

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YIVLİ BORULARDA ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**



**PINAR ALATAŞ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
PROF. DR. DERYA BURCU ÖZKAN**

**İSTANBUL, 2019**

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YİVLİ BORULARDA ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

Pınar ALATAŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 08.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN  
Marmara Üniversitesi

---

---

---

## ÖNSÖZ

---

Yüksek lisans hayatım ve tez çalışmam boyunca bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyip, her zaman destek olan çok sevgili hocam Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca yardımlarını ve desteğini esirgemeyen Banu SAÇLI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs, 2019

Pınar ALATAŞ

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xi
ÖZET .....	xii
ABSTRACT.....	xiv
<b>BÖLÜM 1</b>	
GİRİŞ.....	1
1.1    Literatür Özeti .....	1
1.2    Tezin Amacı .....	19
1.3    Hipotez .....	20
<b>BÖLÜM 2</b>	
SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK CO <sub>2</sub> .....	21
2.1    Soğutucu Akışkanların Genel Özellikleri .....	21
2.2    Soğutucu Akışkan Çeşitleri .....	23
2.2.1    Kloroflorokarbon (CFC).....	23
2.2.2    Hidroflorokarbon (HFC) .....	23
2.2.3    Hidrokarbonlar (HC) .....	24
2.2.4    Karışım Bazlı Akışkanlar .....	24
2.2.5    İnorganik Soğutucu Akışkanlar .....	24
2.3    CO <sub>2</sub> Soğutucu Akışkanının Özellikleri .....	24
2.3.1    Termofiziksel Özellikler.....	24
2.3.2    CO <sub>2</sub> Çevresel Özellikler .....	26
2.3.3    CO <sub>2</sub> Güvenilirlik.....	27
2.3.4    CO <sub>2</sub> Ekonomiklik .....	28

## BÖLÜM 3

MATERYAL VE YÖNTEM .....	29
3.1 Evaporatörlerde Kullanılan Boru Geometrisinin İncelenmesi .....	29
3.2 Düz Borunun İncelenmesi .....	30
3.3 İçten Yivli Borunun İncelenmesi.....	31
3.4 Boru İçi Akışta CO <sub>2</sub> Kaynama Isı Taşınım Katsayısı Hesaplamaları.....	33
3.5 Düz Boru Isı Taşınım Katsayısı İncelenmesi .....	35
3.6 İçten Yivli Boru Isı Taşınım Katsayısı İncelenmesi .....	37

## BÖLÜM 4

BULGULAR VE TARTIŞMA.....	40
4.1 Teorik Model ile Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması .....	40
4.2 Farklı Evaporasyon Sıcaklıklarında Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması.....	43
4.2.1 Evaporasyon Sıcaklığı 5°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması.....	43
4.2.2 Evaporasyon Sıcaklığı 0°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması.....	45
4.2.3 Evaporasyon Sıcaklığı -8°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması.....	46
4.3 Farklı Isı Akısı Değerlerinde Isı Taşınım Katsayısının Karşılaştırılması.....	48
4.4 Farklı İçten Yivli Boru Geometrilerinin Karşılaştırılması.....	49

## BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER .....	51
KAYNAKLAR .....	54
ÖZGEÇMİŞ .....	57

## SİMGE LİSTESİ

$Bo$	Kaynama sayısı
$Bo$	Bond numarası
$d$	Çap (m)
$dt$	Diş dibi çapı (m)
$E$	İki fazlı akış çarpanı
$Fr$	Froude sayısı
$f$	Kanat yüksekliği (m)
$G$	Kütlesel akı ( $kg/m^2s$ )
$g$	Yer çekimi ivmesi ( $m^2/s$ )
$h_{cv}$	Taşıyım ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
$h_{fg}$	Buharlaştırma gizli ısı ( $kJ/kg$ )
$h_L$	Sıvı ısı taşıyım katsayısı ( $W/m^2k$ )
$h_{NB}$	Çekirdek kaynama ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
$h_{tp}$	İki fazlı ısı taşıyım katsayısı ( $W/m^2K$ )
$k_L$	Sıvı fazı ısı iletim katsayısı ( $W/mK$ )
$M$	Moleküler ağırlık ( $kg/kmol$ )
$n$	Kanat sayısı
$Nu_{cv}$	Taşıyım için Nusselt Sayısı
$P_r$	İndirgenmiş basınç
$Pr_l$	Sıvı fazı Prandtl sayısı
$q$	Isı akısı ( $W/m^2$ )
$Re_l$	Sıvı fazı Reynolds sayısı
$R_x$	Geometri iyileştirme faktörü
$S$	Supresyon faktörü
$t_b$	Et kalınlığı
$X_{tt}$	Martinelli parametresi
$x$	Kuruluk derecesi
$\alpha$	Apex açısı ( $^{\circ}C$ )
$\beta$	Helix açısı ( $^{\circ}C$ )
$\mu_l$	Sıvı fazı dinamik viskozite ( $kg/ms$ )
$\mu_v$	Gaz fazı dinamik viskozite ( $kg/ms$ )


$\rho_l$  Sıvı fazı yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\rho_v$  Gaz fazı yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\sigma$  Yüzey gerilmesi (N/m)



## KISALTMA LİSTESİ

---

GWP	Global Warming Potential
ODP	Ozon Depletion Potential
PAG	Poly Alkyl Glycol



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Deney Düzeneği [5]..... 3
Şekil 1. 2	Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak incelenmesi [5].....4
Şekil 1. 3	Buharlaştırıcıda PAG yağı değişimine göre ısı oranları [5]..... 5
Şekil 1. 4	Test Düzeneği..... 5
Şekil 1. 5	Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim (9.52 mm) [6] 6
Şekil 1. 6	Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim (5 mm) [6].....6
Şekil 1. 7	İçten yivli boru şekli [7]..... 7
Şekil 1. 8	Isı taşınım katsayısına göre CO <sub>2</sub> ve R410 karşılaştırılması [8].....10
Şekil 1. 9	Yiv geometrisi [9]..... 11
Şekil 1. 10	Kaynama sırasındaki CO <sub>2</sub> 'nin akış karakteristiği [12]..... 12
Şekil 1. 11	Deney düzeneği ve ekipmanları [16]..... 13
Şekil 1. 12	Yivli boru performansını etkileyen faktörler [31]..... 17
Şekil 1. 13	İçten yivli boru geometrik özellikleri [31]..... 18
Şekil 1. 14	İçten yivli boru çeşitleri [31]..... 19
Şekil 2. 1	Soğutma çevrimi ve T-s diyagramı..... 21
Şekil 2. 2	Soğutucu akışkanların sınıflandırılması..... 23
Şekil 2. 3	CO <sub>2</sub> faz diyagramı [33]..... 25
Şekil 2. 4	CO <sub>2</sub> Inp-h diyagramı [33]..... 26
Şekil 3. 1	Soğutma çevrimi..... 30
Şekil 3. 2	Düz Boru..... 31
Şekil 3. 3	İçten yivli boru geometrisi..... 32
Şekil 3. 4	İçten yivli boru..... 32
Şekil 3. 5	CO <sub>2</sub> faz diyagramı [34]..... 34
Şekil 3. 6	Yatay borular için akış rejimleri..... 34
Şekil 4. 1	Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=424 kg/m <sup>2</sup> s, T=0°C).....42
Şekil 4. 2	Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=380 kg/m <sup>2</sup> s, T= 5°C, q=10 kW/m <sup>2</sup> )..... 44
Şekil 4. 3	Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=380 kg/m <sup>2</sup> s, T= 0°C, q=10 kW/m <sup>2</sup> )..... 45
Şekil 4. 4	Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=380 kg/m <sup>2</sup> s, T= -8°C, q=10 kW/m <sup>2</sup> ).....47

Şekil 4. 5	Farklı evaporasyon sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi ( $G=380$ , $q=10$ kW/m <sup>2</sup> ).....	48
Şekil 4. 6	Farklı ısı akısı değerleri için ısı taşınım katsayısının değişimi ( $G=380$ kg/m <sup>2</sup> s, $T= -8^{\circ}\text{C}$ ).....	48
Şekil 4. 7	Farklı içten yivli geometrilerinin ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması	49
Şekil 5. 1	Farklı evaporasyon sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısındaki değişim ( $x=0.5$ ).....	52
Şekil 5. 2	Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim ( $x=0.5$ ).....	52



## ÇİZELGE LİSTESİ

---

	Sayfa
Çizelge 1. 1	Yivli boru-30°C doyma sıcaklığındaki deneysel sonuçlar [7]..... 8
Çizelge 1 .2	Düz ve içten yivli boru özellikleri [8]..... 9
Çizelge 2. 1	CO <sub>2</sub> ve geleneksel soğutucu akışkanların özellikleri [33]..... 25
Çizelge 2. 2	Soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [33]..... 27
Çizelge 2. 3	Soğutucu akışkanların zehirlilik bakımından sınıflandırılması [33]..... 27
Çizelge 2. 4	Soğutucu akışkanların fiyat karşılaştırması ..... 28
Çizelge 3. 1	Düz boru geometrik parametreleri.....31
Çizelge 3. 2	İçten yivli boru geometrik parametreleri..... 33
Çizelge 3. 3	CO <sub>2</sub> Termofiziksel özellikleri [35]..... 35
Çizelge 3. 4	Cavallini bağıntısı sabit değerler..... 38
Çizelge 4. 1	Test Değerleri..... 41
Çizelge 4. 2	İçten yivli boru özellikleri..... 41
Çizelge 4. 3	Test Koşulları..... 43
Çizelge 4. 4	CO <sub>2</sub> termofiziksel özellikleri (5°C)..... 43
Çizelge 4. 5	CO <sub>2</sub> termofiziksel özellikler (0°C)..... 45
Çizelge 4. 6	CO <sub>2</sub> termofiziksel özellikler (-8°C)..... 46
Çizelge 4. 7	İçten yivli boru geometrik parametreleri..... 49

## İÇTEN YİVLİ BORULARDA ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Pınar ALATAŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Günümüzde ozon tabakasının incilmesi, iklim değişiklikleri gibi küresel çevre olayları artmaktadır. Bu tip çevre olayları dünya üzerinde yaşayan tüm canlıları olumsuz etkilemekle kalmayıp yeryüzünün yaşam kalitesini de düşürmektedir. Bu nedenle soğutma sistemlerinde çevreye zararı olmayan CO<sub>2</sub> gibi doğal soğutucu akışkanlar tercih edilmeye başlanmıştır. Buharlaştırıcıda kullanılan boru özellikleri ısı transfer katsayısına doğrudan etki etmektedir. Bu çalışmada, düz boru ve içten yivli boru içerisindeki kaynama işlemi sırasında CO<sub>2</sub>'nin ısı taşınım katsayısı incelenmiştir. İçten yivli boru için oluşturulan teorik model ile deney sonuçları karşılaştırılmış % 6 yaklaşım olduğu görülmüştür. Isı akısı 10 kw/m<sup>2</sup>, kütleli akı 380 kg/m<sup>2</sup>s iken düz ve içten yivli boru için model oluşturulup farklı doyma sıcaklıklarındaki ısı taşınım katsayıları kurulum derecesine bağlı olarak karşılaştırılmıştır. İçten yivli borunun düz boruya göre doyma sıcaklığı 5°C iken %52, 0°C iken %44 ve -8°C'da ise %34 daha yüksek ısı taşınım katsayısına sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Doyma sıcaklığının artmasıyla ısı taşınım katsayısının arttığı görülmüştür. Isı taşınım katsayısı kaynama işlemi sırasında dış çapı 5 mm, 7.94 mm ve 9.52 mm olan farklı geometrik özelliklere sahip içten yivli borular için incelenmiştir. Ortalama ısı taşınım katsayısının 5 mm dış çapındaki yivli boruda 7.94 mm dış çapındaki yivli boruya göre % 6, 7.94 mm dış çapındaki yivli boruda ise 9.52 mm dış çapındaki yivli boruya göre % 19 daha yüksek olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Karbondioksit, iki fazlı akış, düz boru, içten yivli boru, ısı taşınım katsayısı



## INVESTIGATION OF HEAT AND MASS TRANSFER IN INNER GROOVED TUBES

Pınar ALATAŞ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Nowadays global environmental events such as thinning of the ozone layer, climate changes are increasing. These types of environmental events are not only affecting all creatures living on the world, but also decreasing the quality of life of the Earth. For this reason, natural refrigerant like non-harm to environment in cooling systems are started to be preferred. Features of tube used in evaporator affect directly to the heat transfer coefficient. In this study, during the boiling process in smooth tube and inner grooved tube, heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> was investigated. 6% approach which was compared to theoretical model experiment results for inner grooved tube, was seen. When heat flux was 10 kW/m<sup>2</sup>, mass flux was 380 kg/m<sup>2</sup>s, theoretical model was created for smooth and microfin tube, heat transfer coefficients in different saturation temperature were compared based on quality. It has been concluded that according to smooth tube, while saturation temperature of inner grooved tube was 5°C, 52% higher, while it was 0°C, 44% higher, while it was -8°C, 34% higher heat transfer coefficient. It has been seen that when saturation temperature was increasing, heat transfer coefficient was increasing. The heat transfer coefficient during boiling process of carbon dioxide were investigated for outer diameters tube of 5, 7.94 and 9.52 mm. Average heat transfer coefficient for the 5 mm OD inner grooved tube was approximately 6% higher than that for the 7.94 mm OD microfin tube also average

heat transfer coefficient for the 7.94 mm OD inner grooved tube was approximately 19% higher than that for the 9.52 mm OD microfin tube.

**Keywords:** Carbon dioxide, two phase flowing, smooth tube, microfin tube, heat transfer coefficient



### GİRİŞ

#### 1.1 Literatür Özeti

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve hidroflorokarbon (HFC) gibi soğutucu akışkanlar ozon tabakasının delinmesine ve küresel ısınmaya neden olurlar. Devletler, bu etkilerin minimum seviyede tutulması için dünya çapında girişimlerde bulunmuş ve çeşitli antlaşmalar imzalamışlardır. Ülkemizde bu protokollere dahil olmuştur. Bu protokoller Montreal ve Kyoto protokolüdür:

##### **Montreal Protokolü:**

HCFC ve CFC gazlarının kullanımının 2030 yılı sonuna kadar kademeli olarak bırakılması kararı alınmıştır.

##### **Kyoto Protokolü:**

Türkiye'nin de katıldığı bu protokol ile çevreye zarar veren soğutucu akışkan gazlarının kullanımına kısıtlama getirilme kararı alınmıştır.

Bu nedenlerden dolayı alternatif soğutucu akışkanlara yönelim artmıştır. İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde, ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri yüksek olan eski nesil soğutucu akışkanlar kullanılan sistemlerden dolayı ve zamanla meydana gelen kaçakların atmosfer ortamına yayılmasıyla çevreye önemli derecede zarar verilmektedir. İklimlendirme sistemlerinde kullanılacak soğutucu akışkanlar seçilirken küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon delme potansiyelinin (ODP) düşük olmasına dikkat edilmelidir. Bu nedenlerden dolayı ODP

değeri 0 , GWP değeri 1 olan CO<sub>2</sub>'nin kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. CO<sub>2</sub> çevresel özelliklerinin yanında termodinamik ve termofiziksel özellikleri, performansı, hacimsel soğutma kapasitesi, kritik sıcaklık değeri ve maliyetinin de düşük olup kolay temin edilebilir olması tercih edilme nedenleri arasındadır. Evaporatör ve kondenserlerde çok çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılabilir. CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> çevreye zararı bulunamayan soğutucu akışkanlara verilebilecek en önemli örneklerdir. Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanın ısı transfer katsayısına doğrudan etkisi vardır. Bu sebeple doğru akışkanın seçilmesi ısı transfer verimi için son derece önemli bir etkidir [1,2].

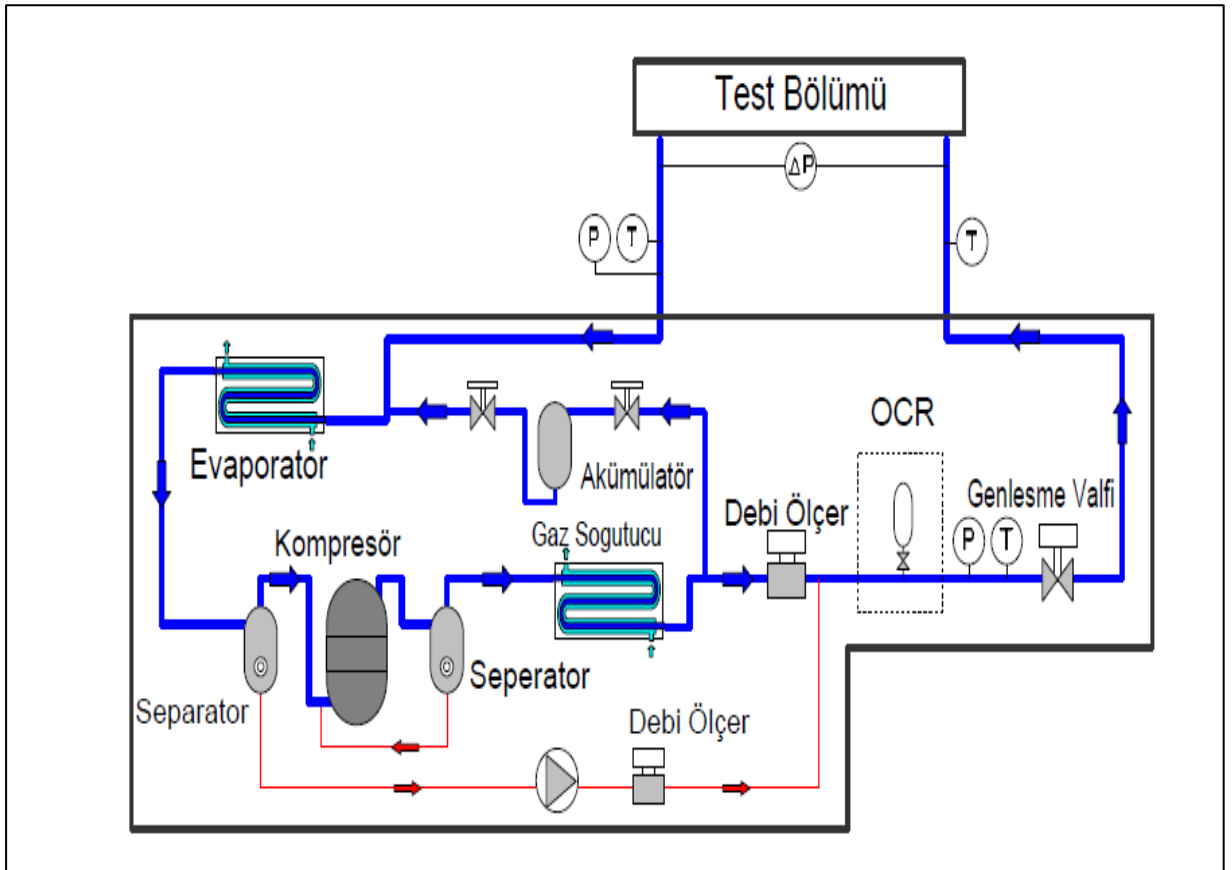
Günümüzde yapılmakta olan bilimsel çalışmalar daha verimli ısı değiştirici tasarlamak üzerine odaklanmıştır. 1990 yılının başlarından itibaren iklimlendirme cihazlarında bulunan ısı değiştiricilerde kullanılmakta olan yatay düz borular ısı transferini artırmak amacıyla iç yüzeyi yivli olan borular ile değiştirilmiştir. Bu tip boruların tercih edilme sebebi diğer borular ile karşılaştırıldığında daha yüksek ısı transfer performansı göstermeleridir. Ayrıca, boru imalatında kullanılan malzemenin daha az olması da endüstriyel kullanımda tercih nedenleri arasındadır. İçten yivli borular düz boru ile kıyaslandığında basınç düşümü fazla olmasına rağmen ısı transferi artmaktadır [3].

