

128454



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU**

**ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İBRAHİM ATMACA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

128454
55821

BURSA 2002

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

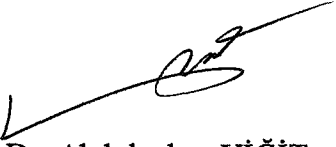
GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU


İBRAHİM ATMACA

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 22.01.2002 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oy çokluğu ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT
(Danışman)


Doç. Dr. Muhsin KILIÇ


Doç. Dr. Recep EREN

ÖZET

Gelişen teknoloji ve Dünya nüfusundaki hızlı artış ile enerji ihtiyacı sürekli olarak artmaktadır. Klasik enerji türlerinin, sürekli artan bu ihtiyacı ileride karşılayamaz duruma geleceği açıktır. Bu durumda yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanmak oldukça önem kazanmaktadır. Güneş enerjisi sahip olduğu avantajlar ile önemli bir enerji kaynağıdır. Eğer Avrupa ülkeleriyle karşılaştırılırsa, Türkiye güneş enerjisi potansiyeli bakımından şanslı bir ülkedir.

Yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisini ve her türlü atık ısı enerjisini kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemi, elektrik enerjisiyle çalışan mekanik kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi yerine, soğutma yapmak için kullanılabilir.

Bu çalışmada, LiBr – su akışkan çiftiyle çalışan, tek kademeli, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi simüle edilmiştir. Simülasyon iki programdan oluşmaktadır. Yapılan ilk program ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutları ve performans parametreleri incelenmiştir. İkinci programla ise bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabilirliği araştırılmış ve çeşitli çalışma parametrelerinin değişimi incelenmiştir. Sonuç olarak, belli bir soğutma yükü için sistemin boyutları ve performans parametreleri bulunmuş ve bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabileceği gösterilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Güneş Enerjisi, Absorpsiyon, Soğutma, Simülasyon.

SIMULATION OF SOLAR – POWERED ABSORPTION COOLING SYSTEM

ABSTRACT

With developing technology and rapid increase of world population, demand of energy is ever increasing. Conventional energy will not be enough for continuously increasing need of energy in future. In this case, renewable energy sources will be important. Solar energy is a very important energy source because of its advantages. When compared with European countries, Turkey is a fortune country because of its potential of solar energy.

In stead of compressor system, which uses of electricity, absorption cooling system, using renewable solar energy and kinds of waste heat energy, may be used for cooling.

In this study, Solar – powered, single stage, absorption cooling system, using water – lithium bromide solution, is simulated. Simulation consists of two programs. Dimensions and performance parameters of absorption cooling system are investigated with the first program. Useability of using solar energy in this system and effects of working parameters are searched by the second program. Conclusion, dimensions and performance parameters of system calculated and it is shown that solar energy can be used effectively in absorption cooling system.

KEYWORDS: Solar Energy, Absorption, Cooling, Simulation.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM	11
3.1. Giriş	11
3.2. Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması	12
3.3. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması	13
3.3.1. Lityum Bromür – Su eriyiği kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi	16
3.3.2. Amonyak – Su Çifti İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi	21
3.4. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması	22
3.5. LiBr – Su Eriyiğinin ve Suyun Termodinamik Özelliklerinin Bulunması	24
3.6. LiBr – Su Akışkan Çiftiyle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi	24
3.7. Soğutma Sisteminin Modellenmesi	29
3.7.1. Isı Değiştiricisi Büyüklüklerinin Tanımlanması	29
3.7.2. Buharlaştırıcı Modeli	32
3.7.3. Kaynatıcı Modeli	34
3.7.4. Yoğuşturucu Modeli	36
3.7.5. Eriyik Eşanjörü (Ekonomizör) Modeli	39
3.7.6. Absorber Modeli	40
3.7.7. Kısılma Vanası Modeli	47

3.7.8. Eriyik Pompası Modeli	47
3.8. Güneş Enerjisi Sisteminin Modellenmesi	48
3.8.1. Atmosfer Dışındaki Düzleme Gelen Güneş Işınımı	49
3.8.2. Yeryüzüne Gelen Güneş Işınımı	51
3.8.2.1. Yatay Düzleme Gelen Aylık Ortalama Tüm Güneş Işınımı	52
3.8.2.2. Yeryüzünde Eğik Düzleme Gelen Aylık Ortalama Güneş Işınımı	55
3.8.3. Kollektör Modeli	57
3.8.4. Depo Tank Sıcaklığının Tayini	58
3.8.5. Yardımcı Enerji Kaynağı	59
3.8.6. By – Pass Kullanılması ve Sistemdeki Yeri	60
3.8.7. Güneşten Yararlanma Oranı FNP	60
3.9. Sistem Simülasyonu ve Çözümü	61
3.9.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması	61
3.9.2. Güneş Enerjili Sistemin Modellenmesi	63
3.9.3. Çalışma Şartlarının Belirlenmesi	63
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	65
4.1. Bulgular ve Tartışma	65
4.1.1. Çeşitli Parametrelerin Sistem Boyutları Üzerine Etkisi	65
4.1.2. Sistem İçin Güneş Enerjisinin Kullanılabilirliğinin Araştırılması	74
4.1.2.1. Depo Tankı Referans Sıcaklığının Etkisi	75
4.1.2.2. Kollektör Alanının Etkisi	79
4.1.2.3. Kollektör Tipinin Etkisi	82
4.1.2.4. Depo Tank Hacminin Etkisi	85
4.1.2.5. Tahmini Kollektör Alanının Belirlenmesi	87
4.1.2.6. By – Pass Hattı Kullanılması Durumunun İncelenmesi	88
4.2. Sonuç ve Öneriler	89
5. KAYNAKLAR	94

EK – 1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Boyutların ve Çalışma Parametrelerini Tesbit Eden Simülasyon Çalışmasının Algoritması	96
EK – 2 Isı Değiştiricisi Boyutlandırmasının Yapıldığı Alt Programın Algoritması	101
EK – 3 Güneş Enerjisi Hesaplamalarının Yapıldığı Simülasyon Çalışmasının Algoritması	103
EK – 4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Boyutların ve Çalışma Parametrelerini Tesbit Eden Programın Listesi	106
EK – 5 Güneş Enerjisi Hesaplarının Yapıldığı Program Listesi	128
TEŞEKKÜR	137
ÖZGEÇMİŞ	138



SİMGELER DİZİNİ

A	Alan , (m ²)
a,b	Katsayı
C	Konsantrasyon veya derişiklik, katsayı
COP	Soğutma tesir katsayısı
c _p	Özgül ısı, (kJ/kg K)
D	Kütle difüzyon katsayısı (m ² /s), çap (m)
d	Deklinasyon açısı
FR	Dolaşım oranı
FNP	Güneşten yararlanma oranı
F _t	Toplayıcı ısı kazanç faktörü
f	Güneş sabitini düzeltme faktörü, sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K), entalpi (kJ/kg)
H	Saat açısı, gün doğuş ve batışında saat açısı
h _{sb}	Buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)
H _g	Güneye dönük düzlemlerde gün doğuş ve batışında saat açısı
I	Güneş ışıınımi miktarı, (W/m ²)
K _y	Yayılı ışıınımi oranı
K _t	Berraklık indeksi
K	Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m ² K)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
L _{tp}	İki Boru ekseni arasındaki mesafe, (m)
m	Debi, (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı, (h.L/k)
N,n	Boru adeti
n	Yılın kaçınıcı günü olduğu
P	Basınç, (kPa)
Pr	Prandtl sayısı, (c _p .μ/k)
q	Isı akısı (W/m ²)
Q	Isıl yük, (kW)
R _d	Katsayı

r_y	Katsayı
Re	Reynolds sayısı, $(U.D/\nu)$
s	Kollektör eğim açısı
t/t_0	İzafi güneşlenme süresi
t_0	Gün uzunluğu
T	Sıcaklık, (K)
V	Hız (m/s)
ν	Özgül hacim, (m^3/kg)
Y_{max}	Film kalınlığı
Z	Deniz seviyesinden yükseklik, (m)
z	Zenit açısı

Yunan Harfleri

ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı, (K)
ν	Kinematik viskozite, (m^2/s)
μ	Dinamik viskozite, (Pa.s)
λ	Absorpsiyon ısısı (kJ/kg)
Π	Islak çevre
ψ	Katsayı

İndisler

abs	Absorber
buh	Buharlaştırıcı
ç	Çevre
d	Direkt
e	Eriyik
e	Eğik düzlem
ey	Eğik düzleme yayılı
ed	Eğik düzleme direkt
f	Faydalı
f	Fakir
kay	Kaynatıcı
o	Atmosfer dışı
şab	Absorber su çıkış
sgab	Absorber su giriş
sgy	Yoğuşturucu su giriş
şçy	Yoğuşturucu su çıkış
sgb	Buharlaştırıcı su giriş
şçb	Buharlaştırıcı su çıkış
sgk	Kaynatıcı su giriş
şçk	Kaynatıcı su çıkış
t	Toplayıcı
tg	Toplayıcı giriş
ya	Yansıyan
yoğ	Yoğuşturucu
z	Zengin

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1.	Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı sistem arasındaki benzerlikler	12
Şekil 3.2.	Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı	13
Şekil 3.3.	Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramı	14
Şekil 3.4.	Solüsyon pompası ve ısı eşanjörünün detaylı gösterimi	17
Şekil 3.5.	Kaynaticının detaylı gösterimi	17
Şekil 3.6.	Yoğuşturucunun detaylı gösterimi	18
Şekil 3.7.	Buharlaştırıcının detaylı gösterimi	18
Şekil 3.8.	Absorberin detaylı gösterimi	19
Şekil 3.9.	Çift kademeli paralel akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi basitleştirilmiş akış diyagramı	23
Şekil 3.10.	Çift kademeli seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı	23
Şekil 3.11.	Termodinamik analiz için gerekli noktaların absorpsiyonlu soğutma sisteminin basitleştirilmiş akış diyagramında gösterimi	26
Şekil 3.12.	Gövde – boru tip bir ısı eşanjörünün şematik resmi	29
Şekil 3.13.	Kare diziliş halinde boruların gösterimi	30
Şekil 3.14.	Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi	32
Şekil 3.15.	Kaynaticı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi	35
Şekil 3.16.	Yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi	37
Şekil 3.17.	Eriyik eşanjörü uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi	40
Şekil 3.18.	Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi	41
Şekil 3.19.	Absorberdeki hız, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımları	43
Şekil 3.20.	Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı	48
Şekil 3.21.	Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynaticıda kullanımı	49
Şekil 3.22.	By – pass hattının sistemde kullanımı	60

- Şekil 4.1. Yoğuşturucu sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi
($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K) 66
- Şekil 4.2. Yoğuşturucu sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynatıcı ısı yüklerinin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K) 66
- Şekil 4.3. Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi
($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K) 69
- Şekil 4.4. Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynatıcı ısı yüklerinin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K) 69
- Şekil 4.5. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi
($T_{sgk}=365$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K) 71
- Şekil 4.6. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynatıcı ısı yüklerinin değişimi ($T_{sgk}=365$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K) 71
- Şekil 4.7. Buharlaştırıcı ısı yükünün değişimine göre sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi
($T_{buh}=280$ K, $T_{sgk}=365$ K, $T_y=306$ K) 74
- Şekil 4.8. Aylara göre, referans sıcaklığa bağlı olarak güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' nin değişimi (kollektör A, depo hacmi 3750 kg, kollektör alanı 50 m²) 76
- Şekil 4.9. Haziran ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak depo sıcaklığının değişimi 77
- Şekil 4.10. Haziran ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısı gücü 78
- Şekil 4.11. Ağustos ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak sistemin Soğutma tesir katsayısı COP' nin değişimi 79
- Şekil 4.12. Aylara bağlı olarak, kollektör yüzey alanının değişimi ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (kollektör A, referans sıcaklık 90 °C, depo hacmi 3750 kg) 80
- Şekil 4.13. Haziran ayında, gün içinde çalışma saatlerinde toplanan faydalı enerji miktarının kollektör yüzey alanıyla değişimi 80

- Şekil 4.14. Haziran ayında, gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının kollektör yüzey alanına bağlı olarak değişimi 81
- Şekil 4.15. Haziran ayında, gün içinde çalışma saatlerinde kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücünün kollektör yüzey alanına bağlı olarak değişimi 82
- Şekil 4.16. Aylara bağlı olarak, kollektör tipinin güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (referans sıcaklık 80 °C, kollektör alanı 50 m², depo hacmi 3750 kg) 83
- Şekil 4.17. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde anlık kollektör veriminin kollektör cinsine bağlı olarak değişimi 83
- Şekil 4.18. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde kollektörlerde toplanan faydalı enerjinin kollektör tipine göre değişimi 84
- Şekil 4.19. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının kollektör tipine göre değişimi 84
- Şekil 4.20. Aylara bağlı olarak, depo hacmi ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (referans sıcaklık 85 °C, kollektör alanı 50 m², kollektör A) 85
- Şekil 4.21. Haziran ayında, gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının depo hacmine bağlı olarak değişimi 86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1.	Türkiye genel enerji üretim talep girişimi (Bin tep)	2
Çizelge 3.1.	Denklem 3.15 ve 3.16' daki katsayıları	31
Çizelge 3.2.	Aylık ortalama güneş ışınımı miktarları için alınması gerekli n değerleri	51
Çizelge 3.3.	Kollektör cinsine göre kollektör parametreleri	58
Çizelge 4.1.	Yoğuşturucu (Absorber) sıcaklığına göre sistem elemanlarının boyutları ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K)	68
Çizelge 4.2.	Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimine göre sistem elemanlarının boyutları ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgab}=291$ K)	70
Çizelge 4.3.	Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre sistem elemanlarının boyutları ($Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K, $T_{sgab}=291$ K)	72
Çizelge 4.4.	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı yükünün sistem boyutları üzerine etkisi ($T_{buh}=280$ K, $T_{sgk}=365$ K, $T_y=309$ K)	73
Çizelge 4.5.	Antalya için birim eğik düzleme düşen anlık tüm güneş ışınımı miktarı I_e (W/m^2)	75
Çizelge 4.6.	Antalya' da 50 m^2 ' lik kollektör alanıyla toplanabilen faydalı enerji miktarı Q_f (kW)	78
Çizelge 4.7.	Atmosfer dışına, atmosfer içinde yatay ve eğik birim yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı miktarı ($Mj/m^2 - gün$)	87
Çizelge 4.8.	Kollektör verimi 0.4, kollektör dışındaki botu donanımı ve depolama verimi 0.65 kabul edilerek hesaplanan yaklaşık kollektör yüzey alanı ($T_{kay}=90$ °C, $Q_{kay}=388.17$ $Mj/m^2 - gün$)	87
Çizelge 4.9.	By – pass hattı kullanılması durumunda çeşitli parametrelerin değişimi	88
Çizelge 4.10.	By – pass hattı kullanılmaması durumunda çeşitli parametrelerin değişimi	88

1. GİRİŞ

Dünya nüfusundaki hızlı artış ve teknolojinin gelişimi ile enerji ihtiyacı git gide artmaktadır. İhtiyaçtaki bu artışa karşılık, şu anda kullanılan klasik enerji türlerinin ileride bu ihtiyacı karşılayamaz duruma geleceği bir gerçektir. Bu duruma iki alternatif çözüm bulunabilir. Birinci alternatif, elimizde mevcut olan enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak, ikinci alternatif ise yeni enerji çeşitleri ortaya çıkarmak ve bunları kullanıma hazır hale getirmektir. İkinci yol özellikle bizim gibi gelişmekte olan ülkeler için oldukça zor ve pahalıdır. Bu sebeple, elimizde mevcut olan veya dışarıdan satın aldığımız klasik enerji türlerini çok daha verimli ve etkin bir şekilde kullanmak durumundayız.

Dünyada enerji ihtiyacı her yıl yaklaşık % 4 – 5 oranında artmaktadır. Bu artmaya karşılık ihtiyacı karşılayacak fosil yakıt rezervleri ise çok hızlı bir şekilde azalmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin çok yakın bir süreçte tükeneceği ve bu artan ihtiyacı karşılayamayacağı da açıktır.

Enerji kaynakları açısından Türkiye, kendi kendine yeterli değildir. Giderek gelişen ülkemiz, daha fazla enerjiye ihtiyaç duymakta ve dışarıdan git gide daha fazla enerji ithalatı yapmak zorunda kalmaktadır. Yıllara göre Türkiye' nin genel enerji üretimi talep gelişimi (Bin tep.) Çizelge 1.1.' de verilmiştir. Bu çizelgeden de görüleceği üzere enerji talebinin yerli üretimle karşılanma oranı % 37 – 50 arasında değişmektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi ülkemiz enerji bakımından sürekli olarak dışa bağımlı kalmaktadır. Bu durumu ortadan kaldırmak için, daha öncede belirttiğimiz gibi ya ithal ettiğimiz enerjiyi daha verimli kullanmalıyız ya da elimizde mevcut olan enerji çeşitlerinden yararlanmalıyız. Bu durumda kendini sınırsız tekrarlayan ve herhangi bir ham madde bağımlısı olmayan güneş, rüzgar enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanmak zorundayız.

Güneş enerjisi, sahip olduğu avantajlar ile üzerinde durulmaya değer bir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisinin avantajlarını şöyle sıralayabiliriz;

- a) Güneş enerjisi herşeyden önce bol ve tükenmeyen bir enerji kaynağıdır.

- b) Temiz bir enerjidir, hiçbir zararlı atığı yoktur ve yerel uygulamalar için oldukça kullanışlıdır,
- c) Dışarıya herhangi bir bağımlılığı yoktur ve bu nedenle ortaya çıkabilecek enerji bunalımlarından bağımsızdır.
- d) Uygulama alanlarında karmaşık bir teknolojiye ihtiyaç yoktur ve işletme giderleri oldukça ucuzdur.

Dezavantajları ise, birim düzleme gelen ışınımın az olması nedeniyle büyük yüzeylere ihtiyaç olması ve ışınım sürekli olmadığından enerji depolanması zorunluluğudur. Bunların yanında güneş ışınımı geceleri hiç yoktur ve güneş enerjili sistemlerde ilk yatırım maliyeti oldukça yüksektir.

Çizelge 1.1. Türkiye genel enerji üretim talep girişimi (Bin tep)

<u>YILLAR</u>	<u>ÜRETİM</u>	<u>TALEP</u>	<u>İTHALAT</u>	<u>TYUKO(*)</u>
1993	35.600	70.800	35.200	50
1994	35.600	74.500	37.900	49
1995	39.700	79.800	40.100	50
1996	41.800	85.500	43.700	49
1997	43.800	91.600	47.700	48
1998	45.100	97.500	51.300	47
1999	43.200	104.000	55.700	46
2000	51.000	110.500	59.400	46
2001	53.000	116.600	63.700	45
2002	54.600	124.500	69.900	44
2003	55.500	132.200	76.600	42
2004	57.300	140.400	83.100	41
2005	59.300	149.200	89.900	40
2006	60.800	159.100	98.200	38
2007	62.700	169.400	106.700	37
2008	66.900	178.200	111.100	38
2009	71.851	189.600	117.800	38
2010	77.900	202.400	124.500	39

*Talebin yerli üretimle karşılama oranı

(KAYNAK : Kayaarası 1998)

Türkiye'nin ortalama güneşlenme süresi 2640 saat / yıl ve ışınım akısı 290 W / m^2 dir. Avrupa için bu değerler yaklaşık 1500 saat / yıl ve 105 W / m^2 dir. Bunlar gözönüne alınırsa yüksek güneş enerjisi potansiyeli ile ülkemiz şanslı durumdadır. Bu nedenle soğutmada güneş enerjisinin kullanılması özellikle yaz sezonunda enerji ekonomikliği sağlayacaktır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri bu konuda uygun sistemlerdir. Bu sistemlerin yaygın olarak kullanılması enerji sektörüne, sonuç olarak da ekonomiye yarar sağlayacaktır.

Çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması, enerjinin pahalı olduğu günümüzde önem kazanmıştır. Bu açıdan dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen ısı pompaları, ısıtma ve soğutma yapmak için kullanılabilir. Isı pompaları, iki farklı enerji kaynağı arasında çalışan ve düşük sıcaklıktaki enerji kaynağından ısı çekip, yüksek sıcaklıktaki enerji kaynağına ısı veren ve termodinamiğin ikinci kanununa göre, bu işlemi yapabilmek için dışarıdan enerji alan sistemlerdir. Isı pompası bir ortamdan ısı çekmek için kullanılırsa soğutma makinası, ortama ısı vermek için dizayn edilirse ısı pompası ismini alır.

Isı pompaları, genel olarak buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu olmak üzere iki tiptir. Detayları 3. Bölümde görüleceği üzere, buhar sıkıştırımlı çevrim sistemine benzer şekilde Absorpsiyonlu sistem de buharlaşma – yoğuşma döngüsüne dayanmaktadır. İlkinde buharın sıkıştırılması mekanik kompresörde yapılırken, absorpsiyonlu sistemde bu işlem bir ısı kaynağından sağlanan enerjiyle gerçekleşmektedir. Bu ısı, ya güneş enerjisiyle ya bir kazan kullanılarak veya gaz yakıtların direkt yakılmasıyla ya da; diğer proseslerden elde edilen buhar, sıcak su veya atık ısının kullanılmasıyla elde edilir. Bu çalışmada incelenecek olan, absorpsiyonlu soğutma makinaları (veya ısı pompası), açık veya kapalı çevrimli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri sadece iklimlendirme işlemlerinde ve küçük yükler için kullanılabilirler. Kapalı çevrimli sistemler ise, her türlü soğutma işlemi için ve istenilen büyüklükte dizayn edilebilirler.

Absorpsiyonlu sistemlerde ve buhar sıkıştırımlı ısı pompalarında COP (Soğutma tesir katsayısı – coefficient of performance) değeri sistemin performansını belirleyen

bir parametredir. COP; kullanılan ısıtma veya soğutma kapasitesinin, sistemin enerji tüketimine oranıdır.

$$\text{COP} = \frac{\text{Kullanılan ısıtma veya soğutma kapasitesi}}{\text{Sistemin enerji tüketimi}} \quad (1.1)$$

Elektrik enerjisinin çok üretilip tüketicinin az olduğu 1945 – 1970 yılları, elektriğin ucuz olduğu ve çevre probleminin yaşanmadığı dönemdir. Gerçekten yüksek COP ile çalışan elektrik motoru tahrikli soğutucular; sentetik soğutucu akışkanlar ile bireysel klimalardan başlayarak ticari ve endüstriyel klima ve soğutma cihazlarında çok büyük oranda kullanılmıştır.

1970' li yılların ilk yarısında dünyada enerji krizi başladı. Petrol fiyatları anormal şekilde yükselince dünya üzerinde alternatif enerjilere doğru bir yönelme oldu. İşte bu noktada da absorpsiyonlu soğutucu teknolojisine ihtiyaç duyuldu ve 1980' li yıllarda tekrar gündeme geldi. İlk zamanlardaki absorpsiyonlu soğutucuların COP' si yalnızca 0,6 – 0,7 civarındaydı. Son yıllarda iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri Japonya ve USA' de geliştirilmiştir. Bu sistemlerin COP' si yaklaşık 1' e eşittir. Absorpsiyonlu soğutucular, kompresörlü soğutuculara göre daha yüksek ilk yatırım maliyetine sahip olmasına rağmen, USA' nın çoğu bölgesinde elektriğin çok kullanıldığı ve pahalı olduğu pik zamanlarda ekonomik olarak yarar sağladığı için absorpsiyonlu soğutucular kurulmakta ve bu sistem birkaç yıl içinde kendini amorti edebilmektedir.

Absorpsiyonlu sistemler, soğutma ısıtma yapmak veya bazı durumlarda atık ısının sıcaklığını yükseltmek için ısı enerjisini kullanarak çalışan sistemlerdir.

Absorpsiyonlu sistemleri aşağıdaki kategorilere ayırabiliriz;

- a) Absorpsiyonlu soğutma; soğutma yapmak için ısı enerjisini kullanır.
- b) Absorpsiyonlu ısı pompası; Kışın ısıtmayı sağlamak, yazın soğutma yapmak için ısı enerjisini kullanır.
- c) Absorpsiyonlu ısı yükselticileri; Atık ısının sıcaklığını daha yüksek değerlere çıkartmak için kullanılır.

Absorpsiyonlu sistem çeşitlerini; kondenserine göre, kullanılan enerji kaynağına göre, kaynatıcı sayısına göre ve kullanılan solüsyona (soğutucu akışkan + absorbent) göre sınıflandırabiliriz.

A. Kondenserine göre;

1. Hava soğutmalı
2. Su soğutmalı

B. Kullanılan enerji kaynağına göre;

1. Güneş enerjisi
2. LPG
3. Fuel oil
4. Buhar
5. Sıcak su
6. Atık ısı
7. Doğal gaz

C. Kaynatıcı sayısına göre;

1. Tek etkili
2. Çift etkili

D. Kullanılan solüsyona göre (Soğutucu akışkan + absorbent) ;

1. Su + LiBr
2. Amonyak + Su
3. Diğer akışkan çiftleri

Üst kısımda yaptığımız sınıflandırmaya göre; kondenserine göre su soğutmalı, kullanılan enerji kaynağına göre güneş enerjili, kaynatıcı sayısına göre tek etkili, kullanılan solüsyona göre su + LiBr kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu bu çalışmanın amacını teşkil etmektedir. Çalışmada güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemini teşkil eden elemanların herbiri modellenerek belirli soğutma yüklerindeki boyutları bulunmuş ve bu boyutların çeşitli parametrelere göre değişimi incelenmiştir. Yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin sistemde kullanılabilirliği de araştırılmıştır.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çeşitli ısı kaynakları kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili günümüze kadar çok çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Bu bölümde bu çalışmalarla ilgili bir takım bilgiler verilecektir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemiyle ilgili yapılan bu araştırmaların bir kısmı çeşitli çalışma parametrelerinin absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve boyutları üzerine etkisini incelerken, bir kısmı da bu sistemde kullanılabilecek ısı kaynaklarını ve özellikle güneş enerjisinin kullanılabilirliğini incelemiş ve çeşitli çalışma parametrelerinin güneş enerjisinden yararlanma oranı üzerine etkisini ele almıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlandırılması ve performans parametrelerinin incelenmesine yönelik birçok çalışma yapılmıştır. Yiğit (1990), yaptığı çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarından absorberi, yaptığı simülasyon çalışması ile detaylı bir şekilde incelenmiştir. Yiğit (1990), sistemde kullanılan absorberi film absorber olarak seçerek, ısı ve kütle transfer bağıntıları ile sınır şartlarını yazmış ve bunların çözümü ile absorberde kullanılan boru boyunca sıcaklık ve konsantrasyon dağılımlarını elde etmiş ve böylece bu dağılımlardan yararlanarak ısı ve kütle taşınım katsayılarını çıkartmıştır.

Yiğit (1990), yaptığı çalışmada absorpsiyonlu soğutma sisteminin diğer elemanları da modelleyerek, herbir soğutma sistemi elemanını gövde – boru tipli bir ısı eşanjörü olarak kabul ederek gövde tarafındaki ve boru içindeki akış için ısı taşınım katsayılarını hesaplamış ve herbir elemanı boyutlandırmıştır. Yiğit (1990) çalışmasında, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çeşitli çalışma parametrelerini değiştirerek, bu parametrelerin değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısının ve boyutlarının değişimini de incelemiştir.

Wardono ve Nelson (1995) ve (1996), 20 – ton soğutma kapasiteli, LiBr – su akışkan çiftini kullanan, çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemini simüle etmişler ve çeşitli çalışma parametrelerinin değişimi ile sistem performansının ve sistem maliyetinin değişimini incelemiştirler. Wardono ve Nelson (1995)' de yaptıkları

çalışmada kaynatıcı sıcak su giriş sıcaklığı, yoğuşturucuya soğutma suyu giriş sıcaklığı ve soğutulan suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısının değişimini grafiklerle incelemişlerdir.

Moştafavi ve Agnew (1996) çalışmalarında, sık kullanılan su soğutmalı yerine hava soğutmalı LiBr – su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir elemanının yüzey alanlarının dış sıcaklık ile değişimini incelemişlerdir.

Kumar ve ark. (1984), deneysel olarak yaptıkları çalışma ile dolaşım oranının (FR), absorpsiyonlu soğutma sistemi performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Kumar ve ark. (1984) çalışmalarında, dolaşım oranını tanımlayarak belirli konsantrasyon değerlerinde dolaşım oranının değişimi ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin değişik elemanlarının ısl yüklerinin ve sıcaklıklarının ve ayrıca soğutma tesir katsayısının değişimini incelemişlerdir.

Kumar ve Devotta (1985)' de yaptıkları çalışmada LiBr – su ve amonyak – su akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemini analiz etmişler ve yine dolaşım oranını ile çeşitli parametrelerin değişimini incelemişlerdir.

Kaushik ve Chandra (1985) bilgisayarla yaptıkları çalışmalarında, tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, kaynatıcı sıcaklığı ile sistemin soğutma tesir katsayısının değişimini incelemişlerdir.

Kaynaklı (2000) yaptığı çalışma ile absorpsiyonlu soğutma sistemi kaynatıcısında kullanılan ısıyı otomobillerin egsoz gazından elde etmeye çalışmış ve otomobillerde buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi yerine absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılıp kullanılmayacağını araştırmıştır. Kaynaklı (2000) yaptığı çalışmasında, absorpsiyonlu soğutma sisteminin otomobillerde kullanılması durumunda, soğutma sisteminin her bir elemanının boyutlandırmasında yapmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlandırılması ve performans parametrelerinin incelenmesi dışında bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabilirliğini araştıran çalışmalarda mevcuttur.

Ergül (1991) çalışmasında, Ankara' da bulunan bir otelde kullanılabilir 100 kW soğutma kapasiteli absorpsiyonlu ısı pompasını bilgisayar simülasyonu ile incelemiştir. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ısı pompasının kullandığı akışkan çifti bu çalışmada R 22 – DEGDME olarak seçilmiştir. Ergül (1991) çalışmasında, birçok çalışma parametresinin değişimi ile başta sistemin performans parametreleri ve güneşten yararlanma oranı olmak üzere birçok parametrenin değişimini ısıtma ve soğutma modu için ayrı ayrı detaylı olarak incelemiştir.

Blain (1979) yaptığı çalışmada, Miami, Charleston ve Columbia bölgelerinde güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanımını incelemiştir. Blain (1979) sistemde çok çeşitli by – pass hatları kullanarak, bu hatların güneşten yararlanma oranı üzerine etkisini incelemiştir. Bu çalışmada Blain (1979), çeşitli parametrelerin güneşten yararlanma oranı üzerine etkisini araştırmıştır.

İleri (1995), yaptığı çalışmada Ankara' da 100 kW soğutma kapasiteli absorpsiyonlu ısı pompasını simüle etmiştir. İleri (1995), çeşitli çalışma parametrelerinin değişimi ile güneşten yararlanma oranının değişimini bu çalışmada araştırmıştır. İleri (1997) Ankara için yaptığı simülasyon çalışması ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans parametrelerini inceleyerek, LiBr – su ve R 22 – DEGDME akışkan çiftleri için bu performans parametrelerini incelemiştir.

Wijeysundera (1997), (1999) ve (2000) yıllarında, güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili çeşitli araştırmalar yapmıştır.

Bu çalışmalardan görüldüğü üzere, hem absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlarını ve performans parametrelerini hem de bu sistemde güneş enerjisinin kullanılması durumunda çeşitli parametrelerin değişimini inceleyen ortak bir çalışma yoktur.

Bu çalışmada yapılan simülasyonlar ile hem absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutları ve performans parametreleri incelenebilmekte hem de bu sistemde güneş enerjisi kullanılması durumunda güneş enerjisiyle ilgili çeşitli parametrelerin değişimi görülebilmektedir.

Bu çalışmada yapılan simülasyon çalışması ile, Türkiye' de herhangi bir bölgenin izafi güneşlenme süresi (t/t_0), enlem açısı (ϵ) ve deniz seviyesinden yüksekliği (Z) biliniyorsa bu bölgede eğik bir düzleme 1' er saatlik periyotlarla düşen anlık güneş ışınımı miktarı hesaplanabilmekte ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanımında çeşitli parametrelerin değişimi incelenebilmektedir. Bu çalışmada güneş enerjisi parametreleri araştırılırken sadece Antalya ili incelenmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Giriş

Bu çalışmada materyal olarak güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılmıştır. Kullanılan yöntem ise, sistemin soğutma tesir katsayısını, her bir elemanın boyutlarını ve bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabilirliğini bulduran iki bilgisayar simülasyonudur.

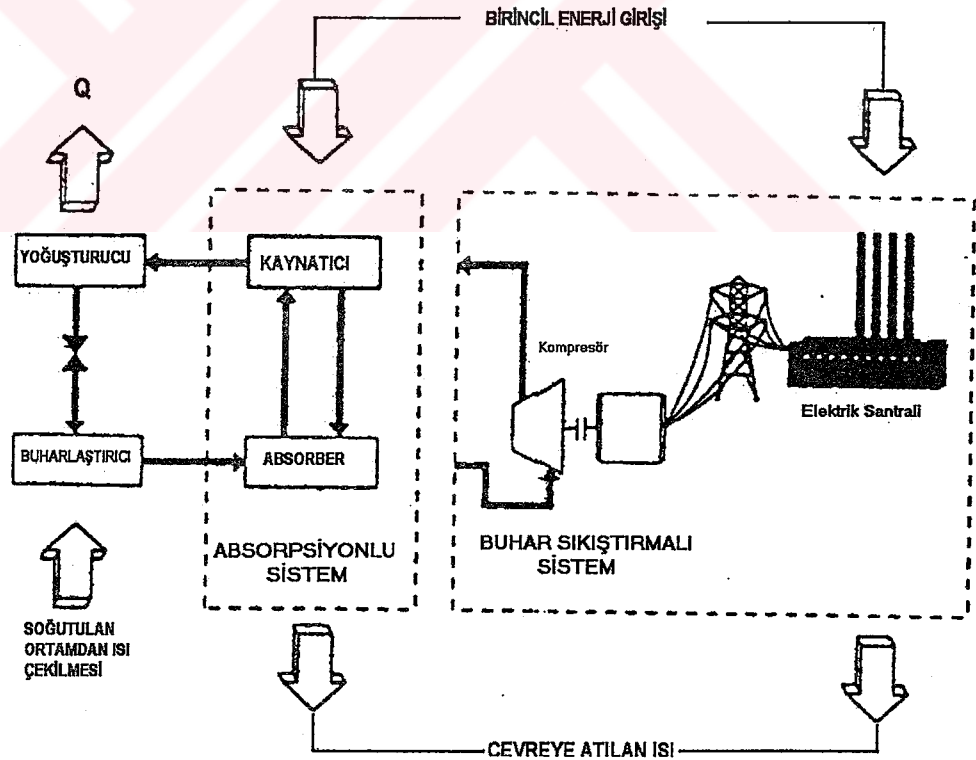
Çalışmanın ilk bölümünde, sistem elemanlarının modellenmesi çok detaylı bir şekilde yapılmıştır. Soğutma sisteminin elemanları olan kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, absorber ve eriyik eşanjörü boyutlandırmasının yapılabilmesi için gerekli olan ısı taşınım katsayıları akış şekli, geometrisi ve akışkan tipine bağlı olarak bulunmuş ve her bir eleman için toplam ısı transfer katsayısı elde edilmiştir. Herbir eleman gövde boru tipli bir ısı eşanjörü olarak düşünülerek, elemanların modelleri çıkarılmış ve bunların birleştirilmesiyle tüm sistemin simülasyonu yapılmıştır. Yapılan bu simülasyonda, çeşitli parametreler değiştirilerek, bu parametrelerin sistemin soğutma tesir katsayısı ve sistem boyutları üzerindeki değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, tablo ve diyagramlar halinde verilerek, bu sonuçlar üzerinde gerekli yorumlar yapılmıştır.

Yapılan ikinci simülasyon çalışmasında güneş enerjisinin absorpsiyonlu soğutma sisteminde ne kadar kullanılabileceği araştırılmıştır. Yapılan bu çalışma ile, belli bir bölgede, eğik düzlem üzerine düşen günlük ve anlık tüm güneş ışınımı hesaplanabilmektedir. Çalışmada, 1'er saatlik çalışma periyotları seçilmiştir. Böylece belli bir bölgedeki kullanım yerinde, sabah saat 10.00 ile akşam saat 18.00 arasında 1'er saatlik arayla belli bir kollektör yüzeyine düşen faydalı enerji miktarı ve depo sıcaklığının hangi değerler aldığı bulunabilmektedir. Bu sayede, çalışma saatleri içindeki her saat için hangi ısı gücünde bir yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç olduğu bulunabilmekte, güneş enerjisinden yararlanma oranı, FNP, hesaplanabilmektedir. Böylece çeşitli parametrelerin değişimi ile; başta güneşten yararlanma oranı FNP olmak üzere yardımcı enerji ısı gücü, faydalı enerji miktarı ve depo sıcaklığının, bu parametrelerin değişimi ile nasıl değiştiği tablo ve diyagramlar halinde verilerek, bu sonuçlar üzerinde gerekli yorumlar detaylarıyla yapılmıştır.

Bu bölümde, çalışmada kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi detaylı olarak irdelenecek, sistemin herbir elemanının boyutlandırılmasında kullanılan formüller sunulacaktır. Ayrıca güneş enerjisi sisteminin modellenmesi için gerekli detaylı bilgi sunularak, gerekli sonuçların elde edilmesi için yapılan bilgisayar simülasyonları ve çözüm tekniği de yine bu bölümde verilecektir.

3.2. Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması

Buhar sıkıştırırmalı çevrim sistemine benzer şekilde absorpsiyonlu sistem de buharlaşma – yoğuşma döngüsüne dayanmaktadır. İlkinde buharın sıkıştırılması elektrik enerjisiyle mekanik kompresörde yapılırken, absorpsiyonlu sistemde bu işlem bir ısı kaynağından sağlanan enerjiyle gerçekleşmektedir. Bu ısı, güneş enerjisi gibi diğer proseslerden elde edilen sıcak sudan, buhardan, gaz yakıtların direkt bir kazanda yakılmasından veya herhangi bir atık ısının kullanılmasından elde edilebilir. Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı sistem arasındaki benzerlikler Şekil 3.1.' de görülmektedir.

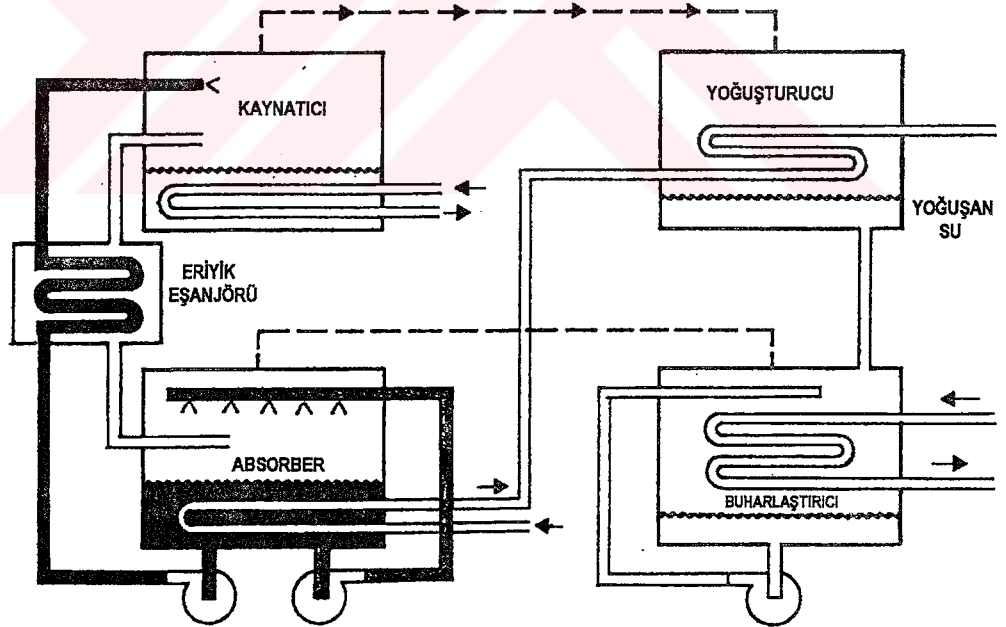


Şekil 3.1. Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı sistem arasındaki benzerlikler (ASHRAE Handbook Refrigeration 1998)

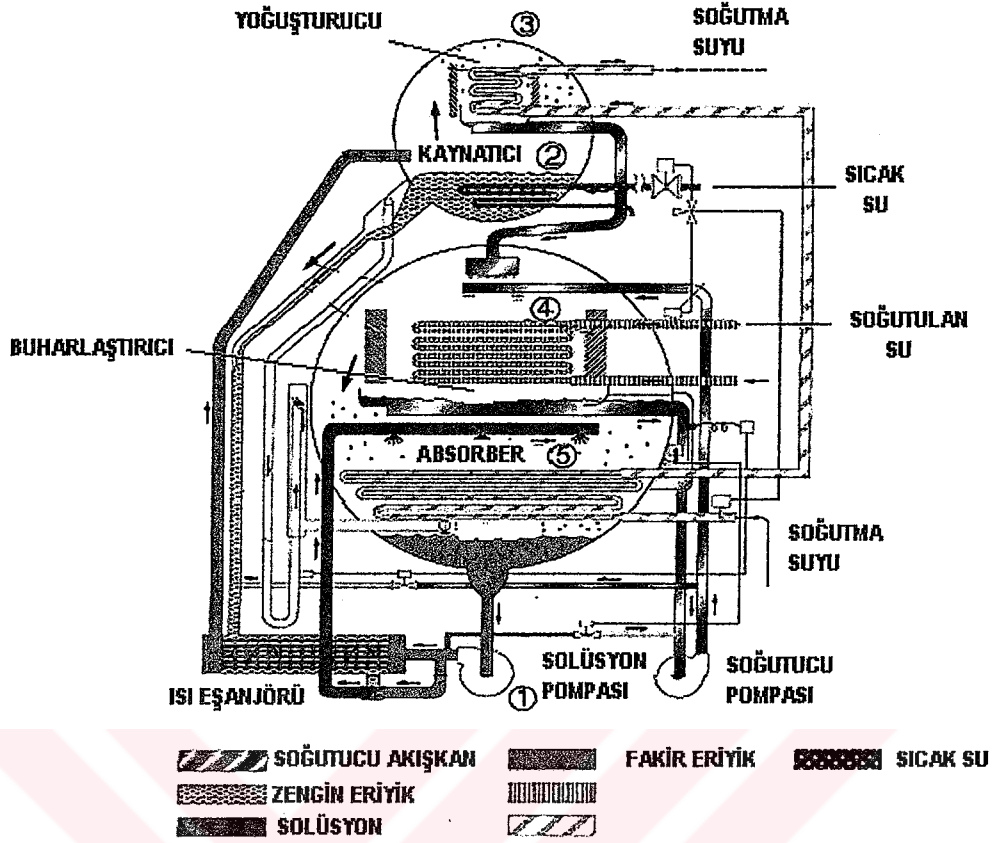
Mevcut absorpsiyonlu sistemler; düşük ısı enerjili tek etkili (tek kademeli kaynatıcı) veya ısı kaynağı olarak direkt yakmalı ya da yüksek dereceli buhar kullanan, enerji verimliliği yüksek çift etkili (iki kademeli kaynatıcı) sistemler olmak üzere iki ana gruptan oluşmaktadırlar.

