



**T.C.**

**HİTİT ÜNİVERSİTESİ**

**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**SPİRAL MİNİ KANALLI EVAPORATÖR**

**TASARIMI VE ANALİZİ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Eren ALGAN**

**Çorum - 2022**



**SPİRAL MİNİ KANALLI EVAPORATÖR  
TASARIM VE ANALİZİ**

**Eren ALGAN**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yüksek Lisans Tezi**

**TEZ DANIŞMANI**

**Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

**Çorum 2022**

Eren ALGAN tarafından hazırlanan “Spiral Mini Kanallı Evaporatör Tasarımı ve Analizi” adlı tez çalışması 05/01/2022 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ

.....

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

.....

Prof. Dr. Abdullah AKBULUT

.....

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun .../.../..... tarih ve ..... sayılı kararı ile Eren ALGAN'ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

(İmza)

Prof. Dr. Muhammed Asif YOLDAŞ  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

\* Jüri Başkanının adı yazılmalıdır.

\*\* Tez danışmanının adı yazılmalıdır.

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Eren ALGAN



# SPİRAL MİNİ KANALLI EVAPORATÖR TASARIMI VE ANALİZİ

Eren ALGAN

ORCID: 0000-0002-5047-893X

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

Ocak 2022

## ÖZET

Bu tez çalışmasında, gövde içerisinde spiral mini kanallar içeren disklerden oluşturulmuş evaporatör tasarlanmış ve bu ısı değiştiricinin ısıl analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan ısı değiştiricisi Spiral Mini Kanallı Evaporatör (SMKE) olarak adlandırılmıştır. Disk üzerinde oluşturulan mini kanallar tek girişli ve üç girişli olarak tasarlanmıştır. Gövde içerisinde spiral kanalların bulunduğu beş adet disk yer almaktadır. Disklerin her iki yüzeyine açılan mini kanallar ile akışkan, disk üzerinden iki kez geçebilmektedir. Diskler arasındaki akış, mini kanalların giriş ve çıkışlarına yerleştirilen rakor bağlantı elemanları ile sağlanmıştır. Disk üzerinde tek ve üç geçişli akış şartları karşılaştırılmıştır. Çalışma akışkanı olarak gövde içerisinde su, mini kanal içerisinde ise R134a kullanılmıştır. Çalışma basıncı 4, 4,5 ve 5 bar olarak seçilmiştir. Soğuk akışkan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak 0°C, -3°C ve -6°C olarak belirlenmiştir. Deneyler üç farklı kütle akısında (150 kg/m<sup>2</sup>s, 200 kg/m<sup>2</sup>s ve 250 kg/m<sup>2</sup>s) gerçekleştirilmiştir. Gövde tarafında sıcak su giriş sıcaklığı 10,5°C ve 11,5°C arasında değişmektedir. Elde edilen verilere göre; spiral disk giriş sayısı arttıkça etkinlik artmaktadır. Mini kanal giriş sayısının artması aynı debide ancak daha düşük akışkan hızında akışın gerçekleşmesine neden olmaktadır. Bu durum ısı transferinde artış ile sonuçlanmaktadır.

**Anahtar Kavramlar:** evaporatör, spiral mini kanal, R134a

**Bilim Kodu:** 91412

**DESIGN AND ANALYSIS OF EVAPORATOR  
WITH SPIRAL MINI CHANNEL**

Eren ALGAN

ORCID: 0000-0002-5047-893X

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL

Master of Science Thesis

January 2022

**ABSTRACT**

In this study, an evaporator as a heat exchanger was designed by combining discs with spiral mini channels in the shell and its thermal analysis was carried out. The designed heat exchanger is named as Spiral Mini Channel Evaporator (SMKE). The mini-channels on the disc are designed as single-input and three-input. There are five spiral-channel discs inside the shell. Because of the mini channels on both surfaces of the discs, the refrigerant can double pass on the disc. The flow between the discs is provided by the union connectors placed at the inlets and outlets of the mini channels. Single and three pass flow conditions on the disc were compared in terms of thermal performance. Water in the shell and R134a in the mini channel was chosen as the working fluid. Operating pressure in the heat exchanger is adjusted as 4, 4.5 and 5 bar. the refrigerant temperatures at inlet to the heat exchanger are fixed as values of 0°C, -3°C and -6°C. Also, the experiments were carried out at three different mass fluxes (150 kg/m<sup>2</sup>s, 200 kg/m<sup>2</sup>s and 250 kg/m<sup>2</sup>s). The water temperatures at inlet to the shell side varied in the range of 10.5-11.5°C. According to the data obtained; with increasing the number of spiral entries on the disk, the efficiency of the heat exchanger increases. Increasing the number of mini-channel inlets causes flow to occur at the same flow rate but at a lower fluid velocity. Finally, this case results in an increase in heat transfer.

**Key Terms:** evaporator, spiral mini channel, R134a

**Science Code:** 91412

## TEŞEKKÜR

BaŐta, y¼ksek lisans eğitimimde desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalıŐmanın oluŐmasının yolunu ačan danıŐmanım Prof. Dr. İRFAN KURTBAŐ'a, b¼t¼n çalıŐmam boyunca yanımda olan, bilgi ve tecr¼belerini benimle paylaŐan Öğr. Gör. MEHMET ŐENER ve ArŐ. Gör. SELÇUK KIZILCAOđLU'na, imalat aŐamasında gösterdikleri özenli çalıŐma için CEOS Makine çalıŐanlarına teŐekkür ederim.

T¼rkiye Bilimsel ve Teknolojik AraŐtırma Kurumu'na (T¼BİTAK) 315M173 numaralı proje kapsamında verilen destekten dolayı teşekkür ederim.

Eren ALGAN





## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	IV
ABSTRACT .....	V
TEŞEKKÜR.....	VI
İÇİNDEKİLER .....	VII
TABLolar DİZİNİ.....	X
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	XI
RESİMLER DİZİNİ.....	XIII
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	XV
GİRİŞ.....	1

### 1. BÖLÜM

#### KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

1.1. Evaporatörler .....	2
1.1.1. Evaporatör tipleri .....	2
1.1.2. Soğutucu akışkanlar .....	7
1.2. Mini Kanallar .....	10
1.3. Kaynak Araştırması .....	11
1.3.1. Mini, spiral ve helezon kanal içeren çalışmalar .....	11
1.3.2. Evaporatör tasarımı ve analizi üzerine gerçekleştiren çalışmalar.....	13

### 2. BÖLÜM

#### MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Evaporatör Tasarım Parametreleri.....	14
2.2. Evaporatör Tasarımı .....	15
2.3. Evaporatör Parçalarının İmalatı.....	18
2.3.1. Spiral mini kanallı diskler .....	18
2.3.2. Kademeli yan kapaklar .....	19

2.3.3. Yönlendirici parçalar.....	21
2.3.4. Gövde .....	22
2.3.5. Gövde kapakları.....	22
2.3.6. SMKD Sabitleyici .....	23
2.4. Evaporatör Montajı.....	23
2.5. Deney Düzenineinin Tanıtılması.....	26
2.6. Deney Ekipmanları ve Kullanılan Gereçler .....	26
2.6.1. Pompa.....	26
2.6.2. Vakum pompası.....	27
2.6.3. Dolaşımli su banyoları .....	27
2.6.4. Isıl Çiftler .....	29
2.6.5. Veri toplama cihazları.....	30
2.6.6. Debimetre .....	31
2.6.7. Basınçölçer .....	32
2.6.8. Soğutucu akışkan .....	32
2.7. Yöntem.....	32
2.7.1. Sızdırmazlık testleri.....	32
2.7.2. Deneylelerin gerçekleştirilmesi .....	33
2.7.3. Deneysel verilerin işlenmesi.....	35
2.7.4. Belirsizlik analizi.....	36

### 3. BÖLÜM

#### DENEYSEL BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1. SMKD Çıkış Sıcaklıkları Açısından Değerlendirme .....	38
3.2. SMKD Etkinlik Değerlendirilmesi .....	44
3.3. Isı Transferlerine Göre Değerlendirme .....	48
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>52</b>
<b>KAYNAKÇA.....</b>	<b>53</b>

<b>EKLER .....</b>	<b>55</b>
<b>EK-1.....</b>	<b>56</b>
<b>EK-2.....</b>	<b>67</b>
<b>EK-3.....</b>	<b>73</b>
<b>EK-4.....</b>	<b>74</b>



## TABLULAR DİZİNİ

<b>Tablo</b>	<b>Sayfa</b>
<b>Tablo 1.1.</b> Akış kanallarının sınıflandırılması.....	11
<b>Tablo 2.1.</b> Evaporatör tasarım parametreleri .....	14
<b>Tablo 2.2.</b> Tek ve Üç girişli SMKE için deney parametreleri .....	34
<b>Tablo 2.3.</b> Deneyler sırasında meydana gelen hata miktarları.....	37



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Çift borulu ısı değiştiricide farklı akış rejimleri ve sıcaklık profilleri (Çengel, 2011)	2
Şekil 1.2. Gövde borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi (Çengel, 2011)	3
Şekil 1.3. Contalı levhalı ısı değiştiricisinin şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)	4
Şekil 1.4. Spiral plakalı ısı değiştiricisinin şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)	4
Şekil 1.5. Lamelli ısı değiştiricisi şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)	5
Şekil 1.6. Gazdan sıvıya kompakt ısı değiştiricisi (Shah ve Seculic, 2003)	5
Şekil 1.7. Levhalı kanatlı ısı değiştirici prensibi (Genceli, 2005)	5
Şekil 1.8. Borulu kanatlı ısı değiştirici dairesel kesit (Kakaç ve Liu, 2002)	6
Şekil 1.9. Soğutucu akışkanların sınıflandırılması	8
Şekil 2.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	26
Şekil 3.1. $P_{cb} = 4$ bar, farklı giriş sıcaklıklarında tek girişli SMKD çıkış sıcaklıkları	38
Şekil 3.2. $P_{cb} = 4,5$ bar, farklı giriş sıcaklıklarında tek girişli SMKD çıkış sıcaklıkları	39
Şekil 3.3. $P_{cb} = 4,5$ bar, farklı giriş sıcaklıklarında üç girişli SMKD çıkış sıcaklıkları	40
Şekil 3.4. $P_{cb} = 4$ bar, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	41
Şekil 3.5. $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	41
Şekil 3.6. $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = -3^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	42
Şekil 3.7. $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = -6^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	43
Şekil 3.8. $P_{cb} = 4,5$ bar, $T_{sg} = -3^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	44
Şekil 3.9. $P_{cb} = 5$ bar, $T_{sg} = -3^{\circ}C$ ; $T_{üg}/T_{tg}$ oran grafiği	44
Şekil 3.10. $P_{cb} = 4$ Bar, $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri	45
Şekil 3.11. $P_{cb} = 4$ Bar, $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = -3^{\circ}C$ için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri	46
Şekil 3.12. $P_{cb} = 4$ Bar, $G_{sg} = 150$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = -6^{\circ}C$ için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri	46
Şekil 3.13. $P_{cb} = 4,5$ Bar, $G_{sg} = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri	47
Şekil 3.14. $P_{cb} = 5$ Bar, $G_{sg} = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri	47
Şekil 3.15. $P_{cb} = 4$ bar, $T_{sg} = 0^{\circ}C$ , tek girişli SMKD'ler için ortalama Nusselt sayısı	48

<b>Şekil 3.16.</b> $P = 4,5 \text{ bar}$ , $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ , tek girişli SMKD'ler için ortalama Nusselt sayısı.....	49
<b>Şekil 3.17.</b> $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ , tek girişli SMKD'ler için ortalama Nusselt sayısı.....	49
<b>Şekil 3.18.</b> $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ için ortalama Nusselt sayısının kütle akısına göre değişimi .....	50
<b>Şekil 3.19.</b> $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ , Ortalama Nusselt sayısının teorik Nusselt sayısına oranının değişimi...	50
<b>Şekil 3.20.</b> Tek ve üç girişli SMKE'lerin basınç kayıpları .....	51



## RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Soğutucu akışkanların isimlendirilmesi (Çengel, 2011).....	8
Resim 2.1. SMKE'nin üst kapaksız görünümü .....	15
Resim 2.2. Sistemin gövde ve kapaksız görünümü .....	15
Resim 2.3. SMKD'lerin akış yönünün gösterimi .....	16
Resim 2.4. SMKD'lerin kademeli yan kapaklar ile görünümü.....	16
Resim 2.5. Tek girişli SMKD'in kanal giriş ve çıkışının detaylı görünümü .....	17
Resim 2.6. Tek girişli SMKD'in ön (a) ve arka (b) .....	17
Resim 2.7. Üç girişli SMKD'in ön yüzü (a) ve arka yüzü (b).....	18
Resim 2.8. Tek girişli SMKD görüntüsü.....	19
Resim 2.9. Üç girişli SMKD görüntüsü .....	19
Resim 2.10. Kademeli yan kapakların imal edildikten sonraki görünümü.....	20
Resim 2.11. Kademeli yan kapakların disk ile birlikte görüntüsü.....	20
Resim 2.12. Yönlendirici parçaların görüntüsü.....	21
Resim 2.13. Yönlendirici parçalarının montajlanmış görünümü.....	21
Resim 2.14. Gövdenin alt ve üst kapağının görünümü.....	22
Resim 2.15. Gövdenin sağ ve sol kapaklarının görünümü .....	22
Resim 2.16. SMKD Sabitleyicilerin imal edilmiş görünümü .....	23
Resim 2.17. SMKE montaj işlemlerinin tamamlanmış görünümü.....	23
Resim 2.18. Çift taraflı bantın kullanım aşamaları.....	24
Resim 2.19. Kademeli yan kapakların montaj esnasındaki bir görüntüsü.....	24
Resim 2.20. Sabitleyicinin SMKD'lerle montajlanmış hali .....	25
Resim 2.21. Isıl çift bağlantısının ve SMKD'ler arası geçişlerin gerçekleştirilmiş görünümü. 25	
Resim 2.22. Pompa görüntüsü.....	27
Resim 2.23. Vakum pompası .....	27
Resim 2.24. Lauda marka aşırı su soğutma devresi dolaşım su.....	28

<b>Resim 2.25.</b> Daihan Scientific marka sirkülasyonlu su banyosu .....	28
<b>Resim 2.26.</b> Hofer marka RCB20-PLUS model su banyosu .....	29
<b>Resim 2.27.</b> Isıl çift kaynak makinesi görüntüsü .....	29
<b>Resim 2.28.</b> K tipi ısıl çift görüntüsü .....	30
<b>Resim 2.29.</b> Personel Daq marka cihaz görüntüsü.....	30
<b>Resim 2.30.</b> Veri toplayıcı ve ölçüm cihazlarının konektörler ile bağlantısı .....	31
<b>Resim 2.31.</b> Isıl çift bağlantı elemanı .....	31
<b>Resim 2.32.</b> Debimetre.....	31
<b>Resim 2.33.</b> Basınçölçerler .....	32
<b>Resim 2.34.</b> Diskler arası geçişin görüntüsü.....	33



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$A_t$	Mini kanal kesit alanı [mm <sup>2</sup> ]
$b$	Kanal genişliği [mm]
$Bo$	Kaynama Sayısı [-]
$Co$	Sınırlama sayısı [-]
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı [kJ/kgK]
$D_h$	Hidrolik çap [mm]
$Eö$	Eötvös Sayısı [-]
$f$	Blasius korelasyonu ile sürtünme faktörü [-]
$g$	Yerçekimi ivmesi [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Soğutucu akışkan kütle akısı [kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	Isı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$h_k$	Kanal derinliği [mm]
$k$	Isı iletim katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$L$	Laplace sabiti [-]
$\dot{m}$	Kütle debisi [kg/s]
$Nu$	Nusselt sayısı [-]
$Nu_{gni}$	Gnielinski korelasyonu ile Nusselt sayısı [-]
$P$	Basınç [bar]
$P_{çb}$	Çalışma basıncı [bar]
$Pr$	Prandtl sayısı [-]
$Q$	Isı transferi [W]
$Q_{max}$	Teoride ulaşılabilecek maksimum ısı transferi [W]
$Re$	Reynolds sayısı [-]
$T$	Sıcaklık [°C]
$T_{sg}$	Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı [°C]

$T_{\text{sıcak,çıkış}}$	Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{\text{sıcak,giriş}}$	Sıcak akışkan giriş sıcaklığı [°C]
$T_{\text{soğuk,çıkış}}$	Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{\text{soğuk,giriş}}$	Soğuk akışkan giriş sıcaklığı [°C]
$T_{\text{tg}}$	Tek girişli disk çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{\text{üç}}$	Üç girişli disk çıkış sıcaklığı [°C]
$u$	Kanal uzunluğu [mm]
$V_s$	Akışkan hızı [m/s]
$W_n$	Bağımsız değişken belirsizliği [-]
$W_R$	Toplam belirsizlik [-]
$\varepsilon$	Evaporatör etkinliği [-]
$\mu$	Viskozitesi [Ns/m <sup>2</sup> ]
$\rho$	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_g$	Gaz yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_l$	Sıvı yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Yüzey gerilmesi [N/m]

### Kısaltmalar

CAD	Bilgisayar Destekli Modelleme
cm	Santimetre
dak	Dakika
DIN	Alman Standartlar Enstitüsü
kg	Kilogram
kW	Kilowatt
m	Metre
M	Metrik
mak	Maksimum

min	Minimum
mm	Milimetre
R	Refrigerant
s	Saniye
sa	Soğutucu akışkan
SMKD	Spiral mini kanallı disk
SMKE	Spiral mini kanallı evaporatör
W	Watt
$\mu$ l	Mikrolitre
$\mu$ m	Mikrometre

## GİRİŞ

Proses ısı transferinin en yaygın kullanılan ve önemli bileşenlerinden birisi ısı değiştircilerdir. Isı değiştirciler, bir veya birden fazla çalışma akışkanı ile farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla ortam arasında ısı enerjini aktarmak için kullanılan bir cihazdır. Isıl enerjinin bir ortamdan başka bir ortama aktarılması için kullanılan ısı değiştirciler, kullanım yeri ve şekline göre birçok çeşitte üretilmektedirler. Isı değiştircileri enerji sistemleri, petrol rafinerileri, kriyojenik ve geri kazanım sistemleri, imalat işlemleri, iklimlendirme sistemleri ve benzeri ısı proseslerde önemli ve vazgeçilmez cihazlar olarak nitelendirilir. Bu bakımdan ısı değiştirciler makine mühendisliği, kimya mühendisliği ve uygulamalı ısı transferi alanlarında önemli ve kapsamlı bir yere sahiptir.

Isı değiştirciler endüstrinin farklı alanlarında ve birçok farklı teknolojik proseste kullanılmaktadırlar. Endüstriyel bir ısı değiştircisinin gerçek tasarımı birçok parametreye bağlı ve karmaşık bir problemdir. Basit bir ısı transferi analizinden daha fazlasına ihtiyaç duyulur. Bu süreçte ısı verimi olabilecek en st düzeye çıkarmak için iki akışkan arasındaki yüzey alanı optimize edilirken, kurulum ve işletme maliyetini olabilecek en düşük düzeyde tutmak için de pompa gücünü de en aza indirecek şekilde tasarlanmaktadır. Bu amaçla, ısı değiştircisinde her bir akış yüzeyinde optimum düzeyde genişletilmiş yüzey kullanılır. Bu kanatçıklar, engeller ve dirençler ısı transfer yüzey alanını artırdığı gibi sınır tabaka oluşumunu engelleyerek türbülans oluşumuna neden olurlar. Böylece ısı taşınım katsayısının da artırılması sağlanır.

Isı değiştircilerin imalatında farklı malzeme türleri kullanılabilir. Burada en önemli belirleyici unsur ısı değiştircisinin kullanım yeri, amaç ve hedefleridir. Isı değiştircilerinin bileşenlerini genellikle gövdeler, borular, adyabatik tekerlekler, bobinler, plakalar ve kanatlar oluşturur. Bu bileşenleri bakır, paslanmaz elik, alüminyum, titanyum metaller oluşturabildiği gibi kullanım yerlerine göre grafit, seramik, kompozitler veya plastikler den imal edilebilirler.

## 1. BÖLÜM

### KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

#### 1.1. Evaporatörler

Buharlaştırıcı veya ısı değiştircisi olarak da adlandırılan evaporatörler, kanallarından geçen soğutucu akışkanın bulunduğu ortamdan ısı çekerek buharlaşması prensibine dayanmaktadırlar. Evaporatörler, birbirine karışması engellenen iki akışkan arasındaki ısı transferini sağlayan ekipmanlardır. Isı değiştircilerinde soğutucu akışkan olarak buharlaşma gizli ısıyı yüksek ve kaynama noktası düşük olan akışkanlar kullanılmaktadır. Düşük kaynama sıcaklığına ulaşma hedefi doğrultusunda yanıcı, patlayıcı, zehirleyici olmayan ve evre dostu olan soğutucu akışkanlar kimyasal yöntemlerle üretilmektedir.

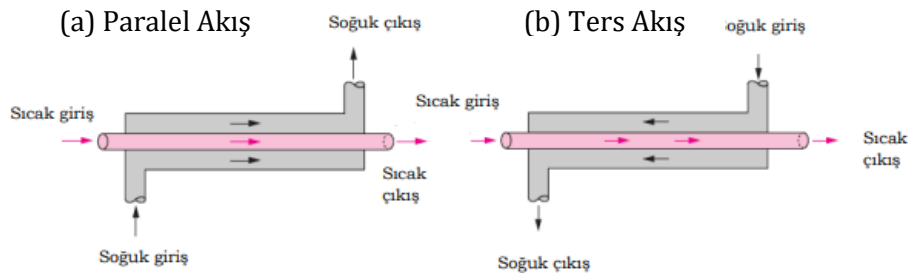
##### 1.1.1. Evaporatör tipleri

Kullanılmak istenen ortama, soğutucu akışkan tipine, çalışma şartlarına ve uygulama şekline göre sınıflandırılmaktadır.

###### 1.1.1.1. Borulu Isı Değiştirciler

###### 1.1.1.1.1. Çift borulu ısı değiştirciler

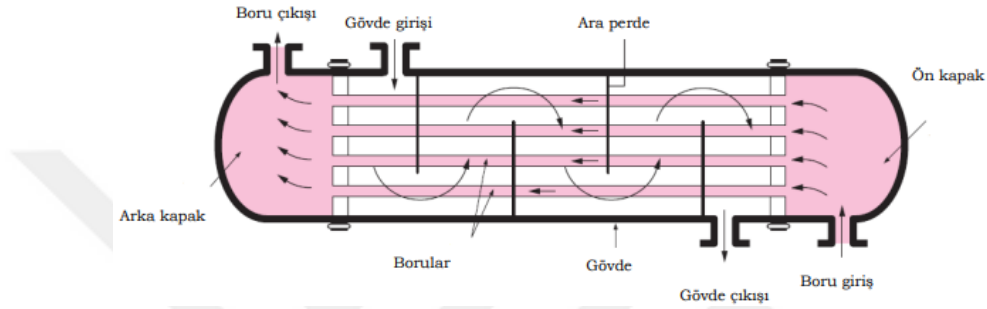
En basit evaporatör yani ısı değiştircisi tipi çift borulu ısı değiştircisidir. şekil 1.1'de çift borulu ısı değiştircisi paralel ve ters durumu için gösterilmiştir. Çift borulu ısı değiştircisi, i içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. Akışkanlardan biri iç kısımdaki borudan geçerken, bir diğer akışkan da iki boru arasında kalan bölümden geçmektedir. Paralel ve ters akış olmak üzere iki tip akış rejimi bulunan bu tipte, paralel akış esnasında sıcak ve soğuk akışkan aynı taraftan girmektedir. Ters akışta ise sıcak ve soğuk akışkan ters yönde girmekte ve hareketlerini birbirine zıt olarak gerçekleştirmektedir.



şekil 1.1. Çift borulu ısı değiştircide farklı akış rejimleri ve sıcaklık profilleri (engel, 2011)

#### 1.1.1.1.2. Gövde borulu ısı değiştiriciler

Gövde borulu ısı değiştiricileri, yuvarlak bir boru grubunun silindirik bir gövdenin içerisine paralel bir şekilde yerleştirilmesiyle elde edilmektedir. Bu tipteki ısı değiştiricileri termik santraller ve petrol rafinerileri başta olmak üzere endüstriyel birçok alanda kullanılmaktadır. Diğer ısı değiştirici tiplerine göre kurulum maliyeti fazla olsa da ısı tranferinde daha etkili ve verimli oldukları belirlenmiştir (Shah ve Sekulic, 2003). Gövde borulu ısı değiştiricilerinin temel elemanları; borular, gövde, ön ve arka başlık ve şaşırtma levhalarıdır (şekil 1.2).



**şekil 1.2.** Gövde borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi (engel, 2011)

#### 1.1.1.1.3. Spiral borulu ısı değiştiriciler

Spiral borulu ısı değiştiricileri, tıpkı gövde borulu ısı değiştiriciler gibi silindirik bir gövde içerisinde bobin şeklinde sarılmış bir veya birden fazla spiral geometriye sahip spiral borulu ısı değiştiricileridir. Bu ısı değiştiricilerinde ısıl genleşmenin oluşturduğu gerilme problemi minimumdur ve aynı zamanda ısı geçiş katsayısı düz borululara göre daha yüksektir. Karmaşık görünen geometrik yapısından dolayı temizlenme işlemleri nispeten daha zordur.

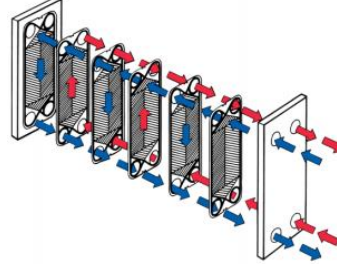
#### 1.1.1.2. Levhalı ısı değiştiriciler

İnce levhalar kullanılarak imal edilen bu ısı değiştiricilerinin bir diğer ismi plakalı ısı değiştiricileridir. Düz veya girintili çıkıntılı olabilen levhalı ısı değiştiricileri, yüksek sıcaklık ve basına dayanıksız olmakla birlikte yüksek basınç veya sıcaklık farklarının oluştuğu durumlarda kullanılmamaktadır.

##### 1.1.1.2.1. Contalı levhalı ısı değiştiriciler

Dört köşesinde de akışkan geçişi için delikler bulunan ince metal levhalar bir araya gelerek elde edilen contalı levhalı ısı değiştiricilerinde contalar vasıtasıyla akışkanlar yönlendirilir ve

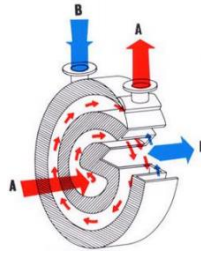
birbirlerine karışmaları engellenir (Şekil 1.3). İstenildiği durumlarda ısıl kapasiteyi değiştirmek amacıyla levha eklenilip çıkarılabilmektedir.



**Şekil 1.3.** Contalı levhalı ısı değiştiricisinin şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)

#### 1.1.1.2.2. Spiral levhalı ısı değiştiriciler

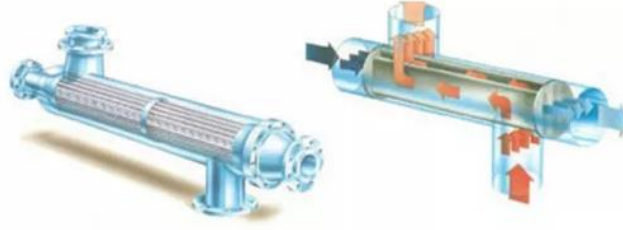
İki metal şerit levhanın helisel olarak sarılmasıyla spiral levhalı ısı değiştiricileri imal edilmektedir. Şekil 1.4'de spiral plakalı ısı değiştiricisinin şematik görünümü verilmiştir. Helisel sarmallar arasında düzgün aralıklar sağlamak amacıyla saplamalar yerleştirilmiştir. Akışkan çift borulu ısı değiştiricilerinde olduğu gibi paralel veya ters yönlü olarak kullanılabilir. Isı transfer katsayıları spiral olmayan levhalı ısı değiştiricilerine göre az olsa da gövde borulu ısı değiştiricilerine göre oldukça fazladır.



**Şekil 1.4.** Spiral plakalı ısı değiştiricisinin şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)

#### 1.1.1.2.3. Lamelli ısı değiştiriciler

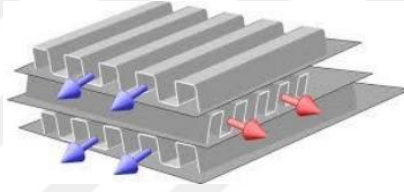
Şekil 1.5'de şematik görünümü yer alan lamelli ısı değiştiricilerinde birinci akışkan lamel olarak adlandırılan boruların içinden akışını tamamlarken diğer akışkan da tıpkı gövde borulu ısı değiştiricilerinde olduğu gibi gövde içerisindeki borular arasından geçer.



**Şekil 1.5.** Lamelli ısı değiştiricisi şematik görünümü (Kakaç ve Liu, 2002)

### 1.1.1.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiriciler

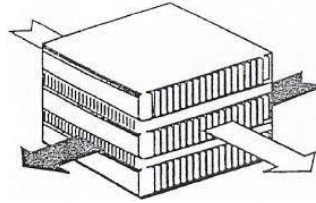
Bu tip ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak amacıyla yüzeylerde kanatlar bulunmaktadır (Şekil 1.6). Kanatlar genellikle ısı taşınım katsayısı düşük olan akışkan yoluna konulmaktadır. Bu sebeple akış yolundaki çıkıntılar nedeniyle oluşan basınç kayıpları kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde dikkate alınmalıdır (Shah ve Seculic, 2003).



