

4121

T. C.
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Isı Borusu İle İklimlendirme
Sistemlerinde Enerji
Geri Kazanımı

Mak. Müh. Erdoğan YILMAZ

Yöneten

Doç. Dr. Ali Çetin GÜRSES

4121

Bornova - İZMİR
1988

T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

Ö Z E T

Isı boruları son yıllarda çok değişik, verimli ve üstün uygulamaları ile yaygın bir kullanım alanı bulmuştur. Bu çalışmada ısı borularının temel prensipleri, kullanılan malzemeler ve çalışma akışları üzerinde durularak, methanol ile çalışan bakır bir ısı borusu imal edilmiş ve bu ısı borusunun değişik kaynak sıcaklıklarında ve değişik eğim açılarında ısıl performansı saptanmıştır. Ayrıca ısı borulu ısı değiştirgeçlerinin iklimlendirme sistemlerinde enerji tasarrufu için ısı geri kazanım ünitelerinde kullanım imkanları araştırılmıştır. Çalışmanın sonunda ısı borusu teorisi kullanılarak söz konusu ısı borusunun teorik olarak eğim açısına bağlı transfer edeceği ısı debisini hesaplayan bir program geliştirilmiştir.

B İ Y O G R A F İ

Yazar, 1965 yılında Eskişehir'in Seyitgazi ilçesine bağlı Gümüşbel Köyünde doğdu. İlk ve Orta öğrenimini Eskişehir'de tamamladı. 1985-1986 Bahar döneminde Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 1986-1987 öğretim yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik-Enerji Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans öğrenimine başladı.

TEŞEKKÜR

Yazar bu tezin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç.Dr.Ali Çetin GÜRSES'e ve ısı borusu imalatının gerçekleştirilmesinde yardımcı olan Sayın Mak.Yük.Müh. Mehmet KÜRŞAT'a teşekkür eder.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
TABLolar LİSTESİ	I
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	II
RESİMLERİN LİSTESİ	V
GÖSTERİMLER	VI
GİRİŞ	IX
BÖLÜM 1. ISI BORUSUNUN TANITILMASI	I
1.1. ISI BORUSUNUN BULUNMASI ve ÇALIŞMA PRENSİPLERİ	1
1.2. ISI BORULARINDA ÇALIŞMA AKIŞLARI	5
1.3. FİTİL YAPILARI VE MUHAFAZA	8
1.3.1. Fitol Yapıları	8
1.3.2. Muhafaza	12
1.3.3. Uygunluk	12
BÖLÜM 2. ARAŞTIRMANIN AMACI	13
BÖLÜM 3. ISI BORULARINDA SINIRLAMALAR	14
3.1. TEORİK ANALİZ	14
3.2. BASINÇ DENGESİ	15
3.3. MAKSİMUM KILCAL BASINÇ	18
3.4. SIVI-BASINÇ DÜŞÜMÜ	23
3.5. BUHAR-BASINÇ DÜŞÜMÜ	29
3.6. ISI TRANSFERİ KAPASİTESİNDE KILCAL LİMİT	33
3.6.1. Genel Teori	33
3.6.1.a. Isı Borusu Uygulamalarında Kılcal Limit Hesaplama Yöntemi	34
3.6.1.b. Yerçekimi Olmayan Ortamda Isı Borusu Hesaplama Yöntemi	36

3.7. SES, KÖPÜRME VE KAYNAMA SINIRLARI	37
3.7.1. Ses Sınırı	37
3.7.2. Köpürme Sınırı	40
3.7.3. Kaynama Sınırı	42
3.8. ISI BORUSUNDA GEREKLİ AKIŞKAN MİKTARI	43
3.9. ISI BORUSUNUN VAKUM EDİLMESİ VE DOLDURMA	44
BÖLÜM 4. ISI BORULARINDA TASARIM	46
4.1. GİRİŞ	46
4.2. TASARIM SINIRLARI VE PARAMETRELERİ	49
4.3. TASARIM HESAPLAMA METODLARI	51
BÖLÜM 5. ISI BORUSU UYGULAMA ALANLARI	61
5.1. ISI BORULARI İLE ISI GERİ KAZANIMI	61
5.2. ISI BORUSUNUN İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE KULLANILMASI	62
5.3. ISI BORULU ISI GERİ KAZANIMINDA HAVA AKIŞ HIZI VE ISI GERİ KAZANIM ORANI	63
5.4. ISIL EKONOMİNİN HESAPLANMASI	66
BÖLÜM 6. DENEY DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI	68
6.1. ISI BORUSU MALZEMESİ- FİTİL VE İŞGÖREN AKIŞKAN SEÇİMİ	68
6.2. ISI BORUSUNUN İMALATI	69
6.3. HAREKETLİ DÜZENEĞİN HAZIRLANMASI	72
6.4. ELEKTRİKSEL ISITICİNİN HAZIRLANMASI	73
6.5. ISIL ÇİFT BAĞLANTILARI	74
6.6. MONTAJ VE YALITIM	75
6.7. TARAYICI VE GÖSTERGELER	75
6.8. BANYO BAĞLANTILARI	76
6.9. DENEYLERİN YAPILIŞI	76

Şekil No

BÖLÜM 7. SONUÇ ve TARTIŞMA

77

EKLER

EK-1 ISI BORUSU TEORİK HESABI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMI

88

EK-2 DENEY SONUÇLARI

96

EK-3 SİLİNDİRE DİK AKIŞTA ISI TRANSFERİ KATSAYISI

99

EK-4 DENEYSEL ISI BORUSU BOYUTLARI VE FİTİL ÖZELLİKLERİ

101

REFERANSLAR

102



TABLULARIN LİSTESİ

<u>Tablo No</u>		<u>Sayfa No</u>
1.1.	Bazı Isı Borusu Çalışma Akışkanları için Kaynama Noktaları ve Aşırı Isıtma Sıcaklıkları	4
1.2.	Normal Sıcaklık Uygulamaları için Isı Borusu Çalışma Akışkanları	7
3.1.	Isı Borularında Fitol Yapısına Bağlı Kritik Yarıçap İfadeleri	22
3.2.	Bazı Fitol Yapıları için Fitol Geçirgenlik İfadeleri	28
3.3.	Buhar Sürtünme Katsayısı (F_v) ve Dinamik Basınç Katsayısı (D_v). (Dairesel Kesitli Buhar Akışları için)	32
5.1.	Isı Borusu Biriminden Geçen Hava Akış Hızı ile Isı Geri Kazanım Oranının Değişimi	65
5.2.	Kütlesel Oranların Isı Geri Kazanım Oranına Etkisi	66

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<u>Şekil No</u>		<u>Sayfa No</u>
1.1.	Standart Isı Borusunun Çalışma Prensibi ve Elemanları	2
1.2.	Sıvı-Buhar Arayüzeyinde Kılcal Basınç Gerilimi	3
1.3.	Homojen Fitiller	10
1.4.	Kompozit Fitiller	10
3.1.	Isı Borusunda Isı İletimine İlişkin Sınırlamalar	15
3.2.	İşgören Akışkanın Sirkülasyonu	16
3.3.	R_1 ve R_2 Kıvrım Yarıçapları	18
3.4.	Temas Açısı	18
3.5.	Dikdörtgen Geçitlerde Laminer Akış için Sürtünme Katsayısı	26
3.6.	Dairesel Halka Geçitlerde Laminer Akış için Sürtünme Katsayısı	26
3.7.	Geleneksel Isı Borusu Çalışma Şekli	34
3.8.	Daralan-Genişleyen Memelerde Basınç Profilleri	39
3.9.	Isı Borusunda Buhar Akışının Sıcaklık Profilleri	39

<u>Şekil No</u>		<u>Sayfa No</u>
4.1.	Isı Borusunda Isıl Dirençlerin Tanımı	46
5.1.	Isı Borulu Isı Geri Kazanma Ünitesinin Temel Kısımları	63
5.2.	Kış Koşullarında İklimlendirme Sistemine Uygulama	64
5.3.	Yaz Koşullarında İklimlendirme Sistemine Uygulama	71
6.1.	Akışkan Doldurma Düzeneği	71
6.2.	Dereceli Cam Tüp	
7.1.	Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	80
7.2.	Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişim	80
7.3.	Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	81
7.4.	Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	81
7.5.	Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	82
7.6.	Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	82
7.7.	Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	83
7.8.	Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	83
7.9.	Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	84
7.10.	Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi	84

7.11.	Teorik Olarak Hesab Edilen Isı Akısının Eğim Açısına Göre Değişimi	85
7.12	Teorik Olarak Hesab Edilen Isı Akısının Eğim Açısına Göre Değişimi	85
7.13	Teorik Olarak Hesab Edilen Isı Akısının Eğim Açısına Göre Değişimi	86
7.14	Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı	86
7.15	Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı	87
7.16	Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı	87

RESİMLERİN LİSTESİ

<u>Resim No</u>		<u>Sayfa No</u>
1	Kondenser Kesimi Saptırıcı Kanatları	70
2	Isı Borusu Eşanjör Grubu	70
3	Isı Borusu Deney Düzeneği	72
4	Isı Borusu Evaporatör Kesimi	73
5	Isı Borusu Isıl Çift Bağlantıları	74

GÖSTERİMLER

A_v	:	Buhar Kesit Alanı (m^2)
A_w	:	Fitilin Kesit Alanı (m^2)
D_w	:	Fitil Tel Çapı (m)
D_v	:	Buhar Hacmi Çapı (m)
f_v	:	Buhar Akışı Sürüklenme Katsayısı (-)
f_l	:	Sıvı Fazın Sürüklenme Katsayısı (-)
F_L	:	Sıvı Akışı Sürtünme Katsayısı ($\frac{N}{m}$)/(W.m)
F_v	:	Buhar Akışı Sürtünme Katsayısı ($\frac{N}{m^2}$)/(W.m)
g	:	Yerçekim İvmesi (m/s^2)
k	:	Fitil Geçirgenlik (m^2)
k_e	:	Fitilin Etkili Isıl Geçirgenliği ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)
k_l	:	Sıvı Fazın Isıl Geçirgenliği ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)
L_a	:	Isı Borusu Adyabatik Kesim Uzunluğu (m)
L_c	:	Isı Borusu Kondenser Kesim Uzunluğu (m)
L_e	:	Isı Borusu Evaporatör Kesim Uzunluğu (m)
L_f	:	Isı Borusu Etkin Uzunluğu (m)
L_t	:	Isı Borusu Toplan Uzunluğu (m)
M_v	:	Buhar Akışı Mach Sayısı (-)

- m : Isı Borusu İçin Gerekli Akışkan Miktarı, (gr)
 M_v : Buhar Debisi (kg/sn)
 N : Atkı Sayısı (m^{-1})
 $\Delta P_{c,max}$: Maximum Kılcal Pompalama Basıncı (N/m^2)
 ΔP_1 : Sıvının Yoğuşturucudan Buharlaştırıcıya Dönmesi İçin Gerekli Basınç Düşümü (N/m^2)
 ΔP_v : Buharın Buharlaştırıcıdan Yoğuşturucuya Akması İçin Gerekli Basınç Düşümü (N/m^2)
 ΔP_g : Yerçekimi Kuvveti (N/m^2)
 $P_{cm,e}$: Sıvı Akışı İçin Gerekli Etken Kılcal Basınç (N/m^2)
 R, R_1, R_2 : Yüzey Bölüm Yarıçapı (m)
 $r_{h,l}$: Sıvı Akışı İçin Hidrolik Yarıçapı (m)
 Re_1 : Sıvı Akışı Reynolds Sayısı (-)
 Re_v : Buhar Akışı Reynolds Sayısı (-)
 R_1 : Evaporatör Kesimindeki Direnç ($^{\circ}C/W$)
 R_2 : Isı Borusu Direnci ($^{\circ}C/W$)
 R_3 : Kondenser Kesimindeki Direnç ($^{\circ}C/W$)
 $r_{h,v}$: Buhar Akışı İçin Hidrolik Yarıçap (m)
 r_i : Boru İç Yarıçapı (m)
 r_n : Kaynama Kabarcık Yarıçapı (m)
 T_{so} : Evaporatör Kaynak Sıcaklığı ($^{\circ}C$)

- T_{SC} : Kondenser Kısmı Isı Borusu Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
- T_{si} : Yoğuşturucu Kaynak Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
- ΔT : Sıcaklık Düşümü ($^{\circ}C$)
- W : Fıtıl Malzemesi Teller Arası Boşluk (m)
- $Q_{s,max}$: Ses Sınırı (W)
- $Q_{e,max}$: Köpürme Sınırı (W)
- $Q_{b,max}$: Kaynama sınırı (W)
- $Q_{c,max}$: Kılcal Sınır (W)
- Q : Isı Yüğü (W)
- γ_v : Buhar Özgöl Isı Oranı
- ϵ : Gözeneklilik (-)
- θ : Temas Açısı ($^{\circ}$)
- λ : Buharlaşma Gizli Isı (kJ/kg)
- τ_l : Sıvı-Katı Arayüzeyindeki Sürtünme Gerilimi (kg/sn^2m)
- σ : Yüzey Gerilimi (N/m)
- ψ : Yatayla Olan Açısı ($^{\circ}$)

GİRİŞ

Isı boruları son yıllarda, ısı transferi uygulamalarının olduğu hemen hemen tüm sahalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Isı borusunu oluşturan elemanların uygun seçimi ısı borusu tasarımında çok önemlidir. Malzeme analizinin yanlış yapılması sistemin verimini düşüreceği gibi ısı borusunun çalışma ömrünü de kısa sürede bitirebilir. Bu nedenle bir ısı borusunun tasarımında işgören akışkan ve duvar-fitil malzemesi uyumu ve akışkanın fiziksel özellikleri birinci derecede öneme sahiptir.

Isı borusu içerisinde ısı, iletim, taşınım ve faz değiştirme (buharlaştırma-yoğuşma) ile transfer edilmektedir. Bir akışkan ısı borusunun buharlaştırıcı (evaporatör) ucunda buharlaştırılmakta ve ısı, buharlaştırma ısı (gizli ısı) transportu ile kondenserden çekilmektedir. Bu çekilen ısı duyulur ısı miktarından oldukça büyük değerlerdedir. Örneğin; 1 kg metanol'ün donma noktasından (-98°C) kaynama noktasına kadar (65°C) ısıtılması için gerekli enerji 400 kJ'dür Oysa kaynama noktasında 1 kg metanol'ün aynı sıcaklıkta buhar durumuna getirilebilmesi için 1100 kJ mertebesinde enerjiye gereksinim vardır. Buhar gaz biçiminde oluşuyla bir yerden başka bir yere küçük bir basınç düşümüyle kolaylıkla akabilir. Bu oluşan buhar ısı borusunun diğer ucuna (yoğuşturucu veya kondenser) ulaştığında bu gizli ısıyı vererek aynı sıcaklıkta bir kez daha sıvı durumuna dönüşür.

Isı borularının çok iyi bir ısı transfer elemanı olması, ısı borusu üzerindeki çalışmalarını arttırmış ve ısı boruları bir çok sahada uygulama alanı bulmuştur. Günümüzde güneş enerjisi ile ilgili uygulamalarda, atık enerji-

lerin değerlendirilmesinde, jeotermal enerjiden yararlanmada, uzay araçlarında; araçların, aletlerin ve kıyafetlerin sıcaklık kontrollerinde, elektrik ve elektronik donanımda ve daha bir çok sahada ısı borusunun kullanımı her geçen gün artmaktadır.



I. BÖLÜM

ISI BORUSUNUN TANITILMASI

1.1. ISI BORUSUNUN BULUNMASI VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Isı borusu iki kaynak arasında ısı iletiminde birçok yönden avantajları olan son yıllarda keşfedilmiş bir ısı taşıyıcı elemanıdır. Isı borusunun prensibi 1944'te Gaugler ve 1962'de Trefethen tarafından ortaya çıkarılmıştır. Ancak, 1964 yılında Grover ve bir meslektaşı Los Alamos Bilimsel Laboratuvarında kendi başlarına konuyu yeniden araştırmaya başlayıncaya kadar, bu konuda çok fazla yayın yapılmadı. Grover, ısı borusu olarak adlandırdığı bu aygıtın aynı zamanda yüksek bir ısı iletim cihazı olduğunu gösterdi ve uygulama alanlarını geliştirdi (1).

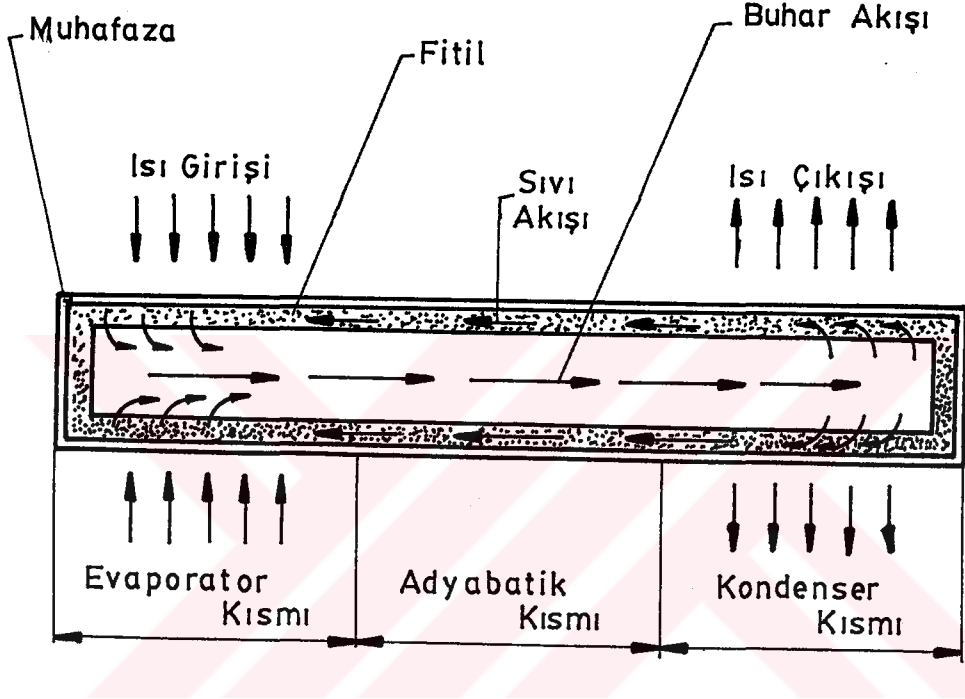
Isı borusu çalışmalarında üzerinde durulan en önemli noktalardan birisi, ısı borusunun bakır gibi bir katı iletkenle kıyaslandığı zaman daha yüksek ısı iletimi potansiyeline sahip olmasıdır. Basit bir fitil içeren, su ile çalışan bir ısı borusu, aynı boyutlardaki bir bakır çubuğun sahip olduğu etken iletkenliğin bir kaç yüz katına sahip olabilmektedir (2).

Isı borusunu ısı iletim cihazı olarak kullanmanın getireceği belli başlı avantajlar; tasarımın basitliği, fleksibil olması, kontrol edilmeye uygunluğu ve çok düşük ısı kayıplarıyla oldukça uzak mesafelere, yüksek bir hızla ısı transfer edebilmesi özelliği olarak gösterilebilir. Bunların dışında ısı borularının dışarıdan pompalama gücüne gereksinim duyulmaması da önemli bir avantajdır.

T. C.

**Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi**

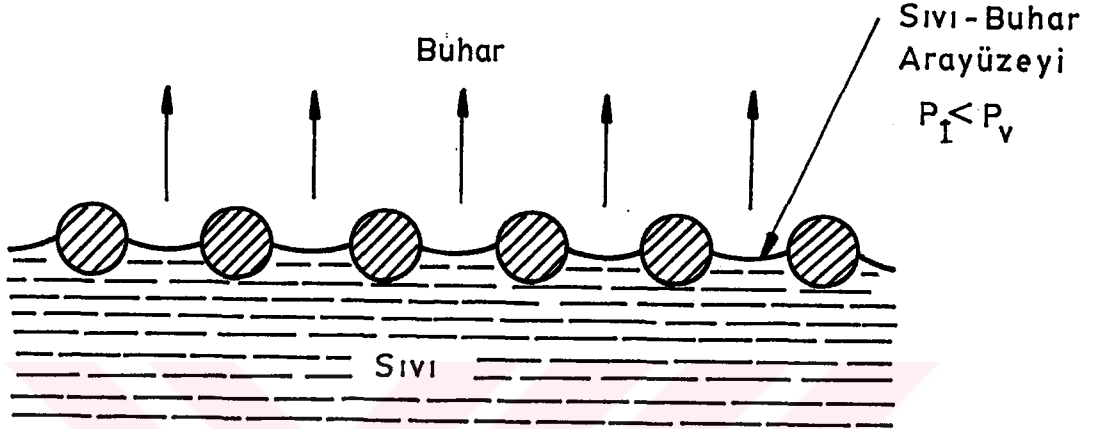
En uygun şekliyle ısı borusu, iç yüzeyleri değişik şekillerdeki gözenekli ince fitillerle biçimlendirilen kapalı bir hazne veya borudan oluşur (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Standart Isı Borusunun Çalışma Prensibi ve Elemanları

Fıtıl çalışma akışkanının sıvı fazıyla doygunlaştırılır. Geri kalan hacim çalışma akışkanının buhar fazını içerir. Evaporatöre dışarıdan verilen ısı, o bölgedeki akışkanın buharlaşmasına neden olur. Basıncıdaki küçük bir değişim buharın evaporatörden, kondensere gitmesini sağlar. Buhar burada gizli ısını soğuk ısı kaynağına atarak yoğunlaşır. Buharlaşma nedeniyle sıvının azalması, buharlaştırıcıda sıvı-buhar ara yüzeyinin fıtıl yüzeyine girmesine

(büyümesine) neden olur. Ve burada kılcal bir basınç gelişir (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Sıvı-Buhar Arayüzeyinde Kılcal Basınç Gelişimi

Bu kılcal basınç yoğuşan sıvıyı buharlaşma için evaporatöre geri pompalar. Böylece ısı borusu buharlaşma gizli ısını evaporatör bölümünden kondensere sürekli bir çevrimde taşıyabilecektir. Bu işlem çalışma akışkanı için akış geçiti kapanmadıkça ve yeterli bir kılca basınç sağlandığı sürece devam edecektir.

Isı poruları ile büyük ısı debileri çok küçük sıcaklık farklılıklarının bulunması durumunda kolaylıkla çekilebilir (14).

Akışkana kaynama noktasında ısı verilirken (evaporatörde) akışkanın buharlaşma sıcaklığı, kaynama noktasından çok az fazla olmalıdır böylece, bu buhar habbesi direnci

yenilebilir. Bu ise kaynamadan aşırı ısıtma (kızdırma) olarak isimlendirilir. Aşırı ısıtma değerleri ısı borularında kullanılan değişik akışkanlarla temastaki normal metal yüzeyler için Tablo 1.1'de belirtildiği gibidir.

Tablo 1.1. Bazı Isı Borusu Çalışma Akışkanları için Kaynama Noktaları ve Aşırı Isıtma Sıcaklıkları (14).

Çalışma Akışkanı	Kaynama Noktası (°C)	Aşırı Isıtma Sıcaklığı (.Δt)
Azot	-19.6	0.3
Amonyak	-33.5	2.0
Freon 11	24	1.8
Methanol	65	0.5
Ethanol	64.5	0.5
Su	100	2.0
Civa	361	5.5
Potasyum	773.9	9.0
Sodyum	892.0	26.5
Lityum	1340	45.0

Buharlaştırma gizli ısı olarak nakledilen ısı miktarı genellikle geleneksel iletim sistemlerinde nakledilen miktardan oldukça büyüktür. Bundan dolayı ısı borusu daha küçük boyutlarda daha büyük ısı miktarlarını nakledebilir. Bir ısı borusundaki toplam sıcaklık düşümü; evaporatördeki, buhar akış boşluğundaki ve yoğuşturucudaki sıcaklık düşümlerinin toplamına eşittir.

Isı borularının ısı karakteristikleri; katkılardan farklı olarak ısı borusunun sadece boyut, biçim ve malzemesine bağlı değil, aynı zamanda yapıya ve çalışma akışkanına göre de değişir. Bunların dışında ısı boruları için bazı

ısı transfer sınırlamaları ve kullanma amacına bağılı ilk kalkış (startup) sorunları mevcuttur.

1.2. ISI BORULARINDA ÇALIŞMA AKIŞKANLARI

Bir ısı borusunun çalışması için, fitili iş gören akışkanın sıvı fazı ile dolu bulunmalıdır. Isı boruları saf suyla çalıştırılabileceği gibi, krojenik sıvılar ve sıvı metalleri işgören akışkan olarak kullanılabilir. Isı boruları en genel halde düşük sıcaklık, orta sıcaklık ve yüksek sıcaklık (sıvı metal tipi) tipleri olmak üzere sınıflandırılabilir. Düşük sıcaklıklarda kullanılan akışkanlar, hidrojen, neon, azot, oksijen ve metan'dır. Orta sıcaklık tipinde; su amonyak, metanol ve freon, yüksek sıcaklık tipinde; cıva, potasyum, cesium, lityum, gümüş v.b'dir.

Uygulama alanları açısından, ısı boruları arasındaki temel fark ideal çalışma koşulları altında ısı iletim potansiyelleri arasındaki farktır. Örneğin; tipik bir orta sıcaklık ısı borusu (amonyak gibi) tipik bir krojenik ısı borusundan (azot gibi) benzer geometride ve en iyi çalışma şartları altında bir kat daha fazla ısı nakledebilir. Bir yüksek sıcaklık (sodyum gibi) ısı borusunun maximum ısı iletim yeteneği, benzer bir azot ısı borusununkinden 3 kat daha iyidir. Aynı zamanda bir azot ısı borusu için sıcaklık düşümü, aynı ısı iletiminde benzer bir sodyum ısı borusundakinden 2 kat daha büyük olacaktır (3).

Isı borularında büyük yüzey gerilimleri büyük kılcal pompalama kabiliyetine, daha büyük buharlaşma gizli ısısı, daha verimli ısı iletimine ve büyük bir ısı iletkenlik; hem buharlaştırıcıda, hem de yoğunlaştırıcıda fitil boyunca küçük sıcaklık düşümüne karşılık gelir. Buna

karşın kaynama oluşumu, ilk çalışmaya başlama, akışkan-malzeme uygunlukları gibi sorunlar ısı borusu tasarımında ve imâlatında önceden bilinmesi veya tayin edilmesi gerekli olan önemli parametrelerdir.

Uygun bir çalışma akışkanının tanımlanmasında ilk düşünce buhar çalışma sıcaklık aralığıdır. Birçok durumda tahmini sıcaklık bandı içinde ısı borusunda kullanılabilecek birçok çalışma akışkanı bulunabilir. Ancak bu akışkanlardan herhangi birinin seçilmesinden önce, uygulamanın niteliğine uygun olarak akışkanda öncelikle aşağıdaki özellikler incelenmelidir.

- a. Fital ve buhar malzemeleri ile uygunluk,
- b. İyi ısı kararlılık,
- c. Fital ve duvar malzemesini ıslatabilirlik,
- d. Çalışma sıcaklık aralığında buhar basıncı çok yüksek ve alçak olmamalı,
- e. Yüksek gizli ısı,
- f. Yüksek ısı iletkenlik
- g. Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri,
- h. Uygun donma veya erime noktası.

Çalışma akışkanınının seçiminde ayrıca, ısı borusu içinde oluşan ısı akısına sınırlamalar getiren akışkana ait viskoz, kılcal, köpürme ve kaynama özellikleri de kontrol edilmelidir.

Isı borusu tasarımda yüksek bir yüzey gerilim değeri, ısı borusunun yerçekimine karşı çalışabilmesi ve yüksek bir kılcal sürücü kuvvet üretmek için, arzu edilen bir özelliktir. Yüksek yüzey gerilimine ilaveten çalışma akışkanınının fitili ve muhafazayı ıslatması da gereklidir.

Temas açısı "0" veya en azından mümkün olduğunca küçük olmalıdır (Şekil 3.4).

Akışkan akış direnci, buhar-sıvı viskoziteleri düşük değerli akışkanların seçimi ile minimize edilmelidir.

Sonuç olarak, akışkan seçimi, fiyat, kullanılabilirlik, uygunluk ve yukarıda belirtilen diğer özelliklerin bir arada değerlendirilmesi ile sonuçlanacaktır.

Aşağıda Tablo 1.2 normal sıcaklık bölgesindeki ısı borusu çalışma akışkanlarının kaynama noktası sıcaklığı ile kullanım bölgesi aralığı sıcaklıkları verilmiştir.

Tablo 1.2. Normal sıcaklık uygulamaları için ısı borusu çalışma akışkanları (14).

