

**T.C.  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISITMA SİSTEMLERİNDEN ISI GERİ KAZANIMINDA ISI  
BORULARININ UYGULANABİLİRLİĞİ,  
EKSERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ**

**Ahmet ÖZSOY**

**Danışman  
Prof. Dr. Mustafa ACAR**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA 2005**

**ISITMA SİSTEMLERİNDEN ISI GERİ  
KAZANIMINDA ISI BORULARININ  
UYGULANABİLİRLİĞİ, EKSERJİ VE  
EKONOMİK ANALİZİ**

**Ahmet ÖZSOY**

**Doktora Tezi**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA 2005**

**T.C.**  
**SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISITMA SİSTEMLERİNDEN ISI GERİ KAZANIMINDA**  
**ISI BORULARININ UYGULANABİLİRLİĞİ,**  
**EKSERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ**

**AHMET ÖZSOY**

**DOKTORA TEZİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA 2005**

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR .....	v
SİMGELER DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xiii
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Kaynama ile Isı Transferi .....	5
1.2. Isı Borularında Kullanılan Akışkanlar .....	7
1.3. Isı Borusuna Konulacak Akışkan Miktarı .....	9
1.4. Fitiller .....	10
1.5. Isı Borularında Kullanılan Malzemeler .....	11
1.6. Isı Borularının Çalışmasını Sınırlayan Limitler .....	12
1.6.1. Kılcal Limit .....	12
1.6.2. Viskoz Limit .....	13
1.6.3. Ses Limiti .....	13
1.6.4. Köpürme Limiti .....	14
1.6.5. Kaynama Limiti .....	14
1.7. Termosifonlardaki Limitler .....	15
1.8. Termosifonlarda Maksimum Isı Akışı .....	18
2. KAYNAK BİLGİSİ .....	19
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	32
3.1. Isı Borusunda Kullanılacak İş Akışkanı Seçimi .....	33
3.2. Isı Borusu Malzemesinin Seçimi .....	36
3.3. Isı Borusuna Konulacak Akışkan Miktarı .....	36
3.4. Isı Borusu Üretim Aşamaları .....	37
3.5. Isı Borusu ile İlgili Deneysel Çalışma .....	37
3.6. IBIGK Sistemi İle İlgili Deneysel Çalışma .....	43

3.7. IBIGK Sisteminin Termodinamik Analizi .....	50
3.8. IBIGK Sisteminin Ekonomik Analizi .....	52
4. ARAŞTIRMA BULGULARI .....	55
4.1. Isı Borusunun Deneysel Sonuçları .....	55
4.1.1. Yüzey Sıcaklıklarının Değişimi .....	55
4.1.2. Isı Akısı ve Isı Transfer Katsayısının, Uygulanan Isı Yüğü ve Eğim Açısı ile Değişimi.....	68
4.1.3. Deneysel Sonuçların İstatistiksel Analizi.....	75
4.1.4. Isı Borusunun Rejime Girişİ.....	78
4.2. IBIGK Sisteminin Deneysel Sonuçları .....	80
4.2.1. IBIGK Sistemindeki Basınç Kaybı .....	81
4.2.2. Gaz ve Su Tarafları Etkinlikleri .....	82
4.2.3. IBIGK Sisteminde Sıcaklık Dağılımı .....	86
4.2.4. IBIGK Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları.....	89
4.2.5. IBIGK Sisteminin Ekonomik Analiz Sonuçları.....	91
5. SONUÇ VE TARTIŞMA .....	93
6. KAYNAKLAR .....	100
ÖZGEÇMİŞ .....	109

**ÖZET****(Isıtma Sistemlerinden Isı Geri Kazanımında Isı Borularının Uygulanabilirliği, Ekserji ve Ekonomik Analizi)**

Isı boruları, oldukça yüksek ısı iletkenliği olan iki fazlı, ısı taşıma cihazlarıdır. Isı borulu ısı değiştiriciler, genellikle bir gaz ortamdan bir başka gaz ortama ısı transferi sağlayan sistemlerde yaygın olarak kullanılır. Gaz ortamdan sıvı ortama ısı aktarımında ise bu sistemlerin kullanımı yaygın değildir. Bu konu ile ilgili literatür de sınırlı sayıdadır. Bu çalışmada, ısı borularıyla çeşitli sistemlerden atılan baca gazından ısı geri kazanımı amaçlanmıştır. Baca gazlarından suya ısı geri kazanım sağlamak amacıyla, gaz-su tipi IBIGK sistemi deneysel olarak incelenmiştir.

Bu alışma iki ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde, tasarımı ve üretimi gerçekleştirilen bakır-su ısı borusu, farklı glerde çalıştırılmıştır. Farklı eğim açılarında ve soğutma suyu debilerinde, ısı borusu yüzeyindeki belirli noktalardaki sıcaklık dağılımı ve ısı akısı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, ısı borusunun kondenser kısmında dolaşan akışkan miktarının artması ile toplam ısı transfer katsayısının da arttığı görülmüştür. Aynı Şekilde, evaporatör kısmına uygulanan ısı yükünün artmasıyla da ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür. Çalışmadan elde edilen deneysel verilerin istatistiksel analizi, SPSS programıyla yapılmıştır. Analiz sonucunda, toplam ısı transfer katsayısı ve ısı akısının; eğim açısı, doyma sıcaklığı, su debisi ve sıcaklığına bağlı olarak değiştiği tespit edilmiştir. Isı akısı ve ısı transfer katsayısının, bu değişkenlerle arasındaki ilişkiyi veren eşitlikler türetilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde iş akışkanı olarak su kullanan, yerçekimi destekli, ısı borulu ısı geri kazanım sistemi, tasarımı ve üretimi gerekleştirilmifitir. IBIGK sistemi, düz sıralı olup, toplam 16 ısı borusundan oluşmuştur. Isı değiştirici karşıt akışlı tiptedir. Isı geri kazanım ünitesinin evaporatör bölgesi kanatlı olarak dizayn edilmiştir. retimi yapılan ısı geri kazanım sistemi, farklı baca hızı ve sıcaklıklarında çalıştırılmıştır. Deneysel çalışmadan elde edilen verilerin analizi yine SPSS programı ile yapılmıştır. Gaz ve su tarafları etkinliklerinin, baca gazı sıcaklığı, baca gazı hızı, su sıcaklığı, su debisi ve sıra sayısına göre değişimini veren eşitlikler türetilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, sıra sayısı ve baca hızının artmasıyla basınç kaybının arttığı gözlemlenmiştir. Aynı Şekilde kondenser bölgesindeki su debisinin artışı ile de etkinliğin yükseldiği görülmüştür.

Sonuç olarak, IBIGK sistemlerinin baca gazından suya ısı geri kazanımında başarı ile kullanılabileceği görülmüştür. Bu sistemlerin daha yaygın olarak kullanılmasıyla ekonomik yararlarının yanı sıra evre kirliliğinin azaltılmasına da olumlu katkısı olacaktır. Ayrıca bu çalışma, mevcut literatür eksikliğinin giderilmesine de bir katkı sağlayacaktır.

**ANAHTAR KELİMELEER:** Isı borusu, Termosifon, İki fazlı kapalı termosifon, Isı geri kazanımı, Isı borulu ısı geri kazanım sistemi, Isı borulu ısı değiştirici

**ABSTRACT****(Applicability of Heat Pipes for Heat Recovery from Heating Systems, Exergy and Economic Analysis)**

Heat pipes are two-phase heat transfer devices those have extremely high effective thermal conductivity. Generally, heat pipe heat exchangers are used to transfer heat energy from one gas stream to another one. The literatures about heat recovery from gas to water stream are very limited. The aim of this work is to investigate heat energy recovery from flue gas with heat pipes. For this purpose an experimental study was implemented using heat pipe heat recovery system from gas to water.

This work consists of two main parts. In the first part, copper-water heat pipe is designed, produced and tested at the various heat loads. Temperature distributions on the different locations of heat pipe surface and heat flux are investigated with various slope angles and cooling water flow rate. In result, overall heat transfer coefficient is increased with increasing condenser cooling water flow rate. Similarly it is also increased with increasing heat load, which is applied to evaporator of the heat pipe. Experimental results are studied statistically by using SPSS computer program. It is concluded that overall heat transfer coefficient and heat flow vary with slope angle, saturated temperature, water flow rate and water inlet temperature. An empirical equation is derived from experimental results using SPSS computer program.

In the second part of this work, using water as the working fluid, gas to water heat exchanger using thermosyphon heat pipes were designed, constructed and tested under medium temperature operation conditions. This system has 16 pipes. These pipes are designed as in line bundle geometry. The heat exchanger is counter-flow type. The evaporator of heat recovery system is designed as extended plate surface. Heat pipe heat recovery system is produced and tested at various flue gas temperature and velocity. Experimental results were studied statistically with SPSS computer program. The effectiveness of evaporator and condenser parts of heat pipe heat recovery system are tested at the various flue gas temperature, flue gas velocity, water inlet temperature, water flow rate and number of rows. An empirical equation is obtained from those mentioned variables. In the result of this analysis, pressure drop on the gas stream increases with the increasing number of rows and increasing flue gas velocity. Similarly, effectiveness also increases with the increasing water flow rate.

In overall conclusion, it is shown that heat pipe heat recovery systems can be used for the gas to water heat exchangers successfully. When this kind of systems are widely used in the industry, not only air pollution is decreased but also energy saving is provided. It is assumed that this work can be used as a reference study and provides a contribution to the rare number of studies in this category.

**KEY WORDS:** Heat pipe, Thermosyphon, Two-phase closed thermosyphon, Heat recovery, Heat pipe heat recovery system, Heat pipe heat exchanger

## TEŞEKKÜR

Yazar, bu çalışmanın gerçekleşmesinde katkılarından dolayı, aşağıda adı geçen kişi ve kuruluşlara içtenlikle teşekkür eder.

Sayın Prof.Dr. Mustafa ACAR, tez danışmanı olarak, çalışmanın sonuca ulaştırılmasında ve karşılaşılan güçlüklerin aşılmasında yön gösterici olmuştur.

Sayın Yrd.Doç.Dr. Arif Emre ÖZGÜR, Arş.Gör. Ömer KARABIYIK ve Arş.Gör. Erkan DİKMEN, deney düzeneğinin hazırlanmasında yardımcı olmuşlardır.

Sayın Makina Teknikeri Cengiz KAZMACI ve Makina Teknikeri Mümin ULUSOY, atölye çalışmalarında yardımcı olmuşlardır.

Sayın Doç.Dr. Abdullah ÖZSOY, tezin anlatım dilinin düzeltilmesinde yardımcı olmuştur.

SDÜ Araştırma Projeleri Yönetim Birimi, bu çalışmayı SDÜBAP-626 nolu proje kapsamında finansal olarak desteklemiştir.

Yazar, bu günlere ulaşmasında çok emeği olan babasına ve merhum annesine, tez çalışması süresince anlayışlı davranışlarından dolayı, eşi ve çocuklarına da ayrıca teşekkür eder.



## SİMGELER DİZİNİ

A	Alan ( $m^2$ )
B.K	Baca kaybı (%)
$c_p$	Özgül ısı kapasitesi (kj/kgK)
d	Çap (m)
g	Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
Hu	Alt ısı değer (kj/kg)
h	Entalpi (kj/kg)
$h_{fg}$	Buharlaşma gizli ısı (kj/kg)
Ku	Kutataladze sayısı
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	uzunluk (m), Hava miktarı ( $Nm^3/kg$ )
m	Kütlesel debi (kg/s)
Me	Merit sayısı
n	Isı değiştiricisi sıra sayısı (adet)
P	Basınç (bar)
Pf	Priming faktör-Sıvı taşıma faktörü
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı yükü (W)
$\dot{q}$	Isı akısı ( $W/m^2$ )
R	Gaz sabiti
r	Yarıçap (m)
Re	Reynolds sayısı
s	Entropi (kj/kgK)
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2K$ )
V	Hız (m/s), Hacim ( $m^3$ )
$V^+$	Isı borusu şarj oranı (%)
$\dot{V}$	Özgül hacim ( $Nm^3/kg$ )
$\Psi$	Ekserji (kj/kg)
$\alpha$	Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )

$\epsilon$	Isı değiştirici etkinliği
$\lambda$	Hava fazlalık katsayısı
$\mu$	Dinamik viskozite (Ns/m <sup>2</sup> )
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	Yüzey gerilmesi (N/m)
$\varphi$	Eğim açısı (°)

### Alt indisler

a	Adyabatik
b	baca
c	kondenser
ç	çevre ortamı
e	evaporatör
g	gaz
l	sıvı
s	doyma
v	buhar
w	duvar, çeper
max	maksimum
min	minimum
sıcak	sıcak akışkan
soğuk	soğuk akışkan

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Isı borusunun şematik çalışma sistemi.....	4
Şekil 3.1. Çeşitli iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi.....	33
Şekil 3.2. Çeşitli akışkanlar için Priming faktörün sıcaklıkla değişimi .....	35
Şekil 3.3. Isı borusu için deney düzeneğinin şematik olarak görünüşü .....	40
Şekil 3.4. Isı borusu üzerinde sıcaklık ölçme elemanlarının yerleri .....	40
Şekil 3.5. Çeşitli eğim açılarında ısı borusunun taşıyabileceği maksimum ısı akısı .....	42
Şekil 3.6. IBIGK sisteminin evaporatör ve kondenser bölgeleri .....	44
Şekil 3.7. IBIGK ünitesinde ölçüm yapılan noktalar .....	45
Şekil 3.8. Deney düzeneğinin şematik olarak görünüşü .....	46
Şekil 3.9. Deney düzeneğinin görünümü .....	47
Şekil 3.10. Isı borularının vakuma alınmasında kullanılan vakum pompası .....	47
Şekil 3.11. Sıra sayısı ile ısı değiştiriciden elde edilebilecek maksimum etkinliğin değişimi.....	49
Şekil 3.12. Isı borusu içerisindeki akışkanın Termodinamik çevrimi .....	50
Şekil 4.1. Isı borusu üzerindeki ölçüm noktaları.....	55
Şekil 4.2. Yatay konumda, 200 W ısı yükünde, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	56
Şekil 4.3. 200 W ısı yükü ve 15° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	57
Şekil 4.4. 200 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	57
Şekil 4.5. 200 W ısı yükü ve 45° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	58
Şekil 4.6. 200 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	58
Şekil 4.7. 200 W ısı yükü ve 75° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	59
Şekil 4.8. 200 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	59

Şekil 4.9. 500 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	60
Şekil 4.10. 500 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	60
Şekil 4.11. 500 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	61
Şekil 4.12. 900 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	61
Şekil 4.13. 900 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	62
Şekil 4.14. 900 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	62
Şekil 4.15. 1400 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	63
Şekil 4.16. 1400 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	63
Şekil 4.17. 1400 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	64
Şekil 4.18. 2100 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	64
Şekil 4.19. 2100 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	65
Şekil 4.20. 2100 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	65
Şekil 4.21. 3000 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	66
Şekil 4.22. 3000 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	66
Şekil 4.23. 3000 w ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları.....	67
Şekil 4.24. Ölçülen iç sıcaklık ile yüzey sıcaklıklarından hesaplanan iç sıcaklığın karşılaştırılması.....	68

Şekil 4.25. 40 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi .....	69
Şekil 4.26. 25 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi .....	69
Şekil 4.27. 10 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi .....	70
Şekil 4.28. 40 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi .....	70
Şekil 4.29. 25 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi .....	71
Şekil 4.30. 10 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi .....	71
Şekil 4.31. Bütün sonuçlar için ısı akısı ile ısı transferi katsayısının değişimi.....	72
Şekil 4.32. Kondenser kısmında dolaşan su debisinin 40 l/h olduğu durumda, ısı transfer katsayısının iç sıcaklıkla değişimi .....	73
Şekil 4.33. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile toplam ısı transfer katsayısının değişimi.....	73
Şekil 4.34. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile yüzey ısı akısının değişimi .....	74
Şekil 4.35. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile yüzey ısı akısının çeşitli debilerdeki değişimi.....	74
Şekil 4.36. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile ısı transferi katsayısının çeşitli debilerdeki değişimi .....	75
Şekil 4.37. Hesaplanan ısı transferi katsayısının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması .....	76
Şekil 4.38. Hesaplanan ısı akısının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması .....	77
Şekil 4.39. Isı taşınım katsayısının çalışma sıcaklığı (doyma) ile değişimi.....	78
Şekil 4.40. Isı borusunun 900 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi.....	79
Şekil 4.41. Isı borusunun 1400 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi.....	79

Şekil 4.42. Isı borusunun 2100 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi.....	80
Şekil 4.43. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin neden olduğu basınç kaybı .....	81
Şekil 4.44. IBIGK sisteminin kondenser bölgesi-su tarafı etkinliği ( $m_{su}=0,065$ kg/s ve $T_{su}=20$ °C için).....	82
Şekil 4.45. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi-gaz tarafı etkinliği ( $m_{su}=0,065$ kg/s ve $T_{su}=20$ °C için).....	82
Şekil 4.46. IBIGK sistemi, evaporatör bölgesinin, farklı debi ve baca sıcaklıklarındaki etkinliği.....	83
Şekil 4.47. IBIGK sistemin, kondenser bölgesinin, farklı debi ve baca sıcaklıklarındaki etkinliği.....	83
Şekil 4.48. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi etkinliğinin sıra sayısı ile değişimi ( $T_{baca}=150$ °C, $T_{su}=20$ °C ve $m_{su}=0,065$ kg/s için) .....	84
Şekil 4.49. IBIGK sisteminin kondenser bölgesi etkinliğinin sıra sayısı ile değişimi ( $T_{baca}=150$ °C, $T_{su}=20$ °C ve $m_{su}=0,065$ kg/s için) .....	84
Şekil 4.50. Evaporatör bölgesi için 225 °C baca sıcaklığında sıra sayısı ile etkinliğin değişimi ( $T_{su}=20$ °C ve $m_{su}=0,065$ kg/s için) .....	85
Şekil 4.51. Kondenser bölgesi için 225 °C baca sıcaklığında sıra sayısı ile etkinliğin değişimi ( $T_{su}=20$ °C ve $m_{su}=0,065$ kg/s için) .....	85
Şekil 4.52. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ( $m_{su}=0,065$ kg/s, $T_{baca}=150$ °C ve $T_{su}=20$ °C için).....	87
Şekil 4.53. IBIGK sisteminin kondenser bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ( $m_{su}=0,065$ kg/s, $T_{baca}=150$ °C ve $T_{su}=20$ °C için) .....	87
Şekil 4.54. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ve ileriye doğru tahmin ( $m_{su}=0,065$ kg/s, $T_{baca}=250$ °C ve $T_{su}=20$ °C için).....	88
Şekil 4.55. IBIGK sisteminin kondenser bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ve ileriye doğru ( $m_{su}=0,065$ kg/s, $T_{baca}=250$ °C ve $T_{su}=20$ °C için).....	88
Şekil 4.56. IBIGK sistemi evaporatör bölgesindeki entropi üretimi-birim kütle için ( $T_{su}=20$ °c ve $m_{su}=0,065$ kg/s için).....	89

Şekil 4.57. IBIGK sistemi evaporatör bölgesindeki birim kütle için entropi üretimi ( $T_{su}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $m_{su}= 0,13\text{ kg/s}$ için) .....	89
Şekil 4.58. IBIGK sisteminin toplam entropi üretimi - logaritmik çizim ( $T_{su}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $m_{su}= 0,065\text{ kg/s}$ için).....	90
Şekil 4.59. IBIGK sisteminin toplam entropi üretimi ( $T_{su}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $m_{su}= 0,065\text{ kg/s}$ için) .....	90
Şekil 4.60. Baca çıkış sıcaklığı ile baca kaybının değişimi .....	91
Şekil 4.61. IBIGK ünitesinin kullanılmasıyla kazan veriminde sağlanan artış ....	92

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. Kazanların baca gazı sıcaklıklarının kullanım yerlerine göre değişimi.....	3
Çizelge 1.2. Kazan verimlerinin tiplerine göre değişimi .....	3
Çizelge 1.3. Isı borularında sıvının evaporatöre dönüşünde uygulanan kuvvete göre tanımlama.....	5
Çizelge 1.4. Isı borularında kullanılan bazı akışkanlar .....	8
Çizelge 1.5. Bazı akışkanlar ile malzemelerin uyumluluğu.....	12
Çizelge 2.1. Farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerin karşılaştırılması .....	27
Çizelge 4.1. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin neden olduğu basınç kaybı.....	81



## 1. GİRİŞ

Teknolojinin ilerlemesi ve bununla bağlantılı olarak, sanayideki gelişmeler pek çok sistemdeki ısının bir başka ortama taşınması veya bu ısının atılmasını gerektirmektedir. Elektronik cihazların soğutulması, otoyol ve köprülerde buzlanmanın önlenmesi, nükleer santrallerin soğutulması, bacalardaki atık ısının geri kazanılması gibi pek çok yerde ısının taşınmasına, bazı durumlarda da atık ısının geri kazanılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak ısı enerjisinin bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasında en önemli konu taşıma işleminin, en az güç harcanarak ve en verimli şekilde taşınmasıdır. Isı taşıyan pek çok sistem vardır. Isı boruları da ısı taşıyan sistemlerden biridir. Isı borularının diğer konvansiyonel ısı taşıma sistemlerine göre en önemli üstünlüğü, büyük miktarlardaki ısının çok küçük kesit alanları ile taşınabilmesi ve bu taşıma işleminde ek bir güce gereksinim duyulmamasıdır. Ayrıca tasarım ve üretim kolaylığı, ısıyı alan ve veren bölgeler arasında çok küçük sıcaklık farkının yeterli olması ve farklı sıcaklık aralıklarında çalıştırılabilmesi gibi üstünlükleri de vardır.

Isı borusunun ilk ortaya çıkışı, Perkins tarafından bulunan ve onun adıyla “Perkins tübü” olarak adlandırılan sistemdir (Peterson, 1994; Faghri, 1995). Bu cihaz ilk defa onsekizinci yüzyıl ortalarında (1836) İngiltere’de yapılmış, fitilsiz, yerçekimi destekli bir ısı borusudur. Buradaki ısı transferi, faz dönüşümü ile sağlanmaktadır. Isı borusunun temelleri, 1944 yılında Gaugler ve 1962’de Trefethen tarafından yapılan çalışmalarla atılmıştır. Grover tarafından 1964 yılında ve Gaugler tarafından 1966 yılında, Los Alamos laboratuvarlarında (USA) yapılan çalışmalarla tanınmış ve “Isı Borusu” adı Grover tarafından verilmiştir (Chi, 1976; Faghri, 1995).

Isı borusu, bir ısı taşıma cihazı olarak çok geniş sıcaklık aralığında, değişik büyüklüklerde, sabit veya esnek şekillerde, silindirik, düzlemsel, dönel veya kullanım yerine ve amacına uygun olarak çok değişik şekillerde üretilebilir. Günümüzde ısı borularının kullanım alanı çok geniştir. Kullanım yelpazesinde bilgisayar CPU’larının soğutulmasından nükleer santrallere (Doughty ve Pruess, 1990), uzay araçlarındaki kullanımdan (Mo, 2000) elektronik uygulamalarına

(Sauciuc vd., 2000), çeşitli proseslerin kontrolünden güneş enerjisi uygulamalarına (Kalogirou, 2004), iklimlendirme tesislerinden (Noie-Baghban ve Majideian, 2000) otoyollara (Faghri, 1995), petrol boru hatlarından sıcaklık ölçme sistemlerine (Marcarino, 2003) veya tıbbi uygulamalara (Hamilton ve Hu, 1993) kadar pek çok uygulama alanında yer bulabilmektedir (Dunn ve Reay, 1994; Peterson, 1994; Faghri, 1995; Delil, 1998; Zhang ve Zhuang, 2003; Vasiliev, 1998; 2005).

Isı borularının uygulamaları ile ilgili ısı değiştiricilerin kullanılması, çoğunlukla gaz-gaz sistemi olarak bilinen, bir gaz ortamından bir başka gaz ortamına ısı aktaran sistemlerde kullanılmıştır. Gaz ortamdan sıvı ortama ısı aktarımı için, **Isı Borulu Isı Geri Kazanım (IBIGK)** sistemleri ile ilgili çalışmalar literatürde hemen hemen hiç yoktur. Bu konu ile ilgili olarak, buhar kazanı baca gazı atık ısısından enerji geri kazanımı amacıyla Terdtoon ve arkadaşları (1996) tarafından yapılan deneysel çalışma ile Azad ve Moztarzadeh (1985) tarafından yapılan teorik çalışma bilinen nadir örneklerdir.

Bu çalışmada, baca gazlarından suya ısı geri kazanım sağlamak amacıyla, literatürde çok az bulunan gaz-su tipi ısı borulu ısı geri kazanım sistemi seçilmiştir. Çalışma sonucunda buhar kazanı ve merkezi ısıtma sistemi gibi sistemlerden atılan baca gazı atık ısısından ısı borulu sistemlerle gazdan suya (kazan besleme suyu, dönüş suyu veya kullanım suyuna) ısı geri kazanımı amaçlanmıştır. Baca gazı sıcaklığının düşürülmesi, kazan verimini artıracak ve yakıt tüketiminde de bir ekonomi sağlayacaktır. Ayrıca çevreye atılan kirleticilerin de azalması nedeniyle hava kirliliğinin azaltılması yönünde olumlu bir katkı sağlanmış olacaktır. Kazanların kullanım yerlerine göre baca gazı sıcaklıkları Çizelge 1.1.'de ve ortalama kazan verimleri de Çizelge 1.2.'de verilmiştir.

Çalışmada ilk önce tek bir ısı borusu üretilip, çeşitli işletme koşullarındaki davranışı incelenmiştir. Daha sonra baca gazlarından suya ısı geri kazanımı sağlayan IBIGK sistemi tasarlanıp, üretimi yapılan sistem üzerinden elde edilen deneysel sonuçlar irdelenmiştir. Ayrıca sistemin ekserji analizi yapılarak sistemin ekonomik yönü ortaya konulmuştur.

Çizelge 1.1. Kazanların baca gazı sıcaklıklarının kullanım yerlerine göre değişimi (Bilgiç, 2002)

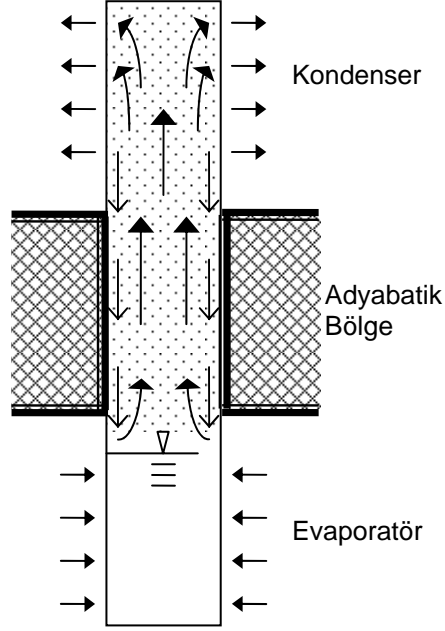
Konutlarda	Klasik kazanlar (Sıvı veya gaz yakıt)	200–250 °C
	Düşük sıcaklık kazanları (gaz yakıt)	80–180 °C
Endüstride	Buhar kazanları	250–350 °C
	Kızgın yağ kazanları	350–400 °C
	Dizel motoru eksozu	540–600 °C
	Gaz türbini eksozu	600 °C
	Tav fırınları	600–900 °C
	Cam eritme fırınları	700–900 °C

Çizelge 1.2. Kazan verimlerinin tiplerine göre değişimi (Eral, 2001)

Kazan tipi	Üst ısıl değere göre verim	Alt ısıl değere göre verim
Klasik kazan	< % 80	< % 89
Düşük sıcaklık kazanı	% 80 – 89	% 89 – 93
Yoğuşmalı kazan	% 90 – 98	% 99 – 109

Isı borusu; iki fazlı, kapalı ve yüksek ısı iletebilme özelliğine sahip bir ısı transfer cihazıdır. Temel olarak bir ısı borusu, içerisinde bir miktar çalışma sıvısı bulunan ve havası alınmış kapalı bir hazneden ibarettir. Hazne cidarına, çalışma sıvısının akışını düzenlemek amacıyla uygun bir fitil yerleştirilebilir. Çalışma sırasında buharlaştırıcı (evaporatör) bölgesindeki ısı, çalışma sıvısının bir kısmını buharlaştırmakta ve kısa zamanda haznenin içi saf buharla doymuş hale getirmektedir. Sistemden ısı çekilmesi nedeniyle, yoğuşturucu (kondenser) bölgesinde hazne cidarı nispeten soğuk olacağından bu bölgede yoğuşma başlar. Yoğuşan sıvı zerrecikleri tekrar evaporatöre dönmekte ve çevrim tamamlanmaktadır. Yoğuşmuş akışkanı tekrar evaporatöre geri getirmek için yerçekimi kuvveti veya kılcal, merkezkaç, osmotik, manyetik vs kuvvetler kullanılmaktadır. En çok kullanılan yöntem, yerçekimi kuvvetlerini temelde esas alan yöntemdir. Yerçekimi kuvvetleri ile birlikte fitil kullanımı da

yaygındır. Yerçekiminin olmadığı durumlarda (uzayda) kılcal kuvvetlerden yararlanılır (Dunn ve Reay, 1994; Peterson, 1994; Faghri, 1995).



Şekil 1.1. Isı borusunun şematik çalışma sistemi

Şekil 1.1'de temel olarak bir ısı borusunun şematik gösterimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ısı borusu üç temel bölüme oluşmaktadır. Bunlar; sıcak ortamdan ısının çekildiği evaporatör bölgesi, çekilen ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama aktaran kondenser bölgesi ve ısı alışverişinin olmadığı adyabatik bölgedir. Bütün ısı borularında adyabatik bölgenin olması zorunlu değildir. Ama ısı veren ve alan ortamlar olarak evaporatör ve kondenser bölgeleri mutlaka bulunmalıdır. Bununla birlikte, kondenserde gizli ısıyı vererek gaz fazından sıvı fazına dönüşen akışkan, ısı borularında gözenekli bir yapıya sahip olan fitil yardımıyla, termosifonlarda ise yerçekimi kuvvetiyle evaporatöre geri sevk edilir. Sözü edilen bu gözenekli yapı ayrı bir malzemeden örülmüş veya dokunmuş olabileceği gibi toz metalurjisi ile üretilmiş gözenekli bir yapı da olabilmektedir.

Isı boruları, çalışma sıcaklıklarına göre (düşük, orta ve yüksek sıcaklık), fitil yapısına göre (arter-damar, kompozit vs.) ve fonksiyonuna göre (dönel ısı borusu, mikro ısı borusu, ısı iletimi ayarlanabilir ısı borusu ve termal diyot vs.) olmak üzere çok değişik şekillerde sınıflandırılabilir. Yoğuşan sıvının evaporatöre dönüşünde

uygulanan kuvvete göre ısı borusunun tanımlanması Çizelge.1.3.'de verilmiştir (Peterson, 1994).

Çizelge 1.3. Isı borularında sıvının evaporatöre dönüşünde uygulanan kuvvete göre tanımlama

Uygulanan Kuvvet	Cihazın Adı
Yerçekimi kuvveti	Termosifon
Kapiler (kılcal) kuvvet	Standart ısı borusu
Merkezcil kuvvet	Dönel ısı borusu
Elektrostatik kuvvet	Elektrohidrodinamik ısı borusu
Magnetik kuvvet	Magnetohidrodinamik ısı borusu
Osmotik kuvvetler	Osmotik ısı borusu

### 1.1. Kaynama ile Isı Transferi

Isı borularının çalışması, bir akışkanın sıvı fazından gaz fazına, daha sonrada gaz fazından tekrar sıvı fazına dönüşmesi ve bu esnada ısı alışverişi yapıldığı esasına dayanmaktadır. Faz dönüşümü kaynama ile meydana gelir. Kaynama, durgun sıvı içerisinde doğal taşınım ile ısı transferi sonucu katı yüzeyde buhar taneciklerinin (habbecik) oluşması şeklinde olabileceği gibi, hareket halindeki akışkana zorlanmış taşınım ile ısı transferi sonucunda habbecik oluşması şeklinde de olabilir. Doğal taşınımlı kaynamaya, havuz kaynaması da denilir. Kaynama aşırı soğuk (subcooled) kaynama ve doymuş (saturated) kaynama olarak da sınıflandırılabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999). Isı borularının çalışmasında ortaya çıkan kaynama, doymuş kaynama şeklinde gerçekleşmektedir. Bu kaynama türünde akışkan sıcaklığı, akışkanın doyma sıcaklığının biraz üzerindedir. Genellikle akışkan sıcaklığı ile doyma sıcaklığı aynı olarak kabul edilmektedir (Faghri, 1995).

Kaynama ile ısı transferi olayı incelendiğinde, katı yüzey sıcaklığı ile akışkanın doyma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının artması sonucu, birim yüzeyden gerçekleşen ısı transferi miktarı da artmaktadır. Yüzey ile akışkan arasında önce doğal taşınım ile, daha sonra çekirdek kaynaması ile ısı transferi meydana gelmektedir. Sıcaklık farkının daha fazla artırılması sonucunda, belli bir kritik

noktanın üzerine çıkıldığında, transfer edilen ısı miktarının artması gerekirken azaldığı görülmektedir (Yüncü ve Kakaç, 1999). Sözü edilen bu kritik noktaya karşılık gelen ısı akısı, “Maksimum ısı akısı” olarak adlandırılır. Bu ısı akısına karşılık gelen sıcaklık farkı da “Kritik sıcaklık farkı” olarak tanımlanmaktadır. Kritik noktaya gelmeden önceki bölge olan, çekirdek kaynaması bölgesindeki ısı akısının hesaplanması için Rohsenow bağıntısı kullanılabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999). Rohsenow bağıntısı;

$$\dot{q} = \mu_1 h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{C_{pl}(T_w - T_s)}{C_{sl} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad (1.1)$$

şeklinde verilmektedir. Burada;  $\mu_1$  akışkanın dinamik viskozitesini,  $h_{fg}$  buharlaşma gizli ısını,  $\rho_l$  ve  $\rho_v$  sıvı ve buhar yoğunluklarını,  $\sigma$  yüzey gerilmesini,  $C_{pl}$  doymuş sıvının özgül ısını,  $Pr_l^n$  doymuş sıvının Prandtl sayısını,  $T_w$  ısı borusu çeperindeki,  $T_s$  ise doyma sıcaklığını ifade etmektedir.  $C_{sl}$  ve  $n$  deneysel birer sabittir.

Aynı bölge için (1.1) eşitliği yerine (1.2) eşitliğinin de kullanılabileceği ifade edilmektedir (Tunç, 2000).

$$\dot{q} = 0,149 h_{fg} \rho_v [\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (1.2)$$

Kaynama eğrisi üzerindeki kritik ısı akısı sınırı, mühendislikte önemli bir noktadır. Akışkana kritik ısı akısından daha fazla ısı verilmesi durumunda, kaynama tanecikli (habbecikli) kaynamadan film kaynamaya geçer. Film kaynamada ısıtıcı yüzey sıcaklığı çok yüksek olacağından o bölgede ısıtıcının yanması söz konusudur. Bu nedenle kritik ısı akısının (maksimum ısı akısı) hesaplanabilmesi için çeşitli eşitlikler geliştirilmiştir. Züber tarafından geliştirilen (1.3) eşitliği pratikte yaygın olarak kullanılır (Yüncü ve Kakaç, 1999).

$$\dot{q}_{\max} = \frac{\pi}{24} h_{fg} \rho_v \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left( \frac{\rho_l + \rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \quad (1.3)$$

Soğuk yüzeyin şartlarına bağlı olarak yoğuşma iki türlü oluşur. Birincisi; soğuk yüzey ıslaksa, yüzey üzerinde film şeklinde bir yoğuşma gerçekleşir. İkinci türde ise, soğuk yüzey yüzeyinin, ıslanmasını önleyen bir madde ile kaplanması durumunda, yoğuşma, damlacıklı yoğuşma şeklinde oluşmaktadır. (Yüncü ve Kakaç, 1999). Isı borularında meydana gelen yoğuşma, film yoğuşması şeklinde gerçekleşir (Faghri, 1995).

## 1.2. Isı Borularında Kullanılan Akışkanlar

Isı borusu içerisinde çalışma şartlarına bağlı olarak çok değişik akışkanlar kullanılabilir. Isı boruları için, düşük sıcaklık uygulamaları kriyojenik, yüksek sıcaklık uygulamaları ise sıvı metal ısı boruları tanımlaması yapılmaktadır. (Chi, 1976). Düşük sıcaklıklarda; hidrojen, neon, azot, oksijen ve metan gibi gazlar, orta sıcaklıklarda; amonyak, freon, metanol, tolun, neptalan, su gibi akışkanlar kullanılırken, yüksek sıcaklıklarda ise cıva, sezyum, potasyum, sodyum, lityum ve gümüş gibi sıvı metaller kullanılmaktadır. Çizelge 1.4.'de ısı borularında kullanılan bazı akışkanlar ve bu akışkanların çalışma sıcaklık aralıkları verilmiştir (Faghri, 1995).

Isı boruları uygulamalarında, tek akışkan yerine farklı karışımların kullanıldığı sistemler de incelenmiştir. Bazı akışkanların belirli oranlarda karıştırılması ile hazırlanan akışkanlar, bazı durumlarda daha verimli olabilmektedirler. Gaz depolamalı ısı iletimi ayarlanabilen ısı borularında ikili (binary) akışkan uygulaması buna örnek olarak verilebilir.

Kadoguchi vd. (1994) tarafından yapılan bir çalışmada etanol-su karışımı denenmişlerdir. Kiatsiriroat vd. (2000) tarafından yapılan çalışmada ise, termosifon tipi ısı borularında etanol-su karışımı ile Trietilenglikol (TEG)-su karışımının iş akışkanı olarak kullanılabilirliği incelenmiştir. TEG-su karışımının, termosifonun

çalışması esnasında taşma limitini artırması nedeniyle maksimum ısı akısını artırdığı görülmüştür. Benzer bir çalışma Nuntaphan vd. (2002) tarafından yapılmıştır. Havanın ön ısıtılması amacıyla kullanılan ısı borulu ısı geri kazanım sisteminde deneysel olarak incelenmiştir. Normal çalışma koşullarında 300-400 °C sıcaklık aralığında, iş akışkanı olarak Dowtherm akışkanı kullanılmaktadır. Bu aralıkta taşma limiti nedeniyle su kullanılamamaktadır. İş akışkanı olarak TEG-su karışımının kullanılması, TEG veya Dowtherm kullanıldığı durumlarla karşılaştırıldığında, daha fazla ısı transferi sağlayabilme özelliğine sahiptir.

Çizelge 1.4. Isı borularında kullanılan bazı akışkanlar (Faghri 1995)

İş Akışkanı	Erime Noktası, K (1 atm basınçta)	Kaynama noktası, K (1 atm basınçta)	Kullanım Aralığı, K
Helyum	1,0	4,21	2-4
Hidrojen	13,8	20,38	14-31
Argon	83,9	87,29	84-116
Metan	90,6	111,4	91-150
Etan	89,9	184,6	150-240
Freon 22	113,1	232,2	193-297
Amonyak	195,5	239,9	213-373
Freon 21	138,1	282,0	233-360
Freon 11	162,1	296,8	233-393
Pentan	143,1	309,2	253-393
Freon 113	239,5	320,8	263-373
Aseton	180,0	329,4	273-393
Metanol	175,1	337,8	283-403
Flutec PP2	223,1	349,1	283-433
Etanol	158,7	354,5	273-403
Heptan	182,5	371,5	273-423
Su	273,1	373,1	303-473
Tolun	178,1	383,7	323-473
Naptalen	353,4	490,0	408-478
Dowtherm	285,1	527,0	423-668
Cıva	234,2	630,1	523-923
Potasyum	336,4	1032	773-1273
Sodyum	371,0	1151	873-1473
Gümüş	1234	2485	2073-2573



Çalışma şartlarına uygun akışkan seçilmesi önemli olmakla birlikte ideal bir akışkanda aranılan özellikler şu şekilde sıralanabilir (McDonald, vd., 1996):

- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Çünkü ısı boruları, buharlaşma ve yoğunlaşmada üzerlerine aldıkları gizli ısıyı taşıdıkları için bu değer fazlalığı verimi artırır.
- Yüksek buhar yoğunluğuna sahip olmalıdır. Buhar yoğunluğunun yüksekliği sistem boyutlarının küçülmesini sağlar.
- Akışkan ile fitil veya yüzey arasında yüksek temas açısı olmalıdır. Bu durum, sıvıya ısı iletiminde aşırı ısıtma gereksinimini azaltmaktadır.

### **1.3. Isı Borusuna Konulacak Akışkan Miktarı**

Isı borusu içerisine konulacak akışkan miktarının tespiti çok önemlidir. Eğer gereğinden az akışkan konulursa, sistemin çalışması sürecinde akışkanın tamamı buharlaşıp haznenin içerisini doldurur. Bu durumda evaporatör kısmında sıvı kalmayacağı için sistemin çalışması kesintiye uğrar. Isı borusu yüzeyi de aşırı ısınır zarar görebilir. Fitilli ısı borularında bu olay fitilin kurumması olarak ifade edilir. Gereğinden fazla akışkan konulması durumunda ise özellikle yerçekimi destekli ısı borularında karşılaşılan taşma limiti ile karşılaşılır.

Termosifon tipi ısı borularında, ısı borusuna konulacak akışkan miktarı toplam hacmin % 15-20'si oranında olabileceği bildirilmiştir. Optimum akışkan miktarını Lee ve Bedrossian (1978) toplam hacmin % 15'i olarak, Feldman ve Srinivassan (Lin vd., 1995)'da % 18-22'si olarak önermişlerdir.

Bezrodny ve Alekseyenko ise evaporatör hacminin % 50'sinden fazla miktarda akışkan konulabileceğini bildirmişlerdir (Lin vd., 1995). Kamiya vd., ve Negishi vd., termosifon ısı değiştiricilerinde maksimum performansın % 40 dolum oranında (şarj oranı) sağlandığı bildirmişlerdir (Lamfon vd., 1994). Faghri (1995) tarafından da termosifonlarda iş akışkan şarj miktarını bulabilmek için (1.4) eşitliği önerilmiştir.

$$V = \left[ \frac{4}{5} (L_c + L_e) L_a \right] \left[ \frac{3Q\mu_1 (\pi d)^2}{\rho_1^2 g h_{fg}} \right]^{1/3} \quad (1.4)$$

Burada; Q ısı borusunun evaporatör bölgesinden uygulanan ısı yükü,  $L_e$ ,  $L_c$  ve  $L_a$  sırasıyla evaporatör, kondenser ve adyabatik bölge uzunlukları ve d ise ısı borusu çapını ifade etmektedir.

#### 1.4. Fitiller

Isı boruları içerisinde, kondenser bölgesinde yoğunlaşan akışkanın evaporatör bölgesine taşınması, termosifonlarda yerçekimi kuvveti ile gerçekleşmektedir. Eğer yerçekimsiz ortamda kullanılan bir ısı borusu ise (örneğin uzayda kullanılan ısı borusu), sıvının taşınması, hazne içerisine yerleştirilen fitilin kılcallığı ile sağlanmaktadır. Bu kılcallık çeşitli tellerden örülmüş fitiller olabileceği gibi ısı borusu içerisine açılan yivler yardımıyla da sağlanabilmektedir (Dunn ve Reay, 1994). Bu fitiller bakır, pirinç ve paslanmaz çelik tellerden örülerek yapılabilirler. Bazı durumlarda da toz metalurjisi ile gözenekli olarak üretilen malzemeler de (Sinterlenmiş malzemeler) kullanılmaktadır (Faghri, 1995).

Fitil malzemesinden beklenen özellikler şunlardır:

- Yoğuşan iş akışkanının geri dönüşü için gerekli akış kesitini sağlaması,
- Gerekli kılcal pompalama basıncının sağlanması için sıvı-buhar ara yüzeyinde gözeneklerin oluşmasına imkan vermesi,
- Sıvı-buhar ara yüzeyi ve ısı borusu iç yüzeyi arasında iyi bir ısı akışı sağlayabilmesi şeklinde sıralanabilir.

