



**YÜKSEK EN-BOY ORANLI DÜZ DİK DÖRTGEN MİKRO KANALLI ISI  
KUYULARININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Murat PARLAK**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2022**

## ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Murat PARLAK

24/01/2022

YÜKSEK EN-BOY ORANLI DÜZ DİKDÖRTGEN MİKRO KANALLI ISI KUYULARININ  
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Murat PARLAK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2022

ÖZET

Elektronik soğutma ile ilgili problemlerin zorluğu son 20 yıldır artarak devam etmektedir. Buradaki en önemli etkenlerden biri, aygıtların boyutlarındaki küçülme gereksinimine bağlı olarak ısı akılarının artmasıdır. Isı atan veya ısınan elemanların elektriksel performansı sıcaklığı ile ters orantılı olmaktadır. Sıcaklığı kontrol edilemeyen elemanların zamanla performansı düşmekte ve ömrü sıcaklıkla azalmaktadır. Yapılan bu çalışmada, üretimi nispeten diğer desenlere göre daha kolay ve çok kullanılan düz dikdörtgen kanallı mikro kanallı ısı kuyusu sonlu hacimler metodu ile sayısal incelenmiş, sonrasında çalışmalar deneyler ile doğrulanmıştır. Bu çalışmada, ısı kuyusu tasarımında kanatçık en-boy oranı yüksek (büyük) olan kanallar seçilerek  $100\text{W}/\text{cm}^2$  ısı akısının soğutulması hedeflenmiştir. Isı kuyusu genişliği ve uzunluğu 10 mm olarak sabit alınmıştır. En-Boy oranı dikdörtgen şekilli kanallarda gerek ısı transferinde gerekse basınç düşümlerinde oldukça etkin rol oynamaktadır. Bu sebeple, farklı en-boy oranlarında, ısıl iletkenliği iyi olan ve uygulamada çok yaygın olarak kullanılan Alüminyum 6063-T05 serisi malzeme ısı kuyusu olarak seçilmiştir. Akışkan olarak donma noktası düşük olması sebebiyle etilen glikol-saf su (EGW) karışımı seçilmiştir. Yapılan 216 farklı üç boyutlu konjuge analiz çalışması sonucunda, ısıl direnci  $R_{th}=0.2\text{ W}/^\circ\text{C}$ 'nin altında kalan ve en küçük pompa gücüne ihtiyaç duyan tasarım optimum ısı kuyusu olarak seçilmiştir. Gereksinimleri sağlayan ısı kuyusunun kanal yüksekliği 2 mm, toplam kanatçık kalınlığı 120  $\mu\text{m}$  ve kanatçıklar arası mesafe 120  $\mu\text{m}$  olan tasarımıdır ve 20 kPa basınç düşümünde en yüksek soğutma performansına sahiptir. Üretimi yapılan ısı kuyusu, hazırlanmış olan bir düzenekte farklı debiler için test edilmiş ve yapılan ilave analizler ile literatürdeki değerler karşılaştırılmıştır. Değişken  $Re$  sayısına bağlı olarak hesaplanan  $Nu$ ,  $R_{th}$  ve  $h$  sayıları grafik halinde sunulmuştur. Hesaplanan deneysel değerler, sayısal değerlerden ve literatürdeki korelasyonlardan daha yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca kanal boyunca oluşan basınç düşümleri teori ile karşılaştırılmıştır ve deneyler ile elde edilen veriler daha yüksek bulunmuş.

Bilim Kodu : 91412  
Anahtar Kelimeler : Minimum Güç Tüketimi, Konstriktif Kanunu, Yüksek En-Boy oranı, Dikdörtgen Mikro Kanal, Termal Gelişime Bölgesi  
Sayfa Adedi : 123  
Danışman : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR  
İkinci Danışman : Prof. Dr. Ali KOŞAR

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF HIGH ASPECT RATIO  
STRAIGHT RECTANGULAR MICROCHANNEL

(Ph. D. Thesis)

Murat PARLAK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2022

ABSTRACT

Due to the confined space allocated for cooling, the thermal problem of electronics has continuously increased for the last two decades. Every year, the equipment size gets smaller and its power dissipation goes up to obtain a compact and high-performance product. It is well known that the performance and life directly depend on the temperature. In this study, a straight rectangular microchannel has been studied due to its high performance and relatively easier producibility compared to other fin designs. In a rectangular channel, the channel aspect ratio is a very important parameter affecting both thermal and hydrodynamic performance. Because of this, a high aspect ratio channel has been deliberately studied to have high cooling performance and lower pressure drop. Aluminum 6063-T05 has been used as the solid material and ethylene glycol distilled water mixture (EGW) has been selected as the liquid to have sufficient cooling performance. EGW is mostly the preferred liquid in industrial and military cooling applications due to its low freezing point. Totally 216 3D conjugated CFD analyses are carried out to find the optimum solution which enables  $R_{th} < 0.2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$  and the lowest pump power. After analyzing all results, it is seen that the channel with the parameters of total fin thickness = 120  $\mu\text{m}$ , channel space = 120  $\mu\text{m}$ , and channel height = 2 mm is the best that fits all requirements at the pressure drop of  $\Delta P = 20 \text{ kPa}$  through the channel. The optimized channel has been produced with EDM technology and a highly accurate test set-up has been prepared to minimize any error at the measurement stage. The microchannel heat sink has been tested with different flow rates and Nu numbers,  $R_{th}$ , and h are calculated both numerically and experimentally. The results are compared with the literature and it is evaluated that the experimental Nu number in the thermal developing region is higher than both numerical and suggested correlations in the literature. In addition, pressure drop through the channel has been measured and it is evaluated that the experimental results are higher than the numerical values.

Science Code : 91412

Key Words : Minimum Power Consumption, Constructal Law, High Aspect Ratio, Rectangular Microchannel, Thermally Developing Region

Page Number : 123

Supervisor : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Co-Supervisor : Prof. Dr. Ali KOŞAR

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın oluşmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR başta olmak üzere, Yardımcı tez danışmanın Sayın Prof. Dr. Ali KOŞAR'a, Tez İzleme Komitesi (TİK) üyelerinden Sayın Prof. Dr. Atıla BIYIKOĞLU ve Prof. Dr. Murat AKTAŞ'a,

Doktora çalışmalarına beni teşfik eden Sayın Prof. Dr. Kerim YAPICI'ya, (SDÜ)

Üretim çalışmalarında desteğini esirgemeyen Deniz YÜCEL, Rahmi DÜNDAR ve değerli ekip üyelerine,

Deneysel ve sayısal çalışmalarda bana yardımcı olan değerli ASELSAN A.Ş ekip üyelerimden Vedat YAĞCI ve Ergun ÖRS'e

Son olarak; çalışmalarım kapsamında her zaman bana ve ekibime olan desteğini esirgemeyen değerli ASELSAN A.Ş yöneticilerimden Sn. Serhat ERZİN'e teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ .....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xvii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>5</b>
2.1. Dikdörtgen Kesitli Mikro Kanallarda Isı Transferi .....	11
2.2. Soğuk Plaka Tasarımında Temel Yaklaşımlar .....	14
2.2.1. Seri akışlı soğuk plaka .....	16
2.2.2. Paralel akışlı soğuk plaka .....	18
2.2.3. Akışın dallanarak ayrıldığı soğuk plaka .....	19
2.2.4. Serpantin akışlı soğuk plakalar .....	21
2.3. Mikro Kanallı Yapılarda Konstriktif Tasarım Yasası (Constructal Design Law)Yaklaşımları .....	22
2.4. Minimum Güç Tüketimine Yönelik Çalışmalar .....	28
2.5. Termal Olarak Gelişmekte Olan Akışların İncelendiği Çalışmalar .....	32
2.6. Yüksek En Boy Oranlı Dikdörtgen Kanallı Yapılar .....	35
2.7. Farklı Fin Geometrileri .....	36
<b>3. TASARIM PARAMETRELERİ VE ÇÖZÜM ALANI .....</b>	<b>39</b>
3.1. Sınır Koşulları .....	41
3.2. Değişkenler ve Önemli Çözüm Parametreleri .....	42

	<b>Sayfa</b>
4. KULLANILAN DENKLEMLER ve ÇÖZÜM AĞI .....	47
4.1. Çözüm Ağı ve Sonlu Elemanlar Modeli .....	50
4.2. Hidrodinamik Olarak HAD ve Analitik Sonuçların Karşılatırılması .....	51
5. HAD ANALİZ SONUÇLARI .....	53
5.1. Kanatçık Kalınlığının, Hirdolik Çapın, Yüksekliğin ve Katılık Oranının Termal Performansa Etkisi .....	53
5.2. En-Boy Oranın ve Basınç Düşümünün Termal Performansa Olan Etkisi .....	59
5.3. Pompa Gücüne Bağlı Olarak Termal Direncin Değerlendirilmesi .....	63
5.4. Optimum Isı Kuyusu Belirleme Çalışmaları .....	70
5.5. Optimum Tasarım HAD Çalışmaları .....	72
6. MİKRO KANAL ISI KUYUSU ÜRETİMİ ve DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	77
6.1. Deneysel Çalışmalar ve Önemli Aşamalar .....	77
6.2. Mikro Kanallı Isı Kuyusu Üretimi .....	79
6.3. Mikro Kanal Yüzey Pürüzlüğü Ölçümleri .....	80
6.4. Düzeneğin Kurulumu ve Deneysel Çalışmaların Gerçekleştirilmesi .....	84
6.5. Belirsizlik Hesaplamaları .....	96
7. OPTİMUM TASARIMA AİT SONUÇ VE DEĞERLENDİRME .....	99
7.1. Isı Transferi Detay Analizler ve Sonuçlar .....	99
7.2. Basınç Düşüm Hesaplamaları ve Düzeneğin Detaylı Analizleri .....	104
7.3. Tek Kanallı Modelin HAD ile Analizi ve Deneysel Doğrulaması .....	105
7.4. Test Düzeneğinin Optimum Debi ile HAD Analizi .....	107
8. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME .....	113
8.1. Gelecek Dönem Çalışmaları ve Öneriler .....	114
KAYNAKLAR .....	115

ÖZGEÇMİŞ ..... 121

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 2.1. Nu ve Po sayısının tam gelişmiş bir akıştaki değişimi .....	11
Çizelge 2.2. Nusselt sayısının dikdörtgen kesit alanına sahip bir kanalda, AR değerine ve boyutsuz termal gelişme uzunluğuna bağlı olarak değişimi ..	12
Çizelge 2.3. Dairesel kanallar için en küçük çapa (D) bağlı kanal sınıflandırması .....	13
Çizelge 2.4. Konstriktif tasarımda kullanılan parametrelerden bazıları .....	25
Çizelge 3.1. Isı kuyusu optimizasyon parametreleri .....	42
Çizelge 3.2. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan parametreler .....	42
Çizelge 3.3. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=0,5$ mm .....	43
Çizelge 3.4. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=1$ mm .....	44
Çizelge 3.5. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=1,5$ mm .....	44
Çizelge 3.6. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=2$ mm .....	44
Çizelge 3.7. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=2,5$ mm .....	45
Çizelge 3.8. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler, $H_c=3$ mm .....	45
Çizelge 4.1. Kullanılan sıvı ve katı malzemelerin termal ve fiziksel özellikleri .....	50
Çizelge 4.2. Ağ yapısından bağımsız çözümlerin sonuçlarının ağ sayısına bağlı gösterimi .....	51
Çizelge 6.1. Ölçülmüş ve hesaplanmış belirsizlik değerleri .....	97

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Tam gelişmiş laminar iç akış için farklı soğutma sıvılarının suya göre bağlı ısı transfer değerleri .....	2
Şekil 2.1. İşlemci üzerindeki ısı akısının ve çekirdek sayısının yıllara göre değişimi ..	5
Şekil 2.2. Radar ve elektronik harp sistemlerinde sıklıkla kullanılan MDM'lerin iç yerleşiminin şematik olarak gösterimi .....	6
Şekil 2.3. Yakın soğutma modelinin MDM içinde uygulanmasını anlatan basit bir şema a) x-x kesit görüntüsü,b) Soğuk plakadan MDM içine sıvı girişini gösteren detay .....	7
Şekil 2.4. Isı kaynağından soğutma sıvısına kadar uzanan hat üzerindeki dirençlerin ve ısı yayılımının gösterimi (uzak soğutma) .....	8
Şekil 2.5. Isı kaynağından soğutma sıvısına kadar uzanan hat üzerindeki elemanların gösterimi (uzak soğutma). Sıvı kanalı ısı kaynağından çok daha büyük olmaktadır .....	8
Şekil 2.6. Çoklu ısı kaynaklarının soğutulmasına örnek olarak bir aktif faz dizimli radar sistemindeki yapıtaşlarının diziliminin gösterimi .....	9
Şekil 2.7. Tüm sistemin soğutma döngüsünü anlatan basit bir şema .....	10
Şekil 2.8. Sistem çözümü kapsamında ısıl yönetimin etkileri ve ilgili parametreler .....	15
Şekil 2.9. U harfi şekilli seri soğutmaya örnek bir soğuk plaka .....	17
Şekil 2.10. Z harfi şekilli paralel soğutmaya örnek bir soğuk plaka. Isı kaynaklarına dağılırken çizilen hat Z olarak tanımlanmaktadır .....	18
Şekil 2.11. Sıvının soğuk plaka içinde dallanma (branching) yöntemi ile dağıtılması ..	20
Şekil 2.12. a) T ve b) Y tipli akış dağıtım manifoldlarının temsili gösterimi .....	21
Şekil 2.13. Sıvının soğuk plaka içinde serpantin olarak dağılımı .....	22
Şekil 2.14. Kanal giriş ve çıkışındaki termal dirençlerin Re sayısına bağlı olarak değişiminin gösterimi .....	24
Şekil 2.15. Kanal yüksekliğinin ve $\beta$ sayısının şematik olarak gösterimi .....	27
Şekil 2.16. a) Sıcak ve soğuk hatta ait plakaların gösterildiği katmanlı yapı, b) plaka içindeki ters akışın ve ısı değiştirici sıvı giriş çıkışının gösterildiği şema ..	31

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.17. Difüzyon ile üretimle elde edilmiş baskı devreli ısı değiştiricinin kesit görüntüsü .....	32
Şekil 2.18. Isı kuyusuna ait önemli ölçüler ve $Nu_x$ değerinin hesaplandığı T1 ve T2 noktalarının gösterimi .....	33
Şekil 3.1. Isı kuyusunun temsili olarak şematik gösterimi .....	40
Şekil 3.2. Çözüm için kullanılan tek kanal geometrisinin ve sınır şartlarının gösterimi	40
Şekil 3.3. HAD çalışmaları için kanal üzerindeki sınır şartlarının gösterimi .....	41
Şekil 4.1. Analitik ve HAD yöntemi ile C111, C611 ve C321 için elde edilen basınç düşümü değerleri .....	52
Şekil 4.2. C111, C611 ve C321 durumları için Analitik ve HAD yöntemi ile elde edilen basınç düşümü değerleri arasındaki yüzdellik fark .....	52
Şekil 5.1. $H=2,5$ mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısıl direncin değişimi .....	54
Şekil 5.2. $H=3,5$ mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısıl direncin değişimi .....	55
Şekil 5.3. Kanatçık üzerindeki iletimli ısı transferindeki etkin parametrelerin gösterimi	55
Şekil 5.4. $H=4,5$ mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısıl direncin değişimi .....	56
Şekil 5.5. $H=4$ mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına bağlı olarak ısıl direncin değişimi .....	57
Şekil 5.6. Katılık oranına bağlı olarak termal direncin 20 kPa basınç düşümünde değişimi .....	58
Şekil 5.7. Katılık oranına bağlı olarak termal direncin 30kPa basınç düşümünde değişimi .....	59
Şekil 5.8. Farklı basınç ve $AR_c$ değerlerinde hesaplanmış termal dirençlerin farklı kanatçık konfigürasyonuna göre değişimi (C111-C611 arasındaki kanallar) .....	60
Şekil 5.9. Farklı basınç ve $AR_c$ değerlerinde hesaplanmış termal dirençlerin farklı kanatçık konfigürasyonuna göre değişimi (C132-C632 arasındaki kanallar) .....	61
Şekil 5.10. En küçük kanatçık yüksekliğine sahip kanatçık konfigürasyonunun (C111- C133) termal direncinin basınç düşümüne göre değişimi .....	62

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.11. En büyük kanatçık yüksekliğine sahip kanatçık konfigürasyonunun (C611-C633) termal direncinin basınç düşümüne göre değişimi .....	63
Şekil 5.12. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=120 \mu\text{m}$ ve $W_t=60 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi, C111-C611 .....	64
Şekil 5.13. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=150 \mu\text{m}$ ve $W_t=60 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C121-C621 .....	65
Şekil 5.14. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=200 \mu\text{m}$ ve $W_t=60 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C131-C631 .....	66
Şekil 5.15. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=120 \mu\text{m}$ ve $W_t=75 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C112-C612 .....	66
Şekil 5.16. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=150 \mu\text{m}$ ve $W_t=75 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C122-C622 .....	67
Şekil 5.17. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=200 \mu\text{m}$ ve $W_t=75 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C132-C632 .....	68
Şekil 5.18. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=120 \mu\text{m}$ ve $W_t=100 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C113-C613 .....	69
Şekil 5.19. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=150 \mu\text{m}$ ve $W_t=100 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C123-C623.....	69
Şekil 5.20. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimin $W_c=200 \mu\text{m}$ ve $W_t=100 \mu\text{m}$ olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C133-C633 .....	70
Şekil 5.21. İstenilen termal performansı sağlayan durumların termal direncinin pompa gücüne bağlı olarak karşılaştırılması .....	71
Şekil 5.22. İstenilen termal performansı sağlayan durumların, hidrolik çaplarına bağlı olarak COP değerlerinin karşılaştırılması .....	72
Şekil 5.23. C411, Optimum akış değeri için ( $u_m= 0,575 \text{ m/s}$ giriş deki ortalama hız) a) farklı noktalara ait sıcaklık dağılımı, b) basınç dağılımı .....	74

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.24. C411, Optimum akış değeri için ( $u_m = 0,575$ m/s girişteki ortalama hız) a) farklı noktalara ait hız dağılımı, b) $x=10$ mm’de kanal kesitinin sıcaklık dağılımı .....	75
Şekil 5.25. C411 için taban kalınlığının sıcaklık farkına olan etkisinin gösterimi, $t_b=1000$ $\mu$ m mevcut durum, $t_b=50$ $\mu$ m, en iyi minimum taban kalınlığı .....	76
Şekil 6.1. Mikro kanal iç yüzeyinin pürüzlülük ölçüm çalışmalarından bir görüntü. Aselsan Inc. REHIS sektör başkanlığı, Hassas üretim atölyesi. (Taylor Hobson Intra Touch Contour and Finish Measurement System) .....	81
Şekil 6.2. Üretimi yapılmış, 10 mm uzunluğundaki kanal boyunca alınan pürüzlülük verisinin gösterimi .....	81
Şekil 6.3. Mikroskopla kanallar arası mesafeyi ölçerken alınmış resim .....	82
Şekil 6.4. Test edilen ürüne ait mikroskop altında ölçülen kanal genişlikleri. Ortalama kanatçık aralığı 118 $\mu$ m gelmektedir .....	82
Şekil 6.5. Test edilen ürüne ait mikroskop altında ölçülen kanal genişlikleri. Ortalama kanatçık aralığı 118 $\mu$ m gelmektedir (Clemex Vision) .....	83
Şekil 6.6. Mikro kanal kanatçıkların sıvı giriş yönündeki bir bölgenin mikroskopik görüntüsü .....	83
Şekil 6.7. Deneysel düzeneğin şematik gösterimi .....	84
Şekil 6.8. Hassas ölçüm için geliştirilmiş düzeneğe ait üç boyutlu katı model a) tüm düzene b) sadece ana test bölgesine ait detaylar .....	85
Şekil 6.9. Test ortamından gerçek bir görüntü .....	87
Şekil 6.10. Kullanılan kombine basınç ve sıcaklık sensörüne (4a ve 4b) ait resim .....	88
Şekil 6.11. ATB’nin kesitinin detaylı gösterimi. Sıvı giriş-çıkış, sensör yerleri ve delrin malzemedeki kanallar ve plexiglas yerleşimi .....	88
Şekil 6.12. a) ATB’nin kaide üzerinde çekilmiş bir fotoğrafı. Kombine basınç ve sıcaklık sensörleri, yalıtkan malzemesi, mikro kanallı ısı kuyusu ve ATB’nin üstten görünümü, b) Düzeneğin alt yüzdeki ve iç bölgedeki detayların gösterimi .....	89
Şekil 6.13. Üretilmiş mikro kanallı ısı kuyusunun delrin malzeme içinde görünümü a) üst taraf açıkken b) plexiglas kapatıldığında .....	90
Şekil 6.14. Montaj sırasında yaşanmış sorunlara bir örnek a) Üstten görünüş: yan duvara yakın kanatçıklar ince olması nedeniyle içe doğru eğilmiş ve bazı kanallar çalışma esnasında yamulmuştur, b) Yandan görünüş .....	91

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 6.15. Mikro kanallı ısı kuyusunun a) silikon sıkılarak montajının yapılma aşaması, b) kapton ile yapılan iç yalıtım ve TC'lerin yerinden oynanmaması için alınan önlemin gösterimi .....	92
Şekil 6.16. ALTB'nin ısıtıcılar ile birlikte gösterimi a) yan yüzeydeki 5 adet TC konumu gösterimi b) diğer yan yüzeydeki 4 adet TC konumu gösterimi .....	93
Şekil 6.17. a) ALTB'nin daha detaylı gösterimi, b) hesaplamada kullanılan boyutlar c) üretilmiş ısı kuyusunun üzerindeki düzlemlerin gösterimi .....	94
Şekil 6.18. ALTB bölgesindeki kullanılan ısı çiftlerinin şeffaf CAD geometrisinde derinlik olarak gösterimi .....	94
Şekil 7.1. Termal ve hidrodinamik gelişme mesafesinin kanatçık uzunluğuna oranının gösterimi, $L_t/L$ ve $L_h/L$ .....	100
Şekil 7.2. C411 kanal geometrisi için, Nu sayısının Re sayısına bağlı olarak değişimin gösterilmesi .....	101
Şekil 7.3. Deneysel ve sayısal olarak hesaplanmış ortalama h değerinin Re sayısına bağlı değişimi .....	103
Şekil 7.4. C411 için, Re sayısına bağlı deneysel ve sayısal termal dirençlerin gösterimi .....	103
Şekil 7.5. Yüzey pürüzlülüğüne bağlı olarak oluşan sınırlandırılmış kanal genişliği ...	105
Şekil 7.6. C411 için basınç düşümünün Re sayısına bağlı değişiminin gösterimi .....	106
Şekil 7.7. C411 için Po değerinin Re sayısına bağlı değişiminin gösterimi .....	106
Şekil 7.8. C411 için fanning sürtünme faktörünün Re sayısına bağlı değişiminin gösterimi .....	107
Şekil 7.9. Ana test bölgesinin 3D olarak detaylı gösterimi .....	108
Şekil 7.10. Ana test bölgesinde kullanılan malzemeler ve analizler için kullanılmış iletkenlik değerleri ve ısı yükü değerlerinin gösterimi .....	108
Şekil 7.11. Ana test bölgesi içindeki sıvı hacminin bölgelere bağlı olarak detaylı gösterimi .....	109
Şekil 7.12. ATB sıvı hattı üzerindeki basınç düşümünün a) bölgelere göre dağılımının gösterimi .....	110
Şekil 7.13. ATB sıvı hattı üzerindeki basınç düşümünün mikro kanallı ısı kuyusu bölgesindeki dağılımının gösterimi .....	110
Şekil 7.14. ATB sıvı hattı içi a) akış çizgilerinin gösterimi b) hız dağılımı .....	111

**Şekil****Sayfa**

Şekil 7.15. Debinin 0,697 LPM olması durumunda, ALTB'nin 50W'lık ısı yükündeki sıcaklık dağılımı .....	112
--	-----

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklamalar</b>
<b>A</b>	Alan, cm <sup>2</sup> , m <sup>2</sup>
<b>AR</b>	En-Boy Oranı (-)
<b>ALTB</b>	Alüminyum Test Bloğu
<b>ATB</b>	Ana Test Bloğu
<b>Be</b>	Bejan Number (-)
<b>C</b>	Global Thermal Conductance (-)
<b>c<sub>p</sub></b>	Isınma Isısı, J/kg/K
<b>COP</b>	Soğutma Performans Katsayısı
<b>CF</b>	Daraltılmış Akış (Constricted Flow)
<b>CPU</b>	Central Processing Unit (Merkezi İşlemci Birimi)
<b>CTE</b>	Termal Genleşme Katsayısı
<b>D</b>	Çap, (mm, m)
<b>D<sub>h</sub></b>	Hidrolik Çap, (mm, m)
<b>EDM</b>	Electrical Discharge Machining
<b>EGM</b>	Entropi Ürteminin Minimize edilmesi
<b>EGW</b>	Etilen Glikol Su Karışımı
<b>f</b>	Fanning Sürtünme Faktörü (-), Akışkan
<b>f<sub>app</sub></b>	Fanning Sürtünme Faktörü (-)
<b>GaAs</b>	Galyum Arsenide
<b>H</b>	Kanatçık Yüksekliği, mm
<b>HAD</b>	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>HPA</b>	Güç yükselteç
<b>h</b>	Isı Transfer Katsayısı (W/m <sup>2</sup> /K)
<b>HTC</b>	Isı Transfer Katsayısı (W/m <sup>2</sup> /K)
<b>HS</b>	Isı Kuyusu

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklamalar</b>
<b>k</b>	Isıl İletkenlik, W/mK
<b>K(<math>\infty</math>)</b>	Hagenbach's Factor
<b>Kn</b>	Knudsen Sayısı (-)
<b>L</b>	Kanatçık Uzunluğu, mm
<b>LED</b>	Light Emitting Diode
<b>LPM</b>	Dakikadaki Debi Miktarı (Liter Per Minute)
<b>L<sub>h</sub></b>	Hidrodinamik Giriş Uzunluğu, mm
<b>L<sub>t</sub></b>	Isıl (Termal) Gelişme Uzunluk, mm
<b>M</b>	Eksenel Yönde İletimle Olan Isı Transferinin Taşınım ile Olan Isı Transferine Oranı (-)
<b>MEMS</b>	Mikro Elektronik Mekanik Sistem
<b>MCHS</b>	Mikro Kanallı Isı Kuyusu (Microchannel Heat Sink)
<b>MDM</b>	Mikro Dalga Modül
<b>Mo</b>	Mouromtseff sayısı
<b>MMIC</b>	Monolithic Microwave Integrated Circuit (Yonga)
<b>N</b>	Isı Kuyusundaki Kanatçık Sayısı (-)
<b>NB</b>	Dallanma (Bölünme) Sayısı (Number of Branching)
<b>Nu</b>	Nusselt Sayısı (-)
<b>Nu<sub>x</sub></b>	Konuma Bağlı Nu Sayısı (-)
<b>Nu<sub>ave</sub></b>	Ortalama Nu Sayısı (-)
<b>P</b>	Basınç, (Pa, kPa, bar)
<b>PA</b>	Güç Yükselteç, (Power Emplifier)
<b>PAO</b>	Polyalphaolefin
<b>Po</b>	Poiseuille Sayısı (-)
<b>Pr</b>	Prandtl Sayısı
<b>PP</b>	Pompa Gücü, W
<b>q''</b>	Isı Akışı, W/cm <sup>2</sup>
<b>Q</b>	Isı Yüğü, W
<b>Q<sub>f</sub></b>	Debi Akış Değeri (m <sup>3</sup> /s, LPM)
<b>R</b>	Gaz Sabiti, J/(K.mol)

**Kısaltmalar****Açıklamalar**

<b><math>R_{cond}</math></b>	İletim Direnci
<b><math>R_{conv}</math></b>	Taşınımlı Isıl Direnci
<b><math>R_{cont}</math></b>	Kontak(temas) Direnci
<b><math>R_{cal}</math></b>	Kalorik Isınma Kaynaklı Direnç
<b><math>R_a</math></b>	Yüzey Pürüzlülüğü
<b><math>Re</math></b>	Reynold Sayısı (-)
<b><math>RF</math></b>	Radio Frekansı
<b><math>R_{th}</math></b>	Isıl Direnç ( $^{\circ}C/W$ ), Toplam Isıl Direnç ( $^{\circ}C/W$ )
<b><math>S</math></b>	Entropi, J/K
<b><math>SD</math></b>	Eş Zamanlı Gelişen (Simultaneously Developing)
<b><math>\dot{S}_{gen}'''</math></b>	Toplam Entropi Üretimi, W/K
<b><math>\dot{S}_{gen,th}'''</math></b>	Termal Kaynaklı Entropi Üretimi, W/K
<b><math>\dot{S}_{gen,f}'''</math></b>	Akış (sürtünme) Kaynaklı Entropi Üretimi, W/K
<b><math>SHM</math></b>	Sonlu Hacimler Metodu
<b><math>T</math></b>	Sıcaklık, $^{\circ}C$
<b><math>T_{in}</math></b>	Giriş Sıcaklığı, $^{\circ}C$
<b><math>T_{out}</math></b>	Çıkış Sıcaklığı, $^{\circ}C$
<b><math>TAM</math></b>	Termak Arayüz Malzemesi
<b><math>T_b</math></b>	Kanatçık Taban Sıcaklığı, $^{\circ}C$
<b><math>t_b</math></b>	Kanatçık Tabanı ve Isı Kuyusu Kapağı Kalınlığı, mm
<b><math>T_s</math></b>	Yüzey Sıcaklığı, $^{\circ}C$
<b><math>TC</math></b>	Isıl Çift (Thermocouple)
<b><math>TD</math></b>	Termal Olarak Gelişmekte Olan (Thermally Developing)
<b><math>W_c</math></b>	Kanal Genişliği, mesafesi, $\mu m$
<b><math>W_t</math></b>	Kanatçık Kalınlığı, $\mu m$
<b><math>x^*</math></b>	Boyutsuz Termal Gelişme Uzunluğu
<b><math>x^+</math></b>	Boyutsuz Hidrodinamik Giriş Uzunluğu
<b><math>u</math></b>	x Yönlerindeki Doğrusal Hızlar, m/s
<b><math>w</math></b>	y Yönlerindeki Doğrusal Hızlar, m/s
<b><math>v</math></b>	z Yönlerindeki Doğrusal Hızlar, m/s

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
%	Yüzde
°C	Derece
<b>cm</b>	Santimetre
<b>mm</b>	Milimetre
$\mu$	Dinamik Viskozite, (kg/m.s)
$\Delta$	Fark (-)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\nabla$	Del operator
$\alpha$	En-Boy oranı (-)
$\lambda$	Mean Free Path, ve NB+1
$\eta_f$	Kanatçık Etkinliği
$\phi$	Katının Hacminin Toplam Hacime Oranı

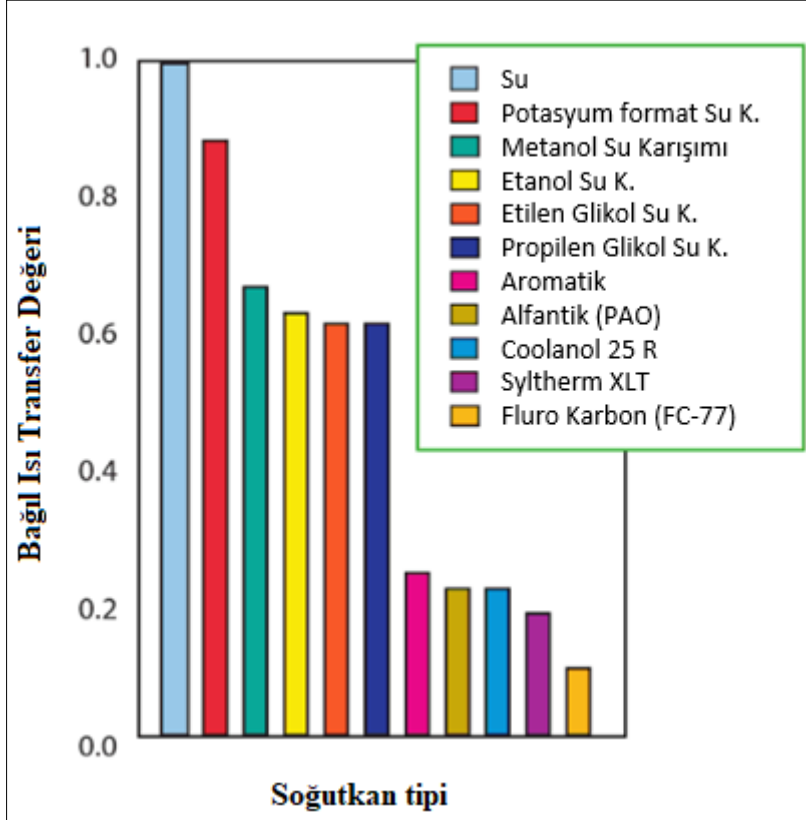
## 1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında elektronik soğutma konusu ve teknikleri her geçen gün hızla ilerlemektedir. Rekabetin getirdiği yarış ile gereksinimlerin günden güne daha zorlayıcı olması birçok alanda olduğu gibi soğutma alanında da yenilikler yapılmasını gerekli kılmıştır. Elektronik soğutma sivil sektörden askeri sektöre birçok alanda ihtiyaç duyulan bir alandır. Sivil sektörde oda sıcaklıklarına yakın ortamlarda çalışmak yeterli olurken, askeri ortamlarda bu koşullar çok değişken olabilmektedir. Bu sebeple de, ürünün performans etkin üretilebilmesi için, soğutma teknolojisi elektronik paketlemenin temelini veya ana odağını oluşturmaktadır. Yapılacak uygun bir soğutma ile ürün çok güvenilir, bakım onarımı kolay, performansı yüksek ve ömrü uzun hale gelebilir. Bunun yanı sıra, sıvı soğutmalı çözümlerde, kullanılacak sıvılar olası bir sızmaya karşı özenle seçilmelidir veya tasarımda gerekli önlemler alınmalıdır. Yalıtkan sıvılar PAO, 3M sıvıları ve bazı soğutma gazları (R134 vs.) çok sıklıkla soğutma amaçlı olarak kullanılmaktadır. Bu tip sıvılar yalıtkan olmaları nedeniyle özellikle direkt soğutmada tercih edilebilmektedir. Ancak, kullanılacak platforma ve maruz kalacağı sıcaklığa bağlı olarak sıvıların donma ve buharlaşma sıcaklıkları da tasarımda önem kazanmaktadır. PAO sıvısı yalıtkan bir sıvı olması nedeniyle, özellikle hava platformlarında tercih edilmektedir. Olası bir sızma probleminde platformda oluşabilecek bir kısa devreyi engelleyebilecektir ve güvenli bir şekilde kullanılabilir. Lakin PAO sıvısının soğutma performansı saf suya ve Etilen Glikol Su karışımına (EGW) göre oldukça düşüktür. Bu da sıvının kullanılabilirliğini azaltmaktadır. Su (H<sub>2</sub>O) oldukça iyi bir soğutma sıvısı olarak bilinmektedir. Ancak, su katkı malzemesi olmadan çoğu endüstriyel uygulamada kullanılamamaktadır. Yüksek donma sıcaklığı ve buna bağlı oluşabilecek riskler oldukça yüksektir. Karasal iklim olan bölgelerde, su ile çalışmak oldukça zor olması nedeniyle tercih edilmemektedir. Önlem olarak, donma noktasını düşürmek ve kaynama noktasını yükseltmek için etilen glikole su eklenerek antifriz karışımı elde edilmektedir. Hatta sıvıların dolaşımı sırasında ve özellikle durağan durumda oluşacak korozyona karşı dayanım için Su ve Etilen Glikol karışımlarına ilave korozyon önleyici maddeler eklenerek sıvıların metal ve diğer malzemeler ile uyumlu hale gelmesi sağlanmaktadır.

Soğutma sıvısı seçerken, farklı sıvıların soğutma performanslarını kıyaslamak önemlidir. Soğutma performanslarını karşılaştırmak için uygun performans katsayısı olarak

Mouromtseff (Mo) sayısı kullanılır [1]. Tek fazlı zorlanmış taşınım için Mouromtseff, performans katsayısı Eş. 1.1 ile ifade etmiştir.

$$Mo = \frac{\rho^a k^b c_p^d}{\mu^e} \quad (1.1)$$



Şekil 1.1. Tam gelişmiş laminar iç akış için farklı soğutma sıvılarının suya göre bağıl ısı transfer değerleri [1]

Şekil 1.1’de görüldüğü üzere, suyun termal performansı referans alındığında, diğer sıvılara göre belirgin bir üstünlüğü bulunmaktadır. Su ile elde edilen karışımların performansı yaklaşık olarak %40 düşerek yeni akışkanlar elde edilebilmektedir. Bu sıvıların dışına çıkıldığı zaman soğutma performansında %80 kadar azalma görülmektedir. Bu tip sıvılara 3M firmasının FC (Fluorocarbon) sıvıları örnek verilebilir. FC-72 sıvıları çok hızlı buharlaşması ve kaynama noktalarının düşük olması nedeniyle iki fazlı (two-phase) akışlarda ve sprey soğutmalı çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tip sıvıların iletkenliği çok iyi olmamasına rağmen, buharlaşma ve kaynamadaki yüksek entalpi değerinden dolayı tercih edilmektedir. Ayrıca, kimi ürünlerde kanatçık tasarımı ile yüzey

alanını artırmak mümkün olmadığından, sadece düz yüzey alanını kullanılarak soğutma yapabilmek durumları ortaya çıkabilmektedir. Örnek olarak, çok hassas yapıya sahip MEMS ve MMIC'lerin (yonga) sprey (püskürtme) soğutma ile üstten soğutulması verilebilir.

Isı kuyusu tasarımı soğutma sistemi tasarımında ilk öncelikli adım olduğu söylenebilir. Tasarımı yapılan ısı kuyusunun temel özellikleri içinde yeterli soğutmaya imkân vermesi ve tekrarlı üretilebilir olması yer almaktadır. Soğutma kapasitesi yeterli ve üretilebilen ısı kuyusunun uygunluğu için bir veya birkaç parametre daha eklemek tasarımın daha iyi bir noktaya çekilmesine imkân verecektir. Bu durum ısı kuyusunun etkin olması ve hacminin küçük olması olarak değerlendirilebilir. Günümüzde üretim teknolojilerinde hızlı ilerleyiş tasarımlara direkt yansımaktadır. Düz dikdörtgen kanallı ısı kuyuları mikro çaplı uçlar ile freze tezgâhlarında üretilebilmektedir. Ancak, kanal çapı & aralığı küçüldükçe ve derinlik arttıkça freze tezgâhları yeterli olamamakta veya üretim maliyetleri astronomik olarak artmaktadır. Bu tip üretim tekniklerinde, talaşı kaldıracak mikro çakı titreşime girerek hem kendisine zarar vermekte hem de ısı kuyusunun üretim toleranslarının dışına çıkma durumu oluşabilmektedir. İşte bu durumda, Electrical Discharge Machining olarak adlandırılan EDM teknolojisi devreye girerek küçük ölçekli tasarımları daha üretilebilir hale getirmektedir. EDM ile üretim çok kısa zamanda ve çok iyi hassasiyetle yapılabilmektedir. EDM alt yapısının özellikleri ve kullanılan tel çapı çıkacak kanalın performansında doğrudan etkili olmaktadır.

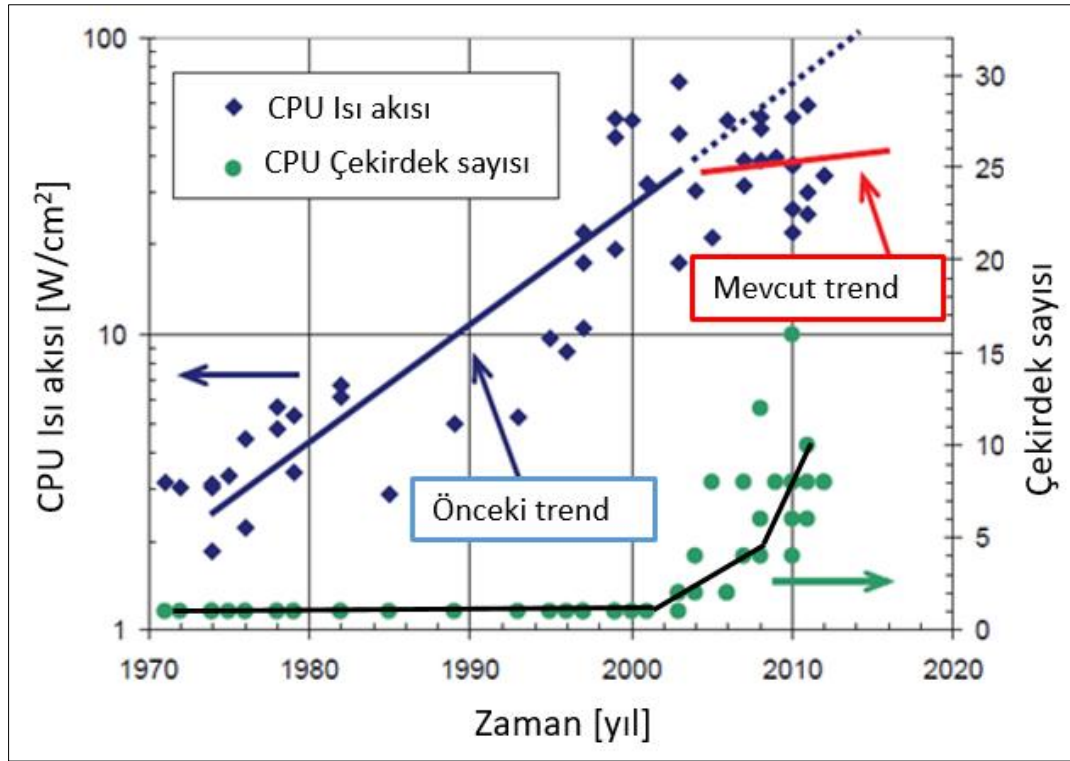
Mikro kanallı ısı kuyuları mikro düzeydeki elektronik ısı kaynaklarını soğutmak için kullanılmaktadır. Çok yüksek ısı akılarına sahip MMIC adı verilen elektroniklerde, ısı kuyularının boyutları elektroniklere yakın olmak durumundadır. Isı yüküne yaklaştıkça, yayılma (spreading) avantajı ortadan kalmakta ve ısı kuyusu boyutları küçülmekte ve kanatçıklar arası daha da küçülerek mikro yapılara doğru gidilmektedir. Bu çalışma kapsamında, 1 cm x 1 cm=1cm<sup>2</sup>'lik taban alanına sahip ve 100 W'luk bir ısı yükünü soğutmak amacıyla ( $q''=100/\text{cm}^2$ ) düz dikdörtgen kanallı ısı kuyuları üzerinde çalışılmıştır. Sıvı olarak endüstride ve askeri radar & elektronik harp sistemlerinde çoğunlukla tercih edilen % 60 derşimli EGW kullanılmış ve yüksek en boy oranlarına sahip kanallar ile çalışılarak minimum güç tüketimi ile etkin soğutma yapılması hedeflenmiştir. Çalışma kapsamında, etkin soğutma yapmak amacıyla, SHM (Sonlu Hacimler Metodu) kullanılarak 3 boyutlu (3D) konjuge (akış ve enerji birlikte) sayısal analizler yapılmış ve birçok kanatçık parametresi değişken olarak seçilerek geniş bir aralık taranarak en iyi kanal yapısı

bulunmaya çalışmıştır. ANSYS Icepak 18.2® yazılımı ile yapılan 216 HAD analizi sonucunda optimum kanatçık parametreleri ve uygun olan çalışma basınç değeri belirlenmiştir. Çalışmanın nihayetinde, optimum kanala sahip ısı kuyusu üretilmiş ve farklı akışkan debilerinde test edilerek, sonuçlar literatürdeki korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, kanatçık boyunun kısa olması ve kullanılan sıvının yüksek Pr sayısına sahip olması nedeniyle akışın termal sınır tabakasının gelişmekte olan bölgesinde kaldığı görülmüştür. Bunun sonucu olarak Nu sayısının, laminar akış olmasına rağmen, bu aralıkta Re sayısına bağlı olarak etkin bir şekilde değiştiği görülmüştür ve tam gelişmiş (Thermally Fully Developed) akışa göre daha iyi termal performans elde edilmiştir. Ayrıca, ısı transfer katsayısı ( $h$ ), ısı direnç ( $R_{th}$ ) ve Nu sayısı, Re sayısına bağlı olarak deneysel & sayısal olarak elde edilmiş ve veriler topluca grafik halinde literatürdeki kaynaklar ile karşılaştırılarak sunulmuştur. İlâveten, kanal içindeki basınç düşümü sayısal ve deneysel olarak çalışılıp, sonuçlar grafik halinde sunulmuştur.

## 2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1981 yılında ilk kez Tuckerman ve Pease [2] tarafından çalışılarak çok küçük kanallarda yüksek soğutma performansının elde edilebileceği gösterilmiştir. Daha sonrasında bu alanda birçok kişi tarafından çeşitli çalışmalar yapılarak etkin soğutmanın temelinde mikro kanallı ısı kuyuları yer almıştır. Mikro kanallar ile ısı kaynağına yakın bir noktadan çok sayıda küçük kanalın oluşturacağı yüksek alan ile ve yüksek ısı transfer katsayısı ile etkin soğutma yapılabilmektedir. Mikro kanalların, artan ısı yüklerine bağlı olarak da her geçen gün önemi arttı ve artmaya devam etmektedir.

Isı akılarının ve işlemci (CPU) içindeki çekirdek (core) sayısının yıllara göre değişimi ve güncel zamandaki değişimi Şekil 2.1' de verilmiştir [3].

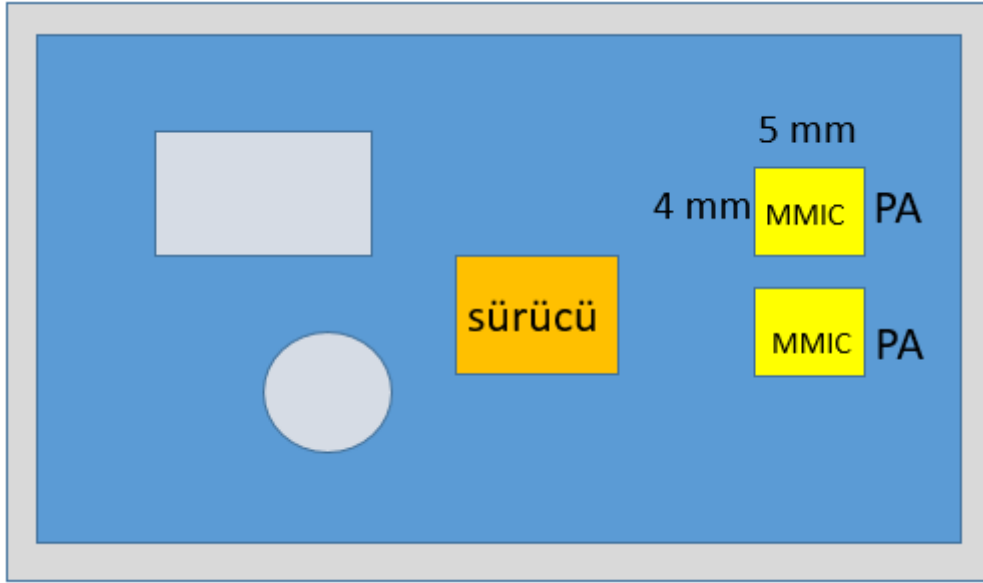


Şekil 2.1. İşlemci üzerindeki ısı akısının ve çekirdek sayısının yıllara göre değişimi 2014, [3]

Bu verilere göre ısı akısı 2010 yıllarına kadar artış göstermiş ve Moore Yasasına bağlı kalmıştır. Moore yasası, 1958'de icat edilen transistörlerin, her yıl birim alanda sayısının 2 katına çıkacağını iddia eden bir yasadır. Bunun sonucu olarak da ısı yüklerinin her yıl iki

katına çıkacağını belirtilmiştir. Ancak, 2010 yılı sonrasında bir miktar yavaşlama göstererek beklenen artışın altında kalmıştır. Kırmızı renk ile gösterilen güncel eğilim ile ısı akıları işlemci içinde birden fazla çekirdeğe dağıtılarak elektroniklerin performansının iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

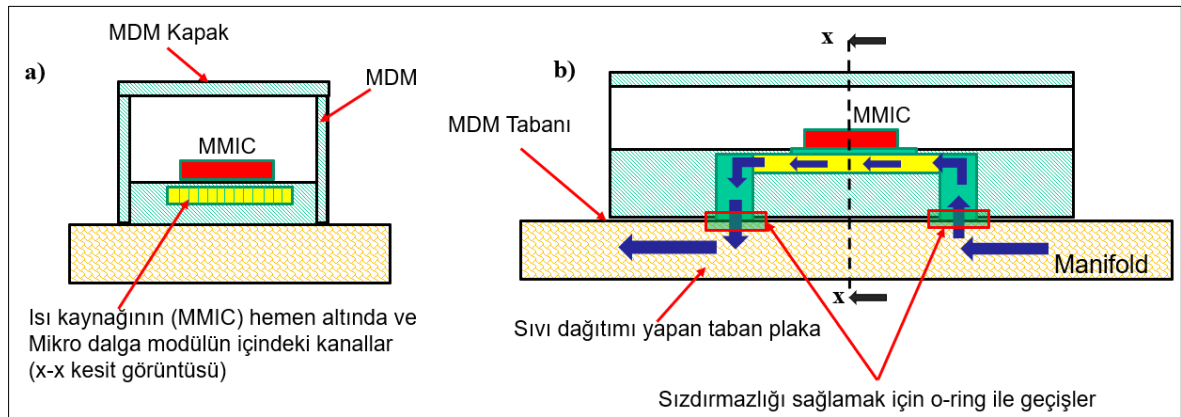
Çoklu ısı kaynaklarının soğutulması akışkanın ve var olan pompa gücünün etkin kullanılmasını gerekli kılmaktadır. Çoklu ısı kaynakları sivil ürünlerde örneğin yüksek ısı akılı LED'lerde olabileceği gibi, askeri çalışmalarda radar ve elektronik harp sistemlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Şekil 2.2'de radar ve elektronik harp sistemlerinin öncelikli yapıtaşını oluşturan MDM'in (Mikro Dalga Modül) iç tasarımı basitçe gösterilmiştir. Görüldüğü üzere, bazen tek bir güç yükselteç (PA) istenilen elektriksel performansı sağlamaması durumunda birden fazla MMIC (PA) paralel (yanyana) çalıştırılarak gerekli performans sağlanmaktadır.



Şekil 2.2. Radar ve elektronik harp sistemlerinde sıklıkla kullanılan MDM'lerin iç yerleşiminin şematik olarak gösterimi

Bu yapı elektronik performansı artırırken, termal olarak daha zor bir probleme neden olmaktadır. Gerçek uygulamada, ısı kaynağının hemen altından sıvı geçirmek birçok zorluğu beraberinde getirdiği için, ısının geniş bir yüzeye yayılarak tabana ulaştırılması mekanik ve termal gereksinimleri karşılamak için daha ideal bir durum yaratacaktır. Her iki konuyu tartışan bir çalışma Wang ve diğerleri tarafından 2021 yılında yayınlanmıştır [4]. Şekil 2.3'de yakın mesafede yapılacak soğutmaya ait bir tasarımda önemli noktalara

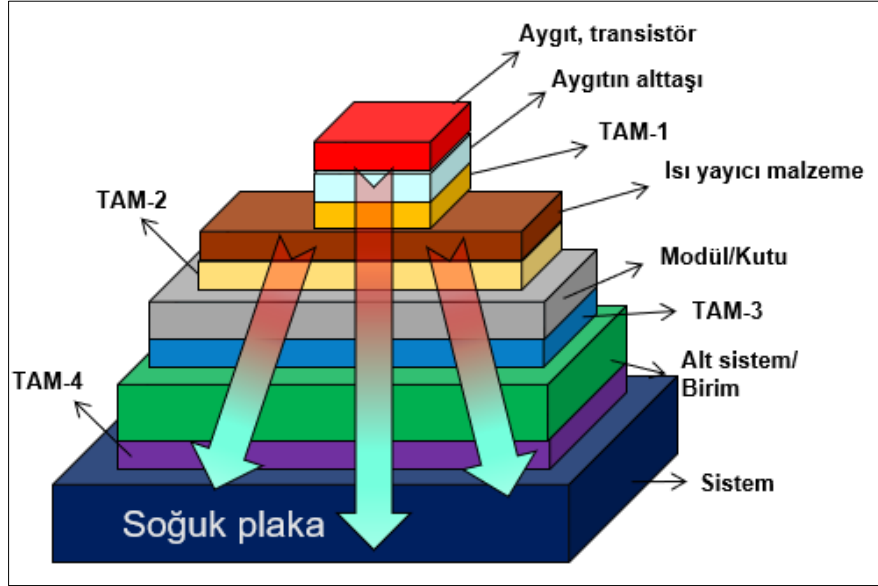
dikkat çekmek amacıyla basit bir çizim oluşturulmuştur. Bir mikro dalga modülün içinden akışkanın geçişi ve alınan bir kesite ait detaylar görselde verilmiştir. Isı kaynağına yaklaştıkça mekanik paketlenme, üretim ve bakım onarım kaynaklı zorluk artmaktadır. Ancak iletim direnci ( $R_{cond}$ ) azaldığı ve temas ( $R_{cont}$ ) dirençlerinin bir veya birkaçının eksilmesiyle daha iyi termal performans elde edilmesi beklenmektedir. Mekanik paketlenmedeki zorluk burada çok önemli bir konudur. Sıvının veya havanın sızdırmaz olarak ısı kaynağının altında çevrimini (döngü) yaparak uzun süreli sorunsuz çalışması beklenmektedir. Bu sebeple MDM'nin soğuk plakaya bağlantısı o-ring (yuvarlak conta) adı verilen küçük contalar ile yapılması gerekmektedir. Bu contaların sıvı ile uyumluluğu ve tolerans değerleri oldukça önemlidir. Ayrıca ısı kaynağına yaklaştıkça, ısıl yayılım etkinliği azaldığından, kanatçıkların boyutları etkin soğutma yapabilmek için mini kanaldan mikro kanala doğru küçülmek durumunda kalabilmektedir.



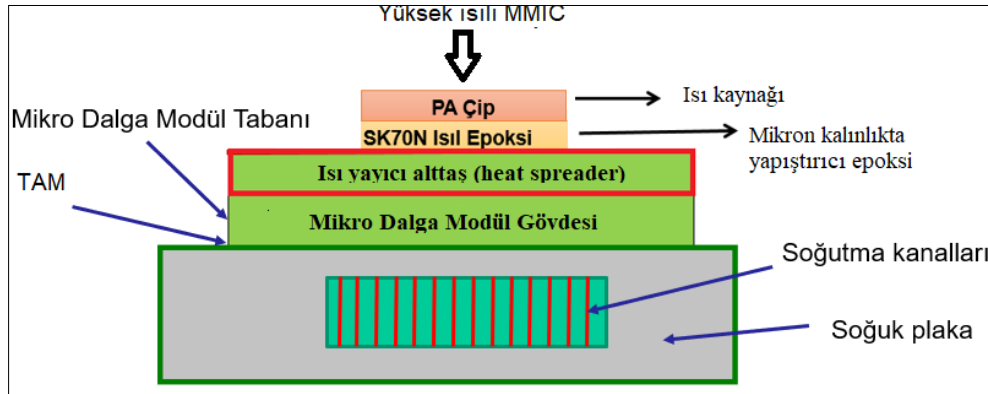
Şekil 2.3. Yakın soğutma modelinin MDM içinde uygulanmasını anlatan basit bir şema a) x-x kesit görüntüsü, b) Soğuk plakadan MDM içine sıvı girişini gösteren detay

Uzak soğutma (remote cooling) durumunda birçok ilave direnç oluşmaktadır. Özellikle ısı yayıcının modüle bağlantısı ve modülün de soğuk plakaya bağlantısında termal arayüz malzemeleri (TAM) önem kazanmaktadır. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de modülün soğuk plakaya bağlantısında ve ısı kaynağından soğuk plakaya kadar olan ara kademelerde ısının izlediği yol detaylı olarak gösterilmiştir. Isı yayıcı burada çok önemli bir rol oynamaktadır. Isı akışını küçülterek soğuk plkadaki kanatçıkların daha geniş kanallar ile daha yüksek alana sahip olmasına ve dolayısıyla daha kolay üretilebilir olmasına imkân sağlamaktadır. TAM direnci önemli bir dirençtir ve basınçla birlikte malzeme özelliklerine de bağlıdır. Özellikle, MMIC ısı kaynağının altındaki TAM küçük alana sahip olduğu için çok daha önemlidir. Bu sebeple bu bölgede yapıştırıcı olarak kullanılacak TAM malzemesinin

iletkenliği yüksek, kalınlığı çok küçük olacak epoksi tabanlı ürünler kullanılması tercih edilmektedir.



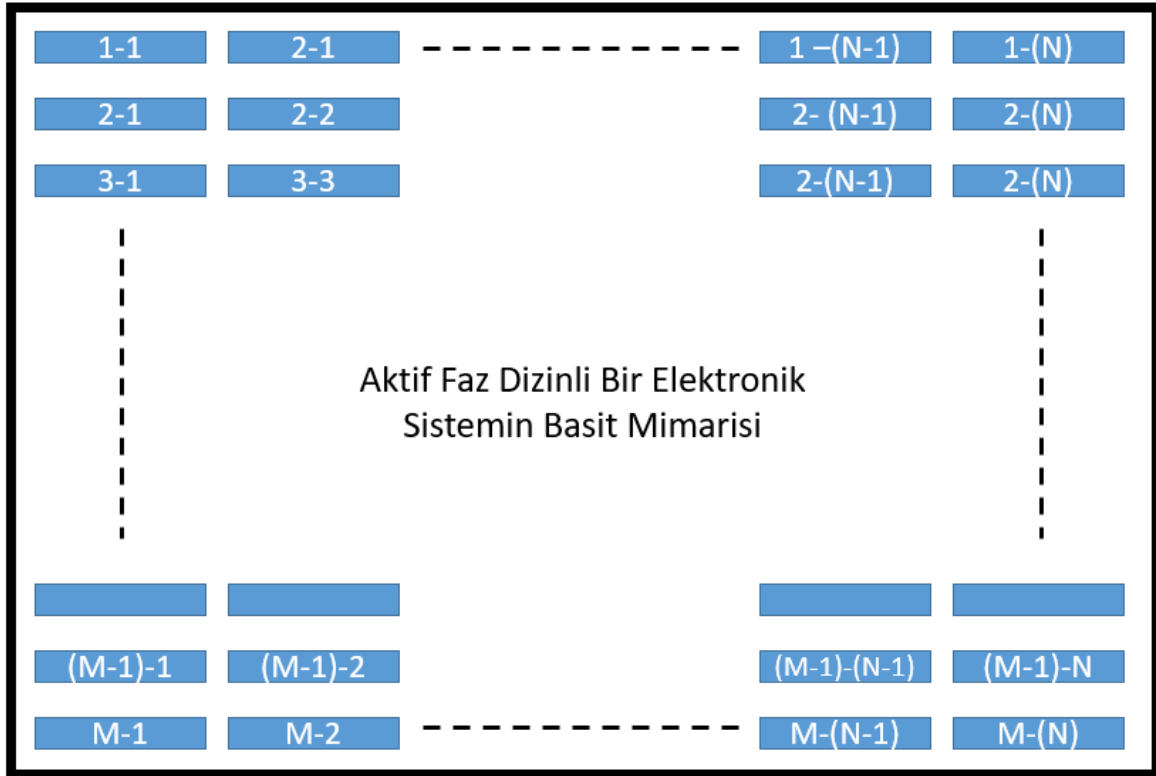
Şekil 2.4. Isı kaynağından soğutma sıvısına kadar uzanan hat üzerindeki dirençlerin ve ısı yayılımının gösterimi (uzak soğutma)



Şekil 2.5. Isı kaynağından soğutma sıvısına kadar uzanan hat üzerindeki elemanların gösterimi (uzak soğutma). Sıvı kanalı ısı kaynağından çok daha büyük olmaktadır

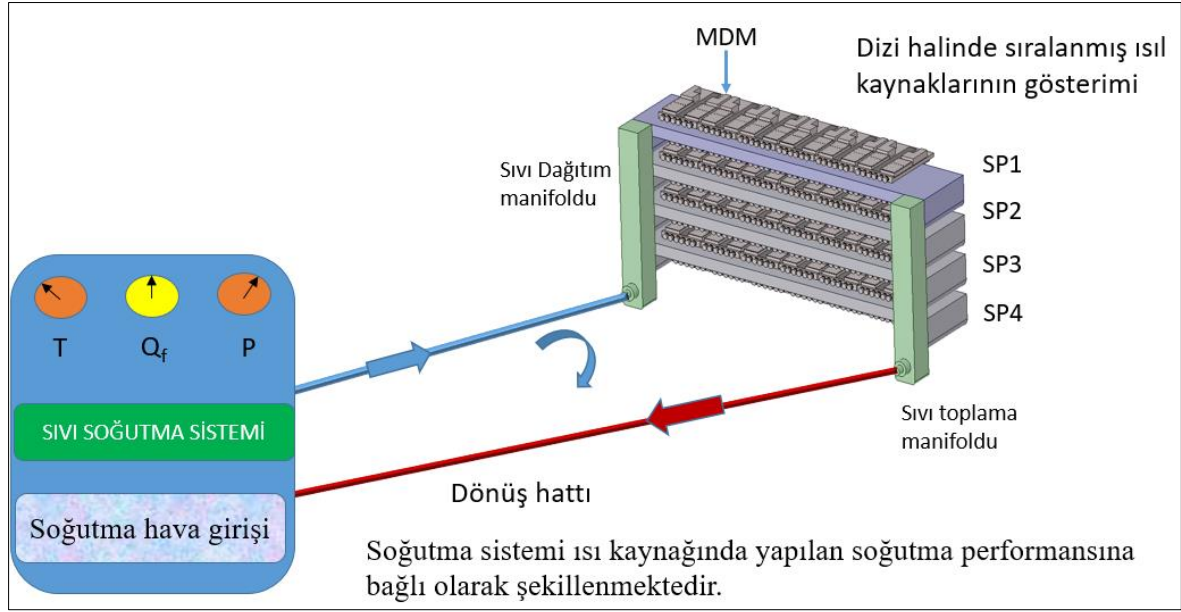
Çalışmanın en önemli çıkış noktası (amacı) çoklu ısı kaynaklarının en etkin ve minimum güç ile soğutulmasıdır. Şekil 2.6'da çoklu ısı kaynaklarına örnek olarak MxN yapı taşından oluşan bir anten alt sistemi şematik olarak verilmiştir. Bu şemada her bir hücre bir soğuk plakanın olduğu bir alt yapıdır. Tasarım yaklaşımı olarak, öncelikle bir adet MDM'nin soğutulması sonrasında, soğuk plakada bulunan tüm MDM ve diğer elektroniklerin soğutulması yer almaktadır. Bir sonrasındaki aşamada ise, tüm diziyi (MxN) soğutacak

manifoldların tasarımı gelmektedir. MMIC tarafından alınan önlemler ve etkin soğutma ile sistemi soğutacak olan ana soğutma sistemin gerekleri minimuma indirilerek, güç ağırlık ve hacimden çok büyük kazançlar elde edilebilmektedir. Şekil 2.7’de soğutma sistemi ile soğutulan kaynağı şematik olarak temsili gösterilmiştir. Dağıtım manifoldda yapılan akışkan, soğuk plakalar (SP) içinde gerekli soğutmayı yaptıktan sonra, toplama manifoldundan toplanarak soğutma sistemine geri dâhil edilmektedir.



Şekil 2.6. Çoklu ısı kaynaklarının soğutulmasına örnek olarak bir aktif faz dizinli radar sistemindeki yapıtaşlarının diziliminin gösterimi

Aktif faz dizinli radar ve elektronik harp sistemleri birçok aktif elektronik yapının bir araya gelmesi ile görev tanımını yerine getirmektedir. Birçok sistem birden fazla yapıtaşından oluşmakta ve bu yapıların her biri ısı olarak iyi yönetilerek sistem seviyesi gerekli elektronik performansın elde edilmesi hedeflenmektedir. Isı kaynakları MDM içinde sıcak nokta (hot spot) oluşturmakta ve bu yapılardan bir plaka üzerinde birden fazla olmakta (genellikle 8 adet) ve bu plakalarda yatayda ve dikeyde çok sayıda dizilerek antenin elektronik performansı garanti edilmektedir. Radar performansı ısı kaynaklarından çıkan RF güç ile görevini yerine getirmektedir.



Şekil 2.7. Tüm sistemin soğutma döngüsünü anlatan basit bir şema

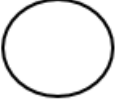
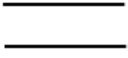
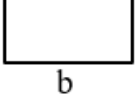
Isı kuyusu tasarımı soğutma çalışmalarının en önemli ve başlangıç aşaması olup, soğuk plaka ve manifold tasarımı da ana sistem mimarisinde önemli bir yere sahiptir. Bu bölümde tez kapsamında yapılan çalışmalara temel olacak ve literatürde yapılan ısı kuyusu optimizasyon çalışmalarına ait yaklaşımlar hakkında genel bilgilerden bahsedilecektir. Tez kapsamında incelenen konuların ana başlıkları aşağıda verilmiştir;

- Dikdörtgen kesitli mikro kanallarda ısı transferi teorisi
- Soğuk plaka tasarımında temel yaklaşımlar
  - Seri Akışlı Soğuk Plaka
  - Paralel Akışlı Soğuk Plaka
  - Dallanarak Ayrılan Akışlı Soğuk Plaka
  - Serpantin Akışlı Soğuk Plakalar
- Mikro kanallı yapılarda konstrüktif yasa (constructal law) yaklaşımları
- Minimum güç tüketimine yönelik çalışmalar
- Farklı kanatçık geometrilerinin termal ve hidrodinamik davranışı
- Yüksek en boy oranlı dikdörtgen kanallı yapılar
- Termal olarak gelişmekte olan bölgeyi kapsayan çalışmalar

## 2.1. Dikdörtgen Kesitli Mikro Kanallarda Isı Transferi

Dikdörtgen kesitli kanallar birçok uygulamada üretiminin kolay olması ve ısıl performansı dairesel yapılara göre uygun tasarlanması halinde daha yüksek olabilmesi nedeniyle çoğunlukla tercih edilebilmektedir. Çizelge 2.1’de gösterildiği üzere, dairesel kanallarda, ısı akısının sabit olduğu bir sınır koşulunda termal olarak tam gelişmiş akıslarda,  $Nu_{fd}=4,36$  olurken, dikdörtgen kesitli kanallarda birçok parametrenin yanı sıra AR (Aspect Ratio, En boy oranı) değeri etkin olmaktadır. Çizelgede görüldüğü üzere AR değeri arttıkça,  $Nu_{fd}=8,24$  değerine kadar çıkmaktadır. Ayrıca, hidrodinamik açıdan dikdörtgen kesitli yapılarda  $Po$  değeri sabit değildir ve AR değerine bağlı olarak değişim göstermektedir. Mikro kanallı ısı kuyuları özellikle 2000’li yılların başında çok yoğun olarak çalışılmıştır. 2005 yılında Garimella ve diğerleri [5] tarafından 3-boyutlu (3D) bir kanal için kapsamlı deneysel ve sayısal olarak farklı AR ve Re değerlerinde çalışma yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda giriş koşullarına göre farklı sonuçların elde edilebileceği belirtilmiştir ve literatürdeki sonuçlar ile farklılıklara değinilmiştir.

Çizelge 2.1. Nu ve Po sayısının tam gelişmiş bir akıştaki değişimi [6]

Kanal Şekli		$Nu_H$	$Nu_T$	$Po=fRe$
	Dairesel	4,36	3,66	16
	Düz Kanal	8,24	7,54	24
	Dikdörtgen Kesit	1	3,61	2,98
	AR: b/a	2	4,13	3,39
		3	4,79	3,96
		4	5,33	4,44
		6	6,05	5,14
		8	6,49	5,60
		$\infty$	8,24	7,54
				24,00

Burada;  $Nu=h.D_h/k$ ,  $Nu_T$ , Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında,  $Nu_H$ , Sabit ısı akısı sınır koşulunda,  $f$ : sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

Termal olarak gelişmekte olan bir akışta, dört yüzeyden ısı transferi olması halinde, boyutsuz termal giriş uzunluğuna ( $x^*$ ) bağlı olarak Çizelge 2.2'de verilen değerler literatürde kullanılmaktadır. Görüldüğü üzere, tam giriş noktasında,  $x=0$ 'da  $Nu_x=31,6$  olabilmektedir. Verilen bu değerlerde, kanal çapında herhangi bir sınırlama bulunmamaktadır. Çalışma çok genel olarak tüm hidrolik çapları karşılayacak şekilde verilmiştir. Bu çalışma kapsamında Nu sayısının giriş bölgesindeki yüksek değerde olmasının avantajından faydalanılması hedeflenerek farklı kanal boyutları en iyi tasarımı elde etmek üzere çalışılmıştır.

Çizelge 2.2. Nusselt sayısının dikdörtgen kesit alanına sahip bir kanalda, AR değerine ve boyutsuz termal gelişme uzunluğuna bağlı olarak değişimi [7]

$x^*$	$\alpha_c \leq 0,1^*$	$Nu_{x,4}$				
		$\alpha_c = 0,25$	$\alpha_c = 0,333$	$\alpha_c = 0,5$	$\alpha_c = 1,0$	$\alpha_c \geq 10^{**}$
0,0001	31,4	26,7	27,0	23,7	25,2	31,6
0,0025	11,9	10,4	9,9	9,2	8,9	11,2
0,005	10	8,44	8,02	7,46	7,1	9,0
0,00556	9,8	8,18	7,76	7,23	6,86	8,8
0,00625	9,5	7,92	7,5	6,96	6,6	8,5
0,00714	9,3	7,63	7,22	6,68	6,32	8,2
0,00833	9,1	7,32	6,92	6,37	6,02	7,9
0,01	8,8	7	6,57	6,05	5,69	7,49
0,0125	8,6	6,63	6,21	5,7	5,33	7,2
0,0167	8,5	6,26	5,82	5,28	4,91	6,7
0,025	8,4	5,87	5,39	4,84	4,45	6,2
0,033	8,3	5,77	5,17	4,61	4,18	5,9
0,05	8,25	5,62	5,00	4,38	3,91	5,55
0,1	8,24	5,45	4,85	4,22	3,71	5,4
1	8,23	5,35	4,77	4,11	3,6	5,38

$x^* = x / (\text{Re Pr } D_h)$ ; \* – paralel plakalar, her iki taraf da ısıtılmış \*\* – Paralel plakalar, tek taraf ısıtılmış

Kanallarda sınıflandırma yapmak çalışılan kanalı tanımlamada önemli olmaktadır. Çizelge 2.3'de Mehendale ve diğerleri tarafından [8] belirtildiği üzere, kanallar boyutlarına göre farklı şekilde sınıflandırılabilir. Süreklilik denklemlerinin geçerli olabilmesi için her bir gaz için çap değişmektedir. Örneğin, hava için süreklilik denklemleri kanal çapı 67

$\mu\text{m}$ 'den büyük olması halinde geçerlidir. Çapın 100 kat daha küçülmesi yüzeylerde kaymaya (slip) neden olacak bir akış davranışı oluşturabilmektedir. Hava için kaymalı akış (slip flow)  $0,67 \mu\text{m} < D < 67 \mu\text{m}$  arasında gerçekleşmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışmada dikdörtgen kesitli kanal olduğu için, en küçük kanal boyutu ( $W_c=120 \mu\text{m}-200 \mu\text{m}$  arası) sınıflandırmada değerlendirmeye alınmaktadır ve çalışılan kanallar mikro kanal olarak nitelendirilmektedir.

Çizelge 2.3. Dairesel kanallar için en küçük çapa (D) bağlı kanal sınıflandırması

Konvensiyonel kanal	$D > 3 \text{ mm}$
Mini kanal	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \mu\text{m}$
Mikro kanal	$200 \mu\text{m} \geq D > 10 \mu\text{m}$
Mikro kanala geçiş	$10 \mu\text{m} \geq D > 1 \mu\text{m}$
Nano kanala geçiş	$1 \mu\text{m} \geq D > 0,1 \mu\text{m}$
Nano kanal	$0,1 \mu\text{m} \geq D$

Mikro kanallı ısı kuyularında, en küçük boyut olarak kanal hidrolik çapı kullanılmaktadır. Kn sayısı (Eş. 2.1) akışkanın sürekli (continuum) olarak modellenip modellenemeyeceğini değerlendirmek için kullanılmaktadır. Kn sayısı basitçe ifade etmek gerekirse, kullanılan akışkanın  $\lambda$  (moleküler ortalama serbest yol- mean free path) değeri ile kanalın ölçülebilir uzunluk ölçeğinin oranını veren boyutsuz bir sayıdır.  $Kn < 10^{-3}$  olması halinde akış sürekli ve Navier-Stokes denklemleri kullanılabilir.

$$Kn = \frac{\lambda}{\text{Karakteristik Boyut}} = \frac{\lambda}{D_h} \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte

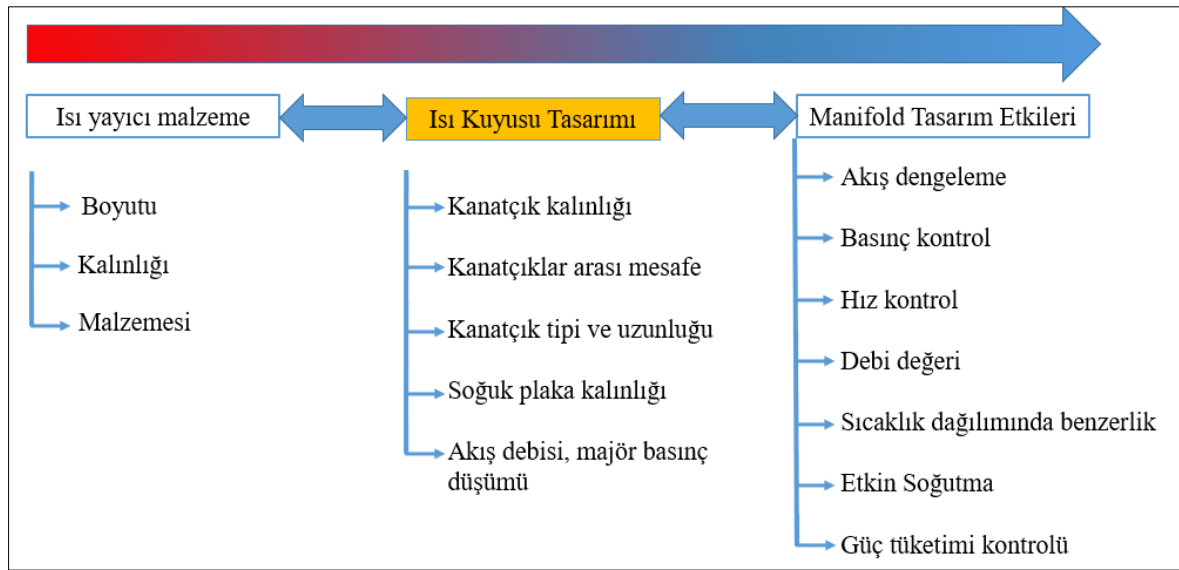
$$\lambda = \left( \frac{\mu \sqrt{\pi}}{\rho \sqrt{2RT}} \right) \quad (2.2)$$

Burada  $\lambda$  ortalama serbest yol olarak tanımlanmaktadır. Eşitlikte,  $\mu$  viskozite,  $\rho$  yoğunluk, T mutlak sıcaklık ve R gaz sabiti olarak tanımlanmaktadır. Mikrokanal boyutunda, sıvılar için Kn sayısı  $10^{-3}$ 'nin çok altındadır, bu sebeple Navier-Stokes denklemleri viskoz ısınmalar hariç tutularak uygulanabilmektedir.

## 2.2. Soğuk Plaka Tasarımında Temel Yaklaşımlar

Soğuk plaka genellikle içinde birden fazla ısı kaynağının olduğu ve sıvı giriş çıkışlarının bir üst sisteme entegrasyonu düşünülerek tasarlanan ana yapıdır. Soğuk plaka hem soğutma amaçlı olarak kullanılmakta hem de yapıya bir dayanım sağlayarak maruz kalacağı zorlu koşullara karşı hassas elemanların dayanmasına imkân sağlamaktadır. Soğuk plakalar özellikle radar & elektronik harp sistemlerinde bir yapı taşı olmakta ve sistemin en önemli parçası haline gelmektedir. Soğuk plaka sayılarının 100'lerin hata 1000'lerin üzerine çıktığı sistemler olabilmektedir. Radarlar antenleri ile hedefleri tespit ederken, anten açıklıklarının büyük ve geniş olması, daha uzak mesafedeki hedefleri tespit etmeye imkân sağlamaktadır. Bu performansı sağlayabilmek için de birçok mikrodalga elemanın aynı anda enerji harcayarak aktif görev yapması gerekmektedir. Mikrodalga modülleri ve elemanları daha fazla sayıda soğuk plaka ile bir dizi halinde entegre edilerek paketlenmektedir ve soğutulmaktadır. Bu durumda, birçok soğuk plaka soğutulacağı için, akışkanın çok iyi yönetilerek minimum debide en etkin soğutma yaparak sistem seviyesinde gerek duyulan pompa gücünün ve hacminin düşürülmesi gerekmektedir. Şekil 2.8'de ısı kuyusu, ısı yayıcı ve manifold tasarımı arasındaki ilişki anlatılmaya çalışılmıştır. Isı kuyusu tasarımı ısı yayıcı (heat spreader) ile birlikte yapılmak durumundadır. İyi bir ısı yayıcı, ısı kaynağı malzemesi ile uyumlu olmalı, termal genişleme katsayıları (CTE) birbirine çok yakın olmalıdır. Isı yayıcılar genellikle ısı kuyusundan daha iyi iletkenliğe sahip malzemelerden üretilmektedir. Günümüz teknolojisinin ilerlemesiyle birlikte karbon kompozit malzemeler ile elde edilen ısı yayıcıların ısı iletkenlikleri saf bakırın değerinden ( $k_{\text{bakır}} = 380\text{W/mK}$ ) yüksek olmaktadır. Özellikle yapay elmasların bu amaçlı kullanılması durumunda ısı yayıcı malzemelerin ısı iletkenlik değeri her yönde  $600\text{ W/mK}$  gibi yüksek bir değere kadar çıkabilmektedir. Isı ile ilgili problemlerin çözümüne çok büyük katkı sağlayan bu malzemeler sistem seviyesi çözümlerin çok daha güvenilir ve düşük maliyetli olmasına imkân sağlamaktadır. Isı yayıcı ile elde edilen iyileştirmeden sonra, bir sistemdeki en kritik bileşen ısı kuyusu olmaktadır. Isı kuyusu tasarımında birçok parametre etkin olmaktadır ve bu etkenler çok iyi analiz edilerek en iyi çözüm bulunmalıdır. Isı kaynağının birden fazla olduğu sistemlerde soğutma mimarisi ve manifoldların (toplama ve dağıtım) tasarımı çok önem kazanmaktadır. Eldeki pompa gücünün etkin kullanılması için ısı kaynağına ulaşana kadar izlenen yoldaki kayıpların minimum seviyeye indirilmesi gerekmektedir. Manifold tasarımı tüm yapının performansını etkileyen önemli tasarım aşamasıdır. Sıvının her bir ısı kaynağına istenilen debi kadar ulaştırılması gerekmektedir.

Isı yalıtıcı malzeme ısının yoğunluğunu azaltırken, ısı kuyusu soğutmanın daha geniş bir alandan uygun kanatçıklar ile yapılmasına imkân sağlar. Isı kaynağının hemen altında bulunan ısı kuyularının tasarımları sonucunda, debi, sıcaklık dağılımı, basınç düşümü ve ısı kuyusuna bağlı parametreler (kanatçık genişliği, kalınlığı ve yüksekliği vs.) ortaya çıkar. Isı kuyusu tasarımı tamamlandıktan sonra önemli diğer aşama dağıtım ve toplama manifoldların tasarımıdır. Bu kapsamda yapılan çalışmalar sonucunda, manifoldun yapısı hiyerarşik, seri veya karma olarak temelde üç farklı model ortaya çıkabilir. Bunun sonucu olarak da toplam sıvı debisi ve toplam ihtiyaç duyulan pompa gücü ortaya çıkar. Manifold tasarımının bir başka çıktısı da ısı kuyularının sıcaklık dağılımlarını mümkün olduğu kadar birbirine yakın tutarak elektroniklerin en uygun sıcaklıkta çalışarak elektriksel performansın en iyi noktaya gelmesini sağlamaktır. Hatalı bir sıvı dağılımı etkin soğutmayı engelleyeceği gibi, basınçların gereksiz artmasına ve metal yüzeylerde aşınmaya neden olabilecek aşırı hızlı akışların oluşmasına sebebiyet vererek soğuk plakaların ömrünü azaltabilmektedir.

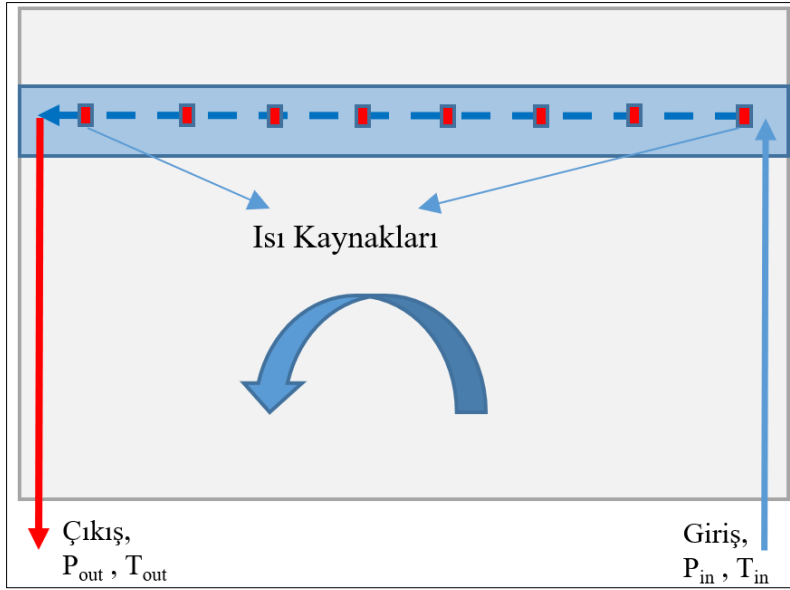


Şekil 2.8. Sistem çözümü kapsamında ısı yönetimin etkileri ve ilgili parametreler

Soğuk plakalarda sıvının ısı kaynaklarına dağıtımını birçok farklı tasarım yaklaşımı ile yapılabilmektedir. İzleyen bölümlerde bu yaklaşımlardan bazıları genel amaçlı açıklayıcı bilgi olarak verilmiştir.

### 2.2.1. Seri akışlı soğuk plaka

Genel olarak soğuk plaka içinde sıvı dağıtımı paralel veya seri olabilmektedir. Ancak bunların dışında birçok farklı birleşimin olduğu literatürdeki kaynaklardan bilinmektedir. Şekil 2.9'da U-harfi-desenli seri soğutmalı bir soğuk plaka görülebilir. Burada akışkan bir bölgeden soğuk plakaya giriş yapmakta ve sırası ile tüm ısı kaynaklarını soğutarak soğuk plakanın sıvı çıkışında hattı tamamlamaktadır. Böyle bir soğuk plakanın en büyük avantajı sıvının döngü içindeki yolu nettir ve akış debisindeki değişim, ısı kuyularındaki dağılımda herhangi bir fark yaratmaz. Buna bağlı olarak da her bir ısı kaynağının altıdan sıvının geçeceği garantidir. Dezavantajlarının başında ise, sıvının her bir ısı kaynağına bir miktar daha ısınmış halde girmesi ve bunun sonucu olarak da en son ısı kaynağının yüksek sıvı sıcaklığından dolayı soğutmada problem yaşayabilecek olmasıdır. Seri akışlı soğutmada, sıvının ısınmasını engellemek için sıvı debisi artırılabilir ancak bu da basınç düşümünün daha da artmasına neden olacaktır. Isıl yönetimde uygulanabilecek diğer bir alternatif ise, hat üzerinde sona doğru yaklaştıkça kanatçık yoğunluğunun kademeli olarak artırılarak ısı kaynaklarının sıcaklıklarının birbirine yaklaşmasını sağlayarak, basıncı da belli bir değerde tutmak olabilir. Seri soğutmadaki en büyük dezavantaj; kanalların çok küçük olması ve mikro kanala doğru yönelmesi halinde, basınç kayıplarının artarak pompa gücünün, buna bağlı olarak pompa hacminin artmasına sebep olmakta ve tüm sistemin yüksek basınçta çalışmasına neden olmasıdır. Yüksek basıncın tasarıma etkisi ise sızdırma riskinin plaka detayında ve contalarda artmasıdır. Bu probleminin önüne geçmek için daha dayanıklı soğuk plakalar yapmak durumu ortaya çıkabilir. Bunun sonucu olarak da dayanım için kalın ve ağır plakalar tasarlayıp üretmek gelebilir. Genellikle, dayanım için uygulanan yöntem; soğuk plakaların maruz kalacağı işletme basıncının 1.5 katında test edilmektedir. Bu konuda daha detaylı çalışma Hayner ve diğerleri tarafından 2014 yılında yapılan çalışmada verilmiştir [3].



Şekil 2.9. U harfi şekilli seri soğutmaya örnek bir soğuk plaka

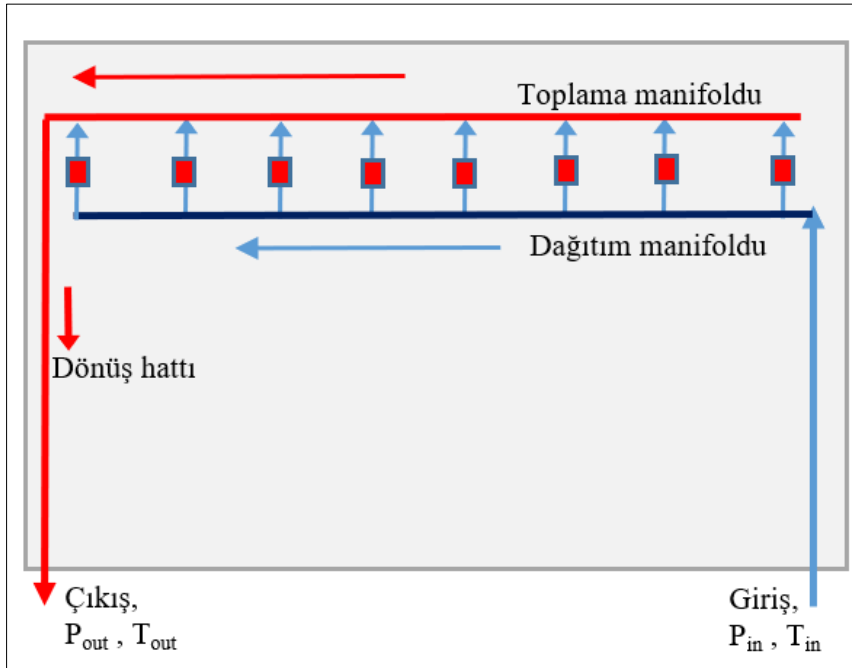
Seri soğutmada her bir ısı kaynağının altındaki mikro-mini kanallardaki basınç düşümü termal özelliklerin değişmediği kabul edilen bir çalışmada çizgisel olarak toplanarak toplam basınç düşümü Eş. 2.3'de verildiği gibi ortaya çıkmaktadır. Buradaki en önemli dikkat edilmesi gereken husus, izin verilen basınç düşümünün mümkün olduğu kadar ısı kaynağında harcanarak geniş kanallarda çok küçük kayıpların elde edileceği tasarımları ortaya koymaktır.

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} = (\sum_{i=1}^n \Delta P_i) + \text{küçük kayıplar} \quad (2.3)$$

Isı kaynakları arasındaki sıcaklık farkı, aynı kanatçık yapısına sahip olunması halinde, sıvının ısınmasına bağlı olarak eklenerek arttığı söylenebilir. Ancak, sıvı sıcaklığı arttıkça ve soğuk plaka kalınlığının yüksek olması durumunda, akış ekseninde iletimle ısı transferini sıcaktan soğuya doğru tetikleyeceği için, akış yönünün tersi yönünde de ısı transferi olacaktır. Bu durum birinci ve sonuncu ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının açılmasını bir miktar önleyecektir. Bunun sonucu olarak, sıcaklık farkları açısından beklenenden daha iyi bir durum ortaya çıkabilir.

### 2.2.2. Paralel akışlı soğuk plaka

Paralel dolaşımli soğuk plakada sıvı tek bir hat (yol) izlememektedir. Gerekli yerlere gerekli debiyi ayarlayarak uygun bir soğutma yapılabilir. Paralel soğutmalı çözümlerde, akışkan soğuk plakanın ilgili noktasından giriş yaptıktan sonra ısı kaynaklarına dağıtım yapacak bir manifoldta ihtiyaç duyulmaktadır. Manifold tasarımı ısı kuyularındaki basınç düşümü ile doğrudan ilgilidir. Sistem seviyesindeki basınç kayıplarının düşük tutulması için, manifolddaki basınç kayıplarının önüne geçmek ve akışkanı verimli kullanmak önem arz etmektedir. Şekil 2.10'da paralel soğutmaya basit bir örnek verilmiştir. Burada, sıvı bir noktadan plakaya giriş yapmakta ve ardından ısı yüklerinin her birine bir dağıtım manifoldu ile dağıtılıp, bir başka manifold ile de toplanmaktadır.



Şekil 2.10. Z harfi şekilli paralel soğutmaya örnek bir soğuk plaka. Isı kaynaklarına dağılırken çizilen hat Z olarak tanımlanmaktadır

Paralel soğutmada eş ısı kaynakları soğutulurken, toplam debinin ısı kaynağı sayısına bölünmesi beklenmektedir. Paralel dağıtım manifoldları kendi içlerinde birçok farklı şekilde tasarlanabilmektedir. Z tipi dağıtım, I tipi ve Y tipi dağıtım gibi birçok farklı tasarımlar düşünülebilir. Buradaki en önemli hususlardan biri ısı kuyusunda hedeflenen debiye bağlı olarak manifoldların istenilen performansı sağlayacak şekilde tasarımının yapılmasıdır. Paralel akışlarda, sıvı ısı kaynaklarına bölünerek dağıldığı için çok yüksek

basınç düşümleri görülmemektedir. Çok yüksek debili bir akış iyi tasarlanması halinde soğuk plaka içinde etkin bir soğutma yapıp çok düşük basınç düşümlerine imkân verebilir. Paralel soğutmada oluşabilecek en büyük problem sıvı debisine bağlı olarak akış dağılımının değişkenlik göstermesi (maldistribution) olarak gösterilebilir.

Bu tip soğuk plakalarda, ısı kaynağı altında önemli bir basınç kaybı ( $\Delta P_i$ ) olması beklenmektedir ancak manifoldlardaki basınç kaybının minimumda tutulması hem var olan gücü etkin kullanmak hem de mümkün olduğu kadar eşit sıvı dağılımı elde etmek için gerekmektedir. Manifold içinde basıncın kaydedeğer olması plaka içinde eşit dağılımı zorlaştırıcı bir faktördür. Eş. 2.4'de paralel akışlı bir soğuk plaka içindeki olması gereken basınç düşümü ifade edilmiştir.

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} = (\Delta P_i) + \text{diğer küçük kayıplar} \quad (2.4)$$

Burada  $\Delta P_i$  eş ısı kuyularından sadece birisine ait basınç düşümüdür. Diğer kayıplar olarak, manifolddaki ve sıvı giriş çıkış hatlarındaki küçük kayıplar kastedilmektedir. Aynı ısı yüklerine sahip ısı kaynaklarını benzer sıcaklıkta tutmak için, eşit dağılım elde etmek önemlidir. Eşit akış dağılımı için Eş. 2.5'deki koşul gerekli olmaktadır. Aksi takdirde, sıvı çıkış noktasına en düşük direncin olduğu yolu izleyerek ulaşacaktır.

$$\Delta P_i \gg \text{Manifold Basınç kayıpları} \quad (2.5)$$

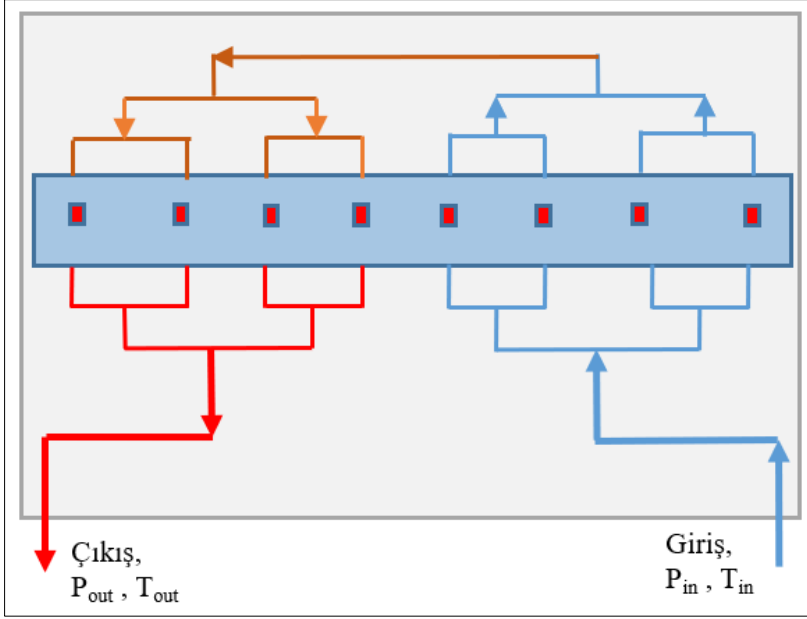
Sıvının eşit olarak dağıtıldığı bir plakada, her ne kadar çıkış tarafına doğru sıcaklıklar bir miktar artış gösterse de her bir ısı kaynağının sıcaklığı ( $T_i$ ) birbirine yakın olması beklenmektedir, Eş. 2.6 ile bu durum ifade edilmektedir.

$$T_1 \cong T_2 \cong \dots T_n \quad (2.6)$$

### 2.2.3. Akışın dallanarak ayrıldığı soğuk plaka

Bu tip soğuk plakalarda, sıvı hatları bölünerek her bir ısı kaynağının altına ulaşmaktadır. Dallanma bir kurala bağlı olarak yapılabileceği gibi kuralsız da yapılabilir. Dönüş hattı da benzer şekilde dalların birleşmesiyle sıvı döngüsü tamamlanabilir. Şekil 2.11'de gösterilen

yapı, seri soğutma ile paralel soğutmanın avantaj ve dezavantajlarını beraberinde barındırmaktadır. Bu tip soğuk plakaların daha verimli çalışabilmesi HESS-MURRAY [9-11], kuralı uygulanarak dağılımın minimum basınç düşümünde ve etkin olarak yapılması sağlanabilmektedir.



Şekil 2.11. Sıvının soğuk plaka içinde dallanma (branching) yöntemi ile dağıtılması

Manifold tasarımında en önemli husus hatalı dağılımın (maldistribution) önüne geçebilmektedir. Bu kurala göre, hatların kesit alanları ve boyları arasında ilişki bir kurala göre oluşturulmaktadır. Bu konuda, Parlak ve diğerlerinin [12] yapmış olduğu (2020) çalışmada örnek bir uygulama olarak incelenebilir. Bu yapının en büyük avantajı sıvının ana debisinin değişmesine rağmen, plaka içindeki akış dağılım oranlarının aynı kalmasıdır. Bu sebeple, çok yüksek basınç düşümleri veya akışta kısa devre gibi olumsuz durumlar beklenmemektedir.

HESS-MURRAY kuralına göre, ana hat (mother line) üzerinden daha küçük hatlara (daughter line) bölünecek olan akış, Eş. 2.7- 2.9 kullanılarak uygulanmaktadır. Yapının simetrik olması veya kanal çaplarının aynı olması zorunlu değildir. Eşitlikte alt simge "1" ana hatta, alt simge "2" bölünmenin olacağı dar kanallı hatta karşılık gelmektedir. "NB" (number of branching) ise toplamda kaç kademe dallanma yapılacağına karşılık gelmektedir. İki kez kanal çapında düşüm yapılacak ise, NB=2 olmakta ve Eş. 2.9'dan  $\lambda=3$  olmaktadır.

Çap düşümü için kullanılacak denklem Eş 2.7’de verilmiştir.

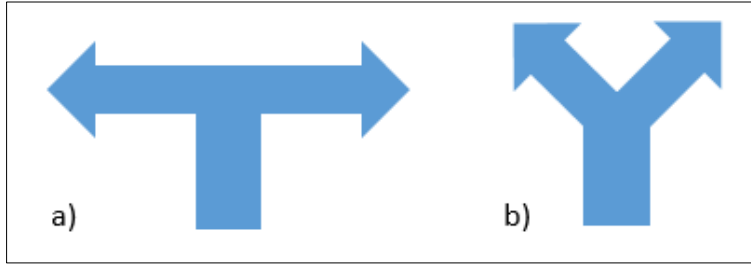
$$\frac{D_1}{D_2} = 2^{\frac{1}{\lambda}} \quad (2.7)$$

Kanal uzunluğu hesapları için, bir kanalın uzunluğu bilinmesi halinde, Eş. 2.8 kullanılarak diğer kanal uzunluğu hesaplanabilmektedir.

$$\frac{L_1}{L_2} = 2^{\frac{1}{\lambda}} \quad (2.8)$$

$$\lambda = NB + 1 \quad (2.9)$$

Şekil 2.12’de belirtildiği üzere, bu tip yapılarda akışın bölünmesi “T” yapıda olabileceği gibi “Y” şeklinde de olabilmektedir.

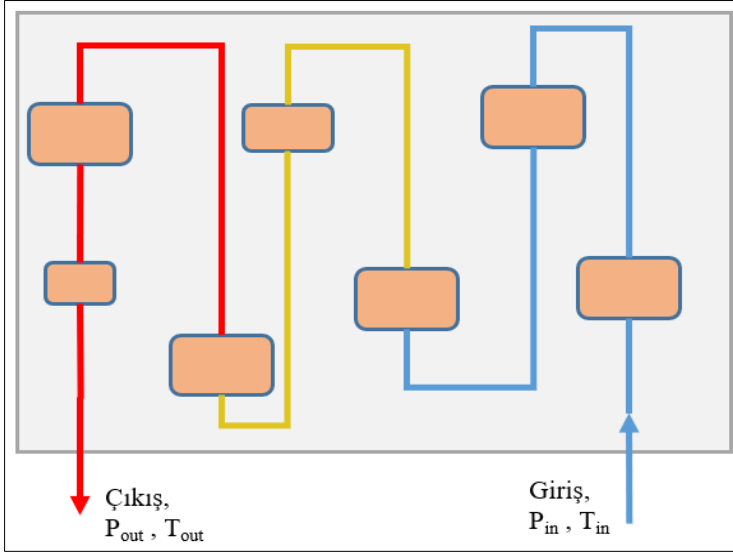


Şekil 2.12. a) T ve b) Y tipli akış dağıtım manifoldlarının temsili gösterimi

T yapıda basınç kayıplarının akışkanın 90 derece yön değiştirmesinden dolayı bir miktar daha fazla olması beklenmektedir. Y yapıda ise akış daha az yön değiştirdiği için daha düşük basınç kayıplarına imkân vermektedir ve bu tip dallanan yapıların kullanımının daha ideal olduğu söylenebilir. Bu tip bölünmelerde bir sistem içinde sıralı olarak birçok sayıda olabilir. İşte bu durumda bu oranlar HESS-MURRAY kuralı kullanılarak hesaplanarak, problemin sistematik olarak çözüme kavuşturulması sağlanabilir.

#### 2.2.4. Serpantin akışlı soğuk plakalar

Serpantin yapılarda akışkan sırası ile ısı kaynaklarının altından dolanarak çıkış bölgesine gelmektedir. Seri soğutmanın en çok kullanılan tekniklerindedir. Şekil 2.13’de detaylar basit bir anlatımla verilmeye çalışılmıştır.



Şekil 2.13. Sıvının soğuk plaka içinde serpantin olarak dağılımı

Bu teknikte dikkat edilmesi gereken husus, basınç düşümünü en az seviyeye indirmek için kanal çaplarının büyük kullanılmasıdır. Yüksek ısı akıllı problemler için çok ideal olmayabilir ama düşük ısı yüküne (ısı akısına) sahip yapılarda üretim kolaylığı ve düşük maliyet nedeniyle çok tercih edilmektedir.

### 2.3. Mikro Kanallı Yapılarda Konstriktif Tasarım Yasası (Constructal Design Law) Yaklaşımları

İlk olarak 1996'lı yılında Adrian Bejan tarafından ortaya atılan Konstriktif Tasarım Yasası (Constructal Design Law) yaklaşımı ilerleyen yıllarda çok hızlı bir şekilde ısı kuyularının tasarımında detaylı olarak incelendi. Bu teoriye göre, belli bir basınç düşümü için, uygun bir kanal tasarımı yapılması halinde termal performansın en iyi olacağı bir çözüm olduğunun bilinmesidir [13-16]. Kanal çapı küçüldükçe, basınç düşümü artmakta ve kanalın ısı transfer performansı da buna bağlı olarak artış göstermektedir. Benzer şekilde, kanal çapı büyüdükçe, basınç düşümü azalmakta ve ısı performans da benzer şekilde davranış göstermektedir. Konstriktif yaklaşım ile belli bir basınç düşümü için tanımlanmış kesit için pompa gücünü de hesaba dahil edecek tasarımlar elde edilebilmektedir.

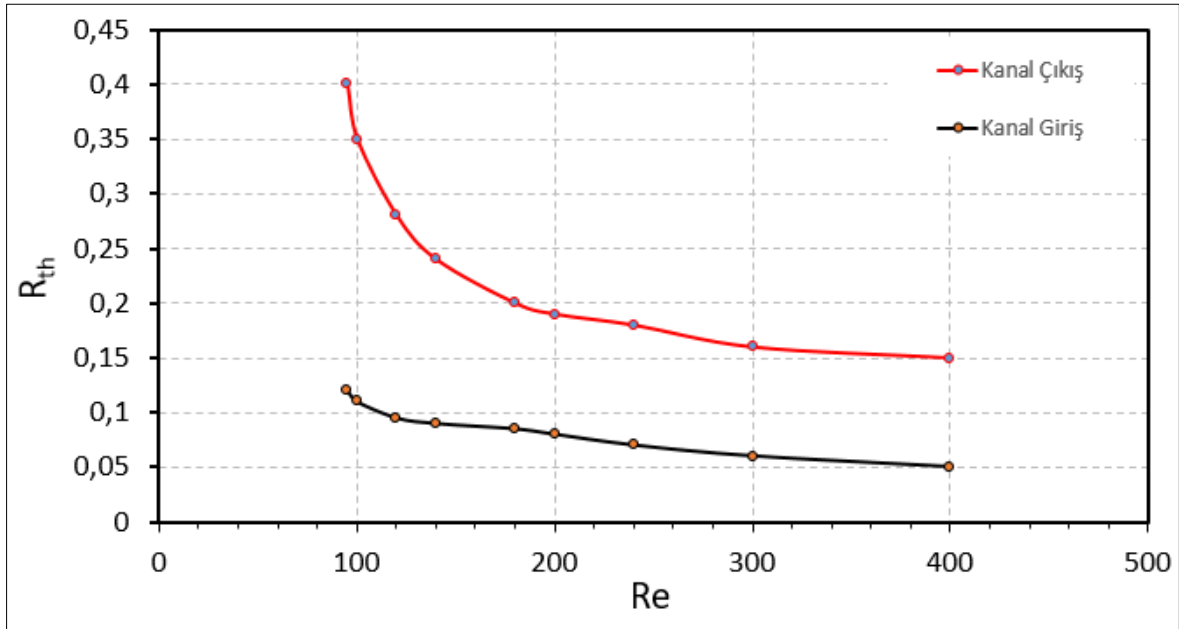
Bu alanda yapılmış birçok çalışma [17-19] literatürde görülebilir. Bu konuda yapılmış belli başlı çalışmalardan bahsetmek gerekirse, Miguel [20] yapmış olduğu bir çalışmada enerjinin etkin kullanılmasının enerji üretmek kadar önemli olduğunu vurgulayarak, zorlanmış soğutmada ısı kuyularının analitik yaklaşımla tasarlanmasını sağlamıştır.

Minimum pompa gücü ile yeterli ve etkin soğutma elde etmek için bir tüp içindeki burgaçlı (türbülanslı) akış için bir ifade geliştirerek, ısı değiştirici içindeki tüplerin boy çap oranını ( $L/D$ )  $Re$  sayısına bağlı olarak tanımladılar. Dairesel bir kanalın  $L/D$  oranına ve  $Re$  sayısına bağlı olarak soğutulan ısı yükünü  $Q_q^*$  boyutsuz ısı iletim katsayısı (thermal conductance ( $1/R$ )) olarak,  $P_u^*$  ise boyutsuz pompa gücü olarak tanımlayarak logaritmik bir grafik elde etti. Çalışmada  $Re$  sayısı arttıkça bir noktadan sonra termal iletimin veya diğer deyişle ısı performansın belirgin bir şekilde düştüğü gösterildi. Miguel'in yapmış olduğu çalışmada  $L/D$  oranı arttıkça, aynı pompa gücünde, daha küçük  $Re$  sayılarında çalışılabilir anlamı çıkarılmaktadır. Bu durum basitçe şöyle açıklanabilir; kanal çapı sabit tutulup, kanal boyu artırılınca aynı debide daha fazla basınç düşümü olacağından, aynı pompa gücünde daha az debide sıvı pompalamak gerekecektir veya aynı debi için daha fazla pompa gücüne ihtiyaç olacaktır. Termal performansta buna bağlı olarak toplam yüzey alanının değişmesine ve özellikle çapın değişmesine bağlı olarak taşınımı ısı transferini etkilediği için olumlu veya olumsuz yönde değişim gösterecektir. Ancak, Miguel'in çalışması dikkatlice incelenecek olursa, genellikle yüksek basınç düşümlerinde daha iyi termal performans elde edilirken, daha yüksek pompa gücüne ihtiyaç olduğu görülmektedir.

Konstriktif tasarım yasası yaklaşımı ile yapılan bir başka çalışmada, Abidin [21] mikro kanallı bir ısı kuyusunu optimize etti. Yapılan çalışmada, pompa gücünün optimize edilebilmesi için entropi üretiminin minimum seviyeye indirilmesi gerektiğine vurgu yaptı. Daha önceleri Li ve Peterson (2005) tarafından çalışılan paralel dikdörtgen kesitli mikro kanalda EGM (Entropy Generation Minimization) uygulayarak çalıştı ve Li ve Peterson'nun [22] bulduğu optimum kanal boyutlarından farklı bir sonuç buldu. Sonuç olarak, kanal optimizasyonunda EGM'nin önemini ortaya koydu. Bu çalışmalara ek olarak Mushtaq ve diğerleri [23] tarafından yapılan çalışmada farklı kanal geometrilerinin (dairesele, kare, dikdörtgen, eş kenar üçgen ve yamuk) ısı değiştiricilerin tasarımlarındaki termal performansını ve hidrodinamik davranışlarını inceledi. Bu çalışmanın sonucunda kanal sayısının artmasının termal performansta ve basınç düşümünde iyileştirmeler yaptığını ortaya koydu. Ayrıca, dairesele kanalların performansının diğer şekillere göre daha iyi performans gösterdiğini vurguladı.

Bello-Ochende ve diğerleri [24] tarafından yapılan çalışmada (2007), paralel dikdörtgen kesitli kanalların konstriktif yaklaşımı ile soğutulması çalışıldı. Yapılan çalışma çok

kapsamlı olup, birçok parametreye bağlı olarak ısı iletim (Thermal Conductance) hidrolik çapa göre optimize edildi. Bilindiği üzere, hidrolik çap hem basınç kaybında hem de ısı performansta doğrudan etkin olan bir boyutsal büyüklüktür. Bu çalışma kapsamında belli parametreler sabit tutulduğunda, en-boy oranına bağlı olarak  $T_{max}$  değerinin en küçük olduğu nokta en-boy oranının en büyük olduğu nokta olmadığı gösterilmiştir. Bu çalışmada [25] geliştirilen kod ile Qu ve Mudawar (2002) tarafından yapılan çalışma [25] ile karşılaştırma yapılmıştır. Çalışmanın önemli çıktısı Şekil 2.14’de verilmiştir. Akışkanın ısı kuyusuna girdiği bölgede, termal olarak henüz gelişmemiş olmaması nedeniyle,  $Nu_x$  en üst değerdedir, bu sebeple de giriş bölgesindeki termal direnç düşük olmaktadır. Kanal çıkışında ise,  $Nu_x$  tam gelişmiş duruma gelmiş olduğundan ve kalorik ısınmadan dolayı akışkanın sıcaklığı arttığından çıkış bölgesindeki dirençler daha yüksek hesaplanmaktadır. Re sayısı debi artışı nedeniyle arttıkça,  $x^*$  ve  $R_{cal}$  etkisi kanal çıkışına doğru azalmakta bunun sonucu olarak da giriş ve çıkış bölgesindeki direnç değerleri birbirine yaklaşmaktadır. Nihayetinde tam gelişmiş bir akışta, taşınımlı ısı transferi sabitlendiği için, giriş ve çıkış arasındaki tek fark kalorik ısınma kaynaklı direnç olarak sabit kalmaktadır. Bu durum ilgili şekilde  $Re=400$ ’de  $R_{th}$  değişiminden açıkça görülmektedir.



Şekil 2.14. Kanal giriş ve çıkışındaki termal dirençlerin Re sayısına bağlı olarak değişiminin gösterimi [24-25]

Konstriktif yaklaşımı ile ilgili olarak Xie ve diğerleri [26] tarafından (2014) bir çalışma yapılmıştır. Burada birden çok plaka bir mikro kanallı ısı kuyusuna adapte edilerek laminar

akıdaki termal ve hidrodinamik davranışı incelenmiştir. Yapılan çalışmada Re sayısı 230-560 arasında değişmektedir. Plakaların (kanatçık) akış boyunca çatallanma yaparak dizilmesi basınç düşümünü ve ısı transferini artırmıştır. Basınç düşümünün artmasında en büyük etken hidrolik çapın küçülmesidir. Buna bağlı olarak da küçük hidrolik çaplarda ısı transfer katsayısının ( $h$ ) artması ve ayrıca toplam yüzey alanının artmış olması gösterilebilir. Çalışma kapsamında yapılan değerlendirme sonucunda, bir kanal içinde maksimum iki adet çatallanma yapılmasının uygun olacağı belirtilmiştir. Çatallanmanın nerede ve ne sıklıkla yapılması gerektiğine vurgu yapan önemli bir çalışmadır.

Bello-Ochende ve diğerleri tarafından yapılan [27] bir başka mikro kanallı soğutma çalışmasında, farklı kanatçık parametrelerine bağlı olarak elde edilen performans değerleri,  $Be$  (Bejan sayısı, boyutsuz basınç düşümü) sayısına bağlı bir ifade etti. Global ısı iletim ( $C$ =Global Thermal Conductance) değeri  $Be$  sayısına bağlı olarak arttığını göstermiştir. Bu ifadenin tersi Global Termal Direnç ( $1/C$ ) olarak tanımlanmaktadır. Eş. 2.10- 2.12'de  $Be$  sayısı,  $C$  sayısı ve  $C_{max}$  sayısının  $Be$  sayısına bağlı olarak değişimi ifade edilmiştir.

$$Be_L = \frac{\Delta PL^2}{a \cdot \mu} \quad (2.10)$$

$$C_{max} = 0,82Be^{0.38} \quad (2.11)$$

$$C = \frac{q'' L}{k(T_{max} - T_{in})} \quad (2.12)$$

Yapılan çalışmada kullanılan önemli fiziksel bağlantılar ve tanımları Çizelge 2.4'de verilmiştir.

Çizelge 2.4. Konstriktif tasarımda kullanılan parametrelerden bazıları [27]

Parametre	Tanımı
$\phi$ :	Katının toplam hacime oranı
$t_2/t_1$ :	Kanatçık kalınlığının taban kalınlığına oranı ( $t_1$ : taban kalınlığı)
$t_2/t_3$ :	Kanatçık kalınlığının kapak kalınlığına oranı ( $t_3$ : kapak kalınlığı)
$H/G$	Toplam yüksekliğin, kanatçıklar arası mesafeye oranı
$\alpha, a$	Isıl yayılım katsayısı (thermal diffusivity)

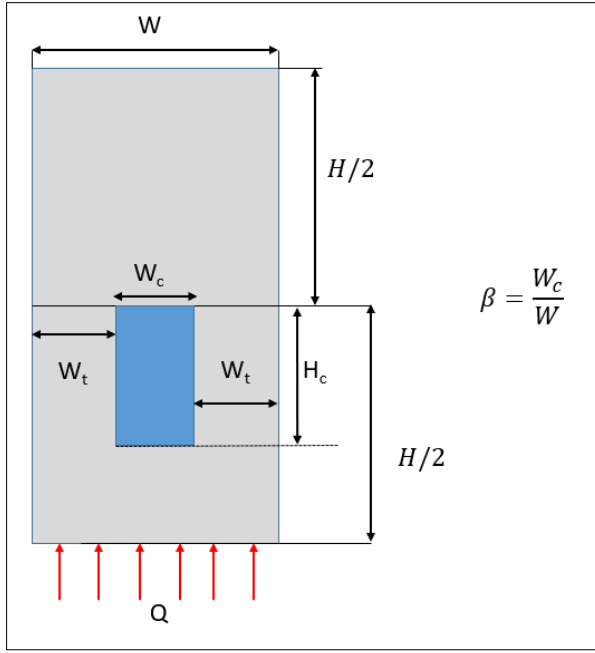
$\Delta P=50$  kPa,  $t_2/t_3=1$ ,  $t_2/t_1=0,08$  ve  $\phi=0,8$  için yapılan hesaplamalar ile  $T_{max}$  değerinin minimum değeri,  $H/G=0,8$  için elde edildiğini gösterdi.  $H/G=0,8$ 'den küçük değerler için,  $T_{max}$  değeri azalırken,  $H/G=0,8$ 'den büyük değerler için  $T_{max}$  değeri artış göstermektedir. Ayrıca,  $C_{max}$  değerinin  $Be$ 'nin 0,38. kuvveti olarak değiştiğini gösterdi.

Adewumi ve diğerleri tarafından yapılan bir çalışmada, ısı kuyusunun değişken boyuna göre sabit  $Be$  sayısına bağlı olarak termal ve hidrodinamik performansı incelenmiştir [28]. Aynı kesit alanında kanal boyu uzadıkça sabit  $Be$  sayısında, kanal içinden geçmesi gereken debi azaldığından sıcaklıklar belli bir boydan sonra önemli artış göstermektedir. Bu sonuç, her basınç değerine uygun bir optimum kanatçık boyu olduğunu göstermektedir. Aynı çalışmada, farklı AR oranları da değerlendirilmiş olup, her bir kanatçık boyu için farklı bir AR değerinde optimum nokta olduğu ortaya konulmuştur.

Muzychka [29] tarafından yapılan konstruktif yaklaşım temelli çalışmada farklı çaplarda mikro tüpler kullanılarak bir ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Yapılan çalışmada, belirlenen bir kesit alanında, Bejan'nın asimptotların kesişim metodunu kullanarak optimum çap ve tüp sayısına karar verilmiştir. Çalışma sonucunda oluşan geometri oldukça karmaşık olmuştur ama maksimum akış alanına izin verecek bir geometri olduğu için ısı transferinde istenilen sonuç elde edilmiştir. Kanal uzunluğuna bağlı olarak izin verilen basınç düşümüne göre, tüp sayısı ve tüp çapları belirlenmiştir. Uygulanan kesişim tekniği ile en uygun tüp boyutu hesaplanmaktadır ve tüp çapları farklı  $Pr$  sayıları için de hesaplanmıştır.  $Pr$  sayısı arttıkça, ısı transferinde iyileşme olduğunu göstermiştir. Bu çalışmanın bir benzeri ama farklı bir şekillerde, Salimpour ve diğerleri [30] tarafından çalışılmıştır. Bu çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi ile dairesel, kare ve eşkenar dik üçgen kesitine sahip kanalları bir birim hücre içinde performanslarını değerlendirmiştir. İzin verilen sabit basınç düşümü için, belli bir uzunluğa sahip bir kanalın termal performansı belli bir hidrolik çapa kadar artmakta, bir noktadan sonra ise, performans düşmektedir. Burada uygulanan teknik asimptotların kesişim metodu kullanılarak yapılan bir çalışmadır. Çalışmanın sonucunda, aynı basınç düşümü ve aynı hidrolik çap olması halinde, en iyi termal performans kare kesitli geometride, daha sonrasında ikizkenar dik üçgende elde edilmektedir.

Li ve Peterson tarafından yapılan bir çalışmada kanal genişliği  $W_c= 20 \mu m -220 \mu m$  arasında, kanal derinliği  $H_c=100 \mu m- 400 \mu m$  arasında değişen dikdörtgen kanallar ile ilgili

çalışmalar yapmıştır [31]. Yapılan çalışmanın sonucunda AR oranı arttıkça ısı kuyusu performansının arttığı görülmüştür.  $H_c=360 \mu\text{m}$  için çok daha yüksek termal performans elde edilmiştir. Kanal genişliğinin kanallar arası mesafeye göre değişimi  $\beta = \frac{W_c}{W} = \frac{W_c}{W_t \times 2 + W_c}$  arttıkça, birim alandaki kanatçık sayısı değişimine göre oldukça önemli bir veri elde edilmiştir. Yapılan çalışmada,  $\beta$  değerinin sabit olması halinde, termal direnç değerlerinde  $H_c$  'ye bağlı olarak aynı kanatçık sayısında %50'dan daha fazla farklılık olduğu durumlar görülmüştür. Aynı  $H_c$  değerinde, kanatçık sayısı çok olmasına rağmen,  $\beta$  sayısı aynı kalması halinde daha düşük termal performans gösterebilmektedir. Yapılan çalışmalarda kullanılan kanatçık konfigürasyonu ve referans değerler Şekil 2.15'de paylaşılmıştır.



Şekil 2.15. Kanal yüksekliğinin ve  $\beta$  sayısının şematik olarak gösterimi [31]

Olakoyejo ve Meyer [32] tarafından yapılan bir çalışmada sabit bir taban alanına sahip bir katının üzerine farklı yükseklikte, farklı aralıklı ve kalınlıkta kare pin (iğne) tipli kanatçıklar eklenerek, taban kalınlığı değişken olarak tanımlanarak termal ve hidrodinamik olarak ısı kuyusunun optimum bir çözümünü konstruktif yaklaşımı ile bulunmaya çalışılmıştır. Soğutucu akışkan olarak zorlanmış hava kullanılmış ve farklı Re (25- 400) sayıları için sonuçlar elde edilmiştir. Pin tipli kanatçık yapılarında, birçok parametrenin termal rezistans ile doğrudan ilgili olduğu gösterilmiştir. Kanatçıklar arasında mesafenin

termal performansa etkisinin oldukça fazla olduğunu ortaya konmuştur. Parametrelerin sabit olması halinde, Re sayısı arttıkça, termal performansın arttığını ama bir noktadan sonra da değişmediğini ortaya konmuştur. Her bir kanatçık konfigürasyonu için optimum bir çözüm olduğunu göstermiştir.

#### 2.4. Minimum Güç Tüketimine Yönelik Çalışmalar

Canhoto ve Reis [33], (2011) sabit bir hacimde paralel olarak dizilmiş dairesel ve dairesel olmayan kanallarda pompa gücünü optimize edecek bir çalışma yapmıştır. Çalışmada, laminar akış varsayımı ile farklı Pr sayılarında ısı kuyusunun davranışı incelenmiştir. Buradaki çalışmada pompa gücü sabit tutularak belirtilen kanallarda ne kadarlık bir ısı yükü soğutulabildiğine bakılmıştır. Minimum güç tüketimi için optimum Pr sayısını 0.7'den büyük bulmuş ve ısı kuyusunun geometrik olarak optimize edilmesinin ilk aşamada yeterli olacağını belirtmiştir.

Halelfadl ve diğerleri [34] düz dikdörtgen kanallı ısı kuyularında yapmış olduğu bir çalışmada, su içinde %0,01 oranında karbon nano tüpleri (KNT) kullanarak ısı kuyularının termal dirençlerini düşürmeye çalışmış ve pompa gücündeki değişimi incelemiştir. Bu çalışmaları yaparken farklı AR değerlerine sahip kanallar incelenmiştir. Nano akışkanda ısı iletkenliğinin sıcaklıkla arttığı görülmüştür. AR değerindeki artış, termal dirençte belirgin bir düşüşe neden olmuştur. Buna bağlı olarak reolojik özelliklerin sıcaklığa bağlı olarak değişmesi ve ısı kuyularının genellikle oda sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta çalışılıyor olması nedeniyle +40°C'lik sıvı girişinde ısı performans testleri gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklıkta ısı iletkenlik oranı  $k_{knt\_su}/k_{su} = 0,735/0,63 = 1.16$ 'dır, bunun sonucu olarak aynı Nu değerinde KNT katkılı suda en az %16 termal performansta iyileşme beklenmektedir. Ancak bulunan sonuçlarda, termal iyileşme %2 civarında kalmıştır. KNT katkılı suyun reolojik özellikleri saf sudan farklı olması nedeniyle, pompalama gücünde suya göre %13 kadar artış olmuştur. AR değerine göre yapılan çalışmada ise, küçük AR değerlerinde (AR=1-2 civarı) termal performanstaki iyileştirmenin daha yüksek olduğu görülmüştür.

Sahar ve diğerleri [35] tarafından yapılan bir çalışmada, mikro kanallı ( $D_h = 0,561$  mm) yapılarda basınç düşümü ve ısı transferi incelenmiştir. Bu çalışmada fanning sürtünme katsayısındaki davranışın,  $Re = 1600$  civarında ani değişmeye başlaması nedeniyle,

türbülansa geçişin erken bir evrede ( $Re=1600-2000$ ) olduğu değerlendirilmiştir. 2D (iki boyutlu) çalışmalarda bu değişimler gözlemlenmezken, 3D (üç boyutlu) ince duvarlı çözümlerde bu değişim gözlemlenmektedir. 3D ince duvar (alttan tek yüzeyden ısıtma) modelin deneysel sonuçlar ile uyumu oldukça iyi olduğu görülürken konjuge 3D modelde ve 2D modelde bu uyum gözlemlenememiştir. Nu sayıları giriş bölgesinde oldukça büyük hesaplanmış ve ince duvarlı yapılarda hızlı bir şekilde tam gelişmiş duruma geçtiği görülmüştür. 3D konjuge modelde ise, Nu sayısının sabit kalması 60 mm uzunluğundaki kanalın sonunda dahi gözlemlenemediğini belirtilmiştir.

Raghuraman ve diğerleri [36] tarafından yapılan bir çalışmada, dikdörtgen kesitli mikro kanallı yapılarda 3 farklı tasarım için AR etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada farklı Re sayılarına bağlı olarak basınç düşümü, pompa gücü ve Nu sayısı detaylı olarak incelenmiştir. Çalışmanın önemli sonuçlarından bahsetmek gerekirse, soğutulan ısı miktarı AR arttıkça düşmektedir. Ancak, AR ve Re çok arttıkça termal performansın çok değişmediği görülmüştür. Nu sayısı ise, tersi bir davranış göstererek, AR arttıkça, aynı Re değerinde düşük AR değerine sahip kanal, daha yüksek bir değer verdiği görülmüştür. Bu çalışmada kanatçık etkinliği incelenmediği için, Nu sayısının değişiminde gerçekte farklılık olabilir. Pompa gücü, aynı Re sayısında AR değeri düşük olan durum için düşük hesaplanmıştır.

Singh ve diğerleri [37] tarafından yapılan bir çalışmada nano akışkanların mikro ve mini kanallarda entropi üretimi incelenmiştir. Entropi üretiminin kanal çapına bağlı olarak yapılan değerlendirmeler sonucunda önemli veriler elde edilmiştir. Yüksek viskozite değerine sahip alüminyum parçacıklı suyun, laminar akış rejiminde, mini kanallarda (1 mm) ve konvansiyonel kanallarda (10 mm) kullanılması gerektiğini ortaya koymuştur. Diğer taraftan, mikro (0.1 mm) ve mini kanallarda ise türbülanslı akışların daha iyi soğutma performansı gösterdiği sonucunu çıkarmıştır. Akış rejimine bağlı olarak minimum entropi üretimi noktasında nano akışkanların optimum bir hidrolik çapa sahip olduğunu göstermiştir.

Jankowski [38] tarafından yapılan bir çalışmada, tam gelişmiş bir iç akışta, kesit alanının şeklini ayarlayarak akış ve ısı transferi kaynaklı tersinmezliği azaltarak entropi üretimini minimize etmeye çalışmıştır. Akışkanın, ısı transfer miktarının ve başlangıç kesit alanının belirli olması halinde, düz bir kanalın iç çapının minimum entropi üretimi hedefiyle

belirlenebileceğini göstermiştir. Adyabatik yüzey koşullarında, dairesel şekilli bir kanal tersinmezlik açısından oldukça iyi bir sonuç verebilir. Ancak, ısı transferi bir gerek olursa, çok daha fazla ıslak yüzeye sahip ve yüksek AR değerine sahip bir kanal entropi üretimi açısından daha avantajlı sonuçlar vereceği vurgulanmıştır.

Alfaryjat ve diğerleri [39] tarafından yapılan bir çalışmada farklı üç kesit geometri (dairese, kare ve altıgen) için entropi üretimi bir mikro kanallı ısı kuyusunda incelenmiştir. İncelemenin sonucunda, entropi üretiminin bir noktaya kadar Re sayısına bağlı olarak azaldığı ama sonrasında arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni olarak entropi üretiminin bileşenlerini oluşturan iki önemli parametrenin etkilerinin akış oranına bağlı olarak değişim göstermesi olarak açıklanabilir. Eş. 2.13'de toplam entropi üretimi ve bileşenleri verilmiştir. Aynı akışkan ve kanal boyutları için, debi düşük olduğunda, diğer bir değişle Re sayısı, etkin soğutma sağlanamadığı için sıcaklıklar yükselmekte ve entropi sıcaklık farkı kaynaklı olarak artmaktadır. Debi artırıldığında kalorik ısınma kaynaklı ısı direnç ve taşınım kaynaklı ısı dirençler azaldığı için, sıcaklık kaynaklı entropi düşmektedir. Diğer taraftan, debiye bağlı olarak kanal içindeki basınç düşümü arttığı için sürtünme kayıpları belirgin bir şekilde artarak entropi üretiminde ikinci parametre öne çıkmaktadır şeklinde açıklanabilir.

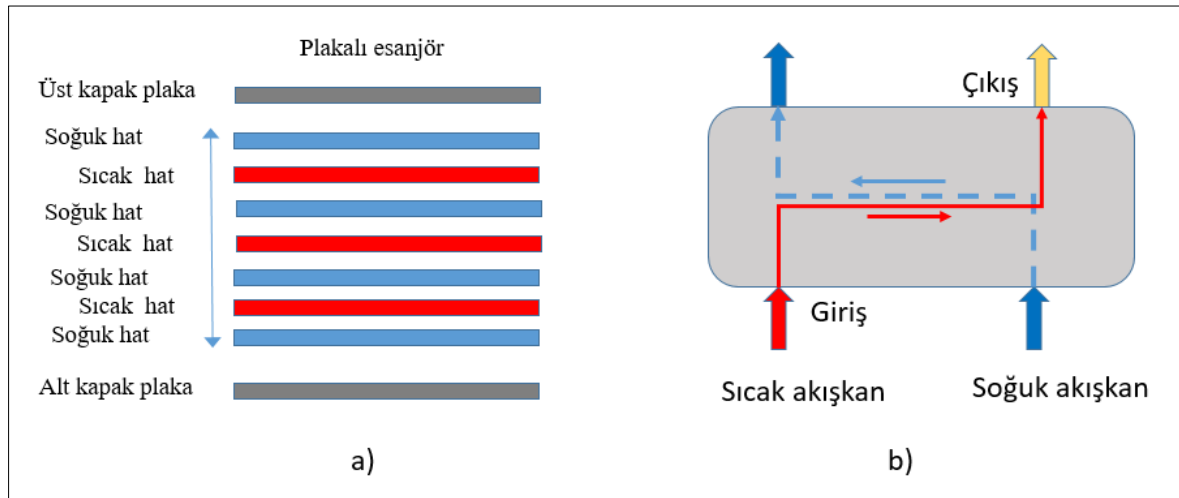
$$\dot{S}_{gen}''' = \dot{S}_{gen,th}''' + \dot{S}_{gen,f}''' \quad (2.13)$$

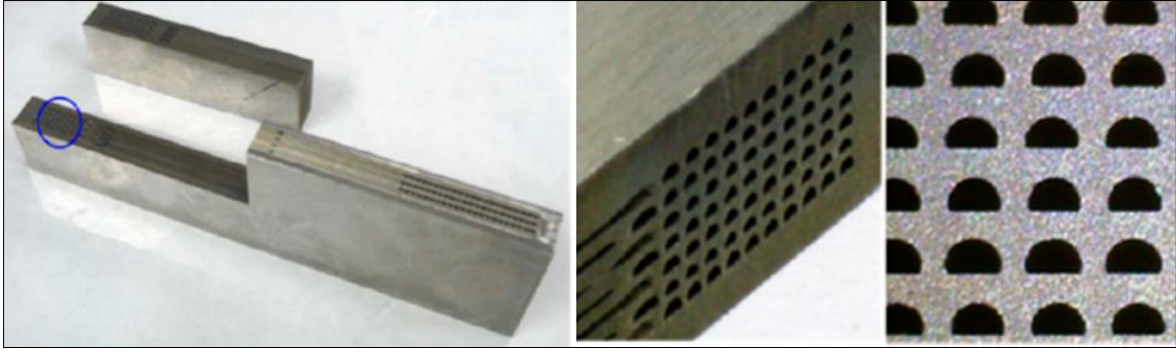
Burada,  $\dot{S}_{gen}'''$  toplam entropi üretimini,  $\dot{S}_{gen,th}'''$  termal kaynaklı ve  $\dot{S}_{gen,f}'''$  akış (sürtünme, basınç düşümü) kaynaklı entropi üretimi ifade etmektedir.

Khan ve diğerleri [40] tarafından yapılan bir çalışmada entropi üretimini minimize edecek bir mikro kanal tasarımı yapılmıştır. Böylelikle, termal ve hidrodinamik gerekleri birlikte sağlaması hedeflenmiştir. Çalışma kapsamında birçok parametreye bağlı olarak entropi üretimi, basınç düşümü ve termal performans incelenmiştir. Parametre olarak, farklı AR değerleri, kanatçıklar arası boşluk, ısı kuyusu malzemesi, farklı Knudsen sayısı seçilmiştir. Ayrıca yüzeyde kaymanın olduğu kabul edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, Kn=0,1 olması halinde, akış debisi arttıkça, AR oranı yüksek olan ve kanatçıklar arası boşluk oranının en yüksek olduğu durumun en iyi performansı verdiğini göstermiştir. Kn=0,001 olması halinde, akış debisi artırıldığında, kanal AR değeri arttıkça ve kanallar arası mesafe arttıkça

performans değerlerinde düşüş gözlemlenmiştir.  $Kn=0,01$  için ise,  $Kn=0,1$  ve  $Kn=0,001$  durumu ile elde edilen sonuçların arasında bir değer elde edilmiştir. Ayrıca, düşük iletkenlik değerine ve çok sayıda mikro kanala sahip bir ısı kuyusunun kabul edilebilir entropi üretimine imkân verebileceği değerlendirilmiştir.

Seo ve diğerleri tarafından [41] yapılan çalışmada, mikro kanallı ısı değiştirici (Printed Circuit Heat Exchanger-PCHE) micro photo etching (maskesiz yerleri asitle aşındırma işlemi) yöntemi ile üretilerek test edildi. Çalışmada  $Re$  sayısı 100-850 arasında değiştirilerek performans hesapları yapıldı. Plaka içindeki sıcak ile soğuk akış birbirine ters yönde akarak (counter flow) hesaplamalar yapıldı. Şekil 2.16 ve Şekil 2.17’de sıvı akış şeması ve plakaların birbirine montajını anlatan detaylar gösterilmiştir. Üretim yöntemi olarak difüzyon ile birleştirme (diffusion bonding) yöntemi kullanılarak plakalar birbiri üzerine yapıştırılarak kompakt ve termal olarak etkin bir ısı değiştirici elde edildi. Yapılan testler sonucunda farklı sıcaklık değerlerinde esanjör performansının çok değişmediği sonucuna vardılar.





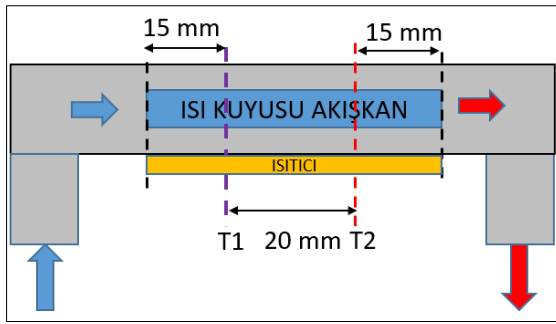
Şekil 2.17. Difüzyon ile üretilmiş baskı devreli ısı değıştiricinin kesit görüntüsü [41]

## 2.5. Termal Olarak Gelişmekte Olan Akışların İncelendiği Çalışmalar

Garimella ve Singhal [42-43] tarafından yapılan bir çalışmada, mikro kanallı ısı kuyularında ısı transferi ( $Nu$ ) ve pompa gücü arasındaki ilişki değerlendirilmiştir. Çıkarılan en önemli sonuç: “Pratikte hidrolik çapın 250  $\mu m$  kadar küçük olduğu durumlarda, konvansiyonel yaklaşımlar mikro kanallardaki akış ve ısı transferini çok doğru olarak hesaplayabilmektedir” şeklindedir. Yapılan çalışmada mikro kanallı yapılarda istenilen soğutmaya karşılık gelen pompa gücü hesaplanmaktadır. Çalışma kapsamında,  $D_h=318 \mu m$  ve  $D_h=902 \mu m$  için farklı  $Re$  sayıları için  $Nu$  sayısı değışimleri farklı akış bölgeleri için incelenmiş ve grafik olarak sunulmuştur. Elde edilen deneysel sonuçlarına göre, hidrolik çapın nispeten dar olduğu durumda, bu çalışmada  $D_h=318 \mu m$  için,  $Nu$  sayısı  $Re=1200$ 'den sonra belirgin bir şekilde artarak yapılan hesaplamalardan daha yüksek bulunmuştur. Hidrolik çapın büyümesi ile ( $D_h=902 \mu m$ ) deneysel veriler ile termal olarak gelişmekte olan bölgedeki değęerler arasındaki  $Nu$  değışiminin benzer olduğu görülmüştür. Akışın termal olarak ve hidrodinamik olarak aynı anda gelişmekte olduğu durum (SD-Simultaneously Developing) için ise, deneysel verilerden saptığı ve daha yüksek  $Nu$  sayıları elde edildiği değerlendirilmiştir.

Aynı çalışmada, pompa gücünün kanal açıklığına bağlı olarak değışimi de incelenmiştir. Kanal açıklığı ( $W_c$ ) arttıkça soğutma performansını belirleyen parametrelerden biri olan pompa gücü azalan yönde davranış göstermektedir. Kanal açıklığının azalması (hidrolik çapın küçülmesi) halinde, ısı transferinde taşınım ile olan ısı direncinin azalmasına bağlı olarak aynı debi değęerinde daha iyi performans elde edilebilmektedir. Pompa gücü ise akış oranına bağlı olarak benzer şekilde artış göstermektedir.

Moharana ve diğeri [44] tarafından yapılan (2011) bir çalışmada 15 mini kanallı bir ısı kuyusunun akış ve termal sınır tabakasının aynı anda gelişmekte olduğu durumlar için ısı transferi ve hidrodinamik performansı farklı Pr sayıları için deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Kanal AR değeri 0,7 olup, kanal açıklığı  $W_c=1,1$  mm,  $D_h=0,907$  mm ve toplam kanal uzunluğu  $L=50$  mm'dir. Akışkan olarak deionize su kullanılmıştır. Çalışmada ortalama kanal yüzey pürüzlülüğünün  $3,3$   $\mu\text{m}$  (pürüzlülük oranı  $\varepsilon/D_h=0,364\%$  için) olduğu ve  $Re=1100$  olması halinde, laminar akıştan türbülansa geçişin olduğu gözlemlenmiştir. Kanal içinde belirlenmiş olan T1 ve T2 sıcaklık noktalarından deneysel ve sayısal verileri analiz ederek  $Nu_x$  sonuçlarını karşılaştırmıştır. Burada T1 noktası ısı kuyusu giriş tarafına yakın noktaya, T2 noktası ise ısı kuyusu çıkış noktasına yakın bir noktaya aittir ve Şekil 2.18'de önemli uzunluklar basitçe gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Isı kuyusuna ait önemli ölçüler ve  $Nu_x$  değerinin hesaplandığı T1 ve T2 noktalarının gösterimi [44]

Çalışmanın sonuçları detaylı incelendiğinde, deneysel verilerde, T1'deki  $Nu_x$  değeri,  $Re < 500$  olduğu durumda, T2'deki  $Nu_x$  değerinden yüksek çıkmıştır.  $Re > 500$ 'den sonra taşınım ısı transferi artarak tabandan geriye doğru olan iletimle ısı transferi miktarı azalmakta ve  $Nu_x$  sayısı T1'de ince taban kalınlıklı kanallardaki gibi beklenen bir davranış sergilemektedir. Ayrıca aynı çalışma kapsamında yüksek Pr ile çalışılması halinde daha iyi termal performans elde edilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan tanımlama 1 ve 2 deneysel ve sayısal hesaplamalar için kullanılmış yaklaşımlara (sınır koşullarına) karşılık gelmektedir. Simülasyon verileri farklı tanımlamalar yapılarak hesaplandığından değerlerde belirgin farklılıklar olduğu görülmüştür ve  $Re > 1500$  için T1 ve T2'deki  $Nu_x$  değerleri birbirine yaklaşmaktadır.

Maranza ve diğerleri [45] tarafından (2004) yapılan çalışmada ısı kuyusunun aksel yöndeki ısı transferi nedeniyle bölgesel (noktasal)  $Nu_x$  sayısının daha küçük hesaplanmasına neden olduğu görülmüştür.  $M$  sayısı (Eş. 2.14) aksel yönde oluşan ısı transferini belirlemek için üretilmiş bir ifadedir. Burada  $\dot{q}''_{cond II}$  ifadesi birinci dereceden aksel yöndeki ısı transferinin tahmin edilmesine imkân vermektedir. Burada ısı transferinin kanal içinde tek yönlü olduğu durum varsayılmaktadır.  $M$  sayısı [45] aksel yöndeki geriye doğru iletimle olan ısı transferi ile akışkana olan taşınımlı ısı transferini karşılaştırmak için kullanılan boyutsuz bir ifadedir ve bu ifade kalın tabana sahip ısı kuyularında,  $Nu_x$  değerinin hesaplanmasında kritik önem taşımaktadır.

$$M = \frac{\dot{q}''_{cond II}}{\dot{q}''_{conv}} = k_w \frac{(\delta_w \cdot p)}{\rho_f \cdot c_p \cdot \delta_f \cdot p \cdot u} \quad (2.14)$$

Burada,  $\delta_w$  duvar kalınlığına,  $p$  değeri kanallar arası mesafeye (pitch),  $\delta_f$  kanal yüksekliği,  $u$  akışkan hızına,  $L$  kanal uzunluğuna karşılık gelmektedir. İfadeden de anlaşılacağı üzere, taban kalınlığı arttıkça, ters yönde ısı transferinin etkisi artacaktır. Akışkanın hızı arttıkça, taşınımlı ısı transferi artarak  $M$  sayısını küçük bir değere taşıyacaktır.

Çok yakın bir zamanda, Su ve diğerleri [46] tarafından yapılan bir sayısal çalışmada, sabit yüzey sıcaklığına sahip bir dikdörtgen kanalda termal olarak gelişmekte olan akışın ısı transfer karakteristiği incelenmiştir. İnceleme kapsamında,  $Nu_x$  sayısı farklı AR oranına göre ( $1 \leq AR \leq 20$  arası) ve Reynolds sayısına ( $25 \leq Re \leq 2000$  arası) bağlı olarak analiz edilmiştir. Çalışmanın en önemli çıktılarından biri olarak girişe yakın taraftaki  $Nu$  sayısının boyutsuz termal uzunluğa bağlı olarak artan  $Re$  sayısına göre azaldığı görülmüştür. Yapılan analizler sonucunda  $x^*$  değeri 1'e ulaştığında akış termal olarak gelişmiş ve  $Nu$  sayısı sabit bir değeri yakalamıştır. Sabit yüzey sıcaklığına bağlı olarak yapılan analiz çalışmasının en önemli çıktısı: termal olarak gelişmekte olan bir akışta,  $Re$  sayısı arttıkça,  $Nu_x$  değerinde düşüş gözlenmektedir, özellikle  $Re < 510$  olduğu durumda. Diğer önemli bir sonuç ise; yüksek AR değerlerinde,  $Nu$  sayısının beklendiği gibi arttığı ancak kanal giriş noktasında AR'den bağımsız olarak birbirine çok yakın olduğunu göstermiştir.

Su ve diğerleri [47] tarafından yapılan bir başka çalışmada ise, eliptik bir kanalın girişindeki laminar akışın ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışmada Prandtl sayısı 1 olarak kabul edilmiş ve AR ( $\epsilon=a/b$ ) 0,2 ila 1 arasında  $Re$  sayısı 20 ila 2000 arasında

değişmektedir. Çalışma Nu sayısının termal sınır tabakanın gelişmekte olduğu bölgeyi incelemek üzere yapılmış kapsamlı bir çalışmadır. Farklı termal sınır koşullarında yapılan analiz çalışmaları sonucunda, AR ve Re sayısına bağlı olarak  $f_{app}$  ve Nu sayısının termal gelişme boyunca değişimi incelenmiştir. Çalışma sonucunda, Re.  $f_{app}$  değerinin  $\varepsilon$ 'e göre değişimin çok etkin olmadığı gösterildi. Diğer taraftan  $f_{app}$ , Re(x) ve Nu(x) değerlerinin girişteki geometrinin kesitinden (cross section) bağımsız olduğunu ve giriş bölgesindeki sıcaklık dağılımının sabit ısı akılı duvar sınır şartlarında birbirinden çok farklı olmadığını sonucu elde edildi. Ayrıca, hidrodinamik ve termal giriş uzunluklarının Re ve  $\varepsilon$  değerlerine bağlı olarak azalan bir eğilimi olduğunu ve var olan kaynaklar ile yaptığı karşılaştırma sonucunda önemli benzerlikler olduğunu gösterildi.

Mansoor ve diğerleri [48] tarafından yapılan bir çalışmada dikdörtgen kesitli bakır malzemeli bir kanalı ( $W_c=194 \mu\text{m}$ ,  $H_c=884 \mu\text{m}$ ) 3D konjuge olarak SHM ile sayısal olarak çözdü. Elde edilen sonuçlar var olan önemli kaynaklar ile karşılaştırıldı. Farklı ısı yükleri için, termal ve hidrodinamik olarak aynı anda gelişmekte olan akışın termal performansını inceledi. Nu sayısının Re sayısına göre artış gösterdiğini ve artan ısı yüklerine bağlı olarak da Nu sayısının arttığını ortaya koydu. Mansoor ve diğerlerinin yapmış olduğu çalışma literatürdeki kaynaklar ile karşılaştırılmıştır benzerlikler olduğu gibi çok farklılıkların olduğu da görülmüştür [5, 48, 54, 59, 60, 74]. Ayrıca, ısı yüküne bağlı olarak yapılan çalışmalarında elde edilen değerlerde, en yüksek ısı yükü olan  $Q=135\text{W}/\text{cm}^2$ 'de Nu sayısı en yüksek değerde hesaplanmıştır. Buna sebep olarak ise, yüksek ısı yüklerinde bir miktar sıvının iki-fazlı (two phase) akışa geçmiş olabileceği öne sürülmektedir. Diğer ısı yükleri sırasıyla  $Q= 45-115 \text{ W}/\text{cm}^2$  arasında değişmektedir.

## 2.6. Yüksek En Boy Oranlı Dikdörtgen Kanallı Yapılar

Ma ve diğerleri [49] tarafından yapılan bir çalışmada (2021), dikdörtgen kesitli mikro kanal içindeki ısı transferi etkisi farklı Re ve AR ( $\varepsilon$ =kısa kenar/uzun kenar) için detaylı olarak analiz edilerek incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak su kullanılmıştır. Yapılan çalışmanın en önemli sonuçlarından biri, Re sayısına bağlı olarak Nu sayısının gelişmekte olan bölgede artmakta olduğu sonucudur.  $Nu_x$  sayısının  $x^*$  değerine bağlı olarak azaldığını ve nihayetinde tam gelişmiş olduğunda  $N_{fd}$  değerini yakaladığını göstermiştir. Aynı AR değerinde, Re sayısının özellikle düşük değerlerde  $Nu_x$  üzerinde çok etkisinin olduğunu

vurgulamıştır. AR değeri arttıkça, Nu sayısının da artış gösterdiğini ancak bu artışın yavaşladığını belirtmiştir. AR değerinin özellikle sınır tabakanın gelişmekte olduğu bölgede çok etkin olduğunu vurgulamıştır. Son olarak, boyutsuz termal gelişme uzunluğu için ( $L_{th}^*$ ) Eş. 2.15’de verilen ifadeyi geliştirmişlerdir. Burada kullanılan  $\varepsilon$  değeri için  $\varepsilon=1/AR$  olarak ifade etmek gerekir. Termal ve hidrodinamik bölgede çalışılarak yapılacak mikro kanallı ısı kuyusu tasarımlarının çok yüksek performansta olacağını özellikle vurgulamıştır.

$$L_{th}^* = \left[ -0,05228 \exp\left(-\frac{\varepsilon}{0,97272}\right) + 0,05805 \right] \left( 1 + \frac{0,6}{0,081Re^2 + Re} \right) \quad (2.15)$$

Lee ve Garimella [50] yapmış oldukları sayısal bir çalışmada, dikdörtgen kesitteki bir kanalın içinde termal olarak gelişmekte olan akışı sayısal olarak incelemiş ve boyutsuz parametrelere göre yeni korelasyon çıkarmışlardır. Nu sayısının farklı AR değerlerine göre değişimi kanal içindeki boyutsuz uzunluğa bağlı değerini bir grafik halinde ifade etmiştir. Ayrıca AR’ye göre termal gelişme boyutunu bir korelasyon ile açıklamıştır Eş. 2.16 [50].

$$x_{th}^* = -1,275 \times 10^{-6} \alpha^6 + 4,709 \times 10^{-5} \alpha^5 - 6,902 \times 10^{-4} \alpha^4 + 5,014 \times 10^{-3} \alpha^3 - 1,769 \times 10^{-2} \alpha^2 + 1,845 \times 10^{-2} \alpha + 5,691 \times 10^{-2} \quad (2.16)$$

## 2.7. Farklı Fin Geometrileri

Literatürde son yıllarda yapılmış ve ısı kuyusunu termal ve hidrodinamik olarak inceleyen birçok çalışma bulunmaktadır [51-56]. İlgi çekici olması nedeniyle Lu ve Zhai [57] tarafından yapılmış olan çalışmadan bahsetmek gerekir. Yapılan nümerik bir çalışmada mikro kanallı yapılarda burgaç (vortex) üreticinin ve çukurların (dimple) basınç düşümüne ve ısı transferine olan etkisini yakın bir zamanda incelenmiştir. Analizlerde akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır ve Re sayısı 167 ila 834 arasında olacak şekilde sınırlandırılmıştır. Yapılan farklı burgaç ve çukur konfigürasyonlarının kullanılması sonucunda, elde edilen en önemli sonuç: Burgaçların ve çukurların ısı transferine iyileştirme etkisi %23,4-59,8 arasında olduğu ve bunun karşılığında basınç düşümünde %22,1-54,4 arasında bir artış olduğu gözlemlenmiştir.

Diğer taraftan Yu ve diğerleri (2016) [58] pirana balığı şekilli pin (Piranha Pin Fin-PPF) kanatçıklarını taşınımı ısı transferi açısından mikro kanallı ısı kuyularında incelemiştir. Çalışma kapsamında Re sayısı 508 ila 2114 arasında değişmektedir. Konjuge HAD çözümleri Comsol® yazılımında yaparak deneylerle de doğrulanmıştır ve var olan korelasyonlar ile karşılaştırma yapılmıştır. Daha fazla yüzey alanı oluşturmaya, akışın dağılmasına ve daha iyi karışmasına katkı sağlaması nedeniyle PPF tipli kanatçıkların ısı transferine olumlu yönde katkı sağladığını vurgulamıştır. Ayrıca, hidrodinamik olarak da daha az basınç düşümü yarattığını göstermiştir.



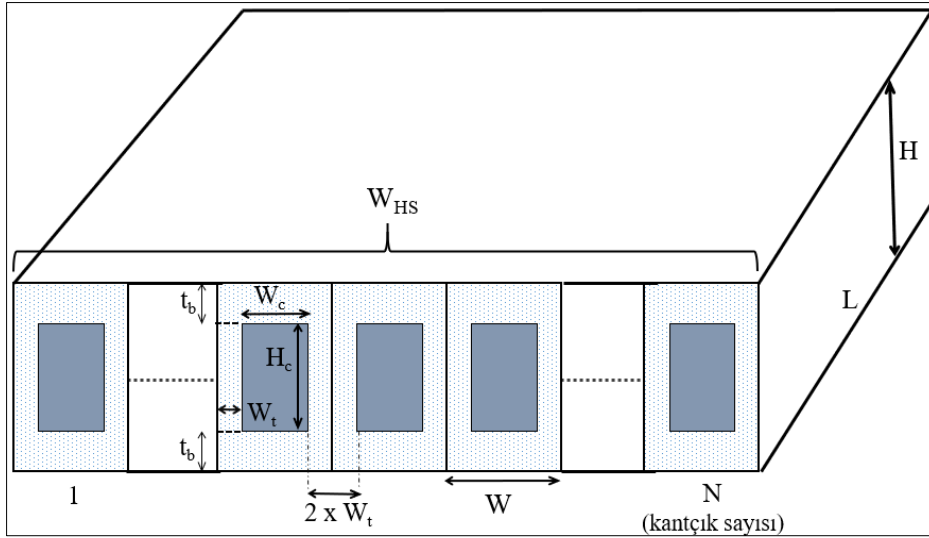
### 3. TASARIM PARAMETRELERİ VE ÇÖZÜM ALANI

Tez çalışması kapsamında, öncelikli olarak çalışılan kanalın mikro kanal tanımının yapıldığı  $10 \mu\text{m} < D_h < 200 \mu\text{m}$  arasına veya çok yakınına düşmesi hedeflenmiştir. Hidrolik çap Eş. 3.1’de kanal boyutlarına göre ifade edilmiştir. En küçük kanal aralığı olarak,  $W_c = 120 \mu\text{m} - 200 \mu\text{m}$  arasında seçilerek mikro kanal ölçeğinde bir kanal ile çalışılması sağlanmıştır. Üretim tekniklerine bağlı olarak avantaj ve dezavantajlarla ilgili konular mikro kanal üretim teknikleri başlığı (Bölüm: 6.1) altında ayrıca anlatılmıştır. Endüstride mikro kanallı soğutma ihtiyacı, çoğunlukla küçük alandan yüksek ısı akıllı elektronik yongalar (chip) soğutulurken ortaya çıkmaktadır. Birçok çalışma akademik amaçlı olarak yapıldığından, tam gelişmiş akışın incelenmesi amacıyla kanallar uzun tutulmaktadır. Bu çalışmada, yonganın boyutu ile uyumlu olacak bir çalışma taban alanı olarak  $A = W_{HS} \times L = 1 \text{ cm} \times 1 \text{ cm} = 1 \text{ cm}^2$  hedef olarak seçilmiştir. Yonga boyutları  $2 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$  ile  $5 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$  gibi küçük alanlara sahip olabilmektedir. Tasarımı yapılacak ısı kuyusunun etkin kullanılabilmesi için, ısı kuyusunun taban alanı en azından 2 adet yonga taban alanını tamamen kapsayan büyüklükte olmalıdır. Isı kuyusunun kanal uzunluğu  $L = 10 \text{ mm}$  olarak, kanal içindeki termal sınır tabakanın kanal boyunca tam gelişmiş (fully developed) olmaması için özellikle kısa tutulmaya çalışılmıştır.

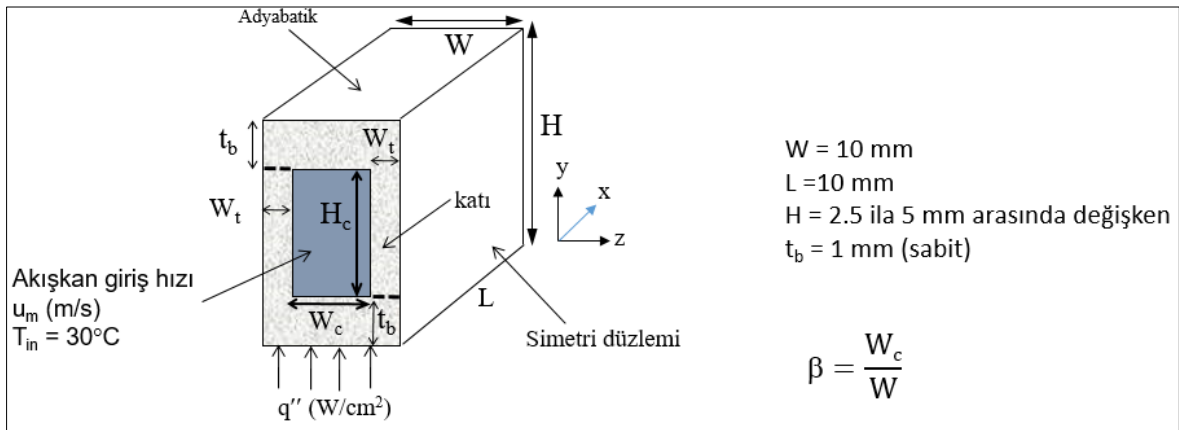
#### 3.1. Sınır Koşulları

HAD analizlerinde kullanılan ısı kuyusu modeli ve sınır şartları izleyen şekillerde belirtilmiştir. Isı kuyusunun, genişliği  $W_{HS} = 10 \text{ mm}$  ve derinliği  $L = 10 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Yükseklik yönünde boyut (H) serbest bırakılarak HAD çalışmaları yürütülmüştür. SHM ile konjuge 3D HAD analizleri ANSYS Icepak 18.2 ® yazılımı ile yapılmıştır. Isı akısı  $q'' = 100 \text{ W/cm}^2$  olacak şekilde tabandan verilmiştir. Isı kuyusu birden fazla kanatçıktan oluştuğundan simetri yaklaşımı ile sadece tek bir kanal çözülerek, ısı kuyusunun termal ve hidrodinamik performansı değerlendirilmiştir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de kanatçık kalınlığı, kanatçık yüksekliği kanatçıklar arası mesafe ve girişdeki sıvı hızı ve sıcaklığı şematik olarak gösterilmiştir.

$$D_h = \frac{2 \cdot H_c \cdot W_c}{H_c + W_c} \quad (3.1)$$



Şekil 3.1. Isı kuyusunun temsili olarak şematik gösterimi



Şekil 3.2. Çözüm için kullanılan tek kanal geometrisinin ve sınır şartlarının gösterimi

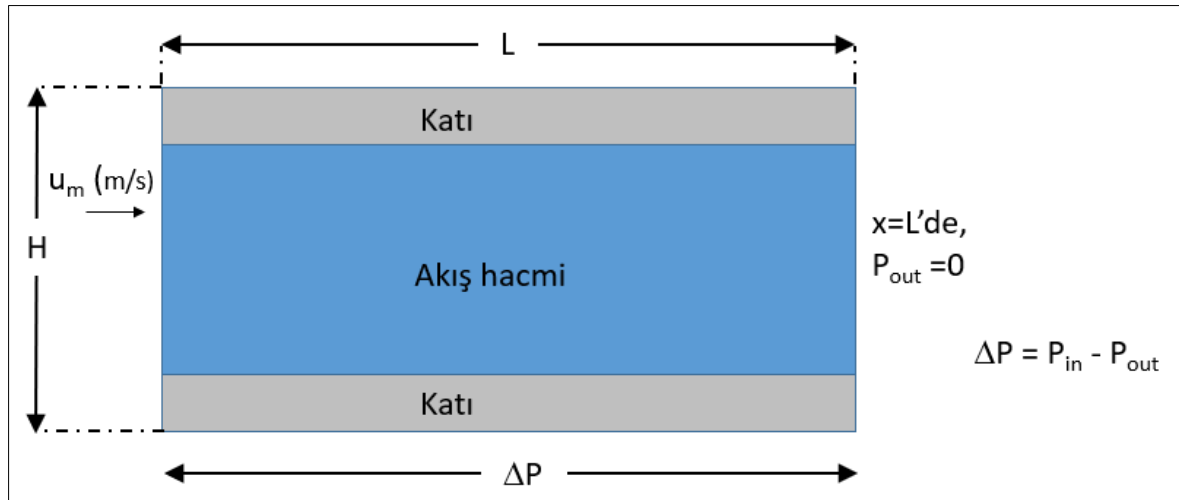
Isı kuyusu tasarımında hedeflenmiş olan ısıl ve hidrodinamik performansa ulaşabilmek için, farklı parametreler HAD yöntemi ile analiz edilerek en uygun kanatçık yapısını belirlemek gerekmektedir. Taban alanı sabit tutularak, kanatçık kalınlığı ( $W_t$ ), kanatçıklar arasındaki mesafe ( $W_c$ ), kanatçık ve ısı kuyusu yüksekliği ( $H_c$  &  $H$ ) değişken olarak kabul edilmiş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Isı kuyusu üretimi EDM tekniği ile yapılacağından, kanallar arasındaki mesafe kullanılan teçhizatın özelliği ve telin kalınlığı ile sınırlandırıldığı için minimum  $W_c=120 \mu\text{m}$  olabilmektedir. Kanatçık arası mesafe ( $W_c$ ) ve kanatçık kalınlığı ( $W_t$ ) için 3'er farklı durum, yükseklik ( $H$ ) için 6 farklı durum bu çalışma kapsamında incelenmiştir. Kanal içindeki tam gelişmiş laminar akış için Nu sayısı Eş. 3.2'de ve Re sayısı Eş. 3.3'de ifade edilmiştir. Nu sayısının sabit olduğu tam gelişmiş kanallarda, h sayısı,  $D_h$  küçüldükçe artmaktadır. Diğer taraftan termal olarak daha iletken

sıvılarda  $h$  değeri artmaktadır. Soğutma sıvısı olarak EGW karışımı kullanılması suya göre termal iletkenliği ( $k_{EGW}/k_{su}=0,388/0,601=0,646$ ) bir miktar kötüleştirileceği için termal performansta bir miktar düşüş olacaktır.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k_f} \quad (3.2)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} \quad (3.3)$$

Kanal içindeki termal performansın ve hidrodinamik incelemenin yapılabilmesi için farklı debilerde eş zamanlı akış ve enerji denklemlerinin (3D konjuge) çözülerek ilerlenmesi gerekmektedir. Bu sebeple, güç tüketimini minimumda tutmak amacıyla, kanal boyunca meydana gelecek basınç düşümü, uygun çözümü elde etmek için sınırlayıcı koşul olarak belirlenmiştir, detaylar Şekil 3.3'de verilmiştir. Kanal boyunca oluşan basınç düşümü için  $\Delta P = 10, 20, 30$  ve  $50$  kPa kabul edilerek, ortalama giriş hızı (debisi) her bir  $\Delta P$  değeri için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kanal çıkışında ( $x=L$ 'de) sınır koşulu olarak  $P_{out}=0$  olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.3. HAD çalışmaları için kanal üzerindeki sınır şartlarının gösterimi

Kanal girişindeki hız yinelemeli (iterative) olarak değiştirilerek çözüldü, basınç düşümü çok yüksek hassasiyette yakalandı ve böylelikle debiler her basınç düşümü için ve kanal geometrisi için belirlenmiş oldu. Soğutma performansının debi arttıkça artması

beklenmektedir ama buna bir sınır koyan ve soğutmanın performansını bir başka açıdan değerlendiren bir ölçüte ihtiyaç vardır. En uygun tasarıma karar verebilmek için, termal performansı yeterli olan çözümler içinde COP değerlerinin karşılaştırılması yapılarak en iyi kanatçık parametreleri ve basınç düşümü değeri belirlenecektir.

### 3.2. Değişkenler ve Önemli Çözüm Parametreleri

Çizelge 3.1’de belirtilen değişkenler kullanılarak yapılan HAD çalışmaları kapsamında toplamda 216 farklı durum analiz edilmiştir. Taban kalınlığı ( $t_b$ ) 1 mm, kanatçık uzunluğu (L) ve ısı kuyusu genişliği ( $W_{HS}$ ) 10 mm olarak alınmıştır. Isı kuyusundaki kanatçık sayısı N, kanatçık parametrelerine bağlı olarak 31 ila 41 arasında değişmektedir. Isı kuyusu taban alanı ve akış boyu sabit tutularak, yükseklik ve kanatçık parametreleri değiştirilmiştir. Buna bağlı olarak oluşan boyutlar Çizelge 3.2’de özet halinde verilmiştir.

Çizelge 3.1. Isı kuyusu optimizasyon parametreleri

$W_t$ ( $\mu\text{m}$ ) 3 durum	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ ) 3 durum	$H_c=H-2xt_b$ (mm) 6 durum	$AR_c$	$2,5 \leq H \leq 5$ (mm)	L, $W_{HS}$ (mm)	N (Kanatçık sayısı)	Basınç Düşümü [kPa] 4 durum
60	120	0,5	2.5- 25	2,5	10	31-41	10 20 30 50
75	150	1		3			
		1,5		3,5			
		2,		4			
100	200	2,5		4,5			
		3		5			

Çizelge 3.2. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan parametreler

Hacim durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ )			$W_t$ ( $\mu\text{m}$ )			$AR_c$ $H_c / W_c$	L, $W_{HS}$ (mm)
			1	2	3	1	2	3		
1	2,5	0,5	120	150	200	60	75	100	4,17 3,3 2,5	10
2	3	1							8,3 6,6 7,5	10
3	3,5	1,5							12,5 10 7,5	10
4	4	2							16,67 13,3 20	10
5	4,5	2,5							20,8 16,67 12,5	10
6	5	3							25 20 15	10

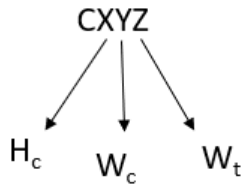
Çalışma kapsamında birçok analiz yapıldığı için, karşılaştırma yapmak çok kolay olmamaktadır. Bu sebeple, durumları kendi içinde karşılaştırmak ve grafiklerin de anlaşılır olabilmesi için kodlama yapılmasına ihtiyaç duyulmuştur. İlgili kodlamalara karşılık gelen kanatçık özellikleri C harfine bitişik 3 rakamla tanımlanmıştır. Çizelge 3.3 - 3.8 arasında her bir koda karşılık gelen parametreler açıkça gösterilmiştir.

CXYZ (Kod)

X: 1,2,3,4,5 ve 6 (kanal yüksekliğine ( $H_c$ ) ait referans sayı,  $H_c = (0,5), 1, (1,5), 2, (2,5)$  ve 3 mm

Y:  $W_c$ 'e karşılık gelen parametre (120, 150, 200  $\mu\text{m}$ )

Z:  $W_t$ 'ye karşılık gelen parametre (60, 75, 100  $\mu\text{m}$ )



Örnek olarak aşağıdaki iki kodlama verilmiştir.

C421 →  $H_c = 2$  mm,  $W_c = 150$   $\mu\text{m}$  ve  $W_t = 60$   $\mu\text{m}$  olarak

C613 →  $H_c = 3$  mm,  $W_c = 120$   $\mu\text{m}$  ve  $W_t = 100$   $\mu\text{m}$  olarak tanımlanır.

Çizelge 3.3. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c = 0,5$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_t$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta P$ [kPa]
C111	2.5	0.5	120	60	10 20 30 50
C112			120	75	
C113			120	100	
C121			150	60	
C122			150	75	
C123			150	100	
C131			200	60	
C132			200	75	
C133			200	100	

Çizelge 3.4. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c=1$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_t$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta P$ [kPa]
C211	3	1	120	60	10 20 30 50
C212			120	75	
C213			120	100	
C221			150	60	
C222			150	75	
C223			150	100	
C231			200	60	
C232			200	75	
C233			200	100	

Çizelge 3.5. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c=1,5$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_t$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta P$ [kPa]
C311	3.5	1.5	120	60	10 20 30 50
C312			120	75	
C313			120	100	
C321			150	60	
C322			150	75	
C323			150	100	
C331			200	60	
C332			200	75	
C333			200	100	

Çizelge 3.6. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c=2$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_t$ ( $\mu\text{m}$ )	$\Delta P$ [kPa]
C411	4	2	120	60	10 20 30 50
C412			120	75	
C413			120	100	
C421			150	60	
C422			150	75	
C423			150	100	
C431			200	60	
C432			200	75	
C433			200	100	

Çizelge 3.7. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c=2,5$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu$ m)	$W_t$ ( $\mu$ m)	$\Delta P$ [kPa]
C511	4.5	2.5	120	60	10 20 30 50
C512			120	75	
C513			120	100	
C521			150	60	
C522			150	75	
C523			150	100	
C531			200	60	
C532			200	75	
C533			200	100	

Çizelge 3.8. Optimizasyon amaçlı nümerik çalışmalarda kullanılan kod ve ona karşılık gelen parametreler,  $H_c=3$  mm

Durum #	H (mm)	$H_c$ (mm)	$W_c$ ( $\mu$ m)	$W_t$ ( $\mu$ m)	$\Delta P$ [kPa]
C611	5	3	120	60	10 20 30 50
C612			120	75	
C613			120	100	
C621			150	60	
C622			150	75	
C623			150	100	
C631			200	60	
C632			200	75	
C633			200	100	

Analizlerde optimum duruma karar verebilmek için iki koşul belirlenmiştir. Bu koşullar aşağıda açıklanmıştır.

1. Koşul: Isı kaynağının uygulandığı yüzeydeki  $T_{max}$  sıcaklığının sıvı giriş sıcaklığından en fazla  $20^\circ\text{C}$  fazla olması ve böylelikle toplam termal direncin  $R_{th} \leq 0.2$   $^\circ\text{C}/\text{W}$  olması hedeflenmiştir.
2. Koşul: Minimum pompa gücünün elde edilmesi hedeflenmiştir. Birçok çözüm 1.koşulu sağlayabilecektir. Ancak, bu sonuçlar içinden en uygun çözüm pompa

gücünün (PP) minimum olduğu durum olacaktır. Soğutma performans katsayısı (COP) bu aşamada karşılaştırma amaçlı olarak kullanılacaktır.

#### 4. KULLANILAN DENKLEMLER ve ÇÖZÜM AĞI

Şekil 3.2’de kartezyen koordinat sistemi belirtilmiştir. Taban alanına sabit bir ısı akısı Eş. 4.1’de olduğu gibi tanımlanmıştır. Giriş hızı değişken olarak tanımlanarak her bir durum için analiz edilmiştir. Kanal giriş ve çıkışındaki basınç düşümü limitlerini sağlayan çözümler ve bunlara karşılık gelen sıcaklıklar kaydedilmiştir.

$$k_s \frac{\delta T}{\delta y} = -q'' \quad \text{for } 0 \leq x \leq L=10 \text{ mm}, 0 \leq z \leq W \text{ ve } y=0 \quad (4.1)$$

Sıvı-katı ara yüzünde, Eş. 4.2’de verilen ifade geçerlidir.

$$-k_s \frac{\delta T}{\delta n} = -k_f \frac{\delta T}{\delta n} \quad (4.2)$$

Şekil 3.2’de tanımlı kanatçık yan yüzeylerinde simetri koşulundan dolayı, üst yüzeyde ise adyabatik yüzey tanımlanması nedeniyle ısı transferi gerçekleşmediği kabul edilmiştir ve Eş. 4.3’deki gibi ifade edilmiştir.

$$k_s \frac{\delta T}{\delta y} = k_s \frac{\delta T}{\delta x} = k_s \frac{\delta T}{\delta z} = 0 \quad (4.3)$$

Sayısal çalışmalar için, akışkan giriş sıcaklığı  $T_{in} = 30^\circ\text{C}$  olarak alınmıştır. Akış tek yönlü olarak x yönünde tanımlanmış olup, y ve z yönlerindeki hızlar  $v=0$  ve  $w=0$  olarak alınmıştır.

Kanal boyunca analiz çalışmalarını gerçekleştirebilmek için toplamda 4 farklı basınç düşüm değeri ( $\Delta P=10$  kPa, 20 kPa, 30 kPa ve 50 kPa) kabul edilmiş ve basınçlara karşılık gelen hızlar ve debiler hesaplanmıştır. Basınç düşümü sabit tutularak hız ayarlanmış ve girişteki hız dağılımının uniform (eş dağılımlı) olduğu varsayılmıştır.

Zorlanmış taşınım (konveksiyon) ısı transfer mekanizmasında toplam termal direnci etkileyen 3 farklı direnç mekanizması vardır, Eş.4.4. Bunlar kısaca, iletimle olan direnç  $R_{cond}$ , taşınım ile olan direnç  $R_{conv}$  ve akışkanın direkt özelliğine bağlı olan kalorik ısınma (capasitive),  $R_{cap}$  olarak açıklanabilir. Bilindiği üzere, iletimle olan direnç malzeme

özelliklerine ve geometrik parametrelere bağlıdır. İletken malzemeler soğutma amaçlı çalışmalarda özellikle tercih edilmektedir. Malzeme kalınlığını ise, optimum düzeyde tutmak önemlidir. Isı yayılımı için gerekli olan kalınlıktan daha fazla kalın tutmamak iletimle (conduction) direnci azaltmak açısından önemlidir. Çalışmanın kapsamı düşünüldüğünde, kanatçık altındaki ve üstündeki malzeme kalınlığı  $t_b=1$  mm olarak sabit seçilmiştir. Seçilmiş bu kalınlık, birçok LED soğutmasında, radar ve elektronik harp sistemlerinde kullanılan mikro elemanların soğutmasında kullanılabilecek makul bir değerdir. Bu sebeple bu değer sabit olarak tutulması uygun görülmüştür. Literatürde yapılan bazı çalışmalarda ince kalınlığa sahip akademik çalışmalar, yatay eksende ısı transferini önlemek amacıyla özellikle çalışılmıştır [43].

$$R_{th} = R_{cond} + R_{conv} + R_{cap} \quad (4.4)$$

Toplam termal direnç, ısı kaynağındaki maksimum sıcaklık ile sıvı giriş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının, toplam ısıya bölünmesi ile hesaplanmaktadır, Eş. 4.5.

$$R_{th} = \frac{T_{b,max} - T_{in}}{Q} \quad (4.5)$$

Dikdörtgen kesitli kanallarda, sabit ısı yükünde, en sıcak noktanın sıvı çıkışının olduğu noktada olması beklenir. Isınan sıvının, bir sonraki hücreye daha sıcak girmesi ve Nu sayısının kanal boyunca düşerek ilerlemesinden kaynaklı olarak bu sonuç ortaya çıkmaktadır.

3D kojuge HAD analizleri ANSYS Icepak 18.2® yapılmış olup, analizlerde yapılan varsayımlar aşağıda sıralanmıştır.

- 1 Zamandan bağımsız
- 2 Sıkıştırılmaz laminar akış
- 3 Sürtünme kaynaklı ısınma ihmal
- 4 Duvarda kaymasız akış
- 5 Termal özellikler sıcaklıkla sabit

Buna bağılı olarak akışkan tarafındaki süreklilik, momentum ve enerji denkelemleri Eş. 4.6-4.8'de ayrı ayrı verilmiştir.

$$\nabla \vec{V} = 0, \quad (4.6)$$

$$\rho_f (\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_f \nabla \vec{V}), \quad (4.7)$$

$$\rho_f c_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = k_f \nabla^2 T, \quad (4.8)$$

Katı tarafındaki enerji denklemi, Eş. 4.9'da ifade edildiği gibidir.

$$k_s \nabla^2 T = 0 \quad (4.9)$$

Mikro kanallı ısı kuyularının sahip olduğu alan/hacim oranı oldukça yüksek olabilmektedir. Bu özellikleri çok yaygın olarak kullanılmalara imkân vermektedir. Mikro kanallı ısı kuyularındaki en büyük dezavantaj ise dar kanalların üretimde meydana getirmiş olduğu zorluklardır. Kanalların üretilip, bir plaka içinde güvenilir ve sızdırmaz olarak kullanılması oldukça önemli bir aşamadır. Mikro kanallardaki basınç düşümleri yüksek olabileceği için işletme basınç (operating pressure) değerleri de yüksek olabilmektedir. Kanal içindeki basınç düşümü tam gelişmiş akış için Eş. 4.10'daki gibi ifade edilmiştir.

$$\Delta P = \frac{2f\rho u_m^2 L}{D_h} \quad (4.10)$$

Burada  $f$ , fanning sürtünme katsayısına karşılık gelmektedir ve  $Re$  sayısı ile değişen bir parametredir. Mikro kanallı ısı kuyularında kanal uzunluğunun kısa olması halinde girişte oluşacak olan akış gelişmesinin basınca olan etkisi hesaplamalara dahil edilmelidir. Bu sebeple, Eş. 4.11- 4.14'de bu etki açıkça ifade edilmiştir [6,7, 59,60].

$$\Delta P = \frac{2(f_{app} Re) \mu u_m x}{D_h^2} = \frac{2(f Re) \mu u_m x}{D_h^2} + K(x) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (4.11)$$

$$Po = f Re \quad (4.12)$$

$$Po = 24(1 - 1,3553AR_c + 1,9467AR_c^2 - 1,7012AR_c^3 + 0,9564AR_c^4 - 0,2537AR_c^5) \quad (4.13)$$

$$K(\infty) = 0,6796 + 1,2197AR_c + 3,3089AR_c^2 - 9,5921AR_c^3 + 8,9089AR_c^4 - 2,9959AR_c^5 \quad (4.14)$$

Isı kuyusu tasarımında katı olarak Al-6063-T05 seri alüminyum malzeme kullanılmıştır. Akışkan olarak ise Etilen Glikol (%60) ve Saf su (%40) karışımı kullanılmıştır. Etilen Glikol sıvısı korozyon önleyici özellikte olup, Clariant firmasının soğutma amaçlı ürettiği Antifrogen N ® sıvısıdır. Bu derişim ile sıvının donma noktası  $-45^{\circ}\text{C}$  altında kalmaktadır ve en zorlu hava şartlarında dahi sıvı akışkan olarak özelliğini kormaktadır. HAD analizleri için yazılıma girilen malzemelerin özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kullanılan sıvı ve katı malzemelerin termal ve fiziksel özellikleri

Malzeme	Pr	k [W/m.K]	C <sub>p</sub> [J/kg.K]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	α [mm <sup>2</sup> /s]	μ [kg/m.s]
EGW-N60 @ 30°C	32,9	0,388	3180	1073	0,1137	0,00401302
Al-6063-T05		209	900	2700		

#### 4.1. Çözüm Ağı ve Sonlu Elemanlar Modeli

Sayısal çalışmalarda doğru sonuçlar elde edebilmek için çok yoğun kartezyen ağ yapısı kurgulanmıştır. Akışkan hacminde daha sıkı, katı hacimde ise yeterli olduğu varsayılan sayıda hücre yaratılarak her bir durum için analizler gerçekleştirilmiştir. Katı tarafında x, y ve z eksenlerde ağ yapısı sırasıyla 250x100x18 ve 250x125x30 aralığında tutulmuştur. Kanal boyu sabit olması nedeniyle, x ekseninde ağ sayısı sabit tutulmuş olup, diğer eksenlerde yüksekliğin ve kalınlığın değişmesi nedeniyle her bir durum için ağ yapısında değişiklik yapılmak durumunda kalınmıştır. Çizelge 4.2’ deki sonuçlarda, ağ sayısından bağımsız çözümler elde edildiğine dair sonuçlar paylaşılmıştır.

Çizelge 4.2. Ağ yapısından bağımsız çözümlerin sonuçlarının ağ sayısına bağlı gösterimi

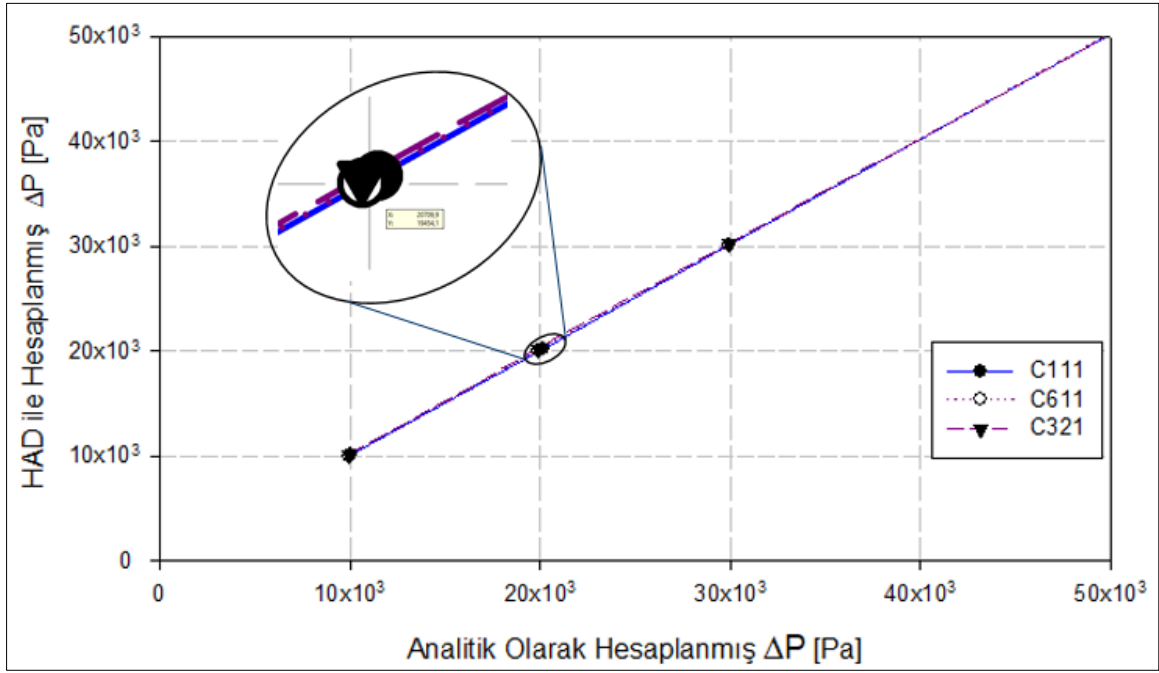
C411	x	y	z	Akışkan Ağ Sayısı (x.y.z)	Katı Ağ Sayısı	Toplam Ağ Sayısı	T <sub>b,max</sub> (°C)	Kaba Ağ Yapısına Göre Yüzde Değişimi $ X1-X0 *100/X1$
Kaba ağ	200	40	10	80000	176000	256000	46.25	-
İnce ağ	250	50	10	125000	275000	400000	46.25	0.0032
Çok ince ağ	250	50	12	150000	300000	450000	46.26	0.0318
C433								
Kaba ağ	200	40	12	96000	192000	288000	48.20	-
İnce ağ	250	50	15	187500	437500	625000	48.27	0.1436
Çok ince ağ	250	50	20	250000	500000	750000	48.33	0.1117

Burada, taban sıcaklığının maksimum değerinin (T<sub>b,max</sub>) ağ sayısına bağlı olarak değişimi takip edilmiştir. Seçilen iki durum için bu sonuçlar paylaşılmıştır. Maksimum taban sıcaklığı her iki farklı durum için, farklı ağ yapılarında analiz edilmiş ve kaba ağ yapısına göre değişimin %0,1'nin altında kaldığı görülmüştür.

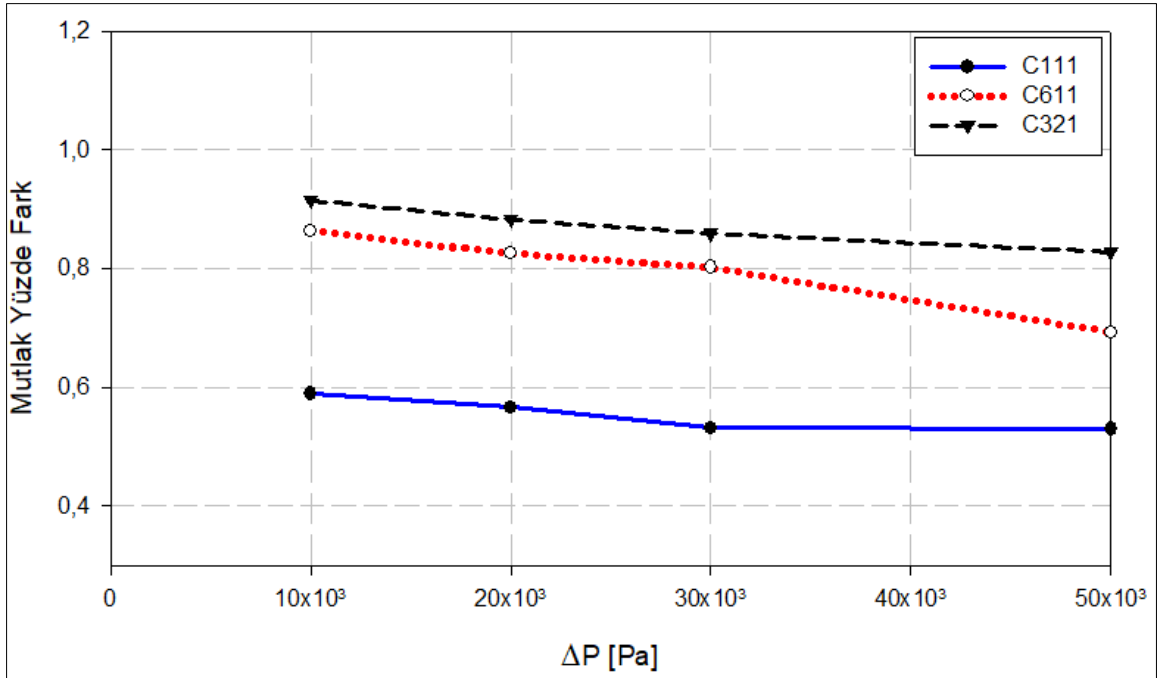
#### 4.2. Hidrodinamik Olarak HAD ve Analitik Sonuçların Karşılaştırılması

Ayrıca sonlu hacimler metodu (SHM) ile yapılan HAD analizlerinin doğruluğunu göstermek için kanal boyunca oluşan basınç farkı, Eş. 4.15'de verilen ifade ile karşılaştırmak uygun görülmüştür. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de üç farklı ısı kuyusu konfigürasyonu için kanal boyunca basınç farkları ( $\Delta P$ ) ve oluşan mutlak yüzdelik farklar sunulmuştur. Sonuçlar analitik değerlere çok yakın olup, HAD analizlerine güvenle devam edilebileceğine işaret etmektedir.

$$\text{Mutlak Yüzde Fark} = \frac{|\text{Analitik Sonuç} - \text{HAD Sonuç}|}{\text{Analitik Sonuç}} \times 100 \quad (4.15)$$



Şekil 4.1. Analitik ve HAD yöntemi ile C111, C611 ve C321 için elde edilen basınç düşümü değerleri



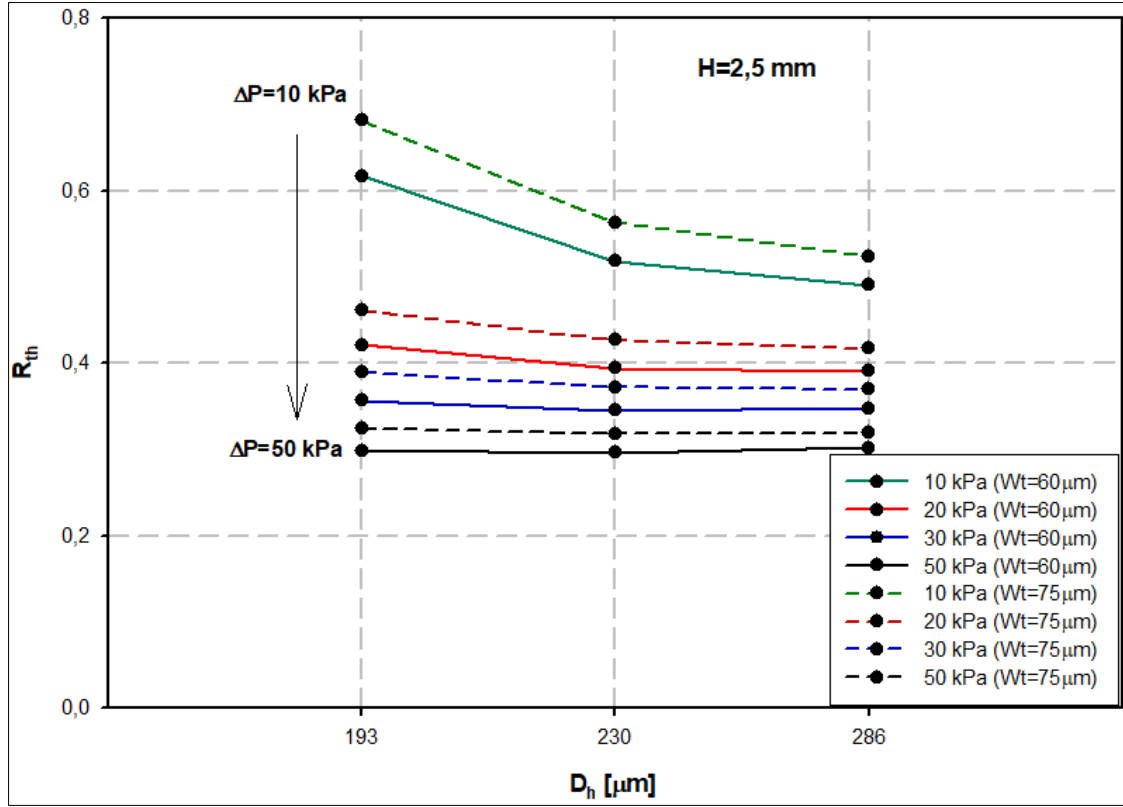
Şekil 4.2. C111, C611 ve C321 durumları için Analitik ve HAD yöntemi ile elde edilen basınç düşümü değerleri arasındaki yüzdelik fark

## 5. HAD ANALİZ SONUÇLARI

Yapılmış olan 216 analiz çalışması sonucunda çok önemli veriler elde edilmiştir. Tüm verileri bu çalışma kapsamında paylaşmak çok pratik olmasa da önemli çıktılar izleyen alt başlıklarda verilmeye çalışılmıştır.

### 5.1. Kanatçık Kalınlığının, Hirdolik Çapın, Yüksekliğin ve Katılık Oranının Termal Performansa Etkisi

Kanatçık kalınlığının termal performansa olan etkisini incelemek üzere Şekil 5.1-5.6'da verilen grafik ve şemalar oluşturulmuştur. 216 farklı analizin yapıldığı bu çalışmada, bu ve buna benzer grafiklerden 10'larca oluşturmak mümkündür. Ancak, burada, 4 farklı kanatçık yüksekliği için kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapa bağlı olarak, kanal boyunca sabit basınç düşümlerinin kabul edildiği durumlar için termal performans değerleri detaylı incelenmiştir.  $H=2,5$  mm ( $H_c=0,5$  mm) için yapılan çalışmanın detayları Şekil 5.1'de verilmiştir. Grafik incelendiğinde çok önemli veriler tespit edilebilir. Sürekli çizgiler  $W_t=60$   $\mu\text{m}$ 'luk kanatçık kalınlığına ve kesik çizgiler ise,  $W_t=75$   $\mu\text{m}$ 'lik kanatçık kalınlığına karşılık gelmektedir. X eksenini kanalın hidrolik çapına ( $D_h$ ), Y eksenini ise termal direnç ( $R_{th}$ ) karşılık gelmektedir. Hidrolik çap büyüdükçe, termal direncin genel olarak artış göstermesi beklenmektedir. Kanal içinde izin verilen  $\Delta P=10$  kPa ve  $\Delta P=20$  kPa olduğu durumda,  $W_c=150$   $\mu\text{m}$  için ( $D_h=230$   $\mu\text{m}$ ) termal dirençte belirgin bir azalma olduğu gözlemlenmektedir. Diğer durumlarda termal direncin ihmal edilebilecek kadar az değiştiği söylenebilir. Aynı kanal aralığında, yüksek basınç düşümlerinde, termal dirençler azalmakta ve birbirine yaklaşmaktadır, bu durum grafik üzerinde Y eksenini yönünde ok işareti ile gösterilmiştir. Bunun sebebi olarak da daha yüksek basınç düşümü için (aynı kanal içinde) debinin artırılması gerekmektedir. Bunun sonucu olarak da kalorik ısınma kaynaklı direnç azalacak ve toplam termal direnç küçülecektir. Aynı şekilde, düz çizgiler ince kanatçık kalınlığına, kesik çizgiler ise kalın kanatçıklara karşılık gelmektedir.  $H_c$  değerinin küçük olduğu durumda (C1 kodlu tasarımlar) diğer değişle AR değerinin düşük olduğu durumda, kanatçık kalınlığının artması  $R_{cond}$  üzerinde çok fark ettirmeyecektir ancak kanatçık sayısını etkilediği için ısı kuyusunun termal direnci olumsuz yönde etkilemesi beklenir.

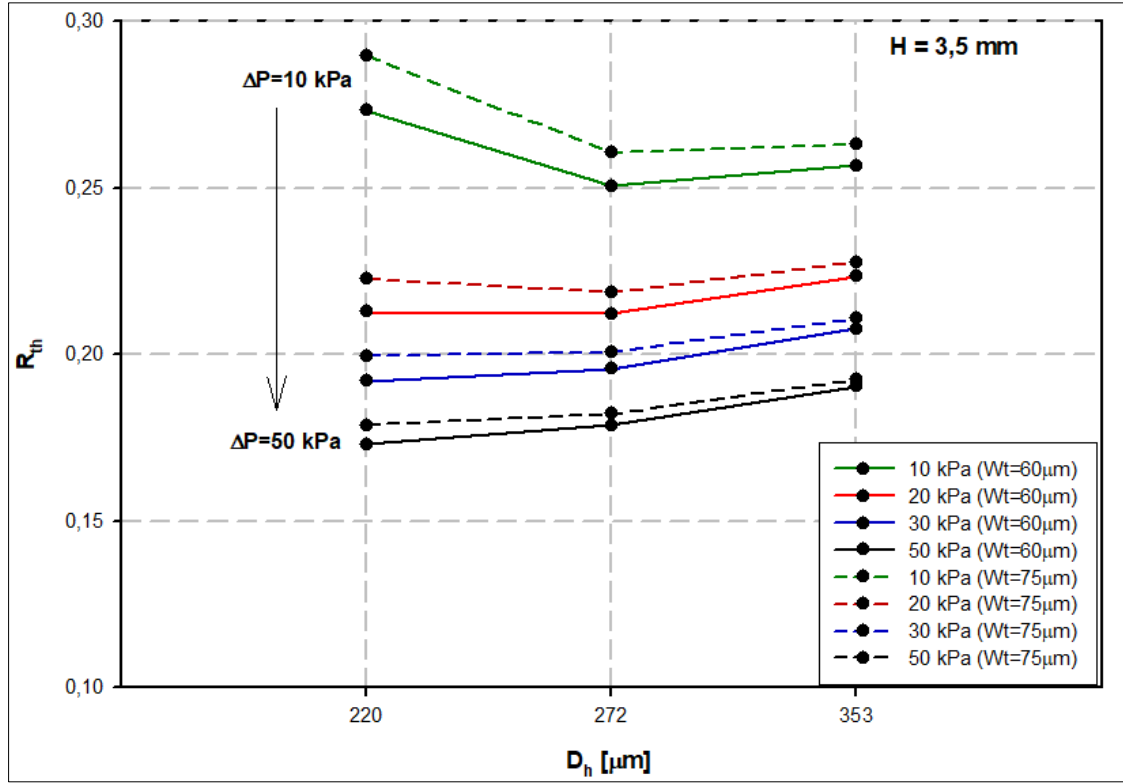


Şekil 5.1. H=2,5 mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısıl direncin değişimi

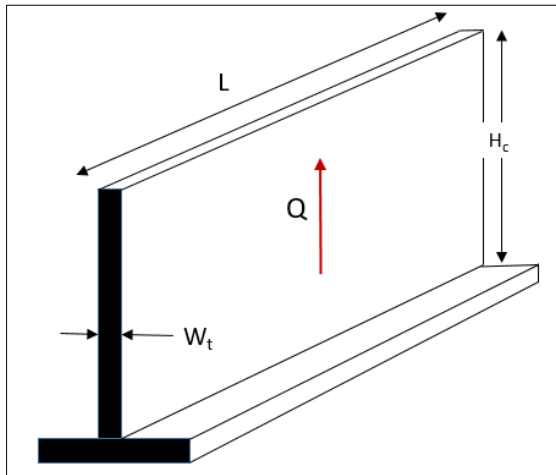
$\Delta P=10$  kPa'lık basınç düşümünde,  $R_{th}$  değerleri diğer basınç düşümlerinde elde edilen değerlerden daha yüksek bir noktada dikkat çekecek kadar farklı durmaktadır. Bunun nedeni düşük basınç elde etmek için debinin düşük tutulmak zorunda olunmasıdır. Kanatçık kalınlığının ( $W_t$ ) artırıldığı durumda, iletimle ısı transfer direncinin ( $R_{cond}$ ) katı yüzdesinin bir miktar artması nedeniyle düşmesi beklenir, toplam direnç,  $R_{th}$ , kanatçık sayısının azalması nedeniyle artış yönünde davranış göstermektedir. Aynı  $D_h$  değeri için kesik çizgi ile sürekli çizgi arasındaki dikey yöndeki fark toplam direnç değişimini ortaya koymaktadır. Sadece H=2,5 olduğu durumda, kanal genişliğine bağlı olarak dirençte ya azalma var ya da sabit kalma durumu var.

Benzer grafikler, H=3,5, H=4 ve H=4,5 mm için çizilerek izleyen şekillerde paylaşılmıştır. H yüksekliği arttıkça,  $D_h$  değerinin büyümesine bağlı olarak toplam direnç değeri yukarı yönlü bir eğilim göstermiştir ve bir noktadan sonra kanatçık kalınlığına bağlı olarak değişim ters yönde davranış göstermeye başlamıştır. Kanatçık yüksekliğinin artmasına bağlı olarak kalınlığının ince tutulması, iletimle ısı transferi direncini artırarak  $R_{cond}$  daha baskın olması yönünde bir davranış sergilemiştir. Bu davranış, diğer bir açıdan kanatçık

etkinliğinin ( $\eta_f$ ) azaldığına da işaret etmektedir. Isının kanatçıkların tabanından uç noktaya ilerlerken oluşan iletim yolu direncin azaltılması için kanatçık kalınlığının ( $W_t$ ) artırılmasına işaret etmektedir. Şekil 5.3’de, kanatçık üzerindeki ısı iletim (conduction) yolu basitçe anlatılmaya çalışılmıştır. İyileştirilmesi gereken alan  $W_t \times L$  alanıdır.  $L$  sabit olduğu için kalınlığın artırılması kanatçık etkinliğinin iyileşmesinde rol oynayacaktır.

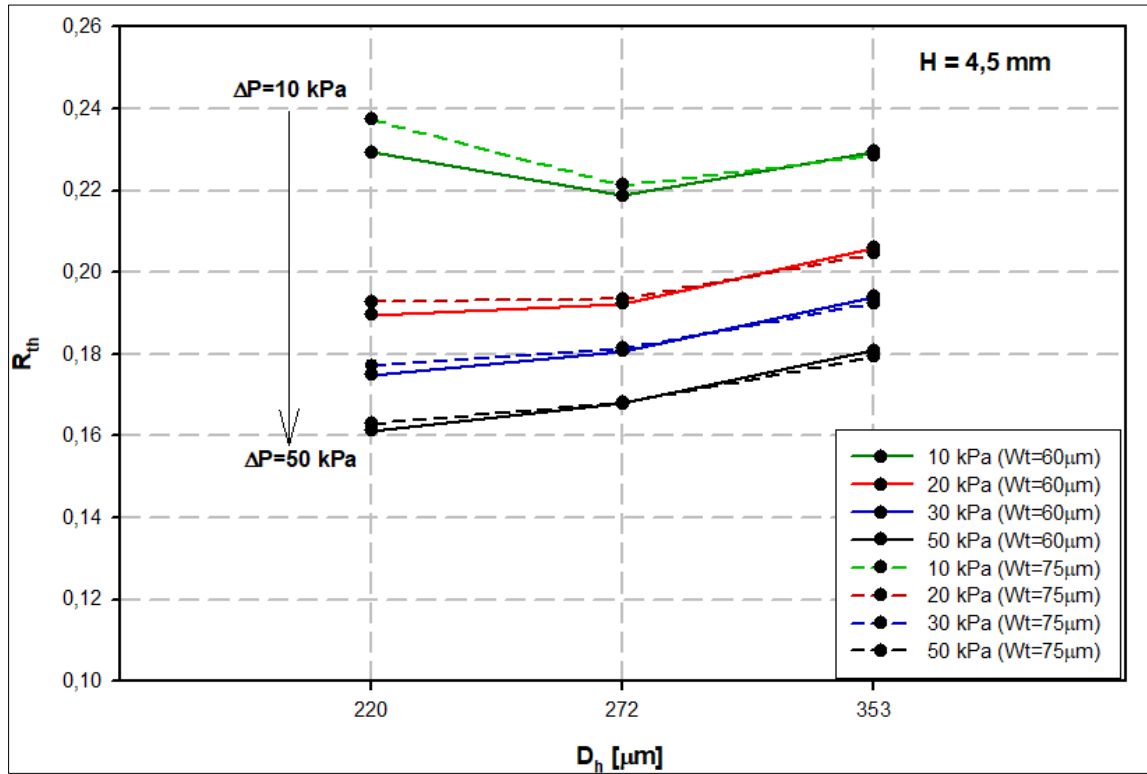


Şekil 5.2.  $H=3,5$  mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısı direncinin değişimi



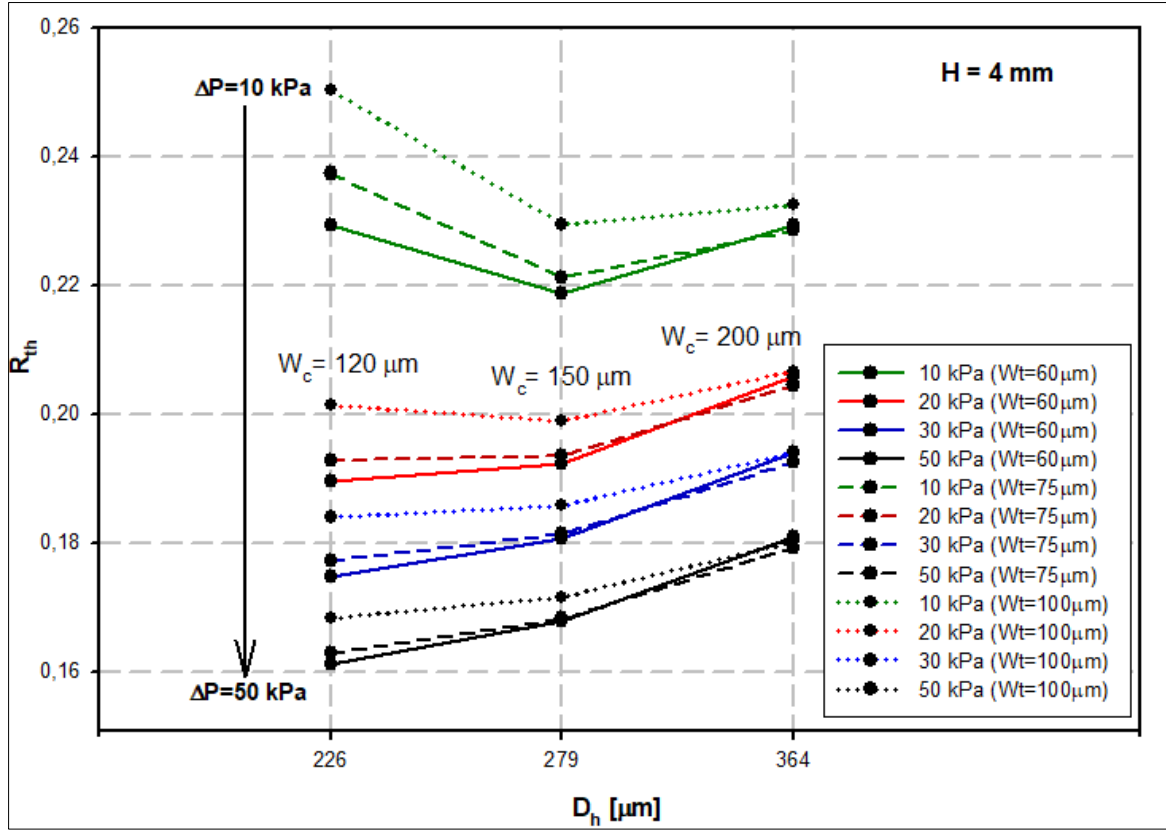
Şekil 5.3. Kanatçık üzerindeki iletimli ısı transferindeki etkin parametrelerin gösterimi

Şekil 5.1, 5.2 ve Şekil 5.4 karşılaştırıldığında, kanatçık yüksekliği artırıldıkça, termal dirençlerin birbirine yaklaştığı görülmektedir ve aynı basınç düşümünde ve aynı kanatçık kalınlığında,  $D_h$  değerinin artışına bağlı olarak termal direncin kötüleştiği görülmektedir. Ayrıca kanatçık kalınlığına bağlı olarak termal dirençlerin değişimdeki eğilim yüksek  $D_h$  değerlerinde tersine dönebilmektedir. Hatta bazı durumlar için kanatçık kalınlığı minimal etki yaratmakta olduğu söylenebilir, örneğin Şekil 5.4'deki durum.



Şekil 5.4. H=4,5 mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına göre ısı direncinin değişimi

Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde de farklı açılardan detaylı değerlendirileceği üzere, optimum ısı kuyusu tasarımının, H=4 mm yüksekliğindeki kanal geometrisinde çıkmış olması nedeniyle, bu yüksekliğe ait veriler daha detaylı (üç farklı kanatçık kalınlığı) olarak Şekil 5.5'de verilmiştir. Hidrolik çaptaki artış, açıkça görüldüğü üzere ısı dirençleri artıracak yönde etkilemiştir. Kanatçık kalınlığındaki artış ise, aynı hidrolik çapta ve basınç düşümünde, ince olan kanatçığa göre daha yüksek termal direnç yaratmıştır. Bunun nedeni olarak; ince kanatçıklı konfigürasyonda daha yüksek sıvı debisinin daha fazla kanatçık arasından geçiyor olması olarak yorumlanabilir. Aynı geometride, daha yüksek basınç düşümlerinde kanatçık kalınlığının etkisi termal direnç üzerinde giderek azalmaktadır.



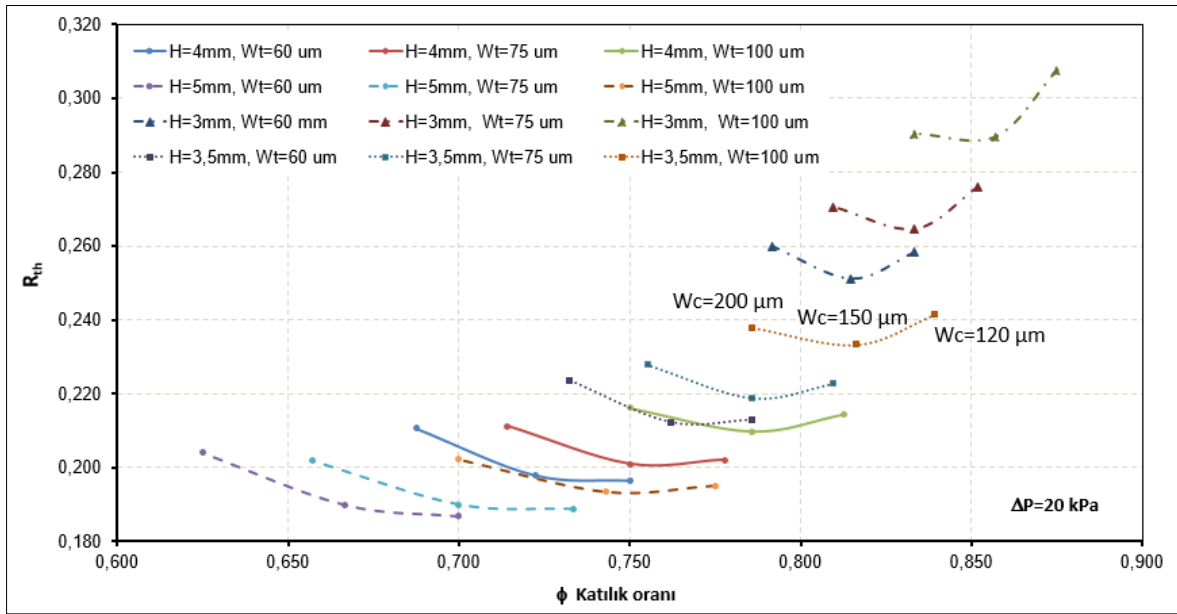
Şekil 5.5. H=4 mm durum için, basınç düşümü farkına, kanatçık kalınlığına ve hidrolik çapına bağlı olarak ısıl direncin değişimi

Bu çalışma kapsamında sadece fikir vermesi açısından, sabit basınç düşüm değerleri için ( $\Delta P=20$  kPa ve  $\Delta P=30$  kPa) katılık oranına bağlı olarak dirençlerin nasıl değiştiği Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de gösterilmiştir. Katılık oranı ( $\phi$ ), ısı kuyusunun katı hacminin toplam hacime oranı olarak tanımlanmaktadır. Dikdörtgen kesitli bir ısı kuyusunda katılık oranı Eş. 5.1’deki gibi ifade edilmiştir. Burada N ısı kuyusundaki kanatçık sayısıdır.

$$\phi = \frac{W_{HS} \times H - W_c \times H_c \times N}{W_{HS} \times H} = 1 - \frac{W_c \times H_c \times N}{W_{HS} \times H} \quad (5.1)$$

Şekil 5.6’da  $\Delta P=20$  kPa basınç düşümüne izin verilmesi halinde oluşan ısıl direnç değerleri katılık oranına bağlı olarak verilmiştir. Şekil 5.6’da görüldüğü üzere, katılık oranı, kanatçık yüksekliği arttıkça aynı kanatçık kalınlığında azalmaktadır. Aynı yükseklikte ise, kanatçık kalınlığı 60  $\mu\text{m}$ ’den, 75  $\mu\text{m}$  ve 100  $\mu\text{m}$ ’ye çıktığında artmaktadır ve grafiklerde aynı çizgi üzerinde sağa doğru bir meyil göstermektedir. Katılığın azalmasına bağlı olarak akışkanın geçeceği hacim ve alan artmakta ve taşınımlı ısı transferine daha fazla olanak sağlamaktadır. Katılığın değeri düşük yükseklikler ( $H=2,5$  mm) için  $\phi=0.9$ ’a doğru

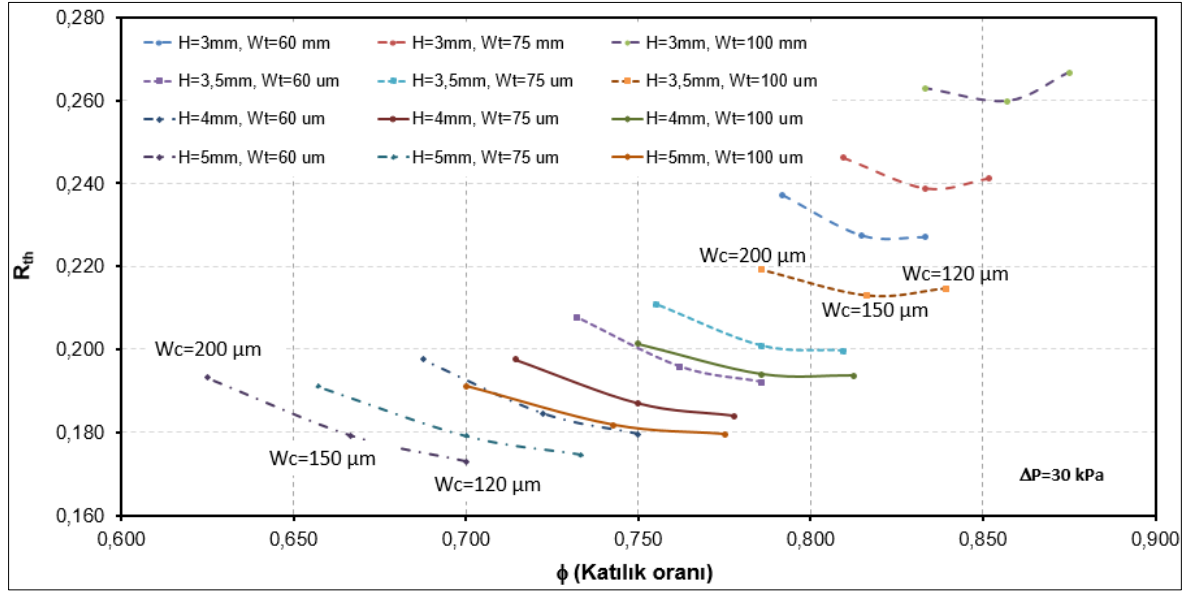
yaklaşmaktadır ve termal direnç değerleri de benzer şekilde artmaktadır. Buradan çıkarılacak sonuç şöyle açıklanabilir. Yükseklik azaldıkça, katılığın değeri düşürülerek taşınımlı ısı transferi için gerekli olan alan yaratılmalıdır. Düşük yükseklikte kanatçık üzerindeki ısı iletim direnci ( $R_{cond}$ ) düşüktür. Bunun sonucu olarak, daha ince kanatçıklar seçilerek, daha fazla akışkan için alan oluşturularak termal olarak iyileşme sağlanması gerekecektir. Mikro kanallı yapılarda, düşük yükseklikteki kanatçıkları üretmek nispeten daha kolay olabileceği için, bu iyileştirmenin uygulanma ihtimalinin yüksek olduğu söylenebilir.



Şekil 5.6. Katılık oranına bağlı olarak termal direncin 20 kPa basınç düşümünde değişimi

Kanatçık yüksekliği arttıkça, termal direnç değeri aynı basınç düşümünde azalmaktadır. Diğer taraftan, katılık oranına bağlı olarak, dirençlerin davranışı farklılık gösterebilmektedir. H=3,5 mm olduğu durumda, kanatçık kalınlığı arttıkça, direnç değeri önce düşüldü sonrasında artış yönünde eğilim göstermektedir. H=5 mm için, kanatçık kalınlığının bir miktar daha artması termal direnç değerinde olumsuz bir durum yaratmayacağı söylenebilir. Şekil 5.7’de izin verilen basınç düşüm değeri  $\Delta P=30$  kPa olduğunda termal dirençlerin katılık oranına bağlı değişimi verilmiştir. Özellikle kalorik ısınma direncinin azalmasına bağlı olarak, dirençler bir miktar daha düşmüştür ve katılığın artmasına bağlı olarak termal dirençteki değişim özellikle H=4 mm ve H=5 mm için daha geç başlayacağı grafiğin detaylı incelenmesiyle ortaya çıkarılabilir. Sonuç olarak: kanatçıkları nispeten yüksek olan kanallarda katılığı artırmak bir noktaya kadar termal

direnci iyileştirmektedir ve basınç artışı ile olumlu davranış göstermektedir. Ancak H değerinin düşük olduğu durumlarda örneğin H=3 ve H=3,5 gibi, katılığın artması ters durum yaratarak termal direnci artırabilir.

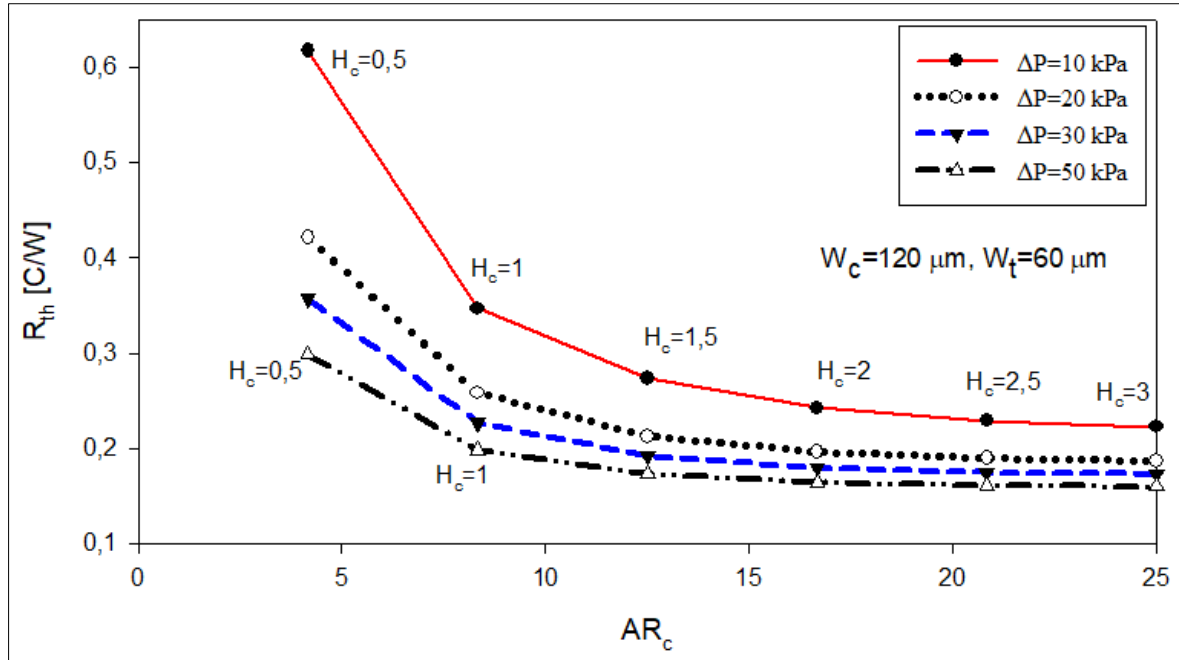


Şekil 5.7. Katı oranına bağlı olarak termal direncin 30kPa basınç düşümünde değişimi

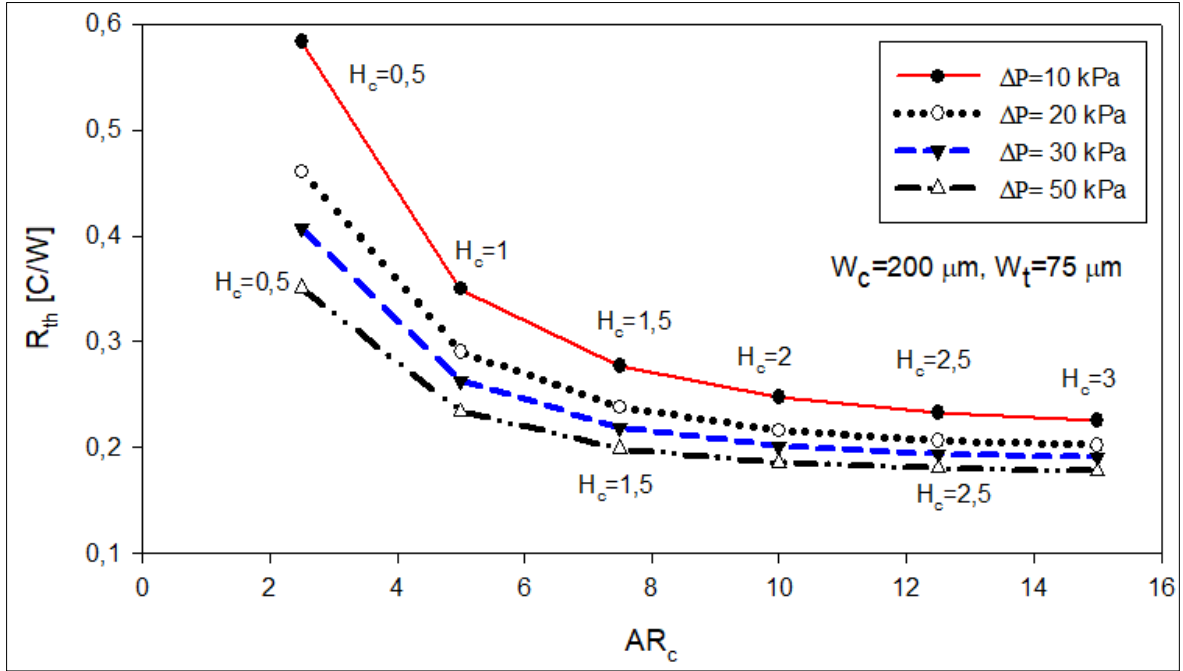
## 5.2. En-Boy Oranın ve Basınç Düşümünün Termal Performansa Olan Etkisi

Kanal arası boşluk ( $W_c$ ) ve kanatçık kalınlığı ( $W_t$ ) sabit tutularak yapılan analiz çalışmalarında, farklı AR değerlerinde termal direncin değişimi incelenmiştir. Şekil 5.8’de  $W_c=120 \mu\text{m}$  &  $W_t=60 \mu\text{m}$  ve Şekil 5.9’da  $W_c=200 \mu\text{m}$  &  $W_t=75 \mu\text{m}$  olduğu durumda,  $H_c$  değişken olarak alınarak elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır. 4 farklı basınç değerine bağlı termal direnç değişimleri verilmiştir. Basınç düşümünün yüksek olması akışkan hızı ve kanal boyutları ile ilgili bir durumdur. Basınç arttıkça aynı geometride, daha fazla debi akış halinde olacağından, kalorik ısınma kaynaklı termal direnç azalacaktır. Ayrıca, tam gelişmiş bölgeye geçiş mesafesi uzayacaktır. Bu sebeple yüksek basınç değerinde düşük termal direnç elde edilmektedir. Ayrıca, AR değerine bağlı olarak bir değerlendirme yapılacak olursa, AR arttıkça ısı direnç düşmektedir. Bunun açıklaması olarak, kanatçık alanının artması ve aynı basınç değeri için daha fazla debi ihtiyacının ortaya çıkması olarak açıklanabilir. Şekil 5.9’daki grafikler incelendiğinde dirençlerin kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla nispeten arttığı görülmektedir.  $W_c=200 \mu\text{m}$  &  $W_t=75 \mu\text{m}$  olması halinde 1 cm’lik genişliğe sahip bir ısı kuyusundaki kanatçık sayısı, daha dar ve ince

kanallara göre az sayıda olacaktır. Ayrıca, buna bağlı olarak hidrolik çap büyüyeceği için, ısı transfer katsayısı ( $Nu=hD_h/k$ ) azalacaktır. Diğer taraftan kalınlığın bir miktar artması kanatçık üzerinden iletimle olan ısı transferini artırarak kanatçık verimliliğini artırma yönünde etkileyecektir. Nihayetinde, daha fazla kanatçık alanının etkin kullanılmasına imkân verecektir. Bu üç parametreden en etkili olanı,  $D_h$  değerinin artmasına bağlı olarak  $h$  değerinin düşmesi ve kanatçık sayısının azalmasına bağlı olarak ısı transfer alanının azalmasıdır. Her iki şekilde de görüldüğü üzere,  $AR_c$  değeri arttıkça termal dirençler azalmakta ancak bu değişim hızı (değeri)  $AR_c$  arttıkça azalmaktadır. Özellikle yüksek basınçlara çıkıldığında, termal dirençler birbirlerine çok yaklaşmaktadır.



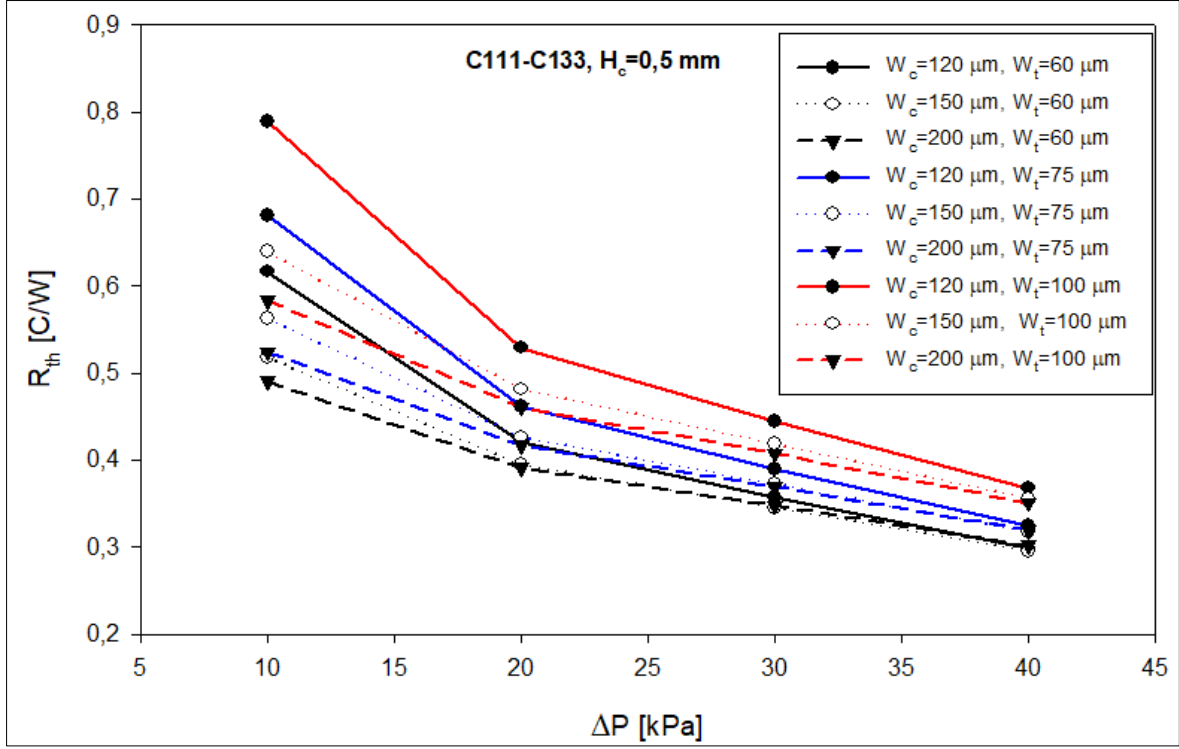
Şekil 5.8. Farklı basınç ve  $AR_c$  değerlerinde hesaplanmış termal dirençlerin farklı kanatçık konfigürasyonuna göre değişimi (C111-C611 arasındaki kanallar)



Şekil 5.9. Farklı basınç ve  $AR_c$  değerlerinde hesaplanmış termal dirençlerin farklı kanatçık konfigürasyonuna göre değişimi (C132-C632 arasındaki kanallar)

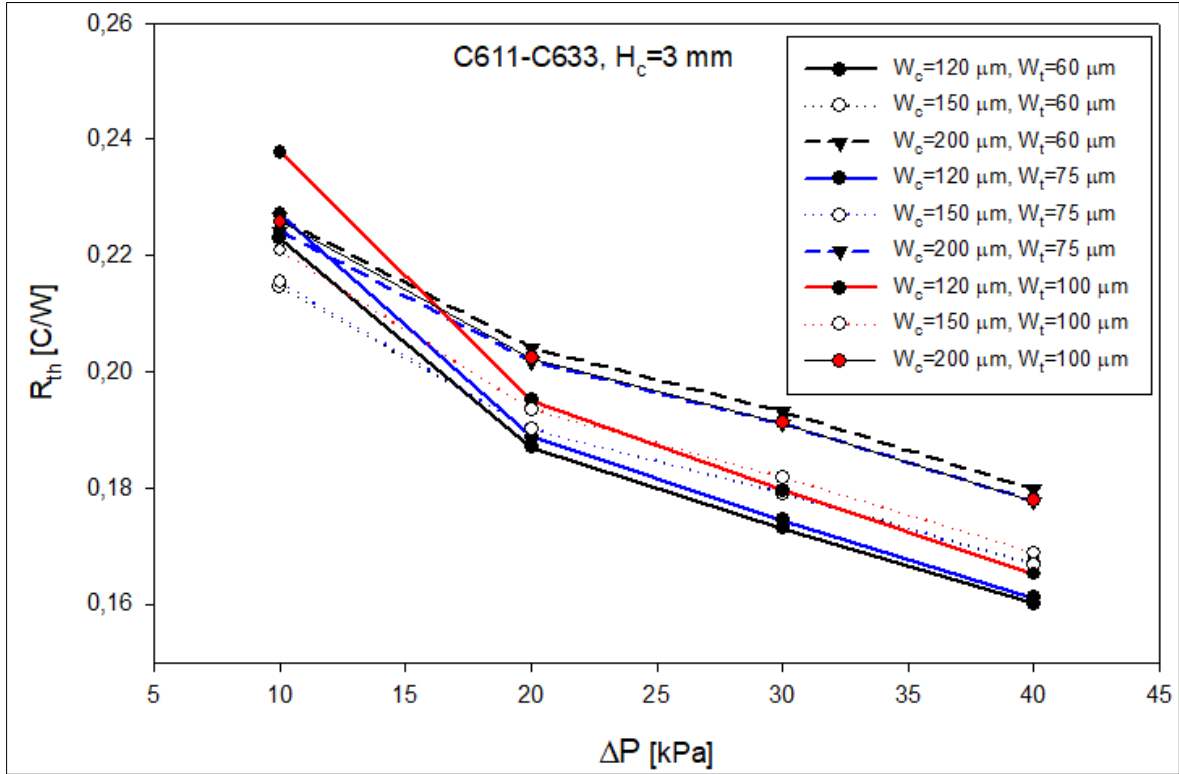
Genel olarak termal ve hidrodinamik olarak farklı kanatçık geometrilerinin davranışını birkaç önemli açıdan incelemek çok yerine olacaktır. Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’de, en küçük ve en büyük kanatçığa sahip tasarımların basınç düşümüne karşılık gelen termal direnç değerleri verilmiştir.

Şekil 5.10 incelendiğinde, aynı basınç düşümü altında yapılan analizlerde,  $W_c=120 \mu m$  kanatçık aralığında, kanatçık kalınlığının en küçük ( $W_c=60 \mu m$ ) olduğu durumun,  $75 \mu m$  ve  $100 \mu m$  kanatçık kalınlığına sahip bir ısı kuyusundan daha iyi performans gösterdiği görülmektedir. Bunun sebebi olarak, kanatçık sayısının  $60 \mu m$  kanatçık kalınlığında daha fazla olması nedeniyle ve daha fazla debi geçmesine olanak verdiği için daha düşük termal direnç ile karşılaşılmaktadır şeklinde açıklanabilir. Benzer şekilde, aynı basınç düşümünde bir sonraki kanatçık aralığında  $W_c=150 \mu m$ , yüksek kanatçık sayısına sahip olan tasarımlar göreceli olarak diğer koşullara göre daha az termal direnç göstermektedir. Ancak kanatçık kalınlıklarının değişmesine bağlı olarak aynı basınç düşümünde, termal performans davranışları değişik davranış gösterebilmektedir.



Şekil 5.10. En küçük kanatçık yüksekliğine sahip kanatçık konfigürasyonunun (C111-C133) termal direncinin basınç düşümüne göre değişimi

Aynı çalışma Şekil 5.11’de en yüksek kanatçık yüksekliğine sahip konfigürasyon için de yapılmıştır ve benzer sonuçlar alınmıştır. Kanatçık aralığının azalmasına bağlı olarak hidrolik çap küçülmektedir. Buna bağlı olarak, kanal içi taşınım ısı transferin artması ve kanatçık sayısının artması termal performansta artışa sebep olmaktadır.

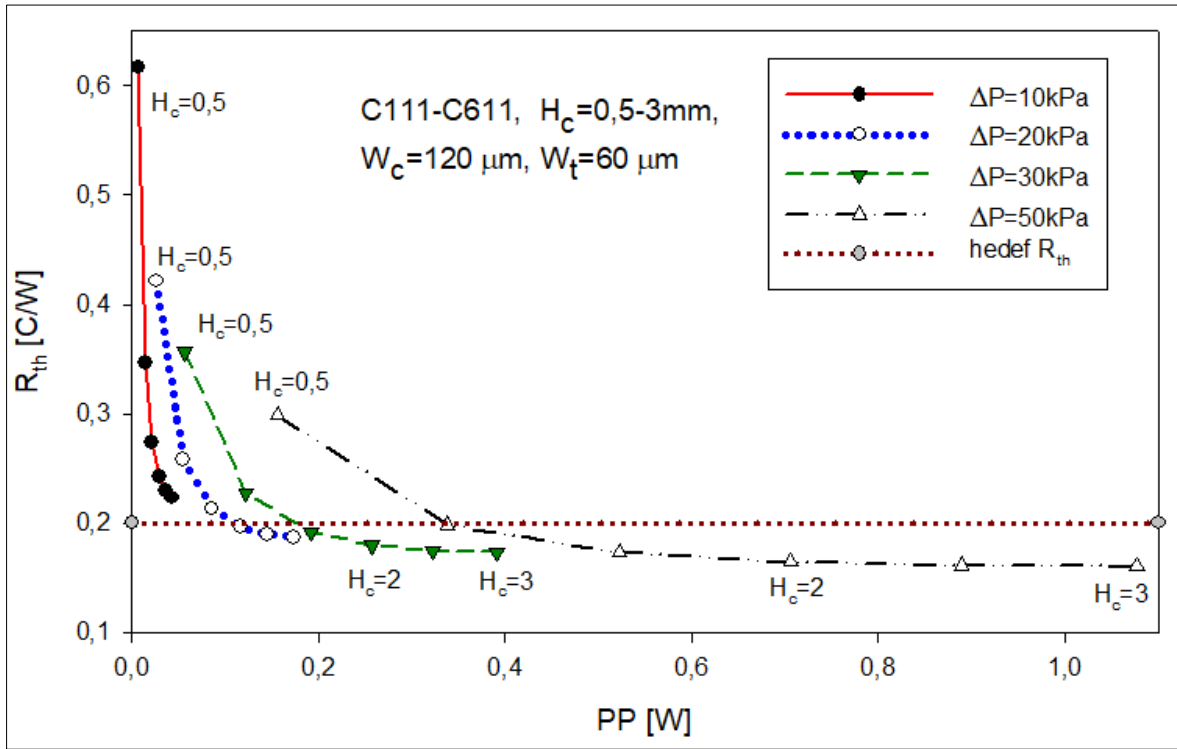


Şekil 5.11. En büyük kanatçık yüksekliğine sahip kanatçık konfigürasyonunun (C611-C633) termal direncinin basınç düşümüne göre değişimi

### 5.3. Pompa Gücüne Bağlı Olarak Termal Direncin Değerlendirilmesi

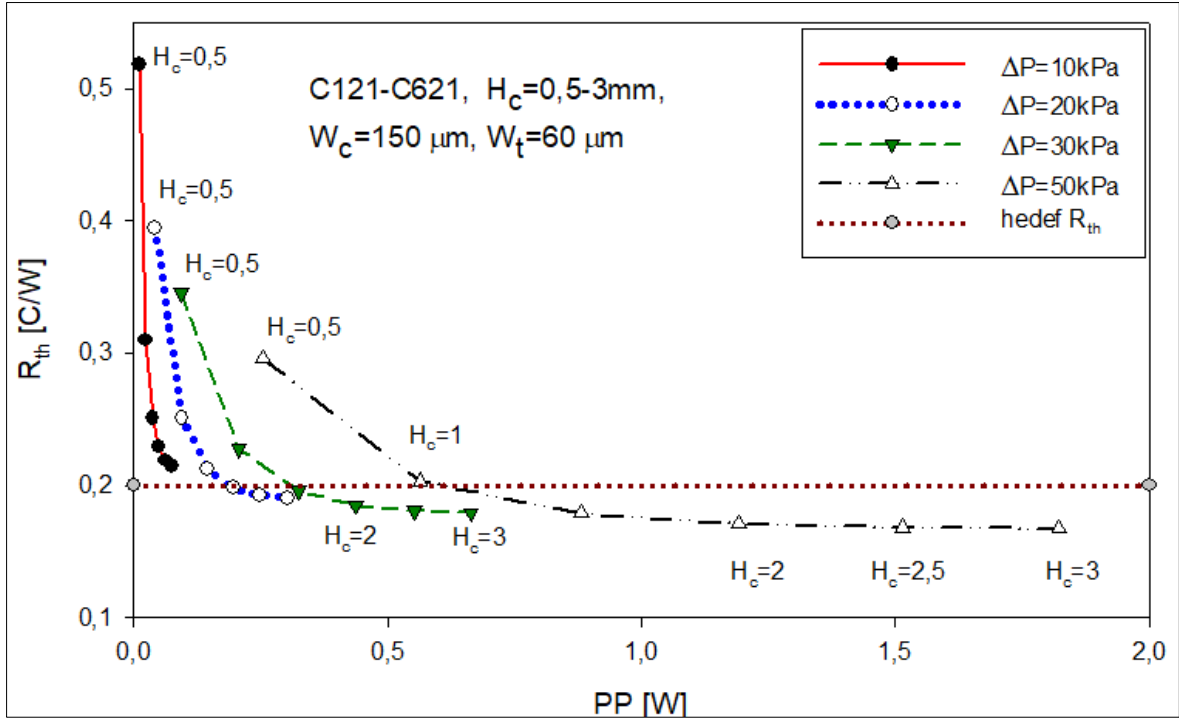
İzleyen şekillerde, kanatçıklar arası mesafe ve kanatçık kalınlığı sabit tutularak, pompa gücüne bağlı olarak termal direncin farklı kanatçık yüksekliklerine bağlı değişimi incelenmiştir. Şekil 5.12-5.20'de 9 farklı durum için grafikler detaylı olarak verilmeye çalışılmıştır. Şekil 5.12'de, kanatçıklar arası  $W_c=120 \mu\text{m}$  ve kanatçık kalınlığı  $W_t=60 \mu\text{m}$  olacak şekilde, kanatçık yükseklik ve basınç düşümü değişken olarak elde edilen termal sonuçlar verilmiştir. Bu durum, kanatçık aralığının ve kalınlığının en küçük olduğu tasarım olması nedeniyle, ısı kuyusundaki kanatçık sayısının en yüksek olduğu tasarımdır. Grafik daha detaylı incelendiğinde, pompa gücü arttıkça, direnç her alternatif için düşmektedir. Bunun sebebi olarak düşük yükseklikteki kanatçık ( $H_c=0,5$  mm) geometrisinde, basınçlar yüksek olsa dahi, debi düşük kalmakta ve ayrıca yeterli yüzey alanı sağlayamadığı için etkin soğutma yapılamamaktadır. Her ne kadar hidrolik çap küçük olup, Nu sayısı çok artmış olsa da termal dirençte asıl önemli olan  $hxA$  faktörüdür. HTC değeri yüksek olmasına karşın alan küçük ise, termal performans istenilen soğutma için yeterli değildir sonucu çıkarılabilir. Grafikte,  $H_c=0,5$  olması durumunda, yeterli alan sağlayamadığı için,

çalışılan tüm basınç düşümü aralığında, yeterli soğutma sağlanamamıştır. Kanatçık yüksekliği artmaya başlayınca, termal olarak iyileşme gözlenmeye başlamıştır. Basınç düşümü arttıkça, pompa gücü artmış ve grafiğin sağına doğru ilerleme olmuş, pompa gücü artmış ve termal direnç iyileşmiştir. Bunun sebebi olarak, debinin ve yüzey alanının artması gösterilebilir. Şekil 5.13- 5.20’de de benzer eğilimler olduğu görülmektedir ve her birinden kısaca bahsedilecektir.



Şekil 5.12. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=120\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=60\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi, C111-C611

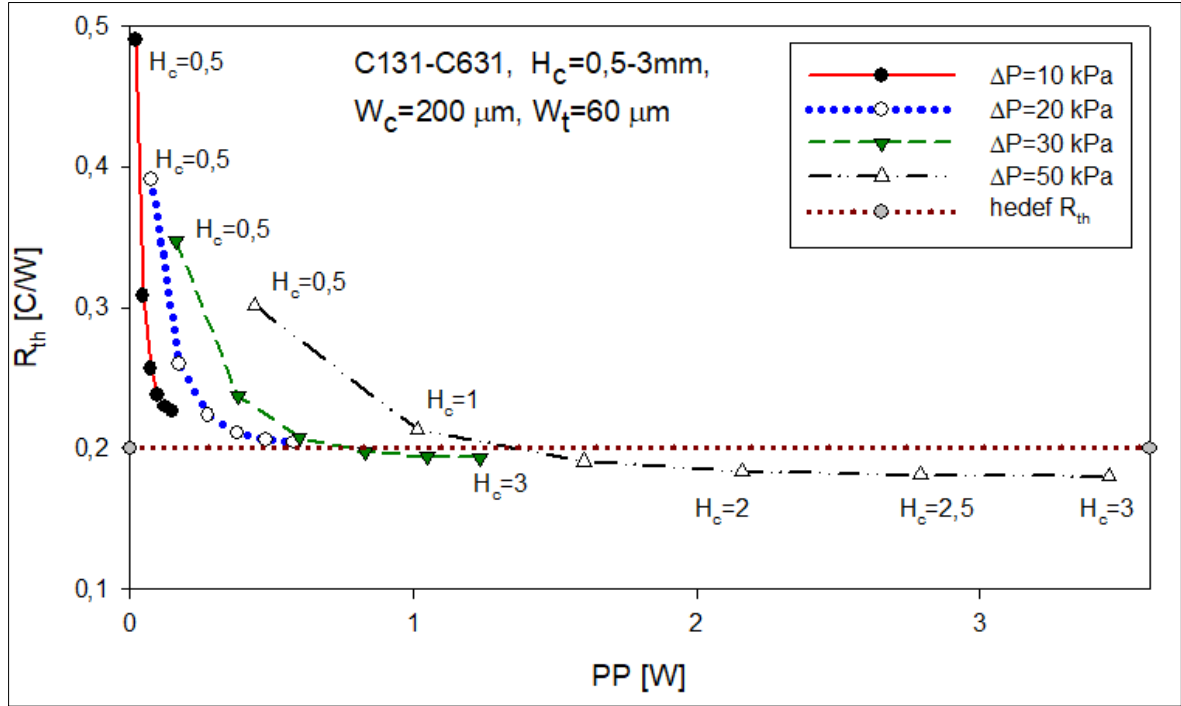
Şekil 5.13’de kanatçık kalınlığı  $W_t=60\ \mu\text{m}$  ve  $W_c=150\ \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir.  $\Delta P=20\ \text{kPa}$  olması halinde, 3 farklı  $H_c$  değeri için hedeflenen  $R_{th}$  değeri sağlanmaktadır. Basınçlar arttıkça istenilen  $R_{th}$  değerini sağlayan çözümlerin sayısı artmaktadır.  $\Delta P=30\ \text{kPa}$  ve  $\Delta P=50\ \text{kPa}$  olması halinde, 4 farklı yükseklik değeri için hedef termal direnç sağlanabilmektedir. Ancak,  $\Delta P=50\ \text{kPa}$  olması halinde pompa gücüne göre dirençteki değişim oldukça yavaştır.



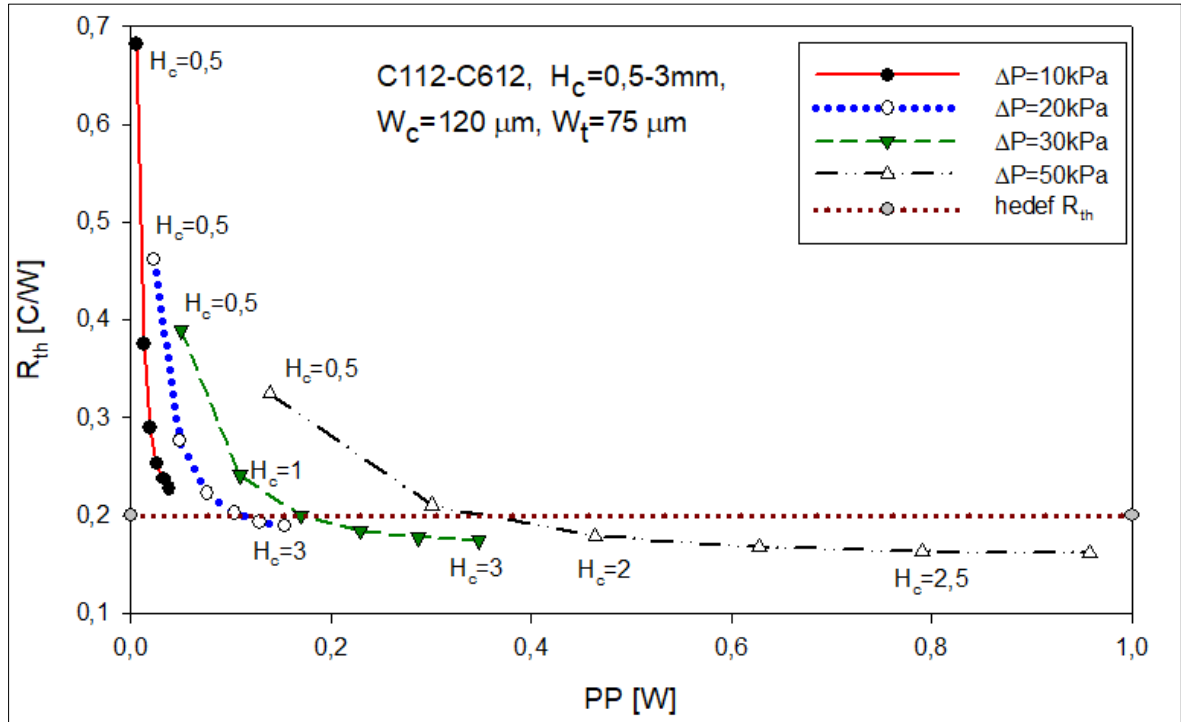
Şekil 5.13. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=150\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=60\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C121-C621

Şekil 5.14'te kanatçık kalınlığı  $W_t=60\ \mu\text{m}$  ve  $W_c=200\ \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Bu durumda,  $\Delta P=10\ \text{kPa}$  ve  $\Delta P=20\ \text{kPa}$  için yeterli soğutma hiçbir kanal yüksekliğinde sağlanamamıştır.  $\Delta P=30\ \text{kPa}$  için sadece 3 kanal yüksekliği,  $\Delta P=50\ \text{kPa}$  için ise 4 kanal yüksekliğinde istenilen termal performans değerleri yakalanmıştır.

Şekil 5.15'te kanatçık kalınlığı  $W_t=75\ \mu\text{m}$  ve  $W_c=120\ \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin dar olması nedeniyle istenilen termal direnç değeri  $\Delta P=20\ \text{kPa}$  için sağlanabilmiştir. Diğer yüksek basınç değerleri için 4 farklı  $H_c$  değerinde hedeflenen dirençler yakalanmıştır. Pompa gücüne karşı dirençlerin değişimi,  $\Delta P$  değeri arttıkça azalmaktadır.

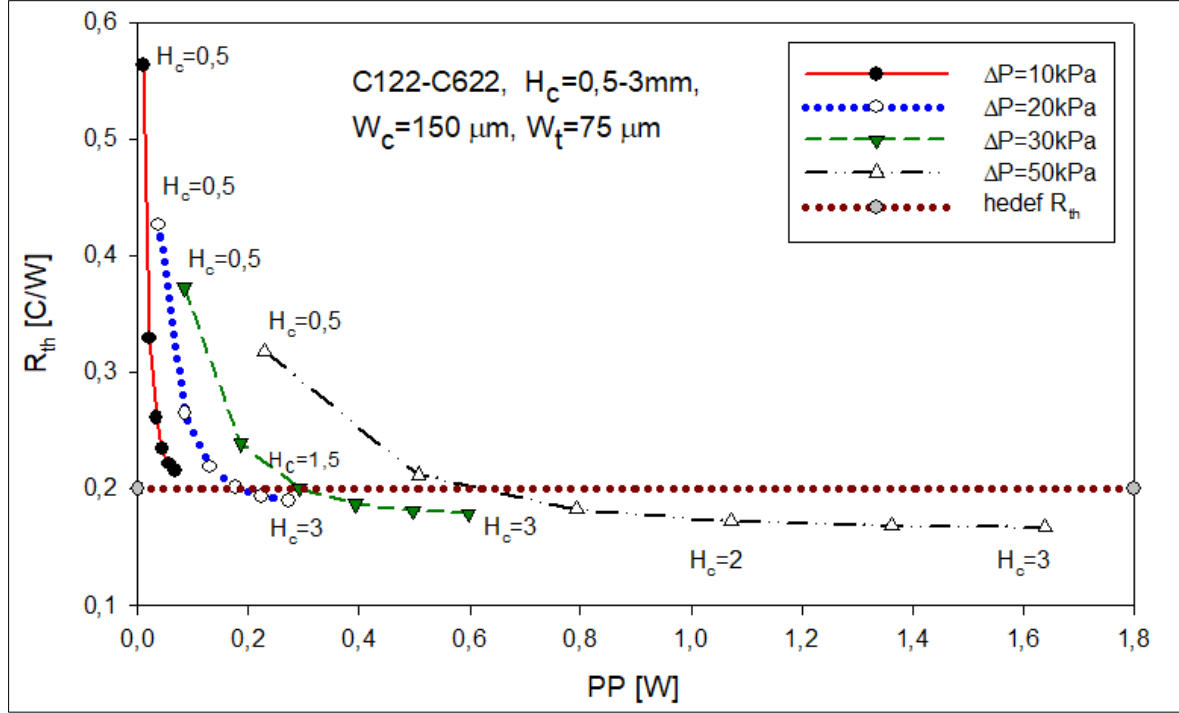


Şekil 5.14. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=200\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=60\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C131-C631



Şekil 5.15. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=120\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=75\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C112-C612

Şekil 5.16’da kanatçık kalınlığı  $W_t=75 \mu\text{m}$  ve  $W_c=150 \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Bu durumda,  $\Delta P= 20 \text{ kPa}$  için yeterli soğutma  $H_c= 2 \text{ mm}$ ’nin üzerindeki bir değerde sağlanabileceği görülmektedir.  $\Delta P= 30 \text{ kPa}$  için sadece 3 kanal yüksekliğinde,  $\Delta P=50 \text{ kPa}$  için ise 4 kanal yüksekliğinde istenilen termal performans değerleri yakalanmıştır.

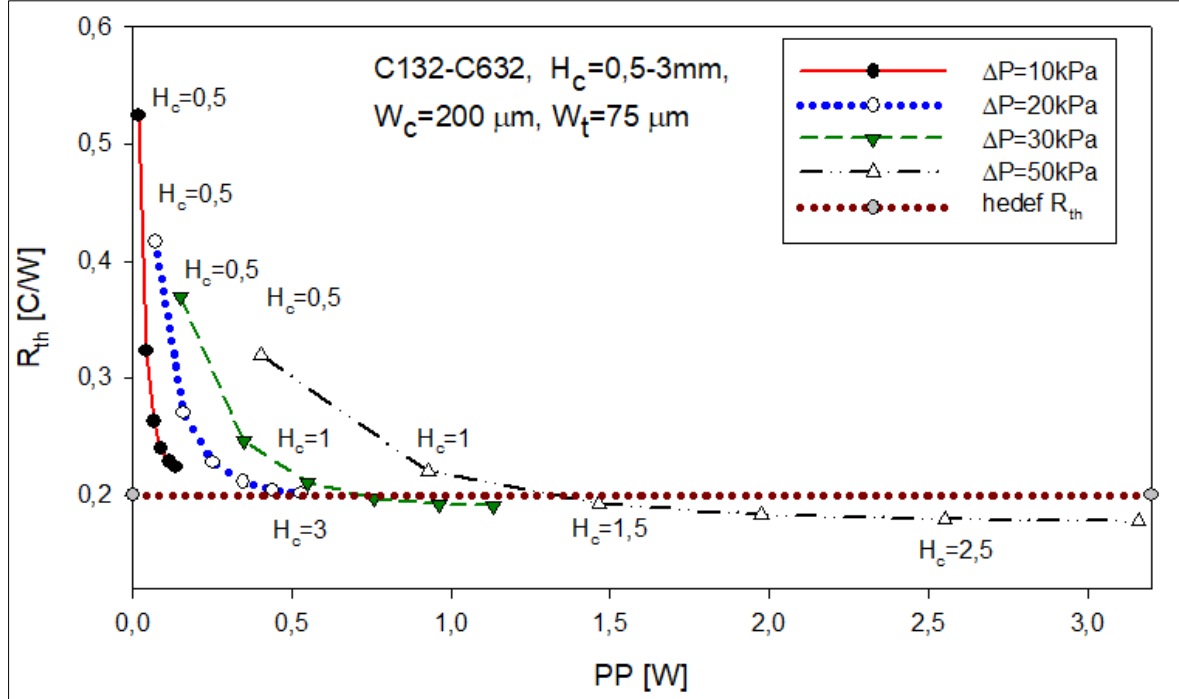


Şekil 5.16. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=150 \mu\text{m}$  ve  $W_t=75 \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C122-C622

Şekil 5.17’de kanatçık kalınlığı  $W_t=75 \mu\text{m}$  ve  $W_c=200 \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Bu durumda,  $\Delta P= 10$  ve  $20 \text{ kPa}$  için yeterli soğutma sağlanamamaktadır.  $\Delta P= 30 \text{ kPa}$  için sadece 3 kanal yüksekliği,  $\Delta P=50 \text{ kPa}$  için ise 4 kanal yüksekliğinde istenilen termal performans değerleri yakalanmıştır. Ancak, pompa gücünde belirgin bir artış meydana gelmiştir.

Şekil 5.18’de kanatçık kalınlığı  $W_t=100 \mu\text{m}$  ve  $W_c=120 \mu\text{m}$  olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Bu durumda,  $\Delta P= 20 \text{ kPa}$  için sadece  $H=3 \text{ mm}$  olduğu durumda yeterli soğutma sağlanmıştır.

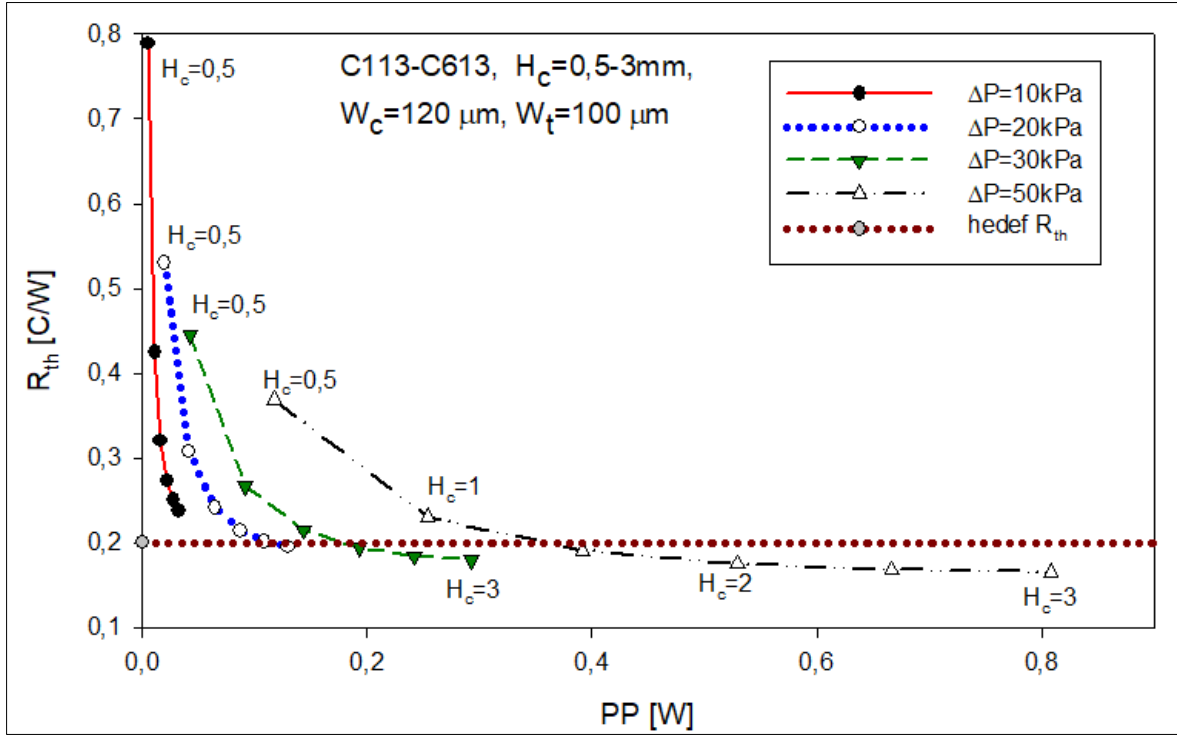
$\Delta P=30$  kPa için sadece 3 kanal yüksekliğinde,  $\Delta P=50$  kPa için ise 4 kanal yüksekliğinde istenilen termal performans değerleri yakalanmıştır.



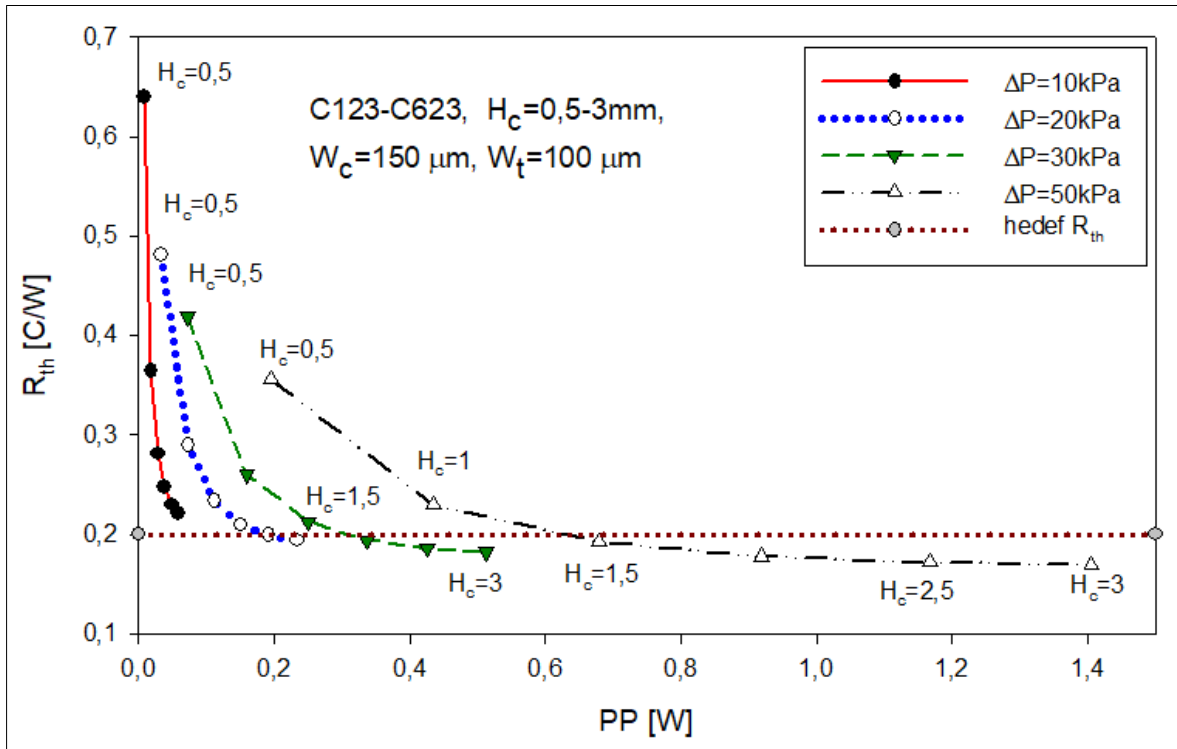
Şekil 5.17. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=200$  µm ve  $W_t=75$  µm olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C132-C632

Şekil 5.19'de kanatçık kalınlığı  $W_t=100$  µm ve  $W_c=150$  µm olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir. Bu durumda,  $\Delta P=20$  kPa için 2 farklı kanal yüksekliğinde,  $\Delta P=30$  kPa olması halinde 3 farklı kanal yüksekliğinde,  $\Delta P=50$  kPa için ise 4 farklı kanal yüksekliğinde istenilen termal performans sağlanmıştır.

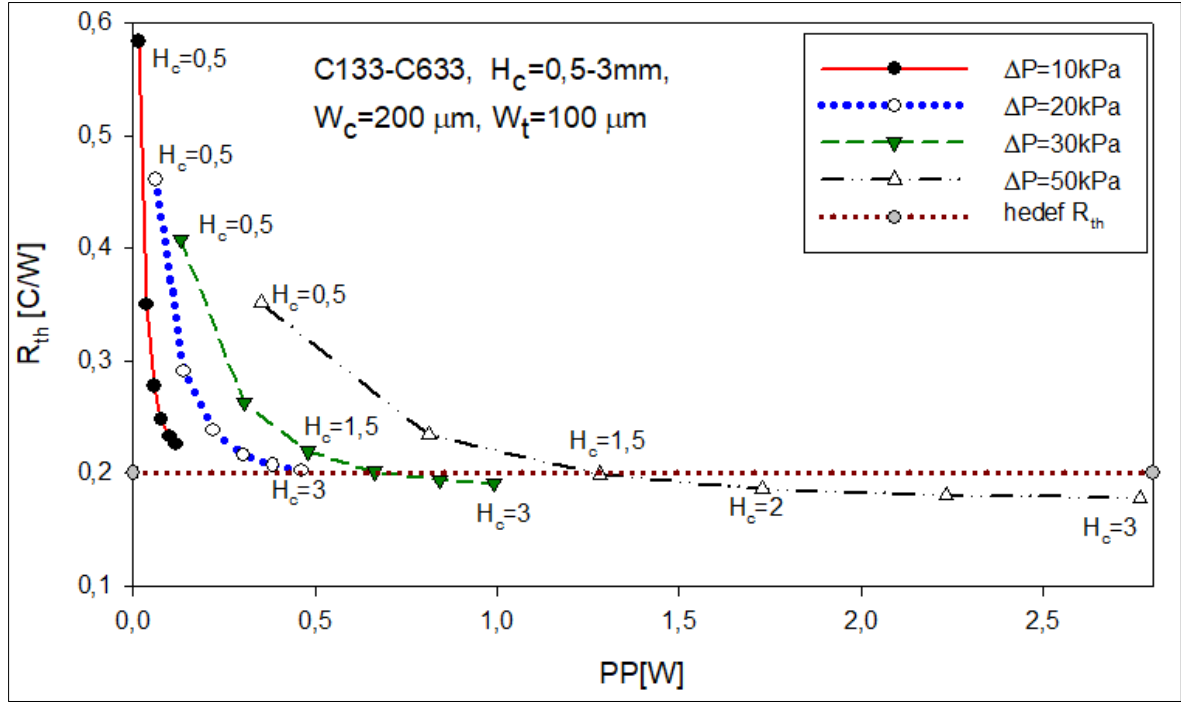
Son olarak, Şekil 5.20'de kanatçık kalınlığı  $W_t=100$  µm ve  $W_c=200$  µm olması durumunda elde edilmiş termal dirençlerin pompa gücüne ve  $H_c$  yüksekliğine bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 5.18. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=120\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=100\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C113-C613



Şekil 5.19. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=150\ \mu\text{m}$  ve  $W_t=100\ \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C123-C623



Şekil 5.20. Pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişiminin  $W_c=200 \mu\text{m}$  ve  $W_t=100 \mu\text{m}$  olması koşulunda, farklı basınçlar altında gösterimi C133-C633

#### 5.4. Optimum Isı Kuyusu Belirleme Çalışmaları

216 adet analiz sonucunda çok önemli veriler elde edilmiştir. Bu veriler ışığında en uygun tasarıma karar verebilmek için gerekli termal performansı sağlayan çözümler içinde, soğutulan ısı miktarına bağlı olarak harcanan pompa gücünün en düşük değerde olduğu çözüm en iyi çözüm olarak seçilmektedir. Bu değerlendirmeye Eş. 5.1'deki COP (soğutma performans katsayısı) değerine bakılarak karar verilecektir.

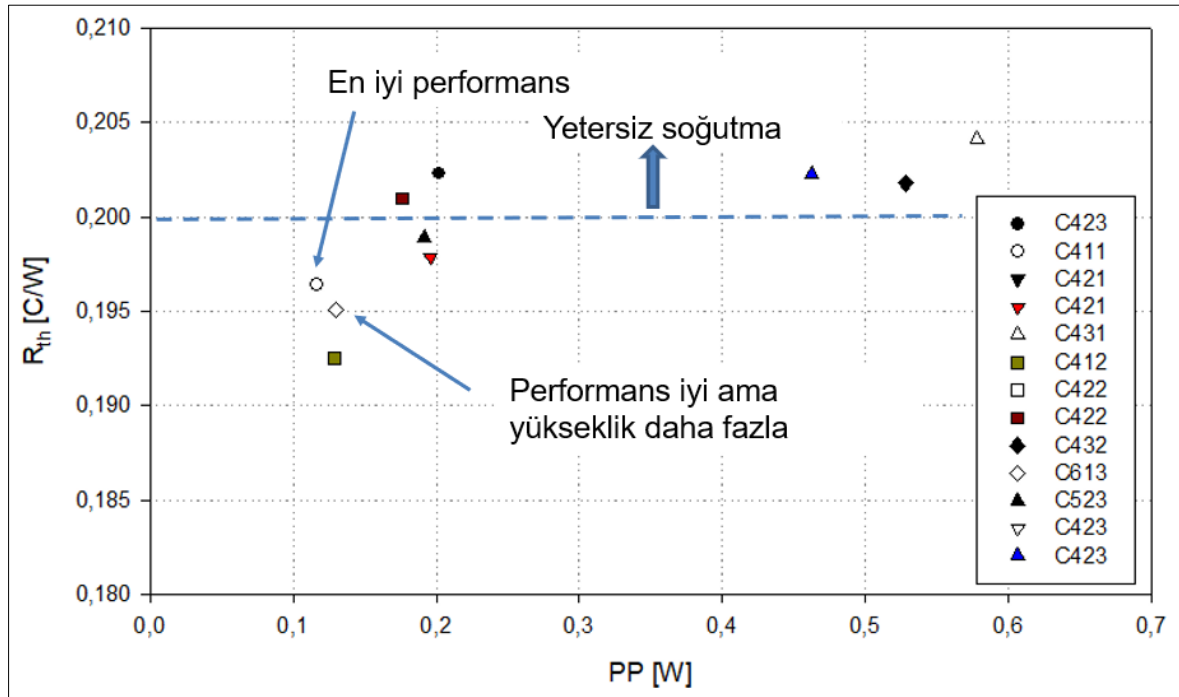
$$COP = \frac{Q[W]}{PP[W]} \quad (5.1)$$

Burada  $Q(W)$  soğutulan ısı yükünü,  $PP(W)$  ise gerekli olan pompa gücünü ifade etmektedir ve Eş. 5.2'de ifade edilmiştir.

$$PP = Q_f \times \Delta P \quad (5.2)$$

Bu eşitlikte,  $Q_f$  akış debisini,  $\Delta P$  ise kanal boyunca oluşan basınç düşümünü ifade etmektedir.

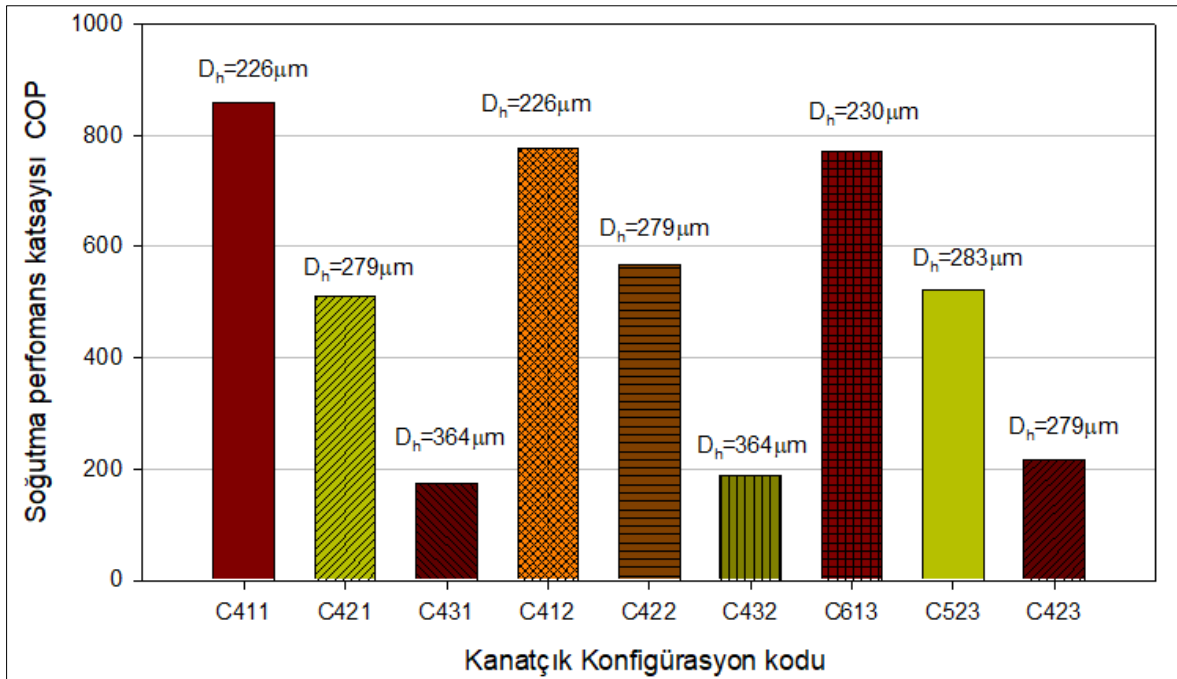
Şekil 5.21’de pompa gücüne bağlı olarak termal direncin değişimi farklı konfigürasyonlar için verilmiştir. Buradaki dağılımda, termal direnci  $R_{th}=0.2^{\circ}C/W$ ’nın altında olan ve bu değere çok yakın olan sonuçlar paylaşılmıştır. Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere,  $\Delta P=10$  kPa için, yeterli soğutma sağlanamamıştır. Ancak, aynı kanatçık konfigürasyonu için hedef termal direncin altında kalan birden fazla durum vardır. Örneğin C423’de üç farklı basınç düşümü için, hedeflenen termal performans limitinin dışına çıkmıştır. Ancak, pompa gücünün minimumda tutularak kanatçık alanının en etkin şekilde kullanılması hedeflendiğinden, C411 grafikte en solda yer alarak, istenilen termal performansı minimum pompa gücü ile sağlamıştır. Çalışılan kanatçıklar arasında C411, C412 ile C613 istenilen termal direnci minimum pompa gücünde sağlayabilmektedir. Bunlardan C613 kanatçık olarak en yüksek kanata (3 mm) sahip olduğundan, C411 ve C412’e göre hacmi büyüttüğü için tercih edilmemektedir. Değerlendirme açısından bir başka parametre ise COP’dir.



Şekil 5.21. İstenilen termal performansı sağlayan durumların termal direncinin pompa gücüne bağlı olarak karşılaştırılması

Şekil 5.22’de farklı ısı kuyusu parametrelerine göre COP değerleri karşılaştırılmıştır. C411 COP değeri en yüksek alternatif olarak görülmektedir ve istenilen performansı sağlayan seçenekler arasında hidrolik çapı en küçük olandır ve yüzey alanı en büyük olan konfigürasyondur. İkinci sırada yine kanatçık yüksekliği  $H_c=2$  mm olan C412 yer

almaktadır. Burada da hidrolik çap C411 ile aynı olup, kanatçık kalınlığı  $W_t=75 \mu\text{m}$ 'dir. Kanatçık kalınlığındaki artış kanatçık verimliliğini artırmıştır fakat toplam kanatçık sayısını azaltmıştır. Bu iki faktörün etkisi sonucunda, termal performans aynı pompa gücünde, C411'e göre daha düşük çıkmıştır. Grafikten gözlemlenen en önemli sonuçlardan biri de aynı kanatçık yüksekliğine sahip (Kod'un ilk rakamı) konfigürasyonlarda,  $D_h$  değeri arttıkça, COP değerinde düşüşün görülmesidir. Bu sonuç, kanatçık sayısının artmasına bağlı olarak toplam ısı transfer alanının ve küçük  $D_h$  sayısı ile yüksek HTC sayısının elde edilmesinin etkisini göstermektedir. Kanatçık yüksekliğinin 2 mm olduğu C4 kodlu kanatçık yapısında,  $D_h$  değerinin  $226 \mu\text{m}$ 'den  $364 \mu\text{m}$ 'e çıkmış olması (C411→C432), sabit taban alanlı bir ısı kuyusunda soğutma performansını 4 kattan daha fazla düşürmüştür.



Şekil 5.22. İstenilen termal performansı sağlayan durumların, hidrolik çaplarına bağlı olarak COP değerlerinin karşılaştırılması

### 5.5. Optimum Tasarım HAD Çalışmaları

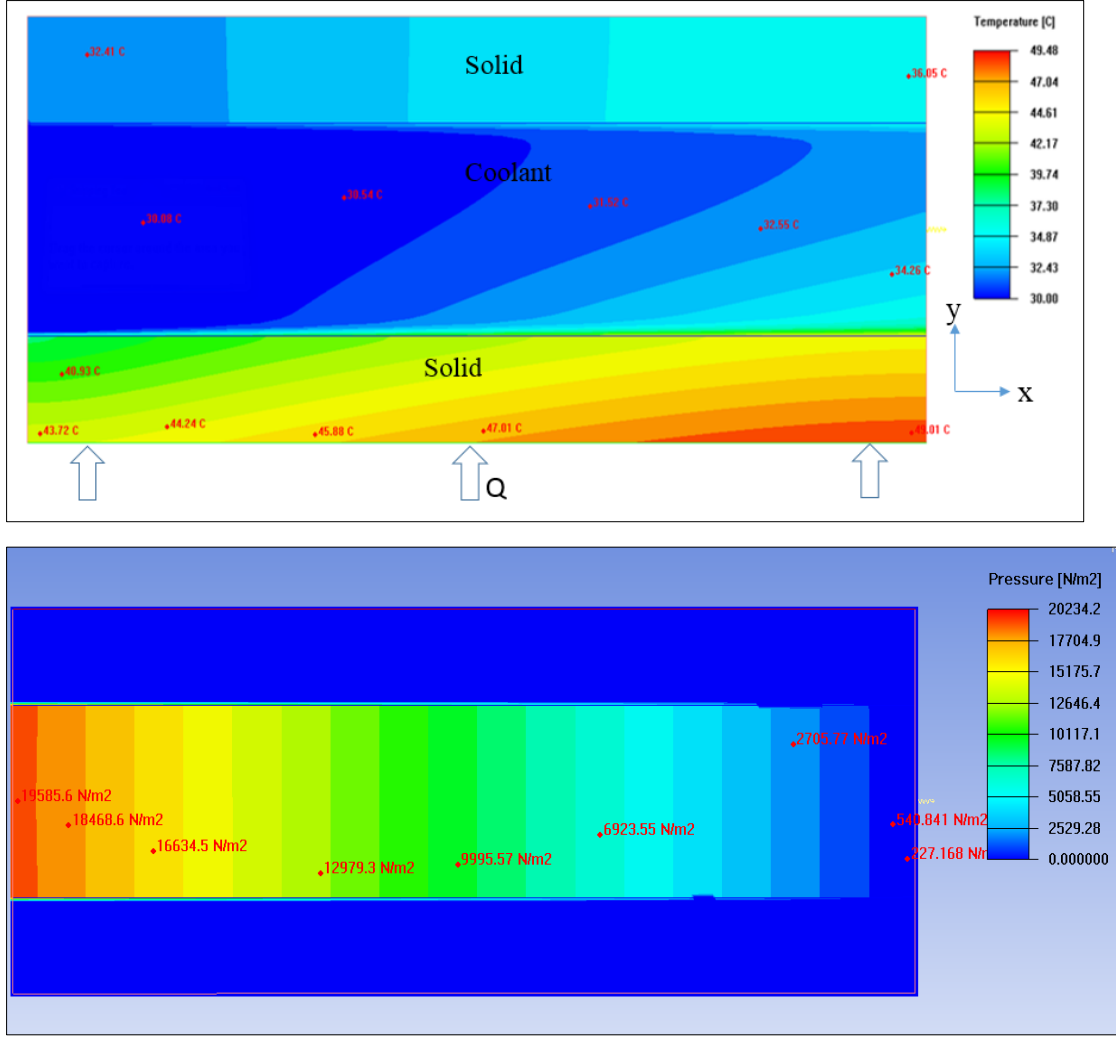
Önceki bölümlerde verilen şekillerden çıkarılacak en önemli sonuç şu şekilde ifade edilebilir. Sabit kanatçık kalınlığında, AR değeri artırıldıkça, yüzey alanı artmaktadır ve buna bağlı olarak istenilen basınç düşümünü yakalamak için debinin artması gerekmektedir. Debi artışı bir noktaya kadar COP değerinde iyileştirme yapmaktadır ancak

bir noktadan sonra etkin olmayan bir soğutma bölgesine geçilmektedir. AR arttıkça kanatçık kalınlığı ince olması halinde, yüzey alanındaki artış termal performansa direkt olarak yansımamaktadır. Şekil 5.22’de C523 ( $H_c=2,5$  mm) ve C613 ( $H_c=3$  mm) değerlerine bakıldığında, AR’deki artış ancak kanatçık kalınlığı  $W_t=100$   $\mu$ m olduğunda COP açısından uygun sonuçlar elde edildiğine işaret etmektedir. Aynı şekil üzerinde, açık bir şekilde görülmektedir ki kanatçık yüksekliğinin  $H=2$  mm olması halinde, C431 durumu COP açısından en kötü performansı sergilemiştir. Bunun nedeni olarak da hidrolik çapın artmasına bağlı olarak taşınımlı ısı transfer katsayısının ve toplam kanatçık alanının azalması gösterilebilir.

Yapılan detaylı sayısal çalışmaların sonucunda C411 kanatçık konfigürasyonu  $\Delta P=20$  kPa durumu için en iyi termal ve hidrodinamik performansı göstermiştir. İzleyen şekillerde bu kanatçığa ait ve 20 kPa’lık basınç düşümü veren çözümün sıcaklık ve hız dağılımları verilmiştir.

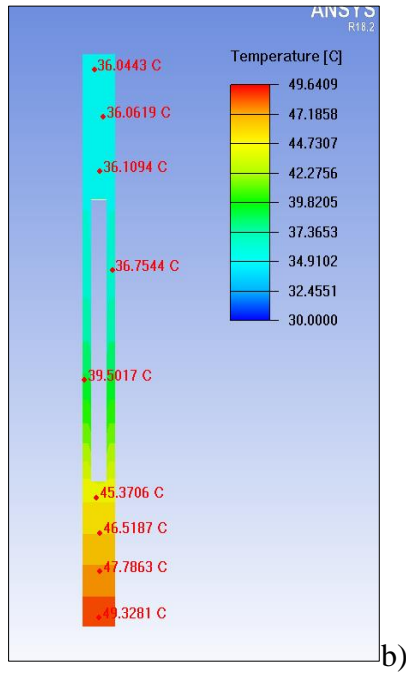
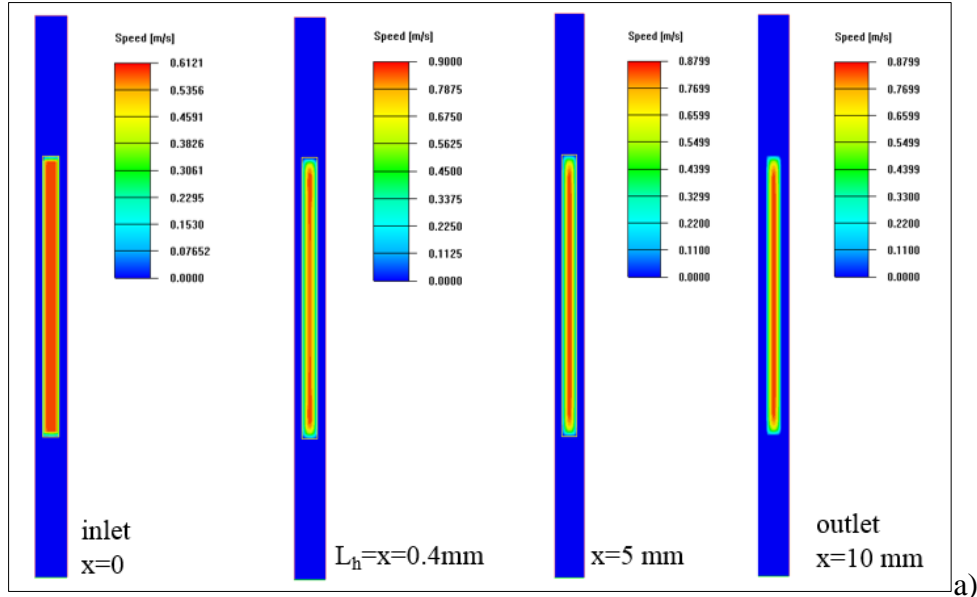
Önceki bölümlerde detaylı anlatıldığı üzere, tabandan verilen ısı yükünün, 2 mm kanatçık yüksekliğine sahip bir kanatçıkta  $W_t=60$   $\mu$ m &  $W_c=120$   $\mu$ m olması durumundaki HAD analizleri incelendiğinde, Şekil 5.23a’da ısı kaynağına yakın noktalarındaki (x-ekseni) sıcaklık farkı  $6^\circ\text{C}$  kadarken, kanatçık yüksekliği boyunca sıcaklık farkı  $14^\circ\text{C}$  kadardır. Bu değer kanatçık yüksekliği boyunca (y-ekseni) ciddi bir termal direnç oluştuğunu göstermektedir. Bunun sebebi, kanatçık etkinliğinin AR oranı arttıkça ve kanatçık kalınlığının ince kalması nedeniyle azalmakta olması şeklinde açıklanabilir.

Diğer taraftan kısaca bahsetmek gerekirse, hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan akıslarda, basınç değişimi kanal uzunluğu ile kümülatif olarak eklenerek hesaplanabilir. Mikro kanallı yapılarda ve kanal uzunluğunun kısa olarak tanımlanabileceği geometrilerde, kanal girişindeki basınç düşümü ihmal edilemez. C411 için Eş. 7.5 kullanılarak, kanal boyutlarına ve  $Re$  sayısına bağlı olarak tam gelişme  $L_h=0,394$  mm’de olduğu hesaplanmaktadır. Şekil 5.23b’de kanal boyunca oluşan basınç dağılımı verilmiştir.



Şekil 5.23. C411, Optimum akış değeri için ( $u_m = 0,575$  m/s giriş deki ortalama hız) a) farklı noktalara ait sıcaklık dağılımı, b) basınç dağılımı

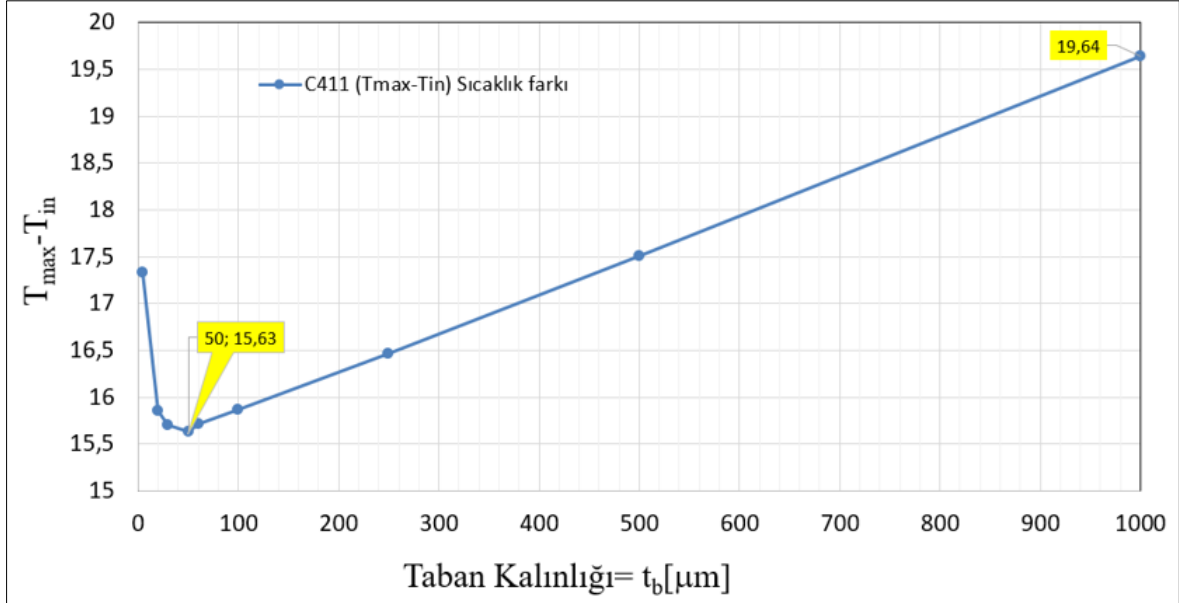
Şekil 5.24a'da y ekseninin tam ortasından, x eksenindeki farklı noktalarında ( $x=0$ 'da  $x=0,4$  mm'de,  $x=5$  mm'de ve  $x=10$  mm'de) hız dağılımları kontürü verilmiştir. Hidrodinamik olarak gelişme mesafesi olan  $L_h=394$  mm'den sonra hız dağılımında değişiklik olmamıştır. Hız dağılımı kanal içindeki basınç düşümünü etkilemektedir. Kanal girişinde gelişmekte olan akış nedeniyle basınç düşümü daha fazla olmakta ve akışın tam gelişmesi ile birlikte alınan yola bağlı olarak sabit bir değerde artmaktadır. Şekil 5.24b'de,  $x=10$  mm'de kanal kesiti sıcaklık dağılımı verilmiştir.



Şekil 5.24. C411, Optimum akış değeri için ( $u_m = 0,575\text{ m/s}$  giriş deki ortalama hız) a) farklı noktalara ait hız dağılımı, b)  $x=10\text{ mm}$ 'de kanal kesitinin sıcaklık dağılımı

Her ne kadar çalışmanın kapsamı dışında olsa da kanatçık duvarlarının sabit kalması halinde, taban kalınlığının ısı transferine etkisini incelemek üzere, taban kalınlığı  $5\mu\text{m}$  ila  $1000\mu\text{m}$  arasında değiştirilerek bir inceleme yapılmıştır.  $\Delta P=20\text{ kPa}$  basınç düşümünde, C411 durumu için yapılan çalışmanın sonucunda, taban kalınlığı azaldıkça, iletim direnci benzer bir davranış göstermekte ve sıcaklıklar  $5^\circ\text{C}$  kadar azalmaktadır. Ancak, Şekil 5.25

incelenecek olursa,  $t_b=50 \mu\text{m}$  ve daha küçük olması halinde sıcaklık farkının artışa geçtiği görülmektedir.



Şekil 5.25. C411 için taban kalınlığının sıcaklık farkına olan etkisinin gösterimi,  $t_b=1000 \mu\text{m}$  mevcut durum,  $t_b=50 \mu\text{m}$ , en iyi minimum taban kalınlığı

En iyi performansı sağlaması nedeniyle, C411 kanal yapısı daha detaylı incelenmek üzere analiz ve değerlendirme çalışmalarına deneysel veriler eklenerek Bölüm 6 ve 7’de devam edilmiştir.

## 6. MİKRO KANAL ISI KUYUSU ÜRETİMİ ve DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, mikro kanallı ısı kuyusunun üretimi ve gerçekleştirilen test çalışmaları detaylı olarak anlatılmıştır. Mikro kanal üretimi çok özel üretim tekniklerine ihtiyaç duyduğundan üzerinde detaylı olarak bilgi vermek gerekmektedir. Kurulmuş olan test düzeneğinde, çok küçük boyutlarda ve debilerde çalışıldığından hassasiyeti artıracak bazı önlemler alınmış ve tasarıma yansıtılarak testlerin hassas kontrolü ve verilerin doğruluğu artırılmaya çalışılmıştır.

### 6.1. Deneysel Çalışmalar ve Önemli Aşamalar

Deneysel çalışmalardaki tüm aşamalar aşağıda verilen sıralamaya göre yapılarak gerçekleştirilmiştir. Bazı aşamalar çok kritik olması nedeniyle tek tek detaylı olarak bu bölüm içinde anlatılacaktır;

1. Optimum boyutlara sahip kanal için ısı kuyusu tasarımını yapıp, alüminyum test bloğunun içine ısıtıcı yerleşiminin yapılması ve sıcaklık ölçümü yapılacak yerlerinin belirlenmesi.
2. Test edilecek ana bölgenin tasarımının 3D yapılarak üretim için gerekli malzemelerin belirlenmesi.
3. Ölçüm hatalarını azaltmak üzere test düzeneğinde ön analizlerin yapılarak bazı boyutsal (sıvı giriş çıkış kanal çapları, dönüşler vs.) parametrelerin belirlenmesi.
4. Birden fazla ısı kuyusunun EDM ile üretilmesi.
5. Üretilen ısı kuyularından bir tanesinde 2 farklı kanatçık için yüzey pürüzlülüğün ölçülmesi.
6. Sonrasında kanal aralıklarının farklı ısı kuyularında ölçülmesi.
7. Yalıtkan malzemelerin ve ara parçaların üretilmesi ve temini.
8. Sensör ölçüm aralıklarının belirlenmesi ve sensörlerin temini (kombine sıcaklık basınç sensörü ve debimetre).
9. Sensörler için gerekli güç ve kablolama işlemlerinin yapılması.
10. 100W'lık ısı verebilen 2 adet ısıtıcı kartuşun temini ve kablolama işlemlerinin yapılması

11. AC/DC güç kaynağı temini. Bu cihaz ile Voltaj değeri ayarlanarak sabit olan kartuş direnci üzerinden akım geçerek, belli bir güçte ısıtıcıyı beslemektedir.
12. Soğutma destek ünitesinin temini. Sabit debide ve sıvı sıcaklığında akış verebilen bir ünite olup her zaman o da koşullarının üzerinde bir sıcaklıkta sıvı verecek şekilde tasarlanmıştır. Ünitenin pompası, ısı değiştiricisi, debimetresi ve basınç, sıcaklık sensörleri olup, PLC (Programming Logic Control) devresi ile kontrol edilmektedir. Ünitenin ekranından istenilen sıvı değerleri girilerek “başla” butonuna basıldığında, döngü başlamaktadır.
13. By-Pass hattı ve diğer tesisat bağlantılarının tasarlanması ve temin edilmesi
14. Veri kayıt cihazı temini ve bilgisayar konfigürasyonlarının oluşturulması ve sinyallerin okunduğunun görülmesi. Veri kayıt cihazı 3 slotlu yapıdan oluşup, her bir slottan 20 kanal ile toplamda  $20 \times 3 = 60$  kanaldan aynı anda ölçüm alınabilmektedir. İki adet P,T sensörü için toplam 4 adet kanal ( 2 sıcaklık, 2 basınç için) kullanılmıştır. J tipi TC’ler için 25 adet kanal kullanılmıştır. Soketler arasında farklılık olabileceği gözlemlendiği için hassas olarak ölçülmesi gereken noktalar aynı sokete takılarak testler gerçekleştirilmiştir.
15. Düzenegin kurulması ve sızdırmazlık önlemlerinin alınması (conta, kelepçe ve silikon ile) ve ön testlerin yapılması
16. Okunan debinin soğutma destek ünitesindeki debi ile uyumluluğun görülmesi ve kontrol edilmesi. Ölçülen debiden emin olunması. Debimetrenin kendi ayarlarından ölçülecek parametrelerin birimleri ayarlandıktan sonra güç kablosu bağlanmakta ve ardından ekranda değerler görülmektedir.
17. Veri kaydının başlatılması. Veri kayıt cihazı ile bilgisayar haberleşmesi tamamlandıktan sonra “tara” butonu seçilerek kayıt için veri alınmaya başlanmaktadır.
18. Debi değerinin ayarlanmasının ardından, ısıtıcıya güç verilerek denge durumuna gelmek için beklenilmesi ve dengede en az 1 saat beklenilerek verilerde zamanla değişimin olmadığının gözlenmesi.
19. Testlerin durdurulması ve verilerin kaydedilerek testin sonlandırılması.
20. Sıcaklık, basınç, güç ve debi verilerin kaydedilmesi. Basınç ve sıcaklık her 10 saniyede bir kaydedilmiştir.
21. Tekrarlı testler için tüm sistemin kapatılıp açılması.
22. Debi için soğutma destek ünitesinin aktif hala getirilmesi ve testlerin tekrar edilmesi.
23. Sonuçların analiz edilerek önemli çıktıların oluşturulması.
24. Belirsizlik analizlerinin yapılması.

25. Deneysel sonuçların sayısal ve literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırılması.

## 6.2. Mikro Kanallı Isı Kuyusu Üretimi

Mikro kanallı ısı kuyusu üretiminde birçok teknik kullanılmaktadır [61]. Lee ve diğerleri [62] yapmış olduğu çalışmada üretim teknikleri ile daha detaylı ve kapsamlı bilgiler bulunabilir. Tez kapsamında, uygulanması yaygın ve pratik olan bazı yöntemlerden kısaca bahsedilebilir.

Üretim tekniklerinin başında çok yaygın olarak kullanılan mikro işleme altyapısına sahip freze tezgâhlarıyla ile yapılan talaşlı üretim gelmektedir. Bu tezgâhlarda, çok küçük boyutlarda ve yükseklikte mikro kanal üretmek mümkündür. Ancak, kanal derinliği arttıkça üretilebilen kanal çapı genişlemek zorunda kalmaktadır. Bu çalışma kapsamında üretilmiş olan kanalların mikro işleme tezgâhlarında üretilmesi oldukça zorlayıcı bulunmuştur. Genel yaklaşım olarak, kanal genişliğinin en fazla 5 katı kadar bir yükseklik bu teknik için uygun görülmektedir. Daha yüksek kanallar için özel aparatlar yapılarak bu değer 5 kattan 10 kata çıkarılabilir. Bu durumda mevcut çalışmada en küçük kanal genişliği  $W_c=120 \mu\text{m}$  için,  $H_c=1,2 \text{ mm}$  yüksekliğinde kanal açılabilir olmaktadır.

Mikro kanallı ısı kuyuları difüzyon ile birleştirme (diffusion bonding) tekniği ile de üretilebilir. Bu teknikte, bir başka teknik ile açılan kanalların üzerine kapatılacak olan kapak araya herhangi bir dolgu malzemesi kullanılmadan malzemelerin birbirine kaynaması/yapışması difüzyon ile birleştirme tekniği ile yapılır. Bu teknik sıcak ve soğuk difüzyon ile birleştirme olarak ikiye ayrılır. Hot Isostatic Press (HIP) tekniği çok yaygın olarak kullanılan bir teknik olup, öncelikle döküm boşluklarını kapatmak için geliştirilmiş daha sonrasında hassas mekanikleri birbirine yapıştırmak amacıyla da kullanılmaya başlanmıştır. Örnek olarak, spreylü üretilen ve mikro kanallı yapıların kapak kısmını üretmek veya ana üründeki bileşenleri birbirine bağlamak için HIP çok sıklıkla kullanılmaktadır. Bu teknikte soy gaz (inert gas) ile dolu bir fırında, yüksek basınç ve sıcaklıkta ürünlere basınç uygulayarak ürünün içindeki bileşenlerin birbirine difüzyon ile birleşmesi sağlanmaktadır. Böylelikle çok sağlam ve hassas ürünler ortaya çıkabilmektedir. Tasarımı yapılmış mikro kanallı ısı kuyusu bir üst seviyede soğuk plakaya bu teknik (HIP) uygulanarak montaj yapıp birleştirilebilir. Bu teknik Türkiye’de henüz yaygınlaşmamıştır.

Diğer teknikler ise genellikle kimyasal teknikler, (*Stereolithography, Chemical Etching, Deep Reactive Ion Etching (DRIE), LIGA (lithography, molding, and Electroplating)*), olup, uzman kişiler ve alt yapılar ile üretmek mümkün olabilir. Bu teknikler ile daha küçük kanal detayları düşük maliyette üretilebilir.

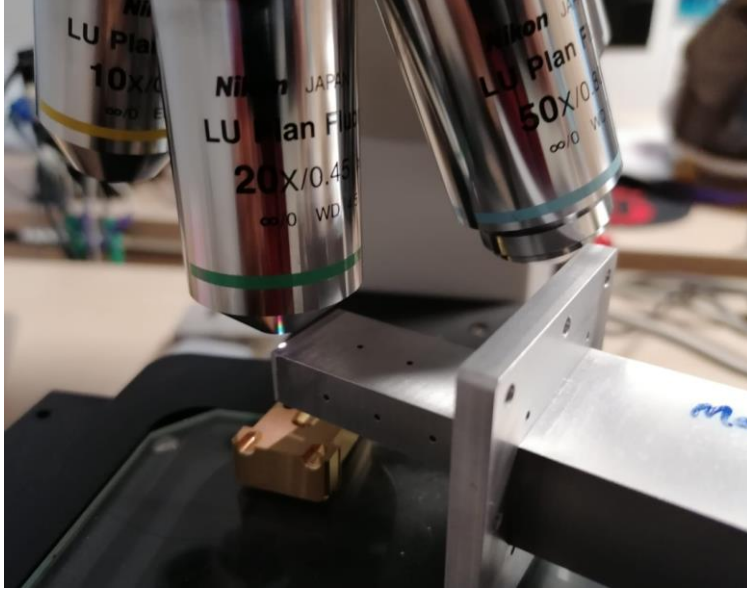
Çalışma kapsamında EDM tekniği (Electrical Discharge Machining) kullanılarak mikro kanallı ısı kuyusu üretilmiştir. Bu teknikte yalıtkan bir sıvı içinde akan tel, talaş kaldırılmak istenilen parçaya çok yakın bir pozisyonda tutularak bir kıvılcım & elektriksel alan oluşturulmakta ve telin çapına ve geçen akıma bağlı olarak malzemeden talaş kaldırarak kanallar açılmaktadır. Açılacak kanalın derinliği çok sınırlı olmamak ile birlikte, kanal çapı kullanılan tele ve verilen akıma bağlı olarak değişiklik gösterebilmektedir. Bu teknik ile çok seri bir şekilde istenilen derinlikte ve düşük maliyette ısı kuyuları üretmek mümkündür. EDM teknolojisi, endüstride çok hassas ve maliyeti düşük parçaların üretilmesinde oldukça yaygın kullanılabilir. Sodick® firmasının çapı 50 µm olan telleri kullanılarak 120 µm genişliğinde kanallara sahip ısı kuyusu alüminyum 6063 serisi malzeme kullanılarak üretilmiştir.

### **6.3. Mikro Kanal Yüzey Pürüzlüğü Ölçümleri**

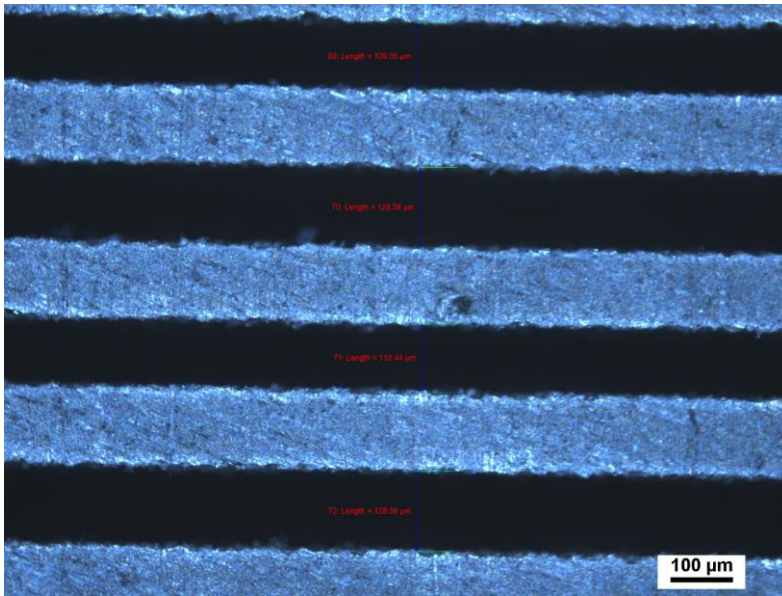
Mikro kanallarda yüzey pürüzlülüğü laminar akışta dahi etkili olmaktadır. Kanal çapına bağlı olarak yüzey pürüzlülüğü gerek ısı transferinde gerekse hidrodinamik performansta etkili olabilmektedir. Laboratuvardaki ölçüm altyapısı kullanılarak bu değer 2 farklı yüzey için 10 mm kanal boyunca ölçülmüştür. Ra değeri yaklaşık olarak 2 µm civarı bulunmuştur. Yapılan çalışmalar, ölçümler ve alınan görüntüler Şekil 6.1-6.6 arasında detaylı olarak verilmiştir. Ölçümler sırasında, kenardaki bir kanatçık bir hassas alet ile yana doğru katlanarak kanatçık yüzeyi tamamen açık olarak görünür hale getirilmiştir. Daha sonrasında Taylor Hobson firmasının bir ürünü ile Şekil 6.1’de gösterildiği üzere, sensör ucu hareket ettirilerek L=10 mm boyunca konuma bağlı olarak yüzey pürüzlülüğü Şekil 6.2’deki gibi kaydedilmiştir. Verilerin cihazın kendi yazılımıyla yapmış olduğu analiz sonucunda yaklaşık olarak Ra=2 µm olarak ölçülmüştür.



edilmiştir. Şekil 6.4 ve Şekil 6.5’de görüldüğü üzere kanallar arasındaki boyut farkı 2-5  $\mu\text{m}$  kadardır. Şekillerde, siyah renk ile görülen kısım akış hacmine, gri olarak görülen bölge katı hacme karşılık gelmektedir.



Şekil 6.3. Mikroskopla kanallar arası mesafeyi ölçerken alınmış resim

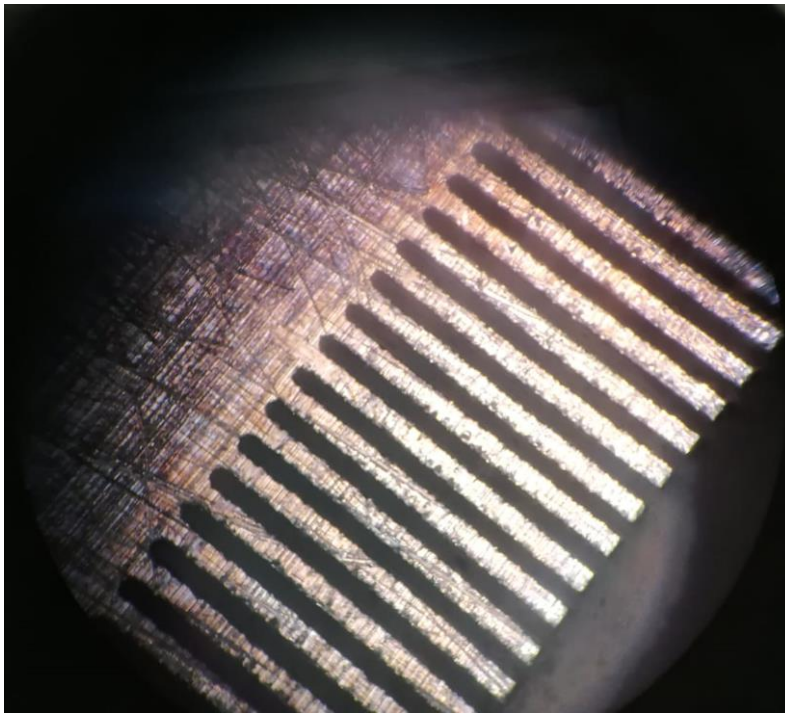


Şekil 6.4. Test edilen ürüne ait mikroskop altında ölçülen kanal genişlikleri. Ortalama kanatçık aralığı 118  $\mu\text{m}$  gelmektedir



Şekil 6.5. Test edilen ürüne ait mikroskop altında ölçülen kanal genişlikleri. Ortalama kanatçık aralığı  $118 \mu\text{m}$  gelmektedir (Clemex Vision)

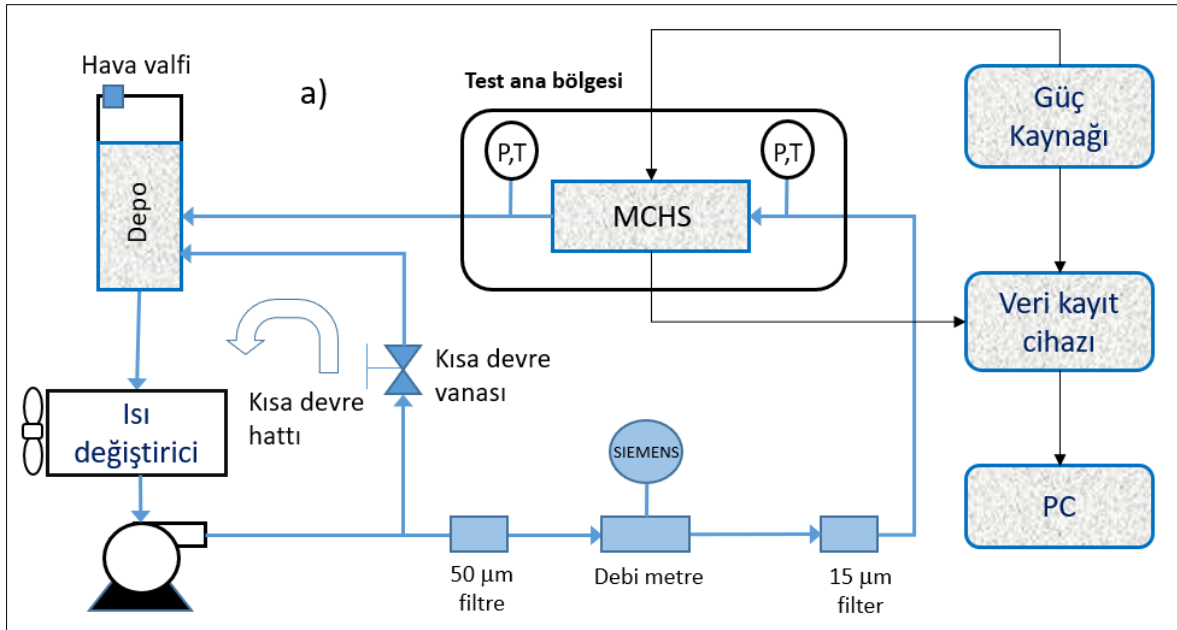
Şekil 6.6'da birçok kanalın aynı anda görüntülendiği bir resim paylaşılmıştır. Kanal dipleri, ısıl modelde dikdörtgen kesit olarak modellenmiş olup, üretim aşamasında bu bölge oval olarak üretilebilmiştir. Hesaplamalardaki ufak sapmaların buradaki geometrik farklılıktan olacağı düşünülmektedir.



Şekil 6.6. Mikro kanal kanatçıklarının sıvı giriş yönündeki bir bölgenin mikroskobik görüntüsü

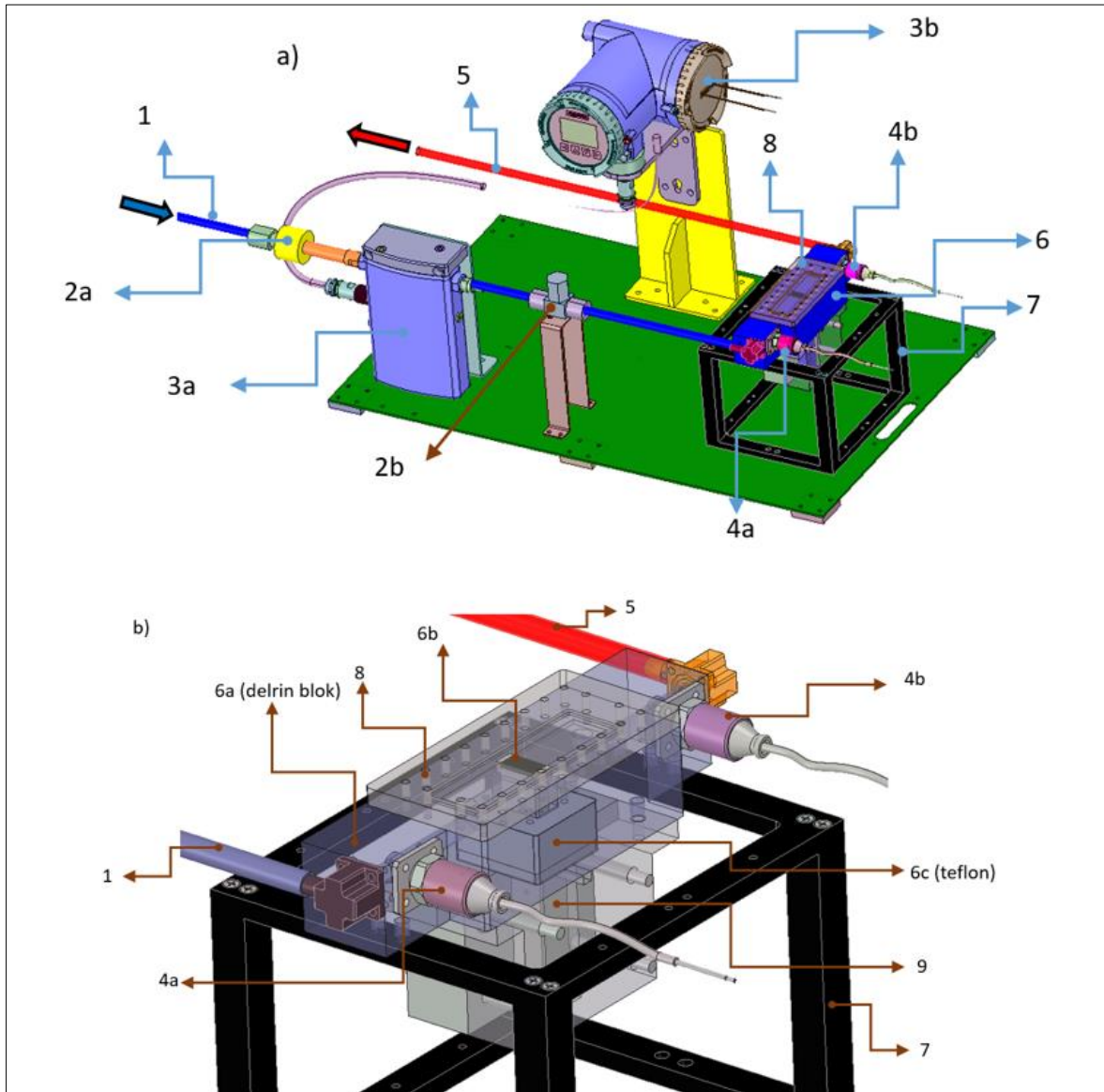
#### 6.4. Düzeneğin Kurulumu ve Deneysel Çalışmaların Gerçekleştirilmesi

Mikro kanallı ısı kuyularıyla ilgili birçok sayısal ve deneysel çalışma yapılmış ve sonuçları literatürde paylaşılmıştır. Sonuçlar arasında tutarlılık gösteren çalışmalar olduğu kadar farklılıkların olduğu çalışmalar da az sayıda değildir. Özellikle termal olarak gelişmekte olan akış bölgesindeki yayın sayısı oldukça azdır. Her ne kadar mikro kanallı ısı kuyularında termal olarak gelişmekte olan bölge ile ilgili bulgular konvansiyonel kanallarda yapılan çalışmalar ile benzerlik gösterdiğinden bahsedilse de bu alanda termal davranışın hidrolik çapa, AR ve Re sayılarına göre oldukça değişken olduğu bilinmektedir. Bu sebeple bu alandaki çalışmaların deneyler ile desteklenmesi önem arz etmektedir. Bilindiği üzere, deneysel çalışmaların sonuçları üretim ve ölçüm hassasiyetiyle doğrudan ilgilidir. Test düzeneği şematik olarak Şekil 6.7’de verilmiştir. Düzenek, üzerinde çok itina ile çalışılarak hazırlanmıştır. Debi, sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmesi gereken en önemli parametrelerdir. Bu bağlamda, Siemens marka coriolis debimetre kullanılarak akış ölçüm hassasiyeti oldukça yüksek tutulmuştur. Hidrolik çapa ek olarak tüm sonuçları etkileyecek en önemli parametre debidir. Diğer taraftan test ana bölgesine giriş ve çıkıştaki noktalara yüksek hassasiyetli kombine sıcaklık ve basınç sensörleri eklenmiştir. Şekil 6.8’de düzeneğin 3D tasarımı ve kullanılan elemanlar verilmiştir.



Şekil 6.7. Deneysel düzeneğin şematik gösterimi

Laboratuvar ortamında çekilmiş düzeneğe ait bir resim ise Şekil 6.9’da paylaşılmıştır. By-Pass hattı üzerinden test düzeneğine debimetreyi geçerek gelen sıvının debisi istenilen değere ulaşınca, ısıtıcılar aktif hala gelerek, ısı yükü verilmektedir. Sıvının hat üzerinden geçerken, giriş ve çıkıştaki sensörler ile basınç ve sıcaklık değerleri alınmaktadır. Aynı anda alüminyum blok üzerindeki sıcaklık verileri de zamana bağlı olarak kaydedilmektedir.



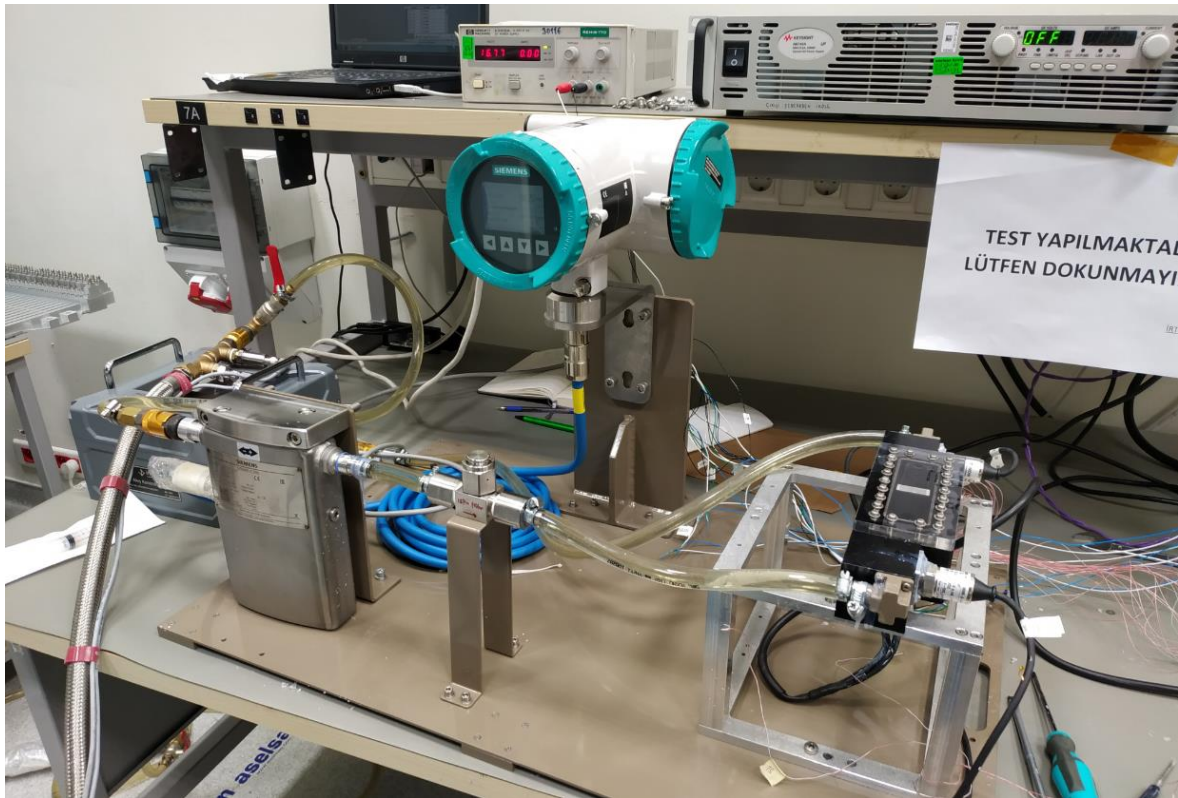
Şekil 6.8. Hassas ölçüm için geliştirilmiş düzeneğe ait üç boyutlu katı model a) tüm düzeneğin b) sadece ana test bölgesine ait detaylar

Test düzeneğinin anlatıldığı Şekil 6.8’de kullanılan elemanların özellikleri ve genel bilgileri aşağıda sırasıyla verilmiştir;

- 1 ve 5 numaralı parçalar akış giriş ve çıkış şeffaf hortumlarını tanımlamaktadır. Hortumların şeffaf olması hat üzerinde hava olup olmadığını gözlemlemek için oldukça faydalıdır. Sistemde sıvı ile birlikte hava dolaşması ölçülecek basınç ve debilerin doğruluğunda şüphe yaratacaktır. Sistem içinde dolaşan sıvıda kesinlikle hava veya kabarcık olmamalıdır.
- 2a ve 2b ile gösterilen parça 50 µm ve 15µm gözenekli filtreyi tanımlamaktadır. Her ne kadar sistemde kullanılan sıvının temiz olduğu düşünülse de kanatçıklar arasındaki mikron seviyesindeki boşlukların tıkanma ihtimali bulunmaktadır. Bu sebeple, kanatçık arası mesafenin yaklaşık 10 katı daha küçük gözenekli filtre (15µm) ATB öncesi kullanılmıştır.
- 3a ile gösterilen parça akış sensörünü (debimetre) (Siemens®-SITRANS FC) temsil etmektedir. Siemens® firmasının bir ürünü olup, EGW sıvısı ile uyumlu çalışabilmektedir.
- 3b ile gösterilen parça akış sensör monitörüdür. Sensör hassasiyeti oldukça yüksek olup, kütle, yoğunluk, sıcaklık ve debiyi aynı anda ölçüp bu ekranda gösterebilmektedir. Veriler gerekli olması halinde, bir yazılım ile bilgisayar ortamına aktarılabilir. Veriler gerekli olması halinde, bir yazılım ile bilgisayar ortamına aktarılabilir.
- 4a ile gösterilen parça girişteki basınç ve sıcaklık sensörüdür. (P, T, Variohm® model no: EPTTE3100-m10x1-00160-B-4-A). Sıcaklık sensörü PT1000 Class B'dir. 0,5 ila 4,5V gerilim aralığında sinyal üretmektedir. Giriş sensörü 0 ila 1,6 bar arasında ölçüm yapabilmektedir. Giriş tarafındaki basıncın değeri sayısal analizler ile tahmin edilebildiği için o noktaya özgü bir sensör seçilip kullanılmıştır. Çıkış hattında genellikle basınçlar sıfıra yakın değerlerdir. Bu sebeple hassasiyeti düşürmemek için hat üzerinde sensörlerin ölçüm aralıklarına uygun sensörler seçilerek testler yapılmıştır. Mikro kanallı ısı kuyularında basınç düşümleri yüksek olması nedeniyle, yüksek debilere çıkılması halinde kullanılacak sensörlerin ölçüm aralığı değişmek durumunda kalacaktır. Bir başka deyişle, debilerin 5-6 LPM mertebesine çıkması halinde, giriş basıncını ölçen sensör 10'bar ölçebilen bir başka sensör ile değişmesi gerekecektir.
- 4b ile gösterilen parça çıkış sıcaklık ve basınç sensörünü (P, T, Variohm®, model no: EPTTE3100-m10x1-00060-B-4-A) temsil etmektedir. Giriş sensörü ile aynı model olup sadece basınç ölçüm aralığı 0-0,6 bar arasındadır. Kullanılan sensörler, göreceli basıncı (gage pressure) ve sıcaklığı aynı noktadan ölçebilmektedir. Çıkış sensörü en fazla 0,6

bar'a kadar ölçüm yapabilmektedir. Çıkış bölgesindeki basınç, pompa emişi ile test ana bölgesi arasındaki elemanlar (hortum, bağlantı elemanı vs.) üzerindeki kayıpları ölçeceği için çok yüksek bir basınç artışı beklenmediğinden, sensör hassas ve düşük değerleri ölçecek şekilde seçilmiştir. Giriş ve çıkışta bulunan kombine P, T sensörlerin sıcaklık hassasiyetinin ( $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ) iyi olması nedeniyle hesaplamalarda sıvı sıcaklığı olarak bu sensörlerden ölçülen değerler kullanılmıştır.

- 6 ile gösterilen parça mikro kanallı ısı kuyusu, yalıtım malzemesi ve ana test bloğudur. Delrin malzeme, ısıtıcı ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.
- 7 ile işaret edilen parça düzenek ana bileşen kaidesini temsil etmektedir. Testler sırasında ısıl çiftlerin (TC) ve ısıtıcıların kablamına yardımcı olması sebebiyle özel olarak tasarlanmıştır.
- 8 ile işaret edilen parça plexiglas malzemeyi göstermektedir. Mikro kanal düzeneğini üstten gözlemlemek için özel olarak tasarlanmıştır. Mikro kanalın plexiglas malzemeye ufak bir temassızlığı veya olası sıvı kaçağı ve mekanik kaçıklık sonuçları anlamsızlaştıracak kadar değiştirebilir.
- 9 ile gösterilen parça ısı kaynağının olduğu bölgeyi yalıtan delrin malzemedir.



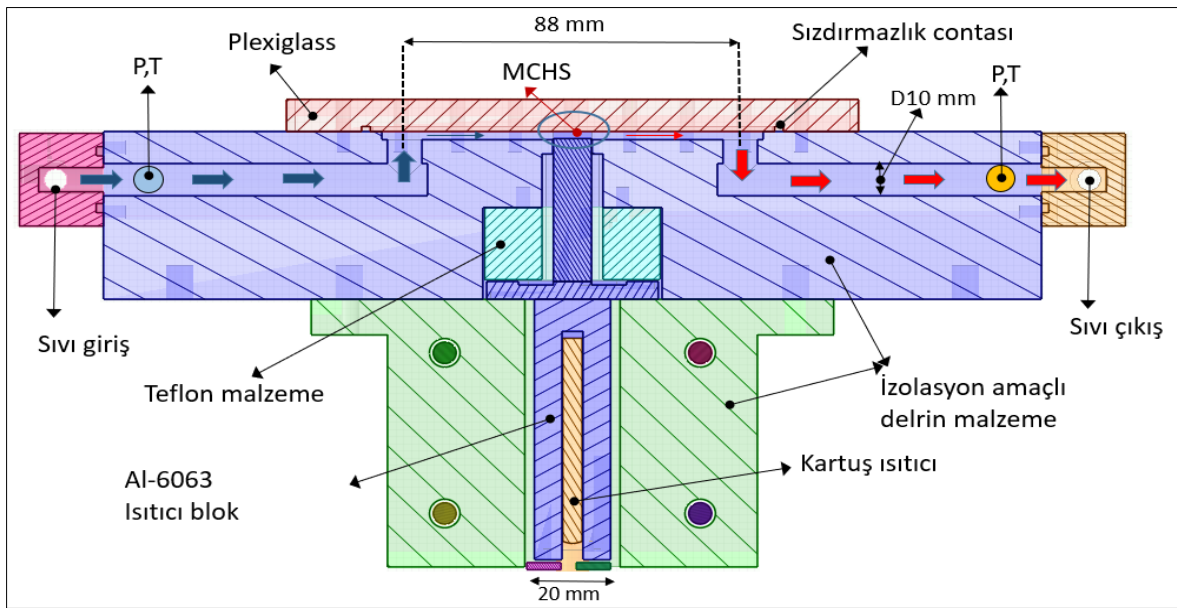
Şekil 6.9. Test ortamından gerçek bir görüntü



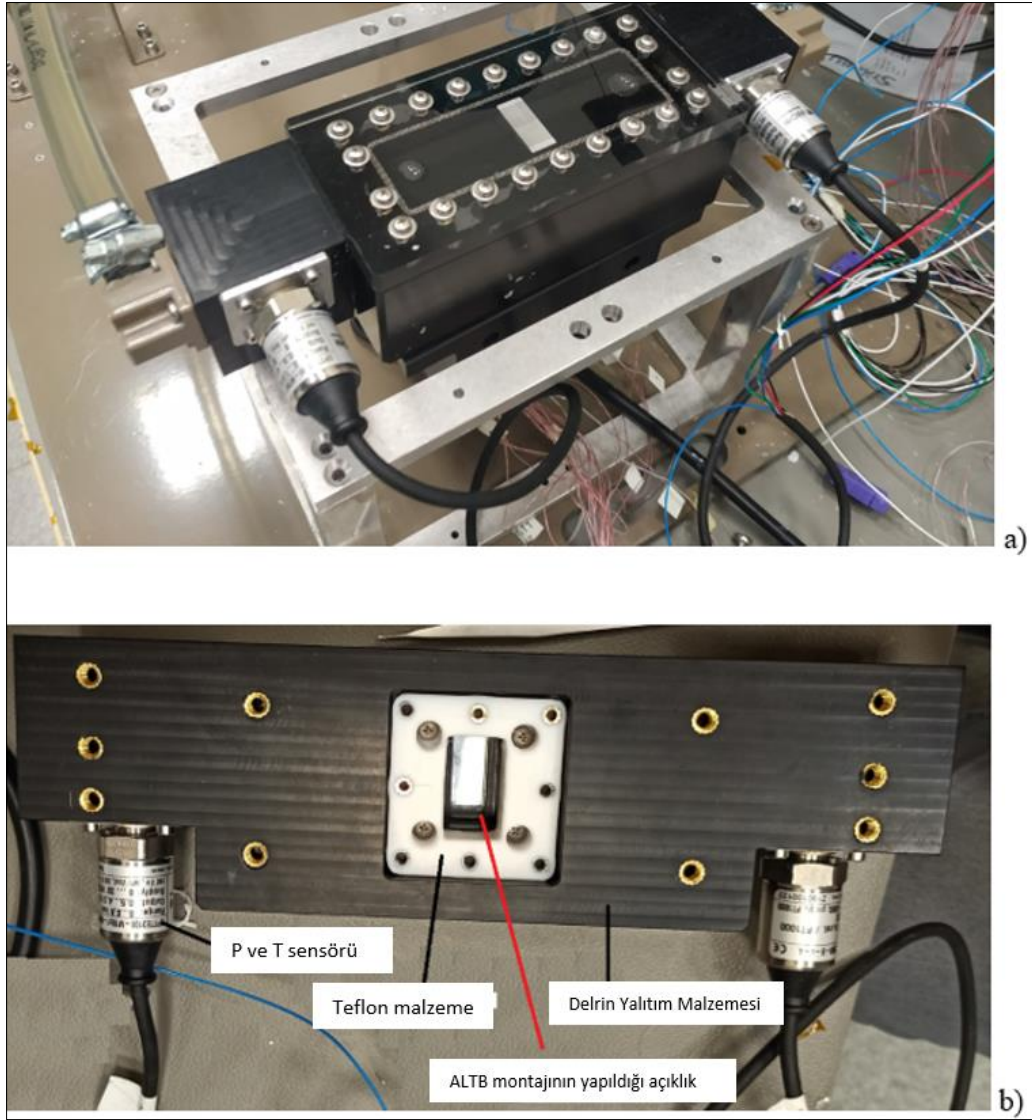
Şekil 6.10. Kullanılan kombine basınç ve sıcaklık sensörüne (4a ve 4b) ait resim

Mikro kanallı ısı kuyuları çok hassas çalışmalar olması nedeniyle, sıvının temiz olarak sisteme girmesi önem arz etmektedir. Her bir elemanın temiz olarak sisteme takılmasına önem verilmiştir. Bu düzenekte farklı boyutlardaki maddeleri filtrelemek için 50µm ve 15µm'luk iki farklı filtre kullanılmıştır. Sızdırmazlığı sağlayabilmek için bağlantı ara yüzlerinde contalı, kelepçeli ve silikonlu geçişler yapılmıştır.

Şekil 6.11'da mikro kanallı ısı kuyusunun olduğu bölgenin detaylı kesiti verilmiştir. Sol taraftaki bölgeden sıvı yalıtkan bir yapı içine girerek ısı kuyusunun bulunduğu havuz bölgeye uzanmakta ve ısı kuyusunu geçtikten sonra benzer şekilde hareket ederek havuzu terk etmektedir. Şekil 6.12'de ise, ana test bloğunun bir resmi paylaşılmıştır.

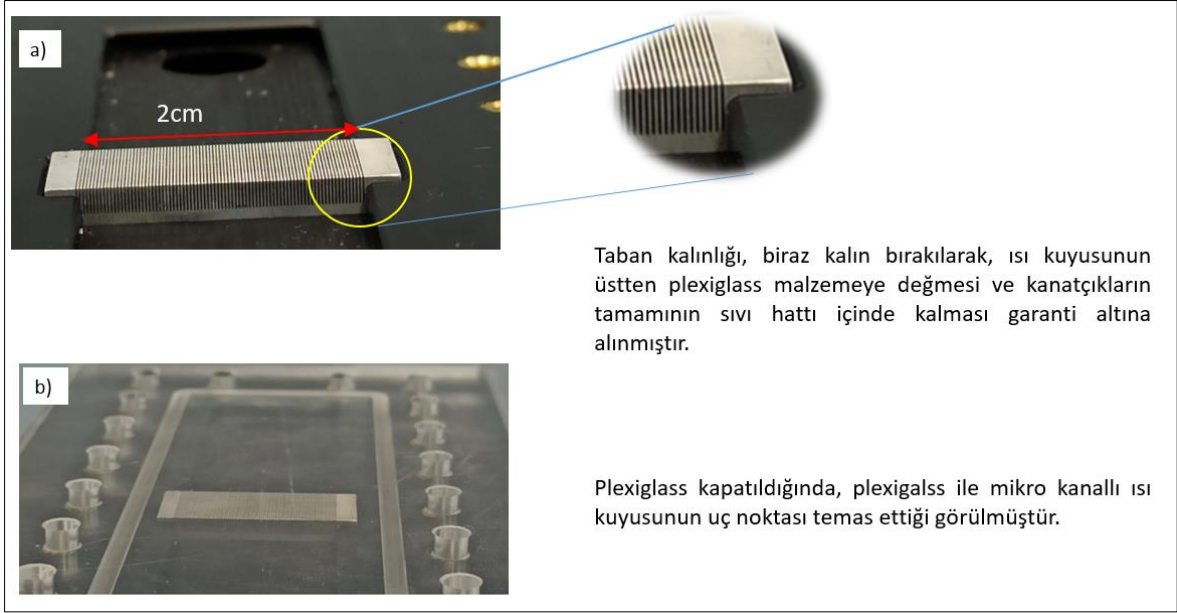


Şekil 6.11. ATB kesitinin detaylı gösterimi. Sıvı giriş-çıkış, sensör yerleri, delrin malzemedeki kanallar ve plexiglas yerleşimi



Şekil 6.12. a) ATB'nin kaide üzerinde çekilmiş bir fotoğrafı. Kombine basınç ve sıcaklık sensörleri, yalıtkan malzemesi, mikro kanallı ısı kuyusu ve ATB'nin üstten görünümü, b) Düzeneğin alt yüzdeki ve iç bölgedeki detayların gösterimi

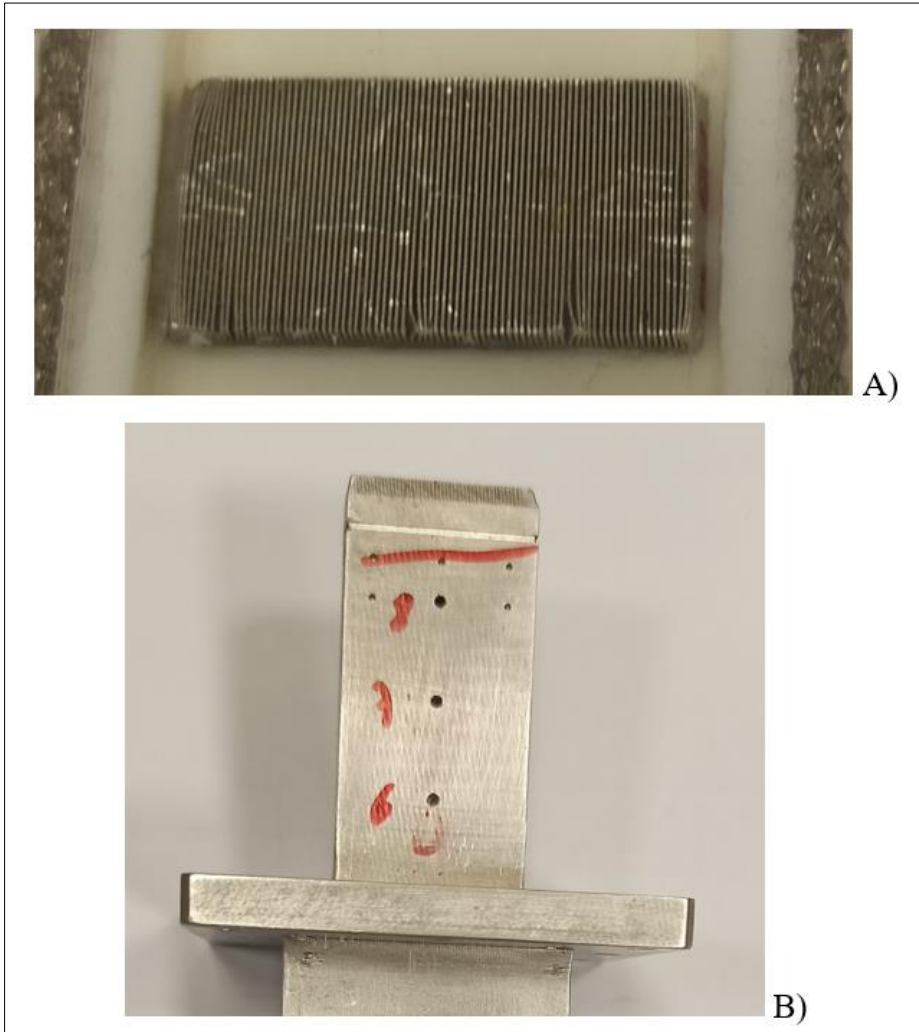
Düzeneğin geliştirilmesi ile ilgili daha detaylı bahsedilecek olunursa, mikro ölçekli çalışıldığı için oldukça hassas çalışılmak gerekmiştir. Şekil 6.13a'da, ısı kuyusunun yan duvarlarında bulunan kalınlıklar ısı kuyusunun performansını daha doğru hesaplayabilmek ve montaj sırasındaki zorluğun önüne geçmek için ilave edilmiştir. Şekil 6.13b'de ise, düzeneğin plexiglas montajlı hali gösterilmiştir.



Şekil 6.13. Üretilmiş mikro kanallı ısı kuyusunun delrin malzeme içinde görünümü a) üst taraf açıkken b) plexiglas kapatıldığındaki durum

Diğer taraftan en üst yüzeyde bulunan şeffaf plexiglas malzeme ile kanatçıklar arasındaki mesafe oldukça kritiktir. Bu mesafenin 0 olması gerekmektedir. Yani kanatçıklar yalıtkan kapağa değmelidir. Bu gereksinimi sağlamak için ana metal blok yapı ile delrin malzemenin toleransları çok dikkatli ayarlanmıştır. Kanatçıklar ile plexiglas arasına boşluk kalması halinde, sıvı direnci düşük olan yerden akarak, kanalların arasından geçen debinin düşmesine neden olacaktır. Bu durumu engellemek için, ısı kuyusunun taban kalınlığının delrin malzemenin üzerine bir miktar çıkmasına izin verilerek, plexiglas malzemeye basılması garanti edilmiştir. Şekil 6.13b’’de gösterilen tabanın sıvı yolu içinde kalması akış üzerinde ihmal edilebilecek bir basınç düşümüne neden olmaktadır ancak tüm kanalların sıvı akışına maruz kalması için böyle bir detay düşünülme durumunda kalınmıştır. Hassas ölçümler alabilmek için yapılan ilave bir çözüm ise ısı kuyusunun genişliğini artırmak olmuştur. Çok küçük debilerde çalışmak gerektiğinden, ısı kuyusu taban alanı  $1 \times 1 \text{cm}^2$  yerine  $2 \times 1 \text{cm}^2$  olarak yapılarak kanal sayısı 2 kat artırılmıştır, böylelikle, testler bir ısı kuyusu hesaplanmış olan debinin 2 katı verilerek, kanal içindeki istenilen akış hızlarına ulaşılması hedeflenmiştir. Böylelikle, hassas debi ayarı kaynaklı hatanın azalması hedeflenmiştir ve tek bir kanaldan geçen debi hesaplanan debi ile aynı olacaktır.

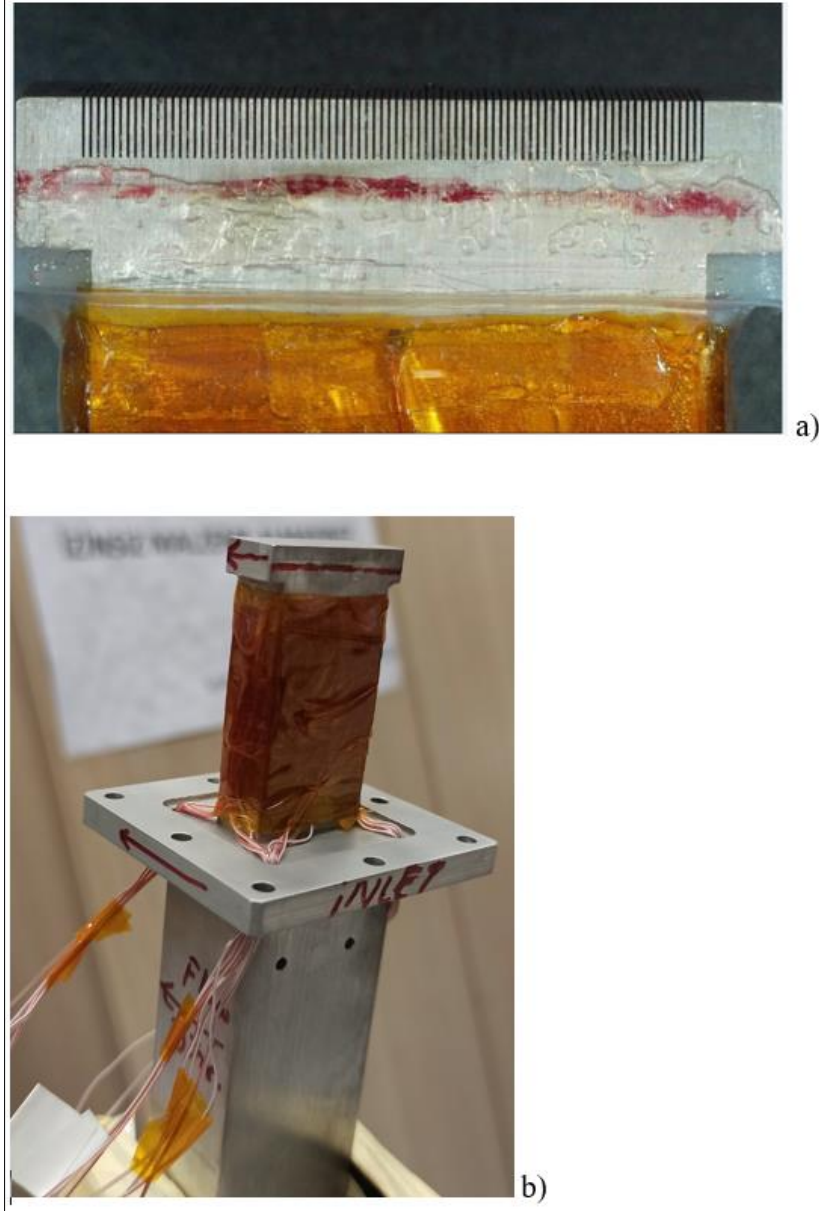
Yan yüzdeki kalın duvarlar olmayınca (Şekil 6.13a), kanatçıkların  $2 \times 1 \text{ cm}^2$ 'lik bir kesitten geçerek, havuz içine yerleştirilmesi çok kritik bir hal almaktadır. Daha önce yapılan çalışmalarda, oldukça sıkı toleranslardan dolayı, yanlarda bulunan kanatçıklar içe doğru katlanmış ve bir boşluk oluşturmuştur. Bu durum Şekil 6.14'de detaylı olarak gösterilmiştir. Bunun sonucu olarak da hem akış performansı hem de termal performans kötüleşmiştir ve doğru ölçülememiştir.



Şekil 6.14. Montaj sırasında yaşanmış sorunlara bir örnek a) üstten görünüş: yan duvara yakın kanatçıklar ince olması nedeniyle içe doğru eğilmiş ve bazı kanallar çalışma esnasında yamulmuştur, b) Yandan görünüş

Mikro kanallı ısı kuyusu ve ısıtıcı bloktan oluşan test modülünün sızdırmazlığı ancak silikon kullanılarak sağlanabilmiştir. Şekil 6.15'te görüleceği üzere, silikon malzeme kanatçık tabanının altında kalacak şekilde dikkatlice sürülerek, delrin malzeme içinde açılan kanala sıkı geçme olacak şekilde içe doğru sürülerek yerleştirilmiş ve kurlenmesi

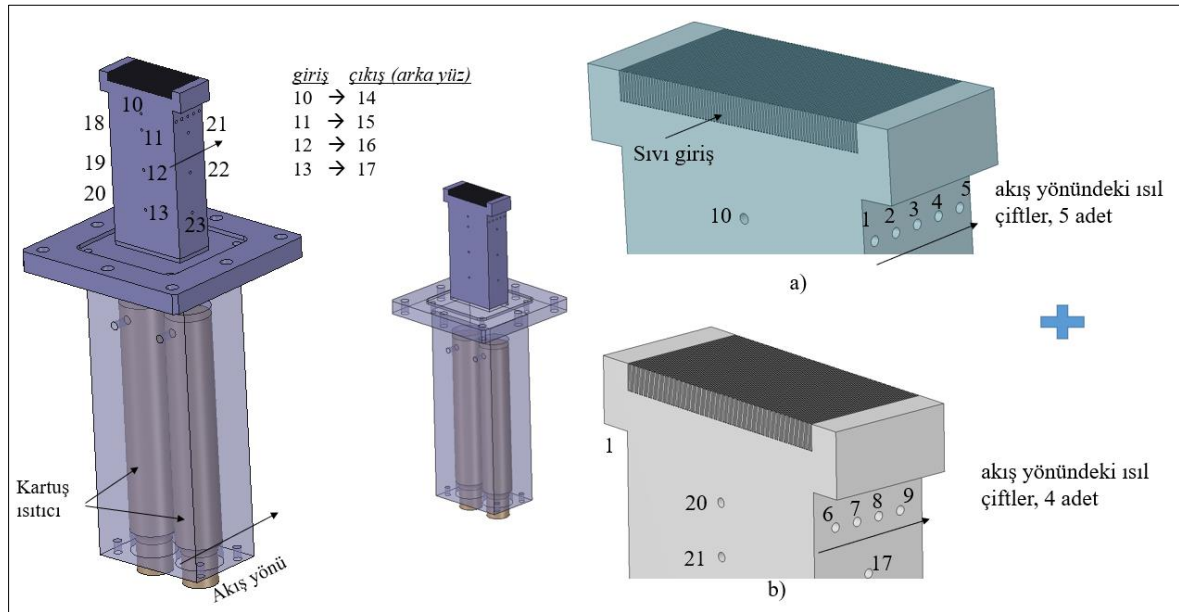
için bir gün bekledikten sonra sızdırmazlıktan emin olunmuş ve sonrasında testler yapılmıştır. Sızdırmazlık sağlandıktan sonra, önce ön testler ardından hedeflenen debilerde testler 3'er kez tekrarlanarak zamana bağlı veri toplanmıştır.



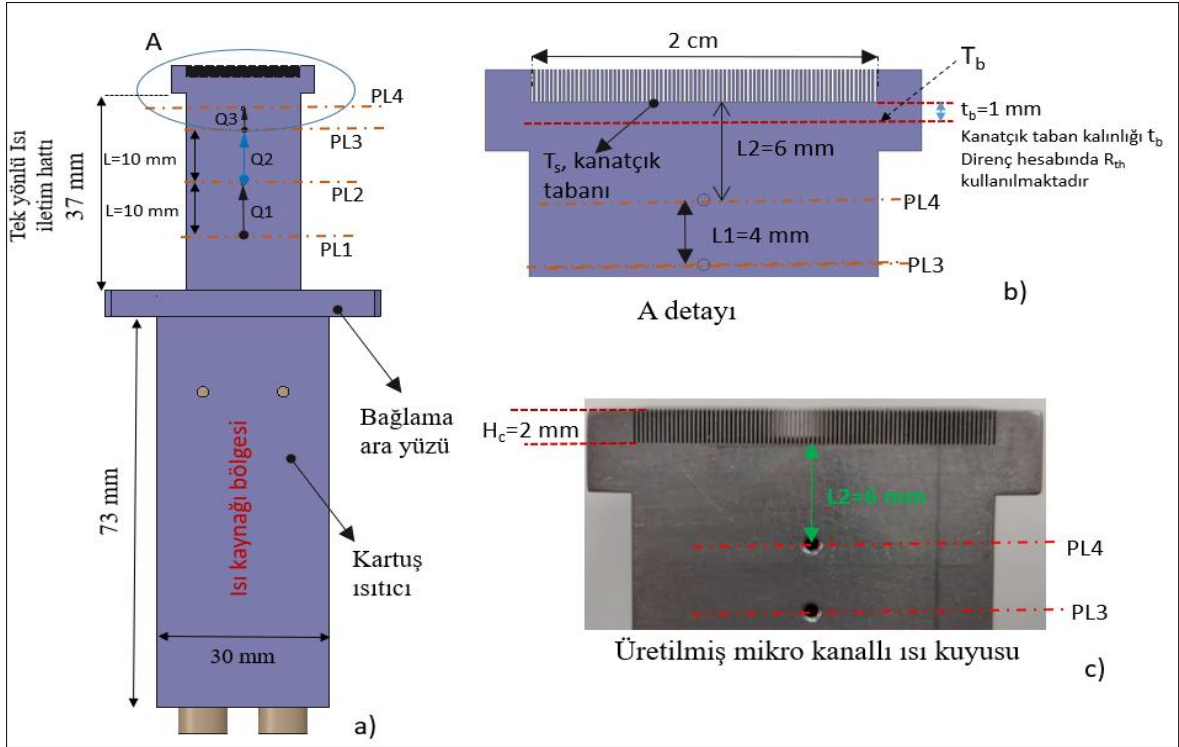
Şekil 6.15. Mikro kanallı ısı kuyusunun a) silikon sıkılarak montajının yapılma aşaması, b) kapton ile yapılan iç yalıtım ve TC'lerin yerinden oynamaması için alınan önlemin gösterimi

Test bloğu üzerinde ilgili noktalardan ısı çiftleriyle ölçüm alınmıştır. Ölçüm alınacak noktaların sayısı ve yeri önem arz etmektedir. Tez düzeneğinde bir DC güç kaynağı ile verilen gerilim, kartuş ısıtıcılarda ısıya dönüşmektedir. Hesaplamaların hassas yapılabilmesi için, öncelikle ısı kuyusunda soğutulan ısı yükünden emin olunmalıdır. Bu

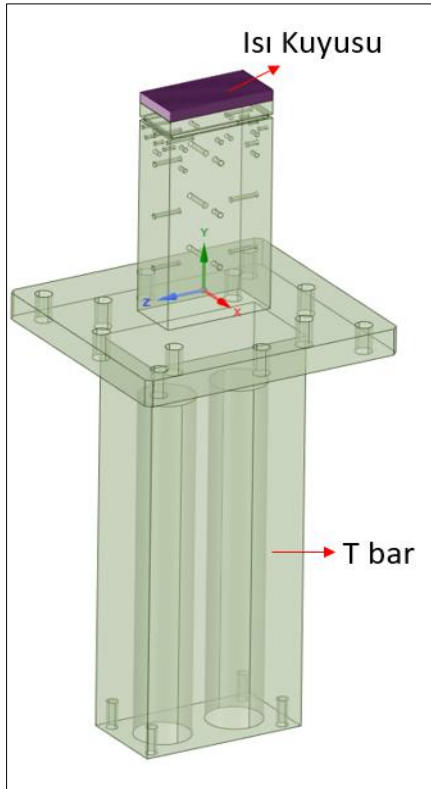
sebeple, güç kaynağında okunan Güç=Volt x Amper değerini kullanmanın çok doğru bir yaklaşım olmadığı görülmüştür. Kablolarda ve ısı kaynağının etrafından olan ısı kaçaklar nedeniyle bu değer %30 kadar farklı olduğu tespit edilmiştir. Örneğin güç kaynağından amper ve voltaj çarpımından 100W olarak hesaplanan ısı miktarı, iletimle hesaplanan değerden 30W daha fazla olduğu görülmüştür. Isı yükü artırıldıkça ölçülen fark da artmaktadır. Bu yanılığı engellemek üzere; alüminyum test bloğu (ALTB) üzerinde iletimle ısıyı ölçmek için toplamda 12 adet ısı çifti kullanılmıştır. Alüminyum malzemelerin özellikleri net olarak bilindiği için ve sensörler arasındaki mesafe çok hassas tezgâhlarda 0,7 mm çapında ve 2,5 mm derinliğinde işlendiği için iletimle ısı transfer denkleminden ( $Q = kA/L$ ) faydalanarak ısı kuyusuna transfer edilen net ısı miktarı çok yüksek hassasiyetle hesaplanmıştır. ALT B'nin detayları Şekil 6.16-6.18'de verilmiştir.



Şekil 6.16. ALT B'nin ısıtıcılar ile birlikte şeffaf gösterimi a) yan yüzeydeki 5 adet TC konumu gösterimi b) diğer yan yüzeydeki 4 adet TC konumu gösterimi



Şekil 6.17. a) ALTB'nin daha detaylı gösterimi, b) hesaplamada kullanılan boyutlar c) üretilmiş ısı kuyusunun üzerindeki düzlemlerin gösterimi



Şekil 6.18. ATB bölgesindeki kullanılan ısı çiftlerinin şeffaf CAD geometrisinde derinlik olarak gösterimi

Hesaplamaları yapabilmek için 10 mm ve 4 mm aralıklı toplamda 3 düzlem tanımlanmıştır. Her bir düzlemde 4 adet ısı çifti ile ortalama düzlem sıcaklığı ölçülmektedir. Böylelikle J tipi ısı çiftlerinin 1,1 °C'lik doğruluğu ortalama veri alınarak 0,5°C'ye kadar düşürülmektedir. PL1 düzlemi ile PL2 düzlemi arasındaki sıcaklık değerleri geometrik parametreler bilindiği için, iletimle ısı transferi denklemleriyle net olarak hesaplanabilmektedir. Bu hesaplama Eş. 6.1-6.6 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ortalama ısı transferi her bir düzlemdeki ısı transferinin 3'e bölünmesi ile hesaplandığı (Eş. 6.4) için doğruluk artmıştır. Burada  $L=10$  mm,  $L_1=4$  mm,  $L_2=6$  mm ve  $L_3=5$  mm'dir.

$$Q_1 = \frac{kA(T_{PL1}-T_{PL2})}{L} \quad (6.1)$$

$$Q_2 = \frac{kA(T_{PL2}-T_{PL3})}{L} \quad (6.2)$$

$$Q_3 = \frac{kA(T_{PL3}-T_{PL4})}{L_1} \quad (6.3)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{3} \quad (6.4)$$

$$T_{s,ave} = T_{PL4} - \frac{Q_{ave}L_2}{kA} \quad (6.5)$$

$$T_{b,ave} = T_{PL4} - \frac{Q_{ave}L_3}{kA} \quad (6.6)$$

Analiz çalışmalarında ısı yükünün verildiği tabandaki maksimum sıcaklığa bağlı olarak optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Ancak deneysel olarak sıvı çıkış noktasındaki taban sıcaklığını ölçmek pek mümkün değildir. Bu sebeple, ortalama kanatçık taban sıcaklığı  $T_{s,ave}$  değeri bulunarak,  $h$  ve  $Nu$  sayıları hesaplanmıştır.

Diğer taraftan incelenmesi ve dikkat edilmesi gereken husus ise, dikdörtgen kesitli kanallarda kanatçık etkinliğinin ön plana çıkmasıdır. Kanatçık etkinliği kanatçık geometrisine ve ısı transfer katsayısına bağlı olarak Eş. 6.7 ve Eş. 6.8'deki gibi değişmektedir. Fin etkinliği hiperbolik bir fonksiyon olması sebebiyle, sabit kanal boyutlarında,  $h$  değeri arttıkça azalacak şekilde davranış göstermektedir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (6.7)$$

$$m^2 = \frac{h_{ave} P}{k_s A_c} \quad (6.8)$$

Burada  $P=2.(L+a)$ ,  $a=W_t$ ,  $L=10$  mm,  $b=H_c=2$  mm,  $A_c=L \times W_t$ ,  $k_s$ =katının termal iletkenliği.  $P$  akış eksenindeki kanatçığın çevresidir.

Deneysel olarak ortalama ısı transfer katsayısı  $h_{ave,exp}$  ve  $Nu_{ave,exp}$  Eş.6.9 ve Eş.6.10'da verilmiştir.

$$h_{ave,exp} = \frac{Q_{ave}}{(\eta_f x A_f + A_{base})(T_{s,ave} - T_{in})} \quad (6.9)$$

$$Nu_{ave,exp} = \frac{h_{ave,exp} D_h}{k_f} \quad (6.10)$$

Burada  $A_{base}$  kanal taban alanı ( $A_{base}=W_c \times L \times N$ ) ve  $A_f$  kanatçık alanını ifade etmektedir.  $A_f = (2 \times H_c \times L \times (N+1))$  ve  $T_s$  ortalama kanatçık sıcaklığına karşılık gelmektedir.

### 6.5. Belirsizlik Hesaplamaları

Belirsizlik hesapları Kline ve Mc-Clintock [63] tarafından önerilen metot kullanılarak yapılmıştır. Sıcaklık, debi ve basınç ölçülmüş değerlerdir ve bu sensörler için üretici firmanın belirttiği algılayıcı belirsizlik değerleri kullanılmıştır. Bu yöntemle göre birbirine bağlı değişkenlerin belirsizlikleri Eş. 6.11'de verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\delta W = \sqrt{\left[ \left( \frac{\partial R}{\partial X_1} W_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial X_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial X_n} W_n \right)^2 \right]} \quad (6.11)$$

Burada  $\delta W$  diğer parametrelere bağlı olarak hesaplanmış belirsizlik değeridir. Çizelge 6.1'de belirsizlik değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.1. Ölçülmüş ve hesaplanmış belirsizlik değerleri

Ölçülmüş Belirsizlik		Eş. 6.11 Kullanılarak Hesaplanmış Belirsizlik	
Parametre	Bağıl Belirsizlik	Parametre	Bağıl Belirsizlik
J tipi TC	$\pm 1.1^{\circ}\text{C}$	PL1, PL2, PL3 $\rightarrow T_{\text{ave}}$ PL4 $\rightarrow T_{\text{ave}}$	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,33^{\circ}\text{C}$
Debimetre ( $Q_f$ )	Akışın $\pm 0,1\%$	$Q_{\text{ave}}$	$\pm 2.46\text{W}$
P,T Sensor (P)	$\pm 0,5\%$	$T_{b,\text{ave}}$	$\pm 0.5085^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{in}}$	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	$T_{f,\text{ave}}$	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
$W_t$ ,	$\pm 5\%$	$D_h$	$\pm 0.036\text{ mm}$
$W_c$	$\pm 5\%$	$Nu_{\text{ave}}$	$\pm 18.8\%$ to $\pm 33\%$
L, H,	$\pm 0.1\%$	$h_{\text{ave}} (\text{Re})$	$\pm 9.2$ to $\pm 28\%$
$H_c$	$\pm 0.1\%$	$R_{\text{th}}$	$\pm 10.7\%$



## 7. OPTİMUM TASARIMA AİT SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

### 7.1. Isı Transferi Detay Analizleri ve Sonuçları

Bu bölümde C411 kanalına ait daha detaylı inceleme çalışmaları yapılmıştır. Kays ve Crawford'a göre dikdörtgen kesitli kanal kesitinde laminar rejiminde tam gelişmiş bir akışa ait Nusselt sayısı ( $Nu_{fd}$ ) Eş. 7.1'de verildiği gibi ifade edilmektedir, [64]. Burada  $\alpha = AR$ 'dır. Eşitlikten anlaşılacağı üzere  $Nu_{fd}$  sadece  $\alpha$  değerine bağlı bir değerdir.  $AR$ 'ye bağlı  $Nu$  sayısı değişimi Çizelge 2.1'de ayrıca verilmiştir [6]. Bunun yanı sıra boyutsuz hidrodinamik ( $x^+$ ) ve termal ( $x^*$ ) olarak gelişme uzunlukları Eş. 7.2 ve Eş. 7.3'de ayrı ayrı verilmiştir.

$$Nu_{fd} = 8,235(1 - 1,883/\alpha + 3,767/\alpha^2 - 5,814/\alpha^3 + 5,361/\alpha^4 - 2/\alpha^5) \quad (7.1)$$

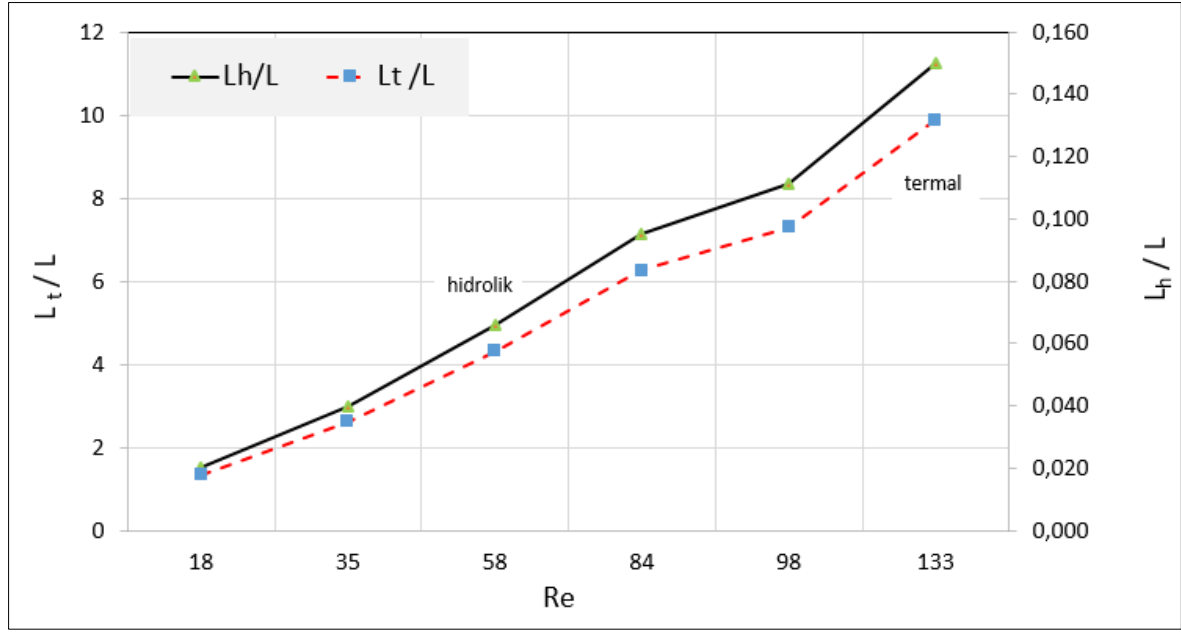
$$x^+ = \frac{L}{D_h Re} > 0.05 \quad (7.2)$$

$$x^* = \frac{L}{D_h Re Pr} > 0.05 \quad (7.3)$$

Benzer bir yaklaşımla, dikdörtgen kesitli kanalda, Philips (1987) Eş. 28 ve Eş. 29'da verilen denklemler ile termal ( $L_t$ ) ve hidrodinamik ( $L_h$ ) tam gelişme uzunluğunu ifade etmiştir. Şekil 7.1'de yapılan çalışmaya ait termal ve hidrodinamik gelişme uzunluğunun kanal uzunluğuna bağlı olarak değişimi verilmiştir. Grafikten anlaşılacağı üzere, termal olarak tam gelişme, kanal uzunluğundan en az 2 kat daha uzun mesafede gerçekleşmektedir ve  $Re$  sayısı arttıkça bu fark 10 katına kadar yaklaşmaktadır.

$$L_t = 0,1RePrD_h \quad (7.4)$$

$$L_h = 0,05ReD_h \quad (7.5)$$



Şekil 7.1. Termal ve hidrodinamik gelişme mesafesinin kanatçık uzunluğuna oranının gösterimi,  $L_t/L$  ve  $L_h/L$

C411 kodlu kanatçık için belirlenen optimum akış değeri 0,375 LPM'dir. Kanatçık girişindeki hız  $u_m=0,575$  m/s olarak hesaplanmaktadır. Buna bağlı olarak hesaplanan,  $L_t$  ve  $L_h$  değerleri sırasıyla 25,92 mm ve 0,394 mm'dir. Kanalın toplam uzunluğunun  $L=10$  mm olması sebebiyle, kanal çıkışında halan akış termal olarak gelişmemiştir. Bu durum,  $Nu$  sayısının sabit bir değere oturmadığını ve kanal boyunca Eş. 7.1'de verilen değerden ( $Nu_{fd}=7,42$ ) yüksek olacağına işaret etmektedir.  $AR=16,66$  için, Wibulswas ve diğerleri [65] ile birlikte Phillips [7] tarafından önerilen Çizelge 2.2 kullanılarak noktasal  $Nu_x$  sayısının hesaplanması gerektiğini göstermektedir. Bu çalışmaya ek olarak boyutsuz termal giriş uzunluğuna ( $x^*$ ) bağlı olarak Samalam [66] & Harms ve diğerleri [67], Eş. 7.6 ve Eş. 7.7'de verilen ifadeyi teorik noktasal  $Nu_x$  sayısı hesaplamasında kullanılabileceğini önermiştir.

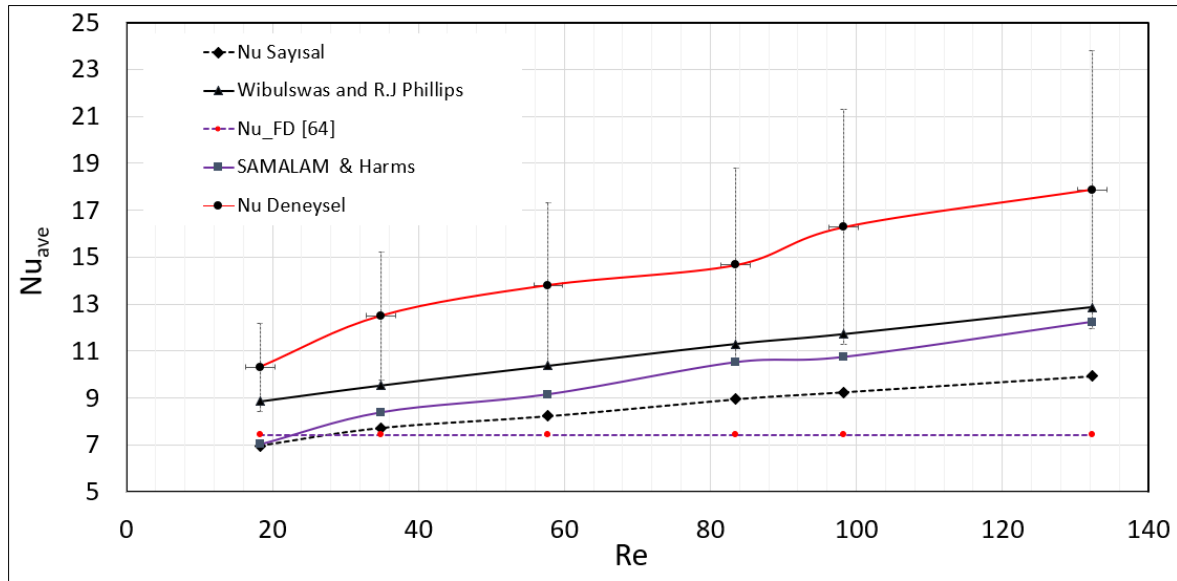
$$Nu_x = 3,35(x^*)^{-0,13}(AR)^{0,12}Pr^{-0,038} \quad 0,013 \leq x^* \leq 0,1 \quad (7.6)$$

$$Nu_x = 1,87(x^*)^{-0,30}(AR)^{0,056}Pr^{-0,036} \quad 0,0005 \leq x^* \leq 0,013 \quad (7.7)$$

Ortalama  $Nu_{ave}$  sayısı, kanal boyunca noktasal olarak hesaplanan  $Nu_x$  sayısının ortalaması alınarak Eş. 7.8'deki gibi bulunmaktadır.

$$Nu_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (7.8)$$

Literatürde, yüksek AR değerine göre termal karakteristiği ortaya koyan birkaç çalışma bulunmaktadır. Lee ve Garimella [50] sayısal olarak Nu sayısını AR değerinin 1 ila 10 arasında değişimine bağlı olarak incelemiştir ve  $Nu_{ave}$  sayısını AR'nin bir fonksiyonu olarak elde etmiştir. Benzer bir çalışma Ma ve diğerleri tarafından [49] aynı AR değerinde (1-10) incelemiş ve  $x^*$  değerinin sıfıra gittiği durumda, her AR değeri için Nu sayısının çok yüksek değerlere ulaştığını göstermişlerdir. Mevcut çalışmada hesaplanan optimum AR değeri 16,6'dır ve bu değer ile ilgili literatürde deneysel ve sayısal herhangi bir çalışma mevcut değildir. Bu sebeple deneysel yapılan çalışmalar, sayısal olarak hesaplanan  $Nu_{ave}$  sayısı ile literatürdeki hali hazırdaki yaklaşımlar ile karşılaştırılmıştır.  $Nu_{ave}$  sayısı C411 için farklı Re sayılarında deneysel olarak hesaplanmış ve yapılan karşılaştırma Şekil 7.2' de gösterilmiştir.

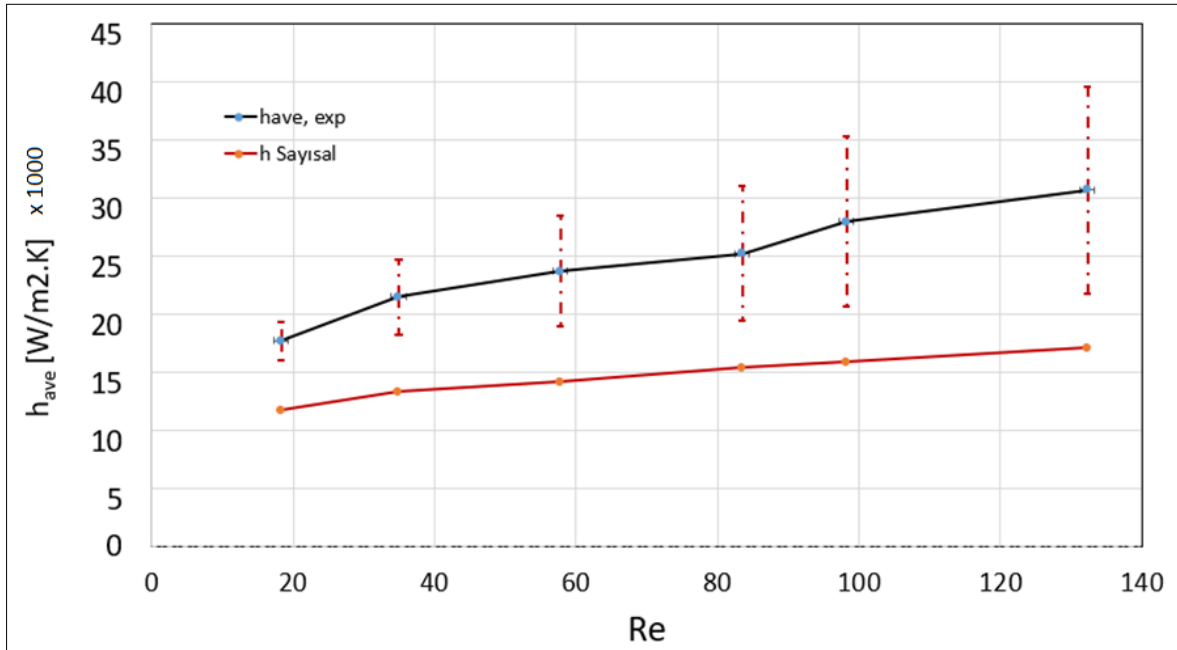


Şekil 7.2. C411 kanal geometrisi için, Nu sayısının Re sayısına bağlı olarak değişimin gösterilmesi

Deneysel olarak hesaplanan Nu sayısının Re sayısına bağlı olarak değiştiği ve sayısal olarak hesaplanan değerlerden de yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca literatürde paylaşılan değerlerden de yüksek bir  $Nu_{ave}(Re)$  değeri elde edilmiştir. Grafik üzerinde belirsizliklerden kaynaklı olan sapmalar da gösterilmiştir. Re sayısı arttıkça, deneysel olarak elde edilen Nu sayısının belirsizliği de artmaktadır. Bunun sebebi olarak, soğutma

etkisinin artması ile mikro kanallı ısı kuyusunun taban sıcaklığı ile sıvı giriş sıcaklığı arasındaki farkın ( $\Delta T = T_s - T_{in}$ ) azalmasıdır. Bunun sonucu olarak, J tipi ısı çiftlerin belirsizliği ( $\pm 1,1^\circ\text{C}$ ) gerçek ölçülen değer üzerinde çok daha etkin olmaya başlaması olarak değerlendirilebilir.

Literatürde, deneysel Nu sayısının beklenen değerden daha yüksek olduğunu tespit eden çalışmalar bulunmaktadır. Peiyi ve Little [68] 89-92  $\mu\text{m}$  hidrolik çapına sahip bir kanalda gerek laminar akışta gerekse türbülanslı akışta, hesapladıkları Nu sayısı beklenen değerden yüksek çıkmıştır. Diğer taraftan Rahman ve Gui [69] laminar akışta daha yüksek Nu sayısı bulurken, türbülanslı akışta daha düşük Nu sayısı hesaplamışlardır. Literatürdeki bir başka çalışmada [70], Nu sayısı laminar akışta beklenenden daha düşük hesaplanırken, türbülanslı akışta tam tersi bir durumla karşılaşmıştır. Celata ve diğerleri [71] kanal genişliği  $W_c = 130-290 \mu\text{m}$  arasında değişen bir mikro kanal için Nu sayısını gerek laminar gerekse türbülanslı akış için tam olarak hesaplayamadığını belirtmiştir. Bu yapılan çalışmadan ve literatürdeki bazı çalışmalardan şu sonuç çıkarılabilir: mikro kanallı ısı kuyularının performans değerlendirmesi yüzey pürüzlülüğüne, belirsizliklere ve kanal çapına bağlı olarak çok farklı hesaplanabilmektedir.



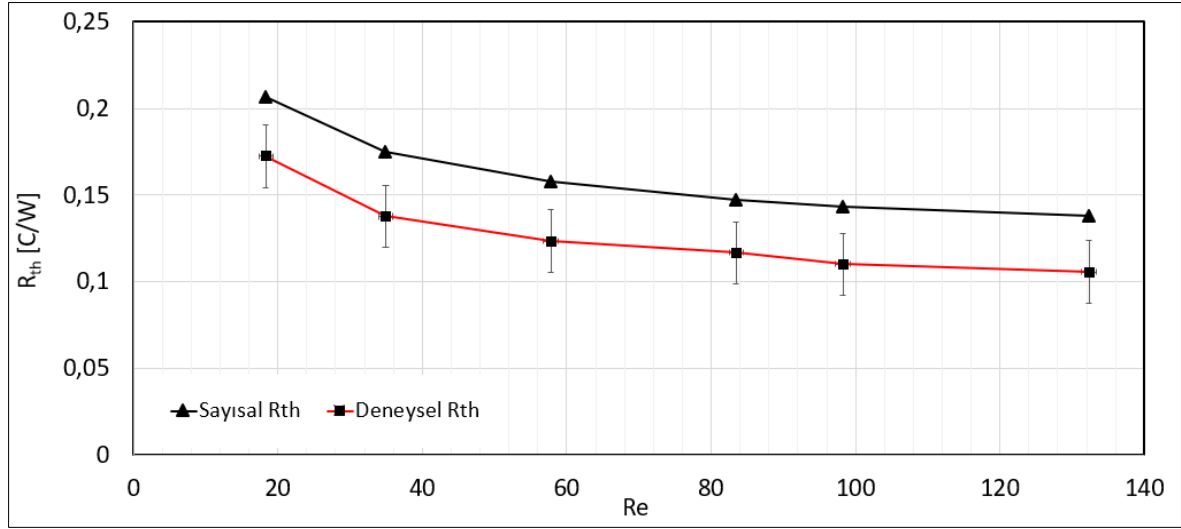
Şekil 7.3. Deneysel ve sayısal olarak hesaplanmış ortalama  $h$  değerinin Re sayısına bağlı değişimi

Diğer taraftan ısı transferi hesaplarında en çok kullanılan parametre olan ısı transfer katsayısı (HTC) hesabı deneysel ve sayısal çalışmalar için yapılmış ve Şekil 7.3’de Re sayısına bağlı değişim verilmiştir. Nu sayısına benzer şekilde, debi arttıkça, h değeri ve belirsizliği artış göstermiştir. Sayısal çalışmalar ile karşılaştırıldığında aradaki farkın Re sayısı arttıkça arttığı görülmüştür.

Optimizasyon çalışmaları sırasında, en iyi performansa sahip kanal seçilirken, ısı yükünün uygulandığı yüzeydeki maksimum sıcaklık ile sıvı giriş sıcaklığı arasındaki farkı alınarak termal direnç hesabı (Eş. 4.5) yapılmıştır. Ancak, deneysel çalışmalarda, kanal çıkışındaki sıcaklık tam ve hassas olarak ölçülemediği için, kanatçık taban kalınlığının ( $t_b=1$  mm) ısı yükü uygulanan bölgedeki ortalama sıcaklığı,  $T_{b,ave}$ , yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilmiş ve termal direnç değeri Eş. 7.9’a göre değerlendirilmiştir.

$$R_{th} = \frac{(T_{b,ave} - T_{in})}{Q_{ave}} \quad (7.9)$$

Eş. 7.9’da,  $Q_{ave}$  ve  $T_{b,ave}$  değeri hesabı Bölüm 6’da gösterilmiştir,  $T_{in}$  sıvı giriş sıcaklığı olup, kombine (sıcaklık & basınç) sensör ile ölçülen değerdir. Yapılan hesaplamalara belirsizlik değerleri de eklenerek Şekil 7.4’de termal direncin Re sayısına bağlı değişimi ( $R_{th}$  (Re)) gösterilmiştir. Grafikten görüleceği üzere, Nu sayısının deneysel sonuçları sayısal değerlerden yüksek çıkması nedeniyle, deneysel termal direnç değeri daha iyi (küçük) çıkmıştır. Bu sonucun nedeni kesin olarak bilinemese de yüzeydeki  $2\mu\text{m}$ ’lik pürüzlülük sonuçların düz yüzeye göre termal performansın daha iyi çıkmasına katkı sağladığı söylenebilir. Mikro düzeye inildikçe, yüzeye yakın bölgelerde mikro ölçekli sirkülasyonlar ve hidrolik çapta meydana gelecek küçülmeler termal direnci olumlu yönde etkilediği söylenebilir. Optimum debi değerinde,  $Re=35$  olarak hesaplanmaktadır. Bu değerden sonra, Re sayısı artırıldığında termal direnç değerinde iyileşme devam etmektedir ancak  $Re=80$ ’den sonra iyileşmenin etkinliği belirgin olarak azalmaktadır. Ayrıca, grafik üzerinde belirsizlik değerleri de verilmiştir. Burada belirsizlik değerlerinin sabit çıkması kullanılan Eş. 7.9’da görüleceği üzere, kullanılan parametre sayısının az olması olarak açıklanabilir.



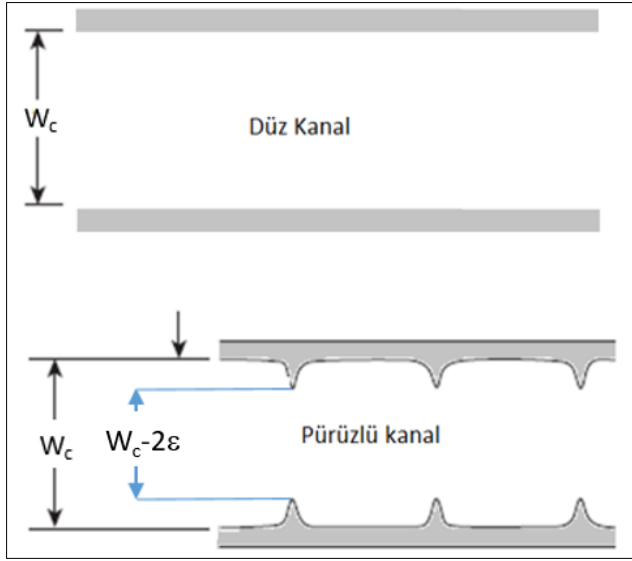
Şekil 7.4. C411 için, Re sayısına bağlı deneysel ve sayısal termal dirençlerin gösterimi

## 7.2. Basınç Düşüm Hesaplamaları ve Düzenegün Detaylı Analizleri

Mikro kanallı ısı kuyuları kompakt bir hacimde çok yüksek ısıl performans sağlarken, diğer taraftan kanal boyutlarının küçülmesine bağlı olarak kayda değer basınç düşümlerine sebep olmaktadır. Bu sebeple, mikro kanallı ısı kuyularında çalışılması gereken belki de en önemli parametrelerden biri de basınç düşümdür. Basınç düşümü, akışkan ve geometrik özelliklere bağlıdır. Dikdörtgen kesitli kanallarda, AR arttıkça  $P_o$  değerinin arttığı bilinmektedir [6]. Dai ve diğerleri [72] tarafından 2014 yılında yapılan çalışmada, çok detaylı olarak veri toplanıp yeni bir grafiğe oturtularak anlamlı bir veri elde edilmeye çalışılmıştır. Bu grafiğe göre, bağıl pürüzlülük oranının %1'den büyük olması halinde, deneysel ve hesaplanan sürtünme oranlarında ciddi farklılık olduğu belirtilmiştir.

## 7.3. Tek Kanallı Modelin HAD ile Analizi ve Deneysel Doğrulaması

Yapılan tüm HAD analizlerinde yüzey pürüzlülüğü ihmal edilerek çalışılmıştır. Bu sebeple, deneysel sonuçların bir miktar daha yüksek olması beklenmektedir. Kandlikar ve diğerleri tarafından önerilen [73] ve daraltılmış akış (constricted flow-CF) olarak tanımlanan yaklaşım Şekil 7.5'deki gibi anlatılmaya çalışılmıştır. C411 için Re sayısına bağlı olarak analizler CF yaklaşımı uygulanarak tekrar edilmiş ve sonuçlar Şekil 7.6 – 7.8'de grafikler toplu halde verilmiştir. Basınç değişimi beklenildiği üzere, Re sayısına bağlı olarak doğrusal artış göstermiştir.



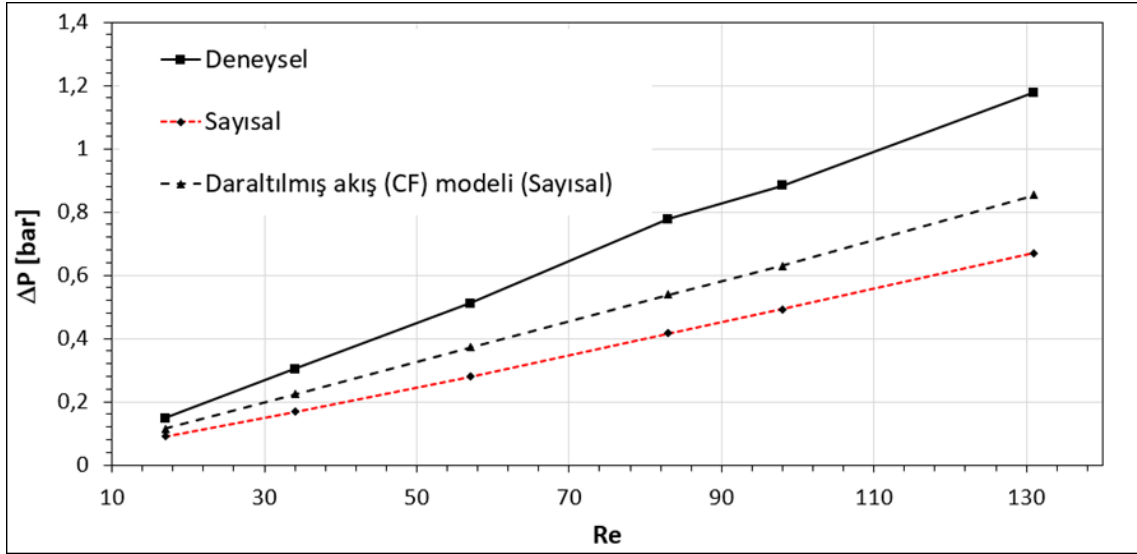
Şekil 7.5. Yüzey pürüzlülüğüne bağlı olarak oluşan sınırlandırılmış kanal genişliği

Deneysel ve sayısal analiz sonuçları karşılaştırıldığında %50'den daha fazla fark olduğu görülmüştür. Eş. 7.10 ve Eş. 7.11 kullanılarak, CF yaklaşımıyla hesaplanan yeni hidrolik çap, Eş. 7.12'de ifade edildiği gibidir. CF baz alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda, deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark birbirine yaklaşmıştır. Ancak, deneysel ve CF yaklaşımıyla yapılan sayısal analiz sonuçları arasında %20 kadar fark vardır. Her ne kadar boyut olarak birbirine benzer geometriler analiz ediliyor olsa da sürtünmenin yüzeylerde olması ve kanal yüzeylerine yakın bölgelerde mikro burgaçların bir miktar basınç düşümüne etkisi olduğu söylenebilir. Ayrıca, kanallardaki  $\pm\%5$ 'lik üretim hatası da basınçların daha yüksek çıkmasına neden olmuş olabilir. Mikroskopla yapılan ölçümler, kanalın tepe noktasını yani gözle görülen noktasını ölçmeye müsaade etmektedir. Kanal boyunca ve kanal derinliğinde boyutlarda tespit edilemeyen farklılıklar olabilir.

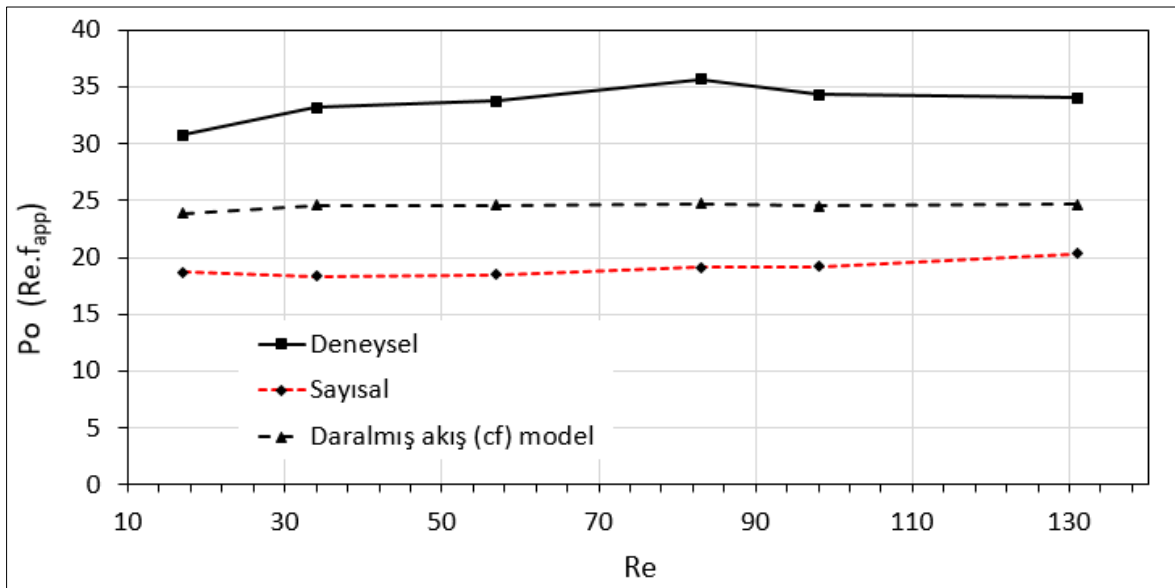
$$H_{c_{cf}} = H_c - 2\varepsilon \quad (7.10)$$

$$W_{c_{cf}} = W_c - 2\varepsilon \quad (7.11)$$

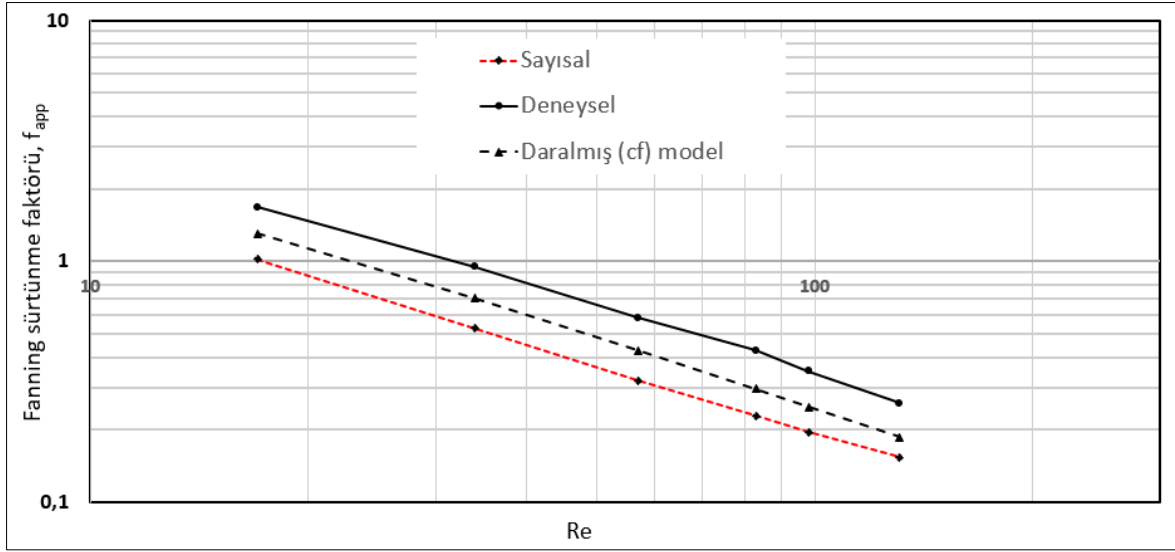
$$D_{h_{cf}} = \frac{4A_{cf}}{P_{cf}} = \frac{4H_{c_{cf}}W_{c_{cf}}}{2(H_{c_{cf}}+W_{c_{cf}})} = \frac{2(H_c-2\varepsilon)(W_c-2\varepsilon)}{(H_c-2\varepsilon)+(W_c-2\varepsilon)} \quad (7.12)$$



Şekil 7.6. C411 için basınç düşümünün  $Re$  sayısına bağlı değişiminin gösterimi



Şekil 7.7. C411 için  $Po$  değerinin  $Re$  sayısına bağlı değişiminin gösterimi

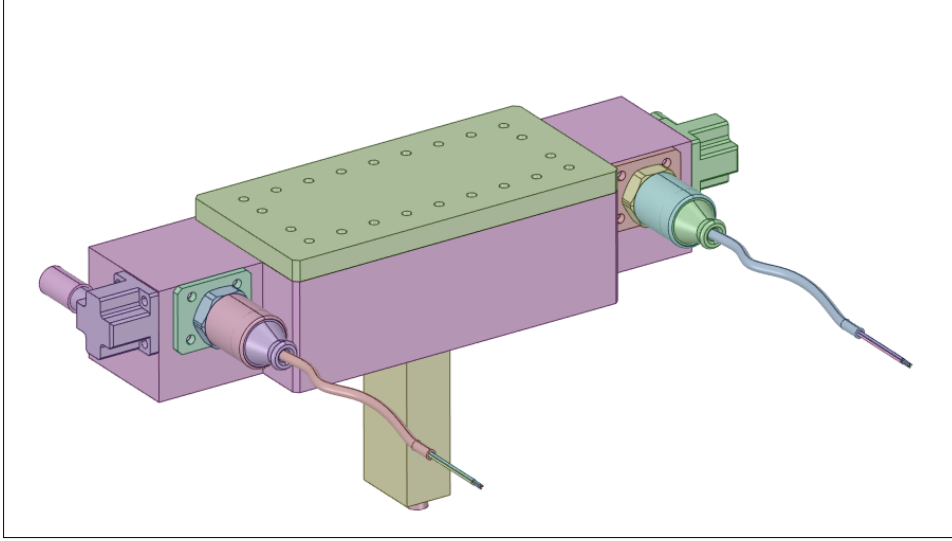


Şekil 7.8. C411 için fanning sürtünme faktörünün Re sayısına bağlı değişiminin gösterimi

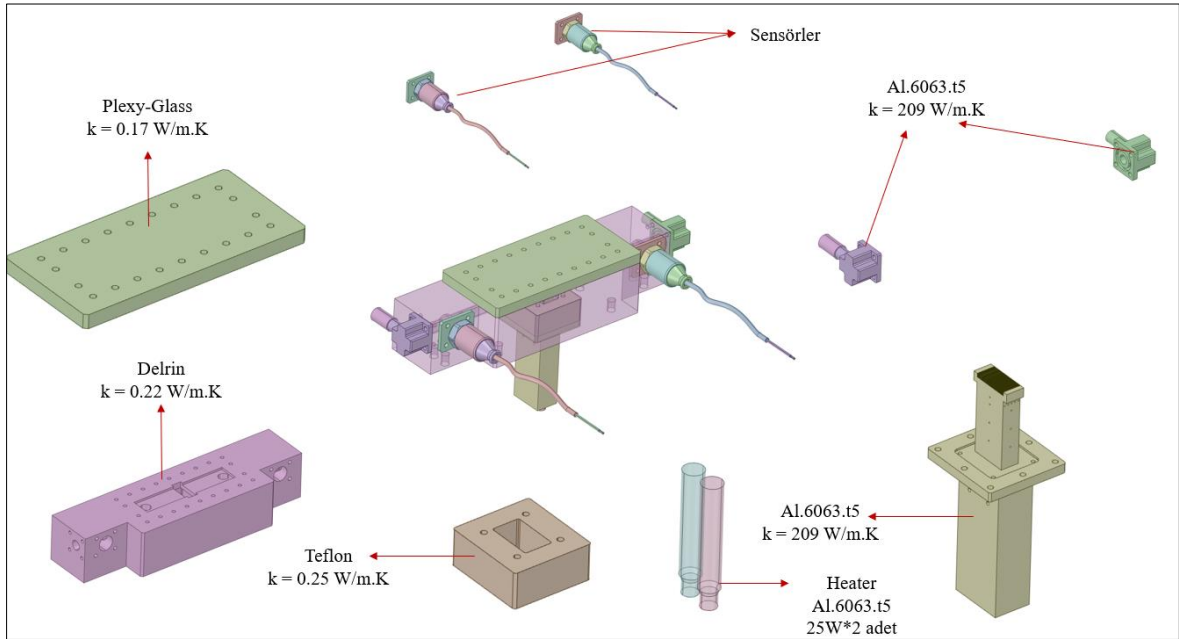
Yapılan analizler ve testler neticesinde, sonuçlar arasında Re sayısına bağlı bir değişim olduğu ve paralellik gösterdiği söylenebilir. Kanal AR değerine bağlı olarak hesaplanan  $f$  ve  $P_o$ , literatürdeki değerler ile uyumlu olduğu söylenebilir.

#### 7.4. Test Düzeneginin Optimum Debi ile HAD Analizi

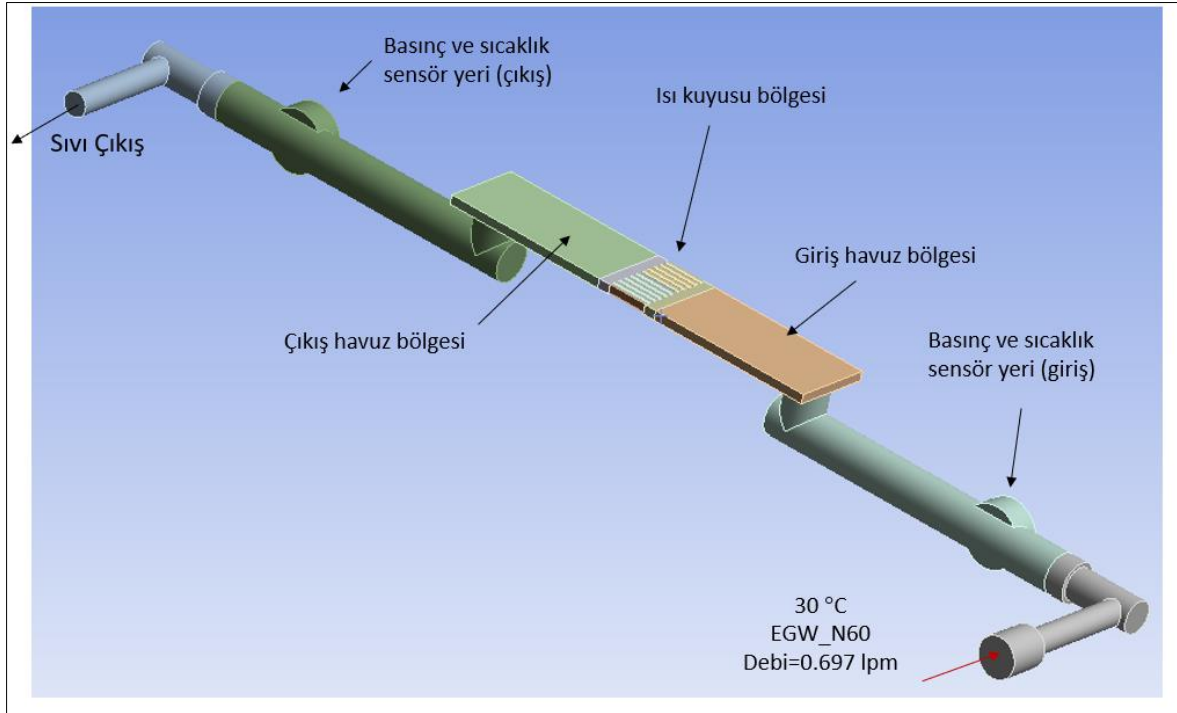
Test düzeneği çok detaylı olarak çalışarak modellenmiştir. Bu sebeple, her bölgedeki kaybın önceden hesaplanarak yapılmış olan varsayımların doğruluğunun kontrol edilmesi önemlidir. Bu amaçla izleyen çalışmalar yapılarak sonuçlardan emin olunmaya çalışılmıştır. Her ne kadar tek kanallı model ile (Bölüm-5) yapılan analizlerin, çalışmaların bütünlüğü için yeterli olduğu beklenilse de düzenekteki bazı daralmalar ve genişlemeler basınç sonuçları üzerinde etkili olabilir. Mikro kanallı ısı kuyusunun girişinde ve çıkışında akışı etkilemeyecek şekilde havuzlar bırakılarak, hidrodinamik performansın etkilenmemesi hedeflenmiştir. Bu sebeple, havuzlarda çok az düzeyde basınç kayıpları beklenmektedir. Bu değerlerin ihmal edilebilir olduğu düşünülmektedir. Bu sebeple, yapılacak detaylı bir HAD analizi ile varsayımların ve kabullerin akıllarda bırakacağı soru işaretleri bir nebze olsun kaybolacaktır. Düzeneğin ana test bölgesine ait üç boyutlu (3D) çizimi Şekil 7.9'de verilmiştir. Bu şeklin patlatılmış ve elemanların tek tek gösterildiği açık resim Şekil 7.10'da verilmiştir. Ayrıca, sıvı akış hacmi çıkarılmış olarak Şekil 7.11'da verildiği gibi detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 7.9. ATB'nin 3D olarak detaylı gösterimi

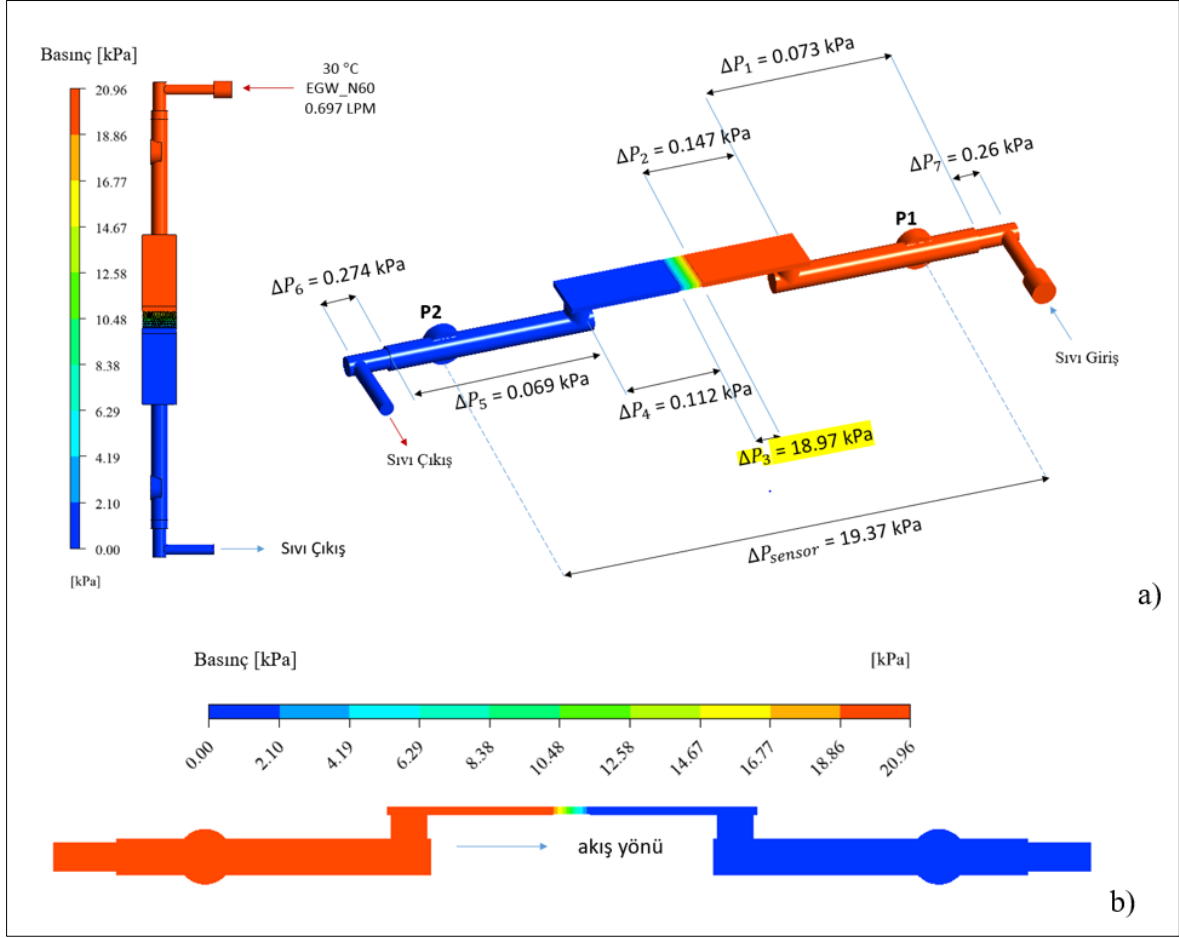


Şekil 7.10. ATB'de kullanılan malzemeler ve analizler için kullanılmış iletkenlik değerleri ve ısı yükü değerlerinin gösterimi

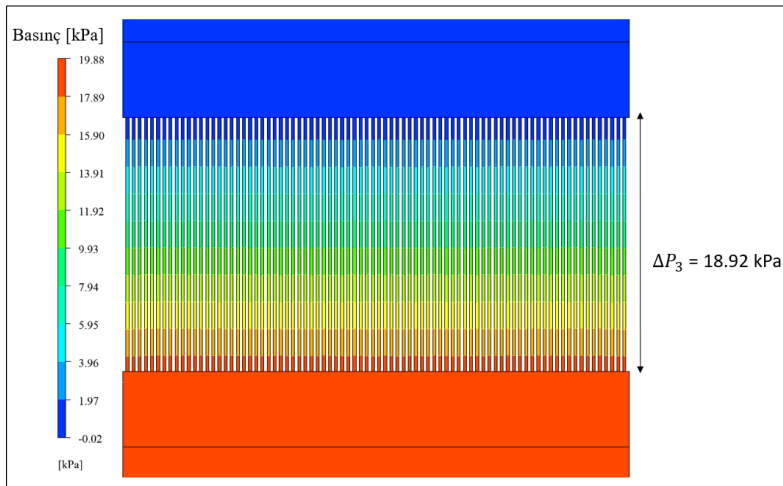


Şekil 7.11. ATB içindeki sıvı hacminin bölgelere bağlı olarak detaylı gösterimi

Yapılan uygun bir ağ yapısı ile 2 cm'lik genişliğe sahip bir ısı kuyusu için optimum debi olan 0,697 LPM ( $Re=35$ , mikro kanal içindeki değer) için analizler tekrar edilmiştir. Analizler kapsamında, dış yüzeylerden ortama olan ısı transferi ihmal edilmiştir. Ayrıca yüzey pürüzlülükleri hesaba dâhil edilmemiştir. Akışkan EGW\_N60 olarak 30°C sıvı girişinde analizler Ansys® Fluent 2021 R2'de sıcaklığa bağlı termal ve fiziksel özelliklerin değişmediği kabul edilerek konjuge 3D olarak yapılmıştır. Analizler sonucunda elde edilen basınç düşümleri hat boyunca bölgelere bağlı olarak Şekil 7.12 deki gibi verilmiştir. Ayrıca, mikro kanal bölgesindeki basınç dağılımı Şekil 7.13'de detaylı olarak verilmiştir. Bölgesel basınç düşümleri incelendiğinde mikro kanal hariç diğer bölgelerde basınç düşümünün ihmal edilebilecek kadar az olduğu görülmektedir.

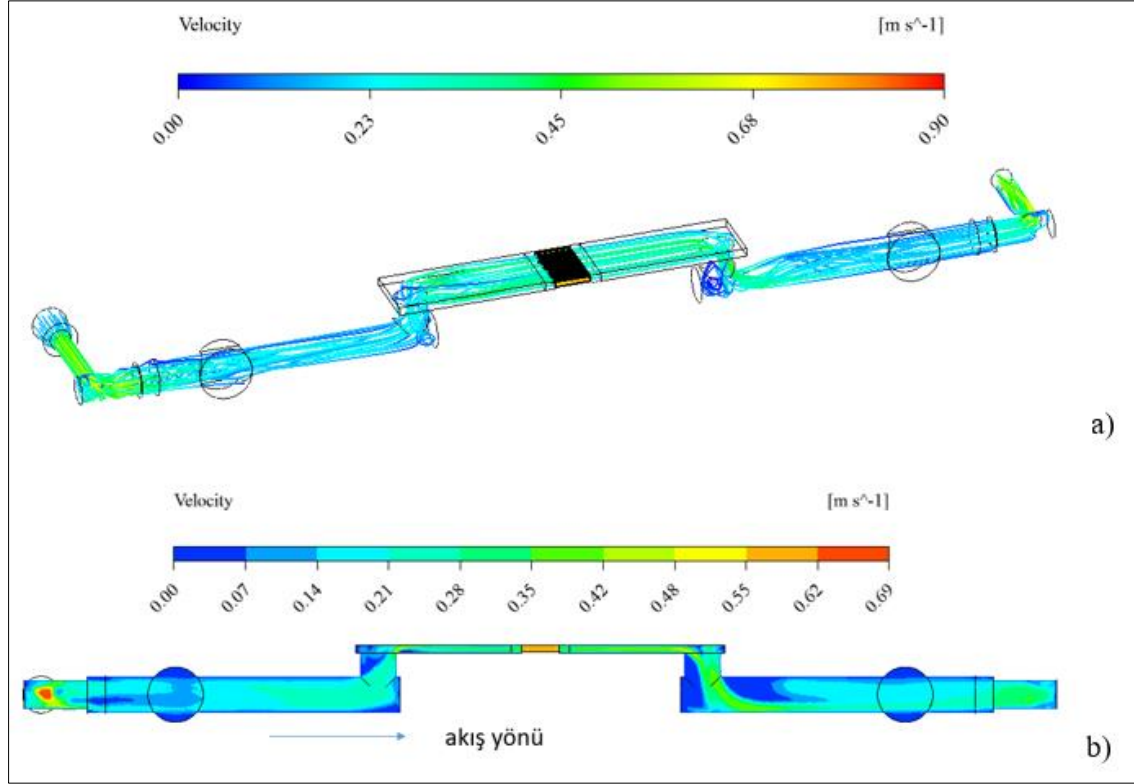


Şekil 7.12. ATB sıvı hattı üzerindeki basınç düşümünün a) bölgelere göre dağılımının gösterimi



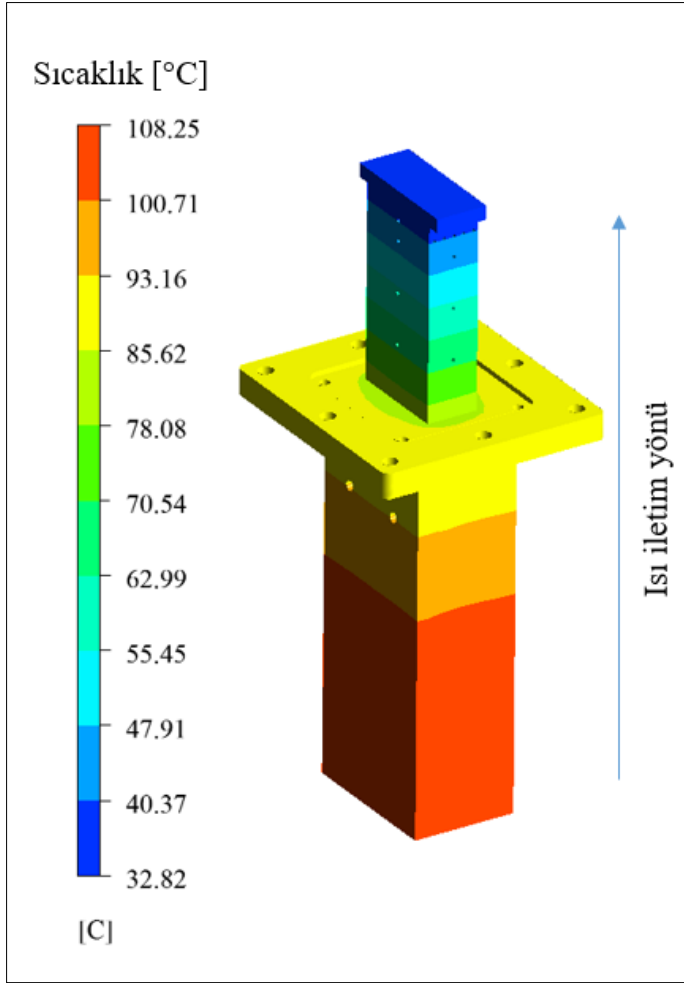
Şekil 7.13. ATB sıvı hattı üzerindeki basınç düşümünün mikro kanallı ısı kuyusu bölgesindeki dağılımın gösterimi

Şekil 7.14a incelendiğinde, düşük debilerde çalışılmasına rağmen dönüşlerde akışta ayrılmalar olduğu görülmektedir. Ancak, giriş ve çıkış havuzları mikro kanaldan uzak tutularak bu etkilerden uzaklaştırılması hedeflenmiştir. Şekil 7.14b’de modelin orta bölgesinden alınan bir kesite ait hız dağılımı verilmektedir. En hızlı akış kanallarının dar olması nedeniyle mikro kanal içinde olmaktadır.



Şekil 7.14. ATB sıvı hattı içi a) akış çizgilerinin gösterimi b) hız dağılımı

Bu çalışmalara ek olarak, 50W ısı yükü verilmesi halinde, optimum debi değerindeki soğutma performansı sayısal olarak analiz edilmiş ATB üzerindeki dağılım Şekil 7.15’deki gibi verilmiştir. Isı kaynağının olduğu kartuş bölgesi ısı iletim hattındaki iletim direncinin ( $R_{cond}$ ) yüksek olması nedeniyle oldukça fazla (108°C) ısınmaktadır. Isı kaynağını etrafı ışınma ile ve doğal taşınım ile ısı transferini azaltmak amacıyla 2 mm boşluk bırakılarak yalıtkan malzeme olan delrin kullanılmıştır. Analiz çalışmalarında ışınma ve doğal taşınım ile ısı transferi ihmal edilmiştir.



Şekil 7.15. Debinin 0.697 LPM olması durumunda, ATB'nin 50W'lık ısı yükündeki sıcaklık dağılımı

## 8. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada ısı kuyusu tasarımı kanatçık parametrelerine bağlı olarak yapılmıştır. Kanatçık yüksekliği, kalınlığı, farklı en-boy oranlı kanal ve kanal boyunca oluşacak basınç düşümü ( $\Delta P$ ) değişken olarak tanımlanmış ve optimizasyon çalışmaları minimum pompalama gücü dikkate alınarak yapılmıştır. Yüksek AR oranı termal açıdan dikdörtgen kesitli kanallarda oldukça iyi sonuç veren bir kanal yapısıdır. Dikdörtgen kesitli kanalların üretimi diğer tekniklere göre nispeten daha kolay olduğu söylenebilir. Çalışılan geometriler endüstride kullanım imkânı bulabilecek büyüklüktedir. Akışkan olarak donma noktası düşük ve termal iletkenliği suya göre daha kötü ama endüstride çok tercih edilen etilen glikol-saf su karışımı (EGW) sıvı kullanılmıştır. Aynı Re sayısında, termal gelişme uzunluğunu doğrudan etkileyen parametre olan Prandtl sayısı EGW için  $Pr = 32.9$  olup, bu değer  $30^{\circ}\text{C}$ 'de su için  $Pr = 5.43$ 'dür. Kanal uzunluğu soğutmada kullanılan ısı yükleri ile orantılı olarak seçilerek, sonuçların uygulama için referans olması hedeflenmiştir. Yapılan ön analiz çalışmaları sonucunda AR değerinin ısı kuyusu performansında diğer parametrelerden daha etkin olduğu görülmüştür. En iyi kanal yapısının seçilmesinin ardından, deneysel düzenek kurmak üzere detaylı çalışmalar yapılmıştır. Deneysel düzenekte kullanılacak sensörler ve diğer malzemeler, uzun süre üzerinde çalışılarak seçilmiş ve düzenek kurulduktan sonra yapılan iyileştirmeler ile birkaç deneme testleri yapıldıktan sonra güvenilir sonuçlar alınmaya başlanmıştır. En iyi kanalın C411 kodlu kanal olduğu tespit edilmiştir. Bu tasarım da kanal genişliği ( $W_c=120\ \mu\text{m}$ ) ile toplam kanatçık kalınlığı ( $2W_t$ )  $2 \times 60\ \mu\text{m} = 120\ \mu\text{m}$ 'dur. Yüksek hassasiyette yapılan deneysel çalışmalardan sonra, sonuçlar literatürdeki değerler ile karşılaştırılmıştır. Termal olarak gelişmekte olan bölgede Nu sayısının Re sayısına bağlı olarak değiştiği ve literatürdeki kaynaklardan daha yüksek olduğu değerlendirilmiştir. Buna benzer veya aksi sonuçlar literatürde bulunmaktadır. Çalışmanın EGW ile yapılması, bu kanatçık parametreleriyle düşük Re sayısında literatürde benzer çalışma bulunmaması, ayrıca sayısal ve deneysel çalışmaların, termal ve hidrodinamik etkileri birlikte inceleyerek geniş kapsamlı olarak sunulması yapılan tez çalışmasına özgün bir nitelik kazandırmaktadır.

## 8.1. Gelecek Dönem Çalışmaları ve Öneriler

Çalışmanın temel fiziğinin net olarak ortaya konulabilmesi için En-Boy oranının yüksek olduğu ve değişken olduğu mini kanalların öncelikli olarak daha kontrollü çalışılması gerekir. Mikro kanallı yapılardaki performans ile konvansiyonel geniş kanallardaki performanslar ve Nu sayısının hesaplanmasında kullanılan yaklaşımların değerlendirilmesi gerekmektedir.

Pürüzlülük etkisi detaylı olarak bu çalışmada çalışılmamıştır. Ancak, akış laminar da olsa mikro kanallı yapılarda ısı transferine etkisinin olduğu bilinmektedir. Deneysel olarak bu çalışmaların kontrollü yapılarak pürüzlülüğün gerçek etkisinin ortaya konması gerekir. Pürüzlülüğün dolayı hidrolük çapın azalması mı daha etkin, yoksa pürüzlülüğün duvarda yarattığı mikro burgaçlar mı daha etkin ayrıştırılmalıdır. Bu etki basınç tarafında bulunan etkileri de detaylı olarak incelemeye imkân verecektir.

Özellikle son yıllarda eklemeli imalat konusunda birçok tasarım faaliyeti yürütülmektedir ve bu teknikte en önemli parametre yüzeylerin EDM ve CNC işlemeye göre daha yüksek pürüzlülükte çıkacak olmasıdır. Üretim teknolojisindeki bu değişimin çok yakın takip edilerek, pürüzlülüğün kanal çapına olan etkisi daha detaylı mercek altına alınmalıdır. Ayrıca, eklemeli imalat yöntemi ile üretilebilecek minimum kanal boyutları belirlenmeli ve kontrollü deneyler ile analiz sonuçları karşılaştırılarak, bu yeni teknolojinin mikro kanallı ısı kuyularına getirdiği avantaj ve dezavantajlar test edilerek görülmelidir.

Mikro kanallı yapılarda basınç düşümü veya  $f$ ,  $Po$  değerlerinin hesabı için ayrı bir düzenek kurularak kontrollü pürüzlülükler yaratılarak yapılacak çalışmalar, mikro kanallı yapılardaki Nu sayısının ve  $f$  değerinin değişimi konusunda daha doğru bilgiler edinilmesine imkân sağlayacaktır. Ayrıca çalışmalar sırasında fark edilen bir noktada şudur: Ortalama pürüzlülüğün yanı sıra en yüksek pürüzlülüğün yeri ve büyüklüğü ( $\epsilon/D_h$ ) ile yapılacak bir çalışma bu konuda daha anlamlı bilgiler verebilir. Pürüzlülüğün büyüklüğü ve konumunun ısı transferine ve basınç düşümüne çok farklı etkileri olabilir. Bilindiği üzere, özellikle mikro ve mini kanallarda, en büyük pürüzlülük kanal içinde türbülötör gibi davranarak hesaplanan Nu sayısının literatürdeki değerlerden önemli derecede farklı hesaplanmasına neden olabilir.

## KAYNAKLAR

1. Mouromtseff, I.E. (1942). Water and Forced Air Cooling of Vacuum Tubes. *Proceedings of the IRE*, 30(4)190-205.
2. Tuckerman, D.B. and Pease, R.F.W., (1981). High performance heat sink for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, EDL-2, (5), 126–129.
3. Hayner II, C. N. Kandlikar, S.G. Steinke, M. E. (2014). Contemporary Perspectives on Liquid Cold Plate Design. *Design and manufacturing liquid cooled heat sinks for electronics cooling*. Begell House.
4. Wang, Rui. Qian, Jiyu. Wei, Tao. Huang, Haojie. (2021). Integrated closed cooling system for high-power chips. *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 26 <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100954>.
5. Garimella, S. Liu, D. Lee, P.S. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1688–1704
6. Kakac, S., Shah, R. K., and Aung, W., 1987. Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer. *New York: John Wiley and Sons, Inc.*
7. Phillips, R. J., (1987). Forced convection, liquid cooled, microchannel heat sinks, MS Thesis. *Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA.*
8. Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., and Shah, R. K., (2000). Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchanger design. *Applied Mechanics Review*, 53, 175–193.
9. Hess, W.R, (1914). Das Prinzip des kleinsten Kraftverbrauches im Dienste Hämodynamischer Forschung. *Archiv für Anatomie und Pyhsiologie*, 1-62.
10. Weibel, E.R, (2000). Symmorphosis: On Form and Function in Shaping Life. *Cambridge, MA Harvard University Press.*
11. Murray, C.D, (1926). The physiological principle of minimal work, in the vascular system, and the cost of blood-volume. *Proceeding Academic Natural Science*, 12, 207-214.
12. Parlak, M. Ozsunar, A. Örs, E. (2020). Numerical Study of Multi Hot Spot GaN Cooling in a Cold Plate Considering Different Flow Networks. *The 19th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, IThERM 2020 virtual.*
13. Bejan, A. (2000). Shape and Structure, from Engineering to Nature. *Cambridge, UK: Cambridge University Press.*

14. Bejan, A. Lorente, S. (2004). The Constructal Law and The Thermodynamics of flow systems with configuration. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3073-3083.
15. Lorente, S. Bejan, A. (2005). Sveltteness, freedom to morph and constructal multi-scale flow structure. *International Journal of Thermal Sciences*, 44, 1123-1130.
16. Bejan, A. Sciubba, E. (1992). The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(12) 3259-3264.
17. Bejan, A. Lorente, S. (2013). Constructal law of design and evolution-Physics, biology, technology and society. *Journal of Applied Physics* 113,151301.
18. Kobayashi, H. Lorente, S. Anderson, R. Bejan, A. (2012). Freely morphing tree structures in a conducting body. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55, 4744–47523.
19. Lorente, S. Cetkin, E. Bello-Ochende, T. Meyer, J.P. and Bejan, A. (2012). The constructal-law physics of why swimmers must spread their fingers and toes. *Journal of Theoretical Biology*, 308, 141–146.
20. Miguel, F.A. (2013) An analytical approach for optimal design of heat sinks under forced convection. *Central European Journal of Engineering*, 276-284. 276-284 DOI: 10.2478/s13531-012-0054-9.
21. Abidin, U. (2006). Optimization of Constructal Design of a Microchannel Heat Sink. *Master Thesis Study at the Faculty of Mechanical Engineering, Malaysia Technology University*.
22. Li, J. and Peterson, G.P. (2007). 3-Dimensional numerical optimization of silicon-based high performance parallel microchannel heat sink with liquid flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* , 50, (15-16) 2895-2904.
23. Mushtaq, I. Rageba, H. Yaghoubib, A.A.M., (2009). Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 48, 1607–1618.
24. Bello-Ochende, T. Liebenberg, L. Meyer, J.P. (2007). Constructal cooling Channels for micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 4141–4150.
25. Qu, W. Mudawar, I. Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 3973–3985.
26. Xie, G. Zhang, F. Sunden, B. Zhang, W. (2014). Constructal design and thermal analysis of microchannel heat sinkwith multistage bifurcations in single-phase liquid flow. *Applied Thermal Engineering* 62, 791-802.

27. Bello-Ochende, T. Liebenberg, L. and Meyer, J.P. (2007). Constructal design: geometric optimization of micro-channel heat sink. *South African Journal of Science*, 103, 483-489
28. Adewumi, O.O. Bello-Ochende, T. and Meyer, J.P. (2016). Constructal Design of Single Microchannel Heat Sink With Varying Axial Length And Temperature-Dependent Fluid Properties. *International Journal of Heat and Technology Volume 34*, Special Issue, 1, 167-172.
29. Muzychka, Y.S. (2007) Constructal multi-scale design of compact micro-tube heat sinks and heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 245–252.
30. Salimpour, M.R. Sharifhasan, M. Shirani, E. (2011) Constructal optimization of the geometry of an array of micro-channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, 93–99.
31. [Li J., Peterson G.P. (2006). Geometric Optimization of a Micro Heat Sink With Liquid Flow. *IEEE Transactions on components and packaging technologies*, 29, 1.
32. Olakoyejo, O.T. and Meyer, J.P. (2014). Numerical Optimization of Square Pin-Fins For Minimum Thermal Resistance with Non-Uniform Design Dimensions. HEFAT 2014 10<sup>th</sup> *International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 14 –16.
33. Canhoto, P. Reis, A.H. (2011). Optimization of forced convection heat sinks with pumping power requirements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1441–1447.
34. Halelfadl, S. Adham, A.M. Mohd-Ghazali, Maré, N. T. P. Ahmad E, R., (2014). Optimization of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 62, 492-499.
35. Sahar, A.M, Özdemir, M.R. Mahmoud M.M., Wissink J., Karayiannis T.G., (2014). Single Phase Flow Pressure Drop and Heat Transfer in a Rectangular Metallic Micro channel. *4th Micro and Nano Flows Conference UCL, London, UK*.
36. Raghuraman, D.R.S. Thundil Karuppa Raj, R. Nagarajan, P.K. Rao, B.V.A. (2017). Influence of aspect ratio on the thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD code. *Alexandria Engineering Journal*, 56, (1)43-54.
37. Singh, P.K, Anoop, K.B. Sundararajan, T. Das, S.K. (2010). Entropy generation due to flow and heat transfer in nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 4757–4767.
38. Jankowski, T.A. (2009). Minimizing entropy generation in internal flows by adjusting the shape of the cross-section. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 3439–3445

39. Alfaryjat, A.A. Stanciu, D. Dobrovicescu, A. Badescu, V. Aldhaidhawi, M. (2016). Numerical investigation of entropy generation in Microchannels heat sink with different shapes. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering. IOP Conf. Series: *Materials Science and Engineering* 147, 012134
40. Khan, W.A. Yovanovich, M. M. Culham, J. R. (2006). Optimization of microchannel heat sinks using entropy generation minimization method. *Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium*, 2006, 78-86, doi: 10.1109/STHERM.2006.1625210.
41. Jang-Won Seo, JW. Kim, YH. Kim, D. Young-Don Choi, YD. Lee, KJ. (2015). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Straight Microchannel of Printed Circuit Heat Exchangers. *Entropy* 2015, 17, 3438-3457; doi:10.3390/e17053438
42. Garimella, S.V. Singhal, V. (2004). Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks, *Heat Transfer Engineering*. 25:1, 15-25, DOI: 10.1080/01457630490248241
43. Singhal, V. Liu, D. Garimella, S.V. (2003). Analysis of Pumping Requirements For Microchannel Cooling Systems. *ASME International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*, Volume 2, IPACK2003-35237, 473-479
44. Moharana, M.K. Agarwal, G. Khandekar, S. (2011). Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1001-1012.
45. Maranzana, G. Perry, I. Maillet, D. (2004). Mini and micro-channels: influence of axial conduction in the walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3993-4004.
46. Su, L. Duan, Z. Boshu, H. Ma, H. Ning, X. Ding, G. Cao, Y. (2020). Heat transfer characteristics of thermally developing flow in rectangular microchannels with constant wall temperature. *International Journal of Thermal Sciences* 155, 106412.
47. Su, L. Zhipeng Duan, Z. Boshu, He. Ma, H. Ding, G. (2019). Laminar flow and heat transfer in the entrance region of elliptical Minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 145, 118717.
48. Mansoor, M.M. Wong, KC, Siddique, M. (2012). Numerical investigation of fluid flow and heat transfer under high heat flux using rectangular micro-channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 291–297.
49. Ma, H. Duan, Z. Ning, X. Su, L. (2021). Numerical investigation on heat transfer behavior of thermally developing flow inside rectangular microchannels. *Case Studies in Thermal Engineering*, 24.
50. Lee, P.S. Garimella, S. (2006). Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49. 3060-3067,

51. Vasilev, M.P. Abiev, R.S.H. Kumar, R. (2020). Effect of microchannel heat sink configuration on the thermal performance and pumping power. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141 845–854
52. Gaikwad, V. P. Mohite, S. S. Shinde, S. S. Dherange, M. L. (2020). Enhancement in Thermo-Hydraulic Performance Of Microchannel Heat Sink With Secondary Flows Of Leaf Venation Pattern. *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 6, (5) 677-696, October.
53. Abo-Zahlad, E.M. Okawara, S. Radvan, A. Elkady, M.F. El-Shazly, A.H. (2020). Optimization of stepwise varying width microchannel heat sink for high heat flux applications. *Case Studies in Thermal Engineering* 18, 100587.
54. Alugoju, U.K. Dubey, S.K. Javed, A. (2020). Optimization of Converging and Diverging Microchannel Heat Sink for Electronic Chip Cooling. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 10, 5.
55. Prajapati, Y.K. (2019). Influence of fin height on heat transfer and fluid flow characteristics of rectangular microchannel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 137 1041–1052.
56. Deng, D. Chen, L. Chen, X. Pi, G. (2003). Heat transfer and pressure drop of a periodic expanded-constrained microchannels heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 140 (2019) 678–690.
57. Lu, G. Zhai, X. (2019). Analysis on heat transfer and pressure drop of a microchannel heat sink with dimples and vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences* 145, 105986.
58. Yu, X. Woodcock, C. Plawsky, J. Peles, Y. (2016). An investigation of convective heat transfer in microchannel with Piranha Pin Fin. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 103, 1125–1132.
59. Shah, R.K. London, A.L. (1978). Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer. *New York: Academic Press*.
60. Stephan, K. P. Preußer, P. (1979). Wärmeübergang und maximale wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische. *Chemie Ingenieur Technik* 51, 37.
61. Ashman, S. Kandlikar, S.G. (2006). A Review of Manufacturing for Microchannel Heat Exchanger Fabrication. *Proceedings of the ASME 4th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, Parts A and B. Limerick, Ireland. June 19–21, 855-860. ASME.
62. Lee, H. T., Tai, T. Y. (2003). Relationship between EDM parameters and surface crack formation. *Journal of Materials Processing Technology* (142) 676–683.
63. Kline, S. McClintock, F. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering* 75 (1953) 3–8.

64. Kays, W.M. Crawford, M.E. (1980). Convective Heat and Mass Transfer. *McGraw-Hill, New York*.
65. Wibulswas, P. (1966). Laminar flow heat transfer in non-circular ducts. Ph. D thesis, *University College, London*.
66. Samalam, V.K. (1989). Convective heat transfer in microchannels. *Journal of Electronic Materials*, 18, 6111-7.
67. 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, 2,149-157.
68. Peiyi, W. Little, W.A. (1983) Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators. *Cryogenics*, 23, (5)273-277.
69. Rahman, M.M. Gui, F. (1993). Experimental measurements of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages in a chip substrate. *ASME EEP* 4, 685–692.
70. Peng, X.F. Peterson, G.P. (1996). Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, (12) 2599-2608.
71. Celata, G.P. Cumo, M. Guglielmi, M. Zummo, G. (2002). Experimental Investigation of Hydraulic And Single-Phase Heat Transfer In 0.130-mm Capillary Tube. *Microscale Thermophysical Engineering*, 6:2, 85-97.
72. Dai, B. Li, M. Ma, Y. (2014). Effect of surface roughness on liquid friction and transition characteristics in micro- and mini-channels. *Applied Thermal Engineering* 67, 283-293.
73. Kandlikar, S.G., Schmitt, D., Carrano, A. L., and Taylor, J. B. (2005). Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels. *Physics Fluid*. 17.



*GAZİ GELECEKTİR..*