Akışkan	Kaynama noktası sıcaklığı (1.013 Bar'da) (°C)	Kullanım Bölgesi Aralığı (°C)
Freon-12	-29.79	(-40)-100
Dimetileter	-23	(-40)-100
Freon-114	3.77	(-40)-120
Freon-21	8.92	(-40)-120
Freon-11	23.82	(-40)-120
Petan-	28	(-20)-120
Dietileter	34.5	(-10)-180
Freon-113	47.57	0 -120
Aseton	56.2	10-130
Methanol	65.0	10-160
Flutec-ppq (özel Akışkan)	76	0-130
Ethanol	78.6	0-130
Benzen	80.1	0-130
Siklohekzan	80.7	0-130
Freon-112	92.8	40-220
Heptan	98.4	0-150
Su	100	30-200
Toluen	110.6	20-200
Flutec-ppq (özel Akışkan)	160	0-225

1.3. FİTİL YAPILARI VE MUHAFAZA

1.3.1. Fitol Yapıları

Bir fitilden beklenen özellikler şunlardır.

a. Yoğuşmuş sıvının geri dönüşü için gerekli akış geçitlerini sağlaması,

b. Gerekli kılcal pompalama basıncının gelişimi için sıvı-buhar arayüzeyinde yüzey gözeneklerinin oluşmasına imkan sağlaması,

c. Sıvı-buhar arayüzeyi ve muhafazanın iç duvarı arasında iyi bir ısı akış yolu bulunması.

Fitil malzemeleri olarak kafes telleri, fiberglass, sinterli gözenekli metaller ve muhafazanın iç yüzeyinde açılmış dar kanallar kullanılmaktadır. Genel olarak etkin bir fitil yapısı elde edebilmek için, büyük kılcal basınç için küçük yüzey gözeneklerine, minimum sıvı akış direnci için büyük sıvı akış kesitine, küçük bir sıcaklık düşümü için fitil boyunca kesiksiz yüksek bir ısı akışı yoluna ihtiyaç vardır. Bu gereksinimlere uygun olarak bir çok fitil yapısı geliştirilmiştir. Bunlar homojen ve kompozit fitiller olmak üzere iki sınıf altında toplanabilirler. Homojen fitiller tek bir malzemedendir yapılmıştır. Kompozit fitiller ise iki veya daha fazla malzemedendir oluşur.

Bunların içinde en yaygını perde sargılı fitillerdir (Şekil 1.3.a). Sıvı akış direnci atkı sıklığı ile kontrol altına alınabilir. Bu tasarımda belli bir esnekliğe izin verir. Bu tip fitillerde sıcaklık düşümü, düşük iletkenliğe sahip bir işgören akışkan kullanıldığı zaman ol-

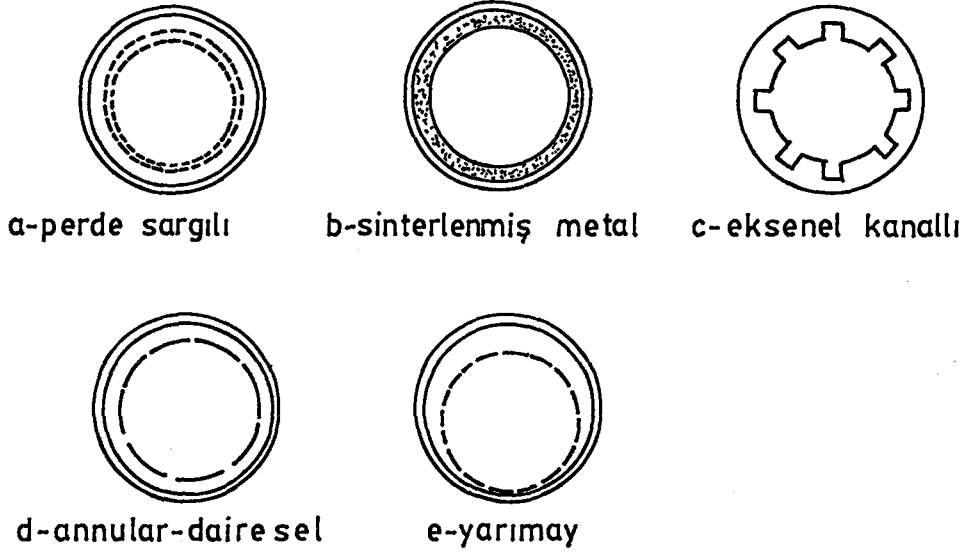
dukça büyüktür. Eğer ısı kaynaklarıyla boru arasında küçük bir sıcaklık düşümü istenirse sinterlenmiş gözenekli metal fitil kullanılabilir (Şekil 1.3.b). Bu fitille kesiksiz bir ısı akısı sağlanabilir. Sinterlenmiş gözenekli metalin gözenekleri genellikle ufaktır. Sinterlenmiş gözenekli metal ile yapılmış fitillerde sıvı-buhar arayüzeyinde oldukça büyük kılcal pompalama basıncı oluşturmak mümkündür. Fakat bu kadar küçük delikler öte yandan sıvı akış geçitlerinde oldukça büyük basınç düşümüne neden olur.

Diğer yaygın bir uygulama aksel kanallı fitillerdir. (Şekil 1.3.c). Bu fitil düşük sıcaklık, orta sıcaklık ve yüksek sıcaklık ısı borularında kullanılabilir. Bu durumdaki yüksek iletken metal kanatlar fitilde ısı akışı için düşük bir direnç yaratır. Bununla beraber şu andaki üretim teknikleri kılcal basınç gelişimi ve sıvı akışı için gözenek boyutlarını bu tip fitillerde sınırlamaktadır.

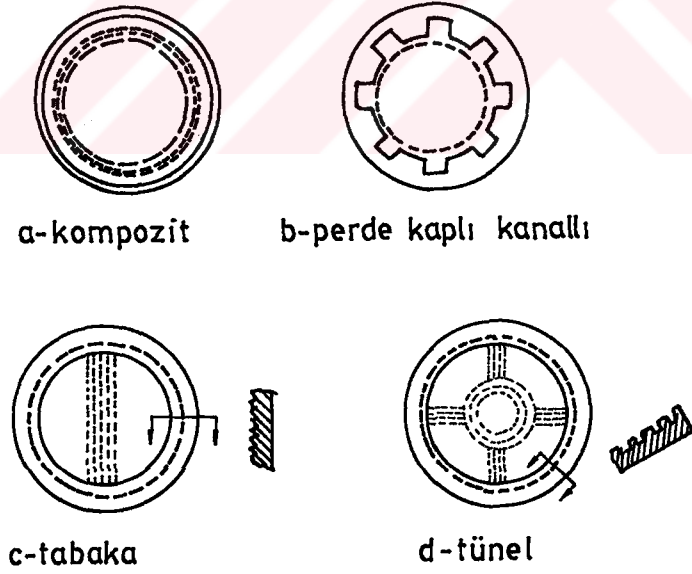
Küçük sıvı akış direnci istenildiğinde halka şeklinde ve yarım ay şeklindeki fitiller kullanılır (Şekil 1.3.d. ve Şekil 1.3.e). Bununla beraber işgören akışkanın sıvı fazı ısı iletkenliği düşükse ısı akışında büyük direnç oluşacaktır.

Şekil 1.4'de gösterilen kompozit yapıları fitillerde sıvı akışı ve kılcal basıncın gelişmesi ayrı yapılarda meydana gelir. Yani sıvı-akış geçitlerinden ısı akış yolunun ayrılmasını sağlar.

Şekil 1.4.a'da perdeli kompozit fitil görülmektedir. Isıl iletkenliği düşükse ısı akışında büyük direnç oluşacaktır.



Şekil 1.3. Homojen Fitiller



Şekil 1.4. Kompozit Fitiller

Şekil 1.4'de gösterilen kompozit yapılı fitillerde sıvı akışı ve kılcal basıncın gelişmesi ayrı yapılarda meydana gelir. Yani sıvı-akış geçitlerinden ısı akış yolunun ayrılmasını sağlar.

Şekil 1.4.a'da perdeli kompozit fitil görülmektedir. Büyük kılcal basıncın gelişmesi için sıvı-buhar ara yüzeyi tarafında düzgün gözenekli perde tabakası kullanılmıştır ve de sıvı akış geçidinde küçük akış direnci yaratmak için kalın perdeler kullanılır. Bunlar büyük ısı transfer kabiliyetine sahip olabilmektedir. Ama sadece homojen perdeli fitil içindeki sıvı fazda kullanılan akışkanın ısı iletimi düşükse sıcaklık düşümleri büyük olabilmektedir.

Şekil 1.4.b'de perde kapalı kanallı fitil görülmektedir. Burada büyük bir kılcal pompalama basıncını geliştirmek için, küçük gözenekli bir ağ yapı kullanılır. Eksenel kanallar, sıvı akışı için düşük direnç sağlar ve aynı zamanda yüksek iletken yapıları kanal kanatları radyal yöndeki ısı akısına düşük direnç yaratırlar.

Şekil 1.4.c'de gösterilen plakalı fitil borunun iç kısmına geçirilmiştir. Plaka yüzeyde düzgün gözenekli perde tabakasına sahiptir. Ve burada büyük kılcal basınç gelişir.

Sıvı akışını kolaylaştırmak için plaka içine kalın perde yerleştirilmiştir. Kalın perdenin yerleştirilmesiyle lifli kanallar radyal ısı transferi katsayısını ve sıvının dairesel olarak dağılımını üniform yapar.

Ayrıca bunların dışında özel yapıya sahip fitillerde bulunmakta ve kullanılmaktadır.

1.3.2. Muhafaza

Muhafazanın işlevi çalışma akışkanını dış çevreden izole etmektedir. Sızdırmaz olmalı, duvarları en ince basınç farkını desteklemeli ve çalışma akışkanından her iki yönde ısı transferine müsaade etmelidir.

Muhafaza seçimi aşağıdaki faktörlere bağlıdır.

Bunlar;

- a. Uygunluk
- b. Hafif malzeme, yüksek mukavemet,
- c. Isıl iletkenlik,
- d. Üretilebilirlik
- e. Islanabilirlik

1.3.3. Uygunluk

Uygunsuzluğun sonucu aşınma ve yoğuşmayan gaz üretimidir. Eğer, duvar veya fitil malzemesi çalışma akışkanında çözülürse, kütle transferi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasında oluşabilecektir ve katı malzeme buharlaştırıcı kısmında depolanacaktır. Bu fitilin gözeneklerinin tıkanmasına neden olacaktır. Yoğuşmayan gaz üretimi muhtemelen ısı borusu başarısızlıklarının en yaygın belirtisidir.

Yapılan deneyler sonucunda, bakır + su tipi ısı borularının uzun bir süre kalitesi düşmeden çalışabileceği görülmüştür. Paslanmaz çelik + su tipi ısı borularında ise şiddetli gaz üretimi görülmüştür (3).

2. BÖLÜM

ARAŞTIRMANIN AMACI

Isı boruları değişik sıcaklık seviyelerinde ısı enerjisi transferi için yüksek verimli ısı değiştirgeçleri olarak kullanılabilirler.

Günümüzde kapalı hacimlerin iklimlendirilmesi oldukça yaygındır. Isı borularından oluşturulan bir ısı değiştirgeci paketi bir ısı geri kazanım ünitesi olarak iklimlendirme sistemlerinde rahatlıkla kullanılabilir. Eksoz havası ısı değiştirgecinin bir tarafından geçerken, taze hava diğer taraftan ters yönde geçer. Giriş ve çıkış hava sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkından yararlanılarak enerji geri kazanımı sağlanabilir. Bu enerji sonuçta sistemin soğutma (veya ısıtma) yükünü azaltacak, dolayısıyla ekonomiklik kazandıracaktır.

Bu araştırmada yukarıda belirtilen hedefler doğrultusunda metanol ile çalışan bir bakır ısı borusu tasarlanıp imal edilmiştir. Bu ısı borusunun değişik kaynak sıcaklıklarında ve değişik eğim açılarında ısı performansı deneysel olarak incelenmiş, deneysel sonuçlarla, teorik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısı borularının iklimlendirme sistemlerinde enerji geri kazanımında uygulanabilirliği irdelenmiştir.

3. BÖLÜM

ISI BORULARINDA SINIRLAMALAR

3.1. TEORİK ANALİZ

Isı borusunun çalışması için birinci bölümde tanımlanan ve boru içinde oluşan maximum kılcal pompalama basıncının [$\Delta P_{c,max}$] borudaki toplam basınç dönüşümünden daha büyük olmalıdır. Isı borusundaki basınç dönüşümü üç parametrenin fonksiyonudur.

a. ΔP_l , basınç düşümü sıvının yoğuşturucudan buharlaştırıcıya dönmesi için gereklidir,

b ΔP_c , basınç düşümü buharın buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya dönmesi için gereklidir.

c. ΔP_g , yerçekimi kuvvetine bağlı basınç düşmesi, sıfır, pozitif ve negatif olabilir.

Bu durumda tasarım da:

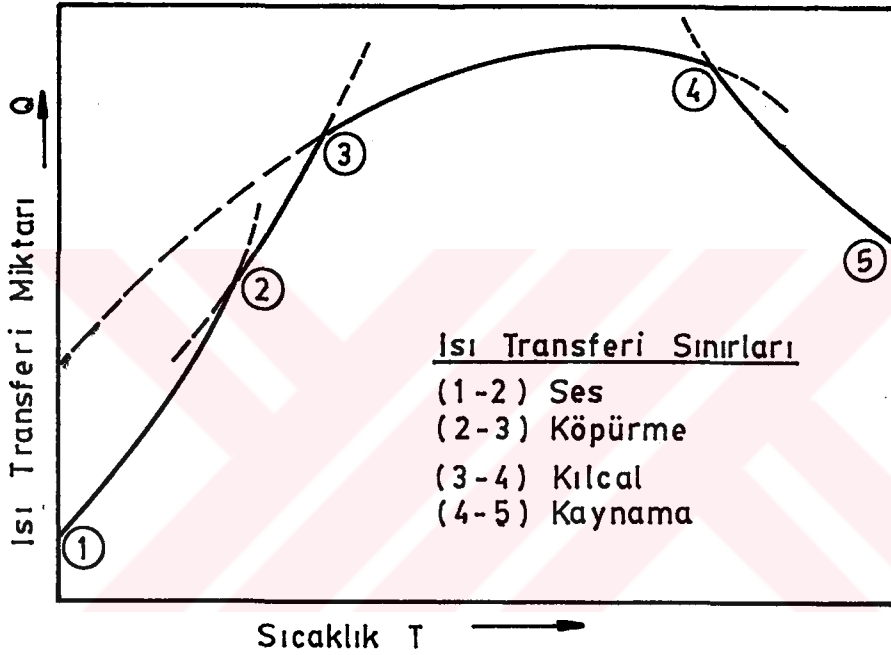
$$\Delta P_{c,max} > \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (3.1)$$

olacaktır.

Eğer kılcal pompalama basıncı yukarıdaki basınç düşümünden küçükse, fitil buharlaştırıcı bölgesinde kuru-çıkıtı yapacak ve boru çalışmayacaktır.

İlk çalışmaya başlama sırasında ve yüksek sıcaklık ısı borusunda, buhar hızı ses hızına ulaşabilir. Bu durumda akışkanın sıkıştırılabilirlik etkileri gözönüne alınmalıdır.

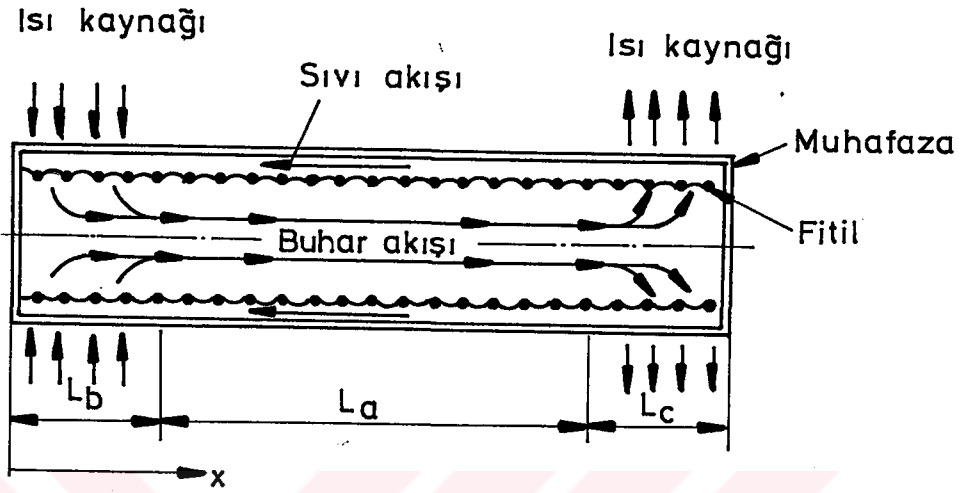
Böylece ısı borusunun max. ısı nakil yeteneğine bir sınır ses hızı şartlarından gelir. Diğer sınırlar; sıcaklıklarda viskoz kuvvetler; yükselen sıcaklıklarda buhar akımı ile fitilde çalışma akışkanının köpürmesi, yetersiz kılcal basınç ile buharlaştırıcının kuru-çıkması yapması ve kaynama şeklinde sıralanabilir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Isı Borusunda Isı İletimine İlişkin Sınırlamalar

3.2. BASINÇ DENGESİ

Kararlı hal işlemleri boyunca ısı borusunun çalışması Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Çalışma akışkanının buhar fazı devamlı olarak evaporatörden kondensere akar ve tekrar evaporatöre sıvı faz olarak döner. Buhar evaporatör'den kondensere akarken buhar akış geçiti boyunca basınç gradyenti oluşur. Ayrıca yoğuşan sıvı kondenserdan evaporatöre geri akarken burada da sıvı basınç



Şekil 3.2. İşgören Akışkanın Sirkülasyonu

gradienti oluşur. Basınç dengesi için, sıvı buhar arayüzeyinde sıvı ve buhar tarafındaki basınç farkı ısı borusu boyunca bir basınç gradyenti oluşturur. Sıvı buhar arayüzeyinin iki tarafı arasındaki bu fark kılcal basınç olarak adlandırılır.

Basınç dengesini matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edebiliriz.

$$P_v(x_{ref}) - P_v(x) + [P_v(x) - P_l(x)] + [P_l(x) - P_l(x_{ref})] + [P_l(x_{ref}) - P_v(x_{ref})] = 0$$

Bu denklem içinde tanımlanan, kılcal basınç sıvı-buhar arayüzeyinin buhar tarafındaki basıncı ile sıvı tarafındaki basıncı arasındaki fark olarak tanımlanmıştır. Sonuçta;

$$P_c(x) = P_c(x_{ref}) + \Delta P_v(x - x_{ref}) + \Delta P_l(x_{ref} - x) \quad (3.2)$$

Burada;

$$P_c(x) = \text{Isı borusu boyunca } x \text{ noktasındaki, kılcal basınç} \\ = P_v(x) - P_l(x)$$

$$P_c(x_{ref}) = P_v(x_{ref}) - P_l(x_{ref}). \text{ Referans Noktasındaki Kılcal Basınç}$$

$$\Delta P_v(x - x_{ref}) = x \text{ noktasından, } x_{ref} \text{ noktasına akıştaki buhar basınç düşümü.}$$

$$= P_v(x) - P_v(x_{ref})$$

$$P_l(x_{ref} - x) = x_{ref} \text{ noktasından } x \text{ noktasına, akıştaki sıvı basınç düşümü}$$

$$= P_l(x_{ref}) - P_l(x)$$

Eğer referans noktası (x_{ref}), kılcal basıncın minimum ve sifıra eşit olduğu nokta (x_{min}) olarak seçilirse;

$$P_c(x) = \Delta P_v(x - x_{min}) + \Delta P_l(x_{min} - x) \quad (3.3)$$

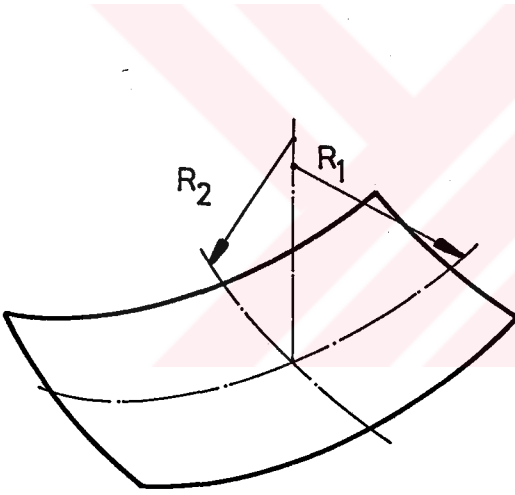
Bu denklemin sağ tarafındaki ΔP_v ve ΔP_l terimleri; ısı yüklemesi ile artar ve bundan dolayı kılcal basınç oluşur. Ancak, bir sıvı-fitel çifti ile çalışacak her ısı borusunda oluşacak bir maximum kılcal basınç mevcuttur. Yani sınırsız ısı yükü transferi mümkün değildir. Eğer ısı borusunda fitil kuru-çıktı yapmadan sürekli çalışacaksa ısı borusunda oluşacak kılcal basınç herhangi bir noktadaki muhtemel maximum kılcal basıncı geçmemesi istenir.

Bir başka deyişle, ısı borusu taşıyabileceğinden daha fazla ısı yükü ile yüklenmemelidir. Bu sınır kılcal sınır olarak bilinmektedir.

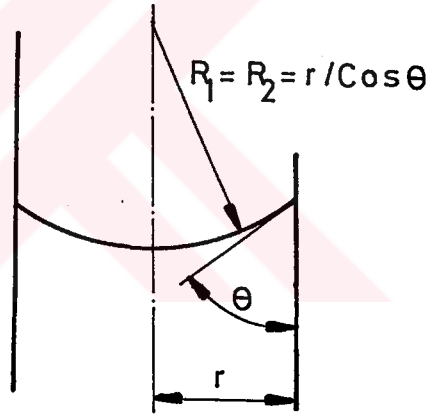
3.3. MAKSİMUM KILCAL BASINÇ

Şekil 3.3'de görüldüğü gibi yarı küresel şekilde sıvı-bu-
har arayüzeyinde ($P_v - P_1$) ile tanımlanan kılcal basınç
Laplace ve Young eşitliğinden hesaplanır.

$$P_c = \sigma \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.4)$$



Şekil 3.3. R_1 ve R_2 Kıvrım
Yarıçapları



Şekil 3.4. Temas Açısı

R_1 ve R_2 yarıküresel eğrinin yarıçapları, σ ise sıvının yüzey gerilim katsayısıdır. Maximum kılcal basınç P_{cm} 'yi bulmak için $\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$ 'nin maximum değerlerini değişik fitil yapıları için tayin etmek gerekir. Genel ısı borusu uygulamalarından Denklem 3.4 yerine pratik olarak şu eşitlik yazılabilir.

$$P_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (3.5)$$

Burada r_c , etkili kılcal yarıçaptır. Bu denklemde tanımlanan farklı fitil yapıları için $(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})$ 'nin muhtemel maximum değeri $2/r_c$ 'ye eşittir. Basit geometrili fitil gözenekleri için sıvı-buhar arayüzeyinde etkili kılcal yarıçap değerleri teorik olarak hesaplanmıştır. Kompleks geometrilerin gözenekleri için ise bu değerler deneysel olarak tespit edilmiştir (1,2,3). Tablo 3.1'de çeşitli tip fitiller için bu ifadeler derlenmiş ve kaynaklar tanımlanmıştır.

Silindirik gözenek için $R_1 = R_2$ (her ikisinde R'ye eşit) ve R'nin değeri şu denklemle tanımlanabilir.

$$R = \frac{r}{\cos\theta} \quad (3.6)$$

Burada; r, silindirik gözenekğin yarıçapı ve θ ıslanabilirlik açısıdır. Denklem 3.6'dan R'yi Denklem 3.4'te yerine konulursa silindirik gözenek için kılcal basıncın ifadesi meydana çıkar.

$$P_c = \frac{2 \sigma \cdot \cos\theta}{r} \quad (3.7)$$

Bu denklemde maximum kılcal basınç olduğu zaman ıslanabilirlik açısının cosinüsü birdir; yani θ sifıra eşittir. Bundan dolayı silindirik gözenekler için maximum kılcal basınç şu eşitlik ile hesaplanabilmektedir.

$$P_{cm} = \frac{2 \cdot \sigma}{r} \quad (3.8)$$

Denklem 3.5 ve 3.8'nin mukayesesinde görüldüğü gibi silindirik gözenekler için etkili kılcal yarıçapın gözeneklerin yarıçapına eşit olduğu görülmektedir. Buradan

$$r_c = r \quad (3.9)$$

Eğrilik yarıçaplarından birisi sonsuz ve maksimum kılcal basıncının sıfır olduğu (θ) ıslanma açısındaki değeri kanal genişliğinin yarısına eşittir (Şekil 3.4) (Burada kanal derinliği kanal genişliğinin yarısından büyüktür).

Buradan dikdörtgen şeklindeki kanallarda etkili kılcal yarıçap şu şekilde gösterilebilir.

$$r_c = W \quad (3.10)$$

W : Kanal Genişliği

Üçgen şeklindeki kanallarda ise, yine eğrilik yarıçaplarından birisi sonsuz ve diğeri θ ıslanabilirlik açısındadır. Şu denklemlerle hesaplanabilir.

$$R = \frac{W}{2 \cos \beta} \quad (3.11)$$

W : Kanal Genişliği

β : Açı Değerinin Yarısı ($\beta = \frac{\theta}{2}$)

Buradan etkili kılcal yarıçap üçgen fitillerde şu denklemlerle hesaplanabilir.

$$\frac{l}{r_c} = \frac{l}{R} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{W} \quad (3.12)$$

Burada , r_c ;

$$r_c = \frac{W}{\cos \beta} \quad (3.13)$$

bulunur.

Paralel tel serileri içeren fitil yapılarında r_c , genellikle şu şekilde gösterilir.

$$r_c = W \quad (3.14)$$

W : Teller arası mesafe

Çok kullanılan perdeli fitillerdeki etkili yarıçap hesabı yukarıdaki anlatılan yöntemle yapılabilir. Paralel telli fitil durumunda; perde fitilin etkili kılcal yarıçapı r_c teller arasındaki boşluğun yarısı kadar olacağı tahmin edilir. Çünkü perdeli fitillerde, birbirine yakın tabakalar arasında çok büyük boşluklar olduğundan etkili yarıçap teorik hesaplarla saptanamamaktadır. Tek tabakalı perdelerdeki deneysel çalışmalar sonucu oluşan verilerle, etkili yarıçap (r_c)' tel çapının yarısına eşit ve (W) boşluğunun yerine ise teller arasındaki gerçek boşluğun yarısı alınır (4). Çok tabakalı perdeler için hazırlanmış veriler henüz genelleştirilmemiştir. Bununla birlikte gözeneklerin etkisi etkili kılcal yarıçapı azaltır. Perdeli fitillerdeki etkili yarıçap aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir.

$$r_c = \frac{d+W}{2} = \frac{l}{2N} \quad (3.15)$$

Burada, N: Tel sayısının herbir bölümünün uzunluğundaki gözenek sayısı olarak tanımlanmıştır.

Sinterlenmiş metallerdeki etkili kılcal yarıçap; sinterlenmiş parçaların büyüklüğüne, yerleştirme usulüne ve parçaların birbiriyle kaynaşma derecesine bağlıdır.

Sonuçta sıvı-fitil parçası için maximum kılcal basınç denklem (3.5) ile hesaplanabilmektedir. Bununla birlikte r_c değerleri, bazı fitil yapıları için tam olarak bilinmemektedir. Bundan dolayı Tablo 3.1'de verilen ifadelerle en iyi r_c değerleri hesaplanabilir. İlave olarak akışkan içindeki kirliliğin varlığı ıslanabilirlik açısını sıfır yapabilir. Buradan etkili kılcal yarıçap artmakta ve maximum kılcal basınç azalmaktadır. Tablo 3.1 de ısı borusu imalatında akışkanın arıtıldığını ve parçaların temizlendiği gözönüne alınarak r_c ifadeleri verilmiştir.

