



## Bir Isı Borusunun Akış ve Isı Transfer Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

### Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics of a Heat Pipe

Mevlüt Emre Aslantaş<sup>1</sup> , Tolga Demircan<sup>1\*</sup> 

<sup>1</sup> Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 71450, Kırıkkale, TÜRKİYE

**Başvuru/Received:** 12/02/2021

**Kabul / Accepted:** 08/03/2021

**Çevrimiçi Basım / Published Online:** 23/05/2021

**Son Versiyon/Final Version:** 18/06/2021

#### Öz

Bu çalışmada ısı kontrol uygulamalarında önemli bir yere sahip olan bir ısı borusunun ısı ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Isı borusunun yoğuşturucu bölüm ve orta adyabatik bölüm uzunluklarının birbirine oranı ( $L_c/L_{a1}$ ) sırasıyla 0,5, 1, 1,25 ve 2 olacak şekilde değiştirilerek dört farklı model geometri oluşturulmuştur. Bu model geometriler için, ısı girdileri 10W ile 80W arasında, doluluk oranı ise %40 ile %80 arasında değiştirilerek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği aracılığı ile sayısal analizler yapılmıştır. Bu kapsamda, iki fazlı akış yaklaşımı ile zamana bağlı çözümler yapılmış, ısı borusu içindeki akışın sıcaklık ve hız dağılımları belirlenmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada incelenen parametre aralığında, model geometrinin yoğuşturucu kısmının uzunluğunun artırılmasının ısı performansını olumlu yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Ayrıca farklı doluluk oranları arasında %50 doluluk oranının optimum ısı performans sergilediği belirlenmiştir.

#### Anahtar Kelimeler

*“Isı borusu, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), İki fazlı akış, Isı Transferi”*

#### Abstract

In this study, the thermal and flow characteristics of a heat pipe, which has an important place in thermal control applications, have been investigated. Four different model geometries were created by changing the ratio of the lengths of the condenser section and the middle adiabatic section ( $L_c / L_{a1}$ ) of the heat pipe. This ratio has been changed to be 0.5, 1.0, 1.25 and 2.0. For these model geometries, the heat inputs were changed between 10W and 80W, and the occupancy rate between 40% and 80%. Numerical analyzes were made through Computational Fluid Dynamics. In this context, time-dependent solutions are made with the two-phase flow approach. The temperature and velocity distributions of the flow in the heat pipe are determined. As a result, it has been observed that increasing the length of the condenser section of the model geometry has a positive effect on the thermal performance in the parameter range examined in this study. In addition, it was determined that 50% occupancy rate showed optimum thermal performance among different occupancy rates.

#### Key Words

*“Heat pipe, Computational Fluid Dynamics (CFD), Two phase flow, Heat transfer”*

## Semboller ve Kısaltmalar

$A$	Isı transfer alanı ( $m^2$ )	$\vec{v}$	Hız ( $m/s$ )
$c_p$	Özgül ısı kapasitesi ( $J/kg.K$ )	$\alpha$	Hacimsel oran
$D$	Isı borusu çapı ( $mm$ )	$\mu$	Dinamik viskozite
$E$	İç enerji ( $kJ/kg$ )	$\rho$	Yoğunluk
$g$	Yer çekim ivmesi ( $m/s^2$ )	$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı
$L$	Uzunluk ( $mm$ )	$k$	Isı iletim katsayısı
$P$	Basınç ( $Pa$ )	$b$	Buhar
$R$	Isıl direnç ( $K/W$ )	$eff$	Efektif
$Q$	Isı ( $W$ )	$L_a$	Adyabatik bölüm uzunluğu
$S_{m,b}$	Buhar kütle kaynak terimi ( $W/m^3$ )	$L_c$	Yoğuşturucu bölüm uzunluğu
$S_{m,s}$	Sıvı kütle kaynak terimi ( $W/m^3$ )	$L_e$	Buharlaştırıcı bölüm uzunluğu
$S_h$	Gizli ısı kaynağı ( $kg/m^3.s$ )	$L_e$	Buharlaştırıcı bölüm uzunluğu
$t$	Zaman ( $s$ )	$S$	Sıvı
$T$	Sıcaklık ( $K$ )		

## 1. Giriş

Günümüzde uzay, haberleşme, savunma vb. birçok önemli sektörde, bilgisayar ve benzeri elektronik devre işlemcilerinin ısı kontrolünde, iklimlendirme uygulamalarında, güneş kolektörleri gibi alanlarda sıklıkla ısı boruları kullanılmaktadır. Isı boruları, küçük boyut ve hafif ağırlıkta olmalarına rağmen ısı transferinde etkili olmalarından dolayı özellikle uzay alanındaki uygulamalar da öne çıkmaktadırlar. Isı transferinde sağladığı önemli performans, ısı borularının geniş bir kullanım alanı bulmasına sebep olmuş ve günümüze kadar gelişen ve yenilikçi teknoloji ile birçok farklı şekil ve forma dönüşmüştür. Elektronik devre elemanları, küçük bir hacim içinde sürekli ısı üretimi oluşturmada ve çok yüksek sıcaklıklara ulaşabilmektedir. Bu yüksek sıcaklıklar, elektronik devre elemanının bulunduğu elektronik sisteme ciddi hasarlara neden olabilmektedir. Dolayısıyla elektronik bileşenlerin ve sistemlerin, çalışma devamlılığının korunabilmesi için, ısı enerjisinin çevreye verimli bir şekilde aktarılması ve sistemlerin güvenli çalışma sıcaklıklarına indirilmeleri gerekmektedir (Wang ve ark. 2015, Xie ve ark. 2020). Bu sebeple, bilgisayarların soğutulmasından uzay araçlarının termal kontrolüne kadar birçok uygulamada, sistemi soğutma ve güvenli çalışma sıcaklıklarında tutma işlemi için ısı boruları kullanılmaktadır.

Pratik uygulamalarda birçok farklı ısı borusu konfigürasyonu olduğu görülmektedir. Bu konfigürasyonlar ısı borularının geometrik özellikleri ve çalışma parametreleri farklılaştırılarak oluşturulmaktadır. Bir ısı pompasının tasarımı, fiziksel boyutlar, kanatçık eklentileri, tüp malzemesi, dönüş sayısı vb. gibi fiziksel parametreleri; tahliye basıncı, eğim, doluluk oranı, ısı girdisi vb. gibi çalışma parametrelerini içerebilmektedir. Ayrıca geleneksel çalışma akışkanları (su, metil alkol, etil alkol vb.) ve geleneksel olmayan çalışma akışkanları (nanoakışkanlar, soğutucu akışkanlar, vb.) gibi parametreleri barındırmaktadır. Özellikle son yıllarda, çeşitli çalışmalarda ısı borusunun içine fitilli bir yapı eklentisi ve çalışma akışkanı olarak geleneksel olmayan nano akışkan kullanımı üzerine yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmalar, geleneksel olmayan akışkan kullanımının ısı borusunun termal performansını etkilediğini göstermiştir. Günümüzde araştırmacılar, mikroelettronik teknolojisinin hızlı gelişmesi ve bu mikroelettronik devrelerin ısı kontrolünde harici bir mekanik güç girişine ihtiyaç duyulmaması sebebiyle, ısı borusu çalışmaları üzerine yoğunlaşmışlardır.