**Şekil 1.6.** Gazdan sıvıya kompakt ısı değiştiricisi (Shah ve Seculic, 2003)

### 1.1.1.3.1. Levhali kanatlı ısı değiştiriciler

Levhali kanatlı ısı değiştiricileri, genellikle iklimlendirme ve elektronik sistemlerin soğutulmasında kullanılmaktadır. Levhalar birbirine paralel şekilde montaj edilmiştir. Kanatlar ise her bir levhanın arasına yerleştirilmiştir. Kanatlar basınç kaybına neden olmaktadır. Bu sebeple kanatlar, birinci ve ikinci akışkanın gaz olduğu durumlarda iki tarafa, sıvı ve gaz olduğunda da gaz akışının gerçekteştiği kısma yerleştirilmektedir (Şekil 1.7).

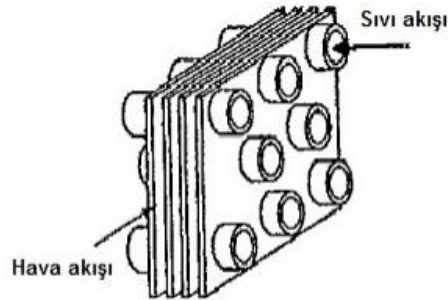


**Şekil 1.7.** Levhali kanatlı ısı değiştiricisi prensibi (Genceli, 2005)



#### 1.1.1.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiriciler

şekil 1.8'de yer alan borulu kanatlı ısı değiştiricilerinde soğutulmak istenen akışkan levhalar arasından geerirken, soğutucu akışkan levhalara dik şekilde konumlanan borulardan akışımı gerçekleştirir. Bu tip ısı değiştiricilerinde bir taraftan sıvı, bir taraftan da gaz geçer. Soğutucu akışkanın sıvı fazda olduğu durumlarda yüksek basınçtan dolayı soğutucu akışkan boru içinden akıtılmaktadır. Boru dışında yer alan kanatçıklar, ısı taşınım katsayısının düşük olduğu durumlarda boru içine de yerleştirilebilmektedir.



**şekil 1.8.** Borulu kanatlı ısı değiştirici dairesel kesit (Kakaç ve Liu, 2002)

#### 1.1.1.4. Rejeneratörler

Depolama tip ısı değiştiricilerinden olan olan rejeneratrlerde sıcak ve soğuk akışkanlar, radyal conta veya vanalarla ayrılmıştır. Bunun sonucu olarak da rejeneratörler, rekperatrlere göre daha kompakt ve ekonomiktir. Dönen tip, sabit matris, periyodik akım ve ısı akümülatörü olarak sınıflandırılabilirler (Genceli, 2005).

##### 1.1.1.4.1. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler

Akışkan yn sabit dolgu maddesine doğru olmaktadır. Sabit dolgu maddesine çarpan akışkan başka yöne saptırılır. Çalışmayı sürekli kılabilmek için en az iki adet sabit dolgu maddeli rejeneratöre ihtiyaç duyulmaktadır. Genellikle üç veya dört adet rejeneratör aynı anda kullanılabilir (Kakaç, 2002).

##### 1.1.1.4.2. Döner dolgu maddeli rejeneratörler

Isı transfer yüzeyi disk şeklinde olan rejeneratrlerde akış aksnel yndeyken dolgu maddesi silindir olan rejeneratrlerde radyal yöndedir. Birinci ve ikinci akışkanın birbirine karışmasını

engellemek için alınan önlemler her ne kadar yeterli gibi görünse de dolgu maddelerinin boşluklarında gaz kaldığından akışkanların birbirine karışması kesin olarak önlenemez. Dolayısıyla bu tip rejeneratörlerin en büyük problemi gaz kaçaklarıdır (Kakaç, 2002).

#### 1.1.1.4.3. Paket yataklı maddeli rejeneratörler

Basınç kayıpları fazla olan bu tip rejeneratörler, sürekli çalışan rejeneratörlerden biridir. Konstrüksiyonları basit, devamlı çalışan dolgu maddeli rejeneratörlerdendir. Silindirik veya küresel şekil tanecikli parçacıklar bir silindir gövdesine yerleştirilir (Genceli, 2005).

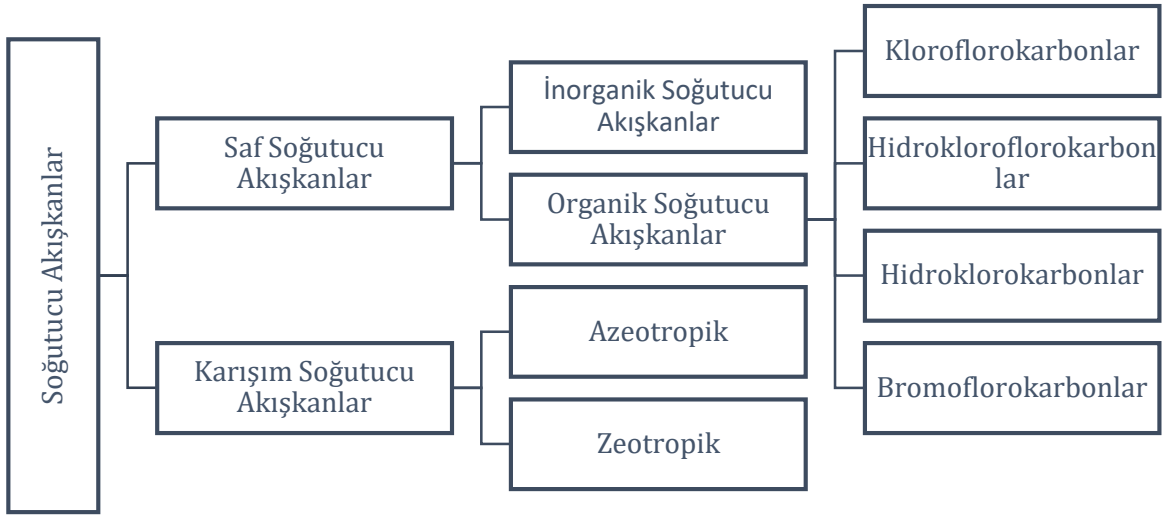
#### 1.1.1.5. Karıştırmalı kaplarda ısı değişimi

Fermantasyon işleminde gazlar ve sıvıların karışımını, sıvıların ısıtılması veya soğutulması, sıvı karışımlarında kütle geçişini artırmak ve reaksiyonların hızlandırılmasını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Karıştırmalı kap içerisinde yer alan akışkanlar, kabın dış yüzeyinden veya kap içerisine koyulan serpantinler ile ısıtmakta ya da soğutulmaktadır (Genceli, 2005).

### 1.1.2. Soğutucu akışkanlar

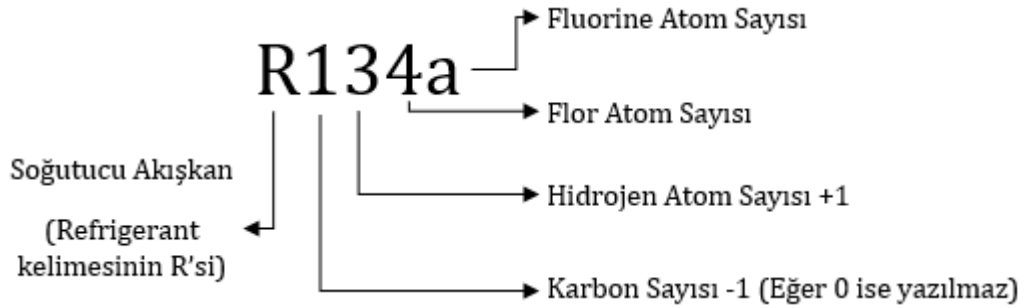
Soğutucu akışkanlar bir soğutma çevriminde soğutulmak istenen başka bir akışkandan veya ortamdaki ısı çekerek söz konusu maddenin soğutulmasını sağlayan akışkanlardır. Soğutucu akışkanlardan buharlaşma gizli ısısının yüksek olması ve kaynama sıcaklığının düşük olması gibi birçok özellik beklenir. Dolayısıyla bu özellikleri yerine getirmek için kimyasal yollara başvurulmuş ve günümüze kadar birçok soğutucu akışkan üretilmiştir. Geçmişte üretilen ancak günümüzde kullanılmaması gereken bazı soğutucu akışkanlar çevre dostu olmadığından dolayı yasaklanmıştır. Montreal Protokolü kapsamında yasaklanan veya kısıtlanan soğutucu akışkanlar hala günümüzde kullanıldığı tahmin edilse de üretimi durdurulmuştur. Ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulan R11 soğutucu akışkanı buna bir örnektir. (Koyun, 2005)

Soğutucu akışkanlar, “saf soğutucu akışkanlar” ve saf haldeki soğutucu akışkanların birbirlerine karıştırılarak elde edilen “karışık soğutucu akışkanlar” olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadırlar (Şekil 1.9).



**Şekil 1.9.** Soğutucu akışkanların sınıflandırılması

Resim 1.1'de soğutucu akışkanların isimlendirilmesi ile ilgili görsel yer almaktadır.



**Resim 1.1.** Soğutucu akışkanların isimlendirilmesi (Çengel, 2011)

#### 1.1.2.1. Saf soğutucu akışkanlar

##### 1.1.2.1.1. İnorganik soğutucu akışkanlar

İnorganik yapıda bulunan madde içerdiklerinden dolayı bu sınıfta yer alan soğutucu akışlara inorganik soğutucu akışkanlar denir. Örnek olarak su ( $H_2O$ ), kükürtdioksit ( $SO_2$ ), amonyak ( $NH_3$ ) ve karbondioksit ( $CO_2$ ) verilebilir (Çomaklı, 2006).

#### 1.1.2.1.2. Organik soğutucu akışkanlar

##### *Bromoflorokarbonlar (Halonlar)*

Halonlar olarak da adlandırılan, organik yapıda bulunan bu soğutucu akışkan grubu; flor, karbon, brom veya klordan oluşmaktadır. Bromoflorokarbonlar'ın ozon tahribatı en yüksek olan organik yapıli soğutucu akışkanlardır. (Koyun, 2005)

##### *Kloroflorokarbonlar (CFC)*

Halonlar'dan (Bromoflorokarbonlar) sonra ozon tahribatı en yüksek olan bu soğutucu maddelerin içerdikleri bileşikler brom, flor ve karbonlardır. Yanıcı ve zehirleyici olmamaları tercih edilmelerini sağlamıştır. Ancak ozon tahribatı etkisinden dolayı Montreal Protokolü kapsamında kullanımları kısıtlanmıştır (Koyun, 2005). R11 ve R12 gazları örnek olarak verilebilir.

##### *Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)*

Hidrojen, klor, flor ve karbon içeren organik yapıli soğutucu akışkan grubudur. Ozon tahribatları her ne kadar düşük olsa da bu grupta yer alan R22 gazı, Montreal Protokolü kapsamında alınan kararlara göre zorunlu olarak yavaş yavaş kullanımdan kaldırılan soğutucu akışkandır.

##### *Hidroflorokarbonlar (HFC)*

Bileşikleri arasında hidrojen, flor ve karbon bulunduran soğutucu akışkanlardır. Bu tez çalışması kapsamında çalışma akışkanı olarak belirlenen R134a soğutucu akışkanı bu grupta yer almaktadır. Bu grupta yer alan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerinde tahrip edici tesirleri yoktur. R152a ve R32 bu grup akışkanlara verilebilecek diğere örneklerdir.

#### 1.1.2.2. Karışım soğutucu akışkanlar

Saf haldeki soğutucu akışkanların birbirlerine karıştırılarak ortaya çıkan soğutucu akışkanlar karışım soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmaktadır. Karışım soğutucu akışkanlar azeotropik ve zeotropik (non-azeotropik) olarak ikiye ayrılmaktadırlar.

#### 1.1.2.2.1. Azeotropik soğutucu akışkanlar

İki veya daha fazla saf soğutucu akışkanın sıvı-buhar içeren bir ortamda sıcaklık arttıkça fazlardaki bileşimleri değişir ve bileşimler birbirinin aynısı olur. Bunun sebebi termodinamik denge halinde aynı olmalarıdır. Kaynama ve buharlaşma noktası aynı olan bu saf soğutucu akışkanlar birleşerek azeotropik soğutucu akışkanları oluşturur. R500 soğutucu akışkanının, R12 soğutucu akışkanından %73,8 ve R152a soğutucu akışkanından da %26,2 olarak oluşturulması örnek olarak verilebilir (Çomaklı, 2006).

#### 1.1.2.2.2. Zeotropik soğutucu akışkanlar

Azeotropik soğutucu akışkanların aksine termodinamik denge halinde birbirinden farklıdır. Bu yüzden buharlaşma ve yoğuşma süreci sabit sıcaklık şartlarında gerçekleşmemektedir. Karışım süreci esnasında sıcaklık sürekli değişmektedir. Örnek olarak R401a soğutucu akışkanının R22, R152a ve R124 soğutucu akışkanlarından sırasıyla %53, %13 ve %34 alınarak oluşturulması verilebilir (Çomaklı, 2006).

### 1.2. Mini Kanallar

Akış kanallarının sınıflandırılmasında birçok yöntem kullanılmıştır. Araştırmacılardan bazıları Laplace sabiti (L), Eötvös (Eö) ve Sınırlama sayısı (Co) gibi boyutsuz sayıları kullanmaktayken, bazıları ise kanalların geometrik şeklini hidrolik çap aralığından faydalanarak mini veya mikro olarak tanımlamışlardır.

Co sınırlama sayısı, makro ve mikro ölçekli kanalların ayrımı için Kew ve Cornwell tarafından önerilmiştir (Kew ve Cornwell, 1997).

$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (1.1)$$

Burada sigma  $\rho_l$  ve  $\rho_g$  sırasıyla sıvı ve gaz-sıvı yoğunluğunu, g yer çekimini,  $\sigma$  ise yüzey gerilimini temsil etmektedir.

Mikro ölçekli kanallar Laplace sabiti L'ye göre ve daha küçük hidrolik çaplı akış kanalları olarak tanımlanmıştır (Triplett ve ark., 1999).

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (1.2)$$

Brauner ve Maron, küçük ölçekli kanalların yüzey geriliminin baskınlığı için de Eotvös sayısı kriterini üretmişlerdir (Brauner ve Maron, 1992).

$$Eö = \sqrt{\frac{2\pi}{g(\rho_l - \rho_g)D_h^2 g}} \quad (1.3)$$

Isı değiştiricileri akış kanalının hidroluk çapına göre sınıflandırılmıştır. Bu sınıflandırılmaya göre hidroluk çapın 1 - 6 mm olması durumunda ısı değiştiricisi kompakt ısı değiştiricisi sınıfında yer almaktadır (Mehendale ve ark., 2000).

- Mikro ısı değiştiriciler:  $D_h = 1 - 100 \mu\text{m}$
- Ara ısı değiştiriciler:  $D_h = 100 \mu\text{m} - 1 \text{ mm}$
- Kompakt ısı değiştiriciler:  $D_h = 1 - 6 \text{ mm}$
- Geleneksel ısı değiştiriciler:  $D_h > 6 \text{ mm}$

Tablo 1.1'de hidroluk çapı 3 mm'den büyük olan kanallar geleneksel kanal, 3 mm ile 200  $\mu\text{m}$  aralığındaki kanallar mini kanal, 200  $\mu\text{m}$  ile 10  $\mu\text{m}$  aralığındaki kanallar ise mikro kanal olarak sınıflandırmıştır (Kandlikar, 2002).

**Tablo 1.1.** Akış kanallarının sınıflandırılması

Hidroluk ap	Kanal Adı
> 3 mm	Geleneksel Kanal
3 mm – 200 $\mu\text{m}$	Mini Kanal
200 $\mu\text{m}$ – 10 $\mu\text{m}$	Mikro Kanal

### 1.3. Kaynak Araştırması

#### 1.3.1. Mini, spiral ve helezon kanal içeren alışmalar

Akhavan-Behabadi ve ark. (2012), ısı giriş bölgesinde dikey helisel olarak sarılmış tüpler içindeki bir nanoakışkan akışının ısı transferindeki artışı deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds ve Dean sayıları, geometrik parametreler ve nanoakışkanın ağırlık fraksiyonlarının etkileri incelenmiştir. Akışkan türünün ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmak için, çalışma akışkanı olarak saf ısı transfer yağı ve ağırlık konsantrasyonları %0,1, %0,2 ve %0,4 olan nanoakışkanlar kullanılmıştır. Düz borular yerine helezon boruların kullanılması, ısı transfer oranını önemli lde arttırmıştır.

Kurnia ve ark. (2015), kare kesitli, helisel ve konik sargılı borulardaki ısı transfer performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda eğriliğe bağlı akışın, akış davranışını ve ısı transfer performansını dikkate alınır bir lde etkilediği saptanmıştır.

Suresh ve ark. (2011), sürtünme faktörü ve konvektif ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada türbülanslı akış koşullarında ( $Re=2500-6000$ ) CuO/su kullanılmıştır. Spiral kanaldaki Nusselt sayısı düz boruya göre %27 daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Hashemi ve Akhavan-Behabadi (2012), yatay spiral kanal içindeki ısı transferi ile basınç düşümü özelliklerini inceleyip elde ettikleri sonuçlar ile soğutucu akışkanın spiral kanal içerisinde düz kanala göre daha iyi ısı transferi gerçekleştiğini belirlemişlerdir.

Jamshidi ve ark. (2012), spiral boru içerisinde su ve  $Al_2O_3$  nanoakışkan kullanarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Akış rejimi laminardır. Çalışmada ısı transferi ve basınç düşüşünü belirleyen en önemli parametrelerin kanal çapı ve kanallar arası mesafenin olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca spiral kanalların termal-hidrolik performansını artırdığı belirlenmiştir.

Prabhanjan ve ark. (2002), helisel boru kullanımının düz boru kullanımına göre akışkana geçen ısı transferinin avantajlarını araştırmışlardır. Geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde yapmış oldukları deneylerle boru geometrisinin ısı geçiş katsayısını, helisel boru kullanımında bu katsayının daha yüksek olduğunu saptamışlardır. Ayrıca türbülanslı akış deneyinde debinin değiştirildiği durumlarda ısı geçiş katsayısının değişmediğini gözlemlemişlerdir.

Coronel ve Sandeep (2008), düz ve helisel geometrideki kanalları içeren ısı değiştiricilerinde türbülanslı akış şartlarında deneysel olarak çalışmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda helisel geometrideki ısı değiştiricisinde ısı geçiş katsayısının daha yüksek olduğunu saptamışlar ve bu katsayının eğrilik oranının artmasıyla arttığını belirtmişlerdir.

Mikielewicz ve ark. (2013), soğutucu akışkanın dairesel mini kanalda türbülanslı akışta kaynama ısı transferini incelemişlerdir. Deneysel olarak çalıştıkları bu araştırmada dairesel mini kanalın çapı 2,8 mm'dir. Kanal uzunluğu ise 380 mm olmakla birlikte kütle ve ısı akısı sırasıyla  $534 - 3011 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $28,5 - 68,4 \text{ kW/m}^2$  arasında değiştirilmiştir. Deneyler sonucunda türbülizatör kullanımının faydalı olabileceği belirlenmiştir.

Gao ve ark. (2018), elektronik soğutmada ısı transferini arttırmak için açık hücreli metal köpük mini kanallı evaporatörde soğutucu akışkan olarak R134a kullanmışlardır. Tasarladıkları mini kanallı evaporatör  $507 \mu\text{m}$  genişliğinde ve  $1097 \mu\text{m}$  derinliğinde dokuz kanala sahiptir. Deneysel çalışmaları sonucunda ısı transfer katsayısının 1,5 kat arttığını belirlemişlerdir.

Gao ve ark. (2018), mini kanallı evaporatörde yerçekiminin akış kaynaması üzerine etkisini hem yatay hem de dikey konumda araştırmışlardır. R134a soğutucu akışkanını çalışma akışkanı olarak kullanmışlardır. Mini kanallı evaporatör  $624 \mu\text{m}$  genişliğine,  $923 \mu\text{m}$  derinliğine sahip 23 kanaldan oluşmaktadır. Kütle akısı  $264,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve ısı akısı  $3.0 \text{ W/cm}^2$  den az olduğunda yatay ve dikey olmak üzere iki yönde de ısı transferi ve akış modelleri arasında farklılıklar meydana geldiği belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar beş genel

korelasyon ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak yer çekiminin akış düzenindeki değişiklikler ve kararsızlıklar nedeniyle ısı transferini etkilediği gözlemlenmiştir.

### **1.3.2. Evaporatör tasarımı ve analizi üzerine gerçekleştiren çalışmalar**

Koyuncuoğlu (2010), elektronik soğutma uygulamalarında kullanılmak üzere tasarlanmış olduğu ısı değiştiricisinde birçok farklı geometrideki mikro kanalın bilgisayar üzerinde test etmiş ve yapılan testler sonucunda ise  $127 \text{ W/cm}^2$  civarında ısı akılarının  $500 \mu\text{l/dak}$  akışkan hızı ile uzaklaştırılabildiği gözlemlenmiştir.

Kee ve ark. (2011), ters akışlı bir evaporatör tasarımı ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. Evaporatör seramik malzemeden üretilmiştir. Evaporatörü oluşturan plakalar 50 mm genişlik ve 100 mm uzunluktadır. Plakalarda bulunan birbirine eş 10 adet mikro kanalların yüksekliği  $550 \mu\text{m}$  olup 2,8 mm genişliğindedir. Deneyler sonucunda ısı değiştiricisinin verimi %70 olarak tespit etmişlerdir.

Khan ve Li (2017), yaptıkları çalışmada; optimum ısı değiştirici kanadı tasarlamak için yeni bir teknik geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu tekniğin etkinliğini çeşitli çalışmalarla karşılaştırmışlar ve bu metodun kullanılabilirliğini, hatta farklı tip kanatçık ve ısı değiştirici parametrelerinin optimizasyonunda da kullanılabileceğinin sonucuna ulaşmışlardır.

Maqbool ve ark. (2013), dairesel mini kanallarda iki fazlı akış ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Mini kanal çapı 1,7 mm'dir. Mini kanallar paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Deneylerinde doyma sıcaklığı  $23 - 33 - 43^\circ\text{C}$  değerindedir. Isı ve kütle akısı ise sırasıyla  $5 - 280 \text{ kW/m}^2$  ve  $100 - 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığındadır. Deney sonuçlarında ısı ve kütle akısının artması sonucunda ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Qi ve ark. (2009), yapmış oldukları çalışmada yeni tip bir mini kanallı evaporatör önermişlerdir. Bu evaporatörü deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, geleneksel evaporatörlerin test verileri ile karşılaştırılmıştır. Elde ettikleri sonuçlarda yeni mini kanallı evaporatörün hacmi (%17,2 daha küçük), ağırlığı (%2,8 daha hafif) ve ısı transferi (%4,3 daha yüksek) açısından avantajlara sahip olduğu belirlenmiştir.

Literatür taraması incelendiğinde birçok farklı evaporatör uygulaması yer almaktadır. Buna karşın spiral yapıda kanallara sahip evaporatörlerin incelenmediği belirlenmiştir. Bu çalışmada, tek kanallı çift geçişli ve üç kanallı çift geçişli spiral mini kanallarda evaporatör performansları incelenmiştir. Spiral mini kanallı evaporatörler 5 disk olarak yerleştirilerek her bir diske ait etkinlikler hesaplanmıştır. Çalışmada basınç aralıkları 4, 4,5 ve 5 bar; çalışma kütle akısı 150, 200 ve  $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları  $0^\circ\text{C}$ ,  $-3^\circ\text{C}$  ve  $-6^\circ\text{C}$ ; gövde giriş sıcaklığı  $10,5^\circ\text{C}$  ve  $11,5^\circ\text{C}$  olarak belirlenmiştir.



## 2. BÖLÜM

### MATERYAL VE YÖNTEM

#### 2.1. Evaporatör Tasarım Parametreleri

Evaporatör gövdesi içerisinde yer alan spiral mini kanallı disklerde (SMKD) bulunan kanalların genişliği ( $b$ ) 3 mm, derinliği ( $h_k$ ) ise 2,3 mm olarak tasarlanmıştır. Kanallar kare kesitli olup spiral bir akış yoluna sahiptir. Hidrolik çapın ( $D_h$ ) belirlenmesi için Denklem 2.1'den yararlanılmıştır.

$$D_h = 4 \frac{h_k \cdot b}{2(h_k + b)} \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'de verilen hidrolik çap ( $D_h$ ) 2,603 mm olarak hesaplanmıştır. Literatürde 3 mm - 200  $\mu$ m aralığında kalan hidrolik çapa sahip kanallar mini kanal olarak kabul edilmektedir (Kandlikar, 2002).

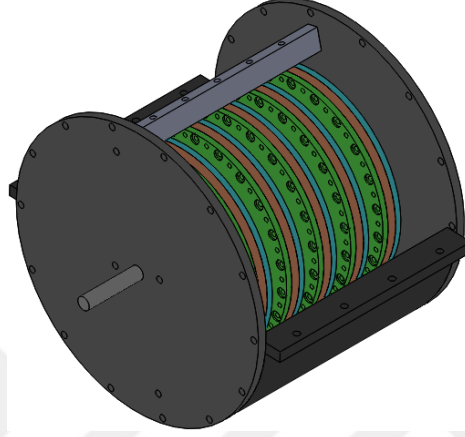
Bir ve üç girişli SMKD'lerin detaylı görünümü Resim 2.9 ve Resim 2.10'de verilmiştir. Tek girişli disklerde giriş ve çıkış SMKD'nin tepe noktasında bulunmaktadır. Üç girişli SMDK'larda ise 120 derecelik eşit açılarda üç giriş bulunmaktadır. Akış kanalları SMDK'lerin her iki yüzeyinde de yer almaktadır. Her bir SMKD yüzeyinde bulunan kanallar 635 mm uzunluğundadır. Her bir SMKD'nin kapatılmış kalınlığı 19 mm olup gövde içerisinde yer alan bu SMKD'ler arasındaki mesafe 15 mm'dir. Belirlenen evaporatör tasarım parametreleri Tablo 2.1'de yer almaktadır.

**Tablo 2.1.** Evaporatör tasarım parametreleri

Parametreler	Tek Girişli	Üç Girişli
Disk giriş sayıları	1	3
Spiral kanal uzunluğu	635 mm	
Spiral kanal genişliği	3 mm	
Spiral kanal derinliği	2,3 mm	
SMKD çapı	185 mm	
SMKD kalınlığı	8 mm	
Kademeli yan kapakların kalınlığı	5,5 mm	
SMKD'lerin kapatılmış kalınlığı	19 mm	
SMKD'ler arası mesafe	15 mm	
Her bir SMKE'de yer alan SMKD sayısı	5	

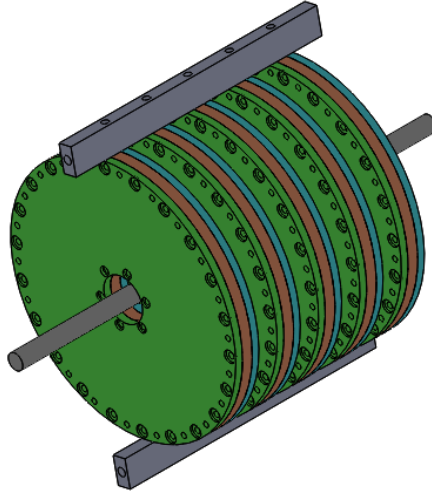
## 2.2. Evaporatör Tasarımı

Spiral mini kanallı evaporatör (SMKE) tasarımı CAD programı yardımıyla belirlenen tasarım parametrelerine göre çizilmiştir. SMKE'nin üst gövdesinin çıkartılmış hali Resim 2.1'de gösterilmiştir. Burada gövde içerisinde 5 adet SMKD bulunmaktadır. SMKD'lerin eşit aralıklarla sabit pozisyonda durabilmesi için 2 adet sabitleyici tasarlanmıştır.



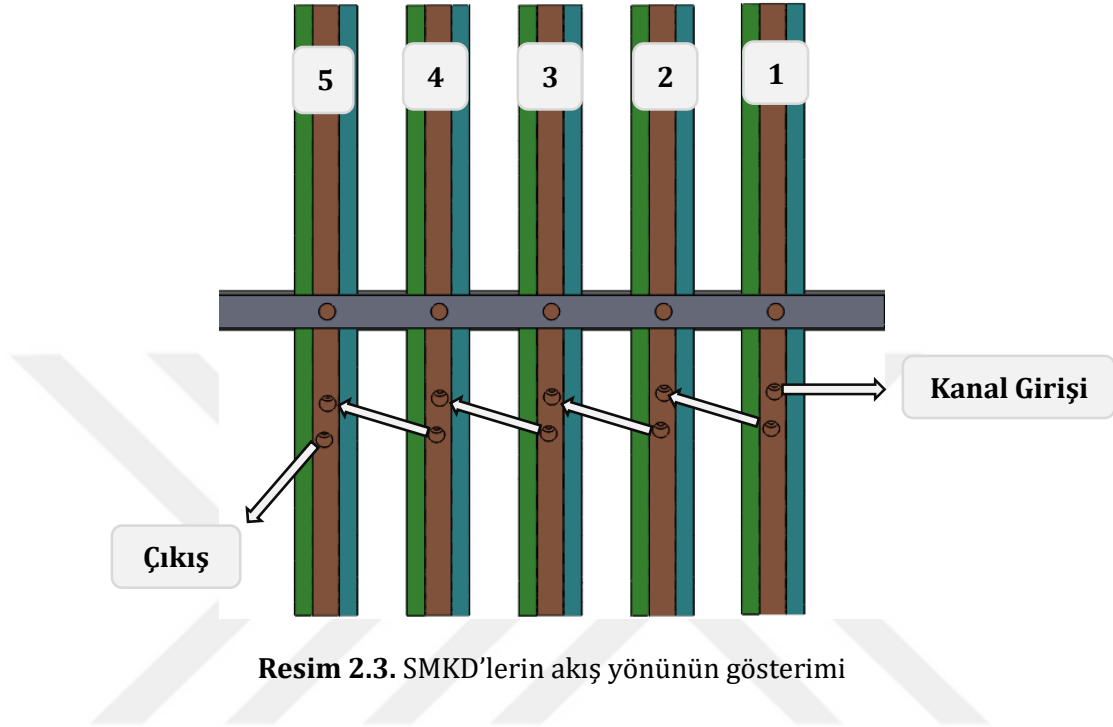
**Resim 2.1.** SMKE'nin üst kapaksız görünümü

SMKE'nin gövde ve kapaksız görünümü Resim 2.2'de verilmiştir. Tasarlanan sabitleyiciler SMKD'ler üzerinde birbirine 180° pozisyonda sabitlenmiştir.