3.3. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, yutucu (absorbent veya soğurucu) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Şekil 3.2. ve Şekil 3.3,' den görüleceği üzere, soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik eşanjörü (ekonomizör) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan, soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve eriyik eşanjörü arasında dolaşır.



Şekil 3.2. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı



Şekil 3.3. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramı (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan bir çok soğutucu akışkan – absorbent çifti vardır. Fakat günümüzde pratikte kullanılan başlıca akışkan çiftleri şunlardır;

- Soğutucu akışkan olarak amonyak, yutucu akışkan olarak su – amonyak eriyiği;
- Soğutucu akışkan olarak amonyak, yutucu akışkan olarak su – amonyak ve hidrojen eriyiği;
- Soğutucu akışkan olarak su, yutucu akışkan olarak LiBr – su eriyiği;
- Soğutucu akışkan olarak dichloromethane, yutucu akışkan olarak demethoxytetraethylene glycol eriyiği;

- e) Soğutucu akışkan olarak amonyak, yutucu akışkan olarak sodyum thiocyanate (NaSCN) ve amonyak eriyiği

Absorpsiyonlu soğutma, buharlaşma sırasında ısıyı absorbe ederken, absorpsiyon işleminde ısı açığa çıkaran soğutucu çiftlerin kimyasal olarak birleşmesi esasına dayanır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan absorber içinde çözülebilmeli ve sistemdeki iki akışkanın çok farklı kaynama sıcaklıklarına sahip olması gerekmektedir. Günümüzde ticari olarak kullanılan iki ana sistem vardır. İlki özellikle iklimlendirme uygulamalarında kullanılan kullanılan LiBr – su çiftidir. Bu çiftin soğutma limiti yaklaşık olarak 4°C dolaylarındadır. İkincisi amonyak – su çiftidir. Bu çift genelde 4°C' nin altında soğutma istenen uygulamalarda kullanılır. İstendiğinde –50°C' ye kadar soğutma yapılabilmektedir.

Ticari olarak en yaygın olarak kullanılan amonyak – su ve LiBr – su akışkan çiftlerini karşılaştırırsak;

- a) Yukarıda belirtildiği gibi, LiBr – su çiftinde soğutucu akışkan olarak su kullanıldığı için 0°C' nin altına inilmemektedir. Bu çift genellikle iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır. Soğutma limiti yaklaşık 4°C dolaylarındadır. Amonyak – su çifti 4°C'nin altında soğutma yapmak istenen uygulamalarda kullanılabilir. İstenildiğinde –50 °C' ye kadar soğutma yapılabilmektedir.
- b) LiBr – su çiftinde, ileride detayları verilecek olan, kristalizasyon sorunu vardır. Bunu önlemek için bazı ilave sistem değişiklikleri (by – pass hattı gibi) gerekebilir. Ayrıca kristalizasyon sorunu nedeniyle çalışma aralığı dardır.
- c) Amonyak – su çiftinde suyun amonyakla birlikte yoğunlaştırıcıya gitme riski vardır. Bu nedenle kaynatıcı çıkışına bu durumu engelleyecek sistemlerin yerleştirilmesi gerekir. Bu da maliyeti artırır.
- d) Amonyak – su çiftinde amonyak zehirli olduğu için kullanım yeri özenle seçilmeli, kaçağa müsadde edilmemelidir.

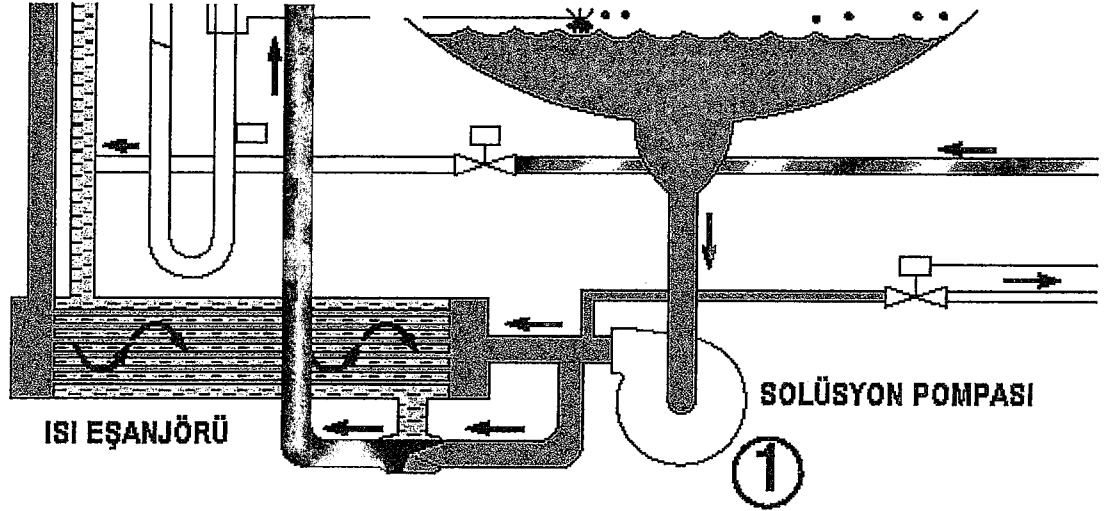
- e) Amonyak – su çiftinde, amonyağın sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı yüksek olduğu için kullanılan boruların et kalınlığının daha kalın olacağına dikkat edilmelidir. Bu da yine maliyeti artıracaktır.
- f) LiBr – su çiftiyle çalışan soğutma sistemi, düşük basınçlarda çalıştığı için önlenemeyen hava sızıntılarına sebep olabilir.
- g) Amonyak, bakır ve bakır türü malzemelerle reaksiyona girdiğinden dolayı amonyak – su kullanan sistemlerde paslanmaz çelik kullanılmalıdır.
- h) Her iki akışkan çiftinde de sudan dolayı paslanma riski büyüktür.
- i) Sistemin soğutma tesir katsayısı COP, LiBr – su çiftinde amonyak – su çiftine göre daha büyüktür.

Simülasyonunu yaptığımız sistemde, soğutucu akışkan – absorbent çifti olarak, yukarıdaki karşılaştırmada gördüğümüz avantajlarından dolayı, LiBr – Su çifti seçilmiştir.

LiBr – su çiftinde absorbent olarak kullanılan lityum bromür zehirsiz ve uçucu olmayan bir tuzdur. Lityum bromür sistemde, absorber ile kaynatıcı arasında çalışır. Absorberde soğutucu akışkan ile çözelti oluşturarak soğutucuyu yüksek basınç bölgesine taşır. Lityum bromürün kaynama noktası sıcaklığı sudan 540 °C daha fazladır. Bu özelliği sayesinde su ile lityum bromürün birbirinden ayrılması oldukça kolaydır (Kaynaklı 2000).

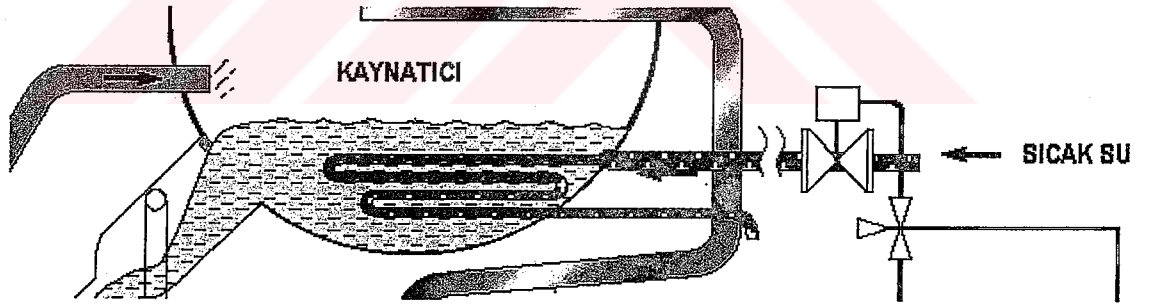
3.3.1. Lityum Bromür – Su Eriyiği Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak da lityum bromür kullanılır. Soğutma, sıvının buharlaşması esnasında etrafından ısı absorbe etmesi prensibine dayanılarak yapılmaktadır. Sistemin çalışma prensibi, Şekil 3.3.' de verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramında gösterilen her bir elemanın detaylı resimleri incelenerek aşağıda anlatılmıştır.



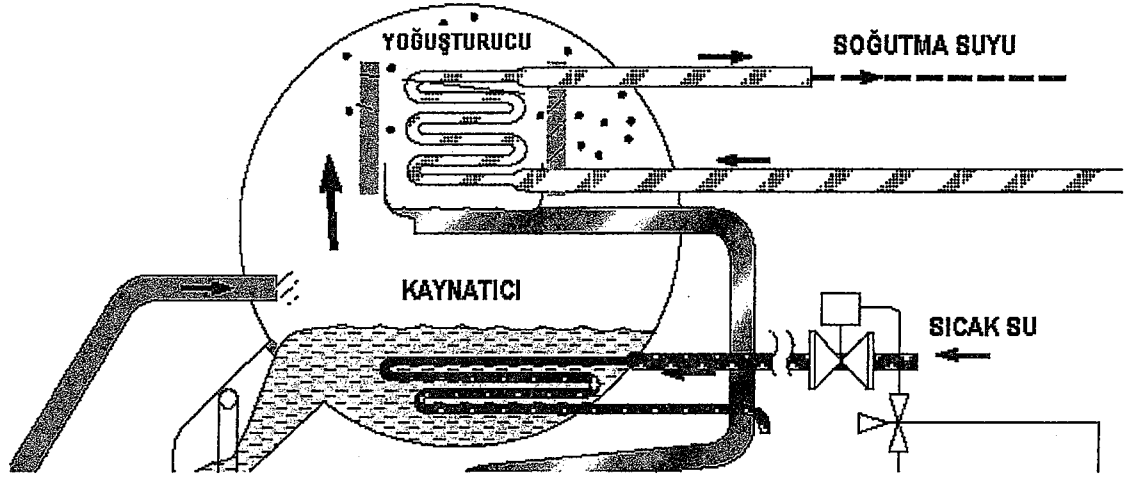
Şekil 3.4. Solüsyon pompası ve ısı eşanjörünün detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.4.' de görüldüğü gibi, LiBr bakımından fakir eriyik absorber gövdesinin alt kısmında toplanmıştır. Buradan, bir eriyik pompası tarafından fakir eriyik, bir ön ısıtma için, gövde – boru tipli bir ısı değiştiricisinden geçirilir. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir.



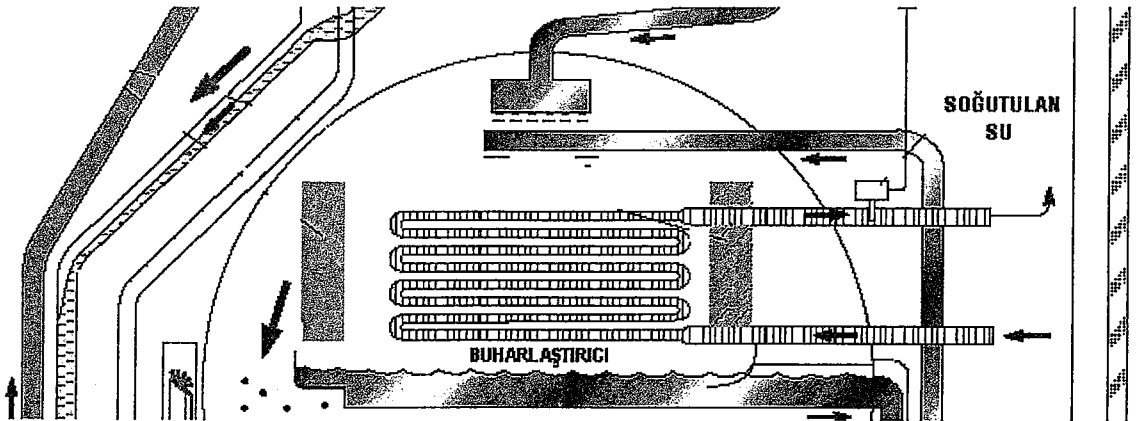
Şekil 3.5. Kaynatıcının detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.5.' de detayı verilen kaynatıcıda, dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkeden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda, içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), ısı değiştiricisinden geçip, fakir eriyik ısı verdikten sonra absorbere geri döner.



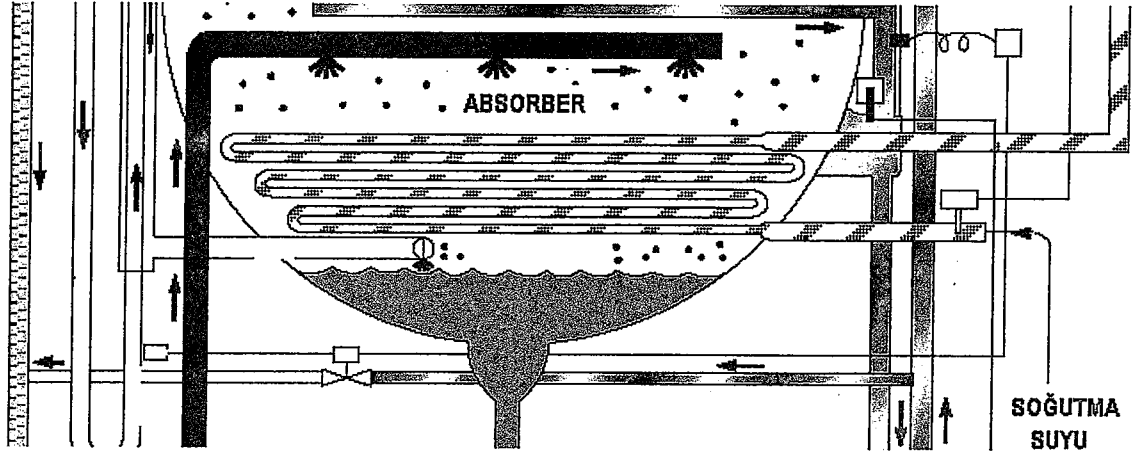
Şekil 3.6. Yoğuşturucunun detaylı gösterimi (YORK - YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Kaynatıcıdan buharlaşarak Şekil 3.6.' da detaylı resmi görülen yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir.



Şekil 3.7. Buharlaştırıcının detaylı gösterimi (YORK - YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.7.' de detaylı olarak gösterilen buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli ısıyı iklimlendirmede soğutma işleminde kullanılan soğutulan sudan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer.



Şekil 3.8. Absorberin detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.8,' de detaylı olarak gösterilen absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder). İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik, bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı ekonomisi için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır.

Görüldüğü gibi, pompaya verilen küçük bir enerji haricinde, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisi ile sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere yoğuşturulup buharlaştırılmaktadır. Halbuki buhar sıkıştırımalı mekanik soğutma sisteminde bu işlem bir kere olur. İlave buharlaşma – yoğuşma, mekanik enerjinin yerini alan fiziko – kimyasal bir işlemdir.

LiBr – su çiftinin en büyük sorunu ise, LiBr' ün kristalleşerek katı faza geçme olasılığıdır. Aşağıda kristalizasyondan, sebeplerinden ve alınabilecek önlemlerden bahsedilmiştir.

Kristalizasyon Sorunu

Suda çözülebilen lityum bromür, katı haldeyken kristal yapı halindedir. LiBr – su çözeltisi, belirli konsantrasyon değerlerinde belirli kritik eriyik sıcaklığı değerlerine sahiptir. Konsantrasyon değerine bağlı olan bu kritik sıcaklığın altına düştüğünde LiBr eriyikten ayrılarak katılaşmaya başlar. Bu olaya kristalizasyon adı verilmektedir. Eriyik eşanjörü veya ekonomizör denilen eleman kristalleşme olayının olma ihtimalinin en fazla olduğu yerdir. Kaynaticıdan dönen zengin eriyik ekonomizörde kritik sıcaklığın altına inerse, eriyik içindeki LiBr kristal hal alarak, eşanjörün borularına takılır ve tıkanmaya sebep olarak sistemin çalışmasını engeller. En genel anlamda iki nedenden dolayı kristalizasyon olayı meydana gelmektedir. Bu nedenler ve kristalizasyonun önlenmesi için alınabilecek önlemler aşağıda maddeler halinde verilmiştir;

- a) Eriyik pompasında güç düşümü olduğunda, otomatik dekrizalizasyon sistemi çalışmaz ve kristalizasyon olayı meydana gelir. Kristalleşme olayı meydana geldiğinde eriyik eşanjörünün absorbere dönüş borusu tıkanığundan, kaynaticıdan dönen zengin eriyik absorbere geri dönemez ve böylece kaynaticıda eriyik seviyesi git gide yükselir. Bir by – pass borusu kullanılarak kaynaticıda biriken bu eriyik absorbere gönderilebilir. Böylece absorberdeki fakir eriyik sıcaklığı yükselmiş olacaktır. Kaynaticıya gitmek üzere, bu fakir eriyik tekrar eriyik eşanjörüne pompalanır. Böylece yüksek sıcaklıktaki fakir eriyik, eriyik eşanjörü borularını ısıtır ve böylece zengin eriyik dönüş borusu açılır. Bu işleme otomatik dekrizalizasyon işlemi adı verilir.
- b) Absorber ve yoğusturucuda kullanılan soğutma suyu sıcaklığındaki büyük bir düşüş de kristalizasyona sebep olan bir nedendir. Soğutma suyu sıcaklığı olması gerektiğinden daha fazla düşükse, eriyik eşanjöründen geçen fakir eriyiğın sıcaklığı da bir hayli düşmektedir. Bu düşüş de, eriyik eşanjöründen

geçmekte olan, kaynatıcıdan dönen zengin eriyiğin sıcaklığını düşürmektedir. Hatta zengin eriyiğin sıcaklığı kristalleşme noktasına kadar düşmektedir. Bu durumda, yoğuşturucu ve absorberin soğutma suları kesilirse, fakir eriyiğin sıcaklığı ve buna bağlı olarak zengin eriyiğin sıcaklığı yükseleceğinden kristalleşme önlenmektedir.

3.3.2. Amonyak – Su Çifti İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Bu sistemde soğutucu akışkan olarak amonyak, absorbent olarak da su kullanılır. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan amonyak bakımından zengin eriyik kaynatıcıya gelir. Burada, dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkederek amonyak buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden amonyak buharının ayrılmasıyla amonyak bakımından fakirleşen eriyik (fakir eriyik), ısı değiştiricisinden geçip, zengin eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren amonyak buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan amonyak bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına genişletilir. Buharlaştırıcıda buharlaşırken buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan amonyak buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan fakir eriyik, buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını yutar (absorbe eder). İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar amonyak bakımından zengin hale gelen eriyik (zengin eriyik), bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı ekonomisi için, absorberden kaynatıcıya gönderilen zengin eriyik, kaynatıcıdan dönen fakir eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır.

3.4. Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması

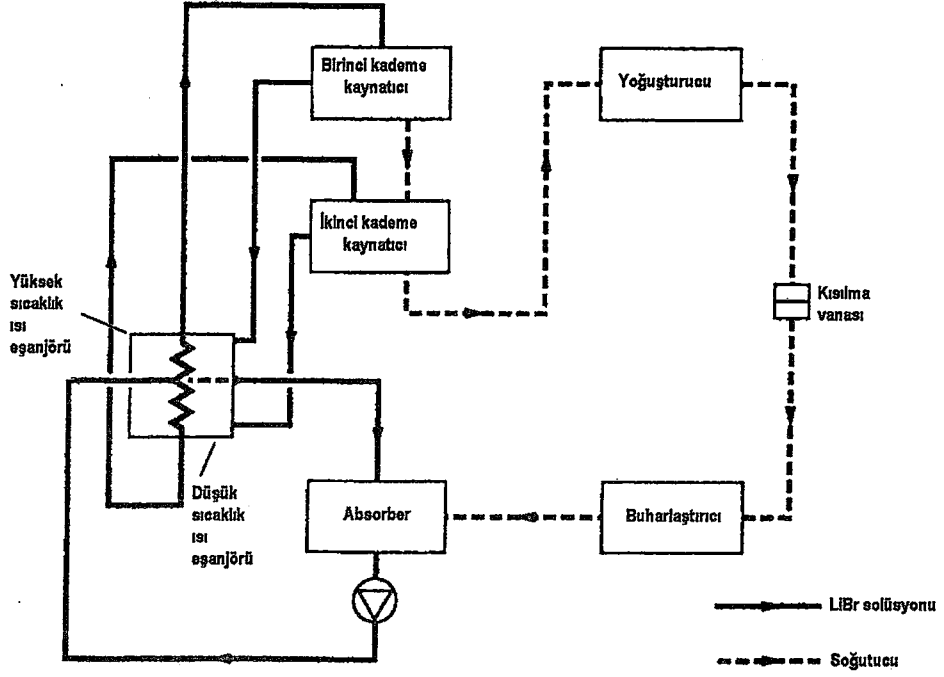
Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerini kullanmaktaki öncelikli amaç, yüksek sıcaklıklı ısı kaynağı sağlandığında tek kademeli sistemde elde edilebilenden daha yüksek soğutma tesir katsayısı (COP) değerleri elde edebilmektir.

İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri solüsyonun absorberden kaynatıcıya akışına göre paralel ve seri akışlı olarak ikiye ayrılabilir.

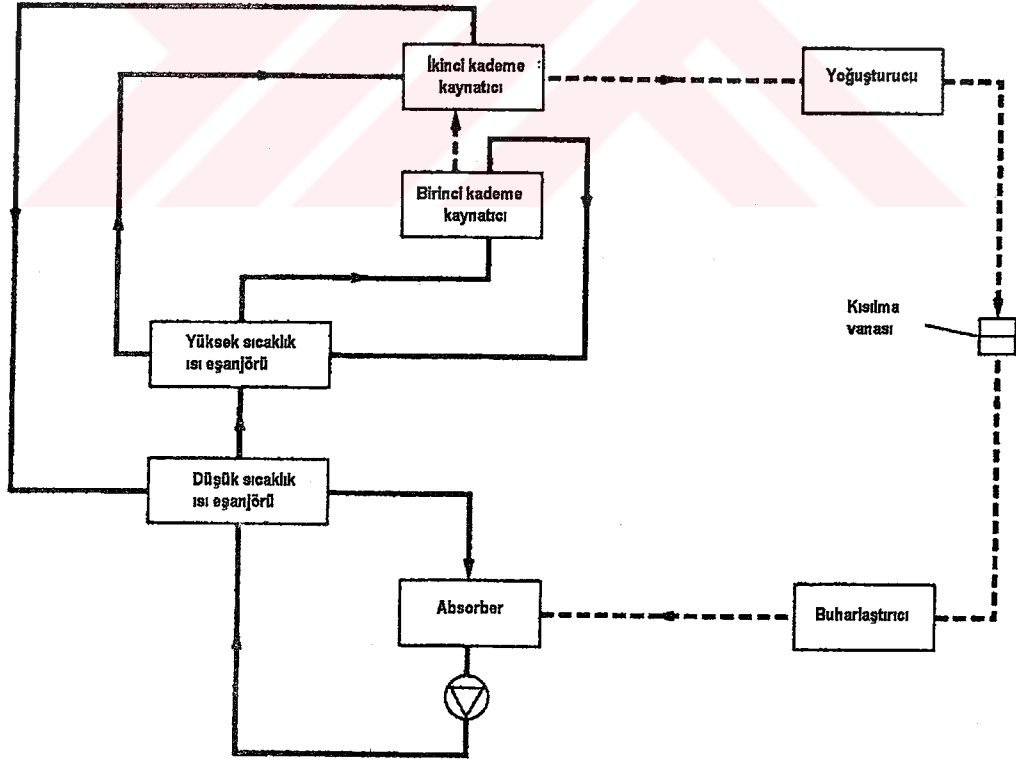
Şekil 3.9.' da görüldüğü gibi, paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, absorberdeki solüsyon birinci ve ikinci kademedeki kaynatıcılara ayrı ayrı gönderilir. Her iki kaynatıcıdaki konsantre (zengin) solüsyon tekrar birleşir ve absorberde geri döner. Şekil 3.10.' da görüldüğü gibi, seri akışlı çift kademeli absorpsiyonlu sistemde absorberdeki solüsyon ilk önce birinci kademedeki kaynatıcıya gönderilir. Kısmen konsantre solüsyon daha sonra ikinci kademe kaynatıcıya gönderilir.

Paralel akışlı sistemler, seri akışlı sistemlere göre iki avantaja sahiptir;

1. Birinci kademe kaynatıcıya giren solüsyonun debisi seri akışlı sistemlerin hemen hemen yarısı kadardır. Subuharının doyma şartlarına ulaşması için solüsyon sıcaklığını yükseltmekte daha az ısıya ihtiyaç olacaktır. Bu yüzden, sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) daha yüksektir.
2. Tek bir ısı eşanjöründe akış olduğundan dolayı daha düşük bir basınç düşümü olacağından paralel akışlı sistem için gerekli maksimum basınç daha az olacaktır. Paralel akışlı sistem kristalizasyon bölgesinden seri akışlı sisteme göre daha uzakta çalışmaktadır.



Şekil 3.9. Çift kademeli paralel akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi basitleştirilmiş akış diyagramı



Şekil 3.10. Çift kademeli seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı

3.5. LiBr – Su Eriyiğinin ve Suyun Termodinamik özelliklerinin Bulunması

LiBr – su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kristallenme sıcaklığının bulunması önemlidir. Bu sıcaklık deneysel sonuçlardan faydalanılarak, derişikliğin bir fonksiyonu olarak en küçük kareler metoduyla, 3. dereceden bir polinomla ifade edilmiştir (Yiğit 1990).

$$T_{KRS} = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3 \quad (3.1)$$

Burada, x yüzde olarak derişikliği göstermektedir. Bu eşitlik, $0.55 \leq x \leq 0.68$ aralığında geçerlidir. Burada geçen katsayıların değerleri eklerdeki program listesinde verilmiştir. Simülasyonun yapılması aşamasında su, su buharı ve LiBr – su eriyiğinin özelliklerini bulmak için gerekli formüller ve alt programlar Yiğit (1990)' dan alınmıştır.

3.6. LiBr – Su Akışkan Çifti ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Su - Lityum bromür eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için kullanılan şematik sistem aşağıdaki Şekil 3.11.' de gösterilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizinin yapılabilmesi için çeşitli kabullerin yapılması gerekir. Bu kabulleri şöyle sıralıyabiliriz;

- a) Değişik elemanların sıcaklıkları üniform ve sabit değerlerdedir.
- b) Kaynatıcı ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
- c) Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
- d) Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
- e) Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı halindedir ($x=0$).

- f) Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır ($x=1$).
- g) Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
- h) Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
- i) Absorber, kaynatıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanlarda basınç sabittir.
- j) Sisteme iş girişi ihmal edilebilir (pompa işi).
- k) Yoğuşturucu ve absorberde aynı soğutma suyu kullanıldığından eriyiğin absorberden çıkış sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığına eşittir.

Dolaşım oranı (FR), zengin eriyik ve soğutucu akışkan debilerinin oranı olarak tanımlanır.

$$FR = \frac{\text{Zengin eriyiğin debisi}}{\text{Soğutucu akışkanın debisi}}$$

$$FR = \frac{\dot{m}_Z}{\dot{m}_S} \quad (3.2)$$

Burada, Şekil 3.11.'de kullanılan notasyonlar cinsinden,

Soğutucu akışkan debisi,

$$\dot{m}_S = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

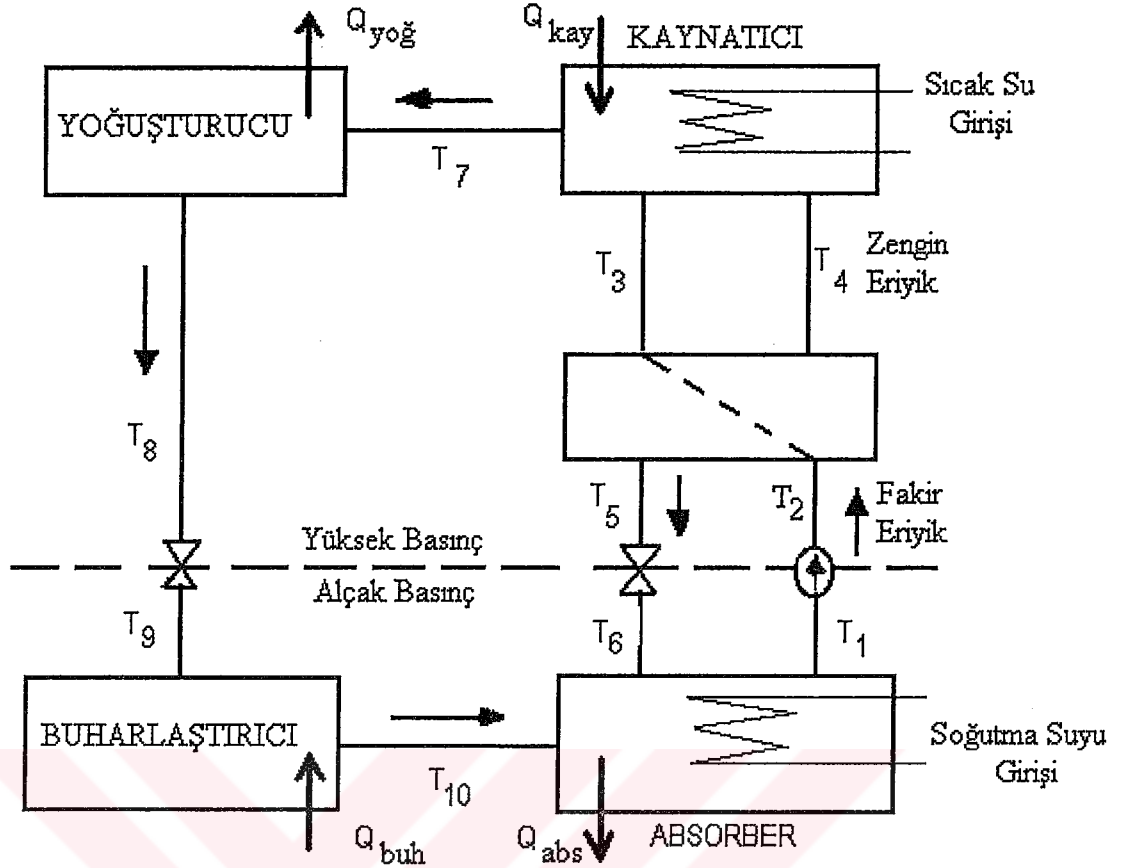
zengin eriyiğin debisi,

$$\dot{m}_Z = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

fakir eriyiğin debisi,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

olarak yazılabilir.



Şekil 3.11. Termodinamik analiz için gerekli noktaların absorpsiyonlu soğutma sisteminin basitleştirilmiş akış diyagramında gösterimi

Kaynaticı Analizi

Şekil 3.11.'de verilen indislerle kaynaticının analizi yapılırsa;

Süreklilik denklemi : $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ ve Şekil 3.11.' den görüldüğü gibi,

X_3 : fakir eriyik konsantrasyonu

X_4 : zengin eriyik konsantrasyonu

olmak üzere

Kaynaticıdaki LiBr dengesi : $\dot{m}_3 \cdot X_3 = \dot{m}_4 \cdot X_4$

şeklinde yazılabilir. Buradan, dolaşım oranı FR' yi

$$(\dot{m}_4 + \dot{m}_7) \cdot X_3 = \dot{m}_4 \cdot X_4 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_7 \cdot X_3 = \dot{m}_4 (X_4 - X_3)$$

$$FR = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{X_3}{X_4 - X_3} \quad (3.3)$$

şeklinde hesaplayabiliriz.

Stüreklilik denkleminin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} + 1 \quad \Rightarrow \quad \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = FR + 1 \quad (3.4)$$

denklemleri elde edilebilmektedir. Bu denklemler işlemleri oldukça kolaylaştırmaktadır.

Kaynatıcı için termodinamiğin I. kanunu yazılırsa,

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_{\dot{c}} - \Sigma H_{\dot{g}} \quad (3.5)$$

Kaynatıcıda herhangi bir iş kaybı olmadığı ($\Sigma W = 0$) düşünülerek denklem,

$$Q_{kay} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilir. Birim kg soğutucu akışkan için kaynatıcı kapasitesi,

$$q_{kay} = h_7 + FR \cdot h_4 - (FR+1) \cdot h_3 \quad (3.7)$$

olarak yazılabilir.

Yoğuşturucunun Analizi

Yoğuşturucu analizi Şekil 3.11.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Yoğuşturucuda herhangi bir iş kaybı olmadığı ($\Sigma W = 0$) düşünülerek denklem 3.5 ile verilen termodinamiğin I. kanunu yoğuşturucu için yazıldığında,

$$Q_{yoğ} = H_8 - H_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (3.8)$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$ ' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{yog} = h_8 - h_7 \quad (3.9)$$

olarak bulunur.

Buharlaştırıcı Analizi

Buharlaştırıcı analizi Şekil 3.11.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Buharlaştırıcıda iş kaybı olmadığı ($\Sigma W = 0$) düşünülerek denklem 3.5 ile verilen termodinamiğin I. kanunu buharlaştırıcı için yazıldığında,

$$Q_{buh} = H_{10} - H_9 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (3.10)$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_7$ ' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{buh} = h_{10} - h_9 \quad (3.11)$$

olarak bulunur.

Absorber Analizi

Absorber analizi Şekil 3.11.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Absorberde herhangi bir iş kaybı olmadığı ($\Sigma W = 0$) düşünülerek denklem 3.5 ile verilen termodinamiğin I. kanunu absorber için yazıldığında,

$$Q_{abs} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (3.12)$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_1 = \dot{m}_3$, $\dot{m}_{10} = \dot{m}_7$ ve $\dot{m}_6 = \dot{m}_4$ ' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{abs} = (FR+1).h_1 - h_{10} - FR.h_6 \quad (3.13)$$

olarak bulunur.

Bu durumda, sistemin soğutma tesir katsayısı COP, birim iş başına yapılan soğutma olarak;

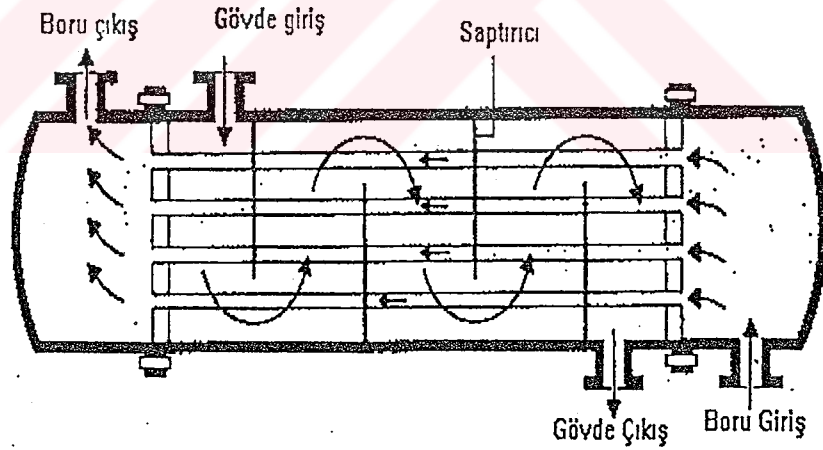
$$COP = \frac{Q_{\text{buh}}}{Q_{\text{kay}} + W_{\text{pompa}}} \cong \frac{Q_{\text{buh}}}{Q_{\text{kay}}} \quad (3.14)$$

şeklinde bulunur.

3.7. Soğutma Sisteminin Modellenmesi

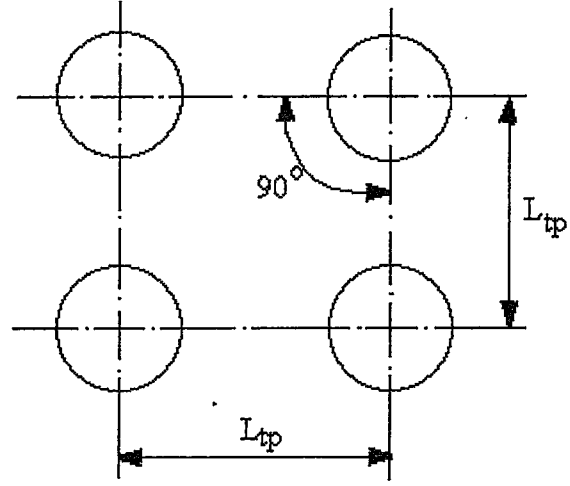
3.7.1. Isı Değiştiricisi Büyüklüklerinin Tanımlanması

Soğutma sisteminin her bir elemanı gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak dizayn edilmiştir. Gövde – boru tipli bir ısı eşanjörünün şematik resmi Şekil 3.12.' de verilmiştir.



Şekil 3.12. Gövde – boru tip bir ısı eşanjörünün şematik resmi

Gövde – boru tipli ısı eşanjöründe borular kare diziliş şekliyle dizayn edilmiştir. Kare diziliş halinde boruların konumu Şekil 3.13.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Kare diziliş halindeki boruların gösterilişi

Boruların oluşturduğu demetin çapı, boruların sayısı ile boru geçiş sayılarına ve aradaki boşluğa da bağlıdır.

Genceli (1999)' da verildiği gibi, boru demeti çapı,

$$D_{\text{demet}} = D_o \cdot \left(\frac{n_b}{C} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} \quad (3.15)$$

boru demetindeki boru sayısı ise,

$$n_b = C \cdot \left(\frac{D_{\text{demet}}}{D_o} \right)^n \quad (3.16)$$

deneysel bağıntılarından yaklaşık olarak bulunabilmektedir. Bu bağıntılarda,

D_{demet} = boru demeti çapı, mm

D_o = boru dış çapı, mm

n_b = boru sayısı

anlamlandırılır. C ve n katsayıları, boru düzenleme şekillerine bağlı olarak Çizelge 3.1.' de verilmiştir (Genceli 1999).

Çizelge 3.1. Denklem 3.15 ve 3.16' deki katsayıları

Boruların kare düzenlenişi, $L_{tp}=1.25 D_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643
Boruların üçgen düzenlenişi, $L_{tp}=1.25 D_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Bu çalışmada, eşanjör gövde çapı (D_s), bulunan demet çapına (D_{demet}) en yakın standart değer alınarak, bu standart gövde çapına sığacak yaklaşık boru sayısı (n_b) denklem 3.16' dan bulunmuştur.

Boru demetine dik akış halinde eşdeğer kesit alanı,

$$A_e = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{L_{tp}} \quad (3.17)$$

bağıntısından hesaplanabilir (Kern ve Kraus 1972). Burada,

$$C = L_{tp} - D_o$$

L_{tp} = iki boru ekseni arasındaki mesafe (Şekil 3.13.)

ve saptırıcı levha aralığının, levha iç çapına oranı 0.3 olarak alınarak (Heat Exchanger design handbook 1983),

$$B = D_s \cdot 0.3$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Boru dışından, boru demetine dik akış hali için, eşdeğer çap (Kern ve Kraus 1972),

$$D_e = \frac{\left(L_{tp}^2 - \pi \cdot \frac{D_o^2}{4} \right) \cdot 4}{\pi \cdot D_o} \quad (3.18)$$

olarak verilmiştir.

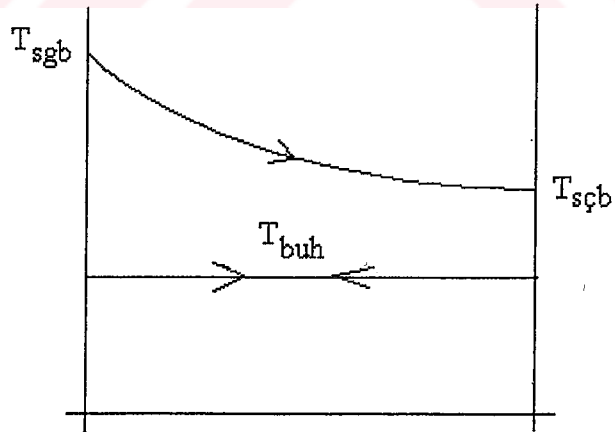
3.7.2. Buharlaştırıcı Modeli

Buharlaştırıcı, tek geçişli, ters akışlı, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Boru içinde su buharı ve boru dışında ise ısı çekilecek soğutulan su akışı vardır.

Soğutulan sudan çekilen ısıtma yükü için,

$$Q_{buh} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sgb} - T_{sçb}) \quad (3.19)$$

bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntı yardımıyla, buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı ($T_{sçb}$) buharlaşma sıcaklığı (T_{buh})' dan büyük olacak şekilde \dot{m}_s debisi kontrol edilir.



Şekil 3.14. Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Boyutlandırmaya su – subuharı akışı için Genceli' nin (1999) verdiği tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı (K) alınarak başlanmıştır. Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca

sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.14.' den görülmektedir. Logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) denklem 3.20' den hesaplanarak, soğutma kapasitesi belli olduğu için K tahminine dayalı olarak bir boru sayısı bulunmuştur.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sgb} - T_{buh}) - (T_{sçb} - T_{buh})}{\ln \frac{T_{sgb} - T_{buh}}{T_{sçb} - T_{buh}}} \quad (3.20)$$

Bu formülde;

T_{sgb} = buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı

$T_{sçb}$ = buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı

T_{buh} = buharlaşma sıcaklığı

olarak gösterilmiştir.

Bir önceki konuda verilen formüller yardımıyla demet çapı (D_{demet}) hesaplanarak, bu değer en yakın standart gövde çapı değeri (D_s)' e atanmıştır. Bu standart gövde çapına sığacak boru sayısı da yine bir önceki konuda verilen denklemler yardımıyla hesaplanarak, bu boru sayısı esas alınarak gerçek toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Boru içinden akan suyun buharlaşması halinde ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

$$(2.5) \cdot 10^{10} < Re^2 \cdot k_f < (1.5) \cdot 10^{12}$$

$$x_{çık} > 0.9, \quad k_f = \frac{Q_{buh}}{G \cdot h_{sb}}$$

$$h_{ort} \cdot \left(\frac{D}{k} \right) = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (3.21)$$

formülüyle bulunmuştur. Burada,

k_f = buharlaştırıcıda çekilen toplam soğutma yükünün, buharlaşma gizli ısısına oranı

$x_{çık}$ = buharlaştırıcı çıkışındaki kuruluk derecesi

h_{sb} = buharlaşma gizli ısısı

olarak alınmıştır.

Yukarıdaki aralığın dışında ısı taşınım katsayısı,

$$h_{ort} = 0.0082 \cdot Re^{0.8} \cdot k_f^{0.4} \quad (3.22)$$

formülüyle bulunmaktadır.

