



**ARTVİN İLİ BORÇKA İLÇESİNDE BULUNAN
ÖRNEK BİR YAPININ GÜNEŞ ENERJİSİ
DESTEKLİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİ İLE
ISITILMASI VE SOĞUTULMASI**

Ahmet ATAMAN

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı
Yrd. Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ
2016**

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ARTVİN İLİ BORÇKA İLÇESİNDE BULUNAN ÖRNEK BİR
YAPININ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SOĞURMALI SOĞUTMA
SİSTEMİ İLE ISITILMASI VE SOĞUTULMASI**

Ahmet ATAMAN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2016**

Her Hakkı Saklıdır.



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

ARTVİN İLİ BORÇKA İLÇESİNDE BULUNAN ÖRNEK BİR YAPININ GÜNEŞ
ENERJİSİ DESTEKLİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİ İLE ISITILMASI
VE SOĞUTULMASI

Yrd. Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ danışmanlığında, Ahmet ATAMAN tarafından hazırlanan bu çalışma, 25/03/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği / oy çokluğu (3./..)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza

Üye : Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

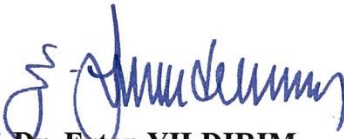
İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

İmza

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu 21/03/2016 tarih ve 17/... nolu kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Ertan YILDIRIM
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARTVİN İLİ BORÇKA İLÇESİNDE BULUNAN ÖRNEK BİR YAPININ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİ İLE ISITILMASI VE SOĞUTULMASI

Ahmet ATAMAN

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

Bu çalışmada Artvin ilinin Borçka ($41^{\circ} 21' 45''$ Kuzey, $41^{\circ} 40' 48''$ Doğu) ilçesinde bulunan örnek bir yapının ısıtılması ve soğutulması için güneş enerjisi destekli soğurmalı soğutma sisteminin sayısal analizi yapılmıştır. Bulunan sonuçlar yorumlanarak bu tip yatırımların ekonomikliği hakkında bulgular edinilmeye çalışılmıştır.

Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada soğurmalı soğutma sistemiyle örnek yapının ısıtılması ve soğutulması uygulaması sırasında enerji tüketimleri hesaplanmış, sistem verimleri incelenmiş ve bulunan değerler yorumlanmıştır. Isıtma ve soğutma durumlarında gerekli enerji ihtiyaçlarının aylık olarak hesaplanabilmesi için meteorolojik verilerden yararlanılarak her ay için ayrı ayrı hesaplar gösterilmiştir. Soğurmalı soğutma sistemine enerji girdisi olarak güneş enerjisinden yararlanılmış ve mevcut yapı için güneş enerjisi hesaplamaları gösterilmiştir. Ayrıca ısıtma durumunda geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma yöntemleri için çözümler yapılarak bu yöntemlerin karşılaştırılması sağlanmıştır. Tüm bu çalışmaların sonucunda uygulanan sistem için maliyet analizi yapılarak en uygun toplayıcı alanı bulunmuş ve sistem geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

2016, 150 sayfa

Anahtar Kelimeler: Soğurmalı Soğutma, Güneş Enerjisi, Örnek Isıtma ve Soğutma Uygulaması

ABSTRACT

MS Thesis

HEATING AND COOLING OF A SAMPLE BUILDING IN BORÇKA DISTRICT OF ARTVIN PROVINCE BY SOLAR ENERGY ASSISTED ABSORPTION COOLING SYSTEM

Ahmet ATAMAN

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. İsmail SOLMUŞ

In this study, a numerical analysis of solar energy assisted absorption cooling system is made for heating and cooling a sample building in Borçka district (41° 21' 45" North, 41° 40' 48" East) of Artvin province. The findings about economy of these types of investments are tried to be determined by evaluating the results.

Unlike previous studies, the energy consumption is calculated during heating and cooling application of this building by using absorption cooling system, the system efficiency is analyzed and the values acquired are interpreted in this study. The calculation for each month is respectively shown by using meteorological data to calculate monthly the energy needs required during heating and cooling. The solar energy is used as energy input to the absorption cooling system and the solar energy calculation for current building is also indicated. Moreover, the solution strategies are presented for conventional heating and floor heating methods and these methods are compared with each other. As a result of these researches, cost analysis is made for the system applied and the best solar panel is found. The payback period of the system is also calculated.

2016, 150 pages

Keywords: Absorption cooling, Solar Energy, Sample heating and cooling application

TEŐEKKÖRLER

Bu alıőmamda yardımlarını esirgemeyen ve yön gösteren danıőmam hocam Sayın Yrd. Do. Dr. İsmail SOLMUŞ'a teőekkÖrlerimi sunarım.

Ayrıca, her zaman gerek maddi gerekse manevi desteklerini gördüğÖm sevgili ve biricik aileme ve bu çalışmanın hazırlanmasında emeği geçen herkese teőekkÖr ederim.

Ahmet ATAMAN

Mart 2016

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|------|
| ÖZET | i |
| ABSTRACT | ii |
| TEŞEKKÜRLER | iii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ | viii |
| ŞEKİLLERİN DİZİNİ | x |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | xii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1. Soğutma Sistemleri..... | 2 |
| 1.2. Basıncı Gazların Genişlemesi..... | 3 |
| 1.2.1. İş yapmadan genişleme (kısılma) | 3 |
| 1.3. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemleri | 4 |
| 1.3.1. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sisteminin çalışma prensibi | 4 |
| 1.4. Soğurmalı Soğutma Sistemi | 5 |
| 1.4.1. Faraday'ın soğurmalı soğutma deneyi | 6 |
| 1.4.2. Soğurmalı soğutma sistemi temel yapısal elamanları | 8 |
| 1.4.3. Soğurmalı soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan çiftleri | 10 |
| 1.4.4. Amonyak–Su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi..... | 12 |
| 1.4.5. Lityum Bromür–Su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi..... | 13 |
| 1.4.6. Amonyak–Su ve Lityum Bromür–Su eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması..... | 15 |
| 1.4.7. Soğurmalı soğutma sisteminin, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemiyle karşılaştırılması | 17 |
| 1.4.8. Soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi | 19 |
| 1.4.9. Süreklilik denklemi (kütlenin korunumu denklemi) | 20 |
| 1.4.10. Termodinamiğin I. Kanunu (enerjinin korunumu)..... | 20 |
| 1.4.11. Lityum Bromür–Su kullanan soğurmalı soğutma sisteminin analizi | 23 |
| 1.4.12. İdeal bir çevrimin soğutma tesir katsayısı (STK,I) | 31 |
| 1.4.13 İdeal bir çevrimin ısıtma tesir katsayısı (ITK,I) | 33 |
| 1.4.14. Soğurmalı soğutma sisteminde Termodinamiğin II. Kanunu | 35 |
| 1.4.15. Soğurmalı soğutma sisteminin basınç bölgeleri | 36 |

| | |
|---|-----------|
| 1.4.16. Soğurmalı soğutma sistemine ait basınç sıcaklık diyagramı..... | 37 |
| 1.4.17. Sistem veriminin kaynatıcı sıcaklığına göre değişimi..... | 40 |
| 1.4.18. Resorbsiyonlu soğutma makinesi..... | 40 |
| 1.4.19. Pompasız soğurmalı soğutma sistemleri..... | 42 |
| 1.4.20. Lityum Bromür–Su eriyiği kullanılan soğurmalı soğutma sistemlerinde kristalleşme sorunları..... | 46 |
| 2. KAYNAK ÖZETLERİ..... | 49 |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM..... | 54 |
| 3.1. Yıllık Isı Kaybı Hesabı..... | 54 |
| 3.1.1. Mahal içinde ısı dağılımı..... | 54 |
| 3.1.2. Yapının ısı kaybı toplamı..... | 57 |
| 3.1.3. Yapının ısıtılması için gerekli enerji ve yakıt hesabı..... | 58 |
| 3.2. Soğutma Hesapları..... | 62 |
| 3.2.1. Dış ısı kazancı..... | 62 |
| 3.2.2. İç ısı kazancı..... | 68 |
| 3.2.3. Toplam soğutma yükü..... | 69 |
| 3.2.4. Soğutma sisteminin yıllık toplam enerjisi ihtiyacı..... | 69 |
| 3.3. Sisteme Ait Soğurma Çözümleri..... | 71 |
| 3.3.1. Sistemin soğutma tesir katsayısı..... | 77 |
| 3.3.2. Sistemin ısıtma tesir katsayısı..... | 78 |
| 3.4. Güneş Enerjisi Hesaplamaları..... | 79 |
| 3.4.1. Güneş açıları..... | 80 |
| 3.4.2. Gün uzunluğu (t_g)..... | 83 |
| 3.4.3. Eğim açısı (s)..... | 84 |
| 3.4.4. Yansıtma Oranı (ρ)..... | 86 |
| 4. ARAŞTIRMA VE BULGULAR..... | 87 |
| 4.1. Güneş Sabiti (I_{gs})..... | 88 |
| 4.2. Güneş Sabiti Düzeltme Faktörü (f)..... | 88 |
| 4.3. Atmosfer Dışındaki Düzleme Bir Gün Boyunca Gelen Güneş Işınımı (Q_0)..... | 88 |
| 4.4. Berraklık Endeksi (K_t)..... | 89 |
| 4.5. Yayıllı Işınım Oranı (K_y)..... | 89 |

| | |
|---|-----|
| 4.6. Günlük Yayılı Işınım (Q_y)..... | 90 |
| 4.7. Günlük Direkt Işınım (Q_d) | 90 |
| 4.8. Düzlem eğimi (R_d) | 91 |
| 4.9. Bir Gün Boyunca Eğik Düzleme Gelen Toplam Işınım (Q_e)..... | 91 |
| 4.10. Bir Gün Boyunca Eğik Düzleme Gelen Direkt Güneş Işınımı (Q_{ed})..... | 92 |
| 4.11. Günlük Yayılı Işınım (Q_{ey}) | 93 |
| 4.12. Anlık Tüm Güneş Işınımının (I), Günlük Toplam Tüm Güneş Işınımına (Q) Oranı (r_t) | 93 |
| 4.13. Anlık Tüm Güneş Işınımı (I) | 94 |
| 4.14. Bir anda birim yatay düzleme gelen aylık ortalama yayılı ışınım (I_y), günlük toplam yayılı ışınımına (Q_y) oranı (r_y)..... | 94 |
| 4.15. Anlık Aylık Ortalama Yayılı Işınım (I_y)..... | 94 |
| 4.16. Anlık Direkt Güneş Işınımı (I_d) | 95 |
| 4.17. (R_d) | 95 |
| 4.18. (R) | 95 |
| 4.19. Eğik Düzleme Gelen Anlık Toplam Güneş Işınımı (I_e)..... | 96 |
| 4.20. Yutma Geçirme Çarpanı $\{(\tau\alpha)\}$ | 96 |
| 4.21. Efektif Yutma Geçirme Çarpımı $\{(\tau\alpha)_e\}$ | 97 |
| 4.22. Çevre Sıcaklığının Gün Doğuşu İle Gün Batısı Arasındaki Değişimi (T_{cev}) | 97 |
| 4.23. Düz Toplayıcı Anlık Verimi (ζ_t) | 98 |
| 4.24. (I_f) | 98 |
| 4.25. Günlük Ortalama Toplayıcı Verimi (Saat-Saat Analizine Göre) | 99 |
| 4.26. Soğutma Çevriminde Sistemin Genel Verimi | 102 |
| 4.27. Aylara Göre Soğutma Çevriminde Sistemin Genel Verimi | 103 |
| 4.28. Soğutma Durumunda Aylık Toplanan Enerji (Q_{ti}) | 104 |
| 4.29. Soğutma Durumunda Aylık Faydalı Enerji (Q_{fi})..... | 106 |
| 4.30. Aylık Faydalanma Oranı (f_i) | 109 |
| 4.31. En Uygun Toplayıcı Alanının Bulunması | 110 |
| 4.32. Toplayıcı Alanı–Isıl Yük Oranı (TY)..... | 115 |
| 4.33. Aylık Isı ihtiyacının, Yıllık Isı İhtiyacına Oranı (y_i) | 115 |
| 4.34. Yıllık Faydalanma Oranı (f) | 115 |

| | |
|---|------------|
| 4.35. Aylara Göre Isıtma Çevriminde Sistemin Genel Verimi..... | 115 |
| 4.36. Isıtma Durumunda Aylık Toplanan Enerji (Q_{ti}) | 116 |
| 4.37. Isıtma Durumunda Aylık Faydalı Enerji (Q_{fi})..... | 117 |
| 5. SONUÇ VE ÖNERİLER | 121 |
| KAYNAKLAR | 124 |
| EKLER | 127 |
| EK 1. | 127 |
| EK 2. | 128 |
| EK 3. | 129 |
| EK 4. | 129 |
| EK 5. | 129 |
| EK 6. | 130 |
| EK 7. | 130 |
| EK 8. | 130 |
| EK 9. | 131 |
| EK 10..... | 137 |
| EK 11..... | 138 |
| EK 12..... | 139 |
| EK 13..... | 140 |
| EK 14..... | 141 |
| EK 15..... | 142 |
| EK 16..... | 143 |
| EK 17..... | 149 |
| ÖZGEÇMİŞ | 150 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| | |
|--------------------|---|
| m_b | Soğutucu akışkan kütlesi |
| m_z | Zengin eriyik kütlesi |
| m_f | Fakir eriyik kütlesi |
| \dot{m}_g | Giren kütleli debi miktarı (kg/s) |
| $\dot{m}_ç$ | Çıkan kütleli debi miktarı (kg/s) |
| E_K | Kinetik Enerji |
| E_P | Potansiyel Enerji |
| $H_ç$ | Çıkan entalpi (kW) |
| H_g | Giren entalpi (kW) |
| W | Alınan veya verilen iş (kW) |
| Q | Alınan veya verilen ısı (kW) |
| H | Entalpi (kJ) |
| m | Kütle akış miktarı (kg) |
| h | Özgül entalpi (kJ / kg) |
| m_7 | Fakir eriyiğin kütlesi (kg) |
| m_8 | Zengin eriyiğin kütlesi (kg) |
| X_7 | Fakir eriyiğin derişimi (%) |
| X_8 | Zengin eriyiğin derişimi (%) |
| P_y | Yüksek basınç bölgesi |
| P_a | Alçak basınç bölgesi |
| t_b | Buharlaşıma sıcaklığı (°C) |
| t_y | Yoğuşturucu sıcaklığı (°C) |
| $t_{s1} \& t_{s2}$ | Soğurucu giriş ve çıkış sıcaklığı (°C) |
| $t_{k1} \& t_{k2}$ | Kaynatici giriş ve çıkış sıcaklığı (°C) |
| P_y | Yoğuşturucu basıncı (kPa) |
| P_b | Buharlaştırıcı basıncı (kPa) |
| Q_G | Işınımla oluşan ısı akısı (W/m ²) |
| U | Isı geçirgenlik kat sayısı (W/m ² K) |

| | |
|--------------|--|
| A | Alan (m^2) |
| Q_{st} | Binanın hesaplanan standart ısı kaybı değeri (W, kcal/h) |
| $T_{iç}$ | Binanın esas alınan iç ortam sıcaklığı (°C) |
| T_h | Projede esas alınan dış hesap sıcaklığı (°C) |
| ζ | Verimi |
| Q_{ti} | Aylık toplanan enerji (MJ) |
| A_t | Toplayıcı alanı (m^2) |
| ζ_{ss} | Soğutma çevriminde sistemin genel verimi |
| Q_{ei} | Bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışıınım (MJ / m^2 – gün) |
| n_i | Aydaki gün sayısı |
| Q_{fi} | Aylık faydalı enerji |
| Q_{ti} | Aylık toplanan enerji |
| Q_{ii} | Aylık ihtiyacımız olan enerji |
| H_2O | Su |
| NH_3 | Amonyak |
| LiBr | Lityum Bromür |
| f | Dolaşım oranı |
| ρ | Yoğunluk (kg / m^3) |

Kısaltmalar

| | |
|-------|--|
| BDV | Basınç dengeleme vanası |
| CDD | Soğutma Gün-Derecesi |
| DG | Derece-gün değeri ($T \leq 15^\circ C$: Sıcaklığın $\leq 15^\circ C$ olduğu gün sayısı) |
| HDD | Isıtma Gün-Derecesi |
| ITK | Isıtma tesir katsayısı |
| ITK,I | ideal ısıtma tesir katsayısı |
| KV | Kısılma vanası |
| STK | Soğutma tesir katsayısı |
| STK,I | İdeal soğutma tesir katsayısı |

ŞEKİLLERİN DİZİNİ

| | |
|--|----|
| Şekil 1.1. Soğutmanın sınıflandırılması (Ayber 1986) | 2 |
| Şekil 1.2. T-s diyagramında gazın farklı genişlemesi (Ayber 1986) | 3 |
| Şekil 1.3. Basınç düşürme düzeni (Ayber 1986) | 4 |
| Şekil 1.4. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi (Yamankaradeniz vd 2002) | 5 |
| Şekil 1.5. Michael Faraday'ın en basit şekliyle soğurmalı soğutma sistemine ait deney düzeni - I. Kısım (Anonim 2015) | 7 |
| Şekil 1.6. Michael Faraday'ın en basit şekliyle soğurmalı soğutma sistemine ait deney düzeni - II. Kısım (Anonim 2015) | 7 |
| Şekil 1.7. Soğurmalı soğutma sistemine ait elemanlar (Kayıkçı Çolpan 2012) | 10 |
| Şekil 1.8. LiBr-Su eriyiği kullanan ısı değiştiricili soğurmalı soğutma sistemine ait şematik gösterim | 15 |
| Şekil 1.9. LiBr-Su eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sisteminin şematik gösterimi .. | 22 |
| Şekil 1.10. LiBr-H ₂ O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait kaynatıcı elemanın şematik gösterimi | 23 |
| Şekil 1.11. LiBr-H ₂ O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait yoğuşturucu elemanın şematik gösterimi | 25 |
| Şekil 1.12. LiBr-H ₂ O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait buharlaştırıcı elemanın şematik gösterimi | 26 |
| Şekil 1.13. LiBr-H ₂ O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait eriyik ısı değiştirici elemanın şematik gösterimi | 27 |
| Şekil 1.14. LiBr-H ₂ O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait soğurucu elemanın şematik gösterimi | 27 |
| Şekil 1.15. Soğurmalı soğutma sistemine ait basınç bölgeleri (Şahin 2006) | 36 |
| Şekil 1.16. Soğurmalı soğutma sistemine ait şematik gösterim (Ayber 1986) | 37 |
| Şekil 1.17. Soğurmalı soğutma sistemine ait (lnP-1/T) diyagramı (Ayber 1986) | 38 |
| Şekil 1.18. Soğurmalı soğutma sistemine ait (lnP-h) diyagramı (Ayber 1986) | 38 |
| Şekil 1.19. Tek kademeli soğurmalı soğutma sistemine ait (STK,I) değerinin kaynatıcı sıcaklığına bağlı değişimi (Horuz 2013) | 40 |
| Şekil 1.20. Resorbsiyonlu bir soğutma makinesi şeması (Ayber 1986) | 41 |

| | |
|---|-----|
| Şekil 1.21. Kabarcık pompalı kaynatıcı grubu (Dön 2010)..... | 43 |
| Şekil 1.22. Difüzyon soğurmalı soğutma makinesinin şematik gösterimi(Ayber 1986) | 44 |
| Şekil 1.23. Buzdolaplarında kullanılan sistemin şematik gösterimi (Çamur ve Özbaş 2010)..... | 46 |
| Şekil 1.24. Lityum bromür derişiminin kristalleşme sıcaklığı (Horuz 2013)..... | 47 |
| Şekil 3.1. Mahal içi sıcaklık dağılımı | 55 |
| Şekil 3.2. Örnek yapı için hesaplanan geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma sistemleri için aylık toplam ısıtma enerjisi ihtiyacı..... | 61 |
| Şekil 3.3. Örnek yapı için hesaplanan aylık toplam soğutma enerjisi ihtiyacı | 71 |
| Şekil 3.4. Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası (Anonim 2015)..... | 79 |
| Şekil 3.5. Borçka ilçesine ait yıl içi ortalama sıcaklık dağılımı (Anonim 2015)..... | 80 |
| Şekil 3.6. Toplayıcının konumu ve güneş ışığıyla yaptığı açılar (Ceylan vd 2005)..... | 80 |
| Şekil 3.7. Güneş deklinasyon açısının yıl içerisindeki değişimi..... | 82 |
| Şekil 3.8. Aylık ortalama gün uzunluğu | 84 |
| Şekil 3.9. Uygun toplayıcı eğim açılarının aylara göre değişimi..... | 85 |
| Şekil 4.1. Borçka için bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım şiddeti..... | 92 |
| Şekil 4.2. Ay bazında, günlük ortalama toplayıcı verimleri | 100 |
| Şekil 4.3. Matlab programında hesaplanan toplayıcı veriminin toplayıcı eğim açısıyla değişimi | 101 |
| Şekil 4.4. Aylara göre toplayıcı eğim açısı – toplayıcı verimi grafiği..... | 102 |
| Şekil 4.5. Aylara göre soğutma çevriminde sistem verimi | 104 |
| Şekil 4.6. Ay bazında toplayıcı alanındaki değişimlere göre faydalanma oranları | 110 |
| Şekil 4.7 Toplayıcı alanına göre soğutma maliyeti..... | 113 |
| Şekil 4.8. 3 yıllık bir sistemin maliyeti | 113 |
| Şekil 4.9. Aylara göre ısıtma çevriminde sistem verimi | 116 |
| Şekil 4.10. Geleneksel ısıtma durumunda toplayıcı alanındaki değişimlere göre aylık faydalanma oranları..... | 120 |
| Şekil 4.11. Isıtma uygulamasında 15 m ² toplayıcı için aylık faydalanma oranları..... | 120 |
| Şekil 5.1. Aylık soğutma enerjisi ihtiyacı ve güneş enerjisiyle karşılanma miktarları. | 122 |
| Şekil 5.2. Geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma durumları için ısıtma enerjisi ihtiyacı ve güneş enerjisiyle karşılanma miktarları | 123 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| | |
|---|-----|
| Çizelge 1.1. Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri..... | 11 |
| Çizelge 3.1. Örnek yapının tasarım şartları | 54 |
| Çizelge 3.2. Isıtılan mahallerin tasarım sıcaklığı..... | 56 |
| Çizelge 3.3. Yapı elemanlarının toplam ısı iletim katsayıları..... | 56 |
| Çizelge 3.4. İç yapı elemanlarının toplam ısı iletim katsayıları | 56 |
| Çizelge 3.5. Hopa için son yedi yıla ait HDD değerleri | 59 |
| Çizelge 3.6. Geleneksel ısıtma yapılan uygulamada Borçka için hesaplanan aylık toplam ısı enerjisi ihtiyacı (kcal/ay)..... | 60 |
| Çizelge 3.7. Yerden ısıtma yapılan uygulamada Borçka için hesaplanan aylık toplam ısı enerjisi miktarı (kcal/ay) | 61 |
| Çizelge 3.8. Güneş ışınımıyla çeşitli yöndeki düşey pencerelere gelen ısı akısı (W/m^2) 40° kuzey enlemi (Isısan 2001)..... | 63 |
| Çizelge 3.9. Pencerelerde gölgelenme faktörü (K)..... | 64 |
| Çizelge 3.10. Borçka'ya ait proje sıcaklıkları (°C)..... | 66 |
| Çizelge 3.11. İnsanlardan dolayı oluşan ısı kazancı (W)..... | 68 |
| Çizelge 3.12. Hopa'ya için son yedi yıla ait CDD değerleri | 70 |
| Çizelge 3.13. Borçka ilçesindeki örnek yapının soğutma enerjisi ihtiyacı (kcal/ay)..... | 70 |
| Çizelge 3.14. Soğurmalı soğutma sistemine ait hesaplanan termodinamik özellikler.... | 76 |
| Çizelge 3.15. Birim kg soğutucu akışkan kütlesi için enerji dengesi | 77 |
| Çizelge 3.16. Deklinasyon açısının yıl içerisindeki değerleri..... | 82 |
| Çizelge 3.17. Yansıtma oranı değerleri..... | 86 |
| Çizelge 4.1. Bazı sabit değerler (Kılıç ve Öztürk 1983, 127 s) | 96 |
| Çizelge 4.2. Saat-saat analizine göre anlık bulunan değerler (15 Nisan Borçka)..... | 99 |
| Çizelge 4.3. Borçka için aylık saat-saat analizine göre hesaplanan, günlük ortalama toplayıcı verimleri..... | 99 |
| Çizelge 4.4. 1 m ² Toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji..... | 107 |
| Çizelge 4.5. Farklı toplayıcı alanları için aylık faydalı enerjiler | 108 |
| Çizelge 4.6. Aylara göre faydalanma oranları (f_i)..... | 109 |
| Çizelge 4.7. Toplayıcı alanı ve yıllara göre en uygun sistem maliyeti..... | 112 |

| | |
|--|-----|
| Çizelge 4.8. 15 m ² toplayıcı alanı için aylık uygulama sonuçları..... | 114 |
| Çizelge 4.9. Geleneksel ısıtma durumunda aylık faydalı enerjiler | 118 |
| Çizelge 4.10. Yerden ısıtma durumunda aylık faydalı enerjiler | 119 |



1. GİRİŞ

Dünyamızda kullanılan enerji kaynakları incelendiğinde insanlığın fosil yakıtlara yüksek oranda bağımlı olduğu görülür. Dünyamız üzerinde bulunan fosil yakıtların (kömür, petrol, doğalgaz vb.) coğrafi olarak düzensiz dağılımı, bu yakıt türlerinin ulaşılabilirliği ve kullanılabilirliği konularında büyük sorunlar oluşturmaktadır. Fosil yakıtların kullanımının her geçen gün artması, ortaya çıkardığı çevresel etkiler bağlamında tüm insanlığı etkileyen bir sorun haline almıştır. Temelde bu ve benzeri sorunların aşılması ve enerji çeşitliliğinin sağlanabilmesi için yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasını gereklidir.

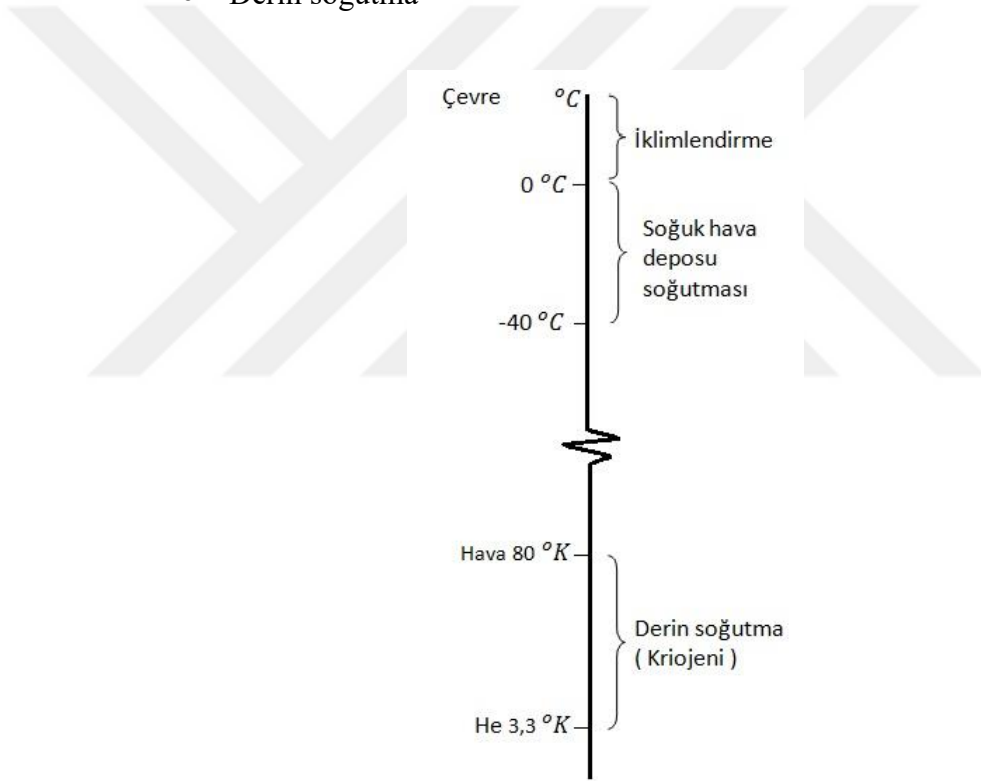
Dünyamızda var olan enerji sorununa kalıcı bir çözüm bulunabilmesi için öncelikle yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilerek insanlığın hizmetine sunulması gerekmektedir. Bu bağlamda tüm dünyada ulaşılabilirliği konusunda hemen hemen hiç sıkıntı çekilmeyen ve tamamen doğal, çevreci ve sonsuz bir enerji kaynağı olarak görülen güneş enerjisi ön plana çıkmaktadır. Bu çalışmada güneş enerjisinin başlıca kaynak olarak kullanılması düşünülmüştür. Fakat ilk aklımıza geldiği şekilde güneş enerjisi sadece ısıtma amaçlı olarak kullanılmayacaktır. Seçilen örnek yapının hem ısıtma, hem de soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için güneş enerjisinden yararlanılacaktır. Bu nedenle örnek yapının ısıtılması ve soğutulmasında gelişmiş ülkelerde uygulama alanı bulabilen fakat ülkemizde gelişim sürecinde bulunan güneş enerjisi destekli soğurmalı soğutma sistemi kullanılmıştır.

Yapılan çalışmada, soğutma sistemleriyle alakalı temel bilgiler verildikten sonra soğurmalı soğutma sistemine ait uygulamanın güneş enerjisiyle desteklenmesi sonucu elde edilen kazanımlar incelenmiştir. Yapılan çalışmada soğurmalı soğutma sistemini oluşturan yapısal elemanlar ve sistemin temel girdisi olan güneş enerjisi hesaplamaları ayrı ayrı incelenmiştir.

1.1. Soğutma Sistemleri

Soğutma sistemlerinin genel amacı kapalı bir hacimde çevre sıcaklığının altında sıcaklıklar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı ihtiyaç doğrultusunda korumaktır. Elde edilen düşük sıcaklık şartlarına göre soğutma işlemi şu şekillerde sınıflandırılır;

- İklimlendirme
- Soğuk hava deposu soğutma
- Derin soğutma



Şekil 1.1. Soğutmanın sınıflandırılması (Ayber 1986)

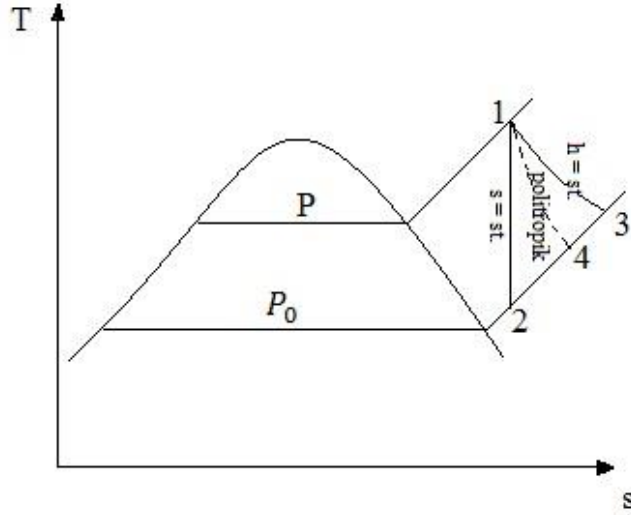
Soğutma yapabilmek için soğutulacak mahallin ısını çekmek gerekir ve bunun için de daha soğuk olan bir soğutucu madde kullanılır. Soğutucu madde genellikle bir akışkandır ve soğutucu akışkan olarak adlandırılır. (Ayber 1986)

Soğutma işlemi için soğutucu akışkanların en önemli özelliği düşük basınç ve sıcaklıkta buharlaşabilmeleridir. Buharlaşma işlemi sırasında çevreden ısı alırlar ve çevrenin

soğumasını sağlarlar. Soğutucu akışkanların sıvılaştırılması konusunun anlaşılabilmesi için basınçlı gazların genişlemesi konusu incelenmiştir.

1.2. Basınçlı Gazların Genişlemesi

Basınçlı bir gaz iş yaparak veya iş yapmadan genişleyebilir. Bu genişleme işleminde genellikle sıcaklığı düşer. Şekil 1.2’de ki T-s diyagramında görüldüğü üzere 1 durumundaki gazın genişlemesi; sabit entropide (izentropik) ($s = st.$), sabit entalpide (izentalpik) ($h = st.$) veya sabit özgül ısı (politropik) şekilde olabilir. (Ayber 1986)

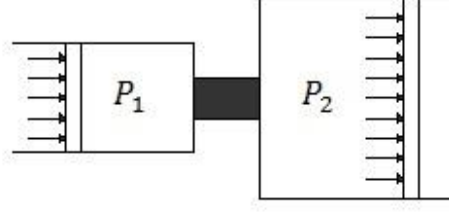


Şekil 1.2. T-s diyagramında gazın farklı genişlemesi (Ayber 1986)

Diyagramda görüldüğü üzere en fazla soğutma izentropik, yani içten tersinir adyabatik işlemde sağlanır. Pratikte izentropik genişleme ideal bir değişimdir ve hiçbir zaman tam olarak gerçekleşmez. Fakat sistemi ne kadar çok izentropik genişlemeye yaklaştırabilirsek soğutma yükü ve buna bağlı olarak sistem verimi artar. Gerçekte ise politropik genişleme söz konusudur.

1.2.1. İş yapmadan genişleme (kısılma)

Gazların adyabatik genişlemesi dışarıya iş yapmadan gerçekleşirse buna kısılma denir.



Şekil 1.3. Basınç düşürme düzeni (Ayber 1986)

Şekil 1.3’ de görülen dar ve geniş borular arasında bulunan gözenekli maddeden (basınç düşürücü) geçen gaz P_1 basıncından P_2 basıncına genişlemektedir. Borulardaki basıncı sabit tutmak için her iki boruya da hareket halinde olan pistonlar yerleştirilmiştir. Bu genişleme olayı tersinir değildir ve sistem dışarıya iş yapmaz. (Ayber 1986)

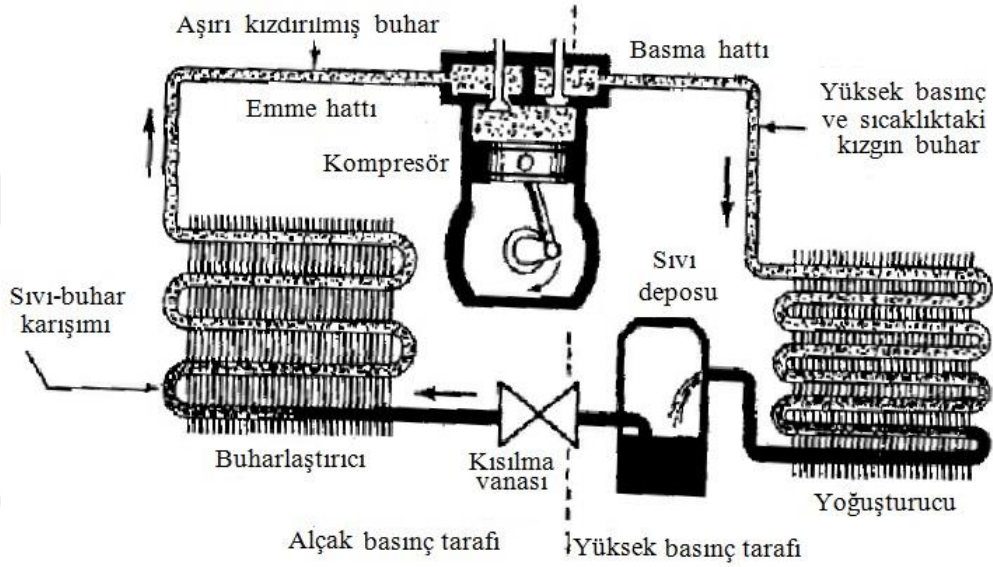
1.3. Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Soğutma Sistemleri

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi dört temel elemandan oluşur. Bunlar soğutucu akışkanın sistemde dolaşmasını sağlayan kompresör, soğutucu akışkanın yoğunlaşarak ısısını atmasını sağlayan yoğunlaştırıcı, yoğunlaştırıcı çıkışında sistem basıncını düşüren kısılma vanası ve gerekli olan soğutma yükünü sağlayan buharlaştırıcı kısımlarıdır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi temelde iki ana kısımdan oluşur. Bunlar alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak basınç tarafı kısılma vanasının çıkışından başlar ve kompresör giriş kısmına kadar uzanır. Yüksek basınç tarafı ise kompresör çıkışından başlar ve kısılma vanası girişine kadar devam eder. Soğutulan ortamdan soğutma yükünün çekilmesini sağlayan buharlaştırıcı eleman alçak basınçlı kısımda yer alır.