Tablo 3.1. Isı Borularında Fitil Yapısına Bağlı Kritik Yarıçap İfadeleri

Fitil Yapıları	r_c Değerleri
Silindirik	$r_c = r$
Dikdörtgen kanallı	$r_c = W$ (W:Kanal Genişliği)
Üçgen Kanallı	$r_c = W/\cos\beta$ (W : Kanal Genişliği) (β : Açık Değeri.yarısı)
Paralel Teller	$r_c = W$ (W: Teller arasındaki boşluk)
Tel Perdeler	$r_c = \frac{W+d}{2}$ (W: Tellerin arasındaki boşluk d: Tel çapı)
Paket Küreler	$r_c = 0.4-r_s$ (r_s :Küre yarıçapı)

3.4. SIVI-BASINÇ DÜŞÜMÜ

Fitil yapısı içindeki sıvının basınç düşümü sıvı basınç gradyentinin integrasyonu ile elde edilebilir.

$$\begin{aligned}\Delta P_1(X_{\min}-X) &= P_1(X_{\min}) - P_1(X) \\ &= - \int_{X_{\min}}^X \frac{dP_1}{dx} dx\end{aligned}\quad (3.17)$$

ısı borusu fitilindeki sıvı hızı genellikle çok düşüktür ve dinamik basınç ihmal edilebilir. Kararlı durumda ısı akış yönündeki sıvı-basınç gradyenti, sürüklenme sürtünmesi ve yerçekimi kuvveti ile aşağıdaki bağıntıdaki gibidir.

$$\frac{dP_1}{dx} = - \frac{2\tau_1}{r_{h,1}} \mp \rho_1 g \sin \psi \quad (3.18)$$

Burada;

τ_1 = Sıvı - katı arayüzeyinde sürtünme gerilmesi

$r_{h,1}$ = Hidrolik yarıçaptır ve kesit alanının 2 katının, ıslak çevreye oranıdır ($2A_1/C_1$)

ψ = Isı borusunun yatayla yaptığı açı

ρ_1 = Sıvının yoğunluğu

g = Yerçekim ivmesi

Yerçekimi kuvveti sıvının çıkış durumuna göre pozitif veya negatif işareti olabilir.

Boyutsuz Reynolds sayısı ve sürüklenme katsıyısı f_1 şu şekilde verilebilir.

$$Re_1 = \frac{2 r_{h,1} \cdot \rho_1 \cdot V_1}{\mu_1} \quad f_1 = \frac{2 \sigma_1}{\rho_1 \cdot V_1^2} \quad (3.19)$$

μ_1 = Sıvının dinamik viskozitesidir.

Isı borusu uygulamalarında görülen sıvı hızı V_1 Local eksenel ısı akışı Q 'ya bağlıdır.

$$V_1 = \frac{Q}{\epsilon \cdot A_w \rho_1 \cdot \lambda} \quad (3.20)$$

Burada:

λ = Buharlaştırma gizli ısı

A_w = Fıtıl kesit alanı

ϵ = Fıtıl gözenekliliği

3.19 ve 3.20'de bulunan değerleri 3.18'de yerine yazarsak, sıvı basınç gradyenti şu şekilde oluşur.

$$\frac{dP_1}{dx} = - \frac{(f_1 \cdot Re_1) \mu_L}{2 \cdot \epsilon \cdot A_w \cdot r_{h,1}^2 \cdot \lambda \cdot \rho_L} Q \bar{r} \rho_1 \cdot g \cdot \sin \psi \quad (3.21)$$

3.21 denklemini şu şekilde verilebilir.

$$\frac{dP_1}{dx} = -F_L Q \bar{r} \rho_1 \cdot g \cdot \sin \psi \quad (3.22)$$

Burada:

F_L = Sıvı akışı için sürtünme katsayısı ve şu şekilde tanımlanır.

$$F_L = \frac{\mu_1}{K \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_1} \quad (3.23)$$

ve fitil geçirgenliği şu denklemden hesaplanır.

$$K = \frac{2 \cdot \epsilon \cdot r^2}{h_l \cdot (f_1 \cdot Re_1)} \quad (3.24)$$

Fitil geçirgenliği (K) şu kabüllerle belirlenir.

i. Isı borusu fitil yapısı içindeki sıvı akışı laminerdir. Bu nedenle sıvı hızı düşüktür.

ii. Laminer akımda $(f_1 \cdot Re_1)$ sabittir. Dolayısıyla (K) yalnız 3.24 denklemindeki diğer parametrelerinin büyüklüğüne bağlıdır.

K değerinin hesaplanması çeşitli basit fitiller için aşağıda tanımlanmıştır.

Dairesel geşit için; örnek olarak, artery fitiller ve tünel fitillerde hidrolik yarıçap sıvı-akış geşitinin yarıçapına eşittir. (r) ve gözeneklilik (ϵ) bir'e eşittir. Laminer boru akışında Hagen-Poiseulles çözümden $(f_1 Re_1) = 16$ 'dır. (3). Buradan dairesel geçitlerde geçirgenlik özelliği şu denklemden hesaplanabilir.

$$K = \frac{r^2}{8} \quad (3.25)$$

Kapalı dikdörtgen şeklindeki geçitlerde laminer akım çözümleri için (6), $(f_1 \cdot Re_L)$ değeri ile fitil görüş oranı (α) arasındaki ilişki şekil 3.5'de gösterilmiştir. Buradan dikdörtgen kanalla kaplı fitildeki geçirgenlik özelliği (K), bilinen fitil görüş oranı ($\alpha = \frac{W}{\delta}$) ve gözeneklilik

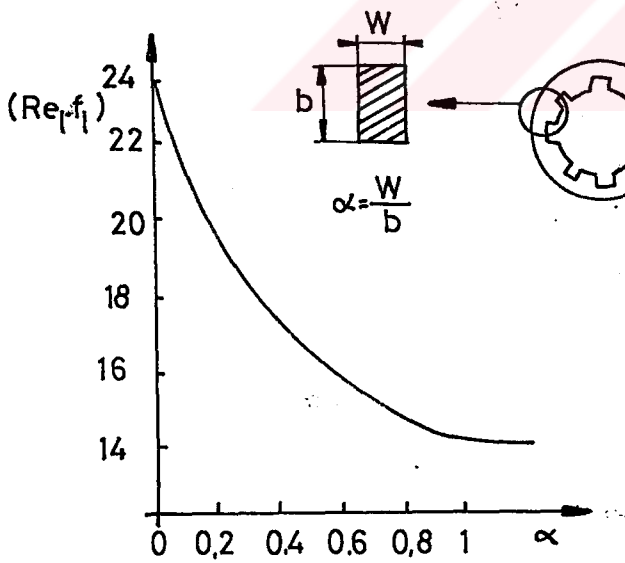
(ϵ) ile (3.24) denkleminden hesaplanır. ($f_1 \cdot Re_1$) terimi Şekil 3.5'den okunur. $r_{h,1} = \frac{W \cdot \delta}{W + \delta}$ eşitliğinden saptanır.

Açık dikdörtgen kanallı fitilde gözeneklilik (ϵ) bilinmemlidir. (K) tekrar (3.24) denkleminden hesaplanır. Burada (α) fitil görüş oranı şu denklemden hesaplanmalıdır.

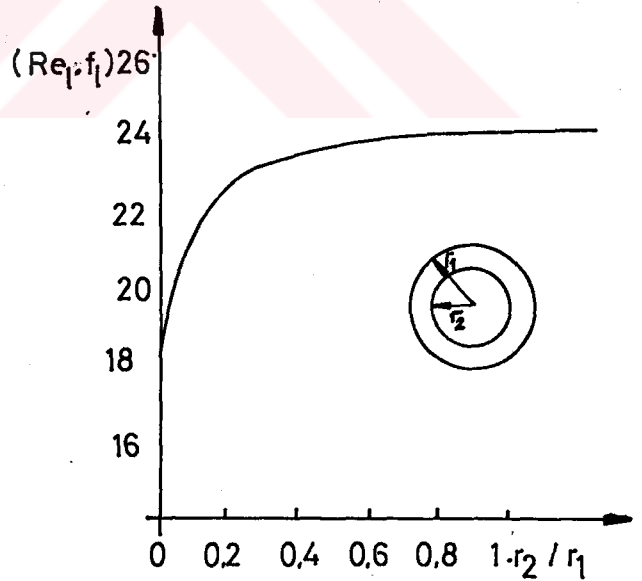
$$\alpha = \frac{W}{2\delta} \quad (3.26)$$

sonra, ($f_1 \cdot Re_1$) değeri Şekil 3.5'den okunur. Fitil hidrolik yarıçapı ($r_{h,1}$),

$$r_{h,1} = \frac{2W\delta}{W + 2\delta} \quad (3.27)$$



Şekil 3.5. Dikdörtgen Geçitlerde Laminer Akış İçin Sürtünme Katsayısı



Şekil 3.6. Dairesel Halka Geçitlerde Laminer Sürtünme Katsayısı

Dairesel halka şeklinde akış geçitleri için teorik $(Re_1 \cdot f_1)$ değerleri Şekil 3.6'da verilmiştir.

Halka şeklindeki fitillerde r_1 ve r_2 bilinir. K geçirgenlik özelliği 3.24 denklemiyle hesaplanabilir (ϵ bilinir $r_h = (r_1 - r_2)$ 'ye eşittir ve $(Re_1 \cdot f_1)$ de Şekil 3.6'dan okunur)(6).

Perde sargılı fitillerde geçirgenlik değeri (K) genellikle sargı kalınlığının fonksiyonudur. Gevşek sargılı fitillerde (K) değeri paralel halka şeklindeki geçitlerin bir serisiyle tahmin edilebilir. Sıkı sargılı fitiller üzerindeki çalışmalar Bloke-Kozeny'nin teorik çalışmalarında saptadıkları ifadeyle aşağıdaki gibi verilebilir.

$$K = \frac{d^2 \cdot \epsilon^2}{122 (1 - \epsilon)^2} \quad (3.28)$$

Bu denklemde d - tel çapıdır. ϵ ise şu denklemden hesaplanabilir.

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi \cdot S \cdot N \cdot d}{4} \quad (3.29)$$

Burada N - gözenek sayısıdır ve S ise eğrilik faktörüdür (≈ 1.05). Eğer sargının sıklık derecesi kesin değilse, o zaman sıkı sargılı fitillerdeki formül kullanılmalıdır (3.28-3.29). Bunun sebebi sıkı sargılı fitillerin, gevşek sargılı fitillere nazaran daha yüksek akış direncine sahip olmasıdır.

Sonuçta sıvı akış geçiti boyunca fitil yapısı içinden akan sıvıların basınç değişimi sıvı basınç gradyentinin integrasyonu ile hesaplanabilir (Denklem 3.17). Pratik olarak sıvı basınç gradyenti, (K) geçirgenliğinin tahmini değerleri, kesit alanı (A_w) ve sıvı özelliklerini kullanarak

3.22 denklemi ile de hesaplanabilir Tablo 3.2'de çeşitli fitil yapıları için geçirgenlik ifadeleri verilmiştir.

Tablo 3.2. Bazı Fitol Yapıları İçin Fitol Geçirgenlik İfadeleri

Fitol Yapıları	K İfadeleri
Dairesel, Artery	$K = \frac{r^2}{8}$; ϵ : Gözeneklilik = $\frac{W}{S}$ S: Kanal Aralığı
Açık Dötdörtgen kanalı	$K = \frac{2 \cdot \epsilon \cdot r_{h,l}^2}{(f_1 \cdot Re_1)}$; $r_{h,l} = \frac{2W \cdot \delta}{W + \delta}$
Açık Dökdörtgen kanalı	W: Kanal Genişliği δ : Kanal Derinliği ($f_1 \cdot Re_1$) Şekil 2.5'den
Dairesel Halkalı Fitol	$K = \frac{2 r^2}{(f_1 \cdot Re_1)}$ $r_{h,l} = (r_1 - r_2)$ ($f_1 \cdot Re_1$) Şekil 2.6'dan d : Tel Çapı
Perde Sargılı Fitol	$K = \frac{d^2 \cdot \epsilon^2}{122(1-\epsilon)^2}$; $\epsilon = 1 - \frac{1,05 \cdot \pi \cdot Nd}{4}$ N: Atkı Sayısı
Paket Küre	$K = \frac{r_s^2 \cdot \epsilon^3}{37.5 (1-\epsilon)^2}$ ϵ : Gözeneklilik

3.5. BUHAR BASINÇ DÜŞÜMÜ

Isı borusu akış geçitindeki buhar basınç düşümü, buhar basınç gradyentinin integrasyonu ile bulunur.

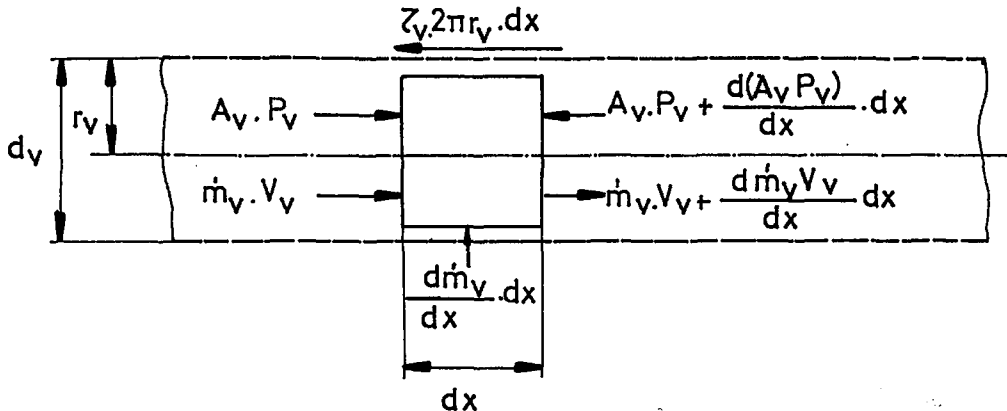
$$\Delta P_V(x-x_{\min}) = P_V(x) - P_V(x_{\min}) = \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_V}{dx} dx \quad (3.31)$$

Burada;

$\frac{dP_V}{dx}$: Buhar akış yönündeki buhar basınç gradyentidir.

Kararlı durumda aynı aksenal pozisyonda akan buharın kütlesi, sıvının kütlesine eşittir. Bununla beraber buharın yoğunluğu sıvıya nazaran düşük olması nedeniyle buhar hızı sıvı hızından çok yüksek olacaktır. Bu durum buhar basınç gradyenti sadece sürüklenme sürtünmesi değil, aynı zamanda dinamik etki ve buhar akışının laminar veya türbülanslı olmasının sonucudur. Ayrıca buharın sıkıştırılabilirliği de önemli olabilir. Buhar basınç gradyentinin beirlenmesinde önemli sorunlardan biriside; buharın hız profiline etki eden faktörlere bağlıdır. Bu raporda sadece parabolik hız profili için çözümler= üzerinde durulacaktır.

Buhar akış analizi için bir kontrol hacmi alalım;



Burada;

A_V : Kontrol Hacmi Kesit Alanı

dx : Genişlik

$\frac{dM_V}{dx}$: Sıvı-Buhar Arayüzeyinin Herbir Uzunluğundaki Kütle Akış Miktarı

Buharın düşük yoğunluğu sebebiyle gravitasyonel kuvvetleri ihmal ederek; aksenal momentum korunumuna göre;

$$\frac{dP_V}{dx} = \underbrace{\frac{-(f_V \cdot Re_V) m_V}{2 \cdot A_V r_{h,V}^2 \rho_V}}_I - \beta \underbrace{\frac{2 m_V}{A_V^2 \rho_V}}_{II} \cdot \frac{dm_V}{dx} \quad (3.32)$$

Bu denklemde (I) ifadesi sürüklenme sürtünmesinden dolayı basınç gradyentini, (II) ifadesi dinamik basınçlarından dolayı oluşan basınç gradyentini belirtmektedir.

Burada;

f_V : Sürüklenme Sürtünmesi Katsayısı

(β) ise şu denklemden bulunur.

$$\beta = \frac{\rho_V^2 \cdot A_V}{m_V^2} \int_{A_V} V_V^2 dA \quad (3.33)$$

Bu denklem kesit boyunca buhar hızındaki değişimlerin etkisini gözönüne almaktadır. Bundan dolayı (x)'de aksenal ısı akısı buhar kütle akışı ile bağıntılıdır.

($m_v = \frac{Q}{\lambda}$) Yukarıdaki 3.32 denklemini bir başka formda şu şekilde yazabiliriz.

$$\frac{dP_v}{dx} = - F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} \quad (3.34)$$

Burada;

F_v : Buhar akışı için sürtünme katsayısı

D_v : Buhar akışı için dinamik basınç katsayısı

$$F_v = \frac{(f_v \cdot Re_v) \mu_v}{2 r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \quad , \quad D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2} \quad (3.35)$$

Bu ifadelerde f_v değerleri sıkıştırılamaz akışkanlar için tanımlanmıştır. Sıkıştırılabilirlik durumunda; Karman tarafından ortaya atılan analogi ile bir oran teşkil edilir (8). Bu oran sıkıştırılabilirlik laminer akış sürtünme faktörü $f_{v,c}$ 'nin, sıkıştırılamayan laminer akış sürtünme faktörü $f_{v,i}$ 'ye oranıdır, şu şekilde tanımlanır.

$$\frac{f_{v,c}}{f_{v,i}} = \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \right)^{-1/2} \quad (3.36)$$

Bu arada, akış şartlarının alışıl gelmiş boyutsuz değerleri olan Reynolds sayısı ve Mach sayısı en genel halde tanımlanacak olursa;

Tablo 3.3 . Buhar Sürtünme Katsayısı (F_v) ve Dinamik Basınç Katsayısı (D_v) (Dairesel Kesitli Buhar Akışları İçin)

Akım Durumu	F_v	D_v
$Re_v < 2300$ (Laminer) $M_v < 0.2$ (Sıkıştırılmaz)	$\frac{8 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v < 2300$ $M_v > 0.2$ (Laminer, sıkıştırılabilir)	$\left(\frac{8 \cdot \mu_v}{r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \cdot \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \right)^{-0.5}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v < 0.2$ (Türbülans, sıkıştırılmaz)	$\left(\frac{0.019 \cdot \mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot Q}{A_v \cdot \mu_v \cdot \lambda} \right)^{0.75}$	$\frac{1.02}{A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v > 0.2$ (Türbülans, sıkıştırılabilir)	$\left(\frac{0.019 \cdot \mu_v}{A_v \cdot r_{h,v}^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot Q}{A_v \cdot \mu_v \cdot \lambda} \right)^{0.75} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} \cdot M_v^2 \right)^{-0.75}$	$\frac{1.02}{A_v^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda^2}$

$$Re_V = \frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot Q}{A_V \cdot \mu_V \cdot \lambda} \quad M_V = \frac{Q}{A_V \rho_V \cdot \lambda \cdot \sqrt{\gamma_V R_V T_V}} \quad (3.37)$$

Burada; γ_V . buhar özgül ısı oranı ve monoatomik, diatomik ve palyatomik buhar için sırasıyla 1.67, 1.4 ve 1.33'e eşittir. R_V , ise buharın gaz sabitidir.

Akımın durumu Reynolds ve Mach sayısına geri belirlenir. Tablo 3.3'de akım durumuna göre buhar sürtünme katsayısı (F_V) ve buharın dinamik basınç katsayısı (D_V) için, dairesel kesitli buhar akışları için ifadelerini göstermektedir.

3.6. ISI TRANSFER KAPASİTESİNE KILCAL LİMİT

3.6.1. Genel Teori

Kılcal basıncın değeri; 3.3 denkleminde, ΔP_1 ve ΔP_V değerlerini yerine yazarsak:

$$P_c(x) = \int_{x_{\min}}^x \left(\frac{dP_V}{dx} - \frac{dP_1}{dx} \right) dx \quad (3.38)$$

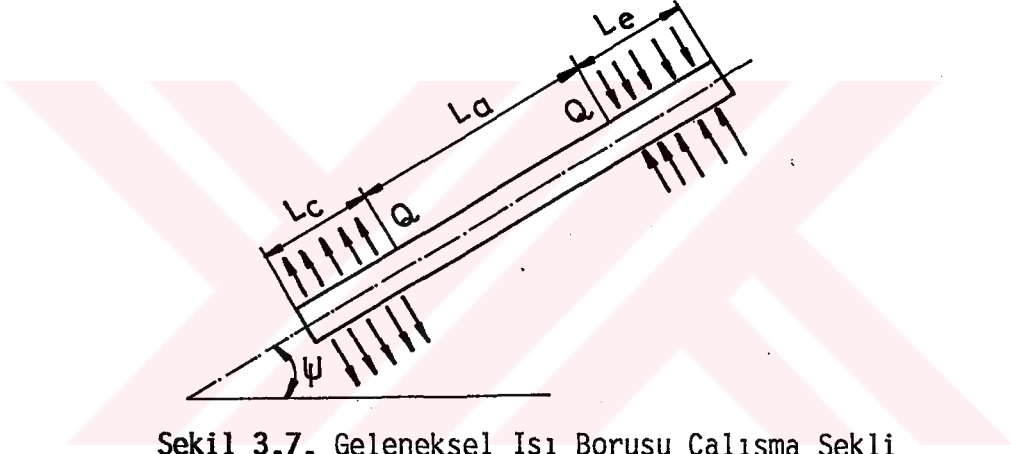
Maximum kılcal basınç ise 3.5 denklemi ile bulunur. Buna ek olarak, eğer ısı borusu gravitasyonel alanda çalışıyorsa, akışkan aksenal transportu esnasında oluşacak maximum etkili kılcal basınç 3.5 denkleminde hesaplanacak değerden daha düşük olabilecektir. Bu azalma, ısı borusu eksenine düşey yöndeki gravitasyonel kuvvetlerin etkisi nedeniyle olmaktadır.

$$P_{c,m,e} = \frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_1 \quad (3.39)$$

Burada 3.38 ve 3.39 denklemlerini, birbirine eşitlersek, ısı yüklenmesindeki kılcal limitin genel denklemini verecektir.

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_I = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \left(\frac{dP_V}{dx} - \frac{dP_I}{dx} \right) dx \quad (3.40)$$

3.6.1.a. Isı Borusu Uygulamalarında Kılcal Limit Hesaplama Yöntemi



Şekil 3.7. Geleneksel Isı Borusu Çalışma Şekli

Geleneksel ısı borusunda üniform kesit alanı ve fitil yapısı, borunun iki ucuna yerleşmiş evaporatör ve kondenser bölümleri bulunmaktadır. Bu tip ısı borusunda evaporatör kısmı aynı düzlemde veya kondenserin üstünde olabilir.

Bu şartlar altında, çalışma akışkanı her zamanki çevriminde, maximum buhar basıncı evaporatör sonunda, minimum buhar basıncı da kondenser sonunda meydana gelir. Aynı şekilde maximum sıvı basıncı kondenser sonunda, minimum sıvı basıncıda evaporatörde meydana gelir. Bu sebeple, geleneksel ısı borusu çalışma esnasında mini-

mum kılcal basınç kondenser sonunda, yani $X=0$ 'da, maximum kılcal basınçta evaporatör sonunda, yani $X=L_t$ de meydana gelir. Burada 3.38 denklemi,

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_1 = \int_0^{L_t} \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_1}{dx} \right) dx \quad (3.41)$$

Burada buhar akışını laminer ve sıkıştırılmaz yani $Re_v < 2300$ ve $M_v < 0.2$ durumu için incelersek sonuçta ısı transferinde kılcal limit faktörü : $(Q.L)_{c,max}$

$$\begin{aligned} (QL)_{c,max} &= \int_0^{L_t} Q dx \\ &= \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_1 - \rho_1 \cdot g \cdot L_t \cdot \sin \psi}{F_L + F_v} \end{aligned} \quad (3.42)$$

Eğer şekilde gösterilen ısı borusunun evaporatör ve kondenser kısımları boyunca uniform ısı akış dağılımına sahipse, aksel ısı dağılımı şu şekilde gösterilebilir.

$$0 \leq x \leq L_c \quad Q = \frac{x}{L_c} \cdot Q_{c,max}$$

$$L_c \leq x \leq (L_c + L_a) \quad Q = Q_{c,max} L_t^{-x}$$

$$(L_c + L_a) \leq x \leq L_t \quad Q = \frac{L_t - x}{L_e} \cdot Q_{c,max}$$

$Q_{c,max}$ ve $(QL)_{c,max}$ arasındaki ilişki şu denklemlerle kurulabilir.

$$\begin{aligned} (QL)_{c,max} &= \int_0^{L_t} Q dx \\ &= (0.5 L_c + L_a + 0.5 L_e) \cdot Q_{c,max} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Sonuçta kılcal sınır;

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5 L_c + L_a + 0.5 L_e} \quad (3.44)$$

olur.

3.6.1.b. Yerçekimi Olmayan Ortamda Isı Borusu Hesaplama Yöntemi

Isı borusu, sıfır gravitasyonlu alanda çalışırsa ve buhar akışı laminer sıkıştırılamaz bölgede ve aynı zamanda dinamik basınç ihmal ediliyorsa, 3.41 denkleminin şu hale gelir.

$$\frac{2\sigma}{r_c} = \int_{x_{min}}^{x_{max}} \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \quad (3.45)$$

3.22 ve 3.34 denklemlerinden;

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v \cdot Q \quad \text{ve} \quad \frac{dP_l}{dx} = -F_L \cdot Q$$

olmaktadır.

$$\frac{2\sigma}{r_c} = (F_L + F_V) \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} Q dx \quad (3.46)$$

Kılcal limite bağılı, maximum ısı transferi faktörü $(QL)_{c,\max}$, ısı borusunun sıfır gravitasyonel bölgede çalışması durumunda aşağıda şekil alır.

$$(QL)_{c,\max} = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} Q dx \frac{\frac{2\sigma}{r_c}}{F_L + F_V} \quad (3.47)$$

Sonuçta maximum ısı transferi değeri $Q_{c,\max}$ ısı borusu boyunca ısı dağılımı sabit olarak verilmişse (3.47) denkleminde hesaplanır. İntegralin sınırları kılcal basıncın durumuna göre seçilir.

3.7. SES, KÖPÜRME VE KAYNAMA SINARLAMALARI

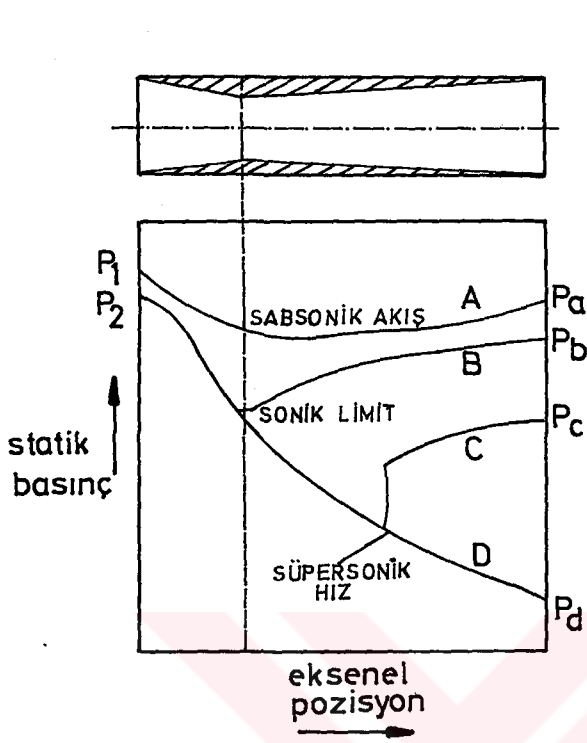
3.7.1. Ses Sınırı

Buhar akış hızı; kesit alanının sabit olduğu bir ısı borusunda, buharlaştırıcıda buhar ilavesi ve yoğuşturucuda buharın yoğuşması nedeniyle çoğalır veya azalır. Daralan genişleyen bir memede hız değişimleri sabit bir kütle akışının değişen bir kesit alanından geçmesinden kaynaklanır. Isı borusunda ise hız değişimleri sabit bir alandan geçen değişken kütle akışından kaynaklanmaktadır. Memenin daralan bölümünde basınçta azalma ve hızda artış görülür. Genişleyen bölümde ise hız artabilir ve ayrıca süpersonik olabilir veya gazın yeniden sıkıştırılması olabilir. Sonuçta dinamik basınç artar ve hız artışı

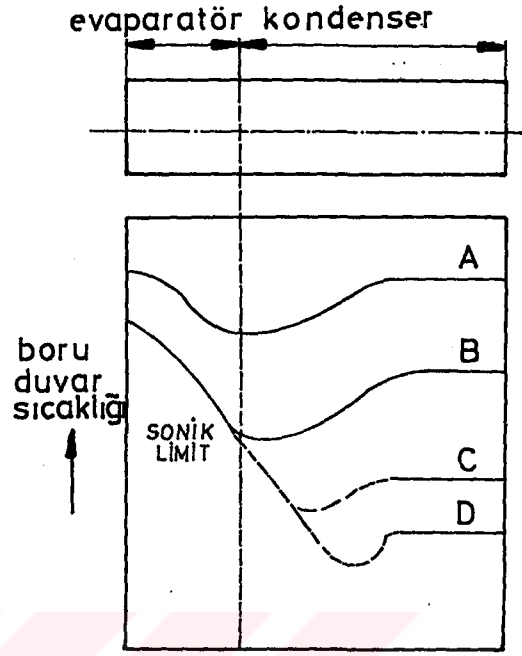
olur (Şekil 3.8). Basınç artışının miktarı geri basıncın büyüklüğüne bağlıdır. Sabsonik akış ile (P_a) geri basıncı A eğrisinde gösterilmiştir. Daralan bölümde basınç azalması ile hız artışı boğaz bölgesine kadardır. Genişleyen bölümde hız azalır ve statik basınç artar. Eğer geri basınç (P_b) düşükse boğazda hız sonik olur ve maksimum kütle akışına ulaşır. Bu kritik veya boğulmuş akım durumu kabul edilir ve geri basıncın daha da düşürülmesi kütle akışını arttırmayacaktır. Basınç P_c 'ye kadar azaltıldığında genişleyen bölümde hız süpersonik olur ve basınç geri kazanımı çoğunlukla şok şeklinde meydana gelir. Verilmiş olan bir alan oranına karşılık gelen bir geri basınç değeri (P_d) vardır ki bu gazın genişleyen bölüm boyunca gazın sürekli ivmelenmesi sonucunu getirir. Geri basıncın bu değerden aşağı azalması meme bölümündeki şartlar üzerine bir etkisi yoktur.

