

**DENİZLİ HAVZASINDAKİ JEOLojİK FORMASYONLARDA SICAKLIK VE
ISI DEPOLAMA KAPASİTESİ DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ VE ISI
POMPASI UYGULAMALARININ ARAŞTIRILMASI**

**Pamukkale Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Şengül GÜVEN ACAR

Danışman: Prof. Dr. Rasim KARABACAK

**Haziran 2009
DENİZLİ**

DOKTORA TEZİ ONAY FORMU

Şengül GÜVEN ACAR tarafından Prof. Dr. Rasim KARABACAK yönetiminde hazırlanan “Denizli Havzasındaki Jeolojik Formasyonlarda Sıcaklık Ve Isı Depolama Kapasitesi Değişiminin İncelenmesi Ve Isı Pompası Uygulamalarının Araştırılması” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Rasim KARABACAK

Jüri Başkanı (Danışman)



Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Mustafa ACAR

Jüri Üyesi



Doç. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK

Jüri Üyesi



Yard. Doç. Dr. Ali GÖKGÖZ

Jüri Üyesi

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
.../.../..... tarih ve .../... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Halil KARAHAN

Müdür

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulguların analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğini beyan ederim.

İmza:



Öğrencinin Adı Soyadı: Şengül GÜVEN ACAR

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam sırasında değerli tavsiyeleriyle beni yönlendiren ve karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesiyle aşmama yardımcı olan, danışman hocam Prof. Dr. Rasim KARABACAK'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın maddi desteğini sağlayan TÜBİTAK'a ve Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederim.

Görüş ve önerilerinden dolayı tez izleme komitesindeki hocalarım, Doç. Dr. Nazım USTA'ya ve Yard. Doç. Dr. Ali GÖKGÖZ'e, tez çalışmam sırasında desteğini gördüğüm Bölüm Başkanı hocam, Prof. Dr. Muzaffer TOPÇU'ya ve Doç. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK'e, TÜBİTAK projesi kapsamında beraber çalıştığımız ve yardımlarını esirgemeyen hocalarımız, Prof. Dr. Halil KUMSAR'a, Yard. Doç. Dr. Yahya TÜLEK'e ve Arş. Gör. Mustafa KAYA'ya teőekkürlerimi sunarım.

Her zaman yardımlarını ve desteğini gördüğüm, hocalarım, Arş. Gör. Dr. Gülay YAKAR'a ve Yrd. Doç. Dr. Nazan KARAPINAR'a, en yakın arkadaşım Arş. Gör. Eylem YILMAZ ULU'ya, yardımlarını esirgemeyen arkadaşım Yard. Doç. Dr. Ahmet YILANCI'ya ve daima beni destekleyen ve yardımcı olan eşim Yener'e, desteğini ve sevgisini her zaman yanımda hissettiğim aileme sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Şengül GÜVEN ACAR

ÖZET

DENİZLİ HAVZASINDAKİ JEOLJİK FORMASYONLARDA SICAKLIK VE ISI DEPOLAMA KAPASİTESİ DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ VE ISI POMPASI UYGULAMALARININ ARAŞTIRILMASI

GÜVEN ACAR, Şengül
Doktora Tezi, Makine Mühendisliği ABD
Tez Yöneticisi: Prof. Dr. Rasim KARABACAK

Haziran 2009, 142 Sayfa

Toprak sıcaklığının yıllara ve aylara göre önemli değişimler göstermediği buna karşılık hava sıcaklığındaki değişimlerin oldukça fazla olduğu bilinmektedir. Bu yapıyla toprak kışın havadan daha yüksek sıcaklıkta, yazın da havadan daha düşük sıcaklıktadır. Böylece toprak, havaya göre kışın ısıtıcı, yazın da soğutucu kaynak işlevini yerine getirebilecek şekilde, tüm yıl göreceli olarak sabit sıcaklıkta kalır. Bu durum ısı farkının kullanımına geniş imkanlar sunar. Toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayıları yüksek olduğundan sistemin işletme maliyeti düşüktür. Elde edilen enerjinin, sarf edilen enerjiden yüksek olmasıyla sağlanan enerji tasarrufu, hem kullanıcıya hem de ülke ekonomisine önemli kazançlar sağlar. Ancak kaynak olarak toprağın kullanımı, toprağa gömülen ısı değiştiricisinin maliyeti ile sondaj maliyeti gibi nedenlerle ilk yatırım giderleri, havayı kullanan ısı pompalarına göre daha yüksektir. Buna karşılık havayı kullanan ısı pompalarında da kışın buzlanma ve buna bağlı problemler mevcuttur. Toprak kaynaklı ısı pompası uygulamalarına ait maliyetin düşürülebilmesi amacıyla, kaynak olarak kullanılacak uygulama bölgesindeki toprağın yapısı, termal özellikleri, nemi ile yer altı su seviyesi tespit edilerek, farklı jeolojik birimlerde sıcaklık dağılımı ve ısı depolama kapasiteleri belirlenmelidir.

Bu çalışmada, Denizli havzasında en uygun ısı pompası uygulama değerlerinin hangi jeolojik birimde ve derinlikte olduğu ve bunların zamanla nasıl değiştiğine ilişkin verilerin elde edilmesi üzerinde durulmuştur. Toprak kaynaklı ısı pompasının farklı uygulamaları da deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Böylece gelişmiş ülkelerde kullanımı hızla yaygınlaşan toprak kaynaklı ısı pompalarının ülkemizdeki kullanımı da bu alandaki bilgi ve veri eksikliğinin giderilmesiyle artacaktır. Bu sayede gerek kullanıcıların ve gerekse ülkemizin önemli kazanımlar sağlaması beklenilmektedir.

Anahtar kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, toprak ısı depolama kapasitesi, gıda kurutma.

Prof. Dr. Rasim KARABACAK
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Doç. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK
Yard. Doç. Dr. Ali GÖKGÖZ

ABSTRACT

AN INVESTIGATION ON THE CHANGE OF TEMPERATURE AND HEAT STORAGE CAPACITY OF GEOLOGICAL FORMATIONS IN THE DENİZLİ BASIN, AND THE USABILITY IN HEAT PUMPS

GÜVEN ACAR, Şengül
Ph.D. Thesis in Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Dr. Rasim KARABACAK

June 2009, 142 Pages

Ground source heat pump systems exchange heat to the underground environment which is mainly soil, to provide cooling and heating for some applications like space heating and cooling, water heating and crop drying. In addition the soil temperature remains constant with respect to the air temperature throughout a year at any given location. This means that the soil temperature is lower than that of air during the winter and lower in the summer. In other words, soil has a lower and stable sink temperature in the cooling mode operations and a higher and stable source temperature in the heating mode operation. A ground source heat pump system is a heat pump with or without any thermal storage which uses soil as a heat source in winter or sink in summer. The main advantage of ground source heat pumps is the low operational cost as compared with standard air-source heat pumps. Despite its thermodynamic advantages over a conventional space-conditioning technology, ground source heat pump systems have the high initial cost. However the higher initial cost may be offset by reduced operating costs, which give a lower life cycle cost. The ground source heat pump is a highly efficient renewable energy technology that is gaining wide acceptance for buildings and industrial applications. Because heat pumps consume less primary energy than conventional heating systems, they are an important technology for reducing gas emissions that harm the environment. The structure, humidity and thermal properties of soil, and underground water level in the site where the heat pump system is applied should be determined in order to reduce the initial and operational costs of the systems. In the design phase of the system, more accurate data for the key parameters are necessary to size the ground system in such a way that optimum performance is achieved with minimum cost. In this manner, ground source heat pump systems which are gaining wide acceptance in developed countries will be introduced in Turkey due to their environmental and economical benefits.

Key words: Ground source heat pump, soil heat storage capacity, food drying.

Prof. Dr. Rasim KARABACAK
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Assoc. Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK
Asst. Doç. Dr. Ali GÖKGÖZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
Doktora Tezi Onay Formu.....	i
Bilimsel Etik Sayfası.....	ii
Teşekkür.....	iii
Özet.....	iv
Abstract.....	v
İçindekiler.....	vi
Şekiller Dizini.....	ix
Tablolar Dizini.....	xii
Simge ve Kısaltmalar Dizini.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	3
3. ISI POMPALARI.....	13
3.1. Isı Pompası Sistemi ve Elemanları.....	14
3.2. Isı Kaynakları.....	14
3.2.1. Hava.....	14
3.2.2. Su.....	15
3.2.2.1. Yeraltı suyu.....	16
3.2.2.2. Yerüstü suyu.....	16
3.2.3. Güneş.....	16
3.2.4. Toprak.....	17
3.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	18
4. DENEYSEL YÖNTEM VE ÖLÇÜM CİHAZLARININ TANITILMASI.....	20
4.1. Deneysel Çalışma.....	20
4.2. Deney Düzenegi.....	20
4.2.1. Ölçüm cihazları ve genel özellikleri.....	24
4.3. Deneylerin Hata (Belirsizlik) Analizi.....	26
4.4. Deneysel Çalışmanın Tanıtımı ve Yapılan Deneyler, Ölçümler.....	28
4.4.1. Sondaj kuyusunun açılması.....	28
4.4.2. Toprak ısı iletim katsayılarının ölçülmesi.....	29
4.4.3. Toprak ısı değiştirici borusu üzerine sıcaklık ölçerlerin bağlanması ve toprak ısı değiştiricisinin sondaj kuyusuna yerleştirilmesi.....	31
4.4.4. Deney setinin ve ekipmanlarının kurulumu.....	33
4.4.4.1. Isı pompası sistemi.....	34
4.4.4.2. Kurutma sistemi.....	35
5. EKSERJİ ANALİZİ.....	38
5.1. Isı Pompası Elemanlarında Ekserji Analizi.....	40

6. DENEY SAHASI TOPRAK LOGUNUN VE TERMAL ÖZELLİKLERİNİN TESPİT EDİLMESİ.....	43
6.1. Deney Bölgesi Toprak Logu ve Toprak Isı İletim Katsayılarının Ölçülen Değerleri.....	43
7. ISITMA DÖNEMİNE AİT DENEYSEL ÇALIŞMALARDA ELDE EDİLEN VERİLER VE DEĞERLENDİRMELER.....	50
7.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi.....	50
7.2. Derinlik İle Toprak Sıcaklıklarının Değişimi.....	52
7.3. Toprak Destekli Isı Pompasının Isıtma Performansı ile Bu Performansın Meteorolojik Verilere Göre Değişimi.....	54
7.4. Isıtma Dönemi İçin Deney Sisteminin Ekserji Analizi.....	61
8. SOĞUTMA DÖNEMİ ÇALIŞMALARI VE ELDE EDİLEN BULGULARI.....	63
8.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi.....	63
8.2. Derinlik ile Toprak Sıcaklıklarının Değişimi.....	65
8.3. Toprak Destekli Isı Pompasının Soğutma Performansı ile Bu Performansın Meteorolojik Verilere Göre Değişimi.....	67
8.4 Soğutma Dönemi İçin Deney Sisteminin Ekserji Analizi.....	74
9. KURUTMA DENEYLERİ.....	76
9.1. Gıda Kurutma İşlemlerine Ait Hesaplamalar.....	76
9.2. Farklı Gıda Ürünleri İçin Kurutma İşlemlerinin Gerçekleştirilmesi.....	78
9.2.1. Elma kurutma.....	78
9.2.2. Patates kurutma.....	80
9.2.3. Domates kurutma.....	82
9.2.4. Biber kurutma.....	83
9.3. Farklı Hava Hızlarında Kurutma İşlemlerinin Gerçekleştirilmesi.....	84
9.4. Farklı Gıda Maddelerinin Kurutulmasıyla İlgili Yapılan Deneysel Çalışmalarda Elde Edilen Veriler ve Değerlendirmeler.....	85
9.4.1. Elma kurutma.....	85
9.4.2. Patates kurutma.....	87
9.4.3. Domates kurutma.....	89
9.4.4. Biber kurutma.....	92
9.5. Farklı Hava Hızlarında Elma Kurutma İşlemi ile İlgili Yapılan Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Bulgular ve Değerlendirmeler.....	94
9.5.1. Elmaların ortalama 0.5 m/s hava hızında kurutulması.....	94
9.5.2. Elmaların ortalama 1 m/s hava hızında kurutulması.....	96
9.5.3. Elmaların 1.5 m/s hava hızında kurutulması.....	98
9.5.4. Elmaların 2 m/s hava hızında kurutulması.....	100
9.6. Gıda Kurutma İşleminde Isı Transferi ile Kütle Transferi Arasındaki İlişki.....	103
9.6.1. Kütle geçiş katsayısının tespiti.....	103
9.6.2. Laminer sınır tabakada ısı ve kütle geçişi.....	105
9.6.2.1. Süreklilik denklemi.....	105
9.6.2.2. Momentum denklemi.....	106
9.6.2.3. Termik sınır tabaka.....	106
9.6.2.4. Mutlak nem (derişiklik, yoğunluk) sınır tabakası.....	107
9.7. Isı Transferi İle Kütle Transferi Arasındaki Deneysel İlişki.....	111
9.7.1. 0.5 m/s hız için örnek hesaplamalar.....	112

9.8. Farklı Kurutma Havası Hızlarında Gerçekleştirilen Kurutma İşlemi İçin Yapılan Hesaplamalar.....	118
9.9. Kurutma Havası Hızının Kurutma Sürecine Etkisi.....	120
9.10. Ürün Kalınlığının Kurutma Sürecine Etkisi.....	122
9.11. Kurutma Modeli Oluşturulması.....	125
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	127
10.1. Isıtma Dönemine Ait Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar.....	127
10.2. Soğutma Dönemine Ait Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar.....	127
10.3. Gıda Kurutma Uygulamasına İlişkin Sonuçlar.....	128
10.3.1. Farklı gıda ürünlerinin kurutulmasına ait yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar.....	128
10.3.2. Farklı hava hızlarında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar.....	129
10.3.3. Gıda kurutma işlemindeki ısı ve kütle transferi benzeşimine ait sonuçlar.....	129
10.3.4. Kurutma havası hızının kurutma sürecine etkisi.....	130
10.3.5. Ürün kalınlığının kurutma sürecine etkisi.....	131
10.3.6. Kurutma modeli oluşturulması.....	131
10.4. Öneriler.....	132
11. KAYNAKLAR.....	133
EKLER.....	138
ÖZGEÇMİŞ.....	142

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.....	14
Şekil 4.1 Soğutma dönemi için toprak destekli ısı pompası sistemi şeması.....	22
Şekil 4.2 Isıtma dönemi için toprak destekli ısı pompası sistemi şeması.....	23
Şekil 4.3 İki kanallı sıcaklık kayıt cihazları.....	24
Şekil 4.4 (a) Üç yollu manifold cihazı, (b) Dört kanallı veri kayıt cihazı.....	24
Şekil 4.5 (a) Şebeke analizör seti, (b) Şamandıralı tip debimetre.....	25
Şekil 4.6 Sondaj kuyusunun açılması.....	28
Şekil 4.7 Açılan sondaj kuyusu.....	28
Şekil 4.8 Sondaj sırasında sondaj çukurundan alınan toprak numuneleri.....	29
Şekil 4.9 Toprak numunelerinin tartılması.....	30
Şekil 4.10 Toprak numunelerinin ölçüm kabına alınması.....	30
Şekil 4.11 Toprak numunelerinin ölçüm kabına yerleştirilmesi.....	30
Şekil 4.12 QTM500 cihazı ile toprağın ısı iletim katsayısının ölçülmesi.....	31
Şekil 4.13 Sıcaklık ölçerin boru üzerine yerleştirilmesi.....	31
Şekil 4.14 Toprak ısı değiştiricisi borusunun sondaj kuyusuna yerleştirilmesi.....	32
Şekil 4.15 Kuyu ağzından toprak ısı değiştiricisi borusunun sondaj kuyusuna yerleştirilmesine ait görüntü.....	32
Şekil 4.16 Laboratuvarın dışarıdan görünüşü.....	33
Şekil 4.17 Toprak destekli ısı pompası sistemi ve kurutma sistemi.....	33
Şekil 4.18 Toprak destekli ısı pompası sistemi ve ölçüm cihazları.....	34
Şekil 4.19 Toprak destekli ısı pompası cihazı ve fan-coil sistemi.....	35
Şekil 4.20 Kurutma sisteminin şematik gösterimi.....	36
Şekil 4.21 Kurutma sistemi.....	36
Şekil 5.1 Isıtma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları üzerinde karakteristik noktaların gösterilmesi.....	41
Şekil 6.1 Açılan sondaj kuyusunun Log diyagramı.....	44
Şekil 6.2 Soğutma döneminde 11.06.2008-29.07.2008 tarihleri arasında farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının logaritmik zamana göre değişimi.....	46
Şekil 6.3 Isıtma döneminde 05.12.2007-30.01.2008 tarihleri arasında farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının logaritmik zamana göre değişimi.....	47
Şekil 6.4 Soğutma mevsimi için, derinliğe bağlı olarak toprak katmanlarının ısı kapasiteleri.....	48
Şekil 6.5 Isıtma mevsimi için, derinliğe bağlı olarak toprak katmanlarının, ısı kapasiteleri.....	49
Şekil 7.1 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile dış hava sıcaklığının değişimi.....	50
Şekil 7.2 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile bağıl nem değerlerinin değişimi.....	51
Şekil 7.3 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile rüzgar hızının değişimi.....	52
Şekil 7.4 Isıtma dönemi için 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında günlük ortalama toprak sıcaklıklarının derinliğe göre değişimi.....	53
Şekil 7.5 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında toprak yüzeyinden itibaren derinliğe göre aylık ortalama toprak sıcaklıklarının değişimi.....	54
Şekil 7.6 Isıtma dönemi için sistemin ve ısı pompasının COP değerleri.....	55
Şekil 7.7 Isıtma dönemi için güneş ışınımı ile sistemin enerji tüketiminin değişimi.....	56
Şekil 7.8 Isıtma dönemi için güneş ışınımı ile performans katsayılarının değişimi.....	57

Şekil 7.9 Isıtma dönemi için dış hava sıcaklığı ile performans katsayılarının değişimi.....	58
Şekil 7.10 Isıtma dönemi için rüzgar hızı ile performans katsayılarının değişimi.....	59
Şekil 7.11 Isıtma dönemi için bağıl nem ile performans katsayılarının değişimi.....	59
Şekil 7.12 Isıtma dönemi için enerji tüketimi ile performans katsayılarının değişimi....	60
Şekil 7.13 Isıtma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktalar.....	61
Şekil 8.1 Soğutma döneminde güneş ışınlamı ile dış hava sıcaklığının değişimi.....	63
Şekil 8.2 Soğutma döneminde güneş ışınlamı ile bağıl nem değerlerinin değişimi.....	64
Şekil 8.3 Soğutma döneminde güneş ışınlamı ile rüzgar hızının değişimi.....	65
Şekil 8.4 01.06.2008 - 30.09.2008 tarihleri arasında günlük ortalama toprak sıcaklıklarının derinliğe göre değişimi.....	66
Şekil 8.5 01.06.2008-30.09.2008 tarihleri arasında toprak yüzeyinden itibaren derinliğe göre aylık ortalama toprak sıcaklıklarının değişimi.....	67
Şekil 8.6 Soğutma dönemi için sistemin ve ısı pompasının COP değerleri.....	69
Şekil 8.7 Soğutma dönemi için güneş ışınlamı ile sistemin enerji tüketiminin değişimi.....	70
Şekil 8.8 Soğutma dönemi için güneş ışınlamı ile performans katsayılarının değişimi.....	70
Şekil 8.9 Soğutma dönemi için hava sıcaklığı ile performans katsayılarının değişimi.....	71
Şekil 8.10 Soğutma dönemi için rüzgar hızı ile performans katsayılarının değişimi.....	72
Şekil 8.11 Soğutma dönemi için bağıl nem ile performans katsayılarının değişimi.....	73
Şekil 8.12 Soğutma dönemi için enerji tüketimi ile performans katsayılarının değişimi.....	73
Şekil 8.13 Soğutma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktalar.....	74
Şekil 9.1 Etüvde elmaların nem ve kuru madde tayini için kurutulması.....	79
Şekil 9.2 Elmalarının kurutma öncesi tartılması.....	80
Şekil 9.3 Elmaların kurutma işlemi sonunda tartılması.....	80
Şekil 9.4 Patatesin kurutma öncesi tartılması.....	81
Şekil 9.5 Patateslerin kurutma işlemi sonunda tartılması.....	82
Şekil 9.6 Kurutma işlemi öncesi domateslerin tartılması.....	82
Şekil 9.7 Kurutma sonrasında domateslerin tartılması.....	83
Şekil 9.8 Kurutma öncesi biberlerin tartılması.....	84
Şekil 9.9 Kurutma işlemi sonrası biberlerin tartılması.....	84
Şekil 9.10 Kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	85
Şekil 9.11 Kurutma sırasında elmalardaki su oranının zamanına göre değişimi.....	86
Şekil 9.12 Kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	87
Şekil 9.13 Kurutma işlemi sırasında patateslerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	88
Şekil 9.14 Kurutma sırasında patatesteki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	88
Şekil 9.15 Kurutma işlemi sırasında patateslerden transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	89
Şekil 9.16 Kurutma işlemi sırasında domateslerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	90
Şekil 9.17 Kurutma sırasında domatesteki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	91
Şekil 9.18 Kurutma işlemi süresince domateslerden transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	91

Şekil 9.19 Kurutma işlemi sırasında biberlerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	92
Şekil 9.20 Kurutma sırasında biberdeki su oranının kurutma zamanına göre değişimi..	93
Şekil 9.21 Kurutma işlemi süresince biberlerden transfer edilen kütle miktarı ile harcanan toplam enerji tüketiminin değişimi.....	93
Şekil 9.22 0.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının zamana göre değişimi.....	94
Şekil 9.23 0.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	95
Şekil 9.24 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	95
Şekil 9.25 1 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	96
Şekil 9.26 1 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	97
Şekil 9.27 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	97
Şekil 9.28 1.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	98
Şekil 9.29 1.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	99
Şekil 9.30 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	99
Şekil 9.31 2 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.....	100
Şekil 9.32 2 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.....	101
Şekil 9.33 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.....	101
Şekil 9.34 Farklı hızlarda gerçekleştirilen kurutma işlemlerinde kurutma süresi ve toplam enerji tüketiminin kurutma havası hızına göre değişimi.....	102
Şekil 9.35 Laminer akışta sınır tabaka içindeki sıcaklık ve su buharının kısmi basınçlarının değişimi.....	104
Şekil 9.36 Kurutma havası ile kurutulacak yüzey arasındaki sınır tabakaları.....	108
Şekil 9.37 Farklı hava hızlarında ki (0.5 m/s,1 m/s,1.5 m/s ve 2 m/s) Reynold sayıları ile Sherwood sayılarının değişimi.....	117
Şekil 9.38 2.5 cm kalınlığındaki elmaların farklı hava hızlarında yapılan kurutma işlemlerindeki nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	121
Şekil 9.39 1 cm kalınlığındaki elmaların farklı hava hızlarında yapılan kurutma işlemlerindeki nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	121
Şekil 9.40 0.5 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	122
Şekil 9.41 1 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	123
Şekil 9.42 1.5 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	123
Şekil 9.43 2 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.....	124
Şekil 9.44 Farklı hava hızlarındaki kurutma deneylerinde ürünün nem oranının zamana göre değişimi.....	125

TABLOLAR DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Kaynak sıcaklıkları.....	18
Tablo 4.1 Isıtma dönemi için ölçülen ve hesaplanan parametrelerin toplam belirsizlikleri.....	27
Tablo 4.2 Soğutma dönemi için ölçülen ve hesaplanan parametrelerin toplam belirsizlikleri.....	27
Tablo 6.1 Toprak derinliğine göre ısı iletim katsayılarının değerleri.....	45
Tablo 7.1 Isıtma döneminde, 18.02.2008 günü için sistem üzerindeki noktaların ölçülen ve hesaplanan değerleri.....	62
Tablo 7.2 18.02.2008 günü için sistem üzerindeki elemanların ekserji değerleri.....	62
Tablo 8.1 Soğutma döneminde, 22.07.2008 günü için sistem üzerindeki noktaların ölçülen ve hesaplanan değerleri.....	75
Tablo 8.2 22.07.2008 günü için sistem üzerindeki elemanların ekserji değerleri.....	75
Tablo 9.1 Farklı hava hızları için deneysel verilerden elde edilen değerler.....	116
Tablo 9.2 Farklı hava hızları için literatürde verilen korelasyona göre deney koşullarında hesaplanan teorik Sherwood değerleri.....	116
Tablo 9.3 Farklı hava hızlarındaki kurutma deneylerinde ölçülen ve hesaplanan değerler.....	120

SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ

a	Termal yayılım katsayısı (m^2/s)
A	Alan (m^2)
c	Özgül ısınma ısısı ($kJ/kg^{\circ}C$)
$COP_{\text{ısı pompası}}$	Toprak destekli ısı pompasının performans katsayısı
COP_I	Isı pompası cihazı ısıtma performansı
COP_{sistem}	Sistemin performans katsayısı
COP_S	Isı pompası cihazı soğutma performansı
D	Difüzyon katsayısı (m^2/h)
D_f	Film sıcaklığındaki havanın difüzyon katsayısı (m^2/h)
d_h	Hidrolik çap (m)
$\dot{E}x_{\text{kayıp}}$	Kayıp ekserji oranı (kW)
$\dot{E}x_g$	Sisteme giren ekserji (kW)
$\dot{E}x_{\text{ç}}$	Sistemden çıkan ekserji (kW)
F_I	Isıtma çalışma faktörü
F_S	Soğutma çalışma faktörü
Gu	Gukman sayısı
H	Toprak tabakası kalınlığı (m)
h	Entalpi (kJ/kg)
KA	Ürünün kuru ağırlığı (kg)
k	Isı iletim katsayısı ($W/m^{\circ}C$)
L	Uzunluk (m)
L_I	Isıtma mevsimi için toprak ısı değiştiricisi boru boyu (m)
L_S	Soğutma mevsimi için toprak ısı değiştiricisi boru boyu (m)
M	Herhangi bir anda ürünün kuru esasa göre nem oranı (kgsu/kg kurumadde)
M_0	Başlangıçta ürünün kuru esasa göre nem oranı (kgsu/kg kurumadde)
m_1	Kurutma öncesi ürünün toplam kütlesi (kg)
m_2	Kurutma sonrası ürünün toplam kütlesi (kg)
m_{su}	Kurutma sırasında uzaklaştırılan su kütlesi (kg)
m_h	Kurutma havası kütlesi (kg)
MR	Boyutsuz nem oranı
\dot{m}_a	Soğutucu akışkanın (R407-C) kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_b	Kurutulan üründen buharlaşan miktar (kg/h)
\dot{m}_{su}	Suyun kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{su,f-c}$	Fan-coil hattında dolaşan suyun kütleli debisini (kg/s)

$\dot{m}_{su,td}$	Toprak devresinde dolaşan suyun kütleli debisi (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı
P_{atm}	Atmosfer basıncı (kPa)
P_b	Kısmi basıncı (kPa)
$P_{b,i}$	Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havada mevcut su buharının kısmi basıncı (kPa)
$P_{b,\infty}$	Kurutma havasındaki su buharının kısmi basıncı (kPa)
P_d	Doyma basıncı (kPa)
P_h	Hava basıncı (kPa)
Pr	Prandtl sayısı
\dot{Q}	Isı (kW)
$\dot{Q}_{alınan}$	Soğutulan ortamdaki alınan ısı miktarı (kW)
Q_1	Isı pompası cihazının ısıtma kapasitesi (kW)
Q_s	Isı pompası cihazının soğutma kapasitesi (kW)
\dot{Q}_k	k noktasındaki kaynaktan veya kaynağa olan ısı transferi miktarı (kW)
\dot{Q}_{toprak}	Toprağa atılan veya topraktan alınan ısı miktarı (kW)
$\dot{Q}_{verilen}$	Fan-coil ünitesiyle ortama verilen ısı miktarı (kW)
R_b	Boru direnci (m°C/kW)
R_t	Toprak direnci (m°C/kW)
Re	Reynold sayısı
Sc	Schmidt sayısı
Sh	Sherwood sayısı
SO_{KA}	Kuru esasa göre ürün içerisindeki su oranı (kg su/kg yaşmadde)
SO_{YA}	Yaş esasa göre ürün içerisindeki su oranı (kg su/kg yaşmadde)
s	Entropi (kJ/kg), Eğim
T	Sıcaklık (°C)
T_Y	Yılın en yüksek toprak sıcaklık değeri (°C)
T_D	Yılın en düşük toprak sıcaklık değeri (°C)
T_f	Film sıcaklığı (°C)
T_k	Kaynak sıcaklığı (°C)
T_{max}	Isı pompası cihazına girecek en yüksek su sıcaklık değeri (°C)
T_{min}	Isı pompası cihazına girecek en düşük su sıcaklık değeri (°C)
T_y	Kurutulan ürünün yüzey sıcaklığı (°C)
T_∞	Kurutma havası sıcaklığı (°C)
T_0	Çevre sıcaklığı (°C)
t	Zaman (saat)
u_∞	Kurutma havasının ortalama hızı (m/s)
\dot{W}	İş (kW)
\dot{W}_{komp}	Kompresör işi (kW)
\dot{W}_{pompa}	Pompa işi (kW)
\dot{W}_{fan}	Fan-coil ünitesinin fan işi (kW)

YA	Ürünün yaş ağırlığı (kg)
w_i	Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havanın özgül nemi (kg su/kg hava)
w_y	Kurutulan ürünün özgül nemi (kg su/kg hava)
w_∞	Kurutma havasının özgül nemi (kg su/kg hava)
ζ_i	Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havadaki su buharının derişikliği (kg/m ³)
ζ_∞	Kurutma havasındaki su buharının derişikliği (kg/m ³)
ψ	Akış ekserjisi (kJ/kg)
φ	Bağıl nem (%)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
α_d	Kütle geçiş katsayısı (m/h)
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
ν_f	Film sıcaklığındaki havanın kinematik viskozitesi (m ² /s)

1.GİRİŞ

Günümüzde bilim ve teknolojinin sürekli gelişmesi ve sanayileşmenin artışına paralel olarak enerji ihtiyacı artmakta ve bunun sonucu olarak da enerji fiyatları yükselmektedir. Yeterli enerji kaynaklarına sahip olmayan ülkemizde, yalıtım bilinci de yeterince gelişmediğinden, ithal edilen enerjinin çok büyük bir kısmı ısıtma-soğutma ihtiyaçlarının karşılanmasında kullanılmaktadır. Fosil yakıtların rezervlerinin sınırlı olduğu ve bunların çevreye olumsuz etkiler bıraktığı göz önüne alınarak yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları arayışına gidilmektedir. Yeni enerji kaynakları olarak güneş, rüzgar, dalga, biomass, jeotermal enerji, toprak, kaya, yer altı ve yer üstü suları sayılabilir. Ülkemizde de bu yeni enerji kaynaklarından yararlanılmaya çalışılmaktadır. Bunlardan en sık gördüğümüz sistemler güneş enerjisi sistemleri olup, jeotermal enerji de elektrik üretimi, ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyaçlarının karşılanması, seracılık, sağlık sektörü v.b. gibi birçok alanda kullanılmaya başlanmıştır. Ayrıca toprağın depoladığı ısı enerjisinden de faydalanılarak, ısı pompası sistemleri kurulmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompası olarak adlandırılan bu sistemler, dünyanın birçok yerinde uygulanmış ve halen uygulanmakta olup ülkemizde de yeni yeni kurulmaya ve yaygınlaşmaya başlamıştır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayılarının diğer ısı pompası uygulamalarına göre yüksek olması, sistemin işletme maliyetini azaltmaktadır. Elde edilen enerjinin, sarf edilen enerjiden daha yüksek olması ile sağlanan enerji tasarrufu hem kullanıcıya hem de ülke ekonomisine önemli kazançlar sağlar. Ayrıca, çevre dostu olan bu sistem kullanılarak, üçte birini binaların ürettiği sera gazlarının emisyonları azaltılabilir. Ancak ısı kaynağı olarak toprağın kullanımında, ilk yatırım maliyetini artıran toprak ısı değiştiricisi mevcuttur. Bu nedenle, hava kaynaklı ısı pompalarına göre ilk yatırım maliyeti fazla olmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprak ısı değiştiricisinin borusunu dikey yerleştirmede sondaj derinliği çok önemlidir, çünkü ilk yatırım maliyeti ile doğrudan ilgilidir. Bu nedenle toprağın ısıl özellikleri iyi bilinmelidir. Toprak sıcaklıklarının değişiminin ve toprağın ısı iletim katsayısının belirlenmesi bu tür sistemlerin kurulumu ve maliyetinin öngörülmesi açısından çok önemlidir.

Sistemin maliyetinin önemli bir kısmını toprak ısı değiştiricisi ve yerleştirilmesi oluşturmaktadır. Pratikte, toprak ısı değiştiricileri toprağın 1-1.5 m altına yatay olarak yerleştirilebildiği gibi 200 m derinliğe kadar sondaj açılarak dikey Şekilde de yerleştirilebilir (Esen et al. 2007).

Bu alışma kapsamında, toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin düşürülebilmesi için öncelikle, çalışma alanındaki toprağa ait jeolojik birimlerin sıcaklıkları ve ısı depolama kapasiteleri, toprağın yapısı, termal özellikleri ve yer altı su seviyesi belirlenmiştir. Deneysel alışma bölgesinde, toprak sıcaklıkları ve meteorolojik veriler de sürekli olarak ölçülmüş ve kayıt altına alınmıştır. Ayrıca çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtmada, soğutmada ve gıda kurutmada kullanımına ilişkin deneysel çalışmalar yapılmış ve sistemin performans değerleri bulunmuştur. Bu performans değerlerinin meteorolojik verilere göre değişimleri de irdelenmiştir.

Çalışmada Denizli'de Pamukkale niversitesi kampüsünde, toprak destekli ısı pompası deney seti kurularak, bu sistemin farklı çalışma koşulları (ısıtma, soğutma, kurutma) için çalışma karakteristikleri tespit edilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, uzun yıllardır (1985 yılından bu yana) dünyada kullanılan evre dostu sistemlerden biridir. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması bu sistemlerin kurulumunu kısıtlamaktadır. Buna karşılık, enerji maliyetlerindeki artışın ve sera gazlarının azaltılması mecburiyetinin bu sistemlere olan ilgiyi artırması beklenmektedir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Catan vd. (1985), kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini yapmışlardır. Çalışmada, Pittsburgh’ da bulunan 167 m² alana sahip bir ev için, yatay toprak ısı değiştiricisi olan su kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyeti 7 yıllık ekonomik ömür için minimize edilmiştir. Hava kaynaklı ısı pompasına göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulunmuştur.

Babür (1986), “Toprak Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı ve Yapımı” adlı Yüksek Lisans çalışmasında, toprak-hava arasında çalışan bir ısı pompasının tasarımını ve yapımını gerçekleştirmiştir. “ İki devreden oluşan ısı pompasının, bir devresi soğutucu akışkan R-12 ile çalışan soğutma çevrimi, diğer devresi ise içinden su-antifriz karışımı (salamura) geçen toprak altındaki boru demetidir. Toprak altındaki boru demeti 10 m uzunluğunda 5/8” bakır borudan yapılmıştır. 1985-1986 ısıtma mevsiminde değişen iklim koşullarında ve değişken salamura kütle debisinde toplam 44 deney yapılmıştır. Topraktan soğurulan ısı gücü ölçülmüş ve teorik modellerin tahminleri ile karşılaştırılmıştır.”

Martin (1990), tek borulu, yatay toprak ısı değiştiricisi olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini belirlemek üzere çalışmalar yapmıştır. Çalışmada, konutlar için ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve sonuçları, Oklahoma’ daki iki evde yapılan ölçümlerle kıyaslanmıştır. Ayrıca, ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için, ekonomik analiz yapılmıştır.

Sulatisky vd. (1991) tarafından yapılan çalışmada, Kanada’da konutlara yönelik olarak toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri değerlendirilmiştir. Beş-sekiz yıl arasında

işletilen ısı pompası sistemleri, iki yılı aşkın bir periyot boyunca performans bakımından izlenmiştir.

Kavanaugh (1992), güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının kabul edilebilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalarda bulunmuştur. Alabama'daki 150 m²'lik konutta kurulan ısı pompasının ısıtma-soğutma performansını ele almıştır.

Meloy (1992) tarafından yapılan çalışmada, Cowlitz Şehri Adliye Sarayı'nın, kaynak olarak kuyu suyunu kullanan ısı pompası sistemi üzerine çalışılmıştır. Sistemin kurulduğu ilk yıl, enerji tüketiminde %22 dolayında azalma sağlandığı belirtilmiştir.

Rafferty (1992) yaptıkları çalışmada, yer altı suyu sıcaklığı 22 °C olan 360 ton (11266 kW)' luk ve yer altı suyu sıcaklığı 13 °C olan 156 ton (549 kW)' luk, iki farklı yer altı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen deneyimleri açıklamışlardır. Sistem tasarımı, işletme akışı ve iyileştirmeleri irdelenmiştir. Ayrıca, yer altı su kimyası, iyi kuyu tasarımı ile kontrolün, ısı pompası kapasite kontrolünün ve devreye almanın önemli hususlar olduğu belirtilmiştir.

Petit ve Meyer (1998), Johannesburg' da, hava kaynaklı sistemler ile dikey toprak kaynaklı sistemlerin teorik karşılaştırmasını yapmışlardır.

Hamburg ve Selanik bölgelerinde referans alınan evler için aylık ısı gereksinimleri, hava ve toprak kaynaklı sistemler için COP (performans katsayısı) değerleri farklı yoğunlaşma sıcaklıklarında ayrı ayrı hesaplanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, Hamburg'a göre ortalama hava sıcaklığının daha yüksek olduğu Thessaloniki'de COP değerleri daha yüksek çıkmıştır. Yapılan irdemelerde, döşemeden ısıtma uygulaması için; toprak kaynaklı ısı pompalarında, hava kaynaklı sisteme göre Hamburg' da %14 ve Thessaloniki' de %27 daha az elektrik enerjisi tüketimi gerçekleştiği belirtilmiştir (Zogou vd. 1998).

Healy vd (1997), bir bilgisayar modeli kullanarak, değişik sistem parametrelerinin, toprak kaynaklı ısı pompasının performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalışmışlardır. Ayrıca, alışıl gelmiş ısıtma/soğutma sistemleri ve hava kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı yerde, toprak kaynaklı ısı pompasının kullanımını değerlendirmek için ekonomik analiz yapılmıştır.

1987 yılında Çin'in Shanghai şehrindeki bir ofis binasının ısıtma ve soğutması için tasarlanan ve işletilen bir jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalışılmıştır (Fleming 1998).

Spilker (1998), dūřey toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan farklı dolgu malzemesinin etkisi ve tasarım üzerine çalışmıştır. Dūřey toprak ısı değiştiricisinin delik çapının, boru tipinin, dolgu malzemesinin ve toprağın ısıl özelliklerinin; ısı değiştiricisinin sıcaklığına ve tasarımına önemli etkisi olduğu, standart bentonit harç yerine kum kullanılmasının, toprak ısı değiştiricisi boru boyunu azalttığı belirtilmektedir.

“Dūřuk Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı” adlı doktora çalışmasında, Erzurum yöresinde bulunan jeotermal kuyulardan çıkan dūřuk sıcaklıktaki jeotermal akışkanın sadece kaplıca amacıyla kullanıldığı belirtilmiştir. Erzurum'un Pasinler ilçesinde 200 m derinlikte 42 °C sıcaklık ve 75-95 l/s debide iki kuyu, Ilıca ilçesinde ise 605 m derinlikte 39 °C sıcaklıkta jeotermal kuyular olduğu belirtilmiştir. Bu kuyuların kaplıca amacıyla kullanıldığı ve kaplıcalardan atılan jeotermal suyun sıcaklığı 30-35 °C dolayında olduğu belirtilmiştir. Bu jeotermal kaynakların bina ısıtılmasında değerlendirilmesi amacıyla su-su tipi bir jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemin bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sistemde 35 °C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak, dşemededen ısıtma amacıyla 45 °C sıcaklıkta su üretilmiştir. Sonuçta R-22 gazı ile çalışan jeotermal ısı pompası sisteminin toplam etki katsayısı 2.8 olarak belirlenmiş ve geliştirilen bilgisayar programından elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu ifade edilmiştir (Kara 1999).

Japonya'da yapılan bir çalışmada, 192 m² alana sahip, çok iyi yalıtılmış, 1997'de inşa edilmiş bir eve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuştur. 2 adet toprak ısı

değiştiricisi borusu, 30 m derinliğe dikey olarak, yerleştirilmiştir. Deneysel sonuçlara göre, ortalama COP değeri ısı pompası için 4 ve sistem için 3.1 olarak bulunmuştur. Bu sistemin konvansiyonel kazan ısıtma sistemine göre %34 daha az enerji harcadığı belirtilmiştir (Hamada vd. 2001).

Popiel vd. (2001), çalışmada Polonya'da toprak sıcaklıkları ölçülmüş ve burada toprak üzerindeki örtünün sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Sıcaklık ölçerler, otoparkın altına ve çimle kaplı alanın altına yerleştirilmiştir. Çalışmada otopark ve çimenlik için farklı derinliklerdeki sıcaklık dağılımları verilmektedir. Haziran-Eylül ayları arasındaki, yaz dönemi için, otoparkın altındaki toprak sıcaklığının, çimenliğin altındaki toprak sıcaklığından daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Szaflik vd. (2001), tarafından yapılan çalışmada, dikey toprak ısı değiştiricisi çevresindeki toprağın sıcaklık dağılımı, hem analitik hem de deneysel olarak belirlenmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre, toprağın 1m altındaki sıcaklık değerleri, -4~10 °C arasında değişirken, 3 m'deki değerlerin, -4~11.3 °C arasında değişmekte, 13 m'deki değerlerin -3.9~10.8 °C, 29 m'deki değerlerin ise -5.8~9.8 °C arasında değişmekte olduğu görülmüştür. Çalışmada, ölçüm sonuçları ile analitik sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Witte vd. (2002), çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı değiştiricisinin maliyetinin yüksek olduğu ve bu nedenle toprağın termal özelliklerinin iyi belirlenmesi gerektiği belirtilmiş, bu amaçla 30 m derinliğe 1 inch (2.54 cm) çaplı polietilenden imal edilmiş U şeklindeki ısı değiştirici boruları yerleştirilmiştir. Kurulan ısı pompası sisteminde, toprak ısı değiştiricisinin giriş-çıkış sıcaklıkları ölçülerek toprağın ısı iletkenliği hesaplanmış ve sıcaklık dağılımı bulunmuştur.

Bi vd. (2002) tarafından Çin'de yapılan çalışmada, dikey tip toprak ısı değiştiricisi, toprağın 3 m derinliğine yerleştirilmiştir. Burada birkaç noktada sıcaklıklar ölçülmüş ve aynı noktalar için elde edilen analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır ve değerlerin birbirine yakın olduğu belirtilmiştir.

Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde 65 m² alana sahip bir sınıfın ısıtma-soğutma ihtiyaçlarının karşılanması için toprak kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi, 50 metre derinliğe dikey olarak yerleştirilmiştir. Sistemde çalışma akışkanı olarak R22 kullanılmıştır. Deneysel sonuçlara göre, 2000-2001 ısıtma mevsimi için ortalama COP değerini ısı pompası için (ısı pompası tarafından ortama verilen ısı/kompresörde harcanan enerji) 1.66 ve sistem için (verilen ısı/kompresörde ve sirkülasyon pompalarında harcanan toplam enerji) 1.34 olarak bulunmuştur (Hepbaşlı vd. 2003).

Bi vd. (2004) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise, Çin'de kurulan güneş-toprak kaynaklı bileşik ısı pompası sisteminde, düşey tip toprak ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Sistemin COP değerlerinin, güneş kaynaklı ısı pompası için 2.73, toprak kaynaklı ısı pompası için 2.83 ve bu iki sistemin birlikte kullanılmasıyla elde edilen sonucun, 2.78 olarak bulunduğu ve böyle bir bileşik sistemin uygulanabilir olduğu belirtilmiştir.

