BACA GAZLARINDAKİ ATIK ISININ ISI BORUSU İLE GERİ KAZANIMININ ARAŞTIRILMASI

126010

M. Ali ERSÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA EĞİTİMİ)

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENTİTÜSÜ

126010

HAZİRAN 2002
ANKARA

M. Ali ERSÖZ tarafından hazırlanan BACA GAZLARINDAKİ ATIK ISININ ISI BORUSU İLE GERİ KAZANIMININ ARAŞTIRILMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Doç.Dr. Serdar YÜCESU

Üye: Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN

Üye: Yrd.Doç.Dr.Adnan SÖZEN

Üye:.....

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Üye:.....

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ v
SİMGELER VE KISALTMALAR vi

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4

3. ISI BORUSU 10
3.1. Isı Borusunun Çalışma Prensibi 10
3.2. Isı Borusu Konstrüksiyonu 11
3.3. Isı Borusunun Performansı 11
3.4. Isı Borusunun Özellikleri 12
3.5. Isı Borusunun Uygulama Alanları 14
3.6. Yerçekimi Takviyeli Isı Borusu 14
3.7. Isı Borusunun Teorisi 15
3.7.1. Isı borusunda basınç 15
3.7.2. Yüzey gerilimi ve yüzey enerjisi 17
3.7.2.1. Eğri bir yüzeyin boyunca basınç farkı 20
3.7.2.2. Eğri bir sıvı yüzeyindeki buhar basıncındaki değişim 22
3.7.2.3. Yüzey gerilimini ölçülmesi 22
3.7.2.4. Yüzey gerilimi sıcaklık ilişkisi 24
3.7.2.5. Kılcallık basıncı 25
3.7.3. Sürtünme kuvvetleri nedeniyle basınç farkı 26

3.7.3.1. Laminer akım - Hagen Poisenille denklemi 27
3.7.3.2. Eksenel Reynolds sayısı 28
3.7.3.3. Türbilans akım – Fanning denklemi 29
3.7.3.4. Navier – Stokes denklemi 30
3.7.4. Sıvı fazdaki basınç farkı 33
3.7.4.1. Homojen fitiller 34
3.7.4.2. Uzunlamasına oluklu fitiller 37
3.7.4.3. Kompozit fitiller 37
3.7.5. Buhar basınç farkı 38
3.7.6. Yerçekimi basıncı 40
3.7.7. Süpürme 41
3.8. Özel Tipteki Isı Boruları 43
3.8.1. Düz plaka ısı boruları 43
3.8.2. Uzayıp kısalabilen ısı borusu 45
3.8.3. Basit osmasis 46
3.8.4. Elektro-osmatik akım pompalama ve elektro-hidrodinamik 48
3.8.5. Yerçekimine karşı termosifonlar 51
3.8.6. Isı borusu anahtarları ve diotları 53
3.8.6.1. Isı diotları 54
3.8.6.2. Isı anahtarı 55
3.8.7. Döner ısı borusu 56
3.8.7.1. Döner ısı borusunun ısı transfer kapasitesini sınırlayan faktörler 59
3.8.7.2. Döner ısı borularının uygulamaları 60
3.9. Isı Borusu Dizaynı 61
3.9.1. Isıtma akışkanı 61
3.9.2. Fitil veya kılcallık yapısı 66
3.9.2.1. Homojen yapılar 69
3.9.2.2. Arteri fitiller 70
3.9.3. Doymuş fitillerin ısı direnci 72
3.9.3.1. Meşler 72
3.9.3.2. Sinterlenmiş fitiller 73
3.9.3.3. Oluklu fitiller 74

3.9.3.4. Ortak merkezli içiçe boru 76
3.9.4. Kap 76
3.9.5. Uygunluk 77
3.9.6. Akışkan stoku 78
3.9.7. Tekrar doldurma 79
3.9.8. Isı borusunda ilk çalıştırma 80

4. MATERYAL VE METOT 83
4.1. Materyal 83
4.2. Metot 84

5. DENEY SONUÇLARI 87
5.1. Su İle Yapılan Deney Sonuçları 87
5.2. Motorin İle Yapılan Deney Sonuçları 91
5.3. Fuel-oil İle Yapılan Deney Sonuçları 95
5.4. Hava İle Yapılan Deney Sonuçları 99

6. SONUÇ VE ÖNERİLER 103
6.1. Sonuç 103
6.2. Öneriler 108

KAYNAKLAR 110
EKLER 116
ÖZGEÇMİŞ 133

BACA GAZLARINDAKİ ATIK ISININ ISI BORUSU İLE GERİ KAZANIMININ ARAŞTIRILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Mustafa Ali ERSÖZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2002

ÖZET

Bu çalışmada, ısı borusu yardımıyla atık ısıların geri kazanılması ile ilgili olarak baca gazlarından yararlanma yolu deneysel olarak incelendi. 12 mm çapında 7 adet ısı borusu tasarlanarak bu ısı borularının içine ısıtma akışkanı olarak etanol (ticari ispirto) konulup ısı borusu yapıldı. Bu ısı boruları, prototip imalatı yapılan bir baca içerisine uç kısımları yerleştirildi. Diğer kısmı ise 20x30x30 cm boyutlarındaki depo içine yerleştirildi. Depo içerisine su, fuel-oil ve diesel yakıt konarak bacadan atılan ısının depodaki yakıtları ve suyu ne kadar oranda ısıttığı araştırıldı. Ayrıca depo kapalı hale getirildikten sonra 3 m/s hızda hava geçirilerek havanın ne kadar ısıtıldığı araştırıldı. Sonuçlar grafiklerle yorumlanarak ne kadar ısı kazancı olduğu incelendi.

Bilim Kodu : **626. 11. 00**
Anahtar Kelimeler : **Isı borusu, atık ısı, atık ısının geri kazanımı**
Sayfa Adedi : **133**
Tez Yöneticisi : **Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN**

INVESTIGATION OF RECOVERY OF WASTE HEAT OF CHIMNEY GASES BY HEAT PIPE SYSTEM

(M. Sc. Thesis)

Mustafa Ali ERSÖZ

GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

June 2002

ABSTRACT

In this study, an experimental work has been carried out on heat pipes to investigate the use of waste heat. For this pupose, a heat pipe system consisting of seven heat pipes 12mm in diameter was designed and manufectured. This system uses commercial spirit as the heating fluid. One ends of these pipes were placedd in a prototype chimney while the other ends were installed in a tank measuring 20x30x30 mm. The tank was filled with plain water, number 6 fuel-oil and diesel fuel and the heating effect of the waste gases on the liquid in the tank was investigated quantatively. In addition, the tank was closed and an air flow with 3 m/s speed was effected and the heating of the air was also investigated. The results are analysed and presented in this study.

Science Code : 626. 11. 00
Key Words : Heat pipe, waste heat, waste heat recvovery
Page Numbers : 133
Adviser : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sırasında, değerli zamanını ayırarak bilgi ve deneyimleri ile beni yönlendiren ve çalışmalarımın sonuçlanmasına yardımcı olan, danışmanım, sayın hocam, Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN'a, yine deneyimlerinden yararlandığım sayın hocam, Yrd.Doç.Dr. Adnan SÖZEN'e teşekkür ederim.

Ayrıca, desteklerini esirgemeyen Erkek Teknik Öğretim Genel Müdürlüğü çalışanlarına ve çalışmalarımda beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan eşime, teşekkürü borç bilirim.

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Isı borusu ısıtma akışkanları 62
Çizelge 3.2. Isı borusunda ölçülmüş radyal evaporatör ısı akıları..... 68
Çizelge 3.3. Fitil gözenek büyüklüğü ve geçirgenlik verileri 69
Çizelge 3.4. Kap malzemelerinin ısı iletkenliği 77

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Isı borusu çalışma limitleri 5
Şekil 3.1. Isı borusunun yapısı 10
Şekil 3.2. Isı borusunun ana bölgeleri 11
Şekil 3.3. Isı akısı aktarımında ısı borusu 12
Şekil 3.4. Isı borusundaki ısı aktarımına sınırlamalar 16
Şekil 3.5. Değer sayısının ısıtma akışkanları için sıcaklıkla değişimi 17
Şekil 3.6. Yüzey gerilimi ve eğri bir yüzeyin enindeki basınç farkı 19
Şekil 3.7. Islatma ve ıslatmama 20
Şekil 3.8. Bir borudaki kılcal yükselme 21
Şekil 3.9. Yükselen ve alçalan kolon ve ara yüzeyleri 23
Şekil 3.10. Yüzey gerilimi ölçümü için Jager yöntemi 24
Şekil 3.11. Evaporatör ve kondenserdeki fitil ve delik parametreleri 26
Şekil 3.12. Laminer ve türbilans akım için borudaki hız dağılımı 28
Şekil 3.13. Fitil seçimi 36
Şekil 3.14. Birim uzunluktaki ısı girişine göre radyal Reynolds sayısı 40
Şekil 3.15. Değer sayısının sıcaklıkla değişimi 42
Şekil 3.16. Düz plaka ısı borusunun iç yapısı 44
Şekil 3.17. Esnek bileşenli ısı borusu dizaynı 45
Şekil 3.18. Midola tasarımı basit osmasis 47
Şekil 3.19. Elektro-osmatik fitil sistemi 49
Şekil 3.20. Elektro-hidrodinamik sıvı pompalamada ısı borusu 51
Şekil 3.21. Yerçekimine karşı termsifon 52
Şekil 3.22. Sıvı kapan diotu 54
Şekil 3.23. Sıvı tıkama diotu 55
Şekil 3.24. Isı anahtarları 55
Şekil 3.25. Reading Üniversitesi'nde geliştirilmiş olan ısı anahtarı 56
Şekil 3.26. Döner ısı borusu 57

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Şekil 3.27. Döner ısı borusunda çeşitli akışkanların Değer sayılarının sıcaklıkla değişimi 59
Şekil 3.28. Döner ısı borularının motor rotorlarının soğutulmasına uygulanması 60
Şekil 3.29. Isıtma akışkanlarının kaynama noktalarındaki değer sayısı 64
Şekil 3.30. IRD'de geliştirilmiş arteri fitili 71
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin yapısı 83
Şekil 4.2. Su, motorin ve fuel-oil deneylerinde termokupl yerleri 85
Şekil 4.3. Hava deneylerinde termokupl yerleri 86
Şekil 5.1. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi 87
Şekil 5.2. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi 88
Şekil 5.3. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi 89
Şekil 5.4. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi 90
Şekil 5.5. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi 91
Şekil 5.6. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi 92
Şekil 5.7. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi 93
Şekil 5.8. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi 94
Şekil 5.9. Fuel-oil deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi 95
Şekil 5.10. Fuel-oil deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi 96
Şekil 5.11. Fuel-oil deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi 97

Şekil 5.12. Fuel-oil deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi 98
Şekil 5.13. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi 99
Şekil 5.14. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi 100
Şekil 5.15. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi 101
Şekil 5.16. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi 102
Şekil 6.1. 140 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi 103
Şekil 6.2. 150 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi 104
Şekil 6.3. 160 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi 105
Şekil 6.4. 170 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi 106
Şekil 6.5. Isıtılan akışkanlarda sıcaklık artış oranlarının baca gazı sıcaklığına bağlı olarak değişimi 107

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar açıklamalarıyla birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklama**	
A_w	Fitilin enine kesit alanı	m^2
C_p	Sabit basınçta özgül ısı	kJ/kg°C
C_v	Sabit hacimde özgül ısı	kJ/kg°C
H	Ramsey-Shields-Eotvös denklemi sabiti	
K	Fitilin geçirgenliği	
M	Kütle	kg
M_e	Değer sayısı	
N	Oluk veya kanal sayısı	
N_u	Nusselt sayısı	
P	Basınç	bar
ΔP	Basınç farkı	bar
ΔPc_{max}	Maksimum kılcal basınç	bar
ΔP_ℓ	Sıvıdaki basınç düşümü	bar
ΔP_v	Buhardaki basınç düşümü	bar
ΔP_g	Yerçekimi nedeni ile basınç düşümü	bar
R	Sıvı yüzeyindeki eğrilik yarıçapı	m
R_g	Üniversal gaz sabiti	
Re	Reynolds sayısı	
Re_r	Radyal Reynolds sayısı	
T	Mutlak sıcaklık	°C
T_c	Kritik sıcaklık	°C
T_v	Buhar sıcaklığı	°C

T_w	Isıtılmış yüzey sıcaklığı	°C
V	Hacim	m^3
V_c	Kondenser hacmi	m^3
W_e	Weber sayısı	
a	Boru yarıçapı	m
b	Hegen-Poiseuille denklemi sabiti	
c	Ses hızı	m/s
g	Yerçekimi ivmesi	m/s^2
θ	Temas açısı	°
ϕ	Isı borusunun eğimi	%
μ_1	Sıvı vizkozitesi	
h	Arterinin tabanına olan düşey yükseklik	m
h_c	Arterinin en üst noktasına olan yükseklik	m
r_{p1}	Doldurma meniskus eğrisi birinci ara yarıçapı	
r_{p2}	Doldurma meniskus eğrisinin ikinci ara yarıçapı	
d_a	Arteri yarıçapı	m
r_c	Buhar kanal yarıçapı	m
L	Buharlaştırma gizli ısısı	kJ/kg
P_E	Evaporatördeki buhar basıncı	bar
I_E	Evaporatördeki buhar yoğunluğu	kg/m^3
ℓ_1	Sıvı yoğunluğu	kg/m^3
r	Fitil deliklerinin efektif yarıçapı	m
m	Molekül kütlesi	kg
m_g	Yoğuşmayan gazın kütlesi	kg
$\dot{m}$	Kütle akımı (debi)	kg/s
q	Isı akısı	kJ/m^2h
v	Eksenel hız	m/s

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Kısaltmalar

HİTGİ	Her iklim tipi güneşli ısıtıcı
VCHP	Gaz dolgulu ısı borusu
RCA	Ticari firma
IRD	Ticari firma

1. GİRİŞ

Tüm ülkelerde olduğu gibi, ülkemizde de enerji gereksinimimizin; artan nüfusumuz ve gelişen teknolojiye bağlı olarak artması, buna karşılık bir yandan enerji kaynaklarının kısıtlı olması diğer yandan da enerjinin sağlanması ve kullanılmasında çevre sorunlarının getirdiği sınırlamalar mevcut enerji kaynaklarının kullanımının yanısıra yeni arayışları da beraberinde getirmektedir.

Enerjinin etkin ve akılcı kullanılması sonucunda verimlilik artışı meydana gelir. Verimlilik artışı, enerji tasarrufu sağlar. Enerji tasarrufu da enerji arz-talep dengesini düzenler. Savurganlığı kaldırarak, talebin abartılmış biçimde ortaya çıkmasını engeller. Enerji tasarrufu, ekonomik büyümeden ve yaşam koşullarından ödün vererek enerjinin az kullanılması değildir. Enerji tasarrufu, enerji üretim ve tüketiminin maksimum verimle gerçekleştirilmesi, enerji kayıplarının minimuma indirilmesi, ekonomik büyümeyi ve yaşam konforunu engellemeden enerji talebinin kontrol altına alınması ve artış hızının düşürülmesidir.

Yukarıdaki tanıma bağlı olarak enerji tasarrufu enerjinin etkin kullanımı ve verimlilik artışı biçiminde ele alınmalıdır. Enerji tasarrufu sağlanmasında, atık enerjinin geri kazanılması çok önemlidir ve enerji tasarrufunun özüdür. Enerji üretimi, sanayi, ulaşım, konut ve hizmet sektörlerinde ortaya çıkan atık ısı enerjilerinin çeşitli araç ve yöntemlerle geri kazanılarak enerji/yakıt tasarrufu sağlanması mümkündür.

Atık enerjinin geri kazanılmasında çok önemli bir eleman olan, yüzeyli ısı eşanjörlerinin seçimlerinde, kapasite ve işletme şartlarının etkinliği yanında akışkanların kimyasal özelliklerine uygun malzemeden yapılmış olmaları önemlidir. Isı eşanjörleri olarak aklımıza öncelikle sıcak-soğuyan ve soğuk-ısınan akışkan olmak üzere iki akışkan uygulaması gelmekte ise de çoğu teknik problemlerde üç veya dört akışkanın söz konusu olduğu tasarımlar da vardır.

Rejeneratörler, içinden arka arkaya ve belirli sürelerde sıcak ve soğuk, yani ısı veren ve alan gaz akışkanlarının geçtikleri ısı değiştiricileridir. Gaz akışkan olarak kullanma gayesine göre genellikle çürük gazlar, baca gazları, azot, hava vb. gaz akışkanlar söz konusudur. Kanallardan geçen gazların ısıları kanal malzemeleri tarafından yutulur ve sonra gazlara verilir. Isı yutma ve ısı geçişi yönünden kanal malzemelerinin seçimi ile geometrileri çok önemlidir.

Reküperatörler, yüzeyli ısı eşanjörlerinden farklı olmayıp çeşitli amaçlarla ısıtılacak havanın baca gazları ile ısıtılmaları söz konusudur. Endüstride çeşitli amaçlar için kullanılan kazanlarda yakıtın yanması ile verilen ısı enerjisinin bir kısmı kullanma gayesi ile kullanılırken bir kısmı da çeşitli yollardan kaybolur. Isı enerjisinin kaybı ise genellikle kazanın yüzeylerinden dış ortama doğal ısı taşınımı veya ısı ışınımı yoluyla olan kayıplar sızdırmazlığın iyi olmaması sebebiyle kazandaki kaçaklar ile baca gazları yoluyla olur. Baca gazları ile oluşan ısı kayıpları ise baca gazlarının sıcaklığına ve kimyasal bileşenlerine bağlı olarak değişir.

Soğutma devrelerinin, evaporatörde elde edilen soğuk yerine kondenserde atılan ısı enerjisinden yaralanabilmesi amacıyla kullanılmasına ısı pompaları adı verilir. Isı pompalarından sadece ısı enerjisi elde edilmesi yanında evaporatörde elde edilen soğuğun soğutma işlemlerinde kullanılması ile iki taraflı yararlanma sağlanır.

Isı değiştiricileri, absorbsiyonlu soğutma devrelerinde iki ayrı maddeden oluşan akışkanların, atılan enerjiden yararlanılarak önce ayrışmaları sonra absorberde birleşmeleri sırasında açığa çıkan duyulur ısıdan yararlanma prensibine dayanır.

Yanma olayında, yakıt bileşimindeki hidrojen ve oksijenin birleşmeleri ile su teşekkülü ve suyun buharlaşması söz konusudur. Baca gazlarındaki su buharının gizli ısısını geri kazanarak enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Özellikle ülkemizde yeni kullanılmaya başlanan ve hergün yaygınlaşan doğalgaz kullanımında kazandan çıkan ve su buharınca zengin olan baca gazları ikinci bir bölümde yoğuşturularak su buharının gizli ısısı, duyulur ısıya dönüştürülür.

Atık ısı enerjilerinin geri kazanılmasında kullanılan elemanlardan bir tanesi de ısı borularıdır. Isı borusu esas itibariyle, içinde az miktarda ısıtma akışkanı bulunan, havası alınmış kapalı bir kaptır. Kabın iç yüzeyine ince tülden yapılmış olan fitil konur. Buharlaşma gizli ısısı büyük olduğundan dolayı, önemli miktarda ısı, kabın bir ucundan diğer ucuna, çok az bir sıcaklık farkı ile taşınır. Bundan dolayı, yapı çok yüksek bir ısı iletkenliğine sahip olur. Isı borusunda evaporatörün pozisyonu sınırlandırılmış değildir ve evaporatör herhangi bir konumda kullanılabilir. Hareketli parçası olmaması, sessiz çalışması, reaksiyon zamanının kısa olması, her ortam ve sıcaklık mesafesi için ısı boruları geliştirilebilmesi, ısı borularının üstün özellikleri arasında sayılır.

Bu çalışmada, ısı borusu ile atık ısıların geri kazanımının, baca gazlarından yararlanma yolu deneysel olarak incelenmektedir. Ayrıca, ısı borusu teorisi, özel tipteki ısı boruları ve ısı borusu tasarımı konuları verilmektedir.

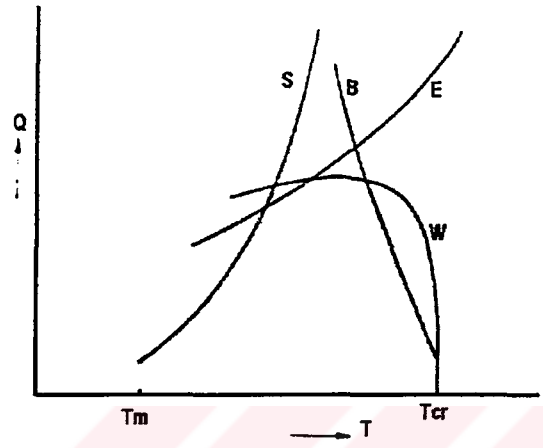
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı borusu fikri, ilk önce 1942 yılında R.S. Gaugler tarafından ortaya atılmıştır [1]. Isı borusunun dikkate değer özelliklerinin fark edilmesi ve ciddi geliştirme çalışmalarının yapılması, 1960'ların ilk yıllarına kadar zaman almıştır. Bu zamanlarda G.M. Grover [2,3], bağımsız olarak geliştirme çalışmalarını yapmıştır.

Isı borusuyla ilgili ilk patent, 1944 yılında A.B.D.'de alınmıştır. 1960'larda uzay ve nükleer enerji uygulamalarında kullanılmaya başlanmıştır. Kısa zamanda elektronik güç elemanlarının ve termoiyonik dönüştürücülerin soğutulmasında olduğu gibi, ısı ekonomisiyle ilgili eşanjörlerde vazgeçilmez bir eleman haline gelmiştir. Daha sonra ısı boruları, köprü ve yolların don tehlikesine karşı korunmasında, radar mikrodalga mazgallarının ve lazer aynalarının soğutulmasında, fırınların ısıtılmasında, tava ve tencerelerin homojen ısıtılmasında, sondaj kuyularında elmas uçların soğutulmasında, çelik ocaklarında, zift eritilmesinde ve kalıpların soğutulmasında, boru hattı stabilizasyonunda, açık denizdeki şamandıraların buzlarının eritilmesinde tatbikat alanları olduğu görülmektedir. Jeotermal enerjinin yeryüzüne nakli ile güneş enerjisinin mutfağa sevk edilmesi, ısı borusu uygulama alanlarının en yeni halkalarını oluşturmaktadır [4].

Isı borusunun anlaşılmasıyla ilgili en önemli katkının, 1965 yılında Cotter'den gelmiştir. Turner ve Bienert değişebilir iletkenlikteki ısı borularının teorik analizlerini yapmışlardır. Asselman ve Green, ısı borusun çalışma sınırlarını tespit etmişlerdir. Buna göre; donma sıcaklığı ve çalışma sıvısının kritik sıcaklığı, eğrilerden ikisi için birer limit teşkil etmektedir. S eğrisi; düşük sıcaklıklarda, henüz ısı borusu devreye alınırken karşılaşılan ve ses hızıyla limitlenen buhar hızıyla ilgili sınırı çizmektedir. Daha yüksek sıcaklıklarda ise, yoğuşturucudan dönmekte olan sıvı haldeki akışkanın, yoğuşturucuya akan buhar akımı tarafından, tekrar yoğuşturucuya doğru sürüklenmesi olayı meydana gelir ki, bu limiti, grafikteki E eğrisi çizmektedir. Çalışma sıvısının buharlaştırıcıya sadece fitil tarafından taşınması halinde, ısı borusunun gücünün, fitilin sıvı taşınmasına bağlı olduğunu W eğrisi temsil etmektedir. Üst sıcaklık bölgesinde çalışırken, buharlaştırıcıda kaynama meydana

gelmesi ve dolayısıyla ısı borusunun boğulmasını (vapor lock), ise B eğrisi sınırlamaktadır (Şekil 2.1). Bu son olaya, bilhassa buharlaştırıcısında fitil bulunan ısı borularında rastlanmaktadır ki, bu durumda buharlaştırıcı aşırı ısınır ve yanma (burnout) sonunda, boru cidarıyla sıvı arasında oluşan buhar tabakası direnci tesiriyle, ısı borusu hasara uğrayabilmektedir.



Şekil 2.1. Isı borusu çalışma limitleri

Isı borusunun ısıl direnç dağılımını inceleyen Asselmen ve Green, ısı borusunda kütle akışıyla ilgili dirençlerin, ısı borusunun cidarları ve fitili ile ısı tatbik etme ve ısı çekme sistemleri arasındaki ısıl dirençlere kıyasla, ihmal edilebilir boyutlarda olduğu sonucuna varmışlardır. Benzer araştırmalar Spendel, tarafından iki boyutlu Navier-Stokes denklemleri kullanılarak yapılmış ve Fr sayısı ile yoğuşma hızının, buhar akımındaki basınç düşümüne tesiri araştırılmıştır.

Mikhailov da, ısı borusu içindeki gaz dinamiği üzerine yaptığı çalışmada, akımın; buharlaştırıcı ve yoğuşturucusu uzunluğuna, radyal Reynolds sayısına ve kanal gözenekliliğine bağlı olduğunu göstermiştir. Bystrov ve Popov, yüksek sıcaklıkta, ısı borusu içinde teşekkül eden ses üstü akım hali için, çift fazlı denge denklemleri çıkarmıştır. Ayrıca, sıvı akımına tesir eden yerçekimi kuvvetlerinin, ısı kapasitesini azalttığı sonucuna varmıştır. Fitilsiz ve sodyumlu bir ısı borusu, sonik limit için denenmiştir [4].

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Sasin ve Federov, buharlaştırıcıyı malzeme üreten, yoğuşturucuyu ise malzeme tüketen (yutan) bölgeler olarak düşünerek, tek boyutlu ısı ve kütle transferi modelleri oluşturmuşlardır. Benzer analizler, çift fazlı termosifonlar için, Bezrodnyi ve Alekssenko ile Mc Donald ve Sampth tarafından yapılmıştır. Sakhuja ve Vallis'in çıkardığı sürüklenme limiti amprik ifadeleri, açının da tesiri göz önüne alınarak Hguyen-Chi ve Grol tarfından geliştirilmiştir [4].

Yerçekimi takviyeli sitemlerde (termosifonlar), ısı borusu kapasitesinin büyük ölçüde arttığı görülmüştür. Bu durumda ısı transferinin, ısı akışıyla ilgili kayıplardan değil, buhar akışıyla ilgili kayıplardan dolayı sınırlandığı Kemme tarafından açıklanmıştır. Yoğuşmayan gaz bölgesi uzunluğu gözönüne alındığında, termosifonun soğutulan kesiminde oluşan yoğuşma ısı transferinin, Nusselt'in teorik çözümüne uyduğu görülmüştür. Hahne ve Gross, eğim açısının, termosifon ısı nakletme performansına tesirini araştırmışlar; ısı akışı ve eğimin, yoğuşma yüzey film katsayısına tesirini, amprik ifadelerle açıklamışlar ve yoğuşma bölgesinde film teşekkülünü önlemek gerektiği, bu amaçla bu bölgeye fitil konulabileceği sonucuna varmışlardır [4].

Çalışma sıvısı miktarının ısı gücüne tesirini, Streltsov ve başkaları araştırmışlardır. Sonuçta, fitili ıslatacak ve doyuracak miktardan % 10 fazla sıvının en uygun olacağını açıklamışlardır. Yerçekimi takviyeli ısı borusunda ise, sıvı fazlalığının menfi tesiri olmadığı, aksine 20 mm'den büyük çaplarda, buharlaştırıcı hacminin % 25'inin sıvıyla doldurulması halinde verimin artacağı tespit edilmiştir. James, % 30'dan % 50 ye kadar sıvıyla doldurulan ısı borularının iyi neticeler verdiğini bildirmiştir [4].

Isı borularında zamanla yoğuşmayan gaz teşekkülü, önemli bir problem olarak ortaya çıkmıştır. Soğutma sanayiinde, çalışma sıcaklığında üretilen H_2 gazını elimine etmek için, H_2 moleküllerinin geçmesine müsaade eden, su buharını geçirmeyen özel gözenekli fitiller kullanılmıştır. Pittinato, paslanmaz çeliklerden 316, 347 ve 430 arasında en az H_2 üretenin 430 olduğunu tespit etmiş, diğer araştırmacılar da peryodik gaz almayı tavsiye etmişlerdir [4].

Isı borusu geometrisi üzerinde de çeşitli araştırmalara rastlanılmaktadır. Peeple ve Calhcun, keskin dönüşlerin tesirini araştırmıştır. Gerasimov ise, buhar ve sıvı yollarını ayırmıştır. Yine Gerasimov, yaptığı bir deneyde buharlaştırıcıya 16 adet 2 mm çapta paralel yoğuşturucu bağlamıştır. Bienert de benzer çalışmaları yapmıştır. Paslanmaz çelik borulardan yapılmış sodyumlu ve potasyumlu boruların 50 bin saatin üzerinde çalışma ömürleri olacağı hesaplanmıştır. Asetonlu alüminyum ısı borusunda, 70 °C ile 80 °C deki asetonun, 17 500 saat sonra bozulduğu tespit edilmiştir [4].

Brommer, çift sıvılı ısı borularında, değişik oranlarda su ve metanol karıştırmak suretiyle, ısı borularının başlama davranışlarını araştırmıştır. Çift sıvılı ısı borularında, eksenel (boyuna) doğrultuda sıcaklık değişmelerinin çıkarıldığı çalışmalarda, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu uç arasındaki büyük sıcaklık farkının, çalışma sıvılarının kaynama noktası sıcaklık farkına yaklaştığını görmüştür.

Bliss tarafından yapılan esnek ısı borulu sistem, sabit bir durumda iken, 90 °C 'ye kadar değişen kavis açılarıyla veya kavis olmama durumunda, çapraz ve uzunlaması titreşimler oluşurken, test edilmiştir. Isı borusu performansı, eğilme veya titreşim nedeniyle, değişikliğe uğramış; bu değişiklik, artırılmış bir maksimum yatay ısı aktarım kapasitesinde ve yerçekimine karşı çalışırken fitil pompalama kapasitesinde bir azalmayı meydana getirmiştir [5].

Isı borularının güneşli sistemlere ilk uygulamaları, Bienert ve Wolf tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, levha tipi bir kollektörün içine, ısı borusunun buharlaştırıcısı yerleştirilmiştir. Isı borusunun yoğuşturucusu ise, kolektörün tepesine yerleştirilen karmaşık bir su manifoldunun içine daldırılmıştır. Ramsey, parabolik konsentratör kullanarak, seçici (selective) boya ile boyanmış ısı borusuyla 300 °C'de % 50, daha sonra mat siyaha boyanmış ısı borusu ile ise % 30 kollektör verimleri elde etmiştir [4].

Dornier uçak şirketi tarafından imal edilen ısı boruları, Almanya'da bir evde, hacim ısıtmak amacıyla kullanılmıştır. Ayrıca; Akaba, Ürdün'de tatlı su elde etme,

Kahire'de soğutma ve Meksika'da tatlı su ve enerji elde etme amaçları için, aynı şirketler tarafından kurulan pilot tesisler bulunmaktadır. Bu tesislerde, yerçekimi takviyeli, eksenel olarak oluklanmış, "5,5 m uzunluk x 3 cm çapında" ebadında Al/Freon ısı boruları kullanılmıştır. Buharlaştırıcı uçları, kollektör plakasını oluşturan, selective boyalı alüminyum kanatçıklara yerleştirilmiştir. Yoğuşturucu uçları ise, yine cebri akımlı su manifoldlarına daldırıldığı için, Bienert ve Wolf'un hatası tekrarlanmıştır. Bu sistemlerin performansı hakkında bir açıklamaya literatürde rastlanmamıştır [4].

Uyarel [4], ısı borusu prensibinin güneşli su ısıtıcılarına ve damıtmaya uygulanabilirliğini araştırdı. Her iklim şartına uygun güneşli su ısıtıcısı (HİTGİ) geliştirmiş, eşit şartlar altında açık ve kapalı devre güneşli su ısıtıcılarla beraber deneyerek sonuçlarını karşılaştırdı. Yeni sistemin; veriminin diğerlerinden yüksek, cevap süresinin daha kısa ve depo ortalama sıcaklıklarının daha yüksek olduğu sonucunu aldı. Bu üstünlüklerin; ısı borusunun, gizli ısısının çevrimi esasına göre çalışmasından, ters akım ve dolayısıyla gece kaybı olmamasından, en önemlisi de çalışma sıvısı cinsine göre çalışma sıcaklığının seçilebilmesi özelliğinden olduğunu kaydetti.

Bir başka araştırmasında da ısı borusu yoğuşturucu bölgesini, damıtma işleminde yoğuşturma için kullanarak, yoğuşmayanlar sorununa kolay bir çözüm getirdi. Isı borusu literatüründe ilk defa, açık ısı borusunun geçerliliğini deneylerle gösterdi. Açığa çıkan yoğuşma gizli ısının tekrar sisteme kazandırılması yollarını araştırdı. Son olarak, bazı araştırıcıların amprik bulgularıyla deney sonuçlarını, bir model üzerinde teorik açıklamalarını yaparak karşılaştırdı.

Ong, Haider ve Alalhi [6], ısı borulu ısı eşanjörlerinde ısıtma akışkanı olarak kullanılan R 22, R 134.a ve suyun termosifon elemanlarının etkisini araştırdı.

Habeebullah, Akyurt, Najjar ve El-Kulay [7], ısı boruları ile egzoz gazlarındaki atık ısının kazanımında ve geri kazanılan enerji ile havayı soğutmada bir kolaylık sağladılar. Böylece paslanmaz çelik yanma odasında açığa çıkan gazın ısısı

atılmadan ısı boruları ile geri kazandılar. Kazanılan ısıdan ticari sıvı amonyak soğutucu olarak yararlandılar. Soğutulan su; gaz türbini motorunun performansını artırmak için içeri alınan havanın soğutulması amacıyla fan-coil tipi soğutma tüneline alındı. Deney sonuçlarından deneysel tesisin performansının iyi olduğunu, sistemin egzoz gazlarından çıkan enerjinin % 70 ve % 93 arasında geri alındığını ve bunun hava soğutması için yeterli olduğunu tespit ettiler.

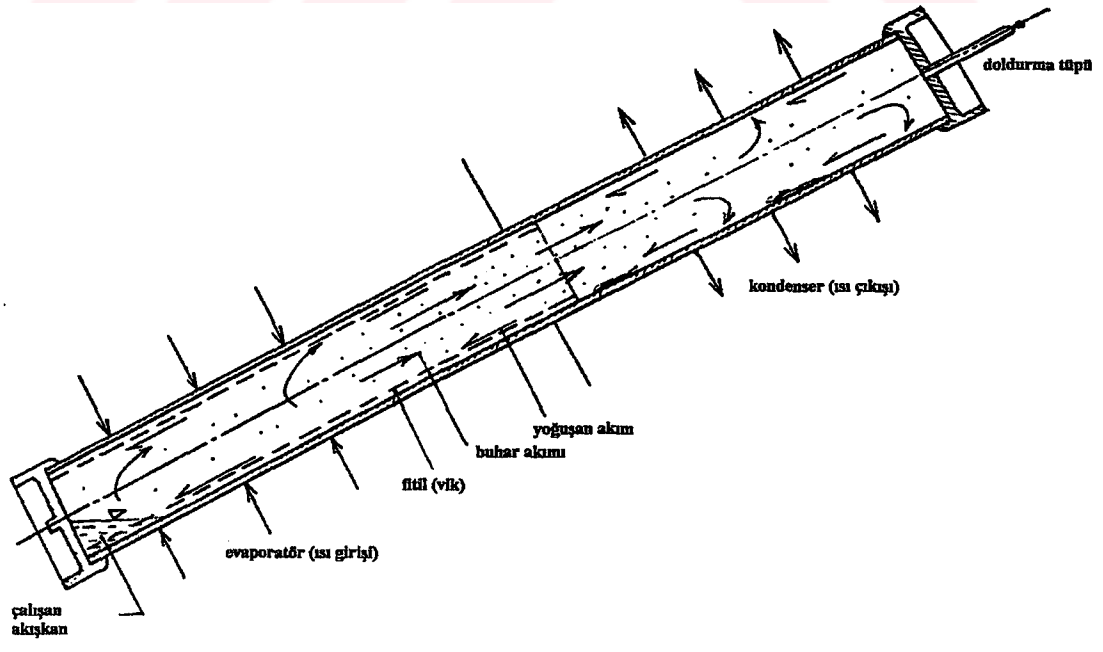
Woloshun [8], düzenli durum (çözümsel temelli) Costello [9], kısa zamanlı (sayısal temelli) ısı borusu uygulamaları için birçok nitelikli bilgisayar programları geliştirdi. Isı borusu performans analiz programı Los alamos'da deneylerle yaygın şekilde araştırıldı. Merrigan [10], yerçekimli potasyum ısı borusu ve Woloshun [11], halka fitilli potasyum ısı borusundaki kaynama limitlerini ilişki kurarak önceden tahmin etmek için çeşitli çalışmalar yaptılar. Merrigan ve Feber [12,13], sıvı metal ısı borusu sistemi hidrodinamik model ile eşleşen serbest enerji minimasyon işlemi kullanılan termodinamik korozyon modelini araştırdılar.

3. ISI BORUSU

3.1. Isı Borusunun Çalışma Prensibi

Isı borusu esas itibariyle, içinde az miktarda ısıtma akışkanı bulunan, havası alınmış kapalı bir kaptır (Şekil 3.1). Kabın iç yüzeyine ince tülden yapılmış olan fitil, konur. Çalışma sırasında buharlaştırıcı (evaporatör) bölgesine uygulanan ısı, ısıtma akışkanının bir bölümünü buharlaştırır ve kısa zamanda, kabın tamamını saf buharla doymuş hale getirir. Sistemden ısı çekilmesiyle birlikte, yoğuşturucu (kondenser) bölgesinde, kap duvarı yüzeyi soğuk olacağı için, bu bölgede yoğuşma başlar. Açığa çıkan yoğuşma ısısı, kondüksiyonla aktarılır. Yoğuşan sıvı, yerçekimi takviyeli ısı borusunda, yerçekimi etkisiyle ve fitil kılcal kuvvetleri ile evaporatöre döner ve çevrim tamamlanır.

Buharlaşma gizli ısısı büyük olduğundan dolayı, önemli miktarda ısı, kabın bir ucundan diğer ucuna, çok az bir sıcaklık farkı ile taşınır. Bundan dolayı, yapı çok yüksek bir ısı iletkenliğine sahip olur.

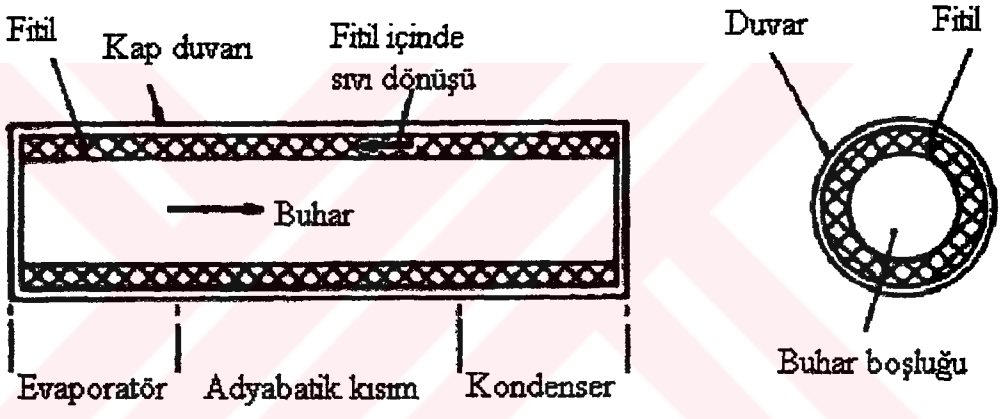


Şekil 3.1. Isı borusunun yapısı

Isı borusunda evaporatörün pozisyonu sınırlandırılmış değildir ve evaporatör herhangi bir konumda kullanılabilir. Eğer ısı borusu evaporatörü en düşük pozisyonda ise, yerçekimi kuvvetleri, fitil kılcal kuvvetlerine de yardım eder.

3.2. Isı Borusu Konstrüksiyonu

Isı borusunun ana bölgeleri, Şekil 3.2.'de gösterilmiştir. Isı borusu, bir evaporatör ve bir kondenserden meydana gelir. Çevre geometrik şartları gerekli kılarsa, evaporatör ve kondenseri ayırmak için adyabatik bir kısım ilave edilir. Isı borusun enine kesiti, kap duvarından, fitil malzemelerinden ve buhar boşluğundan meydana gelir [5].