Isı borusu içindeki buhar akısı daralan genişleyen meme içindeki akış karakteristikleri ile karşılaştırıldığında oldukça benzerdir. Kemmer (9) sodyumlu ısı borularında ısı borusunun akış karakteristiklerini deneysel olarak açıklamıştır. Bu deneyin sonuçlarında, Şekil 3.9'da ısı borusu uzunluğuna karşı sıcaklığın değişimini göstermiştir.

Isı borusunda basınç değişiminden ziyade iki fazlı sistem olduğu için yüzey sıcaklığına göre değişimi çizilmiştir. A eğrisi küçük bir sıcaklık geri kazanımı olan kondenserde ki sabsonik akışı belirtmektedir. Buhar akışı ivmelenirken buharlaşmadan dolayı olan kütle artışı evaporatör kısmının sıcaklığını azaltmıştır. Isı çekimi miktarı arttırılarak kondenser sıcaklığı düşürüldüğü zaman evaporatör sıcaklığı da düşürülmüş, çıkıştaki buhar hızı sonik hale gelmiş ve boğulmuş akım şartları oluşmuştur. Isı çekme oranının daha da arttırılması sadece kondenser



Şekil 3.8. Daralan Genişleyen Memelerde Basınç Profilleri



Şekil 3.9. Isı Borusunda Buhar Akışının Sıcaklık Profilleri

sıcaklığını düşürmüştür. Kondenser sıcaklığındaki değişimin evaporatör sıcaklığı üzerine etkisi yoktur. Çünkü evaporatör çıkışında buhar ses hızındadır. Ve kondenser şartlarındaki değişimler evaporatör bölgesindeki akıntıya karşı nakledilmemektedir. Bu ısı borusunun ses sınırlamasıdır. Kondenser sıcaklığının düşürülmesi ısı çekme oranını arttırmanın dışında, boru boyunca çok büyük aksel sıcaklık gradyentleri yaratır ve süpersonik buhar akışına neden olur. Ama ısı transfer hızında artma olmaz. Dolayısıyla bir ısı borusu düşük buhar yoğunlukları ve yüksek buhar hızlarında çalıştığı zaman izotermal çalışma olanaksızdır.

$$Q_{s,max} = A_V \cdot \rho_V \cdot \lambda \left[\frac{\gamma_V \cdot R_V \cdot T_V}{2(\gamma_V + 1)} \right]^{1/2} \quad (3.48)$$

3.7.2. Köpürme Sınırı

Buhar ve sıvı, ısı borusunda ters yönlerde, hareket ettiklerinden sıvı-buhar arayüzeyinde bir kesme kuvveti oluşur. Eğer buhar hızı yeteri kadar yüksek ise, fitil yüzeyinden sıvı kopmasının olacağı bir sınır oluşacaktır. Ve buhar içinde köpürecektir. Köpürme başladığında akışkan dolaşımında aniden bir artma olur ve sıvı geri dönünceye kadar sistemde artan akışa yer sağlanamamaktadır. Bunun neticesi olarak evaporatördeki fitilde aniden kuru-çıkıtı oluşacaktır. Köpük oluşumu yoğunlaştırıcunun uç kısmına çarpan sıvı damlacıkların çıkardığı sesler ve buharlaştırıcıda ani olarak aşırı sıcaklığın görülmesi ile, yapılan ısı borusu testleri esnasında anlaşılmıştır (10).

Genellikle ısı borusunda buhar hızı, sıvı hızından çok büyüktür. Sıvı-buhar arayüzeyinde kesme kuvveti (F_s) hareket halindeki buharın dinamik basıncın $(\rho_V \cdot V_V^2)/2$ ve fitil gözeneklerinin birinin alanı (A_s) ile çarpımı ile orantılıdır. Yani;

$$F_s = K_1 \cdot \frac{\rho_V \cdot V_V^2 \cdot A_s}{2} \quad (3.49)$$

Sıvı ile kaplı bulunan fitildeki yüzeysel kuvvet (F_t), (σ) yüzey gerilim katsayısı ile fitilin gözeneklerinin birinin yüzeyinin ıslak çevresinin (C_s) çarpımıyla orantılıdır. Buradan;

$$F_t = K_2 \cdot C_s \cdot \sigma \quad (3.50)$$

Yukarıdaki iki denklemde, K_1 ve K_2 orantı sabitleridir. F_s ve F_t 'nin oranı Weber sayısı olarak isimlendirilir. Weber sayısı bir değerine ulaştığında köpürme sınırı başlangıcıdır. Buradan;

$$W_e = \frac{K_1 \cdot \rho_v \cdot V_v^2 \cdot A_s}{2 \cdot K_2 \cdot C_s \cdot \sigma} = 1 \quad (3.51)$$

K_1/K_2 'nin değeri için veriler referans (10) ve (11)'den alınabilir. Böylece köpürme sınırlaması için 3.51 denklemini

$$W_e = \frac{2r_{h,s} \cdot \rho_v \cdot V_v^2}{\sigma} = 1 \quad (3.52)$$

Burada $r_{h,s}$ fitil yüzey gözeneklerinin hidrolik yarıçapıdır ve tanımı

$$r_{h,s} = \frac{2A_s}{C_s}$$

Bu yarıçap perdeli fitiller için tel aralıklarının, kanallı fitiller için en geniş kanalın yarısına eşittir.

Isı borusunda buhar hızı; aksenal ısı akısı denklemi ile bulunabilir.

$$V_v = \frac{Q}{A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \quad (3.53)$$

Bu denklem için denklem 3.54'de verilen V_v yerine konularak, köpürme ısı iletimi sınır için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$Q_{e,max} = A_v \lambda \left(\frac{\sigma \cdot P_v}{2r_{h,s}} \right)^{1/2} \quad (3.54)$$

3.7.3. Kaynama Sınırı

Isı borusunun evaporatör ve kondenser içinde ısı transferinin başlıca mekanizması sırasıyla iletken buharlaşma ve iletken yoğuşmadır. Doymuş sıvılı bir fitilde ısı iletimi sıvıdaki radyal sıcaklık gradyenti ile olur. Evaporatör bölgesinde boru-fitil arayüzeyinde sıvının sıcaklığı, fitil-buhar arayüzeyi sıcaklığından, yalnız akışkan ve fitil özelliklerine bağlı olmayan ama ısı akısı yoğunluğunun büyüklüğüne bağlı olacak şekilde büyüktür. İki fazlı sistemde; evaporatör tarafındaki sıvı basıncı; sıvı - buhar arayüzey sıcaklığındaki doyma basıncı ile sıvı-buhar arayüzeyindeki kılcal basıncın farkına eşittir.

Dolayısıyla fitil-boru arayüzeyi sıcaklığındaki doymuş buhar basıncı, aynı noktadaki sıvı basıncından büyüktür. Isı borusunun evaporatöründe radyal ısı akısının artışı ile bu basınç farkı artacağından evaporatör fitilinde buhar kabarcıkları oluşabilecektir. Fitil yapısında buhar kabarcıkları oluşumu sakıncalıdır. Çünkü, onlar sıvının dolaşımını engeller ve sıcak noktalara neden olabilirler. Bundan dolayı ısı borusunda buharlaşma için ısı akısı sınırı vardır ve bu sınır kaynama sınırı olarak adlandırılır. Kaynama sınırı ve diğer sınırlar arasında belli bir fark vardır. Kaynama sınırı radyal ısı akısı yoğunluğunun bir sınırı olmasına karşın diğer sınırlamalar aksenal

ısı akısının sınırlarıdır. Bununla birlikte evaporatör geometrisi ve evaporatörde ısı akısının dağılımı sabitse, radyal ısı akısı yoğunluğu aksel ısı akısı ile doğrudan orantılıdır. Şunu da ilave etmek gerekirkî, buhar kabarcıkları oluşumu ısı borusunun evaporatör bölgesi ile sınırlıdır. Çünkü kondenserdeki sıvı, aynı noktadaki sıvının basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının altında bir değere kadar soğutulmaktadır. Bu yüzden kondenser bölgesi için radyal ısı akısı yoğunluğu üzerine bir sınırlama yoktur.

Kaynama sınırı şu eşitlikle hesaplanabilir.

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi \cdot Le \cdot ke \cdot T_v}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln(r_i/r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (3.55)$$

ke : Sıvıya doymuş fitilin etkin ısı iletkenliği

T_v : Buhar sıcaklığı

Le : Isı borusu evaporatör uzunluğu

r_i : Boru iç yarıçapı

r_n : Kaynama kabarcık yarıçapı (2.5×10^{-7} m) (11).

P_c : Kılcal basınç

3.8. ISI BORUSUNDA GEREKLİ AKIŞKAN MİKTARI

Isı borusu içine konulacak işgören akışkan miktarı ne fazla, ne de az olmalıdır. Gereken miktardan az akışkan miktarı koymakla performans düşecek, fazla doldurma ile yoğunlaştırucu kilitlemesi olacaktır. Ayrıca ısı borusuna konulacak akışkan mutlaka yüksek saflıkta olmalıdır. Bunun için doldurulacak akışkan miktarı yaklaşık olarak şu bağıntı ile hesaplanabilir.

$$m = A_v \cdot L_t \cdot \rho_v + A_w \cdot L_t \cdot \epsilon \cdot \rho_l \quad (3.56)$$

m : Gerekli akışkan miktarı (kg)

A_v : Buhar hacmi kesit alanı (m^2)

L_t : Toplam ısı borusu boyu (m)

A_w : Fital kesit alanı (m^2)

ρ_v : Buhar yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_l : Sıvı yoğunluğu (kg/m^3)

ϵ : Gözeneklilik

3.9. ISI BORUSUNUN VAKUM EDİLMESİ VE DOLDURMA

işgören akışkan ısı borusunun içine konulmadan önce ısı borusunun iç hacmi ince vakum edilmelidir ($P \geq 1 \cdot 10^{-3}$ Tor). Çünkü boru içinde istenmeyen yoğunlaşmayan gazlar, işgören akışkan ile kimyasal olarak tepkimeye giren ve arzu edilmeyen aşındırıcı ürünler bulunabilir. Bunların sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir. Isı borusunun içinde bulunan serbest gazlar vakum pompası ile boşaltılır.

Doldurma işleminin ayrıntıları işgören akışkanın ortam sıcaklığındaki durumuna bağlıdır. Eğer akışkan çevre sıcaklığında gas biçiminde ise dolun yüksek kalitede gas içeren bir silindirden yapılabilir. Dolun miktarı oda sıcaklığındaki gas basıncı ile ölçülebilir.

Eğer işgören akışkan sıvı ise, ısı borusuna bağlı bir vana ve ölçekli bir kap ile dolun yapılabilir. Doldurma işlemini takiben doldurma borusu iyi bir şekilde kapanmalıdır.

işgören akışkan ısı borusunun içine konulduktan sonra vanayı borudan ayırmalı ve sürekli bir sızdırmazlık sağlayacak bir kapatma yapılmalıdır. Bu işlemde boruya hiç bir gaz girmemeli ve borudan sıvı kaybı olmamalıdır. Aynı zamanda kapatma işlemi güvenilir ve ekonomik olmalıdır. Aşağıda basit bir kapatma yönteminin işlem sırası açıklanmıştır.

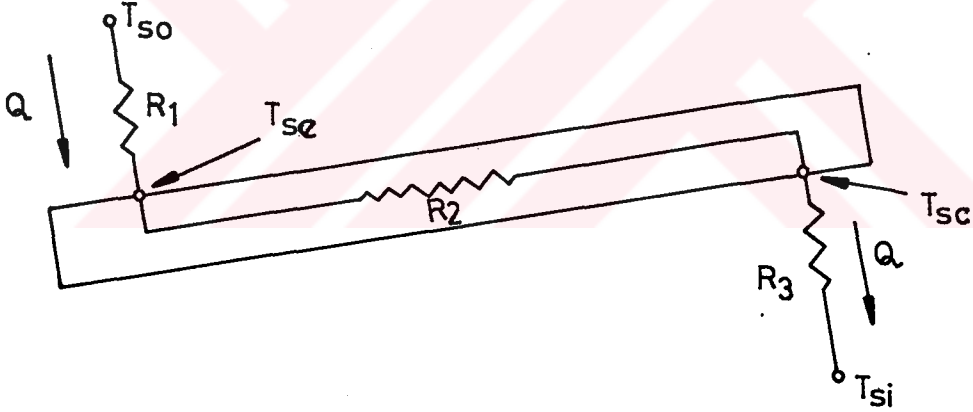
- Doldurma borusu ısı borusundan yaklaşık 10 cm mesafede iki lama arasında menginele sıkılır.
- Sıkıştırılıp ezilen bölge bir yandan oksijen şalomesi ile ısıtılıp kesilir.
- Doldurma borusunun kesilen ucu kaynak edilir.

4. BÖLÜM

ISI BORULARINDA TASARIM

4.1. GİRİŞ

Isı borusunda ısı tranfesi üç seri ısıl direncin fonksiyonu olarak düşünülebilir. BU dirençler; sıcak ısı kaynağı, ısı borusu ve soğuk ısı kaynağı dirençleridir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Isı Borusunda Isıl Dirençlerin Tanımı

Başlıca sistem dirençlerinin tanımı:

R_1 - Evaporatör bölgesinde ısı borusunun dış tarafındaki yüzey sıcaklığı (T_{se}), ve ısı kaynağının ortalama sıcaklığı (T_{so}) arasındaki ısıl direnç.

R_2 - Kondenser bölgesinde ısı borusunun dış tarafının yüzey sıcaklığı (T_{sc}) ve evaporatör bölgesinde ısı borusunun dış taraf yüzey sıcaklığı (T_{se}) arasındaki ısı direnç.

R_3 - Soğuk ısı kaynağı sıcaklığı (T_{si}) ve kondenser bölgesinde ısı borusunun dış taraf yüzey sıcaklığı (T_{sc}) arasındaki ısı dirençtir.

Eğer ısı borusunda (T_{so} ve T_{si}) sıcaklıkları arasında bir (Q) ısı transfer edilecekse (ilk dizayn kriteri), o zaman aşağıdaki şart sağlanmalıdır.

$$\sum R = \frac{T_{so} - T_{si}}{Q} \quad (4.1)$$

ve

$$R_1 + R_2 + R_3 \leq \sum R \quad (4.2)$$

R_1 ve R_3 dirençleri iyi bilinen ısı transferi dizayn formülünden kolayca belirlenebilir (Konvektif ısı transfer katsayıları v.s.)

ikinci Dizayn Kriteri Olarak;

$$R_2 \leq R - R_1 - R_3 \quad (4.3)$$

olacaktır, ısı borusunun dizaynı iki kritere uygun olacaktır;

1. Bir Q miktarında ısı transfer etmelidir.
2. ($\sum R - R_1 - R_3$)'e eşit veya daha az bir R_2 direncine sahip olmalıdır.

Eğer $R_1 + R_3 \geq R$ olursa, bu haliyle dizayn probleminin çözümü yoktur ve mutlaka, T_{SO} ve T_{Si} veya Q değeri değiştirilerek problem yeniden düzenlenmelidir. Bu yüzden yapılacak ilk dizayn kontrolü, R_1 ve R_3 dirençlerinin ($R_1 + R_3 \leq \sum R$) koşulunu sağlayacak değerler olup olmadığına bakmaktadır.

R_1 ve R_3 dirençlerinin toplamı, ne kadar küçük olursa, ısı borusunun tasarımı o kadar kolay olacaktır. Çünkü;

1. Küçük bir $R_1 + R_3$ toplamı, pek çok uygun R_2 değerinin kullanılmasına izin verir. R_2 , Q 'yu yalnızca bir ısı direnç açısından kontrol etmez, aynı zamanda Q 'yu etkileyen diğer ısı borusu özelliklerini de denetler. Bu yüzden, ısı borusu içerisinde yer alan tüm fiziksel yöntemlerin bir değer kazanabilmesi için R_2 değerinin geniş bir aralıktan seçilebilmesi son derece önemlidir.

2. R_2 değerinin çok geniş bir aralıktan seçilebilmesi, daha karmaşık tekniklere sık sık başvurmak yerine, daha basit tasarım teknikleriyle istenilen sonuca ulaşılmasını mümkün kılar.

3. Uygun bir dizayna normal olarak, geniş seçenekli bir R_2 değeriyle daha kolay ulaşılabilir.

$R_2 / \sum R$ oranının hangi maximum değerinin, daha kolay bir tekniği kullanılmasına olanak sağlayacağını belirten bir kılavuz vermek çok güçtür.

1. **Durum:** Kabul edilebilen en yüksek sistem direnci $\sum R = 100$ Birim ve $R_1 + R_3 = 60$ birim olsun. Bu durumda, teorik olarak R_2 değeri "0" ve "40" birim arasında herhangi bir değer alabilir ve $(R_2 / \sum R)_{\max} = 40/100$ olur.

2. Durum: Kabul edilebilen en yüksek sistem direnci $\sum R = 100$ Birim ve $R_1 + R_3 = 90$ Birim olsun. Bu durumda da R_2 değeri "0" ve 10 birim arasında herhangi bir değeri alabilir ve $(R_2 / \sum R)_{\max} = 10/100$ olur.

Eğer yukarıdaki her iki durumda, bir ısı borusu uygulamasının değişik şekilleriyse, 1. durumun daha büyük bir dizayn özgürlüğü sunduğu açıktır. 2. durumun 1. duruma nazaran çok daha büyük bir dizayn sorunu yaratacağı görünmektedir.

İyi bir ısı borusu tasarlayabilmek için ilk adım, ısı borusunun dışsal dirençlerini (R_1 ve R_3) çok iyi bir şekilde tahmin etmektir. Tasarımın temelini de bu ısı transfer dirençleri oluşturmaktadır.

4.2. TASARIM SINIRLARI ve PARAMETRELERİ

Tasarım sınırlarını ve parametreleri belirtmeden önce, basit ve kritik uygulamalar arasındaki tasarım farklılıklarını belirtmekte yarar vardır. Bunlar;

1. Güvenirlilik: Kritik uygulamalarda, ısı boruları çok güvenilir olmalıdır. Çünkü bunlar bir kez kurulduktan sonra kullanım ömürlerinin sonuna kadar bakım, onarım olanağı yoktur (Uydularda olduğu gibi).

Basit uygulamalarda ise ısı boruları genellikle her zaman, bakım, onarım ve değiştirme imkanı vardır. Bir veya daha fazla ısı borusunun arızalanması, tüm ısı transfer sisteminin durmasına sebep olmaz.

2. Performans: Kritik uygulamalarda, ısı boruları yalnızca ısı transfer araçları olarak değil, aynı zamanda sıcaklık kontrol elemanı veya regülatörleri olarak da kullanılır. Bazı uygulamalarda ısı borularının çok kesin

ağırlık ve boyut sınırlamalarına uyularak tasarlanması zorunludur. Diğer önemli faktörler; şiddetli ısıl ve mekanik şok, zor başlama koşulları, zıt dinamik etkiler (yerçekimi kuvveti) ve büyük dalgalanmalar gösteren transfer edilecek ısı akısıdır.

Basit uygulamalarda ısı boruları çok seyrek olarak, hat-ta hiçbir zaman, yukarıda sayılan faktörlerin etkisi altında kalmazlar. Bir kez kurulduktan sonra genellikle sabittirler ve daha küçük sıcaklık dalgalanmalarında çalışırlar. Hiç bir zaman ısı kontrolörü olarak kullanılmazlar.

Kritik ve kritik olmayan uygulamalar açısından en büyük farklılık, maliyet konusunda ortaya çıkar. Örneğin, ısı borusunun boyutlarına oranla performansını arttırmak demek, genellikle daha karmaşık fitil yapıları kullanılmak anlamına gelir. Bu da yeni malzeme ve üretim masraflarını beraberinde getirir.

Yukarıda açıklanan faktörlerin ışığı altında, şu dizayn sınırlamaları gözönüne alınabilir.

1. Fitol sistemi basit ve homojen bir yapıda olmalıdır.
2. Eğer perde sargılı fitil bir kaç tel örügüden oluşuyorsa, her kat eşit sayıda tele sahip olmalıdır.
3. Bir ısı borusu değişik pozisyonlarda kullanılmak üzere tasarlanabilir olmalıdır (Açılı olarak).
4. Isı borusu, mümkün olan en kısa adyabatik kesite sahip olacak şekilde tasarlanmalıdır.
5. Isı borusunda tek bir soğuk ısı kaynağı ve sürekli bir sıcak ısı kaynağı bulunmalıdır.

Şimdiye kadar ele alınan parametreler yalnızca güç yoğunluğu performansı ile ilgilidir. Isı borusunun çalışacağı çevre; emniyet önlemleri ve üretilebilirlik özellikleri de gözönünde bulundurulmalıdır. Paslandırıcı ortamlarda çalışacaksa çürümeye karşı dayanıklı olmalıdır. Çalışma akışkanı ile ısı borusu malzemesi kimyasal reaksiyona girmemelidir. Isı borusu maximum çalışma basıncında patlamamalıdır.

Silindirik bir ısı borusunda aşağıdaki parametrelerin önceden bilinmesi gerekir.

1. Maximum ısı transferi (Q)
2. Toplam ısı borusu uzunluğu (L_t)
3. Evaporatör boyu (L_e)
4. Kondenser boyu (L_c)
5. Sıcak ısı kaynağının ortalama sıcaklığı (T_{so})
6. Soğuk ısı kaynağının ortalama sıcaklığı (T_{si})
7. Isı borusunun kabul edilebilir maximum dış çapı (D_o)
8. Isı borusunun çalışma açısı (ψ)
9. Evaporatör yüzeyindeki ısıl direnç (R_1)
10. Kondenser yüzeyindeki ısıl direnç (R_3)

4.3. TASARIM HESAPLAMA METODLARI

Basit bir ısı borusunun dizaynı için yapılması gerekli hesaplar aşağıda adım-adım verilmiştir.

1. Adım: Kabul edilebilir Isı Borusu Dirençi

Verilen ısı borusu dışsal dirençleri (R_1, R_3) ile T_{so} ve T_{si} sıcaklıkları arasında transfer edilen Q ısısı R_2 direncinin hesaplanmasında kullanılabilir.

$$R_2 = \frac{T_{so} - T_{si}}{Q} - (R_1 + R_3) \quad (4.4)$$

2. Adım: Evaporatör ve Kondenser Bölgelerinde Isı Borusu Yüzey Sıcaklıkları

$Q = \frac{\Delta T}{R}$ genel formülünden yüzey sıcaklıkları saptanabilir.

$$T_{se} = T_{so} - (QR_1) \quad (4.5)$$

$$T_{sc} = T_{si} + (QR_3) \quad (4.6)$$

T_{se} : Evaporatörde ısı borusu yüzey sıcaklığı

T_{sc} : Kondenserde ısı borusu yüzey sıcaklığı

3. Adım: İç Taraf Çalışma Sıcaklığı

ısı borusunun iç taraftaki çalışma sıcaklığı başlangıçta bilinmelidir. Çünkü,

a. Çalışma akışkanı ve fitil malzemesinin ısıl geçirgenliğinin tayin edilmesi,

b. Reynolds sayısı ve Mach sayısının tahmini, sıcaklığın fonksiyonudur.

İç taraf çalışma sıcaklığı T_{se} ve T_{sc} arasında bir yerde olacaktır. Fakat bu iki sıcaklığın ortalaması değildir. Çünkü buhar boşluğu ve fitil içindeki sıvı arasında bir sıcaklık gradyenti vardır. Bununla birlikte dizaynda T_{se} ve T_{sc} arasındaki farkların çoğunlukla küçük olduğu

görülür ve fiziksel özelliklerin değişimi de bu sıcaklık içinde ihmal edilebilir. Böylece iç taraf ısı borusu (buhar) sıcaklığı T_v :

$$T_v = (T_{se} + T_{sc})/2 \quad (4.7)$$

ile bulunur.

4. Adım: Reynolds ve Mach Sayısı Sınırlarında Hesaplanmış Isı Borusunun İç Taraf Boyutlarının İlk Tahimini

Reydolds sayısı 3.37 denkleminde hesaplanır.

$$Re_v = \frac{2 \cdot Q \cdot r_{h,v}}{r_v \cdot \mu_v \cdot \lambda}$$

Burada;

Re_v : Buhar yolunun Reynolds sayısı

r_v : Buhar yolunun yarıçapı

μ_v : İşgören akışkanın buhar fazı mutlak viskozitesi

λ : İşgören akışkanın buharlaşma gizli ısısı

Ve Mach sayısı 3.37 denkleminde hesaplanır.

$$M_v = \frac{Q}{A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda \sqrt{(\gamma_v R_v \cdot T_v)}}$$

Burada;

M_v : Buhar yolunun Mach sayısı

ρ_v : İşgören akışkanın buhar fazı yoğunluğu

γ_v : Buhar özgül ısı oranı

R_v : Buhar gaz sabiti

5. Adım: Etkili Uzunluğun Hesabı ve Kılcal Isı İletim Faktörü

Verilen ısı transferi miktarı (Q), toplam ısı borusu uzunluğu (L_t), evaporatör uzunluğu (L_e) ve kondenser uzunluğu (L_c) ile etkili ısı borusu uzunluğu (L_f) belirlenmiştir. Burada;

$$L_a = L_t - L_e - L_c \quad (4.8)$$

$$L_f = 0.5 L_e + L_a + 0.5 L_c \quad (4.9)$$

L_a : Adyabatik uzunluktur.

Kılcal ısı iletim faktörü $(QL)_c$ ise;

$$(QL)_c = Q \cdot L_f \quad (4.10)$$

6. Adım: Fital Özelliklerinin Belirlenmesi

Bu adımda kullanılacak fitilin geçirgenliği, gözenekliliği ve kılcal yarıçapı hesaplanır.

İdeal bir fitilin küçük bir kılcal yarıçap, düşük bir gözeneklilik (porosity) ve yüksek bir geçirgenliğe sahip olması istenir. Fakat gözeneklilik ve geçirgenlik birbirine ters olduğundan dolayı düşük gözenekli bir fitil küçük geçirgenliğe sahiptir.

7. Adım: Ön Çalışma Hesapları: Etkili Pompalama Basıncı, Sürtünme Katsayısı ve Isı Borusu Direnci:

Etkili pompalama basıncı, sürtünme katsayıları ve ısı borusu direnci kesin belirtilmiş çalışma sınırları içinde birlikte çözülmelidir.

Ağ sayısı belirtilmiş fitilde maximum etkili pompalama basıncı:

$$P_p = P_c - P_n - P_a \quad (4.11)$$

Burada;

P_p : Maximum etkili pompalama basıncı

P_c : Maximum kılcal basınç

P_n : Normal hidrostatik basınç

P_a : Aksenal hidrostatik basınç

Ve;

$$P_c = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (4.12)$$

$$P_n = \rho_l \cdot g \cdot D_v \cdot \cos \psi \quad (4.13)$$

$$P_a = \rho_l \cdot g \cdot L_t \cdot \sin \psi \quad (4.14)$$

Burada;

σ : İşgören akışkanın sıvı yüzey gerilimi

ρ_l : İşgören akışkanın sıvı fazı yoğunluğu

D_v : Buhar yolu çapı

g : Yerçekimi ivmesi

ψ : Isı borusu çalıştırma açısı

$\psi < 0$ için sıcak ısı kaynağından yukarıda soğuk ısı kaynağı,

$\psi > 0$ için soğuk ısı kaynağından yukarıda sıcak ısı kaynağı.

