İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KULLANILAN MANİFOLDLARDA AKIŞIN ANALİTİK VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fatih KANTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Haziran 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KULLANILAN MANİFOLDLARDA AKIŞIN ANALİTİK VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fatih KANTAŞ
(503101106)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

Haziran 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101106 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Fatih KANTAŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KULLANILAN MANİFOLDLARDA AKIŞIN ANALİTİK VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İsmail TEKE** .....
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **4 Haziran 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ısı değiştiricilerinde dağıtıcı ve toplayıcı olarak kullanılan manifoldlar incelenmiştir. Manifoldlarda akış dağılım teorisi, analitik olarak çözümlenmiş, bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Fluent ile akış analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar ortaya konularak, birbiriyle karşılaştırılmıştır.

Bu yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasında değerli görüşleriyle tez çalışmamı destekleyen Sn. Dr. Junye WANG, Sn. Murat KANTAŞ, Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR, Sn. Barış DOĞRU'ya çok teşekkür ederim. Arçelik A.Ş. Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği Ailesine yardımı geçen herkese teşekkürlerimi sunuyorum

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularımla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Haziran 2012

Fatih KANTAŞ
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI **5**
3. ANALİTİK MODELİN İNCELENMESİ **25**
3.1 Kütle Korunumu 26
3.2 Momentum Korunumu 26
3.3 Analitik Çözüm 28
3.4 Çözüm Ve Prosedür 30
3.5 Sürtünme Ve Basınç Düzeltme Faktörleri 32
3.6 Ayrık Çözüm 34
4. DENEYSEL ÇALIŞMANIN İNCELENMESİ **37**
4.1 Deney Düzeneğinin Hazırlanması 37
4.2 Deneyde Kullanılan Manifold Geometrileri 38
4.3 Deneyin Yapılışı ve Sonuçları 38
5. DENEYSEL SONUÇLAR İLE HAD ANALİZ ÇALIŞMALARININ DOĞRULANMASI **41**
5.1 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi 41
5.2 Üç Boyutlu Geometrinin Ağının Oluşturulması 41
5.3 Deneysel Sonuçların Sayısallaştırılması 43
5.4 HAD Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar İle Karşılaştırılması 44
6. ANALİTİK MODEL İÇİN GEOMETRİLER VE HAD ANALİZ ÇALIŞMALARI **47**
6.1 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi 47
6.2 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi 47
6.3 HAD Analizinin Çözüm Ağına Bağlılığın Tespiti 48
7. ANALİTİK ÇÖZÜMLER İLE HAD ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI **51**
7.1 Analitik Çalışmanın Sonuçları 51
7.1.1 k ve f sabit ve değişken faktörlerinin hız profiline etkileri 51
7.1.2 E ve L sabit ve değişken faktörlerinin hız profiline etkileri 53
7.2.2 ζ sabit faktörlerinin hız profiline etkileri 56
7.2 Had Analiz Çalışmasının Sonuçları 58
7.2.1 Reynolds sayısının etkisinin incelenmesi 59
7.2.1 E faktörlerinin hız profiline etkileri 61
7.2.3 M faktörlerinin hız profiline etkileri 64

8. SONUÇLAR 69
KAYNAKLAR 73
ÖZGEÇMİŞ 75

KISALTMALAR

HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFD **:** Computational fluid dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
FEM **:** Finite Element Method (Sonlu Eleman Yöntemi)
FVM **:** Finite Volume Method (Sonlu Hacim Yöntemi)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Giriş kafa şekilleri, K.S Lee ve S.J. Oh (2004). 10
Çizelge 2.2 : Manifold kesit alanın artırılmasının akışın dağılımına etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009). 12
Çizelge 2.3 : Geometri ve parametrelerin etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009) 14
Çizelge 2.4 : Reynolds sayısı ve parametrelerin etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009) .. 14
Çizelge 4.1 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasında kullandığı geometri parametreleri. 38
Çizelge 5.1 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasından alınan sonuçlar. 43
Çizelge 5.2 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasında deneysel sonuçlarla tezde yapılan had analizleri arasındaki % fark 44
Çizelge 7.1 : E'lere göre geometri yapısı ve girdileri 58
Çizelge 7.2 : M'lere göre geometri yapısı ve girdileri 58
Çizelge 7.3 : Analizde kullanılan geometri. 59
Çizelge 7.4 : Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %. 64
Çizelge 7.5 : Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %. 65

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Genel manifold tipleri 1
Şekil 2.1 : Manifold sisteminin önden ve üsten görünüşü, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004). 8
Şekil 2.2 : Enjeksiyon açısına gore ısı transferi oranı ile akış dağılımı, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004). 9
Şekil 2.3 : Farklı açılar için kanallardaki akış dağılımı, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004).10
Şekil 2.4 : Değişken giriş lokasyonu için akışın homojenliği ile ısı transferi oranı ilişkileri, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004). 11
Şekil 2.5 : Manifold sistemi, J.C.K. Tong ve ar. (2009)..... 12
Şekil 2.6 : Çeşitli şekillerde ana manifold borusunda daralmalar, J.C.K. Tong ve ar. (2009). 13
Şekil 2.7 : U-tip manifold sistemi, Wang (2009). 15
Şekil 2.8 : Z-tip manifold, Wang (2009). 16
Şekil 2.9 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011). 17
Şekil 2.10 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011). 18
Şekil 2.11 : Sabit ve değişken k faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011). 19
Şekil 2.12 : E'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011)..... 21
Şekil 2.13 : M'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011)..... 22
Şekil 2.14 : ζ'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011)..... 23
Şekil 3.1 : (a) dağıtıcı , (b) toplayıcı manifold, Wang (2009). 25
Şekil 3.2 : Ana manifold borusu üzerinden alınmış control hacmi, Wang (2011) 25
Şekil 4.1 : Test düzeneği ve şematik aparatları, Ing Youn Chen ve ar. (2011). 39
Şekil 4.2 : U ve Z tip manifold sistemleri için kanal nosuna göre β, Ing Youn Chen ve ar. (2011). 40
Şekil 5.1 : Solidworks'te oluşturulan u-tip manifold sisteminden bir görüntü. 41
Şekil 5.2 : Ansys Workbench'te çözüm ağı yapısı oluşturulmuş manifold sisteminin bir görüntüsü. 42
Şekil 5.3 : Her kanal için deneysel sonuçlarla türbülans modelleri arasında oluşan % fark. 43
Şekil 5.4 : Üç farklı debi için kanallardaki deneysel sonuçlar ile had analizi sonuçları arasındaki % fark..... 44
Şekil 5.5 : Deneysel sonuçlar ile had çalışmalarının kanal numaralarına göre β'larının karşılaştırılması. 45
Şekil 6.1 : 3 boyutlu manifold geometrisi. 47
Şekil 6.2 : 3 boyutlu manifold geometrisinin ağ yapıları. 48
Şekil 6.3 : 3 boyutlu manifold geometrisinden detaylı ağ yapısı görüntüsü. 49
Şekil 6.4 : Analiz sonuçlarının çözüm ağı sayısına bağlılığı..... 49

Şekil 7.1 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi. 52
Şekil 7.2 : E'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi. 54
Şekil 7.3 : M'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi. 55
Şekil 7.4 : ζ'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi. 57
Şekil 7.5 : Manifold üzerinde parametrelerin gösterimi. 58
Şekil 7.6 : Reynolds sayılarının incelenmesi. 59
Şekil 7.7 : Reynolds (a) 20,000 ve (b) 1000 hız kontürleri. 60
Şekil 7.8 : HAD ve analitik çözüm sonuçları. 61
Şekil 7.9 : (a) E5 ve (b) E20 hız kontürleri. 62
Şekil 7.10 : E20 hız kontürleri. 63
Şekil 7.11 : HAD ve analitik çözüm sonuçları. 65
Şekil 7.12 : (a) M 0.5 ve (b) M 2 hız kontürleri. 66
Şekil 7.13 : M 3 hız kontürleri. 67

SEMBOL LİSTESİ

A : Denklem (A5) (= 3Q)'deki sabit.
B : Denklem (A13)'deki sabit, denklem (A7)'de tanımlanmıştır.
C_1, C_2 : Denklem (3.15)'teki sabitler.
C_f : Dönüş kayıp katsayısı
d, d_{ch} : Kanalların çapı ve hidrolik çapı (m)
D, D_h : Manifold ana borsunun çapı ve hidrolik çapı (m)
f : Sürtünme faktörü
E : Manifold uzunluğunun çapına oranı (L/D)
F, F_c : Manifold ana borusunun ve kanalın kesiti (m^2)
J : Denklem (A13), denklem (A11)'de tanımlanmıştır.
k : Basınç düzeltme faktörü
lc : Kanal uzunluğu (m)
L : Manifold ana borusu (m)
M : Tüm kanalların kesitlerinin toplamının ana manifold kesitine oranı (F_cn/F)
n : Kanal adeti
p : Boyutsuz basınç, denklem (3.7)'de tanımlanmıştır.
p_c : Boyutsuz çevre basıncı
P : Manifoldaki basınç
P_c : Çevre basıncı
Q : Denklem (3.13)'te katsayı, denklem (3.11)'de tanımlanmıştır
r, r_1, r_2 : Karakteristik denklemin kökleri
R : Denklem (3.13)'te katsayı, denklem (3.12)'de tanımlanmıştır
u_c : Boyutsuz kanal hızı, denklem (3.7)'de tanımlanmıştır.
U_c : Kanal hızı (m/s)
ν_c : Kanallardaki boyutsuz hacimsel debi
w : Manifoldaki boyutsuz hız
W : Manifoldaki hız (m/s)
x : Manifold içindeki boyutsuz aksiyel koordinat
X : Uzunluk (m)
α : Denklem (3.26)'daki sabit.
β : Manifoldaki ortalama hız oranı (W_c/W)
γ : Denklem (3.26)'daki sabit.
ρ : Akışkan yoğunluğu
τ : Duvar kayma gerilmesi
ζ : Kanallar için toplam basınç kayıp katsayısı
ξ : Düz olmayan borular için sürtünme düzeltme katsayısı
i : Manifoldun i. bölgesi
0 : Bir manifoldun girişi

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KULLANILAN MANİFOLDLARDA AKIŞIN ANALİTİK VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE MODELLENMESİ

ÖZET

Akışkanı dağıtmak veya toplamak için bir ana boru ve bu boruya bağlı kanallardan oluşan sisteme manifold denir. Manifold sistemleri akışın olduğu bir çok endüstriyel proseste geniş yer bulur. Bunlar içinde kimya, biomedikal, makina, inşaat ve çevre mühendisliği prosesleri bulunur. Bu mühendislik proseslerinde akışın homejen dağıtılması en kritik hususlardan biridir. Manifold sistemlerinde akış dağılım homojenitesi, verimliliği, sürekliliği ve proses içindeki ünite başına fiyatı belirleyen faktördür.

Akışı dağıtmak için kullanılan manifoldlar genel olarak iki tipe ayrılır. Bu manifoldlar, ardışık ve çatallanmış tip olarak isimlendirilir. Eşit aralıkla çok sayıda kanalların yatay ana toplayıcı ve dağıtıcı borulara eklenerek, akışkanı bir ağacın gövdesinden dallarına dağıtımına benzer şekilde dağıtan sistemler çatallanmış tip manifold sistemleri olarak isimlendirilir. Çatallanmış bu yapıda, en sondaki kanala doğru borunun boyu ve çapı küçülerek, en son kanallarda en küçük boy ve çapa ulaşır. Çatalanmış tip manifoldlarda akışkanı homejen olarak dağıtmak rahatlıkla sağlanabilir fakat maliyet, üretim şekli ve üretim süresinden kaynaklanan problemlerden dolayı bu tezde üzerinde çalışılan ardışık yapılı manifoldlar tercih edilebilir.

Ardışık olarak isimlendirilen manifoldlar bir ana manifold borusu üzerine ardışık şekilde sıralanmış kanalların dizilmesiyle oluşan manifold tipidir. Ardışık tip manifoldların, çatallanmış manifoldlara göre açık şekilde görülen avantajları vardır. Ardışık manifoldların düz bir yapıya sahip olması nedeniyle, daha düşük basınç kayıpları oluşur. Bu avantajlar, ardışık manifold tiplerinde daha performanslı manifold tasarımı yapılabilmesine olanak sağlar. Ardışık tip monifoldların çatallanmış tip manifoldlara göre avantajları şunlardır; geliştirilmeye daha elverişli olması, üretim maliyetlerinin düşürülmesi ve daha hızlı üretilebilmesidir.

Akışı dağıtmak için kullanılan manifoldlar kullanıldığı sektöre ve yere göre çok farklı şekillerde olabilir. Yoğun olarak kullanıldığı alanlardan biri ısıtma ve/veya soğutmanın gerçekleştirildiği makinalardır. Bu makinalarda kullanılan ısı değiştiricilerine akışkanı dağıtmak ve sonrasında toplamak için, ısı değiştiricinin pas sayısına göre kanal sayısı değişen manifold sistemleri kullanılır. Temel bir ısı değiştirici tasarımında akışkanın tüm paslara eşit dağıldığı kabulü yapılır. Fakat gerçek uygulamalarda dağılım homojen şekilde gerçekleşmez ve akışkan manifold kanallarına eşit olarak dağılmaz. Bu durum, ısı değiştirici performansında önemli ölçüde düşüşlere neden olur.

Bu çalışmada, ısı değiştiriciler için tasarlanmış dağıtıcı manifoldlar ele alınmıştır. Çalışmada kullanılan manifoldlar ve benzerleri klima kondanserlerine akışkanı dağıtmak için kullanılır. Ayrıca kondanser içinde dolaşan akışkanı toplayıp sisteme

vermek içinde toplayıcı manifoldlar kullanılır. Bu kondanserlerde kullanılan dağıtıcı ve toplayıcı manifoldların tasarımı kondanser performansı ve klimanın perfomansını doğrudan etkiler. Soğutma durumunda kondanser ısıyı çevreye atmamızı sağlar. Eğer manifold tasarımı iyi şekilde yapılmazsa, paslara giden akışkan debileri ayarlanamaz ve tahmin edilemez bir durum alabilir. Bunun sonucunda istenilen kondanser paslarından istenildiği kadar ısı atılamamasına, buda akışkanın kondanserde iki fazlı halde çıkmasına, kondanser performansında ve klima performansında düşüşe neden olur.

Bu çalışmada, öncelikle manifoldlardaki akışın nasıl gerçekleştiğini anlamak için geniş çapta literatür araştırması yapılmıştır. Literatür araştırmasında, son elli yılda yapılan çalışmalar incelenmiş, bu çalışmalar içerisinde öne çıkan ve manifold tasarımına öncülük yapan araştırmalara yer verilmiştir. Son yıllarda yapılan çalışmalarda manifold içersindeki akışı anlamak ve genel şekilde tanımlamak için büyük adımlar atılmıştır. Bu tez çalışmasında ilk olarak; son elli yılda yapılan manifold çalışmaları araştırılmış ve son yıllarda yapılan akış dağılım teorileri detaylı olarak incelenmiş. İkinci olarak, Wang (2011) teorilerinin mevcut manifoldlara uygulanması ve akış dağılım teorisinin geçerliliğin ortaya konulması üzerine çalışılmıştır. Üçüncü olarak, Ing Youn Chen ve ar. (2011) deneysel çalışmalarıyla, bu tezde yapılan HAD analizlerinin güvenilirliği ortaya koymak için karşılaştırmalar yapılmıştır. Son olarak Wang (2011) teorik çalışması ele alınarak yeni manifold geometriler için analitik çalışmalar yapılmıştır, bu tezde yapılan HAD analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçları tartışılmıştır.

ANALYTICAL AND COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS MODELLING OF FLOW IN HEAT EXCHANGER MANIFOLD

SUMMARY

That the flow manifold systems in many industrial processes finds wide. Among them, chemical, biomedical, mechanical, civil and environmental engineering are processes. Manifold systems are often the homogeneity of the flow distribution, efficiency, continuity, and the factors that determine the price per unit is in the process. Manifolds used for distributing the flow in general is divided into two structures. These are the types of sequential and bifurcation.

Bifurcate equally spaced within the organizational structure of a similar structure, similar to the fluid flow acts on a tree structure. So this is the correct length and diameter of the channel to bifurcate the final structure by shrinking the size of the smallest and the anchor reach the end. Forked structure is generally the longer the reaction channels. Best designs are usually a bifurcate channel without variation diameters. The one constant flow distribution of the different flow rates of high-Reynolds numbers structure. However, the homogenous distribution and manufacturing tolerance of the channel depends on the blockade. In addition, when a very large number of channels leads to large pressure losses encountered in pruning will cause great difficulties to the design and production. Is important because these systems are not suitable for the additional pressure losses.

Manifolds with constant cross sectional area of the structure with sequential manifold pipes on the main channel birdan has more. Flow is fed into the manifold pipe manifolds sequential structure and so on continuously. According to bifurcate clearly seen manifolds of this type has its advantages. The flat structure having a less pressure loss, and trenches. This creates the potential benefits are great types of the manifold; developed to be more favorable,reduce production costs and faster. Reveals some of these advantages. Although it is difficult to ensure homogenous flow predisposed to develop a good design Unless non-homogenous distribution of the flow causes. Some of the fluid passing through very small channels, some channels may turn to excessive fluid. This also reduces the system performance and efficiency. The key point is the performance and efficiency of different manifold structures to estimate in advance. In this way a high efficiency and low cost by selecting an optimum geometry of the structure can be designed manifolds.

In this thesis, with a large field of application are examined sequentially structured manifolds. Manifolds on the flow distribution and pressure drop are three approaches: Computational fluid dynamics (CFD), discrete modeling and analytical modeling methods.

Computational fluid dynamics (CFD) in the real world to solve the three-dimensional engineering structures are very realistic and detailed modeling method has great potential. Coefficients of friction and pressure associated with the flow, such as rescue factors, without the information can be used to predict the flow distribution

and pressure drop. However, the geometry of the manifold design and optimization is always done using the CFD may not be the first. Because for every new configuration to create new geometry and mesh to create a structure would be too costly.

Discrete model also called the network model. Separately, in a model is represented as a network of linked to a manifold multiple t. Then, connection to the mass and momentum conservation equations written in every t. Finally, the program can be solved by iteration a series of difference equations. Used by many researchers due to the simplicity of this approach is relatively. However, the direct consequences of a designer cannot use a computer constantly to get results from this approach because it doesn't requires any program. After that, even useless, because no clear relationship between the manifold geometry and flow performance. So first of all that is useful for the design and optimization of manifold information not be provided. HAD analytical models and discrete models of the manifold on the other main advantage is simple and flexible for designers. Solution using differential equations, difference equations of non-state case the account is installed above the liner, making simpler and more compact. In addition, the performance of the manifold generalized analytical model provides an opportunity to associate a unique. These flow distribution, pressure drop, manifold structure, dimensions, shape, length can be listed as. Especially for the initial design of the optimum geometry of the manifold shall have very little information. The main subject of discussion at this stage, the cost, durability, maintenance and performance from the front of the designer. In this case, the generalized model helps us to discover the streaming performance of different geometries of the manifold.

Because of this clear advantage, drew attention to the analytical solutions is quite the last fifty years. Different areas have many different models to examine the distribution of manifold flow. Many of the models has been the traditional form of modification is used as a Bernoulli theory or small scale. However, McNown (1954) and Acrivos et al. (1959) was a problem arises as a result of his experiments. After the pressure is increased manifold channels by shown experimental results the authors. In this event, and Wang et al. (1998, 2001, 2008) is described by. This is because the channels in the boundary layer of fluid moving within the low-energy and high energy continues to flow in the middle of the pipe. Therefore, the flow cross-sectional area than that of the average specific energies. Energy up the balance of the flow cross-section are based on the average value. If highs specific energies cannot be correct , so this causes an error be corrected and the first law of thermodynamics according to the specific mechanical energy resulting mass flow rate multiplied by the term, after the dissolution of the manifold flow channels for the mechanical energy than the energy appear approachable. For these reasons, the Bernoulli pressure rise predicted theory, similar to the results of experiments would not be surprising observation. To avoid this problem in recent researchers on the subject dealing with the application of momentum conservation is preferred. The advantage of the implementation process, a detailed flow patterns and flow of momentum conservation known that there can be simplified without. Errors due to simplify the pressure correction factor, friction factor and corrected by a factor of discharge.

Bernoulli and momentum theory is used to define the flow in manifolds. These must be the same for all areas. There are a wide range of models for different areas of practice, and among them there are uncertainties. Wang (2008, 2010) attempt to

identify all of them under a single unified model is the first A special case of Bernoulli's equation, the momentum model is shown that an author. Chemical and mechanical engineers look for the combined theory model is important.

Manifolds in this thesis were carried out on a wide range. Advances in the last fifty years, and especially the last fifteen years were examined. In experimental studies examining the effect of forming parameters: the geometry of the manifold, and also put forward by other investigators, including Wang toerik models mainly investigated. CFD studies in this thesis and the accuracy of the findings set forth in the previous studies were investigated and compared. As a result of these inferences were made. Optimization of the manifold is made in the light of these inferences.

The theoretical model is a powerful tool for the elucidation of the underlying mechanisms and prediction of flow distribution under consideration in which the flow distribution and pressure drop can be investigated under various flow conditions and geometrical parameters. The analytical solutions have two separated terms to quantitatively describe effects of the friction and the momentum in the manifold. The results prove theoretically interaction between the friction and the momentum again. The friction and the momentum effects work in opposite directions, the former tending to produce a pressure drop and the latter a pressure rise. Unlike conventional models, the present model is applicable to those cases in variation of the friction and the pressure recovery factors by using section by section replacement. The sensitivity of the friction and the pressure recovery factors was analysed to determine the influence of their variations. The influence of the friction factor and the pressure recovery factors on flow distribution at the former half manifold is different from that at the latter half manifold.

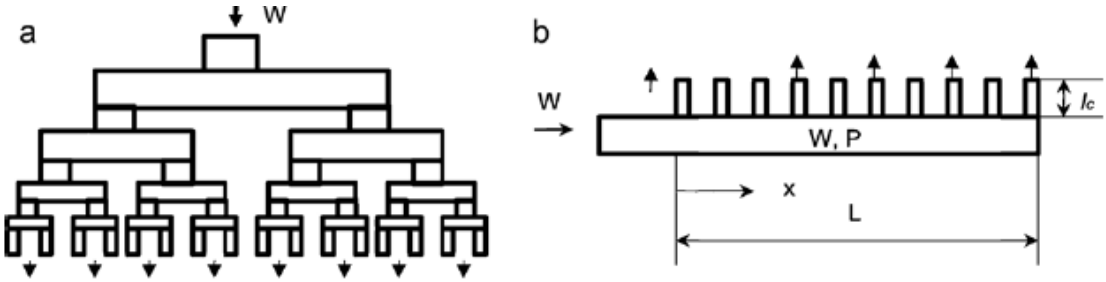
The theoretical model is applicable not only to designs of continuum manifolds but also those of discrete ones for arbitrary shape of manifolds if using hydraulic diameter and wetted perimeter. For a discrete manifold, a clear advantage in the present methodology over conventional discrete ones is that the procedure of design calculation is straightforward in reality without requirements of iteration, successive approximation and computer programme. There are three general characteristic parameters (E, M and ζ) to control flow distribution and pressure drop in manifolds. The theory demonstrated how to adjust systematically the three characteristic parameters in designs of manifolds and to minimize the impact on manifold operability. Therefore, the generalised model provides easy-to-use design guidance to investigate the interactions among structures, operating conditions and manufacturing tolerance under a wide variety of combination of flow conditions and geometries.

Finally, in spite of complexity and difficulty, the rational yet tractable generalised model of this type can contribute to the shared goal of cutting the currently cost and performance improvement of new design and development of distributors, which is central to a chemical engineer's "toolbox". Measurable progress has been achieved in the development of mathematical models and the solution methodologies of flow in manifold systems in the past fifty years. The generalised theory makes a step forward in understanding of flow in manifold systems and offers a powerful tool for designs of manifold systems.

1. GİRİŞ

Manifold sistemleri akışın olduğu bir çok endüstriyel proseste geniş yer bulur. Bunlar içinde kimya, biomedikal, makina, inşaat ve çevre mühendisliği prosesleri bulunur. Manifold sistemlerinde akış dağılım homojenitesi,verimliliği, sürekliliği ve proses içindeki ünite başına fiyatı belirleyen faktördür. Akışı dağıtmak için kullanılan manifoldlar genel olarak iki yapıya ayrılır. Bu manifoldlar, ardışık ve çatallanmış tip olarak isimlendirilir.

Şekil 1.1 a'da görüldüğü gibi, eşit aralıkla çok sayıda kanalların yatay ana toplayıcı ve dağıtıcı borulara eklenerek, akışkanı bir ağacın gövdesinden dallarına dağıtımına benzer şekilde dağıtan sistemler çatallanmış tip manifold sistemleri olarak isimlendirilir. Çatallanmış bu yapıda, en sondaki kanala doğru borunun boyu ve çapı küçülerek en son kanallarda en küçük boy ve çapa ulaşır. Çatallanmış yapıda, Şekil 1.1 a'da olduğu gibi, genelde reaksiyon kanalları çok uzundur. Kanal çaplarında bir varyasyona gidilmedikçe, çatallanmış yapılar genellikle iyi tasarımlardır. Yüksek Reynolds sayılarında ve farklı debilerde akış dağılımı değişmeyen tek yapıdır. Bununla birlikte homojen dağılım kanal blokajına ve üretim toleransına bağlıdır. Buna ek olarak çok sayıda kanal olduğunda büyük basınç kayıpları ortaya çıkar, bu da tasarım ve üretimde daha büyük zorluklarla karşılaşılmasına neden olur. Bunlardan dolayı ek basınç kayıplarının önemli olduğu sistemler için uygun değildir.



Şekil 1.1 : Genel manifold tipleri, Wang (2011).

Ardışık yapıya sahip manifoldlar; Şekil 1.1 b'de görüldüğü gibi sabit kesit alana sahip ana manifold boruları üzerinde, birden fazla kanala sahiptir. Ardışık yapılı manifoldlara akış beslemesi ana manifold borusundan girer ve sürekli olarak bu

şekilde devam eder. Bu tip manifoldlarda, çatallanmış manifoldlara göre açık şekilde görülen avantajları vardır. Ardışık manifoldların düz bir yapıya sahip olması nedeniyle, daha düşük basınç kayıpları oluşur. Bu avantajlar, ardışık manifold tiplerinde büyük potansiyeller yaratır. Bunlar; geliştirilmeye daha elverişli olması, üretim maliyetlerinin düşürülmesi ve daha hızlı üretilebilmesidir. Bununla beraber, bu avantajlar bazı dezavantajları ortaya çıkarır. Geliştirilmeye yatkın olmasına rağmen homojen akış sağlanması zordur ve iyi bir tasarım yapılmadığı takdirde homojen olmayan akış dağılımlarına sebep olur. Bazı kanallardan akışkan çok az geçerken, bazı kanallara aşırı akışkan yönelmesi olabilir. Bu da, sistem performansını ve verimini düşürür. Manifold tasarımında en kritik nokta; farklı manifold yapıları için performans ve verimi tasarım öncesinde hesaplayabilmektedir. Bu şekilde, optimum geometri belirlenerek yüksek verimli ve daha düşük maliyetli manifoldlar tasarlanabilir.

Bu tezde, büyük bir uygulama alanına sahip ardışık yapılı manifoldlar incelenmiştir. Manifoldlarda akışın dağılımı ve basınç düşüşü üzerine üç farklı yöntem vardır. Bunlar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), ayrık modelleme ve analitik modelleme yöntemleridir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD); gerçek dünyadaki üç boyutlu mühendislik yapılarını, detaylı ve gerçeğe çok yakın çözmekte büyük potansiyele sahip modelleme yöntemidir. Sürtünme ve basınç düzeltme faktörleri gibi akış ve manifold sistemiyle değişebilen katsayı bilgileri daha önce deneysel bir çalışma yapılarak elde edilmemiş olabilir. Bu durumda HAD analizleri akış dağılımını ve basınç düşüşünü öngörmede kullanılabilir. Bununla birlikte her zaman HAD ile ilk tasarımın ve manifold geometrisinin optimizasyonun yapılması uygun olmayabilir. Çünkü her yeni konfigürasyon için yeni geometri oluşturmak ve ağ yapısı oluşturmak çok pahalıya mal olacaktır.

Ayrık modelleme, aynı zamanda ağ modeli olarak da adlandırılır. Ayrık bir modelde, bir manifold çoklu t bağlantılı bir ağ gibi temsil edilir. Sonra, kütle ve momentum korunumu denklemleri her t bağlantısı için yazılabilir. Son olarak, bir dizi fark denklemleri bir iterasyon programı ile çözülür. Nispeten, basitliği nedeniyle bu yaklaşım birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır. Ancak, bir tasarımcı manifold tasarımı yaparken tek bir hesapla sonuçları alıp bu sonuçları doğrudan kullanamaz. Çünkü bu yaklaşımda sonuç almak için bu denklemleri sürekli çözen yani iterasyon

yapacak bir bilgisayar programına ihtiyaç duyar. Bu iterasyonların sonucunda bile alınan sonuçlar kullanışsız olabilir çünkü manifold geometrisi ve akış performansı arasında açık bir ilişki yoktur. Bu yüzden ilk tasarım ve manifold optimizasyonu için yararlı bir bilgi sağlanamaz.