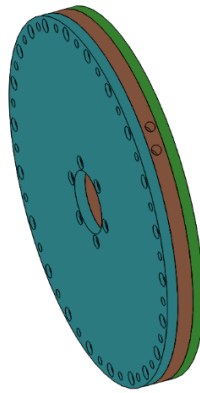
**Resim 2.2.** Sistemin gövde ve kapaksız görünümü

Resim 2.3’de soğutucu akışkanın SMKD’ler arası geçişler gösterilmiştir. Soğutucu akışkan sisteme 1 numaralı SMKD’den giriş yapar ve gösterilmiş geçiş yolunu izleyerek sırasıyla 2, 3, 4 ve 5 numaralı SMKD üzerinden geçerek evaporatörü terk eder.

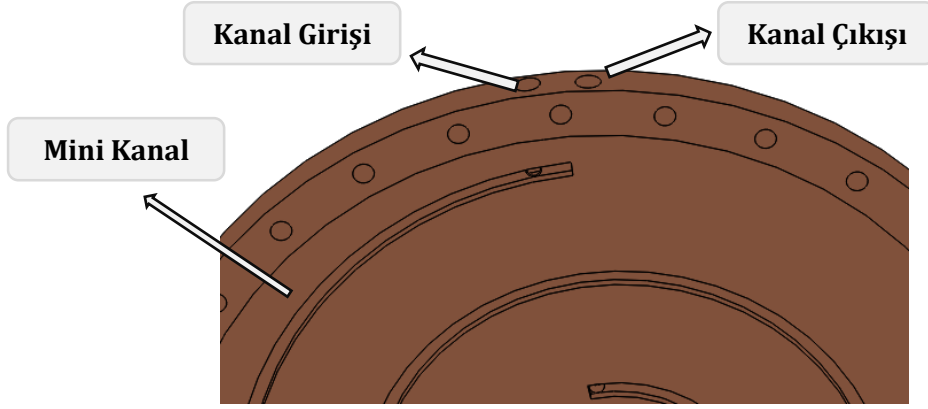


**Resim 2.3.** SMKD’lerin akış yönünün gösterimi

Tek girişli SMKD’ler üzerinde bir adet, üç girişli SMKD’ler üzerinde ise üç adet kanal giriş ve çıkışı mevcuttur. Ayrıca SMKD üzerinde yer alan akış kanallarını kapatmak ve sızdırmazlığı sağlamak için her iki yüzeye kademeli yan kapaklar tasarlanmıştır. Resim 2.4’de tasarlanan SMKD’nin kademeli yan kapaklar ile birlikte birleştirilmiş hali görünmektedir.

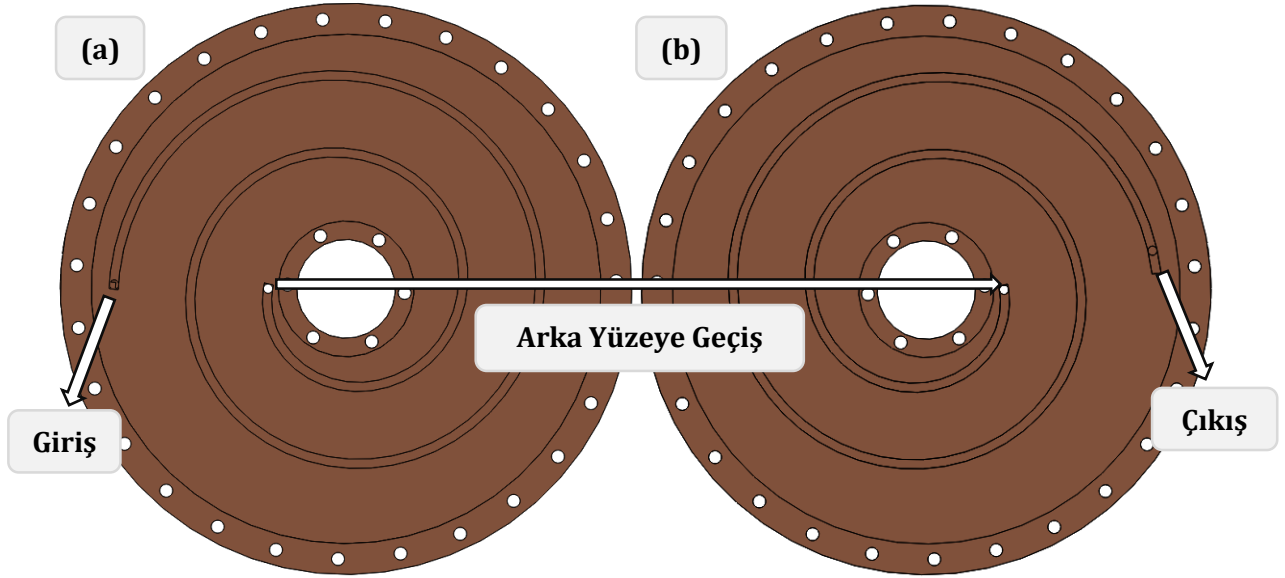


**Resim 2.4.** SMKD’lerin kademeli yan kapaklar ile görünümü



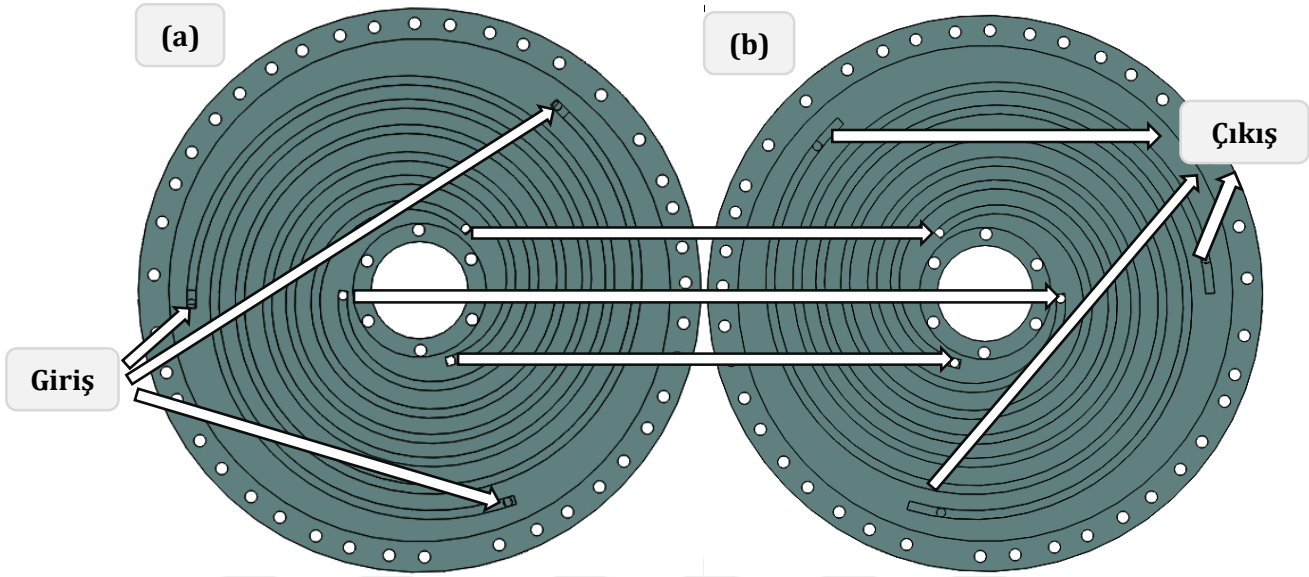
**Resim 2.5.** Tek girişli SMKD'in kanal giriş ve çıkışının detaylı görünümü

Resim 2.5'de SMKD üzerinde yer alan kanal giriş ve çıkışı detaylı olarak gösterilmiştir. Soğutucu akışkan kanal girişinden SMKD'ye giriş yapmaktadır. Akışkanın tek girişli SMKD üzerinde izleyeceği yol Resim 2.6'da verilmiştir. Soğutucu akışkanın ön (a) yüzeyden arka (b) yüzeye geçiş yapması için bir delik tasarlanmıştır. Arka (b) yüzeydeki mini kanal içerisinde hareketini tamamlayan akışkanın SMKD'yi terk etmesi için Resim 2.5'de gösterilen kanal çıkışı tasarlanmıştır.



**Resim 2.6.** Tek girişli SMKD'in ön (a) ve arka (b)

Resim 2.7'de üç girişli SMKD'de akışkanın izleyeceği yollar verilmiştir. Üç girişli SMKD'de mini kanal giriş ve çıkışları arasında 120° bulunmaktadır.



Resim 2.7. Üç girişli SMKD'in ön yüzü (a) ve arka yüzü (b)

### 2.3. Evaporatör Parçalarının İmalatı

TÜBİTAK 315M173 proje kapsamında tasarlanan gövdenin, bu gövde içerisinde bulunacak spiral mini kanallı disk ve kapaklar alüminyumdan imal edilmiştir. Diskler ve kapaklarının üretiminde alüminyum, paslanmayan ve işlenebilirliği kolay bir malzeme olması sebebiyle tercih edilmiştir. Gövde ve gövde kapakları için metal tercih edilmiştir. Paslanmanın meydana gelmemesi amacıyla gövde ve gövde kapakları önce antipas daha sonra boya ile boyanmıştır.

#### 2.3.1. Spiral mini kanallı diskler

Deney esnasında kullanılmak üzere tasarlanan 2 tipte SMKD bulunmaktadır. SMKD'ler alüminyumdan imal edilmişlerdir. Bu disklerde bulunan kanallara olan girişler tek girişli (Resim 2.8) ve üç girişli (Resim 2.9) olarak tasarlanmıştır.

##### 2.3.1.1. Tek girişli diskler

Tek girişli SMKD'de soğutucu akışkan için tek giriş ve çıkış bulunmaktadır (Resim 2.8). Soğutucu akışkan, diskin silindirik yüzeyine açılan rakor deliği ile disk yüzeyinde yer alan kanal girişine ulaşmaktadır. 3 mm genişliğe ve 2,3 mm derinliğe sahip olan mini kanallar spiral bir şekilde diskin merkezine kadar ilerlemektedir. Mini kanalın merkezdeki bitiş yerinden akışın diğer yüzeydeki kanal üzerinden devam etmesi için delik açılmıştır. Akışkan, SMKD'ye giriş

yaptığında bir yüzeyde merkeze doğru hareket ederken diğer yüzeyde merkezden dışarı doğru hareket etmektedir. Açılan bir rakor deliğiyle de soğutucu akışkan dışarı çıkmaktadır.

SMKE içerisindeki tüm SMKD'lerde akış gerçekleştikten sonra soğutucu akışkan, son kısımda bulunan SMKD çıkış rakor deliğinden çıkararak gövde kapağından SMKE'yi terk etmektedir.



**Resim 2.8.** Tek girişli SMKD görüntüsü

#### 2.3.1.2. Üç girişli diskler

Üç girişli disklerde bulunan soğutucu akışkanın gireceği üç giriş için birbirine temas etmeyen ve birbirinin akışına etkisi olmayan üç ayrı kanal bulunmaktadır (Resim 2.9). Her ayrı kanal için de diğer disklerde olduğu gibi ayrı çıkış delikleri mevcuttur. Girişler arasında 120°'lik açı bulunmaktadır.



**Resim 2.9.** Üç girişli SMKD görüntüsü

#### 2.3.2. Kademeli yan kapaklar

Sızdırmazlık elemanları genellikle makine parçaları arasında gaz ya da sıvı maddelerin sızmasını önlemek amacıyla kullanılır. Sızdırmazlık elemanlarının kullanılması ve bu

elemanların kaliteli olması kullanılan diğer makine parçalarının ömrünü uzattığı gibi kusursuz bir sızdırmazlık sağlamak için de önem taşımaktadır. Bu sebeple sızdırmazlık elemanları bir sistemde büyük bir öneme sahiptir. Bu tez çalışmasında doğru ve güvenilir sonuçlar almak için öncelikle sızdırmazlığının iyi yapılması ve test edilmesi gerekmektedir.



**Resim 2.10.** Kademeli yan kapakların imal edildikten sonraki görünümü

Her iki tarafta da bulunan SMKD yüzeyleri için 2 ayrı kademeli yan kapak imal edilmiştir (Resim 2.10). Kapakların iç yüzeyi 1 mm çıkıntılı olup mini kanalların bulunduğu diskteki 1 mm boşluğa doğrudan oturmaktadır. Dolayısıyla kapaklar mini kanalların yüzeyini doğrudan kapatmaktadır. Resim 2.11’de spiral mini kanallı bir diskin kapaklarıyla birlikte açılmış görüntüsü bulunmaktadır.



**Resim 2.11.** Kademeli yan kapakların disk ile birlikte görüntüsü

### 2.3.3. Yönlendirici parçalar

Su banyosu ile gövde içerisine gönderilerek soğutulmak istenen ikinci akışkan gövde içerisinde tüm disk yüzeylerine temas etmeden gövdeyi terk etmemesi gerekmektedir. Bundan dolayı üretilmesine karar verilen yönlendirici parçalar (Resim 2.12), SMKD'ler ile silindirik gövde arasında kullanılarak akış yönlendirilmiştir (Resim 2.13). Gövdeye giriş yapmakta olan ikinci akışkan ilk diskin bir yüzeyine temas edip o bölmei doldurduktan sonra tepe noktasındaki geçiştan ilerleyerek ikinci diskin tüm yüzeyine temas edene kadar dolmaktadır. Bu işlem yönlendirici parçaların alt bölmesine açılan 4 cm<sup>2</sup> alandan yapılmaktadır. Bu şekilde ilerleyerek her beş diskin yüzeyine sırasıyla temas ederek yol izleyen gövde akışkanı gövde kapaklarına açılan rakor girişinden gövdeyi terk etmektedir.



**Resim 2.12.** Yönlendirici parçaların görüntüsü

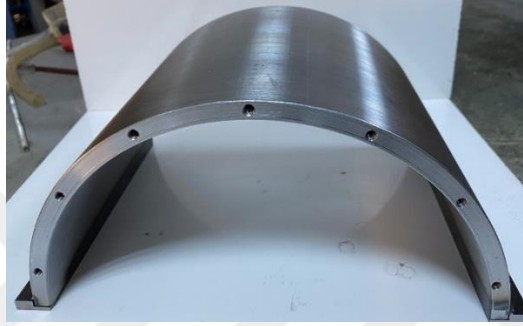


**Resim 2.13.** Yönlendirici parçalarının montajlanmış görünümü



#### 2.3.4. Gövde

Gövde, i çapı 136,5 mm ve et kalınlığı 10 mm olan bir demir borudan imal edilmiştir. 202 mm uzunluğunda kesilen bu boru ortadan ikiye bölünmüş, gövdenin alt ve üst kısmı olarak kullanılmıştır. Alt ve üst kapakların yan kısımlarına montaj esnasındaki birleşim için demir lamalar kaynak yaptırılmış ve bu kaynak parçalarına cıvata delikleri açılmıştır. İkiye bölünme esnasında 3 mm takım ucu kullanıldığından dolayı gövde borusunda meydana gelen çaptaki 6 mm'lik daralma işlenen kaynak parçalarının bir kısmının gövdeye kaynak edilmesiyle ile giderilmiştir. Resim 2.14'de imal edilen gövdenin alt ve üst kapak görünümü verilmiştir.



**Resim 2.14.** Gövdenin alt ve üst kapaklarının görünümü

#### 2.3.5. Gövde kapakları

Gövde kapakları lazer kesim ile metal levha kullanılarak üretilmiştir. Bu kapaklardan iki adet imal edilmiştir (Resim 2.15).



**Resim 2.15.** Gövdenin sağ ve sol kapaklarının görünümü

### 2.3.6. SMKD Sabitleyici

SMKD sabitleyici gövde tarafı akıştan kaynaklı SMKD üzerinde oluşacak hareketleri engellemek amacıyla üretilmiştir (Resim 2.16). SMKD sabitleyiciye açılan 5 mm çapındaki deliklerle disklere açılan cıvata delikleri için metrik 4 cıvata tercih edilmiştir. SMKD sabitleyicinin gövde kapakları ile bağlantısı için metrik 6 cıvata deliği açılmıştır.



**Resim 2.16.** SMKD Sabitleyicilerin imal edilmiş görünümü

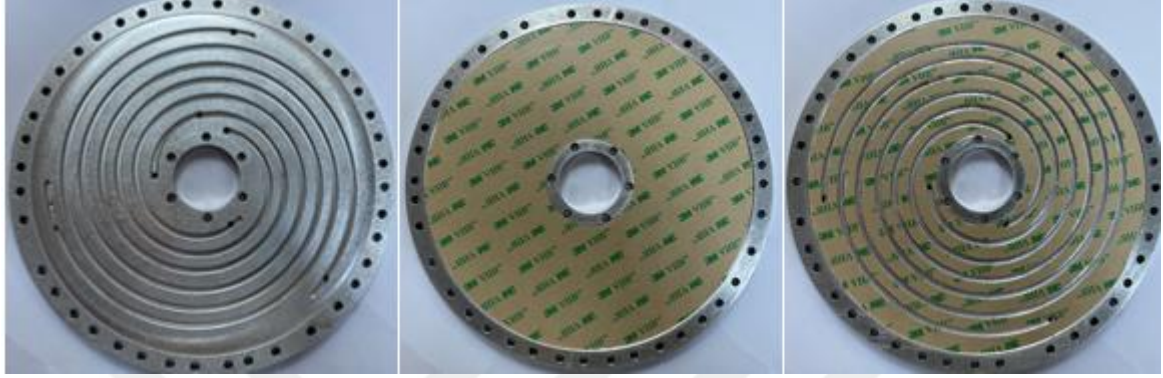
### 2.4. Evaporatör Montajı

Sistemin parçalarının imalatından sonra montaj işlemi gerçekleştirilmiştir. Montaj işlemine en iç kısımda bulunan SMKD'ler ve kademeli yan kapaklar ile başlanmıştır. Bu disklerin montajı sağlanmadan önce kanallar için sızdırmazlık çalışması yapılmıştır. SMKD ve kademeli yan kapakların montaj esnasında cıvatalar sıkılmadan önce disk ve kapaklara baskı uygulanmış ve cıvata bağlantıları gerçekleştirilmiştir. SMKD'ler arası soğutucu akışkan geçişi için bağlantı rakorları ve esnek silikon borular kullanılmıştır. Gövde içerisinde bulunan spiral mini kanallı disklerle soğutucu akışkan geçişi gövde kapaklarına açılan delikler vasıtasıyla yapılmıştır. Su banyosu ile gövde içerisine gönderilmek istenen sıvının da gövde kapağının tepe sınır noktasına açılan deliklerden pompalanması amaçlanmıştır. Resim 2.17'de montaj işlemleri tamamlanmış SMKE yer almaktadır.



**Resim 2.17.** SMKE montaj işlemlerinin tamamlanmış görünümü

SMKD'ler ve gövde parçaları montajında sızdırmazlığın sağlanması için sıvı conta kullanılmıştır. Kademeli yan kapakların montajını gerçekleştirmeden önce kanallar üzerinde çift taraflı bant kullanılmıştır. Bantın kanalları tıkamaması için maket bıçağı yardımıyla kanalların üzerinden alınmıştır. Resim 2.18'de bu işlem aşama aşama gösterilmiştir.



**Resim 2.18.** Çift taraflı bantın kullanım aşamaları

Çift taraflı bantın yüzeye yeterince yapıştırıldığından emin olduktan sonra kademeli yan kapaklar baskı altına konulmuş ve civatalar sıkılarak SMKD'ler, kapaklar ile bir bütün haline getirilmiştir (Resim 2.19).



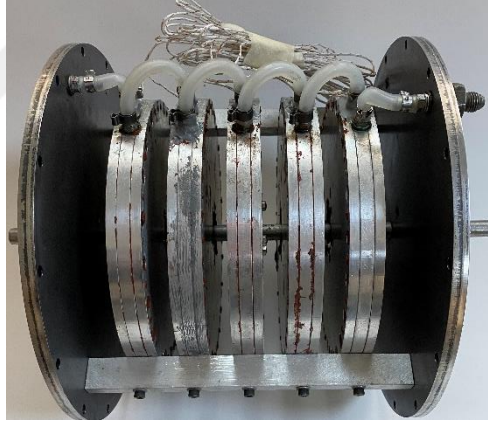
**Resim 2.19.** Kademeli yan kapakların montaj esnasındaki bir görüntüsü

SMKD sabitleyici diskler mile geçirildikten sonra SMKD alınlarına açılan civata deliklerine monte edilmiştir. Ardından SMKD sabitleyici spiral mini kanalların bulunduğu disklerle birlikte arka ve ön kapağa montajlanmıştır. Resim 2.20'de sabitleyicinin SMKD'lere montajlanmış hali görülmektedir.



**Resim 2.20.** Sabitleyicinin SMKD'lerle montajlanmış hali

SMKD sabitleyicinin montajı öncelikli olarak kanalların bulunduğu disklere yapılmıştır. Bunun sebebi disklerin birbirine rakor ile bağlantısının bir aradayken daha iyi yapılacak olmasıdır. Bu işlemin sonucu olarak SMKD'ler, gövde içerisine girmeden de bir aradayken sızdırmazlık testine tabii tutulmuştur. Alt ve üst gövdenin montajı üretilen kapaklar ile birlikte yapılmıştır. Montaj aşamasının son kısmı olan bu aşamada sıvı conta kullanılarak gövdenin sızdırmazlığı da sağlanmıştır. Gövde kapaklarının montajı için kullanılan cıvata bağlantıları gerçekleştirilmiş ve sızdırmazlık testi yapılmıştır.

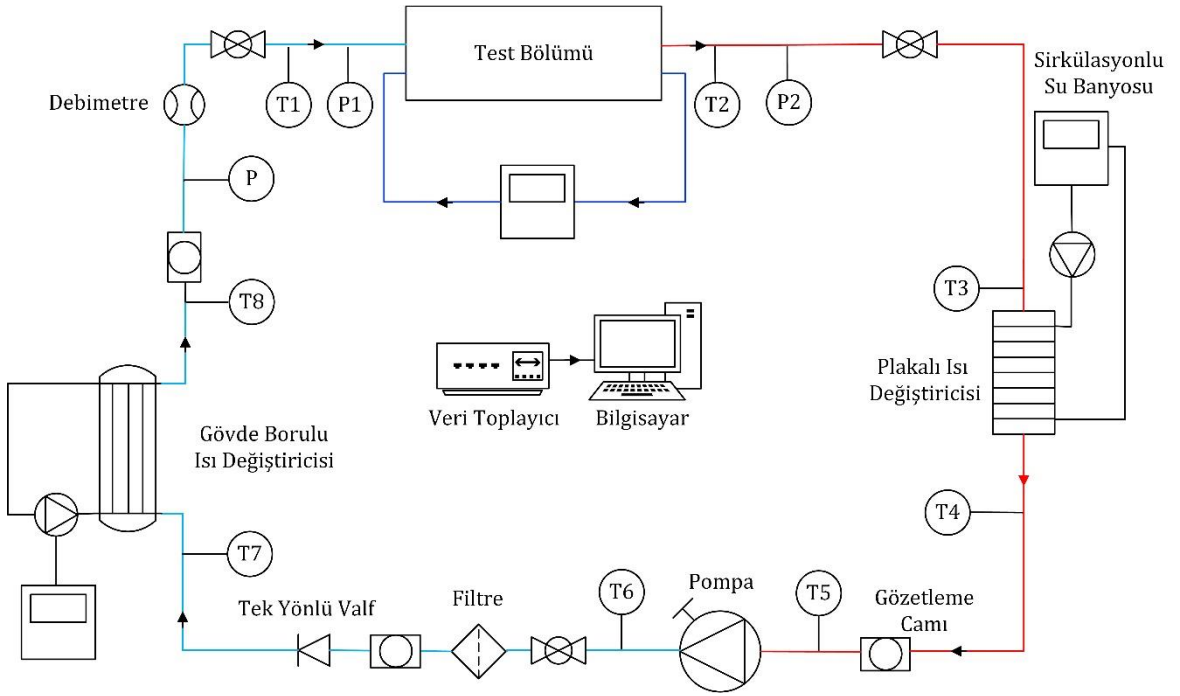


**Resim 2.21.** Isıl çift bağlantısının ve SMKD'ler arası geçişlerin gerçekleştirilmiş görünümü

Resim 2.21'de gövde içerisine yerleştirilen SMKD'ler, geçiş bağlantıları ve kullanılan ısıl çiftlerin montajlanmış hali yer almaktadır. SMKD'ler arası akışkan geçişini sağlamak amacıyla esnek silikon borular kullanılmıştır. Hortum geçmeli rakorlara bağlanan bu silikon borular, kelepçelerle sıkılmıştır. Böylece soğutucu akışkanın gövde tarafındaki akışkanla karışması engellenmiştir. Rakorlar üzerine açılan 1,5 mm'lik deliklerden geçirilen lehimlenmiş ısıl çift uçları, her bir SMKD çıkış rakorlarına kontakt yapıştırıcı kullanılarak yerleştirilmiştir. Alt ve üst gövde kapaklarının montajı gerçekleştirildikten sonra SMKD'lere paralel olan gövde kapaklarının da montajı cıvata bağlantıları ile sağlanmıştır.

## 2.5. Deney Düzenine Tanıtılması

Sigma profil kullanılarak tasarlanan deney düzeninde deney sisteminde kullanılan ölçüm aletlerinin bir arada çalışması sağlanmıştır. Şekil 2.1’de deney düzenine şematik görünümü verilmiştir. Deney düzeni pompa, gövde borulu ısı değiştiricisi, plakalı ısı değiştiricisi, debimetre, sirkülasyonlu su banyoları, filtre, gözetleme camı, valfler ve test bölümünden oluşmaktadır. Test bölümü evaporatörün yerleştirileceği bölümdür. Bu bölüm SMKE ebatına göre tasarlanmıştır.



Şekil 2.1. Deney düzenine şematik görünümü

## 2.6. Deney Ekipmanları ve Kullanılan Gereçler

### 2.6.1. Pompa

Deneyde evaporatör içerisindeki soğutucu akışkanın dolaşımı Resim 2.22’de yer alan Cole-Parmer marka dişli bir pompa ile sağlanmış, pompa çıkışına filtre yerleştirilmiştir. Kullanılmakta olan pompanın çalışma basıncı 20 bar olmak ile birlikte pompa ara yüzünden akışkan debisi kontrol edilebilmektedir. Hassas bir şekilde ayarlanabilen pompa debisi 11,4 – 1137,6 mL/dak aralıklarında seçilebilmektedir.



**Resim 2.22.** Pompa görüntüsü

### 2.6.2. Vakum pompası

Kanalları vakumlama amacıyla kullanılan Value marka vakum pompası Resim 2.23’de yer almaktadır. Deney düzeneğinde bulunan soğutucu akışkan kanallarına soğutucu akışkan gönderilmeden önce vakumlama işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu işlemi yapabilmek ve soğutucu akışkanı gönderebilmek için iğne uçlu bağlantı elemanı tercih edilmiştir. Bu iğneli bağlantı elemanına bağlanan vakum pompası ile sistemin vakum basıncı -1 bara kadar vakumlanmıştır.



**Resim 2.23.** Vakum pompası

### 2.6.3. Dolaşimli su banyoları

Soğutucu akışkanın geçmiş olduğu kanalların içerisine belirli bir sıcaklıkta soğutucu akışkan basmak için sirkülasyonlu su banyosu kullanılmıştır. Resim 2.24’de yer alan su banyosu Lauda marka olup minimum çalışma sıcaklığı  $-50^{\circ}\text{C}$  iken maksimum çalışma sıcaklığı da  $200^{\circ}\text{C}$ ’dir.



**Resim 2.24.** Lauda marka aşırı su soğutma devresi dolaşimli su

Evaporatör kanallarından genellikle sıvı buhar karışımı ya da kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkanın soğutulmuş sıvı hale dönüşmesini sağlamak amacıyla Daihan Scientific marka sirkülasyonlu su banyosu kullanılmıştır (Resim 2.25). Deney düzeneğinde pompanın akışkanı sıvı olarak basmasında önemli rolü olan bu su banyosunun hacmi 30 litredir. Sirkülasyonlu su banyosunun çalışma sıcaklık aralığı  $-35^{\circ}\text{C}$  ve  $150^{\circ}\text{C}$  değerleri arasındadır. Su banyosu haznesinde sirkülasyon sıvısı olarak antifriz kullanılmıştır.



