

66920

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**KESİT ALANI PERİYODİK OLARAK DEĞİŞEN BORULARDA AKIŞ VE ISI
TRANSFERİ PROBLEMİNİN KONTROL HACMİ YÖNTEMİ İLE ÇÖZÜMÜ**

Mak. Müh. Atila Abir İĞCİ

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

“ Makina Yüksek Mühendisi “

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15.01.1997

Tezin Savunma Tarihi : 04.02.1997

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Mehmet Emin ARICI 

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Tahir YAVUZ 

Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Habip ASAN 

Enstitü Müdürü : Doç. Dr. Asım KADIOĞLU 

Ocak 1997

TRABZON



T. C.
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ
TRABZON

SAYI : B.30.2.KTÜ.0.C1.00.00/350- 268

26 / 2 / 1997

KONU : Tezler hk.

YÖK DÖKÜMANTASYON MERKEZİ BAŞKANLIĞINA

Enstitümüz yüksek lisans programlarından mezun olan öğrencilerin adları ve tez konuları aşağıda belirtilmiştir. Tezlerden birer adet ekte sunulmuştur.

Bilgilerinize arz ederim.

Eki : 4 tez

Doç.Dr. Asım KADIOĞLU
Enstitü Müdürü

Adı, soyadı ve anabilim dalı

Tezin adı

1. M.Kubilay EKER
Elek.-Elek.Müh.

Elektrik Güç Sistemlerinde Bulanık Mantık Tabanlı
Yük-Frekans Denetimi ve Bir Sayısal Mesafe Rölesi.

2. İlhan ÖZKAN
Elek.-Elek.Müh.

Koroner Damarların Üç Boyutlu Yapısının İki ve Üç
İzdüşüm Görüntüsünden Elde Edilmesi.

3. Birol ŞEKERCİ
Elek.-Elek.Müh.

Unix Dağıtık Programlama ve Paralel İşlemler.

4. A.Abir İĞCİ
Makina Müh.

Kesit Alanı Periyodik Olarak değişen borularda Akış ve
Isı Transferi Probleminin Kontrol Hacmi Yöntemi ile
Çözümü.

DAĞITIM :

- KTÜ Kütüphane ve Dök.Daire Bşk.lığına,
- İlgili Anabilim Dalı Başkanlıklarına,
- Yükseköğretim Kurulu Dök. Merkezi Başkanlığına
- Öğrenci Danışmanlarına.

ÖNSÖZ

Bu çalışma, akış kesit alanı periyodik olarak değişen borulardaki akış ve ısı transferi probleminin kontrol hacmi yöntemi ile incelenmesi amacıyla yönelik olup, K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü 'nde yürütülmüştür. Sayısal hesaplamalar, geliştirilen bir bilgisayar programı ile KTUBID-VAXvector 6000-520 sisteminde yapılmıştır.

Tez çalışmam süresince özverili ve değerli yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet Emin Arıcı 'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Trabzon, Ocak 1997

Atila Abir İGÇİ

İÇİNDEKİLER

ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİL LİSTESİ	VI
TABLO LİSTESİ	VII
SEMBOL LİSTESİ	VIII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tez Çalışmasının Amacı, Bilimsel ve Pratik Önemi	4
1.3. Literatür Araştırması	5
1.4. Eksenel Simetrik Akış ve Isı Transferi Problemleri için Hareket ve Enerji Denklemleri	11
1.5. Tam Gelişmiş Periyodik Akışta Isı Transferi	12
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	16
2.1. Temel Eşitliklerin Ayrıklaştırılması	16
2.2. Çözüm Algoritması	19
2.3. Ağ Sıklığının Tesbiti Çalışması	24
2.4. Yapılan Çalışmaların Literatürden Gelen Veriler ile Karşılaştırılması	27
2.4.1. Akış Alanı Probleminin Karşılaştırılması	28
2.4.2. Isı Transferi Probleminin Karşılaştırılması	28
2.5. Farklı Durumlar için Akış ve Isı Transferi Çözümleri	29
2.5.1. Periyodik Engellerin Duvara Bitişik Olması Durumu	29
2.5.2. Periyodik Engellerin Duvardan Ayrık Olması Durumu	30
3. BULGULAR	31
4. İRDELEME	40
5. SONUÇLAR	45
6. ÖNERİLER	46
7. KAYNAKLAR	47
8. ÖZGEÇMİŞ	49

ÖZET

Bu tez çalışmasında, akış kesit alanı periyodik olarak değişen borulardaki laminar akış ve ısı transferi problemi, kontrol hacmi yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Bunun için eksenel simetrik boru akışlarındaki hız ve sıcaklık alanını çözen FORTRAN dilinde yazılmış bir bilgisayar programı, laminar tam gelişmiş periyodik akış problemini çözecek şekilde geliştirilmiştir.

Çalışmalar, yüzeyde sabit ısı akısı için, periyodik engellerin duvara bitişik ve ayırık olması durumlarında yapılmıştır. Çözümler, bitişik durumda periyot uzunluğu, ayırık durumda ise engelin duvardan olan mesafesi parametre seçilerek elde edilmiş ve bitişik durum için literatürden gelen verilerle karşılaştırılma yapılmıştır.

Bu tez çalışmasından elde edilen sayısal sonuçların literatürden gelen verilerle genellikle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Bazı durumlar için görülen farklılıkların yapılan farklı kabullerden kaynaklandığı irdelenmiştir. Periyodik engellerin duvara bitişik olması durumu için, en küçük periyot uzunluğunda yüksek sürtünme faktörü ve düşük Nusselt sayısı elde edilmiştir. Artan periyot uzunluğu ile fRe ve Nusselt sayısı sırasıyla boş boru için sabit değerler olan 64 ve 4.364 değerlerine yaklaştığı görülmüştür. Ayırık durum için ise, periyodik engeli boru eksenine yaklaştırdıkça ısı transferinde bir iyileşme, sürtünme faktöründe ise bitişik duruma göre bir artış olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Periyodik akış, laminar akış, periyodik sınır koşulları, periyodik engeller.

SUMMARY

Solution of Flow Field and Heat Transfer Problem in Tubes having Periodically Varying Cross-Sectional Area by Using Control Volume Method

In this study, numerical solution of flow field and heat transfer problems in tubes having periodically varying cross-sectional area by using control volume method is obtained. A FORTRAN computer program solving axisymmetric pipe flow problem has been modified to solve periodically fully developed laminar flow problem.

Studies have been carried out for wall-attached and displaced periodic obstacles. Periodic length is chosen as a parameter for the wall-attached case and distance between tube wall and periodic obstacle is chosen as a parameter for displaced obstacle case.

For the wall-attached obstacle case, numerical results have been compared with data comes from literature. Some discrepancies appears on results orginated from different assumptions have been discussed. For the wall attached obstacle case, the shortest periodic length causes high friction factor and low Nusselt number. It has been observed that as periodic length increases, the values of fRe and Nusselt number approach the empty tube constant values of 64 and 4.364, respectively. For the displaced obstacles case, as periodic obstacle approaches the centerline of the tube, both friction factor and Nusselt number tend to increase.

Key Words : Periodic flow, laminar flow, periodic boundary conditions, periodic obstacles.

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. İki boyutlu durum için kontrol hacmi	17
Şekil 2. Engellerin duvara bitişik olması hali	19
Şekil 3. Engellerin duvardan ayrık olması hali	19
Şekil 4. Değişik ağ sıklıklarında $x=0$ ve $x=L/2$ 'deki hız profilleri	25
Şekil 5. Çalışmalarda kullanılan ağ yapısı	26
Şekil 6. Bitişik durum için sürtünme faktörünün L/H oranı ile değişimi	32
Şekil 7. Bitişik durum için Nusselt sayısının L/H oranı ile değişimi	32
Şekil 8. $L/H = 20$ olması durumunda akış alanının yapısı	33
Şekil 9. Bitişik durum için, $L/H = 5$ olması durumunda , engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı	34
Şekil 10. Bitişik durum için, $L/H = 10$ olması durumunda, engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı	35
Şekil 11. Bitişik durum için, $L/H = 15$ olması durumunda , engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı	36
Şekil 12. Ayrık durum için sürtünme faktörünün B/D oranı ile değişimi	37
Şekil 13. Ayrık durum için Nusselt sayısının B/D oranı ile değişimi	37
Şekil 14. $B/D = 0$ olması durumunda akış alanının yapısı	38
Şekil 15. $B/D = 1/20$ olması durumunda akış alanının yapısı	38
Şekil 16. $B/D = 1/10$ olması durumunda akış alanının yapısı	39
Şekil 17. $B/D = 1/5$ olması durumunda akış alanının yapısı	39

TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Temel denklemlerle ilgili katsayılar	16
Tablo 2. Farklı çözüm yöntemleri için $A(Pe)$ fonksiyonu	19



SEMBOL LİSTESİ

u	: Eksenel yöndeki hız
v	: Radyal yöndeki hız
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
p	: Mutlak basınç
T	: Mutlak sıcaklık
c_p	: Özgül ısı
k	: Akışkanın ısı iletim katsayısı
L	: Bir periyotluk çözüm alanının boyu
β	: Bir periyottaki global basınç gradyanı
P	: Periyodik basınç
$\hat{T}$	: Periyodik sıcaklık
γ	: Bir periyottaki global sıcaklık gradyanı
Q	: Bir periyotluk çözüm alanına verilen ısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
T_x^*	: Yerel referans sıcaklığı
T_{bx}	: Yerel ortalama sıcaklık
T_w	: Duvar sıcaklığı
θ	: Boyutsuz sıcaklık
D	: Boru çapı
u_m	: Ortalama hız
Γ	: Difüzyon katsayısı
S	: Kaynak terim
H	: Engel yüksekliği
B	: Engelin duvardan olan mesafesi
P'	: Basınç doğrultman
q	: Isı akısı
Re	: Reynolds sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Pe	: Peclet sayısı
f	: Sürtünme faktörü

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Termodinamikte ısı, sistemin sınırından akan enerji şekillerinden biri olarak tarif edilir. Bu enerji akışının, sistemle başka bir sistem veya sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkından kaynaklandığı bilinmektedir. Isı transferi, aralarında sıcaklık farkı olan ortamlar arasında ısı akışını inceleyen bir bilim dalıdır. Ortamlar arasında ısı transferi çeşitli şekillerde meydana gelebilir. Bu ısı transferi şekillerinden biri zorlanmış taşınım ısı transferidir. Katı bir duvar ve bu duvarla temas halinde olan akışkan arasında taşınım ısı transferi, *Newton 'un Soğuma Kanunu 'na* göre, duvar ve akışkan sıcaklıklarına, katı yüzeyin alanına ve ısı transferi katsayısına bağlıdır. Taşınım ısı transferi problemlerinin çözümünde katı duvardaki sınır şartı ile birlikte akışkanın sıcaklık dağılımının da bilinmesi gerekir. Sıcaklık dağılımının hesaplanması, enerji denkleminin çözümüne ve dolayısı ile hız alanının bilinmesine yani momentum denklemlerinin de çözümüne ihtiyaç gösterir. Bu nedenle, taşınım ısı transferi problemi akış problemi ile birlikte ele alınır. Böylece, herhangi bir ısı transferi problemi ortaya koyulurken akış koşullarında belirlenmesi gerekir.

Sabit kesit alanına sahip bir kanalda, sabit akışkan özellikleri için hız dağılımı, kanal girişinden yeterli bir mesafeden sonra akış yönündeki koordinattan bağımsız olur. Akış yönünde değişmeyen hız dağılımına sahip akışa, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış denir. Sıcaklık alanı için tam gelişmişlik, hız alanında olduğu gibi kolayca tanımlanamaz. Gerçekte, bazı özel durumlar dışında sıcaklık dağılımı akış yönündeki koordinattan bağımsız olamaz. Isıl olarak tam gelişmiş akışın bilinen tanımı şudur; bir bölgede ardışık olarak seçilen istasyonlardaki sıcaklık dağılımlarının şekli bir birlerinin aynısı ise, akış ısıl olarak tam gelişmiş demektir. Isıl olarak tam gelişmiş olan böyle bir akışta ısı taşınım katsayısı akış yönündeki koordinattan bağımsızdır.

Hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bir akışın yukarıda bahsedilen özellikleri kullanarak momentum ve enerji korunum denklemleri önemli ölçüde sadeleştirilebilir. Sadeleştirmenin amacı, giriş bölgesi probleminin çözümünde ortaya çıkan zorlukları ortadan kaldırarak sürtünme faktörleri ve Nusselt sayılarının belirlenebilmesidir.

Teknik önemi olan bir çok kanal konfigürasyonları, yukarıda açıklandığı şekilde tam gelişmiş akış çözümlerine olanak vermez [1]. Tam gelişmiş akış çözümüne olanak

vermeyen kanal konfigürasyonuna örnek olarak, akış kesit alanı sabit olmayan fakat bunun yerine, akış doğrultusu boyunca periyodik olarak değişen kanallar gösterilebilir. Akış kesit alanı periyodik olarak değişen kanallara değişik örnekler verilebilir. Buna bir örnek olarak halka tipi engellerin eşit aralıklarla ve ardışık olarak yerleştirilmesi gösterilebilir. Bu şekildeki engellerin yerleştirilmesi, ısı transferinin iyileştirilmesinde kullanılır.

Isı transferinin gerçekleştiği alanı artırmak ve akışın karışmasını sağlamak için duvar yüzeyleri üzerine kanatçık ilave edilir veya yivler açılır. Bu şekilde, akış kesit alanı periyodik olarak değişen kanallarda, kısa bir giriş uzunluğundan sonra akış, periyodik tam gelişmiş karakter gösterir [1]. Periyodik tam gelişmiş karakter gösteren bir akışta akış alanı, akış doğrultusunda aynı geometriyi gösteren her periyotta bir birlerine benzer şekilde tekrar eder. Yani akış doğrultusunda herhangi bir yerde seçeceğimiz bir istasyondaki hız, sıcaklık ve basınç dağılımları gibi bağımlı değişkenlere ait profiller, seçilen istasyona periyodik mesafedeki her istasyonda birbirlerine benzerlik göstererek tekrar ederler. Böylece akış doğrultusunda kesit alanı periyodik değişen kanallardaki periyodik tam gelişmiş akış için kaynak [1] 'de ortaya konulmuş hesap metodları kullanılarak ve giriş bölgesi problemi ile de uğraşmaksızın periyodik tam gelişmiş akış çözümlerini elde edebiliriz. Kanalların kesit alanının periyodik olarak değişmesini sağlayan içten özel elemanlar, ısı transfer katsayısını ve basınç düşümünü değiştirebilir. Bu değişim genellikle ısı transferi katsayısında ve basınç kaybında artma şeklinde olur.

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözmek için iki değişik çalışma düşünülebilir. Bunlar teorik çalışmalar ve deneysel çalışmalardır. Teorik çalışma da analitik ve sayısal (CFD) olmak üzere iki değişik şekilde olabilir. Deneysel çalışmalarda, incelenmesi istenilen fiziksel bir olay hakkındaki bilimsel veriler, laboratuvar ortamında aynı fiziksel koşulları sağlayan bir deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümler ve gözlemler neticesinde elde edilebilir. Fakat, fiziksel bir olayı modelleyen bir deney düzeneğinde gerçek fiziksel olaydaki yanma, kaynama vs. gibi tüm özelliklerin bir bileşimi her zaman sağlanamaz ve ihmal edilmesi gerekir [2]. Ayrıca deneysel çalışmalarda, bir çok durumlardaki ölçme güçlükleri ve ölçüm aletlerindeki hata paylarından kaynaklanan dezavantajlar vardır. Teorik bir çalışmada ise fiziksel bir model yerine fiziksel olayın matematiksel modelinden yararlanılır. İncelenmesi istenilen fiziksel olay için matematiksel model bir takım diferansiyel denklemlerden oluşur. Fiziksel bir

olayı matematiksel olarak modelleyen diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri ise bazı durumlarda imkansız veya çözümlerinde özel fonksiyonlar, sonsuz seriler gibi kapalı formda ifade edilemeyen eşitlikler içerirler. Fakat fiziksel olayı modelleyen matematiksel ifadelerin analitik olarak çözülmesi zor veya imkansız olan bir yola başvurmak yerine, bu ifadelere sayısal çözüm metodları uygulayarak incelemekte olduğumuz fiziksel olay hakkındaki önemli bilimsel bulgular elde edebiliriz. Özellikle son zamanlarda bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler ve buna paralel olarak sayısal yöntemlerdeki gelişme ve iyileştirmeler, sayısal yöntemlerin kullanımını artırmıştır. Sayısal yöntemlerde, fiziksel olayı modelleyen diferansiyel denklemler bilgisayarda ifade edilebilen cebrik denklemler haline getirilir. Bu denklemlerin çözümü ile de fiziksel olayda istenilen özelliklerin bir çok noktadaki sayısal değerleri elde edilerek çözüm bölgesine ait hız, sıcaklık, basınç ve konsantrasyon dağılımları gibi bir çok sonuçları kolayca elde edebiliriz. Sayısal yöntemlerin deneysel çalışmalara göre en önemli avantajı düşük maliyetli olmasıdır. Bir çok uygulamada sayısal çalışma için kullanılan bilgisayar maliyeti deneysel araştırmaya ait düzeneklerin maliyetinden düşüktür. Bu avantaj özellikle çok kapsamlı ve karmaşık deneysel çalışmalarda önem kazanmaktadır. Sayısal çalışmanın bir diğer avantajı ise hızlı olmasıdır. Deneysel çalışmada bir çok değişik kofigürasyonların denenmesi aylar sürerken sayısal çalışmada aynı işlem bir kaç gün içerisinde yapıp optimum kofigürasyon tesbit edilebilir. Ayrıca bir problemin bilgisayarda elde edilen sayısal sonuçları ilgilendiğimiz çözüm alanı hakkında hız, sıcaklık, basınç gibi deneysel çalışmada elde edemeyeceğimiz tüm bilgileri içerebilir. Bir bilgisayar programı için geometrinin çok büyük veya küçük olması, yüksek sıcaklık değerleri, zehirli veya yanıcı maddeler, fiziksel olayın çok hızlı veya çok yavaş bir süreçte gerçekleşmesinin bir önemi yoktur ve bu nedenle sayısal çalışma ile fiziksel olayın tam bir benzeşimi kurulabilir. Öte yandan bazen bir çalışmada fiziksel olaydaki temel bir kaç parametre üzerine yoğunlaşmak için ilgisiz diğer tüm fiziksel özelliklerin göz ardı etmek isteyebiliriz. Örneğin iki boyutluluk, sabit yoğunluk veya adyabatik bir yüzey gibi. Bu tür koşullar sayısal çalışmada tam olarak kolaylıkla sağlanabilir. Sayısal çalışmaların, deneysel çalışmalara göre olan bu avantajlarına karşın dezavantajları ve sınırlamaları vardır. Daha önceden de bahsedildiği gibi, sayısal çalışmadaki bir bilgisayar analizi, bir matematiksel model üzerinde çalışır. Matematiksel modeli tam olarak ortaya konulamamış fiziksel bir olayın çözümünde, bazı araştırmacılar tarafından ve günümüze kadar yapılmış bilimsel

Çalışmalardan elde edilen tecrübe ve birikimlerle ortaya konulmuş amprık modeller kullanılır. Sayısal alışmlarda söylenebilecek bir diğerk dezavantaj ise sayısal yöntemlerden gelen kesme ve bilgisayarlardan kaynaklanan yuvarlatma hatalarıdır.