Analitik modellerin, HAD ve ayrık modellere göre en önemli avantajı, manifold tasarımcıları için basit ve esnek bir yapıda olmasıdır. Çözüm diferansiyel denklemler üzerine kurulduğundan, lineer olmayan fark denklemleri kullanarak durum durum hesap yapmaktan daha basit ve daha kompakttır. Buna ek olarak; tüm manifold geometrileri için genelleştirilmiş analitik modelin ortaya konması, manifold tasarımı ile performansını ilişkilendirmek için essiz bir imkan sağlar. Yani manifoldun geometrik parametrelerindeki değişimlerin akış dağılımı, basınç dağılımı ve düşüşünü nasıl etkilediğini anlamakta bize yardımcı olur. Genel bir manifold tasarım sürecinin başlangıcında, optimum manifold geometrisine dair çok az bilgi bulunmaktadır. Bu aşamada ana tartışma konusu olarak; maliyet, dayanıklılık, bakım ve performans tasarımcının karşısına çıkmaktadır. Bu durumda; genelleştirilmiş model, farklı manifold geometrilerinde akış performansının incelenmesinde kullanılabilmektedir.

Bu açık avantajı nedeniyle, analitik çözümler son elli yılda oldukça dikkat çekmiştir. Farklı alanlarda kullanılan manifoldlardaki akış dağılımını incelemek üzere birçok farklı model bulunmaktadır. Modellerin birçoğunda, geleneksel olarak Bernoulli teoremi yada ufak çapta modifikasyon edilmiş hali kullanılmaktadır. Bununla beraber, McNown (1954) ve Acrivos ve ar. (1959) yaptığı deneyler sonucunda, manifold kanallarından sonra basınç artışı olduğu belirlenmiş ve bu durumun Bernoulli denklemi ile tam olarak ifade edilemediği bahsedilmiştir. Bu durum, Wang ve ar. (2008, 2010) tarafından açıklanmıştır. Sınır tabaka içersindeki düşük enerjili akışkan, kanallara ilerlemekte ve yüksek enerjili akışta borunun ortasından devam etmektedir. Bu yüzden, kesit alanındaki ortalama spesifik enerjiler aşağıdaki akışta, yukarıdaki akışa göre daha fazladır. Enerji dengesi, kesitteki ortalama değere göredir. Bu yüksek spesifik enerjiler düzeltilemez ve hataya yol açar. Bu yüzden termodinamiğin ilk yasasına göre, spesifik mekanik enerjiler ortaya çıkan kütlesel debi terimi ile çarpıldığında, manifold için kanallara akış dağıldıktan sonraki mekanik enerji, yaklaşılan enerjiden daha büyük görünür. Son yıllarda konu üzerine uğraşan araştırmacılar bu problemi engellemek için momentum korunumunu

uygulamayı tercih etmektedir. Momentum korunumunun uygulanmasının avantajı, akış şekillerinin ve akış prosesinin detaylı bilinmesine gerek kalmadan basitleştirilebilmesidir. Basitleştirmeden kaynaklanan hatalar basınç düzeltme faktörü, sürtünme faktörü ile düzeltilmektedir.

Bernoulli ve momentum teorisi, manifoldlardaki akışın tanımlanması için kullanılır. Bunlar tüm alanlardaki akışı uygun şekilde tanımlamalıdır.. Pratikte farklı alanlar için çok geniş model aralığı vardır ve bunlar arasında belirsizlikler bulunmaktadır. Wang (2008, 2010) bunların hepsini tek bir birleşik teorik model altında tanımlama girişimini yapan ilk kişidir. Yazar göstermiştir ki, Bernoulli denklemi momentum modelinin özel bir durumudur. Kimya ve makina mühendisleri için birleştirilmiş teorik model bakışı mühimdir.

Bu tezde, manifoldlar üzerine geniş bir araştırmalar yapılmıştır. Son on beş yıl detaylı olmak üzere, geçtiğimiz elli yıl içinde yayınlanan çalışmalar incelenmiştir. Manifold geometrisini oluşturan parametrelerin etkisini deneysel olarak inceleyen çalışmalar ve başta Wang olmak üzere diğer araştırmacıların ortaya koyduğu teorik modeller incelenmiştir. Öncelikle HAD çalışmalarının doğruluğunu kanıtlamak için Ing Youn Chen ve ar. (2011) yaptığı çalışmadaki geometrilerin aynıları oluşturulmuş ve belirtilen sınır-başlangıç koşullarında çözülmüştür. Elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır ve maksimum fark %5 bulunmuştur. Bu da tezde yapılan HAD analizlerinin güvenilirliği ortaya koymuştur. Doğrulama çalışmaları sonrasında, Wang (2011)'ın analitik çalışmasına uygun geometriler oluşturularak, belirtilen sınır-başlangıç şartları için çözümler yapılmıştır. Analitik çalışma sonucu ortaya çıkan sonuçlar ile bu çalışmadaki HAD analizlerinin sonuçları karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Miller (1978) ve Bajura ve Jones (1976) gibi paralel akışlı ısı değiştiricileri için tek fazlı akış dağılımını inceleyen çalışmalarda, önemli basınç düşüşünün ana manifold borusu boyunca gerçekleştiği görülmektedir. Bunun, manifold üzerindeki kanallara akışın dağılmasından kaynakladığı ve bu etkinin akış dağılımını etkileyen ana faktör olduğu görülmektedir. Bajura (1971) dağıtıcı ve toplayıcı manifoldlarında tek fazlı akış dağılım performansını analitik olarak inceleyerek, bu alandaki çalışmalar için analitik çözüm rehberi olmuştur. Bu incelemenin sonucu olarak, öncelikli vurgu yapılan nokta manifold şeklidir. Bajura (1971) yaptığı incelemede; manifoldun geometrik özelliklerinden bahsetmiş, kanalların ana manifold borusuyla birleştirme biçimleri üzerinde durmuştur. Bunların etkisini matematiksel modeline eklemiştir. Manifold boyunca momentum dengesini içeren bir matematik model formüle etmiştir. Bajura ve Jones (1976); dağıtıcı, toplayıcı, ters ve paralel manifold konfigürasyonları için akışkan debisi ve basınç düşüşü üzerine yaptığı daha önceki modellerini ve öngörülerini geliştirmiştir. Modelleri şu şekilde belirlemişlerdir: akış debisini ve basınç farkını içeren iki birinci dereceden diferansiyel denklem çözümü yada sadece akış debisini içeren ikinci dereceden çözümdür.

Basınç-akış denklemleri:

$$\frac{dV}{dx} = -Z(\Delta P)^{\frac{1}{2}}; \frac{d(\Delta P)}{dx}$$

$$= -A_1 V^2 + A_2(1-V)^2 - B_1 V\frac{dV}{dx} - B_2(1-V)\frac{dV}{dx} \qquad \textbf{(2.1)}$$

Akış dağılımı denklemi:

$$Q'Q'' + \phi_1 Q^2 + 2\phi_2 Q + M_1 QQ' + M_2 Q' = \phi_2 \qquad \textbf{(2.2)}$$

$$x = \frac{x_1}{L_1} = \frac{x_2}{L_2}; Q = \frac{V_1 A_1}{Q_0}; V = \frac{V_1}{V_{10}};\ \Delta P = \frac{\Delta P_{12}}{\rho V_{10}^2} \qquad \textbf{(2.3)}$$

Burada; basınç akış denklemleri, manifold ana borusundaki basınç ve hız değişimi arasında bir ilişki olduğunu göstermektedir. Dağıtıcı manifoldlarda akış dağılım denklemi debi terimi içinde formüle edilmiştir. Bu analitik model, manifoldlarda tek fazlı akış genel uygulamaları için boyutsuz denklemler ve akış katsayıları terimlerinde genişletilmiştir.

Choi ve ar. (1993) farklı manifold kafa şekilleri üzerinde çalışmalar yapmıştır. Bu kafa şekilleri için farklı alan oranları denenmiştir. Alan oranı, tüm kanalların toplam kesit alanının ana manifold borusunun kesitine oranı olarak ifade edilir. Bu da dağıtıcı ve toplayıcı manifoldlarda farklı Reynolds sayılarını ve statik basınç farklarını doğurmuştur. Bunlarda ana manifold borularındaki akış dağılımını direkt olarak etkiler. Yazar ayrıca ana manifold borularında basınç değişimini kontrol etmek için sürtünme ve momentum olmak üzere iki faktör olduğunu işaret etmektedir. Bu iki faktör, toplayıcı manifold ana borularında akış yönünde ve dağıtıcı manifold ana borularında akış yönü tersine basınç düşüşü meydana getirmektedir.

Kim ve ar. (1995) küçük AR (kanal kesit alanının ana manifold borusunun kesit alanının oranı) ve büyük WR (ana manifold boyunun kanal boyuna oranı) olduğunda manifold ana borularında homojen akış dağılımın olduğu tespit etmiştir. Ayrıca buna paralel olarak Re ve akış debisi yükseldikçe inertia etkisinden dolayı akış manifoldun son kanalında yoğunlaşmaktadır. Yazar 2-D oturmuş laminer su akışı için üç farklı kafa tipinde (dikdörtgen, üçgen ve ikizkenar yamuk şeklinde) çalışmıştır. Yazar Reynolds sayısının artmasıyla akış dağılımının kare kafa tipinde diğer ikisine göre daha iyi olduğunu fark etmiştir. Bu istenmeyen durum, Reynolds sayısının artmasıyla, inertia etkisindeki artmasından dolayı olur ve bundan farklı kafa tipleri farklı oranlarda etkilenir. Önemli bulgusu ise küçük alan oranları ve büyük uzunluk oranları için homojen akış dağılımının tespit edilmesidir. Son olarak daha homojen akış dağılımı sağlamak için kafa şeklini optimize etmek gerektiğini belirtmektedir.

Jones ve Lior (1988) kanalları yerçekimi yönünün tersine akış olacak şekilde finli manifold ana borusu üzerine yerleştirilmiş manifold için analiz yapmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, boru çapının manifold çapına oranı 0.25 veya daha küçükse boru akış içinde homojen olarak dağılmaktadır ve yerçekimi etkisi ihmal edilebilmektedir.

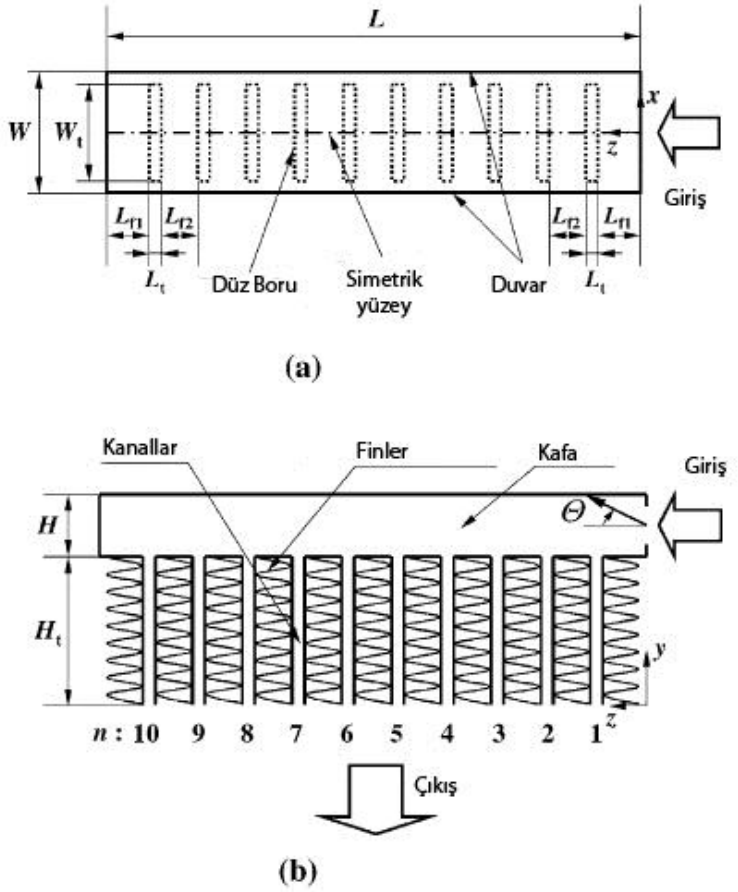
Wang ve Yu (1989), manifold ana borusunun her bölümü için kütle ve momentum denge denklemleri ile akış davranışı için sayısal modeller tanımlamıştır. Yazarlar

manifold sistemlerini basınç kazandıran ve basınç düşüren tipler olmak üzere sınıflandırmıştır. Ayrıca basınç kazandıran kafa sistemlerinin basınç düşüren tiplere göre daha homojen akış dağılımına sahip olduğunu kanıtlamıştır.

Jones ve Lior (1994) termal koşulların akış dağılımı üzerine etkisi araştırmalardan ilkini gerçekleştirmiştir. Lalot ve ar. (1999) elektrikli ısıtıcıların dağıtıcılardaki dağılım problemlerini incelemiş ve akışkan olarak havayı kullanmıştır. Bu çalışmada kötü manifold tasarımlarında ters akış oluşturabileceğini göstermiştir. Yazarlar, akışı homojenleştirmek için ek grid kullanılmasını tavsiye etmekte ve bunun akış dağılımını olumlu yönde etkileyeceğini belirtmektedir.

Jones ve Galliera (1988)'nin makaleleri HAD (CFD) çalışmalarına güzel bir örnek oluşturmaktadır. Oluşturulan integral modelleri doğrulamak için, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent kullanılmış ve türbülans modeli olarak RNG k-ε seçilmiştir. Yazarların bu modelde başarı sağlamalarına kanıt olarak, iki model birbirine çok yakın sonuçlar vermesi gösterilebilir. Alınan bu sonuçlar ışığında Fluent yazılımının 3-D akışlarda manifoldlar için iyi sonuç verdiğini belirtmektedir. Yazarlar çalışmasında, Fluent 4'te tüm sistem modellenmiş ve ağ oluşturulmuştur. Ayrıca geliştirmiş oldukları denklemleri yazılıma entegre etmiş ve daha sonra da basınç hız ve dağılımı çözümleri gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte bir integral fizik modelini de hız ve basınç değişimlerini hesaba katarak geliştirmişlerdir. Sonuç olarak, deneysel sonuçlar ile CFD analizleri ve integral modeller karşılaştırıldığında, birbirleriyle uyuşan sonuçlar elde edildiği belirtilmektedir.

Kwan-Soo Lee ve Seok-Jin Oh (2004) tek fazlı paralel akışlı ısı değiştiricilerindeki kanallardaki ısı ve akış karakteristiğini incelemek ve optimum manifold yapısını belirlemek için çeşitli sayısal analizler yapmışlardır. Şekil 2.1'de çalışılan geometrinin detaylı görünüşleri görülmektedir. Referans olarak geometrinin özellikleri; manifold uzunluğu 12.37 mm, manifold yüksekliği 1.40 mm, manifold genişliği 2.40 mm, kanal kalınlığı 0.20 mm, kanal genişliği 2.00 mm, kanal uzunluğu 7.64 mm ve kanal adeti ondur. Dizayn parametreleri olarak; çalışılan akışkanın enjeksiyon açısı, giriş şekli (kafa yapısı) ve giriş lokasyonu, kanalların uzunluğu belirlenmiştir.

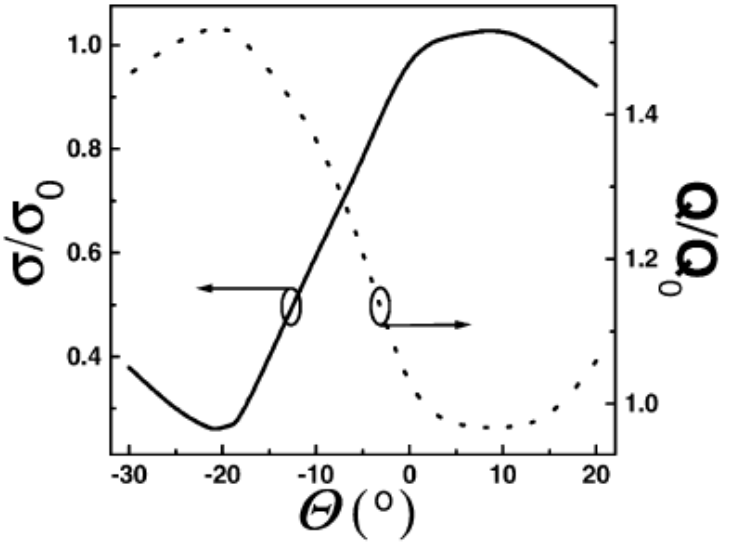


Şekil 2.1 : Manifold sisteminin önden ve üsten görünüşü, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004).

Şekil 2.2'de enjeksiyon açısına göre ısı transferi oranı ile akış dağılımı gösterilmektedir. Akış dağılımının homojenliği azaldıkça ısı transfer oranı da (Θ) yaklaşık $10°$ olana kadar azalmaktadır. Enjeksiyon açısı negatif olduğu durumda akışın homojenliği ile birlikte ısı transfer oranında hızlı bir şekilde artmaktadır. Bununla beraber enjeksiyon açısı $-21°$ yi geçmesiyle birlikte akışın homojenliği azalmaya başlamaktadır. Enjeksiyon açısı üzerine yapılan araştırma sonucunda en yüksek akış homojenliği ve en yüksek ısı transferi oranı $-21°$'lik enjeksiyon açısında yakalanmıştır.

Şekil 2.3'de farklı açılar için kanallardaki akış dağılımı grafiği görülmektedir. Bu grafikte 10. borudaki akış debisinin, diğer kanallara göre çok yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni akışkanın manifold ana borusunun sonuna çarpması ve son kanal yakınlarında meydana gelen basınç artışıdır. $-21°$'ye kadarki negatif enjeksiyon açılarında, birinci kanal ile onuncu kanala her kanalda nerdeyse eşit akış

dağılımı görülmektedir. Enjeksiyon açısı olarak en uygun açı $-21°$ olarak görülmektedir.

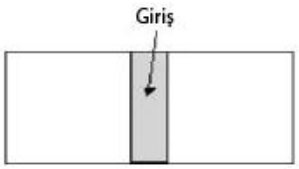
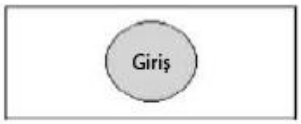
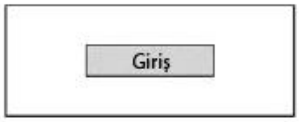


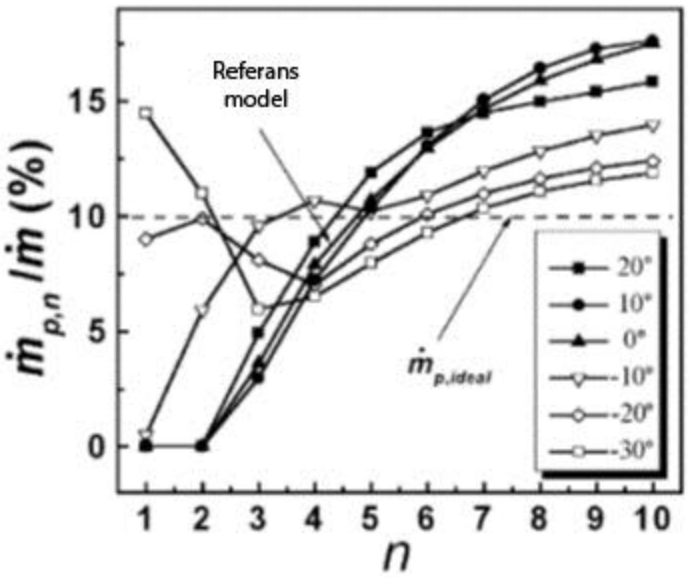
Şekil 2.2 : Enjeksiyon açısına gore ısı transferi oranı ile akış dağılımı, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004).

Şekil 2.4'te değişken giriş lokasyonu için akışın homojenliği ile ısı transferi oranı ilişkileri gösterilmektedir. Giriş lokasyonu yukarı doğru hareket ettirildikçe akış homojenliği ve ısı transferi oranı azalmaktadır. Aşağı hareket ettirildikçe ise akış homojenliği ve ısı transferi oranı artmaktadır. Giriş lokasyonun yerinin yukarı doğru değişimi pozitif enjeksiyon açısıyla aynı etkiyi yapmaktadır. Çizelge 2.1'de akış homojenliğinin ve ısı transfer oranının manifold giriş (ağzı) şekilleri ile ilişkisi gösterilmektedir. Ağız şekillerinin üretiminden dolayı yazarlar sadece üç tip şekil incelemişlerdir. Tip A'da akış homojenliği referans geometriye göre düşmektedir. Tip C Tip A ve B ile kıyaslandığında giriş civarında geniş çapta akışta geri dönüşler olmaktadır. Bu da ana akımın ilk kanallara yönelmesine neden olmaktadır. Bunun sonucunda akış debisi arka kanallara doğru düşmektedir. Sonuç olarak optimum geometrik parametre şu şekildedir: enjeksiyon açısı -21 derece, manifold giriş ağzı olarak dikdörtgen (Tip A), Yb ve Ya'nın sıfır olduğu durumdur. Referansla optimum modelin kıyaslamasında ısı transferinde yaklaşık %55 artış görülmüştür.

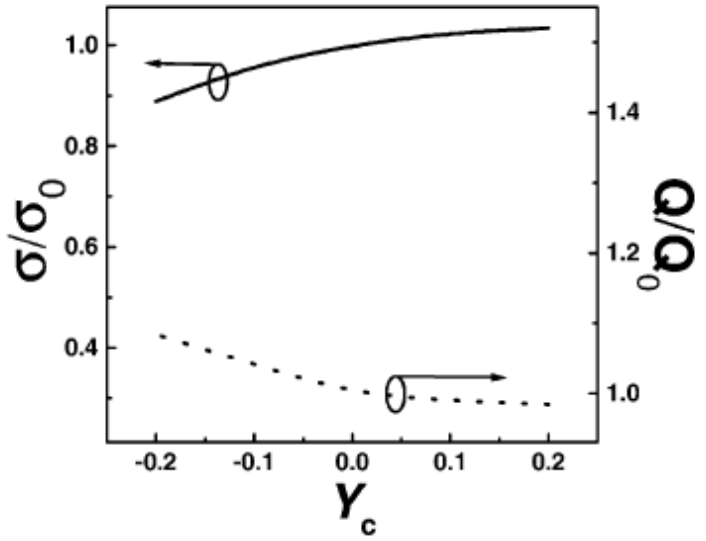
Parametrelerin optimum değerlerinin, araştırmanın yapıldığı Reynolds 5000 ile 20000 arası geçerli olacağını vurgulamışlardır.

Çizelge 2.1 : Giriş kafa şekilleri, K.S Lee ve S.J. Oh (2004).

Tip	Giriş Şekli	σ/σ_0	Q/Q_0
Tip A		1.020	0.965
Tip B		1.000	1.000
Tip C		0.855	1.119



Şekil 2.3 : Farklı açılar için kanallardaki akış dağılımı, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004).



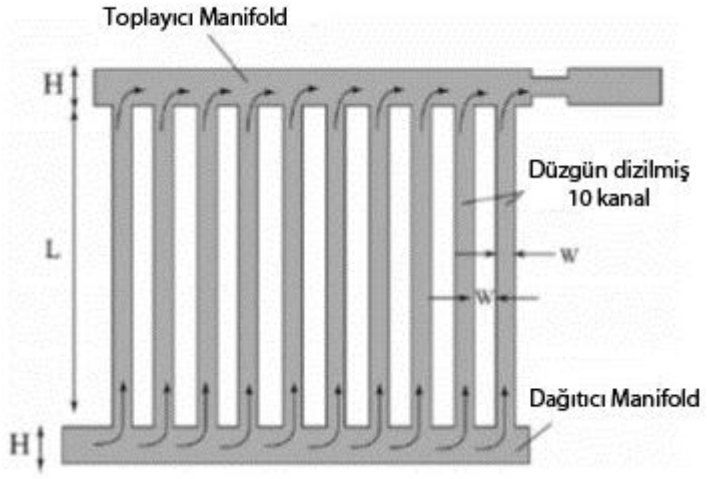
Şekil 2.4 : Değişken giriş lokasyonu için akışın homojenliği ile ısı transferi oranı ilişkileri, K.S. Lee ve S.J. Oh (2004).

Jimmy C.K. Tong ve ar. (2009) manifold dizaynlarını iyileştirmek için kullanılması gereken tasarım stratejilerini incelenmesi üzerine yoğunlaşmışlardır. Manifold dizaynının başarıya yakınlık kapasitesi, her çıkış kanalından aynı kütlesel debi geçirilmesiyle belirlenir. Sistematik bir çalışma ile sekiz farklı stratejinin sayısal analizini yapmışlardır ve bu stratejilerin her kanaldan eşit çıkış debilerini verme kapasiteleri ölçülmüştür. Her stratejinin geometrik doğasını ve karakterize eden geometrik parametreler sistematik olarak çeşitlendirilmiştir. Manifoldlarda daha önce uygulanmış ve sonuç vereceklerini düşündükleri sekiz farklı strateji belirlenmiştir. Bunlar; (a) ana manifold borusu kesitinin genişletilmesi (b) ana manifold borusunun lineer olarak daralması (c) çeşitli lineer olmayan ana manifold borusu daralmaları (d) ana manifold borusunda ve kanallarda daralmalar (e) kanal kesit varyasyonları (f/g) ana manifold borusunda daralma genişleme (h) manifold ağız şekilleridir. Bu anlatılan sekiz başlık incelendikten sonra çalışmanın sonunda akışı homojenleştirmede en etkili stratejiler ortaya konmuştur. Bunlar: a) manifolddaki kesit alanın arttırılması, b) çıkış kanalındaki kesit alanların varyasyonu, c) manifolddaki kesit alanlarındaki lineer kesit daralması d) manifolddaki kesit alanlarındaki lineer olmayan kesit daralmasıdır. Çizelge 2.2'de manifold kesit alanın artırılmasının akışın dağılımına etkisi görülmektedir. Bu araştırma 35 ile 1400 arasındaki dört Reynolds sayısı ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi H yükseklik ve W kanallar arası mesafedir. Çizelge 2.2'de boyutsuz H/W varyasyonları görülmektedir. Tüm bu oranlar için belirtilen Reynolds sayıları ile çalışılmıştır.

Çizelgede görüldüğü gibi manifold kesitini artırmak, daha homojen bir dağılım için en etkili yollardan birisidir. Ayrıca görülmektedir ki, Reynolds sayısı artıkça daha homojen dağılım sağlamak için manifold kesitini daha fazla artırmak gerekmektedir.

Çizelge 2.2 : Manifold kesit alanın artırılmasının akışın dağılımına etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009).

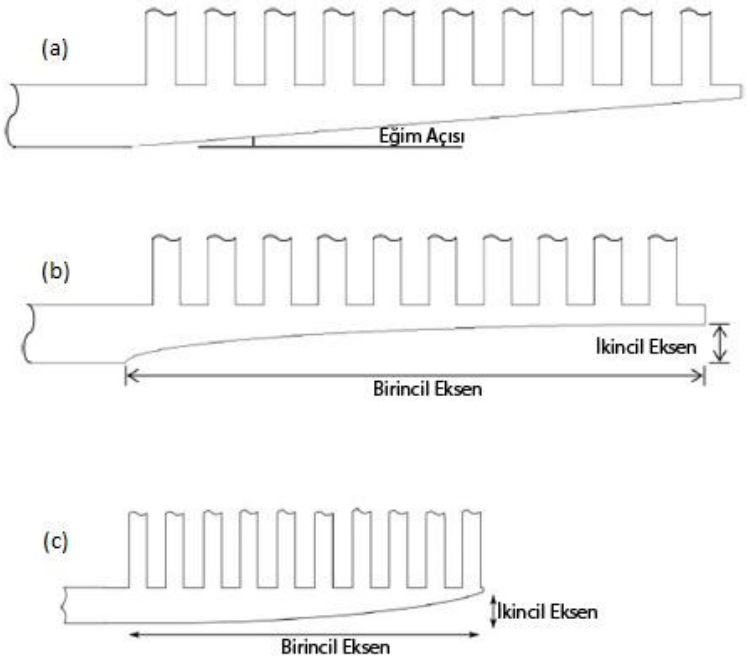
Kanal Re	Dağıtıcı manifold H/W	Homojen akıştan standart sapma (%)
35	1.4	55
	2.1	29
70	1.4	75
	2.1	43
700	2.1	127
	2.8	95
	4.2	63
1400	2.1	153
	2.8	120
	4.2	85



Şekil 2.5 : Manifold sistemi, J.C.K. Tong ve ar. (2009).