Buharlaştırıcılarda kullanılan boruların geometrisi ısı transferini etkileyen önemli parametrelerdendir. Buharlaştırıcıda düz boru yerine iç yüzeyi yivli boru kullanılması boru içerisinde yüzey alanını ve akışkanın türbülans karakteristiğini arttırmaktadır ve ısı transferinin yükselmesi sağlamaktadır. İç yüzeyi yivli boru kullanımı ile evaporatörlerde ısı transferini arttırmak ve soğutucu akışkan tarafı basınç kaybı değerini mümkün olduğunca düşük tutmak için yiv yüksekliği, apex açısı, helix açısı, akışkan cinsi vb. parametrelere dikkat edilmelidir. Bu parametreler akışkan ile boru yüzeyi arasında iç taraftaki ısı taşınım katsayısını ve basınç kaybını doğrudan etkilemektedir. Yoğuşurucu ile buharlaştırıcıda kullanılan iç yüzeyi yivli boruların yiv özellikleri kaynama ve yoğuşma olaylarının yapılarından dolayı farklı olmalıdır. Boru iç kısmında bulunan yivler sıvı halde bulunan soğutucu akışkanı boru iç çeperine taşıyıp ve türbülans oluşturarak ısı geçişini arttırmaktadır. Bu sebeple yivlerin helix açısı, apex açısı, yüksekliği, yiv sayısı gibi parametreler araştırılmaktadır [3].

Yivlerin başlıca üç görevi vardır:

- Akışkanın türbülans karakteristiğinin artmasını sağlayarak ısı transferini artırmak,
- Yüzey alanını artırarak ısı transferini artmasını sağlamak,
- Buharlaştırıcılarda akışkanın kaynama prosesi sırasında yüzey üzerinde gerçekleşen çekirdek kaynamasının hızlanmasını sağlayarak ısı transferini artırmak [4].

Kaji vd. [5], soğutucu akışkanı CO<sub>2</sub> olan buharlaştırıcı ve gaz soğutucu için farklı boru geometrilerinin ısı transfer performansını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



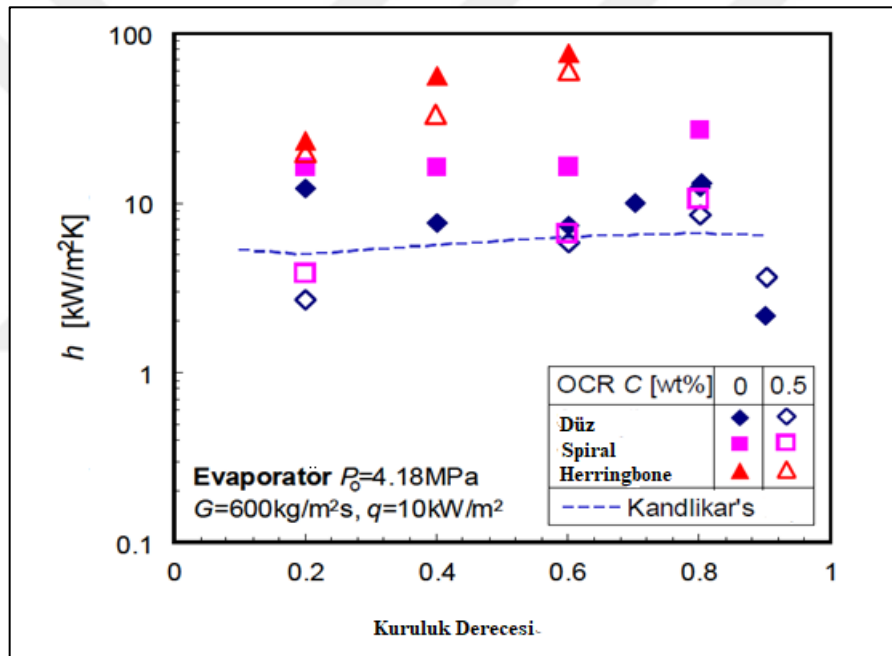
Şekil 1. 1 Deney Düzeneği [5]

Deneyde bakır hammaddesinden üretilmiş iç yüzeyi düz, spiral ve herrigbone tip üç adet farklı tip boru karşılaştırılmıştır. Deney kompresörü yağlamak amacıyla kullanılan Poly alkyl glycol (PAG) yağının dolaşım oranı 0 ve % 0.5 iken yapılmıştır. Buharlaştırıcı için yapılan deney sonucunda, basıncın 4180 KPa, kütleli akının 600 kg/m<sup>2</sup>s ve ısı

akısının  $10 \text{ kW/m}^2$  olduğu koşullarda kuruluk derecesine göre ısı taşınım katsayısı değerleri incelendiğinde en yüksek ısı taşınım katsayısı değerinin herringbone tip boruda olduğu ortaya koyulmuştur.

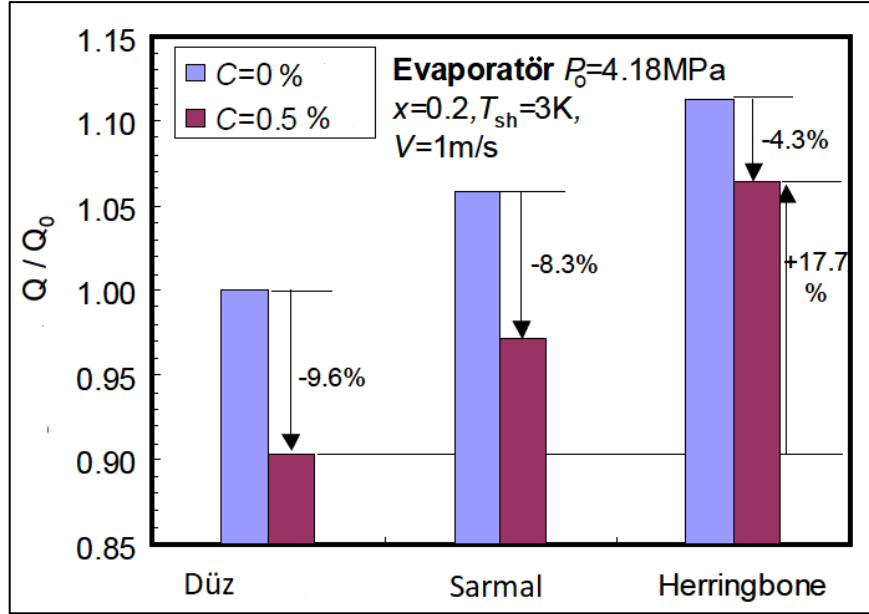
Herringbone tip boru ve sarmal tip borunun pürüzlü iç yüzey geometrisi ısı taşınım katsayılarının düz boruya göre yüksek olmasını sağlamaktadır.

Şekil 1.2’de ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimini grafikte göstermişlerdir. En yüksek ortalama ısı taşınım katsayısı yağ dolaşım oranı % 0 iken herringbone tip boruda görülmüştür. En düşük ortalama ısı taşınım katsayısı değeri ise yağ dolaşım oranı % 5 iken düz boruda görülmüştür. Isı transfer katsayısı değerlerinin üç farklı boru çeşidinde de farklı karakteristikler izlediği görülmektedir.



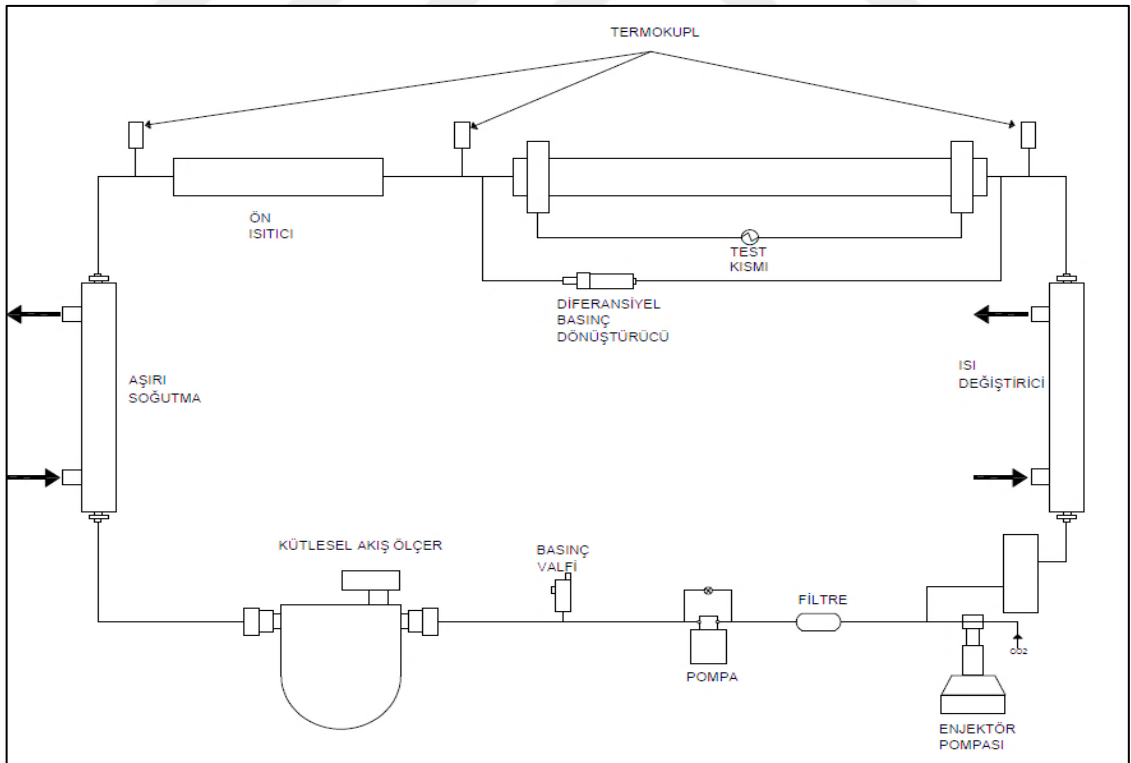
Şekil 1. 2 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak incelenmesi [5]

Buharlaştırıcıda PAG yağının dolaşım oranı % 0.5 olduğunda ısı transfer oranı düz boruda % -9.6, sarmal tip boruda % -8.3 herringbone tip boruda ise % -4.3 oranında azalmaktadır. PAG yağı % 0 ve % 0.5 iken düz, sarmal ve herringbone tip borularda ısı oranı değişimleri Şekil 1.3’de gösterilmiştir. En yüksek ısı oranı değeri herringbone tip boruda görülmüştür. En yüksek ısı oranı değişimi ise iç yüzeyi düz boruda meydana gelmiştir.



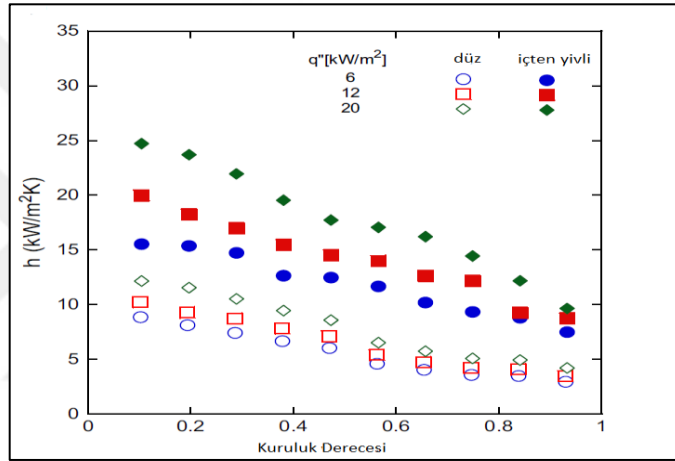
Şekil 1. 3 Buharlaştırıcıda PAG yağı değişimine göre ısı oranları [5]

Cho ve Kim [6], kaynama işlemi sırasında düz ve içten yivli boruda CO<sub>2</sub>'in ısı taşınım katsayısını deneysel olarak incelemiş ve deney sonuçlarını teorik sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Test düzeneği Şekil 1.4'de verilmiştir.

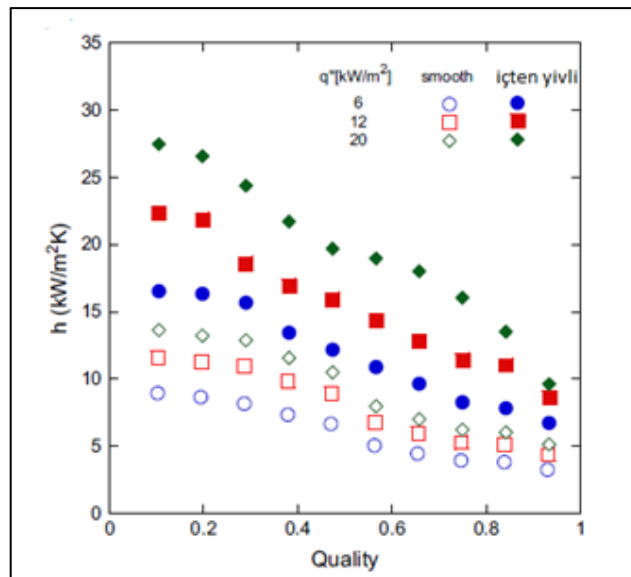


Şekil 1. 4 Test Düzeneği

Deneyde 5 mm ve 9.52 mm çaplarında, 5 metre uzunluğundaki düz ve iç yüzeyi yivli boru kullanılmıştır. Deneyler ısı akısı  $12-20 \text{ kW/m}^2$ , kütle akısı  $212-656 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , doyma sıcaklığı  $0-20^\circ\text{C}$  aralığında yapılmıştır. Isı taşınım katsayısının dış çap 5 mm iken 9.52 mm çapa göre düz boruda % 13, iç yüzeyi yivli boruda % 18 daha yüksek olduğu görülmüştür. Isı transfer katsayısı kuruluk derecesine bağlı olarak farklı ısı akısı, kütle akısı ve doyma sıcaklığı değerlerinde incelenmiştir. Isı taşınım katsayısının iç yüzeyi düz ve iç yüzeyi yivli boruda aynı yönde etkilenecek kuruluk derecesinin artmasıyla azaldığı grafiklerle verilmiştir. Şekil 1.5'de 9.52 mm dış çapındaki borunun Şekil 1.6'da ise 5 mm dış çapındaki borunun farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesi arttıkça azaldığı gösterilmiştir.



Şekil 1. 5 Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim (9.52 mm) [6]



Şekil 1. 6 Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim (5 mm) [6]






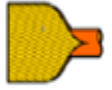
Deney sonuçları Çizelge 1.1’de verilmiştir.

Çizelge 1. 1 Yivli boru-30°C doyma sıcaklığındaki deneysel sonuçlar [7]

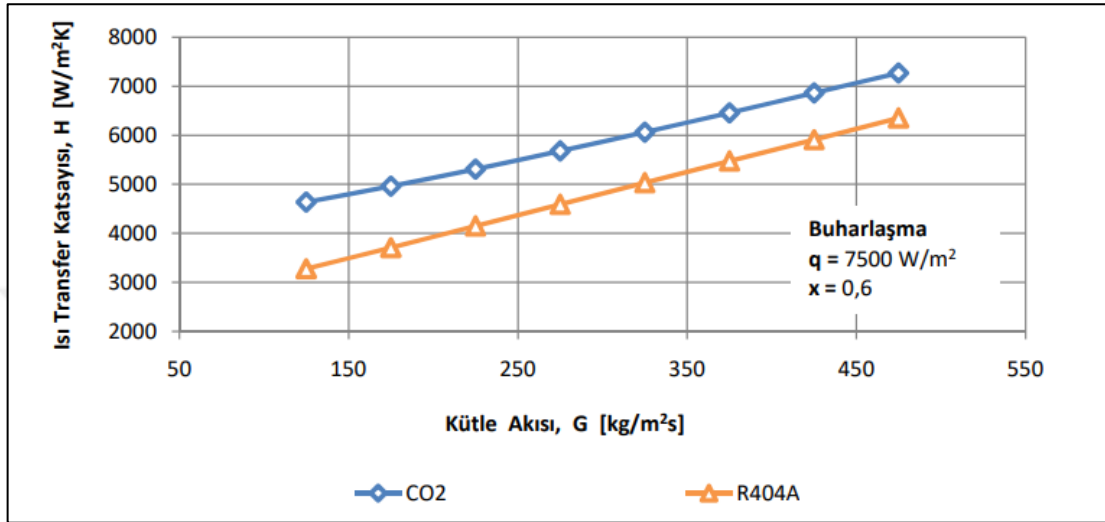
$T_{sat}$	$G$ ( $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ )	$q$ ( $\text{kW m}^{-2}$ )	$x$	$h_{tp}$ ( $\text{kW 111 m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
-30	199.8	10.1	0.019	3376
			0.338	4892
			0.613	5621
-29.6	250.4	10	0.001	3433
			0.255	4820
			0.3644	5076
-29.8	100	15	0.033	5195
			0.671	6658
			0.99	3622
-30	150.1	15.2	0.088	5116
			0.454	6780
			0.726	8152
-29.8	199.9	15.1	0.059	5089
			0.53	7455
			0.733	6453
-29.8	249.5	14.9	0.037	4768
			0.415	6866
			0.578	7201
-30.1	150.2	19.5	0.037	6052
			0.607	8483
			0.947	12229
-30.2	199.9	19.9	0.007	6670
			0.723	10555
			0.99	6056
-29.6	249.8	20.2	0.049	6383
			0.562	9203
			0.783	9984
-29.9	199.9	24.4	0.016	7491
			0.556	9795
			0.877	13371
-29.5	250.2	25.1	0.06	7971
			0.698	12129
			0.971	9540

Onbaşıoğlu vd. [8], evaporatörlerde düz ve iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı kapasiteye etkisini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kullanılan iç yüzeyi düz ve iç yüzeyi yivli boru geometrisinin özellikleri Çizelge 1.2’de verilmiştir.

Çizelge 1. 2 Düz ve içten yivli boru özellikleri [8]

<b>Boru Özellikleri – Bakır Boru</b>		
	<b>Düz</b>	<b>Yivli</b>
<b>Kesit Görünümü</b>		
<b>İç Yüzey Görünümü</b>		
<b>Boru Malzemesi</b>	Bakır	Bakır
<b>Dış Çap [mm]</b>	7,94	7,94
<b>Boru Et Kalınlığı [mm]</b>	0,35	0,28
<b>Yiv Yüksekliği [mm]</b>	-	0,18
<b>Tepe Açısı [°]</b>	-	42
<b>Helis Açısı [°]</b>	-	18
<b>Yiv Sayısı [-]</b>	-	50
<b>Şişirme Sonrası Dış Çap [mm]</b>	8,38	8,38

Çalışmada, CO<sub>2</sub> ile R410a soğutucu akışkanları karşılaştırılmıştır. Isı akısı 7500 W/m<sup>2</sup>, kütleli akı 424 kg/m<sup>3</sup> kuruluk derecesi x=0.6 şartlarında CO<sub>2</sub>'in ısı transfer katsayısının R410a'ninkinden yüksek olduğu Şekil 1.8'de gösterilmiştir. Kütleli akının artmasıyla hem düz hem de iç yüzeyi yivli boruda ısı transfer katsayısı artmaktadır.