1.3.1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminin çalışma prensibi

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminde kompresörde kızgın buhar haline sıkıştırılan soğutucu akışkan, yoğunlaştırıcıya gönderilerek burada çevreye ısı vererek yoğunlaşması sağlanır. Yoğunlaştırıcı elemandan ayrılan soğutucu akışkan bir kısılma vanasından geçirilerek alçak basınçta ıslak buhar fazına gelir ve buharlaştırıcıya

gönderilir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı içerisinde soğutulan ortamdaki ısı çekerek buharlaşması sağlanarak gerekli soğutma yükü elde edilmiş olur. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında ayrılan soğutucu akışkan buharı kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim kompresöre sürekli bir mekanik iş yaptırarak tekrarlanır. Şekil 1.4’de buhar sıkıştırımlı bir mekanik soğutma çevrimine ait diyagram görülmektedir.



Şekil 1.4. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi (Yamankaradeniz vd 2002)

1.4. Soğurmalı Soğutma Sistemi

Soğurmalı soğutma sistemi çevrimi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi çevrimine oldukça benzerdir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimindeki kompresörün yerini soğurmalı soğutma çevriminde fiziko-kimyasal işlemler alır. Buhar sıkıştırımlı mekanik çevrimlerdeki yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme vanaları soğurmalı soğutma çevriminde de aynen kullanılmaktadır. Burada sadece mekanik kompresörün yerini daha karmaşık bir düzenek olan termik kompresör almaktadır. Soğutma yükü buhar sıkıştırımlı mekanik çevrimde olduğu gibi yine soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaştırılmasıyla sağlanır.

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerinde kompresörü tahrik etmek için elektrik enerjisi kullanılır iken, soğurmalı soğutma sistemlerinde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Yani sistemin çalışması için bir dış kaynaktan ısı alınması gerekmektedir. Isı kaynağı olarak belirli bir sıcaklığa sahip herhangi bir kaynak kullanılabilir. Bu sayede büyük endüstriyel tesislerdeki atık ısının kullanılması mümkün olmaktadır. Bir diğer uygulama şekli ise ısı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılmasıdır. Bu uygulamalar sayesinde soğurmalı soğutma sistemlerinin işletme maliyetleri büyük ölçüde düşürülmüş olur.

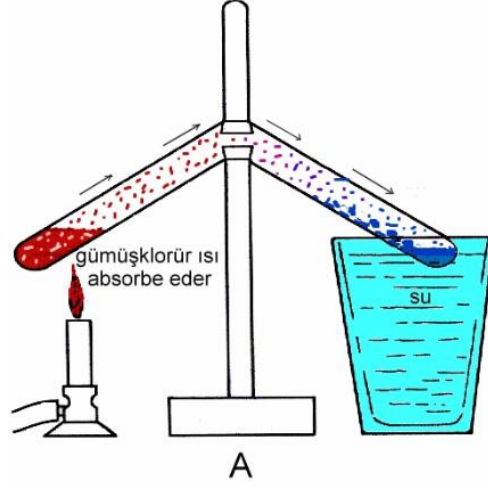
Son yıllarda soğurmalı soğutma sistemleri üzerinde önemli çalışmalar yapılmış olsa da içeriği ve konstrüksiyonundaki karmaşıklıklar sebebiyle soğurmalı soğutma sistemleri, kullanım ve ticari yararlanma açısından diğer uygulamalar kadar yaygın değildir. Yapılacak çalışmalarla sistem daha uygulanabilir hale getirilebilir.

Soğurmalı soğutma sistemi çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bu akışkanlardan bir tanesi soğutucu akışkandır. Soğurmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın ikincil bir akışkan tarafından soğurulması gerekmektedir. Yani sistemde bir soğurucu akışkan birde soğutucu akışkan madde vardır. Soğutucu akışkan tüm soğutma sistemlerinde olduğu gibi buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Soğurucu akışkan ise çevrimde sadece kaynatıcı, soğurucu ve eriyik ısı değiştiricisi arasında dolaşarak soğutucu akışkanın taşınması işlemini yürütür.

Soğurmalı sistemlerin genel prensibi karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin birbirleri içerisinde yüksek sıcaklıkta daha az, düşük sıcaklıkta daha fazla çözünmesi olarak tanımlanabilir.

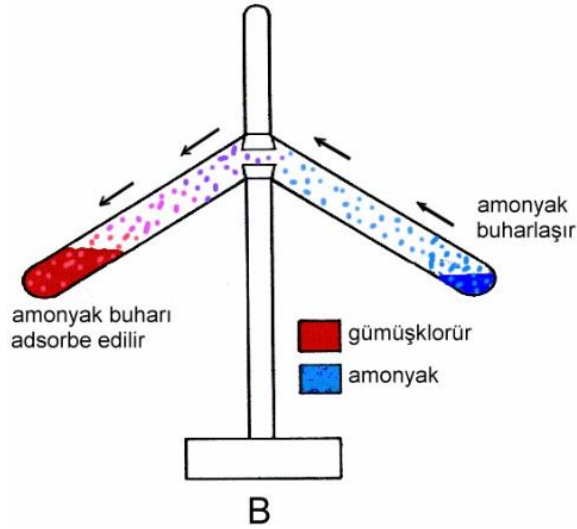
1.4.1. Faraday'ın soğurmalı soğutma deneyi

Michael Faraday'ın yapmış olduğu ve soğurmalı soğutma sisteminin temel prensibini anlatan aşağıdaki deneyi inceleyelim.



Şekil 1.5. Michael Faraday'ın en basit şekliyle soğurmalı soğutma sistemine ait deney düzeneği - I. Kısım (Anonim 2015)

Bu basit deneyde Faraday amonyakça doyurulmuş gümüş-klorür çözeltisini ısıtarak yüksek sıcaklıkta amonyağın çözeltilerden ayrılarak buharlaşmasını sağlamıştır. Deney tüpünün diğer ucu ise soğutma suyuna daldırılmıştır. Buharlaşan amonyak bu kısma ulaştığında ısınıp kaybeder ve yoğunlaşarak birikmeye başlar. Isıtılan kısımdaki çözelti içerisinde soğurulmuş olarak bulunan amonyağın tamamı sıvı fazında soğutulan kısımda biriktiğinde deneyin II. kısmına geçilir.



Şekil 1.6. Michael Faraday'ın en basit şekliyle soğurmalı soğutma sistemine ait deney düzeneği - II. Kısım (Anonim 2015)

Bu kısımda ısıtma işlemi sonlandırılıp soğutma suyu kaldırıldığında deney tüpünün soğutulan kısmında yoğunlaşarak biriken sıvı amonyakın kaynamaya başlayarak buharlaştığı ve tüpün bu kısmının aşırı derecede soğuduğu görülür. Bu olay sıvı haldeki amonyak tam olarak buharlaşıp gümüş-klorür çözeltisi tarafından tamamen soğuruluncaya kadar devam eder.

Deney tekrarlandığında aynı olayın tekrar oluştuğu gözlemlenecektir. Faraday'ın deney aygıtında soğutma işleminin sürekli olmadığı hemen fark edilecektir. Uygulamada kullanılabilmesi ve sürekliliğin sağlanabilmesi için bu işlemin defalarca tekrarlanması gerekecektir.

1.4.2. Soğurmalı soğutma sistemi temel yapısal elamanları

Kaynatici: Soğurucudan gelen eriyik kaynaticıda dışarıdan verilen ısıyla ısıtılarak kaynamaya başlar. Kaynama işlemi sırasında soğutucu buharı eriyikten ayrılarak yoğunlaştırıcıya doğru yol alır. Kaynaticının dibinde ise soğurucu sıvı kalır. Geriye kalan soğurucu sıvı ise soğurucuya dönerken, soğurucudan kaynaticıya pompalanan eriyiği ön ısıtma yapar.

Yoğuşturucu: Kaynaticıdan çıkan soğutucu buharı yoğuşturucuya gelir ve burada ısısını soğutma suyuna vererek yoğunlaşır. Bu işlem sonucunda soğutma suyu ısınarak yoğuşturucuyu terk ederken, yoğunlaşan soğutucu akışkan kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya yönelir.

Buharlaştırıcı: Yoğuşturucudan gelen ve kısılma vanasından geçirilerek basıncı düşürülen soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşması (büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen soğutucu sıvı) sağlanır. Böylece ihtiyaç duyulan soğutma gücü sağlanmış olur.

Soğurucu: Soğutucu buhar buharlaştırıcıdan çıkıp soğurucuya doğru hareketi sırasında, kaynaticıdan soğurucuya geri dönmekte olan eriyiğin hareketi bir vakum etkisi

yaratarak soğurucu buharını eriyik tarafına çeker. Buharın eriyik içerisine soğurulması kimyasal bir reaksiyon olup bu reaksiyon ekzotermik, başka bir ifade ile ısıveren bir reaksiyondur. Soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğrulabilen buhar miktarını artırmak için soğurucudan ısı çekilir.

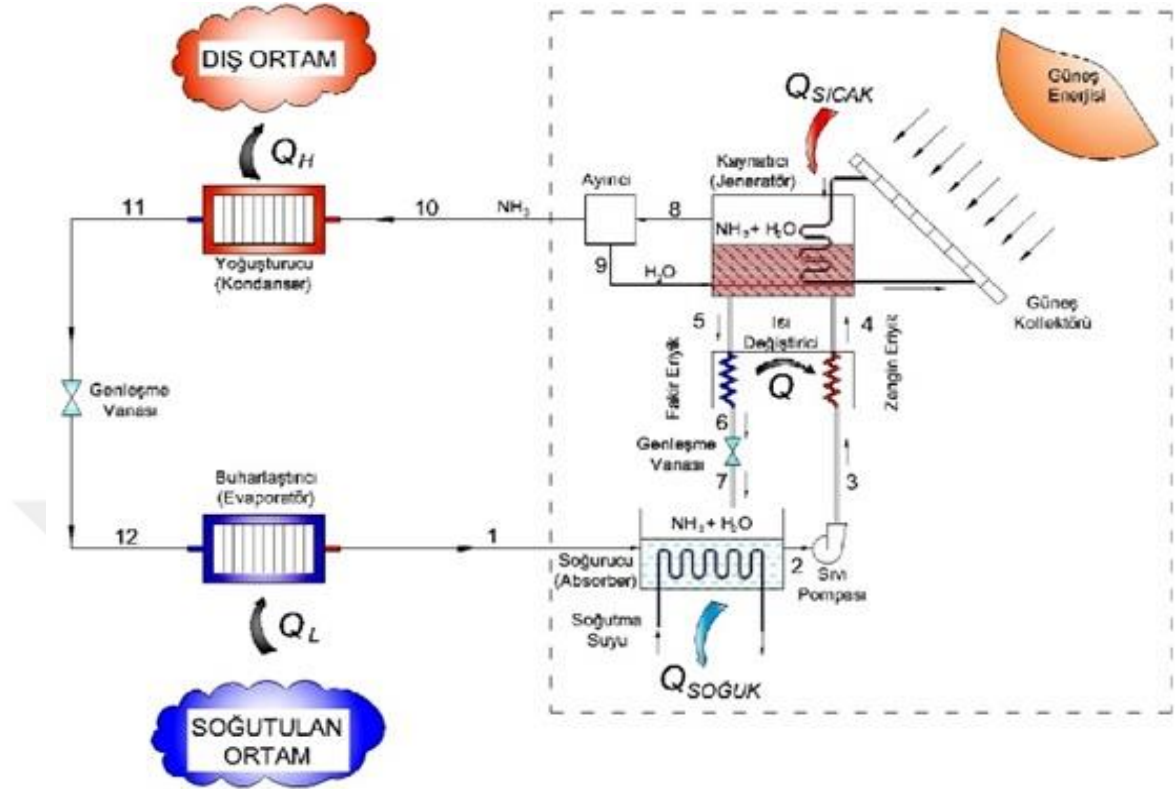
Eriyik Pompası: Soğurucuda bulunan eriyik çözeltisini bir ısı değiştiricisinden geçirmek suretiyle kaynatıcıya gönderen sistem bileşenidir. Kaynatıcıya eriyiğin gönderilmesi sırasında kaynatıcıdan soğurucuya dönen eriyiğin ısısından yararlanılarak bir ön ısıtma işlemi de gerçekleştirilmiş olur. Aynı zamanda eriyik pompası eriyiğin basıncını düşük buharlaştırıcı basıncından yüksek yoğuşturucu basıncına yükseltir.

Isı Değiştirici: Sistemde genellikle ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler.

Kısılma Vanası: Sistemde iki adet kısılma vanası kullanılır. Bunlarda biri yoğuşturucudan buharlaştırıcıya dönmekte olan soğutucu akışkanın diğeri de kaynatıcıdan soğurucuya dönmekte olan eriyiğin basıncını düşürmek için kullanılır.

Ayrıştırıcı: Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde su uçucu olduğundan dolayı suyun bir kısmının buharlaşarak soğutucu akışkan buharı ile birlikte dolaşıma karışma riski vardır. Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde sisteme su buharının kaçmasını engellemek için ayrıştırıcı kullanılması gerekir.

Güneş enerjisi destekli soğurmalı soğutma sistemine ait elamanlar Şekil 1.7 üzerinde görülmektedir.



Şekil 1.7. Soğurmalı soğutma sistemine ait elemanlar (Kayıkçı Çolpan 2012)

1.4.3. Soğurmalı soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan çiftleri

Soğurmalı soğutma sistemlerinde kullanılan pek çok akışkan çifti vardır. Çizelge 1.1’de günümüzde üzerinde araştırma yapılan akışkan çiftleri verilmektedir.

Çizelge 1.1. Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri

| SOĞUTUCU AKIŞKAN | SOĞURUCU AKIŞKAN |
|--|---|
| Su (H_2O) | Lityum Bromür (LiBr) |
| Su (H_2O) | Lityum Klorür (LiCl) |
| Su (H_2O) | Trietilen Glikol (TEG) |
| Amonyak (NH_3) | Su (H_2O) |
| Amonyak (NH_3) | Su (H_2O) & Hidrojen (H_2) |
| Amonyak (NH_3) | Sodyum Tiyosiyanat (NaSCN) |
| Amonyak (NH_3) | Kalsiyum Klorür ($CaCl_2$) |
| Amonyak (NH_3) | Stronsiyum Klorür ($SrCl_2$) |
| Amonyak (NH_3) | Heptanol ($C_7H_{16}O$) |
| Amonyak (NH_3) | Tri Etanolamin ($C_6H_{15}NO_3$) |
| Amonyak (NH_3) | Gliserol ($C_3H_8O_3$) |
| Amonyak (NH_3) | Silikon Yağ |
| Amonyak (NH_3) | Lidyum nitrat ($LiNO_3$) |
| Amonyak (NH_3) | Çinko Bromür ($ZnBr$) |
| Amonyak (NH_3) | Sodyum Tiyosiyanat (NaSCN) |
| Amonyak (NH_3) | Lityum Tiyosiyanat (LiSCN) |
| Amonyak (NH_3) | N-Methyl-2-Pyrrolidone (NPM) |
| Amonyak (NH_3) | Metil & kaprolakton (PCL) |
| Amonyak (NH_3) | Dimetil Metil Fosfonat (DMMP) |
| Amonyak (NH_3) | Tetraetilen Glikol Dimetil Eter (DMETEG) |
| Amonyak (NH_3) | Dimetil Formamid (DMF) |
| Metilamin (CH_5N) | Su (H_2O) |
| Metilen Klorid (CH_2Cl_2) | Tetra Etil Glikol |
| R12 | Dimetil asit amid |
| R12 | Siklohexanon ($C_6H_{10}O$) |
| R21 | Dimetil Etil Ester |
| R22 | Dimetil asit amid |
| R22 | Siklohexanon ($C_6H_{10}O$) |
| R22 | Dimetilformamid (C_3H_7NO) |
| Diklorometan ya da Metilen Klorür (CH_2Cl_2) | Tetra Etilen Glikol Dimetil Eter (TEGDME) |

Soğurmalı soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin bazı temel özellikleri karşılaması istenir. Bu özellikler şu şekildedir:

- Arandığında kolayca ulaşılabilir olmalı.
- Zehirli olmamalı.
- Kararlı ve ucuz olmalı.
- Soğutucu akışkanın soğurucu akışkandan daha uçucu olması gerekir. Böylece soğutucu akışkanın eriyik çözeltilisinden kolayca ayrılması sağlanır.
- Çalışma şartlarında soğurucunun katı halde bulunmaması gerekir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Böylece buharlaştırıcıda daha fazla soğutma yükü elde edilir.
- Soğurucu içerisinde soğutucu akışkanın çözünabilirliği yüksek olmalıdır.
- Uzun çalışma şartlarında akışkan çifti istikrarlı olmalıdır.
- Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
- Korozyon tesiri az ve emniyetli olmalıdır.

Çizelge 1.1’de verilen akışkan çiftleri arasında son yıllarda uygulamada en çok karşılaşılan Amonyak–Su ve Lityum Bromür–Su’dur. Bu nedenle bu akışkan çiftleri ile çalışan soğurmalı soğutma sistemleri kısaca incelenmiştir.

1.4.4. Amonyak–Su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi

Soğurucudan çıkan ve bir pompa vasıtası ile kaynatıcıya doğru basılan amonyak bakımından zengin eriyik bir ısı değiştiricisinden geçtikten sonra kaynatıcıya ulaşır. Bu bölümde kaynatıcıya dışarıdan (Q_k) ısı verilir, soğutucu akışkan amonyağın (P_k) basıncında ısıtılarak eriyikten buharlaşması sağlanır. Kaynatıcı denge şartlarında amonyak buharı bir miktar su buharı ihtiva eder. Soğutucu akışkan buharı içerisindeki amonyağın derişimini artırmak için soğutucu buharı bir ayırıcıdan geçirilerek amonyakça zenginleştirilir. Bu bölümde genellikle % 100 saflıkta amonyak buharı elde edilmeye çalışılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden amonyak buharı yoğunlaştırıcıya

girer. Kaynaticıda zengin eriyikten amonyak buharının ayrılması sonucu, amonyak bakımından fakirleşen eriyik, bir ısı değiştirici elemandan geçip zengin eriyiği bir miktar ısıttıktan sonra kısılma vanasında kısılarak, basıncı soğurucu basıncına (P_s) düşürülür. Kaynaticıda buharlaştırılarak yoğunlaştırıcıya gelen amonyak buharı bu kısımda yoğunlaşır ve dışarıya (Q_y) ısınısını atar. Amonyak yoğunlaştırıcı elemanı terk ettiğinde artık doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazındadır. Sıvılaştıran amonyak yoğunlaştırıcı elemandan sonra bir kısılma vanasından geçirilerek buharlaştırıcı basıncına genişletilir. Böylece sıvı fazdaki amonyağın buharlaştırıcı elemanda buharlaşması sağlanarak soğutulan ortamdaki (Q_b) buharlaşma ısısı çekilir. Buharlaştırıcı çıkışında amonyak buharı artık doymuş buhar veya kızgın buhar fazındadır. Buharlaştırıcıdan soğurucuya dönen amonyak buharı, kaynaticıdan gelmekte olan ve bir ısı değiştiricisinden geçip ısısının bir kısmını verdikten sonra bir kısılma vanası yardımıyla soğurucu basıncına kısılan amonyakça fakir eriyik tarafından yutulur. Bu soğurma işlemi esnasında bir miktar ısı açığa çıkar. Soğurma işleminin tam olarak gerçekleşebilmesi için soğurucuda açığa çıkan (Q_s) ısısının dışarı atılması gerekir. Soğurucu elemanda amonyak buharını yutarak zenginleşen eriyik bir pompa vasıtasıyla ısı kayıplarını azaltmak için bir ısı değiştiricisinden geçirilmek suretiyle tekrar kaynaticıya gönderilir. Sisteme ait tek hareketli parça amonyakça zengin eriyiği soğurucudan alıp kaynaticıya basan pompadır. Bu işlem sırasında pompa (W_p) işini yapar. Soğurucu ve kaynaticı elemanlardan oluşan kısım termik kompresör olarak isimlendirilir. Mekanik buhar sıkıştırımlı geleneksel soğutma çevrimlerinde ki kompresörün yerini soğurmalı soğutma sistemlerinde termik kompresör almaktadır ve bu iki kompresör çeşidi mekanik soğutma sistemi ile soğurmalı soğutma sisteminin temel farkıdır.

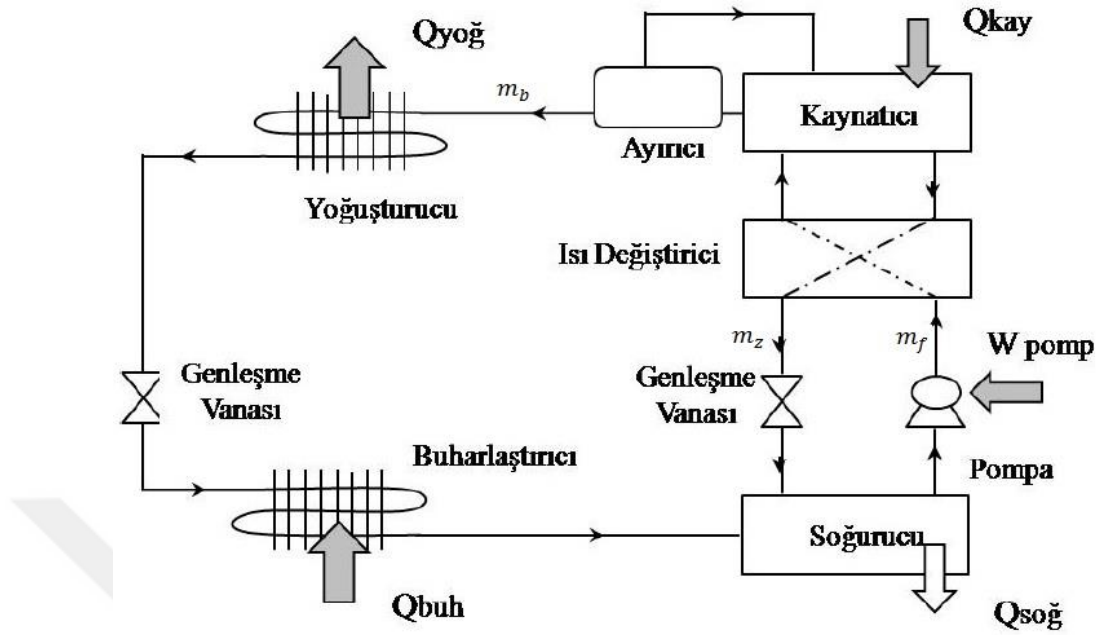
1.4.5. Lityum Bromür-Su çifti ile çalışan soğurmalı soğutma sistemi

Soğurucudan çıkan LiBr bakımından fakir eriyik bir pompa ile kaynaticıya gönderilir. Kaynaticıya girmeden önce bu fakir eriyik bir ısı değiştiricisinden geçirilerek kaynaticıdan soğurucuya dönmekte olan zengin eriyiğin ısınısını alarak bir miktar ısınır. Kaynaticı elemana dışarıdan verilen (Q_k) ısısıyla LiBr bakımından fakir eriyiğin

ısınması ve eriyikten soğutucu akışkan suyun buharlaşarak ayrışması sağlanır. Buharlaşma işlemi ile kaynatıcıdaki eriyik LiBr bakımından zengin eriyik halini alır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu akışkan buharı yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucu da soğutucu akışkanın dış ortama (Q_y) ısını vererek yoğuşması sağlanır. Yoğuşma basıncı izafi durum ele alındığında buharlaşma basıncından büyüktür fakat her iki durumun basıncıda atmosfer basıncından daha küçüktür. Eğer sistemin basınç kayıpları ihmal edilirse kaynatıcı basıncı yoğuşturucu basıncına, soğurucu basıncı ise buharlaştırıcı basıncına eşit olur. Yoğuşturucuyu sıvı fazında terk eden soğutucu akışkan bir kısılma vanasından geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısıılır. Buharlaştırıcıya kısılmış halde gelen soğutucu akışkan burada soğutulan ortamdan (Q_b) buharlaşma ısını çekerek buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında ayrılarak soğurucuya geri döner. Bu sırada kaynatıcıdan soğurucuya dönmekte ve bir ısı değiştiricisinden geçirilerek ısı alınmış olan LiBr bakımından zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelmekte olan soğutucu akışkan buharını yutar. Bu işlem sırasında soğutucu akışkan buharı sıva faza geçeceğinden dolayı (Q_s) ısı açığa çıkar. Soğurma işleminin tam olarak gerçekleşebilmesi için açığa çıkan ısının soğurucu dışına atılması gerekir. Soğurucu eleman içerisinde LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik pompa vasıtası ile bir ısı değiştiricisinden geçirilerek kaynatıcıya gönderilir. Sistemde bulunan ısı değiştiricisi ısı kayıplarını azaltarak soğurucudan kaynatıcıya gönderilen LiBr bakımından fakir eriyiğin ön ısıtması işlemini gerçekleştirerek sistem verimini arttırıcı yönde etki sağlar. Sistem içerisinde soğurucu ve yoğuşturucu elamanlardan sırasıyla (Q_s) ve (Q_y) ısılarının alınması için soğutma suyu kullanılabilir.

Amonyak-Su çifti kullanan bir soğurmalı soğutma sistemi, soğutucu akışkan olan amonyağın derişimine göre zengin veya fakir eriyik olarak isimlendirilirken, Lityum Bromür-Su çifti kullanan bir soğurmalı soğutma sistemi, soğurucu akışkan olan Lityum Bromür derişimine göre zengin veya fakir eriyik olarak isimlendirilir.

Şekil 1.8’de LiBr–Su kullanan ısı değiştiricili soğurmalı soğutma makinesi sisteminin şematik gösterimi verilmiştir..



Şekil 1.8. LiBr–Su eriyiği kullanan ısı değiştiricili soğurmalı soğutma sistemine ait şematik gösterim.

Burada;

- m_b : Soğutucu akışkan kütlesi
- m_z : Zengin eriyik kütlesi
- m_f : Fakir eriyik kütlesi

Soğurucu soğutmalı sistemlerin çalışabilmesi için sistemde kullanılan pompaya verilmesi gereken küçük bir enerji dışında başka bir mekanik enerjiye gereksinim yoktur. Bunun yanında soğurmalı soğutma sisteminin çalışması için kaynaticıya ısı verilmesi gerekir. Bu ısı genellikle bir tesisin atık ısısı veya güneş den sağlanabilir.

1.4.6. Amonyak–Su ve Lityum Bromür–Su eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması

- Su; Amonyak-Su eriyiği kullanan sistemde soğurucu akışkan iken, LiBr-Su eriyiği kullanan sistemde soğutucu akışkan olarak çevrimde yer alır.

- Amonyak–Su eriyiği kullanan sistemlerde eriyiğin zengin veya fakir eriyik oluşu, sistem içerisindeki soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyak miktarına göre isimlendirilirken, LiBr–Su eriyiği kullanılan sistemlerde eriyiğin zengin veya fakir eriyik olması, soğurucu akışkan olan LiBr miktarına göre isimlendirilir.
- LiBr–Su eriyiği kullanılan sistemde su soğutucu akışkan olarak kullanıldığından suyun donma sorunu nedeniyle 0°C 'nin altına inilemez. Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde ise soğutucu akışkan olarak amonyak kullanıldığından çok düşük sıcaklıklara inmek mümkün olur. (Atmosfer basıncında donma sıcaklığı $-77,73^{\circ}\text{C}$ 'dir.) Bu nedenlerden ötürü LiBr–Su eriyiği kullanan sistemlere daha çok klima uygulamalarında rastlanırken, Amonyak–Su eriyiği kullanan sistemlere daha çok derin soğutma sistemlerinde rastlanır.
- Amonyakın her hangi bir kaçak durumunda kokusundan dolayı kaçağın tespit edilmesi kolay olmaktadır. Suyun ise kaçak tespiti daha zordur. Ancak Amonyak zehirli bir madde olduğundan kaçak durumunda insan sağlığı açısından zararlı bir durum ortaya çıkar. Suda böyle bir tehlikeli durum söz konusu değildir.
- Amonyak bakır ve bakır alaşımlı malzemelerle reaksiyona girdiğinden dolayı çelik donanım kullanılması gerekliliği vardır. Buda sistem maliyetini artırıcı bir etki yapar. LiBr–Su eriyiği kullanan sistemlerde bakır donanımlar rahatlıkla kullanılabilir.
- Amonyak–Su eriyiği kullanan sistemlerde çevrimin soğutma kısmında amonyak dolaştığından sıcaklığa karşı gelen doyma basınçları LiBr–Su eriyiği kullanan sistemlere nazaran çok daha yüksektir. Bu yüzden Amonyak–Su eriyiği kullanan sistemlerin malzeme et kalınlıkları daha büyük olmak zorundadır.
- LiBr–Su eriyiği kullanılan sistemlerde buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı çok küçük olduğundan yani sistem vakum altında çalıştığından dolayı sistem içerisine hava girmesi olasılığı vardır. Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerin basınçları yüksek olduğundan bu tip problemlerle karşılaşılmaz.

- Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde su uçucu olduğundan dolayı suyun bir kısmı buharlaşır ve soğutucu akışkan buharı ile birlikte sisteme karışır. Bundan dolayı kaynatıcı çıkışında sistemde bir miktar suyun kalma riski vardır. Bu durumu engellemek ve sisteme su buharının kaçmasını önlemek için kaynatıcı çıkışına bir ayırıcı konulmasını gerektirir ki buda sistemi daha karmaşık ve maliyetli kılar.
- LiBr–Su kullanılan sistemlerde kristalleşme riski vardır. Sistemde kaynatıcı sıcaklığı arttıkça ve yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça kristalleşme ihtimali artmaktadır. Aynı zamanda eriyik ısı değiştiricisinin etkinliğinin artmasıyla (zengin eriyiğin sıcaklığının azalmasıyla) kristalleşme ihtimali yine artar. Kristalleşmenin önlenmesi için özel bir tertibat gerekir.
- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerin STK değeri (0,5), LiBr–Su eriyiği kullanılan sistemlere (0,7) göre daha düşüktür. Aynı durum dolaşım oranlarında (f) da görülmektedir.
- Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde daha fazla pompalama gücüne gereksinim vardır.
- Her iki sistemde de kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artması (STK) değerlerini arttırmakta, fakat yoğuşturucu ve soğurucu sıcaklıklarının artması (STK) değerlerini azaltmaktadır.
- Her iki sistemde de dolaşım oranını değerinin (f) artması, soğutucu akışkanın birim kütlesi başına pompanın çekmiş olduğu enerjiyi arttırmaktadır.

1.4.7. Soğurmalı soğutma sisteminin, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemiyle karşılaştırılması

- Soğurmalı soğutma sisteminde soğutucu akışkanın buharlaştırılıp, yoğuşturulması iki kez gerçekleştirilir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminde ise yoğuşma ve buharlaşma işlemleri birer kez gerçekleşir.
- Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemindeki kompresörün yerini, soğurmalı soğutma sisteminde termik kompresör kısmından oluşan soğurucu ve kaynatıcı almıştır.

- Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde soğutucu akışkanı sıkıştırma işleminde kompresör kullanıldığından enerji ihtiyacı fazladır. Soğurmalı soğutma sisteminde ise eriyiği pompalamak için çok az miktarda mekanik enerji gereklidir.
- Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemiyle yapılan soğutmada tek bir akışkan kullanırken soğurmalı soğutma sisteminde iki farklı akışkan çifti kullanılır.
- Soğurmalı buharlaştırma sistemlerinde kaynatıcıya verilen ısının ayarlanmasıyla %0-100 kapasite aralığında çalışabilir. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemleri ise genellikle %30-100 kapasite aralığında çalışırlar.
- Soğurmalı soğutma sisteminde eriyik pompası dışında hareketli bir parça bulunmadığından buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemine kıyasla bakım ve onarımı daha kolay ve ucuzdur. Yaklaşık olarak soğurmalı soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırırmalı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinin %2-9 kullanılmaktadır.
- Soğurmalı soğutma sistemleri hareketli parçalarının az olmasından dolayı sessiz çalışır.
- Soğurmalı soğutma sisteminde soğurucunun cinsine bağlı olarak kristalleşme tehlikesi varken buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde böyle bir tehlike yoktur.
- Soğurmalı soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında da avantajlı olabilir. Bunun nedeni buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminin kompresöründeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının ve aşırı kızdırma problemleri bu sistemlerde söz konusu olmamasıdır.
- Soğurmalı soğutma sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri fazla olmasına rağmen, bakım gerektirmemesi, arızaların az olması, işletme maliyetlerinin düşük olması ve daha uzun ömürlü olmaları bu sistemleri avantajlı kılmaktadır.
- Soğurmalı soğutma sistemlerinde güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı, doğalgaz vb. kullanılabilmesi sayesinde sistemde ekonomiklik sağlanabilir.

- Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar (CFC) ozon tabakasına zarar verdikleri bilinmektedir fakat soğurmalı soğutma sistemlerinde ozon tabakasına bir zarar verilmesi söz konusu değildir.

1.4.8. Soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi

Sistemin termodinamik analizi aşağıdaki kabuller çerçevesinde yapılmıştır. Bunlar;

- Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartları için yapılmıştır.
- Kaynatıcı ve yoğuşturucu basınçları, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
- Soğurucu ve buharlaştırıcı basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
- Soğurucudan çıkan eriyik, soğurucu basınç ve sıcaklığında olup denge halindedir.
- Kaynatıcıdan çıkan eriyik, kaynatıcı basınç ve sıcaklığında olup denge halindedir.
- Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazında ve yoğuşturucu sıcaklığındadır.
- Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan buharı, kuru doymuş buhar fazında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
- Kaynatıcıdan çıkan soğutucu akışkan buharı, kızgın buhar olup sıcaklık ve basınç değerleri kaynatıcıyla aynıdır.
- Aynı sıcaklık ve derişim değerleri için, denge halindeki eriyik entalpisi ve dengesiz haldeki entalpi eşittir.
- Sistem içerisinde soğurucu ve yoğuşturucu aynı kaynak tarafından soğutulduğundan dolayı, soğurucu ve yoğuşturucu çıkış sıcaklıkları eşit alınmıştır. ($T_s = T_y$)
- Sistemin çevreyle olan ısı alış-verişi ihmal edilmiştir.
- Sistemde gerçekleşen bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

- Pompanın yapmış olduğu iş çok küçük olduğundan sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) kabulü yapılarak soğurmalı soğutma sistemini oluşturan her bir eleman için Süreklilik Denklemi ve Termodinamiğin I. Kanunu uygulanarak sistemin termodinamik analizi yapılmıştır.

1.4.9. Süreklilik denklemi (kütlenin korunumu denklemi)

Kütlenin korunumu, Δt zaman aralığında kontrol hacmine giren veya çıkan net kütle geçişi, Δt süresince kontrol hacmi içerisinde ki net kütle değişimine (artışa ya da azalmaya) eşittir şeklinde ifade edilir.