**Resim 2.25.** Daihan Scientific marka sirkülasyonlu su banyosu

Gövde tarafındaki akışkanın sabit sıcaklıkta gövde içerisine göndermek için Hofer marka su banyosu kullanılmıştır (Resim 2.26). Minimum sıcaklığı  $-10^{\circ}\text{C}$ , maksimum sıcaklığı ise  $90^{\circ}\text{C}$  olan bu su banyosunda saf su kullanılmıştır. Bu su banyosu ile gövde içerisine gönderilmek istenen saf suyun derecesi  $10^{\circ}\text{C}$ 'dir.



**Resim 2.26.** Hoefler marka RCB20-PLUS model su banyosu

#### 2.6.4. Isıl Çiftler

Isıl çift uçlarına Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Laboratuvar'ında yer alan Resim 2.27'de görülen ısıl çift kaynak makinesi ile kaynak yapılmış ve rakorlara açılan 1.5 mm çapındaki deliğe yerleştirilmiştir. Isıl çiftlerin hem kaynak hem de rakorlar üzerine montaj işlemleri gerçekleştirildikten sonra yeniden test edilmiştir.



**Resim 2.27.** Isıl çift kaynak makinesi görüntüsü

##### 2.6.4.1. K tipi ısıl çift

Deney esnasında spiral mini kanallar üzerinden geçen soğutucu akışkan sıcaklığının ölçülmesi, K tipi Omega marka ısıl çiftler vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir (Resim 2.28). Kullanılan K tipi ısıl çiftlerin ölçüm aralığı  $-200^{\circ}\text{C}$  ve  $1250^{\circ}\text{C}$  arasındadır. Isıl çiftlerin kalınlığı 0,2 mm'dir. Tek girişli SMKD'ler için 5 adet, üç girişli SMKD'ler içinse 15 adet K tipi ısıl çift kullanılmıştır.





**Resim 2.28.** K tipi ısı çift görüntüsü

### 2.6.5. Veri toplama cihazları

Deney esnasında gövde içerisinde yer alan SMKD'lerde bulunan ve her bir SMKD'ye yerleştirilen ısı çift sıcaklık ölçümlerini elde etmek amacıyla Resim 2.29'da yer alan Personal Daq marka veri toplayıcı kullanılmıştır. Cihaz verileri usb kablosu ile bilgisayara bağlanarak Daqview programı aracılığıyla görüntülenmiştir ve eş zamanlı olarak kayıt altına alınmıştır.



**Resim 2.29.** Personel Daq marka cihaz görüntüsü

Şekil 2.1'de deney düzeneğinde ısı çiftler kullanılarak sıcaklık ölçüm yerleri, deney sisteminin basınç ölçümleri ve test sistemi içerisinde yer alan SMKE giriş ve çıkış basınç değerleri uygun konektörler ile Almemo marka veri toplayıcıya bağlantısı sağlanarak ölçülmüştür. Tüm bu veriler veri toplayıcı markasına ait bir program vasıtasıyla anlık olarak görüntülenmiş ve eş zamanlı olarak kayıt altına alınmıştır.



**Resim 2.30.** Veri toplayıcı ve ölçüm cihazlarının konektörler ile bağlantısı

Sıcaklık farkından dolayı meydana gelen voltaj farkını bir sıcaklık biriminde görüntüleyebilmek için Resim 2.31'de bulunan ısıl çift bağlantı elemanı yani konektör kullanılmış ve veri toplayıcıya takılmıştır (Resim 2.30).



**Resim 2.31.** Isıl çift bağlantı elemanı

#### 2.6.6. Debimetre

Deneyler sırasında debi ölçümünün yapılabilmesi için Bronkhorst marka koriolis tip debimetre kullanılmıştır (Resim 2.32). Debimetre test sistemi girişine konumlandırılmıştır. Uygun bağlantı elemanı ile veri toplama cihazına bağlanarak diğer ölçüm elemanlarıyla birlikte eş zamanlı olarak ölçümler alınmıştır.



**Resim 2.32.** Debimetre

### 2.6.7. Basınçölçer

Deney düzeneğinde Aplisens marka mutlak basınçölçer sistem basıncının ölçülmesi amacıyla sistem hattına yerleştirilerek kullanılmıştır. Deney esnasında SMKE giriş ve çıkışındaki basınç değerlerinin ölçülmesi amacıyla test bölümü giriş ve çıkışında Omega marka etkin basınçölçerler kullanılmıştır. Basınçölçerler uygun bir bağlantı elamanıyla veri toplayıcıya bağlanmıştır. Deneylerde kullanılan basınçölçerler Resim 2.33’de gösterilmiştir.



Resim 2.33. Basınçölçerler

### 2.6.8. Soğutucu akışkan

Deneylerde R134a ( $\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$ ) çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Montreal Protokolü kapsamında yasaklanan ve üretimi durdurulan R12 soğutucu akışkanının yerine alternatif olan R134a soğutucu akışkanı, termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12 gazına en yakın soğutucu akışkandır. Ozon tüketme katsayısı 0 olan ve tetrafloretan olarak da adlandırılan R134a'nın moleküler formülü  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ , atmosfer ömrü de 13 yıldır.

## 2.7. Yöntem

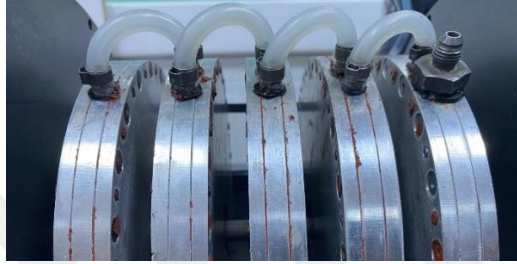
### 2.7.1. Sızdırmazlık testleri

Bu tez çalışmasında tek giriş ve üç girişe sahip beşer adet SMKD bulunmaktadır. Bu SMKD'lerin yüzeyine kademeli yan kapaklar kapatılmadan önce çift taraflı bant yapıştırılmıştır. Cıvata deliklerinin bulunduğu kısımlara da sıvı conta sürülerek kademeli yan kapaklar kapatılmış ve üzerine baskı uygulanmıştır. Baskı altındayken de cıvatalar sıkılmıştır. Bu şekilde kapatılan disk grupları iki gün boyunca baskı altında bekletilmiş daha sonra sızdırmazlık testi gerçekleştirilmiştir.

Sızdırmazlık testleri azot gazı ( $\text{N}_2$ ) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. SMKD kanallarının girişlerine bir rakor bağlantısı yerleştirilerek azot gazı SMKD içerisine gönderilmiştir. SMKD çıkışları ise 4 mm uzunluğunda M5 cıvata ile körlenmiştir. 5 bar azot gazı kanal girişinden

gönderilerek bir saat boyunca bekletilmiştir. Her bir disk için bu testler yapılmış, sızdırmamanın gerçekleştiği durumlarda diskler sökülerek aynı işlemler sızdırmazlık giderilene kadar tekrardan gerçekleştirilmiştir.

SMKD'lerin ayrı ayrı sızdırmazlık testleri yapıldıktan sonra beş SMKD arasındaki geçiş, Resim 2.34'de görülen rakorlar ve silikon borular aracılığıyla sağlanmıştır. Evaporatörün iç kısmını oluşturan bu SMKD'ler de bir bütün olarak tekrardan sızdırmazlık testi yapılmıştır. Daha sonra gövde ve gövde kapakları kapatılarak su ile gövde tarafının sızdırmazlık testi gerçekleştirilmiştir.



**Resim 2.34.** Diskler arası geçişin görüntüsü

### **2.7.2. Deneylerin gerçekleştirilmesi**

Bu tez çalışması "Spiral Mini Kanalda İki Fazlı Akışın İncelenmesi ve Yeni Bir Spiral Mini Kanallı Disk Evaporatörünün Tasarımı" isimli 315M173 kodlu TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada SMKD'leri içeren SMKE tasarımı, imalatı ve analizleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deneyler Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü iki fazlı akış laboratuvarında yapılmıştır.

Tasarlanan evaporatörün analizi için belirlenen deneysel şartlar Tablo 2.2'de belirtilmiştir. Deneylere başlamadan önce deney sistemi vakum pompası yardımıyla vakum altına alınmıştır. Daha sonra çalışma akışkanı olan R134a deney sistemi içerisine gönderilmiş ve pompa devreye alınmıştır. Sistem basıncı, akışkan debisi, gövde tarafı ve çalışma akışkanı R134a'nın giriş sıcaklığı planlanan yaklaşık değerlere ulaştığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında ölçüm verileri eş zamanlı olarak kayıt altına alınmıştır. Tek ve üç girişli SMKE'ler için toplamda 54 adet deney gerçekleştirilmiştir.

**Tablo 2.2.** Tek ve Üç girişli SMKE için deney parametreleri

<b>Basınç (bar)</b>	<b>Debi (kg/m<sup>2</sup>s)</b>	<b>R134a Giriş Sıcaklığı (°C)</b>	<b>Gövde Giriş Sıcaklığı (°C)</b>
4	150	0	10,5 - 11,5
		-3	
		-6	
	200	0	
		-3	
		-6	
	250	0	
		-3	
		-6	
4,5	150	0	
		-3	
		-6	
	200	0	
		-3	
		-6	
	250	0	
		-3	
		-6	
5	150	0	
		-3	
		-6	
	200	0	
		-3	
		-6	
	250	0	
		-3	
		-6	

### 2.7.3. Deneysel verilerin işlenmesi

Birim alandan geçen kütleli akı Denklem 2.2 kullanılarak elde edilmiştir.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_t} \quad (2.2)$$

Denklem 2.3 kullanılarak ısı transferi ( $Q$ ) hesaplanmıştır. Burada yer alan  $\dot{m}$  kütleli debi,  $C_p$  özgül ısı,  $\Delta T$  ise giriş-çıkış sıcaklık farkıdır.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{soğuk,çıkış} - T_{soğuk,giriş}) \quad (2.3)$$

Evaporatör performansı, etkinlik geçiş birimi sayısı yöntemi dikkate alınarak hesaplanmıştır. Evaporatör etkinliği, gerçek ısı transferinin hiçbir sınırlama getirilmeden teoride ulaşılabilir maksimum ısı transferine oranı olarak Denklem 2.4'de ifade edilir (Incropera ve ark, 2011).

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{sa} \cdot (T_{soğuk,çıkış} - T_{soğuk,giriş})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot (T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,giriş})} \quad (2.4)$$

Taşınım ile birim zamanda transfer edilen ısı miktarı aşağıdaki eşitlikten  $h$  çekilerek hesaplanmıştır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) paralel akış şartlar için elde edilmiştir.

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.5)$$

Ortalama Nusselt sayısı Denklem 2.5 kullanılarak belirlenmiştir. Burada  $k$  akışkanın ısı iletim katsayısı temsil etmektedir.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2.6)$$

Reynolds sayısını veren denklem aşağıda yer almaktadır.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_s \cdot D_h}{\mu} \quad (2.7)$$

Blasius korelasyonu ile  $f$  sürtünme faktörü bulunmuştur (Blasius, 1913).

$$f = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (2.8)$$

Gnielinski korelasyonu ile Nusselt, aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır (Gnielinski, 1976).

$$Nu_{gni} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.9)$$

#### 2.7.4. Belirsizlik analizi

Ölçümde belirsizlik olması değerlerin tutarsız olmasından ziyade ölçümle birlikte verildiğinde ölçümün hangi sınırlar içerisinde yer alabileceğini gösterir. Ölçümdeki belirsizlik oranı ölçüm değerleri ile birlikte rapor edildiğinde hata kavramının dışında yer alır. Doğru olmadığı bilinen bir sonucun en azından ne kadar doğru olduğu bilinmelidir. Dolayısıyla ölçüm belirsizlik değeri, sonuçları şüpheli yapmaktan ziyade ölçümün doğru bir metotla yapıldığını göstermektedir.

Bu çalışmada, Kline ve McClintock, (1953) tarafından önerilen yöntemle göre belirsizlik analizleri yapılmıştır.

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial e_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial e_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial e_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

$$\frac{W_R}{R} = \left[ \left( \frac{w_1}{e_1} \right)^2 + \left( \frac{w_2}{e_2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{w_n}{e_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

Bağımsız değişkenlere ait belirsizlik değerleri  $w_1, w_2, w_3 \dots, w_n$  şeklinde tanımlanır. Deneyle yapılan ölçüm aletlerindeki belirsizlik oranları, ölçüm aletlerinin kitapçığında belirtilen belirsizliklerden alınmıştır. Debi ölçümünden ve pompanın istenilen akışkan miktarını basmasından kaynaklanan hatalar sırasıyla; debimetre için  $\pm 0,2$ ; pompa için  $\pm 0,1$  olarak kabul edilmiştir. Tablo 2.3'de ölçüm aletlerinin ve bunlara bağlı olan hesaplamaların belirsizlik oranları verilmiştir.

**Tablo 2.3.** Deneyler sırasında meydana gelen hata miktarları

<b>Ölçülen-Hesaplanan Değerler</b>	<b>Belirsizlik</b>
Mini kanal yüksekliği, $h_k$	$\pm 0,02$
Mini kanal genişliği, $b$	$\pm 0,02$
Mini Kanal uzunluğu, $u$	$\pm 0,02$
Kanal kesit alanı, $A$	$\pm 1,09 \%$
Kanal kesit çevresi, $\zeta$	$\pm 0,53 \%$
Hidrolik çap, $D_h$	$\pm 1,22 \%$
Basınç, $P$	$\pm 0,1 \%$
Kütleli debi, $\dot{m}$	$\pm 5,39 \%$
Özgül Isı, $C_p$	$\pm 1 \%$
Sıcaklık, $T$	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Kütleli akı, $G$	$\pm 5,5 \%$
Isı transferi, $Q$	$\pm 5,67 \%$
Isı taşınım katsayısı, $h$	$\pm 6,52 \%$
Nusselt sayısı, $Nu$	$\pm 6,71 \%$
Reynolds sayısı, $Re$	$\pm 5,7 \%$

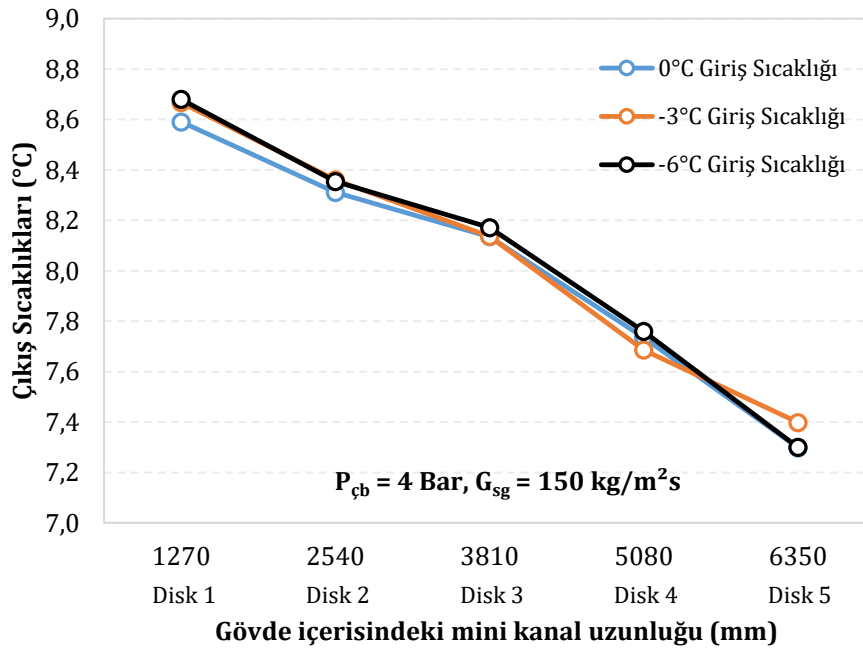


### 3. BÖLÜM

#### DENEYSEL BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

##### 3.1. SMKD Çıkış Sıcaklıkları Açısından Değerlendirme

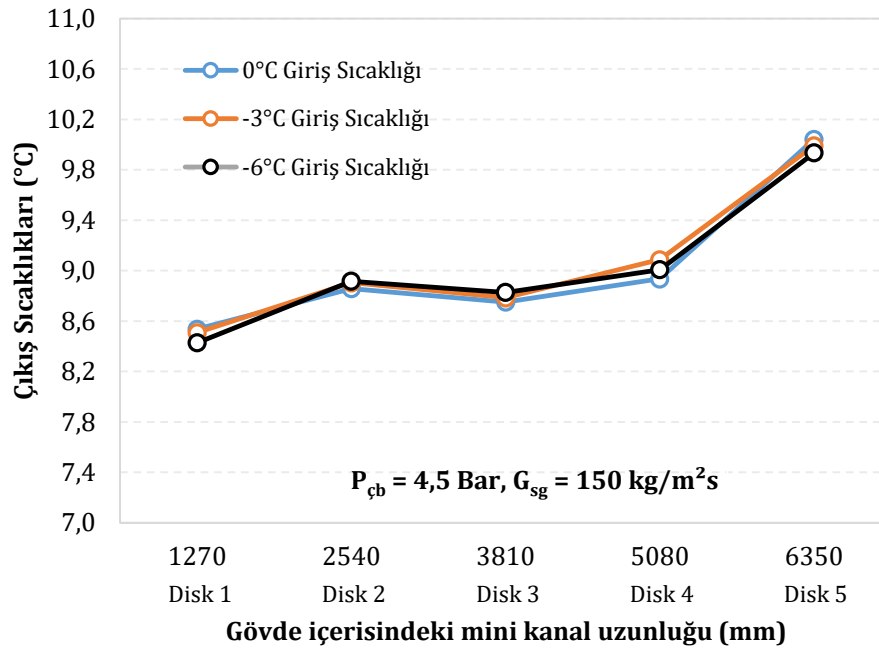
Proje kapsamında geliştirilen spiral mini kanallı evaporatör (SMKE) beş diskli paralel akışlı olarak göz önüne alınmıştır. Diskler tek kanallı çift geçişli ve üç kanallı çift geçişli olmak üzere iki şekilde imal edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak sıcak tarafta su, soğuk tarafta ise R134a kullanılmıştır. SMKE içerisindeki çalışma basıncı ise 4, 4,5 ve 5 bar olarak değiştirilmiştir. 4 bar basınçta R134a'nın doyma sıcaklığı yaklaşık olarak  $8,91^{\circ}\text{C}$  olduğu bilinmektedir. SMKE giriş sıcaklığı yaklaşık olarak  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $-3^{\circ}\text{C}$  ve  $-6^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir. Deneyler üç farklı kütle akasında gerçekleştirilmiş,  $150\text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $200\text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $250\text{ kg/m}^2\text{s}$  olarak seçilmiştir. Gövde tarafında sıcak su giriş sıcaklığı  $10,5^{\circ}\text{C}$  –  $11,5^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir.



Şekil 3.1.  $P_{cb} = 4$  bar, farklı giriş sıcaklıklarında tek girişli SMKD çıkış sıcaklıkları

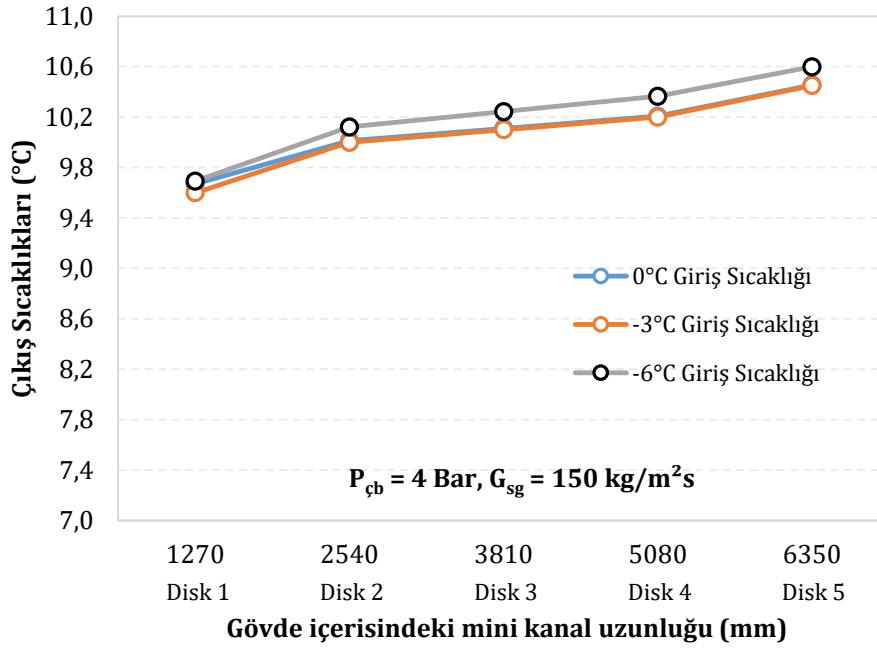
Şekil 3.1'de tek girişli çift geçişli SMKE için  $150\text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akısı ve farklı giriş sıcaklıklarında SMKD çıkış sıcaklık değişimleri verilmektedir. Görüldüğü gibi giriş sıcaklığının tüm değerlerinde birinci disk çıkışında R134a'nın sıcaklığı bu basınçtaki doyma sıcaklığına yakın değerlerde ( $8,6^{\circ}\text{C}$ ) çıkmaktadır. 4 bar basınç için her bir SMKD'de sıcaklık yaklaşık % 8 – 10 azalarak SMKE'i terk etmektedir. Bu durum tüm kütle akalarında benzer olarak görülmektedir. Ancak kütle akısı arttıkça sıcaklık değişiminde çok küçük de olsa azalma gözlemlenmektedir. 4 bar basınçta sıcaklığın düşmesi fiziksel olarak şu şekilde izah edilmektedir: 4 bar basınçta

doyma sıcaklığı 8,91°C'dir. Birinci diskte soğutucu akışkan sıcaklığı yaklaşık bu değere ulaşmaktadır. Ancak bu değeri geçmemektedir. Bu durum faz değişiminin meydana geldiğini göstermekte ancak gövde tarafı sıcaklık değerinin yeterince yüksek olmamasından dolayı kızgın buhara geçiş olmamaktadır. Buna karşın spiral mini kanal içerisinde yerel yerel faz değişimi olmakta, bu değişim meydana gelirken sıvı fazındaki akışkan sıcaklığı çekilerek faz değişimi gerçekleşmektedir. Bu nedenle 4 bar basınç için SMKE içerisinde her bir SMKD'de, gövde içerisinde yaklaşık sabit sıcaklık olmasına rağmen sıcaklık düşmektedir. Buna karşın çalışma basıncı 4,5 bara çıktığında her bir SMKD'de sıcaklık artışı olmuştur (Şekil 3.2).



**Şekil 3.2.**  $P_{cb} = 4,5$  bar, farklı giriş sıcaklıklarında tek girişli SMKD çıkış sıcaklıkları

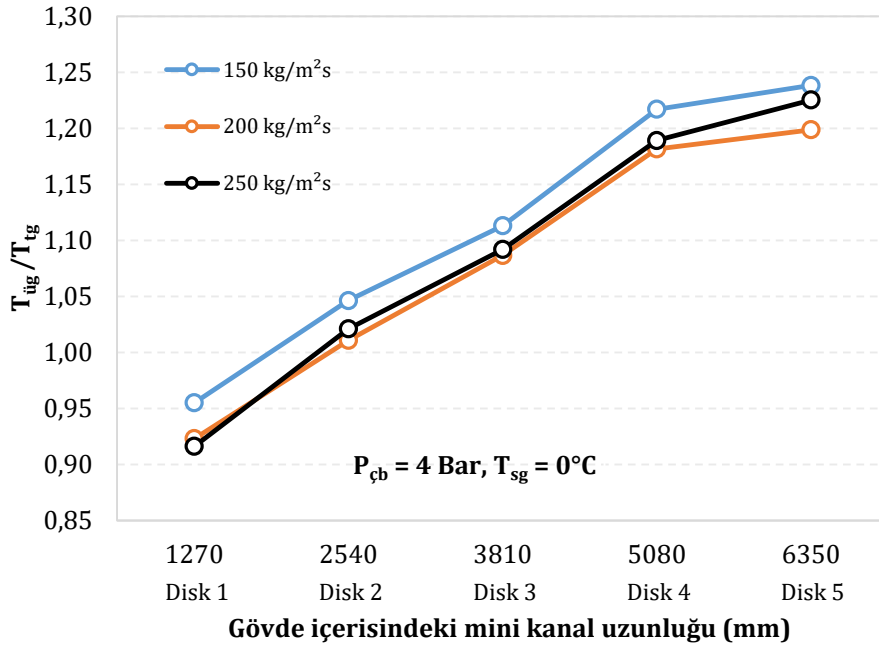
Tek kanallı çift geçişli SMKD'lerde 4 bar basınç için gözlenen sıcaklık değişimi üç kanallı çift geçişli SMKD'lerde benzer olarak gözlemlenmemektedir. Bunun sebebi olarak da üç girişli SMKD'de akışkan hızının azalmasına bağlı olarak sıcaklık artmakta ve doyma sıcaklığının üzerine çıkarak buharlaşma meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak gaz fazındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı artmaktadır (Şekil 3.3).



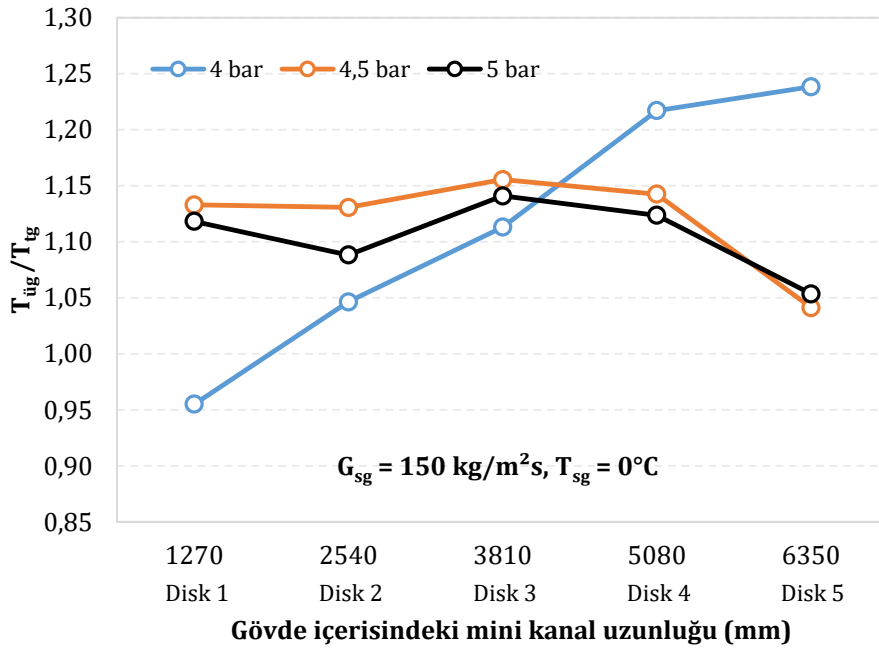
**Şekil 3.3.**  $P_{cb} = 4,5$  bar, farklı giriş sıcaklıklarında üç girişli SMKD çıkış sıcaklıkları

Genel olarak ele alınan çalışma kapsamında özgün bir evaporatör tasarımı amaçlanmıştır. Tasarımda dairesel bir disk üzerine spiral mini dikdörtgen kanallar açılmıştır. Diskin her iki yüzünde kanal işlenerek minimum hacimde maksimum akış yolu amaçlanmıştır. Kanallar disk üzerine tek girişli çift geçişli ve üç girişli çift geçişli olacak şekilde spiral kanal açılmıştır. Buradaki amaç ısıtılacak akışkan disk üzerinde üç girişli imal edilerek tek geçişliye göre nispeten akım yolunun kısaltılması, buna karşın her bir mini kanaldan geçen akışkan debisinin dolayısıyla akışkan hızının azaltılması hedeflenmektedir. Gövde içerisinden daha düşük hızda geçen soğutucu akışkanın daha yüksek sıcaklıkta SMKD'yi terk etmesiyle, akışkan kuruluk derecesinin artırılması ya da kızgın buhar olarak elde edilmesi amaçlanmaktadır. Tez çalışmasında gövde tarafındaki akan akışkanın sıcaklığı  $10^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerine çıkartılamadığı için kısmen iki fazlı akışın (4 bar), genel olarak tek fazlı akışın analizi gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.4'de tek girişli SMKE ile üç girişli SMKE arasındaki çıkış sıcaklık değerinin her bir diskteki oranı verilmiştir. Görüldüğü gibi her bir diskte tek girişe göre üç girişli sistemin çıkış sıcaklığı genel olarak daha yüksek olmaktadır. İlk diskte tek girişli durum için çıkış sıcaklığı yaklaşık % 4 – 8 oranında daha fazla olurken sonraki disklerde üç girişli disklerin çıkış sıcaklığı % 5 – 25 oranında daha yüksek olmaktadır. Kütle akışının düşük değerinde üç girişli akış durumu için disk çıkış sıcaklığı nispeten daha yüksek olmaktadır. Kütle akışının  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$  için yaklaşık aynı olsa da kütle akışının 150 değerine göre nispeten daha düşük, artım oranı ise % 1 – 22 arasında gözlemlenmektedir.