Literatür incelendiğinde, birçok araştırmacının (Çalışır ve ark. 2017, Wu ve ark. 2019, Masip ve ark. 2020, Kilic 2018 vb.) yüksek sıcaklıklara ulaşan sistemlerin soğutulması için çapraz akışla soğutma, çarpan jetle soğutma vb. alternatif soğutma yöntemlerinin üzerinde çalıştıkları görülmüştür. Bu alternatif soğutma çalışmalarında, farklı geometri ve farklı çalışma parametrelerinin üzerine yoğunlaşıldığı gözlemlenmiştir. Özellikle son yıllarda, nano partikül eklenmiş soğutucu akışkan kullanımının ısı transferini artırma özelliğinden faydalanan birçok yeni çalışmanın (Mahdavi ve ark. 2020, Ho ve ark. 2021, Kilic ve Muhammad 2018, Al-Rashed ve ark. 2016 vb.) yapıldığı görülmektedir. Ancak tüm bu soğutma yöntemlerinde fan benzeri ekstra sistem elemanlarına ihtiyaç duyulması bir dezavantaj oluşturmaktadır. Isı boruları yardımıyla yapılan soğutma da, sistem geometrisi çok basittir ve ekstra sistem elemanlarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Isı boruları üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde, ilk çalışmaların 1960'lı yıllarda başladığı ve günümüze kadar birçok önemli çalışma yapıldığı gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmalarda, incelenen ısı borusundaki basınç ve sıcaklık dağılımının belirlenmesi, optimum ısı borusu geometrisinin belirlenmesi ve ısı transfer performansının geliştirilmesi üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir. Bu kapsamda, ısı borusu çapı, dönüş sayısı, doluluk oranı, ısı girdisi ve kullanılan akışkan tipi gibi parametrelerin değiştirilerek çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Literatürde bulunan çalışmalardan bir kısmı aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

Pachghare ve ark. (2014) ısı borularının ısı performans optimizasyonunun üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında bakırdan yapılmış kapalı döngü titreşimli bir ısı borusunu (CLPHP) ele almışlardır. Bu kapsamda 20W ile 60W arasında değişen ısı girdilerinde, çalışma akışkanını su, etanol, metanol, aseton, su-etanol, su-metanol ve su-aseton olarak değiştirilerek ısı performansları üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Deneylerinin sonucunda termal direncin, 40W ısı girişine kadar sorunsuz bir şekilde azaldığını, ardından sabit kaldığını belirlemişlerdir. Su-aseton karışımı çalışma sıvısının, ısı borusunda kullanılan diğer çalışma sıvılarının

kullanımına göre ısı performans bakımından üstün olduğu sonucuna varmışlardır. Baitule ve ark. (2013) iki tur kapalı döngülü titreşimli bir ısı borusunun ısı performans optimizasyonunu üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Kılcal bakır ısı boru üzerinde geçici ve sabit durum deneylerini gerçekleştirmişlerdir. 10W ile 100W arasında değişen farklı ısı girdileri ve % 0 ile % 100 arasında değişen farklı doluluk oranları için çalışmışlardır. Çalışma akışkanları olarak su, etanol, metanol ve aseton kullanmışlardır. Bu deneysel çalışmalar sonucunda, düşük ısı direnç ve yüksek ısı transfer katsayısı olduğunda, % 60 doluluk oranında daha iyi ısı transfer özellikleri gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Rahman ve ark. (2015) çalışmalarında, bakırdan yapılmış kapalı, 8 döngülü, titreşimli bir ısı borusunu (CLPHP) incelemişlerdir. Bu kapsamda, 0°, 30° ve 45° eğim açısına sahip kanatlı ve kanatsız ısı borusu geometrilerinin ısı transfer performansları üzerine yoğunlaşmışlardır. Sonuç olarak, çalışma akışkanı olarak etanol kullanımı, % 50 doluluk oranı ve yoğunlaştırıcı bölümünde dikey pozisyonda kanatçık kullanımı durumunda, ısı borusunun daha iyi bir performans gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Naik ve ark. (2012) tek tur kapalı titreşimli bakır bir ısı borusu için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneylerini hem yatay hem de düşey yönlerde, % 60 ve % 80 farklı doluluk oranları ve ısı girdisi 9-15W arasında değişen koşullar için tekrarlamışlardır. Çalışma akışkanı olarak aseton, metanol ve etanol kullanmışlardır. Sonuç olarak, çalışma akışkanı olarak aseton kullanıldığı, doluluk oranı % 60 olduğu durumda, daha düşük ısı direnç ve daha yüksek ısı transfer katsayısına ulaşıldığını gözlemlemişlerdir.

Clement ve ark. (2011), bakırdan yapılmış çapı 1,375 mm olan ve 15 turdan oluşan bir titreşimli ısı borusu üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu kapsamda, çalışma akışkanı aseton, metanol ve su için, doluluk oranını % 30-70 aralığında, ısı girdilerini ise 80 ile 180 W arasında değiştirerek deneylerini tekrarlamışlardır. Bu çalışmanın sonucunda, metanolün % 60 doluluk oranıyla aseton ve etanol ile karşılaştırıldığında daha iyi bir ısı performans sergilediğini belirtmişlerdir. Geometrik yapının değiştirilmesinin, ısı borularında ısı transferi iyileştirmek için etkili bir yöntem olduğu Wang ve ark. (2018) ile Fertahi ve ark. (2018) tarafından vurgulanmıştır. Wang ve ark. (2018), titreşimli bir ısı borusu içerisindeki termal ve hidrodinamik davranışları analiz etmek için tasarladıkları bir ısı borusu üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında, ısı borusunun ısı performansını ANSYS-Fluent paket programını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı konfigürasyonunda, kısmen yatay yapıya sahip ısı borusunun kullanımının termal performansın artmasında etkili olduğunu belirtmişlerdir. Fertahi ve ark. (2018), kapalı döngülü bir ısı borusunun termal performansını ve akış özelliklerini sayısal olarak analiz etmek için CFD simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, ısı borusunun içindeki akış yapısında düzensizlik yaratmak için, kesit değişimi (boru çapında daralmalar veya genişlemeler) veya kanatçıklar gibi çeşitli ısı transferi iyileştirmeleri yapılarak bir model oluşturmuşlardır. ANSYS-Fluent paket programını kullanarak ısı performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, yoğunlaştırıcı bölümünde eğimli kanatçık kullanımının ısı performansını artırdığını gözlemlemişlerdir. Kumaer (2019), mikro kanallı yapıya sahip bir ısı borusu içerisindeki akış ve ısı performans optimizasyonunu belirlemek için yarı dairesel, dikdörtgen ve trapez tipteki mikro kanallı ısı borusu üzerinde deneysel ve sayısal olarak çalışmıştır. Sonuç olarak, trapez şekilli mikro kanalda ısı transferinin yaklaşık olarak % 12 arttığını gözlemlemiş ve sayısal çalışmasının sonuçlarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırarak doğrulamıştır.

Pouryoussefi ve ark. (2017), buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı için sırasıyla 100–180 °C ve 20–50 °C aralığında 2 boyutlu kapalı döngü titreşimli bir ısı borusundaki akışı sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında Lyapunov üssü teorisini kullanmışlardır. Sonuçlarında Lyapunov üssünün, çoğunlukla düşük doluluk oranı için sıcaklığın artmasıyla yükseldiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca sonradan eklenen doluluk oranı ile bu pozitif değere karşılık gelen sıcaklık aralıklarının arttığını göstermişlerdir. Wang ve ark. (2020), çalışmalarında farklı ıslatabilirliğe sahip su ile doldurulmuş 3 boyutlu bir ısı borusunu sayısal olarak incelemişlerdir. Çeşitli ısı girişlerinde elde edilen termal performans verilerinin, hem yüzey ıslatabilirliğinden hem de ısı giriş yüklerinden etkilendiği kanaatine varmışlardır. Düşük ısı akısı altında hidrofobik yüzeye sahip olan ısı borusunun hidrofilik yüzeye sahip olanlara göre daha düşük termal dirençle sahip olduğunu belirtmişlerdir. Tersine durumda ise yüksek ısı akısı altında hidrofobik yüzeye sahip olan ısı borusunun hidrofobik yüzeye sahip olana göre daha iyi ısı performansına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Gupta ve ark. (2019), sayısal çalışmalarında su ve CeO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O nano-akışkanını çalışma akışkanı olarak kullanmışlardır. %0,5, 1,0, ve 1,5 olmak üzere farklı hacimsel konsantrasyon oranları ve 10, 15 ve 20 kW/m<sup>2</sup> olmak üzere farklı ısı akıları için 2 boyutlu simülasyonlar yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda CeO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O nano-akışkan kullanılan ısı borusunun, su kullanılabildiği göre daha iyi ısı performans sergilediğini belirlemişlerdir.

