

**BİR MİNİKANAL ISI DEĞİŞTİRİCİDE KANAL BOYUTLARININ  
ISIL-HİDROLİK PERFORMANSA ETKİSİNİN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ**

EMİNE MUTLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalı**

**AĞUSTOS 2006**

Bu çalışma Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu tarafından desteklenmiştir.

**NUMERICAL INVESTIGATION OF CHANNEL SIZES' EFFECT TO  
THERMOHYDRAULIC PERFORMANCE IN A MINICHANNEL  
HEAT EXCHANGER**

EMİNE MUTLU

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

**Department of MECHANICAL ENGINEERING**

**AUGUST 2006**

**BİR MİNİKANAL ISI DEĞİŞTİRİCİDE KANAL BOYUTLARININ  
ISIL-HİDROLİK PERFORMANSA ETKİSİNİN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ**

**EMİNE MUTLU**

Osmangazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ** Anabilim Dalı

**ENERJİ-TERMODİNAMİK** Bilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: **Prof. Dr. L. BERRİN ERBAY**

**AĞUSTOS 2006**

**EMİNE MUTLU'nun YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “ Bir Minikanal Isı Değiştiricide Kanal Boyutlarının Isıl-Hidrolik Performansa Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi”** başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Üye : Prof. Dr. Ercengiz YILDIRIM

Üye : Yrd. Doç. Dr. Necati MAHİR

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Mühendislik uygulamalarında, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişiminin sağlanması, en önemli ve en çok karşılaşılan problemlerden birisidir. Isı değiştiricileri, kullanım amaçlarına göre, değişik yapılarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir. Kompaktlıkları ve mükemmel ısı geçişi performansları nedeniyle, mikrokanal ve minikanal ısı değiştiricilerinin kullanımı, ticari ve bilimsel uygulamalarda giderek artmaktadır.

Bu çalışmada, ele alınan minikanal ısı değiştiricinin ısıl-hidrolik performansını arttırmak için en uygun geometrinin belirlenmesi amacıyla, farklı Reynolds sayılarıyla birlikte en/boy oranının, hidrolik çapın ve kanal sayısının basınç düşüşü ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı üzerine etkisi araştırılmıştır. Tek fazlı sıvı akışının ısıl-hidrolik karakteristiklerinin çalışılması için tipik bir model tercih edilmiştir. Bu modelde minikanal ünitesi 2 mm yüksekliğinde, 12 mm genişliğinde ve 60 mm uzunluğunda olup, içerisinde çeşitli sayıda dikdörtgen kesitli kanallar yer almaktadır. Akışın sabit ısı akısı sınır şartı altında, üç boyutlu, sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Kanal malzemesi olarak alüminyum, soğutucu akışkan olarak su tercih edilmiştir. Bu çalışma, ticari bir CFD yazılımı olan FLUENT kullanılarak sayısal olarak gerçekleştirildi.

Sonuç olarak; kanal sayısındaki artışın basınç düşüşünde ve çıkış sıcaklığında artışa ve kanallar arası mesafedeki azalmanın; sıcaklık ve basınç basamaklarında azalmaya yol açtığı görüldü. En/boy oranı ve hidrolik çap azalırken, basınç düşüşünün arttığı bulundu. Her kanal sayısı kendi içinde değerlendirildiğinde, sabit ısı akısı sınır şartı altında, akışkanın çıkış sıcaklığının en/boy oranı ve hidrolik çap küçüldükçe arttığı gözlemlendi. Hız arttıkça, kanal boyunca basınç düşüşünün arttığı ve yüksek hızlarda akışkanın çıkış sıcaklığının daha düşük olduğu görüldü.

**Anahtar Kelimeler:** Laminer zorlanmış taşınım, ısı değiştirici, minikanal, dikdörtgen

## SUMMARY

In engineering applications, providing heat transfer between two or more fluids is one of the most important and most encountered problems. Considering using aims, heat exchangers can be in different structures, capacities, sizes and types. Due to the compactness and excellent heat transfer performance, microchannel and minichannel heat exchangers have gained increasing attention in commercial and scientific applications.

In this study the effect of aspect ratio, hydraulic diameter and number of channels by considering different Reynolds numbers, on the pressure drop and the exit temperature of the cooling fluid are investigated in order to find the most appropriate channel geometry for increasing the thermohydraulic performance of the minichannel heat exchanger. A typical model has been preferred for studying the thermohydraulic characteristics of the single phase liquid flow. In this model the minichannel unit has 2 mm height, 12 mm width and 60 mm length with multiple internal rectangular passages. The flow has been assumed three dimensional, steady and incompressible under the constant heat flux boundary conditions. Aluminum is preferred for the channel material and water as the working fluid. This study is performed numerically by using FLUENT which is a commercial CFD code.

As a result it has been seen that the increase of number of channels leads to increase in pressure drop and outlet temperature and decrease in distance between channels leads to decrease in gradients of temperature and pressure. It has been found that as the aspect ratio and hydraulic diameter decreases, pressure drop yields increase. By considering each number of channels in itself, the outlet temperature of the fluid increases while aspect ratio and hydraulic diameter decreases, under constant heat flux

boundary condition. While the velocity of the fluid increases, pressure drop through the channel increases and at high velocities it has seen that fluid's outlet temperature is lower.

**Key Words:** Laminar forced convection, heat exchanger, minichannel, rectangular



## TEŐEKKÖR

Bu çalışmada, konunun seçiminden tamamlanmasına kadar her aőamada, bana danıőmanlık ederek, beni yōnlendiren ve her tŒrlŒ olanağı sağlayan değerli hocam Sayın Prof.Dr. L. Berrin ERBAY'a ve çalıőmalarım sŒresince beni destekleyen aileme teőekkŒrlerimi sunarım.

**Emine MUTLU**

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b><u>Şekil</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
3.1 Bir kanal akışının girişinde gelişen hız profilleri ve basınç değişimleri.....	23
3.2 Bir kanal boyunca ısı sınır tabakanın gelişimi .....	24
3.3 Boruda iç akış için kontrol hacmi.....	27
3.4 Dikdörtgen kesitli kanallarda tam gelişmiş akış için sürtünme katsayıları.....	30
4.1 Minikanal ünitesi için seçilen tipik model.....	32
4.2 Hesaplama alanının normal görünümü.....	33
4.3 Hesaplama alanının büyütülmüş görünümü.....	33
4.4 Yapı No:1 için GAMBİT'te hazırlanan kanal geometrisi ve ağ yapısı.....	38
4.5 Ağ yapısının yakından görünümü.....	38
5.1 Benzetim sonuçları ile referans değerlerin karşılaştırılması .....	43
5.2 Kanal içinde hız profiline gelişimi .....	43
5.3 Kanal boyunca basıncın değişimi.....	44
5.4 Basınç düşüşünün hidrolik çapla değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	48
5.5 Çıkış sıcaklığının hidrolik çapla değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	48
5.6 Basınç düşüşünün kanal sayısı ile değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	49
5.7 Çıkış sıcaklığının kanal sayısı ile değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	50
5.8 $c_f$ Re değerinin $1/(en/boy$ oranı) ile değişimi, $V=0,5$ m/s için.....	50
5.9 Basınç düşüşünün en/boy oranı ile değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	51
5.10 Çıkış sıcaklığının en/boy oranı ile değişimi, $V=0,5$ m/s için .....	52
5.11 Yapı No:1 için basınç düşüşünün Re sayısı ile değişimi .....	53
5.12 Yapı No:1 için çıkış sıcaklığının Re sayısı ile değişimi .....	53

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1 Belirlenen kanal geometrilerine ait özellikler.....	32
4.2 Kullanılan malzemelerin ısı – fiziksel özellikleri.....	40
5.1 Çıkış sıcaklığı için yüzde hata değerleri.....	42
5.2 $V=0,1$ m/s için elde edilen sonuçlar.....	45
5.3 $V=0,2$ m/s için elde edilen sonuçlar .....	46
5.4 $V=0,3$ m/s için elde edilen sonuçlar .....	46
5.5 $V=0,4$ m/s için elde edilen sonuçlar .....	47
5.6 $V=0,5$ m/s için elde edilen sonuçlar.....	47

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$A_c$	Kanal kesit alanı ( $m^2$ )
$c_f$	Sürtünme katsayısı
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı ( $J / kg.K$ )
$c_v$	Sabit hacimde özgül ısı ( $J / kg.K$ )
$D_h$	Kanal hidrolik çapı (m, mm)
h	Isı geçiş katsayısı ( $W / m^2.K$ )
H	Kanal yüksekliği (mm)
k	Isı iletim katsayısı ( $W / m.K$ )
L	Kanal uzunluğu (m, mm)
$L_h$	Hidrodinamik giriş uzunluğu (mm)
$L_t$	Isıl giriş uzunluğu (mm)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
N	Kanal sayısı
p	Islak çevre (m)
$p$	Akışkan basıncı (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
$q_{tas}$	Toplam ısı geçişi (W)
Re	Reynolds sayısı
t	Kanallar arası mesafe (mm)
T	Sıcaklık (K)
$v_x, v_y, v_z$	Akışkanın ortalama hız bileşenleri
V	Akışkan hızı (m/s)

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

$v$	Özgül hacim ( $m^3 / kg$ )
$W$	Kanal genişliği (mm)
$x, y, z$	Kartezyen koordinatlar
$\mu$	Akışkanın dinamik viskozitesi ( $Ns / m^2$ )
$\rho$	Akışkanın yoğunluğu ( $kg / m^3$ )
$\gamma$	En/boy oranı

**Kısaltmalar Açıklama**

et al	Ve diğerleri
mm	Milimetre
$\mu m$	Mikrometre
K	Kelvin
Pa	Pascal
vd.	Ve diğerleri

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	v
SUMMARY.....	vii
TEŞEKKÜR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>3</b>
<b>2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....</b>	<b>6</b>
<b>3. TAM GELİŞMİŞ LAMİNER ZORLANMIŞ TAŞINIM.....</b>	<b>20</b>
3.1 Taşınım Kavramı.....	20
3.2 Laminer Akış Kavramı.....	21
3.3 Hız Sınır Tabakası Kavramı.....	22
3.4 Sıcaklık Sınır Tabakası Kavramı.....	24
3.5 Ortalama Hız.....	25
3.6 Ortalama Sıcaklık.....	26
3.7 Enerji Dengesi.....	26
3.8 Basınç Düşüşü ve Sürtünme Faktörü.....	28
<b>4. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE MODELLENMESİ.....</b>	<b>31</b>
4.1 Problemin Tanımlanması.....	31
4.2 Geometrinin Belirlenmesi.....	31

## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.3 Matematik Modelin Oluşturulması.....	33
4.4 Sayısal Modelleme ve Benzetim.....	36
4.4.1 Sınır Şartları.....	39
4.4.2 Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri.....	39
<b>5. SONUÇLAR VE YORUMLAR.....</b>	<b>41</b>
5.1 Sonuçların Doğrulanması.....	41
5.2 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	44
5.2.1 Farklı Yapılandırmaların Etkileri.....	45
5.2.2 Farklı İşletim Şartlarının Etkileri.....	52
<b>6. SONUÇLAR.....</b>	<b>55</b>
<b>7. KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>57</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>62</b>
EK A – Hız, Sıcaklık ve Basınç için Benzetim Sonuçlarından Bazıları.....	63
EK B – Suyun Isıl-Fiziksel Özellikleri.....	66
EK C – Teorik ve Sayısal Hız Alanları.....	67

## 1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok karşılaşılan problemlerden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişiminin sağlanmasıdır. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, genellikle *ısı değiştirici* olarak adlandırılmakta olup, uygulamada termik santrallarda, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. bir çok yerde bulunurlar. Verilen örneklerden anlaşılacağı gibi, uygulamada çeşitli yerlerde kullanılan bu ısı değiştiricileri, kullanım amaçlarına göre, değişik yapılarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir (Genceli, 2005).

Birim hacimde ısı geçiş yüzey alanının çok büyük değerlerde olması durumu ( $\geq 700m^2 / m^3$ ), ısı değiştiricilerin önemli ve özel bir sınıfını belirler. *Kompakt ısı değiştiricileri* olarak adlandırılan bu tür değiştiriciler, çok kanatlı boru veya levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşınım katsayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Kompakt ısı değiştiricilerinde akış kesitleri çok küçüktür ( $D_h \leq 5mm$ ) ve içlerindeki akış çoğunlukla laminerdir (Incropera, 2001).

Kompaktlıkları ve mükemmel ısı geçişi performansları nedeniyle, mikrokanal ısı değiştiricilerinin kullanımı, ticari ve bilimsel uygulamalarda giderek artmaktadır. Mikrokanal ısı değiştiricileri yüksek yüzey alanı/hacim oranı, büyük ısı taşınım katsayısı, küçük kütle ve hacim ile küçük soğutucu envaneri özelliklerini birleştirmektedir (Qu and Mudawar, 2002). Mikro ısı değiştiricileri küçük sıcaklık basamakları ile büyük miktarda ısının uzaklaştırılmasında verimlidirler. Sıcaklık basamakları oluşması, özellikle iki farklı malzeme arasındaki arayüzde, düzgün dağılım olmayan ısıl genleşmeye, ısıl gerilime ve mekanik yorulmaya neden olduğundan istenen



bir durum değildir (Bau, 1997). Mikro ısı değiştiricileri yüksek ısı taşınım katsayıları (10000'den 35000  $W/m^2K$ 'e kadar, ya da yaklaşık olarak geleneksel ısı değiştiricilerde tipik olarak görölen 10 kat daha fazla) ve düşük basınç düşüşleri (tipik olarak 6,89 ila 13,78 kPa) göstermektedirler. Bu teknoloji, yığın üretimi için yüksek potansiyele sahiptir ve otomobiller, ticari ve ev tipi ısıtma/soğutma, üretim ve elektronik bileşenlerin soğutulması gibi ısı değişiminin faydalı olduğu her yerde kullanılabilir ([www.pnl.gov](http://www.pnl.gov)). Mikrokanalların yüksek en/boy oranlarından kaynaklanan oldukça yüksek ısı geçiş katsayılarının bir sonucu olarak ısı geçişi direnci de azalır ([www.zessindustries.com](http://www.zessindustries.com)).

Literatürdeki sınıflandırmalar dikkate alınarak, bu çalışmadaki kanalların ( $0,75mm < D_h < 1,41mm$ ) *minikanal* ve bu kanalların yer aldığı kompakt ısı değiştiricinin *minikanal ısı değiştirici* olarak isimlendirilmesi uygun görölmüştür.

Bu çalışmanın amacı, belirli sayıda minikanal ünitesinden oluşan bir ısı değiştiricide, en/boy oranının akış ve ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin araştırılmasıdır. Tek fazlı sıvı akışının ısıl-hidrolik karakteristiklerinin çalışılması için tipik bir model tercih edilmiştir. Bu modelde minikanal ünitesi 2 mm yüksekliğinde, 12 mm genişliğinde ve 60 mm uzunluğunda olup, içerisinde çeşitli sayıda dikdörtgen kesitli kanallar yer almaktadır. Dikdörtgen kesitli kanalların en/boy oranları, soğutucu sıvının çıkış sıcaklığı üzerindeki ısı etkisinin araştırılması için değiştirilmiştir. Akışın sabit ısı akısı sınır şartı altında, üç boyutlu, sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Reynolds sayısı, sıvı akış hızının etkisinin bulunması amacıyla değiştirilmiştir. Kanal malzemesi olarak alüminyum, soğutucu akışkan olarak su tercih edilmiştir. Bu çalışma, ticari bir CFD yazılımı olan FLUENT kullanılarak sayısal olarak yapılmıştır.

Bu çalışmada, ele alınan minikanal ısı değiştiricinin ısıl-hidrolik performansını arttırmak için en uygun geometrinin belirlenmesi amacıyla, farklı Reynolds sayılarıyla birlikte en/boy oranının, hidrolik çapın ve kanal sayısının basınç dūřū ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı üzerine etkisi araştırılmıştır.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Mini ve mikrokanallarda sıvıların tek fazlı zorlanmış taşınımı, geniş bir uygulama alanında etkin bir soğutma mekanizmasıdır. Bu yüzden son yıllarda, bu konuda çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Bu bölümde, mini ve mikrokanallarda tek fazlı akışı konu alan bazı çalışmalar özetlemektedir.

Küçük kanallarda ısı geçişi ve akış karakteristikleri ile ilgili literatürde kanal boyutunu tanımlayan; mikro, meso, mini gibi farklı terimler mevcuttur. Literatürde en çok kabul gören sınıflandırmalardan bazıları şu şekildedir.

Morini (2004), karakteristik boyutları  $1\mu m - 1mm$  aralığında olan bütün cihazları mikro-cihazlar olarak tanımlamıştır.