Doherty vd. (2004) tarafından yapılmış olan çalışmada, ısıtma yükü 8 kW olan bir hacim için toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuş, ısı taşıyıcı akışkan olarak R22, toprak ısı değiştiricisi olarak ise dikey ve yatay spiral olmak üzere iki tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isıtma mevsimi için yapılan deneylerde, dikey toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemin COP etki katsayısı, 2-4 değerleri arasında, yatay spiral ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde COP değeri, 2.5-3 aralığında bulunmuştur.

Elazığ'da ısıtma yükü 2.5 kW olan test odası için, 1 m ve 2 m derinliğe ayrı ayrı yerleştirilen yatay toprak ısı değiştiricileri kullanılarak, 2002-2003 yılı Kasım-Nisan ayları arasındaki ısıtma dönemi süresince ölçümler yapılmıştır. Bu ölçüm sonuçlarından, sistemin ortalama COP değeri, toprağın 1 m derinliğine yerleştirilen ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistem için 2.66 ve 2 m derinliğe yerleştirilen ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistem için 2.81 olarak bulunmuştur (İnallı ve Esen 2004).

Yine, İnallı ve Esen (2005) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise, Elazığ'da bir test odasının (soğutma yükü 3.1 kW) ısıtılması ve soğutulması için kurulmuş olan yatay

toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması için bu kez soğutma döneminde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi boruları, 2 m derinliğe yerleştirilmiştir. Haziran-Eylül döneminde alınan deneysel sonuçlara göre, ısı pompasının ortalama COP değeri 2.37 ve sistemin ortalama COP değeri ise 2.01 olarak bulunmuştur.

İsveç’ te yapılan çalışmada, PVT (fotovoltaik/termal) paneller ile toprak kaynaklı ısı pompasının, ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyaçlarının karşılanmasında birlikte kullanılabileceği belirtilmiştir. PVT panellerinden çıkan ısının, toprağa verilmesiyle toprak sıcaklığının ortalama olarak sabit kalması, toprak sıcaklığının korunmasıyla COP değerinin de azalmaması ve ısı pompasının elektrik enerjisi ihtiyacının panellerden karşılanması, bu sistemin sağladığı önemli avantajlar olarak belirtilmiştir (Bakker vd. 2005).

Ceylan vd. (2005) tarafından yapılan çalışmada, hava kaynaklı ısı pompalı bir kurutma fırınının elma kurutulmasında kullanımı incelenmiştir.

Japonya’ da yapılan çalışmada, 130 m² döşeme alanına sahip bir hacmi ısıtmak için ısı pompası sistemi kurulmuştur. Toprağın 100 m derinliğine, U şeklinde toprak ısı değiştiricisi yerleştirilmiş ve alınan sonuçlara göre ısıtma mevsiminde, ısı pompasının ortalama COP değeri 4.6, sistemin ortalama COP değeri 3.7 olarak bulunmuştur (Nagano vd. 2006).

Çin’in Tianjin bölgesindeki bir ofis binasının ısıtılması ve soğutulması için, ısı pompası kurulmuştur. Toprak ısı değiştiricisi, 90 m derinliğe yerleştirilmiş ve toprak altı sıcaklıkları, ısıtma ve soğutma mevsimleri için ayrı ayrı deneysel olarak ve simülasyon ile çıkarılıp grafikler ile ifade edilmiştir. Sonuç olarak da toprağın iyi bir ısı kaynağı olduğu ve toprak kaynaklı ısı pompalarının veriminin yüksek olduğu, kışın ısı kaynağı ve yazın da ısının atılabileceği bir ısı kuyusu olarak toprağın elverişli olduğu belirtilmiştir (Li vd. 2006).

Trillat vd. (2006) tarafından yapılan çalışmada, 180 m², lik konuta güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuş ve toprak ısı değiştirici boruları 90 m

derinliğe yerleştirilmiştir. Isıtma mevsimi için ısı pompasının ortalama COP değeri 3,75 ve sistemin ortalama COP değeri 3,35 olarak bulunmuştur.

Yang vd. (2006) tarafından yapılan çalışmada, güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı hesaplanmış ve toprak sıcaklıkları toprağın derinliğine ve zamana göre hesaplanarak grafikler şeklinde verilmiştir.

Badescu (2007), toprak kaynaklı ısı pompasının, petrol, doğal gaz ve elektrik ile ekonomik karşılaştırmasını yapmış, sistemin 3-10 yıldan fazla işletme süresinde iyi bir ekonomik çözüm olabileceğini belirtmiştir.

Michopoulos vd. (2007) tarafından yapılan çalışmada, 1350 m² alana sahip bir binayı ısıtmak ve soğutmak için 80 m derinliğe yerleştirilmiş 21 adet toprak ısı değiştiricisi kullanılmıştır. 2003-2005 yılları arasında 3 yıl boyunca ısıtma-soğutma mevsimlerinde sistem çalıştırılarak, enerji tüketimi, COP değerleri ve toprak sıcaklıkları ölçülmüştür. Sistemin COP değerlerinin, üç yıllık süre içinde giderek artış gösterdiği belirtilmektedir.

Esen vd. (2006) yaptıkları çalışmada, Elazığ' da kurulan yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için, 2002-2003 ısıtma mevsiminde yapılan deneysel ölçümlerin sonuçları vermişlerdir. Bu sonuçlara göre; 2 m derinlikteki toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde, ortalama değerler, $COP_{sistem}=2.82$ ve $COP_{ısı\ pompası}=3.42$ olarak, 1 m derinlikteki toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde, $COP_{sistem}=2.68$ ve $COP_{ısı\ pompası}=3.13$ olarak bulunmuştur. Toprak sıcaklıkları da 1 m ve 2 m' de ölçülmüştür. 1 m derinlikteki ortalama toprak sıcaklığı 11.4 °C ve 2 m derinlikteki ortalama toprak sıcaklığı 14.91 °C olarak ölçülmüştür.

Akpınar ve Hepbaşı (2007) tarafından yapılan çalışmada, Erzurum'da Atatürk Üniversitesi'ndeki, düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynak ile çalışan jeotermal ısı pompası ile İzmir'de Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsündeki dikey toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizleri yapılmıştır. Her iki sistemde bulunan elemanlardaki tersinmezlikler hesaplanmıştır.

Özgener vd. (2007), çalışmasında, sera ısıtması için, güneş destekli dikey toprak kaynaklı ısı pompası sistemini kullanmıştır. Performans katsayısının (COP) en iyi değerinin, 7 Ocak 2004 günü, toprak kaynaklı ısı pompası için 3.14 ve sistem için 2.79 olarak bulunduğu ifade edilmiştir. 2003 yılı Aralık ayı ile 2004 yılı Mart ayları arasında alınan deneysel sonuçlara göre, ortalama COP değerlerinin, ısı pompası için 2.84 ve sistem için 2.27 olduğu belirtilmiştir.

Fan vd. (2007), yaptıkları çalışmada yeraltı su akışının toprak ısı değiştiricisinin performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, ısıtma döneminde de soğutma döneminde de yeraltı suyu akışının ısı transferini desteklediği belirtilmiştir.

Florides vd. (2007), çalışmalarında çeşitli toprak ısı değiştirici tipleri tanıtılmış ve yapılmış çalışmalardan örnekler verilmiştir.

Hepbaşlı ve Balta (2007), Niğde Üniversitesi'nde 2005 yılından beri çalışmakta olan, düşük sıcaklıktaki bir jeotermal kaynağı kullanan ısı pompası sisteminin performansını incelemişler ve enerji ile ekserji analizlerini yapmışlardır.

Biaou ve Bernier (2008), çalışmalarında sıcak su üretimi için alternatif dört kaynağı ele almışlardır. Kaynaklar elektrikli sıcak su tankı, termal güneş kolektörleri, toprak kaynaklı ısı pompası ve hava kaynaklı ısı pompasıdır. Bu dört alternatif sistem incelenmiş ve elektrik tüketimlerinden elde edilen verilere göre sıcak su elde etmede en iyi kaynağın güneş kolektörleri olduğu belirtilmiştir.

Omer'in (2008) yaptığı çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin Kuzey Amerika, Avrupa ve dünyanın birçok yerinde uzun yıllardır kullanıldığı, İngiltere'de de boiler ve radyatör sistemlerinde yaygın olarak kullanıldığı vurgulanmıştır. Ayrıca sistemin ilk yatırım maliyetinin konvansiyonel sistemlere göre daha yüksek olduğu buna karşın güvenilir, bakım maliyetleri az ve çevre dostu bir sistem olarak enerji etkinliğinin de yüksek olduğu belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca konvansiyonel sistemlerin ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin CO₂ emisyonları ve enerji etkinlikleri karşılaştırılmıştır.

Balta vd. (2008), toprak kaynaklı ısı pompası üzerine teorik olarak yapılan bu çalışmada, enerji ve ekserji analizleri yapılmış, enerji girişinin 2.64 kW ve elde edilen enerjinin 6.01 kW olarak bulunduğu belirtilmiştir.

Demir vd. (2009), Yıldız Teknik Üniversitesi'nde yapılan bu çalışmada ısıtma kapasitesi 4 kW ve soğutma kapasitesi 2.7 kW olan toprak kaynaklı ısı pompası kullanılmış ve toprak ısı değiştirici borusu 1.8 m derinliğe yatay olarak yerleştirilmiştir. Teorik ve deneysel olarak toprak sıcaklık dağılımı, akışkanın toprak ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir.

Florides vd. (2008), Kıbrıs'ta yapılan çalışmada, topraktan çekilen ısı veya toprağa atılan ısıyı belirleyebilmek için bir toprak ısı değiştiricisi kullanılabileceği belirtilerek, teorik olarak sondaj kuyusunun karakteristiği (toprağın ısı iletim katsayısı, sıcaklığı) belirlenmiştir.

Urchueguia vd. (2008) tarafından, İspanya'da yapılan çalışmada, ısıtma ve soğutma mevsimleri için toprak kaynaklı ısı pompası ile hava kaynaklı ısı pompası karşılaştırılmış, toprak kaynaklı sudan-suya ısı pompasında harcanan enerjinin, konvansiyonel sistemde (hava-su) harcanan enerjiden ısıtma mevsiminde $\%43\pm17$ daha az, soğutmada ise $\%37\pm18$ daha az olduğu belirtilmiştir.

Lee (2008) çalışmasında, Kore'de jeotermal enerjiyi kullanan ısı pompası sistemlerinin kapasitelerini ve jeotermal enerjinin bu yönde kullanımındaki artışı belirtmiştir.

Katsura vd. (2008), toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için toprak sıcaklıkları üzerine teorik hesaplamalar yapmışlardır.

Jenkins vd. (2008), Birleşik Krallıklar'da bulunan bir konut için toprak sıcaklıklarına, performans değerlerine ve CO₂ emisyonlarına ait teorik çalışma yapmışlardır.

Yi vd. (2008) hibrid toprak kaynaklı ısı pompası için geliştirdikleri bir simülasyon modeli ile sistemin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetini belirlemişlerdir.

Hwang vd. (2009) tarafından yapılan çalışmada, Kore'deki bir okul binası için toprak destekli ısı pompası sistemi kurulmuş ve sistemdeki toprak ısı değiştiricisi boruları 175 m derinliğe yerleştirilmiştir. Bu sistemin soğutma performansı incelenmiş ve sistemin, hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha verimli olduğu belirtilmiştir.

Benli ve Durmuş (2009) yaptıkları çalışmada, Elazığ'da toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı serada, performans katsayısının, ısı pompası için 2.3-3.8 ve sistem için 2-3.5 değerleri arasında değiştiğini belirtmişlerdir.

Wang vd. (2009) güneş-toprak destekli ısı pompasının performansını deneysel ve bilgisayar simülasyonu sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Tarnawski vd. (2009) Japonya'daki bir konut için, yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma dönemleri için bilgisayar simülasyonu ile performans analizlerini yapmışlardır. Çalışmada ayrıca, ısı pompasında kullanılan elektriğin, rüzgar ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanması durumunda sera gazı emisyonu oluşturmayan çevre dostu bir sistem olacağı belirtilmiştir.

3. ISI POMPALARI

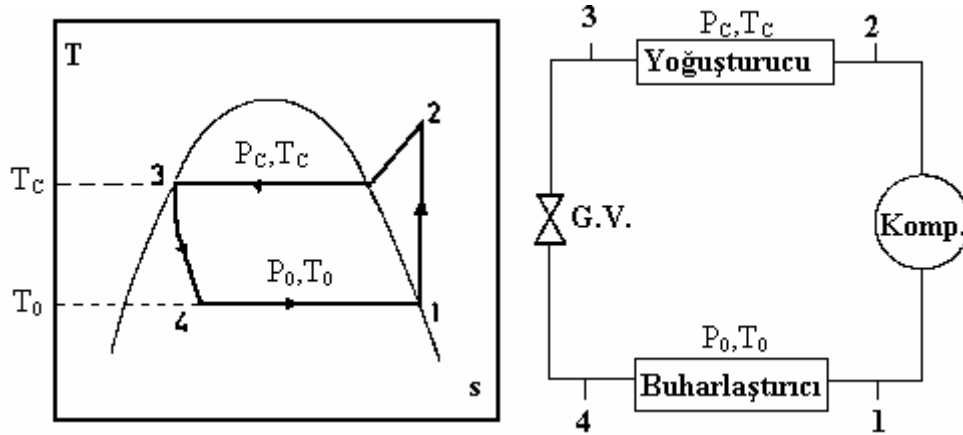
Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden almaktadır. Isıtma sektöründe çoğu insan için ısı pompası terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı mantığın ürünüdürler. Çalışma prensibi ısıyı taşıma mantığına uyduğundan "ısı pompası" başlığı altında toplanabilirler.

Isı pompaları uzun süredir bilinen bir kavramdır yani 90'lı yıllar için yeni bir teknoloji değildir. Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk 18.yy.'da oluşmuştur. Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımayı amaçlar. Bunun için de ısının alınacağı bir ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hemen hepsi ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadırlar. Günümüzde havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompaları split klima olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıkların değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değerlerinin gün içinde dahi sabit kalması sebebiyle, işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı sabit kabul edebilecek ısı kaynakları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan sıcaklığı sabit kabul edebilen ısı kaynakları toprak ve sudur. Toprak - Su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır. Bahsedilen derinlikte, kışın yeryüzünün altında veya yer altı sularında depolanmış ısıyı binaya, yazın ise bina içindeki ısıyı yeraltına taşıyarak toprak tabakasının bu avantajı kullanılır. Kısaca yeraltı; kışın bir ısı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak davranır.

Toprak - Su kaynaklı ısı pompaları günümüzde ısıtma - soğutma ve sıcak kullanım suyu elde edilmesinde kullanılmaktadırlar. Bu ihtiyaçların tümüne tek makinayla cevap verebildikleri için de tercih sebebi olmaktadır.

3.1. Isı Pompası Sistemi ve Elemanları

Şekil 3.1’ de basit bir ısı pompası tesisatı ve ideal Rankine çevrimi görülmektedir. Burada çevrim akışkanı düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ısı kaynağından ısı çeker ve buharlaşarak kompresörde basıncı yükselir. Kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan akışkan yoğuşturucuya gelir. Akışkan yoğuşturucuda ısı verdikten sonra sıvılaşır ve genişleme vanasında tekrar buharlaştırıcı basıncına dönerek çevrimi tamamlar.



Şekil 3.1 Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.

- 1-2 : Kompresörde, izentropik sıkıştırma.
- 2-3 : Yoğuşturucuda, sabit basınçta dışarıya ısı verilmesi.
- 3-4 : Genleşme valfinden, sabit entalpide genişleme.
- 4-1 : Buharlaştırıcıda, sabit basınçta dışarıdan ısı alma.

3.2. Isı Kaynakları

3.2.1. Hava

Isı pompalarında en çok kullanılan ısı kaynağı havadır. Hava ısı pompası için, her yerde bulunabilen, ucuz ve bol bir ısı kaynağıdır. Bu nedenle tüm ülkelerde kullanılır. En büyük avantajları, sürekli bulunması, her ortamda kullanılabilmesi; kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri

gerektirmeleridir. Ayrıca tasarımı için, çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur. Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı vardır:

- Hava sıcaklığının çok değişken olması
- Buzlanma problemi

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu dönemlerde kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da ısı pompasının ısı kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durumda arta kalan ısı ihtiyacı genellikle ek bir ısı kaynağı tarafından karşılanır. Hava sıcaklığının çok değişken olması projelendirme ve ekipman seçimini zorlaştırır.

Hava kaynaklı ısı pompalarında, ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 5-10 °C civarında sıcaklık farkı olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0 °C' nin altına düştüğünde, hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Bu buzun buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde uzun süre beklemesine müsaade edilmez, müsaade edildiği takdirde ısı transferi engellenmiş olur. Bu durum ise ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitenin düşmesine neden olur. Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzların periyodik olarak eritilmesi gerekir. Hava kaynaklı ısı pompalarında bir başka problem ise buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Bu nedenle ısı geçişini artırmak için genişletilmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanır.

Isı pompası dizaynı hava sıcaklığının düşük olduğu zamanlar için yapılırsa büyük bir dönemde kapasite fazlalığı olur. Bu durumda birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyeti artar.

3.2.2. Su

Güneş denizleri, gölleri ve akarsuları ısıtarak güneş enerjisi suda depolanır. Kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Genel olarak suyu, yeraltı ve yerüstü suyu olarak ikiye ayırabiliriz.

3.2.2.1. Yeraltı suyu

Kuyu suyu, 45-150 metre derinliklerinde kuzey ülkelerinde 10 °C, güney ülkelerinde ise 16 °C civarında elde edilebilir. 10 metre ve altındaki derinliklerde yer altı sıcaklığının, yıl boyunca çok az değişmesi önemli bir avantajdır (Ersöz 2000).

Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak, buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için, genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı zorlaştırmaktadır.

Yeraltı suyu yeterli miktarda ve kalitede ve de uygun derinlikte bulunduğu takdirde, bu ısı kaynağı sıcaklık durumundan dolayı ısı pompaları için uygun olarak gösterilebilir.

3.2.2.2. Yerüstü suyu

Su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında ise sıcaklık, kuyu sularına göre daha fazla değişmekte ama yine de hava kadar değişmemektedir. Ülkemizde yerüstü sularının genellikle 0 °C' nin altına düşmemesi iyi bir avantajdır. Ayrıca denizlerde 25-50 metre derinlikte sıcaklık, 8 °C civarında uygun bir sıcaklığa sahiptir (Ersöz 2000).

3.2.3. Güneş

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcısı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan vermesidir. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı, yükselmiş olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri, daha düşük toplayıcı sıcaklığında çalıştırdıklarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinde olduğundan yüksektir.

Isıtma tesir katsayısının artması bakımından güneş enerjisinin çok yüksek sıcaklıklara çıkabilmesi iyi bir avantajdır. Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve indirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise kolektörden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanır.

Güneş enerjisinin en büyük dezavantajı ısının depolanmasının zor ve pahalı olmasıdır. Özellikle ısı ihtiyacının olduğu kış günlerinde güneş enerjisinin zayıflığı, ek bir ısıtma tesisine ihtiyaç duyulmasına yol açar. Bu da zaten pahalı olan sistemin maliyetinin daha da artmasına neden olur.

3.2.4. Toprak

Toprağın 1-2 metre derinliğinde yıl boyunca sıcaklık değişiminin az olması, toprağın ısı kaynağı olarak kullanılabilmesi için iyi bir özelliktir. Isı, bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ışıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş, yazın öğle vaktinde 1000 W/m^2 -yeryüzü alanı, kışın $50\text{-}200 \text{ W/m}^2$ -yeryüzü alanı ışınlar (Ersöz 2000).

Buna rağmen ısı kaynağı olarak toprağın kullanılması diğer sistemlere göre ilk yatırım açısından daha pahalıdır. Isı değiştiricisi olarak toprak altına gömülen borulardan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle su veya salamura dolaştırılarak kullanılır. Bu ısı geçişini sağlayan yüzeyler toprak altına yatay veya düşey olarak iki şekilde yerleştirilir. Toprak ısı değiştiricisinin tasarımı sırasında, toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprağın önemli bir dezavantajı da toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesidir. Isıtma mevsiminde toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Özellikle soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı geçişi olmazsa; kış aylarında topraktan çekilen sürekli ısı nedeni ile toprağın donması söz konusudur. Toprak sıcaklığının düşmesinin neden olduğu bir diğer sonuç, nem miktarının ve toprağın özelliğinin

değişmesidir. Bütün bunların sonucu olarak ısı pompası geri dönüş suyu sıcaklığı düşer ve bu nedenle ısı pompasının kapasitesi yani ısıtma tesir katsayısı düşer. Yukarıda sayılan bazı dezavantajlarına rağmen yine de toprak; sabit sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkanı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır. Tablo 3.1’de ısıtma ve soğutma mevsimleri için çeşitli ısı kaynaklarının sıcaklık değerleri verilmiştir (Zogou 1998).

Tablo 3.1 Kaynak sıcaklıkları.

Kaynak	Isıtma Mevsimi	Soğutma Mevsimi
Çevre havası	10~15 °C	26~45 °C
Yer altı suyu	4~15 °C	6~18 °C
Göl suyu	0~15 °C	10~20 °C
Nehir suyu	0~15 °C	8~18 °C
Deniz suyu	4~15 °C	10~25 °C
Kaya	0~15 °C	10~20 °C
Toprak	0~15 °C	10~20 °C

3.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın veya yeraltı suyunun yaz ve kış aylarında hemen hemen sabit denebilecek sıcaklıktaki enerjisinden faydalanmak suretiyle kışın ısıtma, yazın ise soğutma amacıyla kullanılır. Yazın mahalden alınan ısı, bir ısı pompası yardımıyla toprağa veya yeraltı suyuna aktarılırken, kışın mahali ısıtmak için gerekli ısı, yine aynı cihaz vasıtasıyla topraktan veya yeraltı suyundan alınabilir.

Toprak kaynaklı ısı pompası başlıca üç ana bölümden oluşur. Bina ile toprak bağlantısı arasında ısı aktarımını sağlayan bir ısı pompası sistemi, topraktaki ısıyı transfer etmek için gerekli olan toprak ısı değiştiricisi, binayı ısıtmak ve soğutmak için gerekli olan ısıtma-soğutma sistemidir (fan-coil gibi).

Yazın toprak sıcaklığının, dış hava sıcaklığından daha düşük olduğu bilinmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompası soğutma sisteminde kullanılan akışkan, yoğuşturucuya gelerek ısısını sıcaklığı daha düşük olan toprak ısı değiştiricisindeki suya dolayısıyla toprağa atarak yoğuşur. Yoğuşan akışkan genleşme valfine gelir. Kılcal boru çıkışında

sıvı ani genişleme sureti ile basıncı ve sıcaklığı düşer. Düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharlaştırıcıya gelerek burada buharlaşır. Buharlaştırıcı görevi yapan ısı değiştiricisinin bir tarafından soğutucu akışkan geçerken diğer tarafından pompa ile dolaşan su geçer. Isısını soğutucu akışkana bırakan su soğumuş olarak sisteme giderek hacmin soğutulmasını sağlar. Kışın ise sistem, ısıtma işlemini; bu kez topraktan ısı alıp, ısıtılması istenen hacme ısı vererek gerçekleştirir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının performans katsayılarının yüksek olması sistemin işletme maliyetini azaltmaktadır. Elde edilen enerjinin, sarf edilen enerjiden daha yüksek olması ile sağlanan enerji tasarrufu hem kullanıcıya hem de ülke ekonomisine önemli kazançlar sağlar. Ancak ısı kaynağı olarak toprağın kullanımında, ilk yatırım maliyetini artıran toprak ısı değiştiricisi mevcuttur. Bu nedenle, hava kaynaklı ısı pompalarına göre ilk yatırım maliyeti fazla olmaktadır. Bu maliyetin düşürülebilmesi için öncelikle, toprağa ait jeolojik birimlerin sıcaklık ve ısı depolama yükü, toprağın yapısı, termal özellikleri, nem ve yer altı su seviyesi ile iklim koşullarına göre değişimi incelenmelidir. Elde edilen bulgular kullanılarak ısı pompasının optimum çalışma koşulları belirlenmelidir.

Bu çalışmada dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının bir hacmin ısıtılmasında ve soğutulmasında kullanımı ile gıda kurutmada kullanımı üzerinde durulmuştur. Bu uygulamalarda sistemin performansı ve enerji tüketimi ile bunların çevre koşulları ile değişimi incelenmiştir.

4. DENEYSSEL YÖNTEM VE ÖLÇÜM CİHAZLARININ TANITILMASI

4.1. Deneysel Çalışma

Bu çalışmada toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma, soğutma ve gıda kurutmada kullanımı üzerinde durulmuştur. Toprak ısı değiştiricisi 110 m derinlikte açılan sondaj kuyusuna dikey olarak yerleştirilmiştir. Sondaj sırasında alınan toprak numuneleri ile sondaj logu çıkarılmış ve yine bu numunelerin ısı iletim katsayılarının ölçümü yapılmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompası cihazı hem ısıtma hem de soğutma dönemlerinde çalıştırılarak performansları ve çevre koşulları ile değişimleri incelenmiş ve ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmada ayrıca, bazı gıda ürünlerinin toprak kaynaklı ısı pompası yardımıyla kurutulması üzerine deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Farklı gıda ürünlerinin kurutma işlemlerinde, bu ürünlerin kuruma süreleri ve enerji tüketimleri incelenmiştir. Kurutma işlemlerinde, kurutma havası hızının etkisi de bu çalışma kapsamında incelenen konulardan biridir. Bu amaçla aynı gıda ürününün farklı kurutma havası hızlarında kurutulması incelenmiş ve ısı transferi ile kütle transferi arasındaki ilişkiler irdelenerek teorik çalışma da yapılmıştır.

Deneysel çalışmada, TÜBİTAK ve Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) birimlerinden sağlanan mali destekler ile kurulan sistem kullanılmıştır.

4.2. Deney Düzenegi

TS 825'e göre, mevcut laboratuvar binası için ısı kaybı 7.8 kW ve ısı kazancı 9.6 kW olarak hesaplanmıştır. Bu kapasiteler için toprak ısı değiştiricisi boru boyu ısıtma ve soğutma mevsimleri için Denklem 4.1 ve 4.2 (Miles 1994) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{COP_I - 1}{COP_I} \cdot [R_b + (R_t \cdot F_I)]}{(T_D - T_{\min})} Q_I \quad (4.1)$$

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{COP_S + 1}{COP_S} \cdot [R_b + (R_t \cdot F_S)]}{(T_{\max} - T_Y)} Q_S \quad (4.2)$$

Burada;

L_S : Soğutma mevsimi için toprak ısı değiştiricisi boru boyu (m)

L_I : Isıtma mevsimi için toprak ısı değiştiricisi boru boyu (m)

COP_S : Isı pompası cihazı soğutma performansı

COP_I : Isı pompası cihazı ısıtma performansı

Q_S : Isı pompası cihazının soğutma kapasitesi (kW)

Q_I : Isı pompası cihazının ısıtma kapasitesi (kW)

F_S : Soğutma çalışma faktörü

F_I : Isıtma çalışma faktörü

R_b : Boru direnci (m°C/kW)

R_t : Toprak direnci (m°C/kW)

T_Y : Yılın en yüksek toprak sıcaklık değeri (°C)

T_D : Yılın en düşük toprak sıcaklık değeri (°C)

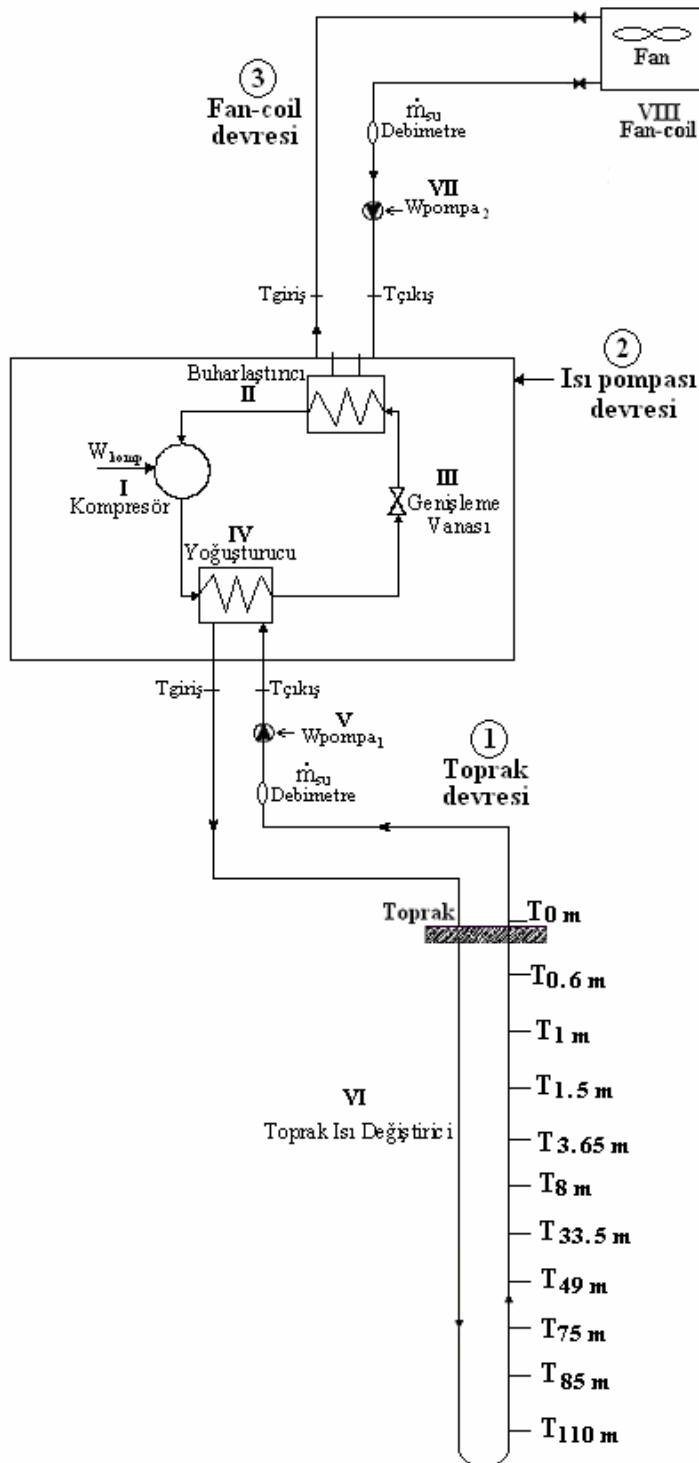
T_{\max} : Isı pompası cihazına girecek en yüksek su sıcaklık değeri (°C)

T_{\min} : Isı pompası cihazına girecek en düşük su sıcaklık değeri (°C)

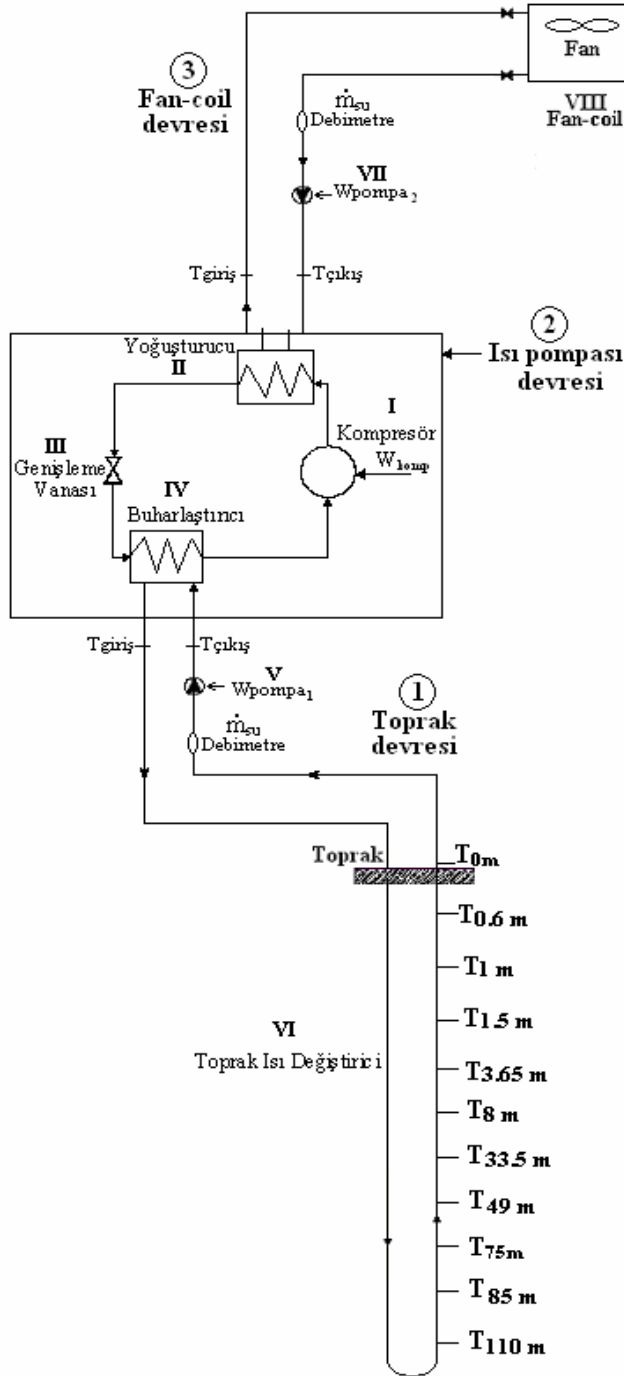
olmaktadır. Denklem 4.1 ve 4.2'de belirtilen bu değerler için bazı kabuller yapılarak toprak ısı değiştiricisi boru boyu hesaplanmıştır.

Denklem 4.1'den ısıtma mevsimi için gerekli toprak ısı değiştiricisi boru boyu 256 m, denklem 4.2'den soğutma mevsimi için boru boyu 557 m olarak hesaplanmıştır. Toprak ısı değiştiricisi boru boyu, ısıtma mevsimine göre alınmış ve 130 metre derinliğinde sondaj kuyusu açılarak toplam 225 m boru toprak içerisine yerleştirilmiştir.

Toprak destekli ısı pompası sisteminin soğutma dönemi için şeması Şekil 4.1' de ve ısıtma dönemi için olan şeması ise Şekil 4.2' de verilmiştir.



Şekil 4.1 Soğutma dönemi için toprak destekli ısı pompası sistemi şeması.



Şekil 4.2 Isıtma dönemi için toprak destekli ısı pompası sistemi şeması.

Şekil 4.1' de ve Şekil 4.2' de görüldüğü gibi, toprak destekli ısı pompası sistemi, toprak devresi (1), ısı pompası devresi (2) ve fan-coil devresi (3) olmak üzere üç devreden oluşmaktadır. Isı pompası devresindeki elemanlar; kompresör, evaporatör, genleşme vanası, kondenser, toprak devresindeki elemanlar; sirkülasyon pompası (V), toprak ısı değiştiricisi (VI), fan-coil devresindeki elemanlar ise; sirkülasyon pompası (VII) ve fan-coil ünitesidir (VIII).

4.2.1. Ölçüm cihazları ve genel özellikleri

Şekil 4.3’de görülen TESTO 175-T3 iki kanallı sıcaklık kayıt cihazlarına, toprağın farklı derinliklerine yerleştirilen sıcaklık ölçerler bağlanmıştır.



Şekil 4.3 İki kanallı sıcaklık kayıt cihazları.

TESTO 175-T3 iki kanallı sıcaklık kayıt cihazı, $-50\sim+400$ °C sıcaklıklarında çalışabilmektedir. Hassasiyeti; $-50\sim+70$ °C arasında $\pm 0,5$ °C ve $+70,1\sim+400$ °C arasında $\pm 0,7$ °C olmaktadır. Bu cihazlara, toprağın farklı derinliklerine yerleştirilen sıcaklık ölçüm problemleri bağlanmıştır. Prob yapısı paslanmaz çelik olup NiCr-Ni sıcaklık sensörü içermektedir.



(a)

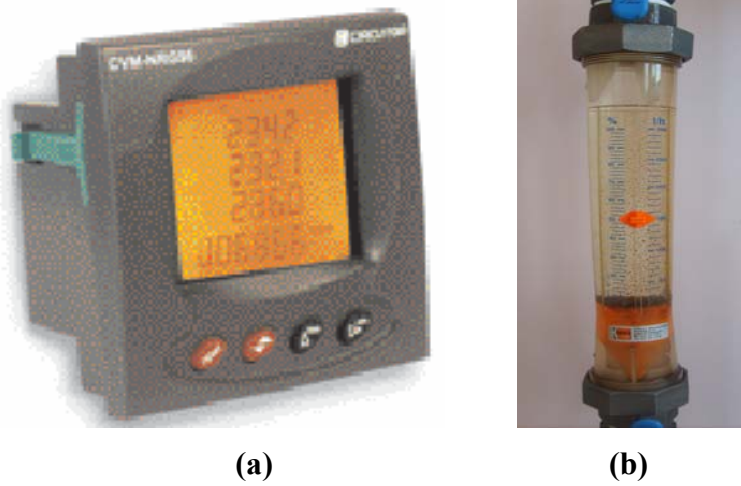


(b)

Şekil 4.4 (a) Üç yollu manifold cihazı, (b) Dört kanallı veri kayıt cihazı.

Şekil 4.4 (a)'da görülen TESTO 560-1 üç yollu manifold cihazı ile 38 farklı soğutucu akışkan için sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılabilmektedir. Bu cihaz kullanılarak, ısı pompası sistemindeki kompresörün girişinde ve çıkışında basınç ölçümleri yapılmıştır. Cihaz soğutucu sistemin performans analizine yönelik olarak kullanılmış olup, anlık ölçümler yapabildiği gibi, sisteme bağlanarak uzun süreli veri kaydı da yapabilmektedir. Basınç problemleri ile 0~+40 bar basınç aralığında ölçüm yapabilmektedir.

Şekil 4.4 (b)'de TESTO Dört kanallı veri kayıt cihazı görülmektedir. Bu cihaz, 4 farklı proba giriş imkanı sağlamaktadır. 250000 ölçüm değerini hafızasında tutabilmektedir. Bu cihaza toplam 4 adet sıcaklık ölçüm probu bağlanmıştır. Toprak devresinde dolaşan suyun ve fan-coil devresinde dolaşan suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçen sıcaklık problemleri, -50~+180 °C sıcaklık aralığında çalışabilmektedir.



Şekil 4.5 (a) Şebeke analizör seti, (b) Şamandıralı tip debimetre.

Şekil 4.5(a)'daki online ölçümlere yönelik şebeke analizör seti, 3 pano göstergeli olup, kompresördeki ve sirkülasyon pompalarındaki enerji tüketimlerini verebilmektedir.

Toprak devresindeki suyun ve fan-coil devresindeki suyun debilerini ölçmek için sistem üzerine, Şekil 4.5(b)'deki şamandıralı tip debimetreden iki adet yerleştirilmiştir. Debimetreler, 300~3000 l/h debi aralığında çalışmaktadır.

4.3. Deneyleerin Hata (Belirsizlik) Analizi

Deneysel çalışmalarda deneysel sonuçlar kadar ölçüm verilerinin doğruluğu da önemlidir. Deneyleerde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm hassasiyetleri mevcuttur. Ölçüm sırasında cihazların ölçüm hassasiyetlerinden kaynaklanan belirsizlikleri hesaplanmalıdır. R bağımsız değişkenlere bağlı bir fonksiyon olarak hata değerini göstermektedir. R değerindeki belirsizlik w_R , diğer değişkenlerdeki belirsizlikler ise $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ olmaktadır. Buna göre w_R değeri;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$

formülü ile hesaplanır (Genceli 1998).

Isı pompasının ve sistemin performans katsayısındaki belirsizlikler, denklem 4.4 ve 4.5 yardımıyla hesaplanır.

$$w_{COP_{hp}} = \left[\left(\frac{\partial COP_{hp}}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{hp}}{\partial c_w} w_{c_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{hp}}{\partial T_i} w_{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{hp}}{\partial T_o} w_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{hp}}{\partial W_c} w_{W_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.4)$$

$$w_{COP_{sys}} = \left[\left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial c_w} w_{c_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial T_i} w_{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial T_o} w_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial W_c} w_{W_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial W_{cp1}} w_{W_{cp1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial W_{cp2}} w_{W_{cp2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{sys}}{\partial W_{fan}} w_{W_{fan}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Isıtma mevsiminde ölçülen ve hesaplanan ortalama değerler ile bu değerler için toplam belirsizlik Tablo 4.1' de verilmiştir.

Tablo 4.1 Isıtma dönemi için ölçülen ve hesaplanan parametrelerin toplam belirsizlikleri.

Tanım	Değer	Toplam belirsizlik (%)
Ölçülen parametreler:		
Suyun kütleli debisi (kg/s)	0.1667	±4
Fan-coil ünitesine suyun giriş sıcaklığı, $T_{g,f-c}$ (°C)	42.95	±0.46
Fan-coil ünitesinden suyun çıkış sıcaklığı, $T_{ç,f-c}$ (°C)	36.89	±0.54
Kompresör güç girdisi (kW)	1.953	±1
Fan-coil ünitesinin sirkülasyon pompasının güç girdisi (kW)	0.117	±1
Toprak ısı değiştiricisinin sirkülasyon pompasının güç girdisi (kW)	0.145	±1
Fanın güç girdisi (kW)	0.307	±1
Hesaplanan parametreler:		
Isı pompasının performans katsayısı, COP_{ip}	2.16	±6.18
Sistemin performans katsayısı, COP_{sis}	1.67	±6.16

Soğutma mevsiminde ölçülen ve hesaplanan ortalama değerler ile bu değerler için toplam belirsizlik Tablo 4.2' de verilmiştir.

Tablo 4.2 Soğutma dönemi için ölçülen ve hesaplanan parametrelerin toplam belirsizlikleri.

Tanım	Değer	Toplam belirsizlik (%)
Ölçülen parametreler:		
Suyun kütleli debisi (kg/s)	0.1667	±4
Fan-coil ünitesine suyun giriş sıcaklığı, $T_{g,f-c}$ (°C)	9.24	±2.16
Fan-coil ünitesinden suyun çıkış sıcaklığı, $T_{ç,f-c}$ (°C)	14.85	±1.35
Kompresör güç girdisi (kW)	1.565	±1
Fan-coil ünitesinin sirkülasyon pompasının güç girdisi (kW)	0.135	±1
Toprak ısı değiştiricisinin sirkülasyon pompasının güç girdisi (kW)	0.138	±1
Fanın güç girdisi (kW)	0.307	±1
Hesaplanan parametreler:		
Isı pompasının performans katsayısı, COP_{ip}	2.5	±6.51
Sistemin performans katsayısı, COP_{sis}	1.8	±6.55

4.4. Deneysel Çalışmanın Tanıtımı ve Yapılan Deneyler, Ölçümler

4.4.1. Sondaj kuyusunun açılması

Toprak kaynaklı ısı pompasının toprak ısı değiştiricisi borusu, dikey olarak yerleştirilmek istendiğinden öncelikle sondaj kuyusu açılmıştır. Şekil 4.6'da sondaj kuyusunun açılması sırasında çekilen bir fotoğraf görölmektedir.



Şekil 4.6 Sondaj kuyusunun açılması.

Şekil 4.7'de ise açılan sondaj kuyusu görölmektedir.



Şekil 4.7 Açılan sondaj kuyusu.

Şekil 4.8’de deneysel çalışma bölgesindeki jeolojik formasyonların yapılarını tespit edebilmek amacıyla sondajın her metresinden alınan toprak örnekleri görülmektedir. Bu örnekler kullanılarak, farklı derinliklerde mevcut toprak yapılarının ısı iletim katsayıları ölçülmüştür.



Şekil 4.8 Sondaj sırasında sondaj çukurundan alınan toprak numuneleri.