Dağılımı en çok etkileyen faktörlerden bir diğeri çıkış kanallarındaki kesit alanların varyasyonudur. Yapılan çalışmalar sonucunda; akışın en çok onuncu yani son kanala yöneldiği, birinci ve ilk kanallarda en düşük akışkan debisine sahip olduğu tespit edilmiştir. Bu problemi çözüp her kanaldan eşit debide akışkan geçmesi için ilk kanalın en geniş kesite, en son kanal ise en küçük kesite sahip olması gerektiği belirtilmiştir. Burada kanal genişlikleri seçmek için bir algoritma ortaya konmuştur. Bu algoritmada üç önemli nokta üzerine durulmuştur. Birincisi toplam kanal kesit alanı homojen akışın olduğu durumdaki toplama eşitlenmiştir. İkinci olarak ilk kanalın genişliği son kanalın genişliğinin iki katıdır. Son olarak algoritma kanaldan kanala sabit düşüş faktörü ortaya konmalıdır. Birbirini izleyen kanalların oranı

0.074'dür. $\frac{H}{W_{avg}} = 1.4$ ve $Re = 70$ olarak ayarlanmıştır. Boyutsuz standart sapma %22 bulunmuştur. Kıyaslama amaçlı olarak aynı $\frac{H}{W_{avg}}$ ve Re 'deki boyutsuz standart sapma %75'tir. Görüldüğü gibi kanal kesitlerinin varyasyonu homojen akış elde etmek için en önemli stratejilerden biridir. Şekilde 2.6'da ana manifold borusunda lineer ve lineer olmayan daralmalar görülmektedir.



Şekil 2.6 : Çeşitli şekillerde ana manifold borusunda daralmalar, J.C.K. Tong ve ar. (2009).

Bu geometrik yapılar akışın homojenliğine en büyük etkilerden birini yaptığı tespit edilmiştir. Bu geometrik yapıların ortak Reynolds sayılarında akışa etkileri çizelge 2.3'te verilmiştir. Çizelgenin ilk kısmı aşağı konkavlar oluşturmaktadır. Bu geometrik yapı homojen dağılıma çok yaklaşan bir performans sergilemektedir. Öte yanda çizelgenin ikinci kısmında yukarı konkav geometri akış homojen dağılmasında etkisiz kalmıştır. Çizelgenin son kısmında kombine halde bulunan aşağı ve yukarı konkav geometridir. Bu yapı avantajlıdır ama aşağı konkav geometriden çokta fazla değildir. Çizelge 2.3'te manifold ana borusunun lineer daralmasına ait bilgiler mevcuttur. Çizelge 2.3 ve 2.4'te gösterilen,lineer ve lineer olmayan daralmanın gerçekleştiği geometrilerden alınan sonuç az veya çok birbirine benzerdir. Üretim açısından lineer daralan geometrinin lineer olmayana göre daha kolay olması,

kullanım açısından ve maliyet açısından lineer daralan geometriyi daha tercih edilebilir kılmaktadır.

Çizelge 2.3 : Geometri ve parametrelerin etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009).

Geometri	Kanal Reynolds Sayısı	İkincil eksen/ Birincil eksen	Homojen akıştan standart sapma %
Aşağı konkav	70	0.000	43
		0.033	39
		0.067	26
Yukarı konkav	70	0.000	43
		0.033	46
		0.067	44
Aşağı ve yukaru konkav	70	0.058[a]	26

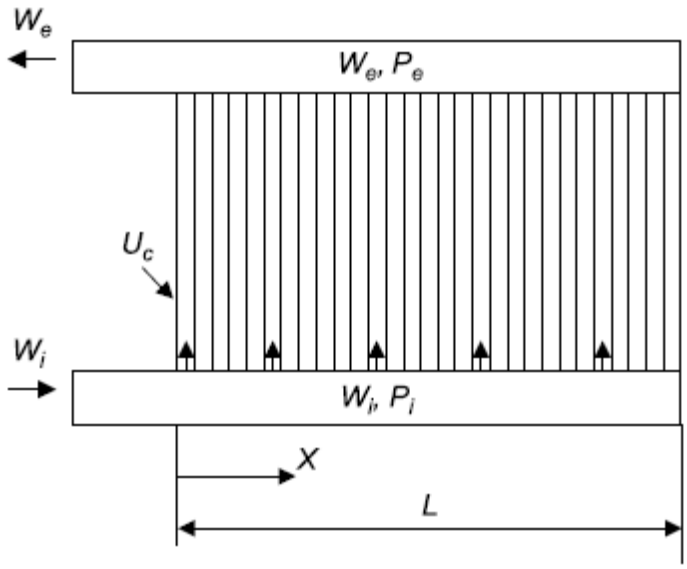
Çizelge 2.4 : Reynolds sayısı ve parametrelerin etkisi, J.C.K. Tong ve ar. (2009).

Kanal Reynolds sayısı	Hmax/W	Eğim açısı	Homojen akıştan standart sapma %
35	2.1	0.0	29
		1.9	27
		3.8	20
		4.6	12
70	2.1	0.0	43
		1.9	41
		3.8	32
		4.6	23
700	4.2	0.0	63
		3.8	61
		7.6	53
		9.1	49
		10.2	40
1000	4.2	0.0	74
		3.8	70
		7.6	61
		9.1	56
		10.2	45

Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmalarında kare kesite sahip ana manifold ve 9 adet dairesel borudan oluşan paralel akışlı ısı değiştiricilerinde tek fazda akışı deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Giriş akış koşulları, boru çapları ve boyutları, alan oranları ve akış yönlerinin etkisi incelenmiştir. Deney sonuçlarında u-tipi z-tipine göre daha homojen basınç dağılımı olduğundan dolayı, akış dağılımı da u-tipinde z-tipine göre daha homojen görülmektedir. Bununla birlikte z-tip akışta akış son kanallara daha çok yönelirken ilk borulara daha az yönelmektedir. Şekilde 4.2d'de

görüldüğü gibi z-tipinde son kanallardaki akışın ilk kanallardaki akışa oran %200'lere varmaktadır. Buradan görüldüğü gibi Z ve U tipleri arasında büyük faklar oluşmaktadır.

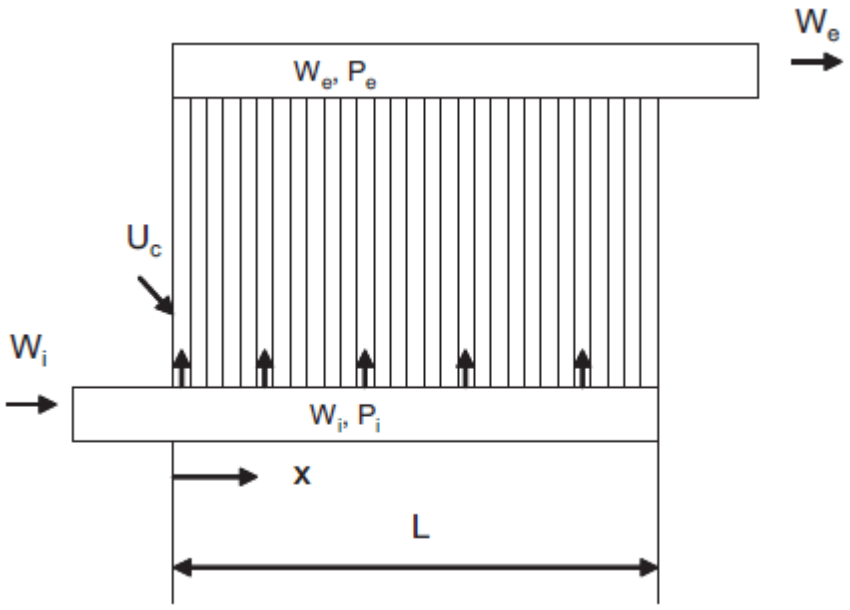
Wang (2008) u-tip (şekil 2.7) dizilişli paralel kanallı yakıt pillerinde basınç düşüşü ve akış dağılımını incelemiştir.



Şekil 2.7 : U-tip manifold sistemi, Wang (2009).

Yakıt hücrelerindeki akış ve basınç dağılımını çözmek için kütle ve momentum korunum denklemleri üzerine bir analitik model kurmuştur. Mevcut modeller hem sürtünme hem de yerçekimi etkilerini ihmal ederken yazar modelinde her ikisini de hesaba katmıştır. Analitik çözüm tamamen açık olduğundan yakıt hücrelerinde hız ve basınç dağılımları yakıt hücresinin geometrik parametreleriyle direkt ilişkilendirilmiştir. Geometrik yapının ve parametrelerin akış performansına etkisini araştırmak için ayrıca parametre hassasiyeti analiz edilmiştir. Sürtünme ve momentum etkilerinin birbirine zıt yönde etki ettiği bulunmuştur. Bunlar ilk yarıda basınç düşüşü, ikinci yarıda ise basınç artışına yol açmaktadır. Bu iki etki arasında uygun bir denge, hem daha homojen akış olmasını hem de optimum dizaynın yapılmasını sağlar.

Wang (2009) 2008'deki çalışmasına benzer şekilde bu sefer z-tip (Şekil 2.8) dizilişli paralel kanallı yakıt pillerinde basınç düşüşü ve akış dağılımını incelemiştir.

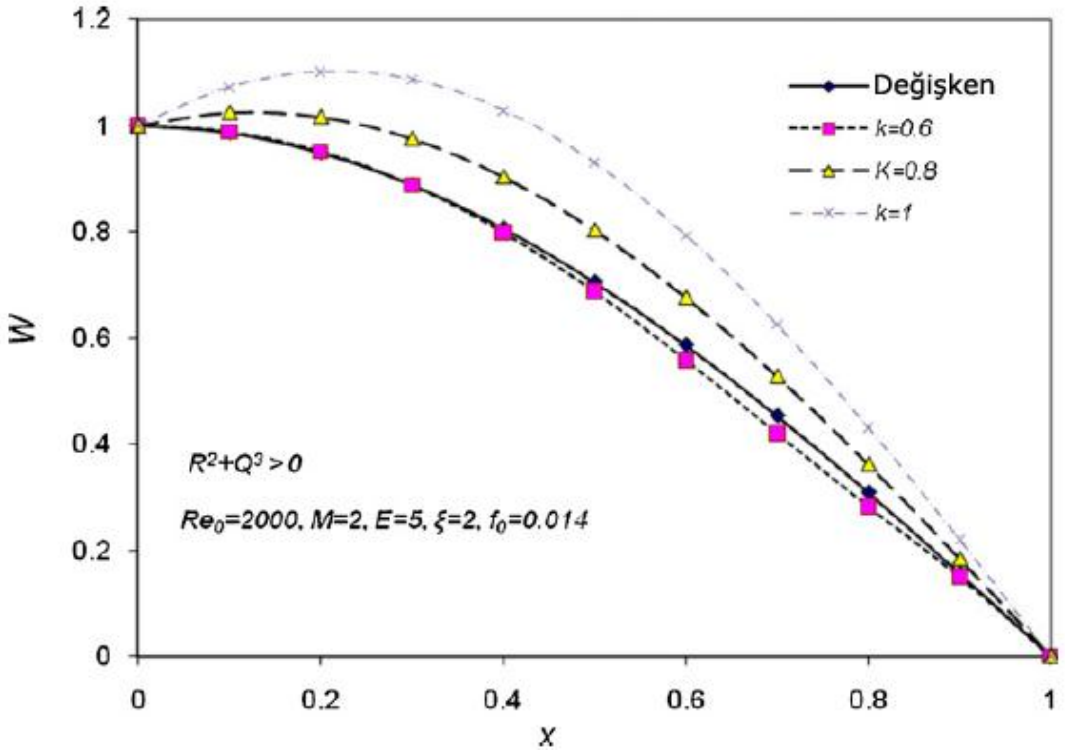


Şekil 2.8 : Z-tip manifold, Wang (2009).

Wang (2011) bu makalede manifoldlar içersindeki akış hakkında çözüm metodolojisi ve teorik modelleri üzerine, son elli yılda iz bırakmış, araştırma ve gelişmeler incelenmiştir. Şu an, mevcut modeller ve çözüm metotlarının bir teorik çerçevede birleştirilmemiş olduğundan bahsetmiştir. Genelleştirilmiş modelinin gereksiniminden bahsetmiştir ve bu çalışmasında tüm manifoldlar için akış dağılımını incelemede kullanılabilecek genel bir manifold teorisi oluşturmuştur. Teorisi, momentum teorisi ve süreklilik denklemlerini içermektedir. Genelleştirilmiş model hem sürekli manifoldlara hem de ayrık manifoldlara uygulanabilir. Ortaya koyduğu teori ve prosedür ile dizayn çalışmalarına yol gösteren bir rehber niteliği taşımaktadır. Çözüm herhangi bir bilgisayar programı ve iterasyon gerektirmeden yapılabilir. Bu teorik model üç genel karakteristik parametre (E, M ve ζ) ile manifold tasarımlarında geometri ile akış dağılımı arasında ilişki kurmada yardımcı olur. Bu çalışma, Analitik modelin incelenmesi başlığı altında detaylı olarak incelenecektir.

İlk olarak sabit ve değişken sürtünme faktörlerin hız profiline etkileri incelenmektedir.; Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi ve aralarındaki kıyaslama gözükmektedir. k=0.6 eğrisi değişken faktöre en yakın olarak görülmektedir. Çünkü α 0.6'ya eşittir. α'nın ilk kanal için basınç düzeltme faktörü olduğundan bahsedilmiştir. Eğer k=α ise ilk kanalda aynı momentum etkileri görülecektir. k'nın α'ya eşit olmadığı durumda ise sabit faktörler ile değişken faktörler arasında büyük fark görülmektedir. Ayrıca sürtünme etkisi de girişte

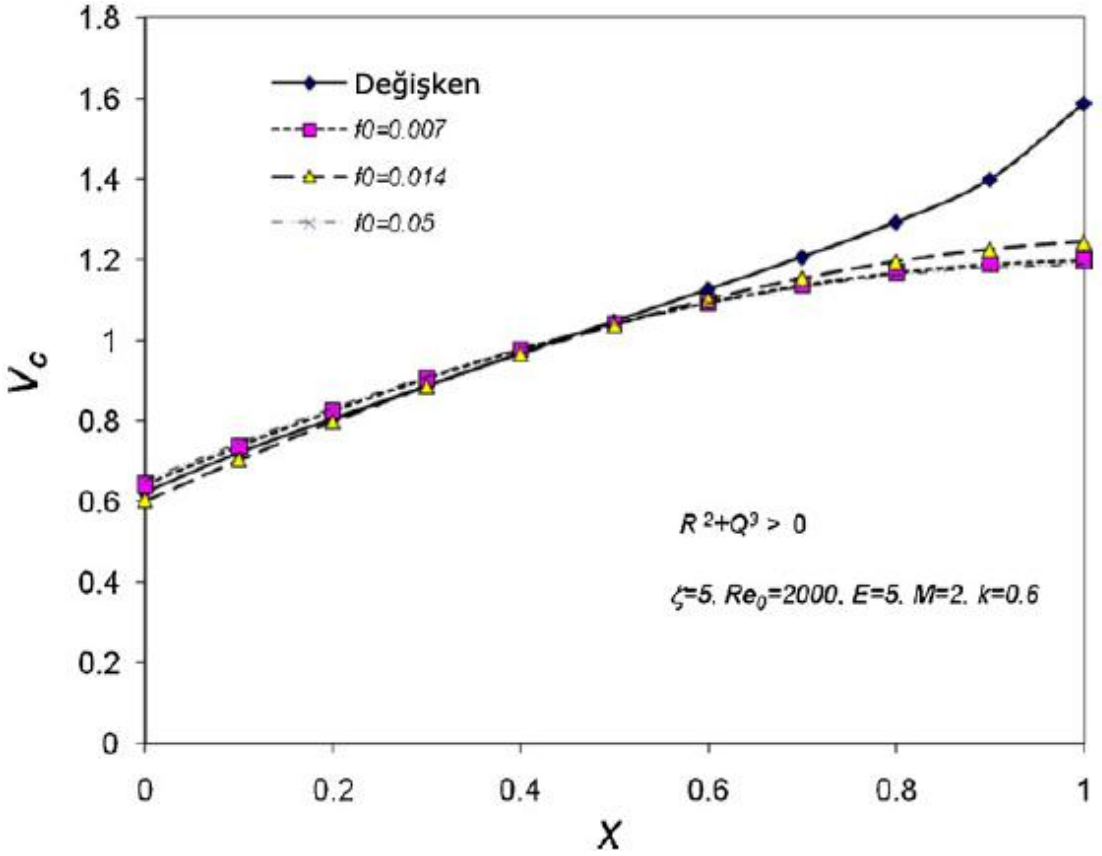
aynıdır, çünkü giriş hızı hepsi için aynıdır. İlk kanalda sabit faktörlerin değişken faktörün üzerine çıktığı görülmektedir. Ayrıca momentum etkisi x ekseni boyunca artmaktadır, bunun nedeni momentum faktörünün artmasıdır. Sonuç olarak görülmektedir ki, değişken faktörle k=0.6 arasında çok ufak bir fark vardır. Şekil 2.9'da k değişkenin değişimi altında ana manifold borusunda x eksenine göre gerçekleşen hız ve değişimleri gösterilmektedir. K azaldıkça hız profili lineer şekilde değişmeye başlar. k değişkeni artıkça lineerlikten çıkar. Değişken k kullanıldığı zamanki durum k=0.6 durumuna en yakın durumdur ve benzer bir profil çizerler.



Şekil 2.9 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011).

Şekil 2.10'da sabit ve değişken faktörlerin yarattığı fark manifold sonunda görülmektedir. Sabit ve değişken sürtünme faktörünün etkisi manifoldun ilk yarısında benzerdir bunun nedeni giriş hızının tüm faktörler için aynı olmasıdır. Bununla birlikte manifoldun son yarısında sabit ve değişken faktörler arasında fark vardır. Bunun nedeni sabit sürtünme faktörü manifold başlangıcında ve sonunda aynıdır fakat değişken faktör düzeltilmektedir. Kanallardaki akış dağılımı sabit faktörler için çok az fark göstermektedir. Bunun nedeni bu akış bölgesi momentum tarafından kontrol edilmektedir. Bu yüzden sürtünme faktörünün etkisi ihmal

edilecek duruma gelmektedir. Şekil 2.10'da Sürtünme faktörü değişimi altında x'e göre kanallardaki boyutsuz V_c değişimi görülmektedir.



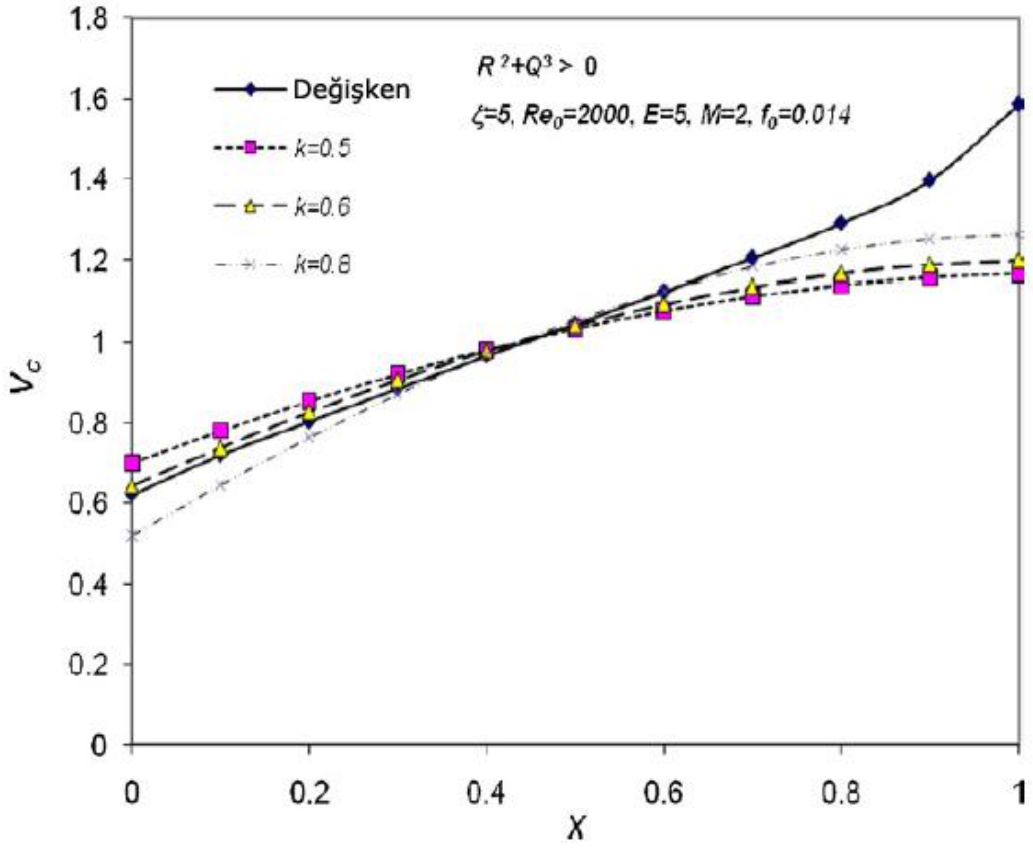
Şekil 2.10 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011).

Küçük f'lerde manifold borusunun ilk yarısında düşük V_c'ler görülürken ikinci yarısında diğerlerine göre daha yüksek V_c'ler görülmesine neden olur. Değişken f ise borunun ilk yarısında sabit f'lerdeki akışa benzer bir durum yaratmasına rağmen manifoldun ikinci yarısından sonra büyük bir sapmaya neden olur.

Şekil 2.11'de sabit ve değişken basınç düzeltme faktörlerinin akış dağılımına etkisi gösterilmektedir. Akışta sabit k'ların büyük etkisi olduğu görülmektedir. Bunun anlamı kanal etkisinin akış dağılımını büyük ölçüde etkilediğidir. $k = \alpha$ momentum etkisi manifold girişindekine benzer bir etki olur. $k \neq \alpha$ sabit faktörler değişken faktörden uzaklaşmaktadır. $x = 5$ olduğu durumda ise manifold ilk yarısında sabit ve değişken faktörler neredeyse aynı değere sabittir. Elde edilen sonuçlar gösteriyor ki, manifoldun ikinci yarısında sabit ve değişken faktörlerin akış dağılımına etkisi arasında çok büyük farklar vardır. Uygun seçilmiş bir k sabit faktörü ile çözümü

iyileştirmektedir. Bu da faktörlerin akış dağılımını nasıl etkilediğinin direkt bir kanıtıdır.

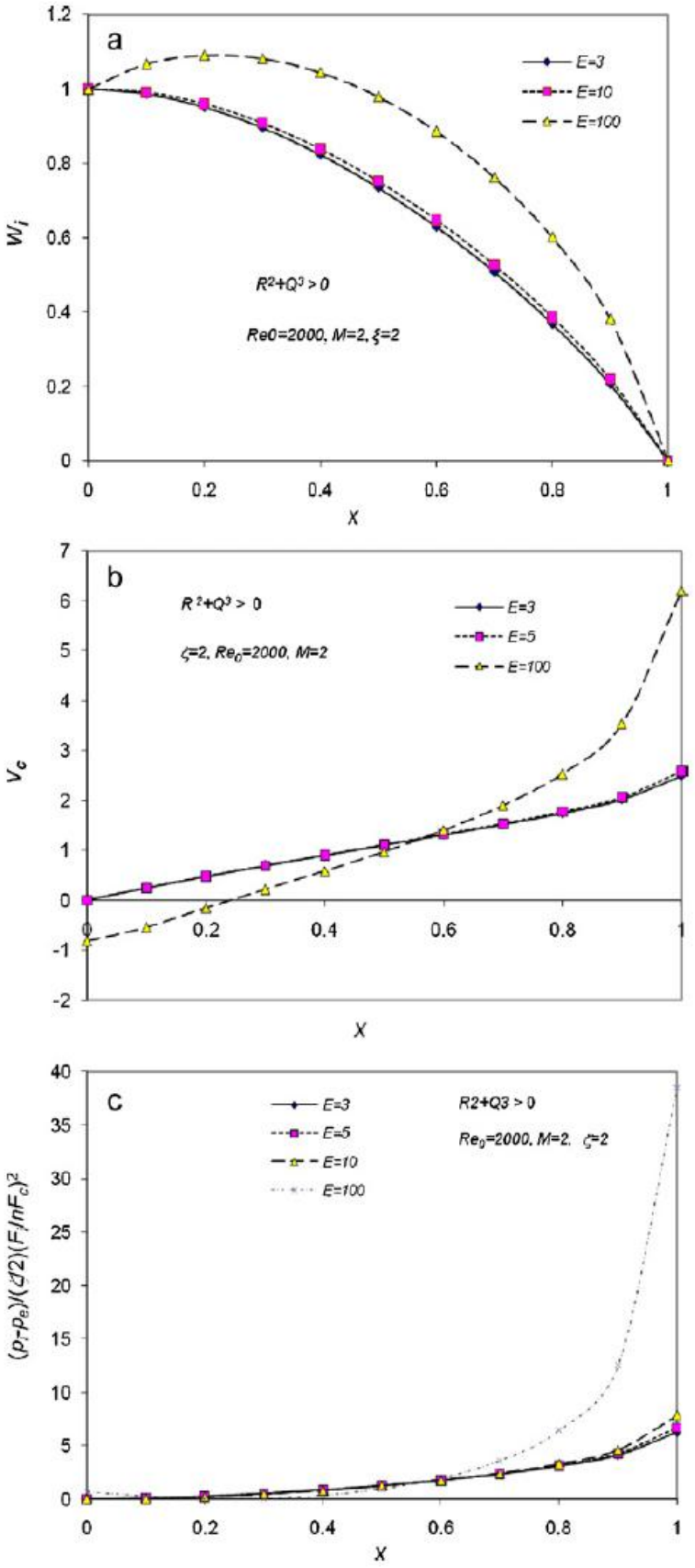
İkinci olarak uzunlukların çaplara oranlarının akış dağılımına etkisi incelenmiştir; Şekil 2.12'de bir geometri parametresi olan E'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. X yönünde lineer hıza ancak Şekil 2.12.a da görüldüğü gibi küçükken ulaşılabilir. E'deki artış lineer olamayan bir hız eldesine neden olur. Çünkü momentum her zaman kendisini dengeleyecek bir sürtünmeye ihtiyaç duyar. Bununla birlikte diğer parametreler sabitken uygun E'nin seçimi akışın homojenliğini artırır. Şekil 2.12.b ve c'de E parametresinin akış dağılımına etkisi ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. Akış dağılımında homojenlik ancak küçük E'lerde görülmektedir. Herhangi bir E artışı homojen olmayan akışa doğru gidilmesine neden olur. Bununla birlikte E<5 olduğu durumlarda akış dağılımı benzerlik gösterir. Bunun anlamı E'nin etkisi E<5 olduğu durumlarda ihmal edilebilir. Sonuç olarak sadece E parametresi ile oynayarak homojen akış ve düşük basınç düşüşleri yakalamak çok zordur. Ancak bir grup parametre ele alarak bu gerçekleştirilebilir.



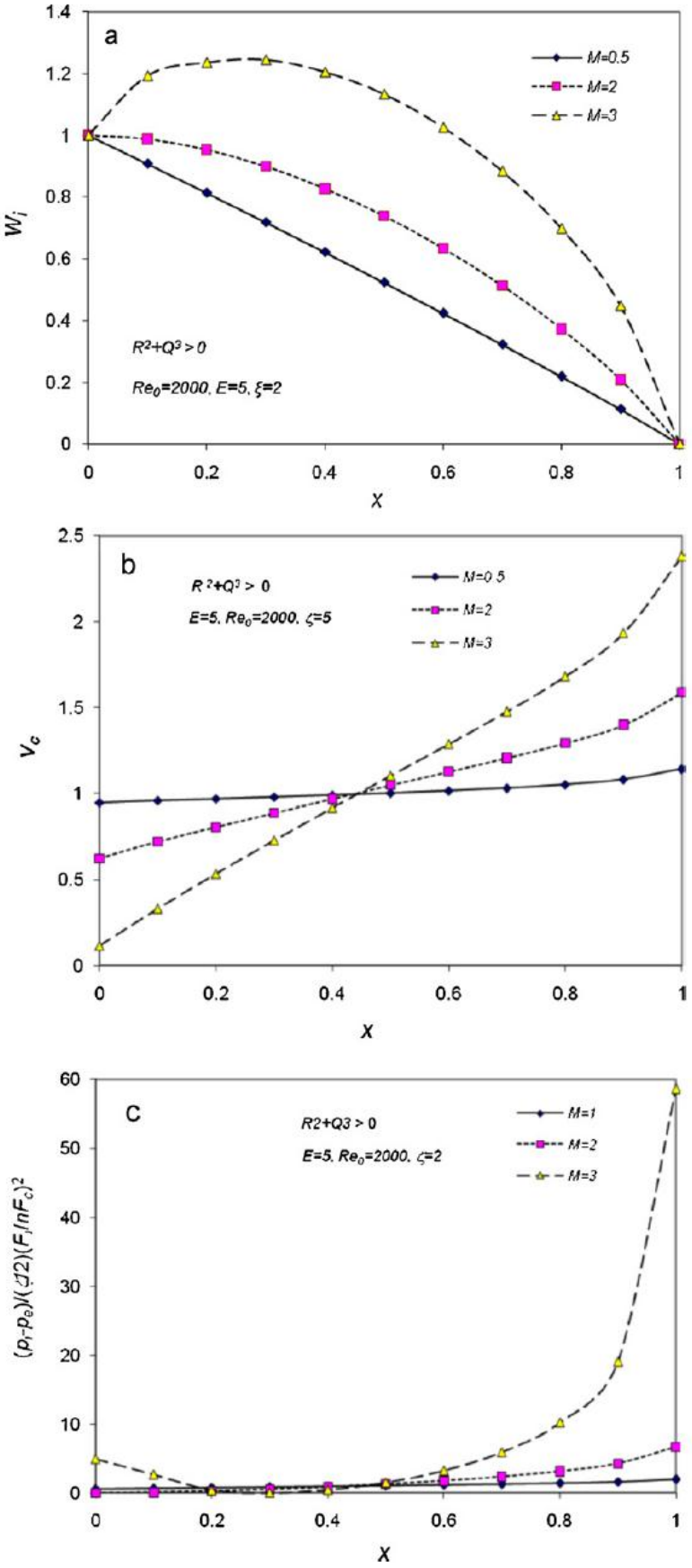
Şekil 2.11 : Sabit ve değişken k faktörlerin hız profiline etkisi, Wang (2011).

