\circ$) bulunan sinüs şekilli dalgalı kanallar olmak üzere dört farklı kanal yapısı ve iki farklı titreşim genliği ($A=0,25$, $0,75$) kullanılmıştır. Literatür incelendiğinde pek çok araştırmacının dalgalı kanallardaki taşınım ısı transferini incelediği görülmektedir. Buna karşın, titreşimli akış koşullarında faz farkına sahip dalgalı kanallarda taşınım ısı transferine etkileri literatürde incelenmemiştir.

Dalgalı kanallar uygun Reynolds ve Prandtl sayılarında ısı transferini iyileştirmektedir. Kullanılan dalgalı kanallara faz farkı uygulandığında, mevcut ısı transferi iyileştirmesinin üzerine çıkılarak düz kanala göre Nusselt sayısında %47.8 değerinde iyileştirme gerçekleştirilmiştir. Elde edilen iyileştirme, titreşimli akış ve faz farkı koşullarının ısı transferi üzerinde kayda değer bir etkisi olduğunu göstermektedir. Dalgalı kanalların girişine uygulanan titreşim genliğinin artırılmasının Nusselt sayısını arttırdığı bulunmuştur. Büyük titreşim genlikleri, akış alanlarındaki taşınım etkisini arttırmaktadır. Dolayısıyla dalgalı kanalın oluklarında güçlü girdaplar oluşmakta ve merkezdeki akışkan ile duvar dibindeki sıcak akışkanın karışımı iyileşmektedir. Bununla birlikte büyük titreşim genlikleri uygulanması ile, kanal girişine uygulanan titreşimli hız profilinin değeri büyümekte ve bu sayede kanal girişine daha büyük hızlar uygulanmaktadır. Titreşimli akış varlığında, akışkanın hızının akış yönündeki bileşeni duvar yakınlarında negatif değerler almaktadır. Bu etki, duvar dibindeki sınır tabakanın çok hızlı bir şekilde bozulması ve yenilenmesine sebep olmaktadır. Bu kanal yapıları, pompa gücünün önemli olmadığı alanlarda

rahatlıkla kullanılabilir. Pompa gücünün önemli olduğu alanlarda ise, uygun kanal yapısı ve akış koşulları Şekil 3.37’te bulunan η/\mathcal{P} grafiğinden bulunmalıdır.

Belirli bir Womersley sayısına kadar ısı transferi artmakta, bu noktadan sonra ise ısı transferi azalmaktadır. Womersley sayısı yüksek olduğunda, girdaplar doyum noktasına ulaşacak büyüklüğe gelememekte ve girdaplar merkezdeki ve duvar dibindeki akışkanların verimli bir şekilde karışması için yeterli genişlemeyi sağlayamamaktadırlar. Büyümesini ve genişlemesini tam olarak gerçekleştiremeyen girdap yapıları, hem sıcak ve soğuk akışkanın karışmasını hem de duvar üzerinde daha büyük bir yüzeyi süpürme işlemini yapamamaktadır. Titreşim frekansı düşük olduğunda ise, girdapların büyümesi için yeterli zaman kazanılmakta ve merkezdeki akışkan ile duvar dibindeki akışkanın verimli bir şekilde karışması için girdapların genişmesi sağlanabilmektedir. Fakat düşük titreşim frekanslarında kanal girişine uygulanan titreşimli hız profili değeri de düşük olmakta ve ısıl sınır tabaka kalınlığı da daha kalın olarak elde edilmektedir. Isı transfer iyileştirmesi yapabilmek için uygun bir Womersley sayısı seçilmelidir. Uygun Womersley sayısı seçilerek, girdapların büyüyerek dalgalı kanal oluşunu doldurması ve boşaltması için gerekli süre tanınır. Bu sayede merkezdeki ve duvar dibindeki sıvıların karışımı iyileştirilir ve maksimum ısı transfer değeri elde edilir. Gerek titreşim frekansı ve titreşim genliği, gerekse kanal geometrisinin ısı transferi üzerine etkileri pek çok parametre incelenerek raporlanmıştır. Isı transferi hakkında bilgi edinebilmek adına hız profilleri, akım çizgileri, sıcaklık konturları gibi pek çok parametre ayrıntılı olarak incelenmelidir. Bu parametreler bazı durumlarda tek başlarına, bazı durumlarda ise birlikte düşünüldüğünde ısı transferi hakkında ön bilgiler edinilebilir.