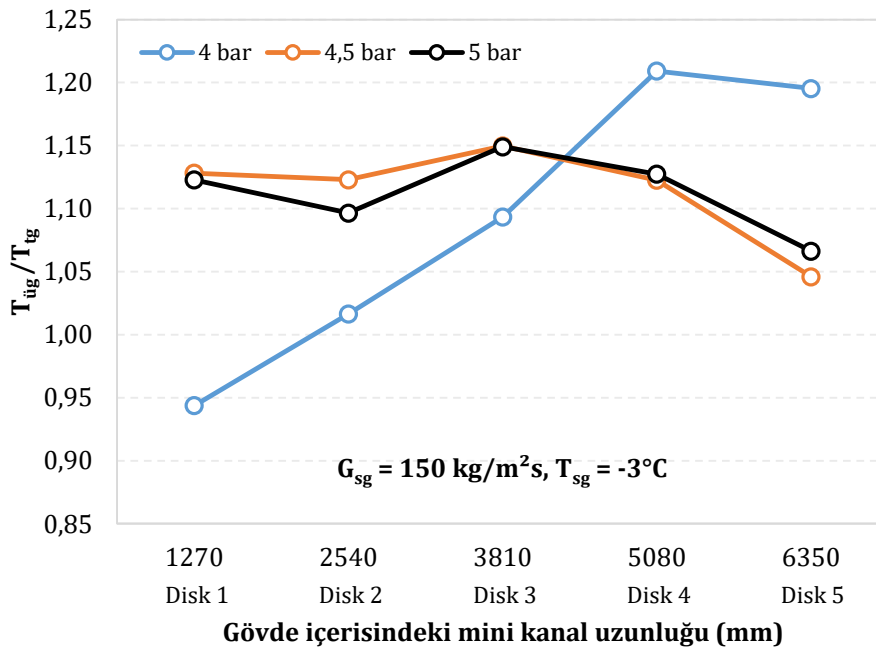
Şekil 3.4.  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ;  $T_{üg}/T_{tg}$  oran grafiği



Şekil 3.5.  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ;  $T_{üg}/T_{tg}$  oran grafiği

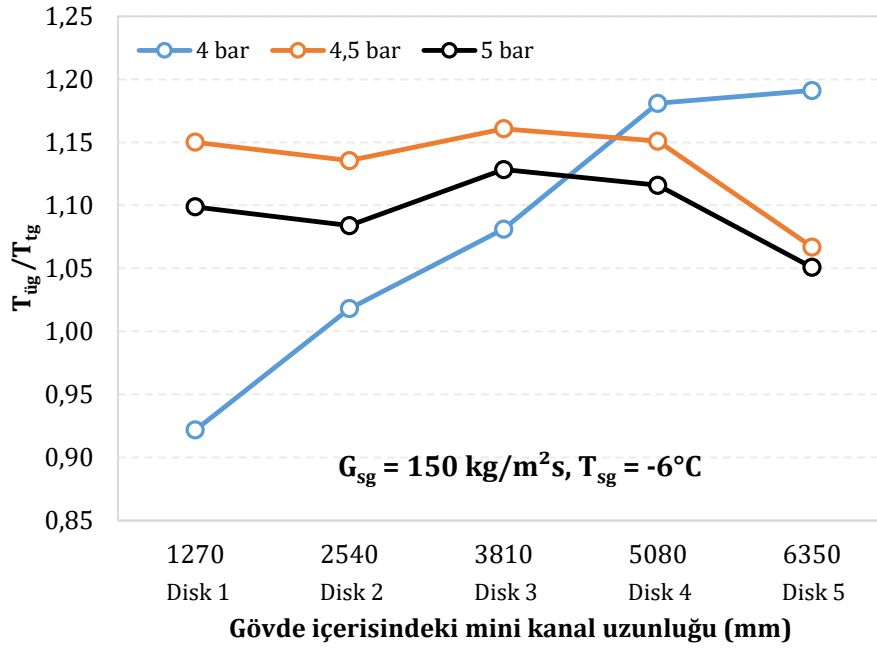
Tasarlanan sistem için iki ve tek fazlı akış durumuna göre SMKD'lerdeki çıkış sıcaklığının çalışma basınca göre değişimi Şekil 3.5'de görülmektedir. 4 barda hem tek girişli hem de üç girişli disklerde faz değişimi meydana gelmektedir. Her iki akış türünde de birinci diskte tek

girişli mini kanal çıkış sıcaklığı daha yüksek olmaktadır. Tek girişli için sıcaklık dağılım analizinde belirtildiği gibi üç girişlide de disk çıkış sıcaklıkları azalmaktadır. Ancak üç girişlideki disk çıkış sıcaklıkları daima tek girişliye göre daha yüksek olmaktadır. 4, 4,5 ve 5 bar çalışma basıncı için akış tek fazlıdır ve üç girişli disklerde çıkış sıcaklıkları tek girişli disklere göre %4 - 16 oranında daha yüksek olmaktadır. Tasarlanan sistemin etkinliğinin değerlendirmek için disk çıkış sıcaklıklarının dikkatlice göze alınmasında fayda görülmektedir. Şöyle ki hem tek girişli hem de üç girişli disklerde giriş sıcaklığı ne olursa olsun birinci diskteki sıcaklık yaklaşık 8°C'lere kadar çıkmaktadır. Sonraki disklerde nispeten yüksek basınçlarda disk çıkış sıcaklıklarının periyodik olarak arttığı da gözlemlenmektedir. Çıkış sıcaklığının elde edildiği son disklerde akışkan debisi arttıkça üç girişlinin tek girişliye göre sıcaklık oranı azalmaktadır. Bu, son iki diskte tüm basınç değerleri için görülmektedir. Tek fazlı akış için akışkan debisinin artmasıyla sıcaklık oranlarının azaldığı açık olarak görülmektedir. Ancak iki fazlı akış durumu için ilk üç diskte faz değişiminin etkisine bağlı olarak 4 bar çalışma şartları için üç girişli disk çıkış sıcaklığının tek girişli disk çıkış sıcaklığına oranı 4,5 ve 5 barlara göre daha düşüktür (Şekil 3.5 - Şekil 3.6).



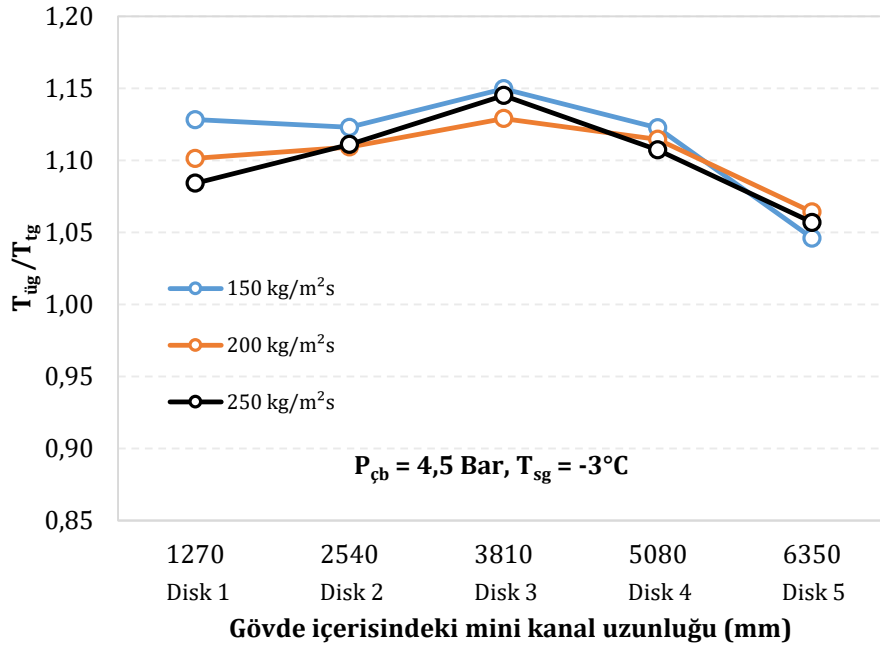
Şekil 3.6.  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ;  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

Akışkan giriş sıcaklığının azalması ile tek girişli ve üç girişli disk çıkış sıcaklık oranları benzer şekilde değişse de tüm basınçlarda sıcaklık oranı nispeten düşmekte ancak basıncın etkisi daha belirgin görülmektedir (Şekil 3.7).

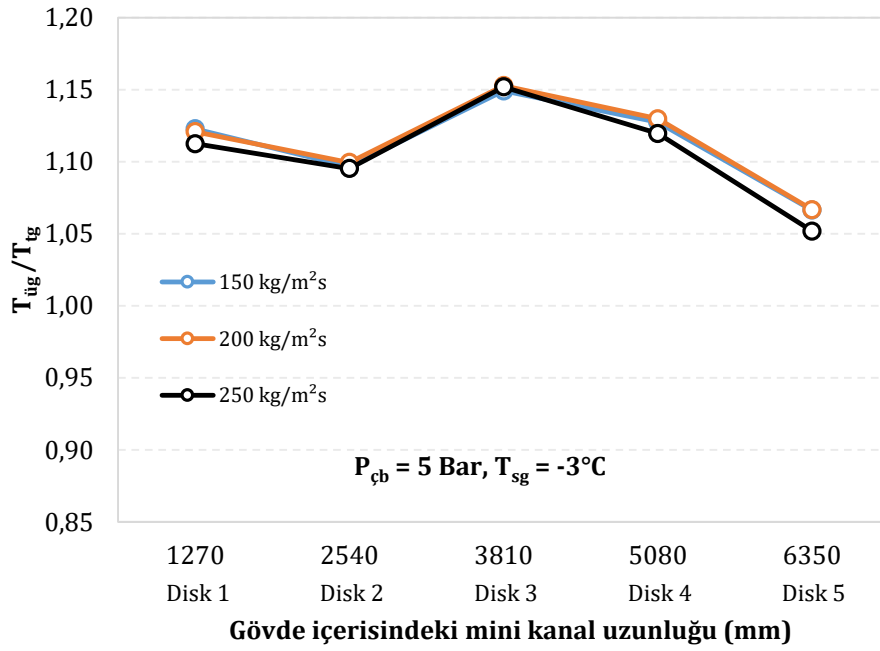


**Şekil 3.7.**  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ;  $T_{ü\grave{g}}/T_{t\grave{g}}$  oran grafiği

Soğutucu akışkan giriş sıcaklığının  $-3^\circ\text{C}$  olması durumu için kütle akısının sıcaklık oranı üzerindeki etkisi Şekil 3.6'da tartışılmıştır. Basınç değerinin 4,5 bar olması durumunda (Şekil 3.8) ise tüm disklerde üç girişli akış durumunda disk çıkış sıcaklığı tek girişli akış durumuna göre % 8 – 15 oranında daha fazladır. Düşük kütle akısında ( $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) üç girişlinin sıcaklık oranı nispeten daha yüksek olsa da debi arttıkça artım oranı genellikle azalmaktadır. Basınç değeri 5 bara çıktığında ise üç girişli disk çıkış sıcaklıkları tek girişe göre daima yüksek olmakta ancak kütle akısının etkisi azalmaktadır (Şekil 3.9).



Şekil 3.8.  $P_{cb} = 4,5$  bar,  $T_{sg} = -3^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

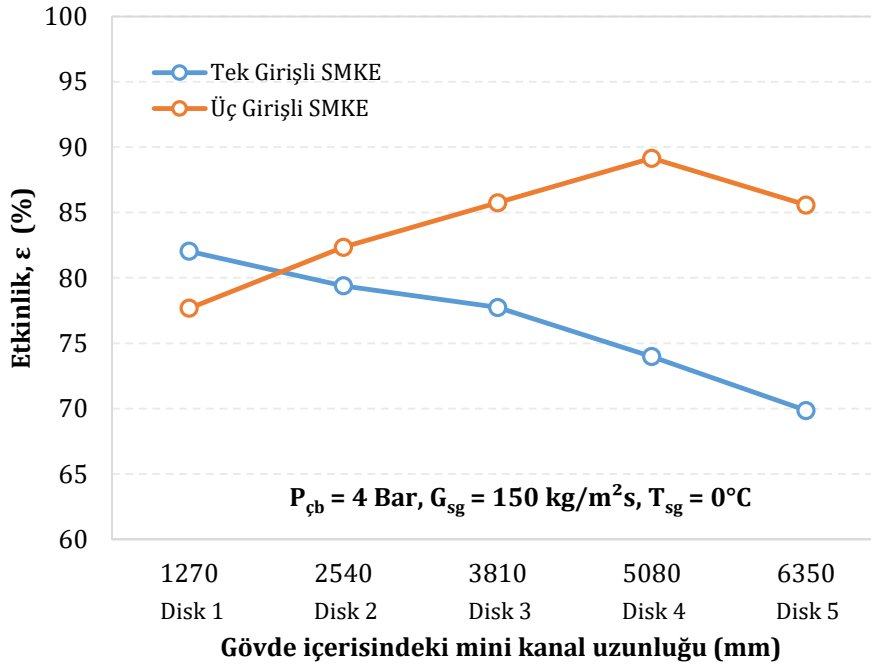


Şekil 3.9.  $P_{cb} = 5$  bar,  $T_{sg} = -3^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

### 3.2. SMKD Etkinlik Değerlendirilmesi

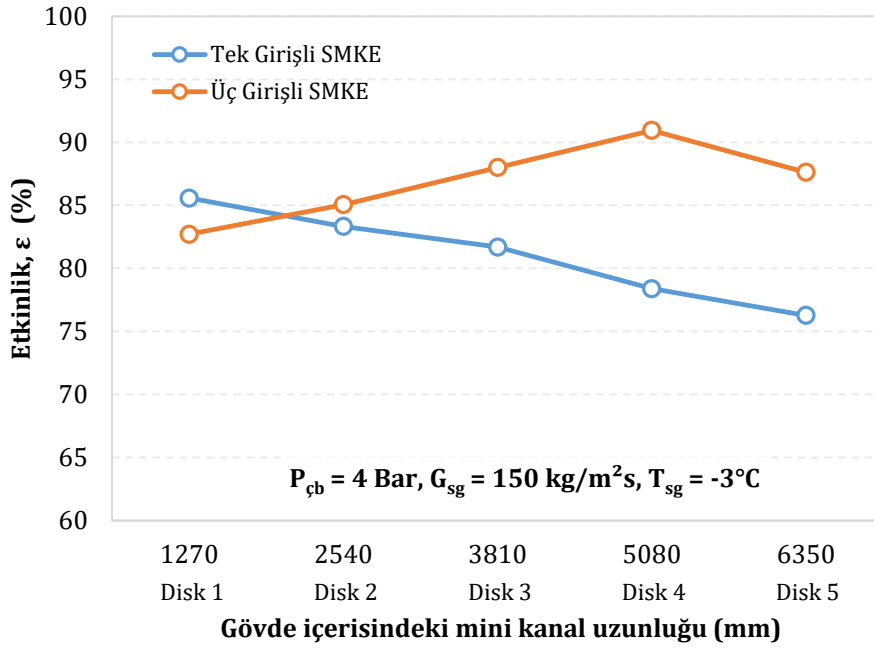
Isı değiştiricilerinin değerlendirilmesindeki en önemli parametrelerden biri ısıl etkinliktir. Bir ısı değiştiricisinde ısıl etkinlik, ısı değiştiricisinden alınan yararlı ısının alınabilecek maksimum

ısıya oranıdır. Isı değiştiricisinde maksimum alınabilecek ısı için soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının sıcak akışkanın giriş sıcaklığına eşit olduğu kabul edilir. SMKD'lerin ısıl etkinlikleri göz önüne alındığında çıkış sıcaklığıyla ısıl etkinlikleri arasındaki değişimin oldukça benzer olduğu görölmektedir. 4 bar basınçta ve  $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kütle akısında tek girişli SMKE birinci diskin ısıl etkinliği üç girişli SMKE'nin birinci disk ısıl etkinliğine göre yaklaşık % 5 daha fazladır. Bu durum yukarıda disk çıkış sıcaklığları açısından değerlendirilmiştir. İkinci diske geçildiğinde üç girişli SMKD'nin etkinliği tek girişliye göre % 3 daha fazladır (şekil 3.10). Soğutucu akışkanın yaklaşık  $0^\circ\text{C}$  olması durumunda son SMKD etkinliği üç girişlide tek girişliye göre yaklaşık % 16 daha fazladır. Soğutucu akışkan giriş sıcaklığının  $-3^\circ\text{C}$  olması durumunda yani aşırı soğutma etkisi arttığında üç girişli SMKD'nin ısıl etkinliği  $0^\circ\text{C}$  giriş durumuna göre % 2, tek girişli SMKD'nin  $0^\circ\text{C}$  giriş durumuna göre ısıl etkinliği yaklaşık % 6 artmaktadır (şekil 3.11). Giriş sıcaklığı  $-6^\circ\text{C}$ 'ye düşüröldüğünde tüm diskler için ısıl etkinliği diğer giriş sıcaklığlarına göre artmaktadır (şekil 3.12).

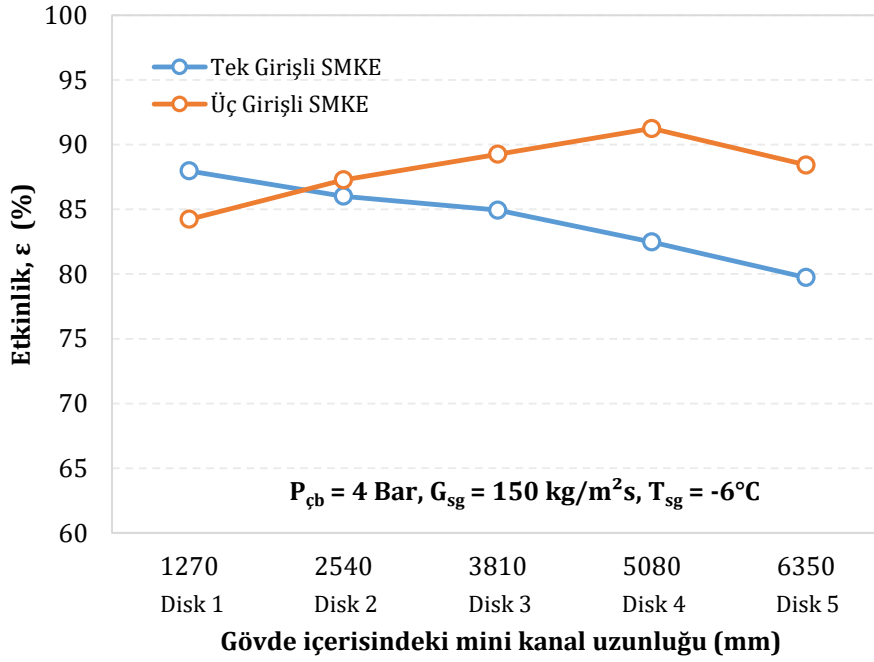


**şekil 3.10.**  $P_{cb} = 4 \text{ Bar}, G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}, T_{sg} = 0^\circ\text{C}$  için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri



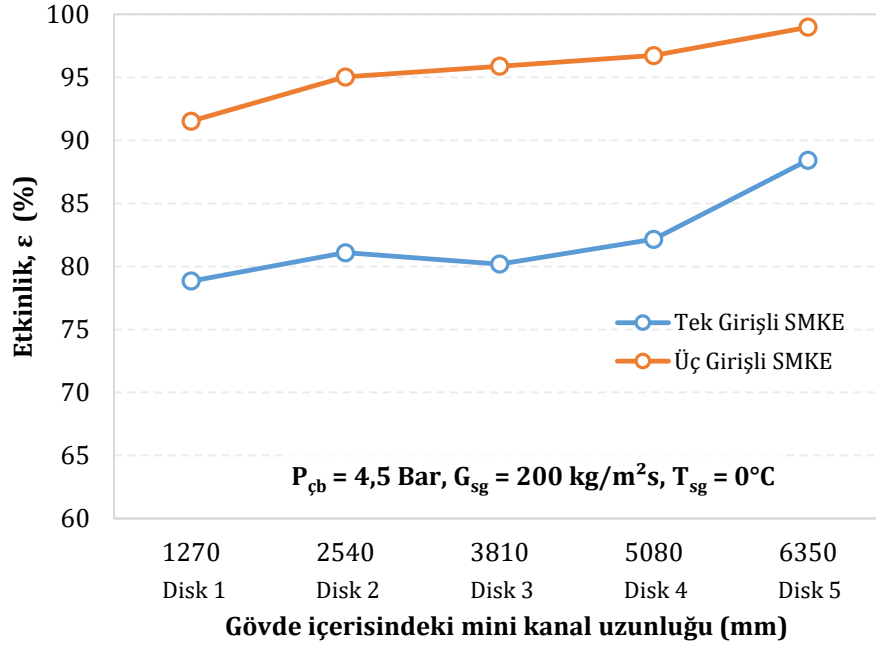


**Şekil 3.11.**  $P_{cb} = 4 \text{ Bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$  için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

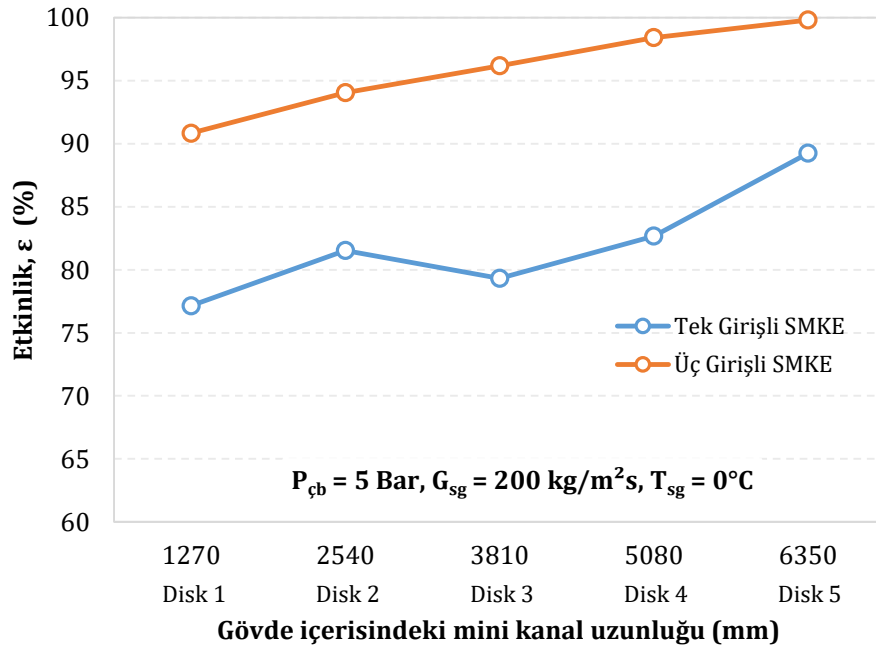


**Şekil 3.12.**  $P_{cb} = 4 \text{ Bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$  için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

Çalışma basıncı 4,5 ve 5 bar olduğunda her bir diskteki etkinliği 4 bar'a göre daha yüksek olmakta, üç girişli SMKD'lerin ısı etkinliği ise tek girişli SMKD'lere göre nispeten daha yüksek olmaktadır (Şekil 3.13 ve Şekil 3.14)



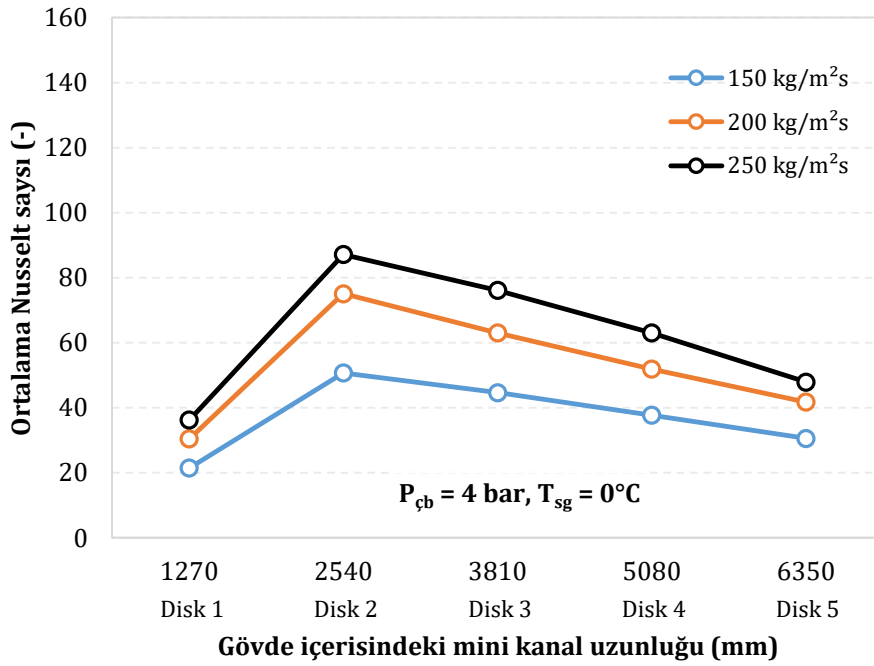
Şekil 3.13.  $P_{cb} = 4,5 \text{ Bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$  için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri



Şekil 3.14.  $P_{cb} = 5 \text{ Bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$  için tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

### 3.3. Isı Transferlerine Göre Değerlendirme

Şekil 3.15’de 4 bar basınç ve farklı kütle akıları için SMKE içerisinde her diskte ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmektedir. Verilen basınçta her bir disk yüzeyinde doyma sıcaklığına yakın sıcaklık değerleri meydana gelmesinden dolayı çıkış sıcaklıklarında azalma meydana gelmektedir. Isı transferinin doğası gereği yüksek kütle akısında nispeten daha yüksek ısı taşınım katsayısı dolayısıyla Nusselt sayısı gözlenmektedir. İkinci diskten sonra ısı taşınım katsayısındaki azalma soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının bir sonucudur.

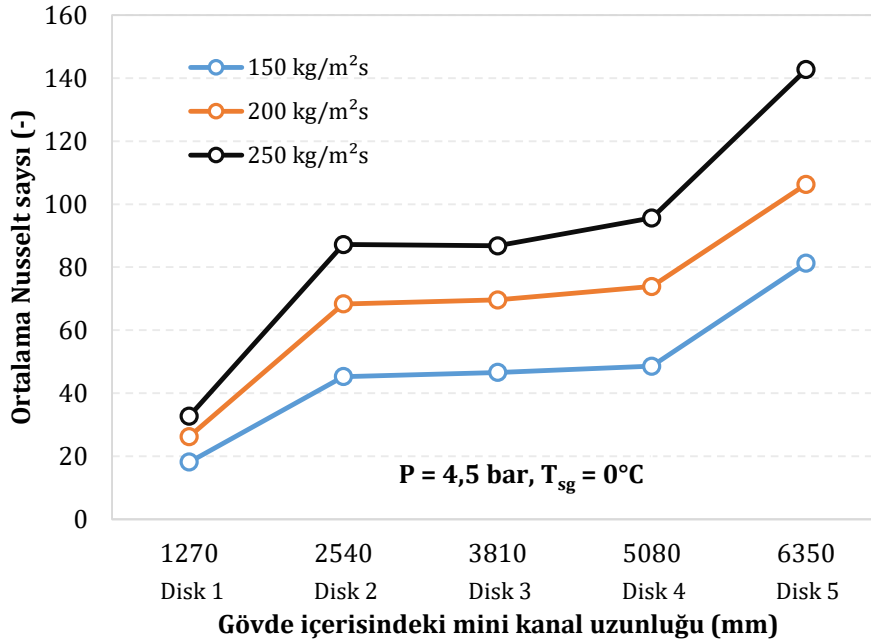


Şekil 3.15.  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ , tek girişli SMKD’ler için ortalama Nusselt sayısı

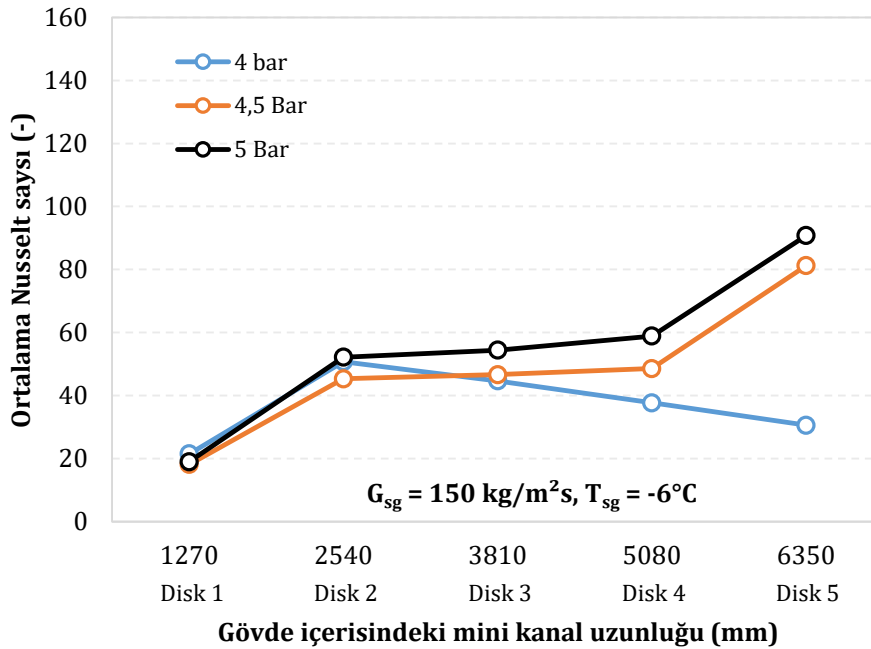
Çalışma basıncının artması sonucu soğutucu akışkan doyma sıcaklığı arttığı için belirtilen gövde giriş akışkan sıcaklığından soğutucu akışkan sıvı fazdadır. Bu durumdan dolayı her bir diskte soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Böylece Nusselt sayısı da taşınım katsayısındaki artışa paralel olarak artmaktadır (Şekil 3.16). Görüldüğü gibi yüksek kütle akılarında gövde içerisinde disk konumuna bağlı olarak ısı transferindeki artış oranı da daha fazla olmaktadır. İlk disk için kütle akısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi nispeten daha az iken ilerleyen disklerde kütle akısının etkisi de artmaktadır.

Çalışma basıncının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi Şekil 3.17’de verilmiştir. Görüldüğü gibi çalışma basıncı arttıkça ortalama Nusselt sayısı artma eğilimindedir. Benzer olarak gövde girişinde çalışma basıncının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi nispeten düşüken ilerleyen disklerde bu etki artmaktadır. Bu değerlendirmenin tek fazlı akış durumu

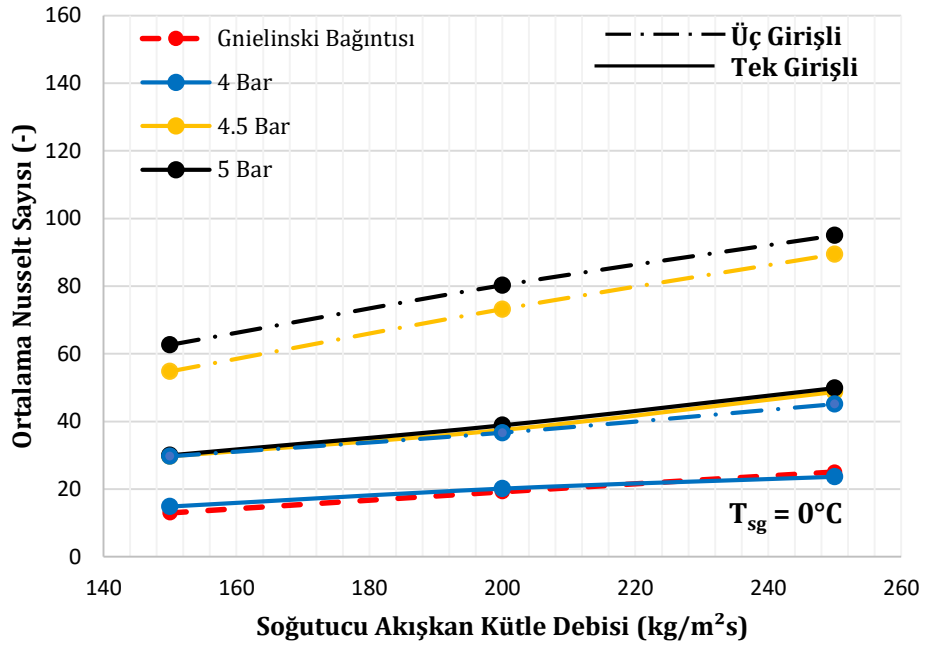
için geçerli olduğu görülebilmektedir. Faz değişimli ısı transferinde basıncın artması ısı transferinde artış ile sonuçlansa da konuma bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır.



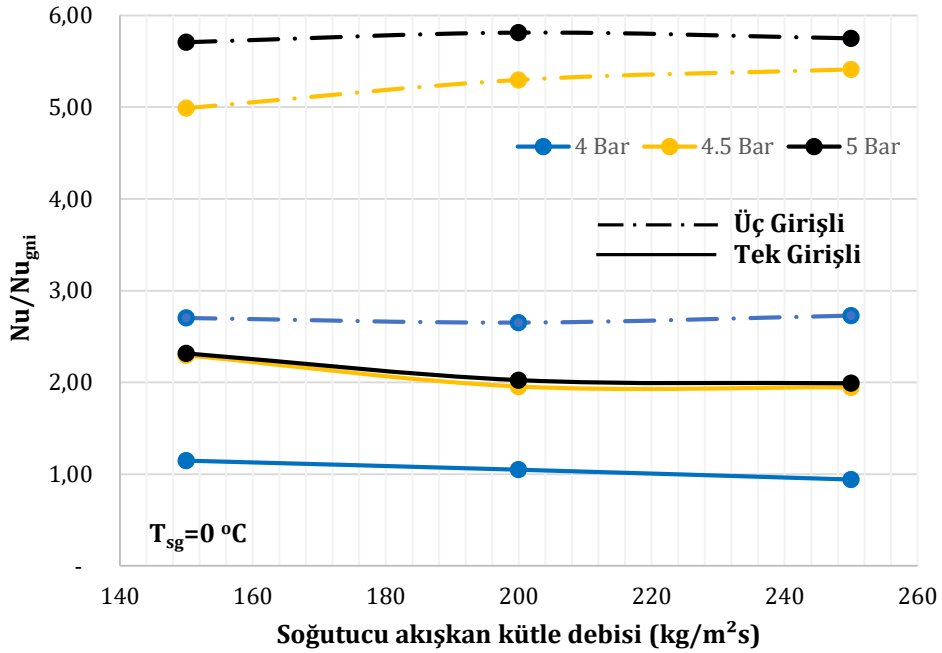
Şekil 3.16. P = 4,5 bar, T<sub>sg</sub> = 0°C, tek girişli SMKD'ler için ortalama Nusselt sayısı



Şekil 3.17. G<sub>sg</sub> = 150 kg/m<sup>2</sup>s, T<sub>sg</sub> = -6°C, tek girişli SMKD'ler için ortalama Nusselt sayısı



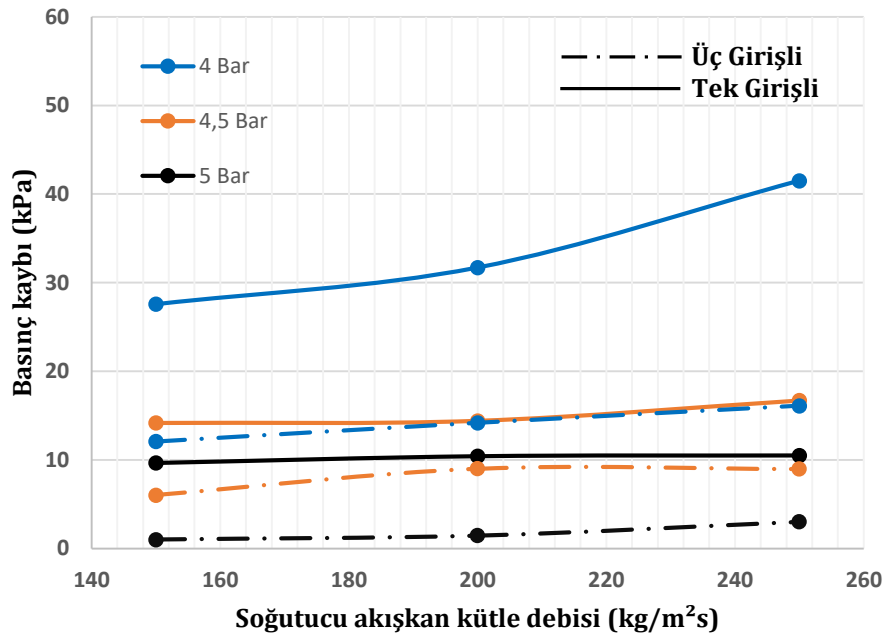
Şekil 3.18.  $T_{sg} = 0^{\circ}\text{C}$  için ortalama Nusselt sayısının kütle akısına göre değişimi



Şekil 3.19.  $T_{sg} = 0^{\circ}\text{C}$ , Ortalama Nusselt sayısının teorik Nusselt sayısına oranının değişimi

Gövde giriş-çıkış şartlarına göre soğutucu akışkan ortalama Nusselt sayısının değişimi Şekil 3.18'de verilmiştir. Çalışma şartlarına göre spiral mini kanal Reynolds sayısı 2470 ile 4116

arasında değişmektedir. Akışın rejimin laminer rejimden türbülanslı rejime geçiş bölgesinde olması nedeni ile en uygun bağıntı olarak Gnielinski bağıntısı ile kıyaslama yapılmıştır. Kütle akışının artması ile ısı transferi ortalama 2 kat artmaktadır. Görüldüğü gibi 4 bar basınçta tek girişli kanal ısı transferi miktarı teorik bakıntıyı maksimum % 15 farkla sağlamaktadır. Tek girişli akış durumu için basıncın 4.5 ve 5 bara çıkması durumunda ısı transferi 1.9 ila 2.3 kat arasında artmaktadır. Üç girişli akışta, basıncın 4 bar olması durumunda tek girişli akış şartlarındaki 4.5 ve 5 bar için elde edilen ısı transferine yakın sonuçlar gözlenmektedir. Ancak üç girişli akış şartında çalışma basıncı arttığında ısı transferi teorik ısı transferine göre 2.7 ila 5.8 kat arttığı tespit edilmiştir (Şekil 3.19). Bu veriler ışığında üç girişli akış şartlarının oldukça etkin bir ısı transferi, sağladığı tespit edilmiştir.



**Şekil 3.20.** Tek ve üç girişli SMKE'lerin çalışma basınçlarına göre basınç kayıpları

DeneySEL bulgular açısından en önemli sonuçlardan birisi Şekil 3.20'de verilen SMKE'de elde edilen basınç kayıplarıdır. Görüldüğü gibi üç girişli SMKE'de basınç kayıpları tek girişli SMKE'ye göre daha düşük ısı verim değerleri daha yüksek olarak elde edilmektedir. 4 bar basınç için faz değişiminin etkisine bağlı olarak, kütle akışındaki artış ile basınç kaybı 2 ila 2.5 kat artmaktadır. Hem tek girişli akış durumu için hem de üç girişli akış durumu için çalışma basıncı arttıkça basınç kaybı azalmaktadır. Görüldüğü gibi üç girişli akış durumunda çalışma basıncının 1 bar artması basınç kaybını ortalama 6 kat azaltmaktadır. Ayrıca tek fazlı akış durumunda kütle akışının basınç kaybı üzerindeki etkisi de azalmaktadır.

## SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada spiral mini kanallı disk evaporatörün ısı performansını incelenmiştir. 2,3 mm x 3 mm ebatlarındaki dikdörtgen kanal spiral şeklinde diskler üzerine işlenmiştir. Diskin her iki yüzeyine de aynı şekilde işlenerek bir diskten iki defa geçmesi sağlanmıştır. Disklere tek girişli ve üç girişli olacak şekilde spiral mini kanallar açılarak aynı debide farklı akışkan hızlarında SMKD'nin ısı performansı incelenmiştir. Gövde içerisindeki disk sayısı 5 olarak belirlenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan tarafı 150, 200 ve 250 kg/m<sup>2</sup>s kütle akışı; 4, 4,5 ve 5 bar basınç olarak değiştirilmiştir. Gövde tarafında ise akışkan giriş sıcaklığı yaklaşık 11°C olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmalara göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

- Akışkan giriş sayısı arttıkça SMKD içinde akışkan hızı azalmakta, bu durum disk çıkış sıcaklığının artmasıyla sonuçlanmaktadır. Böylece SMKD ısı etkinliği artmaktadır.
- Doyma sıcaklığı bölgesinde katı sıvı karışımında buharlaşma gizli ısısının etkisiyle disk çıkış sıcaklıkları periyodik olarak azalmakta buna karşın kuruluk derecesi artmaktadır.
- Soğutucu akışkan kütle akışı arttıkça giriş sayısının etkisi azalsa da daima üç girişli akış durumunda ısı etkinliği tek girişli akış durumuna göre yüksek olmaktadır.
- Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı düştükçe SMKD ısı etkinliği nispeten artmaktadır.
- Tasarlanan SMKD'nin yüksek etkinlikte çalışmasının önemli bir göstergesi olarak soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ne kadar düşük olursa olsun gövde içerisinde ilk SMKD çıkış sıcaklığı gövde giriş sıcaklığına oldukça yakın değerdedir.
- Çalışma basıncının artmasıyla SMKD ısı etkinliği artmakta, giriş sayısının etkisi daha belirgin olarak gözlemlenmektedir.

Çalışmanın nitelik yönünden artırılması için;

- Gövde giriş sıcaklık değerinin artırılarak iki fazlı akış durumu için detaylı analiz yapılması,
- Disk giriş sayısının farklı değerler için ısı etkinliğinin incelenmesi,
- SMKD disk sayısının değiştirilmesi ve diskler arası mesafenin ısı performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi,
- Çalışma basıncının daha düşük ve yüksek değerlerde analiz yapılması yararlı görülmektedir.

## KAYNAKÇA

- Akhavan-Behabadi, M.A., Fakoor Pakdaman, M. ve Ghazvini, M. (2012). Experimental investigation on the convective heat transfer of nanofluid flow inside vertical helically coiled tubes under uniform wall temperature condition. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 556-564.
- Blasius, H. (1913). Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, *Forsch, Gebiete Ingenieurw*, 131.
- Brauner, N. ve Maron, D.M. (1992). Identification of the range of small diameters conduits, regarding two-phase flow pattern transitions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 19(1), 29-39.
- Coronel, P. ve Sandeep, K.P. (2009). Heat transfer coefficient in helical heat exchangers under turbulent flow conditions. *Int. J. Food Eng*, 4(1).
- Çengel, Y. A. (2011). *Isı ve Kütle Transferi*, Çev. Tanyıldız, V., Dağtekin, İ., İzmir: Güven Bilimsel
- Çomaklı, K. ve Bakırcı, K. (2006). Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 47(562), 36-38.
- Fernando, P., Palm, B., Ameer, T., Lundqvist, P. ve Granryd, E. (2008). A minichannel aluminium tube heat exchanger – part I: Evaluation of singlephase heat transfer coefficients by the wilson plot method. *Int. J. Refrig.*, 31(4), 669-680.
- Gao, W., Xu, X. ve Liang, X. (2017). Experimental study on the effect of orientation on flow boiling using R134a in a mini-channel evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 121, 963-973.
- Gao, W., Xu, X. ve Liang, X. (2018). Flow boiling of R134a in an open-cell metal foam mini-channel evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 103-115.
- Genceli, O.F. (2005). *Isı Değiştiricileri*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Gnielinski, V. (1976). New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Intern. Chem. Eng*, 16, 359-366.
- Hashemi, S.M. ve Akhavan-Behabadi, M.A. (2012). An empirical study on heat transfer and pressure drop characteristics of CuO/based oil nanofluid flow in a horizontal helically coiled tube under constant heat flux. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 39, 144-51.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. ve Lavine, A.S. (2013). *Foundations of Heat Transfer, sixth ed.*, John Wiley & Sons, Singapore. 688-689.
- Jamshidi, N., Farhadi, M., Sedighi, K. ve Ganji, D.D. (2012). Optimization of design parameters for nanofluids flowing inside helical coils. *International Communications in Heat Mass Transfer*, 39, 311-7.
- Kakaç, S. ve Liu, H. (2002). *Heat Exchangers; Selection. Rating and Thermal Design*, CRC, USA, 0-8493-0902-6.
- Kandlikar, S.G. (2002). Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(2-4), 389-407.
- Kee R.J., Blasi J., Almand B.B. ve Rosen B.L. (2011). The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31(11-12), 2004-2012.
- Kew, P.A. ve Cornwell, K. (1997). Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8-10), 705-715.
- Khan, T.A. ve Li, W. (2017). Optimal design of plate-fin heat exchanger by combining multiobjective algorithms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 1560-1572.

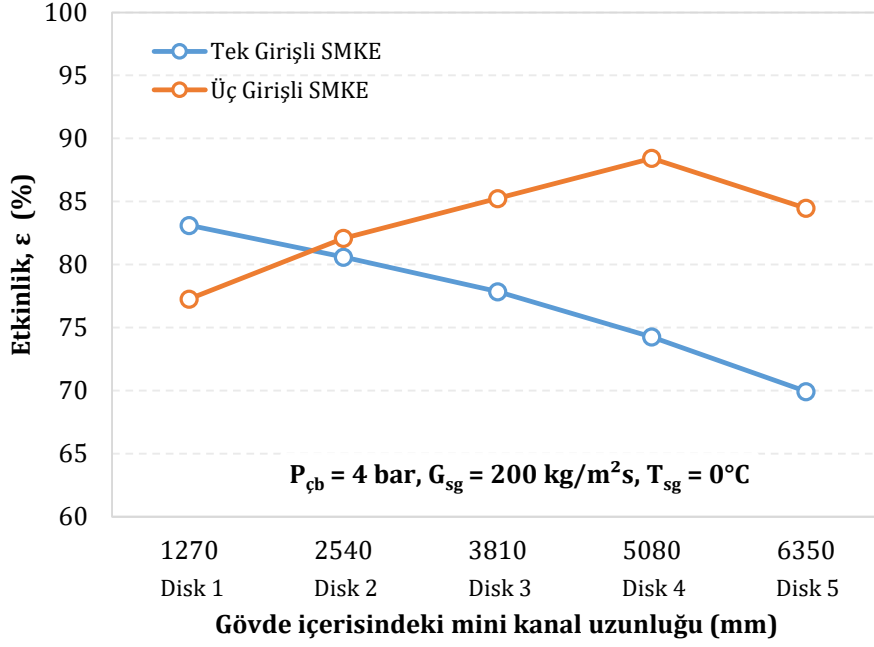


- Kline, S.J. ve McClintock, F.A. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Koyun, T., Koyun, A. ve Acar M. (2005). Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- Koyuncuoğlu, A. (2010). Design, Fabrication And Experimental Evaluation Of Microchannel Heat Sinks In Cpu Cooling. (Yüksek Lisans Tezi), Ankara: Ortadoğu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kurnia, J.C., Sasmito, A.P., Akhtar, S., Shamim, T., Mujumdar, A.S. (2015). Numerical investigation of heat transfer performance of various coiled square tubes for heat exchanger application. *International Conference On Applied Energy*, 75, 3168-3173.
- Maqbool, M.H., Palm, B. ve Khodabandeh, R. (2013). Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46, 963-973.
- Mehendale, S.S., Jacobi, A.M. ve Shah, R.K. (2000). Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales With Application to Heat Exchanger Design. *Applied Mechanics Reviews*, 53(7), 175-193.
- Mikielewicz, D., Gliński, M. ve Wajs, J. (2011). Experimental and theoretical study of dryout in annular flow in small diameter channels. *Archives of Thermodynamics*, 32(1), 89-108
- Prabhanjan, D.G., Raghavan, G.S.V. ve Rennie, T.J. (2002). Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 29(2), 185-191.
- Qi, Z., Chen, J. ve Radermacher, R. (2009). Investigating performance of new mini-channel evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 29(17-18), 3561-3567.
- Shah, R.K. ve Sekulic, D.P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc., 976s, New Jersey, USA.
- Suresh, S., Chandrasekar, M. ve Sekhar, S.C. (2011). Experimental studies on heat transfer and friction faktor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35, 542-9.
- Triplett, K. A., Ghiaasiaan, S.M., Abdel-Khalik, S.I. ve Sadowski, D.L. (1999). Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns. *International Journal of Multiphase Flow*, 25(3), 377-394.

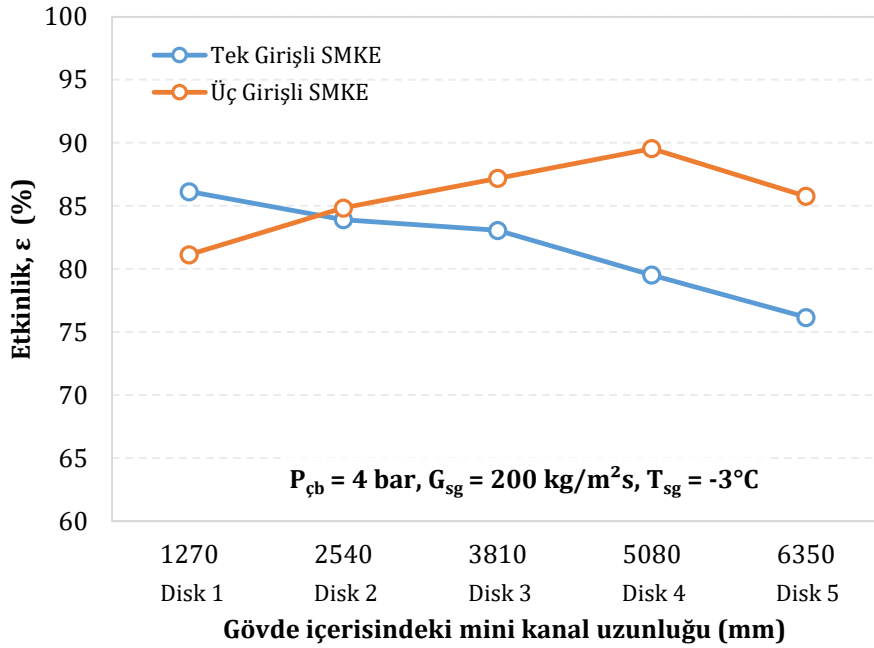
## EKLER



## EK-1. SMKD etkinliklerinin grafikleri

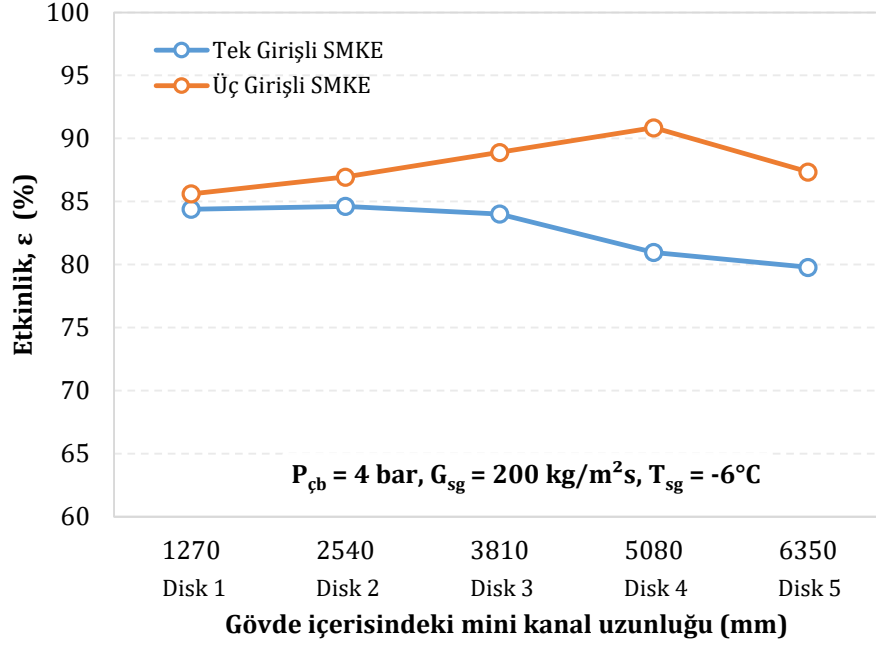


Şekil Ek-1.1.  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

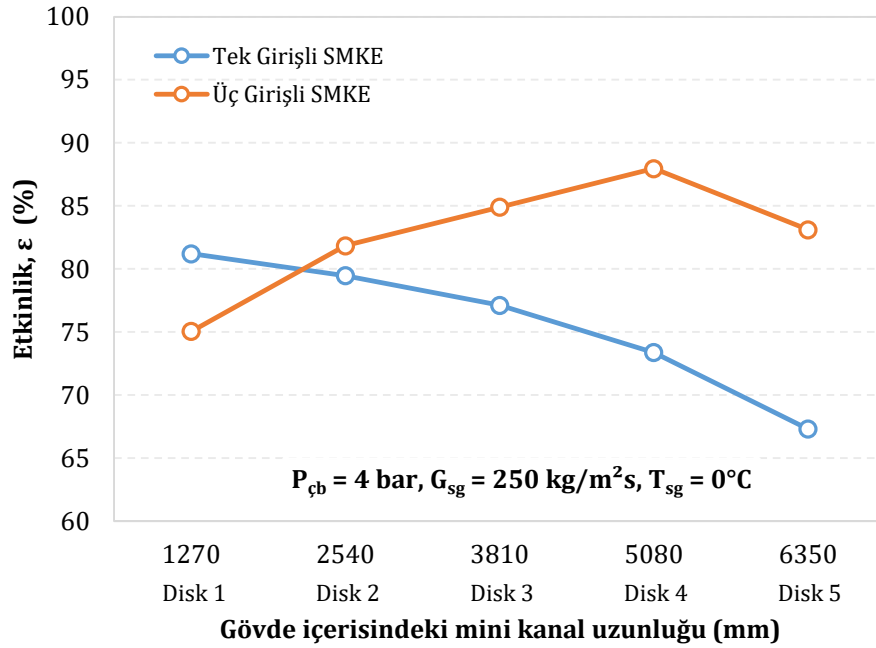


Şekil Ek-1.2.  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

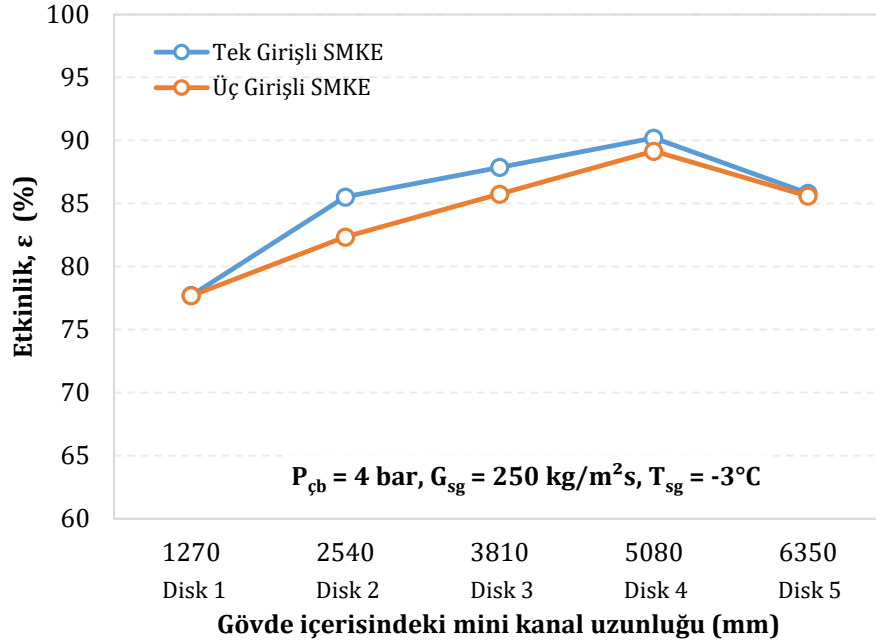


**Şekil Ek-1.3.**  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

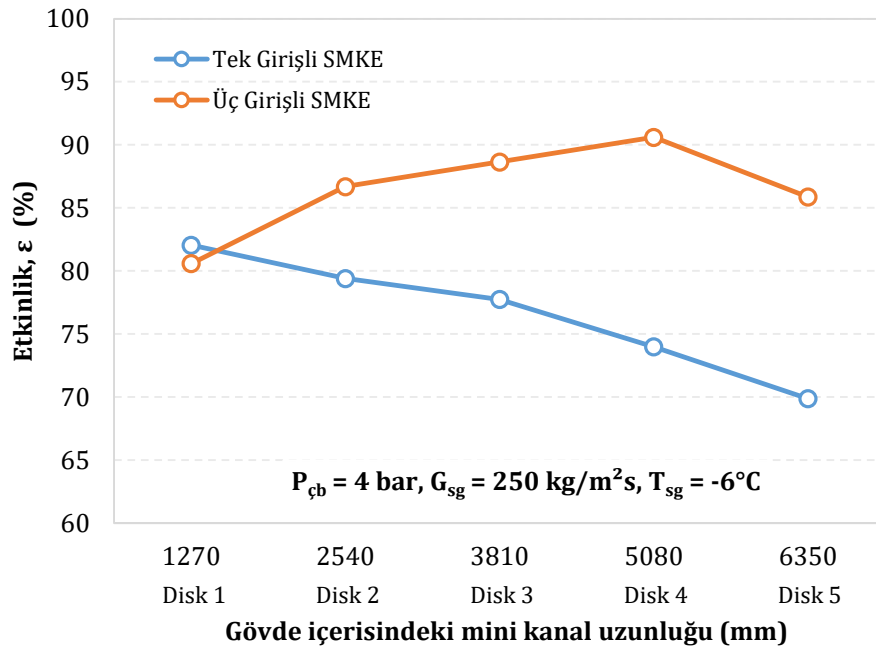


**Şekil Ek-1.4.**  $P_{cb} = 4 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

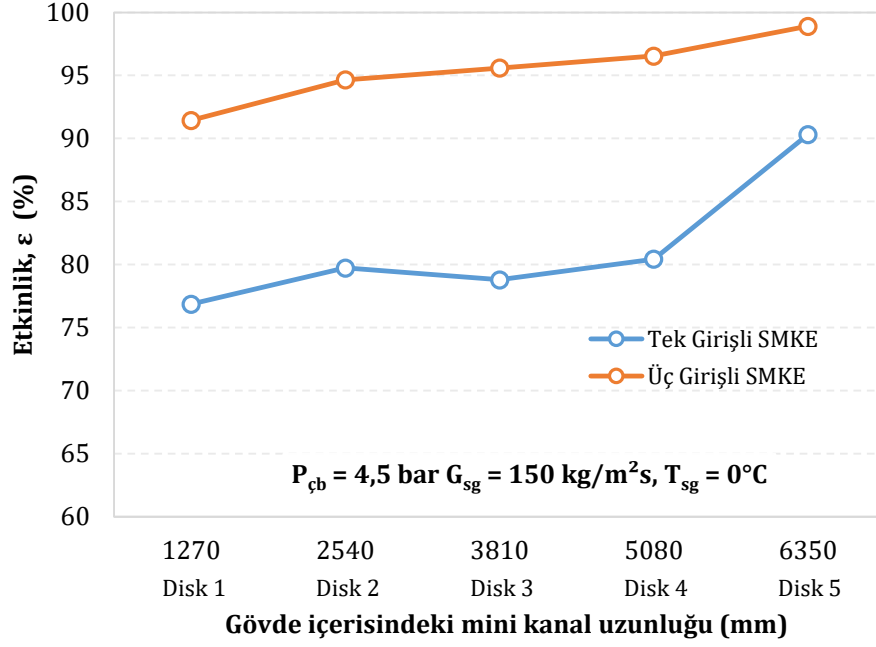


**Şekil Ek-1.5.**  $P_{cb} = 4 \text{ bar}, G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}, T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

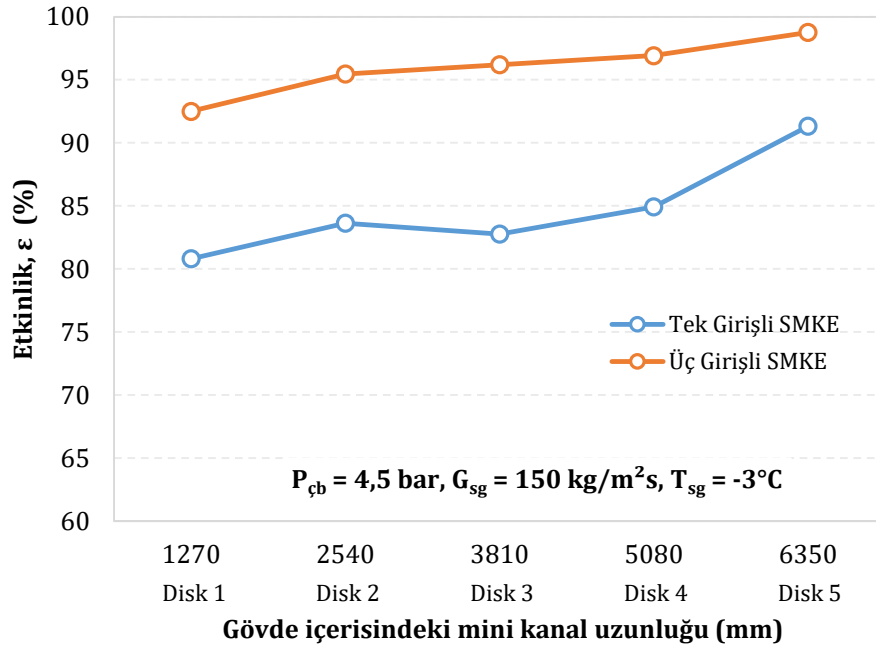


**Şekil Ek-1.6.**  $P_{cb} = 4 \text{ bar}, G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}, T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri

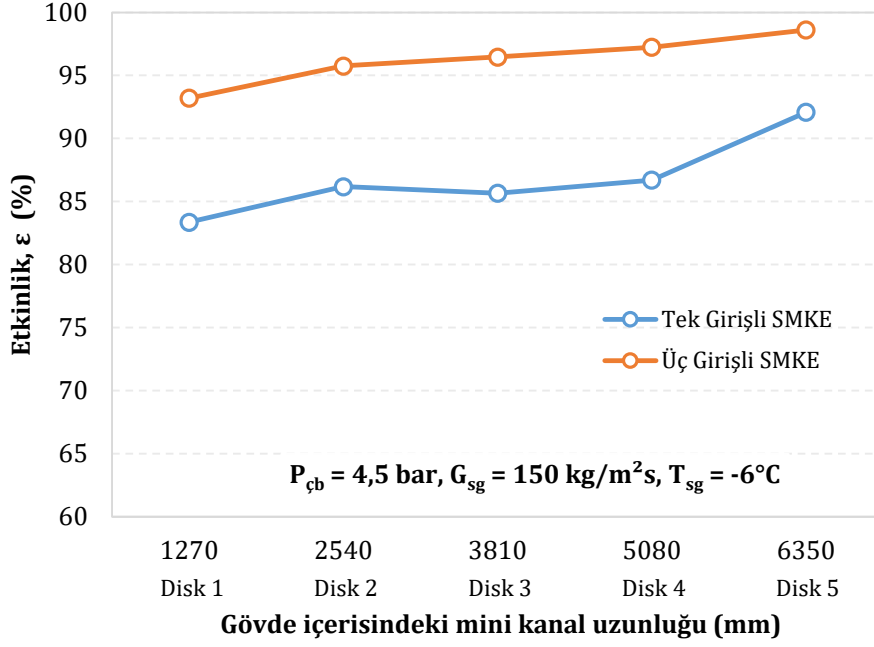


Şekil Ek-1.7.  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

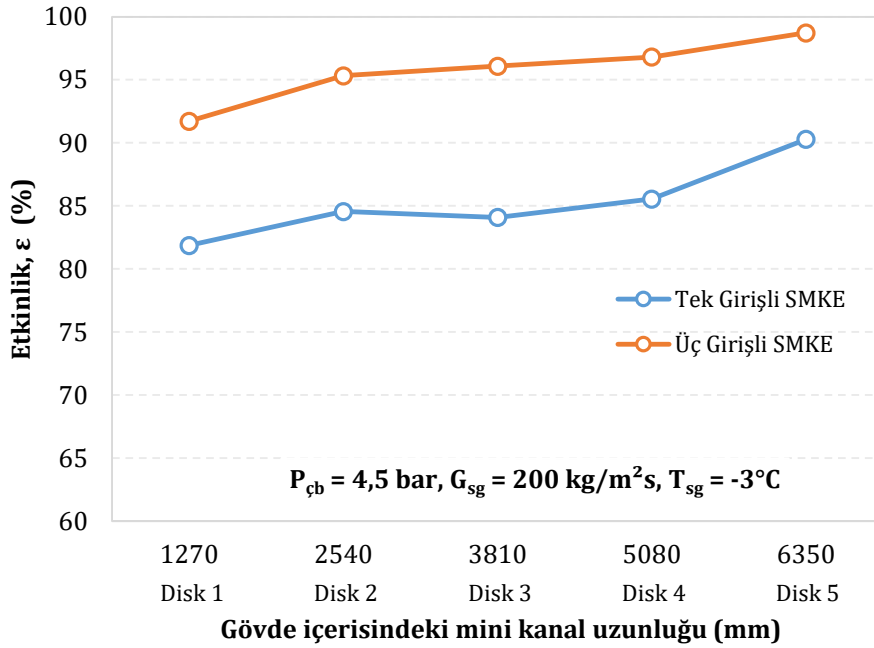


Şekil Ek-1.8.  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

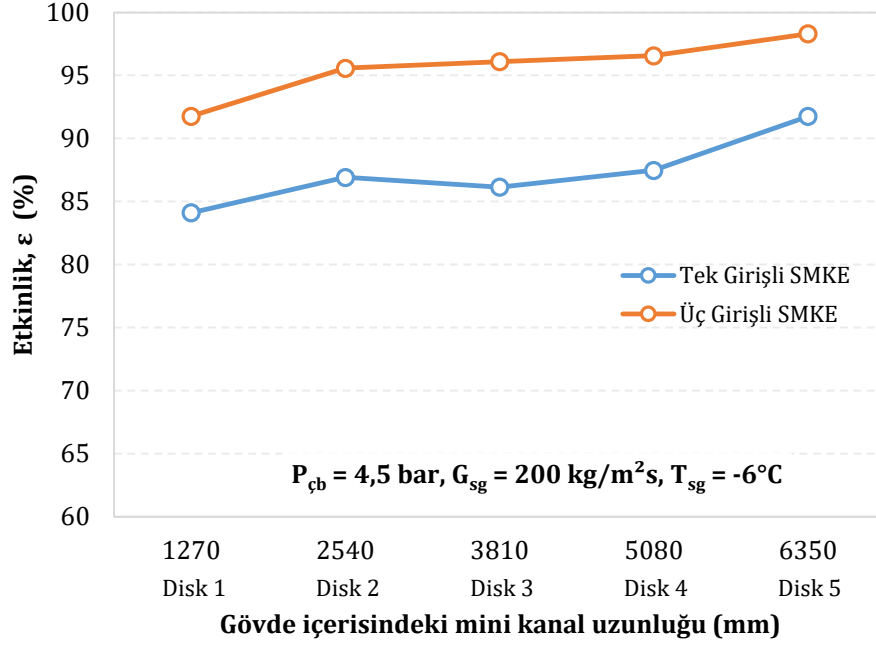


**Şekil Ek-1.9.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

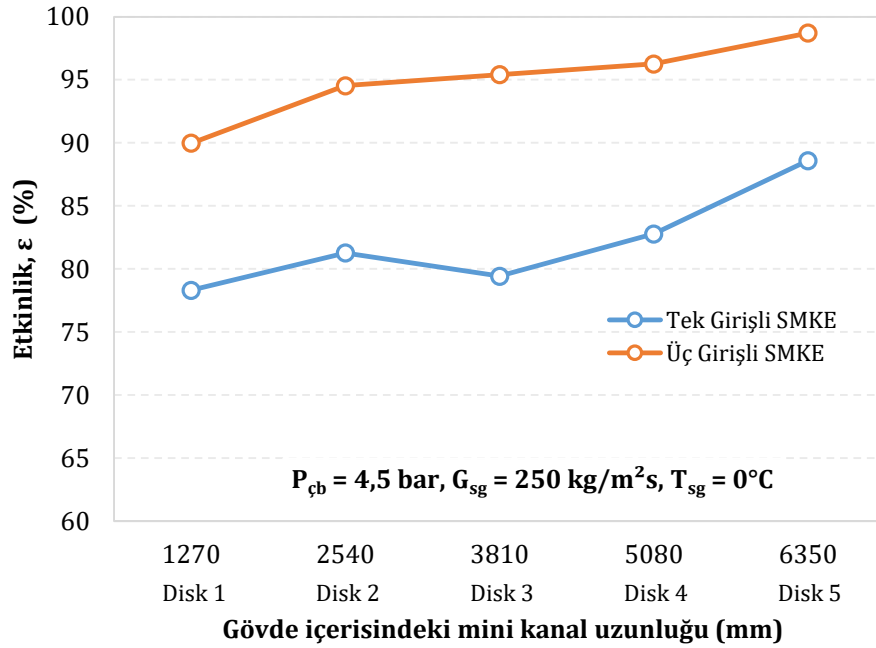


**Şekil Ek-1.10.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**



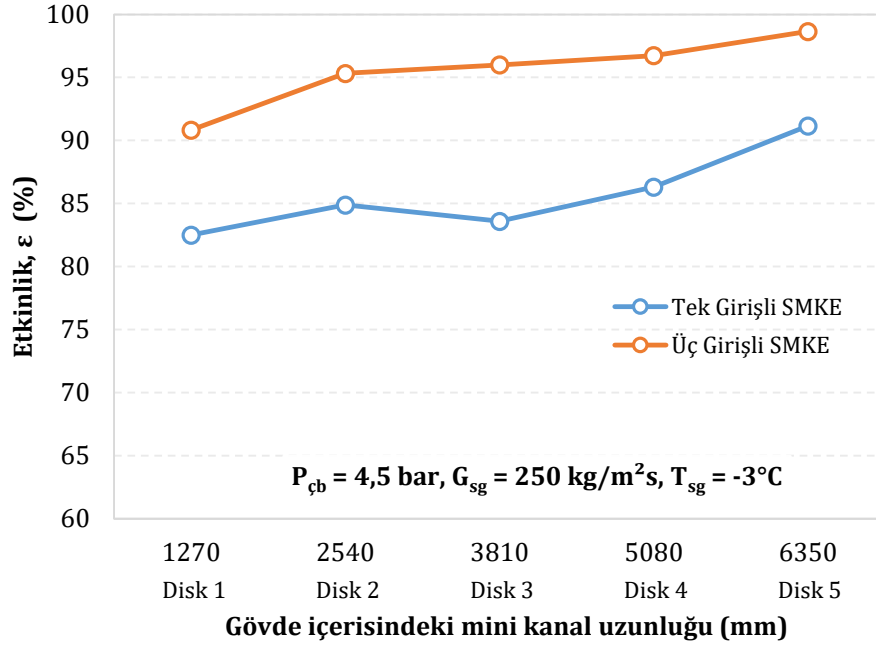
**Şekil Ek-1.11.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri



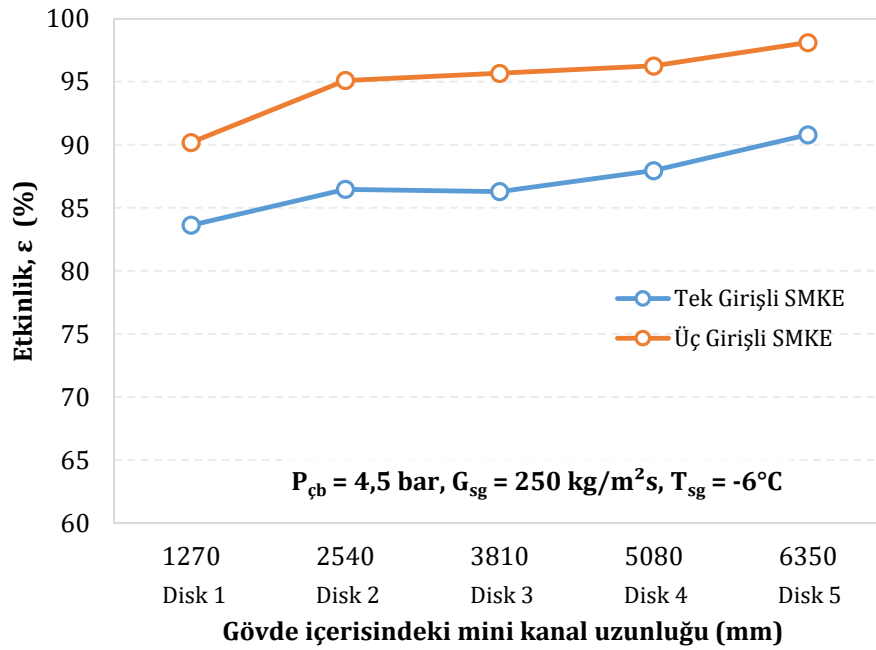
**Şekil Ek-1.12.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri



**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

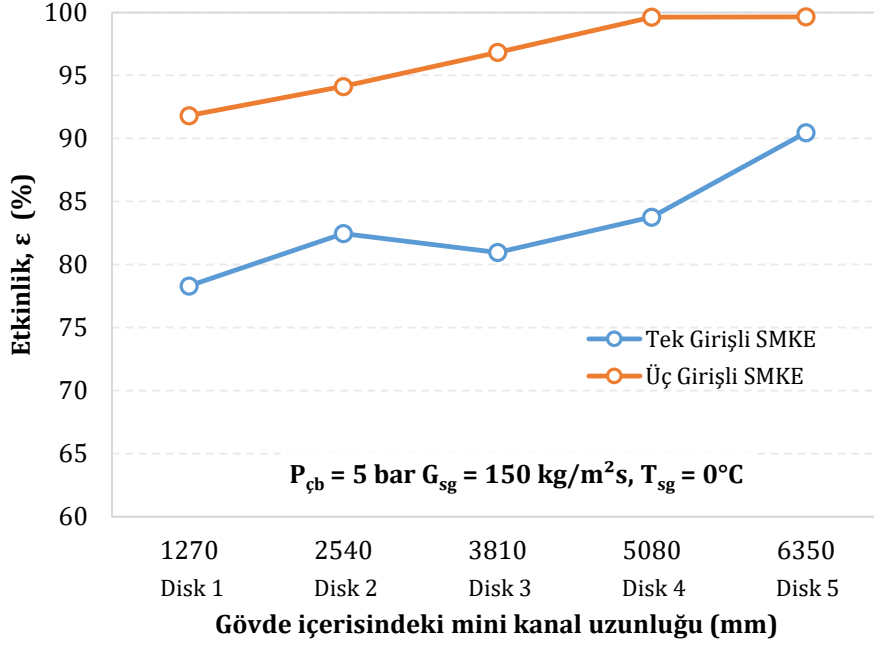


**Şekil Ek-1.13.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

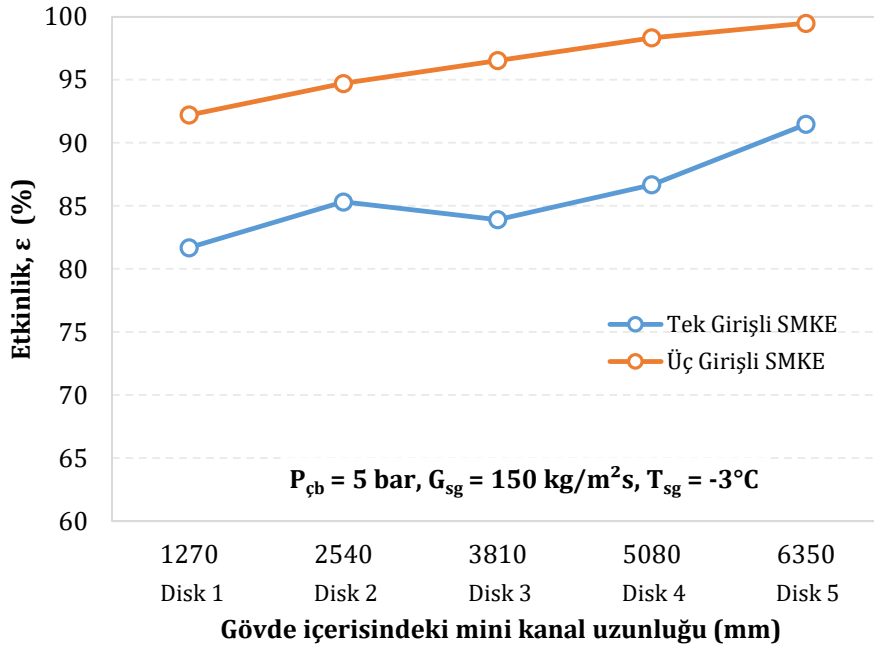


**Şekil Ek-1.14.**  $P_{cb} = 4,5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

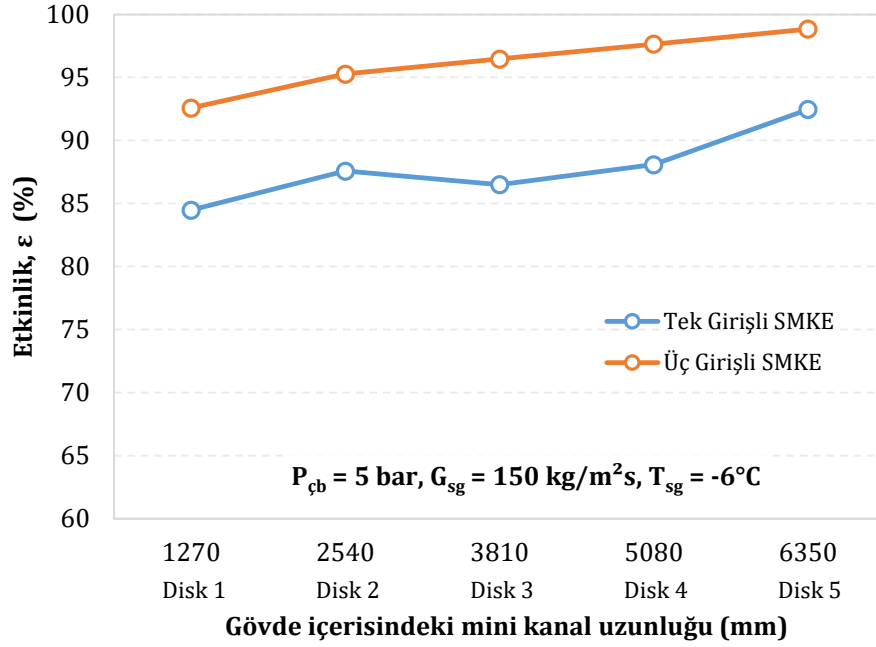


**Şekil Ek-1.15.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

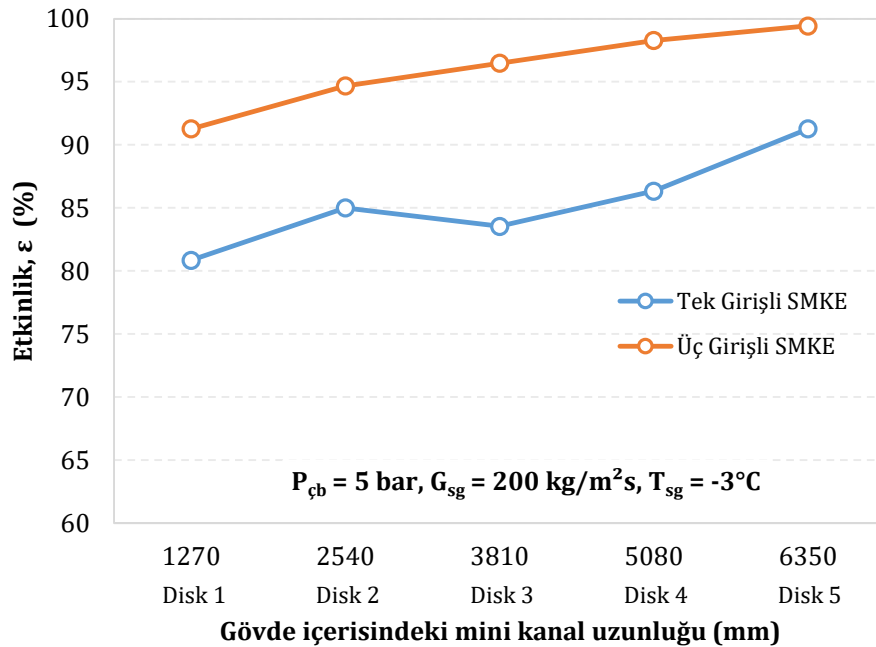


**Şekil Ek-1.16.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

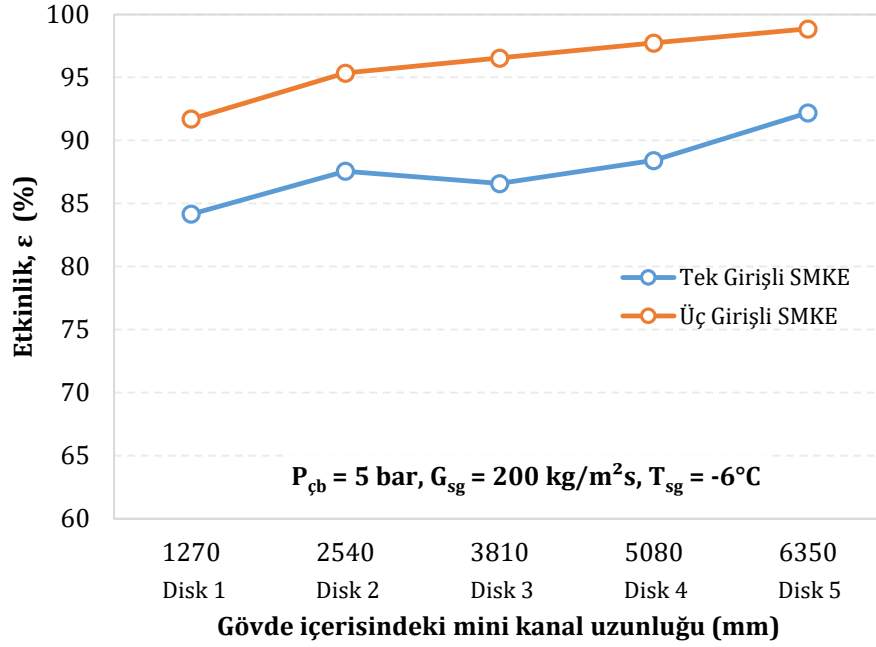


**Şekil Ek-1.17.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

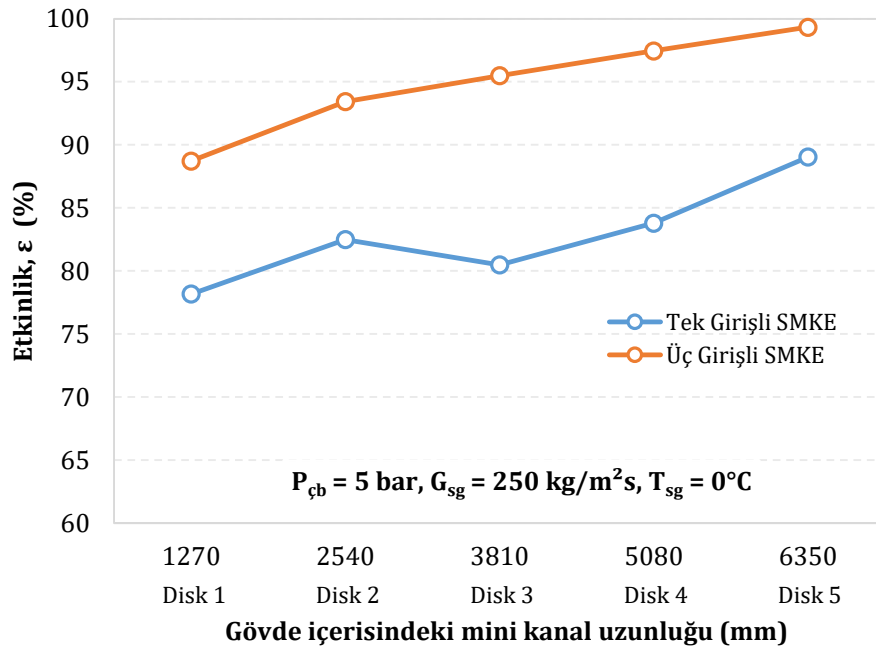


**Şekil Ek-1.18.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

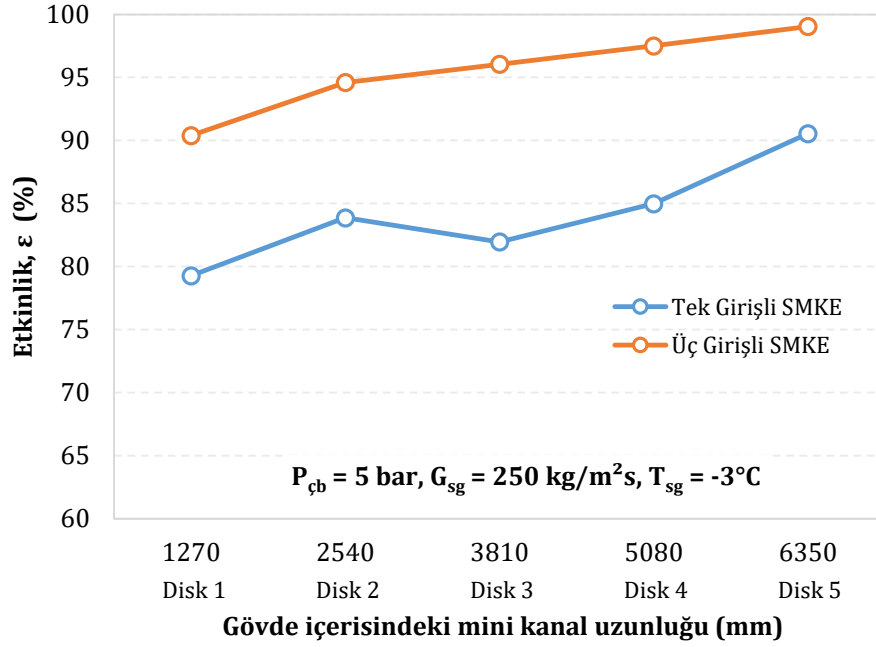


**Şekil Ek-1.19.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

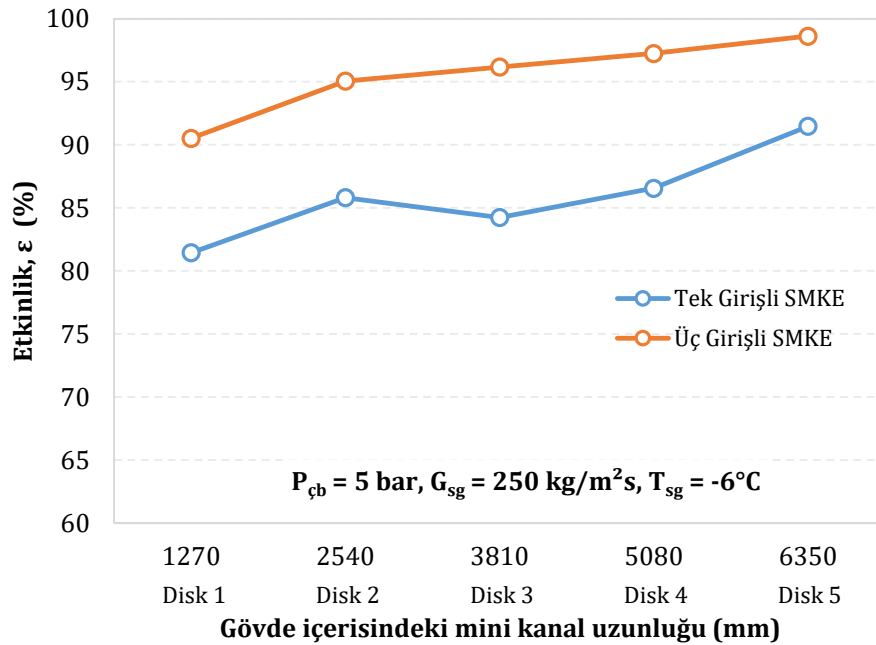


**Şekil Ek-1.20.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}$ ,  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-1. (Devam) SMKD etkinliklerinin grafikleri**