Boru demetine dik akış halinde gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

$$\frac{h \cdot D_e}{k} = 0.36 \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot D_e}{\mu \cdot A_e} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{cid}} \right)^{0.14} \quad (3.23)$$

Bu denklemde, bir önceki konuda verildiği gibi, A_e ; akış kesiti, D_e ; eşdeğer çapdır.

Boru içindeki ve gövde tarafındaki akış için yukarıdaki ifadelerle ısı taşınım katsayıları bulunduktan sonra toplam ısı transfer katsayısı (K) bulunarak, bulunan bu değer tahmin edilen ilk değerle karşılaştırılmıştır. Tahmin edilen değerle bulunan değer yakınsadığı zaman işlem durdurularak, denklem 3.24 yardımı ile gerekli alan bulunarak, standart değerler üzerinden boru uzunluğu tesbit edilmiştir.

$$Q_{buh} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.24)$$

3.7.3. Kaynatıcı Modeli

Kaynatıcıda, buharlaştırıcı gibi, tek geçişli, ters akışlı gövde – boru tipli ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir.

Kaynatıcıda eriyiğin birim zamanda almış olduğu ısı miktarını, termodinamik analiz sırasında denklem 3.6 ile bulmuştuk. Isıtma suyunun vermiş olduğu ısıyı ise,

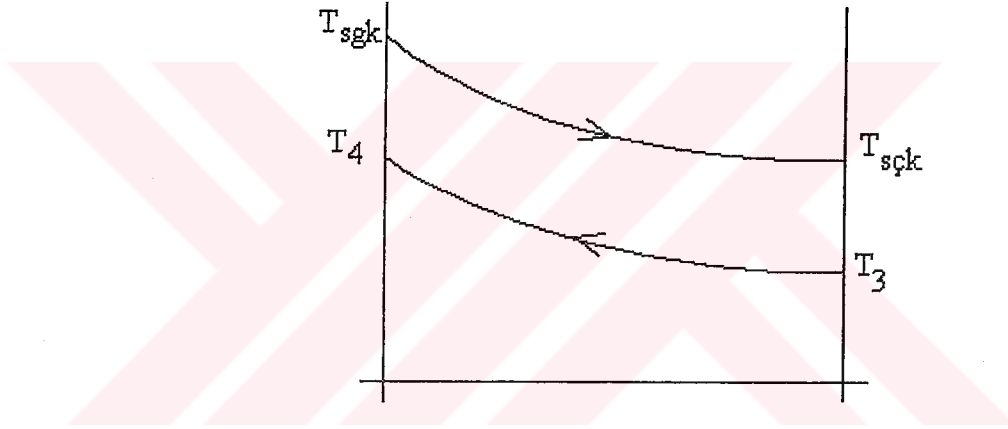
$$Q_{kay} = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{sgk} - T_{sçk}) \quad (3.25)$$

bağıntısıyla hesaplayabilmekteyiz. Bu denklem ile, $T_{sçk}$ bulunarak, $T_{sçk} > T_3$ olacak şekilde \dot{m}_s debisi kontrol edilmiştir. Bu denklemde,

T_{sgk} = kaynatıcı su giriş sıcaklığı

$T_{sçk}$ = kaynatıcı su çıkış sıcaklığı

olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3.15. Kaynatıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Güneş enerjisiyle ısıtılan ısıtma suyu, borular içinden akmaktadır. Boru içinden akış durumunda ısı taşınım katsayısı Gniolinski eşitliği ile (Kılıç ve Yiğit 2000),

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.26)$$

ifadesinden bulunmuştur. Bu ifade,

$$0.5 < Pr < 2000 \text{ ve } 5 \cdot 10^6 > Re > 3000$$

aralığı için geçerlidir. Burada pürüzsüz borular için sürtünme faktörü,

$$f = (0.79 \cdot \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3.27)$$

eşitliğinden bulunmuştur.

Fakir eriyik ise gövde tarafında, yani boru dışından akmaktadır. Buradaki kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması, yani buharlaşması şeklindedir. Gövde tarafında, boru demetine dik akış için verilen denklem 3.23 ile gövde tarafı ısı taşınım katsayısı bulunmuştur.

Boyutlandırmaya, buharlaştırıcıda olduğu gibi, toplam ısı transfer katsayısı tahmini yapılarak başlanmıştır. Yukarıdaki denklemler vasıtasıyla bulunan ısı taşınım katsayıları ile gerçek toplam ısı transfer katsayısı bulunarak, bu değer tahmin edilen değere yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsama sağlandığı durumda,

$$Q_{kay} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.28)$$

förmülünden gerekli alan hesaplanarak, standart değerler üzerinden gerekli boru boyları tesbit edilmiştir. Kaynatıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.15.' de verilmiştir. Kaynatıcıdaki bu sıcaklık dağılımına göre, 3.28 denkleminde logaritmik sıcaklık farkı,

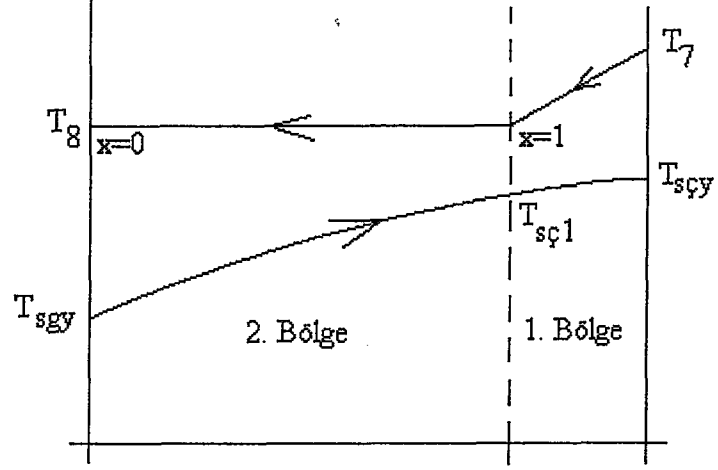
$$\Delta T_m = \frac{(T_{sgk} - T_4) - (T_{sçk} - T_3)}{\ln \frac{T_{sgk} - T_4}{T_{sçk} - T_3}} \quad (3.29)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada, T_3 ve T_4 sıcaklıkları, sırasıyla eriyiğin giriş ve çıkış sıcaklıkları olarak Şekil 3.11.' de görülmektedir.

3.7.4. Yoğuşturucu Modeli

Yoğuşturucu, ters akışlı, iki geçişli, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı bölgede ısı miktarı büyük olduğundan yoğuşturucu, yoğuşma bölgesi ve kızgınlığın alındığı bölge olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. Bu iki bölge için yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkının

değişimi Şekil 3.16.' da gösterilmiştir. Şekil 3.16.' dan görüldüğü gibi 1. bölge soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı bölge, 2. bölge ise yoğuşma bölgesidir.



Şekil 3.16. Yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Yoğuşturucu, soğutma suyunun gövde tarafında boru demeti üzerinden geçtiği, soğutucu akışkan buharının ise borular içinde yoğuştuğu düşünülerek modellenmiştir. Diğer sistem elemanlarının tersine, yoğuşturucu iki geçişli olarak tasarlanmıştır. Bunun sebebi, borular içinden akan soğutucu akışkan buharının debisinin çok küçük olmasından dolayı tek geçişli sistem kullanılması durumunda akışın laminer olmasıdır. Bilindiği üzere laminer akışta ısı taşınım katsayıları düşük olmakta, bunun neticesinde de büyük yüzey alanlarına gereksinim olmaktadır.

Yoğuşturucuda atılan toplam ısı (Q_{yog}) termodinamik analiz kısmında denklem 3.8. ile verilmiştir. Yoğuşma bölgesinde, soğutucu akışkan buharının soğutma suyuna verdiği ısıyı;

$$Q_2 = \dot{m}_b \cdot (h_b - h_s) \quad (3.30)$$

bağıntısıyla bulabiliriz. Bu denklemde;

h_b = doymuş su buharının entalpisi ($x=1$)

h_s = doymuş suyun entalpisi ($x=0$)

olarak tanımlanmıştır.

Kızgınlığın alındığı bölgede soğutma suyuna verilen ısı;

$$Q_1 = Q_{yoğ} - Q_2 \quad (3.31)$$

şeklinde bulunabilmektedir.

Şekil 3.16.' dan görüldüğü gibi, yoğuşma bölgesi çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı ($T_{sç1}$);

$$Q_2 = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sç1} - T_{sgy}) \quad (3.32)$$

ifadesinden çekilebilmektedir. Burada, T_{sgy} yoğuşturucuya soğutma suyunun giriş sıcaklığıdır. Ayrıca, yoğuşturucu çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı $T_{sçy}$ ' de

$$Q_{yoğ} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sçy} - T_{sgy}) \quad (3.33)$$

bağıntısından çekilebilmektedir.

Böylece soğutma suyu debisi (\dot{m}_s), yoğuşma bölgesi çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı $T_{sç1}$ subuharının yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı T_8 ' den küçük olacak şekilde ve yine soğutma suyunun yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı $T_{sçy}$ ' de subuharının yoğuşturucuya giriş sıcaklığı T_7 ' den küçük olacak şekilde kontrol edilmektedir.

Boyutlandırmaya diğer sistem elemanlarında olduğu gibi, tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı (K) ile başlanmış ve bulunan boru sayısına bağlı olan gerçek toplam ısı transfer katsayısı bu tahmine yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsatma işlemi tamamlandığında standartlar üzerinden boru uzunluğu tayin edilmiştir.

Yoğuşturucunun birinci bölgesi olan kızgınlığın alındığı bölgede boru içindeki buhar akışı için ısı taşınım katsayısı daha önce verilen denklem 3.26' dan, gövde tarafındaki soğutma suyu için ısı taşınım katsayısı denklem 3.23' den bulunmuştur.

Yoğuşturucunun ikinci bölgesi olan yoğuşma bölgesinde ise, gövde tarafındaki soğutma suyu için ısı taşınım katsayısı denklem 3.23 ile, boru içinde su buharının yoğuşması durumunda ise ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

$Re > 40$ için,

$$\frac{h}{k} \cdot \left[\frac{\mu^2}{\rho_1 \cdot (\rho_1 - \rho_g) \cdot g} \right]^{1/3} = 0.023 \cdot Re^{1/4} \cdot Pr^{0.33} \quad (3.34)$$

$Re \leq 40$ için,

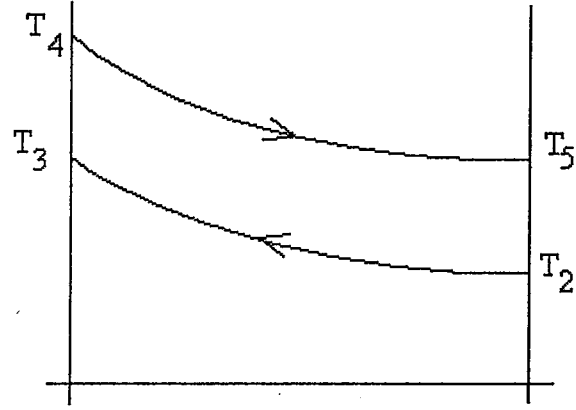
$$\frac{h}{k} \cdot \left[\frac{\mu^2}{\rho_1 \cdot (\rho_1 - \rho_g) \cdot g} \right]^{1/3} = 1.1 \cdot Re^{-1/3} \quad (3.35)$$

ifadelerinden bulunmuştur. Bu denklemde ρ_1 sıvı fazındaki, ρ_g ise buhar fazındaki akışkanın yoğunluğudur.

3.7.5. Eriyik Eşanjörü (Ekonomizör) Modeli

Eriyik eşanjörü, ters akışlı, tek geçişli, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Absorberden dönen fakir eriyik boru içinden akarken, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik gövde tarafında boru demeti üzerinden akmaktadır. Boru tarafındaki fakir eriyik akışında debi çok küçük olduğundan geçiş sayısı artırılabilir bile akışın laminar olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle, boru tarafındaki akış için, laminar akış halinde sabit ısı akısı kabulü yapılarak Nusselt sayısı 3.66 alınarak ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. Borular dışında gövde tarafındaki zengin eriyik akışında ısı taşınım katsayısı daha önce verilen denklem 3.23 ile bulunmuştur.

Boyutlandırmaya yine tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı ile başlanmış ve bulunan gerçek toplam ısı transfer katsayısı bu tahmini değere yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsama sağlandığında, standart değerler üzerinden bir boru uzunluğu tayin edilmiştir. Eriyik eşanjöründeki sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.17.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Eriyik eşanjörü uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

3.7.6. Absorber Modeli

Absorpsiyonlu soğutma sistemi modellenirken, absorber olarak düşey borular etrafında ince film akışlı olarak düşünülen film absorberler seçilmiştir. Absorber de yine diğer sistem elemanları gibi ters geçişli bir ısı eşanjörü gibi boyutlandırılmıştır. Bu eşanjörde borular içinde soğutma suyu akarken, boruların dışında ise kaynatıcıdan dönen zengin eriyik buharlaştırıcıdan dönen su buharını absorbe etmektedir. Yani absorberde ısı transferinin yanında kütle transferi de söz konusudur. Isı ve kütle transferinin gerçekleşmesi için bir potansiyel bulunması gereklidir. Absorberde bu potansiyel, ısı transferi için sıcaklık farkı, kütle transferi için konsantrasyon farkıdır.

Kütle transferi açısından absorber verimini, absorber içindeki konsantrasyon değişiminin absorber içindeki ideal konsantrasyon değişimine oranı olarak ifade edebiliriz. Bu genel ifadeden absorber verimini şöyle yazabiliriz,

$$\eta = \frac{X_{FAK} - X_{ZEN}}{X_{FAKI} - X_{ZEN}} \quad (3.36)$$

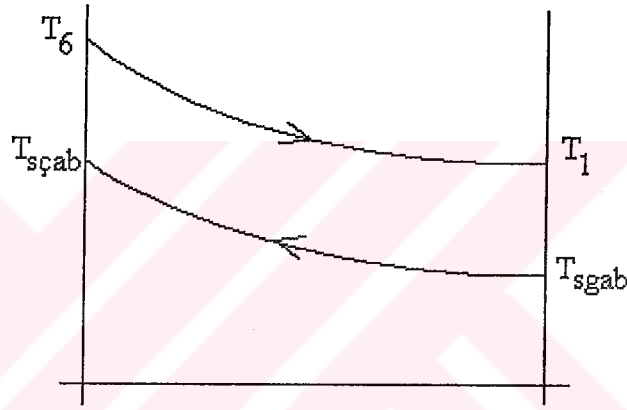
Bu bağıntıda X_{ZEN} ; zengin eriyik derişikliği, X_{FAK} ; fakir eriyik derişikliği, X_{FAKI} ; ideal fakir eriyik derişikliğidir. Denklem 3.36' dan görüleceği gibi, absorber verimini arttırmak için; $(X_{FAKI} - X_{ZEN})$ farkının azaltılması, $(X_{FAK} - X_{ZEN})$ farkının artırılması gerekir.

Absorberin, soğutma sistemi üzerindeki büyük etkilerinden dolayı, veriminin mümkün olduğu kadar yüksek tutulması gerekmektedir.

Termodinamik analiz yardımıyla absorberden çekilen ısıyı denklem 3.12 ile daha önce bulmuştuk. Soğutma suyunun çektiği ısı ise,

$$Q_{abs} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{s\check{c}ab} - T_{sgab}) \quad (3.37)$$

ile bulunmaktadır. Burada, $T_{s\check{c}ab}$, absorber su çıkış sıcaklığı ve T_{sgab} ' de absorber su giriş sıcaklığıdır. Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.18.' den görülmektedir.



Şekil 3.18. Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Şekil 3.18.' de verilen sıcaklık farkından yararlanılarak, absorberdeki logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_m = \frac{(T_6 - T_{s\check{c}ab}) - (T_1 - T_{sgab})}{\ln \frac{T_6 - T_{s\check{c}ab}}{T_1 - T_{sgab}}} \quad (3.38)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m ve absorberden atılan ısı miktarı Q_{abs} bulunduğuna göre, boyutlandırmanın yapılabilmesi için gerekli tek bilinmeyen toplam ısı transfer katsayısı K olmaktadır. Boru içinden soğutma suyunun akması durumunda ısı taşınım katsayısı (Kılıç ve Yiğit 2000),

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.39)$$

eşitliğinden bulunmuştur. Bu formül,

$$0.7 < Pr < 160, \quad Re > 10000$$

aralığı için geçerli olan bir formüldür.

Dik bir boru etrafında ince film akışı halinde absorberdeki hız, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımları Şekil 3.19.' da gösterilmiştir. Sıvı haldeki eriyik, dik boru etrafında kendi ağırlığı ile aşağıya doğru akmaktadır. $Z=0$ noktasında eriyik C_0 konsantrasyonunda ve T_0 sıcaklığındadır. Boru yüzeyi boyunca, eriyik soğutucu akışkan buharını absorbe eder. Absorbe etme işlemi sırasında ısı açığa çıkar ve bu ısı boru cidarlarından soğutma suyuna atılır. Akış tek boyutlu olduğu için sadece z eksenini boyunca hız bulunmaktadır. Akışkan kendi ağırlığıyla aktığı için film kalınlığı yoğunluk, viskozite ve debi yardımıyla bulunabilmektedir (Yiğit 1990).

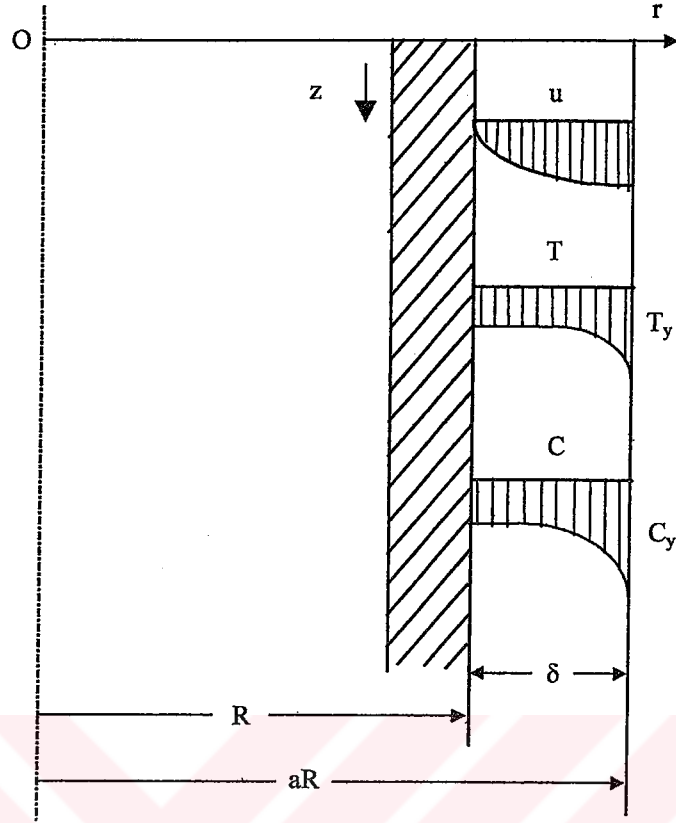
$$Y_{\max} = \left(\frac{3 \cdot Re \cdot v^2}{g} \right)^{1/3}, \quad Re = \frac{G}{\Pi \cdot \mu} \quad (3.40)$$

Burada Π ıslak çevre olarak verilmiştir ($\Pi = \pi D$).

Parabolik hız dağılımı, boru etrafında film akışı halinde şu şekilde ifade edilmiştir (Yiğit 1990),

$$V_z = \frac{\rho \cdot g \cdot R^2}{4 \cdot \mu} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 + 2 \cdot a^2 \cdot \ln \frac{r}{R} \right] \quad (3.41)$$

a; burada belirli bir katsayıdır.



Şekil 3.19. Absorberdeki hız, sıcaklık ve konsantrasyon dağılımları

Isı ve kütle transferi olayları için, kararlı rejimde enerji ve difüzyon denklemleri şu şekilde yazılabilir;

$$V_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.42)$$

$$V_z \cdot \frac{\partial C}{\partial z} = D \cdot \left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial C}{\partial r} \right) \quad (3.43)$$

bu denklemlerdeki α ; ısı yayılma katsayısı, D ; kütle difüzyon katsayısıdır.

Bu diferansiyel denklemler çıkartılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- a) Eriyik Newtoniyen bir akışkandır, fiziksel özellikleri sabittir ve sıcaklık ile derişiklikten bağımsızdır.

- b) Birim zamanda absorbe edilen buhar miktarı, eriyik sıvı debisi ile karşılaştırıldığında, çok azdır. Bu yüzden akış film kalınlığı sabit kabul edilebilir.
- c) Buhar fazında ısı transferi yoktur.
- d) Film içindeki sıcaklık ve derişiklik farkı sebebiyle doğal taşınım yoktur.
- e) Difüzyon ısı etkileri ihmal edilebilir.
- f) Yüzeyde, sıvı ve buhar arasında buhar dengesi mevcuttur.

Bu diferansiyel denklemlerin çözülebilmesi için sınır şartların bilinmesi gerekmektedir. Bu sınır şartları şöyle sıralayabiliriz;

$$z = 0 \text{ da } T = T_0 \quad C = C_0$$

$$r = R \text{ de } T = T_{cid} \text{ ve } \frac{\partial C}{\partial r} = 0$$

$$r = aR \text{ de } T = T_y \text{ ve } C = C_y$$

Burada T_y ve C_y ; yüzey sıcaklığı ve derişikliği olarak tanımlanmıştır. T_y ve C_y birbirine bağlı ve z koordinatının bir fonksiyonudur. Sıvı eriyik ile buharın temasta olduğu ortak yüzey için sınır bağıntıları yazılabilir. Bunlar sırasıyla denge şartı, kütle difüzyonu ve ısı iletimi eşitlikleri olarak isimlendirilir ve şöyle ifade edilir;

$$F(T_y, C_y) = P_v = \text{sabit} \quad (3.44)$$

$$D \cdot \frac{\partial C}{\partial r} = n_y \quad (3.45)$$

$$k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = n_y \cdot \lambda(T_y, C_y) \quad (3.46)$$

burada, λ ; absorpsiyon ısısı, n_y ; yüzeydeki molekül sel akıdır.

Denklem 3.45 ve 3.46 birleştirilirse;

$$k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = D \cdot \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right) \cdot \lambda(T_y, C_y) \quad (3.47)$$

elde edilir.

Yutulan akışkan buharının sahip olduğu bazı özelliklerden dolayı ek bağıntılar yazılabilir. Aşağıda verilen şu iki özelliğe sahip absorbenflere lineer absorbent adı verilmelidir. Bu özellikler;

a) Sabit basınçta sıcaklık ve derişiklik arasındaki bağıntı lineerdir,

$$C = A_1 \cdot T + A_2$$

b) Absorpsiyon ısısı sabittir, sıcaklık ve derişiklikten bağımsızdır;

$$\lambda(T_y, C_y) = \lambda = \text{sabit}$$

LiBr – su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma makinalarında yutulan madde (absorbent) soğutucu buharı yani sudur. Su, lineer absorbent olarak kabul edilebilir. Böylece yüzey için iki tane sınır bağıntısı elde edilmiş olur. Bu bağıntılar;

$$k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = \lambda \cdot D \cdot \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right) \quad (3.48)$$

$$C_y = A_1 \cdot T_y + A_2 \quad (3.49)$$

şeklindedir.

Diferansiyel denklemlerin çözümüyle bulunan sıcaklık dağılımından faydalanılarak, lineer artan cidar sıcaklığına sahip dik bir boru dışından akış halinde, cidar yakınındaki ısı taşınım katsayısı bulabilmektedir.

Cidar yakınındaki Fourier ifadesi,

$$q = -k \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = -k \cdot \left. \frac{\Delta T}{\Delta r} \right|_{r=R} \quad (3.50)$$

şeklinde yazılabilir. Cidardan iletilen ısı akısı bu bağıntı ile bulunabilir. Burada k ; ısı iletim katsayısıdır.

Film akışı için Newton'un soğuma kanunu,

$$q = h \cdot (T_b - T_{cid}) \quad (3.51)$$

olur. Burada T_b ; ortalama karışım sıcaklığı olarak tanımlanmıştır. Ortalama karışım sıcaklığının bulunması için (Yiğit 1990),

$$T_b(Z) = \frac{\langle V_z T \rangle}{\langle V_z \rangle} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r \cdot T \cdot V_z \cdot dr \cdot d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r \cdot V_z \cdot dr \cdot d\theta} \quad (3.52)$$

denklemini kullanılmıştır.

Denklem 3.50 ve 3.51' den ısı taşınım katsayısı çekilirse;

$$h = \frac{-k \frac{\Delta T}{\Delta r} \Big|_{r=R}}{(T_b - T_{cid})} \quad (3.53)$$

elde edilir. Böylece ısı taşınım katsayısı hesaplanmış olur.

Sıvı – buhar ara yüzeyindeki kütle taşınım katsayısı benzer yolla bulunur. Fick kanunu;

$$J = -D \frac{dC_A}{dr} \Big|_{r=a-R} = -D \frac{\Delta C_A}{\Delta r} \Big|_{r=a-R} \quad (3.54)$$

olarak tanımlanmıştır. Denklem 3.51' de verilen Newton' un soğuma kanununa benzer şekilde;

$$J = h_m \cdot (C_y - C_b) \quad (3.55)$$

şeklinde yazılabilir.

Ortalama karışım derişikliğini veren ifade (Yiğit 1990),

$$c_b(z) = \frac{\langle V_z \cdot C \rangle}{\langle V_z \rangle} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r \cdot C \cdot V_z \cdot dr \cdot d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{Y_{max}} r \cdot V_z \cdot dr \cdot d\theta} \quad (3.56)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

Denklem 3.54 ve 3.55' den kütle taşınım katsayısı çekilecek olursa,

$$h_m = \frac{-D \frac{\Delta C_A}{\Delta r} \Big|_{r=a-R}}{(C_y - C_b)} \quad (3.57)$$

ifadesi elde edilir. Böylece kütle taşınım katsayısı hesaplanmış olur.

3.7.7. Kısılma Vanası Modeli

Sistemde iki kısılma vanası kullanılmıştır. Bunlardan birincisi yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasında, ikincisi eriyik eşanjörüyle absorber arasındadır. Bu vanaların çok iyi bir şekilde yalıtıldığı düşünülerek herhangi bir ısı kaybının olmadığı varsayılmıştır. Vanalarda herhangi bir iş değişimi de olmadığına göre, termodinamiğin birinci kanununa göre Şekil 3.11.' deki indislerle;

$$h_5 = h_6 \quad \text{ve} \quad h_8 = h_9$$

olarak yazabiliriz.

3.7.8. Eriyik Pompası Modeli

Su sıkıştırılmaz bir akışkan olduğundan özgül hacim (v) sabittir. Özgül tersinir iş, 1 ve 2 noktası sırasıyla pompa giriş ve çıkışı olmak üzere;

$$-w_p = \int_1^2 v \cdot dP = v \cdot (P_2 - P_1) \quad (3.58)$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca birinci kanun uygulanırsa,

$$q_p - w_p = h_2 - h_1 \quad (3.59)$$

şeklinde bulunur. Pompada ısı kaybı olmadığı kabul edilirse,

$$-w_p = h_2 - h_1 = v \cdot (P_2 - P_1) \quad (3.60)$$

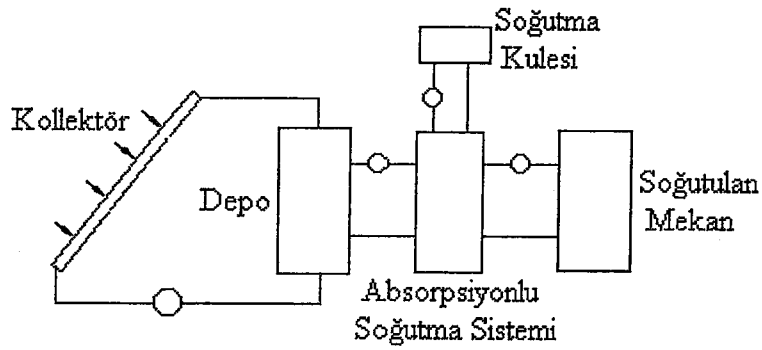
elde edilir. pompa gücü ise eriyik debisi m_e olmak üzere,

$$-W_p = \dot{m}_e \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.61)$$

şeklinde bulunur.

3.8. Güneş Enerjisi Sisteminin Modellenmesi

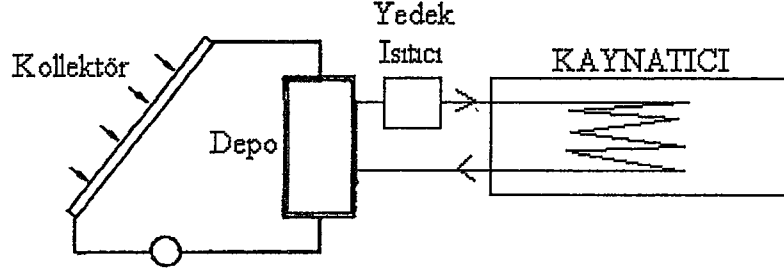
Güneş enerjisi sistemi, kaynatıcıda kullanılacak ısıtma suyunu depolayan depo tank sıcaklığının anlık olarak tayini esas alınarak modellenmiştir. Depo tank sıcaklığının bulunabilmesi için gerekli olan, belli bir bölgede birim yüzeye düşen anlık ışınım miktarı ve buna bağlı olarak kollektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı ve yedek enerji kaynağı ısıl gücünün tayin edilmesi için gerekli eşitlikler bu bölümde verilmiştir.



Şekil 3.20. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı

Şekil 3.20.' de güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı verilmiştir. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi aynıdır. Güneş enerjili sistemde, kaynatıcıda gerekli ısı güneş enerjili

sistemden sağlandığı için, sisteme ek olarak kollektör, depolama tankı ve yardımcı enerji kaynağı gelmiştir. Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynatıcıda kullanımı detaylı olarak Şekil 3.21.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynatıcıda kullanımı

3.8.1. Atmosfer Dışındaki Düzleme Gelen Güneş Işınımı

Yeryüzüne gelen güneş ışınımını bulabilmek için atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınımını hesaplamamız gerekmektedir. Bu bölümde kullanılan tüm formüller ve veriler Kılıç ve Öztürk (1983)' den alınmıştır. Atmosfer dışında yatay birim düzleme bir anda gelen güneş ışınımı,

$$I_0 = I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \quad (3.62)$$

ile bulunabilmektedir. Burada, I_{gs} değeri 1353 W/m^2 olan güneş sabiti, f güneş sabitini düzeltme faktörü ve z zenit açısı olmak üzere,

$$f = 1 + 0.033 \cdot \cos\left(360 \cdot \frac{n}{365}\right) \quad (3.63)$$

$$\cos z = \cos d \cdot \cos e \cdot \cosh + \sin d \cdot \sin e \quad (3.64)$$

şeklinde bulunabilmektedir. Bu formüllerde kullanılan n , yılın kaçınıcı günü olduğunu göstermektedir ve aylara göre aldığı değer Çizelge 3.2.' de verilmiştir. Bölgenin konumuna bağlı olan enlem açısı e çeşitli kaynaklarda mevcuttur. Güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açı olan deklinasyon açısı d ,

$$d = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{n + 284}{365}\right) \quad (3.65)$$

eşitliğinden bulunabilmektedir. Anlık olarak değeri bulunan (GS)' ye bağlı olarak saat açısı h,

$$h = 15 \cdot (GS - 12) \quad (3.66)$$

denkleminde bulunabilmektedir.

Atmosfer dışındaki yatay birim düzleme belli bir zaman aralığında gelen güneş ışınımı

$$dQ_0 = I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \cdot dt \quad (3.67)$$

şeklinde bulunabilmektedir. Saat açısı (h)' a bağlı olan $t=12/\pi \cdot h$ olarak yazılarak,

$$dQ_0 = \frac{12}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \cdot dh \quad (3.68)$$

şeklinde yazılabilir ve denklem 3.64 ile verilen zenit açısının değeri bu denklemde yerine konarak gün doğuşu ve gün batışı arasında integre edilirse, atmosfer dışında yatay birim düzleme bir gün boyunca gelen güneş ışınımı,

$$Q_0 = \frac{12}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \int_{H_1}^{H_2} (\cos d \cdot \cos h \cdot \cos e + \sin d \cdot \sin e) \cdot dh$$

$$= \frac{24}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot (\cos d \cdot \cos e \cdot \sin H + \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \sin d \cdot \sin e) \quad (3.69)$$

veya

$$Q_0 = \frac{24}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot \sin d \cdot \sin e \cdot \left(\frac{\pi}{180} \cdot H - \tan H \right) \quad (3.70)$$

şeklinde bulunabilir. Bu formülde H gün doğuşu ve batışındaki saat açısı olmak üzere,

$$H = \arccos(-\tan d \cdot \tan e) \quad (3.71)$$

denklemini ile hesaplanabilmektedir.

Biz bu çalışmada aylık ortalama değerleri hesaplayacağız. Bir gün boyunca yatay düzleme gelen güneş ışınımı Q_{oi} ise n_1 gününden n_2 gününe kadar olan değerlerin ortalaması alınarak belli bir zaman aralığında ortalama güneş ışınımı hesaplanabilir. n_1 ve n_2 herhangi bir ayın sıra ile ilk ve son günleri ise, atmosfer dışında yatay birim düzleme gelen aylık ortalama güneş ışınımı,

$$Q_o = \frac{1}{n_2 - n_1} \sum_{n_1}^{n_2} Q_{oi} \quad (3.72)$$

şeklinde hesaplanabilir. Fakat bu hesap şekli oldukça uzundur. Bu nedenle, aylık ortalama hesaplar, aylık ortalama değerleri veren günlerde hesaplanır (Kılıç ve Öztürk 1983). Çizelge 3.2.' de verilen günlerde, denklem 3.70 ile hesaplanan değerlerle, denklem 3.71. ile hesaplanan aylık ortalama güneş ışınımı miktarları arasındaki fark %1' in altında kalmaktadır (Kılıç ve Öztürk 1983).

Çizelge 3.2. Aylık ortalama güneş ışınımı miktarları için alınması gerekli n değerleri

	GÜN	n
Ocak	17	17
Şubat	16	47
Mart	16	75
Nisan	15	105
Mayıs	15	135
Haziran	11	162
Temmuz	17	198
Ağustos	16	228
Eylül	15	258
Ekim	15	288
Kasım	14	318
Aralık	10	344

3.8.2. Yeryüzüne Gelen Güneş Işınımı

Güneş enerjili sistemi dizayn ederken ilk önce faydalanabildiğimiz güneş ışınımını bulmamız gerekir. Bu bölümde, ilk önce güneş ışınımının atmosferde azalmasından sözedilecek ondan sonra da yeryüzüne gelen güneş ışınımı şiddetinin ölçülen büyüklüklere bağlı hesap metotları ele alınacaktır. Bu bölümde kullanılan tüm formül ve veriler yine Kılıç ve Öztürk (1983)' den alınmıştır.

Güneş ışınımı atmosferi geçerken, atmosferde bulunan foton, molekül, toz v.s gibi parçacıklar tarafından yutulur ve saçılır. Bu nedenle, atmosfer dışına gelen ışınımın 0.1 ila 0.8 arasında bir kesri yeryüzüne ulaşır (Kılıç ve Öztürk 1983). Doğrudan yeryüzüne gelen kısmına 'direkt güneş ışınımı', saçılan ışınımın yeryüzüne gelen kısmına 'yayıllı güneş ışınımı' adı verilir. Direkt ve yayıllı ışınımın toplamı 'tüm güneş ışınımı' olarak bilinir.

3.8.2.1. Yatay Düzleme Gelen Aylık Ortalama Tüm Güneş Işınımı

Güneş ışınımı hesaplarında, ölçülen güneş ışınımı verilerinden yararlanılarak geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılmıştır.

Günlük Tüm Güneş Işınımı

Yatay düzleme gelen günlük tüm güneş ışınımı bağıntıları, güneşlenme süresi izafi nem, mutlak nem, atmosferik basınç, sıcaklık ve bulutluluk oranı gibi meteoroloji verilerinden birine veya birkaçına bağlı olarak verilmektedir. Güneşlenme süresinin fonksiyonu olarak verilen bağıntılar, tüm güneş ışınımı hesaplamalarında en çok kullanılan bağıntılardır.

Yatay düzleme gelen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımının bulutsuz bir günde gelen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımına oranının izafi güneşlenme süresi (güneşlenme süresinin gün uzunluğuna oranı, t/t_0) ile lineer değişimi ilk defa 1924 de Angström tarafından araştırılmıştır. Bu formül daha sonra geliştirilmiştir ve yatay bir düzleme gelen günlük tüm güneş ışınımı Q , atmosfer dışına gelen güneş ışınımı Q_0 , güneşlenme süresi t ve gün uzunluğu t_0 olmak üzere,

$$\frac{Q}{Q_0} = a + b \cdot \frac{t}{t_0} \quad (3.73)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Denklem 3.73' deki a ve b sabitleri; tüm güneş ışınımı ve güneşlenme süresi verilerine dayanarak, sabitlerin hesaplanmasında faydalanılan verilerin uzun yıllar ortalaması ile elde edilen istatistik metodlarla tayin edilmektedir. Bu sabitler bölgenin çeşitli özelliklerine (bitki örtüsüne, iklim durumuna, topoğrafik yapıya) bağlı olarak belli değerler arasında değişmektedir. Denklem 3.73' de kullanılan

a ve b katsayıları, Z hesapların yapıldığı yerin m. olarak deniz seviyesinden yüksekliği olmak üzere, aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilmektedir.

$$a = 0,103 + 0,000017 \cdot Z + 0,198 \cdot \cos(e - d) \quad (3.74)$$

$$b = 0,533 - 0,165 \cdot \cos(e - d) \quad (3.75)$$

Anlık Tüm Güneş Işınımı

Anlık tüm güneş ışınımı, günlük toplam tüm güneş ışınımına bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Anlık tüm güneş ışınımının (I) günlük toplam tüm güneş ışınımına (Q) oranı ($r_t = I/Q$), gün boyunca anlık tüm güneş ışınımının eksponansiyel ve sinüsoidal değişimleri birlikte gözönüne alınarak,

$$\Psi = \exp \left\{ -4 \cdot \left(1 + \frac{|h|}{H} \right)^2 \right\} \quad (3.76)$$

olmak üzere,

$$r_t = \frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4 \cdot t_0} \left\{ \cos \left(\frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H} \right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - \Psi) \right\} \quad (3.77)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, daha önce verildiği gibi, H güneş batış saat açısı, h saat açısıdır. Gün uzunluğu t_0 ,

$$t_0 = \frac{2}{15} H \quad (3.78)$$

ile hesaplanabilmektedir.

Günlük Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı

Günlük direkt (veya yayılı) güneş ışınımının hesaplanabileceği tüm güneş ışınımının fonksiyonu olan ampirik ifadeler bulunmaktadır. Ampirik ifadeler, genellikle yayılı ışınım oranı,

$$K_y = \frac{Q_y}{Q} \quad (3.79)$$

veya berraklık indeksinin (cloudiness index) fonksiyonu,

$$K_t = \frac{Q}{Q_0} \quad (3.80)$$

olarak hesaplanmaktadır.

Yayıllı ışınım oranının ($K_y=Q_y/Q$) berraklık indeksi ($K_t=Q/Q_0$) ile değişimi konusunda ilk geniş çalışma Liu ve Jordan (1960) tarafından yapılmıştır. Liu ve Jordan yayıllı ışınım oranının berraklık indeksi ile değişimini bir diyagramla vermiş, daha sonra Klein (1976) bu değişimi üçüncü dereceden bir polinomla,

$$K_y = 1,390 - 4,027 \cdot K_t + 5,531 \cdot K_t^2 - 3,018 \cdot K_t^3 \quad (3.81)$$

şeklinde ifade etmiştir. Page (1963) yayıllı ışınım oranının berraklık indeksi ile değişimini

$$K_y = 1 - 1,13 \cdot K_t \quad (3.82)$$

olarak vermiştir (Kılıç ve Öztürk 1983). Hesaplamalarda bu ifadelerden yararlanılmıştır.

Anlık Direkt ve Yayıllı Güneş Işınımı

Uzun yıllar ortalamasında, bir anda birim yatay düzleme gelen aylık ortalama yayıllı ışınımın (I_y) günlük toplam yayıllı ışınımına (Q_y) oranı (r_y), genellikle atmosfer dışında yatay düzleme bir anda gelen ışınımın (I_0) atmosfer dışında bir gün boyunca gelen ışınımına (Q_0) oranına eşit alınmaktadır (Kılıç ve Öztürk 1983). Böylece,

$$r_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{I_0}{Q_0} \quad (3.83)$$

denklemini elde edilebilir. Atmosfer dışındaki formüller kullanarak I_0 ve Q_0 modifiye edilirse,

$$I_y = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{\cosh - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \cos H} \quad (3.84)$$

elde edilmektedir. Anlık direkt güneş ışınımı,

$$I_d = I - I_y \quad (3.85)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir.

3.8.2.2. Yeryüzünde Eğik Düzleme Gelen Aylık Ortalama Güneş Işınımı

Düzlemin eğimine, azimut açısına, çevrenin yansıtma katsayısına ve yatay düzleme gelen tüm ışınımın direkt ve yayılı bileşenlerinin miktarlarına bağlı olarak eğik düzleme gelen güneş ışınımı miktarı hesaplanabilmektedir.

Anlık Direkt Güneş Işınımı

Eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışınımını bulmak için,

$$R_d = \frac{I_{ed}}{I_d} \quad (3.86)$$

şeklinde bir R_d katsayısı tanımlanmıştır. R_d katsayısı açılar cinsinden şu şekilde ifade edilmiştir.

$$R_d = \frac{\cos(e-s) \cdot \cos d \cdot \cosh + \sin(e-s) \cdot \sin d}{\cos e \cdot \cos d \cdot \cosh + \sin e \cdot \sin d} \quad (3.87)$$

Anlık Toplam Güneş Işınımı

Direkt ve yayılı güneş ışınımını ile yansiyarak gelen ışınımın toplamı eğik düzlem üzerine gelen toplam güneş ışınımı değerini vermektedir. Düzlemin eğimi s ve yatay düzleme bir anda gelen yayılı güneş ışınımı I_y olmak üzere eğik düzleme gelen yayılı ışınım,

$$I_{ey} = I_y \cdot \frac{1 + \cos s}{2} \quad (3.88)$$

ifadesiyle bulunabilmektedir. Çevrenin yansıtma oranı ρ ve yatay düzleme gelen tüm güneş ışınımı I olmak üzere, eğik düzleme yansıtılarak gelen ışınım,

$$I_{ya} = I \cdot \rho \cdot \frac{1 - \cos s}{2} \quad (3.89)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Çevrenin yansıtma oranının ortalama değeri 0,2 olarak alınmıştır (Kılıç ve Öztürk 1983).