Şekil 3.2. Isı borusunun ana bölgeleri

3.3. Isı Borusunun Performansı

Isı borusunun performansı, çoğunlukla, eşdeğer ısı iletkenliği cinsinden ifade edilir. İyi bir ısı borusunun, aynı çaptaki dolu bakır çubuğun boyunca iletebildiği ısının birkaç bin mislini, aynı yönde iletebildiği belirtilmektedir [4].

Isı borusunun güç iletme kapasitesi çok yüksektir. 1500 °C'de çalışan ve akışkan olarak lityum kullanan ısı boruları, eksenel olarak 10 ile 20 kW/cm^2'lik ısı taşırlar.

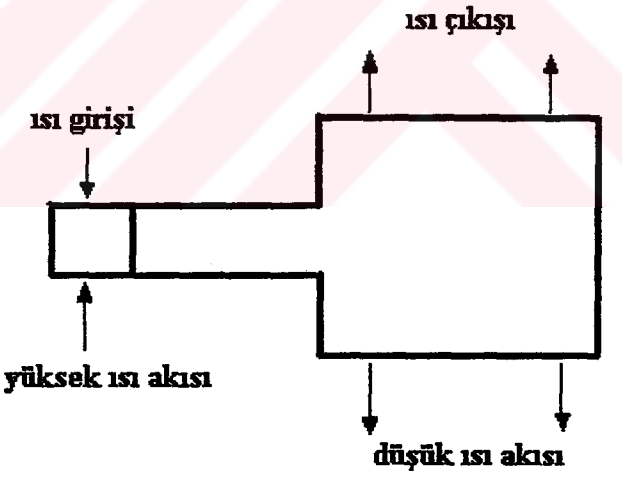
Isıtma akışkanın ve kap malzemelerinin uygun seçilmesi ile, 4 K ile 2300 K arasındaki sıcaklıklardaki kullanım için, ısı borusu imal edilebilir.

Birçok uygulamalar için, silindirik şekilli ısı boruları kullanılır. Özel şartları karşılamak için de farklı ısı boruları geliştirilebilir.

3.4. Isı Borusunun Özellikleri

1.Çok yüksek ısı iletimi.
2.Isı akışı neticesi olarak görev yapma yeteneği (Şekil 3.3).
3.Düşük ısı engelli izoterm bir yüzey;

Isı borusunun kondenser yüzeyi, sabit sıcaklıkta çalışmaya eğilimlidir. Eğer bölgesel bir ısı yükü uygulanırsa, bu bölgede daha çok buhar yoğuşur ve bu, sıcaklığı ilk seviyede tutmaya eğilim gösterir.



Şekil 3.3. Isı akısı aktarımında ısı borusu

4.Değişken ısı engelli veya VCHP;

Gaz dolgulu ısı borusu olarak bilinen ısı borusunun bir değişik şekli, ısı kaynak sıcaklığının çok geniş ısı girişi tesiri sahasında, hemen hemen sabit bir seviyede tutacak, bu ısı borusunda sabit bir basınç tutmak suretiyle, başarılır. Aynı zamanda

da, ısı girişindeki değişiklikle ayarlı olarak yoğuşma alanını değiştirmek suretiyle yapılır. Yoğuşma alanının bu değişimini başarmak için en uygun metot Gaz Doldurması metodudur. Isı borusu, kendisininkinden çok daha büyük bir hacme sahip olan bir rezerve bağlıdır. Rezerv, ısı borusundaki akışkanın doymuş buhar basıncıyla ilgili bir basınca sahip olacak şekilde ayarlanmış nötr bir gaz ile doludur. Isı borusunun normal çalışmasında buhar, nötr gazı rezerve geri pompalamaya eğilimli olur ve gaz-buhar ara yüzeyi, kondenser yüzeyi boyundaki bir noktada bulunur. Gaz dolgusunun çalışmasında, ısı borusu başlangıçta sürekli rejim şartlarında çalıştığı kabul edilir. Isı girişi azar azar artırılır. Bununla birlikte doymuş buhar sıcaklığı ve buhar basıncı da artar. Örneğin, 800 °C'deki sodyumun buhar basıncı, sıcaklığın 10'uncu kuvveti ile değişir. Buhar basıncındaki küçük artış, nötr ara gaz yüzeyinin azalmasına neden olur. Bundan dolayı daha büyük yoğuşum yüzeyi ortaya koyar. Rezerv hacmi, ısı borusu hacmine kıyasla çok daha büyük olarak düzenlenmiş olduğundan, basınçtaki küçük bir değişiklik, gaz ara yüzeyine önemli bir hareket verir. Gaz dolgusu, ısı akışındaki küçük değişikliklerle sınırlı değildir, hatta oldukça çok ısı akışı değişikliklerini karşılar.

Daha basit gaz dolgulu ısı borularında kontrol edilen sıcaklık, diğer ısı borularında olduğu gibi ısı borusundaki buharın sıcaklığıdır. Evaporatör yüzeyi duvarından ve yoğuşum yüzeyi duvarından ısı geçtiği zaman normal ısı düşümleri meydana gelir.

Aktif bir tepki çevrimi kullanımı, ilave bir gelişmedir. Rezervdeki gaz basıncı, ısı kaynağında bulunan sıcaklık hissedici bir eleman tarafından kontrol edilen bir elektrik ısıtıcısı aracılığıyla değişir.

5. Isı diotları ve anahtarları;

Isı anahtarları, ısı borusunun kapatılmasına ve açmasına olanak verirken, ısı diotları, ısının sadece bir yönde akmasına izin verir [5].

3.5. Isı Borusunun Uygulama Alanları

1. Uzay araçlarında sıcaklık kontrolü,
2. Elektronik cihazların soğutulması,
3. Boru sisteminin stabilize edilmesi,
4. Atık ısıların tekrar kullanılması gibi alanlarda uygulamalara rastlanır.
5. Jeotermal enerjinin kullanılması,
6. Enerji depolama,
7. Makine elemanlarının soğutulması,
8. Taşıtlarda iç ısıtma,
9. Gaz türbini jeneratörlerinde ısı transfer elemanı olarak kullanılması,
10. Taşıtların iç ısıtmalarında egzozdan faydalanılması,
11. Uçakların fren sistemlerinin soğutulması.

3.6. Yerçekimi Takviyeli Isı Borusu

Yerçekimi takviyeli ısı borusunun çalışması sırasında, evaporatöre uygulanan ısı enerjisi, ısıtma akışkanının bir kısmının buharlaşmasına sebep olur. Isı borusunun içini dolduran saf buhar, kondenserin soğuk olan duvarına temas edince, kondenserde yoğuşma başlar. Yoğuşan ısıtma akışkanı, yerçekimi etkisiyle buharlaştırıcıya akar. Orada yeniden buharlaşır ve hızlı bir buhar akımı halinde yeniden kondensere döner. Bu çevrim sırasında buhar hızları, aksi yönde ilerleyen sıvı akışına kıyasla, yüksek olup, bazı hallerde buhar hızının ses hızına yaklaştığı ve hatta ses üstü hızlara ulaştığı görülür. Çift fazlı akımdaki bu büyük hız farkı, evaporatörden kondensere pompalama olayının doğmasına yol açar. Bunun sonucu olarak, ısı borusunun içinde kalan yoğuşmaz gazlar, önce kondenserde birikir; evaporatör sıcaklığı arttıkça, kondenserde sıkışan bu yoğuşmaz gaz sütunu, artan buhar momentumunun baskısı altında, kondenser üst ucuna hapsedilir. Pratikte, kondenser sıcaklığı ölçüldüğü zaman, kondenser bölgesi ile yoğuşmaz gaz sütununun yerini kesin hatlarla tespit etmek mümkündür; kondenser bölgesindeki sıcaklık, evaporatördakine eşit olduğu halde, yoğuşmaz gaz bölgesindeki sıcaklık ortam sıcaklığındadır [14].

Yerçekimi tesirli ısı borusu aşağıda belirtilen özellikleri dolayısıyla seçilen bir ısı transfer elemanıdır.

1. -50 °C ile 100 °C arasında iyi netice verebilecek ısıtma akışkanlarının varlığı,
2. Isı borusu boyunca sıcaklığın yeknesak kalması, bu sebeple yüksek efektif ısıl geçirgenliğe sahip olması,
3. Ters sirkülasyon imkanı olmadığı için, gece kayıpların asgari olması,
4. Sistem reaksiyon zamanının kısa olması,
5. Sistemde hareketli eleman bulunmaması.

3.7. Isı Borusunun Teorisi

3.7.1. Isı borusunda basınç

Isı borusunun çalışabilmesi için maksimum kılcal pompalama basınç farkı $(\Delta P_c)_{max}$'ın borudaki toplam basınç düşümünden daha büyük olmalıdır. Bu basınç düşümü, üç bileşenden meydana gelir.

1. Sıvıyı kondenserden evaporatöre geri getirmek için gerekli basınç düşümü (ΔP_ℓ),
2. Buharın evaporatörden kondensere akması için gerekli basınç düşümü (ΔP_v),
3. Sıfır, artı veya eksi olabilen yerçekimi basınç farkı (ΔP_g).

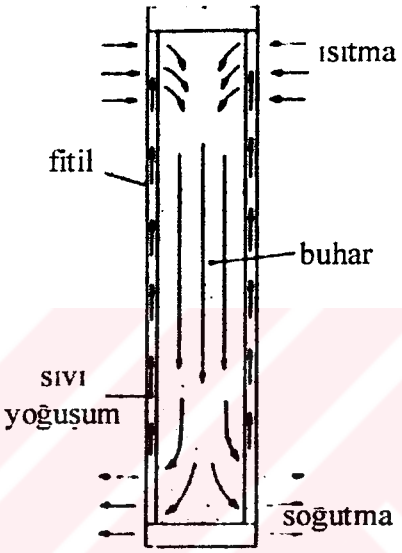
Dolayısıyla ;

$$(\Delta P_c)_{max} \geq (\Delta P_\ell) + (\Delta P_v) + (\Delta P_g)$$

Bu şart karşılanmaz ise, fitil, evaporatör bölgesinde kurur ve ısı borusu çalışmaz.

İlk çalıştırma sırasında ve yüksek sıcaklıkta sıvı metal ısı boruları ile buhar hızları ses değerlerine ulaşır. Böyle durumlarda, sıkıştırılabilme etkileri dikkate alınmalıdır. Ses durumları, ısı borusunun olası maksimum ısı aktarım kapasitesine bir sınır

getirir. Düşük sıcaklıkta viskoz kuvvetleri diğer sınırları getirir. Artan sıcaklıklarda, fitilde çalışan sıvının buhar akışından yeterli olmayan kılcallık basınç farkında ve evaporatör yanmasından ve süpürme olmasından ötürü sınırlamalı olarak ortaya çıkar. Maksimum eksenel ısı aktarımı üzerindeki bu sınırlamalar Şekil 3.4'de gösterilmiştir [15].



Şekil 3.4. Isı borusundaki ısı aktarımına sınırlamalar

Çalışma noktasının bu eğrilerin arasında bulunan alanda seçilmesi gerekir. Bu alanın gerçek şekli, çalışma akışkanına, fitil malzemesine bağlıdır ve farklı ısı boruları için değişir. Buhar basınç kaybı ve yerçekimi basınç farkı ihmal edilirse, çalışan akışkanın maksimum ısı aktarımını belirleyen özellikler, Değer Sayısını (M_e) meydana getirmek için bir araya getirilebilirler.

$M_e = \frac{\sigma_\ell . L . \rho_\ell}{\mu_\ell}$ olarak elde edilmiştir.

σ_ℓ : Yüzey gerilimi

L : Buharlaşma entalpisi veya gizli ısısı

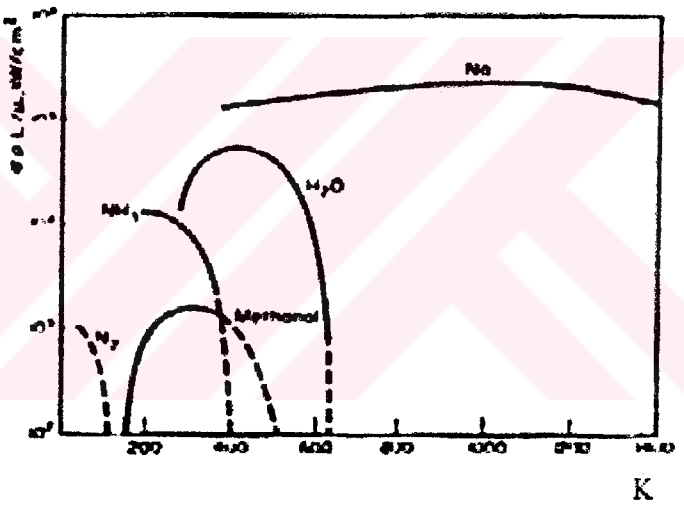
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ρ_ℓ : Isıtma akışkanının yoğunluğu

μ_ℓ : Isıtma akışkanının viskozitesi

Değer sayısının, diğer ısıtma akışkanları için sıcaklıkla değişimi Şekil 3.5'de görülmektedir. Maliyet gibi diğer faktörler de ısıtma akışkanının seçiminde etkili olur.

Isı borusu, çok yüksek ısı iletkenliğine sahiptir. Buna rağmen sıcaklık düşümleri hem evaporatörde ve kondenserde radyal olarak hem de borudan aşağı eksenel olarak meydana gelir.



Şekil 3.5. Değer sayısının ısıtma akışkanları için sıcaklıkla değişimi

3.7.2. Yüzey gerilimi ve yüzey enerjisi

Bir sıvı içindeki moleküller birbirini çekerler. Bir sıvıdaki bir molekül, etrafındaki diğer moleküller tarafından ve ortalama olarak bütün yönlerde eşit bir şekilde çekilir; bundan dolayı herhangi bir toplam kuvvete maruz kalmaz. Molekülün sıvının yüzeyinde veya yakınında olması halinde, çekim kuvvetleri artık dengelenmez ve molekül, içeriye doğru bir toplam kuvvete maruz kalır. Bu etkiden dolayı sıvı, minimum alana sahip olan bir şekil almaya yönelir. Vakumda serbest düşen bir

damlacık küre şeklini alır. Bu kendiliğinden eğilimde, sıvı yüzey, gerilim altında lastik bir membran (zar) gibi davranır.

Yüzey alanını arttırmak için, sıvının üzerine iş yapılması gerekir. Bu işle ilgili olan enerji, serbest yüzey enerjisi olarak bilinir ve ilgili 'serbest yüzey enerjisi/birim yüzey alanı' σ_ℓ sembolü ile verilir. Örneğin; bir sabun filmi, Şekil 3.6.'da olduğu gibi bir tel desteği üzerine yerleştirilirse ve alan, bir tarafın dx mesafesi kadar hareket ettirilmek suretiyle arttırılırsa,

Yapılan iş $= f.dx =$ yüzey enerjisindeki artış $= 2 \,.\, \sigma_\ell \,.\, L \,.\, dx$

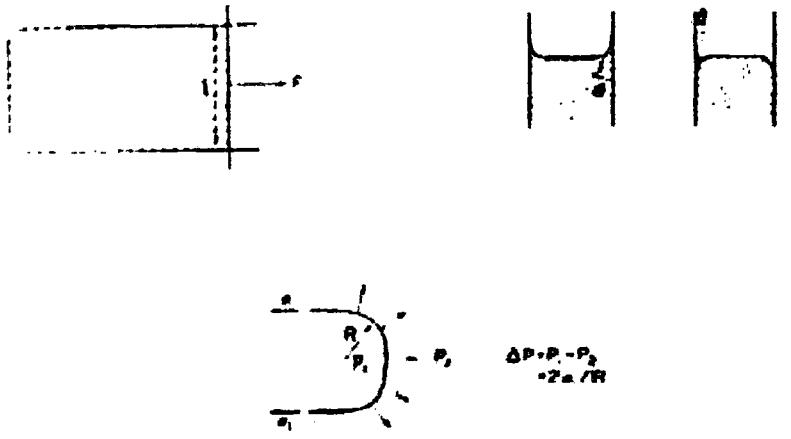
2 katsayısı, filmin iki serbest yüzeye sahip olmasından ortaya çıkar. Bundan dolayı, eğer T, iki yüzeyin her bir kuvvet/birim uzunluk ise,

$2 \,.\, T \,.\, L \,.\, dx = 2 \,.\, \sigma_\ell \,.\, L \,.\, dx$ veya $T = \sigma_\ell$ 'dır.

Bu kuvvet, birim uzunluk yüzey gerilimi olarak tanınır. Bu, sayısal olarak N/m veya J/m² gibi birim takımlarıyla ölçülen yüzey enerjisi, birim alan'a eşittir. Bazı ısıtma akışkanları için, yüzey gerilimi değerleri, Ek 1'de verilmiştir.

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

$$\Delta P = \frac{2\sigma_1}{R}$$



Şekil 3.6. Yüzey gerilimi ve eğri bir yüzeyin enindeki basınç farkı.

Buharlaşma gizli ısısı, bir sıvının molekülleri arasındaki çekim kuvvetlerinin bir ölçüsü olduğundan, yüzey enerjisi geriliminin L ile ilgili olduğu anlaşılmıştır. Katılar da, serbest yüzey enerjisine sahiptirler ve büyüklük olarak, aynı malzemenin ergimiş halindeki değerine benzer olduğu bulunmuştur.

Bir sıvı, bir katı yüzeyle temas halinde olduğu zaman, katının yakınındaki sıvıdaki moleküller, sıvıdaki diğer moleküllerden gelen kuvvetlere ek olarak, katı cismin moleküllerinden gelen kuvvetlere de maruz kalır. Bu katı/sıvı kuvvetlerin, çekim ve tepki kuvvetleri olup olmamasına bağlı olarak, sıvı katı yüzeyi yukarıya veya aşağıya doğru eğri yapar. Çekim ve tepki kuvvetleri için bilinen en iyi örnekler sırasıyla su ve cıvadır.

Kuvvetlerin çekim kuvvetleri olduğu durumlarda, sıvı-katıya ıslak denir. Sıvı yüzeyin katı ile yaptığı açı, temas açısı olarak tanımlanır.

Islaklık için θ, sıfır ile $\frac{\pi}{2}$ arasında bulunur ve Islak olmayan sıvılar için $\theta > \frac{\pi}{2}$'dir.

Toplam yüzey enerjisi, ıslaklıkla azaltılır.

$\sigma_{SL}+\sigma_{LV}<\sigma_{SV}$

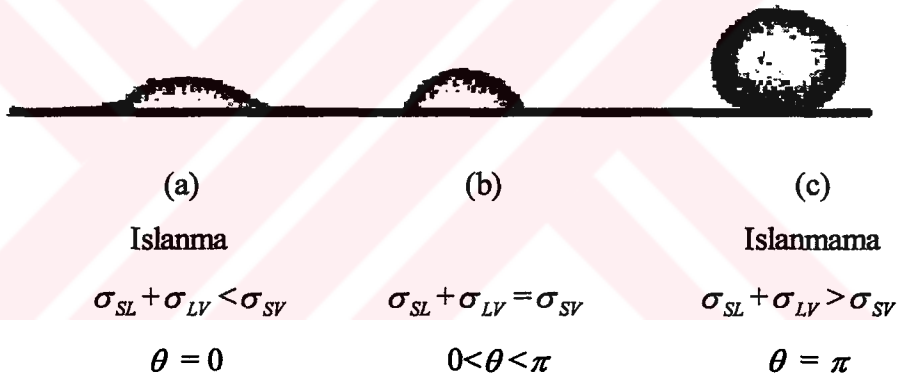
Burada S, L ve V indisleri sırasıyla, katı, sıvı ve buhar durumlarını (Şekil 3.7) göstermektedir.

$\sigma_{SL}+\sigma_{LV}<\sigma_{SV}\ \theta=0$

$\sigma_{SL}+\sigma_{LV}=\sigma_{SV}\ 0<\theta<\pi$

$\sigma_{SL}+\sigma_{LV}>\sigma_{SV}\ \theta=\pi$

Islanma, eğer $\sigma_{SL}+\sigma_{LV}>\sigma_{SV}$ (Şekil 3.7.c) olursa Şekil 3.7.a meydana gelmez. Kısmi ıslanma için durum, $\sigma_{SL}+\sigma_{LV}=\sigma_{SV}$ Şekil 3.7.b'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Islanma ve ıslanmama

3.7.2.1. Eğri bir yüzeyin boyunca basınç farkı

Yüzey geriliminin sonuçlarından biri, konkav yüzeylerdeki basınç, konveks yüzeyler üzerindekinden daha azdır. Bu basınç farkı ΔP, yüzey enerjisi σ_1 ve yüzeyin eğrilik yarıçapı R ile ilgilidir. Bu ilişki, aşağıdaki gibi elde edilebilir.

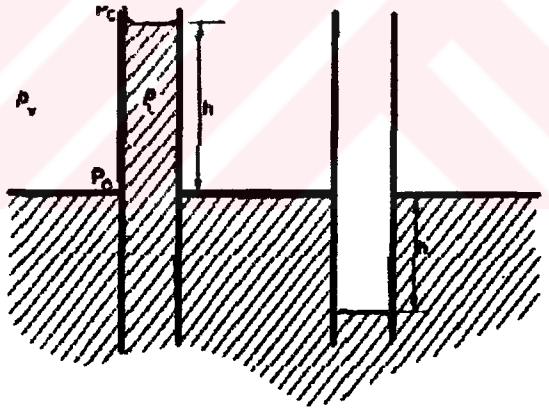
Yarı küresel bir yüzeyi düşünürsek, çevresi boyunca etki eden gerginlik kuvvetleri $2\pi R.\sigma_1$ ile verilir ve bu kuvvetler, yüzeye dik etki eden basınç kuvvetleri $\Delta P.\pi R^2$ ile dengelenir. Bundan dolayı;

$$\Delta P = \frac{2\sigma_\ell}{R}$$

Eğer yüzeye dik açılı olan R_1 ve R_2 gibi iki tane eğrilik yarıçapı varsa, o zaman;

$$\Delta P = \sigma_\ell \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \text{ olur.}$$

Bu basınç farkından dolayı, r yarıçaplı düşey bir boru, boruyu ıslatan bir sıvının içine konursa, sıvı, tüpte düz sıvı yüzeyinin h kadar üzerine yükselir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Bir borudaki kılcal yükselme

Basınç dengesi; $\rho.g.h = \frac{2\sigma_\ell}{r}.\cos\theta$ 'yi verir.

Burada;

ρ_ℓ : sıvı yoğunluğu

θ : temas açısıdır.

Etki, kılcallık etkisi ve kılcallık olarak tanınır ve standart ısı borusu için, temel sürükleyici kuvvettir.

Islanmayan sıvılar için, eğri yüzeyleri, sıvı düz yüzeyinin altına bastırılır. Isı borularında her zaman, ıslanan sıvılar kullanılır.

3.7.2.2. Eğri bir sıvı yüzeyindeki buhar basıncındaki değişim

Şekil 3.8'den, konkav yüzeydeki buhar basıncının, düz sıvı yüzeyindekinden, h uzunluğundaki kolondaki buharın ağırlığına eşit, bir miktar daha az olduğu görülmektedir.

Bu basınç farkı; $P_c - P_o = g.\rho_v.h$'dır.

ρ_v'nin sabit olduğunu (bu hemen hemen doğru bir kabuldür) kabul edersek,

$$(\rho_\ell - P_v).gh = \frac{2\sigma_\ell}{r}$$

$$P_c - P_o = \frac{2\sigma_\ell}{r}.\frac{\rho_v}{\rho_\ell - \rho_v}$$

Bir basınç farkı $(P_c - P_0)$, toplam kılcallık basınç farkı $\left(\frac{2\sigma_\ell}{r}\right)$ ile kıyaslandığında küçüktür ve ısı borusu tasarımında ihmal edilebilir.

3.7.2.3. Yüzey geriliminin ölçülmesi

Bir sıvının yüzey gerginliğini ölçmek için bir çok yöntem vardır. Kılcallık kuvvetinin bir ölçümü olarak $\sigma.\cos\theta$ araştırırsak;

En kolay ölçme, bir tüpe h seviyesine kılcal yükselmedir ve bu da,

$$\sigma_\ell.\cos\theta = \frac{\rho_\ell.ghr}{2}$$

Pratik ısı borusu tasarımında, ayrıca efektif delik yarıçapı r'yi bilmek de gerekmektedir.

Sistemlenmiş delikli bir yapı veya birçok katıdan meydana gelen bir fitil için, bunu tahmin etmek hiç de kolay değildir. Çalışan akışkanın elde edeceği maksimum yüksekliği ölçmek suretiyle, akışkanın fitil kombinasyonları için, kılcallık basınç farkı üzerine bilgi elde etmek mümkündür. Birçok araştırmacı, farklı yapılar için, maksimum yükseklik üzerine ölçümleri bildirmişlerdir. Aynı yapılar için, sonuçlar, filmin yükselmesine ve alçalmasına bağlı olarak farklı olabilirler. Bunun nedeni, Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Yükselen ve alçalan kolon ve ara yüzeyleri

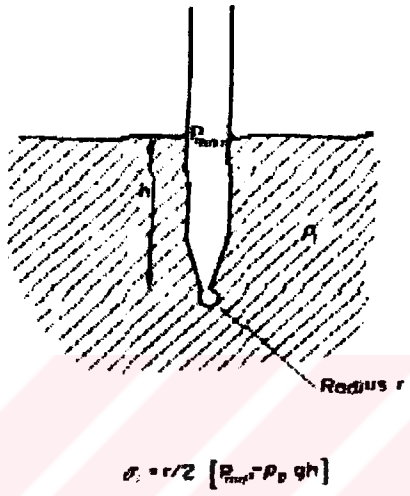
σ_ℓ'nın ölçülmesi için bazen uygulanan, diğer bir kolay yöntem de, Şekil 3.10'da gösterildiği üzere, maksimum kabarcık basıncının ölçülmesidir.

Basınç, kabarcık patlayınca kadar yavaş yavaş arttırılır ve basınç düşer. Kabarcık yarıçapı, maksimum tüp basıncına ulaştığında ve bu noktada,

$$P_{max} = \rho_\ell .hg + \frac{2\sigma_\ell}{r}$$

$$\sigma_\ell = \frac{r}{2}[P_{max} - \rho_\ell .gh]$$

Bu yöntem, Baldanski ve Schins tarafından, sıvı metaller için kullanılmıştır [16].



Şekil 3.10. Yüzey gerilimi ölçümü için Jager Yöntemi

İki sıvının yüzey gerilimi; dar bir düşey borudan düşen damlacıkların kütlesini karşılaştırmak suretiyle, mukayese edilebilir. Eğer sırasıyla m_1 ve m_2 ise;

$$\frac{m_1\rho_1}{m_2\rho_2} = \frac{\sigma_{\ell 1}}{\sigma_{\ell 2}}$$

3.7.2.4. Yüzey gerilimi sıcaklık ilişkisi

Yüzey gerilimi, sıcaklık artarken azalır. Bu etki, ilk önce Eötves [17] tarafından çalışılmıştır ve onun denklemi, daha sonra Ramsay ve Shields tarafından değiştirilmiştir.

$$\sigma_\ell \cdot \left(\frac{M}{\rho_\ell}\right)^{2/3} = H.(T_c - 6 - T)$$

Burada;

M : moleküler ağırlık

T_c : Kritik sıcaklık (Kelvin olarak)

T :sıcaklıktır (Kelvin olarak).

H :Normal ilgisi olmayan sıvılar için 2,12'ye eşit bir sabittir. Hidroksil ihtiva eden su ve alkoller gibi maddeler, ayrıca sıcaklığa bağlı olan daha düşük H değeri verirler.

Eötvös-Ramsay-Shields denklemi, sıvı metal ve ergimiş tuzların deneysel olarak izlenen davranışları ile uyum göstermez.

Bohdansky ve Schins [16], T_c gerçek kritik sıcaklığından % 10 daha az ise, beklenen sonuçlarla uyum gösteren bir denklem türetmişlerdir.

$$\frac{\sigma_\ell}{\sigma_{\ell o}} = 1 - \frac{T}{T_c} - 0{,}40\left[1 - \frac{T}{T_c}\right].\frac{T}{T_c}$$

3.7.2.5. Kılcallık basıncı

Eğri bir sıvı yüzey arası boyunca basınç düşümü,

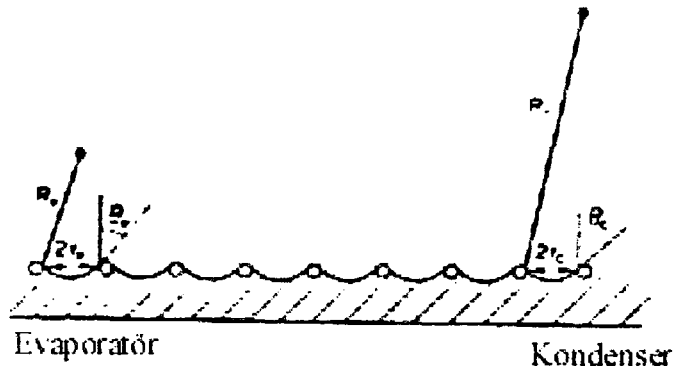
$\Delta P = \frac{2\sigma_\ell}{R}$ 'dir.

Şekil 3.11'den görülmektedir ki, $R.\cos\theta = r$ 'dir.

Burada;

r : fitil deliklerinin efektif yarıçapı

θ : temas açısıdır.



Şekil 3.11. Evaporatör ve kondenserdeki fitil ve delik parametreleri

Bundan dolayı, evaporatördeki kılcallık basıncı; $\Delta P_e^{'} = 2\sigma_\ell . \dfrac{\cos\theta_e}{r_e}$

Benzer olarak, kondenserdeki kılcallık basıncı; $\Delta P_c = 2\sigma_\ell . \dfrac{\cos\theta_c}{r_c}$

Toplam kılcallık basıncı ise; $\Delta P_c = 2\sigma_\ell . \left(\dfrac{\cos\theta_e}{r_e} + \dfrac{\cos\theta_c}{r_c} \right)$

olacaktır.

Bu ΔP_c, $\cos\theta_e$=1 ve $\cos\theta_c$=0 olduğu zaman, maksimum değere sahip olacaktır. Bundan dolayı,

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2\sigma_\ell}{r_e}$$

3.7.3. Sürtünme kuvvetleri nedeniyle basınç farkı

Bu bölümde, sıvı ve buhar fazlarındaki sürtünme kuvvetleri tarafından meydana gelen basınç fazları incelenecek ve daha sonra kullanılacak terimlerin bazıları açıklanacaktır.

3.7.3.1. Laminer akım - Hagen Poiseuille denklemi

Sabit viskoziteli sıkıştırılmayan bir sıvının yarıçapı a olan dairesel bir boru içinde zamana bağlı olmayan laminer bir akım, Hagen-Poiseuille denklemi ile açıklanmıştır.

Bu denklem, r yarıçapı mesafesinde akışkanın u_r hızını, ℓ boru boyunca olan basınç farkı ile ilişki kurar.

$$u_r = \frac{a^2}{4\mu}\left[1-\left(\frac{r}{a}\right)\right]^2 . \frac{P_2 - P_1}{\ell}$$

Hız, borunun eksenindeki maksimum bir değerden boru duvarındaki sıfıra, parabolik bir şekilde değişir.

$$u_{max} = \frac{a^2}{4\mu} . \frac{P_2 - P_1}{\ell}$$

Ortalama hız; $u = \frac{a^2}{8\mu} . \frac{P_2 - P_1}{\ell}$

Yeniden düzenlersek,

$$\frac{P_2 - P_1}{\ell} = \frac{8\mu u}{a^2}$$

Bir boyutlu işlemlerde, tamamıyla ortalama hız u kullanılır.

Her saniye akan hacim V ise;

$$V = \rho u \pi a^2 = \frac{\pi a^4}{8\mu} . \frac{P_2 - P_1}{\ell}$$

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Ve ρ, akışkanın yoğunluğu ise, kütle debisi $\dot{m}$,

$$\dot{m} = \rho V = \frac{\pi a^4}{8\mu} \cdot \frac{P_2 - P_1}{\ell}$$

3.7.3.2. Reynold sayısı (Re)

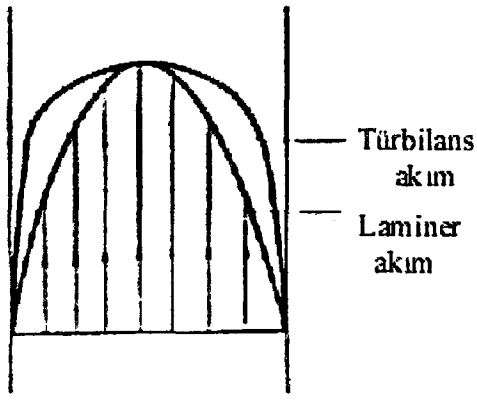
Hız arttıkça, akım laminerden, türbilansa değişir, geçiş noktası Re sayısı ile ifade edilir. Reynold sayısı;

$$\text{Re} = \frac{\rho u.d}{\mu}$$

Burada $d = 2a$, boru çapıdır. Re, boyutsuzdur ve

$\text{Re} = \frac{\rho u^2}{\mu \frac{u}{d}}$ şeklinde yazmak suretiyle akışkana etki eden, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranının ölçüsü, olarak görünür.

Re>2100 durumunda, akım şekli laminerden, türbilansa değişir ve hız profili parabolik şekilden, Şekil 3.12'de gösterilen profile değişir.



Şekil 3.12. Laminer ve türbilans akım için borudaki hız dağılımı

Kinetik enerji veya akım enerjisini, L boru uzunluğu boyunca viskoz sürtünmesi nedeniyle kaybedilen enerji ile karşılaştırmak, aydınlatıcıdır. Her ikisini de efektif basınç farkı ΔP cinsinden ifade edilir.

Kinetik enerji terimi $\Delta P_{KE} = \frac{\rho u^2}{2}$ ve viskoz terimi ΔP_F denklemi ile verilmiştir.

$$\Delta P_F = \frac{8\mu u\ell}{a^2}$$

$$\frac{\Delta P_{KE}}{\Delta P_F} = \frac{\rho u a}{16\mu\ell} = \frac{\mathrm{Re}.a}{32.\ell}$$

Bu, akımın hala laminer olduğu varsayıldığında, kinetik enerji terimi ΔP_{KE} 'nin

$$\ell = \frac{\mathrm{Re}.a}{32}$$

uzunluğu için, viskoz terimine eşit olduğu anlamındadır.

3.7.3.3. Türbilans akım – Fanning denklemi

Türbilans akım için basınç düşümü, Fanning denklemiyle çoğunlukla, ortalama hızla ilgilidir.

$$\frac{P_2 - P_1}{\ell} = \frac{4}{d}.f.\frac{1}{2}\rho u^2$$

Burada;

f, Fanning faktörüdür. f, Reynold sayısı ile bağlantılıdır ve türbülanslı bölgede, Blasius denklemi ile verilir.

$$f = \frac{0{,}0791}{\mathrm{Re}^{1/4}} \qquad 2100<\mathrm{Re}<10^5$$

Eğer Re <2100 için $f = \frac{\mathrm{Re}}{16}$ yazarsak, Fanning denklemi Hagen-Poiseuille şeklinde indirgenir.

3.7.3.4. Navier - Stokes denklemi

Yukarıda verilen basit, bir boyutlu işlem, genellikle sıvı fazındaki durumu açıklamak için yeterlidir. Evaporatördeki ve kondenserdeki radyal hız, dikkate alınması gerektiğinden, buhar fazı daha karışıktır. Bu yapıldığı zaman, hız profili evaporatörde adyabatik bölgelerde, Hagen Poiseulle akımı için olan hız profiline benzer, fakat kondenser bölgesinde bundan, oldukça çok sapar. Tam bir inceleme yapmak için, tam momentum denklemini çözmek gerekir.

Bu küçük bir hacim elemanı için;
Elemanın kütlesi x ivme = Elemana etki eden kuvvetlerin toplamı
= Basınç kuvvetleri+yerçekimi kuvveti +
diğer kuvvetler (yani manyetik kuvvetler)
şeklinde ifade edilir.

Bu denklem, Navier-Stokes denklemi olarak bilinir ve koordinat şeklinde yazılır. Navier-Stokes denklemi, süreklilik denklemi ile çözülür ve akışkan sıkıştırılmaz değil ise, durum denklemine de ihtiyaç vardır.

Üniform, sabit viskoziteli bir akışkanın hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho\frac{Du}{Dt} = -gradP + \mu\nabla^2 u + \frac{\mu}{3}grad.divu + \rho F$$

Burada $\frac{D}{Dt}$ toplam zaman türevidir.

Bu kartezyen koordinatlarda,

$\frac{D}{Dt}=\frac{\partial}{\partial t}+u_x\frac{\partial}{\partial x}+u_y\frac{\partial}{\partial y}+u_z\frac{\partial}{\partial z}$ şeklinde yazılır.

- grad P, basınçtan dolayı meydana gelen kuvveti temsil eder.

$m\nabla^2 u+\frac{\mu}{3}grad.div.u$, viskoz etkisinden meydana gelen kuvvettir. ρF, cisim kuvvetleridir.

Sadece yerçekimi ve cisim kuvvetleri mevcut ise, o zaman ρg'a indirgenir. Eğer, çoğu zamanki durumda olduğu gibi,sıkıştırılamayan akımı kabul edersek, denklem aşağıdaki şekle indirgenir.

$$\rho\frac{Du}{Dt}=-gradP+\mu\nabla^2 u+\rho F$$

Bu denklem Navier-Stokes denklemidir [50]. Eğer akışkan, viskoz değilse $\mu=0$ ve Navier-Stokes denklemi, Euler denklemine indirgenir.

$$\rho\frac{Du}{Dt}=-gradP+\rho g$$

Navier-Stokes denkleminin bileşenleri, kartezyen ve silindirik koordinatlarda aşağıda verilmiştir [51].

x, y, z kartezyen koordinatlarda;

x bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_x}{\partial t}+u_x\frac{\partial u_x}{\partial x}+u_y\frac{\partial u_x}{\partial y}+u_z\frac{\partial u_x}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2}\right]+\rho g_x$$

y bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_y}{\partial t}+u_x\frac{\partial u_y}{\partial x}+u_y\frac{\partial u_y}{\partial y}+u_z\frac{\partial u_y}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left[\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2}\right]+\rho g_y$$

z bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_x\frac{\partial u_z}{\partial x}+u_y\frac{\partial u_z}{\partial y}+u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}\right]+\rho g_z$$

r, θ, z silindirik koordinatlarda;

r bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}.\frac{\partial u_r}{\partial \theta}-\frac{{u_\theta}^2}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial r}+\mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left[\frac{1}{r}.\frac{\partial}{\partial r}(ru_r)\right]+\frac{1}{r^2}.\frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}.\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right]+\rho g_r$$

θ bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_\theta}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_\theta}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}.\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}+\frac{u_r u_\theta}{r}+u_z\frac{\partial u_\theta}{\partial z}\right]=-\frac{1}{r}\frac{\partial P}{\partial \theta}+\mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left[\frac{1}{r}.\frac{\partial}{\partial r}(ru_\theta)\right]+\frac{1}{r^2}.\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}.\frac{\partial u_r}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2}\right]+\rho g_\theta$$

z bileşeni,

$$\rho\left[\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_z}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}.\frac{\partial u_z}{\partial \theta}+u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left[.\frac{r\partial u_z}{\partial z}\right]+\frac{1}{r^2}.\frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}\right]+\rho g_z$$

Süreklilik denklemi;

[Elemana giren kütle oranı - Elemanı terk eden kütle oranı = Kütle birikme oranı] olarak ifade edilir.

Durum denklemi, akışkanın yoğunluğunu basıncı ile bağlantı kurar. Genellikle, buharın tam gaz gibi davrandığını, kabul edilir. Bu durumda;

$$\rho=\frac{P}{RT}$$

Burada;

P: Basınç

R: Üniversal gaz sabitesi=$\frac{Ro}{M}$

T : Mutlak sıcaklıktır.

3.7.4. Sıvı fazdaki basınç farkı (ΔP_ℓ)

Sıvı fazdaki akım rejimi, hemen hemen her zaman laminerdir. Sıvı kanalları, genel olarak dosdoğru olmayacaklarından, ne de dairesel kesitli olacaklarından ve çoğunlukla birbirleri ile bağlantılı Hagen-Poiseuille denklem, bu farkları dikkate almak için düzeltilmelidir.

Kütle akımı (debi) hem evaporatör hem de kondenser de bölgesinde değişeceğinden, bu bölgeler için geometrik uzunluktan ziyade efektif uzunluk kullanılır. Eğer birim

uzunluktaki kütle değişimi sabit ise toplam kütle akımı lineer olarak bu bölgeler boyunca artar veya azalır.

Bundan dolayı, evaporatör uzunluğu ℓ_e ve kondenser uzunluğu ℓ_c, $\ell_e/2$ ve $\ell_c/2$ ile değiştirilir. Akışkan akımı için toplam efektif uzunluk, ℓ_{eff} olur.

$$\ell_{eff} = \ell_a + \frac{\ell_e + \ell_c}{2}$$

Kılcal yapı içerisindeki eğri büğrülük ayrı olarak dikkate alınmalıdır.