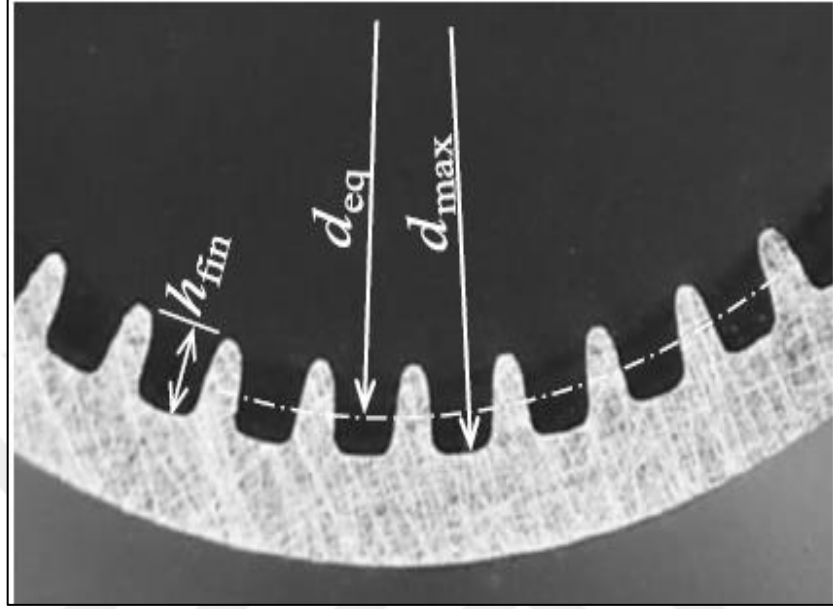


Şekil 1. 8 Isı taşınım katsayısına göre CO<sub>2</sub> ve R410 karşılaştırılması [8]

Yapılan deneysel çalışmalar ile teorik çalışmalar karşılaştırılmıştır. Yapılan hesaplamalardan elde edilen teorik veriler ile deney sonuçları arasında düz boru kullanıldığında %-0.9 oranında, iç yüzeyi yivli boru kullanıldığında ise % 1.25 oranında fark mevcuttur. Deneylerden elde edilen sonuçlar yapılan hesaplamaları doğrulamaktadır. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan evaporatörde düz boru yerine iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı transfer kapasitesine etkisi incelendiğinde teorik hesaplamalara göre yaklaşık olarak % 3.2 deneysel işlemlere göre ise yaklaşık % 1 oranında arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Kondou ve arkadaşları [9], yaptıkları çalışmada, R1234ze(E) ve R1234ze(Z) gibi çevre dostu soğutucu akışkanları kullanarak yatay iç yüzeyi yivli boruda iç kısımdaki ısı taşınım katsayısını ve basınç kaybını incelenmiştir. Deneysel ve teorik veriler karşılaştırılmıştır. Buharlaşma sıcaklığı 35°C, yoğunlaşma sıcaklığı 65°C alınmıştır. R1234ze (Z) ve R1234ze (E)'nin hem yoğunlaşma hem buharlaşma için basınç kaybı değerleri R134a'ya göre yaklaşık 3 kat yüksektir. 65°C'deki yoğunlaşma için, R1234ze (Z)'nin ısı transfer katsayısı R1234ze (E) ve R134a ile karşılaştırıldığında

yaklaşık 2.5 kat daha yüksek bulunmuştur. 35°C'de buharlaşma için R1234ze (Z)'nin ısı taşınım katsayısı kuruluk derecesi 0 ile 0.4 arasında iken R1234ze(E) ve R-134a'ya göre yüksek ancak kuruluk derecesi 0.4-1 arasında iken düşüktür. Kullanılan yiv geometrisi Şekil 1.9'da gösterilmiştir.



Şekil 1. 9 Yiv geometrisi [9]

Arslan [10], ısı değıştiricilerde düz ve iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı transferine etkisini e-NTU yöntemini kullanarak incelemiştir. Bu çalışmada görülmüştür ki su tarafında düşük Reynolds sayı değerlerinde, iç yüzeyi yivli boru ısı geçişini 1.5 kat kadar artırmaktadır. Basınç düşümleri incelendiğinde ise yüksek Reynolds sayısı değerlerinde iç yüzeyi yivli boruda düz boruya oranla basınç kaybı yaklaşık 3.5 kat daha fazla olduğu görülmüştür. Sonuç olarak faz değışiminin gözlemlenmediği ısı değıştiricilerde iç yüzeyi yivli boru sadece düşük debiler için ısı transfer katsayısında iyileşmeye yol açmaktadır. Yüksek debilerde hem ısı transferinde bir iyileşme sağlanmamış hem de basınç düşümleri artmıştır.

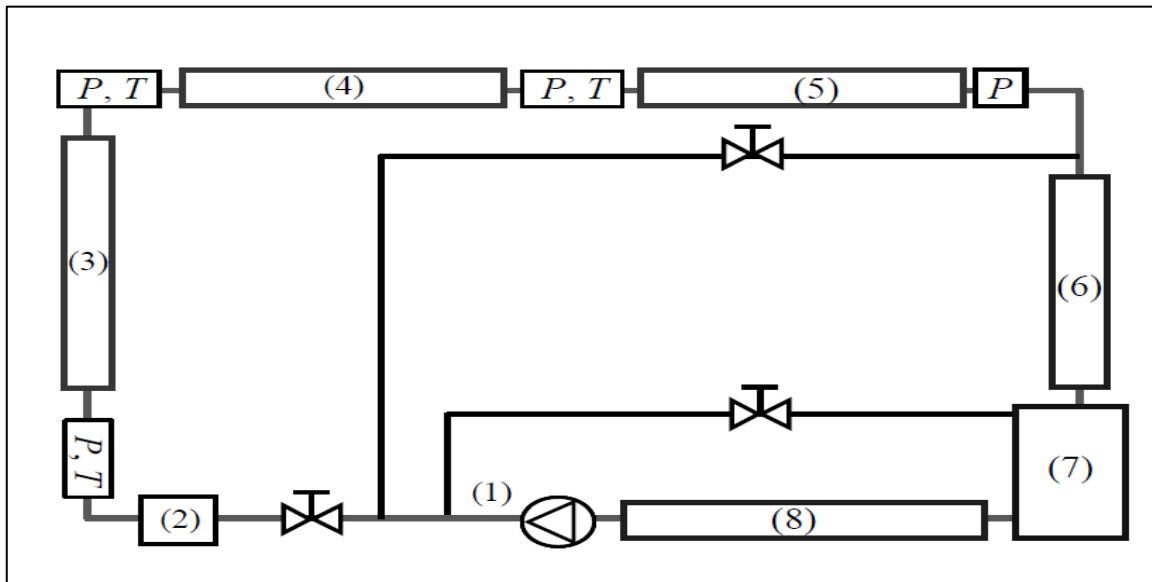
Yun ve arkadaşları (11) yayınladıkları çalışmada, iç yüzeyi yivli boruda kaynama sırasındaki ısı taşınım katsayısını incelemiş ve korelasyonlar geliştirmiştir. Literatürden deneysel veriler; buharlaşma sıcaklığı, kütleli akı, ısı akısı, yiv yüksekliği, yiv sayısı, helix açısı, apex açısı, boru dış çapı değerleri alınmıştır. Boyutsuz parametreler dahil edilerek geliştirilen korelasyonları 5 farklı soğutucu akışkan için 13303 veri ile



Diani vd. [14], yayınladıkları makalede son yıllarda içten yivli borular ile ilgili yapılan çalışmaların arttığına dikkat çekmiştir. R-134a soğutucu akışkanı kullanılarak ısı akısı  $10 \text{ kW/m}^2$  ile  $50 \text{ kW/m}^2$  kütle akı  $375 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ile  $940 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve kuruluk derecesi 0.10 ile 0.99 arasında kaynama ısı transfer katsayısını incelemiştir. Daha sonra deneysel sonuçlar ile teorik sonuçları karşılaştırmışlardır. Farklı ısı akısı, kütle akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısı incelenmiş ve en yüksek ısı taşınım katsayısının görüldüğü şartlar belirlenmiştir. Isı taşınım katsayısındaki değişimi grafiklerle sunmuşlardır.

Diani vd. [15], R1234ze (E) ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanarak da bir çalışma yayınlamışlardır. Bu çalışmada özellikle çevre dostu akışkanları seçtiklerine dikkat çekmişlerdir. Isı taşınım katsayısındaki değişim incelenmiştir.

Inoue ve arkadaşları [16], yaptıkları çalışmada, R-32'nin düz ve iç yüzeyi yivli boruda ki ısı transfer özellikleri ve basınç düşümü üzerine deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Deneyde 4 mm çapında düz boru ve iki ayrı içten yivli geometrisi kullanılmıştır. Aynı şartlar altında içten yivli geometriye sahip boruların ısı transfer katsayısı yaklaşık 1.3-6.5 kat daha fazla bulunmuştur. İç yüzeyi yivli borularda kanat yüksekliği ve geometrisinin düşük ısı akısı ve kütle akı şartlarında etki etmediği görülmüştür. Innou vd. tarafından yapılan deney düzeneği ve ekipmanları Şekil 1.11'de verilmiştir.



Şekil 1. 11 Deney düzeneği ve ekipmanları [16]

Deney düzeneği ekipmanları aşağıdaki gibidir:

(1) Manyetik dişli pompa

(2) Kütle debimetresi

(3) Su soğutucu

(4) Elektrikli ısıtıcı

(5) Test kısmı

(6) Yoğuşturucu

(7) Alıcı

(8) Alt soğutma elemanı

Mancin ve arkadaşları [17], 3.8 mm çapındaki i yüzeyi yivli boru için R-134a'nın ısı taşınım katsayısını ve basınç düşümünü deneysel olarak incelenmiştir. i yüzeyi yivli boru lehimli bir bakır levha içinde alttan elektrikle ısıtılır. Faz değişimi sırasında sıcaklık dağılımını ölçmek için duvara birkaç T tipi termokupl eklenerek deneysel ölçümler yapılmıştır. 30°C' buharlaşma sıcaklığında, kütlesel akıyı 190 kg/m<sup>2</sup>s ve 765 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısını 10, 25 ve 50 kW/m<sup>2</sup> arasında değiştirerek, kuruluk derecesine bağlı olarak incelenmiştir. Deney sonuçları kütlesel akının artmasıyla basınç düşümünün arttığını ısı transfer katsayısının farklı karakteristikler izlediğini göstermiştir.

Celen [18], düz ve i yüzeyi yivli boruda R-134a soğutucu akışkanının kaynama sırasındaki ısı taşınım katsayısını deneysel olarak incelemiş ve tahmini korelasyonlar geliştirmiştir. Deneyler farklı doyma sıcaklığı ve ısı akısı şartlarında yapılmıştır. Hem düz hem de i yüzeyi yivli borularda kütlesel akının 290 kg/m<sup>2</sup>s ve 380 kg/m<sup>2</sup>s olduğu deneylerde ısı transfer katsayısının kuruluk derecesi ile arttığı kütlesel akının 190 kg/m<sup>2</sup>s olduğu deneylerde ise ısı transfer katsayısının neredeyse sabit kaldığı sonucuna varılmıştır. Evaporasyon sıcaklığının artmasıyla ısı taşınım katsayısının arttığı grlmştir. Ayrıca basınç düşümü de incelemiştir. Basınç kaybının i yüzeyi yivli boruda düz boruya kıyasla 2.2 kat yüksek olduğu grlmştir.

Chamra ve arkadaşları [19], R22 soğutucu akışkanını kullanarak farklı i yüzeyi yivli boru geometrilerini incelemişlerdir. Farklı geometrik özelliklere sahip içten yivli borularda en yüksek ısı transfer katsayısı yiv açısı 20° olan boruda grlmştir. Ayrıca, yiv sayısı ve yiv yksekliliğinin etkisini de incelemişlerdir. Yiv sayısı ve yiv yksekliliğinin artması ısı

transfer katsayısını arttırdığı sonucuna varmışlardır. Yiv geometrisinin ve seçilen soğutucu akışkanın ısı transfer katsayısını doğrudan etkilediğini belirtmişlerdir.

Passos ve arkadaşları [20], R407C soğutucu akışkanının düz ve iç yüzeyi yivli borudaki kaynama işlemi sırasındaki ısı taşınım katsayısını incelemişlerdir. İçten yivli boru düz boru ile kıyaslandığında ısı transfer katsayısının yaklaşık olarak 2 kat kadar arttığı görülmüştür. İç yüzeyi yivli borunun ısı transfer katsayısının yüksek olmasının sebebi yüzey alanının artması ve çekirdek kaynama etkisidir. Basınç düşümü incelendiğinde iç yüzeyi yivli boruda düz boruya göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

Filho ve arkadaşları [21], düz ve iç yüzeyi yivli boruda ısı transfer katsayısını R134-a soğutucu akışkanını kullanarak incelemişlerdir. İç yüzeyi yivli borunun düşük kütleli debi değerlerinde düz boruya göre olan iyileşmesinin arttığı görülmüştür. Yapılan çalışmaların sonucunda iç yüzeyi yivli borunun düz boruya göre daha yüksek ısı transfer katsayısı ve basınç düşümüne sahip olduğu grafiklerle sunulmuştur.

Kim ve arkadaşları [22], düz ve iç yüzeyi yivli borularda kaynama sırasındaki ısı transfer katsayısını R410-a soğutucu akışkanını kullanarak incelemişlerdir. Isı akısı ve kütleli akıdaki artışın ısı taşınım katsayısını arttırdığı sonucuna varmışlardır. Buharlaşma sıcaklığının düşmesi ısı taşınım katsayısını düşük ısı akılarında arttırmış, yüksek ısı akılarında ise azaltmıştır. Aynı şartlarda, düz boru yerine iç yüzeyi yivli boru kullanılması ısı taşınım katsayısını yaklaşık olarak 1.6 kat arttırmıştır.

Spindler ve Müller Steinhagen [23], R410a ve R134a soğutucu akışkanlarının kaynama prosesi sırasındaki ısı transferini incelemişlerdir. Aynı buharlaşma sıcaklığı değerinde R134a'nın ısı transfer katsayısının R404a'nın ısı transfer katsayısından yaklaşık olarak 1.5 kat daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Seo ve Kim [24], düz ve iç yüzeyi yivli boruda R22 soğutucu akışkanını kullanarak ısı taşınım katsayısını incelemişlerdir. Isı akısı, kütle akısı ve buharlaşma sıcaklığının etkilerini araştırmışlardır. Buharlaşma sıcaklığının azalması ile ısı taşınım katsayısının arttırdığı görülmüştür. Isı akısının artması ile ise ısı taşınım katsayısının arttığı sonucuna varılmıştır.

Rollmann ve arkadaşları [25], R407C soğutucu akışkanın iç yüzeyi yivli boru içerisindeki ısı taşınım katsayısının, basınç düşümünü ve akış rejimini deneysel olarak incelemiştir. Buharlaştırma sıcaklığının azalması ile ısı taşınım katsayısının arttığı görülmüştür.

Lallemand vd. [26], R407C ve R22 soğutucu akışkanlarının buharlaştırma işlemi sırasında ısı transfer katsayısını iç yüzeyi pürüzsüz ve iç yüzeyi yivli boruda deneysel olarak incelemiştir. Deney sonucunda R407C soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısı R22 soğutucu akışkanı ile karşılaştırılmıştır. R22 soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısının R407C soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısına göre iç yüzeyi pürüzsüz düz boruda %15, iç yüzeyi yivli boruda  $\frac{1}{35}$  daha fazla olduğu görülmüştür.

Wellsandt ve Vamling [27], R407C ile R410A gazlarının herringbone tipi yivli borularda buharlaştırma işlemi sırasında ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel sonuçları literatürde bulunan korelasyonlarla karşılaştırmışlardır. Korelasyon sonuçlarının deneysel sonuçlardan daha yüksek olduğu görülmüştür.

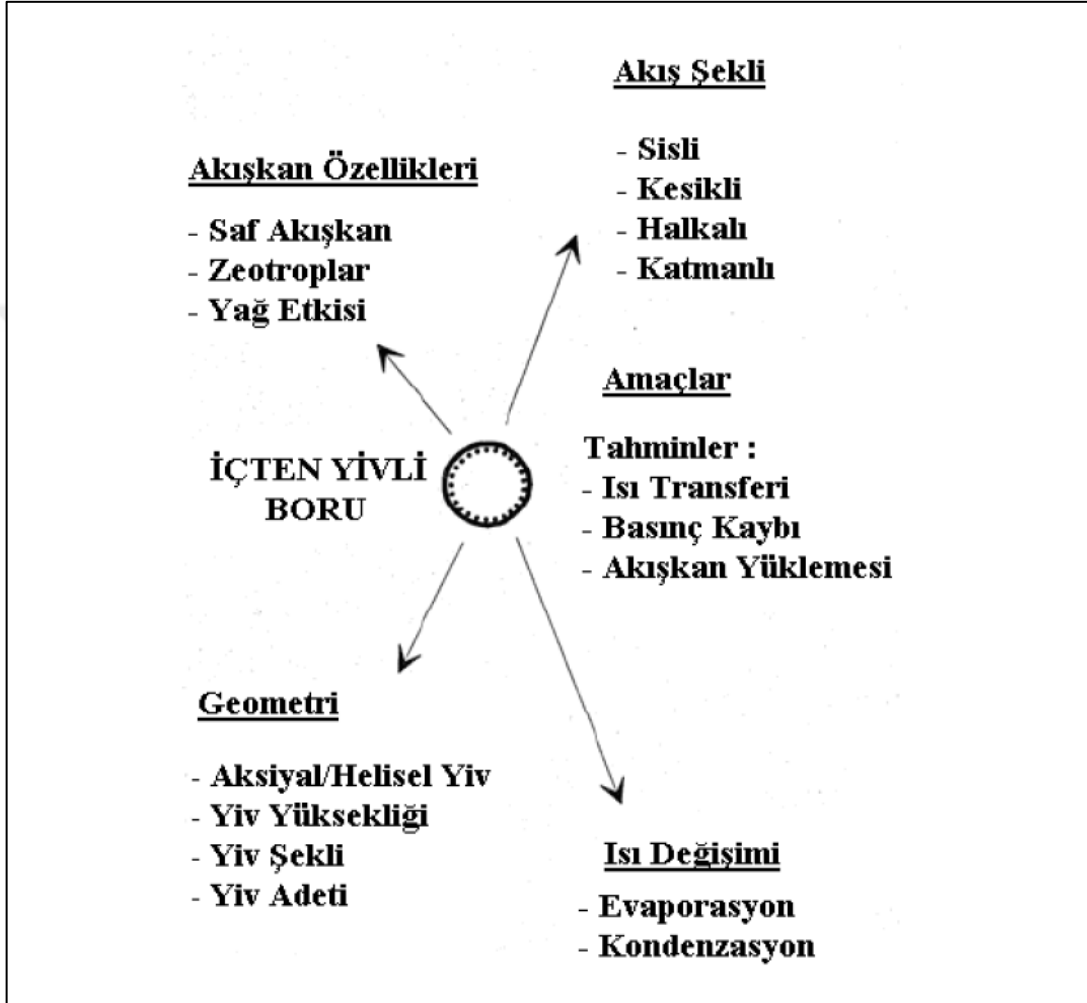
Greco ve Vonoli [28], R-410A ve R-404A soğutucu akışkanlarının buharlaştırma prosesi esnasındaki ısı taşınım katsayısıyla ilgili araştırma yapmış, buharlaştırma prosesi sırasında oluşan basınç, ısı transferi ve kütle transferini fonksiyon olarak analiz etmiş ve ısı taşınım katsayısının tahmini için bir korelasyon önermişlerdir.

Han ve diğerleri [29], R161 soğutucu akışkanının buharlaştırma prosesi sırasında ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. R161 soğutucu akışkanı R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak gösterilmektedir. İç yüzeyi yivli boruda R22 soğutucu akışkanı R161 soğutucu akışkanı yerine kullanıldığında ısı transferinin yaklaşık olarak %25 arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, basınç düşümü kıyaslandığında R22 soğutucu akışkanının R161 soğutucu akışkanına göre yaklaşık 1.7 kat daha yüksek basınç düşümü değerine sahip olduğu görülmüştür.