(Kontrol hacmi içerisinde bir kütle değişimi olmadığı kabulü yapılarak)

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \quad (1.1)$$

\dot{m}_g : Giren kütleli debi miktarı (kg/s)

$\dot{m}_ç$: Çıkan kütleli debi miktarı (kg/s)

1.4.10. Termodinamiğin I. Kanunu (enerjinin korunumu)

Bir sisteme ısı enerjisi verildiğinde bu enerji, sistemin iç enerjisindeki değişimle birlikte sisteme iş yaptıran mekanik enerjiye eşittir.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{W} \quad (1.2)$$

\dot{Q} : Sisteme verilen ısı (kW)

$\dot{m} \cdot (u_2 - u_1)$: Sistemin iç enerjisindeki değişim (kW)

\dot{W} : Sistem tarafından yapılan iş (kW)

Bir sistemin herhangi bir çevrimi için çevrim sırasında ısı alışverişi ile iş alışverişi aynı birim sisteminde birbirlerine eşit farklı birim sistemlerinde ise birbirlerine orantılı olmak zorundadır. Bu ifadelerin yapılan deneylerle doğruluğu gözlemlenmiş fakat ispat edilememektedir. (Anonim 2015)

Termodinamikte enerji, maddenin yapısına bağlı iç enerji ve koordinat eksenlerine bağlı olan kinetik enerji (E_K) ve potansiyel enerji (E_P) olarak ayrılabilir. Sistemin enerjisi E harfi ile gösterilirse;

$$E = U + E_K + E_P \quad (1.3)$$

Sistemin herhangi bir hal değişimindeki enerjisi de;

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = E_2 - E_1$$

$$= ([u_2 + \rho_2 \cdot v_2] - [u_1 + \rho_1 \cdot v_1]) + \left(\frac{1}{2}\right) m (V_2^2 - V_1^2) + m \cdot g (z_2 - z_1) \quad (1.4)$$

Bu formülde hareket olmadığında kinetik enerji sıfıra eşit alınır ve Denklem (1.4) entalpi değişimi şeklinde yazılırsa;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma \dot{m} \cdot h_c - \Sigma \dot{m} \cdot h_g \quad (1.5)$$

$\dot{m} \cdot h_c$: Çıkan entalpi (kW)

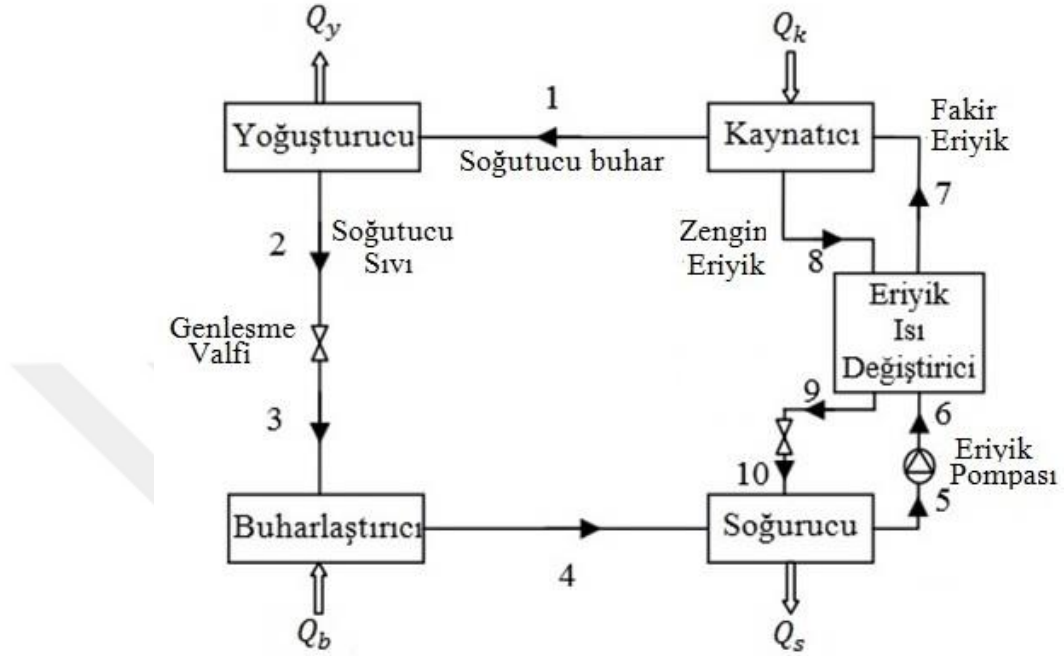
$\dot{m} \cdot h_g$: Giren entalpi (kW)

\dot{W} : Alınan veya verilen iş (kW)

\dot{Q} : Alınan veya verilen ısı (kW)

Kaynacı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucuda gerçekleşen işlemlerde bir mekanik iş olmadığından dolayı $\Sigma W = 0$ olur ve yukarıdaki eşitlik;

$$Q = \Sigma H_c - \Sigma H_g \quad (1.6)$$



Şekil 1.9. LiBr-Su eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sisteminin şematik gösterimi

Entalpi değerleri, özgül entalpi ile kütleli debi çarpımı şeklinde yazılırsa;

$$H = \dot{m} \cdot h \quad (1.7)$$

H : Entalpi (kW)

\dot{m} : Kütle akış miktarı (kg/s)

h : Özgül entalpi (kJ/kg)

Şekil 1.9 incelenerek sisteminin farklı noktalarında kütle akış oranları arasındaki ilişkiler aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (1.8)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (1.9)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (1.10)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (1.11)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (1.12)$$

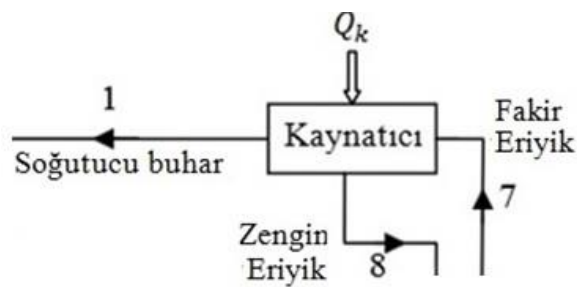
1.4.11. Lityum Bromür–Su kullanan soğurmalı soğutma sisteminin analizi

Soğurmalı soğutma sistemine ait elemanların kapasitelerinin kütleli debilerden bağımsız olarak hesaplanabilmesi için Yamankaradeniz (2002, s.255-264) dolaşım oranı formülünden yararlanılarak;

$$f = \frac{\text{Zengin Eriyiğin Kütleli Debisi}}{\text{Soğutucu Akışkanın Kütleli Debisi}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} \quad (1.13)$$

f 'in hesaplanabilmesi için Şekil 1.10'da gösterilen sistemin kaynatıcı elemanına süreklilik denklemi ve LiBr dengesi uygulanırsa;

Kaynatıcı İçin:



Şekil 1.10. LiBr- H_2O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait kaynatıcı elemanın şematik gösterimi

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (\text{Süreklilik denklemi}) \quad (1.14)$$

$$\dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8 \quad (\text{Kaynatıcıda ki LiBr dengesi}) \quad (1.15)$$

\dot{m}_7 : Fakir eriyiğin kütleli debisi (kg/s)

X_7 : Fakir eriyiğin derişimi (%)

X_8 : Zengin eriyiğin derişimi (%)

$$(\dot{m}_8 + \dot{m}_1) \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8$$

$$\dot{m}_8 \cdot X_7 + \dot{m}_1 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot X_8$$

$$\dot{m}_1 \cdot X_7 = \dot{m}_8 \cdot (X_8 - X_7)$$

$$\frac{X_7}{X_8 - X_7} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = f$$

$$\dot{m}_8 = f \cdot \dot{m}_1 \quad (1.16)$$

Sürekli denklemleri yazılarak \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{f \cdot \dot{m}_1}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1}$$

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1 \quad (1.17)$$

Her bir nokta için basınç ve sıcaklık değerleri bilinirse, bu noktalar için ilgili derişim değerleri tablolardan bulunabilir. Dolayısıyla zengin ve fakir eriyik kütleleri derişim oranına göre hesaplanabilir.

Termodinamiğin I. Kanunu kaynatıcı için yazılırsa;

$$\dot{Q}_k + H_7 = H_1 + H_8$$

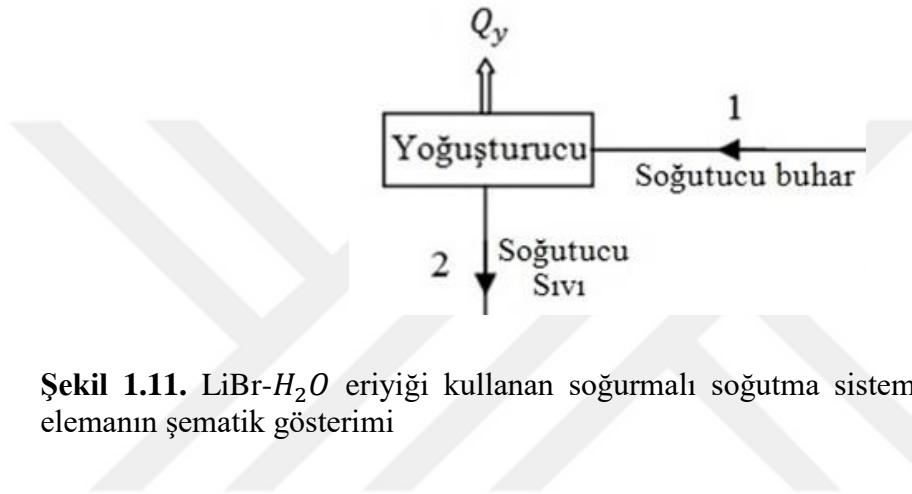
$$\dot{Q}_k + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (1.18)$$

Denklem (1.18) \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$q_k = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_1} = h_1 + (f \cdot h_8) - (f + 1) \cdot h_7 \quad (1.19)$$

Yoğuşturucu İçin:



Şekil 1.11. LiBr- H_2O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait yoğuşturucu elemanın şematik gösterimi

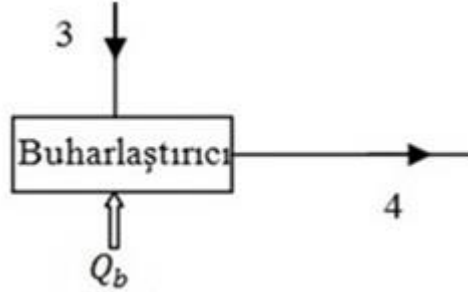
Termodinamiğin I. Kanunu yoğuşturucu için yazılırsa;

$$\dot{Q}_y + H_2 = H_1$$

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (1.20)$$

Soğurucu buharın tamamı yoğuşturucu da soğurucu sıvıya dönüştüğünden dolayı $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ 'dir. Denklem (1.20) \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$q_y = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{m}_1} = h_1 - h_2 \quad (1.21)$$

Buharlaştırıcı İçin:

Şekil 1.12. LiBr- H_2O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait buharlaştırıcı elemanın şematik gösterimi

Termodinamiğin I. Kanunu buharlaştırıcı için yazılırsa;

$$\dot{Q}_b + H_3 = H_4$$

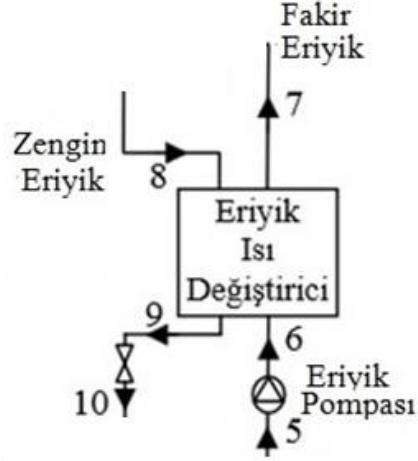
$$\dot{Q}_b = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (1.22)$$

Soğutucu akışkan kütlesi sistemin her yerinde aynı olduğundan $\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1$ 'dir.

Denklem (1.22) \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$q_b = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (1.23)$$

Eriyik Isı Değiştiricisi İçin:



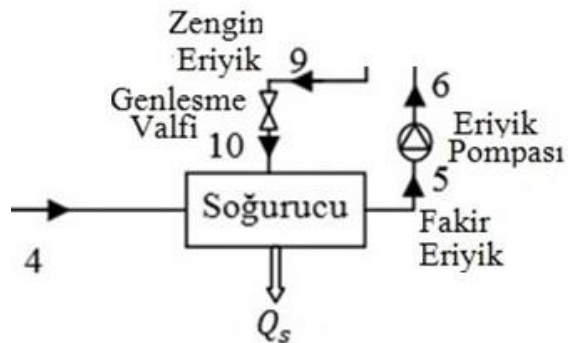
Şekil 1.13. LiBr- H_2O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait eriyik ısı değiştirici elemanın şematik gösterimi

Termodinamiğin I. Kanunu eriyik ısı değiştirici için yazılırsa;

$$H_6 + H_8 = H_7 + H_9$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (1.24)$$

Soğurucu İçin:



Şekil 1.14. LiBr- H_2O eriyiği kullanan soğurmalı soğutma sistemine ait soğurucu elemanın şematik gösterimi

Termodinamiğin I. Kanunu soğurucu için yazılırsa;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s + H_5 &= H_4 + H_{10} \\ \dot{Q}_s + \dot{m}_5 \cdot h_5 &= \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \\ \dot{Q}_s &= \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_5 \cdot h_5\end{aligned}\quad (1.25)$$

Soğutucu akışkan kütlesi sistemin her yerinde aynı olduğundan $\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1$ 'dir. Zengin ve fakir eriyik kütleleri ise eriyik ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışında aynı olduğundan $\dot{m}_{10} = \dot{m}_8$ ve $\dot{m}_5 = \dot{m}_7$ olmaktadır. Ayrıca $\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = f$ ve $\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1$ olduğundan, Denklem (1.25) \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$q_s = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_1} = h_4 + (f \cdot h_{10}) - (f + 1) \cdot h_5 \quad (1.26)$$

Soğurmalı soğutma sisteminin, soğutma tesir katsayısı (STK) değeri, birim iş başına yapılan soğutma olduğundan aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k + \dot{W}_p} \quad (1.27)$$

\dot{W}_p değeri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilirse;

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k} \quad (1.28)$$

(STK) ifadesini özgül entalpi ve kütle akış oranları şeklinde yazmak gerekirse;

Denklem (1.18) ve (1.22) yardımıyla;

$$STK = \frac{\dot{m}_4 . h_4 - \dot{m}_3 . h_3}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - \dot{m}_7 . h_7} \quad (1.29)$$

Denklem (1.8) ve (1.12) eşitliğe eklenince;

$$STK = \frac{\dot{m}_1 . (h_4 - h_3)}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_8) . h_7} \quad (1.30)$$

Denklem (1.13) dolaşım oranı (f)' in yardımıyla;

$$STK = \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + f . h_8 - (h_7 + f . h_7)}$$

$$STK = \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + f . (h_8 - h_7) - h_7} \quad (1.31)$$

Denklem (1.31)'da (STK) sadece dolaşım oranı (f) ve sistem elemanlarının özgül entalpi (h) değerlerine bağlıdır. Özgül entalpi (h) değerleri soğurmalı soğutma sisteminin her bir elemanı için tablolardan okunarak (STK) ifadesi kolaylıkla bulunabilir.

Soğurmalı soğutma sisteminin ısıtma tesir katsayısı (ITK) ise, birim iş başına yapılan ısıtma olarak ifade edilirse;

$$ITK = \frac{\dot{Q}_y + \dot{Q}_s}{\dot{Q}_k + \dot{W}_p} \quad (1.32)$$

W_p değeri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilirse;

$$\text{ITK} = \frac{\dot{Q}_y + \dot{Q}_s}{\dot{Q}_k} \quad (1.33)$$

(ITK) ifadesini özgül entalpi ve kütle akış oranları şeklinde yazmak gerekirse;

Denklem (1.12), (1.18) ve (1.25) yardımıyla;

$$\text{ITK} = \frac{(\dot{m}_1 . h_1 - \dot{m}_2 . h_2) + (\dot{m}_4 . h_4 + \dot{m}_{10} . h_{10} - \dot{m}_5 . h_5)}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - \dot{m}_7 . h_7} \quad (1.34)$$

Denklem (1.8) ve (1.11) eşitliğe eklenince;

$$\text{ITK} = \frac{\dot{m}_1 . (h_1 - h_2) + \dot{m}_1 . h_4 + \dot{m}_5 . h_{10} - \dot{m}_1 . h_{10} - \dot{m}_5 . h_5}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_8) . h_7}$$

$$\text{ITK} = \frac{\dot{m}_1 . (h_1 - h_2) + \dot{m}_1 . (h_4 - h_{10}) + \dot{m}_5 . (h_{10} - h_5)}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_8) . h_7} \quad (1.35)$$

Denklem (1.9) ve (1.12) eşitliğe eklenince;

$$\text{ITK} = \frac{\dot{m}_1 . (h_1 - h_2) + \dot{m}_1 . (h_4 - h_{10}) + (\dot{m}_1 + \dot{m}_8) . (h_{10} - h_5)}{\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_8 . h_8 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_8) . h_7} \quad (1.36)$$

Denklem (1.13) ile dolaşım oranı (f)' in yardımıyla;

$$\text{ITK} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_{10}) + (1 + f) . (h_{10} - h_5)}{h_1 + f . h_8 - (h_7 + f . h_7)}$$

$$\text{ITK} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_{10}) + (1 + f) . (h_{10} - h_5)}{h_1 + f . (h_8 - h_7) - h_7} \quad (1.37)$$

Denklem (1.31)'de bulduğumuz (STK) değerinde olduğu gibi Denklem (1.37)'de görüldüğü üzere (ITK) sadece dolaşım oranı (f) ve sistem elemanlarının özgül entalpi (h) değerlerine bağlıdır. Bu iki denklem sayesinde (STK) ve (ITK) değerleri sistem elemanları için gerekli basınç ve sıcaklık değerleri ile dolaşım sayesinde kolaylıkla bulunabilir.

Yukarıda bulduğumuz (STK) ve (ITK) değerlerinin ulaşabileceği en yüksek değerler, aynı kaynaklar arasında çalışan ideal bir soğurmalı soğutma sisteminin (STK) ve (ITK) değerleridir. Gerçek soğurmalı soğutma sisteminin veriminin en yüksek olması için gerçek değerlerin ideal değerlere mümkün olduğunca yakın olması istenir. Ulaşabileceğimiz en yüksek (STK) ve (ITK) değerleri için ideal bir soğurmalı soğutma sisteminin çevrimini inceleyelim.

1.4.12. İdeal bir çevrimin soğutma tesir katsayısı (STK,I)

Sistemin enerji dengesi yazılırsa;

$$\dot{Q}_b + \dot{Q}_k + \dot{W}_p = \dot{Q}_y + \dot{Q}_s \quad (1.38)$$

\dot{W}_p değeri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilirse;

$$\dot{Q}_b + \dot{Q}_k = \dot{Q}_y + \dot{Q}_s \quad (1.39)$$

Carnot çevriminde ısı kaynağı tarafından alınan ısının, atık ısı kaynağına atılan ısıya oranını, bu ısı kaynaklarının mutlak sıcaklıkları ile orantılı olduğunu göstermiştir. Böylece kuramsal verimin yalnızca sıcak ısı kaynağı ve atık ısı kaynağının sıcaklıklarına bağlı olduğu, sistemi çalıştıran maddelerden bağımsız olduğu anlaşıldı.

Carnot çevrimini tersinir bir süreç olması nedeniyle, eğer çevrim ters yönde işletilirse ısının mekanik iş yapmak koşulu ile soğuk bir yerden sıcak bir yere taşınabileceği ortaya çıkar. Buda soğutma sistemlerinin işleyişinin temelidir.

Carnot'un bulduğu bir diğer önemli sonuçta aynı sıcak ısı kaynağı ile atık ısı kaynağı arasında çalışan tüm tersinir makinelerin, Carnot ısı makinesiyle aynı verime sahip oldukları, tersinir olmayan makinelerin verimlerinin ise Carnot makinesi veriminden daha düşük olduğudur. Böylece ısının “hareket gücü” bu gücü ortaya çıkaran sistemin özelliklerinden bağımsız olarak ısının aktarıldığı kaynakların sıcaklıkları ile belirleniyordu. Bu bize Termodinamiğin II. Kanununu verir.

Yukarıda bahsedilen sebeplerden yola çıkarak sisteme Carnot teoremi uygulanırsa Denklem (1.39) şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{\dot{Q}_b}{T_b} + \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \frac{\dot{Q}_y}{T_y} + \frac{\dot{Q}_s}{T_s} \quad (1.40)$$

Yoğuşturucu ile soğurucu aynı soğutucu tarafından soğutulduğundan dolayı Denklem (1.40) eşitliğine ($T_y = T_s$) ifadesi eklenirse;

$$\frac{\dot{Q}_b}{T_b} + \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \frac{\dot{Q}_y + \dot{Q}_s}{T_y} \quad (1.41)$$

($\dot{Q}_y + \dot{Q}_s$) değeri yerine Denklem (1.39) bulunan ($\dot{Q}_b + \dot{Q}_k$) değeri yazılırsa;

$$\frac{\dot{Q}_b}{T_b} + \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_k}{T_y} \quad (1.42)$$

Denklem (1.42) eşitliğinin her iki tarafı $\left(\frac{T_k}{\dot{Q}_k}\right)$ ifadesi ile çarpılırsa;

$$\begin{aligned}
\frac{\dot{Q}_b \cdot T_k}{T_b \cdot \dot{Q}_k} + 1 &= \frac{(\dot{Q}_b + \dot{Q}_k) \cdot T_k}{T_y \cdot \dot{Q}_k} \\
1 - \frac{T_k}{T_y} &= \frac{\dot{Q}_b \cdot T_k}{T_y \cdot \dot{Q}_k} - \frac{\dot{Q}_b \cdot T_k}{T_b \cdot \dot{Q}_k} \\
\frac{(T_y - T_k)}{T_y} &= \frac{\dot{Q}_b \cdot T_k}{\dot{Q}_k} \left(\frac{1}{T_y} - \frac{1}{T_b} \right) \\
\frac{\dot{Q}_b \cdot T_k}{\dot{Q}_k} &= \left(\frac{[T_y - T_k]}{T_y} \right) \left(\frac{T_y \cdot T_b}{[T_b - T_y]} \right) \\
\frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k} &= (T_y - T_k) \left(\frac{T_b}{[T_b - T_y]} \right) \left(\frac{1}{T_k} \right) \\
\text{STK,I} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k} &= \frac{T_b}{T_k} \left(\frac{[T_y - T_k]}{[T_b - T_y]} \right) \quad (1.43)
\end{aligned}$$

Denklem (1.31)'de (STK) sadece dolaşım oranı (f) ve sistem elemanlarının özgül entalpi (h) değerlerine bağlıydı. Özgül entalpi (h) değerleri soğurmalı soğutma sisteminin her bir elemanı için tablolardan okunarak (STK) ifadesi kolaylıkla bulunabilirdi. Denklem (1.43)'de ise soğurmalı soğutma makinesine ait İdeal Soğutma Tesir Katsayısı (STK,I) bulunmuştur. Bulunan bu (STK,I) ifadesi daha basite indirgenmiş ve soğurmalı soğutma sisteminin her bir elemanına ait sadece sıcaklık değerleri bilinerek (STK,I) ifadesinin bulunabileceğini bize göstermiştir.

1.4.13 İdeal bir çevrimin ısıtma tesir katsayısı (ITK,I)

Sistemin enerji dengesi yazılır ve W_p değeri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilirse;

$$\dot{Q}_b + \dot{Q}_k = \dot{Q}_y + \dot{Q}_s \quad (1.44)$$

Yukarıda daha önceden bahsi geçen sebeplerden yola çıkarak sisteme Carnot teoremi uygulanırsa Denklem (1.44) şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{\dot{Q}_b}{T_b} + \frac{\dot{Q}_k}{T_k} = \frac{\dot{Q}_y}{T_y} + \frac{\dot{Q}_s}{T_s} \quad (1.45)$$

Yoğuşturucu ile soğurucu aynı soğutucu tarafından soğutulduğundan dolayı Denklem (1.45) eşitliğine ($T_y = T_s$) ifadesi eklenir ve denklemin her iki tarafı $\left(\frac{T_y}{\dot{Q}_k}\right)$ ile çarpılırsa;

$$\frac{\dot{Q}_b \cdot T_y}{\dot{Q}_k \cdot T_b} + \frac{T_y}{T_k} = \frac{(\dot{Q}_y + \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_k} \quad (1.46)$$

Denklem (1.43)'den ($STK,I = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k}$) alınarak, Denklem (1.46)'ya uygulanırsa;

$$\frac{(\dot{Q}_y + \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_k} = \frac{T_y}{T_b} (STK,I) + \frac{T_y}{T_k} \quad (1.47)$$

Denklem (1.43)'den (STK,I) değeri yerine yazılırsa;

$$\frac{(\dot{Q}_y + \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_k} = \frac{T_y}{T_k} \left(\frac{[T_y - T_k]}{[T_b - T_y]} \right) + \frac{T_y}{T_k}$$

$$\frac{(\dot{Q}_y + \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_k} = \frac{T_y \cdot [T_y - T_k] + T_y \cdot [T_b - T_y]}{T_k \cdot [T_b - T_y]}$$

$$ITK,I = \frac{(\dot{Q}_y + \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_k} = \frac{T_y}{T_k} \left(\frac{[T_b - T_k]}{[T_b - T_y]} \right) \quad (1.48)$$

Yukarıda bulunan değerler incelendiğinde soğurmalı soğutma sistemlerinin performansını üç sıcaklığın belirlediği görülür. Bunlar;

- Buharlaşma sıcaklığı (T_b).
- Yoğuşma sıcaklığı (T_y). (Bu sıcaklığın soğurucu çıkış sıcaklığı (T_s)'ye eşit olduğu kabul edilir)
- Kaynatıcı ıkış sıcaklığı (T_k).

Hlbuki buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sisteminin çalışma koşullarını tayin etmek için iki sıcaklık (yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları) yeterli olmakta idi.

1.4.14. Soğurmalı soğutma sisteminde Termodinamiğin II. Kanunu

Termodinamiğin I. Kanunu'na dayanan klasik enerji analizleri genelde enerjinin miktarını değerlendirir. Termodinamiğin II. Kanunu'na dayanan ekserji analizleri ise enerjinin kullanılabilirliğini belirtir. Termodinamiğin II. Kanunu karmaşık termodinamik sistemleri analizinde başvurulan bir yöntemdir.

Termodinamiğin II. Kanunu: Isı yalnızca sıcak bir nesneden soğuk bir nesneye doğru akar. Isı transferi soğuk bir nesnenin molekül hareketini arttırarak, bu nesnenin içsel karmaşasını arttırır. Bu parametre **entropi** olarak isimlendirilir. Adyabatik bir sistemde ne tür bir değişme olursa olsun sistemin entropisi artar ya da değişmez ancak hiçbir zaman azalmaz.

Ekserji: Bejan (1996)'a göre ekserji belirli bir enerjiye sahip akışkanın evre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesidir. Bir sistemden elde edilecek en fazla iş, sistemin belirli başlangıç halinden tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (l hal) gelirse elde edilir. Bu da sistemin başlangıç halinde yararlı iş potansiyelini göstermektedir ve ekserji (kullanılabilirlik) diye tanımlanır.

Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar;

- Sürtünme kayıpları

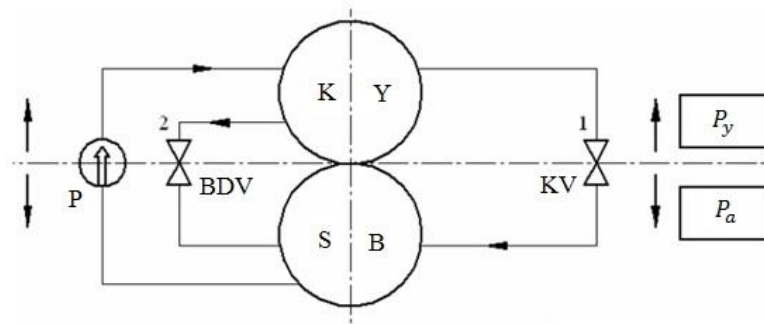
- Sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi
- Ani genişleme
- Sıkıştırma gibi olaylardır.

Soğurmalı soğutma sistemlerinde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılan olaylara benzerdir. Ayrıca soğurmalı sistemlerde, bunlara ilave olarak soğurucu ve kaynatıcıda meydana gelen karışım kayıpları da eklenir. (Şencan, 2005)

Bir sistemin ekserji analizi sistem içerisindeki tersinmezliklerin nerelerde olduğunu belirlemektir. Enerjinin en çok fayda sağlayan şekilde kullanılabilmesi için tersinmezliklerin en az şekilde tutulması istenir. Yani en yüksek ekserji'ye ulaşılmalıdır.

1.4.15. Soğurmalı soğutma sisteminin basınç bölgeleri

Soğurmalı soğutma sistemlerinde iki adet akışkan devresi ve iki adet basınç bölgesi vardır. Şekil 1.15'de bu bölgeler rahatlıkla görülmektedir.



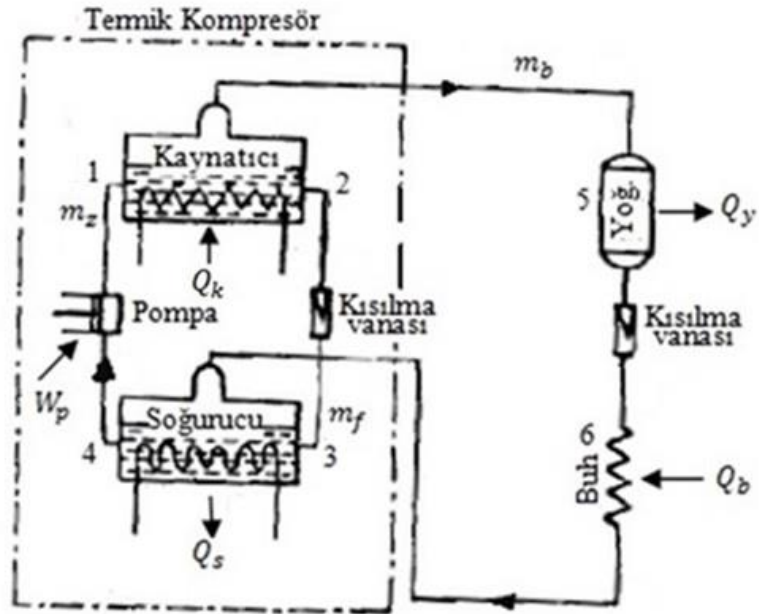
Şekil 1.15. Soğurmalı soğutma sistemine ait basınç bölgeleri(Şahin 2006)

| | |
|-------|---------------------------|
| BDV | : Basınç Dengeleme Vanası |
| KV | : Kısılma Vanası |
| P_y | : Yüksek Basınç Bölgesi |
| P_a | : Alçak Basınç Bölgesi |

Soğurmalı soğutma sisteminde kaynatıcı ve yoğuşturucu basınçları ile buharlaştırıcı ve soğurucu basınçları aynıdır. Şekil 1.15’de görüldüğü üzere kaynatıcı ve yoğuşturucu yüksek basınç bölgesinde, buharlaştırıcı ve soğurucu ise alçak basınç bölgesinde yer almaktadır.

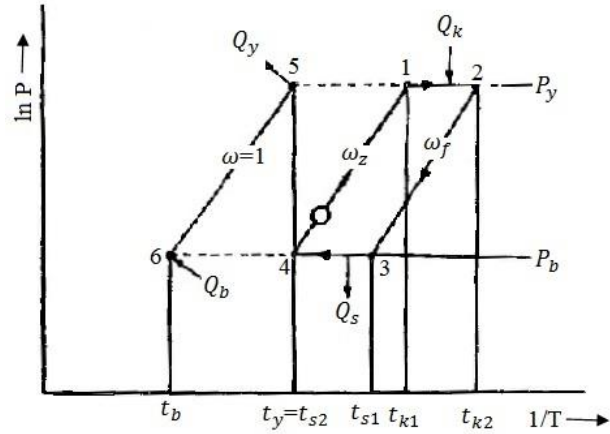
1.4.16. Soğurmalı soğutma sistemine ait basınç sıcaklık diyagramı

Termodinamik analiz kısmında gösterildiği üzere sisteme ait (STK) ve (ITK) değerlerinin tespiti için her bir elemanın entalpi değerleri ve eriyik derişimlerinin bilinmesi gerekir.



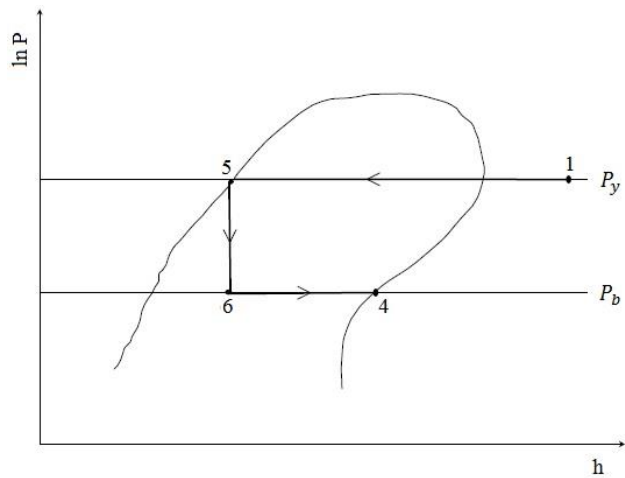
Şekil 1.16. Soğurmalı soğutma sistemine ait şematik gösterim (Ayber 1986)

Amonyak–su eriyiği kullanan bir soğurmalı soğutma sisteminde eriyiğe ait derişim ve sıcaklıkların tespiti için Şekil 1.16’de şeması verilen sisteme ait basınç–sıcaklık ($\ln P-1/T$) ve basınç–entalpi ($\ln P-h$) diyagramları kullanılır. Soğurmalı soğutma sistemine ait bir ($\ln P-1/T$) diyagramı aşağıda görülmektedir.



Şekil 1.17. Soğurmalı soğutma sistemine ait ($\ln P-1/T$) diyagramı (Ayber 1986)

- 1-2-3-4 : Termik kompresör bölümü
 t_b : Buharlaşma sıcaklığı
 t_y : Yoğuşturucu sıcaklığı
 t_{s1} & t_{s2} : Soğurucu giriş ve çıkış sıcaklığı
 t_{k1} & t_{k2} : Kaynaticı giriş ve çıkış sıcaklığı
 ω_f : Fakir eriyik derişimi
 ω_z : Zengin eriyik derişimi
 P_y : Yoğuşturucu basıncı
 P_b : Buharlaştırıcı basıncı



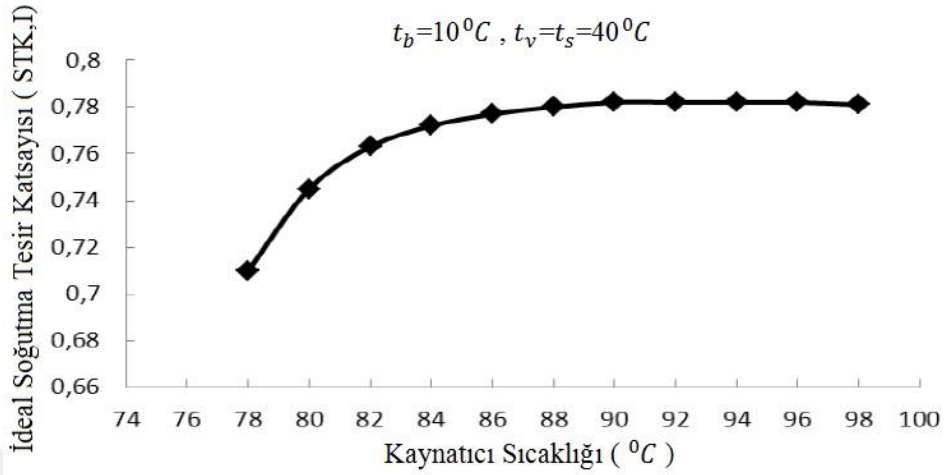
Şekil 1.18. Soğurmalı soğutma sistemine ait ($\ln P-h$) diyagramı (Ayber 1986)

Şekil 1.17 ve Şekil 1.18 incelendiğinde buharlaşma sıcaklığının, buharlaşma basıncı ile soğurucu basıncı (P_b)'yi tayin ettiği anlaşılır. Kaynaticıdan çıkan fakir eriyiğin ulaşabileceği en yüksek sıcaklığı ise kaynaticıya verilen (Q_k) ısısı belirler. (Q_k) ısısı bilirse 2 noktası ve fakir eriyiğin derişimi (ω_f) belirlenebilir. Genellikle yoğuşturucu ve soğurucu arasında aynı soğutma suyu kullanıldığından dolayı 4 ve 5 noktalarına ait zengin eriyiğin soğurucudan çıkış sıcaklığı ile yoğuşturucunun yoğuşma sıcaklıkları ($t_{s2}=t_y$) aynı olur. Böylece 4 noktası ve zengin eriyiğin derişimi (ω_z) bulunmuş olur. Bu diyagramda görülen basınç ve sıcaklık ilişkileri doymuş hale aittir. Gerçekte ise pompadan çıkışta zengin eriyik 1 noktasına karşılık gelen doyma sıcaklığına henüz ulaşmamıştır. Aynı şekilde genişleme valfinden çıkan fakir eriyikte aşırı doymuş durumdadır ve 3 noktasında gerçekte sıvı-buhar karışımı vardır. Bu durumların düzeltilmesi için soğurucu ile kaynaticı arasında bir ısı değıştiricisi kullanılır. Bu sayede kaynaticıdan çıkan fakir eriyiğin ısısı, pompadan çıkan zengin eriyiğin ısıtılmasında kullanılarak, zengin eriyik kaynaticıya girişte ve fakir eriyik soğurucuya girişte doyma sıcaklıklarına yaklaşmış olur.

Kaynaticıdan çıkan soğutucu akışkan buharı 1 noktasından 5 noktasındaki yoğuşturucuya gelir. Burada yoğuştuktan sonra 5 ile 6 arasındaki hareketinde kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıda buharlaşmak suretiyle ortamdaki soğutma ısısını çeker.

Sistemde zengin ve fakir eriyikler arasındaki fark ($\omega_z - \omega_f$) büyüdükçe kaynama ($t_{k2} - t_{k1}$) ve soğurma ($t_{s1} - t_{s2}$) sıcaklıkları arasındaki farklarda artar.