Isı borularında, fitil veya fitil görevini yapacak özel kanallar, yerçekimsiz ortamlarda ve mikro ısı boru uygulamalarında yaygın olarak kullanılır. Bu anlamda, düzlemsel ısı borusu uygulamalarında bakır tozunun kullanılması Leong ve Liu (1997) tarafından incelenmiştir. Örülmüş paslanmaz çelik tellerden (50 Mesh) oluşan fitillerin, küçük ısı yüklerinde yatay konumda kullanıldığı uygulama ise Kadoguchi vd. (1997) tarafından araştırılmıştır. Öte yandan, ısı borusu iç yüzeyine açılan kılcal

kanalların kullanımı şeklindeki uygulama ile ilgili çalışma da Stephan ve Buse (1992) ve Passos ve Reinaldo (2000) tarafından yapılmıştır.

Yerçekimi destekli ısı borularında akışkanın kondenserden evaporatöre akışı yerçekimi kuvvetiyle sağlanmaktadır. Bu tür uygulamalarda fitil kullanılması zorunluluğu yoktur. Ancak bazı uygulamalarda fitil kullanılmasının yararlı olacağı bildirilmiştir. Yerçekimi destekli ısı borularında, fitil olarak pamuktan yapılmış lamba fitilinin kullanılması Said ve Bilal (1999) tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Fitil kullanılmasının toplam ısı transferi katsayısını artırdığı bildirilmiştir.

Termosifonlarda fitil kullanılmasının nedenleri (Faghri, 1995) şu şekilde sıralanabilir:

- Buhar ile sıvı ara yüzeyinde oluşan taşınmayı azaltmak,
- Eğimli termosifonlarda sıvının dairesel olarak ısı borusu yüzeyine dağılımına yardımcı olmak,
- Evaporatörde çekirdek kaynamasını kolaylaştırmak,
- Kondenser kısmında yoğunlaşma ile olan ısı transferini artırmak.

### **1.5. Isı Borularında Kullanılan Malzemeler**

Isı borularında bakır, çelik, alüminyum, seramik vs gibi malzemeler kullanılabilir. Bu malzemelerin, çalışma şartlarına bağlı olarak iş akışkanı ile uyumlu olarak çalışabilmeleri istenir. Malzeme seçiminde en önemli konu akışkan ile uyumluluğu, yani çalışma esnasında gaz üretiminin olmamasıdır.

Isı borularında kullanılan bazı malzemeler yüksek sıcaklıkta iş akışkanı ile reaksiyona girerek gaz üretimi yaparlar. Eğer çalışma sürecinde gaz üretimi olmuşsa, yoğunlaşmayan gazlar ısı borusunun üst bölgesinde toplanıp bloke ederek, kondenser bölgesinde ısı transfer edilen yüzeyin azalmasına neden olurlar. Çizelge 1.5.'de ısı borularında yaygın olarak kullanılan bazı akışkanlar ile ısı borusu malzemelerinin uyumlulukları verilmiştir.

Çizelge 1.5. Bazı akışkanlar ile malzemelerin uyumluluğu (Chi, 1976; Güngör, 1995)

Malzeme	Ç a l ı Ő m a A k ı Ő k a n ı			
	Su	Aseton	Amonyak	Metanol
Bakır	ÖG	ÖG	UD	ÖG
Alüminyum	GÜB	ÖL	ÖG	UD
Paslanmaz Çelik	GÜY	UO	ÖG	GÜY
Nikel	UO	UO	ÖG	ÖL
ÖG: Geçmiş uygulamalara göre önerilebilir. UO: Uygun olabilir. GÜB: Bütün sıcaklıklarda gaz üretimi. UD: Uygun değil. GÜY: Yüksek sıcaklıklarda gaz üretimi. ÖL: Literatüre göre önerilebilir.				

### 1.6. Isı Borularının Çalışmasını Sınırlayan Limitler

Isı borusu tasarımındaki en önemli konu, ısı borusunun transfer edebileceği ısı miktarıdır. Isı borusu birkaç W'tan birkaç KW'a kadar ısı taşıyabilecek şekilde tasarlanabilir. Ancak ısı borularının da taşıyabilecekleri bir ısı yükü sınırı vardır. Bu limitler; viskoz, ses, kılcal pompalama, köpürme ve kaynama limitleri olarak sıralanmaktadır. Bu limitlerin her biri fitil yapısına, iş akışkanına, sıcaklığa, ısı borusunun konumuna ve boyutlarına bağlıdır. Isı borularının çalışmalarını kısıtlayan bu faktörlerle ilgili olarak çok sayıda çalışma yapılmıştır. Shatto vd. (1997), El-Genk ve Saber (1997), Hashimoto ve Kaminogo (2002), Ong ve Haider-E-Alalhi (1999), Peterson ve Bage (1991) ve Kim ve Peterson (1994) tarafından yapılan araştırmalar, bu konuda yapılan çalışmalara örnek olarak verilebilir.

#### 1.6.1. Kılcal Limit

Kılcal limit, kılcal pompalama limiti olarak da bilinir. Sözü edilen bu limit, ısı borusunda yoğuşan sıvının, evaporatörden kondensere, fitilde oluşan kılcallıkla taşınmasında karşılaşılan bir limittir. Isı borusu içerisine yerleştirilen fitil, gözenek yapısı ve akışkanın yüzey gerilmesi ile bağıntılı olarak, kılcal basınç oluşturur. Bu kılcal basıncın ısı borusu içerisindeki basınç kayıplarından daha büyük olması gerekir.

Isı borusu içerisindeki basınç düşümü üç farklı şekilde meydana gelir. Bunlar;  
 $\Delta P_l$ : Sıvının kondenserden evaporatöre dönmesi için gerekli basınç farkı,  
 $\Delta P_v$ : Buharın evaporatörden kondensere dönmesi için gerekli olan basınç farkı,  
 $\Delta P_g$ : Yerçekimi kuvvetine bağlı olarak ortaya çıkan basınç düşümüdür. Bu değer, sıfıra eşit, sıfırdan büyük veya küçük olabilir.

$$\Delta P_{kılcal} > \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1.5)$$

Isı borusundaki maksimum kılcal pompalama basıncının, borudaki toplam basınç düşümünden büyük olması gerekir. Eğer kılcal pompalama basıncı küçükse fitilin buharlaştırıcı bölgesi kuru olacaktır. Sonuçta kondenserden evaporatöre dönen akışkan miktarı verilen ısıyı taşıyamayacaktır.

### 1.6.2. Viskoz Limit

Düşük sıcaklıktaki çalışmalarda, akışkanın viskoz kuvvetleri, buhar akışında baskın olmaktadır. Bu durumla sadece ısı borusunun ilk çalışmaya başlamasında karşılaşılır. Bu sorunla karşılaşmamak için, ısı borusu içerisindeki toplam basınç düşümünün buhar basıncına oranına bakılır. Bu oranın (1.6) eşitliğinde gösterildiği gibi 0,1'den küçük olması yeterlidir (Dunn ve Reay 1994).

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0,1 \quad (1.6)$$

### 1.6.3. Ses Limiti

Isı borusu içerisinde evaporatörden kondensere doğru buharın akışı düz bir borudaki akıştan farklıdır. Bu ortamdaki akış, daralıp genişleyen bir boğazdaki akışa benzer. Bu akış esnasında, buharın boğazdan geçişinde, buharın geçtiği bölgenin gerisinde kalan bölgede, basınç çok düşerse, tam boğaz kısımdaki hız, ses sınırına ulaşır. Akışta bir boğulma meydana gelir. Bu noktadan sonra evaporatör bölgesinden verilen ısı artırılrsa bile ısı borusu, daha fazla ısı taşıyamayacağı için bu nokta ses

sınırı olarak tanımlanır. Ses sınırı yüksek sıcaklıklı ısı borularında karşılaşılan bir sınırdır. Ses sınırına bağlı ısı yükü için, Chi, 1976) tarafından (1.7) eşitliği önerilmiştir.

$$Q_{s,\max} = A_v \rho_o h_{fg} \left[ \frac{Cp_v R_v T_o}{2(Cp_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (1.7)$$

Burada  $A_v$  buhar kesit alanını,  $\rho_o$  ve  $T_o$  durma noktasındaki yoğunluk ve sıcaklığı tanımlamaktadır.

#### 1.6.4. Köpürme Limiti

Isı borusu içerisinde zıt yönlerde akmakta olan buhar ve sıvı akışkanlarından buharın hızı yeterince büyükse, sıvı taneciklerini fitil yüzeyinden koparıp tekrar kondensere doğru taşır. Bu olayın nedeni kesme kuvvetlerinin fazla olmasıdır. Eğer sıvı zerreciklerinden kopartılıp kondensere taşınan sıvı taneciği miktar artarsa, ısı borusundaki akış yavaşlar ve durur. Bu olay evaporatör kısmının fazla ısınmasından ve kondensere sıvı taneciklerinin çarpmasıyla ortaya çıkan seslerden anlaşılabilir. Köpürme sınırını veren eşitlik (1.8) bağıntısı ile verilmiştir (Chi, 1976).

$$Q_{e,\max} = A_v h_{fg} \left( \frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,l}} \right)^{1/2} \quad (1.8)$$

Burada  $r_{h,l}$  terimi, buhar-sıvı ara yüzeyi için hidrolik çapı ifade etmektedir. Köpürme limiti Weber sayısı 1'e eşit olduğu zaman ( $We=1$ ) oluşur (Saatçi vd., 1986).

#### 1.6.5. Kaynama Limiti

Isı borusunda ısı taşınımı, akışkanın buharlaşım ve yoğuşması ile gerçekleşmektedir. Eğer ısı aktarılan yüzeylerde buhar tabakası birikirse, burada ısı akışına karşı bir

direnç meydana gelir. Bu direnç nedeniyle yüzeyden ısı aktarımı yavaşlar. O bölgede aşırı bir sıcaklık artışı meydana gelir. Bunu önlemek için ısı borusu iç yüzeyinde (fitil ile yüzey arasında) buhar birikmesine neden olabilecek seviyede sisteme ısı verilmemelidir. Bu sınır, kaynama limiti olarak tanımlanır. Kaynama sınırını veren eşitlik (Chi, 1976) (1.9) bağıntısı ile verilmiştir.

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(r_i/r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_v} - P_c \right) \quad (1.9)$$

Burada,  $P_c$  kılcal basıncı,  $k_e$  evaporatör iletkenliğini,  $r_i$  ve  $r_v$  boru iç yarıçapını ve buhar akış yarıçapını göstermektedir.

Kaynama limiti, radyal ısı akısı ile oluşan bir yüksek sıcaklık limitidir. Bu limitin sınır değerini daha büyük değerlere çekebilmek için, fitil yüzey alanını büyütme gerekir. Bu çözüm için önerilen en uygun fitil, toz metalden sinterlenerek üretilen fitillerin kullanılmasıdır.

### 1.7. Termosifonlardaki Limitler

Termosifon içerisinde iki önemli olay meydana gelmektedir. Bunlar, sıvı-buhar fazlarının karşılıklı akışı ve kaynama olayıdır. Bu olayların anlaşılabilmesi için bazı boyutsuz sayılar kullanılır. Bu boyutsuz sayılar; Weber sayısı, Bond sayısı, Froude sayısı ve Kutateladze sayısı'dır.

Kutateladze sayısı, ısı akısının kritik ısı akısına oranı olarak tanımlanır. Weber sayısı, atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanır ve (1.10) eşitliği ile hesaplanabilir (Incropera ve DeWitt, 2001).

$$We = \frac{\rho_v V^2 d}{\sigma} \quad (1.10)$$

Buradaki  $V$  akış hızını,  $d$  boru çapını,  $\rho_v$  buhar yoğunluğunu ve  $\sigma$ 'da yüzey gerilmesini ifade etmektedir.

Bond sayısı yerçekimi ve yüzey kuvvetlerinin oranı olarak tanımlanır (Faghri 1995) ve (1.11) eşitliğinden bulunur.

$$Bo = d_i \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0.5} \quad (1.11)$$

Termosifonlardaki ısı transferi de pek çok etmeden etkilenir. Bunlar; akışkan tipi, akışkan miktarı, ısı borusu geometrisi, evaporatör uzunluğunun kondenser uzunluğuna oranı, ısı akısı, çalışma basıncı (veya akışkanın doyma sıcaklığı)dır. Bütün bu faktörler termosifonun çalışmasında etkilidir. Termosifonun çalışması esnasında bu etmenlere bağlı olarak ısı borularındaki ısı limitlerinden farklı limitlerle karşılaşılabilir. Termosifon tipi ısı borularında karşılaşılan limitler; taşma limiti, köpürme limiti, kaynama limiti ve gayzer etkisidir. Sıvı şarjının az olduğu durumlarda taşma ve köpürme limiti, fazla akışkan şarj edilmesi durumunda da gayzer kaynaması önemli bir sınırdır (Lin vd., 1995).

Termosifonlardaki köpürme ve taşma, genellikle sıvı ve buharın karşılıklı akışı nedeniyle meydana gelir. Buhar ve sıvı akışkanların karşılıklı bağıl hızı artırıldığında, viskoz kayma gerilme kuvvetleri, sıvının kondensere evaporatöre dönüşünü yavaşlatır. Eğer bağıl hız biraz daha artırılırsa, sıvının kondensere dönüşü tamamen durur. İşte sıvı dönüşünün durduğu anda taşma limitine ulaşılmış olur. Bu esnada ısı akışkan şartları kararlı haldedir. Eğer evaporatör bölgesinden ısı verilmeye devam edilirse, doğal olarak buhar hızı artacağı için ısı akışkan şartları kararsız hale gelir. Kondensere doğru akışı duran sıvıdan, kayma kuvvetleri nedeniyle küçük taneciklerin koparılıp tekrar kondensere doğru taşınmasına da köpürme limiti adı verilir.

Termosifonlardaki taşma limit için Faghri (1995) tarafından (1.12) eşitliği önerilmiştir.



$$Q_{\max} = K h_{fg} A [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25} (\rho_v^{-0,25} + \rho_l^{-0,25})^{-2} \quad (1.12)$$

Burada  $A$ , termosifonun kesit alanını göstermektedir.  $K$  katsayısı da (1.13) eşitliği ile ve bu eşitlikteki  $Bo$  sayısı (1.11)'de verilen eşitlikle hesaplanabilir.

$$K = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,14} \tanh^2 Bo^{0,25} \quad (1.13)$$

Isı borusundaki akışkan miktarı toplam hacmin % 40'ından fazla ve ısı borusu iç basıncıda  $10^4$  Paskaldan büyükse kaynama ve köpürme limiti baskın olmaktadır (Golobic ve Gaspersic, 1997). Köpürme limiti evaporatörden kondensere giden buharın kondensere dönen sıvı zerreciklerini koparıp sürüklemesi ile, yani sıvı ve buharın zıt yönlerde akışı nedeniyle oluşur. Eğer termosifon içerisinde bu iki fazın karşılaşması önlenirse bu limiti ortaya çıkaran şartlar ortadan kaldırılmış olur. Khalid vd., (1991) ve Khalid ve Witwit (2000), ısı borusunun adyabatik bölgesine sıvı ve buhar fazlarının birbirleri ile temasını önlemek için ince metal bir bariyer kullanılmasını önermişlerdir.

Endüstriyel termosifonlu ısı değiştiricilerinde, ısı borusu boyunca üniform sıcaklık dağılımını sağlamak için, akışkan miktarı gereğinden bir miktar fazla konulur. Bu ısı değiştiricilerin ilk çalıştırmalarında, evaporatör bölgesinde uygulanan ısı yükü yetersizdir. Kararlı durumdaki havuz kaynaması için gerekli ısı yükü verilemediği için, sıvı havuzunun sıcaklığı kararlı duruma gelinceye kadar artar. İşte tam bu noktada, sıvı havuzunda oluşan buhar kabarcığı hızlıca büyür ve büyüklüğü boru çapına ulaşır. Kabarcık daha da büyür ve kondenser kapağına doğru taşınır. Bu şekilde oluşan büyük buhar kabarcıkları arka arkaya, dalgalar halinde taşınıp kondenser üst kapağına çarpar. Bu hızlı akışkan transferi, ısı transferinde dalgalanma ve ses oluşumuna neden olur. Bu olaya Gayzer kaynaması veya patlaması adı verilmektedir (Casarosa vd., 1983). Gayzer patlaması olayının incelenmesinde, ısı borusu boyunca yüzeyde ölçülen sıcaklıklardaki periyodik dalgalanmalar gözlenmektedir. Bu esnada büyük buhar kabarcıklarının kondenser üst kapağına

çarpması ile ortaya çıkan sesler, su veya buhar çekicinin çıkardığı seslere benzerdir (Khalid ve Witwit 2000).

### 1.8. Termosifonlarda Maksimum Isı Akısı

Termosifonlarda taşınabilecek maksimum ısı akısını saptayabilmek için çok çeşitli çalışmalar yapılmıştır (Golobic ve Gaspersic, 1997; Imura vd., 1983; Monde vd., 1997, Mitsutake vd., 1997). Bunlardan sadece birisi olan, çok sayıdaki deneysel veriyi kullanarak Golobic ve Gaspersic (1997) tarafından türetilmiş olan eşitlik (1.14) aşağıda verilmiştir.

$$Ku = \frac{\dot{q}}{h_{fg} \rho_v^{1/2} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}} \quad (1.14)$$

$$\dot{q} = 0,131 x_1 \left\{ 1 - \exp \left[ -x_2 \left( d_e / l_e \right) \cos^{1,8} (\varphi - 55^\circ) \right] \right\}^{0,8} \quad (1.15)$$

Buradaki  $x_1$  ve  $x_2$  terimleri (1.16) ve (1.17) eşitliklerinden bulunabilir.

$$x_1 = \frac{T_c^{1/3} P_c^{11/12} g^{1/4}}{M^{1/4}} \tau \exp \left( 2,576 - 11,423 \tau + 1,146 \omega + 21,610 \tau^2 - 3,519 \tau \omega^2 + 5,337 \tau^2 \omega^2 - 28,440 \tau^3 - 22,224 \tau^3 \omega \right) \quad (1.16)$$

$$x_2 = \frac{1}{[(0,484 \tau - 1,036) \omega - 0,984 \tau + 1,076]} \quad (1.17)$$

Buradaki  $\tau$  ise (1.18) eşitliğinden bulunabilir.

$$\tau = 1 - \frac{T}{T_c} \quad (1.18)$$

Bu çalışmada, üretimi yapılan ısı borusunun taşıyabileceği maksimum ısı akısı, Golobic ve Gaspersic tarafından türetilen (1.15) eşitliğinden yararlanılarak hesaplanmıştır.

## 2. KAYNAK BİLGİSİ

Gazdan suya ısı aktaran ısı borulu sistemler literatürde çok nadir olarak yer almaktadır. Buhar kazanı baca gazlarının atık ısısından enerji geri kazanımı amacıyla yapılan bir çalışmada (Terdtoon vd., 1996), gaz-su tipi ısı borulu bir ısı geri kazanım ünitesi imal edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmada baca gazı atık ısısı ile buhar kazanına alınan besleme suyunun ön ısıtılması yapılmıştır. Gaz tarafındaki akışın  $Re$  sayısının artması ile verimliliğin azaldığı, basınç kayıplarının ise arttığı görülmüştür. Yapılan çalışmada, ısı değiştirici ısı verimliliği % 58 ve ısı değiştiricinin neden olduğu basınç kaybının 15 Pa olduğu belirlenmiştir.

Azad ve Moztarzadeh (1985), gazdan suya ısı transferi sağlayan eş eksenli ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerini teorik olarak çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada  $C_e/C_c$  oranının, değişik sıra sayıları için ısı değiştirici verimliliğine etkisi ile sıra sayısı ve akış hızının değişimi ile ısı borulu ısı değiştiricideki basınç düşümünün değişimi incelenmiştir.

Literatürde fazla bulunmayan değişik bir uygulama olarak, sudan havaya ısı aktarımında yerçekimi destekli ısı borulu ısı değiştiricilerin kullanılması Azad vd. (1985) tarafından teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada güneş enerjili tarımsal bir kurutucu için, ısı borulu ısı değiştirici kullanılmıştır. Güneş kolektöründen ısınarak çıkan su, ısı değiştiricisinin evaporatör kısmına gelmekte ve burada ısı borusu tarafından alınan ısı, kondenser kısmında ısıtılacak havaya aktarılmaktadır. Kondenser bölgesinde ısı aktarımını kolaylaştırmak amacıyla kanatlı borular kullanılmıştır. Evaporatör kısmında ise kanat kullanılmamıştır. Ayrıca ısı geri kazanımı sağlamak amacıyla, kurutucudan çıkan nemli hava, güneş enerjili su ısıtıcısı ile ısıtılan kuru çevre havasının ön ısıtılması için kullanılmaktadır. Bu uygulama ile, ısı geri kazanım sisteminin kullanılmadığı duruma göre, toplam verimlilikte % 40'lık bir artışın olduğu bildirilmiştir. Bağlı Reynolds sayısının ( $Re^* = Re_e/Re_c$ ) artması ile toplam verimliliğin azaldığı bildirilmiştir.

Azad ve Geoola (1984) tarafından yapılan çalışmada, yerçekimi destekli ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri için teorik bir yaklaşımda bulunmuşlardır. Yapılan çalışmada, ısı boruları arasındaki mesafe, kanat kalınlığı, birim uzunluktaki kanat sayısı, evaporatör ve kondenser uzunluklarının değişimine bağlı olarak, ısı değiştiricisi verimliliğinin değişimi incelenmiştir. Verimlilik birim uzunluktaki kanat sayısının artması ile artmaktadır. Yapılan hesaplamalarda, soğuk ve sıcak akışkanların ısı kapasite oranının  $C_h/C_c=1,5$  olması durumunda, kanat sayısının 315'den 551'e çıkartılması ile verimliliğin % 44,75'ten % 52,2'ye yükseldiği gözlemlenmiştir. Aynı konfigürasyonda, kanat kalınlığının 0,3 mm'den 0,4 mm'ye çıkarılması ile verimlilikte dikkate değer miktarda (% 47,6'dan % 48,25'e) bir artış gözlenmemiştir.  $C_h/C_c$  oranının artması ile verimliliğin arttığı ifade edilmiştir.

Sun ve Shyu (1997), endüstriyel uygulamalarda ısı borulu ısı değiştiricilerin kullanımı konusunda, yaptıkları üç farklı uygulamayı özetlemişlerdir. Bunlar; buhar kazanı, fırın ve kurutucudur. Buhar kazanının atık baca gazı ile yakma havasının ön ısıtılması, ısı borulu ısı geri kazanım sistemi ile sağlanmış ve yakıttan % 4,2'lik bir tasarruf sağlandığı ifade edilmiştir. Orijinal kazan verimi, ünitenin monte edilmesinden önce % 83 iken, uygulama yapıldıktan sonra % 86,6 olarak hesaplanmıştır. Yapılan ikinci uygulamada yüksek fırın için ısı borulu ısı geri kazanı ünitesi kurulmuş, yakma havasının ön ısıtılması bu sistemle sağlanmıştır. Üçüncü uygulamada ise bir tekstil fabrikasındaki kurutucuda ısı borulu sistem denenmiş, ısı borulu sistemin verimliliği % 56 olarak bulunmuştur.

Dube ve arkadaşları (1996) tarafından, havadan havaya ısı transferi sağlayan ısı borulu ısı değiştiricileri imal edilip test edilmiştir. Isı değiştiricisi, daimi plakalı bakır boru ve çelik tüplerden yapılmıştır. İş akışkanı olarak su kullanılmış olup, evaporatör kısmının % 60'ı oranında akışkan şarjı yapılmıştır. Kondenser kısmında hava hızı 2–6 m/s aralığındadır. Hızın 2 m/s den 6 m/s'ye artırılması ile ısı değiştiricisi verimliliğinin azalmakta olduğu görülmüştür. Bakır ısı borusunun, çelik ısı borusuna oranla yaklaşık % 10 daha iyi performans gösterdiği bildirilmiştir.

Azad ve Aliahmad (1989), ısı güç istasyonlarındaki atık ısısından ısı geri kazanımı için klasik / konvansiyonel sistemler yerine ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinin kullanılması durumundaki ısıl verimlilikteki değişimi incelemiştir.

Lukitobudi vd. (1995), fırınlarda orta sıcaklıklarda (300 °C'in altındaki sıcaklıklarda) kullanılacak olan ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinin dizayn, imalat ve test çalışmalarını rapor etmişlerdir. Çalışmalarında, toplam 750 mm uzunluğunda bakır ve çelik ısı boruları kullanılmıştır. Çeşitli kanat tipleri ve akışkan kullanıldığı durumlardaki verimlilikler incelenmiştir.

Niro ve Beretta (1992), gaz-gaz tipi fitilsiz ısı borulu ısı değiştiricisindeki basınç kaybını saptamak için analitik bir model üzerinde çalışmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, ısı değiştiricideki sıra sayısının ve akış hızının artması, boru üzerindeki kanatçık aralığının ve borular arası mesafenin azalması ile basınç düşüşünün arttığı bildirilmiştir.

Huang ve Tsuei (1985)'nin yaptıkları çalışmada, bir ısı borusunun performans testlerinden hareketle boru demetinin konvektif ısı transferi katsayısını hesaplamak için bir metot geliştirmişlerdir. Bilgisayar programı yardımıyla sonlu farklar metodunu kullanarak, ısı borulu ısı değiştiricisinin ısıl performansını hesaplamışlardır.

Lee ve Bedrossian (1978), ısı değiştiricilerinde ısı borusu veya termosifon kullanılması halindeki çalışma karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmada, soğuk ve sıcak akışkanların Reynolds sayılarının oranı ile evaporatör ve kondenser boylarının oranının, toplam ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Azad ve arkadaşları (1985) tarafından yapılan çalışmada, dairesel kanatlı ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinde, ısı değiştiricisi sıralarındaki ısı dağılımı evaporatör ve kondenser kısımları için incelenmiş ve sayısal bir örnekle açıklanmıştır. Verimliliğin,  $Re_c$  ve  $Re_c$ 'nin çeşitli değerleri için  $C_e/C_c$ 'ye bağlı olarak değişimi verilmiştir. Verimliliğin,  $C_e=C_c$  için minimum olduğu bildirilmiştir.

Isı borulu ısı değiştiricilerde evaporatör ve kondenser kısımlarını birbirinden ayıran ara bölmenin yerinin optimum olarak belirlenmesi için bir çalışma Tan ve arkadaşları (1991) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmaya göre ayırım plakasının mutlaka ortada olması zorunlu değildir. Ayırım plakasının yeri sıcak ve soğuk akışkanların bağlı akış oranlarına bağlıdır. Eğer akış her iki taraftaki hızlar birbirine yakınsa ayırıcı plaka ortada olmalı, diğer durumlarda ise optimum pozisyon belirlenmelidir.

Khoshravan ve Sharifi (1999), atık ısı geri kazanımında kullanılan ısı borulu ısı değiştiriciler için bir simülasyon programı üzerinde çalışmışlardır. Yapılan çalışma ile evaporatör ve kondenser yüzey sıcaklıkları ile akışkan sıcaklıklarının tahmin edilmesi üzerinde durmuşlardır. Yapılan simülasyon programı ile bulunan sonuçlar, daha önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Stulc ve arkadaşları (1987) tarafından yapılan çalışmada, düşük sıcaklıklar için ısı borulu ısı değiştiriciler incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada farklı akışkanlar kullanılarak, 25 mm çapında ve 2 m uzunluğundaki bir ısı borusundan transfer edilen ısının 0,2 kW'dan 4 kW'a kadar artırılması durumunda, evaporatör ve kondenser arasında oluşan sıcaklık farkı verilmiştir. 15–30 mm arasındaki ısı borusu çapları için yapılan incelemede boru çapının artması ile ısı değiştirici verimliliğinde az bir miktar artma olduğu bildirilmiştir. Ayrıca toplam ısı borusu sayısı ile verimlilik arasındaki ilişki incelenmiştir.

Tan ve Liu (1990) tarafından  $\epsilon$ -NTU metodunu kullanarak, ısı borulu ısı değiştiricilerin performansının belirlenmesi üzerinde çalışmışlardır. Bu metotla iterasyona ihtiyaç duyulmadan sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımının tahmin edilebileceği bildirilmiştir.

Qadeer ve Johnson (1996), yeni sistemlerin değerlendirilmesinde ve özellikle diğer klasik sistemlerle karşılaştırılmasında, klasik hesaplama metotları yerine uzman sistemlerin kullanıldığı bilgisayar destekli çalışmaların daha iyi sonuç verebileceğini bildirmişlerdir.

Söylemez (2003), ısı borulu ısı değiştiricilerin termoeekonomik optimizasyonu üzerine bir çalışma yapmıştır. alışmasında  $P_1$ - $P_2$  metodu ile  $\epsilon$ -NTU metodu birlikte kullanılmıştır. rnek olarak yapılan sayısal çalışmada, net kazancın ısı değiştirici verimliliğinin artması ile arttığı ve yaklaşık % 80'lik bir değerde maksimuma ulaştığı, bu değerden sonra net kazancın hızla dūřtūęu tespit edilmiştir.

Khalkhali vd. (1999), konvansiyonel ısı borulu sistemlerdeki entropi üretimi ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada termodinamiğin ikinci yasasına göre entropi üretiminin olabildiğince az olması için üzerinde durulması gereken konulara açıklık getirmişlerdir. Bu çalışmaya göre; optimum yoğuşturucu ortamı, minimum entropi üretimini sağlamaktadır. Akışkanın ısı borusu içerisindeki akışında minimum entropi üretimini sağlamak için evaporatör kısmı olabildiğince kısa, fitil kesitinin ise olabildiğince büyük olması gerekir. Isı borusu içerisindeki buhar sıcaklığındaki artışın entropi üretimini artırdığı ve sonuçta ikinci kanun veriminin azalmasına neden olduğu bildirilmiştir.

İklimlerdirme sistemlerinde kullanılan ısı geri kazanımı amaçlı ısı borulu ısı değiştiricilerin çalışmasında, eğim açısının ısı transferine olan etkisi ile ilgili olarak yapılan çalışmalarda, eğim açısının transfer edilen ısı akısına bir etkisinin olmadığı Güngör (1995) ve Beckert ve Herwig (1996) tarafından bildirilmiştir. Beckert ve Herwig tarafından R-22 kullanılarak yapılan deneylerde, yatayla yaklaşık olarak  $7^\circ$  lik açı değerine ulaşılıncaya kadar evaporatör bölgesinden kondenser bölgesine transfer edilen ısıda fazla bir değişme olmadığı gözlenmiştir. Ancak ısı borularının yatayla yaptığı açı  $6^\circ$ 'ye getirildiğinde, transfer edilen ısıda önemli derecede bir azalma olduğu görülmüştür. Buradan hareketle iklimlendirme sistemlerinden ısı geri kazanım için çok küçük eğim açısı değişiklikleriyle sistemin çalışabileceği bildirilmiştir. Yazın soğutma, kışın ise ısıtma amacıyla çalıştırılacak sistemin eğim açısında yataydan toplam  $12^\circ$ 'lik bir değişiklikle bir taraftan diğer tarafa ısı transferinin sağlanabileceği gösterilmiştir. Böyle bir uygulama ile önceden evaporatör olarak çalışan kısım kondensere, kondenser olarak çalışan kısım ise evaporatöre dönüşmüş olacaktır. zet olarak, eğim açısının değiştirilmesi ile iklimlendirme sistemlerinde;  $-6^\circ$  pozisyonunda kışın dışarıdan alınan taze havanın

ısıtılması, +6° pozisyonunda ise yazın taze havanın soğutulması, sağlanabilecektir. Böylece enerji ekonomisi sağlanabilmesinin yanında çevresel etkilerin de azaltılabileceği ifade edilmiştir.

İklimlendirme sistemlerinde bağıl nemin kontrolü iç hava kalitesinin sağlanması önemlidir. Bu sistemlerde, konvansiyonel ısıtma-soğutma elemanları kullanılarak bağıl nemi kontrol etmek için önemli miktarda enerji kullanılmaktadır. Enerji maliyetini azaltmak için, termosifon tipi ısı borulu ısı değiştiricilerin bu sistemlerde kullanılabilirliği Wu vd. (1997) tarafından incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda termosifonların kullanımı ile, soğutma kapasitesinde % 27 - % 32,7 oranında bir artış olduğu gözlenmiştir. Bağıl nemi 0,70'in altında tutabilmek için, ısı borulu ısı değiştiricilerin kondenserinin konvansiyonel ısıtıcı yerine kullanılabileceği görülmüştür. Ancak bağıl nemin 0,70'in üzerinde olduğu durumlarda ek ısıtıcıya ihtiyaç duyulduğu bildirilmiştir. Ayrıca sisteme eklenen ısı borulu ısı değiştiricinin sistemin basınç kayıplarını artırdığı, üretim maliyeti ve iklimlendirme sisteminin boyutlarının büyümesi gibi olumsuz taraflarının olduğu ifade edilmiştir.

Yau ve Tucker (2003) tarafından, tropikal iklimlerde HVAC sistemlerinde kullanılan ısı borulu ısı değiştiricilerin toplam verimliliği üzerinde bir simülasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ısı borularının eğiminin artması ile verimliliğin arttığı görülmüştür. Ayrıca, en iyi verimliliğin alınabilmesi için evaporatör ve kondenser bölgelerindeki hızların eşit olmaması gerektiği bildirilmektedir.

Lin ve arkadaşları (2005) tarafından yapılan bir araştırmada, iklimlendirme sistemlerinde nem alma ve kurutma için ısı borularının kullanılabilirliği FLOTHERM programı ile sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan simülasyon çalışmasının özellikle endüstriyel uygulamalar için uygun olduğu bildirilmiştir.



HVAC sistemlerinde ısı borulu sistemlerin kullanılabilceğini, bu kullanımla enerjiden yapılan tasarrufla, sistemin kendisini bir yıllık bir dönemde geri ödeyebileceği Mathur (1996) tarafından ifade edilmiştir.

Bezrodnyi ve arkadaşları (1990) tarafından ısı borulu sistemlerin, atık ısı boyleri olarak baca sıcaklığı çok yüksek olan sistemlerde (örneğin ergitme fırınlarında) ısı geri kazanımı amacıyla kullanıldığı bir çalışma yapılmış ve başarı ile uygulanmıştır. Bu tür baca gazlarının korozif olması ve çok miktarda toz içermesi nedeniyle çalışmada oluşabilecek sorunlara dikkat edilmesi gerektiğini özellikle bildirilmiştir.

Hastanelerdeki ameliyathanelerde kullanılan klima sistemlerindeki atık enerjiden ısı geri kazanım için, Noie-Baghban ve Majideian (2000) tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, ısı borulu ısı geri kazanım sistemi ile % 16'lık ısı verim elde edilmiştir. Verimin düşük olmasının nedeninin boruların kanatsız olması ve borular arası mesafenin çok olmasından kaynaklandığı bildirilmiştir. Sistemde akışkan olarak su, metanol ve aseton kullanıldığı durumlar incelenmiştir. Akışkanların ısı taşıma katsayısı (Merit sayısı) ve devreye girebilme/çalışmaya başlama sayıları dikkate alınarak 50 °C çalışma koşulu için en uygun akışkanın metanol olduğu bildirilmiştir.

Habeebullah vd. (1998; 1999) ve Lamfon vd. (1998), gaz türbinlerinde baca gazının atık ısısından çevrimsel ısı borulu (loop heat pipe) bir sistem yardımıyla enerji geri kazanımı için bir düzeneğin tasarım ve üretimini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, sistemden ısı borusu yardımıyla geri kazanılan ısı, modifiye edilmiş ticari su-amonyak kullanan absorpsiyonlu soğutucuda kullanılmıştır. Soğutucudan elde edilen soğuk su ile fan-coil tipi soğutma tünelinden sağlanan hava soğutulup gaz türbinine, yanma havası olarak gönderilmiştir. Bu uygulama ile atık gazdan % 70–93 arasında geri kazanım sağlandığı bildirilmiştir.

Otomobillerin eksoz gazından yararlanarak ısıtılması ile ilgili olarak Yang vd. (2003) tarafından yapılan çalışmada, büyük bir otobüsün ısıtılması amacıyla, 20 mm çapında 310 mm uzunluğunda çelik ısı boruları kullanılmıştır. Isı borularında iş akışkanı

olarak su kullanılmış olup, eksoz gazından alınan ısı enerjisi kalorifer tesisatında dolaşan suya aktarılarak otobüsün ısıtılması sağlanmıştır.

Ticari binalarda kullanılan hava-hava tipi ısı değiştirici testlerindeki ölçme kararsızlıklarının analizleri için Johnson (1998) tarafından yapılan bir çalışmada, yüksek verimli bir dönel ısı tekerleği ile ısı borulu ısı geri kazanım ünitesi karşılaştırılmıştır. Isı borulu sistemin verimi % 58 (+/- % 7), ısı tekerinin verimi ise % 73,5 (+/- % 12) olarak bulunmuştur.

Hsieh (1987) çapraz olarak düzenlenmiş ısı borulu ısı değiştiricilerde transfer edilen ısı ile klasik karşıt akışlı ısı değiştiricilerde transfer edilen ısıyı karşılaştırmış ve genelleştirilmiş bir ifade türetmiştir.

Isı geri kazanımı uygulamalarında, bir ısı değiştirici gurubu yerine çok kademeli ısı geri kazanım ünitesinin kullanılması konusu, Azad vd. (1986) tarafında incelenmiştir. Çok kademeli ısı geri kazanım ünitesi kullanılması durumunda, sistem verimi, tek kademeli sisteme oranla daha düşük olmaktadır. Ancak bu uygulamanın kolay temizlenebilme, kademelerin ayrı ayrı değiştirilebilmesi, taşıma kolaylığı ve gerektiğinde sisteme ek ünite ilave edilebilmesi gibi avantajlarının olduğu ifade edilmiştir.

Hsieh vd. (1988), atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan, kompakt ısı değiştiricileriyle ısı borulu ısı değiştiricilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada plakalı ısı değiştiricilerle ısı borulu ısı değiştiriciler karşılaştırılmıştır. Isı borulu sistem için Huang ve Tsuei (1985)'nin yaptığı çalışma referans olarak alınmıştır. Plakalı ısı değiştiricinin toplam ısı transferi katsayısı, ısı borulu sistemin katsayısından % 200–250 daha yüksek olduğu bildirilmiştir. Plakalı ısı değiştiricisinin sadece toplam ısı transferi katsayısı yüksek olmayıp, aynı zamanda basınç düşümü de ısı borulu sisteme nazaran daha az olmuştur. Ancak karşılaştırma için alınan Huang ve Tsuei'nin çalışmasındaki ısı boruları kanatsız olarak yapılmıştır. İki sistemin karşılaştırılmasında bu durum dikkate alınmamıştır.

Faghri (1995), ısı borulu sistemlerle ısı tekeri ve plakalı ısı değiştiricileri, verimlilik, kompaktlık ve ısı transfer-basınç dūřümü oranı yōnleriyle karşılaştırmıştır. Bu karşılaştırmanın sonuēları izelge 2.1’de verilmiştir. Bu karşılaştırmaya gōre ısı borulu sistemlerin verimlerinin bir miktar dūřuk olduğu, dolgunluk olarak en yūsek olan sistemin olduğu ve yapılan ısı transferi ile ısı değiştiricide oluşan basınç kaybının az olduğu gōr÷lmektedir.

Çizelge 2.1. Farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerin karşılaştırılması (Faghri, 1995)

Parametre	Isı Değiştirici Tipi		
	Isı tekeri	Plakalı tip	Isı borulu tip
Verimlilik (%)	80	65	60
Kompaktlık ( $W/m^3\text{°C}$ )	5400	4140	7200
Isı Transferi-Basınç dūřümü oranı ( $W/m^3K$ )/( $N/m^2$ )	115	20	20

Hsieh ve Huang (1988) tarafından yapılan çalıřmada, dūz sıralı ısı borulu ısı deęiřtiricilerinde, paralel ve karřıt akıřlı sistemlerin ısıl performansı ve sistemde oluřan basınç dūřümü incelenmiřtir. Basınç dūřümü paralel ve karřıt akımlı dūzenlemelerde benzer olmasına raęmen, karřıt akıřlı dūzenlemelerde transfer edilen ısı miktarı çok daha fazla olduęu için, atık ısı geri kazanım sistemlerinde bu dūzenleme ۆnerilmektedir. Yine Hsieh ve Huang (1990) tarafından yapılan bir dięer çalıřmada, ısı borulu ısı deęiřtiricilerin ısıl performansı ve basınç dūřümü, boruların dūz ve zikzaklı dūzenlendięi durumlar için sayısal olarak incelenmiřtir. Sonuçta zikzaklı boru dūzenlemesinin daha yūsek basınç dūřümüne neden olduęu bildirilmiřtir.

Termosifon tipi ısı borularında iş akışkanı olarak suyun kullanılabildiği sıcaklık aralığı 50–300 °C’dir. Bazı durumlarda atık baca gazı sıcaklığı (örneğin seramik fırınlarında) 300 °C’in üzerinde olabilmektedir. Bu sıcaklıkta iş akışkanı olarak saf su kullanıldığında kōpürme limiti nedeniyle kritik ısı akısına ulaşılmaktadır. Literatürde, bu sıcaklık aralığı için, iş akışkanı olarak su yerine Dowtherm ۆnerilmektedir. Ancak bu akışkanın kullanılması durumunda, sistemden transfer edilen ısı akısı, saf su ile karşılaştırıldığında çok daha azdır. Nuntaphan vd. (2002) tarafından yapılan bir çalışma ile 300 °C’in üzerindeki sıcaklıklarda kullanılan

termosifonlarda, akışkan olarak Dowtherm yerine Trietilenglikol (TEG) ve su karışımının kullanılması önerilmiş, kritik ısı akısı sınırının daha yüksek bir değere yükseldiği görülmüştür. Uygun oranlardaki karışımın iş akışkanı olarak belirtilen yüksek sıcaklıklarda Dowtherm yerine kullanılması ile termosifonların verimliliğinde bir iyileşme gözlenmiştir. Yapılan simülasyon çalışması ile paralel ve karşıt akışlı, ısı borulu ısı değiştiricilerinde hangi sıralarda saf su, saf TEG, veya TEG-su karışımı kullanılması gerektiği tespit edilmiştir. Paralel akışlı bir ısı değiştiricide, ilk sıralardaki ısı borularında TEG-su karışımında TEG oranının fazla olması, son sıralarda ise su oranının fazla olması önerilmektedir. Karşıt akışlı durumda ise, ısı değiştiricinin bütün sıralarında sıcaklık dağılımı hemen hemen aynı olduğu için karışım oranının bütün sıralarda aynı olması gerektiği ifade edilmiştir.

Nuntaphan ve arkadaşları (2001) tarafından hem yüksek, hem de düşük sıcaklıklar için paralel ve karşıt akışlı uygulamalarda, iki akışkan kullanılması simülasyon programı yardımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Düşük sıcaklıklar için ( $125\text{ }^{\circ}\text{C} > T > 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ısı değiştiricisinin bazı sıralarındaki termosifonlarda amonyak ve geri kalan sıralarında ise su kullanılması durumunda, karşıt akışlı düzenleme için ısı transferi performansında az miktarda iyileşme olduğu bildirilmiştir. Bununla birlikte, paralel akışta bütün sıcaklıklarda, iki akışkanlı uygulama önerilmemektedir. Isı değiştiricisinin bazı sıralarında farklı akışkan kullanılması özellikle yüksek sıcaklık uygulamaları için önerilmektedir.  $375\text{ }^{\circ}\text{C} > T > 350\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık aralığında bazı sıralarda Dowtherm ve bazı sıralarda su kullanılmasının ısı transferini önemli ölçüde iyileştireceği (% 15–99 oranında) bildirilmiştir.