Mehendale vd. (1999), çalışmalarında hidrolik çapı  $1\mu m - 6mm$  aralığında olan kanalları ele almış ve aşağıdaki şekilde sınıflandırmışlardır:

Mikro-ölçekli kanallar	$1\mu m < D_h < 100\mu m$
Meso-ölçekli kanallar	$100\mu m < D_h < 1mm$
Makro-ölçekli kanallar	$1mm < D_h < 6mm$
Geniş kanallar	$D_h > 6mm$

Küçük kanallarda akışkan akışı için, Kandlikar and Grande (2003) hidrolik çapa dayanan aşağıdaki sınıflandırmayı önermişlerdir:

Geleneksel kanallar	$D_h > 3mm$
Minikanallar	$200\mu m \leq D_h \leq 3mm$
Mikrokanallar	$10\mu m \leq D_h \leq 200\mu m$
Geçiş Kanalları	$0.1\mu m \leq D_h \leq 10mm$

Nanokanallar

$$D_h < 0,1\mu m$$

Peng ve Wang (1994), dikdörtgen kesitli mikrokanallarda su ve metanolün tek fazlı zorlanmış taşınımını incelemek için deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla paslanmaz çelikten yapılmış 18mm genişliğinde 125 mm uzunluğunda ve 2mm derinliğinde bir plakaya paralel mikrokanallar işlenmiştir. Bu araştırmada altı çeşit mikrokanallı yapı kullanılmıştır. Tam gelişmiş türbülanslı akış rejiminin, Reynolds sayısının 1000-1500 aralığındaki değerlerinde gerçekleştiği görülmüştür. Tam gelişmiş türbülanslı ısı geçişi, Dittus-Boelter ilgileşiminde ampirik sabit katsayısının 0,023'ten 0,00805'e değiştirilmesiyle tahmin edilebilmektedir. Bu şekilde hesaplanan sonuçların deney verileri ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Mikrokanallarda laminer ve geçiş akışında ısı geçişi davranışının alışılmamış ve karmaşık olduğu, ayrıca sıvı sıcaklığından, hızından ve mikrokanal büyüklüğünden önemli ölçüde etkilendiği sonucuna varılmıştır.

Peng ve Peterson (1996), hidrolik çapları 0,133-0,367 mm aralığında değişen küçük dikdörtgen kesitli kanallara ve farklı geometrik yapılandırmalara sahip olan mikrokanal yapılarında suyun tek fazlı zorlanmış ısı geçişi ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlar tek fazlı ısı geçişi ve akış üzerinde geometrik yapılandırmanın önemli bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur. Laminer ısı geçişinin mikrokanalların en boy oranına ve hidrolik çapın merkezler arası mesafeye oranına bağlı olduğu bulunmuştur. Isı geçişi ve basınç düşüşü için ampirik ilgileşimler önerilmiştir. Çalışılan deney düzeneği önceden tanımlanana benzerdir (Peng and Wang, 1994), fakat bu incelemede on iki farklı mikroyapı yapılandırması tasarlanmış ve hesaplanmıştır. Kanal malzemesi olarak paslanmaz çelik, akışkan olarak da su tercih edilmiştir.

Peng vd. (1995), paslanmaz çeliğe işlenmiş dikdörtgen kesitli mikro oyukların ısı geçişi karakteristiklerini ve soğutma performansını belirlemek için deneysel bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Soğutucu akışkan olarak metanol kullanılarak farklı en boy oranlarındaki oyuklar ve merkezler arası mesafedeki bir değişim değerlendirilmiştir. Akışkan hızının, aşırı soğutmanın, özellik değişiminin ve mikrokanal geometrik yapılandırmasının; ısı geçişi davranışına, soğutma performansına, ısı geçişi ve sıvı akışı rejim değişimi üzerine etkisi deneysel olarak analiz edilmiştir. Daha büyük yüzey alanı ve ince-tabaka bölgesi nedeniyle ısı geçiş oranında bir artışa ve daha büyük kanallarda görüldüğü kadar farklı bir davranışa işaret eden akış çekirdek kaynaması özelliklerini açığa çıkarmak için ölçümler yapılmıştır.

Agostini vd. (2004), dikdörtgen kesitli mini kanallarda R134a akışkanı ile elde edilen sürtünme faktörü ve ısı geçiş katsayısının deneysel sonuçlarını sunmuşlardır. Alüminyum tüplerden oluşan (kanal boyutları  $1,11 \times 1,22 \text{ mm}$  ve  $0,73 \times 0,72 \text{ mm}$ ) iki test düzeneği kullanılmıştır. Kütle akışı  $65$  ila  $2900 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  aralığında, ısı akışı ise  $210$  ila  $49700 \text{ W/m}^2$  aralığında değişmektedir. Bu çalışmada mini kanallarda metroloji problemleri ve deneysel sonuçları nasıl etkiledikleri vurgulanmıştır. Büyük tüpler için literatürdeki ilgileşimlerin, deney sonuçlarını tahmin etmede oldukça iyi olduğu görülmüştür.

Tso ve Mahulikar (2000), mikrokanal örneklerinde, yerel duvar sıcaklığı ölçümü için akış boyunca aksel olarak yerleştirilmiş termokupullar ile deneyler gerçekleştirmişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmıştır. Laminer rejimde yerel olarak elde edilen deney verileri incelendiğinde, akış boyunca beklenmedik bir şekilde yerel Reynolds sayısı artarken yerel Nusselt sayısı azalma göstermiştir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi daha önce gözlenmesine rağmen, bu ortalama parametreler

içindir. Deneyde bu parametreleri tüm mikrokanal örneği üzerinden hesaplamak için farklı bir yaklaşım kullanılmıştır. Ayrıca laminer rejimdeki deney verilerinin bağımsız setler için Brinkman sayısı ile iyi şekilde ilişkilendirilebileceği bulunmuştur. Nispeten düşük değerlerine karşın Brinkman sayısının kullanıldığı ilişki fiziksel olarak yorumlanmıştır.

Gao vd. (2002), iki boyutlu mikrokanallarda akış ve ısı geçişinin deneysel incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Deney düzeneği kanal yüksekliği  $e$  kolayca değiştirilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Böylece, ölçü etkilerinin beklendiği geleneksel ölçüye karşılık gelen 1mm ile 0,1 mm aralığında hidrodinamik ve ısı geçişi incelemeleri yapmak mümkün olmaktadır. Bütün deneyler için demineralize su ile aynı kurulum ve kanal duvarları kullanılarak ölçü etkileri test edilmiştir. Genel sürtünme katsayısı ve yerel Nusselt sayısı ölçümleri hidrodinamik ve ısı geçişi için klasik kanunların  $e > 0,4$  için geçerli olduğunu göstermiştir. Daha düşük  $e$  değerleri için, Poiseuille sayısı geleneksel boyutlardaki laminer gelişmiş akış değerini korurken, Nusselt sayısında önemli bir düşüş olduğu ve türbülansa geçişin kanal boyutundan etkilenmediği gözlenmiştir.

Xu vd. (2000), çalışmalarında, farklı deneysel yöntemlerle mikrokanallarda sıvı akışı üzerine araştırmalar sunmuşlardır. Deneyler hidrolik çapı  $30 \mu m$  ila  $344 \mu m$  aralığında değişen kanallarda 20-4000 aralığında değişen Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Mikrokanallarda sıvı akışında meydana gelen olası olayları değerlendirmek için, toplanan deneysel ve literatürde mevcut veriler karşılaştırılmış ve analizler yapılmıştır. Sonuçlar test edilen boyutlarda, mikrokanallardaki akış karakteristiklerinin Navier-Stokes denklemleri ile tahmin edilen geleneksel davranışlarla uyumlu olduğunu göstermiştir. Bu çalışmada, deneysel sonuçlar üzerine açıklamalara detaylı bir şekilde yer verilmiştir.

Celata vd. (2006) çalışmalarında, çapı  $528\mu m - 120\mu m$  arasında değişen dairesel mikroborularda, tek fazlı laminer akışı doğru karakterize etmek için deneysel bir araştırma sunmuşlardır. Eksenel ısı iletimi, akışkanın viskoz ısınması ve ısı giriş uzunluğu gibi olası ölçek etkileri çalışılmıştır. Sonuçlar, çap küçüldükçe Nusselt sayısının azaldığını göstermiştir.

Harris vd. (2000), verilen bir ön (frontal) alan için bir sıvıdan (su-glikol) bir gaza (hava) ısı geçişini en büyükmek için çapraz akışlı bir mikro ısı değiştirici tasarlamışlardır. Tasarlanan plastik, seramik ve alüminyum mikro ısı değiştiricilerin tahmin edilen performansları birbirleri ile ve son geliştirilen araba radyatörleri ile karşılaştırılmıştır. Belirlenen tasarım kısıtları içinde, çapraz akışlı mikro ısı değiştiricileri mevcut ısı değiştiricilerinden daha fazla ısı yada kütle geçirebildiği belirtilmiştir.

Hestroni vd. (2005a), sürekli ortam modeline karşılık gelen küçük Knudsen sayısı ve Mach sayısı şartlarında gaz akışı ve sıvı akışı problemini ele almışlardır. Literatürde; daire, dikdörtgen, üçgen ve ikizkenar yamuk biçimindeki mikrokanallarda basınç düşüşü üzerine veriler analiz edilmiştir. Laminer akıştan türbülansa geçişteki Reynolds sayısı ele alınmıştır. Geleneksel teori ile yapılan tahminler ve son on yılda elde edilen deneysel verilerin karşılaştırılmasına odaklanılmıştır ve daha önce çeşitli araştırmacılar tarafından belirtilen, beklenmeyen etkilerin olası kaynakları tartışılmıştır.

Hestroni vd. (2005b), mikrokanallarda tek fazlı ısı geçişi üzerine yapılmış teorik ve deneysel araştırmaları ele almışlardır. Bu, mikrokanallarda akış ve ısı geçişi konusunun ikinci kısmıdır. Bu çalışmada, ısı geçişi problemi küçük Knudsen sayılarına karşılık gelen, sürekli ortam modeli çerçevesinde ele alınmıştır. Hidrolik çapı

$60\mu m - 2000\mu m$  aralığında değişen; daire, üçgen, dikdörtgen ve ikizkenar yamuk biçiminde mikrokanaallardaki veriler analiz edilmiştir. Geometrinin, akışkan ve kanal duvarları boyunca ısı iletim nedeniyle aksel ısı akısının ve enerji yayılımının etkileri tartışılmıştır. Araştırmacılar tarafından elde edilen deneysel verilerin, geleneksel ısı geçişi teorisi ile karşılaştırılması üzerine odaklanılmıştır.

Tso ve Mahulikar (2004), mikrokanaallarda taşınım ile ısı geçişi üzerine yapılmış çalışmalardan, mikrokanaallarda taşınım ile ısı geçişini ilişkilendirmek için bir parametre olarak Brinkman sayısı önerilmişlerdir. Öneri mikrokanaallarda laminer zorlanmış taşınımı etkileyen değişkenlerin boyut analizinden ortaya çıkmıştır ve mikrokanaallarda laminer rejimde taşınım ile ısı geçişinin alışılmamış davranışını açıklayabileceği ileri sürülmüştür. Bu birleşim ayrıca mikrokanaalda enerji dengesi ile desteklenmiştir. Brinkman sayısının fiziksel öneminin mikrokanaallara uygulanabilir olduğu ve mikrokanaallarda taşınım ile ısı geçişinde önemli rolü olduğu belirtilmiştir. Laminer rejim için literatürde yer alan sınırlı sayıda deneysel veri ısı geçişinin bu sayıyla ilişkilendirilebileceğini göstermektedir.

Harms vd. (1999), dikdörtgen kesitli derin mikrokanaallarda tek fazlı zorlanmış taşınım için deneysel sonuçlar elde etmişlerdir. İki düzenek test edilmiştir, tek kanallı sistem ve çok kanallı sistem. Tek kanallı sistemde genişletilmiş yüzeylerin eksikliği dışında iki sistem aynıdır. Çok kanallı sistemde kanallar  $251\mu m$  genişliğindedir ve kanal duvarları  $119\mu m$  kalınlığındadır. Her iki sistemde de kanallar  $1000\mu m$  derinliktedir ve izdüşüm alanı  $2,5cm \times 2,5cm$ 'dir. Bütün testlerde çalışan sıvı olarak deiyonize su kullanılmıştır ve Reynolds sayısı 173 ile 12900 aralığındadır. Deneysel olarak elde edilen yerel Nusselt sayıları, klasik olarak gelişmekte olan kanal akışı teorisi ile oldukça uyumludur. Ayrıca, sonuçlar akış ve ısı geçişi karakteristikleri açısından, gelişmekte olan mikrokanaal akışı için tasarlanan mikrokanaal sisteminin,



türbülanslı akış için tasarlanmış karşılaştırılabilir tek kanallı sisteme göre daha iyi olduğunu göstermiştir.

Morini (2004), mikrokanallarda taşınım ısı geçişi üzerine bibliyografik bir tarama sunmuştur. Literatürden aktarılan mevcut deneysel çalışmalar 1 mm'den daha küçük hidrolik çapa sahip kanallar için sürtünme faktörü, lamineden türbülansa geçiş ve Nusselt sayısı üzerine elde edilen temel sonuçların altını çizmek için eleştirel olarak analiz edilmiştir. Birçok durumda mikrokanallarda sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının deneysel verileri geleneksel teori ile uyum sağlamadığı ayrıca birbirleri ile tutarsız olduğu görülmüştür. Morini, bu farklar için çeşitli nedenler öne sürmüştür: Seyrelme ve sıkıştırılabilirlik etkileri, viskoz yayılım etkileri, elektro-osmotik etkiler, özellik değişimi etkileri, kanal yüzey şartları (göreceli pürüzlülük) ve deneysel belirsizlikler, mikrokanallar boyunca geçiş mekanizmasının anormal davranışını açıklayabilmek için düşünülmüştür. Mikrokanallarda tek fazlı taşınım ısı geçişi üzerine deneysel verilerin kıyaslanmasıyla, mikrokanallarda akış yapısının ve ısı geçişinin değişiminden sorumlu geçiş mekanizmasına dair yeterli bir bilgi birikimi üretmek için daha çok sistematik çalışma yapılması gerektiği anlaşılmıştır.

Steinke ve Kandlikar (in press), geleneksel boyutlu kanalları temel alan sürtünme faktörü teorisinin mikrokanal akışları için doğruluğu araştırmışlardır. Mikrokanallarda tek fazlı sıvı sürtünme faktörleri üzerine mevcut literatür gözden geçirilmiştir. Literatürde mevcut deneysel verileri değerlendirmek için bir veritabanı oluşturulmuş ve önceki deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Bazı araştırmacılar tahmin edilen değerlerden önemli sapmalar kaydederken, diğerleri genel olarak uyumlu olduğunu rapor etmişlerdir. Sonuçta giriş ve çıkış kayıplarını dikkate almayan çalışmaların teoriden önemli sapmalar kaydettiği, geri kalanların ise geleneksel teori ile uyumlu olduğu görülmüştür. Geleneksel Stokes ve Poiseuille akış teorilerinin,

mikrokanallarda tek fazlı sıvı akışında uygulanabileceği sonucuna varılmıştır ve geleneksel sürtünme faktörü teorisinin uygulanabilir olduğu Reynolds sayısı ve hidrolik çap aralığı verilmiştir.

Kandlikar ve Grande (2003); mikrokanalların, mikroelektronikte ve diğer yüksek ısı akılı soğutma uygulamalarında kullanıldığı şekliyle, üretim yönünden ve ısıl yönden gelişiminin bir haritasını sağlamaktadır. Isı geçişi teknolojisindeki gelişmeler tarihsel bir perspektifte gözden geçirildikten sonra, mikrokanalların yüksek ısı akılı soğutma uygulamalarında kullanılmalarının avantajları tartışılmış ve mikrokanal ısı değiştirici performansını farklı yönleriyle ele alan çalışmalar gözden geçirilmiştir. Sıvılar için tek fazlı performansın hala geleneksel denklemlerle tanımlanabilmesinin beklendiği, ancak gaz akışının seyrelme etkilerinden etkilenebileceği, iki fazlı akışın ise hala aktif araştırma konusu olduğu belirtilmiştir. Mikrokanal akış kanalları üzerindeki araştırmaların gelişimine paralel olarak fabrikasyon teknolojisindeki gelişmeler incelenmiş ve mevcut yöntemlere yer verilmiştir, ayrıca basınç düşüşü, maliyet ve kirlenme gibi anahtar tasarım koşulları üzerine tartışmalar da sunulmuştur.

Lee vd. (2005), dikdörtgen kesitli mikrokanallarda tek fazlı akışın ısıl davranışını tahmin etmede, geleneksel boyuttaki kanalları temel alarak oluşturulan klasik ilgileşimlerin geçerliliğini araştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ele alınan mikrokanalların genişliği  $194 \mu m$ - $534 \mu m$  aralığındadır ve kanal derinliği her durumda genişliğin 5 katı kadardır. Herbir test düzeneği bakırdan yapılmış olup, 10 paralel mikrokanal içermektedir. Deneyler deiyonize su kullanılarak, 300-3500 aralığındaki Reynolds sayısı ile yürütülmüştür. Aynı zamanda dikdörtgen kesitli kanallarda gelişmekte olan akış için bir geleneksel Navier-Stokes analizini temel alan ve hem tam 3 boyutlu konjuge yaklaşımı hem de

basitleştirilmiş ince duvar modelini kullanan sayısal benzetimler gerçekleştirilmiştir. Klasik, sürekli ortam yaklaşımına dayanarak elde edilen sayısal tahminlerin deneysel veriler ile uyumlu olduğu bulunmuştur (ortalama %5 sapma ile) ayrıca ele alınan mikrokanal boyutlarında ısı geçişi davranışını tahmin etmede kullanılabilecek bir geleneksel analiz yaklaşımı önerilmiştir. Ancak, deneyde uygulanan giriş ve sınır şartlarıyla, tahmin etme yaklaşımlarındakilerin dikkatli bir şekilde eşleştirilmesi gerekmektedir. Sonuçlar ayrıca basitleştirilmiş ince duvar analizinin, tam üç boyutlu bileşik (konjuge) analize hesaplamasal olarak ekonomik bir seçenek olarak kullanılabileceğini doğrulamıştır.