Üçüncü olarak M (Tüm kanal kesit alanlarının ana manifold kesit alanına oranı) akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir; Şekil 2.13'de yapısal bir parametre olan M'nin x doğrultusundaki hıza etkisi, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. M'nin hız profiline büyük etkisi olduğu görülmektedir. M küçüldükçe hızlarda birbirine yaklaşmaktadır. Uç durum olarak M=0 olduğu durumda kanal efekti de sıfıra eşittir yani kanal etkisi yok olur. Bu olabilecek en mükemmel akış dağılımının sağlamasını neden olur. Sadece M küçükken homojen bir akış dağılımı sağlanabilir. Büyük M'ler için momentum, sürtünme etkisini dengeleyemez ve bunun sonucunda homojen olmayan akış dağılımları oluşur. Bununla birlikte uygun M seçimi homojen basınç düşünde sağlar.

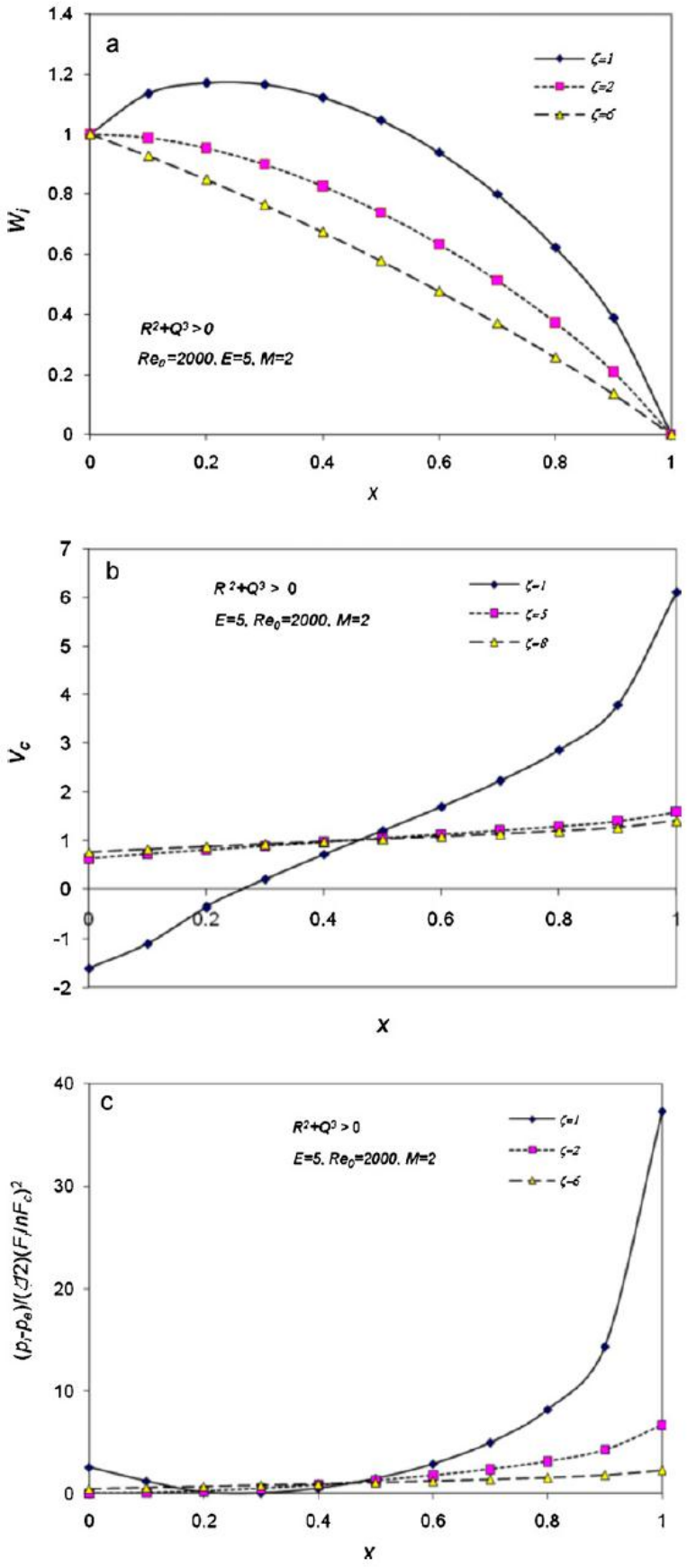
Dördüncü olarak kanallardaki toplam basınç kaybı katsayının kanallardaki hız profiline, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir; Şekil 2.14'da ζ kanallardaki hız profiline, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. Yapısal parametre olan ζ kanalardaki akışa direnci temsil eder. Z x yönündeki hız profiline, akış dağılımına ve basınç dağılıma büyük etkisi görülmektedir. Uç bir durum olan $\zeta \to \infty$ olduğu durumda yani kanallar ağızlarının kapalı olduğu durumda kesin homojen akış dağılımı elde edilir. Bununla birlikte uygun ζ seçimi homojen basınç düşüşlerinin eldesi için önemlidir. Çünkü büyük ζ demek büyük direnç demektir. Akışkanlar her zaman düşük dirençli kanallara yönelmeye meyillidir. Genel olarak ζ ayarlanarak akış dağılımında ve basınç düşüşünde iyileştirilmeler yapılabilir.



Şekil 2.12 : E'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011).



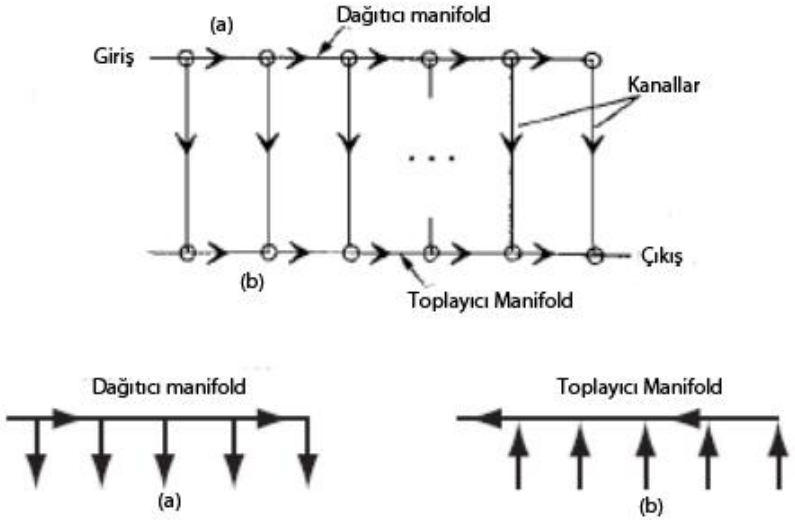
Şekil 2.13 : M'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011).



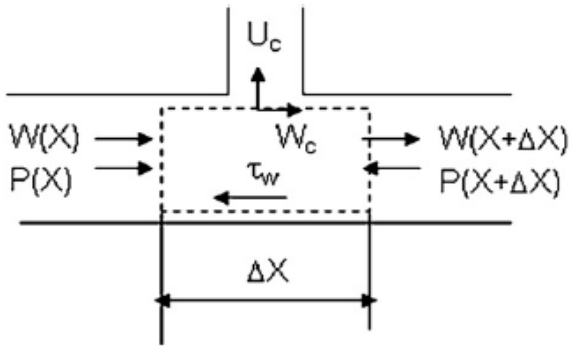
Şekil 2.14 : ζ'nin manifold boyunca x yönündeki (a) hıza, (b) akış dağılımına ve (c) basınç etkisi, Wang (2011).

3. ANALİTİK MODELİN İNCELENMESİ

Bu başlık altında Wang (2011)'ın yaptığı manifoldlarda akış teorisi adlı makalesinde ortaya koyduğu teori detaylı şekilde incelenmiştir. Bu teori, genel karakteristik parametreler (E, M) kullanarak oluşturacak manifold geometrilerinde, akışın nasıl olacağını önceden öngörülmesini sağlamıştır. Bu tez çalışmasında da bu teori kullanılarak oluşturulan geometrilerde E ve M'nin etkisi analitik çözümle incelenecektir. Sonra da analitik çözümden çıkan sonuçlarla HAD çözümlerini karşılaştırarak analitik çözümün doğruluğa yaklaşımı incelenecektir.



Şekil 3.1 : (a) dağıtıcı , (b) toplayıcı manifold, Wang (2009).



Şekil 3.2 : Ana manifold borusu üzerinden alınmış control hacmi, Wang (2011).

3.1 Kütle Korunumu

$$\rho FW = \rho F\left(W + \frac{dW}{dX}\Delta X\right) + \rho F_C U_C \tag{3.1}$$

Burada sırasıyla F ve F_C manifold kesit alanı ve kanal kesit alanıdır. W manifoldaki eksenel hız, U_C kanaldaki hız, X koordinatı ana manifold borusu için eksen, ρ akışkanın yoğunluğudur. $\Delta X = L/n$, dersek buradaki n kanal sayısı ve L manifold uzunluğu olmak üzere. U_C denklem **(3.2)**'deki gibi yazılmıştır.

$$U_C = \frac{FL}{F_C n}\frac{dW}{dX} \tag{3.2}$$

3.2 Momentum Korunumu

$$PF - \left(P + \frac{dP}{dX}\Delta X\right)F - \tau_W P_h \Delta X = \rho F\left(W + \frac{dW}{dX}\Delta X\right)^2 - \rho F W^2 + \rho F_C U_C W_C \tag{3.3}$$

P manifoldaki basınç, P_h ıslak çevre, $W_C = \beta W$ ve τ_W Darcy-Weisbach'ın formülünde herhangi bir kesit manifold için $\tau_W = f\rho(\frac{W^2}{8})$. τ_W ve W_C yi denklem **(3.3)** içine koyulmuş ve yüksek dereceden ΔX ihmal edilmiştir. Denklem **(3.3)** şu şekli almıştır;

$$-F\frac{dP}{dX}\Delta X - f\rho\left(\frac{W^2}{8}\right)P_h \Delta X = \rho F 2W\frac{dW}{dX}\Delta X - \rho\beta\frac{FL}{n}W\frac{dW}{dX}$$

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dX} + \frac{f}{2}\frac{P_h}{4F}W^2 + (2-\beta)W\frac{dW}{dX} = 0$$

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dX} + \frac{f}{2D_h}W^2 + (2-\beta)W\frac{dW}{dX} = 0 \tag{3.4}$$

Burada Dh hidrolik çaptır. Dörtgen şekiller için şu formül kullanılabilir. $D_h = 2ab/(a+b)$. Burada dörtgen manifold kesitinde a en, b yüksekliktir. Denklem **(3.4)** tüm şekiller için kullanılabilir. Kanallardaki akış akışın dönüş kaybını göz önünde bulundurarak Bernoulli denklemi ile tanımlanabilir. Bundan

dolayı bir kanaldaki hız U_C manifold ve çevre arasındaki basınç değerlerinin bir ilişkisidir.

$$P - P_C = \rho\left(1 + C_f + f_c\frac{l_c}{d_{ch}}\right)\frac{U_c^2}{2} = \rho\zeta\frac{U_c^2}{2} \quad \textbf{(3.5)}$$

Burada C_f manifoldan kanalına girerkenki dönüş kayıp katsayısı, l_c kanal uzunluğu, d_{ch} kanalın hidrolik çapı ve f_c kalan akışı için sürtünme katsayısıdır. Denklem **(3.2)**'i denklem **(3.5)** içine koyulmuştur ve şu ifadeyi elde edilmiştir;

$$P - P_C = \frac{1}{2}\rho\zeta\left(\frac{FL}{F_C n}\right)^2\left(\frac{dW}{dX}\right)^2 \quad \textbf{(3.6)}$$

Denklem **(3.4)** ve **(3.6)** aşağıdaki boyutsuz sayıları yerine yazılmıştır.

$$p = \frac{P}{\rho W_0^2}, p_c = \frac{P_C}{\rho W_0^2}, w = \frac{W}{W_0}, u_c = \frac{U_c}{W_0}, x = \frac{X}{L} \quad \textbf{(3.7)}$$

daha sadeleşerek düzgün hale getirilmiştir;

$$\frac{dp}{dx} + \frac{fL}{2D_h}w^2 + (2-\beta)w\frac{dw}{dx} = 0 \quad \textbf{(3.8)}$$

$$p - p_C = \frac{1}{2}\rho\zeta\left(\frac{F}{F_C n}\right)^2\left(\frac{dw}{dx}\right)^2 \quad \textbf{(3.9)}$$

Denklem **(3.9)**'i denklem **(3.8)**'de yerine konulmuş ve sonrasında düzenlenmiştir. Dağıtıcı içersindeki hızı bir adi difransiyel denklem şeklinde elde edilmiştir;

$$\frac{dw}{dx}\frac{d^2w}{dx^2} + \frac{2-\beta}{\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 w\frac{dw}{dx} + \frac{fL}{2D_h\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 w^2 = 0 \quad \textbf{(3.10a)}$$

Benzer şekilde toplayıcı manifoldlar içinde altaki formülü elde edilmiştir;

$$\frac{dw}{dx}\frac{d^2w}{dx^2} + \frac{2-\beta}{\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 w\frac{dw}{dx} - \frac{fL}{2D_h\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 w^2 = 0 \quad \textbf{(3.10b)}$$

Denklem **(3.10a)** ve **(3.10b)** ikinci dereceden liner olmayan adi difransiyel denklemlerdir. Bunlar dağıtıcı ve toplayıcı manifoldların standart formülleridir. Sol

taraftaki ikinci kısım momentum terimidir. Üçüncü kısım ise sürtünme terimidir. Burada iki sabit tanımlanmıştır bunlar;

$$Q = \frac{2-\beta}{3\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 \tag{3.11}$$

$$R = -\frac{fL}{4D_h\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 \tag{3.12}$$

Bunları denklem **(3.10)** 'da kullanılmış ve denklem şu şekli almıştır;

$$\frac{dw}{dx}\frac{d^2w}{dx^2} + 3Qw\frac{dw}{dx} - 2Rw^2 = 0 \tag{3.13}$$

Benzer şekilde toplayıcı manifold içinde;

$$\frac{dw}{dx}\frac{d^2w}{dx^2} + 3Qw\frac{dw}{dx} + 2Rw^2 = 0 \tag{3.14}$$

Denklem **(3.13)** ve **(3.14)** matematiksel olarak U-tipini ve Z-tipini tanımlar. Denklem **(3.13)** ve **(3.14)** sabit faktörlerin yada değişken faktörlerin herhangi sınırlamalarından bağımsız denklemlerdir. Öyle ki bu iki denklem dağıtıcı ve toplayıcı manifoldlardaki en genelleştirilmiş akış modelidir.

3.3 Analitik Çözüm

Denklem **(3.13)**'ün çözümü $Q^3 + R^2$ işaretine bağlı olarak üç farklı durumu vardır. Eğer $Q^3 + R^2 > 0$ durumunu göz önüne alırsak bir geçek kök ve iki konjuge karmaşık kök elde elde ederiz. Eğer $Q^3 + R^2 = 0$ durumunu göz önüne alırsak tüm kökler gerçek ve en az ikisi eşit çıkar. $Q^3 + R^2 < 0$ tüm kökler gerçek ve eşit olmaz.

Bununla birlikte $Q^3 + R^2 < 0$ durumu manifoldlarda dağıtıcı akış için pratikte imkansızdır. Çünkü Q sıfırdan büyük veya eşit olur. $Q^3 + R^2 = 0$ durumu ise $F \gg nF_c$ yada $\zeta \to \infty$ iken uç bir durumu ifade eder. Bu yüzden analizler ve üzerine düşünmek için sadece $Q^3 + R^2 > 0$ durumu alınmıştır.

$$r^3 + 3Qr - 2R = 0 \tag{A1}$$

Kübik (**A1)** denklemini çözebilmek için, B ve A olarak iki sabit sayı tanımlayalım ve ek olarak bir mükemmel kübik polinom yazılmıştır.

$$r^3 - B^3 = (r - B)(r^2 + Br + B^2) \quad \textbf{(A2)}$$

(A2) denkleminde her iki tarafa A(r − B) eklenmiştir.

$$r^3 - B^3 + A(r - B) = (r - B)(r^2 + Br + B^2 + A) \quad \textbf{(A3)}$$

Denklemi tekrar gruplanmış ve **(A4)** elde edilmiştir.

$$r^3 + Ar - (B^3 + BA) = (r - B)[r^2 + Br + (B^2 + A)] \quad \textbf{(A4)}$$

Burada denklem **(A1)** deki katsayılarla A ve $-(B^3 + BA)$ 'yi eşleştirilmiştir.

$$A = 3Q\ , B^3 + BA = 2R \quad \textbf{(A5)}$$

Öncekini sonrakinde yerine koyulmuştur.

$$B^3 + 3QB = 2R \quad \textbf{(A6)}$$

Burada ilk çözüm simetrik bir ifade çıkarılarak tamamlanmıştır.

$$B = \left[R + \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} + \left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} \quad \textbf{(A7)}$$

Bununla beraber, denklem **(A4)** sağlayan B değeri bulunmuş olur. Burada denklem A1'den lineer terim (r − B) alırsak, denklem kuadratik denklem haline dönüşür. Şimdi sadece kuadratik kısımla ilgilenirsek. A=3Q 'yu denklem **(A3)**'ün kuadratik kısmına koyulmuş ve bu çözülmüştür, elde edilen denklem;

$$r^2 + Br + (B^2 + 3Q) = 0 \quad \textbf{(A8)}$$

ve burada çözümler;

$$\begin{aligned} r &= \frac{1}{2}\left[-B \pm \sqrt{B^2 - 4(B^2 + 3Q)}\right] \\ &= \frac{1}{2}\left(-B \pm \sqrt{-3B^2 - 12Q}\right) \\ &= -\frac{1}{2}B \pm \frac{1}{2}\sqrt{3i}\sqrt{B^2 + 12Q} \end{aligned} \quad \textbf{(A9)}$$

Bununla beraber, sonunda r'deki denklemin orijinal kökleri şu şekilde olur.

$$r = \left[R + \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} + \left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$r_1 = -\frac{1}{2}B + \frac{1}{2}\sqrt{-3(B^2 + 4Q)}$$

$$r_2 = -\frac{1}{2}B - \frac{1}{2}\sqrt{-3(B^2 + 4Q)} \qquad \textbf{(A10)}$$

Bunlar J'nin tanımlanması ile basitleştirilebilir.

$$J = \left[R + \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} - \left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} \qquad \textbf{(A11)}$$

$$J^2 = \left[R + \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{2}{3}} - 2\left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{1}{3}} + \left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{2}{3}}$$

$$= \left[R + \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{2}{3}} + \left[R - \sqrt{Q^3 + R^2}\right]^{\frac{2}{3}} + 2Q$$

$$= B^2 + 4Q \qquad \textbf{(A12)}$$

ve sonuç olarak şu şekilde bulunmuştur.

$$r = B$$

$$r_1 = -\frac{1}{2}B + \frac{1}{2}i\sqrt{3}J$$

$$r_2 = -\frac{1}{2}B - \frac{1}{2}i\sqrt{3}J \qquad \textbf{(A13)}$$

3.4 Çözüm Ve Prosedür

Buradan denklem **(3.13)**'ün genel çözümü ve sınır koşulları aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$w = e^{-Bx/2}\left[c_1\, cos\left(\sqrt{3}Jx/2\right) + c_2\, sin\left(\sqrt{3}Jx/2\right)\right] \qquad \textbf{(3.15)}$$

x=0 iken w=1

x=1 iken w=0

ve manifoldaki eksenel hız şu şekilde ifade edilmiştir;

$$w = e^{-Bx/2}\left[\frac{sin\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)}{sin\left(\sqrt{3}J/2\right)}\right] \quad \textbf{(3.16)}$$

Denklem **(3.16)**'ü denklem **(3.2)**'de yerine koyulmuş ve kanaldaki hız elde edilmiştir.

$$u_c =$$

$$\left(\frac{F}{2nF_c}\right)e^{-Bx/2}\left[\frac{Bsin\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)+\sqrt{3}J\,cos\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)}{sin\left(\sqrt{3}J/2\right)}\right] \quad \textbf{(3.17)}$$

Denklem **(3.17)** 'ü kullanarak akış dağılımı hesaplanmıştır.

$$v_c = \frac{F_c U_c}{\frac{FW_0}{n}} = \left(\frac{nF_c}{F}\right)u_c$$

$$=\frac{1}{2}e^{-Bx/2}\left[\frac{Bsin\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)+\sqrt{3}J\,cos\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)}{sin\left(\sqrt{3}J/2\right)}\right] \quad \textbf{(3.18)}$$

Denklem **(3.16)**'ü denklem **(3.9)**'da yerine koyarsak kanallardaki basınç düşüşünü veren ifadeyi bulunmuştur.

$$p - p_c =$$

$$\left(\frac{\zeta}{2}\right)\left(\frac{F}{nF_c}\right)^2 e^{-Bx/2}\left[\frac{Bsin\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)+\sqrt{3}J\,cos\left(\sqrt{3}J(1-x)/2\right)}{sin\left(\sqrt{3}J/2\right)}\right] \quad \textbf{(3.19)}$$

Denklem **(3.16)**'ü denklem **(3.9)**'da yerine koyulmuş ve integrali alınmıştır. Manifoldaki basınç düşüşünü veren ifade bulunmuştur.

$$p - p_0 =$$

$$\left(\frac{\zeta}{2}\right)\left(\frac{F}{nF_c}\right)^2 e^{-\frac{Bx}{2}}\left[\frac{Bsin\left(\frac{\sqrt{3}J(1-x)}{2}\right)+\sqrt{3}J\,cos\left(\frac{\sqrt{3}J(1-x)}{2}\right)}{sin\left(\frac{\sqrt{3}J}{2}\right)}\right] \quad \textbf{(3.11)}$$

Denklem (3.20)'yi tekrardan düzenlersek, basın. farkını ifade eden denklemi daha iyi anlama şansımız olur.

$$p - p_0 =$$

$$\frac{Lf}{4D_h B sin^2\left(\frac{\sqrt{3}J}{2}\right)}\left(e^{-\frac{Bx}{2}} - 1\right) -$$

$$\frac{Lf}{4D_h(B^2+3J^2)sin^2\left(\frac{\sqrt{3}J}{2}\right)}\sqrt{3}J\left\{Be^{-Bx}cos\left[\frac{\sqrt{3}J(1-x)}{2}\right] -\right.$$

$$\left.\sqrt{3}Je^{-Bx}\,sin\left[\sqrt{3}J(1-x)\right] + B\,cos\left(\sqrt{3}J\right) + \sqrt{3}J\,sin\left(\sqrt{3}J\right)\right\} -$$

$$\frac{2-\beta}{2}e^{-\frac{Bx}{2}} \qquad \textbf{(3.11a)}$$

3.5 Sürtünme Ve Basınç Düzeltme Faktörleri

Sürtünme faktörünün genel ifadesi şu şekildedir.

$$f_i = \xi f_i' = \xi f(Re)\, \boldsymbol{e}^{-\frac{\boldsymbol{Bx}}{\boldsymbol{2}}} \qquad \textbf{(3.12)}$$

Burada dairesel bir manifold ele alınmıştır ve $\xi = 1$ çözüme yardımcı olması için şeçilmiştir. Denklem **(3.21)**'i denklem **(3.12)**'nin içine koyularak, i.ci bölüm için bir R_i elde edilmiştir.

$$R_i = -\frac{f_i L}{4D_h\zeta_i}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 e^{-\frac{Bx}{2}} \qquad \textbf{(3.13)}$$

Reynolds sayısının olduğu durumda $Re < 2200, f_i = 64/Re_i$

$$R_i = -\frac{16vL}{{D_h}^2\zeta W_i}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 = -\frac{16(\frac{L}{D_h})}{(W_0 D_h/v)\zeta(W_i/W_0)}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2$$

$$= -\frac{16E}{Re_0\zeta w_i}M^2\, e^{-\frac{Bx}{2}} \qquad \textbf{(3.14)}$$

burada $M = F_c n/F$ ve $E = L/D_h$

Reynolds sayısının olduğu durumda $2200 < Re < 10^5, f_i = 0.2164/Re_i^{0,25}$

$$R_i = -\frac{f_i L}{4D_h\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 = -\frac{0{,}3163(\frac{L}{D_h})}{4(W_0 D_h/v)^{0{,}25}\zeta(W_i/W_0)^{0{,}25}}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2$$

$$= -\frac{0.0791E}{{Re_0}^{0{,}25}\zeta {w_i}^{0{,}25}} M^2\ e^{-\frac{Bx}{2}} \qquad \textbf{(3.15)}$$

Reynolds sayısının olduğu durumda $\mathrm{Re} > 10^5, \mathrm{f_i(Re_i)} = 0{,}0032 + 64/\mathrm{Re_i}^{0237}$

$$R_i = -\frac{f_i L}{4D_h\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2$$

$$= -\frac{0{,}0032\left(\frac{L}{D_h}\right)}{4\zeta}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2$$

$$-\frac{0{,}221(\frac{L}{D_h})}{4(W_0 D_h/v)^{0{,}237}\zeta(W_i/W_0)^{0{,}237}}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2$$

(3.16)

$$= -\frac{0{,}0008E}{\zeta} M^2 - \frac{0.0552E}{{Re_0}^{0{,}237}\zeta} M^2 e^{-\frac{Bx}{2}}$$

basınç düzeltme faktörü;

$$k_i = \alpha + 2\gamma\ ln\frac{W_i}{W_0} = \alpha + 2\gamma\ ln\, w_i \qquad \textbf{(3.17)}$$

burada α, ilk kanaldaki basınç düzeltme faktörü, γ manifold boyunca basınç düzeltme faktöründeki artış miktarı. $\alpha - \gamma$ son kanaldaki basınç düzeltme faktörü. α ve γ manifold geometrisine bağlı, hızdan bağımsızdırlar. α ve γ deneysel çalışmalarla belirlenmelidir. Yada deneme yoluyla bulunabilir.

Denklem **(3.27)**'de denklem **(3.11)'**de yerine koyularak i. bölüm için $\mathrm{Q_i}$ elde edilmiştir.

$$Q_i = \frac{2-\beta_i}{3\zeta_i}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 = \frac{2k_i}{3\zeta_i}\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 = \frac{2}{3\zeta_i}(\alpha + 2\gamma\ ln\, w_i)\left(\frac{F_c n}{F}\right)^2 \qquad \textbf{(3.18)}$$

3.6 Ayrık Çözüm

Ayrık çözüm hala $Q^3 + R^2$ 'nin işaretine bağlıdır. Çözüm için burada $Q^3 + R^2 > 0$ alınmıştır.