4.4.2. Toprak ısı iletim katsayılarının ölçülmesi

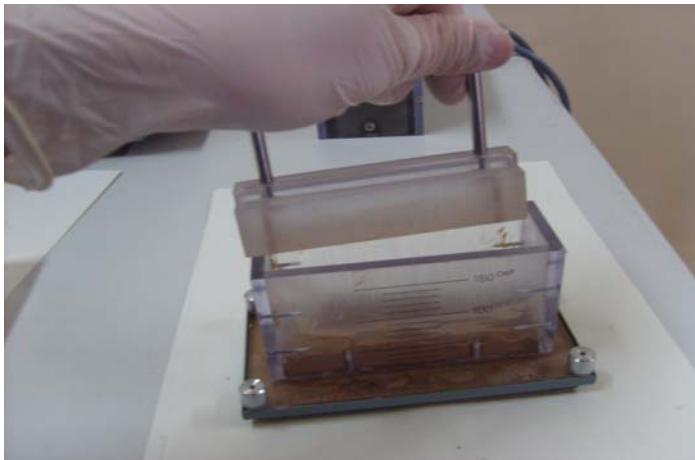
Çalışma bölgesindeki topraktan alınan toprak numunelerinin ısı iletim katsayıları laboratuarda KYOTO marka QTM-500 cihazı ile ölçülerek belirlenmiştir. Numuneler önce Şekil 4.9’da görüldüğü gibi tartılmış, sonra ölçüm cihazının kabına Şekil 4.10’da görüldüğü gibi yerleştirilmiş ve kap içerisindeki toprağın sıkıştırılması sağlanmıştır (Şekil 4.11). Daha sonra ısı iletim katsayısını ölçen cihazın probu ölçüm kabının alt kısmına gelecek şekilde yerleştirilerek ölçme işlemleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.12).



Şekil 4.9 Toprak numunelerinin tartılması.



Şekil 4.10 Toprak numunelerinin ölçüm kabına alınması.



Şekil 4.11 Toprak numunelerinin ölçüm kabına yerleştirilmesi.



Şekil 4.12 QTM500 cihazı ile toprağın ısı iletim katsayısının ölçülmesi.

4.4.3. Toprak ısı değiştirici borusu üzerine sıcaklık ölçerlerin bağlanması ve toprak ısı değiştiricisinin sondaj kuyusuna yerleştirilmesi

Şekil 4.13’de toprak ısı değiştirici borusu üzerine sıcaklık ölçerlerin yerleştirilmesi görölmektedir.



Şekil 4.13 Sıcaklık ölçerin boru üzerine yerleştirilmesi.

Toprak ısı değiştirici borusu, açılan sondaj kuyusunda 110 m derinliğe yerleştirilmiştir. Toprak ısı değiştirici borusu üzerine sıcaklık ölçerler (termokupl), toprak yapı farklılaşmaları gözetilerek farklı derinliklere, sırasıyla toprak yüzeyi ile yüzeyden 0.6 m, 1 m, 1.5 m, 3.65 m, 8 m, 33.5 m, 49 m, 75 m, 85 m, 110 m derinliklerine, yerleştirilmiştir.

Şekil 4.14’de toprak ısı değiştirici borusunun sondaj kuyusuna yerleştirilmesi görülmektedir.



Şekil 4.14 Toprak ısı değiştiricisi borusunun sondaj kuyusuna yerleştirilmesi.

Toprak ısı değiştirici borusunun, kuyu ağzından sondaj kuyusuna yerleştirilmesi ise Şekil 4.15’de görülmektedir. Toprak ısı değiştiricisi borusu sondaj kuyusuna yerleştirildikten sonra, kuyuda geri kalan boşluğu doldurmak için herhangi bir dolgu malzemesi kullanılmamış olup, toprağın bu boşluğu kendi halinde doldurmasına izin verilmiştir.



Şekil 4.15 Kuyu ağzından toprak ısı değiştiricisi borusunun sondaj kuyusuna yerleştirilmesine ait görüntü.

4.4.4. Deney setinin ve ekipmanlarının kurulumu

Pamukkale Üniversitesi kampüs alanı içerisinde inşa edilen laboratuara, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, kurutma sistemi, fan-coil sistemi ile meteorolojik verileri elde edebilmek için, laboratuvarın çatısına meteorolojik veri istasyonu kurulmuş ve gerekli ölçüm cihazları sistem üzerine yerleştirilmiştir. Şekil 4.16'da deney setinin kurulduğu laboratuvarın dışarıdan görünüşü ve Şekil 4.17'de ise laboratuvarın içerisine kurulan ısı pompası ve kurutma sistemi görülmektedir.



Şekil 4.16 Laboratuvarın dışarıdan görünüşü.



Şekil 4.17 Toprak destekli ısı pompası sistemi ve kurutma sistemi.

4.4.4.1. Isı pompası sistemi

Şekil 4.18’de ise ısı pompası ve sistem üzerine yerleştirilmiş olan ölçüm cihazları görülmektedir.



Şekil 4.18 Toprak destekli ısı pompası sistemi ve ölçüm cihazları.

TS 825’e göre mevcut laboratuvar binasının ısı kaybı ve kazancı hesaplanarak, ısı kaybının 7.8 kW ve ısı kazancının ise 9.6 kW olduğu belirlendiğinden, ısı pompası bu kapasiteleri sağlayan (ısıtma kapasitesi 8.5 kW ve soğutma kapasitesi 10.4 kW) Climate Master GSW36 (Şekil 4.18’de 1 numara ile gösterilen) cihazı seçilmiştir. Bu ısı kapasitelerini de sağlamak üzere iki adet Eden marka, WIND 70 (soğutma kapasitesi, 4687 W) ve WIND 90 (soğutma kapasitesi, 5589 W) tip fan-coil seçilmiş ve laboratuvar içerisine Şekil 4.19’da 1 ile gösterildiği gibi pencere altlarına yerleştirilmiştir. Sistemde kullanılan sirkülasyon pompaları (Wilo TOP S 25/7 model, su debisi 1.5 m³/h), fan-coil hattı (Şekil 4.18’de 2) ve toprak hattı (Şekil 4.18’de 3) üzerine yerleştirilmiştir.

Ayrıca sistem üzerine ölçüm cihazları olarak; fan-coil hattındaki ve toprak hattındaki su debilerini ölçmek için şamandıralı tip debimetre (Şekil 4.18’de 4 ve 5 numaralı elemanlar), toprak sıcaklıklarını ölçen K tipi (NiCr-Ni) sıcaklıkölçerlerin verilerini 24 saat süresince her gün kayıt altına alan sıcaklık kayıt cihazları, toprak

hattındaki ve fan-coil hattındaki gidiş-dönüş su sıcaklıklarını ölçmek için Pt100 sıcaklık problemleri ve bu sıcaklıkları birer dakika aralıklarla kayıt altına alan veri kayıt cihazı, kompresör ve sirkülasyon pompalarının anlık gerilim, akım ve enerji tüketim değerlerini ölçen online şebeke analizör seti sistem üzerine yerleştirilmiştir. Sistemin devreye alınmasından sonra, elde edilen veriler bilgisayar ortamına aktarılmış ve kayıt altına alınmıştır.

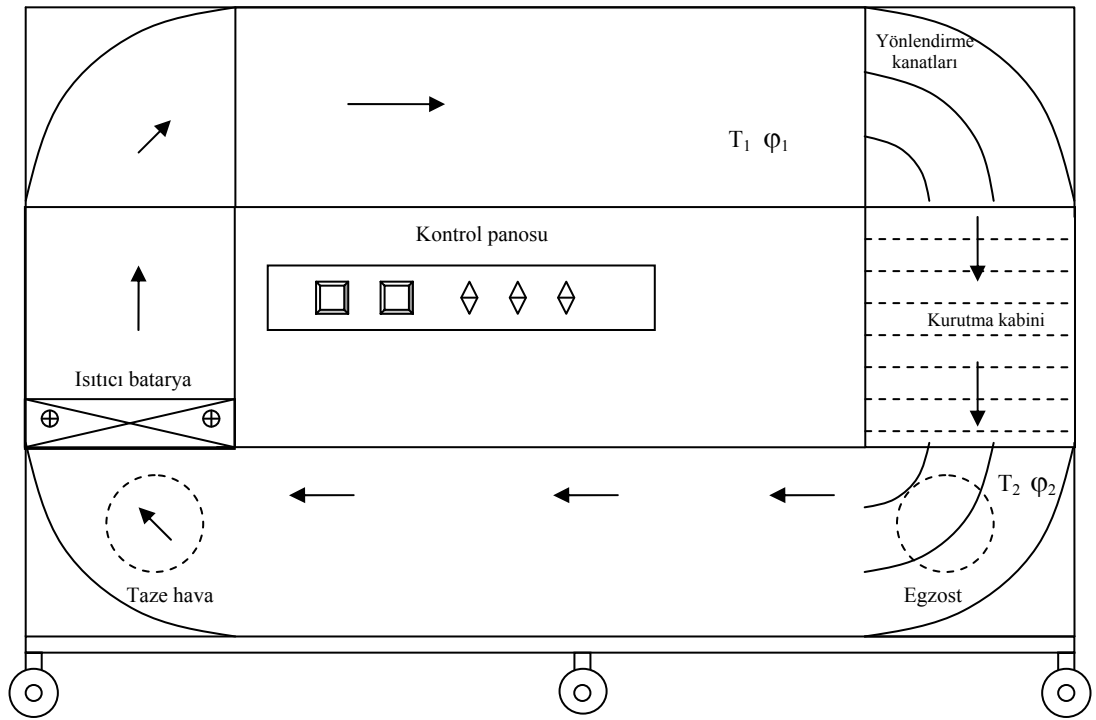
Şekil 4.19’da laboratuvarın ısıtmasını ve soğutmasını sağlayacak olan fan-coil (1) ünitelerinden biri ile ısı pompası cihazı görülmektedir.



Şekil 4.19 Toprak destekli ısı pompası cihazı ve fan-coil sistemi.

4.4.4.2. Kurutma sistemi

Proje kapsamında, toprak destekli ısı pompası ile sağlanan ısının, gıdaların kurutulmasında kullanılarak; gıdaların kurutulabilirliği, kurutma süresi ile enerji tüketimi değerlerinin tespiti üzerinde de durulmuştur. Bu amaçla oluşturulan deney seti şematik olarak Şekil 4.20’de gösterilmiş olup kurulu sistem ise Şekil 4.21’de verilmiştir.



Şekil 4.20 Kurutma sisteminin şematik gösterimi.

Şekil 4.20’de, T_1 ; birimi $^{\circ}\text{C}$ olarak kurutma havası sıcaklığını, ϕ_1 ; kurutma havası bağıl nemini göstermektedir. Deneyle sırasında, kurutma kabinine giriş ve çıkış noktalarındaki değerler, sisteme yerleştirilen ölçüm cihazlarıyla ölçülmüştür.



Şekil 4.21 Kurutma sistemi.

Şekil 4.21’de gıda kurutma deneylerinin gerçekleştirildiği laboratuarda kurulan kurutma sistemi görülmektedir.

Kurutma sisteminde dolaşan hava hızı değerlerinin belirlenmesinde ise, dikdörtgen kanallarda, ortalama hava hızının bulunabilmesi için, kanal içinde farklı noktalardan hız ölçümü yapılmış ve bu ölçüm sonuçlarının ortalaması alınmıştır (<http://www.eee.hku.hk>).

Kurutma kabini ölçülerine ($H=77.5 \text{ cm} \times W=69.5 \text{ cm}$) göre, bu maksatla hazırlanmış Ek-1’ den hız ölçüm noktalarının sayısı belirlenmiştir. Buna göre, toplam 16 noktada hız ölçümü yapılmış ve bu ölçüm değerlerinin ortalaması alınarak, kurutma kabini içerisindeki ortalama hava hızı değerleri bulunmuştur.

5. EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji; kütle veya enerji akışının özellikleriyle birlikte, ortamın özelliklerine de bağlıdır ve ortam ile denge durumunda sifıra eşittir. Ekserjide sadece tersinir işlemler için termodinamiğin birinci yasası dikkate alınır. Tersinmez işlemlerde tamamen veya kısmen tükenir. Yani tersinir işlemlerde sürekli olarak korunur, tersinmez işlemlerde tüketilir (Hepbaşlı 2005).

Ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin, basınç, sıcaklık ve kimyasal bileşiminin bilinmesi gerekir ayrıca tersinir bir süreç için hal değişiminin de bilinmesi gerekir. Sürecin giriş noktası ile çıkış noktası için geçerli olan koşulların bilinmesi gereklidir. Bu amaçla aşağıda eşitlikler verilmiştir (Hepbaşlı 2005).

Kütlenin korunumundan;

$$\sum \dot{m}_{\text{giriş}} = \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} \quad (5.1)$$

bulunur. Enerji dengesinden;

$$\sum \dot{E}_{\text{giriş}} = \sum \dot{E}_{\text{çıkış}} \quad (5.2)$$

olur. Termodinamiğin I. Kanununa göre, açık sistemler için,

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{\text{giriş}} h_{\text{giriş}} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} h_{\text{çıkış}} \quad (5.3)$$

olmaktadır. Burada \dot{Q} , ısı ve \dot{W} , iş olmak üzere,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{giriş}} - \dot{Q}_{\text{çıkış}} \quad (5.4)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{giriş}} - \dot{W}_{\text{çıkış}} \quad (5.5)$$

eşitliklerinden bulunur.

Entropi dengesi ise,

$$\dot{S}_{\text{giriş}} - \dot{S}_{\text{çıkış}} + \dot{S}_{\text{üretilen}} = 0 \quad (5.6)$$

burada, $\dot{S}_{\text{giriş}} - \dot{S}_{\text{çıkış}}$; ısı ve kütleyle oluşan net entropi değişimi, $\dot{S}_{\text{üretilen}}$; sistemde üretilen entropidir.

Genel entropi ısı entropisiyle kütle entropinin toplamıdır. Isı entropisi; $\dot{S}_{\text{ısı}} = \dot{Q}_k / T_k$ olarak ve kütle entropi de; $\dot{S}_{\text{kütle}} = \dot{m}s$ olarak tanımlıdır. Üretilen entropi ise,

$$\dot{S}_{\text{üretilen}} = \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} s_{\text{çıkış}} - \sum \dot{m}_{\text{giriş}} s_{\text{giriş}} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (5.7)$$

denklemleri ile ifade edilir. Burada;

\dot{Q}_k : k noktasındaki kaynaktan veya kaynağa olan ısı transferi (kW)

T_k : Kaynak sıcaklığı (K)

Genel ekserji dengesi ısı, iş ve kütle gelen ekserjinin kayıp ekserjisine olan eşitliğidir.

$$\dot{E}x_{\text{giriş}} - \dot{E}x_{\text{çıkış}} = \dot{E}x_{\text{kayıp}} \quad (5.8)$$

veya

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} - \dot{E}x_{\text{iş}} + \dot{E}x_{\text{kütle,g}} - \dot{E}x_{\text{kütle,ç}} = \dot{E}x_{\text{kayıp}} \quad (5.9)$$

olur. Burada;

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} = \sum [1 - (T_0 / T_k)] \times \dot{Q}_k \quad (5.10)$$

olmaktadır. Denklem 5.10'da,

T_0 : Çevre sıcaklığını (K)

ifade etmektedir. Denklem 5.9'daki diğer terimler,

$$\dot{E}x_{\text{iş}} = \dot{W} \quad (5.11)$$

$$\dot{E}x_{\text{k\u00fctle,g}} = \sum \dot{m}_g \psi_g \quad (5.12)$$

$$\dot{E}x_{\text{k\u00fctle,\u00e7}} = \sum \dot{m}_\u00e7 \psi_\u00e7 \quad (5.13)$$

$$\dot{I} = \dot{E}x_{\text{kayıp}} = T_0 \dot{S}_{\text{\u00fcretilen}} \quad (5.14)$$

e\u015itlikleri ile bulunmaktadır. Akı\u015f ekserjisi (ψ) ise;

$$\psi = (h-h_0) - T_0 (s-s_0) \quad (5.15)$$

denklemleri ile tanımlıdır. Burada;

h : Entalpi (kJ/kg)

s : Entropi (kJ/kgK)

h_0 : Durgunluk entalpisini (kJ/kg)

ifade etmektedir.

T_0 ise \u00e7evre sıcaklı\u011fı olup, 25 \u00b0C olarak alınmı\u015ftır.

Ekserji etkinli\u011fi ise sistemden \u00e7ıkan ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak veya \u00fcr\u00fcnlerin ekserjisinin, yakıtların ekserjisine oranı olarak,

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_\u00e7}{\dot{E}x_g} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp}}}{\dot{E}x_g} = \frac{\dot{U}}{Y} \quad (5.16)$$

e\u015itli\u011fi ile tanımlanır. Burada,

ε : Ekserji verimi

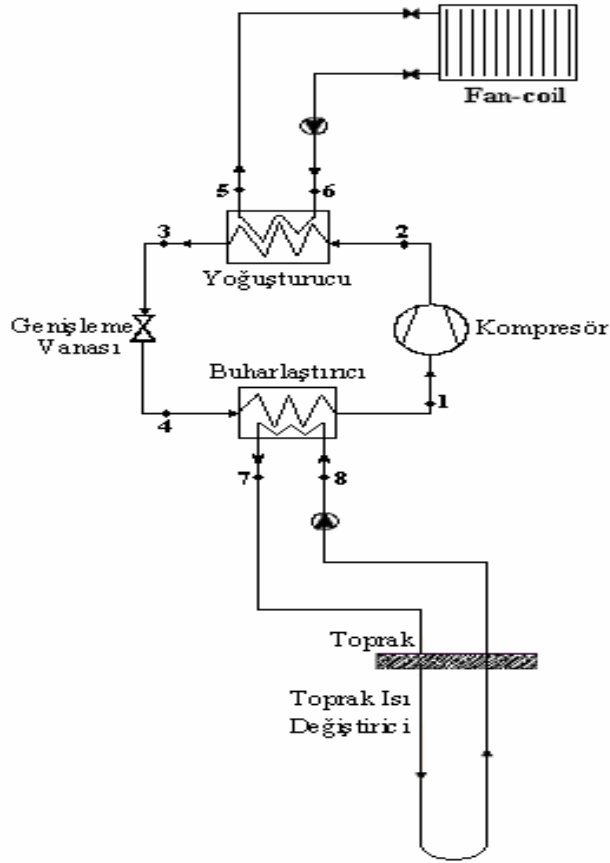
$\dot{E}x_\u00e7 = \dot{U}$: Sistemden \u00e7ıkan ekserji yani \u00fcr\u00fcnlerin ekserjisi (kW)

$\dot{E}x_g = Y$: Sisteme giren ekserji yani yakıtların ekserjisini (kW)

ifade etmektedir.

5.1. Isı Pompası Elemanlarında Ekserji Analizi

Ekserji analizinde kullanılacak karakteristik noktaların yerleri, \u015ekil 5.1'de ısıtma d\u00f6nemi i\u00e7in g\u00f6sterilmi\u015ftir.



Şekil 5.1 Isıtma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları üzerinde karakteristik noktaların gösterilmesi.

Kompresör için ekserji kaybı;

$$\dot{E}_{\text{kayıp,komp}} = T_0 \dot{m}_a (s_1 - s_2) \quad (5.17)$$

eşitliği ile ifade edilir. Burada;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_a$$

\dot{m}_a : Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_1 : Soğutucu akışkanın kompresör girişindeki kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_2 : Soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki kütleli debisi (kg/s)

olmaktadır.

Yoğusturucu için ekserji kaybı;

$$\dot{E}_{\text{kayıp,kond}} = T_0 [\dot{m}_a (s_3 - s_2) + \dot{m}_{\text{su,f-c}} (s_5 - s_6)] \quad (5.18)$$

denklemleri ile ifade edilmekte ve bu denklemlerde yer alan;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_a$$

\dot{m}_3 : Soğutucu akışkanın yoğuşturucu çıkışındaki kütleli debisi (kg/s)

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{su,f-c}$$

\dot{m}_5 : Fan-coil ünitesine giren suyun kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_6 : Fan-coil ünitesinden çıkan suyun kütleli debisi (kg/s)

$\dot{m}_{su,f-c}$: Fan-coil hattında dolaşan suyun kütleli debisini (kg/s)

ifade etmektedir.

Genleşme valfi için ekserji kaybı;

$$\dot{E}x_{kayıp,gv} = T_0 \dot{m}_a (s_4 - s_3) \quad (5.19)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Burada,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_a$$

\dot{m}_4 : Soğutucu akışkanın genleşme valfi çıkışındaki kütleli debisi (kg/s)

$$h_3 = h_4$$

h_3 : Yoğuşturucu çıkışında (genleşme valfi girişi) soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_4 : Genleşme valfi çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

olmaktadır.

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı;

$$\dot{E}x_{kayıp,evap} = T_0 [\dot{m}_a (s_1 - s_4) + \dot{m}_{su,td} (s_7 - s_8)] \quad (5.20)$$

denklemleri ile bulunur. Burada;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{su,td}$$

\dot{m}_7 : Toprak ısı değiştiricisine giren suyun kütleli debisi (kg/s)

\dot{m}_8 : Toprak ısı değiştiricisinden çıkan suyun kütleli debisi (kg/s)

$\dot{m}_{su,td}$: Toprak devresinde dolaşan suyun kütleli debisi (kg/s)


olmaktadır.

6. DENEY SAHASI TOPRAK LOGUNUN VE TERMAL ÖZELLİKLERİNİN TESPİT EDİLMESİ

Bu çalışma kapsamında toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma, soğutma ve gıda kurutmada kullanımı üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar için öncelikli olarak deney bölgesi toprak logu ile farklı derinliklerdeki toprağın ısı iletim katsayıları ve ısı depolama kapasiteleri üzerinde durulmuştur.

6.1. Deney Bölgesi Toprak Logu ve Toprak Isı İletim Katsayılarının Ölçülen Değerleri

130 metrede açılan sondaj kuyusu için belirlenen toprak yapıları ve su seviyeleri Şekil 6.1' de görülmektedir. Sondaj 130 metreye kadar açılmış ancak toprak ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi sırasında kuyuda meydana gelen çökme nedeniyle toprak ısı değiştirici borusu 110 metre derinliğe kadar indirilebilmiştir.

 PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ JEOLOJİ MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ PAMUKKALE UNIVERSITY ENGINEERING FACULTY DEPARTMENT OF GEOLOGICAL ENGINEERING		SU SONDAJ LOGU WATER BOREHOLE LOG									
Koordinatlar Coordinates		Makina Adı ve Türü Machine Brand & Model		Sondaj Yöntemi Boring Method							
x	685101D			Rotari							
y	4178728K			Sondör Bored by							
z	484			Logu Alan Logged by							
Derinlik Depth	130 m										
Yeraltı Su Seviyesi Groundwater Level	64 m										
Sondaj Derinliği Borehole Depth (m)	Zemin Profili Soil Profile	Açıklamalar Explanations	Statik Seviye (m)								
			05.02.07	12.02.07	19.02.07	26.02.07	05.03.07	12.03.07	16.03.07		
0.00		Bitkisel toprak									
10.00		Moloz; mermer, kuvars, şist, elemanlı									
20.00		Gri-bej renkli Siltli, kumlu çakıl									
30.00		Çakıl; Mermer, kuvars elemanlı, iri çakıl ve yer yer blok boyutunda									
40.00		Kahverengi renkli Siltli, kumlu iri çakıl									
50.00		Kahverengi renkli Silt-Kil									
60.00		Üst seviyeler kumlu siltli, kum-çakıl çakıl; mermer, kuvars, elemanlı	50,9	54	54,67	54,8	54,75	54,8	54,8	54,8	
70.00		Siltli, killi çakıl Çakıl; mermer, kuvars, şist, elemanlı (Su kaçağı!!!)									
80.00		Silt-Kum-Çakıl Çakıl; mermer, kuvars, şist, elemanlı									
90.00		Bej renkli, az çakıllı kumlu, siltli kil									
100.00		Sarımsı renkli, az çakıllı siltli kumlu kil									
110.00		Konglomera; sert yapıda, mermer, kuvars, şist elemanlı (Su kaçağı!!!)									
120.00											
130.00											

Şekil 6.1 Açılan sondaj kuyusunun Log diyagramı.

Sondaj kuyusundan alınan toprak numunelerinin ısı iletim katsayıları Bölüm 4.4.2’de açıklandığı gibi ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda, toprak numunelerinin yoğunluklarına bağlı olarak elde edilen ortalama ısı iletim katsayılarının değerleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1 Toprak derinliğine göre ısı iletim katsayılarının değerleri.

Toprak derinliği ve toprak yapısı	Toprak ısı iletim katsayısı (W/m°C)
0.6 m (Bitkisel toprak)	0.863
1m (Bitki kökleri içeren yamaç molozu)	1.019
1.5 m (Bitki kökleri içeren yamaç molozu)	0.722
3.65 m (mermer, kuvars, şist elemanlı moloz yapısı)	0.941
8 m (mermer, kuvars, şist elemanlı moloz yapısı)	0.55
33.5 m (gri-bej renkli siltli, kumlu çakıl, mermer, kuvars elemanlı iri çakıl ve iri çakılın yer yer blok boyutunda olduğu yapı)	1.323
49 m (kahverengi renkli silt-kil)	2.03
75 m (silt-kum-çakıl, mermer, kuvars, şist elemanlı çakıl)	2.242
85 m (silt-kum-çakıl, mermer, kuvars, şist elemanlı çakıl)	2.14
110 m (sert yapıda mermer, kuvars, şist elemanlı konglomera yapısı)	1.8

Ölçüm sonuçlarından elde edilen toprak ısı iletim katsayısı değerlerinin literatürde yapılmış çalışmalarda verilen değerlerle iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür (Witte vd.2002, Florides vd. 2007).

Bu ölçüm sonuçlarından yararlanılarak toprağın farklı derinliklerinde depolanabilecek ısı kapasitesi değerleri, denklem 6.1 (Austin 1995) ile hesaplanmıştır.

$$k = \frac{Q}{4\pi Hs} \quad (6.1)$$

Burada,

k: Isı iletim katsayısı (W/mK)

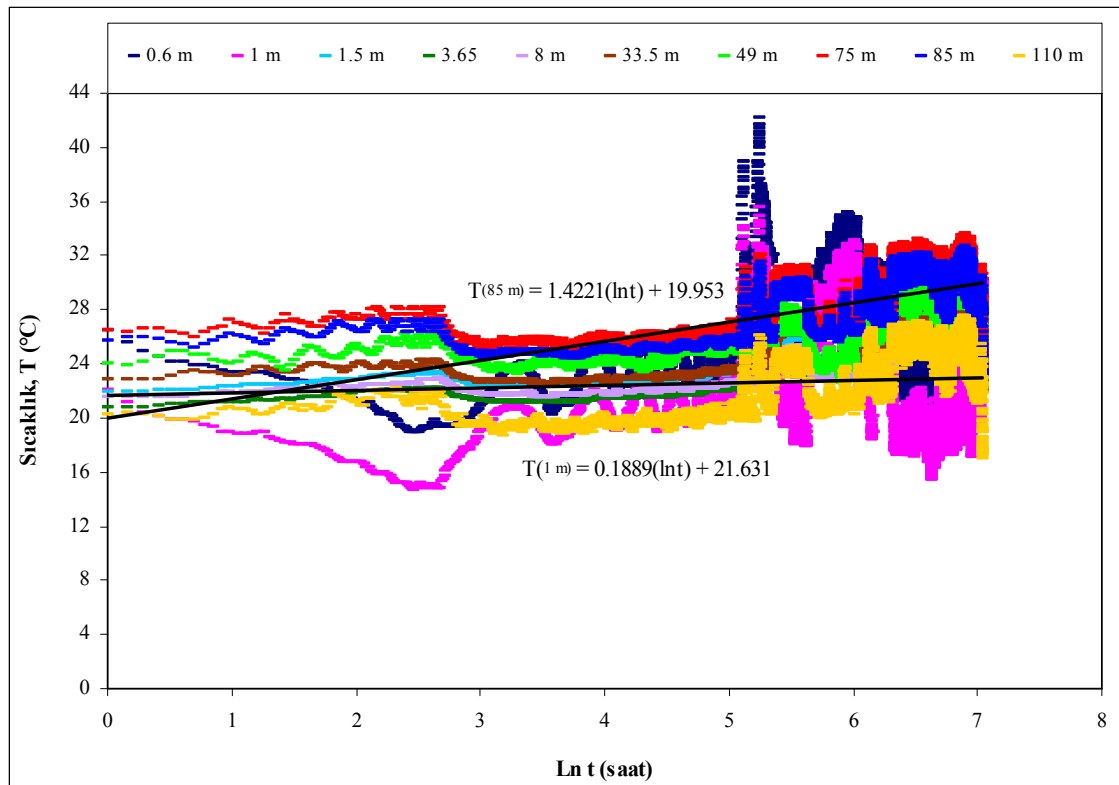
H: Tabaka kalınlığı (m)

s : Akışkan sıcaklığının logaritmik zamana göre değişiminin eğimi

Q: Soğutma mevsimi için toprağa atılan ısı (W)

olmaktadır.

Denklemdaki s eğim değeri; toprak ısı değiştiricisinde dolaşan akışkan sıcaklığının zamana göre değişimini ifade etmekte ancak bu çalışmada toprak ısı değiştiricisinde dolaşan suyun derinliğe göre sıcaklık değişimi ölçülemediğinden, farklı derinliklerde sistem çalışırken ölçülen toprak sıcaklıklarının zamana göre değişiminin eğimleri alınmıştır. Soğutma mevsimindeki toprak sıcaklıklarının, logaritmik zamana göre değişimleri Şekil 6.2’de ve ısıtma dönemindeki toprak sıcaklıklarının, logaritmik zamana göre değişimleri ise Şekil 6.3’de verilmiştir. Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’deki toprak sıcaklıklarının eğimleri kullanılarak ısıtma ve soğutma dönemleri için ısı depolama kapasiteleri belirlenmiştir.



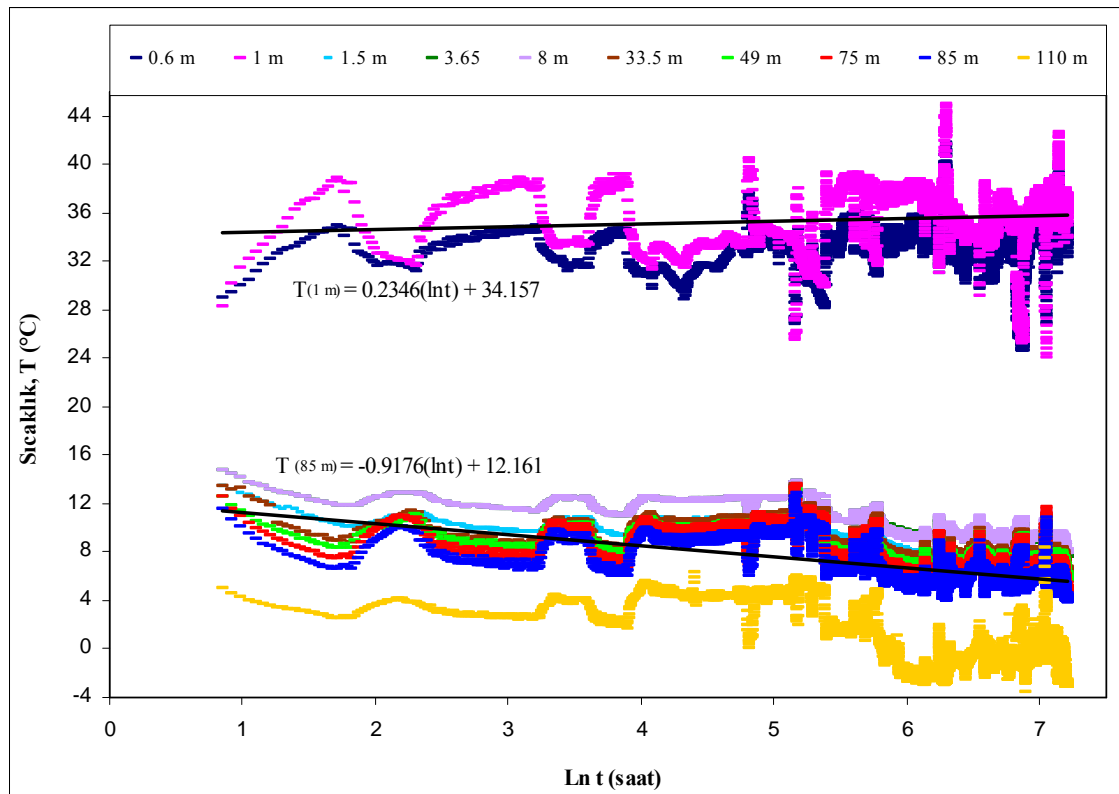
Şekil 6.2 Soğutma döneminde 11.06.2008-29.07.2008 tarihleri arasında farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının logaritmik zamana göre değişimi.

Soğutma dönemi için, Şekil 6.2 üzerinde örnek olarak, 1 m ve 85 m için bulunan denklemler gösterilmiştir. Diğer derinlikler için de toprak sıcaklıklarının denklemleri bulunmuş ve eğim değerleri;

$$S_{0.6\text{ m}} = -0.0211; S_{1\text{ m}} = 0.1889; S_{1.5\text{ m}} = 1.7265; S_{3.65\text{ m}} = 1.4368; S_{8\text{ m}} = 1.2065$$

$$S_{33.5\text{ m}} = 1.3168; S_{49\text{ m}} = 1.4576; S_{75\text{ m}} = 1.422; S_{85\text{ m}} = 1.4221; S_{110\text{ m}} = 1.426$$

olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.3 Isıtma döneminde 05.12.2007-30.01.2008 tarihleri arasında farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının logaritmik zamana göre değişimi.

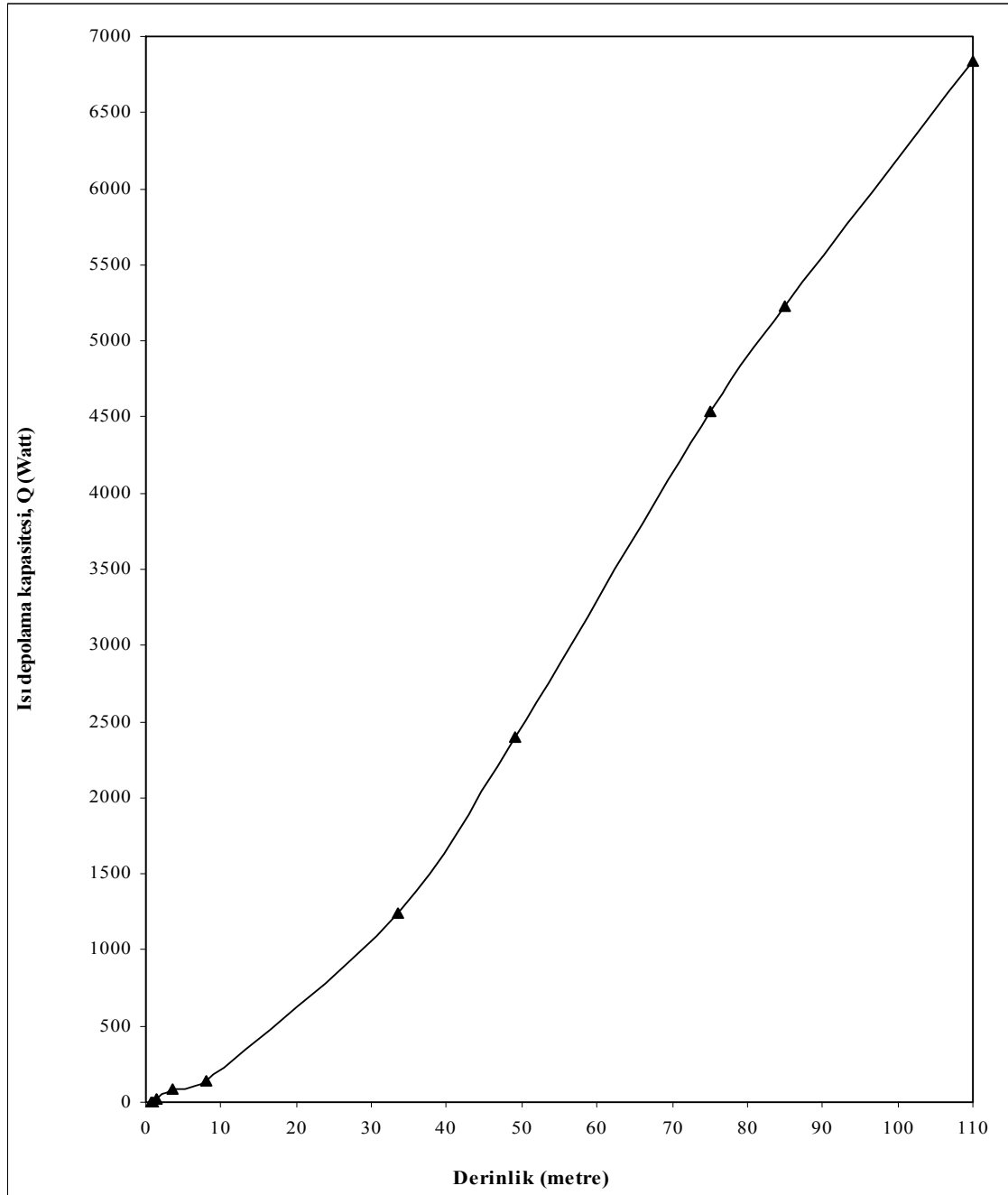
Isıtma ve soğutma ihtiyacı bilinen bir binanın, bu gereksinimi karşılayabilmek için kurulacak sistem için o bölgede kaç metre derinliğe kadar sondaj yapılması gerektiği hakkındaki bilgiyi ortaya koyması açısından, toprağın ısı depolama kapasitesinin belirlenmesi önemlidir. Bu çerçevede, Tablo 6.1' den, deney bölgesindeki toprak türlerine ait ısı iletkenlik değerleri dikkate alınarak toprak katmanlarının ısı kapasiteleri ısıtma ve soğutma mevsimleri için ayrı ayrı belirlenmiştir. Toprak derinliğine bağlı olarak elde edilen ısı kapasiteler; soğutma mevsimi için Şekil 6.4'de ve ısıtma mevsimi için ise Şekil 6.5' de verilmiştir.

Isıtma dönemi için, Şekil 6.3 üzerinde örnek olarak, 1 m ve 85 m için bulunan denklemler gösterilmiştir. Diğer derinlikler için de toprak sıcaklıklarının denklemleri bulunmuş ve eğim değerleri;

$$S_{0.6\text{ m}} = 0.4667; S_{1\text{ m}} = 0.2346; S_{1.5\text{ m}} = -1.2103; S_{3.65\text{ m}} = -1.0958; S_{8\text{ m}} = -0.9821$$

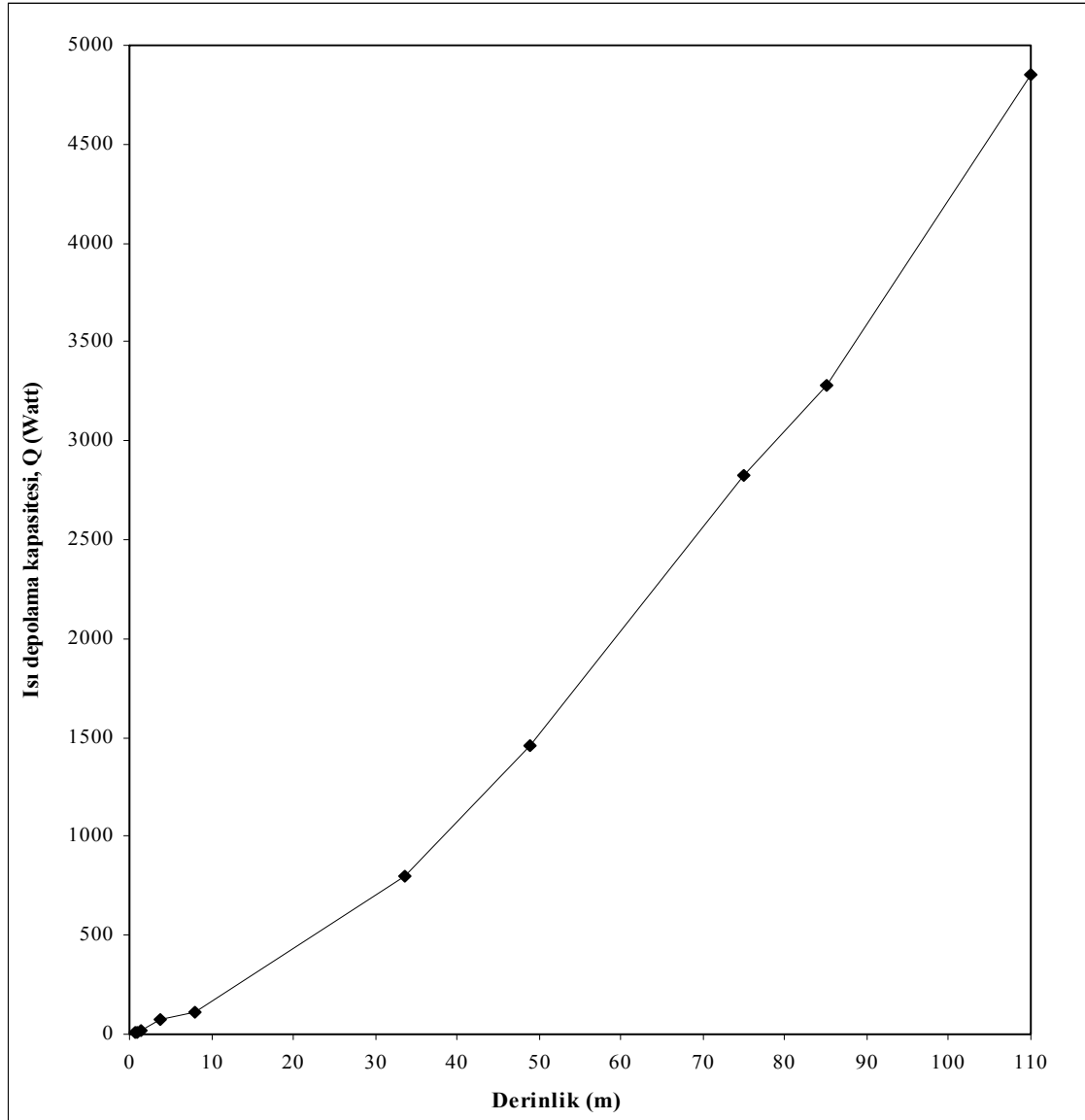
$$S_{33.5\text{ m}} = -0.8202; S_{49\text{ m}} = -0.8284; S_{75\text{ m}} = -0.9127; S_{85\text{ m}} = -0.9176; S_{110\text{ m}} = -1.3912$$

olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.4 Soğutma mevsimi için, derinliğe bağlı olarak toprak katmanlarının ısı kapasiteleri .

Soğutma mevsiminde toprağın 110 metre derinliğindeki toprak ısı değiştiricisi ile toplam 6841 W ısınn toprağa atılabildiği Şekil 6.4'den görülmektedir.



Şekil 6.5 Isıtma mevsimi için, derinliğe bağlı olarak toprak katmanlarının, ısıll kapasiteleri.

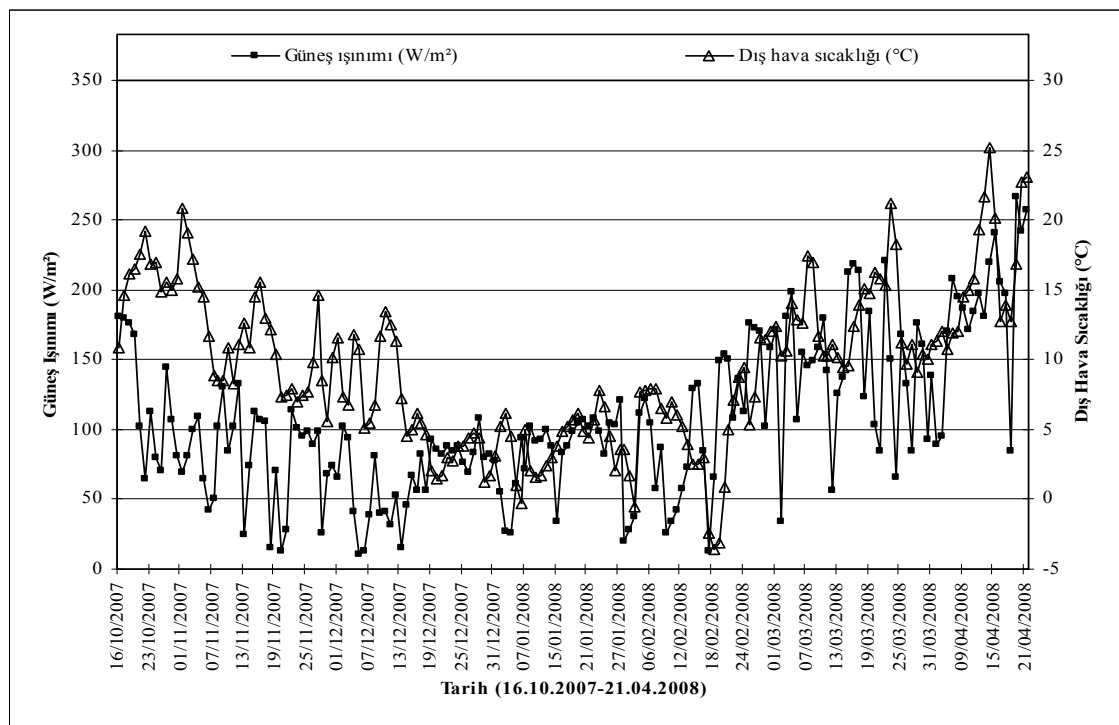
Isıtma mevsiminde 110 metre derinlikte bulunan toprak ısı değiştiricisi ile topraktan toplam 4831 W ısı çekilebildiği Şekil 6.5'de görülmektedir.