Qu ve Mudawar (2002), tek fazlı mikrokanal ısı alıcısında basınç düşüşü ve ısı geçişi karakteristiklerini hem deneysel hem sayısal olarak incelemiştir. Isı alıcısı bakırdan yapılmış olup,  $231\mu\text{m}$  genişliğinde ve  $713\mu\text{m}$  derinliğinde mikrokanal dizilerinden oluşmaktadır. Soğutucu akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır ve ısı akıları  $q'' = 100\text{W}/\text{cm}^2$  ve  $q'' = 200\text{W}/\text{cm}^2$  seviyesindedir. Reynolds sayısı  $q'' = 100\text{W}/\text{cm}^2$  için 139-1672 aralığında,  $q'' = 200\text{W}/\text{cm}^2$  için 385-1289 aralığında değişmektedir. Isı alıcının üç boyutlu ısı geçişi karakteristiği hem katı hem sıvıda, sıcaklık alanının eş zamanlı olarak belirlenmesini içeren bileşik ısı geçişi probleminin sayısal olarak çözülmesiyle analiz edilmiştir. Ayrıca ısı alıcının yerel ve ortalama ısı geçişi karakteristiklerinin detaylı bir tanımı tartışılmış ve sunulmuştur. Ölçülen basınç düşüşü ve sıcaklık dağılımları karşı gelen sayısal tahminlerle uyumaktadır. Bu bulunanlar geleneksel Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin mikrokanal ısı alıcıların ısı geçişi karakteristiklerini doğru olarak tahmin edebileceğini göstermiştir.

Toh vd. (2002), ısıtılan mikrokanelerin içinde üç boyutlu akışkan akışı ve ısı geçişi kavramını araştırmışlardır. Kararlı, laminer akış ve ısı geçişi denklemleri bir sonlu hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Sayısal prosedür mevcut deneysel

verilerle tahmin edilen yerel ısı dirençlerin karşılaştırılması ile doğrulanmıştır. Bu çalışmada ayrıca yerel sürtünme faktörü de tahmin edilmiştir. Özellikle düşük Reynolds sayılarında, ısı girişinin sürtünme kayıplarını azalttığı bulunmuştur. Düşük Reynolds sayılarında suyun sıcaklığının artması viskozitenin azalmasına dolayısıyla daha küçük sürtünme kayıplarına yol açmaktadır.

Li vd. (2004), basitleştirilmiş bir üç boyutlu bileşik ısı geçiş modeli (2 boyutlu akışkan akışı ve 3 boyutlu ısı geçişi) kullanarak, silikon tabanlı ısı alıcılarında meydana gelen zorlanmış taşınım ile ısı geçişinin detaylı bir sayısal benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Mikro ısı alıcı modeli; üzerine 57  $\mu\text{m}$  genişliğinde ve 180  $\mu\text{m}$  derinliğinde dikdörtgen şeklinde kanallar işlenmiş olan, 10 mm uzunluğundaki silikon malzemeden oluşmaktadır. Bir üç köşegenli matris algoritması (TDMA) ile bir sonlu farklar sayısal kodu denklemleri çözmek için geliştirilmiştir. Doğrulan kod mikrokana l ısı alıcısındaki sıcaklık ve ısı akısının detaylı dağılımlarını sağlamaktadır. Kanal geometrik parametrelerinin ve akışkan termofiziksel özelliklerinin akış ve ısı geçişine etkisi, bir referans akışkan sıcaklığında termofiziksel özellikler hesaplanarak araştırılmıştır. Sonuçlar mikrokana l ısı alıcılarında termofiziksel özelliklerin hem ısı geçişi hem de akış üzerinde önemli ölçüde etkili olduğunu göstermiştir. Sayısal sonuçların yayınlanan diğer sayısal sonuçlarla ve mevcut deneysel verilerle karşılaştırılması, 200'den küçük Reynolds sayıları  $D_h = 86 \mu\text{m}$  ve  $D_h / L_x < 0,01$  temelinde, hidrodinamik tam gelişmiş akış kabulünün doğru olduğunu göstermiştir. Ayrıca detaylı ısı geçiş katsayısı hesaplamalarından ısı giriş uzunluğu elde edilmiş ve genel ortalama Nusselt sayısı için bir ilişim geliştirilmiştir. Sonuç olarak, bu deneysel verilerin daha iyi anlaşılması ve yorumlanması için ölçülen deney verilerinin hesaplanıp işlenebildiği bir metodoloji önerilmiştir.

Koo ve Kleinstreuer (2004), boyutsal analiz ve deneysel olarak doğrulanmış bilgisayar benzetimlerini kullanarak viskoz yayılımın sıcaklık dağılımına ve sürtünme faktörüne etkisini araştırmışlardır. Farklı geometrilerdeki kanallarda üç yaygın akışkan; su, metanol ve izo-propanol, ele alınmıştır. Mikrokanallarda viskoz yayılımın; kanal en boy oranının; Reynolds, Eckert ve Prandtl sayılarının ve kanal hidrolik çapının kuvvetli bir fonksiyonu olduğu görülmüştür. Buradan, viskoz yayılımın ihmal edilmesinin mikrokanallarda akış simülasyonlarının ve ölçümlerin doğruluğunu etkilediği sonucuna varılmıştır.

Tunc ve Bayazitoğlu (2002), dikdörtgen kesitli bir mikrokanalda taşınım ile ısı geçişini incelemişlerdir. Kanal duvarlarına H2-tipi sınır şartı ve sabit aksel ve çevresel ısı akısı uygulanmıştır. Dikdörtgen bir kanal için kayma sınır koşulu altında hız profili bilinmediğinden, hız için önce momentum denklemi çözülmüştür. Elde edilen hız profili daha sonra enerji denkleminde yerine konulmuştur. İntegral dönüşüm tekniği, biri hız biri de sıcaklık için olmak üzere iki kez uygulanmıştır. Sonuçlar daha önce dairesel mikrotüpler üzerinde yapılan çalışmalarla benzer bir davranış göstermektedir.

Morini (1999), tam gelişmiş laminer hız profilinin olduğu dikdörtgen kesitli boruların tam gelişmiş ısı bölgesinde Nusselt sayıları ve sıcaklık alanı için çözümler elde etmiştir. Sabit dış duvar sıcaklığı ve sabit aksel ısı akısının olduğu H1 ısı sınır şartı incelenmiştir. İki boyutlu sıcaklık dağılımı ve Nusselt sayısı en/boy oranının bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Dikdörtgen kesitin duvarlarının ısıtıldığı ve yalıtıldığı bütün olası kombinasyonlar düşünülerek, sonuçlar 2 boyutlu sıcaklık profili ve Nusselt sayısı cinsinden, tablolar ve grafiklerle sunulmuş ve tartışılmıştır. Literatürde bulunan sayısal olarak hesaplanmış H1 Nusselt sayıları ile analitik sonuçların karşılaştırılması sunulmuştur. Bulunan analitik sonuçların ticari yada kişiler

tarafından yazılan, sıkıştırılamaz akışların zorlanmış iç taşınımını araştırma imkanı sağlayan ısıl akışkan-dinamiği kodlarını test etmek için güçlü bir araç olduğu belirtilmiştir.

Robbe ve Sciubba (2005), bir ticari CFD kodu ile bir otomobil radyatöründeki ısı değişimi sürecinin sayısal bir benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Isı değiştiricisi, çapraz akışlıdır ve kanatlarla çevrelenmiş düz tüplerden oluşmaktadır, geometri modülerdir. Isı değişimini gerçekleştiren akışkanlar soğuk tarafta hava ve sıcak tarafta bir su/etilen-glikol karışımıdır (%40). Sayısal benzetim tek modülü içeren 3 boyutlu bir model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricinin kararlı rejimde işletildiği ve dıştaki hava akışının laminer olduğu kabul edilmiştir. Bütün sonuçlar endüstriyel bir prototip üzerinde yapılan testlerden elde edilen deneysel verilerle iyi bir uyum içindedir.

Al-Bakhit ve Fakheri (2006), paralel akışlı bir ısı değiştiricisinde farklı parametrelerin performansa etkisini ve sabit ısı geçiş katsayısı kabulünün doğruluğunu belirlemek için sayısal bir benzetim gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, gelişme bölgesinde toplam ısı geçiş katsayısında önemli değişimler olduğu görülmüştür ve bu nedenle ısı değiştirici duvarındaki üç boyutlu ısı geçişinin de analizlere dahil edilmesi gerektiği öne sürülmüştür.

Tonomura vd. (2004), mikro cihazların sistematik tasarımı için ilk adım olarak, düzlem kanatlı bir mikro cihazın tasarımı problemi üzerine odaklanmışlardır ve düzlem kanatlı mikro cihazların içindeki akış karakteristikleri bir CFD yazılımı kullanılarak araştırılmıştır. Benzetim sonuçları kollara ayrılan mikrokanallar arasında akış düzgünlüğünün büyük ölçüde manifoldların şekline, kanatların yerleşimine ve kanat uzunluğuna ve giriş debisine bağlı olduğunu göstermiştir. Düzlem kanatlı mikrocihazın tasarımı için CFD tabanlı bir eniyileme metodu önerilmiştir. Önerilen metodla, akış

düzensüzlüğü kısıtı altında boş zamanı en küçükleyen en uygun manifold şekli otomatik olarak türetilmiştir. Önerilen yöntem, çeşitli aygıtlar için bir en uygun tasarım aracı olma potansiyeline sahiptir.

Çeşitli çalışmalarda mikrokanallarda ısı geçişi ve akış mekanizmaları üzerine gözlenen farklı kavramlar hala tam olarak anlaşılmamıştır. Literatürde mekanizmaları açıklayan çok az deneysel veri ve teorik analiz bulunmaktadır. Kanal boyutları mikro düzeye yaklaştığında, kanaldaki yüksek hız basamakları nedeniyle viskoz yayılımın ihmal edilemeyecek kadar önemli olduğunu kabul etmek mantıklı olacaktır. Fakat, böyle bir açıklamayı doğrulayacak hiçbir kanıt ve analiz sunulmamıştır. Bu yüzden, Xu vd. (2003), çalışmalarında mikrokanal akışlarında viskoz yayılımın etkileri teorik olarak analiz edilmiş ve incelenmiştir. Mikrokanallarda viskoz yayılım etkilerinin sıvı akışı karakteristiklerine etkisi analiz edildiğinde, etkilerin önemli hale geldiği ve akıştaki sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarını etkilediği bulunmuştur. Bu yüzden, mikrokanalın hidrolik çapı çok küçük olduğunda ortalama sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı arasındaki ilişki değişmektedir.

Lee vd. (in press), dikdörtgen kesitli mikrokanalların giriş bölgesinde, çevresel olarak düzgün dağılmış duvar sıcaklığı ve aksel olarak düzgün dağılmış duvar ısı akısı ısı koşulları altında, laminer taşınım ile ısı geçişini incelemiştir. Farklı en boy oranlarındaki kanallarda, hidrodinamik olarak gelişmiş fakat ısı olarak gelişmekte olan laminer akış için üç boyutlu sayısal benzetimler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sıcaklık ve ısı akısı dağılımlarına dayanan, hem yerel hem de ortalama Nusselt sayıları, boyutsuz aksel uzaklık ve en boy oranının fonksiyonu olarak grafikler ile sunulmuştur. Nusselt sayısını tahmin etmek için, mikrokanal ısı alıcıların ve diğer mikroakış cihazlarının tasarımında ve eniyenmesi için yararlı, genelleştirilmiş

ilgileşimler önerilmiştir. Önerilen ilgileşimler, diğer geleneksel ilgileşimlerle ve mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmıştır ve çok iyi uyum göstermiştir.



#### 4. TAM GELİŞMİŞ LAMİNER ZORLANMIŞ TAŞINIM

Tam gelişmiş laminer akış, hem büyük yüzey/hacim oranına sahip kompakt ısı değiştiricilerinde hemde gövde borulu ısı değiştiricileri gibi kompakt olmayan ısı değiştiricilerinde görülür. Bu nedenle, tam gelişmiş laminer zorlanmış taşınım çözümleri, ısı değiştirici uygulamaları için önemli bir sınıfı oluşturmaktadırlar (Shah, 1983). Konunun daha iyi anlaşılması için, problemin tanımlanmasından önce; taşınım, laminer akış, sınır tabakalar, ortalama hız ve sıcaklık, enerji dengesi, basınç düşüşü ve sürtünme faktörü gibi temel kavramların bilinmesine ihtiyaç vardır.

##### 4.1 Taşınım Kavramı

Bu bölümün hazırlanmasında Incropera (2001) ve Shah (1983) kaynaklarından yararlanılmıştır.

Taşınım ile ısı geçişi iki mekanizmadan oluşmaktadır. Rastgele moleküler hareket (yayılm) sonucunda enerji aktarımının yanısıra, akışkan kitle veya makroskopik hareketi ile enerji aktarımı olur.

Rastgele moleküler hareketin (yayılm) katkısı, akışkan hızının düşük olduğu yüzeye yakın kısımda etkindir. Hatta, yüzey ile akışkan arasındaki ara yüzeyde akışkan hızı sıfırdır ve ısı geçişi yalnızca bu mekanizma ile olur. Akışın kitle hareketinin katkısı, akış doğrultusunda gelişirken sınır tabakanın büyümesi olgusuna dayanır. Yani, bu tabakaya iletimle geçen ısı, akış yönünde süpürülür ve sonuçta, sınır tabaka dışındaki akışkana aktarılır. Taşınım ile ısı geçişinin anlaşılması için, sınır tabaka kavramının da iyi anlaşılması gereklidir.

Taşınım ile ısı geçişi, akışın türüne göre sınıflandırılabilir. Akış bir fan, bir pompa veya atmosferik rüzgarlar gibi bir dış etki ile oluşuyorsa, zorlanmış taşınım söz

konusudur. Buna karşın doğal taşınımında akış, akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkilidir. Birçok ısı değiştirici uygulamasında akış pompa, fan, araç hareketi gibi bir dış kuvvetle zorlandığından süreç zorlanmış taşınım olarak ifade edilir. Bu bölümde yalnızca zorlanmış taşınım ile ısı geçişi üzerine odaklanılacaktır.

#### 4.2 Laminer Akış Kavramı

Bu bölümün hazırlanmasında; Yüksel (2000), Incropera (2001) ve Genceli (2002)'den yararlanılmıştır.

Laminer akış, çok küçük hızlarda akışkan elemanlarının belirli yörüngeler izleyerek birbirine karışmadan düzgün ve tabaka şeklinde paralel ve birbirleri üzerinde kayarak akması şeklinde tanımlanır. Bu akış sırasında bir akışkan tabakasından diğerine hız değişmekle birlikte tabakalar arasında hiçbir eleman alışverişi olmamaktadır ve tabakalar birbiri üzerinde kayarak hareketlerini sürdürmektedirler. Laminer akışta herhangi bir noktadan geçen her akışkan parçacığının takip ettiği iz aynı kalmaktadır. Ayrıca laminer akışta en önemli etki akışkanın viskozitesidir .

Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın *laminer* ya da *türbülanslı* olduğunun belirlenmesidir. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi akışın laminer yada türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır. Laminer ve türbülanslı akış arasında keskin farklılıklar vardır. Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlenir. Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlenir .

Akışın laminer yada türbülanslı olmasını,

$$\text{Re}_D \equiv \frac{\rho V_m D_h}{\mu} \quad (3.1)$$

şeklinde tanımlanan boyutsuz Reynolds sayısı karakterize eder. Bu tanımda,

$\rho$  = akışkanın yoğunluğu,  $kg/m^3$

$V_m$  = ortalama akışkan hızı, m/s

$D$  = boru iç çapı ya da kanal hidrolik çapı, m

$\mu$  = akışkanın dinamik viskozitesi,  $Ns/m^2$

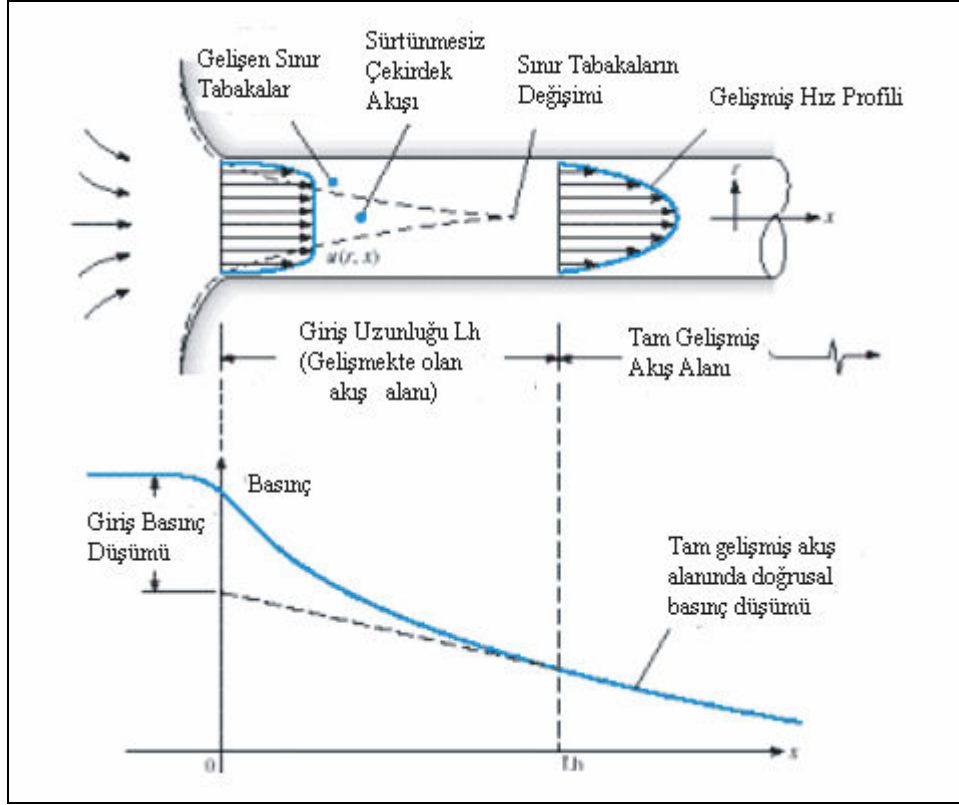
anlamlandırılır. Örneğin boru içinden akışta,  $\text{Re}_D < 2300$  olduğunda akış laminer,  $\text{Re}_D > 2300$  olduğunda ise akış türbülansa geçmeye başlar ve  $\text{Re}_D \approx 10^4$  değerlerinde tamamen türbülanslı olur .