Thome vd. [30], iç yüzeyi yivli borularda buharlaştırma sırasında soğutucu akışkanlar için geliştirilmiş bir model oluşturmuşlardır. Modeli oluştururken yiv özelliklerini de modele dahil etmişlerdir. Fakat, kaynama ısı transfer katsayısı tahmini için tüm yiv geometrilerini kapsayan model oluşturmada başarılı olamamışlardır.

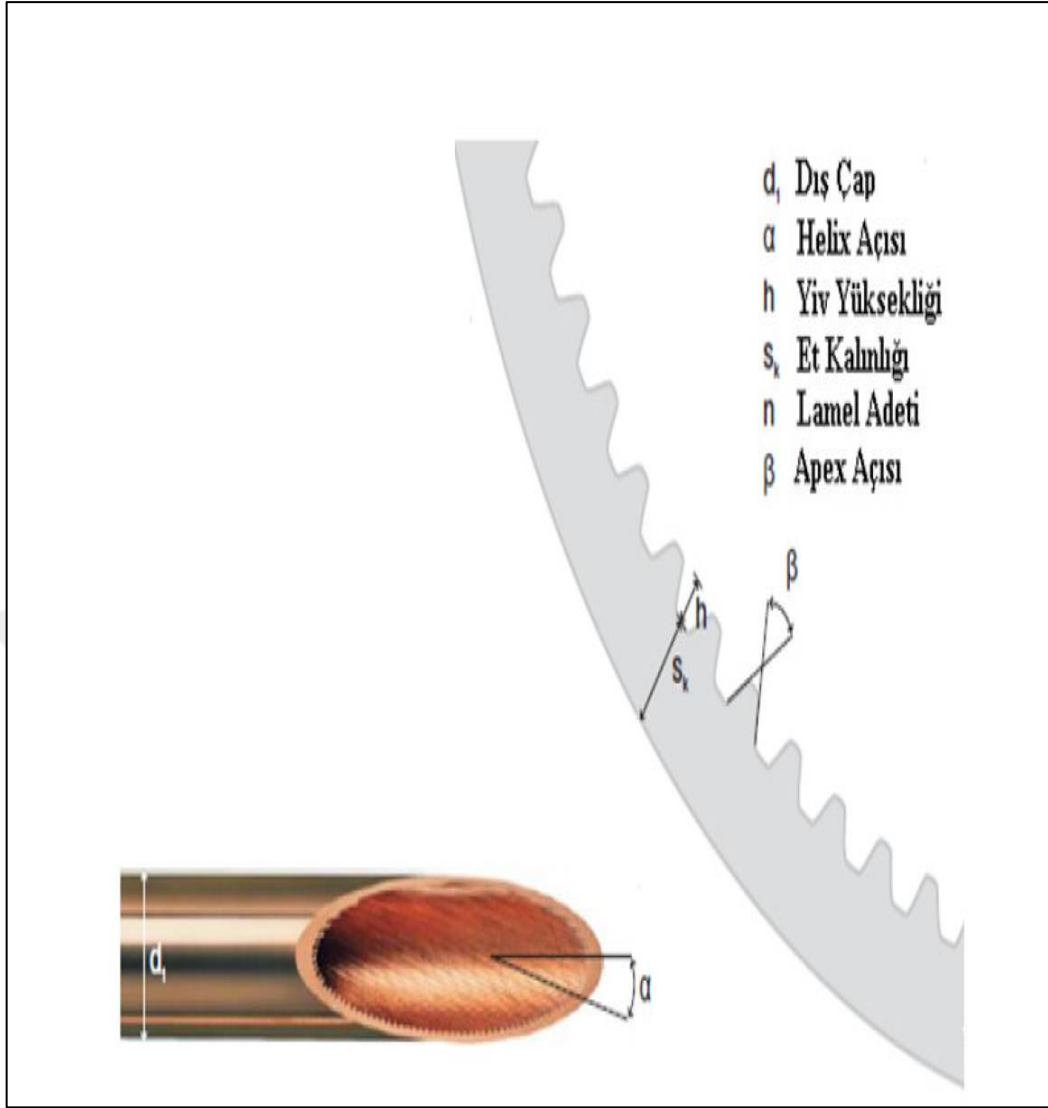
Literatürde bulunan çalışmalar incelendiğinde düz boru ve içten yivli boru kullanılan çalışmaların tamamına yakınında içten yivli borunun daha yüksek ısı transfer

katsayısına sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca çalışmalardan içten yivli boru performansını etkileyen parametreler olduğu sonucuna varılmıştır. Bu parametreler seçilen akışkan cinsi, akış şekli, ısı değişimi ve yiv geometrisi (yiv sayısı, yiv yüksekliği, apex açısı, helix açısı) olduğu görülmüştür. Bu parametreler Şekil 1.12’de gösterilmiştir.



Şekil 1. 12 Yivli boru performansını etkileyen faktörler [31]

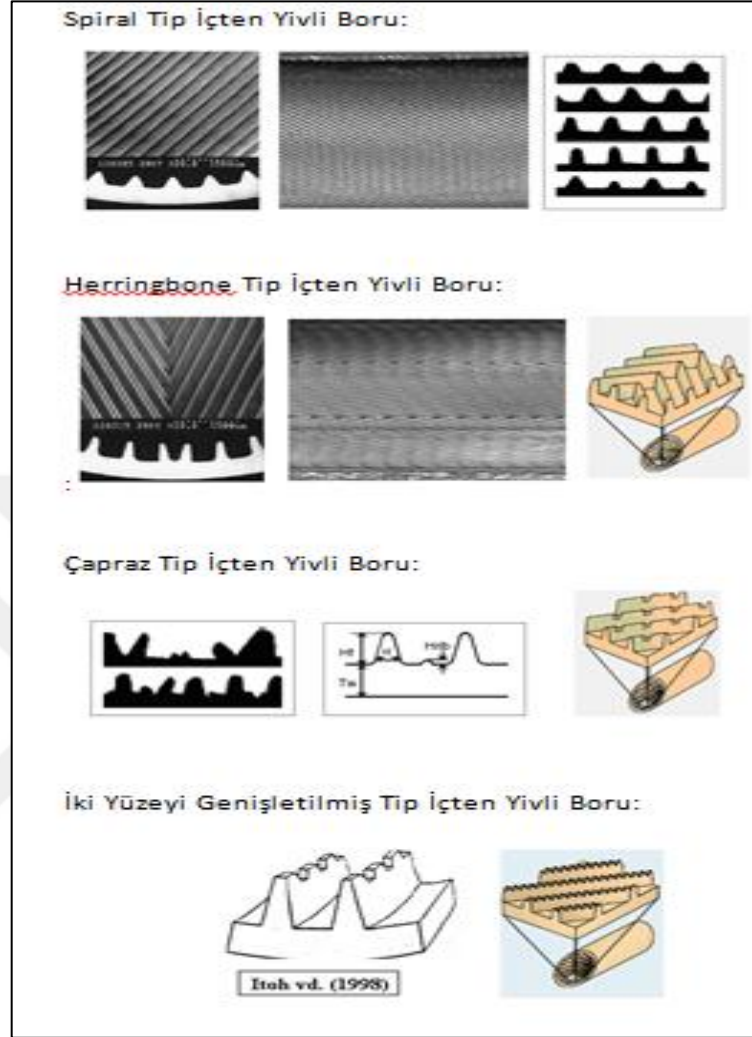
Bir soğutma sisteminde düz boru yerine içten yivli boru kullanılacaksa öncelikle kullanılacak soğutucu akışkanın çevresel ve termofiziksel özelliklerine dikkat edilmelidir. Daha sonra kullanılacak yiv geometrisi maksimum ısı transfer katsayısını ve minimum basınç kaybı değerini verecek şekilde seçilmelidir.



Şekil 1. 13 İçten yivli boru geometrik özellikleri [31]

Şekil 1.13'de içten yivli boru geometrik özellikleri gösterilmiştir. Borular bakır, paslanmaz çelik, alüminyum hammaddesinden üretilmektedir. Ancak ısı iletkenliği yüksek olan bakır boru en çok tercih edilen boru çeşididir. İçten yivli performansını boru çapı, et kalınlığı, yiv sayısı, yiv yüksekliği, apex açısı ve helix açısı etkileyen faktörlerdir. Farklı geometrik özelliklere sahip içten yivli borular üretilmektedir. Sarmal tip içten yivli boru, herrigbone tip içten yivli boru, çapraz tip içten yivli boru, iki yüzeyi genişletilmiş tip içten yivli boru örnek olarak verilebilir. İki yüzeyi genişletilmiş tip yivli borunun yüzey alanının diğerlerine göre fazla olması nedeniyle ısı transfer katsayısı daha yüksek olabilmektedir.

Literatür de yer alan içten yivli boru tipleri aşağıdaki gibidir:



Şekil 1. 14 İçten yivli boru çeşitleri [31]

## 1.2 Tezin Amacı

Ülkemizin özellikle Kyoto Protokolü'ne dahil olmasıyla birlikte çevresel etkiye sahip maddelerin kullanımı ve çevreye salımı ile ilgili birçok kısıtlama ve düzenleme yapılmaktadır. Buna bağlı olarak soğutma sistemlerinde kullanılmakta olan flor içeren gazların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeniyle son yıllar da doğal akışkanlar olarak bilinen Amonyak ( $\text{NH}_3$ ), Karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ), Propan (R290), İzobütan (R600-a) gibi soğutucu akışkanların kullanımına yönelik çalışmalar ve teşviklerde önemli bir artış görülmüştür. Bu gazlar arasında, R-744 olarak bilinen  $\text{CO}_2$  gazının toksik ve yanıcı olmaması sebebiyle birçok soğutma uygulamasında bu soğutucu akışkanın kullanımına

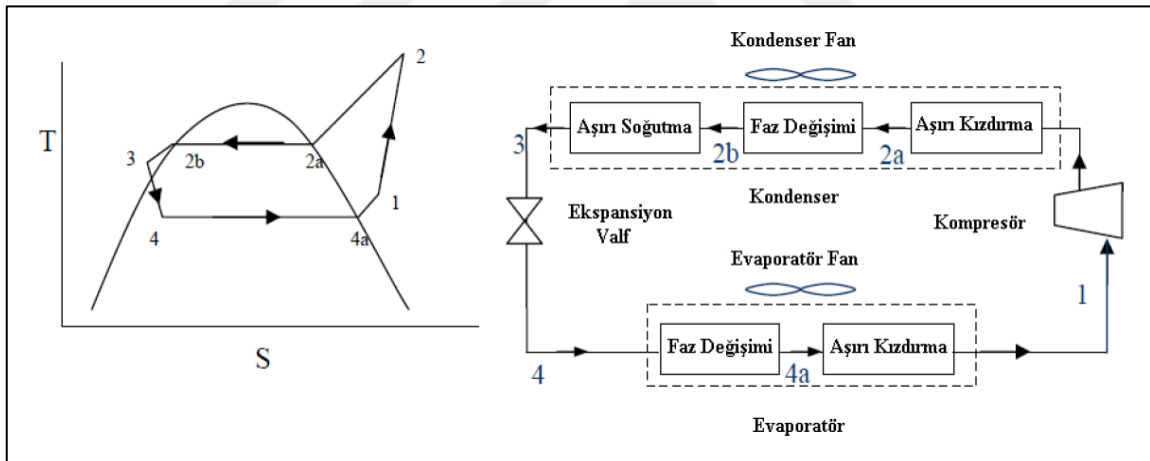
yönelim artmıştır. Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılması uygun görülmüştür. CO<sub>2</sub> kullanılan sistemlerde evaporatör, olarak kullanılan ısı değiştiricilerin, boru içinde geręekleřen iki fazlı akışta ısı taşınımının iyileştirilmesi amacıyla içten yivli boru geometrisinin tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Düz boru yerine içten yivli boru kullanıldığında ısı taşınım katsayısında olan değişim incelenecektir. evre dostu ve daha yüksek verimin sağlandığı sistem amaçlanmıştır.

### **1.3 Hipotez**

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının düz ve içten yivli boru içerisindeki kaynama sırasındaki ısı taşınım katsayısının araştırıldığı bu çalışmada ısı taşınım katsayısına etki eden parametreler incelenmiştir. Düz boru yerine içten yivli boru kullanılarak ısı taşınım katsayısındaki değişim irdelenmiştir. Farklı boru geometrilerini inceleyerek ısı değiştiriciler için en etkin geometri araştırılmıştır.

SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK CO<sub>2</sub>

Soğutma çevrimi bir soğutucu akışkanın ısıyı emmesi ve sonrasında yaymasıyla oluşan ısı değişikliklerini içeren bir sistemdir. Soğutucu akışkan çevrimin temel yapı taşıdır. Şekil 2.1’de soğutma çevrimi elemanları ve T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2. 1 Soğutma çevrimi ve T-s diyagramı

### 2.1 Soğutucu Akışkanların Genel Özellikleri

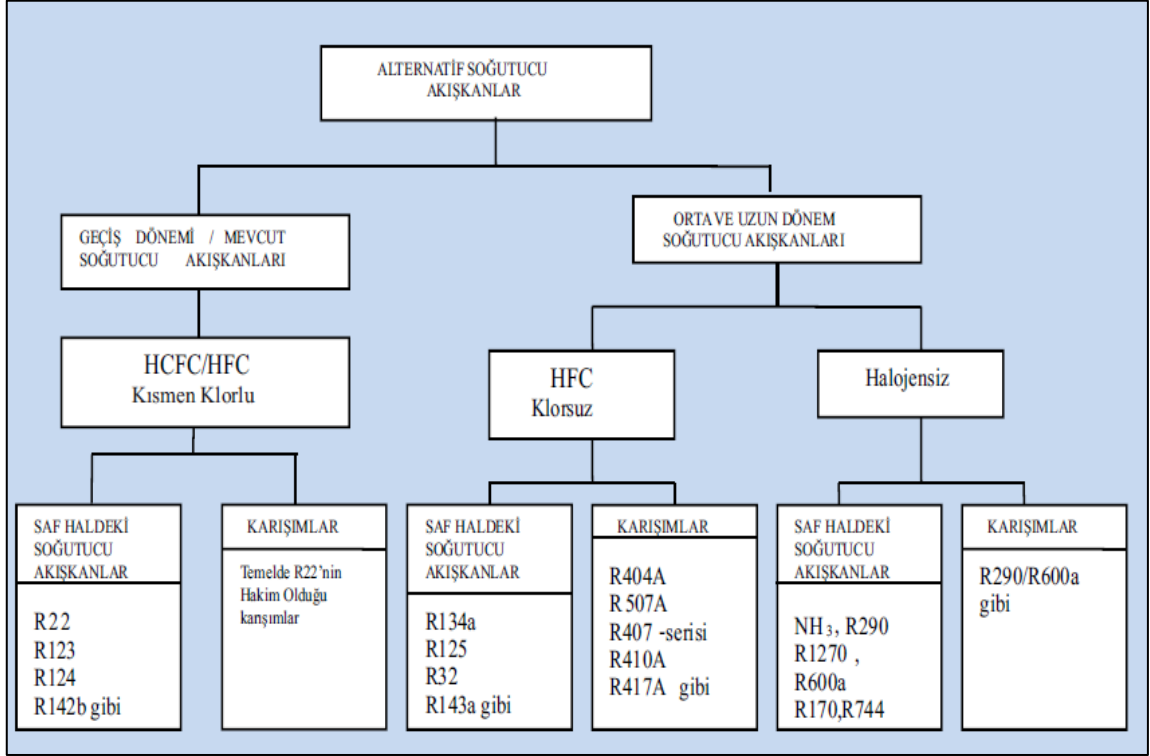
Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınarak başka bir ortama aktarılarak yararlanan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle evaporatör bölümünde sıvı fazından buhar fazına ve kondenser bölümünde buhar fazından sıvı fazına dönüşerek sağlarlar. Soğutucu akışkanların, bu görevleri güvenilir ve ekonomik olarak yerine getirebilmesi ayrıca sisteminin verimli çalışabilmesi için bazı özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre farklılık

gösterebilir. Bu yüzden her zaman bu özelliklerin tümünü yerine getirmek mümkün olmayabilir. Soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler aşağıda sıralanmıştır:

- Daha az enerji harcayarak daha fazla soğutma elde edilebilmelidir.
- Çevreye zararı olmamalıdır.
- Kolay temin edilebilir ve ucuz olmalıdır.
- Havaya karıştığı zaman yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Isı aktarımı yüksek olmalıdır.
- Rutubet bulursa dahi çok zararlı reaksiyonlara girmemelidir.
- Küçük kapasiteli kompresörün kullanımına uygun olmalıdır.
- Yağlama yağında çözülebilir özellikte olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basınç değeri mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşturucuda basınç değeri düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.
- Özgül hacmi düşük olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Sistemde kaçak olduğunda yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçak olması halinde kolay saptanabilmelidir.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde insanlara zarar vermemelidir.
- Yüzey gerilimi (kılcallık) az olmalıdır.
- Sınır şartlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerini korumalıdır.
- Depolanması kolay olmalıdır.
- Kaynama sıcaklığı ve kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalıdır.

- Kritik çalışma noktası kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalıdır [32].

Soğutucu akışkanların sınıflandırılması Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2. 2 Soğutucu akışkanların sınıflandırılması

## 2.2 Soğutucu Akışkan Çeşitleri

### 2.2.1 Kloroflorokarbon (CFC)

Klor ve flor karbon yörüngesi ile Hidrojen atomunun yerini alırlar. Tam halojenli soğutucu akışkanlarda denir. Uzun süre yapıları bozulmadan havada kalabilirler. Soğutucu akışkanlar arasında ozon tabakasına en fazla zarar veren akışkan türüdür. Günümüzde soğutma sistemlerinde tercih edilmemektedir. R 11, R 13, R 115 bu soğutucu akışkanlara örnektir.

### 2.2.2 Hidroflorokarbon (HFC)

Yapılarında klor atomu yoktur bu nedenle ODP değeri sıfırdır. Ancak küresel ısınmaya neden olmaktadır. Hidroflorokarbona örnek olarak R 134a verilebilir.

### **2.2.3 Hidrokarbonlar (HC)**

Son yıllarda ozon tabakasının delinmesi ve küresel ısınma endişeleri yüzünden yanıcı ve patlayıcı özellikte olmalarına rağmen propan (R290) ve bütan (R600) soğutucu akışkan olarak tercih edilmektedir. Bütan, izobüton 400 serisi karışım bazlı gazlarında da kullanılabilir. Örnek olarak R 417A'da %3,4 oranında bulunan bütan ve R 422A ve R 422D'de % 3,4 oranında bulunan izobüton verilebilir.

### **2.2.4 Karışım Bazlı Akışkanlar**

Soğutucu akışkanlar belirli oranlarda karıştırılarak yeni soğutucu akışkanlar elde edilebilir. Bu akışkanlara karışım bazlı akışkan adı verilir. Günümüzde kullanılan bu akışkanlara örnek olarak R 404A, R 410A ve R 407C verilebilir. Son zamanlarda yapılan yeni çalışmalar sonucunda bütün yağ grupları ile uyum sağlayabilen yeni karışımli soğutucu akışkanlar (R 422D, R 437A, ve R 422A vb.) geliştirilmiştir. Ozona son derece az veya hiç zarar vermeyen karışım bazlı akışkanlar üzerindeki çalışmalar devam etmektedir. Fakat bu tip karışım bazlı akışkanlar küresel ısınmaya yol açmaktadırlar.