Titreşimli akış koşullarında dalgalı kanallar ve bu kanallara uygun faz farkları uygulanarak, ısı transferinde kayda değer bir artış gözlenmiştir. Sonraki dönem çalışmalarında, titreşimli akış koşullarında farklı geometriler, geometrilerin yükseklik/uzunluk oranları gibi değişkenler değiştirilerek kanal yapısının yanında bu kanalın uzunluklarının etkisi de incelenecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Kakaç, S., Shah, R K., Aung, W.** *Handbook of single-phase convective heat transfer*. Wiley New York et al., (1987).
- [2] **Ničeno, B., Nobile, E.** (2001). Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 22(2): 156-167.
- [3] **Wang, G., Vanka, S.** (1995). Convective heat transfer in periodic wavy passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 38(17): 3219-3230.
- [4] **Nishimura, T., Ogori, Y., Kawamura, Y.** (1984). Flow characteristics in a channel with symmetric wavy wall for steady flow, *Journal of chemical engineering of Japan*. 17(5): 466-471.
- [5] **Nishimura, T., Shinichiro, M., Shingho, A., Yuji, K.** (1990). Flow observations and mass transfer characteristics in symmetrical wavy-walled channels at moderate Reynolds numbers for steady flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 33(5): 835-845.
- [6] **O'Brien, J., Sparrow, E.** (1982). Corrugated-duct heat transfer, pressure drop, and flow visualization, *J. Heat Transfer*. 104(3): 410-416.
- [7] **Rush, T., Newell, T., Jacobi, A.** (1999). An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *International journal of heat and mass transfer*. 42(9): 1541-1553.
- [8] **Gradeck, M., Hoareau, B., Lebouche, M.** (2005). Local analysis of heat transfer inside corrugated channel, *International journal of heat and mass transfer*. 48(10): 1909-1915.
- [9] **Sui, Y., Lee, P., Teo, C.** (2011). An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section, *International journal of thermal sciences*. 50(12): 2473-2482.
- [10] **Tanda, G., Vittori, G.** (1996). Fluid flow and heat transfer in a two-dimensional wavy channel, *Heat and Mass Transfer*. 31(6): 411-418.
- [11] **Russ, G., Beer, H.** (1997). Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface—I. Numerical investigation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 40(5): 1061-1070.

- [12] **Stone, K., Vanka, S.** (1999). Numerical study of developing flow and heat transfer in a wavy passage, *Journal of Fluids Engineering*. 121(4): 713-719.
- [13] **Wang, C. C., Chen, C.K.** (2002). Forced convection in a wavy-wall channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 45(12): 2587-2595.
- [14] **Bahaidarah, H M., Anand, N., Chen, H.** (2005). Numerical study of heat and momentum transfer in channels with wavy walls, *Numerical Heat Transfer, Part A*. 47(5): 417-439.
- [15] **Bahaidarah, H M.** (2007). A numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in channels with staggered wavy walls, *Num. Heat Transfer, Part A: Applications*. 51(9): 877-898.
- [16] **Gong, L., Kota, K., Tao, W., Joshi, Y.** (2011). Parametric numerical study of flow and heat transfer in microchannels with wavy walls, *Journal of Heat Transfer*. 133(5): 051702.
- [17] **Sui, Y., Teo, C., Lee, P., Chew, Y., Shu, C.** (2010). Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 53(13): 2760-2772.
- [18] **Xie, G-N., Wang, Q-W., Zeng, M., Luo, L-Q.** (2007). Numerical investigation of heat transfer and fluid flow characteristics inside a wavy channel, *Heat and mass transfer*. 43(7): 603-611.
- [19] **Ferley, D., Ormiston, S.** (2013). Numerical analysis of laminar forced convection in corrugated-plate channels with sinusoidal, ellipse, and rounded-vee wall shapes, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 63(8): 563-589.
- [20] **Ramgadia, A. G., Saha, A K.** (2013). Numerical study of fully developed flow and heat transfer in a wavy passage, *International Journal of Thermal Sciences*. 67: 152-166.
- [21] **Ozbolat, V., Tokgoz, N., Sachin, B.** (2013). Flow characteristics and heat transfer enhancement in 2D corrugated channels, *International Journal of Mechanical Engineering, Industrial Science and Engineering*. 7: 999-1003.
- [22] **Grant Mills, Z., Shah, T., Warey, A., Balestrino, S., Alexeev, A.** (2014). Onset of unsteady flow in wavy walled channels at low Reynolds number, *Physics of Fluids*. 26(8): 084104.
- [23] **Sakr, M.** (2015). Convective heat transfer and pressure drop in V-corrugated channel with different phase shifts, *Heat and Mass Transfer*. 51(1): 129-141.

- [24] **Sarkar, M., Sharma, A.** (2015). Fully-Developed Flow in a Furrowed Wavy Channel: Characterization of Unsteady Flow Regimes and Its Effect on Thermal-Hydraulic Performance, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 68(6): 638-662.
- [25] **Ramgadia, A G., Saha, A K.** (2016). Numerical study of fully developed unsteady flow and heat transfer in asymmetric wavy channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 102: 98-112.
- [26] **Sarkar, M., Paramane, S B., Sharma, A.** (2017). Periodically Fully Developed Heat and Fluid Flow Characteristics in a Furrowed Wavy Channel, *Heat Transfer Engineering*. 38(2): 278-288.
- [27] **Cooper, W., Nee, V., Yang, K.** (1994). An experimental investigation of convective heat transfer from the heated floor of a rectangular duct to a low frequency, large tidal displacement oscillatory flow, *International journal of heat and mass transfer*. 37(4): 581-592.
- [28] **Jin, D., Lee, Y., Lee, D-Y.** (2007). Effects of the pulsating flow agitation on the heat transfer in a triangular grooved channel, *International journal of heat and mass transfer*. 50(15): 3062-3071.
- [29] **Siegel, R., Perlmutter, M.** (1962). Heat transfer for pulsating laminar duct flow, *ASME J. Heat Transfer*. 84(2): 111-123.
- [30] **Faghri, M., Javdani, K., Faghri, A.** (1979). Heat transfer with laminar pulsating flow in a pipe, *Letters in Heat and Mass Transfer*. 6(4): 259-270.
- [31] **Hemida, H., Sabry, M-N., Abdel-Rahim, A., Mansour, H.** (2002). Theoretical analysis of heat transfer in laminar pulsating flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 45(8): 1767-1780.
- [32] **Cho, H., Hyun, J.** (1990). Numerical solutions of pulsating flow and heat transfer characteristics in a pipe, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 11(4): 321-330.
- [33] **Kim, S Y., Kang, B H., Hyun, J M.** (1993). Heat transfer in the thermally developing region of a pulsating channel flow, *International journal of heat and mass transfer*. 36(17): 4257-4266.
- [34] **Kim, S Y., Kang, B H., Jaluria, Y.** (1998). Thermal interaction between isolated heated electronic components in pulsating channel flow, *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*. 34(1): 1-21.
- [35] **Lee, B., Kang, I., Lim, H.** (1999). Chaotic mixing and mass transfer enhancement by pulsatile laminar flow in an axisymmetric wavy channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 42(14): 2571-2581.

- [36] **Sert, C., Beskok, A.** (2003). Numerical simulation of reciprocating flow forced convection in two-dimensional channels, *Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer*. 125(3): 403-412.
- [37] **Chattopadhyay, H., Durst, F., Ray, S.** (2006). Analysis of heat transfer in simultaneously developing pulsating laminar flow in a pipe with constant wall temperature, *International communications in heat and mass transfer*. 33(4): 475-481.
- [38] **Akdag, U.** (2010). Numerical investigation of pulsating flow around a discrete heater in a channel, *International communications in heat and mass transfer*. 37(7): 881-889.
- [39] **Nandi, T K., Chattopadhyay, H.** (2012). Simultaneously Developing Flow in Microchannels Under Pulsating Inlet Flow Condition, *International Journal of Transport Phenomena*. 13(2).
- [40] **Jafari, M., Farhadi, M., Sedighi, K.** (2013). Pulsating flow effects on convection heat transfer in a corrugated channel: A LBM approach, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 45: 146-154.
- [41] **Nandi, T. K., Chattopadhyay, H.** (2013). Numerical investigations of simultaneously developing flow in wavy microchannels under pulsating inlet flow condition, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 47: 27-31.
- [42] **Nandi, T. K., Chattopadhyay, H.** (2014). Numerical investigations of developing flow and heat transfer in raccoon type microchannels under inlet pulsation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 56: 37-41.
- [43] **Fung, Y.** (1990). *Biomechanics-Motion, Flow, Stress, and Growth*.-Springer- Verlag, *New York*.
- [44] **Womersley, J R.** (1955). Method for the calculation of velocity, rate of flow and viscous drag in arteries when the pressure gradient is known, *The Journal of physiology*. 127(3): 553-563.
- [45] **Patankar, S.** *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC press, (1980).
- [46] **Ferziger, J H., Peric, M.** *Computational methods for fluid dynamics*. Springer Science & Business Media, (2012).

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Oğuz BAŞER
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 31.03.1988/Çanakkale
E-posta : oguz.baser@yahoo.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2012, Ankara Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Fizik Mühendisliği
Yüksek Lisans : 2018, TOBB ETÜ, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM ve ÖDÜLLER:

| Yıl | Yer | Görev |
|-----------|---------------|-------------------|
| 2012-2014 | SONATEK Ar-Ge | Tasarım Mühendisi |
| 2014-2018 | MAGİCE Ar-Ge | Tasarım Mühendisi |

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR, PATENTLER:

Baser, O., Angeneh, S.R., Aktaş, M.K. (2018). Periyodik Dalgali Bir Kanalda Titreşimli Akışın Taşınım Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, Trakya Üniversitesi, Edirne.