### 4.3 Hız Sınır Tabakası Kavramı

Bu bölümün hazırlanmasında Incropera (2001), Shah (1983) ve White (2001) kaynaklarından yararlanılmıştır.

Şekil 3.1’de gösterildiği gibi  $x = 0$ ’da dairesel boruya, düşük  $u_m$  ortalama hızında yaklaşan düzgün dağılmış bir akışı ele alalım. Akışkan yüzeyle temas ettiğinde, sürtünme etkilerinin önem kazandığı ve boru içinde ilerledikçe sınır tabakanın geliştiği bilinmektedir. Hızdaki bütün değişiklikler duvara yakın “ince bölgede” gerçekleşir. Bu bölge hız yada momentum sınır tabakası olarak adlandırılır. Hız sınır tabakasının gelişimi sürtünmesiz akış bölgesinin giderek küçülmesi ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca önemli olur ve hız profili artık  $x$  ile değişmez. Bu noktadan sonra akış *tam gelişmiştir*. Girişten bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklık *hidrodinamik*

*giriş uzunluğu*,  $L_h$  olarak tanımlanır. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, tam gelişmiş hız profili dairesel boru içerisindeki laminer akış için paraboliktir .



**Şekil 3.1** Bir kanal akışının girişinde gelişen hız profilleri ve basınç değişimleri (White, 2001).

Laminer akış için, hidrodinamik giriş uzunluğu,

$$\left( \frac{L_h}{D} \right)_{lam} \approx 0,05 Re_D \quad (3.2)$$

bağıntısından bulunabilir. Bu bağıntı akışkanın daralan kesitli bir lüleden boruya girdiği varsayımına dayanır ve bu nedenle girişte düz bir hız profili söz konusudur.

#### 4.4 Sıcaklık Sınır Tabakası Kavramı

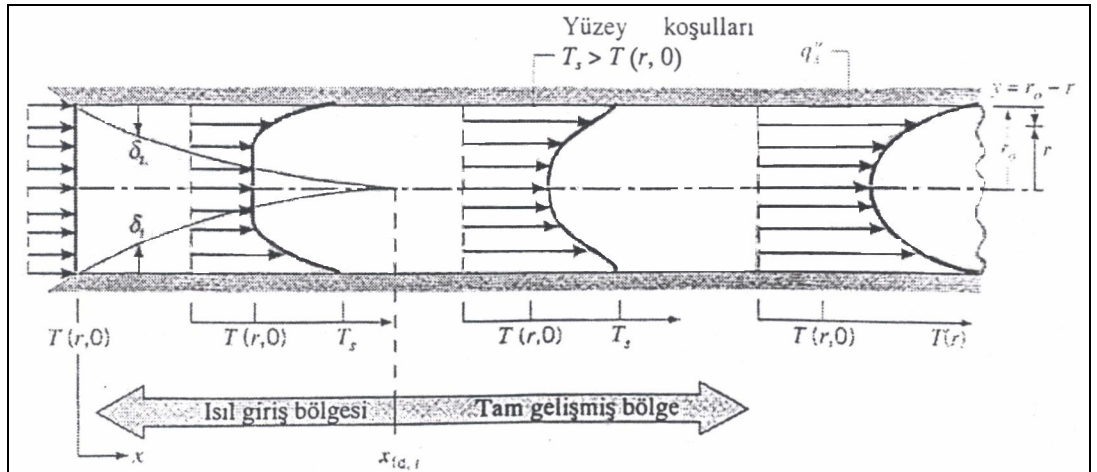
Bu bölümün hazırlanmasında Incropera (2001) ve Shah (1983) kaynaklarından yararlanılmıştır.

Bir yüzey ve akışkan arasında ısı geçişi gerçekleştiğinde, birçok durumda en önemli sıcaklık değişimleri yüzeye çok yakın olan bölgede meydana gelir. Bu bölge sıcaklık sınır tabakası olarak isimlendirilir. Bir boruda laminar sıcaklık sınır tabakasının gelişimi Şekil 3.2’de gösterilmektedir.

Laminer akış için ısı giriş uzunluğu,

$$\left(\frac{L_t}{D}\right)_{lam} \approx 0,05 Re_D Pr \quad (3.3)$$

olarak ifade edilebilir.



**Şekil 3.2** Bir kanal boyunca ısı sınır tabakanın gelişimi (Incropera, 2001).

Burada  $T_s$  boru yüzey sıcaklığı,  $T$  yerel akışkan sıcaklığıdır.

Sıcaklık sınır tabakası, ısı direnci temsil eder. Birim yüzey alanı başına sınır tabakadan geçen ısı akısı aşağıdaki gibidir.

$$q_w'' = -k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = k \frac{(T_s - T_m)}{\delta_T} = h(T_s - T_m) \quad (3.4)$$

Burada,  $T_m$  boru kesiti boyunca akışkanın ortalama sıcaklığıdır. Isı akısı, sınır tabaka kalınlığı  $\delta_T$  yerine genellikle ısı geçiş katsayısı  $h = k / \delta_T$  cinsinden yazılır. Daha küçük ısı sınır tabaka (daha küçük  $\delta_T$ ) nedeniyle daha büyük ısı transfer katsayısı ve daha küçük ısı direnç oluşacaktır. Isıl sınır tabaka hız sınır tabakasıyla aynı kalınlıkta olmak zorunda değildir. Sınır tabaka kalınlıklarının büyüme oranları akışkanın Prandtl sayısına bağlıdır. Isı geçişi yüzeyden akışkana ( $T_s > T_m$ ) doğru ise  $T_m$ 'nin değeri x ile artar, eğer ısı geçişi ters ( $T_s < T_m$ ) yönde ise,  $T_m$ 'nin değeri x ile azalır.

Isı geçişi oluyorsa  $dT_m / dx$  hiçbir zaman sıfır olmaz. Bu nedenle sıcaklık profili, x ile sürekli değişir ve tam gelişmiş koşula asla ulaşamayacağı görülür. Bu durumda,  $(T_s - T) / (T_s - T_m)$  biçimindeki boyutsuz sıcaklık farkı tanımlanarak, bu oranın x'den bağımsız olduğu koşullar aranabilir. Başka bir deyişle sıcaklık profili, x ile değişmeyi sürdürmekle birlikte, profilin bağlı şekli artık değişmez ve akışın *ısı olarak tam gelişmiş* olduğu söylenir. Böyle bir durum aşağıdaki gibi gösterilir:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right] = 0 \quad (3.5)$$

#### 4.5 Ortalama Hız

İç akış söz konusu olduğunda ortalama hızla,  $V_m$ , çalışmak gereklidir. Bu hız akışkan yoğunluğu  $\rho$  ve boru kesit alanıyla  $A_c$  çarpıldığında, boru içinden geçen kütleli debiyi verecek biçimde tanımlanmıştır. Böylece,

$$\dot{m} = \rho V_m A_c \quad (3.6)$$

olur. Sabit kesit alanlı boruda, sürekli, sıkıştırılamaz akışlar için,  $\dot{m}$  ve  $V_m$ ,  $x$ 'den bağımsız sabitlerdir (Incropera, 2001).

#### 4.6 Ortalama Sıcaklık

Bu bölümün hazırlanmasında Incropera (2001)'dan yararlanılmıştır.

Verilen bir kesitte akışkanın *ortalama (veya yığın) sıcaklığı*, bu kesitten geçen akışkan tarafından taşınan ısı enerjisiyle dayanarak tanımlanır. Birim zamanda taşınan enerji,  $\dot{E}_t$ , birim kütle için iç enerjisi ( $c_v T$ ) ile kütleli akı ( $\rho V$ ) çarpımının kesit boyunca integrali alınarak elde edilebilir. Başka bir deyişle:

$$\dot{E}_t = \int_{A_c} \rho V c_v T dA_c \quad (3.7)$$

olarak yazılır. Buradan ortalama sıcaklık

$$\dot{E}_t \equiv \dot{m} c_v T_m \quad (3.8)$$

olarak tanımlanırsa,

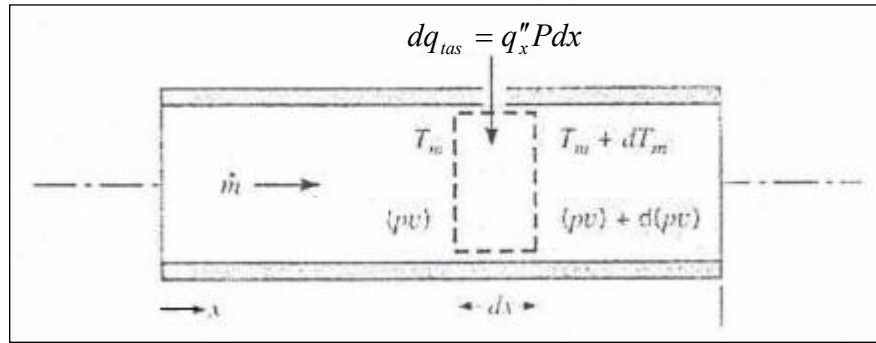
$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho V c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (3.9)$$

şeklinde elde edilir.  $T_m$  'nin kütleli debi ve özgül ısı ile çarpımının boruda akan akışkanın birim zamanda taşıdığı ısı enerjisi verildiği vurgulanmalıdır.

#### 4.7 Enerji Dengesi

Bu bölümün hazırlanmasında Incropera (2001)'dan yararlanılmıştır.

Boru içindeki akış belirli sınırlarla çevrili olduğundan, enerji dengesi ortalama sıcaklığın,  $T_m(x)$ , boru boyunca konumla nasıl değiştiğinin ve toplam taşınım ısı geçişinin,  $q_{tas}$ , giriş ve çıkıştaki sıcaklık farklarıyla nasıl ilişkili olduğunun belirlenmesi için kullanılabilir. Şekil 3.3'teki boru akışı ele alınsın. Akışın kütleli debisi,  $\dot{m}$  sabit olsun ve iç yüzeyde taşınım ısı geçişi gerçekleşsin. Eksenel yönde iletim, ayrıca akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilsin. Bu nedenle, akışkanın mil işi yapmıyorsa, önemli terimler *ısı enerjisi değişimleri* ve *akış işi* ile ilişkili olacaktır.



Şekil 3.3 Boruda iç akış için kontrol hacmi (Incropera, 2001).

Akış işi akışkanı kontrol yüzeylerinden geçirmek için yapılır ve akışkanın birim kütlesi için, akışkan basıncı  $p$  ve özgül hacminin  $v$  ( $v = 1/\rho$ ) çarpımı olarak tanımlanabilir. Şekil 3.4'teki diferansiyel kontrol hacmine, enerji korunumu uygulanır ve Denklem 3.8 'deki ortalama sıcaklık tanımı kullanılırsa,



$$dq_{tas} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[ \dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} \right] = 0$$

veya

$$dq_{tas} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (3.10)$$

elde edilir.

Akışkanın *mükemmel gaz* oluşu ( $pv = RT_m, c_p = c_v + R$ ) varsayılır ve  $c_p$  sabit alınırsa Denklem 3.10 sadeleşir:

$$dq_{tas} = \dot{m} c_p dT_m \quad (3.11)$$

Bu bağıntı *sıkıştırılmaz sıvılar* için de büyük doğrulukla kullanılabilir. Denklem 3.11'in özel bir biçimi borunun *tümündeki* koşullarla ilişkilidir.

$$q_{tas} = \dot{m} c_p (T_\zeta - T_g) \quad (3.12)$$

Burada  $q_{tas}$  boru için toplam ısı geçiştir. Bu basit toplam enerji dengesi üç önemli ısı değişkenle ( $q_{tas}, T_\zeta, T_g$ ) ilgilidir. *Boru akış koşulları veya sınır yüzeylerindeki ısı durum dikkate alınmaksızın uygulanan, genel bir ifadedir.*

#### 4.8 Basınç Düşüşü ve Sürtünme Faktörü

Bu bölümün hazırlanmasında Bejan (1984), Incropera (2001) ve Kays and Crawford (1980) kaynaklarından yararlanılmıştır.

L uzunluğuna ve  $A_c$  kesit alanına sahip boru için basınç düşüşü aşağıdaki formülden hesaplanabilir.

$$\Delta P = c_f \frac{pL}{A_c} \left( \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad (3.13)$$

Burada  $p$  kesit alanının çevresidir (ıslak çevre). Sonuçta  $A_c / p$  oranının kanalın kesit alanının bir karakteristik doğrusal boyutunu ifade ettiği anlaşılmıştır ve

$$r_h = \frac{A_c}{p}, \text{ hidrolik yarıçap} \quad (3.14a)$$

yada

$$D_h = 4r_h = 4 \frac{A_c}{p}, \text{ hidrolik çap} \quad (3.14b)$$

olarak isimlendirilmiştir.

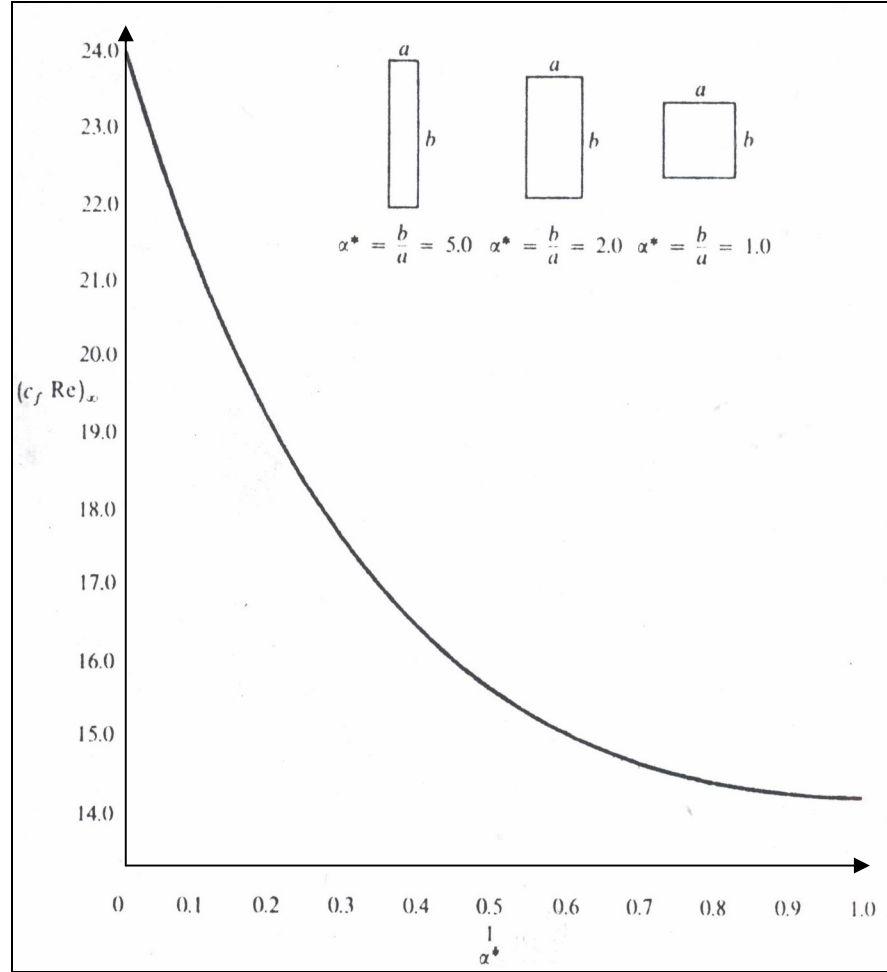
Birçok mühendislik uygulaması dairesel olmayan kanallarda taşınımın ısı geçişini içermektedir. Dairesel boru sonuçlarının çoğu karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap kullanılmasıyla dairesel olmayan kanallara uygulanabilir. Dikdörtgen kesitli kanallar için hidrolik çap aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$D_h = \frac{2WH}{W + H} \quad (3.15)$$

Basınç düşüşü formülü  $D_h$  kullanılarak,

$$\Delta P = c_f \frac{4L}{D_h} \left( \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad (3.16)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada  $c_f$  sürtünme katsayısı olarak bilinir. Akış parametresi  $c_f$  bilindiğinde  $\Delta P$ 'nin hesaplanması mümkündür. Dikdörtgen kesitli kanallar için  $c_f Re_D$  değerinin  $\alpha^*$  ( $\alpha^* = 1/\gamma$ ) ile değişimi, Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



**Şekil 3.4** Dikdörtgen kesitli kanallarda tam gelişmiş akış için sürtünme katsayıları (Kays and Crawford, 1980).

## **8. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE MODELLENMESİ**

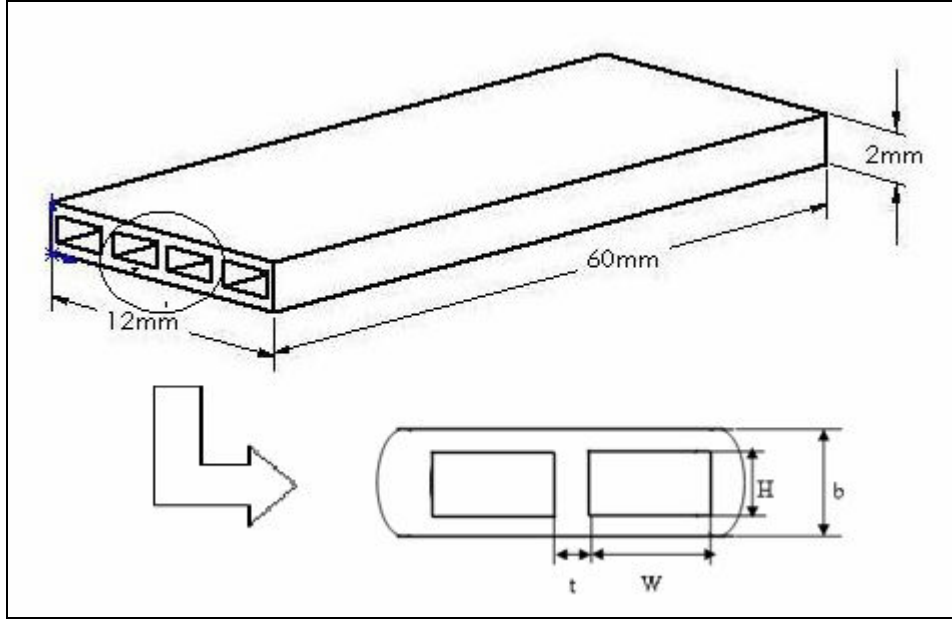
### **4.3 Problemin Tanımlanması**

Bir minikanal ısı değiştiricide, dikdörtgen kesitli kanalların en/boy oranındaki değişimin, farklı Reynolds sayılarıyla birlikte, soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı üzerine etkisi, çözümü aranan problemdir. Geometride, işletim şartlarında ve akışkanda yapılacak değişiklikler karşısında, gerçek fiziksel sistemin nasıl davranacağını tahmin edilebilmesi için, FLUENT CFD yazılımı kullanılarak sayısal bir benzetim gerçekleştirilecektir.