7. ISITMA DÖNEMİNE AİT DENEYSEL ÇALIŞMALARDA ELDE EDİLEN VERİLER VE DEĞERLENDİRMELER

Toprak destekli ısı pompası sistemi, 16.10.2007-21.04.2008 tarihlerinde ısıtma konumunda çalıştırılmıştır. Bu çalışma ile toprak destekli ısı pompası ve sisteminin performans katsayılarının, atmosfer koşullarına bağlı olarak değişimi belirlenmiştir.

7.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi

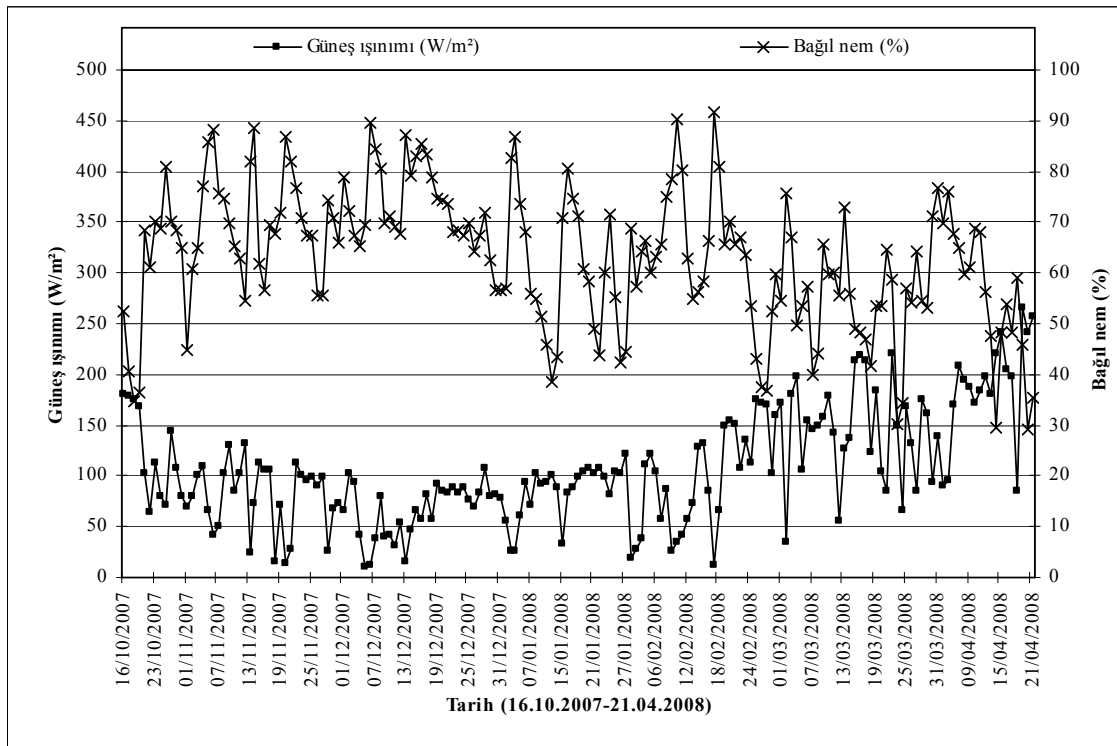
Isıtma dönemi süresince toprak destekli ısı pompasının performans katsayısının ve enerji tüketiminin çevre koşulları ile değişimini görebilmek için, dış hava sıcaklığı, bağıl nem, rüzgar hızı ve güneş ışınım değerleri laboratuvarın çatısına kurulan meteorolojik veri istasyonu ile sürekli olarak ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda elde edilen güneş ışınım değerleri ile dış hava sıcaklığının değişimi Şekil 7.1’de verilmiştir.



Şekil 7.1 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile dış hava sıcaklığının değişimi.

Isıtma döneminde ölçülen dış hava sıcaklık değerlerinin, -3.5°C ile 25°C arasında değiştiği ve güneş ışınımının azalmasıyla dış hava sıcaklığının da azaldığı görülmektedir. Güneş ışınımının en yüksek değeri 21 Nisan günü 256.9 W/m^2 olarak ve yine aynı gün dış hava sıcaklığı ise 23°C olarak ölçülmüştür. Güneş ışınım değerinin en düşük değeri ise 17 Şubat günü 12.3 W/m^2 ve hava sıcaklığı da -2.4°C olarak kaydedilmiştir. Isıtma dönemindeki bazı günlerde (22 Ekim 2007, 13 Kasım 2007, 18 Kasım 2007, 28 Ocak 2008, 16 Şubat 2008, 2 Mart 2008, 12 Mart 2008, 30 Mart 2008 günleri gibi), güneş ışınım değerlerindeki ani düşmeler havanın yağışlı olmasından kaynaklanmaktadır.

Isıtma dönemi için, güneş ışınım değerleri ile dış ortam havasının bağıl nem değerleri arasındaki ilişkiler de belirlenmiştir. Şekil 7.2' de ölçüm sonuçları verilmiştir.

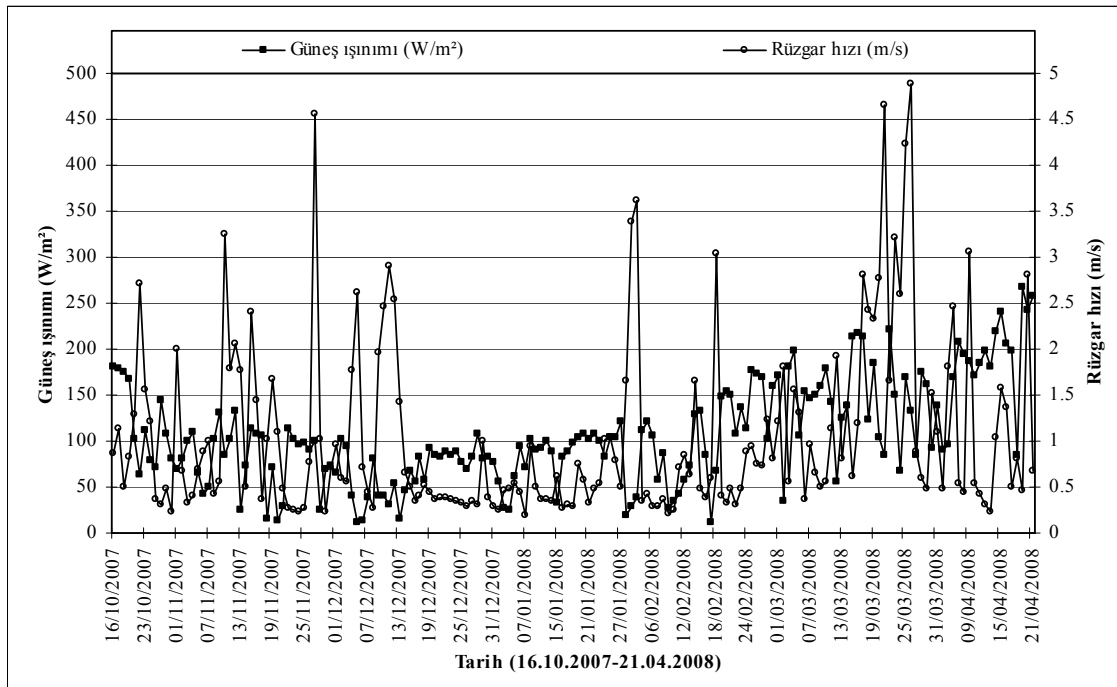


Şekil 7.2 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile bağıl nem değerlerinin değişimi.

Isıtma döneminde, bağıl nem değerlerinin %29 ile %92 arasında değiştiği ve güneş ışınım değerlerinin azalmasıyla bağıl nem değerlerinin arttığı Şekil 7.2' den görülmektedir. En yüksek bağıl nem değeri 17 Şubat 2008 günü, %92 olarak ve güneş ışınım değeri ise 12.3 W/m^2 olarak ölçülmüştür. En düşük bağıl nem değeri ise 20 Nisan 2008 günü %29 olarak ve aynı gün için güneş ışınım değeri ise 241.7 W/m^2 olarak

ölçülmüştür. Isıtma döneminde, bağıl nem değerlerindeki ani artışlar genellikle o günlerde havanın yağışlı olmasından kaynaklanmaktadır.

Isıtma döneminde, laboratuvarın ısıtma ihtiyacındaki değişime, rüzgar hızının etkisini belirleyebilmek için, çalışmada rüzgar hızı değerleri de kayıt altına alınmıştır. Güneş ışınımı ile rüzgar hızı değerlerinin değişimi Şekil 7.3’de gösterilmiştir.

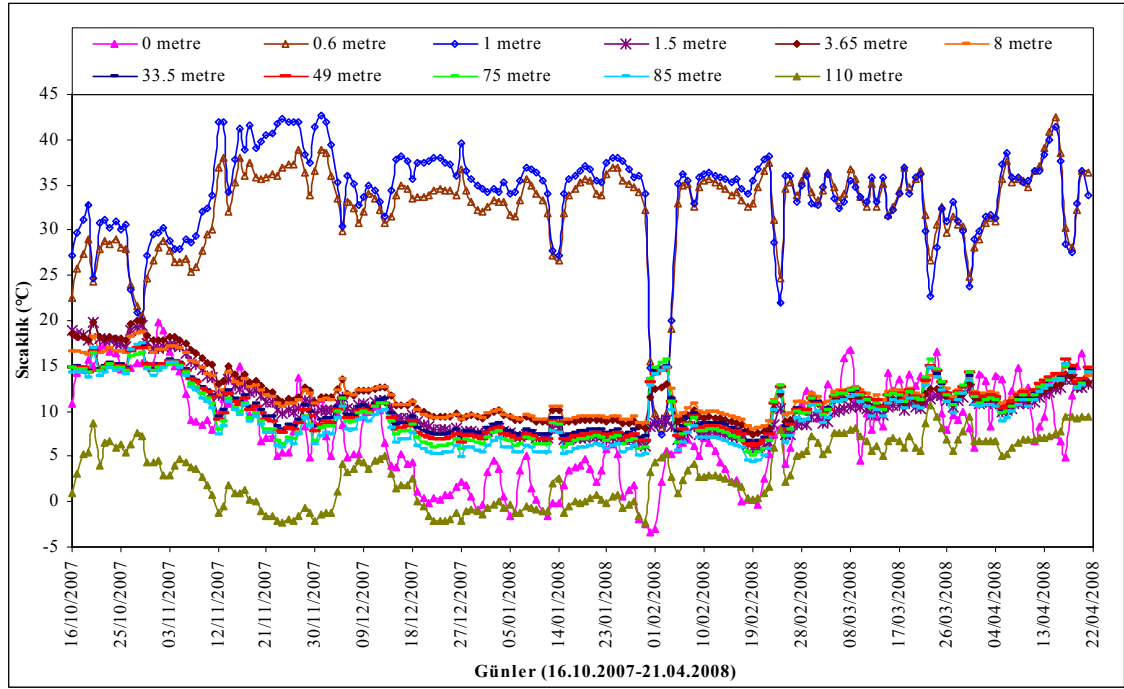


Şekil 7.3 Isıtma döneminde güneş ışınımı ile rüzgar hızının değişimi.

Şekil 7.3’de, ısıtma döneminde, rüzgar hızı değerlerinin 0.19-4.88 m/s arasında değiştiği ve güneş ışınımının azaldığı günlerde genellikle rüzgar hızının yükseldiği görülmektedir.

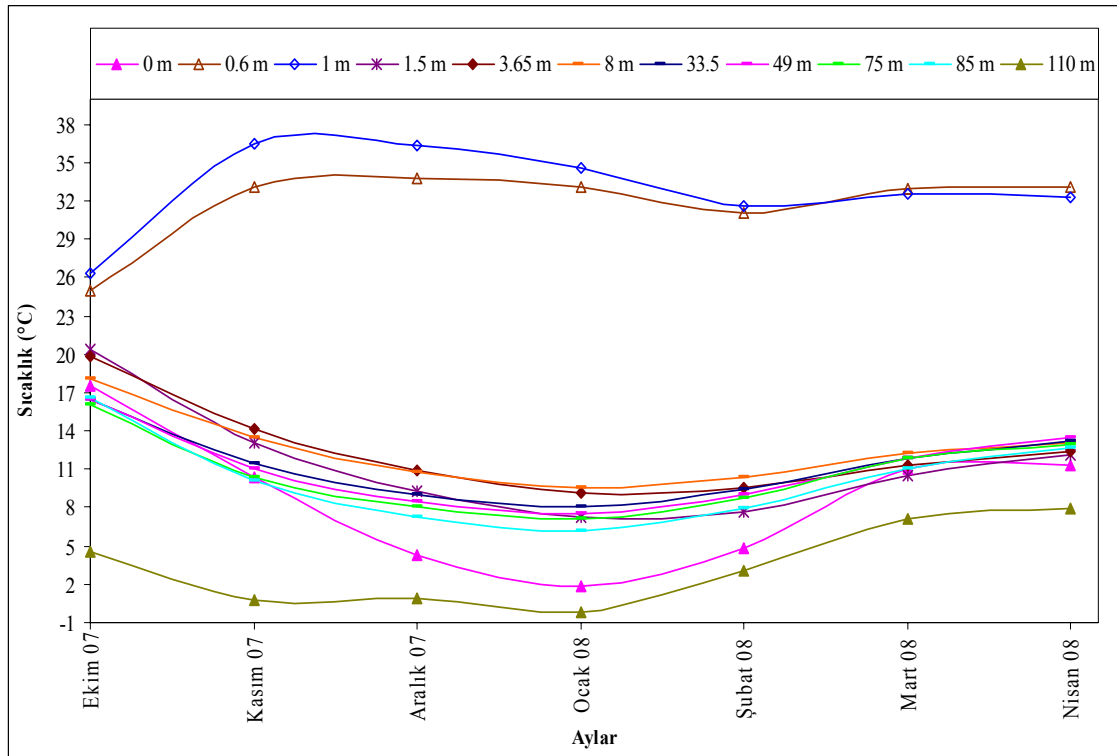
7.2. Derinlik İle Toprak Sıcaklıklarının Değişimi

Sistemde 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında alınan ölçümlerde toprak sıcaklıklarının, yüzeyden itibaren farklı derinliklerdeki günlük ortalama değerleri Şekil 7.4’de ve aylık ortalama değerleri ise Şekil 7.5’de verilmiştir.



Şekil 7.4 Isıtma dönemi için 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında günlük ortalama toprak sıcaklıklarının derinliğe göre değişimi.

Şekil 7.4'den, ısıtma döneminde, 1.5 metreden 110 metreye kadar olan derinliklerdeki toprak sıcaklıklarının $-2.3\sim 20$ °C sıcaklıkları arasında değiştiği ve bu sıcaklık eğrilerinin birbirine paralel eğriler olduğu, sanki bir sıcaklık kuşağı gibi hareket ettiği, yüzeye daha yakın olan derinliklerdeki (0.6 m ve 1 m) sıcaklıkların ise bu sıcaklık kuşağından farklı değişim göstererek $20\sim 42$ °C sıcaklıkları arasında değiştiği görülmektedir. 01.02.2008 ve 04.02.2008 tarihleri arasında ısı pompası sistemi çalıştırılmamış ve bu nedenle de toprak sıcaklıklarında ani düşüşler meydana gelmiştir.



Şekil 7.5 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında toprak yüzeyinden itibaren derinliğe göre aylık ortalama toprak sıcaklıklarının değişimi.

Şekil 7.5'den toprak sıcaklıklarının aylık ortalama değerleri; Ekim ayında 4.5~26 °C, Kasım ayında 0.7~36.5 °C, Aralık ayında 0.9~36 °C, Ocak ayında -0.15~34.5 °C, Şubat ayında 3~31.5 °C, Mart ayında 7~33 °C, Nisan ayında ise 8~33 °C sıcaklık değerleri arasında değişmektedir.

7.3. Toprak Destekli Isı Pompasının Isıtma Performansı İle Bu Performansın Meteorolojik Verilere Göre Değişimi

Isı pompası sistemi 16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında ısıtmada çalıştırılmıştır. Sistem, fan-coil ısıtma suyunun gidiş ve dönüş sıcaklıkları sırasıyla 45 °C ve 40 °C olacak şekilde çalıştırılmıştır.

Sistemde fan-coil üniteleri aracılığıyla ortama verilen ısı (\dot{Q}_{verilen}) denklem 7.1 ile ifade edilmektedir. Topraktan alınan ısı (Q_{toprak}) ise denklem 7.2 ile ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{\text{verilen}} = \dot{m}_{\text{su,f-c}} \cdot c_{\text{su}} \cdot (T_{\text{dönüş}} - T_{\text{gidiş}})_{\text{f-c}} \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{toprak}} = (\dot{m}_{\text{su}})_{\text{toprak}} \cdot c_{\text{su}} \cdot (T_{\text{gidiş}} - T_{\text{dönüş}})_{\text{toprak}} \quad (7.2)$$

Toprak destekli ısı pompasının performansına ait COP değeri denklem 7.3 ile,

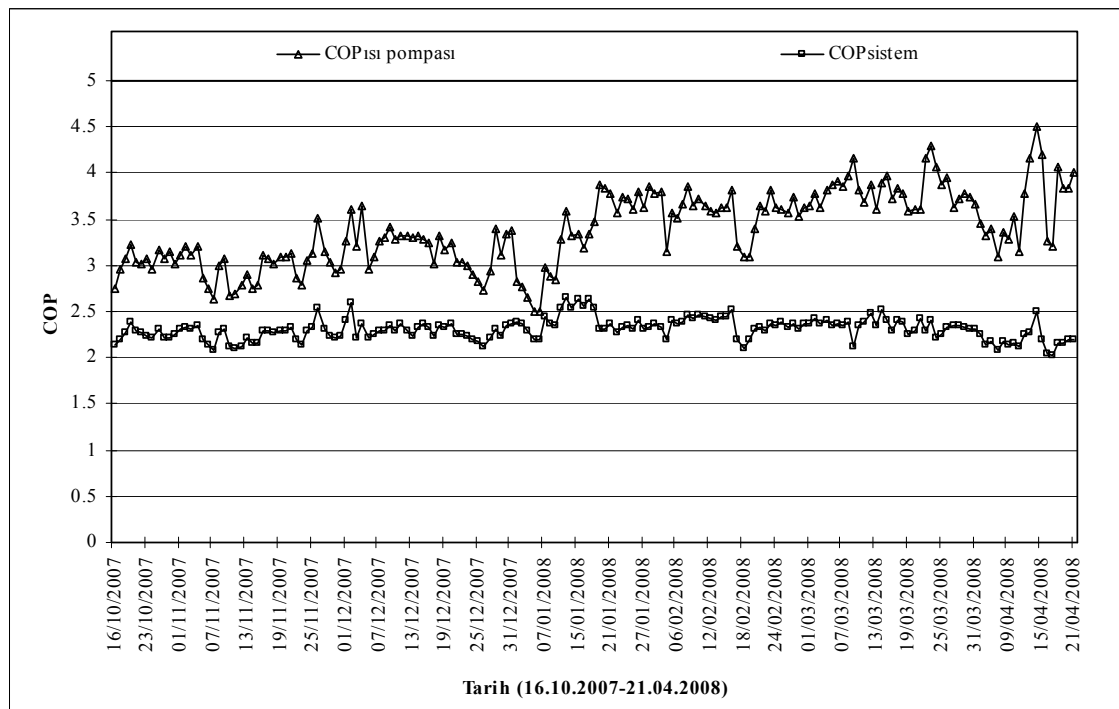
$$\text{COP}_{\text{ısı pompası}} = \frac{\dot{Q}_{\text{verilen}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (7.3)$$

sistemin COP değeri ise denklem 7.4,

$$\text{COP}_{\text{sistem}} = \frac{\dot{Q}_{\text{verilen}}}{\dot{W}_{\text{komp}} + (\dot{W}_{\text{pompa}})_{\text{f-c}} + (\dot{W}_{\text{pompa}})_{\text{toprak}} + \sum \dot{W}_{\text{fan}}} \quad (7.4)$$

yardımla hesaplanabilir. Hesaplamalarda suyun özgül ısınma ısısı, $c_{\text{su}} = 4.18 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır.

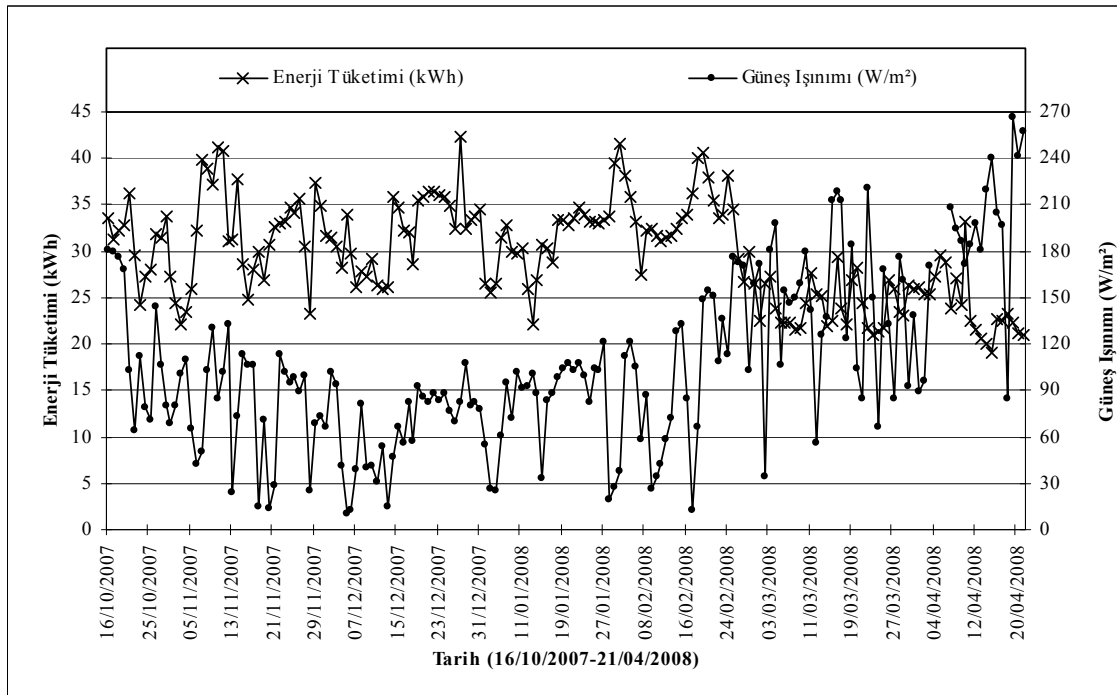
Isıtma mevsimindeki, ısı pompası COP değeri denklem 7.3 yardımıyla ve sistem COP değeri ise denklem 7.4 yardımıyla hesaplanmıştır ve elde edilen değerler Şekil 7.6'daki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 7.6 Isıtma dönemi için sistemin ve ısı pompasının COP değerleri.

Şekil 7.6'da ısıtma mevsimi için sistemin ve ısı pompasının COP değerleri verilmektedir. Aylara göre en yüksek COP değerlerine bakıldığında; Ekim ayında (19 Ekim günü), ısı pompası için 3.2 ve sistem için 2.4, Kasım ayında (26.11.2007 günü); ısı pompası için 3.52 ve sistem için 2.54, Aralık ayında; ısı pompası için 3.65 ve sistem için 2.36, Ocak ayında; ısı pompası için 3.87 ve sistem için 2.31, Şubat ayında; ısı pompası için 3.85 ve sistem için 2.47, Mart ayında; ısı pompası için 4.3 ve sistem için 2.4, Nisan ayında; ısı pompası için 4.5 ve sistem için 2.5 olduğu belirlenmiştir.

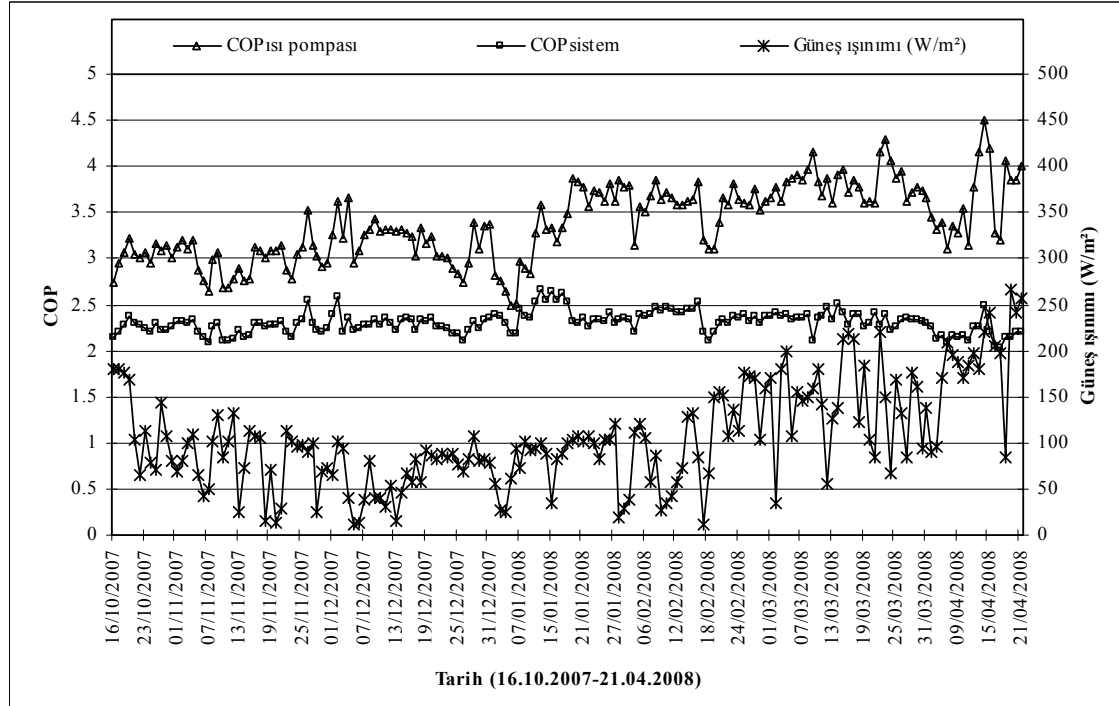
Sistemin çalışması sırasındaki enerji tüketimi ısıtma ihtiyacına göre değiştiğinden ve ısıtma yükü de dış çevre koşullarından etkilendiğinden güneş ışınımı değerlerine göre ne kadar enerji tüketileceğinin belirlenmesine ihtiyaç duyulmuştur. Çalışmada bu husus da ele alınmış, elde edilen bulgular Şekil 7.7'de gösterilmiştir.



Şekil 7.7 Isıtma dönemi için güneş ışınımı ile sistemin enerji tüketiminin değişimi.

Günlük enerji tüketimi olarak sistemin günde 16 saat çalıştırılması ile elde edilen değerler alınmıştır. Kışın güneş ışınımının yüksek olduğu günlerde, ısıtma ihtiyacının azalmasıyla birlikte enerji tüketiminin de azaldığı görülmektedir (Şekil 7.7).

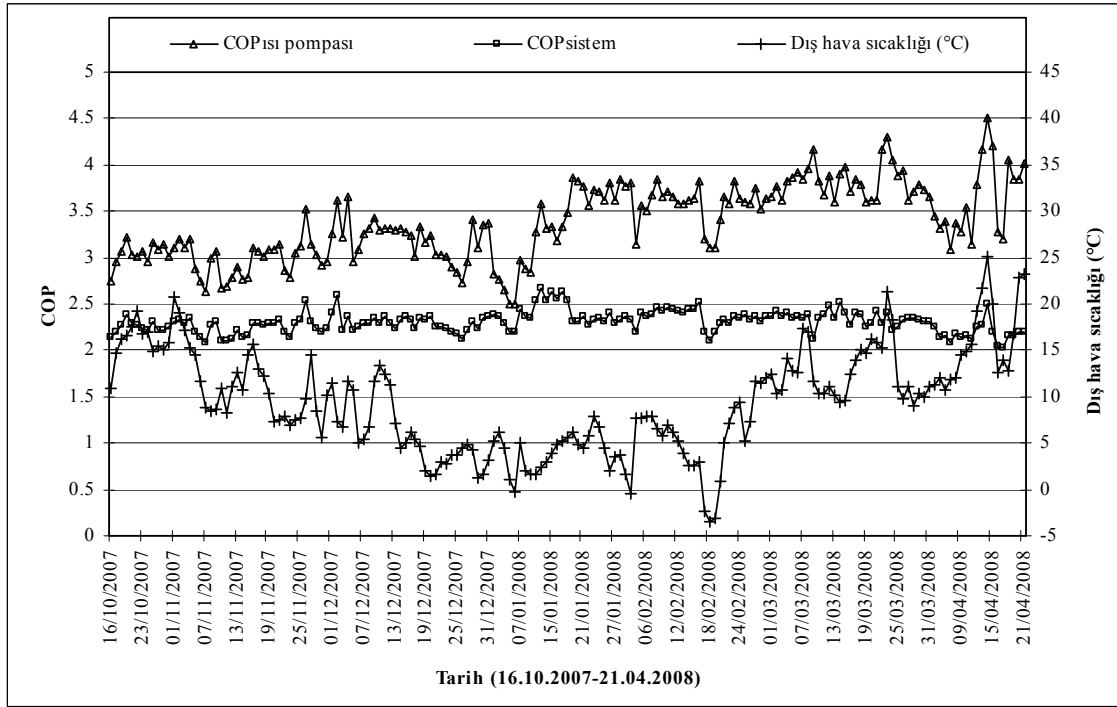
Performans değerlerinin daha anlamlı olabilmesi için bu değerlerin çevre koşulları ile olan ilişkisi de incelenmiştir. Güneş ışınım değerleri ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 7.8’ de verilmiştir.



Şekil 7.8 Isıtma dönemi için güneş ışınımı ile performans katsayılarının değişimi.

Şekil 7.8’de görüldüğü gibi, deneysel çalışma bölgesinde, 12.3 W/m^2 güneş ışınımının olduğu 17 Şubat 2008 günü ısı pompasının performans katsayısı 3.2 değerini almıştır. 266.5 W/m^2 güneş ışınımının olduğu 19 Nisan 2008 günü ısı pompasının performans katsayısı 3.9 değerini almıştır.

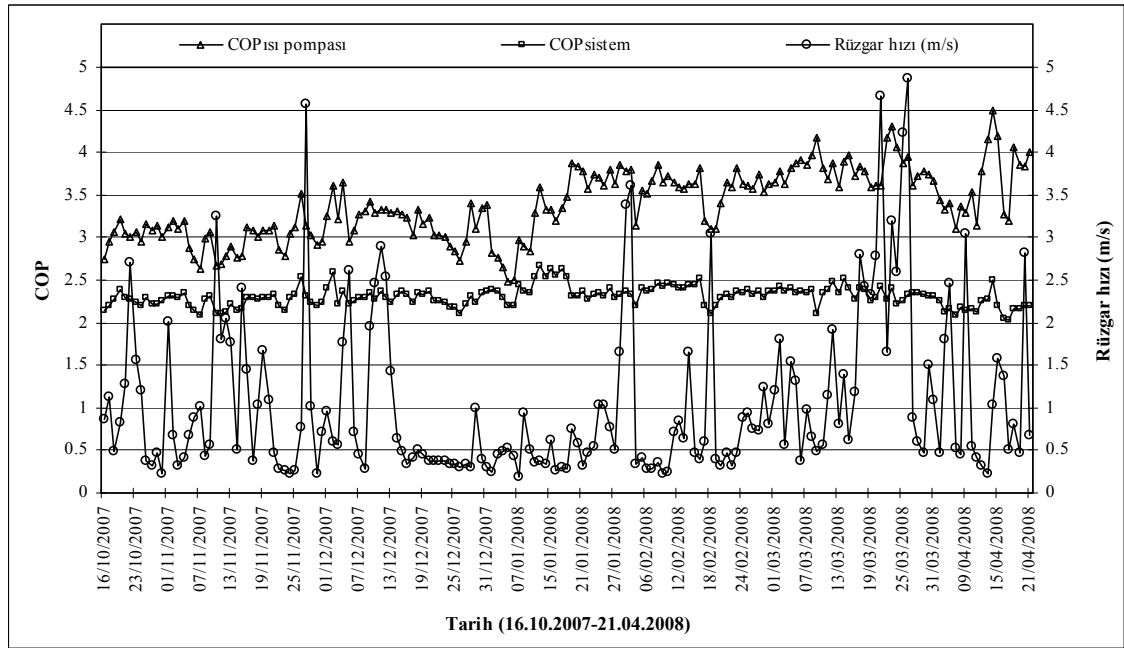
Dış hava sıcaklığı ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi ise Şekil 7.9’da görülmektedir.



Şekil 7.9 Isıtma dönemi için dış hava sıcaklığı ile performans katsayılarının değişimi.

Dış hava sıcaklığı 25 °C olarak en yüksek değerini aldığı 14 Nisan günü ısı pompasının performans katsayısı da en yüksek değerini (4.5) almıştır. Burada hava sıcaklığının artışıyla birlikte ortamın ısı ihtiyacı azalmış ve performans katsayısı artmıştır. Hava sıcaklığının en düşük değerinin -3.6 °C olarak ölçüldüğü 18 Şubat günü ise sıcaklık azalmasına bağlı olarak ortamın ısıtma ihtiyacı arttığından toprak kaynaklı ısı pompasının performans katsayısı azalmış ve 3.1 değerini almıştır.

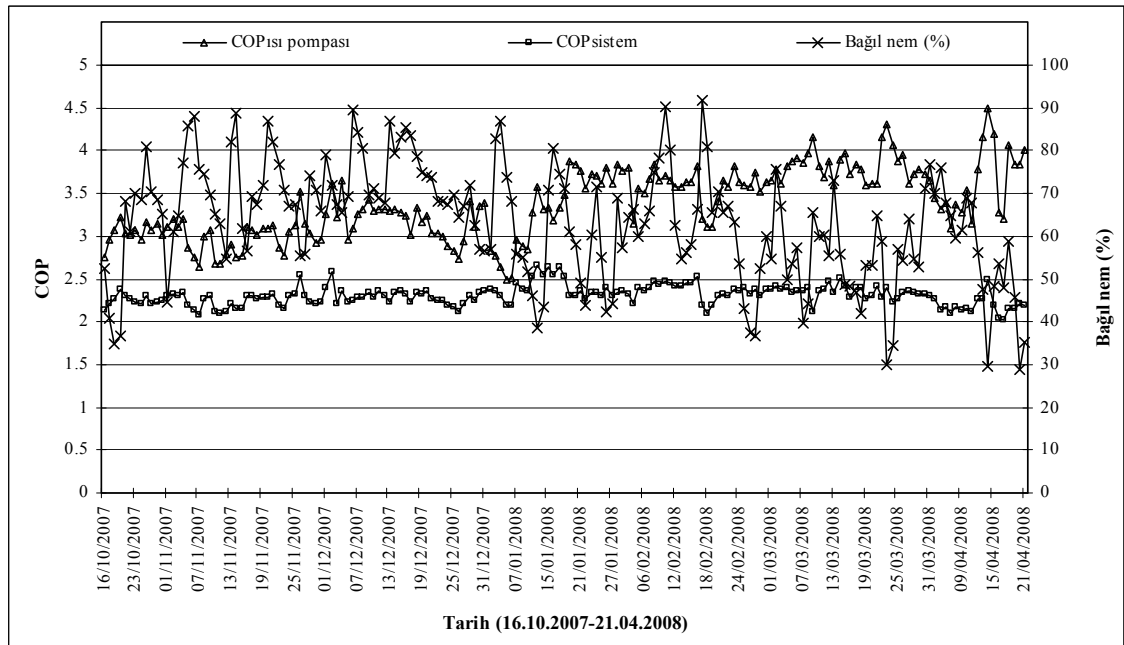
Rüzgar hızı ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 7.10'da verilmiştir.



Şekil 7.10 Isıtma dönemi için rüzgar hızı ile performans katsayılarının değişimi.

Rüzgar hızındaki artışlar, binanın daha fazla ısı kaybetmesine ve buna bağlı olarak da performansın düşmesine neden olmaktadır.

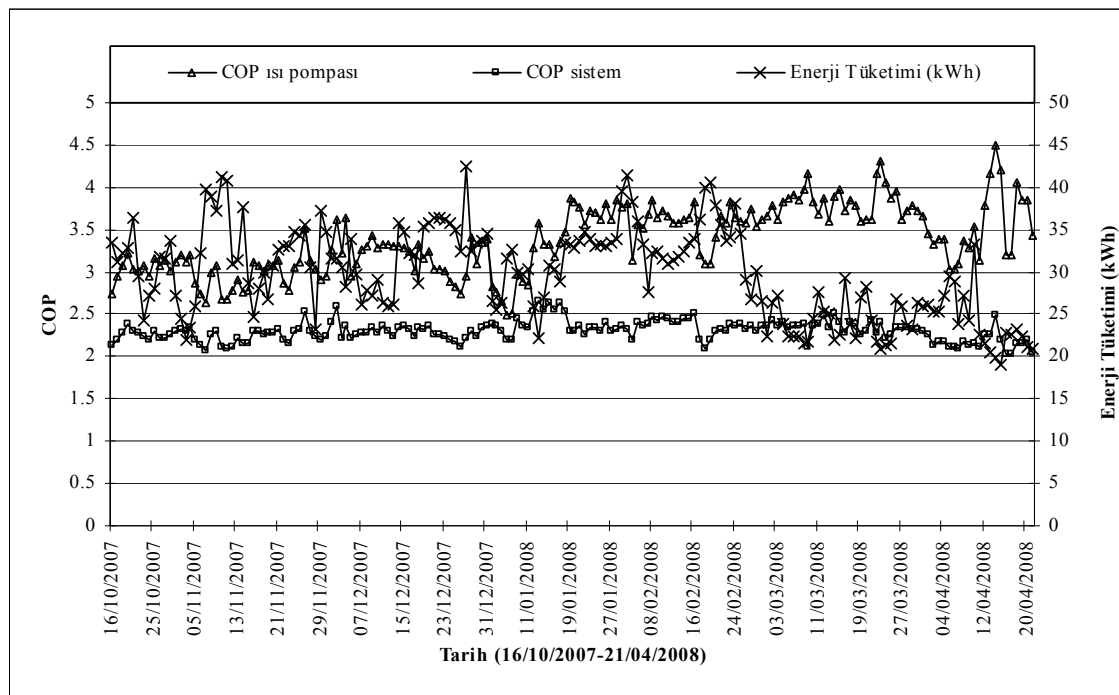
Bağıl nem ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi ise Şekil 7.11'de verilmektedir.



Şekil 7.11 Isıtma dönemi için bağıl nem ile performans katsayılarının değişimi.

Bağıl nemin %92 seviyelerine ulaştığı günlerde hava sıcaklıkları da sıfırın altında kalarak binanın ısıtma gereksiniminin artmasına dolayısıyla ısı pompası performans katsayısının (3.2) düşmesine yol açmıştır.

Enerji tüketimi ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 7.12’de verilmektedir.

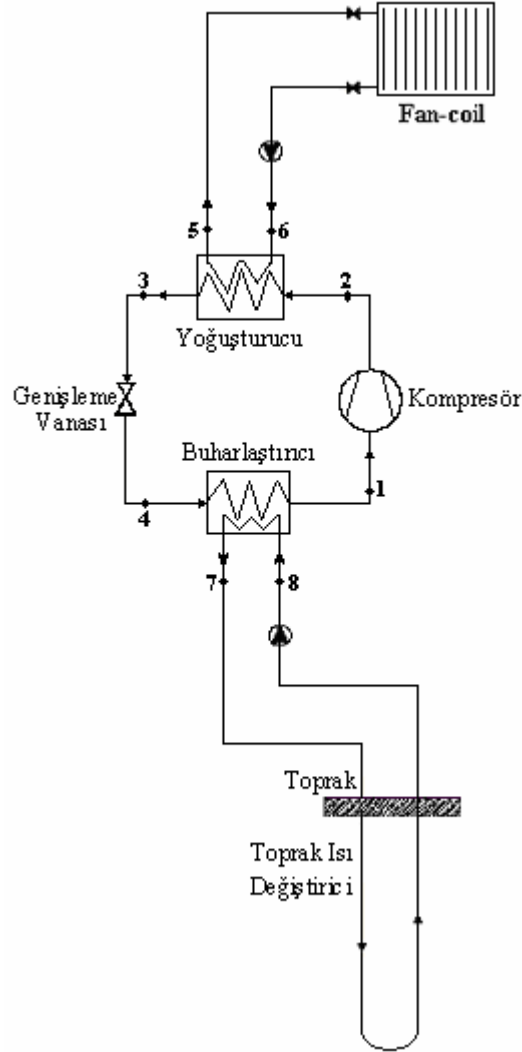


Şekil 7.12 Isıtma dönemi için enerji tüketimi ile performans katsayılarının değişimi.

Isı pompası sistemi günde 16 saat çalıştırılarak enerji tüketimleri hesaplanmıştır. Enerji tüketiminin artmasıyla performans katsayılarının azaldığı Şekil 7.12’den görülmektedir. En yüksek enerji tüketimi 27 Aralık günü 42 kWh olarak ve ısı pompası performans katsayısının 2.9 değeri ise olarak kaydedilmiştir. En düşük enerji tüketimi ise 14 Nisan günü 19 kWh olarak, performans katsayısı değeri ise 4.5 olarak elde edilmiştir.

7.4. Isıtma Dönemi İçin Deney Sisteminin Ekserji Analizi

Şekil 7.13’de ısıtma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktaların yeri görülmektedir.



Şekil 7.13 Isıtma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktalar.

Isıtma dönemi için, sistem üzerindeki tüm noktalarda ekserji oranları hesaplanmış ve her noktanın özellikleri ve hesaplanan değerleri Tablo 7.1’de verilmiştir.

Tablo 7.1 Isıtma döneminde, 18.02.2008 günü için sistem üzerindeki noktaların ölçülen ve hesaplanan değerleri.

Numara	Tanım	Akışkan	T (°C)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ψ (kJ/kg)	$\dot{E}_x = \dot{m}\psi$ (kW)
0	-	R407C	25	1	-	398	1.87	0	-
0'	-	Su	25	1	-	104.8	0.37	0	-
1	Kompresör girişi	R407C	-10.85	3.1	0.042	403.805	1.79	29.645	1.245
2	Kompresör çıkışı	R407C	62	16.8	0.042	452.17	1.81	71.454	3.001
2'	Kompresör çıkışı (izentropik)	R407C	56	16.8	0.042	442.5	1.79	68.34	2.870
3	Kondenser çıkışı	R407C	35	16.8	0.042	257.604	1.19	61.129	2.567
4	Evaporatör girişi	R407C	-15	3.1	0.042	257.604	1.21	56.284	2.364
5	Fan-coil girişi	Su	43.8	-	0.16667	183.439	0.62	2.47	0.412
6	Fan-coil çıkışı	Su	37.94	-	0.16667	158.963	0.55	1.238	0.206
7	Toprak ısı değiştirici girişi	Su	2.16	-	0.3264	9.045	0.03	3.896	1.272
8	Toprak ısı değiştirici çıkışı	Su	4.52	-	0.3264	18.96	0.07	3.083	1.006

Tablo 7.2'de ısı pompası sistemindeki elemanların ekserji kaybı, kullanılan güç, ürün ve yakıt ekserjisi ile ekserji verimi verilmiştir. En yüksek ekserji kaybının evaporatörde olduğu ve bunu sırayla diğer elemanlar kompresör, kondenser ve genişleme valfinin izlediği görülmektedir.