Üç ana kılcallık geometrisi vardır.

1.Birbirine bağlı delikçiklerden meydana gelen delikli bir bünyeyi ihtiva eden fitil bünyeler. Tüller, keçeler ve sinterlenmiş fitiller bu başlık altında gelirler. Bunlara sık sık homojen fitiller olarak başvurulur.

2.Açık oluklar

3.Sıvı akım için daha ince bir ağ kılcal bünye ile kapatılmış bir alanı ihtiva eden örtülü kanallar. Oluğu ve ana fitilleri örten tüllü oluklandırılmış ısı boruları oluğu bu kategoride dahi edilmiştir. Bu fitiller bazen kompozit fitiller olarak anlatılır.

3.7.4.1. Homojen fitiller

Eğer ε, akışkan için mevcut kesit alan kesri olan fitilin kesri boşluğu ise, toplam akım kesit alanı $2\pi\left(r_w^2 - r_v^2\right)\varepsilon$ 'dur.

Eğer r_c, efektif delik çapı ise, Hagen-Poiseuille denklemi,

$$\dot{m} = \frac{2\pi\left(r_w^2 - r_v^2\right)\varepsilon r_c \rho_\ell^2}{8\mu_\ell}\left(\frac{\Delta P_\ell}{\ell_{eff}}\right)$$ denklemini verir.

Onu ısı akımı cinsinden ifade edersek $Q = \dot{m}L$ olur. Burada L buharlaşma gizli ısısı veya entalpisidir. Formülü yeniden düzenlersek,

$$\Delta P_\ell = \frac{8\mu_\ell Q \ell_{eff}}{2\pi\left(r_w^{\,2} - r_v^{\,2}\right)\varepsilon r_c \rho_\ell^{\,2} L} \text{ olur.}$$

Delikli madde için, bu denklem aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta P_\ell = \frac{b\mu_\ell Q \ell_{eff}}{2\pi\left(r_w^{\,2} - r_v^{\,2}\right)\varepsilon r_c \rho_\ell^{\,2} L}$$

Burada b, eğri bütünlük için düzeltmeyi dahil etmek için, 10 ile 20 arasında boyutsuz bir sabittir.

Bu formül, teorik işlem için yararlı olabilirse de, uygulamada ölçülmesi zor olan b, ε ve r_c gibi üç sabiti içerir. Bundan dolayı, bu şekildeki fitil malzemesi için ΔP_ℓ'nin hesaplanması için Darey kanunu kullanılır.

Darey kanunu $\Delta P_\ell = \frac{m_\ell \ell_{eff} \dot{m}}{\rho_\ell K A}$ şeklinde yazılır.

K : Fitil geçirgenliği

A : Fitilin enine kesit alanıdır.

Denklem $\dot{m} = \frac{2\pi\left(r_w^{\,2} - r_v^{\,2}\right)\varepsilon r_c \rho_\ell^{\,2}}{8\mu_\ell}\left(\frac{\Delta P_\ell}{\ell_{eff}}\right)$ ile karşılaştırıldığında Darey kanununun, delik büyüklüğünü, dağılımını ve eğri büğrülüğünü itibara alan düzeltme faktörlerini K değerinde bulunduran Hagen-Poiseuille denklemi olduğu görülür. Bu formül, değeri kolayca ölçülen K geçirgenliğinin tarifi olarak kullanılır.

Literatürde bazen Blake-Kozeny denklemi kullanılır. Bu denklem çapı D olan kürelerden meydana gelen delikli bir cisimdeki basınç gradyanını, sıvı akımı ile bağlantı kurar.

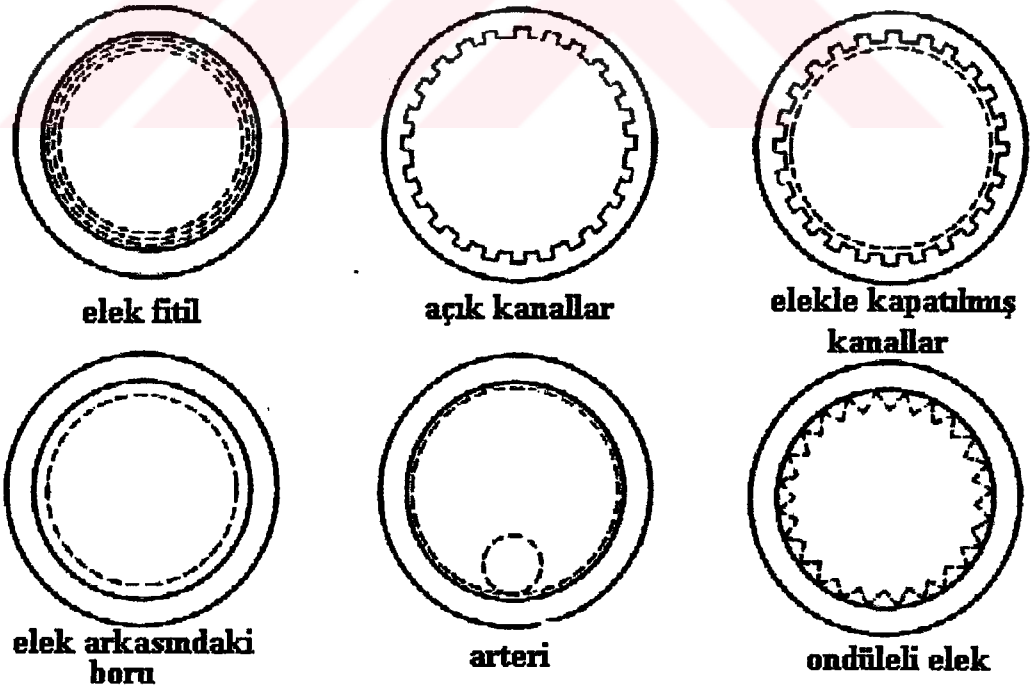
Darey kanununa benseyen sadece düzeltme faktörlü Hagen-Poiseuille denklemi, Blake-Kozeny denklemi;

$\Delta P_\ell = \frac{150.\mu(i-\varepsilon')^2 \ell_{eff} u}{D^2 \varepsilon'^3}$ olarak yazılır ve laminer akıma uygulanır.Bunun için

$\mathrm{Re}' = \frac{\rho u D}{\mu(i-\varepsilon')}$ <10 olması gerekir.

Burada $u = \frac{\dot{m}}{\rho_\ell A}$ sathi hızdır ve $\varepsilon' = \frac{Boşluklarınhacmi}{cisimhacmi}$'dir.

Çeşitli fitil kesitleri Şekil 3.13'de gösterilmiştir.



Şekil.3.13. Fitil seçimi

3.7.4.2. Uzunlamasına oluklu fitiller

Oluklu fitiller için, sıvıdaki basınç düşümü;

$\Delta P_\ell = \frac{8.\mu_\ell Q\ell}{\pi r_e^4 N \rho_\ell L}$ olarak verilir.

Burada,

N : Oluk sayısı

r_e : Efektif oluk yarıçapıdır ve efektif hidrolik yarıçap bağlantısıyla tarif edilir.

Yüksek buhar hızlarında, kayma kuvvetleri, açık olulardaki sıvı akımını engelleme eğilimindedirler. Bu durumdan, kompozit fitil malzemesini yapmak için ince delikli elek kullanmak suretiyle, kaçınılabilir.

3.7.4.3. Kompozit fitiller

Arteri veya kompozit fitiller olarak böyle bir sistem, sıvıyı evaporatör ve kondenser yüzeyleri üzerine yaymak için, yardımcı bir kılcal yapıya gereksinim duyarlar.

$$\Delta P_\ell = \frac{8.\mu_\ell Q\ell}{\pi r^4 \rho_\ell L}$$

Sıvı akımı için, bir boru boşluğu vermek için ısı borusu duvarından ayrılmış dahili delikli bir elek ile yapılmış fitildeki basınç düşümü, paralel yüzeylere uygulanan Hagen-Poiseuille denkleminden elde edilebilir (Borusal genişlik w'nin boru buhar boşlğu yarıçapı ile karşılaştırıldığında küçük olması şartıyla).

Bu durumda, $\Delta P_\ell = \frac{6.\mu_\ell Q\ell}{\pi r_v^4 w^3 \rho_\ell L}$ olur.

Bu fitil yapısı, özellikle sıvı metal ısı boruları için uygulanır.

Ay şeklindeki boru kullanılabilir. Isı borusu duvarının en altına temas ettirmek için, elek aşağı hareket ettirilir. Böylece, üst noktada $2w$ boşluğu bırakılır.

$\Delta P_\ell = \frac{2.4.\mu_\ell Q\ell}{\pi r_v^4 w^3 \rho_\ell L}$ olur.

3.7.5. Buhar basınç farkı (ΔP_v)

Basınçtaki toplam buhar fazı farkı, üç bölgedeki basınç düşümlerinin toplamı olur. Bunlar evaporatör düşümü ΔP_{ve} ve adyabatik kısım düşümü ΔP_{va} ve yoğuşum bölgesindeki basınç düşümü ΔP_{vc}'dir.

Buhar basıncı düşümünün hesaplanması problemi, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinde, buharlaşma ve yoğuşma nedeniyle meydena gelen radyal akım nedeniyle komplike olmuştur.

Fitildeki $r = r_v$ noktasındaki radyal hızı dikkate almak için radyal Reynolds sayısı gibi ek bir Reynolds sayısını tarif etmek uygun olacaktır.

$$R_v = \frac{\rho_v . u . r_v}{\mu_v}$$

Burada, eksenel Reynolds sayısının tarifinde kullanılan buhar boşluğu çapı yerine buhar boşluğu yarıçapı kullanılır.

R_v, evaporatör kısmında pozitif ve yoğuşma kısmında negatiftir. Çoğu pratik ısı borularında; R_r, 0,1 ile 100 arasında bulunur.

R_r, birim uzunlukta ilave edilen veya çıkarılan radyal kütle oranı $d\dot{m}/dz$ ile ilgilidir.

$$R_r = \frac{i}{2\pi.\mu_v}.\left(\frac{d\dot{m}}{dz}\right)$$

Düzenli buharlaşma veya yoğuşma oranları için radyal ve eksenel Reynolds sayıları aşağıdaki formülle birbirleri ile ilgilidir.

$$R_r = \frac{\mathrm{Re}}{4}.\frac{r_v}{z}$$

Burada z, ya evaporatör kısmının sonundan ya da kondenser kısmının sonundan olan uzaklıktır.

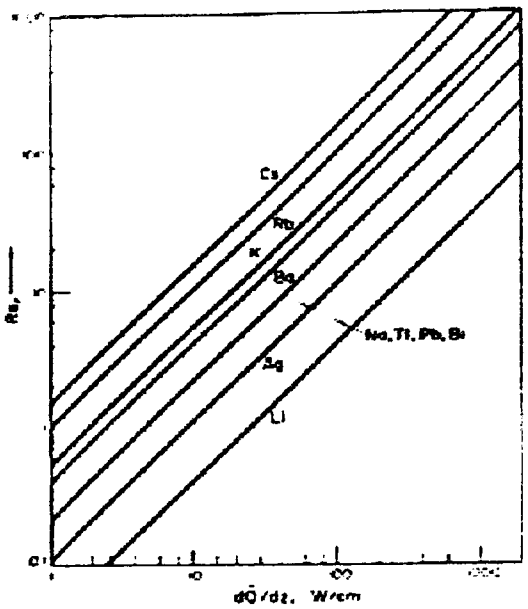
Akımın laminer olması kaydıyla ℓ boyundaki viskoz kuvvetleri nedeniyle basınç düşümü;

$$\ell = \frac{\mathrm{Re}.a}{32} = \frac{\mathrm{Re}.r_v}{32}$$

olduğu zaman kinetik enerji eşittir. Evaporatör veya kondenser bölgesi için $\mathrm{Re}=\frac{4.R_r.\ell}{r_v}$, yi yerine koyarsak,

$$R_r = 8$$

bulunur.



Şekil 3.14. Birim uzunluktaki ısı girişine göre değişen radyal Reynolds sayısı (sıvı metal ısıtma akışkanları)

Busse'den alınan Şekil 3.14, çeşitli metal çalışma akışkanları için güç/birim uzunluğunun fonksiyonu olarak R 'yi gösterir.

3.7.6. Yerçekimi basıncı

Sıvının hidrostatik basınç nedeniyle oluşan basınç farkı evaporatör ve kondenserin relatif konumlarına bağlı olarak pozitif, negatif veya sıfır olabilir.

Bu basınç farkı ΔP_g, aşağıdaki ifade ile verilir.

$$\Delta P_g = \rho_\ell . g . \ell . \sin \phi$$

Burada;

ρ_ℓ :Sıvı yoğunluğu

g :Yerçekimi ivmesi

ℓ :Isı borusu boyu

ϕ :Isı borusunun yatayla yaptığı açıdır. (ϕ, kondenser evaporatörden daha aşağı olduğu zaman pozitifdir.)

3.7.7. Süpürme

Isı borusunda buhar, evaporatörden kondensere akar ve sıvı, fitil maddesi ile geri getirilir. Fitil yüzeyi ile buhar arasındaki ara yüzeyde, buhar fitildeki sıvı üzerine bir kayma kuvveti uygular. Bu kayma kuvvetinin büyüklüğü, buharın özelliklerine ve hızına bağlıdır ve onun tesiri, sıvı damlacıklarını süpürmek olur ve sıvı damlacıklarını kondenserin sonuna taşır. Bu süpürme eğilimine sıvıdaki yüzey gerginliği ile karşı konur. Süpürme, ısı borusu çalışmasını önler ve performansı için bir sınırı temsil eder.

Atalet, buhar kuvvetlerinin, sıvı yüzeyi gerginlik kuvvetlerine oranı olarak tarif edilen Weber sayısı, *We,* süpürme ihtimalinin uygun bir ölçüsü olarak tanınır.

$$We = \frac{\rho_v . u^2 Z}{2\pi\sigma_\ell}$$

Burada;

ρ_v:Buhar yoğunluğu

u :Buhar hızı

σ_ℓ:Yüzey gerginliği

Z :Buhar sıvı yüzeyini karakterize eden bir boyut

Fitilli bir ısı borusunda, Z, fitil boşluğu ile ilgilidir. Bazı yazarlar Weber sayısını

$We = \frac{\rho_v . u^2 . Z}{\sigma_\ell}$ şeklinde ifade ederler.

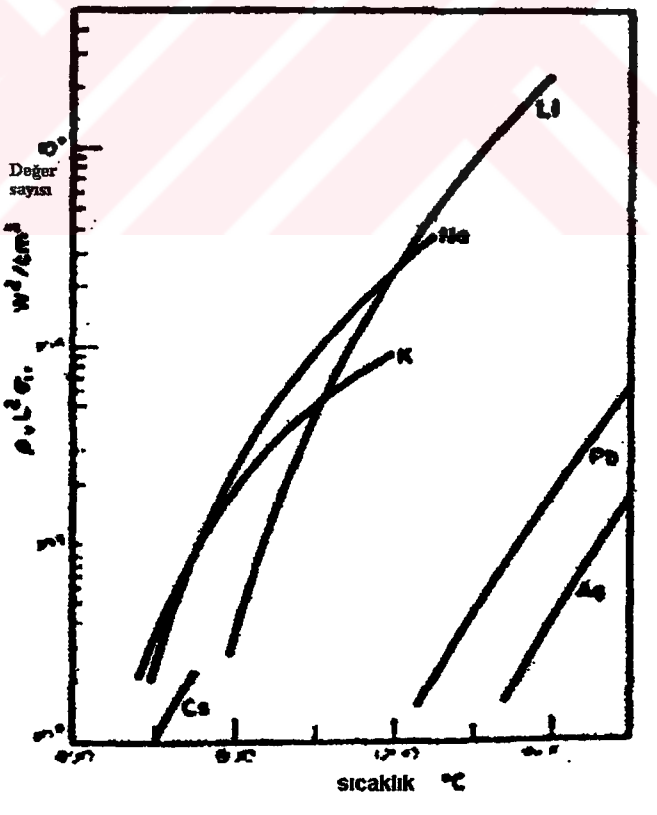
Süpürmenin, $We=1$ olduğu zaman (bu kabul gerçekte Z'yi tayin eder), meydana geldiği kabul edilirse, sınırlayıcı buhar hızı u_c, aşağıdaki gibi verir.

$$u_c=\sqrt{\frac{2\pi\sigma_\ell}{\rho_v.Z}}$$

Eksenel enerji akısı, $q = \rho_v L.u$ olduğundan; sınırlandırılmış süpürme eksenel akısı,

$$q=\sqrt{\frac{2\pi\rho_v L^2\sigma_\ell}{Z}}$$

$\rho_v L^2\sigma_\ell$, süpürme bakış noktasından, çalışan akışkanların Değer sayısıdır.



Şekil 3.15. Değer sayısının sıcaklıkla değişimi

Cheung, bu Değer sayısının sıcaklıkla değişimini, bazı sıvı metaller için Şekil 3.15'de göstermiştir [18].

Bazı araştırmacılar, süpürme sınırı hakkında deney sonuçlarını rapor etmişlerdir. Genellikle, sonuçlarına uyan Z değerini seçer ve sınırın sıcaklık bağımlılığını, denklem;

$u_c = \sqrt{\frac{2\pi\sigma_\ell}{\rho_v . Z}}$ ile tahmin edildiği gibi olduğunu göstermişlerdir.

3.8. Özel Tipteki Isı Boruları

Bu bölümde aşağıdaki ısı borusu tipleri açıklanacaktır.

1. Düz plaka ısı boruları
2. Uzayıp kısalabilen (esnek) ısı boruları
3. Osmatik ısı boruları
4. Elektro-osmatik pompalama ve elktro-hidrodinam
5. Yerçekimine karşı ısı sifonu
6. Isı diotları ve anahtarları
7. Döner ısı boruları

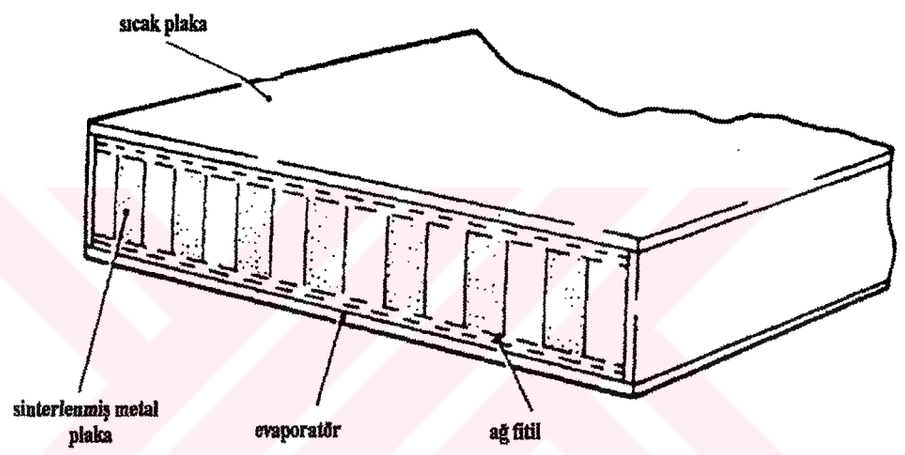
3.8.1. Düz plaka ısı boruları

Bir çeşidi Şekil 3.16'da gösterilen, düz plaka ısı borusu, alışılmış dairesel ısı borunun çalıştığı şekilde çalışır. İki çeşit arasındaki ana fark, elde edilecek geniş bir yüzey alanı üzerine sıvı dağılmasını sağlamak için, fitilin aldığı şekildir.

Bu şekildeki ısı borusunun ana özelliği, yüzey boyunca çok küçük sıcaklık gradyanlı bir yüzey üretme kabiliyetidir. Bu izotermal yüzey, ısıtıcı tarafından üretilmiş sıcak bölgeleri, düzlemek ve bertaraf etmek veya üzerine monte edilmiş cihazların soğutulması için, çok verimli bir radyatör üretmek üzere kullanılabilir. Ayrıca, düz

plaka ısı borusu üzerine bir çok ısı üreten kısımlar monte etmek suretiyle, benzer sıcaklıklarda çalıştırılabilirler. Bunun nedeni, buhar boşluğunun sabit düzenli sıcaklıkta olması gerçeğinden doğan eşitleme prosesidir.

Şekil 3.16'da gösterilen fitil yapısı, yerçekimine karşı çalışmanın gerekli olduğu durumlarda, plakanın üst yüzeyine, sıvının döndürülmesini ve dağıtılabilmesini temin etmek için, dizayn edilir.



Şekil 3.16. Düz plaka ısı borusunun iç yapısı

Eğer ısı girdisi taban üzerinden yapılıyorsa, sinterlenmiş yapı ihmal edilir. Sadece alt plakadaki sıvı dağıtımı gerekli olur.

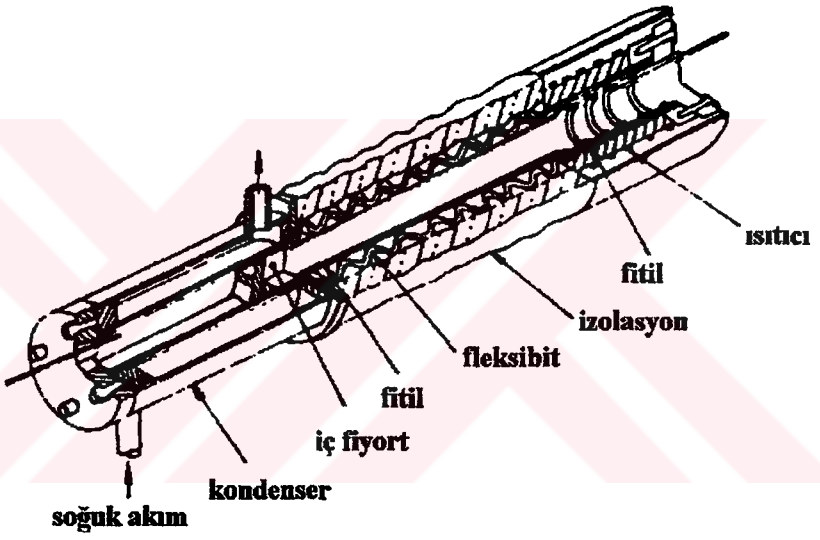
Plakanın bir kenarı boyunca olan, evaporatör bölümü ve evaporatör için sınırlı boşluğun mevcut olduğu yerlerde buhar, düz plaka buhar odasına beslenebilir ve ısı, daha büyük bir yüzeye dağıtılır.

The Marconi Şirketi, ince bir polyester film kullanarak imal edilmiş ayarlanabilir bir duvar kullanan, bir plaka ısı borusu geliştirmiştir. Isı borusunun uzayıp kısalabilen duvarı, bileşenlere karşı bastırılır ve çalışma esnasında ısı borusundaki buhar basıncı, ayarlanabilen yüzün, bileşenlerin şeklini alması ve iyi ısıl teması vermesini sağlar.

3.8.2. Uzayıp kısalabilen ısı borusu

Amerika Birleşik Devletlerindeki birçok firmalar, bu tip ısı borularının, kaynak titreşimin karşılaşıldığı veya zor montaj problemlerinin ve rijit ısı borularının kullanılmasının uygun olmadığı durumlarda kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Esneklik, evaporatör ile kondenser arasında, körük tipi bir yapının veya ısı girdisi ve çıkarılması bölgeleri için alışılmış metal kısımla ve bazı plastik malzemeden yapılmış olan, basit bir esnek boru, bir araya getirilmesi aracılığıyla öne sürülebilir.



Şekil 3.17. Esnek bileşenli ısı borusu dizaynı

Bliss [19], RCA Şirketi [20] ve Eastman [21], esnek bileşenli, içi boş körük yapıları olan esnek ısı boruları üzerine çalışmalar yapmışlardır.

Bliss tarafından yapılan ve Şekil 3.17'de gösterilmiş olan sistem, sabit bir durumda iken, 90 °C'ye kadar değişen kavis açılarıyla veya kavis olmama durumunda, çapraz ve uzunlaması titreşimler oluşurken, test edilmiştir. Isı borusu performansı, eğilme veya titreşim nedeniyle, değişikliğe uğramıştır. Bu değişiklik, artırılmış bir

maksimum yatay ısı aktarım kapasitesinde ve yerçekimine karşı çalışırken fitil pompalama kapasitesinde bir azalmayı meydana getirmiştir.

Ayrıca, boyuna kritik titreşimlerin, ısı borusunun çalışmasını tamamıyla durdurmaya neden olabileceği, bulunmuştur. Bu, güç girdisi 500 W'a ulaştığı zaman 10 cps frekansında olmuştur.

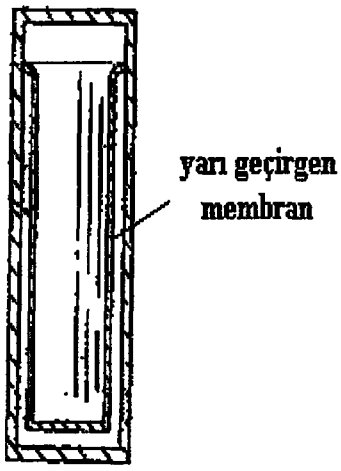
Bir esneklik derecesini fitil yapısına getirmek için RCA bütün tellerin, ısı borusunun boyu eksenine bağıntılı olarak, çapraz yönde gidecek şekilde dokunmuş meş fitilini teklif etmişler ve patentini almışlardır. Bunun ısı borusunu daha esnek yaptığı ve fitilin mekanik olarak bozulmasını önlemeye yardım ettiği, iddia edilmektedir. RCA, yukarıda açıklandığı gibi bir meş kullanan, düşük güçlü bir ısı borusu, başarılı bir şekilde çalıştırılmıştır.

Ticari olarak mevcut olan esnek ısı boruları, çoğunlukla evaporatör ve kondenser arasında bulunan plastik bir kısmı da ihtiva ederler.

3.8.3. Basit osmosis

Herhangi bir elektrik veya magnetik alan uygulaması kullanmayan Osmosis'in, kullanımı, birçok araştırmacı tarafından teklif edilmiştir ve en az iki patentte konu teşkil eder.

Her iki patent de, kılcallık hareketinin sınırlarından bahseder ve Osmosis'in, yerçekiminin olmadığı bir yerde ve belki de, daha önemli olarak, yerçekimine karşı bir yerde, ısı borusunun performansının ehemmiyetli bir şekilde artırabilecekleri iddia edilir. Midola'nın, daha sonra verilen patente çok benzeyen ve Baer tarafından ortaya atılan tasarımı Şekil 3.18'te gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Midola tasarımı basit osmasis

Herhangi bir ısı borusunda olduğu gibi dış kap sızdırmaz bir hale getirilmiştir ve sadece akışkan sıvı ve buharı ihtiva eder. Evaporatör ve kondenser kısımları, kılcallık ile çalışan sistemde olduğu gibi benzer bir şekilde konumlandırılabilir.

Sıvı için dönüş kanalı, merkezi buhar akım pasajından, selüloz gibi yarı geçirgen bir zar ile ayrılmıştır. Her ne kadar burada gösterilmemesine rağmen, Baer ayrıca konvensiyonel bir fitilin, kılcallık hareketini tamamlamak için de kullanılabileceğini teklif etmiştir. Teklif edilen çalışabilen bir ergiyik, şeker ve sudur. Buhar pasajındaki eritici sıvının ve zarın arkasındaki sıvının kirlenmesini önlemek için, sızdırmazlık temin edilir. Eriyiğe ısının uygulanması, onun saf bir eritici sıvıda buharlaşmasına neden olur ve bu eritici sıvı buhar pasajına girer ve yarı geçirgen zar üzerinde yoğuşmanın meydana geldiği, kabın daha soğuk kısmına akar.

Saf sıvı-eritici sıvı, daha sonra zar içinden, dönüş kanalındaki eriyiğe geçer. Eritici sıvının zar içinden geçişi, yüzey gerginliği ile yaratılan kılcallık etkisinden oldukça daha kuvvetli olan osmotik bir basınç yaratır. Basınç dönüş kanalındaki eriyiğin hidrostatik irtifasından oldukça daha büyüktür ve eriyiğin evaporatöre akımına etkili olur.

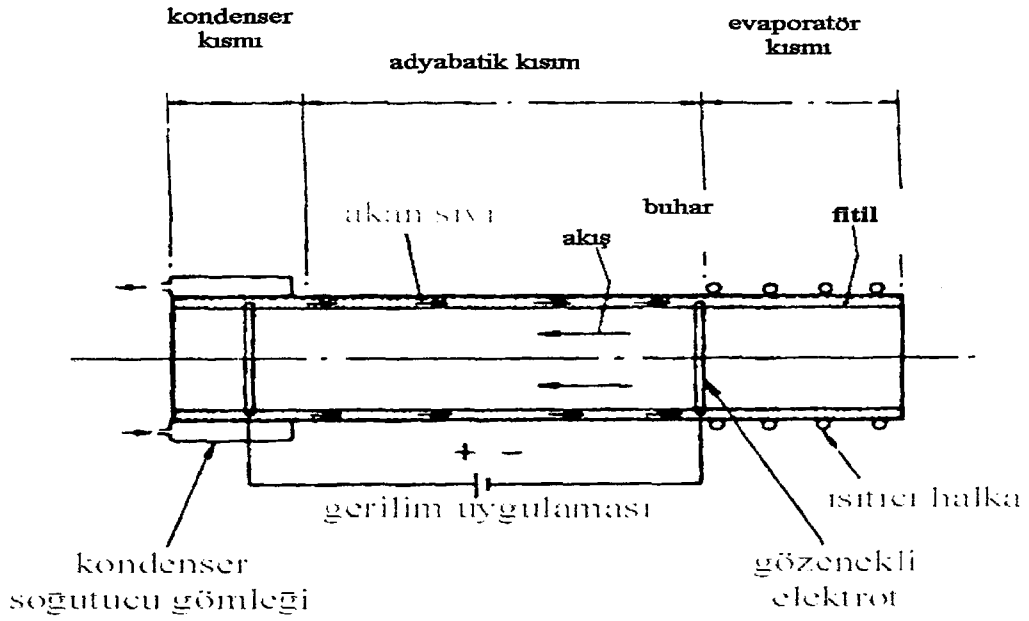
3.8.4. Elektro-osmatik akım pompalama ve elektro-hidrodinamik

Isı borularında başarılı bir şekilde kullanılmakta olan, sıvı pompalama kapasitesini arttırma metodu, elektro-osmatik akım pompalamayı içeren elektrokinetik uygulamasıdır [22,23].

Elektrokinetik, bir sıvı ve bir katının bağıntılı hareketine eşlik eden elektrik olayına verilen isimdir. Bu olaylar, hareketlerin meydana geldiği, herhangi iki faz arasındaki ara yüzeylerde, potansiyel bir farkın varlığına atfedilirler. Bundan dolayı, eğer potansiyelin ara yüzeydeki elektriksel olarak yüklenmiş karşı işaretli tabakaların varlığından meydana gelmesi bekleniyorsa, o zaman bir elektrik alanın uygulanması, bir tabakanın diğerine göre hareketine sebebiyet verecektir. Eğer katı faz bir ısı borusu fitilinde olduğu gibi sabit ise, sıvı hareket etmek için serbest iken, sıvı uygulanan alanın neticesi olarak, fitilin gözenekleri arasında akmaya başlayacaktır. Bu hareket, elektro-osmosis olarak bilinir.

Bir Elektro-osmatik ısı borusu, Brooklyn Politeknik Enstitüsünde Abu-Romia tarafından tasarlanmış ve test edilmiştir [24]. Cosgrove'nun çalışmasında kullandığı "A" tipi ile aynı büyüklüğe sahiptir, yani toplam boy 41 cm ve çapı takriben 5 cm'dir. Fitil, cam parçacıklarından yapılmıştır ve akışkanlar ise, atmosferik karbondioksit ile dengede olan arıtılmış su, 10^{-5} HCL, 10^{-5} KCL ve 10^{-5} KOH'dur (10^{-5}, her litredeki mol olarak konsentrasyonu (derişiği) ifade eder.) [25].

Elektro-osmatik etki, Şekil 3.19'daki gibi, iki gözenekli elektrot sokularak ve elektrotlar arasında bir gerilim uygulayarak başarılmıştır. Abu-Romia, 25 voltluk bir gerilimle neticeleri elde etmiştir fakat, her ne kadar elektrik ısıtma, çok yüksek gerilimlerde neticeleri etki etmeye başlamasına rağmen, Abu-Romia daha yüksek gerilimlerle daha yüksek kapasitelerin elde edileceğini tahmin etmiştir [24].



Şekil 3.19 Elektro-osmotik fitil sistemi

En yüksek ısı nakil kapasitesi, potasyum hidroksit eriyiği ile elde edilmiştir. Bu Cosgrove'nun modeli ile karşılaştırıldığında yatay olarak çalıştığında, kapasiteyi iki katına çıkarmıştır ve evaporatörün düşey olarak kondenserin üzerinde olması halinde kapasiteyi üç katına çıkarmıştır. Bu durumda, yaklaşık 2,4 kW nakledilmiştir [5].

Isı borularında elektro-osmotik akım pompalanmasının kullanılmasının, performansı ehemmiyetli bir şekilde arttırabileceği sonucuna varılmıştır. Bu durum, özellikle yerçekimine karşı olan çalışmada olduğu gibi, fitilleme sınırının maksimum kapasiteyi yönlendirdiği durumlarda görülmüştür. Bu ayrıca, ilk çalıştırma ve geçici durumları azaltmaya yardım etmek için kullanılabilir. En büyük sınırlama, yüksek elektrik dirençli fitillerin ve akışkanların kullanılması gereğidir.

Daha esaslı bir ısı borusu tasarımı T. B. Jones tarafından teklif edilenidir [26]. Bu tasarımda, tüm kılcal bünye, elektro-hidrodinamik bir kuvvet üreten bir elektrot yapı ile değiştirilebilir. Isı borusu, akışkan olarak izole edilen yalıtkan (elektrik geçirmez) sınırların kullanımına sınırlıdır; fakat bunlar kötü bir fitilleme kapasitelerine sahip olmaya meyilli olduklarından ve 150 °C ile 350 °C arasındaki buhar sıcaklığı

aralığında kullanılabileceklerinden, performans iyileştirilmesi faydalıdır. Bu sıcaklık aralıklarında, uygun akışkanları bulmak zordur.

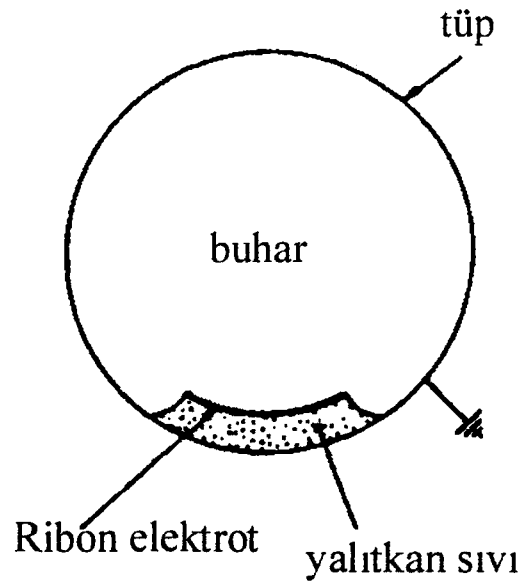
Jones tarafından önerilen elektro-hidrodinamik ısı borusu, alüminyum veya benzeri bazı elektrik ileten malzemeden yapılmış ince et kalınlığındaki bir boru ile her iki ucundaki pleksiglas malzemeden yapılmış iki yalıtkan kapakçıktan meydana gelmektedir.

İnce bir kurdele elektrot uzatılır ve elektrot ile ısı borusu duvarı arasında, ısı borusunun tüm boyunca, küçük dairesel boşluk meydana getirecek şekilde, iki kapakçığa tutturulur. Bu dairesel boşluk ısı borusunun çevresinin sadece % 20'siyle sınırlıdır ve sıvının, alışılmış vasıtalarla evaporatörün etrafında dağılması için hazırlık yapılmalıdır.

Yeterli derecede yüksek gerilim yani voltaj uygulandığında, elektrot ile ısı borusu duvarı arasındaki yüksek elektrik akımı bölgesinde, akışkan toplanır ve Şekil 3.20'de gösterildiği gibi, damar tipi meydana getirir. Sıvının buharlaşması, evaporatördeki net bir durgunluğa (veya gerilemeye) neden olur. Halbuki kondenserdeki soğuma, sıvı ara yüzeyinin dışarı doğru yükselmesine yani çıkıntı yapmasına neden olur. Bu durum, sıvı yüzeyine dik olarak etki eden elektromekanik yüzey kuvvetlerindeki eşitsizliği yaratır ve kondenser ile evaporatör arasındaki negatif bir basınç gradyanına neden olur. Bundan dolayı, ısı borusunun her iki ucu arasında bir sıvı akımı meydana getirilir.

Jones, Dowtherm A olan akışkanın yerçekimine karşı olarak 50 cm'ye yaklaşan bir mesafeye pompalanabileceğini hesaplamıştır ve bu mesafe, alışılmış fitillerle başarılabilenden çok daha büyüktür. Bu tekniğin uygulamaları, sıcaklık kontrolüne damarın otomatik doldurulmasını ihtiva edebilir [5].

Yerçekimine karşı performansı iyileştirmek için olan diğer teklifler, aşağıda açıklanan, "Yerçekimine karşı" termosifonu ihtiva ederler.



Şekil 3.20. Elektro-hidrodinamik sıvı pompalamada ısı borusu

3.8.5. Yerçekimine karşı termosifonlar ve ters termosifonlar

Termosifonlarda, tatminkar bir çalışma için, evaporatörün, kondenserin altında bulunması gereklidir. Çünkü, yoğuşumun geri dönmesi için cihaz, yerçekimine güvenmek zorundadır. Bundan dolayı bu termosifon yerçekiminin olmadığı veya çok küçük olduğu durumlarda etkin değildir.

Uluslararası Mühendislik Laboratuvarında yapılan son çalışmalar Yerçekimine karşı termosifonun gelişmesine yol açmıştır [27] ve bu düzen Şekil 3.21'de gösterilmektedir. Alışılmış ısı boruları ve termosifonlarda olduğu gibi, kap sızdırmaz hale getirilmiştir ve sadece sıvı buhar ve buhar şeklindeki akışkanı ihtiva eder.

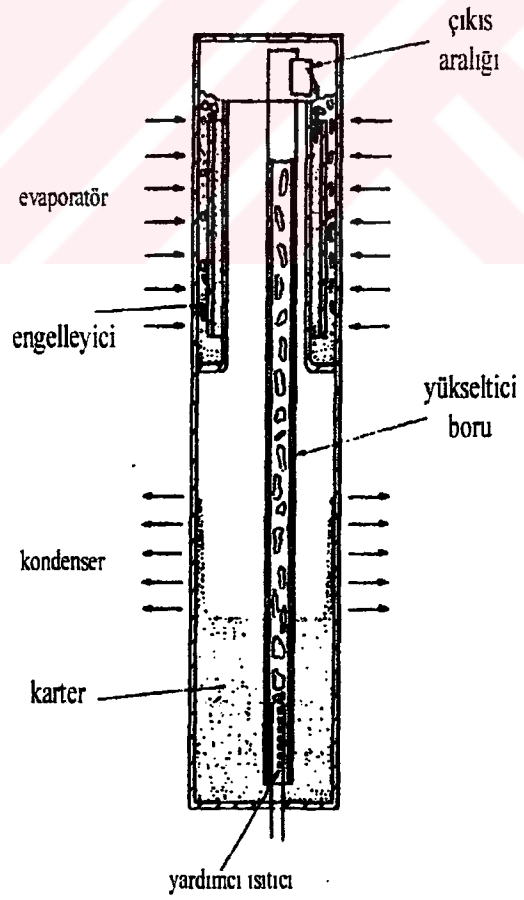
Evaporatör kısmına yoğuşumu geri götürmek için, bir buhar kaldırma pompası kullanılır. Bu, bir ucu yoğuşum haznesinde ve diğer ucu da evaporatöre giden bir borudur. Buhar kaldırma pompası, çalışmak için, tabanda küçük bir ısı girdisine ihtiyaç gösterir ve boruda iki fazlı bir karışım meydana getirir.

Bu karışımın yoğunluğu, haznedeki geri kalan sıvınınkinden daha azdır. Bu karışım, yükseltici boru olarak bilinen borunun en üstünde dönmeye zorlanır.

Evaporatör, alt kısmında sızdırmaz hale getirilmiş, iç içe iki boru şeklindedir ve sıvı, buhar pompası ile onun içine beslenir. Evaporatördeki dolaşıma yardımcı olmak için, ilave bir parça konulmuştur.