Sıvı sürtünme katsayısı (F_L) 3.23 denkleminde hesaplanır

$$F_L = \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \rho_l \cdot \lambda}$$

Burada;

μ_l : İşgören akışkanın sıvı fazı mutlak viskozitesi

A_w : Fital kesit alanı

λ : İşgören akışkanın buharlaşma gizli ısısı

K : Fital geçirgenliği

Buhar sürtünme katsayısı (F_v)'de 3.35 denkleminde hesaplanabilir.

$$F_v = \frac{(f_v \cdot Re_v) \cdot \mu_v}{2 A_v \cdot r_{h,v}^2 \cdot \rho_v \cdot \lambda}$$

Burada;

$(f_v \cdot Re_v)$: Sürüklenme katsayısı

A_v : Buhar boşluğu kesit alanı

Isı borusu direnci aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$R_2 = \frac{T_{se} - T_{sc}}{Q} \geq \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_p(L_e + L_c)} + \frac{\ln(D_i/D_v)}{2\pi k_e(L_e + L_c)} \quad (4.15)$$

Burada;

k_p : Boru malzemesinin ısı geçirgenliği

k_e : Fitalin etkili ısı geçirgenliği

4.15. Denklemine düzenlersek;

$$k_e \geq \frac{L_n(D_i/D_o)}{2\pi(L_e+L_c) \left[\frac{T_{se}-T_{sc}}{Q} - \frac{L_n(D_o/D_i)}{2\pi k_p(L_e+L_c)} \right]} \quad (4.16)$$

Denklemden $\frac{T_{se}-T_{sc}}{Q}$ direnç teriminden dolayı fitilin etkili ısı geçirenliği minimumdur. Çünkü bu direnç maximum dirençtir. Ve minimum gözeneklilik elde edilir.

$$k_e \geq \frac{(k_1-k_w) - (1-\epsilon)(k_1-k_w)}{(k_1+k_w) + (1-\epsilon)(k_1-k_w)} \quad (4.17)$$

Burada;

k_1 : İşgören akışkanın ısı geçirenliği

k_w : Fital malzemesinin ısı geçirenliği

Fitilin etkili ısı geçirenliği, fital malzemesinin ısı geçirenliğine, işgören akışkanın ısı geçirenliğine ve ve gözenekliliğe bağlıdır.

Denklemin 4.17 yeniden düzenlenirse;

$$\epsilon \leq 1 - \frac{(k_1+k_w) [1 - (k_e/k_1)]}{(k_1-k_w) [1 + (k_e/k_1)]} \quad (4.18)$$

Sonuçta etkili pompalama basıncı ve sürtünme katsayıları ile kılcal ısı iletim faktörü arasında ilişki kuran denklem aşağıda verilmiştir.

$$(QL)_c = \frac{P_p}{FL + F_v} \quad (4.19)$$

8. Adım: Ses, Köpürme ve Kaynama Sınırlarının Hesaplanması

Bu aşamada yapacağımız, bu üç sınıra bağlı olarak mümkün olabilecek maximum ısı transferini hesaplamaktır. Bu durumda maximum ısı transferi bu 3 sınır içerisinde en küçük olan ile belirlenmiş olacaktır.

Isı borusu uygulamalarında ses sınırı, gerçekte 0.2'lik Mach sayısına hiçbir zaman ulaşamaz. Fakat yine de ısı borusu uygulamalarında daha gerçekçi değerlerin elde edilmesi açısından, ses sınırının hesaplanması anlamlı olacaktır. Ayrıca; ses sınırı, özel bir ısı borusu tasarısının daha büyük ısı transfer ihtiyaçları ile kullanılması durumunda mümkün olabilecek çalışma sınırlamaları hakkında fikirde verecektir. Ses sınırı 3.48 denklemeden hesaplanır.

$$Q_{s,m} = A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)}}$$

Eşitlikten de g r ld ğ gibi ses sınırı büyük  l de buharın kapladığı ortamın boyutlarına ve sıcaklığına bağlıdır.

Köpürme sınırı sıvı akışkanın fitil içerisinde buhar tarafından sürüklenmesinin bir  l s  olup fitilin buna olan direncini gösterir. Bu değerin büyümesi, fitil içerisindeki sıvının, buhar tarafından çekilmesi sonucu evaporatörün kurummasına sebep olacağından, evaporatörün etkili çalışmasını engeller.

Bu sınır: 3.54 d nklemeden hesaplanır.

$$Q_e = A_v \cdot \lambda \sqrt{\frac{\sigma \cdot \rho_v}{2 r_{h,s}}}$$

Burada;

$r_{h,s}$ - fitil yüzeyindeki gözeneklerin hidrolik yarıçapıdır.

Kaynama sınırı ise, fitilin kaynamayı önlemesinin (Buhar kabarcıklarını engellemesi) bir ölçüsüdür. İdeal olarak buharlaşma sadece sıvı-buhar arayüzeyinde olmaktadır. Yani, buhar ile fitil yüzeyi arasında oluşmaktadır. Eğer kaynama sınırı aşılabacak olursa, fitil ile ısı borusu cidarı arasında ve perde tabakaları arasında buharlaşma söz konusu olacaktır. Bu durum ısı borusu direncini arttıracak ve işgören akışkanın fitil içinde çıkışını engelleyecektir.

Kaynama sınırı, radyal ısı akısının bir sınırlama ölçüsüdür ve 3.55 denkleminde hesaplanır.

$$Q_b = \frac{2 \pi L_e k_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} \cdot \left(\frac{2 \sigma}{r_n} - P_c \right)$$

Eşitlikteki $r_n = 2.5 \times 10^{-7} \text{ m}$ alınabilir.

Eğer yaptığımız çalışma emniyet faktörünün 4 sınır değerinde gözönünde bulundurarak yaptıysak ve uygun bir maliyetle gerçekleştirebilirsek dizaynımız başarılı olacaktır. Ama sınırların biri veya birkaçı dizayn kriterinin altına düşerse, tekrar bir tasarım yapmamız, en azından tasarımımızı gözden geçirmemiz gerekecektir. Örneğin, Köpürme sınırı karşılanmadığı durumlarda fitil atkı sayısı arttırılmalıdır.

Kaynama sınırının sağlanamadığı durumlarda ise aşağıda belirtilen çeşitli önlemler alınabilir.

1. Fitolin etkili ısıl geçirgenliği arttırılabilir.
2. Evaporatör uzunluğu arttırılabilir.
3. (r_i/r_v) oranı azaltılabilir.
4. Kullanılan akışkan değiştirilebilir (Sıvı yüzey gerilimi değişecek şekilde) (3,13).



5. BÖLÜM

ISI BORULARININ UYGULAMA ALANLARI

5.1. ISI BORULARI İLE ISI GERİ KAZANIMI

1964 yılından bu yana ısı boruları bir çok sahada kullanım alanı bulmuştur. Isı boruları değişik sıcaklık seviyelerinde ısıl enerji transferi için aşırı verimli diyebileceğimiz ısı değiştirgeçleri olarak kullanılmışlardır.

Isı borusunun bir ucundan diğer ucuna ısının kaynaklar arasında çok küçük sıcaklık farklılıklarının bulunması durumunda bile kolaylıkla taşınabilmesi nedeniyle ısı boruları normal ısı değiştirgeçlerinin kullanılmayacağı yerlerde kullanılabilir.

Isı borulu ısı değiştirgeçleri bir çok durumda sıcak çıkış (atık, eksoz) gazları ile soğuk giriş gazları arasında ısı geri kazanımı için kullanılmaktadır. Isıl geri kazanma sistemlerinde ısı borusu kullanımıyla enerji tasarrufunun sağlanmış olması, sisteme bazı üstünlükler getirebilmektedir. Bu üstünlükleri şöyle sıralayabiliriz.

1. Isı borulu sistemle eksoz havası ile taze havanın birbirine karışmadan kullanım yerine ısıtılmış (veya soğutulmuş) olarak verilmesi mümkündür. Buna karşın, ısıl tekerlekler ve diğer rejeneratif cihazlarda eksoz gazlarının ve taze temiz gazların aynı kanaldan pompalanması sonucu, bu tip cihazlarda taze gazın kirlenmesi olayı oluşabilir.

2. Isı borularının çok iyi ısıl iletkenliği olması nedeniyle, ısı borulu sistemler benzer cihazlardan (örneğin, levhalı ısı değiştirgeçleri) daha az yer kaplar.

3. Hareketli parçası yoktur ve bakım giderleri en az düzeydedir.

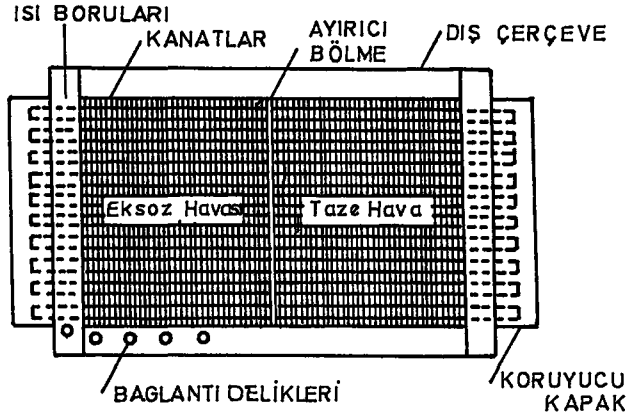
4. Uygun çalışma çiftlerinin seçilmiş olması durumunda, korozyon ve malzeme birikimi engellenmiştir. Bu yönüyle sistemin işletme ömrü artmıştır.

5.2. ISI BORUSUNUN İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE KULLANILMASI

Isı boruları kullanılarak yapılan ısı değiştirgeçleri ile iklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanımı sağlanabilmektedir.

İklimlendirme sisteminde hava kanallarına Şekil 5.1'de görüldüğü gibi ısı borulu ısı geri kazanma ünitesi yerleştirilir. Eksoz havası ısı değiştirgecin bir tarafından geçerken, taze hava diğer taraftan ters yönde geçmektedir. Yalıtılmış bir kısım (Adyabatik kesim) bu iki akımı herhangi bir kirletme oluşturmaması için ayırmaktadır.

Kış koşullarında iklimlendirme sisteminde eksoz havası ısı borulu ısı geri kazanma ünitesinin buharlaştırıcı bölgesinden geçmektedir. Burada ısı borusu çalışma akışkanının buharlaştırılmasında bu eksoz havasının duyulur ısısı kullanılmaktadır. Taze hava tamamiyle ayrı bir kanaldan üflenmekte olup buharlaşan çalışma akışkanın yoğunlaştırıcı bölgesinde verdiği ısıyla ısıtılmaktadır. Yaz şartlarında



Şekil 5.1. Isı Borulu Geri Kazanma Ünitesinin Temel Kısımları

iklimlendirme sisteminde ise dışarı atılan soğuk eksoz havasında bulunan soğu aynı yöntemle dışarıdan alınan sıcak havanın soğutulmasında kullanılır. Böylece içeriye alınan havanın duyulur ısı azaltılarak, taze hava içeriye ön soğutma yapılmış olarak üflenir. Bu uygulama ile ısıtma (veya soğutma) cihazının işletme giderlerinde tasarruf sağlanabilir. Ayrıca cihaz seçimi ve yerleştirilme (kurma) giderlerinde de tasarruf sağlanır.

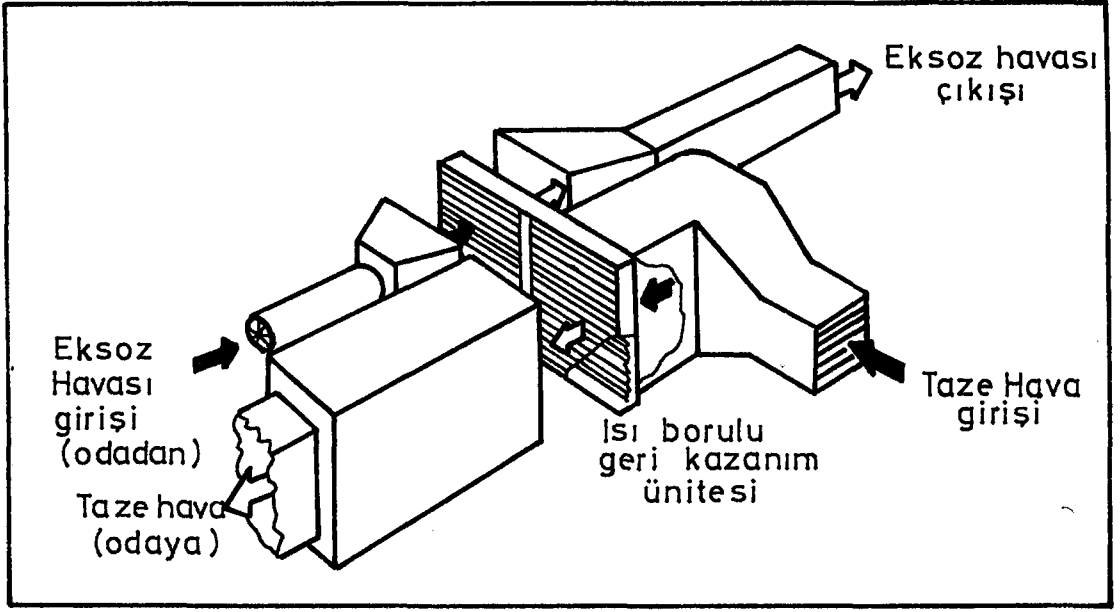
5.3. ISİ BORULU ISİ GERİ KAZANIMINDA HAVA AKIŞ HIZI VE ISİ GERİ KAZANIM ORANI

Isı borusu içindeki ısı transfer katsayısı, buharlaştırıcı bölgesinde havadan ısı borusuna veya yoğuşturucu bölgesinde ısı borusundan havaya olan ısı transfer katsayılarına göre çok büyüktür. Bu bölgelerde havanın ısı ile temas süresi ve toplam ısı transfer katsayısı bu nedenle çok önemlidir.

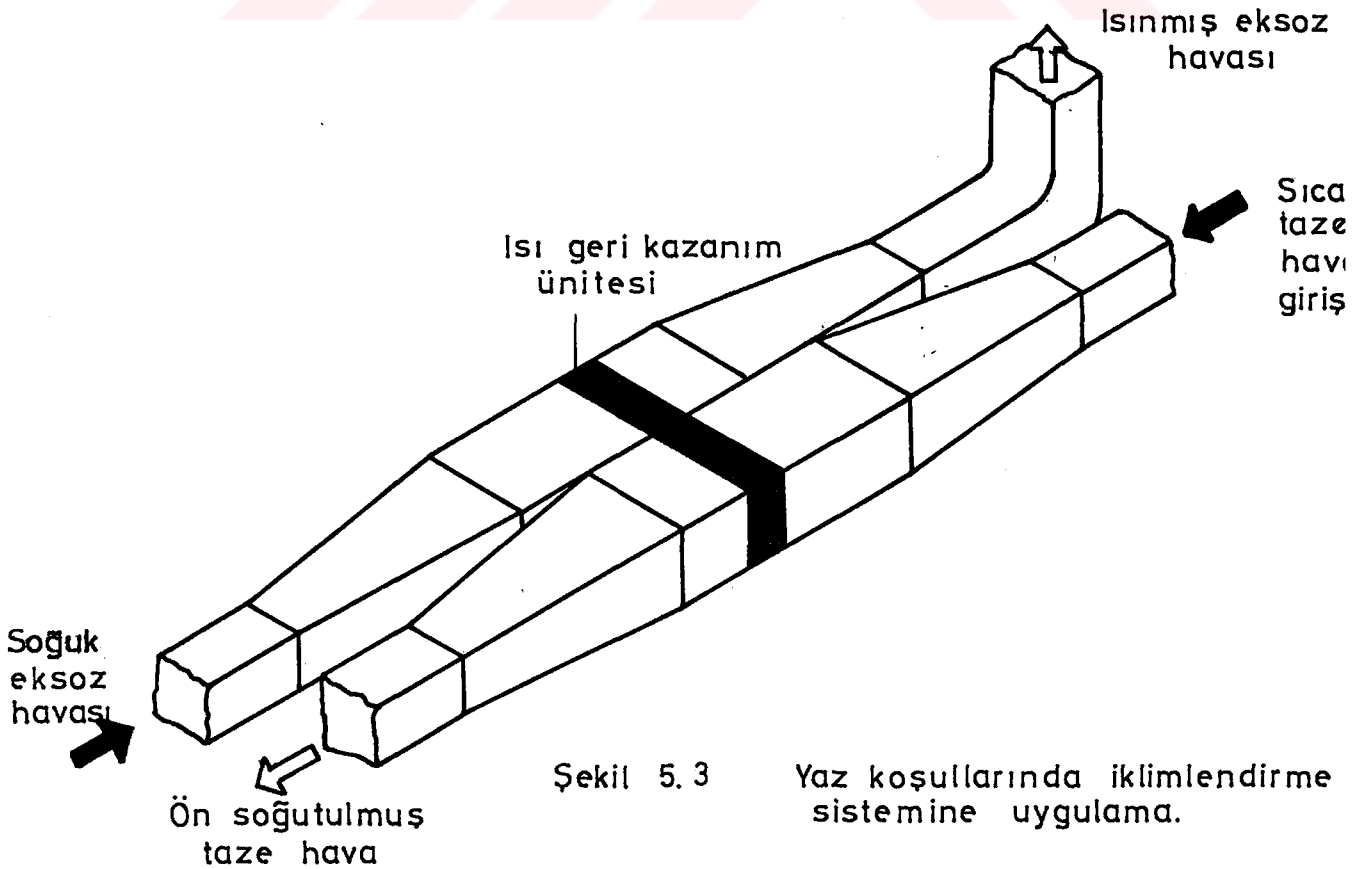
Isı borulu ısı değiştirgeçinde, hava akışları eşit olduğunda, geri kazanım oranı;

$$R = \frac{T_{s1} - T_{se}}{T_{ee} - T_{se}}$$

olup, burada, T_{s1} - Sağlanan dış havanın ısı değiştirgeçinden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)



Sekil 5.2. Kış koşullarında iklimlendirme sistemine uygulama.



Şekil 5.3

Yaz koşullarında iklimlendirme sistemine uygulama.

T_{se} - Sağlanan dış havanın ısı değiştirgeçine giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_{ee} - Isı değiştirgeçine giren eksoz havasının sıcaklığı ($^{\circ}C$)

Isı borusu ünitelerinde hava akış hızlarının eksoz ve taze hava taraflarının her ikisinde de 1.79-3.5 m/s aralığında olması önerilmektedir.

Tablo 5.1'de (dm) sinde 60 kanat olan standart bir ısı borulu ısı geri kazanım sisteminde, eksoz havası ve taze hava geçiş debilerinin eşit olduğu durumda değişen akış hızları için ısı geri kazanım oranları verilmiştir.

Tablo 5.1. Isı Borusu Biriminden Geçen Hava Akış Hızı ile Isı Geri Kazanım Oranının Değişimi (14).

Isı Borularını Geçen Havanın Akış Hızı (m/s)	Isı Geri Kazanım Oranı (-)
1.0	0.745
1.5	0.740
2.0	0.718
2.5	0.678
3.0	0.652
3.5	0.627
4.0	0.607
4.5	0.570
5.0	0.545

Isı borulu ısı geri kazanma sistemleri eksoz havasının dış temiz havaya göre küçük olması durumunda da verimli olmaktadır. Bu nedenle böyle sistemlerin küçük debili eksoz havası ile kullanımı üstünlük oluşturur.

Tablo 5.2. Kütlesel oranların ısı geri kazanım oranının etkisi (14)

Taze Hava/Eksoz Havası Kütlesel Oranı (-)	Isı Geri Kazanma Oranı (-)
1.0	0.678
1.2	0.740
1.4	0.778
1.6	0.815
1.8	0.834
2.0	0.865
2.5	0.888
3.0	0.910

Çok yüksek kütlesel oranlar kullanıldığında, ısı borulu ısı geri kazanma sistemleri en iyi verimi sağlarlar.

5.4. ISIL EKONOMİNİN HESAPLANMASI

Isı borulu ısı geri kazanım üniteleri iklimlendirme sistemlerinde önemli enerji tasarrufu ve ekonomi sağlarlar. Bunu bir örnek ile açıklayalım.

50 m x 30 m x 20 m = 30.000 m³ boyutlarında bir bina ele alalım. 20 °C'de havayla ısıtılan bu hacmin hava değişim gereksinimi 1.5 değişim/saat kabul edilirse her saatteki hava değişimi 45.000 m³ veya 12.5 m³/s'dir. Kütlesel olarak ise 15 kg/s'dir. Gelen taze havanın ortalama sıcaklığını 5 °C ve yıllık çalışma periyodu 3000 saat olarak varsayılırsa, bu durumda gerekli enerji;

$$Q = 15 \times 15 \times 1.01 = 227.25 \text{ kW}$$

$$Q = 227.25 \times 3000 = 681750 \text{ kW.h}$$

Bu yıllık çalışma periyodu için ısı borulu ısı geri kazanma ünitesinden gerçekleştirilen tasarruf (1 kWh enerji C TL ve Geri kazanım oranı R ise)

$$T = 681750 \times C \times R \quad \text{TL/yıl}$$

olacaktır (14).

6. BÖLÜM

DENEY DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI

6.1. ISI BORUSU MALZEMESİ- FİTİL VE İŞGÖREN AKIŞKAN SEÇİMİ

Isı borularının iklimlendirme sistemlerinde kullanılabilirliğini araştırmak amacıyla, çalışma şartları belirlendi. Bu yoldan hareket ederek ısı borusu tasarımı yapıldı. Çalışma şartları açısından orta sıcaklık tipi bir ısı borusu imal edilerek deneysel çalışmalar yapıldı.

Isı borusu imalatı yapılmadan önce akışkan boru malzeme uygunluğu, fitil uygunluğu, ekonomiklik vs. gibi bazı faktörler gözönünde bulunduruldu. Çalışma koşulları sırasında birbirini çok az etkilemesi ve çalışma limitlerinin istenilen sınırlarda olması nedeniyle bakır-metanol ikilisi seçildi. Deneysel çalışmalarda da suni olarak oluşturulan ısı kaynakları ile uygulamaya uygun şartlar elde edildi. Isı borusu olarak kullanılan bakırın seçiminde ise methanol ile uygunluğu, ısı borusunun imalatı sırasındaki vanaların, vakummetrenin, bağlantı parçalarının kolayca eklenebilmesi ve rahatlıkla kaynak edilebilmesi, ayrıca fitil malzemesiyle uygunluğu gözönünde bulundurulmuştur.

Isı borusunda kullanılan fitil seçiminde ise bakır boru ve methanol ile uygunluğu, delik çapı, tel kalınlığı, kılcallık etkisi gibi özellikler gözönünde bulunduruldu ve bu amaçla pirinçten yapılmış 1 cm'lik uzunlukta 18 atkı bulunan, tel kalınlığı 0.16 mm olan, piyasada bulunan fitil seçildi.

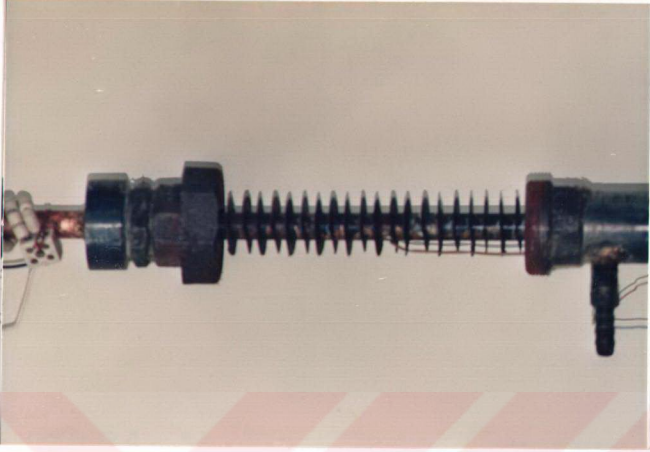
6.2. ISI BORUSUNUN İMALATI

Isı borusunun boyutları iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kanal boyutlarına uygun olarak tasarlandı ve evaporatör ile kondenser kesim boyutları eşit 0.7 m, adyabatik kesimi boyu ise 0.1 m olarak saptandı. Sonuçta toplam ısı borusu boyu 1.5 olarak belirlendi.

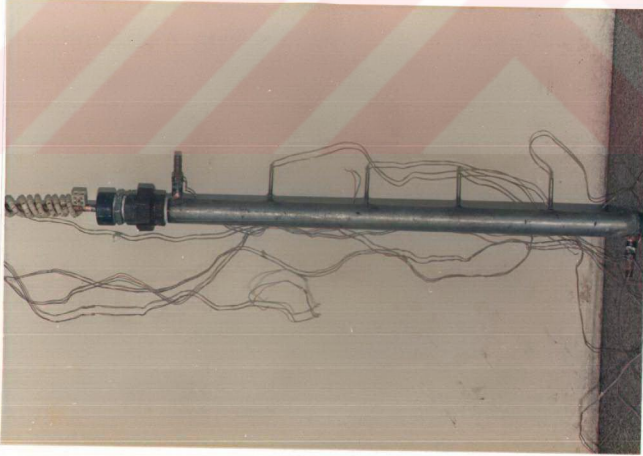
Isı borusunun imalatında sırası ile aşağıdaki sıra izlendi.

Önce 1.5 m boyunda bir bakır boru alındı. Bunun içine yerleştirilecek fitil, boyu ısı borusundan bir miktar büyük (1.60 m boyunda), eni ısı borusunun iç çapına bağlı açınımına uygun olacak şekilde ($\pi \times 0.0169$ m) kesildi. Fitil borunun içine geçecek şekilde dairesel olarak şekillendirilip, bir ucuna tel bağlanarak fitilin boru iç cidarına yapışık bir konumda yerleştirilmesi sağlandı. Fitil yerleştirme işi bitince fazlalık kısım kesilerek ideal yerleştirmeye yakın bir fitil yerleşimi yapıldı. İki ucu açık durumda olan ve içine fitil yerleştirilmiş bulunan ısı borusunun önce bir ucu bakır kaynağı kullanılarak kapatıldı. Ucu kapatılmış olan kısmın 70 cm'sine (Kondenser kısmı) ısı transfer hızını arttırmak ve çapraz akışı sağlamak amacıyla birbirinden 10 mm aralıklarla 70 adet saptırıcı kanat kaynatıldı ve ısı borusu üzerine $1 \frac{1}{2}$ " çapında manşon kaynatılarak $1 \frac{1}{2}$ " çapında 70 cm boyunda bir eşanjör geçirildi (Resim 1 ve Resim 2).

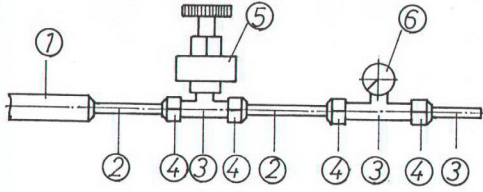
Isı borusunun açıkta olan diğer ucuna doldurma işleminin yapılabilmesi için Şekil 6.1'de görüldüğü gibi vana+kılcal boru+T parça+Vakummetre bağlantısından oluşan bir parça kapağa kaynatılarak borunun ucuna kaynaklı bağlantı yapıldı. Kılcal boru kullanılmasının nedeni, ısı borusunun tamamı ile kapalı bir duruma getirilmesi sırasında



Resim 1. Kondenser Kesimi Saptırıcı Kanatları

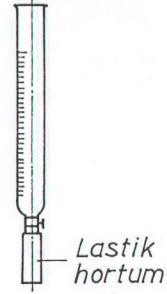


Resim 2. Isı Borusu Eşanjör Grubu



Şekil 6.1. Akışkan Doldurma Düzenegi

1. Isı Borusu - 2. Kılcal Boru-
3. T Parça - 4. Rekor -5. Vana
6. Vakummetre



Şekil 6.2. Dereceli Cam Tüp

çok iyi bir sızdırmazlığın ve kapatmanın sağlanması içindir. Bütün bu işlemler sonucunda ısı borusu vakuma hazır hale getirildi.

işgören akışkan borunun içine doldurulmadan önce vakum pompasına bağlanarak 0.1 mm Hg sütünuna kadar vakum edildi. Vakum edildikten sonra vana kapatılarak sızdırmazlık kontrolü yapıldı. Vakumlu halde bir saat kadar bekletildikten sonra kaçakların olmadığı görüldü. T bağlantı alındı. Kılcal borunun ucuna Şekil 6.2'de görülen dereceli cam tüp lastik hortum (damar hortum) ile bağlandı. Dik konumda ısı borusunun içine hesap edilen miktar kadar (20 cc) methanol konuldu.