### **4.4 Geometrinin Belirlenmesi**

Bir minikanal ısı değiştirici, çok sayıda minikanal ünitesinden meydana gelmektedir. Tek fazlı sıvı akışının ısıl-hidrolik karakteristiklerinin çalışılması için tipik bir model tercih edilmiştir. Bu modelde minikanal ünitesi 2 mm yüksekliğinde, 12 mm genişliğinde ve 60 mm uzunluğunda olup, içerisinde çeşitli sayıda dikdörtgen kesitli kanallar yer almaktadır (Şekil 4.1).

En/boy oranının başka bir deyişle kanal sayısının ve kanallar arası mesafenin, soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığına etkilerinin araştırılmasına olanak sağlayacak şekilde, 20 farklı kanal yapılandırması türetilmiştir. Bu yirmi yapılandırmaya ait değerler Tablo 4.1'de yer almaktadır.



Şekil 4.1. Minikanal ünitesi için seçilen tipik model.

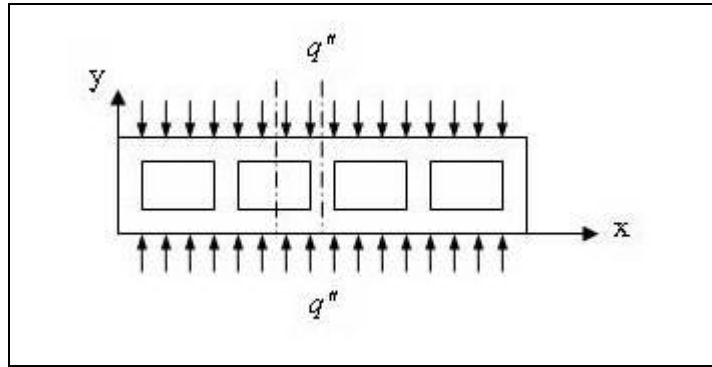
Tablo 4.1 Belirlenen kanal geometrilerine ait özellikler

Yapı No	H [mm]	W [mm]	t [mm]	$D_h$ [mm]	$\gamma$	Kanal Sayısı
1	1	2,4	0,6	1,411765	2,4	4
2	1	2,3	0,7	1,393939	2,3	4
3	1	2,2	0,8	1,375	2,2	4
4	1	2,1	0,9	1,354839	2,1	4
5	1	1,8	0,6	1,285714	1,8	5
6	1	1,7	0,7	1,259259	1,7	5
7	1	1,6	0,8	1,230769	1,6	5
8	1	1,5	0,9	1,2	1,5	5
9	1	1,4	0,6	1,166667	1,4	6
10	1	1,3	0,7	1,130435	1,3	6
11	1	1,2	0,8	1,090909	1,2	6
12	1	1,1	0,9	1,047619	1,1	6
13	1	1,1143	0,6	1,054054	1,1143	7
14	1	1,014	0,7	1,006951	1,014	7
15	1	0,914	0,8	0,955068	0,914	7
16	1	0,814	0,9	0,897464	0,814	7
17	1	0,9	0,6	0,947368	0,9	8
18	1	0,8	0,7	0,888889	0,8	8
19	1	0,7	0,8	0,823529	0,7	8
20	1	0,6	0,9	0,75	0,6	8

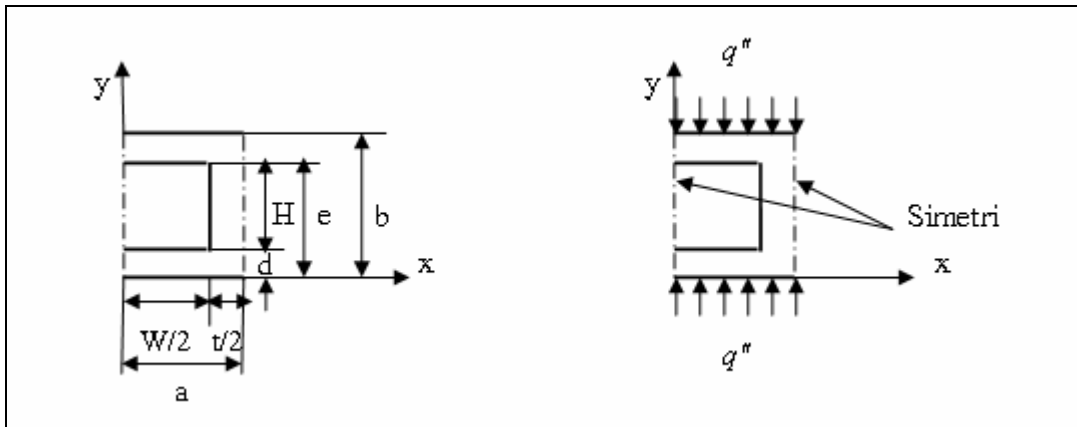
En/boy oranı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\gamma = \frac{W}{H} \quad (4.1)$$

Bu çalışmada, daha az bilgisayar zamanı ve kapasitesi gerektirmesi nedeniyle, modelin simetrisinden yararlanılarak, hesaplama alanı olarak yalnızca Şekil 4.2’de görülen kesikli çizgiler arasındaki alan ele alınmıştır. Ayrıca hesaplama alanının büyütülmüş görünümü Şekil 4.3’te yer almaktadır.



Şekil 4.2. Hesaplama alanının normal görünümü.



Şekil 4.3. Hesaplama alanının büyütülmüş görünümü.

#### 4.5 Matematik Modelin Oluşturulması

Matematik model, verilen bir sistemin performans ve davranışını matematiksel denklemler ile ifade eden modeldir. Matematiksel modelleme, verilen süreç yada sistemde baskın unsurları belirlediğinden, ısı sistemleri için tasarım ve en iyileme sürecinin özüdür. Isıl sistemin davranışını karakterize eden bütün denklemlerin toplanması matematik modeli oluşturur. Matematik modeller sayısal modeller ve benzetimler için temel oluştururlar; böylece sistemin davranış ve karakteristikleri, gerçekten bir prototip üretmeden araştırılabilir. Matematiksel modellemenin temel amacı, verilen bir bileşen, alt sistem, süreç yada sistemin davranış ve karakteristiklerini ifade eden matematiksel denklemleri elde etmektir (Jaluria, 1998). Bu çalışmada ele alınan ısı sistem için; kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden yararlanılacaktır. Bu denklemler genel denklemler olup; Bejan (1984), Bird vd. (1960), Genceli (2002) gibi kaynaklardan yararlanılarak yazılmıştır.

#### Süreklilik Denklemi

Kartezyen koordinatlarda, sürekli rejim halinde, sıkıştırılamaz akışkanlar için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılır :

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Burada  $v_x, v_y, v_z$  sırasıyla V hızının x, y ve z yönündeki bileşenlerini ifade etmektedir.

### Momentum Denklemleri

Sabit viskoziteli, sürekli rejimde, sıkıştırılmayan akışkanlar için kartezyen koordinat sistemindeki momentum denklemleri , aşağıda verildiği şekilde yazılır. Bu denklemler Navier – Stokes denklemleri, olarak da bilinir.

*x bileşeni*

$$\rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + \rho g_x$$

*y bileşeni*

$$\rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + \rho g_y$$

*z bileşeni*

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z$$

(4.3a, 4.3b, 4.3c)

Navier-Stokes denklemleri vektörel formda aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{V} + \rho \mathbf{G} \quad (4.4)$$

Burada,

$\mathbf{G}$  : birim hacim vektörü başına gövde kuvveti



$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \quad \text{ve} \quad \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

şeklindedir.

### Enerji Denklemi

Sıkıştırılmaz akışkanlar için enerji denklemi vektörel formda aşağıdaki şekildedir :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \mu \Phi \quad (4.5)$$

Akışkan iletkenliğinin (k) sabit olduğu, iç ısı üretiminin ( $q'''$ ) olmadığı, viskoz yayılımın ( $\mu \phi$ ) ihmal edilebilir olduğu durumda enerji denklemi:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir. Kartezyen koordinat sistemi için sürekli rejimde enerji denklemi Denklem 4.7'te görüldüğü gibidir.

$$\rho c_p \left( v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.7)$$

### 4.6 Sayısal Modelleme ve Benzetim

Isıl bir sistemin *sayısal modeli*, bir bilgisayar üzerinde sistemin ayrıklaştırılmış gösterimini ifade eder ve bu model sistemin davranış ve karakteristiklerini belirlemede kullanılabilir. Model, türetilen matematiksel denklemlere çözüm verecek olan sayısal

bir şema yada prosedürle birlikte uygulanan sınır ve başlangıç şartları, ilgili özellik verileri, bileşen karakteristikleri ve diğer gerekli girdilerden oluşur. Sayısal algoritma kadar algoritmanın bu gibi girdilerle bilgisayarda uygulanması sayısal modeli oluşturur. Model, geçerliliği onaylandıktan sonra tasarım değişkenlerinde ve işletim şartlarındaki değişikliklere maruz kalır. Sistemin davranışının, pahalı ve zaman alan bir uygulama olan prototip üretiminden ziyade, model yardımıyla çalışılması süreci *benzetim* olarak bilinmektedir. Elde edilen sonuçlar, birçok farklı tasarım olasılığının ve değişen işletim şartlarının ele alınmasına izin vermektedir.

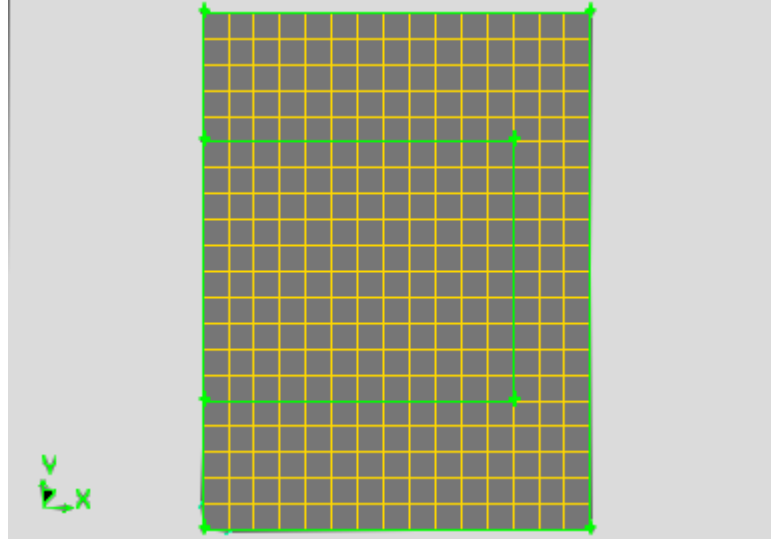
Mevcut bilgisayar yazılımlarının geniş kütüphaneleri nedeniyle verilen bir tasarım probleminin her yönü için sayısal bir şema geliştirilmesi gerekli değildir ve model geliştirme sürecinin basitleştirilmesi için kullanılabilirler. Bu programlar genellikle iyi test edilmiştir ve sayısal model geliştirilmesinde etkin olarak kullanılabilirler. FLUENT, FIDAP ve PHONEICS gibi genel amaçlı kodlar endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar (Jaluria, 1998).

Çözüm bölgesinin *her* noktasında sıcaklığın belirlenmesine olanak sağlayan analitik çözüme karşı, sayısal çözüm sıcaklığın sadece *ayrık* noktalarda belirlenmesini öngörür. Bundan dolayı herhangi bir sayısal çözümde ilk adım bu noktaları seçmektir. Bu işlem çözüm alanını alt bölgelere bölerek ve her birinin merkezine bir referans noktası verilerek yapılır, referans noktası genelde düğüm noktası olarak adlandırılır ve bu noktaların tümüne *ağ* yada *kafes* denir (Incropera, 2001). Bu çalışmada ele alınan problem için, geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri GAMBİT adlı program kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bütün kanal konfigürasyonları için ağ elemanı türü *hex*, ağ türü *submap* ve düğüm noktaları

aralığı 0,1 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te Yapı No1 için GAMBIT'te hazırlanmış geometri ve ağ yer almaktadır.



Şekil 4.4. Yapı No1 için GAMBIT'te hazırlanan kanal geometrisi ve ağ yapısı.



Şekil 4.5. Ağ yapısının yakından görünümü.

#### 4.6.1 Sınır Şartları

Önceki bölümde sistemin davranış ve karakteristiklerinin ifade edilmesi için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinden yararlanılacağı belirtilmişti. Bu denklemlerin çözümlerinin belirli bir sisteme ait olabilmesi için, sistemi tarif eden şartlar tanımlanmalı ve denklemlerin bu şartlar altında çözümü aranmalıdır. Ele alınan sistemde hem akış hem de ısı geçişi söz konusudur, bu nedenle yüzeylerde bu sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Ele alınan sistem için,

Hidrodinamik sınır şartları:

$$0 < x < a, d < y < e, z = 0 \text{ için } v_x = 0, v_y = 0$$

$$0 < x < a, y = d, 0 < z < L \text{ için } v_x = 0, v_y = 0, v_z = 0$$

$$0 < x < a, y = e, 0 < z < L \text{ için } v_x = 0, v_y = 0, v_z = 0$$

$$x = a, d < y < e, 0 < z < L \text{ için } v_x = 0, v_y = 0, v_z = 0$$

$$x = 0, 0 < y < b, 0 < z < L \text{ için } \frac{\partial V}{\partial y} = 0$$

$$x = a, 0 < y < b, 0 < z < L \text{ için } \frac{\partial V}{\partial y} = 0$$

Isıl sınır şartları:

$$0 < x < a, y = 0, 0 < z < L \text{ için } -k \frac{\partial T}{\partial y} = q''$$

$$0 < x < a, y = b, 0 < z < L \text{ için } -k \frac{\partial T}{\partial y} = q''$$

$$0 < x < a, y = d, 0 < z < L \text{ için } -k \frac{\partial T}{\partial y} = h[T(x, d, z) - T_m]$$

$$0 < x < a, y = e, 0 < z < L \text{ için } -k \frac{\partial T}{\partial y} = h[T(x, e, z) - T_m]$$

$$x = W/2, d < y < e, 0 < z < L \text{ için } -k \frac{\partial T}{\partial y} = h[T(W/2, y, z) - T_m]$$

$$x = 0, 0 < y < b, 0 < z < L \text{ için } \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

$$x = a, 0 < y < b, 0 < z < L \text{ için } \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

şeklinde yazılır.

#### 4.4.2 Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri

Çalışmada kanal malzemesi olarak alüminyum, soğutucu akışkan olarak da su tercih edilmiştir. Bu malzemelere ilişkin özellikler Tablo 4.2’de yer almaktadır (EK-B).

**Tablo 4.2** Kullanılan malzemelerin ısı – fiziksel özellikleri (FLUENT; Genceli, 2005 )

	Alüminyum (Al)	Su (H <sub>2</sub> O)
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	2719	998,4
Isıl iletkenlik (W/mK)	202,4	0,6028
Özgül Isı (J/kgK)	871	4182,2
Viskozite (kgm/sn)	-	1,10074 × 10 <sup>-3</sup>

## 5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

### 5.1 Sonuçların Doğrulanması

Bu bölümde benzetim ile elde edilen sonuçlar, teorik olarak elde edilmesi gereken sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Sabit ısı akısı sınır şartı uygulanması halinde sisteme giren ısı,

$$q_{tas} = q_s''(P \cdot L) \quad (5.1)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada;  $P$  yüzey çevre uzunluğu,  $L$  kanal uzunluğu ve  $q_s''$  yüzeye uygulanan sabit ısı akısı değeridir. Denklem 3.6'nın, Denklem 3.12'de yerine konulmasıyla elde edilen, toplam taşınım ile ısı geçişi değeri sisteme giren ısı değerine eşitlenirse, soğutucu akışkan için teorik olarak elde edilmesi gerekli çıkış sıcaklığı,  $T_{ref}$  bulunmuş olur.

Hata,

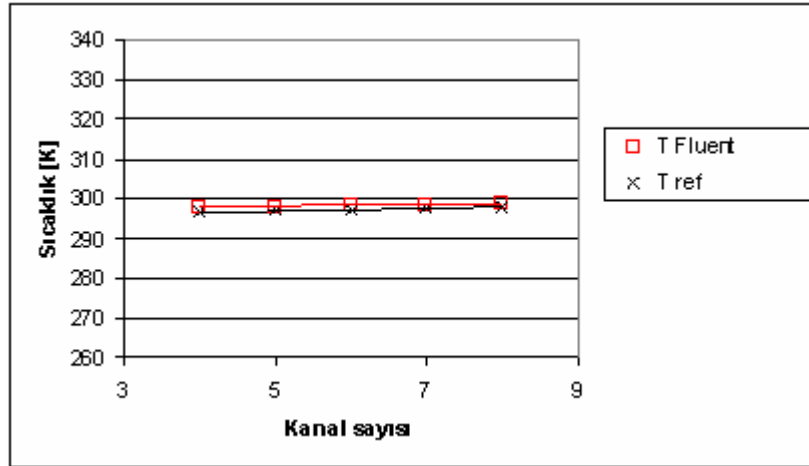
$$\frac{T_{FLUENT} - T_{ref}}{T_{ref}} \quad (5.2)$$

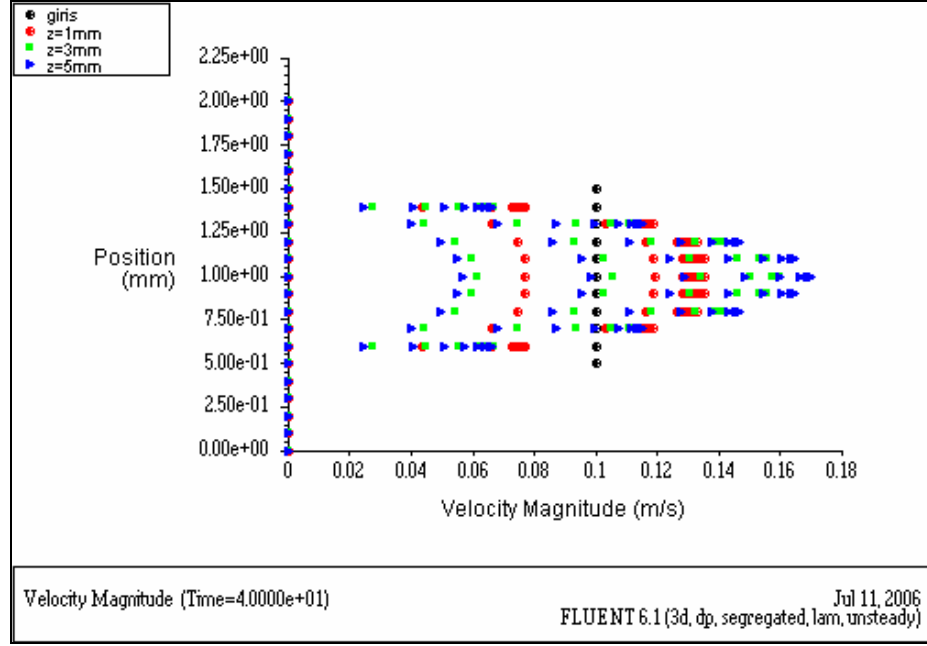
şeklinde tanımlanmıştır. Tablo 5.1'de, yüzde hata değerleri yer almaktadır. Hata değeri % 0,42'yi geçmemektedir. En yüksek hata değeri 4 ve 7 nolu yapılarda en düşük hızda görülmektedir.

Benzetim sonuçları ile referans değerleri arasındaki ilişkinin görülmesi için Şekil 5.1'de  $V= 0,3$  m/s ve  $t= 0,6$  mm için  $T_{ref}$  ve  $T_{FLUENT}$  sıcaklıklarının kanal sayısı ile değişimi verilmiştir.

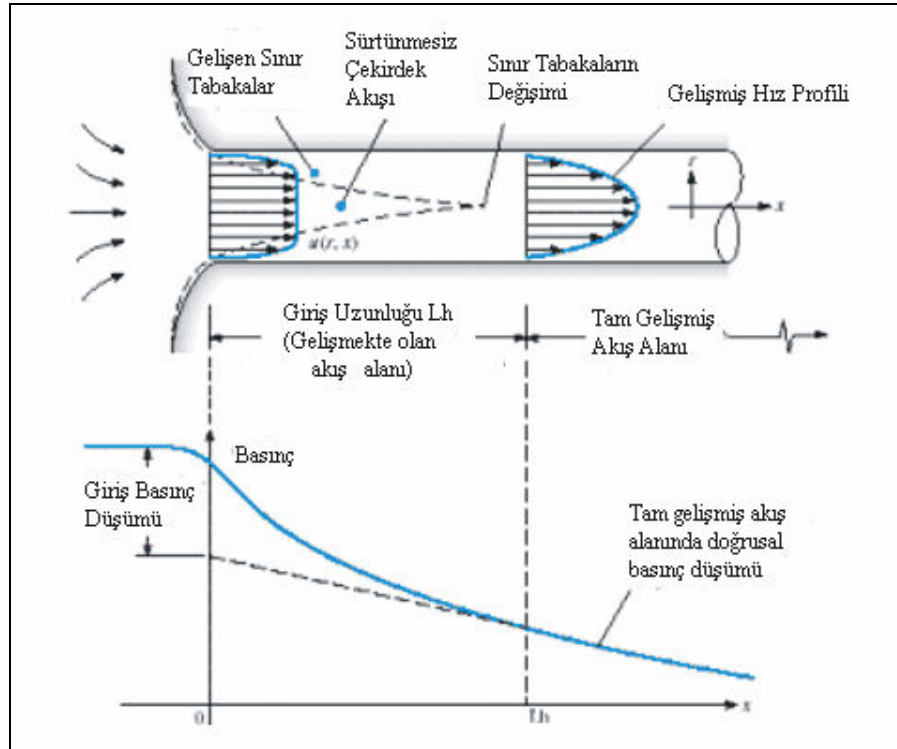
**Tablo 5.1** Çıkış sıcaklığı için yüzde hata değerleri

Yapı No	Hız [m/s]				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
1	0,38	0,33	0,29	0,26	0,24
2	0,39	0,35	0,30	0,27	0,25
3	0,41	0,36	0,32	0,28	0,26
4	<b>0,42</b>	0,38	0,33	0,29	0,27
5	0,39	0,34	0,30	0,27	0,25
6	0,41	0,36	0,32	0,28	0,26
7	<b>0,42</b>	0,38	0,33	0,30	0,27
8	0,22	0,39	0,35	0,31	0,28
9	0,38	0,34	0,30	0,27	0,25
10	0,40	0,36	0,32	0,29	0,26
11	0,41	0,37	0,33	0,30	0,27
12	0,41	0,38	0,34	0,31	0,29
13	0,35	0,33	0,29	0,27	0,24
14	0,36	0,34	0,30	0,27	0,24
15	0,35	0,34	0,31	0,28	0,26
16	0,34	0,34	0,31	0,29	0,27
17	0,31	0,30	0,27	0,25	0,23
18	0,31	0,29	0,27	0,25	0,24
19	0,29	0,29	0,27	0,25	0,23
20	0,21	0,27	0,26	0,24	0,23

**Şekil 5.1** Benzetim sonuçları ile referans değerlerin karşılaştırılması.

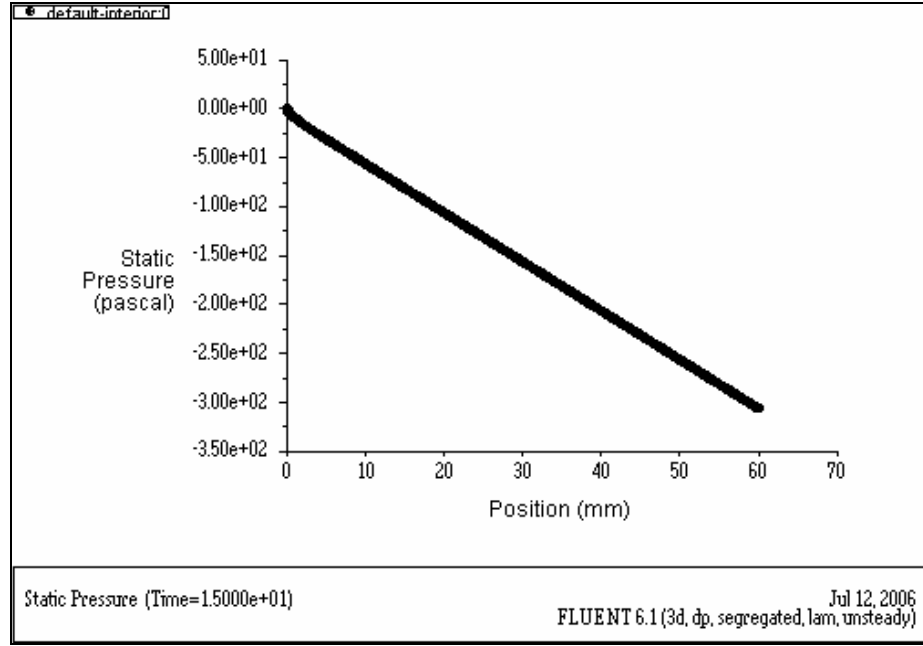


Şekil 5.2 Kanal içinde hız profiline gelişimi.



Şekil 3.1 (Tekrar) Bir kanal akışının girişinde gelişen hız profilleri ve basınç değişimleri (White, 2001).





**Şekil 5.3** Kanal boyunca basıncın değişimi.

Şekil 5.2’de, kanal girişinden 1, 3 ve 5 mm uzaklıktaki kesitlerde hız profili gösterilmektedir. Buradaki gelişim, Şekil 3.1 ile verilen, bir kanal akışının girişinde gelişen hız profilleri ve Li (2004)’te yer alan hız alanı (EK-C) ile benzerlik göstermektedir. Şekil 5.3’te ise kanal boyunca basınç değişimi yer almaktadır, buradaki basınç değişimi de yine Şekil 3.1’de verilen ile uyusmaktadır. Buradan, geleneksel Navier-Stokes denklemlerini temel alan sayısal benzetimin, bu çalışmada dikkate alınan minikanallarda, akış ve ısı geçişi davranışını tahmin etmede kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. EK-A’da benzetimden elde edilen hız, sıcaklık ve basınç konturlarına örnek verilmiştir.

## 5.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, minikanal ısı değiştiricide kanal boyutlarının ve işletim şartlarının ısı-hidrolik performansa etkisinin anlaşılması amacıyla, sayısal benzetimden elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler yer almaktadır. Benzetimde, yapılandırmada ve

işletim şartlarında değişiklikler yapıldığından bunların etkileri iki ayrı başlık altında incelenecektir.

### 5.2.1 Farklı Yapılandırmaların Etkileri

Çalışmada,  $2 \times 12 \times 60 \text{ mm}$  ebatlarındaki bir hacimde, yüksekliği 1mm olan dikdörtgen kesitli kanalların genişliğinin ve kanallar arası mesafenin, dolayısıyla hidrolik çapın, kanal sayısının ve en/boy oranının değiştirilmesiyle farklı yapılandırmalar oluşturulmuştur. Bu bölümde; kanal sayısı, en/boy oranı ve hidrolik çapın sıcaklık ve basıncı nasıl etkilediği değerlendirilmektedir. Tablo 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 ve 5.6'da sırasıyla  $V = 0,1 - 0,2 - 0,3 - 0,4$  ve  $0,5 \text{ m/s}$  için elde edilen sonuçlar yer almaktadır. Hızlardaki değişimin etkisi bir sonraki bölümde inceleneceğinden, buradaki sonuçlar yalnızca tek bir hız için verilmiştir.

**Tablo 5.2**  $V=0,1 \text{ m/s}$  için elde edilen sonuçlar

Yapı No	Re	Tfluent [K]	Pg [Pa]	Pç [Pa]	DP [Pa]
1	139,9155	297,7221	-0,51917	-103,0025	102,48333
2	138,1489	297,9057	-0,53488	-104,9721	104,43722
3	136,2719	298,1386	-0,50458	-106,3075	105,80292
4	134,2738	298,3611	-0,47199	-108,7188	108,24681
5	127,4231	297,988	-0,47204	-116,0464	115,57436
6	124,8012	298,2671	-0,427	-119,1896	118,7626
7	121,9777	298,5651	-0,45364	-123,0774	122,62376
8	118,9282	298,2455	-0,39934	-127,7992	127,39986
9	115,6247	298,2455	-0,43345	-133,2365	132,80305
10	112,0338	298,597	-0,36667	-140,2917	139,92503
11	108,1166	298,9997	-0,41129	-148,6925	148,28121
12	103,8262	299,4446	-0,32731	-159,6052	159,27789
13	104,464	298,4771	-0,33994	-158,0614	157,72146
14	99,79577	298,9188	-0,40104	-170,9432	170,54216
15	94,65377	299,437	-0,29446	-189,3805	189,08604
16	88,94484	300,0641	-0,37829	-212,5223	212,14401
17	93,89069	298,7203	-0,27774	-192,5627	192,20816
18	88,09497	299,3215	-0,35968	-216,9191	216,45551
19	81,6174	300,0301	-0,49821	-249,4526	248,86099
20	74,33013	300,8029	-0,329	-306,212	305,7468

**Tablo 5.3** V=0,2 m/s için elde edilen sonuçlar

Yapı No	Re	Tfluent [K]	Pg [Pa]	Pç [Pa]	DP [Pa]
1	279,83	295,7757	-0,94	-217,7679	216,8253
2	276,30	295,8919	-1,00	-221,0261	220,0248
3	272,54	296,0225	-0,92	-224,5929	223,6691
4	268,55	296,1607	-0,84	-228,7773	227,9373
5	254,85	295,9230	-0,88	-245,4245	244,5404
6	249,60	296,0894	-0,77	-251,5548	250,7834
7	243,96	296,2645	-0,86	-259,1604	258,2975
8	237,86	296,4542	-0,73	-269,3040	268,5746
9	231,25	296,0661	-0,84	-279,7645	278,9241
10	224,07	296,2658	-0,68	-293,9298	293,2507
11	216,23	296,4847	-0,82	-310,8591	310,0432
12	207,65	296,7381	-0,62	-332,9075	332,2910
13	208,93	296,1788	-0,65	-329,2846	328,6375
14	199,59	296,4189	-0,08	-355,0617	354,9796
15	189,31	296,6966	-0,57	-391,8345	391,2621
16	177,89	297,0217	-0,80	-437,6817	436,8825
17	187,78	296,2754	-0,53	-398,1237	397,5904
18	176,19	296,5660	-0,76	-448,6236	447,8661
19	163,23	296,9264	-1,09	-510,9661	509,8804
20	148,66	297,3801	-0,72	-623,5978	622,8781

**Tablo 5.4** V=0,3 m/s için elde edilen sonuçlar

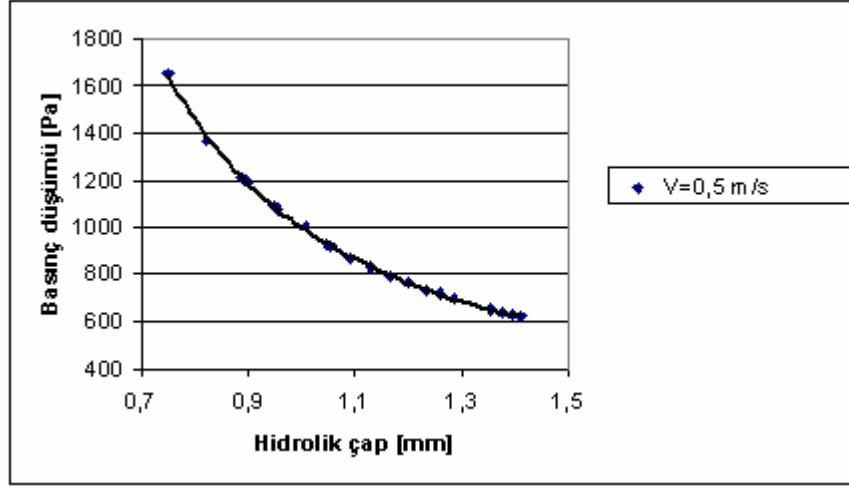
Yapı No	Re	Tfluent [K]	Pg [Pa]	Pç [Pa]	DP [Pa]
1	419,7466	295,0578	-1,2991	-342,901	341,602
2	414,4468	295,1381	-1,41419	-348,634	347,2196
3	408,8157	295,2374	-1,28311	-353,911	352,6276
4	402,8214	295,329	-1,14041	-362,018	360,8776
5	382,2693	295,1554	-1,25209	-386,937	385,685
6	374,4036	295,2861	-1,06493	-395,528	394,4627
7	365,933	295,4171	-1,23539	-406,942	405,7064
8	356,7846	295,5566	-1,01681	-422,242	421,2248
9	346,874	295,2644	-1,21768	-438,899	437,6812
10	336,1015	295,4092	-0,95748	-460,718	459,7602
11	324,3497	295,5733	-1,1976	-484,826	483,6283
12	311,4787	295,7515	-0,88006	-519,496	518,6159
13	313,3919	295,3397	-0,92893	-514,064	513,1351
14	299,3873	295,5112	-1,22322	-552,881	551,6581
15	283,9613	295,7119	-0,83383	-607,811	606,9776
16	266,8345	295,9401	-1,20702	-675,789	674,5815
17	281,6721	295,3973	-0,7722	-619,06	616,1884
18	264,2849	295,593	-1,14281	-694,62	692,5973
19	244,8522	295,8463	-1,66061	-786,654	781,9501
20	222,9904	296,1498	-1,10668	-956,61	951,7018

**Tablo 5.5**  $V=0,4$  m/s için elde edilen sonuçlar

Yapı No	Re	Tfluent [K]	Pg [Pa]	Pç [Pa]	DP [Pa]
1	559,66	294,6685	-1,64	-478,2102	476,5736
2	552,60	294,7296	-1,81	-486,5583	484,7459
3	545,09	294,8046	-1,63	-494,9899	493,3630
4	537,10	294,8872	-1,42	-504,2475	502,8239
5	509,69	294,7434	-1,61	-538,9022	537,2918
6	499,20	294,8362	-1,35	-554,3586	553,0094
7	487,91	294,9539	-1,60	-567,1774	565,5764
8	475,71	295,0668	-1,30	-587,9905	586,6922
9	462,50	294,8295	-1,59	-610,5729	608,9835
10	448,14	294,9491	-1,23	-639,3661	638,1336
11	432,47	295,0778	-1,57	-672,5881	671,0136
12	415,30	295,2180	-1,14	-720,3545	719,2122
13	417,86	294,8964	-1,21	-710,8636	709,6546
14	399,18	295,0150	-1,62	-768,6091	766,9891
15	378,62	295,1823	-1,09	-837,9861	836,8922
16	355,78	295,3646	-1,61	-926,1610	924,5526
17	375,56	294,9318	-1,0103	-851,4485	850,4382
18	352,38	295,0880	-1,52	-948,8523	947,3300
19	326,47	295,2788	-2,22	-1075,7420	1073,5174
20	297,32	295,5135	-1,49	-1299,9560	1298,4692

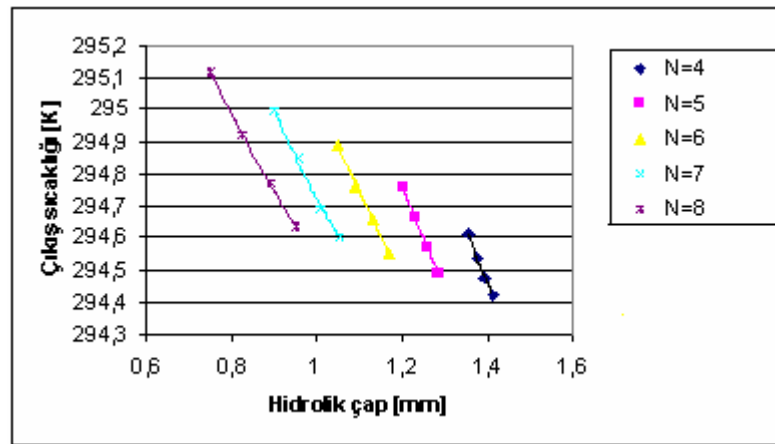
**Tablo 5.6**  $V=0,5$  m/s için elde edilen sonuçlar

Yapı No	Re	Tfluent [K]	Pg [Pa]	Pç [Pa]	DP [Pa]
1	699,5777	294,4225	-1,97606	-623,225	621,2488
2	690,7447	294,4758	-2,21223	-632,705	630,4929
3	681,3595	294,5378	-1,97377	-643,822	641,8483
4	671,3689	294,6122	-1,71091	-655,055	653,344
5	637,1154	294,4888	-1,97237	-698,752	696,7796
6	624,0061	294,5686	-1,639	-718,272	716,6329
7	609,8883	294,6607	-1,97033	-738,022	736,0518
8	594,6411	294,7569	-1,58592	-764,344	762,7584
9	578,1233	294,5524	-1,96335	-793,449	791,4859
10	560,1691	294,6548	-1,51254	-829,846	828,3333
11	540,5828	294,7637	-1,95161	-871,555	869,6036
12	519,1311	294,8874	-1,40803	-928,604	927,1959
13	522,3199	294,6041	-1,49202	-919,691	918,1987
14	498,9788	294,6876	-2,01456	-1006,88	1004,866
15	473,2688	294,8476	-1,35504	-1079,74	1078,388
16	444,7242	294,9989	-2,00507	-1190,78	1188,773
17	469,4535	294,636	-1,24996	-1095,2	1093,792
18	440,4749	294,7715	-1,89751	-1212,65	1210,229
19	408,087	294,9195	-2,7807	-1376	1368,362
20	371,6507	295,1153	-1,86061	-1655,57	1651,022



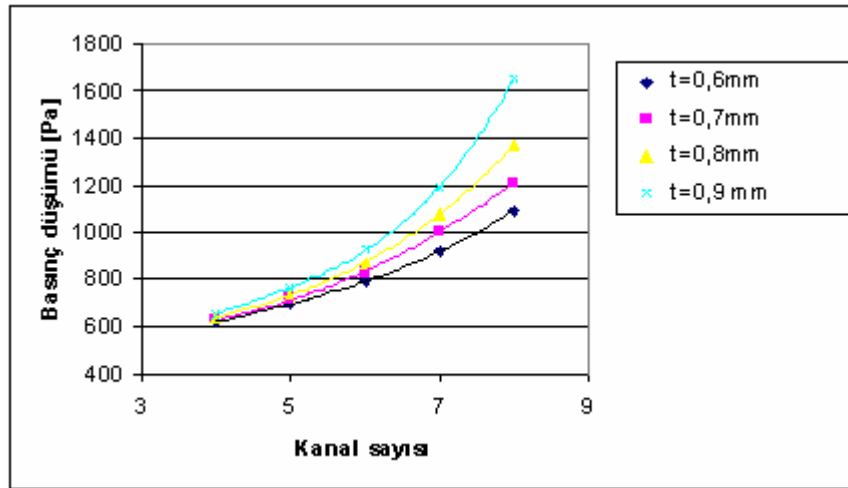
Şekil 5.4 Basınç düşüşünün hidrolik çapla değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Şekilde hidrolik çap azaldıkça, basınç düşüşünün hızla arttığı görülmektedir, bu artış beklenen bir sonuçtur. Hidrolik çapın azalması, akışkanın temas ettiği ıslak çevrenin artması anlamına gelmektedir, bu da sürtünmeyi ve dolayısıyla basınç düşüşünü artırmaktadır.



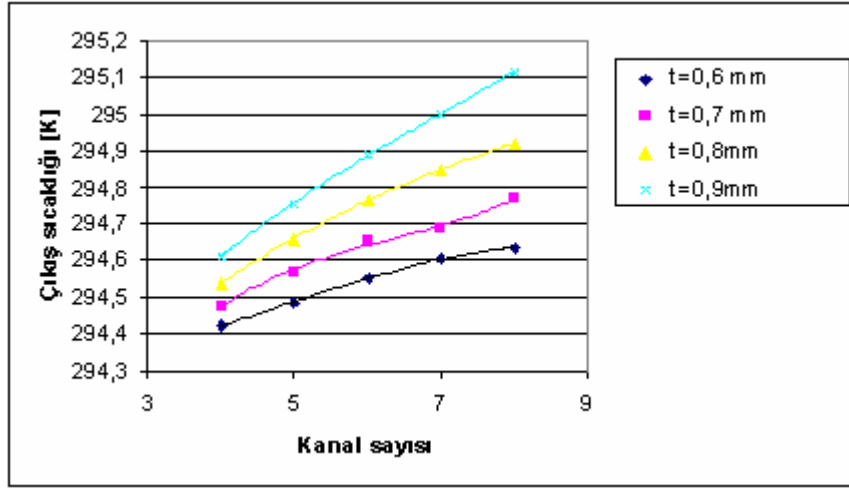
Şekil 5.5 Çıkış sıcaklığının hidrolik çapla değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Şekil 5.5'te çıkış sıcaklığının hidrolik çapla değişimi yer almaktadır. Yapılandırmada, kanallar arası mesafe ve kanal genişliği değişirken, aynı kanal sayısı korunmuştur. Çıkış sıcaklığının hidrolik çapla değişimi değerlendirilirken, her bir kanal sayısının kendi içinde ele alınması daha uygun olacağından, Şekil 5.5 buna uygun olarak çizilmiştir. Aynı kanal sayısı için, hidrolik çapın azalmasıyla toplam ısı geçiş yüzeyi azalma göstermektedir. Bu azalma, akışkanın kanalı daha yüksek sıcaklıkta terketmesini sağlamaktadır. Şekilde de görüldüğü gibi, küçük hidrolik çaplarda, aynı kanal sayısında, hidrolik çaptaki değişim çıkış sıcaklığını daha çok etkilemektedir.



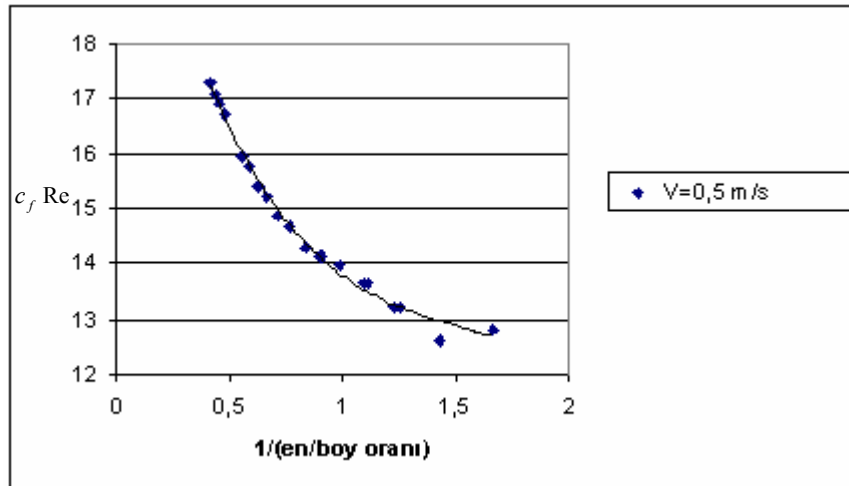
Şekil 5.6 Basınç düşüşünün kanal sayısı ile değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Basınç düşüşünün kanal sayısı ile değişimi yukarıdaki şekilde gösterilmektedir. Kanal sayısının artması ile, yüzey alanının artması basınç düşüşünün de artmasına yol açmaktadır. Şekil 5.6'da aynı kanal sayısında, kanallar arası mesafenin farklı olduğu durumlar için, basınç düşüşünün değişimi de yer almaktadır. Buradan kanallar arası mesafe azaldıkça basınç düşüşünün de azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.7 Çıkış sıcaklığının kanal sayısı ile değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

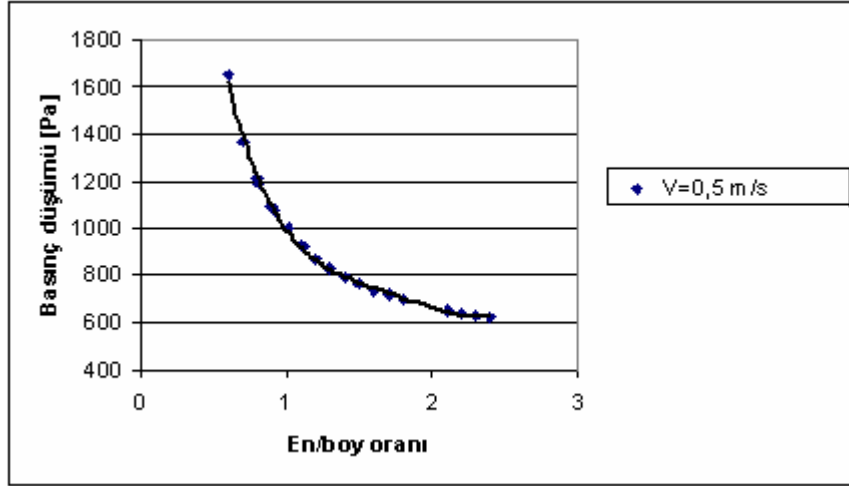
Şekil 5.7'de minikanalların sayısı ile çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki yer almaktadır. Soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı, kanal sayısı ve kanallar arası mesafe ile orantılı olarak artmaktadır.



Şekil 5.8  $c_f Re$  değerinin  $1/(en/boy oranı)$  ile değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Dikdörtgen kesitli kanallar için bazı sayısal  $c_f Re$  değerleri, Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Şekil 5.8'de verilen,  $c_f Re$  değerinin  $1/(en/boy oranı)$  ile değişimi de Şekil 3.4 ile verilene benzerlik göstermektedir. Gao (2002), çalışmasında hidrolik çapı

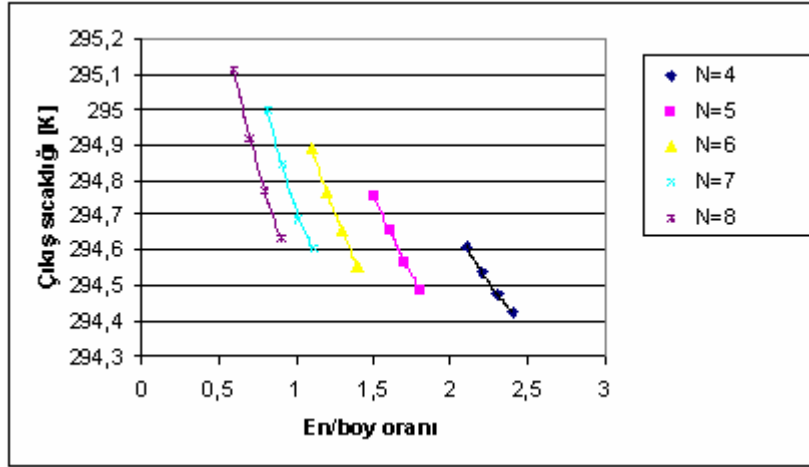
199,2-1923  $\mu m$ ; Harms (1999), 404-1923  $\mu m$  aralığındaki dikdörtgen kesitli kanalları ele almış ve test akışkanı olarak su kullanmıştır. Bu iki çalışmada elde edilen deneysel veriler,  $c_f$  Re değerinin geleneksel teori ile uyumlu olduğunu göstermiştir.



Şekil 5.9 Basınç düşüşünün en/boy oranı ile değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Şekil 5.9'da basınç düşüşünün en/boy oranı  $\gamma$  ile değişimi verilmektedir. En/boy oranı azalırken, basınç düşüşü artış göstermektedir. En/boy oranının azalması, hidrolik çapın ve kesit alanının azalması anlamına gelmektedir. Basınç düşüşü ve hidrolik çap ters orantılı olduğundan (Denklem 3.16), bu artış beklenen bir sonuçtur.



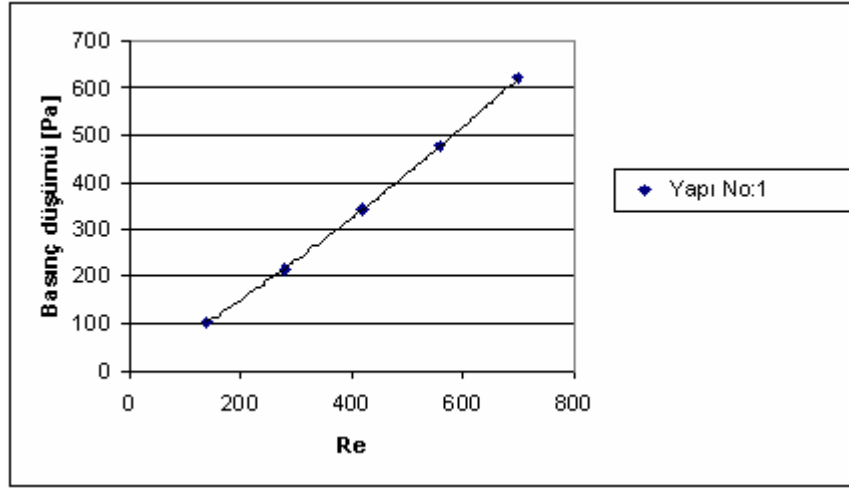


Şekil 5.10 Çıkış sıcaklığının en/boy oranı ile değişimi,  $V=0,5$  m/s için.

Her kanal sayısı kendi içinde değerlendirildiğinde, çıkış sıcaklığı Şekil 5.10'da görüldüğü gibi en/boy oranı küçüldükçe artmaktadır. Bunun sebebi, kanal sayısı korunurken en/boy oranının küçülmesi nedeniyle, ısı geçiş yüzeyinin azalmasıdır. Isı geçiş yüzeyi azaldıkça, daha büyük sıcaklık basamakları oluşmaktadır.

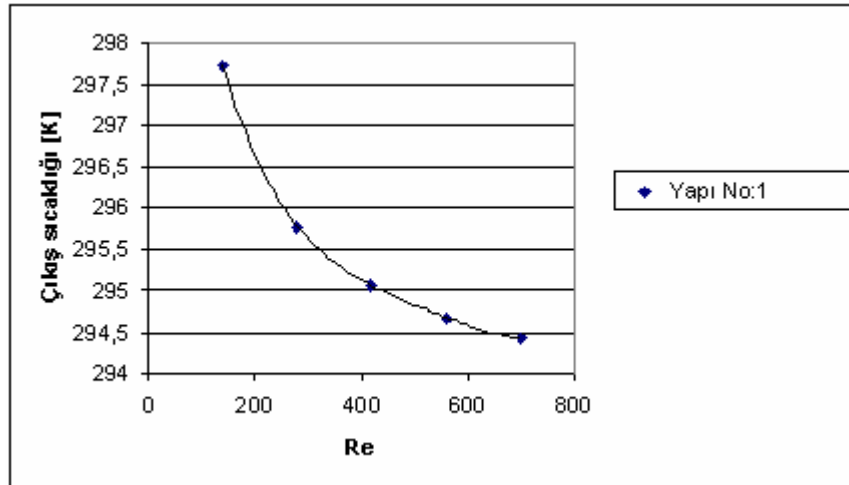
### 5.2.2 Farklı İşletim Şartlarının Etkileri

Bir önceki bölümde, işletim şartları sabit tutularak farklı yapılandırmaların sıcaklık ve basıncı nasıl etkilediği incelenmişti. Bu bölümde ise farklı işletim şartlarının etkilerinin incelenebilmesi için, yapılandırma sabit tutulacaktır. Sonuçlar Yapı No:1 için verilmiştir.