Bu cihazın, önemli bir avantajı evaporatördeki kaynama sınırları ile sınırlandırılmazlar ve bu şekliyle, alışılmış ısı borularına benzemezler.

Chisholm'ın araştırması, yerçekimine karşı olan termosifonların teorisini sunmaktadır ve yükseltici boru çapı ve kaldırma kapasitesi cinsinden, eksenel akının ifadelerini vermektedir.



Şekil 3.21. Yerçekimine karşı termosifon

Akışkan olarak su kullanıldığında ve 100 °C buhar sıcaklığında çalışıldığında, 1 cm çapındaki yükseltici boru çapıyla ve 2 cm çaplı termosifon, 10 kaldırma oranlı, 1,2 kW/cm²'lik bir eksenel akıyı destekleyebilirler. Kaldırma oranı 5'e azaltılırsa, bu 4 kW/cm²'e artmaktadır.

3.8.6. Isı borusu anahtarları ve diotları

Geliştirilmiş olan ısı borularının ısı transfer kapasitelerine ilave olarak, ısıl engelleme olarak davranacak ısı borularının yapılması mümkündür. Bu görevler, ısı borusunun uygulama alanını çok fazla bir şekilde arttırır. Örneğin, uzay araçlarında yakın sıcaklık kontrolü gereklidir. Halbuki, dahili yayılma ve dış akısı çok fazla bir şekilde değişebilir. Çok düşük sıcaklıklarla soğutmalarda ve diğer uygulamalarda ısı bir yönde etkin bir şekilde transfer edilmelidir ve ters yöndeki ısı akımından kaçınılması gerekir.

Isı borusunun kontrolünü başarmak için, ısı borusunun dört kademesinin biri veya daha fazlası değiştirilmelidir. Bu kademeler şunlardır:

1. Buharlaşma
2. Kondensere buhar akımı
3. Yoğuşma
4. Evaporatöre sıvı akımı

Tek yönlü çalışma için, akım proseslerine bazı oransızlıkların tanıştırılması gereklidir. Tamamen bir kapama, proseslerin birine uygulanmalıdır. Örneğin, akışkanı dondurmak suretiyle veya inert (nötr) gaz ile kondenseri korumak suretiyle, bu yapılır. Değişken engelleme veya kondaktans ekseriyetle, nötr bir gaz kullanan kondenserin bir kısmını boşaltmak suretiyle başarılır. Etki, gaz basıncını el ile değiştirmek suretiyle, büyük bir hacim nötr gaz hacmi kullanmak suretiyle veya sıcaklık sensörü kullanmak suretiyle ve nötr gaz basıncın değiştiren aktif tepki

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

çevirimini kullanmak suretiyle, kontrol edilebilir. Isı diotları ve anahtarları, aşağıda incelenmektedir.

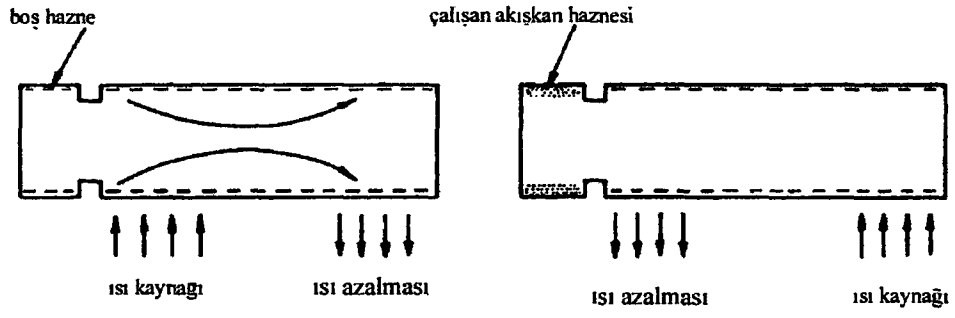
3.8.6.1. Isı diotları

En basit ısı diotu, yerçekiminin simetrik olmamayı yarattığı termosifondur. Yerçekimi, ayrıca fitillendirilmiş ısı borusundaki diot etkisini verir. Çünkü,

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_v \pm \Delta P_g$$

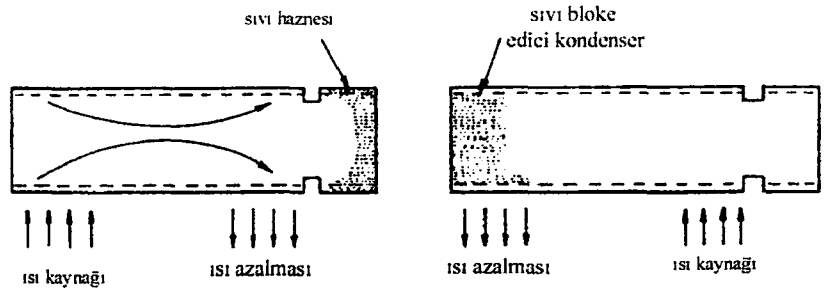
Akımın yönünün değiştirilmesi, ΔP_g'nın işaretini değiştirecektir ve $|\Delta P_g| > \Delta P_c$ olmak kaydıyla ısı borusu bir diot olarak davranmaya başlayacaktır.

Kirkpatrick [28], iki çeşit ısı diodundan bahsetmektedir. Birincisi, sıvı tutmasına yani yakalanmasına, ikincisi ise sıvı bloke edilmesini yani önlenmesini kullanır. Isı akımıyla, ısı borusu normal bir şekilde hareket edecektir. Eğer evaporatörün ve kondenserin rölatif yani göreceli (bağıl) konumları yer değiştirdiğinde, o zaman yoğuşan sıvı, haznede yakalanır (Şekil 3.22). Haznenin fitili, diyagramın sol tarafındaki boru fitiline bağlı değildir. Dolayısıyla yoğuşan sıvı geri dönemez. O zaman ısı borusu çalışmayacak ve hiçbir ısı transferi meydana gelmeyecektir.



Şekil 3.22. Sıvı kapan diotu

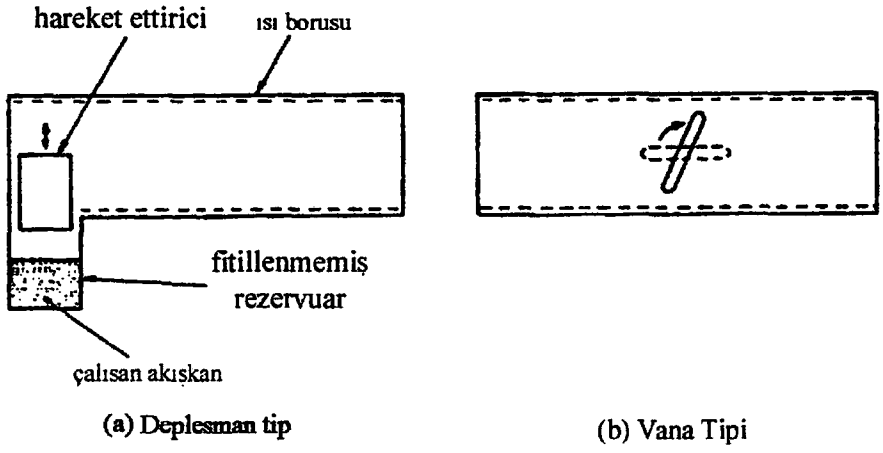
Şekil 3.23 benzer düzeni göstermektedir, fakat bu durumda fazla sıvı, borunun içine konulur. Şekil 3.23.a'da su sıvı yoğuşan uçtaki haznede toplanacaktır ve ısı borusu normal bir şekilde çalışacaktır. Şekil 3.23.b'de evaporatörün ve kondenserin konumu değişmiştir ve aşırı sıvı evaporatörü tıkar ve ısı borusunun çalışması kesilir.



Şekil 3.23. Sıvı tıkama diotu

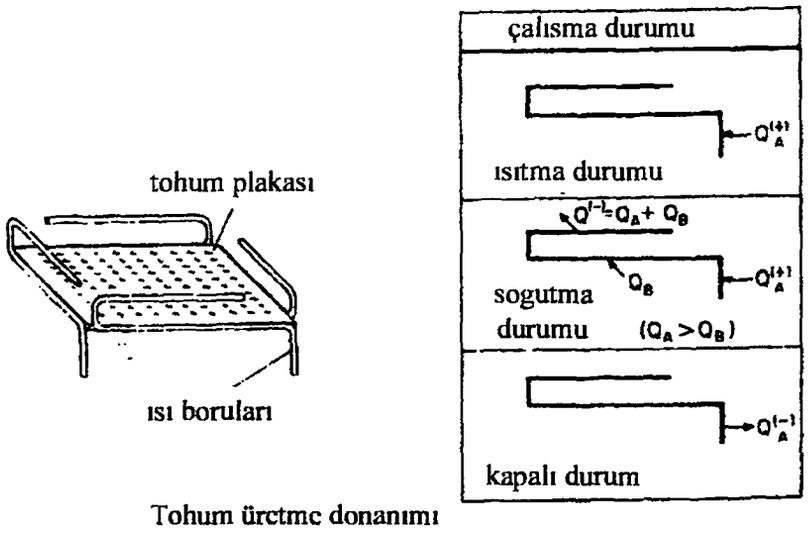
3.8.6.2. Isı anahtarı

Isı borusunu kapamak için birkaç yöntemden bahsedilmiştir. Bazı örnekler, Brost ve Schubert [29] ve Eddleston ile Hecks [30] tarafından bahsedilmiştir. Şekil 3.24.a, basit bir deplesman metodunu göstermektedir ve bu yöntemde, sıvı akışkan, katı bir hareket ettirici cisim tarafından, fitillendirilmiş bir kaptan hareket ettirilebilir. Şekil 3.24.b, magnetik olarak çalıştırılabilen bir vana aracılığı ile, buhar akımının kesilmesini göstermektedir. Çalışan akışkan, hermo elektrik bir soğutucu aracılığı ile dondurulabilir.



Şekil 3.24. Isı anahtarları

Şekil 3.25, Rice tarafından geliştirilmiş bir düzeni göstermektedir [31].



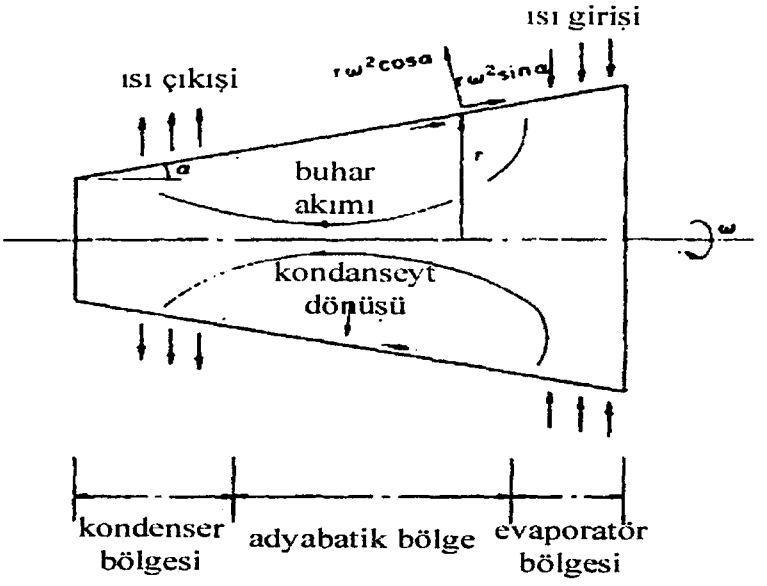
Şekil 3.25. Isı anahtarı

3.8.7. Döner ısı borusu

Döner ısı borusu, iki fazlı bir termosifondur. Bu termosifonun içinde yoğuşum, santrifüj kuvvet aracılığı ile evaporatöre döndürülür. Döner ısı borusu, içi boş bir milden ve sabit bir akışkandan meydana gelmektedir. İçi boş mil, ekseni boyunca hafif bir dahili eğime sahiptir (Şekil 3.26).

Alışılmış kılcal ısı borusu gibi, döner ısı borusu da üç bölgeye ayrılmıştır. Bunlar, evaporatör bölgesi, adyabatik bölge ve kondenser bölgesidir. Buna rağmen, eksen etrafındaki dönme hareketi, merkezcil ivme (w^2r)'ye neden olur. Bunun ısı borusu duvarı boyunca bileşeni ($w^2r.sin\alpha$)'dır. Meydana gelen kuvvet, yoğuşmuş akışkanın duvar boyunca, evaporatör bölgesine akmasına neden olacaktır [32].

Merkezcil (santrifuj) kuvvetler, döner ısı borusunda, ısı ve kütle transfer etkilerine etki eder ve bu üç bölge sırasıyla incelenecektir.



Şekil 3.26. Döner ısı borusu

Döner kazanlardaki buharlaşma üzerine yaptığı yayınlanmış çalışmasında, Gray şunu tavsiye etmektedir [33]. Yüksek merkezcil ivmeler, sıvı ile buhar fazları arasında düzgün 1 atmosfer basıncında su ve 400 gr'a kadar merkezcil ivmeler kullanarak, 257 W/cm²'ye kadar ısı akıları elde edilmiştir.

Kaynama ısı transfer katsayısı, 1 gram'dakine benzer. Buna rağmen, zirve veya kritik akı, ivmesiyle artmıştır. Costello ve Adams [34], en yüksek ısı akısının, ivmenin ¼ üssü ile arttığını tahmin eden teorik bir bağıntı türetmişlerdir.

Döner kondenser bölgesinde, soğutulmuş sıvı yüzeyinden yoğuşumun etkin bir şekilde santrifuj hareketi ile bertaraf edilmesi suretiyle yüksek bir yoğuşma katsayısı muhafaza edilmektedir.

Ballbach [35], Nusselt tipi bir analiz icra etmiştir, fakat buharın sürükleme etkilerini ihmal etmiştir. Dainels ve Jumaily [36], benzer bir analiz icra etmişlerdir, fakat eksenel buhar akımı ila döner sıvı yüzeyi arasındaki sürükleme kuvvetinin etkisini dikkate almışlardır. Buhar sürükleme etkisinin küçük olduğu ve yüksek ısı akılarında hariç olmak üzere, ihmal edilebileceği sonucuna varmışlardır. Bu araştırmacılar,

teorik tahminlerini akışkan olarak Arcton 113, Arcton 21 ve su kullanan döner ısı borularındaki ölçümlerle karşılaştırmışlardır.

Bu araştırmacılar, verilen bir ısı geometrisi, hızı ve ısı akımı için en uygun akışkan yüklenmesi olduğunu ifade etmişlerdir.

Deneysel sonuçlar, geniş bir ısı akımı alanında, teoriyi tasdik eder görünmektedirler ve küçük farklar, deneysel faktörlerle açıklanabilir. Bu çalışmadan gelen ilginç bir netice, Değer sayısının elde edilmesidir [37].

$M_e = \frac{\sigma_\ell . L . \rho_\ell}{\mu_\ell}$ olarak elde edilmiştir.

σ_ℓ : Yüzey gerilimi

L : Gizli buharlaşma ısısı

ρ_ℓ : Sıvı yoğunluğu

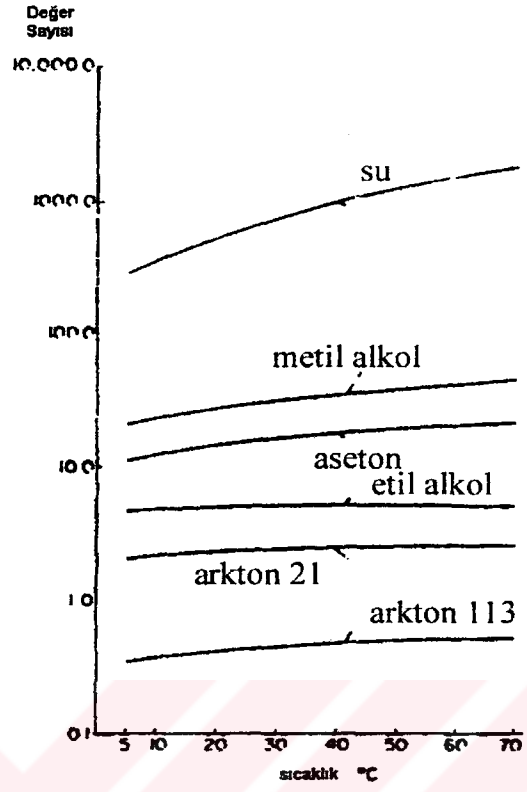
μ_ℓ : Sıvı viskozitesi

M_e'nin birkaç akışkan için, sıcaklıkla nasıl değiştiği Şekil 3.27'de verilmiştir.

Normal olarak, döner ısı borusu, kılcal ısı borusunun ısı iletkenliği ile mukayese edilebilir veya daha yüksek bile ısı iletkenliğine sahip olmalıdır.

Daniels ve Jumaily [36] tarafından bildirilen düşük eşdeğer ısı iletkenliği, sıvı Arcton'un çok düşük ısıl iletkenliğinden ve kondenserdeki rölatif olarak kalın tabakanın beraber olmasından olmuş olabilir.

Adyabatik bölgede, kılcal ısı borusunun aynı bölgesinde olduğu gibi buhar ve sıvı akımları, karşı yönlerde olacaklardır ve buhar hızı, sıvı hızından çok daha fazla olacaktır.



Şekil 3.27. Döner ısı borusunda çeşitli akışkanların değer sayılarının sıcaklıkla değişimi

3.8.7.1 Döner ısı borusunun ısı transfer kapasitesini sınırlayan faktörler

Döner ısı borusunun ısı kapasitesine sınır koyacak etmenler şunlardır.

1. Ses sınırı
2. Süpürme sınırı
3. Kaynama sınırı
4. Yoğuşma sınırı (ve yoğuşmayan gazlardır)

Ses sınır ve yoğuşmayan gaz etkileri, kılcal ısı boruları için aynıdırlar.

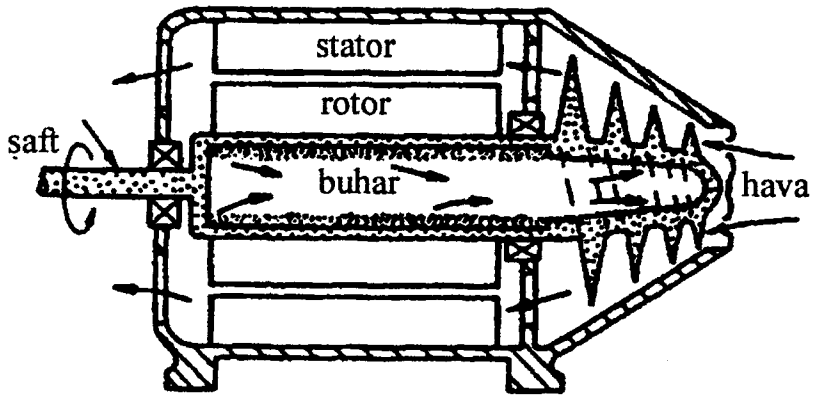
Karşı buhar akımı nedeni ile olan kayma kuvvetleri, damlacıkları bertaraf etmek ve onları kondenser bölgesine taşımak için yeterli ise süpürme meydana gelecektir.

Radyal merkezcil kuvvetler, damlacık teşekkülünden önce meydana gelen sıvı yoğuşum yüzeyi üzerindeki dalgaların oluşumuna engel olmada önemlidir.

Dönmenin kaynama sınır üzerindeki etkisi ve yoğuşma sınır üzerindeki etkisi üzerine literatürde kaynaklar mevcuttur.

3.8.7.2. Döner ısı borularının uygulamaları

Döner ısı borusu elektrik makinalarının rotorları, döner kesme aletleri, çok yüklü rulman yatakları ve pres merdanları gibi enerji yapan yüklere sahip olan döner millere açık olarak uygulanabilir. Polasek, Şekil 3.28'deki içi boş mildeki döner bir ısı borusundan meydana gelmiş olan bir alternatif akım motorunun soğutulması üzerine olan deneyleri, rapor etmiştir. Bu araştırmacı, sıcaklığında herhangi bir yükselme olmaksızın ısı borusu kullanılarak, gücün %15 civarında artırılabileceğini bildirmiştir. Gray, bir klima sistemi içinde, döner bir ısı borusunun kullanılmasını tavsiye etmiştir. Groll ise, döner bir kasnağın sıcaklık düzeltmeleri için döner bir ısı borusunun kullanılmasını bildirmiştir. 250 °C'de muhafaza edilen kasnak, plastik lifleri uzatmak için kullanılmıştır ve 4000 ile 6000 devir/dakika'da dönmektedir. Groll, akışkan olarak diphenili seçmiştir [5].



Şekil 3.28. Döner ısı borularının motor rotorlarının soğutulmasına uygulanması

3.9. Isı Borusu Dizaynı

Isı borusu üç ana bölümden oluşur.

1. Isıtma akışkanı
2. Fitil veya kılcal bünye (yapı)
3. Kap

Yukarıdakilerin uygun bir kombinasyonunun seçiminde, bir çok zıtlaşan etmenler kaçınılmaz bir şekilde ortaya çıkabilir ve seçim için, aşağıda açıklanan hususlara dikkat edilmelidir.

3.9.1. Isıtma akışkanı

Uygun bir ısıtma akışkanının tespit edilmesinde birinci düşünce, çalışma buhar sıcaklık alanıdır ve akışkanların seçimi Çizelge 3.1'de gösterilmiştir. Yaklaşık olarak sıcaklık bandının içerisinde, birçok olası ısıtma akışkanları bulunabilir ve düşünülen uygulama için, bu akışkanların en çok kabul edilebilenini tespit etmek için özelliklerinin iyi bilinmesi gerekir. Başlıca faktörler şunlardır.

1. Fitil ve duvar malzemeleri ile uygunluk,
2. İyi ısıl denge,
3. Fitilin ve duvar malzemelerinin ıslanabilirliği,
4. Çalışma sıcaklık alanlarında buhar basınçlarının çok yüksek veya çok alçak olması
5. Yüksek gizli ısı,
6. Yüksek ısıl iletkenlik,
7 Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri,
8. Yüksek yüzey gerilimi,
9. Kabul edilebilir donma ve dökme noktası.

Çizelge 3.1. Isı borusu ısıtma akışkanları
(Faydalı çalışma sıcaklık alanı sadece gösteri içindir.)

Araç	Erime noktası (°C)	Kaynama noktası (°C)	Faydalı çalışma alanı (°C)
Helyum	-272	-269	-271 - -269
Nitrojen	-210	-196	-203 - -160
Amonyak	-78	-33	-60 - 100
Freon 11	-111	24	-40 - 120
Pentan	-130	28	-20 - 120
Freon 113	-35	48	-10 - 100
Aseton	-95	57	0 - 120
Methanol	-98	64	10 - 130
Flutek PP2	-50	76	10 - 160
Ethanol	-112	78	0 - 130
Heptan	-90	98	0 - 150
Su	0	100	30 - 200
Flutek PP9	-70	160	0 - 225
Termiks	12	257	150 - 395
Merkür	-39	361	250 - 650
Kaesyum	29	670	450 - 900
Potasyum	62	774	500 - 1000
Sodyum	98	892	600 - 1200
Lityum	179	1340	1000 - 1800
Gümüş	960	2212	1800 - 2300

Isıtma akışkanının seçimi, ısı borusu içinde meydana gelen ısı akımına çeşitli sınırlamalarla ilgili olan termodinamik düşüncelere dayalı olmalıdır. Bunlar viskoz, ses, kılcallık, süpürme ve habbecikli kaynama sınırlamalarıdır.

Uzun ömürlü, ısı borusu çalışmasıyla ilgili problemlerin çoğu, malzeme uyumsuzluğunun direk bir sonucudur. Bu, ısı borusunun tüm üç bölümünü de içine alır. Isıtma akışkanına özgü olan görüş, buna rağmen ısıl bozulma olasılığıdır. Bazı organik akışkanlarla, akışkanın farklı bileşiklere ayrılmasını önlemek için film sıcaklığını belli bir değerin altında tutmak gerekir. Bundan dolayı, iyi bir ısıl denge, akışkanın olası çalışma sıcaklık alanındaki ısıtma akışkanının gerekli bir özelliğidir.

Bir sıvının yüzeyi, sıvı yüzeyindeki gerginlik yüzey alanına bağlı olmaması, hariç olmak üzere gerilmiş bir deri gibi davranır.

Bir sıvının tüm yüzey alanında, birbirlerinin kaçmasını önlemeye yönelen moleküllerin çekiminden dolayı, bir çekim vardır. Bu yüzey gerilimi, sıcaklık ve basınçla değişir, fakat basınçla olan değişim küçüktür.

Yüzey geriliminin efektif değeri, sıvı/buhar, sıvı/sıvı veya katı yüzeylerdeki yabancı madde birikmesiyle, önemli şekilde değişir.

Isı borusu dizaynında, ısı borusunu yerçekimine karşı çalıştırmak ve yüksek bir kılcal sürücü kuvveti yaratmak için yüksek yüzey gerilimi değerinin olması gerekir.

Yüksek yüzey gerilimine ek olarak, ısıtma akışkanının fitil ve kap malzemesini ıslatması gereklidir. Temas açısı sıfır olmalı veya en azından küçük olmalıdır.

İşletme sıcaklığı alanındaki buhar basıncı, büyük sıcaklık gradyanını kurmaya ve karşı akımdaki geriye akan yoğuşumu süpürmeye ve sıkıştırabilme ile ilgili akım dengesizliklerine neden olmaya yönelen yüksek buhar hızlarından kaçınmak için yeterli miktarda büyük olmalıdır. Buna rağmen, basınç çok yüksek olmamalıdır, çünkü bu, kalın cidarlı kap gerektirecektir.
Yüksek gizli buharlaşma ısısı, minimum akışkan akımıyla çok büyük ısı miktarını transfer etmek ve bundan dolayı, ısı borusu içinde düşük basınç damlacıklarını muhafaza etmek için istenir. Isıtma akışkanının ısıl iletkenliği de, radyal sıcaklık gradyanı minimize etmek için ve fitil/duvar ara yüzeyinde habbecikli kaynama ihtimalini azaltmak için tercihli olarak yüksek olmalıdır.

Akışkan akımına direnç, düşük buhar ve sıvı viskoziteli akışkanları seçmek suretiyle minimize edilir.

Isıtma akışkanlarını çabuk bir şekilde mukayese etmek için uygun araç, Değer sayısı dır.

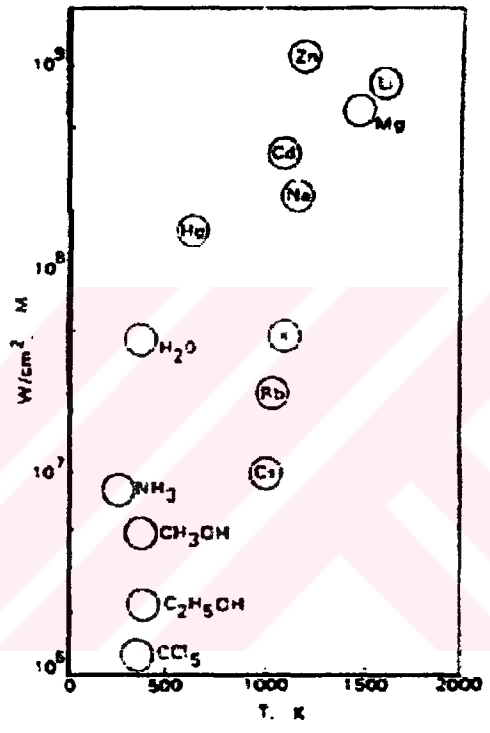
$$\text{Değer sayısı} = \frac{\sigma_\ell . L . \rho_\ell}{\mu_\ell}$$

σ_ℓ : Yüzey gerilimi

L : Gizli buharlaşma ısısı

ρ_ℓ : Sıvı yoğunluğu

μ_ℓ : Sıvı viskozitesi



Şekil 3.29. Isıtma akışkanlarının kaynama noktalarındaki Değer Sayısı

Şekil 3.29, 200 K ile 1750 K arasındaki sıcaklıkları kapsayan ısıtma akışkanları için kaynama noktasındaki, Değer sayısını vermektedir. Yüksek gizli ısı ve yüzey gerilimine sahip olan suyun, aseton ve alkoller gibi tüm organik akışkanlara kıyasla apaçık bir özelliktir.

Şüphesiz akışkan seçimi, maliyete, elde edilebilirliğe ve yukarıda listelenen diğer etmenlere dayalıdır.

Asselman ve Green [38] yüksek Değer sayısı, ısıtma akışkanının seçimi için sadece bir kriter değildir. Diğer faktörler de, özel bir durumda, önemli olabilir. Örneğin fiyat bakımından, potasyum, 100 kat daha pahalı olan kaesyum ve rubidyum yerine seçilebilir. Ayrıca 1200 K ile 1800 K sıcaklığı alanında, lityum, sodyum dahil çoğu metallerden daha yüksek Değer Sayısı'na sahiptir. Buna rağmen lityumun kullanılması, pahalı olan ve lityuma karşı dirençli bir alaşımdan bir kap yapılmasını gerektirir. Halbuki sodyum, paslanmaz çelikte muhafaza edilebilir. Bundan dolayı, daha ucuz olabilir ve sodyum, paslanmaz çelikten yapılmış düşük performanslı ısı borusunu kabul etmek daha uygundur.

Isı borusunda kullanılan akışkanlar, 4 K derecesindeki helyumdan, 2300 K derecesindeki lityuma kadar değişir. Şekil 3.29, alternatif organik akışkanların oldukça düşük Değer Sayısı'na sahip olmaya yöneldikleri 350 K ile 500 K derecelerinde, suyun en iyi durumda olduğunu göstermektedir. 270 K ile 350 K dereceleri gibi daha düşük sıcaklıklarda, her ne kadar amonyak, saflığını muhafaza etmek için daha dikkatli dokunulmaya gereksinim gösteriyorsa da amonyak istenilen bir akışkandır.

Aseton ve alkoller, düşük buhar basıncına sahip olan alternatif akışkanlardır. Bu akışkanlar, uzay uygulamaları için ısı borularında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bakır ile kullanılması uygun olan su ve metanol, elektronik cihazların soğutulması için sık sık kullanılmaktadır. 500 K sıcaklığını aşan ve 650 K sıcaklığına varan sıcaklıklar için, Thermiks (ICI) ve Dowtherm A (Dow Chemical Co.) gibi yüksek sıcaklık organik ısı transferi akışkanları kullanılabilir. Bu akışkanların her ikisi de atmosfer basıncında yaklaşık 260 °C civarında kaynama noktalarına sahip olan diphenil/diphenil oksid ötektikleridir. Bunlar düşük yüzey gerilimine ve kötü buharlaşma gizli ısısına sahiptirler. Diğer birçok organik bileşimlerle olduğu gibi diphenil, film sıcaklığı kritik değeri aştığında, kolaylıkla parçalanmaktadır. Buna rağmen, benzer sıcaklık çalışma alanlarına sahip olan diğer bir çok akışkanlara benzemeyen bu ötektik karışımlar bir kaynama alanı yerine özel bir kaynama noktasına sahiptirler.

Sıcaklık skalasında yukarı doğru hareket ederken, sıvı metalar rejimine girilir. Cıva, 500 K ile 950 K sıcaklığı civarında, faydalı çalışma sıcaklığı alanına sahiptir ve çekici termodinamik özelliklere sahiptir. Cıva, aynı zamanda oda sıcaklığında, sıvı olduğundan, bu durum taşınılmasını, doldurulmasını ve ısı borusunun ilk çalıştırılmasını kolaylaştırır.

Zehirli olmasından başka, ısı borularında ısıtma akışkanı olarak cıva kullanılmasına olabilecek engeller, termosifonlara karşı olarak, fitili ve kap duvarını ısıtmada karşılaşılan güçlüğüdür. Bu konuya özellikle adanmış birkaç araştırma raporu mevcuttur, fakat Deverall [39], Los Alamos'taki ve Reay [40], cıva ıslatması üzerine çalışma, rapor etmişlerdir.

Bienert [41], güneş enerjisi odaklayıcıları için cıva/paslanmaz çelik ısı boruları teklifinde, evaporatör kısmındaki fitili ıslatma için Deverall'ın tekniğini kullanmıştır. Yerçekiminin yardımcı olduğu çalışmalar için yeterli ıslatmayı başarmıştır. Isı borusunun kondenserindeki ıslanmanın, damlacıklı yoğuşmayı artırdığını ve bu durumun, film yoğuşması ile elde edileninkinden daha yüksek film katsayıları sonucunu doğurduğunu ileri sürmüştür.

Daha da yüksek buhar sıcaklığı alanına çıkarsak, kaesyum, potasyum ve sodyum kabul edilebilen ısıtma akışkanları olurlar ve onların ısı borusuyla ilgili özellikleri çok iyi belgelendirilmiştir (Ek-1).

1400 K sıcaklığı üzerinde lityum, genellikle çalışan akışkan olarak birinci tercihtir, fakat gümüş de kullanılmaktadır [42].

3.9.2. Fitil veya kılcallık yapısı

Bir ısı borusu için fitil seçimi, birçok faktöre bağlıdır. Bu faktörlerin çoğu, ısıtma akışkanının özelliklerine yakından bağlıdır. Şüphesiz fitilin ilk amacı, ısıtma akışkanını kondenserden evaporatöre taşımak için kılcal basıncı yaratmaktır. Ayrıca

fitil, evaporatör civarındaki sıvıyı, ısı borusu tarafından ısının alınabileceği yerlere dağıtmaya yeterli olmalıdır. Çoğunlukla bu iki fonksiyon, özellikle yoğuşumun belirli bir mesafe içerisinde; örneğin 1 m gibi sıfır yerçekiminde farklı şekildeki fitillere gereksinim gösterir.

Bir fitil tarafından üretilen maksimum kılcallık basınç farkı, gözenek büyüklüğünün azalmasıyla artar. Diğer bir istenen özellik olan fitil geçirgenliği, buna rağmen, gözenek büyüklüğünün artmasıyla artar. Homojen fitiller için, bir uzlaşma olan optimum gözenek büyüklüğü vardır. Bu şartlarda üç ana tip fitil vardır.

Yatay ve yerçekimi yardımlı ısı borularındaki düşük performanslı fitiller, 100 veya 150 meş (mesh; ağ gözü, file ilmiği) gibi karşılaştırmalı olarak büyük gözenek büyüklüğüne sahip olmak suretiyle maksimum sıvı akımına izin verirler. Yerçekimine karşı pompalama kapasitesine gerek olduğu durumlarda küçük gözeneklere ihtiyaç vardır. Uzayda, büyüklük ve ihtiyaç duyulan genel yüksek güç kapasitesi üzerindeki zorunluluklar, eksenel sıvı akımı için homojen olamayan fitil veya küçük gözenek yapıları ile yardım edilen arteri fitillerini gerekli kılar.

Optimize edilmesi gereken, fitilin diğer bir özelliği de kalınlığıdır. Isı borusunun ısı transfer kapasitesi fitil kalınlığını artırmak suretiyle yükseltilir. Buna rağmen, bu şekilde yaratılan fitilin artırılmış radyal ısıl direnci, artırılmış kapasiteye karşı çalışabilir ve izin verilen maksimum evporatör ısı akısını azaltabilir.

Evaporatördeki toplam ısıl direnç, ayrıca fitildeki ısıtma akışkanının ısıl iletkenliğine bağlıdır. Çizelge 3.2 çeşitli fitil/ısıtma akışkanı kombinasyonları için evaporatör ısı akısının ölçülen değerlerini vermektedir. Fitilin, diğer gerekli özellikleri, ısıtma akışkanı ile uyumluluk ve ıslanabilmedir. Isı borusunun duvar şekline kalıplanmak için kolaylıkla şekil verilebilmelidir. Tekrarlanabilir performansı elde etmeye yardım eden bir şekilde ve ucuz olmalıdır.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Homojen denilen fitiller birçok şekil alırlar. Meşler, köpükler, keçeler, fiberler ve sinterlerdir. Diğer tipler, oluklar ve çevresel sıvı dağılımı için fitilleriyle birleşebilen arteri fitilleridir.

Çizelge 3.2. Isı borusunda ölçülmüş radyal evaporatör ısı akıları
(Çizelgedeki değerler, sınırlayıcı değerler değildir.)

Isıtma akışkanı	Fitil	Buhar sıcaklığı (°C)	Radyal ısı akısı (W/cm^2)
Helyum	s/s meş	-269	0,09
Nitrojen	s/s meş	-163	1,0
Amonyak	Çeşitli	20 – 40	5 – 15
Ethanol	4x100 meş s/s	90	1,1
Methanol	Nikel köpük	25 – 30	0,03 – 0,4
Methanol	1x200 meş	25	0,09
Methanol	1x200 meş(baş –2,5 cm)	25	0,03
Su	Çeşitli	140 – 180	25 – 100
Su	Meş	90	6,3
Su	100 meş s/s	90	4,5
Su	Sinterli bakır	60	8,2
Merkür	s/s meş	360	180
Potasyum	s/s meş	750	180
Potasyum	Çeşitli	700 – 750	150 – 250
Sodyum	s/s meş	760	230
Sodyum	Çeşitli	850 – 950	200 – 400
Sodyum	3x65 meş s/s	925	214
Sodyum	508x3600 meş s/s	775	1250
Lityum	Niobyum %1 Zirkonyum	1250	205
Lityum	Niobyum %1 Zirkonyum	1500	115
Lityum	SGS tantal	1600	120
Lityum	W-26 Re yivli	1600	120
Lityum	W-26 Re yivli	1700	120
Gümüş	Tantal %5 tungusten	-	410
Gümüş	W-26 Re yivli	2000	155

3.9.2.1. Homojen yapılar

Mevcut olan fitil şekillerinden meşler ve tivil (twill; kabarık ve çapraz dokunmuş kumaş), en çok yaygın olanlarıdır. Bunlar çeşitli gözenek büyüklüklerinde ve malzemelerinde imal edilirler.

Malzemeler paslanmaz çeliği, nikeli, bakır ve alüminyumu kapsar. Çizelge 3.3, çeşitli meşler ve tiviller için ölçülmüş gözenek büyüklüklerini ve geçirgenlikleri göstermektedir. Homojen metal köpüklerini ve özellikle keçelerini kullanarak imal edilen homojen fitiller, gittikçe artan bir şekilde daha faydalı olmaktadırlar ve montaj sırasında keçe üzerindeki basıncı değiştirmek suretiyle değişen gözenek büyüklükleri elde edilebilir. Çıkarıp takılabilen metal mandrenleri bir araya getirmek suretiyle bir arteri yapısı da keçe içerisine kalıplanabilir.

Çizelge 3.3 Fitil gözenek büyüklüğü ve geçirgenlik verileri

Meş büyüklüğü ve malzemesi	İnce boru yüksekliği (mm)	Gözenek yarıçapı (mm)	Geçirgenlik	Gözeneklilik %
Cam lif	25,4	-	$0,061 \times 10^{-11}$	-
Toz nikel 200 μ	24,6	0,038	$0,027 \times 10^{-10}$	-
Toz nikel 500 μ	>40,0	0,004	$0,081 \times 10^{-11}$	-
Nikel lif 0,01 mm	>40,0	0,001	$0,015 \times 10^{-11}$	68,9
Nikel keçe	-	0,017	$6,0 \times 10^{-10}$	89
Nikel köpük	-	0,023	$3,8 \times 10^{-9}$	96
Bakır köpük	-	0,021	$1,9 \times 10^{-9}$	91
Toz bakır (sinterli)	156,8	0,0009	$1,74 \times 10^{-12}$	52
Toz bakır 45-56 μ	-	0,0009	-	28,7
Toz bakır 100-125 μ	-	0,0021	-	30,5
Toz bakır 150-200 μ	-	0,0037	-	35
Nikel 50	4,8	-	-	62,5
Bakır 60	3,0	-	$8,4 \times 10^{-10}$	-

Fiber malzemeler, ısı borusunda çok fazla kullanılmaktadır ve bu malzemeler küçük gözenek büyüklüklerine sahiptirler. Seramik fiberlerin az katılığa sahip olması ve genellikle, bir metal meş gibi sürekli bir desteğe ihtiyaç duymaları, çok büyük bir

dezavantajdır. Bundan dolayı, fiber, ısıtma akışkanı ile kimyasal olarak uygun olabilir iken, destek veren malzemeler probleme neden olabilir.

Sinterlenmiş tozlar, birçok metallerde, küre şekillerde mevcuttur. İlave edilmiş sıvı akımı kapasitesi için muhtemelen daha büyük arterilerini bir araya getiren ince gözenek yapıları yapılabilir.

Bakır malzemede, ince uzunlamasına kanallar ve bakırda oluklu duvarlar üretmek için süzme işlemi kullanılmaktadır ve alüminyum ısı boruları, sıfır yerçekimindeki çevrelerde ısı boruları için uygulanmaktadırlar. Genelde oluklar, dünyadaki yerçekimi uygulamalarında önemli kılcal basınç farklarını desteklemeye yeterli değildir. Ayrıca süpürme, eksenel ısı akımını sınırlayabilir.

3.9.2.2. Arteri fitiller

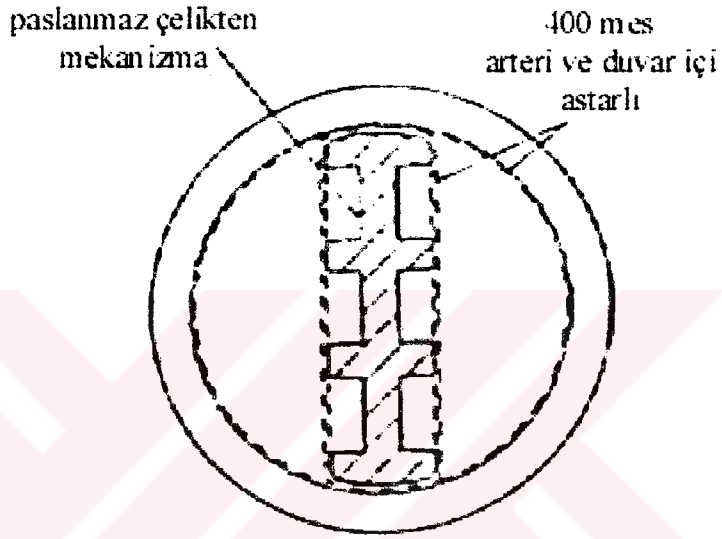
Arteri fitiller, uzay araçları için yüksek performanslı ısı borularında gereklidir. Bu durumlarda ısı borusuna olan sıcaklık gradyanları genellikle düşük ısıl iletkenlikli çalışan akışkanların kötü etkisine karşı koymak için minimize edilmek zorundadırlar. IRD'de geliştirilmiş olan bir arteri fitil Şekil 3.30'da gösterilmiştir. Bu durumda ısı borusunun çapı 5,25 mm'dir. Avrupa Uzay Birliği için geliştirilmiş olan bu ısı borusu, 1m'lik mesafede toplam sıcaklık düşümü 6 °C'yi geçmeyecek bir şekilde, 15 W ısı nakletmek için dizayn edilmiştir.

Duvar malzemesi alüminyum alaşımıdır ve çalışan akışkan asetondur.

Bu fitilin amacı, minimum basınç düşümlü, boru boyunca sıvı naklini elde etmekti. Yüksek sürükleme kuvveti, altı arteriyi ince bir perde (elek) ile kapama suretiyle başarılmıştır.

Arteri fitilinin tam ısı nakil potansiyeline ulaşmak için arteri, buhar boşluğundan tamamıyla kapatılmış olmalıdır.

Maksimum kılcal sürükleme kuvveti, bundan dolayı, perdenin gözenek büyüklüğü vasıtasıyla tayin edilmektedir. Bundan dolayı çok iyi kalite kontrolü, arterinin başarı ile kapatılmasını ve perdenin tahrip edilmemesini temin etmek için imalat sırsında gerekliydi.



Şekil 3.30. IRD'de geliştirilmiş arteri fitili

Arteri ısı borularının dizaynındaki ilave bir faktör de arterilerin buhar ve gaz ile tıkanmasıdır. Eğer bir buhar veya gaz kabarcığı, arteri içinde meydana gelirse veya arteriye salıverirse o zaman nakil kapasitesi ciddi olarak azalır. Gerçekten, eğer kabarcık arteriyi tamamen tıkarsa o zaman ısı nakil kapasitesi arterinin efektif kılcal yarıçapına bağlı olur yani, açık arterinin efektif durumu vardır. Bu şartı müteakip, arteriyi tekrar kullanmaya hazırlamak için ısı yükü, açık arteri ile ilgili olan maksimum kapasitenin altındaki bir değere azaltılmalıdır.

Arteri ısı borusundaki, fitil dizaynı ve çalışan akışkan özelliklerinden istenenler aşağıdaki gibidir.

1.Isıtma akışkanı, yoğuşmayan gazların arteriyi tıkama tehlikesini minimize etmek için doldurulmadan önce gazlardan tamamıyla arındırılmalıdır.
2. Arteri, habbecikleri kaynamayı önlemek için duvarla temasta olmamalıdır.
3. Başarısızlık durumuna izin vermek için gerekenden fazla birkaç arteri verilmelidir.
4. Eğer uzay aracına uygulanırsa arterinin tekrar doldurulması, yerçekiminin olduğu bir çevrede yapılmalıdır.

3.9.3.Doymuş fitillerin ısıl direnci

Hem fitilin hem de ısıtma akışkanlarının istenen özelliklerinin açıklanmasında ifade edilen bir özellikte ısıl iletkenliğidir.

Çeşitli tipteki doymuş fitillerin ısıl iletkenliğini tahmin etmek için ifadeler mevcuttur ve bunlar aşağıda açıklanmıştır. İletkenlik, müsaade edilen fitil kalınlığını tespit etmede önemli bir faktördür.

3.9.3.1. Meşler

Gorring ve Churchill [43], aşağıdaki gibi üç kategoriye bölünmüş olan heterojen malzemelerin ısıl iletkenliğinin tespit edilmesi için, çözümler sunmaktadır.
1. Dağıtıcılar
2. Paketlenmiş yataklar
3. Sürekli çiftler

Meş için, tatmin edici bir çözüm verilmemiştir. Çünkü meş, dağıtmanın sınırlayıcı bir durumudur, yani partiküller temastadır, fakat sıkıca paketlenmiş değildirler. Buna rağmen, dağıtıcıların iletkenliği, paketlenmiş yataklarınkinden daha az olduğundan dolayı, meşin iletkenliği için tahmin, düzenli silindirlerin kare şeklindeki bir sırasından meydana gelen bir dağıtıcının efektif iletkenliği için, Raylergh'in formülü kullanılarak yapılabilir.

$$k_w = \left(\frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon}\right) k_\ell$$

Burada; $\beta = \left(1 + \frac{k_s}{k_\ell}\right) \Big/ \left(1 - \frac{k_s}{k_\ell}\right)$

k_s : Katı fazın ısıl iletkenliği

k_ℓ : Sıvı fazın ısıl iletkenliği

ε : Katı fazın hacim oranı 'dır.

3.9.3.2. Sinterlenmiş fitiller

Sinterlenmiş bir fitilin, tam geometrik şekli partiküllerin rastgele dağılımından ve sinterleme sırasında meydana gelen, değişen deformasyon ve fizyon derecesinden dolayı, bilinmemektedir. Bu nedenle, sinterlenmiş fitilin, rastgele büyüklükteki sıvı kürelerin rastgele bir dağılımını ihtiva eden sürekli bir katı faz ile temsil edilmesi tavsiye edilir.

Maxwell [44], böyle bir heterojen maddenin ısıl iletkenliğini veren bir ifadeyi türetmiştir.

$$k_w = k_s \left[\frac{2 + k_\ell / k_s - 2\varepsilon(1 - k_\ell / k_s)}{2 + k_\ell / k_s - \varepsilon(1 - k_\ell / k_s)}\right]$$

Gorring ve Churchill, bu ifadenin, deney neticeleri ile oldukça iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir.

3.9.3.3. Oluklu fitiller

Olukları radyal ısı direnci, evaporatör ve kondenser kısımlarında, aşırı bir şekilde farklıdır. Bu, ısı transferi mekanizmalarındaki farklılıklar nedeniyle, meydana gelmektedir. Evaporatörde, oluk uçları ısı transferi işleminde, aktif bir rol oynamazlar.

Muhtemel ısı akım hattı, oluk üzerinden ısı iletimi, bir sıvı filminin, eni boyunca, ısı iletimi ve sıvı buhar ara yüzeyindeki buharlaşmadır.

Kondenser kısmında, oluklar yoğuşumla dolu olacak ve oluk uçları, ısı transferi işleminde aktif bir rol oynayacaktır. Oluk uçlarındaki bir sıvı film birikintisi, ısı akımına, ana direnç sağlayacaktır.

Sıvı filminin kalınlığı, yoğuşma oranının ve çalışan akışkanın ıslatma özelliklerinin bir fonksiyonudur.

Joy [45] ve Eggers ve Serkiz [46], oluk boyunca bir boyutlu ısı iletimi ve oluk civarında, sıvının eni boyunca, buharlaşmanın meydana geldiği sıvı/buhar ara yüzeyine, bir boyutlu ısı iletimini kabul eden benzer modeller teklif etmişlerdir.

Sıvıda, ortalama ısı akımı uzunluğu, kanal genişliğinin dörtte biri olarak alınmaktadır ve ısı akım alanı ise, kanalın yarıçapı girdi uzunluğu olarak alınır.

Bundan dolayı;

$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{a}{k_s N f \ell_e} + \frac{1}{4 k_\ell \ell_e N} + \frac{1}{h_e \pi b N \ell_a}$$

Burada;

N : Kanalların sayısı

a : Kanal derinliği

b : Kanal yarıçapı

f : Oluk genişliğidir. (kanatçık kalınlığı)

Kosowski ve Kosson [47], çalışan akışkanlar olarak Freon 21, Freon 113 ve amonyak kullanarak, alüminyum oluklu bir ısı borusunun, maksimum ısı taşınım kapasitesinin ve radyal ısı direncinin, ölçülmelerini yapmışlardır.

Buharlaşma terimi küçüktür ve dirence en büyük katkı, sıvı ısı iletimi terimidir. Teori ve deney karşılaştırıldığında, sonuçlar, teorinin ısı iletim direncinin önemli bir miktarda (%50 ile 300) daha fazla tahmin edildiğini, göstermiştir. Bundan dolayı;

$\left(\frac{b}{2}\right)$ yerine, integre edilmiş (toplanmış) ortalama ısı akımı uzunluğu $\left[\left(1-\frac{\pi}{4}\right)b\right]$'yi kullanmak daha doğru olacaktır.

Böylece;

$$\frac{\Delta T}{Q}=\frac{\left(1-\frac{\pi}{4}\right)}{2k_{\ell}.\ell_{e}.N}$$ olur.

Görevi ve buhar boşluğuna izin verilebilen sıcaklık düşümlerini bilinerek, çeşitli geometriler ve ısıtma akışkanları için, bir çok oluklar hesaplanabilir.

Isı borusu kondenser kısmında veya kanallar meş ile kaplı olduğu zaman, kanatçık uçları, ısı transfer işleminde aktif bir rol oynarlar ve kanallar tamamıyla doludur. Bu durumda, paralel ısı iletimi denklemi kullanılır.

$$k_{w}=k_{s}\left[1-\varepsilon\left(1-\frac{k_{\ell}}{k_{s}}\right)\right]$$

Burada;

ε : Sıvı boşluk oranıdır ve $\varepsilon = \frac{2b}{2b+f}$ olarak verilir.

Burada; f : kanatçık kalınlığıdır.

3.9.3.4. Ortak merkezli içiçe boru

Bu durumda, kılcallık etkisi, çalışan akışkanı ihtiva eden ince bir içiçe borudan türetilir. Bundan dolayı,

$$k_w = k_\ell$$

Bu durum, gevşek doğrultucu meş ve sinterlenmiş fitillerin etkilerini analiz etmek için, ayrıca kullanılabilir.

3.9.4. Kap

Kabın görevi, ısıtma akışkanını dış çevreden tecrit etmektir. Bundan dolayı, herhangi bir delik olmamalı, duvarları ile basınç farkını korumalı, çalışan akışkana ve çalışan akışkandan ısının transferine yardım etmelidir.

Kap malzemesinin seçimi, birçok faktörlere bağlıdır. Bunlar aşağıda verilmiştir.

1. Uygunluk (hem ısıtma akışkanı ile hem de dış çevre ile),
2. $\frac{M}{A}$ oranı (M; Mukavemet - A; Ağırlık),
3. Isıl iletkenliği,
4. Kaynaklanabilme, talaşlı işlenebilmesi, uzayıp genişleyebilme özelliği dahil imalat kolaylığı,

5. Gözenekliği,
6. Islanabilirliği.

Uzay aracı uygulamalarında, yüksek Mukavemet/Ağırlık oranı, daha önemlidir ve malzeme, ısı borusuna gazın difüzyonunu önlemek için gözeneksiz olmalıdır. Yüksek ısıl iletkenlik, ısı kaynağı il fitil arasındaki minimum sıcaklık düşümünü sağlar. Bazı kap malzemelerinin ısıl iletkenliği Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Kap malzemelerinin ısı iletkenliği

Malzeme	**Isı iletkenliği (W/m°C)**
Alüminyum	205
Pirinç	113
Bakır	394
Cam	0,75
Nikel	88
Yumuşak çelik	45
Paslanmaz çelik	17,3
Teflon	0,17

3.9.5. Uygunluk

Uygunluk, ısıtma akışkanının, fitilin ve ısı borusunun dış kabının seçimi ile ilgili çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Buna rağmen, bazı özellikler çok önemlidir ve burada, özel olarak tekrar gözden geçirilecektir.

Uyumsuzluğun iki ana sonucu, korozyon ve yoğuşmayan gaz üretimidir. Eğer duvar veya fitil malzemesi ısıtma akışkanı içinde çözülebilir ise muhtemelen kodenser ile evaporatör arasında kütle transferi meydana gelecektir ve katı maddeler Evaporatör üzerinde birikecektir.Bu, ya yerel sıcaklık bölgelerin meydana gelmesine ya da fitilin gözeneklerinin dolmasıyla sonuçlanır. Yoğuşmayan gaz üretimi muhtemelen, ısı borusu bozulmasının en yaygın göstergesidir ve yoğuşmayan gazlar gittikçe tıkanmakta olan ısı borusunun kondenser kısmında toplanmaya meylettikçe gaz/buhar ara yüzeyinde meydana gelen keskin sıcaklık düşümü nedeniyle tespit edilmesi kolaydır.

Paslanmaz çelik, uygunluk açısından aseton, amonyak ve sıvı metaller gibi ısıtma akışkanları ile kullanmak için uygun bir kap ve fitil malzemesidir.

Paslanmaz çeliğin, düşük ısıl iletkenliği bir dezavantajdır ve bu özelliğin önemli olduğu durumlarda, bakır ve alüminyum kullanılır. Bakır, çalışan akışkan olarak su kullanan, toplu üretilen birimler için özellikle kullanılabilir.
Plastik, kap malzemesi olarak kullanılmaktadır ve çok yüksek sıcaklıklarda seramikler ve tantalum gibi ateşe dayanıklı metaller ciddi olarak düşünülmektedir.

Isı borusu duvarında, esneklik derecesini anlamak için paslanmaz çelik körükler kullanılmaktadır ve elektrik izolasyonunun önemli olduğu durumlarda seramik veya cam-metal sızdırmazı kullanılır. Bu, elektriksel olarak iletken olmayan fitillerle ve ısıtma akışkanları ile müşterek bir şekilde kullanılmalıdır.

Orta sıcaklık alanındaki malzeme kombinasyonlarının, geniş bir gözden geçirilmesi Basiulis ve Filler [48] tarafından yapılmıştır.Sonuçlar, çoğu Dow Chemicals şirketi tarafından üretilen çok çeşitli organik akışkanlar üzerine olan bu araştırma raporunda verilmiştir.

3.9.6. Akışkan stoku

Uzayda kullanılmak için küçük ısı boruları ve ünitelerini düşündüğümüz zaman önemli olan ısı borusu dizaynı özelliği, çalışan akışkan stokudur. Fitili doyurmak için gerekli olandan biraz daha fazla çalışan akışkan dahil etmek yaygın uygulamadır. Fakat, buhar boşluğunun küçük olduğu zaman yoğuşmayan gazların mevcut olması durumuna benzeyen bir şekilde, fark edilebilir bir sıcaklık gradyanı kondenserde mevcut olabilir. Bu kondenserin efektif uzunluğunu azaltır, bundan dolayı ısı borusu performansını kötüleştirir.

Aşırı akışkan diğer bir alıkoyucusu, uzaydaki ısı borularına özgüdür. Yerçekiminin olmadığı yerde akışkan, buhar boşluğuna hareket edebilir. Bu da uzay aracının dinamiğini etkileyecektir. Eğer ısıtma akışkanında bir eksiklik varsa, ısı borusu, arteriyi doldurmak için yeterli olmaması dolayısıyla başarısız olabilir. Bu, homojen fitillerde o kadar kritik değildir, çünkü gözeneklerin bazıları hala kılcallık etkisini yaratmaya yeterli olacaktır.

3.9.7. Tekrar doldurma

Arteri tip fitile sahip olan ısı borularında, ısıtma akışkanı kalmazsa otomatik olarak tekrar arteri doldurabilmeyi temin etmek gereklidir.

Tekrar doldurabilmesini temin etmek için arterinin maksimum çapını hesap etmek mümkündür.

Kılcallık ile başarılabilen maksimum tekrar doldurma yüksekliği,

$$h + hc = \frac{\sigma_\ell . \cos\theta}{(\ell_\ell - \ell_v)} \chi \left[\frac{1}{r_{p1}} + \frac{1}{r_{p2}} \right]$$

ile verilmiştir.

Burada,

h : Arterinin tabanına olan düşey yükseklik

h_c : Arterinin en üst noktasına olan düşey yükseklik

r_{p1} :Tekrar doldurma meniskus eğrisinin birinci ara yarıçapı

r_{p2} : Tekrar doldurma meniskus eğrisinin ikinci ara yarıçapı

Tekrar doldurma için eğrinin ikinci ara yarıçapı çok büyüktür.

Silindirik bir arteri için, $h_c = d_a$ ve $r_{pl} = \frac{d_a}{2}$'dir.

Burada;

d_a : arteri yarçapıdır.

Bundan dolayı denklem;

$$h + d_a = \frac{2\sigma_\ell \cos\theta}{(\ell_\ell - \ell_v).g.d_a}$$

haline gelir. Buradan da;

$$d_a = \frac{1}{2}\left[\left(\sqrt{h^2 + \frac{8\sigma_1.\cos\theta}{(\ell_\ell - \ell_v)g}}\right) - h\right]$$

bulunur.

3.9.8. Isı borusunda ilk çalıştırma

Isı borusunun ilk çalışma davranışını tahmin etmek zordur ve birçok faktöre bağlı olarak çok miktarda değişebilir. Çalışan akışkanın ve fitili davranışının ve konfigürasyonun, ilk çalıştırma performansı üzerine etkileri, kalite bakımından araştırılmıştır ve ilk çalıştırmanın genel tanım şartları elde edilmiştir.

İlk çalıştırma sırasında buhar, evaporatörden kondensere ısı transfer etmek için rölatif olarak yüksek bir hızda akmalıdır ve merkez kanalındaki basınç düşümü büyük olacaktır. Isı borusundaki eksenel sıcaklık gradyanı, buhar basınç düşümü ile tespit edildiğinden, evaporatörün sıcaklığı başlangıçta kondenserin sıcaklığından çok daha yüksek olacaktır. Evaporatör tarafından ulaşılan sıcaklık, kullanılan ısıtma akışkanına bağlı olacaktır. Isı girdisi yeterince büyük ise sıcaklık cephesi kademeli olarak kondenser kısmına doğru hareket edecektir. Normal ısı borusu ilk

çalıştırmasında evaporatörün sıcaklığı, sıcaklık cephesi kondenserin sonuna ulaşıncaya kadar birkaç derece artacaktır. Bu noktada kondenser sıcaklığı, boru yapısı hemen hemen izotermal oluncaya kadar artacaktır. Lityum veya sodyum, ısıtma akışkanı olarak kullanıldığı zaman bu işlem, ısı borusu çok kızdığı durumdaki sıcaklık seviyelerinde meydana gelir ve hemen hemen izotermal davranış görünür.

İlk çalıştırma sırasında bazı anlarda, buhar yoğunluğunun düşük olduğu ve buhar hızının yüksek olduğu zaman sıvının evaporatöre dönmesi önlenebilir. Bu muhtemelen, sıvı transferi için gözenekli ortam kullanılması yerine açık dönüş kanalları kullanıldığı zaman meydana gelir.

Isı borusu ilk çalışması hakkındaki Van Andel [49] tarafından yapılan son günlerdeki bir çalışma, yeterli ilk çalıştırmayı meydana getirebilmeyi teminine yardımcı olacak bazı miktarsal bağıntıları elde etmeye yardımcı olmuştur. Bu, yanmanın meydana gelmediği kritere dayalıdır, yani, ısıtılmış bölgelerdeki doyma basınçları maksimum kılcal kuvveti aşmamalıdır. Eğer yanmanın olmasına izin verilirse, fitilin kurumasını doğurur; bu da sıvının dönüş akımını yasaklar.

İlk çalıştırma şartı arasındaki, maksimum izi verilebilir ısı girdisi oranı aşağıda verilen eşitlikle bulunur.

$$Q_{max} = 0{,}4\pi .r_c^{\,2} x0{,}73.L.(P_E.\rho_E)^{1/2}$$

r_c : Buhar kanal yarıçapı

L : Buharlaştırma gizli ısısı

P_E : Evaporatördeki buhar basıncı

ρ_E : Evaporatördeki buhar yoğunluğu

Elektronik bir parçanın soğumasında veya frenlerin soğumasındaki örneklerdeki gibi çok fazla çalışma ve durma hareketlerinin olması gerekebilen bir uygulamada, bir ısı borusu kullanıldığında ilk çalıştırma kriterini karşılamak önemlidir. Problemin

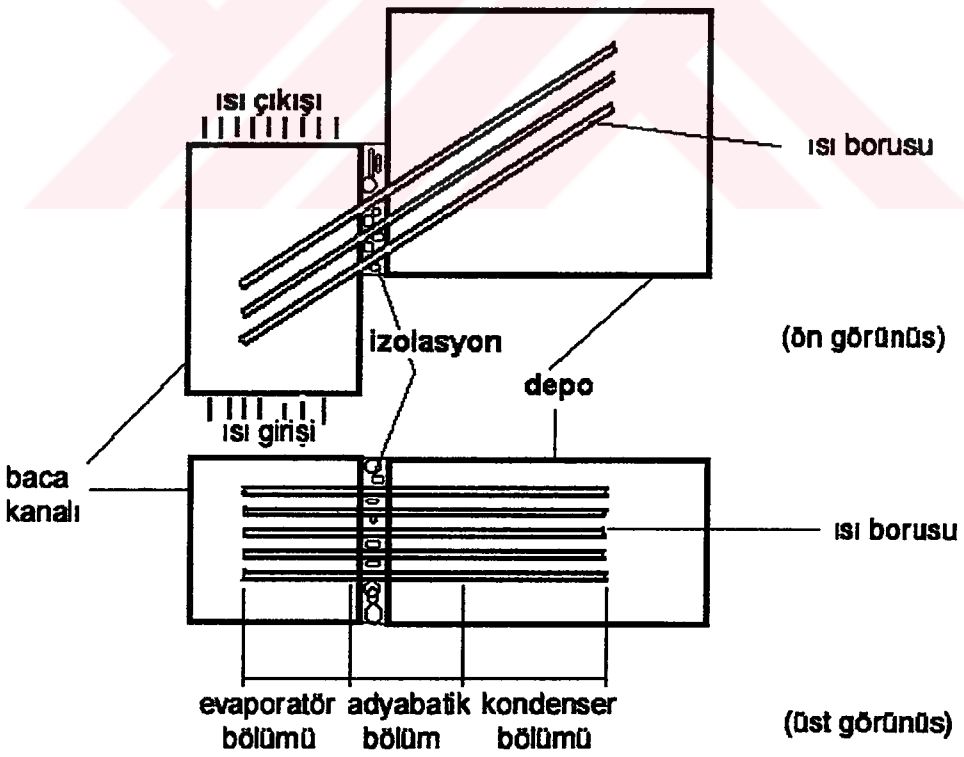
bertaraf edilebileceği bir yol, birinci soğutma rolü gerektiği zaman, küçük bir ısı borusuna bağlanmış ilave bir ısı kaynağı kullanmaktır. Bundan dolayı, ilk çalıştırma işlemlerinin sayısını azaltır. Gaz doldurulmuş ısı borularının ilk çalıştırma zamanı daha çabuktur.

4. MATERYAL VE METOT

4.1. Materyal

Deney çalışmalarında, ısı borusu yapılacak 12 mm çapında bakır boru önce 50 cm'lik boylarda kesilerek yedi adet hazırlandı. Boruların birer ucuna aynı malzemeden kapaklar yapılarak kaynatıldı. Diğer uçlarına da aynı malzemeden hazırlanmış, 6 mm çapında ve 6 cm uzunluğundaki borular kaynatıldı. Boruların içerisine boru boyunun 1/3 oranında etanol (ticari ispirto) koyuldu. Boruların alt uçlarından ısı uygulanarak etanolün boru içerisinde buharlaşıp, içerisindeki havayı dışarı atması sağlandıktan sonra sert lehimleme ile uçları kaynatıldı. Bu şekilde hazırlanan ısı borularının, ısı verilmek suretiyle ısı aktarımı yapıp yapmadığı kontrol edildi.

Baca kanalı 20 x 20 x 30 cm ebatlarında, depo ise 20 x 30 x 30 cm ebatlarında 1 mm kalınlığında siyah saçtan yapıldı.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin yapısı

Hazırlanan ısı borularının evaporatör bölümü baca kanalı, kondenser bölümü ise depo içerisine gelecek şekilde ve ısı boruları 45°'lik açı ile yerleştirildi. Depo içerinde sızdırmazlığın sağlanması için sert lehimleme yapıldı. Baca gazı sızdırmazlığı için de silikon tercih edildi. Baca kanalı ile depo arasında ısı izolasyonu poliüretan köpük ile sağlandı (Şekil 4.1).

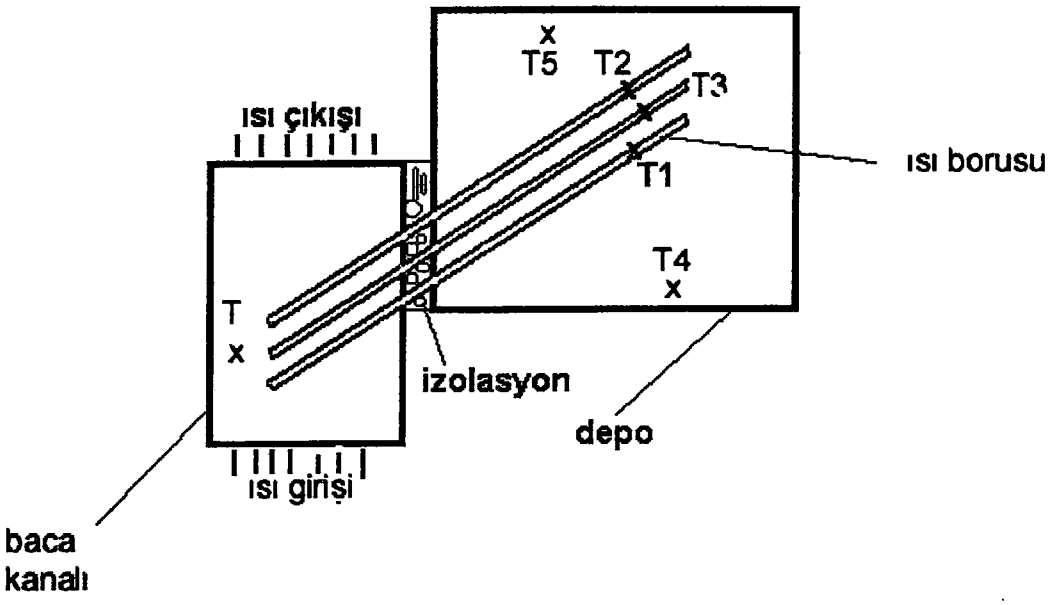
Deney düzeneği, 20 x 10 x 1 mm profil malzemeden yapılan bir taşıma sistemi üzerine yerleştirildi (Ek-3).

4.2. Metot

Deney çalışmalarında; baca gazlarındaki atık ısıyı oluşturmak için ısı kaynağı olarak bütan gaz tüpü kullanıldı. Isı, tüpe bağlı bir üfleç ile baca kanalı içerisine verildi. Baca kanalı içerisindeki sıcaklık değişimlerini önlemek için bütün deneyler hava sirkülasyonunun olmadığı kapalı bir ortamda yapıldı.

Deneylerde; ısıtılan akışkan olarak su, motorin, fuel-oil ve hava kullanıldı. Her bir akışkan için 140 °C, 150 °C, 160 °C ve170 °C baca gazı sıcaklıklarında (T), sıcaklık değişimleri, depo içerisindeki akışkanın alt ve üst noktalarına konulan termokupllar ile ölçüldü. Ayrıca, alt, orta ve üst konumlarda bulunan ısı borularının kondenser bölümüne de termokupllar konularak sıcaklık değişimleri ölçüldü (Şekil 4.2).

T : Baca gazı sıcaklığı
T1 : Alt ısı borusu kondenser sıcaklığı
T2 : Üst ısı borusu kondenser sıcaklığı
T3 : Orta ısı borusu kondenser sıcaklığı
T4 : Depo alt seviyesinde akışkan sıcaklığı
T5 : Depo üst seviyesinde akışkan sıcaklığı

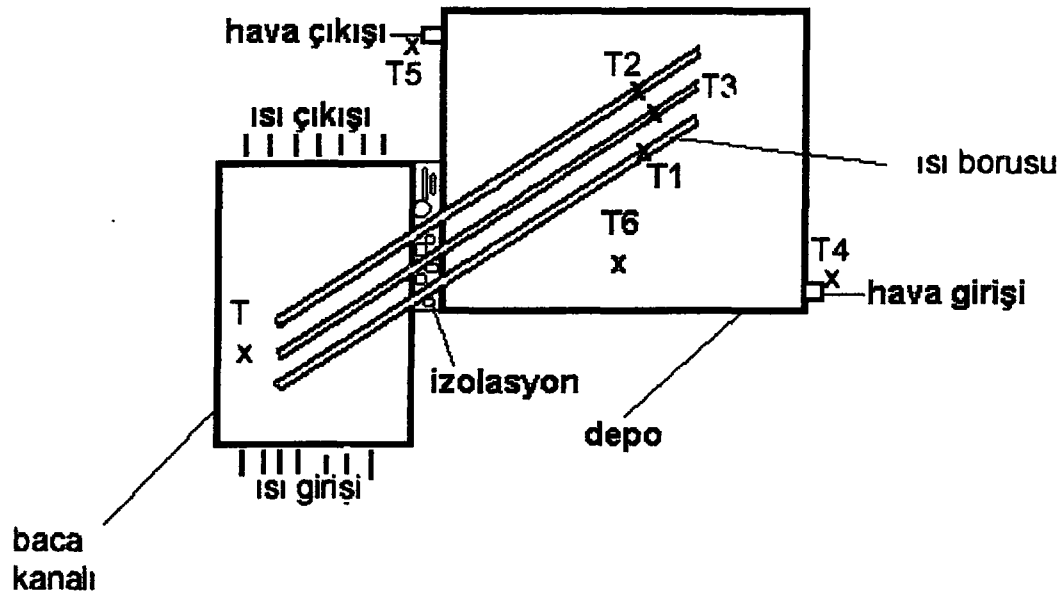


Şekil 4.2. Su, motorin ve fuel-oil deneylerinde termokupl yerleri

Isıtılan akışkan olarak havanın kullanıldığı deneylerde termokupl yerleri diğer ısıtılan akışkanlardan farklı seçildi (Şekil 4.3).

T : Baca gazı sıcaklığı
T1 : Alt ısı borusu kondenser sıcaklığı
T2 : Üst ısı borusu kondenser sıcaklığı
T3 : Orta ısı borusu kondenser sıcaklığı
T4 : Depo hava giriş sıcaklığı
T5 : Depo hava çıkış sıcaklığı
T6 : Depo içi hava sıcaklığı

Isıtılan akışkan olarak hava kullanılan bütün deneylerde, hava, 3 m/s hızla deney tesisine verildi. Hava deneylerinde depo üzeri, aynı malzemeden yapılan kapak ile kapatılarak sızdırmazlık silikon ile sağlandı.



Şekil 4.3. Hava deneylerinde termokupl yerleri

Fuel-oil deneylerinde 6 numaralı fuel-oil kullanıldı.

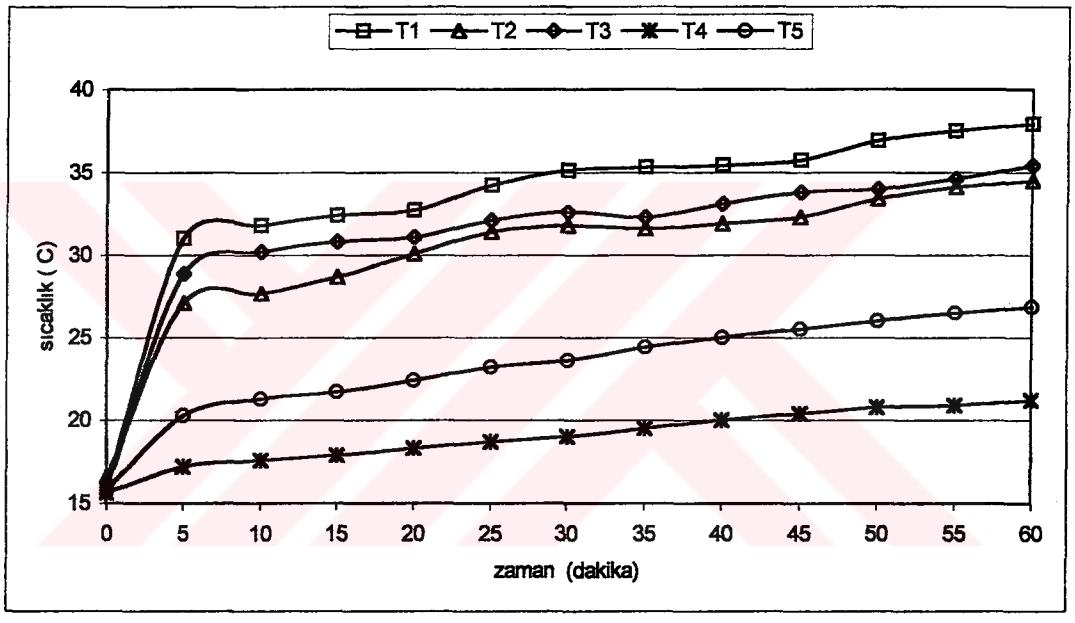
Her bir baca gazı sıcaklığında ve her bir akışkan için, sıcaklık değişimleri, bir saat süreyle ve beşer dakikalık aralıklarla ölçüldü.

Yapılan her deneyden sonra ısıtılan akışkanın, sıcaklığı, ortam sıcaklığına düşürüldükten sonra bir sonraki deneyde kullanıldı.

5. DENEY SONUÇLARI

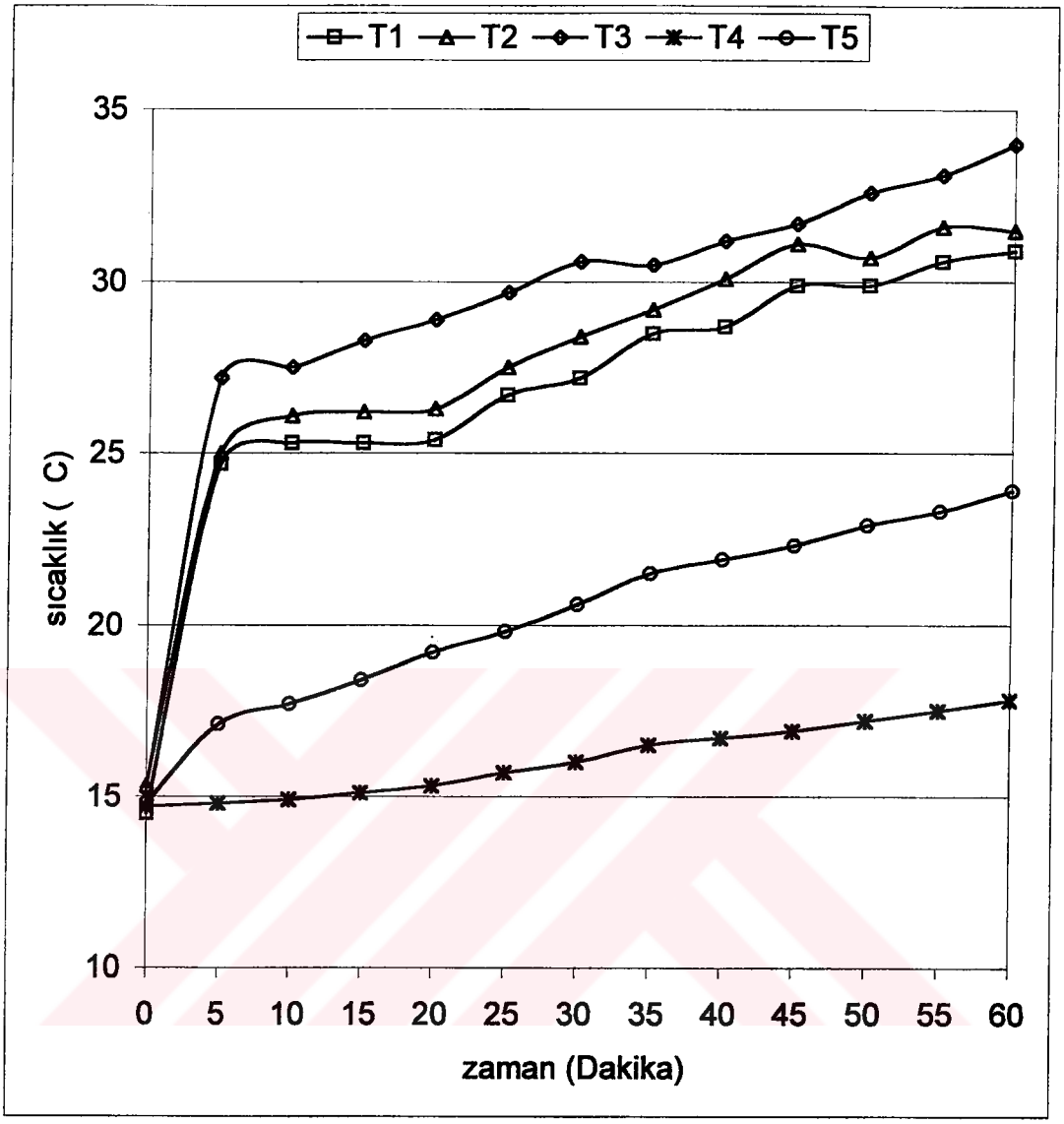
Deneylerde; ısıtılan akışkan olarak su, motorin, fuel-oil ve hava kullanılmış ve her bir akışkan için 140 °C, 150 °C, 160 °C ve 170 °C baca gazı sıcaklıklarında (T), sıcaklık değişimleri, düzeneğin çeşitli yerlerine konulan termokupllar ile ölçülmüştür. Isıtılan tüm akışkanların sıcaklık değişim sonuçları Ek 4'de verilmiştir.