Tablo 7.2 18.02.2008 günü için sistem üzerindeki elemanların ekserji değerleri.

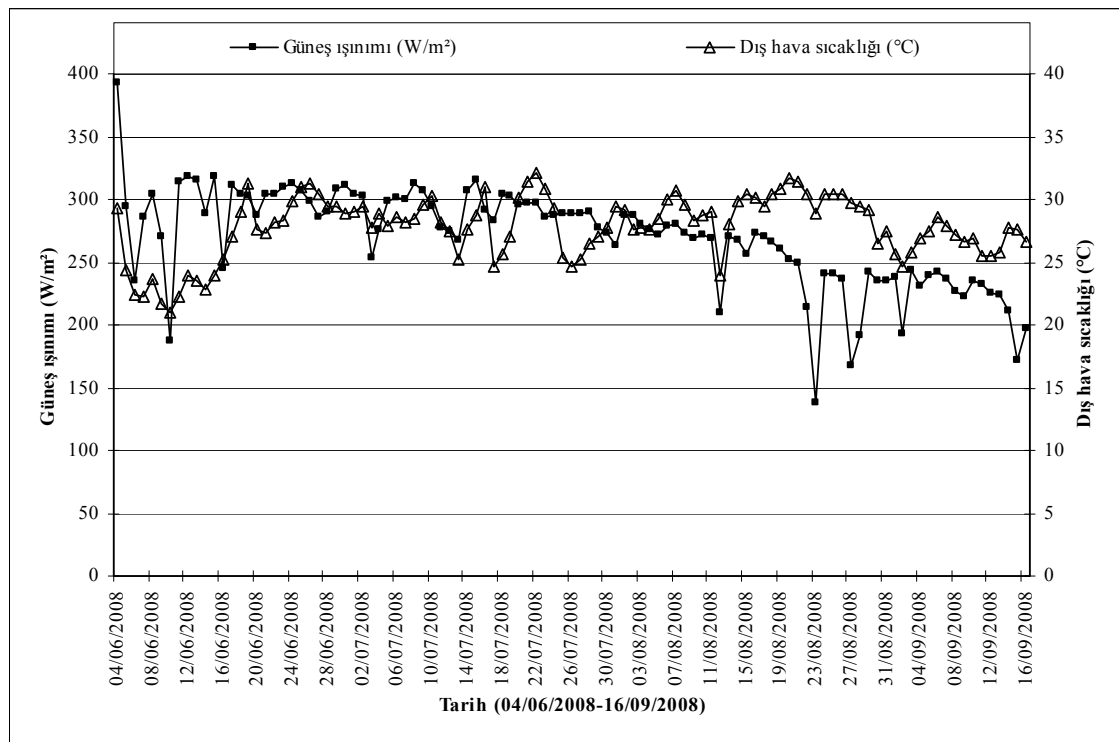
Eleman no	Eleman	Ekserji Kaybı (kW)	Kullanılan Güç (kW)	Ürünlerin Ekserjisi Ü (kW)	Yakıtların Ekserjisi Y (kW)	Ekserji Verimi (Ü/Y) (%)
I	Kompresör	0.277	2.033	1.756	2.033	86.4
II	Kondenser	0.228	4.083	0.206	0.434	47.5
III	Genleşme Valfi	0.203	-	2.364	2.567	92.09
IV	Evaporatör	0.854	3.22	0.265	1.119	23.7
V	Fan-coil Ünitesi	0.122	4.083	0.084	0.206	40.78
VI	Toprak Isı Değiştirici	0.13	3.22	0.135	0.265	50.94
I-IV	Isı Pompası	1.562	-	4.591	6.153	74.61
I-VI	Sistem	1.814	-	4.81	6.624	72.62

8. SOĞUTMA DÖNEMİ ÇALIŞMALARI VE ELDE EDİLEN BULGULARI

Toprak destekli ısı pompası sistemi 04.06.2008-16.09.2008 tarihlerinde soğutma konumunda çalıştırılmıştır. Bu çalışma ile toprak destekli ısı pompası ve sisteminin performans katsayılarının atmosfer koşullarına göre değişimi belirlenmiştir.

8.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi

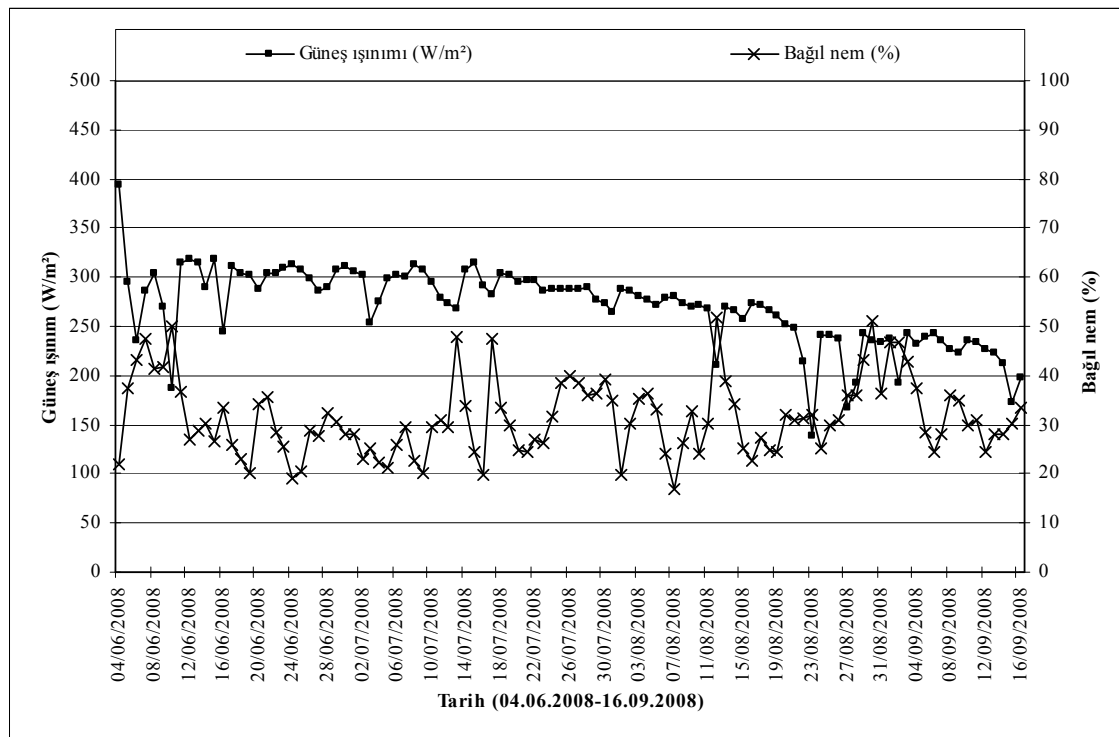
Soğutma dönemi süresince toprak destekli ısı pompasının performans katsayısının ve enerji tüketiminin çevre koşulları ile değişimini görebilmek için, hava sıcaklığı, bağıl nem, rüzgar hızı ve güneş ışınım değerleri laboratuvarın çatısına kurulan meteorolojik veri istasyonu ile sürekli olarak ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda elde edilen güneş ışınım değerleri ile dış hava sıcaklığının değişimi Şekil 8.1’de verilmiştir.



Şekil 8.1 Soğutma döneminde güneş ışınımı ile dış hava sıcaklığının değişimi.

Soğutma döneminde ölçülen dış hava sıcaklık değerlerinin 16.6 °C ile 32.2 °C arasında değiştiği ve güneş ışınımının artışıyla birlikte dış hava sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Güneş ışınımının en yüksek değeri 4 Haziran günü 393 W/m² olarak, yine aynı gün dış hava sıcaklığı ise 29 °C olarak ölçülmüştür. Güneş ışınım değerinin en düşük değeri ise 23 Ağustos günü 137 W/m² ve hava sıcaklığı da 28 °C olarak kaydedilmiştir. 23 Ağustos günü, güneş ışınım değerindeki ani düşme havanın yağışlı olmasından kaynaklanmaktadır.

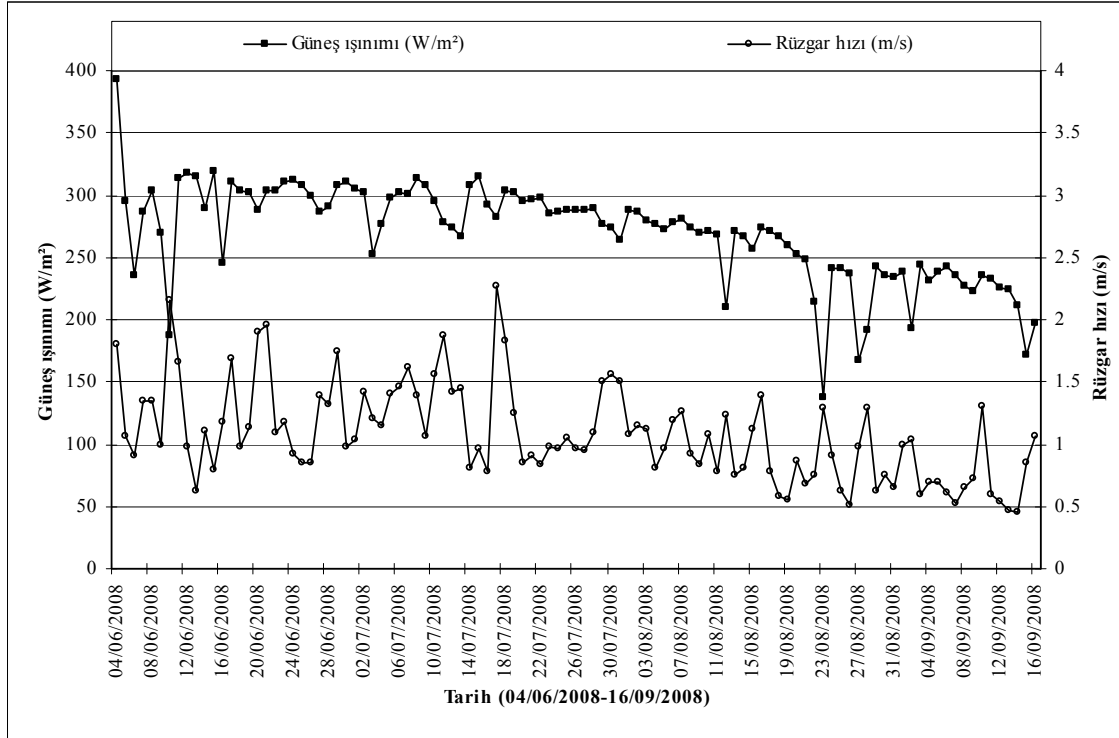
Aynı dönemde, güneş ışınım değerleri ve dış ortam havasının bağıl nem değerleri arasındaki ilişkiler de belirlenmiştir. Şekil 8.2’de bu ölçümler verilmektedir.



Şekil 8.2 Soğutma döneminde güneş ışınımı ile bağıl nem değerlerinin değişimi.

Soğutma döneminde bağıl nem değerlerinin %17 ile %52 arasında değiştiği ve güneş ışınım değerlerinin artışıyla bağıl nem değerlerinin azaldığı şekilden de görülmektedir. Soğutma döneminde bazı günlerdeki (10 Haziran, 17 Temmuz, 30 Ağustos) bağıl nem değerlerindeki ani artış güneş ışınım değerlerindeki azalmadan ve dolayısıyla hava sıcaklığındaki azalmadan, bazı günlerdeki (13 Temmuz ve 12 Ağustos) bağıl nem değerlerindeki ani artış ise havanın yağışlı olmasından kaynaklanmaktadır.

Soğutma döneminde, laboratuvarın soğutma ihtiyacındaki değişimi, rüzgar hızının nasıl etkilendiğini belirleyebilmek için, çalışmada rüzgar hızı değerleri ayrıca kayıt altına alınmıştır. Güneş ışınımı ile rüzgar hızı değerlerinin değişimi Şekil 8.3’de gösterilmiştir.

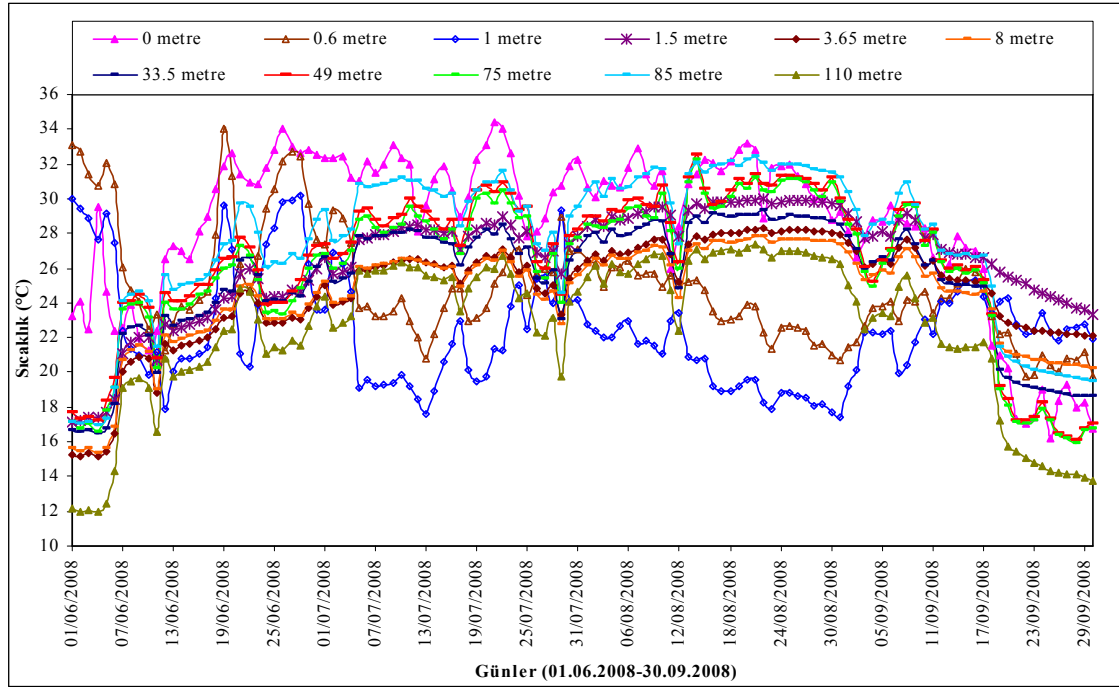


Şekil 8.3 Soğutma döneminde güneş ışınımı ile rüzgar hızının değişimi.

Rüzgar hızı değerlerinin 0.43-2.28 m/s arasında değiştiği ve güneş ışınımının azaldığı günlerde rüzgar hızının yükseldiği, güneş ışınımının arttığı günlerde de rüzgar hızının azaldığı tespit edilmiştir. Rüzgar hızı değerlerindeki pik noktalar (ani yükselmeler), dış hava sıcaklığının aniden düşmesi sonucu meydana gelmiştir.

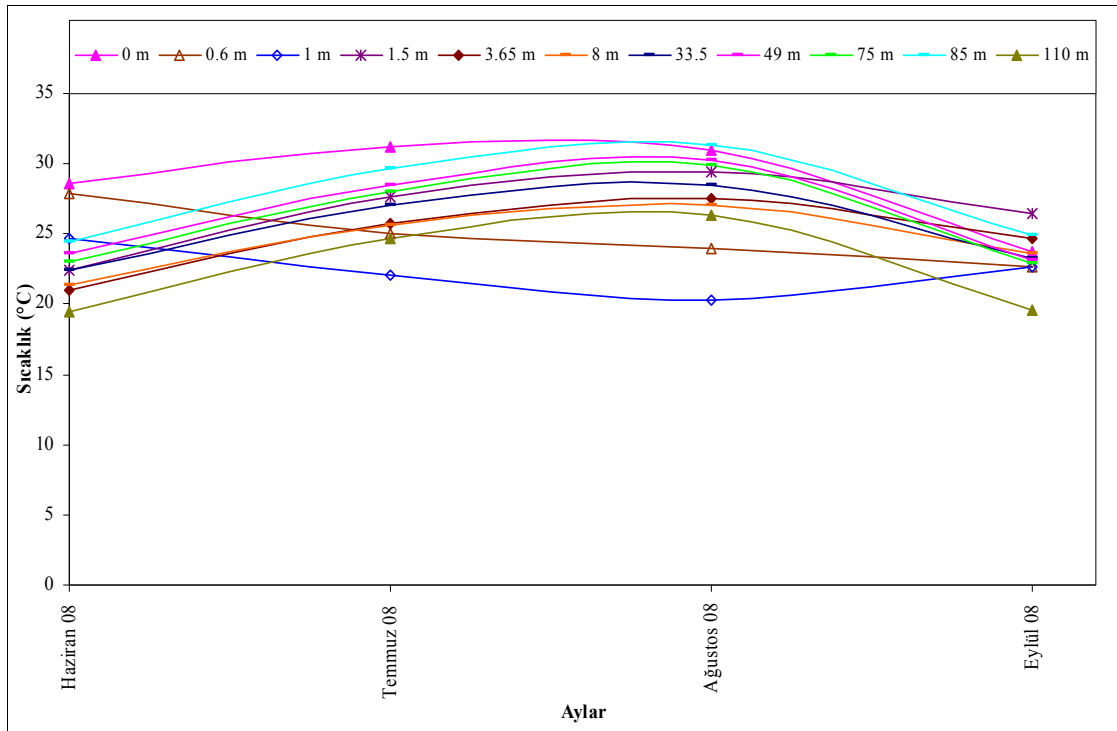
8.2. Derinlik İle Toprak Sıcaklıklarının Değişimi

Sistemde 01.06.2008-30.09.2008 tarihleri arasında alınan ölçümlerde toprak sıcaklıklarının yüzeyden itibaren farklı derinliklerdeki günlük ortalama değerleri Şekil 8.4’de ve aylık ortalama değerleri ise Şekil 8.5’de verilmiştir.



Şekil 8.4 01.06.2008-30.09.2008 tarihleri arasında günlük ortalama toprak sıcaklıklarının derinliğe göre değişimi.

Soğutma döneminde, 1.5 metreden 110 metreye kadar olan derinliklerdeki toprak sıcaklıklarının 27~32 °C sıcaklıkları arasında değiştiği ve bu sıcaklık eğrilerinin birbirine paralel eğriler olduğu, sanki bir sıcaklık kuşağı gibi hareket ettiği, yüzeye daha yakın olan derinliklerdeki (0.6 m ve 1 m) sıcaklıkların ise atmosfer koşullarından daha çok etkilenerek, bu sıcaklık kuşağından farklı değişim göstererek 19~25 °C sıcaklıkları arasında değiştiği görülebilmektedir. Isı pompası sistemi yaz döneminde, 04.06.2008 tarihinde çalıştırılmaya başlanmış ve 16.09.2008 tarihinde de kapatılmıştır. Bu nedenle bu tarihlerin öncesinde ve sonrasında sistem kapalı konumda olduğundan toprak sıcaklıklarında ani düşüşler ve yükselmeler görülmektedir.



Şekil 8.5 01.06.2008-30.09.2008 tarihleri arasında toprak yüzeyinden itibaren derinliğe göre aylık ortalama toprak sıcaklıklarının değişimi.

Toprak sıcaklıklarının aylık ortalama değerleri için; Haziran ayında 19-28 °C, Temmuz ayında 24-30 °C, Ağustos ayında 20-31 °C, Eylül ayında ise 20-26 °C sıcaklık değerleri arasında olduğu gözlenmiştir. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan ölçüm sonuçlarına göre; 0.6 m ve 1 m derinliklerindeki toprak sıcaklıklarının arasında 3 °C sıcaklık farkı olduğu ve birbirine paralel değişim gösterdiği, diğer derinliklerdeki (1.5 m, 3.65 m, 8 m, 33.5 m, 49 m, 75 m, 85 m ve 110 m) sıcaklıkların arasında ise 5 °C sıcaklık farkı olduğu ve sıcaklık eğrilerinin de kendi içinde birbirlerine paralel değişim gösterdiği gözlenmiştir.

8.3. Toprak Destekli Isı Pompasının Soğutma Performansı İle Bu Performansın Meteorolojik Verilere Göre Değişimi

Isı pompası sistemi 04.06.2008-16.09.2008 tarihleri arasında soğutma konumunda çalıştırılmıştır. Sistem, fan-coil soğutma suyunun gidiş ve dönüş sıcaklıkları sırasıyla 7 °C ve 12 °C olacak şekilde çalıştırılmıştır.

Sistemde yararlanılan ısı ($\dot{Q}_{\text{alınan}}$), soğutma mevsimi için iç ortam havasından alınan ısı olduğundan denklem 8.1 ile ifade edilmektedir. Toprağa atılan ısı (\dot{Q}_{toprak}) ise denklem 8.2 ile ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{\text{alınan}} = \dot{m}_{\text{su},f-c} \cdot c_{\text{su}} \cdot (T_{\text{dönüş}} - T_{\text{gidiş}})_{f-c} \quad (8.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{toprak}} = (\dot{m}_{\text{su}})_{\text{toprak}} \cdot c_{\text{su}} \cdot (T_{\text{gidiş}} - T_{\text{dönüş}})_{\text{toprak}} \quad (8.2)$$

Toprak destekli ısı pompasının performansına ait COP değeri denklem 8.3 ile,

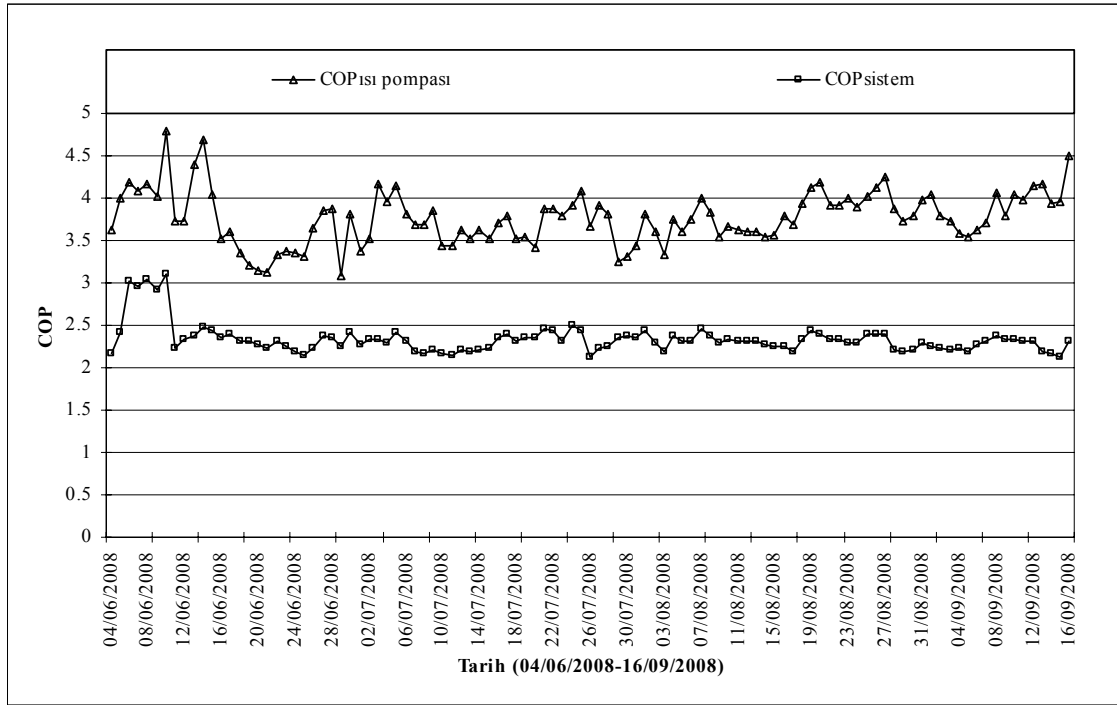
$$\text{COP}_{\text{ısı pompası}} = \frac{\dot{Q}_{\text{alınan}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (8.3)$$

sistemin COP değeri ise denklem 8.4 ile,

$$\text{COP}_{\text{sistem}} = \frac{\dot{Q}_{\text{alınan}}}{\dot{W}_{\text{komp}} + (\dot{W}_{\text{pompa}})_{f-c} + (\dot{W}_{\text{pompa}})_{\text{toprak}} + \sum \dot{W}_{\text{fan}}} \quad (8.4)$$

hesaplanabilir. Hesaplamalarda suyun özgül ısınma ısısı, $c_{\text{su}} = 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır.

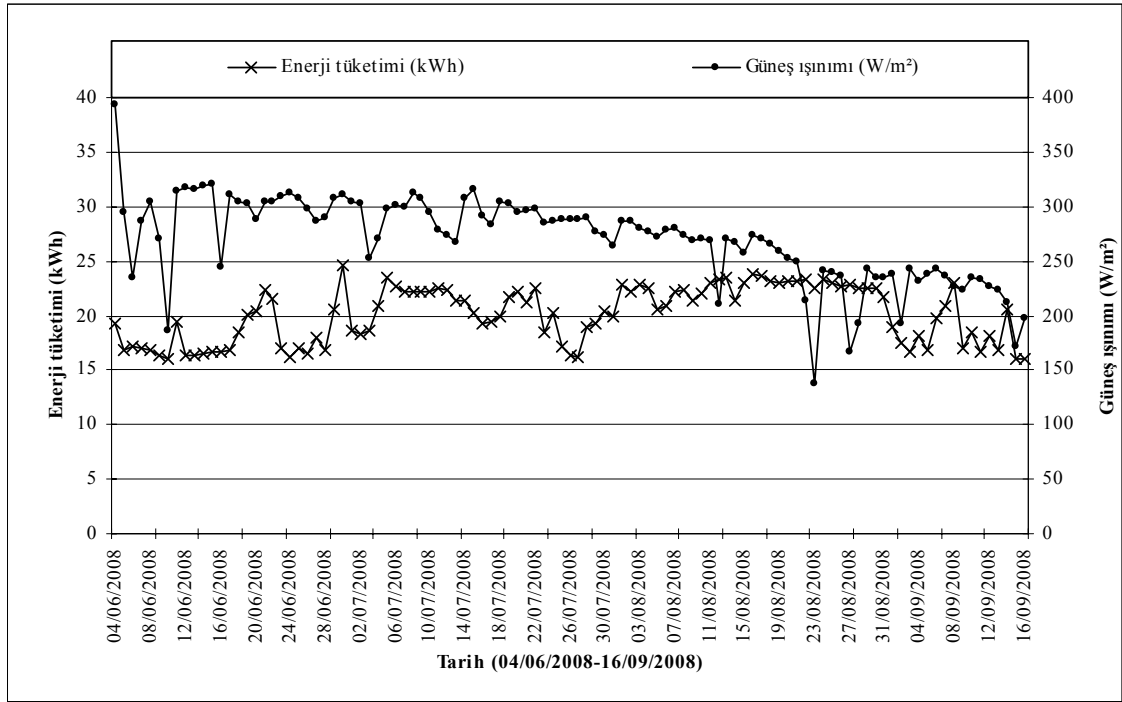
Soğutma mevsimindeki ısı pompası COP değeri denklem 8.3 yardımıyla ve sistem COP değeri ise denklem 8.4 yardımıyla hesaplanmıştır ve elde edilen değerler Şekil 8.6'daki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 8.6 Soğutma dönemi için sistemin ve ısı pompasının COP değerleri.

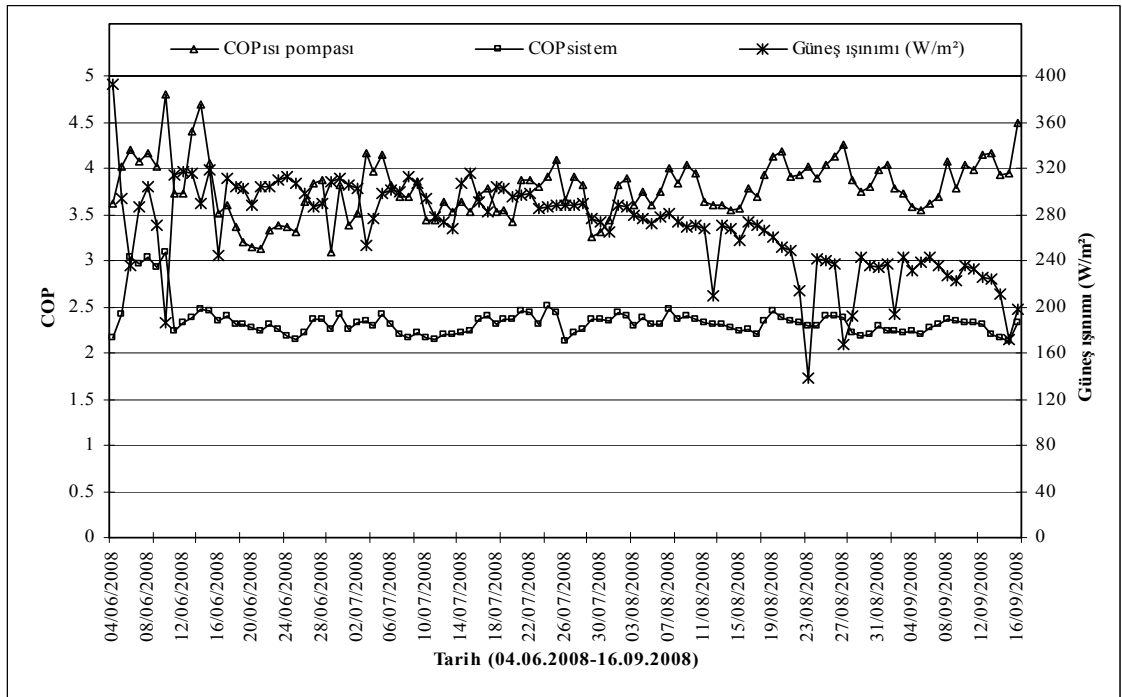
2008 yılı soğutma dönemi (04.06.2008-16.09.2008) için COP değerleri, ısı pompası için 3.1-4.8 ve sistem için 2.12-3.1 değerleri arasında bulunmuştur. Aylara göre en yüksek COP değerlerine bakıldığında; Haziran ayında (10 Haziran günü), ısı pompası için 4.8 ve sistem için 3.1, Temmuz ayında (3 Temmuz günü), ısı pompası için 4.16 ve sistem için 2.34, Ağustos ayında (27 Ağustos günü), ısı pompası için 4.25 ve sistem için 2.39 ve Eylül ayında (16 Eylül günü) ise ısı pompası için 4.5 ve sistem için 2.32 olarak bulunmuştur.

Sistemin çalışması sırasındaki enerji tüketimi soğutma ihtiyacına göre değiştiğinden ve soğutma yükü de dış çevre koşullarından etkilendiğinden güneş ışınımının değerlerine göre ne kadar enerji tüketileceğinin belirlenmesine ihtiyaç duyulmuştur. Çalışmada bu husus da ele alınmış, elde edilen bulgular Şekil 8.7'de gösterilmiştir.



Şekil 8.7 Soğutma dönemi için güneş ışınımı ile sistemin enerji tüketiminin değişimi.

Günlük enerji tüketimi olarak sistemin günde 16 saat çalıştırılması ile elde edilen değerler alınmıştır. Yazın güneş ışınımının düşük olduğu günlerde, soğutma ihtiyacının azalmasıyla birlikte enerji tüketiminin de azaldığı görülmektedir (Şekil 8.7).

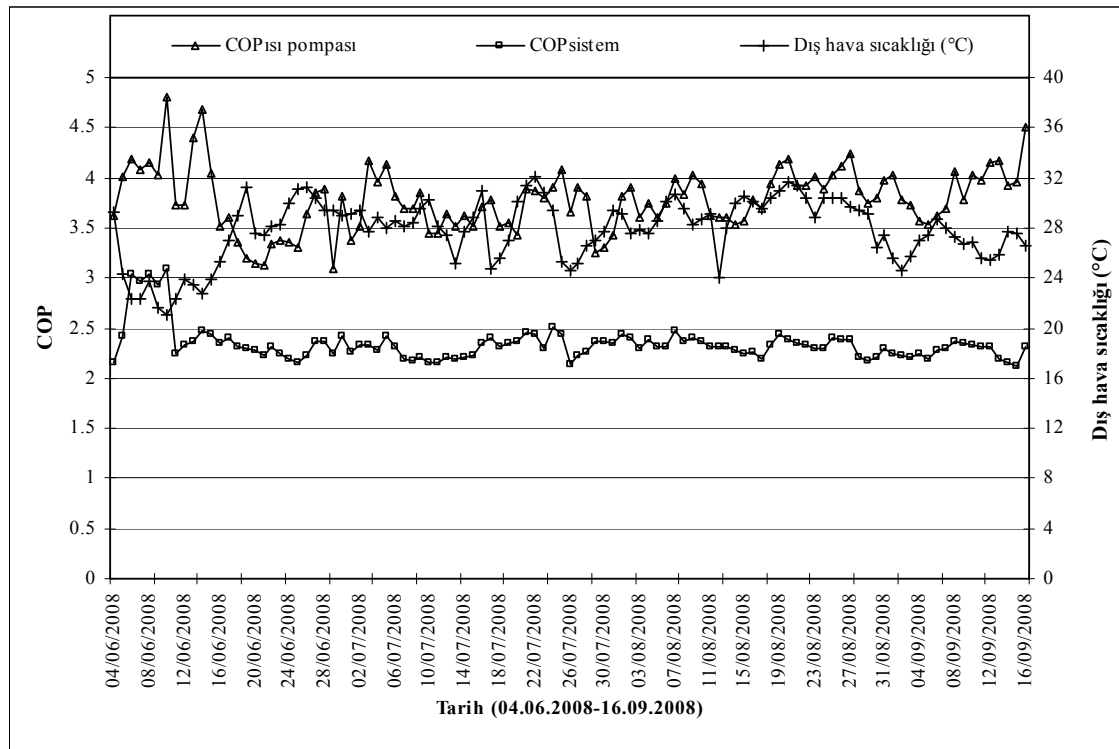


Şekil 8.8 Soğutma dönemi için güneş ışınımı ile performans katsayılarının değişimi.

Performans değerlerinin daha anlamlı olabilmesi için, bu değerlerin çevre koşulları ile olan ilişkisi de incelenmiştir. Güneş ışınım değerleri ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 8.8’de verilmiştir.

Isı pompası performans katsayıları; güneş ışınımının en yüksek değerini (393 W/m^2) aldığı gün (4 Haziran 2008) 3.62 ve güneş ışınımının en düşük değerini (137 W/m^2) aldığı gün (23 Ağustos 2008) ise 4.01 olarak bulunmuştur. Şekil 8.8’de genel olarak, güneş ışınımı değerleri arttığında ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının azaldığı görülmektedir.

Dış hava sıcaklığı ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi ise Şekil 8.9’da görülmektedir.

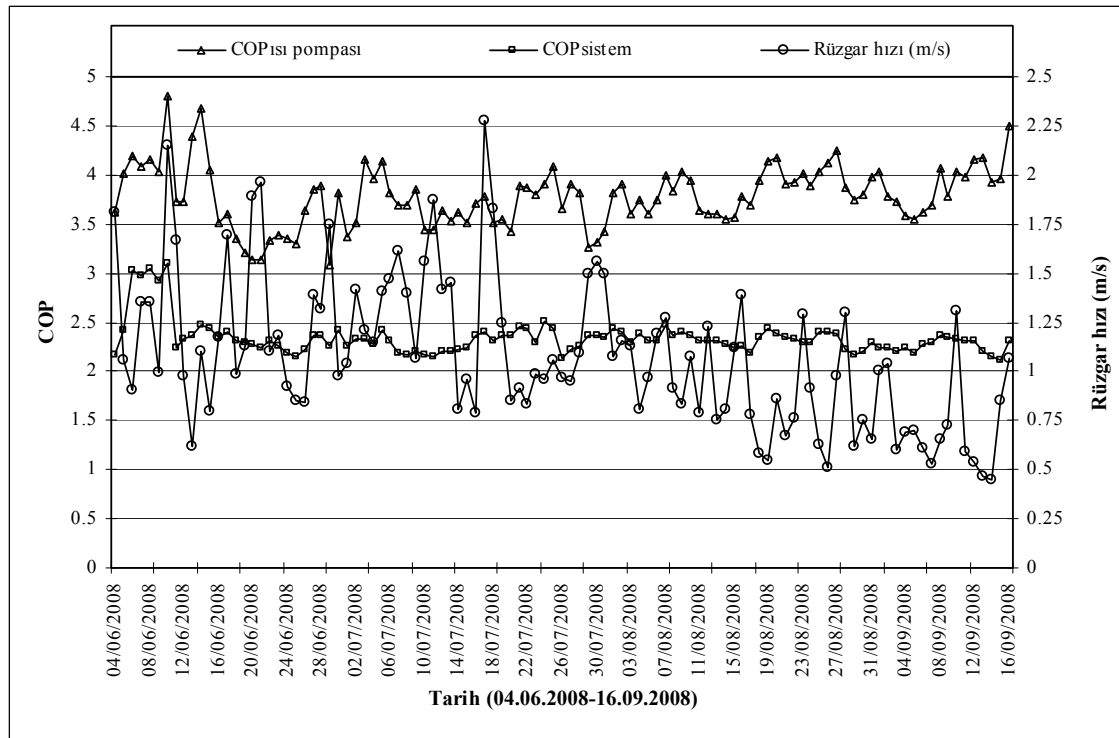


Şekil 8.9 Soğutma dönemi için hava sıcaklığı ile performans katsayılarının değişimi.

Dış hava sıcaklığının en yüksek değeri, 22 Temmuz günü $32 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüş ve aynı gün için ısı pompasının performans katsayısı 3.8 değerini almıştır. Dış hava sıcaklığının artışıyla ortamın soğutma ihtiyacı artmış ve bunun sonucu olarak da performans katsayısı düşmüştür. Dış hava sıcaklığının en düşük değeri, 10 Haziran günü $21 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüş ve aynı gün toprak kaynaklı ısı pompasının performans katsayısı

4.8 olarak bulunmuştur. Dış hava sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak ortamın soğutma ihtiyacı azalmış ve buna bağlı olarak da performans katsayısı artmıştır.

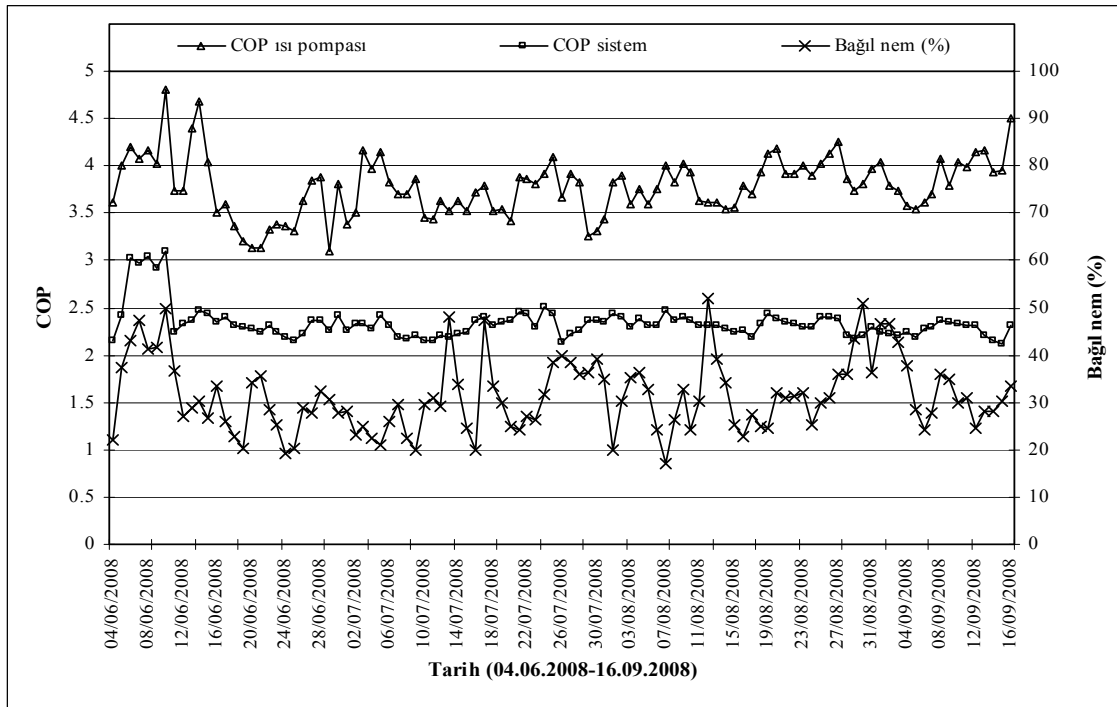
Rüzgar hızı ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 8.10'da verilmiştir.



Şekil 8.10 Soğutma dönemi için rüzgar hızı ile performans katsayılarının değişimi.

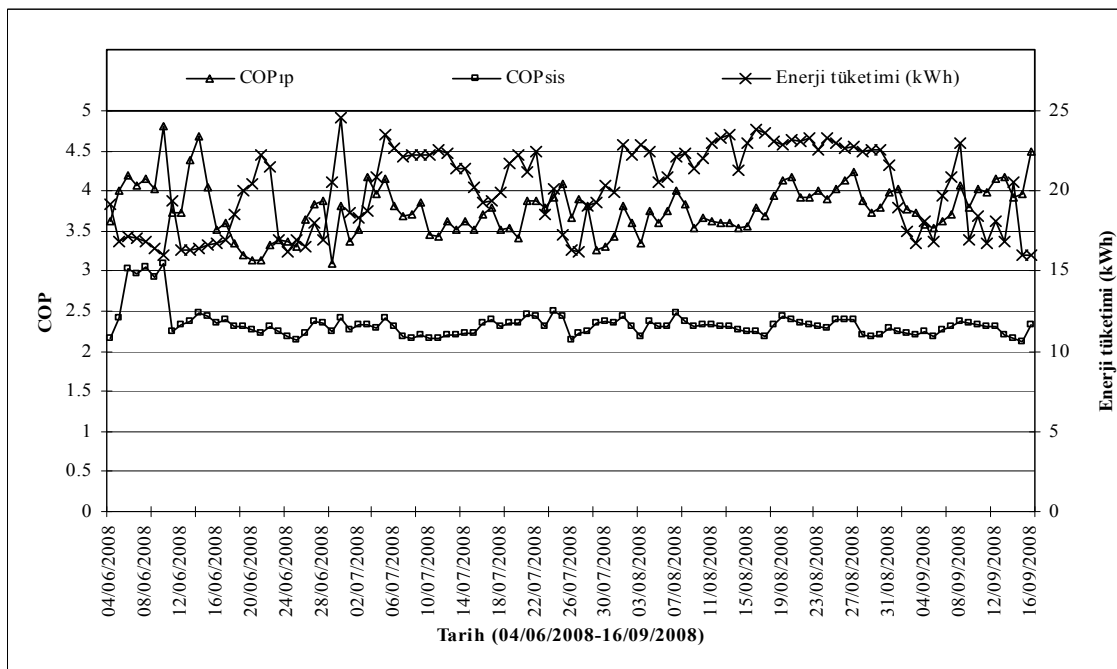
Soğutma döneminde, rüzgar hızındaki artışla birlikte ısı pompası ve sistemin performans katsayısı değerlerinde de genel olarak artış görülmektedir.

Bağıl nem ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 8.11'de verilmiştir.



Şekil 8.11 Soğutma dönemi için bağıl nem ile performans katsayılarının değişimi.

Ölçüm sonuçlarına göre, bağıl nemin %50 seviyelerine ulaştığı günlerde, dış hava sıcaklıklarının düşmesiyle birlikte, binanın soğutma gereksinimi azalmış ve böylece ısı pompası performans katsayıları artarak 4 değerinin üzerine çıkmıştır. Diğer durumlarda ise performans katsayıları daha düşük değerler almıştır.