Gerekli olan akışkan miktarı ısı borusunun içine konulduktan sonra vana kapatıldı ve ısı borusu denemeye hazır hale getirildi.

6.3. HAREKETLİ DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI

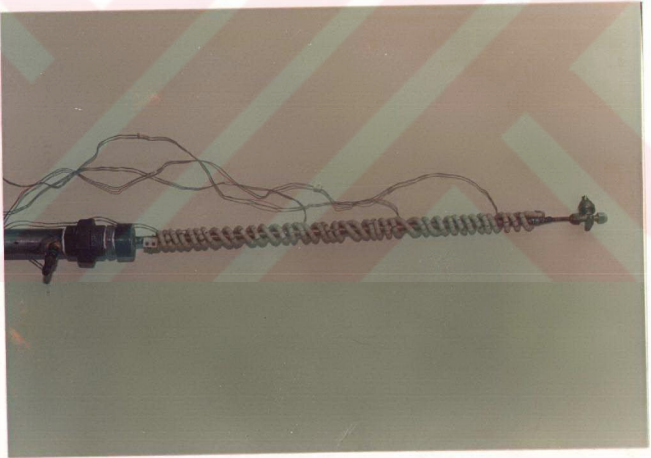
Deneyisel çalışmaları yapmak amacıyla ısı borusunu yerleştirebileceğimiz bir düzeneğe ihtiyaç vardır. Bu düzeneğe değişik açılara ayarlanacak şekilde yapıldı ve üzerine ısı borusu kelepçelerle sabitlendi (Resim 3).



Resim 3. Isı Borusu Deney Düzeneği

6.4. ELEKTRİKSEL ISITICININ HAZIRLANMASI

Elektriksel ısıtıcı için 0.35 mm çapında 14.30 Ω /m direncindeki bir telden 13 m alınıp yay şekline sokuldu. Bunun üzerine boncuklar gerilip ısı borusunun evaporatör kesimine Resim. 4'de görüldüğü gibi sarıldı. Bu elektriksel ısıtıcının değeri yaklaşık 500 W'tür. Isı borusunun değişik çalışma şartlarını sağlamak için, ısıtıcının gücü devreye bağlanan elektronik varyatör ile kontrol edildi.

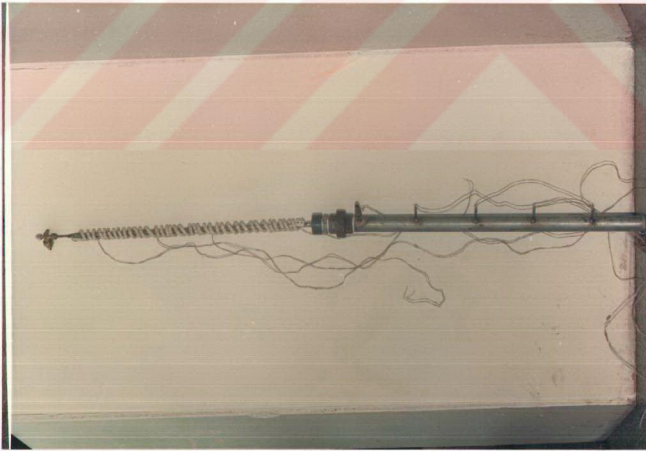


Resim 4. Isı Borusu Evaporatör Kesimi

6.5. ISIL ÇİFT BAĞLANTILARI

Deney sırasında evaporatör ve kondenser yüzey sıcaklıklarını ölçmek amacıyla ısı borusu üzerine eşit aralıklarla 8 adet, eşanjör giriş-çıkışlarında da birer adet Bakır - Konstantan'dan yapılmış ısı çifti bağlandı. Isıl çiftlerin plastik kısımlarının sıcaklıktan etkilenmemesi için izolasyonun altında kalan kısımlarına boncuk geçirilmiştir.

Isıl çiftlerin ısı borusu yüzeyine yerleştirilmeden önce ısı borusu yüzeyi HCL solüsyonu ile temizlenip, ısı çift uçları ısı borusu üzerine eşit aralıklarla lehimlendi. Eşanjör giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçümü için kullanılan ısı çiftleri ise hortum rekorlarının üzerine açılan \varnothing 2.5 mm deliklerden geçirilerek, kuvvetli bir yapıştırıcı ile sızdırmaz bir şekilde tutturuldu (Resim 5).



Resim 5. Isı Borusu Isıl Çift Bağlantıları

6.6. MONTAJ ve YALITIM

Isı eşanjörü bağlanmadan önce ısı borusu yüzeyindeki ısı çiftlerinin boşa kalan uçlarını çıkarmak için, ısı eşanjörü üzerinde eşit aralıklarla $\varnothing 5$ mm çapında delikler delindi. Bu deliklerin üzerine $\varnothing 8$ mm çapında 6 cm boyunda borular kaynatıldı. Bu ısı çiftlerinin boşa kalan uçları deliklerden dışarıya çıkarıldı. Deliklere sıvı conta sürülerek sızdırmazlık sağlandı. Daha sonra konik-rekor ile ısı eşanjörü bağlantısı sızdırmaz bir şekilde ısı borusu üzerine bağlandı.

Deney ölçümlerinin ısı borusu performansının gerçek değerlerini göstermesi için elektriksiz ısıtıcı ile ısı eşanjörünün iyi bir şekilde yalıtılması gerekmektedir. Bunun için her iki yüzey cam yünü ile uygun bir şekilde sarılıp yalıtım yapıldıktan sonra ısı borusu yüzeyi sarıgı bezi ile kapatıldı. Daha sonra ısı borusu hareketli deney düzeneği üzerine yerleştirilip kelepçelerle sabitleştirildi.

6.7. TARAYICI VE GÖSTERGELER

Isı borusu yüzeyindeki ve ısı eşanjörü giriş çıkışındaki sıcaklıkları ölçmek için 83-6089 seri Elimko-6000 (tarayıcı) ve 83-4266 seri nolu Elimko-4000 (Gösterge) cihazları kullanıldı. Isıl çiftlerin uçları tarayıcıya bağlandı. Tarayıcı ile gösterge bağlantısı yapılarak gerekli değerleri okuma imkanı sağlandı. Her bir ısı çift kalibrasyon termometresi ile çalışma sahasındaki sıcaklık aralığında kalibrasyonu yapıldı.

6.8. BANYO BAĞLANTILARI

Sıcaklık banyosu ile ısı eşanjörü giriş ve çıkışlarına şeffaf hortumlar rekorlara kelepçe ile sızdırmaz bir şekilde bağlandı.

6.9. DENEYLERİN YAPILIŞI

Isı borusu deney düzeneği hazırlandıktan sonra deneylere geçildi. Isı borusunun evaporatör yüzeyine dışarıdan elektriksel ısıtıcı ile verilen ısı istenilen çalışma sıcaklığına getirildi. Kondenser bölümünde ise eşanjörden su dolaştırıldı. Kondenserde dolaşan bu suyun değişik açılarda debisi ölçüldü. Debi ağırlık yöntemi ile saptandı. Debi ölçüm süreleri, her bir ölçüm için 1 dakika olarak alındı.

Sıcaklık ölçümlerinde sistemin kararlı duruma gelmesi beklendikten sonra göstergeden ölçümler okundu. Sıcaklık ölçümleri 3 dakika aralıklarla alındı. Değerler; ısı çiftlerinin kalibrasyon değerleri ile düzeltildi.

BÖLÜM 7

SONUÇ ve TARTIŞMA

Isı borusunun (Bakır+Methanol tipi) ısıl performansının saptanması amacıyla değişik kaynak sıcaklıklarında ve değişik eğim açılarında 56 adet deney yapılmıştır.

Yapılan deneyler sonucunda bakır+methanol tipi ısı borusuyla ilgili aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Bakır+methanol tipi ısı borusunun ısıl kapasitesini etkileyen limitler incelendiğinde en etkili sınırın kılcal limit sınırı olduğu anlaşılmıştır. Diğer sınırlar; ses, köpürme ve kaynama sınırlarının yüksek değerlerde olduğu görülmüştür (örneğin, 20-40°C kaynak sıcaklıklarında, ses sınırı 38868 W, kaynama sınırı 4955 W köpürme sınırı 1003 W'tir). Kılcal limit sınırı ise eğim açısına ve yerçekimi kuvvetine bağlı olmaktadır (örneğin; kılcal limit sınırı 20-40°C kaynak sıcaklıklarında 0° eğim açısında 1.6 W, 90° eğim açısında ise 686 W'tir). 15° eğim açısının altında yapılan denemelerde ısı borusunun evaporatör yüzey sıcaklığında aşırı yükselmeler olmakta ve sabit yüzey sıcaklığı kontrol edilememektedir. Denemeler bu eğim açılarında ısı borusunun kuru-çıkıtı yaptığını göstermiştir. Bunun nedeni ise; evaporatörde buharlaştırılan akışkanın kondenser bölgesinde yoğunlaştırıldıktan sonra, tekrar evaporatör bölgesine geri dönmesi için yeterli kılcal basıncın fi-til ile boru arasında oluşmamasıdır.

Şekil 7.11, 12, 13'te analitik sonuçlarda görüldüğü gibi 15° eğim açısının altında bakır+methanol tipi ısı borularında kılcal limit sınırından dolayı ısıl kapasitesinin oldukça düşük olduğunu göstermektedir.

Şekil 7.1,..., 7.10'da görüldüğü gibi teorik sonuçlarla deneysel sonuçların oldukça iyi bir uyum içinde bulunduğu görülmüştür. Ayrıca ısı borusunun eğim açısına göre ısı kapasitesinin değişimi de Şekil 7.11, 12, 13'te gösterilmiştir. Bu eğrilerde görüldüğü gibi bakır+metanol tipi bir ısı borusu (30-90°) eğim açıları arasında değişik kaynak sıcaklıklarında kararlı ısı taşımaktadır.

Yapılan deneylerde ısı borusunun eğimini yatay konumdan (0°) , daha büyük açılara getirdiğimizde çok çabuk yeni konuma adapte olduğu görülmüştür.

Yapılan çalışmalar baz alınarak; 180 adet bakır+metanol tipi ısı borularında oluşturulan ısı geri kazanım ünitesinin, TEBA TKS-600 tipi iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasıyla 4080 W'lık bir enerji tasarrufu sağlayacağı hesaplanmıştır. Bu ısı geri kazanım ünitesinin kendi maliyetini geri ödeme süresi;

$$N_p = \frac{\ln \left(\frac{C_s \cdot i_f}{\xi_1 \cdot C_{f1}} + 1 \right)}{\ln (1 + i_f)}$$

bağıntısı ile bulunabilir. Burada;

C_s - Isı borulu eşanjörün ilk yatırım tutarı (TL)

i_f - Enflasyon oranı (%)

ξ_1 - Tasarruf edilen enerji miktarı (kcal/yıl)

C_{f1} - Yakıtle üretilen enerjinin birim fiyatı (kcal/TL)

N_p - Geri ödeneme zamanı (Yıl)

Soğutma sistemlerinde C.O.P. değeri yaklaşık 0.25'tir. 1 kcal soğu elde etmek için 4 kcal (= $465 \cdot 10^{-3}$ kW) vermek gerekir. 1 kcal soğu enerjisinin maliyeti: (1kW.h 100 ₺)

$$C_{f1} = 4.65 \times 10^3 \cdot 100 = 0.465 \text{ kcal/₺}$$

İklimlendirme sisteminin yılda yaklaşık 1500 saat çalışacağı varsayılırsa, tasarruf edilen enerji miktarı;

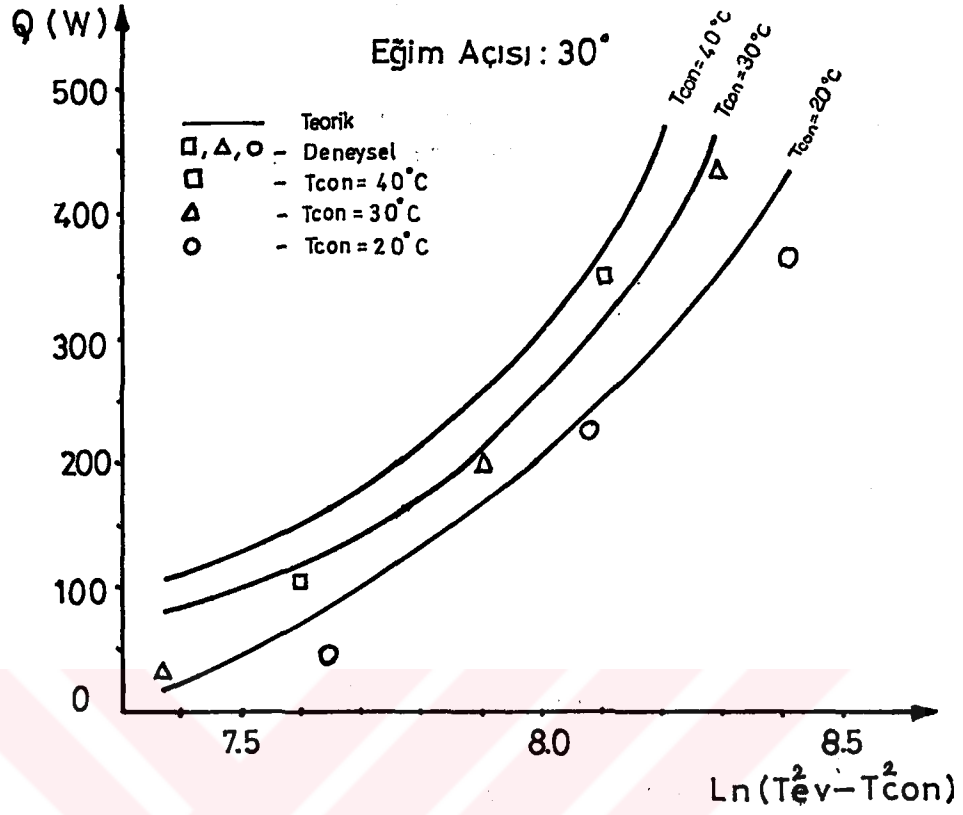
$$\{ 1 = 4.08 \times 860 \times 1500 = 5263200 \text{ kcal/YIL}$$

Isı geri kazanım ünitesinin maliyeti 4500000 ₺ (1988 yılı fiyatlarına göre işçilik dahil) ve enflasyon oranı %60 varsayımı ile sistemin kendini geri ödeme zamanı;

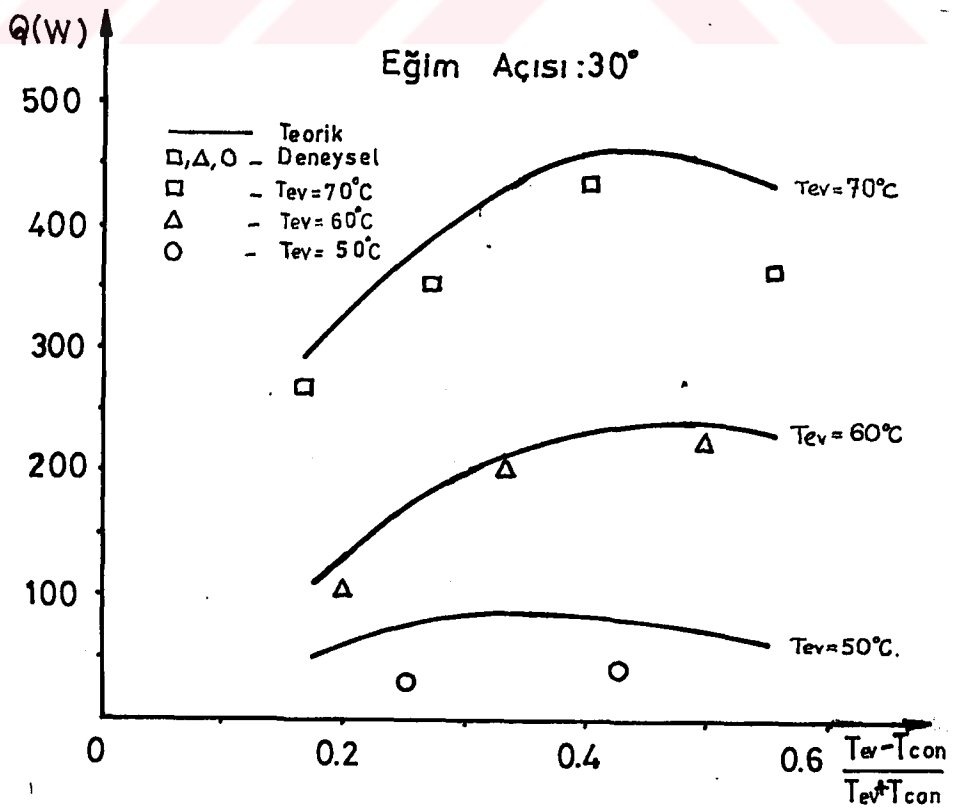
$$N_p = \frac{\ln \left(\frac{4500000 \times 0.60}{5263200 \times 0.465} + 1 \right)}{\ln (1 + 0.6)}$$

$$N_p = 1.58 \text{ YIL}$$

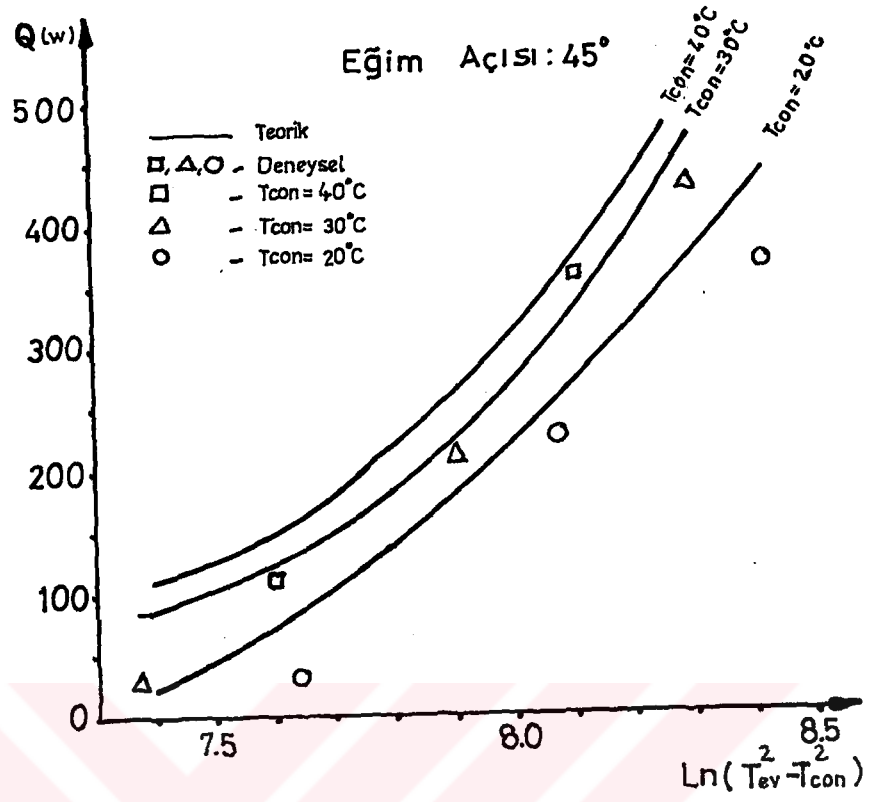
olacaktır.



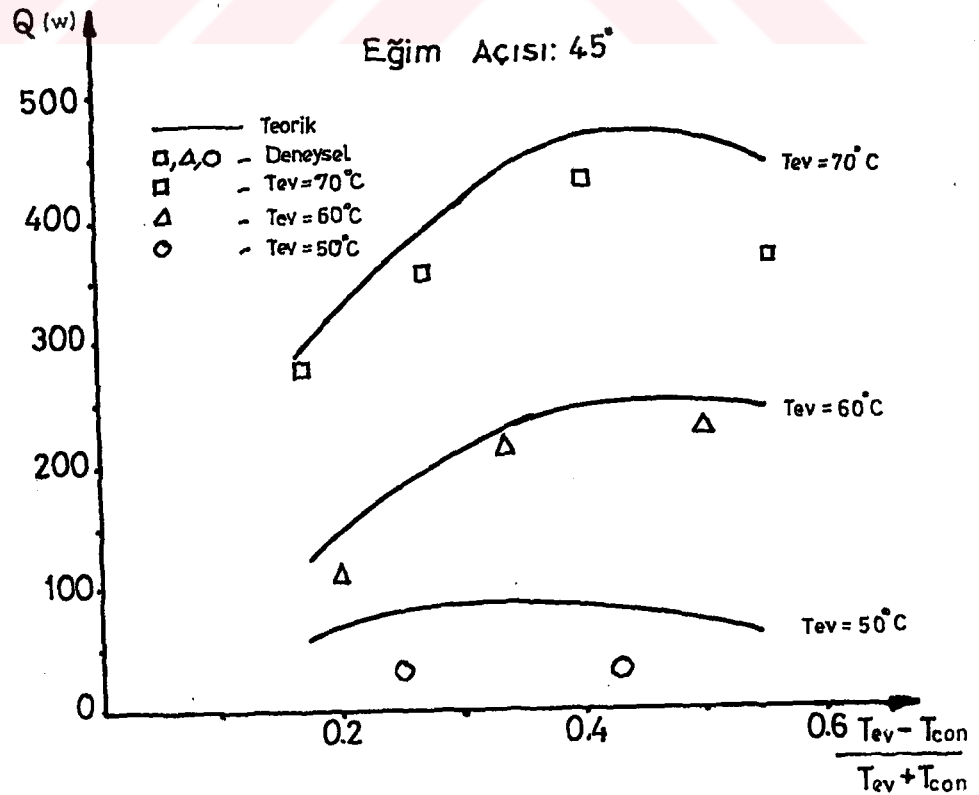
Şekil 7.1. Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



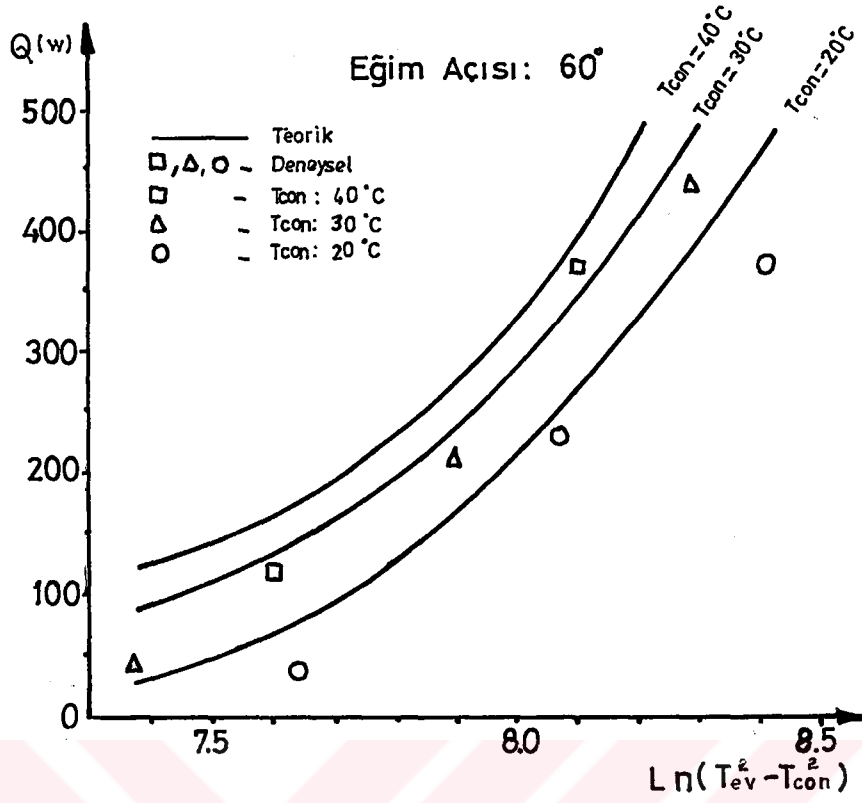
Şekil 7.2. Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



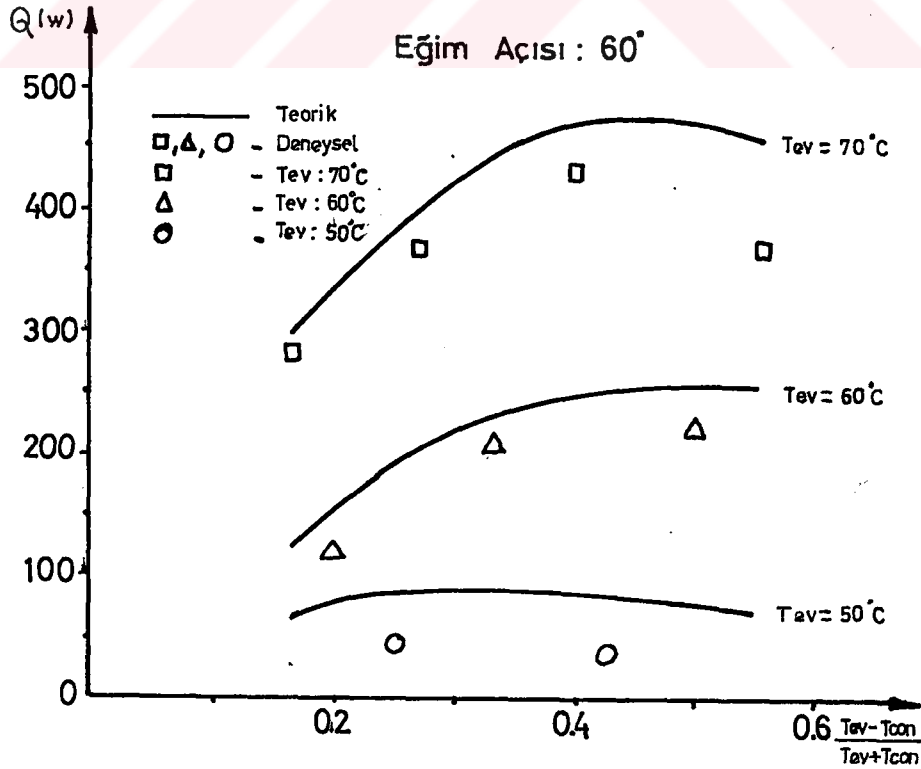
Şekil 7.3. Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



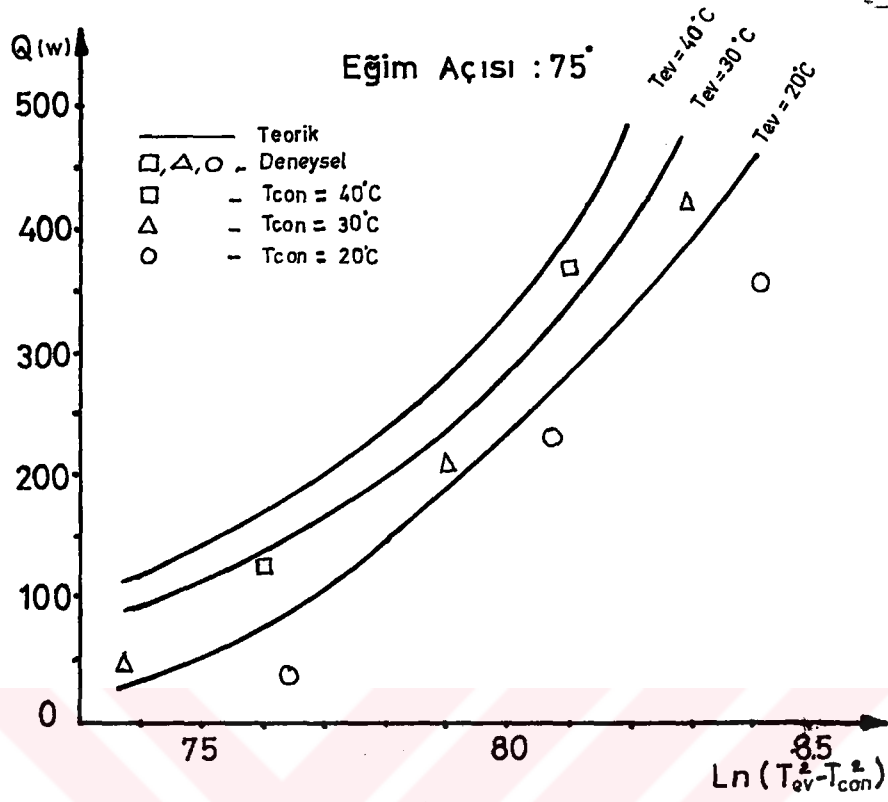
Şekil 7.4. Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