Manifoldaki eksenel hız;

$$w_{i+1} = e^{-B_i x_{i+1}/2} \left[\frac{sin(\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})/2)}{sin(\sqrt{3}J_i/2)}\right] \quad \textbf{(3.19)}$$

$$w_o = 1$$

$$w_n = 0$$

kanallardaki hız;

$$u_{c_{i+1}} =$$

$$\left(\frac{F}{2nF_c}\right) e^{-B_i x_{i+1}/2} \left[\frac{B_i sin(\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})/2)+\sqrt{3}J_i\, cos(\sqrt{3}J(1-x_{i+1})/2)}{sin(\sqrt{3}J_i/2)}\right] \quad \textbf{(3.20)}$$

akış dağılımı;

$$v_{c_{i+1}} = \frac{1}{2} e^{-B_i x_{i+1}/2} \left[\frac{B_i sin(\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})/2)+\sqrt{3}J_i\, cos(\sqrt{3}J(1-x_{i+1})/2)}{sin(\sqrt{3}J_i/2)}\right] \quad \textbf{(3.21)}$$

kanallardaki basınç düşüşü;

$$p_{i+1} - p_{c_{i+1}} =$$

$$\left(\frac{\zeta}{2}\right)\left(\frac{F}{nF_c}\right)^2 e^{-\frac{B_i x_{i+1}}{2}}$$

$$\left[\frac{B_i sin\left(\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})/2\right) + \sqrt{3}J_i\, cos\left(\sqrt{3}J(1-x_{i+1})/2\right)}{2\, sin\left(\sqrt{3}J_i/2\right)}\right]^2 \quad \textbf{(3.22)}$$

manifolddaki basınç düşüşü;

$$p_{i+1} - p_0 =$$

$$\frac{Lf_i}{4D_h B_i sin^2\left(\frac{\sqrt{3}J_i}{2}\right)}\left(e^{-\frac{B_i x_{i+1}}{2}} - 1\right) -$$

$$\frac{Lf_i}{4D_h\left(B_i{}^2+3J_i{}^2\right)sin^2\left(\frac{\sqrt{3}J_i}{2}\right)}\sqrt{3}J_i\left\{B_i e^{-B_i x_{i+1}} cos\left[\frac{\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})}{2}\right] -\right.$$

$$\left.\sqrt{3}J_i e^{-B_i x}\, sin\left[\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})\right] + B_i\, cos\left(\sqrt{3}J_i\right) + \sqrt{3}J_i\, sin\left(\sqrt{3}J_i\right)\right\} -$$

$$\frac{2-\beta}{2} e^{-B_i x_{i+1}/2}\frac{sin^2\left[\sqrt{3}J_i(1-x_{i+1})/2\right]}{sin^2\left(\sqrt{3}J_i/2\right)} \qquad \textbf{(3.23)}$$

Burada işlem prosedürü şu şekildedir.

1) Yerel Q_i v R_i'lerin hesaplanması.

2) r_{1_i}1i ve r_{2_i}'lerin hesaplanması.

3) $i+1$. sektördeki hızı hesaplamak için denklem **(35)**'in $i = n$ 'e kadar hesaplanması.

4) Benzer şekilde denklem **(37)** ve **(38)**'in sırasıyla $i+1$ sektör için akış dağılımı ve basınç düşüşü için $i = n$ 'e kadar hesaplanması.

4. DENEYSEL ÇALIŞMANIN İNCELENMESİ

Deneysel çalışma Ing Youn Chen ve ar. (2011)'ların yaptığı çalışmadan alınmıştır. Bu konu başlığı altında deney düzeneğinin kurulması, deneyde çalışılan geometriler, test düzeneğin ölçüm doğruluğu ve son olarak deney sonuçları ele alınmıştır. Bu çalışma sonucu ile bu tezde yapılan HAD analiz sonuçları karşılaştırılacak ve HAD çalışmalarının doğruluğu ortaya koyulacaktır.

4.1 Deney Düzeneğinin Hazırlanması

Deney düzeneği şekil 4.1'de görüldüğü gibidir. Bu deney düzeneğinde akışkan olarak su kullanılmıştır. Su termostat yardımıyla 25 °C'ye ısıtılmaktadır. Suyun test düzeneği içersindeki çevrimi, hızı ayarlanabilir pompa ile sağlanmaktadır. Sistemdeki üç yollu vana ile sistem çevrimine gönderilen su debisi ayarlanmaktadır. Sistemdeki filtre ise akışın saflığını korumak ve debi ölçümlerde karşılaşılabilecek hataları engellemek içindir. Debiyi ölçmek için hassasiyeti yüksek Yokogawa manyetik debimetre (AXF005G) kullanılmıştır. Debimetrenin hassasiyeti kullanılan debi aralığı için ±0.045 L/dk'dır. Debimetre çıkışında direnç sıcaklık ölçer ile sıcaklık ölçümü alınmaktadır ve hassasiyeti 0.1 K'dir. Test düzeneği boyunca sıcaklık yaklaşık 25 °C'de korunmaktadır. Test bölgesine girişte YOKOGAWA EJX basınç transüderinde %0.025 hassasiyetle ölçümler alınmaktadır. Ayrıca 1300-13,000 Pa arası çalışabilen bir YOKOGAWA EJ110 fark basıncı ölçen transüderi dağıtıcı ve toplayıcı manifold ana borularına bağlanmıştır.

Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi toplayıcı ve dağıtıcı manifoldları birbirine bağlayan 9 kanal vardır. Toplayıcı manifoldun 50 mm uzağına her kanala YOKOGAWA EJ110 fark basınç transüderi konmuştur. Ayrıca akışın tam gelişmiş olduğundan emin olmak için dağıtıcı manifolddan 100*D uzunluğunda mesafe bırakılmıştır. Basınç almak için deline delik çapı ise 0.5 mm'dir. Su toplayıcı manifolddan sonra sirkülasyon tankına geri dönmektedir.

4.2 Deneyde Kullanılan Manifold Geometrileri

Çizelge 4.1.'de çalışılan manifold geometrilerine ait parametreler görülmektedir. Şekil 4.1.'de paralel kanalların uzunlukları 2 mm ve 3 mm çapa bağlı olarak 300 mm ve 400 mm olduğu görülmektedir. Üç farklı kare ana manifold borusu ölçüsü vardır. Bunlar; 7 mm x 7 mm, 9 mm x 9 mm ve 12 mm x 12 mm'dir. Şekil 4.1. görüldüğü gibi ana manifold borusuna girişi sağlayan borunun çapı ise 4mm'dir. Ana manifold borularının başlangıcından kanalların başlangıcını ve son kanaldan ana manifold borusu arasında "t" ile adlandırdığımız bir uzunluk vardır. t uzunluğu çizelge 4.1.'de gösterilmektedir. Çizelge 4.1.'de belirtilen D kanal çapı, H ana manifold borusunun yüksekliği, W eni, L uzunluğu ve AR toplam kanal kesit alanının ana manifold kesitinin alanına oranıdır.

Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi u-tip ve z-tip olarak sözü geçen manifold sistemleri bir adet toplayıcı bir adet dağıtıcı manifold ve 9 adet kanaldan oluşur. U-tip'inde akışın sisteme giriş ve çıkışı aynı taraftan fakat ters doğrultuda gerçekleşir. Z-tip'inde ise akış sisteme farklı taraflardan girer ve çıkar fakat aynı doğrultulardadır.

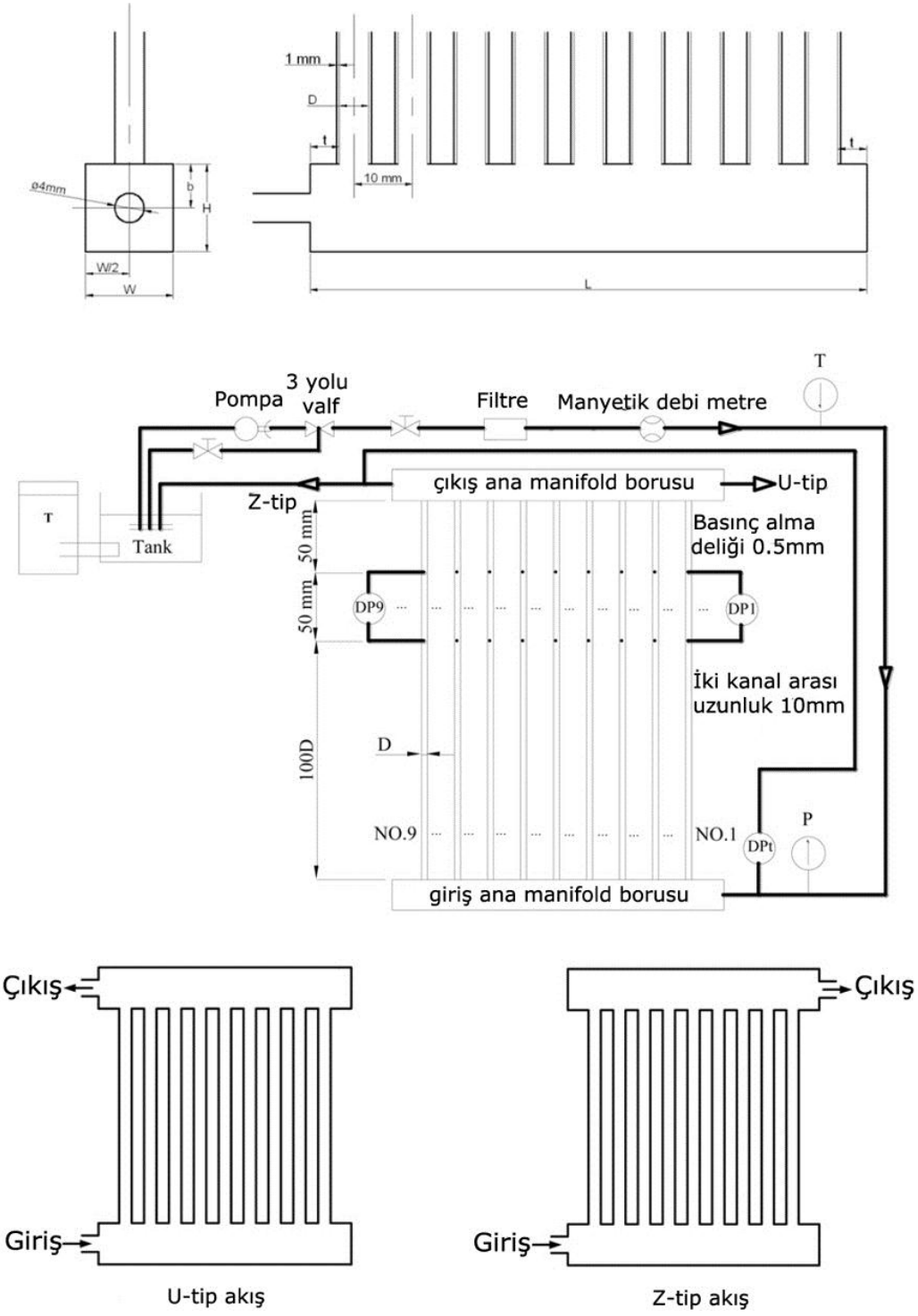
Çizelge 4.1 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasında kullandığı geometri parametreleri.

D mm	H (mm)	W (mm)	AR	t (mm)	b (mm)	L (mm)
3	12	12	0.442	18.5	6	120
	9	9	0.785	18.5 13.5 3.5	5	120 110 90
	7	7	1.298	18.5	5	120
2	12	12	0.196	19	6	120
	9	9	0.349	19	5	120
	7	7	0.557	19	5	120

4.3 Deneyin Yapılışı ve Sonuçları

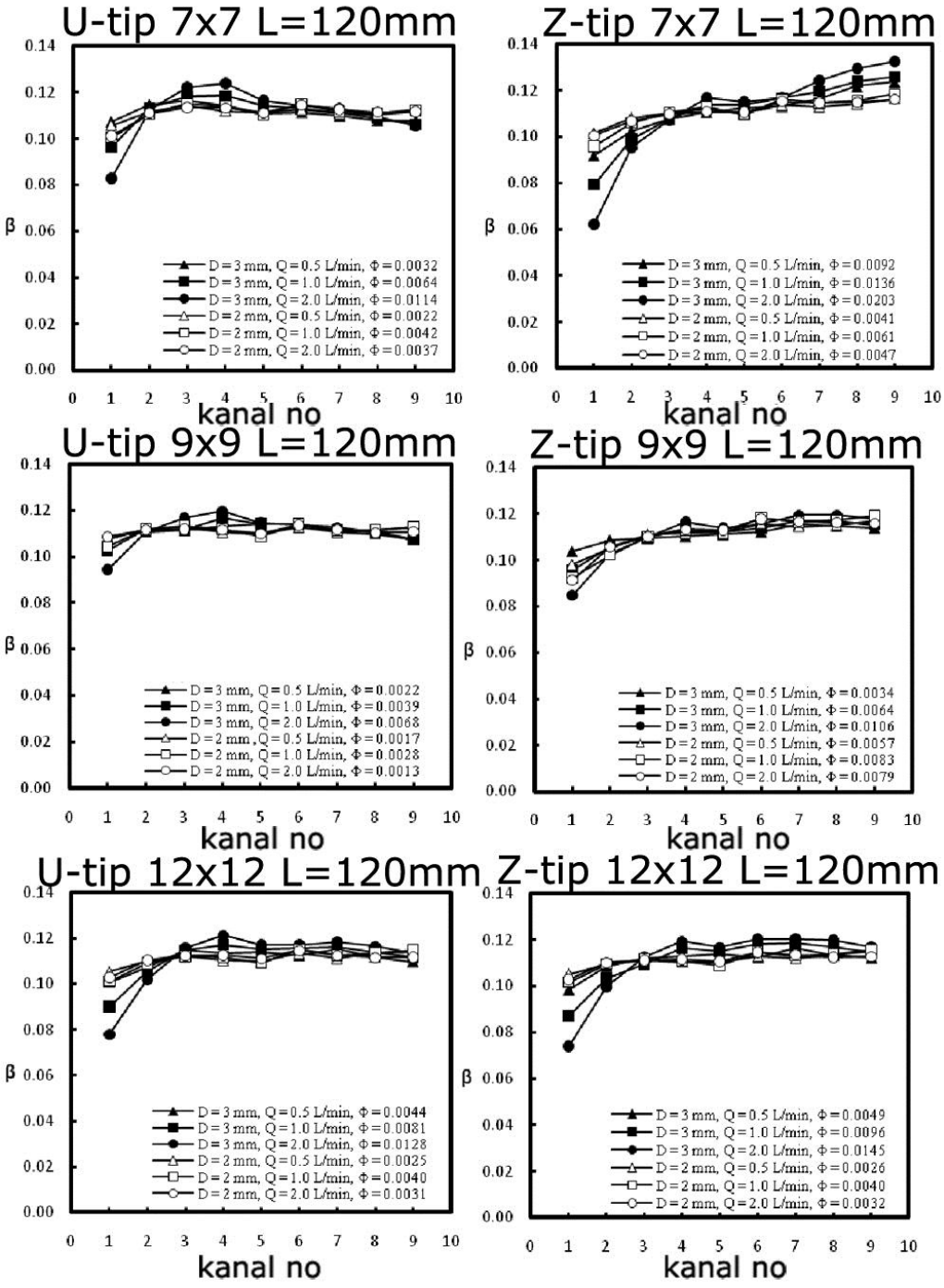
Şekil 4.2 a'da manifold ana borusu boyutları 7 mm x 7 mm, 9 mm x 9 mm ve 12 mm x 12 mm, uzunluğu L=120 mm ve kanal çapları 2 mm ve 3 mm olan u-tip ve z-tip manifold sistemleri için akış oranı (β) grafikleri gösterilmektedir. Ayrıca her durum için hacimsel debi 0.5, 1 ve 2 L/dk'de inceleme yapılmıştır. Şekil 4.2'de U-tipi z-tipine göre daha homojen basınç dağılımı farkı olduğundan dolayı akışta da u-tipinde

z-tipine göre daha homojen dağılım görülmektedir. Bununla birlikte z-tip akışta akış son kanallara daha çok yönelirken ilk borulara daha az yönelmektedir. Şekilde 4.2d'de görüldüğü gibi z-tipinde son kanallardaki akışın ilk kanallardaki akışa oranı %200'lere varmaktadır. Buradan görüldüğü gibi Z ve U tipleri arasında büyük faklar oluşmaktadır.



Şekil 4.1 : Test düzeneği ve şematik aparatları, Ing Youn Chen ve ar. (2011).

Şekil 4.2'den görüldüğü üzere 2 mm'lik kanallar 3 mm'lik kanallı manifold sistemleri daha yüksek dirence sahip olduğundan daha iyi bir akış dağılımına sahiptir. Diğer yandan 0.5 L/dk debilerdeki sonuçlar 1 ve 2 L/dk sonuçlara göre daha homojen dağılım göstermektedir. Bunun olası açıklamalarında biri manifold giriş hızı ile açıklanabilir. Hızın çok artığı durumlarda jet akış gerçekleşerek akış son kanallara hızın düştüğü hızlarda ise ilk kanallara yönelme gerçekleşmektedir.

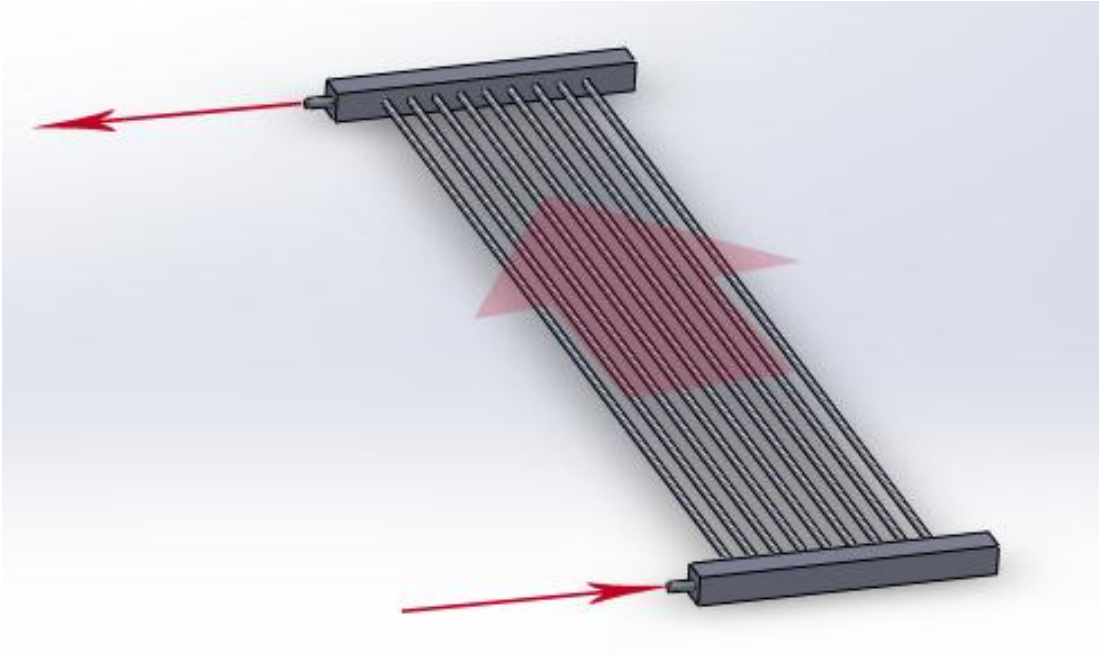


Şekil 4.2 : U ve Z tip manifold sistemleri için kanal nosuna göre β, Ing Youn Chen ve ar. (2011).

5. DENEYSEL SONUÇLAR İLE HAD ANALİZ ÇALIŞMALARININ DOĞRULANMASI

5.1 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi

Çizelge 4.1.'de görülen geometri parametrelerinden ilk satırdaki D 3 mm, H 12 mm, W 12 mm, AR 0.442, t 18.5, b 6 mm, L 120 mm seçilerek Solidworks CAD yazılımında geometri bu boyutlara uygun şekilde oluşturulmuştur. Bu geometri şekil 5.1.'de görülmektedir. U-tipi olan bu manifold sisteminde akışkanın giriş ve çıkışı aynı taraftan gerçekleşirken akış yönleri birbirine terstir. Dağıtıcı manifolda gelen akış 9 adet kanal yardımıyla dağıtılır ve toplayıcı manifold yardımıyla toplanır bu şekilde süreklilik sağlanır.

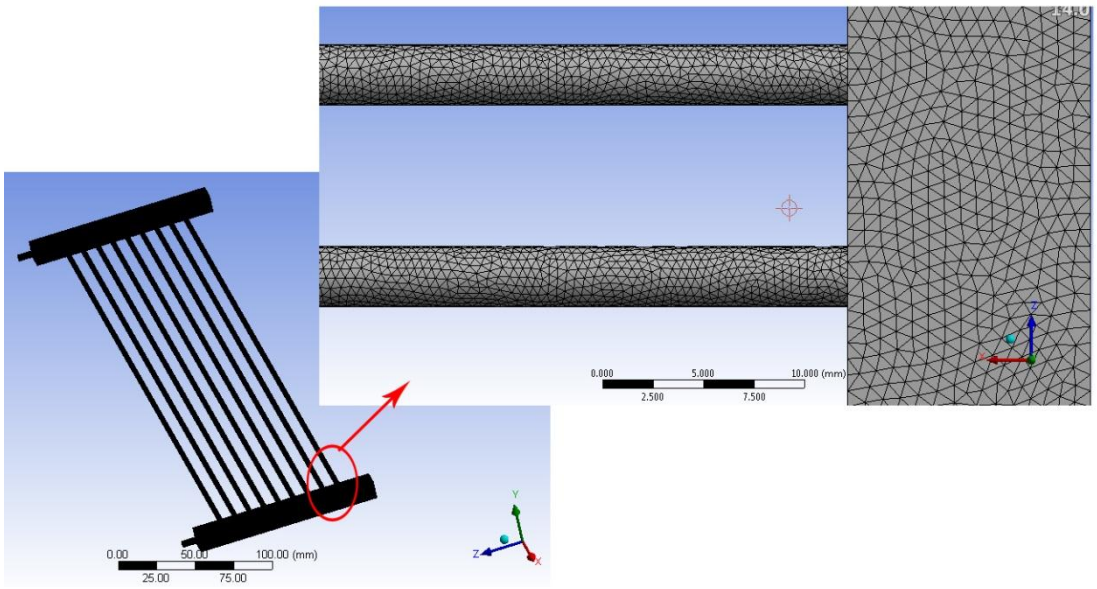


Şekil 5.1 : Solidworks'te oluşturulan u-tip manifold sisteminden bir görüntü.

5.2 Üç Boyutlu Geometrinin Ağının Oluşturulması

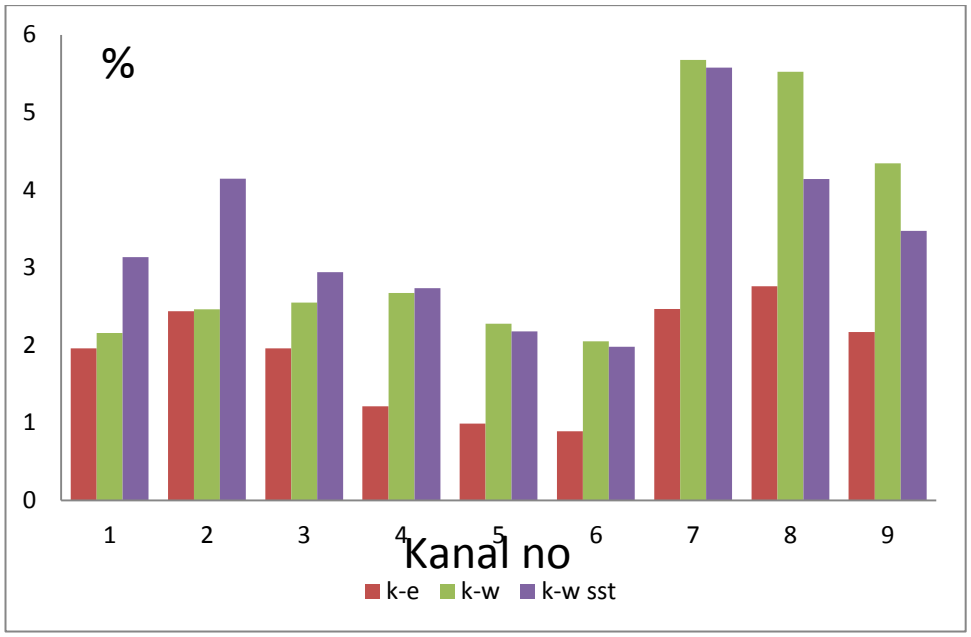
Çizelge 4.1.'de görülen geometri parametrelerinden ilk satırdaki D 3 mm, H 12 mm, W 12 mm, AR 0.442, t 18.5, b 6 mm, L 120 mm seçilerek Solidworks CAD yazılımında oluşturulduktan sonra Ansys Workbench 14.0'de bu geometriye çözüm ağı oluşturulmuştur. Toplayıcı, dağıtıcı manifold ve kanallara olmak üzere üç ayrı

geometri şekline, boyutlarına ve geometri yapısına göre farklı boyutlarda 2,000,000 adet çözüm ağı kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Manifold sistemi üzerinde ağ genel yapısı ve yakın gösterimde kanalların ana manifold borusuna birleştiği bölgedeki ağ yapısı şekil 5.2'de gösterilmektedir.



Şekil 5.2 : Ansys Workbench'te çözüm ağı yapısı oluşturulmuş manifold sisteminin bir görüntüsü.

Çizelge 4.1.'de görülen geometri parametrelerinden ilk satırdaki D 3 mm, H 12 mm, W 12 mm, AR 0.442, t 18.5, b 6 mm, L 120 mm seçilerek Solidworks CAD yazılımında geometri bu boyutlara uygun şekilde oluşturulmuş ve bu geometrinin Ansys Workbench'de ağ yapısı oluşturulduktan sonra HAD analizlerinde model seçimi için kullanılmıştır. Bu analizlerde manifolda giriş debisi olarak deneyde kullanılan 0.5, 1 ve 2 L/dk debiler kullanılmıştır. En çok kullanılan üç adet türbülans modeli ile çözümler yapılmıştır. Bunlar k-ω, k-ω, sst ve k-ε realizable'dir. Şekil 5.3'te kanallara karşılık gelen deney sonuçları ile analiz sonuçları arasındaki % hata grafiği çizilmiştir. Bu grafik 0.5 L/dk için D 3 mm, H 12 mm, W 12 mm, AR 0.442, t 18.5, b 6 mm, L 120 mm geometrik parametreler şeçilerek oluşturulan geometride yapılan anliz sonuçlarıdır. Diğer 1 ve 2 L/dk içinde benzer sonuçlar çıkmaktadır. Analiz sonuçları karşılaştırıldığında en iyi sonucu k-ε realizable verdiği görülmektedir. HAD analizi yapılan bu üç debide elde edilen sonuçlar ile deney sonuçları arasında ortalama %1.2 fark oluşmaktadır. Diğer modellerin ortalama farkı ise k-ε realizable'dan yüksek çıktığı şekil 5.3'ten görülmektedir.



Şekil 5.3 : Her kanal için deneysel sonuçlarla türbülans modelleri arasında oluşan % fark.

Sonuç olarak Şekil 5.1.'de görülen manifold sistemindeki 9 adet kanalın çoğunda k-ε realizable modelinin daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Bu nedenle HAD analizlerinde k-ε realizable modeli tercih edilmiştir.

5.3 Deneysel Sonuçların Sayısallaştırılması

Deneysel sonuçları sayısallaştırma için "xyExtract" adlı program kullanılmıştır. Chi-Ing Youn Chen ve ar. (2011) yaptığı çalışma oluşturdukları grafikler üzerinde belirtilen her noktanın x ve y koordinat verileri alınarak sayısallaştırılmıştır. Çizelge 5.1'de 0.5, 1 ve 2L/dk'da kanallardaki hacimsel debi görülmektedir.

Çizelge 5.1 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasından alınan sonuçlar.

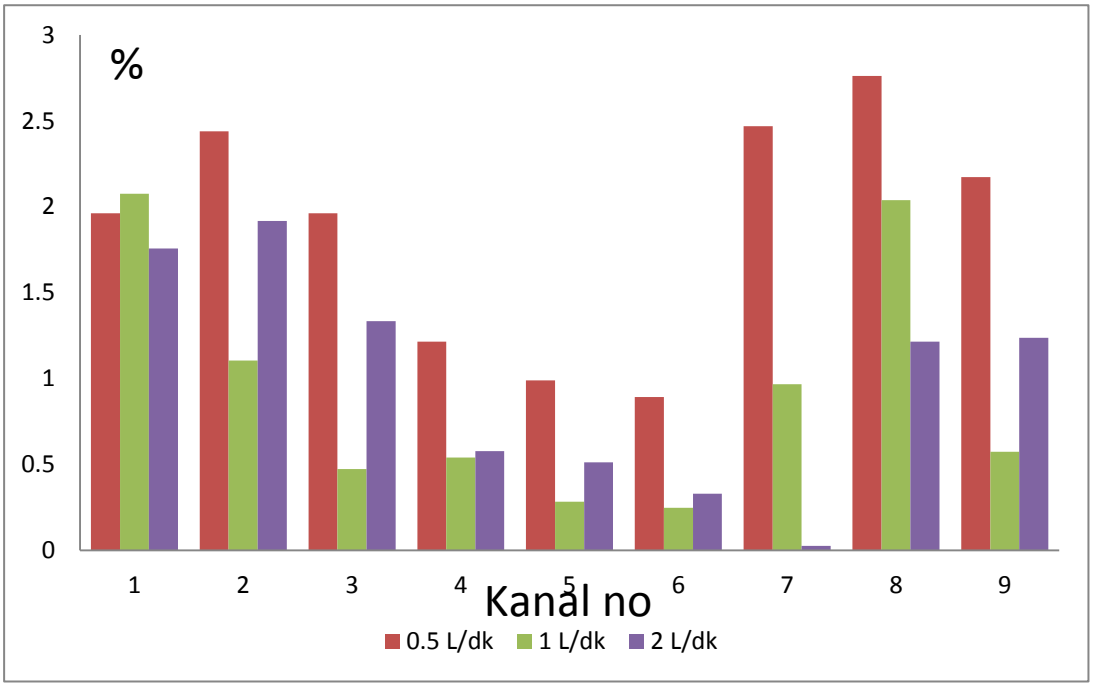
kanal no	0.5 L/dk	1 L/dk	2 L/dk
1	0.1019	0.0945	0.0822
2	0.1103	0.1046	0.0962
3	0.1137	0.1104	0.1103
4	0.1148	0.1140	0.1163
5	0.1149	0.1147	0.1185
6	0.1166	0.1169	0.1215
7	0.1167	0.1159	0.1188
8	0.1148	0.1146	0.1171
9	0.1155	0.1146	0.1194

5.4 HAD Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar İle Karşılaştırılması

Had ile deneysel sonuçları karşılaştırmadaki amaç Had çalışmalarının güvenilirliğini ve modelinin doğruluğu ortaya koymaktır. Çizelge 5.2. deney sonuçları ile HAD analizleri arasında kanallar başına % farklar görülmektedir. 0.5 L/dk fark maksimum %2.8, 1 L/dk fark maksimum %2.1, 2 L/dk'da ise maksimum fark %1.9'dir. Şekil 5.4'te sütun grafiği ile üç farklı debide had ile deney sonuçları arasındaki fark görülmektedir.