### **2.2.5 İnorganik Soğutucu Akışkanlar**

İnorganik soğutucu akışkanlara amonyak ve karbondioksit örnek verilebilir. Bu tür akışkanlar CFC, HFC, HCFC gibi soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak kullanılmaya başlanmıştır.

## **2.3 CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanının Özellikleri**

### **2.3.1 Termofiziksel Özellikler**

Bir soğutma sistem tasarımı yaparken kullanılacak olan soğutucu akışkanın özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının özellikleri diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklıdır. Karşılaştırma yapıldığında CO<sub>2</sub>'nin en dikkat çekici termofiziksel özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31°C) ve yüksek basıncıdır (73.8 atm). CO<sub>2</sub>'yi uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6°C ve buna karşılık gelen 5,1 atm basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca, diğer akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basınç değerinin ve hacimsel ısı transfer kapasitesinin (0°C

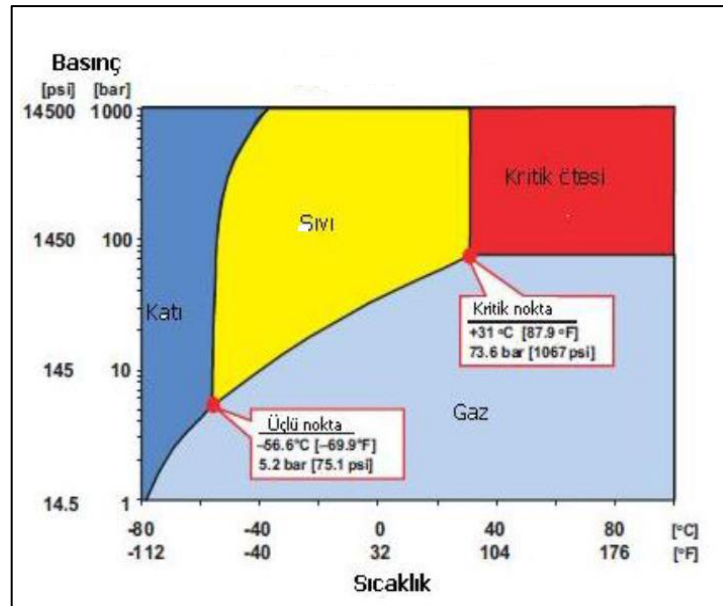
sıcaklığında 22545 kJ/m<sup>3</sup>) oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Çizelge 2.1'de CO<sub>2</sub>'nin ve diğer soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri görülmektedir. [33]

Çizelge 2. 1 CO<sub>2</sub> ve geleneksel soğutucu akışkanların özellikleri [33]

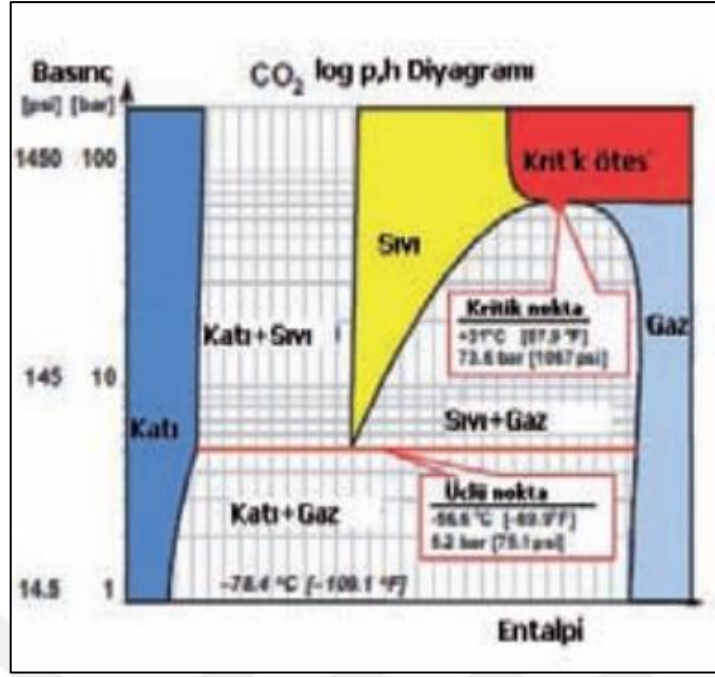
Soğutucu Akışkan	T <sub>kritik</sub> , (°C)	P <sub>kritik</sub> , (bar)	Sıvı Faz Yoğunluğu ρ <sub>f</sub> , (kg/m <sup>3</sup> ) [a]	Gaz Faz Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> ) [b]	Isıl Kapasite c <sub>p</sub> , (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m <sup>3</sup> ) [a]	Isı İletim Katsayısı k, (W/m.K) [a]	Dinamik Viskozite μ, (mPa.s) [a]
R 11	198	44,1	1536,9	2,36	0,85	450,76	0,09	0,5
R 12	112	42,2	1400,1	17,185	0,93	2636,52	0,62	0,25
R 22	96,2	49,9	1285,7	20,41	1,16	4205,28	0,09	0,22
R 134a	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	2773,75	0,09	0,27
R 410a	72,13	49,3	1175	28,82	1,5	6566,35	0,1	0,16
R 404a	72	37,3	1154,8	29,91	1,3	4953,99	0,07	0,18
R 407c	86,74	46,2	1240,8	18,86	1,4	3973,24	0,01	0,21
R 507a	70,6	37,05	1161,1	30,98	1,37	5055,32	0,072	0,18
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>31</b>	<b>73,7</b>	<b>934,26</b>	<b>94,148</b>	<b>2,5</b>	<b>22089,00</b>	<b>0,11</b>	<b>0,101</b>
R 717 (NH <sub>3</sub> )	132,3	113,3	640,28	3,31	4,41	4192,51	0,56	0,172

Açıklamalar: [a] -1,1°C'deki doymuş sıvı; [b] -1,1°C'deki doymuş buhar

CO<sub>2</sub>'nin faz diyagramı Şekil 2.3'de ln-p-h diyagramı Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 3 CO<sub>2</sub> faz diyagramı [33]



Şekil 2. 4 CO<sub>2</sub> ln-p-h diyagramı [33]

### 2.3.2 CO<sub>2</sub> Çevresel Özellikler

Soğutma sistemlerinde genellikle kullanılan soğutucu akışkanlar CFC (kloroflorokarbon), HCFC (hidrokloroflorokarbon) ve bunlara alternatif olarak geliştirilen HFC (Hidroflorokarbon)'dir. HCFC ve CFC' soğutucu akışkanları yüksek ODP (Ozon Tabakasını Delme Tehlikesi) ve yüksek GWP değerine (Küresel Isınma Tehlikesi) sahiptirler. HFC'ler ise yüksek GWP değerine sahiptirler. Bu nedenle dünya çapında çevre ile ilgili yasal düzenlemeler yapılmıştır. Bunlar,

Montreal Protokolü: HCFC ve CFC kullanımının 2030 yılına kadar aşamalı olarak bırakılmasına karar verilmiştir.

Kyoto Protokolü: Türkiye'nin de taraf olduğu bu protokolle çevreye zarar veren bu gazların kullanımına kısıtlama getirilmiştir.

Çizelge 2.2'de soğutucu akışkanların GWP ve ODP değerleri verilmiştir. Bu tablodan CO<sub>2</sub>'in geleneksel soğutucu akışkanlarla kıyaslandığında önemli bir alternatif olduğu görülmektedir.

Çizelge 2. 2 Soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [33]

Soğutucu Akışkan	Soğutucu Akışkan Sınıfı	ODP	GWP
R 134a	HFC	0	1300
R-410a	HFC	0	1980
R-404a	HFC	0	3780
R-407c	HFC	0	1650
R-507a	HFC	0	3850
CO <sub>2</sub>	Doğal	0	1
NH <sub>3</sub>	Doğal	0	<1

### 2.3.3 CO<sub>2</sub> Güvenilirlik

Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden sınıflandırıldığında A sınıfı ve B sınıfı olmak üzere 2'ye ayrılır. A sınıfı derişikliğı 400 ppm veya altındaki olan soğutucu akışkanları göstermektedir. B sınıfı ise derişikliğı 400 ppm'in üzerindeki soğutucu akışkanları göstermektedir. CO<sub>2</sub> derişikliğı 400 ppm altında olduğı için zehirlilik belirtisi olan A sınıfındadır. Yanıcılıkta ise 1 numaralı grupta yer almaktadır. Çizelge 2.3'de CO<sub>2</sub> zehirlilik ve yanıcılığa göre sınıflandırılması verilmiştir.

Çizelge 2. 3 Soğutucu akışkanların zehirlilik bakımından sınıflandırılması [33]

Soğutucu Akışkan	R11	R12	R22	R134s	R410a	R404a	R407c	CO <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	2

### 2.3.4 CO<sub>2</sub> Ekonomiklik

Çizelge 2.4'de soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları gösterilmiştir. Doğal akışkan olan CO<sub>2</sub>'nin maliyetinin geleneksel akışkanlara göre oldukça düşük olduğu görülmektedir.

Çizelge 2. 4 Soğutucu akışkanlar fiyat karşılaştırması

R-134a	R-404a	R-407c	R-410a	CO <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>
8.28 USD/KG	8,25 USD/KG	7.29 USD/KG	9.52 USD/KG	0.62 USD/KG	1.56 USD/KG

### MATERYAL VE YÖNTEM

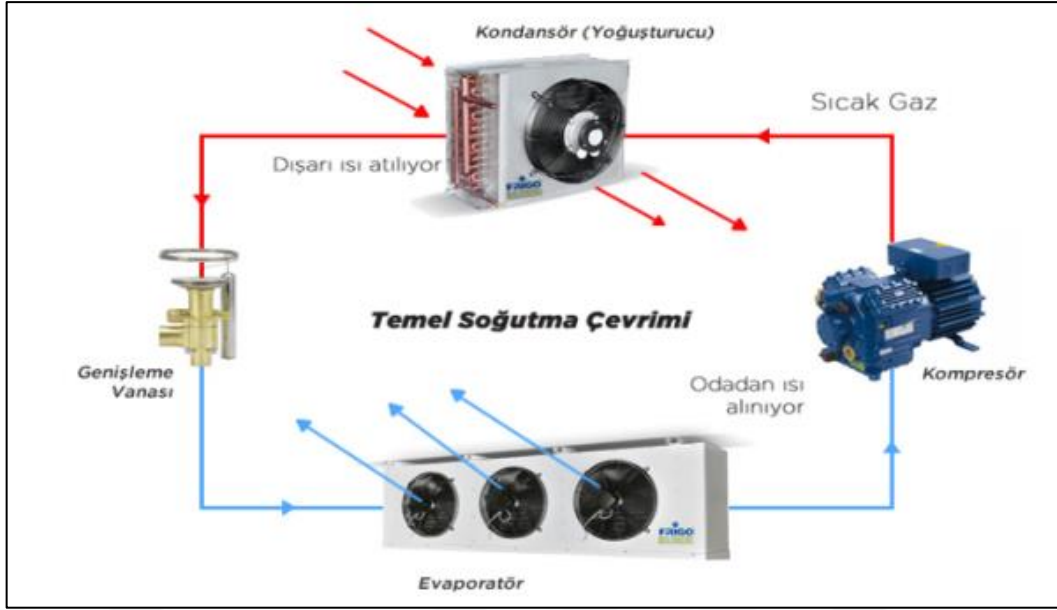
Bu tez çalışması kapsamında, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının kaynama sırasındaki düz ve içten yivli boru iç tarafındaki ısı taşınım katsayısı MATLAB ortamında teorik olarak modellenerek düz ve içten yivli boruda ısı taşınım katsayısı karşılaştırılmıştır. Literatürde, düz ve içten yivli boru iç kısmındaki ısı taşınım katsayısını inceleyen CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının kullanıldığı çok az sayıda çalışma bulunmakta ve çalışma sıcaklıkları genellikle 0°C üzerinde veya -20°C altındadır. Bu çalışmada, 5,0,-8°C buharlaşma sıcaklığında 380 kg/m<sup>2</sup>s kütleli akı, 10, 12, 20 kW/m<sup>2</sup> ısı akısı şartlarında düz ve içten yivli boru karşılaştırılmıştır. Ayrıca, farklı geometrilere sahip yivli borular karşılaştırılmıştır.

#### 3.1 Evaporatörlerde Kullanılan Boru Geometrisinin İncelenmesi

Soğutucu akışkanın (CFC, HFC, HC, inorganik, karışım bazlı) ısıyı emmesi sonrasında yayması ile oluşan değişikliklerin tanımlandığı proses soğutma çevrimi olarak adlandırılır. Soğutma çevrim elemanları Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

Soğutma çevrimi elemanları:

- Kondenser (Yoğuşturucu)
- Genişleme Vanası (Expansiyon Valf)
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- Kompresör



Şekil 3. 1 Soğutma çevrimi

Soğutma çevrim elemanlarından bir olan evaporatör sıvı soğutucunun buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdaki ısıyı alan cihazdır. Başka bir ifade ile evaporatör bir soğutucu olarak tanımlanabilir. Soğutma sisteminin temel elemanlarından biri olan evaporatör tasarlanırken en yüksek verimi sağlayacak şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Evaporatörlerde kullanılan boru geometrisi ısı transferini etkileyen parametrelerdendir. Evaporatörlerde genellikle iç yüzeyi pürüzsüz boru kullanılmaktadır. Bu çalışmada, çevre dostu doğal soğutucu akışkan CO<sub>2</sub> kullanılarak ısı transfer katsayısı evaporatörlerde kullanılan iç yüzeyi yivli boru ve iç yüzeyi pürüzsüz boru için karşılaştırılacaktır. Ayrıca, üç farklı geometrideki içten yivli boru karşılaştırılacaktır.

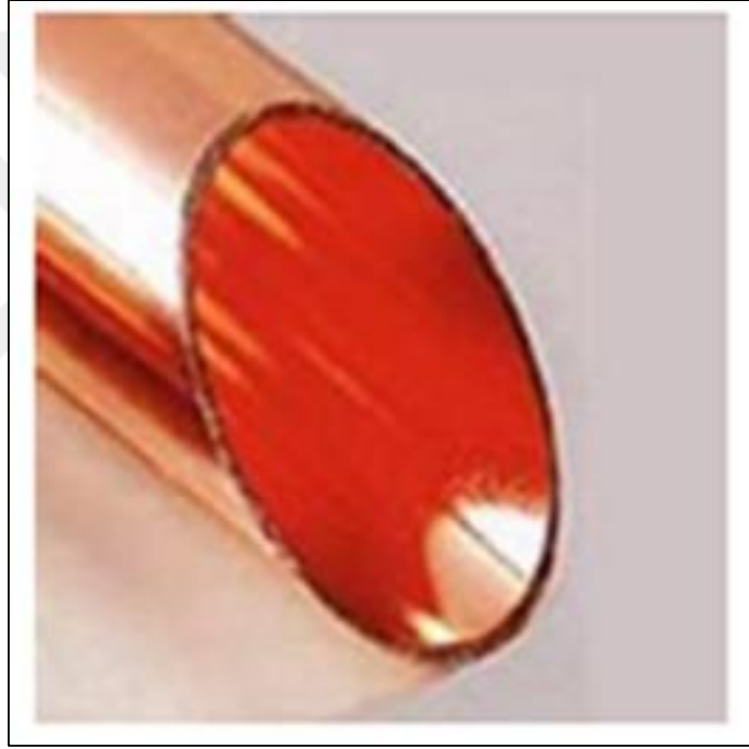
### 3.2 Düz Borunun İncelenmesi

Evaporatör boru üretiminde hammadde olarak kullanılmak üzere çoğunlukla tercih edilen malzemelere; bakır, paslanmaz çelik ve alüminyum örnek olarak verilebilir. Malzeme tercihi yapılırken evaporatörün kullanılacağı ortama veya kullanılacak olan soğutucu akışkana göre değişkenlik göstermektedir. Isı iletkenliği yüksek olan bakır boru genellikle en çok tercih edilen boru tipidir. Bu çalışma kapsamında incelenen iç yüzeyi pürüzsüz bakır boru özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3. 1 Düz boru geometrik parametreleri

Dış Çap	Et Kalınlığı
D(mm)	$t_b$ (mm)
9.52	0.28

Evaporatörlerde kullanılan düz boru Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

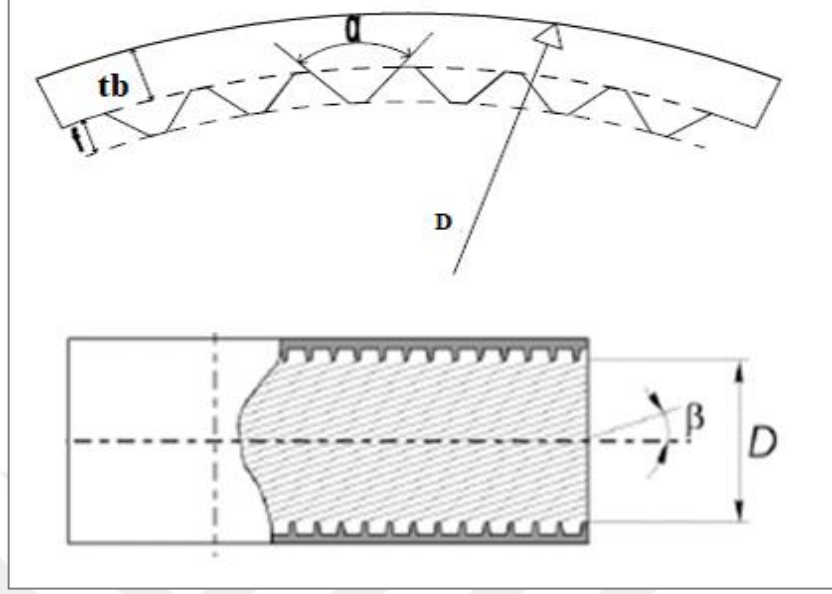


Şekil 3. 2 Düz Boru

### 3.3 İçten Yivli Borunun İncelenmesi

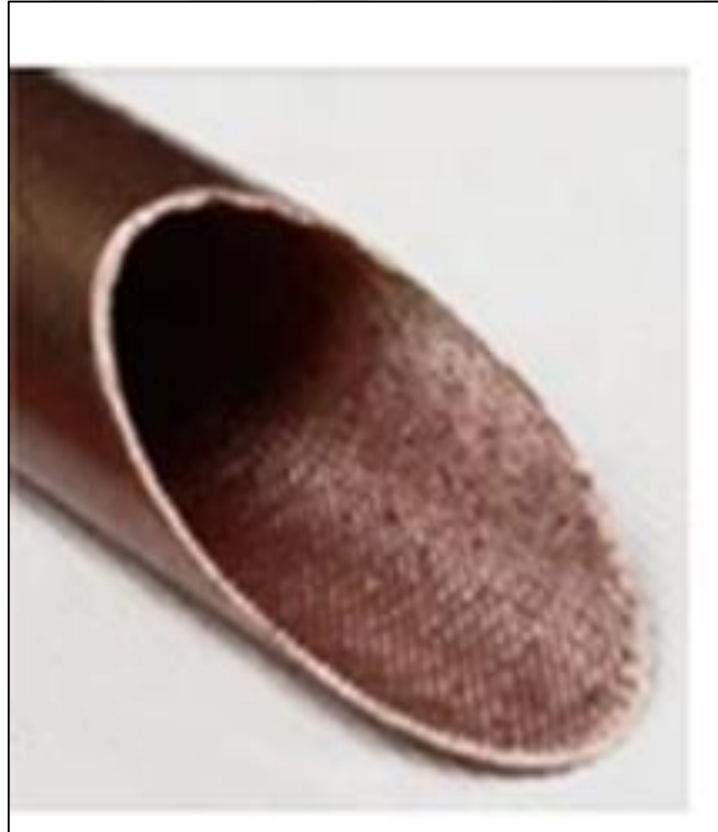
Endüstri uygulamalarında mevcut kullanılmakta olan iç yüzeyi yivli borular genellikle bakır hammaddesinden üretilmektedir. Üretilen bu bakır boruların çapları 4 mm ile 22 mm arasında, yiv sayıları 50-85 arasında, helix açısı 15°-35° arasında, yiv yüksekliği 0,1 ila 0,28 mm arasında ve apex açısı 24° ila 90° arasında değişiklik göstermektedir. Bu

Çalışma kapsamında tasarlanan içten yivli boru geometrisi Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Şekilde ap ( $D$ ), et kalınlığı ( $tb$ ), apex açısı ( $\alpha$ ), helix açısı ( $\beta$ ) gösterilmiştir.