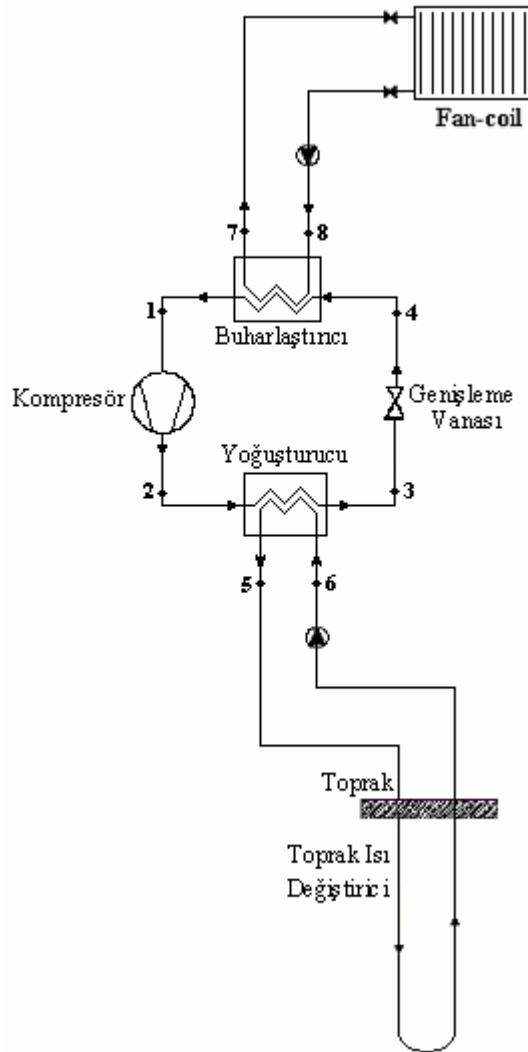


Şekil 8.12 Soğutma dönemi için enerji tüketimi ile performans katsayılarının değişimi.

Enerji tüketimi ile ısı pompası ve sistemin performans katsayılarının değişimi Şekil 8.12’de verilmektedir. Enerji tüketimi değerleri artarken, ısı pompası ve sistemin performans katsayıları azalmaktadır. En yüksek enerji tüketimi 30 Haziran günü 24.6 kWh olarak tespit edilmiş ve bu durum için ısı pompası performans katsayısı 3.8 değerini almış; en düşük enerji tüketimi 10 Haziran günü 16 kWh olarak tespit edilmiş ve bu durumda ısı pompası performans katsayısı 4.8 olarak bulunmuştur.

8.4 Soğutma Dönemi İçin Deney Sisteminin Ekserji Analizi

Şekil 8.13’de soğutma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktaların yeri gösterilmiştir.



Şekil 8.13 Soğutma dönemi için ısı pompası sisteminin elemanları ve ekserji analizinde kullanılan karakteristik noktalar.

Soğutma dönemi için, sistem üzerindeki tüm noktalarda ekserji oranları hesaplanmış ve her noktanın özellikleri ve hesaplanan değerleri Tablo 8.1’de verilmiştir.

Tablo 8.1 Soğutma döneminde, 22.07.2008 günü için sistem üzerindeki noktaların ölçülen ve hesaplanan değerleri.

Numara	Tanım	Akışkan	T (°C)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ψ (kJ/kg)	$\dot{E}_x = \dot{m}\psi$ (kW)
0	-	R407C	25	1	-	398.00	1.87	0	-
0'	-	Su	25	1	-	104.80	0.37	0	-
1	Kompresör girişi	R407C	0.57	4.7	0.0420	409.55	1.77	39.870	1.675
2	Kompresör çıkışı	R407C	53	14.8	0.0420	445.11	1.80	67.974	2.855
2'	Kompresör çıkışı (izentropik)	R407C	48	14.8	0.0420	438.00	1.77	68.325	2.870
3	Kondenser çıkışı	R407C	32	14.8	0.0420	249.55	1.17	60.661	2.548
4	Evaporatör girişi	R407C	-3	4.7	0.0420	249.55	1.18	57.174	2.401
5	Fan-coil girişi	Su	8.11	-	0.1667	34.06	0.12	2.125	0.354
6	Fan-coil çıkışı	Su	13.53	-	0.1667	56.82	0.20	0.986	0.164
7	Toprak ısı değiştirici girişi	Su	35.99	-	0.3472	150.82	0.52	0.897	0.312
8	Toprak ısı değiştirici çıkışı	Su	30.7	-	0.3472	128.71	0.45	0.290	0.101

Soğutma döneminde 22.07.2008 günü için, ısı pompası sistemindeki elemanların ekserji kaybı, kullanılan güç, ürün ve yakıt ekserjisi ile ekserji verimi Tablo 8.2’de verilmiştir. En yüksek ekserji kaybının evaporatörde olduğu ve bunu sırayla diğer elemanlar kompresör, kondenser ve genişleme valfinin izlediği görülmektedir.

Tablo 8.2 22.07.2008 günü için sistem üzerindeki elemanların ekserji değerleri.

Eleman no	Eleman	Ekserji Kaybı (kW)	Kullanılan Güç (kW)	Ürünlerin Ekserjisi \dot{U} (kW)	Yakıtların Ekserjisi Y (kW)	Ekserji Verimi (\dot{U}/Y) (%)
I	Kompresör	0.32	1.5	1.18	1.5	78.66
II	Kondenser	0.096	7.678	0.211	0.307	68.73
III	Genleşme Valfi	0.147	-	2.401	2.548	94.23
IV	Evaporatör	0.536	3.776	0.19	0.726	26.17
V	Fan-coil Ünitesi	0.128	3.776	0.062	0.19	32.63
VI	Toprak Isı Değiştirici	0.111	7.678	0.211	0.322	65.53
I-IV	Isı Pompası	1.099	-	3.982	5.081	78.37
I-VI	Sistem	1.338	-	4.255	5.593	76.08

9. KURUTMA DENEYLERİ

Gıdaların kurutularak saklanması yöntemi, insanın doğadan öğrendiği ve bu yüzden ilk çağlardan beri uygulanmakta olan en eski muhafaza yöntemidir. Gerçekten bu yöntem, doğada çoğu zaman kendi kendine gerçekleşmekte ve örneğin, çeşitli tahıllar ve baklagiller tarlada kendi halinde kuruyarak dayanıklı hale gelebilmektedir (Cemeroğlu 1986).

Ülkemizde sebzelerin ve meyvelerin çoğu, geleneksel olarak güneş altına ya da gölge ve hava akımı olan yerlere serilerek veya asılarak kurutulmaktadır. Bu tür doğal ortamlarda yapılan kurutma uzun sürdüğünden, kurutulan ürün, çevredeki kirleticilerden etkilenmekte ve ayrıca besleyici özelliklerinden de önemli ölçüde kayıplara uğramaktadır. Örneğin, güneş altına serilerek yapılan kurutmada ortaya çıkan A ve C vitamini kayıpları, özel kurutucularda yapılan hızlı kurutmaya oranla önemli ölçüde fazladır (Yağcıoğlu 1999).

Kurutma işlemi bir maddedeki suyun uzaklaştırılmasıdır. Gıdaların kurutulması işleminde birçok sistem kullanılmaktadır. Bu çalışmada toprak kaynaklı ısı pompasından sağlanan ısı ile gıda kurutma deneyleri de gerçekleştirilmiştir.

9.1. Gıda Kurutma İşlemlerine Ait Hesaplamalar

Kurutma işlemi uygulanacak gıda ürünlerinin öncelikle başlangıçtaki su oranları ve kuru madde miktarı tayin edilir. Buna göre, kurutma işleminin sonunda üründe istenen su oranına ulaşıldığında kurutma işlemine son verilir.

Su oranı iki şekilde belirlenir. Biri yaş esasa göre diğeri de kuru esasa göre belirlenen su oranıdır.

Kuru esasa göre su oranı;

$$SO_{KA} = \frac{YA - KA}{KA} \quad (9.1)$$

denklemini (Ceylan vd. 2005) ile hesaplanırken yaş esasa göre su oranı ise;

$$SO_{YA} = \frac{YA - KA}{YA} \quad (9.2)$$

denklemini (Ceylan vd. 2005) ile hesaplanır. 9.1 ve 9.2 denklemlerinde yer alan;

SO_{KA} : Kuru esasa göre ürün içerisindeki su oranı (kg su/kg yaşmadde)

SO_{YA} : Yaş esasa göre ürün içerisindeki su oranı (kg su/kg yaşmadde)

YA: Ürünün yaş ağırlığı (kg)

KA: Ürünün kuru ağırlığını (kg)

ifade etmektedir.

Kurutulacak ürünün kurutma sonrası kütlesi (Tosun 2009);

$$m_2 = \frac{(100 - SO_{YA,1})}{(100 - SO_{YA,2})} \times m_1 \quad (9.3)$$

eşitliğinden bulunur. Burada;

m_1 : Ürünün kurutma işlemi öncesindeki kütlesi (kg)

m_2 : Ürünün kurutma sonrasındaki kütlesi (kg)

$SO_{YA,1}$: Ürünün yaş esasa göre başlangıçtaki su oranı (kg su/kg kurumadde)

$SO_{YA,2}$: Ürünün yaş esasa göre kurutma işlemi sonundaki su oranı (kg su/kg kurumadde)

olmaktadır. Kurutma işlemi sırasında uzaklaştırılacak toplam nem kütlesi (Tosun 2009);

$$m_{su} = m_1 - m_2 \quad (9.4)$$

eşitliğinden hesaplanır. Sistemde dolaşan kurutma havası miktarı ise (Tosun 2009);

$$m_h = \frac{m_{su}}{(w_1 - w_2)} \quad (9.5)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Burada;

w_1 : Kurutma kabini girişi havanın özgül nemi (kg su/ kg hava)

w_2 : Kurutma kabini çıkışı havanın özgül nemi (kg su/ kg hava)

olmaktadır.

Boyutsuz nem oranı ise MR ile ifade edilerek, herhangi bir andaki kuru esasa göre olan su oranının (M), başlangıçtaki su oranına (M_0)bölümü olup,

$$MR= M/M_0 \quad (9.6)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.

9.2. Farklı Gıda Ürünleri İçin Kurutma İşlemlerinin Gerçekleştirilmesi

Gıda kurutma işlemlerinde, her gıda ürününün özelliğine göre, literatürde (Cemeroğlu 1986) verilen ön hazırlık işlemleri tamamlandıktan sonra kurutma işlemlerine geçilmiştir. Toprak destekli ısı pompası sisteminin gıda kurutmada kullanımı üzerine yapılan deneysel çalışmalarda, kurutulacak ürün olarak elma, patates, domates ve biber kullanılmıştır.

Ürünlerin kurutma işlemi öncesinde ve sonrasında su oranları yaş esasa göre belirlenmiştir.

9.2.1. Elma kurutma

Fakültemiz Gıda Mühendisliği Bölümü laboratuvarında elmanın su içeriği belirlenmiştir. Bu işlem için, öncelikle elmanın kabukları soyulup küçük parçalara ayrılmıştır ve daha sonra etüvde bekletilmiştir. Burada yapılan deney sonucunda, elmanın su içeriği %86.52 ve geri kalanı da kuru madde %13.48 olarak bulunmuştur. Şekil 9.1' de etüvdeki elmalar görülmektedir.



Şekil 9.1 Etüvde elmaların nem ve kuru madde tayini için kurutulması.

Kurutulacak elmaların su içeriği belirlendikten sonra kurutma işlemi için ön hazırlıklara başlanmıştır. Elmalar soyulup çekirdekleri temizlendikten sonra dilimlenmiş, dilimleme işlemi sonrasında ise elmaların kararmalarını önlemek için sitrikasitli suya daldırılmıştır.

Cemeroğlu (1986), kurutulmuş elmalardaki su oranının %24'den fazla olmaması gerektiğini ve bu nedenle kurutulan elmalarda su oranı %18-20'ye düşüncü kurutmaya son verildiğini belirtmiştir. Bu amaçla kurutma deneylerine, elmanın nihai kurutma koşulu olan %18-20 su oranına ulaşınca kadar devam edilmiştir.

Kurutma işlemi için ön hazırlıklar tamamlandıktan sonra elma dilimleri Şekil 9.2' de görüldüğü gibi tartılarak Şekil 4.23'de gösterilen kurutma ünitesindeki raflara yerleştirilmiştir. Kurutmada kullanılan havanın sıcaklığı (Şekil 4.22'de T_1 ile gösterilen sıcaklık) toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak ve hava hızı ise 2 m/s olarak sabit tutulmuştur. Kurutma işlemine başlandığı andan itibaren birer saat aralıklarla ürün tartım işlemleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 9.2 Elmalarının kurutma öncesi tartılması.

Elmalar %18 su oranına ulaştığında, Şekil 9.3’de görüldüğü gibi tartılarak kurutma işlemi tamamlanmıştır.



Şekil 9.3 Elmaların kurutma işlemi sonunda tartılması.

9.2.2. Patates kurutma

Kurutulacak sebzelerde en önemli sorunlardan birisi renk esmerleşmesidir. Enzim faaliyetlerine bağlı esmerleşme, kurutmadan önce yapılan haşlama işlemi ile önlenabilmektedir (Yağcıoğlu, 1999).

Sebzeler, genellikle %7-10 nem içeriğine kadar kurutulduktan sonra mutlaka ikinci aşamada bir sandık kurutucuda nem içeriği %3-4’ e düşürülür (Yağcıoğlu, 1999).

Patates kurutma işlemine geçmeden önce kurutma için ön hazırlıklar yapılmıştır. Önce, patateslerin kabukları soyulup dilimlenmiştir. Sonra da renk kararmasını önlemek amacıyla kaynar suda 3-5 dakika süreyle haşlanmış ve daha sonra Şekil 4.23’de gösterilen kurutma kabinindeki raflara yerleştirilerek kurutma işlemine geçilmiştir. Kurutmada kullanılan havanın sıcaklığı (Şekil 4.22’de T_1 ile gösterilmiştir) toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak ve hava hızı ise 2 m/s olarak sabit tutulmuştur. Bunu sağlamak için gerekli ayarlamalar kurutma sistemi ve ısı pompası üzerinde gerektiği kadar yapılmıştır.

Patateslerin su oranı, fakültemiz gıda mühendisliği bölümü laboratuvarındaki etüvde yapılan deney sonucunda % 85.61 olarak belirlenmiş ve kurutma işlemine patateslerdeki su oranı % 15’e ulaşmaya kadar devam edilmiştir. Kurutma işlemine, literatürde verilen %10 neme kadar devam edilmemiştir, çünkü uzaklaştırılan su miktarı gittikçe azalmış ve son 1 saatte ancak 0.5 gram su buharlaştırılabilmektedir. Bu durumda daha fazla enerji tüketiminin önlenmesi amacıyla, kurutma işlemi %15 su oranına ulaşıldığında sonlandırılmıştır.

Patatesler, kurutma kabineye yerleştirilmeden önce Şekil 9.4’de görüldüğü gibi tartılmıştır.



Şekil 9.4 Patatesin kurutma öncesi tartılması.

Patateslerin kurutma işlemi %15 su oranına ulaştığında Şekil 9.5’de görüldüğü gibi tartılarak kurutma işlemi tamamlanmıştır.



Şekil 9.5 Patateslerin kurutma işlemi sonunda tartılması.

9.2.3. Domates kurutma

Domateslerin su oranı, fakültemiz gıda mühendisliği bölümü laboratuvarındaki etüvde yapılan deney sonucunda % 95.5 olarak belirlenmiştir. Kurutmada kullanılan havanın sıcaklığı (Şekil 4.22’de T_1 ile gösterilmiştir), toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak ve hava hızı ise 2 m/s olarak sabit tutulmuştur. Bunu sağlamak için gerekli ayarlamalar kurutma sistemi ve ısı pompası üzerinde gerektiğçe yapılmıştır. Kurutma işleminden önce domatesler, sap kısımları ayıklanıp yıkandıktan sonra dörde bölünüp tuzlandı. Tuzlama işleminden sonra domatesler Şekil 9.6’da görüldüğü gibi tartılmış ve Şekil 4.23’deki kurutma kabini raflarına yerleştirilerek kurutma işlemine başlanmıştır.



Şekil 9.6 Kurutma işlemi öncesi domateslerin tartılması.

Kurutma işlemi sonunda domatesler Şekil 9.7’de görüldüğü gibi tartılmıştır.



Şekil 9.7 Kurutma sonrasında domateslerin tartılması.

9.2.4. Biber kurutma

Biberin kurutulmasında; etli kırmızı biberler sap ve içleri temizlendikten sonra kırıyıp %10 neme kadar kurutulurlar (Yağcıoğlu, 1999).

Biberlerin su oranı, fakültemiz gıda mühendisliği bölümü laboratuvarındaki etüvde yapılan deney sonucunda % 88.61 olarak belirlenmiştir ve kurutma işlemine biberlerden uzaklaşan su miktarının azalması ve 1 gramın altına düşmesi nedeniyle, biberlerdeki su oranı % 15’e ulaştığında kurutma işlemine son verilmiştir. Kurutmada kullanılan havanın sıcaklığı, toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak ve hava hızı ise 2 m/s olarak sabit tutulmuştur. Bunu sağlamak için gerekli ayarlamalar kurutma ünitesi ve ısı pompası sistemi üzerinde gerektiğince yapılmıştır.

Kurutulacak biberler yıkanıp sap kısımları ayıklandıktan sonra dörde bölünerek kurutulmuştur. Kurutma öncesinde biberler Şekil 9.8’de görüldüğü gibi tartılmıştır.



Şekil 9.8 Kurutma öncesi biberlerin tartılması.

Biberlerin kurutmasına su oranı %15 değerine ulaşıncaya kadar devam edilmiş ve Şekil 9.9'daki gibi tartılarak kurutma işlemi tamamlanmıştır.



Şekil 9.9 Kurutma işlemi sonrası biberlerin tartılması.

9.3. Farklı Hava Hızlarında Kurutma İşlemlerinin Gerçekleştirilmesi

Kurutmada kullanılan hava hızlarının değişiminin, kurutulacak gıdalardan olan kütle transferini değiştirmesi beklendiğinden hız değişiminin kurutma süresine ve enerji tüketimine olan etkilerini belirleyebilmek için deneysel çalışmaların farklı hava hızları altında yapılması da ele alınmıştır. Bu amaçla, kurutma deneylerinde, 0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s ve 2 m/s gibi dört farklı hava hızında elmanın kurutulması incelenmiştir.

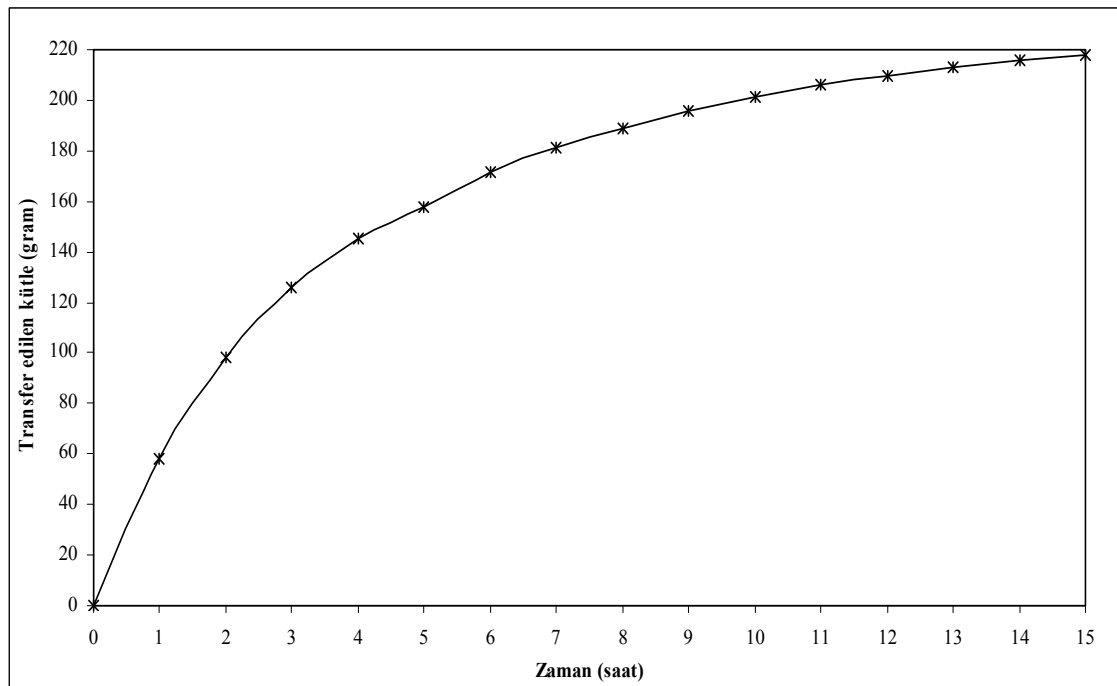
Fakültemiz Gıda Mühendisliği Bölümü laboratuvarında yapılan deney sonucunda elmanın su içeriği %82.9 ve geri kalanı da kuru madde %17.1 olarak bulunmuştur.

Kurutulacak elmanın su içeriği belirlendikten sonra kurutma işlemi için ön hazırlıklara başlanmıştır. Elmalar soyulup çekirdekleri temizlendikten sonra dilimlenmiş ve dilimleme işlemi sonrasında ise elmaların kararmalarını önlemek için sitrikasitli suya daldırılmıştır. Daldırma işleminden sonra elma dilimleri tartılarak Şekil 4.23'deki kurutma kabinindeki rafa yerleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde, kurutma havasının sıcaklığı, toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak sabit tutulmuştur. Kurutma işlemlerinde elmalar birer saat aralıklarla tartılmıştır. Elmalar, 0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s ve 2 m/s olarak dört farklı hava hızında kurutulmuştur. Farklı hava hızları, kurutma ünitesindeki fan yardımıyla sağlanmıştır.

9.4. Farklı Gıda Maddelerinin Kurutulmasıyla İlgili Yapılan Deneysel Çalışmalarda Elde Edilen Veriler ve Değerlendirmeler

9.4.1. Elma kurutma

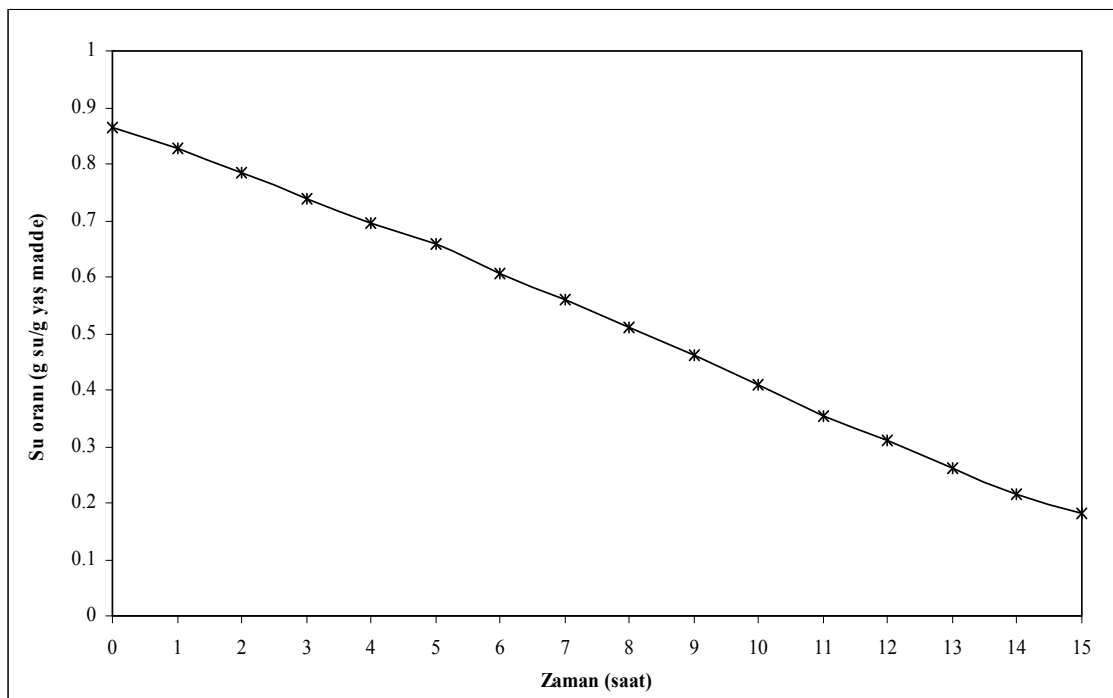
Kurutma işlemi süresince elmalardan transfer edilen kütlenin zamana göre değişimi Şekil 9.10'da verilmiştir.



Şekil 9.10 Kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

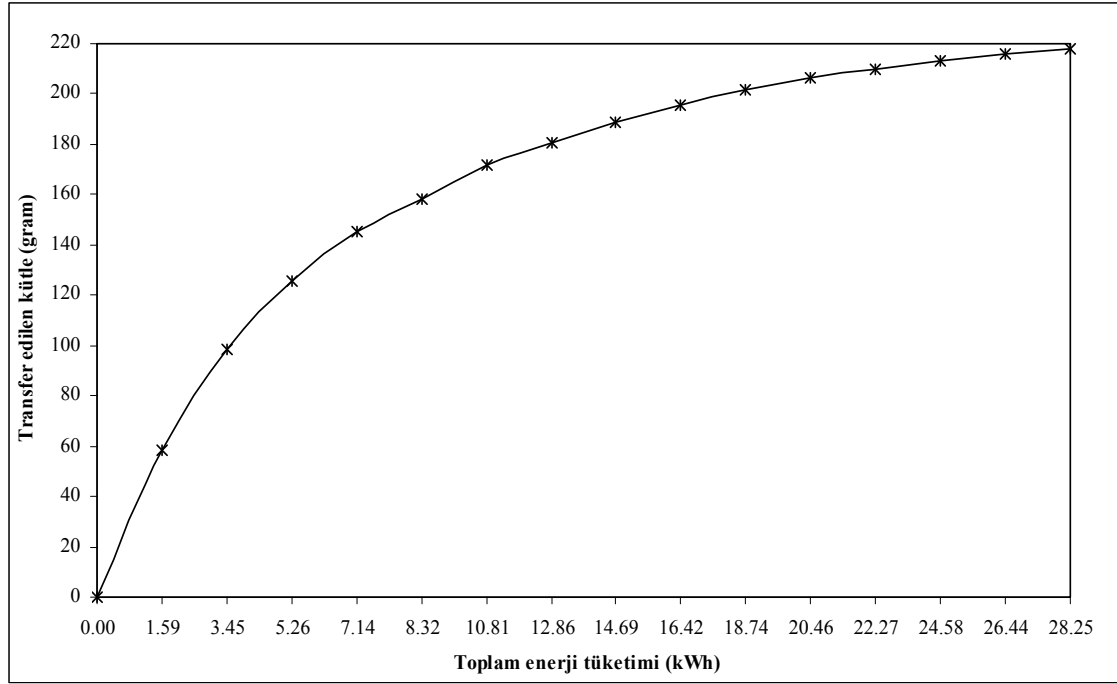
Kurutma işleminin başladığı andan itibaren ilk 6 saatte ürün içerisindeki su hızlı bir şekilde buharlaşmış, sonrasında ise suyun ürün içerisinde uzaklaştırılması gittikçe zorlaşmış ve bunun sonucunda da kuruma daha yavaş gerçekleşmiştir. 15 saatlik kurutma işlemi sonunda elmalardan toplam 217.9 gram suyun eksildiği (buharlaştığı) görülmüştür. Başlangıçta 260.9 gram olan elmaların ağırlığı bu süre sonunda 42.95 grama düşmüştür. Bu bulgulara göre nihai durumda elmalardaki su oranı %18'e düşmüş ve literatürde (Cemeroğlu 1986) belirtilen kurutulmuş elma konumuna ulaşıldığından deneylere son verilmiştir.

Kurutulan elmalarda su oranının zamana bağlı değişimi Şekil 9.11'de görülmektedir. Başlangıçta elmaların %86.52 olan su oranı, 15 saatlik kurutma işlemi sonunda %18'e düşmüştür.



Şekil 9.11 Kurutma sırasında elmalardaki su oranının zamanına göre değişimi.

Şekil 9.12’de elmaların kurutulması sırasında, kurutma sistemindeki toplam enerji tüketimi (ısı pompası kompresörü, toprak hattı ve fan-coil hattı sirkülasyon pompaları ve kurutma kabinindeki fanların enerji tüketimi) ile elmalardan transfer edilen kütle (buharlaşan su miktarı) değişimi verilmiştir.

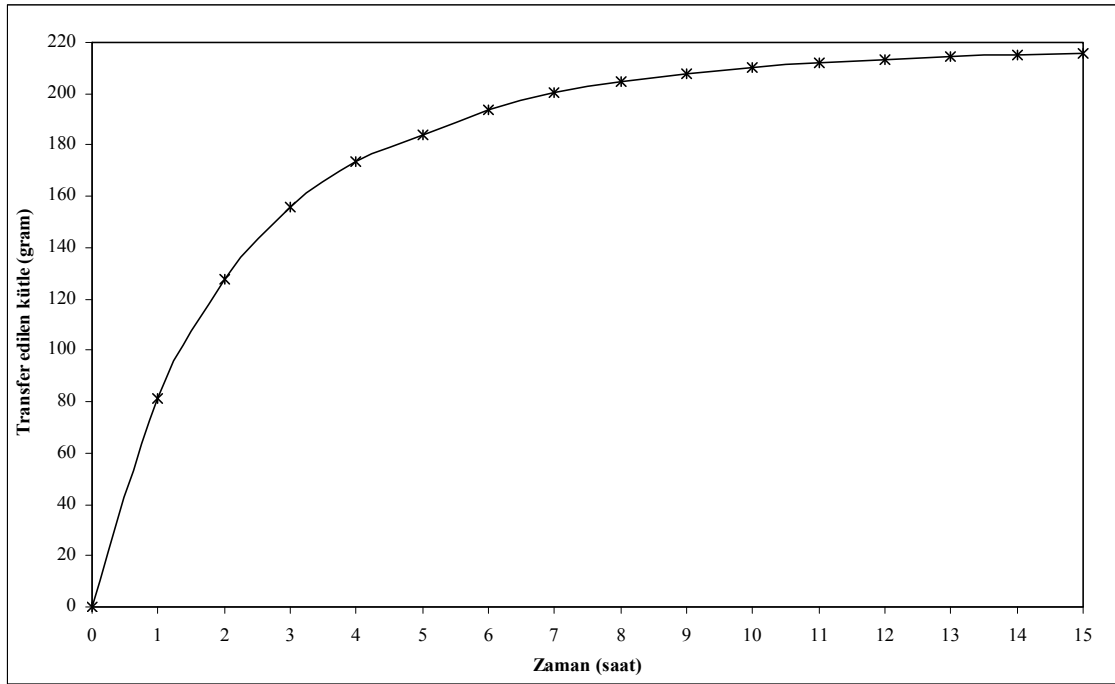


Şekil 9.12 Kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

15 saatlik kurutma işlemi sonunda elmalardan toplam 217.9 gram suyun eksildiği ve bu süre içerisinde toplam 28.25 kWh enerji tüketildiği Şekil 9.12’den görülmektedir.

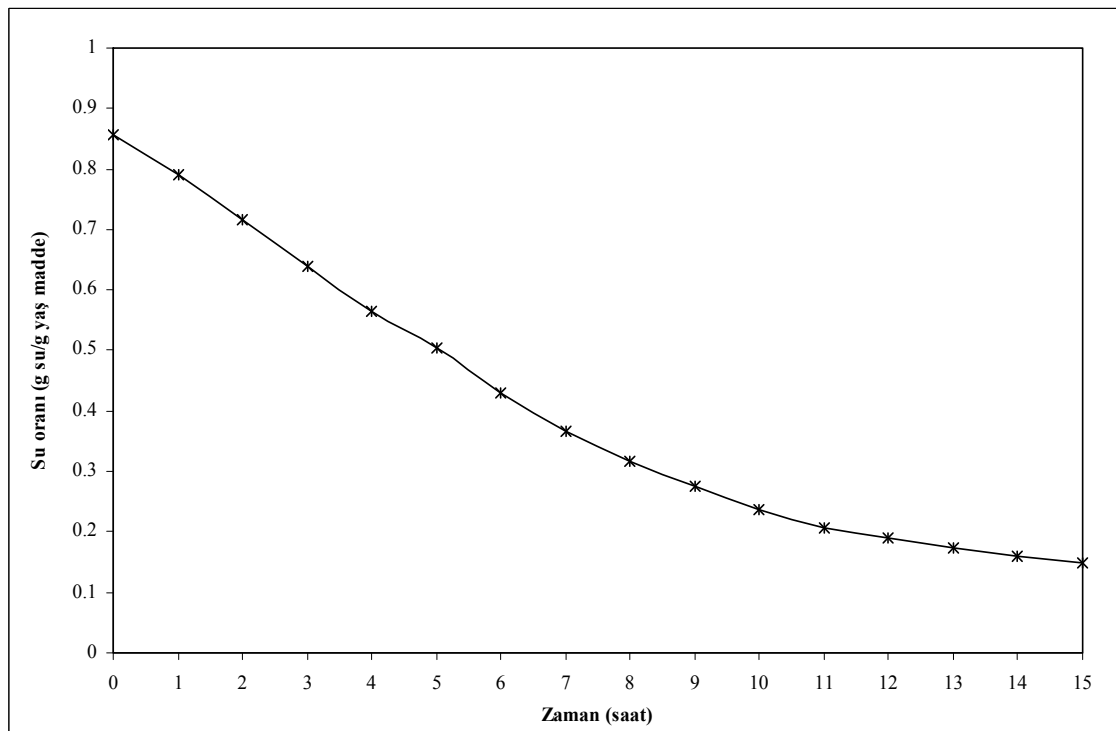
9.4.2. Patates kurutma

Kurutma işlemi boyunca patatesten uzaklaştırılan suyun zamana bağlı olarak değişimi Şekil 9.13’de verilmiştir.



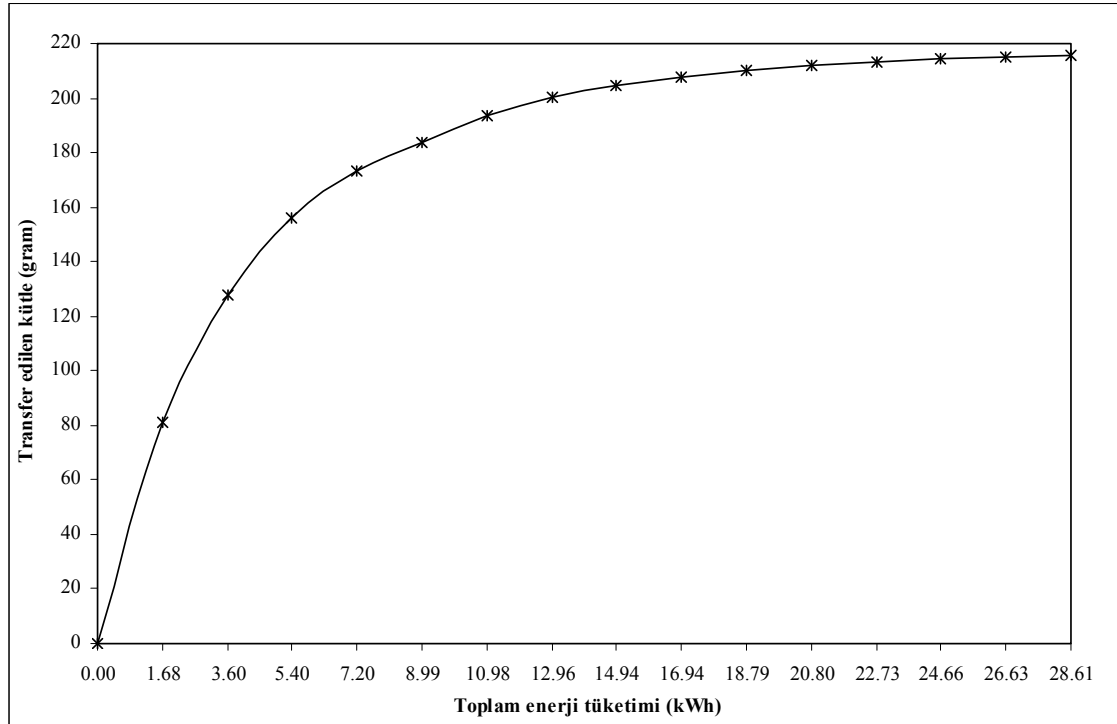
Şekil 9.13 Kurutma işlemi sırasında patateslerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.13’ de görüldüğü gibi 15 saatlik kurutma işlemi sonunda patateslerden toplam 215.4 gram su buharlaştırılmıştır. Patatesteki su oranının zamana bağlı değişimi ise Şekil 9.14’de verilmiştir.



Şekil 9.14 Kurutma sırasında patatesteki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

15 saatlik süre sonunda patateslerdeki su oranının %85.61'den %15'e düştüğü Şekil 9.14' de görülmektedir. Şekil 9.15'de ise kurutma işlemi süresince patateslerden buharlaşan su kütlesi ile toplam enerji tüketimi arasındaki ilişki verilmektedir.

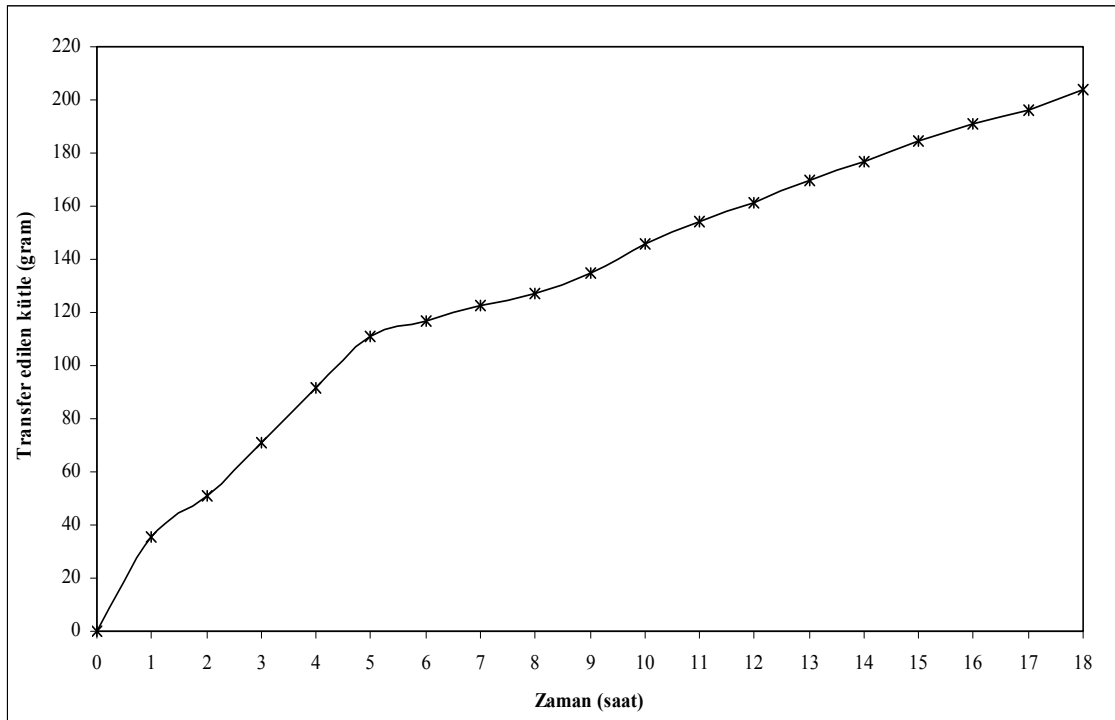


Şekil 9.15 Kurutma işlemi sırasında patateslerden transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Şekil 9.15' den 15 saatlik kurutma işlemi süresince patateslerden 215.4 gram su buharlaşırken toplam 28.61 kWh enerji tüketildiği görülmektedir.

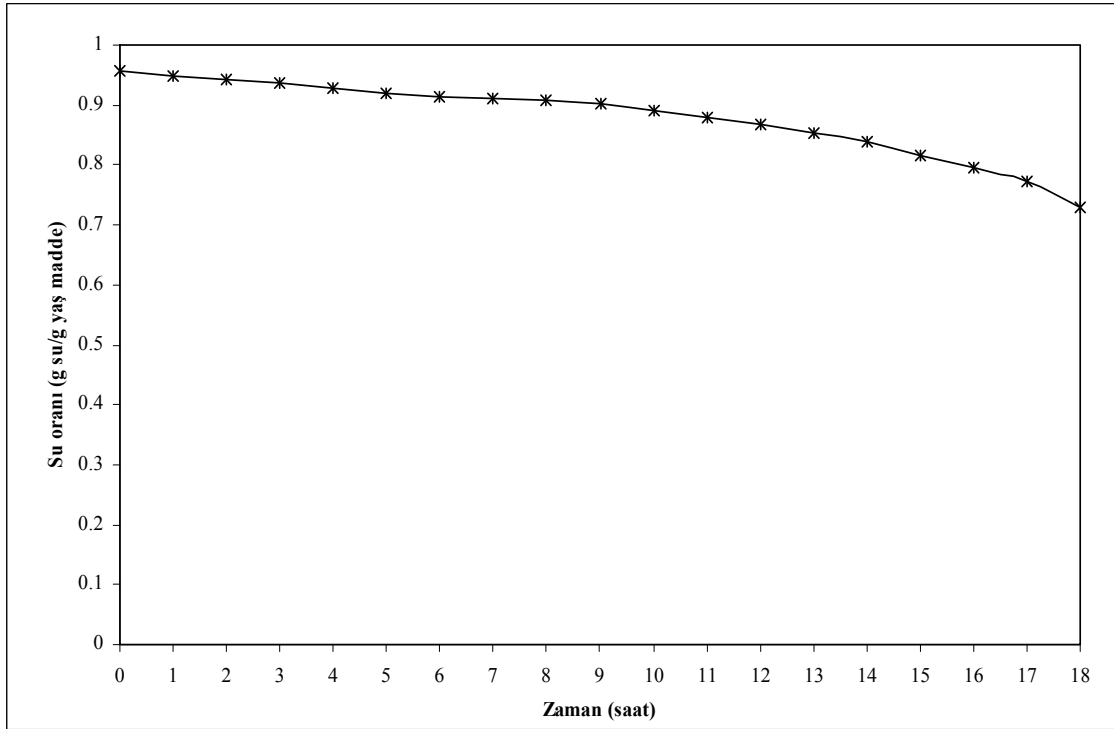
9.4.3. Domates kurutma

Kurutma işlemi süresince domateslerden buharlaşan suyun zamana bağlı olarak değişimi Şekil 9.16'da verilmiştir. 18 saatlik kurutma işlemi sonunda domateslerden toplam 204 gram su buharlaşmıştır.