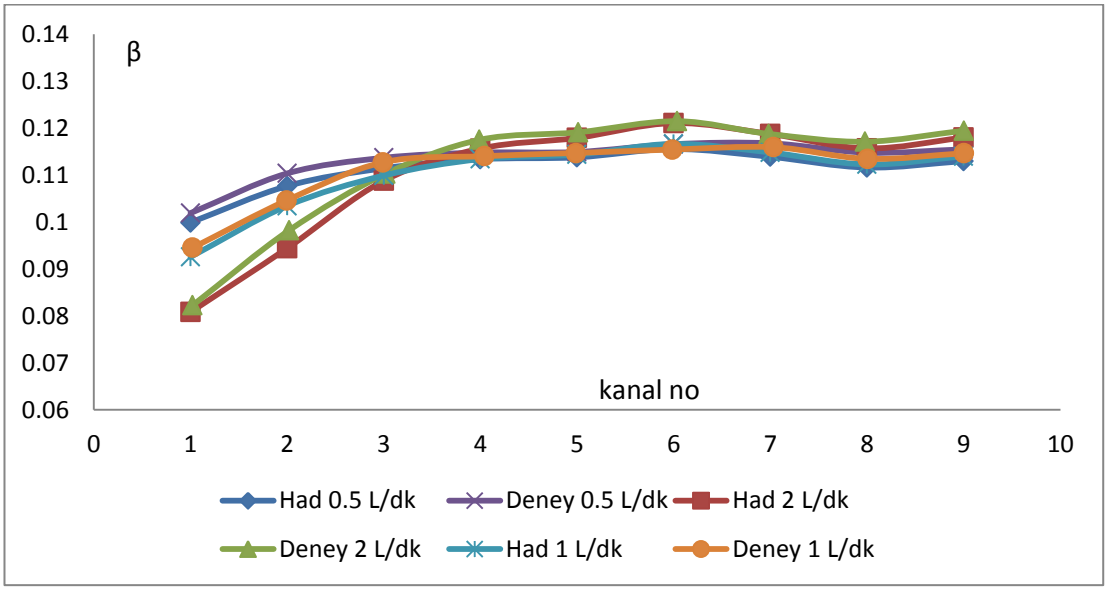
Çizelge 5.2 : Ing Youn Chen ve ar. (2011) çalışmasında deneysel sonuçlarla tezde yapılan had analizleri arasındaki % fark.

Deney ile Had arasındaki fark %			
kanal no	**0.5 L/dk**	**1 L/dk**	**2 L/dk**
1	2.0	2.1	1.8
2	2.4	1.1	1.9
3	2.0	0.5	1.3
4	1.2	0.5	0.6
5	1.0	0.3	0.5
6	0.9	0.2	0.3
7	2.5	1.0	0.0
8	2.8	2.0	1.2
9	2.2	0.6	1.2



Şekil 5.4 : Üç farklı debi için kanallardaki deneysel sonuçlar ile had analizi sonuçları arasındaki % fark.

Şekil 5.5'te HAD analiz çalışmaları ile deneysel sonuçlarının karşılaştırıldığı grafik görülmektedir. Tüm çalışmalarda akışkan olarak deneylerde de kullanılan 25°C'de su kullanılmıştır. Bu akışkanın 0.5 L/dk hacimsel debiyle ana manifold borusuna giriş yaptığı durumda en homojen akış sağlanmaktadır. Manifoldun ilk kanallarında, son kanallarına göre daha yüksek debide akışkan girdiği görülmektedir. 1 L/dk hacimsel debiyle akışkanın manifolda gönderilmesi durumunda 0.5 L/dk göre homojenliğin azalmasına rağmen, 2 L/dk debiye göre daha homojen sonuç vermektedir. Bu durumda da manifold ilk kanallarına, son kanallarına göre daha az akışkan gitmektedir. Fakat 0.5 L/dk'ya göre bu durumda bir artış vardır. Bu üç durumdan homojen olmaya en uzak olan 2 L/dk hacimsel debiye sahip durumdur. Manifold ilk kanallarına akışkan yönelmeme durumu, bu debide daha artarak devam etmiştir.

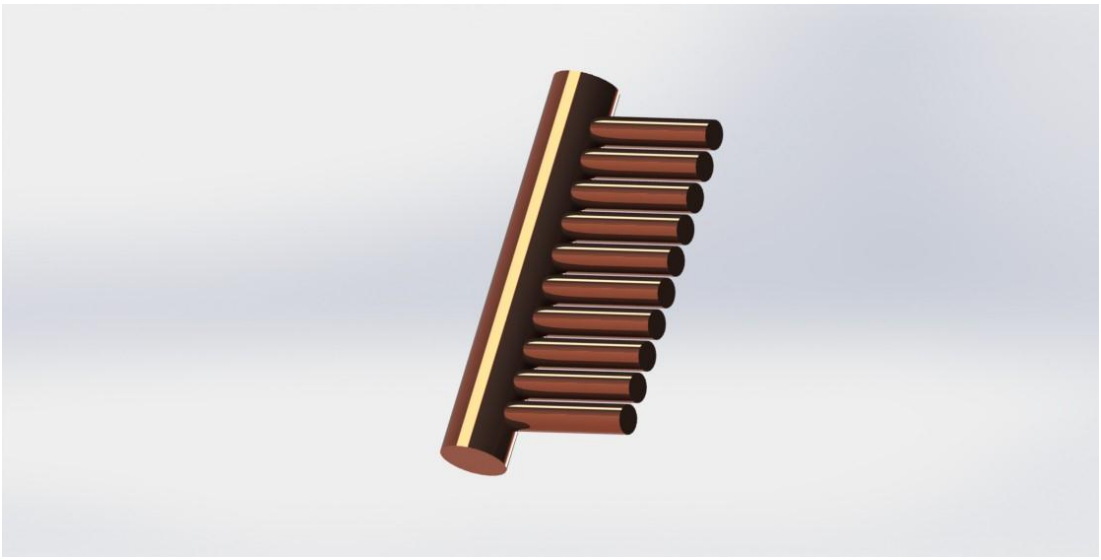


Şekil 5.5 : Deneysel sonuçlar ile had çalışmalarının kanal numaralarına göre β'larının karşılaştırılması.

6. ANALİTİK MODEL İÇİN GEOMETRİLER VE HAD ANALİZ ÇALIŞMALARI

6.1 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi

Wang (2011)'ın makalesinde veriler üzerine geniş çaplı çalışmalar sonucu analitik çalışmadaki geometri yapısının nasıl oluşturulacağı ve yeni geometrilerdeki parametrelerin nasıl okunup denklemlere girileceği ortaya konmuştur. Çizelge 7.1 ve 7.2'de ortaya konan bu parametrelere göre Solidworks programında geometriler oluşturulmuştur. Wang'ın oluşturduğu teoride manifold sonuna çarpan akışkanın geri dönmesi burada oluşturduğu türbülans ve bunların manifold kanallarındaki debiye etkisi göz ardı edilmiştir. Bu çalışmada, belirtilen etkinin minimuma indirilmesi için manifold kafası verilen L uzunluğunun %10'u kadar uzatılmıştır. Wang'ın teorisindeki tüm geometrik parametreler göz önüne alınarak en uygun geometri oluşturulmuştur.



Şekil 6.1 : 3 boyutlu manifold geometrisi.

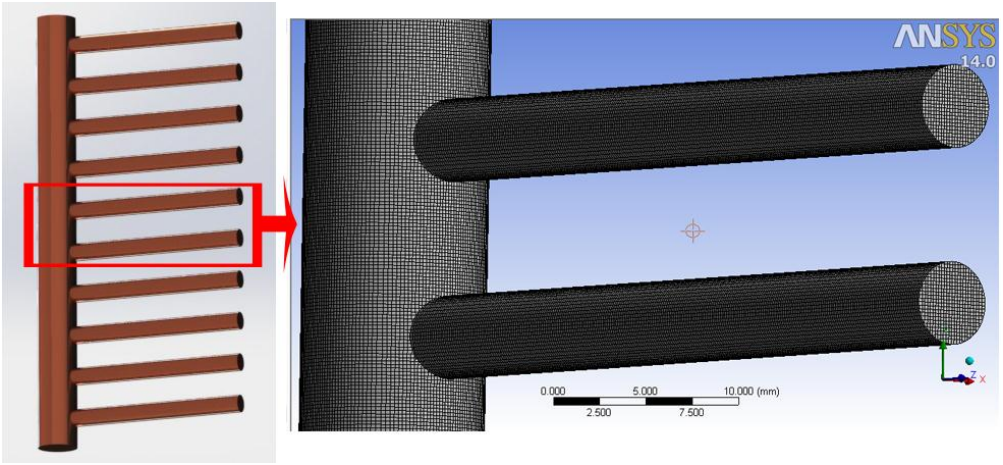
6.2 Üç Boyutlu Geometrinin Modellenmesi

Fluent'te analize başlamadan önce Solidworks'te çizilen geometri için uygun çözüm ağı oluşturulmuştur. İyi bir HAD analizi için geometri üzerinde uygun bir şekilde çözüm ağı oluşturulması en önemli konulardan biridir. Eğer olması gerekenden daha

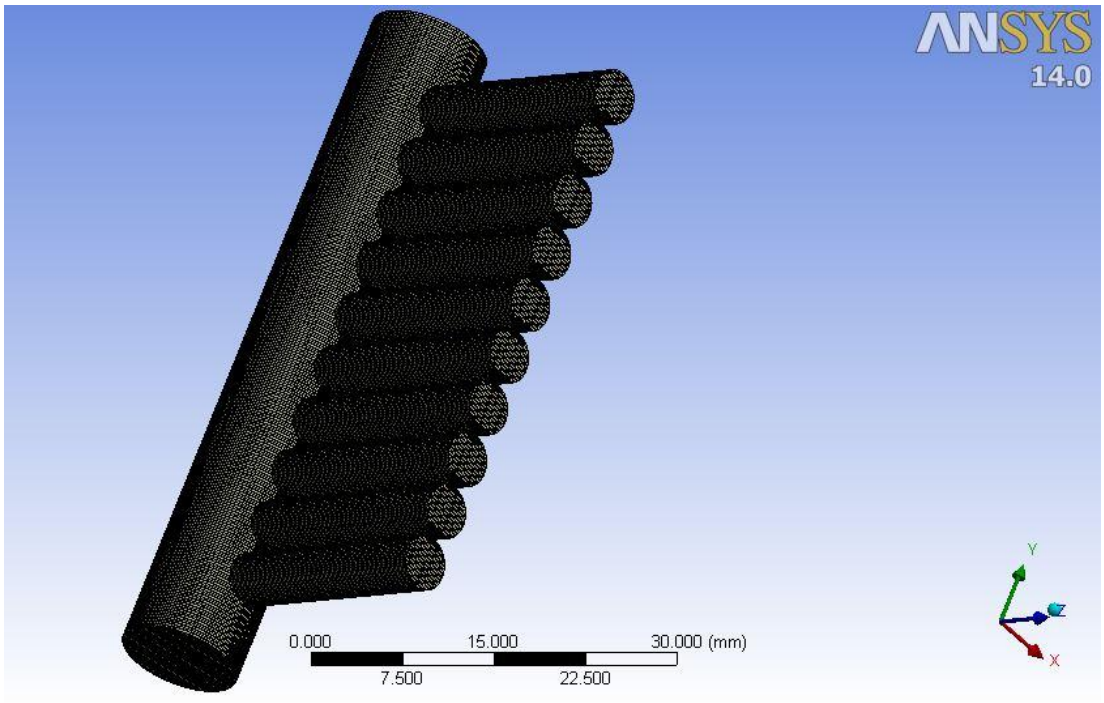
az çözüm ağı oluşturulursa olması gereken sonuçlara uzak sonuçlar alınmaktadır. Gereğinden çok fazla çözüm ağı oluşturulması durumunda ise olması gerekenden daha uzun çözüm süreleri ortaya çıkmaktadır. Bunları göz önüne alarak bir sonraki konu başlığında HAD analizinin çözüm ağına bağlılığı ayrıntılı şekilde incelenmiştir. Çözüm ağı sayısı artımının çözüm sonucuna etkisinin değişmediği nokta, uygun çözüm ağ sayısını ifade eder. Bu çalışmada bu tespit yapıldıktan sonra uygun çözüm ağ sayısı seçilmiş ve daha sonrasında çalışılan geometrilere uygulanmıştır.

6.3 HAD Analizinin Çözüm Ağına Bağlılığın Tespiti

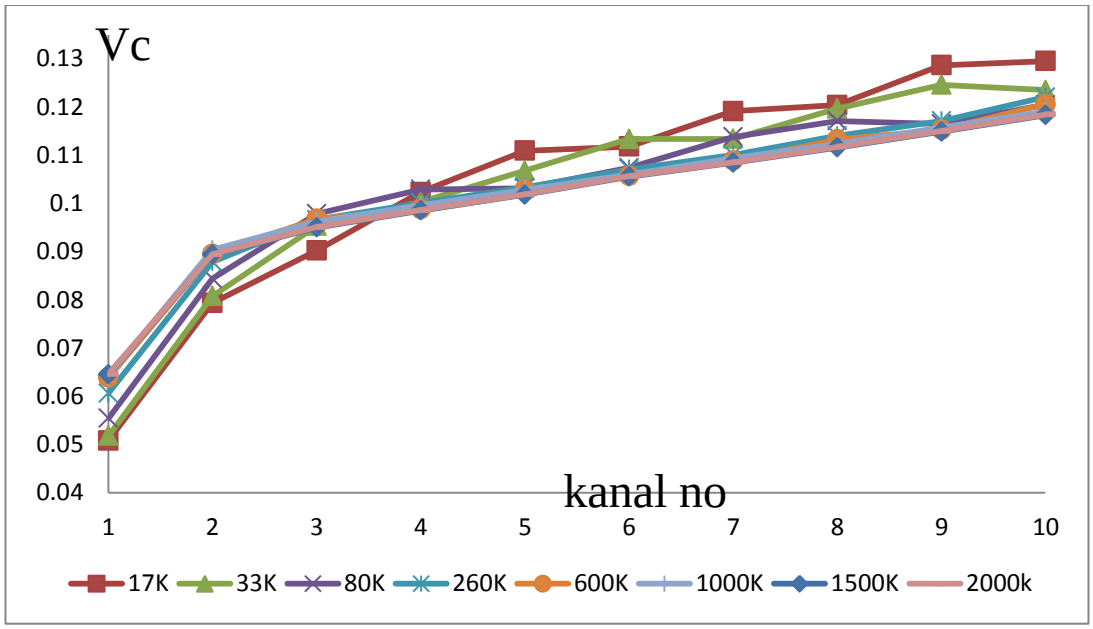
Tüm manifoldlarda, HAD analiz çalışmalarına geçmeden önce uygun çözüm ağı yapısının belirlenmesi zaman ve sonuçların doğruluğu açısından en önemli unsurlardan biridir. Manifoldlara uygun ağ sayısı bulmak için cut-cell metodla 17.000, 33.000, 80.000, 260,000, 600,000, 1,.000,000, 1,500,000 ve 2,000,000 çözüm ağı oluşturulmuş ve farklı sayılarda çözüm ağına sahip geometri için HAD analizleri yapılmıştır. Farklı eleman sayına sahip çözüm ağlarını karşılaştırmak amacıyla, HAD analizi sonrasında her port çıkışındaki çıkış hızları alınarak kıyaslanmıştır. Bu çalışma, tezde incelenen tüm manifold geometrileri için tekrarlanmıştır. 600,000 ve daha fazla elemana sahip çözüm ağları için port çıkışındaki hızların birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. 600,000'den daha fazla elemana sahip çözüm ağlarının, çözüm üzerinde yarattığı iyileşmeye % 0.1 civarındadır. Bu örnekteki geometri için çözümlerde 1,500,000 üstündeki ağ sayılarıyla çözümler yapılmıştır. Yapılan ağ bağlılığı analizi sonucunda; HAD analizi yapılacak manifoldlarda, daha doğru sonuç için en az 600.000 veya daha fazla elemana sahip çözüm ağı gerektiği görülmüştür.



Şekil 6.2 : 3 boyutlu manifold geometrisinin ağ yapıları.



Şekil 6.3 : 3 boyutlu manifold geometrisinden detaylı ağ yapısı görüntüsü.



Şekil 6.4 : Analiz sonuçlarının çözüm ağı sayısına bağlılığı.

7. ANALİTİK ÇÖZÜMLER İLE HAD ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

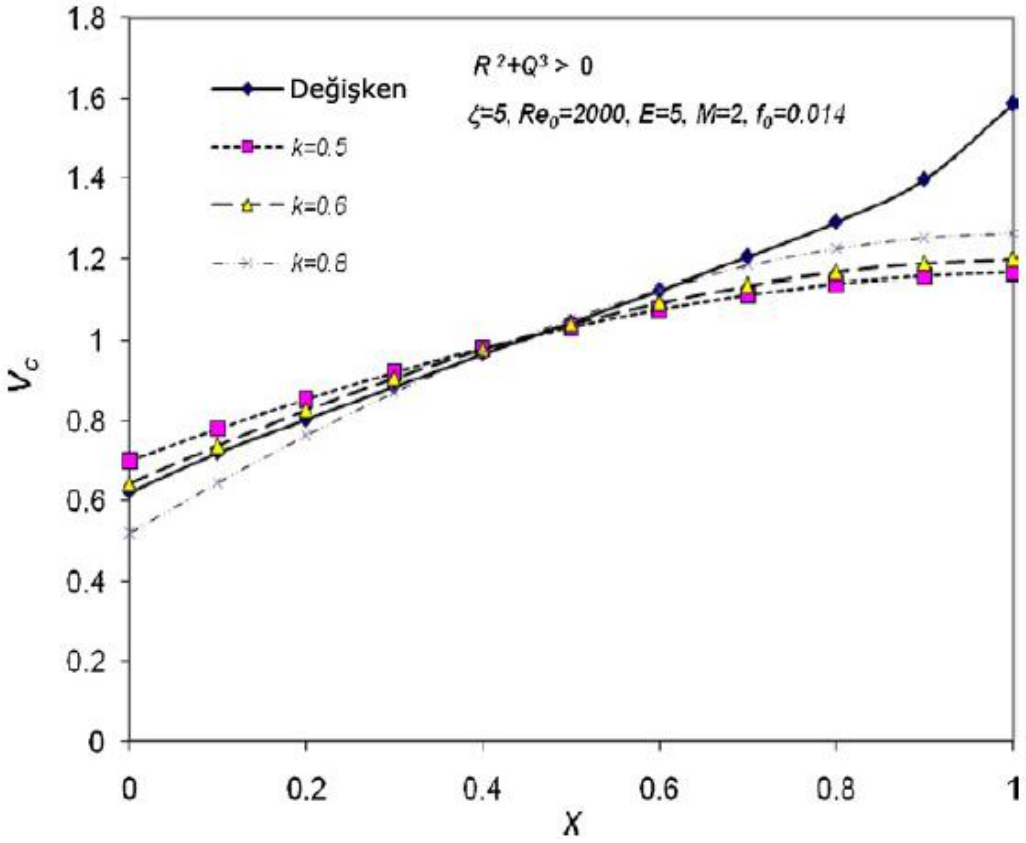
7.1 Analitik Çalışmanın Sonuçları

7.1.1 k ve f sabit ve değişken faktörlerinin hız profiline etkileri

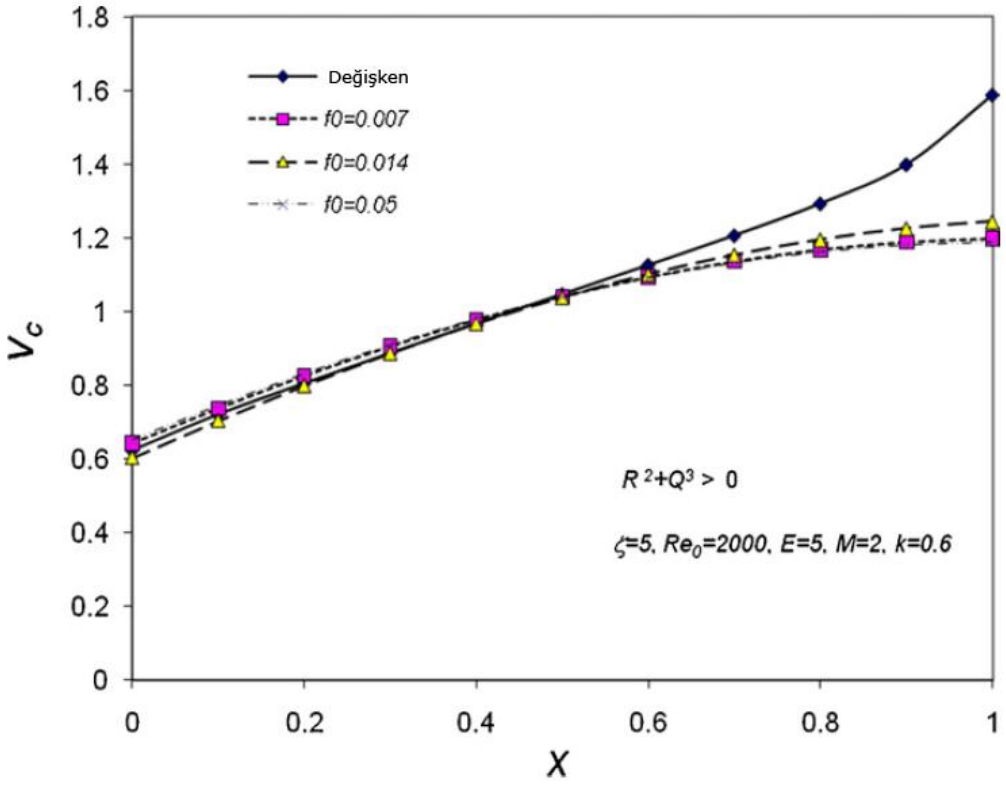
Şekil 7.1'de sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi ve aralarındaki kıyaslama gözükmektedir. k=0,6 eğrisi değişken faktöre en yakın olarak görülmektedir. Çünkü ilk kanal için basınç düzeltme faktörü olan α 0,6'ya eşittir. Bunun anlamı, eğer k=α ise ilk kanalda aynı momentum etkileri görülmesi gerektiğidir. $k \neq \alpha$ olduğunda ise sabit iken değişken faktörler arasında büyük fark görülmektedir. Ayrıca sürtünme etkisi de girişte aynıdır, çünkü giriş hızı hepsi için aynıdır. İlk kanalda sabit faktörlerin değişken faktörün üzerine çıktığı görülmektedir. Ayrıca momentum etkisi x ekseni boyunca artmaktadır bunun nedeni momentum faktörünün artmasıdır. Sonuç olarak görülmektedir ki değişken faktörle k=0,6 arasında çok az bir fark vardır.

Şekil 7.2'de sürtünme faktörü değişimi altında x'e göre kanallardaki boyutsuz Vc değişimi görülmektedir. Küçük f'lerde manifold borusunun ilk yarısında düşük Vc'ler görülürken ikinci yarısında diğerlerine göre daha yüksek Vc'ler görülmesine neden olur. Değişken f ise borunun ilk yarısında sabit f'lerdeki akışa benzer bir durum yaratmasına rağmen manifoldun ikinci yarısından sonra büyük bir sapmaya neden olur.

Genel olarak k ve f'in hız dağılımlarına etkisini anlatmıştık. Buralarda görülmüştür k ve f'in şeçimi sonuçları etkileyen önemli faktörlerden ikisidir. Uygun k ve f'in seçilmemesi durumunda gerçekten çok büyük sapmalar gerçekleşmektedir. Uygun k ve f'lerin seçimi için iyi bir çalışma yapılmalı aksi taktirde belirtildiği gibi yanlış sonuçlar elde edilecektir. Şekil 5.1 ve 5.2 k ve f'nin etkilerini göstermek açısından önemli verilerdir. K ve f akışkan ve geometriden kaynaklı sürekli değişmektedir. Bu yüzden deneyerek kullanılan geometriye ve akışkan hızı ve özelliklerine göre tespit edilmelidir. Basınç düzeltme faktörü olan k denklem **(3.26)**'da belirtilmiştir.



Şekil 7.1 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi.



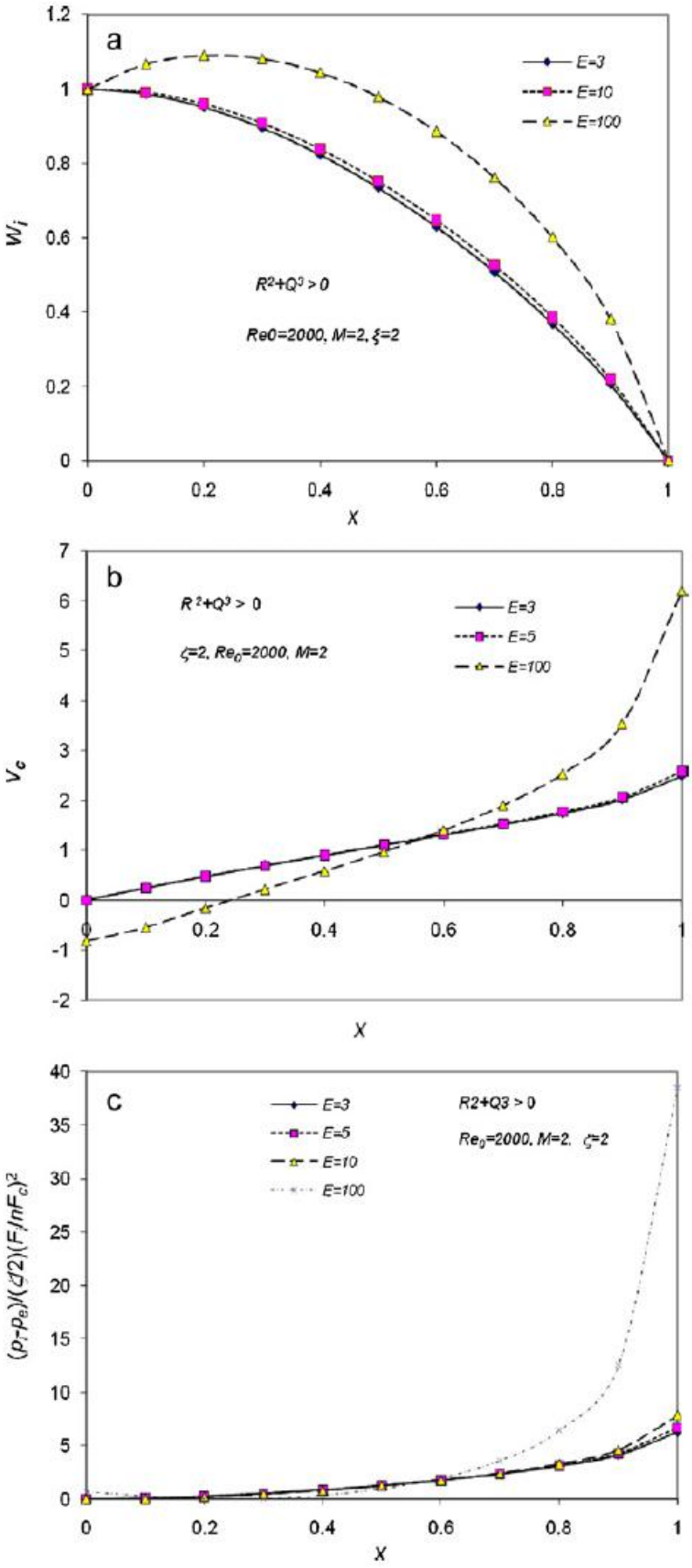
Şekil 7.1 : Sabit ve değişken faktörlerin hız profiline etkisi.

Bu formül görüldüğü gibi α ve γ'yı içerir. Bu değişkenler geometriye özgüdür. Yani her geometriye özgü değişkenler deneysel yolla veya deneme yoluyla belirlenmelidir. Denklemlerin doğru sonuç vermesinde kilit değişkenlerden biridir. Bu çalışmada da α ve γ deneme yoluyla tespit edilmiştir. E'ye bağlı olarak değişen α ve γ tespiti yapılmıştır. Ayrıca uygun f'de belirlendikten sonra diğer değişkenlerin belirlenmesine geçilmiştir.

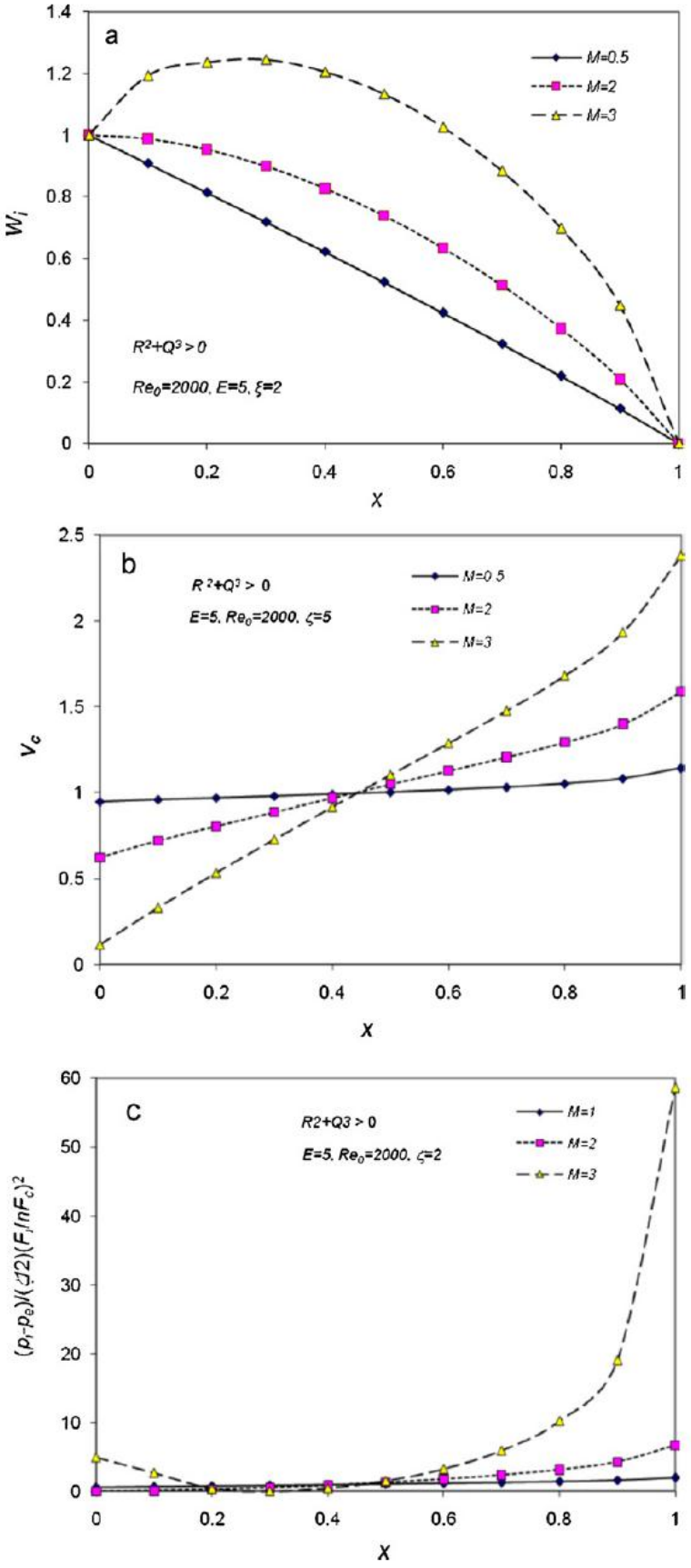
7.1.2 E ve L sabit ve değişken faktörlerinin hız profiline etkileri

Şekil 7.3'de bir geometri parametresi olan E'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. X yönünde lineer hıza ancak Şekil 7.3.a da görüldüğü gibi küçükken ulaşılabilir. E'deki artış lineer olamayan bir hız eldesine neden olur. Çünkü momentum her zaman kendisini dengeleyecek bir sürtünmeye ihtiyaç duyar. Bununla birlikte diğer parametreler sabitken uygun E'nin seçimi akışın homojenliğini artırır. Şekil 7.3.b ve c'de E parametresinin akış dağılımına etkisi ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. Akış dağılımında homojenlik ancak küçük E'lerde görülmektedir. Herhangi bir E artışı homojen olmayan akışa doğru gidilmesine neden olur. Bununla birlikte E<5 olduğu durumlarda akış dağılımı benzerlik gösterir. Bunun anlamı E'nin etkisi E<5 olduğu durumlarda ihmal edilebilir. Sonuç olarak sadece E parametresi ile oynayarak homojen akış ve düşük basınç düşüşleri yakalamak çok zordur. Ancak bir grup parametre ele alarak bu gerçekleştirilebilir.

M (Tüm kanal kesit alanlarının ana manifold kesit alanına oranı) akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir; Şekil 5.4'de yapısal bir parametre olan M'in x doğrultusundaki hıza etkisi, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. M'nin hız profiline büyük etkisi olduğu görülmektedir. M küçüldükçe hızlar da birbirine yaklaşmaktadır. Uç durum olarak M=0 olduğu durumda kanal efekti de sıfıra eşittir yani kanal etkisi yok olur. Bu olabilecek en mükemmel akış dağılımının sağlamasını neden olur. Sadece M küçükken homojen bir akış dağılımı sağlanabilir. Büyük M'ler için momentum sürtünme etkisini dengeleyemez ve bunu sonucunda homojen olmayan akıl dağılımları oluşur. Bununla birlikte uygun M seçimi homojen basınç düşünde sağlar.



Şekil 7.2 : E'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi.

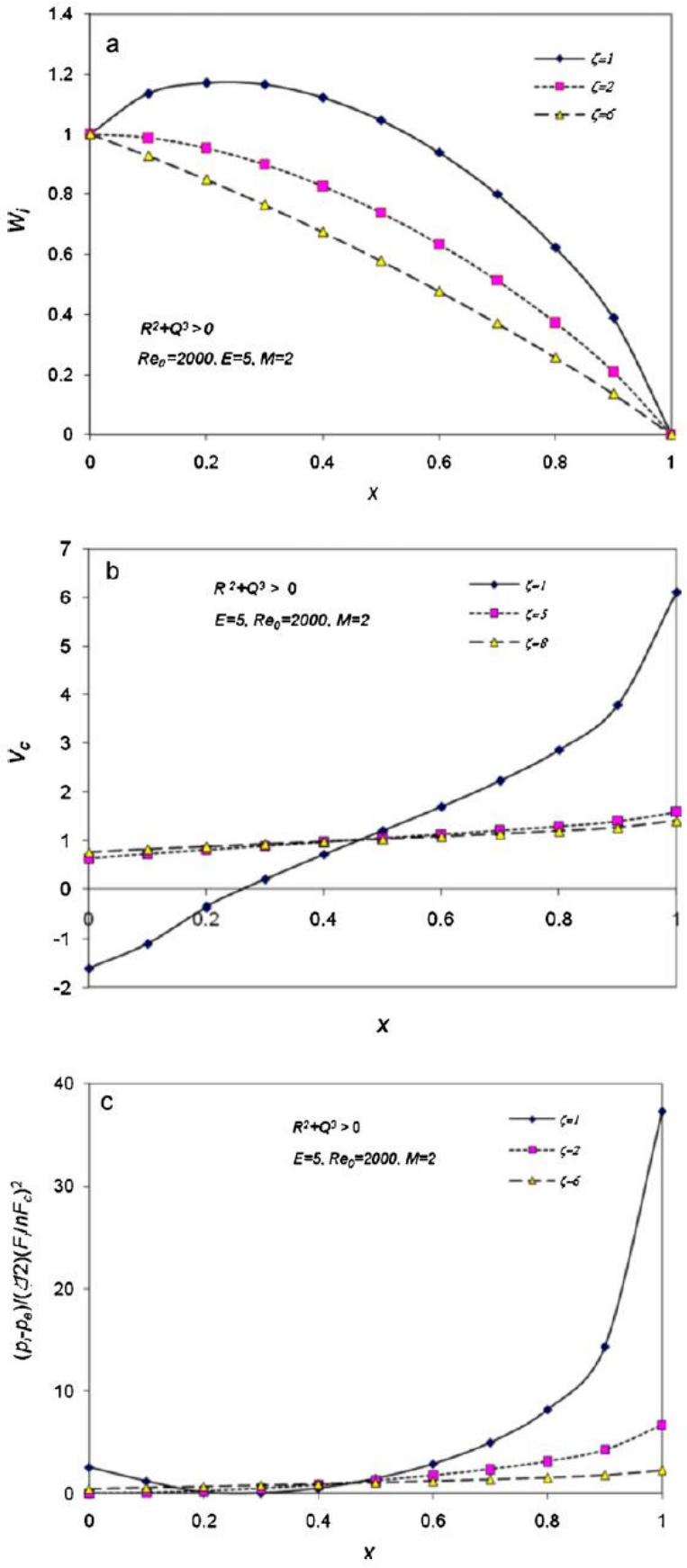


Şekil 7.3 : M'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi.

E ve M'nin etkisi analitik çözümde belirtilen denklemler içersinde en büyük etkiyi R'ye yapar. Yani E ve M'deki değişimler k ve f'den sonraki son büyük etkiyi yaratır ve denklemlerim sonuçlarını etkiler. Denklemleri formunu veren değişkenlerde aslında k, f, E ve M'dir. Bu değişkenlere göre denklemler şekil alır. Hesaplamalı akışkan dinamiği programı Fluent ile çözülen sonuçlar gerçeğe çok yakındır. Bu denklemlerin de Fluent HAD analiz sonuçlarına yaklaşması için k, f, E ve M'in bu denklemlerin içersinde iyi tanımlanmış olması gerekir ve gerçekte yarattıkları etkiyi bu denklemler içersinde de gösterip sonuca yansıtmaları gerekir. Bu yüzden k, f, E ve M değişkenlerine çok dikkat edilmelidir.

7.2.2 ζ sabit faktörlerinin hız profiline etkileri

Dördüncü olarak kanallardaki toplam basınç kaybı katsayının kanallardaki hız profiline, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir; Şekil 7.5 ζ kanallardaki hız profiline, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi görülmektedir. Yapısal parametre olan ζ kanalardaki akışa direnci temsil eder. ζ x yönündeki hız profiline, akış dağılımına ve basınç dağılıma büyük etkisi görülmektedir. Uç bir durum olan $\zeta \rightarrow \infty$ olduğu durumda yani kanallar ağızlarının kapalı olduğu durumda kesin homojen akış dağılımı elde edilir. Bununla birlikte uygun ζ seçimi homojen basınç düşüşlerinin eldesi için önemlidir. Çünkü büyük ζ demek büyük direnç demektir. Akışkanlar her zaman düşük dirençli kanallara yönelmeye meyillidir. Genel olarak ζ ayarlanarak akış dağılımında ve basınç düşüşünde iyileştirilmeler yapılabilir. Şekil 7.5'te görüldüğü gibi ζ parametresini belirleyen birçok faktör vardır. ζ belirlemek için deneysel yöntem veya deneme yöntemi kullanılmalıdır. Bu çalışmada ζ için uygun karşılık deneme yöntemiyle bulunmuştur.



Şekil 7.4 : ζ'nin manifold boyunca x yönündeki hıza, akış dağılımına ve basınç düşüşüne etkisi.

7.2 Had Analiz Çalışmasının Sonuçları

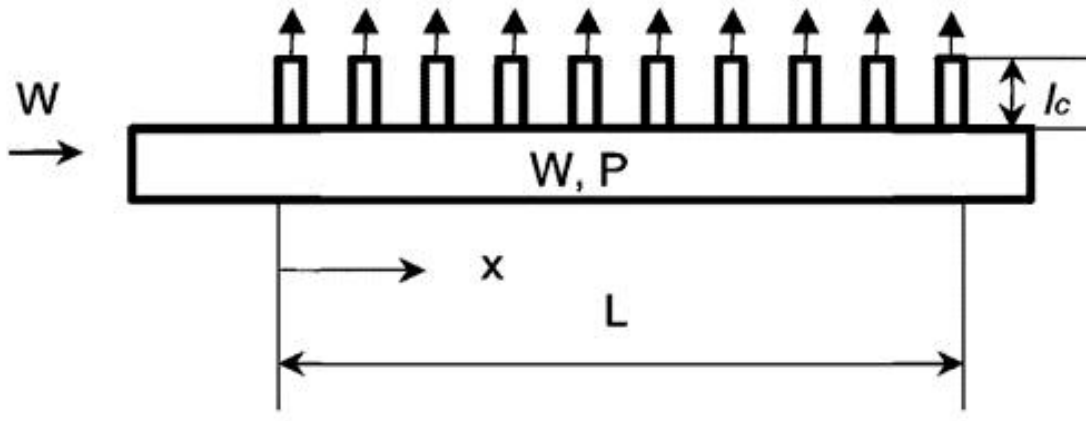
HAD analizi öncesinde manifold geometrileri hazırlanmış ve sonrasında uygun çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Yapılan Fluent yazılımı kullanılarak yapılan HAD analizinde, ana manifold borusuna giriş hızı 0.2009617 m/s olarak girilmiştir. Bu hız Reynolds sayısı 2000'den yola çıkılarak, 10 mm'lik ana manifold borusu çapı göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Çizelge 7.1 ve 7.2'te belirtilen geometri parametreleri şekil 7.5'te görülmektedir.

Çizelge 7.1 : E'lere göre geometri yapısı ve girdiler.

	w	alpha	beta	zeta	M	E=L/D	Re0	R (mm)	L (mm)	D (mm)	n
E5	0.20	1.6	-0.001	2	2	5	2000	4.47	50	10	10
E10	0.20	0.8	-0.001	2	2	10	2000	4.47	100	10	10
E20	0.20	0.3	-0.001	2	2	20	2000	4.47	200	10	10

Çizelge 7.2 : M'lere göre geometri yapısı ve girdiler.

	w	alpha	beta	zeta	M	E=L/D	Re0	R (mm)	L (mm)	D (mm)	n
M0.5	0.20	1.2	-0.001	2	0.5	5	2000	2.23	50	10	10
M2	0.20	0.8	-0.001	2	2	5	2000	4.47	50	10	10
M3	0.20	0.2	-0.001	2	3	5	2000	5.47	50	10	10



Şekil 7.5 : Manifold üzerinde parametrelerin gösterimi.

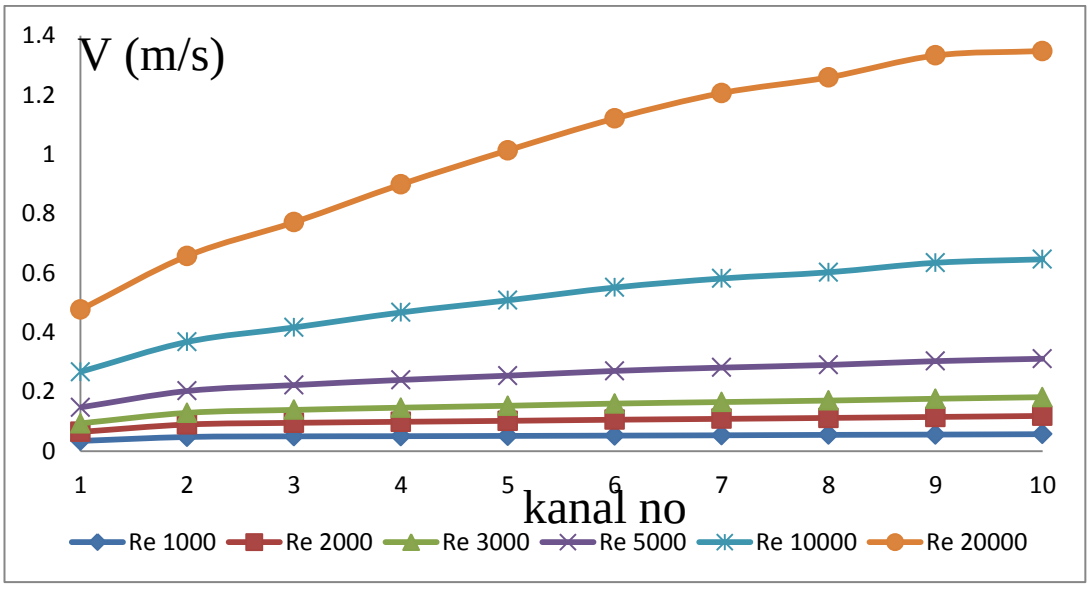
7.2.1 Reynolds sayısının etkisinin incelenmesi

Çizelge 7.3'te görülen parametrelere sahip E10 geometrisi üzerinde Reynolds sayısı incelenmesi yapılmıştır. Reynolds sayı1arı 1000, 2000, 3000, 5000, 10000, 20000 incelemeye alınmıştır. Reynolds 5000'e kadar benzer eğilim gösterse de, 5000'den sonra eğilim değişmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla, çapların eşit olması nedeniyle manifold giriş hızı artmaktadır. Buna bağlı olarak Reynolds 5000'den sonra, akış manifoldun son borularına doğru yönelmektedir. Manifold ilk yarısındaki kanallarda debi az iken, manifold ikinci yarısında debi giderek artmaktadır. Bu da manifoldda homojen olmayan akışa neden olur. Tezde yapılan çalışmalarda Reynolds 2000 yani hız 0.2009617 m/s hesaplanmış ve analizler bu hız üzerinden yapılmıştır.

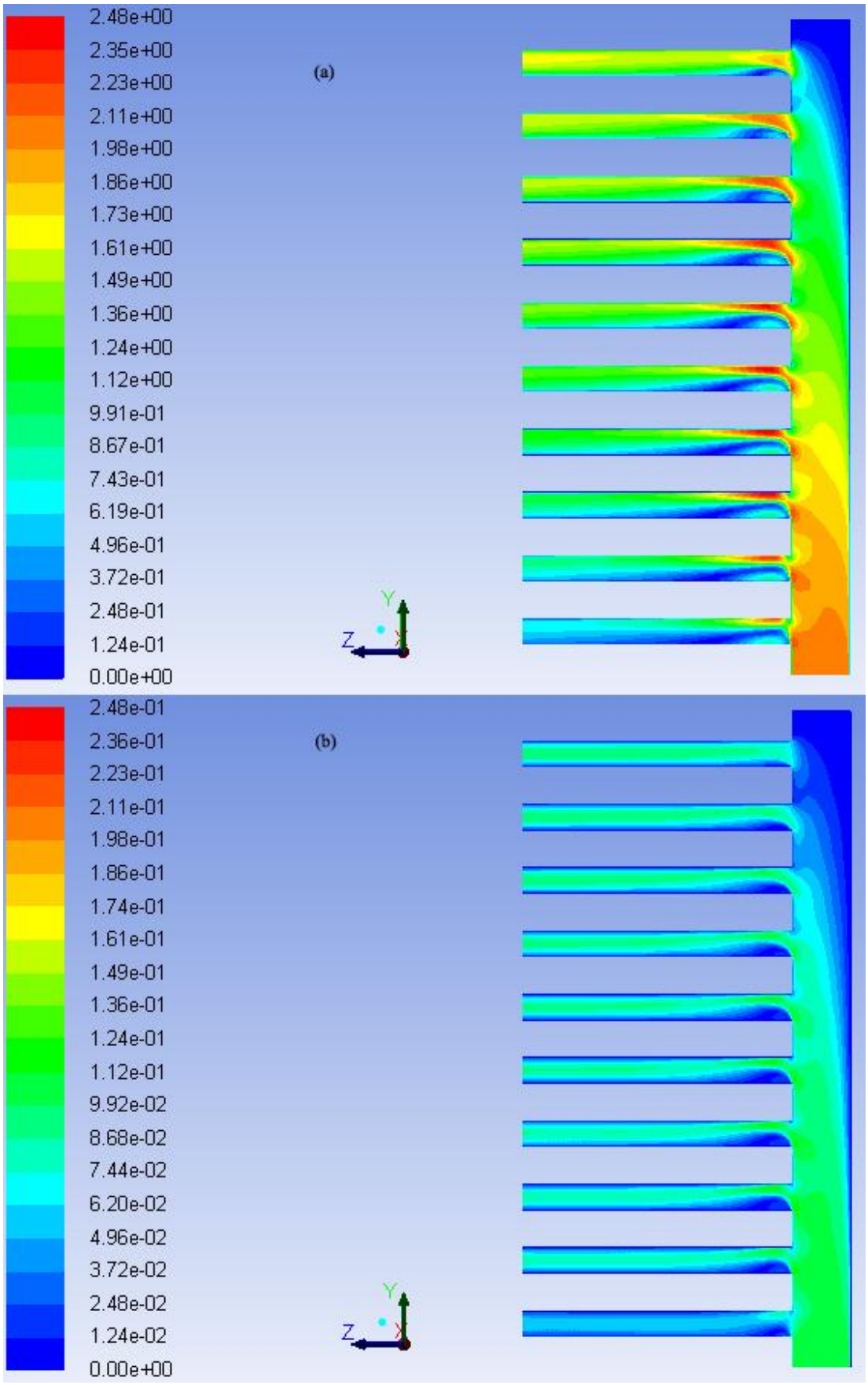
Şekil 7.6 Reynolds 20,000 ve 1000 kullanılarak yapılan analizlerin sonucunda ortaya çıkan hız dağılımları görülmektedir. Grafikteki sonuçları teyit eden bir dağılım görülmektedir.

Çizelge 7.3 : Analizde kullanılan geometri

	w	M	E=L/D	Re0	R (mm)	L (mm)	D (mm)	n
E5	0.20	2	5	2000	4.472	50	10	10



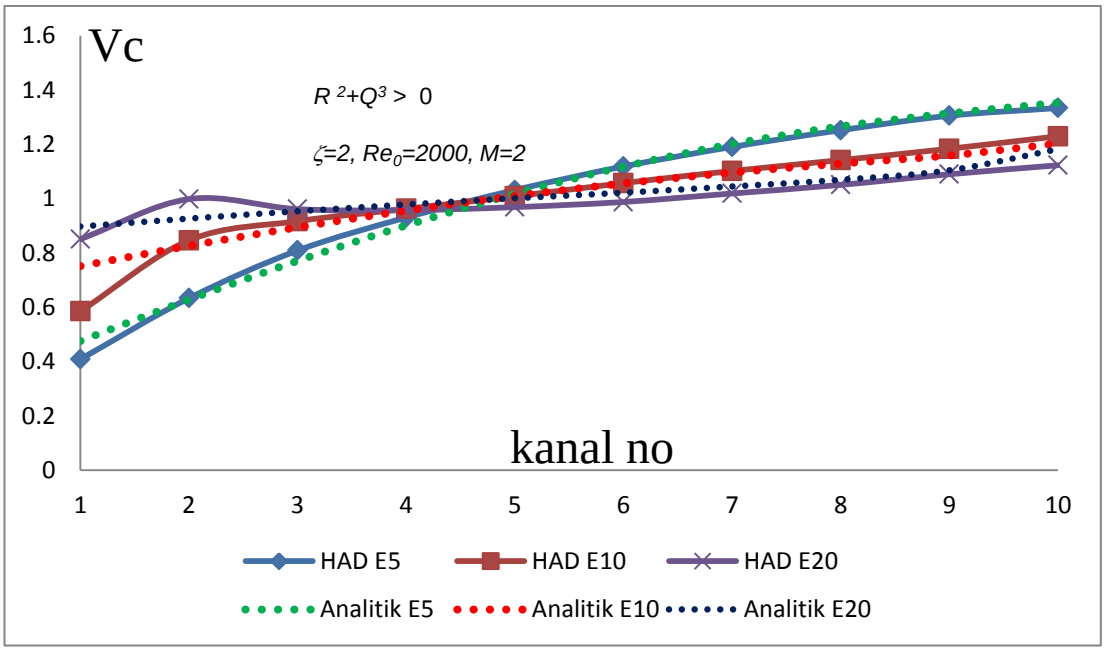
Şekil 7.6 : Reynolds sayılarının incelenmesi.



Şekil 7.7 : Reynolds (a) 20,000 ve (b) 1000 hız kontürleri.

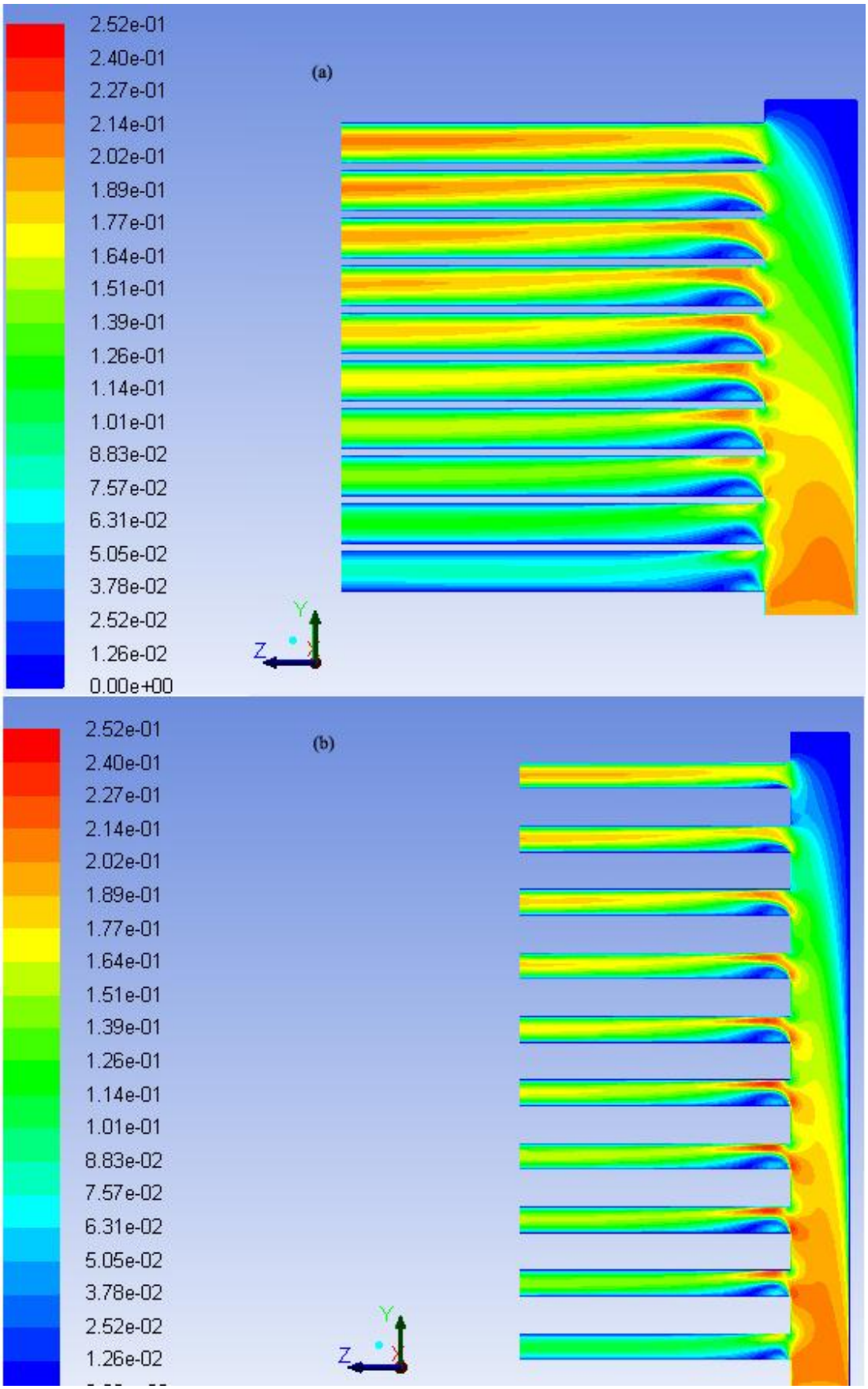
7.2.1 E faktörlerinin hız profiline etkileri

Çizelge 7.1.'de verilen veriler doğrultusunda yapılan E faktörünün akış dağılımına etkisi bu bölümde incelenmiştir. Daha önce bahsettiğimiz gibi f ve k bu problemin analitik çözümünde kilit noktadır. Gerçeğe uygun sonuçlar elde etmek istiyorsak f ve k'ların doğru tespit edilmesi gerekmektedir. Bunun iki yolu vardır birincisi deney ile tespit ikincisi ise denemedir. Bu çalışmada HAD analizlerinden yola çıkarak deneme yöntemiyle f ve k'lar belirlenmiş. Burada k'da α ve γ'ye bağlıdır. Öncelikle α ve γ tespir edikten sonra denklem **(3.26)** kullanılarak k bulunur. Tespit edilen f ve k'lar analitik çözümde yerine konularak işlem yapılmıştır. Sonrasında HAD analizi sonucunda alınan veriler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 7.8'de x eksenindeki sayılar kanal numarasını, y eksenindeki sayılar V_c yani boyutsuz hacimsel debiyi temsil etmektedir. Analitik sonuçlar, gerçeğe en yakın olan HAD analizi sonuçlarına son derece iyi şekilde yaklaşmaktadır. Bunda α ve γ iyi şeçilmesi en önemli rolü oynamaktadır. Aksi taktirde manifold kanallarindaki dağılım uygunsuz çıkmaktadır.



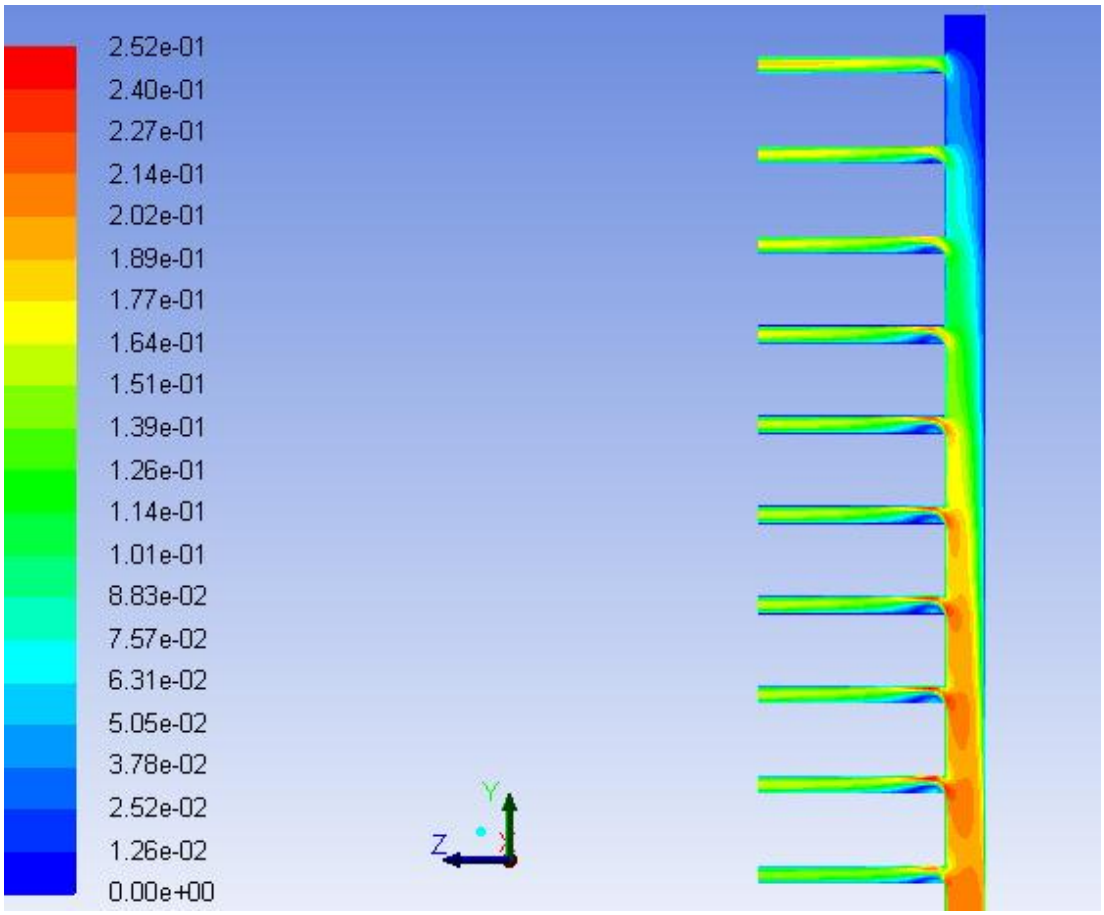
Şekil 7.8 : HAD ve analitik çözüm sonuçları.

Şekil 7.8'de görüldüğü gibi, E artıkça homojenlik artmaktadır. Kanallara giden akışkan miktarı birbirine yaklaşmaktadır. E'deki artış manifoldun ilk yarısındaki kanallara giden akışı artırırken, manifold ikinci yarısında ise kanallara giden akışkan miktarında azalmaya neden olmaktadır.



Şekil 7.9 : (a) E5 ve (b) E20 hız kontürleri.

Homojenlik E20'ye kadar artmaktadır. E20'den sonra homojenlik tekrar bozulmaktadır. Bu bozulmanın yönün E20'den sonra akışın manifold ilk yarısındaki kanallara yönelmesi şeklinde olur ve manifold ikinci yarısındaki kanallara giden akışkan miktarı azalarak homojeniğin bozulması artarak devam eder. Isı değiştiricilerinde kullanılan bu manifoldlar tasarlanırken, girilen diğer parametreler sabitken, E'nin 20 seçilmesi en homojen dağılımı verecektir. Bu da hem ısı değiştiricilerinin ve hem de sisteminin performansını artıracaktır.



Şekil 7.10 : E20 hız kontürleri.

Şekil 7.9a, 7.9b, 7.10, sırasıyla E5, E10 ve E20'nin hız dağılım kontürleri görülmektedir. Benzer şekilde şekil 7.8'deki grafiği teyit etmektedir.

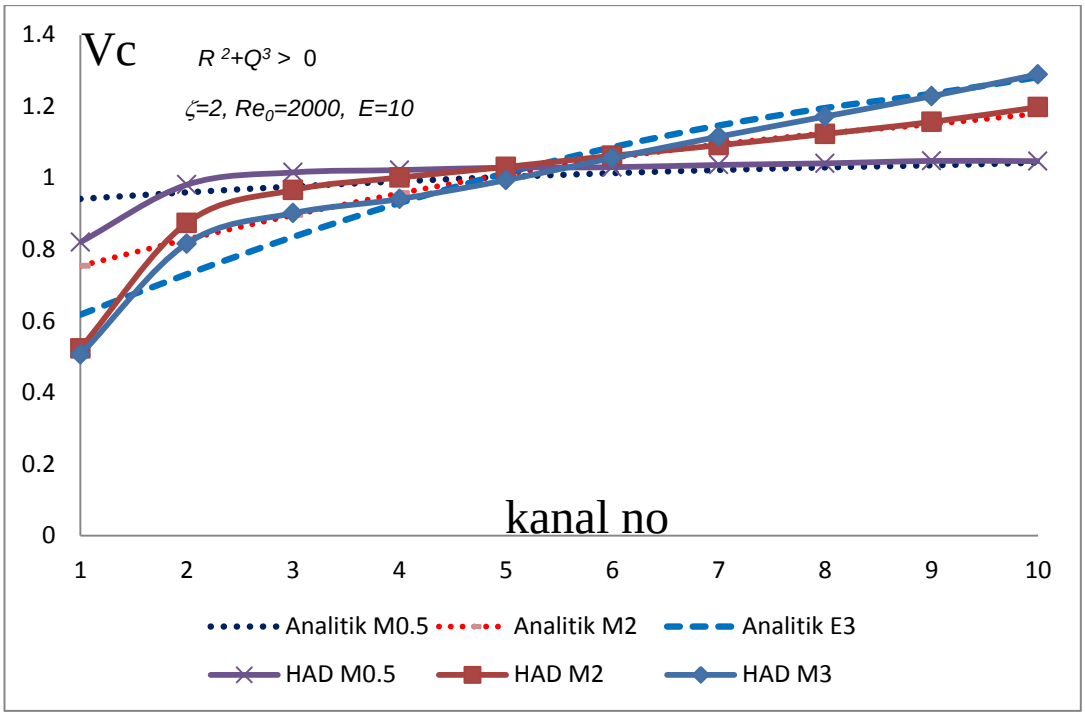
Çizelge 7.4'te analitik çalışma ile had arasındaki farklar görülmektedir. Farklarda büyümeler genelde manifold ilk kanallarında veya son kanallarında olmaktadır. Bu analitik çözümde kullanılan denklerin f ve k'yı tam olarak o noktalara yansıtamamasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 7.4 : Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %.

	Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %		
Kanal no	**E 5**	**E 10**	**E 20**
1	4.0	12.1	5.1
2	-0.8	-2.4	-7.7
3	-4.9	-2.5	-0.8
4	-3.2	-0.7	2.1
5	-1.3	0.1	3.2
6	-0.06	-0.1	3.3
7	0.8	-0.5	2.4
8	1.1	-1.1	1.7
9	0.6	-2.1	1.3
10	1.4	-2.2	5.0

7.2.3 M faktörlerinin hız profiline etkileri

Çizelge 7.2'de verilen veriler doğrultusunda yapılan m faktörünün akış dağılımına etkisi bu bölümde incelenmiştir. Daha önce bahsedildiği gibi f ve k bu problemin analitik çözümünde kilit noktadır. Gerçeğe uygun sonuçlar elde edebilmek için f ve k'ların doğru tespit edilmesi gerekmektedir. Bunun iki yolu vardır, birincisi deney ile tespit ikincisi ise denemedir. Bu çalışmada HAD analizlerinden yola çıkarak deneme yöntemiyle f ve k'lar belirlenmiş. Burada k'da α ve γ'ye bağlıdır. Öncelikle α ve γ tespir edikten sonra denklem **(3.26)** kullanılarak k bulunur. Tespit edilen f ve k'lar analitik çözümde yerine konularak işlem yapılmıştır. Sonrasında HAD analizi sonucunda alınan veriler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 7.11'de x ekseni kanal numarasını, y ekseni ise Vc yani boyutsuz hacimsel debiyi temsil etmektedir. Analitik sonuçlar, gerçeğe en yakın olan HAD analiz sonuçlarına son derece iyi şekilde yaklaşmaktadır. Bunda $\alpha \; ve \; \gamma$ iyi şeçilmesi en önemli rolü oynamaktadır. Aksi taktirde manifold kanallarindaki dağılım uygunsuz çıkmaktadır. Şekil 7.11'de görülmektedir ki, M azaldıkça akış homojenliğe yaklaşmaktadır. M 0.5 olduğunda homojenliğe en yakın durum görülmektedir. M 0 olduğu durum en uç noktadır. Yani kanal etkisinin sıfır olduğu durumdur. Akışın en mükemmel homojenliği yakaladığı noktadır. M büyüdükçe manifolddaki akış homojenlikten uzaklaşmaktadır. E artışı manifold ilk yarısındaki manifoldlara akışkanın az gitmesine neden olur. Manifoldun ikinci yarısındaki kanallara akışın yönelmesine neden olur.



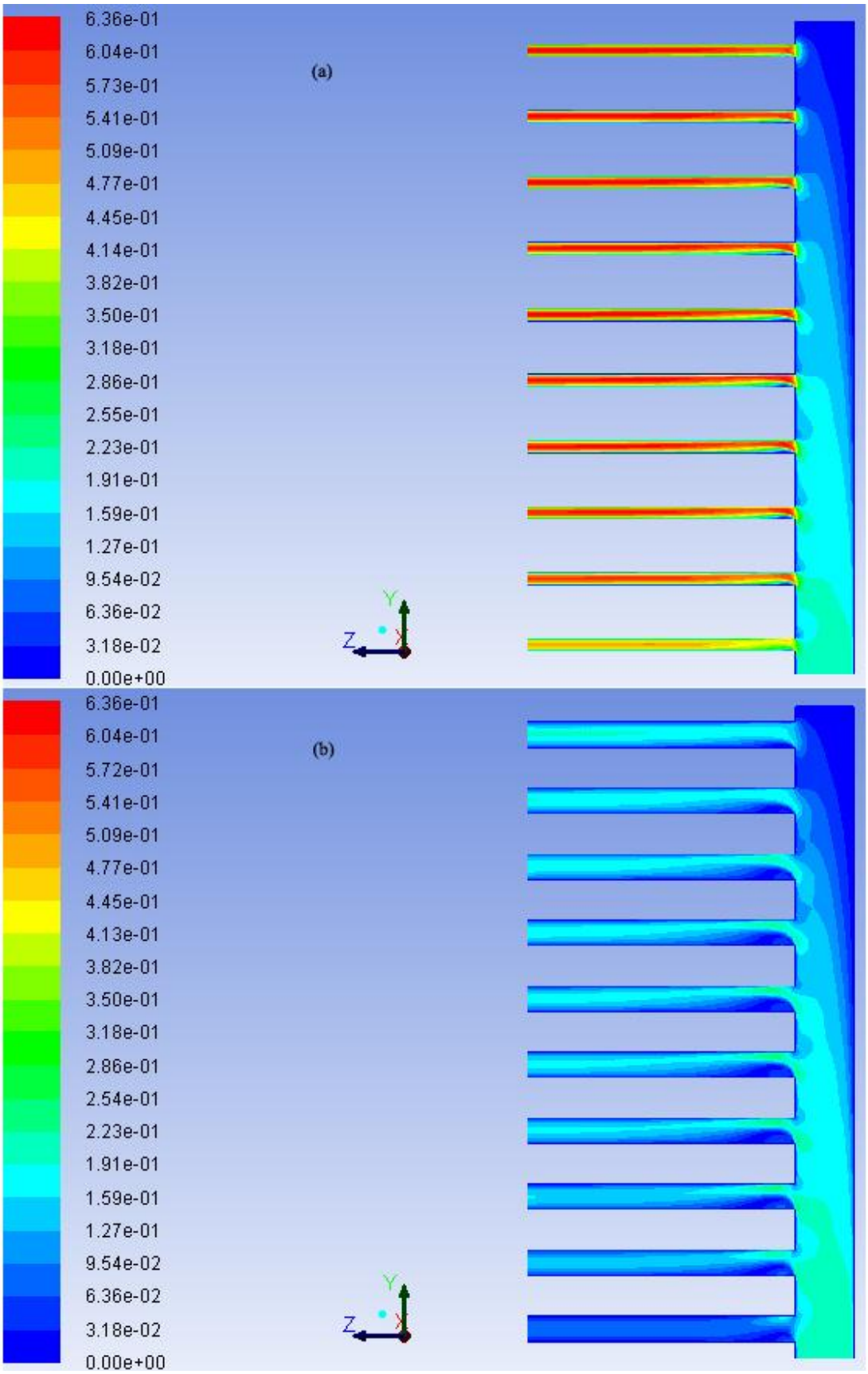
Şekil 7.11 : HAD ve analitik çözüm sonuçları.

Şekil 5.12a, 5.12b, 5.13, sırasıyla M0.5, M2 ve M3'ün hız dağılım kontürleri görülmektedir. Benzer şekilde şekil 7.8'deki grafiği teyit etmektedir.

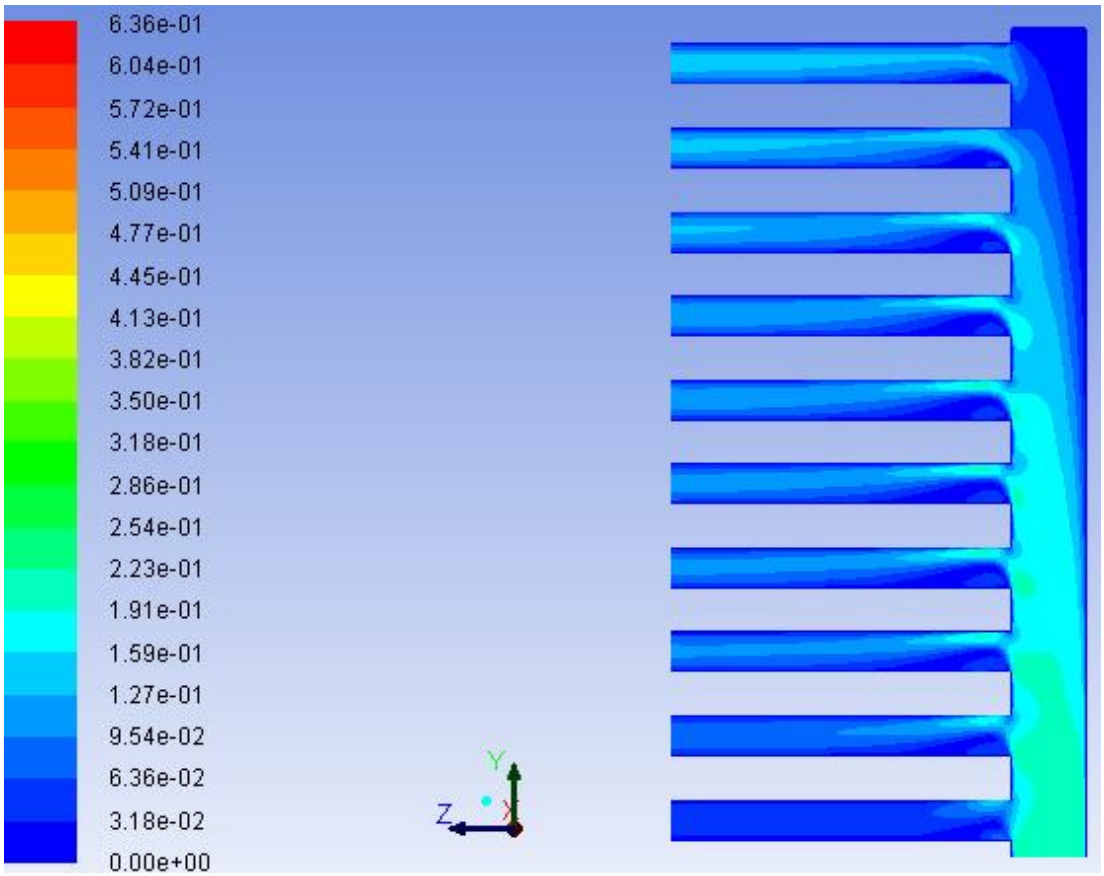
Çizelge 7.5 : Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %.

	Analitik Çalışma ile HAD arasındaki fark %		
Kanal no	**M 0.5**	**M 2**	**M 3**
1	10.8	15.6	16.1
2	-2.2	-17.2	-9.5
3	-4.0	-13.4	-5.8
4	-3.2	-5.5	-1.2
5	-2.6	-1.7	2.0
6	-1.6	2.2	2.8
7	-1.4	4.8	2.7
8	-1.1	6.1	2.0
9	-1.2	6.4	0.6
10	-0.4	6.6	-0.6

Çizelge 7.5'te analitik çalışma ile had arasındaki farklar görülmektedir. Farklarda büyümeler genelde manifold ilk kanallarında veya son kanallarında olmaktadır. Bu analitik çözümde kullanılan denklerin f ve k'yı tam olarak o noktalara yansıtamamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 7.12 : (a) M 0.5 ve (b) M 2 hız kontürleri.



Şekil 7.13 : M 3 hız kontürleri.

8. SONUÇLAR

Bu çalışmada; manifold tasarımı konusunda, son on beş yıl detaylı olmak üzere, son elli yıla iz bırakmış teorik modeller ve metodolojiler incelenmiştir. Acrivos (1954)'ten Wang (2011)'e kadar teorik çalışmalardaki gelişmeleri incelenmiş ve geniş kapsamlı bir teorik çalışma ortaya konmuştur. Ayrıca, manifoldlardaki akış teorisi üzereni yapılan en iyi çalışmalardan biri olan Wang'ın (2011) çalışması referans alınarak HAD analiz çalışmaları yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak, sonuçları yorumlanmıştır.

Wang (2011) yılında manifoldlardaki akış teorisi üzerine ortaya koyduğu denklemler incelenmiş ve bu denklemler üzerine detaylı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar da E, M ve ζ geometrik parametreleri incelenmiş, ayrıca bu parametreler kullanılarak geometri şeklinden bağımsız, tüm geometrik şekiller için uygulanabilen bir teorik çalışma ortaya konulmuştur. E, M ve ζ parametrelerinin manifold içerisindeki akışa etkileri de ayrıca incelenmiştir.

Wang (2011)'ın ortaya koyduğu analitik çalışmanın gerçek bir manifold üzerindeki yeterliliğini görebilmek ve manifold içerisindeki akış davranışını ne kadar iyi karşılayabildiğini ortaya koymak amacıyla, aynı koşullar için HAD analizleri yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

Wang'ın (2011) çalışması referans alınarak yapılacak olan HAD analiz çalışmalarından önce, analiz çalışmalarında kullanılacak olan yaklaşım ve çözüm yöntemlerinin doğruluğunu tespit etmek için Ing Youn Chen ve ar. (2011)'nın yaptığı deneysel sonuçlar incelenmiş ve bu deneylere uygun modeller üzerinde HAD analizleri yapılmıştır. Ing Youn Chen ve ar. (2011) 'nın deneysel çalışmalarda kullandığı geometri üzerinde farklı giriş debileri için yapılan HAD analizi ile bu deneylerde elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında; 0.5 L/dk için maksimum fark %2.8, 1 L/dk için maksimum fark %2.1, 2 L/dk için ise maksimum fark %1.9 görülmüştür. Bu sonuçlar, HAD analizlerinde kullanılan yaklaşımla, deneysel

sonuçlara maksimumda %2.8, ortalamada ise %1.2 fark ile yaklaşabileceğimizi göstermektedir.

Ing Youn Chen ve ar. (2011)'ın tüm deneysel çalışmalarında akışkan olarak 25°C'de su kullanılmıştır. Bu akışkanın 0.5 L/dk hacimsel debiyle ana manifold borusuna giriş yaptığı durumda en homojen akış sağlanmaktadır. Manifoldun ilk kanallarında son kanallarına göre daha akışkan girdiği görülmektedir. Bu, diğer debilerdeki durumlara çok az da olsa rahat olarak tespit edilen bir durumdur. 1 L/dk hacimsel debiyle akışkanın manifolda gönderilmesi durumunda 0.5 L/dk göre homojenliği azalmasına rağmen 2 L/dk göre daha homojen sonuç vermektedir. Bu durumda da manifold ilk kanallarına, son kanallara göre daha az akışkan gitmektedir. Fakat 0.5 L/dk'ya göre bu durumda bir artış vardır. Bu üç durumdan homojen olmaya en uzak olan 2 L/dk hacimsel debisine sahip durumudur. Manifold ilk kanallarına akışkan yönel durumu bu debi daha artarak devam etmiştir. Genel olarak görülmektedir ki, yapılan HAD analiz çalışmaları oldukça isabetli sonuçlar vermektedir. Üç debi için tüm kanallar için ortalama hata payı %1.2'dir. Bu sonuçta Had çalışmalarının gerçek sonuçlara çok yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bu Had çalışmalarının doğruluğu ortaya konduktan sonra Wang (2011)'in analitik çalışmalarının Had çalışmalarıyla karşılaştırılmasına geçilmiştir.

Wang (2011)'ın yaptığı analitik çalışmasında kullanılan geometrilerin HAD analizini yapmak için 6 adet geometri oluşturulmuştur. Bu geometriler için, çizelge 5.1 ve 5.2'de parametreleri verilen ve E5, E10, E20 ve M0.5, M2, M3 olarak adlandırılmış geometriler kullanılmıştır. Geometriler oluşturulduktan her geometri için ayrı ayrı ağa bağımlılık tespiti yapılmıştır. Manifoldlara uygun ağ sayısı bulmak için, cut-cell metodla 17.000, 33.000, 80.000, 260.000, 600.000, 1.000.000, 1.500.000 ve 2.000.000 elemana sahip çözüm ağları oluşturulmuş ve her biri için analiz koşturulmuştur. Bu çalışma, tezde incelediğimiz tüm manifold geometrileri için tekrarlanmıştır. 600.000 ve sonrasındaki ağ sayılarında sonuçlar birbirine çok yakın şekil oluşmaya başlar. 600.000'den sonrasındaki ağ sayısından kaynaklanan iyileşmeye % 0,1 civarındadır. Yapılan çalışma da bu göz önünde bulundurularak, yapılan analizlerde 1.500.000 ve üzeri elemana sahip çözüm ağları kullanılmıştır.

Ağ yapıların oluşturulması tamamlandıktan sonra, referans alınan Wang (2011)'ın çalışmasına uygun şekilde, HAD Analiz yazılımı olan Fluent'te başlangıç ve sınır

şartları girilerek, analiz çalışmalarına başlanmıştır. Analizler tamamlandıktan sonra yapılan analitik çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Wang (2011)'ın yaptığı analitik çözümleri, tezde oluşturulan geometrilere uygulandığında, f ve k sayıların geometriye uygun şekilde belirlenmesinin Wang'ın belirttiği gibi sonuçların doğruluğu açısında en önemli unsur olduğu görülmüştür. f ve k HAD analiz sonuçlarına uygun şekilde tespit edilmiştir. f ve k'nın doğru seçimi sonrasında yerine konduğunda analitik denklemler zincirinde E ve M yerine herhangi bir sayı konulduğunda da doğru sonuçlar verdiği görülmektedir.

Analitik sonuçlar ile HAD analiz sonuçları arasında ortalama olarak M ile ilgili çözümlerde %5.0'dür, E'lerde ise fark %2.5 oluşmuştur.

M azaldıkça akış homojenliğe yaklaşmaktadır. M 0.5 olduğunda homojenliğe en yakın durum görülmektedir. M 0 olduğu durum ise en uç noktadır. Yani kanal etkisinin sıfır olduğu durumdur. Akışın en mükemmel homojenliği yakaladığı noktadır. M büyüdükçe manifoldtaki akış homojenlikten uzaklaşmaktadır.

E artışı manifold ilk yarısındaki kanallara akışkanın az gitmesine neden olur. Manifoldun ikinci yarısındaki kanallara akışın yönelmesine neden olur. E'nin azalması durumunda da manifold ilk yarındaki kanallara akışın yönelmesine, ikinci yarısındaki kanallardaki akışın ise azalmasına neden olur. E artıkça manifoldaki homojenliğin artığı görülmüştür.

M'ler için maksimum fark %16.1 olarak manifold giriş bölgesinde, E'ler için maksimum fark %12.1 olarak yine manifold giriş bölgesinde tespit edilmiştir.

Bu sonuçlar gösteriyor ki analitik sonuçlar ile Fluent analiz sonuçları birbiriyle neredeyse örtüşmektedir. Sonuç olarak burada doğru f ve k'lar seçildiğinde analitik çalışmanın başarılı sonuçlar vereceği görülmektedir.

KAYNAKLAR

A. Acrivos, B.D. Babcock, R.L. Pigford (1959), Flow distributions in manifolds, Chem. Eng. Sci. 10, 112–124.

A.V. Kulkarni, Swarnendu S. Roy, J.B. Joshi. (2007). Pressure and flow distribution in pipe and ring spargers: Experimental measurements and CFD simulation. Chemical Engineering Journal 133, 173–186.

Chi-Chuan Wang Kai-Shing Yang, Jhong-Syuan Tsai, Ing Youn Chen (2011). Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers,part I: Typical inlet header. Applied Thermal Engineering 31, 3226e3234.

Dae-Hyun Jin (2006). Investigation on Refrigerant Distribution In Evaporator Manifolds . *A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy of. 2006.*

Essam Awad Mostafa (2004). CORRECTION FACTOR FOR FRICTION HEAD LOSS THROUGH LATERAL AND MANIFOLD *Eighth International Water Technology Conference, IWTC8 2004, Alexandria,Egypt.*

Huibo Ji. (2007). Optimization Approaches on Smooth Manifolds. *A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy of. The Australian National University.2007.*

Jimmy C.K. Tong, Ephraim M. Sparrow, John P. Abraham (2009). Geometric strategies for attainment of identical outflows through. Applied Thermal Engineering 29, 3552–3560.

Junye Wang (2008). Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: U-type arrangement. International journal of hydrogen energy 33, 6339 – 6350.

Junye Wang (2009). Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells Z-type arrangement. International journal of hydrogen 35, 5498 – 5509.

Junye Wang (2011). Theory of flow distribution in manifolds. Chemical Engineering Journal 168, 1331–1345.

Junye Wang (2011). Flow Distribution and Pressure Drop in Different Layout Configurations with Z-Type Arrangement. Energy Science and Technology Vol 2, No 2, pp 1-12.

J.Y. Wang, Z.L. Gao, G.H. Gan, D.D. Wu (2001). Analytical solution of flow coefficientsfor a uniformly distributed porous channel, Chem. Eng. J., 84 (1), 1–6.

J.S. McNown (1954). Mechanics of manifold flow, Trans. ASCE 119, 1103–1142.

Kwan-Soo Lee, Seok-Jin Oh (2004). Optimal shape of the multi-passage branching system in a single-phase parallel-flow heat exchanger. International Journal of Refrigeration 27, 82–88.

LU Fang, LUO Yong-hao, YANG Shi-ming (2008). ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW DISTRIBUTION IN MANIFOLDS FOR HEAT EXCHANGERS. Journal of Hydrodynamics, 20(2):179-185.

M.K. Bassiouny, H. Martin (1984), Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanges. Part I. U-Type arrangement, Chem. Eng. Sci. 39 (4), 693–700.

Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger* . John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

R.A. Bajura (1971). Amodel for flow distribution in manifolds, J. Eng. Power 98, 654–665.

Vojtech Turek ve ark. (2009). Contribution to analytical calculation methods for prediction of uniform fluid flow dividng in tubular distibutor. Chemical Engineering Transactions Volume 18, 234-244.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Fatih KANTAŞ

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 19/02/1987

E-Posta: fatihkantas@hotmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği (2006-2010)

Yayın ve Patent Listesi:

Özden Ağra, Hakan Demir, Ş. Özgür Atayılmaz, Fatih Kantaş, Ahmet Selim Dalkılıç, (2011). Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in enhanced tubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 38, Issue 10, Pages 1384-1391*