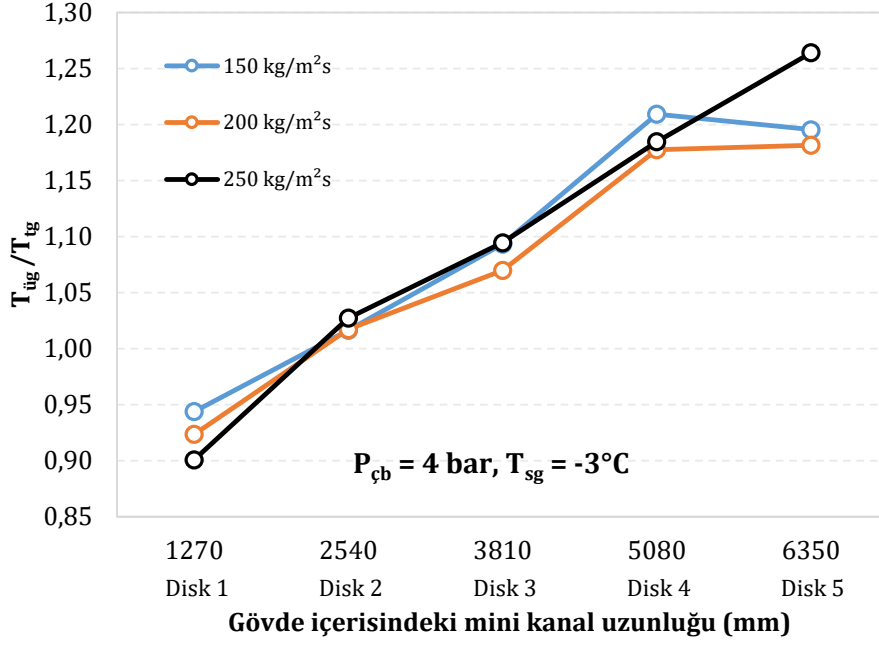


**Şekil Ek-1.21.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}, G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}, T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

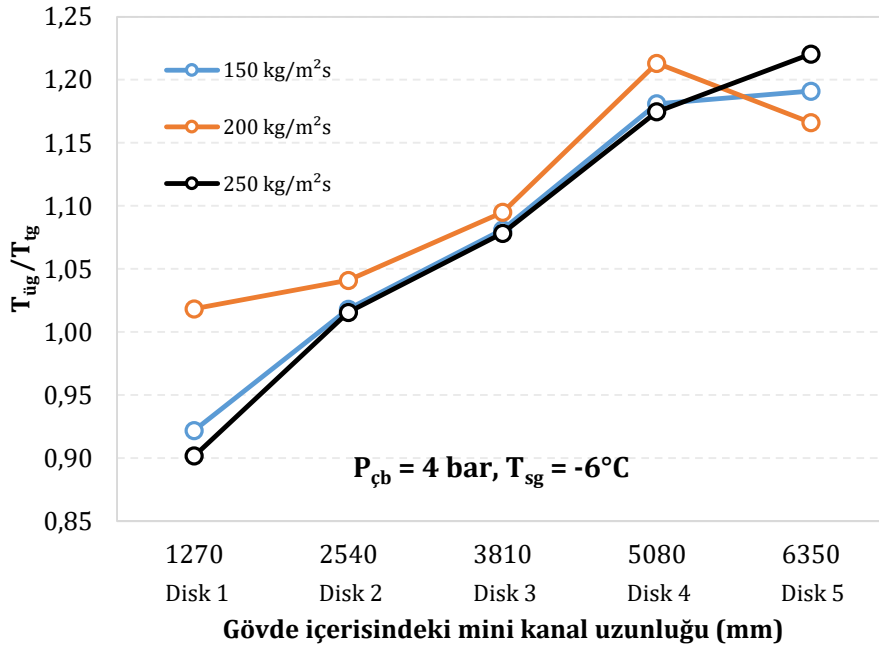


**Şekil Ek-1.22.**  $P_{cb} = 5 \text{ bar}, G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}, T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; tek ve üç girişli SMKD etkinlikleri

**EK-2. Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri**

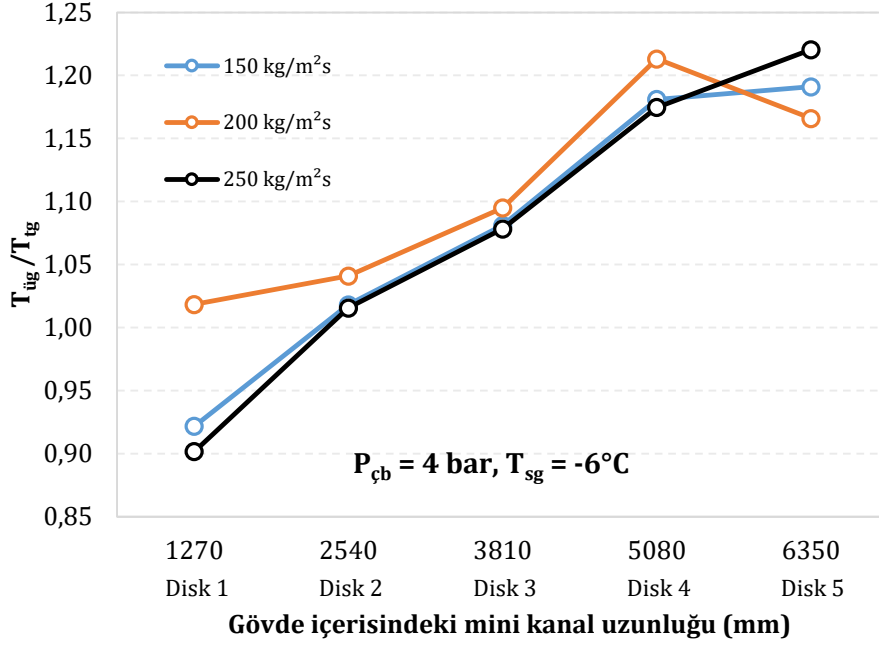


**Şekil Ek-2.1.** P<sub>çb</sub> = 4 bar, T<sub>sg</sub> = -3°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği

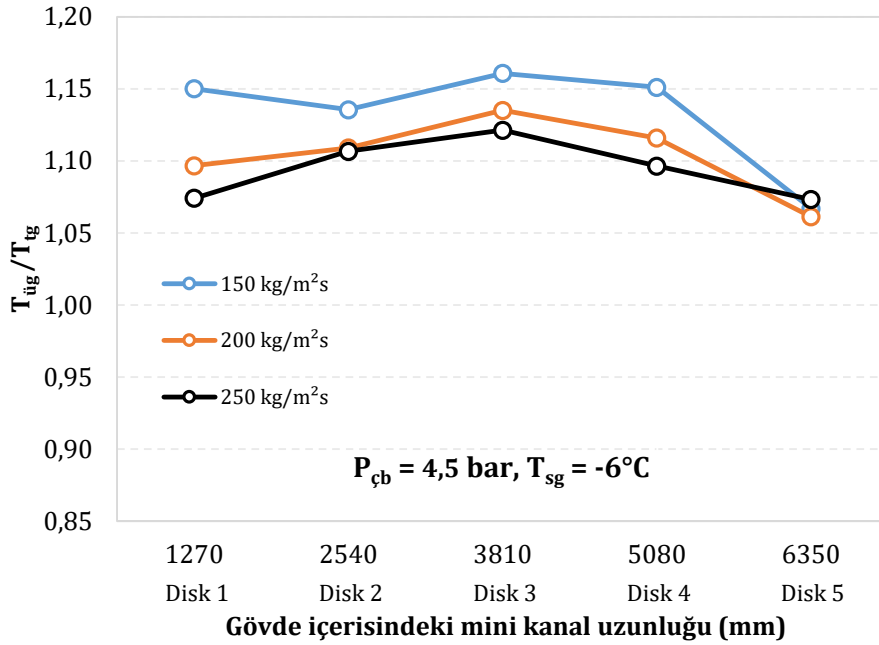


**Şekil Ek-2.2.** P<sub>çb</sub> = 4 bar, T<sub>sg</sub> = -6°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği

**EK-2. (Devam)** Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri

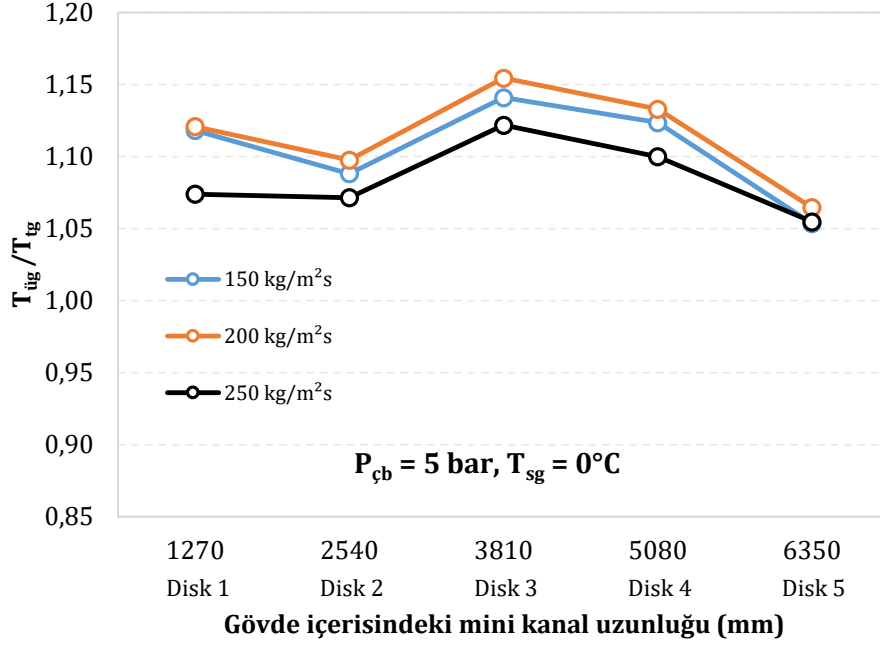


**Şekil Ek-2.3.** P<sub>cb</sub> = 4,5 bar, T<sub>sg</sub> = 0°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği

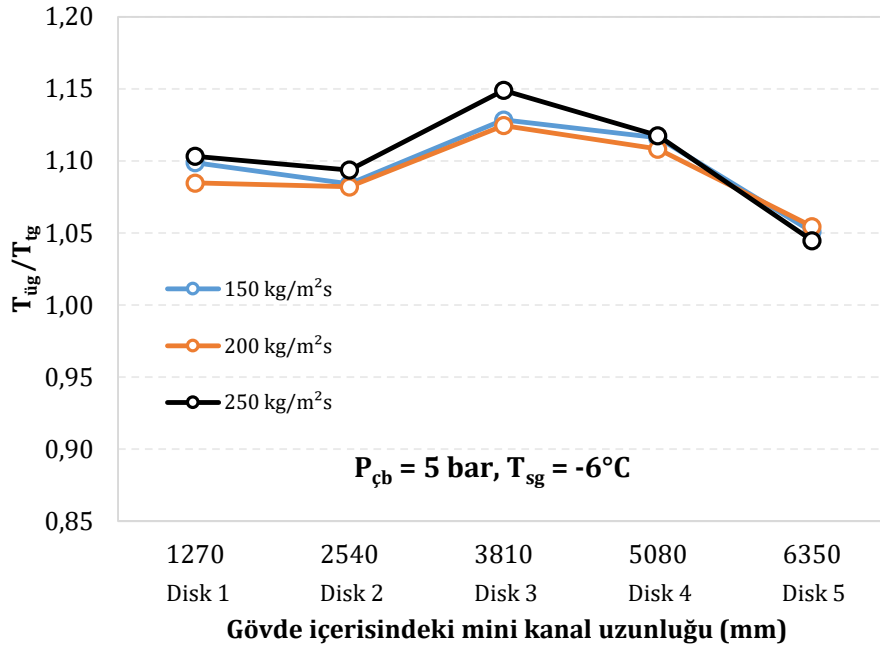


**Şekil Ek-2.4.** P<sub>cb</sub> = 4,5 bar, T<sub>sg</sub> = -6°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği

**EK-2. (Devam)** Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri



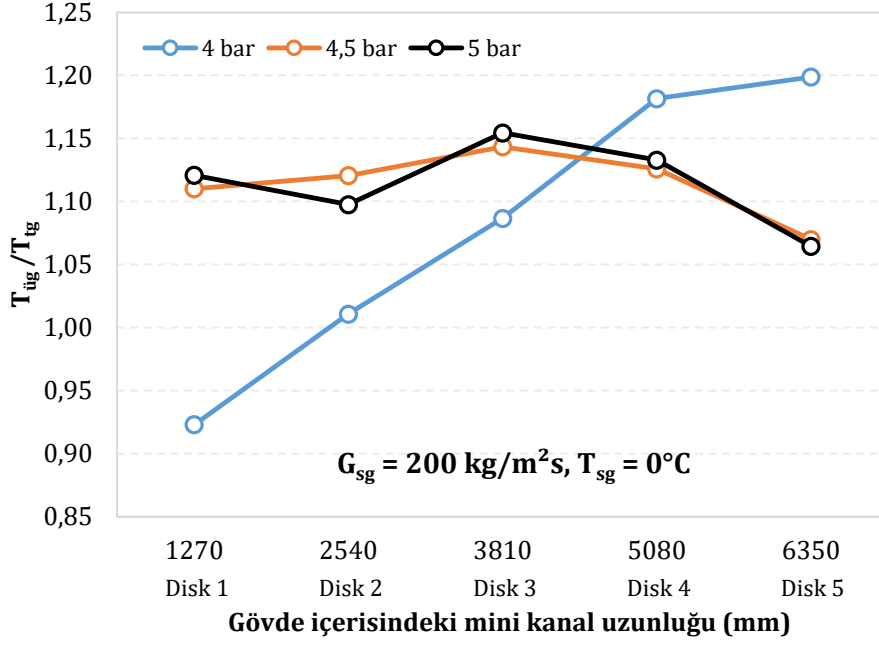
**Şekil Ek-2.5.** P<sub>cb</sub> = 5 bar, T<sub>sg</sub> = 0°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği



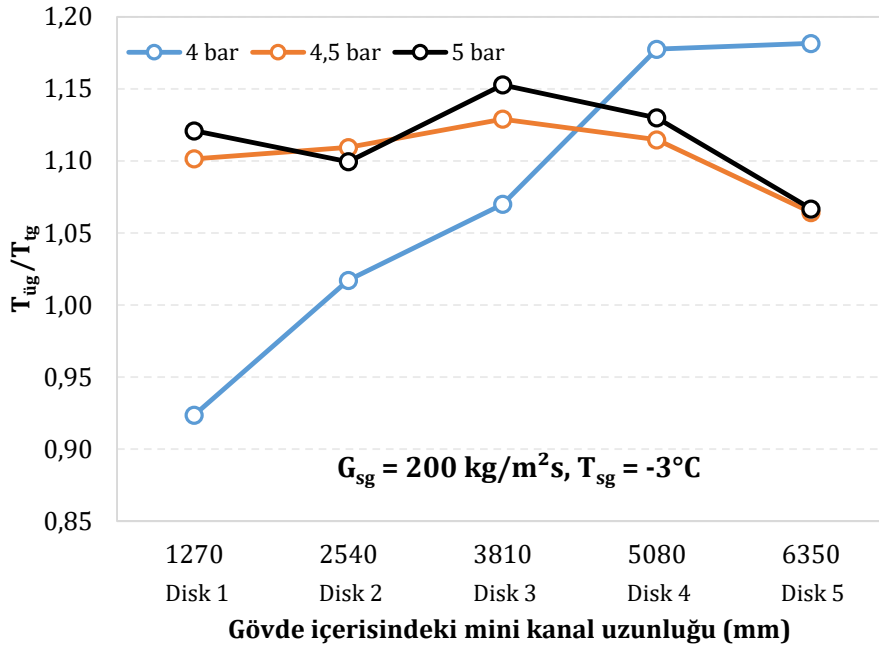
**Şekil Ek-2.6.** P<sub>cb</sub> = 5 bar, T<sub>sg</sub> = -6°C; kütle akısına göre T<sub>üç</sub>/T<sub>g</sub> oran grafiği



**EK-2. (Devam)** Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri

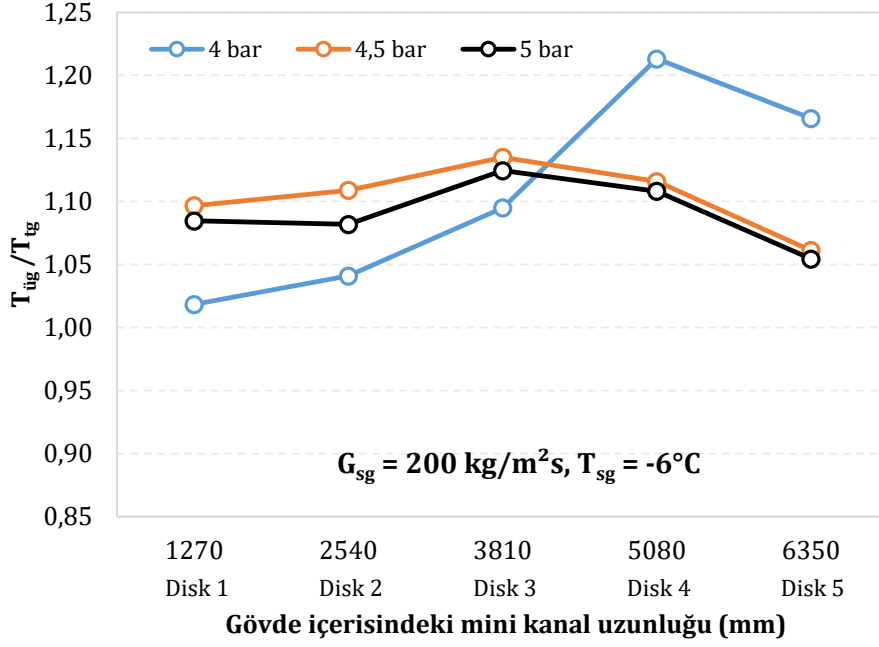


**Şekil Ek-2.7.**  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

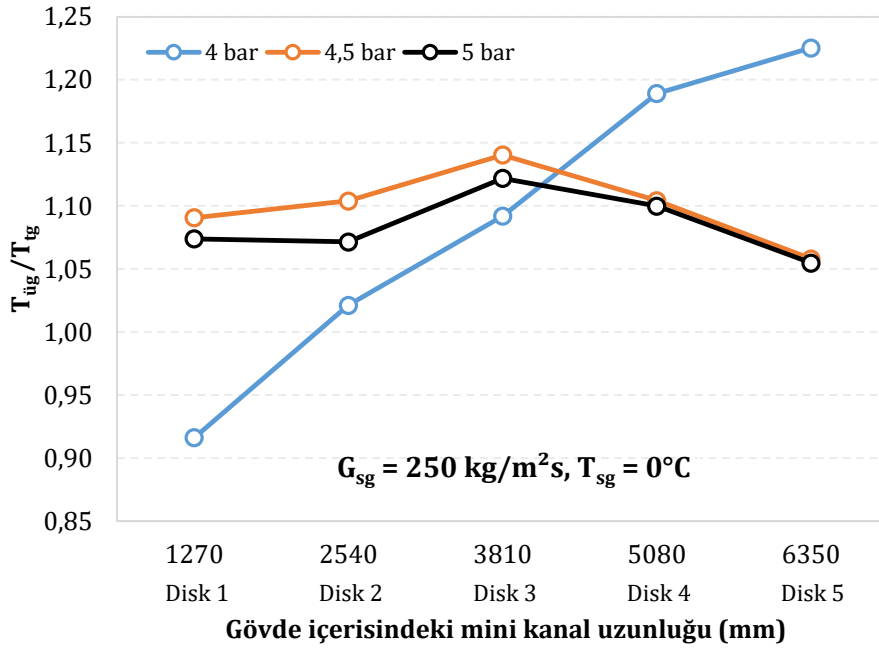


**Şekil Ek-2.8.**  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

**EK-2. (Devam)** Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri

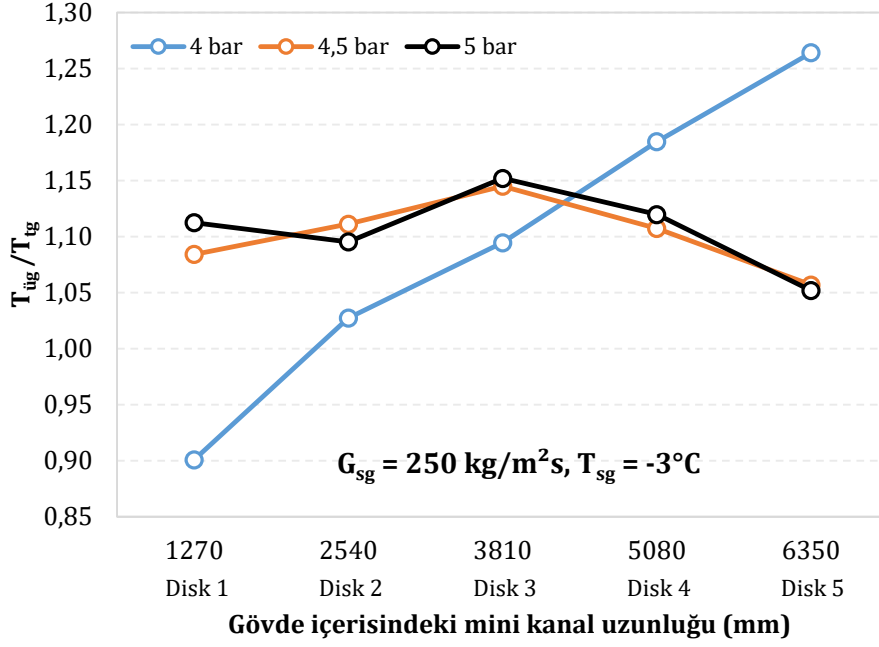


**Şekil Ek-2.9.**  $G_{sg} = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

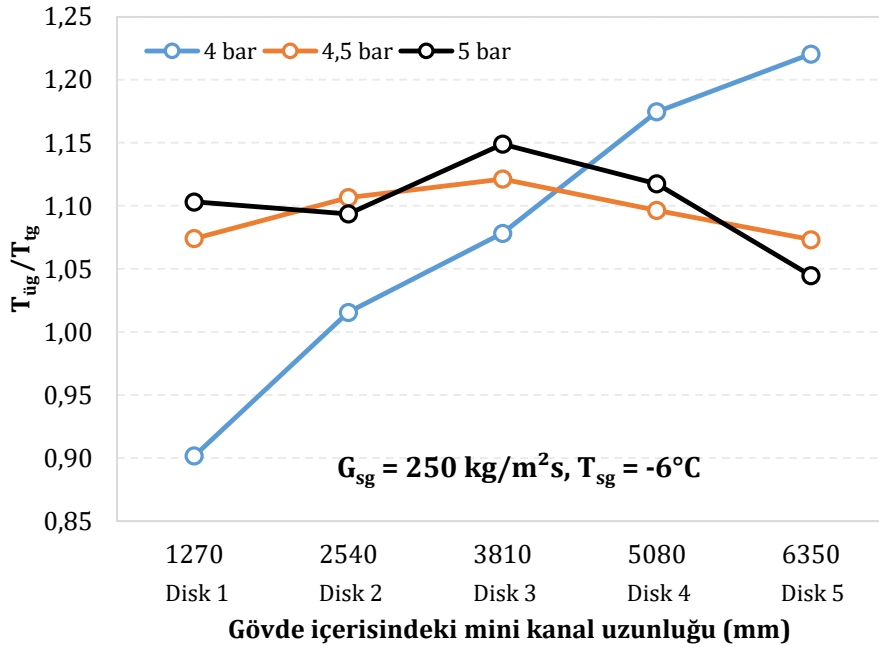


**Şekil Ek-2.10.**  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = 0^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

**EK-2. (Devam)** Tek ve üç girişli SMKD çıkış sıcaklıklarının oran grafikleri

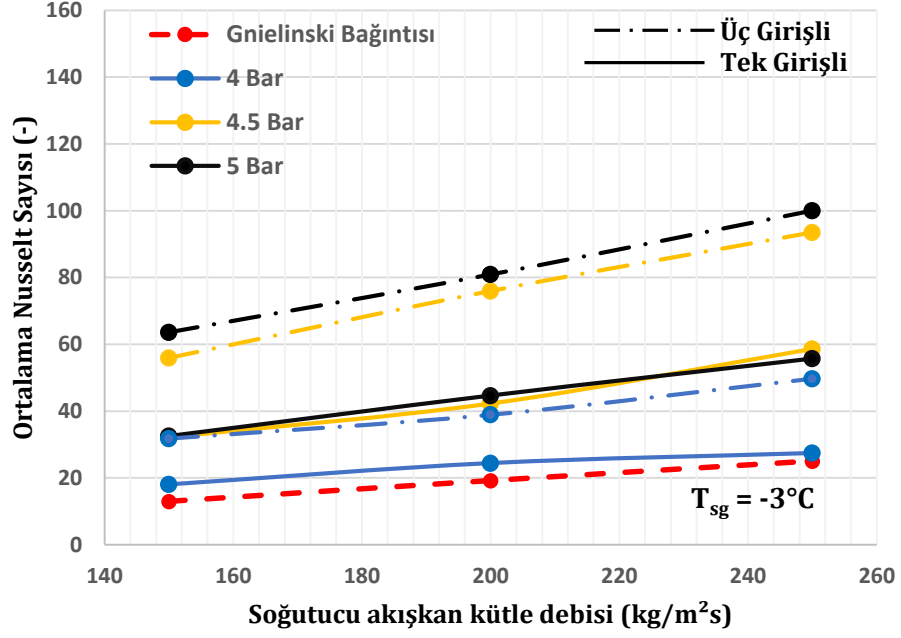


**Şekil Ek-2.11.**  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -3^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

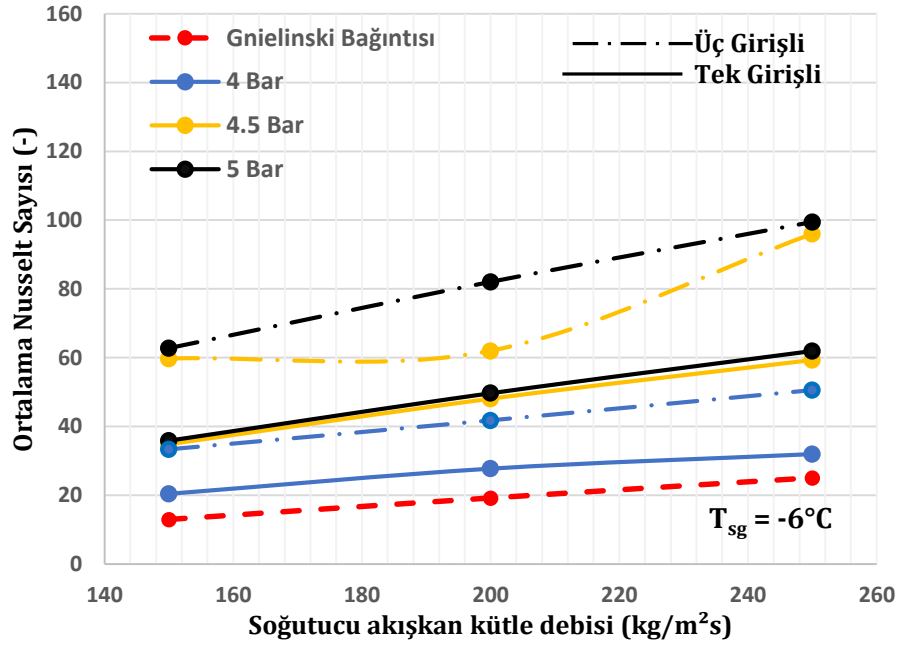


**Şekil Ek-2.12.**  $G_{sg} = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sg} = -6^\circ\text{C}$ ; çalışma basıncına göre  $T_{ug}/T_{tg}$  oran grafiği

**EK-3. Tek ve üç girişli SMKD'lerin Nusselt sayılarının karşılaştırılması**



**Şekil Ek-3.1.**  $T_{sg} = -3^{\circ}\text{C}$  için ortalama Nusselt sayısının kütle akısına göre değişimi



**Şekil Ek-3.2.**  $T_{sg} = -6^{\circ}\text{C}$  için ortalama Nusselt sayısının kütle akısına göre değişimi

#### EK-4. Belirsizlik hesaplamaları

Mini kanal kesit alanı belirsizliği için Denklem Ek-4.1 kullanılmıştır.

$$W_A = \left[ \left( \frac{\partial A}{\partial h_k} w_h \right)^2 + \left( \frac{\partial A}{\partial b} w_b \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.1})$$

Mini kanal hidrolik çap belirsizliği için Denklem Ek-4.2 kullanılmıştır.

$$\frac{W_{D_h}}{D_h} = \left[ \left( \frac{W_A}{A} \right)^2 + \left( \frac{W_{\zeta}}{\zeta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.2})$$

Isı transferi belirsizliği için Denklem Ek-4.3 kullanılmıştır.

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[ \left( \frac{W_t}{T_1} \right)^2 + \left( \frac{W_t}{T_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.3})$$

Isı transferi belirsizliği için Denklem Ek-4.4 kullanılmıştır.

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[ \left( \frac{W_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left( \frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.4})$$

Taşıma belirsizliği için Denklem Ek-4.5 kullanılmıştır.

$$\frac{W_h}{h} = \left[ \left( \frac{W_Q}{Q} \right)^2 + \left( \frac{W_A}{A} \right)^2 + \left( \frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.5})$$

Nusselt sayısı belirsizliği için Denklem Ek-4.6 kullanılmıştır.

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{W_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.6})$$

Reynolds belirsizliği için Denklem Ek-4.7 kullanılmıştır.

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{W_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{W_{V_s}}{V_s} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_{\mu}}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek-4.7})$$