1.4.17. Sistem veriminin kaynatıcı sıcaklığına göre değişimi



Şekil 1.19. Tek kademeli soğurmalı soğutma sistemine ait (STK,I) değerinin kaynatıcı sıcaklığına bağlı değişimi (Horuz 2013)

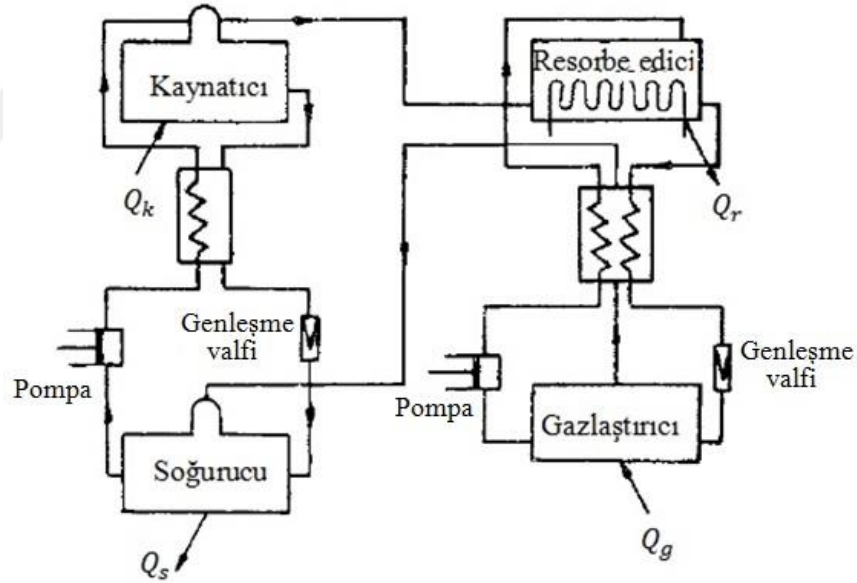
Şekil 1.19’de görüldüğü üzere kaynatıcı sıcaklığı arttıkça sistemin (STK,I) ifadesinin de arttığı görülmektedir. Ancak bu artış (STK,I) = 0,78 değerinden sonra yatay bir değişim göstermektedir. Araştırmalar tek kademeli bir sisteme ait (STK,I) ifadesinin kaynatıcı sıcaklığı ne kadar artarsa artsın belirli bir değerden sonra sabit kaldığını göstermektedir. Tek kademeli sistemin (STK,I) değerinin 0,78 civarında olması ve kaynatıcı sıcaklığı ne kadar artarsa artsın (STK,I) değerinde bir artışa yol açmadığından, iki kademeli sistemlerle yüksek sıcaklığa sahip kaynatıcı sıcaklıklarının daha performanslı bir şekilde değerlendirilmesi mümkün olabilmektedir.

1.4.18. Resorbsiyonlu soğutma makinesi

Soğutucu akışkanın yoğuşturucuda yoğuşması sabit sıcaklıkta meydana gelir. Fakat ısıyı alan soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında 5–10°C sıcaklık farkı bulunur. Bu fark tersinir olmayan bir durumdur. Aynı durum buharlaştırıcıda da meydana gelir. Daha çok büyük sistemlerde uygulanan bir yöntem olan resorbsiyonla tersinmezlik sonucu oluşan kayıpları azaltmak için soğutucu akışkanın sıvılaştırılması işlemini yoğuşurma şeklinde gerçekleştirmek yerine, soğutucu akışkanın bir eriyik tarafından

soğurulması (resorbsiyon) yolu ile meydana gelmesi düşünülmüştür. Aynı şekilde buharlaştırıcıda gerçekleşen soğutma işleminin de, soğutucu akışkanın buharlaştırılması yerine, resorbsiyon neticesinde elde edilen zengin eriyikten soğutucu akışkanın gazlaştırılması ve bu sayede çevreden ısı çekilmesi yolu ile yapılması daha fazla soğutma yükü sağlayacaktır. Bu işlem sonucunda sıcaklık kayıpları azalacağından dolayı soğurucuya dönen soğutucu akışkanın sıcaklığı daha yüksek olacaktır. Bu yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan soğurucuya verilmesi gereken ısı miktarını da düşürecektir.

Yoğuşturucu yerine resorbe edici ve buharlaştırıcı yerine gazlaştırıcı kullanılan bir resorbsiyonlu soğutma makinesinin şeması Şekil 1.20'de gösterilmiştir.



Şekil 1.20. Resorbsiyonlu bir soğutma makinesi şeması (Ayber 1986)

Kaynaticıdan gelen soğutucu akışkan buharı resorbsiyon edicinin fakir eriyiği tarafından yutulur. Böylece resorbe edicide soğurucu eriyik, soğutma suyunun giriş sıcaklığına kadar soğuturken, soğutma suyu, fakir eriyiğin resorbe ediciye giriş sıcaklığına kadar ısınır. Bu sayede resorbe edici ile soğutma suyu arasında tam ve tersinir bir ısı transferi gerçekleşir. Resorbe ediciden çıkan zengin eriyik genleşme valfinden geçirilmek

suretiyle gazlaştırıcıya gönderilir. Zengin eriyik gazlaştırıcı da çevreden ısı olarak t_b sıcaklığında buharlaşır. Bu serbest kalan buhar halindeki soğutucu akışkan soğurucuya gider. Böylece çevrim tamamlanmış olur. Bu sistemde gazlaştırıcı soğurmalı sistemdeki buharlaştırıcının yerini alır.

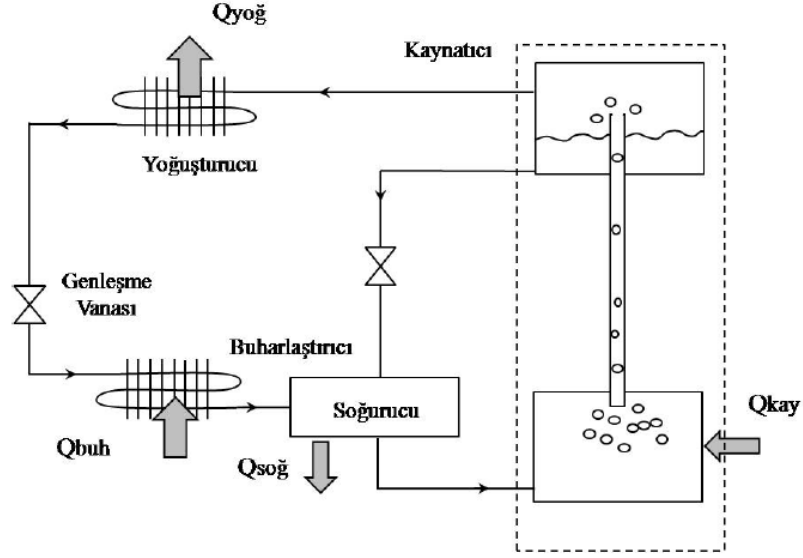
1.4.19. Pompasız soğurmalı soğutma sistemleri

a. LiBr- H₂O kullanan kendinden dolaşimli soğurmalı soğutma sistemi

Soğurmalı bir soğutma sistemi için gerekli olan asıl enerji, ısı enerjisi olmasına rağmen, dolaşım pompasını çalıştırmak için bir miktar elektrik enerjisine ihtiyaç vardır. Fakat uygulamada dolaşım pompası olmadan çalışan bazı sistemler de mevcuttur. Böyle bir sistemde çalışma sıvısı, kabarcık pompası olarak bilinen bir termosifon etkisiyle kendiliğinden dolaşıma katılır.

Literatürde LiBr/H₂O kullanan ve tek kademeli sisteme dayanan bir kendinden dolaşimli soğurmalı soğutma sistemi geliştirilmiştir. Soğutucu olarak suyun kullanıldığı bu sistemde yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farklılığı oldukça düşüktür ve hidrostatik seviye ilkesinden yararlanılarak muhafaza edilebilmektedir. Soğurucudan gelen çözeltiyi, kaynatıcıya bir kabarcık pompası yardımıyla gönderilir. Kaynatıcı içerisinde bulunan zayıf soğutucu çözelti, yerçekiminin etkisiyle soğurucuya geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle çözelti aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır. (Şekil 1.21)

Yüksek sıcaklık ve yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farklılığı yüzünden soğurucu yoğunlaştırıcı'nun 7 m altına ve buharlaştırıcı da kaynatıcının 10 m altına yerleştirilir. Bu makinenin en alçak ve en yüksek noktası 14 m' dir, bu da sistem içindeki 1 barlık basınç farkını karşılar.



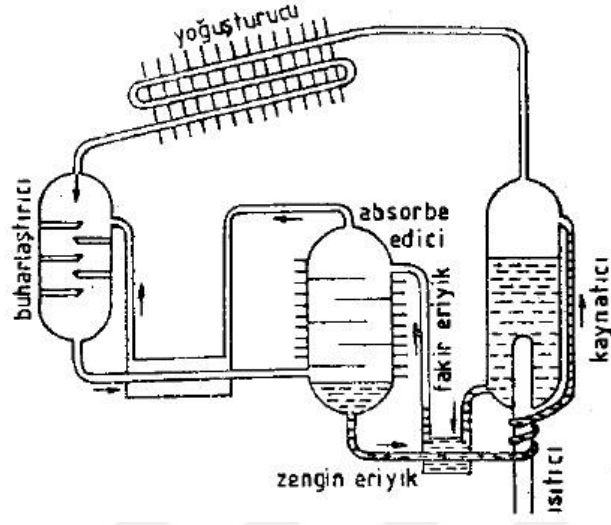
Şekil 1.21. Kabarcık pompalı kaynatıcı grubu (Dön 2010)

b. Difüzyon (yayılma) soğurmalı soğutma çevrimi

Difüzyon soğurmalı soğutma çevrimi kendinden dolaşımli soğurmalı soğutma sisteminin bir başka çeşididir. Bu sistemde yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farkı bir kabarcık pompasıyla aşılamayacak kadar büyüktür.

Genel soğurmalı soğutma sistemlerinde eriyiğin sistem içerisindeki dolaşımı soğurucu ile kaynatıcı arasına konulan bir eriyik pompası vasıtasıyla sağlanır. Daha çok küçük soğutma tesislerinde kullanılan bu yöntemle soğurucu ile buharlaştırıcı arasında nötr bir gaz kullanılır. Bu gazın farklı kısmi basınçlarından yararlanarak sistem içerisindeki basınç farkını dengelemek mümkün olur. Bu yüzden böyle bir sistemde basınç farklılığına ve kabarcık pompasına gerek kalmayacağı için böyle bir sistemin her yerinde basınç aynı olur ve eriyiği sıkıştırmak için bir pompaya ihtiyaç duyulmaz.

“Genellikle Amonyak–Su eriyiği kullanılan sistemlerde uygulanan bu yöntemde seçilecek nötr gazın Amonyak–Su eriyiğinden daha hafif olması istenir. Ayrıca nötr gazın niteliği öyle olmalıdır ki, Amonyakın bu gaz içerisindeki difüzyonu kolaylıkla gerçekleşsin. Sistem şeması Şekil 1.22’de gösterilmiştir.” (Ayber 1986)

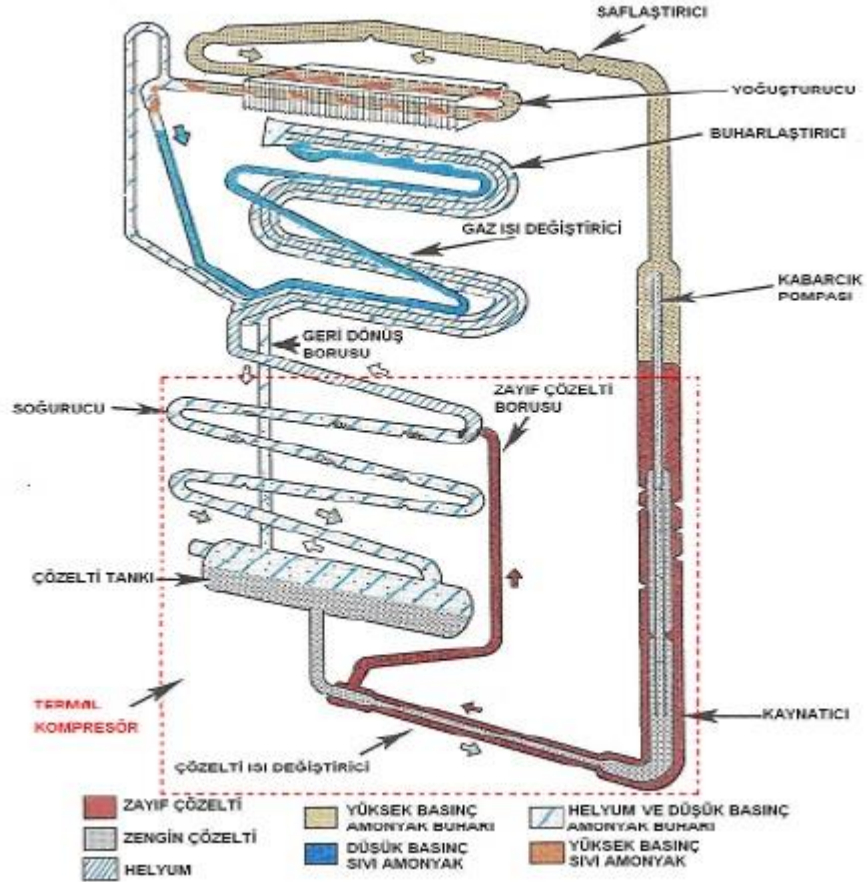


Şekil 1.22. Difüzyon soğurmalı soğutma makinesinin şematik gösterimi (Ayber 1986)

Amonyak–Su kaynatıcıda ısıtılması ile buharlaşan amonyak buharı yoğuşturucuda yoğuşur ve sıvı haldeki amonyak buharlaştırıcıya ulaşır. Buharlaştırıcı soğurucudan biraz daha yükseğe yerleştirilmiştir. Bu işlemler sırasında kaynatıcıdan hidrojen gazıda açığa çıkacaktır ve gaz tüm sisteme dağılır. Bu sayede sistemin her noktasında basınç aynı olur. Yoğuşturucudan gelen sıvı amonyak buharlaştırıcıda, kaynatıcıdan gelen hidrojen içerisinde difüzyonla buharlaşır. Buharlaşma sonucunda çevreden ısı alınarak gerekli soğutma yükü sağlanır. Aynı zamanda soğurucudan çıkan hidrojen buharlaştırıcının üst tarafına girişte, amonyak kısmi basıncının düşmesine sebep olur. Böylece buharlaştırıcı içerisinde amonyak yoğunluğu ve buna bağlı olarak amonyağın kısmi buhar basıncı artar. Buharlaştırıcının üst kısmında oluşan basınç alt kısmında oluşan basınçtan daha düşüktür yani buharlaştırıcı içerisinde farklı buharlaşma sıcaklıkları meydana gelir. Buharlaştırıcının üst kısmı alt kısmına nazaran daha soğuk olur. Buharlaştırıcının alt kısmındaki amonyak bakımından zengin karışım yoğunluk farkı nedeniyle soğurucuya döner. Buna karşılık soğurucunun üst kısmındaki hidrojen bakımından zengin ve daha hafif olan karışım buharlaştırıcının üst kısmına döner. Böylece soğurucu ile buharlaştırıcı arasında doğal bir gaz dolaşımı sağlanmış olur. Amonyak bakımından zengin gaz soğurucuda kaynatıcıdan gelen amonyakça fakir eriyik tarafından yutulur. Elde edilen zengin eriyik ısıtıcıda ısıtılarak kaynatıcıya ulaşır. Eğer buharlaştırıcı ile soğurucu arasına bir ısı değiştiricisi uygulanırsa; soğurucudan

gelen amonyak bakımından fakir karışım, buharlaştırıcıdan gelen amonyak bakımından zengin eriyiğe ısını verir. Böylece buharlaştırıcının soğutma gücü ve sistem verimi artar. Sistem verimi arttıracak diğer bir yöntemse soğurucu ile kaynatıcı arasına bir ısı değiştiricisi uygulamaktır. Bu ısı değiştiricisinde soğurucudan çıkan zengin eriyik, kaynatıcıdan gelen fakir eriyik yardımıyla ısıtılır. Böylece kaynatıcı ve soğurucunun ısı yükleri azalmış olur.

Buharlaştırıcı ve soğurucuya yardımcı bir gaz verildiği için, yine buharlaştırıcı ve soğurucudaki amonyak miktarı, buharlaştırıcı içindeki gerekli olan sıcaklığa karşılık gelecek şekilde düşük tutulur. Yardımcı gaz, hidrojen veya helyum gibi yoğunlaştırılmaz bir gaz olmalıdır. Bu sistemin üstün özelliklerinden birisi elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilir olmasıdır. Sistem uzun bir süre ev buzdolaplarında kullanılmıştır. Hareketli parçası olmadığından dolayı bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkarmaz. Buzdolaplarında kullanılan sistemin şeması Şekil 1.23'de görülmektedir.

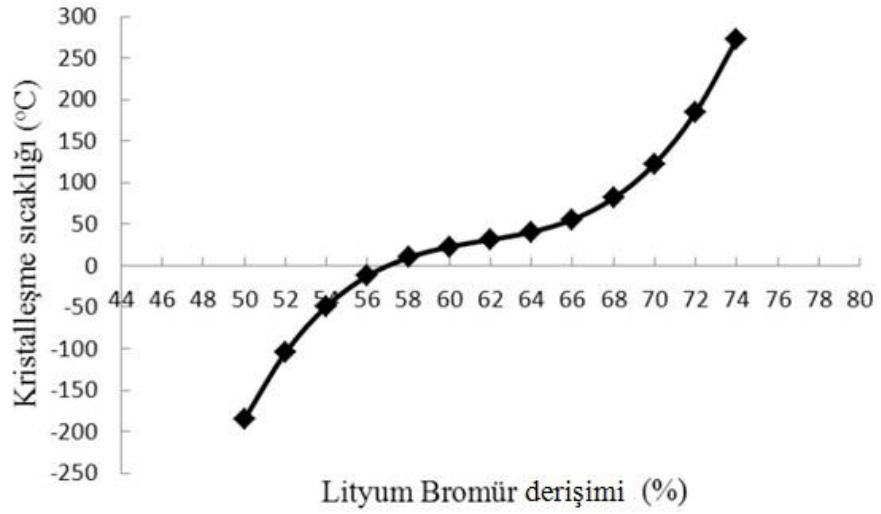


Şekil 1.23. Buzdolaplarında kullanılan sistemin şematik gösterimi (Çamur ve Özbaş 2010)

1.4.20. Lityum Bromür–Su eriyiği kullanılan soğurmalı soğutma sistemlerinde kristalleşme sorunları

Lityum Bromür–Su eriyiği kullanılan sistemlerin en önemli dezavantajı lityum bromürün kristalleşme durumudur. Lityum Bromür katı haldeyken kristal yapıya sahiptir. Soğurmalı soğutma sistemlerinde ise su, lityum bromür içerisinde çözünerek kullanılır. Lityum Bromürün, Su ile yapmış olduğu eriyiğin belirli bir derişim değerine karşılık gelen minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu minimum eriyik sıcaklığının altına ki sıcaklıklara inildiğinde Lityum Bromür katılaşmaya başlar. Bu katılaşma işlemi kristalleşme olarak adlandırılır.

Şekil 1.24’de sistem içerisindeki Lityum Bromürün derişimine bağlı olarak kristalleşme sıcaklığı verilmiştir. Sistemin hiçbir noktasında hiçbir akışkanın katı hale geçmesi istenmediğinden, kristalleşme sıcaklığı kontrol edilmelidir. Bu değer sistemin çalışma aralığını da belirleyen bir değerdir. Şekil 1.24’de görüleceği üzere lityum bromürün derişimi arttıkça, kristalleşme sıcaklığı artmaktadır.



Şekil 1.24. Lityum bromür derişiminin kristalleşme sıcaklığı (Horuz 2013)

Soğurmalı soğutma sistemlerinde kristalleşme olayının gerçekleşme ihtimalinin en yüksek olduğu yer eriyik ısı değiştiricisidir. Burada kaynatıcıdan soğurucuya dönmekte olan lityum bromür bakımından zengin eriyik, soğurucudan kaynatıcıya gönderilen fakir eriyiğın ön ısıtılmasında kullanıldığından dolayı eriyik ısı değiştiricisi içerisinde ısısını veren zengin eriyiğın kristalleşme sıcaklığına kadar inebilme ihtimali vardır. Bu durumda kristalleşen lityum bromür, eriyik ısı değiştiricisi içerisindeki akışı tıkayarak sistemi çalışmaz hale getirebilir.

Kristalleşme olayının üç temel nedeni vardır;

1. Pompalama sisteminde bir sorun olduğu zaman kristalleşme engelleme sistemi çalışmaz.
2. Yoğuşturucu soğutma suyu soğurucuda kullanıldığından dolayı, bu soğutma suyu sıcaklığının ani bir şekilde düşmesi soğurucu sıcaklığıyla beraber fakir eriyiğin sıcaklığının da düşmesine sebebiyet verir. Bu durumda zengin eriyiğin sıcaklığı da düşeceğinden dolayı eriyik ısı değiştiricisinde lityum bromürün kristalleşmesi ihtimali doğar. Kristalleşmenin önlenmesi için soğutma suyunun kesilmesi gerekir.
3. Sisteme hava sızıntılarının olması soğurucu basıncını arttıracığından buharlaştırıcı kapasitesini sınırlandırır. Buharlaştırıcı kapasitesinin azalması buharlaştırıcı soğutma suyu sıcaklığını ve buna bağlı olarak kaynatıcı sıcaklığını arttırır. Yüksek kaynatıcı sıcaklığı sonucu yoğuşturucuya daha fazla soğutucu akışkan akışı gerçekleşir ve kaynatıcı içerisindeki lityum bromürün derişimi artar. Bu işlemler sırasında soğurucuda daha az bir ısı yükü oluşur ve soğurucuyu terk eden fakir eriyiğin sıcaklığı düşer. Düşük fakir eriyik sıcaklığı eriyik ısı değiştiricisinde zengin eriyiğin sıcaklığını düşürerek kristalleşmeyi başlatabilir.

Yoğuşturucu ve soğurucu soğutma sularının aynı anda kesilmesi soğurucu sıcaklığının düşmesini engelleyeceğinden dolayı kristalleşme önlenbilir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

1859 yılında Amerika Birleşik Devletlerinde Ferdinand Carre tarafından soğutucu akışkan olarak NH_3 , soğurucu olarak H_2O kullanılarak ilk soğurmalı soğutma makinası yapılmış ve 1860 yılında patenti alınmıştır. (Dön 2010)

Jeong et al (1998), düşük değerdeki atık ısı için soğurmalı ısı pompası çalışması yapmışlar ve kaynatıcıya verilen ısı yük arttıkça ısıtma kapasitesinin arttığı ancak COP değerinin düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Sun (1998), yaptığı çalışmada soğurmalı sistemlerde NH_3 'ün etkilerini incelemiştir. NH_3-H_2O , NH_3-LiNO_3 ve $NH_3-NaSCN$ akışkan çiftlerinin tek etkili soğurmalı soğutma çevriminde termodinamik analizlerini yapmış ve en yüksek COP değerine $NH_3-NaSCN$ akışkan çiftinin ulaştığını belirlemiş, en küçük COP değerine ise NH_3-H_2O akışkan çiftinin sahip olduğu sonucuna ulaşmıştır.

De Francisco et al (2002)'de düşük soğutma kapasiteli güneş enerjili destekli NH_3-H_2O akışkan çifti kullanan soğurmalı soğutma sisteminin bir örneğini üretmiş ve test etmişlerdir. Beklenen sonuçlara ulaşabilmek için sistemde bazı değişiklikler yapmışlardır. Güneş enerjisini depolayan yağ tankını kaldırıp, kaynatıcıyı direkt olarak kendi güneş enerjisi toplayıcısıyla besleyerek tasarımın daha az karmaşık olmasını sağlamak, diğer bir akışkana ve pompasına olan ihtiyacı ortadan kaldırmak, soğurucu ve yoğunlaştırucuda küçük fotovoltaik panel ile beslenen küçük fanlar ile ısı atımını kolaylaştırmak gibi bazı değişikliklerin yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Syed et al (2005), 2003 yılında yaptığı çalışmada yazın Madrid'de (ispanya) bulunan örnek bir ev için tasarlanmış güneş enerjili soğutma sisteminin deneysel sonuçlarını incelemektedir. Sistemde güneş enerjisinden faydalanmak için $50 m^2$ düzlemsel toplayıcı kullanılmıştır. Toplayıcıdan sağlanan sıcak su, 35 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili soğurmalı soğutma sisteminin çalıştırılmasında kullanılmaktadır.

Soğurmalı soğutma sisteminin çalışma akışkanı olarak LiBr-H₂O seçilmiştir. Çalışma sonuçlarına göre güneşten elde edilen yükün en yüksek değerinde olduğu gün için sistemin günlük ortalama toplayıcı verimi 0,50 ve günlük STK değeri 0,42 olarak bulunmuştur.

Kurem ve Horuz (2001), Amonyak-Su ve Lityum Bromür-Su akışkan çiftlerini soğurmalı ısı pompaları için mukayese etmişler ve lityum bromür-su akışkan çiftinin amonyak-su çiftine göre daha iyi performans sergilediği sonucuna varmışlardır. (Dön 2010)

Ulaş (2010) yaptığı çalışmada, hem ısıtma hem de soğutma yapan güneş enerjisi kaynaklı ısıtma ve soğurmalı soğutma sistemi teorik olarak kurgulamıştır. İlk olarak sistem için mekân olarak seçilen Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binası için soğutma ve ısıtma yükü bilgisayar programlarından yararlanılarak hesaplanmıştır. Yaz ve kış olarak iki modda çalışacak şekilde kurgulanmıştır. Tasarlanan soğurmalı soğutma sisteminde güneş enerjisinden parabolik oluk tipli toplayıcılarla yararlanılmaktadır. Parabolik toplayıcılar kuzey-güney eksenine yönüne yerleştirilmiş ve güneşi doğu-batı yönünde izlediği varsayılmıştır. Bu kapsamda gerekli ışınım hesapları yapılarak oldukça yüksek ışınım ve sıcaklık değerlerine çıktığı görülmektedir. Güneşi izleyen parabolik toplayıcıların yüksek maliyetlerinin, bu sistemlerin ticari üretimini kısıtlayan etmen olduğu görülmektedir.

Kurtdere (2010) yaptığı çalışmada Lityum Brömür-Su ve Amonyak-Su akışkan çiftleri ile çalışan soğurmalı soğutma sistemlerinin yapısı ve çalışma prensipleri açıklanmış, her bir sistem elemanı için termodinamik bağıntılar oluşturularak sistem performans katsayısı hesabı yapılmıştır. Bir kademeli soğurmalı soğutma sistemi için aynı sistemde Lityum Bromür-Su ve Amonyak-Su akışkan çiftleri kullanılması durumunda ayrı ayrı sistem performansı incelenmiş ve bulunan sonuçlar yorumlanmıştır. Buna göre tek kademeli Lityum Bromür-Su akışkan çifti kullanılan soğurmalı soğutma sistem için COP değeri 0,776 olarak hesaplanmış iken, aynı sistemde Amonyak-Su kullanılması durumunda COP değeri 0,554 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca kullanılan Lityum Bromür-

Su sistemde, pompanın harcadığı enerji 0,024 kJ/s iken, Amonyak-Su kullanılan sistemde bu değer 4,07 olmaktadır.

Gomri (2010) yaptığı çalışmada, tek ve çok kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin potansiyelini incelemiştir. Çalışmada, 300 kW soğutma yüküne sahip tek, çift ve üç kademeli soğurmalı soğutma sisteminin performansları, farklı kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve soğurucu sıcaklıklarında incelenerek karşılaştırılmıştır. Yapılan incelemede, tek kademeli sistemin COP'si 0,73-0,79, çift kademeli sistemin COP'si 1,22-1,42 ve üç kademeli sistemin COP'si ise 1,62-1,90 mertebelerinde hesaplanmıştır. Böylece soğurmalı soğutma sistem performanslarının artırılması için çok kademeli sistemlerin uygulanabileceği sonucuna varılmıştır.

Girit' de bir hastane için tasarlanan güneş enerjisi destekli soğurmalı ısıtma ve soğutma sisteminin performansı ve ekonomik değerlendirilmesini yapılmıştır. Sistem için en uygun toplayıcı alanının sağlanabilmesi için 179 adet güneş enerjisi toplayıcısı kullanılarak toplamda 500 m² toplayıcı alanı elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak LiBr-H₂O çiftinin kullanıldığı, 70 kW gücünde bir soğurmalı soğutma sistemi kullanılmıştır. Sistemde soğurmalı soğutma sisteminin bazı durumlarda yetersiz kalmasından dolayı, 50 kW kapasitesinde bir mekanik kompresörlü soğutucu kullanılmıştır. Ayrıca sistem kapasitesi 87 kW olan bir yardımcı ön ısıtıcı içermektedir. Yapılan araştırmaya göre, devlet desteği olmadan, sistemin yatırım maliyeti 173 992 € olmakta ve geri ödeme süresinin 11,5 yıl olduğu belirtilmektedir. (Tsoutsos et al 2010)

Bursa Uludağ Üniversitesi'nde kurulan deney tesisatında, bir test odasının, dâhili enerji depolamalı, LiCl-Su akışkan çiftli bir soğurmalı ısı pompası ile ısıtılması ve soğutulması sağlanmıştır. Soğurmalı sistem için gereken termal enerji, düz tip güneş kolektörlerinden oluşan güneş kolektör sistemi ile elde edilmiştir. Güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda yardımcı sistem olarak, elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır. Ayrıca sistemde, yapının sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması da sağlanmıştır. Sistemin dâhili enerji depolama özelliğinin teknik ve ekonomik açıdan önemli faydalar sağladığı görülmüştür. Sistemde yardımcı enerji

kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanımının, alternatiflerine göre daha avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. Soğurmalı sistem veriminin ısı atım ve ısı dağıtım sisteminin çalışma özelliklerinden önemli ölçüde etkilendiği görülmüştür. Örnek bir konut için yapılan simülasyon uygulamalarında, güneş enerjisi kullanımının CO₂ salınımindaki azalma ve işletim maliyetlerinde sağladığı kazançlarla büyük faydalar sağladığı ve sistemin uygulanabilir nitelikte olduğu sonucuna varılmıştır. Güneş enerjisi eldesi yüksek olan bölgelerde sistemin sağladığı faydaların daha fazla, geri ödeme süresinin daha kısa olduğu tespit edilmiştir. (Pastakkaya 2012)

Yapılan bir diğer örnek çalışmada, 39° 46' Kuzey paralelinde bulunan Eskişehir ilindeki 1000 m² lik bir kafeteryanın Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında soğutucu akışkan olarak Amonyak, soğurucu akışkan olarak da Su kullanılan ve güneş enerjisi ile çalıştırılacak olan bir soğurmalı soğutma sisteminde kaynaticıya sağlanması gereken ısı enerjisinin 237,85 kW olduğu hesaplanmıştır. (Kayıkçı Çolpan 2012)

Pastakkaya (2013) yaptığı çalışmada İzmir ili için 150 m² kullanım alanına sahip örnek bir konutun ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının güneş enerjisi kaynaklı soğurmalı ısı pompası sistemi ile karşılanması sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda; güneş enerjisi kaynaklı sistemin yıl boyunca konutun ısıtma ihtiyacının %73'lük, soğutma ihtiyacının %79'lük ve sıcak kullanım suyu ihtiyaçlarının %95'lik kısmını karşılayabildiği tespit edilmiştir. Soğurmalı sistemin soğutma periyodu boyunca soğutma tesir katsayısının yıllık ortalama değerinin 0,41 olduğu görülmüştür. Ayrıca güneş enerjili sisteminin ekonomik ve çevresel açıdan önemli faydalar sağladığı görülmüştür. Buna göre tüm yıl boyunca güneş enerjisinin kullanımına bağlı olarak sağlanan enerji tasarrufu sonucu yıllık toplam 1721 TL'lik ekonomik tasarruf sağlandığı ve 6634 l. eş değer petrol kullanımına eşit 15532 kg CO₂ salınıminin engellendiği görülmüştür.

Soğurmalı soğutma sistemleri, atık ısıların değerlendirilmesinde ön plana çıkmaktadırlar. Ancak tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin soğutma performansının bir göstergesi olan STK değerleri sınırlı kalmakta, atık kaynak sıcaklığı

belli bir değerden sonra ne kadar artarsa artsın STK değerlerinde bir artış gözlenememektedir. Bu tür durumlarda, yüksek sıcaklıklı atık ısıların geri kazanılması için tek kademelilere göre daha performanslı çalışan (STK değerleri daha yüksek olan) çift kademeli soğurmalı soğutma sistemleri ön plana çıkmaktadır. Çift Kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin yaygın kullanım alanı bulmasının temel sebebini bu olay oluşturmaktadır. Fakat atık kaynak sıcaklığı yeterince yüksek değilse, ısı geri kazanımı için çift kademeli yerine tek kademeli sistem kullanılması mecburiyeti doğmaktadır ki bu durum, çift kademeli sistemle kıyaslandığında, performans düşüklüğü ile kendini göstermektedir. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için bu çalışma, pek eşine rastlanmamış bir alternatif sistem sunmakta ve düşük sıcaklıklı atık ısı kaynağından tahrikli bir soğurmalı ısı yükselticisi kullanmak suretiyle, yüksek sıcaklıklı kızgın su elde etmek ve bu kızgın su ile çift kademeli soğurmalı soğutma sistemini kullanarak, hem tek kademeliye olan mecburiyeti ortadan kaldırmayı hem de verilen birim enerji başına daha fazla soğutma yapabilme avantajını sunmaktadır. (Horuz 2013)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Yıllık Isı Kaybı Hesabı

EK 17’de verilen örnek yapı göz önünde bulundurularak;

Çizelge 3.1. Örnek yapının tasarım şartları

| Konum | Borçka/ARTVİN |
|--|---------------|
| Dış ortam tasarı sıcaklığı (T_d) | -3 °C |
| Rüzgâr durumu | Rüzgârlı |
| Çatı arası sıcaklığı ($T_ç$) (Isıtılmayan $U < 2,3 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_d = -3 \text{ °C}$ için) | 6 °C |
| Döşeme altı toprak sıcaklığı (T_{toprak}) ($T_d = -3 \text{ °C}$ için) | 9 °C |

Örnek yapının tasarımında, ısıtma sistemi olarak yerden ısıtma ve geleneksel ısıtma sistemleri için çözümler yapılarak bu sistemlerin karşılaştırılması sağlanacaktır.

3.1.1. Mahal içinde ısı dağılımı

Bugün ülkemizde yaygın kullanımı olan geleneksel ısıtma sistemleri yüksek sıcaklıkta (70–90°C) ve küçük yüzey alanına sahip peteklerle gerçekleştirilmektedir. Yerden ısıtma sistemlerinde farklı olarak ise ısı transferi düşük sıcaklıkta (30–40°C) ve geniş bir döşeme alanı kullanılarak sağlanır. Bu nedenle geleneksel ısıtma sistemlerinde büyük oranda iletimle gerçekleşen ısı transferi radyasyon şeklinde gerçekleşen ısı transferini ihmal etmemize neden olurken, yerden ısıtma sistemlerinde radyasyon olayı ile gerçekleşen ısı transferinin payı %50'lere ulaşmaktadır.



Yerden ısıtmada



Radyatörle ısıtmada

Şekil 3.1. Mahal içi sıcaklık dağılımı

Yerden ısıtma sistemleri incelendiğinde mahal içerisindeki sıcaklık farkının 1–2°C, geleneksel ısıtma sistemlerinde ise bu farkın rahatsızlık verebilecek bir şekilde 6–7°C olduğu görülmektedir.

Isınan hava mahal içerisinde yüksek kısımlara doğru hareket edeceğinden dolayı geleneksel ısıtma sistemlerinde üst kısımlarda sıcaklığın daha yüksek olması sonucunu doğuracaktır. Mahallin gerçek kullanıl alanlarında ise nispeten daha soğuk bir sıcaklık bulunacak ve tavan bölgesinde gereksiz bir ısı birikimi olacaktır. Fakat yerden ısıtma sistemlerinde mahal içerisindeki en sıcak yer döşeme olacağından dolayı mahallin kullanım alanını olan alt kısımlarda daha yüksek sıcaklığa rastlanmaktadır.

Yerden ısıtma uygulamalarında karşılaşılan bu ısı dağılımı döşemeden hissedilen tatlı sıcaklık ve bu sıcaklık neticesinde insanlarda oluşan tatmin sebebiyle yapılan birçok uygulama projesinde hesaba giren mahal sıcaklıklarının, literatürde verilen mahal sıcaklıklarından 2–3°C düşük tutulduğu gözlemlenmektedir.