1.2. Tez alışmasının Amacı, Bilimsel ve Pratik nemi

Kesit alanının akış doğrultusunda periyodik olarak değiştirilmesi, değişik şekillerde sağlanabilir. Bunlar, akışkanın aktığı boru veya kanalın i yüzeyini kanatçıklı veya yivli imal etmekle mümkün olabileceği gibi, boru veya kanal içerisine eşit aralıklarla arzu edilen geometrilere sahip engeller yerleştirilerek de olabilir. Bu engeller duvara temas halinde veya duvardan ayrıık olabilirler. Literatürde boru içerisine engel yerleştirilerek ısı transferini iyileştirme ile ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların çoğu deneyseldir. Bu deneysel çalışmaların çoğu sayısal çalışma sonuçları ile karşılaştırılmamıştır. Konu ile ilgili sınırlı sayıdaki sayısal çalışmalar, akış kesit alanı periyodik olarak değişen boru ve kanal akışları için çözüm yöntemleri önermektedir. Engellerin duvardan ayrıık olması durumundaki boru akışları ile ilgili kapsamlı bir sayısal çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu çalışmanın amaçlarından biri, literatürden gelen çözüm yöntemlerinden birini kullanarak, akış kesit alanı periyodik olarak değişen borularda akış ve ısı transferi problemini çözen bir bilgisayar programının geliştirilmesidir. Bu program, literatürde yer alan konu ile ilgili sayısal çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak üzerinde parametrik çalışma yapılabilcek duruma getirildi. Çalışmanın bir diğerk amacı ise, geliştirilen bu program yardımı ile, literatürde konu ile ilgili mevcut olan çalışmalara bir çalışma daha kazandırmaktır.

Kesit alanı periyodik olarak değişen borularda akış ve ısı transferi problemleri ile ilgili çalışmalar son onbeş yılda yoğunlaşmıştır. Bu çalışmalardan bazıları deneysel, bazılarıda sayısaldır ve seçilen geometriler birbirlerinden bağımsızdırlar. Yani sayısal çalışmalar ile deneysel çalışmalar birbirleri ile karşılaştırılabilecek durumda değildirler. Yapılan bu tez çalışmasında geliştirilen bilgisayar programı ile literatürde mevcut olan deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılabilecektir. Ayrıca sayısal parametrik çalışma bulgularından çıkarılan sonuçlardan deneysel çalışmalar için öneriler ortaya konulmuştur.

Mühendislik uygulamalarında kullanılan ısı eşanjörlerinin, ucuz ve küçük boyutlarda olmasına karşın yüksek performansa sahip olması tercih edilir. Yüksek performansa sahip bir ısı eşanjörünün, özellikle kara ve hava ulaşım araçlarındaki soğutma sistemlerinde, buhar kazanlarında, ısıtma cihazlarında, ve elektronik aletlerin soğutulmasında istenilen bir durumdur. Böyle sistemlerde çoğunlukla kanallar veya borularda akan iki farklı akışkan veya benzeri iki ortam arasında ısı transferi gerçekleşir. Böyle bir sistemin küçük boyutlarda ve ucuz olmasına karşın daha verimli olması ancak daha az yüzeyden daha fazla ısı transferinin gerçekleştirilmesi ile sağlanabilir. Bunun içinde uygun bir ısı transferi iyileştirme tekniğinin kullanılması gerekmektedir. Mühendislik uygulamalarında, çoğunlukla ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerdeki toplam ısı transfer katsayısı yetersiz kaldığı için, ısı transferinin iyileştirilmesi önem kazanmaktadır.

1.3. Literatür Araştırması

Literatürde, akış kesit alanı periyodik olarak değişen borularda akış ve ısı transferi problemi ile ilgili çalışmalara rastlamak mümkündür. Akış kesit alanının periyodik olarak değiştirilmesi çeşitli şekillerde sağlanmaktadır. Boru iç yüzeyinin eşit aralıklarla kanatçıklı imal edilmesi, akış ortamına eşit aralıklarla engellerin yerleştirilmesi, akış kesit alanının periyodik olarak değiştirilmesini sağlayan yollardan bazılarıdır. Konu ile ilgili çalışmalar, literatürde çeşitli adlar altında karşımıza çıkar. Bu çalışmalar, bazen ısı transferinin iyileştirilmesi, bazende periyodik olarak tam gelişmiş akışta akış ve ısı transferi adı altında incelenir. Genellikle ilk başlık adı altına giren çalışmalar deneysel, ikincisindekiler ise sayısal içeriklidirler.

Boru içerisinde, duvar üzerindeki engel yüksekliğinin boru çapına göre çok az olması durumundaki sürtünme ve ısı transfer bağıntılarını analitik ve deneysel olarak inceleyen bir çalışma 1971 yılında Webb ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [3]. Bu çalışmada duvar üzerindeki engel yüksekliği boru çapına göre çok az olduğundan pürüzlü bir geometri kabulü yapılarak sürtünme ve ısı transferi bağıntıları geliştirilmiş ve yaptıkları deneysel çalışmalarının sonuçları ile kıyaslamışlardır.

Duvar üzerindeki engel yüksekliğinin, radyal hızlar oluşturacak kadar yüksek olduğu zamanlar pürüzlü yüzey geometrisine ait kabuller geçerli olmayacağından, içinde periyodik tam gelişmiş akış ve ısı transferini ifade eden terimlerin bulunduğu kavram ve denklemlerin geliştirilebileceği varsayılabilir [3]. Akış kesit alanı periyodik olarak değişen kanallardaki akış ve ısı transferini ifade eden terimlerin bulunduğu kavram ve denklemler ilk olarak 1977 yılında Patankar ve arkadaşları tarafından geliştirilmiştir [1]. Bu çalışmada, akış doğrultusuna dik ve birbirlerine göre kaydırılmış olarak yerleştirilmiş levhalardan oluşan bir akış bölgesinden bir periyodluk bölgesi çözüm alanı olarak seçilmiş ve periyodik laminer tam gelişmiş rejim için hız ve sıcaklık alanına ait analitik ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Elde ettikleri analitik denklemler ve bunlara ait periyodik sınır koşullarını kullanarak, sonlu farklar yöntemiyle $Pr = 0.7$ ve yüzeyde sabit sıcaklık sınır şartı ile değişik Reynolds sayılarına karşılık Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerlerini ve akım çizgilerini elde etmişlerdir.

Sparrow ve Tao [4], duvarların birine akışa dik doğrultuda ve periyodik aralıklarla çubuklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir kanaldaki ısı transferi ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada, eksenel yöndeki lokal ısı transfer katsayısının dağılımının periyodik bir değişim gösterdiğini görmüşler, tam gelişmiş bölgede, çubukların bulunduğu yüzeydeki ortalama ısı transfer katsayısında, çubukların bulunmadığı yüzeye göre yüksek olduğunu tesbit etmişlerdir. Tam gelişmiş bölgede, akışa periyodik istasyonlarda ölçtükleri basınç değerlerinden lineer basınç dağılımını elde etmişler ve bu dağılımın, çubukların bulunduğu yüzeyde daha fazla olduğunu görmüşlerdir.

Rowley ve Patankar [5], içten kanatçıklı bir borudaki laminer akış ve ısı transferini sayısal bir çalışma yaparak incelemişlerdir. Bu çalışmada araştırmacılar, akış ve ısı transferinin periyodik bir karakter göstermesi nedeniyle seçtikleri bir periyodluk çözüm alanı için kaynak [1] 'deki çözüm metodlarını kullanarak akış ve ısı transferi karakteristiklerini hesaplamışlardır. Çalışmalarında $Pr = 0.7, 2.5$ ve 5 değerlerindeki akışkanlar için farklı Reynolds ve geometrik parametrelerinde hesaplamalar yapmışlar ve bunlara karşılık sürtünme faktörü ve Nusselt değerlerini hesaplamışlardır. Hava gibi Prandtl sayısı düşük akışkanlar için ısı transferinde düşme, yüksek Prandtl sayılarına sahip akışkanlarda ise artış yönünde sonuçlar elde etmişlerdir.

Sparrow ve Tao [6], dikdörtgen kesitli bir kanalda, akış yönünde periyodik ve duvarların her ikisine de birbirlerine simetrik olacak şekilde çubuklar yerleştirilerek gelişmekte olan ve tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayılarını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal içerisindeki havanın akışını ve sıcaklığını bir kompresör ve sıcaklığın kontrol edilebildiği bir düzenek ile sağlamışlardır. Bu çalışmada araştırmacılar, yerel ısı transfer katsayısı dağılımlarının periyodik tam gelişmiş rejime çabuk ulaştığını ve boş kanala göre de bir artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca sürtünme faktöründe de boş kanala göre bir artış gösterdiğini tesbit etmişlerdir.

Berner ve arkadaşları [7], dikdörtgen kesitli bir kanalda, kanalın enine akış yönünde periyodik ve birbirlerine paralel kaydırılmış şekilde yerleştirilmiş bölmelerin oluşturduğu bir geometrideki akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanıp hız dağılımlarını bulmada *Laser Doppler Anemometer* kullanmışlardır. Bu çalışmada araştırmacılar, basınç düşümü ölçümleri ve akış gözlemleri yapmışlar, akışın kısa bir giriş uzunluğundan sonra periyodik bir karakter gösterdiğini tesbit etmişlerdir.

Webb ve Ramadhyani [8], içten, birbirlerine göre paralel kaydırılmış kanatçıklı iki levhadan oluşan kanaldaki sabit özellikli kabul ettikleri bir akışkanın, sabit yüzey ısı akısında, laminer akıştaki, akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada araştırmacılar, böyle bir geometride, kanal girişinden yeterli bir mesafeden sonra akışın, periyodik tam gelişmiş bir karakter göstereceğini ifade etmişler ve kaynak [1] 'deki çözüm metodlarını kullanmışlardır. Hesaplamalarını tam gelişmiş akışta, farklı Reynolds ve Prandtl sayıları için, değişik geometrik parametrelerde yapmışlar ve yüksek Prandtl değerindeki akışkanlar için ısı transferinde bir iyileşme, düşük Prandtl değerindeki akışkanlarda ise bir kötüleşme tesbit etmişlerdir. Ayrıca kanal duvarının iletkenliğinin de ısı transferini iyileştirmede önemli bir etken olduğunu ifade etmişlerdir.

Kelkar ve Patankar [9], içten, birbirlerine göre paralel kaydırılmış kanatçıklı iki paralel levhadan oluşan bir kanaldaki sabit özellikli kabul ettikleri bir akışkanın, sabit yüzey sıcaklığında, laminer akıştaki, akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal geometrisinin akış doğrultusunda periyodik olarak tekrarlanması nedeniyle kaynak [1] 'deki çözüm metodlarını, kanatçık yüksekliği ve kanatçıklar arasındaki mesafenin aynı

olması nedeniyle yarım periyodluk bölgeyi çözüm alanı seçerek kullandıklarını ifade etmişlerdir. Çözümlerini farklı Reynolds ve Prandtl sayıları için, değişik geometrik ve kanatçık iletkenliğindeki parametrelerde elde etmişlerdir. Prandtl sayısı yüksek akışkanlar için ısı transferinde iyileşme ve sürtünme faktöründeki artışın da ısı transferindeki artıştan fazla olduğunu tesbit etmişlerdir. Prandtl sayısı düşük akışkanlarda ise, özellikle kanatçık yüksekliği az olan geometrilerde, ısı transferinde kötüleşme olabileceğini ifade etmişlerdir.

Lee ve arkadaşları [10], annular kesitli bir boruda, içteki boru yüzeyine dikdörtgen kesitli ve yükseklikleri çok küçük olan elemanları akış yönünde periyodik bir şekilde yerleştirerek, periyodik tam gelişmiş türbülanslı akışta, içteki borudan akışkana ısı geçişi olması durumunda pürüzlülük fonksiyonlarını elde etmişlerdir. Hız ve sıcaklık profillerinin elde edilmesinde kaynak [1] 'deki Patankar ve arkadaşlarının periyodik tam gelişmiş bir akış için ortaya koydukları çözüm metodunu kendi problemlerine uyarlayıp sonlu farklar metodu ve *k-ε türbülans modeli* ni kullanmışlardır. Elde ettikleri pürüzlülük fonksiyonlarına ilişkin hız profillerinin literatürdeki yarı-ampirik ifadelerle göre uyumluluk gösterdiğini fakat sıcaklık profilinde farklılıklar olduğunu tesbit etmişlerdir.

Cheng ve Huang [11], birbirlerine göre paralel kaydırılmış kanatçıklı iki levha arasındaki laminer zorlanmış konveksiyon problemini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir. Periyodik tam gelişmiş akışta hız ve sıcaklık dağılımlarını, *akım fonksiyonu-girdap* dönüşümü ile sonlu farklar yöntemini kullanarak elde etmişlerdir. Farklı Reynolds sayıları ve geometrik parametrelerine karşılık, ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörlerini hesaplamışlardır. Kanatçık yüksekliğinin fazla olması durumunda sürtünme faktörünün kanatçık parametrelerine daha çok bağımlı olduğunu ve bir birlerine göre paralel kaydırılmış kanatçık düzenlemesinin ısı transferini iyileştirmede daha iyi sonuç verdiğini ifade etmişler, ayrıca artan Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliğine bağlı olarak toplam ısı transferi ve sürtünme kaybında bir artış olduğunu tesbit etmişlerdir.

Cheng ve arkadaşları [12], tek duvarına iletken kanatçıklar yerleştirilmiş ve kanatçıklı yüzeyden ısıtılan bir kanaldaki akış karakteristikleri ve kaldırma kuvvetinin etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar akış yönünde periyodik olarak yerleştirildiği için, tam gelişmiş bölgede periyodik akış karakteri olacağını ve bu nedenle kaynak [1] 'deki çözüm metodundan yararlandıklarını ifade etmişlerdir. Sayısal çözümlerinde, kanal akışına ait genel denklemlerin *akım fonksiyonu-girdap*

dönüşümünden sonra sonlu farklar yöntemini kullanmışlardır. Bu çalışma, değişik Grashof, Reynolds sayısı ve geometrik parametrelerde yapılmış, ayrıca kanalın dik durması durumundan başka belli açılarda durması durumundaki kanalın eğiklik açısının etkisinde incelenmiştir. Bu çalışmadaki araştırmacılar, sıcak duvarın yeterince fazla ısıtılması durumunda kanatçıkları arka yüzeyinde meydana gelen girdaplara ek olarak, her bir periyotta, soğuk duvar yüzeyinde de ikincil girdaplar meydana geldiğini tesbit etmişlerdir. Grashof sayısının yaklaşık 10^4 değerinden düşük olması durumunda ısı transferinin sadece zorlanmış konveksiyon problemi olarak çözülebileceğini ancak 10^4 'den büyük Grashof sayılarında kaldırma kuvvetlerinin dikkate alınır hale geldiğini ve matematiksel modele dahil edilmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca toplam ısı transferinin artan Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliği ile arttığı sonucuna varmışlardır.

Liou ve Hwang [13], dikdörtgen kesitli bir kanalda, içten dörtgen kesitli elemanlar olması durumunda ve boş kanaldaki türbülanslı akışta ısı transferi ve sürtünme faktörlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal dış yüzeyini ısıtarak kanal içerisinden geçen havaya ısı transferi olmasını sağlamışlardır. Sıcaklık profillerinin bulunmasında *holographic interferometry* ve *thermocouple* kullanmışlar ayrıca ölçülen sürtünme faktörlerinin dağılımını literatürdeki diğer çalışmalarla ve *Moody diyagramı* ile karşılaştırmışlardır. Deney sonuçlarından, periyodik tam gelişmiş akıştaki ortalama sürtünme faktörü, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, elemanların boyutsuz yüksekliği ve elemanlar arası boyutsuz mesafesi arasında bağıntılar geliştirmişlerdir.