Şekil 3. 3 İçten yivli boru geometrisi

Evaporatörlerde kullanılan içten yivli boru Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 4 İçten yivli boru

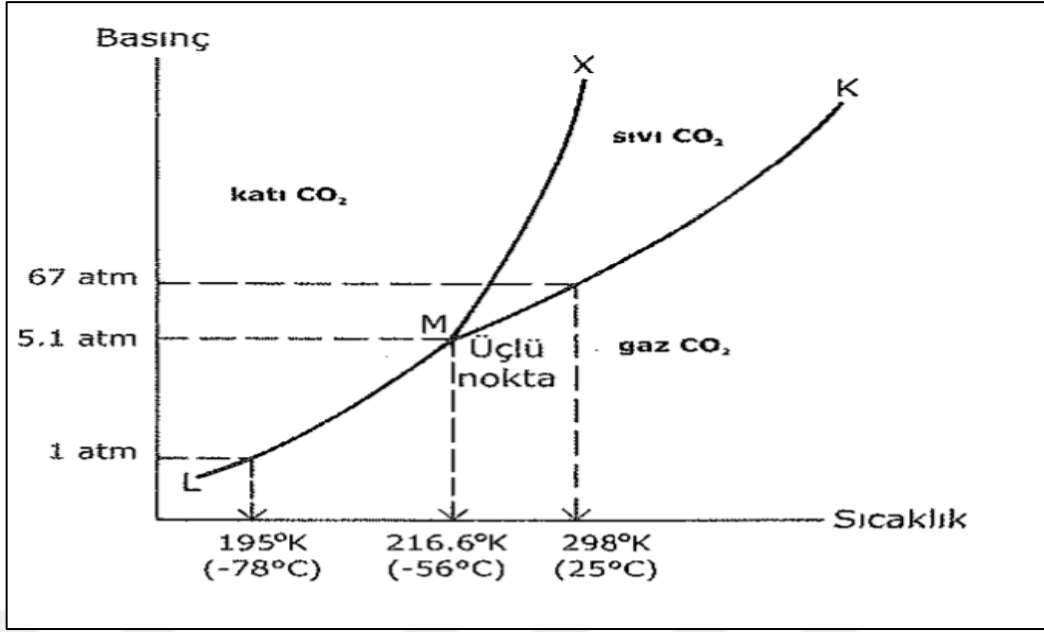
İçten yivli boru kullanımı ile evaporatörlerde ısı transferini arttırmak ve akışkan tarafı basınç kaybı değerini mümkün olduğunca düşük tutmak için yiv yüksekliği, apex açısı, helix açısı, akışkan cinsi vb. parametrelere dikkat edilmelidir. Bu parametreler akışkan ile boru yüzeyi arasında iç taraftaki ısı taşınım katsayısını ve basınç kaybını doğrudan etkilemektedir. Çalışmada kullanılan içten yivli boru geometrik parametreleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3. 2 İçten yivli boru geometrik parametreleri

Dış Çap	Et Kalınlığı	Yiv Yüksekliği	Apex Açısı	Helix Açısı	Yiv sayısı	Ağırlık
D (mm)	t <sub>b</sub> (mm)	h (mm)	α (°)	β (°)	n	(g/m)
5,00	0,20	0,15	40	18	40	40
7,94	0.25	0,18	42	18	50	50
9,52	0.28	0.12	38	20	50	60

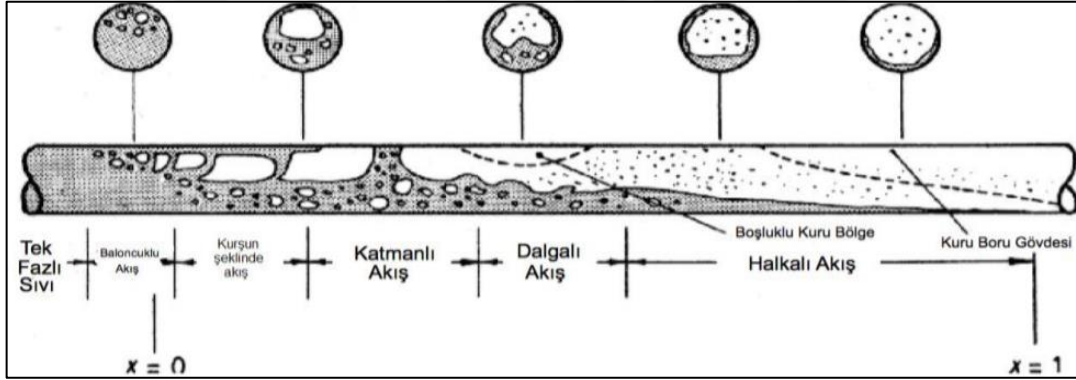
#### 3.4 Boru İçi Akışta CO<sub>2</sub> Kaynama Isı Taşınım Katsayısı Hesaplamaları

Evaporatör soğutucu akışkanı buharlaştırarak ortamdan ısı çekme prensibine göre çalışan cihazdır. Bu çalışmada evaporatör boruları içerisindeki akış -8, 0, 5 °C evaporasyon sıcaklıklarında incelenmiştir. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kaynama sıcaklığı -78 °C olduğundan çalışmanın yapıldığı sıcaklıklarda kaynama meydana gelmektedir. Bu çalışmada, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının kaynama işlemi sırasındaki iç yüzeyi pürüzsüz ve iç yüzeyi yivli borudaki ısı taşınım katsayısı hesaplanacaktır. Karbondioksit faz diyagramı Şekil 3.5’de verilmiştir. Şekilde kaynama sıcaklığında görülmektedir.



Şekil 3. 5 CO<sub>2</sub> faz diyagramı [34]

Yatay boruda iç akış rejimi Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3. 6 Yatay borular için akış rejimleri

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanıldığı durumda, evaporatörde buharlaşma sırasında, iç taraftaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için MATLAB ortamında teorik model oluşturulmuştur. Teorik modelde düz boruda iç taraf ısı taşınım katsayısı hesaplamaları için Gungor and Winterton [36], iç yüzeyi yivli boruda iç taraf ısı taşınım katsayısı hesaplamaları için Cavallini [37] bağıntısı kullanılmıştır. Boru içerisinde CO<sub>2</sub>'in buharlaşma işlemi sırasında çift fazlı akış meydana gelmektedir. Sıvı ve gaz fazın bir arada bulunması ve hareket etmesi çift fazlı akış olarak adlandırılır. Çift fazlı akışta kaynama üzerinde durulması gereken en önemli konulardan biridir. Çift

fazlı akışta ısı transferinin belirlenmesi için oluşturulan birçok korelasyon bulunmasına rağmen, bunların her birinin farklı akışkanlar için hazırlanmış olması ve geniş bir çalışma aralığında oluşturulamaması ısı transfer hesabını oldukça zorlaştırmaktadır. Teorik modelde kullanılan, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının -8, 0, 5 °C buharlaşma sıcaklıklarındaki termofiziksel özellikler REFPROP programından alınmıştır. REFPROP programından alınan değerler Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3. 3 CO<sub>2</sub> Termofiziksel özellikleri [35]

Sıcaklık [°C]	-8	0	5
Basınç [ bar ]	28.03	34.85	39.70
Yoğunluk (sıvı faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	972.4	927.4	895.9
Yoğunluk (gaz faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	75.83	97.65	114.7
Isı iletim katsayısı (sıvı faz) [ 10 <sup>-3</sup> (W/(m·K)) ]	120.7	111	104.95
Isı iletim katsayısı (gaz faz) [ 10 <sup>-3</sup> [W/(m·K)) ]	18.04	20.49	22.525
Dinamik viskozite (sıvı faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	120	104.7	95.565
Dinamik viskozite (gaz faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	14	14.75	15.32
Prandtl sayısı (sıvı faz)	2.33	2.39	2.48
Prandtl sayısı (gaz faz)	1.223	1.352	1.471

### 3.5 Düz Boru Isı Taşınım Katsayısı İncelenmesi

Literatürde düz boru içi akışta çift fazlı ısı transfer katsayısı hesabı için bulunan korelasyonlardan Gungor ve Winterton [36] korelasyonu bu çalışma için en uygun görülen bağıntıdır. Gungor and Winterton bağıntısı MATLAB ortamında CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan özelliklerine göre modellenmiştir. Teorik model oluşturulurken, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının termofiziksel özellikleri ve boru özellikleri girilerek model elde edilmiştir.

Düz borunun iç tarafında soğutucu akışkanla boru arasındaki ısı taşınım katsayısı, kaynama sırasında akış çift fazlı olduğundan, çekirdek kaynama ısı transfer katsayısı ve taşınım ısı transfer katsayısının toplamıdır. Denklem (3.1)’de çift fazlı ısı transfer katsayısı verilmiştir.

$$h_{tp} = E \cdot h_{CV} + S \cdot h_{NB} \quad (3.1)$$

(3.1) numaralı denklemde bulunan E iki fazlı konveksiyon çarpanı olup, denklem (3.2) ile hesaplanır. Martinelli sayısının ( $X_{tt}$ ) ve Kaynama sayısının ( $Bo$ ) bir fonksiyonu olarak iki fazlı konveksiyon çarpanı E;

$$E_{\text{iki faz}} = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1,37\left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,86} \quad (3.2)$$

Denklem (3.2)'de bulunan Kaynama sayısı ( $Bo$ ) denklem (3.3) ile hesaplanır:

$$Bo = \frac{q}{h_{fg}G} \quad (3.3)$$

Denklem (3.2)'de bulunan Martinelli sayısı, kuruluk derecesi, yoğunluk ve dinamik viskoziteye bağlı olarak denklem (3.4) ile hesaplanır:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (3.4)$$

Denklem (3.1) de bulunan ısı taşınım katsayısı denklem (3.5) ile hesaplanır:

$$h_{CV} = 0.023Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{d} \quad (3.5)$$

Denklem (3.5)'de bulunan Reynolds sayısı denklem (3.6) ile hesaplanır:

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \quad (3.6)$$

Denklem (3.1) de bulunan çekirdekli kaynama ısı taşınım katsayısı denklem (3.7) ile hesaplanır:

$$h_{NB} = 55Pr^{0,12} \cdot (-0.4343 \ln Pr)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{0,67} \quad (3.7)$$

Denklem (3.1)'de bulunan Supresyon faktörü denklem (3.8) ile hesaplanır:

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} E^2 Re_l^{1,17}} \quad (3.8)$$

eşitlikleri ile hesaplanır.

### 3.6 İçten Yivli Boru Isı Taşınım Katsayısı İncelenmesi

Evaporatörlerde CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanımında, düz boru yerine içten yivli boru kullanımının boru iç tarafındaki ısı taşınım katsayısına etkisini incelemek için, içten yivli boruda iç taraf ısı taşınım katsayısı teorik olarak modellenmiştir. Evaporatör borusunda iç tarafta kaynama sebebiyle çift fazlı akış olacağından, buradaki ısı taşınım katsayısı Cavallini [37] bağıntısı ile hesaplanmıştır.

Çift fazlı ısı taşınım katsayısı çekirdek kaynama ısı transfer katsayısı ve taşınım ısı transfer katsayısının toplamıdır. Denklem (3.9) ile hesaplanır:

$$h_{TP}=h_{NB}+h_{cv} \quad (3.9)$$

Denklem (3.9)'da bulunan çekirdekli kaynama ısı taşınım katsayısı denklem (3.10) ile hesaplanır:

$$h_{NB}=55.(P_r^{0,12}(-\log P_r)^{-0,55}M^{-1/2}q^{0,67})SF_1 \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'da bulunan  $P_r$  indirgenmiş basınç, çalışma basıncının kritik basınca oranıdır. Denklem (3.11) ile hesaplanmıştır:

$$P_r = \frac{P}{P_{kr}} \quad (3.11)$$

Denklem (3.10)'da bulunan Supresyon faktörü (3.12)'de verilmiştir:

$$S=A.X_{tt}^B \quad \text{Eğer } X_{tt}>1 \text{ ise } X_{tt}=1 \quad (3.12)$$

Denklem (3.9)'da verilen ısı taşınım katsayısı denklem (3.13)'de verilmiştir:

$$h_{cv}=\left(\frac{k_l}{d_t}\right).Nu_{cvdüz}.R_X^D.(BoFr)^T F_2 F_3 \quad (3.13)$$

Denklem (3.13)'de bulunan Nusselt sayısı denklem (3.14)'de verilmiştir:

$$Nu_{cvdüz}=[0.023 \left(\frac{Gd_t}{\mu_l}\right)^{0,8} Pr_l^{1/3}][1-x + 2.63 x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5}]^{0,8} \quad (3.14)$$

Denklem (3.13)'de bulunan Bond sayısı denklem (3.15)'de verilmiştir:

$$Bo = \frac{g\rho_l f d_t}{8\sigma n_{yiv}} \quad (3.15)$$

Denklem (3.13)'de bulunan Froude sayısı denklem (3.16)'da verilmiştir:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_g^2 g d_t} \quad (3.16)$$

Denklem (3.13)'de bulunan geometri iyileştirme faktörü denklem (3.17)'de hesaplanmıştır.

$$R_x = \frac{\frac{2fn_{yiv}(1-\sin(\frac{\alpha}{2}))}{\pi d_t \cos(\frac{\alpha}{2})} + 1}{\cos\beta} \quad (3.17)$$

Denklem (3.10)'da bulunan  $F_1$  denklem (3.18) ile hesaplanmıştır.

$$F_1 = \left(\frac{d}{d_t}\right)^c \quad (3.18)$$

Denklem (3.13)'de bulunan  $F_2$  ve  $F_3$  denklem (3.19) ve (3.20)'de hesaplanmıştır.

$$F_2 = \left(\frac{d}{d_t}\right)^V \quad (3.19)$$

$$F_3 = \left(\frac{G_0}{G}\right)^Z \quad (3.20)$$

Eşitlik (3.12), (3.13), (3.18), (3.19) ve (3.20)'de bulunan sabit sayıların değerleri Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3. 4 Cavallini bağıntısı sabit değerler

	A	B	C	D	T	V	Z
$G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.15	0.59	0.36
$G > 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$	1.23	0.36	0.38	2.14	-0.21	0.59	0.36

İç yüzeyi pürüzsüz boru için Gungor ve Winterton, iç yüzeyi yivli boru için Cavallini bağıntısı MATLAB ortamında kurulum derecesi 0-1 arasında iken ısı taşınım katsayısı

incelenmiştir. Evaporasyon sıcaklıkları  $-8,0,5$  °C arasında değiştirilmiştir. Evaporasyon sıcaklıklarına bağlı olarak değişen CO<sub>2</sub>'nin termofiziksel özellikleri REFPROOP programından alınmıştır. Isı akısı  $10,15,20$  kW/m<sup>2</sup> olması durumlarında ısı taşınım katsayısı için model tekrar çözdürülmüştür. Böylece, farklı evaporasyon sıcaklıklarında ve ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim incelenmiştir.



## BÖLÜM 4

---

### BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan çalışmalar sonucunda düz ve içten yivli boruda kuruluk derecesine bağlı olarak modellenen CO<sub>1</sub>'nin ısı taşınım katsayısı grafiklerle irdelenmiştir. Öncelikle oluşturulan teorik model literatürde bulunan deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Daha sonra düz boru ve içten yivli boru farklı parametrelere göre karşılaştırılmış evaporasyon sıcaklığı ve ısı akısının ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca, üç farklı içten yivli boru geometrisi karşılaştırılmıştır. Çalışma sonuçları aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

#### 4.1 Teorik Model ile Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde içten yivli boruda CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılarak ısı taşınım katsayısının incelendiği çok az sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan biri Cho ve arkadaşları [6] tarafından yapılmıştır. Deneysel çalışma yapan Cho ve arkadaşları Çizelge 4.1'de verilen test koşullarında deneylerini gerçekleştirmiştir. Kullanılan içten yivli boru geometrik özellikleri de çizelge 4.2'de verilmiştir. İç yüzeyi yivli boru için Cavallini korelasyonu kullanılarak Cho ve arkadaşlarının kullanıldığı Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de verilen parametrelere bağlı olarak MATLAB ortamında teorik model oluşturulmuştur. Teorik model sonuçları ile literatürde bulunan Cho ve arkadaşları [6] tarafından yapılan deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

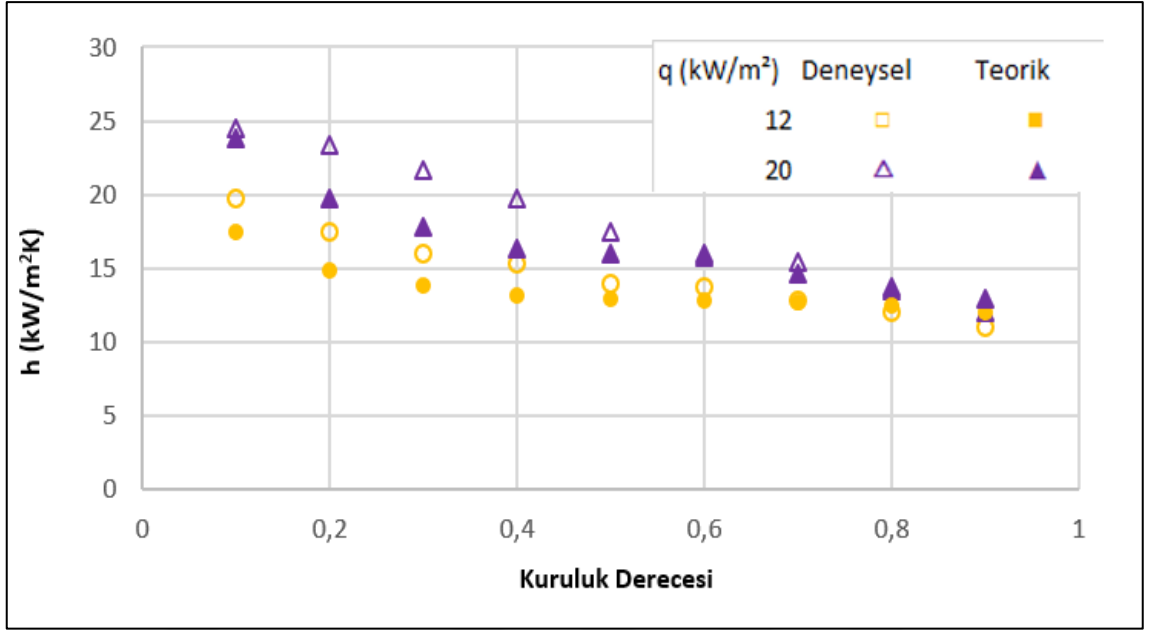
Çizelge 4. 1 Test Değerleri

Parametreler	Değerleri
Kütleli akı ( $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ )	424
Isı akısı ( $\text{kW m}^{-2}$ )	12,20
Doyma Sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )	0

Çizelge 4. 2 İçten yivli boru özellikleri

Dış Çap	Et Kalınlığı	Yiv Yüksekliği	Apex Açısı	Helix Açısı	Yiv sayısı
D (mm)	$t_b$ (mm)	h (mm)	$\alpha$ ( $^{\circ}$ )	$\beta$ ( $^{\circ}$ )	n
9.52	0.3	0.12	40	25	40

Deneyler evaporasyon sıcaklığı  $0^{\circ}\text{C}$ , ısı akısı  $10,20 \text{ kW/m}^2$ , kütleli akı  $424 \text{ kg/m}^2\text{s}$  şartlarında yapıldığından teorik modelde aynı şartlara göre çözdürülmüştür. Şekil 4.1'de teorik model sonuçları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması gösterilmiştir. Teorik model sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında % 6 yaklaşım sağlandığı görülmektedir. Böylece, ısı taşınım katsayısı hesabı yapılırken kullandığımız korelasyon deney sonuçları ile doğrulanmıştır.



