

**GİRİŞ SICAKLIĞI ISI POMPASIYLA ARTTIRILMIŞ TERMAL ISI DEPOLAMA
ÜNİTESİNDE OPTİMUM DEPOLAMA KRİTERLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ**

**T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi**

Sebahattin ÜNALAN

**ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ'NE
MAKİNA ANABİLİM DALINDA YÜKSEK LİSANS TEZİ OLARAK
SUNULMUŞTUR**

ŞUBAT - 1989

Erciyes Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Anabilim dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir

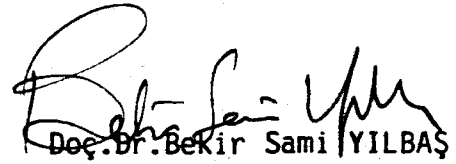
10 1021989

Başkan : Doç. Dr. Behir Sami YILBAŞ
Üye : Doç. Dr. Ali ERGÖNÜL
Üye : Doç. Dr. İbrahim UZMAY

ONAY :

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

/ /1989


Doç. Dr. Bekir Sami YILBAŞ

Enstitü Müdürü

İ Ç İ N D E K İ L E R

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM-I : ENERJİ DEPOLANMASI	1
1.1. GİRİŞ	1
1.2. ENERJİ DEPOLANMASININ UYGULANMASI	2
1.3. ENERJİ DEPOLAMASI UYGULAMALARININ ÖZEL ALANLARI	2
1.4. DEPOLANACAK ENERJİ TİPİNİN SEÇİLMESİ	3
1.5. TERMAL ENERJİ DEPOLAMA ÜNİTESİ	4
1.6. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
1.7. TEZİN AMACI	11
BÖLÜM-II : ISI POMPASI VE DİZAYN ESASLARI	13
2.1. ISI POMPASININ TARİHÇESİ	13
2.2. ISI POMPASININ TANIMI	13
2.3. ISI POMPASININ ÇALIŞMA ŞEKLİ	14
2.4. ISI POMPASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ	15
2.4.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunu	15
2.4.2. İdeal Isı Pompası Çevrimi	16
2.4.3. Karnot Isı Pompasının Isıtma Tesir Katsayısı	17
2.4.4. Isı Pompası Çevriminin Hesapları	17
2.4.5. Isı Pompasının Verimi	20
2.4.6. Isı Pompasının İyilik Derecesi	20
2.5. ISI POMPASI DEVRE ELEMANLARININ OPTİMUM DİZAYNI	21
2.5.1. Kompresörler	21
2.5.2. Evaporatörler	23
2.5.3. Kondenserler	25
2.5.4. Kılcal Borular	25
2.6. ISI POMPALARINDA KULLANILAN BORULARIN VE SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SEÇİMİ	28
2.6.1. Isı Pompalarında Kullanılan Boruların Seçimi	28
2.6.2. Soğutucu Akışkan Seçimi ve Özellikleri	29
BÖLÜM-III : TERMAL ISININ DEPOLANMASI İÇİN ÇEŞİTLİ MODELLER, BU MODELLERİN MATEMATİKSEL İFADELERİ VE ÖNERİLEN ANALİTİK VE NÜMERİK ÇÖZÜMLER	32

3.1. TERMAL ISININ DEPOLANMASI	32
3.2. SİSTEM DİZAYNI	33
3.3. TERMAL ISI DEPOLAMA MODELLERİ VE ÇÖZÜM YOLLARI	34
3.3.1. I. Model ve Çözümleri	34
3.3.1.1. I. Model için 1. Analitik Çözüm	36
3.3.1.2. I. Model için 2. Analitik Çözüm	39
3.3.1.3. I. Model için Nümerik Çözüm	40
3.3.1.4. I. Model için Çözümlerin Analizi	42
3.3.2. II. Model ve Çözümleri	48
3.3.2.1. II. Modelin Nümerik Çözümü	50
3.3.2.2. II. Modelin Nümerik Çözümünün Analizi	54
3.4. SONUÇ VE ÖNERİLER	56
EKLER	57
KAYNAKLAR	60

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Sebahattin ÜNALAN
Baba Adı : Hamza
Ana Adı : Münevver
Doğum Tarihi : 1964
Doğum Yeri : Kırıkkale/ANKARA

İlk ve orta öğrenimini Kırıkkale'de tamamladı. 1982-1983 öğretim yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümüne kaydoldu. 1986 yılında mezun olarak Yuvam Kollektif Şirketinde 8 ay mühendis şef olarak çalıştıktan sonra, 1988 yılında Araştırma Görevlisi olarak aynı Fakültede göreve başladı. Halen bu görevine devam etmekte olan Sebahattin ÜNALAN bekindir.

T E Ő E K K Ü R

Bu alışma esnasında, gerek konu seçiminde gerekse çalışma safhasında bilgi ve yardımlarından sürekli faydalandığım değerli hocam Doç.Dr.Ali ERİŐEN Bey'e Őükranlarımı sunarım.

Çalışmalarım esnasında, yakından ilgilenen Makina Bölümü Öğretim Üyeleri ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teőekkürü bir borç bilirim.

Tezin yazımındaki yardımlarından dolayı Suat SARIKAYA'ya, bilgisayar çalışmalarımda yardımlarını esirgemeyen Öğr.Görv.Fazıl CANBULUT Bey'e ve Öğr.Görv.Hüseyin YAPICI Bey'ede teőekkürlerimi sunarım.

Sebahattin ÜNALAN

Ö Z E T

Termal ısının izole bir ortam ile çevrili bir materyale depolanması işleminde en önemli problem, depolama zamanının tam olarak bilinmemesidir. Oysaki ortam materyalinin fiziksel ve kimyasal yapısına bağlı olarak maksimum bir depolama zamanının (doyma zamanı) bulunması gerekmektedir. Materyalin ısı kabiliyetine ve boyuna bağlı olarak literatürde matematiksel bir bağıntının olmaması önemli bir eksiklik olarak tesbit edilmiş ve analitik olarak bir bağıntı araştırılmıştır. Neticede literatürde sonsuz ısı akışkan kapasitesi olarak (I. model) bilinen modelde, depolama zamanına (t_d), materyalin termal diffüzitesine (α) ve depolama boyuna (L) bağlı olarak $2L^2/\alpha$ bağıntısından hesaplanabileceği tesbit edilmiştir. Yine sonlu kondüktivite (II. model) olarak bilinen model için depolama zamanının, termal diffüzite, depolama boyutu ve boyutlar oranına (n) bağlı olarak nL^2/α bağıntısından bulunabileceği tesbit edilmiştir.

Depolama ünitesinde giriş sıcaklığının ısı pompasıyla arttırılması durumunda, ısı pompasına verilen enerjiden dolayı depolama zamanından küçük olmak şartıyla bir optimum depolama zamanından bahsedilebilir. Ki bu zaman, ısı pompasının ITK (Isıtma tesiri katsayısı) değerine bağlı olarak ifade edilebilir. Optimum depolama zamanı materyale absorbe edilen ısının, ısı pompasına verilen enerjiye eşit olduğu t (zaman) anından hesaplanabilir. Bu hesaplama işlemide doyma zamanından bağımsız olarak yapılması mümkün olamamaktadır.

S U M M A R Y

In the procedure that thermal heat is collected the material surrounded by an isolated medium, the most important problem is that the storage time is not known exactly. However, as dependent on the physical and chemical structures of material, that the maximum storage time (saturation time) is found is required. Because of the mathematical relation in researches related this subject, as dependent on the thermal capabilities and dimensions of the material, is not present, an analytical relation was investigated. As the result, using the first model which is known as the infinite fluid heat capacity, that the storage time can be computed by $2L^2/\alpha$ relation, as dependent on the thermal diffusivity and storage dimensions of material was found.

In addition to the first model, using the second model which is known as the finite conductivity, it is established that the storage time can be computed by nL^2/α relation, as dependent on the thermal diffusivity (α), storage dimensions (L), and dimensions rates, can be found.

In case the entrance temperature is increased by an heat pump ; Because of the energy which is spent for the heat pump, an optimum storage time can be discussed only if the storage time (saturation time) is small.

As the result, the time can be expressed as dependent on the heat effect coefficient (ITK) of the heat pump. The storage time can be computed by "t" (time) when the absorbed heat inside the material is equal to computation procedure was not independent on the saturation time.

S E M B O L L E R

ρ	Akışkan yoğunluğu	(Kg/m ³)
c	Spesifik ısı	(KJ/Kg ⁰ K)
k	Isı iletim katsayısı	(W/m ⁰ K)
t	Zaman	(sn)
T	Sıcaklık	(⁰ K)
θ	Boyutsuz sıcaklık	
L, H	Depolama boyutları	(m)
\bar{x}, \bar{y}	Boyutsuz uzunluklar	
\bar{t}	Boyutsuz zaman	
t_d	Doyma zamanı	(sn)
h, h_v	Akışkan film katsayısı	(KJ/Kg)
A	Yüzey alanı	(m ²)
T_f	Akışkan sıcaklığı	(⁰ K)
Q	Transfer olan ısı	(KJ)
u, U	İç enerji miktarı	(KJ; KJ/Kg)
\dot{m}	Kütlesel Debi	(Kg/sn)
P	Basınç	(Atm)
W	Yapılan iş miktarı	(KJ)
V_s	Kompresör strok hacmi	(m ³)
η_v	Kompresör hacimsel verimi	
v	Özgül hacim	(Kg/m ³)
h	Entalpi değeri	(KJ/Kg)
η_{ik}	Kompresör iç verimi	
ITK	Isıtma tesiri katsayısı	
IYD	Isı pompası iyilik derecesi	
η_{ip}	Isı pompası verimi	
T_m	Ortalama sıcaklık	(⁰ K)
α	Termal diffuzite	(m ² /sn)
A_n, B_n	Sabitler	
$ Fo$	Fourier sayısı	

B Ö L Ü M - I

ENERJİ DEPOLANMASI

1.1. GİRİŞ

1973 yılında Orta Doğuda meydana gelen ambargo olayı enerjinin önemini arttıran bir olay olmuştur. Sanayileşmiş ve sanayileşen ülkelerden enerji bağımlılığı olanlar bu olaydan fazlaca etkilenmiş ve müteakiben dikkatler başka enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Amaç, bağımlılığı azaltmak ve eldeki imkanları optimum kullanmak olmuştur. İlk olarak A.B.D.'de yerel ve federal komiteler enerji problemine bir çözüm getirmek üzere faaliyetlere başlamışlardır. Bu benzeri faaliyetler zamanla diğer ülkelerde de görülmüştür.

Yapılan çalışmalar probleme verilen tek çözüm olmamıştır. Petrole ve doğal gazı alternatif olarak okyanuslardaki sıcaklık potansiyeli ve akış enerjisi, güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, çekirdek enerjisi ve kömür üretiminin arttırılması da teklifler arasında yer almıştır. Bunun yanında tasarruf tedbirlerinin uygulanmasında geçilmiştir. Bu çalışmaların en önemli sonucu, zamanla kullanımsız hale gelen atık durumdaki enerjinin tekrar kullanılabilir hale getirilip bir yerde depolanması düşüncesinin doğmasına neden olmuştur. Mesela, bir rüzgarın veya suyun

kinetik enerjisinin türbinde değerlendirilip elde edilen elektriğin bir hidrojen elde edilmesinde kullanılması enerji depolama fikrinin getirdiği bir gelişmedir.

1.2. ENERJİ DEPOLANMASININ UYGULANMASI

Çalışmalar neticesinde avantajlı depolama sistemlerinin araştırılması için bir teşkilat (NRC) kurulmuştur. Bu teşkilat avantajlı enerji depolama sistemlerini; endüstriye, ticarete ve tüketim birimlerine sunulabilir ekonomik sistemleri derin derin analiz etmiştir. 1976'da hazırlanan raporda enerji depolama tesisatlarında olabilecek karakteristik değerlerin şunlar olabileceği ifade edilmiştir ;

- Depolama kapasitesi,
- Depolama/kullanma oranı,
- Dolma zamanı,
- Ağırlık, hacim ve diğer fiziksel limitler,
- Kritik emniyet parametreleri,
- Çevre standartları,
- Kabul edilebilir sermaye ve işletme çalıştırma maliyeti

1.3. ENERJİ DEPOLAMASI UYGULAMALARININ ÖZEL ALANLARI

Elektrik Kullanımı : Bilindiği üzere elektrik üretimi daima bir üst değer taşır. Ancak kullanımda zamana göre bir değişim mevcuttur. Bu durumda üretimin talebi geçmesi sözkonusudur. Böyle hallerde fazla elektriğin bir yerde depolanması gerekir. Böyle bir depolama içinde verim açısından ve sürekliliğin temini yönünden en uygun eleman kondenser olmaktadır.

Yerleşim/Ticari Kullanım : Bu tür kullanımlarda enerjinin % 85'i ısınma amaçlı kullanılmaktadır. Böyle bir kullanımda da mevsime göre bir değişim sözkonusudur. Bu halde bir dengenin sağlanması için aylık periyotlarda depolanan enerji sonra kullanıma sunulabilmektedir. Ancak çok uzun depolama zamanlarında hacim ve uzun süre muhafaza etme problemlerinin çözümlenmesi mecburidir. Mesela bir su ortamında ısının depolanması ve gerekli izolasyonunda temini ile bunun kış aylarında ısıtma

amaçlı kullanılması mümkündür. Ancak ısı talebine göre depolama ortamı ve ortamın özgül ısı depolama değerinin çok iyi tetkik edilmesi gerekir. Bunların yanında her ısı olayının olduğu yerde bir optimumlaşma ve verimin arttırılması, enerji depolama işleminde çözülmesi gereken nitelikler olacaktır.

1.4. DEPOLANACAK ENERJİ TİPİNİN SEÇİLMESİ

Enerji depolama olayında ilk kademeyi depolanacak enerji tipinin seçilmesi oluşturmaktadır. Bu işlem aynı zamanda depolanacak enerjinin kullanılabilirlik değeri ve daha sonra tekrar kullanıldığındaki formuna da bağlıdır. Muhtelif depolama tipleri şu şekilde sıralanabilir ;

Potansiyel Enerji : Elektriksel enerji kullanılarak daha yüksek bir seviyeye suyun pompalanması böyle tip depolamanın günümüzde kullanılan örneklerinden biridir. Yine aynı şekilde mekanik enerji şeklinde yay ve havanın sıkıştırılmasında bu tipe bir örnek teşkil edebilir.

Kimyasal Enerji : Bir yanma işleminde kullanılmak gayesiyle hidrojen üretimi bu tip bir depolamaya en bariz bir misaldir. Hidrojen gaz veya sıvı formda olabilir. Ayrıca pilin enerjik yapısında bu tip depolamaya örnektir.

Kinetik Enerji : Günümüzde kullanılan kinetik enerji depolama yöntemlerinin başlıcası flywheel ile yapılmaktadır.

Elektro - Magnetik Alanlar : Elektrik enerjisi enerji kapasitörlerinde veya süper iletken magnetlerde depolanır.

Termal Enerji : Bu tip enerji depolama için çok çeşitli sınıflandırma yapmak mümkündür. Depolama işlemi yüksek basınçlı buhar şeklinde, sıvı veya katının uygun derecede ısıtılmasıyla, füzyon veya buharlaşma ısısının istihdamı, tersinir kimyasal ısı absorpsiyonuyla hidrat ısısı şeklinde ve kimyasal reaksiyon ısısı şeklinde sınıflandırılabilir. Bu tip enerji depolamalarının her birinin avantaj ve limitleri mevcuttur. Bunlardan birine karar verilmeden önce anlatılacak faktörlerin tamamı incelenmelidir.

1.5. TERMAL ENERJİ DEPOLAMA ÜNİTESİ

Termal enerji depolama işleminin ekonomik ve teknik olarak detaylı bir incelenmesi Glenn [1] tarafından yapılmıştır. Gelecekte dikkate alınarak beş madde halinde bu inceleme verilmiştir.

1. Yerleşim, ticari, endüstriyel sektörlerinde kullanılan enerjinin analizi,
2. Bu birimlere göre kullanılan enerjinin dağılımının analizi,
3. Termal enerji kullanımının toplam kullanımdaki payının tayini ve bu kullanımın geliştirilmesi,
4. Termal enerji kullanımında ve depolanmasında ekonomik ve diğer problemlerin çözülmesi,
5. Termal enerji depolanmasının tarif edilmesi ve sentezinin yapılması.

Termal enerji depolama ünitesi için kullanılacak depolama materyalinin seçiminde gözönüne alınması gereken çeşitli faktörler mevcuttur. Bu faktörler şunlardır ;

- Yüksek özgül ısı,
- Yüksek termal diffuzite,
- Yüksek yoğunluk,
- Tersinir ısıtma ve soğutma kabiliyeti,
- Kimyasal ve geometrik stabilite,
- Yanma, paslanma ve sağlık şartlarının iyiliği,
- Düşük maliyette depolama ünitesine tedariki,
- Kapsamın maliyetini düşürmek için düşük ısıtma basıncı,
- Isıl beklemeden depolama çekirdeğinin yığılması neticesinde sıkışma gerilmelerini karşılayacak yeterlilikte mekaniksel mukavemet.

Buhar akümülatörlerinde termal enerjinin depolanması, uzun yıllar Avrupa'da kullanılan bir yöntemdir. Böyle sistemlerin detaylı bir analizi Goldstern [2] tarafından yapılmıştır. Bu tip depolama, depolama cihazlarının ilk ünitesi, akışkanın endüstriyel işlemlerde kullanılması için düşük basınçlı buhara genişletilmesinden, yüksek basınçlı buhar veya su depolama tankları şeklinde buhar akümülatörleri olmuştur. Depolama fonksiyonu, buhar üretimi ve depolama ikilisi için kullanılabilirdiği

termal depolama kazanlarıyla birlikte son zamanlarda dikkate alınmıştır. Bu sistemlerin analizi Reay [3] tarafından yapılmıştır.

Hidrad ısı, termal depolama cihazının dizaynında kullanılabilir. Kalsiyumoksit gibi materyalin su veya su + buhar temasından bir kimyasal reaksiyon meydana gelirken bu önemli miktarda ısı açığa çıkarır. Böyle bir olayda termal enerji elde edilmesi demektir. Ters halde enerji depolanması için mükemmel bir döngü meydana gelmektedir. Bu sistemlerin dezavantajı sürekli ısınma, hidrasyon ve sistemden yayılabilen gazların hareketi altında CaO_2 'nin çürümesi olayının meydana gelmesidir. Bir çok cihazlar kimyasal değişimlerinin sağlandığı termal enerji depolanması için tasvip edilir. Gaz hidratesi, hidrojen-çinko reaksiyonu, sodyum sülfid ve amonyak absorpsiyon sistemleri uygulama için birer örnek olabilir. Bunlardan bazıları önemli derecede emniyet rizikosu meydana getirmektedir. Silika-jelatinler termal ısı depolama için, ısı absorpsiyonunda kullanıldığı düşünülebilir. Fakat, termal depolama cihazlarının maliyeti nisbeten yüksek seviyeleri bulmaktadır.

Depolama materyalinin, faydalı gizli ısının kullanıldığı depolama üniteleri güneş enerjisi için kullanılabilir. Bu ünitelerin cazibesi büyüktür. Çünkü, tekrar kullanıma sunma için kullanım sıcaklığının zamanla değişim frekansı düşüktür. Başlıca avantajları, her birim depolama kapasiteleri için boyutlarının ve ağırlığının daha küçük olmasıdır. Depolama sıcaklığı, depolama materyalinin uygun seçilmesi ile büyük oranda kontrol altına alınabilir. Kullanılan değişim fazları akışkan veya katı olarak kabul edilebilir. Depolama materyalinin faz değişimi için önemli kriterler Larsen [4] tarafından şu şekilde verilmiştir ;

- Materyalin ısıtma sıcaklığı üzerinde bir erime sıcaklığı mevcuttur.
- Materyal büyük bir faz değişim ısısına sahip olmalıdır. Böylece ısı için gerekli birim hacim değeri azalacaktır.
- Materyal uygun bir erime noktasına sahip olacaktır. Aynı zamanda tamamen eriyecek özellikte olacaktır. Diğer taraftan katı ve sıvı arasındaki yoğunluk farkı materyalin kimyasal yapısında değişimlere neden olan segregasyona neden olacaktır.
- Materyal sıcaklığı donma sıcaklığı altında olmayacaktır. Materyalin akışkan olduğu zaman soğuma esnasında bir donma olayı meydana gelebile-

cektir. Buda bir şeffaf yapı oluşturacak ve biriktirilen ısının kullanılmasını engelleyecektir.

- Depolama materyali stabil olmalıdır. Binalardaki uygulamalarda kullanım müddeti çok uzun olacaktır. Böyle bir sistem için en az 20 yıl kullanım süresi olmalıdır. Depolama sıcaklığının daha büyük olduğu hal-lerde kullanım süresi daha ehemniyetli olmaktadır. Bunun sebebi atom diffüzyonunun ve kimyasal reaksiyon nisbetinin artmasıdır.

- Depolama materyalinin bileşenleri önemli değildir. Bu bizim için bir sınırlama meydana getirmez.

- Depolama materyalinin tehlike rizikosu az olacaktır.

- Materyal kullanılabilir ve ucuz olacaktır. Bunun için bir kriter mevcut değildir. Kullanılabilir bir materyal gereğinde maliyeti yüksek olabilir. Önemli olan ihtiyaca optimum cevap vermesidir.

Literatürde çeşitli sistemler için kritik data değerleri mevcuttur. Lorsch [5] 'un solar sistemli uygulamasında parafin ve tetrahidrofuran kullanmış, ilave olarak düşük sıcaklıkta depolama için sodyumklorür hidratı (30 - 60 °C), 315°C'da depolama için sodyum hidroksiti ve daha yüksek sıcaklıklarda (1000 - 1700 °C) depolama için lityum hidroksit, lityum hidrat ve lityum fluorida kullanmıştır.

Faz değişim ısısı ile depolamada, sistemde bir iletici akışkan ve bir depolama materyaline gerek vardır. Dolayısıyla ısı eşanjörleride kullanımı zaruri olan bir eleman olmaktadır. Kullanılan ısı depolama ünite-lerinin iki temel tipi vardır. Birincisinde enerji transferini gerçek-leştirilen akışkanın aynı zamanda depolama görevinde görmektedir. İkinci tipinde ise enerji ileten akışkanın iki nokta arasında devir daim etmesi ve içinde var olan ısıyı başka materyale terk etmesidir. İkinci tip de-polamalarda çok karışık bir yapı mevcuttur. Zira akışkan ve depolama materyali arasında tam çözüme ulaşmamış bir bağıntı mevcuttur.

Sıcak su depolama ünitesi yerleşim ihtiyaçları için çoğu evlerde kulla-nılmaktadır. Bu kullanılan sistemler genellikle yukarıda tarif edilen birinci tip depolama sistemine girmektedir. Bu sistemler aynı zamanda solar enerjinin depolanması içinde kullanılmaktadır. Bunların avantaj-ları özgül depolama ısılarının yüksek olmasıdır. Buna en büyük etken,

akışkan ısı kapasitesinin iyi olmasıdır. En önemlisi de ısı eşanjörüne ihtiyaç olmamasıdır. Aynı zamanda da yer probleminin bir engel teşkil etmemesidir. Ancak bu tip sistemlerin çalışma sıcaklıkları nisbeten düşüktür. Çeşitli katıklar kullanılarak çalışma sıcaklıkları yükseltilebilse de bu dezavantaj yok edilememektedir. Bunun yanında soğuk akışkan girişi ve sıcak akışkan çıkışının bir birine yakın olması da termal gerilmeleri meydana getirecektir.

Katıların ısı depolanmasında kullanılan tipleri şu şekilde verilebilir. Birinci grup kalay, krom, feolite, magnezit ve bunların çeşitli alaşımlarından oluşur. İkinci grup ise dökme demir ve alaşımlı dökme demirle (silikon ve alüminyum gibi) mangan ihtiva eden dökülebilir metallerin tamamıdır. Bundan başka ısı depolama materyalleri ve ısı karakteristikleri literatürde mevcuttur.

1.6. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Enerji kaynaklarının yer yüzünde limit bir değer taşıması nedeniyle verimli enerji kullanımı ve enerjinin biriktirilmesi olayı, üzerinde çok çalışılan bir konu olmuştur. Yapılan tüm çalışmalara karşın yüzde yüzlük bir kullanım sağlanamamış ve atık olarak enerji ortama bırakılır. İşte bu atık durumdaki enerjinin tekrar kullanılabilir bir seviyeye getirilip istihdam edilmesi bir depolama olayı olarak nazari itibara alınmalıdır. Termal ısının absorbe edileceği ortamın çok dikkatli olarak seçilmesi gereken önemli bir özelliktir. Sıkışmış gaz ortamı, bir rijit yapı veya bir sıvı ortam veya bunların kombinasyonu ısı depolama materyali olarak kullanılmıştır. Literatür taramasında ısı depolama materyaline ısının iletimi genellikle bir akışkan vasıtasıyla sağlanmıştır. Yine rejenerasyon işlemi de aynı metodla temin edilmiştir.

Düşük sıcaklıklarda çalışılmasında ısı depolama materyali olarak genellikle, güneş enerjisi sistemlerinde kullanılan, dolgulu yatak tercih edilmiştir. Paksoy ve Demirel [6] kurdukları deney setinde elde ettikleri dataları, kurulan matematiksel modellerin iki nümerik ve bir analitik çözümümüyle mukayese ederek optimum çözüm şeklini önermişlerdir. Deney setinin özellikleri, materyal yoğunluğu 2300 kg/m^3 , özgül ısı

798,4 j/kg⁰K, termal kondüktivite 0.329 W/m⁰K, yatak yüksekliği 0.43 m olarak verilmiştir. Bu deney 'seti için matematiksel ifadesi :

Yatak için ;

$$(\rho cV)_a \frac{\partial T_p}{\partial t} = V h_v (T_a - T_p) + kV \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + Q_L$$

şeklinde tanımlanırken, ısı taşıyıcı akışkan olarak hava kullanılmış ve matematiksel ifadesi,

$$(mC_p)_a \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} = h_v A (T_p - T_a)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu denklemlerden ikinci dereceden diferansiyel ifade ihmal edilerek sonlu farklar yöntemi kullanılmış ve birinci nümerik çözüm bulunmuş ; ikinci dereceden diferansiyel denklem ihmal edilmeden yine sonlu farklar metodu kullanılarak ikinci nümerik çözüm bulunmuş ve yukarıdaki diferansiyel denklemlerin analitik çözümünden hata fonksiyonuna bağlı bir ifade elde edilmiştir. Bu çözümlerden birinci nümerik çözüm dolgulu yataklarda ısı depolama için en uygun çözüm olduğu tesbit etmişlerdir. Yine bu çalışmada depolama performansı ve tabakalaşma katsayısı tayin edilmiştir.

Yang [7] dolgulu yatak üzerinde çalışmıştır. Isı taşıyıcı akışkan olarak hava kullanılırken ısı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılmıştır. Burada önceki çalışmadan farklı olarak drying grains için dolgulu yatakta güneş enerjisinin depolanması üzerinde durulmuş kurulan modelin performansı ile dinamik karakteristikleri belirlenmiştir. Burada drying grains kuru taneciklerdir. Yani dolgulu yatak bünyesinde bulunan depolama materyalleridir. Bu taneciklerin kuruluşu fosil veya solar enerji ile temin edilmiştir. Yang kurduğu deney tesisatındaki düzeneğine uygun matematiksel modelleri analitik olarak çözmüş ve deney neticeleri ile mukayese etmiştir.

Buchlin [8] 'de dolgulu yatakların değişik bir tipinde deneysel ve

nümerik olarak bir çalışmada bulunmuştur. "rockbed" olarak isimlendirilen bu tipde yatak içerisindeki akış dağılımı ve basınç dağılımı incelenmiştir. Bu amaçla Buchlin elde ettiği hız profilinden hareketle Reynold analizini kullanarak basınç farkını bulan bir ifade sunmuştur. Bunun yanında iki tanecik arasında ki ısı transferinin konveksiyon + konduksiyon şeklinde olduğunu varsayarak matematiksel ifadesini kurmuş ve nümerik çözüm uygulamıştır. Elde ettiği nümerik neticeleri deney neticeleri ile mukayese ederek çeşitli kriterler vermiştir.

Kaftanoğlu ve Soylu [9] ise enerjinin mekanik olarak dönüştürülmesinden sonra bir yay veya elastik özelliklere haiz herhangi bir makina uzvunda depolanmasına yönelik çalışmalar yapmıştır. Genellikle bu çalışmalarda en uygun eleman olarak flywheel önerilmiş ve optimum bir enerji depolama düzeneği verilmiştir. Kurulan matematiksel modeller ile çözümleri verilmiş ve diğer enerji depolama modelleri ile mukayesesi nümerik olarak belirtilmiştir. Çalışmalar neticesinde en uygun flywheel malzemesinin kompozit malzemeler olduğu (özellik enerjisi 213.4 W/kg) belirtilmiştir.

Vadasz [10] ise sıkıştırılmış hava ile mekanik enerjinin pnömatik olarak izole bir depoda biriktirilmesi esasına dayalı bir çalışma yapmıştır. Kısaca CAES olarak isimlendirilen bu teknikte sıkıştırılmış hava bir türbinde genişletmeye maruz bırakılarak tekrar kullanılabilir bir iş elde etme şeklinde bir rejenerasyona tabi tutmuştur. Bu çalışmada optimum dizayn esasları verilmiş ve sıkıştırma işleminde ara soğutuculu kompresyon sistemi kullanılmıştır. Optimum ara soğutuculu kompresyon kademesi matematiksel olarak tesbit edilmiştir.

Kakaç, Paykoç ve Yener [11] ise solar enerjinin termal olarak depolanmasının değişik mukayeselerini yapmışlardır. Teorik olarak yapılan bu çalışmada ; buharlaşma ısı, hissedilir ısı ve kimyasal reaksiyona dayanan ısı olarak depolanması öngörülmüştür. Neticede ısı depolama alanında kullanılmak üzere çeşitli dataları içeren tablolar verilmiştir.

Hahne, Kubler, Kallweit [12] ise suyun yüksek ısıl kapasitesi ve iyi termodinamik özelliklerinden faydalanarak bir çalışma geliştirmişlerdir.

Elde edilen atık ısı, soğuk su girişi ve sıcak su çıkışı bulunan bir depo içerisinde ısı eşanjörleriyle soğuk su girişinde sirküle haldeki suya verilmiştir. Soğuk su girişinin seviyesi sıcak su çıkışının seviyesinden aşağıda tutulmuştur. Bu çalışmada deneysel olarak elde edilen verilerden faydalanarak konveksiyon etkileri ve konveksiyon katsayısı araştırılmıştır.

Ülkü ve Mobedi [13] ise değişik bir enerji depolama materyali olarak zeolid üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada ısı özelliklerinin iyi olması sebebiyle su buharı kullanılmıştır. Adsorbsiyon esaslı bu çalışmada birim zeolidin adsorblayacağı buhar hacmi verilmiş ve diğer depolama modelleri ile mukayesesi yapılmıştır. Kullanılan zeolid süngerik bir yapıya sahip olup doyma neticesinde tekrar ısı verilerek desorpsiyon işlemi gerçekleştirilebilir. Sonuçta görülmüştürki, sıcaklığı ve basıncı çok düşüğe olsa zeolid su buharını adsordlayabilmekte ve büyük bir kısmını tekrar desorplayabilmektedir.

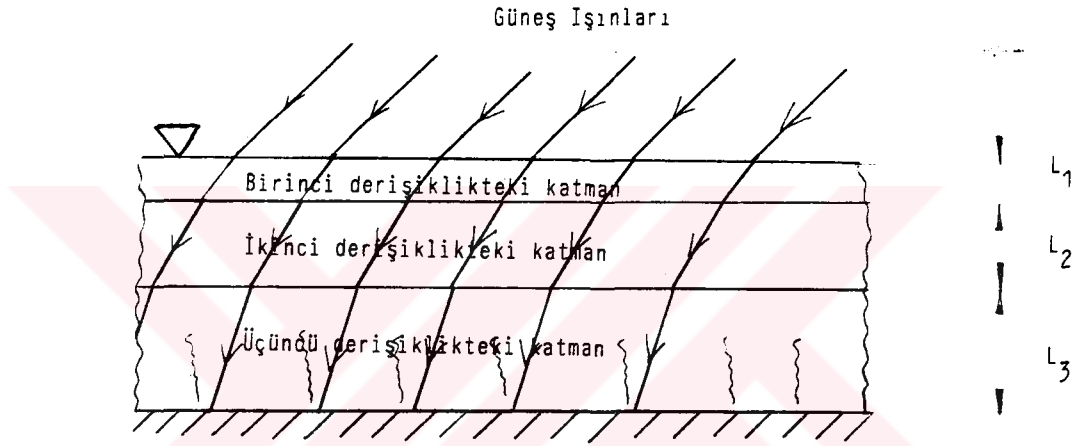
Ünsal ve Söylemez [14] iki enerji depolama tankı kullanarak akış şekline göre çeşitli modellemeler yapmış ve bu modellerin ısı kaynağı olarak solar enerjiden faydalanmışlardır. Bu tanklar pratikte güneş enerjisi sistemlerindeki kollektörlerin yerini almaktadır. Yapılan çalışmanın esası uzun süreli olarak böyle bir sistemin çalışması durumunda verimin ne olacağına verilen cevaptır. Çalışmada akış şekline göre dört ayrı model kurulmuştur.

Çultu [15] ise, çalışma esnasında enerjinin depolanması üzerine bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada elektriksel analiz esas alınmıştır. Zayıf asitli pillerin optimum fayda sağladığı ifade edilmiştir. Yapılan ikinci bir çalışmada süper iletken esaslıdır. Burada atık elektrik enerjisinin herhangi bir form değişikliği yoktur. Sadece magnetik alan şeklinde depolama mevcuttur. Bu çalışmalar neticesinde pratikte faydalanılmak üzere tablolar ve kritik data değerleri verilmiştir.

Krane [16] Termodinamiğin ikinci kanununu enerji depolama açısından incelemiş ve sensible ısı için uygulanabilir bağıntılar sunmuştur. Optimum bir çözüm önermiştir. İkinci çalışmada ikinci kanunun latent ısı

açısından optimizasyonunu ve analizini yapmıştır.

Enerjinin depolanması hususunda yapılan bir diğer orijinal çalışmada güneş havuzlarıdır. Tabiatda tuzlu su birikintilerinde tesadüfi olarak keşfedilen bu sistemde, derişiklikleri farklı su katmanları izolasyon vazifesi yapmakta ve güneş ışınlarını absorbe ederek bünyesinde korumaktadır. Şekilde görülen bu sistemler için Göktün [17] laboratuvar şartlarında çalışmış ve floresan ışınlarını güneş ışınları olarak kullan-



mıştır. Şekildeki L_1 , L_2 ve L_3 kalınlıkları değiştirilerek optimum değeri bulunmuş ve bu düzenek için bir matematiksel model verilmiştir.

Termal ısının depolanması için teorik olarak geniş kapsamlı bir çalışma Schmidt ve Will [18] tarafından yapılmıştır. Sonsuz akışkan ısı kapasitesi ve sonlu kondüktivite modeline dayanan iki ayrı tip için teorik çözümler ve kıyaslamalar yapılarak tablolar halinde verilmiştir. Ayrıca rejenerasyon işlemi detaylı olarak incelenmiştir.

1.7. TEZİN AMACI

İki nokta arasında transfer olan ısı sıcaklık farkıyla doğru orantılıdır. Şayet bir depolama materyali yanında, akışkan sıcaklığını yükseltebilirsek depolanacak ısı miktarıda o nisbette artacaktır. Bugünkü şartlarda atık durumda ve ihtiyaca göre düşük sıcaklıkta olan bir ısı ortamından alınacak materyalin sıcaklığı ısı pompası devreleriyle yükseltilebilir. Ancak, ısı pompasında ileride bahsedileceği gibi bir giriş ener-

jisiyle çalışmakta ve termodinamiğin sıfırinci kanununa aykırı bir yapı göstermektedir. Depolanan ısı, ısı pompasına verilen enerjiden büyük olduğu müddetçe bir verimlilikten bahsedilebilir. Bu tez kapsamında kondüksiyon esaslı termal ısının depolanmasında, doyma zamanını bulmak ve en uygun depolama zamanının ısı pompası girdilerine göre tayin etmek ; kullanılabilir temel formüller sunmak olacaktır. Ayrıca bir örnek problem ile depolama modelleri performans bakımından mukayese edilecek ve teorik ve nümerik çözümlerin toplamından genel amaçlı tablo ve grafikler verilecektir.



B Ö L Ü M - II

ISI POMPASI VE DİZAYN ESASLARI

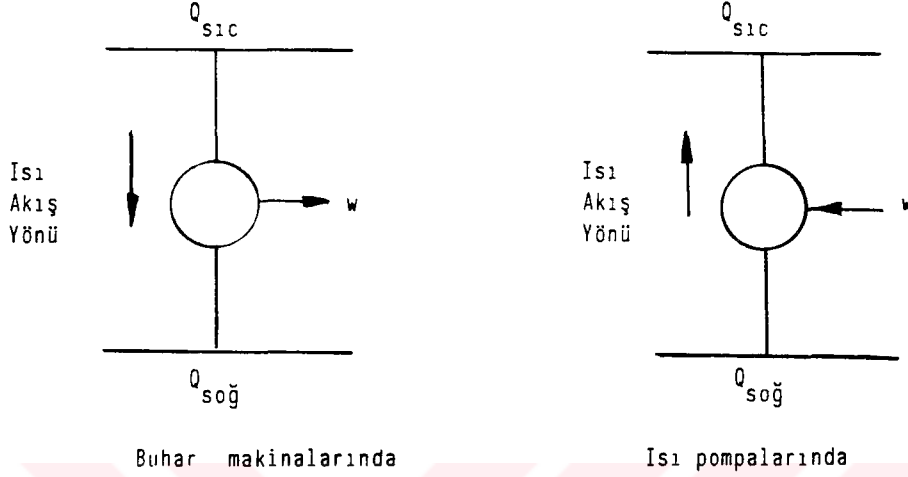
2.1. ISI POMPASININ TARİHÇESİ

Isı pompası, James Watt'ın buhar makinalarını keşfinden sonra yapılan çalışmaların bir neticesidir. Özellikle 1930'lardan itibaren endüstriye tatbiki üzerinde batı ülkelerinde çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar hakkında detaylı bilgi Ref. [19] da detaylı şekilde incelenmiştir. Ülkemizde ise ısı pompası henüz inceleme safhasındadır. Sadece üniversitelerde üzerinde çalışılmaktadır. Pek yaygın bir kullanım alanı yoktur.

2.2. ISI POMPASININ TANIMI

Isı pompasının çalışma esası, soğutma tesislerinin çalışması esasının tersi bir durumda olmaktadır. İki sistem arasındaki tek fark kullanma amacından kaynaklanmaktadır. Isı pompasında amaç bir ortamı ısıtmak iken soğutma tesislerinde amaç aynı ortamı soğutmak olmaktadır. Isı pompası ısı akış yönü itibariyle Termodinamiğin sıfıncı yasasına aykırı düşmektedir. Sıfıncı yasa ısının yüksek sıcaklık ortamından düşük sıcaklık ortamına akacağını ifade ederken, ısı pompasında ısı akımı

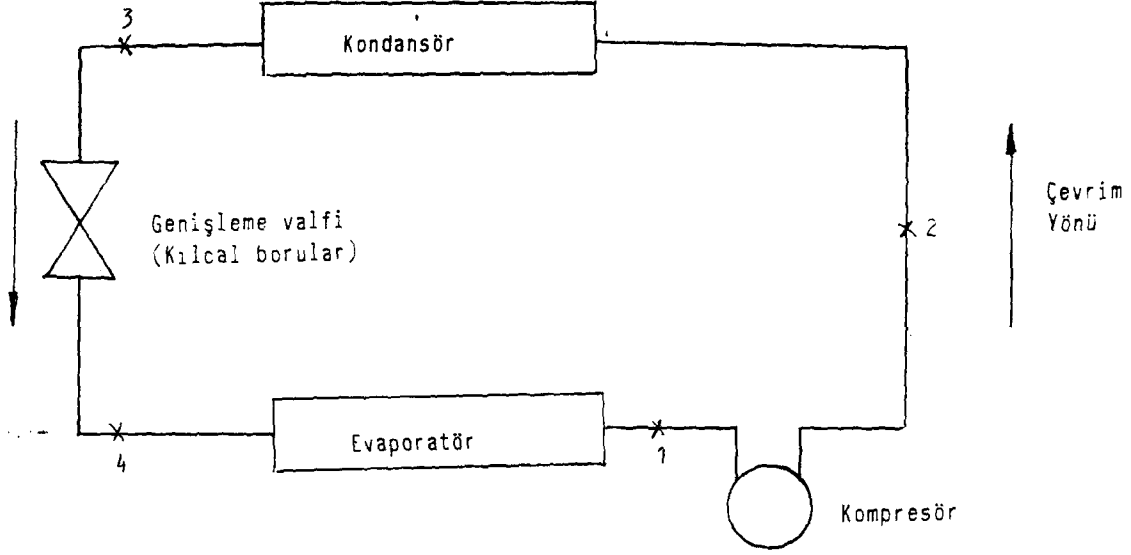
bu ifadenin tamamen tersi bir durumda meydana gelmektedir. Sıfırinci yasa ve soğutma - ısıtma çevrimleri arasındaki fark Şekil-2.1'de ifade edilmiştir.



Şekil-2.1 :

2.3. ISI POMPASININ ÇALIŞMA ŞEKLİ

Akışkanların (sıvı) faz değişiminde sıvı fazdan gaz faza geçişleri sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu şeklinde tezahür edilebilir. Yani sıvı fazdan gaz fazına geçiş anındaki sıcaklık tüm basınç değerlerinde aynı değildir. Faz değişim sıcaklığı basınçla orantılı bir halde değişmektedir. O halde yüksek basınçta akışkan sıvının buharlaşması yüksek bir sıcaklıkta ve düşük basınçta akışkan sıvının buharlaşması düşük sıcaklıkta olmaktadır. Düşük basınçlı ortam ele alınırsa ve bu ortama buharlaşma basıncı ve sıcaklığı ortamdaki düşük bir akışkan gönderilirse bu akışkan ortamdaki ısıyı absorbe ederek sıvı fazdan gaz fazına dönüşür. Böylece akışkan ısı kapasitesine bağlı olarak ortamdaki ısıyı çeker. Elde edilen buhar bir kompresörde sıkıştırılırsa, ki adiabatik şartlar dahilinde, sıvı buharının sıcaklık ve basıncı artacaktır. Bu kriterdeki sıvı buharı bir kondenserde ısıyı alınırsa ve tekrar yoğunlaştırılıp ortama verilirse bir ısı pompası çevrimi tanımlanmış olur. Çevrim Şekil-2.1'de görülmektedir.



Şekil-2.2 :

Şekil-2.2'de görülen ısı pompası çevrimindeki evaporatör ısısı alınacak ortam olmaktadır. Olaya ısı depolama açısından bakılırsa elimizde atıl durumda bulunan bir ortamdaki ısı, akışkanın uygun basınç ve sıcaklık şartlarının sağlanması dahilinde emilir ve sıkıştırma neticesinde daha yüksek bir sıcaklığa erişilince elde edilen bu ısı tekrar kullanıma sunulabilir.

2.4. ISI POMPASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

2.4.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunu

Birinci kanun kütle transferine kapalı bir sistem için ;

$$dU = d Q_g + d W_g \quad (2.1)$$

şeklinde yazılabilir. Kabul edilen işarete göre, sistem tarafından yapılan iş ve sisteme giren ısı pozitifdir. Birinci kanunu kütle transferine açık bir sistem için ifadesi ;

$$m_g (U + P_v)_g + Q_g + W_g = m_ç (U + P_v)_ç \quad (2.2)$$

şeklindedir. Burada "g" indisi giren akışkan (kütle), "c" indisi çıkan akışkanı ifade etmektedir. (2.2) ifadesi, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesi neticesinde elde edilmiştir. Termodinamiğin ikinci kanunu kapalı sistemler için,

$$ds \geq \frac{dQ}{T} \quad (2.3)$$

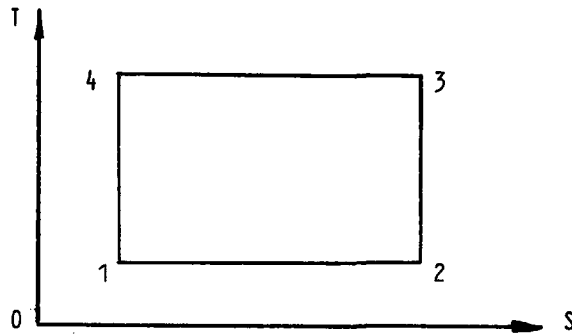
şeklinde ve açık sistemler için,

$$\sum (S_c - \frac{Q_c}{T_c}) - \sum (S_g + \frac{Q_g}{T_g}) \geq 0 \quad (2.4)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.4.2. İdeal Isı Pompası Çevrimi

Isıl çevrimlerin en teorik olanı Carnot çevrimi olduğundan ısı pompası içinde en ideal (teorik) çevrim Carnot çevrimidir. Bu çevrimin T - S diyagramı Şekil-2.3'de görülmektedir.



Şekil-2.3 : İdeal ısı pompası çevrimi

Bu diyagrama göre hal değişimleri şu şekilde ifade edilebilir ;

- 1 - 2 İzentropik sıkıştırma
- 2 - 3 Sabit sıcaklık ve basınçta yoğuşma
- 3 - 4 İzentropik genişleme
- 4 - 1 Sabit sıcaklık ve basınçta buharlaşma

Şekildende görüldüğü gibi (1, 4, 5, 6) alanı sistem tarafından elde edilen ısıyı ($Q_{soğ}$), (2, 3, 5, 1) alanı ise sistemin verdiği ısıyı gösterirse ($Q_{sıç}$), kompresör tarafından ideal olarak eklenen enerji (1, 2, 3, 4) alanı olmaktadır.

$$W_{komp} = Q_{sıç} - Q_{soğ} \quad (2.5)$$

Daha açık bir ifadeyle (1, 4, 5, 6) alanı akışkanın gaz fazına dönüşümünde aldığı ısıyı ve (2, 3, 5, 6) alanı ise kondenserde yoğuşma neticesinde elde edilen ısıyı göstermektedir.

2.4.3. Karnot Isı Pompasının Isıtma Tesir Katsayısı

Isı pompalarında ısı emilen kaynağın bir maliyet teşkil etmemesi nedeniyle verim değerinin birden büyük olmasına neden olmaktadır. Ancak literatürden de bilinirki verim hiçbir zaman birden büyük olamaz ($\eta < 1$). Bu nedenle karnot çevrimi ısı pompasındaki verim ifadesi ısıtma tesiri katsayısı olarak (ITK) tanımlanmıştır. Matematik ifadesi,

$$ITK = \frac{Q_{sıç}}{W_{komp}} \quad (2.6)$$

şeklindedir.

2.4.4. Isı Pompası Çevriminin Hesapları

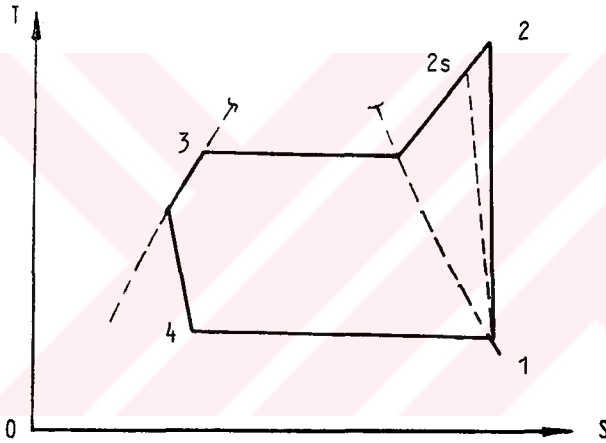
Gerçek bir ısı pompasında çevrim diyagramı Şekil-2.4'de görülmektedir. Bu çevrime göre hesaplamalar yapılacaktır. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan miktarı,

$$M_S = \frac{\eta_v \cdot V_s}{v_1} \quad (2.7)$$

şeklindeki ifadeden hesaplanabilir. Burada,

- V_s Kompresör strok hacmini,
- η_v Kompresör hacimsel verimini,
- v_1 Akışkanın özgül hacmini

ifade etmektedir.



Şekil-2.4 : Gerçek ısı pompası çevrimi

İdeal ısı pompası çevriminde "1" ve "2" noktaları arasında entropi değişimi sıfırdır. İdeal hal için,

$$\int_1^2 ds = 0 \quad (2.8)$$

şeklinde olmaktadır. Gerçek çevrimde kompresör çıkışındaki entalpi,

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ik}} \quad (2.9)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada ;

h_1 Kompresör girişindeki özgül entalpi

h_2 Adyabatik - tersinir sıkıştırma neticesinde kompresör çıkışındaki özgül entalpi

η_{ik} Kompresör iç verimi

olmaktadır. Kompresör iç verimi,

$$\eta_{ik} = \frac{W_{ki}}{W_k} \quad (2.10)$$

ifadesinden hesaplanabilir. Ref. [19] 'a göre iç verim ifadesi giriş ve çıkış basınçlarına bağlı olarak,

$$\eta_{ik} = 1 - 0.05 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (2.11)$$

empirik bir ifadesi verilebilir. Gerçek ısı pompasında kondenser vasıtasıyla alınan ısı,

$$Q_{sıç} = M_s (h_2 - h_3) \quad (2.12)$$

formülü ile belirtilir. Evaporatörde absorbe edilen ısı,

$$Q_{soğ} = M_s (h_1 - h_4) \quad (2.13)$$

ifadesi ile bulunabilir. Gerçek ısı pompasında kompresöre verilen iş,

$$W_{komp} = M_s (h_2 - h_1) / \eta_{mk} \quad (2.14)$$

olmaktadır. Bu formülde η_{mk} kompresörün mekanik verimidir. Nümerik değeri 0.85 - 0.95 arasındadır. Bu halde gerçek çevrim için ITK şu şekilde ifade edilebilir,

$$ITK = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \eta_{mk} \quad (2.15)$$

Kondenserde yoğuşturma işleminde zorlanmış konveksiyon esaslı olarak yapılırsa kullanılan fanın harcadığı enerjide dikkate alınarak,

$$ITK = \frac{Q_{s1ç} + W_{fan}}{W_{komp} + W_{fan}} \quad (2.16)$$

şeklinde ısıtma tesiri katsayısı belirlenebilir.

2.4.5. Isı Pompasının Verimi

Isı pompasında verim ideal ısı pompası dikkate alınarak belirlenebilir. Bu durumda verim gerçek ısı pompasının ITK'sinin ideal ITK'ye oranı olarak tariflenebilir.

$$\eta_{ip} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \left(1 - \frac{T_{soğ}}{T_{s1c}}\right) \cdot \eta_{mk} \quad (2.17)$$

2.4.6. Isı Pompasının İyilik Derecesi

ITK değeri kompresöre harcanan enerji dikkate alınarak hesaplanabilmektedir. Oysaki kompresöre bu enerjinin sağlanması esnasında başka bir enerji türü kayıplar verilerek elde edilebilmektedir. Mesela bir dizel motoru kompresörü tahrik ediyorsa bunun için bu motorun mekanik ve diğer kayıpları hesaba katılmalıdır. Motorda kullanılan yakıtın alt ısı değerinin tamamen motordan elde edildiği söylenemez. Bu durumda kompresöre kadar olan kayıp katsayısı (η_p) olarak alınırsa iyilik derecesi,

$$iYD = \frac{Q_{s1c}}{W_{komp}} \cdot \eta_p \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.5. ISI POMPASI DEVRE ELEMANLARININ OPTİMUM DİZAYNI

2.5.1. Kompresörler

Kompresörler evaporatörden çıkan buharı sıkıştırarak basınç ve sıcaklığını arttıırırlar. Kompresörler tip bakımından muhtelif çeşittedirler Ancak biz burada bu konulara değinmeyeceğiz. Detaylı bir araştırma Ref. [19] ve diğer referanslarda mevcuttur. Şunu belirtmekte fayda vardır. Kullanılan kompresörler daha büyük basınç ve sıcaklığa maruz olduğu gibi, kullanım müddetleride uzundur. Dizayn işlemlerinde bu özelliklerin dikkate alınması gerekir. Bunun yanında sessizlik gibi diğer konfor unsuru niteliklerde ısıtma amaçlı ısı pompalarında aranılır. Kompresör tipinin belirlenmesinden sonra soğutucu akışkan tipinde belirlenmesi gerekir. Bunun yanında kademe durumuda dikkate alınarak çalışma basıncı ve sıcaklıklarıda tayin edilmelidir. Amaç ısı depolama olduğuna göre birim zamandaki ısı değerinin tedariki ve kullanımı açısından tayini gereklidir. Burada evaporatör ve kondansör boyutlarının tayini ile alakalıdır. Kondansör ısı yüküne bağlı olarak soğutucu akışkan miktarı,

$$M_s = \frac{Q_{s1\dot{\zeta}}}{h_2 - h_4} \quad (2.19)$$

şeklinde tayin edilir. Burada h_2 ve h_4 soğutucu akışkanın entalpi değerleridir. Çalışma basıncına ve sıcaklığına bağlı olarak kompresörün hacimsel verimi mutedil iklim bölgesi için,

$$\eta_v = \eta_{TP} \cdot \left[1 - \frac{V_{so}}{V_s} \left[\left(\frac{1.1 P_{s1\dot{\zeta}}}{0.9 P_{soğ}} \right)^{1/n} - 1 \right] \right] \quad (2.20)$$

şeklinde ve tropikal iklim bölgesi için,

$$\eta_v = \eta_{TP} \cdot \left[1 - \frac{V_{so}}{V_s} \left[\left(\frac{1.15 P_{s1\dot{\zeta}}}{0.85 P_{soğ}} \right)^{1/n} - 1 \right] \right] \quad (2.21)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu denklemlerde n politropik üs olup,

$$n = \frac{\ln \frac{P_{s1\dot{C}}}{P_{soğ}}}{\ln \frac{V_{soğ}}{V_{s1\dot{C}}}} \quad (2.22)$$

denklemden hesaplanabilir. Diğer ifadeler ise şunlardır ;

- V_{so} Silindir ölü hacmi,
- V_s Piston süpürme hacmi,
- η_{TP} Termik pompalama verimi (0.9 - 0.8)

V_{so}/V_s oranının bir aralık değeri vardır. Bu değer 0.04 - 0.06 arasında değişmektedir. Bu durumda kompresör süpürme hacmi,

$$V_s = \frac{v_{soğ} \cdot Q_{soğ}}{(h_1 - h_5) \cdot \eta_v} \quad (2.23)$$

şeklinde hesaplanır. Burada $v_{soğ}$ evaporatör girişindeki özgül hacimdir. Bu durumda kompresör motorunun gücü,

$$N_e = \frac{W_{komp}}{\eta_T} \quad (2.24)$$

denklemden hesaplanır. Burada η_T toplam verim ifadesidir.

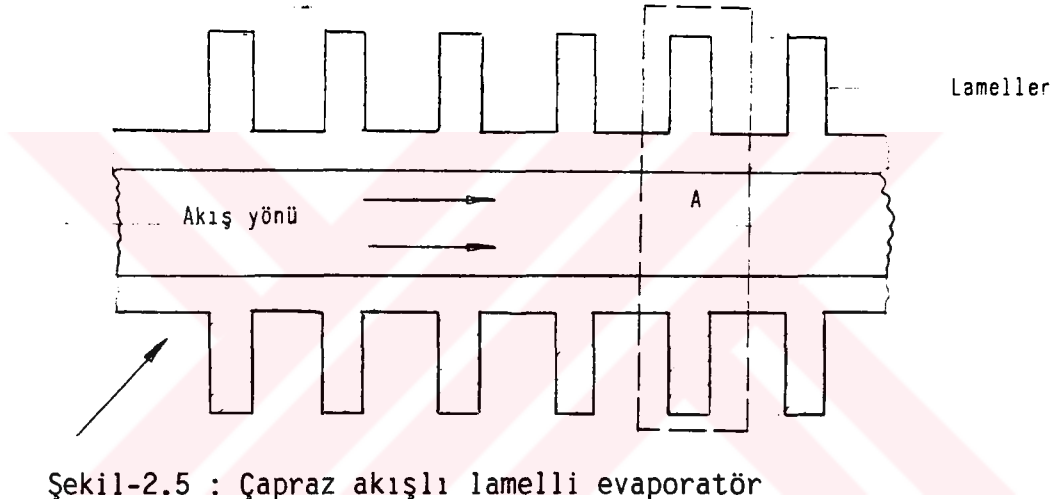
$$\eta_T = \eta_{tr} \cdot \eta_{mk} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_v \quad (2.25)$$

η_{tr}	: Termik verim	~	0.85
η_{mk}	: Mekanik verim	~	0.9
η_{el}	: Elektrik verim	~	0.98
η_v	: Hacimsel verim	~	0.95

olmaktadır. Bulunan güç değeri direk şalterli sistemlerde 1.5 ile, reostalılı şalter sistemlerinde 1.2 ile çarpılarak gerçek güç değeri bulunur [19] .

2.5.2. Evaporatörler

Isı pompası setinde kullanılan evaporatörler üst üste ve yan yana sıralı, üçgen diziliştir. Bakır olarak malzemesi tayin edilmiş boruların üzerine alüminyum lameller geçirilerek ısı transferi yüzeyi genişletilmiştir. Bu özelliklerdeki evaporatör tesisi Şekil-2.5'te görülmektedir.



Şekil-2.5 : Çapraz akışlı lamelli evaporatör

Evaporatörün optimum dizaynı için gerekli hesaplama yapıldığında dikkate alınacak özellikler şunlardır ;

- En az yüzeyden maksimum ısı transferinin elde edilmesi,
- Minimum ağırlık ve boyut,
- Minimum ekonomik maliyet,
- Mümkün olabilecek maksimum soğutucu akışkan miktarının akışının temini.

Dizaynı gerçekleştirilecek Şekil-2.5'teki sistemdeki gerekli ısıyı bizim çalışmamızda atık durumdaki ve tekrar kullanılabilir özelliklerdeki ortamlardan temin edilecektir.

Tariflenen A birim yüzeyinden geçen ısının miktarı hesaplanabilir. Gerçekte ihtiyaç duyulan ısının kaç adet A birim yüzeyden sağlanacağı bulunabilir. A birim yüzeyinden geçen ısı miktarı,

$$q = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.26)$$

denklemden hesaplanabilir. Burada k ; boru ve kanatların ısı iletkenlik katsayısı, A ; referans yüzey ve ΔT_m atık durumdaki ortam sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasındaki farktır. (2.26) denklemi başka bir ifadeyle,

$$q = \frac{T_{or} - T_w}{\frac{1}{K_{or}}} \cdot A \quad (2.27)$$

şeklinde yazılabilir. Burada transfer olan ısının hesaplanabilmesi için K_{or} değerinin bilinmesi gereklidir. Her ne kadar kondenser çıkışında soğutucu akışkan makaslama işlemi ile tamamen yoğuşturulsada yine buhar bulunacaktır. Ancak biz burada bu durumu ihmal edeceğiz. [19] a göre K_{or} değeri aşağıdaki formülden hesaplanabilir,

$$\frac{1}{K_{or} \cdot A} = \frac{1}{\alpha_{or} \cdot A_{or} \cdot \eta_{sor}} + \frac{\Delta x}{R \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_w \cdot A_w \cdot \eta_{sw}} \quad (2.28)$$

Bu denklemden "or" indisleri atık ortamı, "w" indisleri soğutucu akışkan tarafını ifade etmektedir. (2.28) denkleminde $A = A_n$ yazılıp, boru malzemesinin bakır olduğu dikkate alınarak et kalınlığı ihmal edilir ve $\eta_{sw} = 1$ olarak kabul edilirse,

$$\frac{1}{K_{or}} = \frac{1}{\alpha_{or} \cdot \eta_{sor}} + \frac{1}{\alpha_w \left(\frac{A_w}{A_{or}} \right)} \quad (2.29)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu denklemden hesaplama yapılabilmesi için bilinmeyenlerin teşkili gerekir.

Yatay boru içerisinde soğutucu akışkan faz değiştirdiği için ısı taşınım

katsayısı, α_w

$$\alpha_w = \frac{\lambda^2 \cdot M_s \cdot \Delta T}{D^2} \quad (2.30)$$

ifadesiyle hesaplanabilir [19] . Bu denklemde,

λ : Soğutucu akışkan ısı iletim katsayısını

D : Boru çapını

ΔT : Buharlaştırma sıcaklığı ve borunun iç yüzeyi arasındaki sıcaklığın farkını

ifade etmektedir. Atık ortam tarafındaki film katsayısı,

$$\alpha_{or} = \frac{C_p \cdot St \cdot Gc \cdot Pr^{2/3}}{\left(\frac{\mu \cdot C_p}{k}\right)^{2/3}} \quad (2.31)$$

denklemden bulunabilir. Ancak bu çalışmada uygun bir ortam kabulü yapıldığından α_{or} değeri ihmal edilecektir. Bunun yanında akış sebebiyle kirlenme direncinde dikkate alınması gerekmemektedir. Ancak bu mevzular ayrı bir araştırma gerektirdiğinden en optimum şartlarda olduğu varsayılacaktır.

2.5.3. Kondenserler

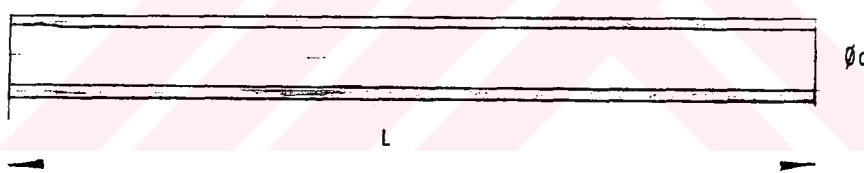
Kondenser ; yüksek basınç altında sıcaklığı artmış gaz halindeki soğutucu akışkanın ısını alarak yoğuşturan elemandır. Isı depolama probleminde ısı pompasının en önemli kısmını kondenserler oluşturmaktadır. Bu nedenle buradaki problemlere ileriki bölümlerde değinilecektir.

2.5.4. Kılcal Borular (Expansion Valves)

Isı pompası sistemlerinde, makaslama işleminin gerçekleşmesi için kılcal borular kullanılır. Bu boruların bir hesap metodu olmasına rağmen en uygun yolu kes - dene metodu olduğu literatürde belirtilmiştir [19] .

Analitik olarak hesaplanan boru boyundan daha uzun değer alınarak deneme ile ideal boya erişilebilir.' Yüksek basınçtaki akışkanın basıncının daha düşük mertebelere indirgeyebilmek için küçük çaplı, uzun boylu kılcal boruların kullanılması gerekir. Burada çıkış basıncının evaporatör basıncına denk olması arzulanır. Gerçekte kılcal borunun 2/3'ünde basınç düşümü çok azdır. Bu nedenle soğutucu akışkan, kılcal borunun sonuna doğru buharlaşarak evaporatöre geçer. Bu durum her ne kadar istenmesede, kılcal boru sisteminin motora aşırı yük getirmeyip alan sağlaması nedeniyle tercih edilmektedir.

Isı pompası sistemi tasarlandığında kılcal boruların boy ve çapları öyle seçilmelidirki, kompresör ile borularda arzulan buharlaşma sıcaklığında sabit bir denge noktası oluştursun. Şekil-2.6'daki boru sistemi dikkate alınarak analitik hesaplama yapılabilir.



Şekil-2.6 : Kılcal boru kesiti

Bu hesapta bir akışkanlar problemi olarakta gözönüne alınabilir. Bu durumda 1 ve 2 noktaları arasında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri uygulanarak çözüme ulaşılabilir. 1 ve 2 noktaları arasında süreklilik denklemi yazılarak,

$$Q = A_1 V_1 \rho_1 = A_2 V_2 \rho_2 \quad (2.32)$$

elde edilir. Burada ρ yoğunlukları, V hızları ve A kesitleri göstermektedir. Şekil-2.6'dan L boyunca boru çapının sabit olduğu görülecektir. Yine 1 ve 2 noktaları arasında enerji denklemi (Bernoulli denklemi) yazılarak,

$$1000h_1 + \frac{v_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (2.33)$$

ifadesi elde edilir. Burada h noktaların entalpi değerlerini göstermektedir. Borudan ısı transferi olmadığı kabul edilerek momentum denklemi,

$$(P_1 - P_2) - f \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2} = \rho A (v_2 - v_1) \quad (2.34)$$

şeklinde elde edilir. Soğutucu akışkan boru boyunca akış esnasında basınç ve sıcaklığın düşmesi nedeniyle kuruluk derecesi giderek artar. Buna göre herhangi bir noktadaki entalpi ve özgül hacim değerleri sıvı + gaz esaslı olarak hesaplanması gerekecektir. Bu durumda bir x noktası için entalpi ve özgül hacim değerleri,

$$h = h_s (1 - x) + h_b \cdot x \quad (2.35)$$

$$v = v_s (1 - x) + v_b \cdot x \quad (2.36)$$

şeklinde ifade edilebilir. (2.34) denkleminde v değeri giriş ve çıkış hızlarına bağlı olarak,

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (2.37)$$

şeklinde ifade edilebilir. Yine aynı denklemdeki f değeri sürtünme faktörüdür. Ancak iki fazlı akışlarda tayini oldukça güçtür. Bu nedenle yaklaşık bir değeri kullanılır. Re sayısına bağlı olarak,

$$f = \frac{0,33}{Re^{0,25}} \quad (2.38)$$

şeklinde ifadesi mümkündür. Yine viskozite iki fazlı akışlarda bir x noktası için,

$$\theta = \theta_s (1 - x) + \theta_b \cdot x \quad (2.39)$$

şeklinde ifade edilir. Bu durumda iki fazlı akış için sürtünme faktörü,

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (2.40)$$

denklemleriyle hesaplanabilir.

Kılcal boru boyunun hesabında 2 noktasındaki basınç (P_2) tayin edilir ve buna bağlı diğer bilinmeyenler bulunarak çözüme ulaşılır. Denklem (2.31 - 2.40) kombine edilerek,

$$\begin{aligned} 1000h_{s2} + 1000 (h_{b2} - h_{s2}) x + \frac{[v_{s2} + (v_{b2} - v_{s2}) x]^2}{2} \left(\frac{Q}{A}\right)^2 \\ = 1000h_1 - \frac{v_1^2}{2} \end{aligned} \quad (2.41)$$

elde edilir. Elde edilen ikinci dereceden denklem çözülerek, elde edilen iki kökten daha büyük entalpi değerini veren kök değeri kılcal boru boyu olarak tayin edilir. Yine ısı pompasının karakteristik değerlerinin kullanılmak üzere ampirik bağıntılar mevcuttur [19] .

2.6. ISI POMPALARINDA KULLANILAN BORULARIN VE SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SEÇİMİ

2.6.1. Isı Pompalarında Kullanılan Boruların Seçimi

Soğutma sistemlerinde kullanılan borularla aynı şekilde hesap edilirler. Soğutucu akışkanların emme ve basma borularındaki hızları farklıdır. Dolayısıyla sistemde farklı çaplarda borular kullanılmaktadır. Isı pompası ve soğutma sistemlerinin normal çalışması için ; emme, basma ve sıvı hattı borularında, akışkan hızının ne kadar olması gerektiği [19] da belirtilmiştir.

Emme borularında müsaade edilen buhar hızları, kullanılan soğutucu akışkan cinsine bağlı olarak şu şekilde verilir.

Freon - 12	için	4 - 12 m/s
Amonyak	için	15 - 20 m/s
Kükürtdioksit	için	5 - 25 m/s
Metilklorür	için	5 - 20 m/s

Soğutma tesisi küçüldükçe, küçük hızların seçilmesi uygundur.

Basma borularındaki buhar hızları için, yukarıda verilen değerlerden % 20 daha büyük değerler seçilebilir. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan hızları 0.5 ile 0.8 m/s arasında değişir. Sadece sıvı fazdaki amonyak için 2 m/s değeri kadar çıkılabilir. Su ve salamura cinsi sıvılar için emme borularında 0.3 ile 0.8 m/s, basma borularında ise 0.5 ile 1 m/s hız seçimi uygundur. Boru çapı,

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (2.42)$$

bağıntısından hesaplanır. Bu bağıntıdaki A kesiti ;

$$A = \frac{V_h}{V} \quad (2.43)$$

eşitliği yardımıyla verilebilir. Eşitlikte kullanılan V değeri ;

$$V_h = M_h \times v \quad (2.44)$$

ifadesi yardımıyla hesaplanabilir. Hesaplama sonucu elde edilen boru çapı değerine en yakın standart çap değeri seçilir [19] .

2.6.2. Soğutucu Akışkan Seçimi ve Özellikleri

Düşük sıcaklıklarda buharlaşan ve buharlaşma ısısını ortamdaki alarak, ortamı çevre sıcaklığının altına düşüren akışkanlar, soğutucu akışkan

olarak bilinir. Soğutucu akışkanlar ; karbon, kükürt, oksijen, hidrojen, klor, flor ve azot gazlarının birbiriyle uygun olarak karıştırılmasından meydana gelmiştir.

Günümüzde konut tipi, ticari ve endüstriyel soğutucu ile ısı pompası uygulamalarında kullanılan 17 çeşit soğutucu akışkan vardır. Soğutucu akışkanlar kendi aralarında üç gruba ayrılırlar. Bunlardan birinci grup ; saf soğutucu akışkanların ; Freon-113, Metil klorür, Freon-11, Freon-21, Freon-114, Freon-12, Carrene 7, Freon-22, Eulene-131, CO₂, Freon-13 ve Freon-14'tür. İkinci grup soğutucu akışkanlar zehirleyici ve alevlenebilen özellikleri vardır. Bunlar ; dikloretilen, metilformat, etilklorür, kükürtdioksit, metilklorür ve amonyaktır. Üçüncü grup soğutucu akışkanlar ise çabuk alevlenen cinsten olup ; bütan, izobütan, etan, propan, etilen ve metan olarak bilinir.

Soğutucu akışkanın seçimini yaparken önce sistemde kullanılacak kompresör tipinin göz önüne alınması gerekir. Bilindiği gibi soğutma sistemlerinde pistonlu, turbo, rotatif ve vidalı olmak üzere dört tip kompresör kullanılmaktadır. Seçilecek soğutucu akışkanın sistemin özellik arz eden parçalarına göre incelenmesi gerekir. Şayet sistemde bakır veya alaşımlarından bir cihaz mevcut ise, bu sistemde NH₃, alüminyum borular varsa metilklorür kullanılmaz. Soğutucu akışkan karakteristikleri çalışma sıcaklığı ile değişir. Bazı akışkanlar, düşük soğutma sıcaklığında (- 40 °C ile + 40 °C) avantajlıdır. Bazıları ise hava şartlarında - 30 ile 0 derece arasında daha uygundur. Soğutucu akışkan seçimine tesir eden faktörleri şu şekilde sıralayabiliriz ;

- Buhar ve sıvının viskozitesi,
- Özgül ısılar,
- Soğutma için gerekli güç,
- Plastik malzemeler,
- Tesir katsayısı,
- Soğutucu akışkanın entalpi kazancı,
- Gerekli piston deplasmanı [19] .

Soğutucu akışkan seçiminde dikkate alınacak bazı özellikler aşağıdaki gibidir ;

- Atmosfer basıncındaki kaynama noktası yüksek olmalı,
- Kritik sıcaklığı yüksek olmalı,
- Yağlara etki etmemeli,
- Madenlere karşı aşındırıcı etkisi olmamalı,
- Hava veya su ile karışması sonucu asitleşmemeli,
- Patlama ve yanma özelliği olmamalı,
- Kaçak esnasında insanlara ve yiyeceklere etki etmemeli,
- Kokusuz, zararsız ve zehirsiz olmalı,
- Devre kaçakları kolayca bulunabilmeli,
- Gazın gerektirdiği kompresör hacmi küçük olmalı,
- Bedeli ucuz ve temini kolay olmalı.

Sistemde bulunan akışkanın hacimsel ısıtma yükü, gerçek buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarının hacimsel ısıtma yükü, kompresör birim hacmi başına düşen ısıtma miktarı olup buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının T-s diyagramı dikkate alınarak ;

$$q_v = \frac{h_2 - h_3}{v_1} \quad (2.45)$$

denkleminde bulunur. Burada ;

- h_2 : Kondenser girişindeki özgül entalpi,
- h_3 : Yoğuşturucu çıkışındaki özgül entalpi,
- v_1 : Kompresör girişindeki özgül hacimdir.

Evaporatördeki, buharlaşma sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkanların hacimsel ısıtma yükleride artmaktadır. En yüksek hacimsel ısıtma yüküne sahip olan soğutucu akışkan Freon-12'dir.

B Ö L Ü M - III

TERMAL ISININ DEPOLANMASI İÇİN ÇEŞİTLİ MODELLER, BU MODELLERİN MATEMATİKSEL İFADELERİ VE ÖNERİLEN ANALİTİK VE NÜMERİK ÇÖZÜMLER

3.1. TERMAL ISININ DEPOLANMASI

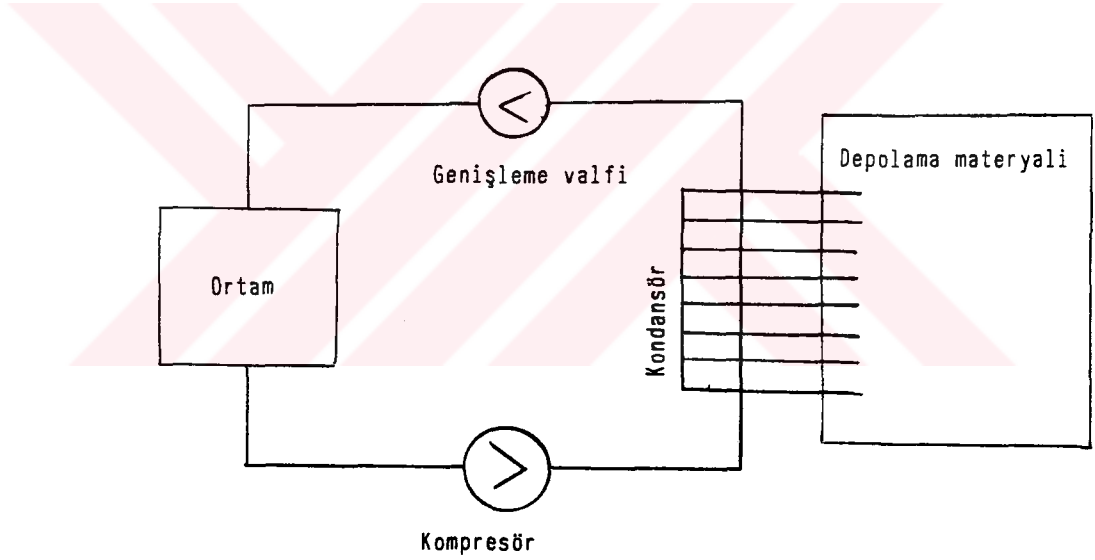
Literatür araştırmasında görülmüştürki termal ısının depolanması için iki metod mevcuttur. Birinci metodda ısı bir materyalle (katı veya sıvı fazda) absorbe edilmekte ve çevresine karşı izole edilmiş bu materyalde ısı belirli bir süre bekletilmektedir. Bu tip depolamaya sensible ısı (hissedilir ısı) depolama diyebiliriz. Termal ısının depolanmasındaki ikinci metod ise eldeki mevcut ısının bir materyalin faz değişiminde kullanılarak, ısının faz değişim ısısı olarak depolanması şeklinde tarif edilebilir. Bu tip depolamaya latent ısı depolama olarak isimlendirilebilir. Bu tarif edilen metodlar bazı değişikliklerle, esası aynı kalmak şartıyla değişik tiplerde uygulanabilir. Bu çalışmada mümkün olabilecek modeller kurulup, bir çözüme ulaştırılarak optimum bir öneri getirilmeye çalışılacaktır.

Bu tezin kapsamında ısı pompasında, ısı depolama olayında bir devre elemanı olarak kullanılmasındaki amacın, ısının daha fazla miktarda depo-

lanması olduğu daha önce belirtilmiştir. Çünkü transfer olan ısı aynı zamanda sıcaklık farkıyla doğru orantılı olmaktadır. Bu durumda ısı pompası elemanlarına dışardan verilecek enerjisinin hesaba katılarak optimum depolama zamanının tayini en önemli faktör olmaktadır.

3.2. SİSTEM DİZAYNI

Isı pompasının bir devre elemanı olarak kullanıldığı, termal ısının depolanması için yapılmış bir sistem Şekil-3.1'de görülmektedir. A ortamında mevcut atık durumdaki termal ısı, evaporatördeki soğutucu akışkan tarafından absorbe edilmek suretiyle soğutucu sıvının faz değiştirerek buharlaşmasına neden olmaktadır. Elde edilen buhar kompresörde belirli



Şekil-3.1 : Isı depolama devresi

bir basınca kadar sıkıştırılmaktadır. Bu sıkıştırma neticesinde buhar fazındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı hal denklemi gereği artmaktadır. Bu suretle atık durumda ve düşük sıcaklıktaki termal ısı dışarıdan iş verilmek suretiyle, ısı pompasında kullanılabilir yüksek sıcaklığa çıkarılmış olacaktır. Dışarıdan verilen işin elde edilen enerjiye oranı çok düşük olmaktadır. Bu nedenle ısı pompasının kullanımı akılcı bir yol olmaktadır. Kompresör çıkışında yüksek basınç ve sıcaklığa erişmiş buhar fazındaki soğutucu akışkanın bünyesinde var olan ısı kondansörde ; ya yoğunlaştırılır ve ısı bir materyale absorbe edilir, yada bir izole tank

içerisinde kompresör çıkış basıncında kütle + ısı şeklinde depolanabilir. Dikkat edilirse birinci tip yoğuşturmada soğutucu akışkan bünyesindeki enerji sadece ısı, ikinci tipde ise kütle + ısı şeklinde bir depolama işlemi mevcuttur. Isı pompasının devre dizaynı için gerekli bağıntılar Bölüm-2'de verilmiştir. Bu hesaplamalara ek olarak kondenserde yoğuşmanın nasıl olacağına dair izahat bu bölümde verilecektir.

Şayet ısı depolama sadece ısı şeklinde ise kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın genişleme valfi veya kılcal borulara geçirilerek, burada basıncı evaporatör basıncına düşürülmektedir.

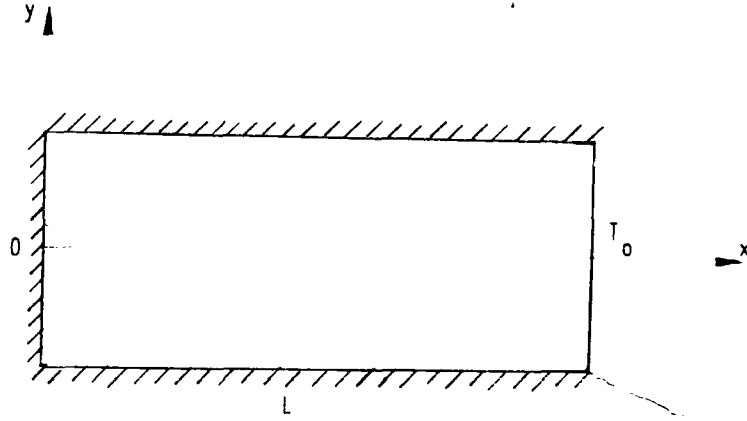
3.3. TERMAL ISI DEPOLAMA MODELLERİ VE ÇÖZÜM YOLLARI

3.3.1. I. Model ve Çözümleri

Şekil-3.1'de izah edilen sistemde kompresör çıkışında buhar fazındaki soğutucu akışkan kondenserde iki şekilde yoğuşturulabilir. Birincisinde kondenser içindeki basınç ve sıcaklık değeri sabit ve kompresör çıkışındaki değerlere çok yakın olabilir. Yani kondenserden çıkan kütlede var olan ısı ve depolama materyali tarafından absorbe edilen ısının toplamı kadar kütle + ısı kompresör çıkışından verilecektir. Bu şekilde kondenser içerisindeki sıcaklık sabit kalacaktır. İkinci tip yoğuşmada ise kondenser yapısının bir ısı eşanjörü tipinde olduğu varsayılacaktır. Bu durumda buhar fazındaki soğutucu akışkan boru boyunca akarken ısını depolama materyaline terk edecek ve yoğuşmaya başlayacaktır. Bu durumda da kondenser giriş ve çıkışları arasında sıcaklık farkı meydana gelecektir. Yukarıda izah edilen birinci tip yoğuşmanın olduğu durum I. model olarak isimlendirilmiştir. Yani I. modelde sadece ısı şeklinde bir depolama meydana gelecektir. Yapılacak çözümlerde kondenser içerisindeki yoğuşma etkileri ve ilk çalışma anında dar zaman aralığında meydana gelen hızlı sıcaklık değişimi problemi zorlaştıracığından ihmal edilecektir.

Şekil-3.2'de gösterilen I. model için ısı depolama materyali katı fazda olacaktır. Bu materyale transfer olan ısının bulunabilmesi için materyal içindeki sıcaklık gradyanının bilinmesi gereklidir. Böyle bir model için sıcaklık gradyanı, ısı akış yönü (x) ve zamana (t) bağlı olarak denklem

(3.1) de verilen kısmi diferansiyel denklem ile tanımlanabilir.



Şekil-3.2 : I. modelin şematik gösterilimi.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.1)$$

Şekildende görüleceği gibi kondenser içerisindeki yoğuşma tipinden dolayı depolama müddetince sıcaklık sabit kalacaktır. Dolayısıyla y yönündeki sıcaklık değişimi sıfır olacaktır. Bu durumda (3.1) ifadesi Şekil-3.2'de verilen modelin matematiksel ifadesi olmaktadır. Bu ifadede termal diffüzivite olup,

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlanabilir. Bu denklemden,

- k : Isı iletkenliği (W/m⁰K)
- ρ : Yoğunluğu (kg/m³)
- c : Spesifik ısıyı (kJ/kg⁰K)

göstermektedir. (3.1) diferansiyel denkleminin çözümü ancak sınır ve başlangıç şartlarının bilinmesiyle bulunabilir. Yukarıdaki model için sınır ve başlangıç şartları şu şekilde verilebilir,

$$\begin{aligned}
T(L, t) &= T_0 & a \\
T(x, 0) &= T_m & b \\
\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} &= 0 & c
\end{aligned} \tag{3.3}$$

(3.1) denkleminin çözümünden önce genel bir ifade için bazı transformlar uygulamak gerekli olmaktadır. Bunun için (3.1) ve (3.3) ifadelerinde,

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_m - T_0} \tag{3.4}$$

dönüşümü yapılarak aşağıdaki ifadeler bulunur.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} \tag{3.5}$$

$$\begin{aligned}
\theta(L, t) &= 0 & a \\
\theta(x, 0) &= 1 & b \\
\left(\frac{\partial \theta}{\partial x}\right)_{x=0} &= 0 & c
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Burada (3.4) ifadesi boyutsuz sıcaklık değeri olup, literatürde tabakalaşma katsayısı (stratification coefficient) olarak bilinmektedir. (3.5) ifadesi için bir nümerik ve iki analitik çözüm uygulanacaktır.

3.3.1.1. I. Model için 1. Analitik Çözüm

Bu çözümde sıcaklık gradyanının ısı akış yönünün ve zamanın oluşturduğu fonksiyonların çarpımından ibaret olduğu kabul edilecektir. Bu kabul,

$$\theta(x, t) = X(x) \cdot \tau(t) \quad (3.7)$$

şeklinde matematiksel olarak ifade edilebilir. Bu yeni ifadenin diferansiyelleri alınarak (3.5) ifadesine taşınır ve (3.6) şartları da dikkate alınarak sıcaklık gradyanı,

$$\theta(x, t) = \exp(-\lambda^2 \alpha t) (A \sin \lambda x + B \cos \lambda x) \quad (3.8)$$

şeklinde bulunur. Bu ifadede A ve B integral sabitleri, λ ise diferansiyel denklem çözümünden ileri gelen sabit olmaktadır. (3.6) şartları uygulandığında $A = 0$ bulunacaktır. Yine diğer şartlar uygulanarak Fourier analizinde dikkate alınarak genel çözüm,

$$\theta(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot \exp(-\lambda_n^2 \alpha t) \cos \lambda_n x \quad (3.9)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklemde,

$$\lambda_n = \frac{2n-1}{2L} \pi \quad n = 1, 2, 3 \dots \quad (3.10)$$

ve B_n değeri,

$$B_n = \frac{2 \sin \lambda_n L}{\lambda_n L + \sin \lambda_n L \cdot \cos \lambda_n L} \quad (3.11)$$

olarak ifade edilmiştir. Bulunan (3.9) denkleminde faydalanılarak termal ısının depolandığı materyala transfer olan ısıyı,

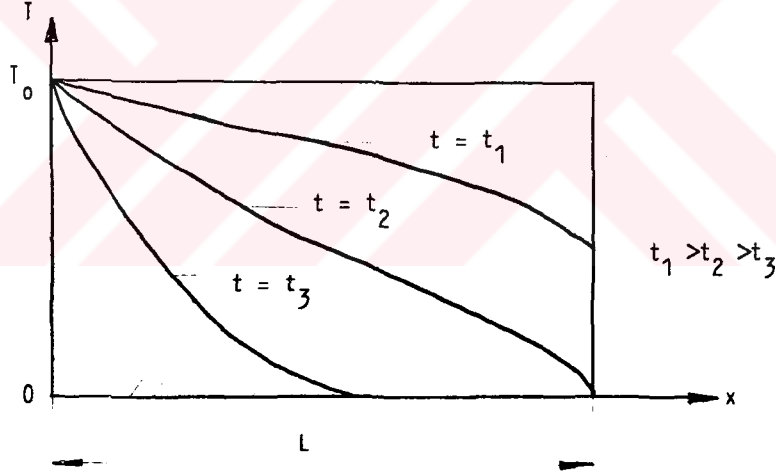
$$Q = A \cdot k \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (3.12)$$

denkleminde hesap edebiliriz. Gerekli işlemler yapılarak transfer olan

ısı miktarı,

$$Q = 2A \rho c \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \lambda_n L}{\lambda_n^2 L + \lambda_n \sin \lambda_n L \cos \lambda_n L} (1 - e^{-\lambda_n^2 \alpha t}) \quad (3.13)$$

şeklinde bulunur. Burada A ısı transferine dik yüzey alanıdır. Bu denklem kullanıldığı durumlarda depolama zamanına nisbeten çok kısa zaman aralığında doyma ısısına erişilmektedir. Bu durum transfer olan ısının hesabında bir hatanın olabileceği ihtimalini meydana getirir. Bu nedenle yeni bir yaklaşımla depolama materyaline transfer olan ısıyı şu şekilde bulabiliriz, Şekil-3.3'deki durum incelendiğinde x boyunca zamana göre sıcaklık değişimi şekildeki gibi eğriler olduğu görülecektir.



Şekil-3.3 : Depolama materyali boyunca sıcaklık değerinin zamanla değişimi.

Eğriler altında kalan taralı alanlar o zamana kadar transfer olan ısı miktarının bir ölçüsü olarak alınabilir. Yani transfer olan ısı bu alanla orantılıdır. Bu alan ise (3.9) denkleminin sıfırdan L ye kadar integralidir. Bu yaklaşımın matematiksel ifadesi (3.14) denklemdir,

$$Q = C \cdot \int_0^L \theta(x,t) dx \quad (3.14)$$

Bu integral çözümlenerek,

$$Q = C \cdot \frac{1}{\lambda_n} \frac{\sin^2 \lambda_n L}{\lambda_n L + \sin \lambda_n L \cdot \cos \lambda_n L} e^{-\lambda_n^2 \alpha t} \quad (3.15)$$

elde edilir. Bu denklemden C sabiti deponun materyaline doyma zamanına kadar transfer olan ısı miktarı,

$$Q = \frac{k \cdot A}{L} (T_o - T_m) \quad (3.16)$$

olduğu kabul edilerek bu denklem, (3.15) ifadesine eşitlenir. Bu eşitlikten,

$$C = \frac{k \cdot A (T_o - T_m)}{\frac{1}{\lambda_n} \frac{\sin^2 \lambda_n L}{\lambda_n L + \sin \lambda_n L \cdot \cos \lambda_n L} \cdot e^{-\lambda_n^2 \alpha t_d}} \quad (3.17)$$

olarak elde edilir. Bu denklemlerden A ısı transferine dik yüzey alanını, L depolama materyalinin boyunun ve t_d ise doyma zamanını göstermektedir.

3.3.1.2. I. Model İçin 2. Analitik Çözüm

(3.1) denkleminin başlangıç ve sınır şartlarıyla Laplace transformasyonu kullanılarak çözülebilir. (3.5) denklemine Laplace transformu uygulanarak transformasyon tablolarından faydalanılarak,

$$\frac{d^2 \bar{\theta}}{dx^2} - \frac{P}{\alpha} \bar{\theta} = - \frac{1}{P} \quad (3.18)$$

şeklinde adi diferansiyel mertebesine indirgenebilir. Burada $\bar{\theta}$ transform olmuş hali göstermektedir. Bu denklemin çözümünde kullanılmak üzere

başlangıç ve sınır şartlarının da transform edilmesi gerekir. Bu durumda (3.6) denklemlerinden,

$$\begin{aligned}
 \bar{\theta}(L,t) &= 0 & a \\
 \bar{\theta}(x,0) &= \frac{1}{P} & b \\
 \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x}\right)_{x=0} &= 0 & c
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

şeklinde transform olmuş başlangıç ve sınır şartları elde edilir. (3.18) diferansiyel denklemi (3.19) şartları altında çözülerek,

$$\begin{aligned}
 \theta(x,t) = 1 - \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \left[\operatorname{erfc} \left[\frac{(2k+1)L - x}{2\sqrt{\alpha t}} \right] \right. \\
 \left. + \operatorname{erfc} \left[\frac{(2k+1)L + x}{2\sqrt{\alpha t}} \right] \right]
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

şeklinde hata fonksiyonuna bağlı bir ifade elde edilir. Bu ifade incelendiği zaman k serisi nedeniyle hızlı bir şekilde yakınsaklaştığı görülecektir. İncelemelerimiz k'nın ilk 13 değerinden sonra etkisinin sabit kaldığını göstermiştir. Bu durumda k = 13 alınarak depolama materyali içerisindeki herhangi bir noktanın sıcaklığı (3.20) ifadesi ile hesaplanabilir. Ancak hata değerinin bilgisayarda en az 3000 işlem basamağında çözülebilir olması büyük dezavantaj olduğundan sağlıklı neticelerin elde edilmesi mümkün olamamaktadır.

3.3.1.3. I. Model İçin Nümerik Çözüm

Literatür taramasında ısı transferi denklemlerinin en sağlıklı nümerik çözümlerinin sonlu farklar metoduyla yapılabildiği görülmüştür. Bu nedenle (3.5) denklemini sonlu farklar metodu kullanılarak çözmek uygun

olacaktır. (3.5) denkleminde farklar denklemi yazılarak (ileri farklar) bilinmeyen noktanın sıcaklık değeri,

$$\theta(I,J) = \theta(I,J-1) + \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} [\theta(I-1,J-1) + \theta(I+1,J-1) - 2\theta(I,J)] \quad (3.21)$$

şeklinde bulunur. Bu denklemde I boyutun artan karakteristik değerini, J ise zamanın artan karakteristik değerini göstermektedir. Bu denklemde,

$$A = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} \quad (3.22)$$

şeklinde dönüşüm yapılabilir. Seçilen Δx aralığına Δt değerinden bağımsız olması düşünülemez. Yani bu iki değer arasında belirli bir oran mevcuttur. Ref [20]'de A değerinin,

$$A \geq 0.5 \quad (3.23)$$

şartının sağlanması gerektiği belirtilmiştir. Nümerik çözümde $A = 0.5$ alınarak iterasyona başlanmıştır. İşlem esnasında kullanılacak nümerik sınır ve başlangıç değerleri,

$$\begin{aligned} \theta(0,J) &= 1 & a \\ \theta(I,0) &= 0 & b \\ [\theta(I-1,J) &= \theta(I+1,J)]_{I=N} & c \end{aligned} \quad (3.24)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu şartlar altında (3.21) denklemi çözülmüş ve doyma zamanının sağlandığı zaman iterasyon değeri tesbit edilmiştir. (3.24) denklemindeki c şartındaki N değeri materyal boyutunun bölünme sayısıdır.

Çözümde $N = 10$ alınmış ve iterasyona $\theta(10,J) = 0.99$ şartı sağlanana kadar devam edilmiştir. Bu şartın sağlandığı J değeri J_k olarak tesbit edilmiştir. Bulunan J_k değeri kullanılarak doyma zamanı,

$$t_d = J_k \cdot \Delta t \quad (3.25)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Buradaki Δt aralığı (3.22) denkleminde, (3.23) şartı kullanılarak seçilen Δx aralığına göre tayin edilir. Δx değeri ise,

$$\Delta x = \frac{L}{N} \quad (3.26)$$

bağıntısından hesaplanır.

Nümerik olarak depolama materyaline transfer olan ısının bulunabilmesi için (3.15) denkleminin elde edilmesinde kullanılan yaklaşımdan faydalanılacaktır. Şekil-3.3'den taralı alan aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir,

$$Q = C \sum_{n=1}^{10} \Delta x \cdot \frac{\theta(I-1,J) + \theta(I,J)}{2} \quad (3.27)$$

Bu denklemdeki C değeri (3.17) ifadesinden bulunur.

3.3.1.4. I. Model için Çözümlerin Analizi

Bu bölümde daha önce verilmiş olan iki analitik ve bir nümerik çözümlerin sonuçlarından bir takım kriterler elde edilecektir. Daha önce hesaplanmış denklemlerden bir takım eğriler elde edilecektir.

Birinci analitik çözüm genel olması bakımından (3.5) diferansiyel denkleminde,

$$\xi = \frac{x}{L} \quad a$$

$$\tau = \frac{t}{t_d} \quad b$$
(3.28)

dönüşümleri yapılarak ve zincirleme diferansiyel şartı da kullanılarak çözüm yapılırsa,

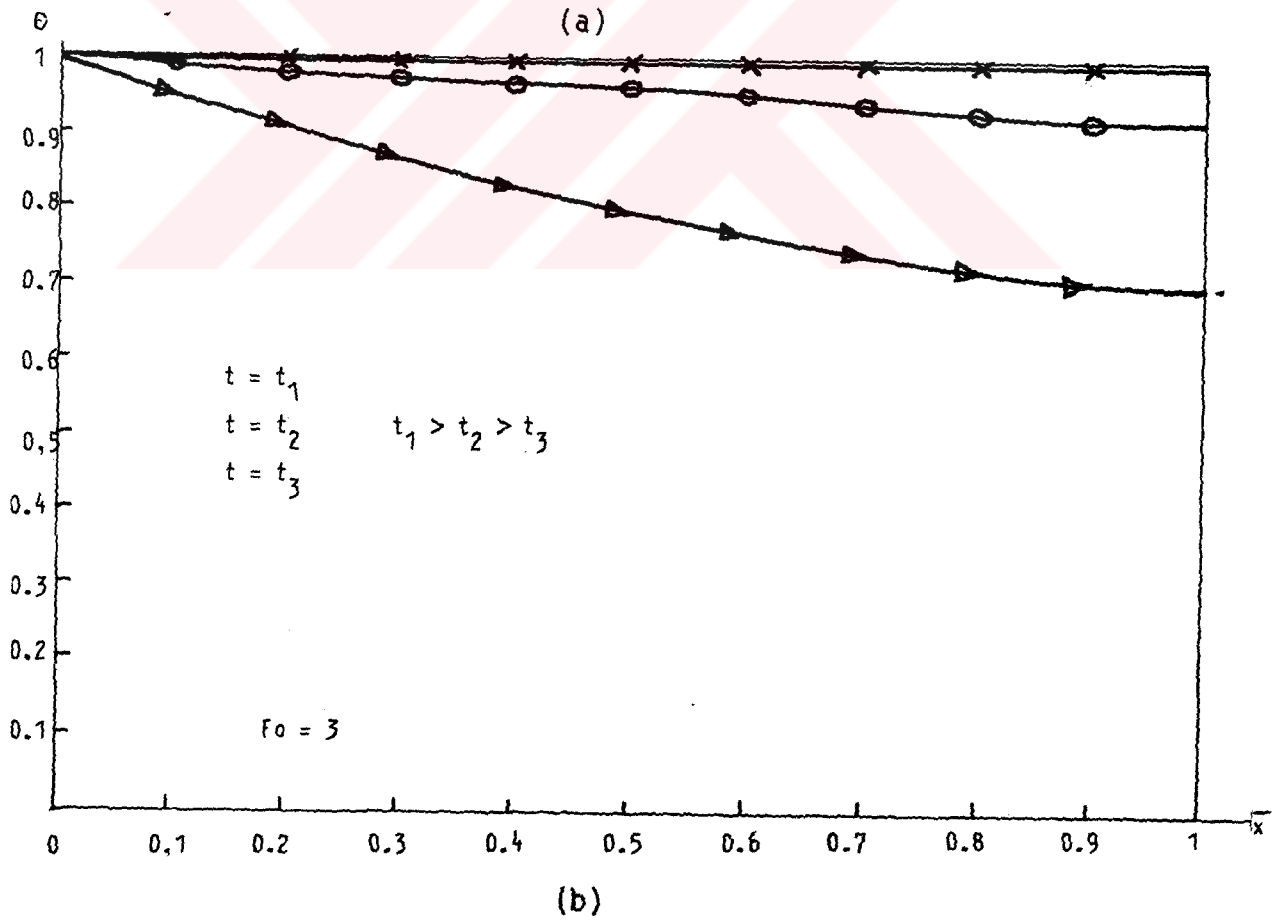
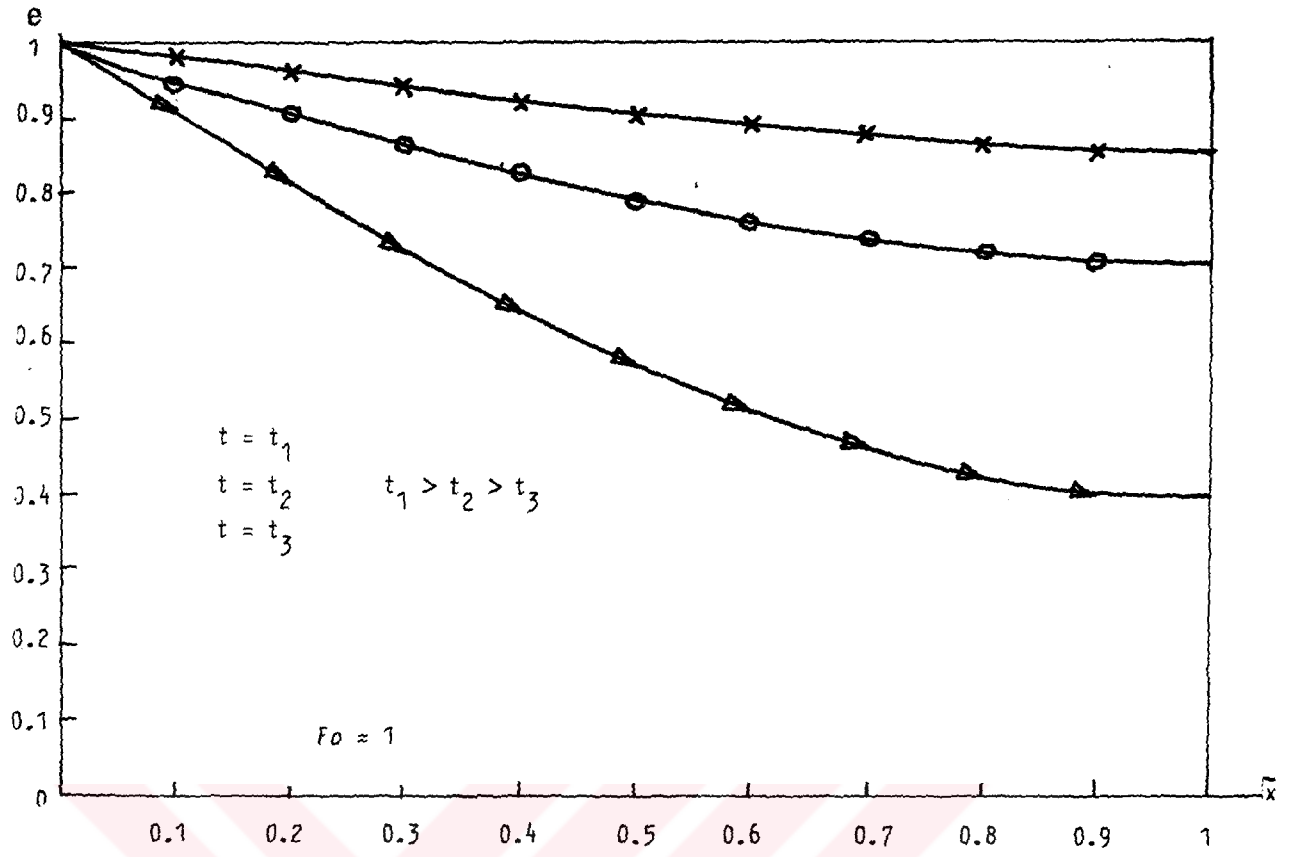
$$\theta(\xi, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin k_n}{k_n + \cos k_n \sin k_n} e^{-k_n^2 F_0 \tau} \cdot \cos k_n \xi \quad (3.29)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadede,

$$F_0 = \frac{\alpha t_d}{L^2} \quad (3.30)$$

$$k_n = \frac{2n-1}{2}, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.31)$$

olmaktadır. (3.30) denklemi literatürde Fourier sayısı olarak bilinmektedir. Bu ifade incelendiğinde sabit bir değer taşıması gerektiği görülecektir. Bu değer ne olacağı $n = 100$ alınarak (3.29) denklemi doyma anındaki şartı sağlayana kadar F_0 değeri taranmış ve $F_0 \sim 2$ değerinde çözümün olduğu görülmüştür. F_0 değerinin problem içindeki davranışını Şekil-3.4a ve b'de görülmektedir. Bu eğrilerde F_0 sırası ile 1, 2 ve 3 alınmıştır. Şekildende görüleceği gibi $F_0 = 1$ değerinde materyal sıcaklığı doyma zamanında ulaşması gereken değerden aşağıda kalmaktadır. Yine $F_0 = 3$ değerinde ise sıcaklık değerleri doyma zamanından çok önce doyma zamanında ulaşacağı değerlere ulaşmaktadır. Bu durumda (3.30) bağıntısının sabit bir değere eşit olacağı tezi doğrulanmış olmaktadır.



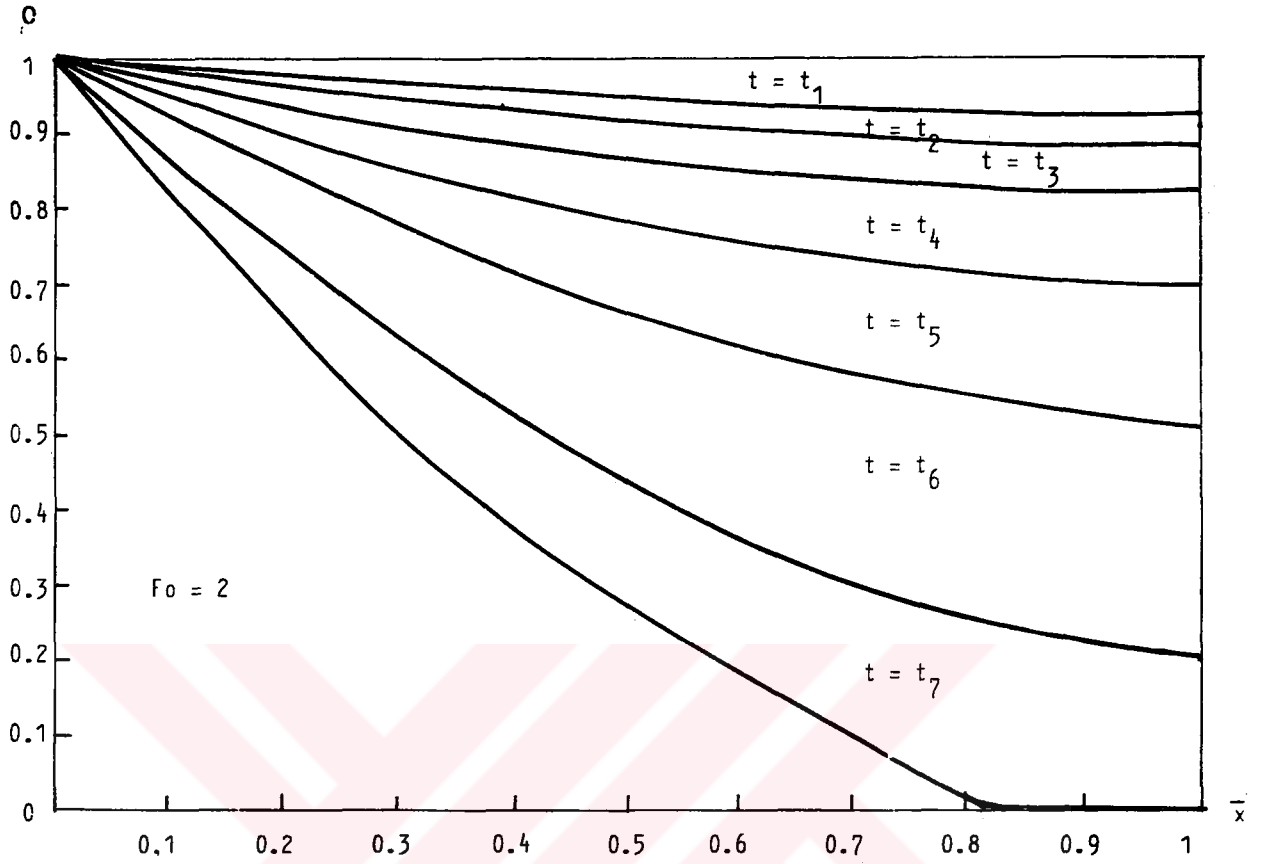
Şekil-3.4 : Fo 'ın sıcaklık üzerine etkileri

F_0 değeri hesaplanırken sağlaması gereken şartın $\theta(10,1) = 1$ olduğu şartı gözönüne alınmalıdır. (3.30) ifadesinin sabit bir değerde olacağı tezi nümerik çözümden elde edilen neticelerle de isbat edilmiştir. (3.22) ifadesinde (3.23) şartı altında (3.25) ve (3.26) ifadeleri ile kombine edilerek, $J_k = 393$ alınarak, F_0 değerinin 1.93 olduğu görülecektir. Bu değerinde daha önce bulunmuş olan 2 değerine oldukça yakın bir değerdir. 0 halde,

$$t_d = 2 \frac{L^2}{\alpha} \quad (3.32)$$

bağıntısından faydalanarak doyma zamanının materyal boyu ; L ve depolama materyalinin termal diffüzitesi ; α 'ya bağlı olarak bulabiliriz. Daha önce yapılmış 2 analitik ve 1 nümerik çözümün neticeleri karşılaştırıldığında 1 nci analitik ve nümerik çözümün büyük bir uyum sağladığı görülmüştür. 2 nci analitik çözümün bilgisayar yardımıyla yapılan çözümünde hata fonksiyonunun yapısından ileri gelen zorluklar nedeniyle sağlıklı bir netice alınması mümkün olamamıştır. Ayrıca işlem basamağının çok fazla olması hesaplama zamanını günlerle ölçülen mertebeye çıkarmıştır. Ancak hesaplanan bir kaç noktanın diğer çözümlerle uyum sağladığı görülmüştür. 1. analitik ve nümerik çözümün neticelerinden faydalanarak sıcaklık değişimi eğrileri Şekil-3.5'de gösterilmiştir.

1. model için yapılacak bir sistemde transfer olan ısının zamanla değişimi Şekil-3.6'da görülmektedir. Şekildende görüleceği gibi belirli bir zaman diliminden sonra ısı transferi olayı olumsuzlaşmaktadır. Yani kompresörden çıkan soğutucu akışkanın bünyesinde var olan ısıya nisbeten çok daha az ısı depo edilebilmektedir. 0 halde depolama zamanından (t_d) daha küçük olmak üzere kritik bir depolama zamanının bulunması gerekmektedir. Burada bu zaman tayin edilirken ısı pompasına verilen enerjinin de hesaba katılması gerekmektedir. Daha önce ısı pompası devresinde sadece kompresöre bir enerji harcandığı ifade edilmişti. Bu nedenle kompresöre harcanan enerjinin de hesaplanması zaruri olmaktadır. Kompresörde sıkıştırma adyabatik ise verilen enerji aşağıdaki formülle hesaplanabilir.



Şekil-3.5 : Depolama materyali içerisindeki zamana göre değişen sıcaklık eğrileri.

$$W_{\text{komp}} = m C_p \cdot T_a \cdot t \left[\left(\frac{P_o}{P_a} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1 \right] \frac{1}{\eta_T} \quad (3.33)$$

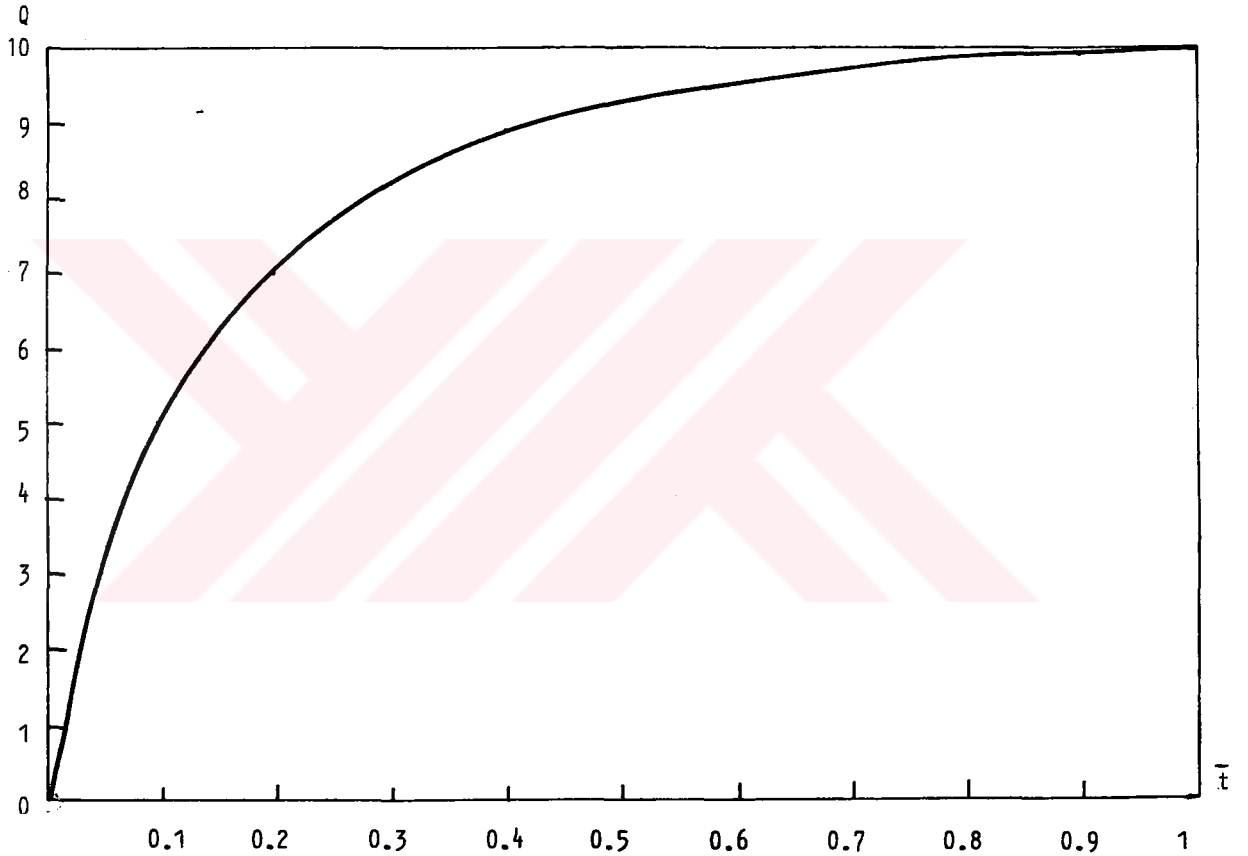
Bu ifadede,

- T_a Atık durumdaki ortamın sıcaklığı,
- P_a Atık ortamdaki basınç değeri,
- P_o Kompresör çıkış basıncı,
- η_T Toplam verim değeri,
- m Kütleli kompresör debisi.

olmaktadır. (3.33) ifadesi ile genel bir izaha geçmek mümkün değildir. Bunun yerine ısı pompasının ITK değerinden faydalanılacaktır. Literatürde ITK değeri 2 ile 7 arasında değiştiği görülmüştür. Bu durumda ITK değerine bağlı olarak kompresöre verilecek enerji,

$$W_{\text{komp}} = \frac{m t T_0}{ITK} \quad (3.34)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Bu durumda kompresöre verilen enerji zamana göre lineer bir değişim gösterecektir. Kompresöre verilen toplam enerjinin depolanan toplam enerjiye eşit olduğu zaman değeri kritik zaman değeri olmaktadır. Bu bağıntı Şekil-3.7'de görülmektedir.



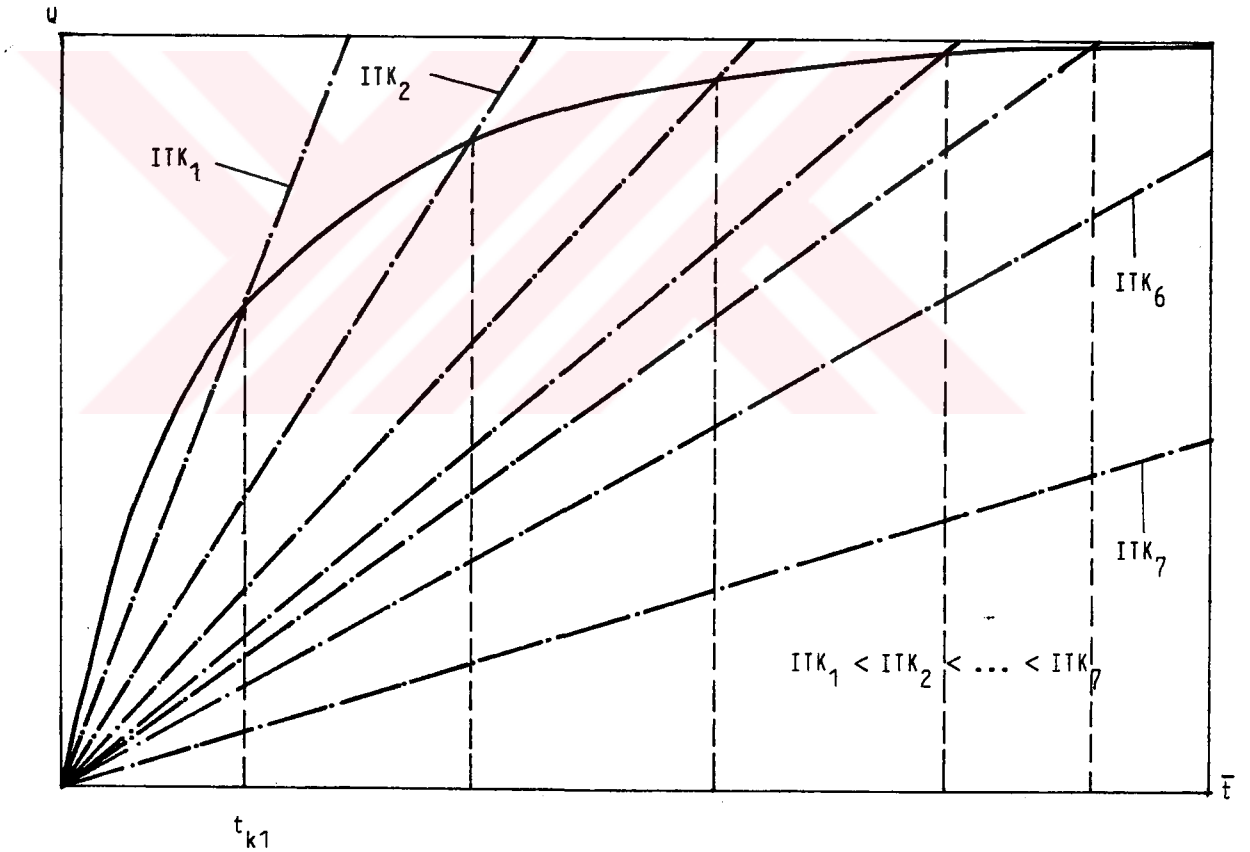
Şekil-3.6 : Depolanan toplam ısının zamanla değişimi.

Depolama sürecinin bu kritik zamanı aştığı durumda depolama olayı artık bizim için negatif bir durum arz etmektedir. Yani bu zaman değeri optimum depolama zamanı olarak belirlenir. Şekil-3.7'de görülen düşey kesik çizgiler ITK değerindeki optimum zamanı belirlemektedir.

Optimum depolama zamanı ifadesi karşımıza kaybolan enerji olayını çıkarmaktadır. O halde zamana bağımlı olarak bir depolama veriminden söz edebiliriz. Bu verim ifadesini daha önceki ısı denklemlerinden faydalanarak,

$$\eta_d = \frac{\frac{c}{\lambda_n} \frac{\sin^2 \lambda_n L}{\lambda_n L + \sin \lambda_n L \cdot \cos \lambda_n L} e^{-\lambda_n^2 \alpha t}}{C_p \dot{m} t T_o} \quad (3.35)$$

şeklinde verebiliriz. Tanımlanan verim ifadesi mühendislikte bilinen verim ifadesinden soyutlanarak düşünülmesi gerekmektedir. Zira mühendislikteki verim değeri hiç bir zaman 1 den büyük olamaz. Oysa ki (3.35) ifadesi optimum zamana kadar 1 den büyük değer taşımaktadır. Yani $\eta_d = 1$ olduğu zaman depolama süreci optimum depolama zamanına tekabül etmektedir.



Şekil-3.7 : Optimum depolama zamanının şematik gösterilişi.

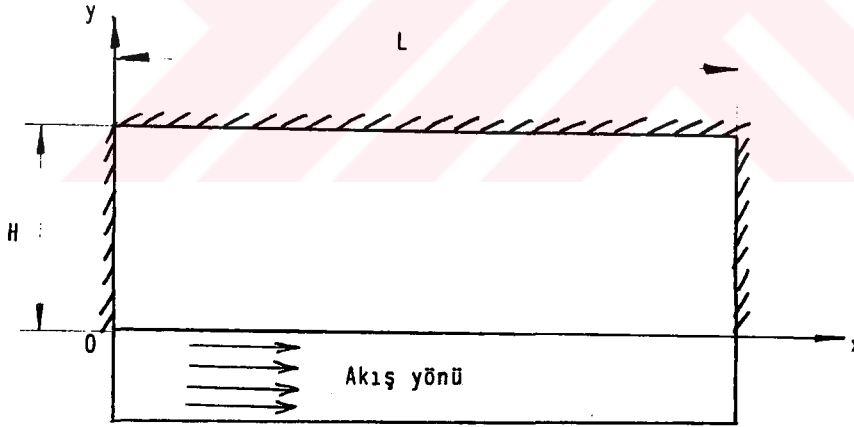
3.3.2. II. Model ve Çözümleri

Şekil-3.8'de görülen model daha önce çözümleri yapılmış I. modelle büyük bir benzerlik arz etmektedir. Ancak ayrıldıkları nokta kondenserde

meydana gelen yoğuşmanın farklılığından ileri gelmektedir. Bu modelde yoğuşma ısı eşanjörlerinde veya ısı transferine açık borulardaki yoğuşmaya benzetilebilir. Bu durumda x yönünde bir akış meydana gelecek ve bu yöndeki sıcaklık değerleri zamanla değişecektir. Literatür araştırmasında akış problemlerinde sıcaklık gradyanını veren bir matematiksel ifadeye rastlanmamıştır. Verilmiş bulunan ifadelerir tamamı ampirik yaklaşımlardan ileri gelmektedir. Ancak bu model için belirli yaklaşımlar dahilinde akış ortamındaki sıcaklık gradyanını veren ifadeyi bulabiliriz. Depolama materyali için sıcaklık değişimini veren diferansiyel denklem,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.36)$$

şeklinde tanımlanmıştır.



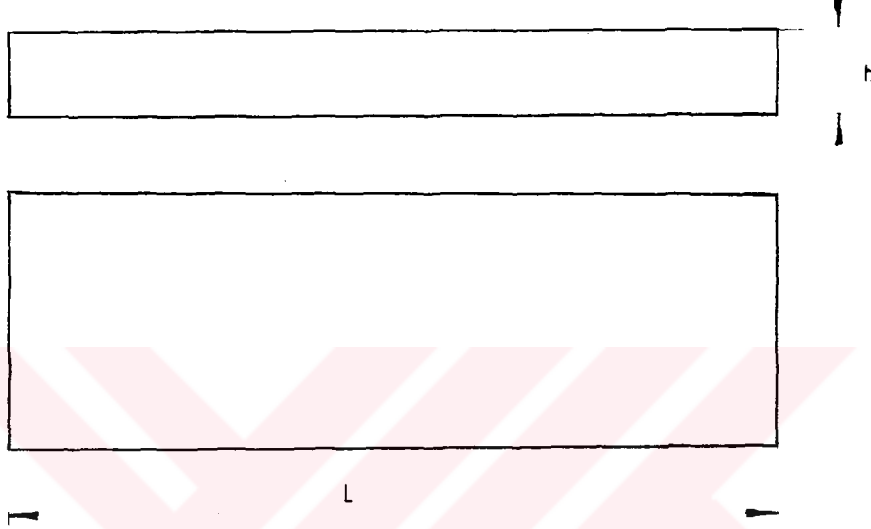
Şekil-3.8 : II. modelin şematik gösterilimi.

(3.36) diferansiyel denkleminin çözümünde kullanılacak başlangıç ve sınır şartları,

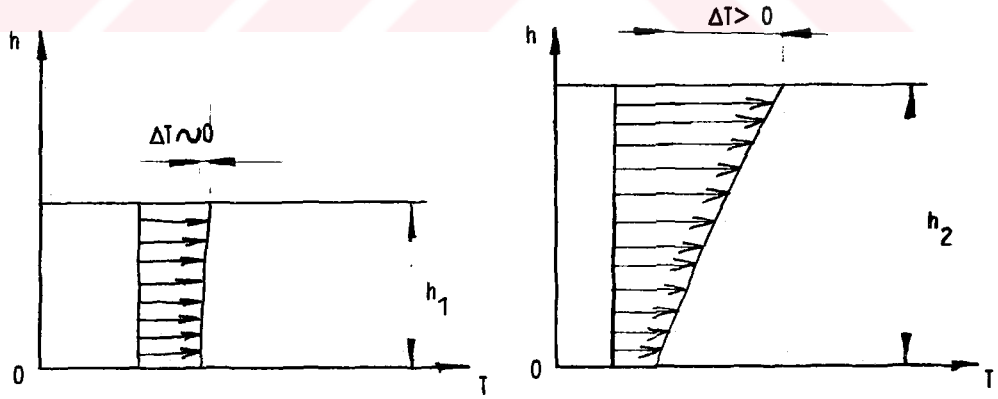
$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} = 0 \quad a$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L} = 0 \quad b$$

diferansiyel denklemi için analitik çözümden bahsedilememektedir. Çünkü (3.37) a ve b şartlarının birbirini yok etme etkisi göstermesi nedeniyle sıfır çözüm bulunabilmektedir. Buda problemimiz için bir değer ifade etmemektedir.



Şekil-3.9 : Buhar akış kanalının görünüşü.



Şekil-3.10 : Buhar içerisindeki y yönündeki sıcaklık gradyanının değişimi.

3.3.2.1. II. Modelin Nümerik Çözümü

Daha önce bahsedildiği gibi analitik çözüm olmaması nedeniyle bu model de sadece nümerik çözüm tatbik edilecektir. Genel bir neticeye ulaşma

$$\begin{aligned}
\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=H} &= 0 & c \\
[T(x,0,t) = T_f(x,t)]_{y=0} & & d \quad (3.37) \\
T(0,0,t) &= T_0 & e \\
T(x,y,0) &= T_m & f
\end{aligned}$$

şartları olarak verilebilir. Burada T_f buhar akışındaki zamanla ve x ile değişen sıcaklığı ifade etmektedir. Eğer depolama materyali yerine akış izole şartlarda gerçekleştirilmiş olsaydı T_f 'in değişimi sabit olacaktır. Yani T_f in değişimi deforme materyalinin varlığından ileri gelmektedir. O halde (3.37) d şartını kullanarak (3.36) diferansiyel denkleminde akışkan içerisindeki sıcaklık gradyanını veren diferansiyel denklem,

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.38)$$

şeklinde elde edilir. Çünkü $y = 0$ 'da materyalde y yönündeki sıcaklık değişimi sıfır olacaktır. Bu yaklaşımı yaparken bir mesnet noktasında şu olmuştur. Yani (3.37)-d şartı ancak belirli bir sınır dahilinde uygulanabilir. Eğer buhar akışının olduğu kesit Şekil-3.9'da olduğu gibi bir kesitten meydana geliyorsa akışkan içerisindeki sıcaklık gradyanının y yönündeki değişimide Şekil-3.10'daki gibi olacaktır. Eğer h değeri çok büyük ise (3.37)-d şartının kullanılması çok hatalı olacaktır. Şayet h değeri küçükse y yönündeki sıcaklık gradyanında küçüleceğinden çok büyük bir hata meydana gelmeyecektir. Dolayısıyla akışkan içerisinde y yönündeki sıcaklık değişimi ihmal edilerek, değişimin sadece x yönünde olduğu görülecektir. (3.36) ve (3.38) diferansiyel denklemleri kombine olarak çözümlenmelidir. Her iki diferansiyel denklem içinde çözümlerde farklı sınır ve başlangıç şartları kullanılacaktır. Her ne kadar (3.38) diferansiyel denklemi için analitik çözüm mevcut isede, (3.36)

bakımından çözümden önce (3.36) ve (3.38) diferansiyel denklemlerinde aşağıdaki transformasyonların yapılması yerinde olacaktır. Bu transformasyonlar şu şekildedir :

$$\theta = \frac{T - T_m}{T_o - T_m} \quad a$$

$$\bar{x} = \frac{x}{L} \quad b$$

$$\bar{y} = \frac{y}{L} \quad c$$

$$\bar{t} = \frac{t}{t_d} \quad d$$

(3.39)

Burada θ : boyutsuz sıcaklık, \bar{x} : \bar{y} boyutsuz uzunluklar ve \bar{t} ise boyutsuz zaman değeri olmaktadır. Bu transformasyonlar yapıldığı zaman,

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} = \frac{1}{F_o} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial \bar{x}^2} = \frac{1}{F_o} \frac{\partial \theta_f}{\partial \bar{t}} \quad (3.41)$$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \right)_{\bar{x}=0} = 0 \quad a$$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \right)_{\bar{x}=1} = 0 \quad b$$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}}\right)_{\bar{y}=H/L} = 0 \quad c \quad (3.42)$$

$$[\theta(\bar{x}, 0, \bar{t}) = \theta_f(\bar{x}, \bar{t})]_{\bar{y}=0} \quad d$$

$$\theta(0, 0, \bar{t}) = 1 \quad e$$

$$\theta(\bar{x}, \bar{y}, 0) = 0 \quad f$$

şeklinde ifade edilebilir. (3.40) ve (3.41) diferansiyel denklemlerinin çözümünde yine sonlu farklar metodu kullanılacaktır. (3.41) diferansiyel denklemi için farklar denklemi yazılarak bilinmeyen iteratif değer,

$$\theta f(I, P+1) = \theta f(I, P) + A_1 [\theta f(I+1, P) + \theta f(I-1, P) - 2\theta f(I, P)] \quad (3.43)$$

elde edilir. Yine (3.40) diferansiyel denklemi için, $\Delta y = n \cdot \Delta x$ alınarak farklar denklemi,

$$\begin{aligned} \theta(I, J, P+1) = & \theta(I, J, P) + A_1 [\theta(I+1, J, P) + \theta(I-1, J, P) - 2\theta(I, J, P)] \\ & + A_2 [\theta(I, J+1, P) + \theta(I, J-1, P) - 2\theta(I, J, P)] \end{aligned} \quad (3.44)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklemlerde,

$$A_1 = \frac{\alpha \cdot t_d \cdot \Delta \bar{t}}{L^2 \cdot \Delta \bar{x}^2} \quad (3.45)$$

$$A_2 = \frac{\alpha \cdot t_d \cdot \Delta \bar{t}}{L^2 \cdot \Delta \bar{x}^2 \cdot n^2} \quad (3.46)$$

ifade edilmektedir. (3.43) ve (3.44) denklemlerinin çözümünde kullanılan özel kabuller şu şekilde ifade edilebilir. Akışkan sıcaklık gradyanı tayin

edilirken sıcaklığın depolama materyalini terk ettikten sonra değişmediği yani izole bir ortama girdiği kabulü yapılabilir. Buna göre bu kabulün matematiksel ifadesi,

$$[\theta (I+1,P) = \theta (I,P)]_{I=L} \quad (3.47)$$

şeklinde yazılır. Diğer şartlarda dikkate alınarak 5x5 şeklindeki bir ağ tabakasına çözüm uygulanarak doyma şartını sağlayan kritik P_k değeri tesbit edilebilir. Bu değeri sağlayan şart ise $\theta (5,5,P) \geq 0.99$ olmaktadır. Bu şartlar dahilinde yapılmış çözüm (nümerik değerleri hesaplayan) ilkelerini içeren basic dilinde yazılmış program Ek'te verilmiştir.

Depolama materyaline transfer olan ısının zamanla değişimini bulabilmek için elimizde analitik ifadeler mevcut değildir. Ancak nümerik yaklaşımlar dahilinde çözüme varılabilir. Daha öncede ifade edildiği gibi transfer olan ısı miktarı sıcaklık artışıyla doğru orantılıdır. Bu durumda depolama materyalinde tesbit edilebilecek bir ortalama sıcaklık değeri transfer olan ısının bir fonksiyonu olacaktır. Bunun içinde herhangi bir t anında noktaların sıcaklıkları toplanmış ve nokta bölünmüş ve neticede ortalama sıcaklıklar tayin edilmiştir. Bu ortalama sıcaklıklarda bir sabit değerle çarpılarak transfer olan ısı miktarı nümerik olarak bulunmuştur.

Problemimizde bir akış olayı vardır. Bu akış olayında transfer olan ısı film katsayısı ile bağıntılıdır. O halde akışkan akış hızı ve fiziksel yapısına bağlı olarak Reynold analizi yapılarak ve Nusselt yaklaşımı dahilinde film katsayısı tayin edilebilir. Bu işlem literatürde geniş şekilde ele alındığından burada tekrar değinilmeyecektir ref [16, 17, 19 20] .

3.3.2.2. II. Modelin Nümerik Çözümünün Analizi

Daha önce I. model için termal diffüzyon, depolama boyutu ve doyma zamanı arasında değişmez bir sabit bağıntı bulunacağı ifade edilerek (3.32) bağıntısı tanımlanmıştır. Yine aynı şekilde ikinci model içinde bir bağıntı

tanımlanabilir. (3.46) ifadesi tekrar yazılarak,

$$A_2 = \frac{\alpha t_d \cdot \Delta \bar{t}}{L^2 \cdot \Delta \bar{x}^2 \cdot n^2}$$

denklemini elde edilir. Burada,

t_d : Doyma zamanını,

$\Delta \bar{t}$: Boyutsuz zaman iteratif değerini,

L : Depolama boyutunu,

$\Delta \bar{x}$: Boyutsuz uzunluğun iteratif değerini,

$$n = H/L$$

α : Termal diffüzyon katsayısını

ifade etmektedir. $\Delta \bar{t}$ değeri,

$$\Delta \bar{t} = \frac{1}{P_k} \quad (3.48)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Burada P_k değeri,

$$\theta(5,5,P) \geq 0,99 \quad (3.49)$$

şartını sağlayan P değeridir. 5x5 ağ tabakası için yapılan çözümde $P_k = 225$ bulunmuştur. Burada (3.49) şartı % 1 hata ile ele alınarak neticeye varılmıştır. (3.46) ifadesindeki $\Delta \bar{x} = 0.2$, $A_2 = 0.25$ (ref 20'den) alınarak II. model için doyma zamanını veren ifade,

$$t_d = \frac{2 n L^2}{\alpha} \quad (3.50)$$

elde edilir. II. model için analitik çözüm uygulanamadığından bu tezi doğrular ikinci bir isbat yapılamamıştır. Daha öncede ifade edildiği gibi çok fazla miktarda hacim kaplaması nedeniyle ikinci model için kullanılabilir data değerleri tablo halinde verilememiştir. II. model için transfer

olan ısının hesaplanması oldukça karmaşık bir iştir. Ancak bu işlemde kullanılmak üzere her t anında ortalama sıcaklıktan faydalanarak transfer olan ısıyı tahmin eden bir program EK'te verilmiştir.

3.4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Daha önce ifade edildiği gibi termal ısı izole bir ortama depolanmaktadır. Bu depolama işleminde, izolasyon şartlarının nasıl olacağı sorusu da çözüme kavuşturulmalıdır. Bu çalışmada izolasyon katsayısının sıfır olduğu kabul edilmiştir. Halbuki gerçekte sıfır iletkenliğe ulaşmak imkansızdır. Bu durumda hesapta olmayan bir ısı kaybı söz konusudur. Ancak çok küçük iletkenlik değerlerinde imal edilebilirlik kabul edilebilir. Eğer izolasyon kaçakları oldukça büyük değerde olursa bu durumda (3.35) bağıntısında hesaplanacak optimum zaman negatif bir hata meydana getirecektir. Bu olumsuzluğun giderilmesi zaruri bir durum arz etmektedir. Piyasada kullanılan izolasyon materyallerinin ısı iletkenlik katsayıları dikkate alınarak (3.1) denklemi, (3.4) transformasyonu ve (3.6) şartları dikkate alınarak çözüm yapılmıştır. Bu çözümde izolasyon maddesi ve depolama materyali arasındaki sıcaklığın kondansör sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu çözüm neticesinde (3.35) bağıntısından bulunacak optimum depolama zamanının 0,89 katsayısı ile çarpılarak elde edilen değer optimum depolama zamanı olarak kabul edilebileceği görülmüştür.

EK-1 :

tf	$\bar{x} = 0$	$\bar{x} = 0.1$	$\bar{x} = 0.2$	$\bar{x} = 0.3$	$\bar{x} = 0.4$	$\bar{x} = 0.5$	$\bar{x} = 0.6$	$\bar{x} = 0.7$	$\bar{x} = 0.8$	$\bar{x} = 0.9$	$\bar{x} = 1$
000	1	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
010	1	.7539	.5488	.3437	.2265	.1093	.0654	.0214	.0117	.0019	.0019
020	1	.8238	.6636	.5034	.3835	.2635	.1907	.1178	.0855	.0532	.0531
030	1	.8558	.7209	.5860	.4764	.3668	.2917	.2166	.1790	.1415	.1410
040	1	.8761	.7591	.6420	.5441	.4461	.3763	.3066	.2706	.2345	.2335
050	1	.8917	.7889	.6862	.5993	.5124	.4497	.3870	.3542	.3215	.3210
060	1	.9046	.8141	.7235	.6466	.5697	.5140	.4583	.4291	.3998	.3985
070	1	.9159	.8359	.7560	.6880	.6200	.5707	.5214	.4955	.4695	.4690
080	1	.9257	.8551	.7845	.7244	.6644	.6207	.5771	.5542	.5313	.5310
090	1	.9344	.8720	.8096	.7565	.7035	.6649	.6264	.6061	.5859	.5845
100	1	.9420	.8869	.8318	.7849	.7380	.7040	.6699	.6520	.6341	.6340
110	1	.9488	.9001	.8514	.8100	.7685	.7385	.7084	.6925	.6767	.6760
120	1	.9547	.9117	.8687	.8321	.7955	.7689	.7423	.7284	.7144	.7140
130	1	.9600	.9220	.8840	.8517	.8193	.7958	.7724	.7600	.7477	.7470
140	1	.9646	.9311	.8975	.8689	.8404	.8196	.7989	.7880	.7771	.7765
150	1	.9688	.9391	.9094	.8842	.8590	.8406	.8223	.8127	.8030	.8025
160	1	.9724	.9462	.9200	.8977	.8754	.8592	.8430	.8345	.8260	.8255
170	1	.9756	.9525	.9293	.9096	.8889	.8756	.8613	.8538	.8462	.8460
180	1	.9785	.9580	.9375	.9201	.9027	.8901	.8774	.8708	.8641	.8630
190	1	.9809	.9629	.9446	.9295	.9141	.9029	.8917	.8860	.8800	.8795

t_i	$\bar{x} = 0$	$\bar{x} = 0.1$	$\bar{x} = 0.2$	$\bar{x} = 0.3$	$\bar{x} = 0.4$	$\bar{x} = 0.5$	$\bar{x} = 0.6$	$\bar{x} = 0.7$	$\bar{x} = 0.8$	$\bar{x} = 0.9$	$\bar{x} = 1$
200	1	.9832	.9672	.9512	.9376	.9241	.9142	.9043	.8991	.8940	.8935
210	1	.9852	.9711	.9570	.9450	.9330	.9242	.9155	.9109	.9063	.9060
220	1	.9868	.9744	.9619	.9513	.9407	.9330	.9253	.9213	.9172	.9165
230	1	.9884	.9774	.9664	.9570	.9476	.9408	.9340	.9304	.9269	.9260
240	1	.9897	.9800	.9703	.9620	.9537	.9477	.9417	.9385	.9354	.9350
250	1	.9909	.9823	.9737	.9664	.9591	.9538	.9485	.9457	.9429	.9425
260	1	.9920	.9844	.9768	.9703	.9639	.9592	.9545	.9521	.9496	.9490
270	1	.9929	.9862	.9795	.9738	.9681	.9639	.9598	.9576	.9554	.9550
280	1	.9937	.9878	.9819	.9768	.9718	.9681	.9645	.9625	.9606	.9600
290	1	.9945	.9892	.9840	.9796	.9751	.9718	.9686	.9669	.9652	.9650
300	1	.9951	.9905	.9858	.9819	.9780	.9751	.9722	.9707	.9692	.9690
310	1	.9957	.9916	.9875	.9840	.9805	.9780	.9755	.9741	.9728	.9720
320	1	.9962	.9926	.9889	.9859	.9828	.9806	.9772	.9760	.9755	.9750
330	1	.9966	.9934	.9902	.9875	.9848	.9828	.9808	.9798	.9788	.9780
340	1	.9970	.9942	.9913	.9890	.9866	.9848	.9831	.9822	.9812	.9810
350	1	.9974	.9948	.9924	.9902	.9881	.9866	.9850	.9842	.9834	.9830
360	1	.9967	.9955	.9933	.9914	.9895	.9881	.9868	.9861	.9853	.9850
370	1	.9979	.9960	.9940	.9924	.9907	.9895	.9883	.9877	.9870	.9865
380	1	.9981	.9964	.9947	.9932	.9918	.9907	.9897	.9891	.9886	.9880
390	1	.9984	.9968	.9953	.9940	.9927	.9918	.9909	.9904	.9899	.9899
393	1	.9984	.9969	.9955	.9942	.9931	.9920	.9913	.9906	.9904	.9901

Ek-2 :

Q	t	Q	t	Q	t	Q	t
.5	0	4.684989	34	6.52291	68	7.718333	102
1	1	4.752593	35	6.566018	69	7.746598	103
1.25	2	4.818183	36	6.608063	70	7.774171	104
1.5	3	4.883772	37	6.650108	71	7.801743	105
1.6875	4	4.947473	38	6.691118	72	7.828641	106
1.87	5	5.011173	39	6.732129	73	7.855539	107
2.03125	6	5.073087	40	6.772131	74	7.881779	108
2.1875	7	5.135	41	6.812134	75	7.908018	109
2.324219	8	5.19522	42	6.851154	76	7.933616	110
2.460938	9	5.25544	43	6.890173	77	7.959213	111
2.583985	10	5.314043	44	6.928236	78	7.984185	112
2.707031	11	5.372647	45	6.966299	79	8.009155	113
2.819824	12	5.429703	46	7.003427	80	8.033515	114
2.932617	13	5.486758	47	7.040555	81	8.057875	115
3.037534	14	5.542328	48	7.076774	82	8.081638	116
3.14209	15	5.597897	49	7.112992	83	8.105403	117
3.24028	16	5.652036	50	7.148322	84	8.128585	118
3.338471	17	5.706174	51	7.183653	85	8.151767	119
3.431206	18	5.758931	52	7.218117	86	8.174383	120
3.523941	19	5.811688	53	7.252582	87	8.196997	121
3.612039	20	5.863109	54	7.286203	88	8.219058	122
3.700136	21	5.91453	55	7.319823	89	8.24112	123
3.784325	22	5.964658	56	7.35262	90	8.262641	124
3.868314	23	6.014784	57	7.385417	91	8.284163	125
3.948887	24	6.063656	58	7.417411	92	8.305157	126
4.029461	25	6.112527	59	7.449405	93	8.326152	127
4.106913	26	6.160181	60	7.480615	94	8.346634	128
4.184365	27	6.207834	61	7.511825	95	8.367115	129
4.259012	28	6.254303	62	7.542272	96	8.387095	130
4.333658	29	6.300772	63	7.572718	97	8.407074	131
4.405758	30	6.34609	64	7.602419	98	8.426565	132
4.477857	31	6.391408	65	7.63212	99	8.446056	133
4.547621	32	6.435606	66	7.661094	100	8.484083	134
4.617385	33	6.479804	67	7.690068	101	8.502632	135

Ek-3 :

```

100 REM*** BU PROGRAM SONLU FARKLAR METODU KULLANILARAK ***
110 REM*** 2.MODEL ICIN ZAMANA BAGIMLI OLARAK,NOKTALARIN **
120 REM*** SICAKLIKLARINI BOYUTSUZ OLARAK HESAPLAR.*****
130 DIM T(6,120),D(7,6,230),S(300)
140 REM ***160 - 300 AKISKAN ICIN BOYUTSUZ SICAKLIK *****
150 REM ***DEGERLERINI HESAPLAR*****
160 P=0:S(0)=0
170 FOR I=1 TO 5
180 REM ***190,200,210 BASLANGIC VE SISNIR SARTLARI*****
190 T(0,P)=1
200 T(I,0)=0
210 IF I=5 THEN T(I+1,P)=T(I,P)
220 T(I,P+1)=T(I,P)+.5*(T(I+1,P)+T(I-1,P)-2*T(I,P))
230 D(I+1,0,P)=T(I,P)
240 PRINT"AKISKAN SICAKLIGI="T(I,P+1)
250 NEXT I
260 P=P+1
270 IF T(5,P)>.99 THEN GOTO 310
280 GOTO 170
290 REM ***310-550 ARASI MATERYALDEKI SICAKLIK DEGERLERI**
300 REM ** NI HESAPLAR. *****
310 P=0
320 H=1
330 FOR J=1 TO 5
340 FOR N=1 TO 6
350 REM ***360,370,380,390,400 BASLANGIC VE SINIR SARTLARI**
360 D(1,0,P)=1
370 D(N,J,0)=0
380 IF P>114 THEN D(N,0,P)=1
390 IF N=1 THEN D(N-1,J,P)=D(N+1,J,P)
400 IF N=6 THEN D(N+1,J,P)=D(N-1,J,P)
410 IF J=5 THEN D(N,J+1,P)=D(N,J-1,P)
420 D(N,J,P+1)=D(N,J,P)+.25*(D(N+1,J,P)+D(N-1,J,P)-2*D(N,J,P)
+H*(D(N,J+1,P)+D(N,J-1,P)-2*D(N,J,P)))
430 S(P)=D(N,J,P+1)
440 S(P+1)=S(P)+S(P+1)
450 PRINT"BOYUTSUZ SICAKLIK="D(N,J,P+1),"BOYUTSUZ ZAMAN="P/224
460 NEXT N
470 NEXT J
480 S=S(P+1)/30
490 PRINT "ORTALAMA BOYUTSUZ SICAKLIK="S,"BOYUTSUZ ZAMAN="P/224
500 S(P+1)=0
510 S(P)=0
520 P=P+1
530 IF D(6,5,P)>.99 THEN GOTO 550
540 GOTO 330
550 STOP:END

```

KAYNAKLAR

1. D.R. Glenn, "Technical and Economic Feasibility of Thermal Energy Storage NTIS-C002558-1, Feb. 1976.
2. W. Goldstern, Steam Storage Installations, Pergamon Press, Oxford, 1970.
3. D. A. Reay, Industrial Energy Conservation, Pergamon Press, Oxford, 1977.
- 4, 5. H.G. Lorsch, K.W. Kauffman and J.C. Denton, "Thermal Energy Storage for Heating and air Conditioning", Future Energy Production Systems, vol. 1, Academic Press, New York, 1976, P. 69.
6. H.Ö. Paksoy ve Y. Demirel, "A Study of Heat Storage in Packed Beds", Faculty of Arts and Sciences, Çukurova University, Adana, 1986.
7. W.J. Yang, "Solar Energy Storage in Packed Beds", Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan, Ann Arbor, USA
8. J.M. Buchlin, "Experimental and Numerical Modelling of Solar Energy Storage in Rockbeds and Encapsulated Phase Change Material Packing", Von Karman Institute for Fluid Dynamics.
9. B. Kaftanoğlu, R. Soylu, S. Oral, "Mechanical Energy Storage Using Flywheels and Design Optimization", Ortadoğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara, Turkey.
10. P. Uadasz, "Techno - Economical Evaluation and Optimization of Compressed air Energy Storage", Energy Resources and Thermal Systems Development Department Research and Development Division, Israel Elec. Corp. Ltd. Haifa 31000, Israel.

11. S. Kakaç, "Storage of Solar Thermal Energy", Mechanical Engineering Department University of Miami, Carol Gables, Florida, USA.
12. E. Hahne, R. Kübler, J. Kallweit, "The Evaluation of Thermal Stratification by Exergy", Institut für Thermodynamics und Warmetechnik, Univ. Stuttgart, D-7000 Stuttgart, F.R.G.
13. A.S. Ülkü, M. Mobedi, "Adsorption in Energy Storage", Ege Üniversitesi Makina ve Kimya Mühendisliği Dergisi, 35101 Bornova, İzmir.
14. M. Ünsal, M.S. Söylemez, "Long Term Efficiency of Solar Aided Water Heating Systems With Double Thermal Energy Storage Tanks", Department of Mechanical Engineering University of Gaziantep, 27310 Gaziantep, Turkey.
15. M. Cultu, "Energy Storage Systems in Operation", Department of Electrical Engineering Gannon University, Pennsylvania, USA.
16. R.J. Krane, "Second law Optimization of Thermal Energy Storage Systems, Fundamentals and Sensible Heat Systems", Department of Mechanical and Aerospace Engineering University of Tennessee, USA.
17. S. Göktun, "Güneş Enerjisinin Depolanması", Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, 1983, İstanbul, Türkiye.
18. F.W. Schmidt, A.J. Willmott, "Thermal Energy Storage and Regeneration", The Pennsylvania State University and University of York, McGraw-Hill Book Company, Washington, USA
19. N. Altıntop, "Havadan Havaya Çalışan Isı Pompası Dizaynı", Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Kayseri, Türkiye.
20. S. Kakaç, Y. Yanar, "Heat Conduction", Middle East Technical University Publication 60, Ankara, Turkey.