Şekil 5.11 Yapı No:1 için basınç düşüşünün Re sayısı ile değişimi.

Şekil 5.11’de Yapı No:1 için basınç düşüşünün Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Burada yapılandırma sabit tutulduğundan hidrolik çap değişmemektedir ve Re sayısı yalnızca hızın değişiminden etkilenmektedir. Şekilde hız arttıkça basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. Bu artış, denklem 3.16 ile ifade edilen geleneksel teoriye uygundur.



Şekil 5.12 Yapı No:1 için çıkış sıcaklığının Re sayısı ile değişimi.

Yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı uygulanarak ısıtılan bir kanal içinden akışta, akışkan kanal içinde ne kadar çok kalırsa, o kadar çok ısınacaktır. Bu sebeple düşük hızlarda akışkanın çıkış sıcaklığı daha yüksek olmaktadır.

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, ele alınan minikanal ısı değiştiricinin ısıl-hidrolik performansını arttırmak için en uygun geometrinin belirlenmesi amacıyla, farklı Reynolds sayılarıyla birlikte en/boy oranının, hidrolik çapın ve kanal sayısının basınç düşüşü ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı üzerine etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir :

Kanal sayısının artması; basınç düşüşünün artmasına ve yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı uygulanması halinde, çıkış sıcaklığının artmasına yol açmaktadır. Çalışılan akışkanın ve ortam şartlarının kısıtları göz önünde bulundurularak, izin verilen basınç düşüşü aşılmayacak şekilde tercih yapılmalıdır. Minikanal ısı değiştiricilerde, kanal sayısı ile artmasına rağmen basınç düşüşü, geleneksel ısı değiştiricilerinde görülen basınç düşüşlerinden daha düşük mertebede olmaktadır. Bu da daha düşük pompa gücü gereksinimi anlamına gelmektedir.

Kanallar arası mesafe azaldıkça sıcaklık ve basınç basamaklarının azaldığı görülmüştür, buradan kanallar arası mesafenin en düşük olduğu durumun ısıl-hidrolik performans açısından en iyi seçenek olduğu anlaşılmaktadır.

En/boy oranı azalırken, kesit alanı da azaldığından, basınç düşüşü artış göstermektedir. Her kanal sayısı kendi içinde değerlendirildiğinde, sabit ısı akısı sınır şartı altında, çıkış sıcaklığı en/boy oranı küçüldükçe artmaktadır. Bunun sebebi, kanal sayısı korunurken en/boy oranının küçülmesi nedeniyle, ısı geçiş yüzeyinin azalmasıdır. Isı geçiş yüzeyi azaldıkça, daha büyük sıcaklık basamakları oluşmaktadır ki bu istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle en/boy oranı küçülürken, kanal sayısının da artırıldığı durum ısıl açıdan daha iyi sonuç vermektedir.

Hız arttıkça basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. Bu artış, geleneksel teoriye uygundur. Sabit ısı akısı sınır şartı uygulanarak ısıtılan bir kanal içinden akışta, akışkan kanal içinde ne kadar az kalırsa, kanalı o kadar düşük sıcaklıkta terk edecektir. Bu sebeple yüksek hızlarda akışkanın çıkış sıcaklığı daha düşük olmaktadır. Minikanal ısı değiştiricilerin sağladığı yüksek yüzey alanı/hacim oranına, yüksek hız etkisinin de eklenmesi ile ısıl açıdan çok verimli sistemler oluşturulabilmektedir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Agostini, B., Watel, B., Bontemps, A., Thonon, B., 2004, Liquid flow friction factor and heat transfer coefficient in small channels: an experimental investigation, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, 97-103
- Al-Bakhit, H., and Fakheri, A., 2006, Numerical simulation of heat transfer in simultaneously developing flows in parallel rectangular ducts, *Applied Thermal Engineering* 26, 596–603
- Bau, H. H., 1998, Optimization of conduits' shape in micro heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41, 2717-2723
- Bird, R. B., Stewart, W. E., Lightfoot, E. N., 1960, *Transport Phenomena*, John Wiley&Sons
- Celata, G. P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S.J., Zummo, G., 2006, Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (in press)
- Gao, P., Person, S. L., Favre-Marinet, M., 2002, Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 41, 1017-1027
- Genceli, O. F., İstanbul, 2002, *Çözümlü Isı Taşıma Problemleri*, Birsen Yayınevi
- Harms, T. M., Kazmierczak, M. J., Gerner, F. M., 1999, Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 20, 149-157
- Harris, C., Despa, M., and Kelly, K., 2000, Design and Fabrication of a Cross Flow Micro Heat Exchanger, *Journal of microelectromechanical systems*, vol. 9, no. 4

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Yarin, L.P., 2005a, Fluid flow in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1982–1998
- Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Yarin, L. P., 2005b, Heat transfer in micro-channels: Comparison of experiments with theory and numerical results, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 5580–5601
- Jaluria, Y., 1998, *Design and Optimization of Thermal Systems*, McGraw-Hill Companies, Inc.
- Kandlikar, S. G., and Grande, W. J., 2003, Evaluation of microchannel flow passages- Thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering*, 24(1):3-17
- Kays, W. M., Crawford, M. E., 1980, *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., McGraw-Hill, Inc.
- Koo, J., and Kleinstreuer, C., 2004, Viscous dissipation effects in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, 3159-3169
- Lee, Poh-Seng, Garimella, S. V., Liu, D., 2005, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1688–1704
- Lee, Poh-Seng, and Garimella, Suresh V., Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (in press)

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Li, J., Peterson, G. P., Cheng, P., 2004, Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47, 4215-4231
- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., Shah, R. K., 1999, "Heat exchangers at micro- and meso- scales," in *Compact heat exchangers and enhancement technology for the process industries*, ed. R. K. Shah, pp.55-74, Begell House, New York
- Morini, G. L., 1999, Analytical determination of the temperature distribution and nusselt numbers in rectangular ducts with constant axial heat flux, *International journal of heat and mass transfer* 43 (2000) 741-755
- Morini, G. L., 2004, Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43, 631-651
- Peng, X. F., and Peterson, G. P., 1996, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, *Int. J. Heat Mass Transfer* 39 (12), 2599-2608
- Peng, X. F., and Wang, B. X., 1994, Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 37(Suppl. 1), 73-82
- Peng, X. F., and Wang, B. X., Peterson, G. P., and Ma, H. B., 1995, Experimental investigation of heat transfer in flat plates with rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 38 (1), 127-137
- Qu, W., and Mudawar, I., Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 2549–2565



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Robbe, M., and Sciubba, E., 2005, A CFD aided design procedure for compact heat exchangers, 2005, Proceedings of International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'05 Trondheim, Norway June 20-22, p 1415-1425
- Shah, R. K., Fully Developed Laminar Flow Forced Convection in Channels, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Edited by Kakaç, S., and Shah, R. K., and Bergles, A. E., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1983
- Steinke, M. E., Kandlikar, S. G., Single-Phase Liquid Friction Factors In Microchannels, International Journal Of Thermal Sciences, (In Press)
- Toh, K. C., Chen, X. Y., Chai, J. C., 2002, Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels, Int. J. Heat Mass Transfer 45, 5133-5141
- Tonomura, O., Tanaka, S., Noda, M., Kano, M., Hasebe, S., Hashimoto, I., 2004, CFD-based optimal design of manifold in plate-fin microdevices, Chemical Engineering Journal 101, 397-402
- Tso, C. P., and Mahulikar, S. P., 2004, The use of the Brinkman number for single phase forced convective heat transfer in microchannels, Emerging Technologies&Practices: 2004, ACEEE
- Tso, C. P., and Mahulikar, S. P., 2000, Experimental verification of the role of Brinkman number in microchannels using local parameters, Int. J. Heat Mass Transfer 43, 1837-1849

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

Tunc, G., and Bayazitoğlu, Y., 2002, Heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45, 765-773

White, F. M., Fourth Edition, 2001, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill Companies

Xu, B., Ooi, K. T., Mavriplis, C., Zaghoul, M. E., 2003, Evaluation of viscous dissipation in liquidflow in microchannels, *Journal Of Micromechanics And Microengineering*, 13, 53–57

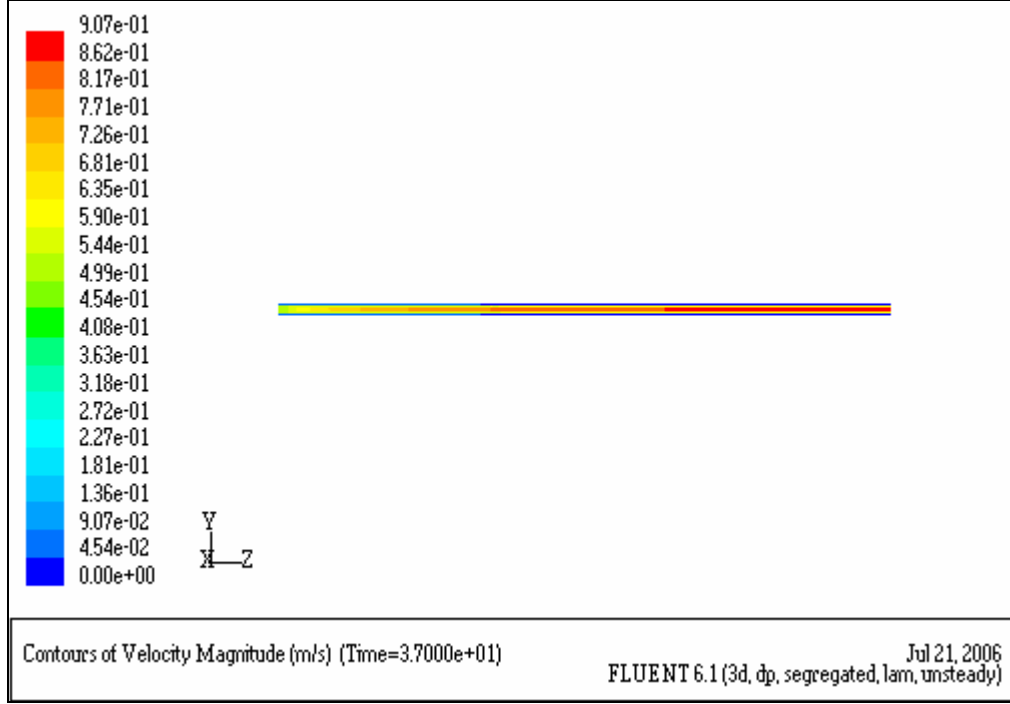
Xu, B., Ooi, K.T., Wong, N.T., Choi, W.K., 2000, Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels, *Int. Comm. HeatMass Transfer*, Vol. 27, No. 8, pp. 1165-1176

**İNTERNET KAYNAKLARI**

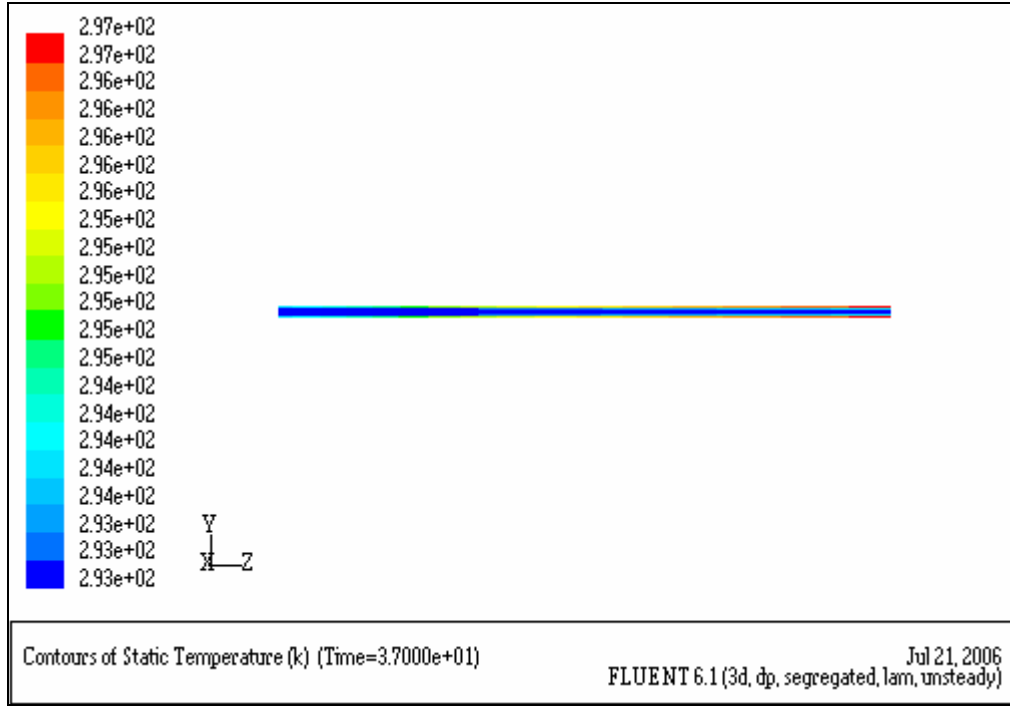
<http://www.pnl.gov>, 2006

<http://www.zessindustiries.com>, 2006

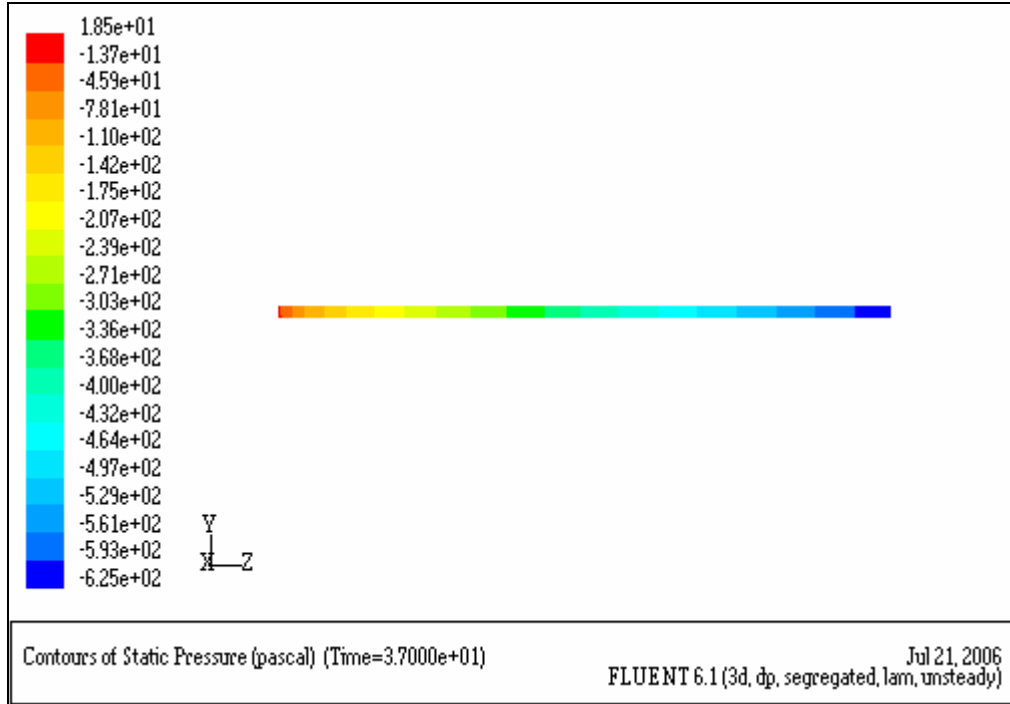
# **EKLER**

**EK A – Hız, Sıcaklık ve Basınç için Benzetim Sonuçlarından Bazıları**

**Şekil 1** Yapı No:1 ve  $V=0,5$  m/s için oluşan hız konturları



**Şekil 2** Yapı No:1 ve  $V=0,5$  m/s için oluşan sıcaklık konturları



Şekil 3 Yapı No:1 ve  $V=0,5$  m/s için oluşan basınç konturları

## EK B – Suyun Isıl-Fiziksel Özellikleri (Genceli, 2005)

Sıcaklık $T$ (K)	Basınç $p$ (bar)	Özgül hacim ( $m^3/kg$ )		Gizli ısı $r$ (kJ/kg)	Özgül ısı (kJ/kg $^{\circ}C$ )		Viskozite (Pa.s)	İstiletim katsayısı (W/m $^{\circ}C$ )		Prandtl sayısı	Yüzeysel gerilimi $\sigma_{su}$ . $10^3$ (N/m)	Genleşme Katsayısı $\beta_{su}$ . $10^6$ (K $^{-1}$ )
		$v' \cdot 10^3$	$v''$		$c_{p, su}$	$c_{p, buhar}$		$k_{su}$	$k_{buhar}$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	12.99	0.815	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	12.22	0.817	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	10.26	0.825	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	8.81	0.833	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	7.56	0.841	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	6.62	0.849	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	5.83	0.857	276.1
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	5.20	0.865	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	4.62	0.873	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	4.16	0.883	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	3.77	0.894	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.02	645	3.42	0.901	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	3.15	0.908	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	2.88	0.916	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	2.66	0.925	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	2.45	0.933	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	2.29	0.942	624.2
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	2.14	0.951	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	2.02	0.960	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	1.91	0.969	707.1
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	1.80	0.978	728.7
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	1.76	0.984	750.1
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	1.70	0.987	761
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	1.61	0.999	788
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	1.53	1.004	814
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	1.47	1.013	841
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	1.34	1.033	896
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	1.24	1.054	952
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	1.16	1.075	1010
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	1.09	1.10	47.2

**EK C – Teorik ve Sayısal Hız Alanları (Li, 2004)**