Gazdan gaza ısı transferi sağlayan termosifon tipi ısı değiştiricilerde, küçük Reynolds sayılarında, hava tarafındaki ısı transferi performansının, sisteme elektrik alanı uygulanması durumundaki değişimi (Wangnipparnto vd., 2002) incelenmiştir. Termosifonun kondenser kısmına, borular arasına elektrotlar yerleştirilerek yüksek voltajla elektrohidrodinamik etki (EHD) uygulanmıştır. Uygulanan EHD nedeniyle ısı değiştiricinin ısı transferi katsayısında artış sağlanmıştır. Katsayıdaki bu artmanın nedeni, oluşan manyetik alanın elektrotlar çevresinde ve dolayısıyla termosifonlar etrafında meydana getirdiği manyetik alan etkisidir. Oluşan manyetik alan, hava

akımı ile ters yönlü olduğundan EHD etkisinin yararı ancak Re sayısının çok küçük değerlerinde olmaktadır. Yapılan deneylerde hava akımının küçük Reynolds sayıları için ( $Re=58$ ), elektrotlara 17,5 kV'luk bir gerilim uygulandığında, ısı değiştiricinin ısı transferi katsayısında yaklaşık % 15'lik bir artış gözlenmiştir. Re sayısı 230'a yükseltildiğinde katsayıdaki artış % 10'lara düşmektedir. Uygulanan voltaj 15,5 kV'un altında olduğu durumlarda ısı transferindeki artış önemsiz olmaktadır. Ancak voltajın 17,5 kV'un üzerine çıkarılması durumunda da kıvılcım atlama meydana geldiği bildirilmiştir.

Wadowski vd. (1991)'nin yaptığı bir çalışmada, çok küçük sıcaklık farkı ile çalışan iklimlendirme tesislerindeki gaz-gaz tipi ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerindeki histerisis (kararsızlık-dalgalanma) incelenmiştir. Sistemin çalışması esnasında, ısı borusu yüzeyi ile iş akışkanı sıcaklıkları arasındaki farkın ( $\Delta T_e$ ) çok az olması durumunda, verimde bir azalma meydana gelmektedir. Verimdeki bu düşüşün nedeninin, ısı borusu içindeki kaynamanın başlaması için gerekli olan enerjinin yetersiz olmasından kaynaklandığı bildirilmiştir. Bu problemin çözümü için yazarlar tarafından bir tetikleme düzeneği önerilmiştir. 12V elektrik kullanarak ısı borsunun evaporatör kısmına elektrik enerjisi verilmiş ve kaynamanın ilk başlaması kolaylaştırılmıştır. Çalışmada R-22 akışkanını için kaynamanın başlamasında gerekli olan sıcaklık farkının 1-1,5 °C olduğu bildirilmiştir. Bu sıcaklık farkının oluşturulması için ihtiyaç duyulan ısı akısı da, Rohsenow bağıntısına göre  $4 \text{ kW/m}^2$  olarak bulunmuştur. Yapılan tetikleme ile düşük sıcaklık farklılıklarında da sistemin verimliliğinde önemli bir artış sağlandığı bildirilmiştir.

Isı borularının çalışmaları esnasında korozyondan etkilenmelerini önlemek amacıyla bazı çalışmalar yapılmıştır. Bacadan ısı geri kazanımında, ısı borularının evaporatör kısımlarında korozyon oluşmaktadır. Korozyon nedeniyle oluşan birikintiler, ısı iletimine bir direnç oluştururlar. Terdtoon ve arkadaşları (2000), ekonomizerlerde kullanılan termosifonlarda korozyonu önlemek için üç farklı boya kullanmışlardır. Çalışmada, bu boyalar alüminyum, bakır ve çelik borulardan yapılmış ısı borularında denenmiştir. Deneylerde en fazla korozyonun alüminyum borularda olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda, korozyonu önlemek için gerekli olan optimum

boya kalınlığı verilmiştir.Yüksek sıcaklık ısı borularındaki korozyon sorunu ile ilgili olarak Tu ve arkadaşları (1999) tarafından da benzer bir çalışma yapılmıştır.

Terdtoon ve arkadaşları (2001) tarafından yapılan çalışmada, ısı borusu iç yüzeyinde oluşan korozyonu önlemek için,ısı borularını tavlama ve iş akışkanı içerisine çeşitli inhibitörlerin katılması denenmiştir. Çalışmada bakır, çelik ve alüminyum ısı boruları kullanılmıştır. 150, 250 ve 350 °C ortam sıcaklıklarında 4000 saatlik bir çalışma süreci sonunda değerlendirme yapılmıştır. Atık ısı geri kazanımında en uygun ısı borusu malzemesinin bakır olduğu, ısıl korozyondan korunmak için 20 ppm  $\text{Na}_2\text{HPO}_4$ 'ün çalışma akışkanı olan su içerisine ilave edilmesinin çok iyi sonuçlar verdiği bildirilmiştir.

Yang vd. (2003), otomobil motorlarının eksoz gazı ile ısı borularıyla ısıtılması için yaptıkları çalışmada, ısı borusundaki yoğuşmayan gaz üretimini araştırmışlardır. Gaz üretimini önlemek amacıyla, ısı borusu içerisinin ısıl işleme, bir kabuk tabakası ile kaplanmasının uygun olacağını bildirmişlerdir. Akyurt ve Al-Rabghi (1999)'nin yaptıkları çalışmada da çelik ısı borularında yoğuşmayan gaz üretiminin önlenmesi için iş akışkanı olarak NaCr solüsyonu-su karışımının kullanılmasının uygun olduğunu 15000 saat süren test çalışması sonucuna dayanarak bildirmişlerdir.

Atık ısıdan geri kazanımı için, plakalı, karşıt akışlı, ısı borulu ısı değiştiricilerdeki konfigürasyonunu belirleyen parametrelerin (kanat yüksekliği, kalınlığı ve kanat aralığı ile boru çapı ve sayısı) seçimi ile ilgili matematiksel bir çalışma Swanson (1989) tarafından yapılmıştır.

Lamfon ve arkadaşları (1994)'nin yaptıkları çalışmada, ısı borulu ısı geri kazanım sistemindeki su, amonyak, hava, baca gazı ve su-amonyak karışımının bazı fiziksel özelliklerini (özgül ısı, ısıl iletkenlik, dinamik viskozite, yüzey gerilme vs.) veren matematiksel ifadeleri çıkarmışlardır. Ayrıca bu çevrimde kullanılan pirinç, bakır ve düşük karbonlu çelikler için ısıl iletkenlikleri sıcaklığa bağlı olarak veren matematiksel ifadeleri üretmişlerdir.

Vasiliev (1998; 2005) tarafından yapılan literatür taramasında, eski Sovyetler Birliği ülkelerinde ısı boruları ve ısı geri kazanımı ile ilgili çalışmalar özetlenmiş, özellikle Rusya, Ukrayna, Belarus ve Moldova'da, konu ile ilgili önemli çalışmalar yapıldığı bildirilmiştir. Sauciu vd. (1996) Avustralya ve Yeni Zelanda'da, Delil (1998) Hollanda Ulusal Uzay Laboratuvarında ve Lee (2001)'de Kore'de ısı boruları ve uygulamaları ile ilgili yapılmış olan çalışmaları özetlemiştir.

Faghri (1996)'nin yaptığı çalışmada genel olarak ısı borularının çalışması, limitler, termosifonlar ile tüm çeşitlerinin çalışma şekilleri anlatılıp kısa bir özet verilmiştir. Akyurt vd. (1993) tarafından yapılan literatür taramasında da, atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan ısı boruları genel olarak incelenmiş, özellikle yerçekimi destekli ısı boruları ve termosifonlarla ilgili olarak yapılmış çalışmalar hakkında genel bilgi verilmiştir.

Zhang ve Zhuang (2003) ile Tongze ve Zengqi (1989)'nin yaptıkları çalışmalarda Çin'de ısı borusu teknolojileri, ısı borularının endüstriyel uygulamaları konularında yapılmış olan çalışmalar özetlenmiştir. Buradaki çalışmalar geniş bir yelpazede olmasına karşın, endüstriyel alanda ısı geri kazanımına yönelik olan çalışmalar dikkate değerdir. Zhang ve Zhuang'un yapmış oldukları çalışmada verilen bir örnek fiziksel ölçüleri açısından dikkat çekicidir. Baca gazlarından havanın ısıtılması için üretilen, karşıt akışlı, gaz-gaz tipi ısı borulu ısı geri kazanım ünitesinde, 51mm çapındaki ısı borularından toplam 1914 adet kullanıldığı bildirilmiştir. Isı borularının uzunluğu 6 m'dir. Baca gazı sıcaklığı ısı borulu ısı değiştiricide, 297,7 °C'den 171,2 °C'e düşürülmüş ve yanma havası 54,8 °C'den 228,7 °C'e kadar ısıtılmıştır. Isı geri kazanım ünitesinin neden olduğu basınç kaybının 580 Pa ve geri kazanılan ısı enerjisinin de 43,1 GJ/h (11,970 kW) olduğu bildirilmiştir.

Reid ve Merrigan (2005), ısı boruları ile ilgili olarak 1990 ile 1995 yılları arasında Amerikalılar tarafından yapılan, Suzuki ve Nishio (2001)'de Japonlar tarafından yapılan çalışmalarla ilgili bir yayın listesi vermiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada ısıtma sistemlerinden ısı geri kazanımı amacıyla ısı borularının kullanılabilirliği araştırılmıştır. Çeşitli sistemlerde kullanılan buhar kazanları, merkezi ısıtma kazanları gibi kazanlardan atmosfere atılan atık ısıdan geri kazanım amaçlanmıştır. Çalışmada, yakıt olarak katı (kömür), sıvı (fuel-oil) veya gaz (LNG veya LPG) yakıt kullanan merkezi ısıtma sistemlerinin baca gazlarının duyulur ısısından yararlanmak amacıyla IBIGK sistemleri üzerinde çalışılmıştır. Kullanılacak sistemle baca kaybının azaltılması, dolayısıyla da kazan veriminin yükseltilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmaya başlamadan önce, Isparta'da kullanılan çeşitli büyüklüklerde ve çeşitli yakıtlar kullanan kazanların baca sıcaklıkları ölçülmüştür. Yapılan baca ölçümleri sonucu şu sonuçlar bulunmuştur: Kat kaloriferli olarak kullanılan kömürlü, fanlı çalışan kazanlarda, baca sıcaklığı 385–520 °C olarak ölçülmüştür. Fanlı çalışan kömürlü merkezi kalorifer kazanlarında ise baca sıcaklığı 210–650 °C arasında ölçülmüştür. Stokerli çalışan bir kazanda 215 °C baca sıcaklığı ölçülmüştür. Motorin kullanan kat kaloriferlerinde 215 °C baca sıcaklığı, fuel-oil kullanan başka bir kazanda ise 220 °C baca sıcaklığı ölçülmüştür.

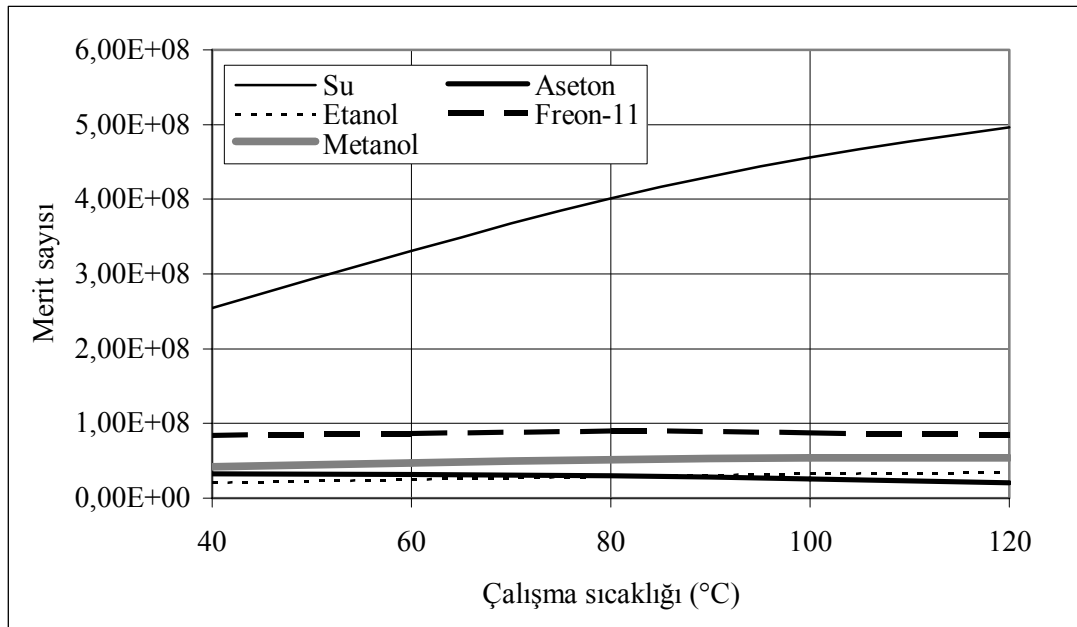
Baca sıcaklığının çok yüksek olduğu durumlarda fanın yanma odasına çok miktarda hava gönderdiği (baca hızının çok yüksek olduğu), yanma odasına ihtiyaçtan fazla miktarda yakıt yüklendiği ve kömürün ısı değerinin de yüksek olması nedeniyle yanma odasındaki yüksek sıcaklığı kazanın alamamasından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca duman borularında kazanın imalatında bulunan türbülötörlerin kullanılmaması ve kazan yakma sisteminin yanlış uygulanması nedeniyle çok yüksek baca sıcaklıklarının oluştuğu düşünülmektedir. Yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçlar, ısı geri kazanım sistemlerinin sıvı ve gaz yakıt kullanan sanayi tipi kazanların yanında, konutlarda da kullanılmasının yararlı olacağını göstermektedir. Ancak kömürlü sistemlerde IBIGK sistemi içerisinde oluşabilecek kurumlanma nedeniyle kullanılmasında zorluklarla karşılaşılacaktır.



Bu çalışma iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, yerçekimi destekli tek bir ısı borusu (termosifon) imal edilip bu ısı borusunun çeşitli ısı yüklerindeki ve eğim açılarındaki performansı gözlenmiştir. Ayrıca kondenser bölgesindeki soğutucu akışkan debisinin sistem performansına etkisi incelenmiştir. İkinci bölümde ise baca gazlarından suya ısı geri kazanım sağlayan bir IBIGK sistemi tasarımı yapılmış, üretimi gerçekleştirilmiştir. Sistemin çeşitli baca sıcaklıkları, hızları ve soğutma suyu debilerindeki performansı deneysel olarak belirlenmiştir.

### 3.1. Isı Borusunda Kullanılacak İş Akışkanı Seçimi

Isı borularında kullanılacak akışkan seçiminde ilk önce dikkate alınacak konu çalışma sıcaklığıdır. Bu çalışmada baca gazlarında suya ısı aktarımı sağlanacağı için baca sıcaklığı ve ısının aktarılacağı su sıcaklığı dikkate alındığında ısı borusundaki iç sıcaklığın 40 ile 120 °C arasında olacağı beklenmektedir. Çizelge 1.4. incelendiğinde ısı geri kazanım sistemimizin çalışma sıcaklık aralığında (40–120 °C arasında) Su, Freon-11 Metanol, Etanol ve Aseton'un kullanılabileceği ilk öngörüdür.



Şekil 3.1. Çeşitli iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi

Akışkan seçiminde sadece sıcaklık aralığına bakmak yeterli olmamaktadır. Aynı zamanda akışkanın yoğunluğu, buharlaşma gizli ısı, yüzey gerilmesi ve viskozitesini de dikkate alma zorunluluğu vardır. Bu özelliklerin tamamını içeren Merit sayısı tanımlanmıştır. Herhangi bir akışkan için Merit sayısının yüksek olması, ısı borusunda iş akışkanı olarak kullanılmasının daha uygun olduğunu gösterir. Isı borularında kullanılacak akışkanlar için Me sayısı (3.1) eşitliğinden hesaplanabilir (Peterson, 1994).

$$Me = \frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \quad (3.1)$$

Merit sayısına sıvı taşıma faktörü de denilmektedir (Tunç, 2000). Bu çalışmada, ısı borusu içerisinde kullanılacak bazı iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi Şekil 3.1’de görülmektedir.

Isı borularında kullanılan akışkanların seçiminde ilk devreye girme kolaylığı da bir ölçüttür. Isı borulu sistemin, ilk çalıştırılmasında ısı borusunun devreye girmesinin hızlı olması istenir. Bu ölçüt, literatürde Priming faktör (Pf) olarak adlandırılır ve yüzey gerilmesinin, sıvı yoğunluğuna oranı olarak tanımlanır (Dunn ve Reay, 1994).

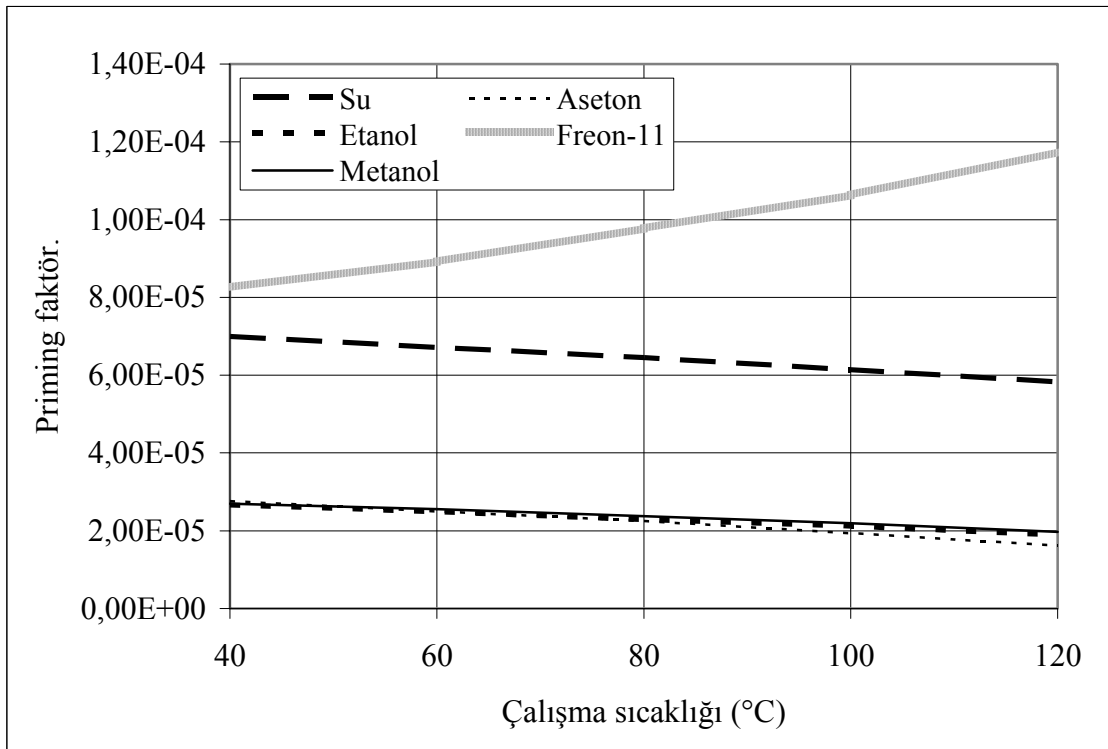
$$Pf = \frac{\sigma_{sivi}}{\rho_{sivi}} \quad (3.2)$$

Farklı akışkanlar için bu faktörün değişimi Şekil 3.2. de verilmiştir. Bu şekil incelendiğinde sistemin ilk çalıştırılmasında incelenen akışkanlardan en önce devreye girecek olan ısı borusunun freon kullanılan sistemler olduğu görülür. Freondan sonra gelen akışkan ise su’dur. Diğer akışkanlar ise benzer bir davranış sergilemektedirler. Şekil 3.1. ve Şekil 3.2. incelendiğinde bizim çalışma şartlarımıza en uygun akışkanın su olduğu açıkça görülebilmektedir. Burada kullanılacak olan su, saf sudur. Saf su, buhar yoğunluğunun ve buharlaşma gizli ısısının yüksek olması, zehirleyici olmaması, çok ucuz olması gibi nedenlerden dolayı orta sıcaklıklarda çalıştırılacak ısı boruları için çok uygun bir akışkandır.

Suyun kullanıldığı sistemlerde ilk devreye girmesinde özellikle düşük sıcaklıklarda zorlukla karşılaşılabileceği de göz ardı edilmemelidir. Düşük sıcaklıklarda ilk devreye girmede gerekli aşırı ısıtma miktarı artmaktadır. Tanecik kaynamasının oluşabilmesi için gerekli aşırı ısıtma miktarı Noie-Baghban ve Majideian (2000) tarafında (3.3) eşitliği verilmiştir.

$$\Delta T = \frac{3,06 \sigma_1 T_v}{\rho_v h_{fg} \delta} \quad (3.3)$$

Burada  $\delta$  ısı tabaka kalınlığı olup 0,15 mm olarak alınabilir (Noie-Baghban ve Majideian, 2000). İş akışkanı olarak su kullanılması durumunda, ısı borusunun 45 °C çalışma sıcaklığında ihtiyaç duyduğu aşırı ısıtma miktarının 20 °C olduğu bildirilmiştir.



Şekil 3.2. Çeşitli akışkanlar için Priming faktörün sıcaklıkla değişimi

### 3.2. Isı Borusu Malzemesinin Seçimi

Çizelge 1.4.'ün incelenmesiyle daha önceden iş akışkanı olarak kullanılmasına karar verilen su ile en uyumlu malzemenin bakır olduğu görülür. Isı borusu malzemesi olarak alüminyum seçilmesi durumunda bütün sıcaklıklarda gaz üretiminin olacağı, paslanmaz çelik kullanılması durumunda da yüksek sıcaklıklarda gaz üretiminin olacağı bildirilmektedir (Chi, 1976; Güngör, 1995). Literatüre göre, su ile uyumlu olarak çalışabilecek bir başka malzemedede 347 paslanmaz çeliktir (Faghri,1995). Ancak özel bir çelik türü olan bu malzemenin bulunması ülkemiz koşullarında çok zordur. Yapılan incelemeler sonucunda iş akışkanı ile kullanılabilen en uygun ısı borusu malzemesinin bu çalışma için bakır olduğuna karar verilmiştir.

Isı borusu et kalınlığı ve kapak kalınlıkları, iç basıncı taşıyabilecek şekilde olmalıdır. Bu da yaklaşık iç çapın %10'u oranında olabileceği Rajesh ve Ravindran (1997) tarafından bildirilmiştir. Bu çalışmada, ısı borusunun orta sıcaklıklarda çalışması nedeniyle, iç basınç atmosfer basıncının çok fazla üzerine çıkmayacaktır. Bu nedenle ısı borusunun tasarımında mukavemet, fazla bir sorun teşkil etmeyecektir.

### 3.3. Isı Borusuna Konulacak Akışkan Miktarı

Isı borusu içerisine şarj edilecek akışkan miktarı daha önceden birinci bölümde açıklandığı gibi çeşitli limitler nedeniyle önemli olmaktadır. Literatüre göre toplam hacmin % 15-22'si oranında, veya evaporatör hacminin % 40-50'si oranında akışkan koyulabileceği bildirilmiştir (Lee ve Bedrossian 1978; Lin vd., 1995; Lamfon vd., 1994). Literatürde verilen farklı akışkan miktarları yaklaşık olarak aynı miktarlara karşılık gelmektedir. Bu bilgilerden hareketle bu çalışmada, ısı borusu içerisine evaporatör hacminin % 50'si oranında akışkan konulması uygun görülmüştür.

### 3.4. Isı Borusu Üretim Aşamaları

Bu çalışmada, ısı borusu ve ısı borusu gurubunun imalatı gerçekleştirilirken, akışkan ve malzeme seçiminden sonra Chi (1976) ve Dunn ve Reay (1994) tarafından önerilen aşağıdaki işlem sırası takip edilmiştir.

- Boruların hazırlanması, kesimi, temizlenmesi,
- Eğer kullanılacak ise fitil malzemesinin seçimi, hazırlanıp yerleştirilmesi,
- Uçların kapatılması (kaynak işlemleri), vakumlama ve akışkan doldurma ağzının bırakılması,
- Vakuma alma işleminin her bir ısı borusu için uygulanması,
- Doldurma işlemlerinin her bir akışkan için tasarlanan miktarda akışkan ile gerçekleştirilmesi,
- Her işlem basamağında gerekli temizleme işlemlerinin yapılması,
- Isı borularının test edilmesi gibi işlemler sırasıyla uygulanır.

### 3.5. Isı Borusu ile İlgili Deneysel Çalışma

Tek ısı borusu ile ilgili deneysel çalışmada 22 mm çapındaki ve 1,2 mm et kalınlığında bakır boru kullanılmıştır. Isı borusunun evaporatör ve kondenser bölgeleri 35 cm, adyabatik bölge ise 10 cm olmak üzere, toplam 80 cm uzunluğundadır. Isı borusunda iş akışkanı olarak saf su kullanılmıştır.

Isı borusunun üretilmesi aşamalarında, literatürde (Chi,1976; Dunn ve Reay, 1994) verilen işlem sırası takip edilmiştir. Öncelikle ısı borusu içi yabancı maddelerden uygun şekilde temizlenmiştir. Bu temizleme işleminde %10 asit içeren su ile, boru içi temizlenip iş akışkanı olan saf su ile yıkanmıştır. Temizleme işleminden sonra vakum pompası ile 160 mmHg (tor) basınca kadar vakum edilmiştir. Isı borusu içerisinin yoğunlaşmayan gazlardan temizlenmesi için  $10^{-4}$  tor basınca kadar vakum edilmelidir. Akyurt vd. (1993). Çok hassas vakum olan  $10^{-4}$  tor'a kadar inilebilmesi için özel difüzyon tipi vakum pompalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Böyle bir vakum pompası temin edilemediği için eldeki mevcut imkanlarla ancak 160 tor'a kadar

inilebilmiştir. Burada kullanılan vakum pompası soğutma sistemlerine akışkan şarjında yaygın olarak kullanılan paletli tip vakum pompasıdır

Bu işlemden sonra, ısı borusu içine literatüre uygun şekilde yaklaşık evaporatör bölümünün % 50'si oranında saf su şarjı yapılmıştır. Şarj işlemi, ısı borusu içerisine vakumlama işleminden sonra ısı borusu içerisine tekrar gaz sızmasını önlemek amacıyla Peterson (1994) ve Faghri (1995) tarafından önerilen şarj düzeneğine benzer olarak hazırlanan özel bir düzenele yapılmıştır.

Isı borusunun evaporatör bölgesine elektrikli ısıtıcılarla ısı enerjisi verilmiş, verilen ısının miktarı, özel olarak bu iş için yaptırılan 4,5 kVA'lık bir Varyak trafo (ayarlı trafo) ile ayarlanmıştır. Evaporatör bölgesi üzerine sarılan elektrikli direnç tellerinin bakır boru ile temas ederek kısa devre yapmasını önlemek amacıyla, seramik boncuklar kullanılmıştır. Kondenser bölgesi, 35 mm çapındaki bir boru ile oluşturulmuş ve ısıyı çekmek için şebeke suyu kullanılmıştır.

Isı borusu yüzeyindeki sıcaklık dağılımını görmek için evaporatör ve kondenser bölgelerine 4'er adet, adyabatik bölgeye ise 1 adet K tipi ısı çift yerleştirilmiştir. Isıl çiftlerin yüzeydeki sıcaklığı iyi bir şekilde algılayabilmeleri için yüzeye yapıştırılıp, üzerlerinden boruya sıkı bir şekilde kelepçelenmişlerdir. Ayrıca ısı borusu içindeki buhar sıcaklığını ölçmek amacıyla 1 adet, kondenser bölgesine giren ve burada ısınıp çıkan soğutma suyu sıcaklığını ölçmek içinde birer adet ısı çift kullanılmıştır. Kullanılan ısı çiftler ısıtıcı olarak kullanılan dirençlerin yüksek yüzey sıcaklığından etkilenmemesi için mineral izoleli olarak seçilmiştir.

Kondenser bölgesinde dolaşan su debisi, Krohne marka VA40V7R tipi, 1 l/h bölüntülü debimetre ile ölçülmüştür. Isı borusu içindeki basıncı ölçmek için basınç manometresi kullanılmıştır. Sisteme varyak trafo ile verilen elektrik enerjisini ölçmek amacıyla uygun şekilde bir Voltmetre ve Ampermetre bağlanmıştır. Isı borusu üzerindeki sıcaklıklar K tipi ısı çiftlerden gelen sinyalleri alan bir elektronik kart yardımıyla bilgisayardan sıcaklık olarak okunmuştur. Sıcaklıkları okumak için Advantech PCL 818 HG ana kart ve ısı çift bağlantıları içinde PCLD 8115

elektronik kartı kullanılmıştır. Ana karttan alınan sinyalleri, sıcaklığa dönüştürmek için özel bir yazılım programı kullanılmıştır.

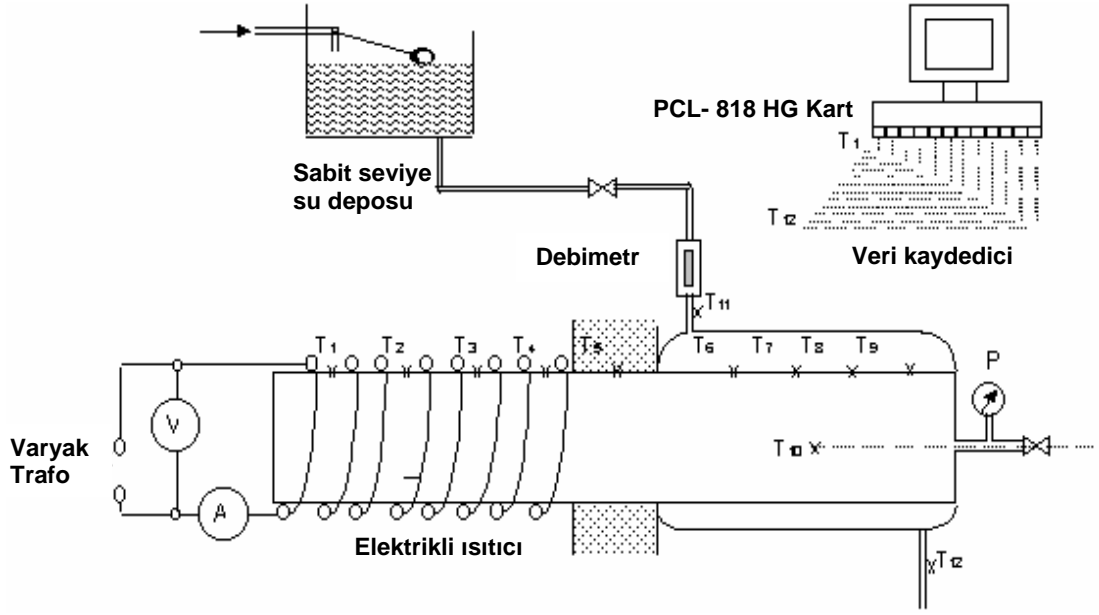
Isı borusu dış yüzeyinden ortama olan ısı kayıplarını önlemek amacıyla evaporatör kısmı taş yünü ile kondenser kısmı ise camyünü ile yalıtılmıştır. Yapılan deneylerde özellikle evaporatör kısmında oluşan yüksek sıcaklıklar kullanılan yalıtım malzemesine (ısıtıcı direnç yüzey sıcaklığının yaklaşık 800 °C olarak ölçülmüştür) zarar vermiştir. Bu sebeple evaporatör bölgesinde ek yalıtım malzemeleri kullanılmasına gereksinim duyulmuştur. Bu amaçla ısıtıcılar üzeri önce örülmüş asbest ile sarılmıştır. Daha sonra metal bir kılıf içerisine konulan 5 cm kalınlığındaki perlit ile yalıtım kuvvetlendirilip, son olarak üzeri alüminyum folyo ile kaplı olan 10 cm kalınlığındaki cam yünü ile yalıtılmıştır. Deney düzeneğinin şematik olarak görünüşü Şekil 3.3.'de verilmiştir.

Deneysel çalışmada üç parametre değiştirilmiştir. Bunlar; ısı borusunun eğim açısı, evaporatör bölgesinde uygulana ısı yükü ve kondenser bölgesinden geçen su debisidir. Eğim açısı, ısı borusunun yer düzlemi ile paralel olduğu durum (yatay pozisyon) 0 ile 90° arasında 15'er derece aralıklarla ayarlanmıştır. İkinci parametre olan evaporatör bölgesine uygulanan ısı yükü 200, 500, 900, 1400, 2100 ve 3000 W uygulanmıştır. Kondenser bölgesinde dolaşan su debisi ise 10–40 l/h arası 5 l/h aralıklarda (10, 15, 20, 25, 30, 35 ve 40 l/h) debilerde deneyler yapılmıştır. Ayrıca ısı borusu içerisindeki basıncın gözlenebilmesi amacıyla, uygun bir basınç göstergesi kullanılmıştır.

Şekil 3.3.'te şematik olarak ısı borusu deney düzeneği ve Şekil 3.4.'te de, ısı borusu üzerine ısı çiftlerinin yerleştirilmiş haldeki durumu görülmektedir.

Yapılan deneylerden alınan ölçüm sonuçlarına göre ısı borusu üzerindeki sıcaklık dağılımının çalışma şartlarına göre değişimi ve kondenser bölgesi için toplam ısı transferi katsayısının değişimi gözlenmiştir.

Toplam ısı transferi katsayısının hesaplanmasında (3.4) eşitliği kullanılmıştır.



Şekil 3.3. Isı borusu için deney düzeneğinin şematik olarak görünüşü



Şekil 3.4. Isı borusu üzerinde sıcaklık ölçme elemanlarının yerleri



$$U = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (3.4)$$

Burada  $\Delta T$  ; ısı borusu iç sıcaklığı ile kondenser bölgesindeki su sıcaklığı arasındaki farktır. Kondenser bölgesi sıcaklığı olarak, bu bölgeye giren ve çıkan su sıcaklığının ortalaması alınmıştır.  $Q$  ise, ısı borusunun kondenser bölgesinden çekilen ısı olup, (3.5) eşitliğinden hesaplanır.

$$Q = m C_p \Delta T_{su} \quad (3.5)$$

Buradaki  $m$  kondenserde dolaşan soğutma suyu debisi ve  $\Delta T_{su}$  ise kondensere giren ve çıkan su sıcaklıklarının farkından bulunur.

Kondenser bölgesi için yüzey ısı akısı ise (3.6) eşitliği ile hesaplanabilir. Bu eşitlikteki  $A$ , kondenser bölgesi yüzey alanını göstermektedir.

$$\dot{q} = \frac{Q}{A} \quad (3.6)$$

Isı borusu için radyal ısı akısı, ısı borusunun kondenser kısmından transfer edilen ısının, ısı borusu kesit alanına oranı şeklinde tanımlanabilir. Radyal ısı akısı için (3.6) eşitliği ile verilen yüzey ısı akısı için yazılan eşitlik kullanılmakla birlikte, buradaki  $A$ 'nın ısı borusunun kesit alanına karşılık geleceğine dikkat edilmelidir.

Isı boruları ile ilgili çalışmalarda eğer ısı borusunun iç sıcaklığı bilinmiyorsa evaporatör ve kondenser yüzey sıcaklıklarından, bu bölgelerin uzunlukları dikkate alınarak alınan ortalamaları ile buhar sıcaklığı tahmin edilebilmektedir (Huang ve Tsuei, 1985). Buhar sıcaklığı, yüzey sıcaklıklarından (3.7) eşitliği ile bulunabilir.

$$T_v = \frac{T_{w,e} L_e + T_{w,c} L_c}{L_e + L_c} \quad (3.7)$$

Burada  $T_{w,e}$  ve  $T_{w,c}$  sırasıyla kondenser ve evaporatör bölgeleri için ortalama yüzey sıcaklıkları,  $L_e$  ve  $L_c$ 'de sırasıyla evaporatör ve kondenser uzunluklarını göstermektedir.

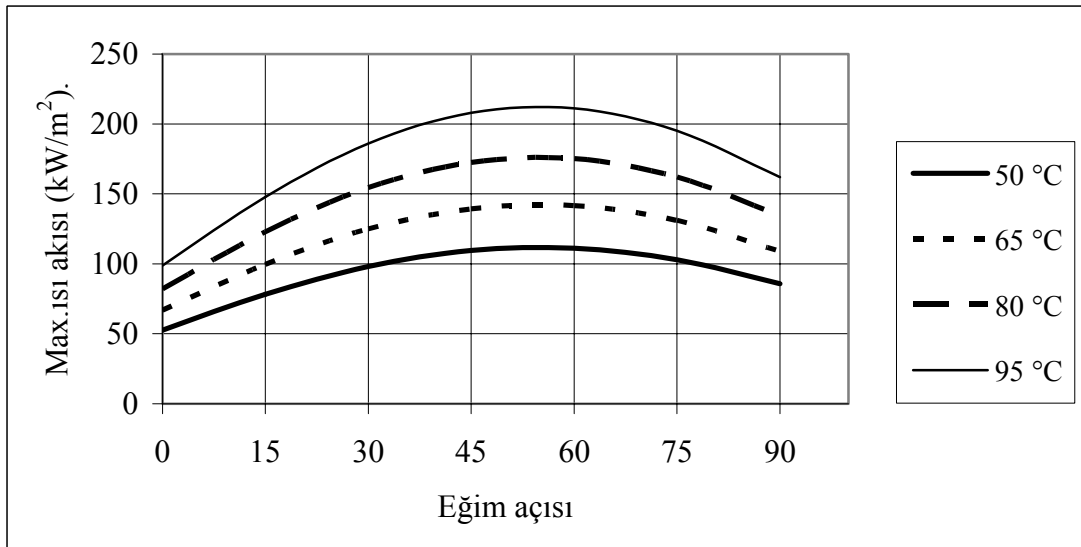
Lin vd. (1995)'ne göre ısı borusundaki ısı taşınım katsayısı  $\alpha$ 'nın bulunması için evaporatör kısmı ısı akısı ile evaporatör ve kondenser bölgeleri yüzey sıcaklıklarının ortalamasından yararlanmıştır. Lin vd.'ne göre ısı taşınım katsayısı;

$$\alpha = \frac{Q/A}{T_e - T_c} \quad (3.8)$$

eşitliği ile bulunur. Lin vd.'nin deneysel sonuçlarından ısı taşınım katsayısı için (3.9) eşitliğini türetip önermişlerdir.

$$\alpha = 0,943 P_v^{0,18} \dot{q}^{2/3} (V^+)^{-0,41} \quad (3.9)$$

Burada  $\alpha$  ısı taşınım katsayısı,  $P$  ısı borusu içerisindeki doyma basıncı ve  $\dot{q}$  ısı akısı olarak verilmiştir.  $V^+$  ısı borusunun şarj oranıdır.



Şekil 3.5. Çeşitli eğim açılarında ısı borusunun taşıyabileceği maksimum ısı akısı

Deneysel amaçlı olarak üretilen ısı borusunun maksimum taşıyabileceği ısı akısı Golobic ve Gaspersic (1997) tarafından türetilen (1.15) eşitliği ile, farklı eğim açıları ve çalışma sıcaklıkları için hesaplanarak Şekil 3.5.'de grafik olarak gösterilmiştir. Hesaplamalar, ısı borusunun 50 °C, 65 °C, 80 °C ve 95 °C iç sıcaklıklarında çalışacağı kabulü ile yapılmıştır. Isı borusunun taşıyabileceği maksimum ısı akısı (1.5) eşitliğinden, yukarıda sözü edilen sıcaklıklar için hesaplanarak Şekil 3.5.'te verilmiştir.

### 3.6. IBIGK Sistemi ile İlgili Deneysel Çalışma

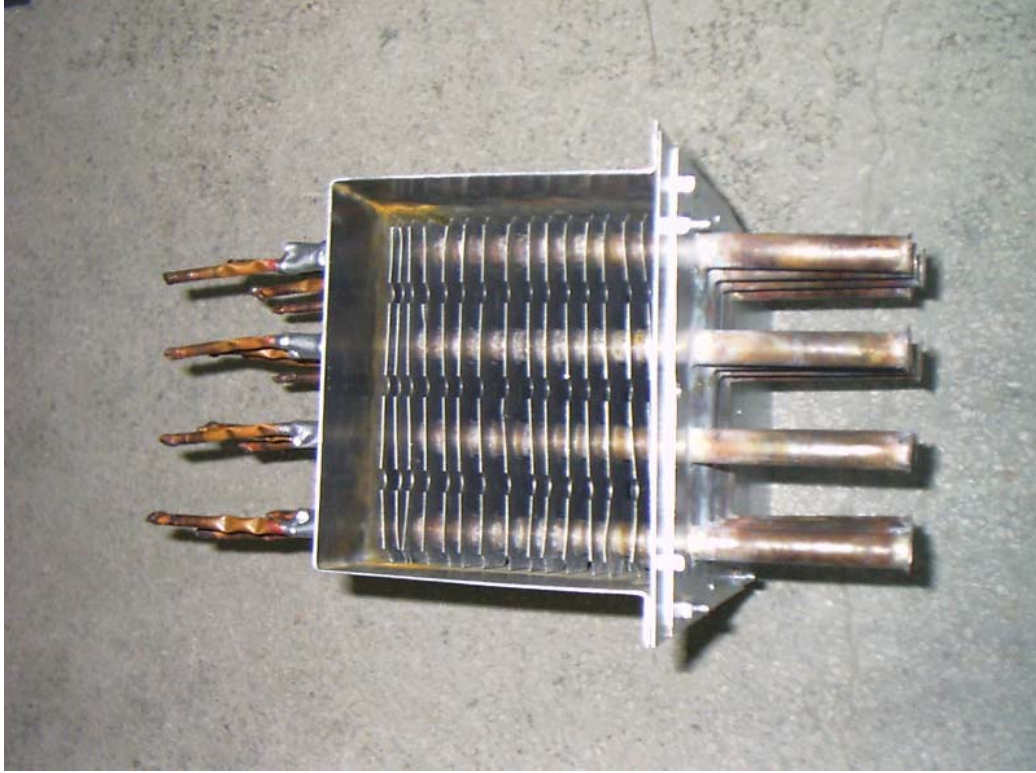
Isı borulu ısı geri kazanım sisteminde toplam 16 borudan oluşan bir ısı borusu demeti kullanılmıştır. Borular düz sıralı olarak döşenmiştir. Boru eksenleri arasında enine ve boyuna aralıklar eşit olup 45 mm'dir. Evaporatör ve kondenser kısımları boru çapları aynıdır. Isı boruları yerçekimi destekli olarak çalışacaklarından fitil kullanılmamıştır. Isı değiştiricide kondenser kısmı yukarıda, evaporatör kısmı aşağıda olacak şekilde 90° eğim açısı ile konumlandırılmıştır.

Isı değiştiricisinde kullanılan ısı boruları ile ilgili fiziksel büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

Boru et kalınlığı:	$t = 0,75 \text{ mm}$
Dış çap:	$D = 16,0 \text{ mm}$
İç çap:	$d = 14,5 \text{ mm}$
Evaporatör uzunluğu:	$l_{\text{evp}} = 145 \text{ mm}$
Kondenser uzunluğu:	$l_{\text{kon}} = 100 \text{ mm}$
Adyabatik bölge uzunluğu:	$l_{\text{ady}} = 5 \text{ mm}$
Kanat kalınlığı:	$t_{\text{kanat}} = 0,4 \text{ mm}$
Kanatlar arası mesafe:	$x = 10 \text{ mm}$

Evaporatör bölgesinde baca gazı akış kesiti 145\*165 mm'dir Evaporatör kısmında paslanmaz çelik kanat vardır. Kondenser kısmında ise kullanılmamıştır. Şekil 3.6.'da IBIGK sisteminin evaporatör ve kondenser bölgeleri görünmektedir. Burada kanatlı kısım evaporatör bölgesi, kanatsız olan kısım ise kondenser bölgesidir. Evaporatör

kısımının alt kısmında akışkan şarjının yapıldığı, şarj işleminden sonra pinç-of pensesi ile ezilip kaynaklanan boru uzantıları görülmektedir. Ezme işlemi, içerideki vakumun kaynak işlemi sırasında azalmaması için farklı iki yerden yapılmıştır.



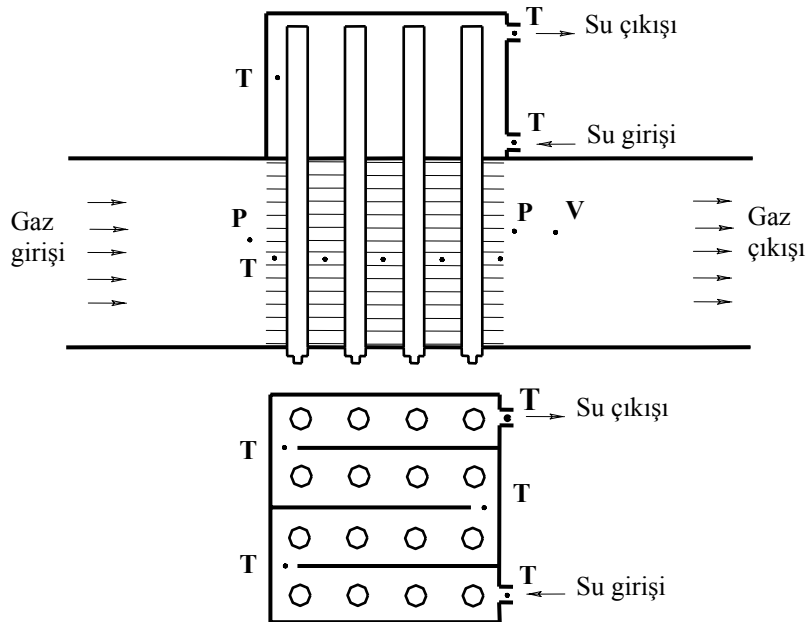
Şekil 3.6. IBIGK sisteminin evaporatör ve kondenser bölgeleri

Isı transferi ve basınç düşümü dikkate alındığında, ısı borulu ısı değıştircilerinde karşıt akışlı sistemlerin, paralel akışlı sistemlere oranla (hem çapraz hem de düz sıralı durumlar için) daha verimli olmaktadır (Hsieh, 1988; ve Huang, 1990). Bu çalışmada da IBIGK sistemi karşıt akışlı olarak düzenlenmiştir.

Isı borularının düzenlenmesinde çapraz veya düz sıralı düzenlemeler yapılabilmektedir. Ancak ısı geri kazanım sisteminin neden olacağı basınç kaybı ve kazanlardaki baca gazından geri kazanım sağlanacağı ve bu nedenle oluşabilecek kirlilikler dikkate alınarak, ısı borularının düz sıralı olarak düzenlenmesi yapılmıştır. Kondenser bölgesinde, ısı borularından suya olan ısı transferini artırmak için borular arasına yönlendirme plakaları yerleştirilmiştir. Bu yönlendirme plakaları Şekil 3.7’de görülmektedir.

Bu çalışmada da, ısı borularının içi literatüre uygun olarak % 10 oranında asit içeren asitli su ile temizlenip iş akışkanı ile yıkanmıştır. Her bir ısı borusunun içi vakum pompası ile yoğuşmayan gazlardan arındırmak için 160 tor'a kadar vakumlanıp, evaporatör bölgesi hacminin % 50'si oranında çalışma akışkanı olarak saf su konulmuştur. Şarj işleminden sonra ısı borusu içerisindeki vakum seviyesi değişmeden özel sıkıştırma pensesi (pinç-of) ile ezilip oksii-asetilen kaynağı ile kapatılmıştır.

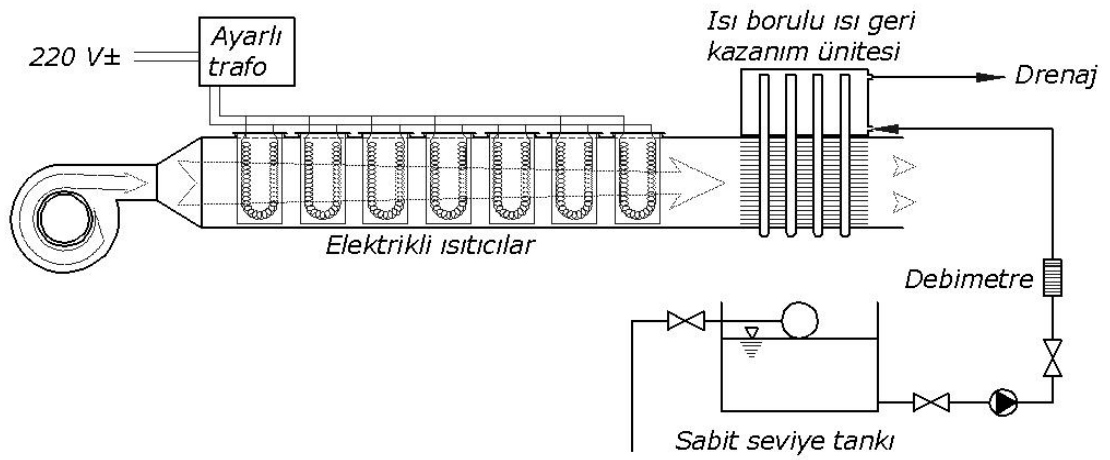
Deneilerde baca gazı yerine sıcak hava kullanılmıştır. Hava sıcaklığı 125, 150, 175, 200, 225 ve 250 °C sıcaklıklarında, elektrikli ısıtıcılarla ve ayarlı bir trafo ile istenilen değerlere ayarlanmıştır. Baca gazı hızı, devri ayarlanabilen bir fan yardımıyla 1, 1,5, 2, 2,5 3, 3,5 ve 4 m/s hızlarında istenilen değerlere ayarlanmıştır. Kondenser kısmındaki soğutma suyu debisi 0,065 kg/s ve 0,13 kg/s debilerinde sabit olarak tutulmuştur. Soğutma suyu sıcaklığı 20 °C ve 33 °C değerlerinde çalışılmıştır. 20 °C su sıcaklığı şebeke suyu sıcaklığı ve 33 °C ise herhangi bir sistemde ısısını verip, soğuyarak kazana geri dönen akışkan sıcaklığı olarak seçilmiştir.



Şekil 3.7. IBIGK ünitesinde ölçüm yapılan noktalar (T; Sıcaklık, P; basınç, V; Hız ölçüm noktaları)

Deneysel çalışmada IBIGK sisteminde yapılan ölçmeler için, ölçüm noktalarının konumu Şekil 3.7.'de verilmiştir. Deney düzeneği, Şekil 3.8.'de şematik olarak ve Şekil 3.9.'de de fotoğraf olarak görülmektedir.

IBIGK ünitesinde, evaporatör ve kondenser bölgelerindeki çeşitli noktalardan K tipi ısı çiftleriyle sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Isıl çiftlerden gelen sinyallerin sıcaklık olarak okunması, Almemo 5990-2 tipi, çok kanallı veri kaydedici ile sağlanmıştır. Baca gazı hızı ile ısı değiştiricisinin neden olduğu basınç kaybı da ayrıca ölçülmüştür. Bu ölçümlerin yapılmasında, Testo 454 veri kaydedici uygun propları ile birlikte kullanılmıştır. Isı değiştiricisinin kondenser kısmında ısıyı alan suyun sirkülasyonu küçük bir pompa ile sağlanmış ve su debisi de debimetre ile ölçülmüştür.



Şekil 3.8. Deney düzeneğinin şematik olarak görünüşü



Şekil 3.9. Deney düzeneğinin görünümü



Şekil 3.10. Isı borularının vakuma alınmasında kullanılan vakum pompası

IBIGK ünitesinin neden olduğu basınç kaybı ısı değiştirici öncesi ve sonrasındaki basınç farkı uygun bir cihazla ölçülerek saptanmıştır. Isı değiştiricisi etkinliği evaporatör ve kondenser bölgeleri için (3.10) ve (3.11) eşitlikleri ile ayrı ayrı hesaplanabilir (Azad vd. 1985).

Isı değiştiricisinin evaporatör bölgesi için etkinlik;

$$\varepsilon_e = \frac{C_{\text{gaz}} \cdot (T_{\text{gaz},1} - T_{\text{gaz},2})}{C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{gaz},1} - T_{\text{su},1})} \quad (3.10)$$

Isı değiştiricisinin kondenser bölgesi için etkinlik;

$$\varepsilon_c = \frac{C_{\text{su}} \cdot (T_{\text{su},2} - T_{\text{su},1})}{C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{gaz},1} - T_{\text{su},1})} \quad (3.11)$$

Ve burada  $C_{\text{min}}$ ;

$$C_{\text{min}} = (m C_p)_{\text{min}} \quad (3.12)$$

$C_{\text{min}}$ , sıcak ve soğuk akışkanlardan hangisinin değeri en küçükse o değer alınacağını ifade etmektedir. Burada; 1 indisi girişi, 2 indisi ise çıkışı göstermektedir.

IBIGK sistemlerinde sıcak ve soğuk akışkanların kütleli debileri ve ısı kapasiteleri birbirine eşit ise, sıcak ve soğuk akışkan taraflarının etkinlikleri de birbirine eşit olur.

$$\varepsilon_{\text{sıcak}} = \varepsilon_{\text{soğuk}} \quad (3.13)$$

$$\frac{m_{\text{sıcak}} c_{p,\text{sıcak}}}{m_{\text{soğuk}} c_{p,\text{soğuk}}} = 1 \quad (3.14)$$



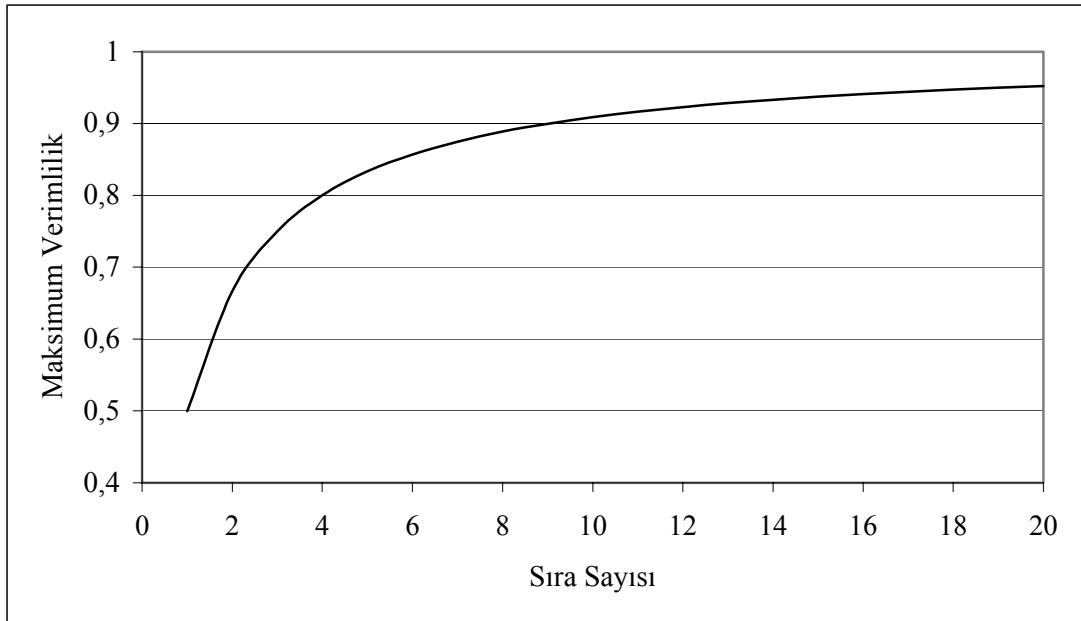
Çok sıralı IBIGK sistemlerinde elde edilebilecek maksimum etkinlik,  $n$  değiştiricideki sıra sayısını göstermek üzere Niro ve Baretta (1992) tarafından;

$$\varepsilon_{\max} = \frac{n}{n+1} \quad (3.15)$$

olduğu bildirilmiştir. Bu durumda sıcak ve soğuk akışkanları için;

$$m_{\text{sıcak}} C_{\text{sıcak}} = m_{\text{soğuk}} C_{\text{soğuk}} \quad (3.16)$$

olduğu dikkatlerden kaçırılmamalıdır. Bu koşullarda sıra sayısı ile, ısı değiştiriciden elde edilebilecek maksimum etkinliğin değişimi şekil 3.11’de görölmektedir.



Şekil 3.11. Sıra sayısı ile ısı değiştiriciden elde edilebilecek maksimum etkinliğin değişimi.

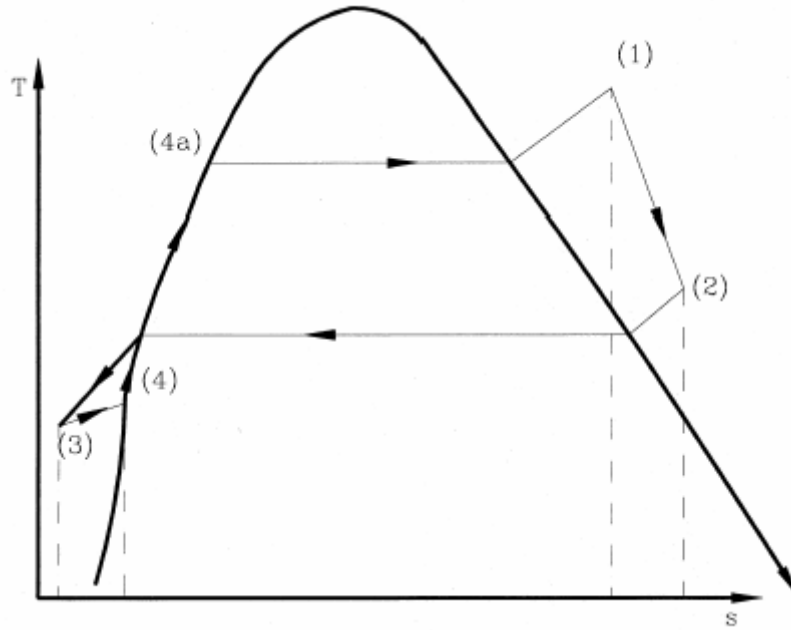
Eşitlik 3,15’den yararlanarak çizilen şekil 3.10.’dan açıkça göröldüğü gibi evaporatör ve kondenser bölgelerinden akan akışkanların ısıl kapasiteleri birbirine eşit olduğunda, çok sıralı sistemlerde, 8–10 sıra uygun sıra sayısı olarak alınabilir. Bu durumdaki verimlilik, yaklaşık % 90’dır. Sıra sayısını daha fazla yapılması,

sistemin maliyetini artmasına neden olacak, ancak verimlilikteki artışta dikkate değer bir artma gözlenemeyecektir.

### 3.7. IBIGK Sisteminin Termodinamik Analizi

Isı borusu içerisindeki buhar akışının termodinamik çevrimi Şekil 3.12.'de T-s diyagramı olarak görülmektedir (Khalkhali vd., 1999). Çalışmanın basitleştirilebilmesi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Isı borusu kararlı durumda çalışmaktadır.
- Buhar akışı oldukça küçük Reynolds sayısı ile akmaktadır.
- İhmal edilebilir derecede sıcaklık artışı olmaktadır
- Taşıma bölgesinde buharlaşma ve yoğuşma olmamaktadır. yani ısı borusu içi doymuş haldedir.



Şekil. 3.12. Isı borusu içerisindeki akışkanın Termodinamik çevrimi (Khalkhali, 1999)

Şekil 3.12.'de verilen diyagramdaki, (1–2) bölgesi evaporatörden kondensere buhar akışının olduğu bölgedir. (2–3) bölgesi kondenserden ısı atılması, (3–4) bölgesi

kondenserden evaporatöre akışkanın taşınması ve (4-1) bölgesi de evaporatördeki buharlaşmayı göstermektedir.

Çeşitli sistemlerde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı transferi, genişleme veya sıkıştırma vb. olaylardır. Saf bir maddenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 1996).

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.17)$$

Bu eşitlikteki,  $(\frac{V^2}{2})$  kinetik enerji ve  $(gz)$  potansiyel enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.18)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikteki  $h_0$  ve  $s_0$  terimleri akışkanın çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropisini,  $T_0$  ise çevre sıcaklığını ifade etmektedir.

IBIGK sistemi termodinamik olarak, sürekli akışlı açık bir sistemdir. Bu sistemlerde akışkanın kontrol hacminde sürekli bir akışı vardır. Akışkanın özellikleri, kontrol hacmi içinde bir noktadan diğerine farklılıklar gösterebilir. Fakat verilen bir noktada zamanla değişmez (Çengel ve Boles, 1996).

Isı geri kazanım sisteminin her bölümü ayrı bir kontrol elemanı olarak kabul edilip tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıda verildiği gibi yazılabilir.

$$\Delta\Psi = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \Psi_\varphi - \left[ \sum Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right)_g - \sum Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right)_\varphi + \sum W \right] \quad (3.19)$$

Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Sistem ile çevre arasındaki ısı alışverişi ihmal edilmiştir.
- Sistem elemanlarındaki, boru ve kanallardaki sürtünmeler, basınç ve hız kayıpları ihmal edilmiştir.

Sistemin ekserji analizini yapabilmek için sistem iki kısımda ele alınmıştır. Bunlardan birincisi IBIGK sistemine ısı veren baca kısmıdır. İkincisi ise IBIGK sisteminden ısı çeken su kısmıdır. Bunlardan ilki sistemin evaporatör bölgesini, ikincisi ise kondenser bölgesini kapsamaktadır.

Evaporatör kısmında (baca gazı tarafında) üretilen entropi;

$$\Delta\Psi_{\text{gaz}} = (h_1 - h_2) + T_0(s_2 - s_1) \quad (3.20)$$

eşitliğinden bulunur.

Kondenser kısmında (su tarafında) üretilen entropi ise;

$$\Delta\Psi_{\text{su}} = (h_4 - h_3) + T_0(s_3 - s_4) \quad (3.21)$$

eşitliğinden bulunabilir.

Sistemin Termodinamiğin II. yasasına göre verimi ise (3.22) eşitliğinden hesaplanabilmektedir.

$$\eta_{\text{II}} = \frac{m_{\text{su}} \Delta\Psi_{\text{su}}}{m_{\text{gaz}} \Delta\Psi_{\text{gaz}}} \quad (3.22)$$

### 3.8. IBIGK Sisteminin Ekonomik Analizi

IBIGK sistemi ekonomik yönden incelenirken, sistemin kurulması ile ne gibi yararlarının olduğuna bakılır. Ekonomik yararlarının yanında çevreye olan

kirleticilikte de bir azalma oluşacaktır. Bu yarar, belki doğrudan ekonomik olarak dikkate alınmasa dahi, dolaylı yönden ekonomiye bir katkısının olacağı muhakkaktır.

Bu sistemin herhangi bir kazan çıkışına eklenmesi ile birlikte baca gazı sıcaklığında bir azalma meydana gelecektir. Bu azalma sonucunda da kazan önceden yerine getirmekte olduğu fonksiyonunda hiçbir azalma olmadan yakıt sarfiyatında bir tasarruf sağlanmış olacaktır. Herhangi bir kazandaki baca kaybı (3.23) eşitliği ile bulunabilir (Özkan, 1984).

$$B.K = \frac{\dot{V}_g c_{p,g} (T_b - T_\varphi)}{Hu} 100 \quad (3.23)$$

Burada,  $\dot{V}_g$  ve  $c_{p,g}$  sırasıyla baca gazı özgül hacmini ( $Nm^3/kg$ ) ve özgül ısısını ( $kcal/Nm^3$ ),  $T_b$  ve  $T_\varphi$  baca gazı ve çevre sıcaklıklarını,  $Hu$  ise kullanılan yakıtın alt ısıl değerini ( $kcal/kg$ ) ifade etmektedir. Buradaki baca gazı özgül hacmi ise (3.24) eşitliğinden bulunabilir (Eker, 1975).

$$\dot{V}_g = \dot{V}_{g,min} + (\lambda - 1)L_{min} \quad (3.24)$$

Eşitliğinden bulunabilir. Buradaki  $\lambda$  kazanda kullanılan yakıt için hava fazlalık katsayısı,  $\dot{V}_{g,min}$  teorik baca gazı miktarıdır.  $L_{min}$  ise yanma için gerekli teorik hava miktarı olup (3.25) eşitliğinden,  $\dot{V}_{g,min}$  ise (3.26) eşitliğinden (sıvı yakıtlar için) bulunabilir (Eker, 1975).

$$L_{min} = \frac{1,238}{1000} Hu - 1,38 \quad (3.25)$$

$$\dot{V}_{g,min} = \frac{1,548}{1000} Hu - 3,77 \quad (3.26)$$

Bu eşitlikler yardımıyla, IBIGK sisteminin herhangi bir sisteme monte edilmeden önceki ve sonraki baca kayıpları (3.23) eşitliğinden, kazan veriminde sağlanacak ek verim hesaplanabilir. Buradan da sistemin çalışma süresi dikkate alınarak, sağlanan enerji tasarrufu miktarı hesaplanabilecektir.

## 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

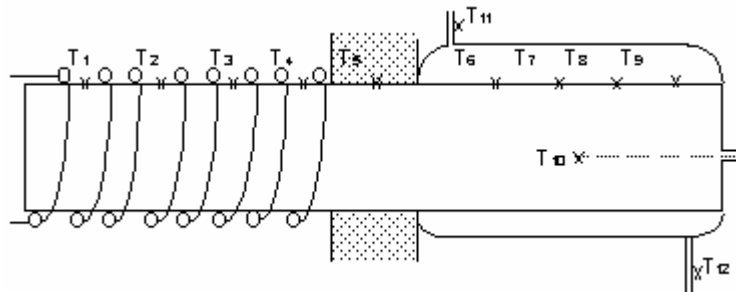
### 4.1. Isı Borusunun Deneysel Sonuçları

Tek ısı borusu ile yapılan deneysel çalışmalar, ısı borusunun evaporatör kısmına 200-3000 W arası ısı verilerek yapılmıştır. Isı borusu 0, 15, 30, 45, 60, 75 ve 90 derece eğim açılarında çalıştırılmıştır. Kondenser kısmında sistemden ısıyı çeken suyun debisi 10, 15, 20, 25, 25, 30, 35 ve 40 l/h aralıklarında ayarlanarak, sıcaklık dağılımı gözlenmiştir. Yapılan çalışmada, 0° eğim açısında sadece 200 W ısı yükü uygulanarak, 15° ile 90° arasındaki eğim açılarında ise 200, 500, 900, 1400, 2100 ve 3000 W ısı yüklerinde deneyler yapılmıştır.

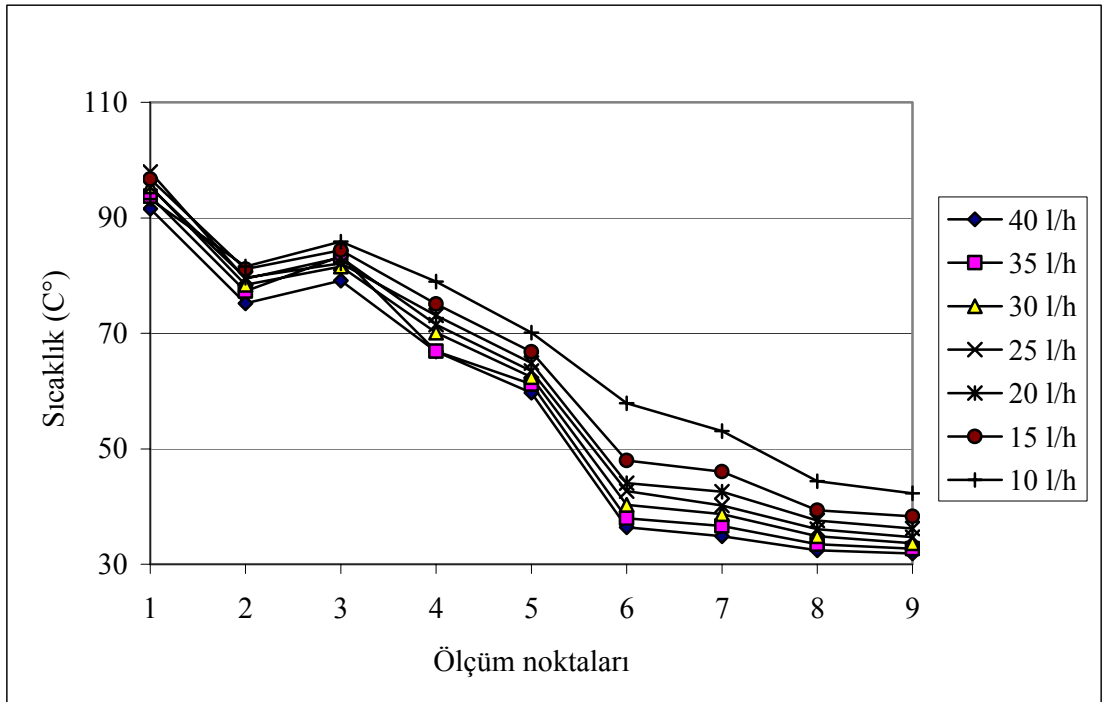
#### 4.1.1. Yüzey Sıcaklıklarının Değişimi

Isı borusu üzerindeki ölçüm noktaları Şekil 4.1.'de görülmektedir. Sıcaklık diyagramlarındaki 1 noktası evaporatör bölgesi başlangıcındaki ve 9 noktası kondenser bölgesindeki en uç ölçüm noktasını göstermektedir. Ölçüm noktaları:

- Evaporatör bölgesi üzerindeki ölçüm noktaları: (1), (2), (3), (4) noktaları,
- Adyabatik bölgedeki ölçüm noktası: (5) noktası,
- Kondenser bölgesi üzerindeki ölçüm noktaları: (6), (7), (8), (9) noktalarıdır.
- Isı borusu iç sıcaklığı (10) noktasından ölçülmüştür.
- Su giriş ve çıkış sıcaklıkları (11) ve (12) noktalarından ölçülmüştür.



Şekil 4.1. Isı borusu üzerindeki ölçüm noktaları



Şekil 4.2. Yatay konumda, 200 W ısı yükünde, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

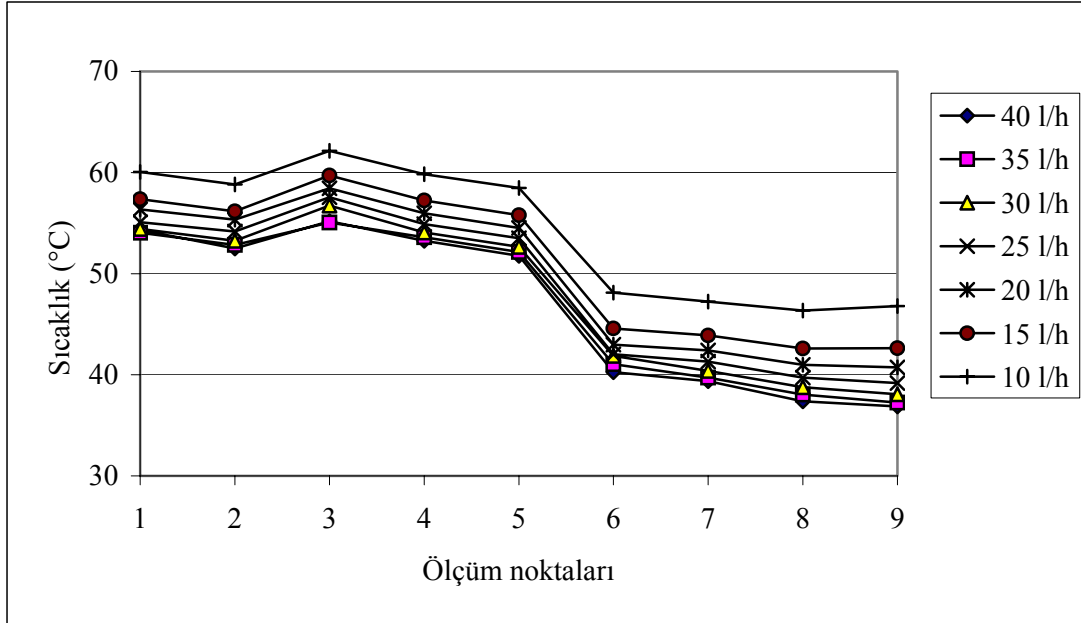
Şekil 4.2. ile Şekil 4.8. arasındaki şekillerde, ısı borusunun evaporatör bölgesine 200W ısı yükü uygulandığı durumda, ısı borusu üzerindeki çeşitli noktalardan ölçülen sıcaklık değerleri görülmektedir. Burada verilen diyagramlar eğim açısının 0 ile 90° aralığında 15° aralıklarla yapılan deneylerden alınan sonuçlardır.

Diyagramlardan görüldüğü gibi, evaporatör bölgesindeki sıcaklık dağılımı 0° eğim açısı hariç olmak üzere yaklaşık birbirine yakın değerlerde ölçülmüştür (Şekil 4.2.). Yatay konumda yani 0° eğim açısındaki çalışmada evaporatör bölgesi yüzey sıcaklığı özellikle 1 noktasında diğer ölçüm noktalarına oranla çok daha fazla ölçülmüştür. Çünkü ısı borusu yatay konumda olduğu için evaporatör bölgesinin özellikle ilk kısımlarından kondensere yeteri kadar ısı transfer edilemediğinden 1 noktasında yüzey sıcaklığı diğer noktalara oranla çok fazla olarak ölçülmüştür.

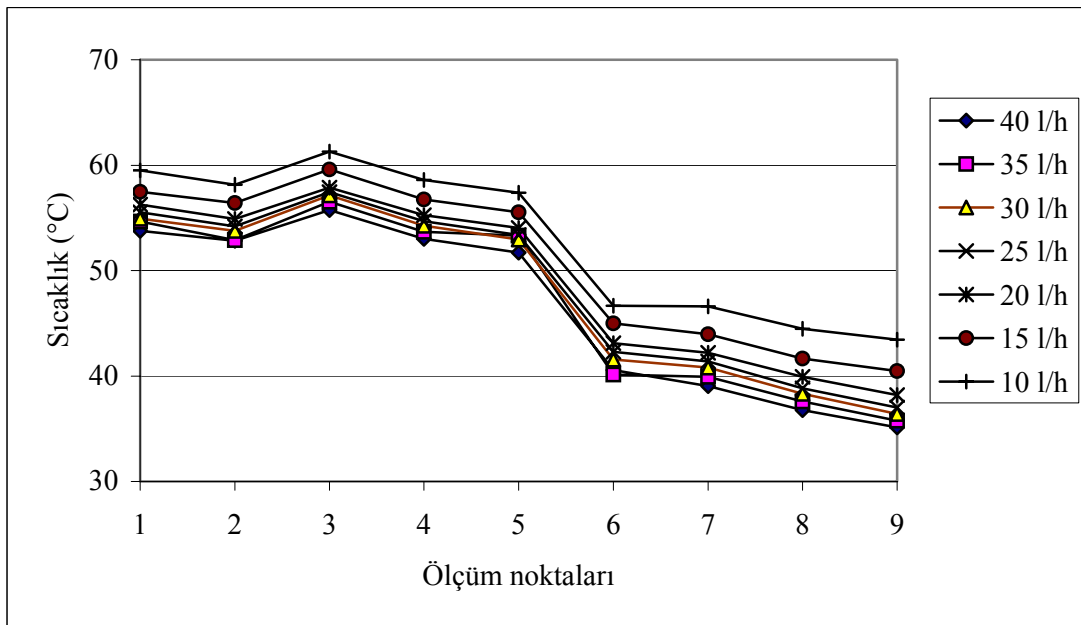
Soğutma suyunun debisinin azalmasıyla, kondenseri terk eden su sıcaklığı da artmıştır. Bu nedenle, kondenser bölgesi yüzey sıcaklığı da göreceli olarak artmıştır. Isı borusunun 15–90° eğimleri arasındaki çalışmalarda şekillerden de görüleceği gibi,



evaporatör ve kondenser bölgelerindeki sıcaklıklar yaklaşık birbirlerine yakın değerlerde bulunmuştur.

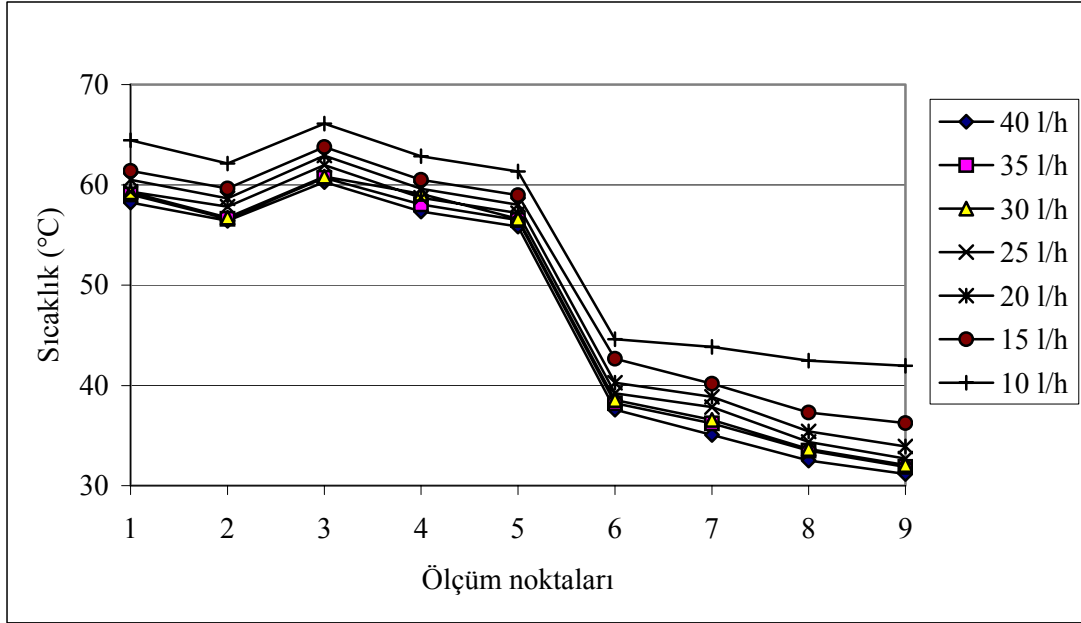


Şekil 4.3. 200 W ısı yükü ve 15° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

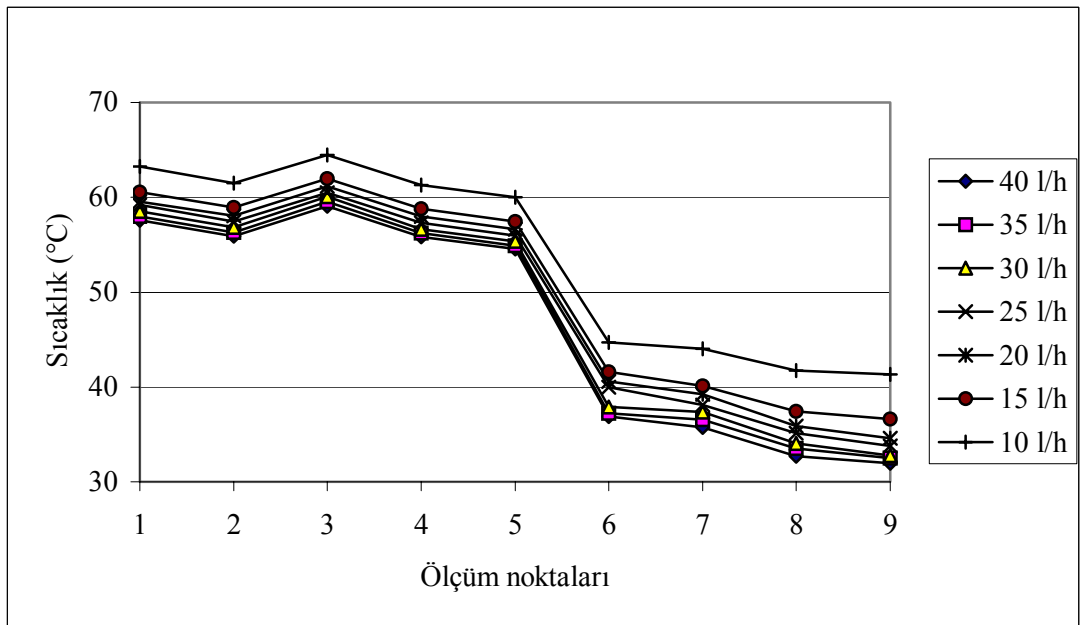


Şekil 4.4. 200 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.3.'te 200 W ısı yükünde 15 derecelik eğim açısında, Şekil 4.4.'te de 200 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusu üzerindeki çeşitli noktalarda ölçülen sıcaklıklar görülmektedir.

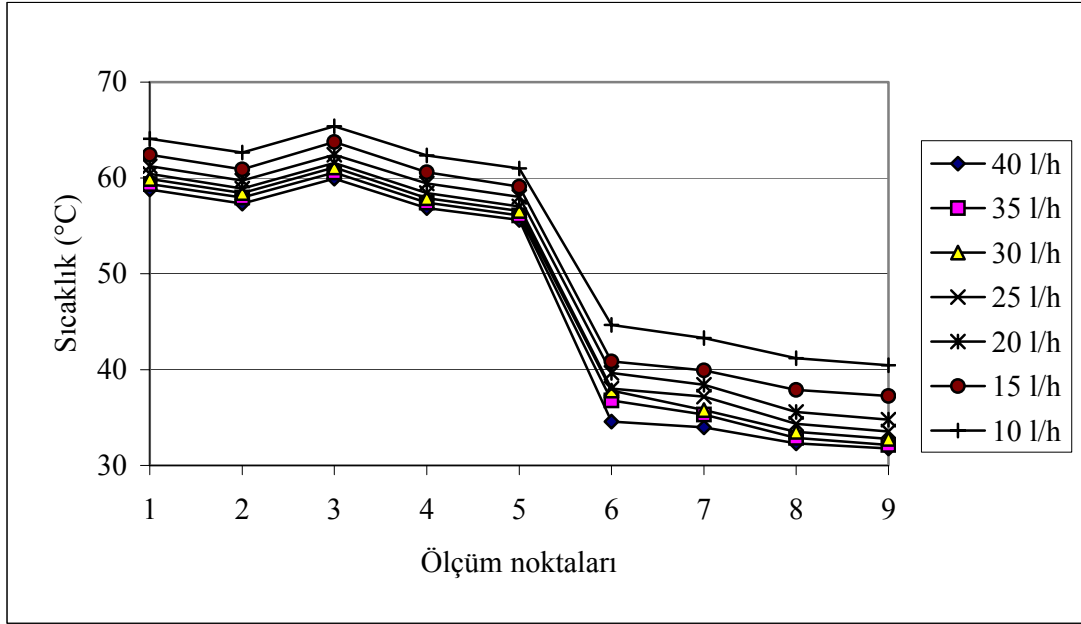


Şekil 4.5. 200 W ısı yükü ve 45° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

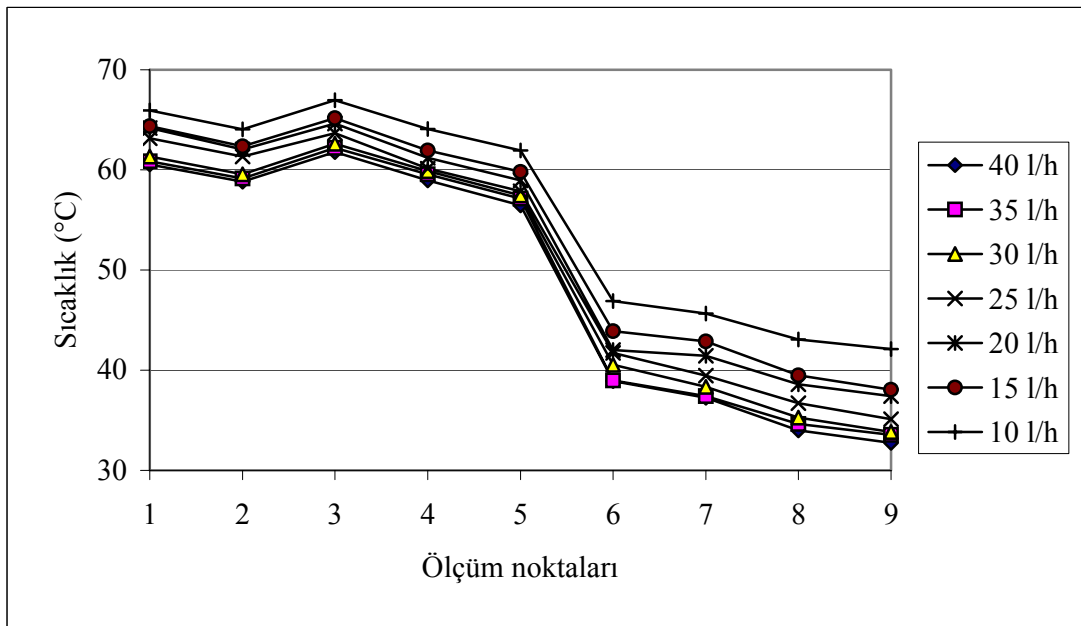


Şekil 4.6. 200 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.5. ve Şekil 4.6.'da 200 W ısı yükünde 45 ve 60 derecelik eğim açılarında çalıştırılan ısı borusunun yüzey sıcaklıkları görülmektedir. Bu diyagramlarda da su debisinin özellikle 10 l/h olduğu durumlarda yüzey sıcaklıklarının, diğer debilerdeki çalışmalara oranla çok daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir.

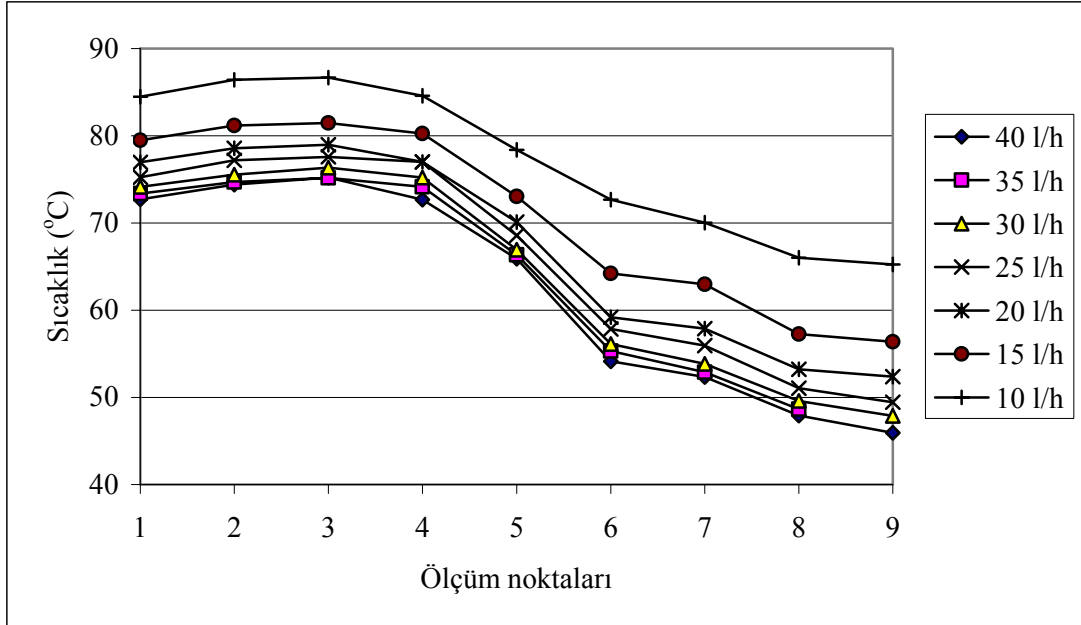


Şekil 4.7. 200 W ısı yükü ve 75° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

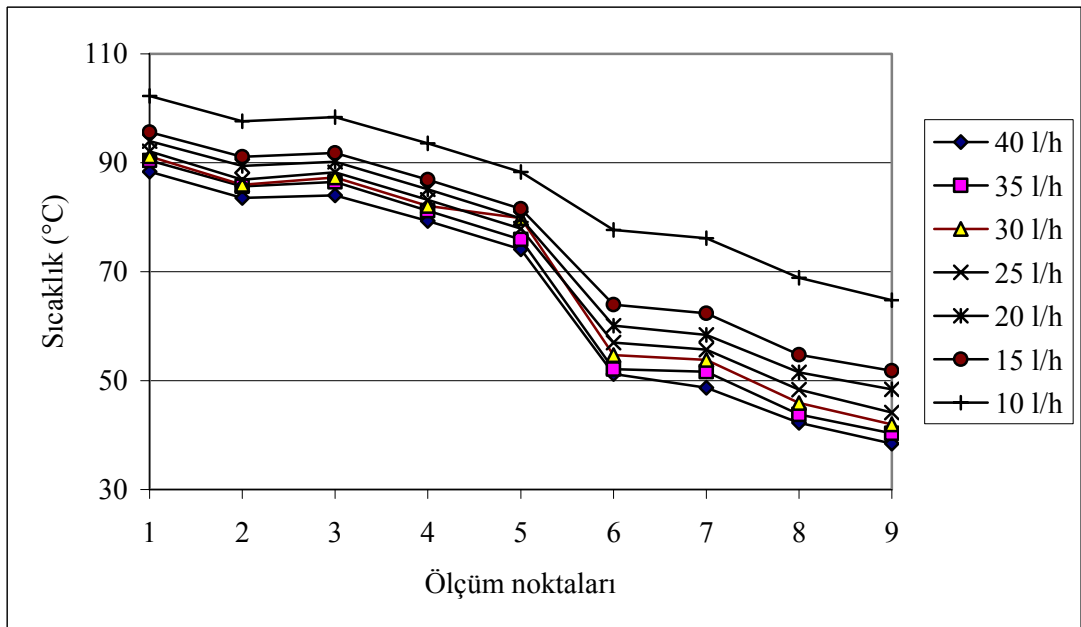


Şekil 4.8. 200 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.7.'de 200 W ısı yükünde 75° eğim açısında, Şekil 4.8.'de de yine 200 W ısı yükü ve 90° eğim açısında ısı borusu üzerindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir.

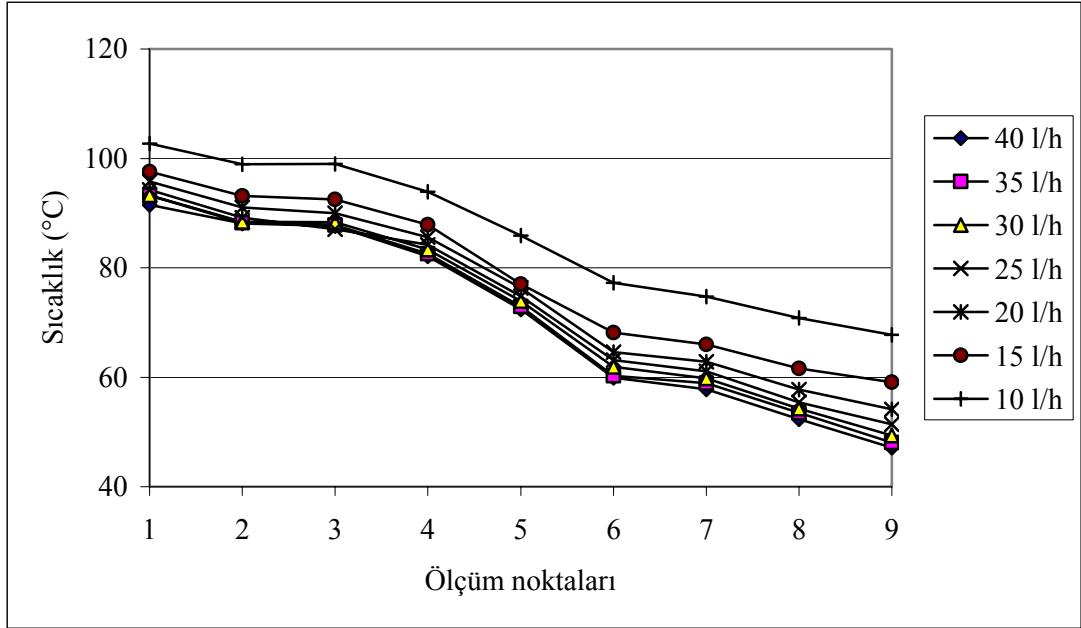


Şekil 4.9. 500 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

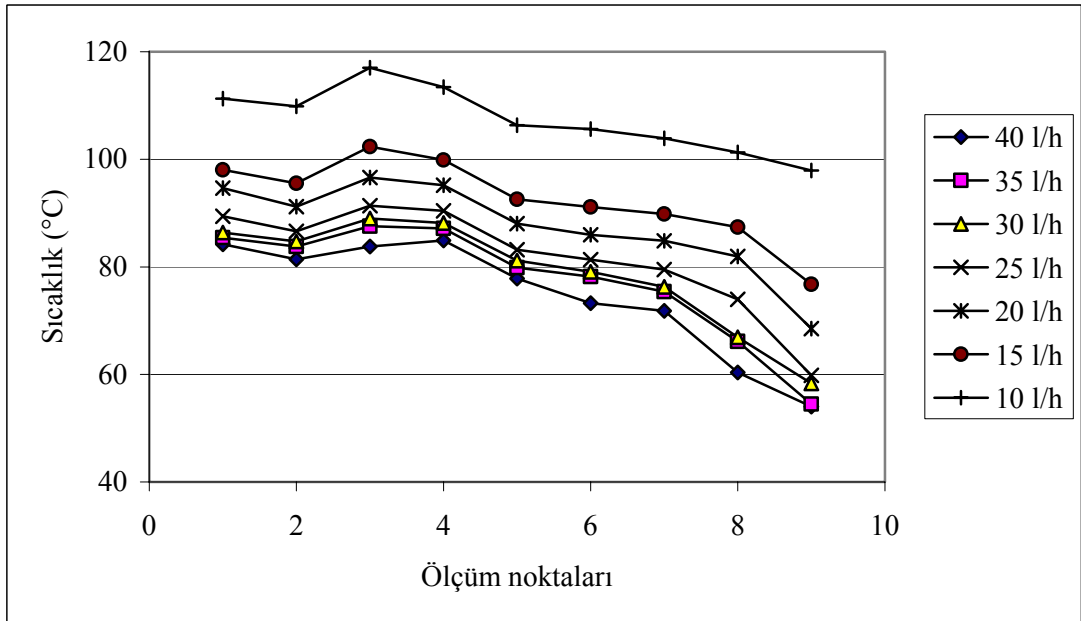


Şekil 4.10. 500 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.9. ve Şekil 4.10.'da ısı borusuna 500 W ısı yükü uygulandığı durumda 30° ve 60° eğim açılarındaki çalışmalarda ölçülen sıcaklıklar verilmiştir. Burada yine 10 l/h debide yüzey sıcaklıklarının, diğer soğutma suyu debilerine oranla daha yüksek olduğu görülmektedir.

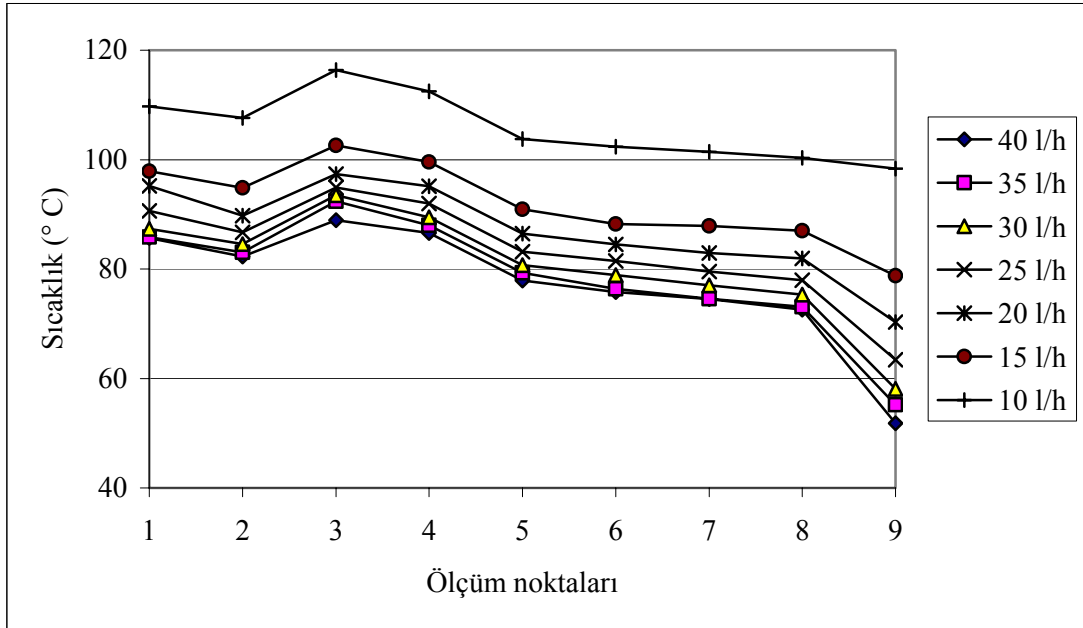


Şekil 4.11. 500 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

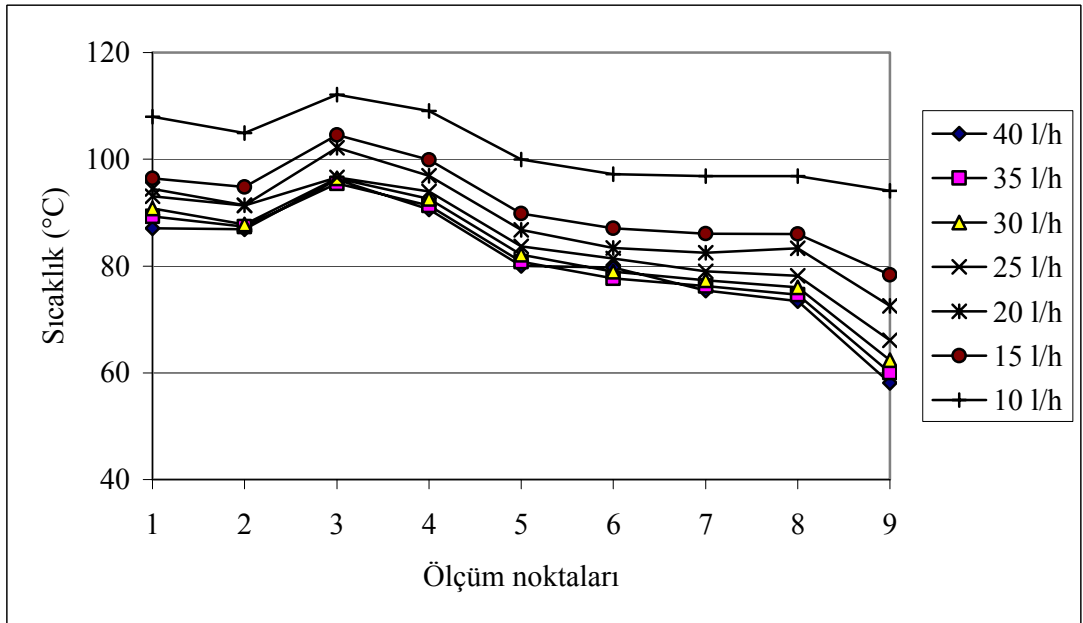


Şekil 4.12. 900 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.11.'de 500 W ısı yükü ve 90° eğim açısındaki ve Şekil 4.12.'de ise 900 W ısı yükünde 30° eğim açısındaki çalışma sonuçları verilmiştir. Bu diyagramlarda ısı borusu üzerindeki sıcaklık dağılımının evaporatör, adyabatik ve kondenser yüzeylerinde ölçülen sıcaklıkların 200 ve 500 W'lık çalışmalara oranla birbirlerine daha çok yaklaştığı görülmektedir.

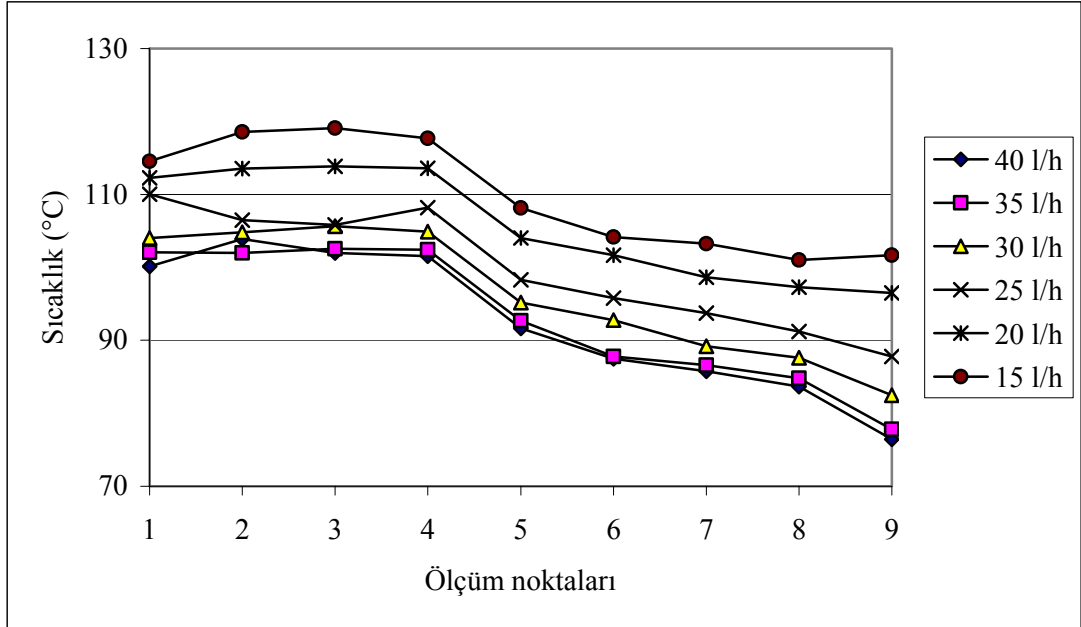


Şekil 4.13. 900 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

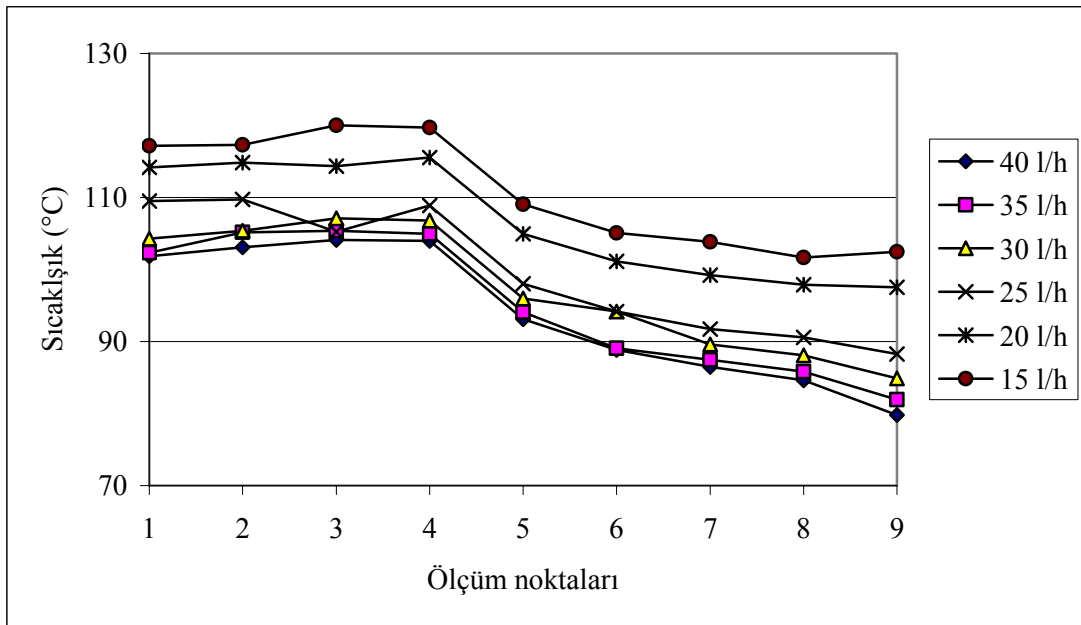


Şekil 4.14. 900 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.13. ve Şekil 4.14.'te 900 W ısı yükünde 60° ve 90° eğim açılarındaki yüzey sıcaklıkları görülmektedir.

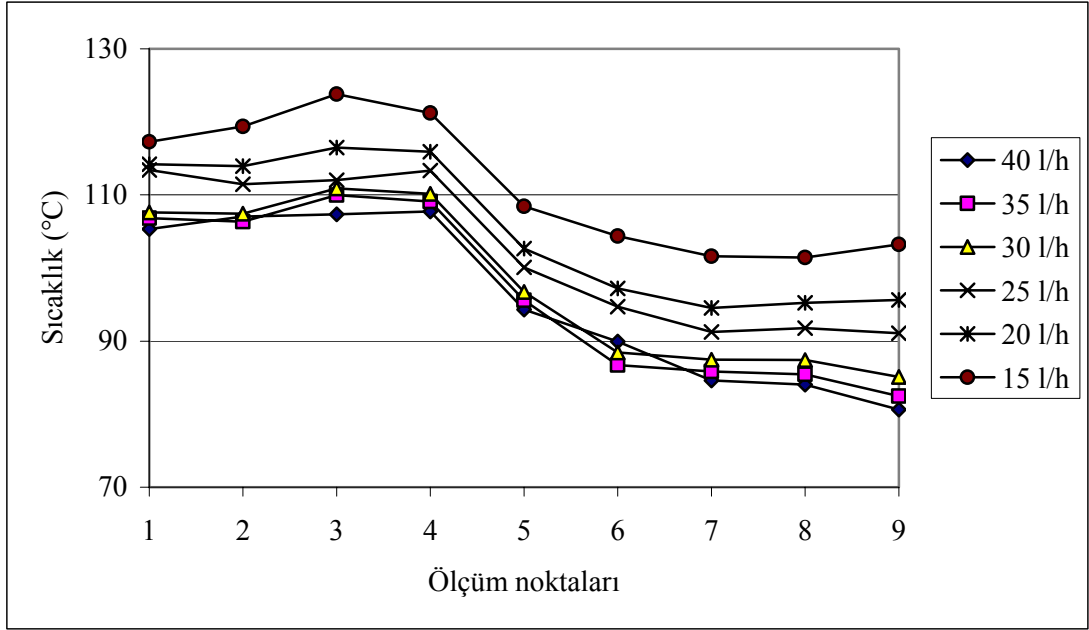


Şekil 4.15. 1400 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

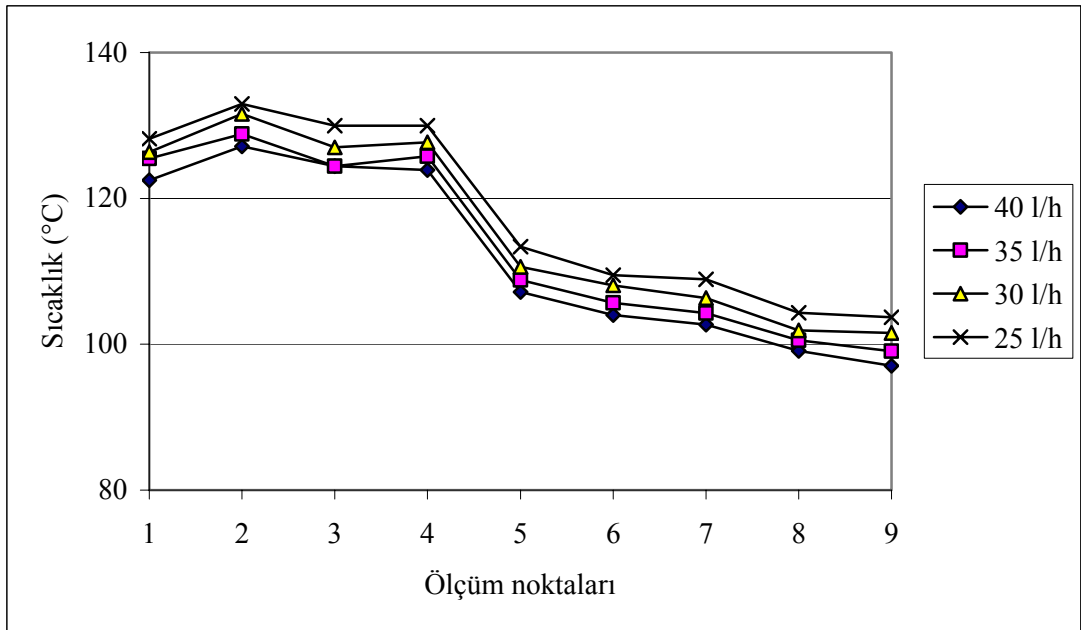


Şekil 4.16. 1400 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.15. ve Şekil 4.16.'da 1400 W ısı yükü uygulandığı durumda 30° ve 60° eğim açılarındaki çalışmalarda ölçülen yüzey sıcaklıklarının dağılımı verilmiştir. Evaporatör bölgesinden uygulanan ısı yükü arttıkça, ısı borusu üzerinden ölçülen yüzey sıcaklıklarının da arttığı gözlemlenmektedir.



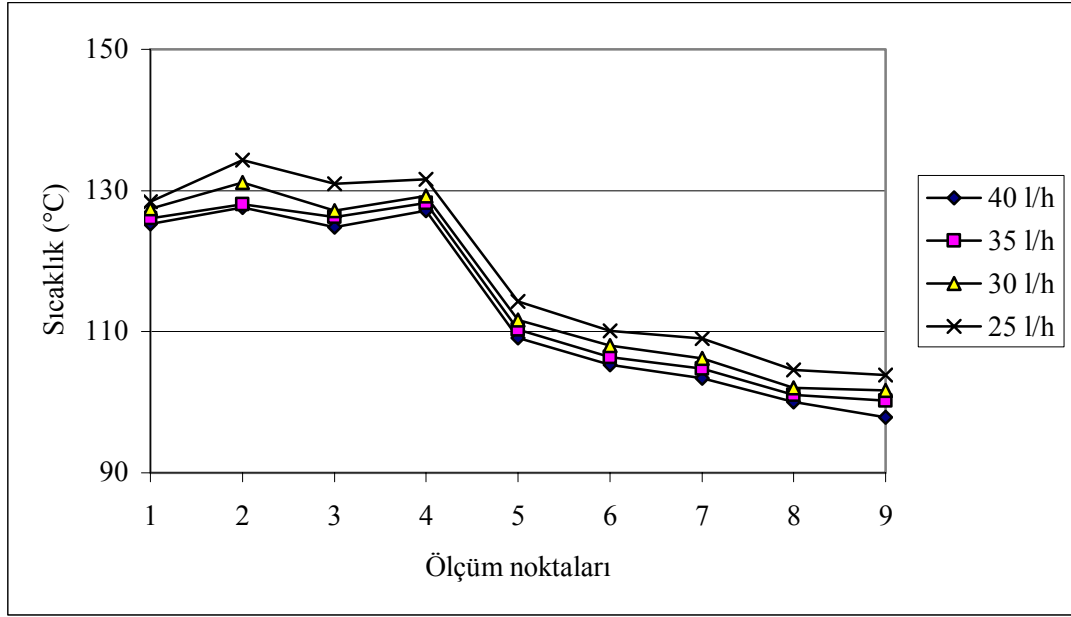
Şekil 4.17. 1400 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları



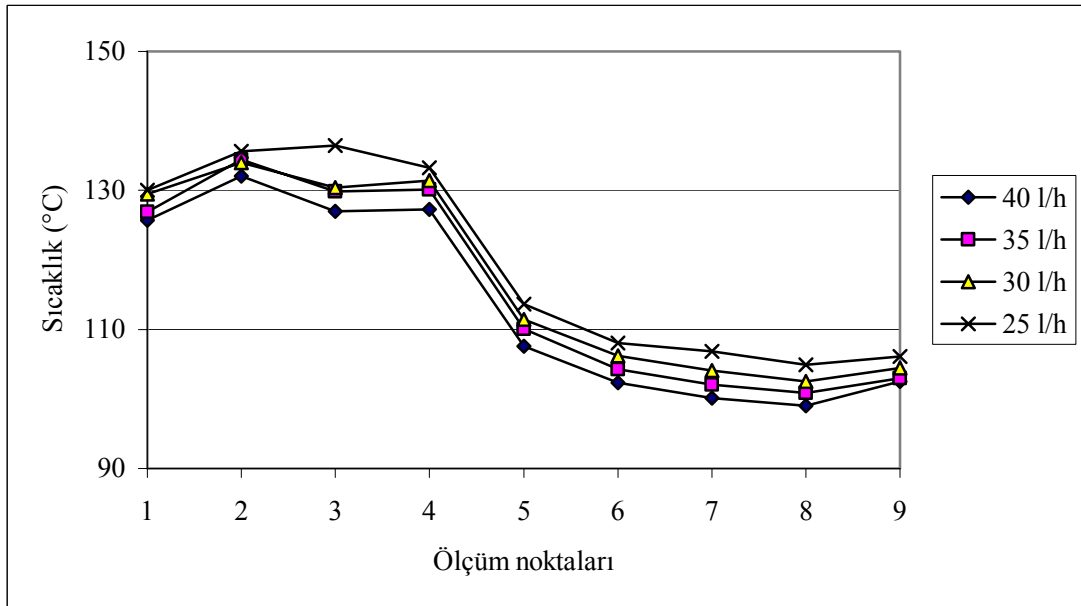
Şekil 4.18. 2100 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.17.'de ısı borusuna 1400 W ısı yükü uygulandığı durumda 90° eğimdeki çalışmada ölçülen yüzey sıcaklıkları verilmiştir. Şekil 4.18.'de ise 2100 W ısı yükü ve 30° eğim açısında ölçülen yüzey sıcaklıkları görülmektedir. Evaporatör bölgesinde uygulana ısı yükü arttıkça kondenser bölgesindeki sıcaklıklarında arttığı görülmektedir. Soğutma suyu sıcaklığı çıkışta 100 °C seviyelerine geldiği ve kaynama oluştuğu için 10, 15, 20 l/h debilerinde deneyler yapılamamıştır.

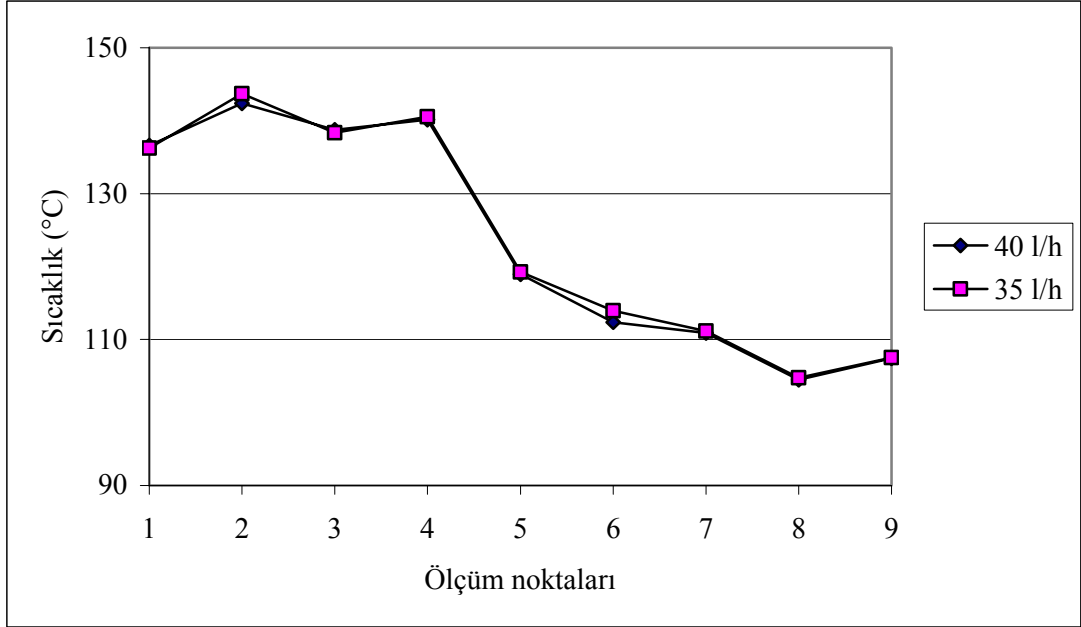


Şekil 4.19. 2100 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

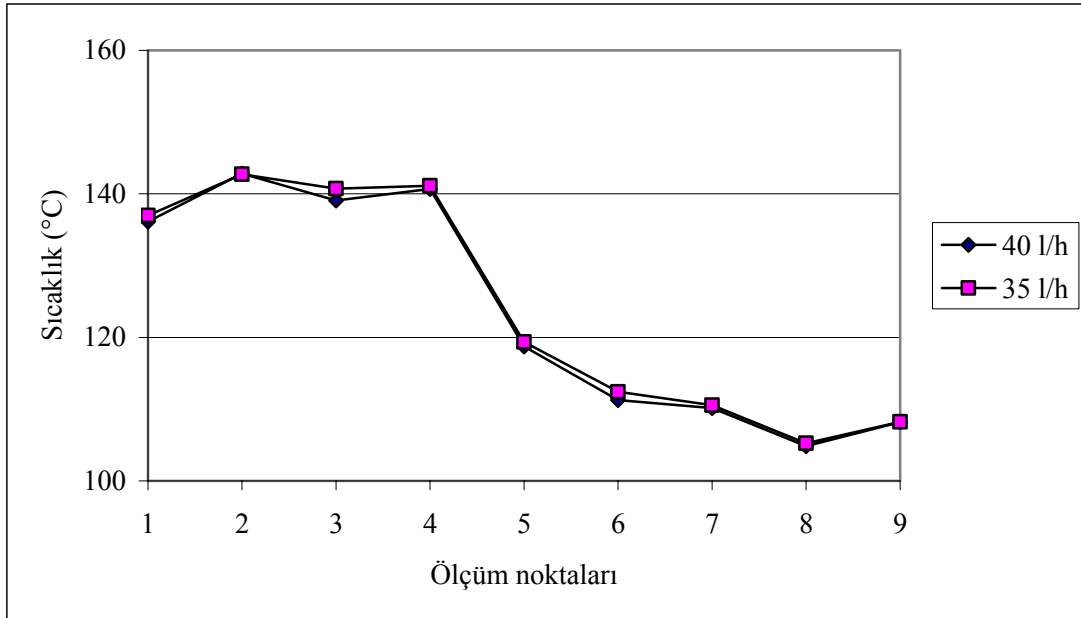


Şekil 4.20. 2100 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.19. ve Şekil 4.20.'de ısı borusuna 2100 W ısı yükü uygulandığı durumda 60° 90° eğimlerdeki yüzey sıcaklıkları verilmiştir. Şekil 4.21. ve Şekil 4.22.'de 3000 W ısı yükünde 30° ve 60° eğim açılarındaki yüzey sıcaklıkları görülmektedir..

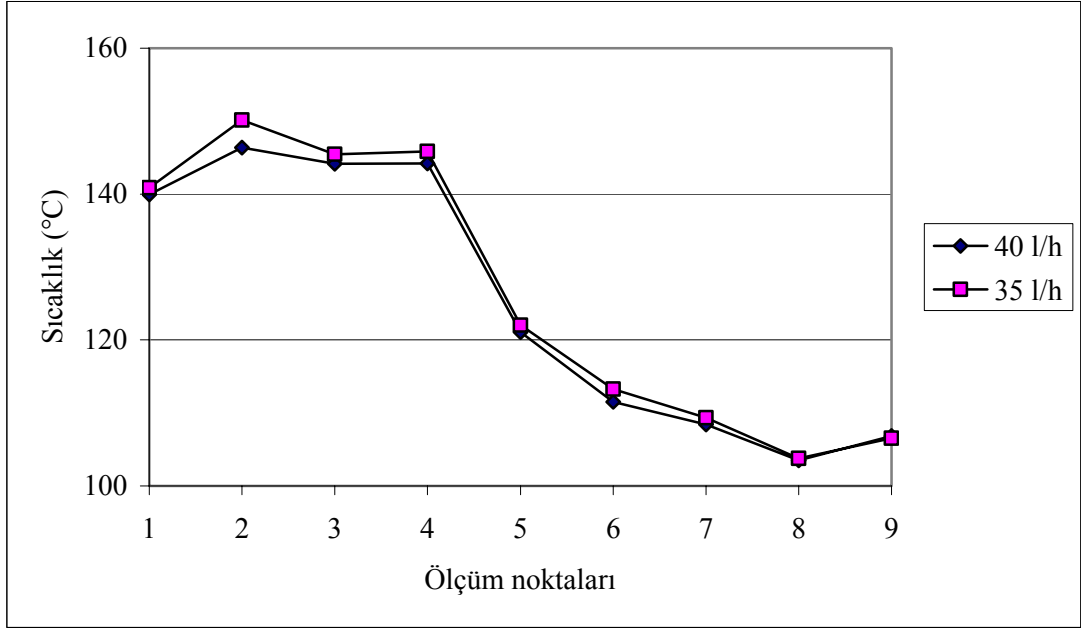


Şekil 4.21. 3000 W ısı yükü ve 30° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.22. 3000 W ısı yükü ve 60° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

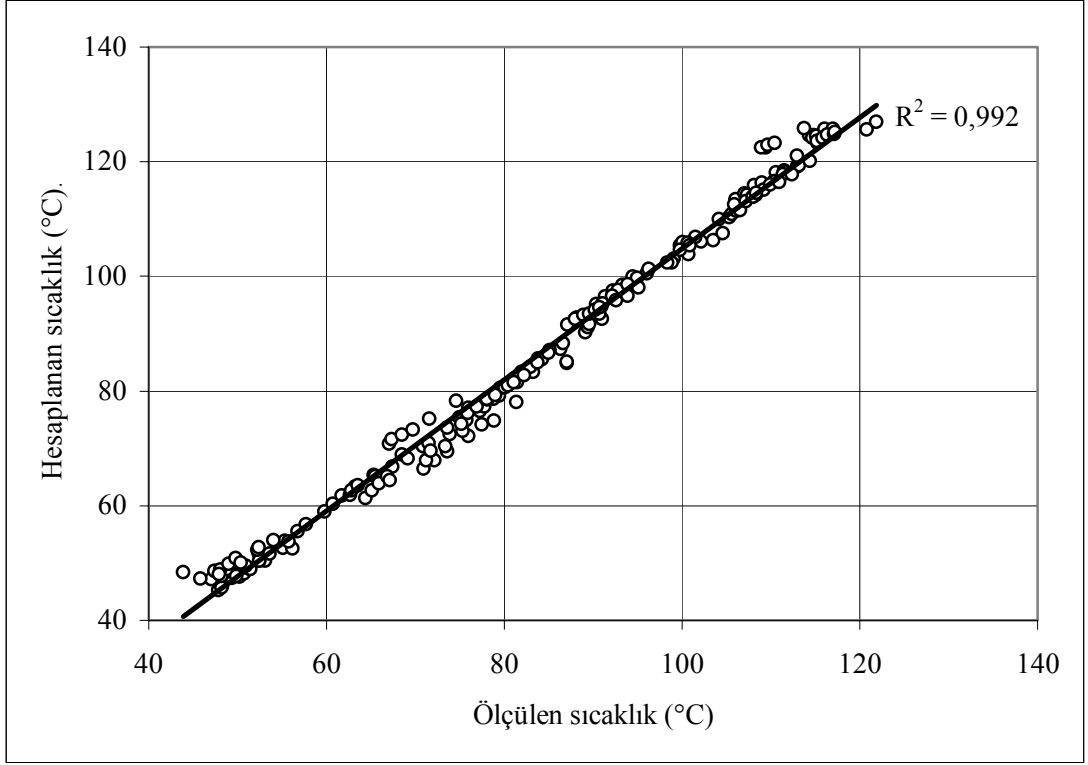
Şekil 4.23.'te 3000 W ısı yükü ve 90° eğim açısındaki yüzey sıcaklıkları verilmiştir. 3000 W ısı yükünde soğutma suyu sıcaklığı kondenser çıkışında kaynamaya başladığı için sadece 35 ve 40 l/h soğutma suyu debilerinde deneyler yapılabilmektedir. Bu ölçümlerde farklı debilerdeki ölçüm sıcaklıklarının aynı noktalar için birbirine çok yakın değerlerde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.23. 3000 W ısı yükü ve 90° eğim açısında, ısı borusunun çeşitli noktalarında ölçülen yüzey sıcaklıkları

Huang ve Tsuei (1985), ısı borularında iç sıcaklığın evaporatör ve kondenser bölgeleri yüzey sıcaklıklarının ağırlıklı aritmetik ortalamasına eşit olduğunu ve ısı borusu iç sıcaklığının (doyma sıcaklığı) (3.7) eşitliği ile hesaplanabileceğini bildirmiştir.

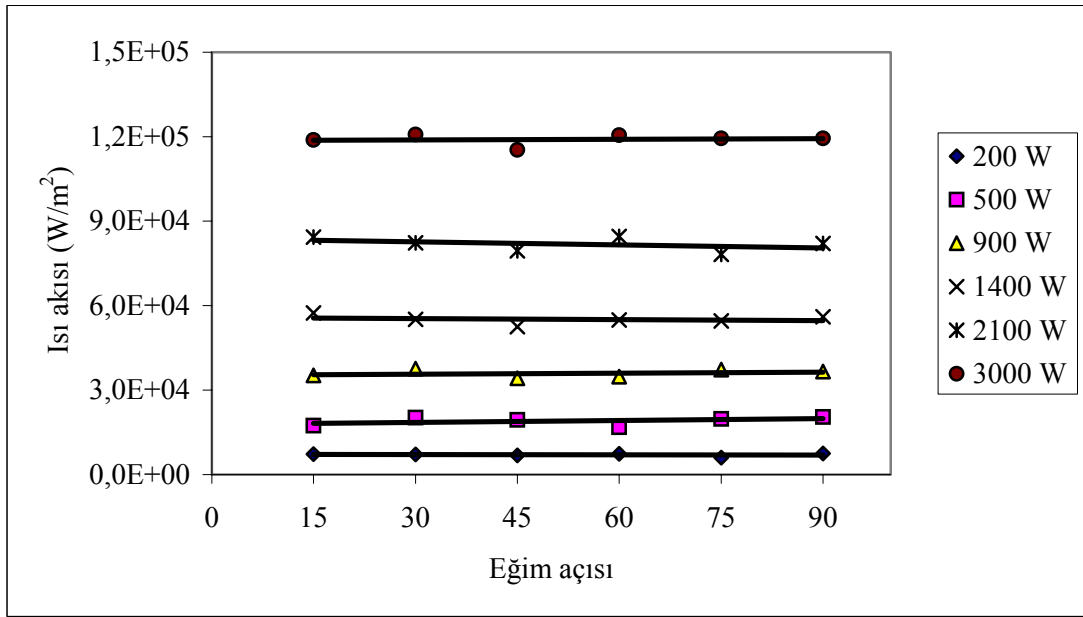
Bu çalışmada yapılan deneylerde hem ısı borusu yüzey sıcaklıkları hem de iç sıcaklık ölçüldüğü için Huang ve Tsuei'nin önerdiği eşitlikle karşılaştırılarak diyagram halinde Şekil 4.24.'te verilmiştir. Şekilden de görülebildiği gibi hesaplanan değerlerle ölçülen değerle birbirlerine çok yakındır. Ancak 90 °C'den sonraki değerlerde bir miktar sapma olduğu gözlenmektedir.



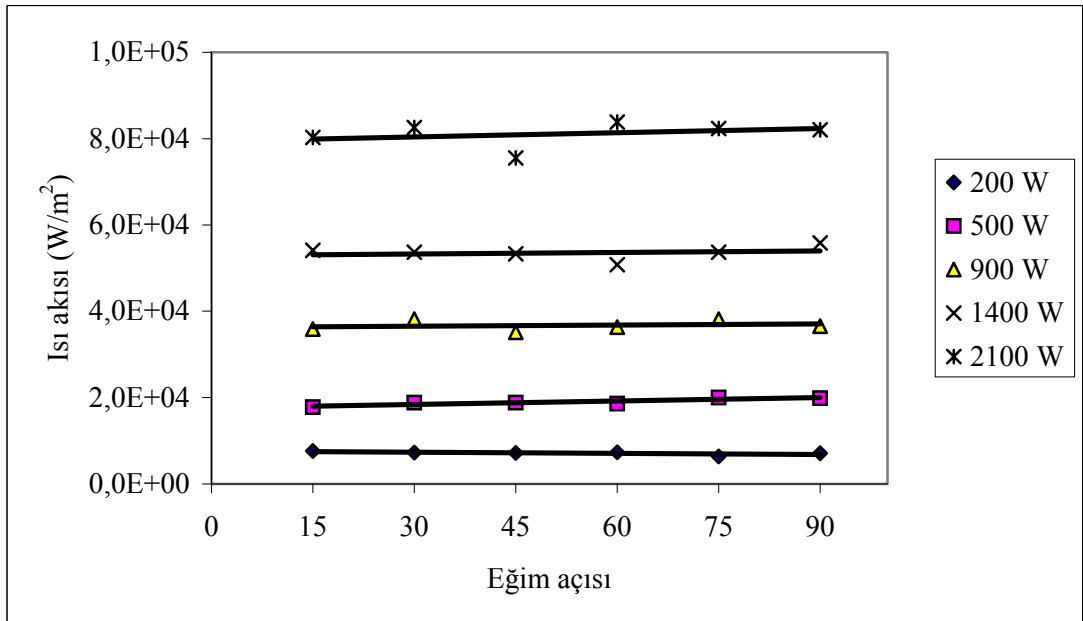
Şekil 4.24. Ölçülen iç sıcaklık ile yüzey sıcaklıklarından hesaplanan iç sıcaklığın karşılaştırılması

#### 4.1.2. Isı Akısı ve Isı Transfer Katsayısının Uygulanan Isı Yüğü ve Eğim Açısı ile Değişimi

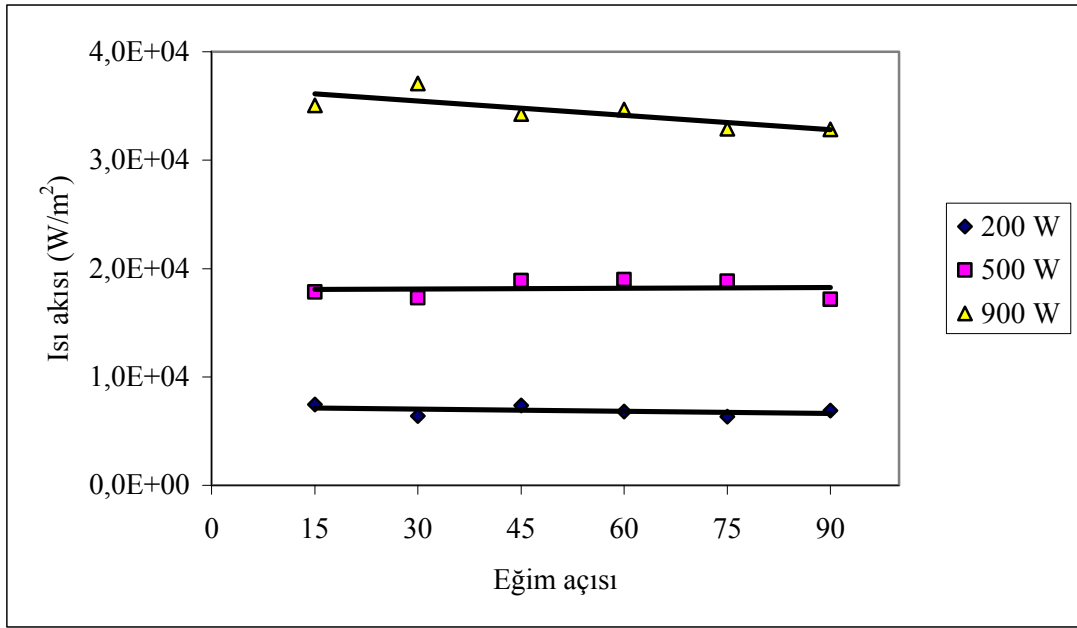
Çalışmanın bu bölümünde ısı borusunun eğim açısı ve evaporatör bölgesinde uygulana ısı yüğü ile kondenser bölgesi ısı akısının ve kondenser bölgesi için toplam ısı transfer katsayısının değişimi incelenmiştir. Şekil 4.25., Şekil 4.26. ve Şekil 4.27.'de sırasıyla soğutma suyu debisinin 40 l/h, 25 l/h ve 10 l/h değerleri için çeşitli ısı yüklerinde kondenser bölgesindeki ısı akısının değişimi görülmektedir. Isı akısı (3.6) eşitliği yardımıyla hesaplanmıştır. Evaporatör bölgesinden uygulanan ısı yükünün artması ile, doğal olarak kondenser bölgesinden çekilen ısı akısı da artmaktadır. Eğim açısının değişmesinin ısı akısı değişimine olan belirgin bir etkisi gözlenmemiştir.



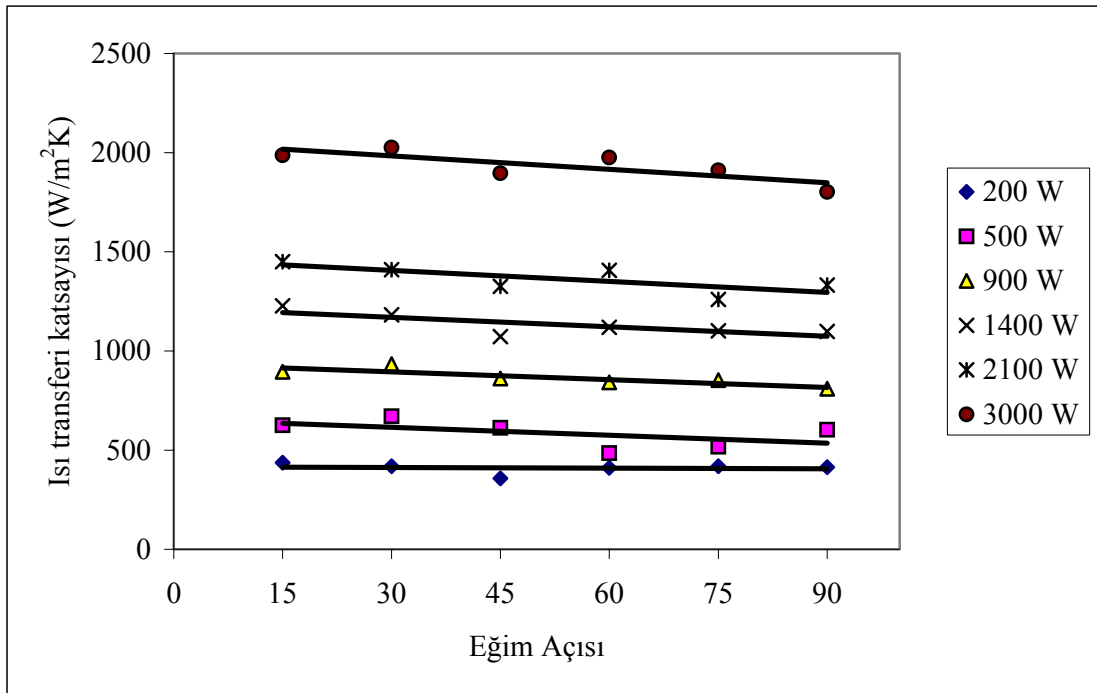
Şekil 4.25. 40 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi



Şekil 4.26. 25 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi



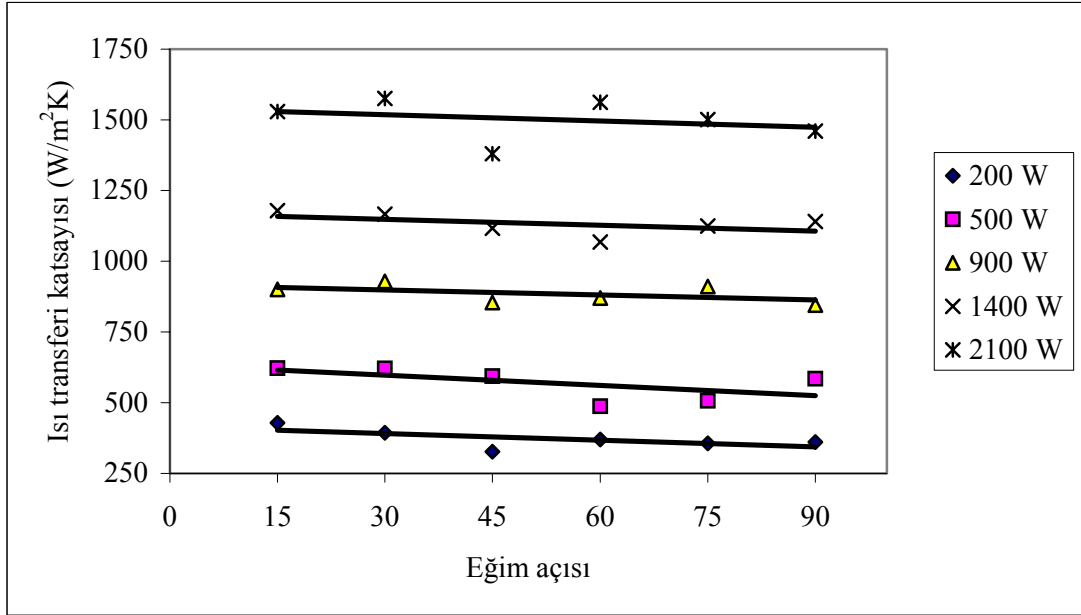
Şekil 4.27. 10 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı akısının eğim açısı ile değişimi



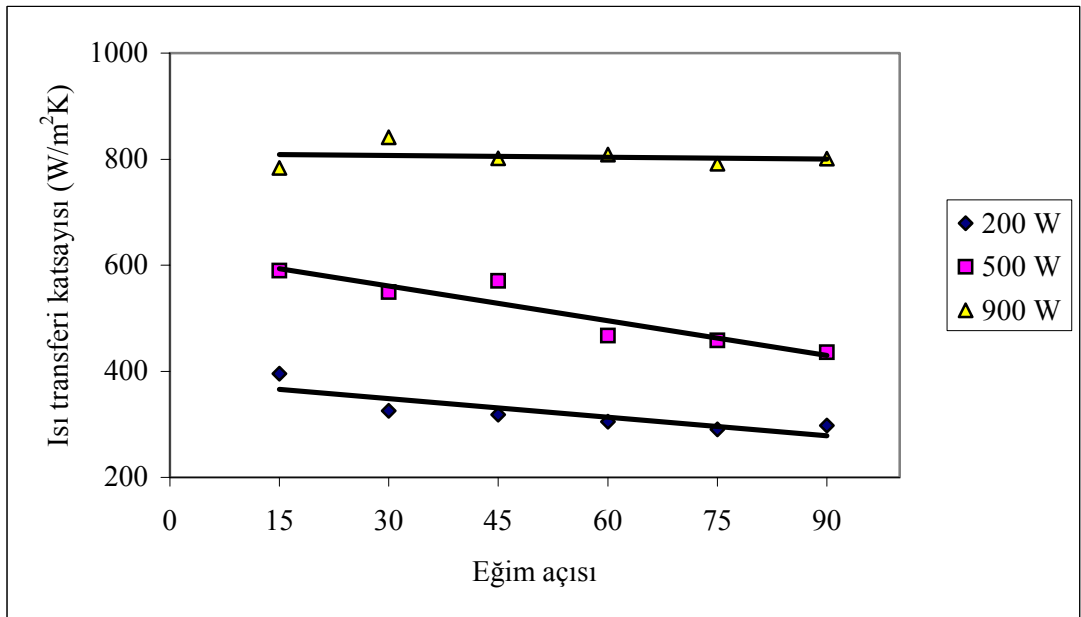
Şekil 4.28. 40 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi

Şekil 4.28., Şekil 4.29. ve Şekil 4.30.'da ısı borusuna uygulanan 200 ile 3000 W arası ısı yüklerinde çeşitli eğim açıları için kondenser bölgesi toplam ısı transferi katsayısının değişimi verilmiştir. Toplam ısı transferi katsayısı (3.19) ve (3.20)

eşitliklerinden deneysel veriler kullanılarak hesaplanmıştır. Yine burada da ısı akısında olduğu gibi uygulanan ısı yükü ile kondenser bölgesi için toplam ısı transferi katsayısının arttığı görülmektedir. Eğim açısı ile ısı transfer katsayısının değişimi arasında da anlamlı bir ilişki kurulamamıştır.

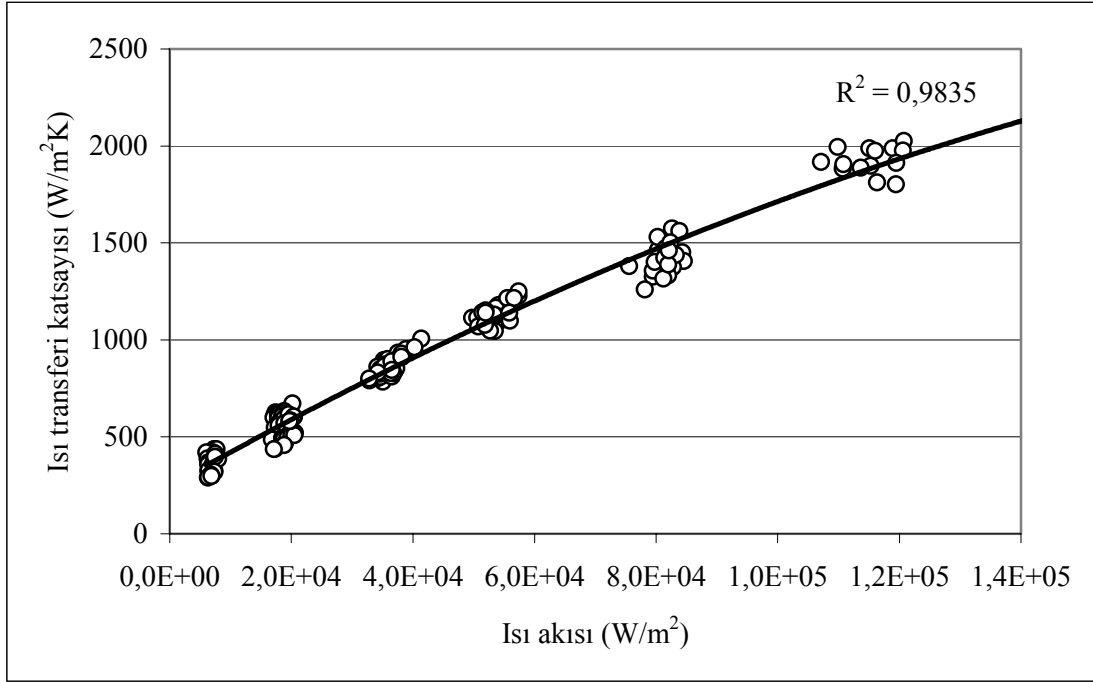


Şekil 4.29. 25 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi



Şekil 4.30. 10 l/h su debisinde, ısı borusunun kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının eğim açısı ile değişimi

Şekil 4.30.'da sadece 200, 500 ve 900 W ısı yüklerinin bulunmasının nedeni, 10 l/h'lik su debisi ile çalışmanın, kondenser bölgesinden ısı çeken soğutma suyunun, diğer ısı yüklerinde kaynaması (100 °C'in üzerine çıkılması) nedeniyle sadece bu yüklerde deneylerin yapılmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.31. Bütün sonuçlar için ısı akısı ile ısı transfer katsayısının değişimi

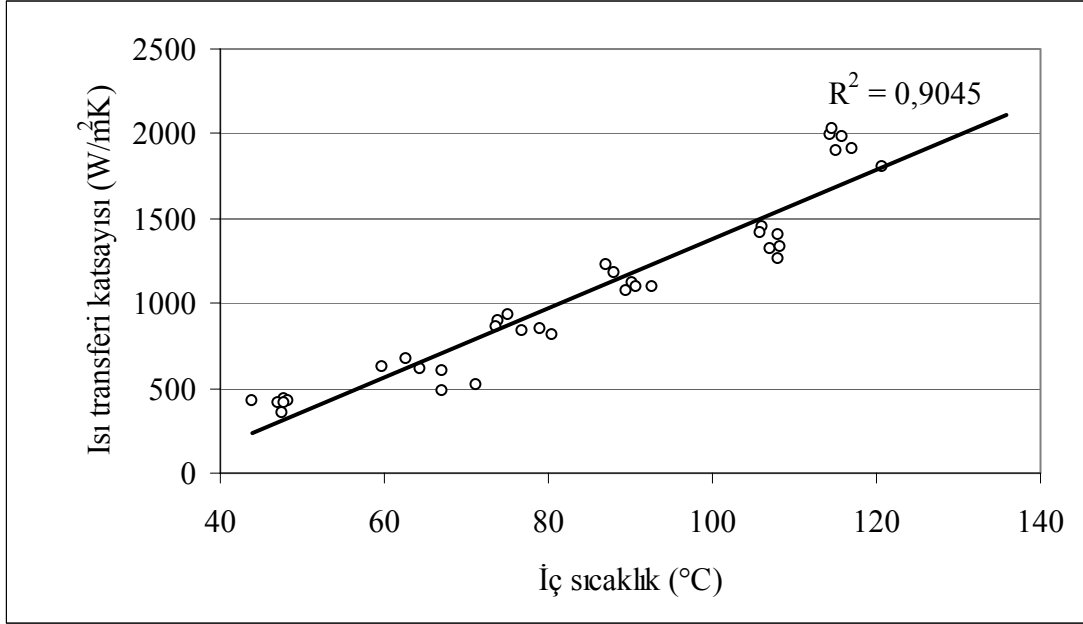
Şekil 4.31.'de ısı borusu ile yapılan bütün deney sonuçlarını kapsayacak şekilde ısı borusunun kondenser kısmı için yüzey ısı akısı ile toplam ısı transferi katsayısının değişimi verilmiştir. Bu diyagramda 0-90° arasında çalışılan bütün eğim açıları, 200-3000 W arasındaki bütün ısı yükleri ve 10-40 l/h arasındaki bütün soğutma suyu debileri herhangi bir ayırım yapılmadan tamamı alınmıştır. Diyagramdaki yığılmalar uygulanan ısı yüklerinden 200, 500, 900, 1400, 2100 ve 3000 W ısı yüklerine karşılık gelmektedir. Kondenser bölgesi için ısı akısı ile toplam ısı transferi katsayısı arasında bir ilişki gözlenmektedir. Bu ilişki (4.1) eşitliği ile verilmiştir.

$$U = 1,9921 \dot{q}^{0,581} \quad (4.1)$$

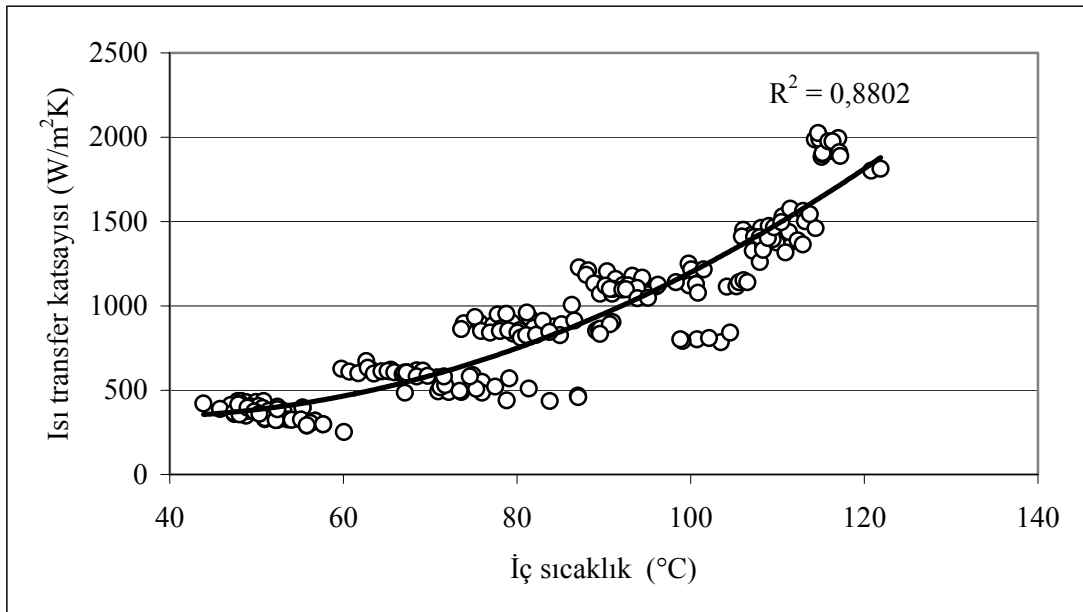
şeklinde bulunmuştur. Bu ilişkide  $R^2 = 0,9835$  olarak hesaplanmıştır.



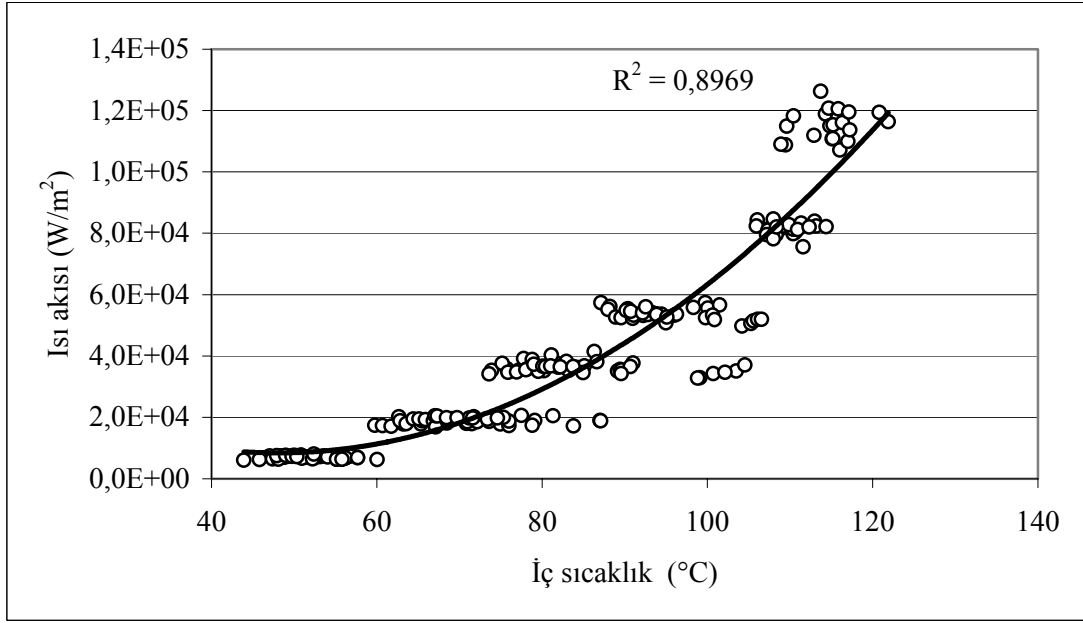
Şekil 4.32.'de kondenserde dolaşan su debisinin 40 l/h olduğu durum için ısı borusu iç sıcaklığı (doyma sıcaklığı) ile toplam ısı transferi katsayısının değişimi görülmektedir. Şekil 4.33.'te bütün sonuçları kapsayacak şekilde ısı borusu iç sıcaklığı ile kondenser bölgesi toplam ısı transferi katsayısının değişimi görülmektedir.



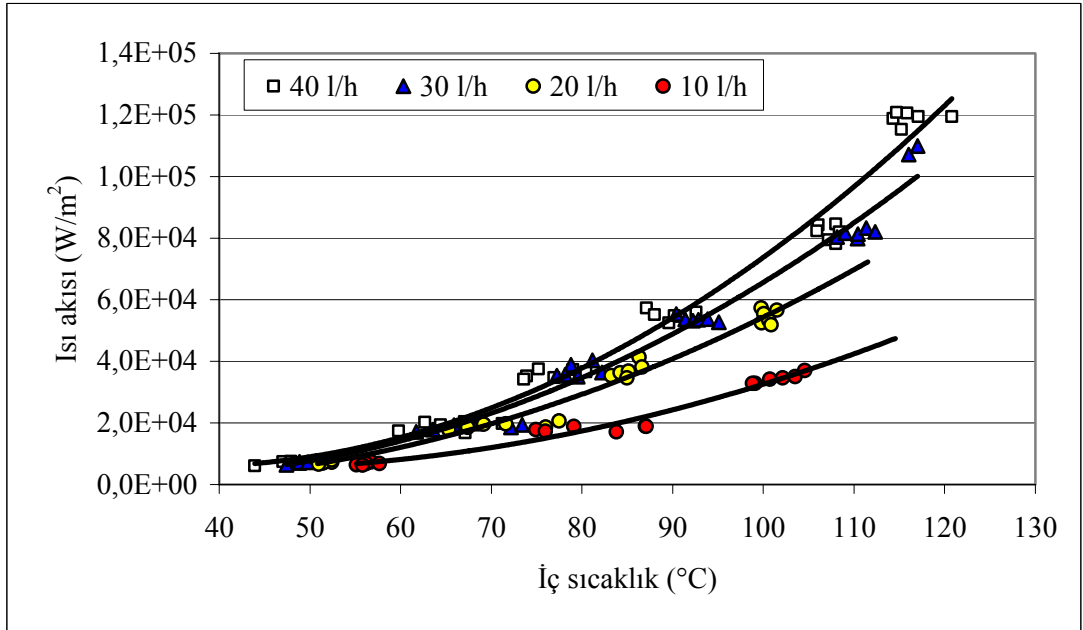
Şekil 4.32. Kondenser kısmında dolaşan su debisinin 40 l/h olduğu durumda, ısı transfer katsayısının iç sıcaklıkla değişimi



Şekil 4.33. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile toplam ısı transfer katsayısının değişimi



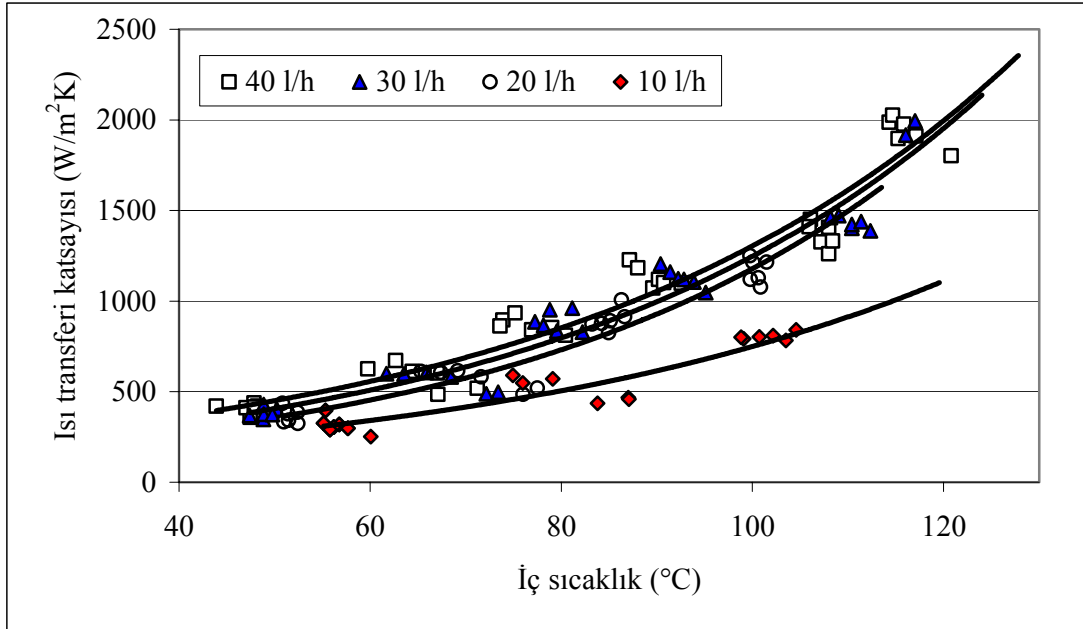
Şekil 4.34. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile yüzey ısı akısının değişimi



Şekil 4.35. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile yüzey ısı akısının çeşitli debilerdeki değişimi

Şekil 4.34.'te bütün deney sonuçlarını kapsayacak şekilde ısı borusu iç sıcaklığı ile ısı akısı arasındaki ilişki verilmiştir. Doyma sıcaklığı arttıkça ısı akısı da artmaktadır. Şekil 4.35.'te ısı borusu iç sıcaklığı ile ısı akısının soğutma suyu debisinin değişmesi ile olan ilişkisi incelenmiştir. Kondenserde dolaşan su debisinin artması ile kondenserden ısının daha kolay çekildiği ve dolayısıyla ısı transferi katsayısının da

bir miktar arttığı görülmektedir. Şekil 4.36.'da yine ısı borusu iç sıcaklığı ile kondenser bölgesi ısı transfer katsayısının değişimi incelenmiştir. Burada da soğutma suyunun debisi arttıkça ısı transferi katsayısının göreceli olarak arttığı görülmektedir.



Şekil 4.36. Bütün sonuçlar için, ısı borusu iç sıcaklığı ile ısı transfer katsayısının çeşitli debilerdeki değişimi

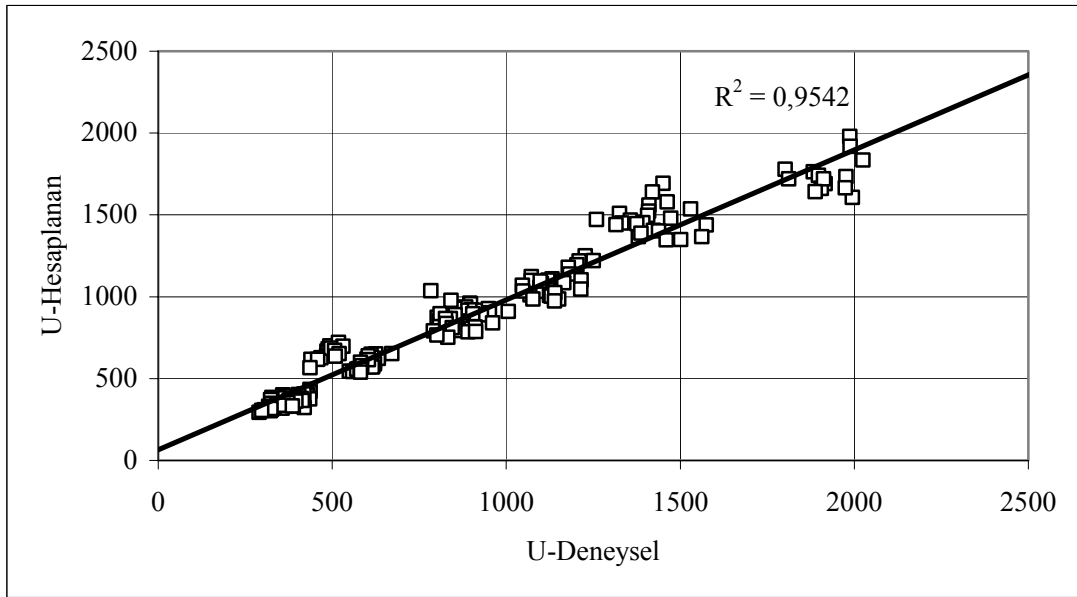
#### 4.1.3. Deneysel Sonuçlarının İstatistiksel Analizi

Yapılan çalışma sonucu elde edilen deneysel veriler SPSS istatistik programı ile analiz edilmiştir. Yapılan deneylerden elde edilen yaklaşık 2500 veri bu istatistik programında işlenmiştir. Bu programda ısı borusu kondenser bölgesi ısı transferi katsayısı bağımlı değişken ve ısı borusu eğim açısı, iç sıcaklık, kondenser kısmında dolaşan su debisi ve suyun giriş sıcaklığı bağımsız değişken kabul edilerek aralarındaki ilişki, (4.2)'de verildiği gibi bulunmuştur.

$$U = f\{ \dot{m}, \varphi, T_{iç}, T_{giriş} \}$$

$$U = 1,629296 \dot{m}^{0,356} \varphi^{-0,113} T_{iç}^{1,685} T_{giriş}^{-0,574} \quad (4.2)$$

Toplam ısı transferi katsayısının bulunmasında çıkartılan (4.2) eşitliğinde bulunan değerlerle deneysel verilere yaklaşımda  $R^2=0,954$  olarak bulunmuştur. Bu eşitlikte  $\dot{m}$ ; ısı borusunun kondenser kısmında dolaşan soğutma suyu debisini (l/h),  $T_{iç}$ ; ısı borusu iç sıcaklığını,  $T_{giriş}$ ; kondensere giren soğutma suyu sıcaklığını ve  $\varphi$ 'da ısı borusunun eğim açısını ifade etmektedir. SPSS istatistik programı ile bulunan eşitlikle hesaplanan değerlerle deneysel sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.37.'de görülmektedir.



Şekil 4.37. Hesaplanan ısı transfer katsayısının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

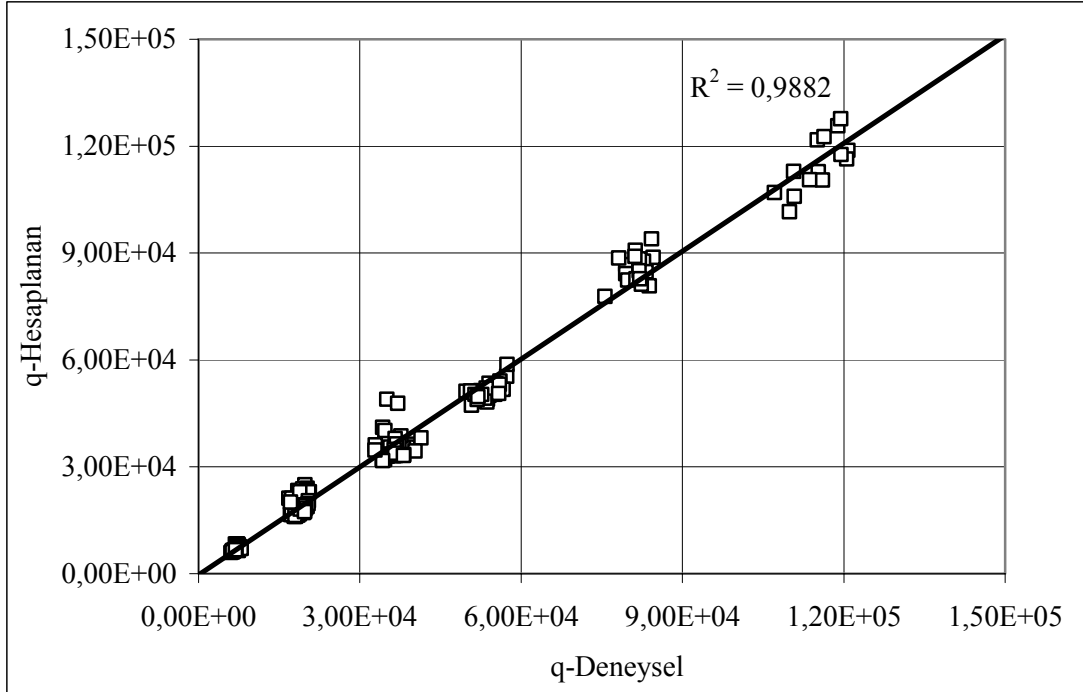
Yine deneysel verilerin SPSS istatistik programı ile analiz edilmesi sonucunda ısı akısının çalışma parametreleri ile olan ilişkisi (eşitlik 4.3'te verildiği gibi) bulunmuştur.

$$\dot{q} = f\{ \dot{m}, \varphi, T_{iç}, T_{giriş} \}$$

$$\dot{q} = 1,126621 \dot{m}^{0,488} \varphi^{-0,086} T_{iç}^{2,989} T_{giriş}^{-1,248} \quad (4.3)$$

Eşitlik (4.3) yardımıyla  $\dot{m}$ ,  $\varphi$ ,  $T_{iç}$  ve  $T_{giriş}$ 'e bağlı olarak yüzeyden olan ısı akısı hesaplanabilmektedir. Bu hesaplamada  $R^2=0,988$  olarak bulunmuştur. İstatistik

programı ile deneysel verilerden türetilen (4.3) eşitliğinden bulunan değerlerle gerçek değerlerin karşılaştırılması Şekil 4.38.'de verilmiştir.



Şekil 4.38. Hesaplanan ısı akısının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

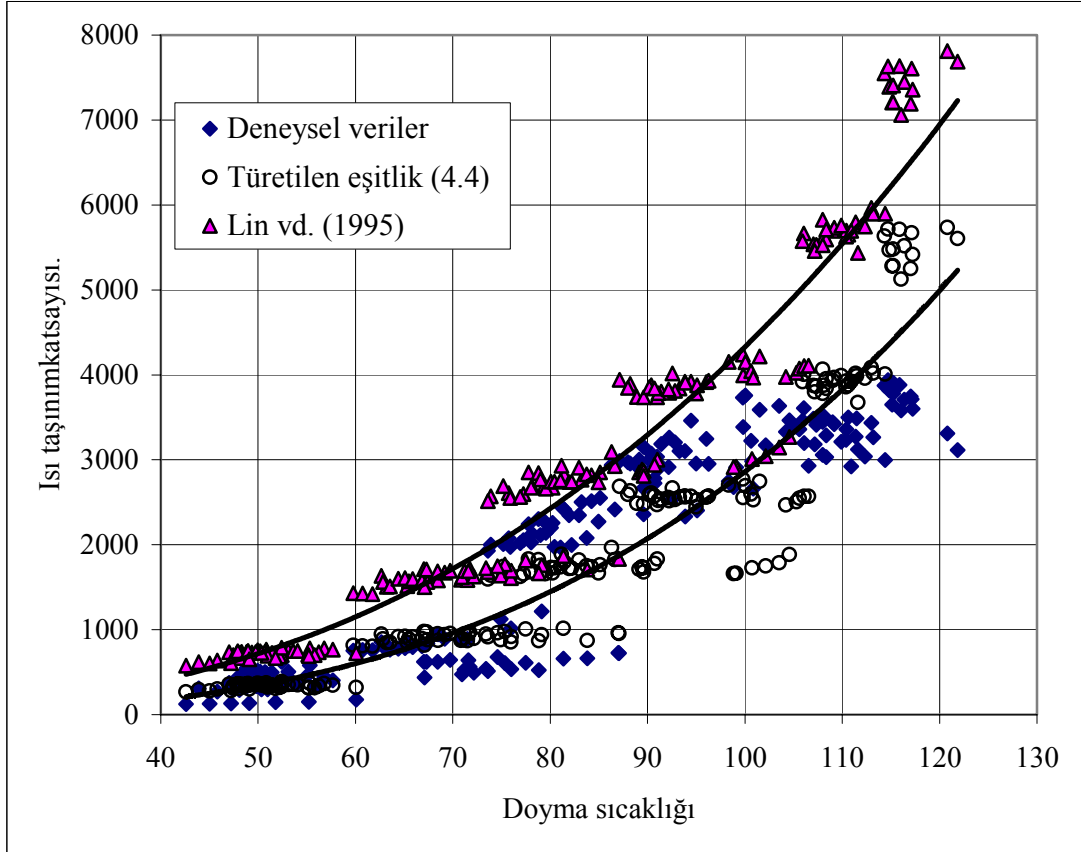
Eşitlik (3.8) yardımı ile ısı borusu için ısı taşınım katsayısı hesaplanabilmektedir. Eşitlikteki Q/A oranı kondenser bölgesi için ısı akısı,  $T_e$  ortalama evaporatör bölgesi yüzey sıcaklığı ve  $T_c$  ortalama kondenser bölgesi yüzey sıcaklığıdır. Deneysel verilerden yararlanarak (3.8) eşitliğinden elde edilen ısı taşınım katsayısının ( $\alpha$ ), SPSS programı ile analizi sonucunda, ısı akısına ve ısı borusu iç basınca (doyma basıncına) bağlı olarak değişimi için (4.4) eşitliği türetilmiştir.

$$\alpha = f \{ \dot{q}, P \}$$

$$\alpha = 0,118577 \dot{q}^{0,918} P^{0,07941} \quad (4.4)$$

Burada  $\alpha$  ısı taşınım katsayısını ( $W/m^2K$ ),  $P$  ısı borusu içerisindeki doyma basıncını (bar) ve  $\dot{q}$  ısı akısını ( $W/m^2$ ) göstermektedir. (4.4) eşitliği ile bulunan sonuçların deneysel sonuçlara yaklaşımında  $R^2=0,892$  olarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki Şekil

4.39.'da deneysel sonuçlardan bulunan değerlerle, SPSS programı ile deney sonuçlarından türetilen (4.4) eşitliğinden elde edilen sonuçlar ve Lin vd.(1995) tarafından türetilen (3.9) eşitliği kullanılarak elde edilen sonuçlar birlikte karşılaştırılmıştır. Şekilde Deneysel verilerin eğrisi ile deneysel verilerden türetilen (4.4) eşitliğinin eğrisi üst üste çakışmış durumdadır.

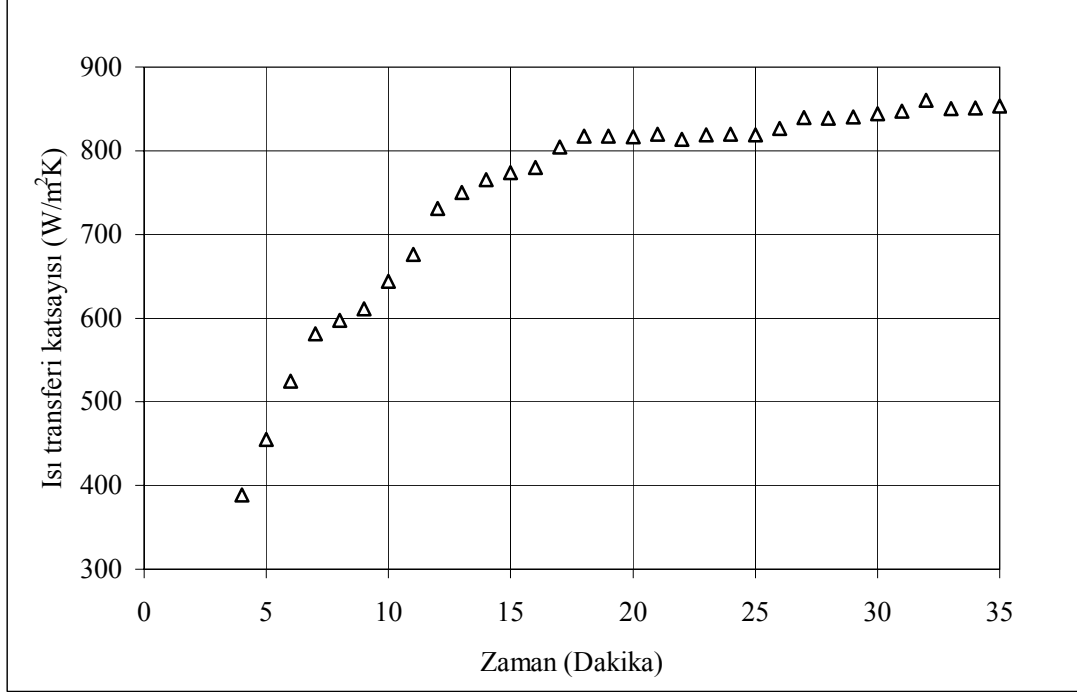


Şekil 4.39. Isı taşınım katsayısının çalışma (doyma) sıcaklığı ile değişimi

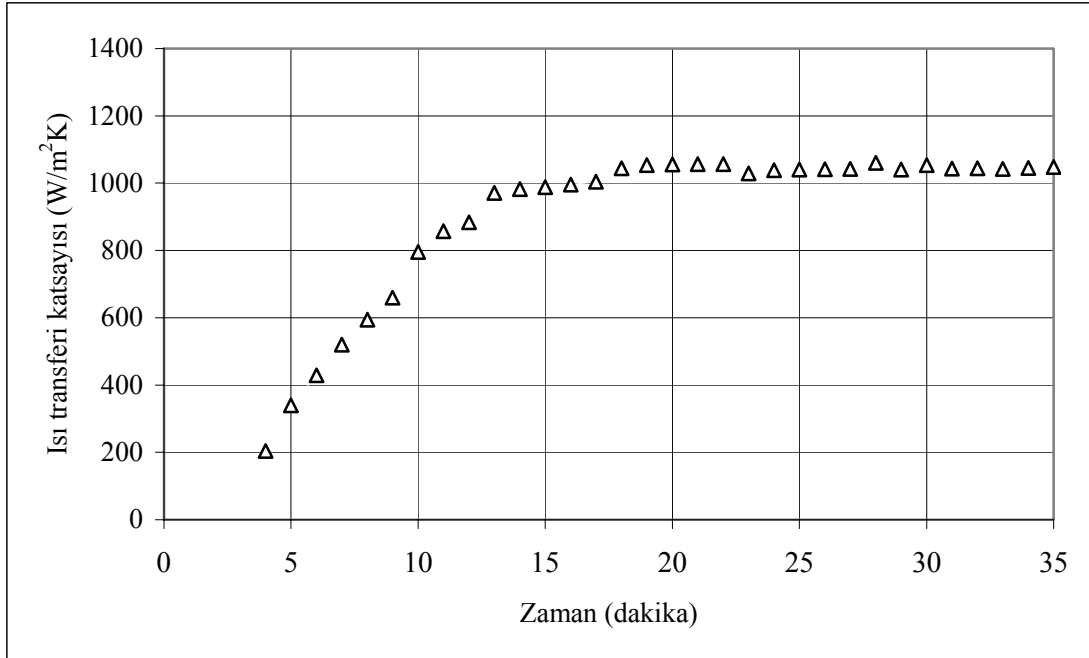
#### 4.1.4. Isı Borusunun Rejime Girişi

Şekil 4.40., Şekil 4.41. ve Şekil 4.42.'de ısı borusunun sırasıyla 900 W, 1400 W ve 2100 W ısı yüklerinde çalıştırılmalarında zamana bağlı olarak toplam ısı transferi katsayısının değişimi görülmektedir. Bu çalışmalarda ısı borusu eğim açısı  $45^\circ$  ve kondenserden dolaşan soğutma suyu debisi 40 l/h'dir. Her üç ısı yükünde de ısı borusunun yaklaşık olarak ortalama 15 dakikalık bir süreçte rejime girdiği ve kararlı hale geldiği görülmektedir. Rejime girmelerinde evaporatör bölgesinden uygulanan

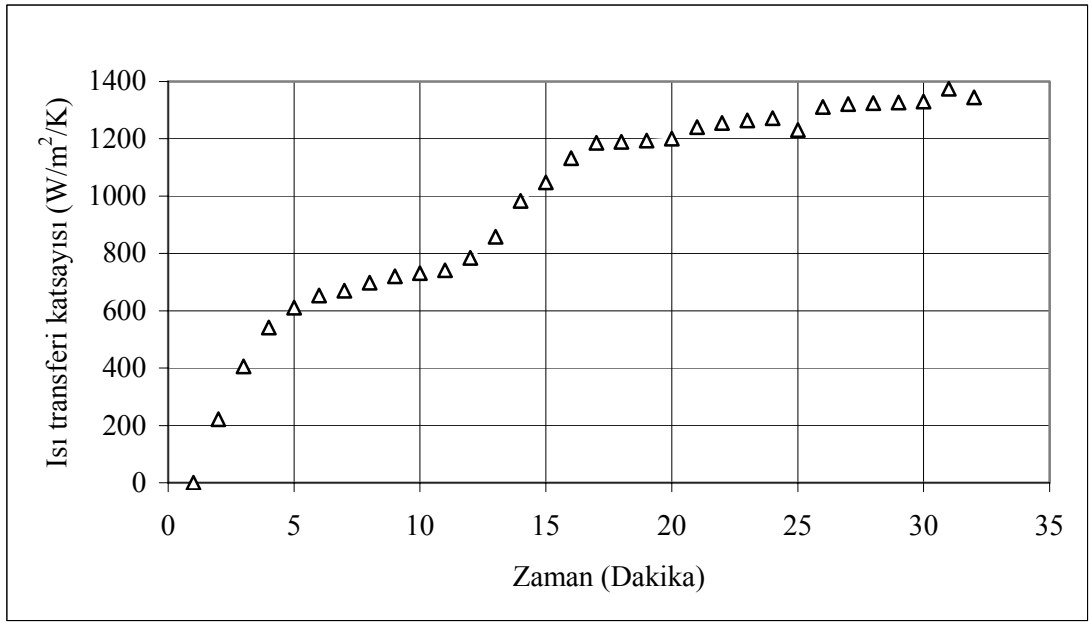
yükün 900 W'dan 1400 ve 2100 W'a artırılması ile rejime girme sürelerinde önemli bir farklılık gözlenmemiştir.



Şekil 4.40. Isı borusunun 900 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi



Şekil 4.41. Isı borusunun 1400 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi



Şekil 4.42. Isı borusunun 2100 W ısı yükü, 40 l/h su debisi ve 45° eğimde çalıştırılması durumunda rejime girişi

Isı borularının rejime girmesi, özellikle kesikli çalışmalarda önemli olmaktadır. IBIGK sisteminin kullanıldığı sistem (örneğin kazan), eğer kesikli çalışıyorsa ve ısı borularının rejime girme süresi uzunsa, sistemden beklenen yarar yeteri kadar sağlanamayacaktır. Sistem devreye girdiğinde ısı borusu rejime girinceye kadar belirli bir süre geçeceği için, bu süre zarfında ısı boruları tam kapasite ile çalışamayacaktır. Isı boruları rejime girdikten sonra kesikli çalışma nedeniyle, sistem (örneğin kazan) tekrar durma moduna geçip daha sonra tekrar çalıştığında, ısı borularının çalışması durup tekrar çalışmaya başladığında, rejime girmeleri belirli bir zaman alacaktır. Bu nedenle ısı borularının kesikli çalışmalardaki kullanımında, akışkan seçiminde ısı borularının devreye girmeleri ve rejime ulaşmaları çok daha fazla önem kazanmaktadır. Bu tür çalışmalarda bu konuya daha çok dikkat etmek gerekir.



## 4.2. IBIGK Sisteminin Deneysel Sonuçları

Üretimi yapılan IBIGK ünitesi 1 ile 4 m/s aralığındaki baca hızlarında 0,5 m/s aralıklarla ve 125 ile 250 °C arasında 25 °C aralıklardaki baca sıcaklıklarında çalıştırılmıştır. Kondenser kısmında ısı alan akışkan olan su debisi 0,065 kg/s ve 0,13 kg/s değerlerinde ayarlanmıştır. Kondenserde dolaşan su sıcaklığı 20 ( $\pm 1$ ) °C ve 33 ( $\pm 1$ ) °C sıcaklıklarında sabit olarak deneyler yapılmıştır.

### 4.2.1. IBIGK Sistemindeki Basınç Kaybı

IBIGK ünitesinin neden olduğu basınç kaybı çeşitli baca hızlarında ölçülerek Çizelge 4.1.'de verilmiştir. Isı geri kazanım sisteminin neden olduğu basınç kaybının, baca hızının artması ile doğru olarak arttığı Şekil 4.43.'den de görülebilmektedir.

Çizelge 4.1. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin neden olduğu basınç kaybı

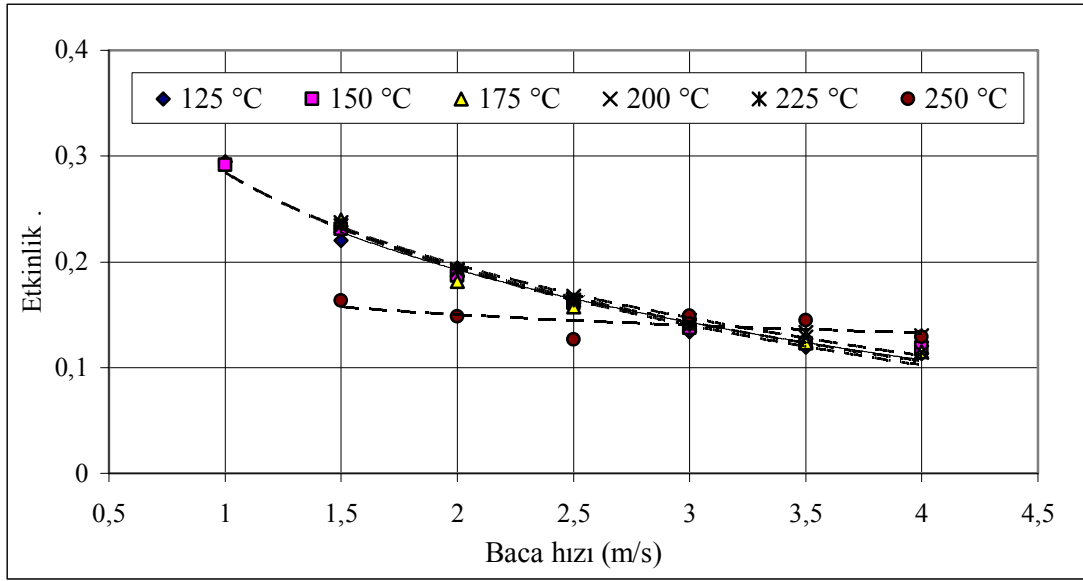
Baca Gazı Hızı (m/s)	5,0	4,5	4,0	3,5
Basınç Kaybı (Pa)	27	22	16	11



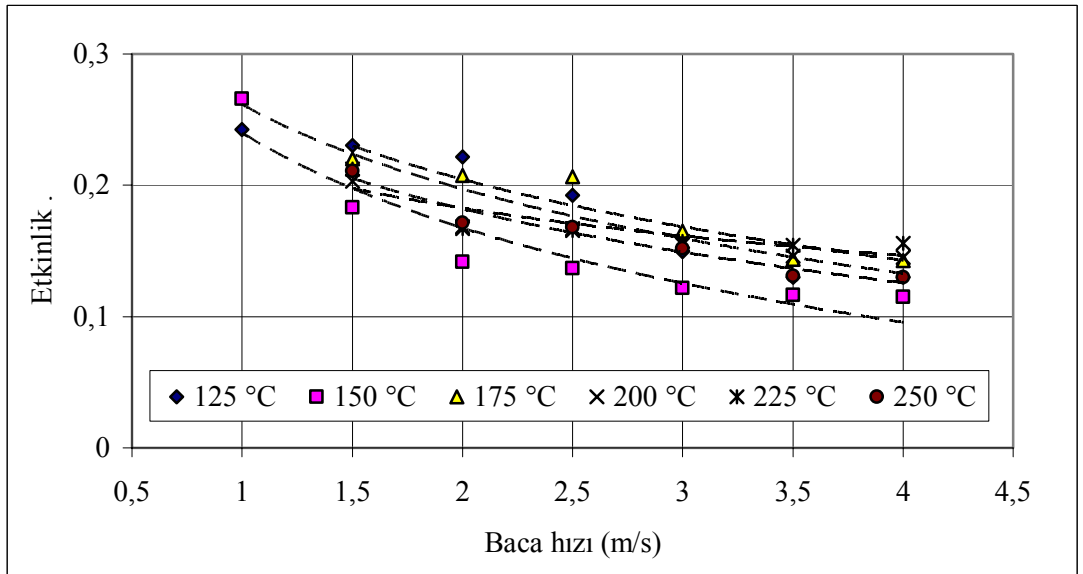
Şekil 4.43. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin neden olduğu basınç kaybı

#### 4.2.2. Gaz ve Su Tarafları Etkinlikleri

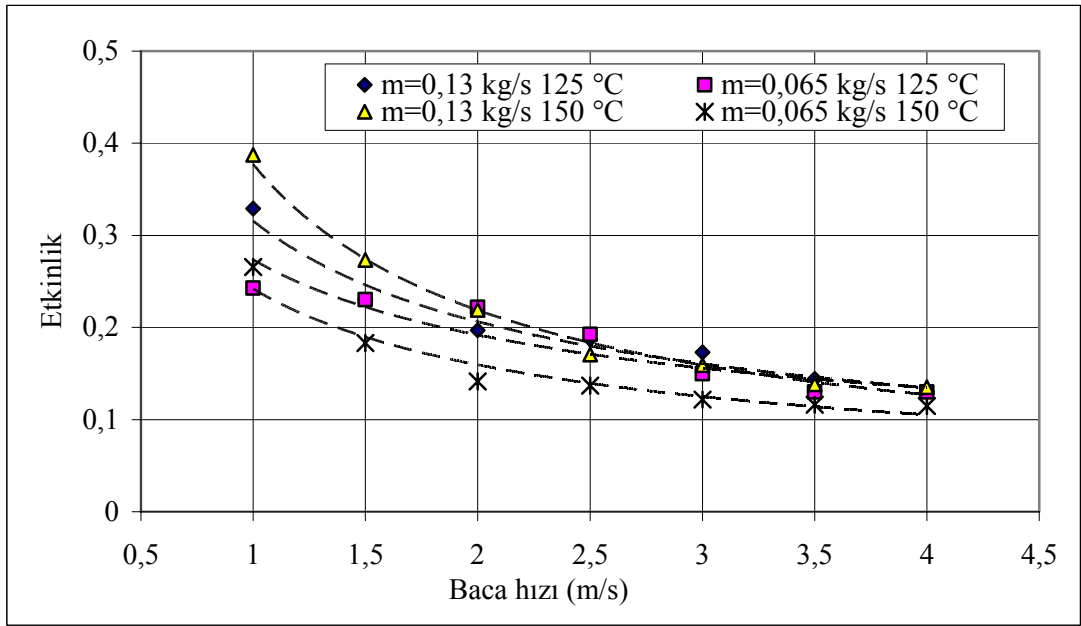
IBIGK sisteminin evaporatör ve kondenser bölgeleri için etkinliğin değişimi görülmektedir. Her iki durumda da etkinliğin baca hızı ile değişimi ters orantılıdır. Baca gazı hızı arttıkça evaporatör ve kondenser etkinlikleri azalmaktadır. Bacadaki hızın artması ile baca gazı kütleli debisi artmaktadır. (3.10) ve (3.11) eşitliklerinde, etkinliğin hesaplanmasında baca gazı kütleli debisi paydada olduğu için sonuca ters orantılı olarak etkimektedir.



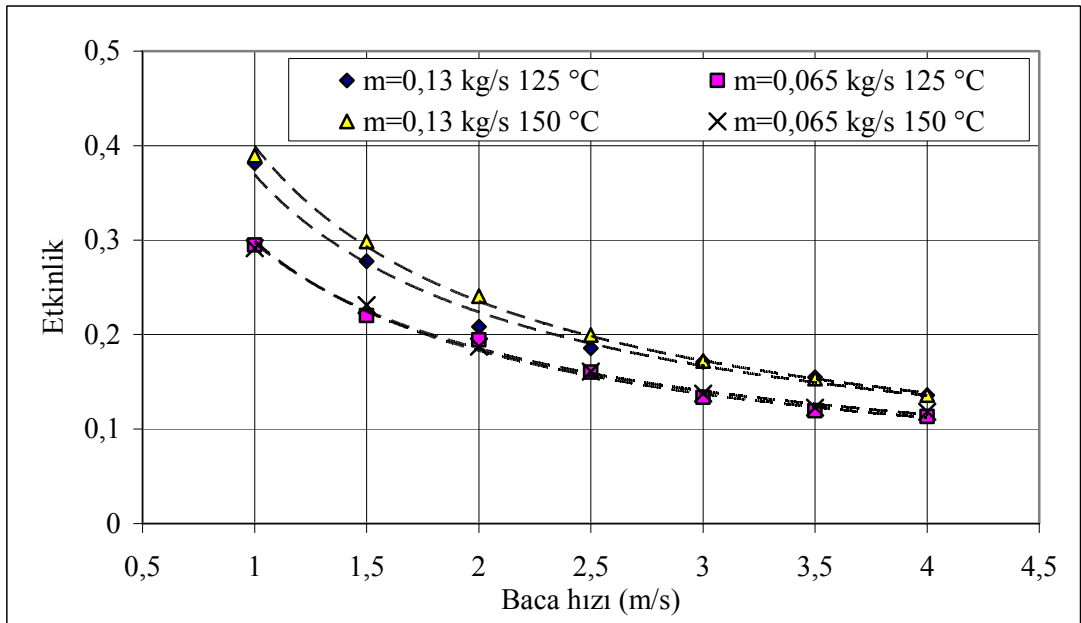
Şekil 4.44. IBIGK sisteminin kondenser bölgesi-su tarafı etkinliği ( $m_{su}=0,065$  kg/s ve  $T_{su}=20$  °C için)



Şekil 4.45. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi-gaz tarafı etkinliği ( $m_{su}=0,065$  kg/s ve  $T_{su}=20$  °C için)



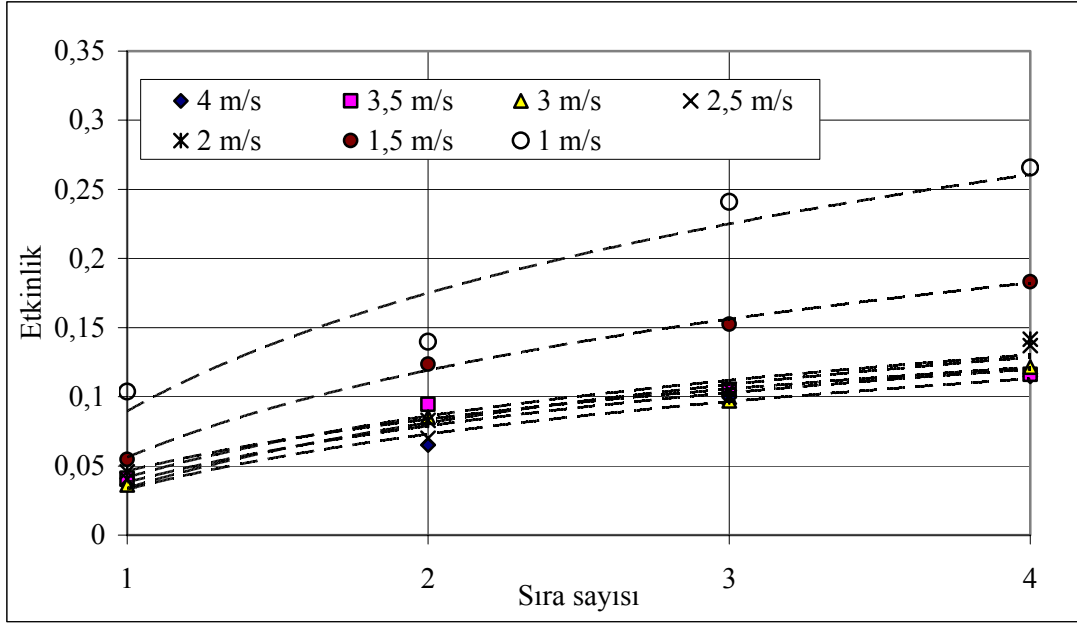
Şekil 4.46. IBIGK sistemi, evaporatör bölgesinin, farklı debi ve baca sıcaklıklarındaki etkinliği



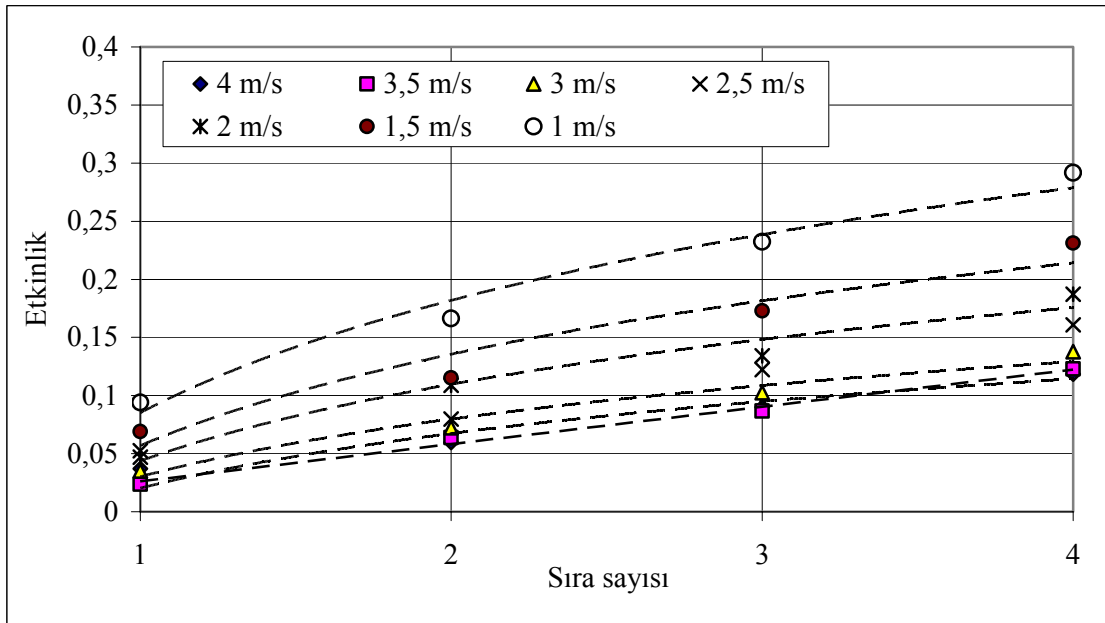
Şekil 4.47. IBIGK sistemin, kondenser bölgesinin, farklı debi ve baca sıcaklıklarındaki etkinliği

Şekil 4.46.'da IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi ve Şekil 4.47.'de kondenser bölgesi için farklı soğutma suyu debilerindeki etkinliğin değişimi görülmektedir. Soğutma suyu debisinin artması ile etkinlikte de bir artış olmaktadır. Sistemde

dolaşan suyun Reynolds sayısı arttığı için, ısı taşınım katsayısı ve sonuçta da transfer edilen ısı artmaktadır.

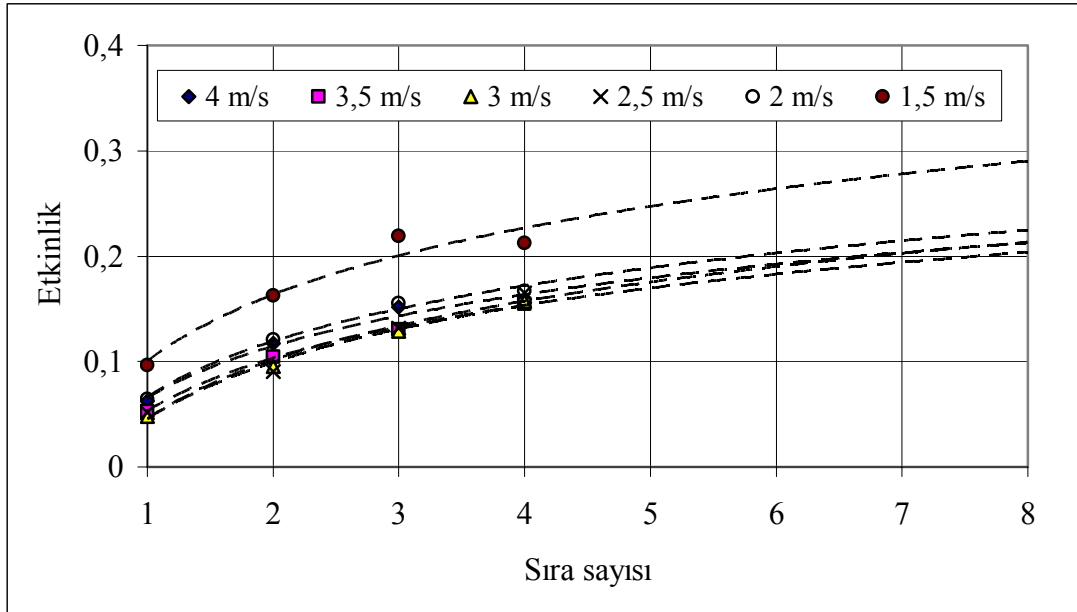


Şekil 4.48. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi etkinliğinin sıra sayısı ile değişimi ( $T_{\text{baca}}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{su}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{\text{su}}=0,065\text{ kg/s}$  için)

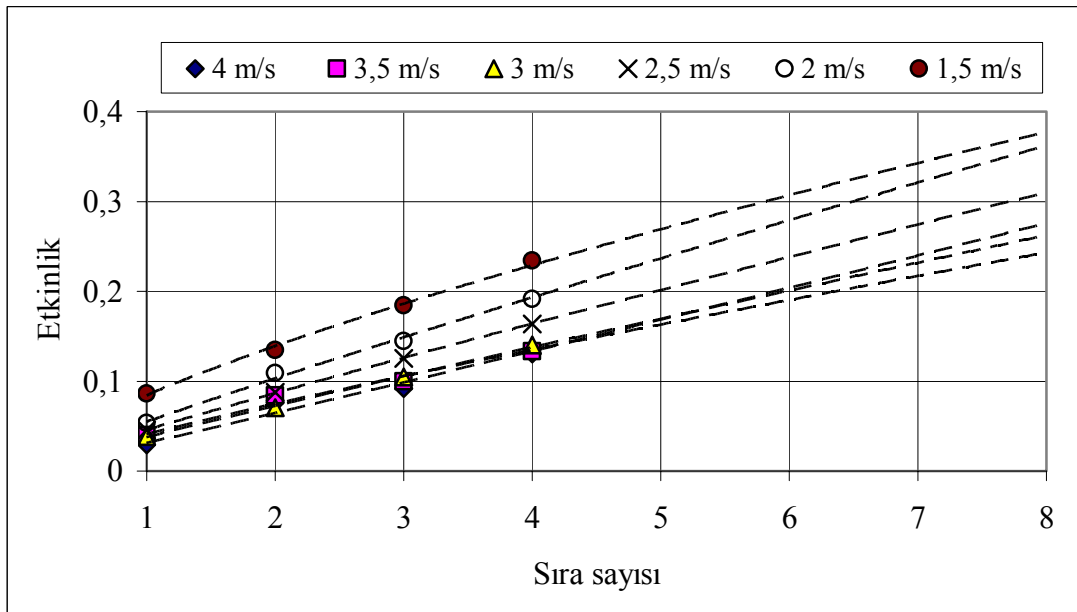


Şekil 4.49. IBIGK sisteminin kondenser bölgesi etkinliğinin sıra sayısı ile değişimi ( $T_{\text{baca}}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{su}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{\text{su}}=0,065\text{ kg/s}$  için)

Şekil 4.48.'de IBIGK sisteminin evaporatör bölgesi için etkinliğin sıra sayısı ile değişimi 150 °C baca sıcaklığı için görülmektedir. 1 ve 1,5 m/s baca gazı hızlarındaki etkinliğin diğer hızlara göre daha fazla olduğu görülmektedir. Şekil 4.49.'da ise kondenser bölgesi için sıra sayısı ile etkinliğin değişimi görülmektedir. Şekil 4.50. ve Şekil 4.51.'de 225 °C baca sıcaklığı için evaporatör ve kondenser bölgelerindeki etkinliğin sıra sayısı ile değişimi verilmiştir.



Şekil 4.50. Evaporatör bölgesi için 225 °C baca sıcaklığında sıra sayısı ile etkinliğin değişimi ( $T_{su}=20$  °C ve  $m_{su}=0,065$  kg/s için)



Şekil 4.51. Kondenser bölgesi için 225 °C baca sıcaklığında sıra sayısı ile etkinliğin değişimi ( $T_{su}=20$  °C ve  $m_{su}=0,065$  kg/s için)

Isı geri kazanım sisteminin gaz ve su tarafları için deneysel verilerden hareketle etkinliklerinin baca sıcaklığı ( $T_{\text{baca}}$ ), baca hızı ( $V_{\text{baca}}$ ), soğutma suyu sıcaklığı ( $T_{\text{su}}$ ), soğutma suyu debisi ( $m_{\text{su}}$ ) ve sıra sayısına ( $n$ ) bağlı olarak değişimi SPSS programı yardımıyla analiz edilmiştir.

$$\varepsilon_{\text{gaz}} = f\{T_{\text{baca}}, V_{\text{baca}}, T_{\text{su}}, m_{\text{su}}, n\}$$

$$\varepsilon_{\text{gaz}} = 0,068391 T_{\text{baca}}^{0,273} V_{\text{baca}}^{-0,58} T_{\text{su}}^{-0,141} m_{\text{su}}^{0,227} n^{0,783} \quad (4.5)$$

Baca gazı tarafı için deneysel verilerden türetilen eşitlik için  $R^2=0,878$  olarak bulunmuştur.

$$\varepsilon_{\text{su}} = f\{T_{\text{baca}}, V_{\text{baca}}, T_{\text{su}}, m_{\text{su}}, n\}$$

$$\varepsilon_{\text{su}} = 0,119399 T_{\text{baca}}^{0,109} V_{\text{baca}}^{-0,825} T_{\text{su}}^{0,0514} m_{\text{su}}^{0,333} n^{0,895} \quad (4.6)$$

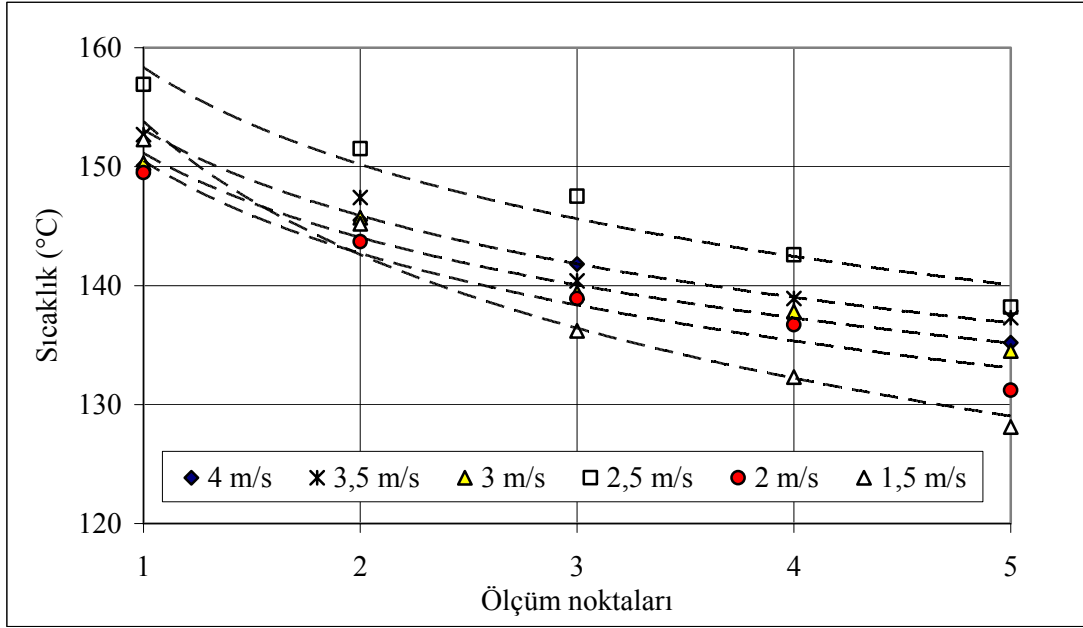
Isı geri kazanım sisteminin su tarafı için yapılan analizle türetilen eşitlik için  $R^2=0,933$  olarak bulunmuştur. Çıkarılan bu iki eşitliğin geçerliliği 4 sıra içindir.

#### 4.2.3. IBIGK Sisteminde Sıcaklık Dağılımı

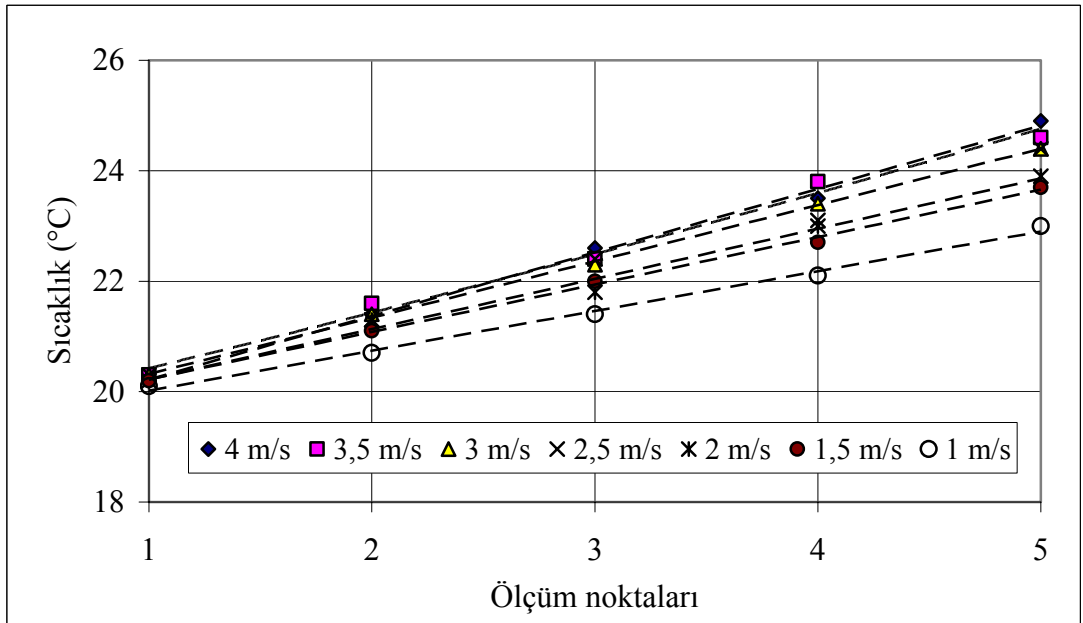
Aşağıdaki şekillerde ısı geri kazanım sistemindeki sıcaklık dağılımları her kademe için ayrı ayrı ölçülen değerler verilmiştir. Şekillerdeki ölçüm noktaları;

- 1 noktası; IBIGK sistemine giren baca gazı giriş sıcaklığını,
- 2 noktası; 1. sıra çıkışı, 2. sıra girişini,
- 3 noktası; 2. sıra çıkışı, 3. sıra girişini,
- 4 noktası; 3. sıra çıkışı, 4. sıra girişini,
- 5 noktası; sistemi terk eden baca gazı sıcaklığını göstermektedir.

Şekil 4.52. ve Şekil 4.53.'te 150 °C baca sıcaklığı için, IBIGK sisteminin her kademesindeki sıcaklık değişimleri baca gazı ve su tarafları için ayrı ayrı verilmiştir. Evaporatör bölgesindeki gaz sıcaklığının düşüşü ve kondenser bölgesinde su sıcaklığının artışı açıkça görülmektedir.

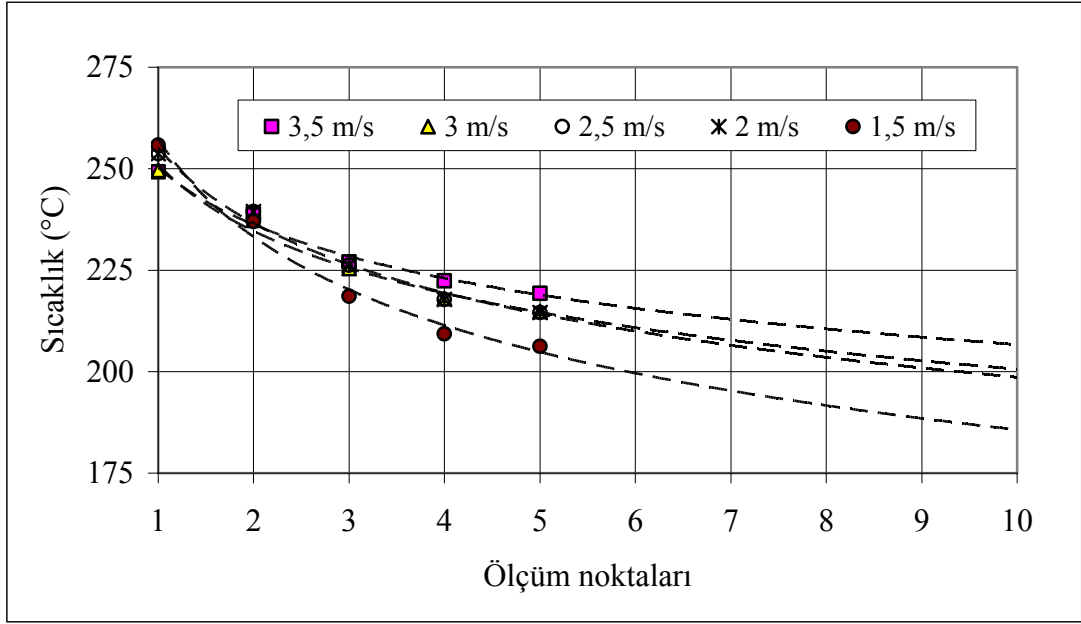


Şekil 4.52. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ( $m_{su}=0,065$  kg/s,  $T_{baca}=150$  °C ve  $T_{su}=20$  °C için)

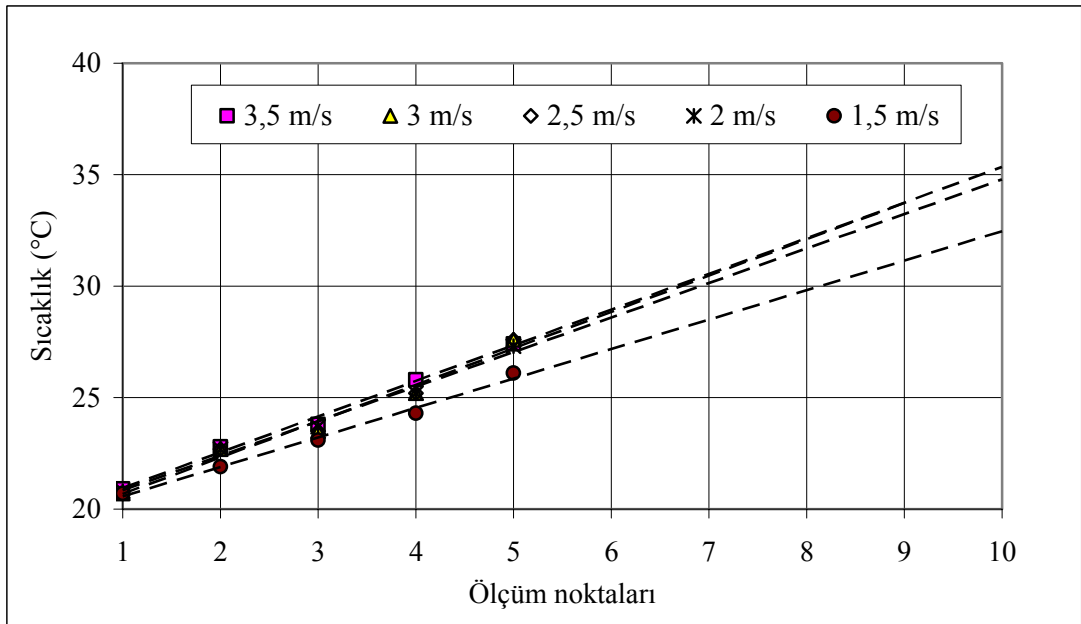


Şekil 4.53. IBIGK sisteminin kondenser bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ( $m_{su}=0,065$  kg/s,  $T_{baca}=150$  °C ve  $T_{su}=20$  °C için)

Şekil 4.54. ve Şekil 4.55.'te IBIGK sisteminin 250 °C baca sıcaklığında çalıştırılması durumunda evaporatör ve kondenser bölgelerinin her bir kademesindeki sıcaklık artışı/azalışı gösterilmiştir. Evaporatör bölgesinde sıcaklık azalması, kondenser bölgesinde sıcaklık artışı açıkça görülmektedir.



Şekil 4.54. IBIGK sisteminin evaporatör bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ve ileriye doğru tahmin ( $m_{su}=0,065$  kg/s,  $T_{baca}=250$  °C ve  $T_{su}=20$  °C için)

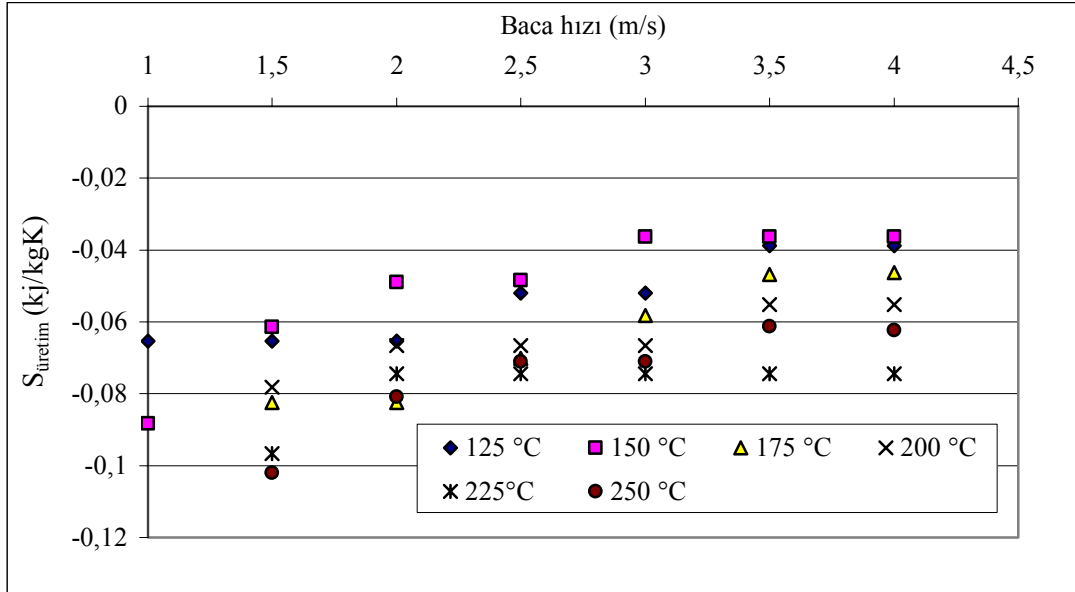


Şekil 4.55. IBIGK sisteminin kondenser bölgesinin çeşitli kademelerinde ölçülen sıcaklıklar ve ileriye doğru tahmin ( $m_{su}=0,065$  kg/s,  $T_{baca}=250$  °C ve  $T_{su}=20$  °C için)

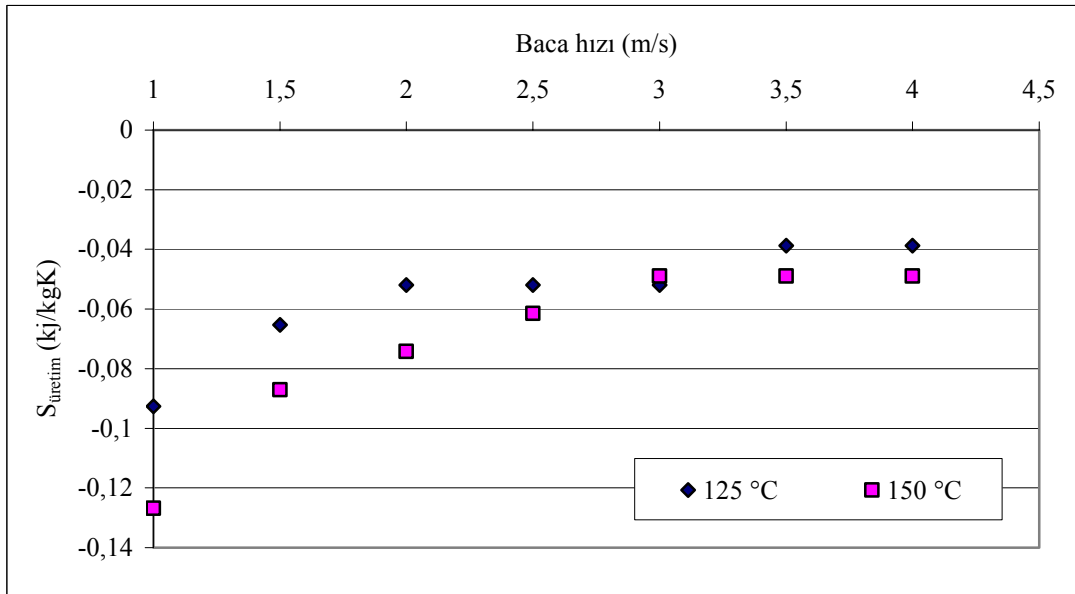


#### 4.2.4. IBIGK Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları

Şekil 4.56.'da IBIGK sistemi evaporatör bölgesindeki entropi üretimi birim kütle için verilmiştir. Sıcaklıkla entropinin artması ile artmakta olduğu diyagramdan açıkça görülmektedir. Aynı zamanda baca hızının artması ile de birim kütle için entropi artışı söz konusudur.

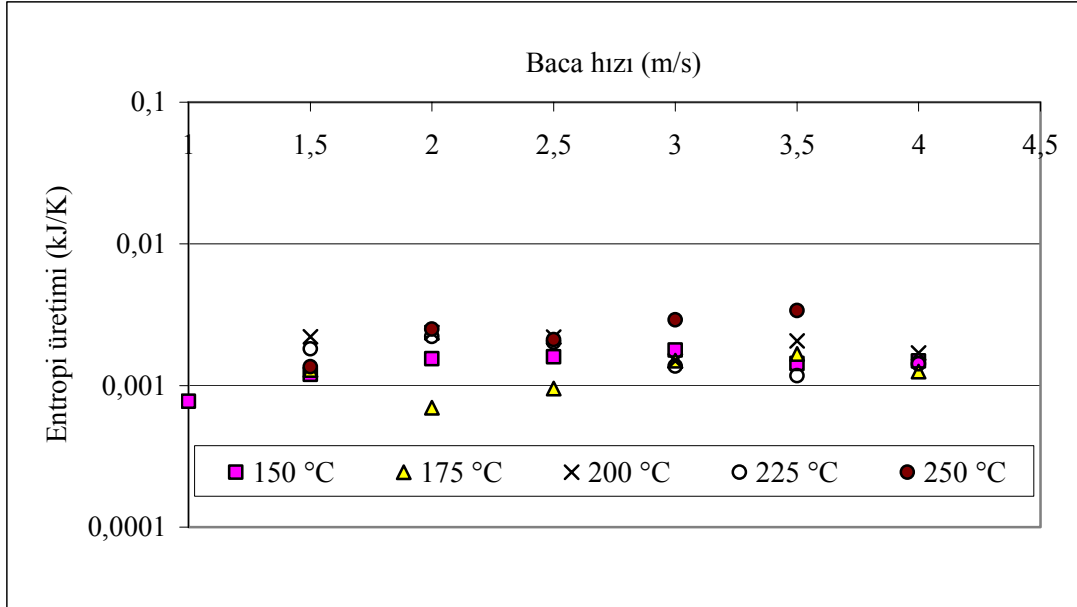


Şekil 4.56. IBIGK sistemi evaporatör bölgesindeki entropi üretimi-birim kütle için ( $T_{\text{su}}= 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{\text{su}}= 0,065 \text{ kg/s}$  için)

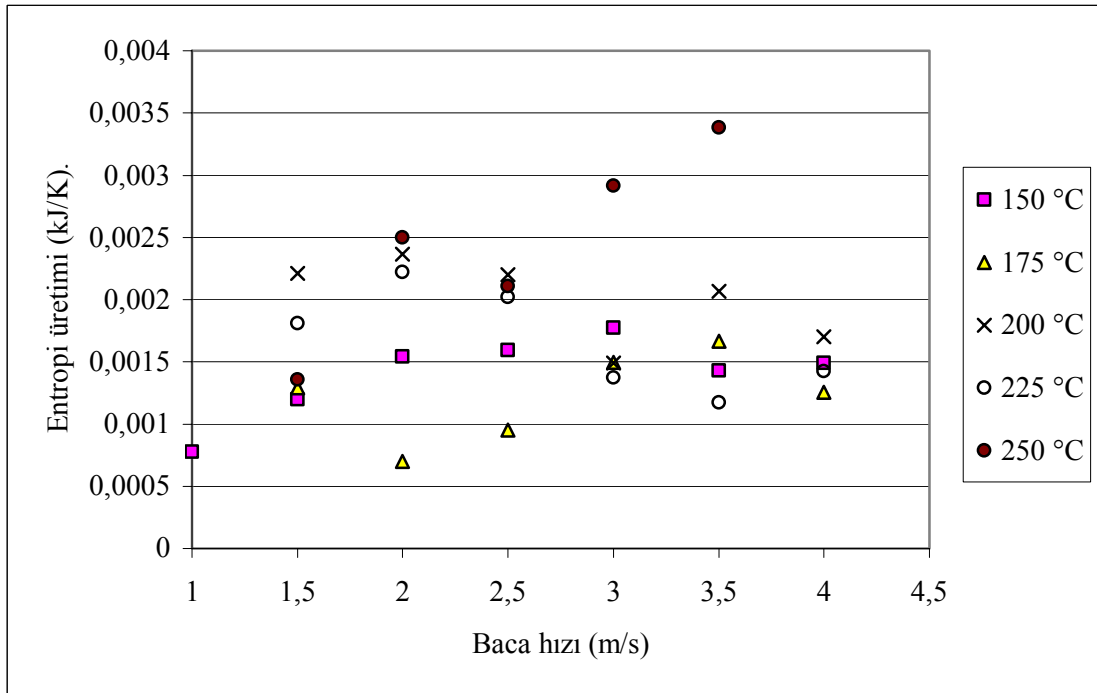


Şekil 4.57. IBIGK sistemi evaporatör bölgesindeki birim kütle için entropi üretimi ( $T_{\text{su}}=20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{\text{su}}= 0,13 \text{ kg/s}$  için)

Şekil 4.58 ve Şekil 4.59.'da IBIGK sisteminde üretilen toplam entropi üretimi diyagram halinde verilmiştir. Toplam entropi üretiminin 2 m/s hızlarında bir miktar daha fazla arttığı gözlenmiştir. Baca sıcaklığının artmasıyla toplam entropi üretimi de artmaktadır.