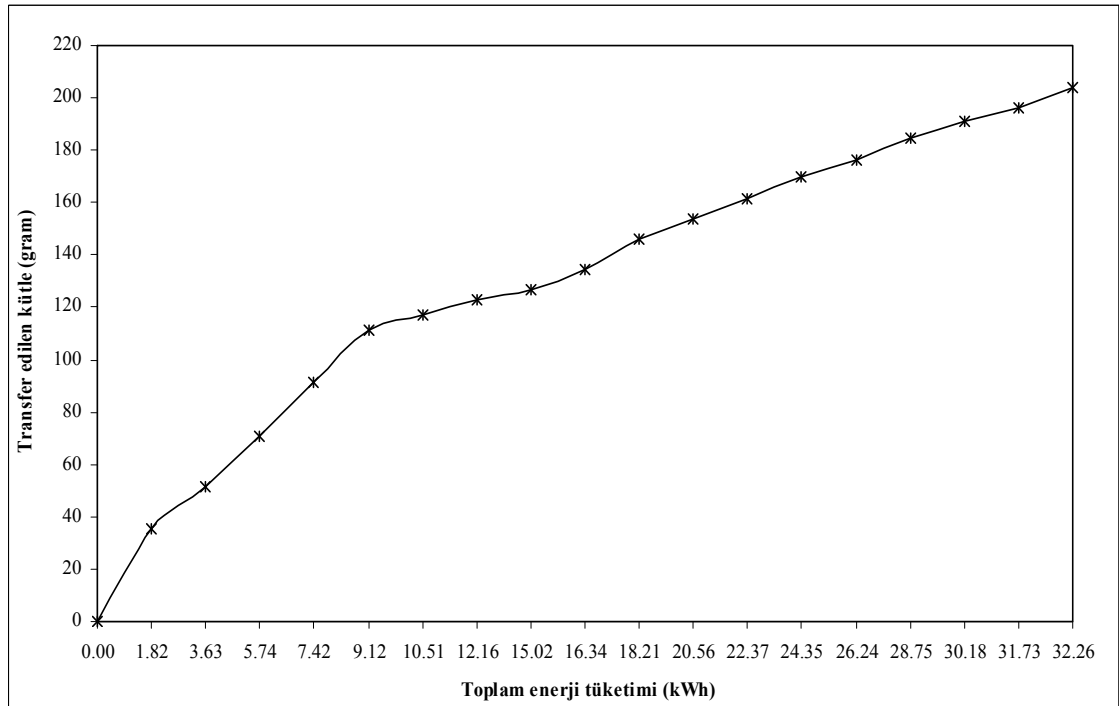
Şekil 9.16 Kurutma işlemi sırasında domateslerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.17’de, domatesteki su oranının zamana göre değişimi verilmiştir. 18 saatlik kurutma işlemi sonunda domatesin su oranının %95.5’den %72.8’e düştüğü görülmektedir. Burada yavaş kurumanın nedeni; seçilen domatesin türünün sonradan uygun olmadığına anlaşılması ve muhtemelen kuruma hızının başlangıçta yüksek olması ve sonrasında domates üzerinde kabuklaşma meydana gelmiş olması gibi faktörler ile açıklanabilir. Bu durumda domates yüzeyinde oluşan kabuklaşma nedeni ile ısı geçişi ve kütle geçişi engellenmekte ve domatesten uzaklaşması gereken su transferi yeterince sağlanamamaktadır.



Şekil 9.17 Kurutma sırasında domatesteki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.18’de ise kurutma işlemi süresince harcanan toplam enerji tüketim değerleri ile domateslerden buharlaşan su miktarının değişimi görülmektedir.

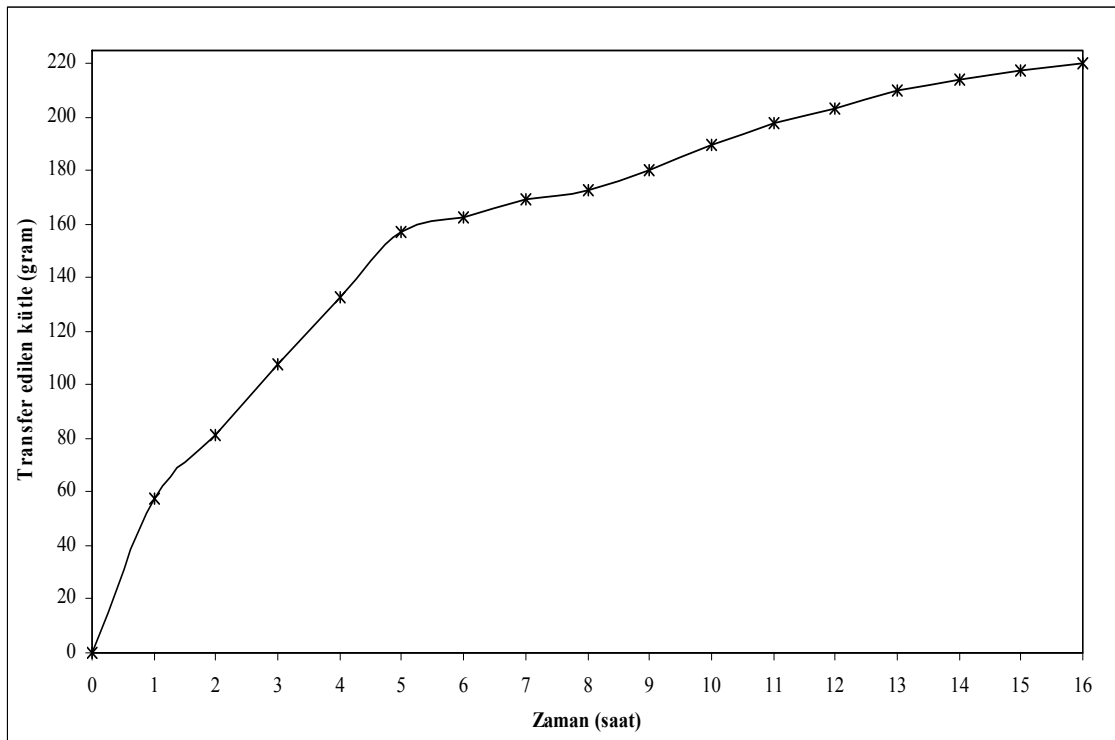


Şekil 9.18 Kurutma işlemi süresince domateslerden transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Domateslerin kurutma işlemi süresince 204 gram su buharlaşmış ve toplam 32.26 kWh enerji tüketimi gerçekleşmiştir.

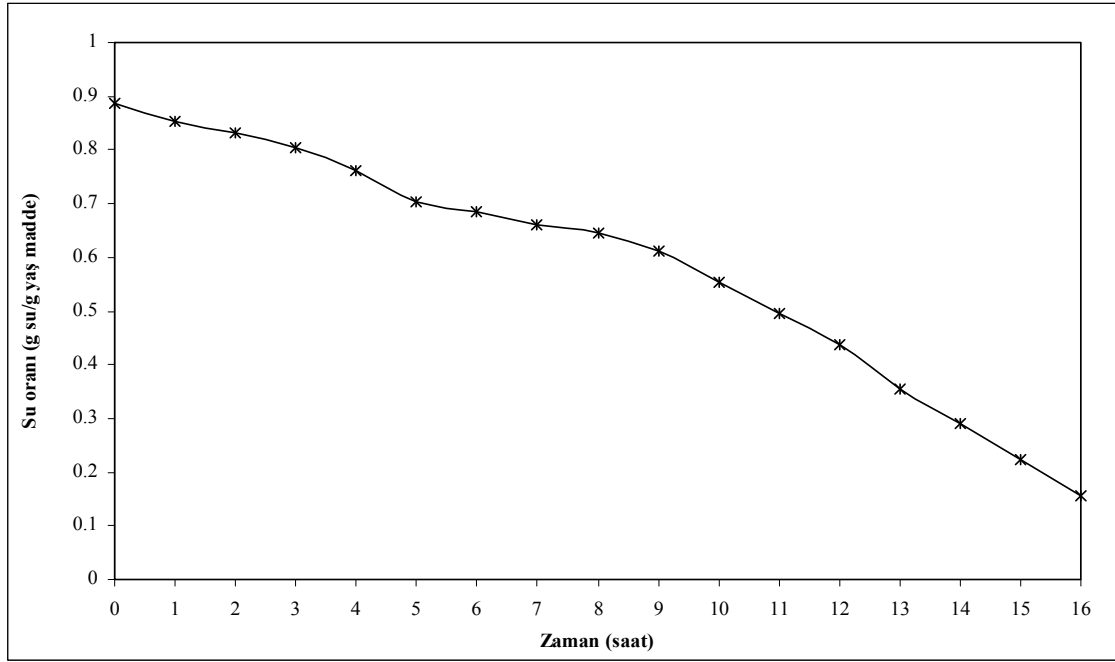
9.4.4. Biber kurutma

Şekil 9.19’da kurutma işlemi sırasında biberlerden buharlaşan su miktarının zamana göre değişimi verilmiştir. 16 saatlik kurutma işlemi sonunda biberlerden toplam 221.5 gram su buharlaşmıştır.



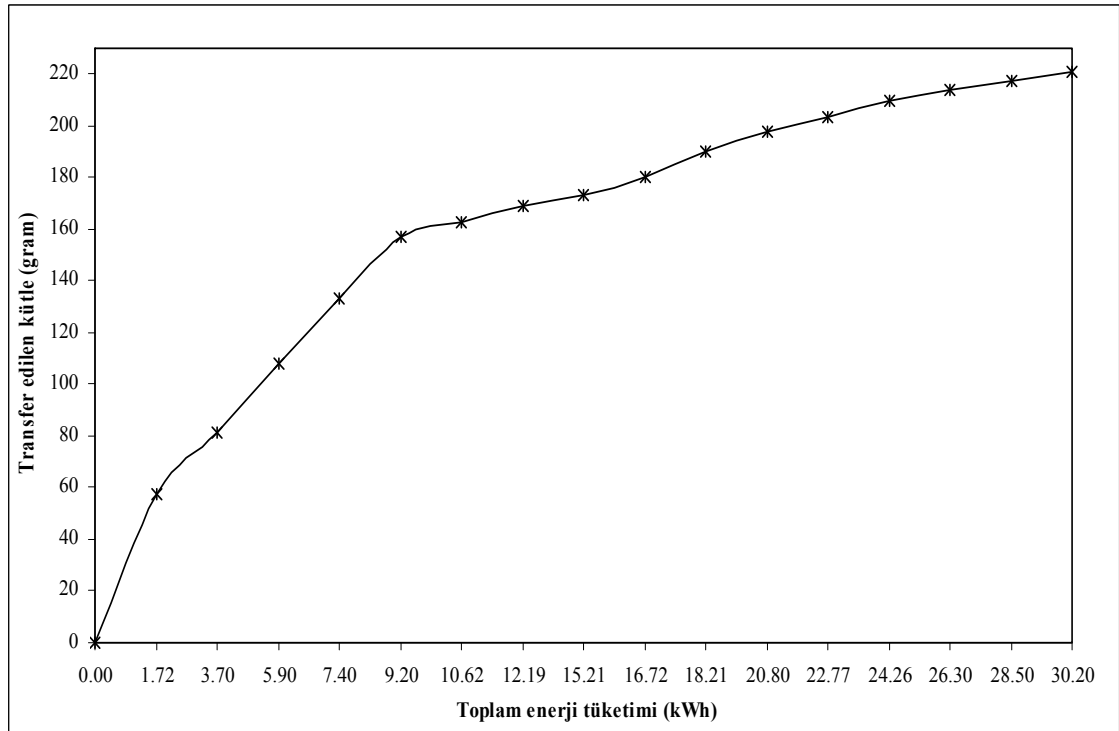
Şekil 9.19 Kurutma işlemi sırasında biberlerden transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Biberlerin kurutma işlemi süresince su oranının kurutma zamanına göre değişimi Şekil 9.20’de verilmiştir. Kurutma işlemi sonunda biberlerin su oranı, %88.61’den %15’e düşmüştür.



Şekil 9.20 Kurutma sırasında biberdeki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.21’de ise kurutma işlemi süresince biberlerden buharlaşan su miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi görülmektedir.



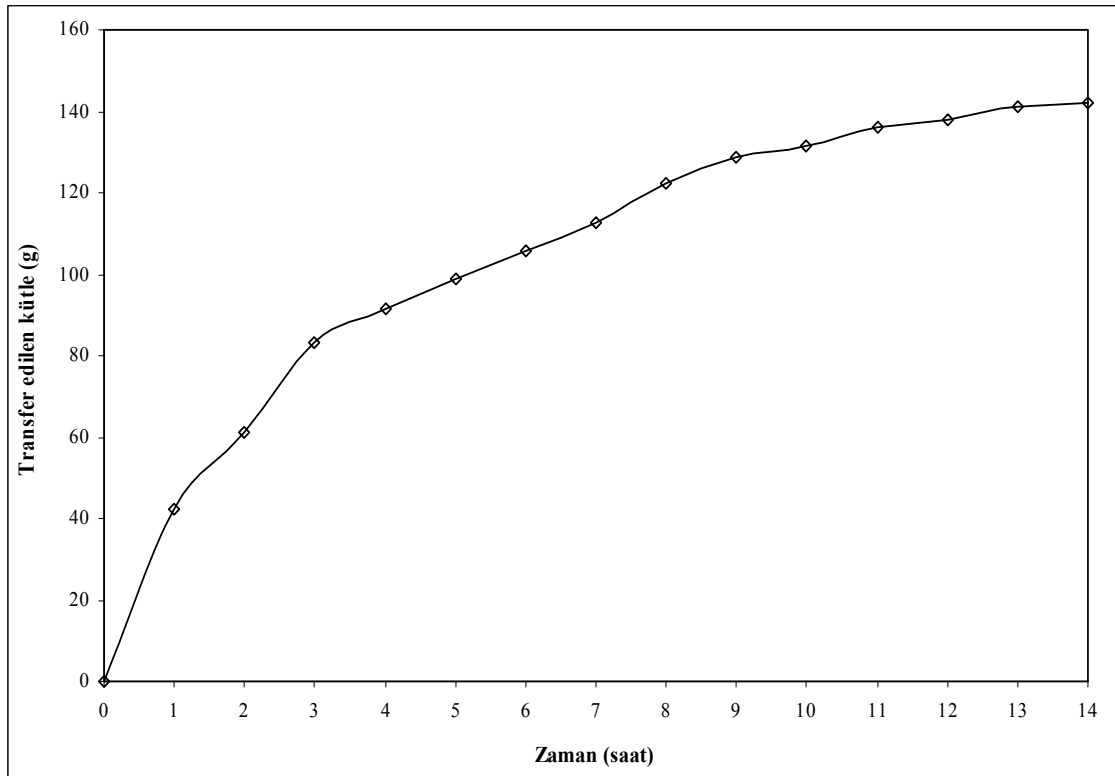
Şekil 9.21 Kurutma işlemi süresince biberlerden transfer edilen kütle miktarı ile harcanan toplam enerji tüketiminin değişimi.

Biberlerin kurutma işlemi süresince 221.5 gram su buharlaştırılmış ve 30.2 kWh enerji tüketilmiştir (Şekil 9.21).

9.5. Farklı Hava Hızlarında Elma Kurutma İşlemi ile İlgili Yapılan Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Bulgular ve Değerlendirmeler

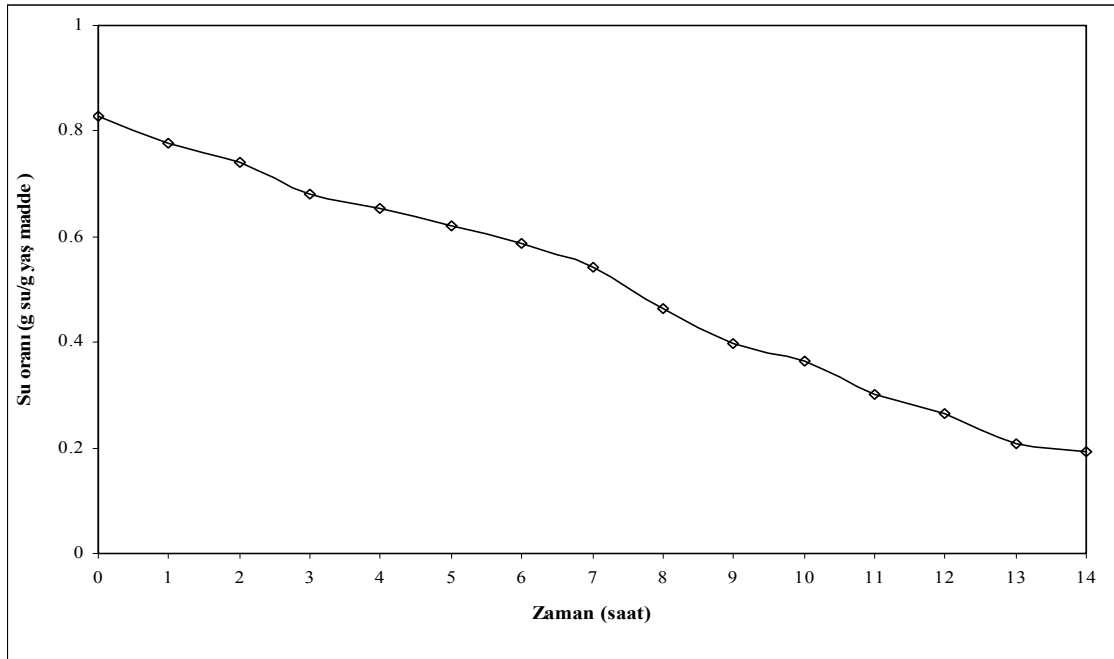
9.5.1. Elmaların ortalama 0.5 m/s hava hızında kurutulması

Kurutmada 0.5 m/s hız için uygulanan işlem daha önce 2 m/s hava hızı için yapılan kurutma işleminde olduğu gibi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Şekil 9.22’de kurutulmuş elmalardan transfer edilen kütlenin kurutma zamanına göre değişimi görülmektedir. Kurutma işlemi öncesinde 180.016 gram olan elmalar, 14 saatlik kuruma süresi sonunda 38.094 grama düşmüştür.



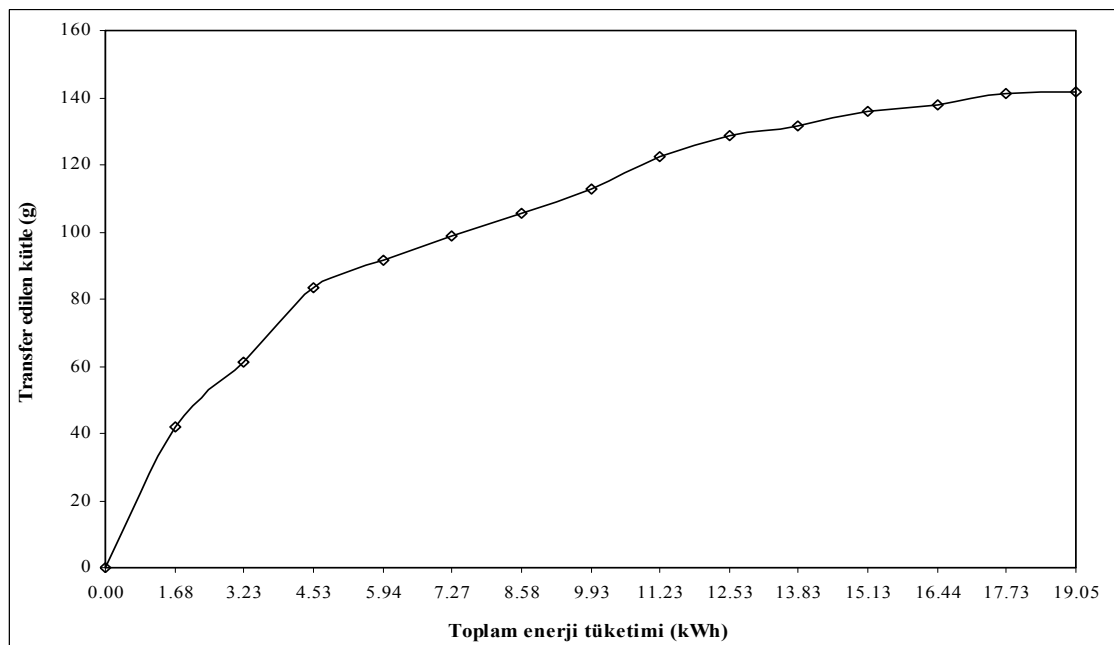
Şekil 9.22 0.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının zamana göre değişimi.

Şekil 9.23’de elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi görülmektedir.



Şekil 9.23 0.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Elmaların kurutma işlemi öncesi %82.9 olan su oranı, 14 saatlik süre sonunda %19.2 değerine düşmüştür. Şekil 9.24'de ise elmaların kurutulması sırasında kurutma sistemindeki toplam enerji tüketimi ile transfer edilen kütle (buharlaşan su kütlesi) değişimi verilmiştir.

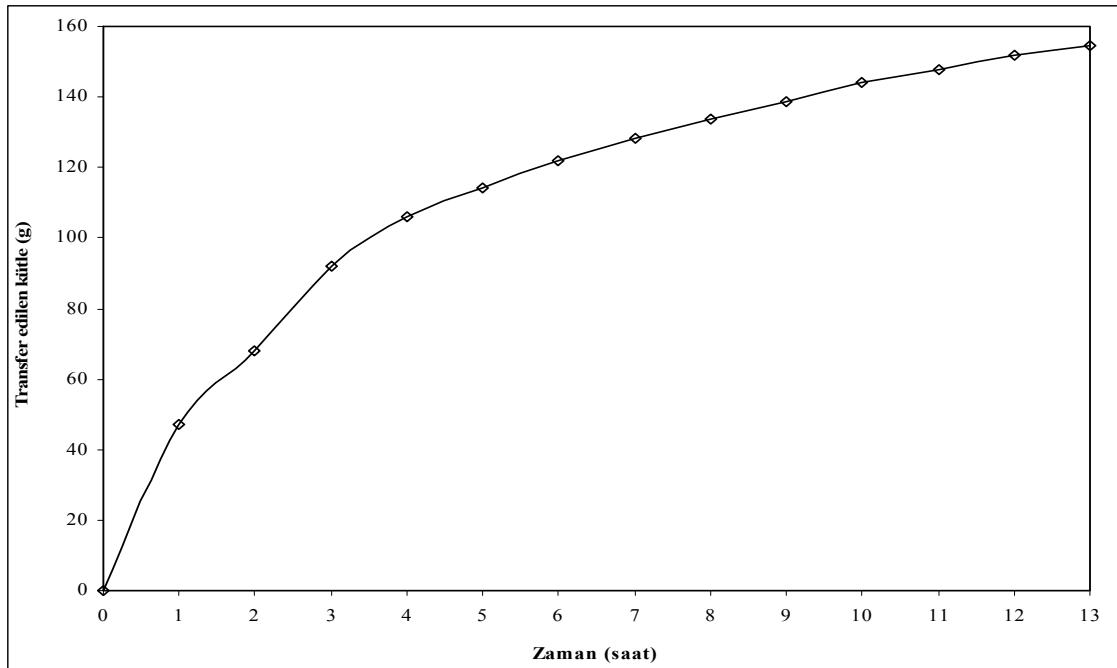


Şekil 9.24 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Kurutma işlemi sırasında elmalardan 141.9 gram su buharlaşmış ve toplam 19.05 kWh enerji tüketimi gerçekleşmiştir (Şekil 9.24).

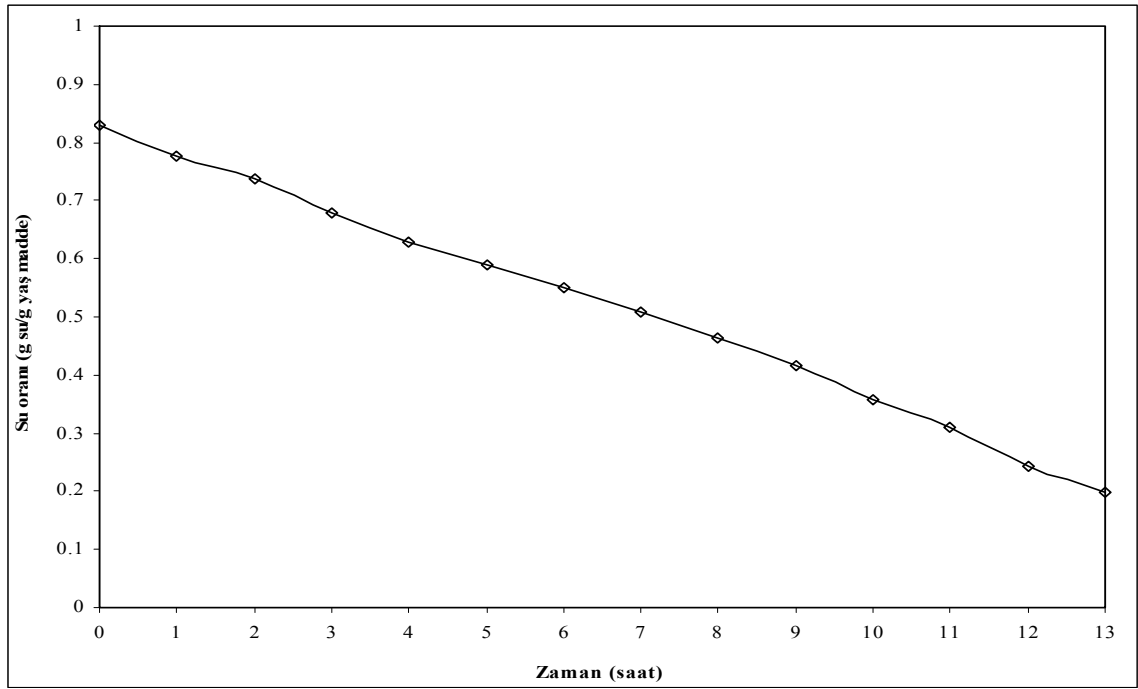
9.5.2. Elmaların ortalama 1 m/s hava hızında kurutulması

Şekil 9.25’de 1 m/s hava hızında kurutulan elmalardan transfer edilen kütlenin kurutma zamanına göre değişimi görülmektedir. Kurutma öncesinde 196.4 gram olan elmalar 13 saatlik kuruma süresi sonunda 41.89 grama düşmüştür.



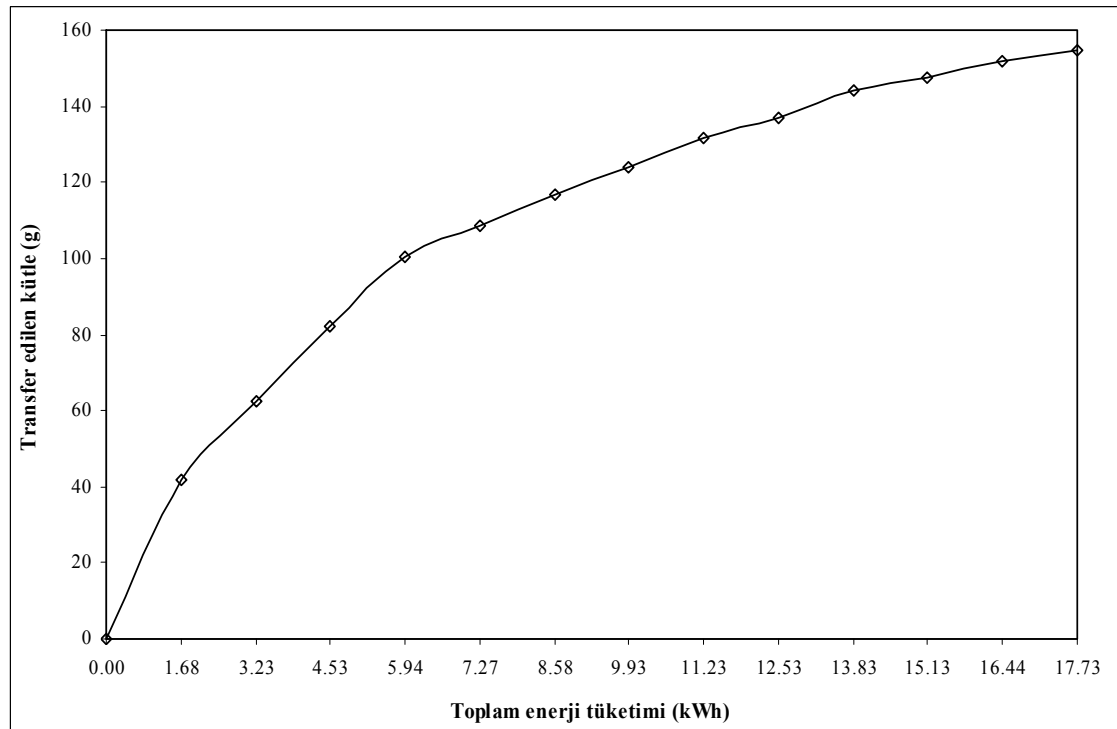
Şekil 9.25 1 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.26’da elmalardaki su oranının zamana göre değişimi görülmektedir. Elmaların kurutma öncesi %82.9 olan su oranının, 13 saatlik süre sonunda %19.8 değerine düştüğü gözlenmiştir.



Şekil 9.26 1 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.27’de ise elmaların kurutulması sırasında kurutma sistemindeki toplam enerji tüketimi ile elmalardan transfer edilen kütlenin değişimi verilmiştir.

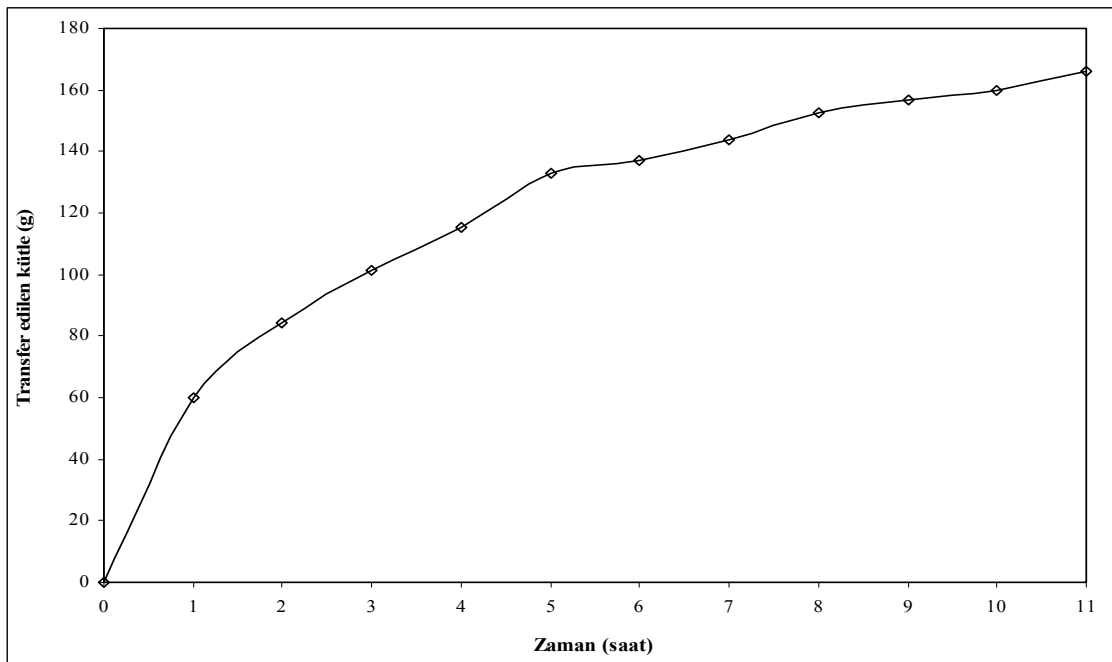


Şekil 9.27 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Kurutma işlemi sırasında elmalardan 154.51 gram su buharlaşmış ve toplam 17.73 kWh enerji tüketimi gerçekleşmiştir (Şekil 9.27).

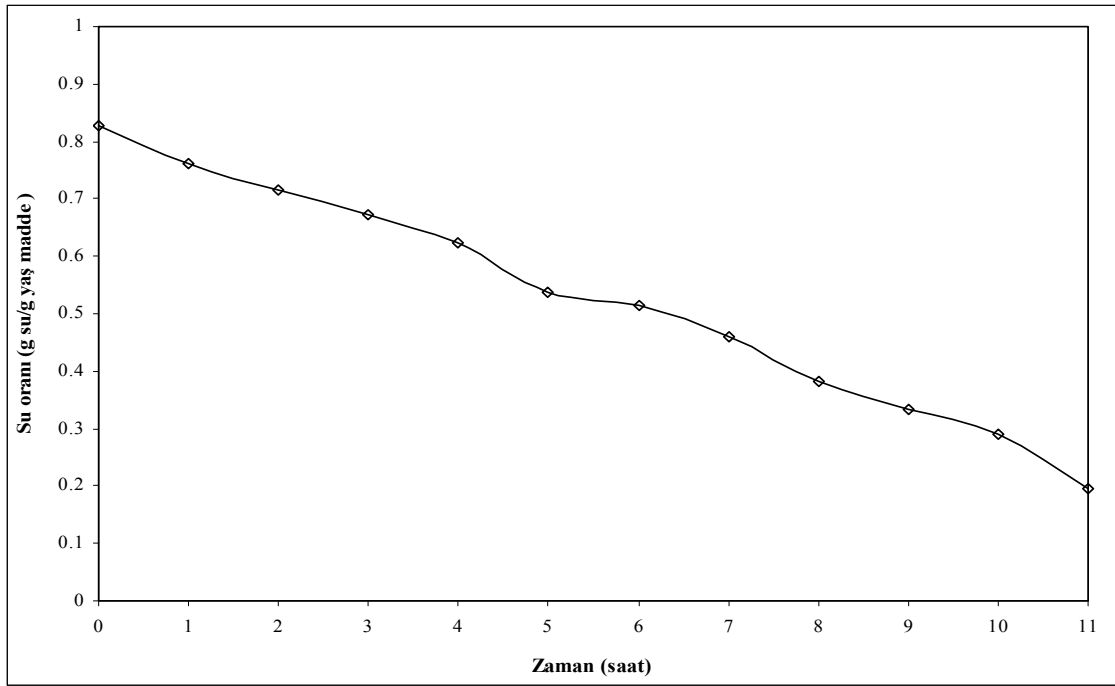
9.5.3. Elmaların 1.5 m/s hava hızında kurutulması

Şekil 9.28'de 1.5 m/s hava hızında kurutulan elmalardan transfer edilen kütlenin (buharlaşan suyun) zamana bağlı değişimi görülmektedir. Başlangıçta 210.98 gram olan elmaların ağırlığı 11 saatlik kuruma süresi sonunda 44.86 grama düşmüştür. Kuruma süresince elmalardan toplam 166.1 gram su buharlaşmıştır.



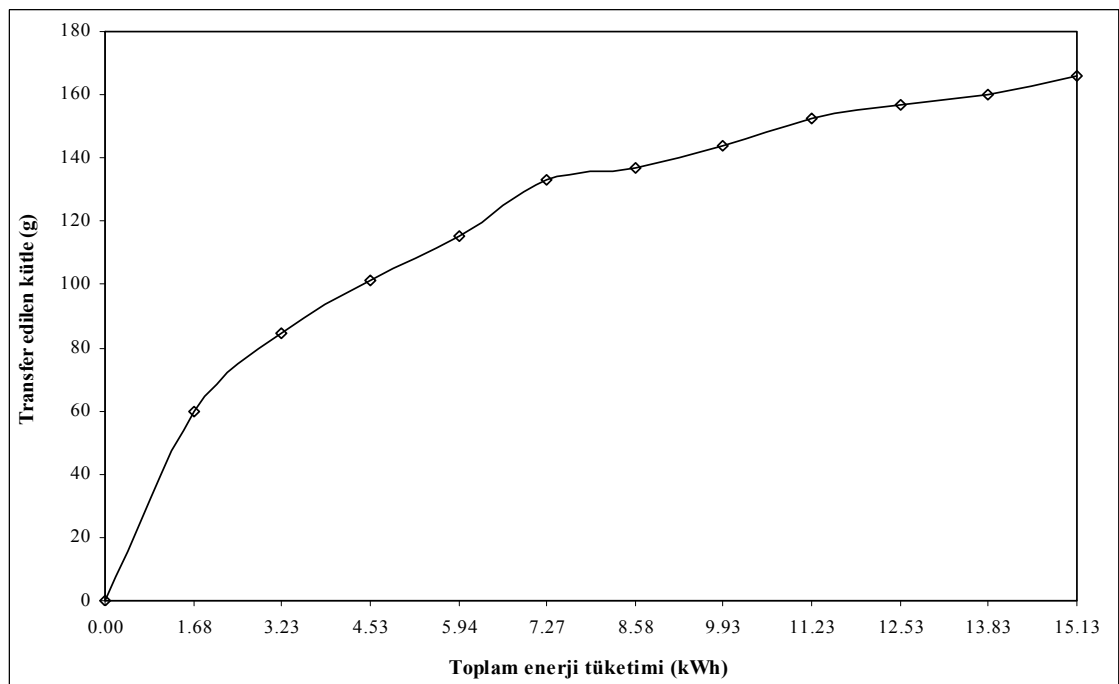
Şekil 9.28 1.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.29'da elmalardaki su oranının zamana göre değişimi görülmektedir. Elmaların kurutma öncesi %82.9 olan su oranının 11 saatlik süre sonunda %19.5 değerine düştüğü gözlenmiştir.



Şekil 9.29 1.5 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.30'da elmaların kurutulması sırasında kurutma sistemindeki toplam enerji tüketimi ile elmalardan transfer edilen kütlenin (buharlaşan su miktarının) değişimi verilmiştir.

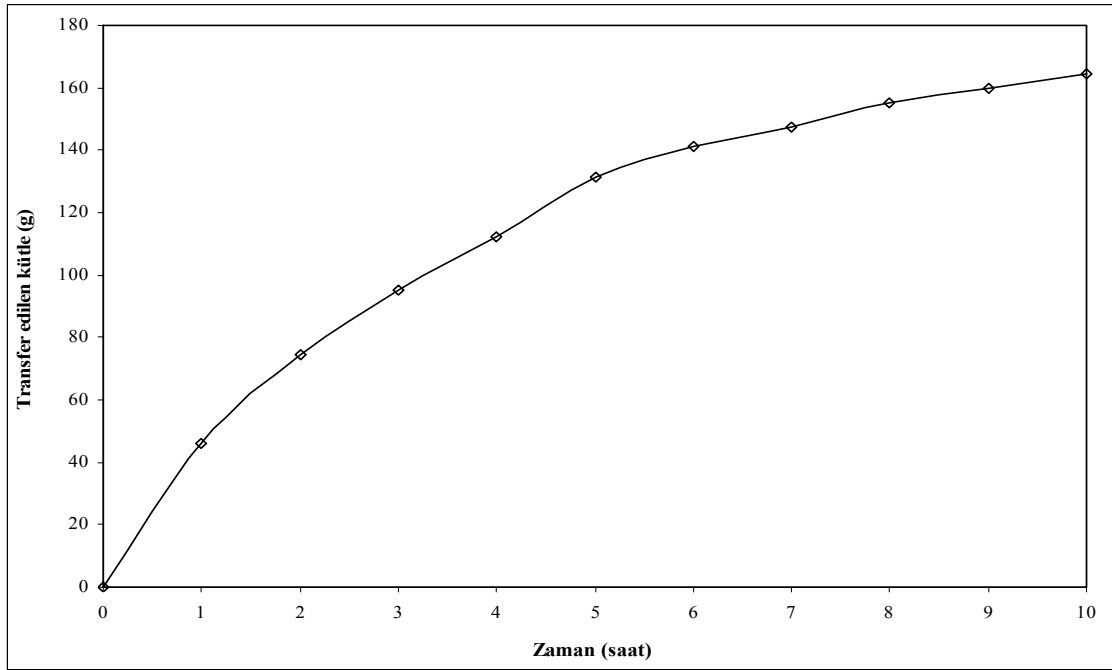


Şekil 9.30 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Kurutma işlemi süresince elmalardan 166.1 gram su buharlaşmış ve toplam 15.13 kWh enerji tüketimi gerçekleşmiştir.

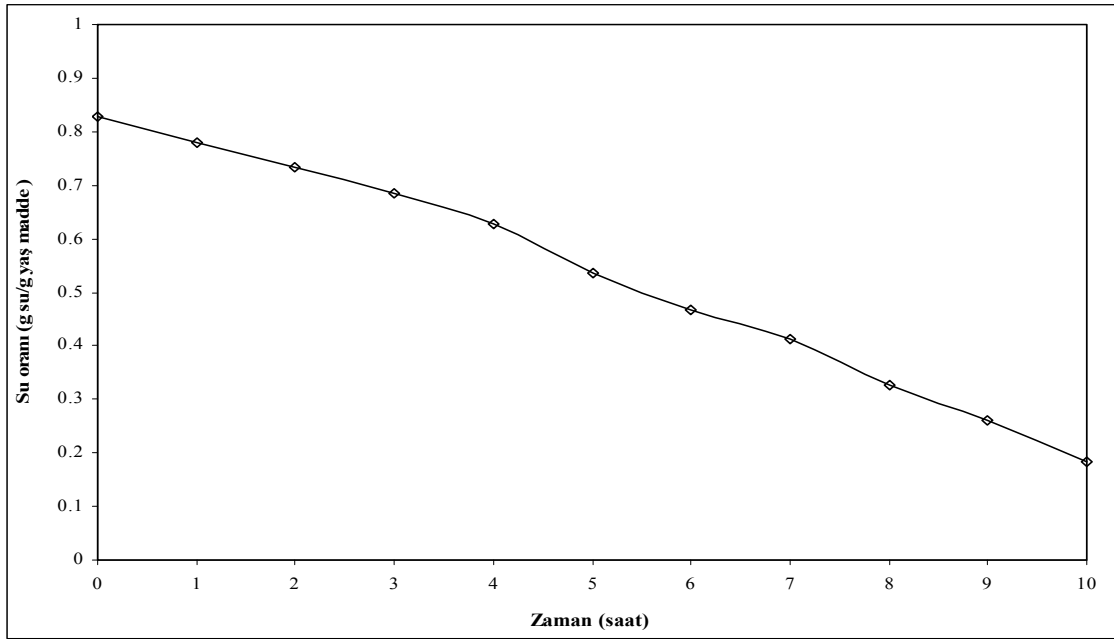
9.5.4. Elmaların 2 m/s hava hızında kurutulması

Şekil 9.31’de elmalardan buharlaşan su miktarının kurutma zamanına göre değişimi görülmektedir. Başlangıçta 207.75 gram olan elmaların ağırlığı 10 saatlik kuruma süresi sonunda 44.12 grama düşmüştür. Kuruma işlemi süresince elmalardan toplam 163.634 gram su buharlaşmıştır. Kurutma işleminin ilk 5 saatinde elmalardaki suyun hızlı bir şekilde buharlaştığı ve geri kalan zamanda ise buharlaşmanın daha yavaş bir şekilde gerçekleştiği Şekil 9.31’ den görülmektedir.



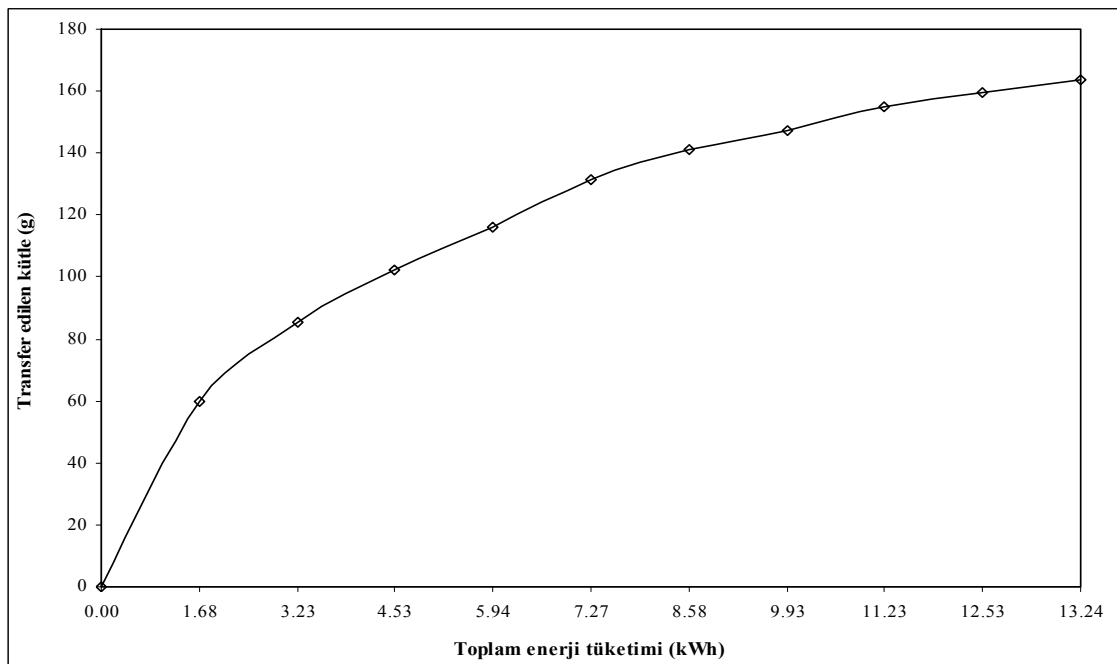
Şekil 9.31 2 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi sırasında elmalardan transfer edilen kütle miktarının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.32’de kurutma süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi görülmektedir. Elmaların kurutma öncesi %82.9 olan su oranı, 10 saatlik süre sonunda %19.5 değerine düşmüştür.