5.1. Su İle Yapılan Deney Sonuçları



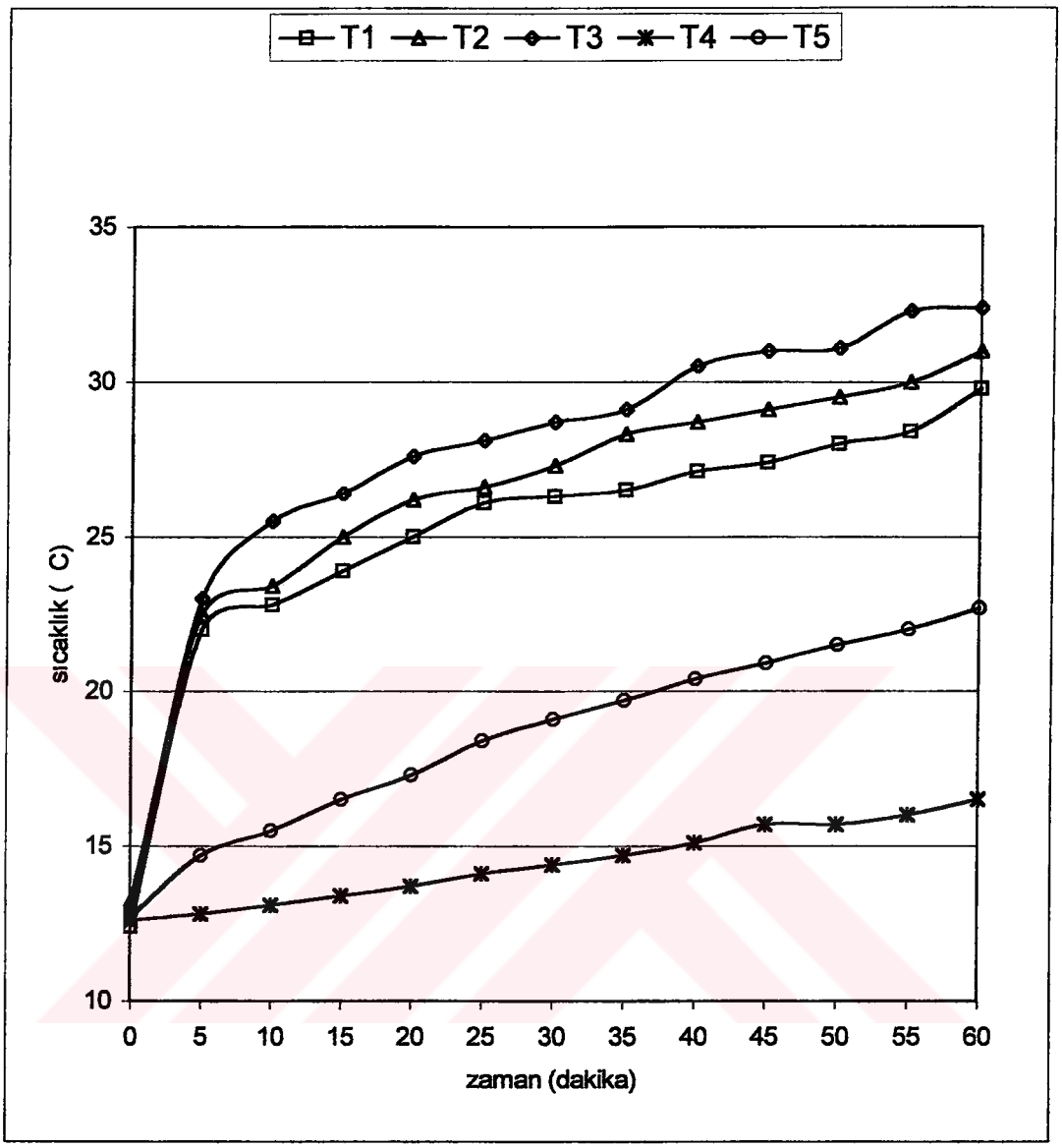
Şekil 5.1. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 140 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 15,9 °C iken 37,9 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 16,5 ^{0}C iken 34,5°C 'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 15,9 °C iken 35,4 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan suyun sıcaklığı (T4), 15,6 C iken 21,2 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan suyun sıcaklığı (T5), 15,8 °C iken 26,9 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.1).



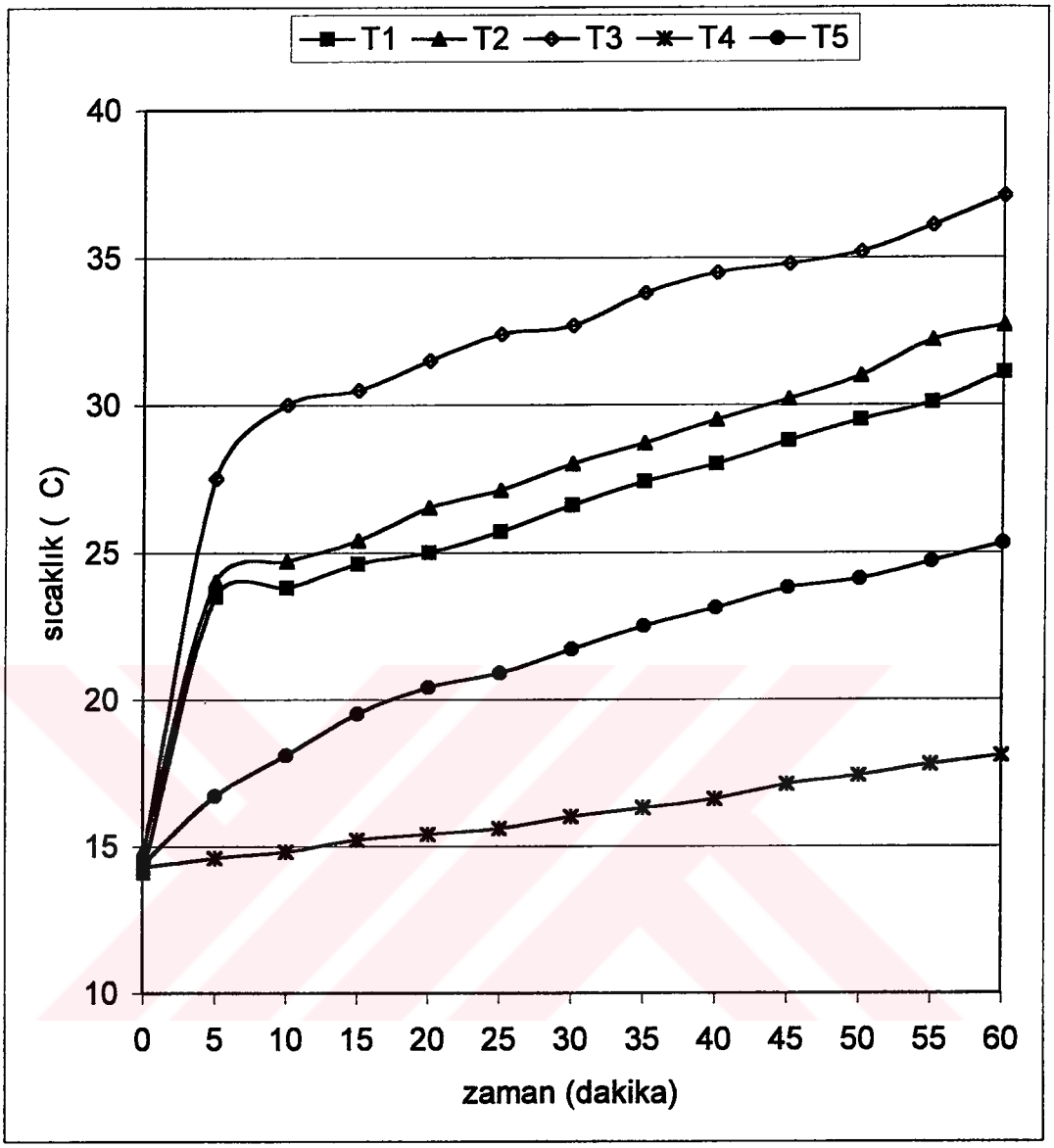
Şekil 5.2. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 150 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 14,5 °C iken 30,9 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 15,3 °C iken 31,5 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 15,2 °C iken 34,0 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan suyun sıcaklığı (T4), 14,7 °C iken 17,8 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan suyun sıcaklığı (T5), 14,8 °C iken 23,9 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.2).



Şekil 5.3. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 160 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 12,4 °C iken 29,8 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 13,2 °C iken 31,0 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 12,9 °C iken 32,4 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan suyun sıcaklığı (T4), 12,6 °C iken 16,5 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan suyun sıcaklığı (T5), 12,7 °C iken 22,7 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.3).

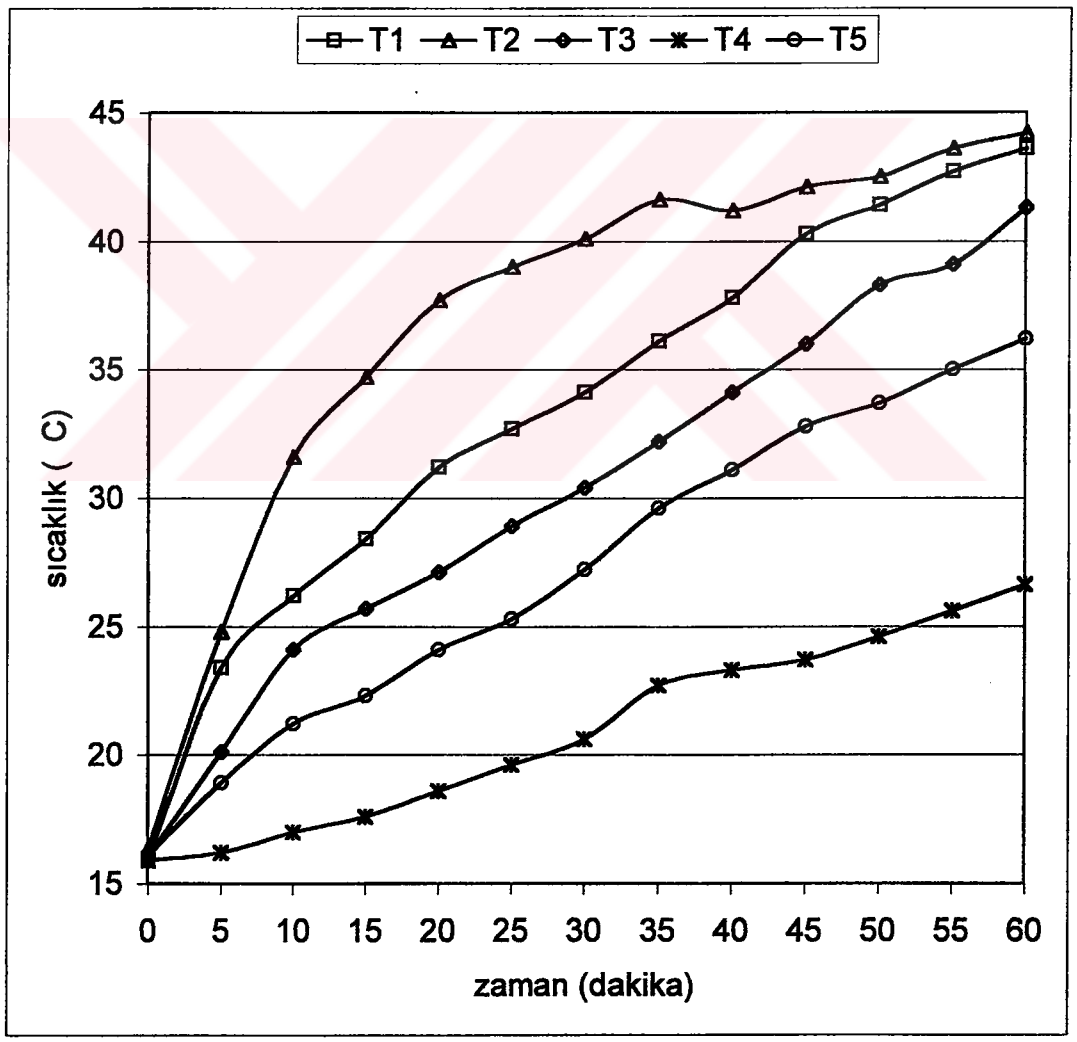


Şekil 5.4. Su deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi

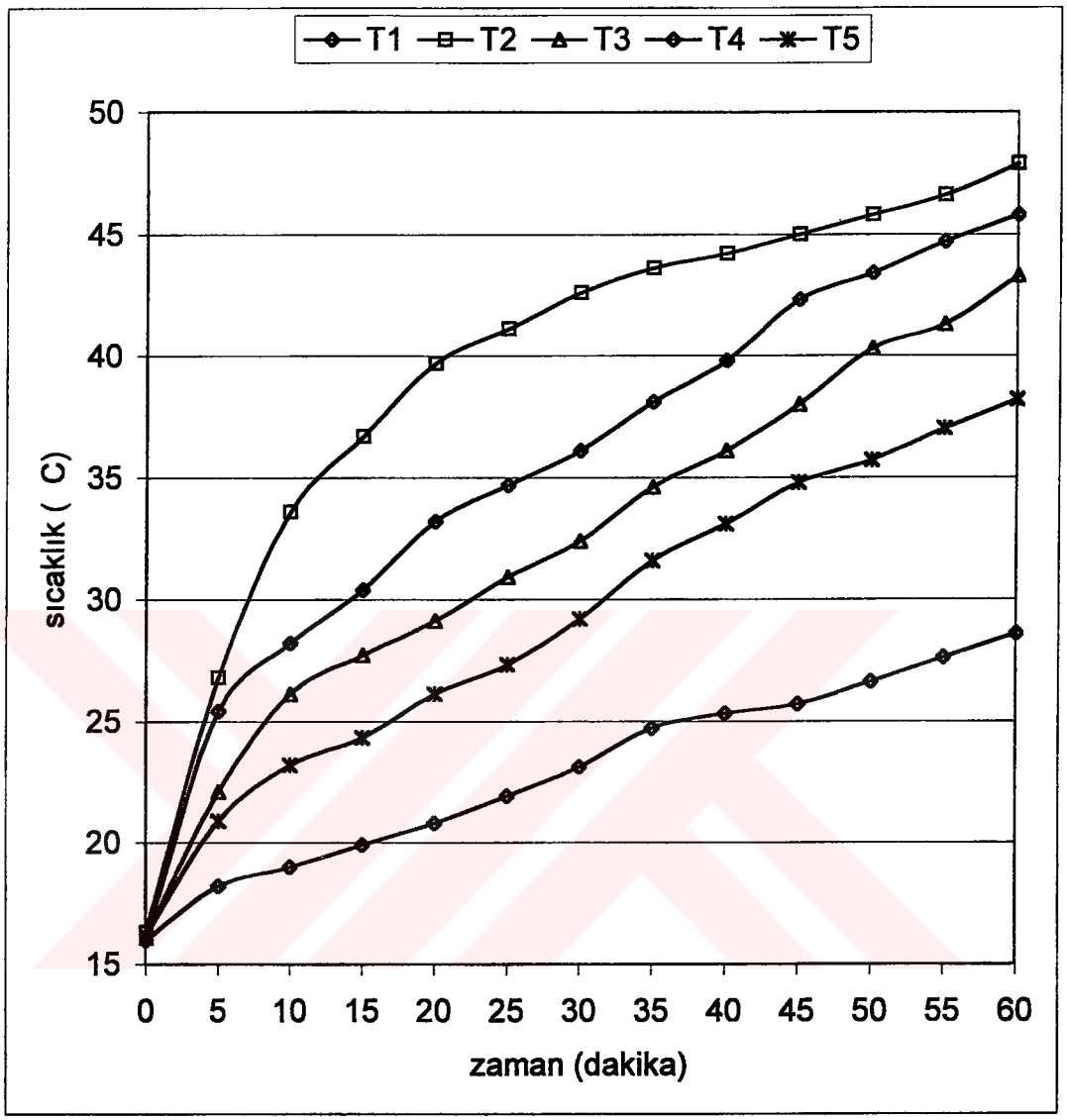
Baca gazı sıcaklığı (T) 170 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 14,1 °C iken 31,1 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 14,8 °C iken 32,7 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 14,6 °C iken 37,1 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan suyun sıcaklığı (T4), 14,3 °C iken 18,1 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan suyun sıcaklığı (T5), 14,4 °C iken 25,3 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.4).

5.2. Motorin İle Yapılan Deney Sonuçları

Baca gazı sıcaklığı (T) 140 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 15,9 °C iken 43,6 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 16,3 °C iken 44,2 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 16,0 °C iken 41,3 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T4), 15,9 °C iken 26,6 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T5), 16,1 °C iken 36,2 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.5).

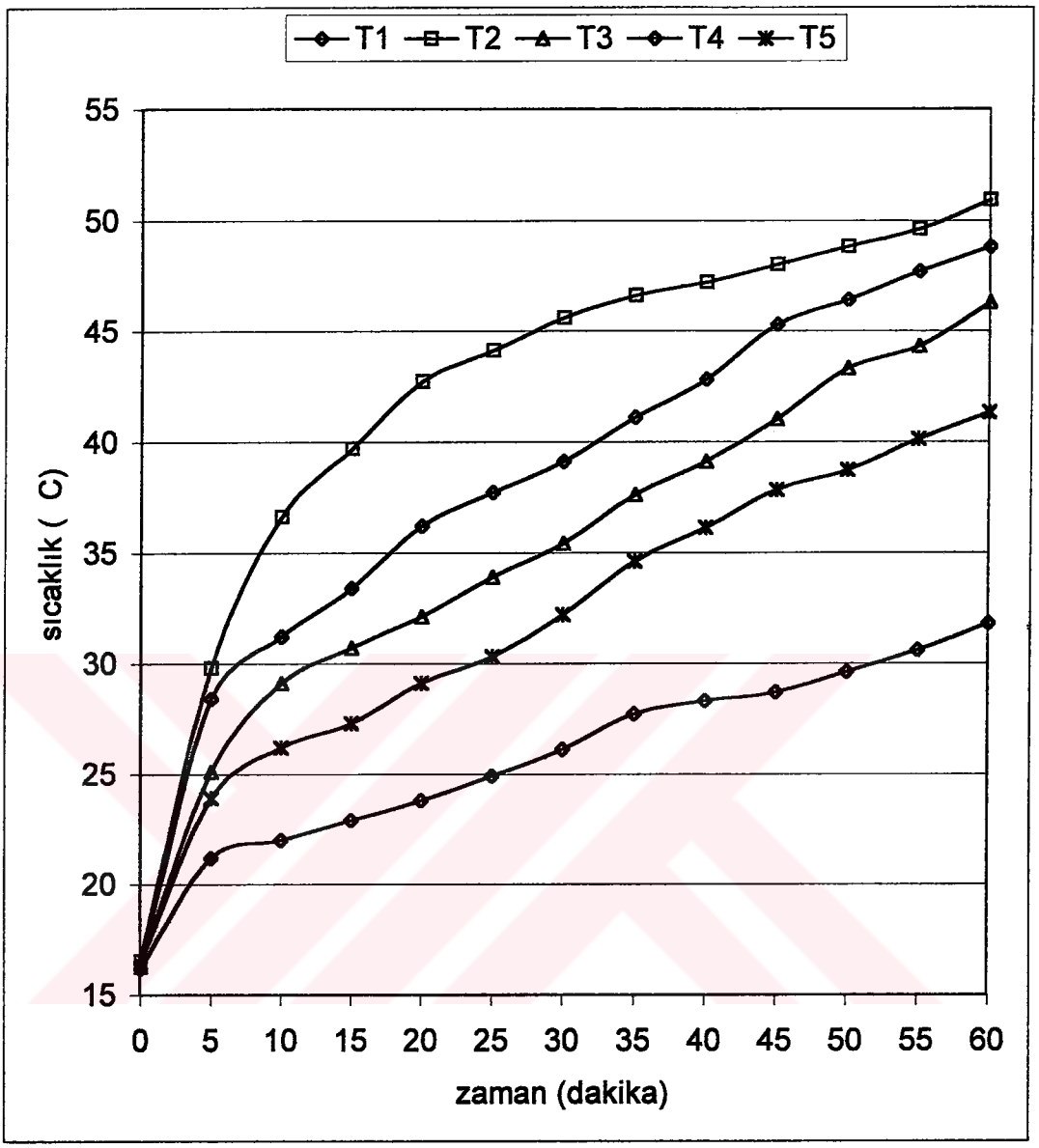


Şekil 5.5. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi



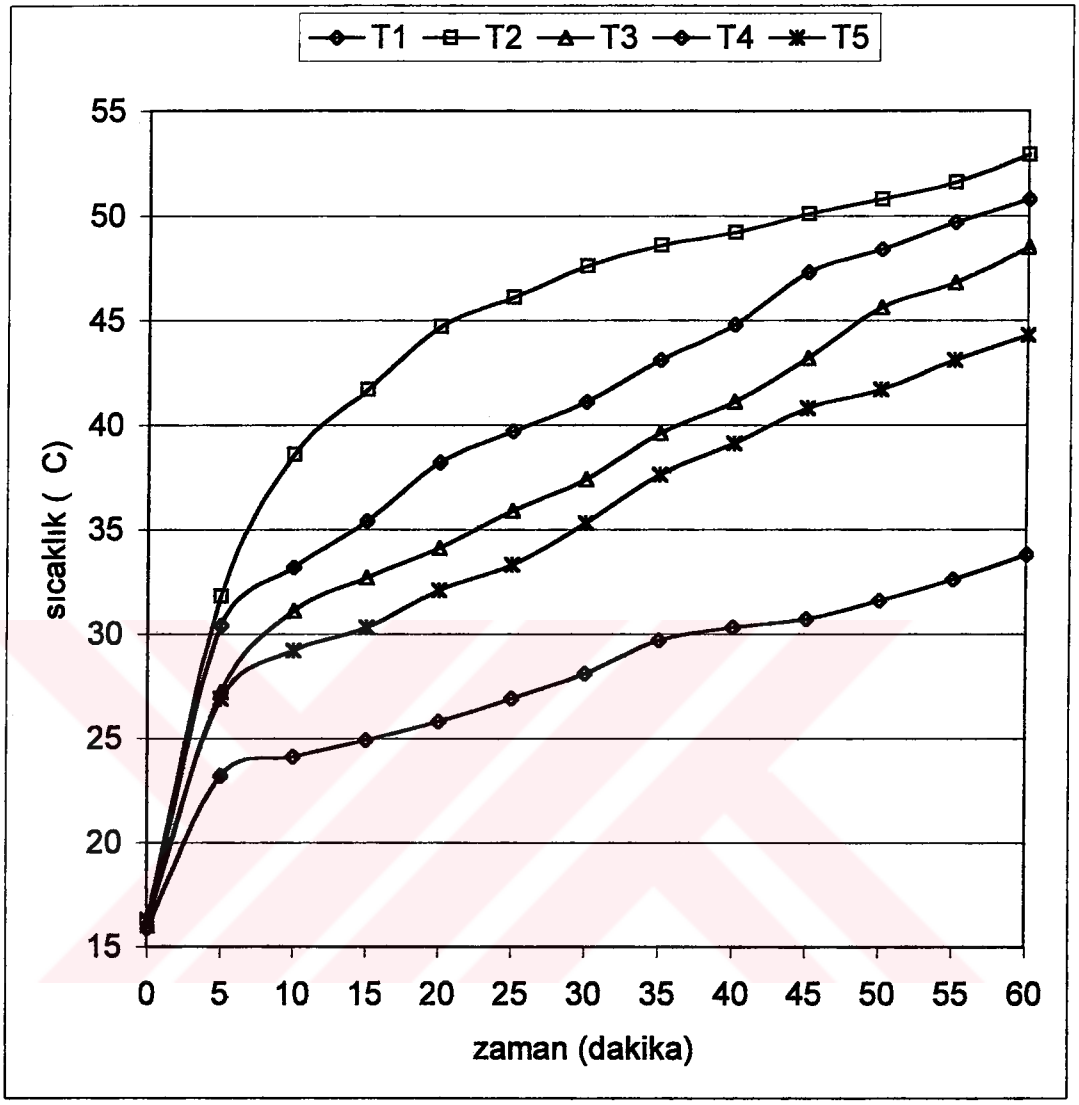
Şekil 5.6. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 150 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 16,0 °C iken 45,8 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 16,3 °C iken 47,9 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 16,1 °C iken 43,3 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T4), 16,0 °C iken 28,6 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T5), 16,2 °C iken 38,2 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.7. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 160 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 16,2 °C iken 48,8 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 16,5 °C iken 50,9 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 16,3 °C iken 46,3 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T4), 16,2 °C iken 31,8 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T5), 16,4 °C iken 41,3 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.7).

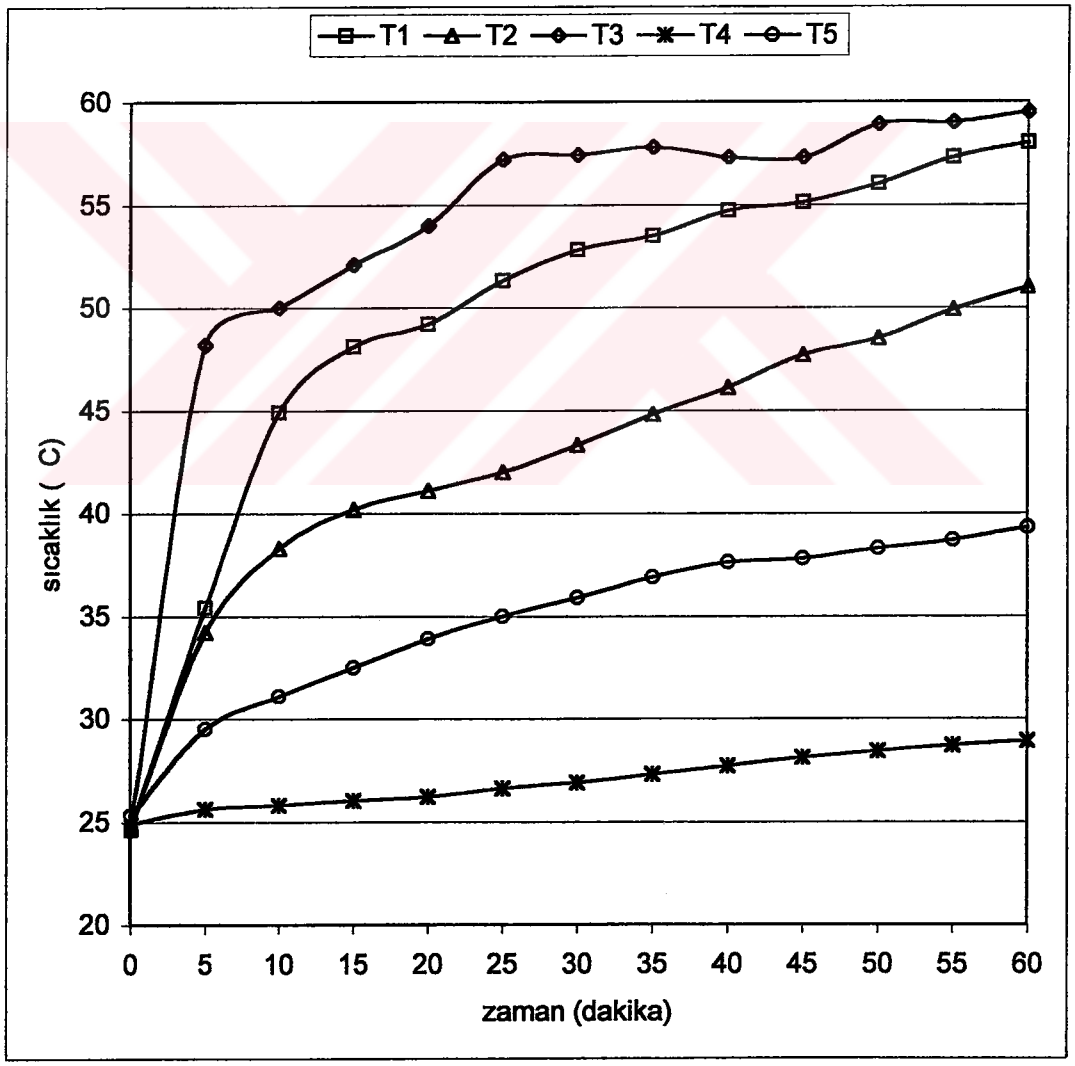


Şekil 5.8. Motorin deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi

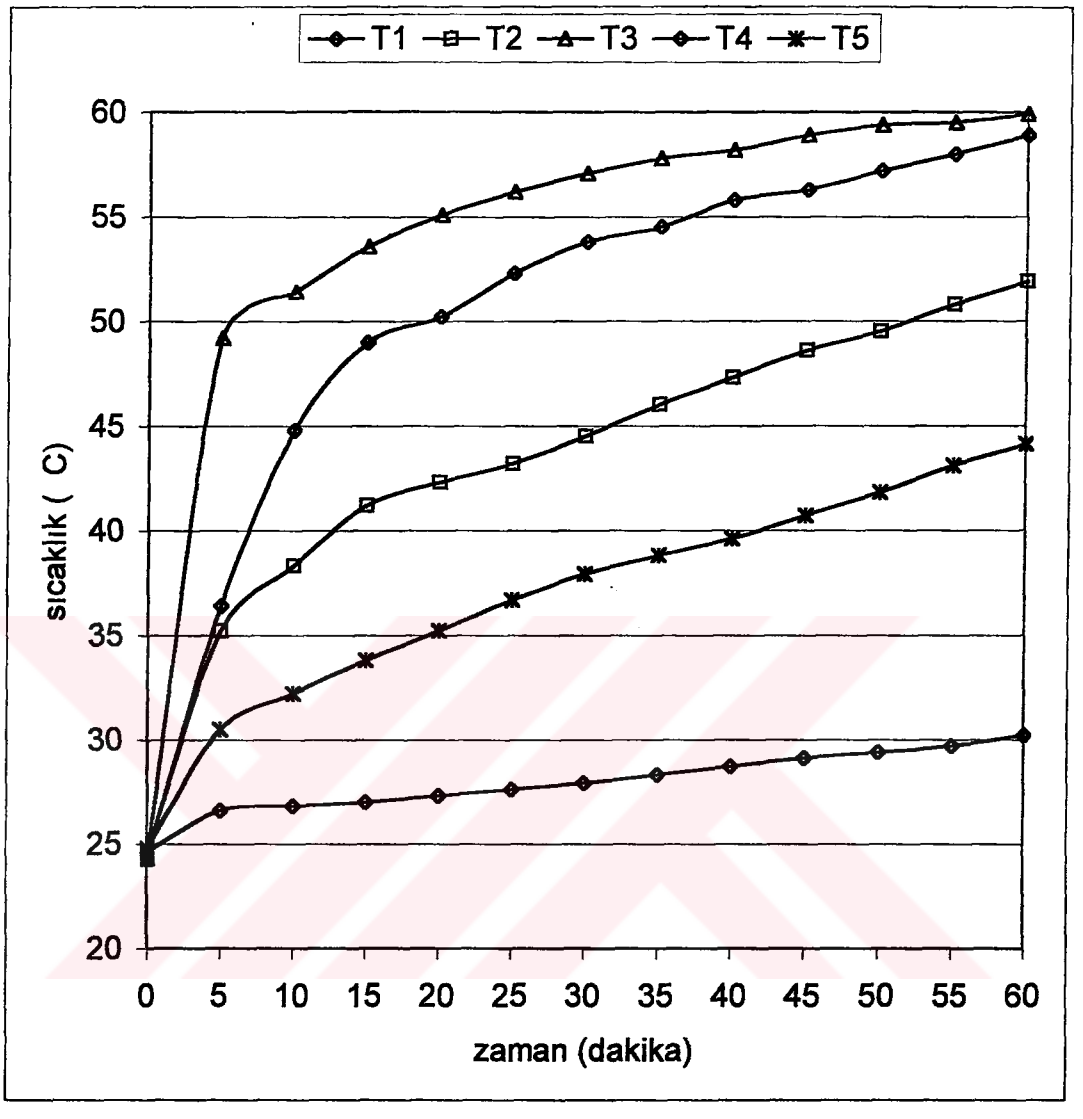
Baca gazı sıcaklığı (T) 170 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 15,9 °C iken 50,8 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 16,2 °C iken 52,9 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 16,0 °C iken 48,5 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T4), 15,9 °C iken 33,8 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan motorinin sıcaklığı (T5), 16,3 °C iken 44,3 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.8).

5.3. Fuel-oil İle Yapılan Deney Sonuçları

Baca gazı sıcaklığı (T) 140 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 24,6 °C iken 58,0 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 24,7 °C iken 51,0 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 24,6 °C iken 59,5 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T4), 24,9 °C iken 28,9 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T5), 25,3 °C iken 39,3 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.9).

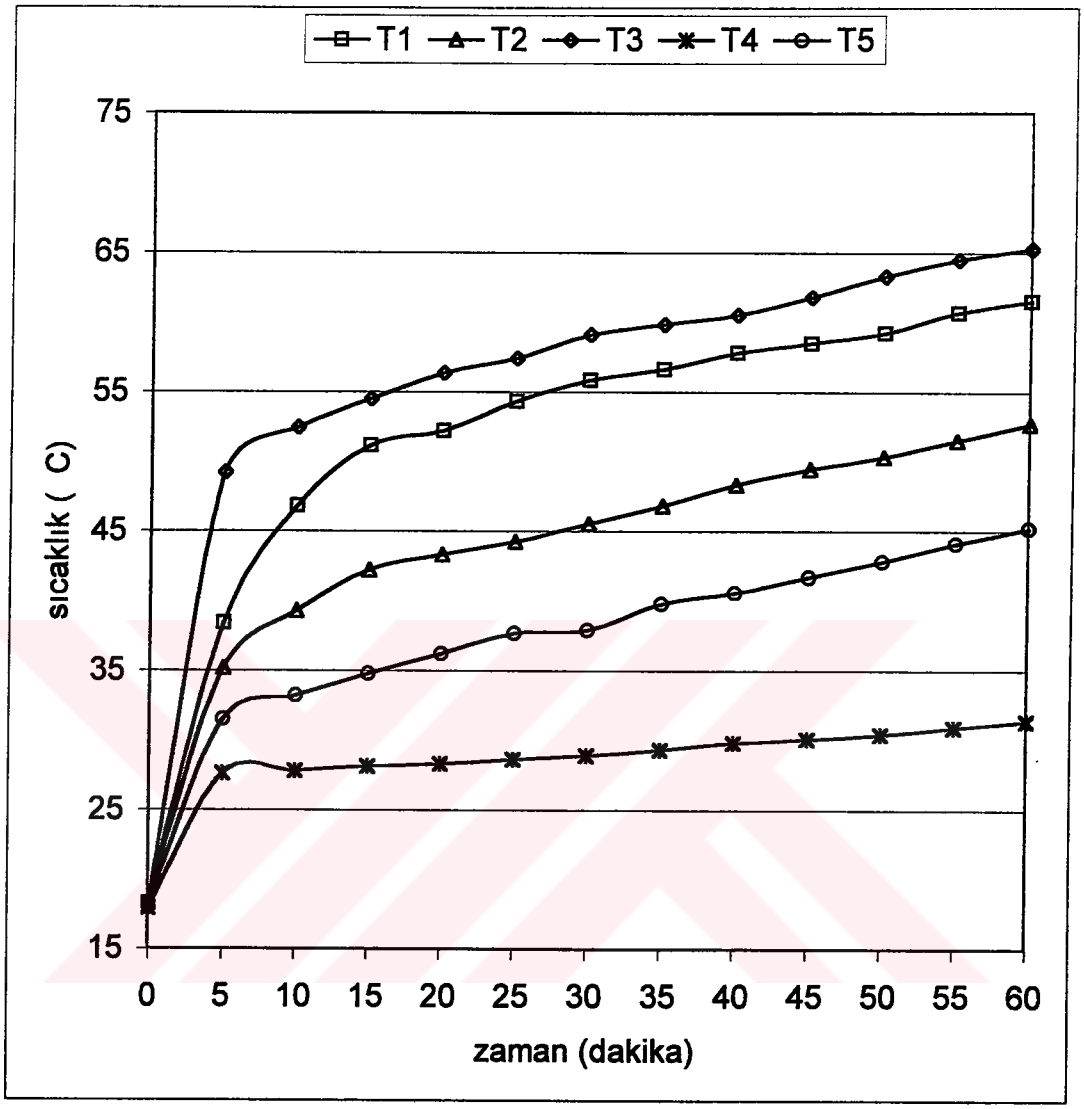


Şekil 5.9. Fuel-oil deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi



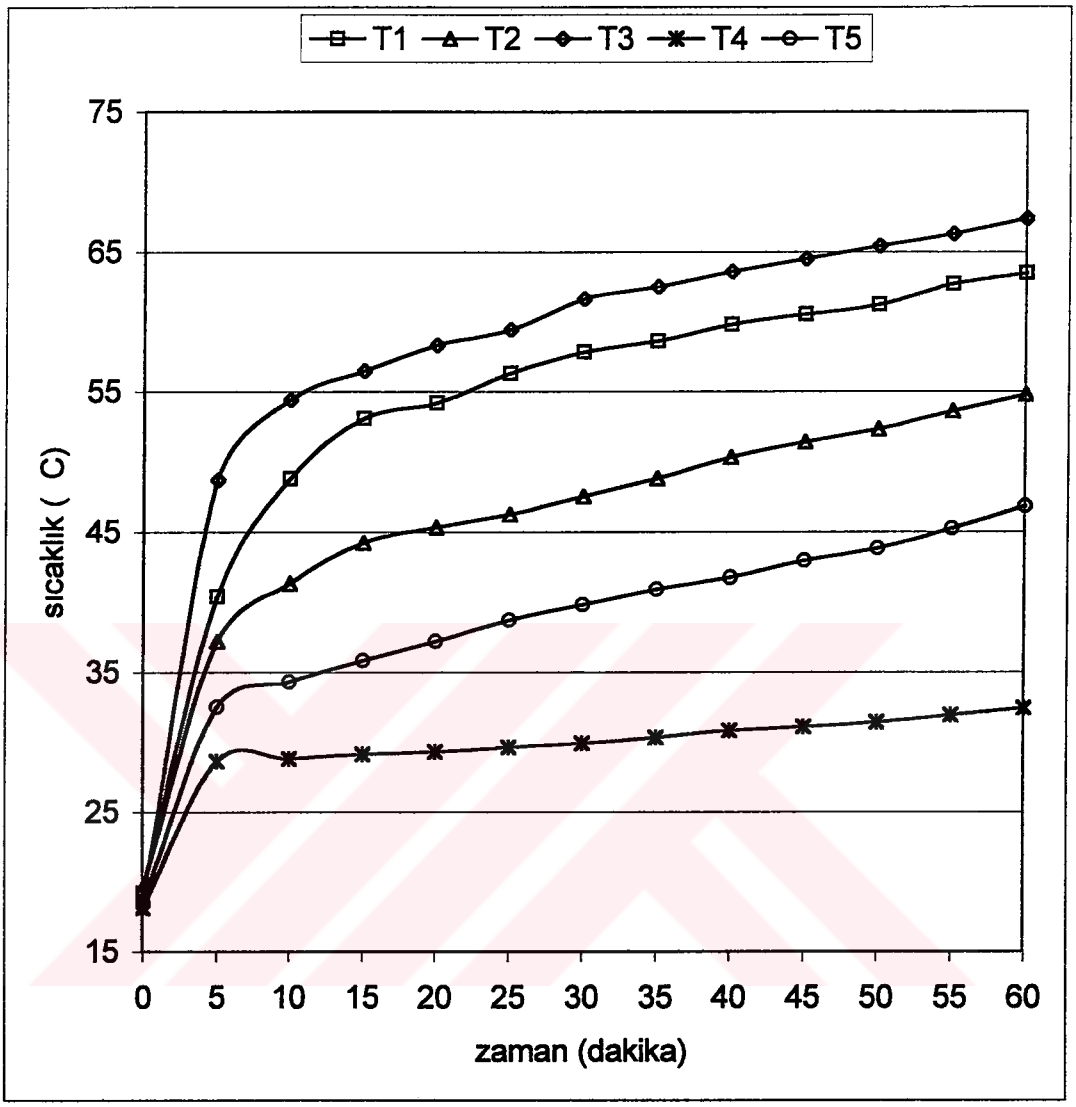
Şekil 5.10. Fueloil deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 150 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 24,3 °C iken 58,9 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 24,5 °C iken 51,9 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 24,3 °C iken 59,9 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T4), 24,6 °C iken 28,9 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T5), 24,8 °C iken 44,1 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.10).



Şekil 5.11. Fueloil deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi

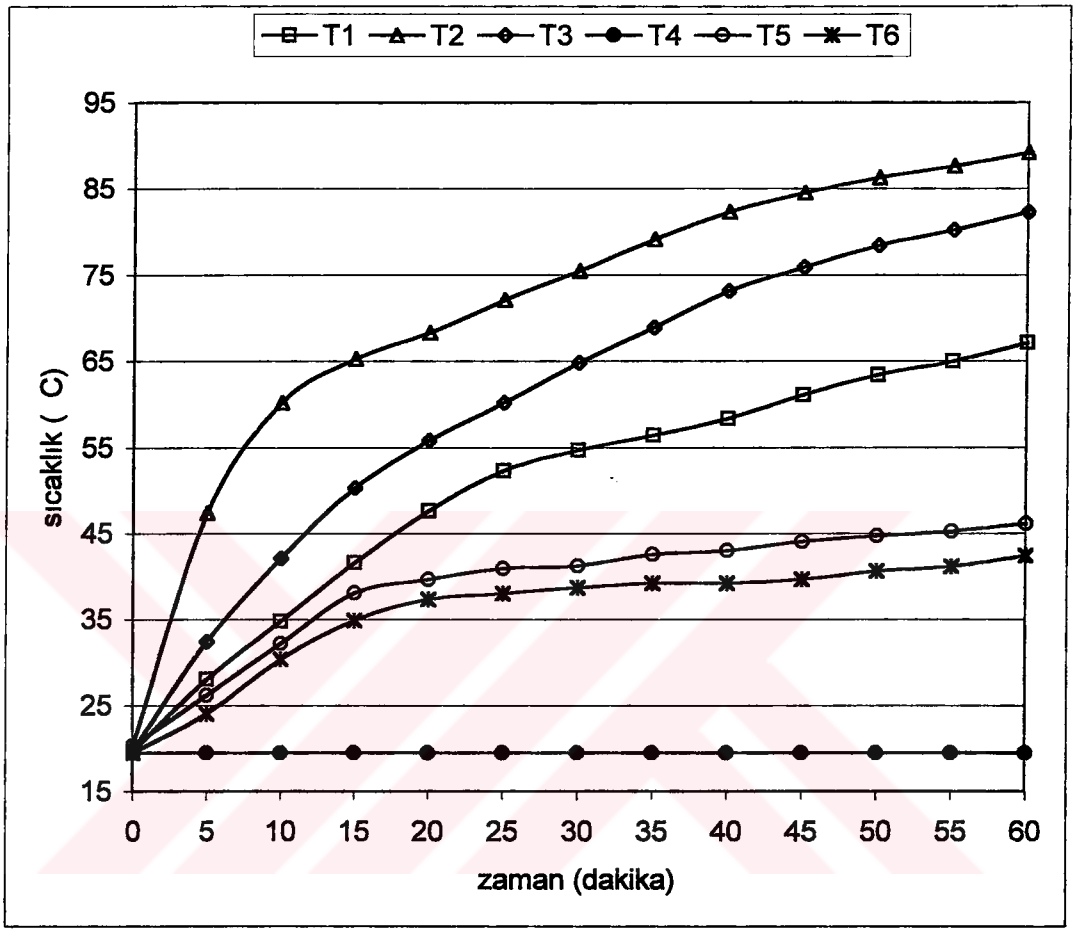
Baca gazı sıcaklığı (T) 160 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 18,2 °C iken 61,5 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 18,3 °C iken 52,7 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 18,0 °C iken 65,3 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T4), 17,9 °C iken 31,4 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T5), 18,1 °C iken 45,2 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.11).