Eğik düzlem üzerine gelen toplam ışınım, direkt, yayılı ve yansıtılarak gelen ışınımın toplamı olarak yazarsak,

$$I_e = I_{ed} + I_{ey} + I_{ya} \quad (3.90)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Günlük Toplam Güneş Işınımı

Eğik düzleme bir gün boyunca gelen toplam ışınımın yatay düzleme bir gün boyunca gelen tüm ışınımına oranı,

$$R = \frac{Q_e}{Q} = R_d \cdot \frac{Q_d}{Q} + \frac{Q_y}{Q} \cdot \frac{1 + \cos s}{2} + \rho \cdot \frac{1 - \cos s}{2} \quad (3.91)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadede R_d güneye dönük düzlemler için,

$$R_d = \frac{\cos(e-s) \cdot \cos d \cdot \sin H_g + \frac{\pi}{180} \cdot H_g \cdot \sin(e-s) \cdot \sin d}{\cos e \cdot \cos d \cdot \sin H + \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \sin e \cdot \sin d} \quad (3.92)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemden, güneye dönük düzlemler için gün doğuş ve batışındaki saat açısı H_g ,

$$H_g = \min[\arccos(-\tan e \cdot \tan d), \arccos(-\tan(e-s) \cdot \tan d)] \quad (3.93)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

3.8.3. Kollektör Modeli

Bir kollektörün topladığı faydalı enerjiyi (Kılıç ve Öztürk 1983),

$$Q_f = A_t \cdot I_e \cdot \eta_t \quad (3.94)$$

ile hesaplayabilmekteyiz. Bu formülde,

A_t : Toplayıcı yüzey alanı,

I_e : Birim eğik yüzeye düşen anlık ışınım miktarı,

η_t : Kollektör anlık verimi

olarak tarif edilmiştir. Anlık toplayıcı verimini (Kılıç ve Öztürk 1983),

$$\eta_t = F_t \cdot \left[(\tau\alpha)_e - K \cdot \frac{T_{tg} - T_\varphi}{I_e} \right] \quad (3.95)$$

ifadesiyle bulabilmekteyiz. Bu formülde,

F_t : Toplayıcı ısı kazanç faktörü,

$(\tau\alpha)_e$: Efektif yutma katsayısı,

K : Toplayıcı toplam ısı kayıp katsayısı,

T_{tg} : Suyun toplayıcıya giriş sıcaklığı,

T_φ : Çevre sıcaklığı

olarak verilmiştir. Denklem 3.95, denklem 3.94' de yerine yazılırsa,

$$Q_f = A_t \cdot \left[F_t \cdot (\tau\alpha)_e \cdot I_e - F_t \cdot K \cdot (T_{tg} - T_\varphi) \right] \quad (3.96)$$

elde edilir. Bu formülle kollektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı bulunabilmektedir.

Çizelge 3.3. Kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri

Kollektör Adı	Kollektör Tipi	$F_t \cdot (\tau\alpha)_e$	$F_t \cdot K$
A	Tek camlı, seçici yüzeyli kollektör	0.70	3.3
B	Çift camlı kollektör	0.75	6.5
C	Tek camlı kollektör	0.90	10.0

(KAYNAK: Ergül 1991, s.14, Ankara)

Denklem 3.96' da verilen toplayıcı ısı kazanç faktörüyle efektif yutma katsısının çarpımının ($F_t \cdot (\tau\alpha)_e$) ve yine toplayıcı ısı kazanç faktörüyle toplayıcı toplam ısı kayıp katsısının çarpımının ($F_t \cdot K$) çeşitli kollektör tiplerine göre değerleri Ergül' ün (1991) çalışmasında verilmiştir. Bu çalışmada, Çizelge 3.3.' de verilen bu kollektör tipleri incelenmiştir.

3.8.4. Depo Tank Sıcaklığının Tayini

Daha önce verilen Şekil 3.21.' den görüldüğü gibi, depoda bulunan su kollektörlerde ısıtılmakta ve bu su kaynaticıda ısıtıcı akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu depoya kollektörler vasıtasıyla bir enerji girişi olurken aynı zamanda depolanan enerjinin bir kısmı kaynaticıda kullanılmakta, bir kısım enerjide depo cidarlarından çevreye kayıp olarak transfer olmaktadır. Depo tank sistemindeki enerji dengesini (Ergül 1991 , Kılıç ve Öztürk 1983),

$$(m \cdot c_p)_d \cdot \frac{dT}{dt} = Q_f - Q_L - Q_k \quad (3.97)$$

şeklinde yazabiliriz. Bu denklemde,

Q_f : Denklem 3.96 ile hesaplanan faydalı enerji,

Q_L : İhtiyaç için depodan çekilen ısı (Kaynaticıda kullanılan enerji),

Q_k : Depo cidarlarından depo çevresine olan ısı kaybıdır.

Belli bir zamandaki depo sıcaklığını, deponun Δt süre önceki sıcaklığı ve bu Δt zaman aralığı boyunca sisteme enerji giriş ve çıkış miktarlarının bilinmesi (Ergül 1991 , Kılıç ve Öztürk 1983),

$$T_{d,yeni} = T_{d,eski} + \frac{\Delta t}{(m \cdot c_p)_d} \cdot [Q_f - Q_L - (K \cdot A)_d \cdot (T_d - T_\varphi)] \quad (3.98)$$

şeklinde hesaplayabiliriz. Bu formülde, m depo hacmi, T_φ çevre sıcaklığı, K deponun toplam ısı kayıp katsayısıdır. Depo için $(K \cdot A)_d$ değeri $11.1 \text{ W/}^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır (Duffie ve Beckman 1980). Bu denklemde Q_L , depodan çekilen ısıdır. Bilindiği gibi depodan çekilen ısı absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcıda kullanılmaktadır. Yani kaynatıcı ısı gücü Q_L değeri olarak alınabilmektedir. Q_L değeri şu şekilde ifade edilebilir,

$$Q_L = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_d - T_y) \quad (3.99)$$

Bu denklemde \dot{m} kaynatıcıda kullanılan ısıtma suyu debisi, T_d depo sıcaklığı ve T_y kaynatıcıda kullanılarak ısısını eriyiğe verip soğuyan ve depoya dönen ısıtma suyu sıcaklığıdır. Denklem 3.99' dan da görülebileceği gibi depoya dönüş sıcaklığının depodan çıkış sıcaklığından büyük olacağı durumlarda Q_L değeri negatif olacağından Q_L değeri faydalı ısı gibi denklemde yer alacaktır. Sistemde yardımcı bir enerji kaynağı kullanıldığı için bu mümkündür. Örneğin, su depodan $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ' de çıkıyor ve yardımcı enerji kaynağında $90 \text{ }^\circ\text{C}$ ' ye kadar ısıtılıyorsa ve bu su kaynatıcıda ısısını eriyeye verip $83 \text{ }^\circ\text{C}$ ' de depoya dönüyorsa dönüyorsa Q_L değeri negatif bir değer alacak ve formülde faydalı ısı gibi yer alacaktır.

Depo hacmi için çeşitli kaynaklarda bir takım öneriler mevcuttur. Ergül (1991) ve İleri (1995) yaptıkları çalışmalarda, depo hacmini m^2 kollektör yüzey alanı başına 75, 100 ve 125 kg olarak almışlardır. Bazı kaynaklarda bu hacim m^2 kollektör başına 200 kg' a kadar çıkmaktadır. Bu çalışmada, sistemin çalışma saatleri sınırlı olduğu için çok yüksek depo hacimleri denenmemiş, m^2 kollektör yüzey alanı başına 75, 100 ve 125 kg depo hacmi ile simülasyon yapılmıştır (1 litre 1kg' a eşit alınmıştır).

3.8.5. Yardımcı Enerji Kaynağı

Sistemin çalışması için referans sıcaklıklar tayin edilmiştir. Referans sıcaklık sistemin çalışması için gerekli minimum sıcaklıktır. Depodaki su sıcaklığı belli saatlerde bu referans değere ulaşamamaktadır. Bu durumda depo çıkışına yerleştirilen

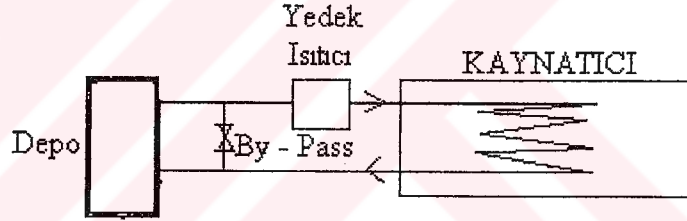
bir yardımcı enerji kaynağı ile su referans sıcaklığa kadar ısıtılıp kaynatıcıya gönderilmektedir. Yardımcı enerji kaynağı ısı gücü,

$$Q_y = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_{ref} - T_d) \quad (3.100)$$

denklemlerle bulunmuştur.

3.8.6. By – Pass Kullanılması ve Sistemdeki Yeri

Depodan çıkıp yardımcı enerji kaynağında referans sıcaklığa kadar ısınan su kaynatıcıda ısısını eriyiğe verdikten sonra soğumaktadır. Bazı durumlarda bu su depoya dönerken depo sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklarda olmaktadır. Daha öncede anlatıldığı gibi bu su depoya karıştırılırsa depoya faydalı ısı girişi olacaktır. Böyle bir durumda sıcak suyu depoya vermek yerine bir by – pass hattından geçirip referans sıcaklığa ısıtıp tekrar kaynatıcıya göndermekte mümkündür. By – pass hatlı sistemin şematik resmi Şekil 3.22.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. By – pass hattının sistemde kullanımı

Bu çalışmada aynı veriler için hem by – pass hattı kullanılması durumu, hem de kaynatıcıdan dönen sıcak suyun depoya karıştırılması durumu simüle edilmiş, sonuçlar karşılaştırılmıştır.

3.8.7. Güneşten Yararlanma Oranı FNP

Güneşten yararlanma oranı FNP (the fraction of the total load met by non – purchased energy) şu şekilde ifade edilmiştir.

$$FNP = 1 - \frac{Q_y}{Q_{kay}} \quad (3.101)$$

Bu formülde;

Q_y : Yardımcı enerji kaynağı ısı gücü

Q_{kay} : Kaynaticıda kullanılmak üzere çekilen enerji

3.9. Sistem Simülasyonu ve Çözümü

Çözüm için iki farklı program yapılmıştır. Programlar FORTRAN programlama dilinde yazılmıştır. Daha öncede belirtildiği gibi, ilk program ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma parametreleri ve boyutları hesaplanmıştır. İkinci program ile de bu sistemde güneş enerjisi kullanılması durumunda çeşitli parametrelere bağlı olarak başta güneş enerjisinden yararlanma oranı olmak üzere, yardımcı enerji ısı gücünün, depo sıcaklığının ve diğer birçok parametrenin nasıl değiştiği incelenmiştir.

3.9.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması

Bu çalışmada yapılan programın algoritması (akış diyagramı) Ek - 1' de verilmiştir. Ek - 2' de ise bu ana program içinde kullanılan ve herbir eleman, gövde - boru tipli bir ısı eşanjörü olarak düşünülerek, boyutlandırmasını yapan alt programların algoritmaları verilmiştir.

Ek - 1' de verilen algoritmanın işlem basamaklarını maddeler halinde inceleyebiliriz.

- a) Buharlaştırıcı, kaynaticı, yoğunlaştırıcı sıcaklıkları girilmiştir. Bu sıcaklıklar dışında, suyun absorbere, kaynaticıya ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları ile soğutma yükü ve eriyik eşanjörü etkenliği de verilmiştir.
- b) Alt programlar yardımıyla fakir ve zengin eriyiğin konsantrasyonları bulunmuştur.
- c) Bulunan konsantrasyon değerlerinin birbirine göre durumu kontrol edilmiştir.
- d) Kristalizasyon tehlikesi olan noktaların kontrolü yapılarak, alt programlar vasıtasıyla sistem üzerindeki her noktanın özellikleri bulunmuş ve yazdırılmıştır.

- e) Soğutma suyu, zengin ve fakir eriyik debileri buldurularak yazdırılmıştır.
- f) Sistemin herbir elemanının ısı gücü ve pompa gücü ile sistemin soğutma tesir katsayısı ve dolaşım oranı değerleri buldurularak yazdırılmıştır.
- g) Daha önce sistem elemanlarının modellenmesi kısmında anlatılan, tahmini toplam ısı transfer katsayısı yöntemi kullanılan herbir alt programdan, akışkan debilerine bağlı sıcaklık kontrolleri yapılarak, sistem boyutları hesaplatılmış ve boyutlar yazdırılmıştır.

Bu çalışmada algoritması Ek – 2' de verilen sistem elemanlarının boyutlandırılmasında kullanılan alt programlar haricinde; eriyik, subuharı ve suyun özelliklerini hesaplayan bir çok alt program kullanılmıştır. Bunları şöyle sıralayabiliriz.

- 1) Eriyiğin entalpisi ve konsantrasyonu belli iken sıcaklığını hesaplayan alt program.
- 2) Eriyiğin konsantrasyonu ve sıcaklığı belli iken entalpisini hesaplayan alt program.
- 3) Eriyiğin konsantrasyonu ve sıcaklığı belli iken basıncını hesaplayan alt program.
- 4) Eriyiğin konsantrasyonu ve basıncı belli iken sıcaklığını bulan alt program.
- 5) Eriyiğin sıcaklığı ve basıncı belli iken konsantrasyonunu bulan alt program.
- 6) Islak su buharının sıcaklığı belli iken doyma basıncını bulan alt program.
- 7) Doyma sıcaklığı belli iken doymuş suyun entalpisini bulan alt program.
- 8) Konsantrasyon ve basınç belli iken eriyik üzerindeki kızgın su buharının entalpisini bulan alt program.
- 9) Konsantrasyon belli iken eriyik kritik sıcaklığını bulan alt program.
- 10) Su buharının doyma sıcaklığı belli iken kuru doymuş haldeki entalpisini bulan alt program.

- 11) Eriyiğin sıcaklığı ve konsantrasyonu belli iken özgül hacmini bulan alt program.

3.9.2. Güneş Enerjili Sistemin Modellenmesi

Güneş enerjili sistemin modellenmesi için yapılan ikinci simülasyon çalışmasının algoritması Ek – 3’ de verilmiştir. bu algoritmanın işlem basamaklarını maddeler halinde inceleyebiliriz.

- a) Programın başında yılın kaçınıcı günü olduğu, enlem açısı, güneşlenme süresi, bölgenin deniz seviyesinden yüksekliği, kolektör eğim açısı , çevre sıcaklığı ve toplayıcı alanı girilmiştir.
- b) Çeşitli güneş açısı değerleri ve atmosfer dışına, atmosfer içinde yatay ve eğik düzlemlere gelen günlük toplam ışıınım değerleri hesaplatılmıştır.
- c) Saat 7.00’ dan sistemin çalışma saati başlangıcı olan 10.00’ a kadar anlık ışıınım değerleri, faydalı enerji ve depo sıcaklığı 1’ er saatlik periyotlarla hesaplatılmış ve yazdırılmıştır.
- d) Saat 10.00’ dan sistemin çalışma saatinin sonu olan 18.00’ a kadar anlık ışıınım değerleri, faydalı enerji, depo sıcaklığı, yardımcı enerji kaynağı ısı gücü ve kolektör anlık verimleri hesaplatılarak yazdırılmıştır.

Bu programda da alt programlar kullanılmıştır. Depo sıcaklığını bulurken gerekli olan kaynaticı ısı gücü ilk programda bulunduğu şekilde alt program olarak kullanılmıştır. Ayrıca kaynaticı ısı gücünü bulduran alt programın içinde de eriyik, su ve su buharının özelliklerini bulduran alt programlar kullanılmıştır.

3.9.3. Çalışma Şartlarının Belirlenmesi

Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar 4. Bölümde grafik ve tablolar halinde detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu simülasyonda data olarak girilen çalışma şartları bu bölümde açıklanmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlarını ve performans parametrelerini incelemek için yapılan ilk simülasyonda soğutma yükü ile birlikte, buharlaştırıcı, kaynatıcı su giriş ve absorber su giriş sıcaklıkları data olarak programa girilmiştir. Buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı buharlaşma sıcaklığından 10 °C fazla, yoğunlaştırıcı sıcaklığı absorber su giriş sıcaklığından 15 °C fazla ve kaynama sıcaklığında kaynatıcı sıcak su giriş sıcaklığının 10 °C altında olduğu kabul edilerek simülasyon sonuçları alınmıştır.

Absorberde, suyun absorberden çıkış sıcaklığının, giriş sıcaklığından 10 °C fazla olduğu kabul edilerek absorberdeki soğutma suyu debisi bulunmuş ve boyutlandırma yapılmıştır. Simülasyonda, yoğunlaştırıcıdaki soğutma suyu debisi 0.3 kg/s, kaynatıcıdaki sıcak su debisi 0.4 kg/s olarak alınmıştır. Buharlaştırıcıda soğutulan suyun debisi, soğutma yükünün sistem üzerindeki etkisi incelenirken, 12 kW'lık soğutma yükünde şart bağıntıları sağlanmadığı için 0.5 kg/s olarak alınmış, diğer incelemeler sırasında 0.4 kg/s olarak alınmıştır.

Güneş enerjili sistemin incelendiği ikinci simülasyon çalışmasında, sonuçlar Antalya ili için alınmıştır. Antalya'nın enlem açısı (ϵ) 36.5°, deniz seviyesinden yüksekliği (Z) 42 m' dir. Antalya için izafi güneşlenme süresi (t/t_0) Mayıs ayından Eylül ayına kadar sırasıyla 0.73, 0.82, 0.86, 0.88 ve 0.83 değerlerini almaktadır. Simülasyonda kollektör eğim açısı 35° olarak alınmış, çevre sıcaklığı sürekli olarak 30 °C kabul edilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde, yapılan iki simülasyondan elde edilen sonuçlar detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan ilk program, soğutma sistemi hakkında çok geniş bilgiler vermektedir. Her şeyden önce soğutma sisteminin çalışma bölgeleri tesbit edilebilmektedir. Çeşitli sistem parametrelerinin, sisteminin soğutma tesir katsayısı COP ve sistem boyutları üzerindeki tesirleri incelenebilmektedir. İkinci programda ise, herhangi bir bölgede eğik düzleme düşen anlık ve günlük tüm güneş ışınımı hesaplanabilmekte, bu verilerle depo sıcaklığı her saat için tesbit edilebilmektedir. Böylece tasarlanan soğutma sisteminde, yüzde olarak güneş enerjisinden yararlanma miktarı (FNP) ve hangi güçte bir yedek enerji kaynağına ihtiyaç olduğu bulunabilmektedir.

4.1. Bulgular ve Tartışma

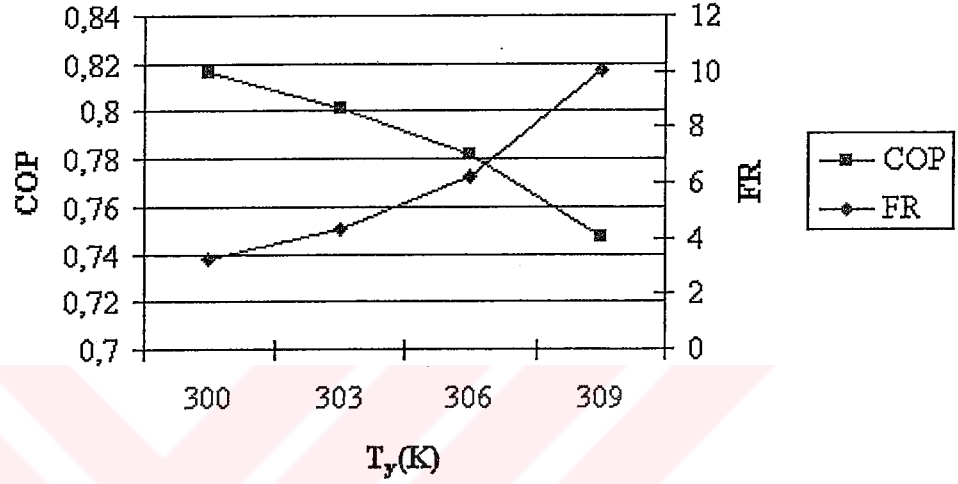
Sonuçlar iki ana başlık altında incelenecektir. İlk önce sistem boyutlarıyla ilgili sonuçlar, daha sonra ise güneş enerjisiyle ilgili sonuçlar ele alınacaktır.

4.1.1. Çeşitli Parametrelerin Sistem Boyutları Üzerine Etkisi

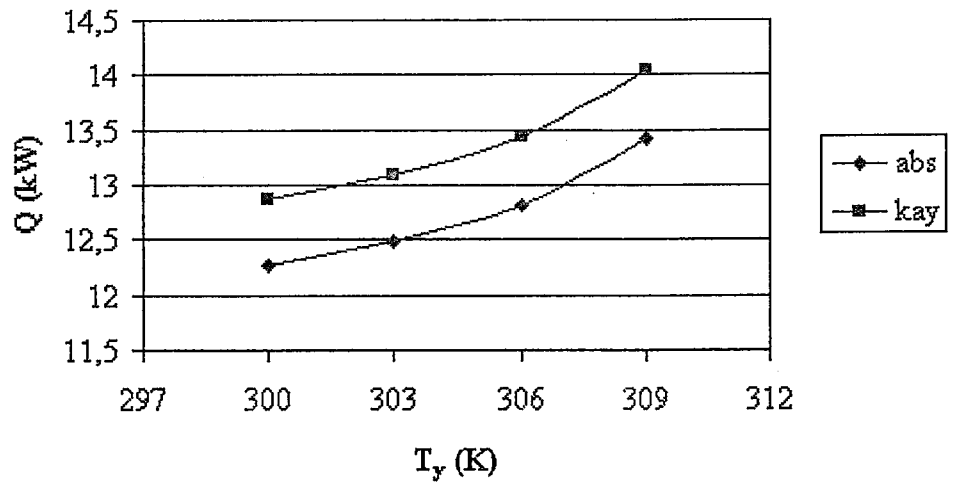
Bu bölümde, kaynatıcı su giriş sıcaklığının, buharlaştırıcı sıcaklığının, yoğuşturucu sıcaklığının ve sistemin soğutma yükünün değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısında, dolaşım oranında ve sistem boyutlarında ne gibi değişimlerin olacağı ele alınacaktır.

Yoğuşturucu veya absorber sıcaklığının, sisteminin soğutma tesir katsayısı COP üzerine etkisi Şekil 4.1.'de görülmektedir. Artan yoğuşturucu veya absorber sıcaklığıyla birlikte, sistemin soğutma tesir katsayısında giderek artan bir azalma görülmektedir. Şekil 4.2. incelendiğinde, artan yoğuşturucu sıcaklığıyla kaynatıcıda çekilen ısı yükünün arttığı görülmektedir. Sabit soğutma yükü için, kaynatıcı ısı yükünün artmasıyla performans katsayısının azalması normaldir. Ayrıca soğutma sisteminin çalışma sıcaklığı aralığı, yoğuşturucu sıcaklığı ile alttan ve üstten sınırlıdır. Buharlaşma sıcaklığı 280 K, kaynatıcı su giriş sıcaklığı 365 K ve soğutma yükünün 10,5 kW olması halinde yoğuşturucu sıcaklığı en fazla 312 K olabilmektedir. Minimum yoğuşturucu sıcaklığı ise 300 K olmaktadır. Bilindiği gibi, LiBr – Su çiftiyle çalışan absorpsiyonlu

soğutma sisteminde fakirlik veya zenginlik solüsyon içindeki LiBr oranıyla belirlenmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığının maksimum sıcaklığın üzerinde olması halinde zengin solüsyonun konsantrasyonu (X_{ZEN}) fakir solüsyonun konsantrasyonuna (X_{FAK}) çok yakın olacağından sistem çalışamaz duruma gelir. Yoğuşturucu sıcaklığının minimum sıcaklığın altında olması halinde ise, absorber giriş sıcaklığı kristalleme sıcaklığının altına düşeceğinden kristalizasyon meydana gelir.



Şekil 4.1. Yoğuşturucu sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K)



Şekil 4.2. Yoğuşturucu sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynatıcı ısı yüklerinin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K)

Yoğuşturucu (absorber) sıcaklığının sistem boyutları üzerine tesiri Çizelge 4.1.' de görülmektedir. Çizelge 4.1. incelendiğinde, artan yoğuşturucu sıcaklığı ile sistemde sadece absorber ve eriyik eşanjörü boyutlarında değişim olduğu, diğer sistem elemanlarının boyutlarında herhangi bir kaydadeğer değişim olmadığı görülmektedir. Şekil 4.1. incelendiğinde, artan yoğuşturucu sıcaklığı ile dolaşım oranının (FR) yükseldiği görülmektedir. Bilindiği gibi, kaynatıcıdan çıkan zengin solüsyonun buharlaştırıcıdan gelen subuharını iyi bir şekilde absorbe edebilmesi için, absorberin düşük sıcaklıkta çalışması gerekmektedir. Artan yoğuşturucu (absorber) sıcaklığı ile absorbe işlemi iyi bir şekilde gerçekleşmemekte ve böylece fakir solüsyonun konsantrasyonu artmaktadır. Ayrıca yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla, yoğuşturucu ve kaynatıcı basınçları yükselmektedir. Artan kaynatıcı basıncıyla, kaynatıcıdan absorbere dönen zengin solüsyonun konsantrasyonu azalmaktadır. Fakir solüsyonun konsantrasyonu artarken, zengin solüsyonun konsantrasyonun azalmasıyla absorber içindeki derişiklik farkı azalmakta ve böylece dolaşım oranı artmaktadır. Bu durum absorber veriminin düşmesine sebep olmaktadır. Şekil 4.2. incelendiğinde, artan yoğuşturucu sıcaklığı ile absorberden atılan ısı, dolaşım oranına bağlı olarak artmaktadır. Ayrıca yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla, absorber ve eriyik eşanjöründe logaritmik sıcaklık farkının azaldığı tesbit edilmiştir. Çekilen ısı yükünün artması ve logaritmik sıcaklık farkının azalmasıyla alanların artması normaldir.

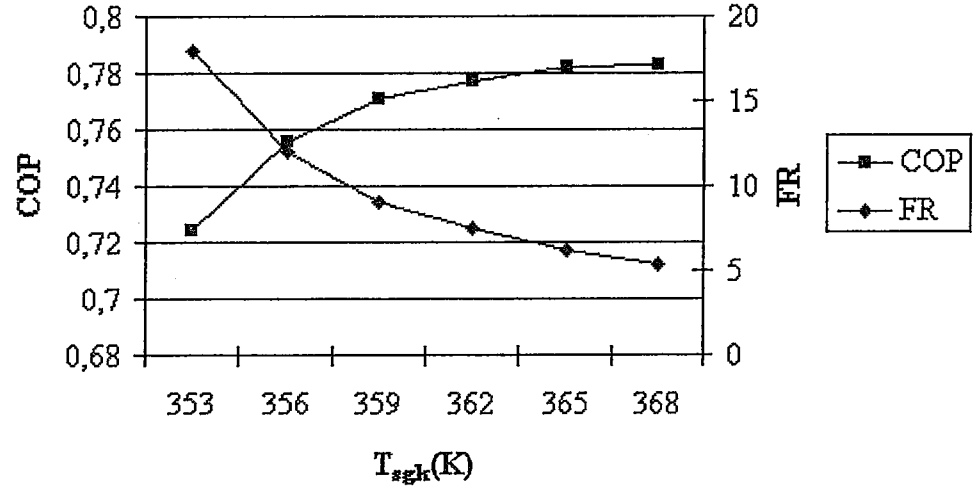
Kaynatıcı su giriş sıcaklığının veya kaynatıcı sıcaklığının, sisteminin soğutma tesir katsayısı COP üzerine etkisi Şekil 4.3.' de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, artan kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak performans katsayısında azalan bir artış görülmektedir. Şeki 4.4. incelendiğinde, kaynatıcı su giriş sıcaklığının artmasıyla kaynatıcıda çekilen ısıl yükün azaldığı görülmektedir. Sabit soğutma yükü için artan kaynatıcı su giriş sıcaklığı ile COP 'nin artması normaldir. Soğutma sisteminin çalışma bölgesi alttan ve üstten kaynatıcı sıcaklığı ile sınırlıdır. 10.5 kW lik soğutma yükünde, buharlaştırıcı sıcaklığı 280 K ve yoğuşma sıcaklığının 306 K olması durumunda minimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı 353 K olmaktadır. Bu sıcaklığın altına inildiğinde, fakir ve zengin solüsyon konsantrasyonları birbirine çok yakın olacağından sistem çalışamaz. Aynı şartlar için maksimum kaynatıcı su giriş sıcaklığı 374 K dir. Bu sıcaklığın üstüne çıkıldığında eriyiğin absorbere giriş sıcaklığı kristallenme sıcaklığının altına düşeceğinden sistemde kristalizasyon meydana gelir.

Çizelge 4.1. Yoğuşturucu (Absorber) sıcaklığına göre sistem elemanlarının boyutları ($T_{\text{buh}}=280$ K, $Q_{\text{buh}}=10.5$ kW, $T_{\text{sgk}}=365$ K)

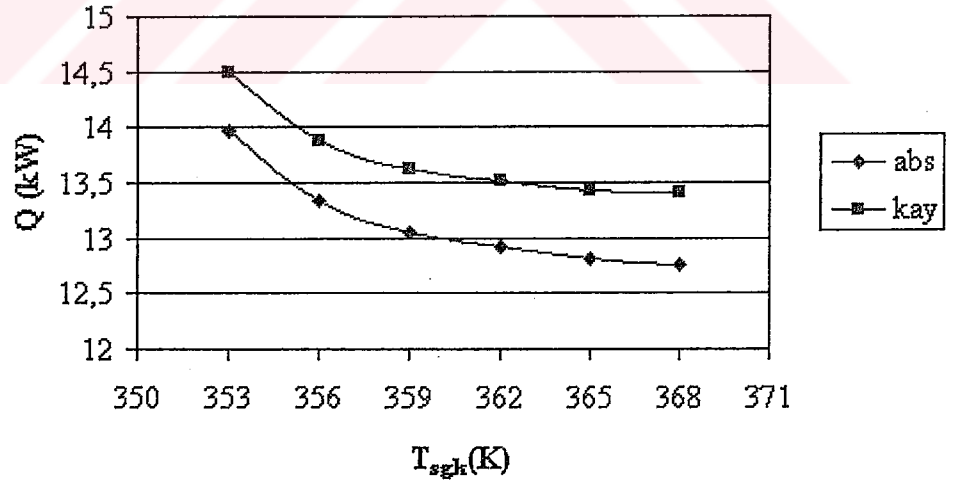
	T_y (K)	A (m^2)	N	GS	L (m)	D_o (m)
ABS.	300	0.498	2	1	3.5	0.025
	303	0.537	2	1	3.5	0.025
	306	0.585	2	1	4.0	0.025
	309	0.735	3	1	3.5	0.025
KAY.	300	6.137	23	1	3.5	0.025
	303	6.039	23	1	3.5	0.025
	306	5.864	23	1	3.5	0.025
	309	5.593	23	1	3.5	0.025
YOĞ.	300	2.037	5	2	3.0	0.025
	303	2.028	5	2	3.0	0.025
	306	2.018	5	2	3.0	0.025
	309	2.009	5	2	3.0	0.025
BUH.	300	1.686	23	1	1.0	0.025
	303	1.685	23	1	1.0	0.025
	306	1.683	23	1	1.0	0.025
	309	1.683	23	1	1.0	0.025
ISI DEĞ.	300	0.540	12	1	0.75	0.025
	303	0.743	12	1	1.0	0.025
	306	1.204	23	1	0.75	0.025
	309	2.123	39	1	0.75	0.025

Kaynatıcı su giriş sıcaklığına göre, ısıtma elemanlarının boyutlarındaki değişim Çizelge 4.2.' de görülmektedir. Çizelge 4.2.' den görüleceği üzere, artan kaynatıcı su giriş sıcaklığına bağlı olarak absorber ve ısı değiştiricisi boyutlarında azalma görülmektedir. Şekil 4.3. incelendiğinde, artan kaynatıcı su giriş sıcaklığı ile dolaşım oranının azaldığı görülmektedir. Kaynatıcı su giriş sıcaklığı arttıkça, kaynatıcıdan absorbere dönen zengin eriyik konsantrasyonu artmakta ve böylece dolaşım oranı azalmaktadır. Şekil 4.4. incelendiğinde, artan kaynatıcı su giriş sıcaklığı ile absorberden atılan ısının dolaşım oranına bağlı olarak düştüğü görülebilmektedir. Ayrıca kaynatıcı su giriş sıcaklığının artmasıyla zengin solüsyonun absorbere giriş sıcaklığı yükselmekte ve böylece absorber ve eriyik eşanjöründe logaritmik sıcaklık farkı artmaktadır. Çekilen ısı yükünün azalması ve logaritmik sıcaklık farkının artmasıyla absorber ve eriyik

eşanjörü alanlarının azalması normaldir. Sistemin diğer elemanlarının boyutlarında herhangi bir kayda değer değişme olmadığı yine Çizelge 4.2.' den görülmektedir.



Şekil 4.3. Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimi ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K)

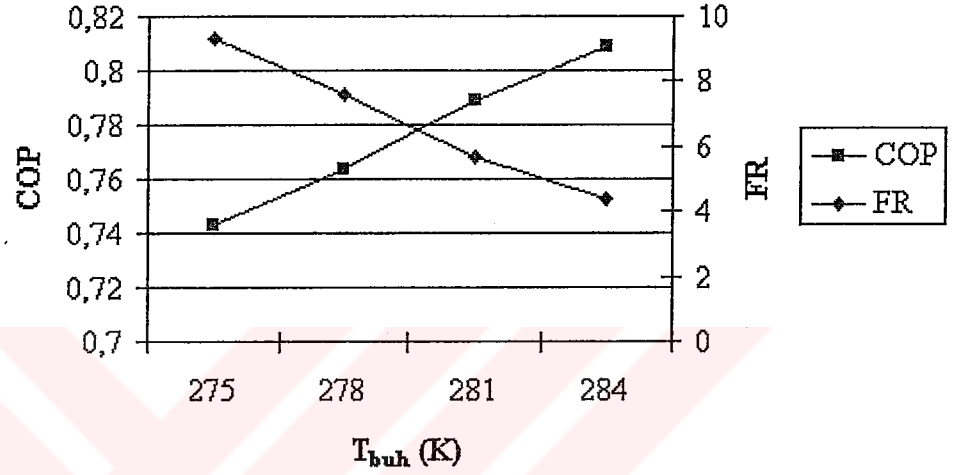


Şekil 4.4. Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynatıcı ısı yüklerinin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K)

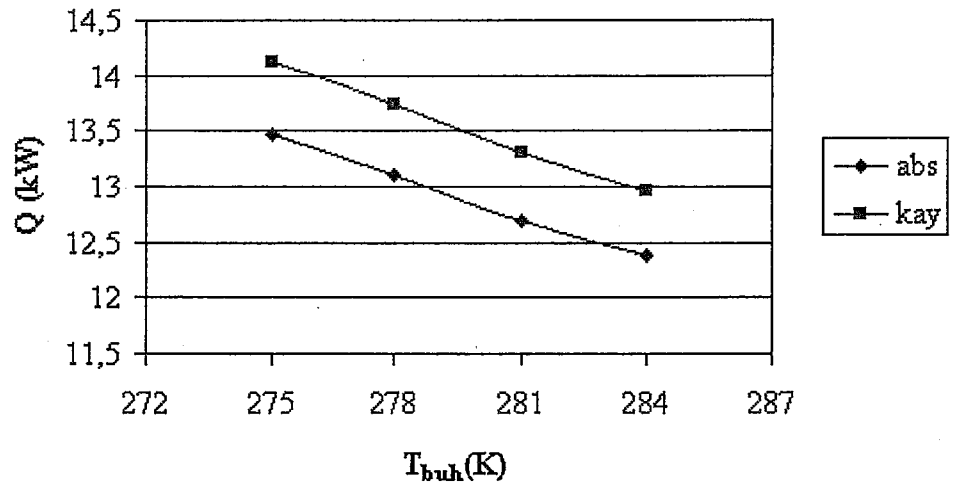
Çizelge 4.2. Kaynatıcı su giriş sıcaklığının değişimine göre sistem elemanlarının boyutları ($T_{buh}=280$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgab}=291$ K)

	T_{sgk} (K)	A (m^2)	N	GS	L (m)	D_o (m)
ABS.	353	0.866	3	1	4.0	0.025
	356	0.789	3	1	3.5	0.025
	359	0.738	3	1	3.5	0.025
	362	0.617	2	1	4.0	0.025
	365	0.585	2	1	4.0	0.025
	368	0.558	2	1	4.0	0.025
KAY.	353	5.509	23	1	3.5	0.025
	356	5.653	23	1	3.5	0.025
	359	5.765	23	1	3.5	0.025
	362	5.811	23	1	3.5	0.025
	365	5.864	23	1	3.5	0.025
	368	5.880	23	1	3.5	0.025
YOĞ.	353	1.942	5	2	2.5	0.025
	356	1.962	5	2	3.0	0.025
	359	1.982	5	2	3.0	0.025
	362	1.995	5	2	3.0	0.025
	365	2.018	5	2	3.0	0.025
	368	2.038	5	2	3.0	0.025
BUH.	353	1.683	23	1	1.0	0.025
	356	1.683	23	1	1.0	0.025
	359	1.683	23	1	1.0	0.025
	362	1.683	23	1	1.0	0.025
	365	1.683	23	1	1.0	0.025
	368	1.683	23	1	1.0	0.025
ISI DEĞ.	353	3.881	58	1	1.0	0.025
	356	2.509	39	1	1.0	0.025
	359	1.769	23	1	1.0	0.025
	362	1.462	23	1	1.0	0.025
	365	1.203	23	1	0.75	0.025
	368	0.982	12	1	1.0	0.025

Buharlaştırıcı sıcaklığının sisteminin soğutma tesir katsayısı üzerine etkisi Şekil 4.5.' de görülmelidir. Sistemin soğutma tesir katsayısı COP, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, yaklaşık lineer olarak artmaktadır. Şekil 4.4. incelendiğinde, buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kaynaticıdan çekilen ısı yükü azaldığı görülecektir. Bu durumda, sabit soğutma yükü için, COP' nin artması normaldir.



Şekil 4.5. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile sisteminin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR' nin değişimi ($T_{sgk}=365$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K)



Şekil 4.6. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile absorber ve kaynaticı ısı yüklerinin değişimi ($T_{sgk}=365$ K, $Q_{buh}=10.5$ kW, $T_y=306$ K)

Çizelge 4.3. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre sistem elemanlarının boyutları ($Q_{buh}=10.5$ kW, $T_{sgk}=365$ K, $T_{sgab}=291$ K)

	T_{buh} (K)	A (m^2)	N	GS	L (m)	D_o (m)
ABS.	275	0.714	3	1	3.5	0.025
	278	0.608	2	1	4.0	0.025
	281	0.575	2	1	4.0	0.025
	284	0.548	2	1	3.5	0.025
KAY.	275	5.555	23	1	3.5	0.025
	278	5.704	23	1	3.5	0.025
	281	5.940	23	1	3.5	0.025
	284	6.150	23	1	3.5	0.025
YOĞ.	275	2.027	5	2	3.0	0.025
	278	2.021	5	2	3.0	0.025
	281	2.017	5	2	3.0	0.025
	284	2.011	5	2	3.0	0.025
BUH.	275	1.683	23	1	1.0	0.025
	278	1.683	23	1	1.0	0.025
	281	1.683	23	1	1.0	0.025
	284	1.683	23	1	1.0	0.025
ISI DEĞ.	275	1.969	39	1	0.75	0.025
	278	1.473	23	1	1.0	0.025
	281	1.098	23	1	0.75	0.025
	284	0.764	12	1	1.0	0.025

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarının boyutlarının değişimi, Çizelge 4.3.' de görülmektedir. Absorber ve ısı değiştiricisi boyutlarında bir azalma olurken, sistemin diğer elemanlarının boyutlarında herhangi bir kayda değer değişim olmamıştır. Şekil 4.5. incelendiğinde, artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile dolaşım oranı FR 'nin azaldığı görülmektedir. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorber ve buharlaştırıcı basınçları yükselmektedir. Artan absorber basıncıyla, absorber çıkış derişikliği azalmakta ve böylece absorber içindeki derişiklik farkı büyümekte, bu durum kütle transferi bakımından düşünüldüğünde absorber veriminin yükselmesine sebep olmaktadır. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile, absorberden atılan ısının, dolaşım oranına bağlı olarak azalmakta olduğu Şekil 4.6.' dan görülmektedir. Ayrıca artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile, absorber ve ısı eşanjöründe logaritmik sıcaklık farkının arttığı tesbit

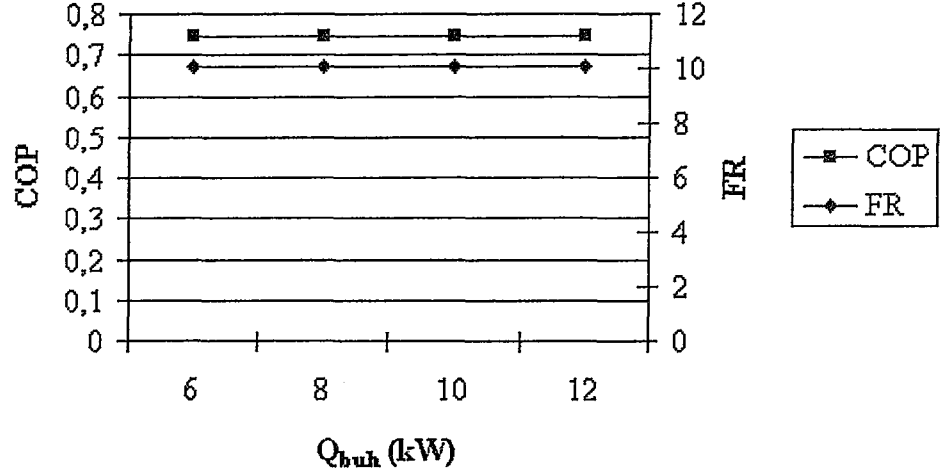
edilmiştir. Absorberden atılan ısının düşmesi ve logaritmik sıcaklık farkının artmasıyla alanların azalması normaldir.

Çizelge 4.4. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı yükünün sistem boyutları üzerine etkisi ($T_{buh}=280$ K, $T_{sgk}=365$ K, $T_y=309$ K)

	$Q_{buh}(kW)$	$A (m^2)$	N	GS	L (m)	D_o (m)
ABS.	6	0.444	2	1	3.0	0.025
	8	0.537	2	1	3.5	0.025
	10	0.712	3	1	3.5	0.025
	12	0.805	3	1	3.5	0.025
KAY.	6	2.588	12	1	3.0	0.025
	8	3.129	12	1	3.5	0.025
	10	5.383	23	1	3.0	0.025
	12	6.239	23	1	3.5	0.025
YOĞ.	6	1.259	5	2	2.0	0.025
	8	1.544	5	2	2.0	0.025
	10	1.904	5	2	2.5	0.025
	12	2.369	5	2	3.5	0.025
BUH.	6	0.541	12	1	0.75	0.025
	8	1.039	23	1	0.75	0.025
	10	1.302	23	1	0.75	0.025
	12	1.615	23	1	1.00	0.025
ISI DEĞ.	6	1.238	23	1	0.75	0.025
	8	1.564	23	1	1.00	0.025
	10	2.041	39	1	0.75	0.025
	12	2.367	39	1	1.00	0.025

Buharlaştırıcıdan çekilen ısı yükünün, sisteminin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR üzerine etkisi, Şekil 4.7.' de görülmektedir. Şekil 4.7. incelendiğinde, soğutma tesir katsayısının ve dolaşım oranının buharlaştırıcı yükü ile değişmediği görülebilir.

Soğutma sistemini elemanları boyutları ise, Çizelge 4.4.' den görüleceği üzere, soğutma yüküne bağlı olarak büyümektedir.



Şekil 4.7. Buharlaştırıcı ısı yükünün değişimine göre sistemin performans katsayısı COP ve dolaşım oranı FR nin değişimi ($T_{buh}=280$ K, $T_{sgk}=365$ K, $T_y=306$ K)

4.1.2. Sistem İçin Güneş Enerjisinin Kullanılabilirliğinin Araştırılması

Güneş enerjisinin sistemde kullanılabilirliğinin araştırılması için yapılan ikinci simülasyon çalışmasında; enlem açısı (e), deniz seviyesinden yüksekliği (z) ve izafi güneşlenme süresi (t / t_0) bilinen her bölge için sonuç alınabilmektedir. Bu çalışmada incelenen il, birim eğik yüzeye düşen güneş ışınımı miktarı oldukça yüksek olan Antalya' dır. Antalya için birim eğik yüzeye düşen anlık güneş ışınımı miktarı Çizelge 4.5.' de yerilmiştir.

Çalışmada, soğutma yükü yaklaşık 10.5 kW olan bir büronun soğutulması incelenmiştir. Sistemin devreye giriş saati sabah saat 10.00 ve devreden çıkış saati akşam saat 18.00 olarak günde 8 saat çalıştığı düşünlmüştür. İnceleme, Mayıs ayından Eylül ayına kadar olan 5 aylık yaz mevsimi için yapılmıştır.

Soğutma sisteminin çalışması için belirlenen referans sıcaklık, kollektör tipi ve boyutları, depo tankı boyutları gibi çeşitli dizayn parametreleri birçok kez değiştirilerek, simülasyon sonuçları alınmıştır. Bu dizayn parametrelerinin değiştirilmesine karşılık güneş enerjisinden ne kadar yararlanıldığı, hangi güçlerde yedek enerji kaynağı kullanıldığı ve sistemin soğutma tesir katsayısının (COP) nasıl değiştiği incelenmiştir.

Çizelge 4.5. Antalya için birim eğik düzleme düşen anlık tüm güneş ışınımı miktarı I_e (W / m²)

SAAT	MAY.	HAZ.	TEM.	AĞUS.	EYL.
7.00	198	218	216	195	143
8.00	371	396	401	393	341
9.00	526	551	566	574	533
10.00	636	663	684	707	675
11.00	701	729	753	784	757
12.00	728	756	780	814	787
13.00	701	729	753	784	757
14.00	636	663	684	707	675
15.00	526	551	566	574	533
16.00	371	396	401	393	341
17.00	198	218	216	195	143

Ayrıca, sistem dizaynında kollektör alanı seçilirken bir ön fikir vermesi amacıyla, birim eğik yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı hesaplanarak, tahmini bir kollektör alanının bulunması da incelenmiştir.

Bazı durumlarda, güneş enerjisiyle ısıttığımız su kaynatıcıda kullanılıp enerjisini LiBr – Su solüsyonuna verdikten sonra depoya dönerken, bu suyun sıcaklığının depo sıcaklığından büyük olduğu görülmüştür. Bu durumda, bir by – pass hattı kullanılarak suyun referans sıcaklığa yükseltilmesinde daha küçük ısıl yüke sahip bir enerji kaynağı kullanılması düşünülmüştür. By – pass hattının kullanılmasının güneş enerjisinden yararlanma oranı üzerine etkisinin olup olmadığı da incelenmiştir.

Bu bölümde yapılan çalışmalarda çeşitli parametrelerin değişiminin incelenmesi sırasında kollektör tipleri A, B ve C olarak isimlendirilmiştir. Bu kollektör tiplerinin açıklaması 3. Bölümde Çizelge 3.3.' de verilmiştir.

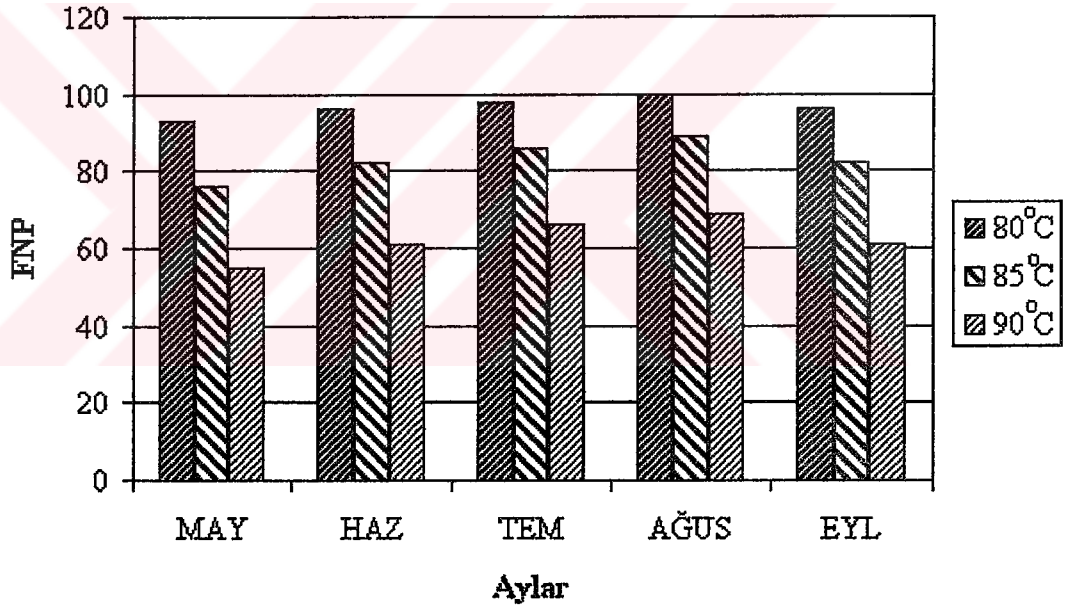
4.1.2.1. Depo Tankı Referans Sıcaklığının Etkisi

Referans sıcaklık olarak 80, 85 ve 90 °C seçilmiştir. Yani depodaki suyun sıcaklığı bu sıcaklığa eşit olduğunda veya bu sıcaklığın üzerine çıktığında depodaki su

direkt olarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin kaynatıcısında kullanılmakta, depo suyu sıcaklığı referans sıcaklığın altına düştüğünde ise yedek bir enerji kaynağıyla su referans sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır.

Depo tankı referans sıcaklığının etkisini incelemek için depo hacmi 3750 kg (m² kollektör başına 75 kg tank hacmi), kollektör alanı 50 m² alınarak ve kollektör cinsi olarakta kollektör A kullanılarak simülasyon yapılmıştır.

Şekil 4.8. incelendiğinde yukarıdaki şartlar altında güneşten yararlanma oranı FNP' nin aylara göre referans sıcaklığa bağlı olarak değişimi görülebilmektedir. Şekil 4.8.' e bakılırsa, düşük referans sıcaklıklarda daha yüksek FNP değerleri elde edilebileceği görülecektir.



Şekil 4.8. Aylara göre, referans sıcaklığa bağlı olarak güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' nin değişimi (kollektör A, depo hacmi 3750 kg, kollektör alanı 50 m²)

Şekil 4.9.' da Haziran ayında, referans sıcaklığa bağlı olarak gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.9. incelenirse, referans sıcaklık arttıkça depo sıcaklığının yükseldiği görülebilmektedir. Artan kaynatıcı

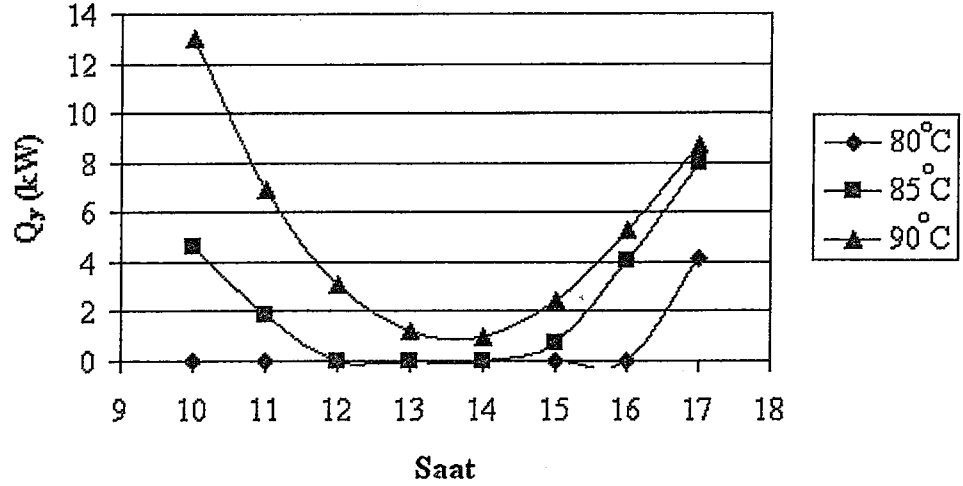
sıcaklığı ile kaynaticıda çekilen ısı yük azaldığından ve yüksek referans sıcaklıklarında düşük referans sıcaklıklara göre daha fazla yedek enerji kaynağı kullanıldığı ve bu nedenle depodan daha az ısı çekildiği için artan referans sıcaklığı ile depo sıcaklığı daha fazla yükselmektedir.



Şekil 4.9. Haziran ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak depo sıcaklığının değişimi

Fakat artan referans sıcaklık ile kullanılan yedek enerji kaynağı kapasitesinin arttığı Şekil 4.10.' dan görülmektedir. Şekil 4.9.'a tekrar bakılırsa, referans sıcaklığı 90 °C olduğunda günün hiçbir saatinde referans sıcaklığa ulaşamadığı görülebilir. Fakat referans sıcaklık 85 °C olduğunda saat 12.00 ile 14.00 arasında, 80 °C olduğunda 10.00 ile 16.00 arasında depo sıcaklığının referans sıcaklığı aştığı görülebilmektedir. Bu durumda referans sıcaklık 90 °C olduğunda gün boyu yedek enerji kaynağı kullanmak gerekirken, daha düşük referans sıcaklıklarda belirli saatlerde tamamen güneş enerjisi kullanılarak soğutmanın sağlanabildiği yine şekil 4.10.' dan görülebilmektedir.

Şekil 4.8.' e bakıldığında, güneşten yararlanma oranı FNP' nin en fazla Ağustos ayında olduğu görülmektedir. Çünkü 50 m²' lik kollektör yüzey alanıyla en fazla faydalı ısı Ağustos ayında toplanabilmektedir. Çizelge 4.6.' da çalışma saatlerinde 50 m²' lik kollektör alanıyla ne kadar faydalı enerji toplanabildiği verilmiştir.

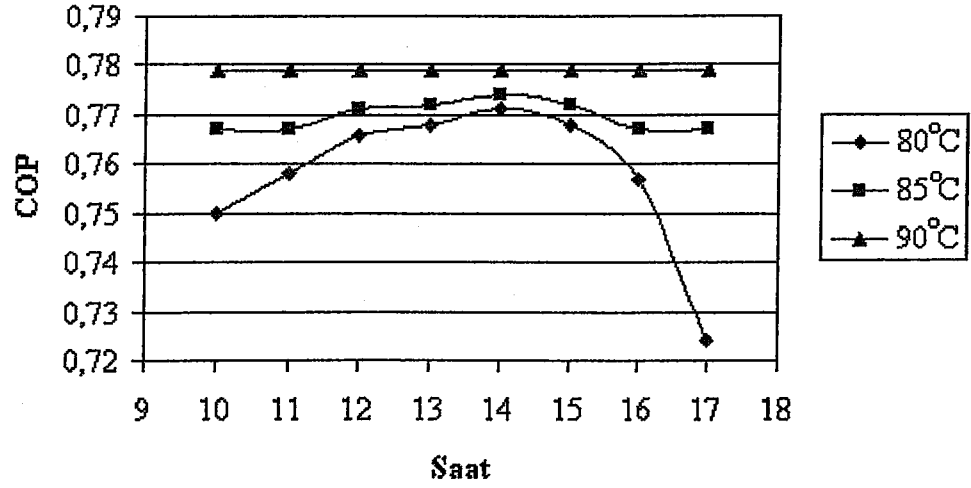


Şekil 4.10. Haziran ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısısal gücü

Çizelge 4.6. Antalya' da 50 m²' lik kolektör alanıyla toplanabilen faydalı enerji miktarı Q_f (kW)

SAAT	MAY.	HAZ.	TEM.	AĞUS.	EYL.
10.00	14,27	15,14	15,86	16,66	15,66
11.00	16,03	16,9	17,69	18,75	17,96
12.00	16,36	17,24	18,02	19,16	18,34
13.00	15,03	15,92	16,69	17,7	16,86
14.00	12,57	13,42	14,09	14,81	13,79
15.00	8,7	9,48	9,94	10,13	8,81
16.00	3,41	4,2	4,31	3,94	2,27
17.00	0	0	0	0	0

Ağustos ayı için, çalışma saatleri içinde sistemin soğutma tesir katsayısı COP, Şekil 4.11' de incelenmiştir. Referans sıcaklık arttıkça, artan kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak sistem COP değerinin arttığı görülecektir. Bir önceki bölümde belirtildiği gibi, artan kaynatıcı sıcaklığı ile, kaynatıcıdan absorbere dönen zengin eriyiğin konsantrasyonu artacak, bu da dolaşım oranını düşürecek ve düşen dolaşım oranına bağlı olarak kaynatıcıda çekilen ısısal güç azalacaktır. Bu durumda COP' nin yükselmesi normaldir.



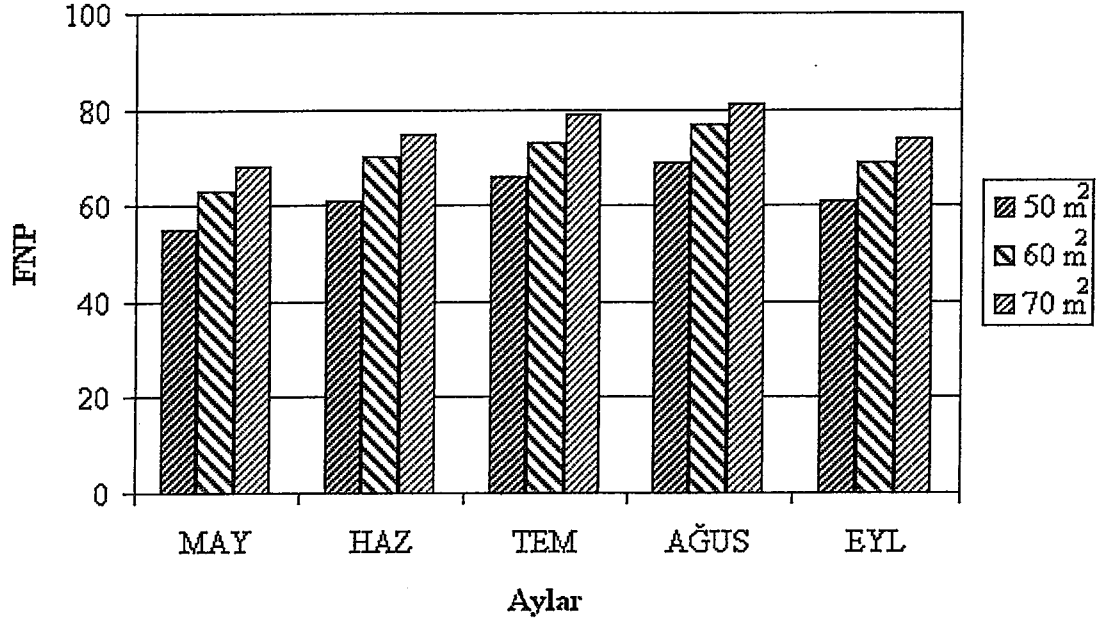
Şekil 4.11. Ağustos ayında, gün içinde referans sıcaklığa bağlı olarak sistemin soğutma tesir katsayısı COP' nin değişimi

Bu çalışmadan şu sonuç çıkarılabilir ki, yüksek referans sıcaklıklarında, yüksek ve hemen hemen sabit bir soğutma tesir katsayıları (Şekil 4.11.) elde edilmesine rağmen düşük referans sıcaklıklarda daha yüksek oranda güneş enerjisinden yararlandığı için güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminde düşük referans sıcaklıklar kullanılmalıdır.

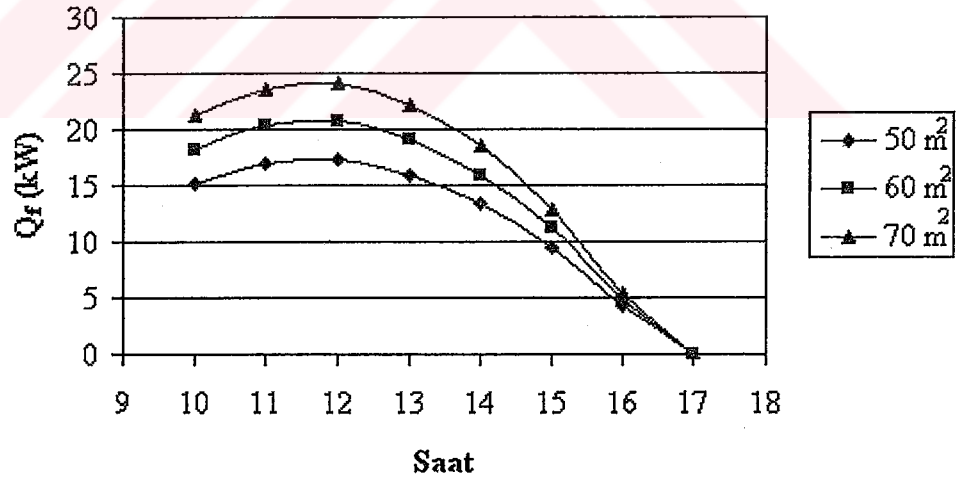
4.1.2.2. Kollektör Alanının Etkisi

Kollektör alanının etkisi incelenirken, yüksek verime sahip kollektör A kullanılmış, referans sıcaklık için 90 °C ve tank hacmi için birim m² kollektör başına 75 kg depo hacmi seçilerek 3750 kg olarak alınmıştır. Kollektör yüzey alanının güneşten yararlanma oranı FNP üzerine etkisi Şekil 4.12.' de verilmiştir. Şekil 4.12. incelenirse, artan kollektör yüzey alanıyla güneşten yararlanma oranı FNP' nin arttığı görülebilmektedir.

Kollektör yüzey alanı arttıkça kollektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı arttığı Şekil 4.13.' den görülebilmektedir. Şekil 4.13.' de Haziran ayı içindeki herhangi bir günde çalışma saatleri içinde toplanan faydalı enerji miktarının kollektör yüzey alanına göre değişimi verilmiştir.

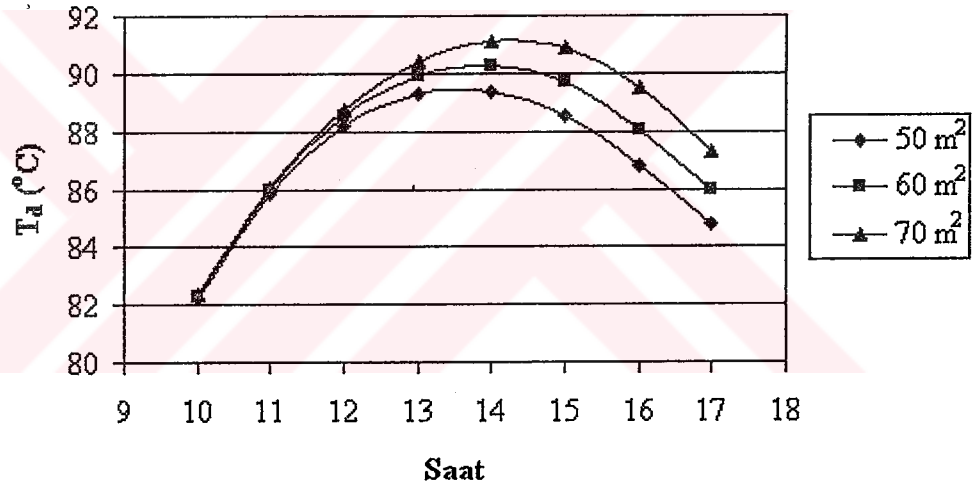


Şekil 4.12. Aylara bağlı olarak, kolektör yüzey alanının değişimi ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (kolektör A, referans sıcaklık 90 °C, depo hacmi 3750 kg)



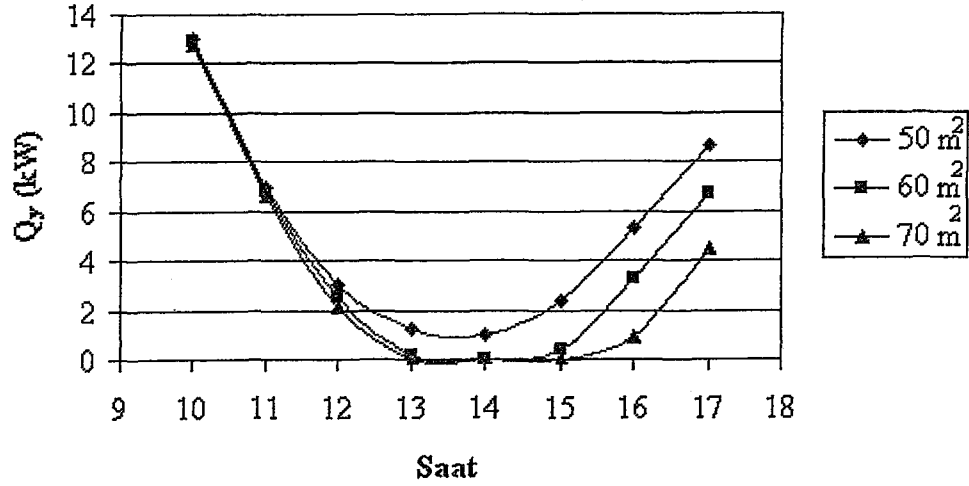
Şekil 4.13. Haziran ayında gün içinde çalışma saatlerinde toplanan faydalı enerji miktarının kolektör yüzey alanıyla değişimi

Toplanan faydalı enerjinin, kollektör alanının büyümesiyle artmasına bağlı olarak depo sıcaklığının yükseldiği Şekil 4.14.' den görülebilmektedir. Şekil 4.14. incelenirse, 70 m² lik kollektör yüzey alanıyla Haziran ayında saat 13.00 ile 15.00 arasında depo sıcaklığının 90 °C olan referans sıcaklığı aştığı, 60 m² lik kollektör yüzey alanıyla sadece saat 14.00 de referans sıcaklığın aşıldığı ve 50 m² lik kollektör yüzey alanıyla ise çalışma saatleri içinde referans sıcaklığa ulaşamadığı görülebilmektedir. 50 m² lik kollektör yüzey alanıyla çalışma saatleri boyunca yedek bir enerji kaynağı gereksinimi doğarken, daha büyük kollektör yüzey alanlarında bu gereksinim azalmakta ve dolayısıyla güneşten yararlanma oranı FNP büyümektedir. Haziran ayında gün içinde çalışma saatlerinde kullanılması gerekli yedek enerji kaynağı ısı güçlerinin kollektör yüzey alanıyla değişimide Şekil 4.15' de görülebilmektedir.



Şekil 4.14. Haziran ayında gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının kollektör yüzey alanına bağlı olarak değişimi

Dolayısıyla, kullanma yerinde kollektörleri yerleştirmek için yeterli alan bulunuyorsa, ilk yatırım maliyetini arttırmasına rağmen absorpsiyonlu soğutma sisteminde güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' yi arttırmak için büyük kollektör alanları kullanmak gereklidir.

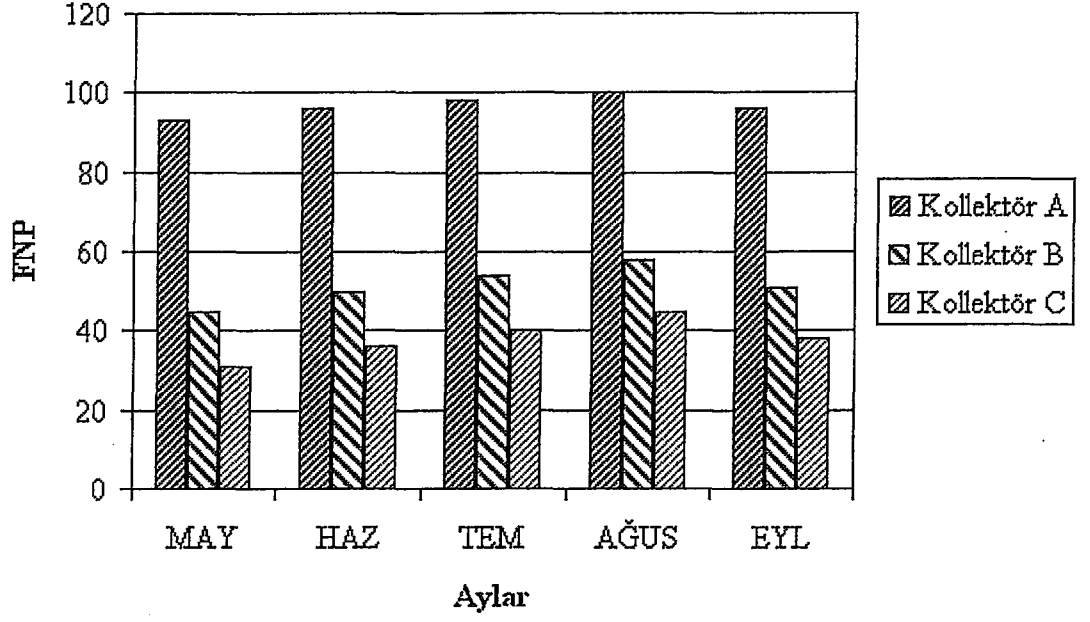


Şekil 4.15. Haziran ayında gün içinde çalışma saatlerinde kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücünün kollektör yüzey alanına bağlı olarak değişimi

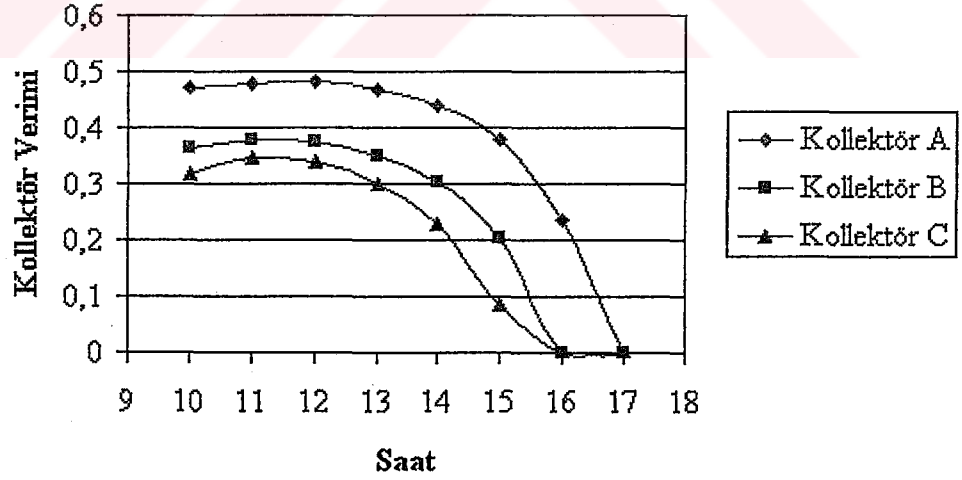
4.1.2.3. Kollektör Tipinin Etkisi

Bu bölümde, kollektör tipinin güneşten yararlanma oranı FNP üzerine etkisini incelemek için 3 tip kollektör kullanılmıştır. Bu kollektör tiplerinin açıklaması 3. Bölümde, Çizelge 3.3.' de yapılmıştır. Kollektör tipinin etkisini incelemek için referans sıcaklık 80 °C, kollektör alanı 50 m² ve m² kollektör yüzeyi başına 75 kg depo hacmi olmak üzere 3750 kg depo tank hacmi alınmıştır.

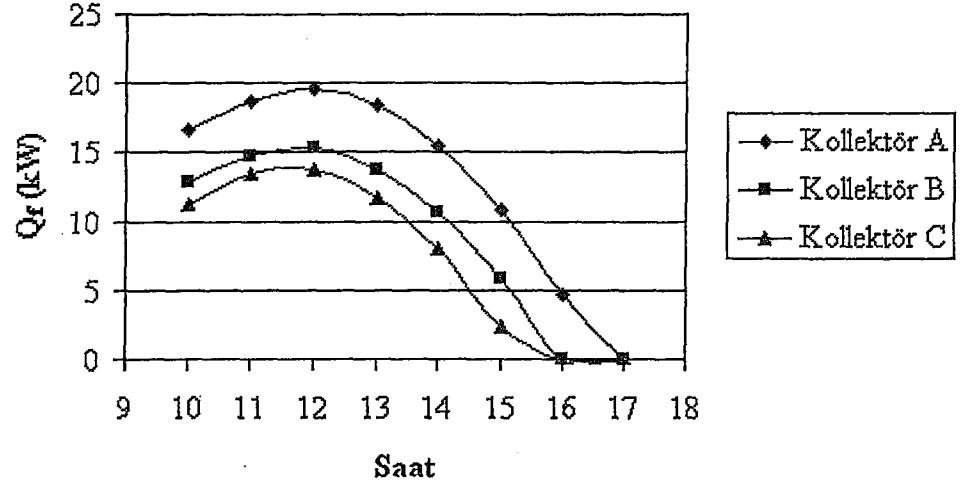
Yapılan simülasyon sonucu bulunan güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP Şekil 4.16.' da verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, kollektör A kullanılması durumunda, kullanılan aya bağlı olarak kollektör B' nin yaklaşık 2 katı, kollektör C' nin ise yaklaşık 3 katı daha fazla güneşten yararlanılabilmektedir. Kollektör A, diğer kollektör çeşitlerine göre daha yüksek bir verime sahiptir. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatleri içindeki anlık kollektör verimlerinin değişimi 3 kollektör cinsi içinde Şekil 4.17.' de verilmiştir. Daha yüksek verime sahip Kollektör A' nın kullanılması durumunda, diğer kollektörlere göre daha yüksek faydalı enerji toplanabildiği ve bu durumda depo sıcaklığının daha yüksek değerlere ulaşabildiği sırasıyla Şekil 4.18. ve Şekil 4.19.' den görülebilmektedir.



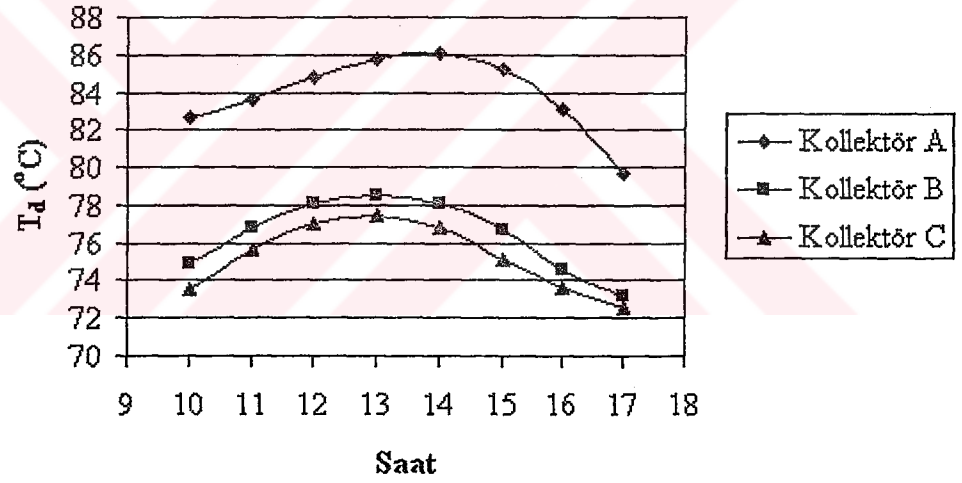
Şekil 4.16. Aylara bağlı olarak, kolektör tipinin değişimi ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (referans sıcaklık 80 °C, kolektör alanı 50 m², depo hacmi 3750 kg)



Şekil 4.17. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde anlık kolektör veriminin kolektör cinsine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.18. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

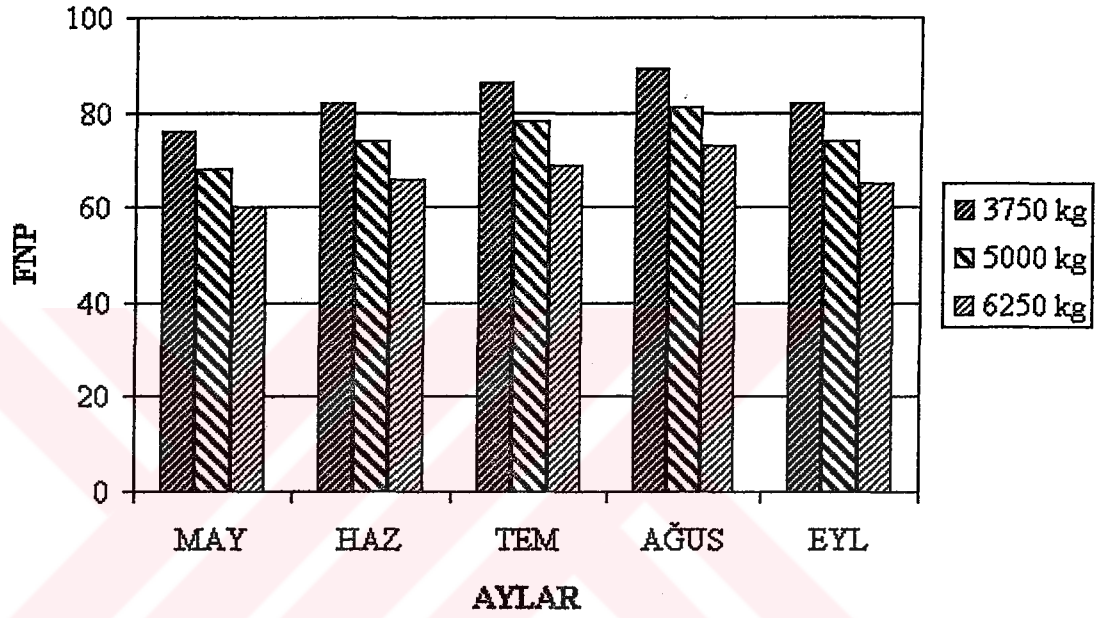


Şekil 4.19. Ağustos ayında, gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılması durumunda, ilk yatırım maliyetini arttırmasına rağmen mutlaka verimi yüksek bir kolektör kullanılmalı, gerekirse bazı durumlarda toplanan faydalı enerjinin çok yüksek olduğu yoğunlaştırıcı toplayıcılar dahi düşünülmalıdır.

4.1.2.4. Depo Tank Hacminin Etkisi

Depo tank hacminin güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP üzerine etkisini incelemek için, m² kolektör başına 75, 100 ve 125 kg depo hacmi alınmıştır. Referans sıcaklık 85 °C, kolektör alanı 50 m² alınmış ve kolektör tipi olarak yüksek verime sahip kolektör A seçilmiştir.

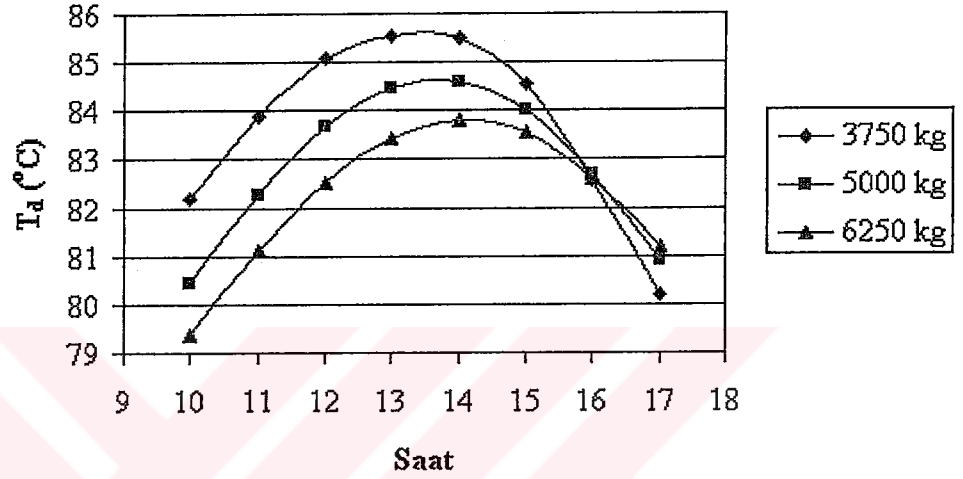


Şekil 4.20. Aylara bağlı olarak, depo hacmi ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin değişimi (referans sıcaklık 85 °C, kolektör alanı 50 m², kolektör A)

Depo hacminin güneşten yararlanma oranı FNP üzerine etkisi, Şekil 4.19.' da verilmiştir. Görüldüğü gibi, artan depo hacmiyle güneşten yararlanma oranı FNP düşmüştür. Bunun sebebini depo sıcaklığının bir gün içindeki değişimini inceleyerek görebiliriz.

Şekil 4.21.' de Haziran ayında, gün içinde sistemin çalışma saatlerinde depo hacmine göre depo sıcaklığının değişimi verilmiştir. Şekil 4.21. incelenirse, en düşük depo hacminde (3750 kg), depo sıcaklığının saat 13.00' a kadar hızlı bir şekilde yükseldiği, fakat bu saatten sonra çok hızlı bir şekilde düşüşe geçtiği görülebilmektedir.

Daha büyük depo hacimlerinde ise depo sıcaklığındaki düşüş saat 14.00' den sonra başlamakta ve bu büyük hacimlerde, küçük depo hacmine göre, sıcaklık daha yavaş yükseldiği gibi daha yavaşda azalmaktadır. Depo sıcaklığının her 3 depo hacmi için de saat 16.00' da eşitlendiği görülebilmektedir. Çalışma saati sonundaki depo sıcaklığı incelenirse, en büyük depo hacminde en yüksek depo sıcaklığının olduğu görülecektir.



Şekil 4.21. Haziran ayında, gün içinde çalışma saatlerinde depo sıcaklığının depo hacmine bağlı olarak değişimi

Bu çalışmada, çalışma saati 8 saatle sınırlı tutulduğu için yüksek depo hacmi herhangi bir fayda sağlamamaktadır. Buna karşılık, 24 saatlik bir çalışma periyodu seçilseydi, yüksek depo hacimlerinde, depodaki suyun soğuması azalacağından, muhtemelen depo hacminin artmasıyla güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP değeri de bir miktar artacaktır. Bu çalışmada, çalışma saati sonundaki depo sıcaklığını çok fazla düşürdüğü için literatürde tavsiye edilen m^2 kolektör başına 75 kg depo tank hacminin altına inilmemiştir.

4.1.2.5. Tahmini Kollektör Alanının Belirlenmesi

Yapılan simülasyon ile Antalya bölgesinde, atmosfer dışında birim yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı (Q_0), atmosfer içindeki yatay birim düzleme düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı (Q) ve atmosfer içinde birim eğik yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı (Q_e) rahatlıkla bulunabilmektedir. Simülasyondan elde edilen bu değerler Çizelge 4.7.' de verilmiştir. Sistem dizaynında, kollektör yüzey alanı seçilirken, bir ön fikir vermesi amacıyla, birim eğik yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımından yararlanılarak tahmini bir kollektör alanı da hesaplanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin kaynatıcısına depodan sürekli olarak $90\text{ }^\circ\text{C}$ ' de sıcak su gittiği düşünülmüştür. Kollektör verimi 0.4, toplayıcı dışındaki boru donanımı ve depolama verimi 0.65 alınarak tahmini kollektör alanları hesaplanmıştır. Sonuçlar aşağıda Çizelge 4.8.' de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Atmosfer dışına, atmosfer içinde yatay ve eğik birim yüzeye düşen aylık ortalama günlük tüm güneş ışınımı miktarları ($\text{Mj} / \text{m}^2 - \text{gün}$)

	MAY.	HAZ.	TEM.	AĞUS.	EYL.
Atm. Dışı Günlük - Q_0	39.51	41.21	40.28	36.75	30.97
Yatay Düzleme Günlük - Q	22.39	24.80	24.82	22.83	18.47
Eğik Düzleme Günlük - Q_e	20.39	21.47	21.94	22.17	20.65

Çizelge 4.8. Kollektör verimi 0.4, kollektör dışındaki boru donanımı ve depolama verimi 0.65 kabul edilerek hesaplanan yaklaşık kollektör yüzey alanları ($T_{\text{kay}}=90\text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{\text{kay}}=388,17\text{ Mj} / \text{gün}$)

AYLAR	Q_e ($\text{Mj} / \text{m}^2\text{-gün}$)	Q_f ($\text{Mj} / \text{m}^2\text{-gün}$)	ALAN (m^2)
MAY.	20.39	5.301	74
HAZ.	21.47	5.582	70
TEM.	21.94	5.704	69
AĞUS.	22.17	5.764	68
EYL.	20.65	5.369	73

4.1.2.6. By – Pass Hattı Kullanılması Durumunun İncelenmesi

Bazı durumlarda, güneş enerjisiyle ısıttığımız su kaynatıcıda kullanılıp soğuduktan sonra depoya dönerken bu suyun sıcaklığının depo sıcaklığından büyük olduğu görülmüştür. Bu durumda bir by – pass hattı kullanılarak suyun referans sıcaklığa yükseltilmesinde daha küçük bir ısıtma yükü ile yardımcı enerji kaynağı kullanılması düşünülmüştür. Bu durumu incelemek için düşük verime sahip kollektör B kullanılmış, depo hacmi 3750 kg, kollektör alanı 50 m² ve referans sıcaklık 90 °C olarak alınmıştır. İnceleme Haziran ayı için yapılmış ve hem by – pass hattı kullanılması hem de kullanılmaması durumunda gün içinde çalışma saatlerinde ne kadar güneş enerjisinden yararlandığı sırasıyla Çizelge 4.9. ve Çizelge 4.10.' da verilmiştir.

Çizelge 4.9. By – pass hattı kullanılması durumunda çeşitli parametrelerin değişimi

SAAT	Q _{depo} (kW)	T _{depo} (°C)	Q _y (kW)	Q _{kay} (kW)	FNP (%)
10	-	74.35	26.17	13.478	-
11	-	77.20	13.478	13.478	-
12	-	80.07	13.478	13.478	-
13	-	82.48	12.57	13.478	7
14	0.91	83.93	10.14	13.478	25
15	3.33	83.75	10.45	13.478	23
16	3.03	82.92	11.84	13.478	12
17	1.64	82.41	12.70	13.478	6

Çizelge 4.10. By – pass hattı kullanılmaması durumunda çeşitli parametrelerin değişimi

SAAT	Q _{depo} (kW)	T _{depo} (°C)	Q _y (kW)	Q _{kay} (kW)	FNP (%)
10	-	74.35	26.17	13.478	-
11	-12.69	80.12	16.52	13.478	-
12	-3.04	83.46	10.94	13.478	19
13	2.54	85.03	8.31	13.478	38
14	5.16	85.30	7.85	13.478	42
15	5.63	84.49	9.22	13.478	32
16	4.26	83.37	11.08	13.478	18
17	2.39	82.68	12.23	13.478	9

Çizelge 4.9. ve Çizelge 4.10 incelendiğinde, by – pass hattı kullanılmaması durumunda depodaki suyun sıcaklığının daha hızlı bir şekilde yükseldiği görülebilmektedir. Çizelge 4.10.’ da gösterildiği gibi, by – pass hattı kullanılmadığı zaman, kaynaticıdan dönen sıcak su depo sıcaklığından yüksek olduğu için taşıdığı enerjiyi depoya vermekte ve bu da depo sıcaklığının hızlı bir şekilde yükselmesine sebep olmaktadır. Yani, Çizelge 4.10.’ da verilen negatif değerler, depodan herhangi bir enerji çekilmediğini, aksine kaynaticıdan dönen su sıcaklığı depo sıcaklığından yüksek olduğu için, faydalı enerji gibi etki ettiğini göstermektedir. Çizelgelere bakılırsa by – pass hattı kullanılmaması durumunda günün ilerleyen saatlerinde güneş enerjisinden daha fazla oranda yararlanıldığı yani FNP oranının daha yüksek olduğu görülebilmektedir. By – pass hattı kullanılması durumunda depodan hiçbir enerji çekilmemekte fakat aynı zamanda kaynaticıdan dönen sıcak suyun enerjisinden de yararlanılmaktadır. Bu durumda, çalışmanın ilk 3 saati için belki biraz daha küçük kapasitede yedek enerji kaynağı ısıl gücü kullanılmakta fakat çalışmanın ilerleyen saatlerinde depo sıcaklığı daha düşük olduğu için by – pass hattı kullanılmaması durumuna göre daha büyük kapasitelerde yedek enerji ısıl gücüne ihtiyaç duyulmaktadır.

4.2. Sonuç ve Öneriler

Yapılan iki simülasyon çalışmasıyla, absorpsiyonlu soğutma sistemi boyutları, performansı ve bu sistemde güneş enerjisinin kullanılması durumunda bu enerjiden ne kadar yararlanılabileceği hakkında tüm bilgiler alınabilmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlandırılmasında, sistemin çeşitli noktalarının sıcaklıklarının değiştirilmesi durumunda boyutlardaki çarpıcı değişimlerin sadece LiBr – Su eriyiğinin dolaştığı kısım olan absorber ve eriyik eşanjöründe olduğu görülmüştür. Yani sistem boyutlandırmasında, zengin ve fakir eriyiğin derişikliğine bağlı olan dolaşım oranı FR önemli bir faktördür. Dolaşım oranı FR’ nin düşük bir değer alması arzu edilen durumdur. Çünkü dolaşım oranının küçülmesi demek zengin ve fakir eriyik konsantrasyonlarının birbirinden uzaklaşması anlamına gelmektedir. Bu da kütle transferi bakımından düşünüldüğünde, absorber verimini yükseltecektir. Bütün bu yorumlar sonucu, sistemin çeşitli noktalarında sıcaklıkların değiştirilmesi ile şu sonuçlar elde edilebilir;

- 1) Yoğuşturucu veya absorber sıcaklığı arttıkça, absorber çıkış sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak fakir eriyik konsantrasyonu arttığından, dolaşım oranı FR' nin arttığını söylemiştik. Bu durumda, yoğuşturucu veya absorber sıcaklığının kristallenme olmaması için gerekli minimum sıcaklığın üzerinde olmak şartıyla, minimumda tutulması gerektiği söylenebilir. Böylece sistemin soğutma tesir katsayısı COP' de yüksek tutulmuş olur. Wardono ve Nelson' un (1995) yapmış olduğu çalışmada da, mevcut çalışmada olduğu gibi, artan yoğuşturucu giriş sıcaklığı ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP' nin azaldığı görülmektedir.
- 2) Kaynatıcı su giriş sıcaklığı arttıkça, kaynatıcıdan absorbere dönen zengin eriyiğin konsantrasyonun artmasına bağlı olarak dolaşım oranı FR azalmakta ve sistemin soğutma tesir katsayısı COP artmaktadır. Bu durumda, kaynatıcı su giriş sıcaklığını, eriyiğin absorbere giriş sıcaklığını kristallenme sınırının altına düşürmeyecek şekilde, maksimumda tutulması gerektiği söylenebilir. Wardono ve Nelson' un (1995) ve (1996)' da yapmış oldukları çalışmada da, mevcut çalışmada olduğu gibi, kaynatıcı sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla sistemin soğutma tesir katsayısı COP' nin arttığı gözükmiştir.
- 3) Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, buharlaştırıcı ve absorber basıncının yükselmesine bağlı olarak absorberden kaynatıcıya dönen fakir eriyik konsantrasyonu düşmekte ve buna bağlı olarak dolaşım oranı FR azalmakta, sistemin soğutma tesir katsayısı COP artmaktadır. Bu durumda, buharlaştırıcı sıcaklığının mümkün olan maksimum sıcaklıkta tutulması gerektiği söylenebilir. Wardono ve Nelson' un (1995) yapmış olduğu çalışmada da, mevcut çalışmaya benzer, şekilde artan buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı ile sistemin soğutma tesir katsayısı COP' nin arttığı görülmektedir.
- 4) Soğutma yükü değiştiğinde, sistemin soğutma tesir katsayısı COP ve dolaşım oranı FR sabit kalmaktadır. Buradan şunu söyleyebiliriz ki; sistem sabit sıcaklıklarda çalışıyorsa, dolaşım oranı FR ve soğutma tesir katsayısı COP sabit kalmaktadır. Fakat buharlaştırıcıdan çekilen yüke bağlı olarak, soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun debisi artmakta, bu artış oranında, sabit dolaşım oranında, kaynatıcıdan absorbere dönen zengin eriyik debiside

artmaktadır. Debilerdeki bu değişiklikler sistem boyutlarının değişmesine sebep olmaktadır.

Güneş enerjisinin absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılabilirliğinin tesbit edilmesi için yapılan ikinci simülasyon çalışmasından da şu sonuçlar ortaya çıkmıştır;

- 1) Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, kaynatıcı su giriş sıcaklığı arttıkça soğutma tesir katsayısı COP artmaktadır. Fakat, güneş enerjili sistemde güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' yi artırmak için sistemin çalışması için gerekli minimum sıcaklık olan referans sıcaklık düşük tutulmalıdır. Referans sıcaklık olarak 80 °C alınması durumunda, güneşten yararlanma oranı FNP kullanılan aya bağlı olarak 85 °C referans sıcaklığa göre % 11 – 17 arasında, 90°C referans sıcaklığa göre % 31 – 38 arasında artmaktadır (Şekil 4.8.). Ergül' ün (1991) yapmış olduğu çalışmada da, referans sıcaklığın güneşten yararlanma oranı FNP üzerine etkisi incelenmiştir. Fakat bu ve buna benzer çalışmalarda farklı yerleşim yerleri, soğutma yükleri, kollektör alanları, depo hacimleri ve kollektör tipleri seçildiği için bire bir karşılaştırma yapmak oldukça zordur. Yine de bir karşılaştırma yapılacak olursa Ergül' ün (1991) yapmış olduğu çalışmada da, mevcut çalışmada olduğu gibi, artan referans sıcaklık ile güneşten yararlanma oranı FNP' nin düştüğü görülmüştür.
- 2) Kollektör alanının 70 m² olması durumunda güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' de 60 m²' lik kollektör alanına göre kullanılan aya bağlı olarak % 4 – 6 arasında, 50 m²' lik kollektör alanına göre % 12 – 14 arasında yükselme olmaktadır (Şekil 4.12.). Bu durumda, absorpsiyonlu soğutma sisteminde mümkün olan maksimum kollektör alanının kullanılması gerektiği söylenebilir. Yine yukarıda anlatılan farklı parametre seçimleri nedeniyle tam bir karşılaştırma yapılamamasına rağmen, Ergül' ün (1991) çalışması incelendiğinde, mevcut çalışmada olduğu gibi, artan kollektör yüzey alanıyla güneşten yararlanma oranının FNP' nin arttığı görülmüştür. Blinn' nin (1979) Miami, Charleston ve Columbia bölgeleri için yapmış olduğu çalışmada da artan kollektör yüzey alanıyla, güneşten yararlanma oranı FNP' nin arttığı görülmektedir.

- 3) Kollektör tipi güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi için oldukça önemlidir. Yüksek verimli kollektör A kullanılması durumunda, güneşten yararlanma oranı FNP' de kullanılan aya bağlı olarak, kollektör B' ye göre % 42 – 48 arasında, kollektör C' ye göre % 55 – 62 arasında artış görülmektedir (Şekil 4.16.). Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminde yüksek maliyete rağmen yüksek verime sahip kollektörler kullanılmalıdır. Ergül' ün (1991), mevcut çalışmaya göre farklı parametrelerle yapmış olduğu çalışmada da yüksek verime sahip kollektörler kullanılması halinde güneşten yararlanma oranı FNP' nin arttığı sonucuna varılmıştır.
- 4) Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminde, depo tank hacmi olarak 3750 kg' lık depo kullanılması durumunda, 5000 kg' lık depoya göre % 8, 6250 kg' lık depoya göre kullanılan aya bağlı olarak % 16 – 17 arasında güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP' de artış olmaktadır (Şekil 4.20.). Fakat aynı zamanda küçük depo hacimlerinde depo sıcaklığı hızlı yükseldiği gibi hızlı da düştüğü için 3750 kg' lık depo hacminin altına inilmediği görülebilir. Mevcut çalışmanın aksine, Ergül' ün (1991) yaptığı çalışmada artan depo hacmiyle, güneşten yararlanma oranı FNP' nin çok az arttığı görülmüştür. Fakat daha öncede açıklandığı gibi bu çalışma ile mevcut çalışma arasında kullanılan parametreler bakımından farklılıklar vardır. Bu durumda, özellikle sistemin çalışma periyodu 24 saat olan durumlarda, depo hacmi belirlenirken bir optimizasyon çalışması yapılması tavsiye edilebilir.
- 5) Tahmini bir yüzey alanı için yapılan hesaplamalarda, 90 °C referans sıcaklık için, kullanılan aya bağlı olarak, kollektör yüzey alanı 68 ile 74 m² arasında çıkmıştır. Fakat yapılan detaylı simülasyon çalışmasında, 70 m² lik kollektör yüzey alanıyla güneşten yararlanma oranı FNP' nin kullanılan aya bağlı olarak % 68 – 71 arasında değiştiği görülmektedir (Şekil 4.12.). Simülasyonda yapıldığı gibi sağlıklı bir depo sıcaklığı tayini her zaman daha iyi sonuçlar vermektedir.
- 6) Bu sistem için by – pass hattı kullanımının gerekli olmadığı da simülasyon çalışmasıyla tesbit edilmiştir.

Bütün bu sonuçlardan görebiliyoruz ki; güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanımı mümkündür. Ülkemizin son yıllarda eksik bıraktığı enerji yatırımları ile önemli miktarda enerji açığı olduğu bilinmektedir. Ülkemizde soğutma, enerji tüketiminin milli elektrik şebekelerinden % 6.5 – 9 oranında bir yük çektiği ve klimanın pik kullanım zamanlarında, yaz ayları 12 – 16 saatleri arasında, elektriksel sorunlar yaşandığı bir gerçektir. Klima enerjisinin, elektrik yerine absorpsiyon teknolojisiyle güneş enerjisiyle elde edilmesiyle sorunların bir miktar aşılacağı bir gerçektir.

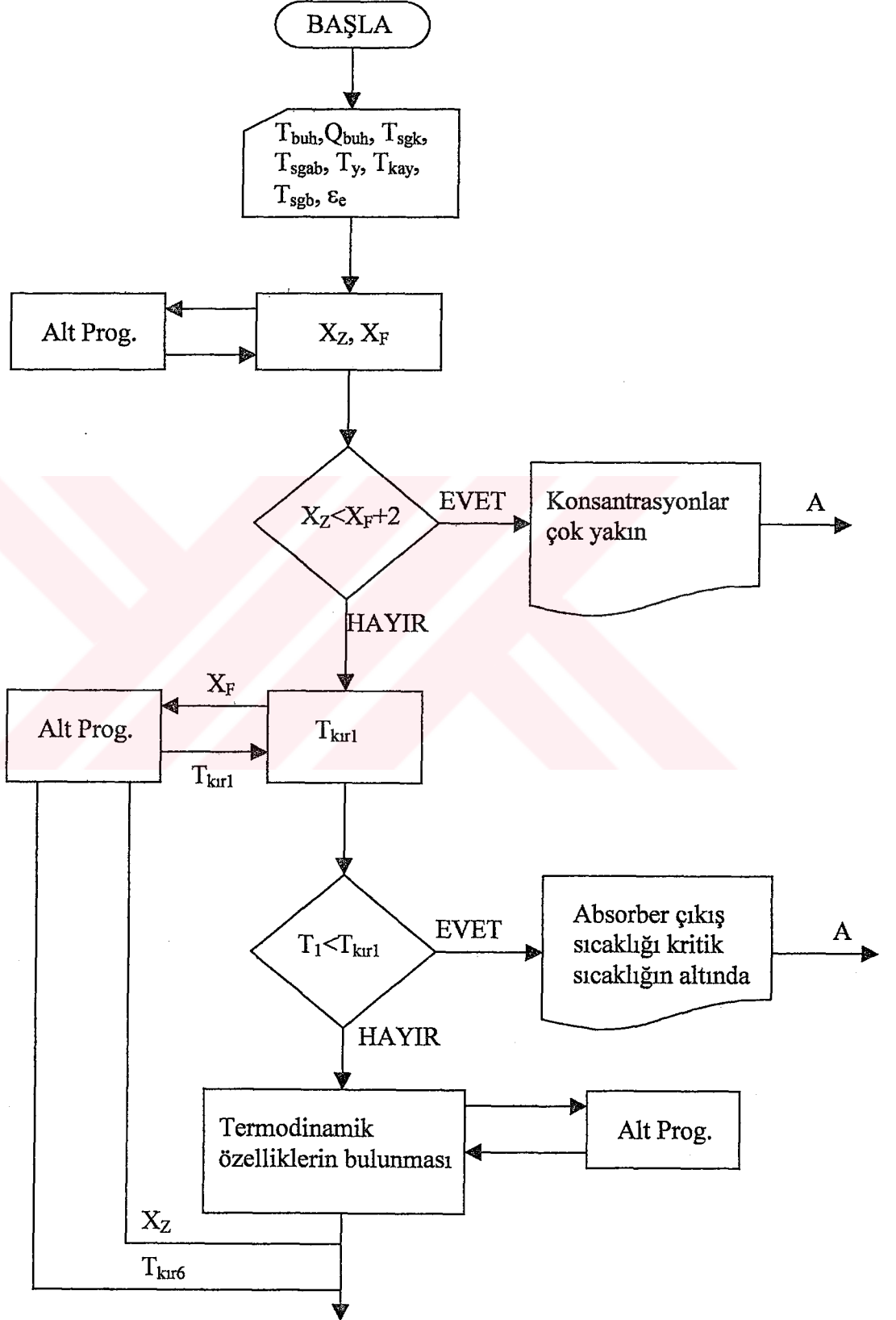


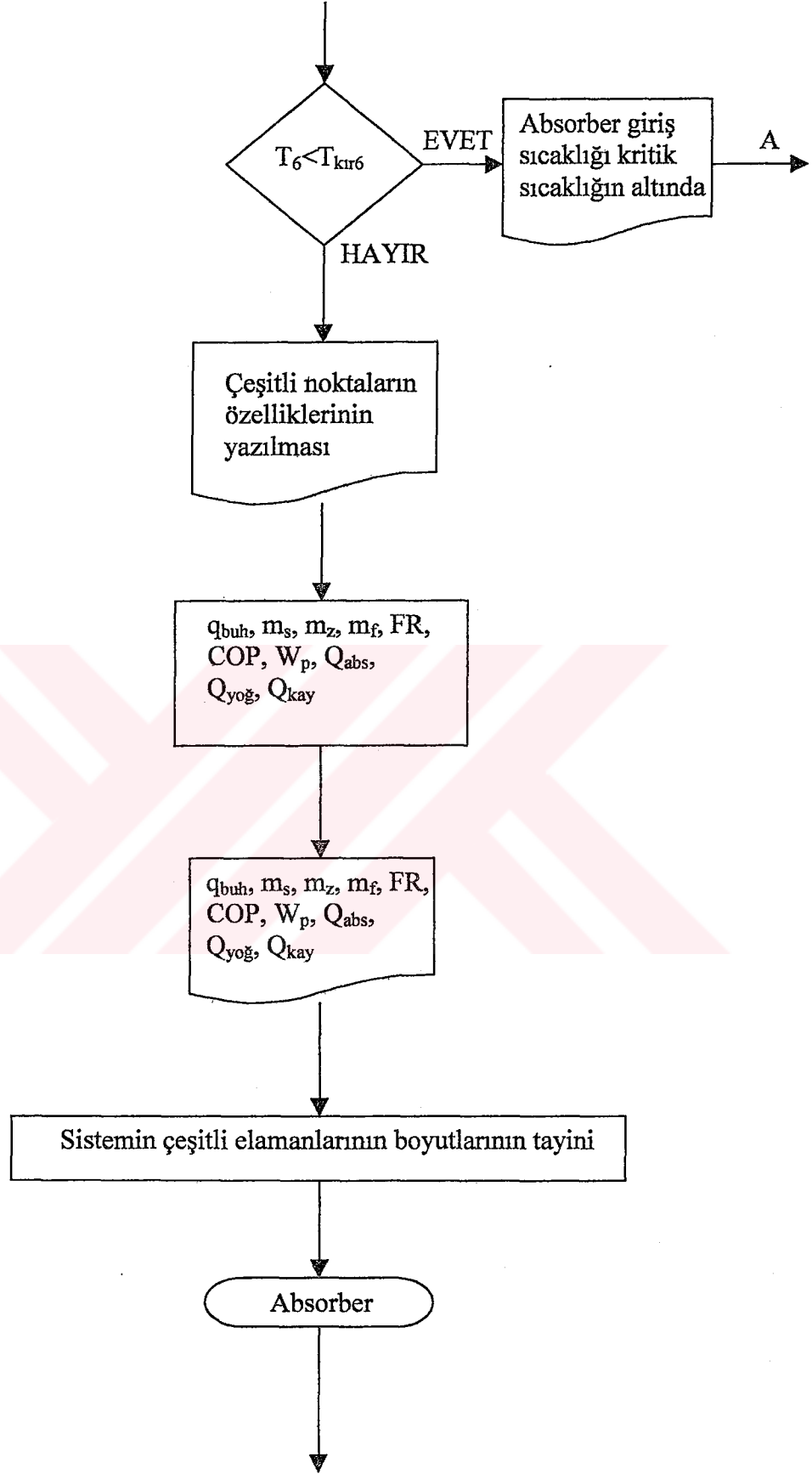
KAYNAKLAR

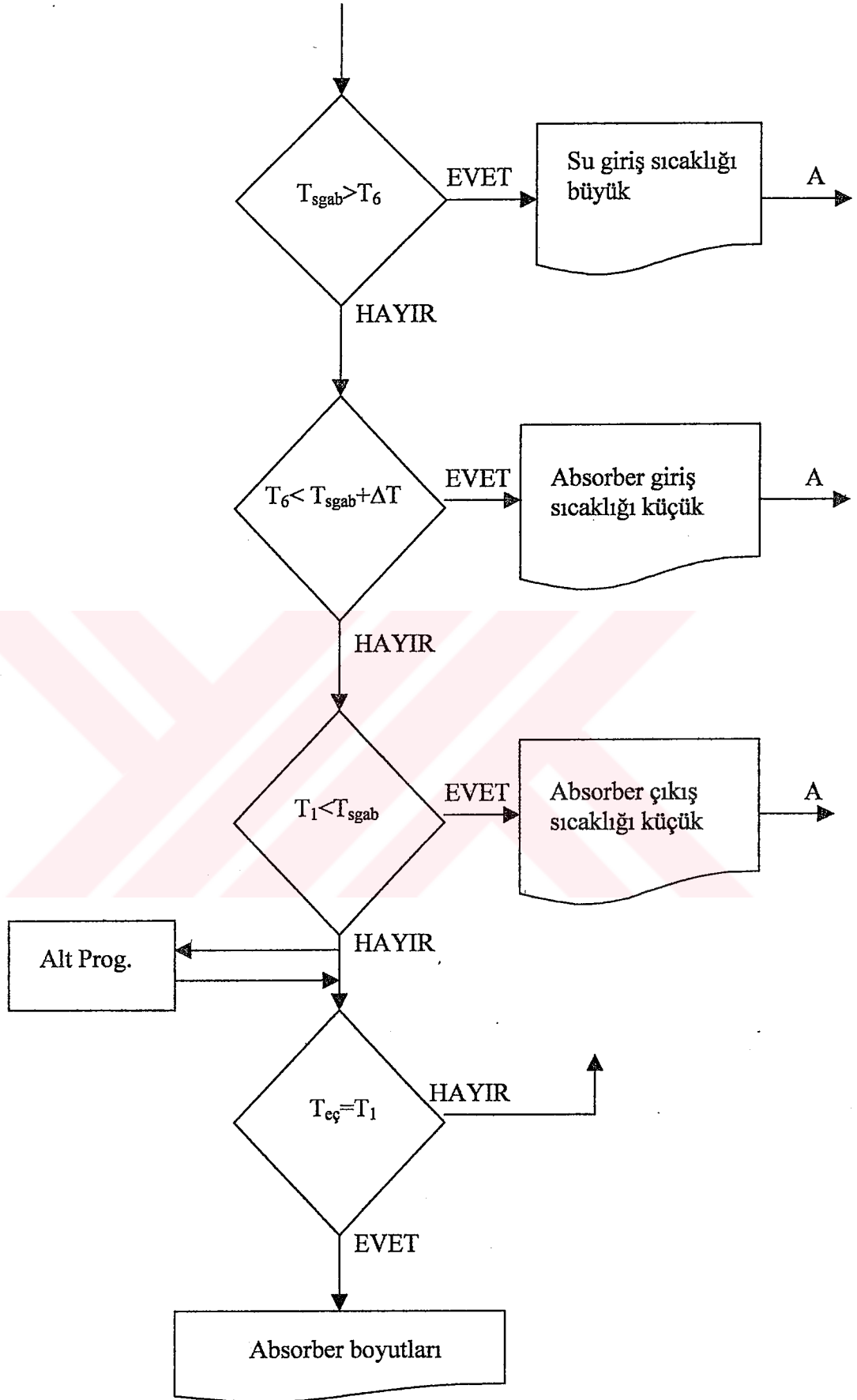
- ASHRAE. 1998. Handbook Refrigeration. USA, p. 41.1 – 41, 12
- BLINN, J. C. 1979. Simulation of Solar Absorption Air Conditioning. Master' s Thesis, University of Wisconsin – Madison. p. 126.
- DUFFIE, J. A., W. A. BECKMAN. 1980. Solar Engineering of Thermal Processes, A Wiley – Interscience Publication, University of Wisconsin – Madison, p. 326 – 349.
- ERGÜL, E. 1991. Simulation of a Solar – Aided R 22 – DEGDME Absorption Heat Pump System. Master' s Thesis, Ankara. p. 109.
- EROĞLU, V., L. ALATLI, İ. TANYOL, A. ARDIÇ, E. TORUN. Komple Çevreci Yüksek Verimli Absorpsiyonlu Sistemler. TTMD IV. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknoloji Sempozyumu. İstanbul, 17 – 19 Nisan 2000, s. 525 – 562.
- GENCELİ, O. F. 1999. Işı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, İstanbul. 424 s.
- GÜZEL, E. 1995. Güneş Enerjisi ile Çalışan Açık Çevrimli Absorpsiyonlu Model Bir Soğutucunun İklimlendirme amaçlı Geliştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İzmir. 118 s.
- HEDH. 1983. Heat Exchanger Design Handbook. Hemisphere Publishing Corporation.
- İLERİ, A. 1995. Yearly Simulation of Solar – Aided R 22 – DEGDME Absorption Heat Pump System. Solar Energy, 55(4): 255 – 265.
- İLERİ, A. 1997. A Discussion on Performance Parameters for Solar – Aided Absorption Cooling Systems. Renewable Energy, 10(4): 617 – 624.
- KAUSHIK, S. C., S. CHANDRA. 1985. Computer Modeling and Parametric Study of a Double Effect Generation Absorption Refrigeration Cycle. Energy Convers. Mgmt., 25(1): 9 – 14.
- KAYAARASI, Y. 1998. Türkiye ve Dünyada Enerji Tasarrufu. İzalasyon Dünyası, 9:30 – 34.
- KAYNAKLI, Ö. 2000. Alternatif Bir Otomobil Kliması. Yüksek Lisans Tezi, Bursa. s. 36 – 186.
- KERN, D. Q., A. D. KRAUS. 1972. Extended Surface Heat Transfer. McGraw – Hill Company, New York . p. 805.
- KILIÇ, A., A. ÖZTÜRK. 1983. Güneş Enerjisi. Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul, 331 s.
- KILIÇ, M., A. YİĞİT. 2000. Isı Transferi. Vipaş A.Ş., Bursa. 415 s.

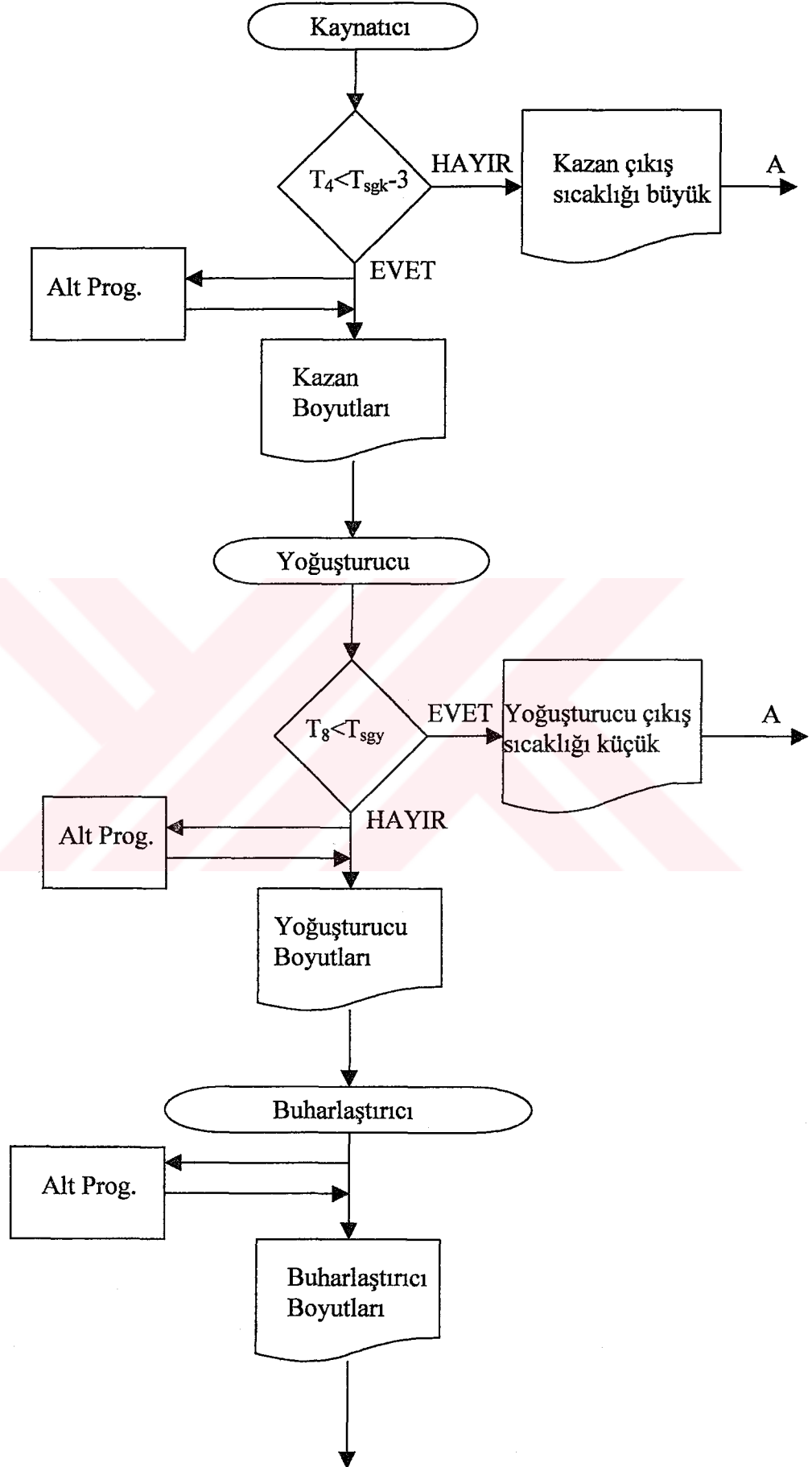
- KUMAR, P., S. DEVOTTA, F. A. HOLLAND. 1984. Effect of Flow Ratio on the Performance of an Experimental Absorption Cooling System. *Chemical Eng. Research Des.*, 62: 194 – 196.
- KUMAR, P., S. DEVOTTA. 1985. Analysis of Solar Absorption Cooling Systems with Low Generator Temperatures. *International Journal Refrigeration*, 8: 356 – 359.
- MOSTAFAVİ, M., B. AGNEW. 1996. The Effect of Ambient Temperature on the Surface Area of Components of an Air – Cooled Lithium Bromide / Water Absorption Unit. *Applied Thermal Engineering*, 16(4): 313 – 319.
- SARİBEK, B. 1995. Tavandan Soğutmalı Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma sistemi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul. s. 7 – 38.
- UĞUREL, A. 2000. Rüzgar – Güneş Enerjisinden Elektrik Üretimi ve Türkiye İçin Önemi. *Termodinamik*, 11: 62 – 63.
- WARDONO, B., R. M. NELSON. 1995. Simulation of a 20 – ton LiBr / H₂O Absorption Cooling System. *ASHRAE Transaction*, 102(1): 96 – 103.
- WARDONO, B., R. M. NELSON. 1996. Simulation of a Double – effect LiBr / H₂O Absorption Cooling System. *ASHRAE Journal*: 32 – 38.
- WIJEYSUNDERA N. E. 1997. Thermodynamic Performance of Solar – Powered Ideal Absorption Cycle. *Solar Energy*, 61(5): 313 – 319.
- WIJEYSUNDERA N. E. 1999. Simplified Models for Solar – Powered Absorption Cooling Systems. *Renewable Energy*, 16: 679 – 684.
- WIJEYSUNDERA N. E. 2000. An Irreversible – ThermoDynamic Model for Solar – Powered Absorption Cooling Systems. *Solar Energy*, 68(1): 69 – 75.
- YİĞİT, A. 1990. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu. Doktora tezi, İstanbul. 104 s.

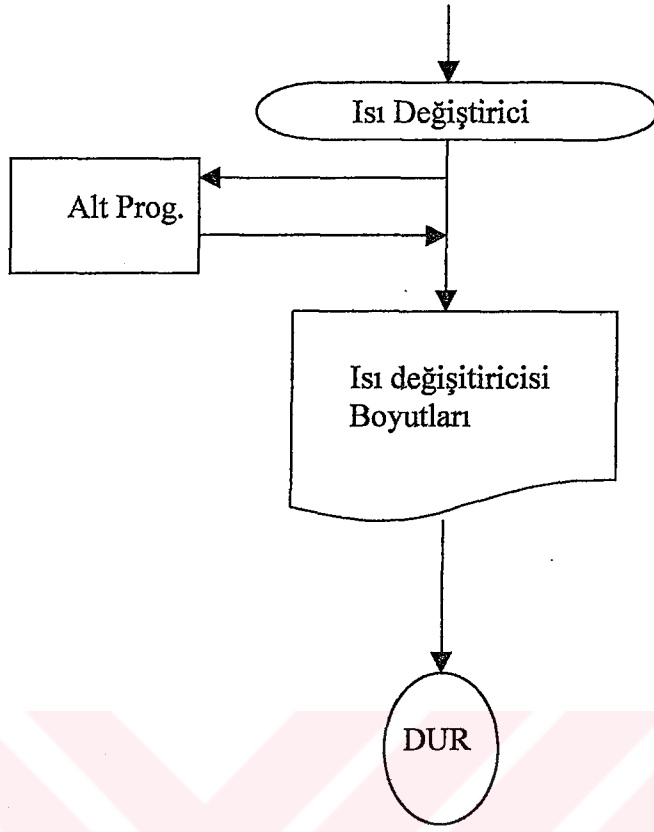
EK – 1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemini Elemanlarının Boyutlarını ve Çalışma Parametrelerini Tesbit Eden Simülasyon Çalışmasının Algoritması



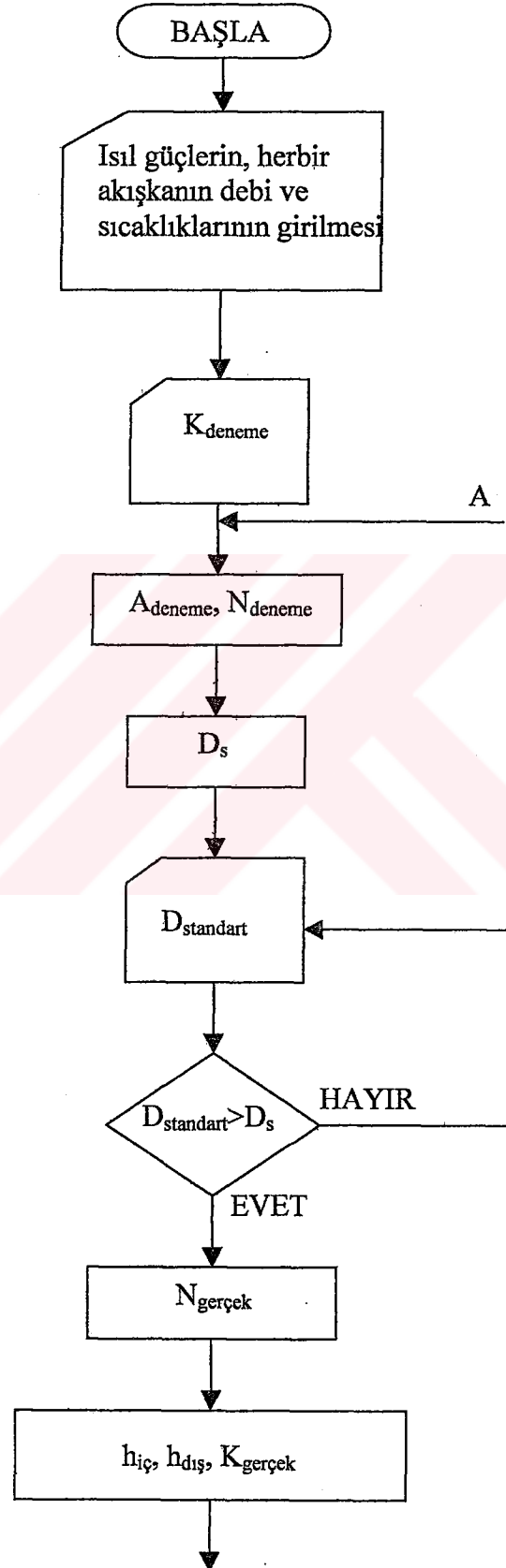


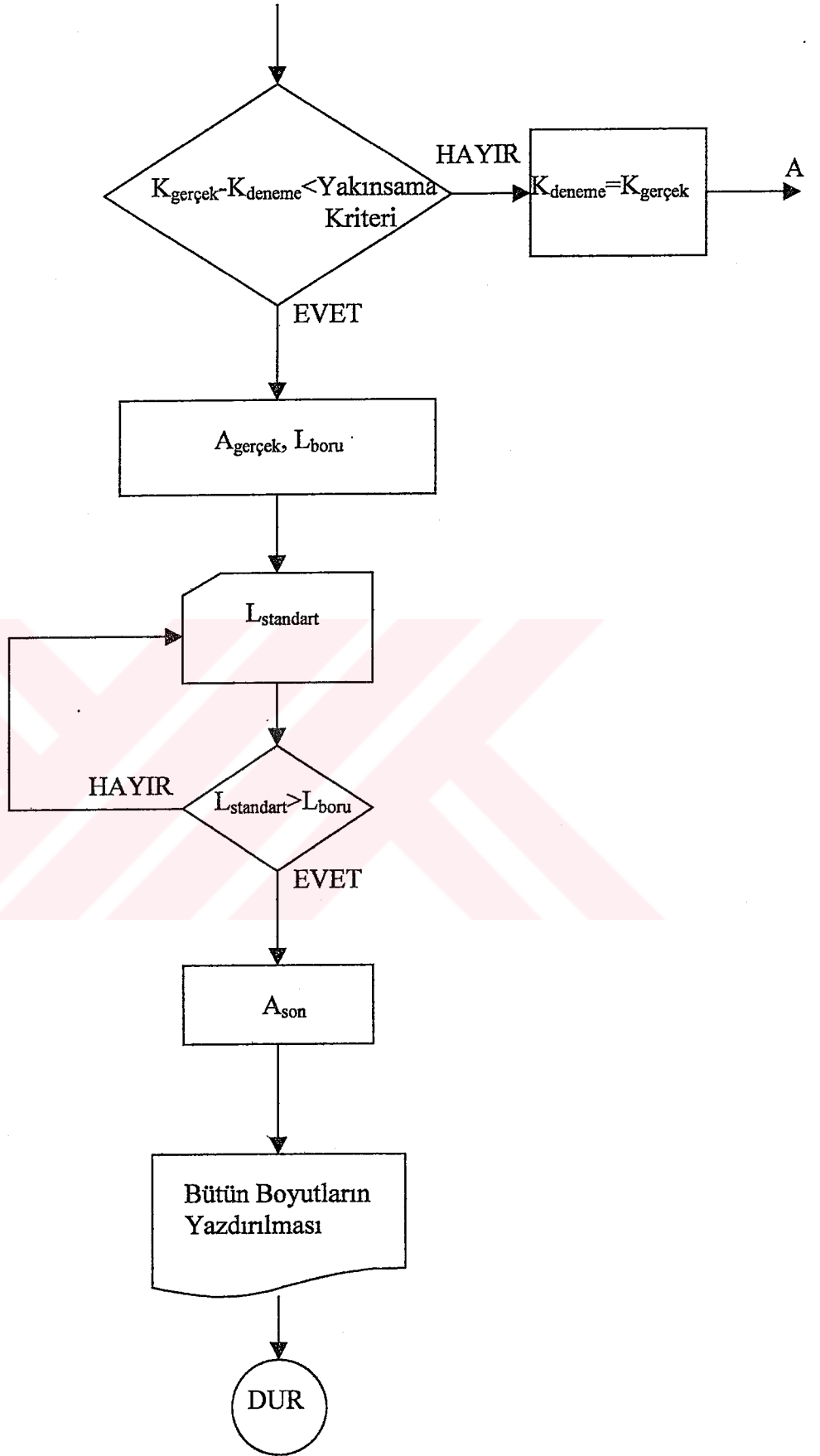




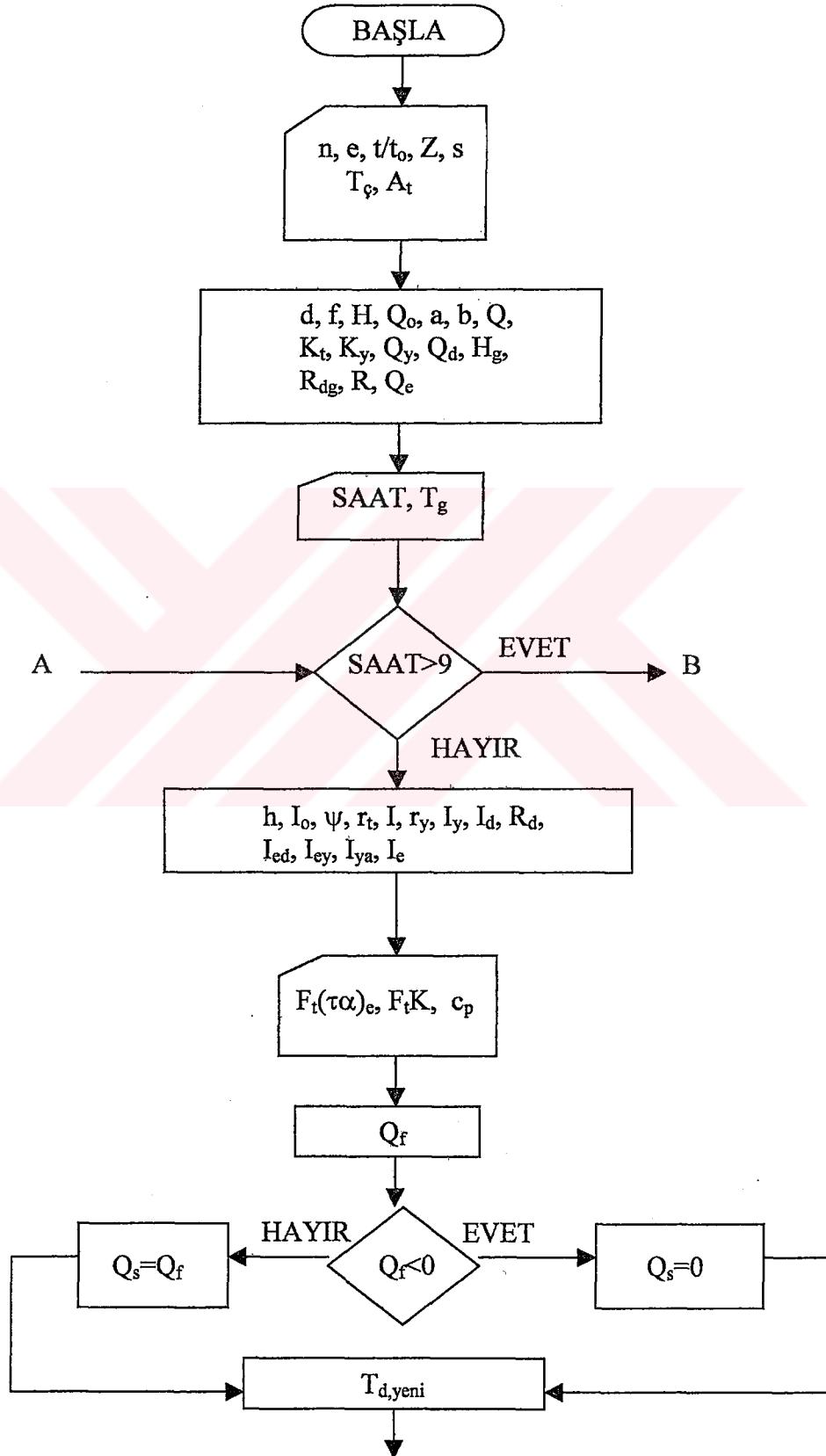


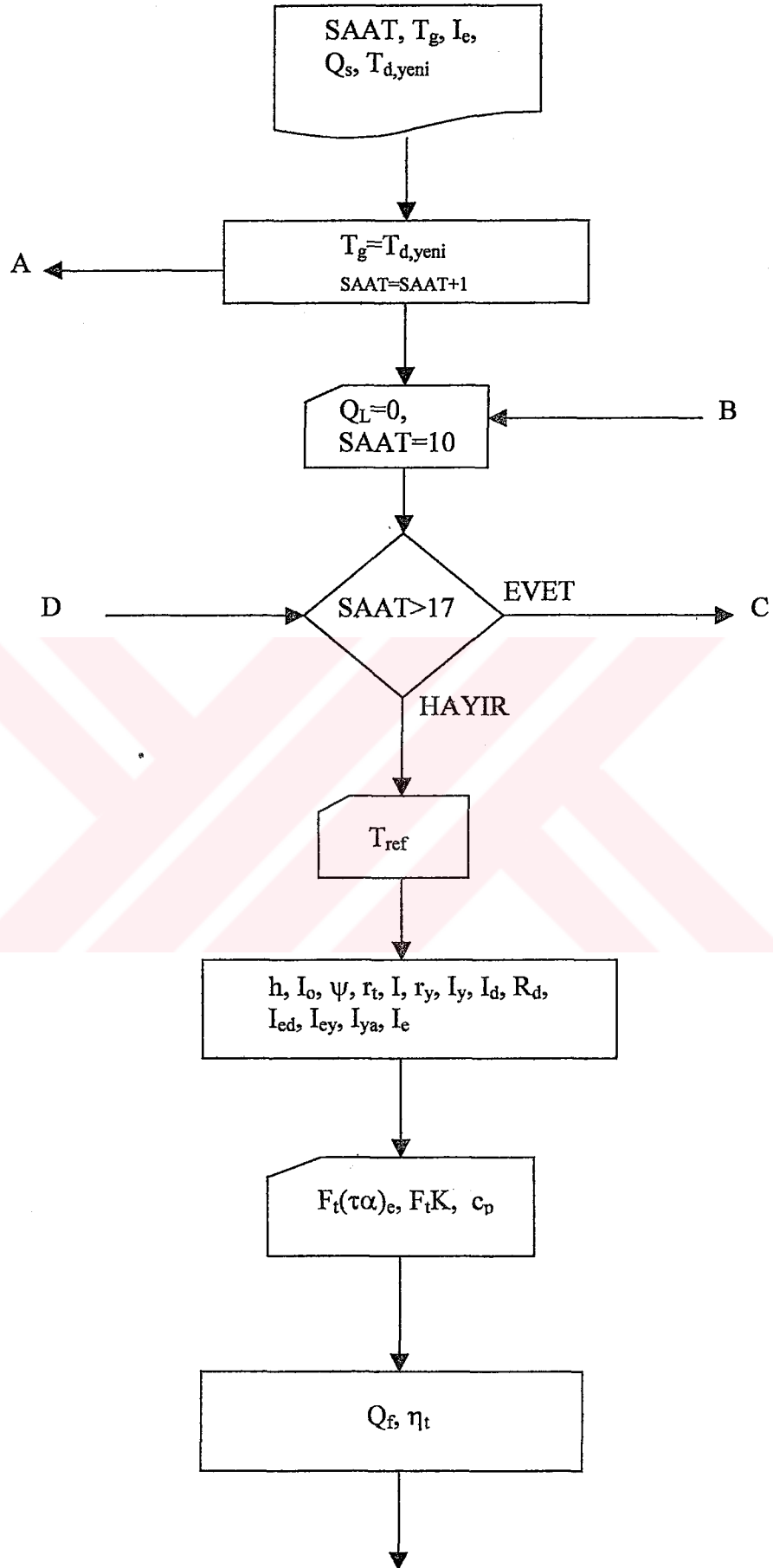
EK - 2 Isı Değiştiricisi Boyutlandırmasının Yapıldığı Alt Programların Algoritması

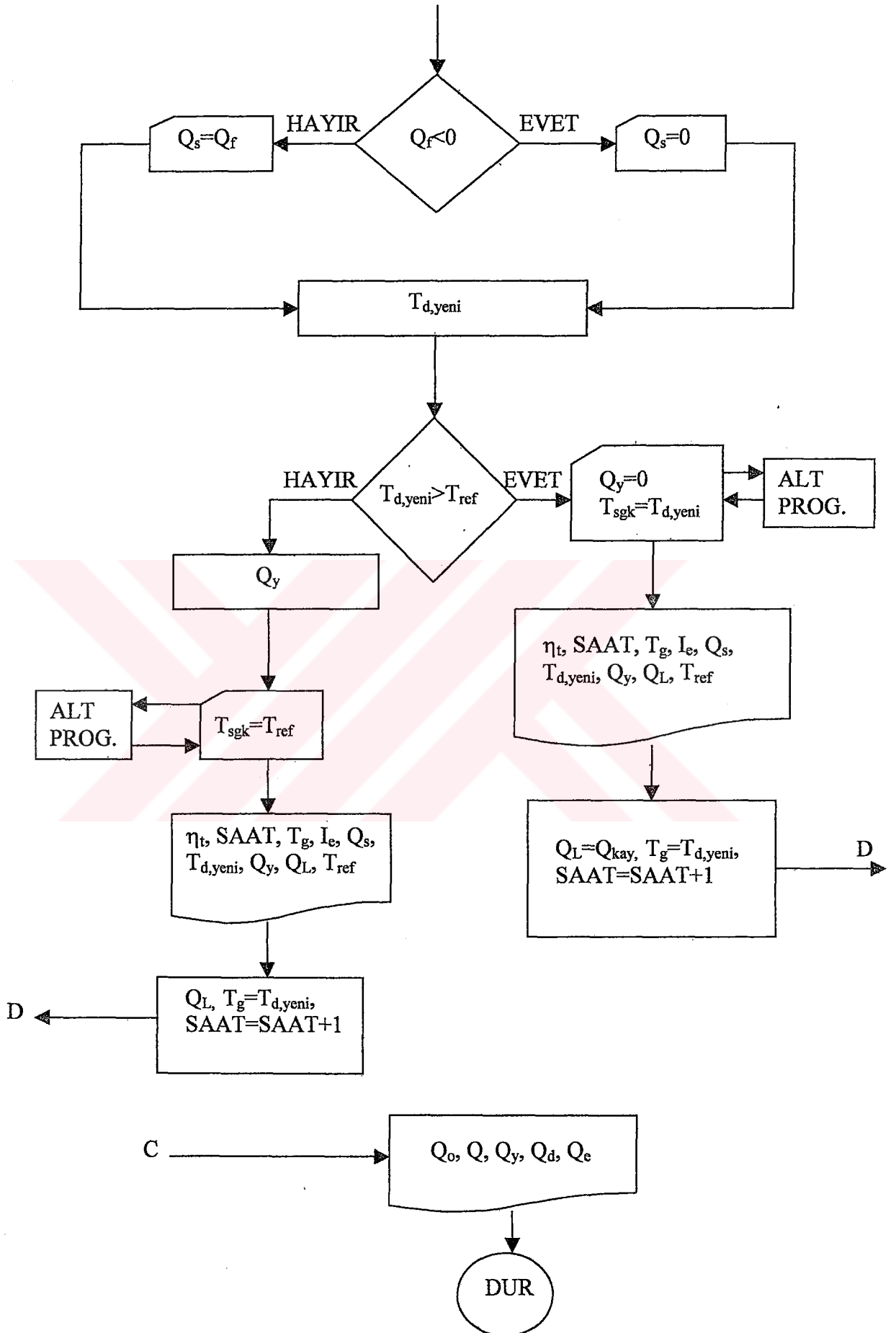




**EK - 3 Güneş Enerjisi Hesaplamalarının Yapıldığı Simülasyon Çalışması
Algoritması**







EK – 4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Boyutlarını ve Çalışma Parametrelerini Tesbit Eden Programın Listesi

C BLOCK DATA

BLOCK DATA

COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)

DATA D0/0.01,.014,.018,.02,.025,.03,.038,.0445/

DATA D1/.007,.01,.014,.016,.02,.025,.033,.0395/

DATA ADIM/.0135,.019,.024,.026,.032,.038,.047,.055/

DATA XL/.5,.75,1.,1.25,1.5,2.,2.5,3.,3.5,4./

DATA DEN/.15,.2,.25,.3,.35,.4,.5,.6,.7,.8,.9,1.,1.1,1.2/

DATA DEI/.16,.211,.265,.316,.347,.398,.500,.590,.69,.79,.888,

*.988,1.086,1.186/

END

C ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SIMULASYONU

C ***** ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ *****

C **++ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇESİTLİ NOKTALARI:

C 1: ABSORBER ÇIKIŞ VE POMPA GİRİŞİ,2:POMPA ÇIKIŞI VE ESANJOR GİRİŞİ

C 3:ESANJOR ÇIKIŞI KAYNATICI GİRİŞİ,4:KAYNATICI ZENGİN ERİYİK ÇIKIŞI

C 5:ERİYİĞİN ESANJOR ÇIKIŞI VE VANA GİRİŞİ,6:VANA ÇIKIŞI VE ABSORBER GİRİŞİ

C 7:SU BUHARI KAYNATICI ÇIKIŞI YOGUSTURUCU GİRİŞİ,8:YOGUSTURUCU ÇIKIŞI

C 9:KISILMA VANASI ÇIKIŞI BUHARLAŞTIRICI GİRİŞİ,10:BUHARLAŞTIRICI ÇIKIŞI

COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)

DATA DPKY,DPBA,QBUH/.3,.3,12./

DATA VİF,VİZ,YOGF,YOGZ,CPF,CPZ,PRF,PRZ,XXİF,XXİZ/4.537E-3,

*6.067E-3,1699.,1795.,1.956,1.977,20.32,27.,4.366E-4,4.435E-4/

DATA VİS,YOGS,CPS,XXİS,PRS/993.414E-6,998.,4.182.,597E-3,6.96/

DATA DP1,DP2,YCO,PI,BGI,TB/.3,.3,9.8,3.14,2489.,280./

DATA VİSB,YOGB,CPB,XXİB,PRB/.00835E-3,.007257,1.866,.0182E-3,.86/

OPEN(UNIT=15,FILE='AAAAA.txt',STATUS='UNKNOWN')

C OPEN(UNIT=1,FILE='DOKPDT',STATUS='NEW')

C *** ESANJORE AIT DATALARIN OKUTULMASI ***

C READ(1,*)(D0(I),I=1,8)

C READ(1,*)(D1(I),I=1,8)

C READ(1,*)(XL(I),I=1,10)

C READ(1,*)(ADIM(I),I=1,8)

C READ(1,*)(DEN(I),I=1,14)

C READ(1,*)(DEI(I),I=1,14)

DTSS=10.

SICB=TB+10.

WRITE(*,*)'TB QBUH TSGAB SICB',TB,QBUH,TSGAB,SICB

WRITE(15,*)'TB QBUH TSGAB SICB',TB,QBUH,TSGAB,SICB

JJJ=294

TSGK=365

TSGAB=JJJ

TY=TSGAB+15.

TK=TSGK-10.

WRITE(*,*)'TK TSGK TY TSGAB',TK,TSGK,TY,TSGAB

WRITE(15,*)'TK TSGK TY TSGAB',TK,TSGK,TY,TSGAB

TEC=0.

EPSK=.6

T1=TY

67 T8=TY

P8=DYBA(T8)

P4=P8+DP1

T4=TK

**TC. TÜRKİYE ÇEVRE KURULU
BÜYÜK MÜHÜR**


```

XKA=ERKON(T4,P4)
H4=ERAN(XKA,T4)
T10=TB
P10=DYBA(T10)
68 P1=P10*1.
XAB=ERKON(T1,P1)
IF(XKA.LE.(XAB+2.)) THEN
WRITE(*,*)'TSGK TSGAB',TSGK,TSGAB
WRITE(*,*)'XKA DEGERI (XAB+2) DEGERINDEN KUCUK'
WRITE(15,*)'TSGK TSGAB',TSGK,TSGAB
WRITE(15,*)'XKA DEGERI (XAB+2) DEGERINDEN KUCUK'
GO TO 46
ELSE
TKIR1=TKR(XAB)
END IF
IF(T1.LE.TKIR1) THEN
WRITE(*,*)'T1 TKIR1',T1,TKIR1
WRITE(*,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'T1 TKIR1',T1,TKIR1
WRITE(15,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
GO TO 46
ELSE
H1=ERAN(XAB,T1)
END IF
WRITE(*,71)
WRITE(15,71)
71 FORMAT(5X,'BASINC',5X,'SICAKLIK',4X,'KONSANT',5X,'ANTALPI',/5X,
*(KPAI),5X,'(KELVIN)',5X,'(YUZDE)',4X,'(KJ/KG)')
61 FORMAT(4F12.5,5X,'CEVRIM NOKTASI=',I2)
C *** TERMODINAMIK ANALIZE GORE CESITLI NOKTALARIN OZELIKLERININ
BULUNMASI ***
C 30 T4B=(EPSK*TSGK+(1-EPSE)*(1-EPŞK)*T1)/(1-EPSE*(1-EPŞK))
C WRITE(*,*)'T4B',T4B
C WRITE(15,*)'T4B',T4B
N=1
TKIR1=TKR(XAB)
IF(T1.LE.TKIR1) THEN
WRITE(*,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
ELSE
WRITE(*,61)P1,T1,XAB,H1,N
WRITE(15,61)P1,T1,XAB,H1,N
END IF
N=4
WRITE(*,61)P4,T4,XKA,H4,N
WRITE(15,61)P4,T4,XKA,H4,N
P2=P4+2.*DP2
WPK=-OZHC(T1,XAB)*(P2-P1)
H2=H1+(-WPK)
T2=0.
CALL XH(T2,XAB,H2)
N=2
WRITE(*,61)P2,T2,XAB,H2,N
WRITE(15,61)P2,T2,XAB,H2,N
WK=XAB/(XKA-XAB)
WA=XKA/(XKA-XAB)
P5=P4-DP1
P6=P1+(.5*DP1)

```

```

TKR6=TKR(XKA)
T5S=T2*1.
H5S=ERAN(XKA,T5S)
H5=H4-EPK*(H4-H5S)
T5=0.
CALL XH(T5,XKA,H5)
C ERIGIYIN ANTALPISI SICAKLIK VE KONSANTRASYONUN FONKSIYONUDUR
C 6 VE 7 NOKTALARININ SICAKLIKLARIDA ESIT OLUR
H6=H5*1.
T6=T5*1
N=6
IF(T6.LE.TKR6) THEN
WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(*,*)'T6 TKR6',T6,TKR6
WRITE(15,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'T6 TKR6',T6,TKR6
GO TO 46
ELSE
WRITE(*,61)P6,T6,XKA,H6,N
WRITE(15,61)P6,T6,XKA,H6,N
END IF
N=5
WRITE(*,61)P5,T5,XKA,H5,N
WRITE(15,61)P5,T5,XKA,H5,N
T3=0.
H3=WK/WA*(H4-H5)+H2
N=3
P3=P4-DP1
CALL XH(T3,XAB,H3)
WRITE(*,61)P3,T3,XAB,H3,N
WRITE(15,61)P3,T3,XAB,H3,N
H7=ANKB(XKA,P4)
N=7
X7=0.
T7=TK
WRITE(*,61)P4,T7,X7,H7,N
WRITE(15,61)P4,T7,X7,H7,N
N=8
H8=ANDS(T8)
WRITE(*,61)P8,T8,X7,H8,N
WRITE(15,61)P8,T8,X7,H8,N
H9=H8*1.
P9=P10
H9S=ANDS(T10)
H9B=ANDB(T10)
IF(H9.GT.H9S.AND.H9.LT.H9B) THEN
T9=TB
ELSE
IF(H9.LT.H9S) THEN
WRITE(*,*)'9 NOKTASI ASIRI SOGUMUS BOLGE'
WRITE(15,*)'9 NOKTASI ASIRI SOGUMUS BOLGE'
ELSE
WRITE(*,*)'9 NOKTASI KIZGIN BOLGEDE'
WRITE(15,*)'9 NOKTASI KIZGIN BOLGEDE'
END IF
END IF
N=9
WRITE(*,61)P9,T9,X7,H9,N

```

```

WRITE(15,61)P9,T9,X7,H9,N
H10=ANDB(T10)
N=10
WRITE(*,61)P10,T10,X7,H10,N
WRITE(15,61)P10,T10,X7,H10,N
BQB=H10-H9
DEBIS=QBUH/BQB
DEBIK=DEBIS*WK
DEBIA=DEBIS*WA
FR=XAB/(XKA-XAB)
56 WP=DEBIA*WPK
QAB=DEBIA*H1-DEBIK*H6-DEBIS*H10
QK=DEBIS*H7+DEBIK*H4-DEBIA*H3
COP=QBUH/QK
WRITE(*,*)'COP DEBIS DEBIK DEBIA',COP,DEBIS,DEBIK,DEBIA
WRITE(*,*)'FR WP QAB QK',FR,WP,QAB,QK
WRITE(15,*)'COP DEBIS DEBIK DEBIA',COP,DEBIS,DEBIK,DEBIA
WRITE(15,*)'FR WP QAB QK',FR,WP,QAB,QK
C *** SISTEMIN CESITLI ELAMANLARININ BOYUTLANDIRILMASI ***
WRITE(*,*)'ABSORBER BOYUTLARI'
WRITE(15,*)'ABSORBER BOYUTLARI'
TSGA=TSGAB-273.
IF(TSGAB.GE.T6) THEN
WRITE(*,*)'SU GIRIS SICAKLIGI BUYUK'
WRITE(15,*)'SU GIRIS SICAKLIGI BUYUK'
GO TO 46
ELSE
IF(T6.LT.(TSGAB+DTSS)) THEN
WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
WRITE(15,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
GO TO 46
ELSE
TEC=T1-273.
END IF
END IF
IF((TEC-1.).LE.TSGA) THEN
WRITE(*,*)'ABSOBER CIKIS SICAKLIGI KUCUK'
WRITE(15,*)'ABSOBER CIKIS SICAKLIGI KUCUK'
GO TO 46
ELSE
TGAB=T6-273.15
CALL ABSER(TSGA,TSCA,TGAB,TEC,DEBIK,XKA,DEBIS,QAB,DDA,NTA,XLUA,
*XC,DTSS,KLM,WW1)
IF(KLM.GE.50) GO TO 46
CCE=DEBIK*CPZ
CALL IZTA(CCE,TSGA,TGAB,TSCA,TEC,EPSA,XNTUA,AKA)
WRITE(*,*)'EPSA XNTUA AKA',EPSA,XNTUA,AKA
WRITE(15,*)'EPSA XNTUA AKA',EPSA,XNTUA,AKA
END IF
58 TEC=TEC+273.15
WRITE(*,*)'T1 TEC',T1,TEC
WRITE(15,*)'T1 TEC',T1,TEC
GO TO 39
IF(ABS(TEC-T1).LE.1.) GO TO 39
T1=TEC
XAB=XC
GO TO 67
39 TKIR=TKR(XC)

```

```

IF(TEC.GT.TKIR) GO TO 35
WRITE(*,*)'ABSORBER CIKIS SICAKLIGI KRIS. SICAKLIGINDAN KUCUK'
WRITE(15,*)'ABSORBER CIKIS SICAKLIGI KRIS. SICAKLIGINDAN KUCUK'
GO TO 46
35 QK=DEBIS*H7+DEBIK*H4-DEBIA*H3
38 COP=QBUH/QK
IF(T4.LT.(TSGK-3.)) GO TO 37
WRITE(*,*)'KAZAN CIKIS SICAKLIGI COK BUYUK'
WRITE(*,*)'T4 TSGK',T4,TSGK
WRITE(15,*)'KAZAN CIKIS SICAKLIGI COK BUYUK'
WRITE(15,*)'T4 TSGK',T4,TSGK
GO TO 46
37 WRITE(*,*)'KAZAN BOYUTLARI'
WRITE(15,*)'KAZAN BOYUTLARI'
CALL KAZ(QK,TSGK,TSCK,T3,T4,SDK,DEBIA,DP1,DP2,YCO,PI)
GO TO 40
40 QY=DEBIS*(H8-H7)
WRITE(*,*)'YOGUSTURUCU BOYUTLARI'
WRITE(15,*)'YOGUSTURUCU BOYUTLARI'
C TSGY=TSCA+273.15
TSGY=TSGAB
IF((T8-2.).LE.TSGY) THEN
WRITE(*,*)'YOG CIKIS SICAKLIGI KUCUK'
WRITE(15,*)'YOG CIKIS SICAKLIGI KUCUK'
GO TO 46
ELSE
CALL YOG(T7,T8,TSGY,QY,DEBIS)
END IF
WRITE(*,*)'BUHARLASTIRICI BOYUTLARI'
WRITE(15,*)'BUHARLASTIRICI BOYUTLARI'
CALL BUHCI(T9,T10,SICB,DEBIS,QBUH)
WRITE(*,*)'ISI ESANJORU'
WRITE(15,*)'ISI ESANJORU'
CALL ES(T4,T5,T2,T3,DEBIA,DEBIK,VISF,VISZ,YOGF,YOGZ,CPF,CPZ,
*PRF,PRZ,XXIF,XXIZ,PI)
WRITE(15,*)'QAB QBUH QK,QY,DEBIA,DEBIK',QAB,QBUH,QK,QY,DEBIA,DEBIK
WRITE(15,*)'COP XAB XKA WP',COP,XAB,XKA,WP
46 CONTINUE
STOP
END

C ABSORBER BOYUTLANDIRILMASI
C INCE SIVI FILMLI ABSORBER
SUBROUTINE ABSER(T1G,T1C,TGK,TCKT,DEBIK,XKA,DEBIS,QAB,DD,NT,XLU
*,XCIK,DTSS,KLM,W1)
COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
C OPEN(UNIT=1,FILE='ABSDT',STATUS='NEW')
C READ(1,*)VIS1,YOG1,XCP1,XXI1,PR1
C READ(1,*)PI,CPI,DP1,DP2,YCO
DATA VIS1,YOG1,XCP1,XXI1,PR1/0.001,990., 4.22, 0.000597,7./
DATA PI,CPI,DP1,DP2,YCO/3.14,3.,3.4,182,9.81/
C BORU ICINDEN AKAN SU DEBISININ TAYINI
NT=2
KKK=0.
93 I=5
M=8
90 XLU=XL(M)
94 DIC=D1(I)

```

```

DD=D0(I)
XHAB=0.
T1C=T1G+DTSS
IF(KKK.GE.1) GO TO 91
58 CALL ABS1(XLU,XKA,DD,NT,DEBIK,DEBIS,TGK,T1C,DTSS,XHAB,XCIK,TCK
*,KLM)
IF(KLM.GT.50) GO TO 46
XH2=XHAB
91 T1C=T1G+DTSS
IF(T1C.LE.TGK) GO TO 57
WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
WRITE(15,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
GO TO 31
57 IF(QAB.EQ.0)GO TO 31
W1=-QAB/(XCP1*(T1C-T1G))
C ALT PROGRAMDAN NTU METODU ILE A*K HESABI
C ABSORBER SINIR SARTI OLARAK SABIT YUZEY SICAKLIGI ALINMISTIR
C ESANJOR BOYUTLARI VE BORU SAYISI HESABI
C BORU ICINDEKI ISI TASINIM KATSAYISI HESABI
AX1=PI/4*DIC*DIC
G1=W1/(AX1*NT)
XHIZA=G1/YOG1
RE1=G1*DIC/VIS1
SAB=.023*XKI1*PR1**.4/VIS1**.8
XH1=SAB*G1**.8/DIC**.2
C BORU DISINDAN AKIS ICIN TASINIM KATSAYISI HESABI
TK=1/XH1*(1+(DIC*XH1)/(DD*XH2))
C TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI VE ESANJOR BOYUTLARI HESABI
TOPK=1/TK
10 DT1=TGK-T1C
DT2=TCKT-T1G
DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
AAB=-QAB/(TOPK*DTM)
AAH=NT*PI*DD*XLU
FDT=AAH-AAB
IF(FDT.GE.0.) GO TO 30
M=M+1
IF(M.GT.10) GO TO 27
KKK=KKK+1
GO TO 90
27 I=I-1
IF(I.LE.2) GO TO 26
KKK=KKK+1
GO TO 94
26 NT=NT+1
KKK=0.
GO TO 93
30 WRITE(*,*)'DD,DIC,A,NT,XLU',DD,DIC,AAB,NT,XLU
WRITE(*,*)'XH1 XH2 TOPK W1 DEBIK',XH1,XH2,TOPK,W1,DEBIK
WRITE(15,*)'DD,DIC,A,NT,XLU',DD,DIC,AAB,NT,XLU
WRITE(15,*)'XH1 XH2 TOPK W1 DEBIK,HIZ',XH1,XH2,TOPK,W1,DEBIK,XHIZA
WRITE(15,*)'AX1,G1,W1,NT,RE1,DIC',AX1,G1,W1,NT,RE1,DIC
WRITE(15,*)'VIS1,SAB,XKI1,PR1,XH1,DTM',VIS1,SAB,XKI1,PR1,XH1,DTM
31 TCKT=TCK
46 RETURN
END

```

C BIR GAZIN ABSORBSİYONUNDA KONSANTRASYON VE SICAKLIK DAGILIMINI VEREN

```

C ALTPROGRAM SICAKLIK(C) KONSANTRASYON(KMOL/M3) RA:BUHARIN GIZLI
BUHARLASMA
C ISISI(KJ/MOL) CP:COZELTININ OZGUL ISISI(KJ/K KG) XD:FAZLAR ARASI
C KUTLE TRANSFER KATSAYISI(M2/S) XIK:COZELTININ ISI ILETIM KATSAYISI
C (KJ/M H K) XNU:COZELTININ VISKOZITESI(M2/S) RO:COZELTININ YOGUNLUGU
C (KG/M3) OLARAK KULLANILMISTIR.
  SUBROUTINE ABS1(XMAX,XGIR,DD,NT,DEBIK,DEBIS,T0,TC,DTSS,OXHAB,XCIK
  *,TCK,KLM)
  DIMENSION V(10),TB(200),T(10,200),C(10,200),A(10,11),X(10),VY(10)
  *,CB(200),BUY(10),TCS(200)
  OPEN(UNIT=2,FILE='BBB',STATUS='UNKNOWN')
  DATA N,M,CP,XD,XIK,XNU/200,10,1.8,1.86E-9
  *,4.435E-4,3.38E-6/
  DATA DELTA,DEL T,DEL F/.2,0.2,.7/
  DATA RA,RO,XK1,XK2/45000.,1651.,-.4861,61.25/
  DATA GE,BETA,XMU,XMSU,PI/9.81,90.,6.067E-3,18.,3.14/
  C0=(1.-XGIR/100.)*(RO/XMSU)
  ADIS=3.14*DD*XMAX
  DELTSS=DTSS/(N*1.)
56 RE2=DEBIK/(3.14*DD*NT*XMU)
  YMAX=(RE2*XNU*XNU*3./GE)**(.33)
  XA=XIK/(RO*CP)
  PRS=XNU/XA
  TCS(1)=TC
  DO 6 I=1,M
  T(I,1)=T0*1.
6 C(I,1)=C0*1.
  T(1,1)=(TCS(1)+T0)/2.
  XLE=XD/XA
  XLAN=(XD*RA)/XIK
  DELR=YMAX/M
  DELX=XMAX/N
  RR=DD*.5
  YCP=RR+YMAX
  CARA=YCP/RR
  XK3=(DELR*DELR*2.)/(XA*DELX)*2.
  XK4=(DELR*DELR*2.)/(XD*DELX)*2.
  XK5=(RO*GE*RR*RR)/(4.*XMU)
  XX=0.
  XHABT=0.
  SSHT=0.
  SNUT=0.
  NN=0.
  QWT=0.
  XKUT=0.
  DO 100 L=2,N
  KLM=0
  XX=XX+DELX
  TCS(L)=TCS(L-1)-DELTSS
  T(1,L)=TCS(L)*1.
  TTAH=T(10,L-1)*1.
50 TY=TTAH*1.
  KLM=KLM+1
  DO 5 I=1,M
  DO 5 J=1,M+1
5 A(I,J)=0.
  A(10,11)=TY*1.
  A(1,11)=TCS(L)*1.

```

```

DO 101 I=2,9,7
  UZK=RR+I*DEL R
  V(I)=XK5*(1-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*A LOG(UZK/RR))
  BUY(I)=DEL R/(2.*UZK)
  A(I,I)=XK3*V(I)+2.
101 A(I,11)=(XK3*V(I)-2.)*T(I,L-1)+T(I+1,L-1)*(BUY(I)+1)+T(I-1,L-1)*
  *(1.-BUY(I))
  A(2,11)=A(2,11)+TCS(L)*(1.-BUY(2))
  A(9,11)=A(9,11)+TY*(1.+BUY(9))
  A(2,3)=- (BUY(2)+1.)
  A(9,8)=BUY(9)-1,
  A(10,10)=1.
  A(1,1)=1.
DO 10 I=3,8
  UZK=RR+I*DEL R
  V(I)=XK5*(1-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*A LOG(UZK/RR))
  BUY(I)=DEL R/(2.*UZK)
  A(I,I)=XK3*V(I)+2.
  A(I,I-1)=BUY(I)-1.
  A(I,I+1)=- (BUY(I)+1.)
10 A(I,11)=(XK3*V(I)-2.)*T(I,L-1)+T(I+1,L-1)*(BUY(I)+1.)+T(I-1,L-1)*
  *(1.-BUY(I))
  CALL GAUS(M,A,X)
  DO 36 J=1,10
36 T(J,L)=X(J)
  CTAH=XK1*T(10,L)+XK2
  CY=CTAH*1.
  A(10,11)=CY*1.
  DO 102 I=1,9,8
  UZK=RR+I*DEL R
  V(I)=XK5*(1-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*A LOG(UZK/RR))
  BUY(I)=DEL R/(2.*UZK)
  A(I,I)=XK4*V(I)+2.
102 A(I,11)=(XK4*V(I)-2.)*C(I,L-1)+C(I+1,L-1)*(BUY(I)+1)
  A(1,11)=A(1,11)+C(2,L-1)*(1.-BUY(1))
  A(9,11)=A(9,11)+CY*(1.+BUY(9))+C(8,L-1)*(1.-BUY(9))
  A(1,2)=- (1.+BUY(1))- (BUY(1)+1.)
  A(9,8)=BUY(9)-1.
  A(10,10)=1.
  DO 11 I=2,8
  UZK=RR+I*DEL R
  V(I)=XK5*(1-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*A LOG(UZK/RR))
  BUY(I)=DEL R/(2.*UZK)
  A(I,I)=XK4*V(I)+2.
  A(I,I-1)=BUY(I)-1.
  A(I,I+1)=- (BUY(I)+1.)
11 A(I,11)=(XK4*V(I)-2.)*C(I,L-1)+C(I+1,L-1)*(BUY(I)+1.)+C(I-1,L-1)*
  *(1.-BUY(I))
  CALL GAUS(M,A,X)
  DO 37 J=1,M
37 C(J,L)=X(J)
38 XKAR=(T(10,L)-T(9,L))- (XLAN*(C(10,L)-C(9,L)))
C WRITE(*,*)L KLM XKAR TTAH TCS',L,KLM,XKAR,TTAH,TCS(L)
C WRITE(15,*)L KLM XKAR TTAH TCS',L,KLM,XKAR,TTAH,TCS(L)
IF((ABS(XKAR)).LE.DELTA) GO TO 244
IF(KLM.GT.50) GO TO 47
IF(XKAR.GT.0) THEN
  TTAH=TTAH-DELF

```

```

ELSE
TTAH=TTAH+DELT
END IF
GO TO 50
244 CTOP=0.
VTOP=0.
BTOP=0.
DO 12 I=1,M
UZK=RR+I*DELR
V(I)=XK5*(1-(UZK/RR)**2.+2.*CARA*CARA*ALOG(UZK/RR))
BTOP=BTOP+V(I)*T(I,L)
CTOP=CTOP+V(I)*C(I,L)
12 VTOP=VTOP+V(I)
TB(L)=BTOP/VTOP
CB(L)=CTOP/VTOP
IF(T(2,L).LE.T(1,L)) GO TO 100
NN=NN+1
QW=(T(2,L)-T(1,L))*XIK/DELR
AKY=(C(10,L)-C(9,L))*XD/DELR
DEBS=AKY*XMSU
XKUT=XKUT+DEBS
XHAB=QW/(TB(L)-TCS(L))
XBET=AKY/(C(10,L)-CB(L))
SNU=XHAB*YMAX/XIK
SSH=XBET*YMAX/XD
SNUT=SNUT+SNU
SSHT=SSHT+SSH
QWT=QWT+QW
XHABT=XHABT+XHAB
100 CONTINUE
TCK=TB(N)
CCIK=CB(N)
XCIK=(1-(CCIK*XMSU/1699))*100.
OXHAB=XHABT/NN
ORSH=SSHT/N
ORNU=SNUT/NN
ORQW=QWT/NN
ORKAK=XKUT/N
BNS=ORKAK*ADIS*NT
BQW=ORQW*ADIS*NT
WRITE(15,*)'ORSH,ORNU,TCK,CCIK',ORSH,ORNU,TCK,CCIK
WRITE(2,8)
8 FORMAT(/15X,'KONSANTRASYON DAGILIMI (KMOL/M3)')
WRITE(2,9)((C(I,J),I=1,M),J=1,N)
9 FORMAT(10F7.3)
WRITE(2,7)
7 FORMAT(/15X,' SICAKLIK DAGILIMI (C)')
WRITE(2,200)((T(I,J),I=1,M),J=1,N)
200 FORMAT(10F7.3)
GO TO 47
46 WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
WRITE(15,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KUCUK'
47 RETURN
END

```

C LINEER DENKLEM TAKIMININ GAUSS ELIMINASYON METODUYLA COZUMU
C I:SATIR J:SUTUN A(I,J):ARTIRILMIS KATSAYILAR MATRISI


```

SUBROUTINE GAUS(N,A,X)
REAL KESIR
DIMENSION A(10,11),X(10)
M=N+1
L=N-1
C K=1,2,3,... SUTUNLARININ SIRAYLA PIVOT ELEMANLARININ EN BUYUK
C OLMASINA AIT KONTROL VE DUZELTME
DO 12 K=1,L
  JJ=K
  BUY=ABS(A(K,K))
  KP1=K+1
C MUMKUN OLAN EN BUYUK PIVOT ELEMANININ SECIMI
DO 7 I=KP1,N
  AB=ABS(A(I,K))
  IF(BUY-AB)6,7,7
6 BUY=AB
  JJ=I
7 CONTINUE
C SATIR DEGISIMI GEREKLIMIDIR?
  IF(JJ-K)8,10,8
C SATIR DEGISIMI
8 DO 9 J=K,M
  SAK=A(JJ,J)
  A(JJ,J)=A(K,J)
9 A(K,J)=SAK
C YENI MATRISIN ELEMANLARININ HESABI
10 DO 11 I=KP1,N
  KESIR=A(I,K)/A(K,K)
  DO 11 J=KP1,M
11 A(I,J)=A(I,J)-KESIR*A(K,J)
  DO 12 I=KP1,N
12 A(I,K)=0.
C GERIYE IKAME ILK ADIMI
  X(N)=A(N,M)/A(N,N)
C GERIYE IKAMENIN DIGER ADIMLARI
DO 14 NN=1,L
  TOP=0.
  I=N-NN
  IM1=I+1
  DO 13 J=IM1,N
13 TOP=TOP+A(I,J)*X(J)
14 X(I)=(A(I,M)-TOP)/A(I,I)
  RETURN
END

C ESANJOR BOYUTLANDIRILMASI
SUBROUTINE ES(T1G,T1C,T2G,T2C,W1,W2,VIS1,VIS2,YOG1,YOG2,C1,C2,
*PR1,PR2,XK11,XK12,PI)
COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
QES=W1*C1*(T2C-T2G)
C ESANJORUN BOYUTLANDIRILMASI
C LEVHA BORU TIPLI ISI ESANJORU HESABI
C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE
C YONELTICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR
  XU=0.5
  WRITE(15,*)'XU',XU
5 I=5
70 DIC=D1(I)

```

```

DD=D0(I)
XLBB=0.03
XLTP=1.25*DD
CUS=XLTP-DD
K=3
XBOY=XL(K)
DT11=T1G-T2C
DT22=T1C-T2G
DTLN1=(DT11-DT22)/ALOG(DT11/DT22)
ADEN=QES/(DTLN1*XU)
XNT=ADEN/(PI*DD*XBOY)
XXNT=XNT+0.5
XNTX=ANINT(XXNT)
A=0.215
B=0.453
DS=DD*((XNTX/A)**B)
WRITE(15,*)DS,XNTX,DS,XNTX
M=1
7 DSS=DEI(M)
IF (DSS.GE.DS) THEN
NNT=0.215*((DSS/DD)**2.207)
GO TO 8
ELSE
M=M+1
GO TO 7
END IF
8 BAR=.3*DSS
ALEV=DSS*CUS*BAR/XLTP
C BORU ICINDEN AKISTA ISI TASINIM KATSAYISI HESABI
C SABIT ISI AKISI ICIN LAMINER AKISTA NU 3.66 ALINDI
XHIC=(3.66*XKI1)/DIC
C BORULARIN DISINDAN AKIS ICIN ESDEGER CAP HESABI
C BORU DISINDAN AKIS ICIN TASINIM KATSAYISI HESABI
72 DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)*4.
SAB=(W2*DES/(VIS2*ALEV))**.55*PR2**(.33)
XH2=(.36*SAB*XKI2)/DES
C GEREKLI ALAN
TK1=(1/XHIC)+(1/XH2)
TOPK1=1/TK1
XYAK=TOPK1-XU
XYAKM=ABS(XYAK)
WRITE(15,*)TOPK1,XYAKM,TOPK1,XYAKM
XYAK1=0.0001
IF (XYAKM.LE.XYAK1) THEN
XKGER=TOPK1
AGER=QES/(DTLN1*XKGER)
XLGER=AGER/(PI*DD*NNT)
WRITE(15,*)XKGER,AGER,XLGER,XKGER,AGER,XLGER
IJ=1
9 XLST=XL(IJ)
IF (XLST.GE.XLGER) THEN
ASON=PI*DD*XLST*NNT
AYAK=ASON-AGER
GO TO 10
ELSE
IJ=IJ+1
GO TO 9
END IF

```

```

ELSE
IF (TOPK1.GE.0.9) THEN
GO TO 13
ELSE
XU=TOPK1
WRITE(15,*)'XU',XU
GO TO 5
END IF
END IF
10 WRITE(15,*)'QES',QES
WRITE(15,*)'DIC,DD,DSS',DIC,DD,DSS
WRITE(15,*)'BAR,CUS,ALEV',BAR,CUS,ALEV
WRITE(15,*)'NNT',NNT
WRITE(15,*)'XHIC',XHIC
WRITE(15,*)'DES,SAB,XH2',DES,SAB,XH2
WRITE(15,*)'TOPK1,DT11,DT22,DTLN1',TOPK1,DT11,DT22,DTLN1
WRITE(15,*)'AGER,ASON,AYAK',AGER,ASON,AYAK
WRITE(15,*)'XLGER,XLST',XLGER,XLST
GO TO 26
13 WRITE(15,*)'YAKINSAMADI'
26 RETURN
END

C KOVAN-BORU TIPLI YOGUSTURUCU
SUBROUTINE YOG(T1G,T1C,T2G,Q,W1)
COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
DATA VIS2,YOG2,C2,XKI2,PR2,BGI/993.414E-6,998.,4.182,.,597E-3,6.96,
*2489/
DATA DP1,DP2,YCO,PI/0.3,0.3,9.81,3.14/
DATA VIS1,YOG1,C1,XKI1,PR1/0.00992E-3,.,083111,1.872,.,0209E-3,.,89/
DATA SYOG,GYOG/999,.,09/
C YOGUSTURUCU IKI BOLGE OLARAK İNCELENECEKTİR
C BİRİNCİ BOLGE KIZGIN BUHARIN KIZGINLIGININ ALINDIGI BOLGEDİR
C İKİNCİ BOLGE YOGUSMA BOLGESİDİR
C YOGUSTURUCU BOLGELERİ Q2: YOGUSMA İSİSİ Q1:KIZGINLIK İSİSİ
HYOGS=ANDS(T1C)
HYOGB=ANDB(T1C)
SBGI=ANDB(T1C)-ANDS(T1C)
Q2=-SBGI*W1
Q1=Q-Q2
C BORU DISINDAN AKAN SU DEBİSİNİN TAYİNİ
W2=0.3
TSC2=T2G-Q2/(W2*C2)
T2C=T2G-Q/(W2*C2)
IF(TSC2.LT.(T1C-3).AND.T2C.LT.T1G) GO TO 20
WRITE(*,*)'YOG. DEBİSİ 0.3 DEN BÜYÜK'
WRITE(15,*)'YOG. DEBİSİ 0.3 DEN BÜYÜK'
GO TO 26
20 BC2=W2*C2
C ESANJORUN BOYUTLANDIRILMASI
C LEVHA BORU TIPLI İSİ ESANJORU HESABI
C DOĞRU ÜZERİNDE KARE DİZİLİS HALİNDE
C YONELTİCİ LEVHA ARALIGI/LEVHA İC CAPI=0.3 OLARAK SECİLMİŞTİR
XU=0.5
WRITE(15,*)'XU',XU
5 I=5
70 DIC=D1(I)
DD=D0(I)

```

```

XLBB=0.03
XLTP=1.25*DD
CUS=XLTP-DD
K=7
XBOY=XL(K)
DT33=T1C-T2G
DT44=T1C-TSC2
DTLN2=(DT33-DT44)/ALOG(DT33/DT44)
ADEN=-Q2/(DTLN2*XU)
XNT=ADEN/(PI*DD*XBOY)
XXNT=XNT+0.5
XNTX=ANINT(XXNT)
A=0.156
B=0.436
DS=DD*((XNTX/A)**B)
WRITE(15,*)'DS,XNTX',DS,XNTX
M=1
7 DSS=DEI(M)
IF (DSS.GE.DS) THEN
NNT=0.156*((DSS/DD)**2.291)
GO TO 8
ELSE
M=M+1
GO TO 7
END IF
8 BAR=3*DSS
ALEV=DSS*CUS*BAR/XLTP
C BORU ICINDEKI YOGUSMA BOLGESINDEKI ISI TASINIM KATSAYISI HESABI
AX1=PI/4*DIC*DIC
NNTG=NNT/2
G1=W1/(AX1*NNTG)
YOGHH=(SYOG*GYOG)/((0.5*SYOG)+(0.5*GYOG))
XHIZY=G1/YOGHH
RE1=G1*DIC/VIS1
IF (RE1.LT.3000) THEN
WRITE(15,*)'AKIS LAMINER'
GO TO 26
ELSE
BR=((VIS1*VIS1)/(SYOG*(SYOG-GYOG)*YCO))**.3333
END IF
IF(RE1.GT.40) THEN
XH1=0.023*XKI1*RE1**(.25)*PR1**.3333/BR
ELSE
XH1=XKI1*1.1*RE1**(-.3333)/BR
END IF
C BORULARIN DISINDAN AKIS ICIN ESDEGER CAP HESABI
C BORU DISINDAN AKIS ICIN TASINIM KATSAYISI HESABI
72 DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)*4.
SAB=(W2*DES/(VIS2*ALEV))**.55*PR2**(.33)
XH2=(.36*SAB*XKI2)/DES
C YOGUSMA BOLGESININ ALANI
TK2=(1/XH1)+(1/XH2)
TOPK2=1/TK2
XYAK=TOPK2-XU
XYAKM=ABS(XYAK)
WRITE(15,*)'TOPK2,XYAKM',TOPK2,XYAKM
XYAK1=0.0001
IF (XYAKM.LE.XYAK1) THEN

```

```

XKGER=TOPK2
AGER=-Q2/(DTLN2*XKGER)
ELSE
IF (TOPK1.GE.5) THEN
GO TO 13
ELSE
XU=TOPK2
WRITE(15,*)'XU',XU
GO TO 5
END IF
END IF
C KIZGINLIGIN ALINDIGI BOLGENIN ALANI
C KIZGINLIGIN ALINDIGI BOLGEDE ISI TASINIM KATSAYISI TAYINI
FFF=(.79*ALOG(RE1)-1.64)**(-2)
XALT1=(PR1**(.6666))-1
XALT=1+((12.7*((FFF/8)**.5))*XALT1)
XNU=((FFF/8)*(RE1-1000)*PR1)/XALT
XHIC=XNU*XK11/DIC
C KIZGINLIGIN ALINDIGI KISMIN ALANI
TK1=(1/XHIC)+(1/XH2)
TOPK1=1/TK1
DT11=T1G-T2C
DT22=T1C-TSC2
DTLN1=(DT11-DT22)/ALOG(DT11/DT22)
AA1=-Q1/(DTLN1*TOPK1)
C YOGUSTURUCU BOYUTLARININ BELIRLENMESI
AHES=AA1+AGER
XLGER=AHES/(PI*DD*NNTG*2)
IJ=1
9 XLST=XL(IJ)
IF (XLST.GE.XLGER) THEN
ASON=PI*DD*XLST*NNTG*2
AYAK=ASON-AHES
GO TO 10
ELSE
IJ=IJ+1
GO TO 9
END IF
10 WRITE(15,*)'Q,Q1,Q2',Q,Q1,Q2
WRITE(15,*)'DIC,DD,DSS',DIC,DD,DSS
WRITE(15,*)'BAR,CUS,ALEV',BAR,CUS,ALEV
WRITE(15,*)'NNTG',NNTG
WRITE(15,*)'RE1,XH1',RE1,XH1
WRITE(15,*)'DES,SAB,XH2',DES,SAB,XH2
WRITE(15,*)'TOPK2,DT33,DT44,DTLN2,AGER',TOPK2,DT33,DT44,DTLN2,AGER
WRITE(15,*)'XHIC',XHIC
WRITE(15,*)'TOPK1,DT11,DT22,DTLN1,AA1',TOPK1,DT11,DT22,DTLN1,AA1
WRITE(15,*)'AHES,ASON,AYAK',AHES,ASON,AYAK
WRITE(15,*)'XLGER,XLST',XLGER,XLST
GO TO 26
13 WRITE(15,*)'YAKINSAMADI'
26 RETURN
END
C
C YOGUSTURUCU VEYA BUHARLASTIRICI HESABINI NTU METODU ILE YAPAN
C ALTPROGRAM
C
SUBROUTINE IZTA(CMIN,TCG,THG,TCC,THC,EPS,XNTU,AK)

```

```

EPS=(TCG-TCC)/(TCG-THG)
XNTU=0.
7 EPS1=1-EXP(-XNTU)
IF(ABS(EPS1-EPS).LT.0.1) GO TO 5
IF(EPS-EPS1)4,5,6
6 XNTU=XNTU+1.
GO TO 7
4 XNTU=XNTU-0.01
GO TO 7
5 AK=XNTU*CMIN
RETURN
END

```

C BUHARLASTIRICI BOYUTLANDIRILMASI

C KOVAN-BORU TIPLI BUHARLASTIRICI

SUBROUTINE BUHCI(T1G,T1C,TCG,W1,Q)

COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)

DATA VIS2,YOG2,C2,XKI2,PR2,BG1/993.414E-6,998,4.182,.597E-3,6.96,
*2489/

DATA DP1,DP2,YCO,PI/3,.3,9.81,3.14/

DATA VIS1,YOG1,C1,XKI1,PR1/0.00835E-3,.007257,1.860,.0182E-3,0.89/

C KIZDIRMA FAZLA OLMADIGI ICIN KIZGIN BOLGE IHMAL EDILECEKTIR

W2=0.4

10 TCC=TCG-Q/(W2*C2)

IF(TCC.GE.(T1G+3.)) GO TO 20

WRITE(*,*)'SU DEBISI 0.4 DEN BUYUK'

WRITE(15,*)'SU DEBISI 0.4 DEN BUYUK'

GO TO 26

20 BC2=W2*C2

C LEVHA BORU TIPLI ISI ESANJORU

C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE

C YONELTICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR.