Mahal içerisinde oluşacak 1°C'lik bir sıcaklık azalışı yaklaşık olarak %7 oranında yakıt tasarrufu sağladığı da unutulmamalıdır. Mahal içerisinde tavana yakın ve kullanılmayan bölgelerinin sıcaklığının düşük tutulması sayesinde cami, spor salonu vb. yapılarda ki büyük miktarda enerji tasarrufu sistemin en yoğun kullanıl gerekçesini doğurmaktadır.

Çizelge 3.2. Isıtılan mahallerin tasarım sıcaklığı

| MAHAL | TASARIM İÇ HAVA SICAKLIĞI | |
|-----------------|---------------------------|-------------------|
| | Döşemeden Isıtma | Geleneksel Isıtma |
| Oturma odası | 18°C | 22°C |
| Yatak odası | 17°C | 20°C |
| Mutfak | 17°C | 20°C |
| Banyo – Tuvalet | 20°C | 24°C |
| Giriş, Antre | 17°C | 18°C |

Çizelge 3.3. Yapı elemanlarının toplam ısı iletim katsayıları

| BÖLGE | ENLEM | TS 825'E GÖRE DERECE GÜN BÖLGESİ | YAPI ELEMANLARININ TS 825 EK 1'DEN BÖLGELERE GÖRE TAVSİYE EDİLEN ISI GEÇİŞ KATSAYILARI (W/m ² K) | | | |
|---------------|---------|----------------------------------|---|--|--|--|
| | | | DIŞ DUVAR (U _D) (W/m ² K) | TAVAN (U _T) (W/m ² K) | TABAN (U _t) (W/m ² K) | PENCERE (U _p) (W/m ² K) |
| Borçka/ARTVİN | 41°21'K | 3. Bölge | 0,50 | 0,30 | 0,45 | 2,80 |

Çizelge 3.4. İç yapı elemanlarının toplam ısı iletim katsayıları

| Binadaki Yapı Elemanı | | Yapı Elemanı Kalınlığı, L (m) | Isı İletim Katsayısı, λ (W/m ² K) | L/λ , 1/α (W/m ² K) | Toplam Isı Geçiş Katsayısı, U (W/m ² K) |
|---------------------------|------------------------------------|-------------------------------|--|--------------------------------|--|
| İç Duvar | 1/α _i ⁽¹⁾ | | | 0,130 | |
| | Sıva ⁽¹⁾ | 0,020 | 0,870 | 0,023 | |
| | Yatay delikli tuğla ⁽¹⁾ | 0,100 | 0,450 | 0,222 | |
| | Sıva ⁽¹⁾ | 0,020 | 0,870 | 0,023 | |
| | 1/α _d ⁽¹⁾ | | | 0,130 | |
| | Toplam | | | | 0,528 |
| İç Kapılar (EK 3) | | | | | 2,00 |
| Dış Kapılar (EK 4) | | | | | 5,50 |
| ⁽¹⁾ (TS 825) | | | | | |

3.1.2. Yapının ısı kaybı toplamı

TS 825'e göre hesabı yapılan ve EK 9'da verilen ısı kaybı hesap cetvellerinden;

$$Q_{Toplam} = Q_{Salon} + Q_{Mutfak} + Q_{Yatak Odası} + Q_{Antre} + Q_{Misafir Odası} + Q_{Banyo-WC}$$

Geleneksel ısıtma için $Q_{T_{geleneksel}}$:

$$Q_{T_{geleneksel}} = 2\,116,67\text{ W} + 1\,369,00\text{ W} + 1\,466,15\text{ W} + 611,40\text{ W} + 653,45\text{ W} + 778,74\text{ W}$$

$$Q_{T_{geleneksel}} = 6\,995,41\text{ W} \cong 6\,016,06\text{ kcal/h}$$

Yerden ısıtma için $Q_{T_{yerden}}$:

$$Q_{T_{yerden}} = 1\,654,93\text{ W} + 1\,158,84\text{ W} + 1\,232,32\text{ W} + 578,29\text{ W} + 523,26\text{ W} + 604,59\text{ W}$$

$$Q_{T_{yerden}} = 5\,752,23\text{ W} \cong 4\,946,92\text{ kcal/h}$$

$$\frac{Q_{T_{yerden}}}{Q_{T_{geleneksel}}} = \frac{4\,946,92}{6\,016,06} \cong 0,822$$

Örnek yapı için yapılan ısı kaybı hesabından anlaşılacağı üzere yapının geleneksel radyatör devresiyle ısıtılması yerine yerden ısıtma yöntemiyle ısıtılmasının yaklaşık olarak **%17,8** oranında bir tasarruf sağlayacağı görülmektedir. Bu hesap yerden ısıtma sistemi ile yapılan ısıtma uygulamalarının geleneksel ısıtma sistemlerine bir alternatif olduğunu açıkça ortaya koymaktadır. Fakat uygulamayı seçerken ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin de göz önünde tutulması gerekir.

3.1.3. Yapının ısıtılması için gerekli enerji ve yakıt hesabı

Arısoy ve Ark (2000) tarafından belirtildiğine göre “elle hesap yaparak ısıtmada enerji veya yakıt tüketimini belirlemede en fazla kullanılan yöntem DG yöntemidir. Bir binadaki toplam ısı enerji ihtiyacı DG değerleri kullanılarak şu bağıntıyla ifade edilebilir.” (Sevinç 2006)

$$Q = \frac{Q_{st}}{T_{iç} - T_h} \cdot DG \cdot 24 \quad (3.1)$$

Q : Binadaki toplam ısıtma amaçlı enerji ihtiyacı (kcal/h)

Q_{st} : Binanın hesaplanan standart ısı kaybı değeri (kcal/h)

$T_{iç}$: Binanın esas alınan iç ortam sıcaklığı (°C)

T_h : Projede esas alınan dış hesap sıcaklığı (°C)

DG : Derece-gün değeri ($T \leq 15^\circ\text{C}$: Sıcaklığın $\leq 15^\circ\text{C}$ olduğu gün sayısı)

Yukarıda verilen bu formüle göre hesaplama yapabilmek için öncelikle yapının yer aldığı merkeze ait Derece-Gün değerlerinin bilinmesi gerekir. Bu derece gün değerleri için EK 10’da verilen ve Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan değerler kullanılır. Meteoroloji Genel Müdürlüğünün vermiş olduğu değerler incelendiğinde yapımızın merkez olarak alındığı Borçka’nın ölçümlere dâhil edilmediği görülmüştür. Bu nedenle EK 10’da verilen tabloda; coğrafi olarak Borçka’ya en yakın yerleşkeler olarak Artvin ve Hopa’nın değerleri incelenmiş ve iklimsel tasarım şartları bakımından dış ortam tasarım sıcaklığı -3°C olan Hopa’nın, Borçka’ya en yakın değerleri taşımasından dolayı Hopa’ya ait değerler kullanılmıştır. Bu anlatılanlardan dolayı yapıya ait yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı için Denklem (3.1)’den Borçka için uygulanmalıdır.

a. Geleneksel ısıtma sisteminin yıllık toplam ısı enerjisi ihtiyacı

Derece-gün yöntemine göre Denklem (3.1)'den;

$$Q = \frac{6\,016,06 \text{ (kcal/h)}}{[20 - (-3)] \text{ (°C)}} \cdot 1443 \cdot 24$$

$$Q \cong 9\,058\,617 \text{ kcal/yıl}$$

Geleneksel ısıtma sistemiyle ısıtılan bir yapının yıllık toplam ısı enerjisini bulmak için Hopa'ya ait Derece-Gün sayıları Çizelge 3.5'de verilmiştir.

Çizelge 3.5. Hopa için son yedi yıla ait HDD değerleri

| HOPA İÇİN SON 7 YILIN (2008-2014) ISITMA DERECE GÜN SAYILARI (T ≤ 15 °C)(METEOROLOJİ GENEL MÜDÜRLÜĞÜ,2015) | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----|------|-------|------|-------|-------|---------|--------|---------|-------|------|-------|--------|--------|
| Merkez | D/G | Ocak | Şubat | Mart | Nisan | Mayıs | Haziran | Temmuz | Ağustos | Eylül | Ekim | Kasım | Aralık | YILLIK |
| Hopa - 2014 | HDD | 224 | 231 | 211 | 137 | 19 | - | - | - | 3 | 18 | 158 | 172 | 1173 |
| Hopa - 2013 | HDD | 267 | 213 | 193 | 153 | | - | - | - | - | 103 | 126 | 330 | 1385 |
| Hopa - 2012 | HDD | 313 | 333 | 397 | 127 | 12 | - | - | - | - | - | 97 | 202 | 1481 |
| Hopa - 2011 | HDD | 292 | 306 | 285 | 244 | 78 | - | - | - | - | 80 | 304 | 222 | 1811 |
| Hopa - 2010 | HDD | 215 | 184 | 281 | 161 | 27 | - | - | - | - | 65 | 111 | 101 | 1145 |
| Hopa - 2009 | HDD | 336 | 250 | 321 | 272 | 60 | - | - | - | 19 | 4 | 156 | 178 | 1596 |
| Hopa - 2008 | HDD | 423 | 360 | 149 | 54 | 42 | - | - | - | - | 14 | 137 | 331 | 1510 |
| AYLIK TOPLAM | HDD | 2070 | 1877 | 1837 | 1148 | 238 | - | - | - | 22 | 284 | 1089 | 1536 | - |
| 7 YIL ORTALAMA | HDD | 296 | 268 | 262 | 164 | 34 | - | - | - | 3 | 41 | 156 | 219 | 1443 |

Çizelge 3.5'de verilen 7 yıllık ortalama HDD değerleri ve Denklem (3.1)'i Borçka'ya ait her ay için uygulayarak geleneksel ısıtma sistemine ait ay içerisindeki toplam ısı enerjisi ihtiyacı bulunabilir.

Çizelge 3.6. Geleneksel ısıtma yapılan uygulamada Borçka için hesaplanan aylık toplam ısı enerjisi ihtiyacı (kcal/ay)

| | |
|---------|-----------|
| Ocak | 1.856.384 |
| Şubat | 1.683.301 |
| Mart | 1.647.429 |
| Nisan | 1.029.531 |
| Mayıs | 213.439 |
| Haziran | - |
| Temmuz | - |
| Ağustos | - |
| Eylül | 19.730 |
| Ekim | 254.692 |
| Kasım | 976.620 |
| Aralık | 1.377.491 |
| YILLIK | 9.058.617 |

b. Yerden ısıtma sisteminin yıllık toplam ısı enerjisi ihtiyacı

Çizelge (3.5)'de verilen 7 yıllık ortalama HDD değerleri ve Denklem (3.1) Borçka'ya ait her ay için uygulayarak yerden ısıtma sistemine ait ay içerisindeki toplam ısı enerjisi ihtiyacı bulunabilir.

$$Q = \frac{Q_{st}}{T_{iç} - T_h} \cdot DG \cdot 24$$

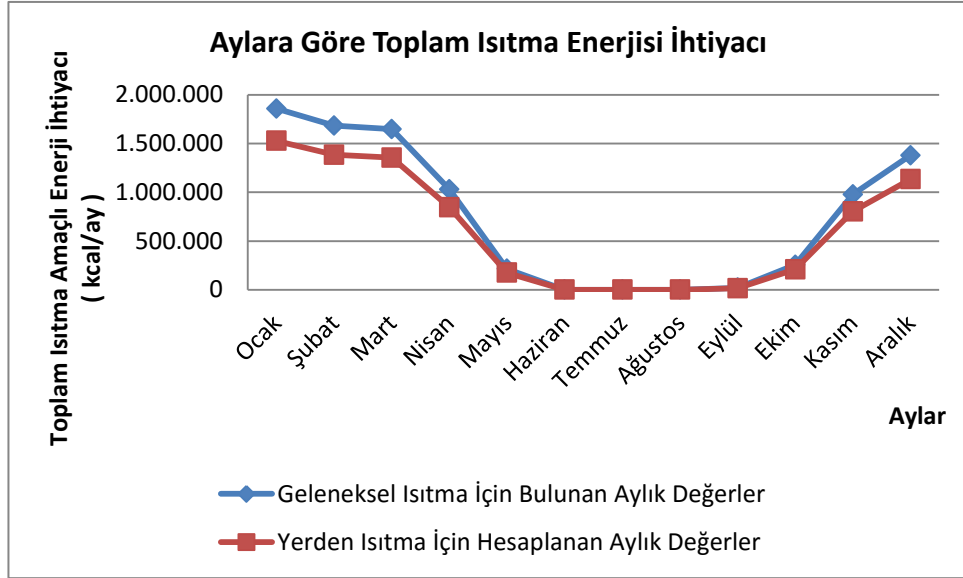
$$Q = \frac{4\,946,92 \text{ (kcal/h)}}{[20 - (-3)] \text{ (°C)}} \cdot 1443 \cdot 24$$

$$Q \cong 7\,448\,771 \text{ kcal/yıl}$$

Çizelge 3.7. Yerden ısıtma yapılan uygulamada Borçka için hesaplanan aylık toplam ısı enerjisi miktarı (kcal/ay)

| | |
|----------------|------------------|
| Ocak | 1.526.478 |
| Şubat | 1.384.154 |
| Mart | 1.354.657 |
| Nisan | 846.569 |
| Mayıs | 175.508 |
| Haziran | - |
| Temmuz | - |
| Ağustos | - |
| Eylül | 16.223 |
| Ekim | 209.430 |
| Kasım | 803.060 |
| Aralık | 1.132.691 |
| YILLIK | 7.448.771 |

Şekil 3.2’de geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma sistemleri için aylık toplam ısıtma enerjisi ihtiyacı görülmektedir. Şekil 3.2 incelendiğinde örnek binanın yerden ısıtma yapılması durumunda geleneksel ısıtma sistemlerine göre sağlayacağı avantaj açıkça görülmektedir.



Şekil 3.2. Örnek yapı için hesaplanan geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma sistemleri için aylık toplam ısıtma enerjisi ihtiyacı

Duryamaz ve Ark (2000) tarafından belirtildiğine göre “konutlardaki ısıtma amaçlı enerji ihtiyacı büyük oranda fosil yakıtlardan ve kısmen de elektrik ve diğer enerji kaynaklarından sağlanır. Herhangi bir binadaki toplam ısıtma amaçlı enerji ihtiyacı bilinirse, yakıt tüketimi (ısıtma amaçlı) miktarını aşağıdaki bağıntıyla hesaplamak mümkündür.” (Sevinç 2006)

$$Y = \frac{Q}{\zeta \cdot H} \quad (3.2)$$

Y : Yakıt tüketimi miktarı (kg, m^3)

Q : Binadaki toplam ısı enerjisi ihtiyacı (W, kcal/h)

ζ : Isıtma sisteminin ortalama verimi

H : Isıtma amaçlı kullanılan yakıtın alt ısıl değeri (W/kg, kcal/ m^3)

3.2. Soğutma Hesapları

3.2.1. Dış ısı kazancı

a. Güneşten ışınlama ile olan ısı kazancı

Bir yapının güneş ışınlamından dolayı oluşan ısı kazancının belirlenebilmesi için yapıya ait pencere boyutları ve yönlerinin bilinmesi gerekir. Böylece güneş ışınlamından dolayı oluşan pik yükün saati belirlenebilir.

Yapının Pik Yük Saatini Bulmak İçin;

Doğu yönündeki pencere alanı = 2,4 m^2 (mutfak penceresi çatı örtüsü altında kaldığından güneş ışınlamına maruz kalmamaktadır)

Batı yönündeki pencere alanı = 2,4 m^2

Güney yönündeki pencere alanı = 2,4 m^2

Kuzey yönündeki pencere alanı = 5,29 m^2

Çizelge 3.8. Güneş ışınımıyla çeşitli yöndeki düşey pencerelere gelen ısı akısı (W/m^2)
40° kuzey enlemi (Isısan 2001)

| YÖN | SAAT | SAAT | SAAT |
|------------|-------|-------|-------|
| | 08.00 | 12.00 | 16.00 |
| BATI | 50 | 50 | 500 |
| DOĞU | 500 | 50 | 50 |
| GÜNEY | 50 | 200 | 50 |
| KUZEY | 50 | 50 | 50 |
| KUZEY DOĞU | 350 | 50 | 50 |
| GÜNEY DOĞU | 350 | 150 | 50 |
| GÜNEY BATI | 50 | 150 | 350 |
| KUZEY BATI | 50 | 50 | 350 |

Pencere yoğunluğu Doğu yönlü ise pik yük saat 08.00'de, Batı yönlü ise saat 16.00'da oluşur. Doğu ve Batı yönlerinde pencere boyutları eşit olduğundan, hesaplanan pencere alanları ve Çizelge 3.8 incelendiğinde güneş ışınımı sonucu oluşan pik yükün saat 08.00 ve saat 16.00 da oluşacağı ve birbirlerine eşit olacağı görülmektedir.

Pencerelerden güneş ışınımıyla oluşan ısı kazancı;

$$Q_R = A_p \cdot Q_G \text{ (W)} \quad (3.3)$$

$$A_p = \text{Alan (m}^2\text{)}$$

$$Q_G = \text{Işınım ile oluşan ısı akısı (W/m}^2\text{)}$$

Saat 16.00'da pencerelerden dolayı oluşan ısı kazancı;

$$Q_R = 2,4 \cdot 50 + 2,4 \cdot 500 + 2,4 \cdot 50 + 5,29 \cdot 50$$

$$Q_R = 1\,704,5 \text{ W}$$

Pencerelerden güneş ışınımıyla oluşan net ısı kazancı;

$$Q_{RN} = K \cdot Q_R (W) \quad (3.4)$$

K = Gölgeleme faktörü (0,5 alınarak)

Çizelge 3.9. Pencerelerde gölgeleme faktörü (K)

| | Gölgeleme yok | İçte jaluzi veya perde, Açık renk | Dışta jaluzi veya perde, Koyu renk | Dışta jaluzi / tente |
|------------|------------------|---|--|-------------------------|
| Normal Cam | 1,0 | 0,6 | 0,75 | 0,15 – 0,20 |
| Çift Cam | 0,9 | 0,5 | 0,65 | 0,15 – 0,20 |
| Renkli Cam | 0,4 – 0,6 | - | - | |

$$Q_{RN} = 0,5 \cdot 1704,5$$

$$Q_{RN} = 852,25 W$$

b. Çatıdan gelen yükler

$$Q_{çatı} = U \cdot A \cdot \Delta_{teş} (W) \quad (3.5)$$

U = Isı geçirgenlik kat sayısı (W/m^2K)

A = Alan (m^2)

$\Delta_{teş}$ = Eş değer sıcaklık ($^{\circ}C$) olup gün içerisinde zamana bağlı olarak değişir.

İzoleli (5 cm) düz veya eğimli çatılarda $U = 0,6 W/m^2K$ (Isısan 2001)

Çatı alanı $A = 122 m^2$

İzoleli (5 cm) düz veya eğimli çatılarda pik yük saat 16.00'da oluşmaktadır. Saat 16.00'da $\Delta_{tes} = 32^\circ\text{C}$ alınarak;

$$Q_{\text{çatı}} = 0,6 \cdot 122 \cdot 32$$

$$Q_{\text{çatı}} = 2\,342,4 \text{ W}$$

c. Duvar ve pencerelerden taşınım ile olan ısı kazancı

c.1. Duvarlardan taşınım ile olan ısı kazancı

Duvarlardan taşınım ile olan ısı kazancı aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir.

$$Q_{\text{duv}} = U \cdot A \cdot \Delta_{tes} \text{ (W)} \quad (3.6)$$

Soğutma ihtiyacı duyulan salon, mutfak, yatak odası ve misafir odasının toplam dış duvar alanı $74,82 \text{ m}^2$ ve dış duvarın ısı taşınım katsayısı $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve eş değer sıcaklık saat 16.00 için $5,6^\circ\text{C}$ alınarak;

$$Q_{\text{duv}} = 0,5 \cdot 74,82 \cdot 5,6$$

$$Q_{\text{duv}} \cong 209,5 \text{ W}$$

c.2. Pencerelerden taşınım ile olan ısı kazancı

$$Q_{\text{pen}} = U \cdot A \cdot \Delta_t \text{ (W)} \quad (3.7)$$

$\Delta_t = \text{İç} - \text{dış sıcaklık farkı } (^\circ\text{C})$ (Çizelge 4.3'den $\Delta_t = 5^\circ\text{C}$ derece bulunur)

Çizelge 3.10. Borçka'ya ait proje sıcaklıkları (°C)

| Şehir | KIŞ | | YAZ | |
|---------------|--------------------------|---------------|--------------------------------|-------------------------------|
| | Dış Hesap Sıcaklığı (°C) | Rüzgâr Durumu | Kuru Termometre Sıcaklığı (°C) | Yaş Termometre Sıcaklığı (°C) |
| Borçka/ARTVİN | -3 | R | 30 | 26 |

Soğutma ihtiyacı duyulan salon, mutfak, yatak odası ve misafir odasının toplam pencere alanı $14,4 \text{ m}^2$ ve pencerenin ısı taşınım katsayısı $2,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve iç-dış sıcaklık farkı 5°C alınarak;

$$Q_{pen} = 2,8 \cdot 14,4 \cdot 5$$

$$Q_{pen} = 201,6 \text{ W}$$

c.3. Klimatize edilmeyen mahaller ile olan sıcaklık farkları

Klimatize edilmeyen komşu mekânlardan olan ısı kazancı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta_t \text{ (W)} \quad (3.8)$$

Δ_t = Sıcaklık farkı (°C) olup klimatize edilmeyen mahallere bitişik duvarlar için $5,5^\circ\text{C}$ alınabilir. (Isısan 2001)

U = İç duvarın ısı taşınım katsayısı olup, $1,89 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınarak;

Soğutma ihtiyacı duyulmayan giriş ve banyo ile diğer mekânlar arasındaki komşu duvar alanı $33,01 \text{ m}^2$ alınarak;

$$Q = 1,89 \cdot 33,01 \cdot 5,5$$

$$Q \cong 343,1 \text{ W}$$

d. Havalandırmadan dolayı gelen soğutma yükü

Mahallerin uygun sıcaklık ve nem değerlerinde tutulması her zaman konfor şartlarını sağlamaz. Bu nedenle mahaller için havalandırma gerekmektedir. Mahaldeki insan sayısı 4 kişi ve kişi başı gerekli taze hava miktarı $30 \text{ m}^3/\text{h}$ alınarak havalandırmadan dolayı gelen soğutma yükü aşağıdaki şekilde bulunur.

Duyulur ısı kazancı: İnsanlardan oluşan ısı kazançlarından dolayı, ortam sıcaklığının azaltılması için gereken soğutma yüküdür. Ortam sıcaklığını değiştirir.

$$Q_d = 4 \cdot n \cdot V \text{ (W)} \quad (3.9)$$

Gizli Isı kazancı: İnsanlardan dolayı oluşan hava içindeki su buharlarının yoğunlaştırılarak, nem miktarının azaltılması gerekir. Gerçekleşen hal değişiminden dolayı oluşan soğutma yüküdür.

$$Q_g = 3 \cdot n \cdot V \text{ (W)} \quad (3.10)$$

Toplam ısı kazancı

$$Q_T = 7 \cdot n \cdot V \text{ (W)} \quad (3.11)$$

n = Kişi sayısı

V = Kişi başı gerekli hava miktarı (m^3/h)

$$Q_T = 7 * 4 * 30$$

$$Q_T = 840 \text{ W}$$

3.2.2. İç ısı kazancı

İç ısı kazançlarını temel olarak insanlar, aydınlatma, pişirme cihazları, elektrikli makineler vb. gruplara ayırabiliriz.

a. İnsanlardan gelen ısı kazançları

İnsanlardan gelen ısı kazançları duyulur ve gizli ısı kazançları olarak iki kısma ayrılır. Çizelge 3.11'e göre insanlardan gelen ısı kazançlarını hesaplayabiliriz.

Çizelge 3.11. İnsanlardan dolayı oluşan ısı kazancı (W)

| MAHALLER | DUYULUR | GİZLİ | TOPLAM |
|----------------------------|---------|-------|--------|
| Okullar, tiyatro, sinema | 70 | 40 | 110 |
| Ofisler, konutlar, oteller | 70 | 60 | 130 |
| Mağazalar, dükkanlar | 70 | 60 | 130 |
| Bankalar | 75 | 70 | 145 |
| Lokantalar | 80 | 80 | 160 |
| Diskotekler, barlar | 95 | 150 | 245 |
| Spor salonları | 150 | 275 | 425 |

4 kişilik bir aile göz önünde bulundurularak;

$$\text{İnsanlardan Gelen Isı Kazançları} = 4 \cdot 130$$

$$\text{İnsanlardan Gelen Isı Kazançları} = 520 \text{ W}$$

b. Aydınlatmadan oluşan ısı kazançları

Aydınlatmadan dolayı konutlar için oluşan ısı kazancı 20 W/m^2 verilmesine rağmen güneş yükünün en yüksek olduğu saatlerde çok düşük bir aydınlatmaya gereksinim duyulacağından dolayı aydınlatmadan dolayı oluşacak ısı kazançları ihmal edilmiştir.

c. Cihazlardan gelen ısı kazançları

Konut içerisinde bilgisayar, televizyon, pişirme vb. cihazlardan dolayı oluşacak ısı kazancı soğutma yükünün en yüksek olduğu saate 100 W olarak alınmıştır.

3.2.3. Toplam soğutma yükü

Verilen yapı için toplam soğutma yükü iç ve dış ısı kazançlarının toplamıdır.

$$Q_{T_{soğutma}} = 6\,261,1 \text{ W}$$

3.2.4. Soğutma sisteminin yıllık toplam enerjisi ihtiyacı

Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı hesabına benzer şekilde Denklem (3.1)'den;

$$Q = \frac{Q_{st}}{T_{iç} - T_h} \cdot DG \cdot 24 \quad (3.12)$$

$$Q = \frac{6.261,1 * 0,86 \text{ (kcal/h)}}{5 \text{ (°C)}} \cdot 206 \cdot 24$$

$$Q \cong 5.324.239 \text{ kcal/yıl}$$

Örnek yapının soğutma enerjisi ihtiyacının hesaplanabilmesi için Hopa'ya ait soğutma derece-gün sayıları Çizelge 3.12'de verilmiştir.

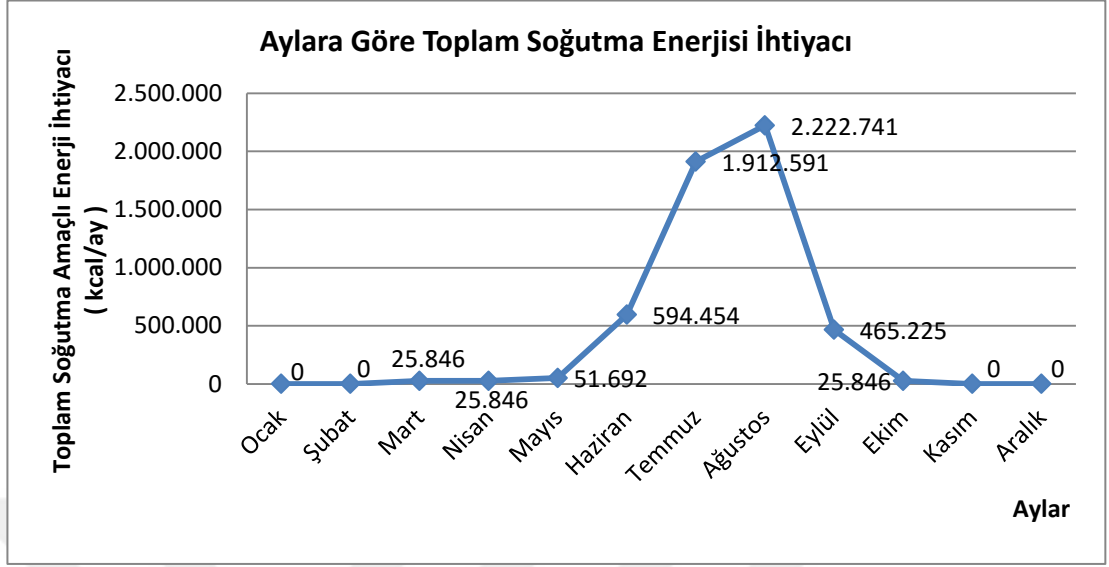
Çizelge 3.12. Hopa'ya için son yedi yıla ait CDD değerleri

| HOPA İÇİN SON 7 YILIN (2008-2014) SOĞUTMA DERECE GÜN SAYILARI (T > 22°C)(METEOROLOJİ GENEL MÜDÜRLÜĞÜ,2015) | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----|------|-------|------|-------|-------|---------|--------|---------|-------|------|-------|--------|--------|
| Merkez | D/G | Ocak | Şubat | Mart | Nisan | Mayıs | Haziran | Temmuz | Ağustos | Eylül | Ekim | Kasım | Aralık | YILLIK |
| Hopa - 2014 | CDD | - | - | - | - | 8 | 14 | 55 | 98 | 32 | - | - | 1 | 208 |
| Hopa - 2013 | CDD | - | - | 4 | - | - | 11 | 26 | 51 | 22 | 4 | - | - | 118 |
| Hopa - 2012 | CDD | - | - | - | 1 | 6 | 29 | 81 | 51 | 12 | 1 | - | - | 181 |
| Hopa - 2011 | CDD | - | - | - | - | - | 1 | 68 | 42 | 1 | - | - | - | 112 |
| Hopa - 2010 | CDD | - | - | - | - | 1 | 26 | 105 | 138 | 30 | - | - | - | 300 |
| Hopa - 2009 | CDD | - | - | - | - | - | 44 | 48 | 24 | 20 | - | - | - | 136 |
| Hopa - 2008 | CDD | - | - | - | 6 | 1 | 38 | 136 | 195 | 10 | - | - | - | 386 |
| AYLIK TOPLAM | CDD | - | - | 4 | 7 | 16 | 163 | 519 | 599 | 127 | 5 | - | 1 | - |
| 7 YIL ORTALAMA | CDD | - | - | 1 | 1 | 2 | 23 | 74 | 86 | 18 | 1 | - | 0 | 206 |

Çizelge 3.12'de verilen 7 yıllık ortalama CDD değerleri ve Denklem (3.12) Borçka'ya ait her ay için uygulayarak geleneksel ısıtma sistemine ait ay içerisindeki toplam ısı enerjisi ihtiyacı bulunabilir.

Çizelge 3.13. Borçka ilçesindeki örnek yapının soğutma enerjisi ihtiyacı (kcal/ay)

| Aylar | Aylık Toplam Soğutma Enerjisi (kcal/h) |
|---------|--|
| Ocak | - |
| Şubat | - |
| Mart | 25.846 |
| Nisan | 25.846 |
| Mayıs | 51.692 |
| Haziran | 594.454 |
| Temmuz | 1.912.591 |
| Ağustos | 2.222.741 |
| Eylül | 465.225 |
| Ekim | 25.846 |
| Kasım | - |
| Aralık | - |
| YILLIK | 5.324.239 |



Şekil 3.3. Örnek yapı için hesaplanan aylık toplam soğutma enerjisi ihtiyacı

Şekil 3.3’de örnek bina için hesaplanan aylık toplam soğutma enerjisi ihtiyacı görülmektedir. Şekil 3.3 incelendiğinde soğutmaya büyük bir oranla yaz mevsiminde (21 Haziran – 23 Eylül) ihtiyaç duyulduğu görülmektedir.

3.3. Sisteme Ait Soğurma Çözümleri

Hesaplamaların yapılabilmesi için 1. bölümde belirttiğimiz gibi sisteme ait üç temel sıcaklığın bilinmesi gerekir. Bu sıcaklıklar için aşağıda verilen kabuller yapılmıştır.

- Kaynatıcı çıkış sıcaklığı : 100°C
- Yoğuşma sıcaklığı : 35°C
- Buharlaşma sıcaklığı : 12°C

Bu sıcaklıklara ek olarak sistemde bir adet eriyik ısı değiştirici kullanıldığından dolayı LiBr bakımından fakir eriyiğin, eriyik ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı 60°C olarak seçilir. ($T_7 = 60^\circ\text{C}$) Bu veriler ışığında;

$T_y = 35^\circ\text{C}$ için EK 11'den suyun doyma basıncı $P_y = 5,628 \text{ kPa}$

$T_b = 12^\circ\text{C}$ için EK 11'den su buharının doyma basıncı $P_b = 1,4014 \text{ kPa}$ bulunur.

1. Bölümde verilen LiBr- H_2O eriyiği kullanan sisteme ait verilen $\ln P-1/T$ diyagramında görüldüğü üzere yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak yoğuşma basıncı ve dolayısıyla kaynatıcıda ki P basıncı belirleneceğinden;

$$T_k = T_1 = 100^\circ\text{C}$$

$$P_y = P_1 = 5,628 \text{ kPa}$$

$$X_1 = \% 0$$

Alınarak. EK 11'den 100°C doymuş su buharının entalpisi $h_1 = 2676,0 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$T_y = T_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$X_2 = \% 0$$

Alınarak. EK 11'den 35°C doymuş suyun entalpisi $h_2 = 146,7 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$h_2 = h_3 \text{ olduğundan dolayı } h_3 = 146,7 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 12^\circ\text{C}$$

$$X_4 = \% 0$$

Alınarak. EK 11'den 12°C doymuş su buharının entalpisi $h_4 = 2523,6 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Yoğuşturucu ve soğurucu aynı kaynak tarafından soğutulduğundan ve 1. Bölümde LiBr- H_2O eriyiği kullanan sisteme ait verilen $\ln P-1/T$ diyagramında görüldüğü üzere buharlaşma sıcaklığı buharlaşma basıncını ve soğurucuda ki P basıncını belirlediğinden dolayı;

$$T_y = T_5 = 35^\circ\text{C}$$

$$P_b = P_5 = 1,4014 \text{ kPa}$$

Alınarak. EK 12'den eriyik derişimi $X_5 \cong \%51,5$ bulunur.

EK 13'den eriyik entalpisi $h_5 \cong 75 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$T_7 = 60^\circ\text{C}$$

$$X_5 = X_7 = \%51,5$$

EK 13'den eriyik entalpisi $h_7 \cong 128 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Bölüm 2'de LiBr- H_2O eriyiği kullanan sisteme ait verilen $\ln P-1/T$ diyagramında ($P_y=P_8$)

$$T_8 = 100^\circ\text{C}$$

$$P_y = P_8 = 5,628 \text{ kPa}$$

Alınarak. EK 12'den eriyik derişimi $X_8 \cong \%68,5$ bulunur.

EK 13'den eriyik entalpisi $h_8 \cong 273,5 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Eriyik ısı değiştiricisi için zengin ve fakir eriyik arasındaki ısı transferini ayrı ayrı yazmak gerekirse;

Fakir eriyik için;

$$Q_{\text{ısı değ.}} = m_f \cdot (h_7 - h_6)$$

$m_f = m_z + m_s$ ve $f = \frac{m_z}{m_s}$ olduğundan;

$$Q_{ISI\ değ.} = (m_z + m_s) \cdot (h_7 - h_6) = [(f \cdot m_s) + m_s] \cdot (h_7 - h_6)$$

$$Q_{ISI\ değ.} = m_s (f + 1) \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.13)$$

Zengin eriyik için;

$$Q_{ISI\ değ.} = m_z \cdot (h_8 - h_9)$$

$$Q_{ISI\ değ.} = m_s \cdot f \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.14)$$

Birim kg soğutucu akışkan kullanımı için Denklem (3.13) ve Denklem (3.14) yeniden düzenlenirse;

$$q_{ISI\ değ.} = (f + 1) \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.15)$$

$$q_{ISI\ değ.} = f \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.16)$$

Denklem (1.13)'de verildiği üzere eriyiğe ait dolaşım oranı, f ;

$$f = \frac{m_8}{m_1} = \frac{X_7}{X_8 - X_7} = \frac{51,5}{68,5 - 51,5} \cong 3,03$$

Denklem (3.15) ve Denklem (3.16) birbirlerine eşit olduğundan;

$$(f + 1) \cdot (h_7 - h_6) = f \cdot (h_8 - h_9)$$

Denklem (3.15) ve Denklem (3.16)'e ait h_7 ve h_8 bilindiğinden ve $h_6 = h_5$ olduğundan dolayı bu iki denklemden h_9 çekildiğinde;

$$h_9 = h_8 - \frac{(f+1) \cdot (h_7 - h_6)}{f} \quad (3.17)$$

Bilinen değerler Denklem (3.17)'de yerine yazıldığında;

$$h_9 = 273,5 - \frac{(3,03 + 1) \cdot (128 - 75)}{3,03}$$

$$h_9 \cong 203 \text{ kJ/kg}$$

Buradan;

$$h_9 = 203 \text{ kJ/kg} \quad \text{için;}$$

$$X_8 = X_9 = \% 68,5$$

EK 13'den soğurucuya dönen zengin eriyik sıcaklığı $T_9 \cong 58,5^\circ\text{C}$ bulunur.

Denklem (1.19)'a göre;

$$q_k = h_1 + (f \cdot h_8) - (f+1) \cdot h_7$$

$$q_k = 2676 + (3,03 \cdot 273,5) - (3,03 + 1) \cdot 128$$

$$q_k \cong 2988,9 \text{ kJ/kg}$$

Denklem (1.21)'e göre;

$$q_y = h_1 - h_2$$

$$q_y = 2676 - 146,7$$

$$q_y = 2529,3 \text{ kJ/kg}$$

Denklem (1.23)'e göre;

$$q_b = h_4 - h_3$$

$$q_b = 2523,6 - 146,7$$

$$q_b = 2376,9 \text{ kJ/kg}$$

Denklem (1.26)'ya göre;

$$q_s = h_4 + (f \cdot h_{10}) - (f + 1) \cdot h_5 \quad (h_{10} = h_9)$$

$$q_s = 2523,6 + (3,03 \cdot 203) - (3,03 + 1) \cdot 75$$

$$q_s \cong 2836,5 \text{ kJ/kg}$$

Soğurmalı soğutma sistemimize ait hesaplanan termodinamik özellikler Çizelge 3.14'de verilmiştir.

Çizelge 3.14. Soğurmalı soğutma sistemine ait hesaplanan termodinamik özellikler

| Sistem Noktası | Basınç (kPa) | Sıcaklık (°C) | Derişim (X) | Entalpi (kJ/kg) | Faz |
|----------------------------|--------------|---------------|-------------|-----------------|--------------|
| 1 (Kaynatıcı çıkışı) | 5,628 | 100 | % 0 | 2676 | Doymuş Buhar |
| 2 (Yoğuşturucu çıkışı) | 5,628 | 35 | % 0 | 146,7 | Doymuş Sıvı |
| 3 (Kısılma vanası çıkışı) | 1,4014 | 12 | % 0 | 146,7 | Islak Buhar |
| 4 (Buharlaştırıcı çıkışı) | 1,4014 | 12 | % 0 | 2523,6 | Doymuş Buhar |
| 5 (Soğurucu çıkışı) | 1,4014 | 35 | % 51,5 | 75 | - |
| 6 (Pompa çıkışı) | 5,628 | 35 | % 51,5 | 75 | - |
| 7 (Kaynatıcı girişi) | 5,628 | 60 | % 51,5 | 128 | - |
| 8 (Isı değiştirici girişi) | 5,628 | 100 | % 68,5 | 273,5 | - |
| 9 (Isı değiştirici çıkışı) | 5,628 | 58,5 | % 68,5 | 203 | - |
| 10 (Soğurucu girişi) | 1,4014 | 58,5 | % 68,5 | 203 | - |

Sistem için enerji dengesini yazmak gerekirse;

Çizelge 3.15. Birim kg soğutucu akışkan kütlesi için enerji dengesi

| | Verilen enerji (kJ/kg) | Çekilen enerji (kJ/kg) |
|----------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Kaynatici | 2988,9 | - |
| Yoğuşturucu | - | 2529,3 |
| Buharlaştırıcı | 2376,9 | - |
| Soğurucu | - | 2836,5 |
| TOPLAM | 5365,8 | 5365,8 |

Çizelge 3.15’de görüldüğü üzere sistem içerisinde enerjinin korunumu ilkesi gereği giren-çıkan enerjiler birbirine eşit çıkmıştır.

3.3.1. Sistemin soğutma tesir katsayısı

Denklem (1.28)’den:

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k} = \frac{2376,9}{2988,9}$$

$$STK \cong 0,795$$

Denklem (1.43)’den:

$$STK,I = \frac{T_b}{T_k} \left(\frac{[T_y - T_k]}{[T_b - T_y]} \right) = \frac{285}{373} \left(\frac{[308 - 373]}{[285 - 308]} \right)$$

$$STK,I \cong 2,159$$

3.3.2. Sistemin ısıtma tesir katsayısı

Denklem (1.33)'den:

$$ITK = \frac{\dot{Q}_y + \dot{Q}_s}{\dot{Q}_k} = \frac{2529,3 + 2836,5}{2988,9}$$

$$ITK \cong 1,795$$

Denklem (1.48)'den:

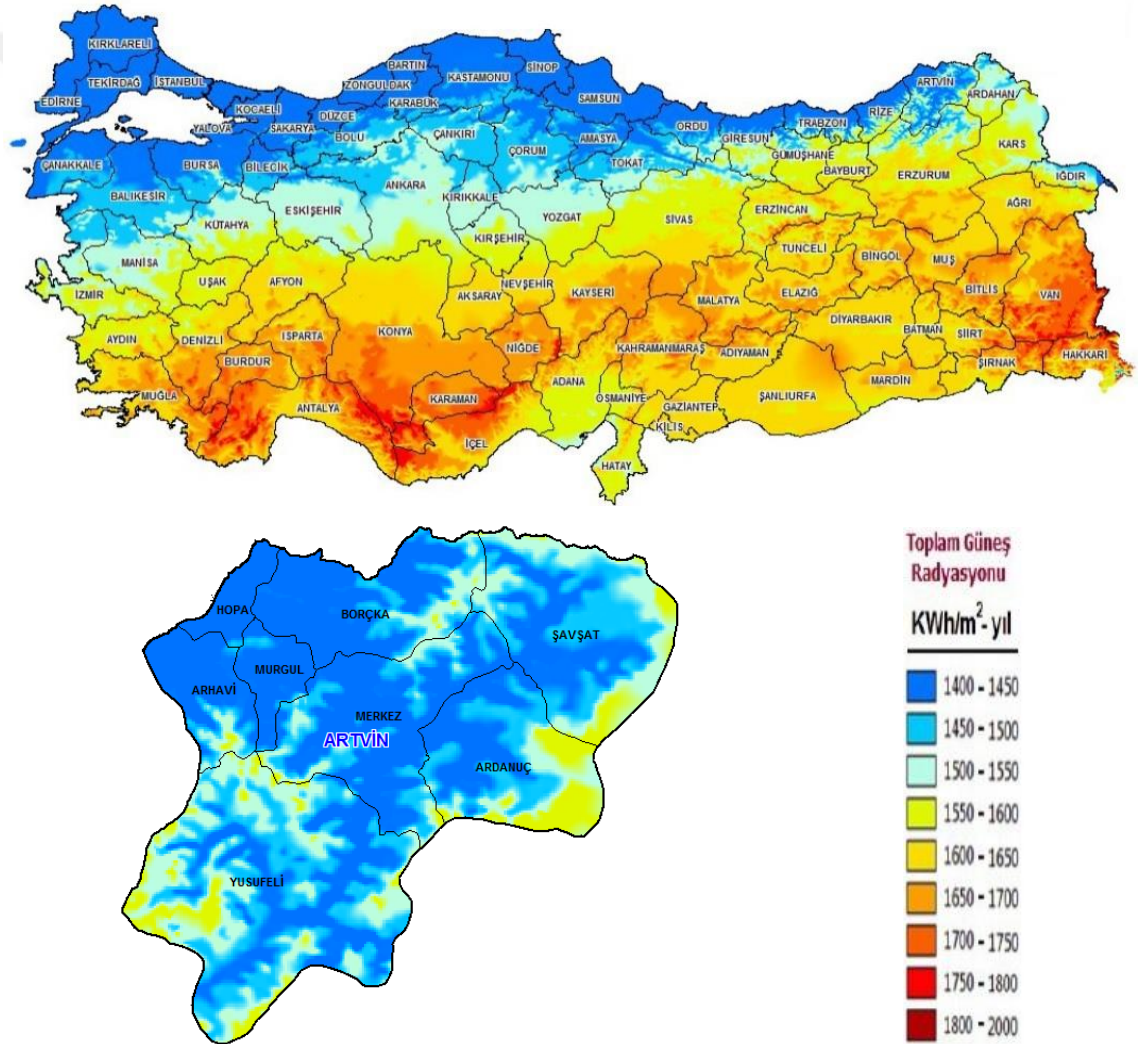
$$ITK,I = \frac{T_y}{T_k} \left(\frac{[T_b - T_k]}{[T_b - T_y]} \right) = \frac{308}{373} \left(\frac{[285 - 373]}{[285 - 308]} \right)$$

$$ITK,I \cong 3,159$$

Bulunan STK ve ITK değerleri incelendiğinde $ITK = STK + 1$ ve $ITK,I = STK,I + 1$ sonucuna varılır.

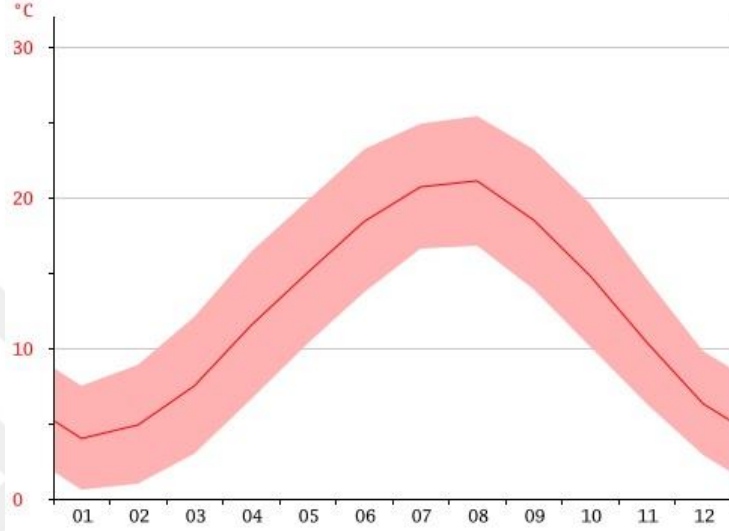
3.4. Güneş Enerjisi Hesaplamaları

Sistemin uygulanacağı Artvin ili Borçka ilçesi için coğrafi koordinat değerleri $41^{\circ} 21' 45''$ Kuzey Enlemi, $41^{\circ} 40' 48''$ Doğu Boylamıdır. Meteorolojik verilerden rakım değeri 125 m olarak alınmıştır. Şekil 6.1 incelendiğinde uygulama yerimiz olan Borçka'nın yıllık toplam güneş enerjisi radyasyonu değerinin $1400-1500 \text{ KWh/m}^2\text{-yıl}$ olduğu görülmektedir.



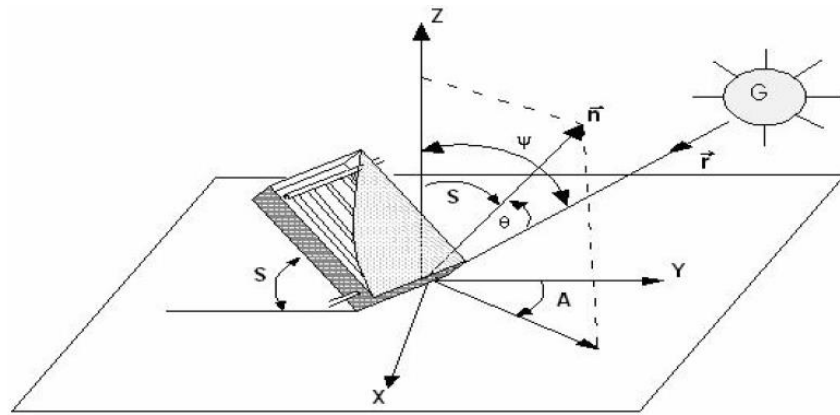
Şekil 3.4. Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası (Anonim 2015)

Borçka ilçesinin yıllık ortalama sıcaklığı $12,8^{\circ}\text{C}$ olup, $21,1^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ortalaması ile Ağustos ayı en sıcak ayıdır. Ocak ayında ortalama sıcaklık $4,0^{\circ}\text{C}$ olup yılın en düşük ortalamasıdır.



Şekil 3.5. Borçka ilçesine ait yıl içi ortalama sıcaklık dağılımı (Anonim 2015)

3.4.1. Güneş açıları



Şekil 3.6. Toplayıcının konumu ve güneş ışığıyla yaptığı açılar (Ceylan vd 2005)

a. Enlem açısı (e)

Bir bölgenin enlem değerine göre tarif edilen açıdır. Borçka ilçesi $41^{\circ} 21' 45''$ Kuzey enlemi ve $41^{\circ} 40' 48''$ Doğu boylamında bulunduğundan enlem açısı yaklaşık olarak $41,35^{\circ}$ alınır.

b. Saat açısı (h)

Güneş ışınlarının bulunduğu boylam (güneş boylamı denilebilir) ile göz önüne alınan yerin boylamı arasında ki açıdır. Bilindiği üzere her 15° saat açısı, 1 saate tekabül ettiğinden dolayı belirtildiği şekilde hesaplanır.

$$h = 15 \cdot (GS - 12) \quad (3.18)$$

GS : Güneş saati (Öğleden önceleri (-), öğleden sonrası (+) olarak alınır)

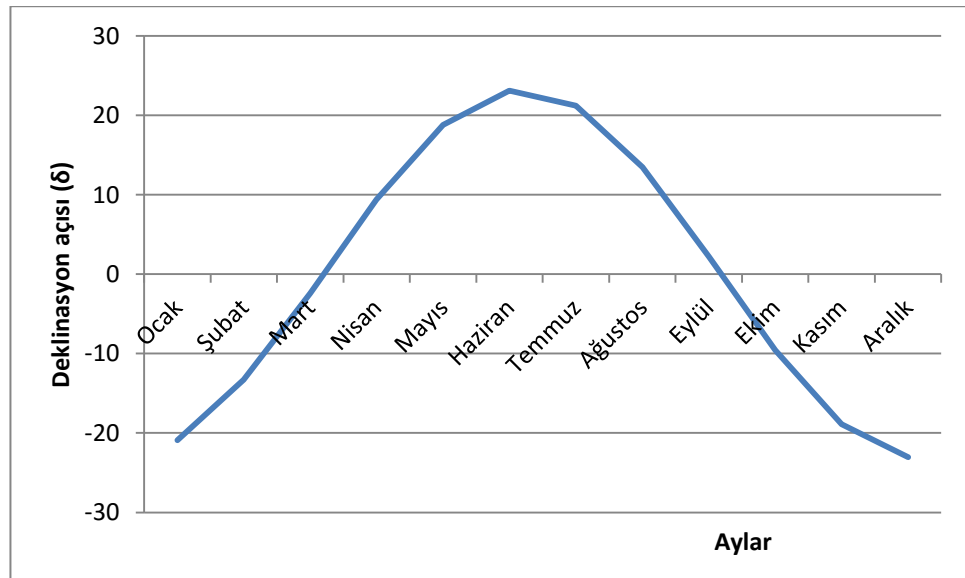
c. Deklinasyon açısı (δ)

Güneşten gelen ışınların ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır.

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{n+284}{365} \right) \quad (3.19)$$

Çizelge 3.16. Deklinasyon açısının yıl içerisindeki değerleri

| | Denklem (3.19) için | | |
|---------|---------------------|-----|----------|
| | Gün | n | δ |
| Ocak | 17 | 17 | -20,92 |
| Şubat | 16 | 47 | -13,29 |
| Mart | 16 | 75 | -2,42 |
| Nisan | 15 | 105 | 9,41 |
| Mayıs | 15 | 135 | 18,79 |
| Haziran | 11 | 162 | 23,09 |
| Temmuz | 17 | 198 | 21,18 |
| Ağustos | 16 | 228 | 13,45 |
| Eylül | 15 | 258 | 2,22 |
| Ekim | 15 | 288 | -9,60 |
| Kasım | 14 | 318 | -18,91 |
| Aralık | 10 | 344 | -23,05 |



Şekil 3.7. Güneş deklinasyon açısının yıl içerisindeki değişimi

d. Güneş doğuş (-) ve batış (+) açısı (H)

$$\cos H = -\tan(\delta) \cdot \tan(\epsilon) \quad (3.20)$$

$$H = \arccos[-\tan(\delta) \cdot \tan(\epsilon)]$$

e. Güneş geliş açısı (θ_g)

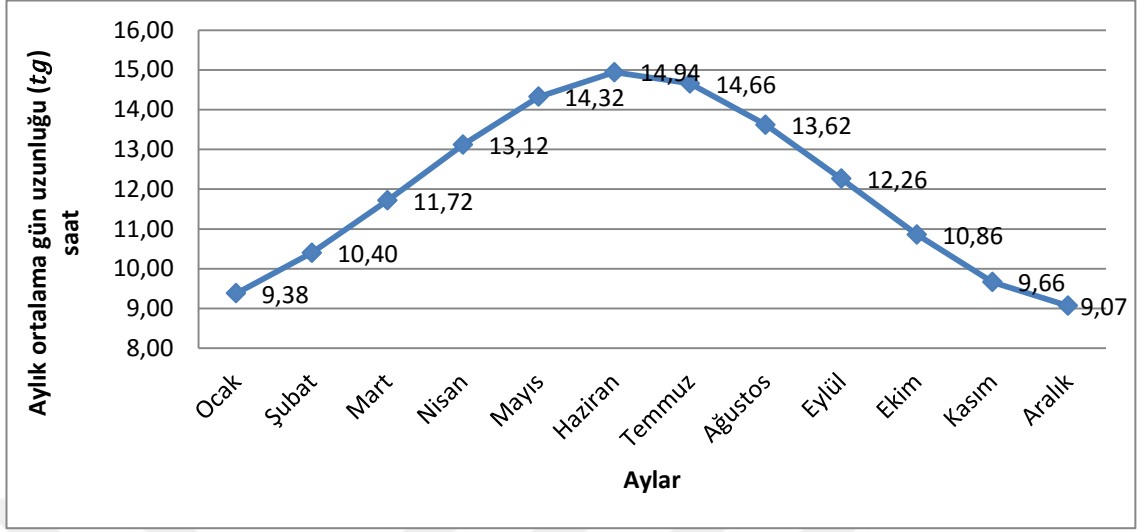
Güneş doğrultusunun herhangi bir eğik düzlemin normali ile yaptığı açıdır.

$$\cos \theta_g = \cos \delta \cdot \cos h \cdot \cos(\epsilon-s) + \sin \delta \cdot \sin(\epsilon-s) \quad (3.21)$$

3.4.2. Gün uzunluğu (t_g)

Güneş enerjisiyle yapılan çalışmalarda en önemli konulardan birisi gündüz saatlerinin uzunluğudur. Günler ne kadar uzun olursa elde edilen güneş enerjisi miktarı o kadar fazla olur. Bu karşılaştırmayı yapabilmek için Borçka ilçesinin aylık ortalama gün uzunlukları Şekil 3.8'de görülmektedir.

$$t_{g(saatt)} = \frac{2}{15} \cdot H \quad (3.22)$$



Şekil 3.8. Aylık ortalama gün uzunluğu

3.4.3. Eğim açısı (s)

Şekil 6.3 incelendiğinde görüleceği üzere yatay düzlemle toplayıcı arasında kalan açıdır. Toplayıcının eğimini verir. Dünya üzerindeki her hangi bir noktadan ekvatora doğru yönelen toplayıcılar için pozitif değer alır.

Güneş öğlesinde en fazla güneş ışığı alan toplayıcı düzleminin eğimi;

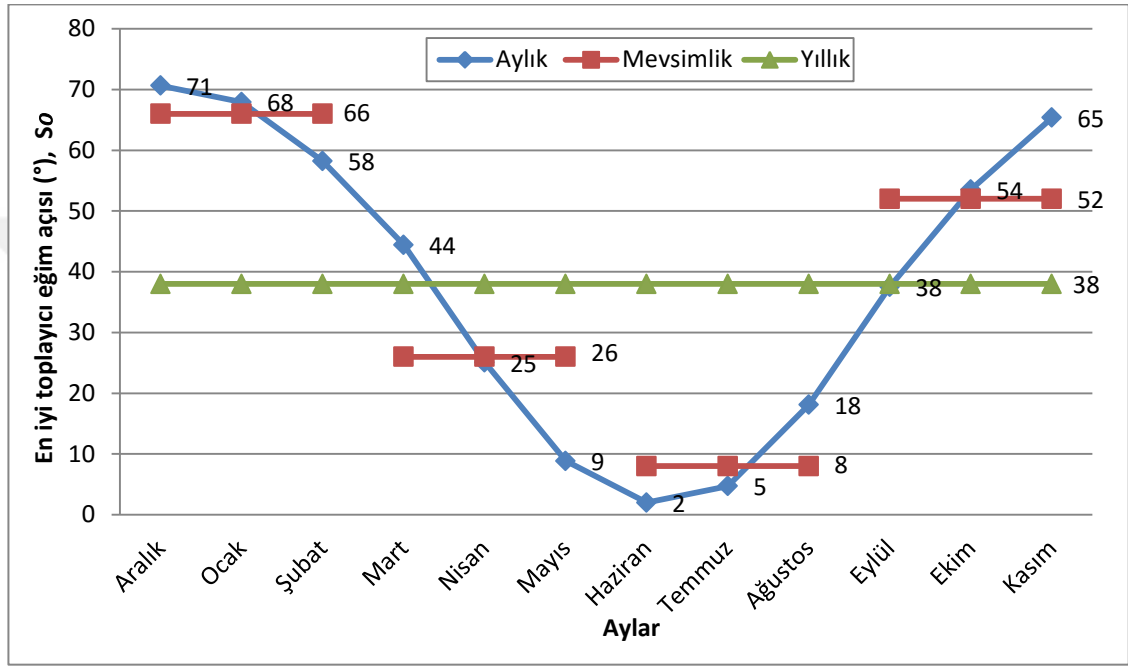
$$s = e - \delta \quad (3.23)$$

Güneye bakan düzlemler için aylık ortalama en fazla güneş ışığı alan toplayıcı düzleminin eğimi; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$s_0 = e - 1,5 \cdot \delta - \frac{|\delta| \cdot e}{180} \quad (3.24)$$

Toplayıcıdan elde edilen enerjinin hesaplanmasında, toplayıcı üzerine düşen güneş ışınımından maksimum şekilde yararlanabilmek için sistemin kullanım aralığı boyunca

toplayıcı eğim açısının bilinmesi gerekir. Ayrıca toplayıcı eğim açısı sistem performansına birinci derecede etki eder. Bu nedenle eğim açısının doğru seçilmesi gereklidir. Sistemin kurulduğu koordinatlar için uygun enlem açılarının aylara göre değişimi hesaplanarak Şekil 3.9'da sunulmuştur.



Şekil 3.9. Uygun toplayıcı eğim açılarının aylara göre değişimi

Şekil 3.9 incelendiğinde uygun toplayıcı eğim açılarının yaz aylarında enlem açısından ($e=41,35^0$) daha düşük, kış aylarındaysa enlem açısından daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni yazın güneş ışınlarının dünyaya daha dik, kışın ise daha eğik açıyla gelmesidir. Toplayıcı verimini yüksek tutmak için güneş ışınların daha dik bir açıyla yakalanması gerekir. Bizim uyguladığımız sistem için güneş ışınlarından hem yazın hem de kışın yararlanacağımız için uygun toplayıcı eğim açısı 2^0-71^0 arasından tüm yıl ortalaması olan 38^0 ye yakın bir değer seçilmelidir. Mevcut sistemin ısıtılması için gereken enerji soğutulması için gereken enerjiden daha fazla olduğundan dolayı kış şartlarına daha yakın bir değer seçmek daha doğru olacaktır. Fakat yaz aylarında güneş enerjisinden elde edilecek katkı miktarının daha yüksek olduğu da göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle uygun eğim açısı tüm yıl ortalama değerine yakın olacak şekilde 30^0 olarak seçilmiştir.

3.4.4. Yansıtma Oranı (ρ)

Çevrenin yansıtma oranı (ρ), bitki örtüsüne, yer şekillerine ve kar durumuna bağlı olarak değişir. Bazı haller için yansıtma oranının değerleri Çizelge 3.17’de verilmiştir. (Kılıç ve Öztürk 1983)

Çizelge 3.17. Yansıtma oranı değerleri

| | ρ | | ρ |
|---------------------------|--------|-------------------------|--------|
| Kar (yeni yağmış) | 0,75 | Gazel (ölü yaprak) | 0,30 |
| Su yüzeyleri | 0,04 | Kuru ot | 0,30 |
| Kozalaklı orman (kışın) | 0,07 | Yeşil ot | 0,20 |
| Ormanlar (sonbaharda) | 0,26 | Ziftli çatı | 0,13 |
| Aşınmış betonarme | 0,22 | Kırılmış taş yüzeyleri | 0,20 |
| Koyu renkli bina yüzeyi | 0,27 | Açık renkli bina yüzeyi | 0,60 |

Çizelge 3.17 incelendiğinde yansıtma oranının açık renkler için büyük, koyu renkler için daha küçük değerler aldığı görülür. Çevrenin yansıtma oranı ortalama 0,2 mertebesindedir.

4. ARAŞTIRMA VE BULGULAR

Bu bölümde 15 Nisan saat 13:00'de Borçka için yapılan çözümler gösterilmiştir.

Nisan ayının 15. Günü (n = 105 alınarak) saat 13:00 için Kılıç ve Öztürk (1983)'den yararlanarak;

Denklem (3.18)'e göre saat açısını hesaplırsak;

$$h = 15 \cdot (13 - 12)$$

$$h = 15^\circ$$

Denklem (3.19)'ye göre deklinasyon açısını hesaplırsak;

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{105 + 284}{365} \right)$$

$$\delta \cong 9,41^\circ \quad (\text{Çizelge 3.16'da verilen değerin aynısıdır})$$

Bölüm 3.4.1.a'da anlatıldığı üzere Borçka ilçesi için enlem açısı ($e = 41,35^\circ$) alınarak, Denklem (3.20)'e göre güneş doğuşu (-) ve batışı (+) saat açısı;

$$H = \arccos [-\tan (9,41) \cdot \tan (41,35)]$$

$$H \cong 98,39^\circ$$

Denklem (3.22)'ye göre gün uzunluğunu hesaplırsak;

$$t_{g(saatt)} = \frac{2}{15} \cdot 98,39$$

$$t_g \cong 13,12 \text{ saat}$$

Denklem (3.22)'e göre güneye bakan düzlemler için aylık ortalama en fazla güneş ışığı alan toplayıcı düzleminin eğimi Şekil 3.8'de görüldüğü üzere Nisan ayı için 25° bulunmasına rağmen tüm yıl ortalama değeri için $s = s_0 = 30^\circ$ alınmıştır.

4.1. Güneş Sabiti (I_{gs})

Güneş ışınımı hesaplarında kolaylık sağladığından, ortalama dünya-güneş mesafesinde, atmosfer dışında güneş ışınımına dik birim alana bütün dalga boylarında bir anda gelen güneş ışınımı değeri kullanılır ve buna “güneş sabiti” adı verilir. (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$I_{gs} = 1\,353 \text{ W/m}^2 \text{ olarak kabul edilir.}$$

4.2. Güneş Sabiti Düzeltme Faktörü (f)

$$f = 1 + 0,033 \cdot \cos \left(360 \cdot \frac{n}{365} \right) \quad (4.1)$$

$$f = 1 + 0,033 \cdot \cos \left(360 \cdot \frac{105}{365} \right)$$

$$f \cong 0,9923$$

4.3. Atmosfer Dışındaki Düzleme Bir Gün Boyunca Gelen Güneş Işınımı (Q_0)

$$Q_0 = \frac{24}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot \sin(\delta) \cdot \sin(\epsilon) \cdot \left[\frac{\pi}{180} \cdot H - \tan(H) \right] \quad (4.2)$$

$$I_{gs} = 1\,353 \text{ W/m}^2 \text{ veya } I_{gs} = 4,8708 \text{ MJ/m}^2 - \text{gün}$$

$$Q_0 = \frac{24}{\pi} \cdot (1\,353 \cdot 3\,600 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,9923 \cdot \sin(9,41) \cdot \sin(41,35) \cdot \left[\frac{\pi}{180} \cdot 98,39 - \tan(98,39) \right]$$

$$Q_0 = 33,9 \text{ MJ/m}^2\text{-gün veya } 9\,416,7 \text{ W/m}^2$$

4.4. Berraklık Endeksi (K_t)

Gereken hesaplama bağlantıları Liu ve Jordan (1960) tarafından verilmiştir. (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$K_t = \frac{Q}{Q_0} \quad (4.3)$$

Denklem (4.3)'ü çözebilmek için Q veya Q_0 değerlerinden birinin bilinmesi gerekir.

Nisan ayının 15. Günü EK 14'den Borçka için ölçülen değerler olmadığından dolayı, Borçka enlem değerine yakın $e = 41,2^\circ$ için ($Q = 16,1 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$) alınarak;

$$K_t = \frac{16,1}{33,9}$$

$$K_t \cong 0,4749$$

4.5. Yayılı Işınım Oranı (K_y)

Liu ve Jordan (1960) tarafından verilen bağlantı; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$K_y = 1,390 - 4,027 \cdot K_t + 5,531 \cdot K_t^2 - 3,108 \cdot K_t^3 \quad (4.4)$$

$$K_y = 1,390 - 4,027 \cdot 0,4749 + 5,531 \cdot 0,4749^2 - 3,108 \cdot 0,4749^3$$

$$K_y \cong 0,3921$$

Page (1963) tarafından verilen bağıntıya göre; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$K_y = 1 - 1,13 \cdot K_t \quad (4.5)$$

$$K_y \cong 0,4634$$

Görüldüğü üzere K_y değerleri birbirine yakın çıkmakla beraber biz hesaplarımızda Liu ve Jordan (1960) tarafından verilen bağlantıya göre bulunan ($K_y \cong 0,3921$) değerini kullanacağız.

4.6. Günlük Yayılı Işınım (Q_y)

Liu ve Jordan (1960) tarafından verilen bağıntı; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$Q_y = K_y \cdot Q \quad (4.6)$$

$$Q_y = 0,3921 \cdot 16,1$$

$$Q_y \cong 6,3132 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$$

4.7. Günlük Direkt Işınım (Q_d)

Liu ve Jordan (1960) tarafından verilen bağıntı; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$Q_d = Q - Q_y \quad (4.7)$$

$$Q_d = 16,1 - 6,3132$$

$$Q_d \cong 9,7868 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$$

4.8. Düzlem eğimi (\bar{R}_d)

$$\bar{R}_d = \frac{1}{\cos s_0} \quad (4.8)$$

$$\bar{R}_d = \frac{1}{\cos(30)}$$

$$\bar{R}_d \cong 1,1547$$

Eğik düzleme bir gün boyunca gelen toplam ışınımın, yatay düzleme bir gün boyunca gelen tüm ışınımına oranı ise; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$\bar{R} = \frac{Q_e}{Q} = \bar{R}_d \cdot \frac{Q_d}{Q} + \frac{Q_y}{Q} \cdot \frac{1 + \cos(s)}{2} + \rho \cdot \frac{1 - \cos(s)}{2} \quad (4.9)$$

Çizelge 3.17'den yansıtma oranı (ρ) = 0,2 alınarak;

$$\bar{R} = 1,1547 \cdot \frac{9,7868}{16,1} + \frac{6,3132}{16,1} \cdot \frac{1 + \cos(30)}{2} + 0,2 \cdot \frac{1 - \cos(30)}{2}$$

$$\bar{R} \cong 1,3772$$

4.9. Bir Gün Boyunca Eğik Düzleme Gelen Toplam Işınım (Q_e)

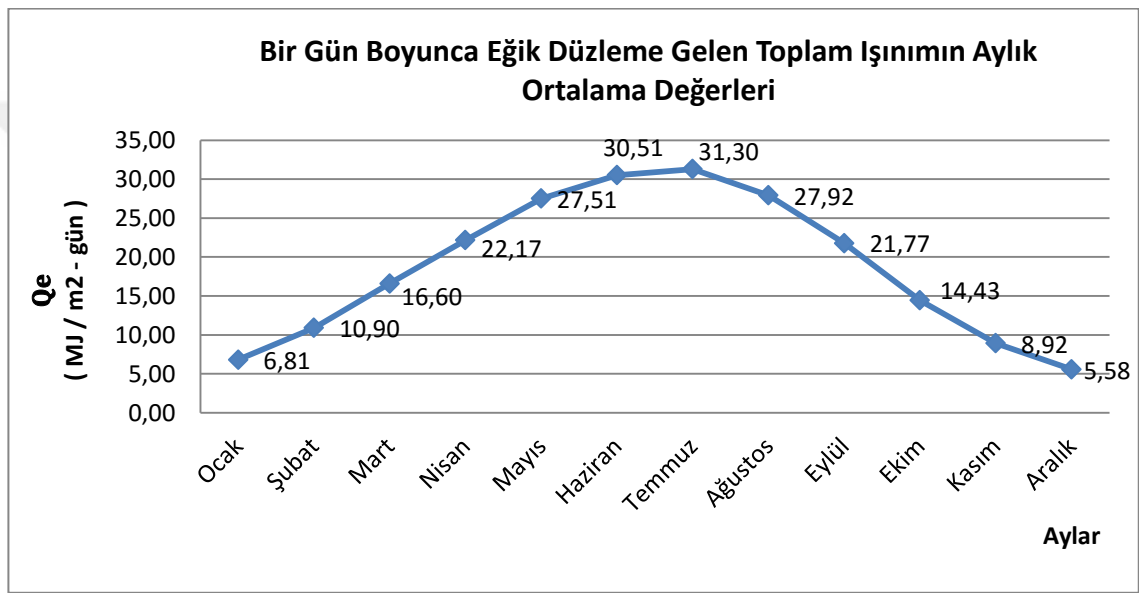
$$Q_e = \bar{R} \cdot Q \quad (4.10)$$

$$Q_e = 1,3772 \cdot 16,1$$

$$Q_e = 22,17 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$$

Page (1963) tarafından verilen Denklem (7.5) bağıntısına göre ($K_y \cong 0,4634$) alınarak bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım hesaplanırsa ($Q_e = 22,49 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$)

gün) bulunur. Bulunan bu iki değer mukayese edilirse Liu ve Jordan (1960) tarafından verilen (K_y) değerine göre yapılan hesaplama sonucunda bulunan bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım (Q_e)'nin, Page (1963) tarafından verilen (K_y) değerine göre yapılan hesaplama sonucunda bulunan bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım değerinden yaklaşık olarak %1,4 daha küçük olduğu görülmektedir. Fakat iki değer arasındaki fark çok küçük ve makul düzeydedir.



Şekil 4.1. Borçka için bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım şiddeti

Şekil 4.1 incelendiğinde bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışınım şiddeti (Q_e)'nin yaz aylarında arttığı, kış aylarında ise azaldığı görülmektedir. En fazla ışınım Temmuz ayında, en düşük ışınım değeri ise Aralık ayında oluşmaktadır.

4.10. Bir Gün Boyunca Eğik Düzleme Gelen Direkt Güneş Işınımı (Q_{ed})

$$Q_{ed} = \bar{R}_d \cdot Q_d \quad (4.11)$$

$$Q_{ed} = 1,1547 \cdot 9,7868$$

$$Q_{ed} \cong 11,30 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$$

4.11. Günlük Yayılı Işınm (Q_{ey})

$$Q_{ey} = Q_e - Q_{ed} \quad (4.12)$$

$$Q_{ey} = 22,17 - 11,30$$

$$Q_{ey} \cong 10,87 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$$

4.12. Anlık Tüm Güneş Işınmının (I), Günlük Toplam Tüm Güneş Işınmına (Q) Oranı (r_t)

$$r_t = \frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4 \cdot t_g} \cdot \left\{ \cos \left(\frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H} \right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - \Psi) \right\} \quad (4.13)$$

$$\Psi = \exp \left\{ -4 \cdot \left(1 - \frac{|h|}{H} \right)^2 \right\} \quad (4.14)$$

Denklem (3.18)'den $h = 60^\circ$ ve Denklem (6.3)'den $H = 98,39^\circ$ alınarak, Denklem (4.14)'e göre;

$$\Psi = \exp \left\{ -4 \cdot \left(1 - \frac{15}{98,39} \right)^2 \right\}$$

$$\Psi \cong 0,0565$$

$\Psi = 0,057$ ve $t_g = 9,38$ saat alınarak Denklem (4.13)'e göre;

$$r_t = \frac{\pi}{4 \cdot 13,12} \cdot \left\{ \cos \left(\frac{180}{2} \cdot \frac{15}{98,39} \right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - 0,0565) \right\}$$

$$r_t \cong 0,1219$$

4.13. Anlık Tüm Güneş Işınımı (I)

EK 14'den ($Q = 16,1 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$) alınarak, Denklem (4.13)'ün 1. Kısımına yazılırsa;

$$I = r_t \cdot Q \quad (4.15)$$

$$I = 0,1219 \cdot \left(16,1 \cdot \frac{10^6}{3600} \right)$$

$$I \cong 545,15 \text{ W/m}^2$$

4.14. Bir anda birim yatay düzleme gelen aylık ortalama yayılı ışınım (I_y), günlük toplam yayılı ışınım (Q_y) oranı (r_y)

$$r_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{\cos h - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \cos H} \quad (4.16)$$

$$r_y = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{\cos 15 - \cos 98,39}{\sin 98,39 - \frac{\pi}{180} \cdot 98,39 \cdot \cos 98,39}$$

$$r_y \cong 0,1174$$

4.15. Anlık Aylık Ortalama Yayılı Işınım (I_y)

Denklem (4.6)'dan ($Q_y \cong 2,6004 \text{ MJ/m}^2\text{-gün}$) alınarak Denklem (4.16)'nın 1. kısmında yerine konulursa;

$$I_y = r_y \cdot Q_y \quad (4.17)$$

$$I_y = 0,1174 \cdot \left(2,6004 \cdot \frac{10^6}{3600} \right)$$

$$I_y \cong 205,85 \text{ W/m}^2$$

4.16. Anlık Direkt Güneş Işınımı (I_d)

$$I_d = I - I_y \quad (4.18)$$

$$I_d = 545,15 - 205,85$$

$$I_d = 339,30 \text{ W/m}^2$$

4.17. (R_d)

$$R_d = \frac{\cos(e-s) \cdot \cos \delta \cdot \cos h + \sin(e-s) \cdot \sin \delta}{\cos e \cdot \cos \delta \cdot \cos h + \sin e \cdot \sin \delta} \quad (4.19)$$

Borçka için enlem değerinden ($e=41,35$), sistem için hesaplanan en uygun eğim değeri için ($s=30^\circ$), Denklem (6.1)'den ($h=15^\circ$) ve Denklem (6.2)'den ($\delta=-20,92$) alınarak;

$$R_d = \frac{\cos(41,35-30) \cdot \cos(9,41) \cdot \cos 15 + \sin(41,35-30) \cdot \sin(9,41)}{\cos(41,35) \cdot \cos(9,41) \cdot \cos(15) + \sin(41,35) \cdot \sin(9,41)}$$

$$R_d \cong 1,1737$$

4.18. (R)

$$R = \frac{I_e}{I} = R_d \cdot \frac{I_d}{I} + \frac{I_y}{I} \cdot \frac{1 + \cos(s)}{2} + \rho \cdot \frac{1 - \cos(s)}{2} \quad (4.20)$$

Çizelge (3.17)'den ($\rho=0,2$) alınarak;

$$R = 1,1737 \cdot \frac{339,30}{545,15} + \frac{205,85}{545,15} \cdot \frac{1 + \cos(30)}{2} + 0,2 \cdot \frac{1 - \cos(30)}{2}$$

$$R \cong 1,0962$$

4.19. Eğik Düzleme Gelen Anlık Toplam Güneş Işınımı (I_e)

Denklem (4.20)'nin 1. Kısmından;

$$I_e = R \cdot I \quad (4.21)$$

$$I_e = 1,0962 \cdot 545,15$$

$$I_e \cong 597,61 \text{ W/m}^2$$

4.20. Yutma Geçirme Çarpanı $\{(\tau\alpha)\}$

$$(\tau\alpha) = (\tau\alpha)_0 - b \cdot \left[1 - \frac{I_d \cdot R_d}{I \cdot R} \cdot \left(2 - \frac{1}{\cos \theta_g} \right) \right] \quad (4.22)$$

Denklem (3.21)'den;

$$\cos \theta_g = \cos (9,41) \cdot \cos (15) \cdot \cos (41,35-30) + \sin (9,41) \cdot \sin (41,35-30)$$

$$\cos \theta_g \cong 0,9665$$

Çizelge 4.1. Bazı sabit değerler (Kılıç ve Öztürk 1983, 127 s)

| | Cam sayısı | $(\tau\alpha)_0$ | b |
|--------------------------------|------------|------------------|------|
| Düşük demir oksitli | 1 | 0,87 | 0,07 |
| cam ($\delta\beta = 0,0125$) | 2 | 0,79 | 0,09 |
| Pencere camı | 1 | 0,80 | 0,08 |
| ($\delta\beta = 0,09$) | 2 | 0,69 | 0,10 |

Çizelge 4.1'den ($b = 0,08$) ve $[(\tau\alpha)_0 = 0,80]$ alınarak, Denklem (4.22)'ye yazılırsa;

$$(\tau\alpha) = 0,80 - 0,08 \cdot \left[1 - \frac{339,30 \cdot 1,1737}{545,15 \cdot 1,0962} \cdot \left(2 - \frac{1}{0,9665} \right) \right]$$

$$(\tau\alpha) \cong 0,7715$$

4.21. Efektif Yutma Geçirme Çarpımı $\{(\tau\alpha)_e\}$

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) - a_k \quad (4.23)$$

Tek camlı siyah yüzeyli toplayıcı için ($V = 0$ m/s) için ($a_k = 0,041$) alınarak;

$$(\tau\alpha)_e = 0,7715 + 0,041$$

$$(\tau\alpha)_e \cong 0,8125$$

4.22. Çevre Sıcaklığının Gün Doğuşu İle Gün Batısı Arasındaki Değişimi ($T_{\text{çev}}$)

$$T_{\text{çev}} = T_{\text{ort}} + \frac{\Delta T}{2} \cdot \cos \left[\frac{180}{t_g} \cdot (GS - 14) \right] \quad (4.24)$$

Borçka için ölçülmüş değerler bulunmadığından, değerleri Borçka'ya yakın olan Rize için EK 14'den ($T_{\text{ort}} = 11,1^\circ\text{C}$, $\Delta T = 6,7^\circ\text{C}$) alınarak;

$$T_{\text{çev}} = 11,1 + \frac{6,7}{2} \cdot \cos \left[\frac{180}{13,12} \cdot (13 - 14) \right]$$

$$T_{\text{çev}} \cong 14,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.23. Düz Toplayıcı Anlık Verimi (ζ_t)

$$\zeta_t = F_t \cdot \left[(\tau\alpha)_e - K \cdot \frac{T_{ag} - T_{cev}}{I} \right] \quad (4.25)$$

T_{ag} : Akışkanın toplayıcıya giriş sıcaklığı (Örnekte 30°C alınmıştır)

Burada toplayıcı ısı kazanç faktörü $F_t = 0,8$ ve toplayıcı ısı geçiş katsayısı $K = 7,2$ W/m^2K alınarak;

$$\zeta_t = 0,8 \cdot \left[0,8125 - 7,2 \cdot \frac{30 - 14,15}{545,15} \right]$$

$$\zeta_t \cong 0,48$$

4.24. (I_f)

$$I_f = I_e \cdot \zeta_t \quad (4.26)$$

$$I_f = 597,61 \cdot 0,48$$

$$I_f = 289,64 \text{ W/m}^2$$

Çizelge 4.2. Saat-saat analizine göre anlık bulunan değerler (15 Nisan Borçka)

| Saat | Q_e (MJ/ m ² - gün) | Q_{ed} (MJ/ m ² - gün) | Q_{ey} (MJ/ m ² - gün) | I (W/m ²) | I_y (W/m ²) | I_d (W/m ²) | I_e (W/m ²) | T_{cev} (°C) | ζ_t | I_f (W/m ²) |
|--------------|--|---|---|----------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------------|-----------|------------------------------|
| 7.00 | 22,17 | 11,30 | 10,87 | 158,81 | 74,94 | 83,87 | 151,10 | 10,7 | 0 | 0 |
| 8.00 | | | | 291,81 | 119,59 | 172,23 | 301,55 | 11,6 | 0,25 | 74,39 |
| 9.00 | | | | 410,65 | 157,93 | 252,72 | 439,34 | 12,3 | 0,39 | 169,59 |
| 10.00 | | | | 496,00 | 187,35 | 308,65 | 539,68 | 13,0 | 0,45 | 241,68 |
| 11.00 | | | | 545,15 | 205,85 | 339,30 | 597,61 | 13,6 | 0,48 | 285,01 |
| 12.00 | | | | 564,33 | 212,16 | 352,17 | 620,25 | 14,1 | 0,49 | 303,30 |
| 13.00 | | | | 545,15 | 205,85 | 339,30 | 597,61 | 14,4 | 0,48 | 289,64 |
| 14.00 | | | | 496,00 | 187,35 | 308,65 | 539,68 | 14,5 | 0,46 | 250,60 |
| 15.00 | | | | 410,65 | 157,93 | 252,72 | 439,34 | 14,4 | 0,41 | 182,12 |
| 16.00 | | | | 291,81 | 119,59 | 172,23 | 301,55 | 14,1 | 0,30 | 89,41 |
| 17.00 | | | | 158,81 | 74,94 | 83,87 | 151,10 | 13,6 | 0 | 0 |
| ΣI_e | | | | | | | 4.678,8 | ΣI_f | | 1.885,7 |

4.25. Günlük Ortalama Toplayıcı Verimi (Saat-Saat Analizine Göre)

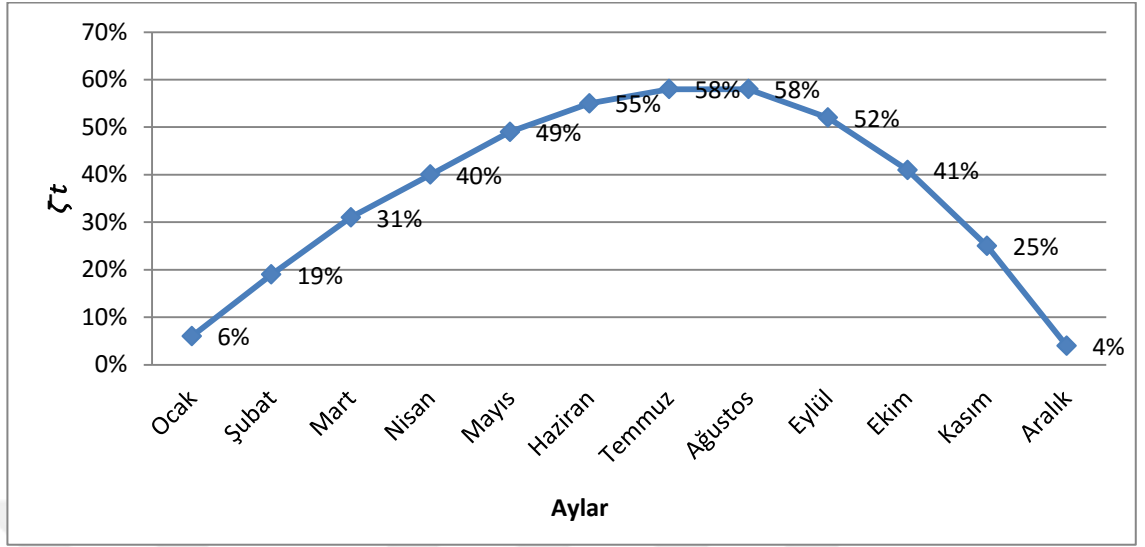
$$\bar{\zeta}_t = \frac{\Sigma I_f}{\Sigma I_e} \quad (4.27)$$

$$\bar{\zeta}_t = \frac{1.885,7}{4.678,8}$$

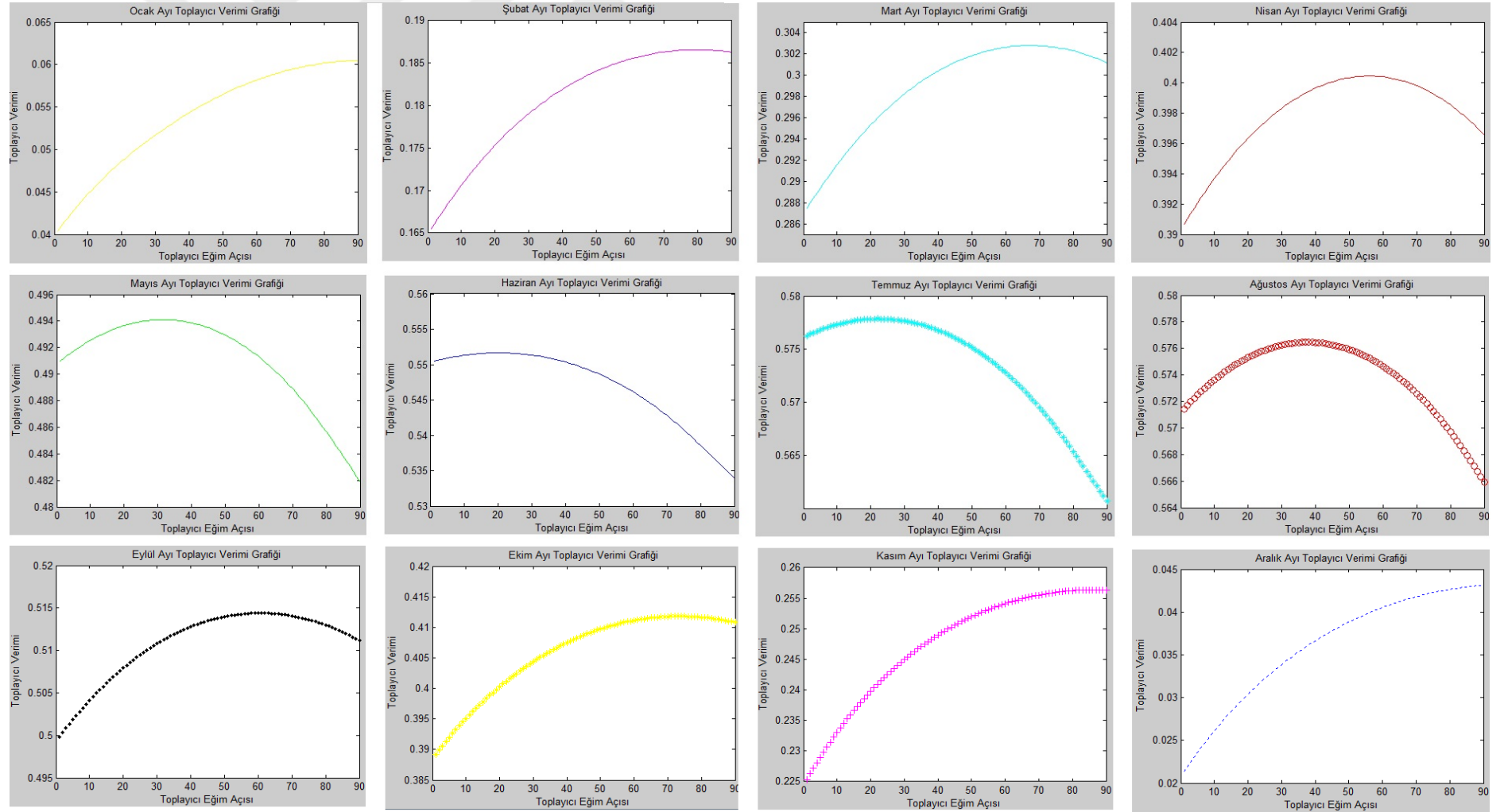
$$\bar{\zeta}_t \cong 0,40$$

Çizelge 4.3. Borçka için aylık saat-saat analizine göre hesaplanan, günlük ortalama toplayıcı verimleri

| | Oca. | Şub. | Mar. | Nis. | May. | Haz. | Tem. | Ağu. | Eyl. | Eki. | Kas. | Ara. |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\bar{\zeta}_t$ | %6 | %19 | %31 | %40 | %49 | %55 | %58 | %58 | %52 | %41 | %25 | %4 |

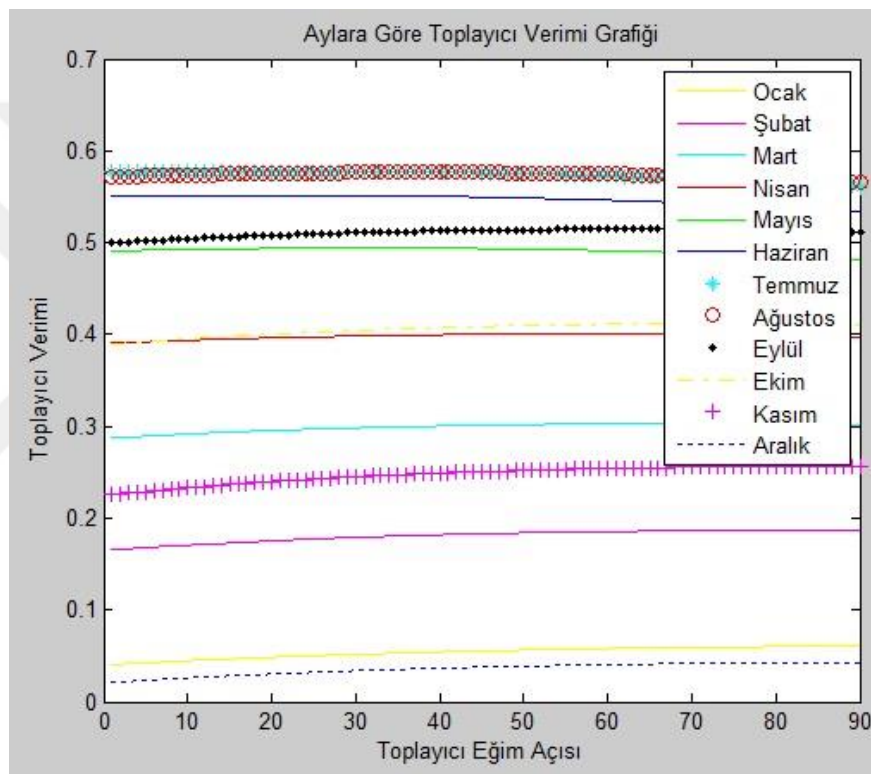


Şekil 4.2. Ay bazında, günlük ortalama toplayıcı verimleri



Şekil 4.3. Matlab programında hesaplanan toplayıcı veriminin toplayıcı eğim açısıyla değişimi

Şekil 4.3’de Matlab programı ile hesaplanan en iyi toplayıcı verim değerleri ile matematiksel olarak yapılan hesaplar arasında küçük farklılıklar olduğu görülmektedir. Böylece kullanılan matematiksel ifadelerin kabul edilebilir sonuçlar verdiğini anlaşılmaktadır. On iki aya ait toplayıcı açısı-verim değerleri Şekil 4.4’de görülmektedir.



Şekil 4.4. Aylara göre toplayıcı eğim açısı – toplayıcı verimi grafiği

4.26. Soğutma Çevriminde Sistemin Genel Verimi

Güneş enerjisi sistemi ile soğutma çevrimi arasında bulunan ısı değiştiricisinin verimi ($\zeta = 1$) alınarak;

$$\zeta_{s_s} = \frac{\text{Buharlaştırıcıda elde edilen soğutma etkisi}}{\text{Toplayıcıya gelen güneş enerjisi}} = \frac{q_b}{q_t}$$

Toplayıcı verimi;

$$\zeta_t = \frac{\text{Kaynatıcıya giren ısı}}{\text{Toplayıcıya gelen güneş enerjisi}} = \frac{q_k}{q_t}$$

Soğutma durumunda sistemin genel verimi; (soğurmalı çevrimin verimi $STK = \frac{q_b}{q_k}$ alınarak)

$$\zeta_{s_s} = \frac{Q_b}{Q_t} = STK \cdot \zeta_t \quad (4.28)$$

Aynı şekilde ısıtma durumunda sistemin genel verimi ise; (soğurmalı çevrimin verimi $ITK = \frac{q_y + q_s}{q_k}$ alınarak)

$$\zeta_{s_i} = \frac{Q_b}{Q_t} = ITK \cdot \zeta_t \quad (4.29)$$

4.27. Aylara Göre Soğutma Çevriminde Sistemin Genel Verimi

Denklem (4.28)'e göre;

$$\text{Mart ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,31 \cong 0,25$$

$$\text{Nisan ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,40 \cong 0,32$$

$$\text{Mayıs ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,49 \cong 0,39$$

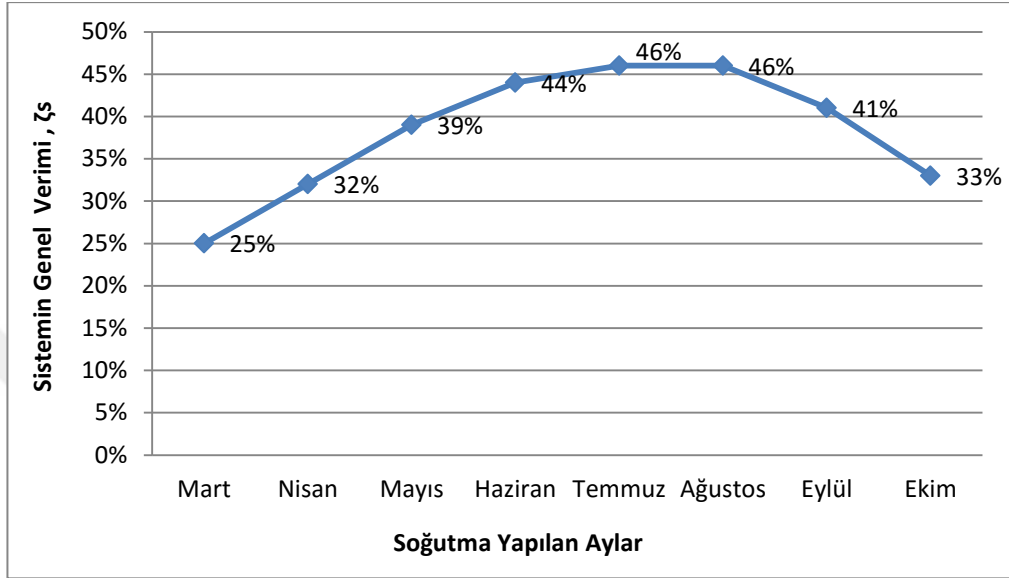
$$\text{Haziran ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,55 \cong 0,44$$

$$\text{Temmuz ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,58 \cong 0,46$$

$$\text{Ağustos ayı için} \quad : 0,795 \cdot 0,58 \cong 0,46$$

Eylül ayı için : $0,795 \cdot 0,52 \cong 0,41$

Ekim ayı için : $0,795 \cdot 0,41 \cong 0,33$



Şekil 4.5. Aylara göre soğutma çevriminde sistem verimi

4.28. Soğutma Durumunda Aylık Toplanan Enerji (Q_{t_i})

$$Q_{t_i} = A_t \cdot \zeta_{s_s} \cdot Q_{e_i} \cdot n_i \quad (4.30)$$

Q_{t_i} : Aylık toplanan enerji (MJ)

A_t : Toplayıcı alanı (m^2)

ζ_{s_s} : Soğutma çevriminde sistemin genel verimi

Q_{e_i} : Bir gün boyunca eğik düzleme gelen toplam ışıınım (MJ/m^2 -gün)

n_i : Aydaki gün sayısı

Aylık toplanan enerji formülü toplayıcıdan seçilen ay için elde edilen güneş enerjisi miktarını verir. Bu formülde toplayıcıdan elde edilen enerjinin kaynatıcıya ulaştığı kısımda ki değerini bulabiliriz. Fakat bize güneş enerjisini kullanmak kaydıyla sistemden elde edeceğimiz faydalı enerji gerekmektedir. Bu nedenle aylık toplanan

enerji formülünde ki, günlük ortalama toplayıcı verimi ($\bar{\zeta}_{t_i}$) yerine sistemin genel verimi (ζ_{s_s}) kullanılırsa, hem soğurma çevriminin verimi, hem de toplayıcı verimi işleme sokulmak kaydıyla sistemim güneşten elde etmiş olduğu net enerjiyi bulabiliriz.

Soğurmalı soğutma sistemine ait aylık toplanan enerji, soğutma gereken aylar da birim toplayıcı alanı için;

$$\text{Mart ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,25 \cdot 22,17 \cdot 31$$

$$Q_{t_i} \cong 171,82 \text{ MJ}$$

$$\text{Nisan ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,32 \cdot 22,17 \cdot 30$$

$$Q_{t_i} \cong 212,83 \text{ MJ}$$

$$\text{Mayıs ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,39 \cdot 22,17 \cdot 31$$

$$Q_{t_i} \cong 268,04 \text{ MJ}$$

$$\text{Haziran ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,44 \cdot 22,17 \cdot 30$$

$$Q_{t_i} \cong 292,64 \text{ MJ}$$

$$\text{Temmuz ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,46 \cdot 22,17 \cdot 31$$

$$Q_{t_i} \cong 316,14 \text{ MJ}$$

$$\text{Ağustos ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,46 \cdot 22,17 \cdot 31$$

$$Q_{t_i} \cong 316,14 \text{ MJ}$$

$$\text{Eylül ayı için;} \quad Q_{t_i} = 1 \cdot 0,41 \cdot 22,17 \cdot 30$$

$$Q_{t_i} \cong 272,69 \text{ MJ}$$

Ekim ayı için; $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,33 \cdot 22,17 \cdot 31$

$$Q_{t_i} \cong 226,80 \text{ MJ}$$

4.29. Soğutma Durumunda Aylık Faydalı Enerji (Q_{f_i})

Güneş enerjili sistemlerin en önemli parametrelerinden biri olan faydalı enerji, her zaman toplayıcıdan topladığımız enerjiye eşit değildir. Şöyle ki toplayıcıdan toplanan enerji, ihtiyacımız olan enerjiden küçük ise faydalı enerji toplanan enerjiye; toplayıcıdan toplanan enerji ihtiyacımız olan enerjiden büyük ise faydalı enerji, ihtiyacımız olan enerjiye eşittir.

Buna göre aylık faydalı enerji; (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$Q_{f_i} = \begin{cases} Q_{t_i}, & Q_{i_i} > Q_{t_i} \\ Q_{i_i}, & Q_{i_i} < Q_{t_i} \end{cases} \quad (4.31)$$

Q_{f_i} : Aylık faydalı enerji

Q_{t_i} : Aylık toplanan enerji

Q_{i_i} : Aylık ihtiyacımız olan enerji

Bu durumda sistemde yapacağımız soğutma uygulaması için aylık olarak faydalı enerjileri tespit edelim.

Çizelge 4.4. 1 m² Toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji

| Aylar | İhtiyacımız Olan Enerji | Aylık Toplanan Enerji (1 m ² Toplayıcı Alanı İçin) | | Aylık Faydalı Enerji (1 m ² Toplayıcı Alanı İçin) |
|---------|-------------------------|--|----------|---|
| | (kcal) | (MJ) | (kcal) | (kcal) |
| Mart | 25 846 | 171,82 | 41 065 | 25 846 |
| Nisan | 25 846 | 212,83 | 50 866 | 25 846 |
| Mayıs | 51 692 | 268,04 | 64 062 | 51 692 |
| Haziran | 594 454 | 292,64 | 69 941 | 69 941 |
| Temmuz | 1 912 591 | 316,14 | 75 557 | 75 557 |
| Ağustos | 2 222 741 | 316,14 | 75 557 | 75 557 |
| Eylül | 465 225 | 272,69 | 65 173 | 65 173 |
| Ekim | 25 846 | 226,80 | 54 205 | 25 846 |

Temmuz Ayında 10 m² toplayıcı alanı için aylık faydalı enerjiyi hesaplayalım:

1 m² toplayıcıdan elde edilen aylık faydalı enerji * toplayıcı alanı

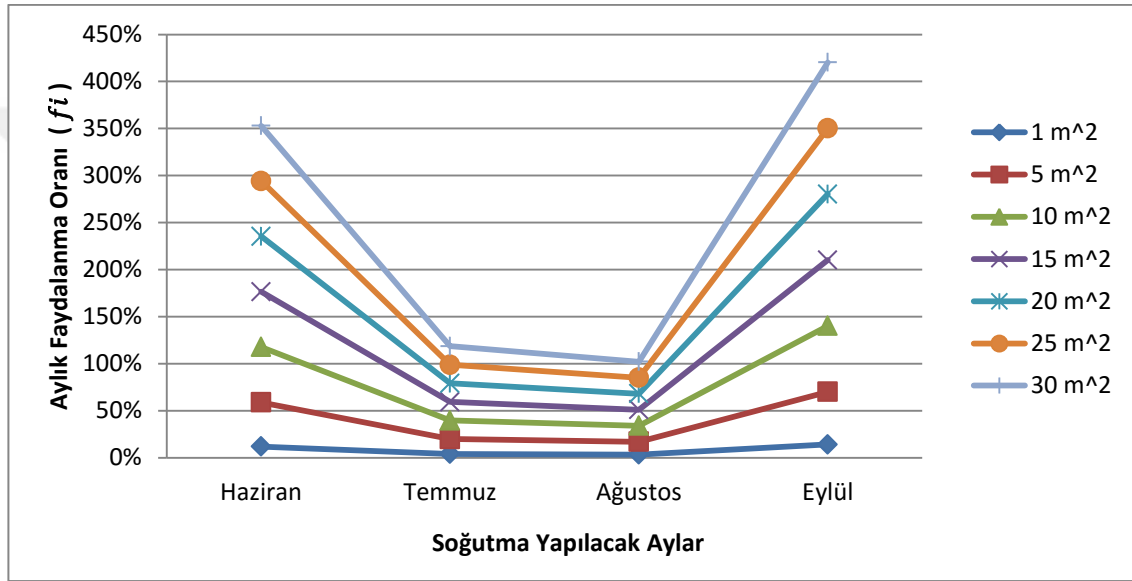
Temmuz Ayında 10 m² toplayıcı alanı için aylık faydalı enerjiyi = 75 557 . 10

= 755 570 kcal bulunur.

Çizelge 4.5. Farklı toplayıcı alanları için aylık faydalı enerjiler

| | <i>İhtiyacımız Olan Enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık toplanan enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>5 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>10 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>15 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>20 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>25 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>30 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> |
|--|--------------------------------|--|---|---|--|--|--|--|--|
| <i>Aylar</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> |
| <i>Mart</i> | 25.846 | 41.065 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 |
| <i>Nisan</i> | 25.846 | 50.866 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 |
| <i>Mayıs</i> | 51.692 | 64.062 | 51.692 | 51.692 | 51.692 | 51.692 | 51.692 | 51.692 | 51.692 |
| <i>Haziran</i> | 594.454 | 69.941 | 69.941 | 349.705 | 594.454 | 594.454 | 594.454 | 594.454 | 594.454 |
| <i>Temmuz</i> | 1.912.591 | 75.557 | 75.557 | 377.785 | 755.570 | 1.133.355 | 1.511.140 | 1.888.925 | 1.912.591 |
| <i>Ağustos</i> | 2.222.741 | 75.557 | 75.557 | 377.785 | 755.570 | 1.133.355 | 1.511.140 | 1.888.925 | 2.222.741 |
| <i>Eylül</i> | 465.225 | 65.173 | 65.173 | 325.865 | 465.225 | 465.225 | 465.225 | 465.225 | 465.225 |
| <i>Ekim</i> | 25.846 | 54.205 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 | 25.846 |
| <i>YILLIK FAYDALI ENERJİ (kcal)</i> | | | 415.458 | 1.560.370 | 2.700.049 | 3.455.619 | 4.211.189 | 4.966.759 | 5.324.241 |

Çizelge 4.6 incelendiğinde Mart, Nisan, Mayıs ve Ekim aylarında ihtiyaç duyulan soğutmanın en az düzeyde olduğu bu nedenle soğutma yapmaya gerek duyulmadığı anlaşılabilir. Soğurmalı soğutma sistemi ile yapılacak soğutmanın yaz aylarını kapsayan Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır. En çok soğutma gerektiren ay ise soğutma derece gün sayısının en fazla olduğu Ağustos ayıdır.



Şekil 4.6. Ay bazında toplayıcı alanındaki değişimlere göre faydalanma oranları

4.31. En Uygun Toplayıcı Alanının Bulunması

Örnek olarak 1 m² toplayıcı alanı için hesaplamalar gösterilmiştir.

1 m² toplayıcı alanı için Çizelge 4.5'den yıllık faydalı enerji 415 458 kcal bulunmuştur.

$$415.458 \text{ kcal} = 483,18 \text{ kWh}$$

Elektriğin birim fiyatı 31,0485 kr / kWh alınarak; (Tedaş 2015)

483,18 kWh'lik bir enerjinin tasarrufundan sağlanacak ekonomik katkı;

$483,18 \cdot 31,0485 \cong 150 \text{ TL}' \text{ dir.}$

Daha önceki bölümlerde yapmış olduğumuz soğutma hesabında yıllık soğutma enerjisi ihtiyacımızın 5 324 239 kcal/yıl olduğunu hesaplamıştık. Buda 6 192,09 kWh/yıl bir enerjiye eş değerdir. Bu ihtiyacımız olan enerjiden güneş enerjisi yardımıyla elde ettiğimiz enerjiyi çıkarırsak sisteme dışarıdan yapmamız gerekli enerji takviyesini bulabiliriz.

Yardımcı enerji ihtiyacı;

$6\ 192,09 - 483,18 \cong 5\ 708,92 \text{ kWh}$ bulunur.

Burada soğurma çevriminin STK = 0,795 değeri işleme katılarak yardımcı enerji ihtiyacımız;

$5\ 708,92 / 0,795 \cong 7\ 181,03 \text{ kWh}$ bulunur.

Yardımcı enerji ihtiyacımızın ekonomik bedeli ise;

$7\ 181,03 \cdot 31,0485 \cong 2\ 230 \text{ TL}' \text{ dir.}$

Çizelge 4.7. Toplayıcı alanı ve yıllara göre en uygun sistem maliyeti

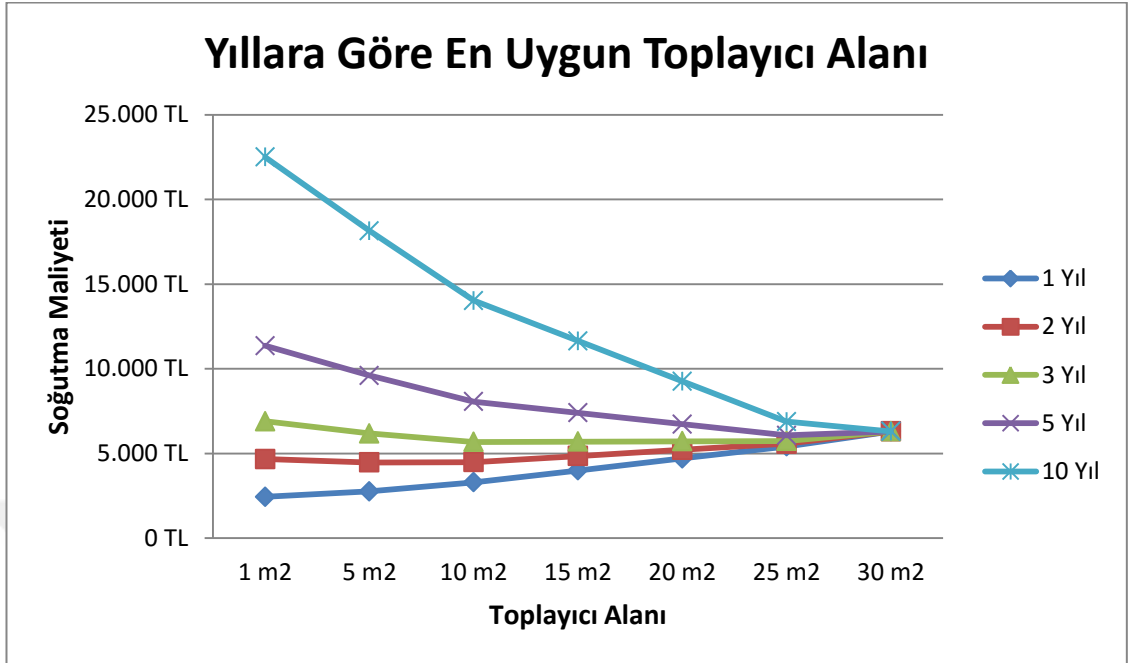
| Toplayıcı Alanı | Faydalı Güneş Enerjisi | | Yardımcı Enerji | | | Toplayıcı Maliyeti ³ | Yıllara Göre Toplam Maliyet ⁴ | | | | |
|-------------------|------------------------|----------|-----------------|-------------------------|---------------------|---------------------------------|--|----------|----------|-----------|-----------|
| | İhtiyacı | Değeri | İhtiyacı 1 | İhtiyacı 2 ¹ | Değeri ² | | 1 yıl | 2 yıl | 3 yıl | 5 yıl | 10 yıl |
| | kWh | TL | kWh | kWh | TL | TL | | | | | |
| 1 m ² | 483,18 | 150 TL | 5.708,92 | 7.181,03 | 2.230 TL | 210 TL | 2.440 TL | 4.669 TL | 6.899 TL | 11.358 TL | 22.506 TL |
| 5 m ² | 1.814,71 | 563 TL | 4.377,38 | 5.506,14 | 1.710 TL | 1.050 TL | 2.760 TL | 4.469 TL | 6.179 TL | 9.598 TL | 18.146 TL |
| 10 m ² | 3.140,16 | 975 TL | 3.051,94 | 3.838,91 | 1.192 TL | 2.100 TL | 3.292 TL | 4.484 TL | 5.676 TL | 8.060 TL | 14.019 TL |
| 15 m ² | 4.018,89 | 1.248 TL | 2.173,21 | 2.733,59 | 849 TL | 3.150 TL | 3.999 TL | 4.847 TL | 5.696 TL | 7.394 TL | 11.637 TL |
| 20 m ² | 4.897,61 | 1.521 TL | 1.294,48 | 1.628,28 | 506 TL | 4.200 TL | 4.706 TL | 5.211 TL | 5.717 TL | 6.728 TL | 9.256 TL |
| 25 m ² | 5.776,34 | 1.793 TL | 415,75 | 522,96 | 162 TL | 5.250 TL | 5.412 TL | 5.575 TL | 5.737 TL | 6.062 TL | 6.874 TL |
| 30 m ² | 6.192,09 | 1.923 TL | 0,00 | 0,00 | 0 TL | 6.300 TL | 6.300 TL | 6.300 TL | 6.300 TL | 6.300 TL | 6.300 TL |

¹ Yardımcı enerji ihtiyacında soğurmalı soğurma çevriminin STK = 0,795 olan verimi işleme katılmıştır.

² Yardımcı enerji ihtiyacı 2'deki veriler kullanılarak hesaplanmıştır.

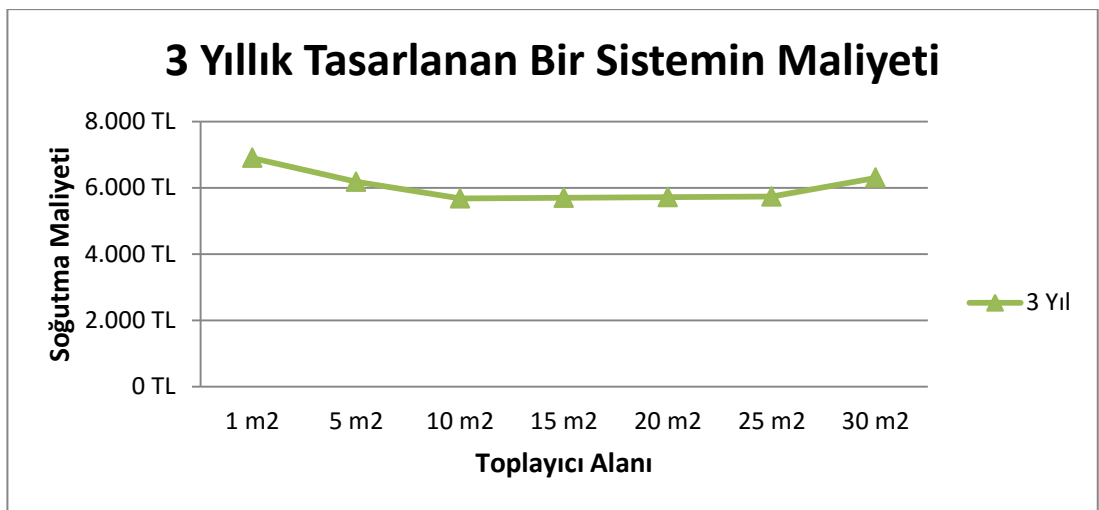
³ 1 m² toplayıcı alanı için gereken maliyet 210 TL' dir.

⁴ Yıllara göre toplam maliyet hesabında toplayıcı maliyeti sadece 1 kez işleme katılmıştır.



Şekil 4.7 Toplayıcı alanına göre soğutma maliyeti

Şekil 4.7’de görüldüğü üzere yapılan soğutma uygulamasının yıllara yayılması durumunda 3 yıllık verilerin son derece tutarlı olduğu görülmüştür. Gerek ilk yatırım maliyetinin düşüklüğü, gerek sistemden kazanılacak fayda göz önünde bulundurularak, tasarladığımız soğurmalı soğutma sistemi için maliyet analiz süresi olarak 3 yıl seçilmiştir.



Şekil 4.8. 3 yıllık bir sistemin maliyeti

Şekil 4.8’de görüldüğü üzere 3 yıllık bir maliyet analizi için en uygun toplayıcı alanı $10 m^2$ olarak bulunur. Fakat $10 m^2$ toplayıcı alanı ile $25 m^2$ toplayıcı alanı için elde edilen kazançlar birbirine çok yakın bulunmuştur. Bu nedenle Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Çizelge 4.7’de görüldüğü üzere 3 yıllık süre zarfında biraz daha maliyetli olmasına rağmen gelecek yıllarda elde edilecek kazanç da göz önünde bulundurularak, gerçekleştireceğimiz soğurmalı soğutma uygulaması için en uygun toplayıcı alanı olarak **$15 m^2$** toplayıcı alanı uygulamak en doğru sonucu verir. ($20 m^2$ veya $25 m^2$ toplayıcı alanları ilk yatırım maliyetinin yüksek olması nedeniyle tercih edilmemiştir)

Çizelge 4.8. $15 m^2$ toplayıcı alanı için aylık uygulama sonuçları

| AYLAR | İhtiyaç Duyulan Enerji Miktarı | Güneş Enerjisinden Elde Edilen Enerji Miktarı | Güneş Enerjisiyle İhtiyacın Karşılanma Oranı | Sistem verimi ($\zeta_s = STK \cdot \zeta_t$) |
|---------------|--------------------------------|---|--|---|
| | (kWh) | (kWh) | (%) | |
| Mart | 30,06 | 30,06 | % 100 | 0,25 |
| Nisan | 30,06 | 30,06 | % 100 | 0,32 |
| Mayıs | 60,12 | 60,12 | % 100 | 0,39 |
| Haziran | 691,35 | 691,35 | % 100 | 0,44 |
| Temmuz | 2.224,34 | 1.318,09 | % 59 | 0,46 |
| Ağustos | 2.585,05 | 1.318,09 | % 51 | 0,46 |
| Eylül | 541,06 | 541,06 | % 100 | 0,41 |
| Ekim | 30,06 | 30,06 | % 100 | 0,33 |
| TOPLAM | 6.192,09 | 4.018,89 | % 65 | |

$15 m^2$ toplayıcı alanı ile yapılan uygulama sonuçlarına göre sistem için gerekli soğutma enerjisi ihtiyacının %65’lik kısmı güneş enerjisi toplayıcılarından karşılanmaktadır. Mart, Nisan, Mayıs, Haziran, Eylül ve Ekim aylarında soğutma enerjisi ihtiyaçlarının tamamı güneş enerjisiyle karşılanmıştır. Temmuz ayında soğutma enerjisinin güneş enerjisiyle karşılanma oranı %59 iken, en fazla soğutmaya ihtiyaç duyduğumuz Ağustos ayında bu oran %51 olarak bulunmuştur.

4.32. Toplayıcı Alanı–Isıl Yük Oranı (TY)

Toplayıcı alanının, yıllık ihtiyacımız olan enerjiye oranı olarak ifade edilir. (Kılıç ve Öztürk 1983)

$$TY = \frac{A_t}{Q_i} \quad (4.33)$$

4.33. Aylık Isı ihtiyacının, Yıllık Isı İhtiyacına Oranı (y_i)

$$y_i = \frac{Q_{i_i}}{Q_i} \quad (4.34)$$

4.34. Yıllık Faydalanma Oranı (f)

Aylık faydalı enerji toplamalarının, yıllık ihtiyacımız olan enerjiye oranıdır.

$$f = \sum_{i=1}^{12} f_i \cdot y_i \quad (4.35)$$

4.35. Aylara Göre Isıtma Çevriminde Sistemin Genel Verimi

Denklem (4.29)'a göre;

Eylül ayı için : $1,795 \cdot 0,52 \cong 0,93$

Ekim ayı için : $1,795 \cdot 0,41 \cong 0,74$

Kasım ayı için : $1,795 \cdot 0,25 \cong 0,45$

Aralık ayı için : $1,795 \cdot 0,04 \cong 0,07$

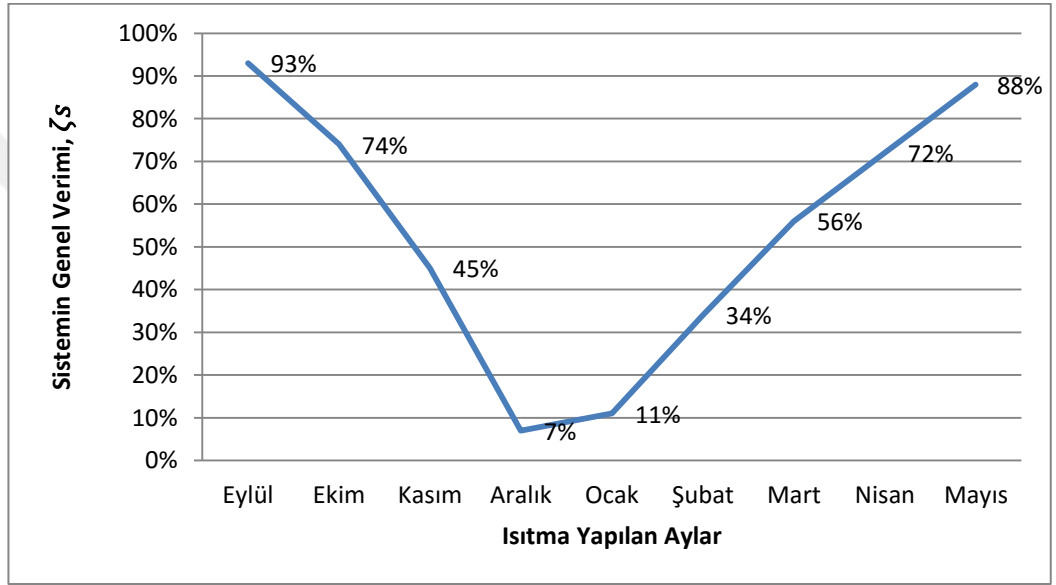
Ocak ayı için : $1,795 \cdot 0,06 \cong 0,11$

Şubat ayı için : $1,795 \cdot 0,19 \cong 0,34$

Mart ayı için : $1,795 \cdot 0,31 \cong 0,56$

Nisan ayı için : $1,795 \cdot 0,40 \cong 0,72$

Mayıs ayı için : $1,795 \cdot 0,49 \cong 0,88$



Şekil 4.9. Aylara göre ısıtma çevriminde sistem verimi

4.36. Isıtma Durumunda Aylık Toplanan Enerji (Q_{t_i})

Denklem (4.30)'a benzer olarak;

$$Q_{t_i} = A_t \cdot \zeta_{s_i} \cdot Q_{e_i} \cdot n_i \quad (4.36)$$

ζ_{s_i} : Isıtma çevriminde sistemin genel verimi

Soğurmalı soğutma sistemine ait aylık toplanan enerji, ısıtma gereken aylar da birim toplayıcı alanı için;

| | |
|------------------|--|
| Eylül ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,93 \cdot 22,17 \cdot 30$ $Q_{t_i} \cong 618,54 \text{ MJ}$ |
| Ekim ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,74 \cdot 22,17 \cdot 31$ $Q_{t_i} \cong 508,58 \text{ MJ}$ |
| Kasım ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,45 \cdot 22,17 \cdot 30$ $Q_{t_i} \cong 299,30 \text{ MJ}$ |
| Aralık ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,07 \cdot 22,17 \cdot 31$ $Q_{t_i} \cong 48,11 \text{ MJ}$ |
| Ocak ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,11 \cdot 22,17 \cdot 31$ $Q_{t_i} \cong 75,60 \text{ MJ}$ |
| Şubat ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,34 \cdot 22,17 \cdot 28$ $Q_{t_i} \cong 211,06 \text{ MJ}$ |
| Mart ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,56 \cdot 22,17 \cdot 31$ $Q_{t_i} \cong 384,87 \text{ MJ}$ |
| Nisan ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,72 \cdot 22,17 \cdot 30$ $Q_{t_i} \cong 478,87 \text{ MJ}$ |
| Mayıs ayı için; | $Q_{t_i} = 1 \cdot 0,88 \cdot 22,17 \cdot 31$ $Q_{t_i} \cong 604,80 \text{ MJ}$ |

4.37. Isıtma Durumunda Aylık Faydalı Enerji (Q_{f_i})

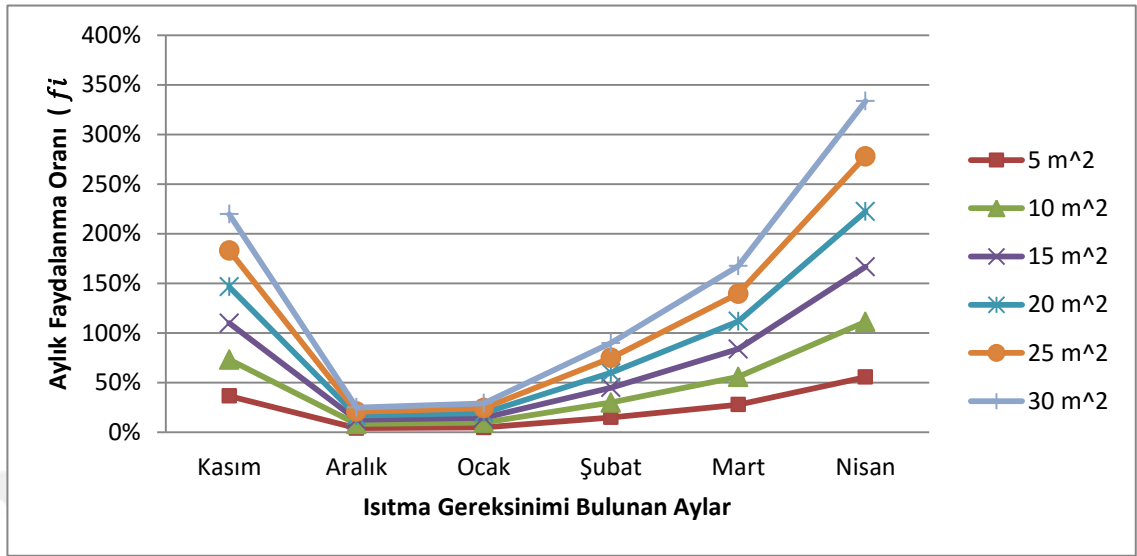
Bölüm 4.29’da anlatıldığı gibi geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma durumları için Denklem (4.31)’e göre yapılan hesaplamalar Çizelge 4.9 ve Çizelge 4.10’ da gösterilmiştir.

Çizelge 4.9. Geleneksel ısıtma durumunda aylık faydalı enerjiler

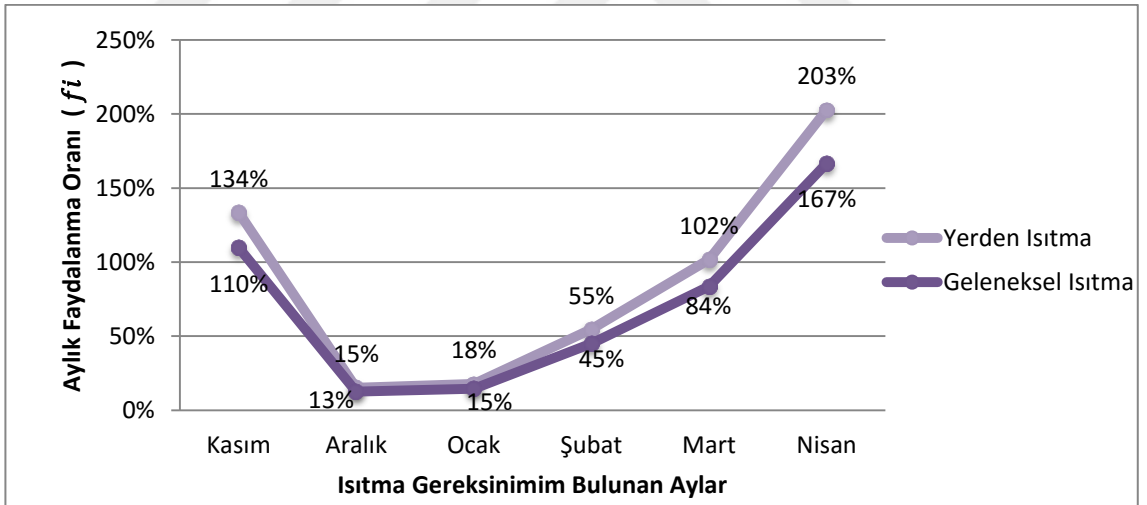
| | <i>İhtiyacımız Olan Enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık toplanan enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>5 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>10 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>15 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>20 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>25 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>30 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> |
|---------------------------------------|--------------------------------|--|---|---|--|--|--|--|--|
| <i>Aylar</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> |
| <i>Ocak</i> | 1.856.384 | 18.068 | 18.068 | 90.340 | 180.680 | 271.020 | 361.360 | 451.700 | 542.040 |
| <i>Şubat</i> | 1.683.301 | 50.443 | 50.443 | 252.215 | 504.430 | 756.645 | 1.008.860 | 1.261.075 | 1.513.290 |
| <i>Mart</i> | 1.647.429 | 91.984 | 91.984 | 459.920 | 919.840 | 1.379.760 | 1.647.429 | 1.647.429 | 1.647.429 |
| <i>Nisan</i> | 1.029.531 | 114.450 | 114.450 | 572.250 | 1.029.531 | 1.029.531 | 1.029.531 | 1.029.531 | 1.029.531 |
| <i>Mayıs</i> | 213.439 | 144.547 | 144.547 | 213.439 | 213.439 | 213.439 | 213.439 | 213.439 | 213.439 |
| <i>Eylül</i> | 19.730 | 147.831 | 19.730 | 19.730 | 19.730 | 19.730 | 19.730 | 19.730 | 19.730 |
| <i>Ekim</i> | 254.692 | 121.551 | 121.551 | 254.692 | 254.692 | 254.692 | 254.692 | 254.692 | 254.692 |
| <i>Kasım</i> | 976.620 | 71.533 | 71.533 | 357.665 | 715.330 | 976.620 | 976.620 | 976.620 | 976.620 |
| <i>Aralık</i> | 1.377.491 | 11.498 | 11.498 | 57.490 | 114.980 | 172.470 | 229.960 | 287.450 | 344.940 |
| YILLIK FAYDALI ENERJİ (kcal) | | | 492.262 | 1.520.031 | 2.437.232 | 2.897.152 | 3.164.821 | 3.164.821 | 6.541.711 |

Çizelge 4.10. Yerden ısıtma durumunda aylık faydalı enerjiler

| | <i>İhtiyacımız Olan Enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık toplanan enerji</i> | <i>1 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>5 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>10 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>15 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>20 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>25 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> | <i>30 m2 toplayıcı alanı için aylık faydalı enerji</i> |
|--|--------------------------------|--|---|---|--|--|--|--|--|
| <i>Aylar</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> | <i>(kcal)</i> |
| <i>Ocak</i> | 1.526.478 | 18.068 | 18.068 | 90.340 | 180.680 | 271.020 | 361.360 | 451.700 | 542.040 |
| <i>Şubat</i> | 1.384.154 | 50.443 | 50.443 | 252.215 | 504.430 | 756.645 | 1.008.860 | 1.261.075 | 1.384.154 |
| <i>Mart</i> | 1.354.657 | 91.984 | 91.984 | 459.920 | 919.840 | 1.354.657 | 1.354.657 | 1.354.657 | 1.354.657 |
| <i>Nisan</i> | 846.569 | 114.450 | 114.450 | 572.250 | 846.569 | 846.569 | 846.569 | 846.569 | 846.569 |
| <i>Mayıs</i> | 175.508 | 144.547 | 144.547 | 175.508 | 175.508 | 175.508 | 175.508 | 175.508 | 175.508 |
| <i>Eylül</i> | 16.223 | 147.831 | 16.223 | 16.223 | 147.831 | 16.223 | 16.223 | 147.831 | 16.223 |
| <i>Ekim</i> | 209.430 | 121.551 | 121.551 | 209.430 | 209.430 | 209.430 | 209.430 | 209.430 | 209.430 |
| <i>Kasım</i> | 803.060 | 71.533 | 71.533 | 357.665 | 715.330 | 803.060 | 803.060 | 803.060 | 803.060 |
| <i>Aralık</i> | 1.132.691 | 11.498 | 11.498 | 57.490 | 114.980 | 172.470 | 229.960 | 287.450 | 344.940 |
| <i>YILLIK FAYDALI ENERJİ (kcal)</i> | | | 488.755 | 1.433.331 | 2.299.178 | 2.602.387 | 2.602.387 | 2.733.995 | 5.676.581 |



Şekil 4.10. Geleneksel ısıtma durumunda toplayıcı alanındaki değişimlere göre aylık faydalanma oranları



Şekil 4.11. Isıtma uygulamasında 15 m² toplayıcı için aylık faydalanma oranları

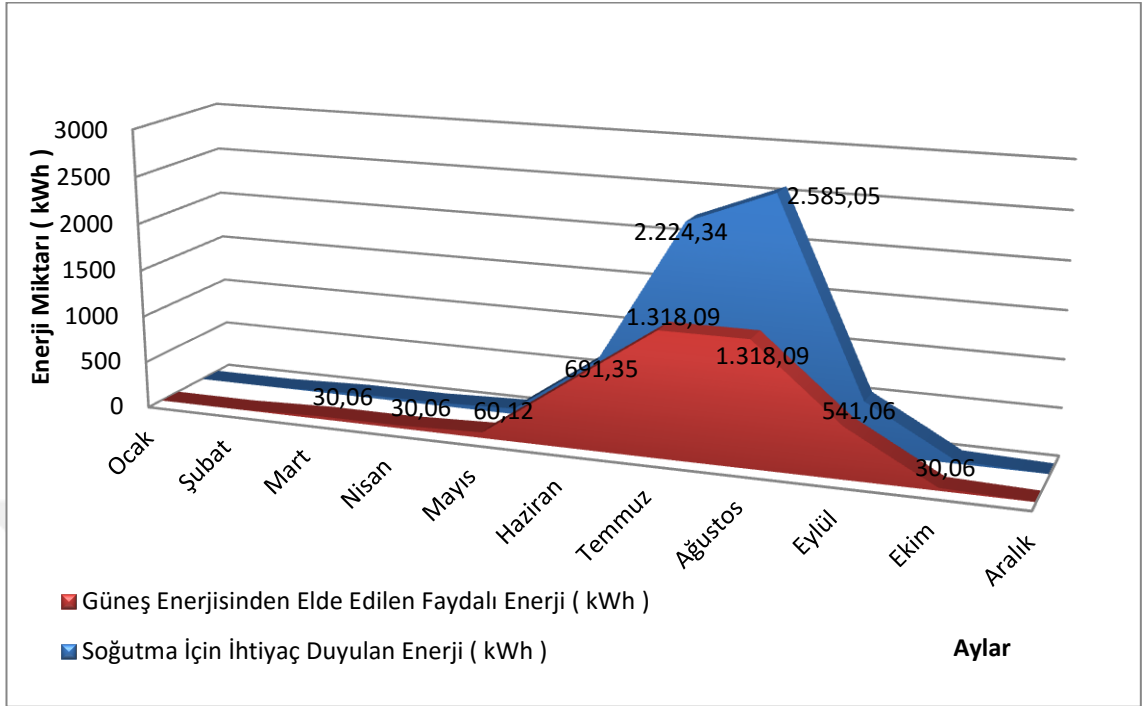
5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmanın diğer çalışmalardan farkı; bu çalışmanın güneş enerjisinin pek yeterli olmadığı düşünülen ve güneşlenme süresi Türkiye ortalamasının altında bulunan Borçka/Artvin için yapılmasıdır. Ayrıca uygulanan örnek sistem hem ısıtma hem de soğutma için uygulanarak sistemin tüm yıl verileri analiz edilmiştir. Yapılan ısıtma uygulaması geleneksel ve yerden ısıtma şekillerinde uygulanarak sistemin en tasarruflu şekilde uygulanması sağlanmıştır.

Bu çalışmada örnek yapının soğurmalı soğutma sistemiyle ısıtılması ve soğutulması konusunda teorik olarak hesaplamalar yapılmıştır. Öncelikle yapının ısıtılması ve soğutulması için gereken enerjiler hesaplanmış ve son 7 yıla ait tipik iklim verilerinden yararlanılarak enerji gereksinimlerinin yıl içerisindeki dağılımları hesaplanmıştır. Böylece her ay için ısıtma ve soğutma uygulamaları gereken enerjiler hesaplanabilmiştir.

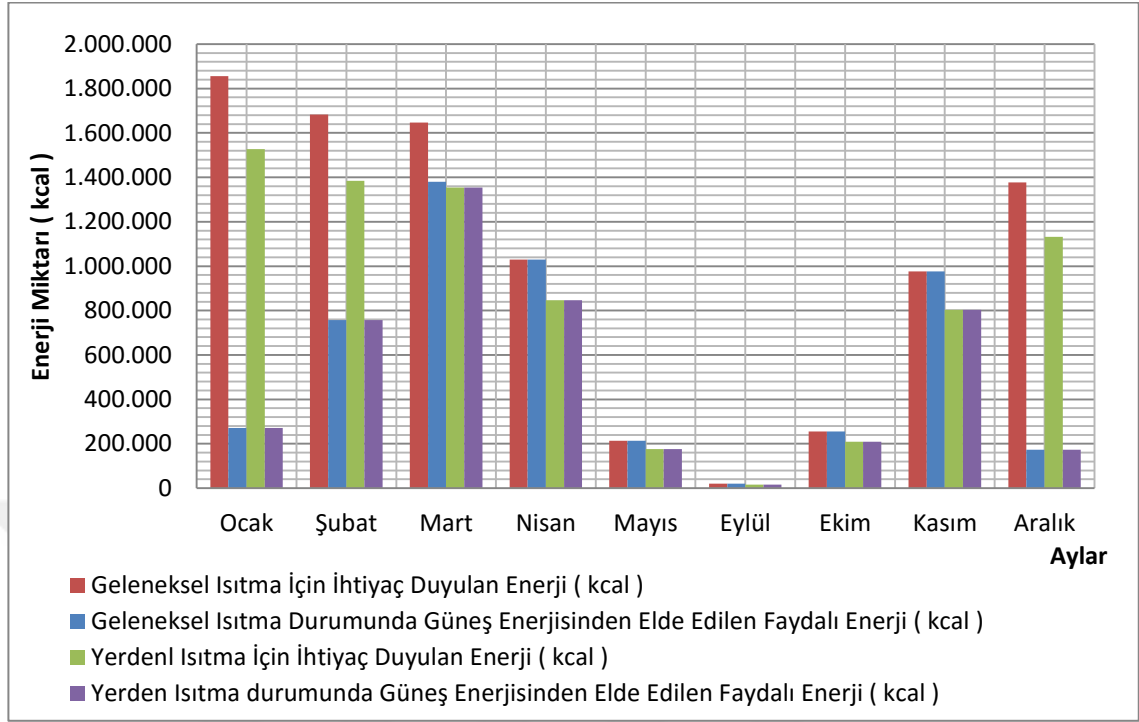
Sisteme ait soğurma çözümlerinde ise ısıtma ve soğutmanın soğurmalı soğutma sistemiyle yapılması durumunda güneş enerjisinden elde edilebilecek katkılar ay bazında hesaplanmıştır. Bunun için soğurmalı soğutma sisteminin çalışma şartları incelenmiş ve gereken hesaplamalar yapılarak sisteme ait verim değerleri $STK = 0,795$ ve $ITK = 1,795$ olarak hesaplanmıştır. Böylece her ay için güneş den elde edilen faydalı enerji miktarı ve yardımcı enerji ihtiyaçları bulunabilmiştir.

Sistem tasarımında birincil enerji olarak güneş enerjisinden yararlanılmıştır. Bunun için gereken güneş enerjisi hesaplamaları yapılarak yıl içerisinde kullanımlar göz önünde bulundurulmak suretiyle en uygun toplayıcı eğim açısı 30° olarak hesaplanmıştır. Böylece güneş enerjisiyle elde edilecek enerjinin hesabında sistem verimi saat-saat analizine göre bulunabilmiştir. Verim değerleri ve elde edilen faydalı enerjinin bulunmasıyla beraber sistemin maliyet analizi yapılmış, en uygun geri ödeme süresi 3 yıl olarak hesaplanmış ve sistemin ihtiyacı olan toplayıcı alanı $15 m^2$ olarak bulunmuştur.



Şekil 5.1. Aylık soğutma enerjisi ihtiyacı ve güneş enerjisiyle karşılanma miktarları

Şekil 5.1’de görüldüğü üzere yazın en yoğun yaşandığı aylar olan Temmuz ve Ağustos ayları dışında soğutma ihtiyacımızı karşılamak için güneş enerjisi kullanımı yeterli olmaktadır. Temmuz ve Ağustos aylarında ise güneş enerjisi yetersiz kaldığından dolayı soğutma ihtiyacının karşılanabilmesi için ek bir ısıtıcıya ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 5.2. Geleneksel ısıtma ve yerden ısıtma durumları için ısıtma enerjisi ihtiyacı ve güneş enerjisiyle karşılanma miktarları

Şekil 5.2 bize soğurmalı soğutma yapılan bir sistemin ısıtma amaçlı da kullanılabileceğini göstermiştir. Fakat soğutmaya nazaran faydalanma oranları düşük kalmaktadır. Ayrıca güneş enerjisinden yalnızca gündüz saatlerinde faydalanılıyor olmasına rağmen asıl ısıtma enerjisi ihtiyacının gece ortaya çıkacağı göz önünde bulundurulduğunda faydalanma oranının daha aşağılara düşeceğini göz önünde bulundurmak gerekir.

Uygulanacak sistemlerin güneş enerjisinden daha fazla yararlanabilecek coğrafyalarda uygulanması güneşten elde edilecek faydalı enerjinin ve buna bağlı olarak sistem veriminin artmasına yardımcı olur. Ayrıca güneş enerjisi toplayıcılarında yeniliklerin takip edilmesi ve düz toplayıcı yerine parabolik tip güneş toplayıcılarının uygulanması da yine verimi arttırıcı yönde etki sağlar.

KAYNAKLAR

- Akdemir, Ö., Güngör A., 2001. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri; Verimlerini Artırmak İçin Geliştirilen Çevrimler. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir. 99-112.
- Arısoy, A., Sen, O., Saylan, L., 2000. Türkiye İklim Verileri, Proje Raporu. Türk Tesisat Mühendisliği Derneği Teknik Yayınları.
- Atmaca, İ., 2002. Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Ayber, R., 1986. Soğutma Tekniği. İstanbul Teknik Üniversitesi Vakfı Kitap Yayınları No:5, 152 s, İstanbul.
- Berfe Teknik Yerden Isıtma, Güneş Enerjisi ve Isı Pompası Sistemleri, 2015. Yerden Isıtma. Berfe Teknik, <http://berfeteknik.com/> (27.08.2015).
- Bozkaya, B., 2010. Güneş Enerjisi Destekli NH₃- H₂O Çalışma Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H., 2005. Doğal Dolaşım, Dolaylı ve Farklı Tipteki Güneş Enerjisi Sistemlerinin Deneysel Karşılaştırılması. BAÜ Fen Bil. Enst. Dergisi. 7 (1), 76-85, Balıkesir.
- Çamur, D., Özbaş, E., 2010. Yayınımlı Soğurmalı Soğutma Sisteminde Farklı Bir Ortam Sıcaklıklarının Performansa Etkisi. E-Journal of New World Sciences Academy. 5. Volume. 4. Number.
- Çelik, M., Halıcı, F., 2003. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Klasik Sistemlerin Karşılaştırılması. SAU Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi. 7 (1).
- De Francisco, A., Illanes, R., Torres, J.L., Castillo, M., De Blas, M., Prieto, E., Garcia, A., 2002. Development and Testing of a Prototype of Low-Power Water-Ammonia Absorption Equipment for Solar Energy Applications. Renewable Energy, 25 (1), 537-544.
- Dön, F., 2010. Doğalgazla Çalışan Absorpsiyonlu İklimlendirme Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Açından Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Erden, N., 2011. Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- Genceli, O.F., Parmaksızoğlu, İ.C., 2006. Kalorifer tesisatı. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: MMO/352/3. Baskı, 410 s, İstanbul
- Gomri, R., 2010. Investigation of the Potential of Application of Single Effect and Multiple Effect Absorption Cooling Systems. Energy Conversion and Management, 51 (1), 1629-1636.
- Goralı, E., 2007. Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- Hilali, İ., 1995. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şanlıurfa İlinde Bir Konuta Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Şanlıurfa.
- Horuz, İ., 2013. Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Takviyeli Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. İzmir, 801-813.
- Jeong, S., Kang, B.H., Karng, S.W., 1998. Dynamic Simulation of an Absorption Heat Pump For Recovering Low Grade Waste Heat. Applied Thermal Energy, 18 (1-2), 1-12.

- Kahraman, G., 2005. Güneş Enerjisi Destekli Mahal Isıtmasının Matematiksel Modellemesi. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Karakoç, H., 2006. Kalorifer Tesisatı Hesabı. DemirDöküm Teknik Yayınları No:9, 472 s, Ankara.
- Kayıkçı Çolpan, S., 2012. Güneş Enerjisiyle Absorbsiyonlu Soğutma ve Eskişehir İli İçin Bir Sayısal Örnek. Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Kılıç, A., Öztürk A., 1983. Güneş Enerjisi. Kipaş Dağıtımçılık, 331 s, İstanbul.
- Keçeciler, A., Acar, H.İ., Doğan, A., 2000. Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study, Energy Conversion and Management Vol. 41(1), 37-48.
- Kesen, B., 2000. Thermodynamic Modelling of a Solar-Assisted Water - Lithium Bromide Absorption Heat Pump for Floor Heating Systems. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kurtdere, N., 2010. Güneş Enerjisi İle Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelemesi Sistem Simülasyonu ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Küçükçalı, R., 1997. Klima - Havalandırma Tesisatı. Isısan Çalışmaları No:158, 383 s, Türkiye
- Küçükçalı, R., 2001. Klima Tesisatı. Isısan Çalışmaları No:305, 648 s, Türkiye
- Monlahasan A., 2005. Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Pastakkaya, B., 2012. Bir Konutun Isıtılması ve Soğutulmasında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Sistemlerin Kullanılması. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Pastakkaya, B., İşman, M.K., Korukçu, M.Ö., Yamankaradeniz, R., 2013. İzmir İli İçin Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Isı Pompası Sistemi İle Isıtma-Soğutma Uygulamasının Sayısal Analizi. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Potter, M. C., Somerton, C. W., 2013. Mühendisler İçin Termodinamik (Çeviri Editörü H. Bulut). Nobel Akademik Yayıncılık. İkinci Basımdan Çeviri.
- Selbaş, R., 2006. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi. 10 (1).136-143.
- Sevinç, S., 2006. Bursa'da Binaların Isıtılmasında Gerekli Olan Enerji ve Yakıt Miktarının Derece Gün Yöntemiyle Hesaplanması. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Sun, D.W., 1998. Comparison of the Performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ Absorption Refrigeration System. Energy Conversion and Management, 39 (5-6), 357-368.
- Syed, A., Izquierdo, M., Rodriguez,P., Maidment, G., Missendenb, J., Lecuona,A., Tozer, R., 2005. A Novel Experimental Investigation of a Solar Cooling System in Madrid, International Journal of Refrigeration. 28 (1), 859-871.
- Şahin, T., 2006. İzmir İli İçin Jeotermal Enerji Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğuk Oda Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Şencan, A., Yakut, A.K., Kızıllıkan, Ö., 2003. Lityum Bromid/Su İle Çalışan Güneş Enerjili İklimlendirme Sistemi ve Bir Uygulama. Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, Mersin, 172-177.
- Tedaş Elektrik Fiyatı, 2015. 01/10/2015 Tarihinden İtibaren Uygulanacak Fonsuz Tarifeler. Tedaş, <http://www.tedas.gov.tr> (13.10.2015).

- Tsoutsos, T., Aloumpi, E., Gkouskos, Z. and Karagiorgas, M., 2010. Design of a Solar Absorption Cooling System in a Greek Hospital. *Energy and Buildings*, 42 (1), 265-272.
- T.C. Orman ve Su İşleri Bakanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2015. Isıtma ve Soğutma Gün Dereceleri. Meteoroloji Genel Müdürlüğü, <http://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/gun-derece.aspx> (27.08.2015).
- Ulaş, Ö., 2010. Güneş Enerjili Isıtma ve Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi. Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Yakut, A.K., Şencan, A., Selbaş, R. Dikmen, E., Görgülü, B., Dostuçok, İ. Ve Kutlu, S. 2011. Güneş Enerji Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelemesi. İklim 2011 Ulusal İklimlendirme Kongresi, Antalya, 51-60.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayın No:203, 607 s, Bursa.



ÖZGEÇMİŞ

1987 Borçka/ARTVİN doğumlu olan Ahmet ATAMAN ilk ve orta öğretimini Borçka'da tamamladı. 2004 yılında girdiği T.C. Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2008 yılında mezun oldu. 2010 yılında T.C. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Öğrenimine başladı. 2010 yılından itibaren T.C. Erzincan Üniversitesi Rektörlüğü Yapı İşleri ve Teknik Dairesi Başkanlığı'nda makine mühendisi olarak çalışmaktadır.