Şekil 5.12. Fueloil deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi

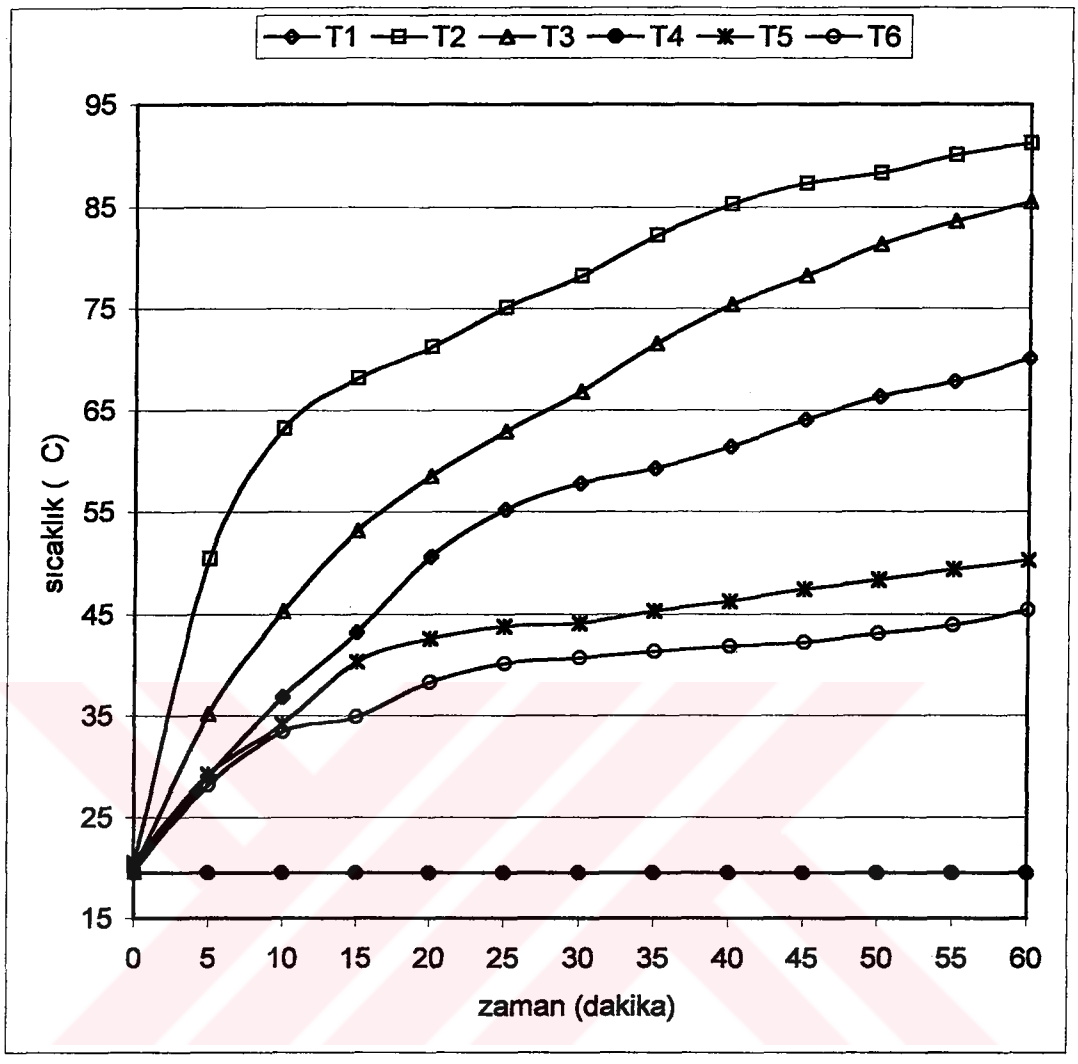
Baca gazı sıcaklığı (T) 170 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 19,2 °C iken 63,5 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 19,5 °C iken 54,8 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 18,3 °C iken 67,4 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T4), 18,1 °C iken 32,4 °C'ye, depo içerisinde üst konumda bulanan fuel-oil'in sıcaklığı (T5), 18,4 °C iken 46,8 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.12).

5.4. Hava İle Yapılan Deney Sonuçları



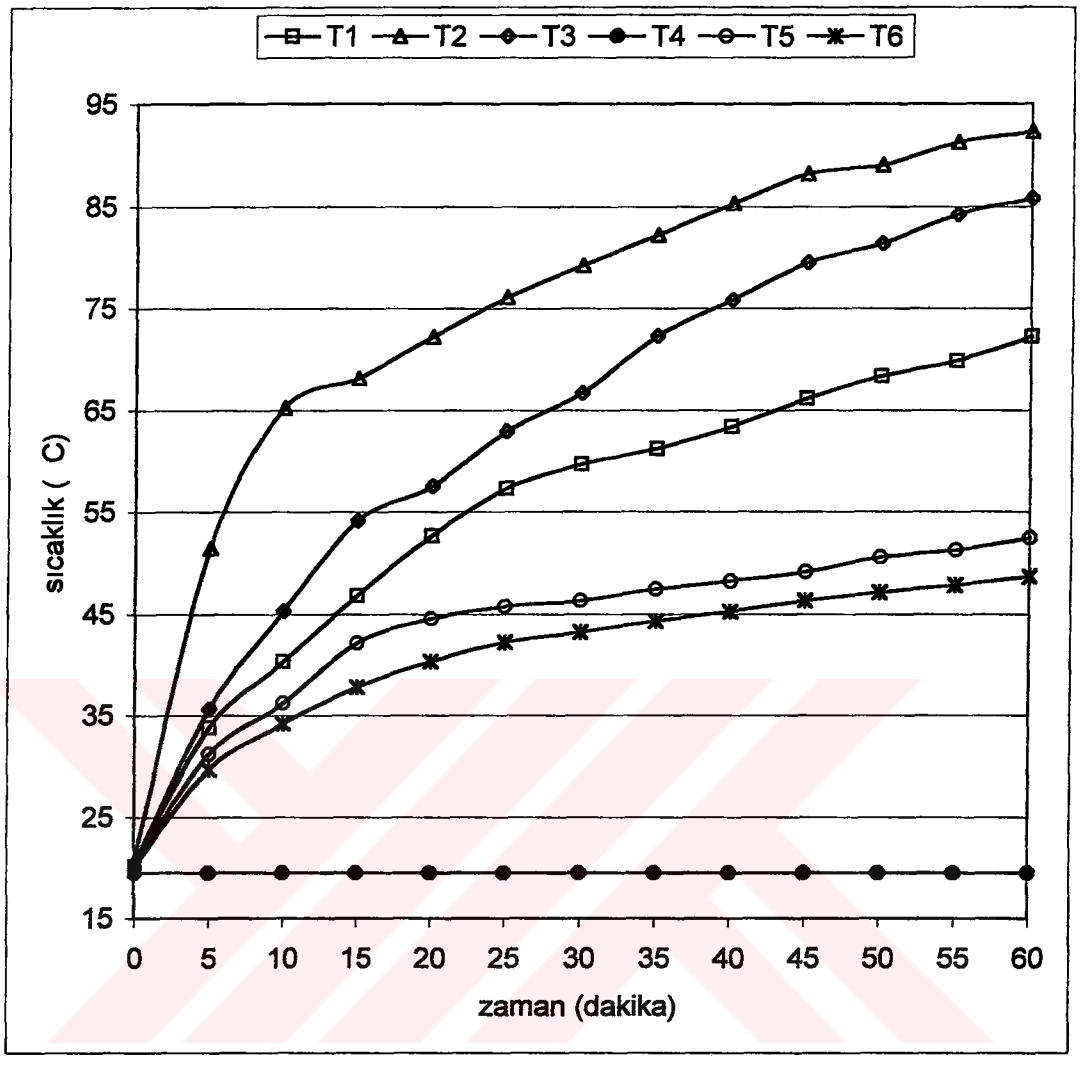
Şekil 5.13. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 140 °C ve sisteme hava giriş sıcaklığı (T4) 19,5 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 19,6 °C iken 67,1 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 20,1 °C iken 89,2 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 19,6 °C iken 82,3 °C'ye, havanın depodan çıkış sıcaklığı (T5), 20,3 °C iken 46,1 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan havanın sıcaklığı (T6), 19,5 °C iken 42,4 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.13).



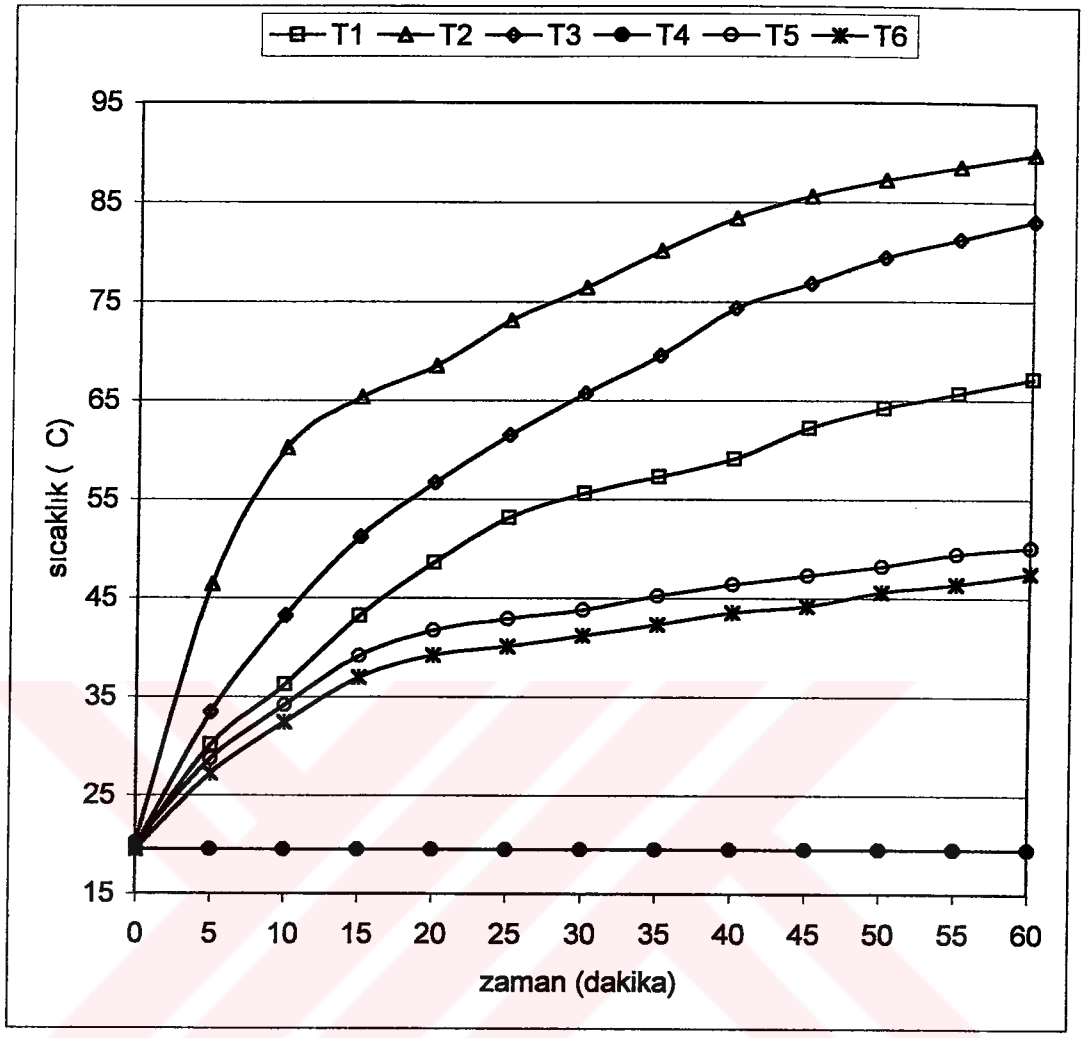
Şekil 5.14. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 140 ^{0}C ve sisteme hava giriş sıcaklığı (T4) 19,5 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 19,6 °C iken 70,1 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 20,1 °C iken 91,2 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 19,6 °C iken 85,5 °C'ye, havanın depodan çıkış sıcaklığı (T5), 20,5 °C iken 50,2 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan havanın sıcaklığı (T6), 19,9 °C iken 45,4 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.14).



Şekil 5.15. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 160 °C ve sisteme hava giriş sıcaklığı (T4) 19,5 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 20,1 °C iken 72,2 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 20,5 °C iken 92,3 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 20,1 °C iken 85,8 °C'ye, havanın depodan çıkış sıcaklığı (T5), 20,2 °C iken 52,4 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan havanın sıcaklığı (T6), 20,1 °C iken 48,6 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.15).



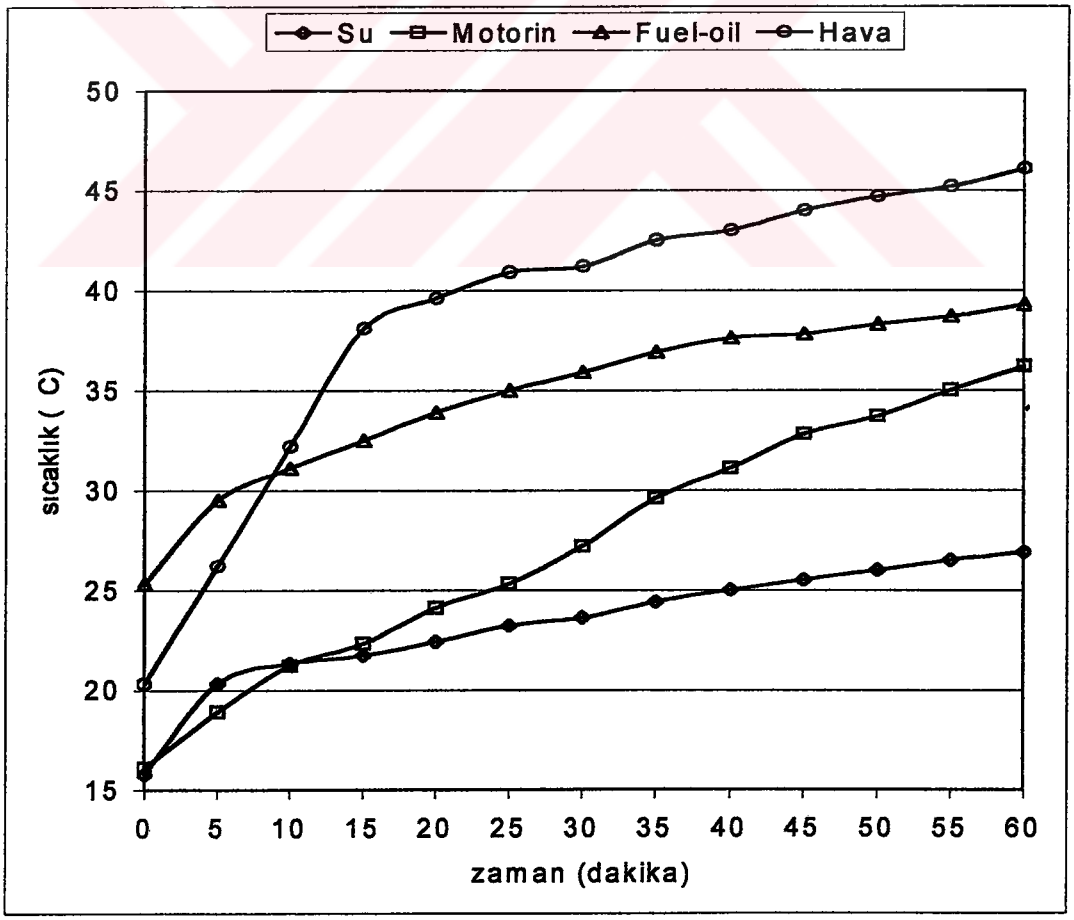
Şekil 5.16. Hava deneyinde baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T) 170 °C ve sisteme hava giriş sıcaklığı (T4) 19,5 °C olduğunda; alt konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T1), 19,6 °C iken 67,1 °C'ye, üst konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T2), 20,1 °C iken 89,8 °C'ye, orta konumda bulunan ısı borusundaki kondenser sıcaklığı (T3), 19,6 °C iken 83,1 °C'ye, havanın depodan çıkış sıcaklığı (T5), 20,1 °C iken 50,1 °C'ye, depo içerisinde alt konumda bulanan havanın sıcaklığı (T6), 19,5 °C iken 47,5 °C'ye yükselmiştir (Şekil 5.16).

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

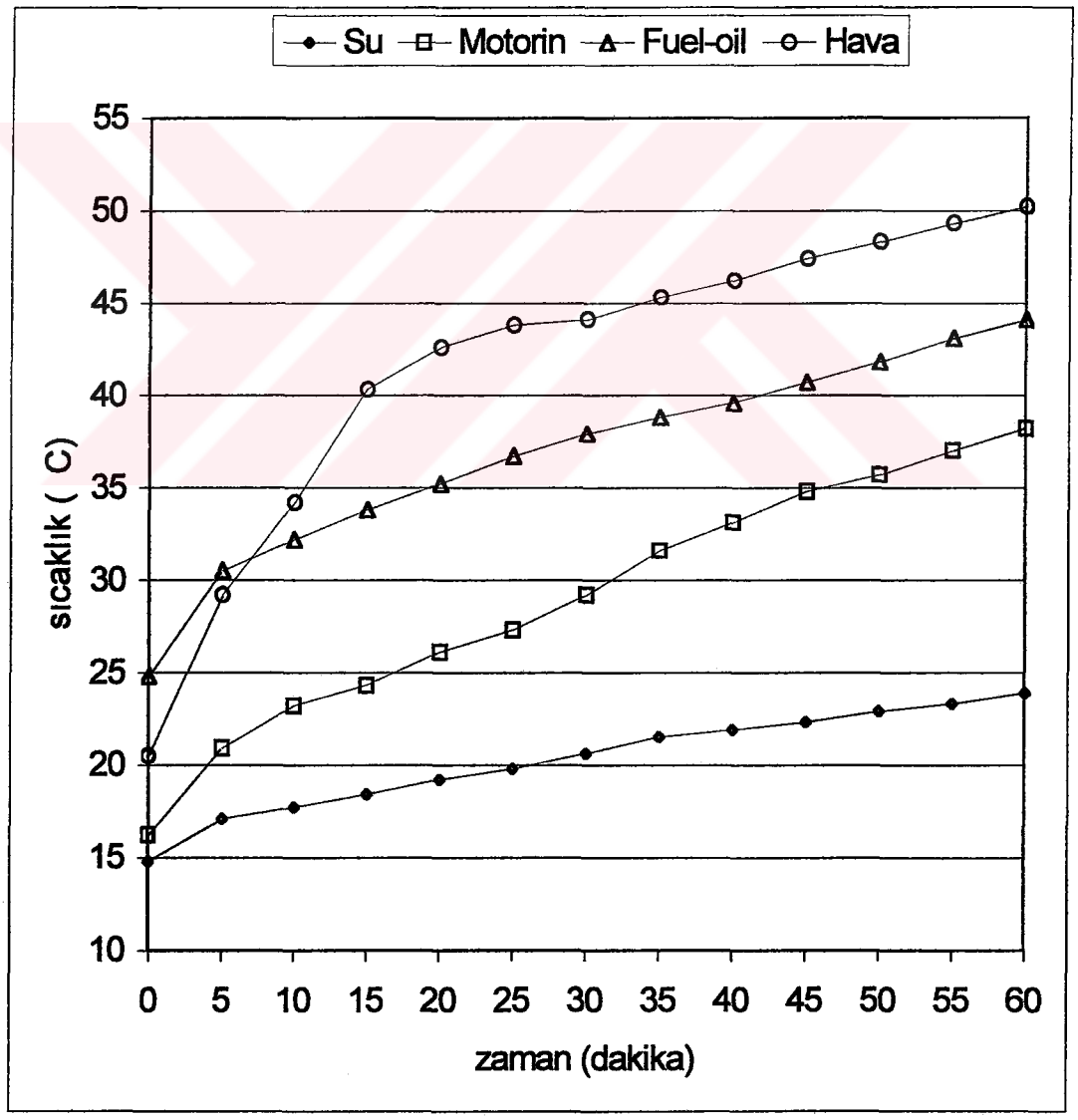
6.1. Sonuç

Yapılan deneylerden elde edilen verilere göre baca gazı sıcaklığı (T), 140 °C olduğunda Şekil 6.1'de görüldüğü gibi hava, diğer ısıtılan akışkanlara göre daha fazla sıcaklık artışı sağlamaktadır. Daha sonra ise sırasıyla motorin, fuel-oil ve suyun olduğu görülmektedir. Hava sıcaklığı 20 °C'den başlamış 60 dakikanın sonunda 46 °C'ye kadar ulaşmıştır. Sıcaklık artışı 26 °C olmuştur. Motorin ise 15 °C'den 36 °C'lik sıcaklığa yükselmiştir. Burada ise motorinde 21 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Fuel-oil'de ise yaklaşık 25 °C'den 60 dakika sonunda sıcaklığı 38 °C'ye, yani 17 °C'lik bir sıcaklık yükselmesi elde edilmiştir. Suda ise 15 °C'den 27 °C'ye bir sıcaklık yükselmesi olmuştur. Sıcaklık değişimi ise 12 °C civarındadır (Şekil 6.1).



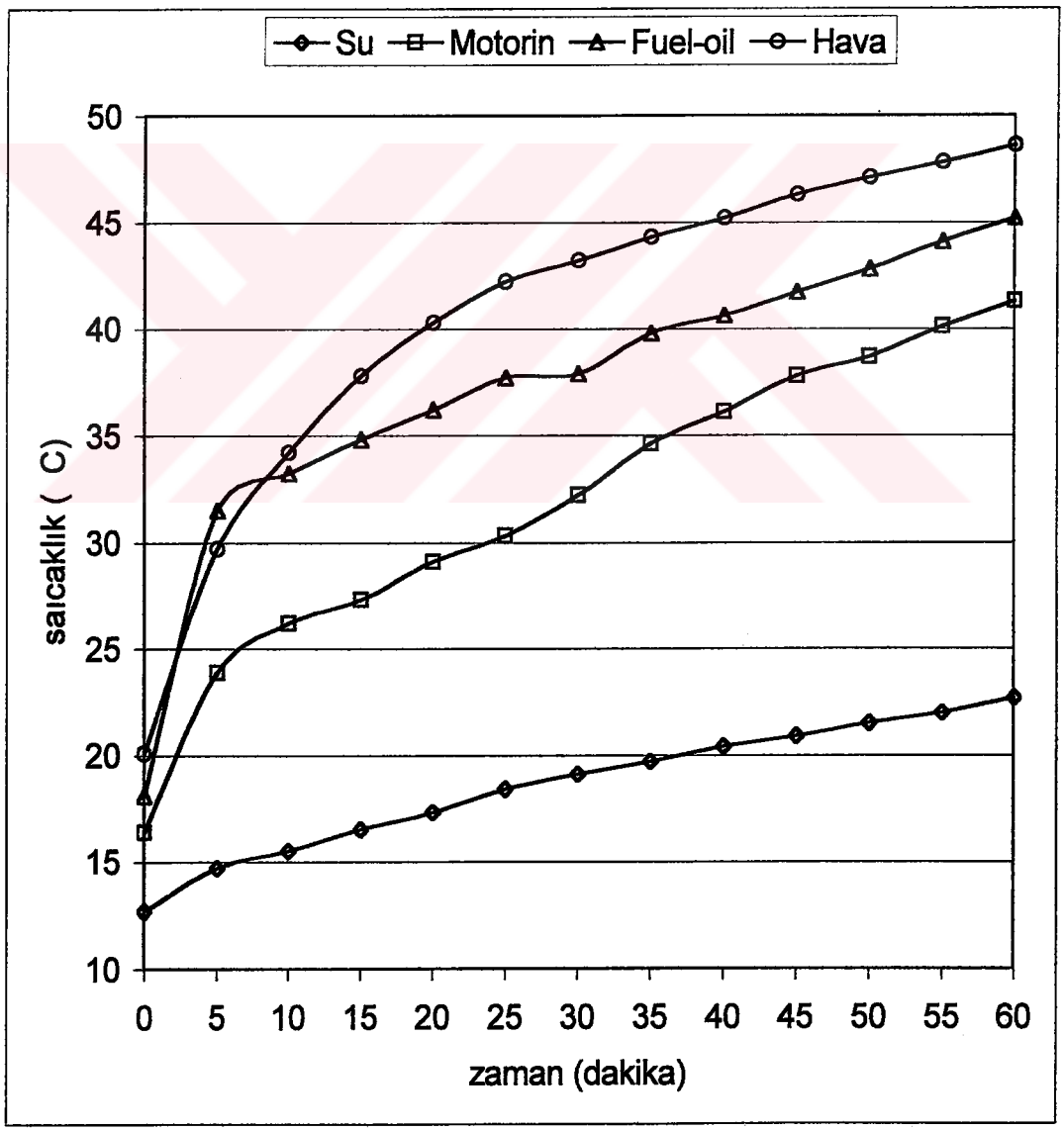
Şekil 6.1. 140 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T), 150 °C olduğunda Şekil 6.2'de görüldüğü gibi hava, diğer ısıtılan akışkanlara göre daha fazla sıcaklık artışı sağlamaktadır. Daha sonra ise sırasıyla motorin, fuel-oil ve suyun olduğu görülmektedir. Hava sıcaklığı 20 °C'den başlamış 60 dakikanın sonunda 50 °C'ye kadar ulaşmıştır. Sıcaklık artışı 30 °C olmuştur. Motorin ise 16 °C'den 38 °C'lik sıcaklığa yükselmiştir. Burada ise motorinde 22 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Fuel-oil'de ise yaklaşık 25 °C'den 60 dakika sonunda sıcaklığı 44 °C'ye, yani 19 °C'lik bir sıcaklık yükselmesi elde edilmiştir. Suda ise 15 °C'den 24 °C'ye bir sıcaklık yükselmesi olmuştur. Sıcaklık değişimi ise 9 °C civarındadır (Şekil 6.2).



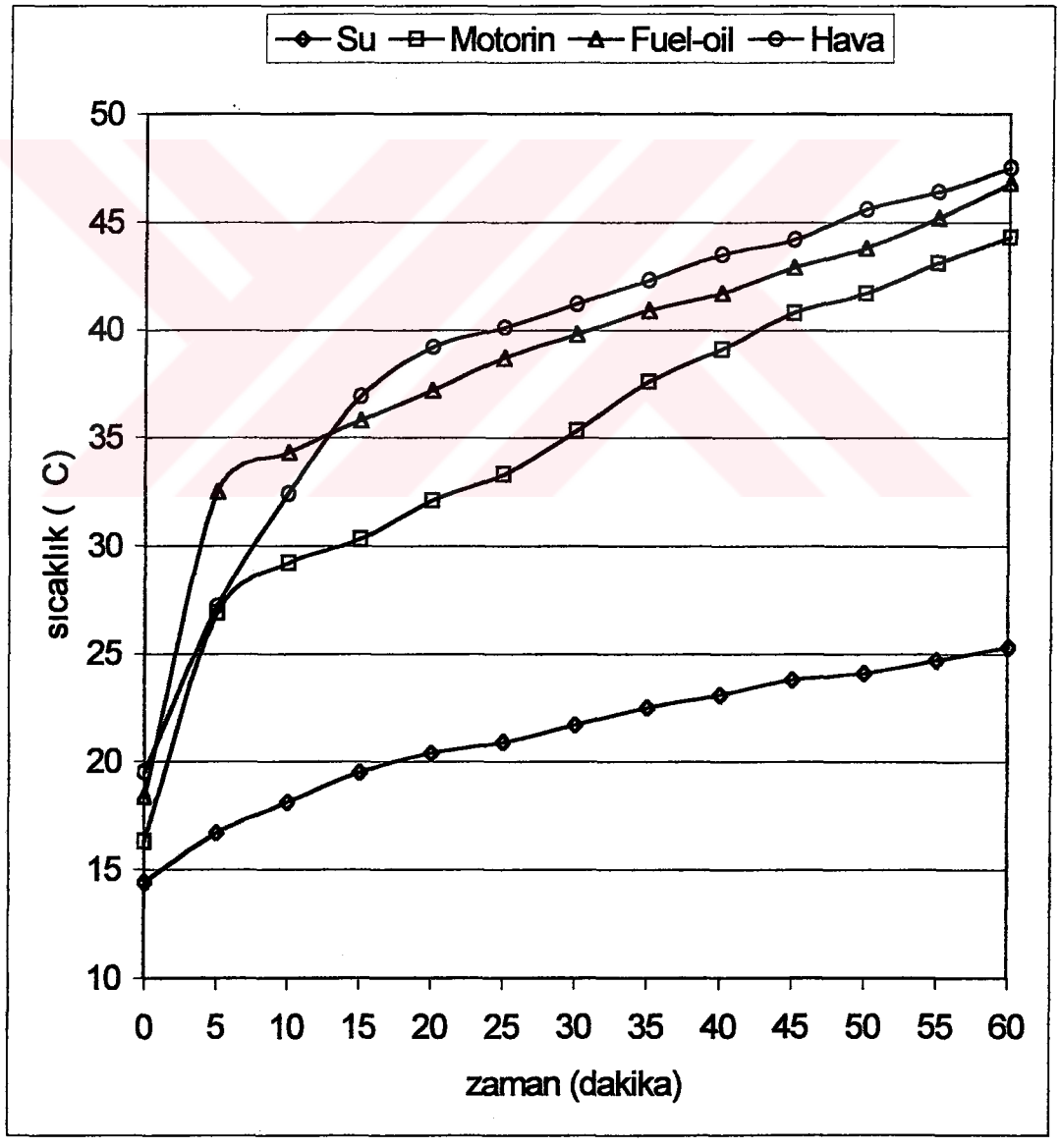
Şekil 6.2. 150 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T), 160 °C olduğunda Şekil 6.3'de görüldüğü gibi hava, diğer ısıtılan akışkanlara göre daha fazla sıcaklık artışı sağlamaktadır. Daha sonra ise sırasıyla fuel-oil, motorin ve suyun olduğu görülmektedir. Hava sıcaklığı 20 °C'den başlamış 60 dakikanın sonunda 49 °C'ye kadar ulaşmıştır. Sıcaklık artışı 29 °C olmuştur. Fuel-oil ise yaklaşık 18 °C'den 60 dakika sonunda sıcaklığı 45 °C'ye, yani 27 °C'lik bir sıcaklık yükselmesi elde edilmiştir. Motorinde ise 16 °C'den 41 °C'lik sıcaklığa yükselmiştir. Burada ise motorinde 25 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Suda ise 13 °C'den 28 °C'ye bir sıcaklık yükselmesi olmuştur. Sıcaklık değişimi ise 15 °C civarındadır (Şekil 6.3).

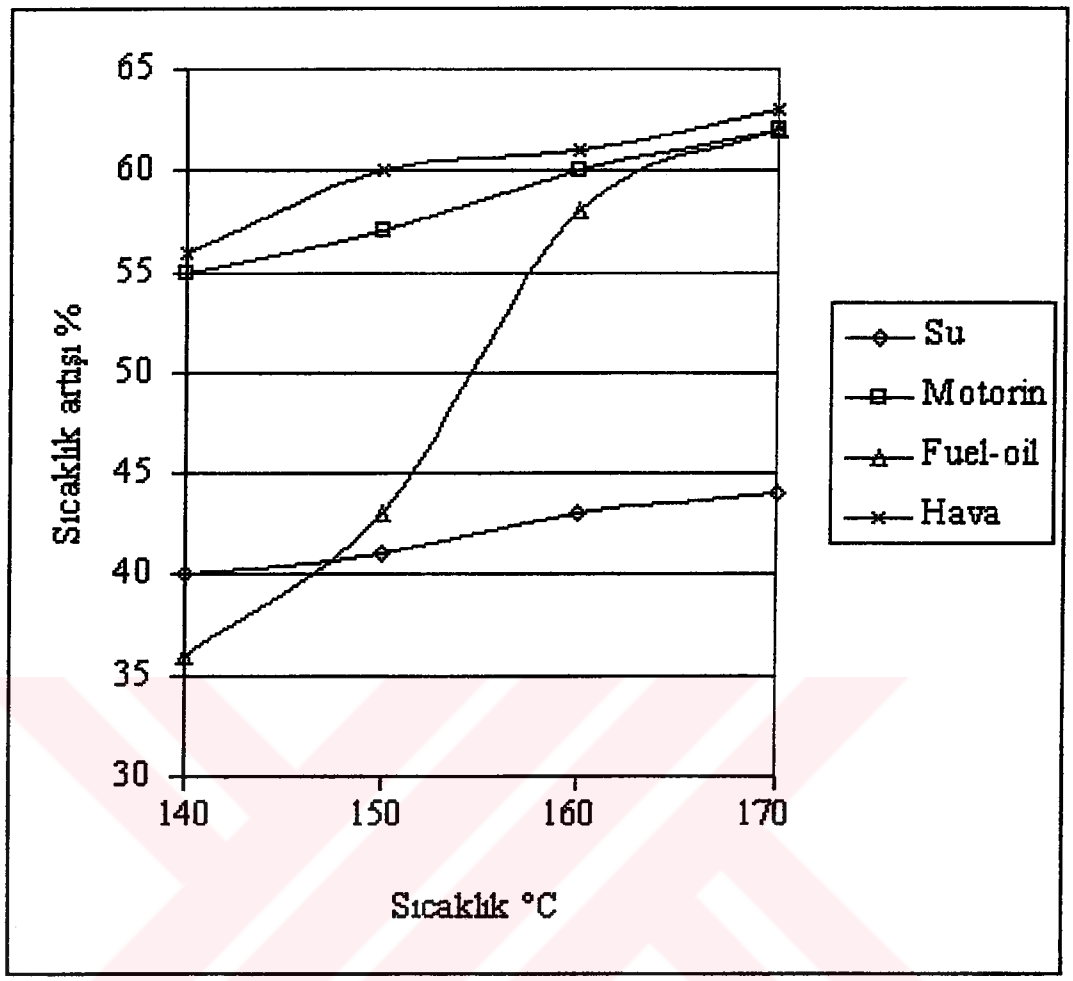


Şekil 6.3. 160 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi

Baca gazı sıcaklığı (T), 170 °C olduğunda Şekil 6.4'de görüldüğü gibi hava, diğer ısıtılan akışkanlara göre daha fazla sıcaklık artışı sağlamaktadır. Daha sonra ise sırasıyla fuel-oil, motorin ve suyun olduğu görülmektedir. Hava sıcaklığı 20 °C'den başlamış 60 dakikanın sonunda 48 °C'ye kadar ulaşmıştır. Sıcaklık artışı 28 °C olmuştur. Fuel-oil ise yaklaşık 18 °C'den 60 dakika sonunda sıcaklığı 47 °C'ye, yani 29 °C'lik bir sıcaklık yükselmesi elde edilmiştir. Motorinde ise 16 °C'den 44 °C'lik sıcaklığa yükselmiştir. Burada ise motorinde 28 °C'lik bir sıcaklık farkı elde edilmiştir. Suda ise 14 °C'den 25 °C'ye bir sıcaklık yükselmesi olmuştur. Sıcaklık değişimi ise 11 °C civarındadır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4. 170 °C baca gazı sıcaklığında ısıtılan akışkanlardaki sıcaklık değişimi



Şekil 6.5. Isıtılan akışkanlarda sıcaklık artış oranlarının baca gazı sıcaklığına bağlı olarak değişimi

Isıtılan akışkan olarak suyun kullanıldığı deneylerde; baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 40, baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 41, baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 43, baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 44 olmuştur.

Isıtılan akışkan olarak motorin kullanılan deneylerde; baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 55, baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 57, baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 60, baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 62 olarak bulunmuştur.

Isıtılan akışkan olarak fuel-oil'in kullanıldığı deneylerde; baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 36, baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 43, baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 58, baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 62 olarak tespit edilmiştir.

Isıtılan akışkan olarak hava kullanılan deneylerde; baca gazı sıcaklığı 140 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 56, baca gazı sıcaklığı 150 °C olduğunda, % 60, baca gazı sıcaklığı 160 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 61, baca gazı sıcaklığı 170 °C olduğunda, sıcaklık artışı % 63 olarak gerçekleşmiştir.

Yapılan deneylerden, en yüksek ısı geri kazanımının sırasıyla hava, motorin, fuel-oil ve suda olduğu görülmüştür (Şekil 6.5).

6.2 Öneriler

1. Sıcak kullanma suyu elde edilmesinde kullanılabilir.

2. Baca içerisine ısı boruları dik olarak yerleştirilirse, ısı borusu içindeki ısıtma akışkanın yoğuşması daha fazla olacağından ısı borusu daha verimli çalışabilir.

3. Çeşitli ısı borusu dizaynları geliştirilerek (Evaporatör ve kondenser bölgelerinin ısı yüzeyleri artırılarak) yüksek performansla baca gazlarındaki atık ısıdan, ısı çekilebilir.

4. Motorin ile çalışan araçların motor soğutma suyuna veya egzoz kısmına ısı boruları yerleştirilirse yakıt ön ısıtması yapılabilir ve kışın yakıtın donma işleminin önüne geçilebilir.

5. Taşıtların egzoz kısmına ısı boruları yerleştirilerek iç mekanlarının ısıtılması için araştırmalar yapılmalıdır.

6. Sıvı yakıt kullanılan merkezi ısıtma sistemlerinde yakıt ön ısıtmasında kullanılabilir.

7. Isı değiştiricili benzer bir prototip hazırlanarak ısı borusu ile bir karşılaştırma yapılabilir.

8. Isıtma akışkanı ve kap malzemesi farklı seçilerek araştırmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Gaugler, R.S., 1944, US Patent Application, Dec. 21, 1942 Published US Patent No. 2350348.

2. Grover, G. M., 1963, US Patent 3229759.

3. Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erickson, G. F., 1964, Structures of very high thermal conductance. J. App. Phys. Vol., 35.

4. Uyarel, A. Y., 1984, Isı borusu prensibinin güneşli su ısıtıcılarına ve damıtmaya uygulanması, Doktora tezi, İstanbul.

5. Dunn, P. And Reay, D.A., 1976, Heat pipes, **Pergamon press**, p., 1-289, England.

6. Ong, K.S., Haider Md. And Alalhi, E., 1997, Experimental investigation on the hysteresis effect in vertical two phose closed thermosyphons., Engineering Faculty, University Malaya, Malaysia.

7. Habeebullah M.H., et al., 1997, Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water-in-steel heat pipe., College of Engineering, King Abdulaziz University, Suudi Arabia.

8. Woloshun, K.A., Merrigan, M.A. and Best E.D., 1988, "HTPIPE: A Steady-State Heat Pipe Analysis Program, "Los Alamos National Laboratory Manual, LA-i 1324-M.

9. Costello, F., Reid, R.S., Merrigan, M.A. and Montague A., 1987, "Detailed Transient Model of a Liquid Metal Heat Pipe," 4th Symposium on Space Nuclear Power Systems, Albuquerque, NM.

10. Merrigan, M. A., Keddy, E.S. and Sena, J.T., 1987, "Performance Correlations for High Temperature Potassium Heat Pipes," VI International Heat Pipe Conference, Grenoble, France.

11. Woloshun, K.A., Sena, J.T., Keddy, E.S. and Merrigan, M.A., 1990, "Radial Heat Flux Limits in Potassium Heat Pipes: An Experimental and Analytical Investigation," 7th Symposium on Space Nuclear Power Systems, Albuquerque, NM.