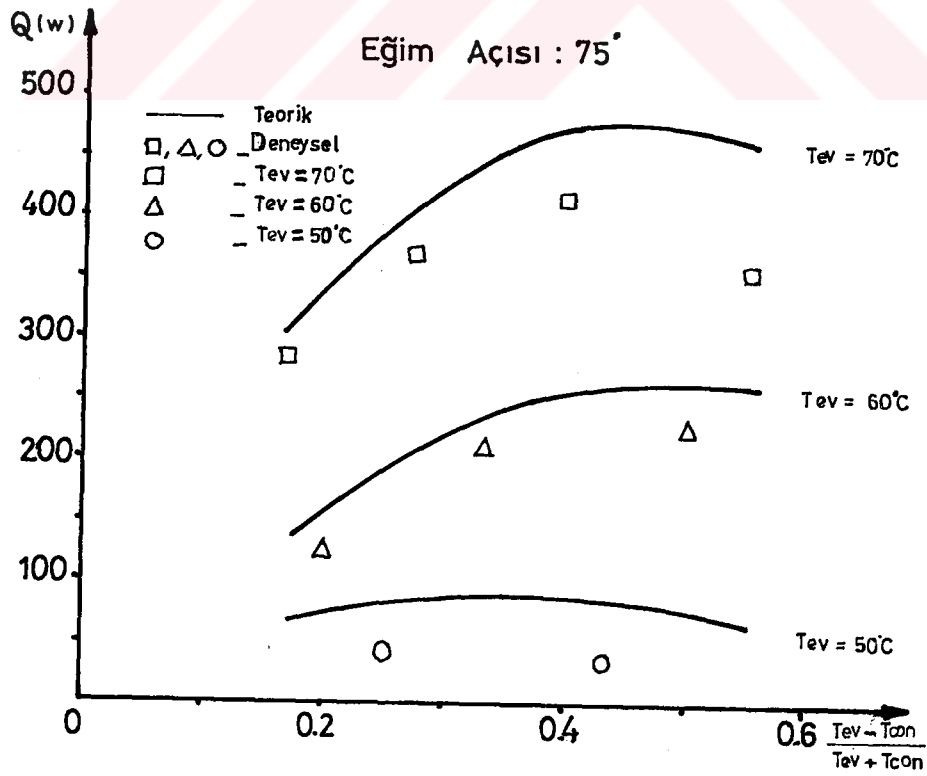
Şekil 7.5. Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



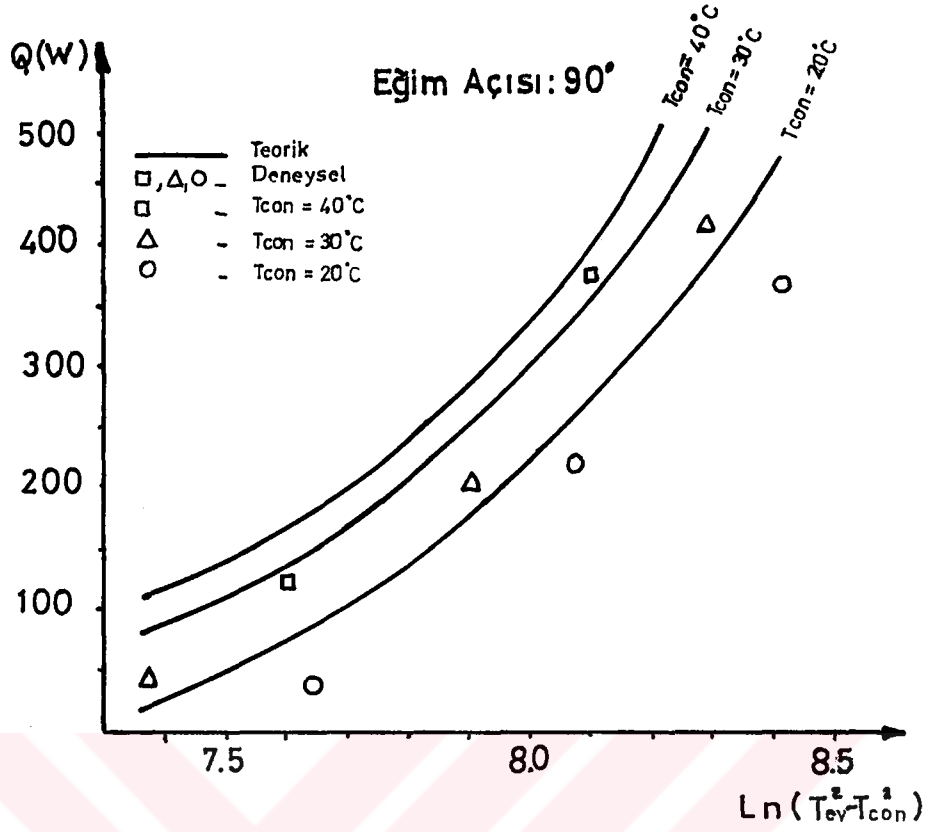
Şekil 7.6. Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



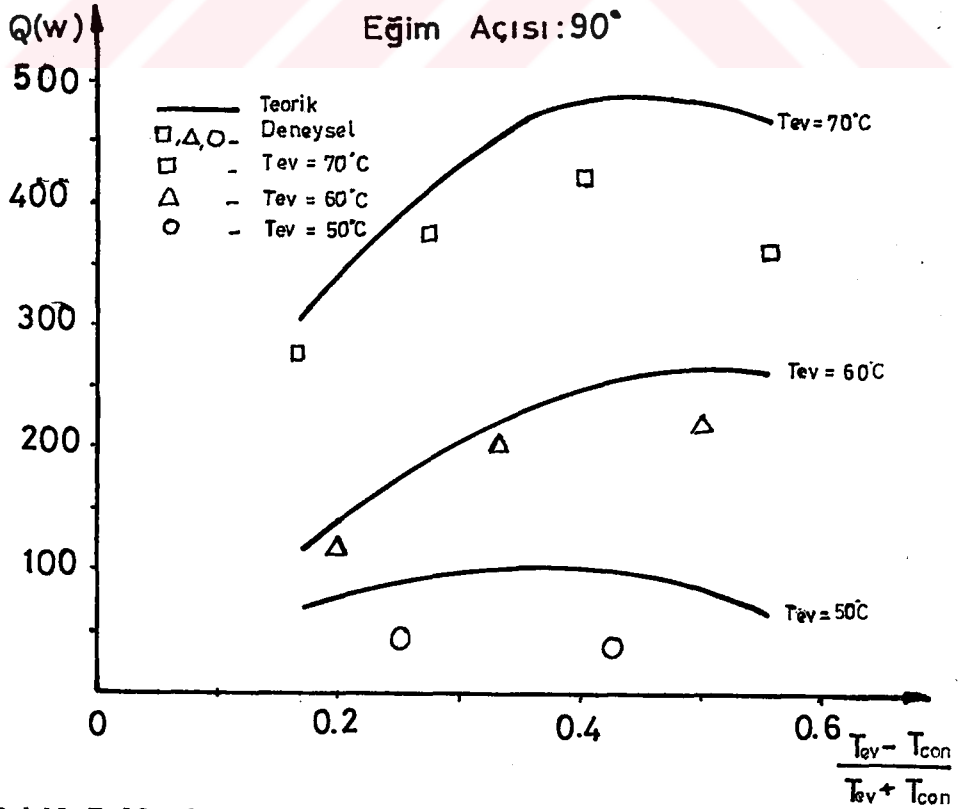
Şekil 7.7. Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



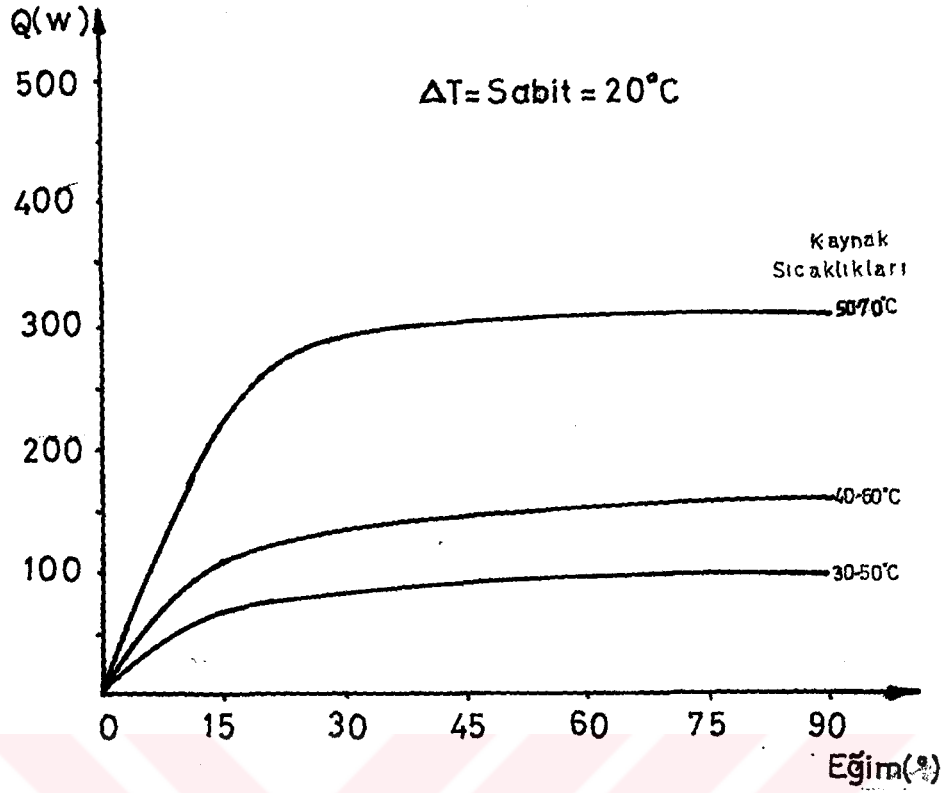
Şekil 7.8. Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi



Şekil 7.9. Sabit Kondenser Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi

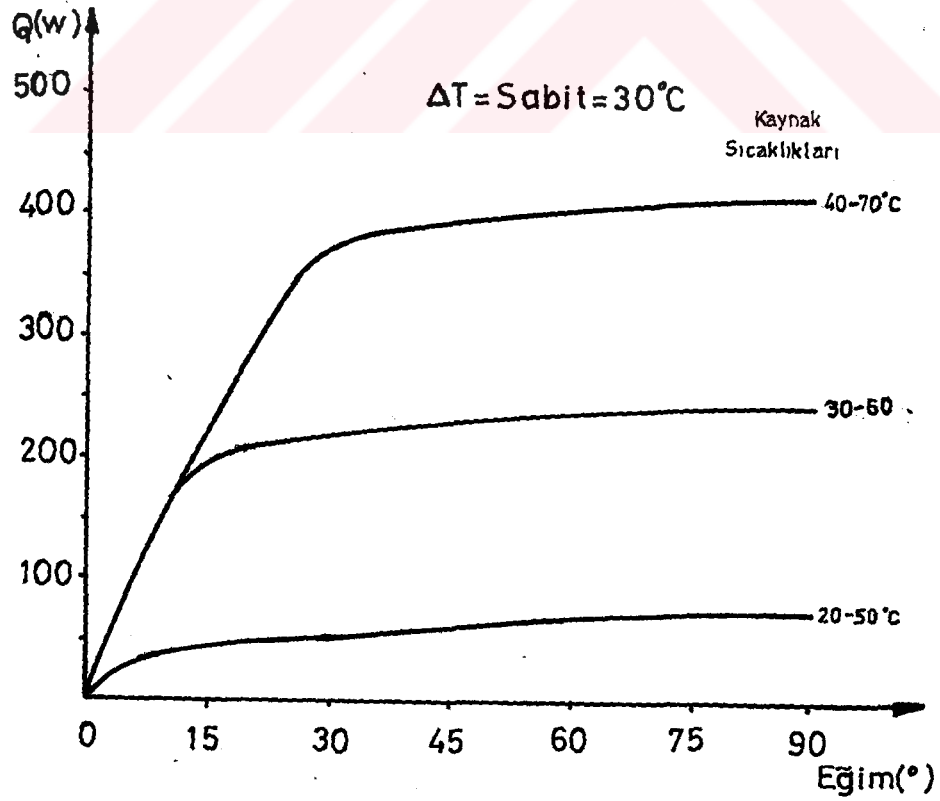


Şekil 7.10. Sabit Evaporatör Sıcaklığında Isı Akısı Değişimi

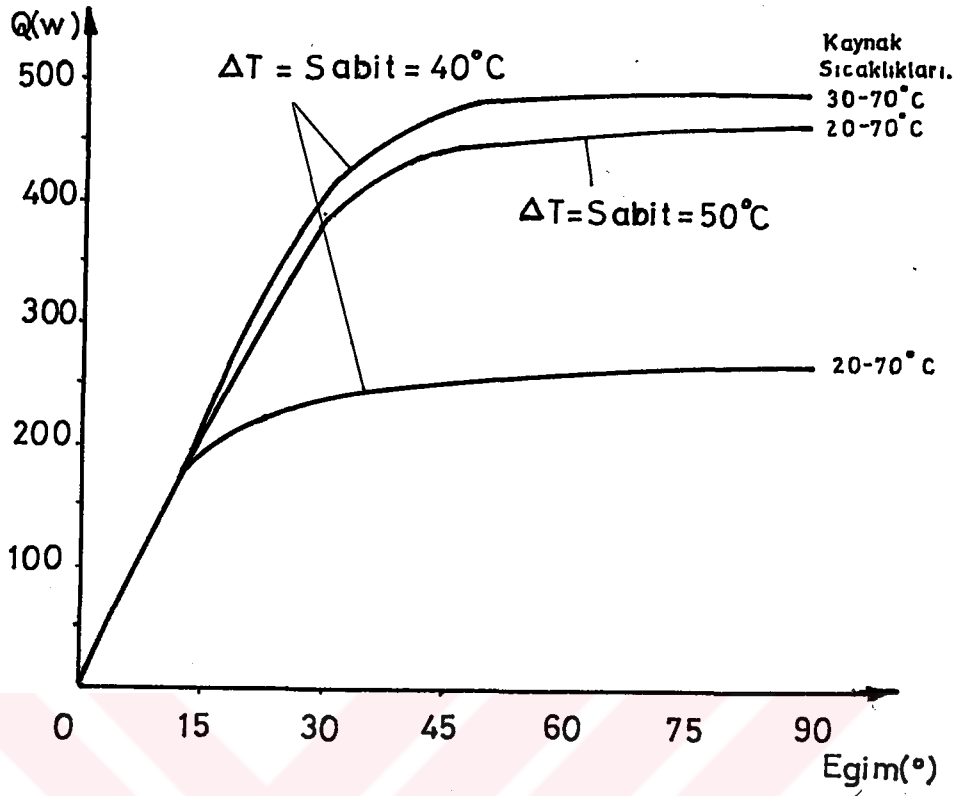


Şekil 7.11. Teorik Olarak Hesap Edilen Isı Akısının Eğim Açısına Göre Değişimi

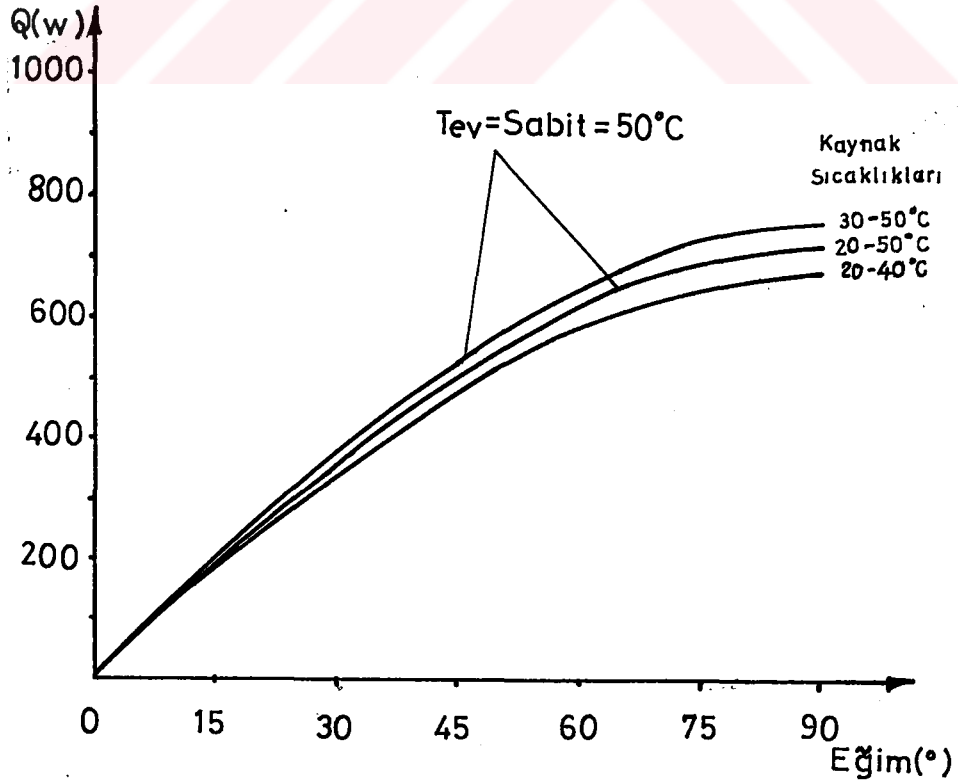
a



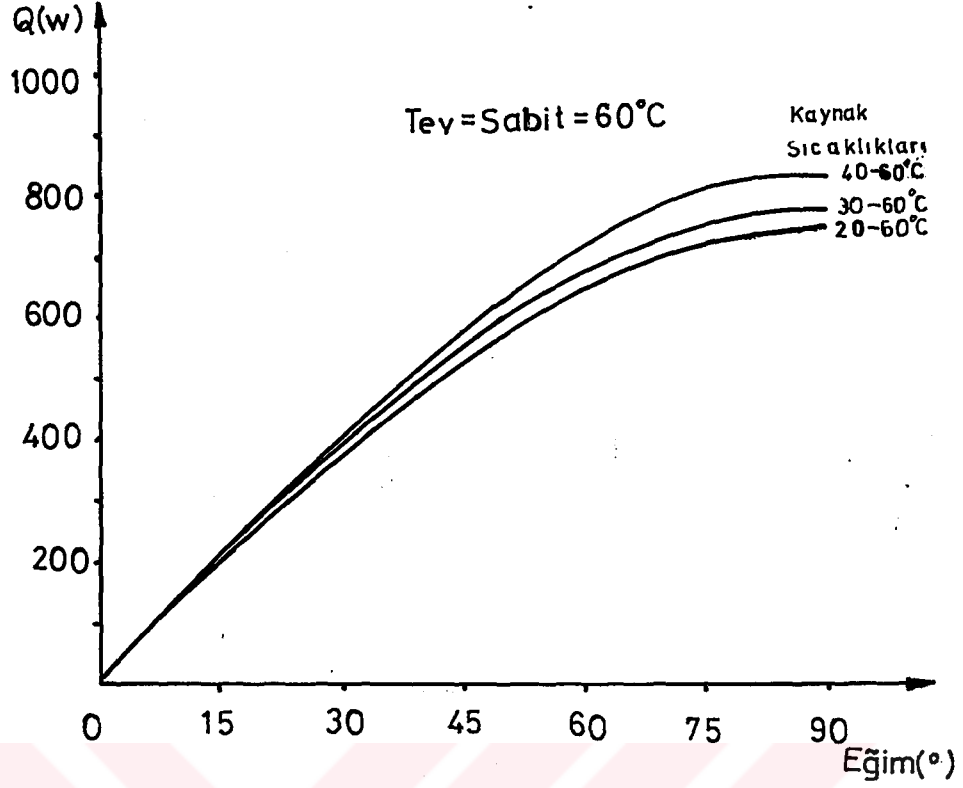
Şekil 7.12. Teorik Olarak Hesap Edilen Isı Akısının Eğim Açısına göre Değişimi



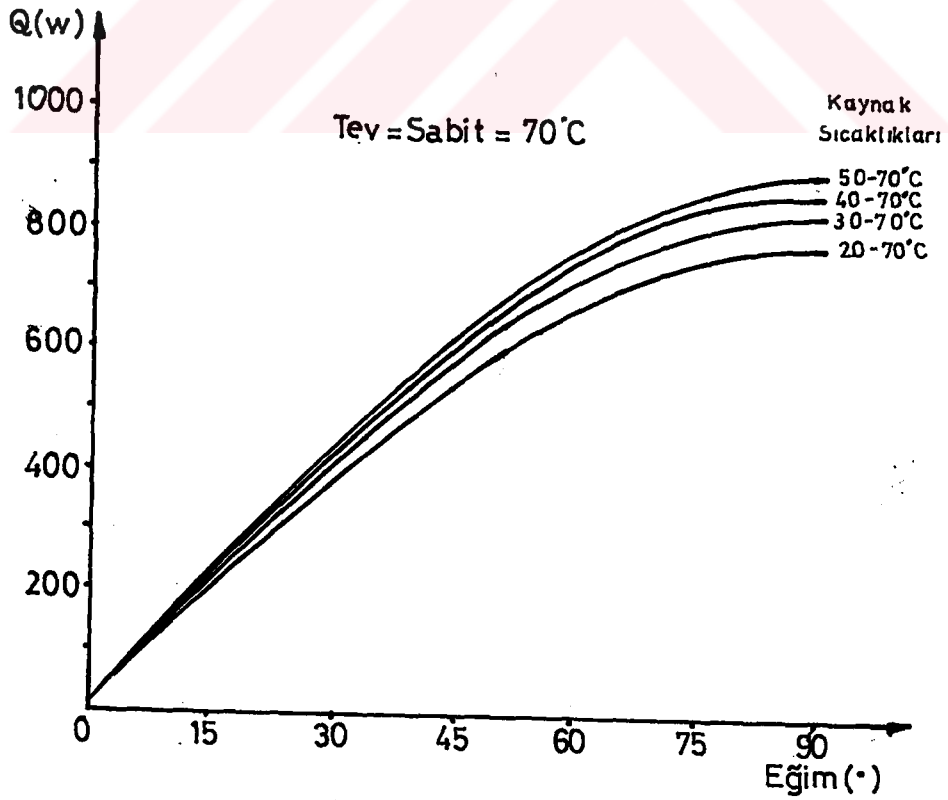
Şekil 7.13. Teorik Olarak Hesap Edilen Isı Akısının Eğim Açısına Göre Değişimi



Şekil 7.14. Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı



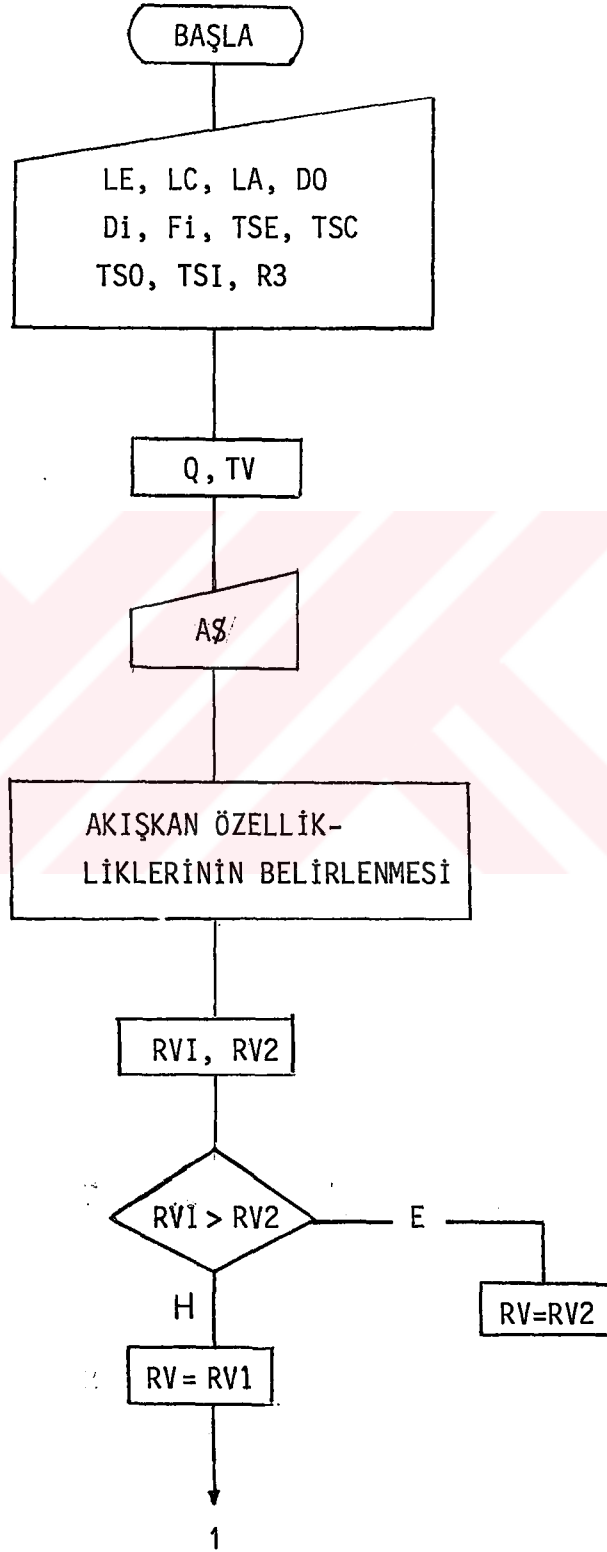
Şekil 7.15. Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı

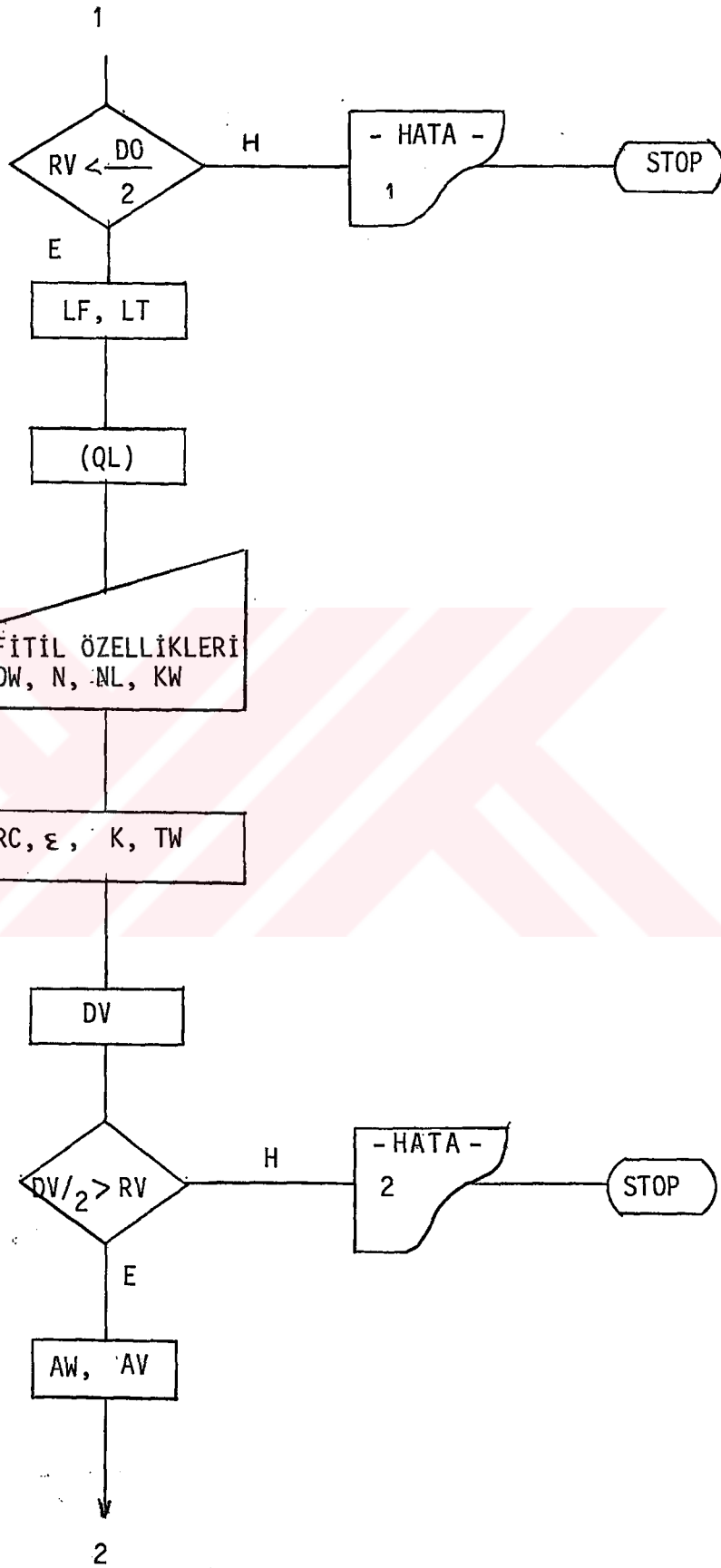


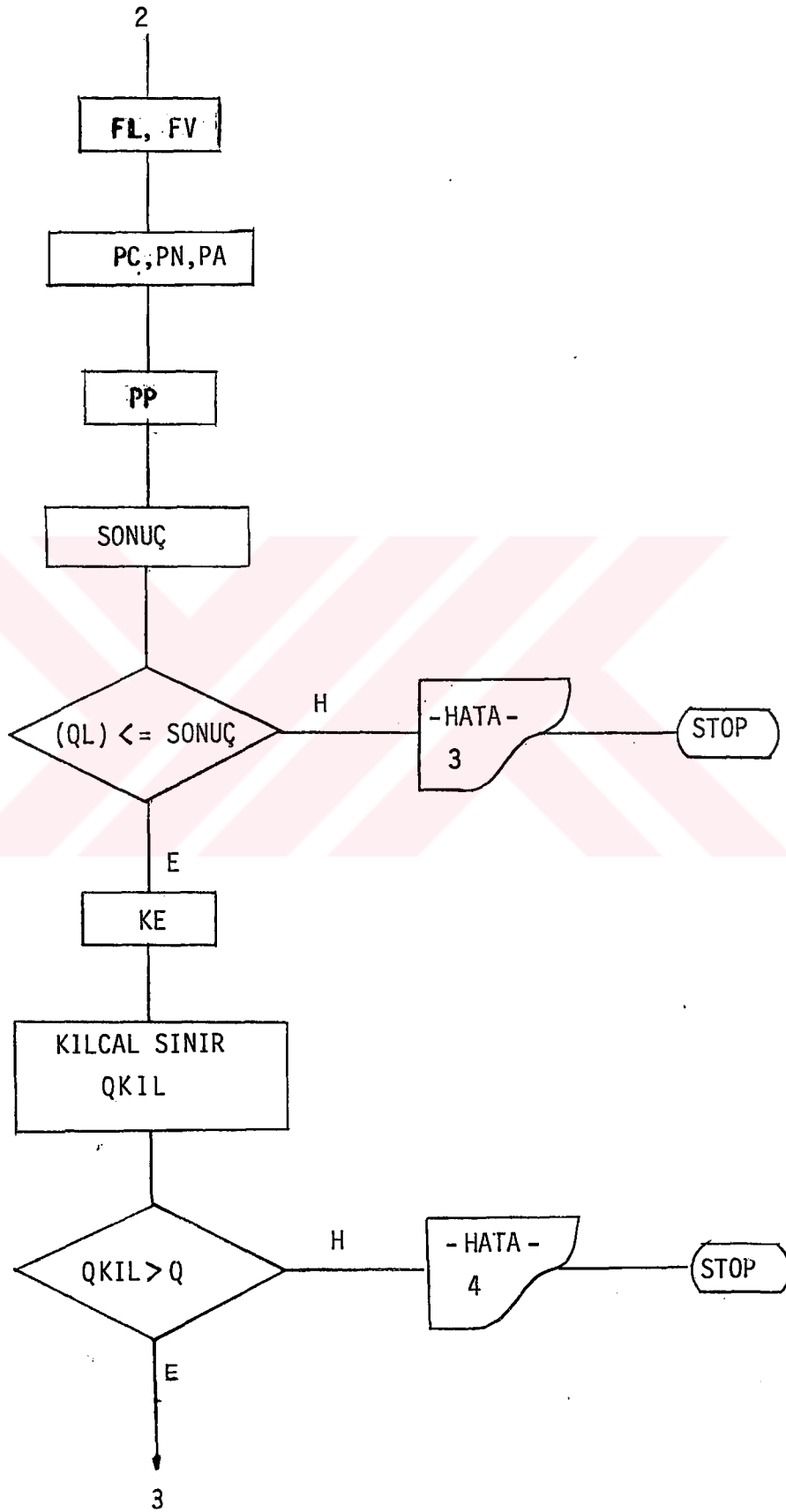
Şekil 7.16. Eğim Açısına Bağlı Olarak Transfer Edilecek Maksimum Isı Akısı

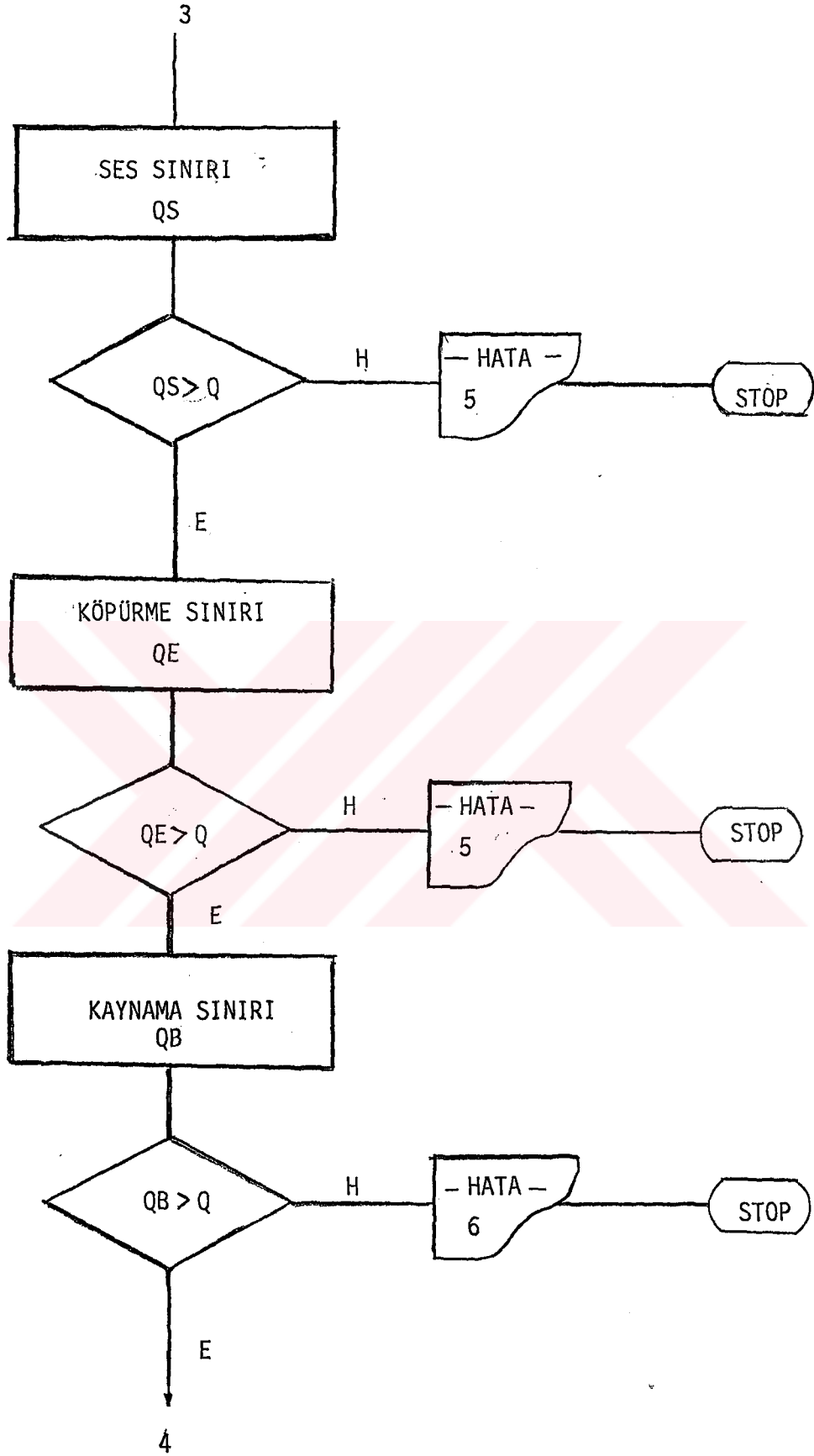
EK-1

ISI BORUSU TEORİK HESABI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMI
AKIŞ ŞEMASI

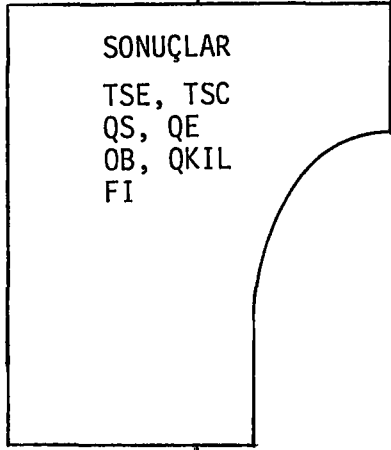








4



BİTİR

```

10 REM ..... ISI BORUSU TEORIK HESABI.....
20 REM
30 REM .....MAK. MUH. ERDOGAN YILMAZ. Copyright-1988.....
40 REM
50 GOSUB 1340:REM "CALISMA AKISKANININ FIZIKSEL OZELLIKLERI "
60 REM "ISI BORUSU BOYUTLARININ VE CALISMA CARTLARININ GIRILMESI"
70 INPUT "EVAPARATOR KESIMI UZUNLUGU (M)====>"; LE
80 INPUT "KONDENSER KESIMI UZUNLUGU (M)====>"; LC
90 INPUT "ADYABATIK KESIMI UZUNLUGU (M)====>"; LA
100 INPUT "ISI BORUSU DIS CAPI (mm)====>"; DO
110 INPUT "ISI BORUSU IC CAPI (mm)====>"; DI
120 INPUT "CALISMA EGIMI (deg)====>"; FI
130 CLS
140 INPUT "EVOPARATOR YUZEY SICAKLIGI (C)====>"; TSE
150 INPUT "KONDENSER YUZEY SICAKLIGI (C)====>"; TSC
160 INPUT "ISININ ALINACAGI KAYNAK SICAKLIGI (C)====>"; TSO
170 INPUT "ISININ ATILACAGI KAYNAK SICAKLIGI (C)====>"; TSI
180 INPUT "ISININ ATILACAGI KAYNAGIN ISIL DIRENCI (C/W)====>"; R3
190 PI=3.14
200 REM "ISI BORUSUNUN ISI KAPASITESININ HESAPLANMASI"
210 Q=(TSC-TSI)/R3
220 REM "IC CALISMA SICAKLIGININ BELIRLENMESI"
230 TV=(TSE+TSC)/2:TV1=273.15+TV
240 CLS
250 INPUT "KULLANILACAK AKISKANIN ADI =====> "; A$
260 FOR I=1 TO 7
270 IF MT(I)>TV THEN 290
280 NEXT I
290 IF MT(I)=TV THEN 380
300 LAM=MLAM(I)-(MLAM(I)-MLAM(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
310 ROL=MROL(I)-(MROL(I)-MROL(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
320 ROV=MROV(I)-(MROV(I)-MROV(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
330 KL=MKL(I)-(MKL(I)-MKL(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
340 MUL=MMUL(I)-(MMUL(I)-MMUL(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
350 MUV=MMUV(I)-(MMUV(I)-MMUV(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
360 G=MG(I)-(MG(I)-MG(I-1))*(MT(I)-TV)/(MT(I)-MT(I-1))
370 AGV=1.2:ARV=259.8:GOTO 390
380 LAM=MLAM(I):ROL=MROL(I):ROV=MROV(I):KL=MKL(I):MUL=MMUL(I):MUV=MMUV(I):G
):AGV=1.2:ARV=259.8:GOTO 390
390 PRINT:PRINT A$ " AKISKANININ ";TV;" SICAKLIGINDAKI OZELLIKLERI
400 PRINT "BUHARLASMA GIZLI ISISI (J/Kg)====>";LAM
410 PRINT "SIVI YOGUNLUGU (Kg/M3)====>";ROL
420 PRINT "BUHAR YOGUNLUGU (Kg/M3)====>";ROV
430 PRINT "SIVI TERMAL ILETKENLIGI (W/M.C)====>";KL
440 PRINT "SIVI VISKOSITESI (N.s/M2)====>";MUL
450 PRINT "BUHAR VISKOSITESI (N.s/M2)====>";MUV
460 PRINT "SIVI YUZEY GERILIMI (N/M)====>";G
470 PRINT "AKISKAN BUHAR SABITI (M2/s2.K)====>";ARV
480 PRINT "OZGUL ISI ORANI (-)====>";AGV
490 INPUT " ",K
500 REM "REYNOLDS VE MACH SAYILARINA GORE BUHAR BOGLUGU YARICAPININ HESABI"
510 RV1=2*Q/(2300*PI*MUV*LAM)
520 RV2=(Q/(.2*PI*ROV*LAM*(AGV*ARV*TV1)^.5))^.5
530 IF RV1>RV2 THEN RV=RV2 ELSE RV=RV1
540 IF RV<DO/2 THEN 570
550 PRINT "HATA !!!"
560 PRINT "HESAPLANAN BUHAR BOGLUGU CAPI ISI BORUSUNUN BOYUTLARIYLA UYUSMUY
570 REM "EFFEKTIF BORU BOYU VE TOPLAM BORU BOYUNUN HESAPLANMASI"
580 LF=(LA+(LE+LC))/2:LT=LE+LA+LC
590 QL=Q*LF

```

```

600 REM "FITIL OZELLIKLERININ BELIRLENMESI"
610 CLS
620 INPUT "PERDE TEL CAPI (mm) ==>";DW
630 INPUT "BIR INCH'TEKI MESH SAYISI ==>";N
640 INPUT "TELLERDEKI KAT SAYISI ==>";NL
650 INPUT "FITIL MALZEMESININ TERMAL ILETKENLIGI (W/m.C) ==>";KW
660 REM "ETKILI KILCAL YARICAPININ HESAPLANMASI"
670 RC=(1/(2*N))*0.0254
680 REM "FITIL GOZENEKLILIGININ HESAPLANMASI"
690 E=1-(1.05*PI*(DW/25.4)*N/4)
700 REM "FITIL GECIRGENLIGININ HESAPLANMASI"
710 K=((DW/1000)^2*E^3)/(122*(1-E)^2)
720 REM "FITIL KALINLIGININ HESAPLANMASI"
730 TW=2*NL*DW
740 REM "BUHAR BOSLUGU CAPININ HESAPLANMASI"
750 DV=DI-2*TW
760 IF (DV/1000)/2>RV THEN 790
770 PRINT "HATA !!!"
780 PRINT "FITIL DIZAYNIYLA OLUSTURULAN BUHAR BOSLUGU CAPI LIMIT DEGERDEN I"
790 REM "FITIL KESITI VE BUHAR BOSLUGU KESITLERININ HESABI"
800 AW=(PI/4)*(DI^2-DV^2)
810 AV=(PI/4)*(DV/1000)^2
820 REM "SIVI VE BUHAR SURTUNME KATSAYILARININ HESABI"
830 FL=MUL/(K*AW*.00001*ROL*LAM)
840 FV=(8*MUV)/(AV*(DV/2000)^2*ROV*LAM)
850 RAD=(FI*PI)/180
860 REM "EFFEKTIF POMPALAMA BASINCININ HESABI"
870 PC=2*G/RC
880 PN=ROL*9.810001*(DV/1000)*COS(RAD)
890 PA=ROL*9.810001*LT*SIN(RAD)
900 PP=PC-PN+PA
910 SONUC=PP/(FL+FV)
920 IF QL<=SONUC THEN 940
930 PRINT "HATA !!! , ISI BORUSU BU SARTLARDA CALISAMAZ"
940 REM "ETKILI ISIL ILETKENLIGININ HESABI"
950 KE=KL*((KL+KW)-(1-E)*(KL-KW))/((KL+KW)+(1-E)*(KL-KW))
960 QKIL=SONUC/LF
970 REM "***** LIMITLERIN HESABI *****"
980 QS=(AV*ROV*LAM)*((AGV*ARV*TV1)/(2*(AGV-1)))^0.5
990 IF QS>Q THEN 1010
1000 PRINT " ISI BORUSU SES SINIRINI ASIYOR "
1010 RP=((1/N)-(DW/25.4))/2)*0.0254
1020 QE=AV*LAM*((8*ROV)/(2*RP))^0.5
1030 IF QE>Q THEN 1050
1040 PRINT " ISI BORUSU KOPURME SINIRINI ASIYOR "
1050 RI=DI/2:A=(2*G)/(2.54E-07)-PC
1060 QB=((2*PI*LE*KE*TV1)/(LAM*ROV*LOG(DI/DV)))*A
1070 IF QB>Q THEN 1090
1080 PRINT " ISI BORUSU KAYNAMA SINIRINI ASIYOR "
1090 STOP
1100 REM "*****SONUCLARIN ALINMASI *****"
1110 CLS
1120 LPRINT"*****"
PRINT
1130 PRINT "KULLANILAN AKISKAN ==>";A$
1140 LPRINT "KULLANILAN AKISKAN ==>";A$
1150 PRINT "KONDENSER YUZEY SICAKLIGI (C) ==>";TSC
1160 LPRINT "KONDENSER YUZEY SICAKLIGI (C) ==>";TSC
1170 PRINT "ISININ ATILACAGI KAYNAK SICAKLIGI (C) ==>";TSI
1180 LPRINT "ISININ ATILACAGI KAYNAK SICAKLIGI (C) ==>";TSI

```

```

1190 PRINT "TASINACAK ISI MIKTARI (W)===>" ; Q
1200 LPRINT "TASINACAK ISI MIKTARI (W)===>" ; Q
1210 PRINT "KILCAL LIMIT SINIRI (W)===>" ; QKIL
1220 LPRINT "KILCAL LIMIT SINIRI (W)===>" ; QKIL
1230 PRINT "SES SINIRI (W)===>" ; QS
1240 LPRINT "SES SINIRI (W)===>" ; QS
1250 PRINT "KOPURME SINIRI (W)===>" ; QE
1260 LPRINT "KOPURME SINIRI (W)===>" ; QE
1270 PRINT "KAYNAMA SINIRI (W)===>" ; QB
1280 LPRINT "KAYNAMA SINIRI (W)===>" ; QB
1290 PRINT "EGIM ACISI (deg)===>" ; FI
1300 LPRINT "EGIM ACISI (deg)===>" ; FI
1310 LPRINT:LPRINT"*****"
1320 INPUT " ",K:CLS
1330 GOTO 120
1340 REM " AKISKANLARIN OZELLIKLERI "
1350 DIM MT(10),MLAM(10),MROL(10),MROV(10),MKL(10),MMUL(10),MMUV(10),MG(10)
1360 FOR I=1 TO 7
1370 READ MT(I),MLAM(I),MROL(I),MROV(I),MKL(I),MMUL(I),MMUV(I),MG(I)
1380 NEXT I
1390 REM "METHANOL AKISKANININ FIZIKSEL OZELLIKLERI "
1400 DATA -10,1182E3,818.7,0.04,0.206,0.945E-3,0.85E-5,2.6E-2
1410 DATA 10,1175E3,800.5,0.12,0.204,0.701E-3,0.91E-5,2.3E-2
1420 DATA 30,1155E3,782.0,0.31,0.203,0.521E-3,0.98E-5,2.1E-2
1430 DATA 50,1125E3,744.1,0.77,0.202,0.399E-3,1.04E-5,2.0E-2
1440 DATA 70,1085E3,746.2,1.47,0.201,0.314E-3,1.11E-5,1.8E-2
1450 DATA 90,1035E3,724.4,3.01,0.199,0.259E-3,1.19E-5,1.6E-2
1460 DATA 110,980E3,703.6,5.64,0.197,0.211E-3,1.26E-5,1.4E-2
1470 RETURN

```

EK-2

DENEY SONUÇLARI

ÇALIŞMA ARALIĞI (°C)	EĞİM (deg)	Tso (°C)	Tsi (°C)	Tsc (°C)	Tse (°C)	Q (W)
20-70	15	65.0	23.5	24.6	65.0	364.9
	30	65.1	23.55	24.7	65.1	366.6
	45	64.75	23.55	24.75	64.75	369.5
	60	64.7	23.3	24.525	64.7	369.3
	75	64.5	23.4	24.65	64.5	356.3
	90	64.45	23.1	24.375	64.45	361.1
30-70	15	68.7	30.65	33.0	68.7	430.5
	30	68.0	30.65	33.1	68.0	437.8
	45	68.1	30.4	32.925	68.1	435.7
	60	68.25	30.55	33.1	68.2	434.7
	75	68.0	30.5	33.075	68.0	423.4
	90	68.7	30.35	32.95	68.7	423.4
40-70	15	71.0	41.1	43.3	71.0	347.2
	30	70.7	40.35	42.65	70.7	356.9
	45	71.3	40.1	42.475	71.35	358.6
	60	71.2	41.8	44.25	71.2	370.9
	75	71.3	41.8	44.3	71.3	371.5
	90	70.95	40.9	43.425	70.95	376.2

Ek-2'nin devamı

ÇALIŞMA ARALIĞI (°C)	EĞİM (deg)	Tso (°C)	Tsi (°C)	Tsc (°C)	Tse (°C)	Q (W)
50-70	15	71.5	48.15	50.3	71.5	259.6
	30	71.1	48.2	50.45	71.1	272.5
	45	71.0	48.2	50.5	71.0	281.2
	60	71.3	48.3	50.65	71.3	285.6
	75	71.5	48.4	50.8	71.5	288.6
	90	72.0	48.4	50.825	72.0	278.8
20-60	15	60.75	23.55	24.15	60.75	217.0
	30	58.95	23.7	24.35	58.95	231.0
	45	59.25	23.65	24.325	59.25	228.0
	60	58.4	23.6	24.3	58.4	228.6
	75	58.1	23.05	23.775	58.1	230.8
	90	58.8	22.65	23.375	58.8	220.5
30-60	15	59.8	31.3	32.4	59.8	197.7
	30	61.4	30.85	32.0	61.4	211.6
	45	60.2	30.5	31.7	60.2	217.4
	60	59.5	30.75	32.0	59.5	211.4
	75	58.9	29.65	30.925	58.9	213.8
	90	59.2	29.85	31.11	59.2	204.0

Ek-2'nin devamı

ÇALIŞMA ARALIĞI (°C)	EĞİM (deg)	Tso (°C)	Tsi (°C)	Tsc (°C)	Tse (°C)	Q (W)
40-60	15	60.1	41.65	42.15	60.1	93.4
	30	59.95	41.45	42.05	59.95	103.1
	45	60.3	42.3	42.95	60.3	113.8
	60	60.4	42.35	43.025	60.4	120.2
	75	60.7	42.45	43.15	60.7	126.0
	90	60.6	42.25	42.975	60.6	124.7
20-50	0	50.3	23.45	23.55	50.3	26.7
	15	49.9	23.525	23.675	49.9	39.1
	30	50.9	23.6	23.775	50.9	44.6
	45	50.2	23.425	23.625	50.2	32.6
	60	50.0	23.4	23.625	50.0	36.9
	75	49.7	23.3	23.55	49.7	38.0
	90	49.3	23.35	23.6	49.3	39.1
30-50	0	51.7	31.425	31.725	51.7	28.4
	15	51.7	31.35	31.725	51.7	29.4
	30	51.8	31.45	31.875	51.8	30.2
	45	51.4	31.15	31.6	51.4	29.4
	60	51.05	31.55	32.025	51.05	43.5
	75	51.6	31.6	32.1	51.6	44.5
	90	51.4	31.65	32.175	51.4	44.8

Tso : Sıcak Kaynak Sıcaklığı (°C) Tsc : Kondenser Yüzey Sıcaklığı (°C)
Tsi : Soğuk Kaynak sıcaklığı (°C) Tse : Evaporatör Yüzey Sıcaklığı (°C)

EK-3

SİLİNDİRE DİK AKIŞTA ISI TRANSFERİ KATSAYISI

Silindire dik akışta, ortalama ısı transfer katsayısının aşağıdaki ifadeye uygun olarak hesaplanabileceğini, gazlar için Hilpert'in (15), sıvılar içinde, Knudsen ve Kortz'in (16) deneysel verileri ile ilgili bağıntılar göstermektedir.

$$\frac{h \cdot d}{k_f} = C \cdot \left(\frac{U \cdot d}{\nu_f} \right)^n \cdot Pr^{1/3}$$

Yukarıda (f) indisi ile gösterilen parametreler film sıcaklığında değerlendirilecektir. C ve n sabitleri Re sayısına bağlı olarak aşağıda verilmiştir.

Re	C	n
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.0266	0.805

Yukarıdaki ifade de;

h: Isı transfer katsayısı (W/m²°C)

d: Isı borusu dışı çapı (m)

k_f: Isıl iletkenlik (W/m°°C)

C,n : Sabitler (Ek-3'te)

U : Hız (m/s)

ν_f : Kinematik viskozite (m^2/s)

Pr : Prandtl sayısı ($\frac{\mu \cdot Cp}{k}$)



EK-4

DENEYSEL ISI BORUSU BOYUTLARI VE FİTİL ÖZELLİKLERİ

Toplam boru uzunluğu	: 1.50 m
Boru iç çapı	: 0.0169 m
Boru dış çapı	: 0.019 m
Evaporatör kesimi uzunluğu	: 0.70 m
Kondenser kesimi uzunluğu	: 0.70 m
Adyabatik kesimi uzunluğu	: 0.10 m
Saptırıcı dipi çapı	: 0.019 m
Saptırıcı Çapı	: 0.40 m
Saptırıcı kalınlığı	: 0.0005 m
İki Saptırıcı arası	: 0.01
Kondenser kesimi ısı değiştirgecinin çapı	: 0.0485 m
Saptırıcı Sayısı	: 70 adet
Fitil telinin çapı (pirinç tel)	: 0.00016 m
Mesh sayısı	: 18 atk1/cm
Fitil malzemesi ısıl iletkenliği	: 79 (W/m ⁰ C)
γ_V (Buhar özgül ısı oranı)	: 1.2
R_V (Gaz sabiti)	: 259.8 (J/kg.K)

Teknik Bilimler Enstitüsü
Dokümantasyon Merkezi

REFERANSLAR

1. Graver, G.M, Cotter, T.P. and Ericson, G.P., "Structure high thermal conductance", J. Appl. Pnys 1964.
2. Deverall LA-3278, Contract w-7405-eng Los Alomos Scientific Laboratory, University of California, Sept, 1970.
3. S.W.Chi, Heat Pipe theory and practice. 1976.
4. Tien, C.L., and Jun, K.H., "Minimum Meniscus Radius of Heat Pipe Wick Materiels.Int. J.Heat MASS Transfer, vol 14, pp. 1853-1855,
5. Ferrell, J.K., and Alleavitch, J., "Vaporization Heat Transfer in Capillary Wick Structures", Preprint No: 6, ASME-AICHE Heat Transfer Conference, Minneapolis, Minn., August 1969.
6. Kays, W.M. "Convective Heat and Mass Transfer", Mc Graw Company New York, 1966.
7. Lurkov, A.V., "Heat and Mass Transfer in Capillary - porous Bodies", Pergaman Press, London 1966.
8. Von Karman, T., "The Problem of Resistence in Compres- sible", Proc. Sth Volta Congr., Zome, pp. 255-264, November 1985.
9. Kemme,J.E., "Ultimete Heat Pipe Performance", IEEE Tranaction on Electron Devices, vol. Ed-16, pp. 7 n
10. Kemme, J.E., "High Performance Heat Pipes", Proc. 1967 Thermionic Conversion Specialist Conference, Pala Alto, Colifornia, October 1967.

11. Murcus, B.D., "Theory and Desing of Variable Conduc-
tance Heat Pipes", Nase CR-2018, Nisan, 1972.
12. Tezcan, L., "Su Doldurmalı Isı Boruları Performansın-
de Eğim Açısının Etkisi", D.E.Ü. Yüksek Lisans Tezi,
İzmir, 1985.
13. DUNN, P.D. and Reay, D.A. "Heat Pipes; 2: nd ed,
Pergomon Press, 1978.
14. Güngör Ali, "Enerjinin Verimli Kullanılmasında ve
Enerji Tasarrufunda Isı Boruları", Ege Üniversitesi
Güneş Enerjisi Enstitüsü Bornova-İZMİR
15. Hilpert, R. Warmeabgabe von geheizten Drahten und
Rohren,forsch, Geb, Ingenieurwes, vol 4. Sayfa: 220,
1933.
16. Knudsen, J.D. and D.L. Katz, "Fluid Dynamics and
Heat Transfer" Mc Graw-Hill Book Company, New York,
1958.

T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi