

**İÇERİSİNDE ISITICI BLOKLAR BULUNAN BİR KANALDA,
OSİLASYONLU AKIŞIN VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

TOLGA DEMİRCAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2012

ANKARA

Tolga DEMİRCAN tarafından hazırlanan “İÇERİSİNDE ISITICI BLOKLAR BULUNAN BİR KANALDA, OSİLASYONLU AKIŞIN VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Cemil YAMALI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, ODTÜ

Doç. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB ETÜ

Tarih: 12/07/2012

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yaptığımı bildiririm.

Tolga DEMİRCAN

**İÇERİSİNDE ISITICI BLOKLAR BULUNAN BİR KANALDA,
OSİLASYONLU AKIŞIN VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

(Doktora Tezi)

Tolga DEMİRCAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Temmuz 2012

ÖZET

Bu çalışmada, duvarlarından birinde ısı yayan bloklar bulunan bir kanal içindeki akış ve ısı transferi ele alınmıştır. Akışkan olarak kullanılan havanın kanal girişindeki hızı, zamana bağlı sinüs eğrisi şeklinde periyodik olarak değiştirilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalar yapılarak, osilasyonun kanal içindeki akış yapısına ve ısı transferine etkisi incelenmiştir. Problem iki boyutlu ve zamana bağlı olarak formüle edilerek, sayısal çalışmalar laminer ve türbülanslı akışlar için gerçekleştirilmiştir. Bloklarda hacimsel ısı üretimi olduğu varsayılmıştır. Sayısal analizlerin gerçekleştirilebilmesi için kontrol hacmi yaklaşımına ve SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Türbülansın modellenmesi için $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için hybrid metot kullanılmıştır. Zamana bağımlı terimler ise tam implicit metot kullanılarak diskritize edilmiştir. Cebirsel denklemlerin çözümü için ise Gauss-Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır. Geliştirilen program yardımıyla, çözüm alanı içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımı belirlenmiştir. Elde edilen sıcaklık dağılımı kullanılarak, blok yüzeylerindeki anlık yerel, anlık alan ortalama ve alan ve zaman ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Deneysel çalışmalar için, bir deney düzeneği kurulmuş ve osilasyonlu akış durumu için deneysel veriler elde edilmiştir. Kanal ve blok geometrik boyutları

sabit tutularak, Reynolds sayısının 250, 500, 750, 1000, 10000, 20000, 30000 ve 40000 değerleri, giriş hızı genliğinin $0.0U_0$, $0.2U_0$, $0.4U_0$, $0.6U_0$ ve $0.8U_0$ değerleri ve frekansın 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz değerleri için analizler yapılmıştır. Bloklardan hacimsel ısı üretim değeri 0.025, 0.050, 0.075, 0.25, 0.50, 1.0 ve 1.5 W/cm^3 olarak dikkate alınmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların ışığında, kanal içindeki akışın Reynolds sayısının, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin ve akışkan giriş hızının salınım genliğinin ve frekansının, akış ve ısı transferine etkileri analiz edilerek, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Blok yüzey sıcaklığı birinci blokta en küçük değerde iken, akış yönünde ilerledikçe (blok numarasının artışıyla) artmaktadır. Benzer olarak, blok Nusselt sayısı birinci blokta en büyük değerde iken, blok numarasının artışıyla azalmaktadır. Reynolds sayısının artması ile, kanal boyunca tüm bloklarda yüzey sıcaklığı azalmakta, Nusselt sayısının değeri ise artmaktadır. Bloklarda üretilen ısının artması ile, blok yüzey sıcaklıkları artmakta, Nusselt sayısının değeri ise bu artıştan etkilenmemektedir. Laminer durumda, giriş hızı salınım genliği ve frekansının artmasıyla, tüm bloklarda sıcaklık azalmakta, Nusselt sayısı ise artmaktadır. Türbölanslı durumda, salınım frekansı 3Hz, Reynolds sayısı 20000 ve 30000 için kritik değerdir. Salınım frekansının 3 Hz'den daha küçük değerlerinde, blok sıcaklığı azalış eğilimine girmekte, 3 Hz'den daha büyük değerlerinde ise artış eğilimine girmektedir. Benzer olarak, salınım frekansının 3 Hz'den küçük değerlerinde, Nusselt sayısı artış eğilimine girmekte, 3 Hz'den büyük değerlerinde ise azalış eğilimine girmektedir. Reynolds sayısı 40000'de kritik frekans yaklaşık 5 Hz'dir. Salınım genliğinin artırılması, salınım frekansının değeri kritik noktadan küçük ise, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerini artırmakta, salınım frekansı kritik noktadan büyük değerde ise azaltmaktadır.

Bilim Kodu : 914.1.038
Anahtar Kelimeler :Osilasyonlu akış, ısı yayan blok, elektronik soğutma sistemleri.
Sayfa Adedi : 250
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOğLU

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF OSCILLATING
FLOW AND HEAT TRANSFER IN A CHANNEL WITH HEATED BLOCKS
INSIDE
(PhD. Thesis)**

Tolga DEMİRCAN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
July 2012**

ABSTRACT

In this study, the flow and heat transfer through a channel having heat dissipating blocks have been considered. Air enters the channel with an oscillating velocity. By performing the experimental and numerical studies, the effects of oscillation on the flow and heat transfer were investigated. The problem was considered as two-dimensional and time-dependent. Numerical studies carried out for laminar and turbulent flows cases. It is assumed that the volumetric heat generation takes place in the blocks. To model the turbulence k- ϵ model was used. A computer program was developed based on the control volume approach and SIMPLE algorithm. The hybrid scheme was used for the discretization of the convective terms. The time-dependent terms were discretized using the fully implicit scheme. The Gauss-Seidel iteration technique was used for solving the algebraic equations. The velocity, pressure, and temperature distributions were obtained for all grid points at different instants of the injection period. Over the block surface, the instantaneous local Nusselt number, instantaneous area-averaged Nusselt number and area and time averaged Nusselt number along the period of injection were calculated using the temperature distribution.

For experimental studies, a test setup was established. Experimental data was obtained for steady and oscillary flow cases. Geometrical dimensions of

the channel and the blocks were kept constant. The calculations were carried out for different Reynolds numbers ($Re=250, 500, 750, 1000, 10000, 20000, 30000$ and 40000), oscillation amplitudes ($0.0U_0, 0.2U_0, 0.4U_0, 0.6U_0$ and $0.8U_0$), oscillation frequencies (1, 2, 3, 4, 5 and 6 Hz) and heat generation ($0.025, 0.050, 0.075, 0.25, 0.50, 1.0$ and 1.5 W/cm^3). By performing the experimental and numerical studies, the effects of Reynolds number, heat generation in the blocks, and amplitude and frequency of oscillating inlet velocity on the flow and heat transfer were investigated. In this study, the following results were obtained.

The surface temperature of the first block is the lowest. The block temperature increases in the flow direction (with block number). Similarly, the Nusselt number of the first block has the highest value. The block Nusselt number decreases with the block number. As the Reynolds number of the flow increases, temperature decreases and Nusselt number increases for all the blocks. With the increase of the heat generation in blocks, the surface temperature of block increases. For laminar conditions, as the oscillation frequency and amplitude of the flow increases, block temperatures decrease and Nusselt number increases for all blocks. For turbulent conditions, oscillation frequency of 3 Hz is a critical value for $Re=20000$ and $Re=30000$. Under this critical value of frequency, the block temperature decreases and Nusselt number increases with decreasing oscillation frequency. Above the critical value of frequency, the block temperature increases and Nusselt number decreases with increasing oscillation frequency. For $Re=40000$, the critical frequency is 5 Hz. For all Reynolds number, if the oscillation frequency is less than critical value, the Nusselt number increases with increasing oscillation amplitude. However, if the oscillation frequency is greater than critical value, the Nusselt number decreases with increasing oscillation amplitude.

Science Code : 914.1.038

Key Words : Oscillating flow, heated block, electronic cooling systems.

Page Number: 250

Adviser : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca emeğini hiçbir zaman esirgemeyen, her konuda değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Sayın Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU Hocama, Tez İzleme Komitelerinde yaptıkları yapıcı eleştiri ve tavsiyeler ile kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Sayın Prof. Dr. Nuri YÜCEL ve Sayın Doç. Dr. Cemil YAMALI Hocalarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Aynı zamanda, bölümümüzün her türlü imkanlarından ve bölüm bilgisayar laboratuvarındaki bilgisayarlardan faydalanmamı sağlayan Bölüm Başkanımız Sayın Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA Hocama, ayrıca çalışmalarım esnasında beni her zaman destekleyen ve yardımını esirgemeyen Sayın Yard. Doç. Dr. Nureddin DİNLER Hocama teşekkürü bir borç bilirim.

Doktora öğrenimim boyunca 2011 kodlu yurt içi doktora bursunu vererek maddi desteğini esirgemeyen TÜBİTAK BİDEP kurumuna ve değerli çalışanlarına teşekkür ederim.

Bu çalışmada kurulan deney düzeneği için, 06/2009-05 kod numaralı proje kapsamında maddi destek sağlayan, Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri birimine teşekkür ederim.

Ayrıca, iyi ve kötü günümde beni bir an olsun yalnız bırakmayan manevi destekleriyle hep yanımda olan sevgili eşim Seda DEMİRCAN ve biricik oğlum Tolgahan DEMİRCAN'a, beni bugünlere getiren ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen babam Selahattin DEMİRCAN, annem Nurcan DEMİRCAN ve sevgili kardeşim Tarık DEMİRCAN'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|--------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT | vi |
| TEŞEKKÜR..... | viii |
| İÇİNDEKİLER | ix |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ..... | xiii |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ | xiv |
| RESİMLERİN LİSTESİ | xxv |
| SİMGELER VE KISALTMALAR..... | xxvi |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE ÇALIŞMANIN AMACI..... | 3 |
| 2.1. Literatür Araştırması | 3 |
| 2.1.1. Kanal içi akış çalışmaları..... | 4 |
| 2.1.2. Osilasyonlu akış çalışmaları | 7 |
| 2.1.3. Osilasyonlu kanal içi akış çalışmaları..... | 9 |
| 2.2. Çalışmanın Amacı | 12 |
| 2.2.1. Deneysel çalışma..... | 14 |
| 2.2.2. Sayısal çalışma | 15 |
| 3. MATEMATİKSEL FORMULASYON..... | 17 |
| 3.1. Diferansiyel Denklemler | 18 |
| 3.1.1. Süreklilik denklemi..... | 18 |
| 3.1.2. Momentum denklemleri | 19 |
| 3.1.3. Enerji denklemi..... | 20 |

| | Sayfa |
|---|--------------|
| 3.1.4. Türbülans kinetik enerjisi denklemi | 21 |
| 3.1.5. Türbülans kinetik enerjisi yutulma denklemi | 21 |
| 3.2. Sınır Şartları | 22 |
| 3.3. Genel Denklem..... | 25 |
| 3.4. Nusselt Sayısının Hesaplanması..... | 26 |
| 3.5. Reynolds Sayısının Hesaplanması | 29 |
| 4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ..... | 30 |
| 4.1. Diferansiyel Denklemlerin Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi..... | 31 |
| 4.1.1. Genel taşınım denkleminin cebirsel hale dönüştürülmesi | 33 |
| 4.1.2. Momentum denklemlerinin cebirsel hale dönüştürülmesi..... | 41 |
| 4.2. SIMPLE Algoritması..... | 53 |
| 4.3. Cebirsel Denklemlerin Çözümü | 55 |
| 4.4. SIMPLE Algoritması İşlem Sırası..... | 55 |
| 4.5. Optimum Ağ Sistemi ve Zaman Adımının Belirlenmesi | 58 |
| 4.6. Programın Doğruluğunun Test Edilmesi..... | 59 |
| 5. DENEYSEL ÇALIŞMA | 71 |
| 5.1. Deney Düzeneği | 71 |
| 5.1.1. Giriş bölümü | 72 |
| 5.1.2. Test bölümü | 74 |
| 5.1.3. Çıkış bölümü..... | 77 |
| 5.1.4. Kontrol ünitesi | 81 |
| 5.2. Deney Düzeneğinde Kullanılan Ekipmanlar..... | 82 |
| 5.2.1. Termokapul..... | 82 |

| | Sayfa |
|--|--------------|
| 5.2.2. Dataloger..... | 83 |
| 5.2.3. Hız sensörü | 84 |
| 5.2.4. Isıtıcı elemanlar | 85 |
| 5.2.5. DC motor hız kontrolörü | 86 |
| 5.2.6. Takometre | 86 |
| 5.3. Deneysel Şartlar ve Verilerin Analizi | 87 |
| 5.4. Hata Analizi..... | 90 |
| 6. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR..... | 96 |
| 6.1. Hız Ölçümlerinin Filtrelenmesi..... | 97 |
| 6.2. Deneysel Bulgular ve Tartışmalar..... | 99 |
| 7. LAMİNER AKIŞ: SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR..... | 111 |
| 7.1. Hız Alanının Analizi | 112 |
| 7.2. Sıcaklık Alanının Analizi | 123 |
| 7.3. Reynolds Sayısının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi . | 130 |
| 7.4. Isı Üretiminin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi..... | 135 |
| 7.5. Salınım Frekansının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi | 138 |
| 7.6. Salınım Genliğinin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi.. | 144 |
| 7.7. Zaman ve Alan Ortalama Nusselt Sayısının Analizi..... | 149 |
| 7.8. Yerel Nusselt Sayısının Analizi | 152 |
| 8. TÜRBÜLANSLI AKIŞ: SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR | 159 |
| 8.1. Hız Alanının Analizi | 159 |
| 8.2. Sıcaklık Alanının Analizi | 168 |
| 8.3. Reynolds Sayısının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi . | 174 |

Sayfa

| | |
|---|-----|
| 8.4. Isı Üretiminin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi..... | 179 |
| 8.5. Salınım Frekansının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi | 183 |
| 8.6. Zaman ve Alan Ortalama Nusselt Sayısının Analizi..... | 188 |
| 8.7. Yerel Nusselt Sayısının Analizi | 191 |
| 9. SONUÇ VE ÖNERİLER..... | 197 |
| KAYNAKLAR | 201 |
| EKLER..... | 204 |
| EK-1. x-yönü momentum (u) denkleminin ayrıklaştırılması..... | 205 |
| EK-2. y-yönü momentum (v) denkleminin ayrıklaştırılması..... | 212 |
| EK-3. Enerji (T) denkleminin ayrıklaştırılması | 220 |
| EK-4. Türbülans kinetik enerji (k) denkleminin ayrıklaştırılması..... | 227 |
| EK-5. Türbülans kinetik enerji yutulması (ϵ) denkleminin ayrıklaştırılması | 236 |
| ÖZGEÇMİŞ | 246 |

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge | Sayfa |
|--|--------------|
| Çizelge 3.1. Genel denklem için, değişkenler ve bunlara karşılık gelen difüzyon katsayıları ve kaynak terimleri..... | 26 |
| Çizelge 4.1. Farklı metotlar için $A(P)$ fonksiyonu [Patankar, 1980]..... | 39 |
| Çizelge 6.1. Deneysel çalışma parametreleri..... | 99 |

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil | Sayfa |
|---|-------|
| Şekil 2.1. Problemin şematik görünümü..... | 14 |
| Şekil 3.1. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi..... | 17 |
| Şekil 3.2. Kanal girişinde akışkan hızının bir periyot boyunca zamanla değişimi. ... | 18 |
| Şekil 3.4. Türbülanslı durumda sınır şartları..... | 22 |
| Şekil 4.1. İki boyutlu akış için kontrol hacmi şeması. | 32 |
| Şekil 4.2. Kaydırılmış kontrol hacmi şeması. | 32 |
| Şekil 4.3. P düğüm noktası için kontrol hacmi ve boyutları..... | 34 |
| Şekil 4.4. Değişik ayırıklaştırma yöntemlerinin kıyaslaması [Patankar, 1980]. | 40 |
| Şekil 4.5. x-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması..... | 41 |
| Şekil 4.6. y-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması..... | 42 |
| Şekil 4.7. x-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması..... | 43 |
| Şekil 4.8. y-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması..... | 45 |
| Şekil 4.9. Enerji denklemi için kontrol hücresi şeması..... | 47 |
| Şekil 4.10. Türbülans kinetik enerji denklemi için kontrol hücresi şeması. | 49 |
| Şekil 4.11. Türbülans kinetik enerji yutulması denklemi için kontrol hücresi şeması. | 51 |
| Şekil 4.12. Geliştirilen kodun akış şeması. | 57 |
| Şekil. 4.13. Problemin ağ sistemi..... | 59 |
| Şekil 4.14. İki plaka arasındaki akışın şematik görünümü. | 59 |
| Şekil 4.15. Reynolds sayısı 700 için laminer akış tam gelişmiş hız profili. | 62 |
| Şekil 4.16. Reynolds sayısı 42800 için, bu çalışmada elde edilen ve Laufer tarafından verilen tam gelişmiş boyutsuz hız (U/U_{max}) profillerinin karşılaştırılması. | 63 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 4.17. Reynolds sayısı 42800 için, kanal giriş ve çıkış bölümlerinde hız vektör dağılımı | 63 |
| Şekil 4.18. Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerdeki boyutsuz hız profilleri [Chen ve Wang, 1997]. | 64 |
| Şekil 4.19. Bu çalışmada Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerdeki boyutsuz hız profilleri..... | 64 |
| Şekil 4.20. Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerde ki boyutsuz hız profillerinin Chen ve Wang [1997] çalışması ile karşılaştırması..... | 65 |
| Şekil 4.21. Reynolds sayısı 10000 için, blok yüzeyindeki yerel Nusselt sayısı değişiminin, Chen ve Wang'ın [1997] çalışması ile kıyaslanması | 65 |
| Şekil 4.22. Isı üretimi $q'''=0,248$ W/cm ³ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması | 67 |
| Şekil 4.23. Isı üretimi $q'''=0,557$ W/cm ³ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması..... | 67 |
| Şekil 4.24. Isı üretimi $q'''=0,990$ W/cm ³ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması..... | 68 |
| Şekil 4.25. Reynolds sayısı 11765 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması | 69 |
| Şekil 4.26. Reynolds sayısı 23520 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması..... | 69 |
| Şekil 4.27. Reynolds sayısı 23520 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması | 70 |
| Şekil 5.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü..... | 71 |
| Şekil 5.2. Blokların yerleştirilmesinin şematik görünümü. | 75 |
| Şekil 5.3. Blok kesit görünüşü. | 75 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 5.4. Çıkış bölümünün şematik görünümü..... | 78 |
| Şekil 5.5. Otomatik klapenin şematik görünümü..... | 79 |
| Şekil 5.6. Sıcaklık değişimini gösteren ekran çıktısı. | 83 |
| Şekil 5.7. Ortalama hızın zamanla değişimini gösteren ekran çıktısı. | 85 |
| Şekil 6.1. Hızın, zaman ile değişimi. | 97 |
| Şekil 6.2. Hızın, zaman ile değişimi a) filtrelenmemiş, b) filtreleme katsayısı 0,1 c) filtreleme katsayısı 0,01..... | 98 |
| Şekil 6.3. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 102 |
| Şekil 6.4. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=0,5 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 103 |
| Şekil 6.5. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 103 |
| Şekil 6.6. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 10105 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 104 |
| Şekil 6.7. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 20070 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 105 |
| Şekil 6.8. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 30095 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 105 |
| Şekil 6.9. $Re=10105$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_o$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 106 |
| Şekil 6.10. $Re=20070$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,15U_o$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 107 |
| Şekil 6.11. $Re=30095$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,13U_o$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 107 |
| Şekil 6.12. $Re=10105$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_o$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 108 |
| Şekil 6.13. $Re=20070$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_o$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 109 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 6.14. $Re=30095$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 109 |
| Şekil 7.1. Kararlı rejimde (genlik $0,0U_0$), farklı Reynolds sayıları için hız vektörlerinin dağılımı..... | 112 |
| Şekil 7.2. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 114 |
| Şekil 7.3. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarında bloklar bölümünde, hız vektörlerinin dağılımı..... | 115 |
| Şekil 7.4. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 117 |
| Şekil 7.5. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 118 |
| Şekil 7.6 $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 4 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 119 |
| Şekil 7.7. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 120 |
| Şekil 7.8. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 4 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 121 |
| Şekil 7.9. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun sonu ($t=1,0\tau$) için, farklı frekanslardaki hız vektörlerinin dağılımı. | 122 |
| Şekil 7.10. Isı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 4 Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı Reynolds sayılarında ki hız vektörlerinin dağılımı. | 123 |
| Şekil 7.11. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için eş sıcaklık çizgileri..... | 125 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 7.12. Isı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 4Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı Reynolds sayılarında ki eş sıcaklık çizgileri. | 126 |
| Şekil 7.13. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri. . | 127 |
| Şekil 7.14. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı frekanslardaki eş sıcaklık çizgileri. | 128 |
| Şekil 7.15. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 2 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki eş sıcaklık çizgileri... .. | 129 |
| Şekil 7.16. Isı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 131 |
| Şekil 7.17. Isı üretimi $q'''=0,050 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 131 |
| Şekil 7.18. Isı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 132 |
| Şekil 7.19. Isı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 134 |
| Şekil 7.20. Isı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 135 |
| Şekil 7.21. Reynolds sayısı 250, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 136 |
| Şekil 7.22. Reynolds sayısı 500, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 136 |
| Şekil 7.23. Reynolds sayısı 750, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 137 |

| Şekil | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 7.24. Reynolds sayısı 1000, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 137 |
| Şekil 7.25. Reynolds sayısı 250, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi..... | 138 |
| Şekil 7.26. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 139 |
| Şekil 7.27. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 140 |
| Şekil 7.28. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 140 |
| Şekil 7.29. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 141 |
| Şekil 7.30. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 142 |
| Şekil 7.31. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 142 |
| Şekil 7.32. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 143 |
| Şekil 7.33. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 143 |
| Şekil 7.34. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi..... | 144 |

| Şekil | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 7.35. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 145 |
| Şekil 7.36. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 145 |
| Şekil 7.37. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 146 |
| Şekil 7.38. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi. | 147 |
| Şekil 7.39. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi. | 147 |
| Şekil 7.40. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi. | 148 |
| Şekil 7.41. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi. | 148 |
| Şekil 7.42. Reynolds sayısı 250, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 150 |
| Şekil 7.43. Reynolds sayısı 500, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 150 |
| Şekil 7.44. Reynolds sayısı 750, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 151 |
| Şekil 7.45. Reynolds sayısı 1000, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 151 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 7.46. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 154 |
| Şekil 7.47. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 155 |
| Şekil 7.48. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 155 |
| Şekil 7.49. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 156 |
| Şekil 7.50. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,2U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 157 |
| Şekil 7.51. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 158 |
| Şekil 8.1. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için hız vektörlerinin dağılımı. | 160 |
| Şekil 8.2. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 164 |
| Şekil 8.3. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı. | 165 |
| Şekil 8.4. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı frekanslardaki hız vektörlerinin dağılımı. | 166 |
| Şekil 8.5. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 1 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki hız vektörlerinin dağılımı. | 167 |
| Şekil 8.6. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri. ... | 170 |
| Şekil 8.7. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri. ... | 171 |
| Şekil 8.8. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı frekanslardaki eş sıcaklık çizgileri. | 172 |

| Şekil | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 8.9. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 6 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki eş sıcaklık çizgileri..... | 173 |
| Şekil 8.10. Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 175 |
| Şekil 8.11. Isı üretimi $q'''=0,50 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 175 |
| Şekil 8.12. Isı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 176 |
| Şekil 8.13. Isı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 177 |
| Şekil 8.14. Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 178 |
| Şekil 8.15. Isı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi..... | 178 |
| Şekil 8.16. Reynolds sayısı 10000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 180 |
| Şekil 8.17. Reynolds sayısı 20000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 180 |
| Şekil 8.18. Reynolds sayısı 30000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 181 |
| Şekil 8.19. Reynolds sayısı 40000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 181 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 8.20. Reynolds sayısı 10000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi. | 182 |
| Şekil 8.21. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 184 |
| Şekil 8.22. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 184 |
| Şekil 8.23. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi. | 185 |
| Şekil 8.24. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 186 |
| Şekil 8.25. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 187 |
| Şekil 8.26. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi. | 187 |
| Şekil 8.27. Reynolds sayısı 20000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 189 |
| Şekil 8.28. Reynolds sayısı 30000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 189 |
| Şekil 8.29. Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi. | 190 |
| Şekil 8.30. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 193 |
| Şekil 8.31. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 3 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 194 |

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 8.32. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 194 |
| Şekil 8.33. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 195 |
| Şekil 8.34. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi. | 196 |

RESİMLERİN LİSTESİ

| Resim | Sayfa |
|--|--------------|
| Resim 5.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı..... | 72 |
| Resim 5.2. Akış düzenleyicinin fotoğrafı. | 73 |
| Resim 5.3. Isı yayan bloğun parçalarının fotoğrafı..... | 76 |
| Resim 5.4. Test bölümünün fotoğrafı. | 77 |
| Resim 5.5. Otomatik klapenin fotoğrafı..... | 80 |
| Resim 5.6. Çıkış bölümünün fotoğrafı..... | 80 |
| Resim 5.7. Kontrol ünitesinin fotoğrafı. | 81 |
| Resim 5.8. Deneyleerde kullanılan T tipi termokapulun fotoğrafı..... | 82 |
| Resim 5.9. Deneyleerde kullanılan Dataloger'in fotoğrafı..... | 83 |
| Resim 5.10. Deneyleerde kullanılan Hız Sensörü ve Dataloger'in fotoğrafı. | 84 |
| Resim 5.11. Deneyleerde kullanılan ısıtıcı elemanların fotoğrafı. | 85 |
| Resim 5.12. Deneyleerde kullanılan DC motor hız kontrolörünün fotoğrafı. | 86 |
| Resim 5.13. Deneyleerde kullanılan takometrenin fotoğrafı..... | 87 |

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------------|---|
| A | Salınım genliği |
| A_b | Blok toplam yüzey alanı, m ² |
| C_p | Sabit basınçta özgül ısı, J/kg.K |
| f | Salınım frekansı, Hz |
| D | Difüzyon katsayısı |
| D_h | Hidrolik çap, m |
| g | Yer çekimi ivmesi, m/s ² |
| G_k | Türbülans kinetik enerji üretimi |
| h | Yerel ısı taşınım katsayısı, W/m ² .K |
| H_b | Blok yüksekliği, m |
| H_c | İki levha arası mesafe, m |
| J | Toplam akı |
| k | Isı iletim katsayısı, W/m.K |
| L | Levha uzunluğu, m |
| L_b | Blok uzunluğu, m |
| L₁ | Giriş ile ilk blok arasındaki mesafe, m |
| L₂ | Son blok ile çıkış arasındaki mesafe, m |
| N | Blok sayısı |
| Nu | Anlık yerel Nusselt sayısı |
| Nū | Periyot boyunca alan ve zaman ortalama Nusselt sayısı |
| Nū_A | Anlık alan ortalama Nusselt sayısı |
| P | Basınç, Pa |
| P* | Tahmini basınç |
| P' | Basınç düzeltmesi |

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------------|---|
| Pe | Peclet sayısı |
| Pr | Prandtl sayısı |
| Pr_t | Türbülanslı Prandtl sayısı |
| q'' | Isı akısı, W/m ² |
| q''' | Isı üretimi, W/m ³ |
| Q | Toplam ısı miktarı, W |
| Q_e | Toplam elektriksel güç miktarı, W |
| Q_i | İletim ile gerçekleşen toplam ısı kaybı, W |
| Q_r | Radyasyon ile gerçekleşen toplam ısı kaybı, W |
| R | Toplam direnç, Ω |
| R_b | Bir blok için direnç, Ω |
| Re | Reynolds sayısı |
| S | İki blok arası mesafe, m |
| S_{tk} | Kaynak terimi |
| S_{tt} | Kaynak terimi |
| S_{tu} | Kaynak terimi |
| S_{tt} | Kaynak terimi |
| S_{te} | Kaynak terimi |
| t | Zaman, s |
| T | Sıcaklık, °C |
| T_b | Blok sıcaklığı, °C |
| T_g | Kanal giriş sıcaklığı, °C |
| T_i | Türbülans yoğunluğu |
| T_o | Akışkan giriş sıcaklığı, °C |
| T_w | Blok yüzey sıcaklığı, °C |
| u | Yatay yönde hız bileşeni |
| u* | Yatay yöndeki tahmini hız |
| u' | Yatay yöndeki hız düzeltmesi |
| U_o | Ortalama giriş hızı, m/s |
| v | Dikey yönde hız bileşeni |

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|---|
| v^* | Dikey yöndeki tahmini hız |
| v' | Dikey yöndeki hız düzeltmesi |
| V | Voltaj, V |
| W_R | Bağımlı değişkenin hata miktarı |
| x | Yatay koordinat |
| y | Dikey koordinat |
| α | Isı yayılım katsayısı, m^2/s |
| δ | Delta dirac fonksiyonu |
| ΔT | Sıcaklık farkı, $^{\circ}C$ |
| Δx | Yalıtım kalınlığı, m |
| ρ | Akışkan yoğunluğu, kg/m^3 |
| τ | Periyot |
| μ | Dinamik viskosite, kg/ms |
| μ_{eff} | Efektif viskosite, kg/ms |
| μ_t | Türbülans viskositesi, kg/ms |
| ν | Kinematik viskosite, m^2/s |
| ϕ | Genel bir değişken |
| Γ | ϕ değişkeni için difüzyon katsayısı |
| ε | Blok yüzey yayıcılığı |
| σ | Stefan- Boltzmann sabiti, $5,670 \times 10^{-8} W/m^2K^4$ |

1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında yüksek sıcaklıklara ulaşan elemanların uygun sıcaklıklara kadar soğutulması sıklıkla karşılaşılan bir uygulamadır. Özellikle teknolojiye gelişmeler, elektronik cihazların kullanımının artması ve bu sistemlerin güvenli çalışma sıcaklıklarına soğutulma gereksinimini ortaya çıkarmıştır. Her geçen gün elektronik elemanların boyutları küçülmekte ve birim hacimde oluşan ısı artmaktadır. Bu da, daha etkili soğutma sistemlerine gereksinim ortaya çıkarmaktadır. Soğutma sistemlerinin gelişimi, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve kontrol teknolojisindeki gelişmelere bağlıdır. Günümüzde birçok soğutma sistemi kullanılmakla beraber, en uygun soğutma sistemi enerji tüketimi, ekonomi, verim, zaman vb. faktörler göz önüne alınarak seçilmektedir. Özellikle küçük boyutlu sistemlerin soğutulmasında, büyük soğutma sistemlerinin kullanılması büyük bir sorundur.

Elektronik sistemlerin gelişimi, günümüzde birçok sektörün (sağlık, haberleşme, savunma, bankacılık vb.) ve birçok mühendislik sisteminin gelişmesini olumlu yönde etkilemektedir. Özellikle sağlık, haberleşme, savunma ve bankacılık gibi alanlarda kullanılan sistemlerin ve elektronik elemanların performansları hayati öneme sahiptir. Bu nedenle elektronik sistemlerin performanslarının ve güvenilirliklerinin artırılması, önemli bir konu haline gelmiştir. Sistemlerin verimli ve güvenli çalışmasında, sistem sıcaklığının önemi büyüktür. Dolayısıyla, sistem güvenliği için, oluşan ısının sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir. Günümüzde, birçok araştırmacı elektronik elemanların sıcaklıklarının belli bir değeri geçmemesi için, daha etkin soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerinde çalışmaktadır.

Bu çalışmada elektronik elemanları temsil eden ısı yayan bloklar, yatay bir kanal içine yerleştirilerek, bu blokların (elemanların) daha etkin soğutulması için, akışın kanala giriş hızı sinüzoidal olarak değiştirilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalar yapılarak, osilasyonun kanal içindeki ısı transferine ve akış yapısına etkisi incelenmiştir. Çalışılan problemin basit tanımı aşağıda verilmektedir.

Bu çalışmada, alt duvarında ısı yayan bloklar bulunan bir kanal içindeki akış ve ısı transferi ele alınmıştır. Akışkan olarak kullanılan hava, kanala zamanla sinüzoidal olarak değişen bir hızla girmekte ve blok yüzeylerinden yayılan ısıyı alarak diğer uçtan çıkmaktadır. Problem deneysel ve sayısal olarak analiz edilmiştir.

Sayısal çalışmada, ilk olarak problemin geometrisi sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek, problemin diferansiyel denklemleri, bu kontrol hacimlerinde integre edilmiştir ve cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. SIMPLE algoritması kullanılarak, FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla, çözüm alanı içersindeki hız ve sıcaklık dağılımını belirlemek için, problemin denklemleri sınır şartları ile birlikte çözülmüştür. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için hybrid metot kullanılmıştır. Zamana bağımlı terimler ise tam implicit metot kullanılarak diskritize edilmiştir. Cebirsel denklemlerin çözümü için ise Gauss-Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalar için, bir deney düzeneği kurulmuş ve osilasyonlu akış durumu için deneysel veriler elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar analiz edilerek, kanal içindeki akışın Reynolds sayısının, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin ve akışkan giriş hızının salınım genliğinin ve frekansının, akış ve ısı transferine etkileri parametrik olarak belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE ÇALIŞMANIN AMACI

2.1. Literatür Araştırması

Elektronik sistemlerin gelişmesi ile birlikte, daha güvenli işlem yapılabilmesi için yongalarda (chip) ortaya çıkan ısının atılarak, sistemin güvenli bir şekilde soğutulması gerekir. Bu duruma paralel olarak, elektronik sistemlerde yonga, modül ve sistem düzeyinde oluşan enerji yoğunluğunda artış meydana gelmiş ve bu durum ısı transfer alanındaki çalışmaların hız kazanmasına neden olmuştur. [Doğan 2003, Özsunar 1999, Doğan 2007]

Elektronik elemanlarla ilgili ısı transferi araştırma alanlarından birisi kanal içi akışlardır. Optimum ısı transferi için kanal dizayn yöntemleri geliştirmek ve kanal içinde istenilen akış şartlarını elde etmek için çalışmalar yapılmış halde yapılmaya devam edilmektedir. Yapılan çalışmalarda, kanallardaki elektronik elemanlar genellikle ısı yayan bloklarla temsil edilmiştir. [Doğan 2003, Özsunar 1999, Doğan 2007] Günümüze kadar yapılan bu çalışmaların çoğu kararlı rejimde, üzerinde bloklar bulunan kanallardaki akış ve ısı transferi ile ilgilidir.

Literatürde bulunan çalışmalarda Reynolds sayısı, bloklar arasındaki mesafe, blok yüksekliği, kanal yüksekliği vb. geometrik parametrelerin ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Kanallardaki bloklar akışın yolunu değiştirerek, akışı daha kompleks hale getirmektedir. Elektronik elemanların boyut ve termal dirençleri farklı olmasına rağmen, analizlerde eşit şiddette ısı üreten ve aynı büyüklüklerdeki bloklar ele alınmaktadır. Bu kabuller, pozisyonla periyodik olarak değişen akış şartlarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Kanalın giriş ve çıkış bölümlerinde gelişmekte olan akış şartları bulunurken, kanalın büyük bir bölümünde periyodik olarak gelişmiş akış etkilidir.

Bu konu ile ilgili deneysel çalışmalar bulunmakta ve bilgisayar teknolojisinin gelişmesine paralel olarak, son zamanlarda sayısal çalışmalar da önem kazanmıştır. Literatürde bulunan çalışmalar genelde zamandan bağımsız akışlar ile ilgilidir.

Yapılan çalışmalar incelendiğinde, farklı geometrilere ve farklı çalışma koşullarındaki kanal içi akış problemleri üzerinde çalışıldığı görülmektedir. Kanallardaki akış ve elektronik elemanların soğutulmasını simule eden çalışmaların bir bölümü aşağıda verilmiştir.

2.1.1. Kanal içi akış çalışmaları

Chen ve Wang yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmada, alt yüzeyine dizilmiş ısıtıcı bloklara sahip bir kanaldaki zorlanmış konveksiyonu incelemiştir. Yaptıkları deneylerde, naftalin süblimleşme tekniğini kullanarak, gerçekleşen kütle transferini belirlemiştir. Isı transferi ve kütle transferi arasındaki benzerlikten yararlanarak, gerçekleşen ısı transferini tespit etmişlerdir. Reynolds sayısı 1300 için laminer akış durumunda ve Reynolds sayısı 10000 için ise türbülanslı akış durumunda, bloklar arasındaki mesafenin blok yüksekliğine oranını (s/h) 2-22 aralığında değiştirerek deneyler yapmışlardır. Laminer akış durumunda blok yüzeyi boyunca Sherwood sayısının artış veya azalışının düzenli olduğunu fakat türbülanslı akış durumunda keskin artışlar ve tepeler yaptığını gözlemlemiştir. Ayrıca sayısal ve deneysel sonuçlar kullanılarak, bloklar arası mesafesinin ısı transferindeki etkisini yorumlamışlardır. Laminer akış durumunda, Nusselt sayısının artış veya azalışının blok yüzeyi boyunca düzenli olduğunu ve ayrıca kabarcık bölünmelerinin bloklar üzerindeki ısı transferine etkisinin olmadığını gözlemlemiştir. Türbülanslı akışta ise, Nusselt sayısında değişimler olduğunu belirlemiştir. Bloklar arası mesafesinin, yerel ısı transferi dağılımında önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Laminer durumdan farklı olarak, türbülanslı akış durumunda, bloklar arası mesafesinin artışı ile ortalama Nusselt sayısının önce azaldığını ve sonra arttığını gözlemlemiştir [Chen ve Wang, 1997].

Sara ve arkadaşları yüzeyinde delinmiş bloklar bulunan kanaldaki ısı transferi gelişimini ve basınç düşümünü deneysel olarak ele almışlardır. Yaptıkları deneyleri, Reynolds sayısını 6670 – 40000 aralığında, deliklerin eğim açısını 0 – 45° aralığında, delik çapını 2.5 – 2.8 mm aralığında ve blok sayısını ise 2 – 7 aralığında

değiştirmişlerdir. Delinmiş blok üzerindeki toplam yüzey alanının, delik uygulanmamış blok üzerindeki toplam yüzey alanına oranını (ϕ) 0.05 – 0.15 değerleri arasında değiştirmişlerdir. Sonuç olarak, blok üzerindeki deliğin eğim açısının ve delik çapının artışı ile ısı transferinin arttığını belirlemişlerdir. Reynolds sayısı ve bloklar arasındaki mesafenin, kanal hidrolik çapına oranının (S_x/D_c) azalışı ile ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir. Basınç düşümünün ise Reynolds sayısının, delik çapının, S_x/D_c oranının ve ϕ oranının artışı ile azaldığını fakat deliğin eğim açısının değişiminden etkilenmediği belirlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için bağıntılar geliştirmişlerdir [Sara ve arkadaşları, 2000].

Perng ve Wu çalışmalarında, içerisinde ısı yayan bloklar yerleştirilmiş yatay bir kanaldaki karışık konveksiyonlu akışın, türbülanslı durumdaki akış ve sıcaklık dağılımını ele almışlardır. Sayısal çözüm için Large Eddy Simulation (LES) yöntemini ve SIMPLE-C yöntemini kullanmışlardır. Kanalin başlangıcında, ilk bloğun üst kısmına dikdörtgen bir türbülans oluşturucu yerleştirerek, ısı transferini artırıcı girdapların oluşmasını sağlamışlardır. Türbülans oluşturucu eklenmiş ve eklenmemiş kanallar için ayrı ayrı simülasyonlar yapmışlardır. Bu çalışmada, Reynolds sayısını 5000 değerinde sabit tutmuşlar, türbülans oluşturucunun genişliğinin yüksekliğine oranını 0.25, 0.5 ve 1.0 değerleri arasında değiştirmişler ve Grashof sayısını ise 0 – 5.0E+8 aralığında değiştirerek akış ve ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. İlk bloğun ön kısmına yerleştirilmiş olan türbülans oluşturucunun, akışın yapısını değiştirerek ısı transfer karakteristiklerini etkilemesinden dolayı, kanal içindeki karışık konveksiyon üzerinde etkili olduğunu belirtmişlerdir [Perng ve Wu, 2007].

Korichi ve Oufar çalışmalarında, alt ve üst yüzeylerine periyodik ısı yayan engeller konulmuş bir yatay kanaldaki ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Sabit termofiziksel özelliklerdeki, zamana bağımlı, iki boyutlu ve laminer şartlardaki akış için, Reynolds sayısının 50, 500 ve 1000 değerleri için çözümler yapmışlardır. Elde edilen sonuçları kullanarak, problemi Nusselt sayısı ve akış yapısı yönünden yorumlamışlardır. Reynolds sayısının küçük değerlerinde akışın zamana göre kararlı

ve düzenli oluştuğunu belirtmişlerdir. Kararsız akış durumunda, kendi kendine oluşan salınımlar ve vorteksler gözlemlenmiştir. Oluşan bu vortekslerin, kanal içindeki ısı transferinin artışına katkı sağladığını gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının artması ile ısıtıcı engellerden akışa doğru olan ısı transferinde önemli bir artış olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan simülasyonlarda Reynolds sayısının 50'den 500'e çıkarılmasının, ortalama Nusselt sayısında yaklaşık %123.1'lik artışa sebep olduğunu belirlemişlerdir. Benzer olarak, Reynolds sayısının 500'den 1000'e çıkarıldığında ise, ortalama Nusselt sayısında yaklaşık %48.5'lik bir artışın olduğunu belirtmişlerdir [Korichi ve Oufar, 2007].

Ryu ve arkadaşları duvarlarının birine iki boyutlu yükselteler ve üç boyutlu bloklar yerleştirilmiş kanallardaki türbülanslı akışın ısı transferi özelliklerine, yüzey pürüzlülüğünün etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışın hız ve sıcaklık dağılımlarını elde etmek için $k-\omega$ türbülans modelini ve sonlu hacimler yaklaşımını kullanmışlardır. Farklı Reynolds sayıları ve değişik çıkıntı geometrileri (kare, üçgen, yarım daire ve dalgalı) için simülasyonlar yapmışlardır. Sonuç olarak akış direnci ile ısı transferinin benzer bir davranış gösterdiğini, dolayısıyla akış direncinin maksimum değeri için, gerçekleşen ısı transferinin de maksimum olduğunu gözlemlenmiştir. Üç boyutlu bloklar için yaptıkları çözümlerde de benzer sonuçlar elde etmişlerdir [Ryu ve arkadaşları, 2007].

Bakkas ve arkadaşları alt yüzeyine ısıtıcı dikdörtgen bloklar yerleştirilmiş yatay bir kanaldaki doğal konveksiyonla oluşan ısı transferini sayısal olarak ele almışlardır. Problemin çözümünde kanalın üst duvarının soğuk ve sabit sıcaklıkta tutulduğunu, alt duvarına ise ısıtıcı blokların dizildiğini, oluşan akışın kararlı, iki boyutlu ve laminar olduğunu kabul etmişlerdir. Akışkan olarak havayı kullanmışlardır ve Prandtl sayısını 0.72 olarak almışlardır. Bloklar arasındaki mesafe sabit tutarken, Rayleigh sayısını $10^2 - 2 \times 10^6$ değerleri arasında ve izafi yüksekliği (bloğun yüksekliğinin, kanalın yüksekliğine oranı) ise $1/8 - 1/2$ oranları arasında değiştirerek simülasyonlarını yapmışlardır. Sıcaklık ve hız dağılımını elde etmek için "simple domain" ve "double domain" yöntemi olmak üzere, iki farklı çözüm yöntemi kullanmışlardır. Tüm parametreler sabit tutularak yapılan simülasyonların

sonucunda, iki farklı çözümün sonucunda elde edilen Nusselt sayılarının değerinde yaklaşık %30'luk bir farklılık olduğunu belirtmişlerdir [Bakkas ve arkadaşları, 2008].

2.1.2. Osilasyonlu akış çalışmaları

Literatürde, osilasyonlu akışlarla ilgili yapılan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir. Leong ve Jin yapmış oldukları deneysel çalışmada, süngere benzeyen gözeneklere sahip metalle kaplı bir kanaldaki salınımlı akışın karakteristikleri incelenmiştir. Maksimum sürtünme faktörü için bağıntı geliştirmişlerdir ve literatürde ki diğer çalışmalar ile kıyaslamışlardır. Çalışmanın sonucunda, gözenekli yapının hidrolik yarıçapına bağımlı kinetik Reynolds sayısının ve boyutsuz akış genliğinin, salınımlı akış karakteristikleri üzerinde etkin rol oynadığını belirtmişlerdir. Kinetik Reynolds sayısının, gözenekli metal yapı içindeki akış hızının ve basınç düşümünün değişiminde, boyutsuz akış genliğine oranla daha etkin rol oynadığını gözlemlemişlerdir [Leong ve Jin, 2005].

Gül ve Evin yaptıkları çalışmada, belirli genlik ve frekans değerlerinde salınım yapan silindirik borulardaki ısı transferini ve basınç kayıp karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bir titreşim mekanizması dizayn ederek, akışkanın salınım frekans değerini 0.008 Hz - 1.988 Hz aralığında, salınım genliğinin değerini ise 3 - 9 değerleri arasında değiştirmişlerdir. Deneyle Reynolds sayısının 5000 – 25000 aralığında ki değerleri için yapmışlardır. Sonuç olarak, akışın genliğinin ve frekansının, ısı transferi ve basınç kayıp katsayısı üzerinde etkili olduğunu belirtmişlerdir. Borunun salınım yapması durumunda meydana gelen dış kuvvetlerin, boru içindeki akışı etkilediğini gözlemlemişlerdir. Aynı zamanda periyodik salınım hareketinin akışa ilave bir türbülans verdiğini ve dolayısı ile genlik ve frekans değerlerine bağlı olarak ısı transferinde değişen oranlarda iyileşmenin olduğu belirtmişlerdir [Gül ve Evin, 2005].

Wang ve arkadaşları yüksek frekanslı rejeneratörler için salınımlı akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcak tel anemometre kullanarak,

rejeneratörün çıkışındaki anlık hız ölçülmüştür. Çalışmanın sonucunda, orifis düzeninin, operasyon frekansının, sistemin ortalama basıncının ve basınç oranının değerlerinin, rejeneratörün akış karakteristiğinde etkin rol oynadığını belirlemişlerdir. Yüksek frekans koşullarında soğutucu için, orifis pozisyonu, çalışma frekansı, ortalama basınç ve basınç oranı için optimum değerleri belirlemişlerdir. Deneyler sonucunda elde edilen bu optimum değerleri kullanılarak, daha verimli ve kullanışlı soğutucuların dizaynının yapılabileceğini belirtmişlerdir [Wang ve arkadaşları, 2005].

Akdağ ve arkadaşları yaptıkları çalışmada dairesel zorlanmış salınlı akışta ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Halkasal kesit içindeki akışkanı bir piston-silindir düzeneği ile farklı frekans, genlik ve ısı yüklerinde titreştirmişlerdir. Deneyleri farklı ısı akıları ve akış frekansları için yapmışlar ve bu frekanslara karşılık gelen Nusselt sayılarını bularak, boyutsuz bağıntılar geliştirmişlerdir. FLUENT paket yazılımını kullanarak, hareketli sıvı kolonunda ki ısı geçişini sayısal olarak da incelemişlerdir. Akış içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımını elde etmişlerdir. Isı geçişinin, akışın merkezini takip edemeyen hidrodinamik sınır tabakadan kaynaklandığı ve bunun ısı geçişini artırdığını belirtmişlerdir. Nusselt sayısının frekansla değişimini belirlemişler ve akışın frekansının artışı ile ısı geçişinin de arttığını gözlemlemişlerdir [Akdağ ve arkadaşları, 2006].

He ve Jackson türbülanslı durum için, boru içerisindeki titreşimli akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan ölçümlerin sonucunda, ortalama aksel hızı ve türbülanslı hızın radial ve aksel bileşenlerini elde etmişlerdir. Titreşimli akışın değişik frekans ve genlikleri için çalışmışlar ve sonuç olarak, akış hızının genliğinin frekansı ile değişiminin monoton olmayan ama istikrarlı bir tutum sergilediğini gözlemlemişlerdir [He ve Jackson, 2009].

Akdağ ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, düşey dairesel sıvı kolonunda atmosfere açık, hava-sıvı arayüzeyine sahip salınlı bir akıştaki, sabit ısı akısıyla ısıtılan bir yüzeyden ısı geçişini, deneysel olarak incelemişler ve kontrol hacmi yaklaşımıyla

matematiksel olarak modellemiştir. Deneysel çalışmada, dairesel kesit içinde bulunan akışkan, bir piston-silindir düzeneği ile hareket ettirilmiş ve sistem üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Salınımlı akış için kontrol hacmi yaklaşımıyla kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerini yazmışlar ve bu denklemleri Runge-Kutta yöntemiyle çözmüşlerdir. Deneysel girdiler esas alınarak, kurulan matematik model ile belirli noktadaki sıcaklıkları hesaplamışlardır. Deneysel sonuçlarla matematiksel modelden elde edilen değerleri karşılaştırmışlar ve modelin deneysel sonuçlarla iyi bir uyum sağladığını gözlemlemiştir. Hareketli sınıra sahip, zamanla sinüzoidal değişen harekete maruz bir sıvı kolonunda ısı geçişinin, geliştirdikleri bu yaklaşımla başarılı bir şekilde modellenebileceğini göstermişlerdir [Akdağ ve arkadaşları, 2008].

2.1.3. Osilasyonlu kanal içi akış çalışmaları

Litratürde, içersine ısıtıcı engeller yerleştirilmiş kanallardaki akışın ısı ve akış karakteristiklerine, osilasyonunun etkisini inceleyen bazı çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Ji ve arkadaşları çalışmada, alt ve üst yüzeylerinin tam ortasında ısıtılmış engele sahip bir yatay kanaldaki titreşimli akıştaki, engelden akışkana geçen ısı transferini deneysel olarak ele almışlardır. Ölçümleri, Reynolds sayısı 350 ve 540 değerleri için, akış frekansı 0 – 60 Hz aralığında, blokaj oranının (engel genişliğinin, kanal yüksekliğine oranı) 1/10, 1/8, ve 1/6 değerleri için, titreşim genliğini ise 0.05 değerinde sabit alarak yapmışlar ve bu değişik parametrelerin ısı transferine etkilerini incelemiştir. Reynolds sayısının artışı ve blokaj oranının azalışı ile, ısı transfer artış faktörünün (titreşimli akıştaki Nusselt sayısının, kararlı akıştaki Nusselt sayısına oranı) daha belirginleştiğini söylemişlerdir [Ji ve arkadaşları, 2008].

Kim ve Kang yaptıkları çalışmada, alt yüzeyine iki adet ısıtıcı blok yerleştirilmiş kanaldaki titreşimli akışın zorlanmış konveksiyona etkisini sayısal olarak incelemiştir. Blokların yüzey sıcaklığının sabit bir değerde olduğunu, kanal yüzeylerinin yalıtıldığını ve kanal girişinde akışkanın sabit sıcaklıkta ve titreşimli

olduğunu kabul etmişlerdir. Reynolds sayısını, Strouhal sayısını, akış genliğini ve iki blok arasındaki mesafenin kanal yüksekliğine oranını (w/H) değiştirerek yaptıkları simülasyonlar sonucunda, ısıtıcı bloklardan gerçekleşen ısı transferini ve blokların civarındaki akış yapısını incelemişlerdir. Akış içinde oluşan sirkülasyonlu yapının, Strouhal sayısı ve w/H oranının değişiminden önemli ölçüde etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca akışın titreşim genliğinin artması ile ortalama ısı transfer oranının önemli ölçüde arttığını belirlemişlerdir. Isı transferinin artırılmasına, kanal içindeki titreşimli akışın yardımcı olabileceğini gözlemlemişlerdir [Kim ve Kang, 1997].

Moon ve arkadaşları, alt yüzeylerine ısıtıcı bloklar dizilmiş bir kanaldaki taşınımın gerçekleşen ısı transferine, akışın titreşiminin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları ölçümlerde, iki blok arasındaki mesafenin, blokların başlangıç noktaları arasındaki mesafeye oranını 0.3 – 0.6 aralığında, akışın genliğini 0.2 – 0.3 aralığında ve akışın frekansını ise 10 Hz – 100 Hz aralığında değiştirerek, akış salınımının akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkisini gözlemlemişlerdir. Akışın frekans ve genliğini akustik bir haporler aracılığı ile sağlamışlardır. Tüm bloklardan sabit ısı üretildiği kabul edilmiştir. Reynolds sayısının, Strouhal sayısının ve blokların başlangıç noktalarının birbirlerine olan uzaklığının (L), ısı transferine olan etkileri üzerinde durmuşlardır. Çalışmanın sonucunda, bloklardan olan ısı transferinin, akışın frekans ve genliğinden, L uzunluğunun değerinden ve Reynolds sayısından önemli ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir. Kararlı akış durumunda, L mesafesinin artması ile bloktan soğuk akışkana geçen ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir. Osilasyonlu durumda ise, ısı transferinin artışı için, L mesafesi kadar, akışın frekansının da etkili olduğunu belirlemişlerdir [Moon ve arkadaşları, 2005].

Jin ve arkadaşları yaptıkları bu çalışmada, üst duvarında üçgen yivler bulunan bir kanaldaki ısı transferine, titreşimli akışın etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları deneylerde Reynolds sayısını 270 – 910 değerleri arasında ve Strouhal sayısını ise 0.08 – 0.67 değerleri arasında değiştirmişlerdir. Reynolds sayısı 270 ve Strouhal sayısı 0.34 için elde ettikleri sonuçları, kararlı durumdaki sonuçlar ile karşılaştırmışlar ve ısı transferinde kararlı duruma göre yaklaşık % 350 artış

gözlemlemiştir. Reynolds sayısı artarken, ısı transfer oranında azalış gözlemlemiştir. Maksimum ısı transferi için optimum bir titreşim frekansının olduğunu belirlemiştir. Aynı zamanda Reynolds sayısı artışı ile, optimum Strouhal sayısının azaldığını belirtmişlerdir [Jin ve arkadaşları, 2007].

Korichi ve arkadaşları içersinde eğimli engeller ve/veya bloklar yerleştirilmiş bir kanaldaki kendiliğinden devam eden salınımlı akışı sayısal olarak incelemiştir. Kararlı akış ve salınımlı akış durumları için, engellerin uzunluklarını, eğim açılarını ve 250 – 1000 değerleri arasında Reynolds sayısını değiştirerek simülasyonlar yapmışlar, geometrideki bu değişimlerin ısı ve akış karakteristiklerine etkilerini belirlemiştir. Kanal içinde akış yönünde dalgalı periyodik bir yapının oluştuğunu ve akışa dikey yönde farklı boyutlarda birçok vorteksin oluştuğunu gözlemlemiştir. Ayrıca oluşan eş sıcaklık çizgilerinin, oluşan salınımlı akışa uyumlu bir yapı gösterdiğini belirtmişlerdir. Kanal üst yüzeyine eğimli engeller eklenmesi sayesinde oluşan bu vorteksli ve salınımlı akışın, sadece kanal alt yüzeyinde bloklar bulunan yapıda gözlenen akışa oranla, ısı transferini önemli ölçüde artırdığını gözlemlemiştir. Örnek olarak Reynolds sayısı 600 için yapılan çözümlerde, ısı transferindeki artışın yaklaşık %200'e ulaştığını belirtmişlerdir [Korichi ve arkadaşları, 2009].

Huang ve Yang alt yüzeylerine ısıtıcı yerleştirilmiş ve gözenekli malzemenin oluşan iki bloğa sahip kanaldaki titreşimli akışı sayısal olarak incelemiştir. Problemi matematiksel olarak modellemek için, zamana bağımlı Navier –Stokes denklemlerini, enerji denklemini ve Darcy-Brinkman-Forchheimer akış modelini kullanmışlardır. Darcy sayısının, akışın frekansının, genliğinin ve gözenekli bloğun yüksekliğinin akış ve ısı transferine etkilerini incelemiştir. Bloklar ve akıştaki titreşim sonucunda, akış alanında sirkülasyonların oluştuğunu ve bu sirkülasyonlardaki değişimin, akış ve ısı karakteristikleri doğrudan etkilediğini belirtmişlerdir. Bloğun yapıldığı malzemenin geçirgenliğinin ve akışın frekans ve genliğinin, kanal içinde gerçekleşen ısı transferinde oldukça önemli bir etkiye sahip olduğunu gözlemlemiştir. Blok üzerindeki yerel yüzey sıcaklık dağılımının, titreşimli akışta, kararlı akışa oranla daha düzenli olduğunu belirtmişlerdir. Bu

durumu akışın titreşim genliğinin artışı ile, ısı transfer artış faktörünün (titresimli akış durumdaki ortalama Nusselt sayısının, kararlı ve gözeneksiz yapıdaki ortalama Nusselt sayısına oranı) artmasına bağlamaktadırlar [Huang ve Yang, 2008].

Huang ve arkadaşları, içerisinde art arda dizilmiş iki adet gözenekli malzeme ile kaplanmış ısıtıcı blok bulunan yatay kanaldaki zorlanmış titreşimli akışın, akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Akışkan, gözenekli malzeme ve katıdan oluşan, üçlü birleşik sistem için geliştirdikleri diferansiyel denklemlerin çözümünü, kontrol hacim metodu ve akım fonksiyonu-vortisiti yaklaşımını kullanarak elde etmişlerdir. Darcy sayısının, titreşim frekansının, titreşim genliğinin, geometrik parametrelerinin ve etkin iletim oranının değişimlerinin, akış ve ısı transferine etkilerini incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda, bloğun çevresindeki akışta oluşan sirkülasyonlu yapının, bloklardan akışkana doğru gerçekleşen ısı transferini artırdığını belirtmişlerdir. Sıcaklık dağılımının, ısıtıcı blokların yakınında büyük akış karışımlarının oluşmasından önemli ölçüde etkilendiğini gözlemlemiştir. Akışın genliğinin, gözenekli yapı ile kaplı bloğun yüksekliğinin ve etkin iletim oranının artışı ile ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir. Fakat ısı transferi artışının, gözenekli yapıya sahip bloğun genişliği ile ters orantılı olduğunu gözlemlemiştir [Huang ve arkadaşları, 2009].

2.2. Çalışmanın Amacı

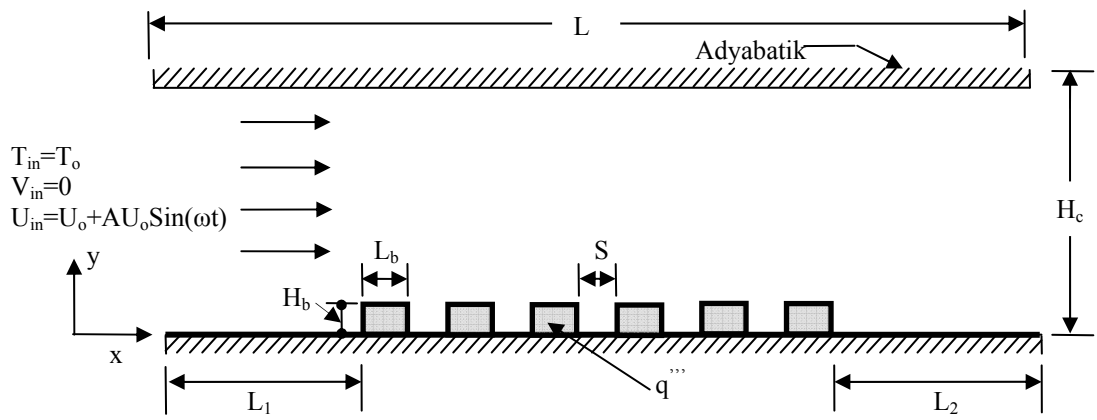
Elektronik sistemlerin güvenli çalışabilmesini etkileyen parametrelerden, en önemlilerinden biri sistemin elemanlarının çalışma sıcaklığıdır. Sistem elemanlarının sıcaklığının yükselmesi, sistemin güvenilirliğini tehlikeye atmakta, performans ve veriminin düşük olmasına sebep olmaktadır. Bundan dolayı elektronik elemanların soğutulması, sistemlerin güvenli çalışabilmesi için son derece önemlidir. Bu güne kadar, birçok araştırmacı elektronik sistemlerin sıcaklığını optimum çalışma şartlarında tutmak için bir çok çalışma yapmıştır. Literatür incelendiğinde, yapılan çalışmalarda, özellikle kanal içi akışların üzerinde durulduğu görülmüştür. Araştırmacılar, kanal içindeki laminer ve türbülanslı akış şartları için, birçok deneysel ve sayısal çalışma yapmışlar ve kanal içindeki akış ve sıcaklık

karakteristiklerini belirlemişlerdir. Bu çalışmalar, değişik kanal geometrileri (silindirik, kare vb.), değişik Reynolds sayıları için tekrarlanmış ve doğal, karışık ve zorlanmış taşınım için birçok bağıntı geliştirilmiştir. [Doğan 2003, Özsunar 1999, Doğan 2007]

Bilgisayar teknolojisinin hızla gelişmesi, çağımız için gerekli olan birçok sektörün (uzay, savunma, sağlık, bankacılık vb.) gelişmesine olanak sağlamış ve bu sektörleri bilgisayar sektörüne bağımlı hale getirmiştir. Dolayısıyla, bilgisayarların içinde bulunan çiplerin soğutulmasının önemi artmıştır. Buna paralel olarak, araştırmacılar, çipler üzerinde oluşan ısının uzaklaştırılması üzerine yoğunlaşmışlar ve kanalların içersine blok ve engeller koyarak çipleri modellemişlerdir. Literatür incelendiğinde, içersine değişik geometrilerde engeller, kanatçıklar, bloklar yerleştirilmiş kanallar için birçok çalışma olduğu görülmüştür. Araştırmacılar, farklı parametre için çalışmışlar ve bu parametrelerin ısı transferindeki etkisini yorumlamışlardır. Yapılan çalışmaların sonucunda, kanal içinde gerçekleşen ısı transferinin, akış yapısına, geometrik boyutlara, elemanların yerleşimine, elemanların malzemesine vb. bağımlı olduğu belirlenmiştir. [Doğan 2003, Özsunar 1999, Doğan 2007]

Literatürde bulunan çalışmalar, genelde kararlı akış şartlarında yapılmıştır. Dolayısıyla akışın zamanla değişiminin, akış yapısına ve ısı transferine etkileri göz ardı edilmiştir. Son yıllarda, kararsız akışlar için yapılan çalışmalar hız kazanmış ve kararsız akışın, ısı transferi üzerindeki artırıcı etkisi belirlenmiştir. Akışkan hızının zaman göre değişmesinin, kanal içinde ve blokların çevresinde vorteksler ve dalgalanmalar oluşturduğu, bu dalgalanmaların sirkülasyon bölgelerinin oluşmasına sebep olduğu çalışmalarda belirtilmiştir. Kanallar içersinde oluşan bu sirkülasyon bölgelerinin zaman içinde yer değiştirerek, ısı sınır tabaka içersinde lokal incelmeler ve bozulmalar yarattığı ve sonuç olarak bloklardan akışkana doğru gerçekleşen ısı transferini olumlu yönde etkilediği belirlenmiştir. Bu yüzden, kararsız şartlar üzerinde çalışmalar hız kazanmıştır. Genellikle bu çalışmalar, ticari yazılımlar kullanılarak, sayısal olarak yapılmıştır.

Literatürde, sayısal çalışmaları destekleyecek, deneysel çalışma eksikliği bulunmaktadır. Deneysel sistemlerinin kurulmasının zor ve maliyetli olması, sayısal çalışmaya oranla tercih edilmemesine sebep olmuştur. Bilindiği üzere, sayısal sonuçların doğruluğu ve geçerliliğini belirlemek için deneysel sonuçlara ihtiyaç vardır. Dolayısıyla, bu çalışmada sayısal ve deneysel yöntemlerin ikisi de kullanılarak, içerisinde ısı yayan bloklar bulunan kanaldaki osilasyonlu akış ve ısı transferi incelenmiştir. İncelenen problemin şematik görünümü Şekil 2.1’de verilmektedir.



Şekil 2.1. Problemin şematik görünümü.

Deneysel çalışma için, plexiglasstan yapılmış bir kanal içersine yerleştirilen yüksek iletkenliğe sahip ısıtıcı bloklar ve osilasyonlu bir akıştan oluşan bir deney düzeneği kurulmuştur. Benzer olarak sayısal çalışma için, iki boyutlu bir kanal düşünülmüş ve kanalın alt yüzeyine ısı yayan bloklar yerleştirilmiştir. Kanal girişindeki akışın hızının zamanla sinüzoidal olarak değiştiği durumlarda, akış ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Reynolds Sayısının, akışkan giriş hızının salınım genliğinin ve frekansının ve bloklardaki ısı üretiminin akış ve ısı transferine etkileri parametrik olarak incelenmiştir.

2.2.1. Deneysel çalışma

- Deneysel düzeneği için, plexiglass malzemedeki bir kanal yapılmış ve bu kanalın alt yüzeyine yüksek iletkenliğe sahip alüminyum

malzemedan yapılan bloklar yerleştirilmiştir. Bu bloklar içine yerleştirilen ısıtıcılar aracılığı ile ısı üretimi sağlanmıştır. Bir fan aracılığıyla kanal içinde akış sağlanmış ve otomatik dönen bir klape yardımıyla, akış osilasyonlu hale getirilmiştir.

- Farklı Reynolds sayıları, farklı salınım frekansları ve farklı ısı üretimleri için deneyler yapılmıştır. T tipi termokapul ve bir bilgisayara bağlı data toplayıcı kullanılarak, blokların sıcaklıkları, kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları, yalıtılmış yüzeyin alt ve üst sıcaklıkları ve çevre sıcaklığı ölçülmüştür.
- Ölçülen sıcaklık değerlerinden ve sistemden yayılan ısıdan yararlanarak, her bir blok için Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayılarının ortalaması alınarak ortalama bir Nusselt sayısı bulunmuştur.
- Nusselt sayısının ve blok sıcaklıklarının, akışın frekansı ve Reynolds sayısı ile değişimi incelenmiştir.

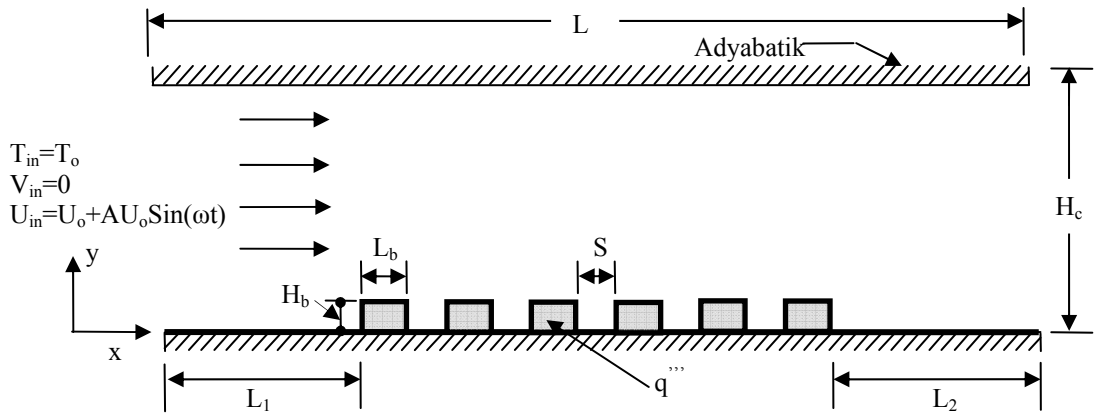
2.2.2. Sayısal çalışma

- Problem, matematiksel formülasyonu yapılarak diferansiyel denklemlerle ifade edilmiş ve sınır şartları belirlenmiştir. Bu formülasyon yapılırken, akışın kararsız ve iki boyutlu olduğu kabul edilmiştir. Akış içindeki blokların modellenmesi için eşlenik (conjugate) yaklaşımı kullanılmıştır.
- Diferansiyel denklemler düğüm noktalarında, kontrol hacim yaklaşımı kullanılarak cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülmüştür. Bu denklemlerin çözümü için SIMPLE algoritmasını temel alan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

- Geliştirilen program kullanılarak, laminar ve türbülanslı akışlar için, farklı Reynolds sayıları, farklı ısı üretimleri, farklı salınım genlikleri ve farklı salınım frekansları için simülasyonlar yapılmıştır.
- Sayısal çözüm sonucunda, kanalın içersindeki hız, sıcaklık ve basınç dağılımları elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımından yararlanılarak blokların yüzeylerindeki, anlık yerel Nusselt Sayıları hesaplanmıştır. Yerel Nusselt sayılarının ortalaması alınarak, alan ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. Alan ortalama Nusselt sayısının zamana göre integrali alınarak, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir.
- Sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve Nusselt sayısının, giriş hızının frekansı, genliği, Reynolds sayısı ve ısı üretimi ile değişimi incelenmiştir.

3. MATEMATİKSEL FORMULASYON

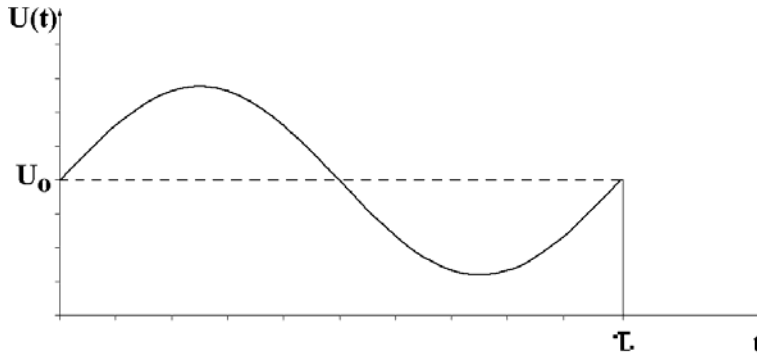
Bu çalışmada incelenen problemin geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 3.1’de verilmiştir. Ele alınan problem, duvarlarından birisinde elektronik elemanları temsil eden ısı yayan bloklar bulunan bir kanaldaki akış ve ısı transferi problemidir. Kanal girişinde akışın hızı zamanla periyodik olarak değişmektedir. Kanalın alt ve üst yüzeyleri yalıtılmıştır. Kanalın sayfa düzlemine dik doğrultudaki boyutun çok büyük olduğu varsayılmıştır ve bundan dolayı bu yöndeki değişimler ihmal edilerek, akışın iki boyutlu olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 3.1. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi (çizim ölçekli değildir).

Şekilde de görüldüğü üzere, kanalın yüksekliği H_c , kanal uzunluğu L , blok yüksekliği H_b , blok uzunluğu L_b ve bloklar arasındaki mesafe ise S ile gösterilmiştir. Bloklar kanal girişinden L_1 uzaklığından itibaren yerleştirilmiştir. Kanal çıkışında, L_2 uzunluğunda bir bölümde blok bulunmamaktadır.

Kanal girişinde akışkanın hızı, zamanla sinüs eğrisi şeklinde salınımlıdır, ancak bütün giriş kesitinde hız üniformdur. Kanal girişinde akışkanın anlık hızı $u(t) = U_0 + AU_0 \sin \omega t$ fonksiyonuna uygun olarak değişmektedir. Buradaki “A” salınımın genliğini, ortalama hızın oranı olarak ifade etmek için kullanılan bir katsayıdır. Bir periyot boyunca kanal girişindeki hızın zamanla değişimi Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Akışkanın kanala giriş sıcaklığı T_0 olarak alınmıştır.



Şekil 3.2. Kanal girişinde akışkan hızının bir periyot boyunca zamanla değişimi.

Problem, akışın z yönünden bağımsız olduğu kabul edilerek, iki boyutlu (x,y) olarak incelenmiştir. Ayrıca kanala girişte akışkanın hızı osilasyonlu olduğundan, akış zamana bağımlı olarak modellenmiştir. Akış alanında, sıcaklık değişiminin küçük değerlerde gerçekleşmesinden dolayı, akışkanın yoğunluğu, viskozitesi ve ısı iletkenliğinin değişimi ihmal edilmiştir.

Problemin akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelenebilmesi için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin uygun sınır şartları ile çözülmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, türbülans modellerinden, $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

3.1. Diferansiyel Denklemler

Analizler hem laminer hem de türbülanslı akış rejimleri için yapılmıştır. Bu çalışmada, türbülans, standart $k-\epsilon$ modeli kullanılarak modellenmiştir. Bu model baz alınarak Kartezyen koordinat sisteminde geliştirilen 2-boyutlu genel denklemler aşağıda verilmiştir.

3.1.1. Süreklilik denklemi

Kartezyen koordinatlarda, türbülanslı durumda, sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (3.1)$$

Burada, u hızın x-yönündeki (yatay) bileşeni, v ise hızın y-yönündeki (düşey) bileşenidir.

3.1.2. Momentum denklemleri

Kartezyen koordinatlarda, türbülanslı durumda, kararsız ve sıkıştırılmaz akış için, momentum denkleminin yatay ve düşey yöndeki bileşenleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

x – yönü momentum denklemi

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + S_{tu} \quad (3.2)$$

$$S_{tu} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) \quad (3.3)$$

y – yönü momentum denklemi

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + S_{tv} \quad (3.4)$$

$$S_{tv} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) \quad (3.5)$$

Burada, ρ yoğunluğu, μ_{eff} akışkanın efektif viskozitesini, P basıncı, S ise kaynak terimini ifade etmektedir. Efektif viskozite, laminar viskozite ve türbülans viskozitenin toplamıdır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.6)$$

Türbülans viskozitesi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir [Versteeg ve Malalasekera, 1995].

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

Burada k türbülans kinetik enerji değerini ve ε türbülans kinetik enerji yutulma değerini ifade etmektedir. C_μ ise sabit bir katsayıdır ve değeri 0,09'dur.

Çözüm alanı içerisinde blokların olduğu bölgede, viskoziteye çok büyük bir değer verilerek, denklemlerin hem akışkan hem de blok bulunan bölgede geçerli olması sağlanmıştır.

3.1.3. Enerji denklemi

Türbülanslı durum için enerji denklemi, sıcaklık (T) cinsinden verilmektedir. Kartezyen koordinatlarda, türbülanslı durumda, kararsız ve sıkıştırılmaz akış için, enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_t \frac{\partial h}{\partial x} \right) + S_u \quad (3.8)$$

$$S_u = \frac{q'''}{C_p} \delta_{ij} \quad (3.9)$$

$$\Gamma_t = \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (3.10)$$

Bu denklemlerde, ρ akışkan yoğunluğu, k ısı iletim katsayısı, C_p sabit basınçta özgül ısı Pr_t türbülanslı Prandtl sayısıdır. Kaynak teriminde görülen q''' ise bloklarda birim hacimden yayılan enerjiyi (ısı) temsil eder. δ_{ij} ise delta dirac fonksiyonu olup, bloklardaki değeri 1 diğer yerlerde ise sıfırdır. Bu değişkenlere, problem alanı

içindeki noktaya göre (akışkan veya bloklar) uygun değerler verildiğinde, enerji denklemi, hem akışkanın bulunduğu hem de ısıtıcı blokların bulunduğu bölgede geçerli olur.

3.1.4. Türbülans kinetik enerjisi denklemi

Kartezyen koordinatlarda, kararsız ve sıkıştırılamaz akış için, türbülans kinetik enerjisi denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + S_{tk} \quad (3.11)$$

$$S_{tk} = G_k - \rho \varepsilon = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon \quad (3.12)$$

Burada, G_k türbülans kinetik enerji üretimini ifade etmektedir.

3.1.5. Türbülans kinetik enerjisi yutulma denklemi

Kartezyen koordinatlarda, kararsız ve sıkıştırılamaz akış için, türbülans kinetik enerjisi yutulma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + S_{t\varepsilon} \quad (3.13)$$

$$S_{t\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon) \quad (3.14)$$

$$G_k = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

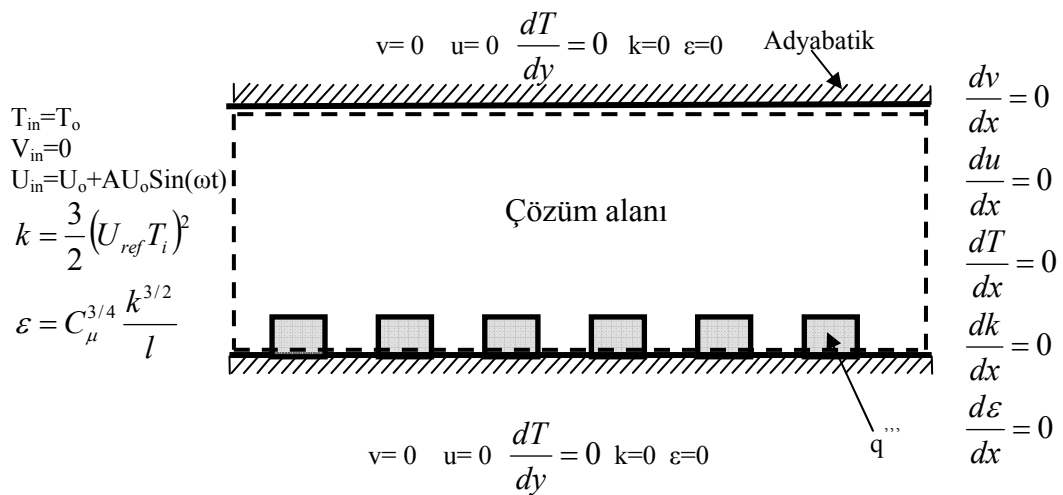
$$S_{t\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{k} \left[C_1 \left\{ \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} - C_2 \rho \varepsilon \right] \quad (3.16)$$

Burada, C_1 ve C_2 sabit katsayıları, σ_k türbülans kinetik enerjisi denklemi için türbülans Prandtl sayısını, σ_ε ise türbülans kinetik enerjisi yutulma denklemi için türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir. Bu katsayılar, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen sabit değerlerdir ve aşağıdaki şekildedir [Versteeg ve Malalasekera, 1995].

$$C_1=1,44 \quad C_2=1,92 \quad C_\mu=0,09 \quad \sigma_k=1,00 \quad \sigma_\varepsilon=1,30 \quad Pr_t=0,9$$

3.2. Sınır Şartları

Problemin temel denklemlerinin çözülebilmesi için, bu denklemlerde kullanılan değişkenlerin, çözüm alanının sınırlarındaki sınır değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Problemin geometrisine göre, kanalın alt ve üst yüzeyi yalıtılmıştır. Ayrıca, çıkışta havanın hızının yatay yöndeki değişiminin, ihmal edilebilir değerde olduğu kabul edilmiştir. Kanal girişindeki tüm değişkenlerin değerleri verilmektedir. Akışkan, kanal girişinde sabit T_o sıcaklığındadır ve hızın yatay bileşeni, $U_{in}(t)=U_o+AU_o\sin\omega t$ formülü ile belirlenir. Akışkan hızının dikey bileşeni ise sıfırdır ($v=0$). Tüm bu kabullere göre, problemimizin sınır şartları Şekil 3.4'deki gibidir.