Şekil 4. 1 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi ( $G=424 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T= 0^\circ\text{C}$ )

Şekil 4.1’de ısı akısı 12 ve 20  $\text{kW/m}^2$  değerlerinde iken kuruluk derecesine göre  $\text{CO}_2$  soğutucu akışkanının ısı taşınım katsayısının değişimi deneysel ve teorik olarak karşılaştırılmıştır. Buna göre oluşturulan teorik model ile deneysel sonuçların birbirine ortalama % 6’ya yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Kuruluk derecesi  $x= 0,4$ ’ün altında iken ısı taşınım katsayısı değerlerinin teorik model ile deneysel sonuçlar arasındaki farkının daha yüksek olduğu kuruluk derecesi  $x= 0,4$  ile  $x=1$  arasında iken ise teorik model ile deneysel sonuçların yakın olduğu Şekil 4.1’den anlaşılmaktadır. Şekil 4.1’de kuruluk derecesi arttıkça ısı taşınım katsayısının azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi kaynama işlemi başlangıcında kuruluk derecesi çok küçük iken çekirdekli kaynama söz konusu olur bu durum ısı transfer katsayısının yüksek olmasını sağlar. Kuruluk derecesi arttıkça çekirdekli kaynamanın azalmasından dolayı ısı transfer miktarı azalır. Bundan sonra sıvı ve buhar arasındaki ara yüzeyde taşınım ile kaynama elde edilir. Bununla birlikte yatay boruda  $\text{CO}_2$ ’in buharlaşma işlemi sırasında sıvı filmi kalınlığı azalmaya başlar ve en sonunda kaybolur. Bu nedenlerden dolayı kuruluk derecesi arttıkça ısı taşınım katsayısı azalmaktadır.

## 4.2 Farklı Evaporasyon Sıcaklıklarında Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması

Düz boru ve içten yivli boru için modellenen CO<sub>2</sub>'in ısı taşınım katsayısı evaporasyon sıcaklığına göre değişiklik göstermektedir. Evaporasyon sıcaklığı değişmesiyle soğutucu akışkan özellikleri de (basınç, yoğunluk, ısı iletim katsayısı, dinamik viskozite, prandtl sayısı) değişerek ısı taşınım katsayısının değişmesine neden olurlar. Bu çalışmada hem düz hem de içten yivli boruda CO<sub>2</sub>'nin ısı taşınım katsayısı evaporasyon sıcaklığı 5,0,-8 °C iken incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Tasarlanan içten yivli boru ile düz borunun farklı evaporasyon sıcaklıklarında kuruluk derecesine göre ısı taşınım katsayısındaki değişimi Çizelge 4.3'de verilen parametrelere göre oluşturulan teorik model ile bulunarak Şekil 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4. 3 Test Koşulları

Parametreler	Değerleri
Kütlesel akı ( $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ )	380
Isı akısı ( $\text{kW m}^{-2}$ )	10
Doyma Sıcaklığı (°C)	5,0,-8

### 4.2.1 Evaporasyon Sıcaklığı 5°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması

Evaporasyon sıcaklığı 5°C iken oluşturulan teorik model Çizelge 4.4'de verilen REFPROP programından alınan CO<sub>2</sub>'in 5°C'daki özelliklerine göre hem düz hem de içten yivli boru için çözdürülmüştür.

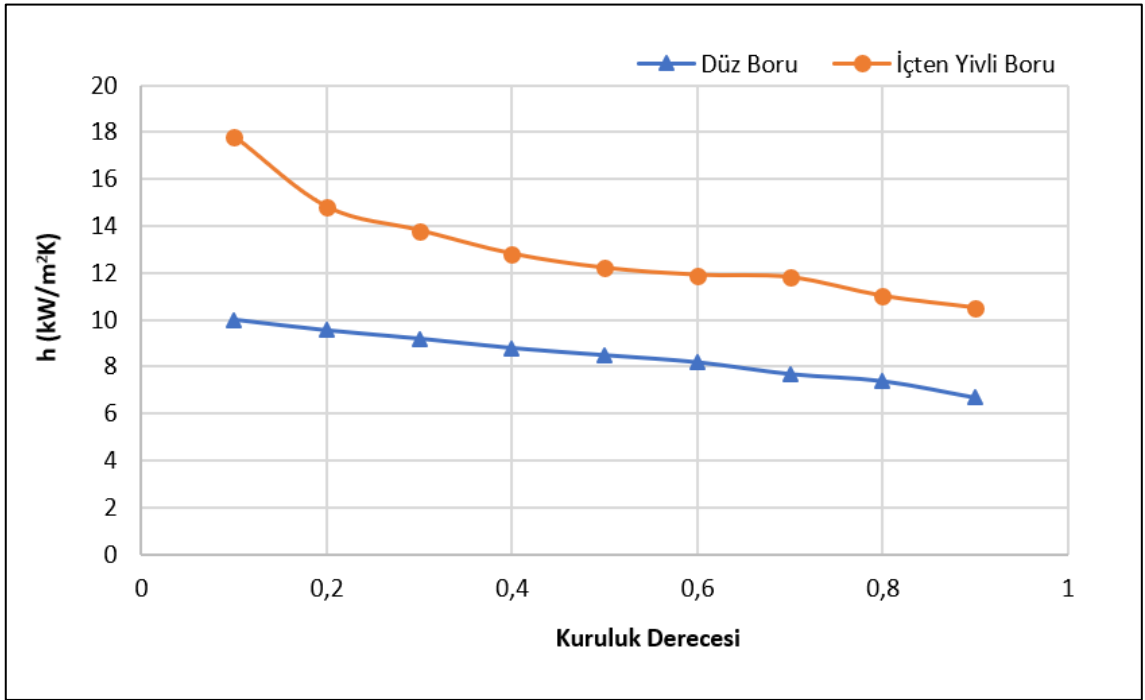
Çizelge 4. 4 CO<sub>2</sub> termofiziksel özellikleri (5°C)

Sıcaklık [°C]	5
Basınç [ bar ]	39.70
Yoğunluk (sıvı faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	895.9
Yoğunluk (gaz faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	114.7
Isı iletim katsayısı (sıvı faz) [ $10^{-3}$ (W/(m·K))]	104.95
Isı iletim katsayısı (gaz faz) [ $10^{-3}$ (W/(m·K))]	22.525
Dinamik viskozite (sıvı faz) [ $10^{-6}$ (Pa·s) ]	95.565

Çizelge 4. 4 CO<sub>2</sub> termofiziksel özellikleri (5°C) (devamı)

Sıcaklık [°C]	5
Dinamik viskozite (gaz faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	15.32
Prandtl sayısı (sıvı faz)	2.48
Prandtl sayısı (gaz faz)	1.471

Şekil 4.2'de evaporasyon sıcaklığı 5°C iken düz ve içten yivli boru için CO<sub>2</sub>'nin ısı taşınım katsayısı gösterilmiştir.



Şekil 4. 2 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=380 kg/m<sup>2</sup>s, T= 5°C, q=10 kW/m<sup>2</sup>)

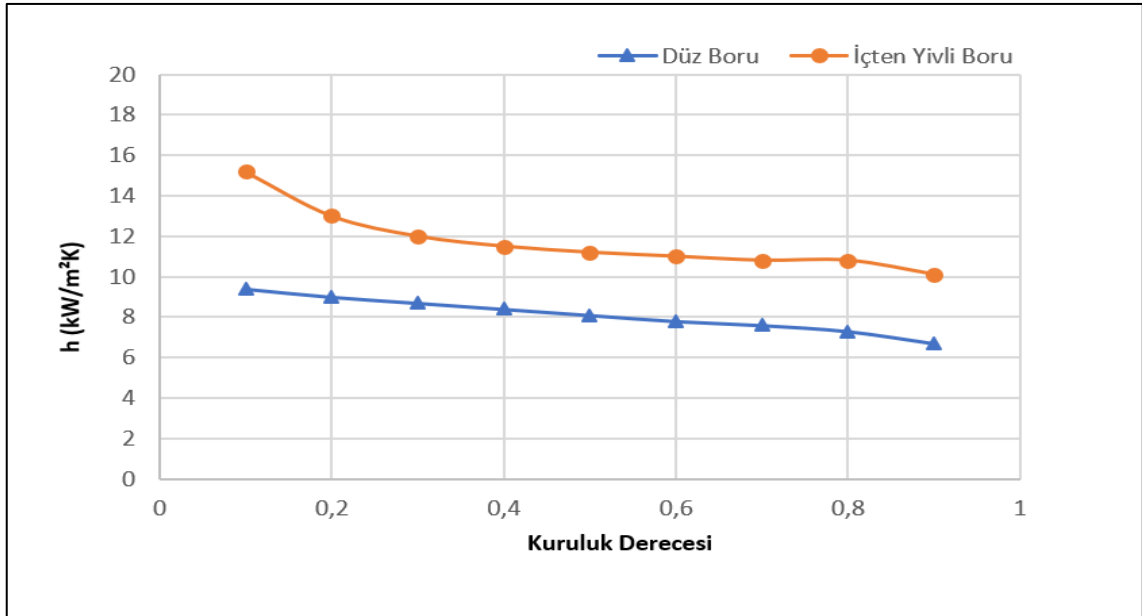
Şekil 4.2'de doyma sıcaklığı 5°C iken CO<sub>2</sub>'in ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi görülmektedir. Buna göre kuruluk derecesi en yüksek değere ulaştığında yüzey geriliminin ve viskozitenin azalması ve sıvı tabakasının bozulmasıyla ısı taşınım katsayısının azaldığı anlaşılmaktadır. İçten yivli borunun düz boruya göre ısı taşınım katsayısı ortalama % 52 daha yüksek olduğu Şekil 4.2'de görülmektedir. Bu durumun sebebi olarak, içten yivli borunun düz boruya göre daha fazla yüzey alanına sahip olması ve türbülanslı akış sağlayarak ısı taşınım katsayısını arttırmasıdır.

#### 4.2.2 Evaporasyon Sıcaklığı 0°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması

Evaporasyon sıcaklığı 5°C iken oluşturulan model REFPROOP programından alınan Çizelge 4.5'de verilen CO<sub>2</sub>'in 0 °C sıcaklığındaki termofiziksel özellikleri girilerek tekrar çözdürülmüştür.

Çizelge 4. 5 CO<sub>2</sub> termofiziksel özellikler (0°C)

Sıcaklık [°C]	0
Basınç [ bar ]	34.85
Yoğunluk (sıvı faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	927.4
Yoğunluk (gaz faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	97.65
Isı iletim katsayısı (sıvı faz) [10 <sup>-3</sup> (W/(m·K))]	111
Isı iletim katsayısı (gaz faz) [10 <sup>-3</sup> (W/(m·K))]	20.49
Dinamik viskozite (sıvı faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	104.7
Dinamik viskozite (gaz faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	14.75
Prandtl sayısı (sıvı faz)	2.39
Prandtl sayısı (gaz faz)	1.352



Şekil 4. 3 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi (G=380 kg/m<sup>2</sup>s, T= 0°C, q=10 kW/m<sup>2</sup>)

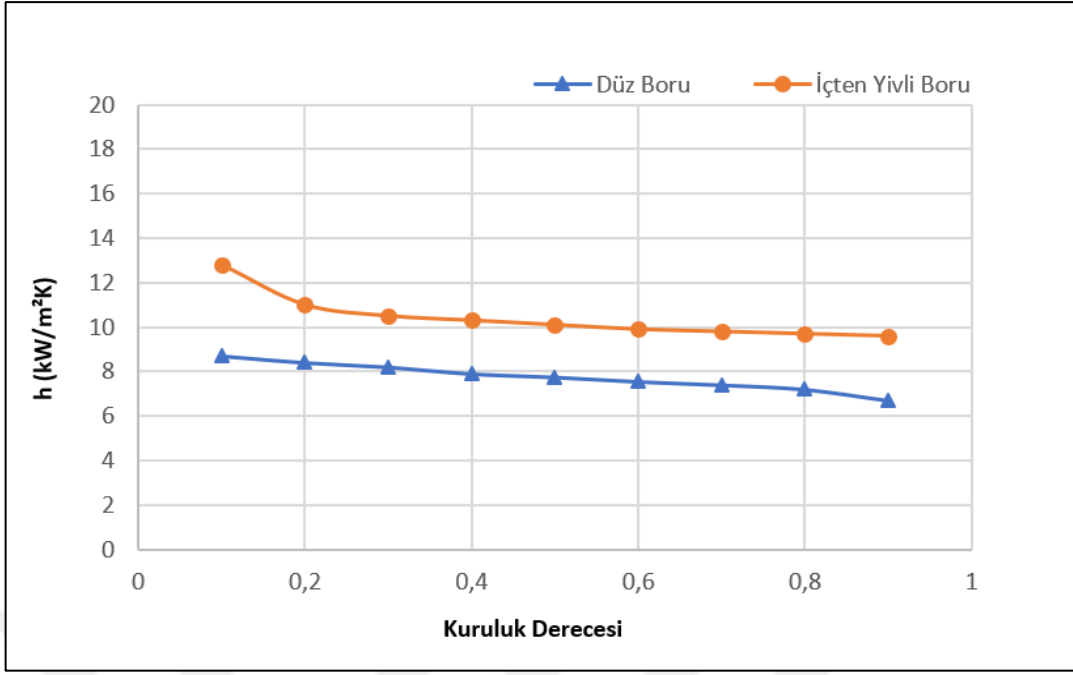
Şekil 4.3 'de doyma sıcaklığı 0°C iken ısı taşınım katsayısının düz ve içten yivli boru da azalma eğiliminde olduğu ve ısı taşınım katsayısının içten yivli boruda düz boruya göre ortalama % 44 daha fazla olduğu görülmektedir. Kuruluk derecesi başlangıcında ısı taşınım katsayısının içten yivli boru da düz boruya göre daha yüksek olduğu ancak kuruluk derecesi sonlarına doğru farkın azaldığı Şekil 4.3'den anlaşılmaktadır.

#### 4.2.3 Evaporasyon Sıcaklığı -8°C iken Düz ve İçten Yivli Boru Karşılaştırılması

Evaporasyon sıcaklığı -8°C iken Çizelge 4.6'da özelliklere göre teorik model tekrar çözdürülmüştür. CO<sub>2</sub>'in termofiziksel özellikler REFROOP programından alınmıştır. Modellenen Cavallini korelasyonuna bu değerler girilmiştir.

Çizelge 4. 6 CO<sub>2</sub> termofiziksel özellikler (-8°C)

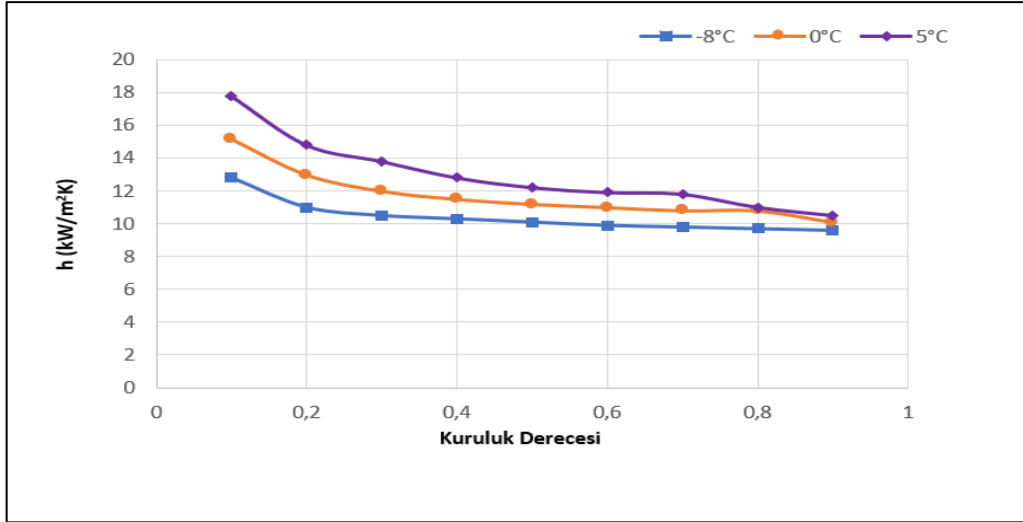
Sıcaklık [°C]	-8
Basınç [ bar ]	28.03
Yoğunluk (sıvı faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	972.4
Yoğunluk (gaz faz) [ kg / m <sup>3</sup> ]	75.83
Isı iletim katsayısı (sıvı faz) [10 <sup>-3</sup> (W/(m·K)]	120.7
Isı iletim katsayısı (gaz faz) [10 <sup>-3</sup> [W/(m·K)]	18.04
Dinamik viskozite (sıvı faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	120
Dinamik viskozite (gaz faz) [ 10 <sup>-6</sup> (Pa·s) ]	14
Prandtl sayısı (sıvı faz)	2.33
Prandtl sayısı (gaz faz)	1.223



Şekil 4. 4 Isı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi ( $G=380 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T = -8^\circ\text{C}$ ,  $q=10 \text{ kW/m}^2$ )

Şekil 4.4'de doyma sıcaklığı  $-8^\circ\text{C}$  için ısı taşınım katsayısındaki değişim incelenmiştir. Isı taşınım katsayısının içten yivli boruda düz boruya göre ortalama % 34 daha yüksek olduğu şekilden anlaşılmaktadır.

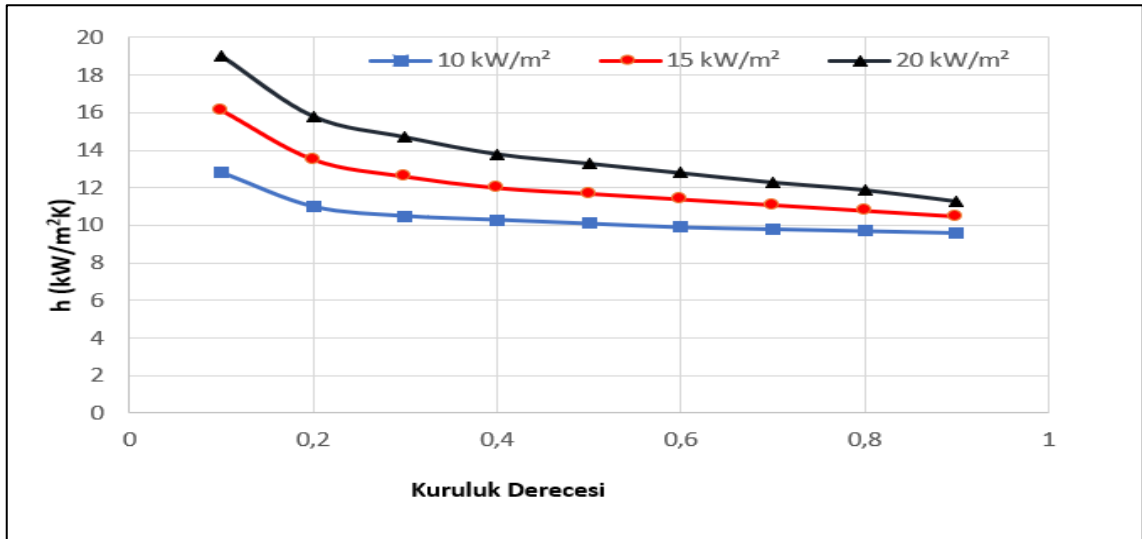
Şekil 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'den doyma sıcaklığının azalmasıyla boru iç tarafındaki ısı taşınım katsayılarının da azaldığı ve içten yivli boru ısı taşınım katsayısında düz boruya göre olan iyileşmenin de azaldığı anlaşılmaktadır. Şekil 4.5'de ısı taşınım katsayısının içten yivli boruda farklı doyma sıcaklıklarındaki değişimi verilmiştir



Şekil 4. 5 Farklı evaporasyon sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi ( $G=380$ ,  $q=10$  kW/m<sup>2</sup>)

Şekil 4.5'de ısı akısı 10 kW/m<sup>2</sup> kütleli akı 380 kg/m<sup>2</sup>s iken doyma sıcaklığına göre ısı taşınım katsayısı incelendiğinde doyma sıcaklığındaki artışın ısı taşınım katsayısını da arttırdığı görülmüştür.