Shub [14], içten kanatçıklı bir borudaki periyodik tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Akışın periyodik bir karakter göstermesi nedeniyle tek bir periyodik modülü çözüm alanı olarak kaynak [1] 'deki çözüm metodu ve *k-ε türbülans modeli* ni silindirik koordinat sisteminde ifade ederek, kontrol hacmi yöntemiyle çözümlerini elde etmiştir. Çözümlerini farklı Reynolds sayıları ve geometrik parametreleri ile değişik Prandtl sayılarında yaparak akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, boyutsuz hidrolik direnç değerleri ve Nusselt değerlerini elde etmiştir. Laminer akışta, özellikle düşük Reynolds sayılarında ve bazı geometrik parametrelerde hidrolik direncin boş borudan farklı olarak bir düşüş seyri gösterdiğini ifade etmiş ve minimum ısı transfer katsayısını, kanatçık aralıklarının küçük olması durumunda elde etmiştir.

Liou ve arkadaşları [15], dikdörtgen kesitli bir kanalda, duvarlardan birine dörtgen kesitli elemanları akış yönüne periyodik olarak yerleştirip, periyodik tam gelişmiş türbülanslı akışta, akış ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada elemanlar arası mesafe ve elemanların yükseklikleri gibi geometrik faktörlerin ısı transfer karakteristikleri üzerine etkisi incelenmiştir. Sayısal çalışmalarında elde ettikleri akış ve sıcaklık alanını literatürdeki ve kendilerinin *holographic interferometry* verileri ile karşılaştırmışlardır. Periyodik akışın çözümünde kaynak [1] 'deki çözüm metodu ve *k-ε-A PDM türbülans modeli* ni kullanmışlardır. Çalışmalarını farklı Reynolds ve Prandtl sayıları için değişik geometrik parametrelerde yapmışlardır. Ortalama Nusselt sayısı ile Prandtl sayısı, Reynolds sayısı ve akış geometrisi arasında bir bağıntı geliştirmişlerdir. Ayrıca $Pr = 10$ için en büyük ortalama ısı transfer katsayısını elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Acharya ve arkadaşları [16], dikdörtgen kesitli bir kanalda, duvar yüzeylerine akış yönünde periyodik olarak yerleştirilmiş dörtgen kesitli elemanların oluşturduğu geometrideki periyodik tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmalarında kaynak [1] 'de önerilen çözüm metodundan yararlanmışlar ve türbülanslı tam gelişmiş periyodik rejimde, literatürde daha önce yapılmamış olan *nonlinear k-ε türbülans modeli* ni kullanarak [16] elde ettikleri sonuçları *standart k-ε türbülans modeli*, deneysel çalışmalarının sonuçları ve literatürdeki diğer çalışmalar ile bir karşılaştırmasını yapmışlardır. *Nonlinear k-ε model in core flow* bölgesinde *standart k-ε modeli* ne göre daha gerçekçi *Reynolds stress* sonuçları verdiğini ifade etmişlerdir.

Habib ve arkadaşları [17], dikdörtgen kesitli bir kanalda, akış yönünde periyodik ve birbirlerine paralel kaydırılmış şekilde kanatçıkların oluşturduğu bir geometride, türbülanslı akışta akış ve ısı transferini, kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık malzemesinin ısı transferine, akış şekline ve basınç kaybına etkisini incelemek için, deneysel olarak çalışmışlardır. Yüzeyde sabit ısı akısı ve sabit kanatçık yüksekliğinde, farklı kanatçıklar arası mesafe, kanatçık malzemesi ve Reynolds sayılarında çalışmışlardır. Yaklaşık üç ya da altı kanatçıktan sonra termal olarak periyodik tam gelişmiş bir akış gözlediklerini ifade etmişlerdir. Isı transferindeki iyileşme, kanatçık malzemesinin ve

Reynolds sayısının artması ile arttığı, kanatçıklar arası mesafenin artması ile de azaldığı sonucunu elde etmişlerdir.

Cheng ve Yang [18], Cheng ve arkadaşlarının [12] 1992 yılında yaptığı çalışmadan farklı olarak, gelişmekte olan akışta incelemişlerdir. Paralel iki levhadan oluşan bir kanal içerisinde, ısıtılan duvar üzerine iletkenliği yüksek olan kanatçıkları akış yönünde periyodik olarak yerleştirmişlerdir. Kanal duvarlarının sıcaklığını ise uniform fakat eşit olmayan sıcaklıklarda tutmuşlardır. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin sayısal çözümünde *akım fonksiyonu-girdap* metodunu ele alarak *power-law yöntemi* ni kullanmışlardır. Kanal girişinden birkaç periyod sonra, kesit alanının akış yönünde periyodik değişmesi, periyodik tam gelişmiş bir karakter gösteren bir akışın oluşmasına neden olduğunu tesbit etmişlerdir. Sıcak duvarın yeterince ısıtılması durumunda, soğuk duvar üzerinde, her periyotta rastlanan girdapların oluşmaya başladığını ve bunların akış yönünde ilerledikçe Cheng ve arkadaşlarının [12] 1992 yılında elde ettikleri periyodik tam gelişmiş girdaplara dönüştüğünü ifade etmişlerdir. Kanatçık yüksekliğinin artırılması ek bir alan sağladığından ısı transferini iyileştirdiğini ve ayrıca kaldırma kuvvetlerinin etkisinin de ısı transferi performansında bir etken olduğu sonucuna varmışlardır.

1.4. Eksenel Simetrik Akış ve Isı Transferi Problemleri için

Hareket ve Enerji Denklemleri

Akış ve ısı transferi problemlerinin sayısal çözümü, bu problemleri ifade eden ve genellikle diferansiyel denklemler şeklinde olan matematiksel formdaki kanunlardan başlar. Bu diferansiyel denklemler, bir kontrol hacmi boyunca ilgili büyüklüğün korunumu ilkesine dayanır. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde kullanılan denklemler, kütle korunumu ilkesine yani sürekliliğe, momentumun korunumu ilkesine ve termodinamiğin birinci kanununa yani enerjinin korunumu ilkesine dayanır. Bu temel korunum ilkelerine dayanılarak elde edilen süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin değişik şekillerini hemen hemen her klasik akışkanlar mekaniği ve ısı transferi kitabında rastlamak mümkündür. Boru içerisindeki sıkıştırılmaz ve sabit

özellikli bir akışkanın laminar akışı silindirik koordinatlarda aksel simetrik durum için ifade eden momentum denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir,

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right], \quad (1)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right]. \quad (2)$$

Böyle bir akış için süreklilik denklemi de,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv)}{\partial r} = 0, \quad (3)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Böyle bir akışta, simetrik ısı transferinde, ısı üretiminin olmadığı, viskoziteden kaynaklanan yutulma enerjisinin ihmal edildiği silindirik koordinatlardaki enerji denklemi,

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right], \quad (4)$$

şeklindedir.

1.5. Tam Gelişmiş Periyodik Akışta Isı Transferi

Akış kesit alanı, akış doğrultusu boyunca periyodik olarak değişen bir borudaki akış, kısa bir giriş uzunluğundan sonra, periyodik tam gelişmiş bir karakter gösterir [1, 5]. Böyle bir akış için çözüm metodu 1977 yılında Patankar ve arkadaşları [1] tarafından geliştirilmiştir. Bu çözüm metodu, giriş bölgesi problemi ile uğraşmaksızın, seçilen bir periyotluk çözüm alanına uygulanarak akış ve ısı transferi karakteristiklerini hesaplamak mümkündür. Böyle bir akışta hız alanı periyodik bir davranış gösterir,

$$u(x,r) = u(x+L,r) = u(x+2L,r) = \dots, \quad (5)$$

$$v(x,r) = v(x+L,r) = v(x+2L,r) = \dots \quad (6)$$

Basınç alanı ise, kaynak [1] 'de ifade edildiği üzere,

$$p(x,r) = -\beta x + P(x,r), \quad (7)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada, β sabit, $P(x,r)$ fonksiyonu ise basıncın, her periyodik mesafede tekrar eden değerler alıp, lokal hareketler ile ilgilidir ve,

$$P(x,r) = P(x+L,r) = P(x+2L,r) = \dots, \quad (8)$$

şeklinde ifade edilmektedir. βx terimi ise, eksenel yöndeki genel basınç düşümünü ifade eder. βL , eksenel L uzunluğundaki bir periyotluk çözüm alanı için genel basınç düşümünü verir. Buna göre 1 ve 2 nolu momentum denklemleri periyodik tam gelişmiş akış için,

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \beta - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right], \quad (9)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right], \quad (10)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada, 9, 3 ve 10 nolu denklemleri, $u(x,r)$, $v(x,r)$ ve $P(x,r)$ bilinmeyenlerinden meydana gelen bir diferansiyel denklem sistemi oluşturmaktadır. Buradaki β sabiti için verilecek uygun bir değer karşılığında belirli bir Reynolds değeri yani bir akış ortaya çıkacaktır.

Sıcaklık alanı ise, yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için kaynak [1] 'de ifade edildiği üzere,

$$T(\mathbf{x}, r) = \gamma \mathbf{x} + \hat{T}(\mathbf{x}, r), \quad (11)$$

şeklindedir. Burada γ sabit ve,

$$\gamma = Q / m c_p L, \quad (12)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. $\hat{T}(\mathbf{x}, r)$ fonksiyonu ise, sıcaklığın her periyodik mesafede tekrar eden kısmıdır ve,

$$\hat{T}(\mathbf{x}, r) = \hat{T}(\mathbf{x} + L, r) = \hat{T}(\mathbf{x} + 2L, r) = \dots, \quad (13)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Buna göre 4 nolu denklem periyodik tam gelişmiş akış için,

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial \hat{T}}{\partial \mathbf{x}} + v \frac{\partial \hat{T}}{\partial r} \right) = -\rho c_p u \gamma + k \left[\frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \mathbf{x}^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \hat{T}}{\partial r} \right) \right], \quad (14)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Yüzeyde sabit sıcaklık sınır şartı için ise boyutsuz sıcaklık kaynak [1] 'de ifade edildiği üzere,

$$\theta(\mathbf{x}, r) = \frac{T(\mathbf{x}, r) - T_w}{T_x^* - T_w}, \quad (15)$$

şeklindedir. Burada T_x^* geri dönmelerin oluştuğu eksenel yöndeki hızları dikkate almak için tanımlanmış yerel referans sıcaklığıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır,

$$T_x^* - T_w = \frac{\left[\int_0^{D/2} (T - T_w) |u| dy \right]}{\left[\int_0^{D/2} |u| dy \right]}. \quad (16)$$

Eksenel hızların daima pozitif olduğu durumlarda $T_x^* \equiv T_{bx}$ dir.

$\theta(x,r)$ fonksiyonu ise periyodik tam gelişmiş sıcaklık alanında, her periyodik mesafede tekrar eder ve,

$$\theta(x,r) = \theta(x+L,r) = \theta(x+2L,r) = \dots, \quad (17)$$

şeklinde ifade edilmektedir. θ enerji denkleminde yerine konulursa,

$$u \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right) - \alpha \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) = \sigma, \quad (18)$$

elde edilir. Buradaki σ ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir,

$$\sigma = \left[2\alpha \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - u\theta \right] \frac{\left(\frac{dT_x^*}{dx} \right)}{T_x^* - T_w} + \alpha \theta \frac{\left(\frac{d^2 T_x^*}{dx^2} \right)}{T_x^* - T_w}. \quad (19)$$

Denklem 18 'nin sol tarafı periyodik bir davranış gösterir ve dolayısıyla σ 'da periyodiktir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Temel Eşitliklerin Ayrıklaştırılması

Genel bilgilerde ifade edilen 9, 10 ve 14 nolu denklemler ilgili bağımlı değişkenlerinin korunumu ilkesine dayanırlar. Böylece, bu temel denklemleri ifade edecek olan tek bir diferansiyel denklem yazmak mümkündür. Böyle bir genel diferansiyel denklemin kartezyen koordinatlardaki şekli ile ifade edebileceğimiz gibi aynı diferansiyel denklemi, bağımlı değişkenini ϕ seçerek radyal koordinatlarda zaman bağımsız olarak,

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + S, \quad (20)$$

şeklinde yazabiliriz. Bu durumda süreklilik denklemi de,

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [r \rho u_j] = 0, \quad (21)$$

şeklinde olacaktır. Buradaki j indisinin alacağı 1 ve 2 değerleri x ve r ordinatlarını ifade eder. Genel diferansiyel denklemdeki katsayıların temel denklemlerdeki karşılıkları Tablo1 'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Temel denklemlerle ilgili katsayılar.

ϕ	Γ	S
u	μ	$\beta - \partial P / \partial x$
v	μ	$-\partial P / \partial r$
T	k/c_p	$-\rho c_p u \gamma$

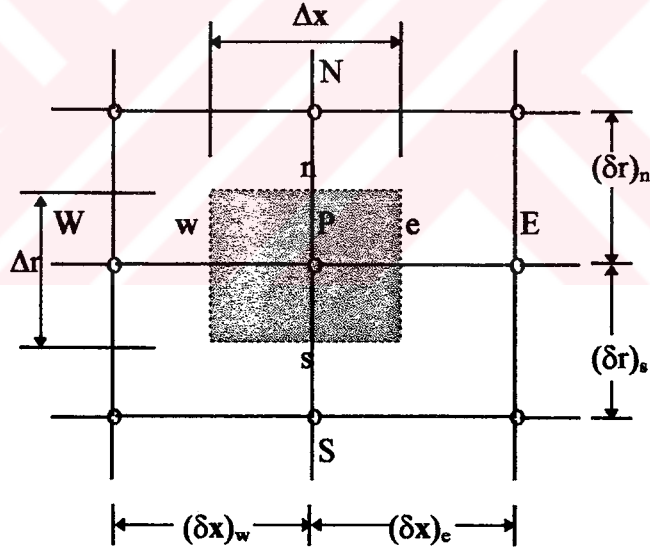
Burada, 20 ve 21 nolu denklemlerin ayrıklaştırılması Kaynak [2] 'nin 2. bölümünde anlatıldığı şekilde yapılabilir. Bu çalışmada, söz konusu kaynaktaki

ayrıklaştırma yöntemi periyodik akıştan gelen ilave terimleri içerecek şekilde silindirik koordinatlar için kullanılmıştır.

Bir diferansiyel denklemin sayısal çözümü için önce çözüm bölgesine ait sonlu sayıda düğüm noktalarından oluşan bir ağ elde edilir. Daha sonra, ilgili diferansiyel denklem düğüm noktalarındaki bilinmeyenleri içeren basit cebirsel denklemlere dönüştürülerek ayrıklaştırılır. Bu ayrıklaştırma işlemi değişik yöntemlerle yapılabilir. Bu çalışmada, hesaplamalarda kullanılan cebirsel denklemler kontrol hacmi yöntemi ile elde edilmiştir [2]. Buna göre 20 ve 21 nolu denklemlerin ayrıklaştırılmış cebirsel formdaki şekli aşağıdaki gibidir,

$$\alpha_P \phi_P = \alpha_E \phi_E + \alpha_W \phi_W + \alpha_N \phi_N + \alpha_S \phi_S + b . \quad (22)$$

İlgili kontrol hacmi ise Şekil 1 'deki gibidir.



Şekil 1. İki boyutlu durum için kontrol hacmi.

Denklem 22 'ye ait katsayılar ise aşağıdaki gibidir,

$$\alpha_E = D_e A(|Pe_e|) + [-Fe, 0] , \quad (23)$$

$$\alpha_W = D_w A(|Pe_w|) + [Fw, 0] , \quad (24)$$

$$\alpha_N = D_n A(|Pe_n|) + [-Fn, 0] , \quad (25)$$

$$\alpha_S = D_s A(|Pe_s|) + [Fs, 0] , \quad (26)$$

$$b = S_C r \Delta x \Delta r, \quad (27)$$

$$\alpha_P = \alpha_E + \alpha_W + \alpha_N + \alpha_S - S_P r \Delta x \Delta r. \quad (28)$$

Buradaki F değerleri kontrol hacminin yüzeyindeki akış debisini ifade eder ve aşağıdaki gibidirler,

$$F_e = (\rho u)_e r \Delta r, \quad (29)$$

$$F_w = (\rho u)_w r \Delta r, \quad (30)$$

$$F_n = (r \rho v)_n \Delta x, \quad (31)$$

$$F_s = (r \rho v)_s \Delta x. \quad (32)$$

Cebirsel denklemin katsayılarında yer alan D değerleri ise kontrol hacmi yüzeyindeki difüzyon miktarıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır,

$$D_e = \frac{\Gamma_e r \Delta r}{(\delta x)_e}, \quad (33)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w r \Delta r}{(\delta x)_w}, \quad (34)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n r_n \Delta x}{(\delta r)_n}, \quad (35)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s r_s \Delta x}{(\delta r)_s}. \quad (36)$$

Peclet sayıları ise $Pe = F/D$ şeklinde tanımlıdır ve 23 - 26 nolu denklemlerde görülen $A(|Pe|)$ fonksiyonu istenilen çözüm yöntemine göre Tablo 2 'den seçilmektedir. Bu çalışmada *Hybrid* yöntem kullanılmıştır. Kaynak terim S ise Kaynak [2] 'de ifade edildiği şekilde lineerleştirilmiştir ve aşağıdaki gibidir,

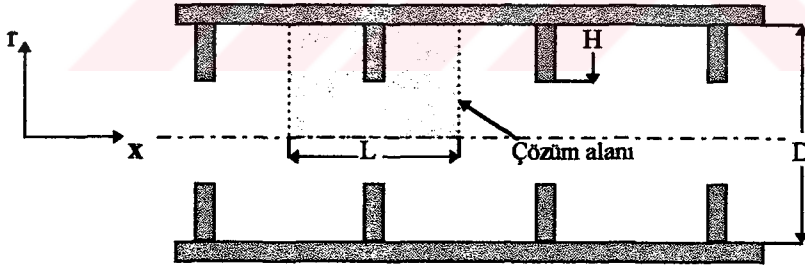
$$S = S_C + S_P \phi_P. \quad (37)$$

Tablo 2. Farklı çözüm yöntemleri için $A(|Pe|)$ fonksiyonu.