Şekil 4.58. IBIGK sisteminin toplam entropi üretimi - Logaritmik çizim ( $T_{su}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$   $m_{su}=0,065\text{ kg/s}$  için)

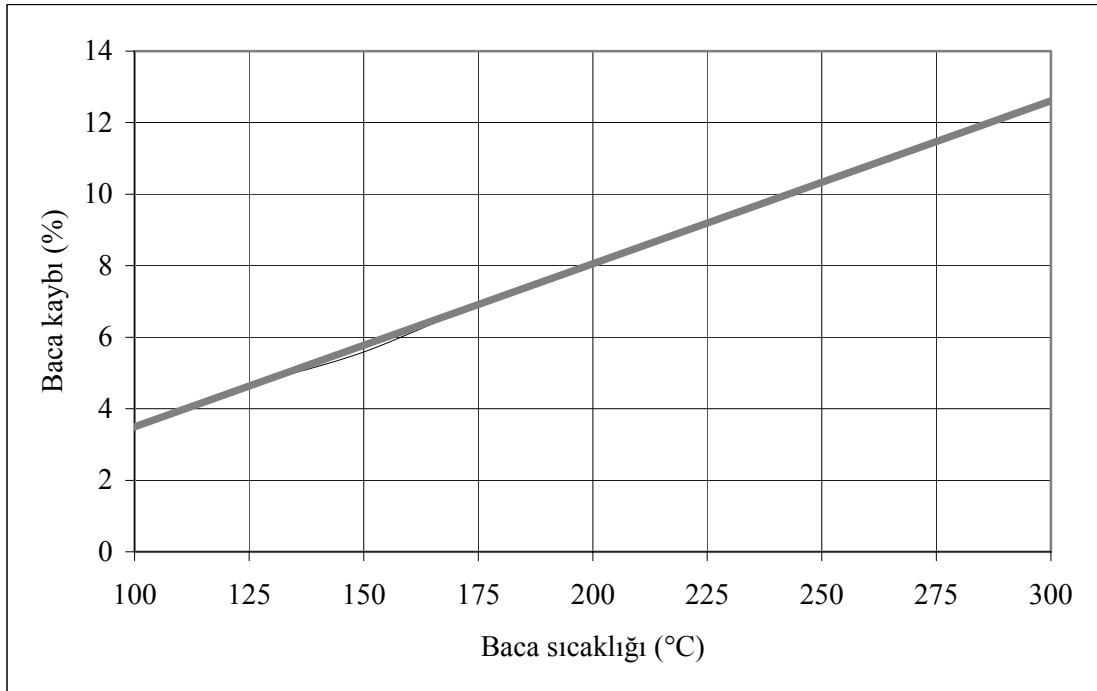


Şekil 4.59. IBIGK sisteminin toplam entropi üretimi ( $T_{su}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{su}=0,065\text{ kg/s}$  için)

#### 4.2.5. IBIGK Sisteminin Ekonomik Analiz Sonuçları

Kazanlardaki baca gazı kayıpları (3.23) eşitliğinden hesaplanabilmektedir. IBIGK sisteminin monte edildiği bir kazanda da, baca gazından ısı geri kazanılması nedeniyle, baca gazı sıcaklıkları azalmaktadır. Bu azalma yapılan deneylerde de görülmüştür. Sağlanan en fazla sıcaklık düşümü 46,3 °C olarak 250 °C baca giriş sıcaklığı, 1,5 m/s baca hızı, 0,065 kg/s su debisi ve 33 °C su giriş sıcaklığında oluşmuştur.

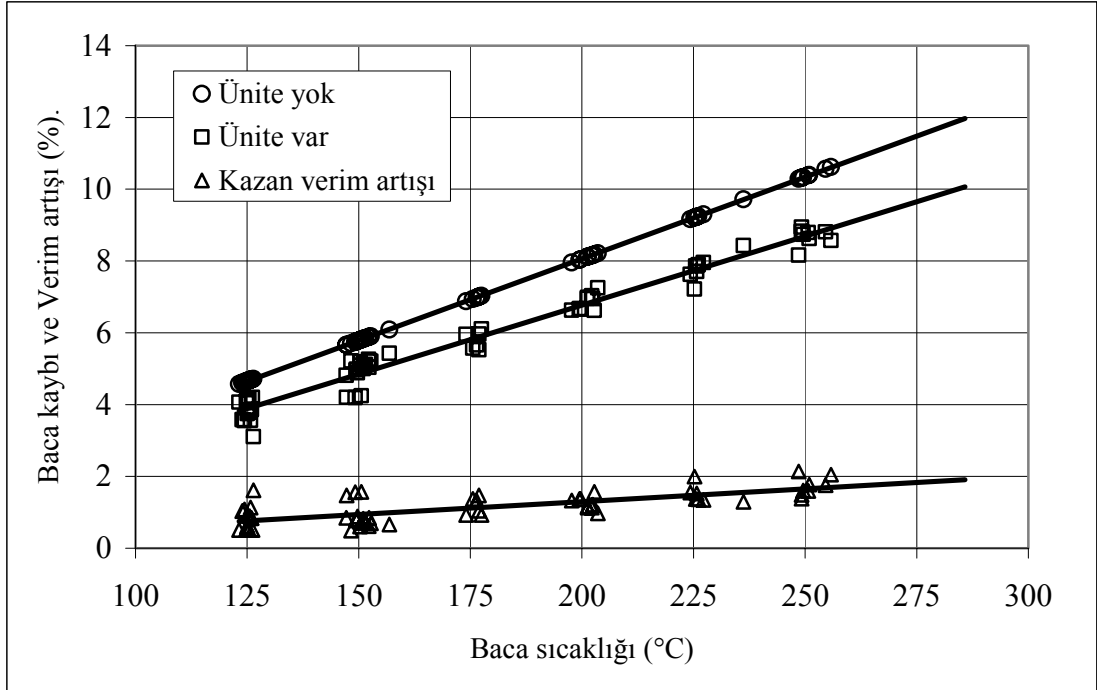
IBIGK sisteminin kazana montesi ile çeşitli baca sıcaklıklarında kazanlarda oluşacak baca kayıplarının değişimi (3.23) eşitliğinden hesaplanarak Şekil 4.60.'da verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda, kazanda alt ısı değeri 10000 kcal/kg olan sıvı yakıt kullanıldığı ve hava fazlalık katsayısı da 1,15 olarak kabul edilmiştir (Özkan, 1984). Dış ortam sıcaklığı da 20 °C olarak alınmıştır.



Şekil 4.60. Baca çıkış sıcaklığı ile baca kaybının değişimi

Şekil 4.60.'dan görüleceği gibi baca sıcaklığındaki her 21,7 °C'lık sıcaklık düşmesi, baca kaybında, %1'lik bir azalmayı sağlayacaktır. Baca gazı sıcaklığında sağlanacak 100 °C'lık bir sıcaklık azalması ile, kazan veriminde de yaklaşık olarak % 5'lik bir

artış sağlanacaktır. Bu da ekonomik olarak % 5 oranında yakıttan tasarruf anlamına gelmektedir.



Şekil 4.61. IBIGK ünitesinin kullanılmasıyla kazan veriminde sağlanan artış

IBIGK sisteminin bir kazan çıkışına bağlanması durumunda baca kaybındaki azalma ve bu azalma sonucunda kazan verimindeki artış Şekil 4.61.'de görülmektedir. Baca sıcaklığının 250 °C olduğu durumda, IBIGK ünitesinin kullanılmasıyla, baca kaybının % 10'lardan % 8'lere düştüğü ve bunun sonucunda kazan veriminde % 2'lik bir artışın sağlanabildiği görülmektedir.

## 5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada baca gazlarından suya ısı boruları ile ısı geri kazanım sağlamak amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmanın ilk bölümünde tek bir ısı borusu, ikinci bölümde IBIGK ünitesi farklı çalışma koşullarında teste tabi tutulmuştur.

Çalışmanın birinci kısmında tasarımı ve üretimi gerçekleştirilen bakır-su ısı borusunun değişik güçlerde çalıştırılması süresince, ısı borusu yüzeyindeki sıcaklık dağılımı ve kondenserden transfer edilen ısı akısı, farklı eğim açılarında ve soğutma suyu debilerinde deneysel olarak incelenmiştir. Isı borusunun evaporatör kısmına 200 ile 3000 W arasında farklı 6 grup ısı yükü uygulanmıştır. Kondenser bölgesinde ısıyı alan ortam olarak kullanılan su debisi için 10 ile 40 l/h arasında 7 farklı debi değerinde ve 200 W ısı yükü için 0° ile 90° aralığında 7 farklı eğim açısında, 500 ile 3000 W ısı yükleri içinde 6 farklı ısı yükünde deneyler yapılmıştır. Isı borusu ile ilgili çalışmada, 206 deney sonucundan elde edilen 2500'den fazla veri analizlerde kullanılmıştır.

Yapılan çalışma sonucunda, ısı borusu eğim açısının sıfır derece olduğu konumda transfer edilen ısının, diğer eğim açılara oranla daha az olduğu görülmüştür. 15° ile 90° arasında çalışılan eğim açılarında transfer edilen ısı akısında dikkate değer bir değişimin olmadığı gözlenmiştir. Isı borusundan yatay konumunda transfer edilen ısı miktarının az olması nedeniyle, evaporatör ve kondenser yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkının arttığı görülmüştür. Sonuçta yerçekimi destekli olarak çalışan fitilsiz ısı borularının yatay konumda çalıştırılmalarının uygun olmadığı görülmüştür. Kondenser bölgesi için hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı iç sıcaklıkla değişmekte olup, ısı transfer katsayısının değişimi 500–2000 W/m<sup>2</sup>°C arasında bulunmuştur. Isı borusu iç sıcaklığı (doyma sıcaklığı) arttıkça toplam ısı transferi katsayısı da artmaktadır.

Noie (2005) tarafından yapılan çalışmada, ısı borusunun 70–110 °C aralığındaki çalışma sıcaklığında, ısı transfer katsayısı 600–2000 W/m<sup>2</sup>°C arasında bulunmuştur.

Benzer sonuçlar, Negishi ve Sawada (1983) tarafından yapılan çalışmada da bulunmuştur. Negishi ve Sawada tarafından yapılan deneylerde, sıcak taraf 85 °C ve soğuk taraf ise 25 °C sıcaklıkta çalıştırıldığında toplam ısı transferi katsayısını 2400–3000 W/m<sup>2</sup>K olarak bulunmuştur. Negishi ve Sawada'nın yaptıkları çalışmada da, 15°'den sonraki eğim açılarında ısı akısında önemli bir değişimin olmadığı bildirilmiştir. Payakurak vd. (2000) tarafından yapılan çalışmada ise 40-60° arası eğim açılarında daha verimli olduğu bildirilmiştir. Lee ve Bedrossian (1978) tarafından yapılan çalışmada da ısı borulu ısı değiştirici eğim açısının, ısı transferi katsayısı ile önemli bir değişim göstermediği gözlenmiştir.

Beckert ve Herwig (1996) tarafından R-22 kullanılarak yapılan deneylerde, yatayla yaklaşık olarak 7° eğim kalıncaya kadar evaporatörden kondenser tarafına transfer edilen ısıda fazla bir değişme olmadığı gözlenmiştir. Ancak ısı borularının yatayla yaptığı açı 6°'ye getirildiğinde, transfer edilen ısıda önemli derecede bir azalma olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada da, Noie (2005), Beckert ve Herwig (1996), Negishi ve Sawada (1983) ve Bedrossian (1978)'in çalışmalarındaki benzer şekilde eğim açısının değişimi ile (0° hariç olmak üzere) ısı transferi katsayısında önemli bir değişimin olmadığı görülmüştür. Eğim açısının 15–90° aralığında değişmesi, ısı borusundan transfer edilebilecek ısı miktarını çok etkilemediğinden, ısı borusunun IBIGK sistemlerinin çalışma koşullarına göre konumlandırılmasında fazla bir sınırlamanın olmadığını göstermektedir. Yinede ısı borusu yatay yada yataya çok yakın şekilde konumlandırılmamalıdır. Yatayla yapacağı açı Beckert ve Herwig (1996)'e göre en az 6° olmalı ve kondenser bölgesi daima yukarıda olacak şekilde konumlandırılmalıdır.

Kondenser kısmında dolaşan akışkan miktarının artması ile toplam ısı transferi katsayısı artmaktadır. Aynı şekilde evaporatör kısmında uygulanan ısı yükünün artması, ısı transfer katsayısını da artırmaktadır. Çalışmadaki deneysel verilerin SPSS programı ile istatistiksel analizi sonucunda, kondenser bölgesindeki ısı transfer katsayısı ve ısı akısı ile, çalışma parametreleri arasında bir ilişki olduğu tespit

edilmiştir. Bu ilişkiler (4.2) ve (4.3) eşitlikleri ile verilmiştir. Bu eşitlikler yardımıyla ısı akısı ve ısı transfer katsayılarının değişimi, değişik çalışma koşulları için kolaylıkla bulunabilecektir.

Isı borusu ısı akısı ile toplam ısı transferi katsayısı arasında anlamlı bir ilişki vardır. Isı akısı arttıkça ısı transferi katsayısı da artmaktadır. Isı borularında, yüzey ısı akısı ile ısı taşınım katsayısı arasında,  $[ h \propto q^n ]$  şeklinde bir ilişkinin olduğu Ishibashi ve Nishikawa tarafından (Passa ve Reinaldo, 2000) bildirilmiştir. Buradaki n katsayısı 2/3 olarak verilmiştir. Bu çalışmada da toplam ısı transferi katsayısı ile ısı akısı arasında benzer bir ilişki kurulmuş ( $n=0,581$ ) ve (4.1) eşitliği ile verilmiştir.

Isı borusu iç basıncı ve ısı akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi, deneysel sonuçlardan türetilen (4.4) eşitliği yardımıyla bulunabilir. Bu eşitlikle bulunan değerlerle, Lin vd. (1995) tarafından türetilen benzer eşitliğin karşılaştırılması sonucunda (Şekil 4.39.), aralarında bir miktar farklılık olmakla birlikte, birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Eğer, ısı boruları ile ilgili olarak yapılan çalışmalarda, iç sıcaklığın ölçülmesi mümkün olmamışsa, yüzey sıcaklıklarından hareketle bulunan değerlerin de büyük doğrulukla kullanılabileceği görülmüştür.

Literatürde 100 °C sıcaklıkta çalıştırılmış bakır-su ısı borusunda 3,5 W/cm<sup>2</sup> radyal ısı akısı elde edilmiştir (Fagri, 1995). Bu çalışmada literatüre benzer olarak yine 100 °C ( $\pm 2$  °C) çalışma sıcaklığında, radyal ısı akısı (3.6) eşitliğinden 3,47-5,74 W/cm<sup>2</sup> olarak bulunmuştur. Burada radyal ısı akısının bir aralık arasındaki verilmesinin nedeni, kondenser bölgesindeki soğutma suyu debisinin, sabit tek bir değerde değil, 10-40 l/h aralığında çalışılmasından kaynaklanmaktadır.

Huang ve Tsuei (1985), ısı borularında doyma sıcaklığının, evaporatör ve kondenser bölgeleri yüzey sıcaklıklarının ağırlıklı aritmetik ortalamasına eşit olduğunu bildirmiştir. Bu çalışmadaki deneylerde ölçülen iç sıcaklık değerleri ile Huang ve Tsuei'nin yüzey sıcaklıklarından hareketle bulunan iç sıcaklık değerleri karşılaştırılmış ve birbirlerine çok yakın değerler elde edilmiştir. İç sıcaklığın

ölçülemediği durumlarda, önerilen metodun kullanılabileceği bu çalışma ile de görülmüştür.

Isı borusunun evaporatör bölgesinden uygulanan 900 W, 1400 W ve 2100 W gibi farklı üç ısı yükünde rejime girmesi incelenmiştir. Bu gözlemler, 40 l/h soğutma suyu debisi ve 45° eğim açısında yapılmıştır. Her üç uygulamada da, yaklaşık olarak 15 dakikalık bir sürede, ısı borusunun rejime ulaştığı görülmüştür.

Çalışmanın ikinci bölümünde yerçekimi destekli, fitilsiz olarak tasarlanıp üretimi gerçekleştirilen 4 sırada toplam 16 boru bulunan, sıraları düz olarak düzenlenmiş IBIGK sistemi tasarlanıp üretimi gerçekleştirilmiştir. Isı geri kazanım ünitesinin baca içerisinde çalışacak kısmı olan evaporatör bölgesi kanatlı olarak yapılmıştır. Bacadan çekilen atık ısının aktarıldığı bölge olan kondenser kısmında kanat kullanılmamıştır. IBIGK sistemi 125-250 °C arasında farklı 6 baca sıcaklığında, 1-4 m/s aralığında 7 baca gazı hızında çalıştırılmıştır. Kondenser bölgesindeki su sıcaklığı ve debisi farklı ikişer değerde deneyler yapılmıştır. Toplam olarak birbirinden farklı koşullarında 61 deney yapılmış ve deneylerden elde edilen yaklaşık 750 veri yapılan analizlerde kullanılmıştır.

IBIGK sisteminin etkinliği incelenirken, sıcak ve soğuk akışkan bölgeleri için ayrı ayrı değerlendirme yapılmıştır. Isı değiştirici etkinliği, evaporatör ve kondenser bölgelerinde değişmekle birlikte % 10–40 arasında bulunmuştur. Literatürde, IBIGK sistemlerinin etkinliğinin % 50-60'lar seviyesinde olduğu bildirilmektedir. Bu çalışmadaki etkinliğin az çıkmasının nedeni, ısı değiştirici sıra sayısının az olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca evaporatör bölgesindeki kanatların ısı borusuna kaynaklı olmaması, kanat-boru sıkı geçme işleminin yeteri oranda sağlanamaması nedeniyle, etkinliğin düşük çıkmasına sebep olmaktadır. Terdtoon vd., (1996) tarafından, 7 sıralı ve toplam 78 borudan oluşan bir sistemde % 58 etkinlik elde edildiği bildirilmiştir. Noie-Baghdan ve Majideian (2000) tarafından yapılan çalışmada, toplam 8 borudan oluşan sistemin etkinliği, % 16 olarak bulunmuştur.



Çalışmanın ilk bölümünde, tek ısı borusunda, kondenser kısmında dolaşan su debisi arttıkça, ısı borusu toplam ısı transfer katsayısı ve bunun sonucu olarak da transfer edilen ısı da artmaktadır. Bu durum IBIGK ünitesinde de açıkça gözlenmektedir. Kondenser kısmında dolaşan su debisinin 0,065 kg/h den 0,13 kg/h'e artırılması ile sistemin etkinliği bütün hızlarda artmaktadır. Soğutma suyunun debisinin artması ile etkinliğin de arttığı açıkça görülmektedir.

Deneysel verilerin SPSS programı ile analizinden, IBIGK ünitesi için gaz ve su taraflarının etkinliklerinin, baca gazı sıcaklığı, baca gazı hızı, su sıcaklığı, su debisi ve sıra sayısına göre değişimini veren (4.5) ve (4.6) eşitlikleri türetilmiştir.

IBIGK ünitesinin neden olduğu basınç kaybı 3,5 -5 m/s baca hızında 11-27 Pa arasında değiştiği görülmüştür. Basınç kaybı baca hızı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Bu sonuç Terdtoon vd. (1996)'nin çalışması ile benzerdir.

Baca hızı azaldıkça etkinlik daima artmaktadır. Bu değişim bütün diyagramlarda gözlenmektedir. Baca hızı ile etkinliğin ters orantılı olduğu Terdtoon vd. (1996), Dube vd. (1996) ile Azad ve Moztaazadeh (1985)'in çalışmalarından da görülebilmektedir.

Sisteminin evaporatör ve kondenser bölgelerindeki etkinlik sıra sayısı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Sıra sayısı arttıkça etkinlikte artmaktadır. Ancak bu artış doğrusal değildir. Sıra sayısının belirli bir değerinden sonraki artış oranı çok azalmaktadır.

IBIGK sisteminin her kademesindeki sıcaklık dağılımları gözlenmiştir. Evaporatör bölgesine ait gaz sıcaklığındaki azalma ve kondenser bölgesine ait su sıcaklığındaki artma ısı geri kazanım sisteminin her kademesinde açıkça görülebilmektedir.

Yapılan ekserji analizinde birim kütle için entropi üretiminin baca sıcaklığının artması ile arttığı ilgili şekillerden görülebilir. Ayrıca baca hızı ile de entropi üretimi artmaktadır. IBIGK sisteminde üretilen toplam entropi üretiminin değişimi Şekil 4.58

ve Şekil 4.59'da verilmiştir. Baca sıcaklığının artmasıyla toplam entropi üretimi de artmaktadır.

IBIGK sisteminin kazanlarda baca kayıplarının azaltılması amacıyla kullanıldığında, bu çalışma için 250 °C baca sıcaklığında, kazan veriminde % 2'lik bir artış sağladığı görülmektedir. IBIGK ünitesindeki sıra sayısının artırılması ve yapılabilecek bazı iyileştirmelerle bu artış, % 5'ler seviyesine çıkarılabilecektir. Bu artış da yakıttan bu oranda ekonomi yapılması demektir. Sun ve Shyu (1996) tarafından yapılan çalışmada yakıttan % 4,2'lik bir tasarruf sağlandığı bildirilmiştir.

Sonuç olarak IBIGK sistemlerinin baca gazlarından suya ısı geri kazanımında kullanılması önerilebilir. Böyle bir uygulamada aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- IBIGK sisteminin etkinliği sıra sayısı ile artmaktadır. Ancak bu artış doğrusal değildir.
- Isı borularının gaz tarafında kullanılan kanatların borularla olan temasının yetersiz olması verimliliğin azalmasında önemli bir etkidir. Eğer kanatların ısı boruları ile olan teması daha iyi sağlanabilirse etkinlik daha da artacaktır.
- Boruların düzenlenmesinde düz sıralı yerine, çapraz sıralı uygulama ısı değiştiricisi verimliliğini artıracaktır. Fakat bu uygulamanın basınç kaybını da artıracığı göz önünde tutulmalıdır.
- Baca gazlarının neden olacağı kirlilik ve kurum birikmesi mutlaka göz önüne alınmalıdır. Gerekli temizliğin sağlanabilmesi için uygun düzenek veya sistemin temizlenebilmesine olanak sağlayacak konstrüktif bir düzenleme yapılmalıdır.
- IBIGK sisteminin sıvı ve gaz yakıtlı kazanlarda kullanılması önerilebileceği, ancak katı yakıtlı sistemlerde kullanılması, aşırı kurum birikmesi olasılığı nedeniyle önerilmemektedir.
- Eğimli termosifonlarda sıvının dairesel olarak ısı borusu yüzeyine dağılımına yardımcı olacağı ve kondenserde yoğuşma ile olacak ısı transferini artıracığı için fitil kullanılması uygun olacaktır.

- Baca gazı hızının olabildiğince düşük seçilmesi etkinliği azaltmakla birlikte endüstriyel uygulamaları da dikkate alarak 2-3 m/s baca gazı hızının uygun olacağı düşünölmektedir.
- Isı üreten sistemlerin kesikli çalışmalarında IBIGK sistemlerin kullanılmasında, akışkan seçimi ve sistemin devreye girip rejime ulaşması konularının ayrıca incelenmesi gerekir.

## 6. KAYNAKLAR

- Akyurt, M., Al-Rabghi, O.M., 1999. Curtailing noncondensables in steel heat pipes using a NaCr solution. *Energy Conversion & Management*, 40, 281-286.
- Akyurt, M., Beiruty, M., Al-Rabghi, O., Najjar, Y., Alp, T., 1993. Heat pipes for waste-heat recovery. *Transaction of Mechanical Engineering, IE.Aust.*, ME18, 3, 2211-234.
- Azad, E., Aliahmad, M., 1989. Thermal performance of waste-heat recuperator with heat pipes for thermal power station. *Heat Recovery Systems & CHP*, 9, 3, 275-280, Great Britain.
- Azad, E., Bahar, F., Moztarzadeh, F., 1985. Design of water-to-air gravity-assisted heat pipe heat exchanger. *Heat Recovery Systems*, 5, 2, 89-99, Great Britain.
- Azad, E., Geoola F., 1984. A design procedure for gravity-assisted heat pipe heat exchanger. *Heat Recovery Systems*, 4, 2, 101-111, Great Britain.
- Azad, E., Mohammedieh, F., Moztarzadeh, F., 1985. Thermal performance of heat pipe heat exchanger system. *Heat Recovery Systems*, 5, 6, 561-570, Great Britain.
- Azad, E., Mohammedieh, F., Moztarzadeh, F., 1986. Effect of different arrangement on performance of heat pipe heat recovery system. *Heat Recovery Systems*, 6, 2, 143-149, Great Britain.
- Azad, E., Moztarzadeh F., 1985. Design of air to water co-axial heat pipe heat exchanger. *Heat Recovery Systems*, 5, 3, 217-224, Great Britain.
- Beckert, K., Herwig, H., 1996. Inclined air to air heat exchangers with heat pipes: Comparing experimental data with theoretical results. *IECEC-96 31<sup>st</sup>. Intersociety Energy Conversion Engineering Proceedings*, 2, 1441-1446.
- Bezrodnyi, M.K., Volkov, S.S., Ivanov, V.B., 1990. Thermosiphon waste heat boilers for exhaust gases from furnaces in non-ferrous metallurgy. *Heat Recovery Systems & CHP*, 10, 2, 99-105, Great Britain.
- Bilgiç, M., 2002. Ekonomizerler ve gaz yakan endüstri kazanlarında uygulamalar. *Tesisat, Teknik Yayıncılık*, 84, 180-184.
- Casarosa, C., Latrofa, E., Shelginski, A., 1983. The geyser effect in a two-phase thermosiphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 6, 933-941, Great Britain.
- Chi, S.W., 1976. *Heat Pipe Theory and Practice*. Hemisphere Publishing Corporation, 240s., Washington, USA.

- Çengel, Y., Boles, M.A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Türkçesi: Taner Derbentli), Mc Graw-Hill-Literatür Yayıncılık, 867s., İstanbul.
- Delil, A.M., 1998. A review of thermophysical research at the NLR Space division. *Rev.Gen.Therm.*, 37, 917-924.
- Doughty, C., Pruess, K., 1990. A similarity solution for two-phase fluid and heat flow near high-level nuclear waste packages emplaced in porous media. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33, 6, 1205-1222, Great Britain.
- Dube, V., Sauciu I., Akbarzadeh, A., Davis, A., 1996. Design construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery. *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium*, 273-279, Melbourne, Australia.
- Dunn, P.D., Reay, D.A., 1994. *Heat Pipes*, Fourth Edition, Elsevier Science Ltd., 348 p., Great Britain.
- El-Ghenk, M.S., Saber, H.H., 1997. Flooding limit in closed, two-phase flow thermosyphons. *Int. J. Heat Mass Transfer* 40,9, 2147-2164.
- Eker, A., 1975. *Sıcak Su, Buhar Üreteçleri-Kazanlar*, Emel Matbaacılık, 275s., Ankara.
- Eral, H., 2001. Modern yoğuşmalı kazanlarda kullanılan yanma kontrol sistemleri. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 609-614, İzmir.
- Faghri A., 1995. *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor and Francis, 874p., London, Great Britain.
- Faghri, A., 1996. Heat pipe simulation: From promise to reality. *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium*, 1-20, Melbourne, Australia.
- Güngör, A., 1995. İklimlendirmede enerji geri kazanımında ısı borulu ısı değiştiriciler. II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 639-655, İzmir.
- Habeebullah, M.H., Akyurt, M., Najjar, Y.S.H., 1997. *Transaction of Mechanical Engineering*, IE.Aust., ME22, 1, 55-59.
- Habeebullah, M.H., Akyurt, M., Najjar, Y.S.H., El-Kalay, A.K., 1998. Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water-in-steel heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 18, 7, 595-607.

- Hamilton, A., Hu, J., 1993. An electronic cryoprobe for cryosurgery using heat pipes and thermoelectric coolers: a preliminary report. *Journal of Medical Engineering & Technology*, 17, 3, 104-109.
- Hashimoto, H., Kaminaga, F., 2002. Heat transfer characteristics in a condenser of closed two-phase thermosiphon: effect of entrainment on heat transfer deterioration. *Heat transfer, Asian Research*, 31, 3, 212-225.
- Hsieh, S.S., 1987. A generalized correlation for thermal design data of heat-pipe heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30, 8, 1758-1762, Great Britain.
- Hsieh, S.H., Huang, D.C., 1988. Thermal performance and pressure drop of counter-flow and parallel-flow heat-pipe heat exchangers with aligned tube rows. *Heat Recovery Systems & CHP*, 8, 4, 343-354, Great Britain.
- Hsieh, S.S., Huang, D.C., 1990. Comparisons of thermal performance and pressure drop of counterflow and parallel-flow heat-pipe heat exchangers with aligned/staggered tube rows. *Energy Convers. Management*, 30, 4, 357-368.
- Hsieh, S.H., Liauh, C.H., Han, W.S., 1988. Thermal performances of heat exchangers applicable to waste-heat recovery systems. *Applied Energy*, 29, 191-200, Great Britain.
- Huang, B.J., Tsuei, J.T., 1985. A method of analysis for heat pipe heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, 3, 553-562, Great Britain.
- Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H., 1983. Critical heat flux in a closed two-phase thermosiphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 8, 1181-1188, Great Britain.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Esasları (Çevirenler: T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu, Y. Uralcan)*, Literatür Yayınları, 960s., İstanbul.
- Johnson, A.B., Simonson, C.J., 1998. Uncertainty analysis in the testing of air-to-air heat/energy exchangers installed in building. *Proceeding of the 1998 ASHRAE Winter Meeting Part 2, ASHRAE Transaction*, 104, 1639-1650.
- Kadoguchi, K., Fukano, T., Emi, Y., 1994. Heat transfer characteristics in the heating section of a closed two-phase thermosiphon working with binary mixture. *Heat Transfer-Japanese Research*, 23, 2, 128-140.
- Kadoguchi, K., Yamamoto, T., Tashiro, M., 1997. Improvement in heat transfer performance by employing unique screen inserts in a horizontal heat pipe under small heat flux conditions. *Heat Transfer-Japanese Research*, 26, 8, 528-540.

- Kalogirou, S.A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy Combustion Science*, 30, 3, 231-295.
- Khalid, A.J., Abd-al Hussain T.A., Abdul Majeed P.M., 1991. Improved heat transport of heat pipes with an internal wall separating liquid and vapour streams. *Energy Convers. Mgmt.*, 31, 2, 141-148. Great Britain.
- Khalid, A.J., Witwit, A.M., 2000. Improvement of gravity assisted wickless heat pipes. *Energy Conversion & Management*, 41, 2041-2061.
- Khalkhali, H., Faghri, A., Zuo, Z.J., 1999. Entropy generation in a heat pipe system. *Applied Thermal Engineering*, 19, 1027-1043.
- Khoshrovan, E., Sharifi, P., 1999. Computational simulation of the heat pipe heat exchangers to be used in waste heat recovery. *World Energy Congress*, Malaysia.
- Kiatsiriroat, T., Nuntaphan, A., Tiansuwan, J., 2000. Thermal Performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids. *Experimental Heat Transfer*, 13, 137-152.
- Kim, B.H., Peterson, G.P., 1994. Theoretical and physical interpretation of entrainment phenomenon in capillary-driven heat pipes using hydrodynamic instability theories. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 17, 2647-2660.
- Lamfon, N.J., Akyurt, M., Najjar, Y.S.H., Al-Rabghi, O.M., 1994. Thermophysical relationships for waste heat recovery using looped heat pipes. *International Journal of Energy Research*, 18, 633-642.
- Lamfon, N.J., Najjar, Y.S.H., Akyurt, M., 1998. Modeling and simulation of combined gas turbine engine and heat pipe system for waste heat recovery and utilization. *Energy Convers. Mngm.* 39, 1/2, 81-86.
- Lee K.W., Chun, W.P., Park, K.H., Rhi, S.H., 2001. Recent heat pipe R&D status in Korea. *KIER-Kyushu Univ. Joint Conference*, 1-5, Korea.
- Lee, Y., Bedrossian, A., 1978. The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosyphons. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21, 221-229, Great Britain.
- Leong, K.C., Liu, C.Y., 1997. Characterization of sintered copper wicks used in heat pipes. *Journal of Porous Materials*, 4, 303-308, Netherland.

- Lin, T.F., Lin, W.T., Tsay, Y.L., Wu, J.C., 1995. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two-phase closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 2, 295-307.
- Lin, S., Broadbent, J., McGlen, R., 2005. Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 25, 127-133.
- Lukitobudi A.R., Akbarzadeh, A., Johnson, P.W., Hendy, P., 1995. Design, construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery in bakeries. *Heat Recovery Systems & CHP*, 15, 5, 481-491.
- Marcarino, P., Merlone, A., 2003. Gas-controlled heat-pipe for accurate temperature measurements. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1145-1152.
- Mathur, G.D., 1996. Using heat-pipe heat exchangers for reducing high energy costs of treating ventilation air. 1996-IEEE, 31<sup>st</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceeding, 2, 1447-1452.
- McDonald, T.W., Dominongez, I.R.M., Li, L., 1996. Two phase thermosyphon run around loop heat exchangers Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 389-396, Melbourne, Australia.
- Mitsutake, Y., Monde, M., Hasan, M.Z., 1997. Experimental study of critical heat flux in a two-phase concentric-tube thermosyphon. *Heat Transfer Japanese Research*, 26, 5, 319-331.
- Mo, B., Ohadi, M.M., Dessiatoun, S.V., 2000. Capillary pumped-loop thermal performance improvement with electrohydrodynamic technique. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 14, 1, 103-108.
- Monde, M., Mitsutake, Y., Hataya, T., 1997. Critical heat flux in a two-phase thermosyphon: relationship between maximum falling liquid rate and instability on interface of falling liquid. *Heat Transfer Japanese Research*, 26, 6, 372-384.
- Negishi, K., Sawada, T., 1983. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 8, 1207-1213, Great Britain.
- Niro, A., Beretta, G.P., 1992. An analytical model for the design of wickless heat-pipe heat exchangers. *ASME, HTD*, 221, 61-68.
- Noie, S.H., 2005. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 25, 495-506.



- Noie-Baghban, S.H., Majideian, G.R., 2000. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospital. *Applied Thermal Engineering*, 20, 1271-1282.
- Nuntaphan, A., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., Wang, C.C., 2001. Performance improvement of thermosyphon heat exchangers by using two kinds of working fluids. *Heat Transfer Engineering*, 40, 22-28.
- Nuntaphan, A., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T., 2002. Enhancement of heat transport in thermosyphon air preheater at high temperature with binary working fluid: A case study of TEG-water. *Applied Thermal Engineering*, 22, 251-266.
- Ong, K.S., Haider-E-Alalhi, Md., 1999. Experimental investigation on the hysteresis effect in vertical two-phase closed thermosyphons. *applied Thermal Engineering*, 19, 399-408.
- Özkan, M., 1984. *Buhar Kazanları Isıl Hesaplar*. Bizim Büro Basımevi, 232s. Ankara.
- Passos, J.C. Reinaldo, R.F. 2000. Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 22, 35-44.
- Payakurak T., Terdtoon P., Ritthidech S., 2000. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operation conditions. *Applied Thermal Engineering*, 20, 781-790.
- Peterson G.P., 1994. *An introduction to heat pipes modeling, testing, and applications*, John Wiley and Sons Inc., 356p., New York.
- Peterson, G.P., Bage, B.K., 1991. Entrainment limitations in thermosyphons and heat pipes. *Journal of Energy Resources Technology*, 113, 147-153.
- Qadeer, E., Johnson, P., 1996. A system perspective approach for techno-economic evaluation of waste heat recovery devices such as heat pipe heat exchangers. *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium*, 323-332, Melbourne, Australia.
- Rajesh V.G., Ravindran K.P., 1997. Optimum heat pipe design: a nonlinear programming approach. *Int. Comun. Heat Mass Transfer*, 24, 3, 371-380.
- Reid, R.S., Merrigan, M.A., 2005. [http://www.lanl.gov/heat\\_pipe/Main\\_Paper\\_5.pdf](http://www.lanl.gov/heat_pipe/Main_Paper_5.pdf)
- Saatçi A.M., Khalifa A.M.A., Akyurt M., 1986. Temperature drops in heat pipes. *Applied Energy*, 23, 61-71.
- Said, S.A., Akash, B.A., 1999. Experimental performance of a heat pipe. *Internal Comm. Heat Mass Transfer*, 26, 5, 679-684.

- Sauciuc, I., Akbarzadeh, A., Johnson, P., McGuinness, M., 1996. Heat pipe research in Australia and New Zealand. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 93-103, Melbourne, Australia.
- Sauciuc, I., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Nguyen, T., 2000. The design and testing of the super fiber heat pipes for electronics cooling applications. 2000 IEEE, Sixteenth IEEE Semi-Therm Symposium, 27-32.
- Shatto, D.P., Besly, J.A., Peterson, G.P., 1997. Visualization study of flooding and entrainment in a closed two-phase thermosyphon. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 11, 4, 579-582.
- Silverstein, C.C., 1992. Design and Technology of Heat Pipes for Cooling and Heat Exchange. Hemisphere Publishing Corporation, 368s. Washington DC, USA.
- Söylemez, M.S., 2003. On the thermoeconomical optimization of heat pipe heat exchanger HPHE for waste heat recovery. Energy Conversion Management, 44, 2509-2517.
- Stephan, P.C. Busse, C.A., 1992. Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls. Int. J. Heat Mass Transfer, 35, 2, 383-391, Great Britain.
- Stulc, P., Kiselev, V.G., Matveev, Y.N., 1987. Heat pipe-based heat exchangers for low-potential heat utilization. Heat Transfer-Soviet Research, 19, 1, 37-42.
- Sun, J.Y., Shyu, R.J., 1996. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for industrial practices. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 287-295, Melbourne, Australia.
- Suzuki, K., Nishio, S., 2001. Heat transfer bibliography - Japanese works 1998. International Journal of Heat Mass Transfer, 44, 2997-3015.
- Swanson, L.W., 1989. External parameter selection for countercurrent heat pipe heat exchangers. ASME, Waste Heat Utilization, Winter Meeting, 25-30, California, USA.
- Tan, J.O., Liu, C.Y., 1990. Predicting the performance of a heat-pipe heat exchanger, using the effectiveness-NTU method. Int. J. Heat Fluid Flow, 11, 4, 376-379.
- Tan, J.O., Liu, C.Y., Wong, W., 1991. Heat pipe exchanger optimization. Heat Recovery Systems & CHP, 11, 4, 313-319, Great Britain.
- Terdtoon, P., Chaitep S., Soponpis, N., Groll, M., 1996. Thermosyphon economiser for package boilers: A case study in northern Thailand. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 267-272, Melbourne, Australia.

- Terdtoon, P., Charoensawan P., Chaitep, S., 2001. Corrosion of tubes used in thermosyphon heat exchanger for waste heat recovery system: A case of internal surface. *Heat Transfer Engineering*, 22, 18-27.
- Terdtoon, P., Coykaen, C., Tungkum, S., Krating K., 2000. Corrosion and fouling of tubes used in a thermosyphon economiser: A case study of paint protection. *Applied Thermal Engineering*, 20, 791-801.
- Tongze, M., Zengqi, H., 1989. Heat pipe research and development in China. *Heat Recovery Systems & CHP*, 9, 6, 499-512, Great Britain.
- Tu, S.T., Zhang, H., Zhou, W.W., 1999. Corrosion failures of high temperature heat pipe. *Engineering Failure Analysis*, 6, 363-370.
- Tunç, M., 2000. Isı Transferi. Doğa Yayıncılık Teknik Kitaplar, Yayın No:1, 321s., İstanbul.
- Vasiliev, L.L., 1998. State of the art on heat pipe technology in the former Soviet Union. *Applied Thermal Engineering*, 18, 7, 507-551.
- Vasiliev, L.L., 2005. Heat pipes in modern heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 25, 1-19.
- Wadowski, T., Akbarzadeh, A., Johnson, P., 1991.a. Hysteresis in thermosyphon-based heat exchangers and introduction of a novel triggering system for low-temperature difference heat-recovery applications. *Heat Recovery Systems & CHP*, 11, 6, 523-531, Great Britain
- Wadowski, T., Akbarzadeh, A., Johnson, P., 1991.b. Characteristics of a gravity-assisted heat pipe heat exchanger. *Heat Recovery Systems & CHP*, 11, 1, 69-77, Great Britain.
- Wangnipparnto, S., Tiansuwan, J., Jiracheewanun S., Kiatsiriroat T., Wang, C.C., 2002. Air side performance of thermosyphon heat exchanger in low reynolds number region: with and without electric field. *Energy Conversion and Management*, 43, 1791-1800.
- Wu, X.P., Johnson, P., Akbarzadeh, A., 1997. Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17, 6, 561-568, Great Britain.
- Yang, F., Yuang, X., Lin, G., 2003. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas. *Applied Thermal Engineering*, 23, 367-372.

- Yau, Y.H., Tucker, A.S., 2003. The performance study of a wet six-row heat pipe heat exchanger operation in tropical buildings. *Int. J. Energy Res.*, 27, 187-202.
- Zhang, H., Zhuang, J., 2003. Research, development and industrial application of heat pipe technology in China. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1067-1083.

## ÖZGEÇMİŞ

### **Kişisel Bilgiler:**

Adı Soyadı : Ahmet ÖZSOY

Doğum Yeri : Afyon

Doğum Yılı : 1964

Medeni Hali : Evli

### **Eğitim ve Akademik Durumu:**

Lise : 1973 -1980 Isparta İ.H. Lisesi

Lisans : 1980 -1985 Akdeniz Üniv, Isparta Müh. Fak. Mak. Müh. Bölümü

Yüksek Lisans :1995 - 1997 SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Mak. Müh. Anabilim Dalı

Doktora :1998 - SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Mak. Müh. Anabilim Dalı

Yabancı Dil : İngilizce

### **İş Deneyimi:**

1985 – 1986 Makina Mühendisi, AYES Çelik Hasır Fabrikası, Isparta

1986 – 1990 Makina Mühendisi, Köy Hizmetleri İl Müdürlüğü, Adıyaman

1990 – 1991 Makina İkmal Şube Müdürü, Köy Hizmetleri İl Müdürlüğü, Adıyaman

1991 – 1996 Makina Mühendisi, Köy Hizmetleri İl Müdürlüğü, Isparta

1996 – 2003 Uzman, SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Bölümü

2003 – Öğr.Gör., SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Bölümü