XU=1

WRITE(15,*)'XU',XU

5 I=5

70 DIC=D1(I)

DD=D0(I)

XLBB=0.03

XLTP=1.25*DD

CUS=XLTP-DD

K=3

XBOY=XL(K)

DT1=TCG-T1C

DT2=TCC-T1G

DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)

ADEN=Q/(XU*DTM)

XNT=ADEN/(PI*DD*XBOY)

XXNT=XNT+0.5

XNTX=ANINT(XXNT)

A=0.215

B=0.453

DS=DD*((XNTX/A)**B)

WRITE(15,*)'DS,XNTX',DS,XNTX

M=1

7 DSS=DEI(M)

IF (DSS.GE.DS) THEN

NNT=0.215*((DSS/DD)**2.207)

GO TO 8

```

ELSE
M=M+1
GO TO 7
END IF
8 BAR=.3*DSS
ALEV=DSS*CUS*BAR/XLTP
C BORU DISINDAN AKISTA ISI TASINIM KATSAYISININ TESBITI
DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4.)/(PI*DD)*4.
SAB=(W2*DES/(VIS2*ALEV))**.55*PR2**(.3333)
XH2=(.36*SAB*XKI2)/DES
C BORU ICINDEN AKISTA ISI TASINIM KATSAYISININ TESBITI
AX1=PI/4*DIC**2.
G1=W1/(AX1*NNT)
RE1=G1*DIC/VIS1
SBGI=ANDB(T1C)-ANDS(T1C)
XKF=Q/(W1*SBGI)
SIN=RE1**2.*XKF
IF(SIN.GT.2.5E10.AND.SIN.LT.1.5E12) THEN
CAR=(C1*VIS1/XKI1)**.4
XH1=.021*RE1**.8*CAR*XKI1/DIC
ELSE
XH1=.0082*RE1**.8*XKF**.4
END IF
C TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISI VE LOG SIC FARKININ TESBITI
TK=(1/(XH1))+1/(XH2))
TOPK=1/TK
XYAK=TOPK-XU
XYAKM=ABS(XYAK)
WRITE(15,*)'TOPK,XYAKM',TOPK,XYAKM
XYAK1=0.0001
IF (XYAKM.LE.XYAK1) THEN
XKGER=TOPK
AGER=Q/(DTM*XKGER)
XLGER=AGER/(PI*DD*NNT)
IJ=1
9 XLST=XL(IJ)
IF (XLST.GE.XLGER) THEN
ASON=PI*DD*XLST*NNT
AYAK=ASON-AGER
GO TO 3
ELSE
IJ=IJ+1
GO TO 9
END IF
ELSE
IF (TOPK.GE.3) THEN
GO TO 13
ELSE
XU=TOPK
WRITE(15,*)'XU',XU
GO TO 5
END IF
END IF
3 WRITE(15,*)'Q',Q
WRITE(15,*)'DIC,DD,DSS',DIC,DD,DSS
WRITE(15,*)'BAR,CUS,ALEV',BAR,CUS,ALEV
WRITE(15,*)'NNT',NNT
WRITE(15,*)'XH1',XH1

```

```

WRITE(15,*)'DES,SAB,XH2',DES,SAB,XH2
WRITE(15,*)'TOPK,DT1,DT2,DTM',TOPK,DT1,DT2,DTM
WRITE(15,*)'AGER,ASON,AYAK',AGER,ASON,AYAK
WRITE(15,*)'XLGER,XLST',XLGER,XLST
WRITE(15,*)'TCC',TCC

```

```
GO TO 26
```

```
13 WRITE(15,*)'YAKINSAMADI'
```

```
26 RETURN
```

```
END
```

C KAZAN PROGRAMI

```
SUBROUTINE KAZ(QK,TSGK,TSCK,T3,T4,SDK,DEBIA,DP1,DP2,YCO,PI)
```

```
COMMON /BOY/D0(8),D1(8),ADIM(8),XL(10),DEN(14),DEI(14)
```

```
DATA VISS,YOGS,CPS,PRS,XKIS/3.1E-4,990.,4.212,1.95,.678E-3/
```

```
DATA VISO,YOGO,CPO,PRO,XKIO/5.3E-3,1747.,1.966,23.7,4.4E-4/
```

```
SDK=.4
```

```
TSCK=TSGK-QK/(SDK*CPS)
```

```
IF(TSCK.GE.(T3+2)) GO TO 20
```

```
WRITE(*,*)'KAZAN SU DEBISI .3 DEN BUYUK'
```

```
WRITE(15,*)'KAZAN SU DEBISI .3 DEN BUYUK'
```

```
GO TO 26
```

```
20 BC=SDK*CPS
```

```
C LEVHA BORU TIPLI ISI ESANJORU HESABI
```

```
C DOGRU UZERINDE KARE DIZILIS HALINDE
```

```
C YONELTICI LEVHA ARALIGI/LEVHA IC CAPI=0.3 OLARAK SECILMISTIR
```

```
XU=0.2
```

```
WRITE(15,*)'XU',XU
```

```
5 I=5
```

```
70 DIC=D1(I)
```

```
DD=D0(I)
```

```
XLBB=0.03
```

```
XLTP=1.25*DD
```

```
CUS=XLTP-DD
```

```
K=9
```

```
XBOY=XL(K)
```

```
DT1=TSGK-T4
```

```
DT2=TSCK-T3
```

```
DTM=(DT1-DT2)/ALOG(DT1/DT2)
```

```
ADEN=QK/(XU*DTM)
```

```
XNT=ADEN/(PI*DD*XBOY)
```

```
XXNT=XNT+0.5
```

```
XNTX=ANINT(XXNT)
```

```
A=0.215
```

```
B=0.453
```

```
DS=DD*((XNTX/A)**B)
```

```
WRITE(15,*)'DS,XNTX',DS,XNTX
```

```
M=1
```

```
7 DSS=DEI(M)
```

```
IF (DSS.GE.DS) THEN
```

```
NNT=0.215*((DSS/DD)**2.207)
```

```
GO TO 8
```

```
ELSE
```

```
M=M+1
```

```
GO TO 7
```

```
END IF
```

```
8 BAR=.3*DSS
```

```
ALEV=DSS*CUS*BAR/XLTP
```

```
C BORU ICINDEN AKISTA ISI TASINIM KATSAYISI
```



```

AX1=(PI*DIC*DIC)/4
G1=SDK/(AX1*NNT)
XRE1=(G1*DIC)/VISS
IF (XRE1.LT.3000) THEN
WRITE(15,*)'AKIS LAMINER'
GO TO 26
ELSE
FF1=(.79*ALOG(XRE1)-1.64)**(-2)
XALT2=(PRS**(.6666))-1
XALT3=1+((12.7*((FF1/8)**.5))*XALT2)
XNU=((FF1/8)*(XRE1-1000)*PRS)/XALT3
XH1=XKIS*XNU/DIC
END IF
C BORU DISINDAN AKISTA ISI TASINIM KATSAYISI
DES=(XLTP*XLTP-PI*DD*DD/4)/(PI*DD)*4
SAB2=(DEBIA*DES/(VISO*ALEV))**.55*PRO**(.3333)
XH2=(.36*SAB2*XKIO)/DES
C GEREKLI ALANIN BELIRLENMESI
TK=(1/XH1)+(1/XH2)
TOPK=1/TK
XYAK=TOPK-XU
XYAKM=ABS(XYAK)
WRITE(15,*)'TOPK,XYAKM',TOPK,XYAKM
XYAK1=0.01
IF (XYAKM.LE.XYAK1) THEN
XKGER=TOPK
AGER=QK/(DTM*XKGER)
XLGER=AGER/(PI*DD*NNT)
IJ=1
9 XLST=XL(IJ)
IF (XLST.GE.XLGER) THEN
ASON=PI*DD*XLST*NNT
AYAK=ASON-AGER
GO TO 3
ELSE
IJ=IJ+1
GO TO 9
END IF
ELSE
IF (TOPK.GE.3) THEN
GO TO 13
ELSE
XU=TOPK
WRITE(15,*)'XU',XU
GO TO 5
END IF
END IF
3 WRITE(15,*)'QK',QK
WRITE(15,*)'DIC,DD,DSS',DIC,DD,DSS
WRITE(15,*)'BAR,CUS,ALEV',BAR,CUS,ALEV
WRITE(15,*)'NNT',NNT
WRITE(15,*)'XRE1,XH1',XRE1,XH1
WRITE(15,*)'DES,SAB2,XH2',DES,SAB2,XH2
WRITE(15,*)'TOPK,DT1,DT2,DTM',TOPK,DT1,DT2,DTM
WRITE(15,*)'AGER,ASON,AYAK',AGER,ASON,AYAK
WRITE(15,*)'XLGER,XLST',XLGER,XLST
WRITE(15,*)'TSCK',TSCK
WRITE(15,*)'SDK',SDK

```

```

GO TO 26
13 WRITE(15,*)'YAKINSAMADI'
26 RETURN
END

```

```

C SOLISYONUN ANTALPISI VE KONSANTRASYONU BELLİ İKEN SICAKLIĞINI
C     BULAN ALTPROGRAM
C T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)
SUBROUTINE XH(TS,X,H)
DIMENSION T(2000),FF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.1928,3.347794,0.1630912,
*9.7762E-04,-2.50282E-02/
N=1000
EPS=0.001
T(1)=50.
DO 10 K=2,N
FF(K-1)=(1./C)*(H-A-B*X-D*X*X-E*T(K-1)**2-F*T(K-1)*X)
T(K)=FF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10
END IF
10 CONTINUE
20 TS=T(K)+273.15
RETURN
END

```

```

C ERİYİĞİN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİNİ HESAPLAYAN ALTPROGRAMLAR
C P(KN) T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)

```

```

FUNCTION ERAN(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.19218,3.347794,0.1630912,
*9.7762E-04,-2.50282E-02/
TNN=TN-273.15
ERAN=A+B*XN+C*TNN+D*XN**2+E*TNN**2+F*TNN*XN
RETURN
END

```

```

FUNCTION ERBAS(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
*-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
*1.50252522E-05/
BB=A+B*XN+C/TN+D*XN/TN+E*XN*XN+F*XN*XN/TN+G/(TN*TN)+
*H*XN/(TN*TN)+AI*XN**3.
ERBAS=0.001*10.**(BB)
RETURN
END

```

```

FUNCTION ERSIC(X,P)
DIMENSION T(1000),FFF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
*-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,

```

```

*1.50252522E-05/
P=P*1000.
N=1000
EPS=0.001
T(1)=1./(273.15+90.)
DO 10 K=2,N
FFF(K-1)=(1./C)*(LOG10(P)-A-B*X-D*X*T(K-1)-E*X**2-F*X**2*T(K-1)
*-G*T(K-1)**2-H*X*T(K-1)**2-AI*X**3)
T(K)=FFF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10
END IF
10 CONTINUE
20 ERSIC=T(K)**(-1)
P=P*0.001
RETURN
END

```

```

FUNCTION ERKON(TN,PN)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8,9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
*-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
*1.50252522E-05/
XN=55.
24 BB=A+B*XN+C/TN+D*XN/TN+E*XN*XN+F*XN*XN/TN+G/(TN*TN)+
*H*XN/(TN*TN)+AI*XN**3.
PT=0.001*10.**(BB)
IF((ABS(PN-PT)).LT.0.05) GO TO 22
IF(PN-PT)23,22,21
23 XN=XN+.5
GO TO 24
21 XN=XN-.005
GO TO 24
22 ERKON=XN
RETURN
END

```

C ISLAK SU BUHARININ DOYMA BASINCINI BULAN ALTPROGRAM
C T(K) P(KPA)

```

FUNCTION DYBA(TN)
DIMENSION F(8)
DATA PWC,TWC/22.129,647.3/
DATA F/-741.9242,-29.72100,-11.55286,-0.8685635,0.1094098,0.43999
*,0.2520658,0.05218684/
TC=TWC-273.15
T=TN-273.15
TAU=1000./TN
AA=TAU*10.**(-5)*(TC-T)
SUM=0.
DO 10 J=1,8
SUM=SUM+F(J)*(0.65-0.01*T)**(J-1)
10 CONTINUE
PPWC=PWC*1000.
DYBA=PPWC*EXP(AA*SUM)

```

RETURN
END

C DOYMUS SUYUN ENTALPISINI BULAN ALTPROGRAM
C T(K) H(KJ/KG)
FUNCTION ANDS(TD)
DIMENSION B(10)
DATA B/-0.165490395E-2,0.3917685214E2,-0.2188690656E2,
*0.375627969E3,-.3515858806E4,.1958269621E5,-.6501332671E5,
*.1274040873E6,-.1359376648E6,.6112873010E5/
DATA TWC,TWR0,PWC,VWC/647.3,.42198,22.129,.00317/
TRN=TD/TWC
TRX=TRN-TWR0
SUM=0.
DO 30 K=1,10
SUM=SUM+B(K)*TRX**(K-1)
30 CONTINUE
ANDB=PWC*VWC*SUM*10**3
RETURN
END

C KIZGIN SU BUHARININ ENTALPISINI HESAPLAYAN ALTPROGRAM
C X(YUZDE) P(BAR)
FUNCTION ANKB(XN,PN)
DATA A,B,C,D,E,F,H/2487.655,-1.7683398,13.620636,
*4.1147791E-2,2.2855197,0.16050307,133.3333/
PN=PN*1000
BB=LOG(PN/H)
FN=A+B*XN+C*BB+D*XN**2+E*BB**2+F*XN*BB
ANKB=FN
PN=PN*.001
RETURN
END

C KRITIK SICAKLIGI HESAPLAYAN ALTPROGRAM
C X(YUZDE) T(K)
FUNCTION TKR(XN)
DATA A0,A1,A2,A3/-0.244828251E5,0.119660035E6,
*-0.193206970E6,0.104338263E6/
XN=XN/100.
TKR=A0+A1*XN+A2*XN**2+A3*XN**3
XN=XN*100.
RETURN
END

C KURU DOYMUS SU BUHARININ ENTALPISINI BULAN ALTPROGRAM
C TN(K) H(KJ/KG)
FUNCTION ANDB(TN)
DIMENSION A(8)
DATA A/2.50096,0.1843054,1.95911E-4,-1.2737746E-2,9.38497E-4,
*-8.0477568E-3,2.7325329E-3,-3.4714286E-4/
TOP=0.
TNN=TN-273.15
DO 20 M=1,8
TOP=TOP+A(M)*(TNN/100.)*(M-1)
20 CONTINUE
ANDB=1000.*TOP

RETURN
END

C ERIYIGIN OZGUL HACMINI BULAN ALTPROGRAM

FUNCTION OZHC(T,X)
 $YOG30=993.4336+735.2706*X+402.0451*X*X+1028.731*X**4.$
 $YOG50=985.7007+731.1280*X+402.4513*X*X+1002.390*X**4.$
 $YOGE=((T-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30$
 OZHC=1/YOGE
 RETURN
 END

C TERS GECISLI ISI ESANJORU HESABINI YAPAN ALTPROGRAM

C NTU METODU
 SUBROUTINE ALAN(CC,CH,TCG,THG,TCC,THC,EPS,XNTU,AK)
 IF(CC.LT.CH) GO TO 2
 IF(CC.EQ.CH) GO TO 2
 CMIN=CH
 CMAX=CC
 $EPS=(CC*(TCC-TCG))/(CH*(THG-TCG))$
 GO TO 3
 2 CMAX=CH
 CMIN=CC
 $EPS=(CH*(THG-THC))/(CC*(THG-TCG))$
 3 XNTU=0.
 C=CMIN/CMAX
 OC=1-C
 7 $EPS1=(1-EXP(-XNTU*OC))/(1-C*EXP(-XNTU*OC))$
 IF(ABS(EPS1-EPS).LT..05) GO TO 5
 IF(EPS-EPS1)4,5,6
 6 XNTU=XNTU+.5
 GO TO 7
 4 XNTU=XNTU-.01
 GO TO 7
 5 AK=XNTU*CMIN
 RETURN
 END

EK – 5 Güneş Enerjisi Hesaplarının Yapıldığı Programın Listesi

C-----REFERANS SICAKLIGA GORE KARARSIZ HALDE INCELEME-----

```

OPEN(UNIT=15,FILE='AAAAA.txt',STATUS='UNKNOWN')
C  GUNES ENERJISI HESAPLAMALARI
C  PRINT*,'YILIN KACINCI GUNU OLDUGUNU GIRINIZ'
C  READ*,N
C  PRINT*,'ENLEM ACISINI GIRINIZ'
C  READ*,E
C  PRINT*,'GUNESLENME SURESINI GIRINIZ'
C  READ*,TTO
C  PRINT*,'DENIZ SEVIYESINDAN YUKSEKLIĞI GIRINIZ'
C  READ*,Z
C  PRINT*,'EGIM ACISINI GIRINIZ'
C  READ*,S
C  PRINT*,'TOPLAYICININ TOPLAM ISI KAYIP KATSAYISINI GIRINIZ'
C  READ*,ZK
C  PRINT*,'TOPLAYICI VERIM FAKTORUNU GIRINIZ'
C  READ*,FV
C  PRINT*,'DEBIYI GIRINIZ'
C  READ*,ZM
C  PRINT*,'SU GIRIS SICAKLIGINI GIRINIZ'
C  READ*,TG
C  PRINT*,'CEVRE SICAKLIGINI GIRINIZ'
C  READ*,TCEV
C  PRINT*,'EFEKTIF YUTMA GECIRME KATSAYISINI GIRINIZ'
C  READ*,ZEF
C  PRINT*,'KOLLEKTOR ALANINI GIRINIZ'
C  READ*,ALAN
DATA N,E,TTO,Z,S,TCEV,ALAN/162,36.5,0.82,42,35,30,50/
CF=3.1416/180
ENL=E*CF
IGS=1353
D=23.45*SIN(360*(N+284)*CF/365)
CD=D*CF
F=1+(0.033*COS(360*N*CF/365))
H=ACOS(-TAN(CD)*TAN(ENL))
CH=H*180/3.1416
QM=(24/3.1416)*IGS*F*SIN(CD)*SIN(ENL)*((3.1416*CH/180)-TAN(H))
QO=0.003600*QM
EN=(E-D)*CF
A=0.103+0.000017*Z+0.198*COS(EN)
B=0.533-0.165*COS(EN)
Q=(A+(B*TTO))*QO
FKT=Q/QO
FKY=1-(1.13*FKT)
QY=Q*FKY
QD=Q-QY
ES=(E-S)*CF
HG=ACOS(-TAN(CD)*TAN(ES))
CHG=HG*180/3.1416
RDGI=(COS(ES)*COS(CD)*SIN(HG)+(3.1416/180)*CHG*SIN(ES)*SIN(CD))
RDGII=(COS(ENL)*COS(CD)*SIN(H)+(3.1416/180)*CH*SIN(ENL)*SIN(CD))
RDG=RDGI/RDGII
SS=CF*S
G=0.2

```

```

RRR=(RDG*QD/Q)+((QY*(1+COS(SS)))/(2*Q))+G*(1-COS(SS))/2
QE=RRR*Q
TG=75
SAAT=7
16 IF (SAAT.GT.9) GO TO 20
HH=15*(SAAT-12)*CF
HHH=HH/CF
CZEN=COS(CD)*COS(ENL)*COS(HH)+SIN(CD)*SIN(ENL)
IO=IGS*F*CZEN
FI=EXP(-4*(1-(CABS(HHH)/CH))**2)
TO=(2*CH)/15
RT=(3.1416/(4*TO))*(COS(90*CF*HHH/CH)+(2/SQRT(3.1416))*(1-FI))
I=RT*Q*1000000/3600
RY=(3.1416/24)*(COS(HH)-COS(H))/(SIN(H)-(3.1416*CH*COS(H)/180))
IY=RY*QY*1000000/3600
ID=I-IY
RDI=COS(ES)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ES)*SIN(CD)
RDII=COS(ENL)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ENL)*SIN(CD)
RD=RDI/RDII
IED=RD*ID
IEY=IY*(1+COS(SS))/2
IYA=I*G*(1-COS(SS))/2
IE=IED+IEY+IYA
CP=4180
FRZA=0.70
FRUL=3.3
QF=ALAN*(FRZA*IE-FRUL*(TG-TCEV))
IF (QF.LT.0) THEN
QS=0
ELSE
QS=QF
END IF
TSNEW=TG+((3600/(125*ALAN*CP))*(QS-11.1*(TG-TCEV)))
WRITE(15,*)'SAAT,TG,SAAT,TG
WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW,IE,QS,TSNEW
WRITE(15,*)'-----'
TG=TSNEW
SAAT=SAAT+1
GO TO 16
20 XZ=0
SAAT=10
15 IF (SAAT.GT.17) GO TO 19
TREF=85
HH=15*(SAAT-12)*CF
HHH=HH/CF
CZEN=COS(CD)*COS(ENL)*COS(HH)+SIN(CD)*SIN(ENL)
IO=IGS*F*CZEN
FI=EXP(-4*(1-(CABS(HHH)/CH))**2)
TO=(2*CH)/15
RT=(3.1416/(4*TO))*(COS(90*CF*HHH/CH)+(2/SQRT(3.1416))*(1-FI))
I=RT*Q*1000000/3600
RY=(3.1416/24)*(COS(HH)-COS(H))/(SIN(H)-(3.1416*CH*COS(H)/180))
IY=RY*QY*1000000/3600
ID=I-IY
RDI=COS(ES)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ES)*SIN(CD)
RDII=COS(ENL)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ENL)*SIN(CD)
RD=RDI/RDII
IED=RD*ID

```

```

IEY=IY*(1+COS(SS))/2
IYA=I*G*(1-COS(SS))/2
IE=IED+IEY+IYA
CP=4180
FRZA=0.70
FRUL=3.3
QF=ALAN*(FRZA*IE-FRUL*(TG-TCEV))
XNC=FRZA-((FRUL*(TG-TCEV))/IE)
IF (QF.LT.0) THEN
  QS=0
ELSE
  QS=QF
END IF
TSNEW=TG+((3600/(125*ALAN*CP))*(QS-XZ-11.1*(TG-TCEV)))
IF (TSNEW.GE.TREF) THEN
  QAUX=0
  TSGK=TSNEW+273
  CALL KAZAN(TSGK,QK)
  WRITE(15,*)'XNC',XNC
  WRITE(15,*)'SAAT,TG',SAAT,TG
  WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW',IE,QS,TSNEW
  WRITE(15,*)'QAUX,XZ,TREF',QAUX,XZ,TREF
  WRITE(15,*)'-----'
  XZ=QK*1000
  TG=TSNEW
  SAAT=SAAT+1
  GO TO 15
ELSE
  QAUX=0.4*CP*(TREF-TSNEW)
  TSGK=TREF+273
  CALL KAZAN(TSGK,QK)
  WRITE(15,*)'XNC',XNC
  WRITE(15,*)'SAAT,TG',SAAT,TG
  WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW',IE,QS,TSNEW
  WRITE(15,*)'QAUX,XZ,TREF',QAUX,XZ,TREF
  WRITE(15,*)'-----'
  XZ=(QK*1000)-QAUX
  TG=TSNEW
  SAAT=SAAT+1
  GO TO 15
END IF
19 WRITE(15,*)'ATM DISI GUNLUK   QO=',QO
   WRITE(15,*)'YATAY DUZLEME GUNLUK Q=',Q
   WRITE(15,*)'YATAYA YAYILI   QY=',QY
   WRITE(15,*)'YATAYA DIREKT   QD=',QD
   WRITE(15,*)'EGIK DUZLEME DIREKT QE=',QE
STOP
END

```

SUBROUTINE KAZAN(TSGK,QK)

C ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SİMULASYONU

C ***** ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ *****

C **++ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇESİTLİ NOKTALARI:

C 1: ABSORBER ÇIKIŞI VE POMPA GİRİŞİ,2:POMPA ÇIKIŞI VE ESANJOR GİRİŞİ

C 3:ESANJOR ÇIKIŞI KAYNATICI GİRİŞİ,4:KAYNATICI ZENGİN ERİYİK ÇIKIŞI

C 5:ERİYİĞİN ESANJOR ÇIKIŞI VE VANA GİRİŞİ,6:VANA ÇIKIŞI VE ABSORBER GİRİŞİ

C 7:SU BUHARI KAYNATICI ÇIKIŞI YOGUSTURUCU GİRİŞİ,8:YOGUSTURUCU ÇIKIŞI

C 9:KISILMA VANASI ÇIKIŞI BUHARLASTIRICI GİRİŞİ,10:BUHARLASTIRICI ÇIKIŞI


```

DATA QBUH,TB/10.5,280./
DATA DP1,DP2/.3,.3/
C OPEN(UNIT=1,FILE='DOKPDT',STATUS='NEW')
C *** ESANJORE AIT DATALARIN OKUTULMASI ***
C READ(1,*)(D0(I),I=1,8)
C READ(1,*)(D1(I),I=1,8)
C READ(1,*)(XL(I),I=1,10)
C READ(1,*)(ADIM(I),I=1,8)
C READ(1,*)(DEN(I),I=1,14)
C READ(1,*)(DEI(I),I=1,14)
DTSS=10.
SICB=TB+10.
WRITE(*,*)'TB QBUH TSGAB SICB',TB,QBUH,TSGAB,SICB
WRITE(15,*)'TB QBUH TSGAB SICB',TB,QBUH,TSGAB,SICB
JJJ=291
TSGAB=JJJ
TY=TSGAB+15.
TK=TSGK-10.
WRITE(*,*)'TK TSGK TY TSGAB',TK,TSGK,TY,TSGAB
WRITE(15,*)'TK TSGK TY TSGAB',TK,TSGK,TY,TSGAB
TEC=0.
EPSK=.6
T1=TY
67 T8=TY
P8=DYBA(T8)
P4=P8+DP1
T4=TK
XKA=ERKON(T4,P4)
H4=ERAN(XKA,T4)
T10=TB
P10=DYBA(T10)
68 P1=P10*1.
XAB=ERKON(T1,P1)
IF(XKA.LE.(XAB+2.)) THEN
WRITE(*,*)'TSGK TSGAB',TSGK,TSGAB
WRITE(*,*)'XKA DEGERI (XAB+2) DEGERINDEN KUCUK'
WRITE(15,*)'TSGK TSGAB',TSGK,TSGAB
WRITE(15,*)'XKA DEGERI (XAB+2) DEGERINDEN KUCUK'
GO TO 46
ELSE
TKIR1=TKR(XAB)
END IF
IF(T1.LE.TKIR1) THEN
WRITE(*,*)'T1 TKIR1',T1,TKIR1
WRITE(*,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'T1 TKIR1',T1,TKIR1
WRITE(15,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
GO TO 46
ELSE
H1=ERAN(XAB,T1)
END IF
WRITE(*,71)
WRITE(15,71)
71 FORMAT(5X,'BASINC',5X,'SICAKLIK',4X,'KONSANT',5X,'ANTALPI',/5X,
*(KPAL)',5X,'(KELVIN)',5X,'(YUZDE)',4X,'(KJ/KG)')
61 FORMAT(4F12.5,5X,'CEVRIM NOKTASI=',I2)
C *** TERMODINAMIK ANALIZE GORE CESITLI NOKTALARIN OZELIKLERININ
BULUNMASI ***

```

```

C 30 T4B=(EPSK*TSGK+(1-EPSE)*(1-EPSK)*T1)/(1-EPSE*(1-EPSK))
C WRITE(*,*)'T4B',T4B
C WRITE(15,*)'T4B',T4B
N=1
TKIR1=TKR(XAB)
IF(T1.LE.TKIR1) THEN
WRITE(*,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'ABSORBER CIKISI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
ELSE
WRITE(*,61)P1,T1,XAB,H1,N
WRITE(15,61)P1,T1,XAB,H1,N
END IF
N=4
WRITE(*,61)P4,T4,XKA,H4,N
WRITE(15,61)P4,T4,XKA,H4,N
P2=P4+2.*DP2
WPK=-OZHC(T1,XAB)*(P2-P1)
H2=H1+(-WPK)
T2=0.
CALL XH(T2,XAB,H2)
N=2
WRITE(*,61)P2,T2,XAB,H2,N
WRITE(15,61)P2,T2,XAB,H2,N
WK=XAB/(XKA-XAB)
WA=XKA/(XKA-XAB)
P5=P4-DP1
P6=P1+(.5*DP1)
TKR6=TKR(XKA)
T5S=T2*1.
H5S=ERAN(XKA,T5S)
H5=H4-EPSK*(H4-H5S)
T5=0.
CALL XH(T5,XKA,H5)
C ERIGIYIN ANTALPISI SICAKLIK VE KONSANTRASYONUN FONKSIYONUDUR
C 6 VE 7 NOKTALARININ SICAKLIKLARIDA ESIT OLUR
H6=H5*1.
T6=T5*1
N=6
IF(T6.LE.TKR6) THEN
WRITE(*,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(*,*)'T6 TKR6',T6,TKR6
WRITE(15,*)'ABSORBER GIRIS SICAKLIGI KRITIK SICAKLIK ALTINDA'
WRITE(15,*)'T6 TKR6',T6,TKR6
GO TO 46
ELSE
WRITE(*,61)P6,T6,XKA,H6,N
WRITE(15,61)P6,T6,XKA,H6,N
END IF
N=5
WRITE(*,61)P5,T5,XKA,H5,N
WRITE(15,61)P5,T5,XKA,H5,N
T3=0.
H3=WK/WA*(H4-H5)+H2
N=3
P3=P4-DP1
CALL XH(T3,XAB,H3)
WRITE(*,61)P3,T3,XAB,H3,N
WRITE(15,61)P3,T3,XAB,H3,N

```

```

H7=ANKB(XKA,P4)
N=7
X7=0.
T7=TK
WRITE(*,61)P4,T7,X7,H7,N
WRITE(15,61)P4,T7,X7,H7,N
N=8
H8=ANDS(T8)
WRITE(*,61)P8,T8,X7,H8,N
WRITE(15,61)P8,T8,X7,H8,N
H9=H8*1.
P9=P10
H9S=ANDS(T10)
H9B=ANDB(T10)
IF(H9.GT.H9S.AND.H9.LT.H9B) THEN
T9=TB
ELSE
IF(H9.LT.H9S) THEN
WRITE(*,*)'9 NOKTASI ASIRI SOGUMUS BOLGE'
WRITE(15,*)'9 NOKTASI ASIRI SOGUMUS BOLGE'
ELSE
WRITE(*,*)'9 NOKTASI KIZGIN BOLGEDE'
WRITE(15,*)'9 NOKTASI KIZGIN BOLGEDE'
END IF
END IF
N=9
WRITE(*,61)P9,T9,X7,H9,N
WRITE(15,61)P9,T9,X7,H9,N
H10=ANDB(T10)
N=10
WRITE(*,61)P10,T10,X7,H10,N
WRITE(15,61)P10,T10,X7,H10,N
BQB=H10-H9
DEBIS=QBUH/BQB
DEBIK=DEBIS*WK
DEBIA=DEBIS*WA
FR=XAB/(XKA-XAB)
56 WP=DEBIA*WPK
QAB=DEBIA*H1-DEBIK*H6-DEBIS*H10
QK=DEBIS*H7+DEBIK*H4-DEBIA*H3
COP=QBUH/QK
WRITE(*,*)'COP DEBIS DEBIK DEBIA',COP,DEBIS,DEBIK,DEBIA
WRITE(*,*)'FR WP QAB QK',FR,WP,QAB,QK
WRITE(15,*)'COP DEBIS DEBIK DEBIA',COP,DEBIS,DEBIK,DEBIA
WRITE(15,*)'FR WP QAB QK',FR,WP,QAB,QK
46 CONTINUE
RETURN
END

C SOLISYONUN ANTALPISI VE KONSANTRASYONU BELLİ İKEN SICAKLIĞINI
C BULAN ALTPROGRAM
C T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)
SUBROUTINE XH(TS,X,H)
DIMENSION T(2000),FF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.1928,3.347794,0.1630912,
*9.7762E-04,-2.50282E-02/
N=1000
EPS=0.001

```

```

T(1)=50.
DO 10 K=2,N
FF(K-1)=(1./C)*(H-A-B*X-D*X*X-E*T(K-1)**2-F*T(K-1)*X)
T(K)=FF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10
END IF
10 CONTINUE
20 TS=T(K)+273.15
RETURN
END

```

C ERIYIGIN TERMODINAMİK ÖZELİKLERİNİ HESAPLAYAN ALTPROGRAMLAR
C P(KN) T(K) X(YUZDE) H(KJ/KG)

```

FUNCTION ERAN(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F/274.8131,-18.19218,3.347794,0.1630912,
*9.7762E-04,-2.50282E-02/
TNN=TN-273.15
ERAN=A+B*XN+C*TNN+D*XN**2+E*TNN**2+F*TNN*XN
RETURN
END

```

```

FUNCTION ERBAS(XN,TN)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
*-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
*1.50252522E-05/
BB=A+B*XN+C/TN+D*XN/TN+E*XN*XN+F*XN*XN/TN+G/(TN*TN)+
*H*XN/(TN*TN)+AI*XN**3.
ERBAS=0.001*10.**(BB)
RETURN
END

```

```

FUNCTION ERSIC(X,P)
DIMENSION T(1000),FFF(1000)
DATA A,B,C,D,E,F,G,H,AI/8.9284,.1065353,-2542.67505,23.628028,
*-2.39038435E-03,-0.203040454,58119.20435,-2907.097183,
*1.50252522E-05/
P=P*1000.
N=1000
EPS=0.001
T(1)=1./(273.15+90.)
DO 10 K=2,N
FFF(K-1)=(1./C)*(LOG10(P)-A-B*X-D*X*T(K-1)-E*X**2-F*X**2*T(K-1)
*-G*T(K-1)**2-H*X*T(K-1)**2-AI*X**3)
T(K)=FFF(K-1)
TOL=(T(K)-T(K-1))/T(K)
TOL=ABS(TOL)
IF(TOL.LT.EPS) THEN
GO TO 20
ELSE
GO TO 10

```



```

DO 30 K=1,10
SUM=SUM+B(K)*TRX**(K-1)
30 CONTINUE
ANDS=PWC*VWC*SUM*10**3
RETURN
END

```

```

C KIZGIN SU BUHARININ ANTALPISINI HESAPLAYAN ALTPROGRAM
C X(YUZDE) P(BAR)
FUNCTION ANKB(XN,PN)
DATA A,B,C,D,E,F,H/2487.655,-1.7683398,13.620636,
*4.1147791E-2,2.2855197,0.16050307,133.3333/
PN=PN*1000
BB=LOG(PN/H)
FN=A+B*XN+C*BB+D*XN**2+E*BB**2+F*XN*BB
ANKB=FN
PN=PN*.001
RETURN
END

```

```

C KRITIK SICAKLIGI HESAPLAYAN ALTPROGRAM
C X(YUZDE) T(K)
FUNCTION TKR(XN)
DATA A0,A1,A2,A3/-0.244828251E5,0.119660035E6,
*-0.193206970E6,0.104338263E6/
XN=XN/100.
TKR=A0+A1*XN+A2*XN**2+A3*XN**3
XN=XN*100.
RETURN
END

```

```

C KURU DOYMUS SU BUHARININ ENTALPISINI BULAN ALTPROGRAM
C TN(K) H(KJ/KG)
FUNCTION ANDB(TN)
DIMENSION A(8)
DATA A/2.50096,0.1843054,1.95911E-4,-1.2737746E-2,9.38497E-4,
*-8.0477568E-3,2.7325329E-3,-3.4714286E-4/
TOP=0.
TNN=TN-273.15
DO 20 M=1,8
TOP=TOP+A(M)*(TNN/100.)**(M-1)
20 CONTINUE
ANDB=1000.*TOP
RETURN
END

```

```

C ERIYIGIN OZGUL HACMINI BULAN ALTPROGRAM
FUNCTION OZHC(T,X)
YOG30=993.4336+735.2706*X+402.0451*X*X+1028.731*X**4.
YOG50=985.7007+731.1280*X+402.4513*X*X+1002.390*X**4.
YOGE=((T-30)*(YOG50-YOG30))/20.+YOG30
OZHC=1/YOGE
RETURN
END

```

TEŞEKKÜR

Bana bu konuda çalışma firsatı verip, her zaman ve her konuda destek olan, bilgi ve deneyimi ile çalıŐmalarımı yönlendiren değerli hocam Sayın Prof. Dr. Abdulvahap YIĞIT' e, Lisans ve Yüksek Lisans seviyesinde Makina Mühendisliği Bölümünde yetiŐmemizde emeiği geçen tüm hocalarıma, çalıŐmalarım sırasında hep yanımda olan değerli Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma ve bana maddi, manevi her konuda destek olan aileme teŐekkürlerimi sunuyorum.



ÖZGEÇMİŞ

İbrahim Atmaca 1979' da Antalya' da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Antalya' da tamamladı. 1995 yılında, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde başladığı yüksek öğrenimini, 1999 yılında ikincilik derecesiyle bitirdi. 2000 yılı Şubat ayında Uludağ Üniversitesinde Yüksek Lisans eğitimine başlayan İbrahim Atmaca, aynı yıl içinde Makina Mühendisliği Bölümüne Araştırma Görevlisi olarak atandı. İbrahim Atmaca, halen aynı bölümde görevine ve Yüksek Lisans Öğrenimine devam etmektedir.