#### 4.3 Farklı Isı Akısı Değerlerinde Isı Taşınım Katsayısının Karşılaştırılması



Şekil 4. 6 Farklı ısı akısı değerleri için ısı taşınım katsayısının değişimi ( $G=380$  kg/m<sup>2</sup>s,  $T=-8^{\circ}\text{C}$ )

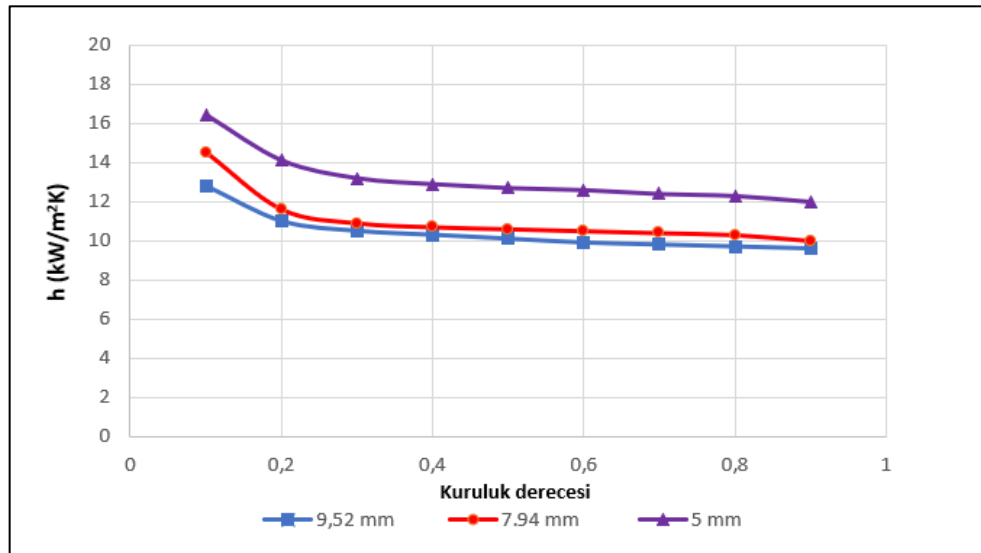
Şekil 4.6'da farklı ısı akısı değerlerinde doyma sıcaklığı  $-8^{\circ}\text{C}$ , kütleli akı  $380 \text{ kg/m}^2\text{s}$  iken ısı taşınım katsayısının değişimi verilmiştir. Isı akısının artmasıyla ısı taşınım katsayısının arttığı görülmektedir. Büyük ısı akısı değerlerinde çekirdekli kaynamanın daha baskın olduğu anlaşılmaktadır

#### 4.4 Farklı İçten Yivli Boru Geometrilerinin Karşılaştırılması

Çalışmanın devamında, Çizelge 4.7'de verilen, üç farklı geometrik özelliklere sahip içten yivli borularda, iç taraftaki ısı taşınım katsayısının, kuruluk derecesine göre değişimi karşılaştırmalı olarak Şekil 4.7'de verilmiştir

Çizelge 4. 7 İçten yivli boru geometrik parametreleri

Dış Çap	Diş dicit çapı	Yiv Yüksekliği	Apex Açısı	Helix Açısı	Yiv sayısı	Ağırlık
D (mm)	$d_t$ (mm)	h (mm)	$\alpha$ ( $^{\circ}$ )	$\beta$ ( $^{\circ}$ )	n	(g/m)
5	0,20	0,15	40	18	40	40
7,94	0.25	0,18	42	18	50	50
9,52	0.28	0.12	38	20	50	60



Şekil 4. 7 Farklı içten yivli geometrilerinin ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması

Şekil 4.7'ye göre, ortalama iç taraf ısı taşınım katsayısı, dış çapı 5 mm olan içten yivli boruda dış çapı 7.96 mm olan boruya göre % 6, 7.96 mm dış çapındaki boruda 9,52 mm dış çapındaki boruya göre %19 daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Boru çapının azalması iç taraftaki ısı taşınım katsayısını arttırdığı görülmüştür.



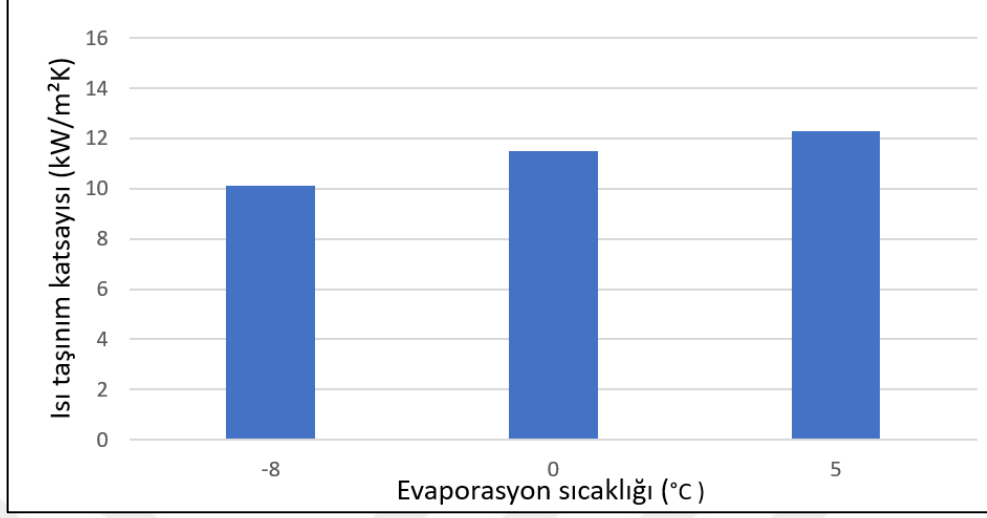
### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının düz ve içten yivli boru iç kısmındaki ısı taşınım katsayısı incelenmiştir. Isı akısının, kütleli akının, evaporasyon sıcaklığının ve boru çapının ısı taşınım katsayısına etkisi araştırılmıştır.

Çalışmanın sonunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

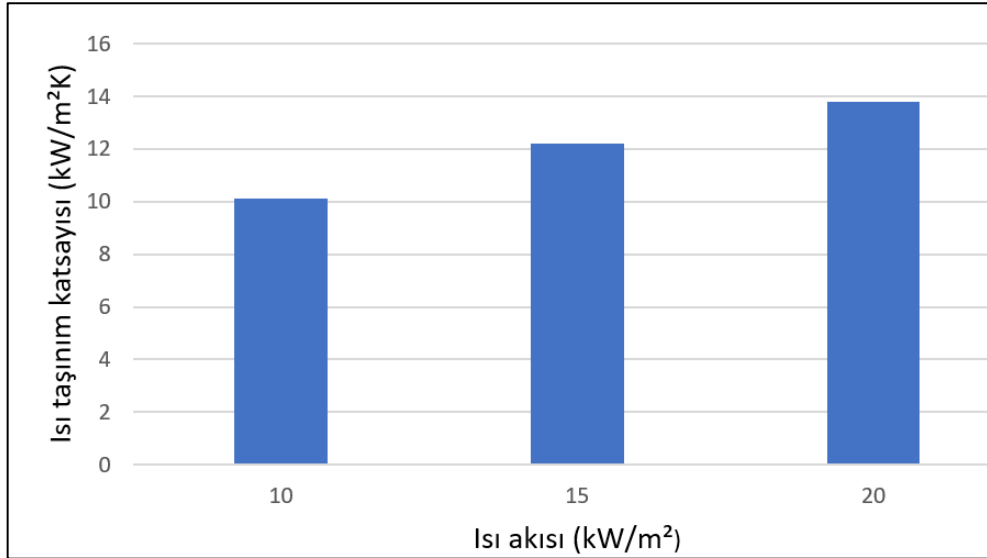
- ✓ CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının ısı taşınım katsayısı hesabı için teorik model oluşturulmuştur. Oluşturulan teorik model literatürde bulunan Cho ve arkadaşları tarafından yapılan deney sonuçları ile aynı koşullarda çözdürülmüştür. Oluşturulan teorik model ile deneysel sonuçların birbirine ortalama % 6'ya yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Teorik model ile deneysel sonuçlar birbirini doğrulamıştır.
- ✓ Çalışmada, CO<sub>2</sub>'in düz ve içten yivli boru iç tarafındaki ısı taşınım katsayısı kütleli akı 380 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısı 10 kW/m<sup>2</sup> şartlarında iken farklı evaporasyon sıcaklıklarında karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda içten yivli boru düz boruya kıyasla evaporasyon sıcaklığı 5°C iken %52, 0°C da %44 ve -8°C de ise %34 daha yüksek ısı taşınım katsayısına sahip olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, içten yivli borunun daha fazla yüzey alanına sahip olması ve kanatların türbülanslı akışı sağlayarak yüzey üzerindeki çekirdek kaynamayı hızlandırmasıdır.

Şekil 5.1’de evaporasyon sıcaklıkları  $-8,0,5^{\circ}\text{C}$  iken ısı taşınım katsayısındaki değişim gösterilmiştir.



Şekil 5. 1 Farklı evaporasyon sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısındaki değişim ( $x=0.5$ )

- ✓ Düz boru ve içten yivli boruda evaporatörde buharlaşma sırasında iç taraftaki ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesinin artmasıyla azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.
- ✓ İçten yivli borularda ısı akısındaki artışın ısı transfer katsayısını arttırdığı görülmüştür. Şekil 5.2’de farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim gösterilmiştir.



Şekil 5. 2 Farklı ısı akısı değerlerinde ısı taşınım katsayısındaki değişim ( $x=0.5$ )

- ✓ İçten yivli borunun çapı, kanat yüksekliği, apex açısı, helix açısı gibi geometrik özellikleri i taraf ısı taşınım katsayısını doğrudan etkilemektedir. Buna göre, 9.52 mm, 7.94 mm ve 5 mm dış çapındaki içten yivli borular karşılaştırıldığında en yüksek ısı taşınım katsayısının 5 mm dış çapındaki boruda olduğu görülmüştür.

Bu alışma devamında aşağıda yer alan önerilerin literatüre fayda sağlayabileceği düşünülmektedir:

- ✓ Farklı dış çap, yiv yüksekliği, yiv sayısı, apex açısı ve helix açısına sahip olan borular için basınç düşümü etkisi araştırılabilir. Böylece hem ısı taşınım katsayısında iyileşme hem de düşük basınç düşümü sağlayacak içten yivli boru parametreleri tespit edilebilir.
- ✓ İçten yivli borularda CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının çift fazlı akışında kullanılmak üzere akış karakteristik haritaları geliştirilebilir.

## KAYNAKLAR

---

- [1] Austin, B. T. ve Sumathy, K., (2011). "Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Systems: A Review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15:4013–4029.
- [2] Bulgurcu, H., Kon, O. ve İlten, N., (2011). "Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri ile ilgili Yeni Yasal Düzenlemeler ve Hedefler", VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 25-28 Ekim, İzmir.
- [3] Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. ve Erbil, S., (2011). "R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO<sub>2</sub>) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.
- [4] Kocaman, Y. ve Tosun, H., (2013). "Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri", *Mühendis ve Makina*, 54:27-36.
- [5] Kaji, R., Yoshioka, S. ve Fujino, H., (2012). "The Effect of Inner Grooved Tubes on the Heat Transfer Performace of Air-Cooled Heat Exchangers of CO<sub>2</sub> Heat Pump System", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1268.
- [6] Cho, J. M. ve Kim, M. S., (2007). "Experimental Studies on the Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of CO<sub>2</sub> in Smooth and Microfin Tubes of the Diameters of 5 and 9.52 mm", *International Journal of Refrigeration* 30:986-994.
- [7] Zhao, X. ve Bansal, P., (2012). "Flow Boiling Heat Transfer Analysis of New Experimental Data of CO<sub>2</sub> in a Microfin Tube at -30°C", *International Journal of Thermal Sciences* 59:38-44.
- [8] Onbaşıoğlu, H., Türkkkan, B. ve Çağlayan, A., (2017). "Karbondioksit Akışkanlı Kanatlı Borulu Buharlaştırıcılarda Boru Özelliklerinin Isı Kapasiteye Etkisinin İncelenmesi", 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.
- [9] Kondou, C., Mishima, F., Liu, J. ve Koyama, S., (2014). "Condensation and Evaporation of R134a, R1234ze(E) and R1234ze(Z) Flow in Horizontal Microfin Tubes at Higher Temperature", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1446.

- [10] Arslan, G., (2012). "Kanatlı Borulu Isı Değişiricilerinde İç Yüzeyi Yivli Boru Kullanımının Isı Geçişine Etkisi", Tesisat Mühendisliği, 132.
- [11] Yun, R., Kim, Y., Seo, K. ve Kim, Y., (2002). "A Generalized Correlation for Evaporation Heat Transfer of Refrigerants in Microfin Tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 2003–2010 [4], 2008.
- [12] Yoon, S.H., Cho, E.S., Hwang, Y.W., Kim, M.S., Min, K. ve Kim, Y., (2003). "Characteristics of Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon dioxide and Correlation Development", International Journal of Refrigeration 27:111–119.
- [13] Yoon, J. I., Son, C. H., Jung, S. H., Jeon, M. J. ve Yang, D. (2017). "Evaporation Heat transfer of Carbon dioxide at Low Temperature inside a Horizontal Smooth Tube", Heat Mass Transfer 53:1631–1642.
- [14] Diani, A. ve Rossetto, L., (2017). "Experimental Analysis of Refrigerants Flow Boiling Inside Small Sized Microfin Tubes", Heat and Mass Transfer, 10:2111-2332.
- [15] Diani, A., Mancin, S., Cavallini, A. ve Rossetto, L., (2016). "Experimental investigation of R1234ze(E) Flow Boiling inside a 2.4 mm ID Horizontal Microfin Tube", International Journal of Refrigeration, 69:272–284.
- [16] Inoue, N., Jige, D. ve Sagawa, K., (2016). "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R32 inside Small Diameter 4.0 mm Tubes" (2016). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1730.
- [17] Mancin, S., Diani, A., Roseetto, L., (2014). "R134a Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop inside a 3.4 mm ID Microfin tube", 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association.
- [18] Celen, A., (2018). Yatay Mikrokanatlı Morularda Kaynama Isı Taşınım Katsayısının ve Basınç Düşümünün Araştırılması, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [19] Chamra, L. M., Webb, R. L. ve Randlett, M. R., (1996). "Advanced Micro-Fin Tubes for Evaporation", International Journal of Heat and Mass Transfer, 39(9):1827–1838.
- [20] Passos, J. C., Kuser, V. F., Haberschill, P. ve Lallemand, M., (2003). "Convective Boiling of R-407c Inside Horizontal Microfin and Plain Tubes", Experimental Thermal and Fluid Science, 27(6):705–713.
- [21] Filho, E. P. B. ve Jabardo, J. M. S., (2006). "Convective Boiling Performance of Refrigerant R-134a in Herringbone and Microfin Copper Tubes", International Journal of Refrigeration, 29(1):81–91.
- [22] Kim, Y., Seo, K. ve Chung, J. T., (2002). "Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm Smooth/Micro-Fin Tubes", International Journal of Refrigeration, 27(6):716-730.
- [23] Spindler, K. ve Müller-Steinhagen, H., (2009). "Flow Boiling Heat Transfer of R134a and R404A in a Microfin Tube at Low Mass Fluxes and Low Heat Fluxes", Heat and Mass Transfer, 45(7):967–977.

- [24] Seo, K., ve Kim, Y., (2000). "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R-22 in 7 And 9.52 mm Smooth and Micro-Fin Tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(16):2869-2882.
- [25] Rollmann, P., Spindler, K. ve Müller-Steinhagen, H., (2011). "Heat Transfer Pressure Drop and Flow Patterns During Flow Boiling of R407C in a Horizontal Microfin Tube", *Heat and Mass Transfer*, 47(8):951–961.
- [26] Passos, J. C., Kuser, V. F., Haberschill, P. ve Lallemand, M., (2003). "Convective Boiling of R-407c Inside Horizontal Microfin and Plain Tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27(6):705–713.
- [27] Wellsandt S., Vamling, L., (2005). "Evaporation of R407C and R410A in a Horizontal Herringbone Microfin Tube: Heat Transfer and Pressure Drop", *International Journal of Refrigeration*, 28 (6):901– 911.
- [28] Greco, A. ve Vanoli, G. P., (2005). "Flow Boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a Smooth Horizontal Tube", *International Journal of Refrigeration* 28 (6) 872–880.
- [29] Han, X., Li, P., Wang, Z., Wang, X., Zhang, X. ve Chen, G., (2013). "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R161 in a 7 mm Micro-Fin Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 62(1):638–646.
- [30] Thome, J. R., Kattan, N., Favrat, D., (1999), "Evaporation in Microfin Tubes: a Generalized Prediction Model" *Proceedings of the Convective Flow and Pool Boiling Conference*, 239:244.
- [31] Ceran, L., Ozkan, D. B., (2009). *Evaporatör ve Kondenserlerde İçten Yivli Boru Kullanımının Avantajları ve Dezavantajlarının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.*
- [32] Özkol, N., (1998). *Uygulamalı Soğutma Tekniği, Türkiye Makine Mühendisleri Odası, Ankara.*
- [33] Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. ve Erbil, S., (2011). "R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO<sub>2</sub>) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 13-16 Nisan, İzmir.
- [34] Brady, J., Humistin, G. E. ve Heikkinen H., (1980). "Liquids and Changes of State", *General Chemistry Principles and Structure*, 2nd Ed., (Ed: J Brady, GE Humistin, H Heikkinen), John Wiley, New York, 1980, s. 219-245.
- [35] Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O., *NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division*, 2007.
- [36] Gungor, K. E. ve Winterton, R. H. S., (1986). "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29:351–358.
- [37] Zhang, X., Yuan, X., (2008). "Heat Transfer Correlations for Evaporation of Refrigerant Mixtures Flowing Inside Horizontal Microfin Tubes, *Energy Conversion and Management*", 49(11):3198-3204.

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Pınar ALATAŞ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 31.05.1992 / İstanbul  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : alataspinar@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mak Müh. / Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2015
Lise	Fen Bilimleri	Çobançeşme Lisesi	2010

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Devam ediyor	Air Trade Centre International	Proje Mühendisi
2014-2014	Aldağ A.Ş	Stajyer
2013-2013	Türk Hava Yolları	Stajyer

## **YAYINLARI**

### **Makale**

1. Alatas, P. ve Ozkan, D. B., (2019). "A theoterical Investigation on the Evaporative Heat Transfer of CO<sub>2</sub> in Smooth and Microfin Tube", Journal of Thermal Engineering. (Baskıda).