Şekil 3.4. Türbülanslı durumda sınır şartları.

Kanal girişinde (x= 0)

Hava kanala üniform hız profilinde ve sabit sıcaklıkta girmektedir. Havanın anlık giriş hızının x yönlü bileşeni zamana göre sinüzoidal olarak değişmekte, y yönlü bileşeni ise sıfır değerini almaktadır.

$$0 \leq y \leq H_c \quad v=0 \quad u=U_0+AU_0\sin(\omega t) \quad T=T_0$$

Kanal girişinde, türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji yutulma değerleri aşağıdaki ifadelerle belirlenebilir [Versteeg ve Malalasekera, 1995].

$$k = \frac{3}{2} (U_{ref} T_i)^2 \quad \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l}$$

Burada, $l=0.07 L$ dir. L karakteristik uzunluğu, T_i ise türbülans yoğunluğunu ifade etmektedir.

Kanal Çıkışında (x= L)

Kanalın çıkışında, bütün değişkenlerin değişiminin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu kabul edilmiştir.

$$0 \leq y \leq H_c \quad \frac{dv}{dx} = 0 \quad \frac{du}{dx} = 0 \quad \frac{dT}{dx} = 0 \quad \frac{dk}{dx} = 0 \quad \frac{d\varepsilon}{dx} = 0$$

Kanal Üst Yüzeyde (y= H_c)

Kanal üst yüzeyinde duvar sınır şartı vardır ve yalıtılmıştır.

$$0 \leq x \leq L \quad v=0 \quad u=0 \quad \frac{dT}{dy} = 0 \quad k=0 \quad \varepsilon=0$$

Kanal Alt Yüzeyinde ($y = 0$)

Benzer olarak, kanal alt yüzeyinde de duvar sınır şartı vardır ve yalıtılmıştır.

$$0 \leq x \leq L \quad v=0 \quad u=0 \quad \frac{dT}{dy} = 0 \quad k=0 \quad \varepsilon=0$$

Başlangıç Şartı ($t = 0$)

Başlangıç anında, havanın başlangıç sıcaklığı T_0 olarak, diğer tüm değişkenlerin başlangıç değeri ise sıfır olarak kabul edilmektedir.

$$v=0 \quad u=0 \quad T = T_0 \quad k=0 \quad \varepsilon=0$$

Türbülans Duvar Şartı

k-ε türbülans modeli kanalın iç bölgelerinde doğrudan kullanılabilirken, duvara yakın bölgelerde ise değişiklikler yapılarak kullanılmaktadır. Katı duvar, duvar yakınındaki türbülans yapısını etkilemekte ve türbülans gerilmesi ve türbülans hızı etkilerinin ihmal edilmesine neden olmaktadır. Bu bölgeye laminer alt bölge denmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda, $y^+=11,63$ değerinin altındaki bölgenin bu laminer alt bölge, üzerindeki bölgenin ise türbülanslı akış bölgesi olduğu kabul edilmiştir. Bundan dolayı k-ε türbülans modeli kullanılırken, duvar yakınlarda daha uygun sonuçlar elde etmek için, aşağıda belirtildiği şekilde duvar fonksiyonu kullanılması gerekmektedir.

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y^*}{\mu} \quad (3.17)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.18)$$

$$\tau_w = \frac{U\mu}{y^*} \quad (3.19)$$

Burada, y^* duvardan olan uzaklığı, u_τ sürtünme hızını, τ_w ise duvardaki kayma gerilmesini temsil etmektedir.

Eğer y^+ 'nın değeri, 11,63 değerinden küçük ise duvar yakınındaki akış laminer akış olarak, büyük ise türbülanslı akış olarak kabul edilir.

$y^+ < 11,63$ ise $u^+ = y^+$ olarak alınır ve k ile ε 'nin değerleri interpolasyon alınarak bulunur.

$$y^+ > 11,63 \text{ ise } u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{K} \ln(Ey^+)$$

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}$$

$$\varepsilon = \frac{u_\tau^3}{Ky^*} \text{ olarak alınır.}$$

3.3. Genel Denklem

Problemimin süreklilik, enerji, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yutulma denklemlerini (Eşitlik 3.1, 3.2, 3.4, 3.8, 3.11 ve 3.13) incelediğimiz zaman hepsinin benzer yapıda olduğunu gözlemleriz. Bundan dolayı bir genel değişken ϕ kullanılarak, tüm denklemler genel bir formda yazılabilir. Genel bir ϕ değişkeni için iki boyutlu kartezyen koordinatlarda taşınım denklemi Eş. 3.20'deki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S_\phi \quad (3.20)$$

Bu eşitlikte, ϕ genel bir değişkeni, Γ genel difüzyon katsayısını ve S ise kaynak terimini temsil etmektedir. Genel taşınım denklemi için, değişkenler ve bunlara karşılık gelen difüzyon katsayıları ve kaynak terimleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Genel denklem için, değişkenler ve bunlara karşılık gelen difüzyon katsayıları ve kaynak terimleri

| Denklem | ϕ | Γ | S |
|---|---------------|--|--|
| Süreklilik | 1 | 0 | 0 |
| x - momentum | u | μ_{eff} | $-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x})$ |
| y - momentum | v | μ_{eff} | $-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y})$ |
| Enerji | T | Γ_t | $\frac{q'''}{C_p} \delta_{ij}$ |
| Türbülans kinetik enerjisi | k | $\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}$ | $G_k - \rho \varepsilon$ |
| Türbülans kinetik enerjisi yutulma | ε | $\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon}$ | $\frac{\varepsilon}{k}(C_1 G_k - C_2 \rho \varepsilon)$ |
| $G_k = \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]$ $\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad \mu_T = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ $\Gamma_t = \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$ $C_1=1,44 \quad C_2=1,92 \quad C_\mu=0,09 \quad \sigma_k=1,00 \quad \sigma_\varepsilon=1,30$ | | | |

3.4. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Isıtıcı bloklardan, akışkana geçen ısı transferini karakterize etmek için Nusselt sayısının hesaplanması gerekmektedir. Nusselt sayısı, temel denklemlerin çözümü

sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı kullanılarak hesaplanabilir. İncelenen akış, zamanla periyodik olarak değiştiği için, değişik Nusselt sayısı tanımları yapılabilir. Bunlar anlık yerel Nusselt sayısı, anlık alan ortalama Nusselt sayısı ve periyot boyunca alan ve zaman ortalama Nusselt sayısıdır, bu Nusselt sayıları aşağıda tanımlanmış ve formüle edilmiştir. Nusselt sayısının genel ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (3.21)$$

Burada kullanılan h , k ve L_c sırasıyla, blok yüzeylerindeki ısı taşınım katsayısı, akışkanın ısı iletim katsayısı ve karakteristik uzunluktur. Burada, karakteristik uzunluk olarak kanal hidrolik çapı D_h kullanılmıştır.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(H_c L_z)}{2(H_c + L_z)} = \frac{4H_c L_z}{2L_z} = 2H_c \quad (3.22)$$

Burada L_z kanalın z yönündeki uzunluğu, H_c ise y yönündeki yüksekliktir. $L_z \gg H_c$ olduğu için paydaki H_c ihmal edilmiştir. Dolayısıyla kanal hidrolik çapı, iki kanal yüksekliği ($D_h = L_c = 2H_c$) olarak elde edilmiştir.

Blok yüzeyindeki ısı akısı, ısı taşınım katsayısı h , blok yüzey sıcaklığı T_w ve kanal giriş sıcaklığı T_o kullanılarak yazılabilir.

$$q'' = h(T_w - T_o) = -k \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (3.23)$$

Eşitlik 3.23'den ısı taşınım katsayısı (h) çekilir ise aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$h = - \left. \frac{k}{(T_w - T_o)} \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (3.24)$$

Bulunan bu denklem, Nusselt sayısının genel formülünde yerine yazılırsa, anlık yerel Nusselt sayısını elde ederiz.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = - \left. \frac{D_h}{(T_w - T_o)} \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (3.25)$$

Yukarıdaki denklemde kanal hidrolik çapının değeri, kanal yüksekliğinin iki katı ($D_h=2H_c$) olarak yerine yazılırsa, eşitliğimiz aşağıdaki şekilde yeniden yazılabilir ve anlık yerel Nusselt sayısını temsil eder.

$$Nu = \frac{h2H_c}{k} = - \left. \frac{2H_c}{(T_w - T_o)} \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} \quad (3.26)$$

Anlık alan ortalama Nusselt sayısını elde etmek için, alan boyunca anlık yerel Nusselt sayısının integralini alır ve toplam blok yüzey alanına bölersek, aşağıdaki eşitliği elde ederiz.

$$Nu_{\bar{A}} = \frac{1}{A} \int_A Nu dA \quad (3.27)$$

Periyot boyunca alan ve zaman ortalama Nusselt sayısı ise, salınım periyodu boyunca ortalama alındıktan sonra, aşağıdaki gibi elde edilir.

$$Nu_{\bar{\tau}} = \frac{1}{\tau} \int_{\tau} \frac{1}{A} \int_A Nu dA dt \quad (3.28)$$

Burada, τ giriş hızının periyodunu temsil etmektedir.

3.5. Reynolds Sayısının Hesaplanması

Reynolds sayısı giriş ortalama hızı ve kanal hidrolik çapı kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{\rho U_{in} D_h}{\mu} = \frac{U_{in} D_h}{\nu} \quad (3.29)$$

Burada; μ akışkanın dinamik viskozitesini, ν kinematik viskoziteyi, ρ akışkanın yoğunluğunu, U_{in} akışkanın periyot boyunca ortalama giriş hızını, D_h ise kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir. Yukarıdaki denklem, periyot boyunca ortalama giriş hızının değeri sabit U_o hızına eşit ($U_{in}=U_o$) ve hidrolik çapın değeri $D_h=2H_c$ olacak şekilde yeniden düzenlenirse, Eş. 3.30 elde edilir.

$$Re = \frac{\rho U_o 2H_c}{\mu} = \frac{U_o 2H_c}{\nu} \quad (3.30)$$

4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Bir probleminin çözümündeki amaç, problemin bağımlı değişkenlerinin, problemin çözüm alanının içindeki dağılımlarının elde edilmesi ve sistemin çevresi ile olan etkileşiminin belirlenmesidir.

İncelediğimiz problemin matematiksel olarak modellenmesi sonucunda elde edilen süreklilik, momentum ve enerji denklemleri birbirlerine bağımlı non-lineer diferansiyel denklemler olduğu için aynı anda çözülmesi gerekmektedir. Bu yüzden problemin çözümü, sayısal çözüm metodu ile mümkündür.

Sayısal metot ile çözüm yapılırken, problemin çözüm alanında sonlu sayıda noktadan oluşan bir ağ oluşturulur ve bağımlı değişkenlerin (u , v , P , T , k ve ϵ) değerleri tüm bu noktalar için elde edilir. Fiziksel bir problemin sayısal metot ile çözümü üç adımda gerçekleşir.

- Fiziksel problemin matematiksel denklemler ile ifade edilmesi ve sınır şartlarının belirlenmesi (formülasyon).
- Diferansiyel denklemlerin düğüm noktalarında ayrıştırılarak cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülmesi.
- Elde edilen cebirsel denklem sistemlerinin uygun yöntemlerle çözülmesi.

Problemin diferansiyel denklemlerinin kontrol hacmi yöntemiyle, sayısal olarak çözülebilmesi için, öncelikle problemin çözüm alanının sonlu sayıda kontrol hacmine bölünmesi gerekmektedir. Problemin geometrisinin her noktası için cebirsel denklem oluşturulabilir ve bu denklemler çözülebilir. Fakat bu sonsuz sayıda denklem ve sonsuz sayıda çözüm demektir. Bu yüzden problemin çözüm alanı içinde yeterli sayıda nokta belirlenir ve bu noktalar için çözüm yapılır. Çözüm sonucunda, bağımlı değişkenlerin değerleri sadece bu noktalar için elde edilir. Bu noktalara düğüm ve bu

düğüm noktalarının oluşturduğu sisteme de çözüm ağı denir. Kullanılan düğüm sayısı arttıkça çözümün hassasiyeti artar, fakat bu sırada yapılacak işlem sayısı da artar. Bu yüzden problemin çözümünde optimum düğüm sayısı kullanılmalıdır.

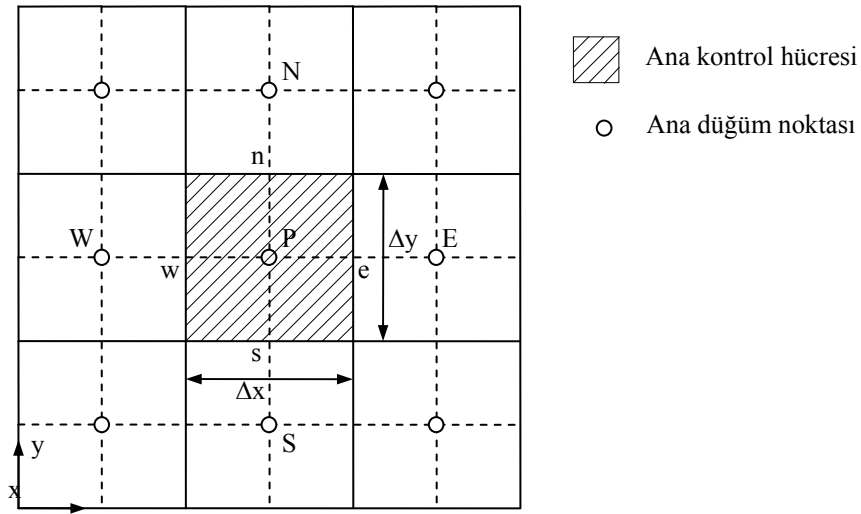
Bu çalışmada, diferansiyel denklemlerin cebirsel hale getirilmesi için, sonlu kontrol hacmi metodu kullanılmıştır. Problemin sayısal çözümü için, ilk olarak problemin geometrisi sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek, problemin diferansiyel denklemleri, bu kontrol hacimlerinde integre edilmiştir ve cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. SIMPLE algoritması kullanılarak, FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla, problemin denklemleri, çözüm alanı içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımını belirlemek için, problemin sınır şartları ile birlikte çözülmüştür. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için hybrid metot kullanılmıştır. Zamana bağımlı terimler ise tam implicit metot kullanılarak diskritize edilmiştir. Cebirsel denklemlerin çözümü için ise Gauss-Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır.

4.1. Diferansiyel Denklemlerin Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi

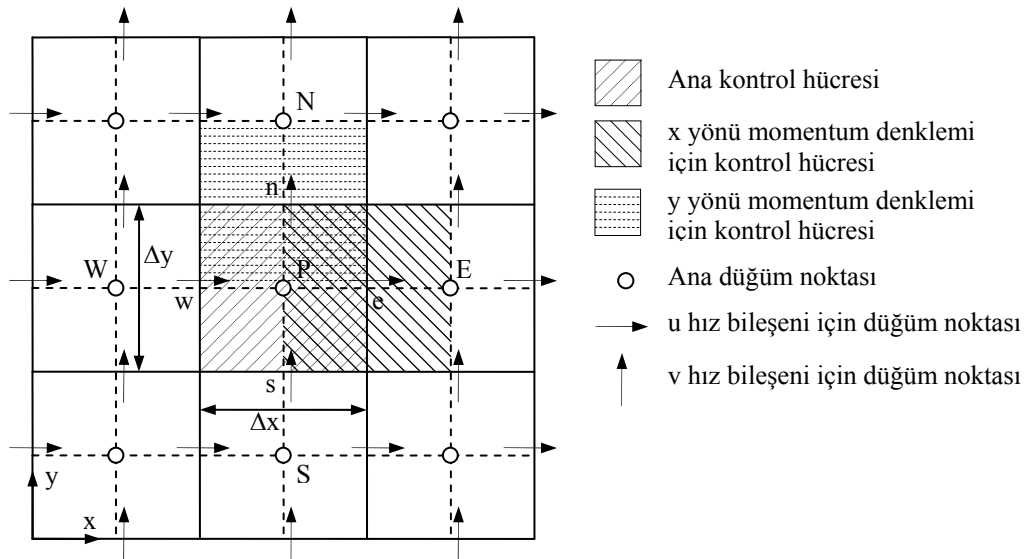
Problemin diferansiyel denklemlerinin ayrıklaştırılmasında “Kontrol Hacmi Formülasyonu” kullanılmıştır. Bu metotta, problem alanı sonlu hacimlere (kontrol hacimlerine) bölünerek, diferansiyel denklemler bu kontrol hacimlerinde integre edilerek cebirsel denklemlere dönüştürülürler.

Problemin kontrol hacmi sistemi aşağıdaki gibidir. Burada P kontrol hacminin merkezindeki düğüm noktasını, w kontrol hacminin batı yüzeyini, e doğu yüzeyini, n kuzey yüzeyini, s ise güney yüzeyini belirtmektedir. Ayrıca W batı yönündeki, E doğu yönündeki, N kuzey yönündeki, S ise güney yönündeki komşu kontrol hacminin merkezini göstermektedir.

Momentum denklemleri çözülürken, denklemlerin içerisinde bulunan basınç dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Problemin temel denklemlerinin içinde basınç dağılımını çözebildiğimiz bir denklem yoktur.



Şekil 4.1. İki boyutlu akış için kontrol hacmi şeması.



Şekil 4.2. Kaydırılmış kontrol hacmi şeması.

Bu yüzden, momentum denklemlerinin çözülebilmesi için, süreklilik denklemleri, basınç dağılımını çözmek için kullanılır. Bundan dolayı, bu uygulamada kaydırılmış kontrol hacimlerin kullanılması gerekmektedir. Dolayısıyla x-yönü momentum denklemini çözmek için, ağ sistemi ana ağ sistemine (ana kontrol hacmine) göre doğuya kaydırılır. Aynı şekilde y-yönü momentum denklemini çözmek için, ağ

sistemi ana ağ sistemine (ana kontrol hacmine) göre kuzeye kaydırılır. Daha sonra ilgili denklemler bu yeni ağ sistemine göre çözülür.

4.1.1. Genel taşınım denkleminin cebirsel hale dönüştürülmesi

Daha önce belirtildiği gibi bütün denklemler birbirlerine benzer yapılardadır. Bu yüzden genel bir ϕ değişkeni için iki boyutlu kartezyen koordinatlardaki taşınım denkleminin cebirsel hale dönüştürülmesi, diğer denklemlerle aynıdır. Burada ϕ değişkeni, u , v , T , k veya ε olabilir. Aşağıda genel taşınım denkleminin cebirsel hale getirilmesi kısaca gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (4.1)$$

Burada, ϕ genel bir değişkeni, Γ genel difüzyon katsayısını ve S ise kaynak terimini temsil etmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) = S \quad (4.3)$$

x ve y yönleri için konveksiyon ve difüzyondan oluşan toplam akılar yazılırsa, Eş. 4.4 ve Eş. 4.5 elde edilir.

$$J_x = \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (4.4)$$

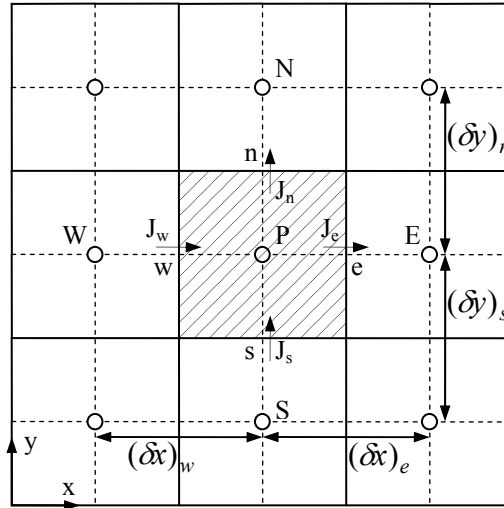
$$J_y = \rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (4.5)$$

Eşitlik 4.4 ve Eş. 4.5, Eş. 4.3'de yerlerine yazılırsa genel diferansiyel denklem aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = S \quad (4.6)$$

Eşitlik 4.6, Şekil 4.3'de gösterilen kontrol hacmine göre integre edilirse:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right] dy dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n [S] dy dx dt \quad (4.7)$$



Şekil 4.3. P düğüm noktası için kontrol hacmi ve boyutları

Zamana bağlı terim için implicit metot kullanılarak integral tamamlanırsa, Eş. 4.8 elde edilir.

$$\frac{(\rho_p \phi_p - \rho_p^o \phi_p^o) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + J_e - J_w + J_n - J_s = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (4.8)$$

Cebirsel denklemlerin lineer olması istendiği için, kaynak terimlerinin de bu şartı sağlaması gerekir. Dolayısıyla kaynak terimi lineerize edilir. Bundan dolayı, kaynak

terimi $S = S_c + S_p \phi_p$ şeklinde genel olarak ifade edilmiştir. Burada S_c sabit bir değer, S_p ise bir katsayıdır.

Eşitlik 4.8' de verilen J_e , J_w , J_n ve J_s terimleri, kontrol hacminin yan yüzeylerindeki toplam konveksiyon-difüzyon akısını temsil etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır.

$$J_e = \int_e J_x dy \quad (4.9a)$$

$$J_w = \int_w J_x dy \quad (4.9b)$$

$$J_n = \int_n J_y dx \quad (4.9c)$$

$$J_s = \int_s J_y dx \quad (4.9d)$$

Aynı şekilde benzer işlemleri süreklilik denklemine de uygulayalım. Öncelikle, kartezyen koordinatlarda kararsız akış için süreklilik denklemini genel formda yazalım.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (4.11)$$

Eşitlik 4.11, P düğüm noktasının kontrol hacminde integre edilirse Eş. 4.12 elde edilir.

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \right] dy dx dt \quad (4.12)$$

Yukarıdaki integraller tamamlanırsa, Eş. 4.13 elde edilir.

$$\frac{(\rho_p - \rho_p^o) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (4.13)$$

Burada, F_e , F_w , F_n ve F_s kontrol hacminin yan yüzelerindeki kütleli debileri temsil etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır.

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (4.14a)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (4.14b)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (4.14c)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (4.14d)$$

Eşitlik 4.13'ü ϕ_p ile çarpar, Eş. 4.8'den çıkarır ve düzenlersek aşağıdaki eşitliği elde ederiz.

$$\begin{aligned} & (\phi_p - \phi_p^o) \frac{\rho_p^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e \phi_p) - (J_w - F_w \phi_p) + (J_n - F_n \phi_p) \\ & - (J_s - F_s \phi_p) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (4.15)$$

Bu denklemin terimleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$J_e - F_e \phi_p = a_E (\phi_p - \phi_E) \quad (4.16)$$

$$J_w - F_w \phi_p = a_w (\phi_w - \phi_p) \quad (4.17)$$

$$J_n - F_n \phi_p = a_n (\phi_p - \phi_n) \quad (4.18)$$

$$J_s - F_s \phi_p = a_s (\phi_s - \phi_p) \quad (4.19)$$

Yukarıdaki ifadeler, Eş. 4.15'de yerlerine yazılırsa,

$$\begin{aligned} & (\phi_p - \phi_p^o) \frac{\rho_p^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} + a_E (\phi_p - \phi_E) - a_W (\phi_W - \phi_p) + a_N (\phi_p - \phi_N) \\ & - a_S (\phi_S - \phi_p) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (4.20)$$

yukarıdaki denklem elde edilir. Bu denklem düzenlenirse, Eş. 4.21 elde edilir.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (4.21)$$

Bu elde edilen cebirsel denklemde bulunan, a_E , a_W , a_N ve a_S denklemin katsayılarıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmişlerdir [Patankar,1980].

$$a_E = D_e A(|P_e|) + \| -F_e, 0 \| \quad (4.22a)$$

$$a_W = D_w A(|P_w|) + \| F_w, 0 \| \quad (4.22b)$$

$$a_N = D_n A(|P_n|) + \| -F_n, 0 \| \quad (4.22c)$$

$$a_S = D_s A(|P_s|) + \| F_s, 0 \| \quad (4.22d)$$

$$a_p^o = \frac{\rho_p^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4.22e)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_p \phi_p \quad (4.22f)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p \phi_p - S_p \Delta x \Delta y \quad (4.22g)$$

Bu tanımlanan katsayıların içerisinde bulunan D , kontrol hacminin yüzeylerindeki difüzyon katsayısını ve P ise, yine kontrol hacminin yan yüzeylerindeki Peclet sayısını temsil etmektedir. Difüzyon katsayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (4.23a)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (4.23b)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} \quad (4.23c)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} \quad (4.23d)$$

Peclet sayısı kütleli debinin difüzyon terimine bölümü olarak ifade edilir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad (4.24a)$$

$$P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad (4.24b)$$

$$P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad (4.24c)$$

$$P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (4.24d)$$

Yukarıdaki ifadeler içindeki $A(|P|)$, Peclet sayısına bağlı bir fonksiyondur ve kullanılacak olan metoda göre değişir. Değişik metotlar için $A(|P|)$ nin alacağı değerler aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir

Çizelge 4.1. Farklı metotlar için $A(|P|)$ fonksiyonu [Patankar,1980].

| Metot | $A(P)$ Değeri |
|--------------------|-------------------------|
| Merkezi farklar | $1 - 0,5 P $ |
| Upwind Metodu | 1 |
| Hybrid Metodu | $\ 0, (1 - 0,5 P)\ $ |
| Pover law Metodu | $\ 0, (1 - 0,1 P)^5\ $ |
| Exponansiyel Metot | $ P / [\exp(P) - 1]$ |

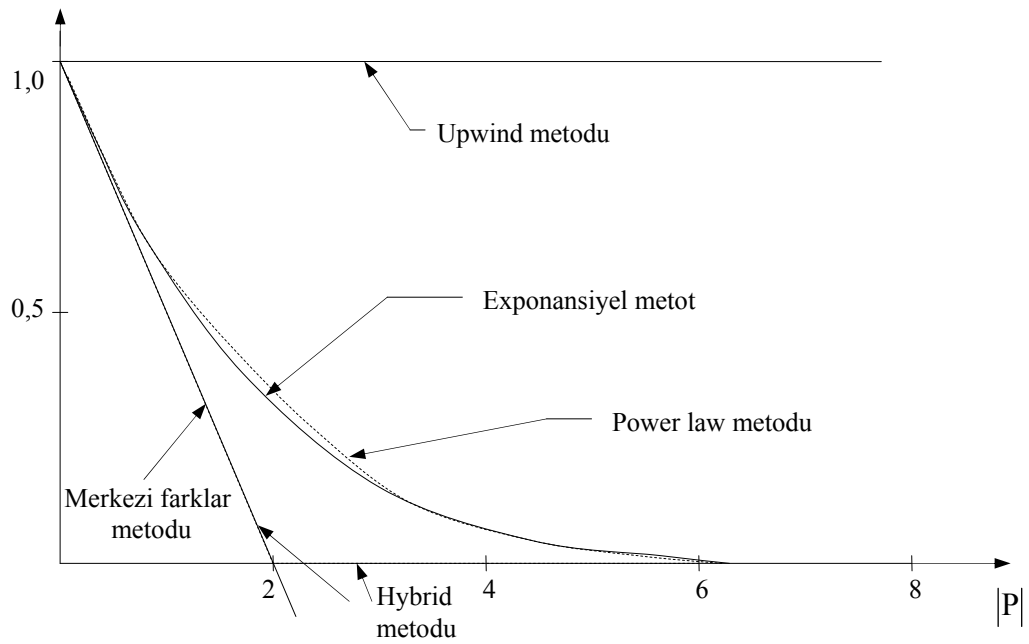
Verilen bir problem için, Çizelge 4.1’de verilen metotlar arasından en uygun olanı akışkanın hızına bağlı olarak seçilir. Bu metotlar tek tek incelenirse, merkezi farklar metodunun düşük hızlar için iyi sonuç verirken, hızlar yükseldikçe doğruluktan uzaklaştığı görülmektedir. Bu metot katsayıların pozitif olma şartını her zaman sağlamamaktadır. Peclet sayısının küçük değerleri için bu şart sağlanırken, büyük değerleri için sağlanamamaktadır. Bu sorunu gidermek için upwind metodu geliştirilmiştir.

Bu yöntemde cebirsel denklemin katsayılarının pozitif olma şartı her zaman sağlanır. Bu yüzden bu metot her zaman fiziksel olarak doğru sonuç verir, fakat değişkenlerin değişiminin lineer kabul edilmesinden dolayı, hassas olmayan sonuçların ortaya

çıkmasına sebep olur. Kısacası, yüksek Peclet sayıları için konveksiyonu iyi temsil eder fakat sayısal difüzyona neden olur.

Exponansiyel metotta ise, diferansiyel denklem cebirsel hale getirilirken, analitik çözümlerle elde edilen bir ifade, düğümler arasındaki değişkenlerin değişimini ifade etmek için kullanılır. Bundan dolayı, sayısal olarak elde edilen sonuç, analitik sonuca çok yakındır. Analitik çözüm sadece bir boyutlu problemler için elde edildiğinden dolayı, bu metod direkt olarak iki ve üç boyutlu problemlere uygulanamamaktadır.

Hybrid metod ise, merkezi farklar ve upwind metodlarının iyi tarafları alınarak geliştirilmiştir. Bu metod, küçük Peclet sayılarında merkezi farklar metodu, büyük Peclet sayılarında ise upwind metodu gibi davranır. Peclet sayısının, $-2 \leq P \leq 2$ aralığında merkezi farklar metoduna, bu aralığın dışında ise upwind metoduna eşdeğerdir. Hybrid metod Peclet sayısının +2 ve -2 değerleri için, analitik çözümden oldukça uzaklaşmaktadır. Bu durumu ortadan kaldırmak için, power law metodu geliştirilmiştir. Power law metodunda, analitik çözüme daha iyi yaklaşmak için, katsayıların hesabında Peclet sayısının değerine göre, dört değişik ifade kullanılmıştır. Bu metodların kıyaslaması Şekil 4.4'te görülmektedir.

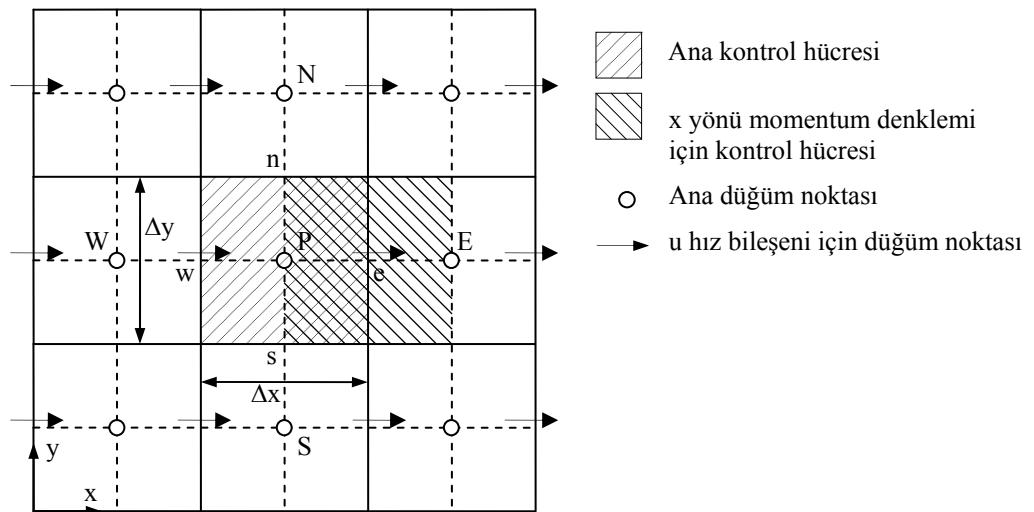


Şekil 4.4. Değişik ayrıklaştırma yöntemlerinin kıyaslaması[Patankar,1980].

4.1.2. Momentum denklemlerinin cebirsel hale dönüştürülmesi

Daha öncede belirtildiği gibi, momentum denklemleri çözümlerken, denklemlerin içersinde bulunan basınç dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Eğer basınç dağılımı bilinse idi, momentum denkleminin çözümü genel taşınım denkleminin çözümü gibi yapılabilirdi. Momentum denkleminin basınç terimi içermesi ve basınç için ayrı bir diferansiyel denklemin olmaması, momentum denkleminin çözümü için özel yaklaşımlar gerektirmiştir. Bu yaklaşımlar SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEST, SIMPLEC ve benzerleridir. Biz problemimizin momentum denklemlerinin çözümünde SIMPLE algoritmasını kullanacağız [Patankar,1980].

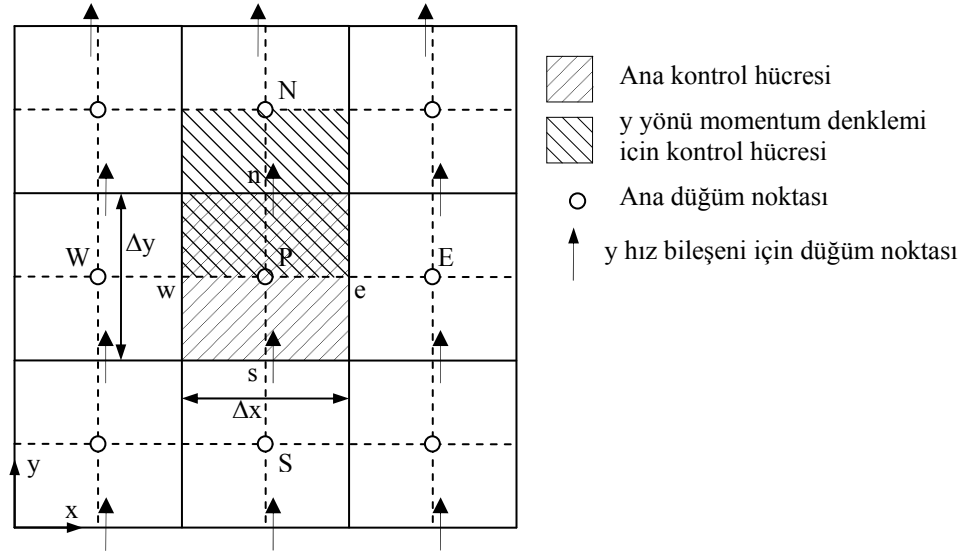
Genel diferansiyel denklemin cebirsel denklemlere dönüştürülmesi sırasında ana kontrol hücresi kullanılmıştır. Momentum denklemlerinin cebirsel denklemlere dönüştürmek için, aynı kontrol hücresinin kullanımı çeşitli sorunlara neden olmaktadır. Bu sorunları gidermek için, Momentum denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürülürken kaydırılmış kontrol hücreleri kullanılır. Dolayısıyla x-yönlü momentum denklemini çözmek için, ağ sistemi ana ağ sistemine (ana kontrol hacmine) göre doğuya kaydırılır. Aynı şekilde y-yönlü momentum denklemini çözmek için, ağ sistemi ana ağ sistemine (ana kontrol hacmine) göre kuzeye kaydırılır. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da, kaydırılmış ağ sistemleri görülmektedir.



Şekil 4.5. x-yönlü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması

Şekil 4.5’de görülen ağ sisteminde, x yönlü momentum denklemi integre edilirse ve düzenlenirse aşağıdaki cebirsel denklem elde edilir.

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + A_e (P_P - P_E) \quad (4.25)$$



Şekil 4.6. y-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması

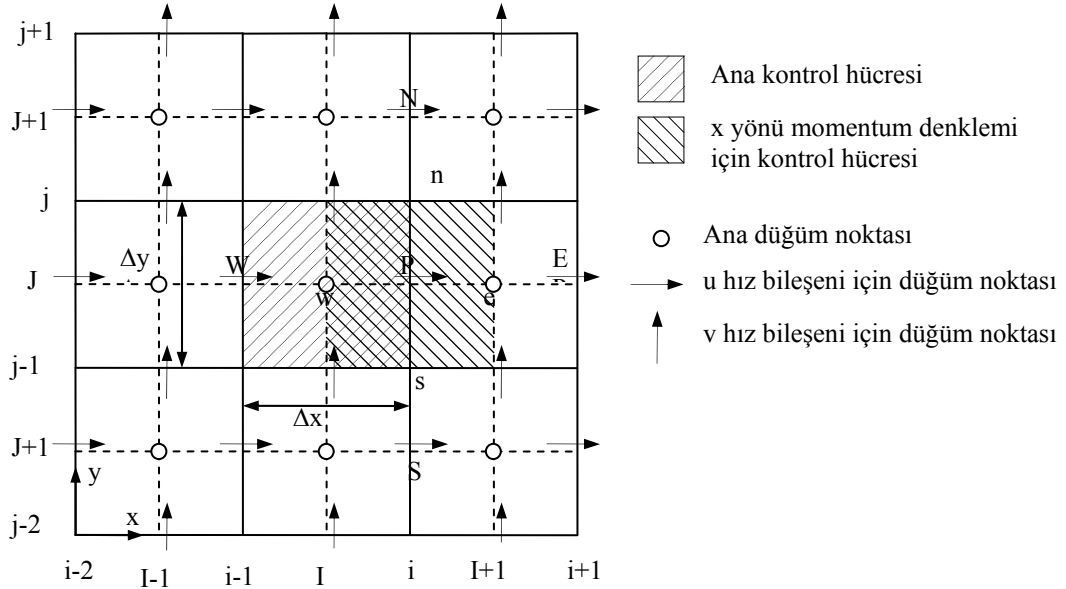
Aynı şekilde, Şekil 4.6’da görülen ağ sisteminde, y yönü momentum denklemi integre edilirse ve düzenlenirse aşağıdaki cebirsel denklem elde edilir.

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + A_n (P_P - P_N) \quad (4.26)$$

Eşitlik 4.25 ve Eş. 4.26’da bulunan, a_{nb} , u_{nb} ve v_{nb} terimleri tüm komşu noktalardaki değişkenleri ve katsayıları temsil etmektedir. A_e , kontrol hacminin doğu yüzünün alanını, A_n ise kontrol hacminin kuzey yüzünün alanını temsil etmektedir.

Bu bölüme kadar anlatılan ayrıştırma basamakları, bu çalışmanın diferansiyel denklemlerine uygulanarak, problemin cebirsel denklemleri ve katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen eşitlikler aşağıda verilmektedir. İlgili denklemlerin kapsamlı ayrıştırılması ise ekler bölümünde verilmektedir.

x-yönü momentum (u) denkleminin ayrıklaştırılması



Şekil 4.7. x-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması.

x-yönü Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + S_{tu} \quad (4.27)$$

$$S_{tu} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (4.28)$$

Ayrıklaştırma sonucunda elde edilen cebirsel denklem;

$$a_{i,J} u_{i,J} = a_{i,J+1} u_{i,J+1} + a_{i,J-1} u_{i,J-1} + a_{i+1,J} u_{i+1,J} + a_{i-1,J} u_{i-1,J} + a_{i,J}^0 u_{i,J}^0 + b \quad (4.29)$$

$$a_{i,J} = \rho_{i,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_{n,0}\| + \|-F_{s,0}\| + \|F_{e,0}\| + \|-F_{w,0}\| \quad (4.30)$$

$$a_{i,J+1} = D_n + \|-F_{n,0}\| \quad (4.31)$$

$$a_{i,J-1} = D_s + \|F_{s,0}\| \quad (4.32)$$

$$a_{i+1,J} = D_e + \|-F_e, 0\| \quad (4.33)$$

$$a_{i-1,J} = D_w + \|F_w, 0\| \quad (4.34)$$

$$a_{i,J}^0 = \rho_{i,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \quad (4.35)$$

$$b = \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff\ i,j-1} (v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\ I+1,J} (u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\} \Delta V \quad (4.36)$$

Burada katsayılar ise;

$$F_n = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} v_{i,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{i,j} v_{i,j} \delta x \quad (4.37)$$

$$F_s = F_{i,j-1} = \frac{\rho_{i,j-1} v_{i,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{i,j-1} v_{i,j-1} \delta x \quad (4.38)$$

$$F_e = F_{I+1,J} = \frac{\rho_{I+1,J} u_{I+1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{I+1,J} u_{I+1,J} \delta z \quad (4.39)$$

$$F_w = F_{I,J} = \frac{\rho_{I,J} u_{I,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{I,J} u_{I,J} \delta z \quad (4.40)$$

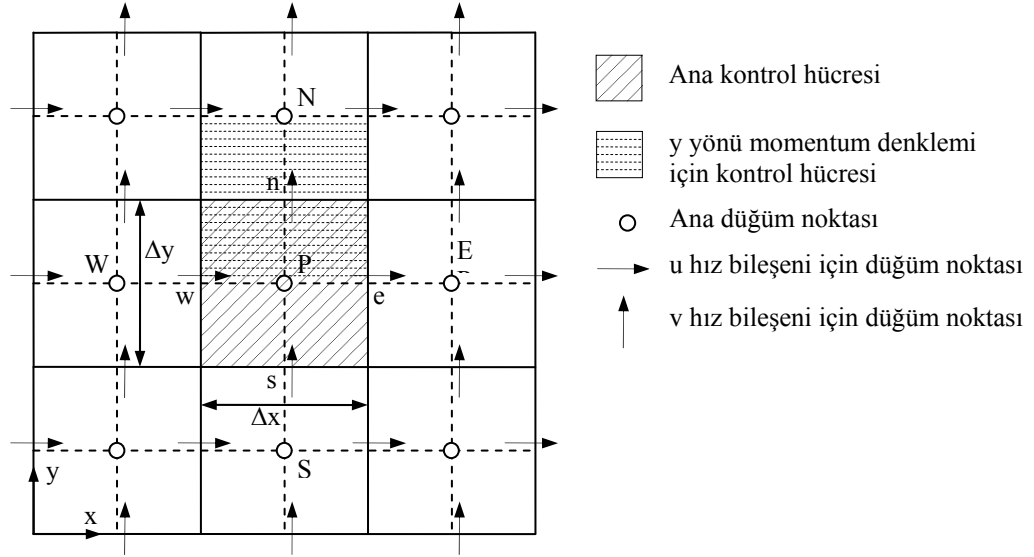
$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff\ i,j}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ i,j}}{\delta y_{PN}} \delta x \quad (4.41)$$

$$D_s = D_{i,j-1} = \frac{\mu_{eff\ i,j-1}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ i,j-1}}{\delta y_{SP}} \delta x \quad (4.42)$$

$$D_e = D_{I+1,J} = \frac{\mu_{eff\ I+1,J}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ I+1,J}}{\delta x_{PE}} \delta y \quad (4.43)$$

$$D_w = D_{I,J} = \frac{\mu_{eff\ I,J}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ I,J}}{\delta x_{WP}} \delta y \quad (4.44)$$

y-yönü momentum (v) denkleminin ayrıklaştırılması



Şekil 4.8. y-yönü momentum denklemi için kaydırılmış kontrol hücresi şeması.

y-yönü Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + S_{tv} \quad (4.45)$$

$$S_{tv} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) \quad (4.46)$$

Ayrıklaştırma sonucunda elde edilen cebirsel denklem;

$$a_{I,j} v_{I,j} = a_{I,j+1} v_{I,j+1} + a_{I,j-1} v_{I,j-1} + a_{I+1,j} v_{I+1,j} + a_{I-1,j} v_{I-1,j} + a_{I,j}^0 v_{I,j}^0 + b \quad (4.47)$$

$$a_{I,j} = \rho_{I,j} \frac{\Delta V}{\Delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\| \quad (4.48)$$

$$a_{I,j+1} = D_n + \|-F_n,0\| \quad (4.49)$$

$$a_{I,j-1} = D_s + \|F_s,0\| \quad (4.50)$$

$$a_{I+1,j} = D_e + \|-F_e, 0\| \quad (4.51)$$

$$a_{I-1,j} = D_w + \|F_w, 0\| \quad (4.52)$$

$$a_{I,j}^0 = \rho_{I,j}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \quad (4.53)$$

$$b = \left\{ \begin{array}{l} \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,J+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,J} - v_{I,J-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] \\ + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \end{array} \right\} \Delta V \quad (4.54)$$

Burada katsayılar ise;

$$F_n = F_{I,J+1} = \frac{\rho_{I,J+1} v_{I,J+1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,J+1} v_{I,J+1} \delta x \quad (4.55)$$

$$F_s = F_{I,J} = \frac{\rho_{I,J} v_{I,J}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,J} v_{I,J} \delta x \quad (4.56)$$

$$F_e = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,j} u_{i,j} \delta z \quad (4.57)$$

$$F_w = F_{i-1,j} = \frac{\rho_{i-1,j} u_{i-1,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} \delta z \quad (4.58)$$

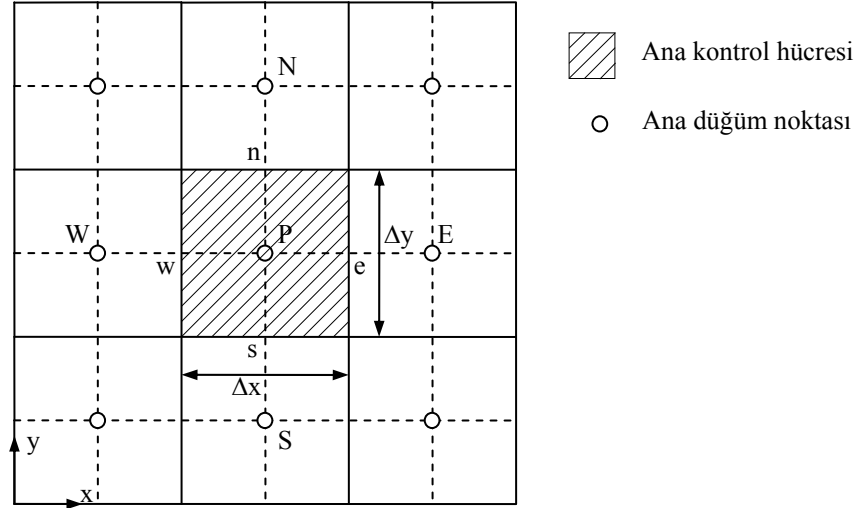
$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff\ I,J+1}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ I,J+1}}{\delta y_{PN}} \delta x \quad (4.59)$$

$$D_s = D_{I,J} = \frac{\mu_{eff\ I,J}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ I,J}}{\delta y_{SP}} \delta x \quad (4.60)$$

$$D_e = D_{i,j} = \frac{\mu_{eff\ i,j}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ i,j}}{\delta x_{PE}} \delta y \quad (4.61)$$

$$D_w = D_{i-1,j} = \frac{\mu_{eff\ i-1,j}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff\ i-1,j}}{\delta x_{WP}} \delta y \quad (4.62)$$

Enerji (T) denkleminin ayrıklaştırılması



Şekil 4.9. Enerji denklemi için kontrol hücresi şeması.

Enerji denklemleri:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x}) + S_{tt} \quad (4.63)$$

$$S_{iv} = \frac{q'''}{C_p} \delta_{ij} \quad \text{ve} \quad \Gamma_t = \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4.64)$$

Ayrıklaştırma sonucunda elde edilen cebirsel denklem;

$$a_{I,J} T_{I,J} = a_{I,J+1} T_{I,J+1} + a_{I,J-1} T_{I,J-1} + a_{I+1,J} T_{I+1,J} + a_{I-1,J} T_{I-1,J} + a_{I,J}^0 T_{I,J}^0 + b \quad (4.65)$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\Delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n, 0\| + \|-F_s, 0\| + \|F_e, 0\| + \|-F_w, 0\| \quad (4.66)$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n, 0\| \quad (4.67)$$

$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s, 0\| \quad (4.68)$$

$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e, 0\| \quad (4.69)$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w, 0\| \quad (4.70)$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \quad (4.71)$$

$$b = \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V \quad (4.72)$$

Burada katsayılar ise;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x \quad (4.73)$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x \quad (4.74)$$

$$F_e = F_{i,J} = \frac{\rho_{i,J} u_{i,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,J} u_{i,J} \delta z \quad (4.75)$$

$$F_w = F_{i-1,J} = \frac{\rho_{i-1,J} u_{i-1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \delta z \quad (4.76)$$

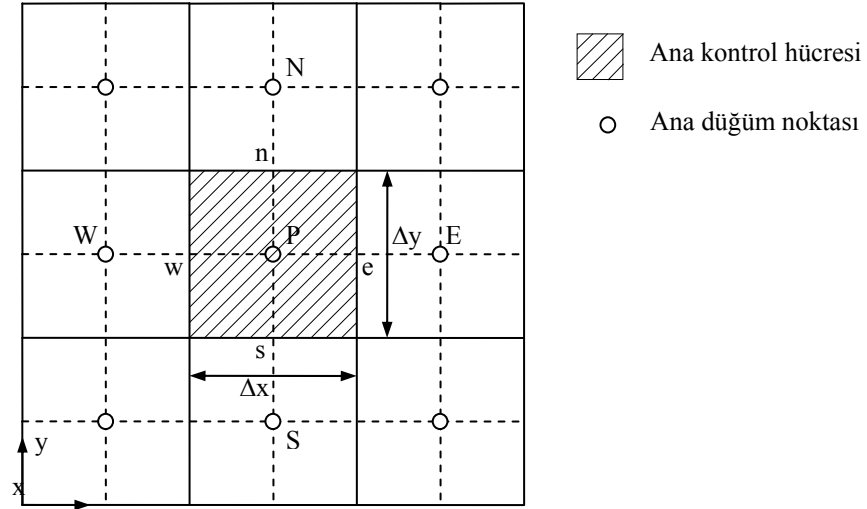
$$D_n = D_{I,j} = \frac{\Gamma_{t_{i,j}}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i,j}}}{\delta y_{PN}} \delta x \quad (4.77)$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\Gamma_{t_{i,j-1}}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i,j-1}}}{\delta y_{SP}} \delta x \quad (4.78)$$

$$D_e = D_{i,J} = \frac{\Gamma_{t_{i,j}}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i,j}}}{\delta x_{PE}} \delta y \quad (4.79)$$

$$D_w = D_{i-1,J} = \frac{\Gamma_{t_{i-1,j}}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i-1,j}}}{\delta x_{WP}} \delta y \quad (4.80)$$

Türbülans kinetik enerji (k) denkleminin ayrıklaştırılması



Şekil 4.10. Türbülans kinetik enerji denklemini için kontrol hücresi şeması.

Türbülans Kinetik Enerji denklemini:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + S_{tk} \quad (4.81)$$

$$S_{tk} = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon \quad (4.82)$$

Ayrıklaştırma sonucunda elde edilen cebirsel denklemini;

$$a_{I,J} k_{I,J} = a_{I,J+1} k_{I,J+1} + a_{I,J-1} k_{I,J-1} + a_{I+1,J} k_{I+1,J} + a_{I-1,J} k_{I-1,J} + a_{I,J}^0 k_{I,J}^0 + b \quad (4.83)$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\Delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\| \quad (4.84)$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n,0\| \quad (4.85)$$

$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s,0\| \quad (4.86)$$

$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e,0\| \quad (4.87)$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w, 0\| \quad (4.88)$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \quad (4.89)$$

$$b = \left\{ \begin{array}{l} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 \\ + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \end{array} \right\} \Delta V \quad (4.90)$$

Burada katsayılar ise;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x \quad (4.91)$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x \quad (4.92)$$

$$F_e = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,j} u_{i,j} \delta z \quad (4.93)$$

$$F_w = F_{i-1,j} = \frac{\rho_{i-1,j} u_{i-1,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} \delta z \quad (4.94)$$

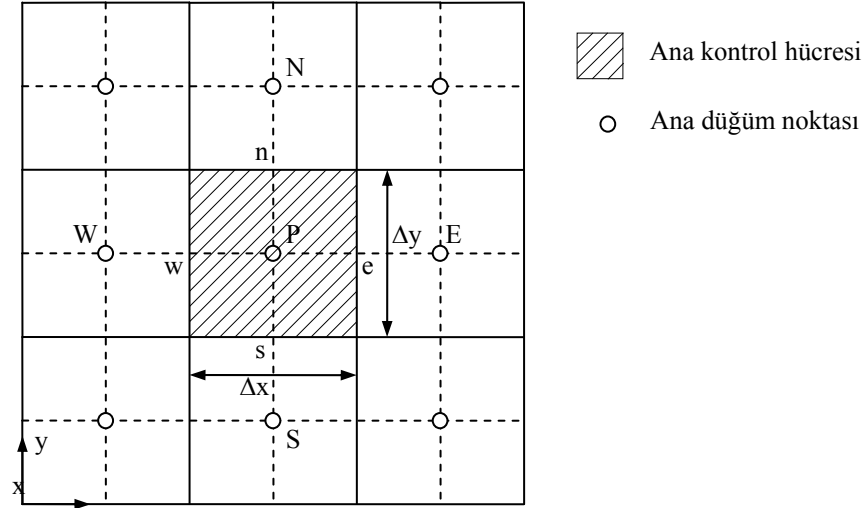
$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_k \delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_k \delta y_{PN}} \delta x \quad (4.95)$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_k \delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_k \delta y_{SP}} \delta x \quad (4.96)$$

$$D_e = D_{i,j} = \frac{\mu_{eff_{i,j}}}{\sigma_k \delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,j}}}{\sigma_k \delta x_{PE}} \delta y \quad (4.97)$$

$$D_w = D_{i-1,j} = \frac{\mu_{eff_{i-1,j}}}{\sigma_k \delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i-1,j}}}{\sigma_k \delta x_{WP}} \delta y \quad (4.98)$$

Türbülans kinetik enerji yutulması (ϵ) denkleminin ayrıklaştırılması



Şekil 4.11. Türbülans kinetik enerji yutulması denklemini için kontrol hücresi şeması.

Türbülans Kinetik Enerji Yutulması Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u\epsilon)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial\epsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial\epsilon}{\partial x} \right) + S_{t\epsilon} \quad (4.99)$$

$$S_{t\epsilon} = \frac{\epsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 \rho \epsilon) \quad (4.100)$$

$$G_k = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (4.101)$$

$$S_{t\epsilon} = \frac{\epsilon}{k} \left[C_1 \left\{ \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} - C_2 \rho \epsilon \right] \quad (4.102)$$

Ayrıklaştırma sonucunda elde edilen cebirsel denklem;

$$a_{I,J} \epsilon_{I,J} = a_{I,J+1} \epsilon_{I,J+1} + a_{I,J-1} \epsilon_{I,J-1} + a_{I+1,J} \epsilon_{I+1,J} + a_{I-1,J} \epsilon_{I-1,J} + a_{I,J}^0 \epsilon_{I,J}^0 + b \quad (4.103)$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\Delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\| \quad (4.104)$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n, 0\| \quad (4.105)$$

$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s, 0\| \quad (4.106)$$

$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e, 0\| \quad (4.107)$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w, 0\| \quad (4.108)$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \quad (4.109)$$

$$b = \left\{ \begin{array}{l} C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{I,J} - v_{I-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,J} - u_{I,J-1}}{\delta y} \right]^2 + \\ 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,J} - v_{I-1,J}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{I,J} - u_{I-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \end{array} \right\} \Delta V \quad (4.110)$$

Burada katsayılar ise;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x \quad (4.111)$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x \quad (4.112)$$

$$F_e = F_{i,J} = \frac{\rho_{i,J} u_{i,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,J} u_{i,J} \delta z \quad (4.113)$$

$$F_w = F_{i-1,J} = \frac{\rho_{i-1,J} u_{i-1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \delta z \quad (4.114)$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{PN}} \delta x \quad (4.115)$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{SP}} \delta x \quad (4.116)$$

$$D_e = D_{i,J} = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{PE}} \delta y \quad (4.117)$$

$$D_w = D_{i-1,J} = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{WP}} \delta y \quad (4.118)$$

4.2. SIMPLE Algoritması

Daha önceden de belirtildiği gibi, momentum denklemlerin çözülebilmesi için basınç dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Fakat bu denklemlerde doğru basınç değerleri bilinmediği için, tahmini bir basınç değeri P^* belirlenir [Patankar,1980] ve bu tahmini basınç değeri için, çözülen hız bileşenleri ise u^* ve v^* olarak kabul edilirse, denklemler aşağıdaki şekli alır.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + A_e (P_P^* - P_E^*) \quad (4.119)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + A_n (P_P^* - P_N^*) \quad (4.120)$$

Bulunmuş olan bu hızlar, tahmini basınç dağılımında elde edilen tahmini hızlardır. Bu yüzden basınç ve hızların düzeltilmesi gerekmektedir. Yani gerçek değerlerine olabildiğince yaklaştırılması gerekmektedir. Düzeltilmiş basınç değerine P , basınç düzeltmesine ise P' denirse, bu basınç düzeltmesine karşılık hızlardaki düzelme u' ve v' olur. Ayrıca doğru hız değerleri ise u ve v olarak belirtilir. Buna göre düzeltilmiş basınç ve hız bileşenleri şu şekilde ifade edilirler.

$$P = P^* + P' \quad (4.121)$$

$$u = u^* + u' \quad (4.122)$$

$$v = v^* + v' \quad (4.123)$$

Eşitlik 4.119, Eş.4.25'den ve Eş. 4.120, Eş. 4.26'dan taraf tarafa çıkarılırsa aşağıdaki denklemler elde edilir. Burada $\sum a_{nb} u_{nb}'$ ve $\sum a_{nb} v_{nb}'$ terimleri ihmal edilmiştir [Patankar,1980]. Bunun amacı düzeltilmiş hız değerleri için daha basit bir ifade elde etmektir.

$$a_e u_e' = A_e (P_P' - P_E') \quad (4.124)$$

$$a_n v'_n = A_n (P'_P - P'_N) \quad (4.125)$$

Yukarıdaki denklemlerden hızlardaki düzeltme u'_e ve v'_n çekilirse, Eş. 4.126 ve Eş. 4.127 elde edilir. Bu denklemlerde, $d_e = \frac{A_e}{a_e}$ ve $d_n = \frac{A_n}{a_n}$ olarak temsil edilmiştir.

$$u'_e = d_e (P'_P - P'_E) \quad (4.126)$$

$$v'_n = d_n (P'_P - P'_N) \quad (4.127)$$

Hızlardaki düzeltme u'_e ve v'_n , Eş. 4.30 ve Eş. 4.31'de yerlerine konulursa doğru hız dağılımlarını veren ifadeler bulunur.

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E) \quad (4.128)$$

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_P - P'_N) \quad (4.129)$$

Basınç düzeltme denklemini elde etmek için, öncelikle süreklilik denkleminin ana kontrol hacminde integre edilmesi gerekmektedir. Daha önceden, süreklilik denklemi integre edilmiş ve Eş. 4.13 elde edilmişti. Yukarıda elde edilen doğru hız bileşenleri, Eş. 4.13'de yerlerine yazılırsa, aşağıdaki basınç düzeltme denklemini elde ederiz.

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (4.130)$$

Bu denklemdeki katsayılar aşağıda verilmiştir.

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (4.130a)$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (4.130b)$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \quad (4.130c)$$

$$a_s = \rho_s d_s \Delta x \quad (4.130d)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (4.130e)$$

$$b = \frac{(\rho_p^o - \rho_p) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho u^*)_s - (\rho u^*)_n] \Delta x \quad (4.130f)$$

Yukarıdaki denklemdeki b , kaynak terimini temsil etmektedir. Aynı zamanda, integre edilmiş süreklilik denklemi ile tıpa tıp aynıdır. Bu kaynak terimi sıfır olduğu zaman, süreklilik sağlanmış olur ve dolayısıyla doğru hız ve basınç dağılımları bulunmuş olur.

4.3. Cebirsel Denklemlerin Çözümü

Problemimizin temel denklemlerinin ayrıklaştırılması ile elde edilen cebirsel denklem sistemlerini sayısal olarak çözmek için Gauss Siedel iterasyon tekniği kullanılmıştır. Bu çözüm metodunda, her eşitlikten bir bilinmeyen sanki diğerleri biliniyormuş gibi çözülür. Bundan dolayı, bilinmeyenler için ilk iterasyonda bir başlangıç değeri kabul edilir ve daha sonraki iterasyonlarda mevcut olan en son değer kullanılarak aynı işlemler tekrarlanır ve çözüme adım adım ulaşılır. Bu tür iteratif metotlarda, sonuçların yeterliliğini kontrol eden bir yakınsama kriterine ihtiyaç duyulur. Bu kriter, birbirini takip eden iki iterasyondaki bütün değişken değerlerindeki değişimin yeteri kadar küçük olup olmadığını kontrol eder ve bu değişimin istenilen değere ulaşana kadar iterasyonun tekrarlanmasını sağlar.

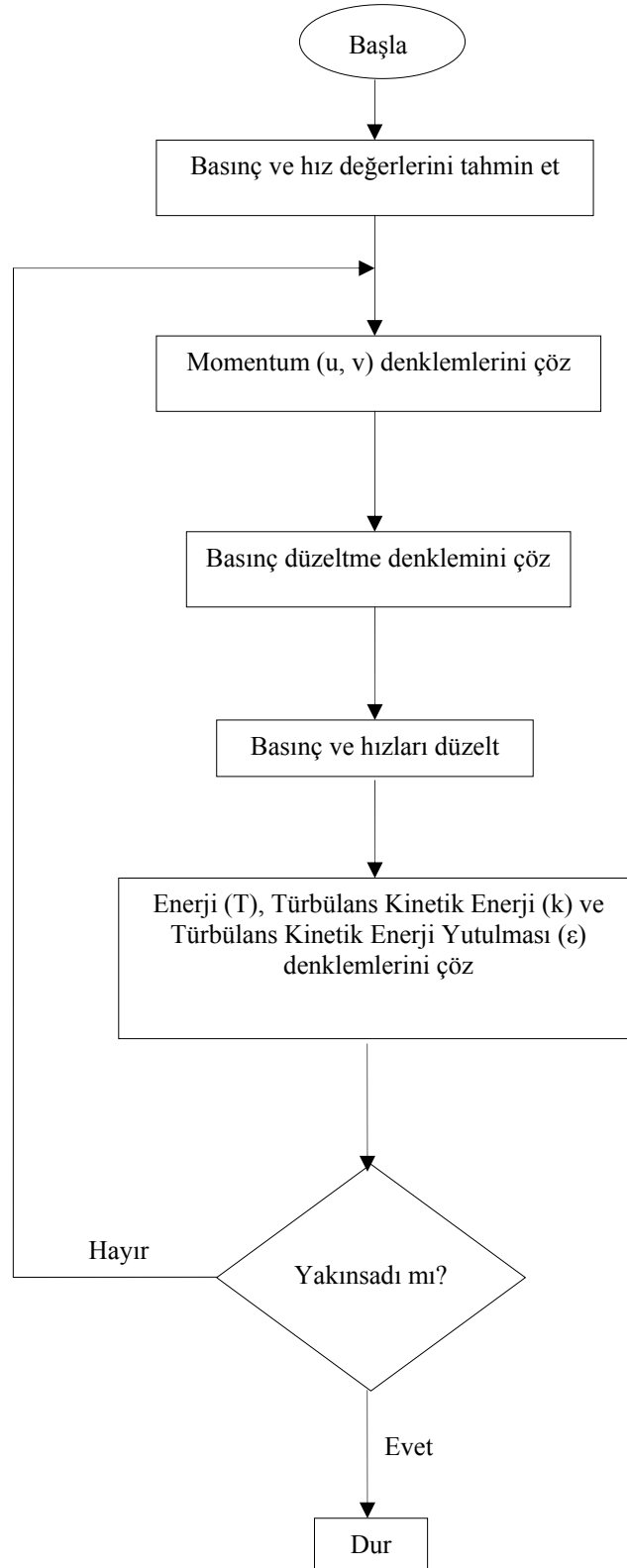
4.4. SIMPLE Algoritması İşlem Sırası

SIMPLE algoritmasında, momentum denklemleri çözülürken tahmini bir basınç dağılımı kullanılarak hız bileşenleri çözülür. Basınç düzeltme denkleminin çözülmesi ile, basınç düzeltme değerleri bulunur. Bu düzeltmeler yardımıyla gerçek basınç ve hız değerleri belirlenir. Kısacası, tahmini bir basınç dağılımı kullanılarak, yapılan

iterasyonlar sonucunda gerçek hız ve basınç dağılımları bulunur. SIMPLE algoritmasının işlem sırası aşağıda kısaca verilmiştir.

1. Tahmini bir basınç dağılımı P^* belirlenir.
2. Tahmini basınç dağılımı kullanılarak, Eş. 4.119 ve Eş. 4.120'den u^* ve v^* tahmini hızları bulunur.
3. Basınç düzeltme denkleminde P' çözülür.
4. $P = P^* + P'$ eşitliği kullanılarak basınç düzeltilir.
5. Eşitlik 4.128 ve Eş. 4.129 aracılığıyla hız bileşenleri düzeltilir.
6. Bulunan bu hızların süreklilik denklemini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer sağlamıyorsa 4. adımda bulunmuş olan P , P^* olarak kullanılır ve 2. adımdan itibaren işlemler, süreklilik denklemini sağlanana kadar tekrarlanır.

SIMPLE algoritmasının akış şeması aşağıdaki şekilde verilmektedir. Geliştirilen kod bu algoritma temel alınarak yazılmıştır.



Şekil 4.12. Geliştirilen kodun akış şeması.

4.5. Optimum Ağ Sistemi ve Zaman Adımının Belirlenmesi

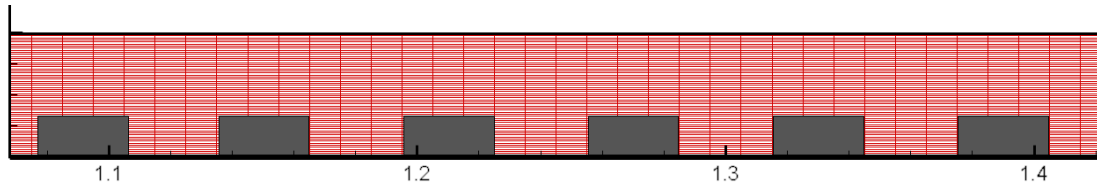
Ağ sistemi ve çözüm zaman adımı, sayısal çözümlerin sonuçlarını önemli ölçüde etkiler ve hataya neden olur. Bundan dolayı sonuçların, ağ sisteminden (düğüm sayısından) ve zaman adımından bağımsız olması gerekmektedir. Örneğin, daha hassas çözümler için, düğümlerin arasındaki mesafenin küçültülmesi ve zaman adımının azaltılması gerekmektedir. Fakat, düğümlerin arasındaki mesafenin küçültülmesiyle düğüm noktası sayısı, dolayısıyla işlem sayısı artar. Yine aynı şekilde zaman adımının çok küçültülmesi işlem sayısını artırmaktadır. İşlem sayısının artması ise, yuvarlatma hatasının artmasına sebep olur. Özellikle iteratif çözüm gerektiren uygulamalarda, bu çok önemli bir sorun oluşturabilir. Bundan dolayı, kullanılan zaman adımı ve ağ sistemi için optimum değerler belirlenmelidir. Bu optimum değerleri belirlemek için analitik bir formül yoktur. Bu optimum değerler, deneme, yanılma yaklaşımı ile belirlenir.

Optimum ağ sistemini belirlemek için, aynı problem, farklı ağ sistemleri için çözülür ve sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılır. Düğüm noktası sayısının, sonuçları etkilemediği ağ sistemi belirlenir ve hesaplamalarda bu ağ sistemi kullanılır. Yine aynı şekilde, optimum zaman adımını belirlemek için, aynı problem, farklı zaman adımlarıyla çözülür ve sonuçlar karşılaştırılır. Kullanılan zaman adımlarından, sonuçları etkilemeyen zaman adımı optimum olarak seçilir.

Problemin simülasyonunda kullanılan ağ sistemi Şekil 4.13'de görünmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, çözüm alanı yatay ve dikey yönde eşit aralıklara bölünerek, üniform bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Hesaplamalarda kullanılan düğüm noktalarının sayısından bağımsız sonuçlar elde etmek için, problemin simülasyonu diğer tüm parametreler sabit tutularak, değişik boyutlardaki ağ sistemleri için tekrar edilmiştir. Aynı şekilde kararsız rejimde, zaman adımından bağımsız sonuçlar elde etmek için, problemin simülasyonu diğer tüm parametreler sabit tutularak, farklı zaman adımında hesaplamalar yapılmıştır. Tüm bu simülasyon sonuçları değerlendirildiğinde optimum ağ boyutu (80x200) ve zaman adımı ise $\Delta t=1 \times 10^{-3} \tau$ olarak belirlenmiştir.

Akış zamanla periyodik olarak değişen bir akıştır. Bundan dolayı, hesaplamalar, periyodik kararlı şartlara ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır. Birbirini takip eden iki periyotta elde edilen Nusselt sayıları arasındaki fark ihmal edilebilecek kadar küçük olduğunda hesaplamalar durdurulmuştur.

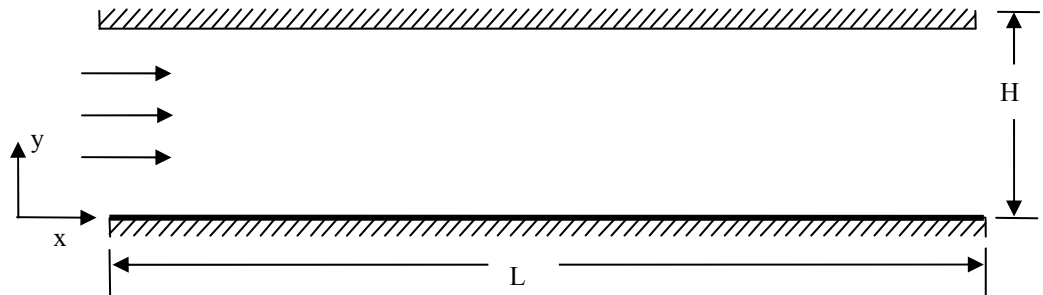
Bu nedenle, çalışmadaki tüm hesaplamalar için (80x200) ağ boyutu ve salınım periyodunun binde biri zaman adımı kullanılmış ve hesaplamalar, periyodik kararlı şartlara ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır.



Şekil 4.13. Problemin ağ sistemi.

4.6. Programın Doğruluğunun Test Edilmesi

Sayısal metot ve geliştirilen programın doğruluğunu test etmek için, bu çalışmada geliştirilen program kullanılarak elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Öncelikle, iki plaka arasındaki laminer tam gelişmiş akış ele alınmıştır. İncelenen akış Şekil 4.14’de görülmektedir. Burada, L kanal uzunluğunu, H ise kanal yüksekliğini temsil etmektedir. H/L oranı 0.08’dir. Bu problem hem geliştirilen kod yardımıyla, hem de analitik yöntemle çözülmüş ve sonuçlar birbiri ile kıyaslanmıştır. Analitik çözüm için, iki plaka arasındaki tam gelişmiş akışın hız dağılımını veren ifadenin çıkarılması, aşağıda detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 4.14. İki plaka arasındaki akışın şematik görünümü.

x yönü momentum denklemi yazılıp sadeleştirilirse, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$0 = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.130)$$

Bu eşitlik düzenlenirse Eşitlik 4.131 elde edilir.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (4.131)$$

Bu eşitliğin y'ye göre iki defa integrali alınırsa Eşitlik 4.132 elde edilir.

$$u(y) = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (4.132)$$

Problemin sınır şartları yazılırsa;

$$y=0 \quad \text{ise} \quad u(0)=0$$

$$y=h \quad \text{ise} \quad u(H)=0$$

Bu sınır şartları kullanılarak, C_1 ve C_2 katsayıları aşağıdaki şekilde bulunur.

$$C_2 = 0 \quad (4.133)$$

$$C_1 = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} H \quad (4.134)$$

Katsayılar yerine yazılırsa, akışın hız dağılımını veren aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$u(y) = \frac{H^2}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\left(\frac{y}{H} \right)^2 - \frac{y}{H} \right) \quad (4.135)$$

İki plaka arasındaki akışta, $\frac{\partial u}{\partial y}$ değerini sıfıra eşitlersek, maksimum hızın $y=H/2$ noktasında gerçekleştiği bulunur. Bu nokta için hız yazılırsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$U_{\max} = -\frac{H^2}{8\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (4.136)$$

Bu eşitlik düzenlenip, basınç gradyanı yalnız bırakılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -U_{\max} \frac{8\mu}{H^2} \quad (4.137)$$

Bulunan bu eşitlik, Eşitlik 4.135'te yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$u(y) = 4U_{\max} \left(\frac{y}{H} - \left(\frac{y}{H} \right)^2 \right) \quad (4.138)$$

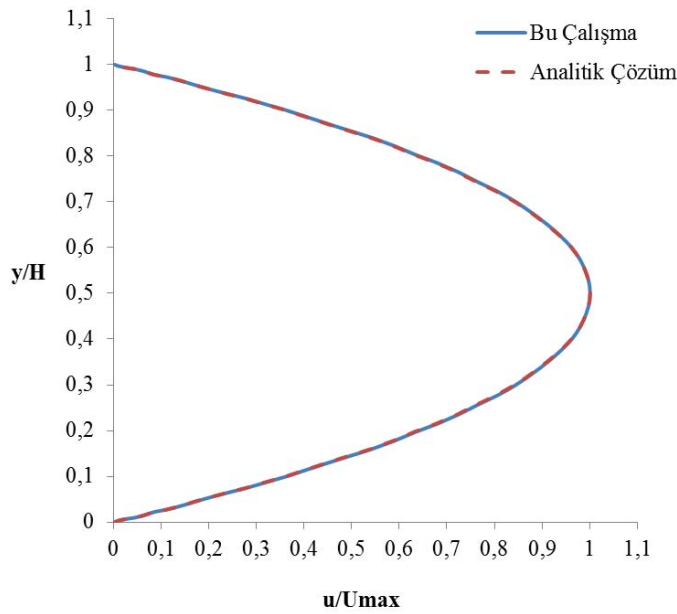
Laminer akışta, iki plaka arasında tam gelişmiş bölgede maksimum hız, ortalama hızın bir buçuk katıdır [Fox ve McDonald, 1994].

$$U_{\max} = \frac{3}{2} U_{ort} \quad (4.139)$$

Ayrıca bu problemde kanal girişinde akışın hız profiline üniform olduğu kabul edilirse, ortalama hız (U_{ort}), kanal giriş hızına (U_o) eşit olarak alınabilir. Son olarak eşitlik 4.138 düzenlenirse, iki plaka arasında laminer tam gelişmiş akışta hız dağılımını veren ifade aşağıdaki şekilde elde edilir.

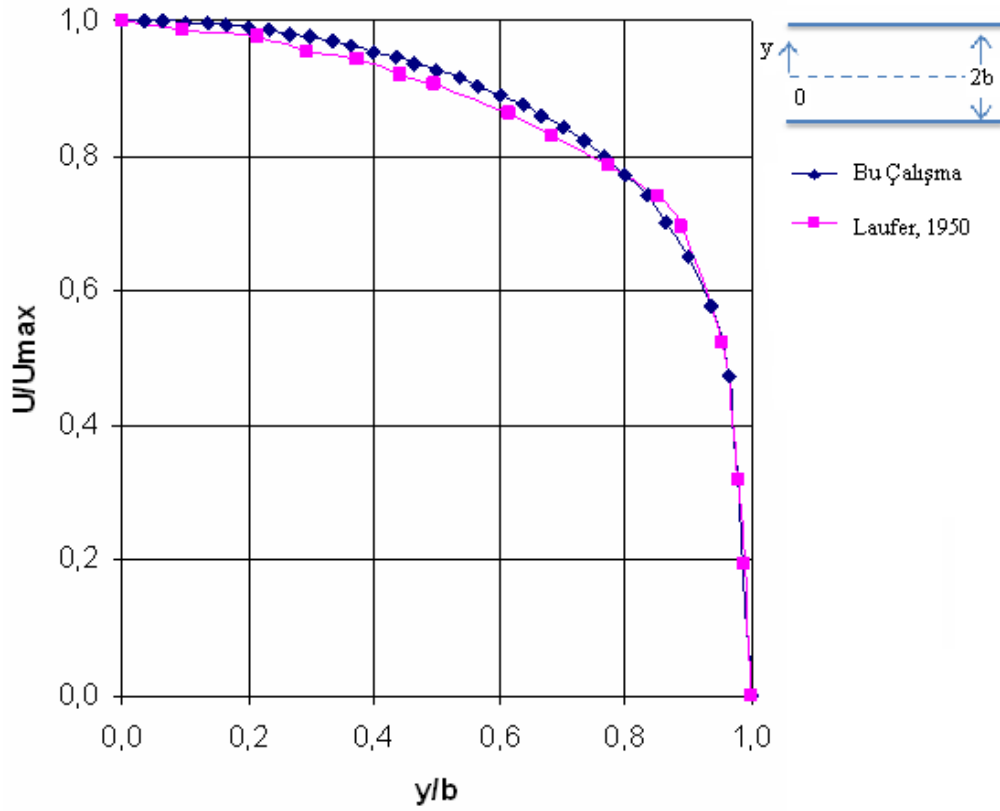
$$u(y) = 6U_o \left(\frac{y}{H} - \left(\frac{y}{H} \right)^2 \right) \quad (4.140)$$

İki plaka arasındaki tam gelişmiş bölge için, Eşitlik 4.140 yardımıyla elde edilen analitik sonuçlar ve geliştirilen kod yardımı ile elde edilen sayısal sonuçlar Şekil 4.15’de birlikte verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, her iki yöntem ile elde edilen hız profilleri birbiri ile tam uyumludur. Dolayısıyla geliştirilen kodun laminar akış şartlarında oldukça doğru sonuç verdiği söylenebilir.

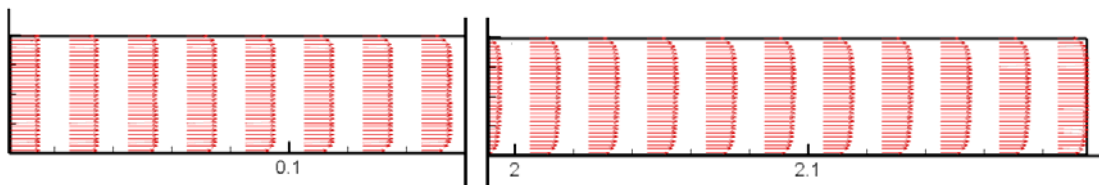


Şekil 4.15. Reynolds sayısı 700 için laminar akış tam gelişmiş hız profili.

Geliştirilen kodun, türbülanslı akış şartlarında doğruluğunu test etmek için, Laufer [1950] tarafından çalışılan, Reynolds sayısı 42800 için iki plaka arasındaki akış probleminin sonuçları ile, geliştirilen kod yardımıyla, yine aynı Reynolds sayısı için elde edilen sonuçlar, birbirleri ile kıyaslanmıştır. Şekil 4.16’da her iki çalışma için, türbülanslı akış tam gelişmiş hız profilleri bir arada verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere bu çalışmada elde edilen ve Laufer tarafından verilen hız profilleri, birbirleri ile oldukça uyumludur. Geliştirilen kod ile elde edilen hız vektör dağılımı ise şekil 4.17’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, kanal girişinde üniform olan hız, yatay yönde ilerledikçe hız sınır tabakasını oluşturmakta ve çıkışa doğru tam gelişmiş hız profiline ulaşmaktadır.



Şekil 4.16. Reynolds sayısı 42800 için, bu çalışmada elde edilen ve Laufer tarafından verilen tam gelişmiş boyutsuz hız (U/U_{max}) profillerinin karşılaştırılması.

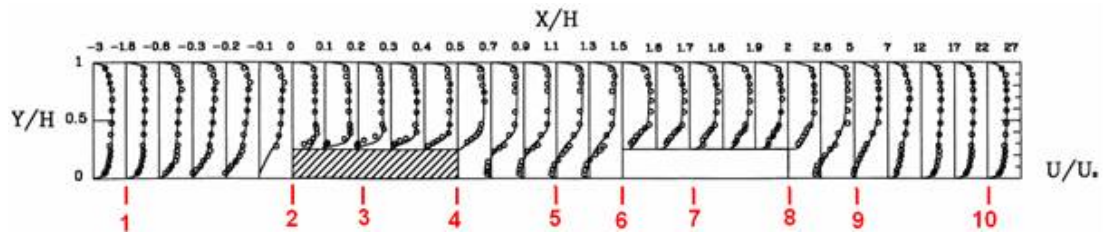


Şekil 4.17. Reynolds sayısı 42800 için, kanal giriş ve çıkış bölümlerinde hız vektör dağılımı.

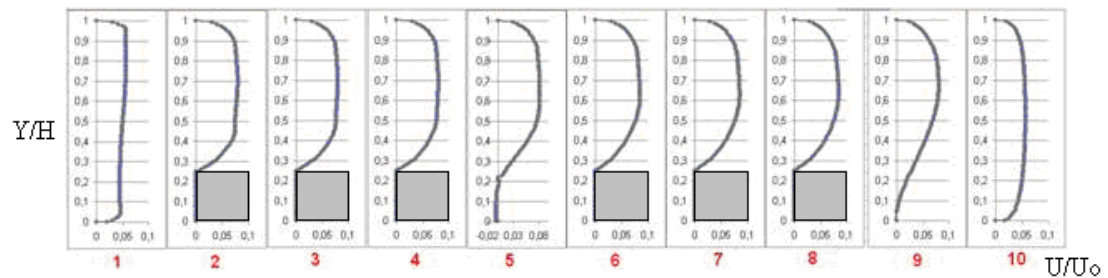
Bu çalışmada kullanılan formülasyonun, sayısal çözüm metodunun ve geliştirilen bilgisayar programının, iki plaka arasındaki türbülanslı akış için, oldukça doğru sonuç verdiği belirlendikten sonra, alt plaka üzerine iki adet blok yerleştirilerek, kodun doğruluğu test edilmiştir. Reynolds sayısı 10000 için, içersinde sabit yüzey sıcaklığında iki blok bulunan akış, geliştirilen kod yardımıyla çözülmüş ve elde

edilen sonuçlar, Chen ve Wang [1997] tarafından yapılan bir çalışmanın sonuçları ile kıyaslanmıştır.

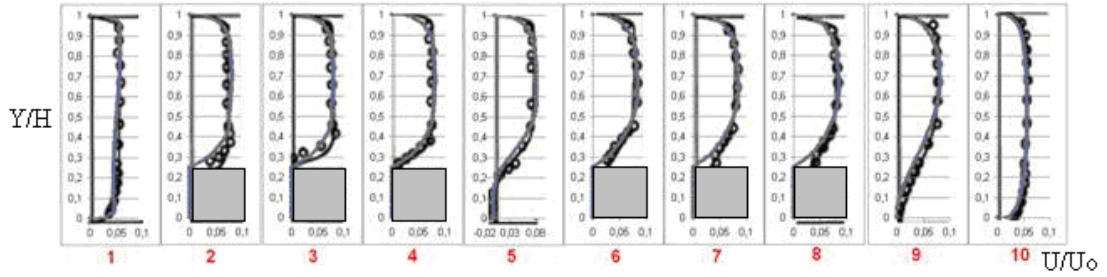
Şekil 4.18'de Chen ve Wang [1997] tarafından yapılan deneysel çalışmanın, boyutsuz hız profilleri farklı kesitler için birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere kanal içersinde ilerleyen akışkan, birinci bloğa çarpmakta ve blok üst yüzeyinde hızlanmakta, blokların arasında ters akışlar oluşmakta ve ikinci bloğun arkasında yeniden ters akış bölgesi oluşturmakta ve kanal çıkışına doğru, türbülanslı akış tam gelişmiş hız profiline ulaşmaktadır. Kanal içersindeki belirli kesitler, şekil üzerinde numaralandırılmıştır. Geliştirilen kod yardımıyla aynı parametreler için elde edilen boyutsuz hız profilleri, bu numaralandırılmış kesitler için, Şekil 4.19'da verilmiştir. Şekil 4.20'de ise iki çalışmanın sonuçları, ortak kesitler için bir arada verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere her iki çalışmadan elde edilen boyutsuz hız profilleri (u/U_0) birbiri ile oldukça uyumludur. Karşılaştırma yapılan, 10 kesitin hepsinde eğriler birbirleri ile oldukça uyumludur. Dolayısıyla, içersine blok eklenmiş durum için, seçilen türbülans modelinin ve geliştirilen kodun oldukça doğru sonuçlar verdiği söylenebilir.



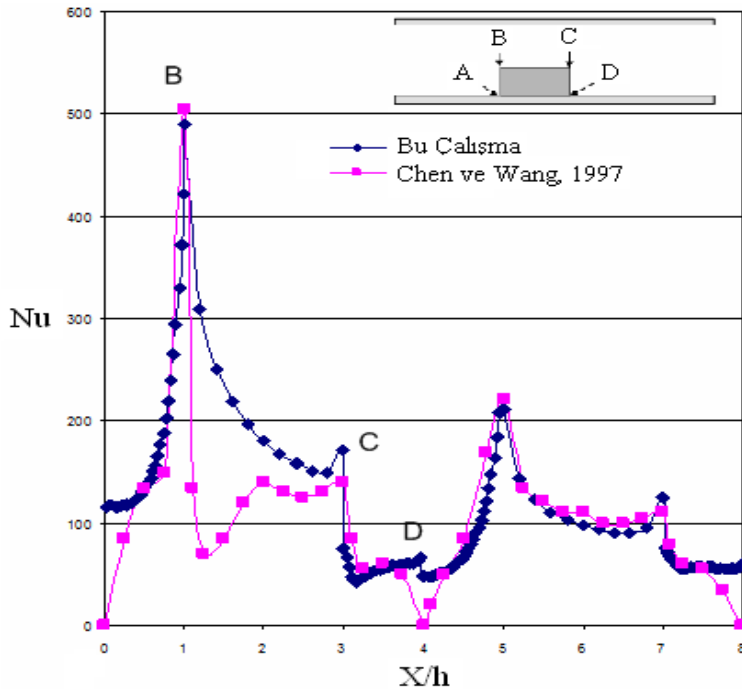
Şekil 4.18. Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerdeki boyutsuz hız profilleri [Chen ve Wang, 1997].



Şekil 4.19. Bu çalışmada Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerdeki boyutsuz hız profilleri.



Şekil 4.20. Reynolds sayısı 10000 için, farklı kesitlerde ki boyutsuz hız profillerinin Chen ve Wang (1997) çalışması ile karşılaştırması.



Şekil 4.21. Reynolds sayısı 10000 için, blok yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının değişiminin, Chen ve Wang'ın [1997] çalışması ile kıyaslanması.

Şekil 4.21'de ise her iki çalışma için, yerel Nusselt sayılarının blok yüzeylerinde değişimi aynı grafik üzerinde verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, eğriler genel olarak birbirleri ile uyumludur. Birinci bloğun sol alt köşesinde yerel Nusselt sayısının değerleri birbirinden farklı iken, mesafenin ilerlemesi ile birbirine yaklaşmaktadır. B noktasında her iki çalışma için de, Nusselt sayısının maksimum olduğu değerler aynıdır. Birinci bloğun üst yüzeyinde eğriler birbiri ile farklılık göstermektedir. Bunun nedeni, kullanılan $k-\epsilon$ türbülans modelinin düşük Reynolds sayılarında, akışı tam olarak modelleyememesi olabilir. C noktasından sonra iki eğri yine çakışmaktadır. İkinci bloğun neredeyse tüm yüzeyinde eğriler birbirleri ile

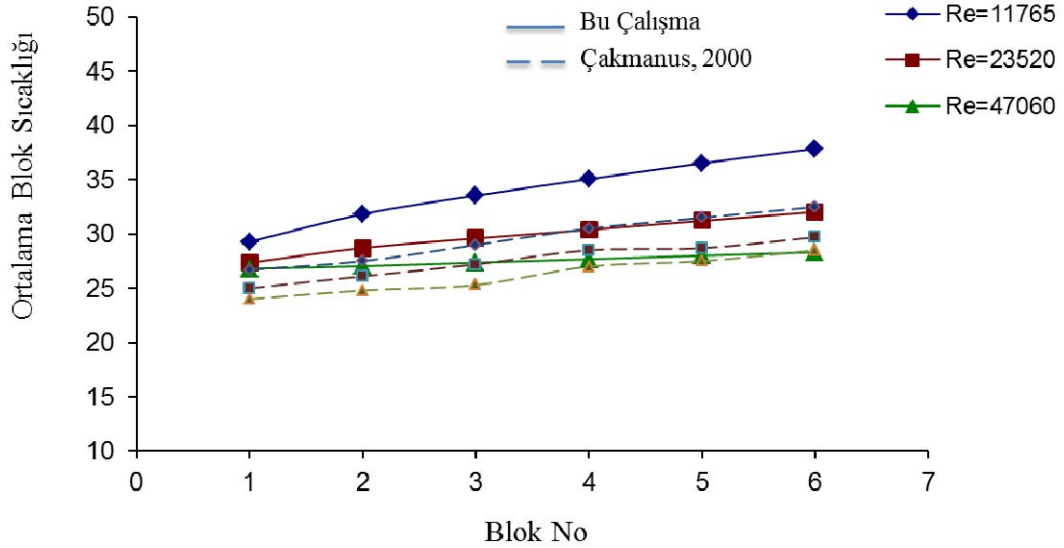
uyum içersindedir. Dolayısıyla küçük Reynolds sayılarında bile, geliştirilen kodun oldukça doğru sonuç verdiği söylenebilir.

Son olarak, kanal içersine 6 adet blok yerleştirilerek simülasyonlar yapılmış ve elde edilen sonuçlar, Çakmanus [2000] tarafından yapılan bir çalışmanın deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır. Bu amaçla Reynolds sayıları 11765, 23520 ve 47060 olduğunda, Isı üretimi $q'''=0,248 \text{ W/cm}^3$, $q'''=0,557 \text{ W/cm}^3$, $q'''=0,990 \text{ W/cm}^3$ simülasyonlar yapılmıştır. Bu parametreler için, her iki çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda birlikte irdelenmiştir.

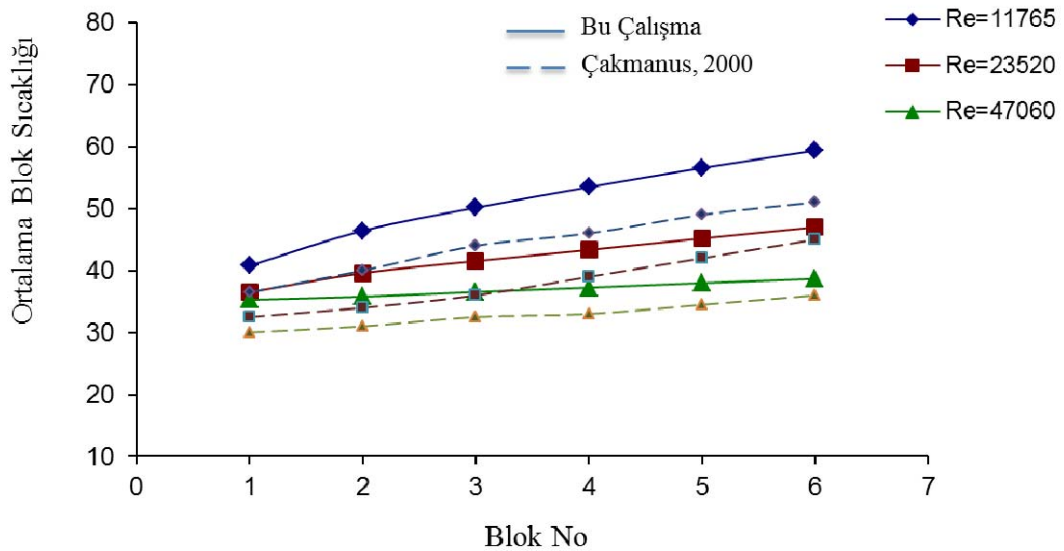
Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'de sırasıyla, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0.248 \text{ W/cm}^3$, $q'''=0.557 \text{ W/cm}^3$ ve $q'''=0.990 \text{ W/cm}^3$ için, kararlı durumda, ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik Reynolds sayıları için, birlikte verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere, her iki çalışmada da, tüm Reynolds sayıları için, birinci bloğun sıcaklığı minimum değerdedir. Blok numarasının artışı ile, blok sıcaklığı da artış göstermekte ve son blokta maksimum değerine ulaşmaktadır. Bunun sebebi, kanal içersine giren soğuk hava ilk olarak birinci bloğa çarpmakta ve bloğun ısını alarak, bloğu soğutmaktadır. Birinci bloğu geçen havanın sıcaklığı artmakta ve ikinci bloktan daha az ısı çekmektedir. Kanal boyunca yatay yönde ilerleyen havanın sıcaklığı arttıkça, sırada gelen bloktan gerçekleşen ısı transferi azalmaktadır. Bu durum iki çalışma için benzerlik göstermektedir.

Şekilden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısında, her iki çalışma için çizilen eğrilerin eğimi, birbirleri ile oldukça uyumlu olmasına rağmen, blokların sıcaklık değerleri farklılık göstermektedir. Bu farkın sebebi, Çakmanus tarafından yapılan çalışma da, sabit kanal kesitine, z yönünde üç adet blok yerleştirilmiş ve bu bloklar da ısı üretimi gerçekleştirmiştir. Dolayısıyla z yönünde, blokların arasında, ısı üretimi gerçekleşmeyen bölgeler bulunmaktadır. Fakat bu çalışma için, geliştirilen kod iki boyutludur ve z yönündeki değişim ihmal edilmiştir. Bundan ötürü, bu çalışmada, bloklar arasındaki kalan boşluklar modellenemeyerek, tek bir bloğun, z yönünün sonuna kadar ulaştığı kabul edilir. Dolayısıyla, geliştirilen kod yardımıyla bulunan sonuçlarda, blokların sıcaklık değerinin daha yüksek çıkması beklenen bir durumdur.

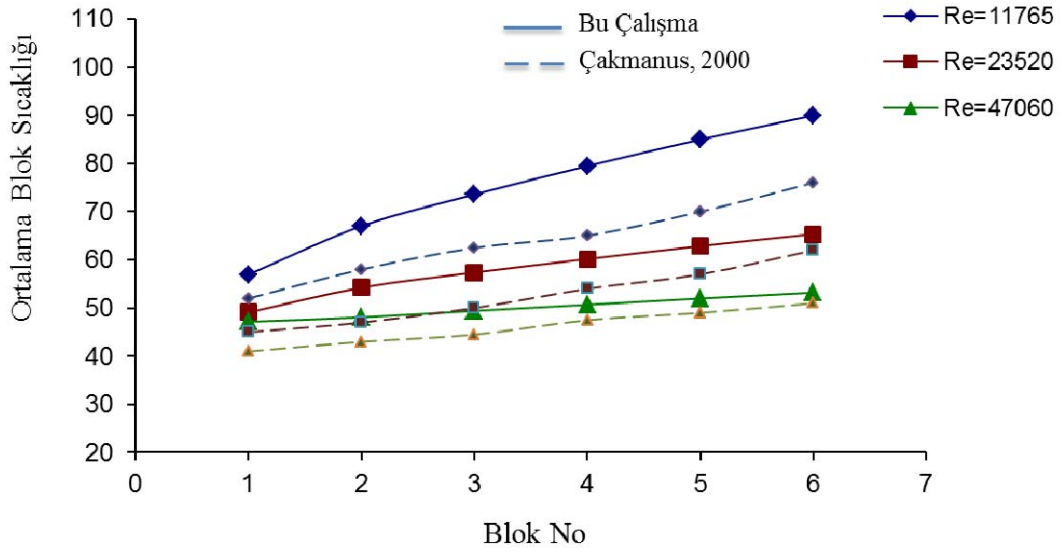
Reynolds sayısı 11765 olduğunda, blok sıcaklık değerleri birbirlerine uzak iken, Reynolds sayısının artışı ile birbirlerine yaklaşmaktadır. Bunun sebebi ise, Reynolds sayısının artışı ile, zorlanmış konveksiyonun artması sonucu, blokların soğutulmasının daha etkili olmasıdır.



Şekil 4.22. Isı üretimi $q'''=0,248 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.



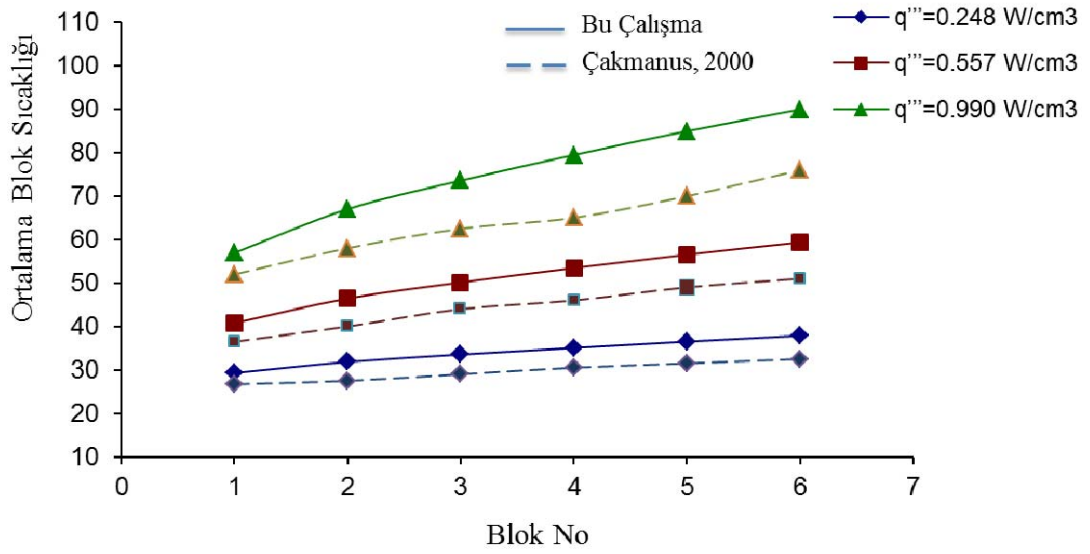
Şekil 4.23. Isı üretimi $q'''=0,557 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.



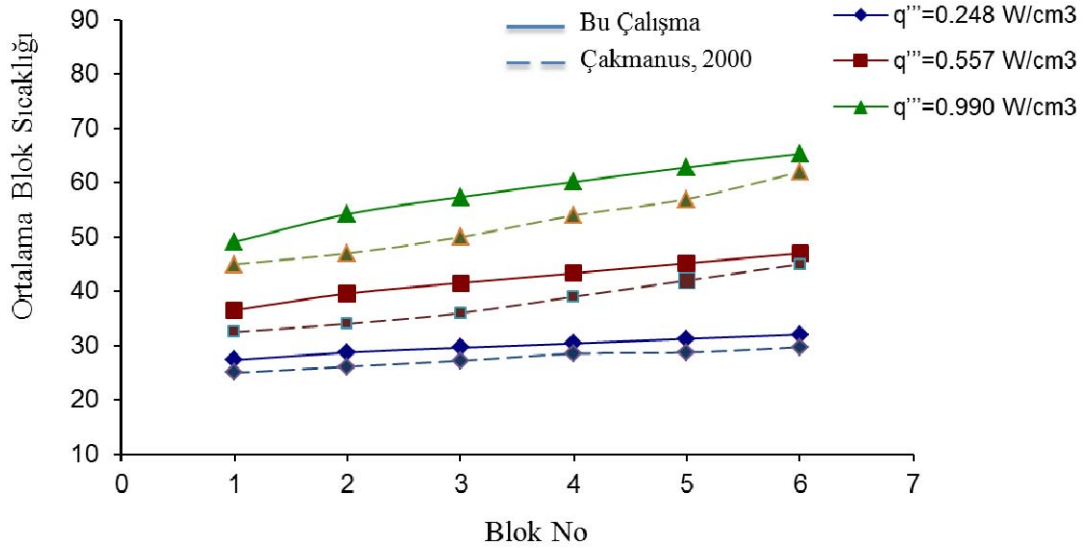
Şekil 4.24. Isı üretimi $q'''=0,990 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.

Şekil 4.25, Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de sırasıyla, Reynolds sayısı 11765, 23520 ve 47065 için, ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere sabit Reynolds sayısı için, çizilen eğrilerin eğimi birbirleri ile oldukça uyumludur. Özellikle düşük ısı üretimi için bu eğriler birbirleri ile oldukça uyumlu iken, ısı üretiminin artmasına paralel olarak, eğrilerin sıcaklık değerleri arasında farklılık oluşmaktadır. Bunun nedeni daha önceden de belirtildiği üzere, geliştirilen kodun iki boyutlu oluşudur. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile, her iki çalışma için çizilen eğrilerin birbirlerine yaklaştığı görülmektedir.

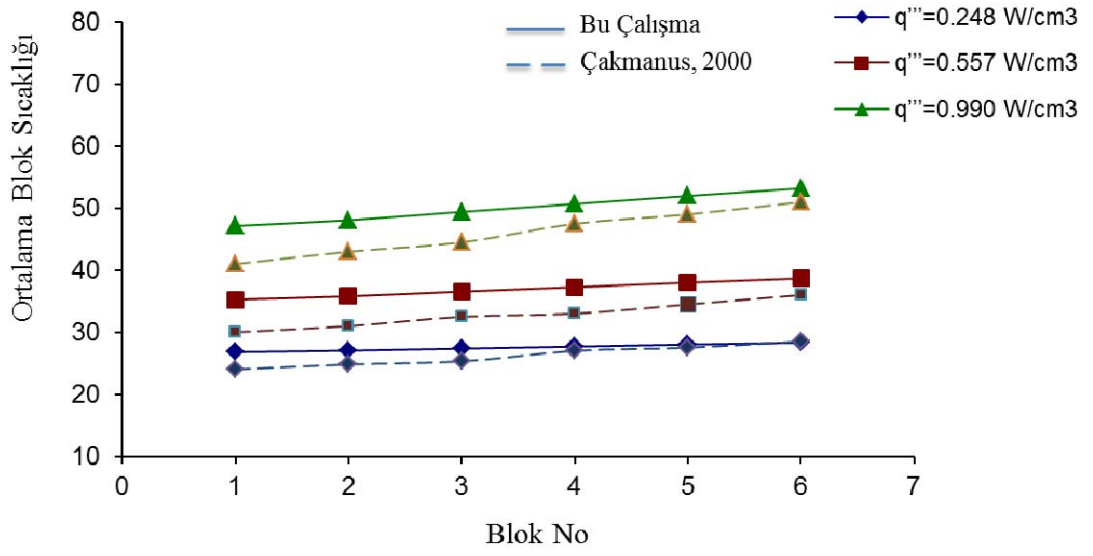
Sonuç olarak, düz kanal, iki blok yerleştirilmiş kanal ve altı blok yerleştirilmiş kanal için yapılan simülasyonların, literatürde bulunan diğer çalışmalar ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, bu çalışmada kullanılan formülasyonun, sayısal çözüm metodunun, kullanılan türbülans modelinin, yapılan kabullerin ve geliştirilen bilgisayar programının güvenilir sonuçlar verdiği söylenebilir.



Şekil 4.25. Reynolds sayısı 11765 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.



Şekil 4.26. Reynolds sayısı 23520 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.



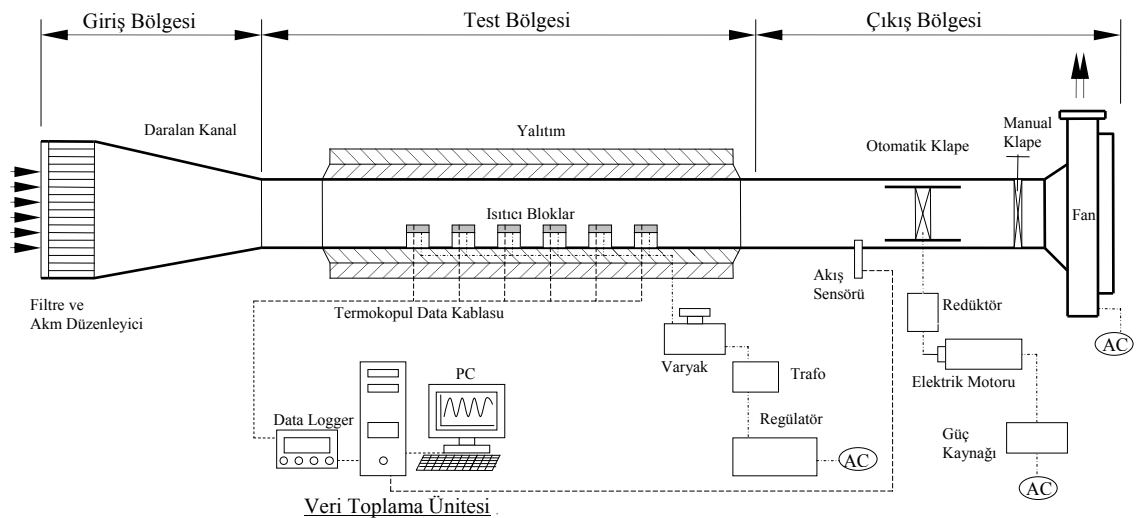
Şekil 4.27. Reynolds sayısı 23520 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığı değişiminin, Çakmanus [2000] tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla kıyaslanması.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu çalışmada elektronik elemanları temsil eden ısı yayan blokların, yatay bir kanal içine yerleştirildiği düşünülerek, bu elemanların daha etkin soğutulması için, kanal giriş hızı zamanla sinüzoidal olarak değiştirilmiştir. Bu amaçla, deneysel veri elde etmek için bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneysel çalışmalar ile, Reynolds sayısının, ısı üretiminin ve giriş hızının frekansının ısı transferine etkisi incelenmiştir. Kurulan deney düzeneği ve deneysel çalışma aşamaları aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

5.1. Deney Düzeneği

Kurulan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 5.1’de verilmiştir. Deney düzeneği, içersine 18 adet ısı yayan blok yerleştirilmiş dikdörtgen bir kanal, fan, manuel klape, otomatik klape, elektrik motoru, redüktör, ısıtıcı elemanlar, ısıl çiftler (termocopullar), data logger, bilgisayar, lüle, yalıtım, filtre, giriş akış düzenleyici ve kontrol ünitesinden oluşmaktadır. Kontrol ünitesi, sistemin tüm elektrik kontrolünü sağlayacak biçimde, pano şeklinde tasarlanmıştır. İçerisinde varyaklar, trafolar, regülötör, kontrol butonları, potansiyemetre, DC motor güç kaynağı, DC motor hız kontrolörü, dijital voltmetre, şalterler ve soketler bulunmaktadır.



Şekil 5.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü.

Şekilden görüldüğü üzere, kanal üç bölümden oluşmaktadır. Bu bölümler, giriş bölümü, test bölümü ve çıkış bölümü olarak adlandırılabilir. Ayrıca deney düzeneğinde bir kontrol ünitesi bulunmaktadır. Deney düzeneği, düzgün hava akışı elde edilmesi için emme modunda çalıştırılmıştır.



Resim 5.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı.

5.1.1. Giriş bölümü

Deney sisteminin giriş bölümü, filtre, akış düzenleyici, daralan kesitli kanal ve plexiglass kanaldan oluşmaktadır. Deney düzeneğine dış ortamdan giren hava ilk olarak filtreden geçmektedir. Filtre, dış ortamdaki havanın içindeki toz, kir ve istenmeyen maddelerin deney düzeneğine girmesini engellemektedir. Filtreden geçen hava, akış düzenleyicisine ulaşır. Akış düzenleyicisinin amacı, emilen havanın test bölümüne girerken girdap ve türbülansının minimum düzeye indirilmesini sağlamaktır. Akış düzeltici üniform bir hız profilinin oluşmasını sağlar ve giren

akışta var olan vorteksleri azaltır. Ayrıca kanal içindeki ana akışı ayarlar. Akış düzenleyici, 400x240 mm boyutlarında ve 50 mm kalınlığındaki poliüreten levha üzerine, 6.5 mm çapında delikler açılarak üretilmiştir. İmal edilen akış düzenleyicisinin resmi Resim 5.2’de verilmiştir.



Resim 5.2. Akış düzenleyicinin fotoğrafı

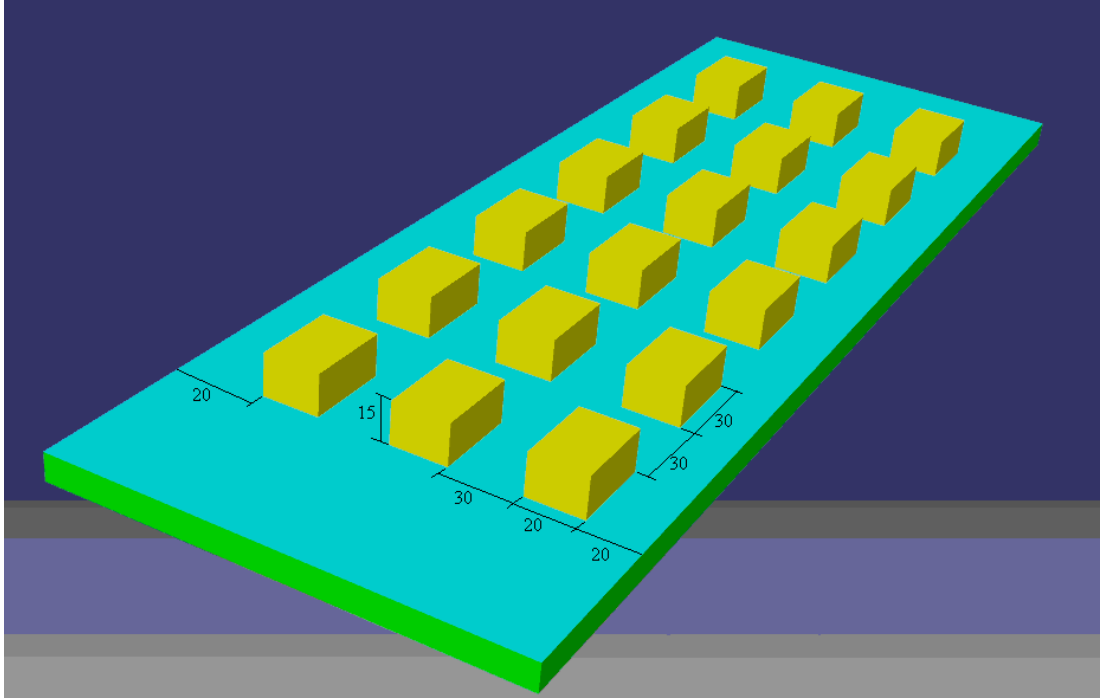
Akış düzenleyicisinden çıkan akışkan, daralan kesitli kanala girer. Daralan kesitli kanal, akışkanın hız profilinin kanal girişinde üniform olmasını sağlamak için kullanılmıştır. Daralan kesitli kanal 0,5 mm kalınlığında 304 kalite paslanmaz saçtan imal edilmiştir. Daralan kesitli kanalın giriş kesiti 400x240 mm, çıkış kesiti ise 40x160 mm’dir. Daralan kanal çıkış kesiti ile test bölümü girişi aynı kesit alanına sahiptir. Daralan kanaldan çıkan akışkan plexiglassdan yapılan, dikdörtgen kesite sahip kanala girmektedir.

5.1.2. Test bölümü

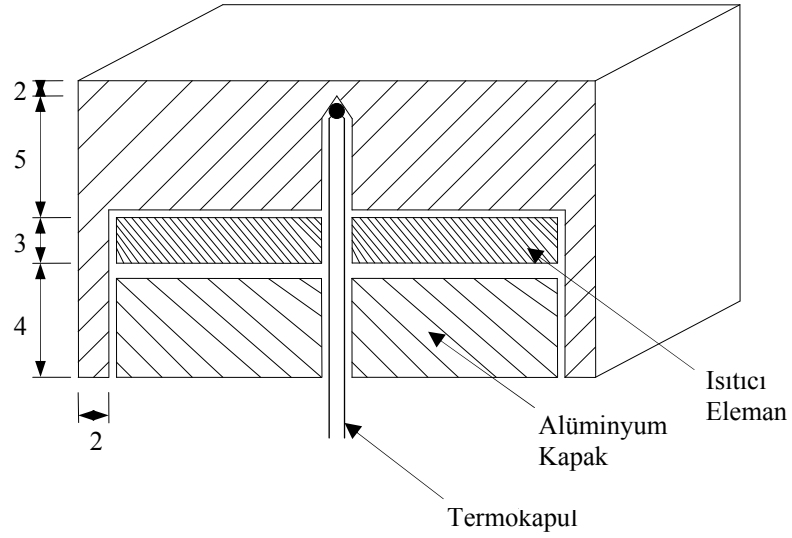
Giriş bölümünden çıkan hava test bölümüne ulaşmaktadır. Bu bölüm plexiglass kanal içersine yerleştirilen ısıtıcı bloklar, ısıtıcı çiftler ve yalıtım malzemelerinden oluşur. Kanalın boyutları, alt yüzeye yerleştirilen ısıtıcı blokların sayıları, boyutları ve yerleşim şekilleri literatürdeki çalışmalar ve laboratuvar koşulları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Test bölümünün alt duvarı 10 mm, yan duvarları 8 mm ve üst duvarı ise 6 mm kalınlığında sıcaklığa dayanıklı plexiglass malzemedan imal edilmiştir. Test bölümü 40x160 mm kesitinde ve 1700 mm uzunluğundadır.

Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının, blok yüksekliğinden daha yüksek olmasını ve kanal girişindeki etkilerden test bölümünün etkilenmesini engellemek amacıyla, bloklar test bölümünün girişinden 580 mm mesafe sonra yerleştirilmiştir. Test bölümüne 3x6 sıra olmak üzere toplam 18 adet blok yerleştirilmiştir. Test bölümünün blokların yerleştirildiği kısmın alt duvarı, yüksek sıcaklıklara dayanıklı 10 mm kalınlığında teflon malzemedan yapılmıştır. Test bölümüne blokların yerleştirilmesinin şematik görünümü Şekil 5.2'de verilmektedir.

Blokların boyutları, literatüre uygun olarak 30x20 mm genişliğinde ve 15 mm yüksekliğinde belirlenmiştir. Bloklar aralarında her iki yönde 30 mm mesafe bulunmaktadır. Bloklar ve kanal duvarı arasında ise 20 mm mesafe bulunmaktadır. Bloklar iletkenliği yüksek olan 5754 kalite alüminyum malzemedan imal edilmiş ve üzerindeki pürüzler zımparalanarak giderilmiştir. Blokların yerleştirildiği teflon plakanın üst yüzeyine 2 mm derinliğinde oyuklar açılmış ve her bir blok bu oyuga sıkı geçecek şekilde yerleştirilmiştir. Bloklar ile teflon arasına yüksek sıcaklıklara dayanıklı sıvı silikon sıkılmış ve blok ile teflon arasında kalan boşluklar kapatılmıştır.



Şekil 5.2. Blokların yerleştirilmesinin şematik görünümü.

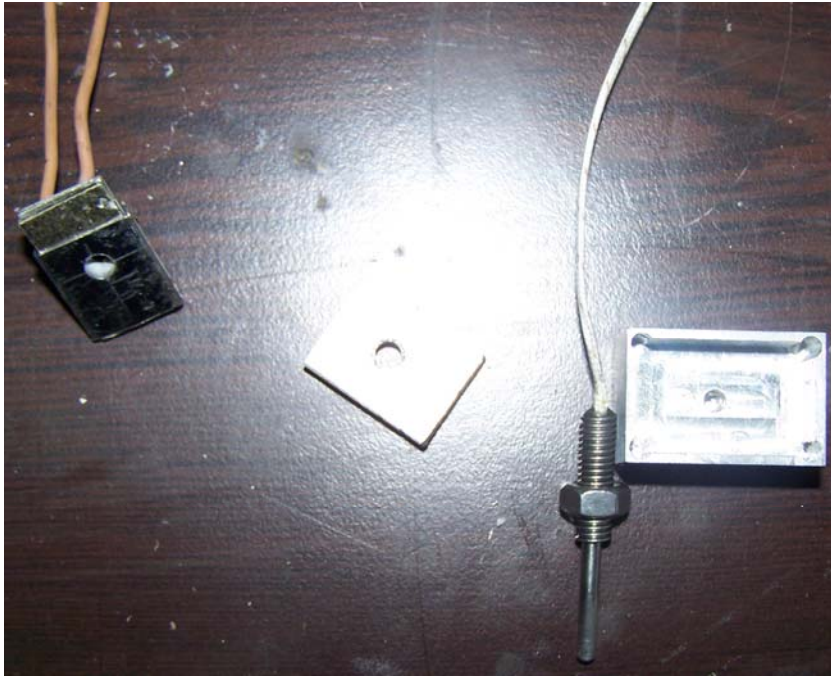


Şekil 5.3. Blok kesit görünüşü.

İmal edilen bir bloğun milimetre cinsinden çizilmiş kesiti, Şekil 5.3’de verilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, bloğun içi 7 mm derinliğinde oyulmuş ve içersine ısıtıcı dirençler yerleştirilmiştir. Isıtıcı elemanlar 0.5 mm kalınlığında tel sarılarak imal edilmiştir. Elektriksel yalıtımı sağlamak amacıyla teller, yalıtkan özelliğe sahip mika

malzemenin arasına yerleştirilmiştir. Her ısıtıcı direnç 18 ± 0.2 ohm olarak ölçülmüştür. Bu dirençlerin tam ortasından geçen T tipi termokapul blok üst yüzeyine 2 mm mesafede ölçüm yapabilecek şekilde yerleştirilmiştir. Dirençlerin üzerine ise yine alüminyum malzemedan yapılan bir kapak yerleştirilmiştir.

İmal edilmiş olan alüminyum bloğun, alüminyum kapağın, ısıtıcı elemanın ve termokapulun montaj yapılmamış resmi aşağıda verilmektedir.



Resim 5.3. Isı yayan bloğun parçalarının fotoğrafı.

Test bölümünün, montajı tamamlanmış resmi Resim 5.4'de verilmiştir. Test bölümünün alt yüzeyi 50 mm kalınlığında, yan ve üst yüzeyleri ise 25 mm kalınlığında yüksek sıcaklıklara dayanıklı seramik yünü ile kaplanarak yalıtım sağlanmıştır. Bu yalıtımın üstü ise 50 mm kalınlığında fomboard plaka ile kaplanmıştır. Kontrol ünitesi aracılığı ile, ısıtıcı dirençlere verilen elektrik akımının voltajı değiştirilerek, bloklardaki ısıtıcıların yaydığı ısı ayarlanabilmektedir. Bloklara yerleştirilen termokapullar blok yüzeyine ulaşacak kadar özenle yerleştirilmiştir.

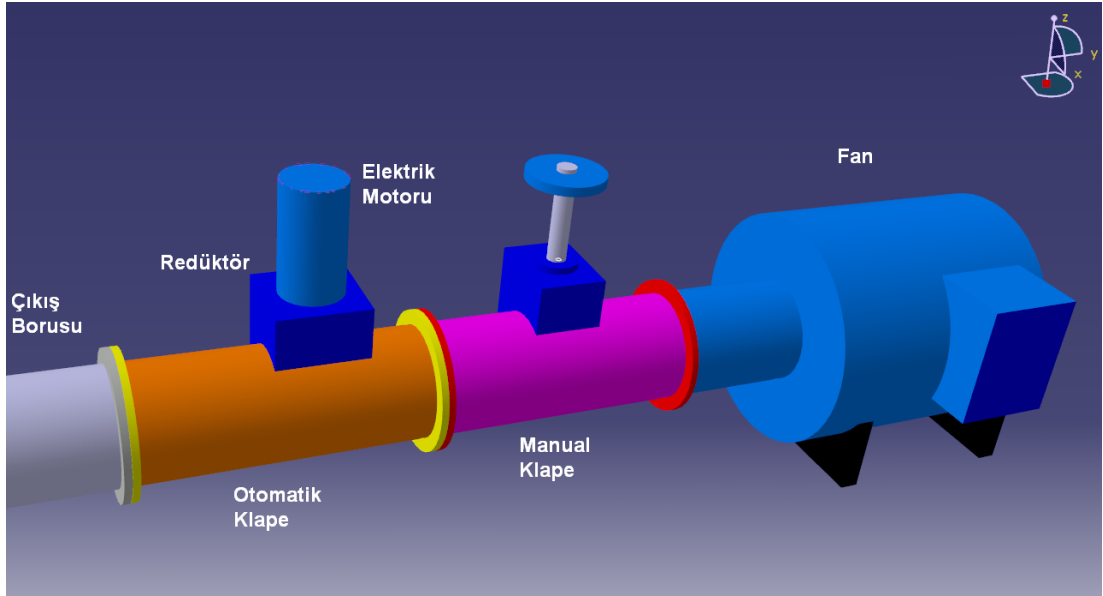
Ayrıca test bölümünün girişine ve çıkışına birer adet, kanalın alt yüzeyindeki teflon plaka ile yalıtım arasına iki adet ve yalıtımın dışına iki adet T tipi termokapul yerleştirilmiştir. Dış ortamın sıcaklığını ölçmek için ise bir adet termokapul ayrılmıştır. Dolayısıyla blokların içine yerleştirilenlerle beraber, toplamda 25 adet termokapul ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Tüm termokapullardan alınan veriler, istenilen zaman aralığıyla bir veri toplama cihazında toplanmakta ve direkt bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Bu sayede akış içersindeki sıcaklık değerleri hassas olarak belirlenmektedir.



Resim 5.4. Test bölümünün fotoğrafı.

5.1.3. Çıkış bölümü

Çıkış bölümünün şematik görünümü Şekil 5.4'de verilmektedir. Çıkış bölümü daralan kesitli bir kanal, 106 mm çapında ve 2,5 m uzunluğunda PVC malzemenen yapılan çıkış borusu, havanın hızının sinüzoidal olarak değişimini sağlayan ve bir motor aracılığı ile açılıp kapatılan otomatik klape, kanalın ana debisini ayarlayan ve manuel olarak kontrol edilen kelebek vana ve hava emişini gerçekleştirecek olan fandan oluşmaktadır.

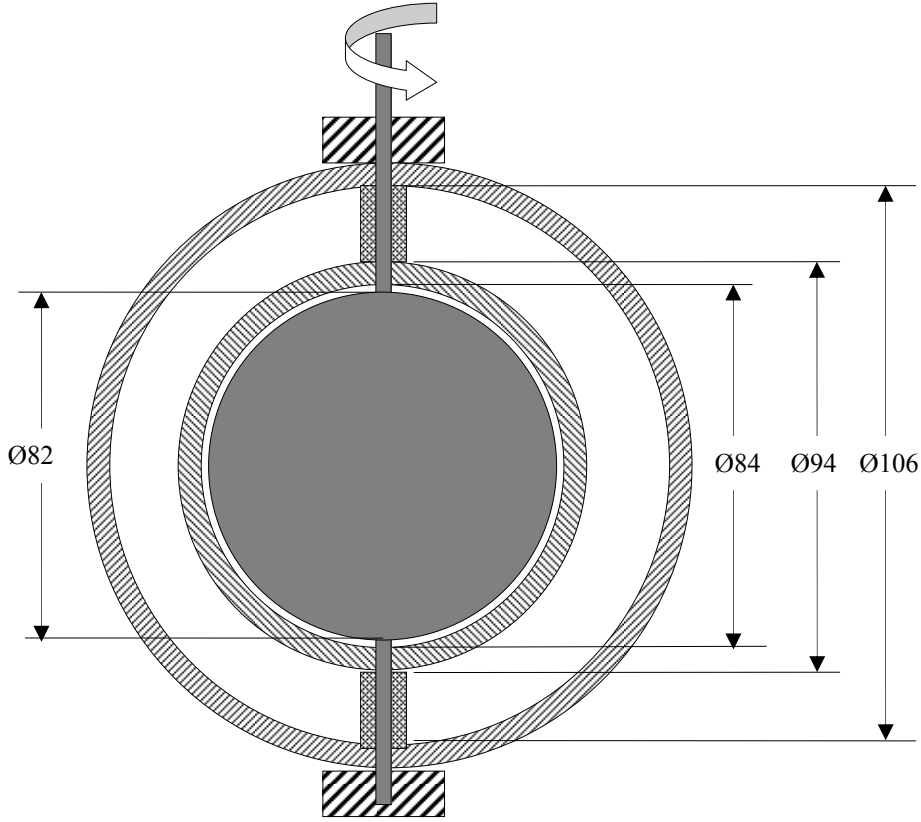


Şekil 5.4. Çıkış bölümünün şematik görünümü.

Test bölümünden çıkan akışkan, otomatik klapeye ulaşmaktadır. İmal edilen otomatik klape nin resmi Resim 5.5’de verilmektedir. Otomatik klape için, 1400 devir/dakika devre sahip elektrik motoru kullanılmıştır. Bu motorun devri, 1/5 oranındaki bir redüktör ile maksimum 280 devir/dakikada çalışacak şekilde düşürülmektedir. Otomatik klape, bu mekanizma aracılığı ile zaman içinde periyodik olarak açılıp kapanarak, akışın kesit alanının periyodik olarak değişmesini dolayısıyla giriş hızının periyodik olarak zamanla değişmesini sağlamaktadır. Bu hareket sayesinde, fan tarafından dış ortamdan emilen havanın, debisi zaman göre periyodik olarak değişmektedir.

Otomatik klape

Otomatik klape bu çalışma kapsamında tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Otomatik klape sürekli açık olan bir halkasal dış kesit ve açıklığı periyodik olarak istenilen frekanslarda değiştirilebilen bir dairesel iç kesitten oluşmaktadır. Otomatik klape nin şematik görünümü Şekil 5.5’de verilmektedir.



Şekil 5.5. Otomatik klappenin şematik görünümü.

Otomatik klappenin iç çapı 106 mm, içteki borunun dış çapı 94 mm, iç çapı 84 mm dir. İç boruya yerleştirilen klappenin çapı ise 82 mm dir. Ayrıca Otomatik klape, kanalın tam merkezine yerleştirilmiş ve klappenin kenarları ile kanal dış yüzeyleri arasında ince bir aralık bırakılarak akışa baypas yaptırılmıştır. Bu aralık, kanal içinden geçen akışkanın hızının hiçbir zaman sıfır değerine ulaşmamasını sağlamaktadır. Yani otomatik klappenin tam kapalı olduğu anda bile, kanal içinde küçük hızlarda bir akış oluşmaktadır. Otomatik klape, elektrik motorunun devrinin ayarlanması ile zaman içinde belli açılıp kapanmalar yapmakta ve akışı salınımlı hale getirmektedir. Ve motorun devrinin değişmesi ile akışın frekansı ve baypas aralığının açıklığı değişmesi ile de akışın genliği değişmektedir. Fakat yapılan deneyler sabit baypas aralığı, dolayısıyla sabit salınım genliği için yapılmıştır.



Resim 5.5. Otomatik klapenin fotoğrafı.



Resim 5.6. Çıkış bölümünün fotoğrafı.

İmal edilen çıkış bölümünün montajı yapılmış halinin resmi Resim 5.6'da verilmiştir. Çıkış bölümünde son olarak manuel klape ve fan bulunmaktadır. Manual klape için, DN80 standardında ayarlanabilir bir kelebek vana kullanılmıştır. Bu kelebek vana ile kararlı rejim şartları için, akışın debisi ayarlanabilmektedir. Çıkış bölümünün çıkışına, debisi 600 m³/saat olan bir fan yerleştirilmiştir. Bu fan kanal içindeki akışı sağlamakta ve emme yönünde çalışmaktadır. Fandan kaynaklanan titreşimlerin, test bölümünü etkilememesi için fanın zeminine lastik sönümleyiciler yerleştirilmiştir.

5.1.4. Kontrol ünitesi



Resim 5.7. Kontrol ünitesinin fotoğrafı.

Kontrol ünitesinin resmi Resim 5.7'de görülmektedir. Kontrol ünitesi, sistemin tüm elektrik kontrolünü sağlayacak biçimde, pano şeklinde tasarlanmıştır. İçerisinde varyaklar, trafolar, regülatör, kontrol butonları, potansiyometre, DC motor güç kaynağı, DC motor hız kontrolörü, dijital voltmetre, şalterler ve soketler

bulunmaktadır. Bu kontrol ünitesi aracılığı ile, kanal içersindeki periyodik olarak değişen akış frekansı ve bloklara verilen elektrik enerjisi (ısı) ayarlanabilmektedir. Ayrıca termokapullar aracılığıyla ölçülen sıcaklık değerleri ve hız sensörü aracılığıyla elde edilen anlık akış hızı, kontrol ünitesi vasıtasıyla bilgisayara aktarılmaktadır.

5.2. Deney Düzeneginde Kullanılan Ekipmanlar

5.2.1. Termokapul

Deney düzeneginde gerekli kısımların sıcaklık ölçümleri için, 0,25 mm çapında, T tipi termokapul kullanılmıştır. Kullanılan T tipi termokapul bakır ve constantan malzemeye sahip iki ayrı telden oluşmaktadır ve üst yüzeyi yalıtılmıştır. Termokapul kabloları istenilen boylarda kesilerek, ucundaki teller, ark kaynağı yardımı ile birleştirilmiştir. Termokapulların birleştirilen ucu, yüksek sıcaklıklara dayanıklı yapıştırıcı aracılığı ile, blok yüzeylerine, kanal giriş ve çıkışına, yalıtımın iç ve dış yüzeylerine yerleştirilmişlerdir. Termokapulların diğer ucu ise datalogger'a bağlanarak sıcaklık ölçümü sağlanmıştır.



Resim 5.8. Deneylerde kullanılan T tipi termokapulun fotoğrafı.

5.2.2. Dataloger

Termokapullar aracılığıyla elde edilen sıcaklıkların, bilgisayar ortamına aktarılması için 5 adet 5 kanallı Ordel UDL100 universal dataloger kullanılmıştır. Kullanılan datalogerların resmi Resim 5.9’da verilmektedir. Datalogerların kanallarına 25 adet termokapul bağlanmış ve kendisine ait program sayesinde, okunan değerler bilgisayara aktarılmıştır.



Resim 5.9. Deneilerde kullanılan Dataloger’in fotoğrafı.

| Cihazlar | Tarih | Saat | BLOK 1 | BLOK 2 | BLOK 3 | BLOK 4 | BLOK 5 |
|------------------|-----------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1005-01492 (002) | 6/26/2012 | 16:15:47 | 64.1 | 66.3 | 62.8 | 67.4 | 65.1 |
| 1005-01493 (001) | 6/26/2012 | 16:15:48 | 64.2 | 66.3 | 62.8 | 67.4 | 65.1 |
| 1005-01494 (004) | 6/26/2012 | 16:15:49 | 64.2 | 66.3 | 62.8 | 67.4 | 65.1 |
| 1005-01496 (003) | 6/26/2012 | 16:15:50 | 64.2 | 66.4 | 62.8 | 67.4 | 65.2 |
| 1005-01495 (005) | 6/26/2012 | 16:15:51 | 64.2 | 66.4 | 62.8 | 67.4 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:52 | 64.2 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:53 | 64.3 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:54 | 64.3 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:55 | 64.3 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:56 | 64.3 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:57 | 64.3 | 66.4 | 62.8 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:58 | 64.3 | 66.4 | 62.9 | 67.5 | 65.2 |
| | 6/26/2012 | 16:15:59 | 64.3 | 66.4 | 62.9 | 67.5 | 65.3 |
| | 6/26/2012 | 16:16:00 | 64.3 | 66.4 | 62.9 | 67.5 | 65.3 |
| | 6/26/2012 | 16:16:01 | 64.3 | 66.4 | 62.9 | 67.6 | 65.3 |
| | 6/26/2012 | 16:16:02 | 64.3 | 66.4 | 62.9 | 67.6 | 65.3 |

Şekil 5.6. Sıcaklık değişimini gösteren ekran çıktısı.

Datalogerler aracılığıyla bilgisayara aktarılan veriler Dali 08 isimli bir yazılım aracılığı ile kayıt edilmiştir. Bu yazılımdan alınan örnek bir ekran çıktısı Şekil 5.6'da görülmektedir.

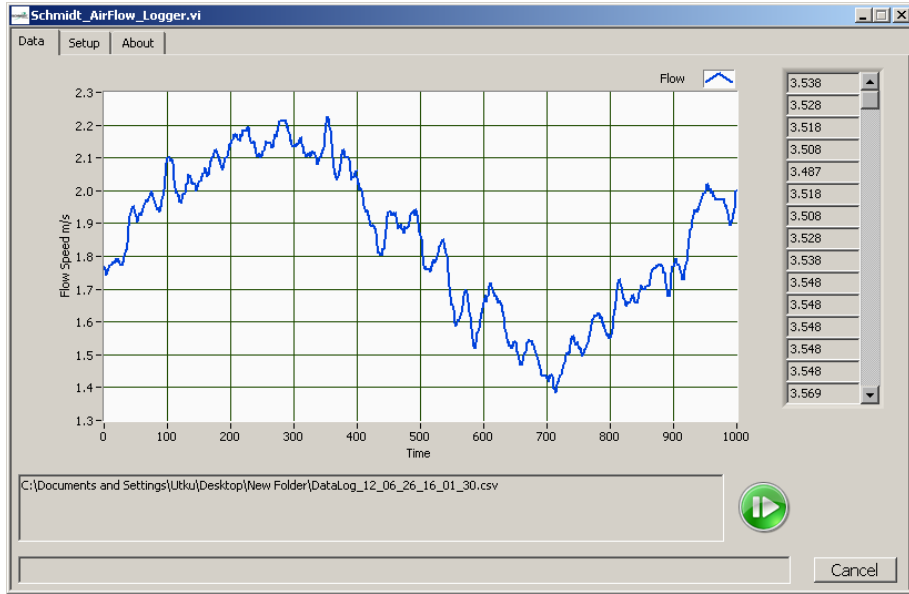
5.2.3. Hız sensörü

Kanal içerisindeki akışın anlık hızını ölçmek için kullanılan hız sensörü ve dataloger'in resmi Resim 5.10'da görülmektedir. Kullanılan sensörün modeli, Schmidt Flow Sensor SS20.400'dür. 0 ile 20 m/s hız aralığında çalışmaktadır ve saniyede 1000 ölçüm alabilecek kapasitededir. Deney düzeneğinin çıkış bölümünde bulunan, PVC borunun tam merkezine yatay konumda yerleştirilerek, borunun merkez noktasının anlık hızını ölçmektedir. Bir korelasyon yardımıyla, kanal içerisindeki ortalama hızı anlık olarak tespit etmektedir. Sensörden elde edilen verilerin, bilgisayar ortamına aktarılması için ise, Labjack U3 dataloger kullanılmaktadır.



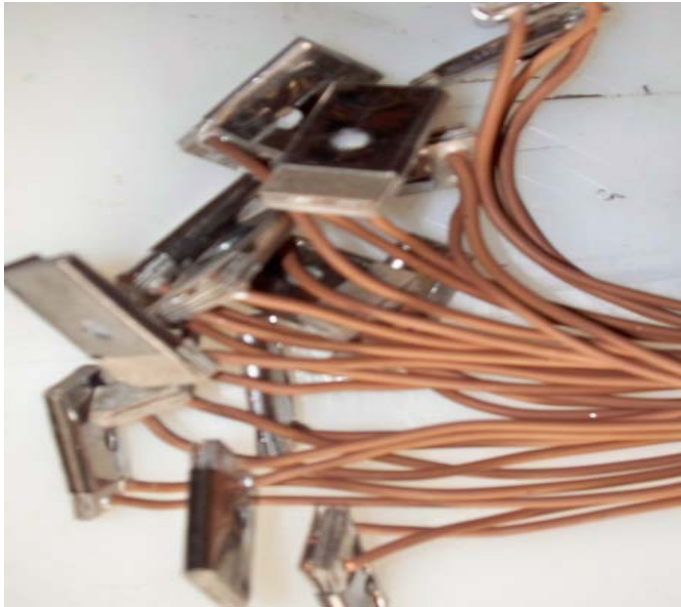
Resim 5.10. Deneylerde kullanılan Hız Sensörü ve Dataloger'in fotoğrafı.

Labjack U3 dataloger tarafından bilgisayara aktarılan verilerin zaman içerisindeki değişimi, Schmidt firmasına ait bir yazılım sayesinde dosyalara kaydedilmekte ve grafiği ekranda çizilmektedir. Bu yazılım aracılığı ile çizilen, örnek bir grafik Şekil 5.7'de verilmektedir.



Şekil 5.7. Ortalama hızın zamanla değişimini gösteren ekran çıktısı.

5.2.4. Isıtıcı elemanlar



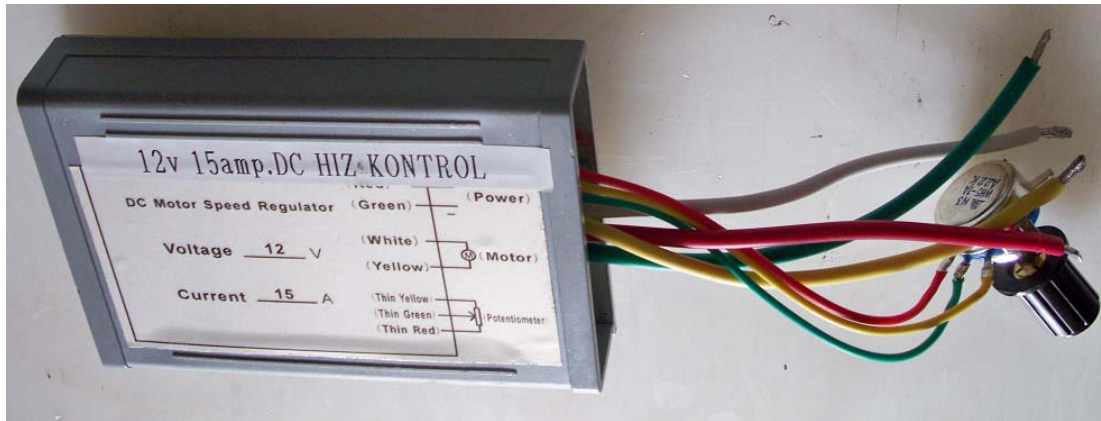
Resim 5.11. Deneilerde kullanılan ısıtıcı elemanların fotoğrafı.

Deney düzeneğinde kullanılan ısıtıcıların resmi Resim 5.11’de görülmektedir. Elektronik elemanları temsil eden bloklardan ısı yayılımını sağlamak için ısıtıcı elemanlar kullanılmıştır. Bu ısıtıcı elemanlar, 0.5 mm kalınlığında direnç telinin

sarılması ile imal edilmiştir. Elektriksel yalıtımı sağlamak amacıyla teller, yalıtkan özelliğe sahip mika malzemenin arasına yerleştirilmiştir. Her ısıtıcı elmanın direnci yaklaşık olarak 18 ± 0.2 ohm olarak ölçülmüştür. Bu ısıtıcı elemanlar blokların iç kısmına yerleştirilmiş ve birbirlerine paralel bağlantı ile bağlanmıştır.

5.2.5. DC motor hız kontrolörü

DC motor hız kontrolörü aracılığı ile, otomatik klapenin bağlı olduğu, elektrik motorunun devri ayarlanabilmektedir. Dolayısıyla motorun devrinin değişmesi ile, otomatik klapenin, zaman içinde açılıp kapanma sayısı ayarlanmakta ve akışın frekansı ayarlanabilmektedir.



Resim 5.12. Deneyleerde kullanılan DC motor hız kontrolörünün fotoğrafı.

5.2.6. Takometre

Deney düzeneğinde, akışın frekansının ayarlanabilmesi için, otomatik klapenin devir sayısının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla, AT-6 dijital optik takometre kullanılmıştır. Bu takometre ve hız kontrolörü yardımıyla, klapenin devri 0 ile 240 dev/dak arasında istenilen değerde sabitlenebilmiştir.



Resim 5.13. Deneysel olarak kullanılan takometrenin fotoğrafı.

5.3. Deneysel Şartlar ve Verilerin Analizi

Deneysel olarak, farklı Reynolds sayıları, farklı ısı üretimleri ve farklı salınım frekansları için yapılmıştır. Bu deneylerin sonucunda, termokapullar ve dataloger yardımıyla, blok yüzey sıcaklıkları, kanal giriş ve çıkışında hava sıcaklığı, yalıtımın iç ve dış sıcaklıkları ve dış ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Ayrıca, hız sensörü yardımıyla anlık ortalama hava hızı ölçülmüş ve kanalın anlık debisi belirlenmiştir. Ortalama hava hızı kullanılarak Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Deneysel düzeneğinden elde edilen bu ölçümler aracılığıyla Nusselt sayısı hesaplanmış ve sonuçlar Nusselt sayısı ve sıcaklık cinsinden irdelenmiştir.

Deneysel olarak elde edilen verilerin analizinin yapılabilmesi için Nusselt sayısının hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla, akışa dik yönde yerleştirilmiş olan üç bloğun ortalaması alınarak, modül ortalama Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların yapılabilmesi için, modülden akışkana konveksiyonla geçen ısının belirlenmesi gerekmektedir. Nusselt sayısının genel hali aşağıda verildiği gibidir.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (5.1)$$

Burada, h ısı taşınım katsayısı, k iletim katsayısı, L_c ise karakteristik uzunluktur. Bu çalışmada, karakteristik uzunluk olarak kanal hidrolik çapı (D_h) kullanılmıştır. Deneysel analizin, sayısal analiz ile uyumlu olması için kanal hidrolik çapı ise $D_h=2H_c$ olarak alınmıştır.

Aynı zamanda, konveksiyonla geçen ısı akısı (q'') yazılıp, ısı taşınım katsayısı (h) çekilir ise aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$h = \frac{q''}{(T_b - T_g)} \quad (5.2)$$

Burada, T_b blok yüzey sıcaklığı, T_g ise kanala girişte ölçülmüş olan giriş sıcaklığıdır. Isı taşınım katsayısı için elde edilen eşitlik, Nusselt sayısını veren eşitlikte yerine yazılırsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$Nu = \frac{q'' D_h}{(T_b - T_g)k} = \frac{q'' 2H_c}{(T_b - T_g)k} \quad (5.3)$$

Bu eşitlikte, konveksiyonla geçen ısı akısı (q''), dışındaki diğer tüm değişkenlerin değeri ölçülmüş veya bilinmektedir. Konveksiyonla geçen ısı akısının değerini belirlemek için, bloklardan havaya aktarılan toplam ısı miktarının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla, bloklar için enerji dengesi yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$Q = Q_e - \Delta Q \quad (5.4)$$

Burada Q tüm bloklarda akışa geçen toplam ısı miktarını, Q_e ısıtıcılara verilen toplam elektriksel güç (ısı) miktarını, ΔQ ise sistemden iletim ve radyasyon ile olan toplam ısı kayıplarını temsil etmektedir. Bu ifadelerin değeri, aşağıda verilen eşitliklerden elde edilirler.

$$Q_e = P = \frac{V^2}{R} \quad (5.5)$$

Burada, V ısıtıcılara uygulanan voltaj değerini, R ise ısıtıcıların toplam direncini göstermektedir. Deney düzeneğinde dirençler paralel bağlı olduğundan, toplam direnç aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$R = \frac{R_b}{N} \quad (5.6)$$

Burada, R_b bir bloğun direncini, N ise blok sayısını ifade etmektedir. Deney düzeneğinde 18 adet blok kullanılmıştır. Bir bloğun direnci ise yaklaşık 18 ± 0.2 ohm'dur. Dolayısıyla sistemin toplam direnci yaklaşık olarak $R=1$ ohm'dur. Sistemden iletim ile gerçekleşen toplam ısı kaybı, aşağıda verilen eşitlikten elde edilebilir.

$$\Delta Q = \Delta Q_i + \Delta Q_r \quad (5.7)$$

Burada; ΔQ_i iletim ile gerçekleşen toplam ısı kaybını, ΔQ_r ise radyasyon ile gerçekleşen toplam ısı kaybını ifade etmektedir. İletim ile ısı kaybı, test bölümünü çevreleyen yalıtım malzemesinden geçen ısı olarak hesaplanabilir. Bu durum aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$Q_i = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (5.8)$$

Burada, k deney düzeneğinde kullanılan yalıtım malzemesi olan seramik yününün ısı iletim katsayısını, A yalıtımın yüzey alanını, Δx yalıtımın kalınlığını, ΔT ise yalıtımın iç yüzeyinden ve dış yüzeyinden ölçülen sıcaklık farkını ifade etmektedir. Radyasyonla gerçekleşen ısı kaybı, blok yüzeylerinden, kanal duvarlarına doğru gerçekleşmektedir ve aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmektedir.

$$Q_r = \sigma \varepsilon A_b (T_b^4 - T_{ort}^4) \quad (5.9)$$

Burada, σ Stefan-Boltzman katsayısıdır ve değeri $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ’dür. ε alüminyum blokların yayıcılık katsayısını, T_b blok yüzey sıcaklığını, T_{ort} ise kanalın giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklıkların ortalamasıdır.

Eşitlik 5.5 ile 5.9 arasındaki eşitlikler, eşitlik 5.4’de yerine yazılırsa bloklardan havaya aktarılan toplam ısı miktarı (Q) elde edilebilir. Bu değer blok sayısına bölünmesi ile bir bloktan akışkana geçen ısı miktarı (Q_b) belirlenebilir.

$$Q_b = \frac{Q}{N} \quad (5.10)$$

Bir bloktan akışkana geçen ısı akısı (q'') ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$q'' = \frac{Q_b}{A_b} \quad (5.11)$$

Burada, A_b blok toplam yüzey alanını (blok alt yüzeyi hariç) ifade etmektedir. Bir blok yüzeyindeki ısı akısı elde edildikten sonra, bu değer Eşitlik 5.3’ de yerine yazılırsa deneysel verilerin analizinde kullanılan Nusselt sayısı elde edilmiş olur.

5.4. Hata Analizi

Deneysel çalışma sonucunda elde edilen verilerin, ölçüm aşamasında ve bu verilerin değerlendirilme aşamasında çeşitli hatalar oluşabilmektedir. Deneysel çalışmanın güvenilirliği, yapılan bu hataların en aza indirilmesi ile mümkündür. Bunlar, deney düzeneğinde kullanılan elemanların ve ölçüm cihazlarının hataları ve kullanıcı tarafından yapılan hatalardır. Dolayısıyla, bir parametrenin değerinin ölçülmesinde, belirtilen bu hataların hepsi dikkate alınarak toplam hata hesabı yapılması gerekmektedir. Bu amaçla, hata analizi için aşağıdaki hesap yöntemi kullanılabilir [Holman, 1971].

Eğer bağımlı değişken R ve bu değişkene etki eden değişkenler x_1, x_2, \dots, x_n ise R aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$R=R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5.12)$$

W_R bağımlı değişkenin hata miktarını, W_1, W_2, \dots, W_n ise bağımsız değişkenlerin hata miktarı ise W_R aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.13)$$

Deneysel çalışmada, elde edilen büyüklüklerin hata oranları bu şekilde hesaplanmıştır.

Bu çalışmada irdelenen en önemli bağımlı değişken Nusselt sayısıdır. Dolayısıyla Nusselt sayısı için yapılan hata analizi aşağıda detaylı olarak verilmektedir.

Nusselt sayısını veren ifade Eşitlik 5.3'de daha önce verilmiştir. Bu ifade aşağıda yeniden verilmektedir.

$$Nu = \frac{q'' D_h}{(T_b - T_g)k} \quad (5.14)$$

Burada bağımlı değişken Nusselt sayısı, bağımsız değişkenler ise konveksiyonla geçen ısı akısı (q''), hidrolik çap (D_h), ısı iletim katsayısı (k) ve sıcaklık farkıdır ($T_b - T_g$). Nusselt sayısının hesaplanması sırasında yapılan toplam hatayı belirlemek için, bu bağımsız değişkenler için yapılan hataların bilinmesi gerekmektedir. Nusselt sayısı için hata miktarını (W_{Nu}) veren eşitlik, aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial q''} W_{q''} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D_h} W_{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} W_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_b - T_g)} W_{(T_b - T_g)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.15)$$

Burada, $W_{q''}$, konveksiyon ile geçen ısı akısının hatasını, W_{D_h} kanal hidrolik çapının hatasını, W_k iletim katsayısının hatasını ve $(T_b - T_g)$ sıcaklık farkının hatasını temsil etmektedir. Yukarıdaki eşitlikteki türevler sırası ile alınır, aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\frac{\partial Nu}{\partial q''} = \frac{D_h}{(T_b - T_g)k} \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial D_h} = \frac{q''}{(T_b - T_g)k} \quad (5.16)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial k} = -\frac{q'' D_h k^{-2}}{(T_b - T_g)} \quad (5.17)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial (T_b - T_g)} = -\frac{q'' D_h (T_b - T_g)^{-2}}{k} \quad (5.18)$$

Bu türevler, hata miktarını (W_{Nu}) veren eşitlikte yerine yazılırsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{D_h}{(T_b - T_g)k} W_{q''} \right)^2 + \left(\frac{q''}{(T_b - T_g)k} W_{D_h} \right)^2 + \left(-\frac{q'' D_h}{(T_b - T_g)k^2} W_k \right)^2 + \left(-\frac{q'' D_h}{(T_b - T_g)^2 k} W_{(T_b - T_g)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.19)$$

Bu eşitlik düzenlenirse aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{q''}}{q''} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(-\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(-\frac{W_{(T_b-T_g)}}{(T_b-T_g)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.20)$$

Nusselt sayısının hesabında oluşan hatanın değerinin belirlenebilmesi için, Nusselt sayısının bağımlı olduğu diğer değişkenlerin hatalarının hesaplanması veya tahmin edilmesi gerekmektedir. İlgili değişkenler için hata oranları aşağıdaki şekilde bulunabilir.

Sıcaklık farkının hesaplamasında yapılan hata aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\frac{W_{(T_b-T_g)}}{(T_b-T_g)} = \left[\left(\frac{W_{T_b}}{(T_b-T_g)} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_g}}{(T_b-T_g)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.21)$$

İletim katsayısının (k) değeri direk katalogdan alınmaktadır ve yaklaşık %1 civarındadır. Daha öncede belirtildiği gibi, deneysel analizin sonuçlarının, sayısal analiz ile uyumlu olması için kanal hidrolik çapı ise $D_h=2H_c$ olarak alınmıştır. Dolayısıyla, kanal hidrolik çapının hesabında yapılan hata, kanal yüksekliği dışında başka bir değişkene bağımlı olmadığından dolayı sıfır olarak kabul edilebilir.

Konveksiyonla geçen ısı akısının (q'') hesabında gerçekleşen hatanın belirlenebilmesi için, bu değişkenin bağımlı olduğu diğer değişkenlerin hatasının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla, ısı akısının hesap aşamasında kullanılan değişkenlerin hataları aşağıda verilmiştir.

Tüm bloklara verilen toplam ısı miktarının (Q) hesabında yapılan hata:

$$Q = Q_e - (Q_i + Q_r) \quad (5.21)$$

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[\left(\frac{Q_e}{Q} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_i}}{Q_i} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_r}}{Q_r} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.22)$$

Isıtıcılara verilen toplam güç (ısı) miktarının hesabında yapılan hata:

$$Q_e = P = \frac{V^2}{R} \quad (5.23)$$

$$\frac{W_{Q_e}}{Q_e} = \left[\left(2 \frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(-\frac{W_R}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.24)$$

İletim ile gerçekleşen toplam ısı kaybının (Q_i) hesabında yapılan hata:

$$Q_i = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (5.25)$$

$$\frac{W_{Q_i}}{Q_i} = \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(-\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.26)$$

Radyasyon ile gerçekleşen toplam ısı kaybının (Q_r) hesabında yapılan hata:

$$Q_r = \sigma \varepsilon A_b (T_b^4 - T_{ort}^4) \quad (5.27)$$

$$\frac{W_{Q_r}}{Q_r} = \left[\left(\frac{W_{A_b}}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{4T_b^3 W_{T_b}}{T_b^4 - T_{ort}^4} \right)^2 + \left(\frac{4T_{ort}^3 W_{T_{ort}}}{T_b^4 - T_{ort}^4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.28)$$

Yukarıdaki eşitlikler yardımıyla toplam ısı miktarının hatası elde edilebilir. Ayrıca toplam ısı miktarının (Q), blok sayısına bölünmesi ile bir bloktan akışkana geçen ısı miktarı ($Q_b=Q/N$) belirlenebilir. Burada N sabit bir sayı olduğu için, toplam ısı

miktarını için hesaplanan hata ile bir bloktan geçen ısı miktarı için hesaplanan hata değerinin aynı olduğu kabul edilebilir.

Bir bloktan akışkana geçen ısı akısının hatası ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$q'' = \frac{Q_b}{A_b} \quad (5.29)$$

$$\frac{W_{q''}}{q''} = \left[\left(\frac{W_{Q_b}}{Q_b} \right)^2 + \left(-\frac{W_{A_b}}{A_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.30)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda, sıcaklık farkının hesap hatası yaklaşık %1, ısıtıcılara verilen toplam güç miktarının hesap hatası yaklaşık %1, iletim ile gerçekleşen toplam ısı kaybının hesap hatası yaklaşık %0,5, radyasyon ile gerçekleşen toplam ısı kaybının hesap hatası yaklaşık %2 olarak belirlenmiştir. Buradan, tüm bloklara verilen toplam ısı miktarının hesap hatası yaklaşık %3,5 olarak hesaplanmıştır. Benzer olarak ısı akısının hesap hatası yaklaşık %3,5'dir. Dolayısıyla Nusselt sayısı sonuçlarının içerdiği hata yaklaşık %5,5 olarak belirlenmiştir.

6. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Elektronik elemanları temsil eden ısı yayan blokların, yatay bir kanal içine yerleştirildiği düşünülerek, bloklardan daha etkin soğutulması için, kanal giriş hızı zamanla sinüzoidal olarak değiştirilmiştir. Kurulan deney düzeneğinden elde edilen sonuçlar bu bölümde verilmiştir.

Deney düzeneği kullanılarak ölçümler yapabilmek için aşağıda belirtilen prosedürün yerine getirilmesi gerekmektedir. Öncelikle kontrol ünitesi aracılığıyla fan açılarak, kanal içersinde bir akış sağlanmaktadır. Kelebek vana ile, hava debisi istenilen değere ayarlanmaktadır. Bu sayede kararlı şartlardaki ortalama hız değeri belirlenmekte, dolayısıyla kararlı durum için Reynolds sayısı belirlenmektedir. Osilasyonlu hızlarda çalışmak için ise, hız kontrolörü aracılığı ile, otomatik klapenin bağlı olduğu elektrik motorunun devri ayarlanmaktadır. Dijital takometre kullanılarak, elektrik motorunun devri belirlenmekte ve dolayısıyla kanal içersindeki akışın salınım frekansı belirlenmektedir.

Hız sensörü ve dataloger vasıtası ile, kanal içersinden geçen akışkanın anlık ortalama hızı, saniyede 1000 değer olmak üzere bilgisayara aktarılmıştır. Aktarılan bu değerler, özel bir fonksiyon uygulanarak filtrelenmiş ve grafiği çizilmiştir. Filtrelenmiş hız değerleri kullanılarak, akışın genliği, frekansı, ortalama hızı ve Reynolds sayısı belirlenmiştir.

Kontrol ünitesi aracılığı ile, her bir blok için kullanılan ısıtıcı elemanlar aktif konuma getirilmekte ve dijital voltmetre aracılığı ile istenilen voltajda, bloklara enerji verilmektedir. Sistemin zamandan bağımsız şartlara ulaşması için yaklaşık 5 saat beklenmekte ve sıcaklık değerlerinin değişimi kontrol edilmektedir.

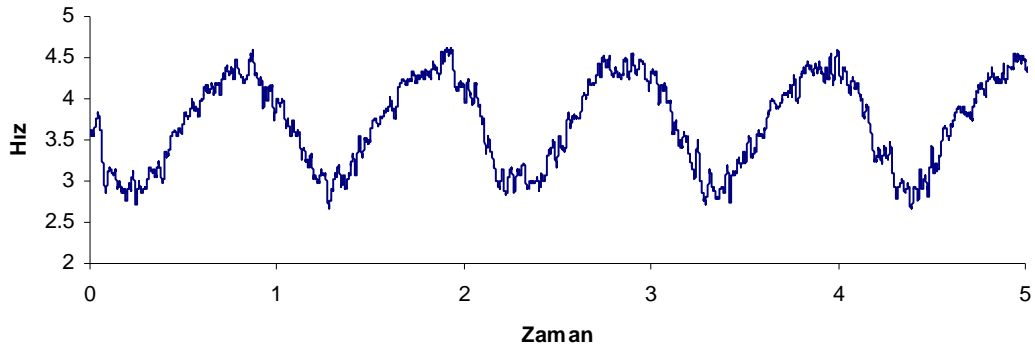
Sistemin zamana göre kararlı şartlara ulaştığına karar verdikten sonra, datalogerlar tarafından bilgisayara iletilmiş olan sıcaklık değerleri kaydedilmektedir. Akış yönüne dik olarak yerleşen blokların sıcaklıklarının ortalaması alınarak, akış yönünde 6 adet

modül sıcaklığı belirlenmektedir. Bu 6 adet modül için Nusselt sayıları hesaplanmaktadır.

Sonuç olarak, Reynolds sayısı, akışın salınım frekansı, bloklardaki ısı üretiminin ısı transferi üzerindeki etkisini belirlemek için, bu parametrelerin değişik değerlerinde deneyler yapılmış ve sonuçlar blok sıcaklığı ve Nusselt sayısı aracılığı ile irdelenmiştir.

6.1. Hız Ölçümlerinin Filtrelenmesi

Hız sensörü ve dataloger aracılığı ile, kanal içersindeki havanın hızı anlık olarak ölçülmektedir. Bu ölçüm sırasında, saniyede 1000 ölçüm elde edilmektedir. Salınım frekansı 1 Hz olduğu durumdaki, hız sensöründen alınmış ve hiçbir işlem uygulanmamış olan değerler şekil 6.1’de verilmiştir.



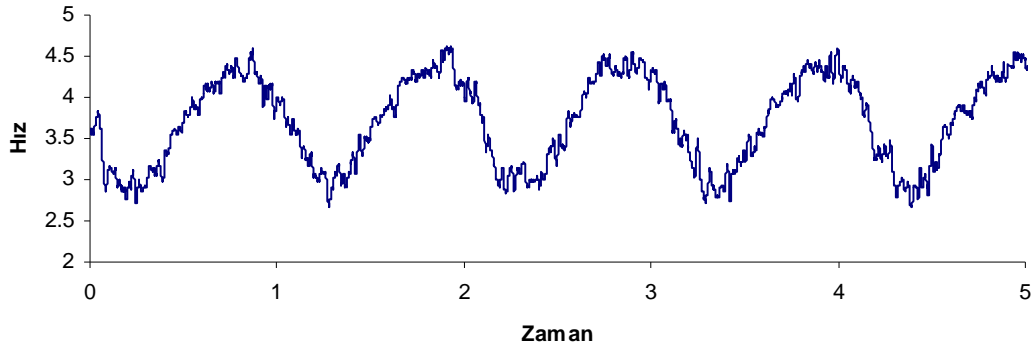
Şekil 6.1. Hızın, zaman ile değişimi.

Bu şekilde görüldüğü gibi hız sinyali titreşimli bir yapıya sahiptir. Bunun sebebi ölçümlerin örnekleme zamanının çok kısa olmasında ötürü ve sinyal parazitleri nedeniyle, birbirini takip eden ölçümler arasında titreşim ve küçük hatalar oluşabilmektedir. Bu nedenle, sistemden elde edilen değerler üzerinde filtreleme işlemi yapılarak daha makul, gerçek değere daha yakın, yeni değerler elde edilmelidir. Filtreleme aşamasında kullanılan eşitlik aşağıda verilmektedir [Bendat ve Piersol, 1971, Turkoglu, 1990].

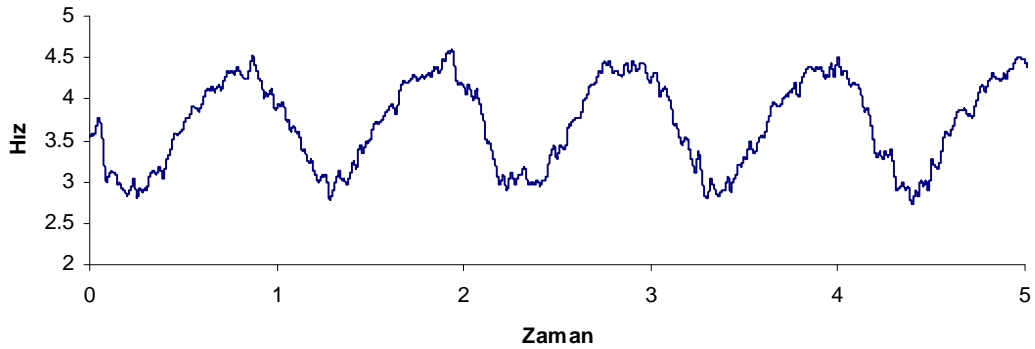
$$y_n = ax_n + (1-a)y_{n-1} \quad (6.1)$$

Burada, x_n deney cihazından okunan değeri, y_n filtrelenmiş değeri, a ise filtreleme katsayısını temsil etmektedir. Filtreleme katsayısının değeri 0 ile 1,0 aralığında değişmektedir. Bu oran değiştirilerek filtreleme işleminin kalitesi ayarlanabilmektedir.

Şekil 6.2'de frekans 1 Hz için, hız sensöründen elde edilen hız değerinin filtrelenmemiş ve filtrelenmiş halleri birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, filtrelenmemiş durumdaki birbirini takip eden değerler birbirinden farklılık gösteriyorken, filtreleme sayesinde değerler birbirine yaklaşmaktadır. Filtreleme katsayısı $a=0,01$ olduğu durum, makul durum olarak belirlenmiştir.

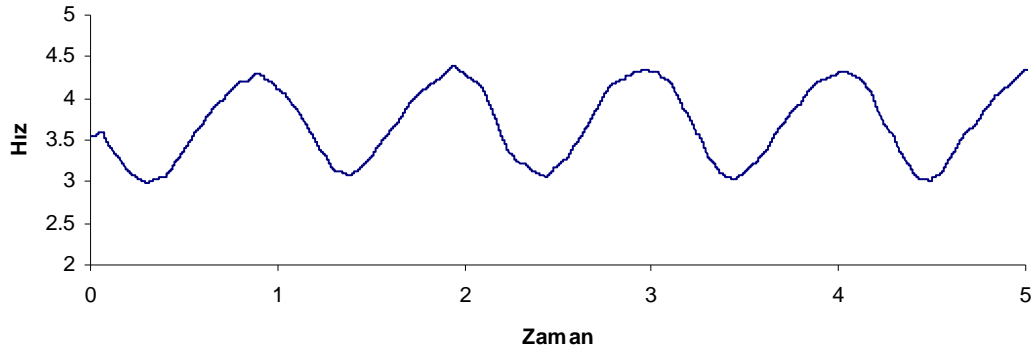


(a)



(b)

Şekil 6.2. Hızın, zaman ile değişimi a) Filtrelenmemiş, b) Filtreleme katsayısı 0,1 c) Filtreleme katsayısı 0,01.



(c)

Şekil 6.2. (Devam) Hızın, zaman ile değişimi a) Filtrelenmemiş, b) Filtreleme katsayısı 0,1 c) Filtreleme katsayısı 0,01.

6.2. Deneysel Bulgular ve Tartışmalar

Bu bölümde, Reynolds sayısının (Re) 10105, 20070 ve 30095 değerleri, ısı üretiminin (q''') 0,25, 0,5, 1,0 ve 1,5 W/cm^3 değerleri ve salınım frekansının (f) 1, 2, 3 ve 4 Hz değerleri için deneyler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda, Reynolds sayısının, bloklardan gerçekleşen ısı üretiminin ve kanal giriş hızının frekansının, ısı transferine etkileri incelenmiştir. Deneyler sırasında, laminer şartları sağlayacak kadar küçük hava hızlarına inilememiştir. Dolayısıyla sadece Türbülanslı şartlar için deneyler yapılmıştır. Deneylerde ele alınan parametreler Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Deneysel çalışma parametreleri.

| Reynolds Sayısı (Re) | Isı Üretimi (q''') | Salınım Genliği (AU_0) | Salınım Frekansı (f) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 10105 | 0,25 W/cm^3 | 0,0 U_0 (kararlı) | |
| 10105 | 0,25 W/cm^3 | 0,14 U_0 | 1 Hz |
| 10105 | 0,25 W/cm^3 | 0,14 U_0 | 2 Hz |
| 10105 | 0,25 W/cm^3 | 0,14 U_0 | 3 Hz |
| 10105 | 0,25 W/cm^3 | 0,14 U_0 | 4 Hz |
| 10105 | 0,5 W/cm^3 | 0,0 U_0 (kararlı) | |
| 10105 | 0,5 W/cm^3 | 0,14 U_0 | 1 Hz |

Çizelge 6.1. (Devam) Deneysel çalışma parametreleri.

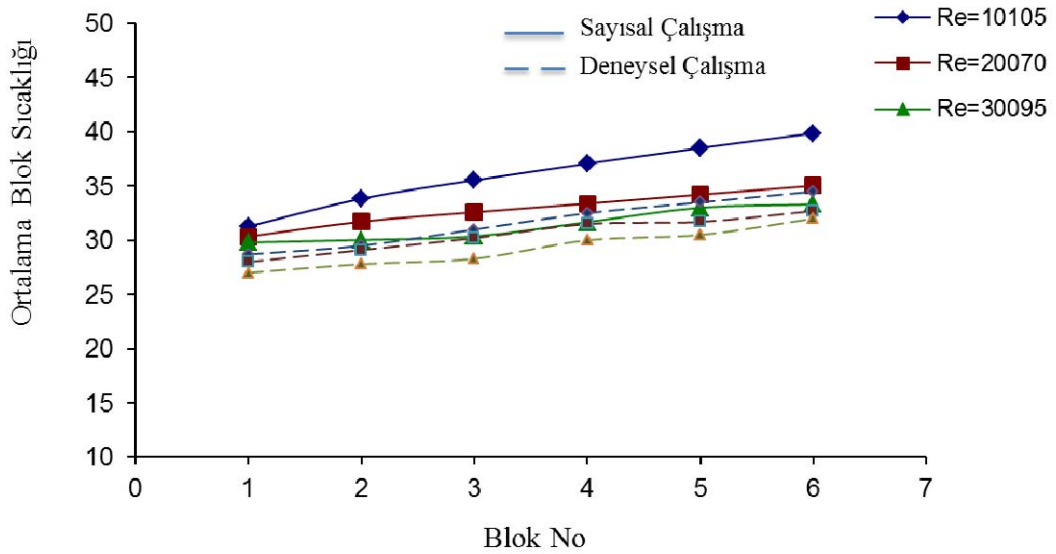
| | | | |
|-------|------------------------|-----------------------------|------|
| 10105 | 0,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 2 Hz |
| 10105 | 0,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 3 Hz |
| 10105 | 0,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 4 Hz |
| 10105 | 1,0 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 10105 | 1,0 W/cm ³ | 0,14U _o | 1 Hz |
| 10105 | 1,0 W/cm ³ | 0,14U _o | 2 Hz |
| 10105 | 1,0 W/cm ³ | 0,14U _o | 3 Hz |
| 10105 | 1,0 W/cm ³ | 0,14U _o | 4 Hz |
| 10105 | 1,5 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 10105 | 1,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 1 Hz |
| 10105 | 1,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 2 Hz |
| 10105 | 1,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 3 Hz |
| 10105 | 1,5 W/cm ³ | 0,14U _o | 4 Hz |
| 20070 | 0,25 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 20070 | 0,25 W/cm ³ | 0,15U _o | 1 Hz |
| 20070 | 0,25 W/cm ³ | 0,15U _o | 2 Hz |
| 20070 | 0,25 W/cm ³ | 0,15U _o | 3 Hz |
| 20070 | 0,25 W/cm ³ | 0,15U _o | 4 Hz |
| 20070 | 0,5 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 20070 | 0,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 1 Hz |
| 20070 | 0,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 2 Hz |
| 20070 | 0,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 3 Hz |
| 20070 | 0,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 4 Hz |
| 20070 | 1,0 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 20070 | 1,0 W/cm ³ | 0,15U _o | 1 Hz |
| 20070 | 1,0 W/cm ³ | 0,15U _o | 2 Hz |
| 20070 | 1,0 W/cm ³ | 0,15U _o | 3 Hz |
| 20070 | 1,0 W/cm ³ | 0,15U _o | 4 Hz |
| 20070 | 1,5 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 20070 | 1,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 1 Hz |

Çizelge 6.1. (Devam) Deneysel çalışma parametreleri.

| | | | |
|-------|------------------------|-----------------------------|------|
| 20070 | 1,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 2 Hz |
| 20070 | 1,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 3 Hz |
| 20070 | 1,5 W/cm ³ | 0,15U _o | 4 Hz |
| 30095 | 0,25 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 30095 | 0,25 W/cm ³ | 0,13U _o | 1 Hz |
| 30095 | 0,25 W/cm ³ | 0,13U _o | 2 Hz |
| 30095 | 0,25 W/cm ³ | 0,13U _o | 3 Hz |
| 30095 | 0,25 W/cm ³ | 0,13U _o | 4 Hz |
| 30095 | 0,5 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 30095 | 0,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 1 Hz |
| 30095 | 0,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 2 Hz |
| 30095 | 0,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 3 Hz |
| 30095 | 0,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 4 Hz |
| 30095 | 1,0 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 30095 | 1,0 W/cm ³ | 0,13U _o | 1 Hz |
| 30095 | 1,0 W/cm ³ | 0,13U _o | 2 Hz |
| 30095 | 1,0 W/cm ³ | 0,13U _o | 3 Hz |
| 30095 | 1,0 W/cm ³ | 0,13U _o | 4 Hz |
| 30095 | 1,5 W/cm ³ | 0,0U _o (kararlı) | |
| 30095 | 1,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 1 Hz |
| 30095 | 1,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 2 Hz |
| 30095 | 1,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 3 Hz |
| 30095 | 1,5 W/cm ³ | 0,13U _o | 4 Hz |

Belirtilen bu parametrelerin, ısı transferi üzerindeki etkisini analiz etmek için, 60 farklı deney yapılmış olmasına rağmen, sadece seçilmiş durumlara ait deneysel sonuçlar aşağıda irdelenmiştir. Şekil 6.3, Şekil 6.4 ve Şekil 6.5’de sırasıyla, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$, $q'''=0,5 \text{ W/cm}^3$ ve $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ için, kararlı durumda, ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, sayısal ve deneysel çalışma için birlikte verilmiştir.

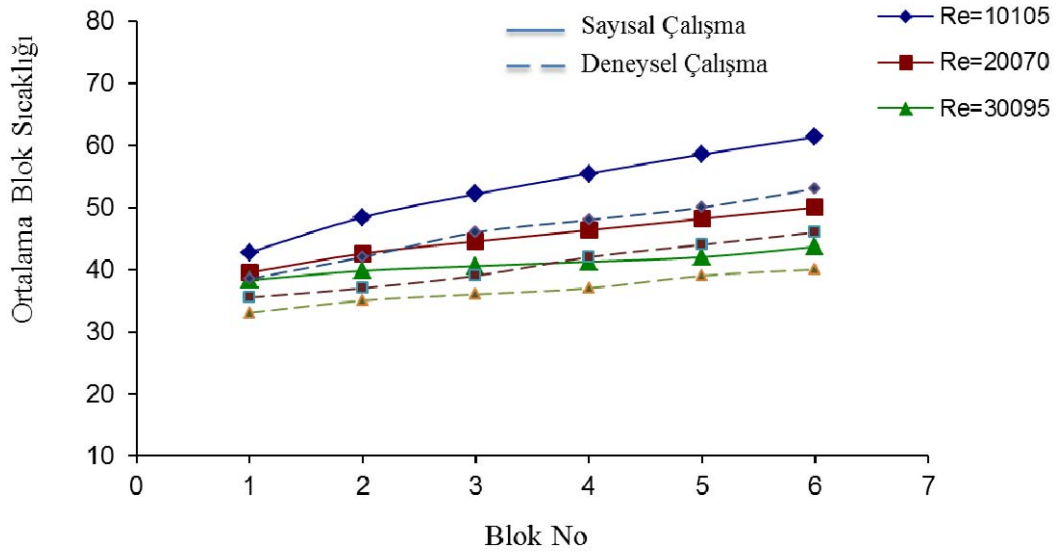
Şekillerden de görüldüğü üzere, hem sayısal çalışmada hem de deneysel çalışmada, tüm Reynolds sayıları için, ilk blok minimum sıcaklıktadır. Blok numarasının artışı ile, blok sıcaklığı da artış göstermekte ve son blokta maksimum değerine ulaşmaktadır. Bunun sebebi, zorlanmış konveksiyon ilk bloğu daha fazla etkilerken, blok numarasına göre etkisini azaltmaktadır. Dolayısıyla blok numarasının artışına paralel olarak, bloklardan soğutucu akışkana gerçekleşen ısı transferi azalmaktadır. Bu durum her iki çalışma yöntemi için benzerlik göstermektedir.



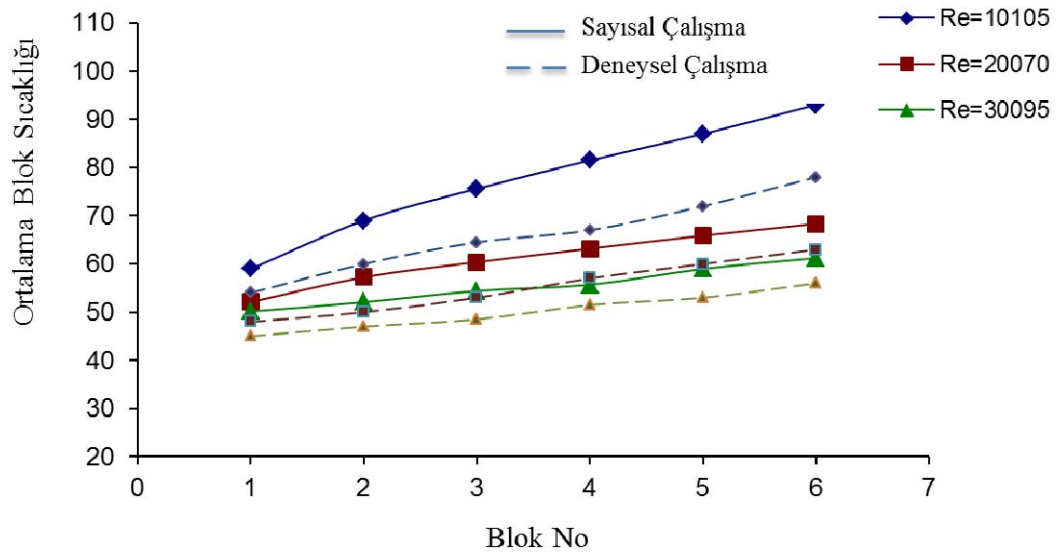
Şekil 6.3. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekilden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısında, her iki çalışma yöntemi için çizilen eğrilerin eğimi, birbirleri ile oldukça uyumlu olmasına rağmen, aynı numaralı bloklar için, sayısal ve deneysel sonuçların blok sıcaklık değerleri farklıdır. Bu farkın sebebi, deneysel çalışmanın üç boyutlu olmasına rağmen, geliştirilen kodun iki boyutlu olarak çözüm yapmasıdır. Dolayısıyla deneysel çalışmada, akışa dik yönde ısı yayan bloklar ve bloklar arasında ısı üretimi olmayan boşluklar vardır. Fakat sayısal çalışma için, geliştirilen programda z yönündeki değişim ihmal edilmiştir. Bundan ötürü, bu çalışmada, bloklar arasındaki kalan boşluklar modellenemeyerek, tek bir bloğun, z yönünün sonuna kadar ulaştığı kabul edilir. Dolayısıyla, sayısal çalışmada elde edilen sonuçlarda, blokların sıcaklık değerinin daha yüksek çıkması beklenen bir durumdur. Reynolds sayısı 10105 olduğunda, deneysel ve sayısal

çalışmadan elde edilen sıcaklık eğrileri arasındaki fark fazladır. Fakat Reynolds sayısının artmasına paralel olarak, zorlanmış konveksiyon artmakta ve sayısal çalışma ile deneysel çalışmanın sonuçları birbirine yaklaşmaktadır ve Reynolds sayısı 30095 olduğunda bu fark minimumdur. Bu durum her üç ısı üretim değerinde de benzerlik göstermektedir. Dolayısıyla, yüksek Reynolds sayılarında deneysel sonuçların, sayısal sonuçları daha fazla desteklediği söylenebilir.

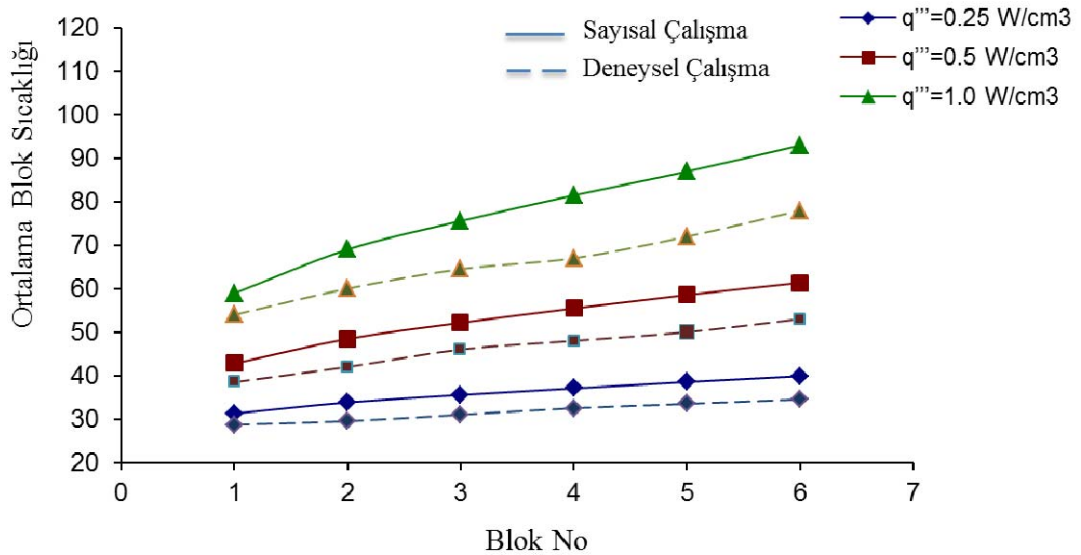


Şekil 6.4. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=0,5 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

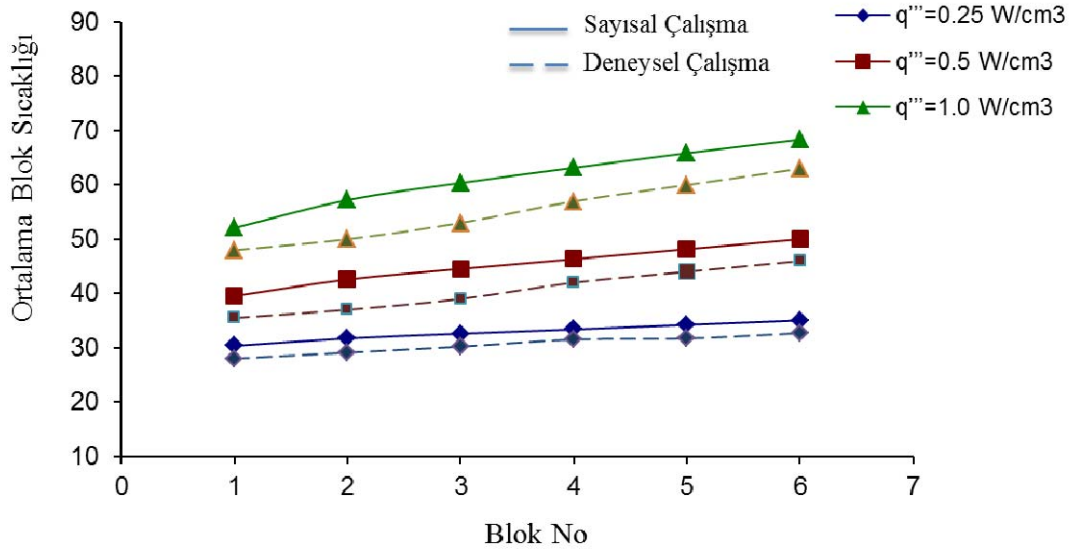


Şekil 6.5. Kararlı durumda, Isı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

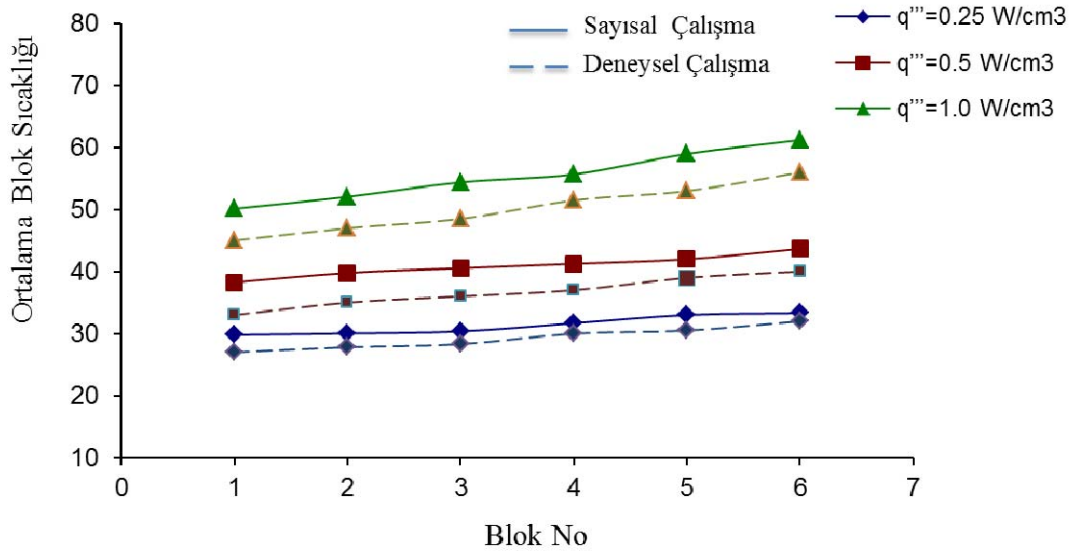
Şekil 6.6, Şekil 6.7 ve Şekil 6.8’de sırasıyla, Reynolds sayısı 10105, 20070 ve 30095 için, ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere, sayısal ve deneysel sonuçların için çizilen eğrilerin eğimi birbirleri ile oldukça uyumludur. Özellikle düşük ısı üretimi için bu eğriler birbirleri ile oldukça uyumlu iken, ısı üretiminin artmasına paralel olarak, eğrilerin sıcaklık değerleri arasında farklılık oluşmaktadır. Örneğin, Reynolds sayısı 10105 için, ısı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, her iki yöntemin sonuçları birbirine oldukça yakın ve uyumludur. Fakat ısı üretiminin artması ile eğrilerin değeri birbirlerinden uzaklaşmaktadır. Bunun sebebi daha önceden de belirtildiği üzere, geliştirilen kodun iki boyutlu oluşudur. Küçük ısı üretimlerinde, zorlanmış konveksiyon blokları hem iki boyutlu hem üç boyutlu durumda soğutabilirken, ısı üretimin artması ile iki boyutlu durumda, blok z yönünde tek parça olmasından dolayı, daha fazla ısı üretimi gerçekleştirmekte ve konveksiyon blokları soğutmada yetersiz kalmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile, daha etkin konveksiyon gerçekleşmesinden dolayı, deneysel ve sayısal çalışma için elde edilen sıcaklık değerleri birbirlerine yaklaşmaktadır.



Şekil 6.6. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 10105 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.



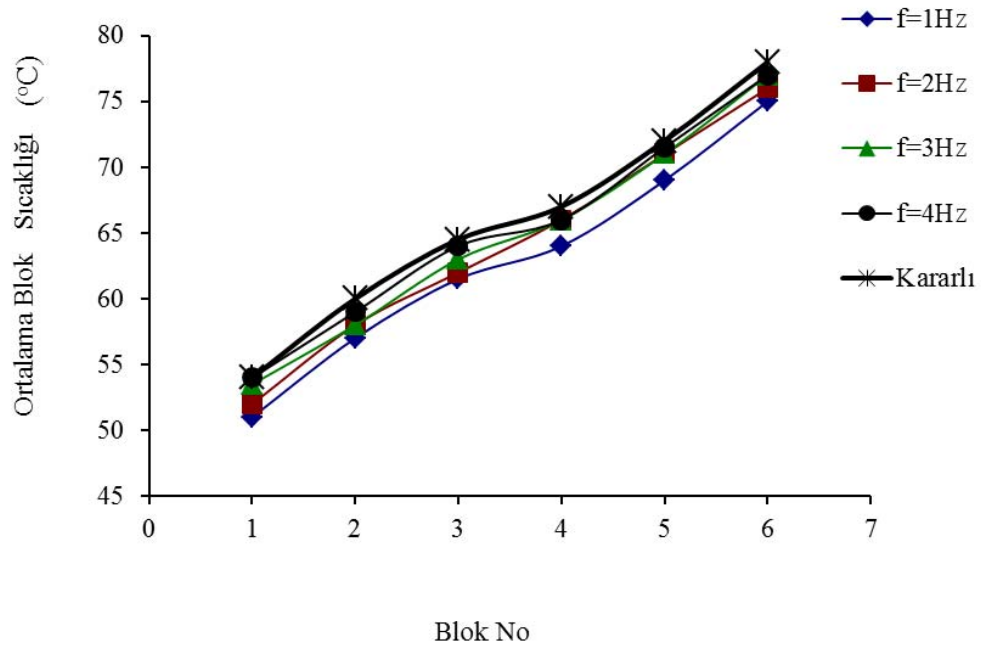
Şekil 6.7. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 20070 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.



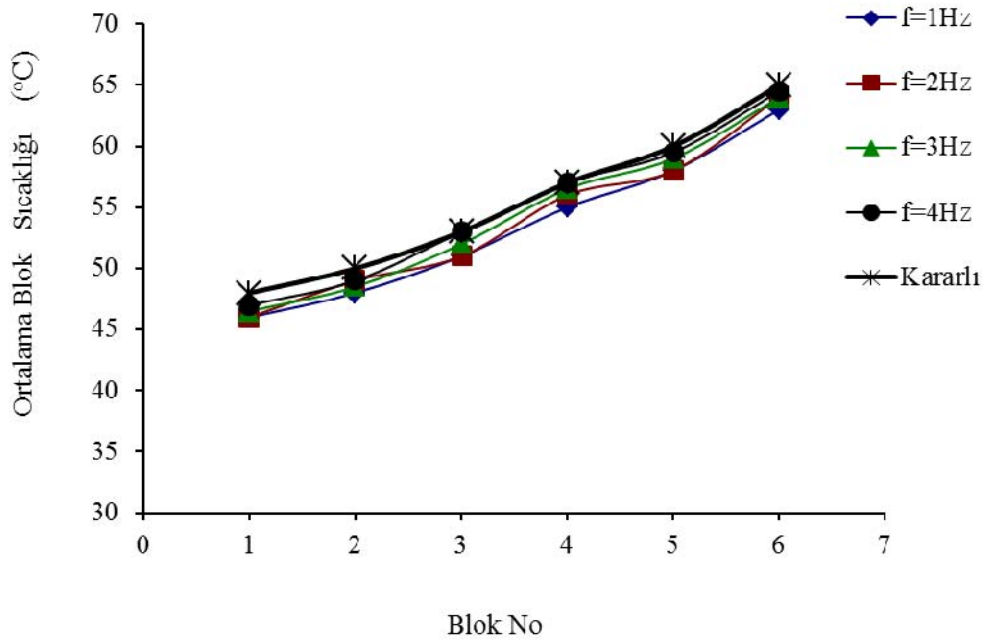
Şekil 6.8. Kararlı durumda, Reynolds sayısı 30095 olduğunda, farklı ısı üretimleri için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 6.9, Şekil 6.10 ve Şekil 6.11'da sırasıyla, Reynolds sayısı 10105, 20070 ve 30095 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ ve salınım genliği sırasıyla $0,14U_0$, $0,15U_0$ ve $0,13U_0$ olduğunda, ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekiller incelenirse, sabit salınım frekansı için, ilk bloğun yüzey sıcaklığının

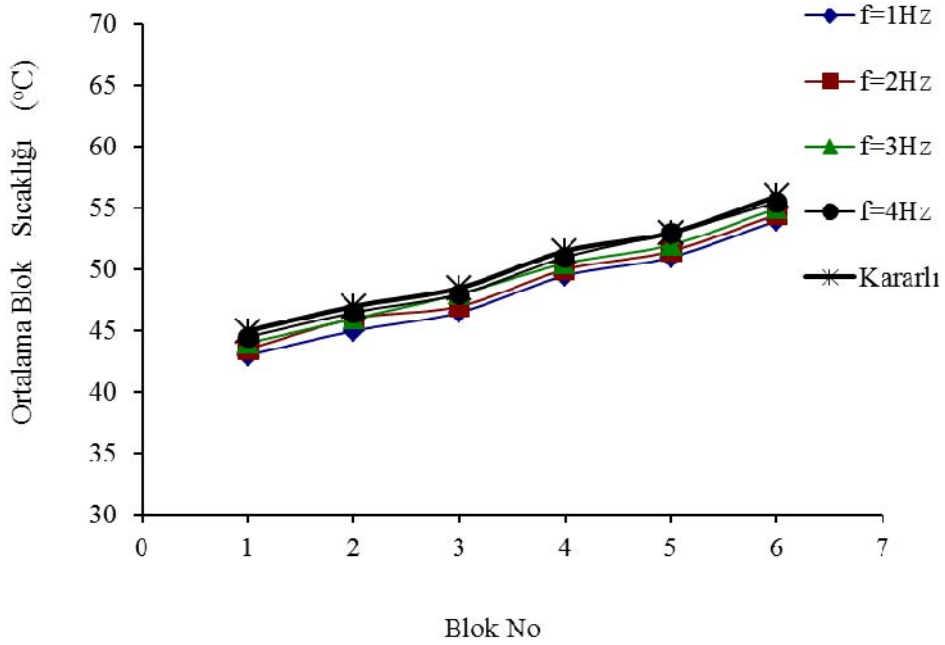
minimum olduğu ve blok numarasının artışı ile artış gösterdiği görülmektedir. Tüm frekanslar ve kararlı rejim için bu durum benzerlik göstermektedir. Kararlı durumda tüm bloklarda ölçülen sıcaklık değeri, diğer durumlara nazaran daha yüksektir. Salınım frekansı 1 Hz için blok yüzey sıcaklıkları, en düşük olurken, frekansın artması ile blok yüzey sıcaklığı artış göstermektedir. Salınım frekansı 4 Hz için blok yüzey sıcaklıkları hemen hemen kararlı durum için elde edilen blok yüzey sıcaklıkları ile aynı değerdedir. Diğer parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin, blok yüzey sıcaklıklarında bir miktar değişime sebep olduğu söylenebilir. Fakat bu değişim oldukça küçük mertebelerde gerçekleşmektedir.



Şekil 6.9. $Re=10105$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

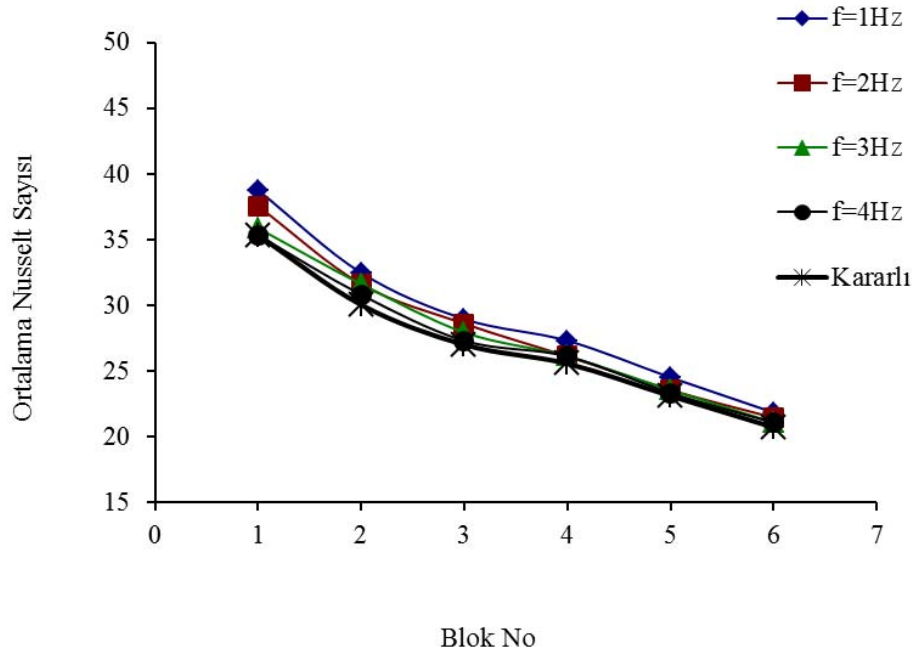


Şekil 6.10. $Re=20070$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,15U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

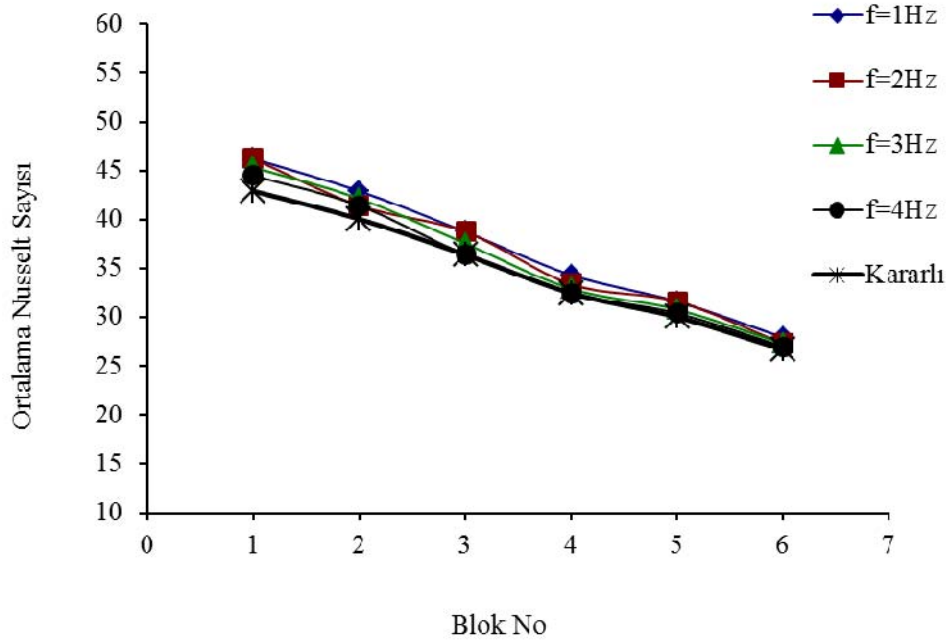


Şekil 6.11. $Re=30095$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,13U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama blok sıcaklığının değişimi.

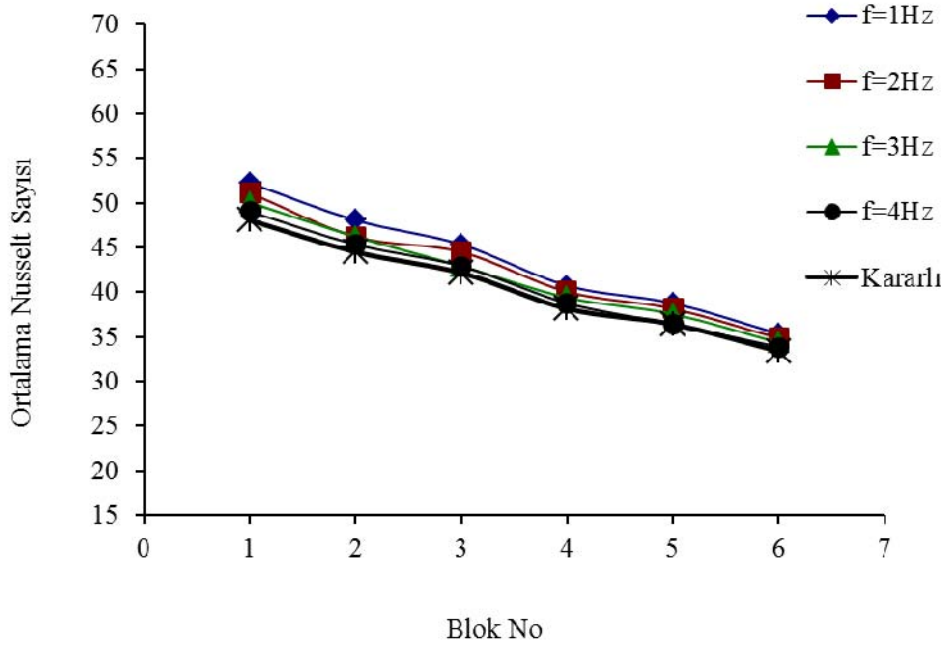
Şekil 6.12, Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’de sırasıyla, Reynolds sayısı 10105, 20070 ve 30095 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ ve sırasıyla salınım genliği $0,14U_0$, $0,15U_0$ ve $0,13U_0$ olduğunda, ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve sabit frekans için, birinci blokta zaman ve ortalama blok Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır ve blok numarasına göre azalış göstermektedir. Tüm frekanslar ve kararlı rejim için bu durum benzerlik göstermektedir. Kararlı durum için çizilen eğri, diğer eğrilerin altında yer almaktadır. Salınım frekansı 1 Hz için ortalama blok Nusselt sayısı, daha yüksek olurken, frekansın artması ile bu değer azalış göstermekte ve frekansın 4 Hz olması ile zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı en küçük değere ulaşmaktadır. Kararlı durum ortalama blok Nusselt sayısı, frekans 4 Hz’deki değer ile hemen hemen çakışmaktadır. Bu durum blok yüzey sıcaklıkları için önceden çizilen eğriler ile uyum içindedir.



Şekil 6.12. $Re=10105$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 6.13. $Re=20070$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 6.14. $Re=30095$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,14U_0$ olduğunda, farklı salınım frekansları için, ortalama Nusselt sayısının değişimi.

Salınım frekansının, 3 Hz'den azalması ile ortalama blok Nusselt sayısı artış eğilimine girmektedir. Bundan ötürü, diğer parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin, blok Nusselt sayılarında bir miktar değişime sebep olduğu söylenebilir. Reynolds sayısının artışı ile, farklı frekanslar için çizilen eğriler birbirine yaklaşmaktadır. Sonuç olarak, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, akışın salınım frekansının değişimi ısı transferinde küçük bir artış sağlamaktadır.

7. LAMİNER AKIŞ: SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Bu bölümde, geometrik boyutlar sabit tutularak, diğer parametrelerin değişik değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Bu simülasyonlar sonucunda laminer akış şartlarında, Reynolds sayısının, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin, kanal giriş hızının genliğinin ve salınım frekansının, akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir.

Problemin geometrisi, literatürdeki diğer çalışmalara uyumlu olacak şekilde belirlenmiştir. Kanal içerisine yerleştirilen blokların her birinin uzunluğu $L_b=0,03$ m olarak alınmıştır. Kanal yüksekliğinin, blok uzunluğuna oranı $H_c/L_b=1,33$ ve blok yüksekliğinin, blok uzunluğuna oranı $H_b/L_b=0,5$ olarak alınmıştır. Bloklar arasındaki mesafe ise, blok uzunluğuna eşit $S=L_b$ olarak alınmıştır. Üniform olarak kanala giren havanın blokların olduğu bölgeye ulaştığında, parabolik bir profile dönüşmesi için, kanal girişi ile bloğun başladığı nokta arasındaki mesafe, $L_1=36L_b$ alınmıştır. Benzer olarak, kanal çıkışında akışın tam gelişmiş akış profiline ulaşabilmesi için, son bloğun bittiği nokta ile kanal çıkışı arasındaki mesafe ise $L_2=27L_b$ olacak şekilde belirlenmiştir. Akışkanın kanala giriş sıcaklığı $T_o= 20^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Kanal girişinde akışkanın anlık hızı $u(t)=U_o+AU_o\text{Sin}\omega t$ fonksiyonuna uygun olarak değişmektedir.

Hesaplamalar, Reynolds sayısının 250, 500, 750 ve 1000 değerleri, bloklarda gerçekleşen birim hacimdeki ısı üretiminin (q''') 0,025, 0,050 ve 0,075 W/cm^3 değerleri, osilasyon genliğinin $0,0U_o$, $0,2U_o$, $0,4U_o$, $0,6U_o$, $0,8U_o$ ve frekansın (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz değerleri için gerçekleştirilmiştir. Belirtilen bu parametrelerin, hız dağılımına, sıcaklık dağılımına, blok sıcaklıklarına ve Nusselt sayısına nasıl etkideği analiz edilmiştir. 300 farklı durum için simülasyonlar yapılmış olmasına rağmen, sadece seçilmiş durumlara ait simülasyon sonuçları aşağıda sunulmuştur.

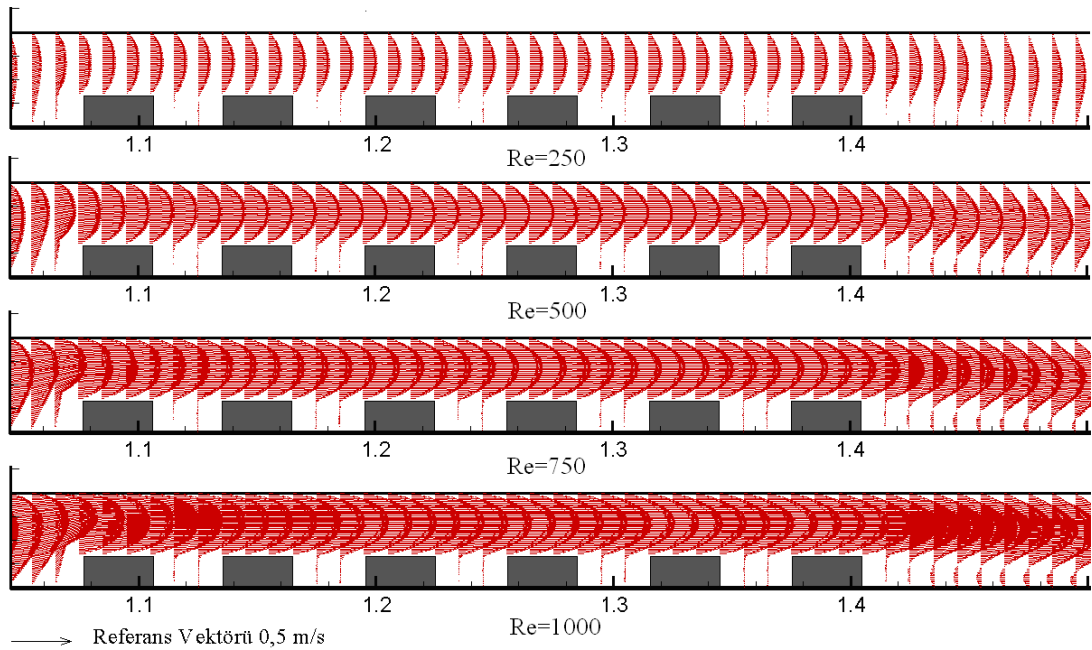
Akış zamanla periyodik olarak değişen bir akıştır. Bundan dolayı, hesaplamalar, periyodik kararlı şartlara ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır. Birbirini takip eden iki periyotta elde edilen Nusselt sayıları arasındaki fark ihmal edilebilecek kadar küçük

olduğunda hesaplamalar durdurulmuş ve akışın periyodik olarak kararlı şartlara ulaştığı kabul edilmiştir.

7.1. Hız Alanının Analizi

Bu bölümde, problemin parametrelerin akış yapısına etkisini analiz etmek için hız vektör dağılımları kullanılmıştır. Bu amaçla seçilen durumlar için, çizilen hız vektör dağılım grafikleri aşağıda irdelenmiştir.

Şekil 7.1’de, giriş hızının zamanla değişmediği ($u=U_0$) kararlı rejim durumunda, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 değerleri için, hız vektör dağılımı verilmiştir. Kanalin, blokların bulunduğu bölümündeki akışı daha iyi görmek amacıyla, sadece bu bölümün hız vektör dağılımları çizilmiştir.



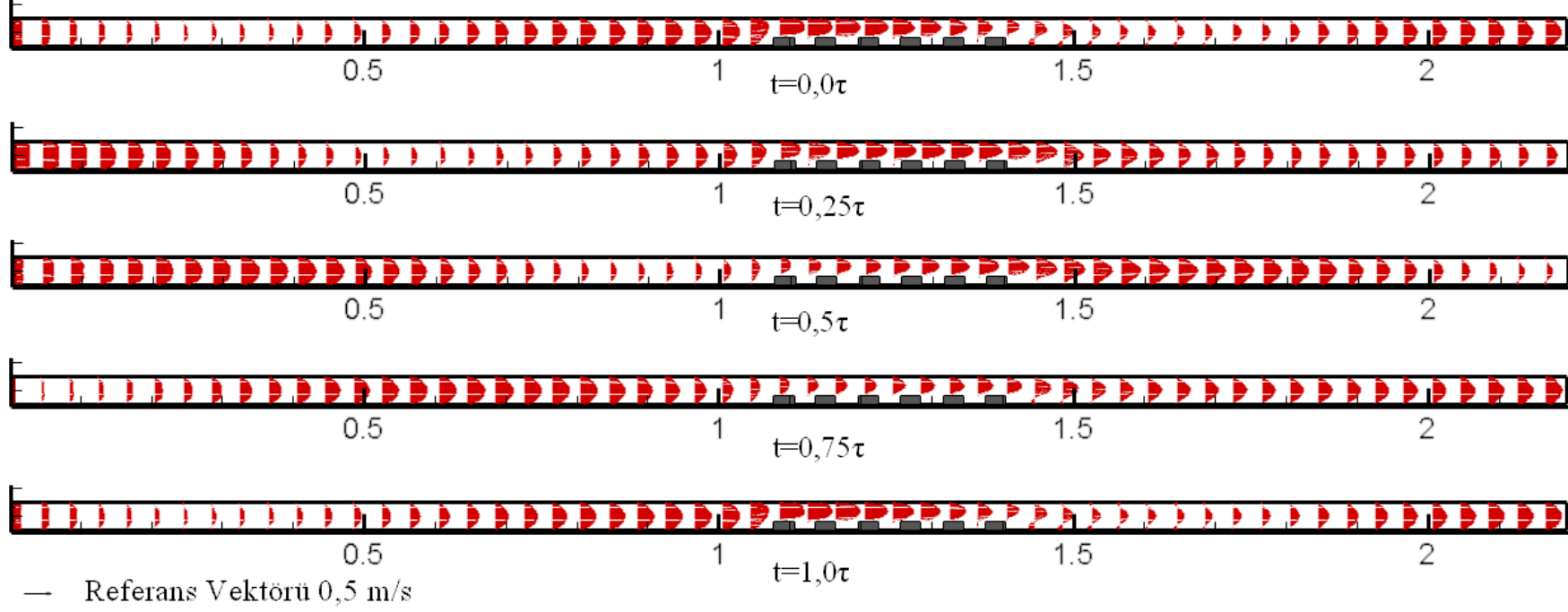
Şekil 7.1. Kararlı rejimde (genlik $0,0U_0$), farklı Reynolds sayıları için hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil incelenirse, tüm Reynolds sayıları için, akışın genel yapısının benzer olduğu görülür. Kanal girişinde, üniform bir profile sahip olan akışkan yatay yönde ilerleyerek ilk blok ile karşılaşmakta ve blok yüzeyinde hızı minimum değerine

düşmektedir. Bloklar arasındaki bölgede, hız vektörlerinin yönü değiştirmekte, değeri ise çok küçük değerlere inmektedir. Bloklar arasında dönen bir akış yapısı oluşmaktadır. Son bloğun arka kısmında, hız vektörleri yine yön değiştirmekte ve ters akış oluşmaktadır. Dolayısıyla bu bölgede, bloklar arasındaki nazaran daha büyük bir sirkülasyon oluşmaktadır. Oluşan bu sirkülasyonun arka kısmında, yatay yönde ilerledikçe, akış kanal yüzeyine paralel olarak akmakta ve çıkışa doğru tam gelişmiş hız profiline benzer bir profile ulaşmaktadır. Şekilden de görüldüğü üzere, bu genel davranış, tüm Reynolds sayıları için benzer yapıdadır. Fakat Reynolds sayısının artması ile hızın şiddeti artmakta, dolayısıyla blokların arasında ve son bloğun arka kısmında oluşan sirkülasyonların boyutu büyümekte ve etkisi artmaktadır.

Reynolds sayısı 750 için, ısı üretimi $0,05 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz durumunda, giriş hızı salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı Şekil 7.2 verilmektedir. Şekillerde görüldüğü üzere, kanal girişinden ısı yayan ilk bloğa kadar olan bölgede, hız vektörleri yüzeye paralel gitmekte ve yatay yönde ilerledikçe parabolik bir yapı oluşturmaktadır. Hız vektörlerinin oluşturduğu bu yapı, akış boyunca bloklar ve sürtünme nedeniyle önemli ölçüde değişmektedir. Blokların üst bölgesinde ise, kesit alanının daralmasından dolayı hız artmaktadır.

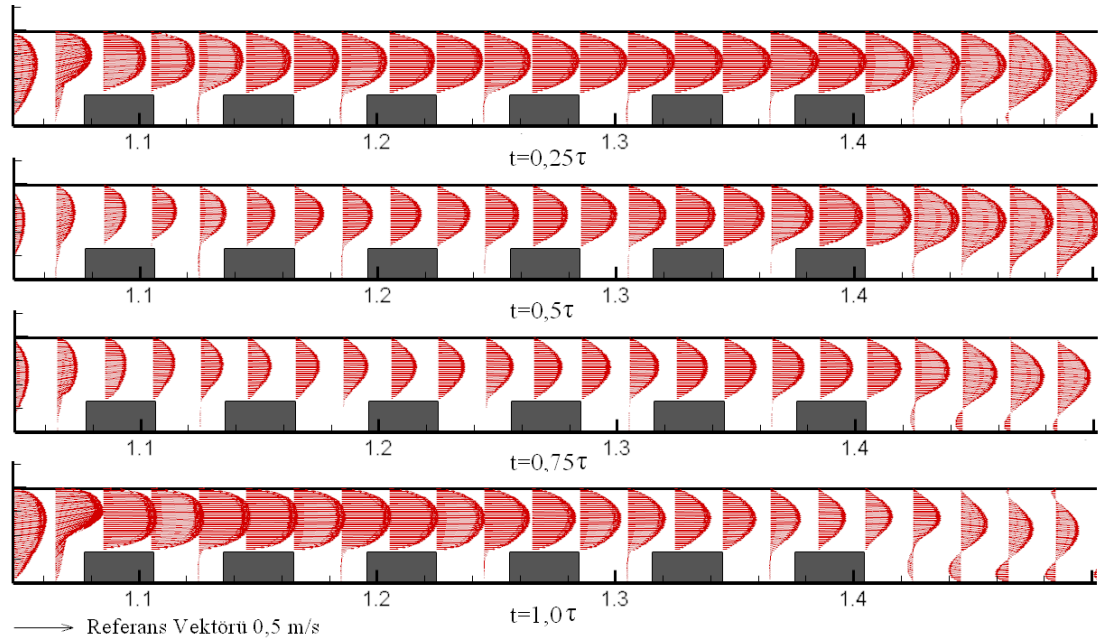
Blokların arasında kalan bölgede, hız vektörlerinin şiddeti çok küçük değerlere inmekte ve ters akışlar oluşmaktadır. Yine benzer olarak, son bloğun arkasında da sirkülasyonlu akış yapısı oluşmaktadır. Bu akış yapısı salınım periyodun tüm anlarında birbirine benzerdir. Ancak bu yapının etkilediği alanın büyüklüğü periyot boyunca değişiklik göstermiştir. Kanal çıkışına doğru ise, hız vektörleri yüzeye paralel hale gelmekte ve parabolik bir profil oluşturmaktadır. Kanal çıkışında bu profil yatay yönden çok az ölçüde etkilenmekte ve gelişmiş akış profiline benzer bir yapı oluşturmaktadır.



Şekil 7.2. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil 7.2 detaylı incelendiği zaman, kanal girişinde akışkan hızının sinüzoidal olarak değişiminin etkisi net olarak görülmektedir. Kanalın giriş kısmı incelenirse, salınım periyodun $t=0,25\tau$ anında çok büyük olan giriş hızının değeri, periyodun ikinci çeyreğinde azalmakta, üçüncü çeyreğinin sonunda ($t=0,75\tau$ anında) çok küçük değere ulaşmakta son çeyrekte ise yine artış göstermektedir.

Periyodun bütün anlarında kanal boyunca farklı kesitlerde, hız profili (hızın şiddeti) farklıdır. Örnek olarak $t=1,0\tau$ anındaki (Periyodun son anı) hız vektör dağılımı incelenirse, kanal girişinde hızın şiddeti düşük iken, blokların olduğu bölümde daha yüksek, bloklardan sonra daha düşük, sonra tekrar yüksektir. Bunun sebebi kanal girişinde hız profilinin zamanla periyodik olarak değişmesidir. Kanal boyunca hız dağılımının sürekli değişiyor olması, akışın sürekli kendini yeniliyor olduğunun göstergesidir. Akışın bu şekilde kendini yeniliyor olmasının sonucu olarak, blok yüzeylerinden ısı transferinin artmasına katkı sağlaması beklenir.



Şekil 7.3. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarında bloklar bölümünde, hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil 7.3'den de görüldüğü üzere, kanal içerisindeki hız vektörleri periyodun farklı anlarında farklılıklar göstermektedir. Salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anında, blok üst

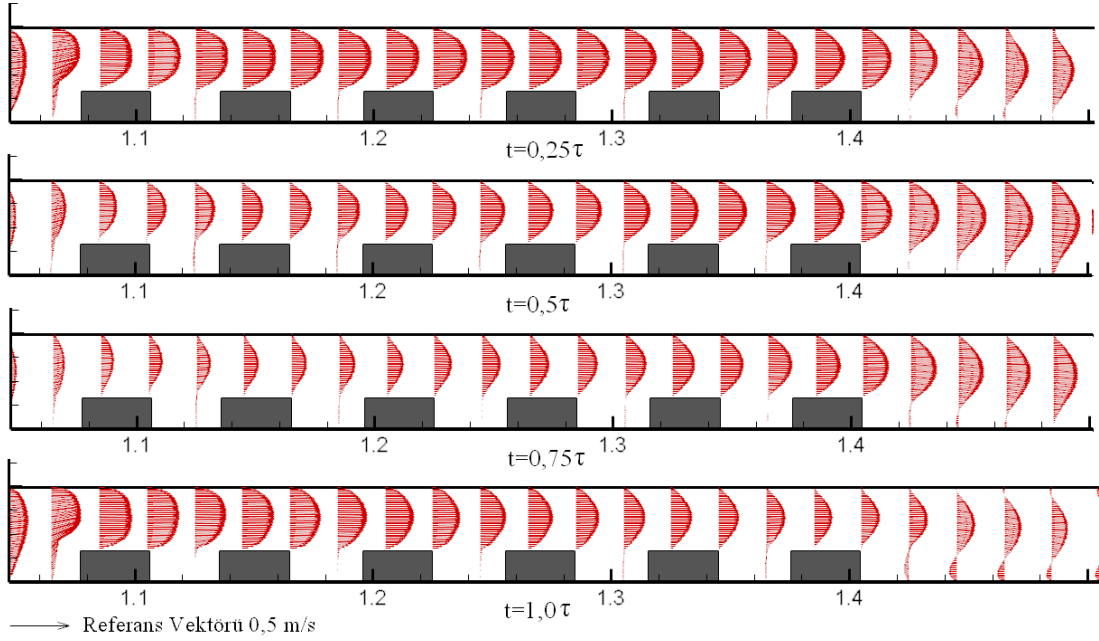
yüzeylerindeki hız vektörleri parabolik bir yapı oluşturmakta ve kanal çıkışına doğru ilerlemektedir. Son bloğun arkasında ise ters akış ve sirkülasyon oluşumu başlamaktadır. Periyodun $t=0,50\tau$ ve $t=0,75\tau$ anlarında blok üst yüzeyindeki hız vektörlerinin değerleri küçülürken, son bloğun arkasındaki ters akış bölgesi ise daha belirgin hale gelmektedir. Salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anında ise hem blok üst yüzeylerindeki hız vektörlerinin değeri büyümekte, hem de son bloğun arkasında oluşan ters akış bölgesinin büyüklüğü atmaktadır.

Salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anında, blokların olduğu bölgedeki hız vektörlerinin değerinin büyük olmasının sebebi, periyodun ilk çeyreğinin son anı olan $t=0,25\tau$ anında, kanala gönderilen çok büyük hızdaki akışkanın, blokların olduğu bölgeye yeni ulaşmasıdır. Dolayısıyla $t=1,0\tau$ anında, kanal girişinde o an gönderilen akışkanın hızının etkisi gözlemlenirken, blokların olduğu bölgede $t=0,25\tau$ anında gönderilen akışkanın etkisi görülmektedir.

Şekil 7.4'de Reynolds sayısı 500 için, ısı üretimi $0,05 \text{ W/cm}^3$ olduğunda, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz durumunda, salınım periyodunun $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmiştir. Burada, bir önceki şekle kıyasla, diğer tüm parametreler sabit tutularak sadece Reynolds sayısının değeri değiştirilmiştir. İki şekil birlikte incelendiğinde, her iki Reynolds sayısında da kanal içerisindeki akış benzer bir yapı göstermektedir. Fakat Reynolds sayısı 500 olduğu durumda, akışkanın hızının daha küçük olmasından ötürü, hız vektörlerinin büyüklüğü azalmaktadır. Her iki şeklin eş anlarındaki grafikleri birbirleri ile kıyaslandığında, her iki Reynolds sayısında da akışın genel yapısının, periyodun eş anları için birbirleri ile benzer olduğu görülmektedir. Dolayısıyla Reynolds sayısının değiştirilmesi ile, periyodun eş anları için çizilen hız vektörlerinin genel geometrisi aynı kalırken, şiddetleri değişmektedir.

Şekil 7.5 ve şekil 7.6'da, $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ olduğunda, sırasıyla frekans 1 Hz ve 4 Hz için salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere diğer tüm parametreler sabit

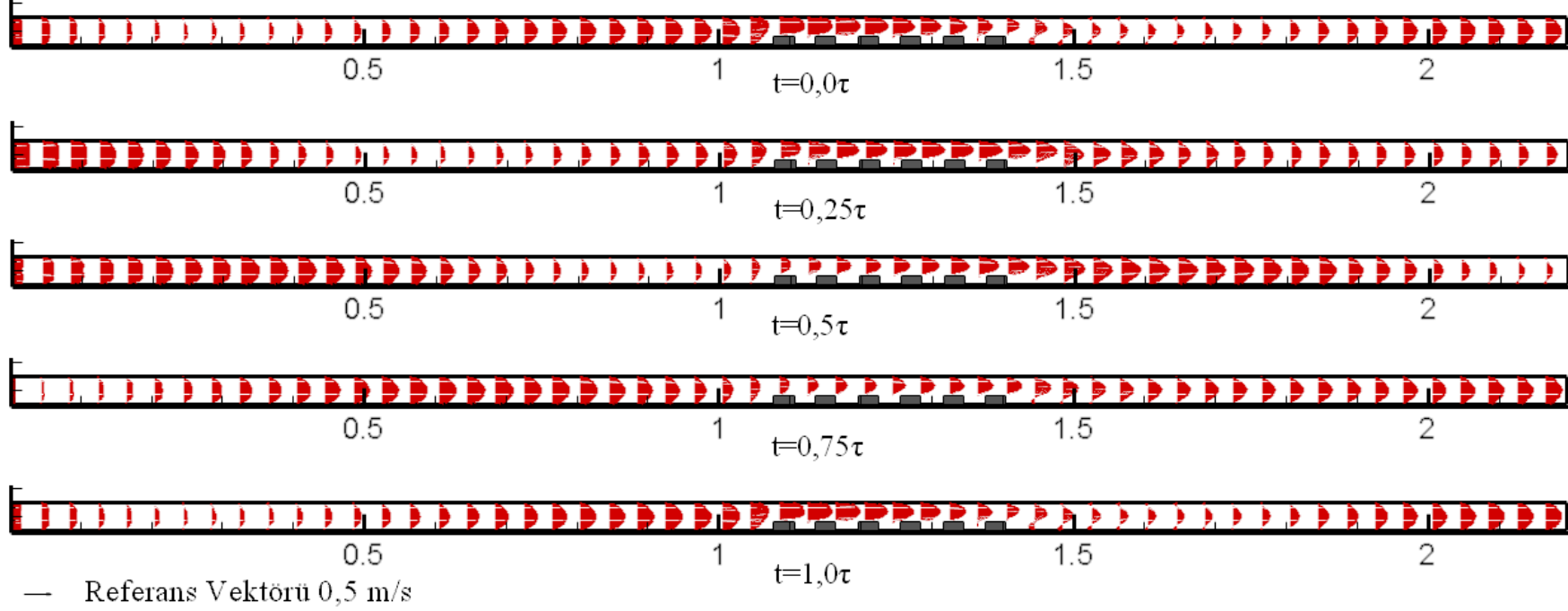
tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesi, sonucunda hız vektör dağılımları periyodun eş anlarında birbirleri ile farklılıklar göstermektedir.



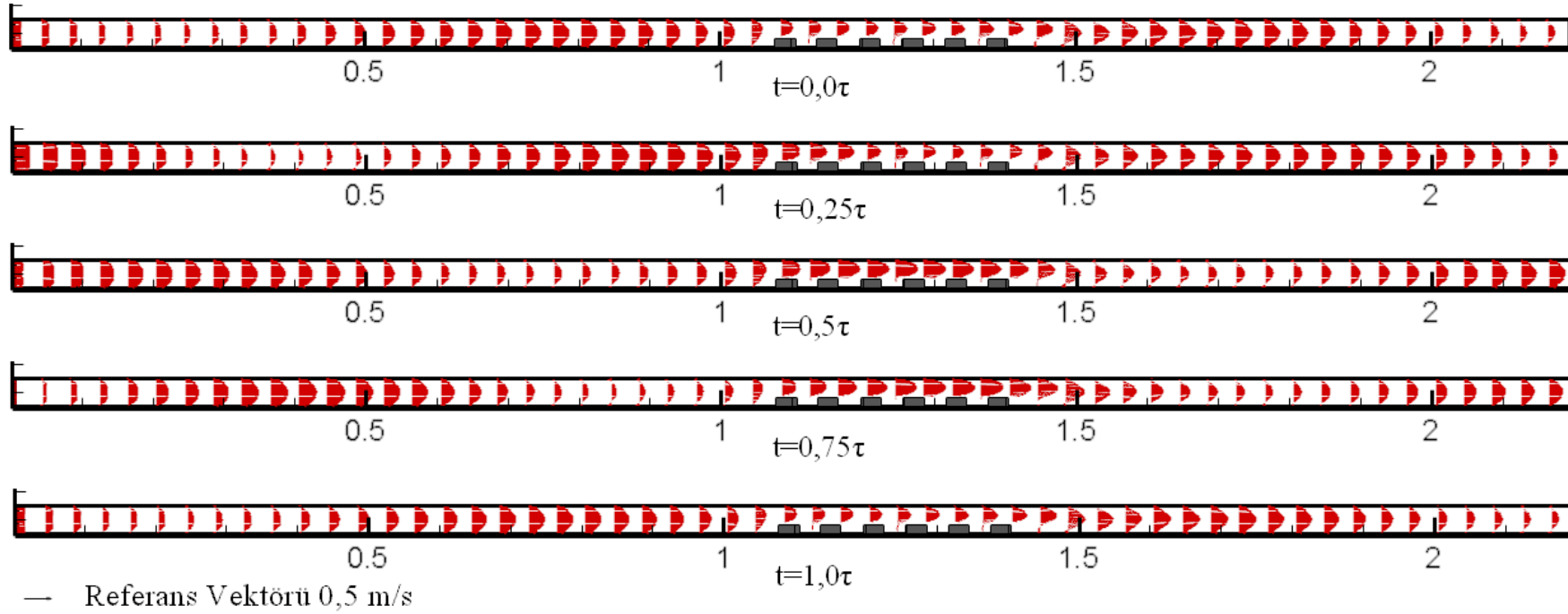
Şekil 7.4. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.

Verilen bir salınım frekansı için hız vektör dağılımları incelenirse, periyodun farklı anları için kanal boyunca tüm kesitlerde hız profillerinin birbirlerinden farklı olduğu görülmektedir. Bu durum kanal girişinde hızın periyodik olarak değişmesinin sonucudur. Başka bir deyişle, salınım periyodun başlangıcında kanala gönderilen akışkanın, zamanla kanal içerisinde ilerlemesinden dolayı, akışkanın giriş hızının kanal boyunca etkisi, periyodun diğer anlarında göstermektedir.

Aynı anlar için, iki şekil birlikte incelenirse, hız profil yapılarının birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ise, frekansın değişmesi ile, verilen bir zaman diliminde tamamlanan salınım sayısının değişmesidir. Aynı zaman diliminde, küçük frekanslarda daha az sayıda salınım tamamlanırken, büyük frekanslarda daha fazla salınım tamamlanmaktadır. Dolayısıyla, kanalın belirli bir kesitindeki hız dağılımı, farklı frekanslarda periyodun farklı anlarındaki giriş hızının etkisindedir.



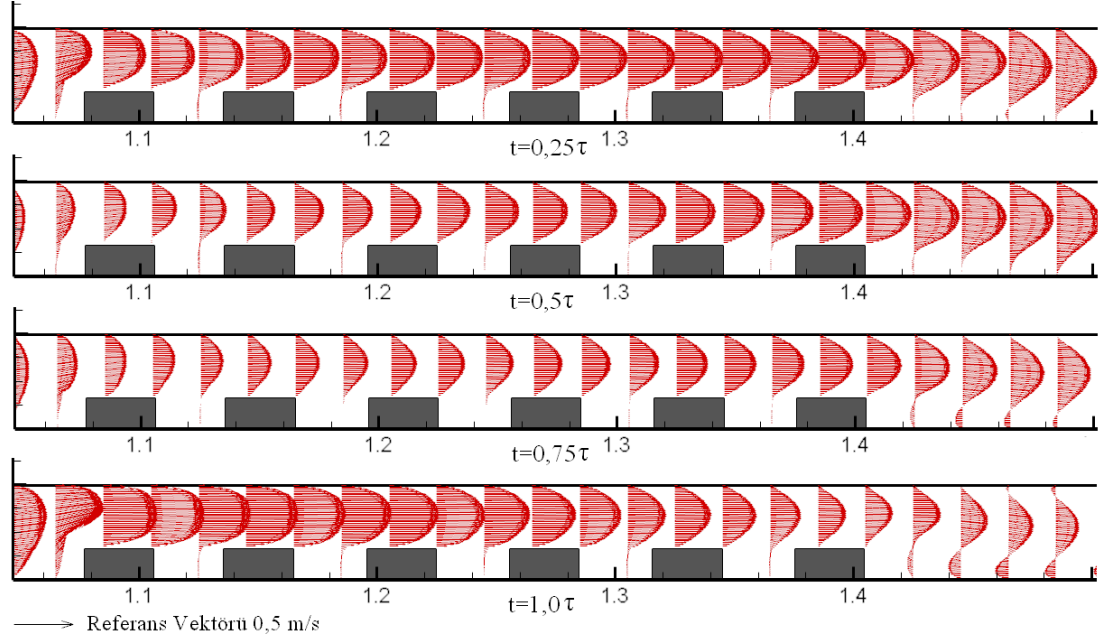
Şekil 7.5. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.



Şekil 7.6 $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 4 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.

Bu durumun daha detaylı incelenebilmesi amacıyla şekil 7.7 ve şekil 7.8’de, aynı parametreler için, kanal içerisinde blokların olduğu bölgeye odaklanılarak şekiller yeniden çizilmiştir.

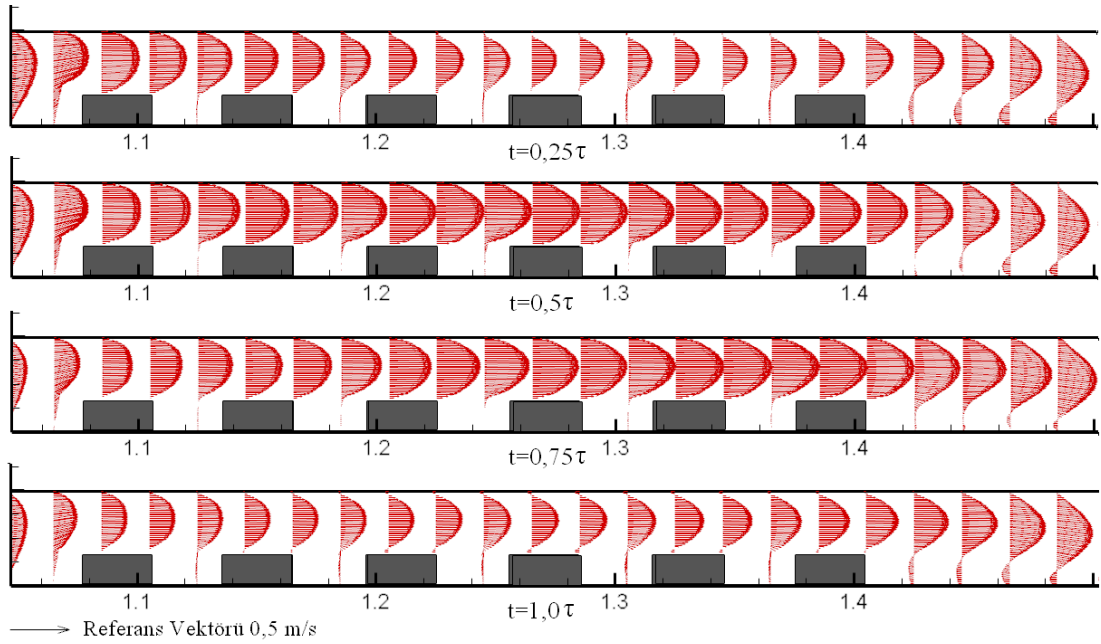
Şekil 7.7 ve Şekil 7.8 birlikte incelendiğinde frekansın değişiminin akışın genel profilini etkilediği söylenebilir. Şekillerden de görüldüğü üzere frekans 1 Hz olduğunda, periyodun $t=0,25\tau$ anındaki hız profillerinin parabolik yapısı çok belirgindir. Salınım periyodunun ilerleyen anlarında, blokların olduğu bölgedeki hız vektörlerinin büyüklüğü küçülmekte ve $t=0,75\tau$ anında minimum değerine inmektedir. Periyodun $t=1,0\tau$ anında ise blok üst yüzeylerinde ki hız vektörlerinin değeri artmakta ve maksimum değere ulaşmaktadır.



Şekil 7.7. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.

Frekansın 4 Hz olduğu durum incelendiğinde ise $t=0,25\tau$ anında küçük değerler de olan hız vektörleri, $t=0,5\tau$ anında maksimum değere ulaşmaktadır. Zaman periyodunun ilerlemesi ile hız vektör büyüklükleri azalma eğilimi göstermekte ve $t=1,0\tau$ anında minimum değerine ulaşmaktadır. Bu iki frekans için çizilen hız vektör dağılımlarının, periyodun eş anlarında farklılık göstermesinin sebebi, farklı frekanslarda 1 periyotun tamamlanması için gereken sürenin birbirinden farklı

olmasıdır. Dolayısıyla kanala giren osilasyonlu havanın minimum ve maksimum hızlarının, blokların olduğu bölgeye ulaşması için gereken sürenin akışın frekansına göre farklı olmasıdır.

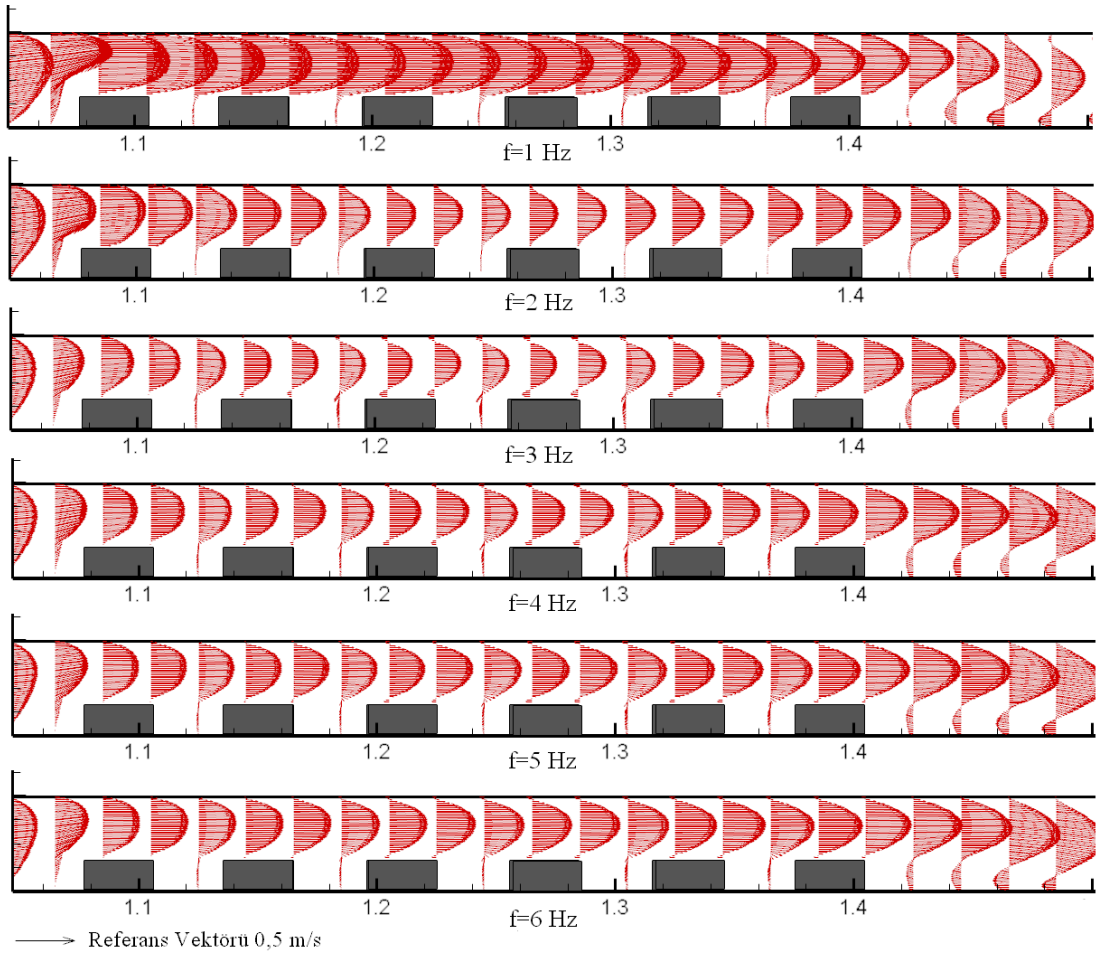


Şekil 7.8. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve frekans 4 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil 7.9'da ise $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, salınım frekansı (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz için hız vektörlerinin dağılımları verilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, frekansın artması ile birlikte hız vektör büyüklükleri azalmakta ve bu azalış frekans 4 Hz'e kadar devam etmektedir. Salınım frekansı 4 Hz, 5 Hz ve 6 Hz'de ise hız vektör büyüklükleri ve yapısı oldukça benzerlik göstermektedir.

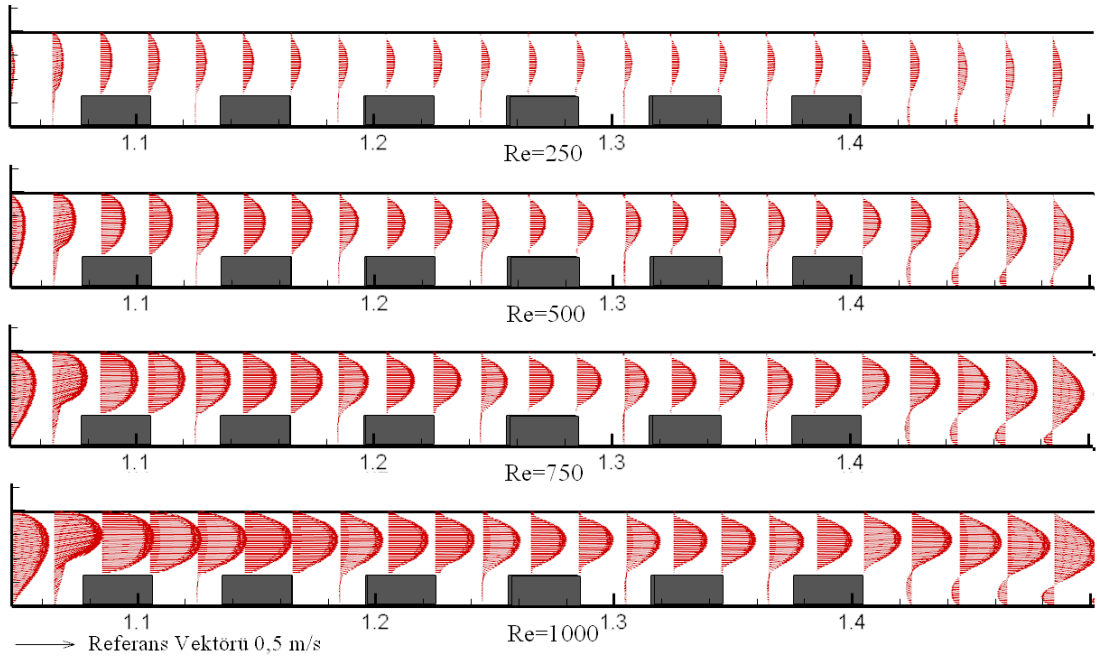
Çalışılan tüm simülasyonlarda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken salınım frekansının değiştirilmesi durumunda, kanal içersindeki hız vektörlerinin dağılımlarının, frekans 1 Hz, 2 Hz ve 4 Hz olduğunda genel yapı olarak farklılık gösterirken, frekans 4 Hz, 5 Hz ve 6 Hz için bu farklılığın azaldığı görülmüştür. Bunun sebebinin havanın kanala giriş frekansının artmasına paralel olarak, bir periyotun tamamlanması için gereken sürenin kısılmasıdır. Süredeki bu kısalma,

mevcut periyot içerisindeki havanın kanala giriş hızındaki sinüzoidal değişim etkisini göstermeden, ardışık diğer periyodun başlamasına ve akışın kendi içinde kararlı duruma yaklaşmasına sebep olmaktadır.



Şekil 7.9. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun sonu ($t=1,0\tau$) için, farklı frekanslardaki hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil 7.10'da ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 4 Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, Reynolds sayısının 250, 500, 750 ve 1000 değerleri için hız vektörlerinin dağılımları verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi tüm Reynolds sayılarında kanal içerisindeki vektör dağılımının genel profili birbirine çok benzer bir şekil almıştır. Fakat Reynolds sayısının artışına paralel olarak, akışkan hızının artmasından ötürü, hız vektörlerinin şiddeti belirgin bir şekilde artmaktadır. Dolayısıyla çizilen hız vektörleri büyümektedir.



Şekil 7.10. Isı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 4 Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı Reynolds sayılarında ki hız vektörlerinin dağılımı.

7.2. Sıcaklık Alanının Analizi

Bu bölümde, problemin parametrelerin sıcaklık yapısına etkisini analiz etmek için eş sıcaklık çizgileri kullanılmıştır. Bu amaçla seçilen durumlar için, çizilen eş sıcaklık dağılım grafikleri aşağıda irdelenmiştir.

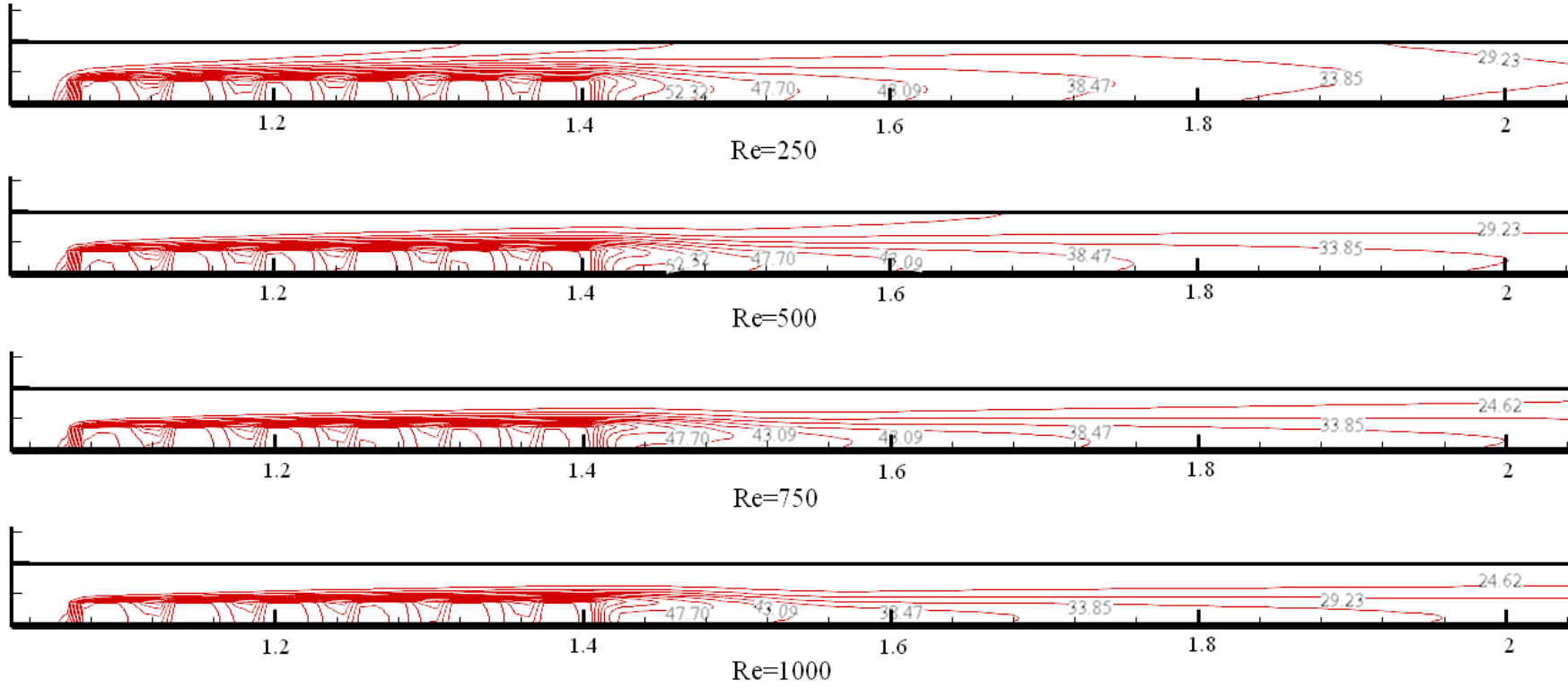
Şekil 7.11'de, kararlı rejimde Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 değerleri için, eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Şekil incelendiğinde tüm Reynolds sayıları için benzer bir yapı görülmektedir. Kanal girişinden düşük sıcaklıkta giren akışkan, ilk sıcak bloğa çarptığında, blok yüzeyinden havaya yüksek oranda ısı transferi gerçekleştirmektedir. Bu ısı geçişinden dolayı birinci bloğun sıcaklığı yükselmemektedir. Daha sonra hava diğer blokların yüzeyinden geçmekte ve blok yüzeylerinden ısı transferi gerçekleşmektedir. Dolayısıyla soğuk giriş havasının ilk temas ettiği, birinci bloğun sıcaklığı küçük değerde olurken, diğer blokların sıcaklığı, havanın sıcaklığının artmasına paralel olarak yükselmektedir. Blokların arasında ve son bloğun arkasında, farklı değerlerde eş sıcaklık eğrileri gözlenmektedir.

Şekil 7.12'de bloklarda gerçekleşen ısı üretimi $q'''=0.05 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,6U_0$, frekans 4 Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı Reynolds sayılarında eş sıcaklık eğrileri görülmektedir. Reynolds sayısı 250 için, blokların üst yüzeyindeki eş sıcaklık bölgelerinin, kanal üst yüzeyine doğru yayıldığı ve geniş bir ısıl sınır tabaka oluşturduğu görülmektedir. Reynolds sayısının artışı ile bu eş sıcaklık eğrileri blok üst yüzeyine doğru sıkışmakta, dolayısıyla sınır tabaka incelmektedir. Blokların arkasında kalan bölgede ise, eş sıcaklık eğrilerinin, Reynolds sayısının artışı ile, kanal çıkışına doğru uzadığı ve birbirine yaklaştığı görülmektedir.

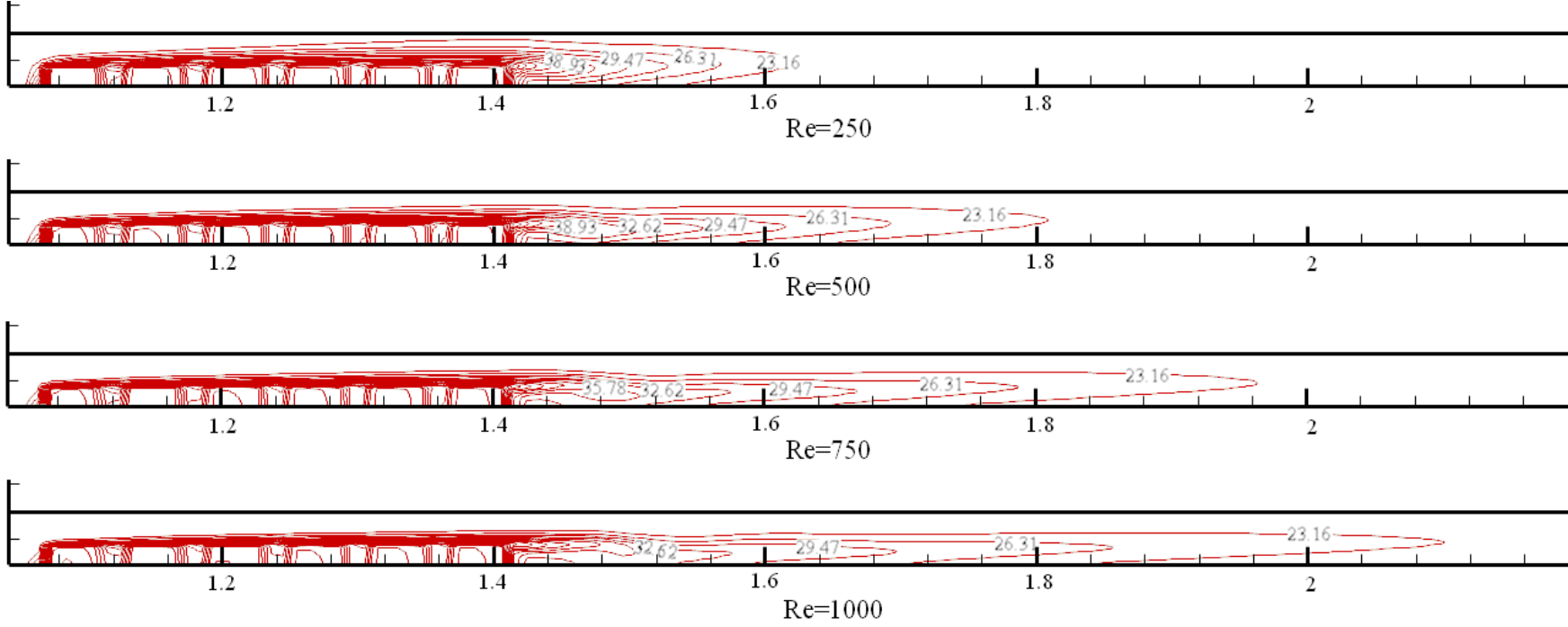
Reynolds sayısı 750, bloklarda gerçekleşen ısı üretimi $q'''=0.05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri Şekil 7.13'de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, periyodun farklı anlarında eş sıcaklık eğrilerinin genel yapısı birbirine benzemektedir. Salınım frekansı 1 Hz için periyot içinde farklı anlarda oluşan ısıl sınır tabakanın çok benzer olduğu söylenebilir.

Şekil 7.14'de ise Reynolds sayısı 1000, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, salınım frekansı (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz'deki eş sıcaklık çizgileri birlikte verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, akışın salınım frekansının değişiminin, kanal içerisinde gerçekleşen ısıl sınır tabakayı önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Tüm frekanslarda, eş sıcaklık eğrilerinin dağılımı birbirinden farklı oluşmuştur. Küçük frekanslarda eş sıcaklık eğrileri kanal çıkışına doğru uzanırken, frekansın yükselmesi ile bu eğriler bloklara doğru daralmaktadır.

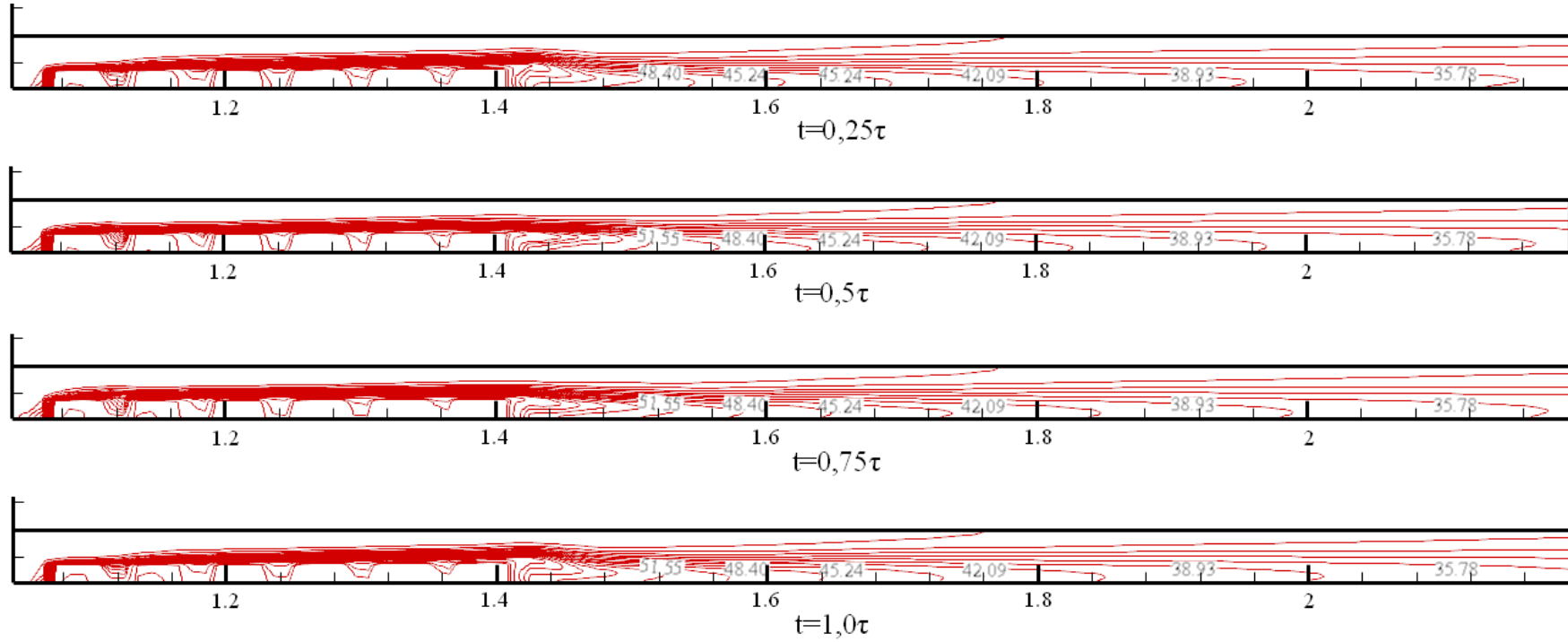
Şekil 7.15'de ise Reynolds sayısı 500, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 2 Hz ve salınım periyodunun son anı ($t=1,0\tau$) için, salınım genliği $0,2U_0$, $0,4U_0$, $0,6U_0$ ve $0,8U_0$ durumlarında eş sıcaklık çizgileri birlikte verilmiştir. Salınım frekansı 2 Hz için, akışın diğer tüm parametreleri sabit tutulurken, salınım genliğinin değişiminin akış içerisinde oluşan sıcaklık dağılımına etkisinin az olduğu görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, tüm genliklerde eş sıcaklık eğrilerinin, kanal içerisindeki yayılımı birbirlerine oldukça benzer yapıdadır.



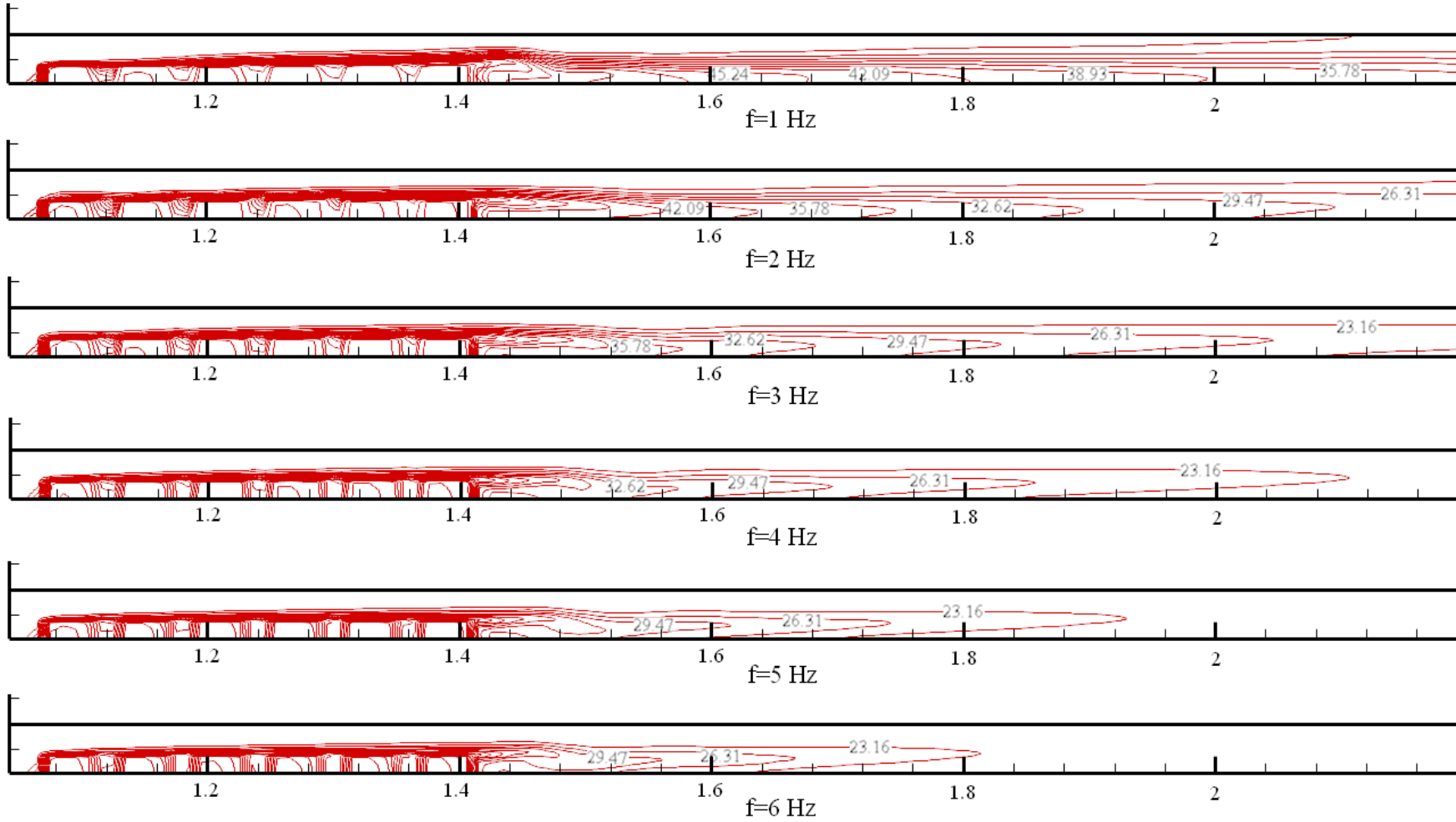
Şekil 7.11. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için eş sıcaklık çizgileri.



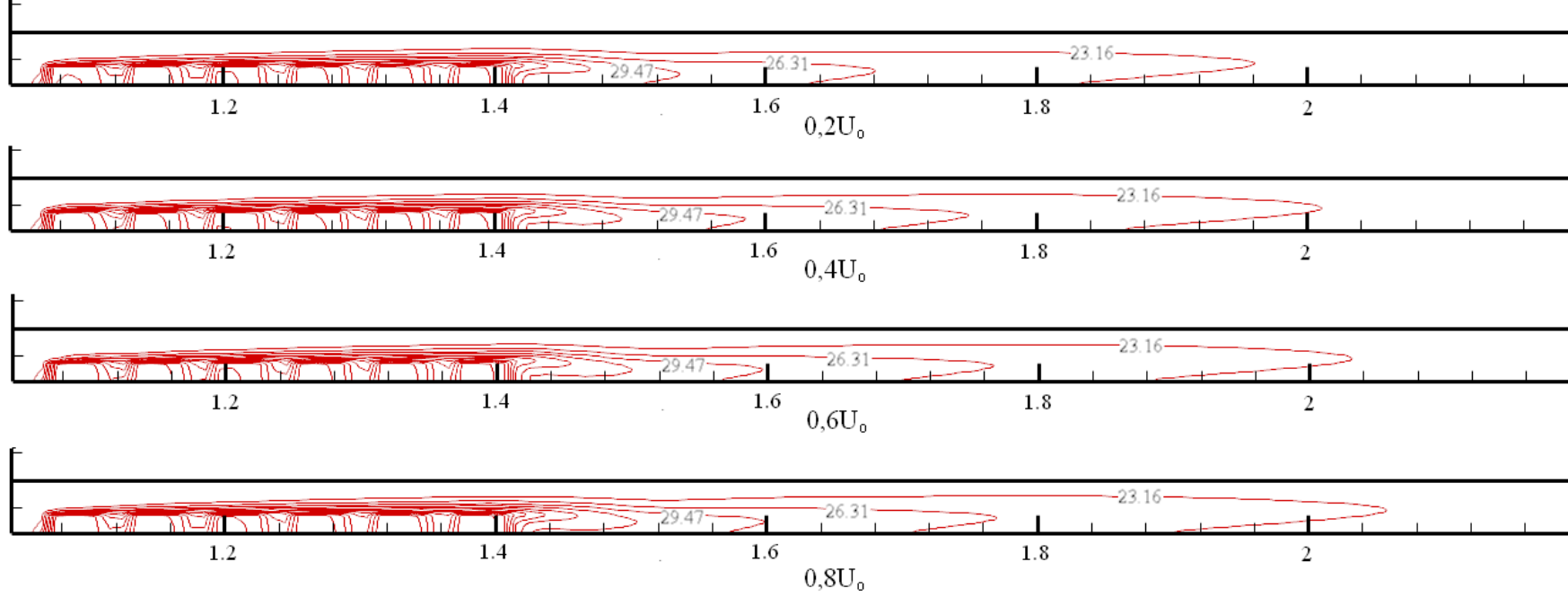
Şekil 7.12. Isı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 4Hz ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı Reynolds sayılarında ki eş sıcaklık çizgileri.



Şekil 7.13. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri.



Şekil 7.14. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı frekanslardaki eş sıcaklık çizgileri.



Şekil 7.15. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 2 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki eş sıcaklık çizgileri.

7.3. Reynolds Sayısının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

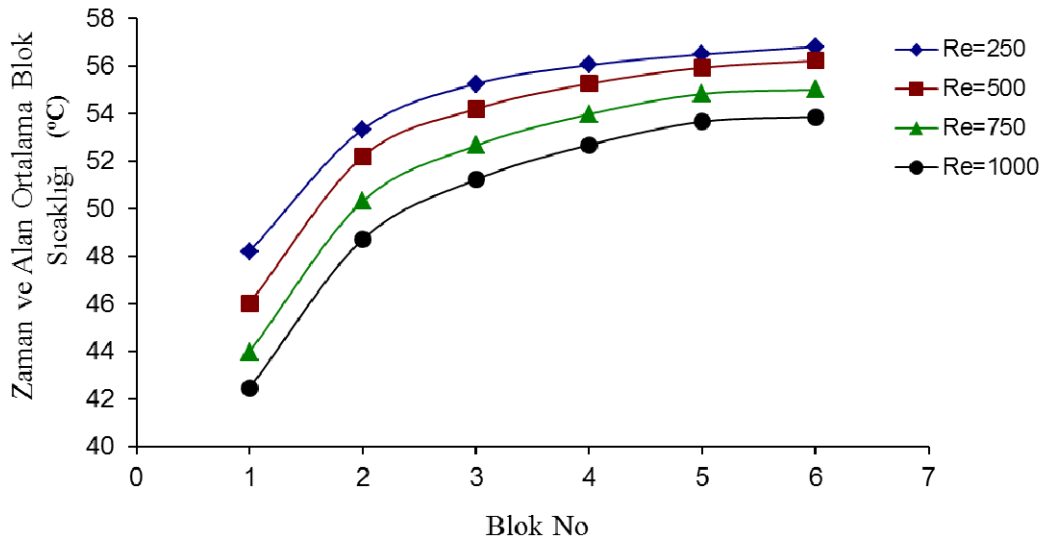
Bu bölümde, Reynolds sayısının akışa ve ısı transferine etkisini analiz etmek için Reynolds sayısının 250, 500, 750 ve 1000 değerlerinde, tüm ısı üretim değerleri, frekanslar ve genlikler için simülasyonlar yapılmıştır. Bu amaçla seçilen sonuçlar, blok sıcaklığı ve Nusselt sayısı cinsinden irdelenmiştir.

Şekil 7.16, Şekil 7.17 ve Şekil 7.18’de sırasıyla, bloklardaki ısı üretimi (q''') 0,025, 0,05 ve 0,075 W/cm³ için, salınım genliği $0,4U_0$ ve salınım frekansı 2 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi, değişik Reynolds sayıları için birlikte verilmiştir. Şekil 7.16 incelendiğinde, tüm Reynolds sayılarında, birinci bloğun sıcaklığı minimum değerdedir. Blok numarasının artışı ile, blok sıcaklığı da artış göstermektedir. Birbirini takip eden blokların sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı, blok numarasının artışı yönünde azalmaktadır. Dolayısıyla Blok 3, 4 ve 5’in sıcaklıkları birbirlerine oldukça yakındır. Bunun sebebi, kanal içersine giren soğuk hava ilk olarak birinci bloğa çarpmakta ve bloğun ısınımlarını alarak, bloğu soğutmaktadır. Birinci bloğu geçen havanın sıcaklığı artmakta ve ikinci bloktan daha az ısı çekmektedir. Kanal boyunca yatay yönde ilerleyen havanın sıcaklığı arttığı için, sırada gelen bloktan gerçekleşen ısı transferi azalmaktadır. Bu durum çalışılan dört Reynolds sayısında da benzerlik göstermektedir.

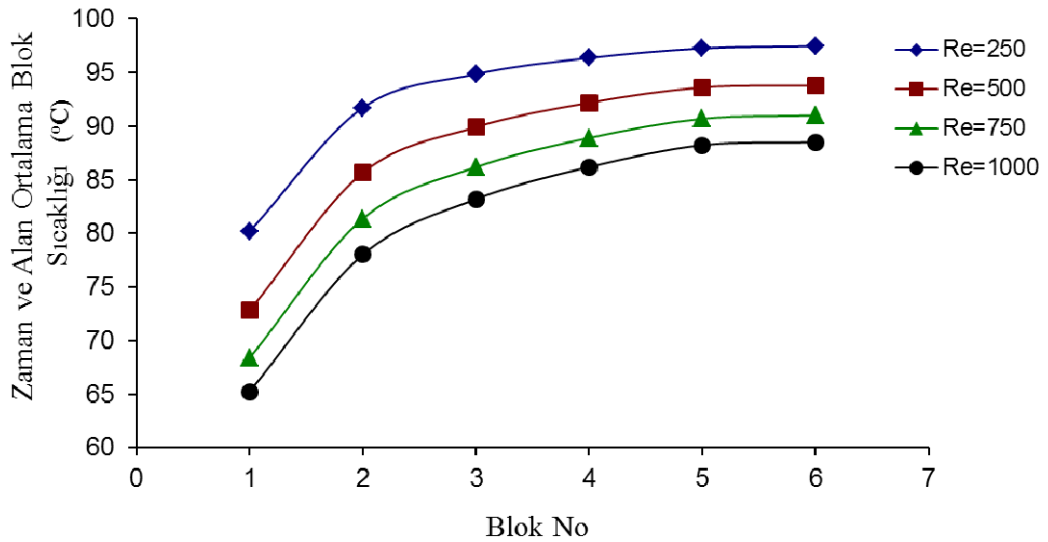
Şekilden görüldüğü üzere, farklı Reynolds sayıları için çizilen eğrilerin eğimi, birbirleri ile oldukça uyumludur. Reynolds sayısının artışı ile, blokların hepsinin sıcaklığı azalmaktadır. Bunun nedeni Reynolds sayısının yükselmesi ile, zorlanmış konveksiyonun etkisinin daha etkin hale gelmesi ve bloklardan gerçekleşen ısı transferini artırarak, blokların sıcaklığını düşürmesidir.

Şekil 7.17 ve Şekil 7.18 incelenirse, eğrilerin eğimi ve diziliminin, Şekil 7.16 ile oldukça uyumlu olduğu söylenebilir. Şekil 7.16’ya benzer olarak, birinci blokta küçük değerlerde olan yüzey sıcaklığı, akış yönünde artmakta ve bu artış son üç blokta etkisini azaltmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile blok yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. Üç şekil birlikte incelenirse, bloklarda üretilen ısıya paralel

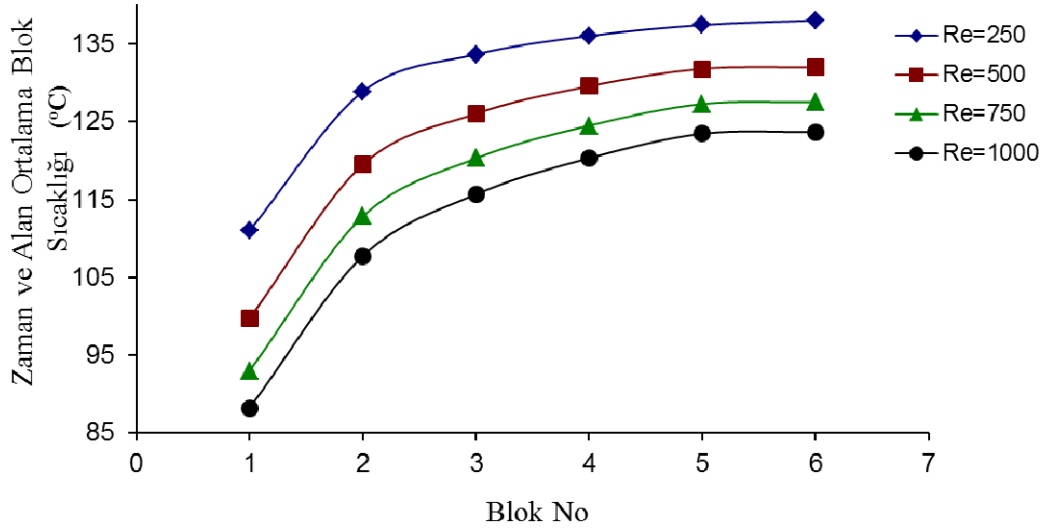
olarak, tüm Reynolds sayılarında blok yüzey sıcaklıkları da artmaktadır. Sistemde üretilen ısının artmasının, blokların yüzey sıcaklığını artırması beklenen bir durumdur. Her üç şekilde de, Reynolds sayısı 250 ve 1000 durumları için, blok yüzey sıcaklıklarının farkı, birinci blokta maksimum olurken, bu fark blok numarasına göre azalmakta ve son blokta minimum olmaktadır.



Şekil 7.16. Isı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 7.17. Isı üretimi $q'''=0,050 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 7.18. Isı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 7.19 ve Şekil 7.20'de sırasıyla, bloklardaki ısı üretimi (q''') $0,025$ ve $0,075 \text{ W/cm}^3$ için, salınım genliği $0,4U_0$ ve salınım frekansı 2 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik Reynolds sayıları için birlikte verilmiştir. İki şeklin birbiri ile oldukça uyumlu olduğu, hatta neredeyse aynı olduğu görülmektedir.

Verilen bir ısı üretimi ve Reynolds sayısı için, şekiller incelenirse, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri birinci blokta maksimum iken, ikinci blokta azalmaktadır. Bu değerdeki düşme blok numarası arttıkça azalmaktadır. Son iki bloğun Nusselt sayıları arasında çok az bir fark oluşmaktadır. İlk iki bloğun Nusselt sayıları arasındaki fark büyüktür. Bunun sebebi, akışla ilk karşılaşan birinci blokta oldukça etkin bir ısı transferinin gerçekleşmesidir.

Bu şekiller, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimini incelemek için çizilen şekillerle birlikte incelenirse, tüm bloklar için, blok yüzey sıcaklıklarının çıkışa doğru artması ile, bloğun Nusselt sayılarının çıkışa doğru azaldığı

görülmektedir. Değişik Reynolds sayıları için çizilen eğrilerin hepsinde benzer durum söz konusudur.

Reynolds sayısı 250 için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı için çizilen eğri en altta olurken, Reynolds sayısının artışı ile, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri yükselmekte ve Reynolds sayısı 1000 olduğunda çizilen eğri en üstte yer almaktadır. Reynolds sayısı 250 ve 1000 durumları için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayıları arasındaki fark, birinci blokta maksimum olurken, akış yönünde ilerledikçe azalmaktadır. Bu durum ilgili bloklarda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimini incelemek için çizilen şekillerde görülen sıcaklık farkı ile oldukça uyumludur.

İki şekil birlikte incelenirse, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin, Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelenebilmektedir. Isı üretiminin değişmesi ile, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının ısı üretiminden fazla etkilenmediği görülmektedir. Görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve blok numarası için, ısı üretiminin farklı değerleri için, Nusselt sayısının değeri neredeyse birbirleriyle aynıdır. Bunun sebebi, bloklarda üretilen ısının artması ile, blok yüzey sıcaklığının artması ve aynı zamanda bloklardan havaya gerçekleşen ısı akısının artmasıdır.

Bu durumu ifade etmek için, blok yüzeyinde gerçekleşen ısı akısının formülü yazılıp, bu formülden ısı taşınım katsayısı (h) çekilerek, Nusselt sayısının formülü elde edilir.

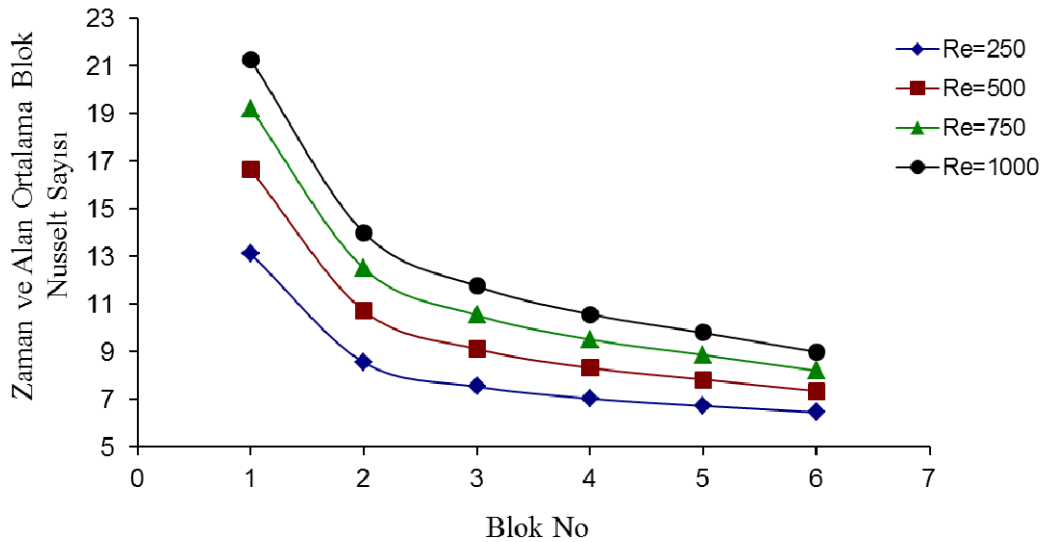
$$q'' = h(T_w - T_o) = -k \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{n=0} \quad (7.1)$$

$$h = - \frac{k}{(T_w - T_o)} \frac{(T_w - T_f)}{\Delta n} \quad (7.2)$$

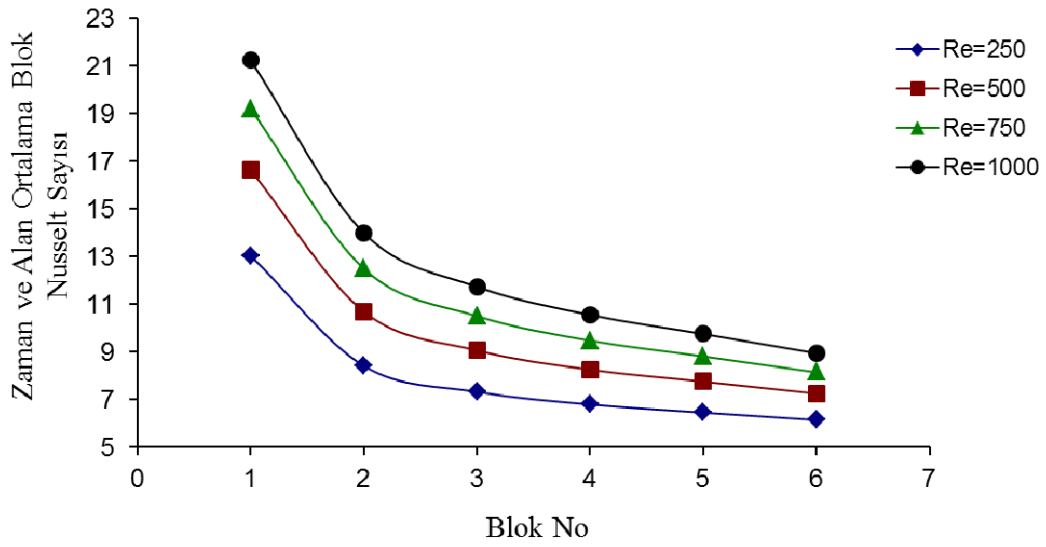
$$Nu = \frac{hD_h}{k} = - \frac{D_h}{(T_w - T_o)} \frac{(T_w - T_f)}{\Delta n} \quad (7.3)$$

Nusselt sayısının formülü incelenirse, kanala giren akışkanın sıcaklığı (T_o), hidrolik çapın (D_h) değeri ve yüzey ile yüzeye en yakın nokta arasındaki uzaklık değeri (Δn) sabittir. Örneğin, ısı üretiminin artması ile, blok yüzey sıcaklığı (T_w) ve akışkan sıcaklığı (T_f) artmaktadır. Fakat bu artış, blok yüzey sıcaklığında çok büyük değerde olurken, akışkan sıcaklığında küçük değerlerde olmaktadır. Dolayısıyla, ısı üretiminin değişimi, blok yüzey sıcaklığının değişimini, diğer değişkenlere oranla daha fazla etkilemektedir.

Eşitlik 7.3 incelenirse, blok yüzey sıcaklığı, hem payda hem de paydada benzer görevdedir. Bundan dolayı blok yüzey sıcaklığının değişmesi ile, hem paydaki sıcaklık farkının değeri, hem de paydadaki sıcaklık farkının değeri benzer oranda değişmektedir. Bu değişim, akışkan giriş sıcaklığı ile akışkan sıcaklığının değerlerinin birbirlerine yakın olmasından dolayı, Nusselt sayısının değerini pek etkilememektedir.



Şekil 7.19. Isı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_o$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.



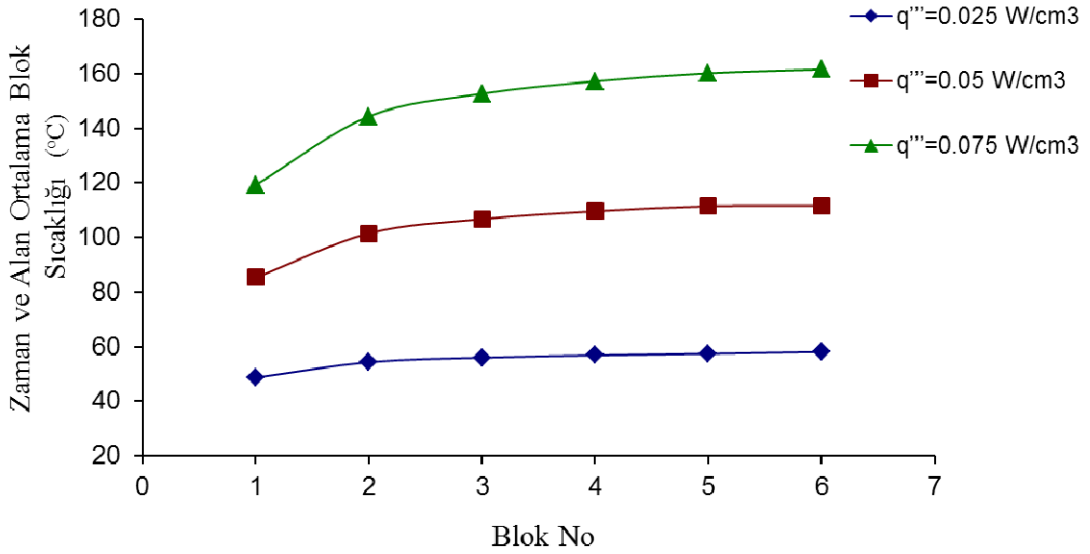
Şekil 7.20. Isı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,4U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

7.4. Isı Üretiminin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

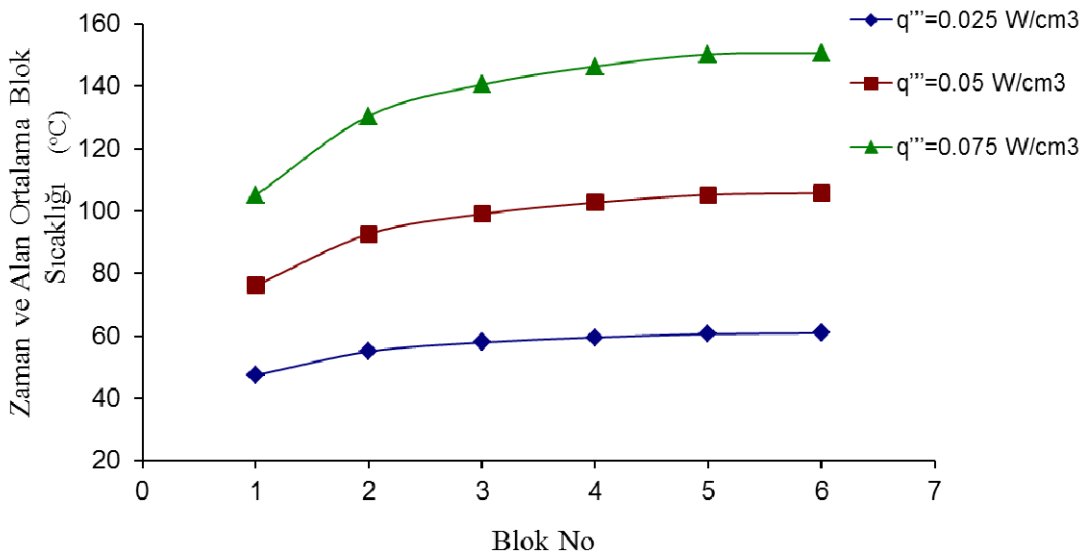
Bu bölümde, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin akışa ve ısı transferine etkisini analiz etmek için, seçilen sonuçlar blok sıcaklığı ve Nusselt sayısı cinsinden irdelenmiştir.

Şekil 7.21, Şekil 7.22, Şekil 7.23 ve Şekil 7.24'de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Reynolds sayısının 250 olduğu durumda, bloklarda gerçekleşen ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$ için, tüm blokların yüzey sıcaklıklarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Isı üretimi $q'''=0,5 \text{ W/cm}^3$ ve $q'''=0,75 \text{ W/cm}^3$ olduğunda ise, ilk bloğun yüzey sıcaklığı minimum iken diğer blokların yüzey sıcaklıklarının birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin artması ile, bütün blokların sıcaklığı artmaktadır. Bu artış tüm blok numaraları ve tüm Reynolds sayıları için benzer bir yapıdadır.

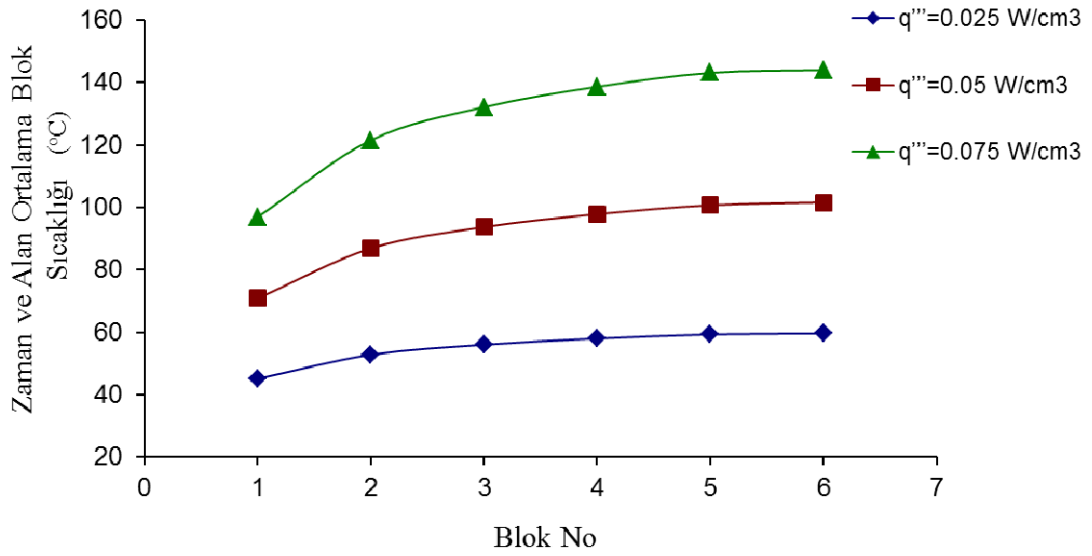
Dört şekil birlikte incelenirse, Reynolds sayısının artışı ile, blok yüzeylerinin sıcaklığı, tüm bloklarda azalış göstermektedir. Bu olay kanal içerisindeki havanın hızının artmasından dolayı, konveksiyonla ısı transferinin artışıyla kaynaklanmaktadır.



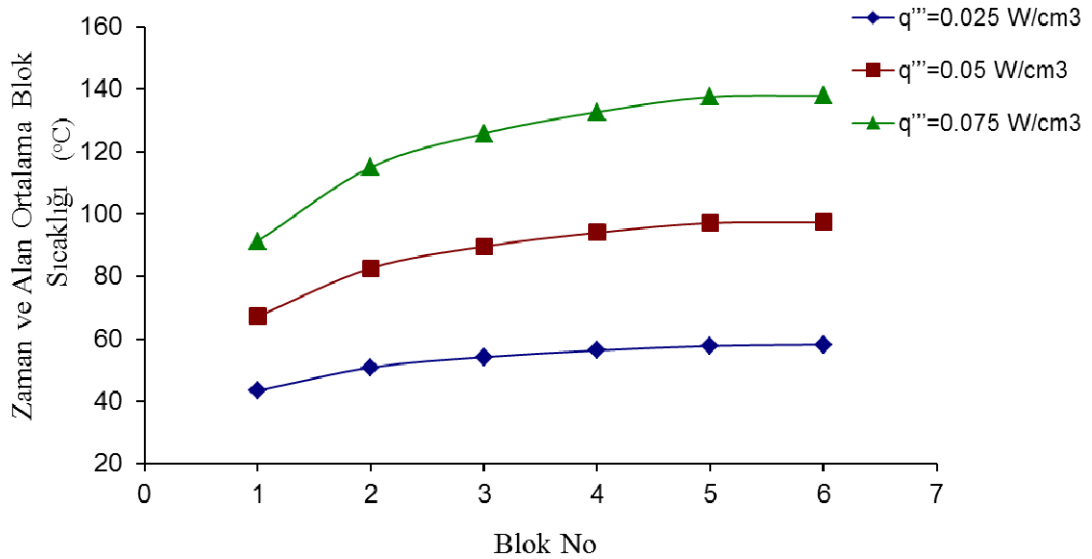
Şekil 7.21. Reynolds sayısı 250, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 7.22. Reynolds sayısı 500, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



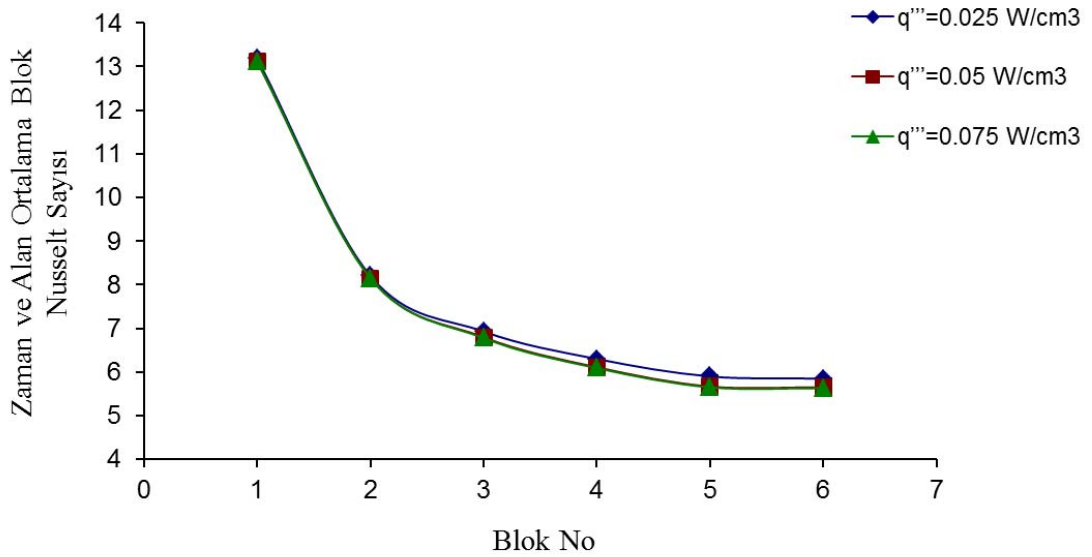
Şekil 7.23. Reynolds sayısı 750, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 7.24. Reynolds sayısı 1000, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 7.25'de, Reynolds sayısı 250 için, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve sabit ısı üretimi için, zaman ve alan ortalama blok

Nusselt sayısının değeri birinci blokta maksimum iken, blok numarasının artışına göre azalış göstermektedir. Son üç bloğun değeri birbirine oldukça yakındır. Verilen blok için, değişik ısı üretimlerindeki durumlar incelenirse, ısı üretiminin değişiminin, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değerini fazla etkilemediği görülmüştür. Bu durum tüm bloklar ve tüm Reynolds sayıları için geçerlidir. Bu durumun sebebi daha öncede belirtildiği üzere, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin atması ile, blok yüzey sıcaklığının artışına, eş olarak blok yüzeyinden gerçekleşen ısı akısının da artışıdır. Bu iki değer birlikte yükselmesi veya azalması, Nusselt sayısının değerinin değişiminin minimum olmasına sebep olmaktadır.



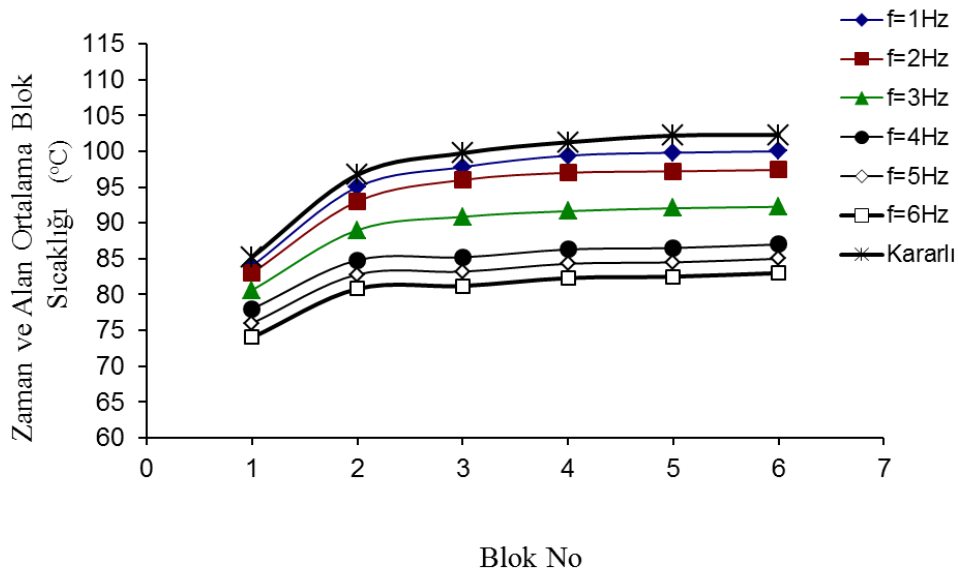
Şekil 7.25. Reynolds sayısı 250, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.

7.5. Salınım Frekansının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

Salınım frekansının akışa ve ısı transferine etkisini analiz edebilmek için, bütün Reynolds sayılarında ve ısı üretim değerlerinde $f=1, 2, 3, 4, 5$ ve 6 Hz için simülasyonlar yapılmıştır. Ancak, bu bölümde sadece seçilmiş simülasyon sonuçları kullanılarak frekansın etkisi analiz edilmiştir.

Şekil 7.26, Şekil 7.27, Şekil 7.28 ve Şekil 7.29'da sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$ ve salınım genliği $0,6U_0$ olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, incelenen bütün Reynolds sayısı aralığında, blok yüzey sıcaklığının frekans ile değişimi benzerlik göstermektedir.

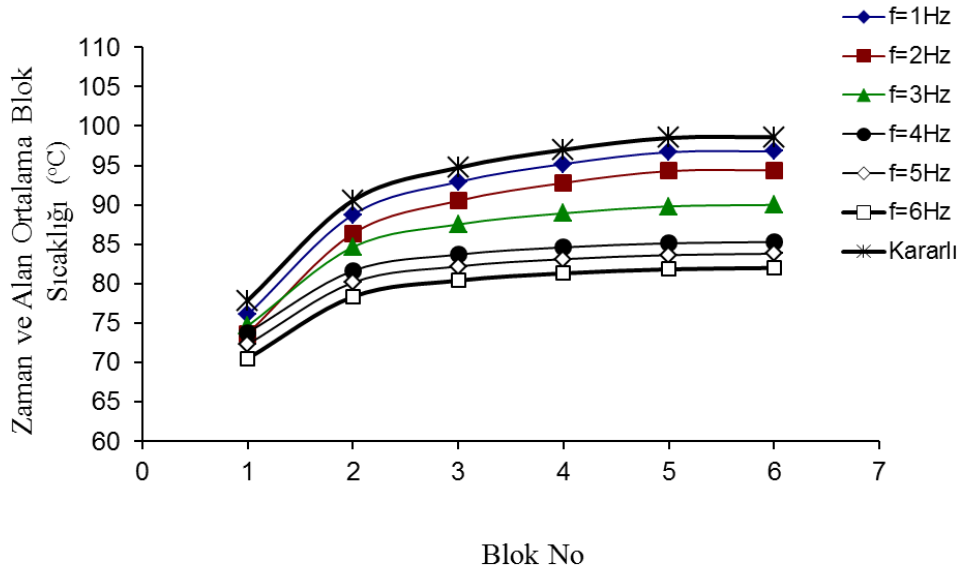
Verilen bir Reynolds sayısı ve ısı üretim değerinde, frekans arttıkça blok sıcaklığı düşmektedir. Birinci şekil sabit Reynolds sayısı ve sabit ısı üretimi için incelenirse, ilk bloğun yüzey sıcaklığının minimum olduğu ve blok numarasının artışı ile artış gösterdiği belirlenmektedir. Bloklar arasındaki yüzey sıcaklık farkı, ilk iki blok arasında maksimum iken, bu fark azalmakta ve son iki blok arasında oldukça küçülmektedir. Tüm frekanslarda bu değişim görülmektedir.



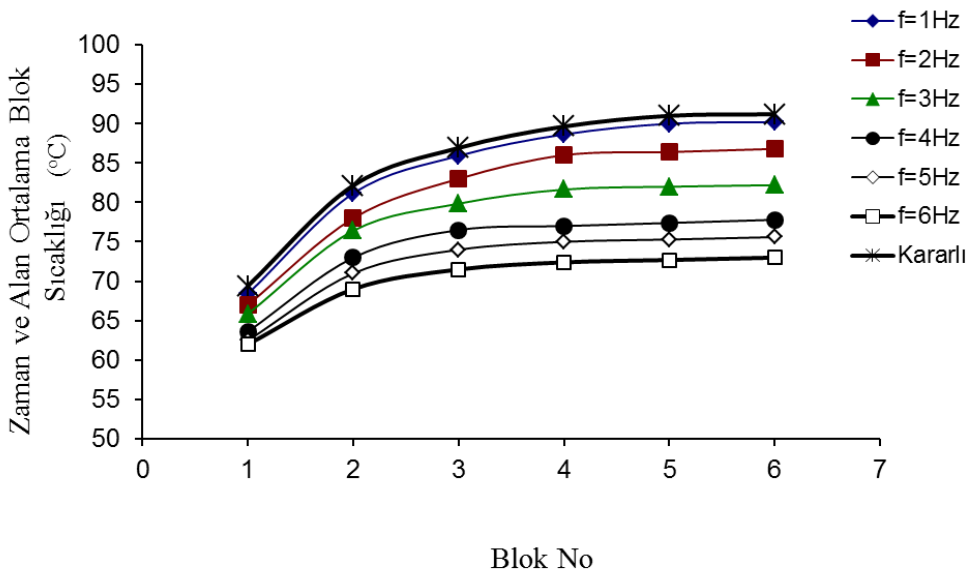
Şekil 7.26. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Kararlı durumda tüm blok yüzeylerinde sıcaklık maksimumdur. Osilasyonlu durumda ise, frekansın artışı ile blokların yüzey sıcaklığı azalmakta ve frekans 6 Hz olduğunda minimum değerine inmektedir. Bu durum, akışın hız vektörlerinin salınım frekansına göre farklılık göstermesinden kaynaklanmıştır. Dolayısıyla tüm

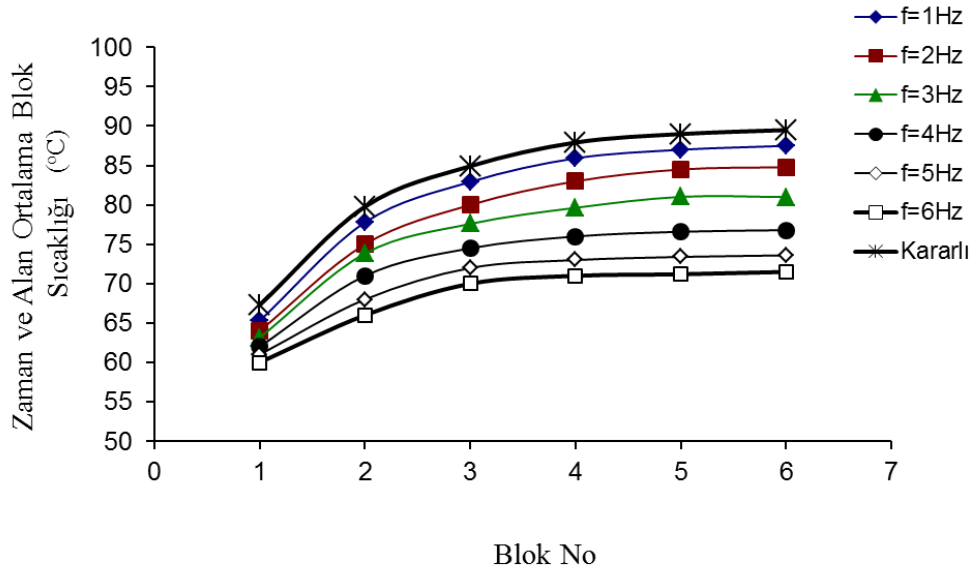
parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin akışın genel yapısını ve ısı transferini etkilediğini söyleyebiliriz. Salınım frekansının değişimi ile gerçekleşen bu değişim, tüm Reynolds sayılarında benzerlik göstermektedir.



Şekil 7.27. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 7.28. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

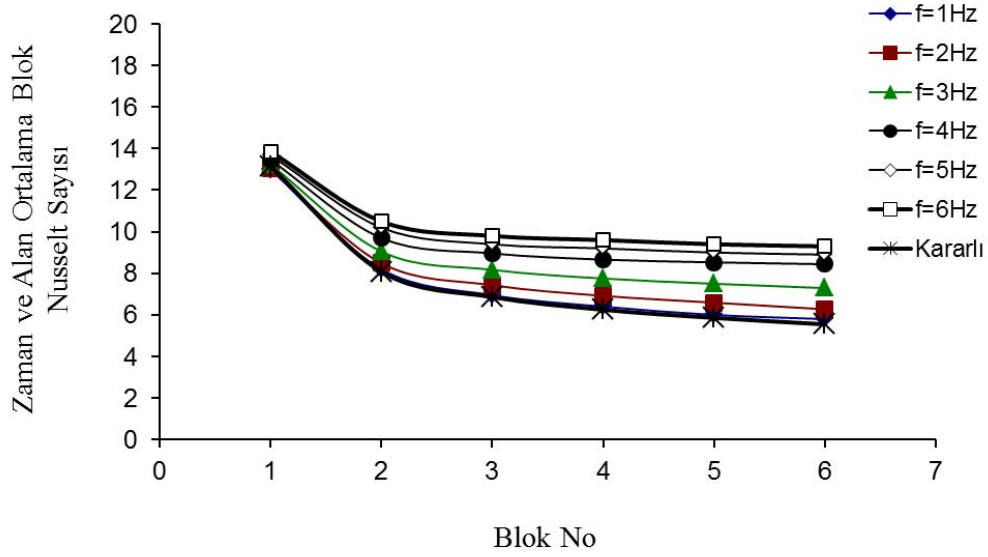


Şekil 7.29. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

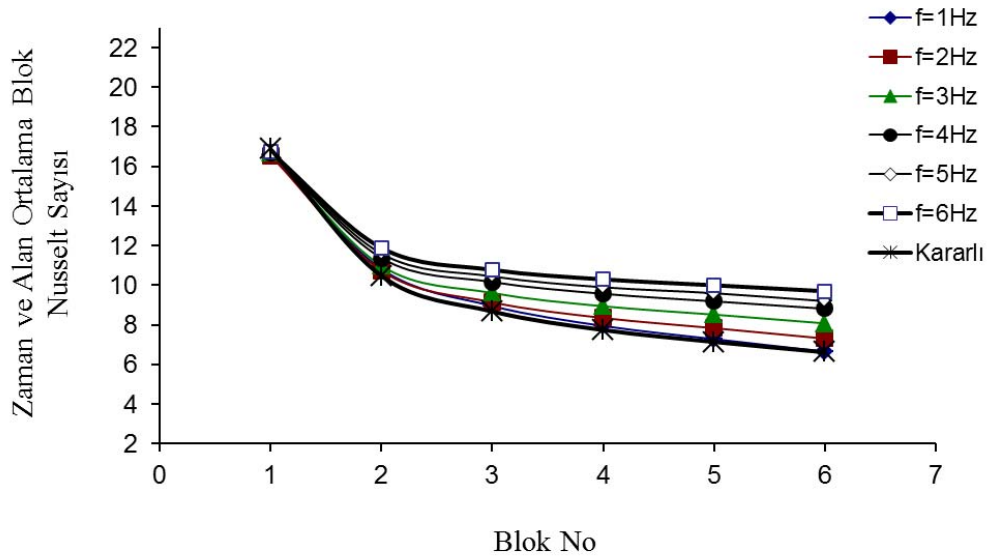
Şekil 7.30, Şekil 7.31, Şekil 7.32 ve Şekil 7.33'de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$ ve salınım genliği $0,6U_0$ olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir.

Şekillerden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve sabit frekans için, birinci blokta zaman ve ortalama Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır ve blok numarasına göre azalış göstermektedir. İlk blok için, kararlı durum ve tüm frekanslardaki, zaman ve ortalama Nusselt sayısı oldukça yakın çıkmıştır. Diğer bloklarda ise bu değer, kararlı durum ve birbirleri ile farklılık göstermektedir. Tüm bloklarda, kararlı durum için Nusselt sayısı minimum değerdedir. Salınım frekansının artışı ile artış göstermektedir. Bu artış ilk blokta minimum iken, son blokta maksimum değerdedir. Tüm Reynolds sayılarında, bu durum benzer olarak gerçekleşmiştir.

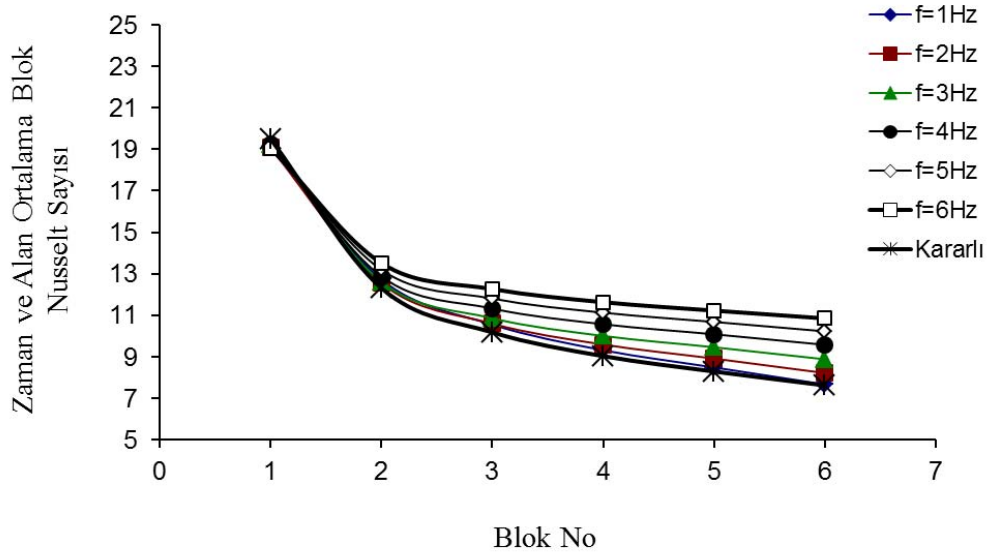
Laminer durum için, salınım frekansının artması ile, kararlı duruma göre, zaman ve ortalama Nusselt sayısının değerinin yükselmesi, kanal girişinde akışkana verilen osilasyonun, ısı transferini olumlu yönde etkilediğini göstermektedir.



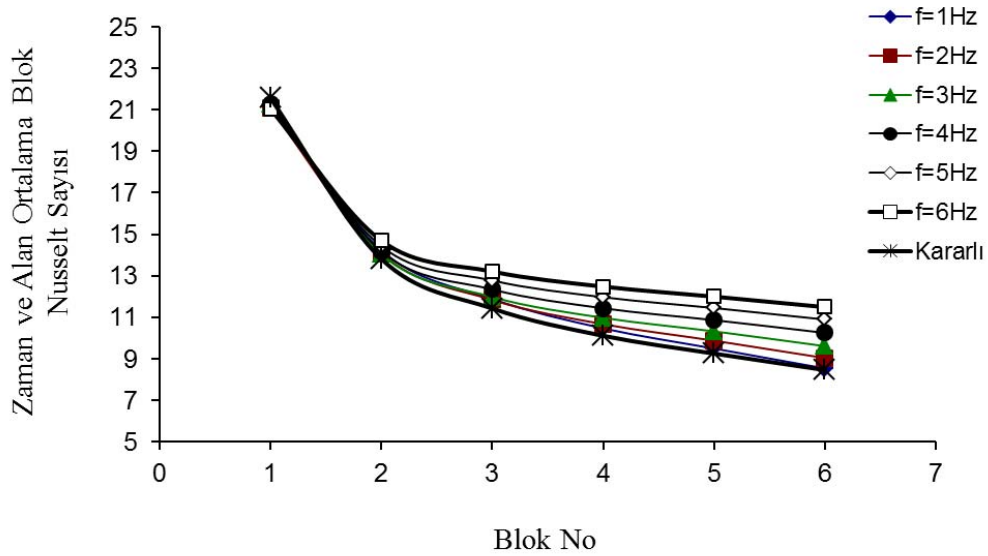
Şekil 7.30. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 7.31. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 7.32. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

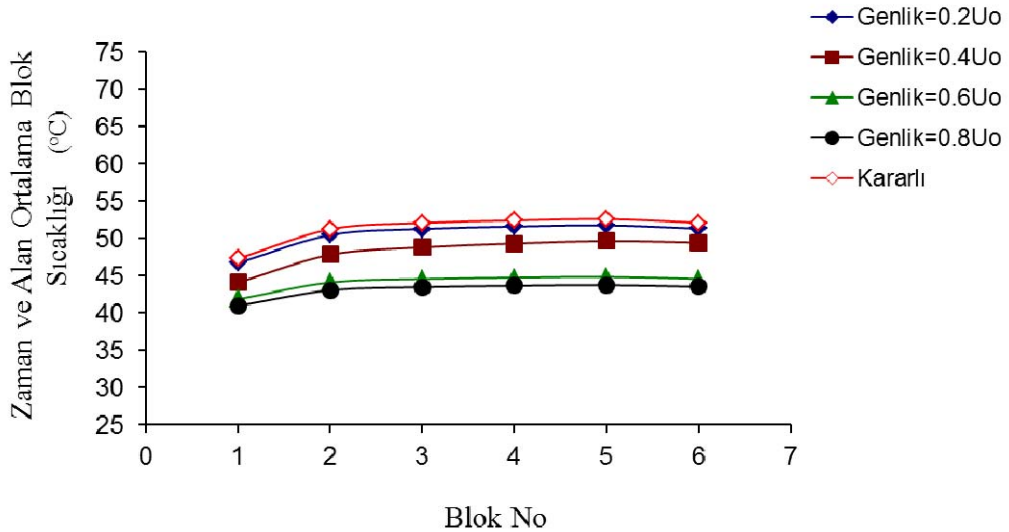


Şekil 7.33. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,05 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,6U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

7.6. Salınım Genliğinin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

Salınım genliğinin akış yapısına ve ısı transferine etkisini analiz edebilmek için, bütün Reynolds sayısı, ısı üretim ve frekans değerlerinde farklı genlikler için simülasyonlar yapılmıştır. Ancak, bu bölümde sadece seçilmiş simülasyon sonuçları kullanılarak salınım genliğinin etkisi analiz edilmiştir.

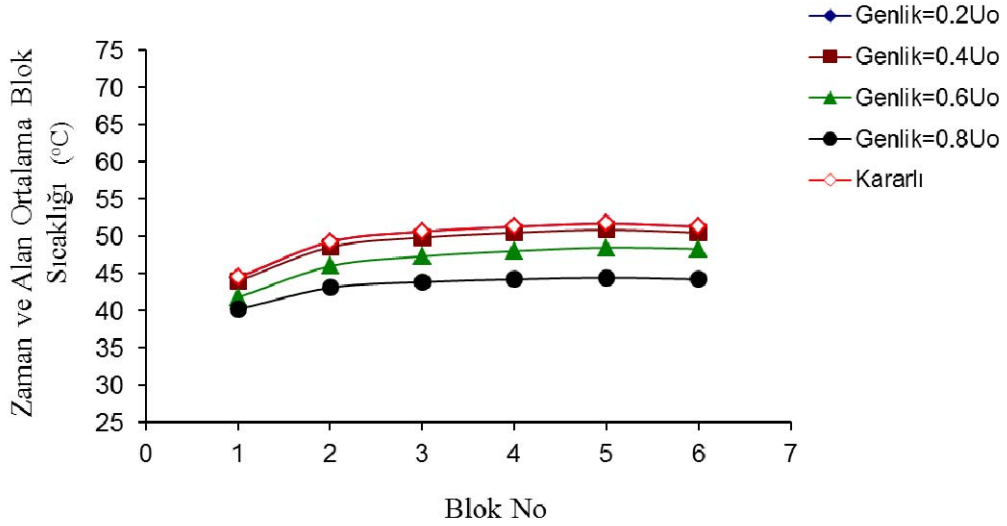
Şekil 7.34, Şekil 7.35, Şekil 7.36 ve Şekil 7.37'de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$ ve salınım frekansı 3 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım genlikleri ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm bloklarda kararlı durumda, blok yüzey sıcaklığı maksimum değerde olduğu görülmektedir. Tüm genliklerde blok yüzey sıcaklıkları, kararlı duruma göre daha düşüktür.



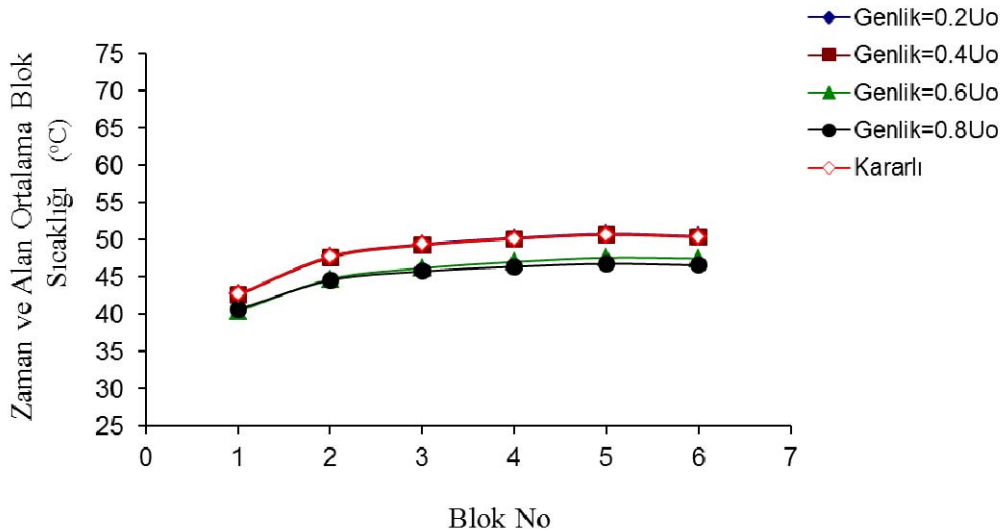
Şekil 7.34. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Ayrıca diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım genliği artırılması ile blok sıcaklıkları azalmaktadır. Havanın osilasyonlu yapısının, kanal içersinde ki akışın ısıl ve akış karakteristiklerini etkilediği söylenebilir. Bu durum tüm Reynolds sayıları

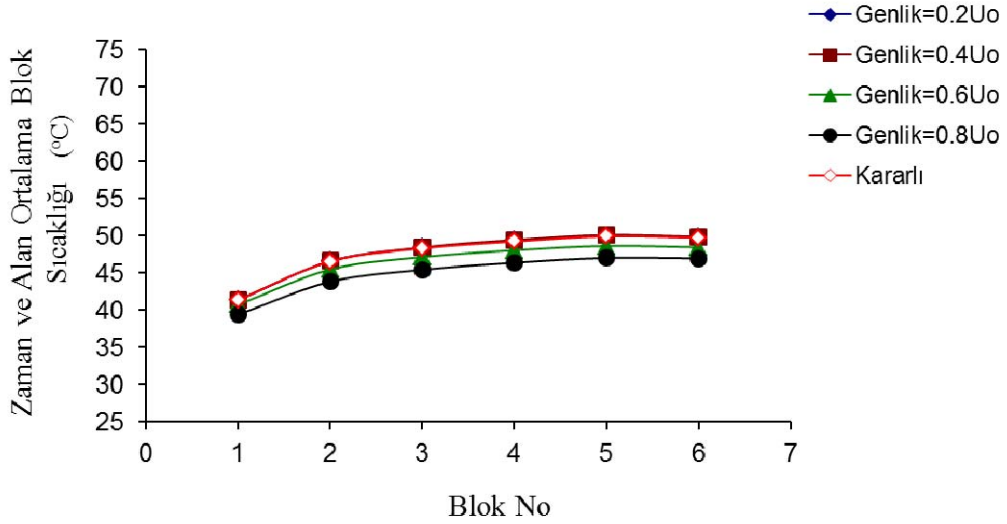
için benzerlik göstermekle beraber, Reynolds sayısının artışı ile eğriler birbirine yaklaşmaktadır. Dolayısıyla, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, en büyük genlik olan $0,8U_0$ salınım genliğinde ki değeri ile kararlı durumda ki değeri arasındaki fark, Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır.



Şekil 7.35. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



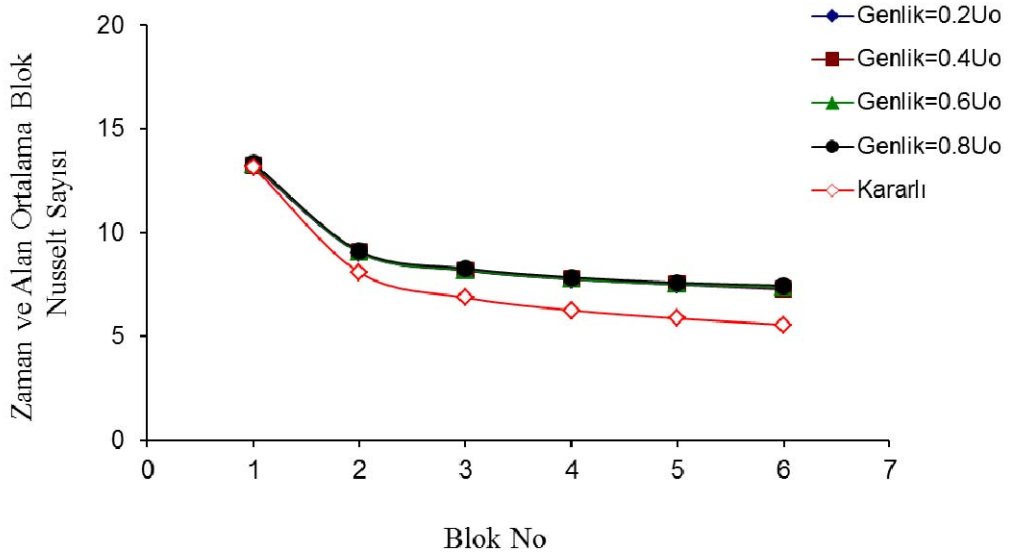
Şekil 7.36. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



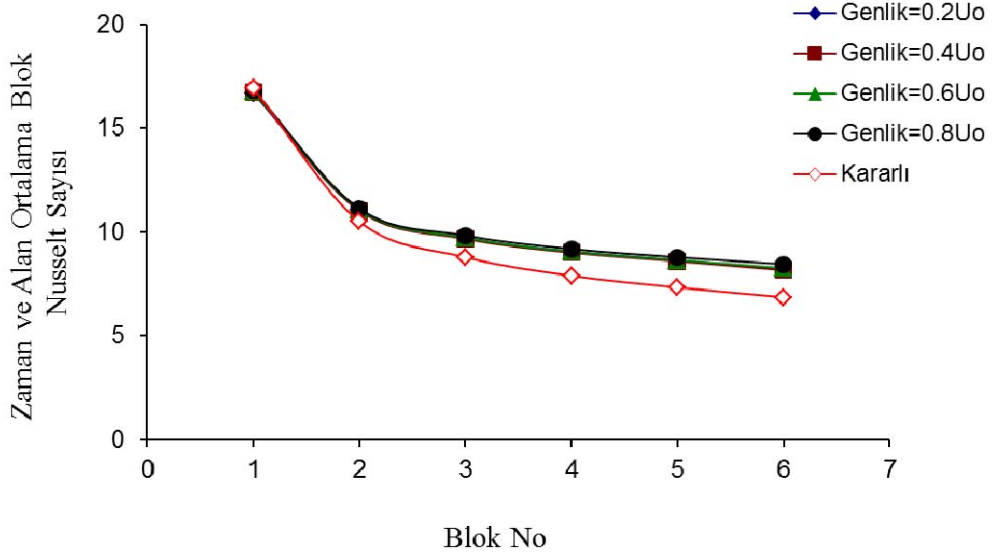
Şekil 7.37. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 7.38, Şekil 7.39, Şekil 7.40 ve Şekil 7.41'de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$ ve salınım frekansı 3 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım genlikleri ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm genlikler için eğrilerin birbiriyle hemen hemen çakışık olduğu görülmektedir. Bu eğriler, kararlı rejim eğrisinin üstünde yer almaktadır.

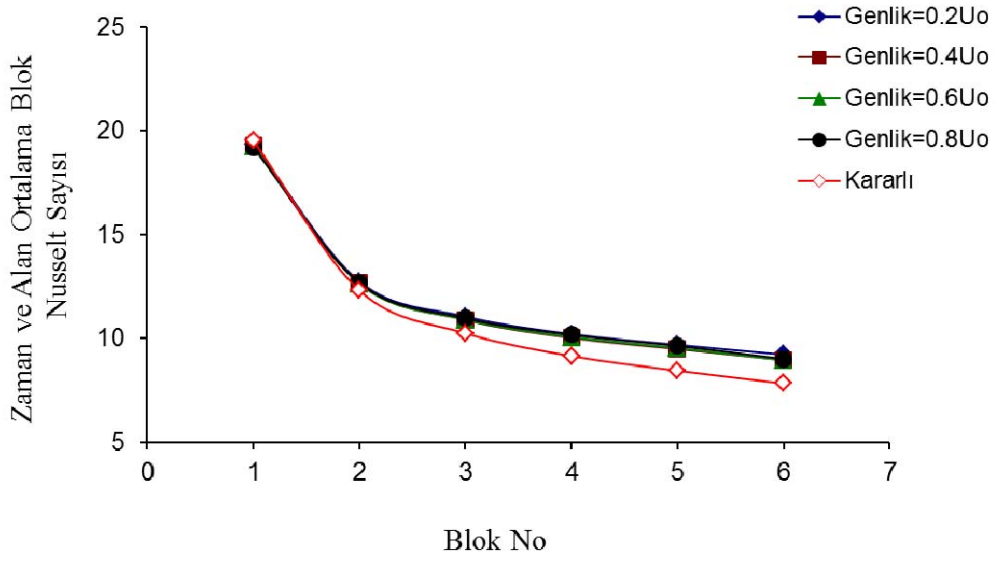
Reynolds sayısı 250 olduğu durumda, ilk blok için zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri, tüm genlikler için, kararlı durumdaki değer ile çakışık olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının artması ile ikinci bloğun değeri de kararlı durum ile çakışır hale gelmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, blok numarasının artışı ile, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri, kararlı durumdaki değerine göre artış göstermektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artışına paralel olarak, kararlı durum eğrisi ve diğer eğriler birbirine yaklaşmaktadır.



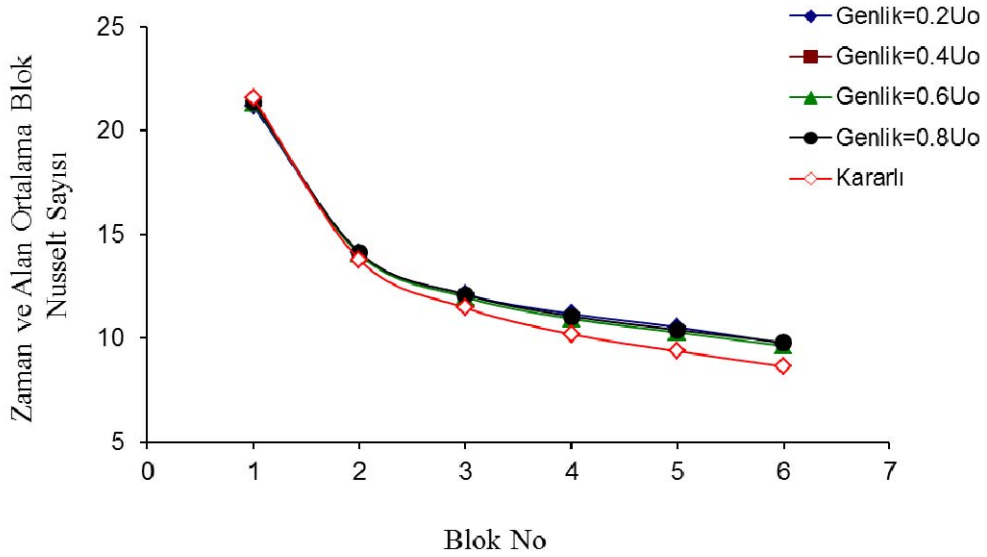
Şekil 7.38. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 7.39. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 7.40. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 7.41. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,025 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 3 Hz ve farklı salınım genlikleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.

7.7. Zaman ve Alan Ortalama Nusselt Sayısının Analizi

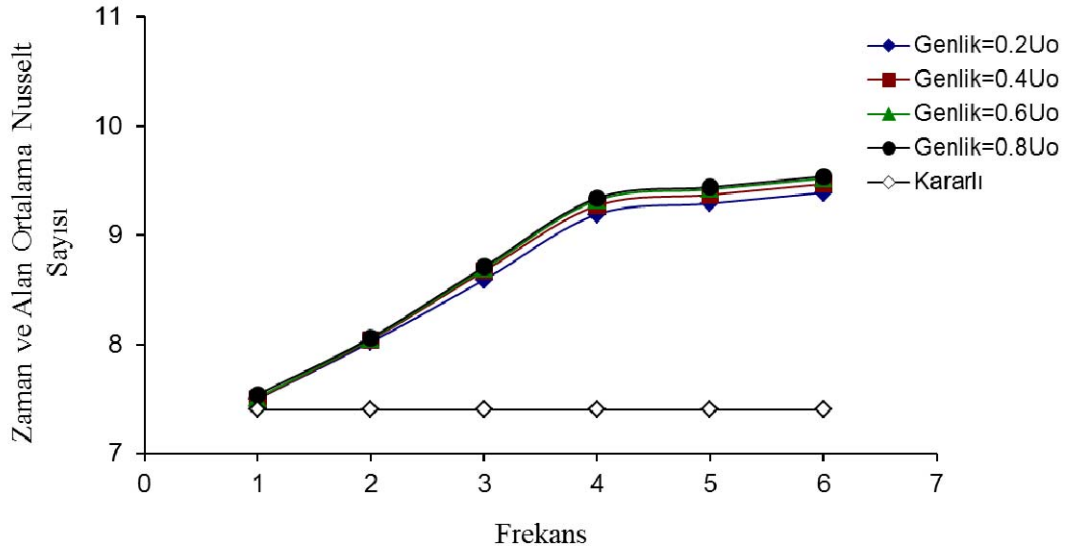
Bu bölümde, osilasyonun ısı transferine etkisi, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı aracılığı ile analiz edilmiştir. Zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı, her blok için elde edilen zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayılarının toplamının, blok sayısına bölümü ile elde edilmiştir. Yapılan her simülasyondan sadece bir adet zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla çalışılan tüm parametrelerin, ısı transferi üzerindeki etkisi aşağıdaki şekillerde toplu halde incelenebilir.

Şekil 7.42, Şekil 7.43, Şekil 7.44 ve Şekil 7.45’de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi, değişik salınım genlikleri ve kararlı durum için birlikte verilmiştir.

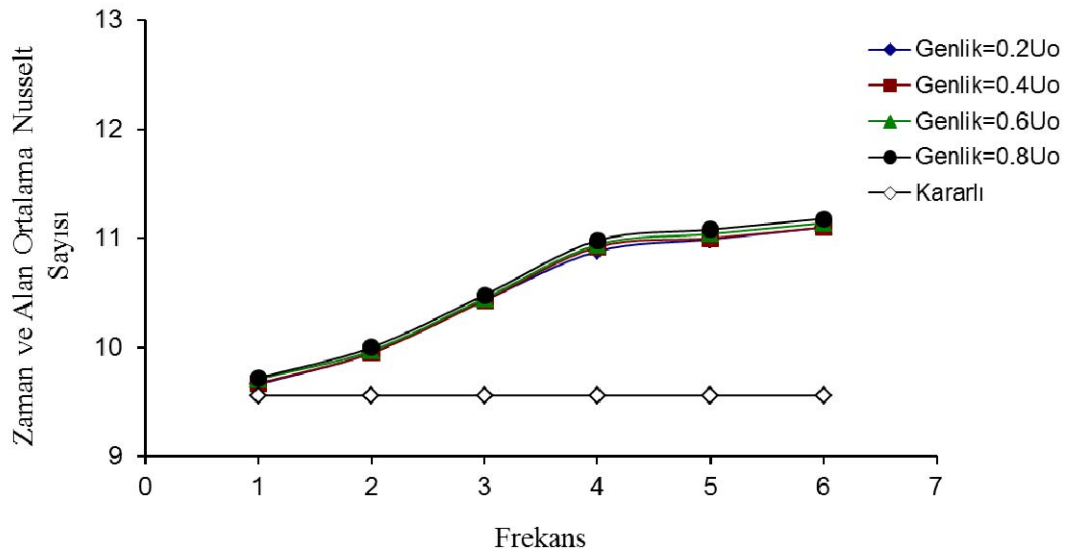
Şekiller incelendiğinde, farklı genlikler için çizilen eğrilerin birbiri ile uyumlu ve yakın olduğu görülmektedir. İncelenilen tüm Reynolds sayıları için, verilen bir genlikte, salınım frekansı 1 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, kararlı durumdaki değerine çok yakındır. Bu değer, havanın salınım frekansının 2 Hz’e yükselmesi ile, kararlı duruma göre artış göstermektedir. Frekans yükselmeye devam ettikçe, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri artış göstermekte ve bu artış salınım frekansı 4 Hz ‘e kadar devam etmektedir. Salınım frekansı 4 Hz’den sonra ise bu artış azalmaktadır. Bu durum, sabit Reynolds sayısı için, tüm genliklerde benzerlik göstermektedir.

Diğer özellikler sabit iken, salınım genliğinin artırılması ise, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerini artırmaktadır. Fakat bu artış, salınım frekansının artırılması ile gerçekleşen artış kadar etkili olmamaktadır. Bu durum, incelenilen tüm Reynolds sayıları için benzerlik göstermektedir. Sabit salınım genlikleri için çizilen eğriler ile, kararlı durum eğrisi arasındaki fark, Reynolds sayısının artışına paralel olarak azalmakta ve eğriler kararlı rejim eğrisine yaklaşmaktadır. Dolayısıyla küçük

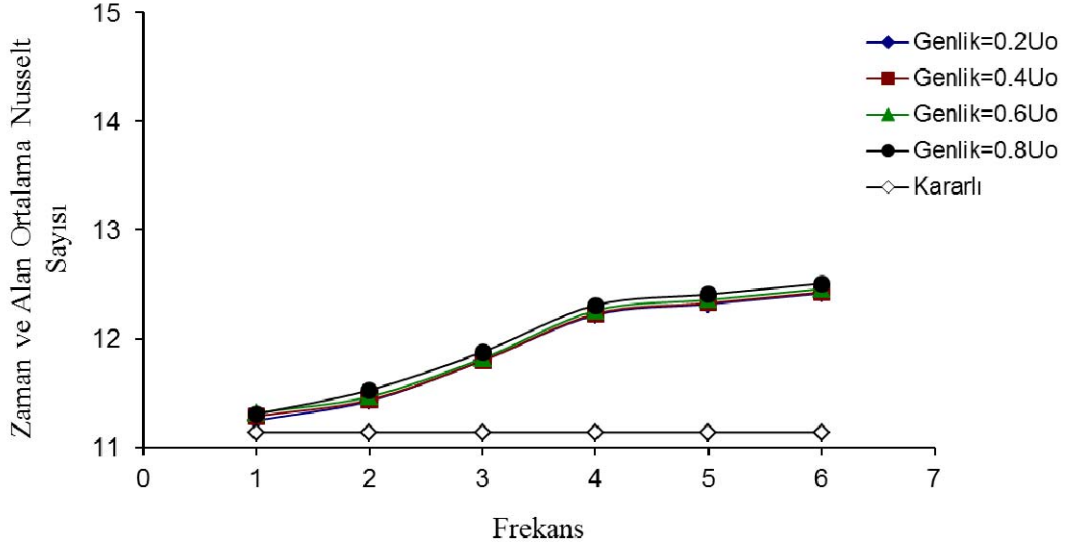
Reynolds sayılarında, havanın salınım genliğinin ve salınım frekansının değiştirilmesinin, ısı transferini artırıcı yönde daha etkili olduğu söylenebilir.



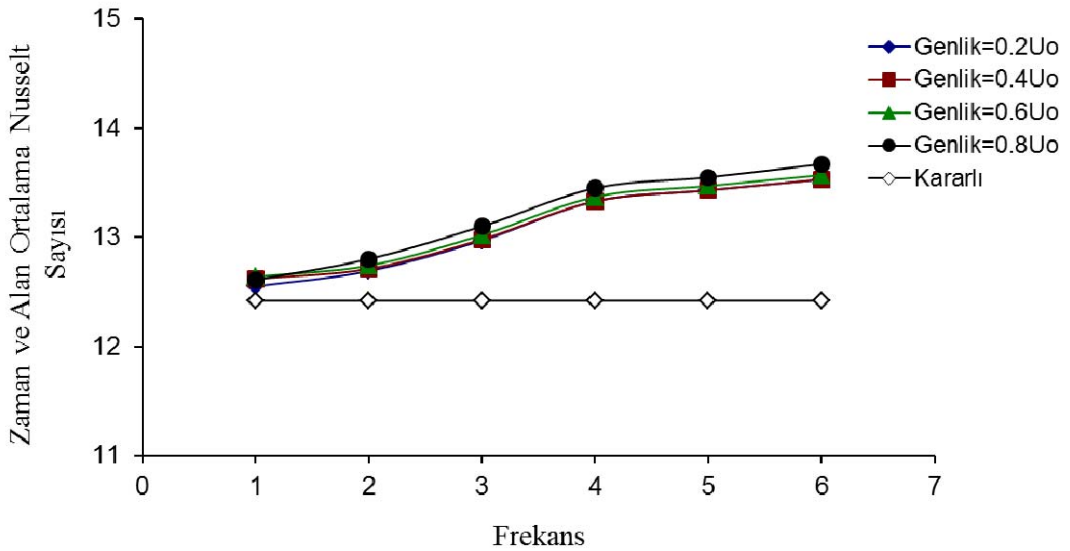
Şekil 7.42. Reynolds sayısı 250, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.



Şekil 7.43. Reynolds sayısı 500, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.



Şekil 7.44. Reynolds sayısı 750, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.



Şekil 7.45. Reynolds sayısı 1000, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.

7.8. Yerel Nusselt Sayısının Analizi

Bu bölümde, osilasyonun ısı transferine etkisi, yerel Nusselt sayısı aracılığı ile analiz edilmiştir. Yerel Nusselt sayısı, blokların sol yan, üst ve sağ yan yüzeyleri için hesaplanmıştır. Yapılan simülasyonlar içinden, seçilmiş simülasyonların sonuçları aşağıda irdelenmiştir.

Şekil 7.46, Şekil 7.47, Şekil 7.48 ve Şekil 7.49'de sırasıyla, Reynolds sayısı 250, 500, 750 ve 1000 için, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4Hz için, anlık yerel Nusselt sayılarının, periyodun farklı anları ve kararlı durum için, blok yüzeyi boyunca değişimi görülmektedir. Kanal girişi ile ilk bloğun başlangıç bölgesi arasında, blokların aralarında kalan bölgelerde ve son bloktan sonraki bölge ile kanal çıkışı arasında yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık olarak sıfır değerinde olmasından dolayı, şekiller çizilirken ihmal edilmiştir. Bunun nedeni, kanal alt yüzeyinin adyabatik olmasıdır.

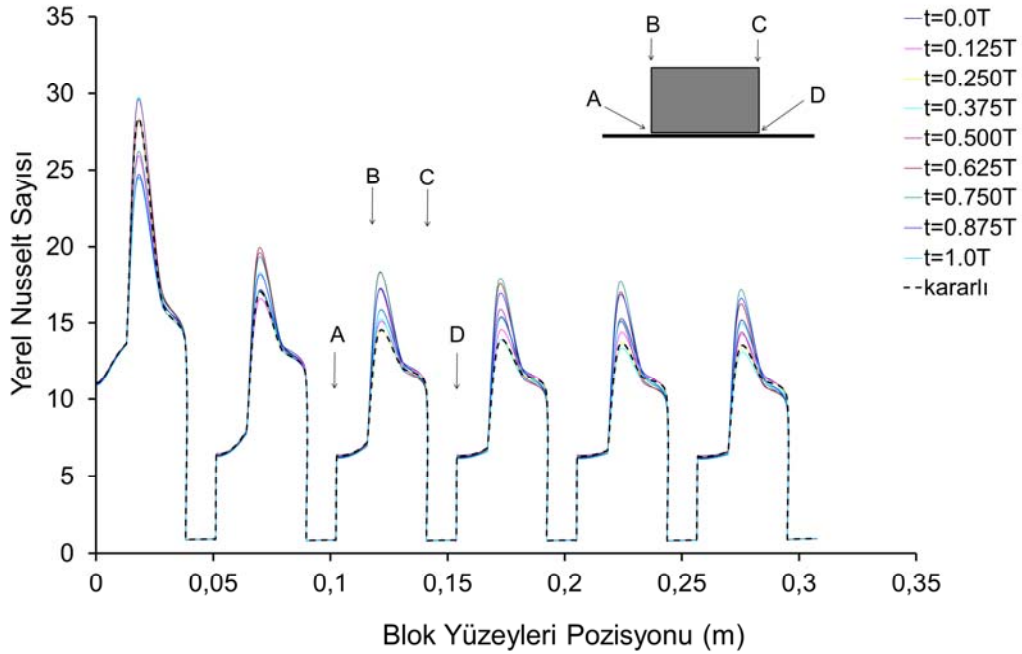
Şekiller incelendiğinde, salınım periyodunun tüm anlarında birbirlerine benzer olarak, akışkanın ilk blok ile ilk karşılaştığı AB yüzeyinde, A noktasından itibaren yerel Nusselt sayısında önemli bir artış gözlenmektedir. İlk bloğun sol üst köşesi olan B noktasında, yerel Nusselt sayısının bir tepe noktası oluşturarak en yüksek değerine ulaştığı ve bloğun üst yüzeyinde akış yönüne doğru azaldığı görülmektedir. Bu azalış, ilk bloğun sağ üst köşesi olan C noktasına kadar devam etmektedir. C noktasından itibaren yerel Nusselt sayısında bir düşüş gözlenmektedir. Bu düşüşten sonra, D noktasına kadar yerel Nusselt sayısının değeri değişmemektedir. Ayrıca, ilk bloğun üst yüzeyindeki (BC) yerel Nusselt sayısının değerleri, bloğun yan yüzeylerine (AB ve CD) oranla daha yüksek değerlerdedir. Bunun nedeni sınır tabakasının bozulması ve yırtılması sonucu blok yüzeyinden akışkana olan ısı transferinin artması ile ilişkilidir.

İlk bloğu takiben, ikinci bloğun başlangıcına kadar olan mesafede yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık olarak sıfır değerindedir. Bu bölgenin yalıtılmış olmasından ötürü, herhangi bir ısı transferi gerçekleşmesi söz konusu değildir, bundan ötürü şekil

üzerinde gösterilmemiştir. Akışkanın, ikinci bloğun sol alt bölgesine çarpmasını takiben, yerel Nusselt sayısında bir artış söz konusudur. Bu artış ikinci bloğun sol üst köşesine kadar devam etmektedir. Bu noktada yerel Nusselt sayısı ikincil bir maksimum değer oluşturmaktadır. Fakat bu değer, birinci bloğun sol üst köşesinde görülen birincil maksimum yerel Nusselt sayısı değerine oranla çok daha küçük değerdedir. Birinci bloğa benzer olarak, ikinci bloğun üst yüzeyi boyunca yerel Nusselt sayısında bir azalış söz konusudur. Bu azalış ikinci bloğun sağ üst köşesine kadar devam etmekte ve bu noktadan itibaren bir düşüş göstermektedir. İkinci bloğun sağ alt köşesine doğru ise, yerel Nusselt sayısı minimum değerine ulaşmaktadır.

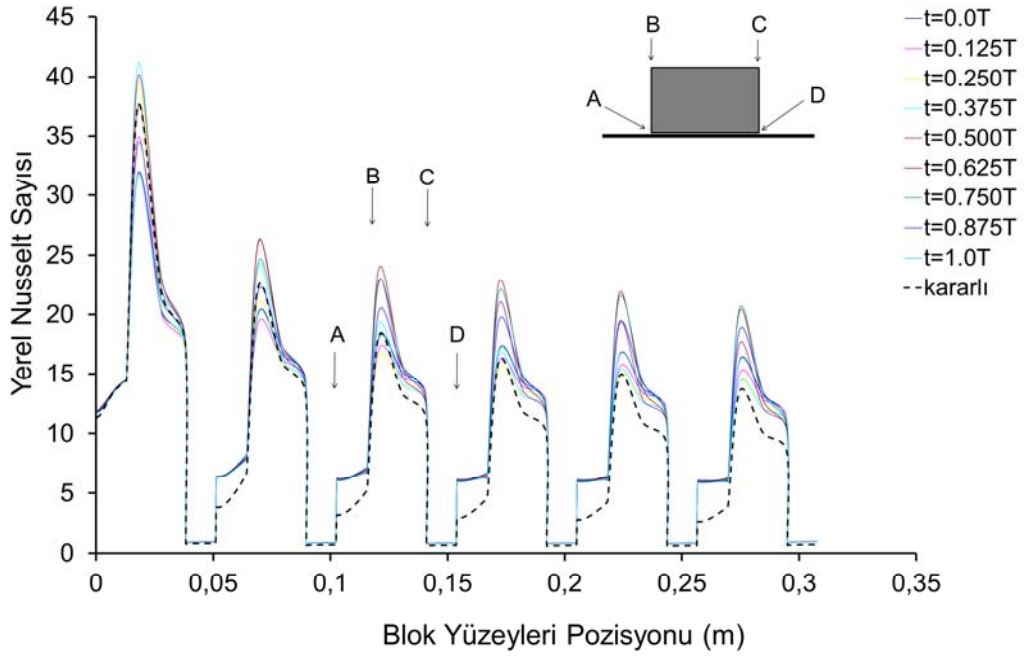
İkinci bloğu takip eden diğer bloklarda da, yerel Nusselt sayısının değişimi benzer davranışlar göstermektedir. Burada blokların sol üst köşelerinde, akış yönüne göre sırasıyla, yerel Nusselt sayılarının değerinde üçüncül, dördüncül, beşincil ve altıncı tepeler noktaları oluşmaktadır. Bu tepeler noktalarının değerleri, blok numaralarına paralel olarak azalış göstermektedir. Son bloktan, kanal çıkışına kadar olan bölgede, yalıtım söz konusu olmasından ötürü, ısı transferi gerçekleşmemekte, dolayısıyla da yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık sıfır olmaktadır, bundan ötürü şekil içerisinde gösterilmemiştir.

Şekil 7.46 incelendiğinde, yerel Nusselt sayısının yüzey boyunca değişimi periyodun tüm anları için, yukarıda anlatılan duruma benzer bir davranış gösterir. Reynolds sayısı 250 için, tüm blokların sağ ve sol yüzeyleri için yerel Nusselt sayısının değerinin, kararlı durumdaki değeri ile çok yakın olduğu ve eğrilerin birbiri ile çakışık olduğu görülmektedir. İlk iki bloğun üst yüzeyinde, kanal giriş hızındaki osilasyonun etkisi ile, periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrileri birbirlerinden farklı çıkmıştır ve kararlı rejim eğrisi bu eğrilerin arasında yer almıştır. Son dört bloğun üst yüzeyinde ise, osilasyonun etkisi ile, periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrileri, kararlı rejim eğrisine göre artış göstermektedir. Bu artış özellikle son bloğa doğru gidildikçe daha belirgin olarak görülmektedir.

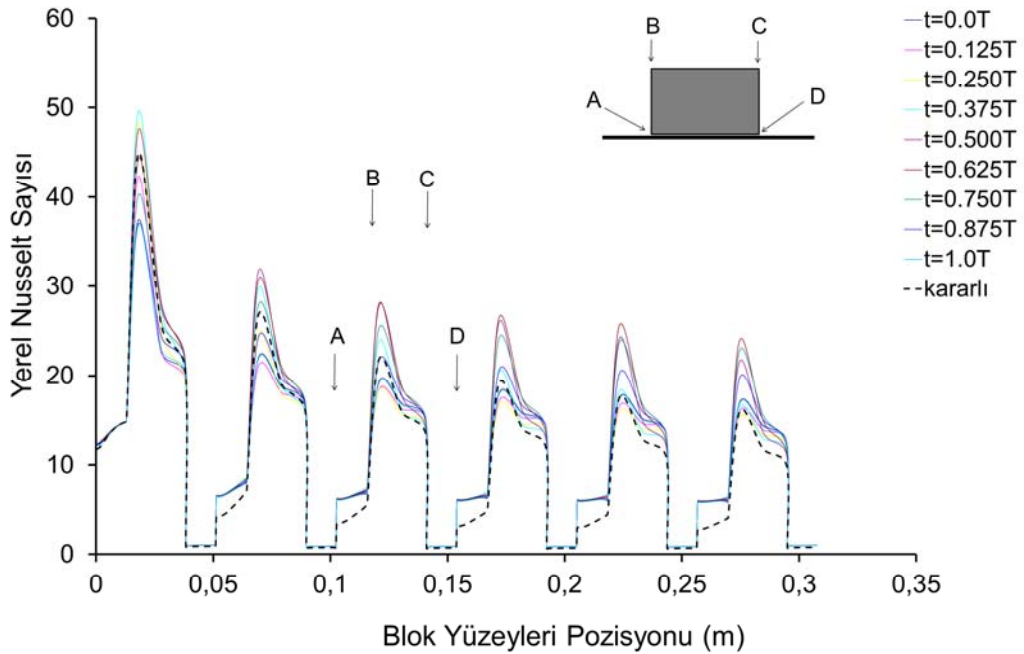


Şekil 7.46. $Re=250$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Reynolds sayısı 500 için, şekil 7.47 incelenirse, yerel Nusselt sayısının yüzey boyunca değişimi periyodun tüm anları için, ilk bloğun sağ ve sol yüzeyleri için yerel Nusselt sayısının değerinin, kararlı durumdaki değeri ile çok yakın olduğu ve eğrilerin birbiri ile çakışık olduğu görülmektedir. Fakat diğer beş blok için, blokların sağ yüzeylerinde, yerel Nusselt sayısının değerinin, kararlı durumdaki değerine göre daha yüksek olmasına rağmen, blokların sol yan yüzeylerinde, kararlı rejim durumu ile çok yakın olduğu ve eğrilerin birbiri ile çakışık olduğu görülmektedir. İlk üç bloğun üst yüzeyinde, kanal giriş hızındaki osilasyonun etkisi ile, periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrileri birbirlerinden farklı çıkmıştır ve kararlı rejim eğrisi bu eğrilerin arasında yer almıştır. Son üç bloğun üst yüzeyinde ise, osilasyonun etkisi ile, periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrileri, kararlı rejim eğrisine göre artış göstermektedir. Bu artış özellikle son bloğa doğru gidildikçe daha belirgin olarak görülmektedir. Bu durum Reynolds sayısının artışı ile benzerlik göstermektedir.

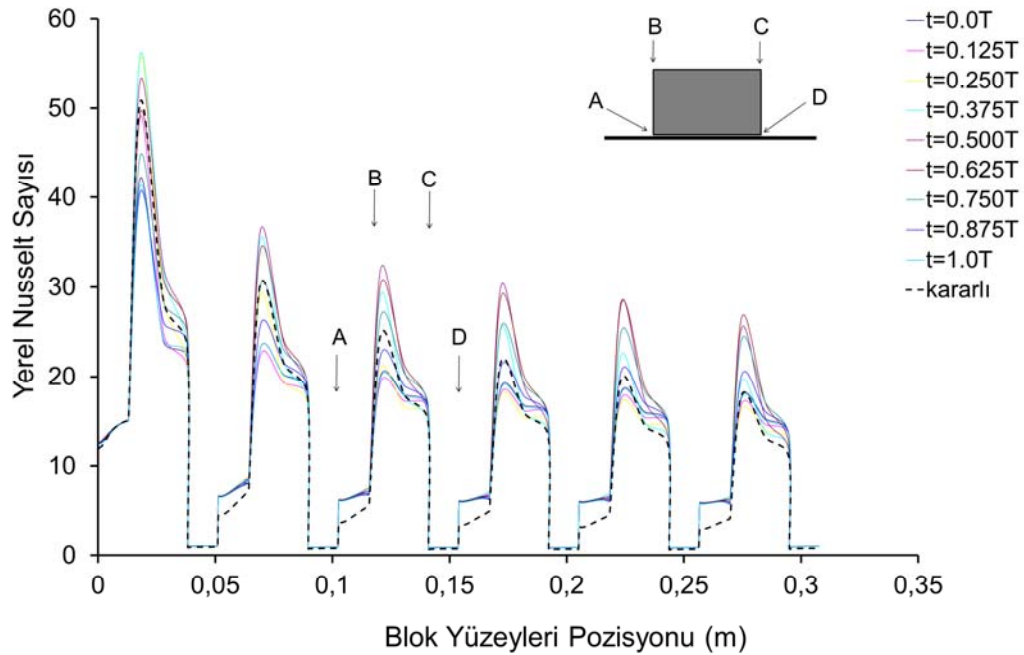


Şekil 7.47. $Re=500$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.



Şekil 7.48. $Re=750$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Şekil 7.48 ve 7.49' da görüldüğü üzere, Reynolds sayısı 750 ve 1000 içinde, yerel Nusselt sayısının değeri, periyotun farklı anları için, ilk bloğun sol ve sağ yüzeylerinde kararlı durum ile çakışırken, diğer blokların sadece sağ yüzeyinde çakışık olup, sol yüzeylerinde kararlı duruma göre daha yüksek değerdedir. Reynolds sayısının artışı ile, tüm bloklarda periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrileri ile kararlı durum eğrisi birbirlerine yaklaşmakta ve kararlı rejim eğrisi, diğer eğrilerin arasında yer almaktadır. Dolayısıyla havanın girişindeki osilasyonun etkisiyle, blok yüzeylerinde gerçekleşen ısı transferinde ki artışının, Reynolds sayısının artışı ile azaldığı görülmektedir.

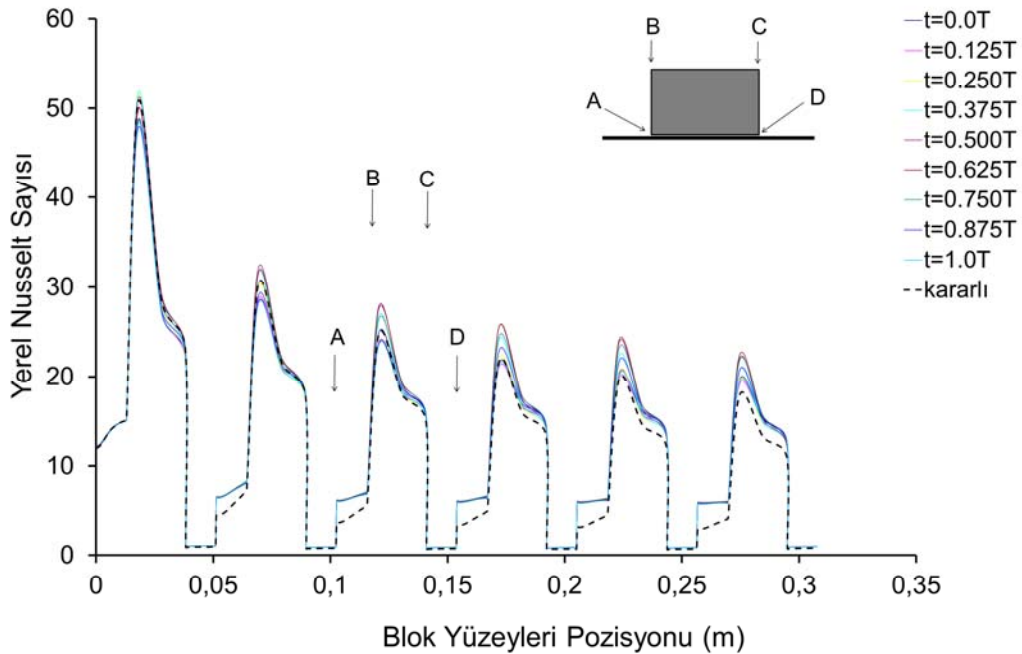


Şekil 7.49. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Şekil 7.50'de Reynolds sayısı 1000, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi verilmektedir. Burada diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım genliği azaltılmış ve genliğin etkisi incelenmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, salınım genliğinin değerinin $0,8U_0$ 'dan, $0,2U_0$ 'a düşürülmesi ile, tüm bloklar için, periyodun farklı anlarının hepsinde çizilen eğrilerin birbirine ve kararlı durum

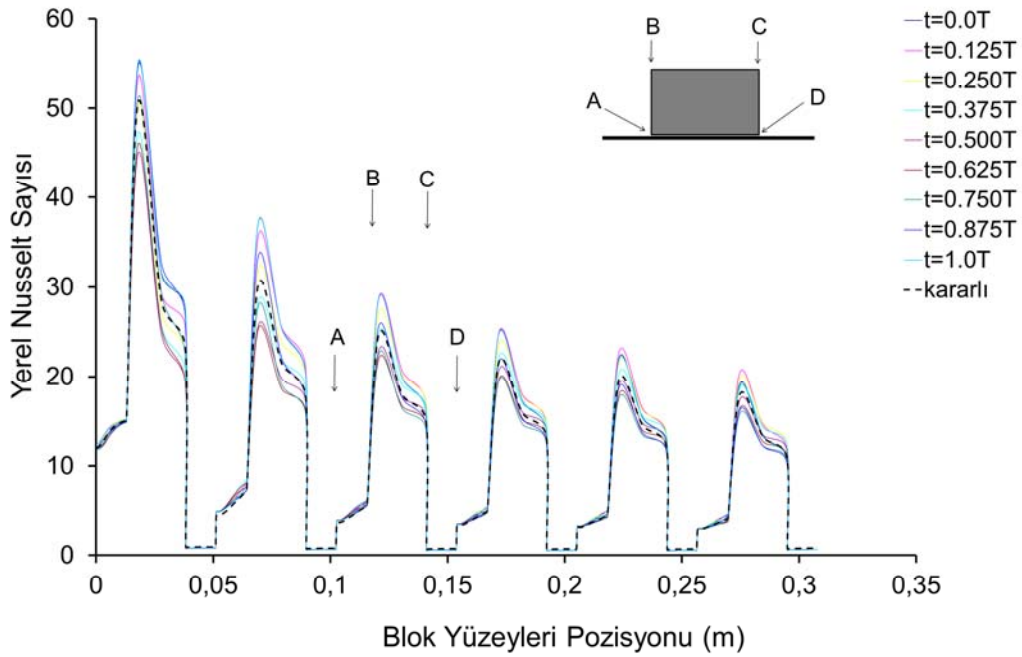
eğrisine yaklaşmaktadır. Genel olarak ilk üç blokta kararlı rejim eğrisi, diğer eğrilerin arasında yer alırken, son üç blokta en altta yer almaktadır. Salınım genliğinin azalması ile, blok üst yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayılarının değeri azalış göstermektedir. Dolayısıyla diğer parametreler sabit tutulurken, kanala giren akışkanın salınım genliğinin artırılmasının, blokların yüzeyinde gerçekleşen yerel Nusselt sayısının genel davranışını etkilemediği, fakat büyüklüğünü belli bir oranda artırdığını söyleyebiliriz.

Şekil 7.51’de Reynolds sayısı 1000, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi verilmektedir. Burada diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım frekansı azaltılmış ve frekansın ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Şekil incelendiğinde periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları eğrilerinin birbirlerinden farklı değerlerde olduğu ve kararlı rejim eğrisinin de bunların arasında yer aldığı görülmektedir. Bu durum tüm bloklar için geçerlidir.



Şekil 7.50. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,2U_0$ ve salınım frekansı 4 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Frekans 1 Hz olduğu durum için daha önce çizilen hız vektörleri grafiğinde de görüldüğü üzere, hız vektör değerlerinin en yüksek olduğu periyodun ilk çeyreği içerisinde yer alan, $t=0,0\tau$ ve $t=0,0125\tau$ anlarında ve periyodun $t=1,0\tau$ anında yerel Nusselt sayısının değerleri maksimum çıkmaktadır. Dolayısıyla frekans 1 Hz için, periyodun ilk çeyreğinde ve sonunda, giriş havasındaki osilasyonun ısı transferini olumlu yönde etkilerken, periyodun tüm ortalaması için önemli bir etkisi olmadığı söylenebilir. Bu durum, daha önce çizilen zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı grafikleri ile uyumludur. Şekillerden de görüldüğü üzere, tüm parametreler sabit tutulurken salınım frekansının artırılması ile, yerel Nusselt sayısının değerlerinde, kararlı rejim durumuna göre bir artış söz konusudur.



Şekil 7.51. $Re=1000$, ısı üretimi $q'''=0,075 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

8. TÜRBÜLANSLI AKIŞ: SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Bu bölümde, farklı parametreler için, geometrik boyutlar sabit tutularak simülasyonlar yapılmıştır. Bu simülasyonlar sonucunda türbülanslı akış şartlarında, bloklardan gerçekleşen ısı üretiminin, kanal giriş hızının genliğinin ve salınım frekansının, akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Simülasyonlar, laminar akış şartları için daha önceden belirlenen geometri için yapılmıştır.

Hesaplamalar, Reynolds sayısının 10000, 20000, 30000 ve 40000, bloklarda gerçekleşen birim hacimdeki ısı üretiminin (q''') 0,25, 0,50, 1,0 ve 1,5 W/cm³, osilasyon genliğinin 0,0U₀, 0,2U₀, 0,4U₀, 0,6U₀, 0,8U₀ ve frekansın (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz değerleri için tekrarlanmıştır. Osilasyonlu akışın, türbülanslı akış koşullarında, akış ve ısı transferine etkisini analiz etmek için, belirtilen parametrelerde toplam 400 adet simülasyon yapılmıştır. Fakat bu simülasyon sonuçlarından seçilmiş olanları incelenmiştir.

Akışın, zamanla periyodik olarak değişmesinden dolayı, hesaplamalar, periyodik kararlı şartlara ulaşıncaya kadar tekrarlanmıştır. Birbirini takip eden iki periyotta elde edilen Nusselt sayıları arasındaki fark ihmal edilebilecek kadar küçük olduğunda hesaplamalar durdurulmuş ve akışın periyodik olarak kararlı şartlara ulaştığı kabul edilmiştir.

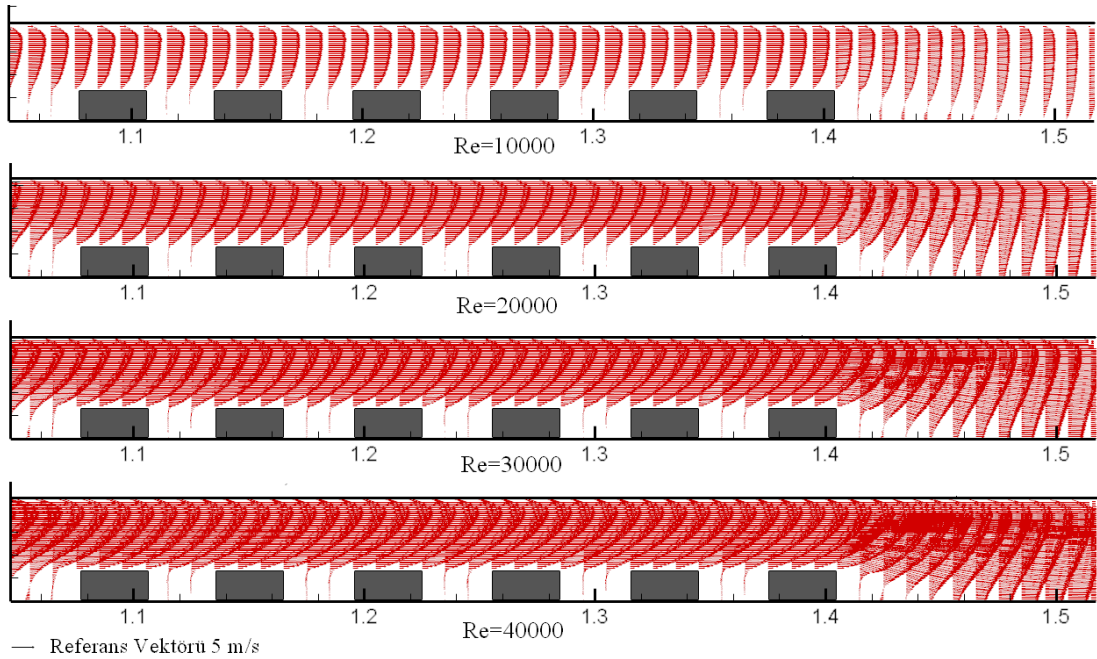
8.1. Hız Alanının Analizi

Türbülanslı akış koşullarında, problemin parametrelerin akış yapısına etkisini analiz etmek için hız vektör dağılımları kullanılmıştır. Bu amaçla seçilen durumlar için, çizilen hız vektör dağılım grafikleri aşağıda irdelenmiştir.

Şekil 8.1'de kararlı rejimde, Reynolds sayısı 10000, 20000, 30000 ve 40000 değerleri için, hız vektör dağılımı verilmiştir. Kanal içersinde ki akışı daha iyi görmek amacıyla, sadece blokların olduğu bölgenin vektör dağılımları çizilmiş, kanalın giriş ve çıkış bölgeleri için çizim yapılmamıştır. Şekil incelenirse, tüm

Reynolds sayıları için, akışın genel yapısının benzer olduğu görülür. Kanal girişinde, üniform bir profile sahip olan akışkan yatay yönde ilerleyerek ilk blok ile karşılaşmakta ve blok yüzeyinde hızı minimum değerine düşmektedir. Daha sonra, akışkan ilk bloğun üzerinden aşmaktadır. İlk iki bloğun arasındaki bölgede hız vektörlerinin yönü değiştirmekte, değeri ise çok küçük değerlere inmektedir. Oluşan bu durum, tüm blokların arasında ki bölgede benzer bir yapı göstermektedir.

Son bloğun arka kısmında, akışkanın hız vektörleri yine yön değiştirmekte ve ters akışlara neden olmaktadır. Dolayısıyla bu bölge de, bloklar arasında olana nazaran daha büyük bir sirkülasyon oluşumu söz konusudur. Oluşan bu sirkülasyonun arka kısmında, akış yatay yönde yeniden hızlanmaktadır. Akış yatay yönde ilerledikçe, kanal yüzeyine paralel olarak akmakta ve çıkışa doğru tam gelişmiş hız profiline ulaşmaktadır. Şekilden de görüldüğü üzere bu genel davranış, tüm Reynolds sayıları için benzer yapıdadır. Fakat Reynolds sayısının artması ile hız vektör büyüklükleri artmakta, dolayısıyla blokların arasında ve son bloğun arka kısmında oluşan sirkülasyonların boyutu büyümekte ve etkisi artmaktadır.



Şekil 8.1. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için hız vektörlerinin dağılımı.

Şekil 8.2’de, Reynolds sayısı 20000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ olduğunda, salınım frekansı 1 Hz için salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi, salınım periyodunun farklı anlarında, kanal girişindeki havanın hız vektörleri, uygulanan sinüs fonksiyonu eğrisi ile oldukça uyumludur. Salınım periyodunun başlangıcında, giriş hızı U_0 için hız vektörleri görülmektedir. Salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anında, giriş hızı maksimum değere ulaşmaktadır ve $t=0,5\tau$ anında yeniden U_0 giriş hızına inmiştir. Salınım periyodunun $t=0,75\tau$ anında giriş hızı minimum değerine ulaşmış ve $t=1,0\tau$ anı olan periyodun sonunda giriş hızı yeniden U_0 hızına ulaşmıştır. Kanal giriş hızındaki bu değişim, kanal boyunca etkili olmuş ve periyodun farklı anları için, kanal içersinde farklı hız vektör dağılım yapıları gözlemlenmiştir. Bu durum, blokların olduğu bölgede de etkisini göstermiş ve blok üst yüzeyinden geçen havanın hız vektör büyüklüklerini etkilemiştir. Fakat genel olarak, periyodun tüm anlarında benzer bir akış söz konusudur.

Kanal girişinde, üniform bir profile sahip olan hava yatay yönde ilerleyerek, türbülanslı hız profilini oluşturmaktadır. Daha sonra blokların olduğu bölgeye yaklaşırken, birinci bloğun etkisi ile, alt levhadan uzaklaşmakta ve alt levha üzerindeki hızı azalmaktadır. Birinci blok ile karşılaşan havanın hızı, blok yüzeyinde minimum değerine düşmektedir. Daha sonra, akışkan ilk bloğun üzerinden aşmaktadır. İlk iki bloğun arasındaki bölgede hız vektörlerinin değeri çok fazla azalmaktadır. Oluşan bu durum, tüm blokların arasında ki bölgede benzer bir yapı göstermektedir. Son bloğun arka kısmında, akışkanın hız vektörleri yine yön değiştirmekte ve ters akışlara neden olmaktadır. Daha sonra hava, yatay yönde yeniden hızlanmaktadır. Akış yatay yönde ilerledikçe, kanal yüzeyine paralel olarak akmakta ve çıkışa doğru yine türbülanslı akış için tam gelişmiş hız profiline ulaşmaktadır.

Şekil 8.3’de, Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ olduğunda, salınım frekansı 1 Hz için salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı verilmektedir.

Burada, bir önceki çizilen şekle göre, tüm parametreler sabit tutulup sadece Reynolds sayısının değeri değiştirilmiştir. Her iki Reynolds sayısında da kanal içersindeki akış benzer bir yapı göstermektedir. Fakat Reynolds sayısının 40000 olduğu durumda, akışkanın kanala giriş hızının daha büyük olmasından ötürü, hız vektörlerinin büyüklüğü artmaktadır. Her iki şeklin eş şıkları birbiri ile kıyaslandığında, her iki Reynolds sayısında da akışın genel yapısının, periyodun eş anları için birbirleri ile geometrik açıdan benzer olduğu, fakat vektör büyüklükleri açısından farklı olduğu görülmektedir.

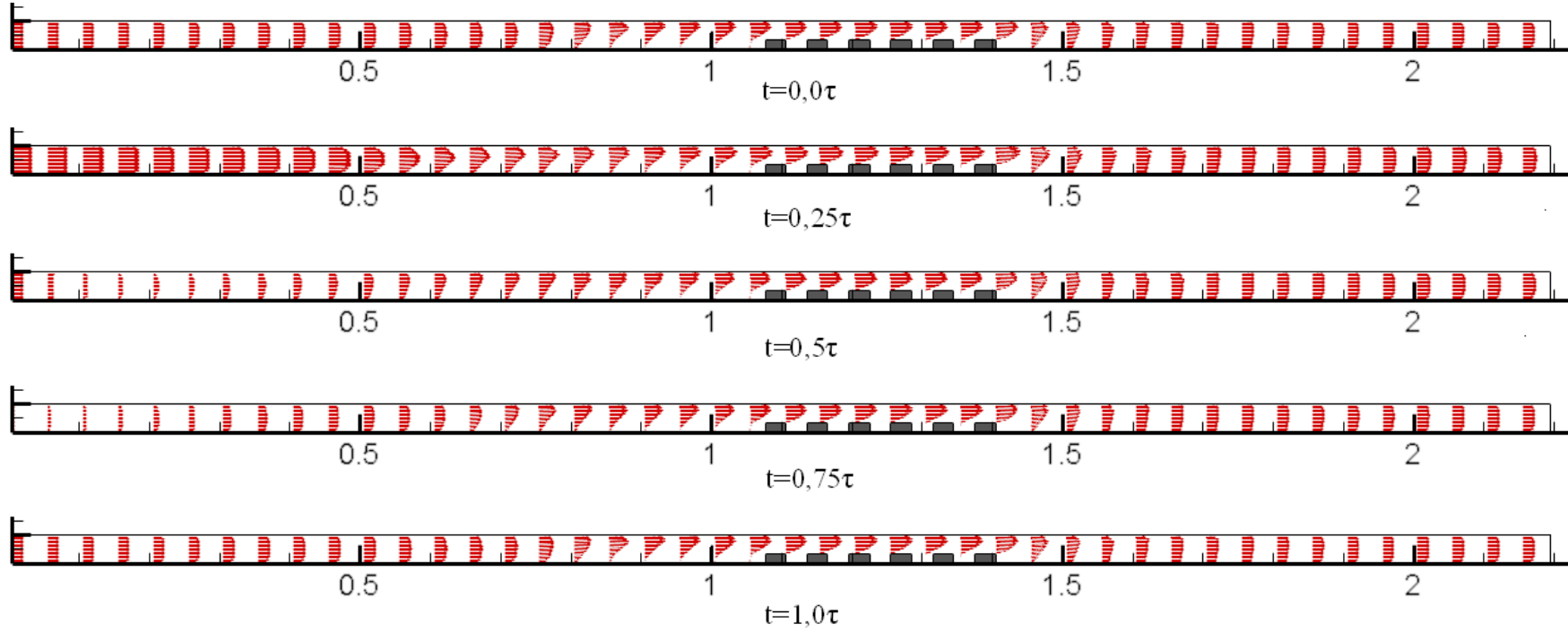
Şekil 8.4'de ise $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, salınım frekansı (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz için hız vektörlerinin dağılımları verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere frekans 1Hz için, kanal girişinde akışkan giriş hızları, tüm frekanslar için aynıdır. Fakat salınım frekansının değişmesi ile, bir periyodun tamamlanma süresinin değişmesi ile, kanal içersinde oluşan hız vektör büyüklükleri farklılık göstermektedir. Dolayısıyla, blokların olduğu yüzeye ulaşan havanın hız vektör büyüklükleri, akışın salınım frekansına göre farklılık göstermektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, salınım frekansının artması ile, blok üst yüzeylerinde ve kanal çıkışında çizilen hız vektörlerinin büyüklüğü küçülmektedir.

Şekil 8.5'de Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 1 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, salınım genlikleri $0,0U_0$, $0,2U_0$, $0,4U_0$, $0,6U_0$ ve $0,8U_0$ için, hız vektörlerinin dağılımları verilmektedir. Burada, $0,0U_0$ durumu, kararlı rejimi temsil etmektedir.

Şekilden de görüldüğü üzere, kararlı durum ve diğer durumların hepsinde benzer bir hız vektör dağılımı söz konusudur. Tüm şekillerde benzer olarak, kanal girişinde ki havanın üniform hız profili ve giriş ile bloklar arasında kalan bölgede oluşan türbülanslı akış için tam gelişmiş hız profili çok belirgindir. Tüm genliklerde, blok üst yüzeylerinde, akışkanın geçiş alanının daralmasından ötürü akış çok hızlanmaktadır. Bu hızlanmadan ötürü, hava bloklar arasına ulaşmadan, blokların üzerinden akıp gitmekte ve blok aralarında durgun, minimum hıza sahip akış

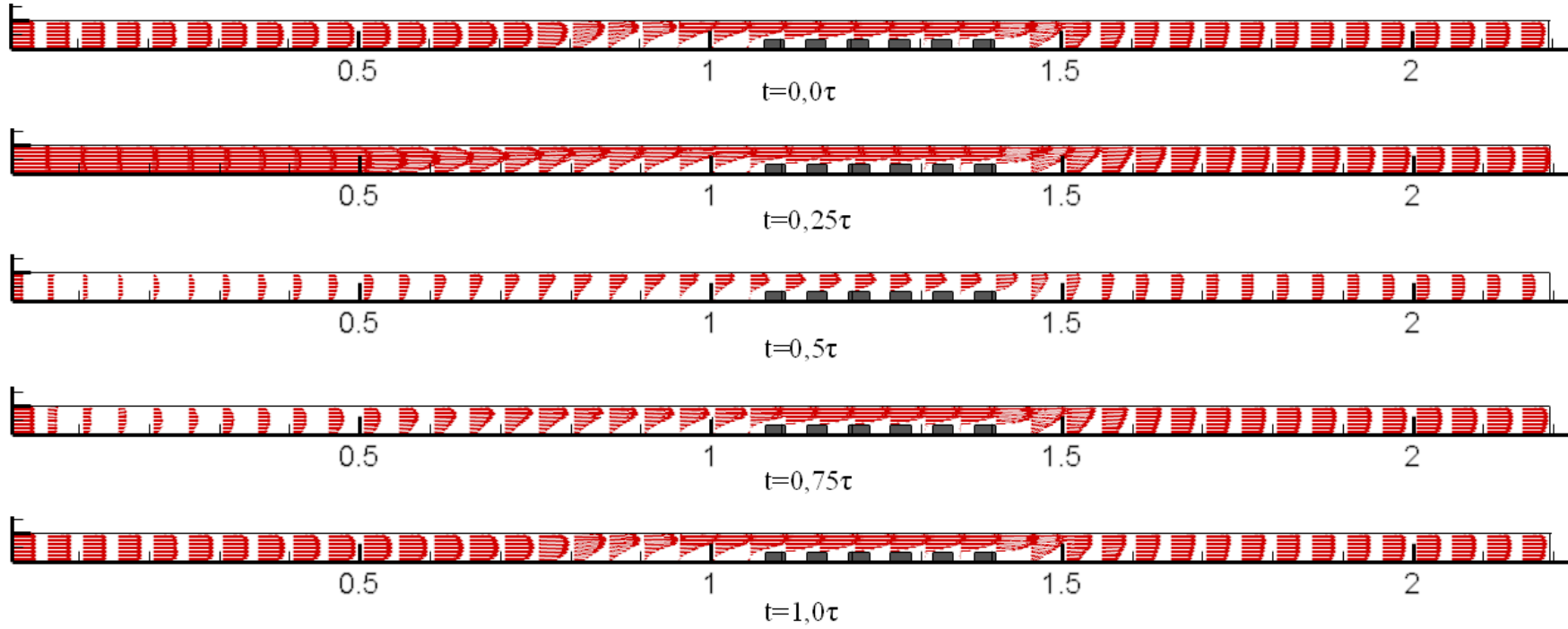
bölgeleri oluşturmaktadır. Oluşan bu durum, tüm blokların arasında ki bölgede benzer bir yapı göstermektedir.

Kanal çıkışına doğru ise, havanın hız vektörleri, türbülanslı akışta gözlenen tam gelişmiş hız profiline yeniden ulaşmaktadır. Bu durum, tüm genliklerde ve kararlı durumda birbirlerine çok benzerdir. Bunun nedeni, akışın salınım genliğinin değişmesi ile, bir periyodun tamamlanma süresinin değişmemesidir. Dolayısıyla tüm genliklerde bir periyot aynı sürede tamamlanmakta ve kanal içersinde sabit noktalara, tüm genlikler için, periyodun eş anında gönderilen hava hızı ulaşmaktadır. Bundan dolayı, akış içersindeki hız vektörleri birbirine çok benzer olmakla beraber, sadece değişen genlik ile hız vektörlerinin değerleri arasında ufak değişiklikler oluşmaktadır.



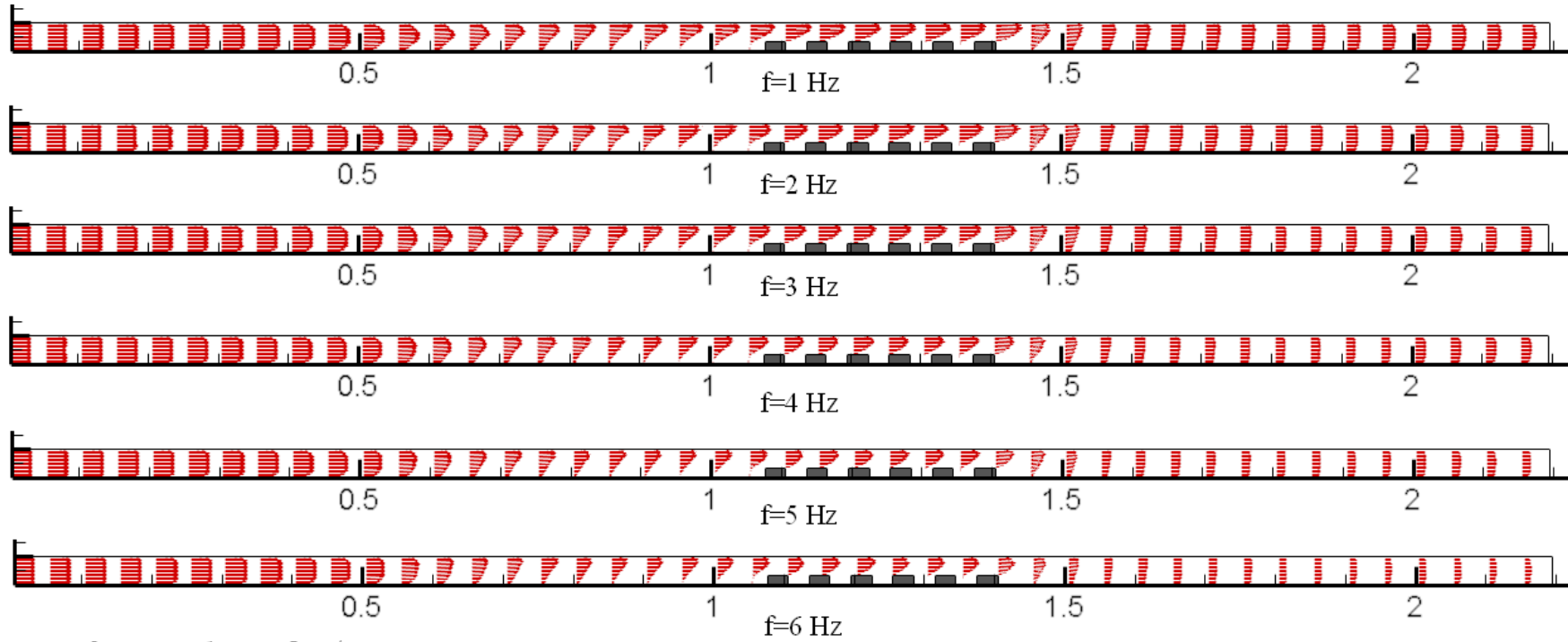
– Referans Vektörü 5 m/s

Şekil 8.2. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.



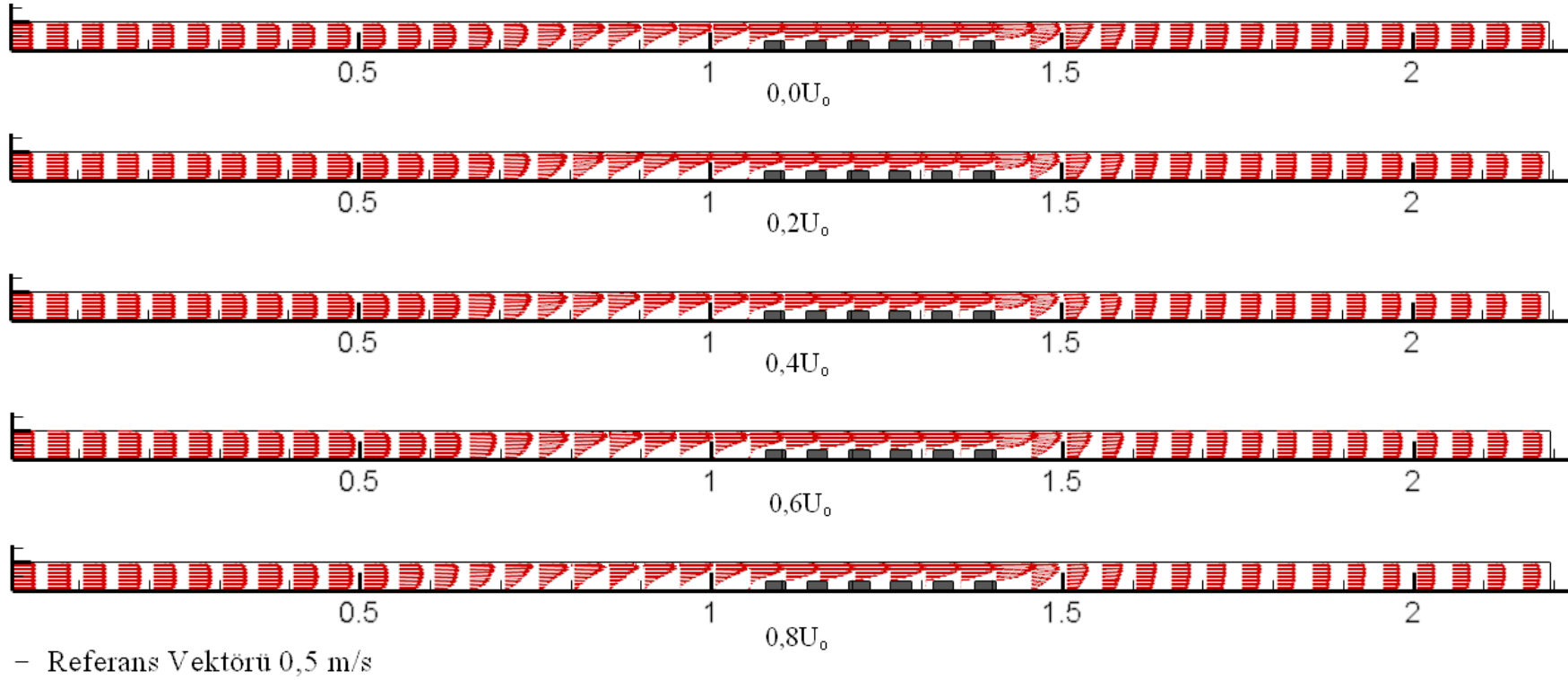
- Referans Vektörü 5 m/s

Şekil 8.3. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımı.



- Referans Vektörü 5 m/s

Şekil 8.4. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1, 0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı frekanslardaki hız vektörlerinin dağılımı.



Şekil 8.5. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 1 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki hız vektörlerinin dağılımı.

8.2. Sıcaklık Alanının Analizi

Türbülanslı durumda, problemin parametrelerin sıcaklık yapısına etkisini analiz etmek için, problemin eş sıcaklık çizgileri bu bölümde incelenmiştir. Bu amaçla seçilen durumlar için, çizilen eş sıcaklık dağılım grafikleri aşağıda verilmektedir.

Şekil 8.6'da Reynolds sayısı 20000, bloklardan gerçekleşen ısı üretimi $q'''=1,0$ W/cm³, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki eş sıcaklık çizgileri birlikte verilmektedir. Şekil incelenirse, salınım periyodunun tüm anları için benzer bir yapı görülmektedir. Kanal girişinden sabit sıcaklıkta giren akışkan, ilk sıcak bloğa çarpmakta ve blok yüzeyinden havaya doğru ısı transferi gerçekleştirmektedir. Bu ısı geçişi sonucu bloğun yüzey sıcaklığı düşmektedir. Daha sonra hava sırasıyla diğer blokların yüzeyinden geçmekte ve ısı transferi gerçekleştirmektedir. Dolayısıyla soğuk giriş havasının ilk temas ettiği, birinci bloğun ısı minimum değerinde olurken, diğer blokların sıcaklığı, havanın sıcaklığının artmasına paralel olarak yükselmektedir.

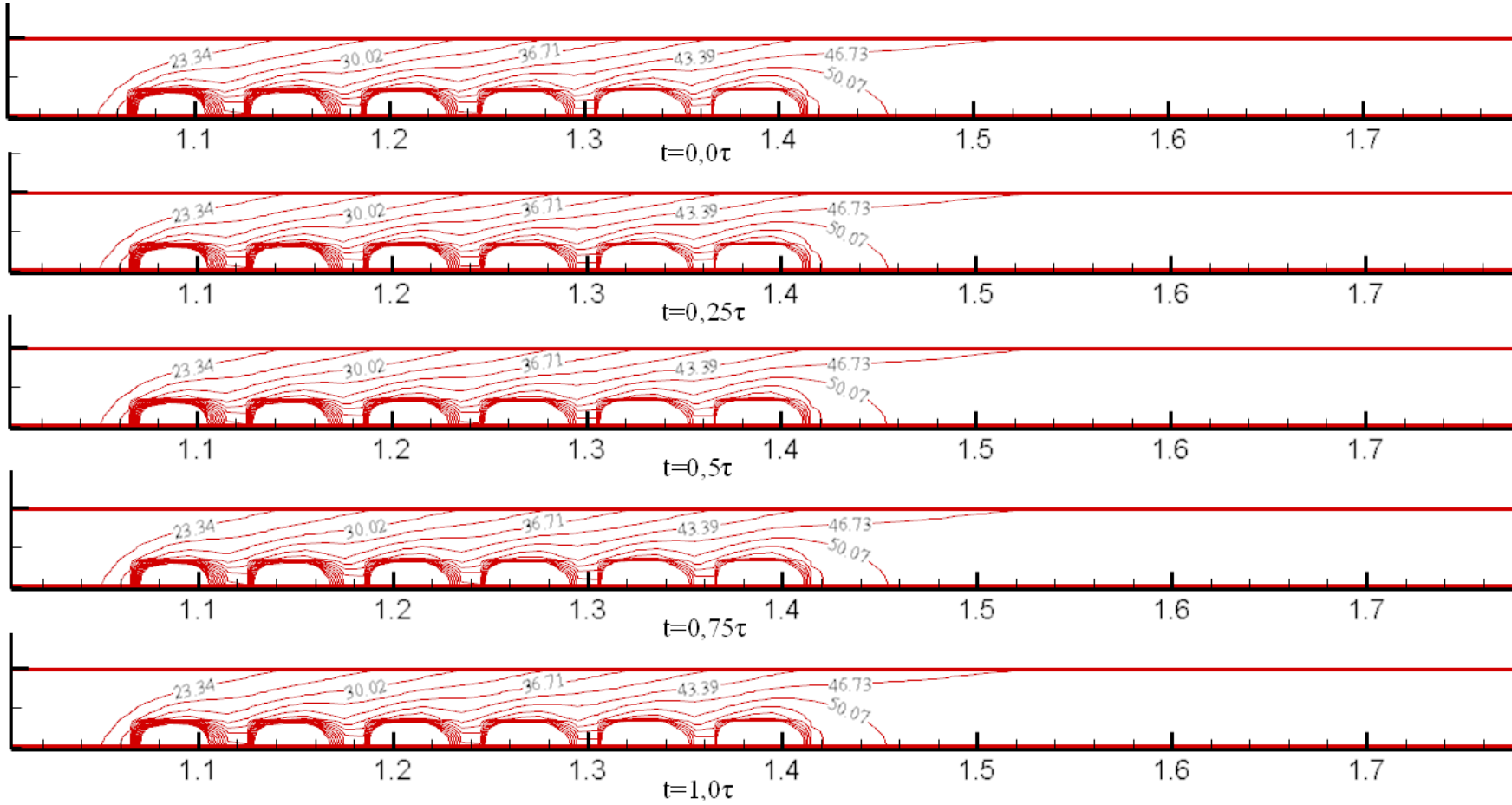
Blokların arasında ve son bloğun arka kısmında, çok yakın değerlerde eş sıcaklık bölgelerinin oluştuğu gözlenmektedir. Sonuç olarak, periyodun farklı anlarında oluşan ısı sınır tabakanın birbirleri ile çok benzer olduğu söylenebilir. Bunun nedeni, havanın blok üst yüzeylerinden geçerken kanal kesitinin daralması sonucu hızlanmasına paralel olarak artan zorlanmış konveksiyonun etkisinin, osilasyonun ısı transferini artırıcı etkisinden çok daha büyük mertebede olması olabilir. Ayrıca aynı parametreler için çizilen hız vektör dağılımları şeklinde, blok üst yüzeylerinde ki hız vektörlerinin büyüklüklerinin, periyodun tüm anlarında birbirlerine oldukça yakın olduğu görülmektedir.

Benzer durum şekil 8.7'de de görülmektedir. Bu şekilde, Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,5$ W/cm³, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$, $t=0,75\tau$ ve $t=1,0\tau$ anlarındaki eş sıcaklık çizgileri verilmektedir. Görüldüğü üzere, Reynolds sayısı 40000 olduğu durum

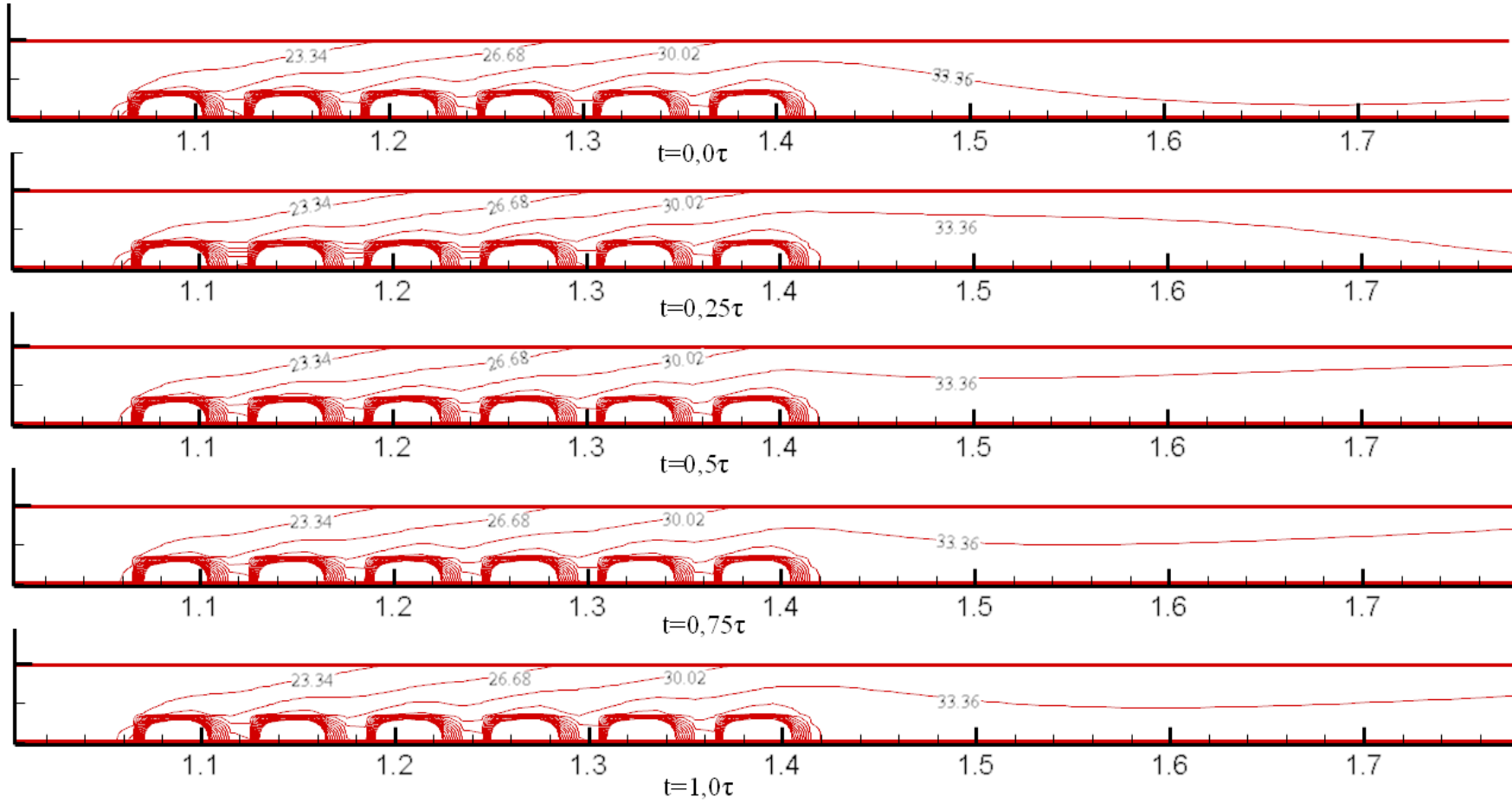
içinde çizilen şekiller genel olarak benzerlik göstermektedir. Fakat blokların olduğu bölgede, periyodun farklı anları için çizilen eş sıcaklık eğrileri birbiri ile uyumlu iken, bloklardan sonraki bölgede farklılık göstermektedir. Bunun nedeni, aynı parametreler için çizilen hız vektör grafiğinden anlaşılmaktadır. Periyodun farklı anlarında, bloklardan sonra ki bölgede çizilen hız vektör büyüklüklerinin birbirinden oldukça farklı olduğu görülmektedir. Bu farklılık, ilgili bölgede oluşan ısıl sınır tabakanın farklı olmasına sebep olmuştur.

Şekil 8.8'de Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, salınım frekansı (f) 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 Hz'deki eş sıcaklık çizgileri birlikte verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, akışın salınım frekansının değişiminin, kanal içersinde gerçekleşen ısıl sınır tabakaya önemli bir etkisi olmamaktadır. Tüm frekanslarda, blokların olduğu bölgede eş sıcaklık bölgelerinin dağılımı birbiri ile oldukça benzer yapıdadır. Bloklardan sonraki bölgede ise, ufak farklılıklar gözlemlenmektedir.

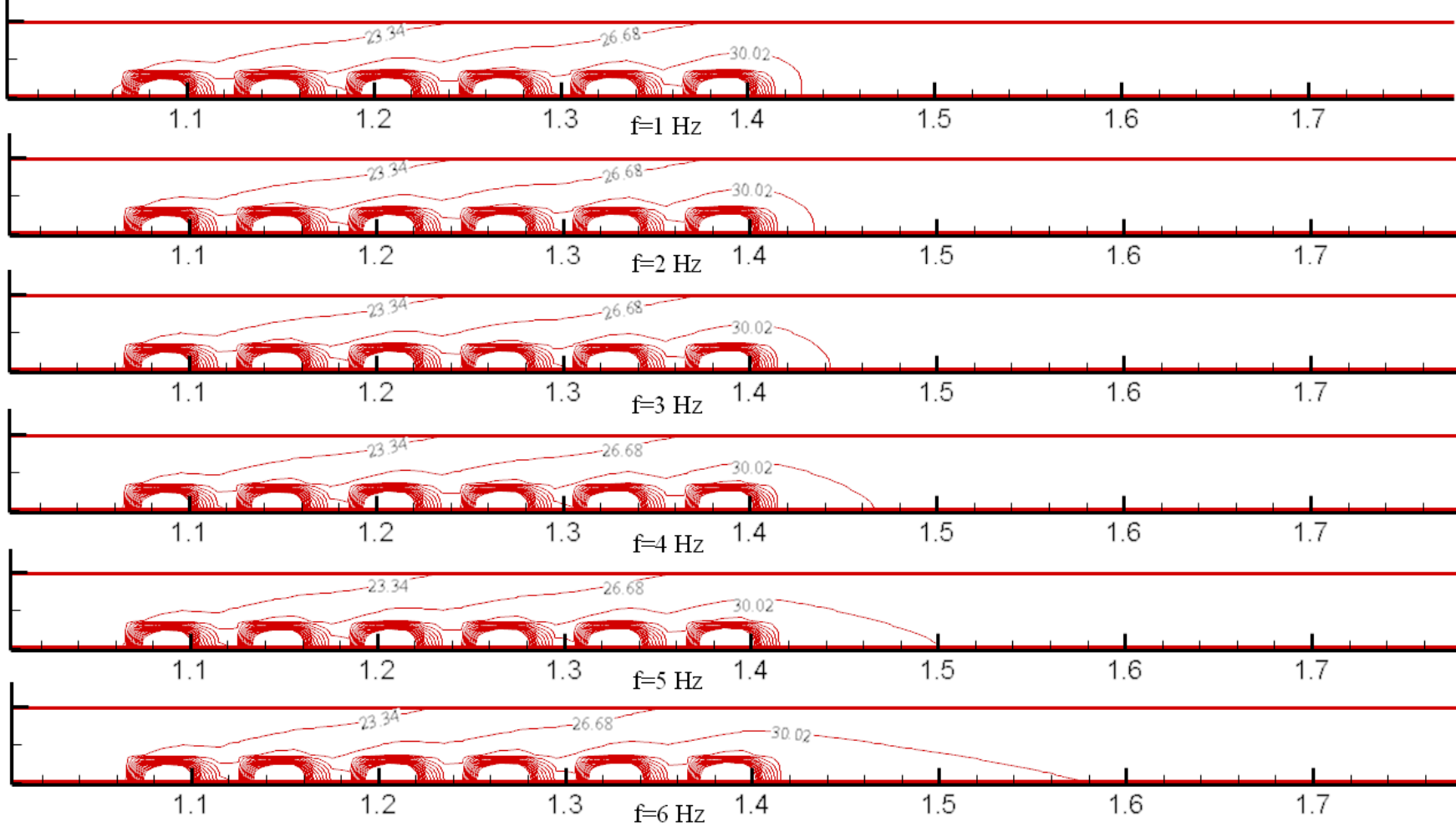
Şekil 8.9'da ise Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 6 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, salınım genliği $0,2U_0$, $0,4U_0$, $0,6U_0$ ve $0,8U_0$ durumlarında ki eş sıcaklık çizgileri birlikte verilmektedir. Akışın diğer tüm parametreleri sabit tutulurken, salınım genliğinin değişiminin akış içersinde oluşan ısıl sınır tabakaya etkisinin az olduğu görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, tüm genliklerde eş sıcaklık bölgelerinin, blokların olduğu bölgede yayılımı birbirlerine oldukça benzer yapıdadır. Fakat bloklardan sonra ki bölgede yine frekans ile değişime benzer olarak farklılıklar göstermektedir. Dolayısıyla türbülanslı durumda, kanal içersinde gerçekleşen ısıl sınır tabakayı, akışın salınım frekansının ve salınım genliğinin değişiminin fazla etkilemediği söylenebilir.



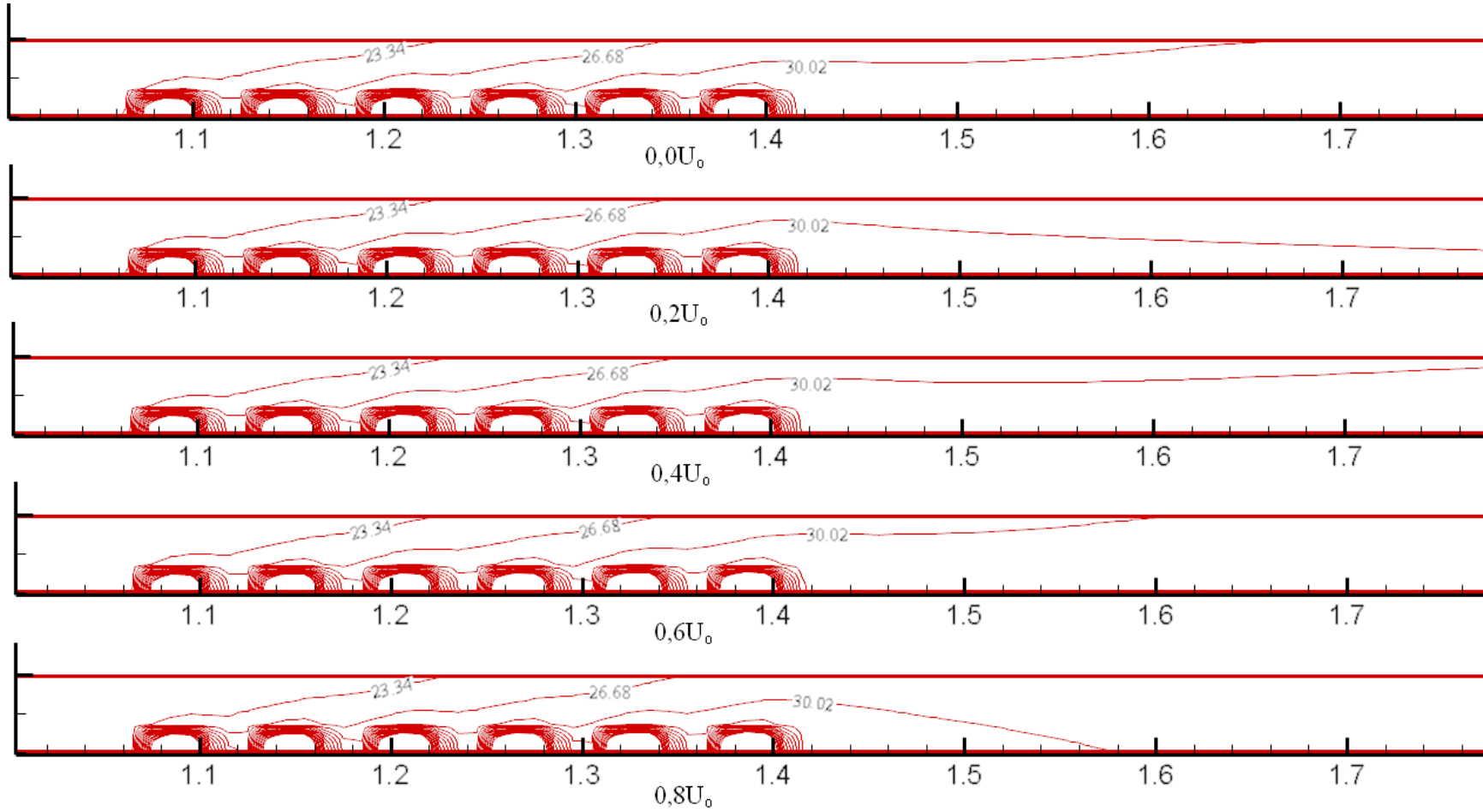
Şekil 8.6. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri.



Şekil 8.7. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve frekans 1 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri.



Şekil 8.8. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve salınım periyodunun $t=0,25\tau$ anı için, farklı frekanslardaki eş sıcaklık çizgileri.



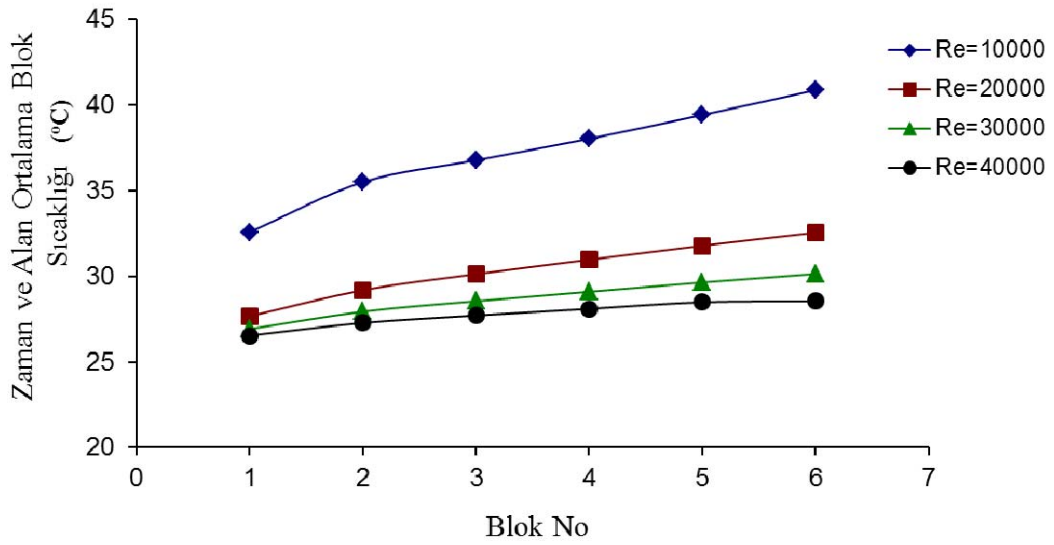
Şekil 8.9. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım frekansı 6 Hz ve salınım periyodunun $t=1,0\tau$ anı için, farklı genliklerdeki eş sıcaklık çizgileri.

8.3. Reynolds Sayısının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

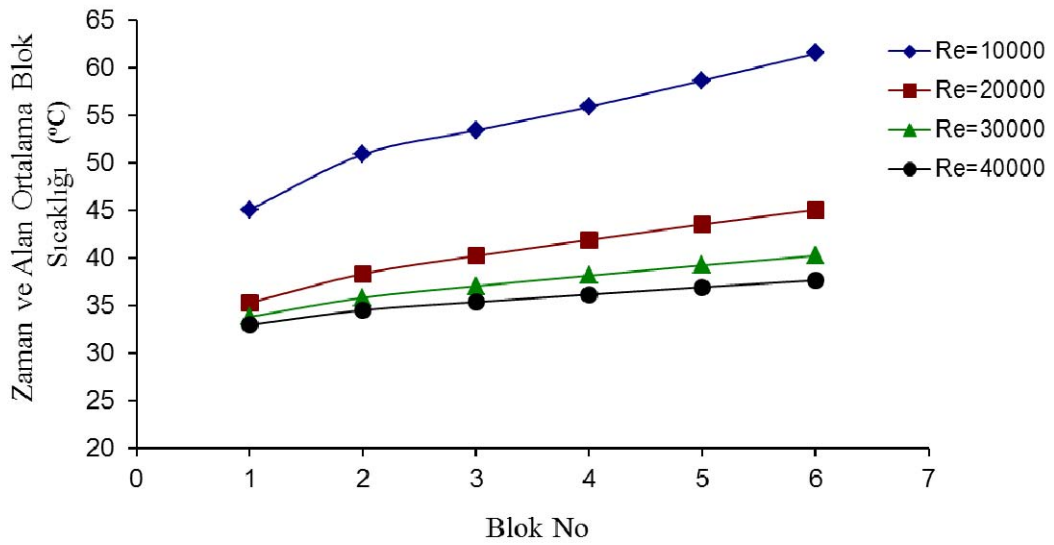
Bu bölümde, Türbülanslı akış şartlarında, Reynolds sayısının akışa ve ısı transferine etkisini analiz etmek için Reynolds sayısının 10000, 20000, 30000 ve 40000 değerlerinde, tüm ısı üretim değerleri, frekanslar ve genlikler için simülasyonlar yapılmıştır. Bu amaçla seçilen sonuçlar, blok sıcaklığı ve Nusselt sayısı cinsinden irdelenmiştir.

Şekil 8.10, Şekil 8.11, Şekil 8.12 ve Şekil 8.13’de sırasıyla, bloklardaki ısı üretimi (q'''') 0,25, 0,50, 1,0 ve 1,5 W/cm³ için, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik Reynolds sayıları için birlikte verilmiştir. Şekil 8.10 ve Şekil 8.11 incelendiğinde, tüm Reynolds sayılarında, birinci bloğun sıcaklığı minimum değerdedir. Blok numarasının artışı ile, blok sıcaklığı da artış göstermektedir. Bunun sebebi, kanal içersine giren soğuk hava ilk olarak birinci bloğa çarpmakta ve bloğun ısını alarak, bloğu soğutmaktadır. Birinci bloğu geçen havanın sıcaklığı artmakta ve ikinci bloktan daha az ısı çekmektedir. Kanal boyunca yatay yönde ilerleyen havanın sıcaklığı arttıkça, sırada gelen bloktan gerçekleşen ısı transferi azalmaktadır. Bu durum çalışılan dört Reynolds sayısında da benzerlik göstermektedir.

Şekilden de görüldüğü üzere, farklı Reynolds sayıları için çizilen eğrilerin eğimi, birbirleri ile oldukça uyumludur. Reynolds 10000 durumunda, diğer tüm Reynolds sayılarına göre, tüm bloklarda maksimum sıcaklık gözlenmiştir. Reynolds sayısı 10000’den 20000 değerine yükseldiğinde tüm blokların sıcaklığı düşüş göstermektedir. Reynolds sayısının artışı ile, blokların hepsinin sıcaklığı azalış göstermekte ve Reynolds sayısı 40000 olduğunda minimum değerine ulaşmaktadır. Fakat Reynolds sayısının 10000’den 20000’e yükselirken, eş bloklar için sıcaklık farkı, Reynolds sayısının artışı ile azalış göstermektedir. Bunun nedeni Reynolds sayısının yükselmesi ile, zorlanmış konveksiyonun etkisinin daha etkin hale gelmesi ve bloklardan gerçekleşen ısı transferini artırarak, blokların yüzey sıcaklığını düşürmesidir.



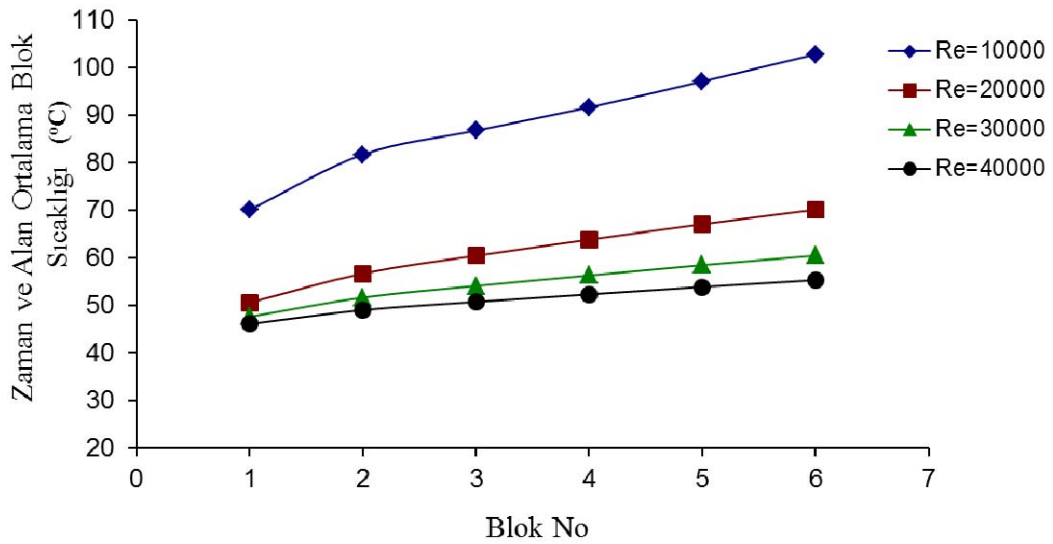
Şekil 8.10. Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 8.11. Isı üretimi $q'''=0,50 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 8.12 ve Şekil 8.13 incelenirse, eğrilerin eğimi ve diziliminin, önceki şekiller ile oldukça uyumlu olduğu söylenebilir. Görüldüğü üzere birinci blokta minimum olan yüzey sıcaklığı, blok numarasına göre artmakta ve ve son üç blokta maksimum değere ulaşmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile blok yüzey sıcaklıkları

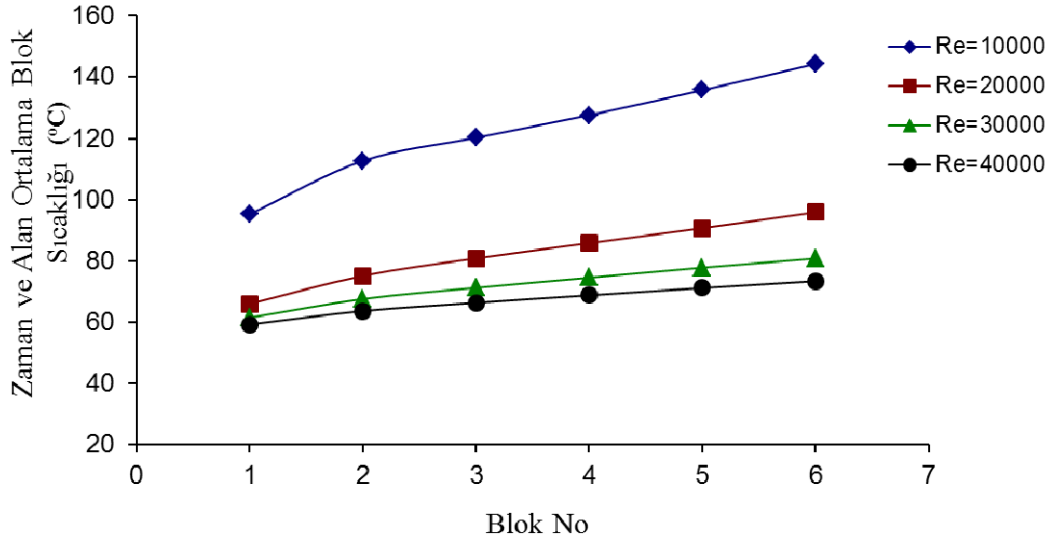
azalmaktadır. Dört şekil birlikte incelenirse, bloklarda üretilen ısının artmasına paralel olarak, tüm Reynolds sayılarında blok yüzey sıcaklıkları da artmaktadır. Sistemde üretilen ısının yükseltilmesinin, blokların yüzey sıcaklığını artırması beklenen bir durumdur. Her dört şekilde de, Reynolds sayısı 10000 için, birinci ve altıncı blok arasındaki sıcaklık farkı maksimum olurken, Reynolds sayısının artması ile bu fark azalmakta ve Reynolds sayısı 40000 için birinci ve altıncı bloklar arasındaki sıcaklık farkı minimum olmaktadır.



Şekil 8.12. Isı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 8.14, ve Şekil 8.15'de, bloklardaki ısı üretimi (q''') $0,25$ ve $1,5 \text{ W/cm}^3$ için, salınım genliği $0,2U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik Reynolds sayıları için birlikte verilmiştir. Şekillerin birbiri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Verilen bir ısı üretimi ve verilen bir Reynolds sayısı için, şekil incelenirse, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri birinci blokta maksimum iken, blok numarasının artışı ile azalmaktadır. Son blokta ise minimum değere ulaşmaktadır. Bu durumun sebebi, minimum blok sıcaklığı birinci blokta oluşurken, son blokta maksimum sıcaklık oluşmasıdır. Dolayısıyla, blok yüzey sıcaklıklarının artması ile

zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı azalmaktadır. Değişik Reynolds sayıları için çizilen eğrilerin hepsinde benzer durum söz konusudur.

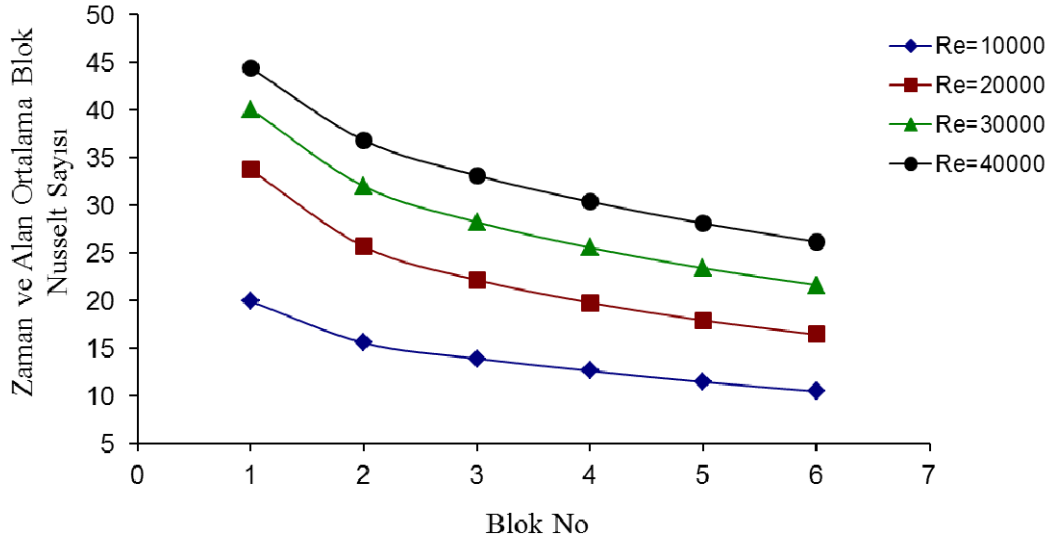


Şekil 8.13. Isı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

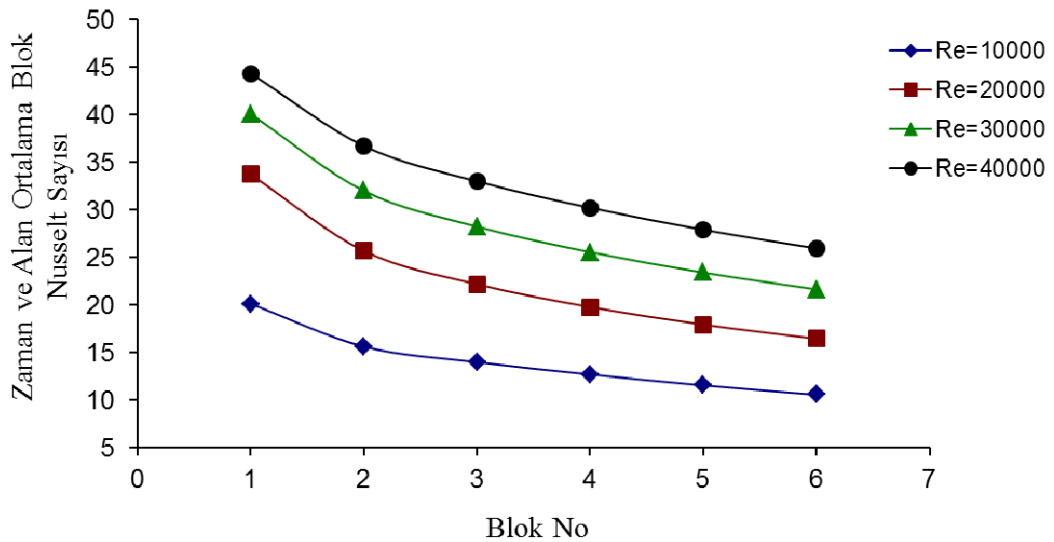
Reynolds sayısı 10000 için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri altı blokta da minimum değerde olurken, Reynolds sayısının artışı ile, bu değerde yükselmekte ve Reynolds sayısı 40000 için maksimum değerine ulaşmaktadır. Reynolds sayısı 10000 ve 40000 durumları için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayıları arasındaki fark, birinci blokta maksimum olurken, bu fark blok numarasına göre azalmakta ve son blokta minimum olmaktadır. Bu durum ilgili bloklarda gerçekleşen sıcaklık farkı ile oldukça uyumludur.

İki şekil birlikte incelenirse, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin etkisi görülmektedir. Isı üretiminin değişmesi ile, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değerinin etkilenmediği görülmektedir. Görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve blok numarası için, ısı üretiminin farklı değerleri için, Nusselt sayısının değeri neredeyse aynıdır. Bunun sebebi, daha öncede belirtildiği gibi, bloklarda üretilen ısının artması ile, blok yüzey sıcaklığının artması ve aynı zamanda bloklardan havaya gerçekleşen ısı akısının artmasıdır. Dolayısıyla, Nusselt sayısı

hesaplanırken, bu iki değerin paralel değişmesi sonucu, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değerindeki değişim minimum olmaktadır.



Şekil 8.14. Isı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 8.15. Isı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,2U_0$, salınım frekansı 1 Hz ve farklı Reynolds sayıları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

8.4. Isı Üretiminin Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

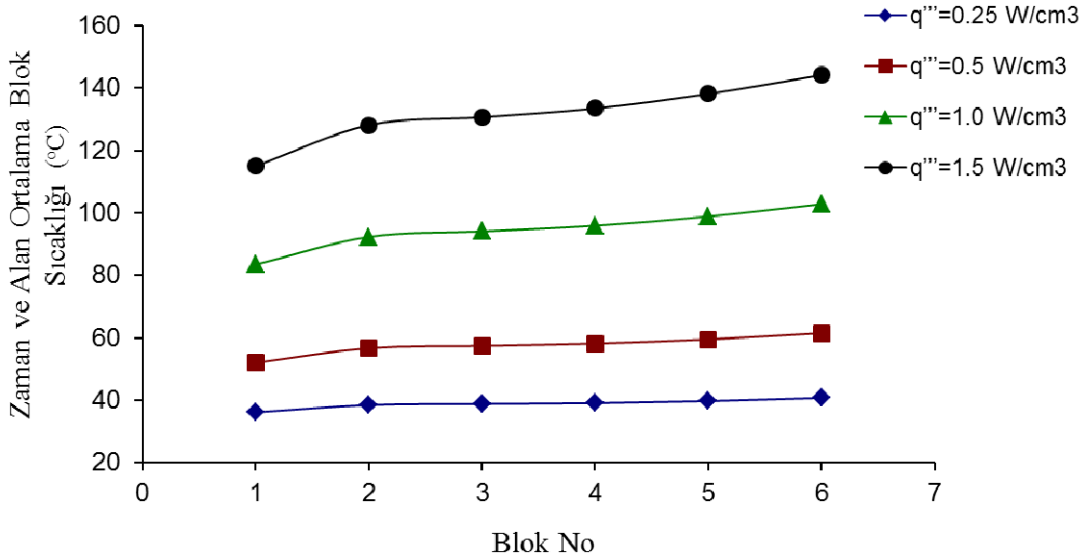
Bu bölümde, türbülanslı akış şartları için, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin akış yapısına ve ısı transferine etkisini analiz etmek için, seçilen sonuçlar blok sıcaklığı ve Nusselt sayısı cinsinden irdelenmiştir.

Şekil 8.16, Şekil 8.17, Şekil 8.18 ve Şekil 8.19'da sırasıyla, Reynolds sayısı 10000, 20000, 30000 ve 40000 için, salınım genliği $0,6U_0$ ve salınım frekansı 2 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Şekiller incelendiğinde tüm Reynolds sayılarında, bloklarda gerçekleşen ısı üretimi $q'''=0,25 \text{ W/cm}^3$ ve $q'''=0,5 \text{ W/cm}^3$ için, tüm blokların yüzey sıcaklıklarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Isı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ ve $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda ise, ilk bloğun yüzey sıcaklığı minimum iken, blok numarasına göre artış göstermekte ve son blokta maksimum değerine ulaşmaktadır. Özellikle, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda ilk blok ile son blok arasındaki sıcaklık farkı maksimumdur.

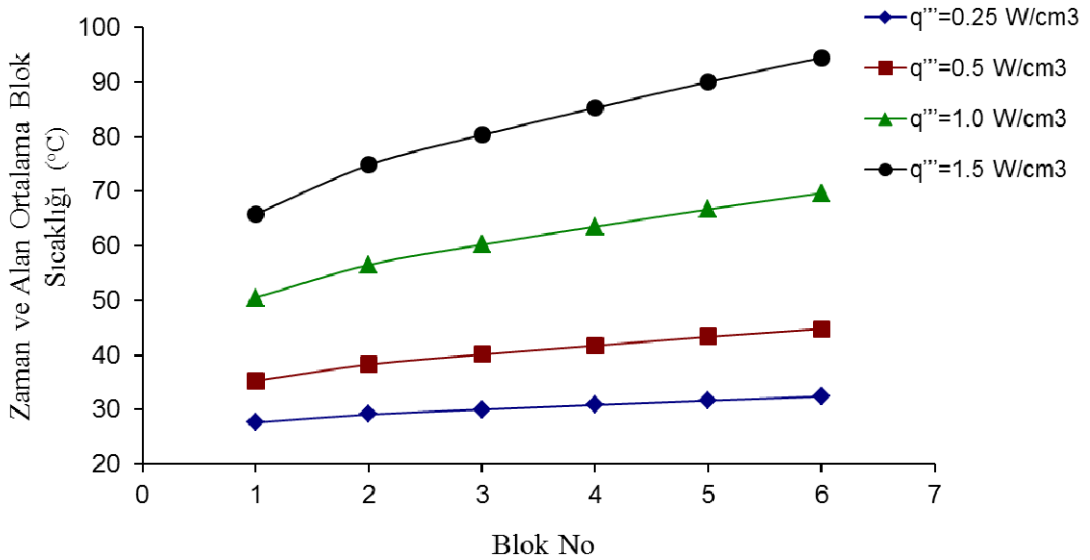
Dolayısıyla ısı üretim değeri arttıkça, ilk blok ile son blok arasındaki fark artmaktadır. Bunun sebebi, küçük ısı üretim değerlerinde, kanal içersindeki hava blokları soğutmak için yeterli olurken, bloklardan gerçekleşen ısı üretimi artınca havanın soğutma etkisi yetersiz kalmakta ve ilk bloktan maksimum ısı transferi gerçekleştirirken, son bloktan gerçekleşen ısı transferinin minimum olmasıdır. Ayrıca bloklardan gerçekleşen ısı üretiminin artması ile, sabit blok numarası için, blok yüzey sıcaklığı artmaktadır. Bu artış tüm blok numaraları ve tüm Reynolds sayıları için benzer bir yapıdadır.

Dört şekil birlikte incelenirse, Reynolds sayısının artışı ile, blok yüzeylerinin sıcaklığı, tüm bloklarda azalış göstermektedir. Bu olay kanal içersindeki havanın hızının artmasından dolayı, konveksiyonla ısı transferinin artışından kaynaklanmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artmasına paralel olarak, minimum ve maksimum ısı üretimleri için çizilen eğriler birbirine yaklaşmaktadır. Bu olay yine,

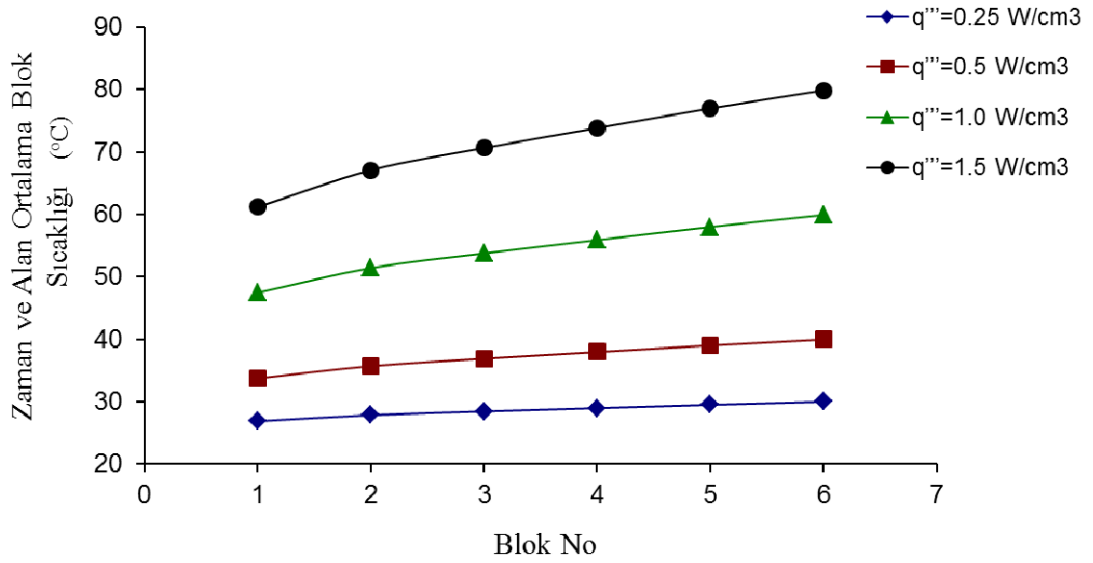
soğutucu havanın hızının artmasından dolayı, konveksiyonla ısı transferinin artışından kaynaklanmaktadır.



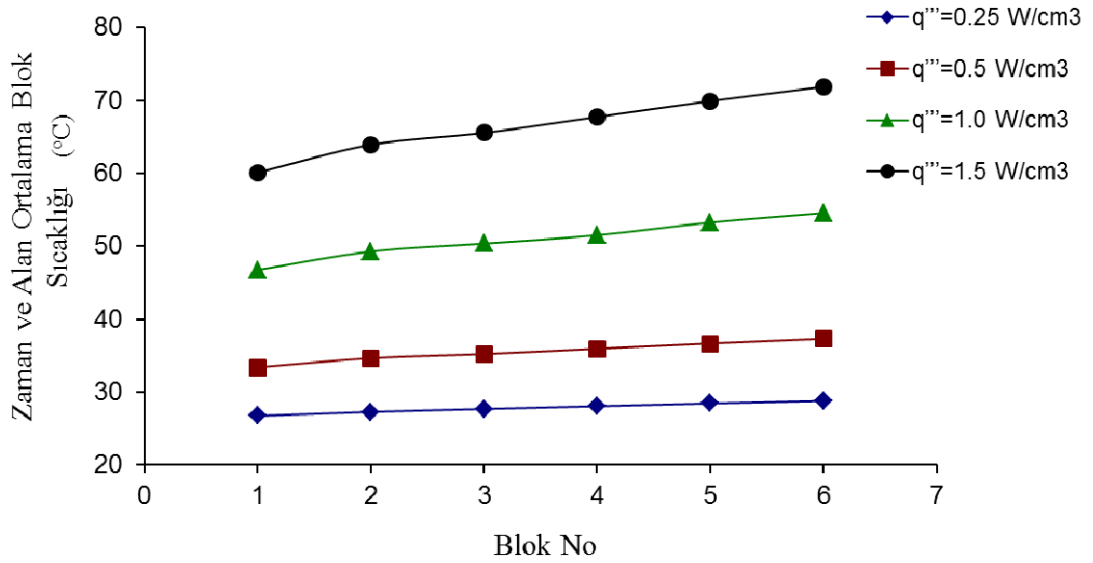
Şekil 8.16. Reynolds sayısı 10000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 8.17. Reynolds sayısı 20000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 8.18. Reynolds sayısı 30000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

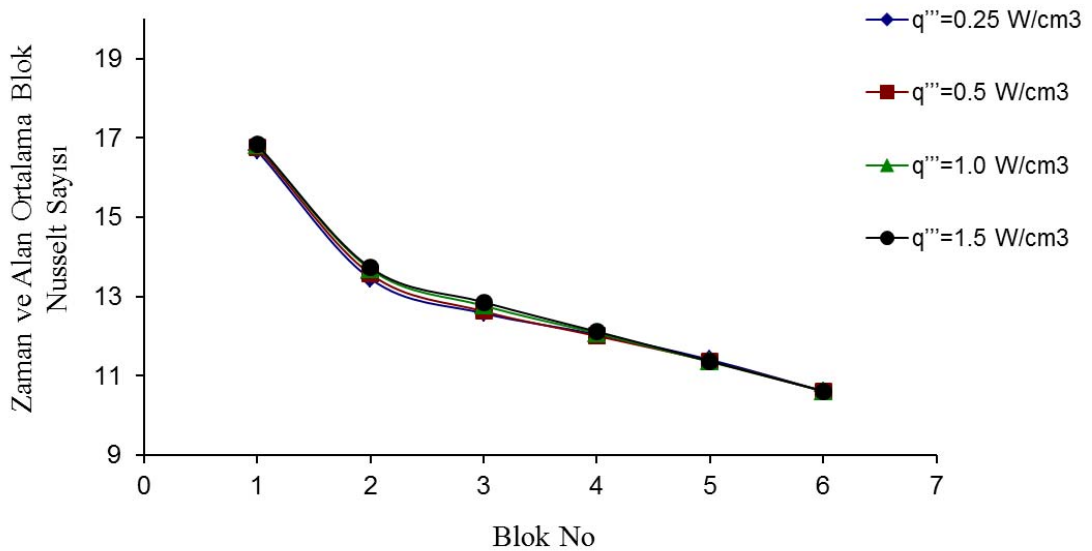


Şekil 8.19. Reynolds sayısı 40000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 8.20'de, Reynolds sayısı 10000 için, salınım genliği $0,6U_0$ ve salınım frekansı 2 Hz olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik blok ısı üretimleri için birlikte verilmiştir. Şekillerden de

görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve sabit ısı üretimi için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değeri birinci blokta maksimum iken, blok numarasının artışına göre azalış göstermekte ve son blokta minimum olmaktadır.

Sabit Reynolds sayısı ve sabit blok numarası için, değişik ısı üretimlerinde ki durumlar incelenirse, ısı üretiminin değişiminin, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değerini fazla etkilemediği görülmüştür. Şekilden de görüldüğü üzere sabit Reynolds sayısı için çizilen farklı ısı üretim eğrileri birbirleri ile hemen hemen çakışmıştır. Bu durum tüm bloklar ve tüm Reynolds sayıları için geçerlidir. Bu durumun sebebi daha önceden de belirtildiği üzere, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin atması ile, blok yüzey sıcaklığının artışına, eş olarak blok yüzeyinden gerçekleşen ısı akısının da artışıdır. Bu iki değer birlikte yükselmesi veya azalması, Nusselt sayısının değerinin değişiminin minimum olmasına sebep olmaktadır.



Şekil 8.20. Reynolds sayısı 10000, salınım genliği $0,6U_0$, salınım frekansı 2 Hz ve farklı ısı üretimleri için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının değişimi.

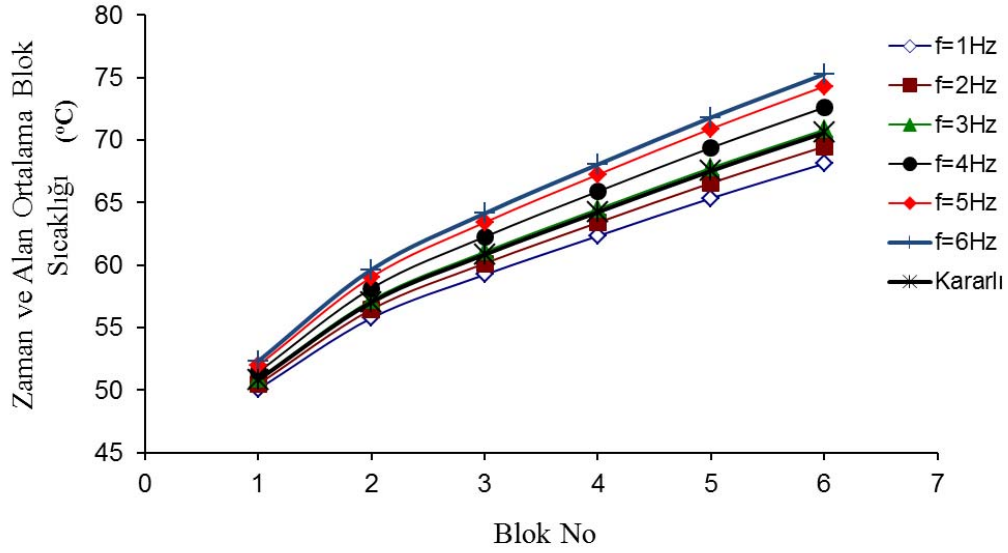
8.5. Salınım Frekansının Blok Sıcaklığı ve Nusselt Sayısına Etkisinin Analizi

Türbülanslı akış koşullarında, salınım frekansının akış ve ısı transferine etkisini analiz edebilmek için, bütün Reynolds sayılarında ve ısı üretim değerlerinde $f=1, 2, 3, 4, 5$ ve 6 Hz için simülasyonlar yapılmıştır. Ancak, bu bölümde sadece seçilmiş simülasyon sonuçları kullanılarak frekansın etkisi analiz edilmiştir.

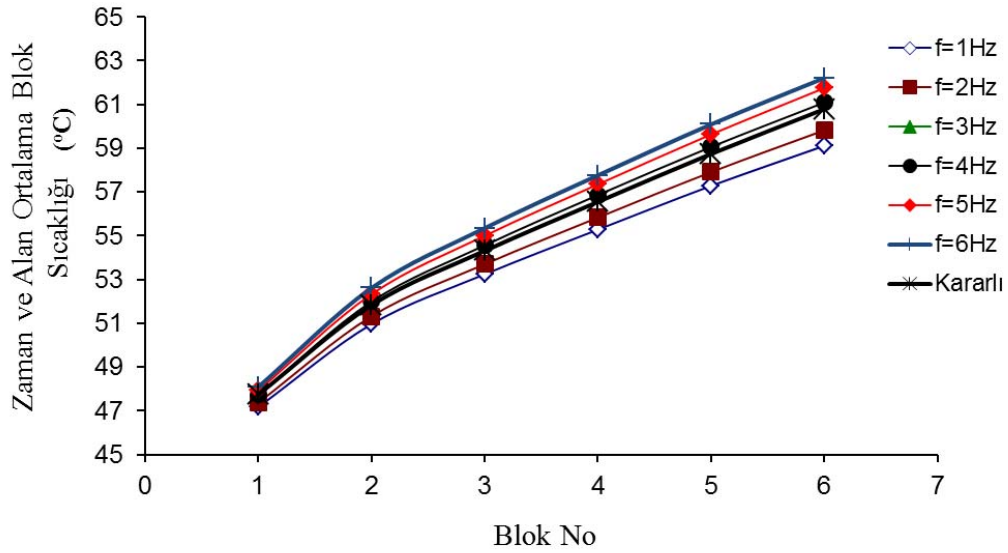
Şekil 8.21, Şekil 8.22 ve Şekil 8.23’de sırasıyla, Reynolds sayısı 20000, 30000 ve 40000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=1,0$ W/cm³ ve salınım genliği $0,8U_0$ olduğunda, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Şekiller incelendiğinde dört şekilde birbiri ile benzer olduğu görülmektedir.

Şekil 8.21 ve Şekil 8.22 birlikte incelenirse, sabit salınım frekansı için, ilk bloğun yüzey sıcaklığının minimum olduğu ve blok numarasının artışı ile artış gösterdiği görülmektedir. Bu artış, yaklaşık olarak lineer artan bir eğri oluşturmaktadır. Tüm frekanslar ve kararlı rejim için bu durum benzerlik göstermektedir. Kararlı durum için çizilen eğri, diğer eğrilerin arasında yer almaktadır. Salınım frekansı 1 Hz için blok yüzey sıcaklıkları, minimum olurken, frekansın artması ile blok yüzey sıcaklığı artış göstermekte ve frekansın 6 Hz olması ile blok yüzey sıcaklıkları maksimum değere ulaşmaktadır. Kararlı durum için blok sıcaklıkları ise, frekans 3 Hz’deki blok yüzey sıcaklıkları ile hemen hemen çakışıktır. Dolayısıyla, salınım frekansı 3 Hz, Reynolds sayısı 20000 ve 30000 için kritik değerdir.

Bu Reynolds sayılarında salınım frekansının, 3 Hz’den azalması ile blok yüzey sıcaklıkları da azalma eğilimine girmekte, 3 Hz’den artması ile ise blok yüzey sıcaklıkları artış eğilimine girmektedir. Bundan ötürü, diğer parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin, blok yüzey sıcaklıklarında bir miktar değişime sebep olduğu söylenebilir. Bu değişim birinci blokta minimum değerde gerçekleşirken, blok numarası ile artmakta ve son blokta maksimum değere ulaşmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile, farklı frekanslar için çizilen eğriler birbirine yaklaşmaktadır.



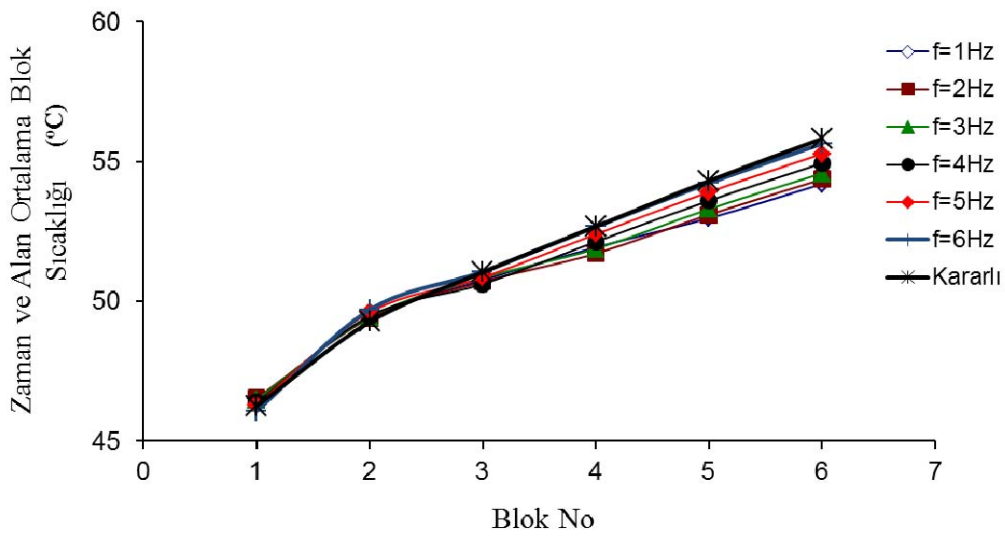
Şekil 8.21. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.



Şekil 8.22. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 8.23'de Reynolds sayısı 40000 için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için

birlikte verilmiştir. Diğer Reynolds sayıları için anlatılan olgular, Reynolds sayısı 40000 için de benzerlik göstermektedir. Fakat burada ilk üç blok için, tüm eğriler ve kararlı rejim eğrisi birbirlerine neredeyse çakışmıştır. Son üç blokta ise, kararlı durumda ki blok yüzey sıcaklıkları, frekans 6 Hz'deki blok yüzey sıcaklıkları ile çakışık olmakla beraber, frekansın azalması ile blok yüzey sıcaklıkları da azalmakta ve frekans 1 Hz'de minimum değerine düşmektedir.

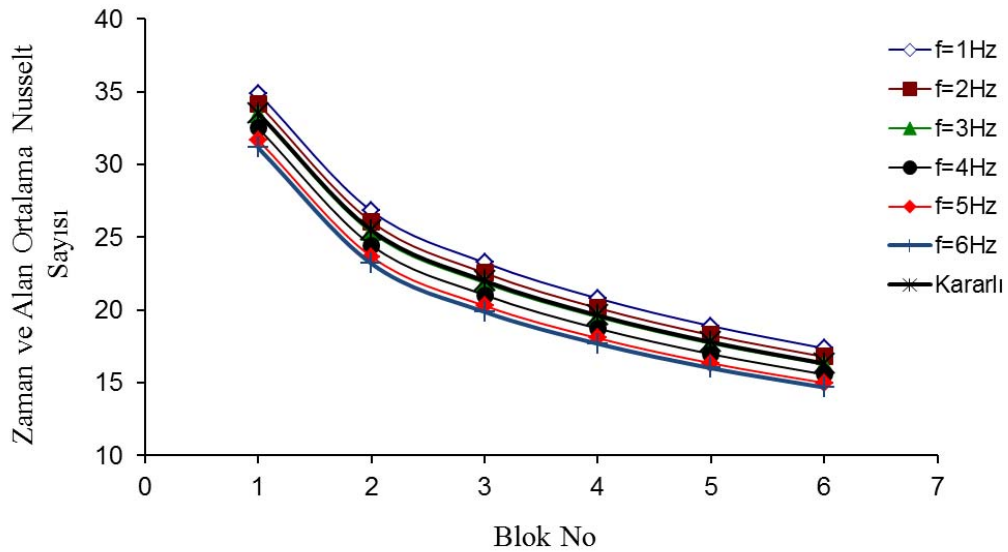


Şekil 8.23. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama blok sıcaklığının değişimi.

Şekil 8.24, Şekil 8.25 ve Şekil 8.26'da sırasıyla, Reynolds sayısı 20000, 30000 ve 40000 için, bloklardaki ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ ve salınım genliği $0,8U_0$ olduğunda, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının, blok numarasına göre değişimi, değişik salınım frekansları ve kararlı durum için birlikte verilmiştir.

Şekillerden de görüldüğü üzere, sabit Reynolds sayısı ve sabit frekans için, birinci blokta zaman ve ortalama blok Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır ve blok numarasına göre azalış göstermektedir. Bu azalış, yaklaşık olarak lineer azalan bir eğri oluşturmaktadır. Tüm frekanslar ve kararlı rejim için bu durum benzerlik göstermektedir. Kararlı durum için çizilen eğri, diğer eğrilerin arasında yer almaktadır. Salınım frekansı 1Hz için zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı,

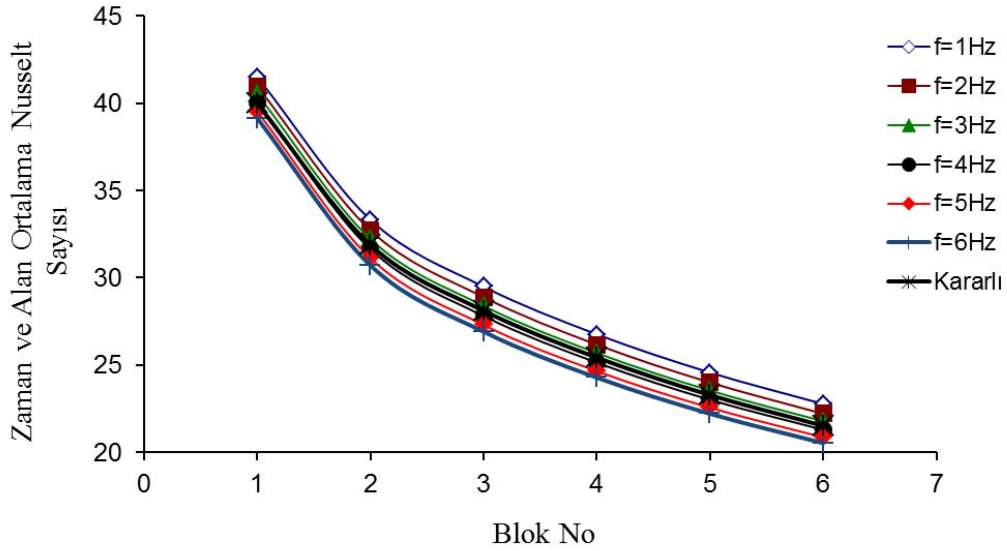
maksimum olurken, frekansın artması ile bu değer azalış göstermekte ve frekansın 6 Hz olması ile zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı minimum değere ulaşmaktadır. Kararlı durum zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı, frekans 3 Hz'deki değer ile hemen hemen çakışıkır. Dolayısıyla, salınım frekansı 3Hz, Reynolds sayısı 20000 ve 30000 için kritik değerdir. Bu durum blok yüzey sıcaklıkları ile de uyum içindedir. Bu Reynolds sayılarında salınım frekansının, 3 Hz'den azalması ile zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı artış eğilimine girmekte, 3 Hz'den artması ile ise zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı azalış eğilimine girmektedir. Bundan ötürü, diğer parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin, blok Nusselt sayılarında bir miktar değişime sebep olduğu söylenebilir.



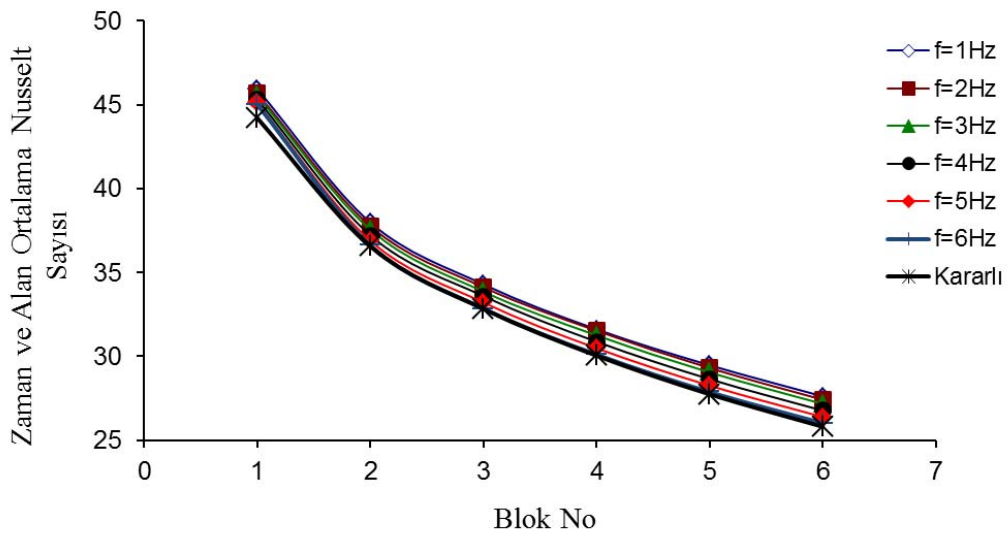
Şekil 8.24. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile, farklı frekanslar için çizilen eğriler birbirine yaklaşma eğilimi göstermekte ve Reynolds sayısı 40000 olduğunda, eğriler arasındaki fark minimuma inmektedir. Fakat Reynolds sayısı 40000 olduğunda, kararlı rejim için çizilen eğri, frekans 6 Hz eğrisi ile çakışıkır. Salınım frekansının 6 Hz'den azalması ile, tüm bloklarda zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı artış göstermektedir. Frekans 1 Hz olduğunda ise maksimum değere ulaşmaktadır.

Dolayısıyla, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, akışın salınım frekansının değişimi ısı transferi üzerinde bir miktar etkilidir.



Şekil 8.25. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.



Şekil 8.26. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, salınım genliği $0,8U_0$ ve farklı salınım frekansları için, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değişimi.

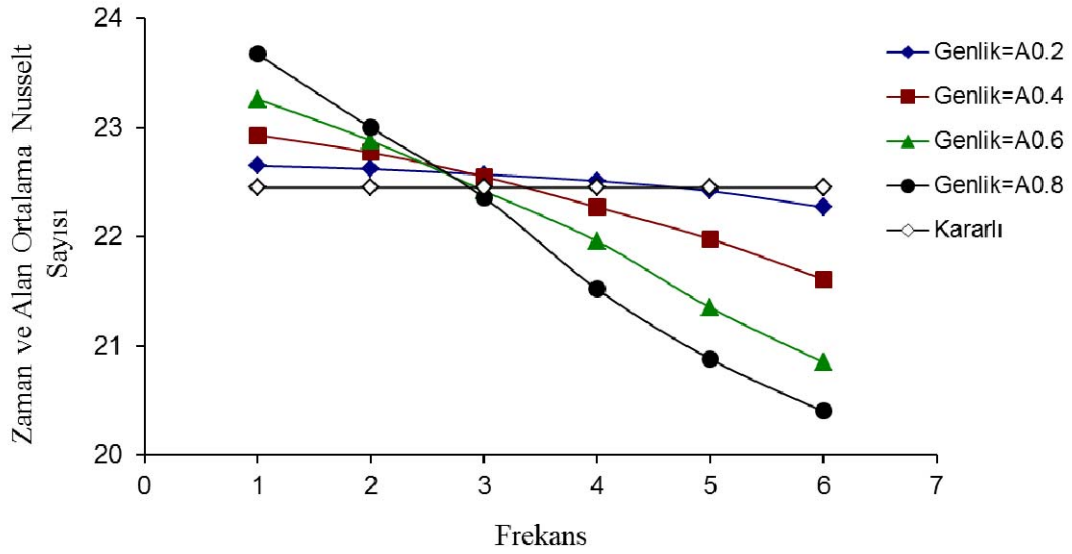
8.6. Zaman ve Alan Ortalama Nusselt Sayısının Analizi

Bu bölümde, türbülanslı akış koşullarında, osilasyonun ısı transferine etkisi, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı aracılığı ile analiz edilmiştir.

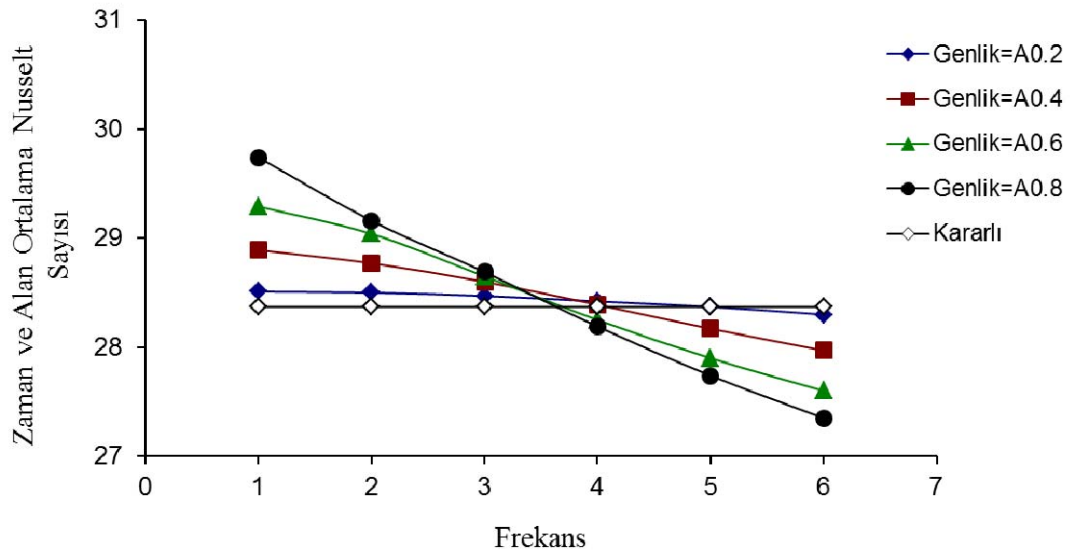
Şekil 8.27, Şekil 8.28 ve Şekil 8.29'da sırasıyla, Reynolds sayısı 20000, 30000 ve 40000 için, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi, değişik salınım genlikleri ve kararlı durum için birlikte verilmiştir. Zaman ve alan ortalama Nusselt sayısı, her blok için elde edilen zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayılarının toplamının, blok sayısına bölümü ile elde edilmiştir.

Şekiller incelendiğinde, farklı genlikler için çizilen eğrilerin birbiri ile uyumlu ve yakın olduğu görülmektedir. Reynolds sayısı 20000 için, farklı genlikler için çizilen eğriler incelendiğinde, genlik $0,2U_0$ olduğunda zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerinin frekansın değişiminden fazla etkilenmediği, tüm frekanslarda yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Diğer genliklerde ise, frekans 1Hz'de zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri maksimum olurken, frekansın artışı ile azalmakta ve frekans 6 Hz'de minimum değerinde olmaktadır. Ayrıca genliğin artışı ile, frekans 1 Hz ile 6 Hz arasında gerçekleşen bu değişim daha belirgin hale gelmektedir.

Reynolds sayısı 20000 için frekans 3 Hz kritik değerdir. Salınım frekansı 3 Hz'den küçük frekanslar için zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, kararlı rejime göre yüksek iken, frekans 3 Hz'den büyük frekanslar için daha düşük değerdedir. Diğer tüm parametreler sabit tutulurken frekans 1 Hz ve 2 Hz'de genliğin artması ile zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, karlı rejime göre yükselirken, frekans 3 Hz olduğunda kararlı rejim ile aynıdır. Frekans 4 Hz, 5 Hz ve 6 Hz'de ise, genliğin artması ile, Nusselt sayısının değeri, karlı rejime göre azalmaktadır.



Şekil 8.27. Reynolds sayısı 20000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.

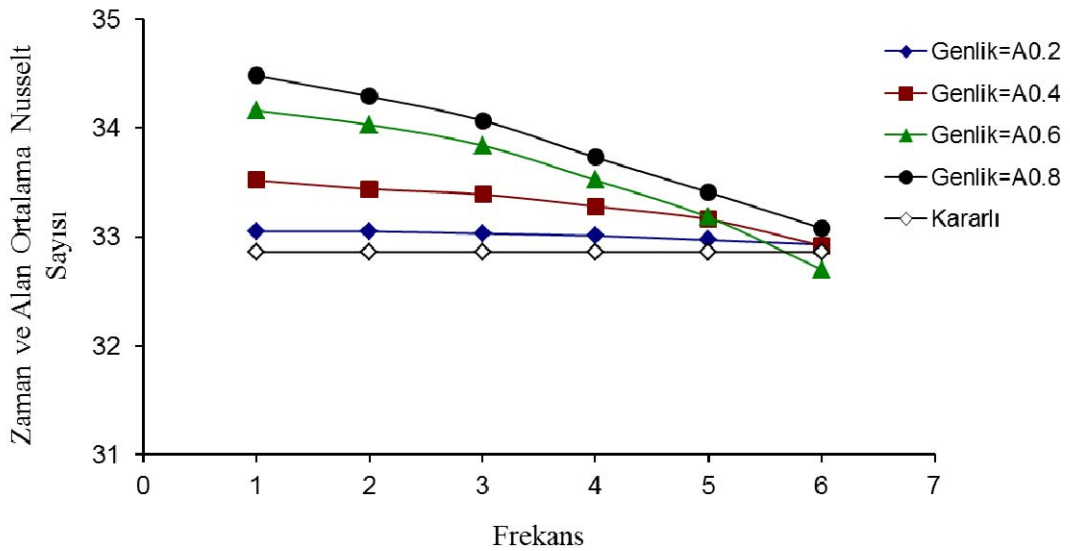


Şekil 8.28. Reynolds sayısı 30000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.

Bu durum Reynolds sayısı 30000 içinde oldukça benzerlik göstermektedir. Fakat burada kritik noktanın yeri, frekans 3 Hz'den 4Hz'e doğru ilerlemektedir. Tüm genliklerde, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, salınım frekansının artmasına paralel olarak, azalmakta frekans 6 Hz'de minimum değerine

ulaşmaktadır. Ayrıca diğer tüm parametreler sabit tutulurken frekans 1 Hz ve 2 Hz'de genliğin artması ile zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, kararlı rejime göre yükselirken, frekans 3 Hz ve 4Hz olduğunda kararlı rejim ile aynıdır. Frekans 5 Hz ve 6 Hz'de ise, genliğin artması ile, Nusselt sayısının değeri, karlı rejime göre azalmaktadır.

Reynolds sayısı 40000 olduğunda ise, kritik noktanın, frekans 6 Hz'de gerçekleştiği görülmüştür. Bu Reynolds sayısında yine benzer olarak, diğer tüm parametreler sabit iken, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri frekans 1 Hz'de maksimum değerdedir. Frekansın artışı ile, bu değer azalmakta ve frekans 6 Hz'de minimum olmaktadır. Ayrıca, yine diğer tüm parametreler sabit tutulurken, ilk 5 frekansta genliğin artması ile zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değeri, kararlı rejime göre yükselirken, frekans 6 Hz olduğunda kararlı rejim ile aynıdır.



Şekil 8.29. Reynolds sayısı 40000, ısı üretimi $q'''=1,5 \text{ W/cm}^3$ ve farklı salınım genlikleri için, tüm blokların zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının, salınım frekansı ile değişimi.

Dolayısıyla türbülanslı akışta, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının artırılması, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerini düşürmektedir. Ayrıca kritik bir frekans değerinin olduğu ve bu kritik frekans noktasının yerinin, Reynolds sayısının artışı ile, artan frekans yönünde ilerlediği

belirlenmiştir. Yine diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım genliğinin artırılması, salınım frekansının değeri kritik noktadan küçük ise, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerini artırmakta, salınım frekansı kritik noktadan büyük değerde ise azaltmaktadır. Kanal girişinde ki havanın salınım genliğinin ve salınım frekansının değiştirilmesinin, kararlı rejime göre ısı transferini hem artırıcı, hem de azaltıcı yönde etkilediği söylenebilir.

8.7. Yerel Nusselt Sayısının Analizi

Bu bölümde, türbülanslı akış koşullarında, osilasyonun ısı transferine etkisi, yerel Nusselt sayısı aracılığı ile analiz edilmiştir. Yerel Nusselt sayısı, blokların sol yan, üst ve sağ yan yüzeyleri için hesaplanmıştır. Yapılan simülasyonlar içinden, seçilmiş simülasyonların sonuçları aşağıda irdelenmiştir.

Şekil 8.30, Şekil 8.31 ve Şekil 8.32’de sırasıyla, Reynolds sayısı 20000 için, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda, salınım genliği $0,8U_0$ için, salınım frekansının 1 Hz, 3 Hz ve 6Hz değerleri için, anlık yerel Nusselt sayılarının, periyodun farklı anları ve kararlı durum için yüzey uzunluğuna göre değişimi görülmektedir. Kanal girişi ile ilk bloğun başlangıç bölgesi arasında, blokların aralarında kalan bölgelerde ve son bloktan sonraki bölge ile kanal çıkışı arasında yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık olarak sıfır değerinde ve zaman periyodunun değişiminden etkilenmemesinden dolayı, şekiller çizilirken ihmal edilmiştir.

Şekiller incelendiğinde, salınım periyodunun tüm anlarında birbirlerine benzer olarak, akışkanın ilk blok ile ilk karşılaştığı AB yüzeyinde yerel Nusselt sayısının değeri belli bir oranda azalmaktadır. İlk bloğun sol üst köşesi olan B noktasında, yerel Nusselt sayısının bir tepe noktası oluşturarak en yüksek değerine ulaştığı ve bloğun üst yüzeyinde akış yönüne doğru azaldığı görülmektedir. Bu azalış, ilk bloğun sağ üst köşesi olan C noktasına kadar devam etmektedir. C noktasından itibaren yerel Nusselt sayısında bir düşüş gözlenmektedir. Bu düşüşten sonra, ufak bir artışa beraber D noktasına kadar yerel Nusselt sayısının değeri değişmemektedir. Kısaca, ilk bloğun üst yüzeyindeki (BC) yerel Nusselt sayısının değerleri, bloğun yan

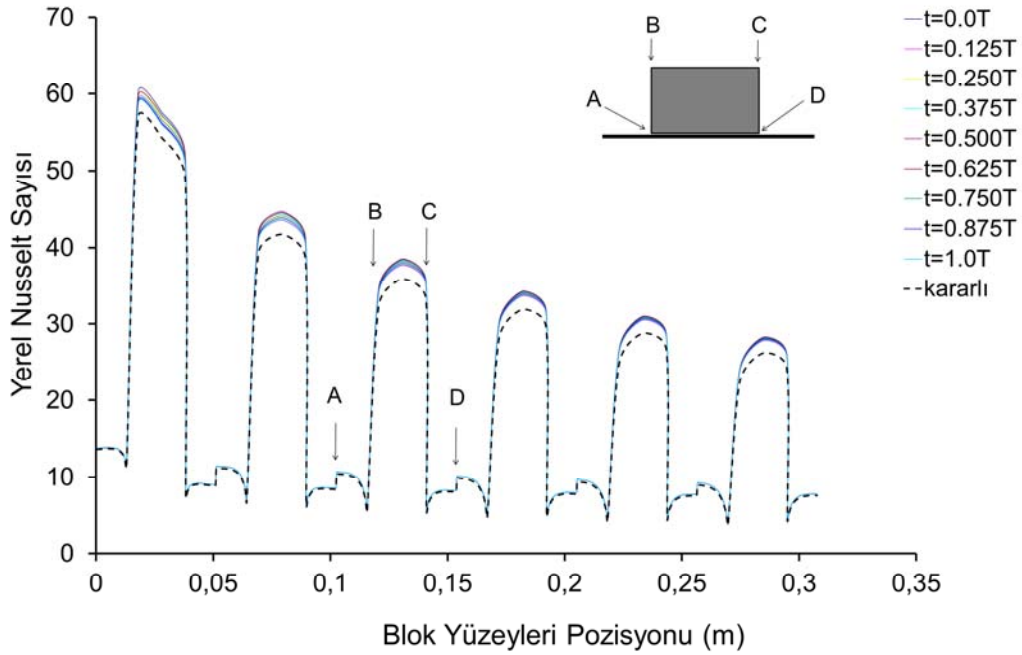
yüzeylerine (AB ve CD) oranla daha yüksek değerlerde olduğu söylenebilir. Bunun nedeni sınır tabakasının bozulması ve yırtılması sonucu blok yüzeyinden akışkana olan ısı transferinin blok üst yüzeylerinde daha etkin olması ile ilişkilidir.

İlk bloğu takiben, ikinci bloğun başlangıcına kadar olan mesafede yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık olarak sıfır değerindedir. Bu bölgenin yalıtılmış olmasından ötürü, herhangi bir ısı transferi gerçekleşmesi söz konusu değildir ve şekil üzerinde gösterilmemiştir. Akışkanın, ikinci bloğun sol alt bölgesine çarpmasını takiben, yerel Nusselt sayısında artış göstermiş, fakat bu artışı takiben ikinci bloğun sol üst köşesine kadar değeri yaklaşık aynı kalmıştır. Bu noktada yerel Nusselt sayısı artış göstermiş, fakat bu değer, birinci bloğun sol üst köşesinde görülen birincil maksimum yerel Nusselt sayısı değerine oranla daha küçük değerdedir. İkinci bloğun üst yüzeyi boyunca yerel Nusselt sayısının değeri önce artarak ikincil tepe noktası oluşturmakta, sonra ise azalarak, ikinci bloğun sağ üst köşesinde yaklaşık olarak B noktasındaki değerine dönmektedir. İkinci bloğun sağ alt köşesine doğru ise, yerel Nusselt sayısı minimum değerine ulaşmaktadır.

İkinci bloğu takip eden diğer bloklarda da, yerel Nusselt sayısının değişimi benzer davranışlar göstermektedir. Burada blokların üst yüzeylerinde, akış yönüne göre sırasıyla, yerel Nusselt sayılarının değerinde üçüncül, dördüncül, beşincil ve altıncı tepe noktaları oluşmaktadır. Bu tepe noktalarının değerleri, blok numaralarına paralel olarak azalış göstermektedir. Son bloktan, kanal çıkışına kadar olan bölgede, yalıtım söz konusu olmasından ötürü, ısı transferi gerçekleşmemekte, dolayısıyla da yerel Nusselt sayısının değeri yaklaşık sıfır olmaktadır, bundan ötürü şekil içerisinde gösterilmemiştir.

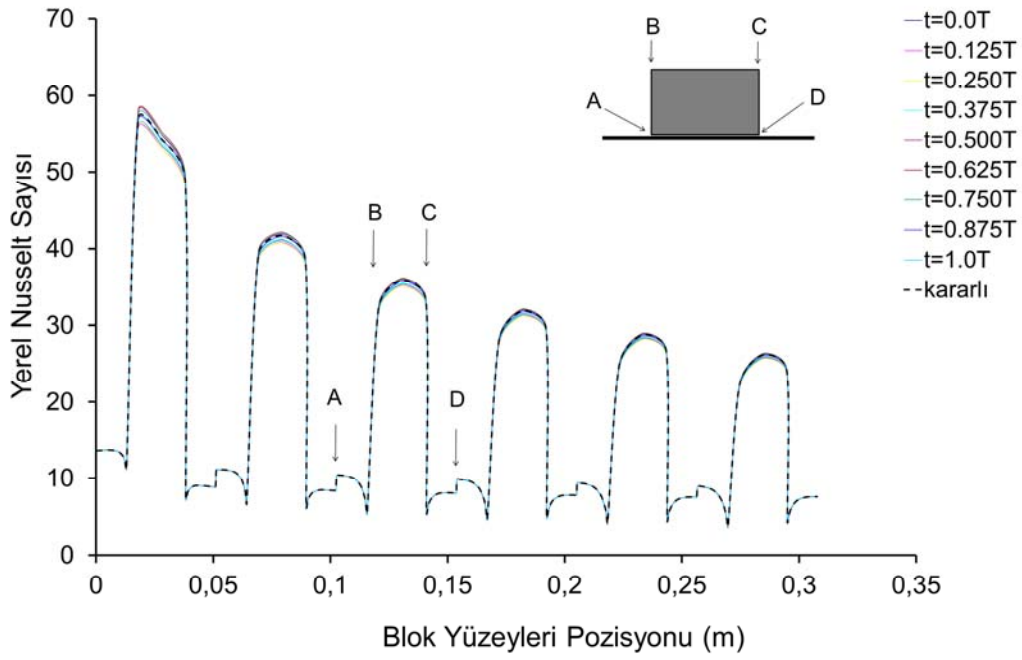
Şekil 8.30 incelendiğinde, yerel Nusselt sayısının yüzey boyunca değişimi periyodun tüm anları için, yukarıda anlatılan duruma benzer bir davranış gösterir. Salınım frekansı 1 Hz için, tüm blokların sağ ve sol yüzeyleri için yerel Nusselt sayısının değerinin, kararlı durumdaki değeri ile çok yakın olduğu ve eğrilerin birbiri ile çakışık olduğu görülmektedir. Blokların üst yüzeylerinde ise, kanal giriş hızındaki osilasyonun etkisi ile, periyodun farklı anları için çizilen yerel Nusselt sayıları

eğrileri birbirlerine çok yakın çıkmakla beraber, kararlı rejim eğrisinden daha yüksekte çıkmıştır. Dolayısıyla, frekans 1 Hz olduğunda, tüm bloklarda, yerel Nusselt sayısının değeri, kararlı rejime göre daha yüksektir.

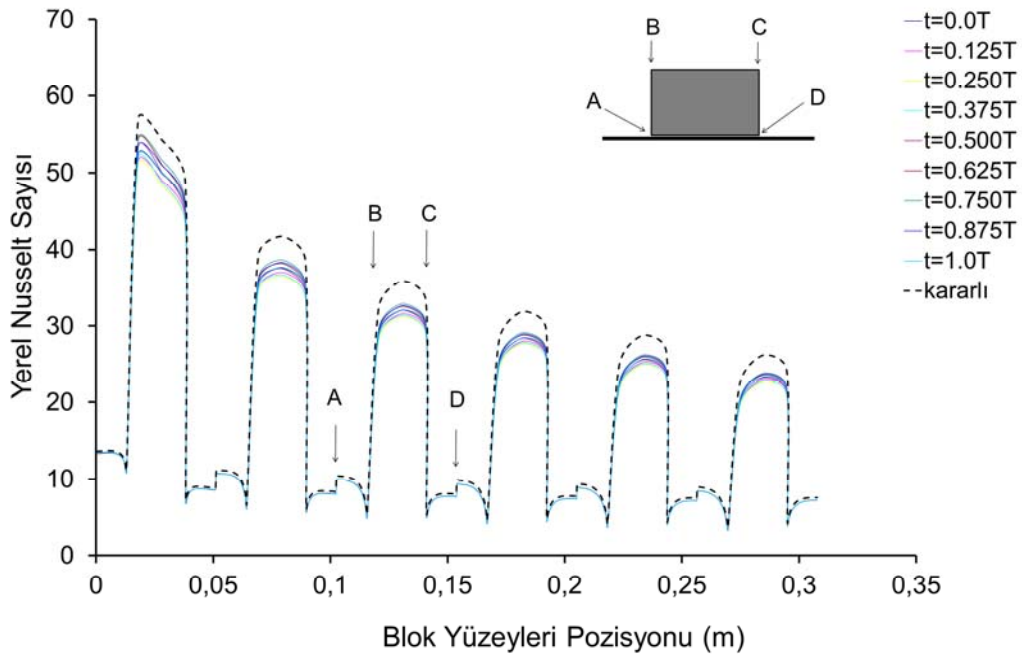


Şekil 8.30. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 1 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Şekil 8.31'de ise diğer tüm parametreler sabit tutularak, salınım frekansı 3 Hz'e artırılmış ve frekansın etkisi incelenmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, genel olarak frekans 1 Hz'deki duruma çok benzer bir yapı söz konusudur. Fakat burada tüm eğriler ve kararlı rejim eğrisi birbirine çok yakın ve neredeyse çakışmıştır. Bunun nedeni daha öncede belirtildiği üzere, Reynolds 20000 için, kritik frekans olan 3 Hz'de, osilasyonun ısı transferi üzerinde etkisi minimum olmasıdır. Şekil 8.32'de ise frekans daha da artırılarak, frekans 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayılarının, periyodun farklı anları ve kararlı durum için yüzey uzunluğuna göre değişimi çizilmiştir. Şekil incelendiğinde, salınım frekansının artışı ile, periyodun farklı anları için çizilen eğrilerin, kararlı rejim eğrisine nazaran daha aşağıda olduğu görülmektedir. Frekans 6 Hz için, giriş havasındaki osilasyonun, ısı transferini, kararlı rejime göre olumsuz yönde etkilediği söylenebilir.

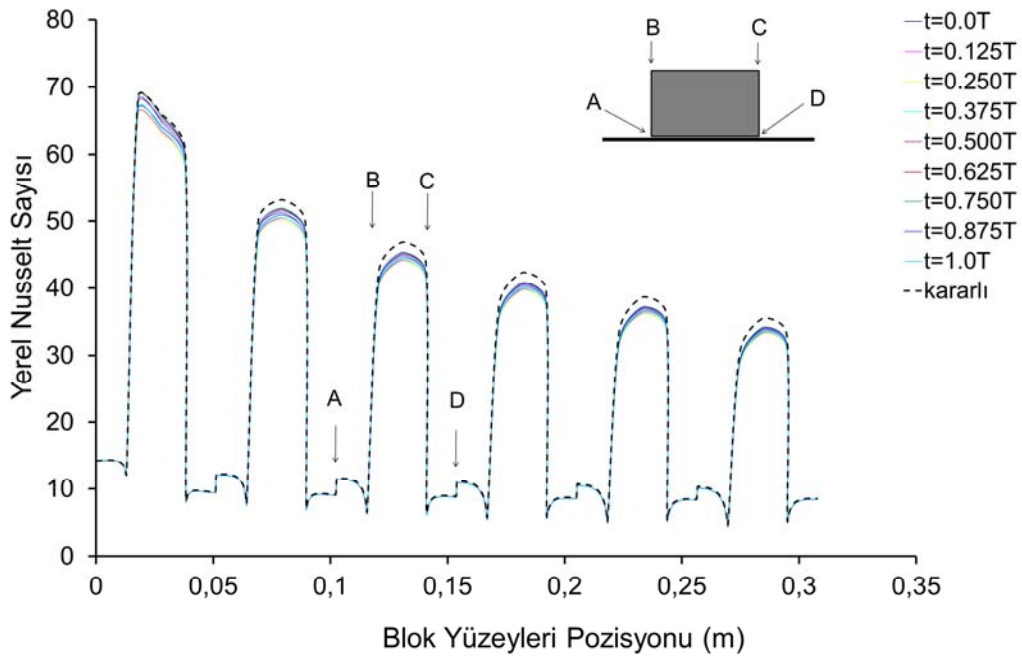


Şekil 8.31. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 3 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

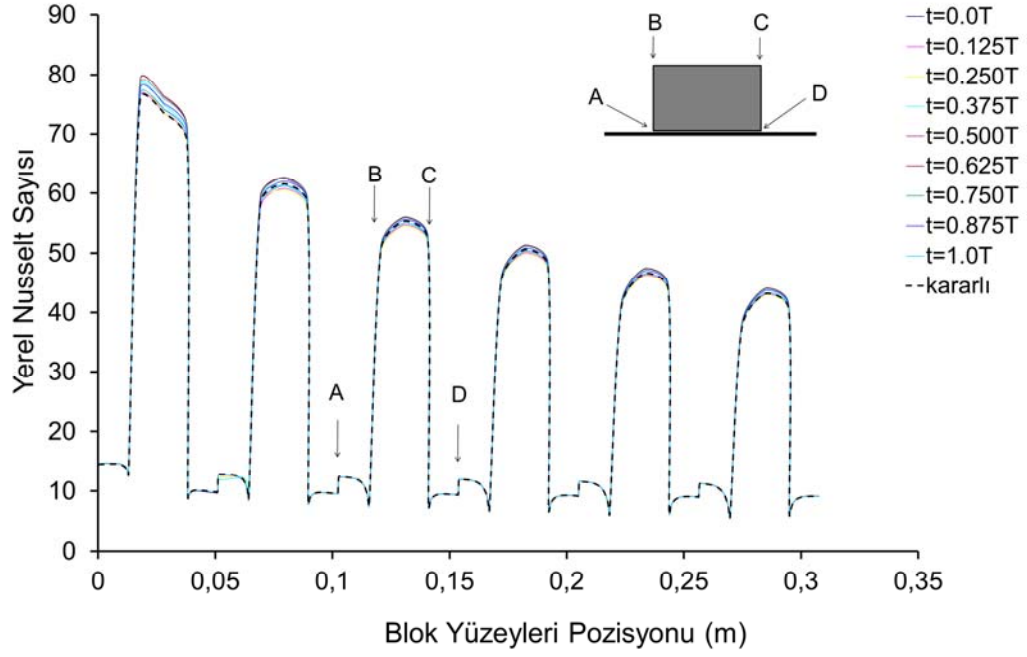


Şekil 8.32. $Re=20000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

Şekil 8.33, ve Şekil 8.34’de sırasıyla, Reynolds sayısı 30000 ve 40000 için, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$ olduğu durumda, salınım genliği $0,8U_0$ için, salınım frekansının 6 Hz deki, anlık yerel Nusselt sayılarının, periyodun farklı anları ve kararlı durum için yüzey uzunluğuna göre değişimi görülmektedir. Görüldüğü üzere salınım frekansı 6 Hz’de sabit tutulurken, Reynolds sayısının artırılması ile, periyodun farklı anları için çizilen eğriler ile, kararlı rejim eğrisinin birbirine yaklaşmaktadır. Reynolds sayısının artışı ile, blok üst yüzeylerinde anlık yerel Nusselt sayısının değerinin arttığı söylenebilir. Bu durum Reynolds sayısının artışı ile, kritik frekans noktasının yerinin frekans artış yönünde ilerlemesi ile ilgilidir.



Şekil 8.33. $Re=30000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.



Şekil 8.34. $Re=40000$, ısı üretimi $q'''=1,0 \text{ W/cm}^3$, genlik $0,8U_0$ ve salınım frekansı 6 Hz için, anlık yerel Nusselt sayısının, yüzey boyunca değişimi.

9. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada elektronik elemanları temsil eden ısı yayan bloklar, yatay bir kanal içine yerleştirilmiştir. Bu blokların (elemanların) daha etkin soğutulması için, akışın kanala giriş hızı sinüzoidal olarak değiştirilmiştir. Bu amaçla, deneysel ve sayısal çalışmalar yapılarak, osilasyonun kanal içindeki ısı transferine ve akış yapısına etkisi incelenmiştir.

Sayısal modelde, ilk olarak problemin geometrisi sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek, problemin diferansiyel denklemleri, bu kontrol hacimlerinde integre edilmiştir ve cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için hybrid metot kullanılmıştır. Zamana bağımlı terimler ise tam implicit metot kullanılarak diskritize edilmiştir. SIMPLE algoritması kullanılarak, FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla, problemimizin denklemleri, çözüm alanı içersindeki hız ve sıcaklık dağılımını belirlemek için, problemin sınır şartları ile birlikte çözülmüştür. Cebirsel denklemlerin çözümü için Gauss-Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır.

Benzer olarak, deneysel model için, bir deney düzeneği kurulmuş ve osilasyonlu akış durumu için deneysel veriler elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal çözümlerin ışığında, kanal içindeki akışın Reynolds Sayısının, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin ve akışkan giriş hızının salınım genliğinin ve frekansının, akış ve ısı transferine etkileri parametrik olarak incelenmiştir.

Hem laminer hem de türbülanslı durumda, çalışılan tüm parametreler için, blok yüzey sıcaklığı birinci blokta en küçük değerde iken, blok numarasının artışına göre artmakta ve son blokta en yüksek değere ulaşmaktadır. Benzer olarak, blok Nusselt sayısı birinci blokta en büyük değerde iken, blok numarasının artışına göre azalmakta ve son blokta en küçük değere ulaşmaktadır. Birbirini takip eden iki blok için gözlemlenen, hem sıcaklıklar arasındaki fark, hem de Nusselt sayısının değerleri arasındaki fark, akış yönünde ilerledikçe azalmaktadır.

Hem laminer hem de türbülanslı durumda, diğer tüm parametreler sabit iken, Reynolds sayısının artması ile, kanal boyunca tüm bloklarda yüzey sıcaklığı azalmakta Nusselt sayısı ise artmaktadır. Benzer olarak, diğer tüm parametreler sabit iken, bloklarda üretilen ısının artması ile, blok yüzey sıcaklıkları artmakta, Nusselt sayısının değeri ise bu artıştan etkilenmemektedir.

Hem laminer hem de türbülanslı durumda, periyodun bütün anlarında kanal boyunca farklı kesitlerde, hız profilinin (hızın şiddeti) farklı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi kanal girişinde hız profilinin zamanla periyodik olarak değişmesi, dolayısıyla akışın bu şekilde kendini yeniliyor olmasıdır.

Hem laminer hem de türbülanslı durumda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, Reynolds sayısının artması ile, kanal içerisindeki hız vektör dağılımının genel profili fazla değişmemekte, ancak hız vektörlerinin şiddeti artmakta ve çizilen hız vektörleri büyümektedir.

Laminer durumda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesi durumunda, hız vektörlerinin dağılımları frekans 1Hz, 2Hz ve 4Hz olduğunda genel yapı olarak farklılık gösterirken, frekans 4Hz, 5Hz ve 6Hz için bu farklılık azalmaktadır.

Türbülanslı durumda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının değişmesi ile, bir periyodun tamamlanma süresinin değişmekte ve dolayısıyla kanal içerisinde oluşan hız vektör büyüklükleri farklılık göstermektedir. Dolayısıyla, blokların olduğu yüzeye ulaşan havanın hız vektör büyüklükleri, akışın salınım frekansına göre farklılık göstermektedir.

Laminer durumda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, frekansın artması ile tüm bloklarda sıcaklık azalmakta, Nusselt sayısının değeri ise artmaktadır. Benzer olarak, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım genliğinin artması ile tüm bloklarda sıcaklık azalmaktadır. Fakat bu değişim, frekansın değişiminin etkisi kadar

olmamaktadır. Dolayısıyla genliğin artması ile Nusselt sayısının değeri belirli bir ölçüde artmaktadır.

Türbülanslı durumda, salınım frekansı 1 Hz için blok yüzey sıcaklıkları, minimum olurken, frekansın artması ile blok yüzey sıcaklığı artış göstermekte ve frekansın 6 Hz olması ile blok yüzey sıcaklıkları maksimum değere ulaşmaktadır. Kararlı durum için blok sıcaklıkları ise, frekans 3 Hz'deki blok yüzey sıcaklıkları ile hemen hemen çakışıktır. Dolayısıyla, salınım frekansı 3 Hz, Reynolds sayısı 20000 ve 30000 için kritik değerdir.

Yine benzer olarak, salınım frekansı 1Hz için zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısı, maksimum olurken, frekansın artması ile bu değer azalış göstermekte ve frekansı 6 Hz olduğunda minimum değere ulaşmaktadır. Reynolds 20000 ve 30000 için, zaman ve alan ortalama blok Nusselt sayısının kararlı durumdaki değer ile frekans 3 Hz'deki değeri hemen hemen çakışıktır. Dolayısıyla, salınım frekansı 3Hz, Reynolds sayısı 20000 ve 30000 için kritik değerdir. Diğer parametreler sabit tutulurken, salınım frekansının 3 Hz'den azalması ile zaman ve ortalama blok Nusselt sayısı artış eğilimine girmekte, 3 Hz'den artması ile ise azalış eğilimine girmektedir.

Türbülanslı durumda, diğer tüm parametreler sabit tutulurken, salınım genliğinin artırılması, salınım frekansının değeri kritik noktadan küçük ise, zaman ve alan ortalama Nusselt sayısının değerini artırmakta, salınım frekansı kritik noktadan büyük değerde ise azaltmaktadır. Dolayısıyla türbülanslı akışta, kanal girişinde ki havanın salınım genliğinin ve salınım frekansının değiştirilmesinin, kararlı rejime göre ısı transferini hem artırıcı, hem de azaltıcı yönde etkilediği söylenebilir.

Sonuç olarak, kanal içindeki akışın Reynolds Sayısının, bloklarda gerçekleşen ısı üretiminin ve akışkan giriş hızının salınım genliğinin ve frekansının, akış ve ısı transferini etkilediği belirlenmiştir.

Öneriler

- Bu çalışmada, akışımız iki boyutlu olarak incelenmiştir, fakat pratikte akış üç boyutlu gerçekleştiğinden dolayı, problemin çözümünün üç boyutlu olarak incelenmesi daha yararlı olacaktır.
- Ayrıca, bu çalışmada problem geometrisi sabit olarak alınmıştır, kanal boyutları, blok boyutları ve blokların farklı diziliş şekilleri için çalışmalar yapılabilir.
- Farklı türbülans modelleri kullanılarak problem irdelenebilir.
- Deneysel çalışma, türbülanslı akış için yapılabilmektedir. Daha hassas deney aletleri kullanılarak, laminar akış içinde deneysel çalışma yapılabilir.
- Ayrıca bu çalışmada ele alınan, salınım genliği ve salınım frekansı aralıkları değiştirilerek, daha yüksek frekans ve genlikler için çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

Akdağ, Ü., Özgüç, A.F., Özdemir, M., “Kontrol Hacmi Yaklaşımıyla Salınlı Akışta Isı Geçişinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi”, *J. of Thermal Science and Technology*, 28(1):23-31(2008).

Akdağ, Ü., Özgüç, A.F., Özdemir, M., “Hareketli Sıvı Kolonunda Isı Geçişinin İncelenmesi”, *İtü dergisi*, 5(2):79-88 (2006).

Bakkas, M., Amahmid, A., Hasnaoui, M., “Numerical Study of Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Channel Provided with Rectangular Blocks Releasing Uniform Heat Flux and Mounted on Its Lower Wall”, *Energy Conversion and Management*, 49:2757–2766 (2008).

Bendat, J.S., Piersol, A.G., “Random Data: Analysis and Measurement Procedures”, *John Wiley and Sons*, New York, (1971).

Cebeci, T., “Convective Heat Transfer, 2nd ed.”, *Horizons Publishing Inc.*, California, (2002).

Chen, Y.M., Wang, K.C., “Experimental Study on the Forced Convective Flow in a Channel with Heated Blocks in Tandem”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 16:286-298 (1998).

Doğan, A., “Alt ve Üst Yüzeylerine Ayrık Isıtıcılar Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Karışık Konveksiyonla Isı Transferinin İncelenmesi”, *Gazi Üniversitesi*, Doktora tezi, (2003).

Doğan, M., “Laminar Karışık Taşınım Şartlarında Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Kapalı Kanallarda Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi”, *Gazi Üniversitesi*, Doktora tezi, (2007).

Fox, R.W., McDonald, A.T., “Introduction to Fluid Mechanics”, *John Wiley and Sons*, Fourth edition,(1994).

Gül, H., Evin, D., “Titreşim Yapan Borularda Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, 22(3):299-303 (2007).

He, S., Jackson, J.D., “An Experimental Study of Pulsating Turbulent Flow in a Pipe”, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 28(2):309-320 (2009).

Huang, P.C., Chen, Y.J., Tzou, M.C., “Pulsating Convective Cooling across Two Porous-Covering Heated Blocks”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(3-4):932-951 (2009).

Huang, P.C., Yang, C.F., “Analysis of Pulsating Convection from Two Heat Sources Mounted with Porous Blocks”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:6294–6311 (2008).

Holman, J.P., “Experimental Methods for Engineers”, *McGraw-Hill Book Company*, 37-52 (1971).

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., “Introduction to Heat Transfer”, 3rd ed., *John Willey & Sons Inc.*, (1996).

Ji, T.H., Kim, S.Y., Hyun, J.M., “Experiments on Heat Transfer Enhancement from a Heated Square Cylinder in a Pulsating Channel Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:1130–1138 (2008).

Jin, D.X., Lee, Y.P., Lee, D.Y., “Effects of the Pulsating Flow Agitation on the Heat Transfer in a Triangular Grooved Channel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50:3062–3071 (2007).

Kim, S.Y., Kang, B.H., “Forced Convection Heat Transfer from Two Heated Blocks in Pulsating Channel Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(3):625-634 (1998).

Korichi, A., Oufer, L., “Heat Transfer Enhancement in Oscillatory Flow in Channel with Periodically Upper and Lower Walls Mounted Obstacles”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:1003–1012 (2007).

Korichi, A., Oufer, L., Polidori, G., “Heat Transfer Enhancement in Self-Sustained Oscillatory Flow in a Grooved Channel With Oblique Plates”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5-6):1138-1148 (2009).

Laufer, J., “Some Recent Measurements in a Two-Dimensional Turbulent Channel”, *J. Aerosp. Sci.*, 17:277-287 (1950).

Leong, K.C., Jin, L.W., “Characteristics of Oscillating Flow Through a Channel Filled with Open-Cell Metal Foam”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27: 144–15 (2006).

Moon, J.W., Kim, S.Y., Cho, H.H., “Frequency-Dependent Heat Transfer Enhancement from Rectangular Heated Block Array in a Pulsating Channel flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:4904–4913 (2005).

Özsunar, A., “Yatay ve eğimli kanallarda laminar akışta karışık konveksiyon ile ısı transferinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi”, *Gazi Üniversitesi*, Doktora tezi, (1999).

Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *McGraw-Hill Book Company*, New York, (1980).

Perng, S.W., Wu, H.W., “Numerical Investigation of Mixed Convective Heat Transfer for Unsteady Turbulent Flow over Heated Blocks in a Horizontal Channel”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47:620–632 (2008).

Ryu, D.N., Choi, D.H., Patel, V.C., “Analysis of Turbulent Flow in Channels Roughened by Two-dimensional Ribs and Three-dimensional Blocks. Part II: Heat Transfer”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:1112–1124 (2007).

Sara, O.N., Pakdemir, T., Yapici, S., Yılmaz, M., “Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow with Perforated Rectangular Blocks”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22:509–518 (2001).

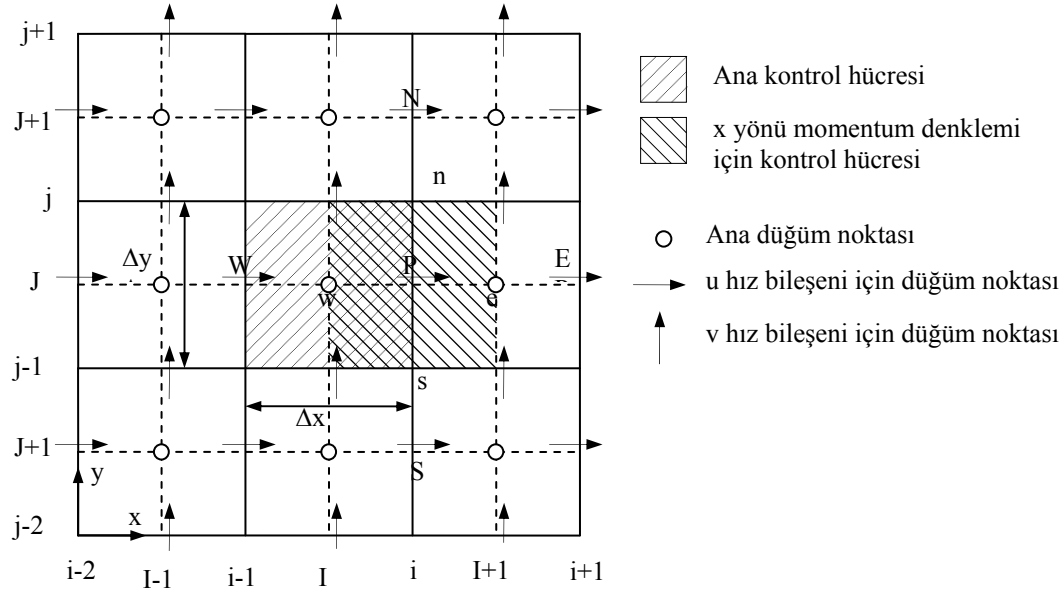
Turkoglu, H., “Transport Processes in Gas-Injected Liquid Baths”, *Drexel University*, Phd. Thesis, Philadelphia, (1990).

Versteeg, H.K., Malalasekera, W., “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”, *Pearson Education Limited*, (1995).

Wang, X.L., Zhao, M.G., Cai, J.H., Liang J.T., Zhou Y., “Experimental Analysis of the Oscillating Flow Characteristics for High Frequency Regenerators”, *Proceedings of the Twentieth International Cryogenic Engineering Conference (ICEC 20)*, Beijing, China, (2005).

EKLER

x-YÖNÜ MOMENTUM (u) DENKLEMİNİN AYRIKLAŞTIRILMASI



x-yönü Momentum denklemini:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + S$$

$$S = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right)$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} \right] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + S \right] dt dV$$

Ayrıklaştırma işlemlerinde implicit metot kullanıldığı kabul edilmiştir. Terimler birer birer ayrıklaştırılırsa;

1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} \right] dt dV = \frac{(\rho u - \rho^0 u^0)}{\partial t} \delta x \delta y \delta t = (\rho_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j}^0 u_{i,j}^0) \Delta V$$

2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} \right] dt dV = \frac{(\rho v u)_n - (\rho v u)_s}{\delta y} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{i,j} v_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j-1} v_{i,j-1} u_{i,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t$$

3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} \right] dt dV = \frac{(\rho u u)_e - (\rho u u)_w}{\delta x} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{l+1,j} u_{l+1,j} u_{l+1,j} - \rho_{l,j} u_{l,j} u_{l,j}}{\delta x} \Delta V \delta t$$

4. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y})_n - (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y})_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\mu_{eff_{i,j}} (u_{i,j+1} - u_{i,j})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}} (u_{i,j} - u_{i,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t$$

5. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x})_e - (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x})_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{I+1,J}}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP}}}{\delta x}} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dt dV$$

6.1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial x} \right] dt dV = \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) \Delta V \delta t$$

6.2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})_n - (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{i,j}}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x}}{\delta y} \right] \Delta V \delta t$$

6.3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x})_e - (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x})_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{I+1,J}}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP}}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] dt dV$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff_{i,j}}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff_{I+1,J}}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \right\} \Delta V \delta t$$

Bütün terimler bir arada yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + S$$

$$S = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j}^0 u_{i,j}^0) \Delta V + \frac{\rho_{i,j} v_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j-1} v_{i,j-1} u_{i,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t + \frac{\rho_{I+1,J} u_{I+1,J} u_{I+1,J} - \rho_{I,J} u_{I,J} u_{I,J}}{\delta x} \Delta V \delta t \\ & = \left[\frac{\mu_{eff_{i,j}}(u_{i,j+1} - u_{i,j})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}(u_{i,j} - u_{i,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t + \left[\frac{\mu_{eff_{I+1,J}}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \Delta V \delta t \\ & + \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff_{i,j}}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff_{I+1,J}}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \right\} \Delta V \delta t \end{aligned}$$

Bütün terimler δt ile bölünürse;

$$\begin{aligned}
& (\rho_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j}^0 u_{i,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + \frac{\rho_{i,j} v_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j-1} v_{i,j-1} u_{i,j-1}}{\delta y} \Delta V + \frac{\rho_{I+1,J} u_{I+1,J} u_{I+1,J} - \rho_{I,J} u_{I,J} u_{I,J}}{\delta x} \Delta V \\
&= \frac{\mu_{eff_{i,j}} (u_{i,j+1} - u_{i,j})}{\delta y_{PN} \delta y} \Delta V - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}} (u_{i,j} - u_{i,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \Delta V + \frac{\mu_{eff_{I+1,J}} (u_{I+1,J} - u_{I,J})}{\delta x_{PE} \delta x} \Delta V - \frac{\mu_{eff_{I,J}} (u_{I,J} - u_{I-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \Delta V \\
&+ \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff_{i,j}} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff_{i,j-1}} (v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff_{I+1,J}} (u_{I+1,J} - u_{I,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff_{I,J}} (u_{I,J} - u_{I-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

Katsayılar düzenlenirse;

$$F_n = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} v_{i,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{i,j} v_{i,j} \delta x$$

$$F_s = F_{i,j-1} = \frac{\rho_{i,j-1} v_{i,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{i,j-1} v_{i,j-1} \delta x$$

$$F_e = F_{I+1,J} = \frac{\rho_{I+1,J} u_{I+1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{I+1,J} u_{I+1,J} \delta z$$

$$F_w = F_{I,J} = \frac{\rho_{I,J} u_{I,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{I,J} u_{I,J} \delta z$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff_{i,j}}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,j}}}{\delta y_{PN}} \delta x$$

$$D_s = D_{i,j-1} = \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,j-1}}}{\delta y_{SP}} \delta x$$

$$D_e = D_{I+1,J} = \frac{\mu_{eff_{I+1,J}}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I+1,J}}}{\delta x_{PE}} \delta y$$

$$D_w = D_{I,J} = \frac{\mu_{eff_{I,J}}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,J}}}{\delta x_{WP}} \delta y$$

$$b = \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\,i,j}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff\,i,j-1}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\,I+1,J}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff\,I,J}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\} \Delta V$$

$$\Delta V = \delta x \delta y$$

Upwind Metodu kullanılırsa;

$$\begin{aligned} F_n u_{i,j} &= u_{i,j} \|F_n, 0\| - u_{i,j+1} \| -F_n, 0\| & F_s u_{i,j-1} &= u_{i,j-1} \|F_s, 0\| - u_{i,j} \| -F_s, 0\| \\ F_e u_{I+1,J} &= u_{i,j} \|F_e, 0\| - u_{i+1,J} \| -F_e, 0\| & F_w u_{I,J} &= u_{i-1,J} \|F_w, 0\| - u_{i,J} \| -F_w, 0\| \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{i,j} u_{i,j} - \rho_{i,j}^0 u_{i,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + u_{i,j} \|F_n, 0\| - u_{i,j+1} \| -F_n, 0\| - u_{i,j-1} \|F_s, 0\| + u_{i,j} \| -F_s, 0\| + u_{i,j} \|F_e, 0\| - u_{i+1,J} \| -F_e, 0\| - u_{i-1,J} \|F_w, 0\| + u_{i,j} \| -F_w, 0\| \\ &= D_n(u_{i,j+1} - u_{i,j}) - D_s(u_{i,j} - u_{i-1,J}) + D_e(u_{i+1,J} - u_{i,j}) - D_w(u_{i,j} - u_{i-1,J}) \\ &+ \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\,i,j}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff\,i,j-1}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\,I+1,J}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff\,I,J}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\} \Delta V \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \rho_{i,j} u_{i,j} \frac{\Delta V}{\delta t} + u_{i,j} \|F_n, 0\| + u_{i,j} \| -F_s, 0\| + u_{i,j} \|F_e, 0\| + u_{i,j} \| -F_w, 0\| + D_n u_{i,j} + D_s u_{i,j} + D_e u_{i,j} + D_w u_{i,j} \\ &= u_{i,j+1} (D_n + \| -F_n, 0\|) + u_{i,j-1} (D_s + \|F_s, 0\|) + u_{i+1,J} (D_e + \| -F_e, 0\|) + u_{i-1,J} (D_w + \|F_w, 0\|) + \rho_{i,j}^0 u_{i,j}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \\ &+ \left\{ \left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\,i,j}(v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff\,i,j-1}(v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\,I+1,J}(u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff\,I,J}(u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\} \Delta V \end{aligned}$$

Temel cebirsel denklemi olarak yazılırsa

$$a_{i,J}u_{i,J} = a_{i,J+1}u_{i,J+1} + a_{i,J-1}u_{i,J-1} + a_{i+1,J}u_{i+1,J} + a_{i-1,J}u_{i-1,J} + a_{i,J}^0 u_{i,J}^0 + b$$

$$a_{i,J} = \rho_{i,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\|$$

$$a_{i,J+1} = D_n + \|-F_n,0\|$$

$$a_{i,J-1} = D_s + \|F_s,0\|$$

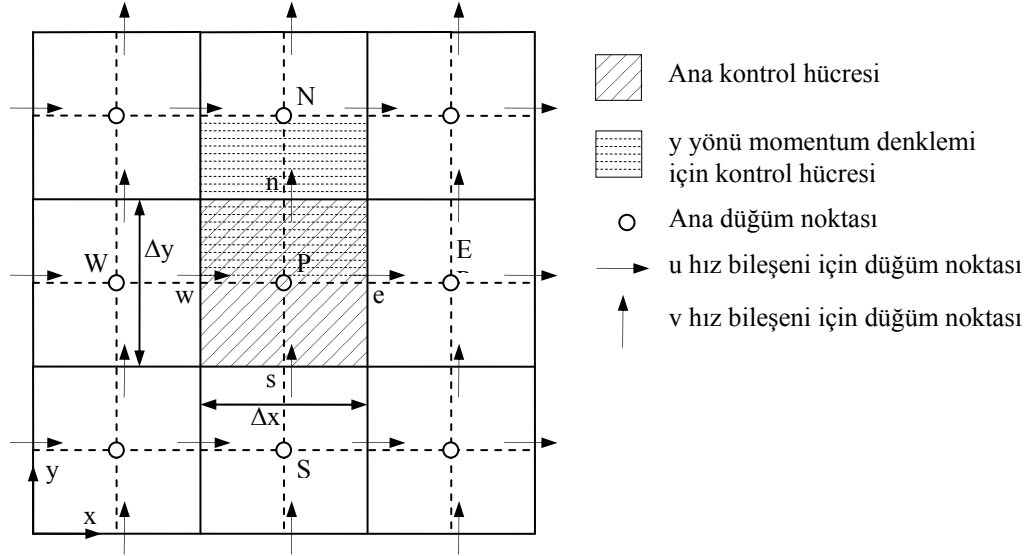
$$a_{i+1,J} = D_e + \|-F_e,0\|$$

$$a_{i-1,J} = D_w + \|F_w,0\|$$

$$a_{i,J}^0 = \rho_{i,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t}$$

$$b = \left\{ \left[\left(-\frac{P_{I+1,J} - P_{I,J}}{\delta x} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x \delta y} - \frac{\mu_{eff\ i,j-1} (v_{I+1,j-1} - v_{I,j-1})}{\delta x \delta y} \right] \right] \Delta V \right. \\ \left. + \left[\frac{\mu_{eff\ I+1,J} (u_{i+1,J} - u_{i,J})}{\delta x_{PE} \delta x} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (u_{i,J} - u_{i-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \right] \right\}$$

y-YÖNÜ MOMENTUM (v) DENKLEMİNİN AYRIKLAŞTIRILMASI



y-yönü Momentum denklemini:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + S$$

$$S = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} \right] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + S \right] dt dV$$

Ayrıklaştırma işlemlerinde implicit metot kullanıldığı kabul edilmiştir. Terimler birer birer ayrıklaştırılırsa;

1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} \right] dt dV = \frac{(\rho v - \rho^0 v^0)}{\Delta t} \delta x \delta y \delta t = (\rho_{I,j} v_{I,j} - \rho_{I,j}^0 v_{I,j}^0) \Delta V$$

2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} \right] dt dV = \frac{(\rho vv)_n - (\rho vv)_s}{\delta y} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{I,J+1} v_{I,J+1} v_{I,J+1} - \rho_{I,J} v_{I,J} v_{I,J}}{\delta y} \Delta V \delta t$$

3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} \right] dt dV = \frac{(\rho uv)_e - (\rho uv)_w}{\delta x} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j} v_{i,j} - \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} v_{i-1,j}}{\delta x} \Delta V \delta t$$

4. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y})_n - (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y})_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\mu_{eff I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t$$

5. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})_e - (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{i,j}} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{i-1,j}} (v_{I,j} - v_{I-1,j})}{\delta x_{WP}}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] dt dV$$

6.1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial y} \right] dt dV = \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) \Delta V \delta t$$

6.2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y})_n - (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y})_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{I,J+1}} (v_{I,J+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff_{I,J}} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP}}}{\delta y} \right] \Delta V \delta t$$

6.3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y})_e - (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y})_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{i,j}} (u_{I,J+1} - u_{I,J})}{\delta y} - \frac{\mu_{eff_{i-1,j}} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] dt dV$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,J+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,J} - v_{I,J-1})}{\delta y_{SP}} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y} \right] \right\} \Delta V \delta t$$

Bütün terimler bir arada yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + S$$

$$S = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,j} v_{I,j} - \rho_{I,j}^0 v_{I,j}^0) \Delta V + \frac{\rho_{I,J+1} v_{I,J+1} v_{I,J+1} - \rho_{I,J} v_{I,J} v_{I,J}}{\delta y} \Delta V \delta t + \frac{\rho_{i,j} u_{i,j} v_{i,j} - \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} v_{i-1,j}}{\delta x} \Delta V \delta t \\
& = \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (v_{I,j} - v_{I-1,j})}{\delta x_{WP}} \right] \Delta V \delta t \\
& + \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta x} \right] \right\} \Delta V \delta t
\end{aligned}$$

Bütün terimler δt ile bölünürse;

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,j} v_{I,j} - \rho_{I,j}^0 v_{I,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + \frac{\rho_{I,J+1} v_{I,J+1} v_{I,J+1} - \rho_{I,J} v_{I,J} v_{I,J}}{\delta y} \Delta V + \frac{\rho_{i,j} u_{i,j} v_{i,j} - \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} v_{i-1,j}}{\delta x} \Delta V \\
& = \frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN} \delta y} \Delta V - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \Delta V + \frac{\mu_{eff\ i,j} (v_{I+1,j} - v_{I,j})}{\delta x_{PE} \delta x} \Delta V - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (v_{I,j} - v_{I-1,j})}{\delta x_{WP} \delta x} \Delta V \\
& + \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

Katsayılar düzenlenirse;

$$F_n = F_{I,J+1} = \frac{\rho_{I,J+1} v_{I,J+1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,J+1} v_{I,J+1} \delta x$$

$$F_s = F_{I,J} = \frac{\rho_{I,J} v_{I,J}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,J} v_{I,J} \delta x$$

$$F_e = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,j} u_{i,j} \delta z$$

$$F_w = F_{i-1,j} = \frac{\rho_{i-1,j} u_{i-1,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} \delta z$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff,I,J+1}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff,I,J+1}}{\delta y_{PN}} \delta x$$

$$D_s = D_{I,J} = \frac{\mu_{eff,I,J}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff,I,J}}{\delta y_{SP}} \delta x$$

$$D_e = D_{i,j} = \frac{\mu_{eff,i,j}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff,i,j}}{\delta x_{PE}} \delta y$$

$$D_w = D_{i-1,j} = \frac{\mu_{eff,i-1,j}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff,i-1,j}}{\delta x_{WP}} \delta y$$

$$b = \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff,I,J+1} (v_{I,J+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff,I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff,i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff,i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \right\} \Delta V$$

$$\Delta V = \delta x \delta y$$

Upwind Metodu kullanılırsa;

$$F_n v_{I,J+1} = v_{I,j} \|F_n, 0\| - v_{I,j+1} \| -F_n, 0\|$$

$$F_s v_{I,J} = v_{I,j-1} \|F_s, 0\| - v_{I,j} \| -F_s, 0\|$$

$$F_e v_{i,j} = v_{I,j} \|F_e, 0\| - v_{I+1,j} \| -F_e, 0\|$$

$$F_w v_{i-1,j} = v_{I-1,j} \|F_w, 0\| - v_{I,j} \| -F_w, 0\|$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,j} v_{I,j} - \rho_{I,j}^0 v_{I,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + v_{I,j} \|F_n, \mathbf{0}\| - v_{I,j+1} \| -F_n, \mathbf{0}\| - v_{I,j-1} \|F_s, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \| -F_s, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \|F_e, \mathbf{0}\| - v_{I+1,j} \| -F_e, \mathbf{0}\| - v_{I-1,j} \|F_w, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \| -F_w, \mathbf{0}\| \\
& = D_n (v_{I,j+1} - v_{I,j}) - D_s (v_{I,j} - v_{I,j-1}) + D_e (v_{I+1,j} - v_{I,j}) - D_w (v_{I,j} - v_{I-1,j}) \\
& + \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\,I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff\,I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\,i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff\,i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \rho_{I,j} v_{I,j} \frac{\Delta V}{\delta t} + v_{I,j} \|F_n, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \| -F_s, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \|F_e, \mathbf{0}\| + v_{I,j} \| -F_w, \mathbf{0}\| + D_n v_{I,j} + D_s v_{I,j} + D_e v_{I,j} + D_w v_{I,j} \\
& = v_{I,j+1} (D_n + \| -F_n, \mathbf{0}\|) + v_{I,j-1} (D_s + \|F_s, \mathbf{0}\|) + v_{I+1,j} (D_e + \| -F_e, \mathbf{0}\|) + v_{I-1,j} (D_w + \|F_w, \mathbf{0}\|) + \rho_{I,j}^0 v_{I,j}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \\
& + \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\,I,J+1} (v_{I,j+1} - v_{I,j})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff\,I,J} (v_{I,j} - v_{I,j-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\,i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff\,i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

Temel cebirsel denklemi olarak yazılırsa

$$a_{I,j} v_{I,j} = a_{I,j+1} v_{I,j+1} + a_{I,j-1} v_{I,j-1} + a_{I+1,j} v_{I+1,j} + a_{I-1,j} v_{I-1,j} + a_{I,j}^0 v_{I,j}^0 + b$$

$$a_{I,j} = \rho_{I,j} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n, 0\| + \|-F_s, 0\| + \|F_e, 0\| + \|-F_w, 0\|$$

$$a_{I,j+1} = D_n + \|-F_n, 0\|$$

$$a_{I,j-1} = D_s + \|F_s, 0\|$$

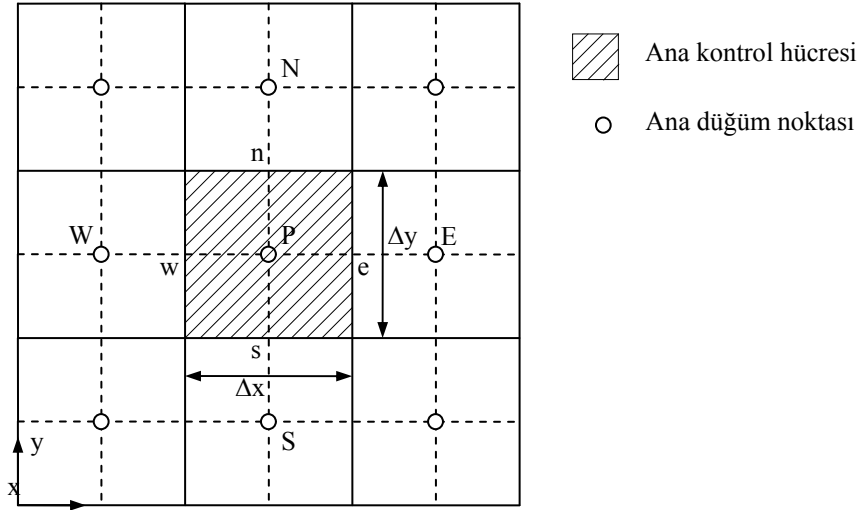
$$a_{I+1,j} = D_e + \|-F_e, 0\|$$

$$a_{I-1,j} = D_w + \|F_w, 0\|$$

$$a_{I,j}^0 = \rho_{I,j}^0 \frac{\Delta V}{\delta t}$$

$$b = \left\{ \left(-\frac{P_{I,J+1} - P_{I,J}}{\delta y} \right) + \left[\frac{\mu_{eff\ I,J+1} (v_{I,J+1} - v_{I,J})}{\delta y_{PN} \delta y} - \frac{\mu_{eff\ I,J} (v_{I,J} - v_{I,J-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \right] + \left[\frac{\mu_{eff\ i,j} (u_{i,J+1} - u_{i,J})}{\delta y \delta x} - \frac{\mu_{eff\ i-1,j} (u_{i-1,J+1} - u_{i-1,J})}{\delta y \delta x} \right] \right\} \Delta V$$

ENERJİ (T) DENKLEMİNİN AYRIKLAŞTIRILMASI



Enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \frac{q'''}{C_p} \delta_{ij} \quad \Gamma_t = \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} \right] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \right] dt dV$$

Ayrıklaştırma işlemlerinde implicit metot kullanıldığı kabul edilmiştir. Terimler birer birer ayrıklaştırılırsa;

1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} \right] dt dV = \frac{(\rho T - \rho^0 T^0)}{\partial t} \delta x \delta y \delta t = (\rho_{I,J} T_{I,J} - \rho_{I,J}^0 T_{I,J}^0) \Delta V$$

2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} \right] dt dV = \frac{(\rho v T)_n - (\rho v T)_s}{\delta y} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} T_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} T_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t$$

3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} \right] dt dV = \frac{(\rho u T)_e - (\rho u T)_w}{\delta x} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} T_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} T_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \delta t$$

4. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y})_n - (\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y})_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\Gamma_{tI,j} (T_{I,J+1} - T_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\Gamma_{tI,j-1} (T_{I,J} - T_{I,J-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t$$

5. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x})_e - (\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x})_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\Gamma_{t_{i,j}}(T_{I+1,J} - T_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\Gamma_{t_{i-1,j}}(T_{I,J} - T_{I-1,J})}{\delta x_{WP}}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{q'''(\delta_{ij})}{C_p} \right] dt dV = \frac{(\frac{q'''}{C_p}(\delta_{ij}) - \frac{q'''}{C_p}(\delta_{ij})^0)}{\partial t} \delta x \delta y \delta t = (\frac{q'''}{C_p}(\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q'''}{C_p}(\delta_{ij})^0_{I,J}) \Delta V \delta t$$

Bütün terimler bir arada yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \frac{q'''}{C_p} \delta_{ij} \quad \Gamma_t = \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} T_{I,J} - \rho_{I,J}^0 T_{I,J}^0) \Delta V + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} T_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} T_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} T_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} T_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \delta t \\
& = \left[\frac{\Gamma_{tI,j} (T_{I,J+1} - T_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\Gamma_{tI,j-1} (T_{I,J} - T_{I,J-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t + \left[\frac{\Gamma_{ti,j} (T_{I+1,J} - T_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\Gamma_{ti-1,j} (T_{I,J} - T_{I-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \Delta V \delta t + \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V \delta t
\end{aligned}$$

Bütün terimler δt ile bölünürse;

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} T_{I,J} - \rho_{I,J}^0 T_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} T_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} T_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} T_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} T_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \\
& = \frac{\Gamma_{tI,j} (T_{I,J+1} - T_{I,J})}{\delta y_{PN} \delta y} \Delta V - \frac{\Gamma_{tI,j-1} (T_{I,J} - T_{I,J-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \Delta V + \frac{\Gamma_{ti,j} (T_{I+1,J} - T_{I,J})}{\delta x_{PE} \delta x} \Delta V - \frac{\Gamma_{ti-1,j} (T_{I,J} - T_{I-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \Delta V + \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} T_{I,J} - \rho_{I,J}^0 T_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} T_{I,j} - F_{I,j-1} T_{I,j-1} + F_{i,J} T_{i,J} - F_{i-1,J} T_{i-1,J} \\
& = \left[D_{I,j} T_{I,J+1} - D_{I,j} T_{I,J} - D_{I,j-1} T_{I,J} - D_{I,j-1} T_{I,j-1} + D_{i,J} T_{I+1,J} - D_{i,J} T_{I,J} - D_{i-1,J} T_{I,J} - D_{i-1,J} T_{I-1,J} \right] \\
& \quad + \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} T_{I,J} - \rho_{I,J}^0 T_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} T_{I,j} - F_{I,j-1} T_{I,j-1} + F_{i,J} T_{i,J} - F_{i-1,J} T_{i-1,J} \\
& = D_{I,j} (T_{I,J+1} - T_{I,J}) - D_{I,j-1} (T_{I,J} - T_{I,J-1}) + D_{i,J} (T_{I+1,J} - T_{I,J}) - D_{i-1,J} (T_{I,J} - T_{I-1,J}) + \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V
\end{aligned}$$

Katsayılar düzenlenirse;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x$$

$$F_e = F_{i,J} = \frac{\rho_{i,J} u_{i,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,J} u_{i,J} \delta z$$

$$F_w = F_{i-1,J} = \frac{\rho_{i-1,J} u_{i-1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \delta z$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\Gamma_{t_{I,j}}}{\delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{I,j}}}{\delta y_{PN}} \delta x$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\Gamma_{t_{I,j-1}}}{\delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{I,j-1}}}{\delta y_{SP}} \delta x$$

$$D_e = D_{i,J} = \frac{\Gamma_{t_{i,J}}}{\delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i,J}}}{\delta x_{PE}} \delta y$$

$$D_w = D_{i-1,J} = \frac{\Gamma_{t_{i-1,J}}}{\delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\Gamma_{t_{i-1,J}}}{\delta x_{WP}} \delta y$$

$$b = \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V$$

$$\Delta V = \delta x \delta y$$

Upwind Metodu kullanılırsa;

$$\begin{aligned} F_n h_{I,j} &= T_{I,j} \|F_n, 0\| - T_{I,j+1} \| -F_n, 0\| & F_s h_{I,j-1} &= T_{I,j-1} \|F_s, 0\| - T_{I,j} \| -F_s, 0\| \\ F_e h_{i,j} &= T_{I,j} \|F_e, 0\| - T_{I+1,j} \| -F_e, 0\| & F_w h_{i-1,j} &= T_{I-1,j} \|F_w, 0\| - T_{I,j} \| -F_w, 0\| \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{I,j} T_{I,j} - \rho_{I,j}^0 T_{I,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + T_{I,j} \|F_n, 0\| - T_{I,j+1} \| -F_n, 0\| - T_{I,j-1} \|F_s, 0\| + T_{I,j} \| -F_s, 0\| + T_{I,j} \|F_e, 0\| - T_{I+1,j} \| -F_e, 0\| - T_{I-1,j} \|F_w, 0\| + T_{I,j} \| -F_w, 0\| \\ &= D_{I,j} (T_{I,j+1} - T_{I,j}) - D_{I,j-1} (T_{I,j} - T_{I,j-1}) + D_{i,j} (T_{I+1,j} - T_{I,j}) - D_{i-1,j} (T_{I,j} - T_{I-1,j}) + \left(\frac{q'''}{C_p} (\delta_{ij})_{I,j} - \frac{q'''}{C_p} (\delta_{ij})_{I,j}^0 \right) \Delta V \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \rho_{I,j} T_{I,j} \frac{\Delta V}{\delta t} + T_{I,j} \|F_n, 0\| + T_{I,j} \| -F_s, 0\| + T_{I,j} \|F_e, 0\| + T_{I,j} \| -F_w, 0\| + D_n T_{I,j} + D_s T_{I,j} + D_e T_{I,j} + D_w T_{I,j} \\ &= T_{I,j+1} (D_n + \| -F_n, 0\|) + T_{I,j-1} (D_s + \|F_s, 0\|) + T_{I+1,j} (D_e + \| -F_e, 0\|) + T_{I-1,j} (D_w + \|F_w, 0\|) + \rho_{I,j}^0 T_{I,j}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} + \left(\frac{q'''}{C_p} (\delta_{ij})_{I,j} - \frac{q'''}{C_p} (\delta_{ij})_{I,j}^0 \right) \Delta V \end{aligned}$$

Temel cebirsel denklemi olarak yazılırsa

$$a_{I,J}T_{I,J} = a_{I,J+1}T_{I,J+1} + a_{I,J-1}T_{I,J-1} + a_{I+1,J}T_{I+1,J} + a_{I-1,J}T_{I-1,J} + a_{I,J}^0 T_{I,J}^0 + b$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\|$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n,0\|$$

$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s,0\|$$

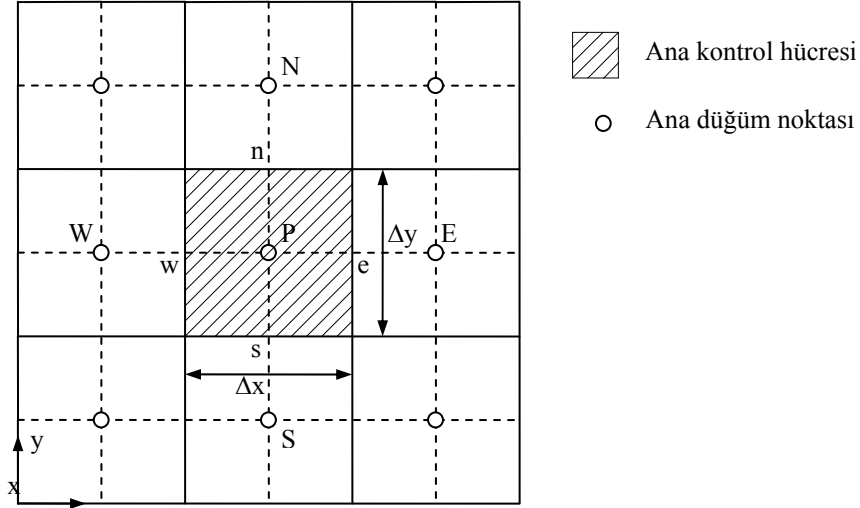
$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e,0\|$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w,0\|$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t}$$

$$b = \left(\frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J} - \frac{q^{\dots}}{C_p} (\delta_{ij})_{I,J}^0 \right) \Delta V$$

TÜRBÜLANS KİNETİK ENERJİ (k) DENKLEMİNİN AYRIKLAŞTIRILMASI



Türbülans Kinetik Enerji denklemleri:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} \right] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + S \right] dt dV$$

Ayrıklaştırma işlemlerinde implicit metot kullanıldığı kabul edilmiştir. Terimler birer birer ayrıklaştırılırsa;

1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} \right] dt dV = \frac{(\rho k)_n - (\rho k)_s}{\Delta t} \delta x \delta y \delta t = (\rho_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I,J}^0 k_{I,J}^0) \Delta V$$

2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} \right] dt dV = \frac{(\rho vk)_n - (\rho vk)_s}{\delta y} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{I,J} v_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I,J-1} v_{I,J-1} k_{I,J-1}}{\delta y} \Delta V \delta t$$

3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} \right] dt dV = \frac{(\rho uk)_e - (\rho uk)_w}{\delta x} \Delta V \delta t = \frac{\rho_{I,J} u_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I-1,J} u_{I-1,J} k_{I-1,J}}{\delta x} \Delta V \delta t$$

4. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right)_n - \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right)_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff I,j}}{\sigma_k} (k_{I,J+1} - k_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff I,j-1} (k_{I,J} - k_{I,J-1})}{\delta y_{SP}}}{\delta y} \right] \Delta V \delta t$$

5. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right)_e - \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right)_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_k} (k_{I+1,J} - k_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_k} (k_{I,J} - k_{I-1,J})}{\delta x_{WP}}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon \right] dt dV$$

6.1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 \right] dt dV = \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V \delta t$$

6.2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right] dt dV = 2\mu_t \left[\left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V \delta t$$

6.3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [-\rho \varepsilon] dt dV = -\rho_{i,j} \varepsilon_{i,j} \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon \right] dt dV$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \left\{ \begin{array}{l} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] \\ - \rho_{i,j} \varepsilon_{i,j} \end{array} \right\} \Delta V \delta t$$

Bütün terimler bir arada yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I,J}^0 k_{I,J}^0) \Delta V + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} k_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} k_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} k_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} k_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \delta t \\
& = \left[\frac{\frac{\mu_{eff\ I,j}}{\sigma_k} (k_{I,J+1} - k_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff\ I,j-1}}{\sigma_k} (k_{I,J} - k_{I,J-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t + \left[\frac{\frac{\mu_{eff\ i,J}}{\sigma_k} (k_{I+1,J} - k_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff\ i-1,J}}{\sigma_k} (k_{I,J} - k_{I-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \Delta V \delta t \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V \delta t
\end{aligned}$$

Bütün terimler δt ile bölünürse;

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I,J}^0 k_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} k_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} k_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} k_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} k_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \\
& = \frac{\mu_{eff\ I,j}}{\sigma_k} \frac{(k_{I,J+1} - k_{I,J})}{\delta y_{PN} \delta y} \Delta V - \frac{\mu_{eff\ I,j-1}}{\sigma_k} \frac{(k_{I,J} - k_{I,J-1})}{\delta y_{SP} \delta y} \Delta V + \frac{\mu_{eff\ i,J}}{\sigma_k} \frac{(k_{I+1,J} - k_{I,J})}{\delta x_{PE} \delta x} \Delta V - \frac{\mu_{eff\ i-1,J}}{\sigma_k} \frac{(k_{I,J} - k_{I-1,J})}{\delta x_{WP} \delta x} \Delta V \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,j} k_{I,j} - \rho_{I,j}^0 k_{I,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} k_{I,j} - F_{I,j-1} k_{I,j-1} + F_{i,j} k_{i,j} - F_{i-1,j} k_{i-1,j} \\
& = D_{I,j} k_{I,j+1} - D_{I,j} k_{I,j} - D_{I,j-1} k_{I,j} - D_{I,j-1} k_{I,j-1} + D_{i,j} k_{i+1,j} - D_{i,j} k_{i,j} - D_{i-1,j} k_{i,j} - D_{i-1,j} k_{i-1,j} \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,j} \varepsilon_{I,j} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,j} k_{I,j} - \rho_{I,j}^0 k_{I,j}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} k_{I,j} - F_{I,j-1} k_{I,j-1} + F_{i,j} k_{i,j} - F_{i-1,j} k_{i-1,j} \\
& = D_{I,j} (k_{I,j+1} - k_{I,j}) - D_{I,j-1} (k_{I,j} - k_{I,j-1}) + D_{i,j} (k_{i+1,j} - k_{i,j}) - D_{i-1,j} (k_{i,j} - k_{i-1,j}) \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,j} \varepsilon_{I,j} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

Katsayılar düzenlenirse;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x$$

$$F_e = F_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,j} u_{i,j} \delta z$$

$$F_w = F_{i-1,j} = \frac{\rho_{i-1,j} u_{i-1,j}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} \delta z$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff_{1,j}}}{\sigma_k \delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{1,j}}}{\sigma_k \delta y_{PN}} \delta x$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\mu_{eff_{1,j-1}}}{\sigma_k \delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{1,j-1}}}{\sigma_k \delta y_{SP}} \delta x$$

$$D_e = D_{i,J} = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_k \delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_k \delta x_{PE}} \delta y$$

$$D_w = D_{i-1,J} = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_k \delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_k \delta x_{WP}} \delta y$$

$$b = \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V$$

$$\Delta V = \delta x \delta y$$

Katsayılar:

$$C_1 = 1,00 \quad C_2 = 1,92 \quad \sigma_k = 1,00 \quad \sigma_\varepsilon = 1,30$$

Upwind Metodu kullanılırsa;

$$F_n k_{I,j} = k_{I,j} \|F_n, 0\| - k_{I,j+1} \| - F_n, 0\|$$

$$F_s k_{I,j-1} = k_{I,j-1} \|F_s, 0\| - k_{I,j} \| - F_s, 0\|$$

$$F_e k_{i,J} = k_{i,J} \|F_e, 0\| - k_{i+1,J} \| - F_e, 0\|$$

$$F_w k_{i-1,J} = k_{i-1,J} \|F_w, 0\| - k_{i,J} \| - F_w, 0\|$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} k_{I,J} - \rho_{I,J}^0 k_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + k_{I,J} \|F_n, 0\| - k_{I,J+1} \|F_n, 0\| - k_{I,J-1} \|F_s, 0\| + k_{I,J} \|F_s, 0\| + k_{I,J} \|F_e, 0\| - k_{I+1,J} \|F_e, 0\| - k_{I-1,J} \|F_w, 0\| + k_{I,J} \|F_w, 0\| \\
& = D_{I,j}(k_{I,J+1} - k_{I,J}) - D_{I,j-1}(k_{I,J} - k_{I,J-1}) + D_{i,j}(k_{I+1,J} - k_{I,J}) - D_{i-1,j}(k_{I,J} - k_{I-1,J}) \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \rho_{I,J} k_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + k_{I,J} \|F_n, 0\| + k_{I,J} \|F_s, 0\| + k_{I,J} \|F_e, 0\| + k_{I,J} \|F_w, 0\| + D_n k_{I,J} + D_s k_{I,J} + D_e k_{I,J} + D_w k_{I,J} \\
& = k_{I,J+1} (D_n + \|F_n, 0\|) + k_{I,J-1} (D_s + \|F_s, 0\|) + k_{I+1,J} (D_e + \|F_e, 0\|) + k_{I-1,J} (D_w + \|F_w, 0\|) + \rho_{I,J}^0 k_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \\
& + \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

Temel cebirsel denklemleri yazılırsa

$$a_{I,J}k_{I,J} = a_{I,J+1}k_{I,J+1} + a_{I,J-1}k_{I,J-1} + a_{I+1,J}k_{I+1,J} + a_{I-1,J}k_{I-1,J} + a_{I,J}^0k_{I,J}^0 + b$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n,0\| + \|-F_s,0\| + \|F_e,0\| + \|-F_w,0\|$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n,0\|$$

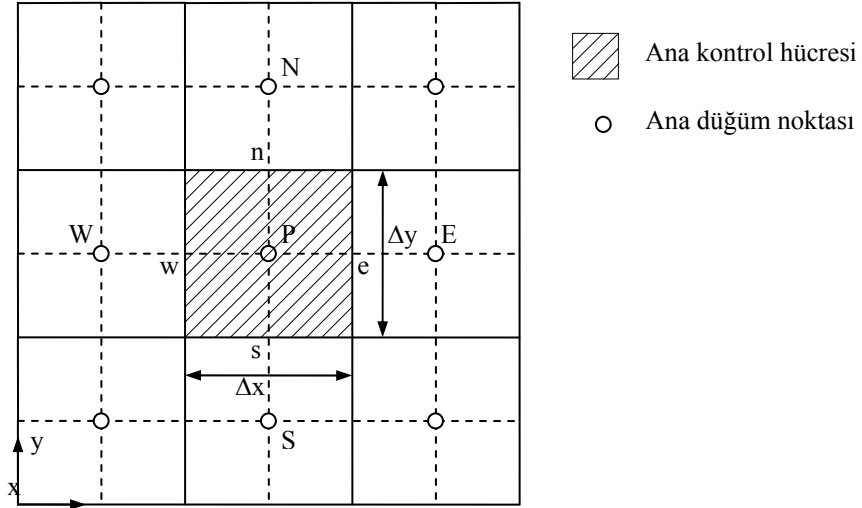
$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s,0\|$$

$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e,0\|$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w,0\|$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t}$$

$$b = \left\{ \mu_t \left[\frac{v_{I,J} - v_{I-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,J} - u_{I,J-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2\mu_t \left(\frac{v_{I,J} - v_{I,J-1}}{\delta y} \right)^2 + 2\mu_t \left(\frac{u_{I,J} - u_{I-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V$$

TÜRBÜLANS KİNETİK ENERJİ YUTULMASI (ϵ) DENKLEMİNİN AYRIKLAŞTIRILMASI

Türbülans Kinetik Enerji Yutulması Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u\epsilon)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon)$$

$$G = \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right]$$

$$S = \frac{\varepsilon}{k} \left[C_1 \left\{ \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} - C_2 \rho \varepsilon \right]$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} \right] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + S \right] dt dV$$

Ayrıklaştırma işlemlerinde implicit metot kullanıldığı kabul edilmiştir. Terimler birer birer ayrıklaştırılırsa;

1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} \right] dt dV = \frac{(\rho \varepsilon)_n - (\rho \varepsilon)_s}{\Delta t} \Delta x \Delta y \Delta t = (\rho_{1,j} \varepsilon_{1,j} - \rho_{1,j}^0 \varepsilon_{1,j}^0) \Delta V$$

2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} \right] dt dV = \frac{(\rho v \varepsilon)_n - (\rho v \varepsilon)_s}{\Delta y} \Delta V \Delta t = \frac{\rho_{1,j} v_{1,j} \varepsilon_{1,j} - \rho_{1,j-1} v_{1,j-1} \varepsilon_{1,j-1}}{\Delta y} \Delta V \Delta t$$

3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} \right] dt dV = \frac{(\rho u \varepsilon)_e - (\rho u \varepsilon)_w}{\Delta x} \Delta V \Delta t = \frac{\rho_{i,j} u_{i,j} \varepsilon_{i,j} - \rho_{i-1,j} u_{i-1,j} \varepsilon_{i-1,j}}{\Delta x} \Delta V \Delta t$$

4. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) \right] dt dV = \left[\frac{\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right)_n - \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right)_s}{\delta y} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J+1} - \varepsilon_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I,J-1})}{\delta y_{SP}}}{\delta y} \right] \Delta V \delta t$$

5. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) \right] dt dV = \left[\frac{\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right)_e - \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right)_w}{\delta x} \right] \Delta V \delta t = \left[\frac{\frac{\mu_{eff_{i,j}}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I+1,J} - \varepsilon_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\mu_{eff_{i-1,j}}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I-1,J})}{\delta x_{WP}}}{\delta x} \right] \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\varepsilon}{k} \left\{ C_1 \left[\mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} - C_2 \rho \varepsilon \right] dt dV$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon}{k} \rho \varepsilon \right] dt dV$$

6.1. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 \right] dt dV = C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{I,J} - v_{I-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,J} - u_{I,J-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V \delta t$$

6.2. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[2C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right] dt dV = 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,J} - v_{I,J-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{I,J} - u_{I-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V \delta t$$

6.3. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[-C_2 \frac{\varepsilon}{k} \rho \varepsilon \right] dt dV = -C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \Delta V \delta t$$

6. terim

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} \left[C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon}{k} \rho \varepsilon \right] dt dV$$

$$\int_{CV} \int_t^{t+\Delta t} [S] dt dV = \left\{ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{I,J} - v_{I-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,J} - u_{I,J-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{v_{I,J} - v_{I,J-1}}{\delta y} \right)^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{u_{I,J} - u_{I-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V \delta t$$

Bütün terimler bir arada yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u\varepsilon)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial\varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial\varepsilon}{\partial x} \right) + S$$

$$S = \frac{\varepsilon}{k} \left[C_1 \left\{ \mu_t \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \right\} - C_2 \rho \varepsilon \right]$$

$$\begin{aligned} & ((\rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0) \Delta V + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} \varepsilon_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \varepsilon_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V \delta t + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} \varepsilon_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \varepsilon_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \delta t \\ &= \left[\frac{\frac{\mu_{eff\,I,j}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J+1} - \varepsilon_{I,J})}{\delta y_{PN}} - \frac{\frac{\mu_{eff\,I,j-1}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I,j-1})}{\delta y_{SP}} \right] \Delta V \delta t + \left[\frac{\frac{\mu_{eff\,i,J}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I+1,J} - \varepsilon_{I,J})}{\delta x_{PE}} - \frac{\frac{\mu_{eff\,i-1,J}}{\sigma_\varepsilon} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I-1,J})}{\delta x_{WP}} \right] \Delta V \delta t \\ &+ \left\{ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V \delta t \end{aligned}$$

Bütün terimler δt ile bölünürse;

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + \frac{\rho_{I,j} v_{I,j} \varepsilon_{I,j} - \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \varepsilon_{I,j-1}}{\delta y} \Delta V + \frac{\rho_{i,J} u_{i,J} \varepsilon_{i,J} - \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \varepsilon_{i-1,J}}{\delta x} \Delta V \\
& = \frac{\mu_{\text{eff } I,j} (\varepsilon_{I,J+1} - \varepsilon_{I,J})}{\sigma_\varepsilon \delta y_{PN} \delta y} \Delta V - \frac{\mu_{\text{eff } I,j-1} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I,j-1})}{\sigma_\varepsilon \delta y_{SP} \delta y} \Delta V + \frac{\mu_{\text{eff } i,J} (\varepsilon_{I+1,J} - \varepsilon_{I,J})}{\sigma_\varepsilon \delta x_{PE} \delta x} \Delta V - \frac{\mu_{\text{eff } i-1,J} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I-1,J})}{\sigma_\varepsilon \delta x_{WP} \delta x} \Delta V \\
& + \left\{ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} \varepsilon_{I,j} - F_{I,j-1} \varepsilon_{I,j-1} + F_{i,J} \varepsilon_{i,J} - F_{i-1,J} \varepsilon_{i-1,J} \\
& = D_{I,j} \varepsilon_{I,j+1} - D_{I,j} \varepsilon_{I,j} - D_{I,j-1} \varepsilon_{I,j} - D_{I,j-1} \varepsilon_{I,j-1} + D_{i,J} \varepsilon_{I+1,J} - D_{i,J} \varepsilon_{I,J} - D_{i-1,J} \varepsilon_{I,J} - D_{i-1,J} \varepsilon_{I-1,J} \\
& + \left\{ \begin{aligned} & \left[C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + \left[2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] \right] \\ & - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \end{aligned} \right\} \Delta V
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0) \frac{\Delta V}{\delta t} + F_{I,j} \varepsilon_{I,j} - F_{I,j-1} \varepsilon_{I,j-1} + F_{i,J} \varepsilon_{i,J} - F_{i-1,J} \varepsilon_{i-1,J} \\
& = D_{I,j} (\varepsilon_{I,j+1} - \varepsilon_{I,j}) - D_{I,j-1} (\varepsilon_{I,j} - \varepsilon_{I,j-1}) + D_{i,J} (\varepsilon_{i+1,J} - \varepsilon_{i,J}) - D_{i-1,J} (\varepsilon_{i,J} - \varepsilon_{i-1,J}) \\
& + C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,J} - v_{i-1,J}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,J} - u_{i-1,J}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V \\
& - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \Delta V
\end{aligned}$$

Katsayılar düzenlenirse;

$$F_n = F_{I,j} = \frac{\rho_{I,j} v_{I,j}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j} v_{I,j} \delta x$$

$$F_s = F_{I,j-1} = \frac{\rho_{I,j-1} v_{I,j-1}}{\delta y} \delta x \delta y = \rho_{I,j-1} v_{I,j-1} \delta x$$

$$F_e = F_{i,J} = \frac{\rho_{i,J} u_{i,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i,J} u_{i,J} \delta z$$

$$F_w = F_{i-1,J} = \frac{\rho_{i-1,J} u_{i-1,J}}{\delta x} \delta x \delta y = \rho_{i-1,J} u_{i-1,J} \delta z$$

$$D_n = D_{I,j} = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{PN} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{PN}} \delta x$$

$$D_s = D_{I,j-1} = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{SP} \delta y} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{I,j-1}}}{\sigma_\varepsilon \delta y_{SP}} \delta x$$

$$D_e = D_{i,J} = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{PE} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{PE}} \delta y$$

$$D_w = D_{i-1,J} = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{WP} \delta x} \delta x \delta y = \frac{\mu_{eff_{i-1,J}}}{\sigma_\varepsilon \delta x_{WP}} \delta y$$

$$b = \left\{ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V$$

$$\Delta V = \delta x \delta y$$

Katsayılar:

$$C_1 = 1,00 \quad C_2 = 1,92 \quad \sigma_k = 1,00 \quad \sigma_\varepsilon = 1,30$$

$$\begin{aligned} & \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} + F_n \varepsilon_{I,j} - F_s \varepsilon_{I,j-1} + F_e \varepsilon_{i,j} - F_w \varepsilon_{i-1,j} \\ & = D_n \varepsilon_{I,J+1} - D_n \varepsilon_{I,J} - D_s \varepsilon_{I,J} - D_s \varepsilon_{I,J-1} + D_e \varepsilon_{I+1,J} - D_e \varepsilon_{I,J} - D_w \varepsilon_{I,J} - D_w \varepsilon_{I-1,J} \\ & + C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V \\ & - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \Delta V \end{aligned}$$

Upwind Metodu kullanılırsa;

$$\begin{aligned} F_n \varepsilon_{I,j} &= \varepsilon_{I,J} \|F_n, 0\| - \varepsilon_{I,J+1} \|F_n, 0\| & F_s \varepsilon_{I,j-1} &= \varepsilon_{I,J-1} \|F_s, 0\| - \varepsilon_{I,J} \|F_s, 0\| \\ F_e \varepsilon_{i,j} &= \varepsilon_{I,J} \|F_e, 0\| - \varepsilon_{I+1,J} \|F_e, 0\| & F_w \varepsilon_{i-1,j} &= \varepsilon_{I-1,J} \|F_w, 0\| - \varepsilon_{I,J} \|F_w, 0\| \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} - \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} + \varepsilon_{I,J} \|F_n, 0\| - \varepsilon_{I,J+1} \|F_n, 0\| - \varepsilon_{I,J-1} \|F_s, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_s, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_e, 0\| - \varepsilon_{I+1,J} \|F_e, 0\| - \varepsilon_{I-1,J} \|F_w, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_w, 0\| \\ &= D_{I,j} (\varepsilon_{I,J+1} - \varepsilon_{I,J}) - D_{I,j-1} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I,J-1}) + D_{i,j} (\varepsilon_{I+1,J} - \varepsilon_{I,J}) - D_{i-1,j} (\varepsilon_{I,J} - \varepsilon_{I-1,J}) \\ &+ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \Delta V \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + \varepsilon_{I,J} \|F_n, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_s, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_e, 0\| + \varepsilon_{I,J} \|F_w, 0\| + D_n \varepsilon_{I,J} + D_s \varepsilon_{I,J} + D_e \varepsilon_{I,J} + D_w \varepsilon_{I,J} \\ &= \varepsilon_{I,J+1} (D_n + \|F_n, 0\|) + \varepsilon_{I,J-1} (D_s + \|F_s, 0\|) + \varepsilon_{I+1,J} (D_e + \|F_e, 0\|) + \varepsilon_{I-1,J} (D_w + \|F_w, 0\|) + \rho_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t} \\ &+ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{I,j} - u_{I,j-1}}{\delta y} \right]^2 \Delta V + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{I,j} - v_{I,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] \Delta V - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \Delta V \end{aligned}$$

Temel cebirsel denklemi olarak yazılırsa

$$a_{I,J} \varepsilon_{I,J} = a_{I,J+1} \varepsilon_{I,J+1} + a_{I,J-1} \varepsilon_{I,J-1} + a_{I+1,J} \varepsilon_{I+1,J} + a_{I-1,J} \varepsilon_{I-1,J} + a_{I,J}^0 \varepsilon_{I,J}^0 + b$$

$$a_{I,J} = \rho_{I,J} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n, 0\| + \|-F_s, 0\| + \|F_e, 0\| + \|-F_w, 0\|$$

$$a_{I,J+1} = D_n + \|-F_n, 0\|$$

$$a_{I,J-1} = D_s + \|F_s, 0\|$$

$$a_{I+1,J} = D_e + \|-F_e, 0\|$$

$$a_{I-1,J} = D_w + \|F_w, 0\|$$

$$a_{I,J}^0 = \rho_{I,J}^0 \frac{\Delta V}{\delta t}$$

$$b = \left\{ C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\frac{v_{i,j} - v_{i-1,j}}{\delta x} + \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\delta y} \right]^2 + 2C_1 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \mu_t \left[\left(\frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\delta y} \right)^2 + \left(\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\delta x} \right)^2 \right] - C_2 \frac{\varepsilon_{I,J}}{k_{I,J}} \rho_{I,J} \varepsilon_{I,J} \right\} \Delta V$$

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DEMİRCAN, Tolga
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 01.04.1980 Ankara
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 582 34 04
 e-mail : tolgad@gazi.edu.tr

Eğitim

| Derece | Eğitim Birimi | Mezuniyet tarihi |
|---------------|--|------------------|
| Doktora | Gazi Üniversitesi /Makine Müh. Bölümü | 2012 |
| Yüksek lisans | Gazi Üniversitesi /Makine Müh. Bölümü | 2005 |
| Lisans | Kırıkkale Üniversitesi/ Makine Müh. Bölümü | 2002 |

İş Deneyimi

| Yıl | Yer | Görev |
|------------|-------------------|---------------------|
| 2003- | Gazi Üniversitesi | Araştırma Görevlisi |

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Tolga DEMİRCAN, Hasmet TÜRKOĞLU (2010). The Numerical Analysis of Oscillating Rectangular Impinging Jets. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 58 (2) (146-161).

2. Tolga DEMİRCAN, Haşmet TÜRKOĞLU (2010). Numerical Analysis of Effects of the Oscillation Characteristics and the Nozzle to Plate Distance on the Flow and Heat Transfer in Oscillating Impinging Jets. Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 25 (4) (895-904).
3. Tolga DEMİRCAN, Haşmet Türkoğlu (2007). Numerical investigation of an oscillating two dimensional rectangular impinging air jet. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi / Journal of Thermal ScienceTechnology, 39 (50).
4. Tolga DEMİRCAN, Haşmet TÜRKOĞLU, 2011. Isı Yayan Bloklar Bulunan Bir Kanalda, Akış Osilasyonunun Isı Transferine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, ULIBTK11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2011. ZONGULDAK.
5. Tolga DEMİRCAN, Haşmet TÜRKOĞLU, 2009. Isı Yayan Bir Bloğa Sahip Kanal İçersindeki Osilasyonlu Akışın ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, ULIBTK09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Haziran 2009. SİVAS.
6. Tolga DEMİRCAN, Haşmet TÜRKOĞLU, 2007. Çarpan Osilasyonlu Jetlerin Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerine Çarpma Mesafesinin Etkisinin Sayısal Analizi, ULIBTK07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Haziran 2007. KAYSERİ.
7. Tolga DEMİRCAN, Haşmet TÜRKOĞLU, 2005. Çarpan Osilasyonlu Laminer Jetlerin Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Analizi., ULIBTK05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2005. TRABZON.

Atıflar

1. (2012). International Communications in Heat and Mass Transfer, "Theoretical study of oscillatory phenomena in a horizontal closed-loop pulsating heat pipe with asymmetrical arrayed minichannel".

2. (2012). International Communications in Heat and Mass Transfer, "Local heat transfer characteristics of array impinging jets from elongated orifices".
3. (2012). International Communications in Heat and Mass Transfer, "Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators".
4. (2012). Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, "Investigation of a Confined Laminar Impinging Jet on a Plate with a Porous Layer Using the Preconditioned Density-Based Algorithm".
5. (2011). International Journal of Heat and Mass Transfer, "Confined, milliscale unsteady laminar impinging slot jets and surface Nusselt numbers"
6. (2011). Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, "Simulation of a turbulent impinging jet into a layer of porous material using a two-energy equation model".
7. (2011). ULIBTK'11, "Yüzeylerde film soğutmaya sentetik jet etkisinin incelenmesi".
8. (2010). Journal of the faculty of engineering and architecture of Gazi University, "Numerical analysis of effects of the oscillation characteristics and the nozzle to plate distance on the flow and heat transfer in oscillating impinging jets".
9. (2007). Gazi Üniversitesi, Yüksek Lisans tezi, "Lüle-hedef yüzey arası uzaklığın çarpan jet akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisinin sayısal olarak incelenmesi".
10. (2007). Gazi Üniversitesi, Yüksek Lisans tezi, "Düşük lüle plaka mesafelerinde çarpan hava jetinin oluşturduğu ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi".

Projeler

1. 2009 - 2011 İçerisinde Isıtıcı Bloklar bulunan bir Kanalda Osilasyonlu Akışın ve Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi: G. Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri, Projedeki Görevi: Araştırmacı.
2. 2003 - 2004 Yüzeyle Çarpan Osilasyonlu Jetlerin Yüzey Isı Transferine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Destekleyen Kuruluş: G. Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri, Projedeki Görevi: Araştırmacı.

Katıldığı Kongreler

1. ULIBTK11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2011. ZONGULDAK.
2. ULIBTK09 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Haziran 2009. SİVAS.
3. ULIBTK07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Haziran 2007. KAYSERİ.
4. ULIBTK05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eylül 2005. TRABZON.

Burslar-Ödüller

1. 2211 Kodlu TÜBİTAK Yurtiçi Doktora Bursu, (2006 – 2012)
2. Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölüm İkinciliği, (2002)
3. TÜBİTAK ULAKBİM Uluslararası Bilimsel Yayınlar Tesvik Ödülü, (2010)
4. TÜBİTAK ULAKBİM Uluslararası Bilimsel Yayınlar Tesvik Ödülü, (2010)
5. G. Ü. Uluslararası Bilimsel Yayınlar Tesvik Ödülü, (2010)

6. G. Ü. Uluslararası Bilimsel Yayınlar Tesvik Ödülü, (2010)
7. TÜBİTAK ULAKBİM Uluslararası Bilimsel Yayınlar Tesvik Ödülü, (2008)

Yüksek Lisans Tezi

DEMİRCAN, T., Bir Yüzeye Çarpan Osilasyonlu İki Boyutlu Dikdörtgen Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Temmuz 2005, Ankara.

Lisans Tezi

DEMİRCAN, T., Katı Yakıtlı Yarı Silindirik Bir Kazanın Tasarlanması ve Portatif İmalatının Yapılması, Kırıkkale Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Temmuz 2002, Kırıkkale.

Üyelikler

1. TMMOB Makina Mühendisleri Odası
2. Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği (TIBTD)