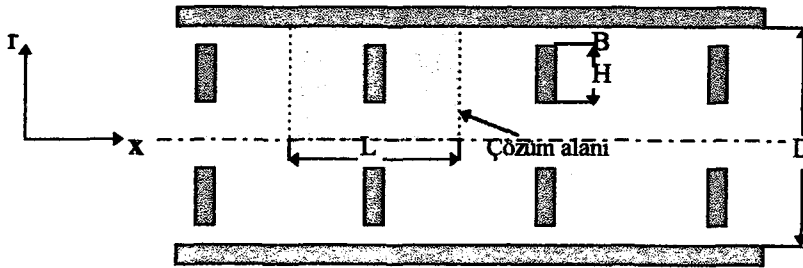
Yöntemin adı	$A(Pe)$ fonksiyonu
Merkezi fark	$1 - 0.5 Pe $
Upwind	1
Hybrid	$[0, 1 - 0.5 Pe]$
Üslü kuvvet	$[0, 1 - 0.5 Pe ^5]$
Üstel	$ Pe / [\exp(Pe) - 1]$

2.2. Çözüm Algoritması

Bir borudaki kesit alanının akış doğrultusunda periyodik olarak değiştirilmesi, duvara temas halinde veya ayırık olarak, periyodik aralıklarla yerleştirilmiş engeller ile sağlanabilir. Bu çalışmada çözülen geometri ve seçilen bir periyotluk çözüm alanı, engellerin duvara bitişik olması durumunda Şekil 2 'de, engellerin duvardan ayırık olması durumunda ise Şekil 3 'te gösterilmiştir.



Şekil 2. Engellerin duvara bitişik olması hali.



Şekil 3. Engellerin duvardan ayırık olması hali.

Ayrıklaştırma sonucu elde edilen 22 nolu cebirsel denklem lineer cebirsel denklemlere ait çözüm yöntemleriyle çözülebilir. Ancak momentum denkleminde görülen $\partial P / \partial x$ ve $\partial P / \partial r$ basınç gradyanlarındaki basınçların elde edilmesi için herhangi bir denklem yoktur. Bu durumda momentum denklemi, verilen bir basınç alanı ya da basınç alanının bir şekilde tahmin edilmesi ile çözülebilir. Bu çalışmada momentum denklemlerinin çözümünde Patankar ve Spalding tarafından 1972 yılında ortaya konulan *SIMPE* (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması [2] ve Kaynak [1] 'de periyodik akışlar için sunulan çözüm metodları kullanılmıştır. Hız bileşenlerinin hesaplanmasında Kaynak [2] 'de tarif edilen *staggered* ağ yapısı kullanılmıştır. Bu ağ yapısında hız bileşenleri kontrol hacimlerinin yüzeylerinde, basınç ve sıcaklık değerleri ise kontrol hacimlerinin merkezlerinde hesaplanır. Böyle bir ağ yapısında komşu iki düğüm noktasındaki basınç farkının aradaki kontrol hacmi yüzeyinde bir hız meydana getirdiği düşünülebilir. Staggered ağ yapısında 22 nolu denklem uygun düzenleme ile aynen kullanılabilir [2]. SIMPLE algoritması ise, ilgili denkelemi çözmek için tahmin ve doğrultma döngüsünden oluşan bir mantık üzerine kuruludur. Hız bileşenleri tahmini bir başlangıç basınç alanından yararlanarak momentum denklemlerinden hesaplanır. Daha sonra basınç ve hızlar sürekliliği sağlayacak şekilde doğrultulurlar. Bu işlem çözüm yakınsayınca kadar devam eder. 22 nolu denklemi staggered ağ yapısında ve tahmin edilen ya da verilen P^* basınç alanı ve u^* ve v^* hız alanına göre düzenlenmiş şekli aşağıdaki gibidir,

$$\alpha_e u_e^* = \sum \alpha_{nb} u_{nb}^* + b + (P_P^* - P_E^*) A_e, \quad (38)$$

$$\alpha_n v_n^* = \sum \alpha_{nb} v_{nb}^* + b + (P_P^* - P_N^*) A_n. \quad (39)$$

Burada komşu α_{nb} katsayıları kontrol hacmi yüzeylerindeki konveksiyon ve difüzyon etkilerini ifade eder. Buradaki b terimi, 27 nolu denklemde ifade edildiği şekildedir. Ancak burada basınç alanı çözüleceği için S_C ve S_P kaynak terimleri içerisinde bırakılmayıp dışarı çıkartılmıştır. $(P_P^* - P_E^*) A_e$ terimi u kontrol hacmi üzerine etkileyen basınç kuvvetini, A_e ise bu basınç kuvvetinin etkidiği alanı ifade etmektedir. $(P_P^* - P_N^*) A_n$ teriminde benzer şekilde v kontrol hacmi üzerine etkileyen basınç kuvvetini, A_n ise bu basınç kuvvetinin etkidiği alanı ifade etmektedir.

Daha sonraki iterasyonda kullanılmak üzere, gerçek çözüme daha yakın doğrultulmuş basınç değeri ise,

$$P = P^* + P', \quad (40)$$

şeklinde tanımlanır [2]. Buradaki P' basınç doğrultmanıdır. Bu durumda yeni hızlarda,

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E), \quad (41)$$

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_P - P'_N), \quad (42)$$

$$d_e \equiv A_e / \alpha_e, \quad (43)$$

$$d_n \equiv A_n / \alpha_n \quad (44)$$

İfadelerinden yararlanılarak daha doğru değerleri hesaplanır. P' basınç doğrultmanını hesaplamak için de aşağıdaki basınç doğrultman denklemi tarif edilmektedir [2],

$$\alpha_P P'_P = \alpha_E P'_E + \alpha_W P'_W + \alpha_N P'_N + \alpha_S P'_S + b. \quad (45)$$

Denklem 45 'deki katsayılar da aşağıdaki gibidirler,

$$\alpha_E = (\rho d)_e r \Delta r, \quad (46)$$

$$\alpha_W = (\rho d)_w r \Delta r, \quad (47)$$

$$\alpha_N = (r \rho d)_n \Delta x, \quad (48)$$

$$\alpha_N = (r \rho d)_s \Delta x, \quad (49)$$

$$\alpha_P = \alpha_E + \alpha_W + \alpha_N + \alpha_S, \quad (50)$$

$$b = [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] r \Delta r + [(r \rho v^*)_s - (r \rho v^*)_n] \Delta x. \quad (51)$$

Denklem 51 aslında 21 nolu süreklilik denkleminin ayrıklaştırılmış şeklidir. Yani $b=0$ ise basınç ve hız alanı için artık bir doğrultma yapmaya gerek yok ve elde edilen hız ve basınç alanı çözüm olarak kabul edilebilir demektir.

Periyodik tam gelişmiş akışlarda momentum denklemi için sınır koşulu belirli bir giriş debisi olarak verilmeyip, 9 nolu denklemde görülen β basınç gradyanı ile

verilmektedir [1, 5]. Burada β için verilecek sabit bir sayı ile momentum denklemlerinin çözümünden belirli bir akış debisi yani Reynolds sayısı elde edilecektir. Fakat belirli bir Reynolds sayısındaki çözümü elde edebilmek için β değeri sayısal hesaplama içerisinde iteratif olarak ayarlanabilir. Bu çalışmada β değerinin ayarlanmasında aşağıdaki ifade kullanılmıştır.

$$\beta_{\text{yeni}} = \beta_{\text{eski}} + 0.08 (Re_0/Re - 1). \quad (52)$$

Buradaki Re_0 istenilen Reynolds sayısı, Re ise çözüm sırasında hesaplanan Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü Kaynak [5] 'de ifade edildiği şekliyle hesaplamalarda kullanılmıştır ve aşağıdaki gibidirler,

$$f Re = 2 \beta D^2 / (\mu u_m), \quad (53)$$

$$Re = \rho u_m D / \mu. \quad (54)$$

Boş boruda tam gelişmiş laminar akışta $f Re$ 'un 64 olduğu bilinmektedir. Ayrıca akışın eksenel simetrik olmasından dolayı $(\partial u / \partial r)_{r=0} = 0$ türev sınır şartı vardır. Akışın periyodik olması nedeniyle 5, 6 ve 8 nolu denklemler momentum denklemi için periyodiklik koşulunu vermekte, yani çözüm alanı çıkışındaki hız profili aynı zamanda çözüm alanının giriş profili olmaktadır.

Sıcaklık alanı ise yüzeyde sabit ısı akısı sınır koşuluna göre elde edilmiştir. Isı transferinin gerçekleştiği duvar cidarında Fourier kanununu yazacak olursak,

$$\left(\frac{\partial \hat{T}}{\partial r} \right)_{r=D/2} = -\frac{q}{k}, \quad (55)$$

şeklinde olacaktır. Bu denklemin ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibidir,

$$\hat{T}_w = \frac{q}{k} \Delta r + \hat{T}_{w-1}. \quad (56)$$

Ayrıca eksenel simetrik çözümden dolayı $(\partial \hat{T} / \partial r)_{r=0} = 0$ türev sınır koşulu vardır. Akışın periyodik olması nedeniyle 13 nolu denklem periyodiklik koşulunu vermekte yani çözüm alanı çıkışındaki sıcaklık profili aynı zamanda çözüm alanının giriş profili olmaktadır.

Çözüm olarak elde edilen sıcaklık alanından yerel ve ortalama Nusselt sayılarını hesaplamak mümkündür. Bu çalışmada yerel Nusselt sayılarında fazla bir farklılık görülmemiş fakat değerlendirmede çözüm alanının girişinde ve çıkışındaki yerel Nusselt sayılarının ortalaması göz önüne alınmıştır. Yerel taşınım katsayıları ve Nusselt sayıları Kaynak [5] 'de ifade edildiği şekliyle kullanılmıştır ve aşağıdaki gibidirler.

$$Nu = h D / k, \quad (57)$$

$$h = Q / [\pi D L (T_w - T_b)]. \quad (58)$$

Buradaki Q, bir periyotta akışkana transfer edilen ısı miktarı, $\pi D L$ bu ısınn geçtiği boru duvarının yüzeysel alanı, $T_w - T_b$ ise hesaplama yapılan istasyondaki duvar ile akışkanın ortalama sıcaklığı arasındaki farktır. Denklem 57 'de görülen T_b yerel akışkan ortalama sıcaklığı aşağıdaki şekildedir.

$$T_b = \int_0^{D/2} T|u|dr / \int_0^{D/2} |u|dr. \quad (59)$$

Boş boruda, sabit yüzey ısı akısı sınır şartı için, ısı olarak tam gelişmiş akışta Nusselt sayısının 4.364 olduğu bilinmektedir.

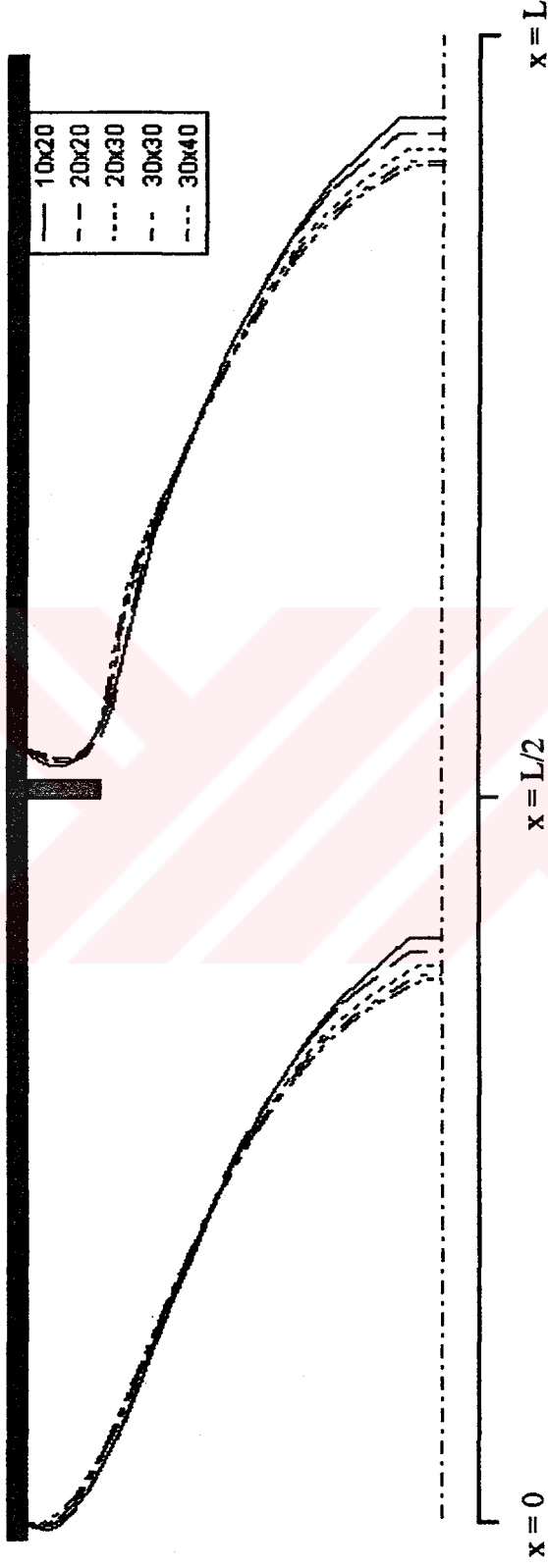
Buraya kadar anlatılan çözüm metodlarını kullanarak hız, basınç ve sıcaklık alanını hesaplayan FORTRAN dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programının çözüm algoritması aşağıdaki gibidir:

1. Akış geometrisi ve başlangıç değerlerini oku,
2. Ağ geometrisine ait sabitleri hesapla,
3. 52 nolu denklemden yeni β değerini hesapla,

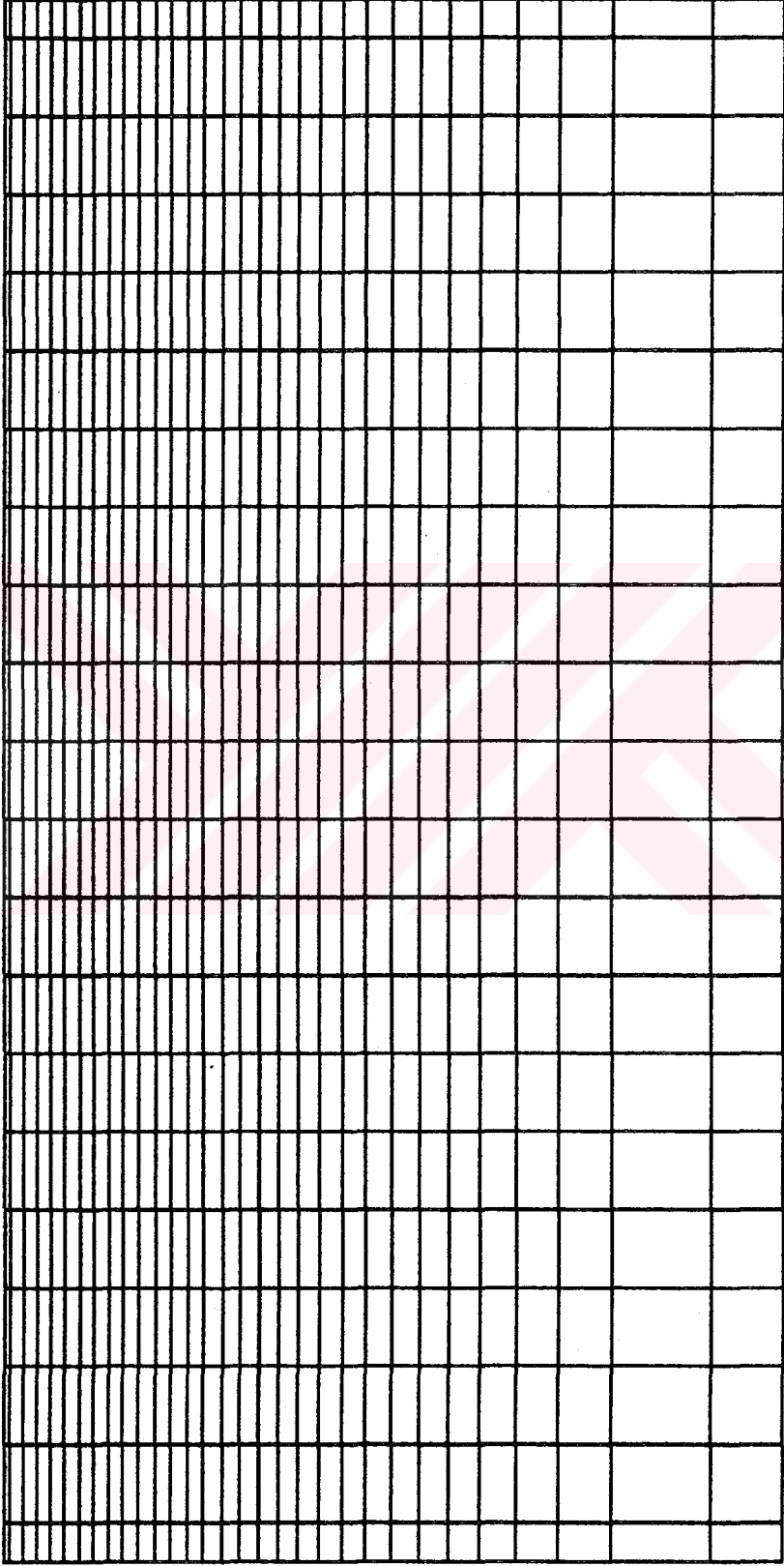
4. 5, 6, 8 ve 13 nolu denklemlere göre çözüm bölgesi çıkışındaki hız, basınç ve sıcaklık profillerini giriş profili olarak aktar,
5. 56 nolu denkleme göre duvar sıcaklıklarını hesapla,
6. 38 ve 39 nolu momentum denklemlerini çöz,
7. 45 nolu basınç doğrultman denklemini çöz,
8. Yeni basınç alanını 40 nolu denkleme göre hesapla,
9. Yeni hız alanını 41 ve 42 nolu denklemlere göre hesapla,
10. Sıcaklık alanını 22 nolu denklemde ϕ 'yi T seçerek hesapla,
11. İstenilen hassasiyette, değişmeyen Reynolds sayısı ya da β değeri elde edilmemişse 3 nolu adıma git değilse 12 nolu adıma git,
12. 53 nolu denkleme göre f Re, 57 nolu denkleme göre de Nusselt sayılarını hesapla ve bulunan tüm sonuçları ilgili disk dosyalarına kaydet.

2.3. Ağ Sıklığının Tespiti Çalışması

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde, kısmi diferansiyel denklemleri sayısal olarak çözmek için bu denklemler sonlu farklar formundaki cebirsel denklemler haline getirilerek ayrıklaştırılır. Bu ayrıklaştırma işleminin yapılabilmesi için, öncelikle seçilen çözüm bölgesine ait sonlu sayıda düğüm noktalarından oluşmuş bir ağ elde edilmesi gerekir. Bir diferansiyel denklemden elde edilecek cebirsel denklem, ayrıklaştırılmış çözüm bölgesinde her düğüm noktası için yazılarak düğüm sayısı kadar cebirsel denklem sayısı elde edilir. Bu cebirsel denklem takımının çözümü ile de her düğüm noktasında diferansiyel denklemdeki bağımlı değişkene ait bilinmeyenler hesaplanır ve seçilen bölgeye ait bir çözüm alanı elde edilir. Elde edilen çözüm alanı, çözülen diferansiyel denklemin bağımlı değişkenine ait sayısal bir dağılımdır. Eğer sık bir ağ seçilmiş ise çözüm alanındaki düğüm sayısı artacak ve böylece daha iyi ve hassas bir dağılım elde edilecektir. Buna karşın sık ağ seçmek çözülecek cebirsel denklem takımındaki denklem sayısını artıracığından hesaplama süresi de artacaktır. Bu durumda çözüm bölgesine ait seçilecek ağ sıklığı, hesaplama süresini gereksiz yere artırmamalı fakat yeterince iyi ve hassas çözüm verecek şekilde olmalıdır.



Şekil 4. Değişik ağ sıklıklarında $x=0$ ve $x=L/2$ 'deki hız profilleri.



Şekil 5. Çalışmalarda kullanılan ağ yapısı.

Bu tez çalışmasında, önce çözüm bölgesine ait uygun bir ağ sıklığı tespit edilmiş ve hesaplamalar seçilen bu ağ sıklığında yapılmıştır. Bunun için önce belirli bir geometride ve diğer tüm parametreleride sabit tutarak değişik ağ sıklıklarında çözümler elde edilmiştir. Daha sonra her ağ sıklığına ait, çözüm bölgesinin girişinde ve hemen engel arkasındaki hız profilleri çizilmiş ve buradan aynı hız profilini veren ağ sıklıklarından en düşük ağ sıklığı seçilmiştir. Şekil 4 'te değişik ağ sıklıklarındaki hız profilleri gösterilmiştir. Şekil 4 'ten görüleceği üzere 20x30 ve daha fazla sıklıktaki ağlarda hız profilleri birbirlerine çok yakın çıkmaktadır. Bu nedenle bu tez çalışmasındaki tüm çözümler 20x30 ağ sıklığı kullanılarak elde edilmiştir.

Ayrıca, radyal koordinatlarda üretilen homojen ağ yapısında kontrol hacimlerinin eksenel yöndeki yüzey alanları radyal doğrultuda birbirlerinden farklılık gösterir ve eksenden radyal doğrultuda gidildikçe bu alan artar. Bu çalışmada, çözümün daha kararlı ve çabuk bir şekilde yakınsamasını sağlamak için, kontrol hacimlerinin eksenel yöndeki bu alanlar sabit tutularak, radyal yönde non-homojen bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Sonuçta elde edilen ağ yapısı Şekil 5 'te gösterilmiştir.

2.4. Yapılan Çalışmaların Literatürden Gelen Verilerle Karşılaştırılması

Literatürde akış kesit alanı periyodik olarak değişen geometrilerde yapılmış değişik çalışmalara rastlamak mümkündür. Bu tez çalışmasında incelenen akış ve ısı transferi akış yönünde periyodik bir karakter gösterdiğinden 1977 yılında Patankar ve arkadaşları [1] tarafından bu tür akışlar için önerilen çözüm metodları kullanılmıştır. Bu tez çalışmasına benzer olarak, aynı çözüm metodlarını kullanan bir çalışma 1984 yılında Rowley ve Patankar [5] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada araştırmacılar, içten kanatçıklı bir borudaki laminer akış ve ısı transferini sayısal bir çalışma yaparak incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı Prandtl sayılarında $H/D = 0.2, 0.1$ ve 0.05 , $Re=100, 500$ ve 1000 ile yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için çözümler elde etmişler, elde ettikleri sonuçları L/H ile fRe ve L/H ile Nusselt sayısı arasında eğriler çizerek sunmuşlardır.

2.4.1. Akış Alanı Probleminin Karşılaştırılması

Akış alanı probleminin karşılaştırılması ile ilgili yapılan çalışmalar, Kaynak [5] 'deki yapılan çalışmalardan belirli parametreler için çözümler elde edilerek yapılmıştır. Bunun için engellerin duvar cidarına bitişik olması durumunda ve Kaynak [5] 'de bahsedildiği gibi, sıfır engel kalınlığı alınmak suretiyle kalınlık etkisi ihmal edilmiştir. Yapılan tüm çalışmalarda boru çapı, $D = 0.1$ m olarak seçilmiş ve sonuçlar bu çap boyutu sabit tutularak elde edilmiştir. Akışkanın hava olması durumunda, Reynolds sayısı 500, H/D oranı 0.1 olarak sabit tutulup L/H oranının 1 ile 100 aralığında seçilen 14 değişik değeri için bilgisayar programı koşturulmuş, elde edilen hız alanı çözümlerinden 53 nolu denkleme göre fRe değerleri hesaplanmıştır. Aynı 14 değişik L/H değerleri için Kaynak [5] 'de sunulan grafiklerden yararlanarak fRe değerleri elde edilmiş ve daha sonra bilgisayar ortamında bu verilere en küçük kareler yöntemiyle eğriler uydurularak grafiklendirilmiştir. Kaynak [5] 'den okunan değerlerle bu tez çalışmasından elde edilen bulgular, bir arada fRe değerinin L/H oranı ile değişimi olarak Şekil 6 'da gösterilmiştir.

2.4.2. Isı Transferi Probleminin Karşılaştırılması

Isı transferi probleminin karşılaştırılması ile ilgili yapılan çalışmalar, akış alanı problemi için yapılanların benzeri şeklindedir. Kaynak [5] 'de yapılan çalışmada araştırmacılar, ısı transferi çözümlerinde kanatçık etkisinin ihmal edildiğini ve kanatçıktan akışkana ısı transferinin hesaplamalarda göz önüne alındığını ifade etmişlerdir. Bu tez çalışmasında ise engelden akışkana olabilecek ısı transferini hesaplamalarda ele almadan sıcaklık alanı çözümleri elde edilmiştir. Yine akış alanı probleminin karşılaştırılması çalışmasında L/H oranının 1 ile 100 aralığında seçilen 14 değişik değeri için bilgisayar programının koşturulmasından aynı zamanda sıcaklık alanı çözümleri elde edilmiştir. Sıcaklık alanı çözümlerinin elde edilmesinde, Kaynak [5] 'de olduğu gibi, yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Elde edilen sıcaklık alanı çözümlerinden 57 nolu denkleme göre Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Daha sonra, akış alanı probleminin karşılaştırılması çalışmasında L/H oranı ile fRe değerlerinin grafiklendirilmesi gibi L/H oranı ile Nusselt sayısı arasında aynı çalışma yapıp Kaynak [5] 'deki ve bu tez

çalışmasında elde edilen verilere ait iki ayrı eğri elde edilerek tek bir grafik üzerinde gösterilmiştir. Elde edilen L/H oranı ile Nusselt sayısı arasındaki bu grafik Şekil 7 'de gösterilmiştir.

2.5. Farklı Durumlar İçin Akış ve Isı Transferi Çözümleri

Farklı durumlar için akış ve ısı transferi çözümleri ile ilgili yapılan çalışmaları iki kısma ayırmak mümkündür. Bunlar, akış içerisindeki engelin duvara bitişik olması durumu ve duvardan ayrık olması durumlarıdır. Engelin duvara bitişik olması durumundaki geometri Şekil 2 'de, duvardan ayrık olması durumundaki geometri ise Şekil 3 'te gösterildiği gibidir. Bitişik ve ayrık durumlar için yapılan çalışmalar, akışkan olarak hava olması durumunda, boru çapı $D = 0.1$ m, H/D oranı 0.1, Reynolds sayısı 500 ve yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartında gerçekleştirilmiştir.

2.5.1. Periyodik Engellerin Duvara Bitişik Olması Durumu

Bu tez çalışmasının literatürden gelen verilerle karşılaştırılması kısmında anlatılan çalışmalardan elde edilen çözümler aynı zamanda periyodik engellerin duvara bitişik olması durumu ile ilgili çalışmaları oluşturmuştur. Evvelce anlatıldığı gibi periyodik engellerin duvara bitişik olması durumunda parametre olarak L/H oranı seçilmiş ve bu oranının 1 ile 100 aralığındaki 14 değişik değeri için bilgisayar programı koşturularak hız ve sıcaklık alanı ile ilgili çözümler elde edilmiştir. Engel kalınlığının etkisi ihmal edilmiş ve engelden akışkana olabilecek ısı transferi hesaplamalarda ele alınmadan sıcaklık alanı çözümleri elde edilmiştir. Elde edilen hız ve sıcaklık çözüm alanlarından yararlanılarak her L/H oranı için fRe değeri ve Nusselt sayıları hesaplanmış ve bu verilere en küçük kareler yöntemi ile bilgisayar ortamında birer eğri uydurulmuştur. Elde edilen eğriler Şekil 6 ve Şekil 7 'deki grafiklerde gösterilmiştir.

Bu kısımda yapılan çalışmalarda elde edilen akış alanı çözümlerindeki akışın yapısını görebilmek amacı ile hız alanı çözümlerine ait hız vektörleri çizilmiştir. Şekil 8 'de bitişik durum ve L/H oranının 20 olması durumundaki akış alanının yapısı

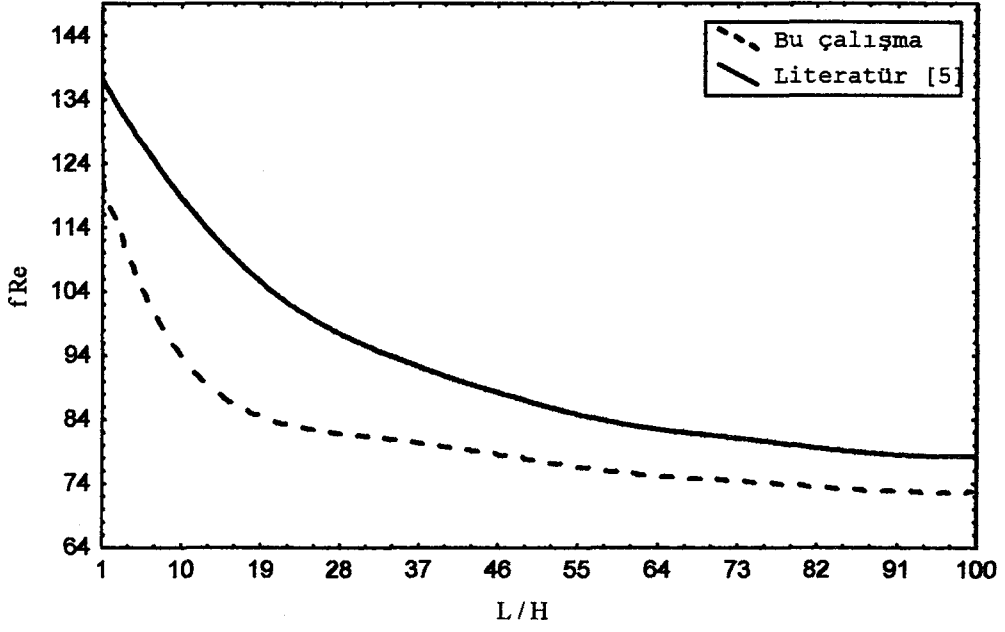
gösterilmiştir. Şekil 8 'den anlaşılacağı üzere engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki hızlar çok küçük olduğundan buradaki hız vektörleri ve dolayısıyla akış yapısı görülememektedir. Bu nedenle, engel yüksekliği ile boru cidarı arasında kalan bölgedeki akışın yapısını görebilmek için, sadece bu bölge detaylandırılarak hız alanı çözümlerinin grafikleri elde edilmiştir. L/H oranının 5, 10 ve 15 olması durumları için elde edilen bu grafikler sırasıyla Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11 'de gösterilmiştir. Elde edilen bu grafikleri anlaşılır bir şekilde ve A4 sayfa boyutları içerisinde gösterebilmek için şekillerdeki L/H oranları orantılı olarak gösterilmemiştir. Hız vektörlerinin gösterildiği şekillerin tümünde, periyot uzunluğu L 'nin tamamı gösterilmiştir.

2.5.2. Periyodik Engellerin Duvardan Ayırık Olması Durumu

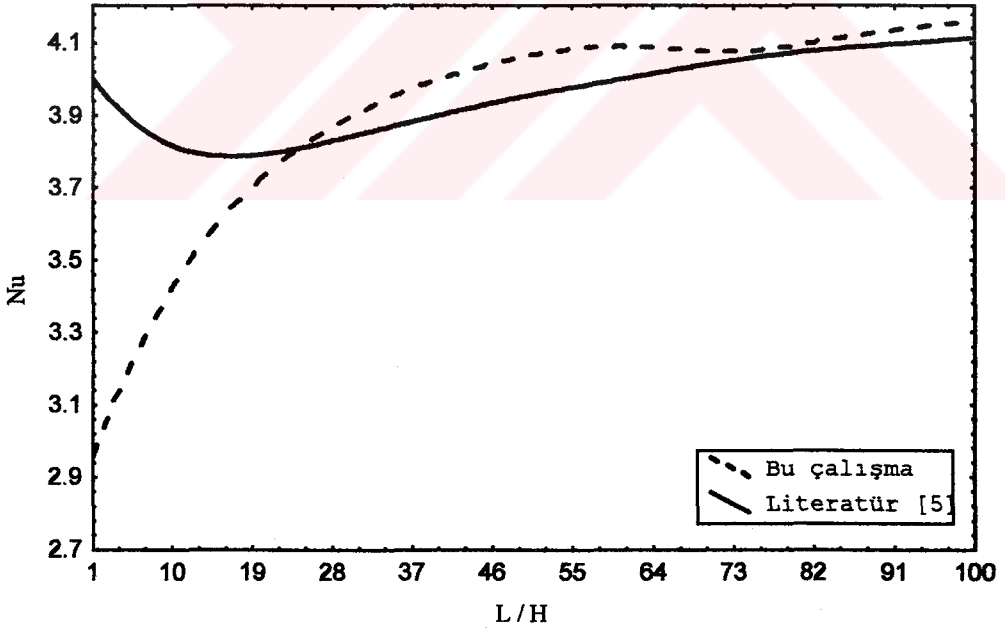
Periyodik engellerin duvardan ayırık olması durumunda L/H oranı 20 olarak sabit alınmış ve diğer tüm parametrelerde evvelce bahsedilen değerlerde sabit tutularak değişik B/D oranlarında çözümler elde edilmiştir. B/D oranının küçük olması, engelin boru duvarına yakın olması durumunu, B/D oranının büyük olması durumu ise engelin boru eksenine yakın olması durumunu ifade etmektedir. B/D oranının 0 olması ise engelin boru duvarına bitişik olması anlamına gelmektedir. Bu kısımda yapılan çalışmalarda B/D oranının 1/3 'den 0 olması durumuna kadar 14 değişik değer için bilgisayar programı koşturularak hız ve sıcaklık alanı ile ilgili çözümler elde edilmiştir. Engel kalınlığının etkisi ihmal edilmiş ve engelin duvara bitişik olması durumunda engel yüzeyinden akışkana olabilecek ısı transferi hesaplamalarda ele alınmadan sıcaklık alanı çözümleri elde edilmiştir. Her B/D oranı için elde edilen hız ve sıcaklık alanı çözümlerinden yararlanılarak B/D oranı ile fRe değeri arasında ve B/D oranı ile Nusselt sayısı arasında, bilgisayar ortamında, en küçük kareler yöntemi ile eğriler uydurulmuştur. Elde edilen bu eğriler Şekil 12 ve Şekil 13 'de gösterilmiştir. Yine bu kısımda yapılan çalışmalarda da akış alanı çözümlerindeki akış yapısını görebilmek amacı ile B/D oranının 0, 1/20, 1/10 ve 1/5 olması durumlarındaki hız vektör alanları çizilmiştir. Elde edilen grafikler sırasıyla Şekil 14, Şekil 15, Şekil 16 ve Şekil 17 'de gösterilmiştir.

3. BULGULAR

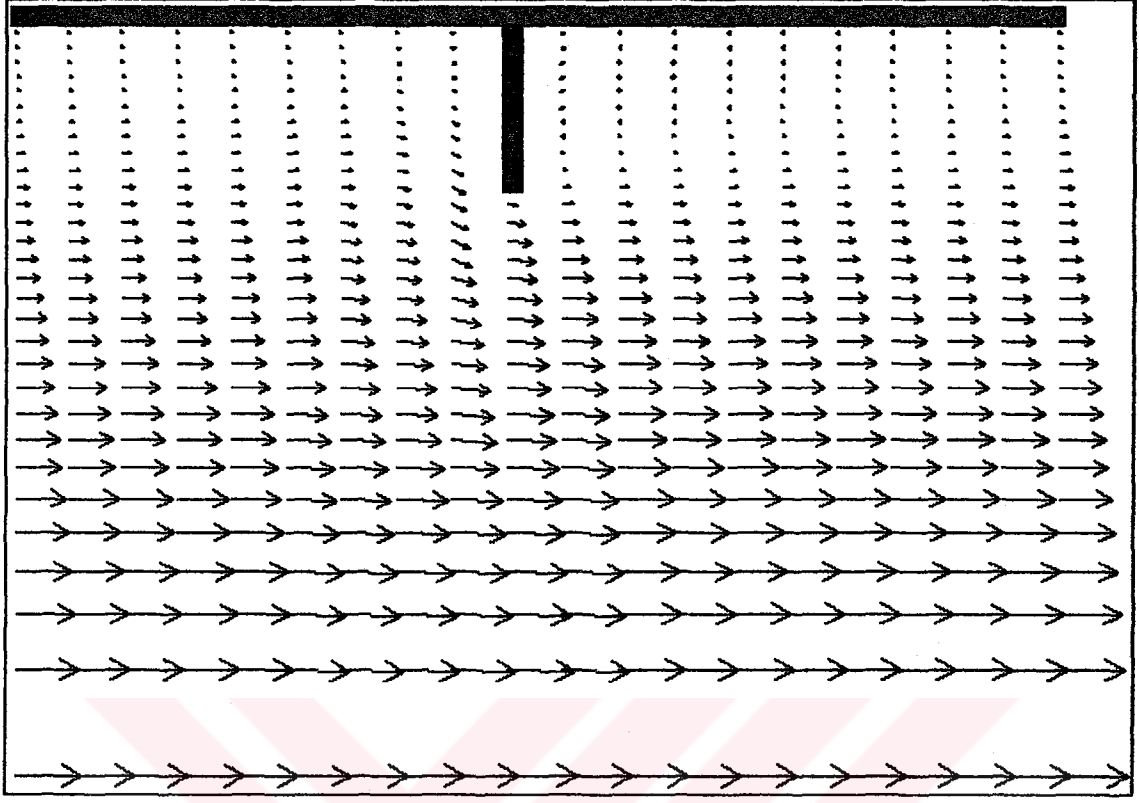
Bu bölümde, bir önceki bölümde yapılan çalışmalardan elde edilen bulgular sunulmuştur. Bu bulgular tez çalışmasının takvimine uygun olarak elde edilen grafiklerden oluşmaktadır. Bu nedenle, geliştirilen bilgisayar programının literatürden gelen verilerle test edilmesi bulguların başında yer almaktadır. Şekil 6 'da fRe değerinin L/H oranı ile yani periyot uzunluğunun engel yüksekliğine oranı ile değişimi görülmektedir. Grafik üzerindeki eğrilerden biri bu çalışmaya ait, diğeri ise literatürden gelen verilere aittir. Benzer biçimde ısı transferi sonuçlarının literatürden gelen verilerle karşılaştırılması Şekil 7 'de Nusselt sayısının L/H oranı ile değişimi şeklinde temsil edilmektedir. Bu karşılaştırmalar yapıldıktan sonra, engelin duvara bitişik olması durumu için, L/H oranının 20 olması durumunda akış alanının hız vektörleri ile temsil edilmesi Şekil 8 'de görülmektedir. Ayrıca 3 değişik L/H oranlarında duvara yakın bölgelerde akış alanının hız vektörleri ile temsil edilmesi sırasıyla Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11 'de görülmektedir. Şekil 12 ve Şekil 13 ise, engelin duvardan ayrık olması ile ilgili bulgulardır. Burada Şekil 12, fRe değerinin B/D oranı ile yani engelin duvardan olan mesafesinin boru çapına oranı ile değişimini göstermektedir. Benzer olarak Şekil 13 'de Nusselt sayısının B/D oranı ile değişimi görülmektedir. Ayrıca akış alanının davranışını gözlemek için 3 değişik B/D oranı için akış alanının hız vektörleri ile temsili Şekil 15, Şekil 16 ve Şekil 17 'de görülmektedir.



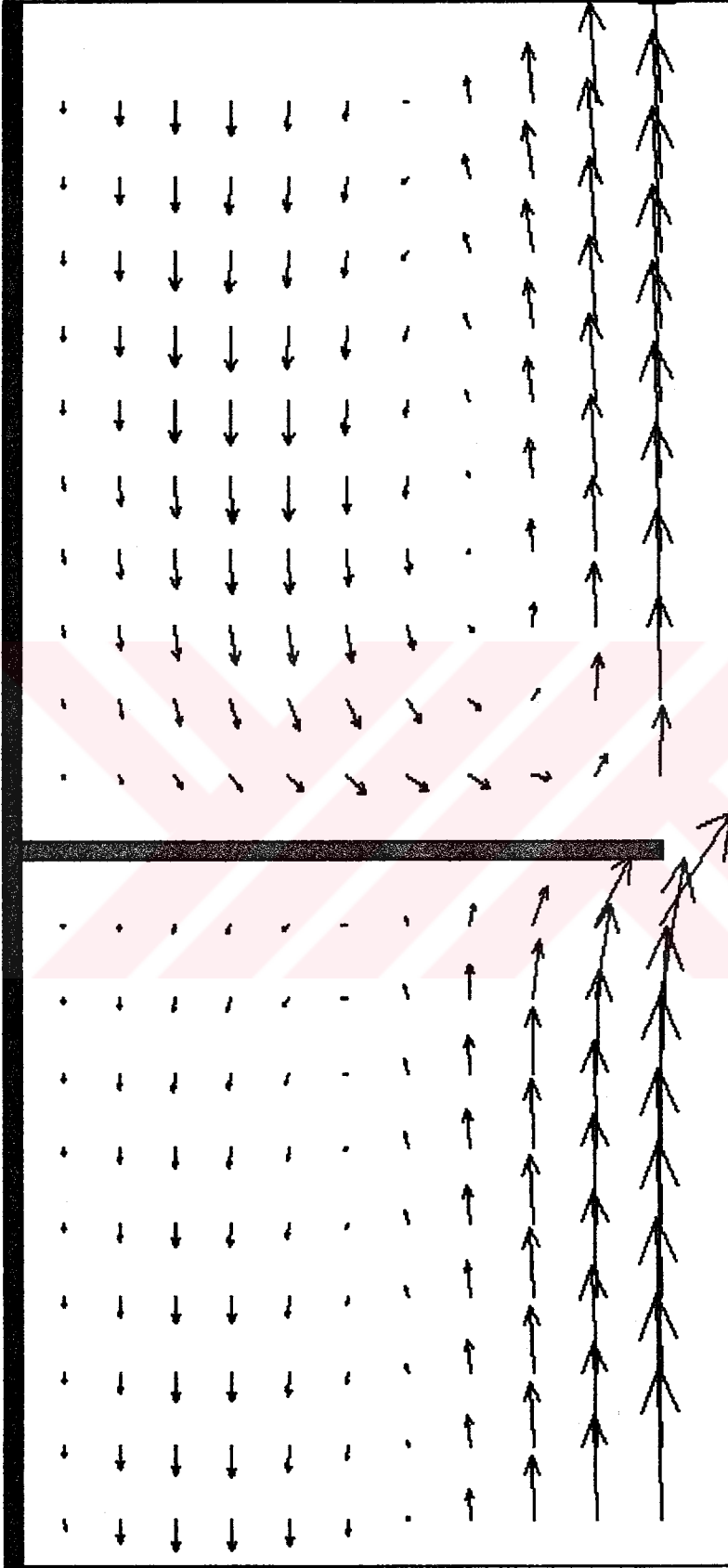
Şekil 6. Bitişik durum için sürtünme faktörünün L/H oranı ile değişimi.



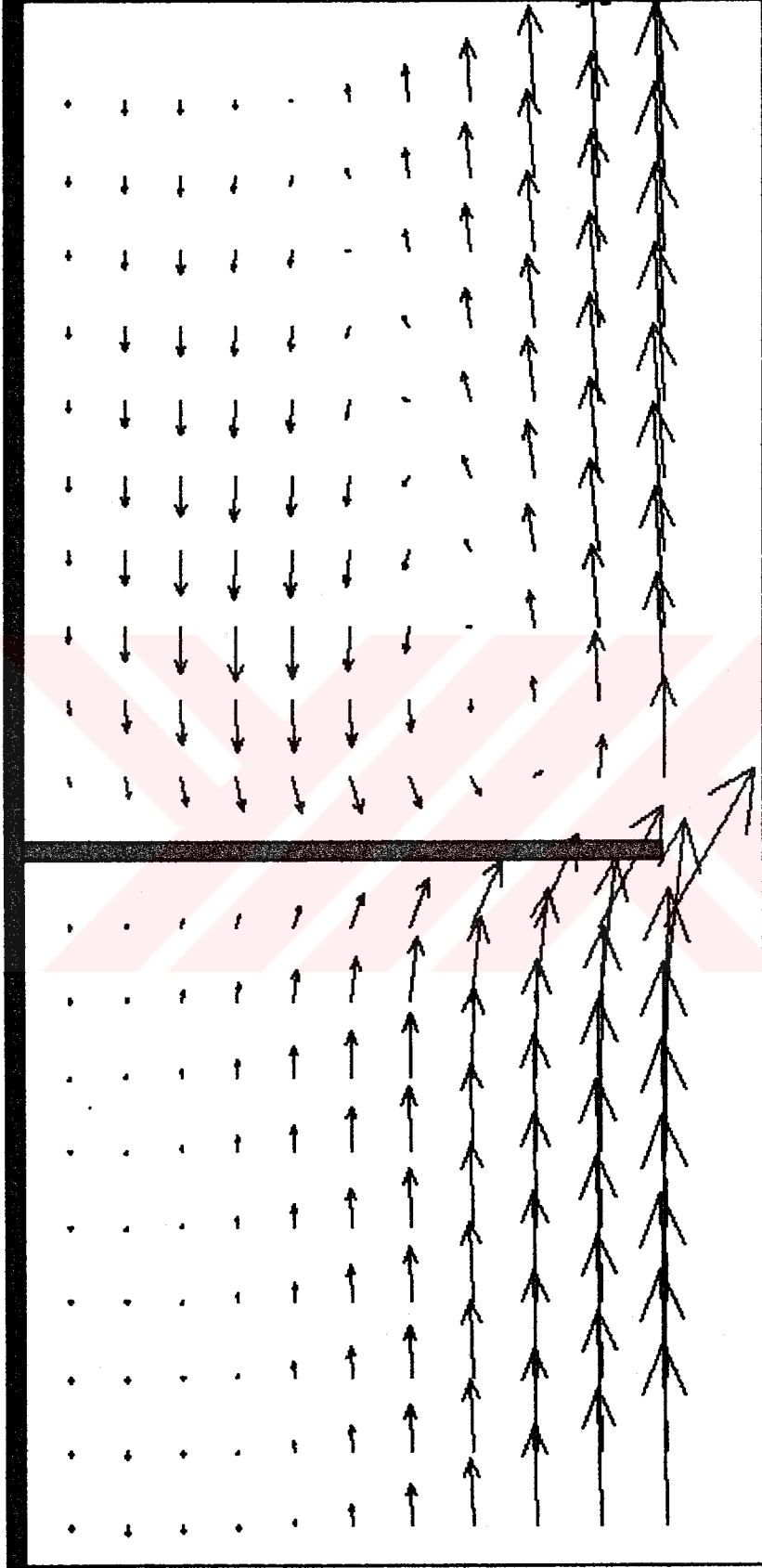
Şekil 7. Bitişik durum için Nusselt sayısının L/H oranı ile değişimi.



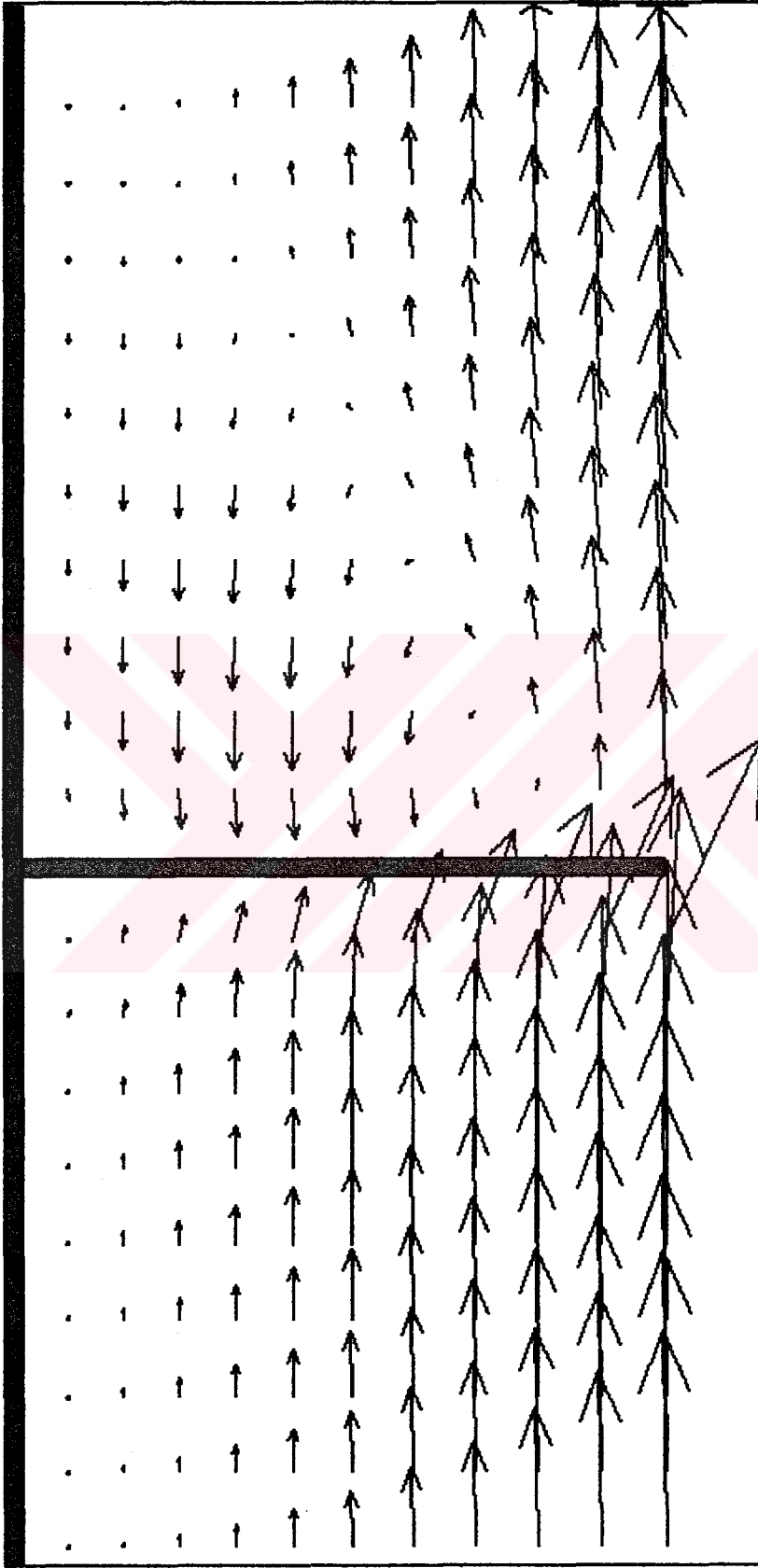
Şekil 8. $L/H = 20$ olması durumunda akış alanının yapısı.



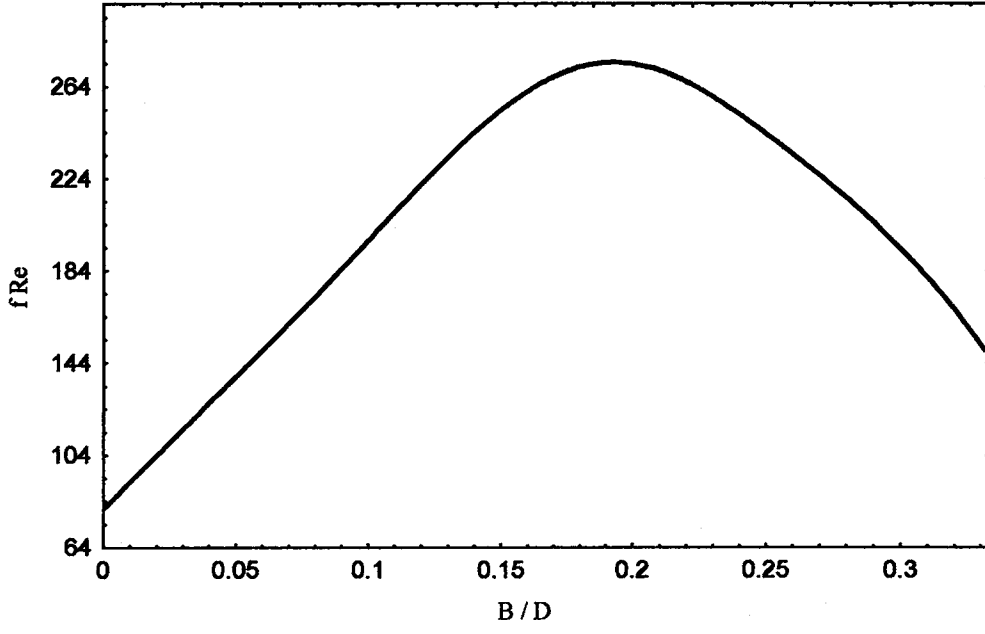
Şekil 9. Bitişik durum için, $L/H = 5$ olması durumunda , engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı.



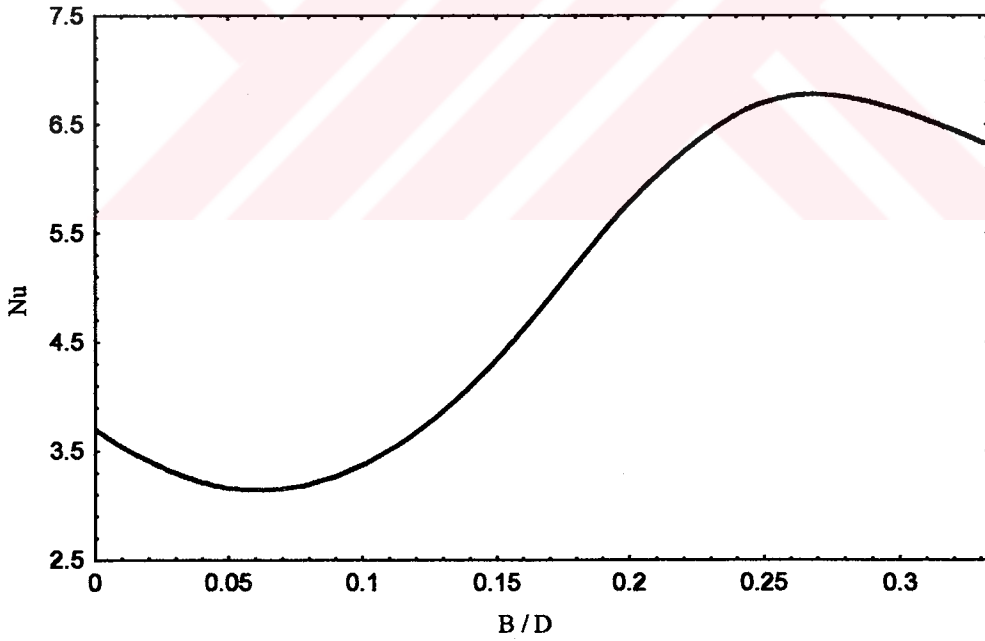
Şekil 10. Bitişik durum için, $L/H = 10$ olması durumunda, engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı.



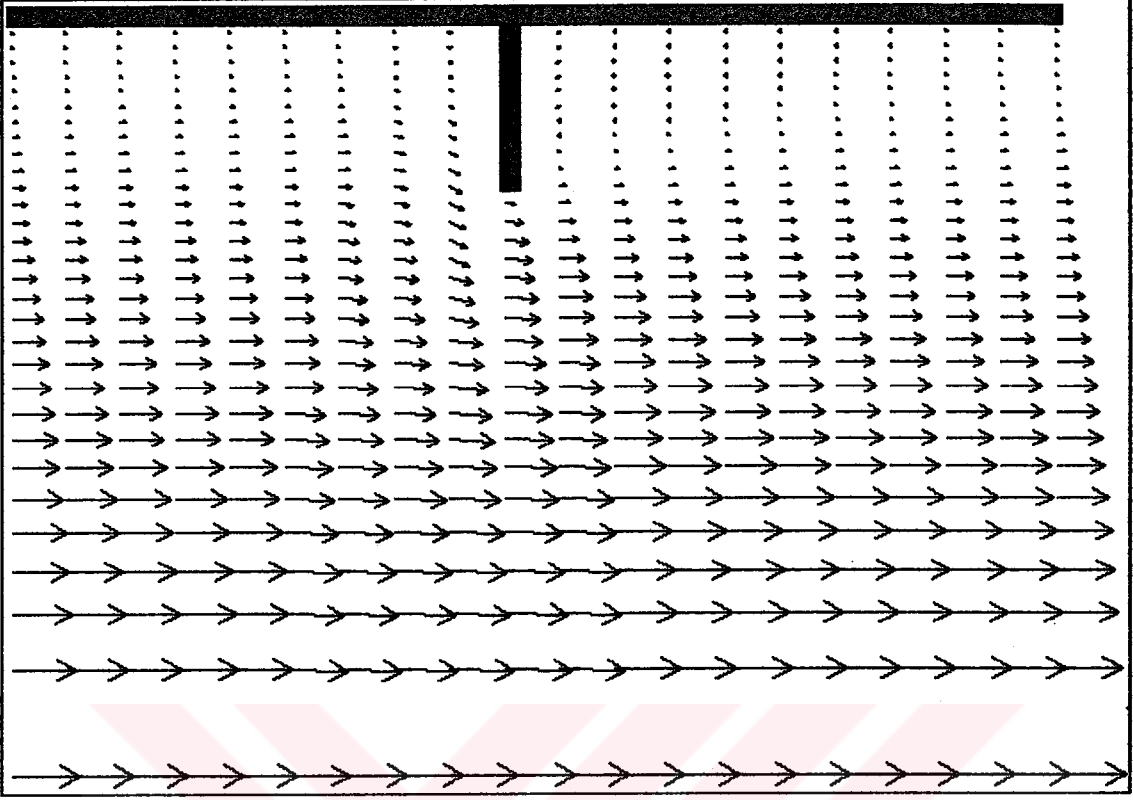
Şekil 11. Bitişik durum için, $L/H = 15$ olması durumunda , engel yüksekliği ile boru cidarı arasındaki akış alanının yapısı.



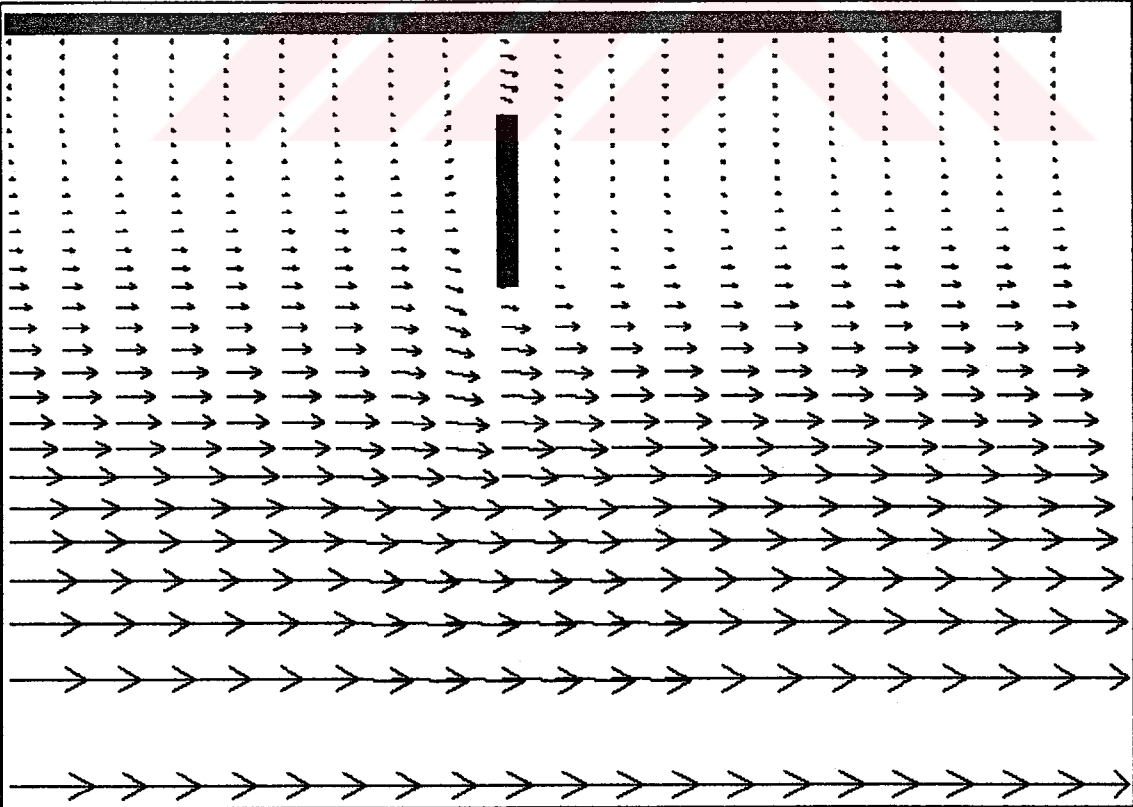
Şekil 12. Ayrık durum için sürtünme faktörünün B/D oranı ile değişimi.



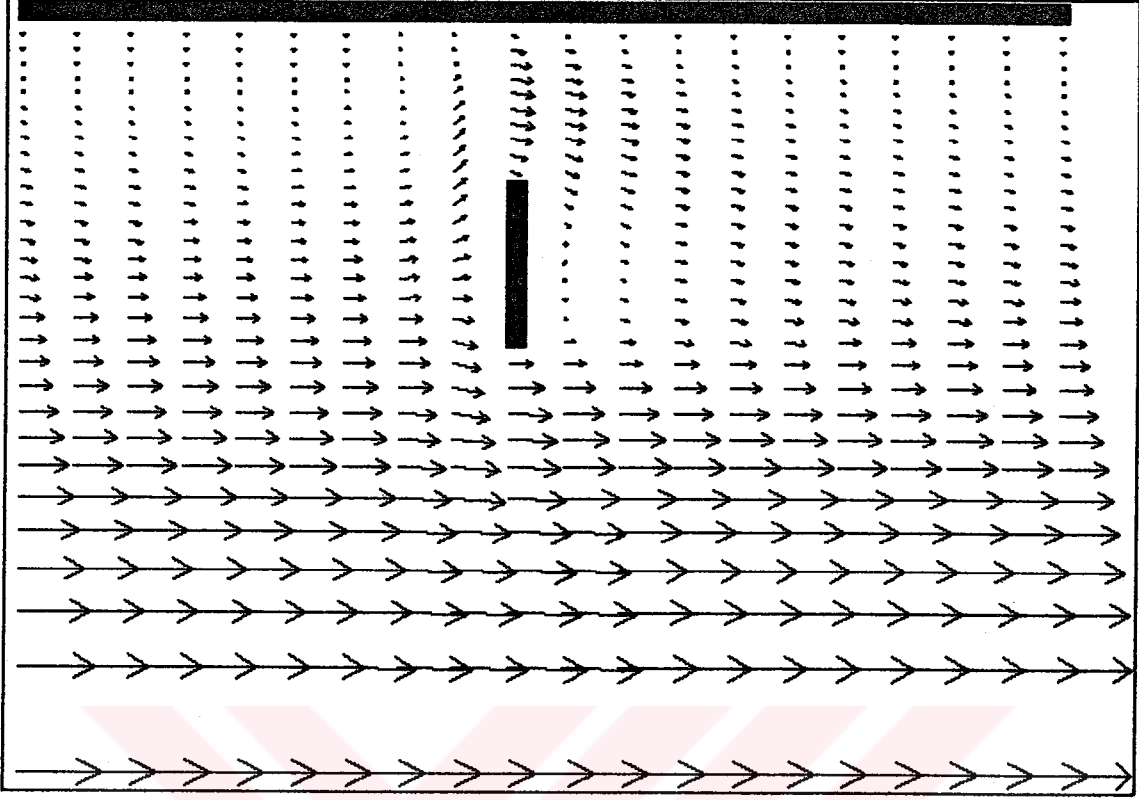
Şekil 13. Ayrık durum için Nusselt sayısının B/D oranı ile değişimi.



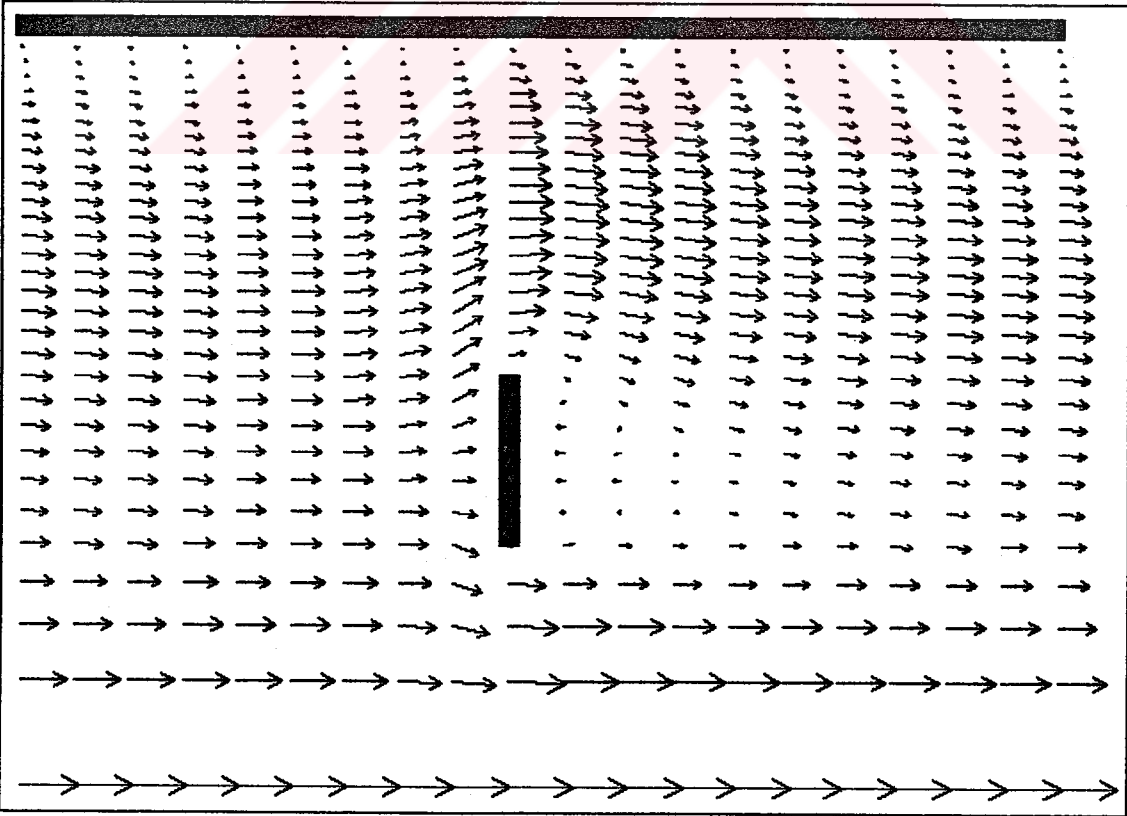
Şekil 14. $B/D = 0$ olması durumunda akış alanının yapısı.



Şekil 15. $B/D = 1/20$ olması durumunda akış alanının yapısı.



Şekil 16. $B/D = 1/10$ olması durumunda akış alanının yapısı.



Şekil 17. $B/D = 1/5$ olması durumunda akış alanının yapısı.

4. İRDELEME

Bu çalışmada, akış kesit alanı periyodik olarak değişen borulardaki laminar akışta akış ve ısı transferi problemlerinin sayısal çözümleri elde edilmiştir. Elde edilen bulgular bir önceki bölümde sunulmuştur. Bu bölümde ise elde edilen bulguların irdelenmesi yapılacaktır.

Şekil 6 'da bu tez çalışmasında elde edilen fRe değerinin L/H oranı ile değişiminin literatürden gelen verilerle aynı eğilimi gösterdiği görülmektedir. Bu tez çalışmasında elde edilen fRe değerinin L/H oranı ile değişim eğrisi literatürden gelen eğrinin [5] altında çıkmaktadır. Sayısal çalışmalarda, bu gibi farklılıklar çözüm algoritması içerisinde kullanılan farklı yöntemler, seçilen yakınsama kriterleri, hatta çözüm algoritmasının farklı bilgisayar programlama dillerinde yazılması ve farklı bilgisayar sistemleri üzerinde çalışmak gibi nedenlerden kaynaklanabilir.

Şekil 6 'da L/H oranının yani periyot uzunluğunun artması ile fRe değerinin boş boru için sabit bir değer olan 64 'e yaklaşma eğiliminde olduğu görülmektedir. Periyot uzunluğunun küçülmesi ile fRe değerinde bir artma olduğu, özellikle L/H oranının yaklaşık 20 değerinden daha küçük uzunluktaki periyotlarda bu artışın daha hızlı olduğu görülmektedir. Bu da bize, boru içerisine daha sık aralıklarla duvara bitişik olarak yerleştirilen periyodik engellerin artan sürtünme faktörleri değerleri ile akışı güçleştirdiğini göstermektedir. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için akış alanı çözümlerine ait hız vektörleri çizilerek akışın yapısı incelenmiştir. Bunun için önce Şekil 8 'e baktığımız zaman, engelin duvara bitişik olması durumunda, boru cidarına yakın bölgelerdeki hızların, boru eksenine yakın bölgelerdeki hızlara göre çok küçük olduğunu görmekteyiz. Bu durumu özellikle engel yüksekliği ile boru cidarı arasında gözlemlemekteyiz. Bu durumda akışın daha çok, boru eksenine ile engel yüksekliği arasındaki bölgede yoğunlaştığını ve boş boruya göre sürtünme faktörünün arttığını anlamaktayız. Değişen L/H oranı ile hızların küçük olduğu boru cidarına yakın bölgelerdeki akışın yapısını görebilmek için önce L/H oranının 5 olduğu Şekil 9 'a baktığımız zaman bu bölgede, engel yüksekliği ile boru cidarı arasını tamamen geri dönüş akışlarının doldurduğunu görmekteyiz. L/H oranının 10 olduğu Şekil 10 'a baktığımız zaman L/H oranının 5 olduğu durumdaki akış yapısının değiştiğini, bir engelden diğer engele gidildikçe, geri dönüş akışlarının oluşturduğu bölgenin küçüldüğünü ve aksel

yöndeki esas akışın boru cidarına yaklaştığı anlaşılmaktadır. L/H oranının 15 olduğu Şekil 11 'e baktığımız zaman, boru cidarına yakın bölgelerdeki geri dönüş akışlarının tüm periyot uzunluğunu tamamen doldurmadığını ve eksenel yöndeki esas akışın boru cidarına yaklaşarak, engelden bir müddet sonra artık neredeyse boru kesiti boyunca gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu durumlardan anlaşılabileceği üzere, engellerin duvara bitişik olması durumunda periyot uzunluğunu kısa tutmakla engeller arasını tamamen geri dönüş akışları dolduracak ve akış daha çok engel yüksekliği ile boru eksenini arasında kalan daha dar bir kesitten oluşacaktır. Periyot uzunluğunu arttırınca, geri dönüş akışlarının uzunluğu, periyot uzunluğundan daha kısa ve gittikçe incelen bir şekil alacağından akış boru çapına daha yakın bir kesitten olacaktır. L/H oranının çok büyük olması durumunda ise akış, daha uzun bir boyda boru çapına yakın bir kesitten olacağından sürtünme faktörünün azaldığını ve boş boru özelliklerine yaklaşıldığını görmekteyiz.

Şekil 7 'de ise bu tez çalışmasında elde edilen Nusselt sayısının L/H oranı ile değişiminin literatürden gelen verilerle L/H oranının yaklaşık 20 olması durumuna kadar farklı eğilimi gösterdiği ve 20 'den büyük olması durumunda ise benzer eğilimler ortaya çıktığı görülmektedir. Bu farklılığı şu şekilde açıklamak mümkündür. Bu tez çalışmasında engellerin duvara bitişik olması durumunda, engelden akışkana olabilecek ısı transferi hesaplamalarda ele alınmamış, böylece engelin sadece akış yapısını değiştirmesinin etkisi gözlenmiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda araştırmacılar, kanatçık etkisini ihmal ederek engel yüzeyinden akışkana olabilecek ısı transferinin hesaplamalara katıldığını ifade etmişlerdir. Bu nedenle L/H oranının 20 'den küçük olması durumunda, evvelce anlatıldığı gibi, engeller arasındaki geri dönüş akışlarının şiddetlenmesiyle engel yüzeyindeki taşınımın artması ve engelin daha kısa bir periyot uzunluğunda yer alması ile engellerden sağlanan yüzey alanının artması Nusselt sayısında tekrar bir iyileşme meydana getirmiştir.

Şekil 7 'deki, bu tez çalışmasından elde edilen eğriye baktığımız zaman, L/H oranının bütün değerleri için Nusselt sayısının boş boruda yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için sabit bir değer olarak bilinen 4.364 değerinin altında çıktığı görülmektedir. L/H oranının en küçük değeri için en küçük Nusselt sayısı elde edilmiş ve L/H oranının yani engeller arası mesafenin artması ile Nusselt sayısında da bir artışın olduğu ve gittikçe boş boru özelliklerine yaklaşıldığı görülmektedir. Özellikle L/H oranının yaklaşık 20 değerinden küçük olması durumunda Nusselt sayısındaki düşmenin daha hızlı olduğu

görülmektedir. Bu da bize, boru içerisine, duvara bitişik olarak yerleştirilen periyodik engellerin boru cidarından akışkana olan ısı taşımını kötüleştirdiğini ve özellikle L/H oranının yaklaşık 20 değerinden daha küçük olması durumunda bu kötüleşmenin azalan L/H oranı ile daha hızlı olduğunu göstermektedir. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için evvelce bahsedilen akış alanı çözümlerinin akış yapısını temsil eden hız vektörlerinin oluşturduğu grafiklere bakmamız yeterlidir. Bunun için önce Şekil 8 'e baktığımız zaman, engelin duvara bitişik olması durumunda boru cidarına yakın bölgelerdeki hızların, engel yüksekliği ile boru eksenini arasında kalan hızlara göre çok küçük olduğunu görmekteyiz. Akışkana olan ısı transferinin gerçekleştiği boru cidarına yakın bölgelerdeki hızların oldukça küçük olması, o yüzeydeki ısı taşınım katsayısı h 'yı azaltacağından, boş boruya göre ısı transferinde bir kötüleşme olacaktır. Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11 'de, boru cidarına yakın bölgede L/H oranın 5, 10 ve 15 olması durumlarındaki akış yapısı evvelce irdelenmişti. Burada ısı transferi açısından tekrar ele alacak olursak şunları söyleyebiliriz. L/H oranının küçük olması durumunda, engel yüksekliği ile boru cidarı arasını tamamen düşük hızlı geri dönüş akışları doldurmakta, akışın büyük çoğunluğu engel yüksekliği ile boru eksenini arasında kalan bölgede oluşmaktadır. Bu nedenle esas akış, ısı transferinin gerçekleştiği boru cidarına gelememekte ve böylece taşınım ile olan ısı transferi kötüleşmektedir. L/H oranının artması ile bir periyottan geçen akışkan artık ısı transferinin gerçekleştiği boru cidarına uğramakta ve boru cidarına yakın bölgedeki hızlarında artması ile taşınım ile olan ısı transferinde de bir artış meydana gelmektedir.

Şekil 12 'de ayrıık durum için artan B/D oranı ile fRe değerinin önce artıp daha sonra tekrar düşüşe geçtiği görülmektedir. Burada B/D oranının 0 olması, engelin duvara bitişik olduğu anlamına gelir ve bu noktadaki fRe değeri Şekil 6 'daki grafikte L/H oranının 20 olması durumundaki fRe değeri ile aynıdır. Şekil 12 'deki grafikten görüleceği üzere B/D oranının artması ile yani engelin duvar yüzeyinden boru eksenine doğru yaklaştırılması ile sürtünme faktöründe de düzgün bir artışın olduğu ve B/D oranının yaklaşık $1/6$ değerinde en büyük değerine eriştikten sonra düşüşe geçtiği görülmektedir. Bu durumun sebebini anlayabilmek için önce Şekil 14 'e bakarsak B/D oranının 0 olması durumunda yani engelin duvara bitişik olması durumundaki akış yapısı görülmektedir. Böyle bir akış yapısında, akışın engel yüksekliği ile boru eksenini arasındaki bölgede yoğunlaştığını ve sürtünme faktöründe boş boruya göre bir artışın olduğu evvelce daha geniş bir şekilde irdelenmişti. B/D oranının $1/20$ olduğu durumdaki akış

yapısını görebilmek için Şekil 15 'e baktığımızda, engel ile duvar arasında kalan bölgedeki akışın çok zayıf olduğu, buna karşın akışın yine engel ile boru eksenini arasında kalan bölgede gerçekleştiği görülmektedir. Yani engeli duvardan bir miktar uzaklaştırmakla akışın büyük çoğunluğunun gerçekleştiği engel ile boru eksenini arasındaki kesiti daraltmış oluyor ve bu nedenle sürtünme faktörünü önceki B/D oranına göre artırmış oluyoruz. B/D oranının 1/10 olması durumundaki akış alanının yapısı Şekil 16 'da görülmektedir. Burada da engeli biraz daha boru eksenine yaklaştırmakla engel ile boru cidarı arasındaki akışın az bir miktar arttığını fakat akışın yine büyük bir çoğunluğunun bu sefer daha dar bir kesite indirilmiş olan engel ile boru eksenini arasında kalan bölgede olduğu görülmektedir. Bu durum sürtünme faktörünü biraz daha artırmıştır. B/D oranının 1/5 olduğu Şekil 17 'ye baktığımız zaman bir periyottan geçen akış artık neredeyse iki kola ayrıldığını görmekteyiz. Şekil 12 'de B/D oranının 1/5 olduğu durumundaki akışta sürtünme faktörünün yaklaşık en büyük olduğu değerine rastlamaktadır. B/D oranının 1/5 olması durumunda akışın iki ayrı dar kesitli bölgeden geçmesi ve engelin normalde akış hızının en yüksek olduğu bölgelerde bulunması ile sürtünme faktörü en büyük değerine ulaşmıştır. B/D oranının 1/6 'dan daha büyük olması durumlarında sürtünme faktöründeki azalmaya geçişin sebebini ise Şekil 15, Şekil 16 ve Şekil 17 'deki akış yapılarının gösterdiği eğilimden kolayca anlayabilmekteyiz. Yani engel boru eksenine daha da yakın olunca, bu sefer de akışın büyük bir kısmı, daha geniş bir kesit olan engel ile duvar arasında kalan bölgede gerçekleşecek ve böylece sürtünme faktöründe de bir azalma gözlenecektir.

Şekil 13 'te ise yine ayrık durum için Nusselt sayısının B/D oranının yaklaşık 1/15 değerine kadar bir düşüş gösterip B/D oranının yaklaşık 1/4 değerine kadar artış gösterdikten sonra tekrar bir düşüşe geçtiğini görmekteyiz. B/D oranının 0 olması yani engelin duvara bitişik olması durumundaki Nusselt sayısının boş boruda sabit ısı akısı sınır şartı için bilinen 4.364 değerinden küçük çıkmasının irdelenmesi daha evvelce yapılmıştı. B/D oranının yaklaşık 1/15 değerine kadar bir düşüş göstermesinin sebebi ise şöyle açıklanabilir. B/D oranının 1/20 olması durumundaki akış yapısını görmek için Şekil 15 'e baktığımız zaman, engel yüksekliği ile duvar cidarı arasında kalan bölgedeki hızların çok küçük olduğunu yani B/D oranının yaklaşık 1/15 değerine kadar engel ile duvar arasındaki akışın sanki engelin duvara bitişik olması durumu gibi bir yapı gösterdiğini anlamaktayız. Gerçekten de B/D oranının 0 olması durumundaki Şekil 14 ile B/D

oranının $1/20$ olması durumundaki Şekil 15 'i karşılaştırdığımızda, Şekil 15 'deki akış yapısının duvara bitişik ama daha yüksek bir engel olması durumundaki akış yapısını vermektedir. Bahsedilen bu durum aslında engellerin duvara bitişik ve periyot uzunluğunun kısa olduğu durumdaki akış yapısını andırmaktadır. Yani engeli duvardan çok az uzaklaştırmakla bir periyottan geçen akışkan, ısı transferinin gerçekleştiği boru cidarına uğrayamamakta ve böylece taşınımın olan ısı transferi daha da kötüleşmektedir. B/D oranının yaklaşık $1/15$ değerinden sonra Nusselt sayısının artışa geçmesinin sebebini ise bu durumdaki akış yapısını gösteren Şekil 16 'ya bakarak anlayabiliriz. Buradaki hız alanı yapısından görüleceği üzere, engel ile boru cidarı arasından geçen akışkan diğer periyota ilerlerken boru eksenine yaklaşmakta yani boru cidarındaki ısının bir kısmı bu yolla taşınabilmektedir. Fakat B/D oranının $1/10$ olması durumunda da akışın büyük bir çoğunluğu yine engel ile boru eksenine arasında kalmakta, boru cidarına yakın bölgedeki hızların boru eksenine yakın bölgedeki hızlara göre küçük olduğu Şekil 16 'dan görülmektedir. B/D oranının yaklaşık $1/7$ den büyük olması durumunda ise artık ısı transferinde bir iyileşme olduğunu yani Nusselt sayısının boş boruda sabit yüzey ısı akısı sınır şartında bilinen 4.364 değerinden daha yüksek çıktığını görmekteyiz. Bu durumun sebebini anlayabilmek için B/D oranının $1/5$ olduğu durumdaki akış yapısını gösteren Şekil 17 'ye baktığımızda, akışın büyük bir çoğunluğunun artık engel ile boru cidarı arasında kalan bölgede gerçekleştiğini, engelin boru eksenine daha yakın olması ile ısı transferinin gerçekleştiği boru cidarına yakın bölgelerde yüksek hızlar oluştuğunu ve böylece ısı transferinin iyileştiğini anlamaktayız. B/D oranının $1/4$ 'ten sonra Nusselt sayısının tekrar düşmesi ise şöyle açıklanabilir. Engelin artık boru eksenine çok yakın olması durumunda, engel ile duvar arasındaki kesit daha fazla olacağından, bu sefer de boru cidarına yakın bölgelerdeki hızların şiddeti tekrar düşecek ve ısı taşınımında tekrar bir azalma gözlenecektir.

5. SONUÇLAR

1. Bu tez çalışmasında elde edilen fRe değerinin L/H oranı ile değişiminin literatürden gelen verilerle aynı eğilimi gösterdiği görülmektedir.

2. Boru içerisinde periyodik engellerin bulunması, sürtünme faktöründe boş boruya göre bir artışa neden olmaktadır. En küçük L/H oranında en büyük sürtünme faktörü elde edilirken, L/H oranının büyütülmesi durumunda boş boru özelliklerine, yani laminar akışta boş boru için sabit fRe değeri olan 64 'e yaklaşıldığı görülmektedir.

3. Bu tez çalışmasında elde edilen Nusselt sayılarının L/H oranı ile değişiminin literatürden gelen verilerle, L/H oranının yaklaşık 20 olması durumuna kadar farklı kabuller nedeniyle farklılık gösterip 20 değerinden daha büyük olması durumlarında aynı eğilimi gösterdiği görülmektedir.

4. Boru içerisinde duvara bitişik periyodik engellerin ısı transferinde bir iyileşme değil tam tersi kötüleşme meydana getirdiği ve özellikle periyot uzunluğunun kısa tutulması durumunda boru yüzeyinden akışkana olan ısı taşınımını oldukça düşürdüğü görülmektedir.

5. L/H oranının 20 olması durumu için, periyodik engellerin duvardan ayırık olması durumlarındaki sürtünme faktörlerinin, periyodik engellerin duvara bitişik olması durumlarından daha yüksek çıktığı ve B/D oranının yaklaşık $1/6$ değerinde en büyük değerine ulaştığı görülmektedir.

6. L/H oranının 20 olması durumu için, boru içerisinde duvardan ayırık olarak bulunan periyodik engeller, B/D oranının yaklaşık $1/7$ değerinden küçük değerleri için ısı transferinde yine bir kötüleşme, $1/7$ değerinden daha büyük değerler için ise ısı transferinde bir iyileşme görülmektedir.

6. ÖNERİLER

1. Bu çalışmada geliştirilen bilgisayar programı literatürde mevcut olan deneysel çalışma sonuçlarındaki parametreler için koşturulabilir ve bu çalışmadaki parametreler için deneysel çalışma yapılabilir.
2. Engelin duvardan ayrık olması durumundaki B/D oranlarını farklı L/H oranları için de deneyerek çözümler elde edilebilir.
3. Boru içerisindeki engellerin birbirlerine göre farklı konumlarda seçilmesi gibi değişik periyodik akış çözümleri elde edilebilir.
4. Mevcut bilgisayar programında yapılacak bazı değişikliklerle kanal akışları için de bir çalışma yapılabilir.
5. Geliştirilen bilgisayar programında yapılacak bazı değişikliklerle yüzeyde sabit sıcaklık sınır şartı içinde çözümler elde edilebilir.

7. KAYNAKLAR

1. Patankar, S. V., Liu, C. H. ve Sparrow, E. M., Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area, Journal of Heat Transfer, 99 (1977) 180-186.
2. Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer And Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1980.
3. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. ve Goldstein, R. J., Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14 (1971) 601-617.
4. Sparrow, E. M. ve Tao, W. Q., Enhanced Heat Transfer in a Flat Rectangular Duct with Streamwise-Periodic Disturbances at One Principal Wall, Journal of Heat Transfer, 105 (1983) 851-861.
5. Rowley, G. J. ve Patankar, S. V., Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in Tubes with Internal Circumferential Fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27, 4 (1984) 553-560.
6. Sparrow, E. M. ve Tao, W. Q., Symmetric vs Asymmetric Periodic Disturbances at the Walls of a Heated Flow Passage, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27, 14 (1984) 2133-2144.
7. Berner, C., Durst, F. ve McEligot, D. M., Flow Around Baffles, Journal of Heat Transfer, 106 (1984) 743-749.
8. Webb, B. W. ve Ramadhyani, S., Conjugate Heat Transfer in a Channel with Staggered Ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 29, 9 (1985) 1679-1687.
9. Kelkar, K. M. ve Patankar, S. V., Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins, Journal of Heat Transfer, 109 (1987) 25-30.
10. Lee, B. K., Cho, N. H. ve Choi, Y. D., Analysis of Periodically Fully Developed Turbulent Flow and Heat Transfer by k - ε Equation Model in Artificially Roughened Annulus, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, 9 (1988) 1797-1806.
11. Cheng, C. -H. ve Huang, W. -H., Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channels with Transverse Fin Arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34, 11 (1991) 2739-2749.
12. Cheng, C. -H., Luy, C. -D. ve Huang, W. -H., Buoyancy Effect on the Heat Convection in Vertical Channels with Fin Array at Low Reynolds Numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 35, 10 (1992) 2643-2653.

13. Liou, T. -M. ve Hwang, J. -J., Turbulent Heat Transfer Augmentation and Friction in Periodic Fully Developed Channel Flows, Journal of Heat Transfer, 114 (1992) 56-64.

14. Shub, L. I., Calculation of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Tube with a Periodically Varying Cross-Section, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 4 (1993) 1085-1095.

15. Liou, T. -M., Hwang, J. -J. ve Chen, S. -H., Simulation and Measurement of Enhanced Turbulent Heat Transfer in a Channel with Periodic Ribs on one Principal Wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 2 (1993) 507-517.

16. Acharya, S., Dutta, S., Myrum T. A. ve Baker, R. S., Periodically Developed Flow and Heat Transfer in a Ribbed Duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 8 (1993) 2069-2082.

17. Habib, M. A., Mobarak, A. M., Attaya, A. M. ve Aly, A. Z., Enhanced Heat Transfer in Channels with Staggered Fins of Different Spacings, International Journal of Heat and Fluid Flow, 14, 2 (1993) 185-190.

18. Cheng, C. -H. ve Yang, J. -J., Buoyancy-Induced Recirculation Bubbles and Heat Convection of Developing Flow in Vertical Channels with Fin Arrays, International Journal of Heat and Fluid Flow, 15, 1 (1994) 11-19.

8. ÖZGEÇMİŞ

Atila Abir İĞCİ, 1969 yılında Tokat ilinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini aynı yerde tamamladıktan sonra 1989 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı. Bu bölümden 1993 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı 'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 1995 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü 'ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmekte olup İngilizce bilmektedir.