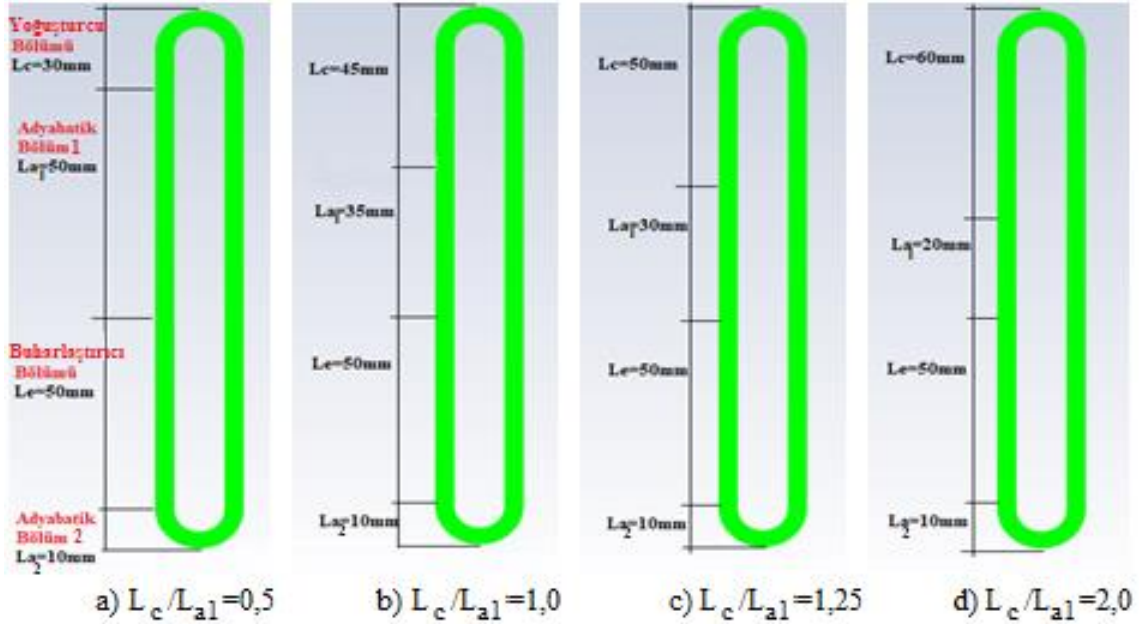
Yukarıda ki çalışmalardan da görüldüğü üzere, ısı boruları termal kontrol sistemlerinde önemli bir rol üstlenmektedir. Ayrıca ısı transferinin olduğu birçok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkabilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada, bir ısı borusunun ısı performansını etkileyen önemli parametrelerden olan geometrik boyutlar, sınır şartları ve doluluk oranları değiştirilerek incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda bir ısı borusu, buharlaştırıcı bölümü, adyabatik bölüm ve yoğunlaştırıcı bölümü olmak üzere 3 farklı bölüme ayrılmış, bu bölümlerin farklı uzunlukları, ısı borusunun farklı doluluk oranları ve farklı ısı girdileri için analizler yapılmıştır. Bu parametrelerin ısı borularının ısı performansına olan etkileri irdelenmiş ve incelenen ısı borusunun optimum çalışma şartları tayin edilmeye çalışılmıştır.

## 2. Model Geometrisi ve Matematiksel Formülasyon

### 2.1. Fiziksel Model ve Sistem Açıklaması

Bu çalışmada kapalı döngülü bir ısı borusu modeli kullanılmıştır. Bu kapsamda incelenen ısı borusu için geliştirilen model geometrilerinin, temel bölümleri ve geometrik boyutları Şekil 1'de şematik olarak verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere incelenen ısı borusu bir buharlaştırıcıdan, bir yoğunlaştırıcıdan ve iki adet adyabatik bölümden oluşmaktadır. Isı borusunun temel bölümleri olan yoğunlaştırıcı bölümünün, adyabatik bölümlerin ve buharlaştırıcı bölümünün uzunlukları değiştirilerek dört temel model geometri

oluşturulmuştur. Bu kapsamda, buharlaştırıcı bölümün uzunluğu sabit tutularak, yoğunlaştırıcı ve adyabatik bölümün farklı uzunlukları için incelemeler yapılmıştır. Yoğuşturucu bölüm ve orta adyabatik bölüm uzunluklarının birbirine oranı ( $L_c/L_{a1}$ ) sırasıyla 0,5, 1, 1,25 ve 2 olacak şekilde değiştirilerek model geometriler oluşturulmuştur.



Şekil 1. Model geometrilerin şematik olarak gösterimi a)Model 1 b)Model 2 c)Model 3 d)Model 4

## 2.2. Matematiksel Formülasyon

Bu çalışmada iki fazlı akış için akışkan hacmi modeli (volume of fluid, VOF) kullanılarak incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda, akış içinde bulunan sıvı faz ile buhar fazın hacimsel oranı aşağıda ki gibi ifade edilmiştir. Burada  $\alpha_b$  ve  $\alpha_s$  sırasıyla akış içerisinde bulunan buhar fazın ve sıvı fazın hacimsel oranını temsil etmektedir. (Xie ve ark., 2020, Wang ve ark., 2015)

$$\alpha_b + \alpha_s = 1 \quad (1)$$

Akış içinde bulunan sıvı faz ve buhar faz için kütle korunumu denkleminin genel formu ayrı ayrı yazılabilir. Bu denklemlerde,  $S$  ve  $\rho$  terimleri sırasıyla ilgili fazın kaynak terimini ve yoğunluğunu temsil etmektedir. (Xie ve ark., 2020, Wang ve ark., 2015)

$$\frac{\partial \alpha_s}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \vec{v}) = \frac{S_{m,s}}{\rho_s} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \alpha_b}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_b \vec{v}) = \frac{S_{m,b}}{\rho_b} \quad (3)$$

Sıvı hacmi modeline göre, momentum denkleminin genel formu ise aşağıda ki gibi yazılabilir (Xie ve ark., 2020, Wang ve ark., 2015). Burada  $\rho$  akışın ortalama yoğunluğunu,  $F$  ise yüzey gerilimini temsil etmektedir.  $F$  değeri, akışın buhar faz ve sıvı fazının hacimsel oranları ve yoğunluklarına bağlı olarak belirlenir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla[\mu(\nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4)$$

İki fazdan oluşan akışın enerji denkleminin genel hali ise aşağıda verilmiştir (Xie ve ark., 2020, Wang ve ark., 2015). Burada  $E$ ,  $P$ ,  $\lambda_{eff}$  ve  $S_h$  terimleri sırasıyla akışın iç enerjini, basıncını, efektif ısı iletkenliğini ve kaynak terimini temsil etmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + P)) = \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T) + S_h \quad (5)$$

Kullanılan türbülans denklemlerinin genel hali ise aşağıdaki gibidir (Xie ve ark., 2020).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (7)$$

Isı borularının ısı kapasitesi genellikle ısı direnç ile tahmin edilir. Eşdeğer termal direnç, yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki ortalama sıcaklık farkının termal yüklerle bölünmesiyle elde edilir. Bu nedenle, eşdeğer ısı direnç  $R_{th}$  aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$R_{th} = \frac{T_b - T_y}{Q_{giren}} \quad (8)$$

### 2.3. Sınır Şartları

Yukarıda verilen diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada incelenen ısı borusunun yoğuşturucu bölümü, adyabatik bölümleri ve buharlaştırıcı bölümünün yüzeylerine uygulanan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Buharlaştırıcı bölümünün yüzeylerine sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır.

$$-k\frac{\partial T}{\partial n} = q'' \quad (9)$$

Burada ısı akısı  $q''$  aşağıdaki formül aracılığı ile hesaplanabilmektedir.

$$q'' = \frac{Q_{giren}}{A_{buharlaştırıcı}} \quad (10)$$

Adyabatik bölümlerin yüzeylerinin yalıtıldığı ve adyabatik sınır şartı uygulandığı varsayılmıştır

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (11)$$

Yoğuşturucu bölümünün yüzeylerine ise sabit 300 K sıcaklık sınır şartı uygulandığı düşünülmüştür.

$$T_{yoğuşturucu} = 300 \text{ K} \quad (12)$$

Diferansiyel denklemler zamana bağlı olarak çözüleceğinden dolayı, başlangıç sınır şartı olarak sabit 293,15 K sıcaklık ve negatif çalışma basıncı uygulanmıştır.

### 2.4. Sayısal Çözüm Yöntemi

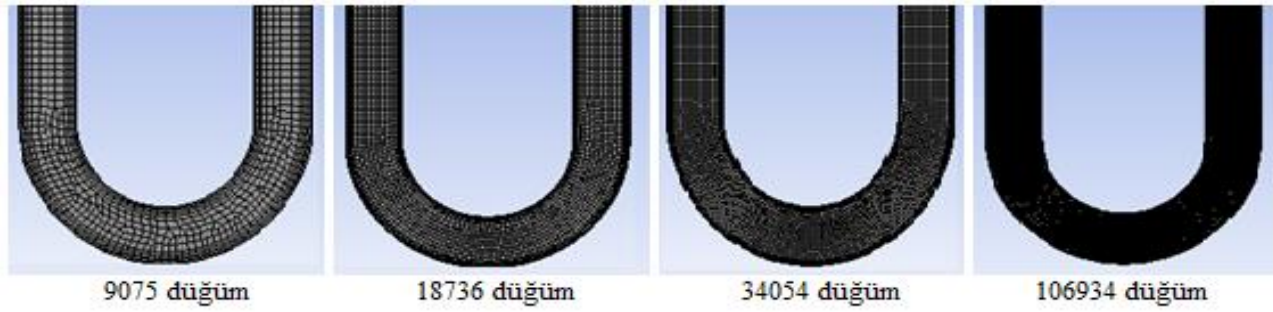
Bir ısı borusunun ısı performansını önemli derecede yükseltebilmek için, ısı direncinin düşürülmesi gerekmektedir. Bunu sağlamanın bir yolu, farklı konfigürasyonlara sahip ısı borusu tasarımlarının deneysel düzenekler ile test edilerek optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesidir. Bu kapsamda, güvenilir sonuçların bulunması açısından bu parametrelerin sonuca etkisinin hem eş zamanlı hem de birbirinden bağımsız olarak araştırılması gerekmektedir. Mümkün olabilecek tüm konfigürasyonların deneysel olarak test edilmesi hem zaman hem de maliyet açısından uygulanabilir olmadığından, bu çalışma kapsamında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği prensibine dayanan sayısal yöntem ile çözüm yapılmıştır. Bu kapsamda, kullanılan sayısal çözüm yöntemi için aşağıda verilen sayısal metodoloji dikkate alınmıştır.

Bu çalışmada, incelenen ısı borusu içinde ki akış su ve su buharı olmak üzere iki fazdan oluşmaktadır. Bu fazların birbirine oranı ise zamanla anlık olarak değişiklik göstermektedir. Bu iki fazlı akışın sayısal olarak modellenmesi için, akışkan hacmi (Volume of Fluid, VOF) modeli kullanılmıştır. Bu kapsamda su baharı birincil faz, sıvı su ise ikincil faz olarak belirlenmiştir. Bu modelin alt yapısındaki süreklilik denklemleri, momentum korunum denklemleri, enerji korunum denklemleri ve türbülans denklemleri benimsenmiş ve sayısal olarak çözülmüştür. Akış sırasında gerçekleşen, yoğunlaşma ve buharlaşma olayları ise gelişmiş Lee modeli kullanılarak hesaba katılmıştır. Sıvı ve buhar arasındaki ara yüzeyde gözlemlenen yüzey gerilmeleri için, sürekli yüzey kuvveti (Continuum Surface Force, CSF) modeli benimsenmiş ve yüzey gerilim değeri  $F_{CSF} = 0.073 \text{ N/m}$  olarak, suyun temas açısı ise  $20^\circ$  olarak belirlenmiştir (Wang ve ark. 2015). Sayısal çözüm yöntemi olarak SIMPLE algoritması tercih edilmiştir. Enerji ve momentum denkleminin ayrıştırılmasında Second order upwind metodu tercih edilmiştir. Basınç enterpolasyon şemasının çözümü için PRESTO yaklaşımı kullanılmıştır. Zaman adımından bağımsızlaştırma işlemi yapılarak, optimum zaman adımı  $2 \times 10^{-4}$  s olarak belirlenmiştir.

### 2.5. Ağ (Mesh) yapısı

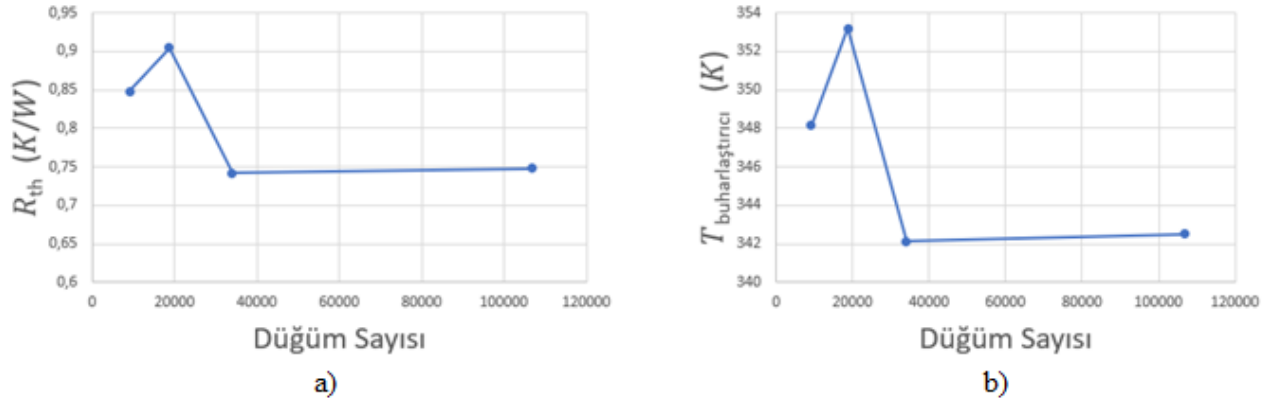
Bu çalışmada incelenen modeller için ağ yapısı oluşturulurken, ısı borusunun yüzeylerine yakın bölgelere daha sık iç bölgelere ise daha seyrek bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Kullanılan ağ yapısı yoğunluğunun, sayısal çözüm sonuçlarını etkilememesi amacıyla, sonuçları

ağ yapısından bağımsızlaştırma işlemi yapılmıştır. Bu kapsamda, mevcut ısı borusu modeli için 9075, 18736, 34054 ve 106934 düğüm noktasına sahip dört farklı mesh yapısı oluşturularak, diğer tüm parametreler sabit kalması koşuluyla sayısal simülasyonlar tekrarlanmıştır. Oluşturulan ağ yapıları Şekil 2’de, elde edilen sonuçların karşılaştırılması ise Şekil 3’de verilmektedir.



Şekil 2. Ağ yapılarının karşılaştırılması

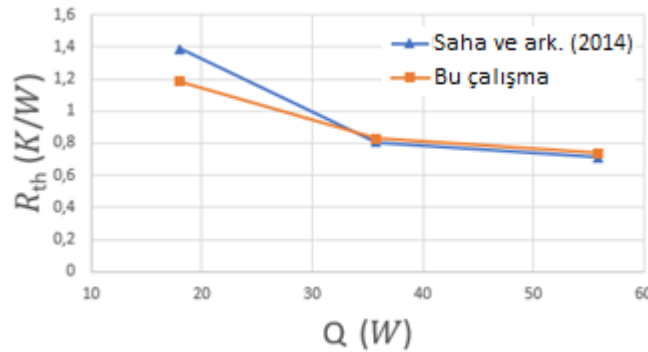
Şekil 3 incelendiğinde, buharlaştırıcı sıcaklığı ve direncinin ağ yapısını oluşturan düğüm sayısı ile değişimi görülmektedir. 34054 ve 106934 düğüm nokta sayısına sahip ağ sistemleri için, elde edilen her iki sonucun da birbirine oldukça yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Fazla düğüm sayısının, sayısal çözümden yapılan işlem sayısını ve çözüm süresini artıracığından dolayı 34054 düğüm sayısı için oluşturulan ağ yapısının, optimum ağ yapısı olarak kullanılabilmesine karar verilmiş ve bu çalışma sırasında yapılan tüm analizlerde ağ yapısı olarak kullanılmıştır.



Şekil 3. Farklı düğüm sayısına sahip ağ yapıları için elde edilen sonuçların karşılaştırılması

## 2.6. Sayısal yöntemin güvenilirliğinin test edilmesi

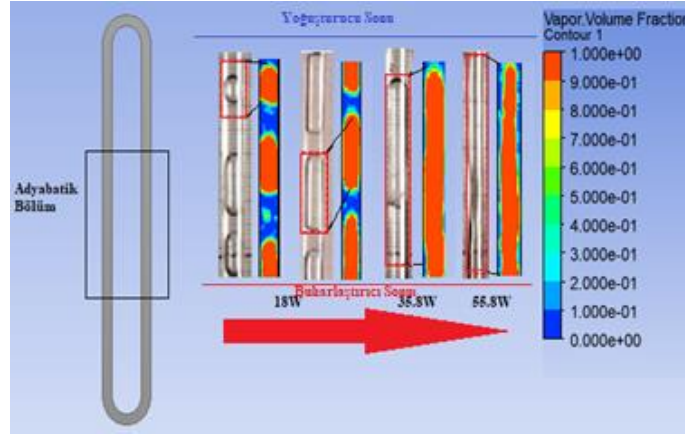
Bu çalışma sırasında kullanılan sayısal metodolojinin ve elde edilen sonuçların güvenilirliğini belirleyebilmek amacıyla, literatürde bulunan benzer bir çalışmanın geometrisi ve sınır şartları birebir kullanılarak sayısal çözüm yapılmıştır. Bu kapsamda literatürde bulunan Saha ve ark. (2014) tarafından yapılan deneysel bir çalışmanın geometrisi kullanılarak, %60 doluluk oranı ve 18 W için simülasyon yapılmıştır. Bu simülasyon sonucu elde edilen sonuçlar ve diğer çalışmanın sonuçları Şekil 4’de birlikte verilmektedir. Şekil incelendiğinde, her iki çalışmadan elde edilen sonuçlar için çizilen eğrilerin birbiri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4. Literatür sonuçları ile bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması



Isı borularına etkiyen termal güçlerin artması, ısı borularının termo hidrodinamiği üzerinde önemli bir etkiye sahip olan sıvı-buhar akış modellerinde değişikliklere neden olmaktadır. Bundan dolayı, bu çalışma sonucu elde edilen buhar hacim oranları için çizilen kontur grafikleri ile deneysel çalışmadan elde edilen görüntüler Şekil 5’de birlikte verilmiştir. Her iki çalışma sonuçları birlikte incelendiğinde, buhar kabarcıklarının büyüklüğünün ve yerinin birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Şekil 4 ve Şekil 5 birlikte değerlendirildiğinde, bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemin ve elde edilen sonuçların güvenilir bir seviyede olduğu söylenebilir.

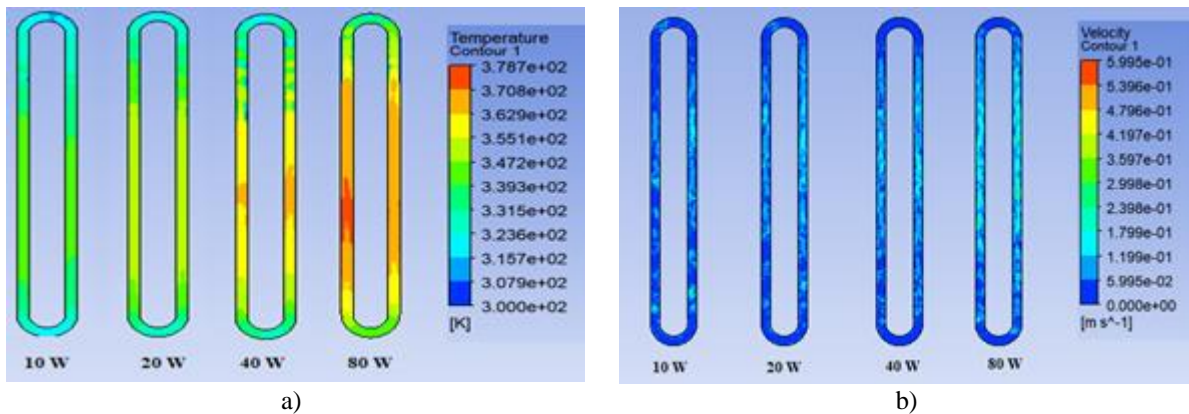


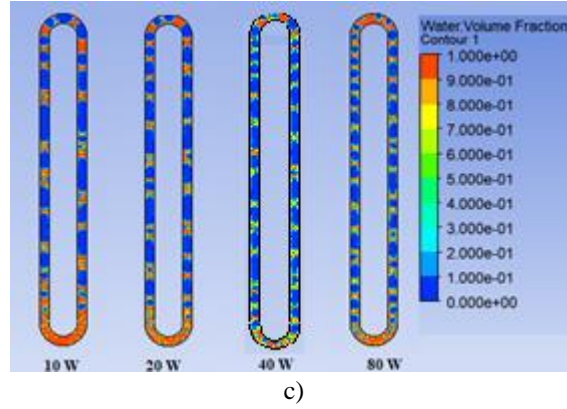
Şekil 5. Literatür (Saha ve ark.,2014) ve bu çalışma için buhar hacim oranının karşılaştırılması

### 3. Bulgular ve Tartışmalar

Bu çalışma kapsamında incelenen ısı borusunun 4 mm çapa sahip bakır bir borudan yapıldığı varsayılmıştır. Yapılan tüm analizlerde yoğuşturucu sıcaklığı 300 K, buharlaştırıcı uzunluğu 50 mm, çalışma akışkanı ise su olacak şekilde sabit olarak belirlenmiştir. Isı borusunun buharlaştırıcı kısmı aşağıda olacak şekilde dikey konumda durduğu düşünülmüştür. Isı girdileri 10W ile 80W arasında, doluluk oranı ise %40 ile %80 arasında değiştirilmiştir. Yoğuşturucu bölüm ve ortadaki adyabatik bölümün uzunluklarının oranı ( $L_c/L_{a1}$ ) 0,5, 1, 1,25 ve 2 olacak şekilde model geometriler oluşturularak, ısı borusunun akış ve ısıl karakteristikleri incelenmiştir. İki fazlı akış şartları için, zamana bağlı çözüm yapılarak ilk 20 saniye için çözümler irdelenmiştir. Elde edilen veriler aracılığı ile, çalışılan parametre aralığında incelenen ısı borusunun akış karakteristikleri ve ısıl performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla çizilen bazı grafikler aşağıda irdelenmiştir.

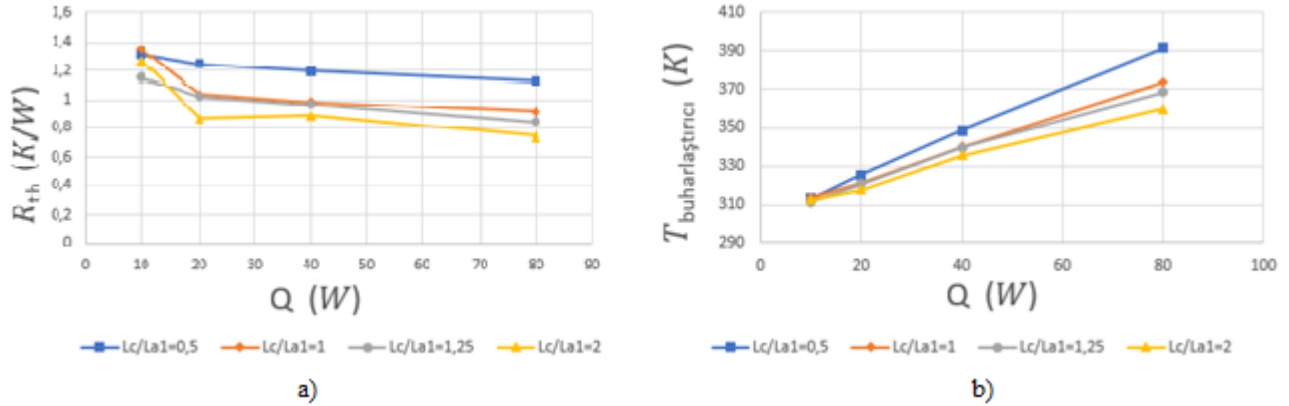
$L_c/L_{a1} = 1$  ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, ısı borusunun içindeki sıcaklık dağılımının, hız dağılımının ve su hacim oranının giren ısı miktarı ile değişimi sırasıyla Şekil 6'nın şıklarında verilmektedir. Şekil 6a incelendiğinde, ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünden giren ısı miktarı arttıkça, ısı borusu içindeki akışkanın sıcaklık değerlerinin de arttığı görülmektedir. Özellikle 80 W değerinde oldukça yüksek sıcaklıklar gözlemlenmiştir. Benzer olarak Şekil 6b'de de görüldüğü üzere, giren ısı miktarı arttıkça, akışkanın hızı da artmaktadır. Isı borusu içinde bölgesel sıcaklık farkı arttıkça, oluşan yoğunluk farkından dolayı akışkanın hızı da artış göstermektedir. Ayrıca giren ısı miktarının artması ile ısı borusu içinde ki su ve buhar dengesinin değiştiği gözlemlenmiştir.





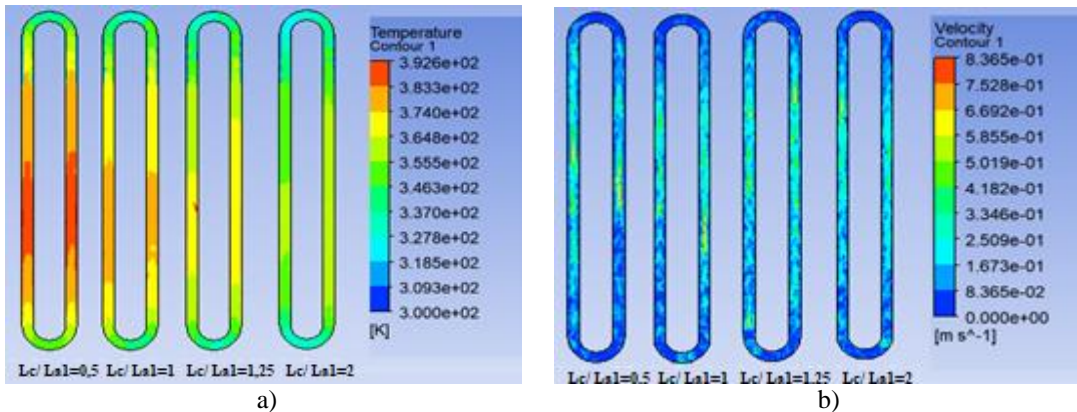
Şekil 6.  $L_c/L_{a1} = 1$  ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için kontur gösterimleri  
a) Sıcaklık b) Hız c) Su hacim oranı

Doluluk oranı % 50 olduğu durumda, farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin giren ısı miktarı ile değişimi sırasıyla Şekil 7a ve Şekil 7b'de verilmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, tüm  $L_c/L_{a1}$  oranları için ısı borusuna giren ısı miktarının artması ile ısı direnç değeri azalış göstermektedir. Isıl dirençte görülen bu azalış, giren ısı miktarı arttıkça ısı borusunun ısı performansının attığını belirtmektedir. Ancak, tüm  $L_c/L_{a1}$  oranları için ısı borusuna giren ısı miktarının artması ile buharlaştırıcı sıcaklığının da arttığı görülmektedir.

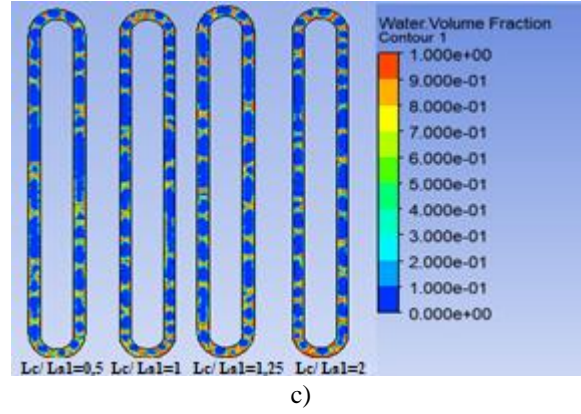


Şekil 7. Doluluk oranı % 50 olduğu durumda, farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin giren ısı ile değişimi

Giren ısı 40 W ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, ısı borusunun içindeki sıcaklık dağılımının, hız dağılımının ve su hacim oranının  $L_c/L_{a1}$  oranı ile değişimi sırasıyla Şekil 8'in şıklarında verilmektedir. Şekil incelendiğinde, ısı borusunun  $L_c/L_{a1}$  oranı artırıldığında sıcaklık değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumun yoğunlaştırıcı uzunluğunun artmasından dolayı ısı borusundan atılan ısı miktarının artması ile gerçekleştiği söylenebilir. Farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için çizilen hız dağılımları incelendiğinde ise,  $L_c/L_{a1}$  oranı arttıkça akışkan hızının azaldığı görülmektedir. Ayrıca yoğunlaştırıcı uzunluğu arttıkça, ısı borusu içerisindeki su buharı oranının azaldığı belirlenmiştir.

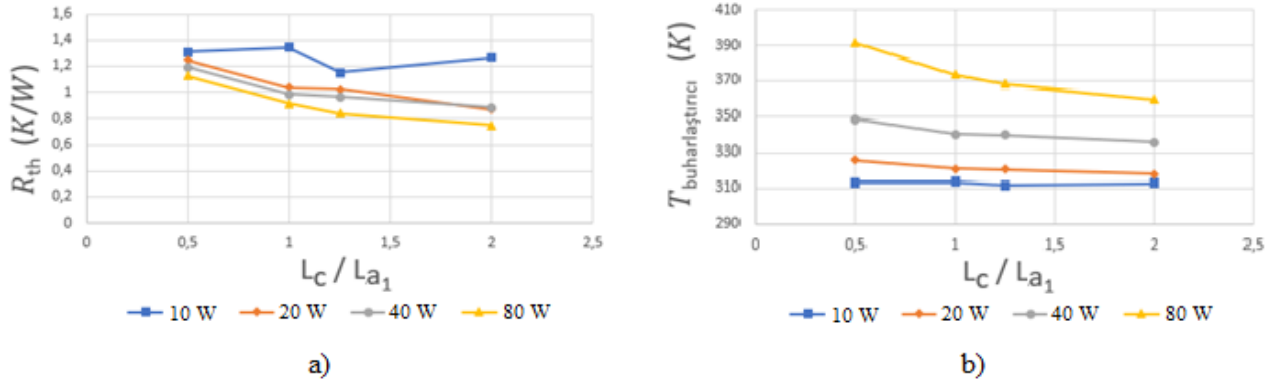






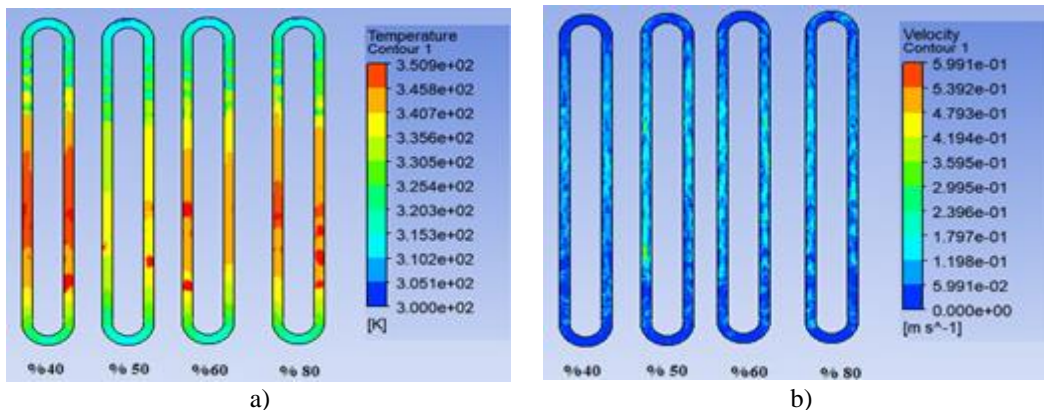
Şekil 8. Giren ısı 40 W ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için kontur gösterimleri  
a) Sıcaklık b) Hız c) Su hacim oranı

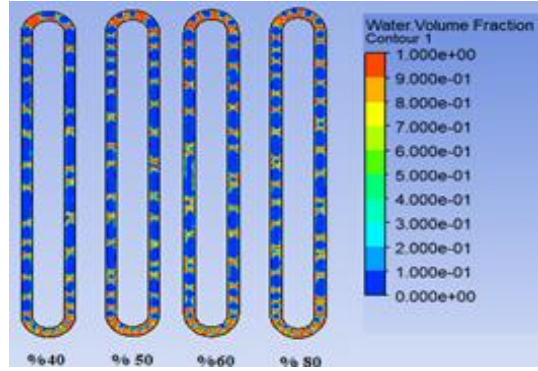
Doluluk oranı % 50 olduğu durumda, farklı giren ısı miktarları için, ısııl direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin giren ısı miktarı ile değişimi sırasıyla Şekil 9a ve Şekil 9b'de verilmektedir. Şekiller incelendiğinde yüksek giren ısı miktarları için,  $L_c/L_{a1}$  oranının artması ile ısııl direnç değerinin ve buharlaştırıcı sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Ancak giren ısı miktarı 10W için, hem ısııl direnç değerinin hem de buharlaştırıcı sıcaklık değerinin, artan  $L_c/L_{a1}$  oranından pek etkilenmediği gözlemlenmiştir.



Şekil 9. Doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı giriş ısıları için (a) ısııl direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin  $L_c/L_{a1}$  oranları ile değişimi

Şekil 10'da ise  $L_c/L_{a1}=1$  ve giren ısı miktarı 40 W olduğu durumda, %40 ile %80 doluluk oranı arasında değişen dört farklı doluluk oranını için, ısı borusunun sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve su hacim oranının değişimi görülmektedir. Şekil incelendiğinde, doluluk oranı %40 için buharlaştırıcı sıcaklığının maksimum seviyede olduğu görülmüştür. Ancak %50 doluluk oranları için sıcaklık değerleri aniden düşmektedir. Diğer parametreler sabit iken, ısı borusunun doluluk oranının %50 değerinden artırılması ile sıcaklık ve hız değerlerinin azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca doluluk oranının artması ile ısı borusu içinde ki su ve buhar dengesinin değiştiği gözlemlenmiştir.

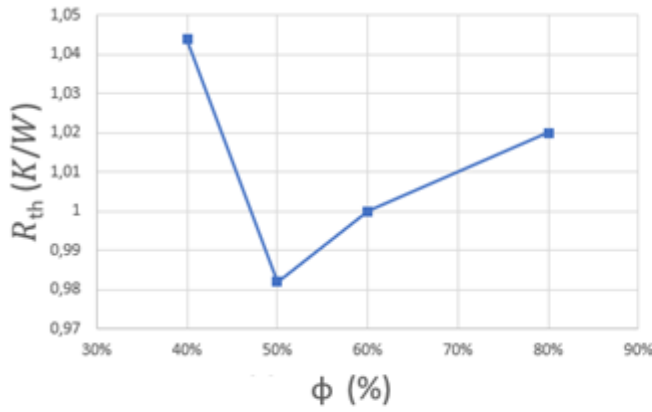




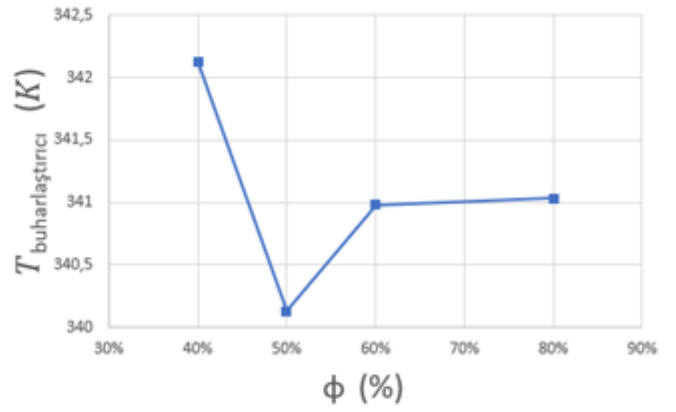
c)

Şekil 10.  $L_c/L_{a1}=1$  ve ısı girdisi 40 W olduğu durumda, farklı doluluk oranları için kontur gösterimleri  
a) Sıcaklık b) Hız c) Su hacim oranı

Şekil 11'de  $L_c/L_{a1}=1$  ve giren ısı 40 W olduğu durumda, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklığının doluluk oranları ile değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, doluluk oranı %40 olduğu durumda hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklığı maksimum değerdedir. Ancak doluluk oranının %50'ye çıkması ile bu iki değerde de ani bir düşüş gerçekleşmekte ve minimum seviyeye inmektedir. Doluluk oranı artmaya devam ettikçe, hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklığı artış göstermektedir. Dolayısıyla, doluluk oranının değişimi ile ısı direncin ve buharlaştırıcı sıcaklığının değişiminin benzer bir davranış gösterdiği söylenebilir. İncelenen doluluk oranlarında, ısı direncinin en düşük olduğu %50 doluluk oranının, ısı borusunun soğutma performansı açısından optimum doluluk oranı olduğu görülmektedir.



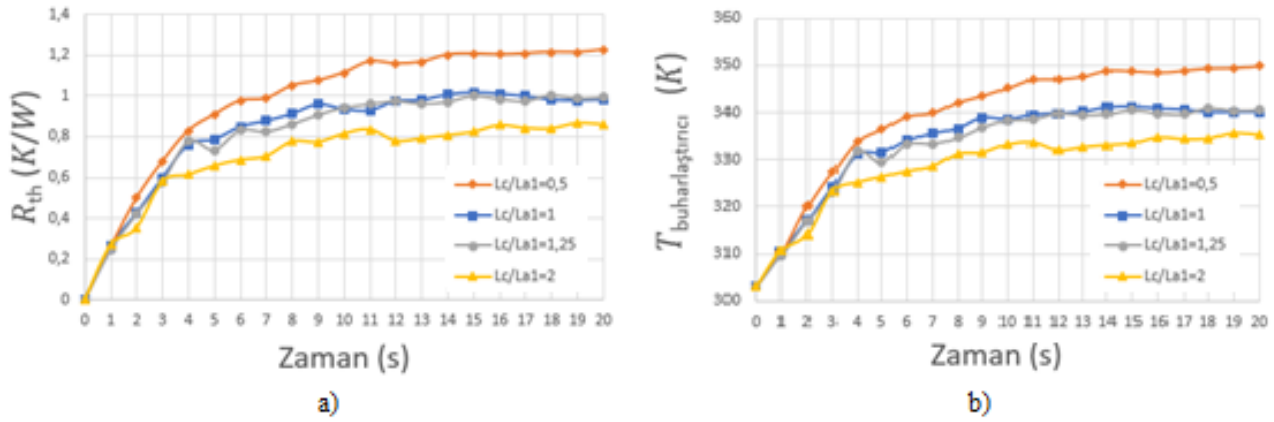
a)



b)

Şekil 11.  $L_c/L_{a1}=1$  ve giren ısı 40 W olduğu durumda, (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin doluluk oranları ile değişimi

Doluluk oranı % 50 ve giren ısı 40 W olduğu durumda farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin zaman ile değişimi sırasıyla Şekil 12a ve Şekil 12b'de verilmektedir. Şekiller incelendiğinde, tüm  $L_c/L_{a1}$  oranları için ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin zaman ile değişiminin benzer bir profil sergilediği görülmektedir. Genel olarak,  $L_c/L_{a1}$  oranı 0,5 için çizilen eğri en üste yer almaktadır.  $L_c/L_{a1}$  oranı arttıkça çizilen eğriler ise daha aşağıda yer almaktadır. Tüm  $L_c/L_{a1}$  oranları için, hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklık değerinde yaklaşık olarak 5. saniyeye kadar lineer bir artış gözlemlenmektedir. Bu andan sonra zamanın ilerlemesi ile, artış miktarı azalmakla birlikte yaklaşık 12. saniyeye kadar artış sürmektedir. 12. saniyeden sonra ise önemli bir değişim görülmemektedir. Dolayısıyla bu çalışmada incelenen parametre aralığında, ısı borusunun kararlı hale gelme süresinin yaklaşık olarak 12s olduğu söylenebilir.



Şekil 12. Doluluk oranı % 50 ve giren ısı 40 W olduğu durumda, farklı  $L_c/L_{a1}$  oranları için (a) ısı direnci ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin zaman ile değişimi

#### 4. Sonuç

Bu çalışma kapsamında, bakır bir borudan yapılan kapalı döngülü bir ısı borusunun ısı performansı sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla, farklı model geometrileri, farklı ısı girdileri ve farklı doluluk oranları için iki fazlı akış şartlarında, üç boyutlu ve zamana bağımlı olarak sayısal analizler yapılmıştır. Elde edilen veriler aracılığı ile, çalışılan parametre aralığında incelenen ısı borusunun akış karakteristikleri ve ısı performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, diğer parametreler sabit iken ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünden giren ısı miktarı arttıkça, ısı borusu içindeki akışkanın sıcaklık ve hız değerlerinin arttığı ısı direncinin ise azaldığı belirlenmiştir.  $L_c/L_{a1}$  oranının artması ile ise, ısı direnci değerinin ve buharlaştırıcı sıcaklığının azaldığı tespit edilmiştir. Isı borusunun doluluk oranı %40 olduğu durumda, hem ısı direnci hem de buharlaştırıcı sıcaklığının maksimum değerinde olduğu belirlenmiştir. Ancak doluluk oranının %50'ye çıkması ile bu iki değerde de ani bir düşüş gerçekleşerek minimum seviyeye indiği gözlemlenmiştir. Isı borusunun ısı direnci ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin zamanla arttığı, ancak yaklaşık olarak 12. saniyeden sonra kararlı hale geldiği belirlenmiştir. Sonuç olarak, bir ısı borusunun yoğunlaştırıcı uzunluğunun artırılmasının ısı performansı olumlu yönde etkilediği, ısı borusunun doluluk oranı %50 olduğu durumda ise optimum ısı performansı sağlandığı söylenebilir. Yapılan literatür incelemesinde ısı borularının soğutma performansının artırılması üzerine yapılan yeni çalışmalara ihtiyaç olduğu görülmüştür. Bundan dolayı bu çalışmanın çıktılarının, gelecekte yapılacak yeni çalışmalara destek olabileceği, ısı borularının aktif olarak kullanıldığı uzay araçları, haberleşme uyduları, askeri sistemler vb. gibi kritik mühendislik uygulamalarının geliştirilmesine fayda ve bilgi sağlayabileceği umut edilmektedir.

#### Referanslar

- Al-Rashed, M.H., Dzido G., Korpyś M., Smolka J., Wójcik J. (2016), Investigation on the CPU nanofluid cooling, *Microelectronics Reliability*, 63, 159-165.
- Baitule D. A., Pachghare P. R. (2013), Experimental analysis of closed loop pulsating heat pipe with variable filling ratio. *International Journal Mechanical Engineering and Robotics Research* 2, No 3
- Clement J. and Wang X. (2011), Experimental investigation of pulsating heat pipe performance with regard to fuel cell cooling application, *Applied Thermal Engineering*, 50, 268-274
- Çalışır T., Çalışkan S., Kılıç M., Başkaya Ş. (2017), Çarpan akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış alanının sayısal olarak incelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32, 127-138
- Fertahi S.D., Bouhal T., Agrouaz Y., Kousksou T., Rhafiki T.E., Zéraouli Y. (2018), Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through cfd numerical simulations, *Applied Thermal Engineering*, 128, 551–563
- Gupta N.K., Barua A., Mishra S., Singh S.K., Tiwari A.K., Ghosh S. K. (2019), Numerical study of CeO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O nanofluid application on thermal performance of heat pipe, *Materials Today: Proceedings*, 18, 1006–1016
- Ho C.J., Cheng C.Y., Yang T.F., Rashidi S., Yan W.M. (2021), Experimental study on cooling performance of nanofluid flow in a horizontal circular tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 169, 120961.
- Kilic M. (2018), A numerical analysis of transpiration cooling as an air cooling mechanism, *Heat Mass Transfer*, 54, 3647–3662

- Kilic M., Muhammad A.H. (2019), Numerical investigation of combined effect of nanofluids and multiple impinging jets on heat transfer, *Thermal Science*, 23 (5B), 3165-3173.
- Kumaer P. (2019), Numerical investigation of fluid flow and heat transfer in trapezoidal microchannel with groove structure, *International Journal of Thermal Science*, 136, 33–43
- Lin Z.R., Wang S.F., Chen J.J. (2011), Experimental study on effective range of miniature oscillating heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 880–886
- Mahdavi M., Sharifpur M., Meyer J.P. (2020), Fluid flow and heat transfer analysis of nanofluid jet cooling on a hot surface with various roughness, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118, 104842.
- Masip Y., Campo A., Nunez S.M. (2020), Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet, *Applied Thermal Engineering*, 167, 114779
- Naik R., Varadarajan V., Pundarika G., Narasimha K. R. (2013), Experiment investigation and performance evaluation of a Closed loop PHP, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 6(2), 267-275
- Noori S.M.A., Abadi R, Meyer J.P., Dirker J. (2018), Numerical simulation of condensation inside an inclined smooth tube, *Chemical Engineering Science*, 182, 132–145
- Pachghare P. R., Mahalle A. M. (2014), Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study. In No 3387-3394 India
- Pouryoussef S.M., Zhang Y. (2017), Analysis of chaotic flow in a 2D multi-turn closed-loop pulsating heat pipe, *Applied Thermal Engineering*, 126, 1069–1076
- Rahman M. L., Sultan R. A., Islam T., Noor M. H., Mohammad A. (2015), An experimental investigation on the effect of fin in the performance of closed loop pulsating heat pipe. In No.1216 Bangladesh
- Saha N., Das P.K., Sharma P. (2014), Influence of process variables on the hydrodynamics and performance of a single loop pulsating heat pipe, *International Journal Heat Mass Transfer*, 74, 238–250
- Wang J., Bai X. (2018), The features of clphp with partial horizontal structure, *Applied Thermal Engineering*, 133, 682–689
- Wang J., Ma H., Zhu Q. (2015), Effects of the evaporator and condenser length on the performance of pulsating heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 91, 1018-1025
- Wang J., Xie J., Liu X. (2020), Investigation of wettability on performance of pulsating heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119354
- Wu R., Hong T., Cheng Q., Zou H., Fan Y., Luo X. (2019), Thermal modeling and comparative analysis of jet impingement liquid cooling for high power electronics, *International Journal of Thermal Science* (137) 42–51
- Xie F., Li X., Qian P., Huang Z., Liu M. (2020), Effects of geometry and multisource heat input on flow and heat transfer in single closed-loop pulsating heat pipe, *Applied Thermal Engineering* (168) 114856