12. Merrigan, M.A. and Feber, R.C., 1985, "Thermochemical Correlation of Material Transport in an Alkali Metal Heat Pipe," Society of Automotive Engineers Conference, Miami Beach, FL.

13. Feber, R.C. and Merrigan M.A. 1987, "Thermochemical Modeling of Mass Transport in High-Temperature Heat Pipes, " VI International Heat Pipe Conference, Greenbelt, France.

14. Akyurt, M. And Fakioğlu, S., 1981, Development of a solar water heater with heat pipes, Mu., Sci., 10, 2/3, 81-106.

15. Cotter, T. P., 1965, Theory of heat pipes, LA-3246-MS.

16. Bohdansky, J., Schins, H.E.J., 1967, The surface tension of the alkali metals, J. Inorg. Nucl. Chem., p. 2173-2179

17. Semenchenke, V.K., 1961, Surface phenome in metals and alleys, **Pergamon.**

18. Cheung, H., 1968, A critical review of heat pipe theory and applications, UCRL-50453.

19. Bliss, F. E., et al.,1970, Construction and test of a flexible heat pipe, **ASME paper** 70-HT/SpT-13.

20. RCA Corporation., 1973, Flexible heat pipe, UK Patent 1322275, published.

21. Eastman, G.Y., 1969, The heat pipe a progress report, 4th. Intersoc. Energy Conversion Conf., Washington D.C.,Sept., p. 873-878 **AIChe.**

22. Dresner, L., 1963, Elecktrokinetic phenomena in charged microcapillaries. **J. Phys. Chemistry**, Vol.67, p.1635.

23. Burgeen, D. and Nakache, F. R., 1964, Electrokinetic flow in ultrafine capillary slits, **J. Physical Chemistry**, Vol.68, p. 1084.

24. Abu-Romia, M.M., 1971, Possible application of electro-osmotic flow pumping in heat pipes, **AIAA paper**, 71-423.

25. Cosgrove, J.H., et al., 1967, Operating characteristics of capillary-limited heat pipes, J. Nuclear Energy, Vol.21, pp 547-558, **Pergamon Press.**

26. Jones, T.B., 1973, Electrohydrodynamic heat pipes, Int. J. heat and Mass Transfer, Vol. 16, pp 1045-1048.

27. Chisholm, D., 1974, The anti-gravity thermosyphon, Symposium on Multi-phase Flow Systems. I. Mech. E./I. Chem., Symposium Series 38.

28. Kirkpatrick, J. P., 1973, Variable conductance heat pipes-from the laboratory to space, Ist International Heat Pipe Conference, Stuttgart.

29. Brost, O. and Schubert, K. P., Development of alkali-metal heat pipes as thermal switches.

30. Eddleston, B. N. F. and Hecks, K., Application of heat pipes to the thermal control of advanced communications spacecraft., ibid.

31. Rice, G., 1975, Four-way thermogaradient plate for seed germinating studies, Reding University.

32. Gray, V.H., 1969, The rotating heat pipe a wickless hollow shaft for transferring high heat fluxes, **ASME paper** No.69-HT-19.

33. Gray, V.H., Marto, P.J. and Josly, A.W., 1968, Boiling heat transfer coefficients: interface behaviour and vapour quality in rotating boiler operation to 475 g., NASA TN D-4136.

34. Costello, C.P., and Adams, J. M., 1960, Burn out fluxes in pool boling at high accelerations, Mech. Eng.Dept., University of Washington, Washington D.C.

35. Ballback, L.J., 1969, The operation of a rorating wickless heat pipe., M. Sc. Thesis. Monteney, Calif., United States Naval Postgraduate School, (Ad 701 674).

36. Daniels, T.C., and Al-Jumaily, F.K., 1973, Theoretical and experimental analysis of a rotating wickless heat pipe, Proc.Ist International Heat Pipe Conference, Stuttgart.

37. Al-Jumaily, F.K., 1973, An investigation of the factors affecting the performance of a rotating heat pipe, Ph. D. Thesis, University of wales.

38. Asselman, G.A.A. and Green, D. B., 1972, The heat pipe an applied technology, **Philips Technical Review**, pp., 32-34.

39. Deverall, J.E., 1970, Mercury as a heat pipe fluid, **ASME Paper**, 70-HT/Spt-8, American Society of Mechanical Engineers.

40. Reay, D.A., 1972, Mercury wetting of wicks, Proc., 4th C.H.I.S.A., Conf., Brague.

41. Bienert, W., 1973, Heat pipes for solar energy collectors., 1 st International Heat Pipe Conf., Stutgart, paper 12-1.

42. Outaert, D., Buse, C.A. And Geiger, F., Long time behaviour of high temperature tungsten-rhenium heat pipes with lithium or silver as the working fluid., Paper 4-4.

43. Gorring, R.L. And Churchill, S.W., 1961, Thermal conductivity of heterogeneous materials, **Chem. Engng. Progress**. Vol. 57, No. 7.

44. Maxwell, J.C., 1954, A treatise on electrity and magnetism, VOL. 1, 3rd Edn. OUP (1891), reprinted by Dover, New York.

45. Joy, P., 1970, Optimum cryogenic heat pipe design, **ASME Paper** 70-HT-spt-7.

46. Eggers, P.E. and Serkiz A.W., 1970, Development of cryogenic heat pipes, **ASME Paper** 70-WA/Ener-1, New York.

47. Kosowski, N. And Kosson, R., 1971, Experimental performance of groved heat pipes at moderate temperatures, **AIAA Paper** 71-409.

48. Basiulis, A. And Filler, M., 1971, Operating characteristics and long life capabilities of organic fluid heat pipes, **AIAA Paper** 71-408. 6th **AIAA Thermophys**. Conf., Tullahoma, Tennessee.

49. Van Andel, E., 1969, Heat pipe design theory. Euratom Center for Information and Documentation, Report EUR NO. 4210 e, f.

50. Kay, J. M., 1963, An introduction to fluid mechanics and heat transfer., 2nd Ed. Pub. **Cambridge University Press.**

51. Bird, R. B., Stewart, W.E. And Lighfoot, E.N., 1960, Transport Phenomen, Pub. Wiley & Sons, Inc. N.Y.

EKLER

EK-1

ISITMA AKIŞKANLARININ ÖZELLİKLERİ

SU

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
20	2448	998,2	0,01	0,612	1,00	0,96	0,02	1,85	7,40
40	2402	992,3	0,05	0,630	0,65	1,04	0,07	1,86	6,96
60	2359	983,0	0,14	0,649	0,47	1,12	0,20	1,87	6,62
80	2309	972,0	0,29	0,668	0,36	1,19	0,47	1,88	6,26
100	2258	958,0	0,60	0,680	0,28	1,27	1,01	1,88	5,89
120	2200	945,0	1,12	0,682	0,23	1,34	2,02	1,89	5,50
140	2139	928,0	1,99	0,683	0,20	1,41	3,90	1,90	5,06
160	2074	909,0	3,27	0,679	0,17	1,49	6,44	1,91	4,66
180	2003	888,0	5,16	0,669	0,15	1,57	10,04	1,92	4,29
200	1967	865,0	7,87	0,659	0,14	1,65	16,19	1,93	3,89

ETANOL

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-30	939,4	825,0	0,02	0,177	3,40	0,75	0,01	1,25	2,76
-10	928,7	823,0	0,03	0,173	2,20	0,80	0,02	1,31	2,66
10	904,8	798,0	0,05	0,170	1,50	0,85	0,03	1,37	2,57
30	888,6	781,0	0,38	0,168	1,02	0,91	0,10	1,44	2,44
50	872,3	762,2	0,72	0,166	0,72	0,97	0,29	1,51	2,31
70	858,3	743,1	1,32	0,165	0,51	1,02	0,76	1,58	2,17
90	832,1	725,3	2,59	0,163	0,37	1,07	1,43	1,65	2,04
110	786,6	704,1	5,17	0,160	0,28	1,13	2,66	1,72	1,89
130	734,4	678,7	9,25	0,159	0,21	1,18	4,30	1,78	1,75

METANOL

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-50	1194	843,5	0,01	0,210	1,700	0,72	0,01	1,20	3,26
-30	1187	833,5	0,01	0,208	1,300	0,78	0,02	1,27	2,95
-10	1182	818,7	0,04	0,206	0,945	0,85	0,04	1,34	2,63
10	1175	800,5	0,12	0,204	0,701	0,91	0,10	1,40	2,36
30	1155	782,0	0,31	0,203	0,521	0,98	0,25	1,47	2,18
50	1125	764,1	0,77	0,202	0,399	1,04	0,55	1,54	2,01
70	1085	746,2	1,47	0,201	0,314	1,11	1,31	1,61	1,85
90	1035	724,4	3,01	0,199	0,259	1,19	2,69	1,79	1,66
110	980	703,6	5,64	0,197	0,211	1,26	4,98	1,92	1,46
130	920	685,2	9,81	0,195	0,166	1,31	7,86	1,92	1,25
150	850	653,2	15,90	0,193	0,138	1,38	8,94	1,92	1,04

HELYUM

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-271	22,8	148,3	26,0	1,81	3,90	0,20	0,06	2,054	0,26
-270	23,6	140,7	17,0	2,24	3,70	0,30	0,32	2,699	0,19
-269	20,9	128,0	10,0	2,77	2,90	0,60	1,00	4,619	0,09
-268	4,0	113,8	8,5	3,50	1,34	0,90	2,29	6,642	0,01

AZOT

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-203	210,0	830,0	1,84	0,150	2,48	0,48	0,48	1,083	1,054
-200	205,5	818,0	3,81	0,146	1,94	0,51	0,74	1,082	0,985
-195	198,0	798,0	7,10	0,139	1,51	0,56	1,62	1,079	0,870
-190	190,5	778,0	10,39	0,132	1,26	0,60	3,31	1,077	0,766
-185	183,0	758,0	13,68	0,125	1,08	0,65	4,99	1,074	0,662
-180	173,7	732,0	22,05	0,117	0,95	0,71	6,69	1,072	0,561
-175	163,2	702,0	33,80	0,110	0,86	0,77	8,37	1,070	0,464
-170	152,7	672,0	45,55	0,103	0,80	0,83	10,07	1,068	0,367
-160	124,2	603,0	80,90	0,089	0,72	1,00	19,37	1,063	0,185
-150	66,8	474,0	194,00	0,075	0,65	1,50	28,80	1,059	0,110

AMONYAK

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-60	1434	714,4	0,03	0,294	0,36	0,72	0,27	2,050	4,062
-40	1384	690,4	0,05	0,303	0,29	0,79	0,76	2,075	3,574
-20	1338	665,5	1,62	0,304	0,26	0,85	1,93	2,100	3,090
0	1263	638,6	3,48	0,298	0,25	0,92	4,24	2,125	2,480
20	1187	610,3	6,69	0,286	0,22	1,01	8,46	2,150	2,133
40	1101	579,5	12,00	0,272	0,20	1,16	15,34	2,160	1,833
60	1026	545,2	20,49	0,255	0,17	1,27	29,80	2,180	1,367
80	891	505,7	34,13	0,235	0,15	1,40	40,90	2,210	0,767
100	699	455,1	54,92	0,212	0,11	1,60	63,12	2,260	0,500
120	428	374,4	113,16	0,184	0,07	1,89	90,44	2,292	0,150

HEPTAN

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-20	384,0	715,5	0,01	0,143	0,69	0,57	0,01	0,83	2,42
0	372,6	699,0	0,17	0,141	0,53	0,60	0,02	0,87	2,21
20	362,2	683,0	0,49	0,140	0,43	0,63	0,08	0,92	2,01
40	351,8	667,0	0,97	0,139	0,34	0,66	0,20	0,97	1,81
60	341,5	649,0	1,45	0,137	0,29	0,70	0,32	1,02	1,62
80	331,2	631,0	2,31	0,135	0,24	0,74	0,62	1,05	1,43
100	319,6	612,0	3,71	0,133	0,21	0,77	1,10	1,09	1,28
120	305,5	592,0	6,08	0,132	0,18	0,82	1,85	1,16	1,10

DİPHENİL

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
100	354,0	992,0	0,03	0,131	0,97	0,67	0,01	1,34	3,50
150	338,0	951,0	0,22	0,125	0,57	0,78	0,05	1,51	3,00
200	321,0	905,0	0,94	0,119	0,39	0,89	0,25	1,67	2,50
250	301,0	858,0	3,60	0,113	0,27	1,00	0,88	1,81	2,00
300	278,0	809,0	8,74	0,106	0,20	1,12	2,43	1,95	1,50
350	251,0	755,0	19,37	0,099	0,15	1,23	5,55	2,03	1,00
400	219,0	691,0	41,89	0,093	0,12	1,34	10,90	2,11	0,50
450	185,0	625,0	81,00	0,086	0,10	1,45	19,00	2,19	0,03

POTASYUM

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi cPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
350	2093	763,1	0,002	51,08	0,21	0,15	0,01	5,32	9,50
400	2078	748,1	0,006	49,08	0,19	0,16	0,01	5,32	9,04
450	2060	735,4	0,015	47,08	0,18	0,16	0,02	5,32	8,69
500	2040	725,4	0,031	45,08	0,17	0,17	0,05	5,32	8,44
550	2020	715,4	0,062	43,31	0,15	0,17	0,10	5,32	8,16
600	2000	705,4	0,111	41,81	0,14	0,18	0,19	5,32	7,86
650	1980	695,4	0,193	40,08	0,13	0,19	0,35	5,32	7,51
700	1960	685,4	0,314	38,08	0,12	0,19	0,61	5,32	7,12
750	1938	675,4	0,486	36,31	0,12	0,20	0,99	5,32	6,72
800	1913	665,4	0,716	34,81	0,11	0,20	1,55	5,32	6,32
850	1883	653,1	1,054	33,31	0,10	0,21	2,34	5,32	5,92

SODYUM

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi CPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
500	4370	828,1	0,003	70,08	0,24	0,18	0,01	9,04	1,51
600	4243	805,4	0,013	64,62	0,21	0,19	0,04	9,04	1,42
700	4090	763,5	0,050	60,81	0,19	0,20	0,15	9,04	1,33
800	3977	757,3	0,134	57,81	0,18	0,22	0,47	9,04	1,23
900	3913	745,4	0,306	53,35	0,17	0,23	1,25	9,04	1,13
1000	3827	725,4	0,667	49,08	0,16	0,24	2,81	9,04	1,04
1100	3690	690,8	1,306	45,08	0,16	0,25	5,49	9,04	0,95
1200	3577	669,0	2,303	41,08	0,15	0,26	9,59	9,04	0,86
1300	3477	654,0	3,622	37,08	0,15	0,27	15,91	9,04	0,77

LİTYUM

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi CPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
1030	20500	450	0,005	67	0,24	1,67	0,07	0,532	2,90
1130	20100	440	0,013	69	0,24	1,74	0,17	0,532	2,85
1230	20000	430	0,028	70	0,23	1,83	0,45	0,532	2,75
1330	19700	420	0,057	69	0,23	1,91	0,96	0,532	2,60
1430	19200	410	0,108	68	0,23	2,00	1,85	0,532	2,40
1530	18900	405	0,193	65	0,23	2,10	3,30	0,532	2,25
1630	18500	400	0,340	62	0,23	2,17	5,30	0,532	2,10
1730	18200	398	0,490	59	0,23	2,26	8,90	0,532	2,05

ASETON

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi CPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-40	660,0	860,0	0,03	0,200	0,800	0,68	0,01	2,00	3,10
-20	615,0	845,0	0,10	0,189	0,500	0,73	0,03	2,06	2,76
0	564,0	812,0	0,26	0,183	0,395	0,78	0,10	2,11	2,62
20	552,0	790,0	0,64	0,181	0,323	0,82	0,27	2,16	2,37
40	536,0	768,0	1,05	0,175	0,269	0,86	0,60	2,22	2,12
60	517,0	744,0	2,37	0,168	0,226	0,90	1,15	2,28	1,86
80	495,0	719,0	4,30	0,160	0,192	0,95	2,15	2,34	1,62
100	472,0	689,6	6,94	0,148	0,170	0,98	4,43	2,39	1,34
120	426,1	660,3	11,02	0,135	0,148	0,99	6,70	2,45	1,07
140	394,4	631,8	18,61	0,126	0,132	1,03	10,49	2,50	0,81

FREON 11

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi CPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-60	211,9	1672	0,04	0,121	1,19	0,86	0,02	0,476	2,95
-40	204,0	1622	0,04	0,115	0,98	0,88	0,05	0,497	2,70
-20	196,8	1578	1,04	0,111	0,70	0,95	0,16	0,516	2,40
0	190,0	1533	2,59	0,108	0,55	1,01	0,42	0,532	2,18
20	183,4	1487	5,38	0,100	0,44	1,08	0,93	0,546	1,92
40	175,6	1439	10,07	0,097	0,37	1,14	1,82	0,561	1,66
60	167,5	1389	16,85	0,094	0,32	1,20	3,14	0,576	1,40
80	159,0	1334	30,56	0,089	0,28	1,25	5,85	0,590	1,14
100	146,9	1265	49,04	0,076	0,25	1,31	9,53	0,607	0,90
120	134,4	1194	67,53	0,064	0,23	1,37	13,21	0,623	0,63
140	117,0	1105	110,66	0,055	0,22	1,49	18,92	0,646	0,37

FREON 113

Sıcaklık °C	Buharlaşma gizil ısısı KJ/kg	Sıvı yoğunluğu Kg/m³	Buhar yoğunluğu Kg/m³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°C	Sıvı dinamik viskozitesi CPx10²	Buhar dinamik viskozitesi cPx10³	Buhar basıncı Bar	Buhar özgül ısısı KJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10³
-50	173,0	1720	0,15	0,120	2,300	0,85	0,01	0,600	2,86
-30	167,8	1683	0,32	0,119	1,604	0,90	0,03	0,613	2,60
-20	165,4	1664	0,46	0,118	1,323	0,92	0,05	0,619	2,47
-10	163,2	1643	0,77	0,118	1,108	0,94	0,09	0,626	2,34
0	160,6	1621	1,26	0,117	0,942	0,97	0,12	0,632	2,21
10	158,0	1599	1,95	0,108	0,812	0,99	0,19	0,644	2,08
20	155,2	1576	3,00	0,098	0,707	1,02	0,37	0,656	1,96
30	152,3	1553	4,34	0,097	0,622	1,04	0,55	0,664	1,84
40	149,2	1529	6,02	0,095	0,553	1,07	0,79	0,669	1,73
50	145,9	1503	8,79	0,094	0,502	1,09	1,11	0,674	1,62
70	139,4	1452	14,34	0,091	0,401	1,13	2,04	0,691	1,40

EK-2

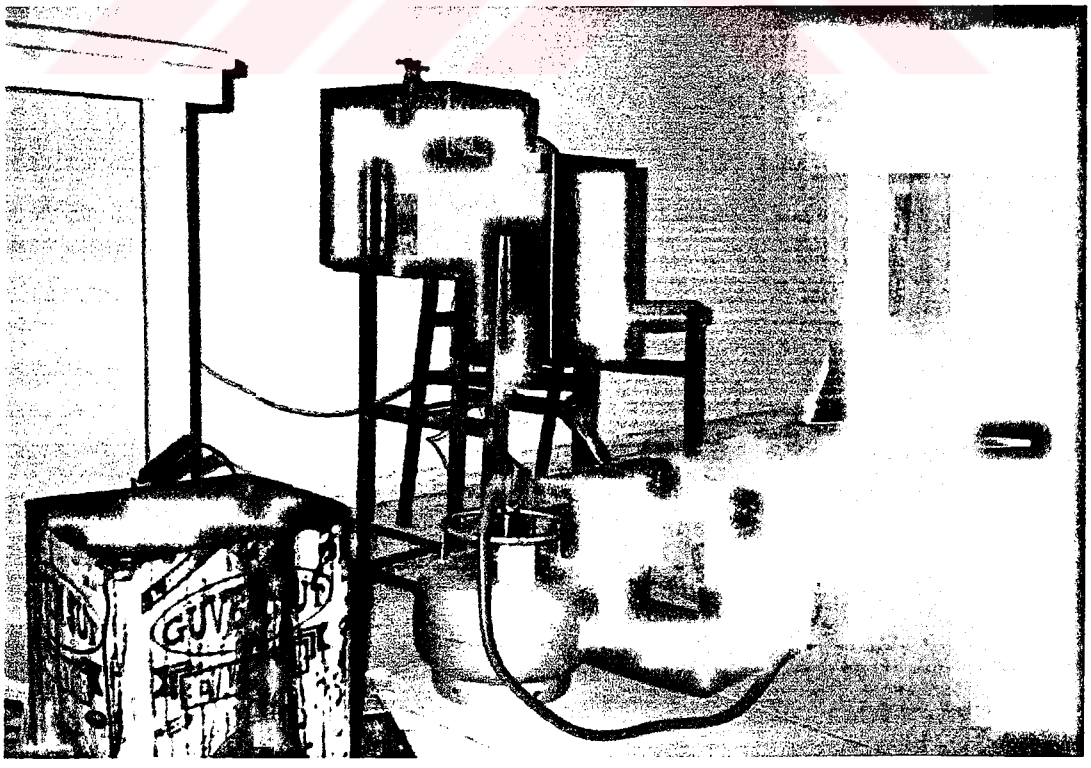
DÖNÜŞÜM FAKTÖRLERİ

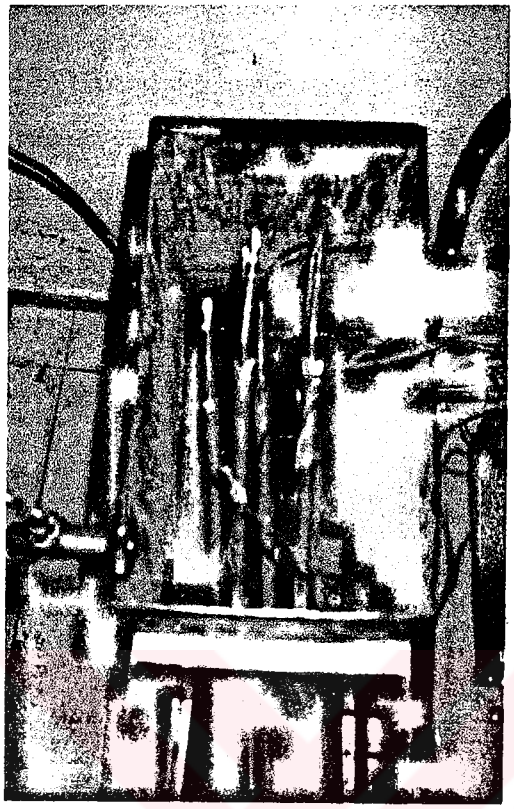
Kütle	1 lb	=	0,4536 kg	
Uzunluk	1 ft	=	0,3048 m	
	1 in	=	0,0254 m	
Alan	1 ft^2	=	0,0929 m^2	
Kuvvet	1 lbf	=	4,448	N
Enerji	1 Btu	=	1,055	kJ
	1kWh	=	3,6	MJ
Güç	1 hp	=	745,7	W
Basınç	1 lbf/in^2	=	6894,76	N/m^2
	1 bar	=	10^5	N/m^2
	1 atm	=	101,325	kN/m^2
	1 toor	=	133,322	N/m^2
Dinamik viskozite	1 Poise	=	0,1	Ns/m^2
Kinematik viskozite	1 stoke	=	10^{-4}	m^2/s
Isı akımı	1 Btu/h	=	0,2931	W
Isı akısı	1 Btu/ft^2h	=	3,155	W/m^2
Isı iletkenliği	1 $Btu/ft^2h\ ^oF/ft$	=	1,731	$W/m^2\ ^oC/m$
Isı transfer katsayısı	1 $Btu/ft^2h\ ^oF$	=	5,678	$W/m^2\ ^oC$

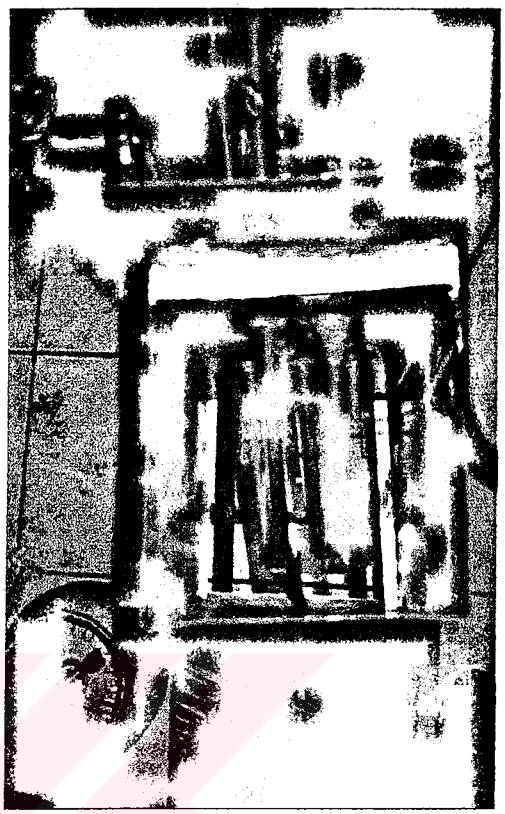
EK-3

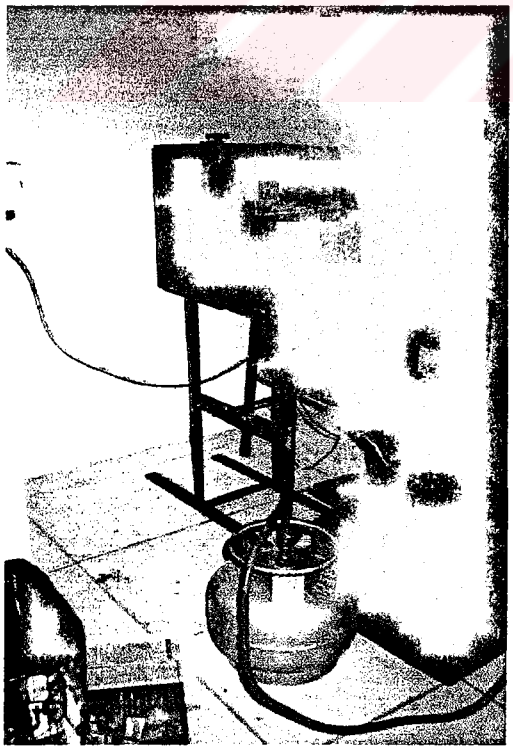
DENEY DÜZENEĞİ RESİMLERİ

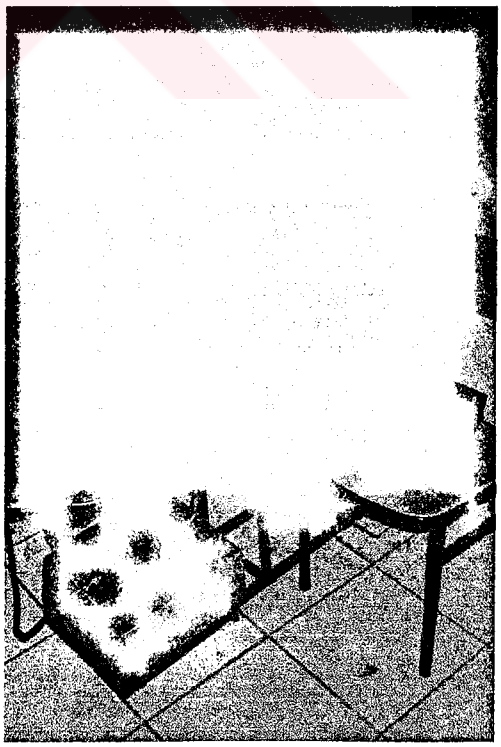












EK-4

ISITILAN AKIŞKANLARIN SICAKLIK DEĞİŞİM SONUÇLARI

Isıtılan Akışkan Su Olduğunda Sıcaklık Değişimleri

T=140 ^{0}C

Zaman(dak)	T1	T2	T3	T4	T5
0	15,9	16,5	15,9	15,6	15,8
5	31,0	27,1	28,9	17,2	20,3
10	31,8	27,7	30,2	17,6	21,3
15	32,4	28,7	30,8	17,9	21,7
20	32,7	30,1	31,1	18,3	22,4
25	34,2	31,4	32,1	18,7	23,2
30	35,1	31,8	32,6	19,0	23,6
35	35,3	31,6	32,3	19,5	24,4
40	35,4	31,9	33,1	20,0	25,0
45	35,7	32,3	33,8	20,4	25,5
50	36,9	33,4	34,0	20,8	26,0
55	37,5	34,1	34,6	20,9	26,5
60	37,9	34,5	35,4	21,2	26,9

T=150 ^{0}C

Zaman (dak)	T1	T2	T3	T4	T5
0	14,5	15,3	15,2	14,7	14,8
5	24,7	25	27,2	14,8	17,1
10	25,3	26,1	27,5	14,9	17,7
15	25,3	26,2	28,3	15,1	18,4
20	25,4	26,3	28,9	15,3	19,2
25	26,7	27,5	29,7	15,7	19,8
30	27,2	28,4	30,6	16,0	20,6
35	28,5	29,2	30,5	16,5	21,5
40	28,7	30,1	31,2	16,7	21,9
45	29,9	31,1	31,7	16,9	22,3
50	29,9	30,7	32,6	17,2	22,9
55	30,6	31,6	33,1	17,5	23,3
60	30,9	31,5	34,0	17,8	23,9

T=160 ^{0}C

Zaman (dak)	T1	T2	T3	T4	T5
0	12,4	13,2	12,9	12,6	12,7
5	22	22,5	23	12,8	14,7
10	22,8	23,4	25,5	13,1	15,5
15	23,9	25,0	26,4	13,4	16,5
20	25,0	26,2	27,6	13,7	17,3
25	26,1	26,6	28,1	14,1	18,4
30	26,3	27,3	28,7	14,4	19,1
35	26,5	28,3	29,1	14,7	19,7
40	27,1	28,7	30,5	15,1	20,4
45	27,4	29,1	31,0	15,7	20,9
50	28,0	29,5	31,1	15,7	21,5
55	28,4	30,0	32,3	16,0	22,0
60	29,8	31,0	32,4	16,5	22,7

T=170 ^{0}C

Zaman(dak)	T1	T2	T3	T4	T5
0	14,1	14,8	14,6	14,3	14,4
5	23,5	24	27,5	14,6	16,7
10	23,8	24,7	30,0	14,8	18,1
15	24,6	25,4	30,5	15,2	19,5
20	25,0	26,5	31,5	15,4	20,4
25	25,7	27,1	32,4	15,6	20,9
30	26,6	28,0	32,7	16,0	21,7
35	27,4	28,7	33,8	16,3	22,5
40	28,0	29,5	34,5	16,6	23,1
45	28,8	30,2	34,8	17,1	23,8
50	29,5	31,0	35,2	17,4	24,1
55	30,1	32,2	36,1	17,8	24,7
60	31,1	32,7	37,1	18,1	25,3

Isıtılan Akışkan Motorin Olduğunda Sıcaklık Değişimleri

T=140 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	15,9	16,3	16	15,9	16,1
5	23,4	24,8	20,1	16,2	18,9
10	26,2	31,6	24,1	17,0	21,2
15	28,4	34,7	25,7	17,6	22,3
20	31,2	37,7	27,1	18,6	24,1
25	32,7	39,0	28,9	19,6	25,3
30	34,1	40,1	30,4	20,6	27,2
35	36,1	41,6	32,2	22,7	29,6
40	37,8	41,2	34,1	23,3	31,1
45	40,3	42,1	36,0	23,7	32,8
50	41,4	42,5	38,3	24,6	33,7
55	42,7	43,6	39,1	25,6	35,0
60	43,6	44,2	41,3	26,6	36,2

T=150 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	16	16,3	16,1	16	16,2
5	25,4	26,8	22,1	18,2	20,9
10	28,2	33,6	26,1	19,0	23,2
15	30,4	36,7	27,7	19,9	24,3
20	33,2	39,7	29,1	20,8	26,1
25	34,7	41,1	30,9	21,9	27,3
30	36,1	42,6	32,4	23,1	29,2
35	38,1	43,6	34,6	24,7	31,6
40	39,8	44,2	36,1	25,3	33,1
45	42,3	45,0	38,0	25,7	34,8
50	43,4	45,8	40,3	26,6	35,7
55	44,7	46,6	41,3	27,6	37,0
60	45,8	47,9	43,3	28,6	38,2

T=160 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	16,2	16,5	16,3	16,2	16,4
5	28,4	29,8	25,1	21,2	23,9
10	31,2	36,6	29,1	22,0	26,2
15	33,4	39,7	30,7	22,9	27,3
20	36,2	42,7	32,1	23,8	29,1
25	37,7	44,1	33,9	24,9	30,3
30	39,1	45,6	35,4	26,1	32,2
35	41,1	46,6	37,6	27,7	34,6
40	42,8	47,2	39,1	28,3	36,1
45	45,3	48,0	41,0	28,7	37,8
50	46,4	48,8	43,3	29,6	38,7
55	47,7	49,6	44,3	30,6	40,1
60	48,8	50,9	46,3	31,8	41,3

T=170 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	15,9	16,2	16	15,9	16,3
5	30,4	31,8	27,2	23,2	26,9
10	33,2	38,6	31,1	24,1	29,2
15	35,4	41,7	32,7	24,9	30,3
20	38,2	44,7	34,1	25,8	32,1
25	39,7	46,1	35,9	26,9	33,3
30	41,1	47,6	37,4	28,1	35,3
35	43,1	48,6	39,6	29,7	37,6
40	44,8	49,2	41,1	30,3	39,1
45	47,3	50,1	43,2	30,7	40,8
50	48,4	50,8	45,6	31,6	41,7
55	49,7	51,6	46,8	32,6	43,1
60	50,8	52,9	48,5	33,8	44,3

Isıtılan Akışkan Fuel-oil Olduğunda Sıcaklık Değişimleri

T=140 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	24,6	24,7	24,6	24,9	25,3
5	35,4	34,2	48,2	25,6	29,5
10	44,9	38,3	50,0	25,8	31,1
15	48,1	40,2	52,1	26,0	32,5
20	49,2	41,1	54,0	26,2	33,9
25	51,3	42,0	57,2	26,6	35,0
30	52,8	43,3	57,4	26,9	35,9
35	53,5	44,8	57,8	27,3	36,9
40	54,7	46,1	57,3	27,7	37,6
45	55,1	47,7	57,3	28,1	37,8
50	56,0	48,5	58,9	28,4	38,3
55	57,3	49,9	59,0	28,7	38,7
60	58,0	51,0	59,5	28,9	39,3

T=150 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	24,3	24,5	24,3	24,6	24,8
5	36,4	35,2	49,2	26,6	30,5
10	44,8	38,3	51,4	26,8	32,2
15	49,0	41,2	53,6	27,0	33,8
20	50,2	42,3	55,1	27,3	35,2
25	52,3	43,2	56,2	27,6	36,7
30	53,8	44,5	57,1	27,9	37,9
35	54,5	46,0	57,8	28,3	38,8
40	55,8	47,3	58,2	28,7	39,6
45	56,3	48,6	58,9	29,1	40,7
50	57,2	49,5	59,4	29,4	41,8
55	58,0	50,8	59,5	29,7	43,1
60	58,9	51,9	59,9	28,9	44,1

T=160 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	18,2	18,3	18	17,9	18,1
5	38,4	35,2	49,2	27,6	31,5
10	46,8	39,3	52,4	27,8	33,2
15	51,1	42,2	54,5	28,1	34,8
20	52,2	43,3	56,3	28,3	36,2
25	54,3	44,2	57,4	28,6	37,7
30	55,8	45,5	59,1	28,9	37,9
35	56,6	46,8	59,8	29,3	39,8
40	57,8	48,3	60,5	29,8	40,6
45	58,5	49,4	61,8	30,1	41,7
50	59,2	50,3	63,3	30,4	42,8
55	60,7	51,5	64,5	30,9	44,1
60	61,5	52,7	65,3	31,4	45,2

T=170 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5
0	19,2	19,5	18,3	18,1	18,4
5	40,4	37,2	48,7	28,6	32,5
10	48,8	41,3	54,4	28,8	34,3
15	53,1	44,2	56,5	29,1	35,8
20	54,2	45,3	58,3	29,3	37,2
25	56,3	46,2	59,4	29,6	38,7
30	57,8	47,5	61,6	29,9	39,8
35	58,6	48,8	62,5	30,3	40,9
40	59,8	50,3	63,6	30,8	41,7
45	60,5	51,4	64,5	31,1	42,9
50	61,2	52,3	65,4	31,4	43,8
55	62,7	53,6	66,3	31,9	45,2
60	63,5	54,8	67,4	32,4	46,8

Isıtılan Akışkan Hava Olduğunda Sıcaklık Değişimleri

T=140 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5	T6
0	19,6	20,1	19,6	19,5	20,3	19,5
5	28,0	47,4	32,4	19,5	26,2	24,0
10	34,8	60,2	42,1	19,5	32,2	30,3
15	41,6	65,2	50,3	19,5	38,1	34,9
20	47,6	68,3	55,8	19,5	39,6	37,3
25	52,3	72,1	60,2	19,5	40,9	38,0
30	54,7	75,4	64,8	19,5	41,2	38,7
35	56,4	79,1	68,9	19,5	42,5	39,2
40	58,3	82,3	73,1	19,5	43,0	39,2
45	61,1	84,5	75,9	19,5	44,0	39,6
50	63,4	86,3	78,4	19,5	44,7	40,6
55	64,9	87,6	80,2	19,5	45,2	41,1
60	67,1	89,2	82,3	19,5	46,1	42,4

T=150 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5	T6
0	19,6	20,1	19,6	19,5	20,5	19,9
5	29,0	50,4	35,2	19,5	29,2	28,2
10	36,8	63,2	45,3	19,5	34,2	33,4
15	43,2	68,1	53,1	19,5	40,3	34,9
20	50,6	71,2	58,5	19,5	42,6	38,3
25	55,2	75,1	62,9	19,5	43,8	40,1
30	57,8	78,2	66,8	19,5	44,1	40,7
35	59,2	82,2	71,5	19,5	45,3	41,3
40	61,4	85,3	75,4	19,5	46,2	41,8
45	64,0	87,3	78,2	19,5	47,4	42,2
50	66,3	88,3	81,3	19,5	48,3	43,1
55	67,8	90,1	83,6	19,5	49,3	43,9
60	70,1	91,2	85,5	19,5	50,2	45,4

T=160 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5	T6
0	20,1	20,5	20,1	19,5	20,2	20,1
5	33,8	51,4	35,6	19,5	31,2	29,7
10	40,3	65,2	45,3	19,5	36,2	34,2
15	46,8	68,1	54,1	19,5	42,1	37,8
20	52,6	72,2	57,5	19,5	44,5	40,3
25	57,3	76,1	62,9	19,5	45,7	42,2
30	59,7	79,2	66,7	19,5	46,3	43,2
35	61,2	82,2	72,3	19,5	47,4	44,3
40	63,3	85,3	75,8	19,5	48,2	45,2
45	66,1	88,2	79,5	19,5	49,1	46,3
50	68,3	89,1	81,4	19,5	50,5	47,1
55	69,8	91,3	84,2	19,5	51,2	47,8
60	72,2	92,3	85,8	19,5	52,4	48,6

T=170 ^{0}C

Zaman (dakika)	T1	T2	T3	T4	T5	T6
0	19,6	20,1	19,6	19,5	20,1	19,5
5	30,1	46,4	33,4	19,5	28,7	27,2
10	36,2	60,2	43,2	19,5	34,1	32,4
15	43,2	65,3	51,2	19,5	39,1	36,9
20	48,6	68,5	56,7	19,5	41,7	39,2
25	53,1	73,1	61,5	19,5	42,9	40,1
30	55,6	76,4	65,7	19,5	43,8	41,2
35	57,3	80,1	69,5	19,5	45,2	42,3
40	59,1	83,4	74,3	19,5	46,4	43,5
45	62,2	85,6	76,8	19,5	47,3	44,2
50	64,2	87,2	79,4	19,5	48,2	45,6
55	65,6	88,5	81,2	19,5	49,4	46,4
60	67,1	89,8	83,1	19,5	50,1	47,5

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Denizli'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Denizli'de tamamladı. Yüksek öğrenimini Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Tesisat Anabilim dalında, 1991 yılında tamamladıktan sonra Muş ili Malazgirt Feyzi Akkaya Endüstri Meslek Lisesi'nde göreve başladı. Burada çeşitli yöneticilik görevlerinde bulunduktan sonra 1997 yılında Ankara ili Bala Endüstri Meslek Lisesi'ne Müdür olarak atandı. 2001 yılında buradaki görevinden tayin olarak Ankara ili Şereflikoçhisar Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi'nde göreve başladı. Halen Şereflikoçhisar Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi Müdürü olarak görev yapmaktadır.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