



# Daralan ve Genişleyen Geometriye Sahip Bir Mini Kanalda Kanal Geometrisinin Isı Transferine Olan Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

## Numerical Investigation of the Effects of Channel Geometry on Heat Transfer in a Mini Channel with Narrowing and Expanding Geometry

Bahadır Gemicioğlu<sup>1\*</sup>, Tayyip Demirbaş<sup>2</sup>, Tolga Demircan<sup>3</sup>

<sup>\*1,2,3</sup> Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 71450 Yahşihan, Kırıkkale, TÜRKİYE

Başvuru/Received: 04/06/2023

Kabul / Accepted: 16/07/2023

Çevrimiçi Basım / Published Online: 31/12/2023

Son Versiyon/Final Version: 31/12/2023

### Öz

Bu çalışmada yüksek sıcaklıklara ulaşan yüzeylerin soğutulması için kullanılan mini kanallı bir ısı alıcısının soğutma performansı incelenmiştir. Bu mini kanalın kanal uzunluğu boyunca kesit alanı değiştirilerek, düz kanal, daralan-genişleyen kanal ve genişleyen-daralan kanal olmak üzere üç ana kanal geometrisi belirlenmiştir. Ayrıca bu ana model geometrilerinde genişleme ve daralma açıları değiştirilerek farklı bölme sayısına sahip alt geometrik modeller oluşturulmuştur. Reynolds sayısı 500-2000 aralığında, bölme adedi de 3-12 aralığında değiştirilerek analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, tüm model geometrilerinde akışın Reynolds sayısının artması ile ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Bölme sayısının artışı ile hem daralan-genişleyen hem de genişleyen-daralan kanal tiplerinde Nusselt sayısının artış gösterdiği, dolayısıyla kanalın sahip olduğu bölme sayısının artırılması ısı transferini olumlu yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Daralan-genişleyen kesite sahip kanal tipinde diğer kanal tiplerine oranla daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmiştir. Daralan-genişleyen kesite sahip modelin sonuçları düz kanal tipi ile kıyaslandığında, Nusselt sayısının ve termal performans faktörünün sırasıyla yaklaşık %50 ve %100 kadar artış gösterdiği görülmüştür. Dolayısıyla incelenen parametre aralığında daralan-genişleyen kesite sahip mini kanal geometrisinin soğutma performansının incelenen diğer kanal geometrilerine oranla daha yüksek olduğu söylenebilir.

### Anahtar Kelimeler

“Isı transferi, Mini kanal, Isı alıcısı, Kesit daralması, Kesit genişlemesi”

### Abstract

In this study, the cooling performance of a mini-channel heat sink used for cooling surfaces reaching high temperatures is investigated. For this mini-channel, three main channel geometries, namely straight channel, narrowing-expanding channel, and expanding-narrowing channel, were determined by varying the cross-sectional area along the channel length. In addition, sub-models with different numbers of baffles were created by changing the expansion and contraction angles in these main model geometries. Analyses were performed by changing the Reynolds number in the range of 500-2000 and the number of baffles in the range of 3-12. As a result of the analyses, it was observed that heat transfer increased with increasing Reynolds number of the flow in all model geometries. With the increase in the number of baffles, the Nusselt number increased in both narrowing-expanding and expanding-narrowing channel types. Therefore, it is observed that the heat transfer is positively affected by increasing the number of baffles in the channel. Higher Nusselt numbers were obtained in the channel type with a narrowing-expanding cross-section compared to other channel types. When the results of the model with a narrowing-expanding cross-section are compared with the straight channel type, the Nusselt number and thermal performance factor have increased by approximately 50% and 100%, respectively. Therefore, it can be said that the cooling performance of the mini channel geometry with a narrowing-expanding cross-section is higher than the other channel geometries examined in the examined parameter range.

### Key Words

“Heat transfer, Mini channel, Heat sink, Cross-sectional narrowing, Cross-sectional expansion”

## 1. Giriş

Aralıksız veya uzun süreli çalışan elektronik ve mekanik cihazlar yüksek sıcaklıklara ulaşabilmektedir. Bu durum cihazların kullanım ömrünün kısalmasına ve bozulmasına sebep olabilmektedir. Bu cihazların güvenli çalışma sıcaklıklarında tutulması ve çalışma performansının artırılması için, kullanım esnasında etkili bir şekilde soğutulması gerekmektedir. Teknolojinin hızla ilerlemesi ve üretimin her aşamasında makinelerin aktif olarak kullanılması ile birlikte, cihazları daha etkin soğutma işlemi büyük önem kazanmıştır. Özellikle elektrik araç bataryaları, güneş panelleri, tıbbi cihazlar, süper bilgisayarlar vb. gibi ısınmaya eğimli birçok makine ve cihazda soğutma işlemi çok önem arz etmektedir. Günümüzde bu amaçla birçok farklı soğutma yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden biri de mini kanallar aracılığı ile yapılan soğutmadır. Bu soğutma işlemi, içerisine mini kanallar açılmış olan yüksek iletkenliğe sahip metallere soğutulacak olan yüzeylere yerleştirilmesi, bu kanallar içerisinden ise düşük sıcaklıkta su, hava vb. gibi akışkanların geçirilerek yüzeyin soğutulması prensibi ile gerçekleştirilmektedir. Literatür incelendiğinde, araştırmacıların farklı mini kanal geometrilerinin, farklı kanal malzemelerinin, farklı soğutucu akışkan tiplerinin ve farklı çalışma parametrelerinin soğutma performansı üzerindeki etkileri üzerine çalıştığı görülmüştür. Literatürde bulunan benzer çalışmaların bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Saeed ve ark. (2018), mikro kanallarda kanatçık sayısını ve kanatçıklar arasındaki mesafeleri değiştirerek, farklı hacim konsantrasyonuna sahip nanoakışkan kullanımı için, mini kanalın ısı transfer özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarının sonunda saf su yerine nanoakışkan kullanılması durumunda ısı transfer katsayısının değerinin önemli ölçüde arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca, iki fazlı karışım modelinden elde edilen sonuçların deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Rao ve ark. (2016) elektrikli bir aracın batarya ömrünü uzatabilmek için, faz değişim malzemesi (FDM) ve mini kanalın bir arada kullanıldığı birleştirilmiş bir batarya termal yöntemi üzerine çalışmışlardır. Kütsel akış hızının, faz değişim sıcaklığının ve faz değiştiren malzemenin termal iletkenliğinin değişiminin etkilerini sayısal olarak incelenmiştir. Sonuç olarak FDM'nin ısı iletkenliği ve faz değişim sıcaklığının değişiminden, FDM 'nin sıvı hacim oranının büyük ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir. Kanal sayısının artışı ile maksimum sıcaklığının ve maksimum sıcaklık farkının azaldığını gözlemlemişlerdir. Sarıca ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada, mini kanallarda Cu-su nanoakışkanın kullanımının sıcaklık performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Uzunluğu 250 mm, çapları 2mm ve 3mm olan kanal geometrileri ve giriş sıcaklığının 35 °C ve 40 °C değerleri için, farklı debilerde Cu-su nanoakışkanı kullanarak deneyler yapmışlardır. Sonuç olarak, Cu-su nanoakışkanının kullanımının su kullanımına göre soğutma performansı artırdığını gözlemlemişlerdir. En iyi performansın 3mm kanal çapı ve 40 °C giriş sıcaklığı olduğu durumda gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Kılınç ve Şentürk (2019) soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı mini kanallı bir ısı emici bloğun optimizasyonunu sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında soğutma performansı için tabanda oluşan maksimum sıcaklığı ve basınç düşümünü iki temel kıstas olarak ele alınmıştır. Soğutucu bloğun alüminyum, bakır ve silikon gibi farklı malzemelerden imal edilmesinin ısı performansına olan etkisini incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda, aynı geometri için en iyi ısı performansını sırasıyla bakır, alüminyum ve silikon malzemelerde gerçekleştirdiğini gözlemlemiştir. Ancak malzemelerin birim maliyetlerinin de seçimde önemli olduğunu ve ısı performans açısından bakıra göre bir miktar düşük performansına sahip olan alüminyum malzemenin tercih edilebileceğini belirtmişlerdir. Wu ve ark. (2022) mini bir kanal içinde yer alan bir CPU'yu soğutmak ve ekonomik verimliliği araştırmak için, nano kapsüllenmiş faz değişim malzemesi (NPCM) ile su akışını sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısının, yüzey ısı akışının ve hacim oranının değişiminin, sıcaklık dağılımı, maksimum yüzey sıcaklığı ve ekonomik verimlilik üzerindeki etkilerini irdelemiştir. Saf su kullanımı için Reynolds sayısının 50'den 100'e çıkarılması ile maksimum yüzey sıcaklığının 98,4'ten 82,5 °C'ye azaldığını belirlemiştir. Ayrıca, %3 hacim oranına sahip NPCM için, CPU yüzeyinin maksimum sıcaklığının saf suya göre 2,27 °C azaldığını gözlemlemiştir. Reynolds sayısının artırılması ile, birim transfer edilen ısı yükünün arttığını belirtmişlerdir. Altay (2020), spiral eliptik ve kavisli yapılar sahip mikro kanallarda verimliliğinin artırılması üzerine sayısal bir araştırma yapmıştır. Farklı Reynolds sayıları için, beş döngülü spiral eliptik ve 280° eğrilik açısına sahip kavisli mikro kanalların karıştırma performansını sayısal olarak değerlendirmiştir. Reynolds sayısı 30 olduğunda, her mikro mikser için çıkışa yakın bölümlerde 0.91'e kadar karıştırma indeksleri elde etmiştir. Ayrıca orta sarmallarda ve son sarmallarda 10'dan 100'e kadar değişen Reynolds sayılarında 0.90'dan fazla karıştırma indisleri elde etmiştir. Jha ve Malgwi (2021), dikey bir mikro kanalda gerçekleşen hidromanyetik doğal konveksiyon akışı için, iletken ve iletken olmayan duvarların etkileşimini teorik olarak incelemiştir. Akışkan hızı, manyetik alan, sürtünme, hacimsel akış hızı ve akım yoğunluğu için ifadeler elde etmişlerdir. Hall akımının varlığında, Hartmann sayısı arttıkça akışkan hızının, manyetik alanın ve akım yoğunluğunun azaldığını gözlemlemiştir.

Al-Hasani ve Freegah (2022), çift çıkışlı serpantin mini kanallı ısı emicinin hidrotermal değerlendirmesine ikincil akış açısı ve pim kanatçık etkisi üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Nusselt sayısını ve taban sıcaklığının homojenliğini geliştirmek için yeni modeller oluşturmuşlardır. Çalışmada sayısal sonuçları doğrulamak için temel model ve optimum model (model F) olmak üzere iki model üretilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir. Sonuç olarak, çift çıkışlı serpantin mini kanallı ısı emici kullanımı ile performansta %1,47'lik bir artışa ve daha düşük bir maksimum taban sıcaklığına ulaşıldığını belirtmişlerdir. İncelenen F modelinin temel modele kıyasla, performansının %1,79, Nusselt sayısının ise %9,64 daha fazla olduğunu belirlemiştir. Zhou ve ark. (2020), mikro kanallar üzerine inceleme çalışması yapmışlardır. Bu kapsamda, mikro kanallarda kullanılan tek fazlı, iki fazlı ısı transferi korelasyonlarını tartışmışlardır. Tek fazlı ve iki fazlı akışkanlar için basınç düşüşü korelasyonları sunmuşlardır. Farklı çalışma akışkanlarının, çap ve en-boy oran değişiminin, şekil ve yapı değişiminin, yüzey pürüzlülüğünün, mikro kanal boru yerleşiminin, ısı transferi performansı ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini irdelemiştir. Chen ve ark. (2022), büyük batarya paketlerinde sistemin

sıcaklık farkını azaltmak için çift yönlü simetrik paralel mini kanallı soğuk plaka (PMCP) tasarlayarak enerji verimliliğini artırmaya çalışmışlardır. PMCP'nin performansını değerlendirmek için sayısal analizler yapmışlardır. Tasarladıkları PMCP'yi geleneksel PMCP sonuçları ile karşılaştırdıklarında, sıcaklık farkının %77 ve enerji tüketiminin ise %82 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir. Tasarlanan PMCP'nin sistemin soğutma performansını ve enerji tasarrufunu önemli ölçüde artırdığını belirtmişlerdir. Qi ve ark. (2009) yeni tip bir mini kanallı buharlaştırıcının performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Panjur kanat şeklinin performans üzerindeki etkisi üzerinde durmuşlardır. Düz tepeli panjur kanadı için, mini kanalın hava tarafının basınç düşüşünün azaldığını belirtmişlerdir. Oluklu panjur kanadına sahip mini kanallı buharlaştırıcı ile karşılaştırıldığında aynı ısı transfer oranını koruduğunu gözlemlemişlerdir. İki geçişli akış düzenlemesinin ısı transferi ve soğutucu akışkan tarafı basınç düşüşünün azaltılması için daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Nemati ve ark. (2021) dalgalı mini kanallı ısı alıcısının şekil optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Sıvı akışının üç boyutlu simülasyonlarını ve çok amaçlı bir optimizasyon algoritmasını birleştirilerek, su soğutmalı mini kanallı bir ısı alıcısı için optimum parametreleri önermişlerdir. Kullanmış oldukları LINMAP çözümünün, pompalama gücünde yalnızca %10'luk bir artışla termal direnç düz bir kanala göre %87 oranında düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Sonuçları ayrıca tamamen dalgalı bir kanalla karşılaştırmışlar ve tamamen dalgalı bir kanalda ısı direnç değerinin daha iyi olmasına rağmen, bu tür bir ısı dirence erişmek için yüksek bir pompalama gücü gerektiğini belirtmişlerdir.

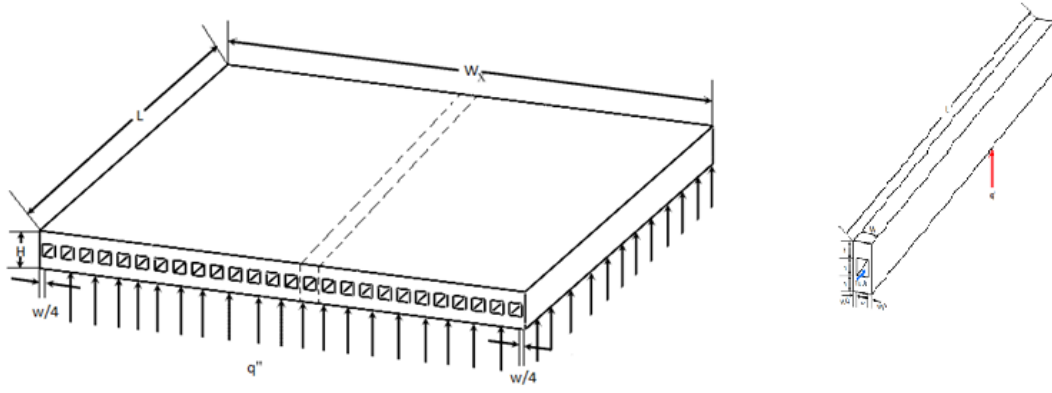
Ünverdi ve ark. (2020) mini kanallı gövde borulu bir ısı değiştiricinin tasarımını ve performansını deneysel olarak ele almışlardır. Bu kapsamda ısı geçişi ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Deneylerinin sonucunda, makro borular yerine mini kanallı boruların kullanılması ile hem gövde hem de boru tarafında kullanılan aracı akışkan miktarının azalacağını gözlemlemişlerdir. Bu durumun akışan-yüzey temas alanını artıracak, daha küçük hacimde yoğun ısı geçişini sağlayacağını belirtmişlerdir. Şipal (2021) hfe 7000 soğutucu akışkanın mini kanallardaki yoğunlaşma özelliklerini deneysel olarak incelemiştir. Yoğuşmaları hidrolik çapları 1,6 mm, 2,0 mm ve 2,5 mm olan paslanmaz çelik yatay mini kanallarda, 5-15 kg/saat aralığında debiler için deneyler yapmıştır. Sonuç olarak, kanal çapı küçüldüğünde ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün arttığını saptamıştır. Ayrıca kuruluk derecesi ve kütle akı yoğunluğunun artması ile ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün arttığını belirlemiştir. Panchal ve ark. (2017) prizmatik bir lityum-iyon pil hücresi üzerine yerleştirilen mini kanallı soğuk plakalar içindeki sıcaklık ve hız dağılımlarını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını farklı deşarj hızlarında ve farklı çalışma sıcaklıkları için gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak, deşarj oranlarının ve çalışma sıcaklığının artması ile soğuk plakaların sıcaklığının arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca, anot ve katoda yakın bölgelerde batarya yüzey merkezine oranla daha yüksek sıcaklıklar gözlemlendiğini tespit etmişlerdir. Baş (2021) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su ve ZnO-su nanoakışkanlarının farklı çaplardaki mini kanallarda akışını deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneyler sonucunda mini kanal çapı daraldıkça veya akışkan debisi arttıkça ısı taşınım katsayısının arttığını dolayısıyla gerçekleşen ısı transferi miktarının arttığını gözlemlemiştir. En yüksek ısı transferi miktarının, 500 µm çapa sahip kanalda 50 ml/dk hacimsel debi ile akan Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanını için gerçekleştiğini belirtmiştir. Saadon ve ark. (2023) yakınsamalı-ıraksamalı mini kanallı ısı alıcılarında Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> ve Ag-H<sub>2</sub>O nanoakışkanlarını kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, farklı konsantrasyon hacim oranlarında (%0 – %0,075) ve farklı Reynolds sayısı aralıklarında (200–1000) sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Analizlerden elde ettikleri sonuçlar aracılığı ile taban sıcaklığının, Nusselt Sayısının, sürtünme faktörünün ve termal direncin değişimini incelemişlerdir. Sayısal sonuçlar neticesinde nanoakışkan ve geometride yakınsama-ıraksama kullanımının mini kanallı ısı alıcısının hidrotermal performansını artırabileceğini gözlemlemişlerdir.

Yukarıda da belirtildiği üzere, literatürde mini kanallar üzerine yapılmış birçok sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda, kanal geometrisi, akışkan tipi, akışkan debisi, sıcaklığı vb. birçok parametrenin ısı transferi üzerindeki etkilerinin incelendiği görülmüştür. Literatürde kanal giriş geometrisinin değişimi üzerine yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalarda kare, yuvarlak, üçgen, dikdörtgen, çokgen vb. kanal kesit geometrilerinin ve geometrik boyutlarının değişiminin incelendiği çalışmalara rastlanılmıştır. Ancak ilgili çalışmalarda, kanal geometrik boyutlarının kanal uzunluğu boyunca değişmediği ve sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Bu yüzden bu çalışmada, dikdörtgen kesitli bir mini kanal ele alınmış ve bu mini kanalın kesit boyutunun akış boyunca daralma ve genişleme yaparak değiştiği kabul edilmiştir. Farklı eğime sahip daralma ve genişlemeler ele alınarak, farklı bölme sayısına sahip kanal modelleri oluşturulmuştur. Bu sayede kanal bölme sayısının ve akış giriş hızının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda, kanal geometrisi, bölme adedi, Reynolds sayısı gibi parametrelerin değişiminin; basınç kaybına, tüketilen güç miktarına, çıkış sıcaklık değerine, ısı alıcısının ortalama sıcaklığına ve ortalama Nusselt sayısına olan etkileri belirlenmeye çalışılmıştır.

## 2. Materyal Metot

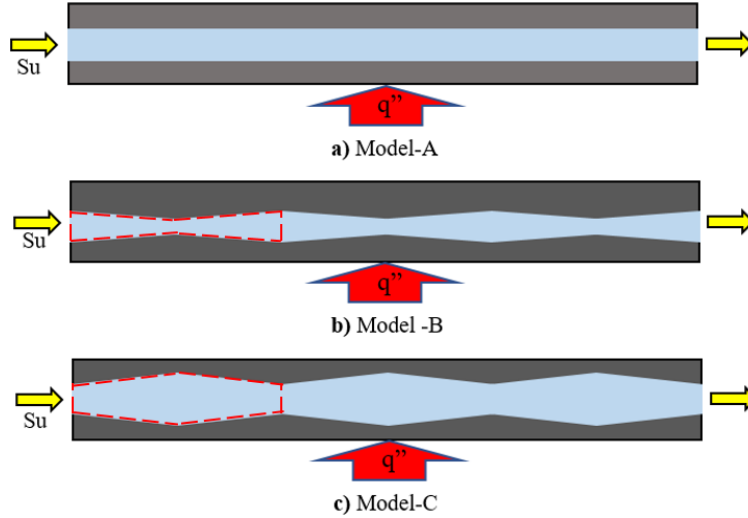
### 2.1. Problemin tanımı

Bu çalışmada mini kanallar aracılığı ile yapılan soğutma işleminde kanal kesit geometrisinin değişiminin ısı transferi ve soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda birden çok mini kanala sahip bir ısı alıcısı geometrisi belirlenmiştir. Bu geometrinin alt yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış ve kanallar içerisinden soğuk akışkan geçirilerek ısı alıcısının soğutma performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan sayısal analizlerde hem işlem kolaylığı hem de zaman tasarrufu sağlaması açısından, ısı alıcısının orta kısmında yer alan bir mini kanal çözüm alanı olarak seçilmiştir. Bu mini kanalın iki yan yüzeyine simetri sınır şartı atanarak, analizler tek bir mini kanal için yapılmıştır. Bu çalışmada incelenen ısı alıcısının ve çözüm için seçilen geometrinin şematik gösterimi Şekil 1'de verilmektedir.



**Şekil 1.** Isı alıcısının ve çözüm için seçilen ve simetri koşulu uygulanan tek bir mini kanalın şematik gösterimi.

Bu çalışmada öncelikle dikdörtgen kesite sahip H yüksekliğinde, W genişliğinde ve L uzunluğunda bir geometri belirlenmiş ve bu kanal geometrisi Model-A olarak tanımlanmıştır. Model-A geometrisinde kanal giriş kesiti sabit alınmak kaydı ile, önce kesit genişlemesi sonra kesit daralması işlemi yapılarak Model-B geometrisi oluşturulmuştur. Benzer olarak, Model-A geometrisinde yine kanal giriş kesiti sabit alınmak kaydı ile, önce kesit daralması sonra kesit genişlemesi işlemi yapılarak Model-C geometrisi oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerin şematik gösterimi Şekil 2’de verilmektedir. Kesit daralması ve kesit genişlemesi işlemlerinin açıları değiştirilerek, farklı bölme sayılarına sahip yeni geometriler elde edilmiştir. Şekil 2’de daralan-genişleyen ve genişleyen-daralan kesite sahip modellerde bölme bölümünün temsil ettiği kısımlar kırmızı kesik çizgiler ile gösterilmiştir. Bu kapsamda, Model-B ve Model-C geometrileri için, bölme sayısı 3, 6, 9 ve 12 şeklinde değişen alt geometriler oluşturulmuştur. Bu sayede hem kesit genişleme ve daralma işleminin hem de genişleme-daralma açısının soğutma performansı üzerindeki etkileri belirlenmeye çalışılmıştır.



**Şekil 2.** Model geometrilerinin şematik gösterimi a) Model-A, b) Model-B ve c) Model-C.

Oluşturulan tüm model geometrilerinin ana geometrik boyutları ve uygulanan sınır şartları birbirleri ile eş alınmıştır. Bu kapsamda tüm modeller için kanalın katı kısmının uzunluğu 40 mm, genişliği 3 mm, yüksekliği ise 1,5 mm olarak belirlenmiştir. Bu katı kısmın içerisinde kanal uzunluğu boyunca devam eden 1mmx1mm kesit giriş alanına sahip bir boşluk olduğu ve bu boşluktan soğutucu akışkanın aktığı düşünülmüştür. Yapılan sayısal analizlerde çözüm hacmi olarak hem katı kısım hem de akışkanın aktığı kısım birlikte kullanılmıştır. Dolayısıyla sayısal çözümler her iki kısım için elde edilmiştir. Tüm modellerde kanalın dış geometrik boyutları ve akışkanın giriş ve çıkış kesit alanları değişmemekte, ancak genişleme ve daralma işlemleri nedeniyle modelden modele kanal boyunca akış kesit alanı değişiklik göstermektedir. Mini kanalın malzemesi ve kullanılan soğutucu akışkan tipi literatürde bulunan benzer bir çalışmaya (Gao ve ark., 2022) uyumlu olacak şekilde belirlenmiştir. Bu kapsamda, kanal malzemesi olarak soğutma performansı açısından faydalı termofiziksel özelliklere sahip olan yarı iletken Bizmut Tellürit malzemesi, soğutucu akışkan olarak ise pek çok mühendislik uygulamasında soğutucu akışkan olarak kullanılan su tercih edilmiştir. Bu malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 1’de verilmektedir.

**Tablo 1.** Soğurtucu akışkan (Su) ve katı (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>) malzemenin termofiziksel özellikleri (Gao ve ark., 2022)

| Malzeme                         | k (W/m <sup>2</sup> .K) | ρ (kg/m <sup>3</sup> ) | c <sub>p</sub> (J/kg.K) | μ (Pa.s) |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|----------|
| Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> | 130                     | 2330                   | 2090                    | -        |
| Su                              | 0,613                   | 997,1                  | 4179                    | 0,000855 |

### 3. Çözüm Yöntemi

#### 3.1. Diferansiyel denklemler

Çalışma kapsamında incelenen problem sayısal olarak çözülmüştür. Bu çözümde kullanılan temel diferansiyel denklemlerinin genel hali aşağıda verilmiştir (Foong ve ark., 2009)

Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Momentum Denklemi (x-yönlü)

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

Momentum Denklemi (y-yönlü)

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Momentum Denklemi (z-yönlü)

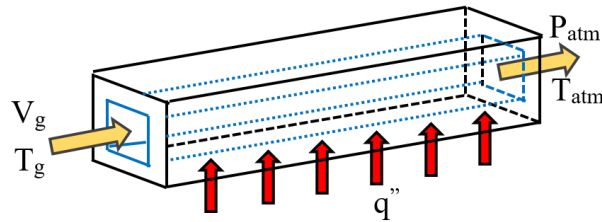
$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Enerji Denklemi

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_f \nabla^2 T + 2 \mu \left( \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (5)$$

#### 3.2. Sınır şartları

Bu çalışma kapsamında incelenen tüm model geometrilerinde, akışkanın kanala giriş sıcaklığı 298,15 K olacak şekilde sabit alınmış, kanal giriş hızı ise Reynolds sayısının formülünden çekilerek belirlenmiştir. Bu kapsamda akışın Reynolds sayısı 500, 1000, 1500, 2000 olacak şekilde belirlenerek laminar akış koşulları oluşturulmuştur. Akışkanın kanaldan çıkış basıncı ise atmosfer basıncına, çıkış sıcaklığı ise atmosfer sıcaklığına eşit olarak kabul edilmiştir. Kanalın üst yüzeyinin yalıtıldığı, alt yüzeyine ise  $q''=350000$  W/m<sup>2</sup> değerinde sabit bir ısı akısı uygulandığı düşünülmüştür. Kanalın yan yüzeylerine ise simetri sınır şartı uygulanmıştır. İncelenen kanal geometrisi ve sınır şartlarının şematik gösterimi Şekil 3'de verilmektedir.



**Şekil 3.** Mini kanal geometrisi ve sınır şartlarının şematik gösterimi.

#### 3.3. Matematiksel denklemler

Sayısal çözümün uygulanışı sırasında ve sayısal çözümden elde edilen sonuçların irdelenmesi sürecinde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

Bu kapsamda, incelenen akışın Reynolds sayısı ve hidrolik çapı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla belirlenmektedir (Çengel ve Cimbala, 2006).

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (6)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (7)$$

Laminer akışta sürtünme faktörü, basınç farkı ve güç hesabı ise sırasıyla aşağıdaki eşitlikler yardımıyla elde edilebilmektedir (Çengel ve Cimbala, 2006).

$$f = 56,92/Re \quad (8)$$

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \rho \frac{U^2}{2} \quad (9)$$

$$P = \Delta P \dot{V} \quad (10)$$

Isı geçişi, kütleli debi ve hacimsel debi ise aşağıda şekilde belirlenmektedir (Incropera ve ark., 2007).

$$\dot{Q} = \rho \dot{V} c_p (T_\phi - T_g) \quad (11)$$

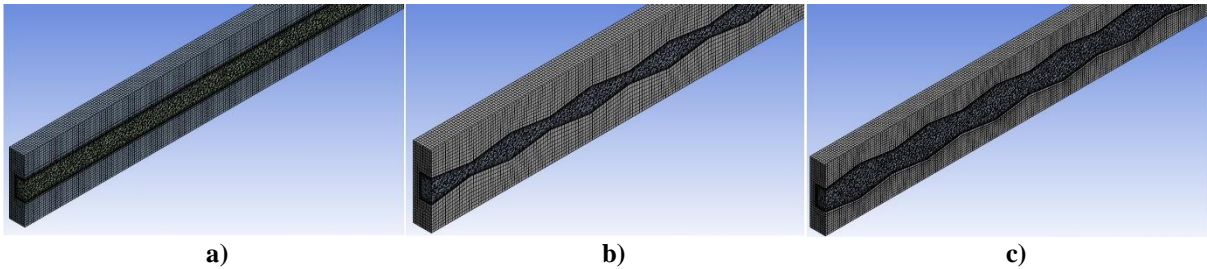
$$\dot{V} = VA \quad (12)$$

Akışın termal performans faktörü (TPF) ise ısı transferindeki artışın basınç kaybına oranı olarak tanımlanabilir. Termal performans etkisi aşağıdaki verilen eşitlik sayesinde hesaplanmıştır. (Çengel ve Cimbala, 2006)

$$TPF = \frac{\frac{Nu_o}{Nu_i}}{\left(\frac{f_o}{f_i}\right)^{1/3}} \quad (13)$$

#### 4. Sayısal Yöntem

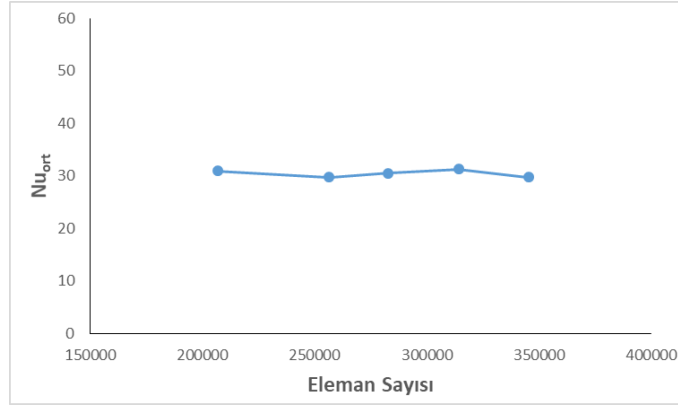
Çalışma kapsamında ele alınan akışın laminar, sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Kanal malzemesi olarak Bizmut Tellürit ( $Bi_2Te_3$ ) seçilmiş olup, sıvı (akışkan) kısmı için ise saf su tercih edilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Fluent paket programı aracılığı ile çözülmüştür. Bu kapsamda öncelikle, problem geometrisi sonlu hacimlere bölünerek ağ yapısı oluşturulmuştur. Problemin diferansiyel denklemleri ayrıştırılarak cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. Bu denklemler SIMPLE algoritması kullanılarak, verilen sınır şartları için hesaplamalı akışkanlar dinamiği vasıtasıyla sayısal olarak çözülmüştür. Bu sayede problemin akış ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal çözüm sırasında kullanılan ağ yapıları Şekil 4’de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, hem katı kısma hem de akışkan kısmına ağ yapısı oluşturulmuştur. Akışın katı yüzey ile temasta bulunduğu yüzeylere, yani sınır tabakanın gerçekleştiği yüzeylere daha sık olacak şekilde ağ yapısı kullanılmıştır. Katı ile akışkanın temasta olduğu yüzeylerin akışkan tarafında bulunan ilk meshin kalınlığı  $y^+=1$  değeri için hesaplanarak belirlenmiştir.



Şekil 4. Ağ yapılarının görünüşü a) Model-A, b) Model-B ve c) Model-C

Sayısal çözüm sırasında kullanılan ağ yapısı elde edilen sonuçları etkileyebilmektedir. Bu nedenle bu çalışmada incelenen tüm geometriler için öncelikle ağ yapısından bağımsızlaştırma işlemi yapılmış ve her geometri için optimum ağ yapısı belirlenmiştir. Yapılan tüm analizlerde belirlenen optimum ağ yapıları kullanılmıştır. Örnek olarak Model-A geometrisi için ağ yapısından bağımsızlaştırılması sürecinde elde edilen sonuçlar Şekil 5’te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere farklı ağ yapıları için elde

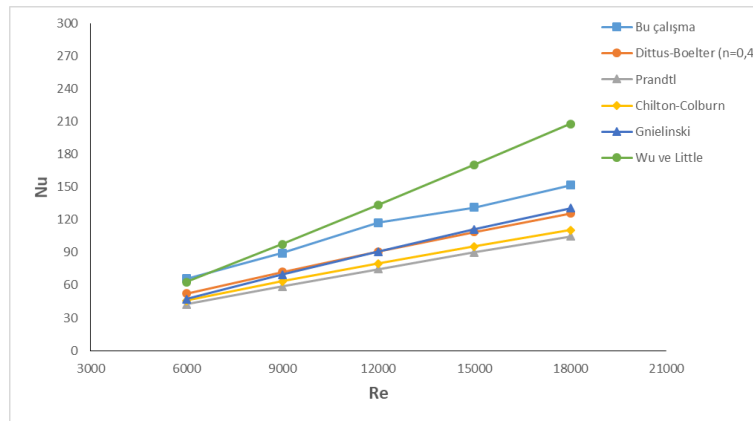
edilen sonuçlar birbirine yakın çıkmaktadır ve eleman sayısının artışından etkilenmemektedir. Bu model geometrisi için 282954 elemana sahip ağ yapısı optimum ağ yapısı olarak belirlenmiştir. Benzer süreçler diğer model geometriler için de uygulanmıştır.



Şekil 5. Model-A için ortalama Nusselt sayısının eleman sayısı ile değişimi.

#### 4.1. Sayısal yöntemin güvenilirliğinin test edilmesi

Bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemden elde edilen sonuçların doğruluğunun ve güvenilirliğinin belirlenebilmesi amacıyla literatürde bulunan benzer sonuçlar ile karşılaştırılmalar yapılmıştır. Bu kapsamda literatürde bulunan benzer (Yıldırım, 2018) bir çalışmanın geometrisi ve sınır şartları birebir kullanılarak sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürde bulunan ampirik denklemler ile mukayese edilmiştir. Bu karşılaştırma Şekil 6'da verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere elde edilen sonuçlar, ampirik bağıntılardan elde edilen sonuçlara oldukça yakın çıkmıştır. Çizilen eğrilerin birbirleri ile uyum içinde olduğu görülmektedir. Dolayısıyla kullanılan sayısal yöntemin ve elde edilen sonuçların güvenilir bir aralıkta olduğu öngörülebilir.



Şekil 6. Sayısal sonuçların literatür ile karşılaştırılması.

Şekil 6'da verilen eğrilerin oluşturulması için kullanılan ampirik bağıntılar (Yıldırım, 2018) aşağıda verilmiştir.

$$\text{Dittus-Boelter: } Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (14)$$

$$\text{Prandtl: } Nu = [(f/8) * (Re/Pr)] / [1 + 8,7 * (f/8)^{1/2} * (Pr - 1)] \quad (15)$$

$$\text{Chilton-Colburn: } Nu = 0,332 * Pr^{1/3} * Re^{1/2} \quad (16)$$

$$\text{Gnielinski: } Nu = [(f/8) * (Re - 1000) * Pr] / [1 + 12,7 * (f/8)^{1/2} * (Pr^{2/3} - 1)] \quad (17)$$

$$\text{Wu ve Little: } Nu = 0,00222 * Re^{1,09} * Pr^{0,4} \quad (18)$$



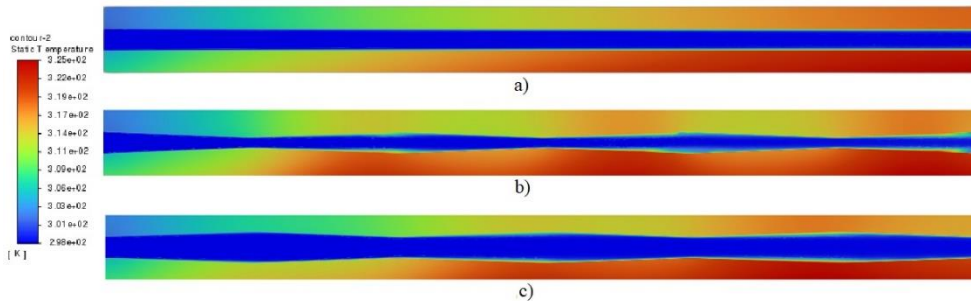
## 5. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada yüksek sıcaklıklara ulaşan elektronik elemanların soğutulması için kullanılan bir mini kanallı ısı alıcısının soğutma performansı incelenmiştir. Bu amaçla, ısı alıcısını oluşturan kanallardan bir tanesi sayısal olarak modellenmiştir. Mini kanal için üç farklı model geometrisi ve 4 farklı Reynolds sayısı için analizler yapılmıştır. Bu model geometrilerinde genişleme ve daralma açıları değiştirilerek farklı bölme sayısına sahip alt geometriler oluşturularak, bu alt geometrik modeller için analizler tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçların daha anlaşılabilir şekilde yorumlanabilmesi için, bu çalışmada kullanılan geometriler için isimlendirme sistematığı oluşturulmuştur. Modellerin isimlendirilmesi Tablo 2’de verilmektedir.

**Tablo 2.** Model geometrilerin isimlendirilmesi

| Kanal Yapısı             | Ana Model | Bölme Sayısı | Alt Model |
|--------------------------|-----------|--------------|-----------|
| Düz Kanal                | Model-A   | -            | Model-A   |
| Daralan-Genişleyen Kanal | Model-B   | 3            | Model-B1  |
|                          |           | 6            | Model-B2  |
|                          |           | 9            | Model-B3  |
|                          |           | 12           | Model-B4  |
| Genişleyen-Daralan Kanal | Model-C   | 3            | Model-C1  |
|                          |           | 6            | Model-C2  |
|                          |           | 9            | Model-C3  |
|                          |           | 12           | Model-C4  |

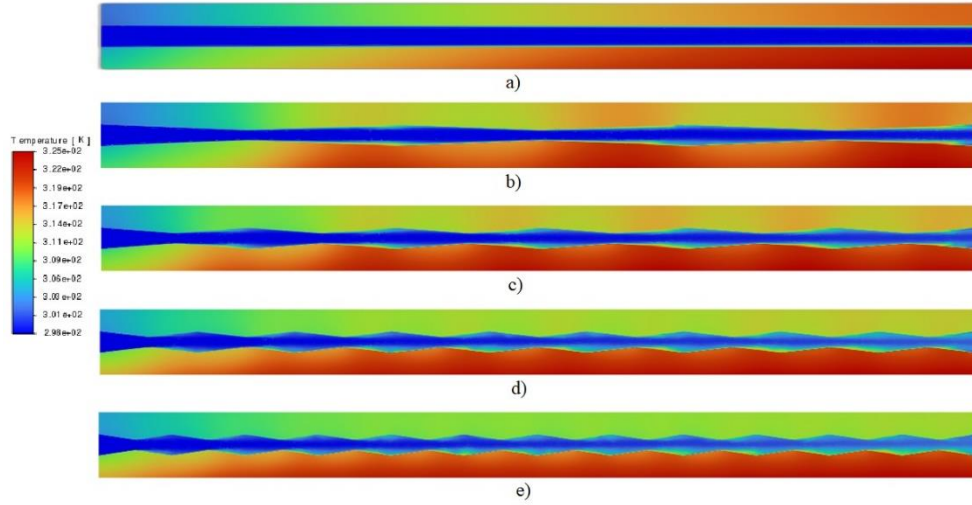
Reynolds sayısı 2000 olduğu durumda, düz kanal ve üç bölmeli kanal geometrileri için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 7’de birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere üç model geometrisi için genel olarak bir benzerlik söz konusudur. Kanalin alt yüzeyine ısı akışı uygulanmasından dolayı kanalın alt yüzeyleri daha sıcak, üst yüzeyleri ise daha soğuk bölgelere sahiptir. Kanalin içerisinden geçen akışkanın sıcak yüzeye temas etmesinden dolayı, kanal iç yüzeylerinden akışkana doğru bir ısı transferi gerçekleşmekte ve suyun kanal çıkışına doğru bir miktar sıcaklığı artmaktadır. Bu durum akışkan içerisinde ısı sınır tabakanın oluşmasını sağlamaktadır. Benzer olarak kanalın katı kısımlarının sıcaklığı da kanal boyunca çıkış istikametinde artış göstermektedir. Özellikle kanalın ilk yarım bölgesinde soğutma işleminin başarılı olduğu ve diğer yarısına göre daha düşük yüzey sıcaklıkları elde edildiği görülmektedir. Ancak kanal kesit geometrisinin değişmesi, kanal boyunca görülen bu sıcaklık dağılım değerlerinin modellere göre farklılaşmasına sebep olmaktadır. Özellikle model-B geometrisinde kanalın katı kısmının sıcaklıklarının diğer modellere göre daha düşük sıcaklıklara ulaştığı görülmüştür.



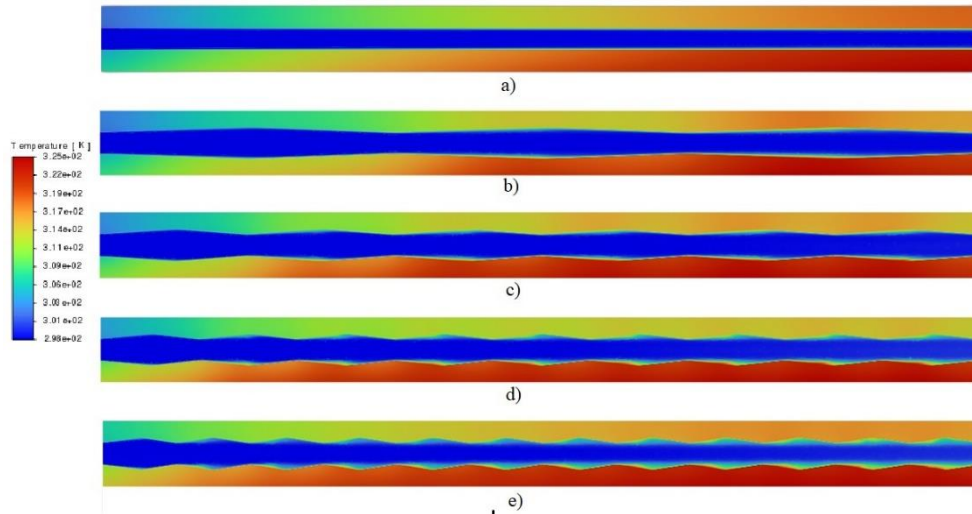
**Şekil 7.** Reynolds sayısı 2000 için kanal boyunca sıcaklık dağılımları a) Model-A, b) Model-B1 ve c) Model-C1.

Şekil 8’de ise Reynolds sayısı 2000 için, düz kanal geometrisi ve farklı bölme sayılarına sahip daralma-genişleme yapan Model-B geometrileri için elde edilen sıcaklık dağılımları birlikte verilmektedir. Bu şekil aracılığı ile bölme sayısının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri gözlemlemeye çalışılmıştır. Şekilden incelendiğinde artan bölme sayısı ile kanal yüzeylerinden akışkana doğru gerçekleşen ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu durum kesit daralma ve genişlemesi nedeniyle, akışkan-katı yüzey temas alanının artmasından hem de ısı sınır tabakanın bozulmasından kaynaklı olduğu öngörülebilir. Bölme sayısı arttıkça, özellikle kanalın üst yüzeylerinde oluşan sıcaklık değerlerinin belirgin bir şekilde azaldığı gözlemlenmiştir.





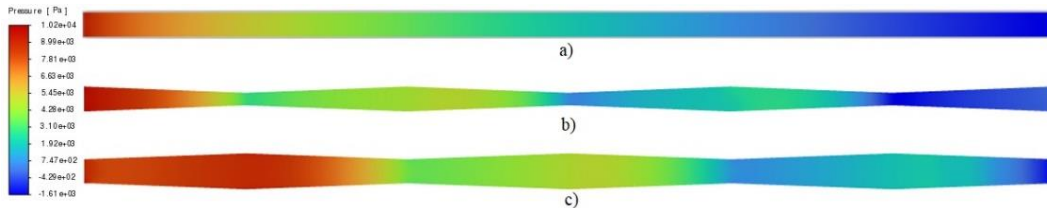
Şekil 8. Reynolds sayısı 2000 için kanal boyunca sıcaklık dağılımları a) Model-A, b) Model-B1, c) Model-B2, d) Model-B3 ve e) Model-B4.



Şekil 9. Reynolds sayısı 2000 için kanal boyunca sıcaklık dağılımları a) Model-A, b) Model-C1, c) Model-C2, d) Model-C3 ve e) Model-C4.

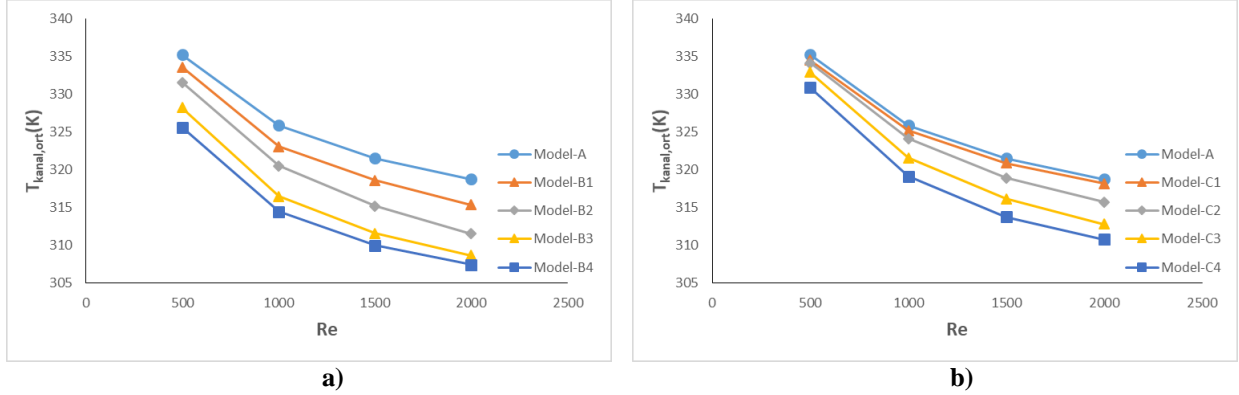
Reynolds sayısı 2000 için, düz kanal geometrisi ve farklı bölme sayılarına sahip genişleme-daralma yapan Model-C geometrileri için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 9'da birlikte görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere bölme sayısının değişimi sıcaklık dağılımı üzerinde etkili olmuştur. Genişleyen-daralan kesite sahip modeller içinde, bölme sayısı arttıkça daha iyi bir soğutmanın gerçekleştiği ve kanalın katı kısımlarının sıcaklığının azaldığı görülmüştür. En düşük kanal yüzey sıcaklıkları, en fazla bölmeye sahip modelde gerçekleşmiştir. Ayrıca kanal kesitinin genişleme-daralma bölgelerinde yüzeye yakın bölgelerde su sıcaklıklarının farklılaştığı görülmektedir. Bu durum ilgili bölgelerde sınır tabakanın bozulması ve ısı transferini artması ile ilgili olduğu düşünülmektedir.

Şekil 10'da ise Reynolds sayısı 2000 için düz kanal, daralan-genişleyen kanal ve genişleyen-daralan kanal geometrileri için elde edilen basınç dağılımları birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere her üç geometride de kanal girişinden kanal çıkışına doğru bir basınç azalması söz konusudur. Ancak en büyük basınç düşüşü Model-B geometrisinde gözlemlenmiştir. Bu durum Model-B geometrisinin, diğer geometrilere oranla daha küçük kesit alanına sahip bölgelerinin bulunması ile ilişkilidir.



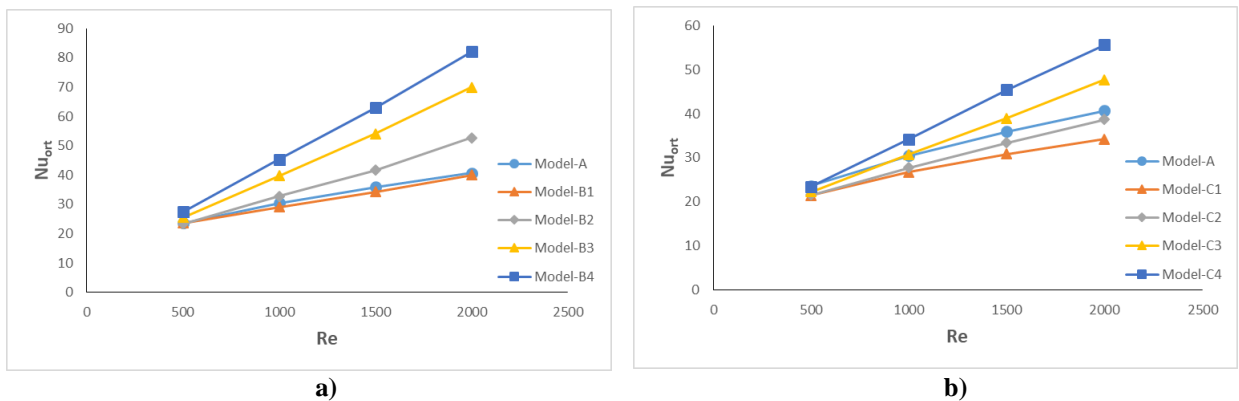
**Şekil 10.** Reynolds sayısı 2000 için kanal boyunca basınç dağılımları a) Model-A, b) Model-B1, c) Model-C1

Şekil 11’de kanalın katı kısmının ortalama sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi farklı model geometrileri için birlikte verilmiştir. Şekil incelendiğinde tüm model geometrileri için çizilen eğrilerde, Reynolds sayısı arttıkça kanalın katı kısmının ortalama sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Bu durumun Reynolds sayısının artışı ile zorlanmış konveksiyonun daha baskın hale gelmesi ile ilişkili olduğu öngörülmüştür. Şekil 11a’da daralan-genişleyen kanal (B modeli) için farklı bölme sayısına sahip modeller, Şekil 11b’de ise bu sefer genişleyen-daralan (C modeli) kanal için farklı bölme sayısına sahip modeller düz kanal (A modeli) ile karşılaştırılmıştır. Her iki şekilden de görüldüğü üzere maksimum kanal sıcaklıkları düz kanal geometrisinde gerçekleşmiştir. Kanalın sahip olduğu bölme sayısında ki artış ile kanalın ortalama sıcaklığında bir azalış gerçekleşmektedir. Dolayısıyla bölme sayısının artışının ısı transferi üzerinde olumlu etkisi olduğu söylenebilir.



**Şekil 11.** Farklı model geometrileri için ortalama kanal sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi a) daralan-genişleyen kanal b) genişleyen-daralan kanal.

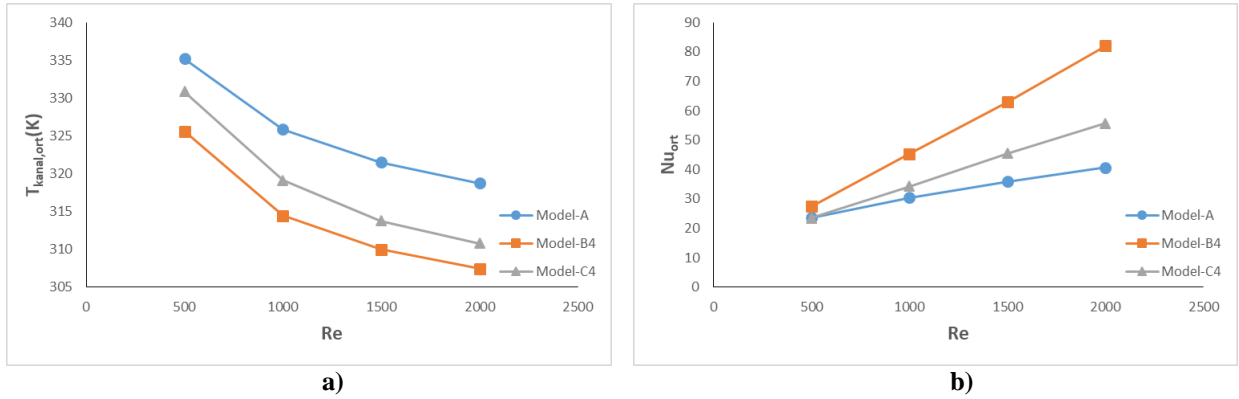
Şekil 12’de ise ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi farklı model geometrileri için birlikte verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı, akışkanın katı yüzey ile temasta olduğu alt yüzeyin alanı boyunca yerel Nusselt sayısının ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla akışın alt yüzeyinin yüzey sıcaklıkları kullanılmıştır. Bir önceki şekillere benzer olarak, bu şekillerin irdelenmesinde de düz kanal geometrisi için elde edilen sonuçlar referans olarak alınmıştır. Bu sebeple şeklin iki şikkına da düz kanal için çizilen eğriler eklenmiştir. Şekil 12 incelendiğinde tüm model geometrileri için Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Şekil 12a’da daralan-genişleyen kanal için farklı bölme sayısına sahip modellerden elde edilen eğriler görülmektedir. En düşük Nusselt sayısı düz kanal için elde edilirken, bölme sayısının artışı ile Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Tüm Reynolds sayılarında en yüksek Nusselt sayıları bölme sayısının en fazla olduğu 12 bölmeli (Model-B4) modelde gözlemlenmiştir. Benzer olarak Şekil 12b’de ise genişleyen-daralan kanalın modelleri için çizilen eğriler birlikte görülmektedir. Ancak bu kanal geometrisinde 3 ve 6 bölmeye sahip modeller için elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin, düz kanaldan elde edilen sonuçlara göre daha düşük çıktığı görülmektedir. 9 ve 12 bölmeye sahip modeller için elde edilen Nusselt sayıları ise düz kanaldan elde edilenden daha yüksek çıkmıştır. Genişleyen-daralan kanal modelleri içinde, tüm Reynolds sayılarında en yüksek Nusselt sayıları bölme sayısının en fazla olduğu 12 bölmeli (Model-C4) modelde gözlemlenmiştir.



**Şekil 12.** Farklı model geometrileri için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi a) daralan-genişleyen kanal b) genişleyen-daralan kanal.

Bölme sayısı 12 olduğu durumda farklı kanal kesit tipleri için, katı kısmın ortalama sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 13a’da, ortalama Nusselt sayısı ile değişimi ise Şekil 13b’de verilmektedir. Hem Model-B geometrileri hem de Model-C geometrileri için en iyi soğutma performansının 12 bölmeye sahip modellerde elde edildiği yukarıdaki grafiklerde görülmektedir. Bu sebeple bu grafiklerde 12 bölmeye sahip modeller olan Model-B4 ve Model-C4 düz kanal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 13a’da

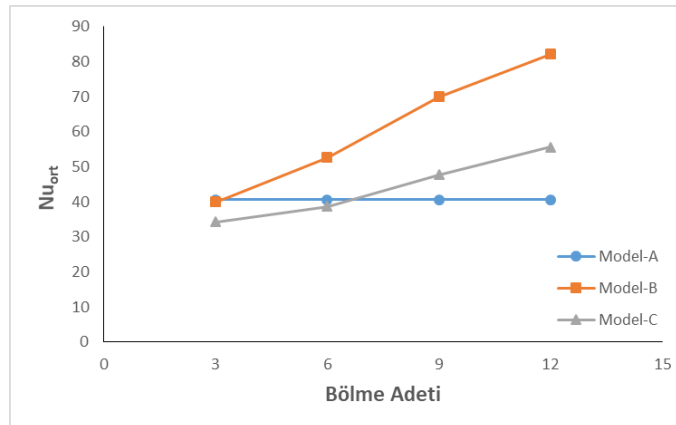
görüldüğü üzere ortalama kanal sıcaklığının en düşük değerleri daralan-genişleyen geometride, en yüksek değerleri ise düz kanal geometrisinde elde edilmiştir. Bu durum tüm Reynolds sayıları için geçerlidir. Şekil 13b’de ise ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişim eğrileri görülmektedir. Şekil incelendiğinde daralan-genişleyen kanal için çizilen eğri en üste, düz kanal için çizilen eğri ise en alta yer almaktadır. Dolayısıyla kesit genişlemesi ve daralması işleminin, düz kanala göre ısı transferini olumlu yönde etkilediği söylenebilir. Ayrıca daralma-genişleme işleminin genişleme-daralma işlemine göre ısı transferini olumlu yönde etkilediği ve daha iyi bir soğutma gerçekleştirdiği görülmüştür.



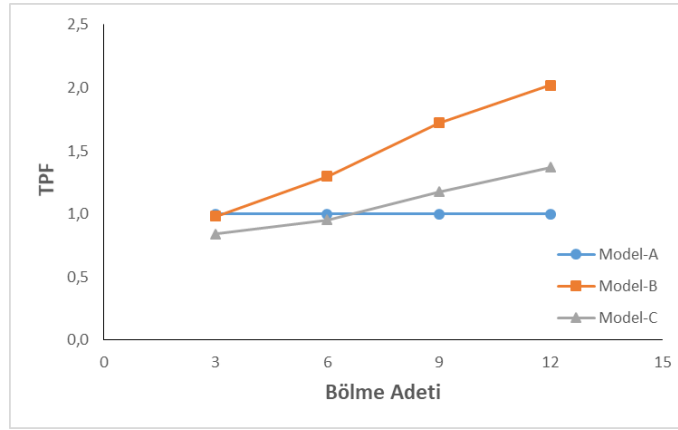
Şekil 13. Bölme sayısı 12 için kanal kesit tiplerinin düz kanal ile karşılaştırılması a) Kanal katı kısmın ortalama sıcaklığı b) Ortalama Nusselt sayısı.

Şekil 14’te Reynolds sayısı sabit 2000 değerinde tutulduğunda, farklı bölme sayısına sahip modeller için elde edilen ortalama Nusselt sayıları birlikte verilmiştir. Düz kanalda herhangi bir kesit değişimi olmamasından dolayı tek bir Nusselt sayısı belirlenip grafikte tüm bölme sayıları için kullanılmıştır. Bundan dolayı düz kanal için çizilen eğri yatay bir çizgi şeklinde görülmektedir. Bu eğri diğer iki eğrinin yorumlanabilmesi açısından bir referans olarak kullanılabilir. Şekilden de görüldüğü üzere hem genişleyen-daralan (Model-C) kanal tipinde hem de daralan-genişleyen (Model-B) kanal tipinde kanalın bölme sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı da artış göstermektedir. Genişleyen-daralan kesitli kanal düz kanal ile karşılaştırıldığında, küçük bölme adetleri için ortalama Nusselt sayısı daha düşük iken büyük bölme adetlerinde daha yüksektir. Dolayısıyla bu kanal tipinde bölme sayısının sadece yüksek olduğu durumlarda düz kanal tipine oranla ısı transferinin olumlu yönde etkilendiği söylenebilir. Daralan-genişleyen kanal tipinde ise, üç bölmeye sahip durum hariç diğer tüm modellerde ortalama Nusselt sayısının değeri düz kanala göre daha yüksek elde edilmiştir. Özellikle 12 bölmeye sahip kanal için, ortalama Nusselt sayısının yaklaşık olarak %50 oranında artırdığı görülmektedir. Dolayısıyla daralan-genişleyen kesit geometrisinin ısı transferi üzerinde oldukça etkili olduğu söylenebilir.

Reynolds sayısı sabit 2000 olduğu durumda, farklı bölme sayısına sahip modeller için elde edilen termal performans faktörü (TPF) değerleri Şekil 15’te birlikte verilmiştir. Termal performans faktörü, kazanılan ısı transfer oranının kaybedilen basınç farkına (sürtünme kayıpları) oranı olarak tanımlanabilmektedir. Termal performans faktörü için oluşturulan eğriler genel olarak ortalama Nusselt sayısı için elde edilen eğrilere benzer bir profil çizmektedir. Bölme sayısının artması termal performans faktörünün artmasını sağlamaktadır. Düz kanal kesitinin kontrol grubu olarak belirlenerek yapılan bir irdelemede, 12 bölme adetine sahip genişleyen-daralan kesite sahip kanalda TPF değerinin düz kanala oranla yaklaşık %36 ve yine 12 bölme adetine sahip daralan genişleyen kesite sahip modelde ise %100 oranında artış gösterdiği görülmüştür.

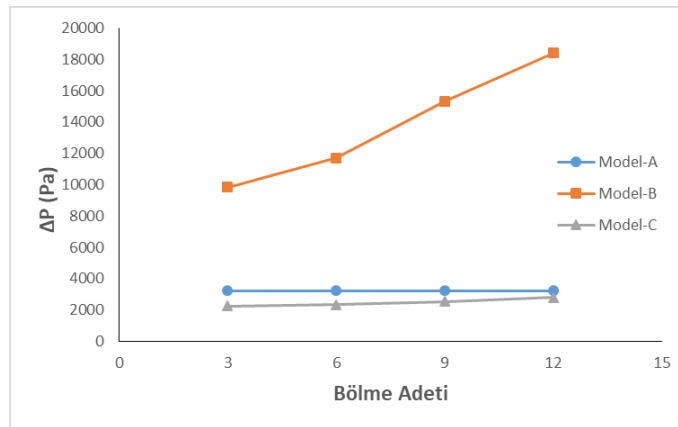


Şekil 14. Reynolds sayısı 2000 olduğunda farklı kesit geometrileri için, ortalama Nusselt sayısının bölme adeti ile değişimi.



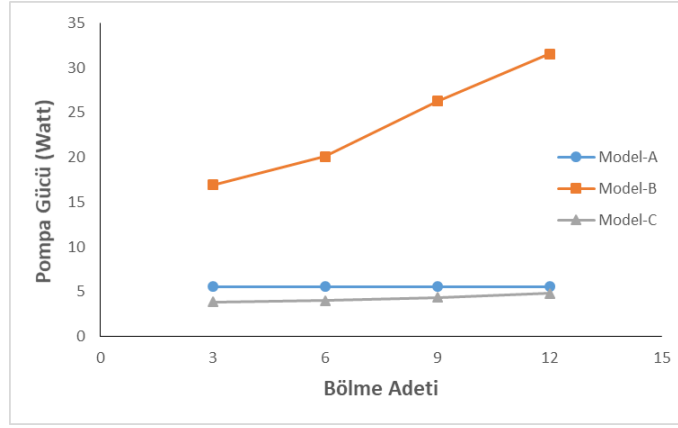
Şekil 15. Reynolds sayısı 2000 olduğunda farklı kesit geometrileri için, termal performans faktörünün bölme adeti ile değişimi.

Şekil 16'da ise Reynolds sayısı 2000 değerinde sabit tutulduğunda farklı kanal kesit geometrileri için, bölme sayısının değişiminin basınç farkı üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Basınç fark değeri, kanal giriş basıncı ile çıkış basıncı arasındaki fark kullanılarak elde edilmiştir. Düz kanal kesiti için elde edilen basınç fark değerleri kontrol grubu olarak seçilir ve diğer kesitler için elde edilen değerler düz kanal sonuçları ile karşılaştırılabilir. Şekil incelendiğinde genişleyen-daralan kanal tipinde tüm bölme sayıları için elde edilen basınç farkının, düz kanala göre daha düşük olduğu görülmektedir. Genişleyen-daralan kesite sahip kanalda bölme sayısındaki artış kanal girişi ile kanal çıkışı arasında gerçekleşen basınç farkını fazla etkilememiştir. Ancak daralan-genişleyen kesite sahip kanalda durum farklıdır. Bu kanal tipinde bölme sayısının artışı ile basınç fark değeri lineere yakın bir şekilde artış göstermektedir. Tüm bölme sayıları için elde edilen basınç farkı düz kanalın basınç farkına göre çok yüksektir. Daralan-genişleyen kesitte bu denli basınç farkının yükselmesinin sebebi, kanal minimum kesit alanının diğer kanal tiplerine oranla daha küçük olmasıdır. Bu kesit daralması kanal girişi ile kanal çıkış arasında gerçekleşen basınç kayıplarının artmasını etkilemektedir.



Şekil 16. Reynolds sayısı 2000 olduğunda farklı kesit geometrileri için, basınç düşüşünün bölme adeti ile değişimi.

Reynolds sayısı sabit 2000 olduğu durumda, farklı bölme sayısına sahip modeller için elde edilen pompalama gücü değerleri Şekil 17'de birlikte verilmiştir. Pompalama gücü için çizilen eğriler genel profil olarak basınç düşüşü için çizilen eğrilere benzerlik göstermektedir. Düz kanaldan elde edilen sonuçların kontrol grubu olarak kullanılması ile yapılan irdilemede, daralan-genişleyen kesite sahip kanal modellerinde pompa gücünün çok büyük oranda artırdığı, genişleyen-daralan kesite sahip modellerde ise pompa güç değerinin düz kanal kesitinden de düşük olduğu görülmüştür. Bölme sayısındaki artış, genişleyen-daralan kesite sahip kanalda pompa gücünde fazla bir değişime sebep olmaz iken, daralan-genişleyen kesit geometrisine sahip kanalda pompa gücünü artırma yönünde eğilim göstermiştir. Daralan-genişleyen kesite sahip kanalda bu denli pompa gücünün fazla olmasının sebebi, bu kanal tipinde kanal girişi ile kanal çıkışı arasında gerçekleşen basınç farkının çok daha yüksek olmasıdır. Gerçekleşen basınç fark değerinin pompa gücünü artıran yönde bir etki yaptığı görülmektedir. Dolayısıyla daralan-genişleyen kanal geometrisinde kesit daralması ısı transfer performansını artırırken, gerekli olan pompa gücünün de artmasına sebebiyet vermektedir.



Şekil 17. Reynolds sayısı 2000 olduğunda farklı kesit geometrileri için, pompa gücünün bölme adeti ile değişimi

## 6. Sonuçlar

Bu çalışmada yüksek sıcaklıklara ulaşan elektronik elemanların soğutulması için kullanılan bir mini kanallı ısı alıcısının soğutma performansı incelenmiştir. Bu amaçla, ısı alıcısını oluşturan mini kanallardan bir tanesi sayısal olarak modellenmiştir. Bu mini kanal için kanal uzunluğu boyunca kesit alanı değiştirilerek düz kanal, daralan-genişleyen kanal ve genişleyen-daralan kanal olmak üzere üç ana kanal geometrisi oluşturulmuştur. Ayrıca bu ana model geometrilerinde genişleme ve daralma açıları değiştirilerek farklı bölme sayısına sahip alt geometrik modeller oluşturulmuştur. Tüm bu model geometriler kullanılarak, Reynolds sayısının 500-2000 aralığı için analizler yapılmıştır. Bu sayede bir ısı alıcısında kanal kesit geometrisinin, bölme sayısının ve Reynolds sayısının değişiminin soğutma performansı üzerindeki etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, tüm model geometrilerinde akışın Reynolds sayısının artırılması ile zorlanmış konveksiyonun arttığı, dolayısıyla kanal yüzeylerinden akışkana doğru geçen ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Bölme sayısının artışı ile hem daralan-genişleyen hem de genişleyen-daralan kanal tiplerinde Nusselt sayısının artış gösterdiği belirlenmiştir. Dolayısıyla kanalın sahip olduğu bölme sayısının artırılması ısı transferini olumlu yönde etkilemiştir. Elde edilen sonuçlar düz kanal sonuçları ile kıyaslandığında, genişleyen-daralan kesite sahip modelde bölme sayısı 3 ve 6 olduğunda düz kanala göre daha düşük, bölme sayısı 9 ve 12 olduğu durumda ise daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ancak daralan-genişleyen kesite sahip kanal tipinde tüm bölme sayılarında diğer kanal tiplerine göre daha yüksek Nusselt sayıları gözlemlenmiştir. Daralan-genişleyen kesite sahip modelin sonuçları düz kanal tipi ile kıyaslandığında, Nusselt sayısının ve TPF değerinin sırasıyla yaklaşık %50 ve %100 kadar artış gösterdiği görülmüştür. Dolayısıyla incelenen parametre aralığında daralan-genişleyen kesite sahip mini kanal geometrisinin ısı performansının incelenen diğer kanal geometrilere oranla daha yüksek olduğu söylenebilir.

## Referanslar

- Altay, R. (2020). Fluid mixing efficiency enhancement in microchannels having spiral elliptic and curved structures with various baffle geometries, Master Thesis, Sabancı University, İstanbul, Turkey.
- Al-Hasani, H. M., & Freegah, B. (2022). Influence of secondary flow angle and pin fin on hydro-thermal evaluation of double outlet serpentine mini-channel heat sink. *Results in Engineering*, 16, 100670. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100670>
- Baş, A. (2021). Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> – Saf Su ve ZnO – Saf Su Nanoakışkanlarının Farklı Çaplardaki Mini Kanallarda Akışının Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Bülent Ecevit Üniversitesi, Zonguldak.
- Chen, Y., Chen, K., Dong, Y., & Wu, X. (2022). Bidirectional symmetrical parallel mini-channel cold plate for energy efficient cooling of large battery packs. *Energy*, 242, 122553. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122553>
- Çengel, Y. A., & Cimbala J. M. (2006). *Fluid mechanics fundamentals and applications* (1st ed.). New York, NY: McGraw-Hill.
- Foong A. J. L., Ramesh N., & Chandratilleke T. T. (2009). Laminar convective heat transfer in a microchannel with internal longitudinal fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(10), 1908–1913. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.015>
- Gao, Y., Wang, C., Wu, D., Dai, Z., Chen, Bo, & Zhang X. (2022). A numerical evaluation of the bifacial concentrated pv-steg system cooled by mini-channel heat sink. *Renewable Energy*, 192, 716-730. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.04.153>
- Incropera, P.F., Dewitt, P. D., Bergman, L. T., & Lavine, S. A. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.) Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.

- Jha, B. K., & Malgwi P. B. (2021). Interplay of conducting and non-conducting walls on hydromagnetic natural convection flow in a vertical micro-channel with Hall current. *Propulsion and Power Research*, 10 (2), 155-168. <https://doi.org/10.1016/j.jppr.2021.04.001>
- Kılıç, M., & Şentürk, S. (2019). Gelişmekte olan laminar akışta mini kanallı soğutucu bloğun çok yanıtlı Taguchi yöntemi kullanılarak optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 24(3), 433-450. <https://doi.org/10.17482/uumfd.632964>
- Nemati, H., Moghimi, M., A., & Meyer, J.P. (2021) Shape optimisation of wavy mini-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 122, 105172. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105172>
- Panchal, S., Khasow, R., Dincer, I., Agelin-Chaab, M., Fraser, R., & Fowler, M. (2017). Thermal design and simulation of mini-channel cold plate for water cooled large sized prismatic lithium-ion battery. *Applied Thermal Engineering*, 122, 80-90. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.010>
- Qi, Z., Chen, J., & Radermacher, R. (2009). Investigating performance of new mini-channel evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 29(17-18), 3561-3567. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.011>
- Rao, Z., Wang, Q., & Huang C. (2016). Investigation of the thermal performance of phase change material/mini-channel coupled battery thermal management system, *Applied Energy*, 164, 659-669. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.021>
- Saadoon, Z. H., Ali, F. H., & Sheikholeslam, M. (2023). Numerical investigation of heat transfer enhancement using (Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> and Ag-H<sub>2</sub>O) nanofluids in (converge-diverge) mini-channel heat sinks. *Materials Today: Proceedings*, 80, 2983–2996. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.07.091>
- Saeed, M., & Kim, M.-H. (2018). Heat transfer enhancement using nanofluids (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) in mini-channel heatsinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120, 671-682. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.075>
- Sarıca, O., Dinçer K., Önal G., & Ata, S. (2017). The experimental determination of l/d ratio using water in mini channels to analysis of fluid temperature performance with nano particulates. *Machines. Technologies. Materials.*, 11 (7), 353-355.
- Şipal, H. (2021). Hfe 7000 Soğutucu Akışkanın Mini Kanallardaki Yoğuşma Özelliklerinin Deneysel Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Karabük Üniversitesi, Karabük.
- Ünverdi, M., Küçük, H., & Yılmaz, M. S. (2020). Mini-kanallı gövde borulu ısı değiştirici tasarımı ve ısınan-soğuyan gövde tarafı deneysel performanslarının karşılaştırılması, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 180, 7-29.
- Wu H., Wu X., Feng L., & Youshanlouei M. M. (2022). Cooling a central processing unit by installing a mini channel and flowing nanofluid, and investigating economic efficiency. *Case Studies in Thermal Engineering*, 30, 101719. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101719>
- Yıldırım O. (2018). Mini Kanallarda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Zhou, J., Cao, X., Zhang, N., Yuan, Y., Zhao, X., & Hardy, D. (2020). Micro-channel heat sink: A review. *Journal of Thermal Science*, 29, 1431–1462. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1334-y>