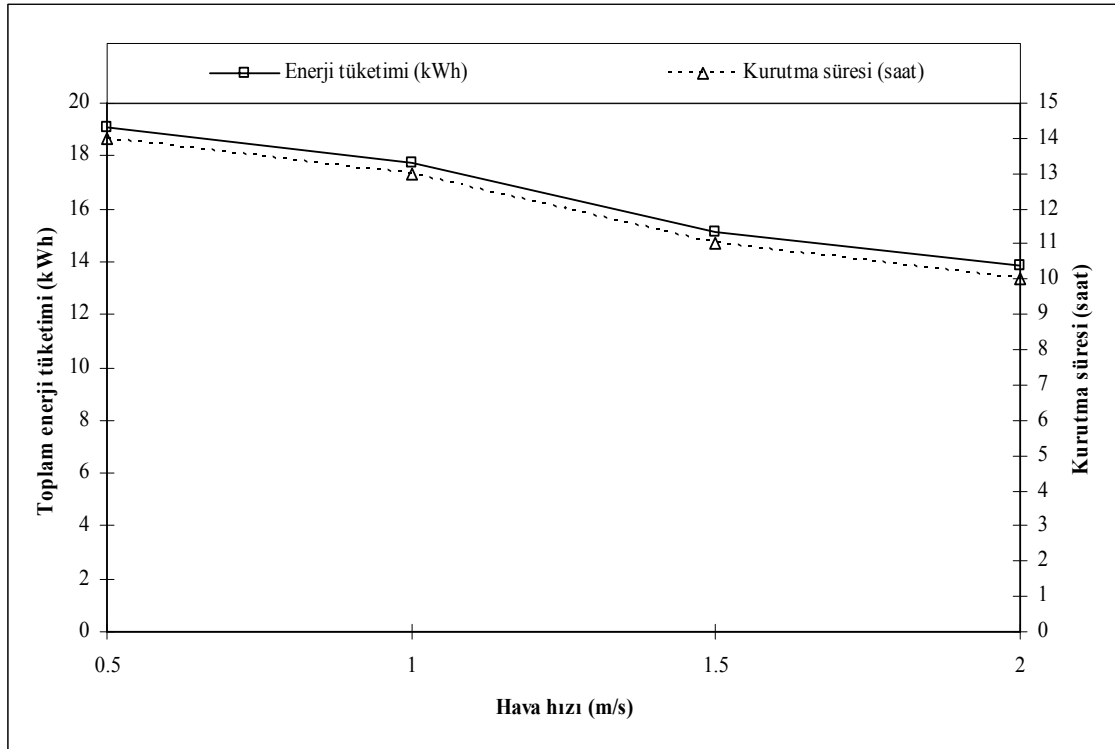
Şekil 9.32 2 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma işlemi süresince elmalardaki su oranının kurutma zamanına göre değişimi.

Şekil 9.33'de elmaların kurutulması sırasında kurutma sistemindeki toplam enerji tüketimi (ısı pompası kompresörü, toprak hattı ve fan-coil hattı sirkülasyon pompaları ve kurutma kabinindeki fanların enerji tüketimi) ile elmalardan buharlaşan su miktarının değişimi verilmiştir.



Şekil 9.33 Kurutma işlemi süresince transfer edilen kütle miktarının harcanan toplam enerjiye göre değişimi.

Kurutma işlemi süresince, elmalardan 163.634 gram su buharlaştığı ve toplam 13.24 kWh enerji tüketildiği Şekil 9.33' den görülmektedir.



Şekil 9.34 Farklı hızlarda gerçekleştirilen kurutma işlemlerinde kurutma süresi ve toplam enerji tüketiminin kurutma havası hızına göre değişimi.

Şekil 9.34' de elma kurutma işleminde, farklı hava hızlarındaki kurutma süresi ile enerji tüketimi değerlerinin değişimi verilmiştir. Burada kurutma havasının hızındaki artışa bağlı olarak kurutma süresi ve enerji tüketiminin azaldığı görülmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde, kurutma havası hızının artırılmasıyla ürünlerin daha kısa sürelerde daha az enerji tüketilerek kurutulabileceği görülmüştür. Örneğin, hava hızının 0.5 m/s' den 1 m/s' ye çıkarılması halinde %6.9 oranında, hızın 1m/s' den 1.5 m/s' ye çıkarılması halinde %14.66 oranında, hızın 1.5 m/s' den 2 m/s' ye çıkarılması halinde %12.5 oranında ve hızın 0.5 m/s' den 2 m/s' ye çıkarılması halinde %30.5 oranında enerji tasarrufu sağlandığı görülmektedir. Hızın artmasıyla kurutma süresinin de azaldığı ve bu azalmanın da enerji tüketimine benzer oranlarda olduğu Şekil 9.34' den görülmektedir.

9.6. Gıda kurutma işleminde ısı transferi ile kütle transferi arasındaki ilişki

Kurutmanın farklı hava hızlarında yapılması durumunda gerçekleştirilen kurutma süresi ile enerji tüketim değerleri için veri oluşturulması amacıyla, kurutma işlemlerindeki kütle transferi ile ısı transferi arasındaki benzeşimden yararlanılabilir. Çünkü, ısı transferinin oluşum koşulları yani hava hızına bağlı akış karakteristiği (laminer ya da türbülanslı akış) belirlendiğinde, ısı transferi yapılan yüzey üzerindeki havanın hidrodinamik sınır tabakadaki hız dağılımı ile kütle transferindeki hız dağılımı birbirlerine benzerdir. Diğer taraftan taşınım ile ısı transferinde ısı geçişi, sıcaklık farklarına bağlı olarak gerçekleşirken, kütle transferi ise su buharı konsantrasyon farkına göre gerçekleşmektedir. O halde bu irdelemeye göre, ısı transferi karakteristik denklemini bilindiğinde, bu karakteristik denklemden yararlanarak kütle transferi denklemine geçilebilir ve kütle transferi miktarı hesaplanabilir. Aşağıda benzerlik için gerekli irdelemeler yapılmıştır.

Kurutma işlemlerinde ısı transferi ile kütle transferi arasında benzeşim için aşağıdaki yaklaşım ele alınabilir. Benzeşim kuralını deneysel sonuçlara uygulayabilmemiz için, kütle transferine ilişkin literatürde verilen korelasyonlardan da yararlanılabilir.

9.6.1. Kütle geçiş katsayısının tespiti

Islak bir üründen buharlaşan kütle miktarı,

$$\dot{m}_b = \alpha_d \cdot A \cdot (\zeta_i - \zeta_\infty) = \alpha_d \cdot \rho \cdot A \cdot (w_i - w_\infty) \quad (9.7)$$

den bulunur. Burada,

$$\zeta_i = \frac{P_{b,i}}{R_b T_f} \quad (9.8)$$

$$\zeta_\infty = \frac{P_{b,\infty}}{R_b T_f} \quad (9.9)$$

ile tanımlı olup, burada;

ζ_i : Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havada film tabakasındaki su buharının derişikliği (kg/m^3)

ζ_∞ : Kurutma havasındaki su buharının derişikliği (kg/m^3)

w_i : Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havanın özgül nemi (kgsu/kg hava)

w_∞ : Kurutma havasının özgül nemi (kgsu/kg hava)

$P_{b,i}$: Kurutulan ürün üzerindeki doymuş havada mevcut su buharının kısmi basıncı (kPa)

$P_{b,\infty}$: Kurutma havasındaki su buharının kısmi basıncı (kPa)

α_d : Kütle geçiş katsayısı (m/h)

R_b : Kurutma havasındaki subuharı sabiti ($\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$)

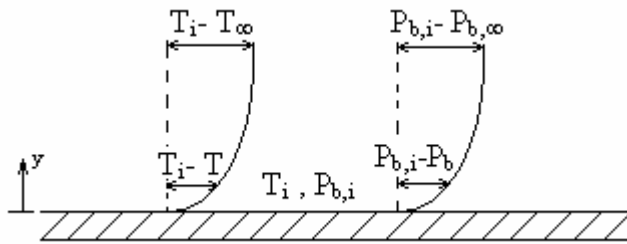
A: Kütle transferi yapılan ürünün yüzey alanı (m^2)

T_f : Film sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

olmaktadır. Denklemler (9.8) ve (9.9)'daki ζ_i ve ζ_∞ değerleri denklem 9.7'de yerine yazılırsa;

$$\frac{\dot{m}_b}{A} = \alpha_d \cdot \frac{P_{b,i} - P_{b,\infty}}{R_b T_f} \quad (9.10)$$

olur.



Şekil 9.35 Laminer akışta sınır tabaka içindeki sıcaklık ve su buharının kısmi basınçlarının değişimi.

Şekil 9.35'de gösterilen sınır tabakada, kurutma havası ile kurutulacak yüzey arasındaki ısı, iletimle geçmektedir. Bunun için,

$$\frac{Q}{A} = -k \cdot \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} \quad (9.11)$$

olup, yüzeye iletimle olan ısı transferi yüzeyden taşınım ile olan ısı transferine eşittir şeklindeki sınır koşulundan, Newton'un soğuma kanununa göre;

$$\frac{Q}{A} = -k \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} = \alpha(T_i - T_\infty) \quad (9.12)$$

yazılır. Burada;

k: Isı iletim katsayısı (W/m°C)

α : Isı taşınım katsayısıdır (W/m²°C).

Isı transferine benzer ifade kütle geçişi için de yazılabilir. Kurutulacak maddenin yüzeyinden serbest akışa (kurutma havasına) geçen su buharı miktarı su-hava ara yüzeyinde yayılım ile gerçekleşmektedir. Ficks' in difüzyon kanununa göre bunun değeri de, D, kütle difüzyon katsayısı (kg/m²h) olmak üzere,

$$\dot{m}_b = -D.A. \frac{d\zeta}{dy} \Big|_{y=0} \quad (9.13)$$

olup, bu ifade taşınım ile kütle geçişi sınır koşulu altında yazılıp düzenlendiğinde, buharlaşan su miktarı için,

$$\dot{m}_b = \frac{\alpha_d A}{R_b T} (P_{b,i} - P_{b,\infty}) \quad (9.14)$$

ifadesi yazılabilir. Bu irdemeyi akış karakteristikleri içerisinde inceleyebilmek için laminer sınır tabakada ısı ve kütle geçişine ilişkin incelemenin yapılması yerinde olacaktır.

9.6.2. Laminer sınır tabakada ısı ve kütle geçişi

9.6.2.1. Süreklilik denklemi

Sınır tabaka içinde hacimsel elemana giren ve çıkan kütleler için \vec{c} , mutlak hız olmak üzere,

$$\vec{c} = u\vec{x} + v\vec{y} + w\vec{z} \quad (9.15)$$

olarak ifade edildiğinde, kütle korunumu kanununa göre, iki boyutlu akış için, süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (9.16)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;

u: \bar{c} , mutlak hızın x eksen yönündeki bileşeni

v: \bar{c} , mutlak hızın y eksen yönündeki bileşeni

w: \bar{c} , mutlak hızın z eksen yönündeki bileşenidir.

9.6.2.2. Momentum denklemi

Sınır tabakada ele alınan hacimsel elemanda momentum korunumu yazıldığında, iki boyutlu akış için,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (9.17)$$

yazılabilir. Burada;

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (9.18)$$

ν : kinematik viskozite (m^2/s)

μ : dinamik viskozite ($kg/m.s$)

ρ : yoğunluk (kg/m^3)

dur.

9.6.2.3. Termik sınır tabaka

Ele alınan sınır tabaka içinde seçilen diferansiyel elemana giren ve çıkan enerjilerin dengesi yazıldığında, bu hacimsel elemanda ısı üretimi olmadığı da ele alınır ve ayrıca ikinci mertebeden diferansiyel ifadeler ihmal edilirse enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (9.19)$$

olur. Denklemdaki a değeri, birimi m²/s olarak termal yayılım katsayısıdır ve

$$a = \frac{k}{\rho c} \quad (9.20)$$

eşitliği ile ifade edilir. Burada,

k: ısı iletim katsayısı (W/m°C)

c: özgül ısınma ısısı (kJ/kg°C)

dır.

9.6.2.4. Mutlak nem (derişiklik, yoğunluk) sınır tabakası

Sınır tabaka içinde ele alınan diferansiyel bir hacim elemanına giren ve çıkan kütlelerin mutlak nem (yoğunluk) farkına göre olan ifadesi yazılır, bunun hız ve difüzyonla ilişkili olduğu dikkate alınır, mutlak nem (derişiklik, yoğunluk) sınır tabakası için de,

$$u \frac{\partial \zeta}{\partial x} + v \frac{\partial \zeta}{\partial y} = D \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \quad (9.21)$$

bağıntısı yazılabilir. Burada D, kütle difüzyon katsayısıdır (kg/m²h). Burada sıcaklık sabit alındığında, mutlak nem ζ (yoğunluk) de,

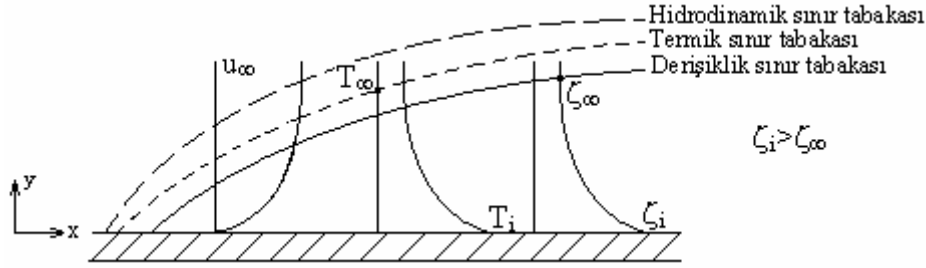
$$\zeta = \frac{m_b}{V} = \frac{P_b}{R_b T_f} \quad (9.22)$$

eşitliği ile yazılabilir ve bunun denklem 9.22'deki değeri, 9.21 denkleminde mutlak nem yerine kısmi basınçlar yazılabilir. Yani,

$$u \frac{\partial P_b}{\partial x} + v \frac{\partial P_b}{\partial y} = D \frac{\partial^2 P_b}{\partial y^2} \quad (9.23)$$

olur.

Yukarıda incelenen hidrodinamik, termik ve mutlak nem sınır tabakaları aşağıda şematik olarak Şekil 9.36'da gösterilmiştir.



Şekil 9.36 Kurutma havası ile kurutulacak yüzey arasındaki sınır tabakaları.

Sınır tabakaları için elde edilen denklemler (Denklem 9.17, Denklem 9.19 ve Denklem 9.21) bir arada düşünülürse,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (\mathbf{a})$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (\mathbf{b})$$

$$u \frac{\partial \zeta}{\partial x} + v \frac{\partial \zeta}{\partial y} = D \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \quad (\mathbf{c})$$

ve bu durumda sınır şartları ise,

$$y = 0 \text{ da; } u = 0, T = T_i, \zeta = \zeta_i$$

$$y = \infty \text{ da; } u = u_\infty, T = T_\infty, \zeta = \zeta_\infty$$

olur. Bu üç denklemdeki büyüklükler boyutsuz hale getirilir ve (*) ile gösterilirse;

$$u^* = \frac{u}{u_\infty} \quad (9.24)$$

$$y^* = \frac{y}{L} \quad (9.25)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (9.26)$$

olur. Burada L, karakteristik uzunluktur. Boyutsuz ifadeler diferansiyel denklemlerde yerine konursa,

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (9.27)$$

$$u^* \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \theta^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}_L \cdot \text{Pr}} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial y^{*2}} \quad (9.28)$$

$$u^* \frac{\partial \zeta^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \zeta^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}_L \cdot \text{Sc}} \frac{\partial^2 \zeta^*}{\partial y^{*2}} \quad (9.29)$$

olur. Burada,

$$\theta^* = \frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} \quad \text{ve} \quad \zeta^* = \frac{\zeta - \zeta_i}{\zeta_\infty - \zeta_i}$$

olmaktadır. Bu durumda sınır şartları yeniden düzenlenirse,

$$y = 0 \text{ da; } u^* = 0, \theta^* = 0, \zeta^* = 0$$

$$y = \infty \text{ da; } u^* = u_\infty, \theta^* = 1, \zeta^* = 1 \text{ olur.}$$

Burada Re ; Reynold sayısı, Pr ; Prandtl sayısı ve Sc ; Schmidt sayısını ifade etmekte olup, bu değerler,

$$\text{Re}_L = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (9.30)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (9.31)$$

$$\text{Sc} = \frac{\nu}{D} \quad (9.32)$$

eşitlikleri ile tanımlıdır.

Belirtilen sınır şartları altında bu diferansiyel denklemlerin çözümü Blasius tarafından yapılmıştır. Denklemlere bakıldığında,

$$u^* = f(\text{Re}_L), \theta^* = f(\text{Re}_L \times \text{Pr}), \zeta^* = f(\text{Re}_L \times \text{Sc})$$

$$q = -k \frac{dT}{dy} = \alpha (T_i - T_\infty) \quad \text{idi. Buradan,}$$

$$\alpha = -k \frac{\partial T / \partial y}{(T_i - T_\infty)} \quad (9.33)$$

bulunur.

$$\theta^* = \frac{(T - T_i)}{(T_\infty - T_i)} \quad \text{ve} \quad y^* = \frac{y}{L} \quad \text{olduğundan,}$$

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial y^*} = \frac{L}{T_\infty - T} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_i = - \frac{L}{T - T_\infty} \Big|_i = - \frac{L}{T - T_\infty} \frac{\alpha(T - T_\infty)}{-k} \quad (9.34)$$

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial y^*} = \frac{\alpha L}{k} = Nu \quad (9.35)$$

Burada Nu, Nusselt sayısıdır. Benzer işlem konsantrasyon için yapılırsa,

$$\frac{\partial \zeta^*}{\partial y^*} = \frac{\alpha_d L}{D} = Sh \quad (9.36)$$

olur. Sh, boyutsuz Sherwood sayısıdır. Bunlar özetlenirse,

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial y^*} = Nu = f(Re, Pr)$$

$$\frac{\partial \zeta^*}{\partial y^*} = Sh = f(Re, Sc)$$

olup, bu iki fonksiyonun yani ısı taşınımı ile kütle taşınımı bağıntılarının da aynı karakterde olduğu görülmektedir. Bu irdelemeye göre,

1. Eğer olaya ait ısı geçiş denklemi biliniyorsa bu denklemden hareket edilerek, kütle geçişine ait denklem bulunabilir. Bu denklemde, Nu yerine Sh ve Pr yerine Sc sayısı yazılır.

$$Sh = \frac{\alpha_d \cdot L}{D} \quad \text{idi. Buradan } \alpha_d \text{ bulunur.}$$

2. $m_b = \alpha_d A (\zeta_i - \zeta_\infty)$ denkleminde ise buharlaşan miktar bulunur.

Burada temel amaç, yapılan deneysel sonuçlardan yararlanarak ele alınmayan ancak, pratikte kullanılabilir farklı hava hızlarında, buharlaştırılabilir su buharı kütlesini belirleyebilmektir. Bu maksatla deneysel verilerden yola çıkılarak literatürde verilen ilgili denklemin, deneysel verilere uygunluğu incelenmiştir. Bu korelasyonun ortaya konmasından sonra, deneylerin yapılmadığı farklı hızlardaki buharlaşma miktarlarının ne olabileceğinin belirlenmesi mümkün olabilecektir.

9.7. Isı transferi ile kütle transferi arasındaki deneysel ilişki

Isı transferi ile kütle transferi arasındaki ilişkinin ortaya konmasındaki temel amaç, yapılan deneysel sonuçlardan yararlanarak ele alınmayan ancak, pratikte kullanılabilir farklı hava hızlarında, buharlaştırılabilir su buharı kütlesini belirleyebilmektir. Bu maksatla deneysel verilerden yola çıkılarak kütle transferine ilişkin literatürde verilen ilgili denklemin (9.37) deneysel bulgularımıza uygunluğu burada incelenmiştir.

Isı transferi ve kütle transferi arasındaki benzeşime bağlı olarak, literatürde kütle transferi için en çok önerilen denklemlerden biri 9.37 numaralı denklemdir (Yağcıoğlu, 1999).

$$Sh = \frac{\alpha_d \times d_h}{D_f} = 0.87 \times Re^{0.54} \times Sc^{0.33} \times Gu^{0.135} \quad (9.37)$$

Denklemden, Reynold sayısı (Re), Schmidt sayısı (Sc) ve Gukman sayısı (Gu) olup aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmektedir.

$$Re = \frac{u_\infty \times d_h}{\nu_f} \quad (9.38)$$

$$Sc = \frac{\nu_f}{D_f} \quad (9.39)$$

$$Gu = \frac{T_\infty - T_y}{T_\infty} \quad (9.40)$$

Burada,

u_{∞} : Kurutma havasının ortalama hız değeri (m/s)

D_f : Havanın film sıcaklığındaki difüzyon katsayısı (m^2/h)

d_h : Kurutulan ürün için hidrolik çap (m)

ν_f : Havanın film sıcaklığındaki kinematik viskozitesi (m^2/s)

T_{∞} : Kurutma havasının ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_y : Kurutulan ürünün yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)

olmaktadır.

İrdeleme:

Elmanın kurutulması, 0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s ve 2 m/s olmak üzere dört farklı hava hızı için yapılmıştır. Elde edilen bulgulara göre literatürde verilen,

$$Sh = 0.87 \times Re^{0.54} \times Sc^{0.33} \times Gu^{0.135}$$

bağıntısının deney koşullarındaki kurutma bulgularına uygunluğunu araştırmak için, örnek olarak 0.5 m/s hava hızındaki deneysel verileri ele alalım.

9.7.1. 0.5 m/s Hız İçin Örnek Hesaplamalar

Bu maksatla 0.5 m/s ortalama hızda kütle transferi verileri için gerekli, Re, Sh, Sc ve Gu boyutsuz sayıları hesaplanmalıdır.

Çalışmada kurutma anında, elmanın yüzey sıcaklığı, $T_y = 38.7^{\circ}C$ olarak ölçülmüştür. Deney koşullarında bu sıcaklıkta havadaki subuharının doyma basıncı: $P_d = 6.927$ kPa olarak Ek-2' den alınmıştır.

Elma-hava temas yüzeyindeki hava doymuş hava olarak alınabilir, bu durumda havanın bağıl nemi $\phi_i \approx 1$ (%100) olur. Bağıl nem denklem 6.14 ile ifade edilir.

$$\phi = \frac{P_b}{P_d} \quad (9.41)$$

Denklemden,

P_b : Havadaki su buharının kısmi basıncı (kPa)

P_d : Havadaki su buharının doyma basıncını (kPa)

ifade etmektedir.

$$P_{atm} = P_b + P_h \quad (9.42)$$

Burada,

P_h , hava basıncıdır (kPa).

Atmosfer basıncı ise $P_{atm} = 100$ kPa olarak alınmıştır.

9.41 ve 9.42 numaralı denklemlerden P_b ve P_h hesaplanarak denklem 9.43'de yerine yazılırsa, ürün-hava yüzeyindeki subuharının özgül nem değeri (w_y),

$$w = 0.622 \times \frac{P_b}{P_h} \quad (9.43)$$

den

$w_y = 0.0463$ kg su/kg hava değeri bulunur.

Kurutma deneyi sırasında, kurutma havasının sıcaklığı (T_∞) ve bağıl nem değerleri (ϕ_∞) ölçülmüş ve sırasıyla, 44.06 °C ve %18.3 değerleri bulunmuştur. Denklem 9.43'den kurutma havasının özgül nemi de, $w_\infty = 0.0106$ kg su/kg hava olarak bulunur.

Kurutma havasının yoğunluğu ise,

$$\rho = \frac{3.484 \times P_{atm} - 1.318 \times \phi \times P_d}{T_\infty} \quad (9.44)$$

denklemini ile bulunur. Burada, ϕ , havanın bağıl nemini ifade etmektedir. Denklem 9.44'den havanın yoğunluk değeri,

$\rho = 1.0919$ kg/m³ olarak hesaplanmıştır.

Diğer taraftan deneylerde kurutulmuş elmanın bir diliminin alanı $A=0.0011 \text{ m}^2$ olarak bulunmuştur. Buna göre, kurutma işlemi süresince kurutulmuş üründen buharlaşan su miktarı,

$$\dot{m}_b = \alpha_d \cdot \rho \cdot A \cdot (w_i - w_\infty) \quad (9.45)$$

denklemleri ile hesaplanır. 0.5 m/s hava hızında yapılan deneyde toplam 7 dilim elma kurutulmuştur. Birim dilim elma başına olan toplam buharlaşan kütle için toplam buharlaşma miktarının kurutma süresine ve dilim sayısına bölünerek, bir dilim elmadan bir saatte buharlaşan kütle miktarı bulunur. Kurumanın etkin olduğu kurutma süresine göre bir dilim elmadan saatte buharlaşan su miktarı;

$$\dot{m}_b = \frac{0.138068}{12 \times 7} = 0.00164 \text{ kg/h}$$

olarak tespit edilmiştir.

Buharlaşan kütleyi denklem 9.45'de yerine yazarsak, kütle geçiş katsayısı, $0.00164 = \alpha_d \times 1.0919 \times 0.0011 \times (0.0463 - 0.0106)$ eşitliğinden,

$(\alpha_d)_{\text{deneysel}} = 38.25 \text{ m/h}$ olarak bulunur.

Her bir elma dilimi için hidrolik çap denklem 9.46 ile,

$$d_h = \frac{4 \times A}{\sum \zeta} \quad (9.46)$$

ile tanımlı olduğundan,

$$d_h = 0.026 \text{ m}$$

olarak bulunur.

Kurutma havasının kurutma kabindeki ortalama hızı Bölüm 4.4.4.2'de açıklandığı gibi belirlenmiştir. Bu yöntemle belirlenen hız değeri $u_\infty = 0.5 \text{ m/s}$ olarak bulunmuştur. Kütle transferi bağıntısında (Denklem 9.10) kullanılan film sıcaklığı ise,

$$T_f = \frac{T_\infty + T_y}{2} \quad (9.47)$$

olup, buradan $T_f = 41.38 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur. Ek-3' den bu film sıcaklığındaki havanın kinematik viskozitesi; $\nu_f = 17.34 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ olarak alınmıştır.

Havadaki su buharı için difüzyon katsayısı ise (Koptuyug 1994);

$$D = 0.216 \times (T/273)^{1.8} \quad (9.48)$$

olarak verildiğinden bu eşitlikten,

$$D_f = 0.2784 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.1002 \text{ m}^2/\text{h} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Böylece, deneysel veriler için Sherwood sayısı denklem 9.37'den,

$$\text{Sh} = \frac{\alpha_d \times d_h}{D_f} \text{ eşitliği ile hesaplanır. Değerler yerine yazılırsa,}$$

$$(\text{Sh})_{\text{deneysel}} = \frac{38.25 \times 0.026}{0.1002} = 9.925 \text{ olarak bulunur.}$$

Bu deneysel bulgunun, literatürde verilen bağıntıyla (denklem 9.37) uyumunu görebilmek için, ilgili bağıntıdaki Re , Sc ve Gu sayılarının da deneysel çalışma koşullarındaki değerleri hesaplanmalıdır.

Reynold sayısı 9.38 numaralı eşitlikten,

$$Re = \frac{u_\infty \times d_h}{\nu_f} \text{ olduğundan, burada bilinenler yerine konduğunda,}$$

$$Re = \frac{0.5 \times 0.026}{17.34 \times 10^{-6}} = 749.71 \text{ olarak bulunur.}$$

Schmidt sayısı ise denklem 9.39'dan,

$$Sc = \frac{\nu_f}{D_f} \text{ ile tanımlı olduğundan deney koşullarındaki değeri,}$$

$$Sc = 0.62361 \text{ olarak bulunur.}$$

Gukman sayısı ise 9.40 numaralı denklemden,

$$Gu = \frac{T_{\infty} - T_y}{T_{\infty}} \text{ olduğundan, deney koşulları için değeri,}$$

$Gu = 0.01691$ olarak bulunur.

Bulunan değerler ilgili bağıntıda yerine konduğunda, literatürde (deney koşullarında), kullanılması önerilen teorik denklemle elde edilebilecek Sherwood sayısı da bulunur. Denklem 9.37'den;

$$Sh = 0.87 \times Re^{0.54} \times Sc^{0.33} \times Gu^{0.135}$$

$$Sh = 0.87 \times 749.71^{0.54} \times 0.62361^{0.33} \times 0.01691^{0.135}$$

$Sh = 15.313$ olarak bulunmuştur.

Sh sayısı değerleri 0.5 m/s hava hızı için yapılabenzer şekilde deneylerdeki diğer hava hızları için de yapılmış, deney koşullarında deneysel olarak elde edilen bulgular Tablo 9.1'de ve deney koşullarında teorik olarak önerilen bağıntıyla elde edilen bulgular ise Tablo 9.2'de verilmiştir.

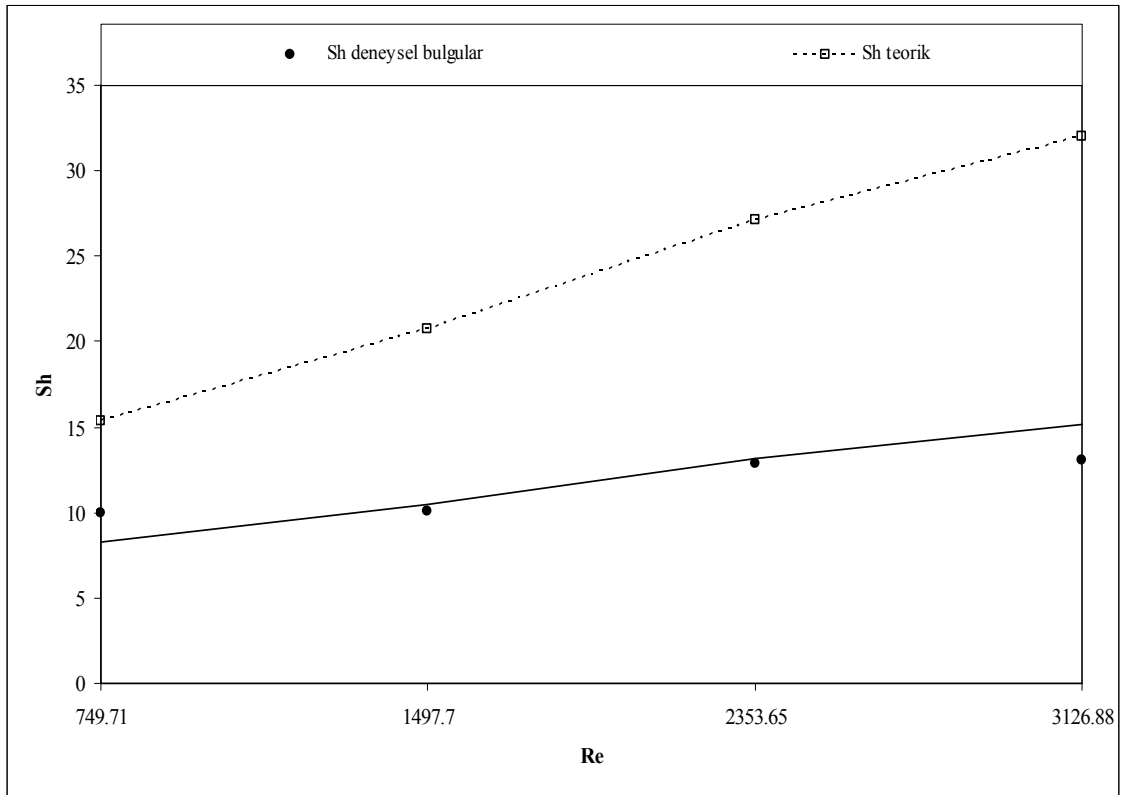
Tablo 9.1 Farklı hava hızları için deneysel verilerden elde edilen değerler.

Hava hızı v (m/s)	Kurutma havası sıcaklığı T_{∞} (°C)	Elmanın yüzey sıcaklığı T_y (°C)	Film sıcaklığı T_f (°C)	Reynold sayısı Re	Schmidt Sayısı Sc	Gukman sayısı Gu	Sherwood sayısı $Sh_{\text{deneysel bulgular}}$
0.5	44.06	38.7	41.38	749.71	0.62361	0.01691	9.925
1	43.3	40.1	41.7	1497.7	0.62309	0.01012	10.079
1.5	45.1	40.7	42.9	2353.65	0.59061	0.01383	12.827
2	45.5	40.7	43.1	3126.88	0.59222	0.01507	13.106

Tablo 9.2 Farklı hava hızları için literatürde verilen korelasyona göre (Denklem 9.37) (deney koşullarında) hesaplanan teorik Sherwood değerleri.

Hava hızı v (m/s)	Kurutma havası sıcaklığı T_{∞} (°C)	Elmanın yüzey sıcaklığı T_s (°C)	Film sıcaklığı T_f (°C)	Reynold sayısı Re	Schmidt Sayısı Sc	Gukman sayısı Gu	Sherwood sayısı Sh_{teorik}
0.5	44.06	38.7	41.38	749.71	0.62361	0.01691	15.313
1	43.3	40.1	41.7	1497.7	0.62309	0.01012	20.755
1.5	45.1	40.7	42.9	2353.65	0.59061	0.01383	27.152
2	45.5	40.7	43.1	3126.88	0.59222	0.01507	32.051

Bu değerler grafiksel olarak bir arada çizildiğinde deneysel ve teorik değerlerin birbirlerine göre farklı Re sayılarındaki konumları Şekil 6.55’de gösterilmiştir.



Şekil 9.37 Farklı hava hızlarındaki (0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s ve 2 m/s) Reynold sayıları ile Sherwood sayılarının değişimi.

Deneysel değerlere ait, literatürdekine benzer, korelasyon arandığında Şekil 9.37’den bu bağıntının, çoklu korelasyon tekniği ile,

$$Sh = 0.87 \times Re^{0.447} \times Sc^{0.33} \times Gu^{0.135}$$

şeklinde olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca göre deneysel bulgulara ait Sh korelasyonunun teorik (9.37) korelasyona göre sadece Re boyutsuz üs katsayısının teorik denklemdeki 0.54 yerine 0.447 olması gerektiği tespit edilmiştir.

9.8. Farklı Kurutma Havası Hızlarında Gerçekleştirilen Kurutma İşlemi İçin Yapılan Hesaplamalar

Kurutma deneyleri elma için dört farklı hava hızında (0.5 m/s, 1 m/s, 1.5 m/s ve 2m/s) gerçekleştirilmiştir. Burada örnek olarak, 0.5 m/s kurutma havası hızında gerçekleştirilen elma kurutma deneyi için yapılan hesaplamalar verilmiştir. Diğer hızlarda da benzer hesaplamalar yapılmış ve elde edilen değerler Tablo 9.3'de verilmiştir.

Kurutma kabinine giren ve kurutma kabininden çıkan hava sıcaklığı sırasıyla $T_1=44.5$ °C ve $T_2=43.8$ °C olarak ölçülmüştür. Bu sıcaklıklara karşılık gelen doyma basıncı değerleri;

$$T_1 = 44.5 \text{ °C için } P_d = 9.35225 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 43.8 \text{ °C için } P_d = 9.0187 \text{ kPa}$$

olarak Ek-2'den bulunmuştur.

Kurutma havasının, kabin giriş ve çıkışındaki bağıl nem değerleri ise, $\varphi_1=0.17$ ve $\varphi_2=0.18$ olarak ölçülmüştür. Bağıl nem için (9.41) nolu eşitlikten,

$$\text{yani } \varphi = \frac{P_b}{P_d}$$

eşitliğinden buhar basıncı hesaplanır.

Kurutma kabini girişindeki havanın subuharı basıncı;

$$\varphi_1=0.17=\frac{P_b}{9.35225} \quad \text{eşitliğinden,}$$

$P_b = 1.589883$ kPa olarak hesaplanır.

$$P_{\text{atm}} = P_b + P_h \text{ olup,}$$

$P_{\text{atm}} = 100$ kPa olarak alınabileceğinden, kurutma havasının bu koşullardaki basıncı;

$$P_h = 100 - 1.589883 = 98.41012 \text{ kPa}$$

olarak bulunur.

Kurutma kabini girişindeki havanın özgül nem değeri denklem 6.16'dan; bilinen değerler yerine yazıldığında,

$$w_1 = 0.622 \times \frac{P_b}{P_h}$$

$$w_1 = 0.010049 \text{ kgsubuharı/kgkuru hava}$$

olarak bulunur. Kurutma kabini çıkışındaki havanın özgül nem değeri (w_2) de aynı yöntemle,

$$w_2 = 0.010264 \text{ kgsubuharı/kgkuru hava olarak bulunur.}$$

Kurutulacak elmanın kurutma sonrası kütlesi, yaş esasa göre başlangıçta %82.9 olan su oranının, kurutma sonrasında %19 olması dikkate alınarak hesaplanırsa, denklem 9.3'den;

$$m_2 = \frac{(100 - m_{yb,1})}{(100 - m_{yb,2})} \times m_1 = \frac{(100 - 82.9)}{(100 - 19)} \times 1.435 = 0.303 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Kurutma işlemi sırasında elmalardan uzaklaştırılan toplam nem kütlesi, denklem 9.4'den;

$$m_{su} = m_1 - m_2 = 1.435 - 0.303 = 1.132 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Kurutma işlemi sırasında dolaştırılması gerekli kurutma havası miktarı ise, denklem 9.5'den;

$$m_h = \frac{m_{su}}{(w_1 - w_2)} = \frac{1.132}{(0.010264 - 0.010049)} = 5265 \text{ kgkuru hava}$$

olarak bulunur.

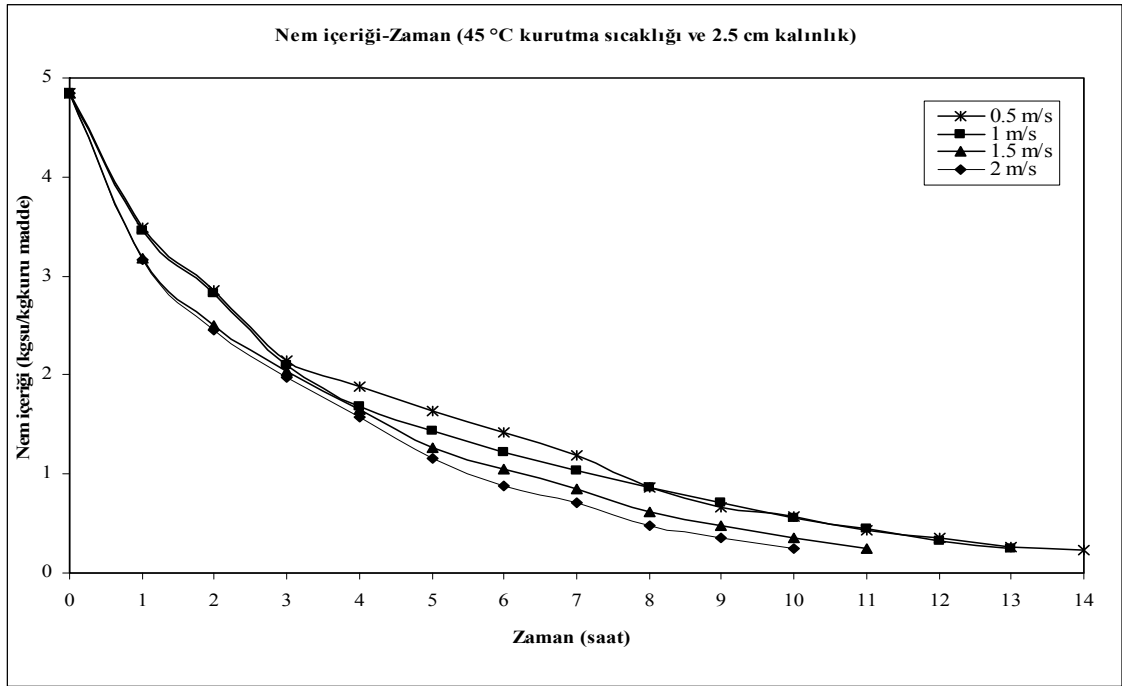
Diğer hava hızlarında gerçekleştirilen elma kurutma deneylerinde de veriler 0.5 m/s hava hızında yapılan deney için verilen örnekte olduğu gibi hesaplanmış ve Tablo 9.3'de verilmiştir.

Tablo 9.3 Farklı hava hızlarındaki kurutma deneylerinde ölçülen ve hesaplanan değerler.

Deney no	V (m/s)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	φ ₁	φ ₂	w ₁ (kgsu/ kghava)	w ₂ (kgsu/ kghava)	m ₁ (kg)	m ₂ (kg)	m _{su} (kg)	m _{hava} (kg)
1	0.5	44.5	43.8	0.17	0.18	0.010049	0.010264	1.435	0.303	1.132	5265
2	1	44.5	43.9	0.16	0.17	0.009449	0.009735	1.624	0.343	1.281	4479
3	1.5	44.7	44	0.15	0.16	0.008942	0.009201	1.434	0.303	1.131	4367
4	2	45.2	44.6	0.14	0.15	0.008558	0.008896	1.372	0.289	1.083	3204

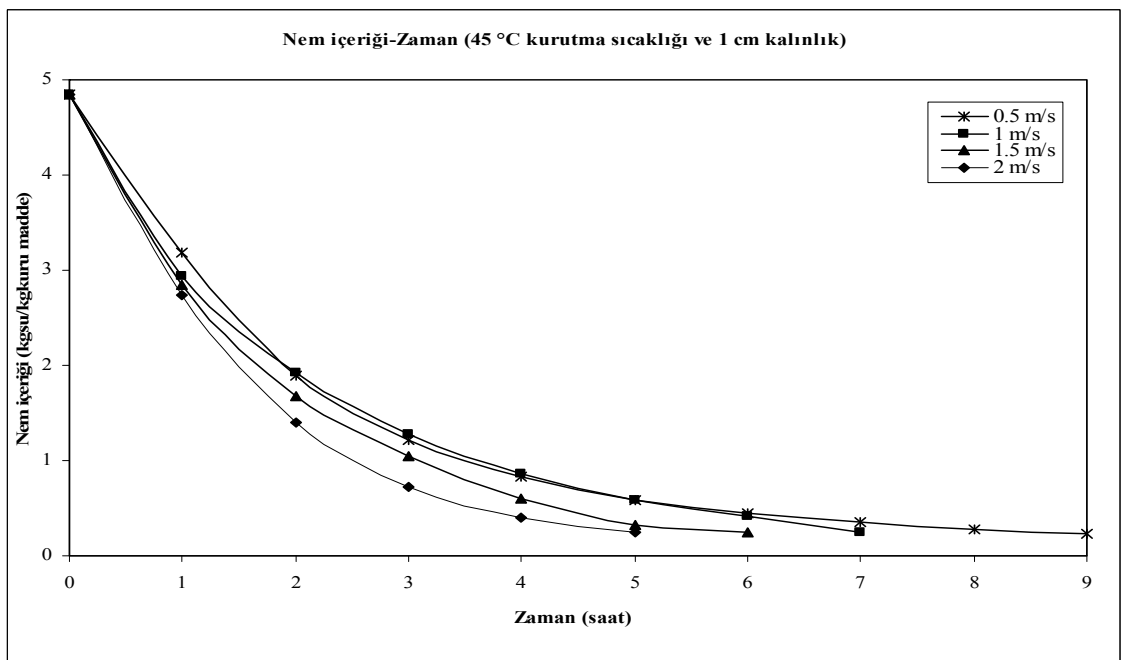
9.9. Kurutma Hava Hızının Kurutma Sürecine Etkisi

Kurutma deneyleri, 2.5 cm ve 1 cm kalınlığındaki elma dilimleri üzerinde, 45 °C kurutma havası sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Kurutma deneylerinde, hava hızının değiştirilmesi durumunda kurutma süresinin değişimi incelenmiştir. Bu amaçla dört farklı hava hızında (0.5, 1, 1.5 ve 2 m/s) kurutma deneyleri yapılmıştır. Şekil 9.38'de 2.5 cm kalınlığındaki elmaların farklı hava hızlarında kurutulması ile elde edilen nem içeriklerinin zamana göre değişimi verilmiştir.



Şekil 9.38 2.5 cm kalınlığındaki elmaların farklı hava hızlarında yapılan kurutma işlemlerindeki nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.38’de 45 °C kurutma havası sıcaklığında ve 2.5 cm kalınlıktaki elmaların kurutma işlemlerinde farklı hava hızlarının kurutma süresine etkisi görülmektedir. Kurutma havası hızı artarken nem içeriğinin ve kurutma süresinin azaldığı gözlenmiştir.

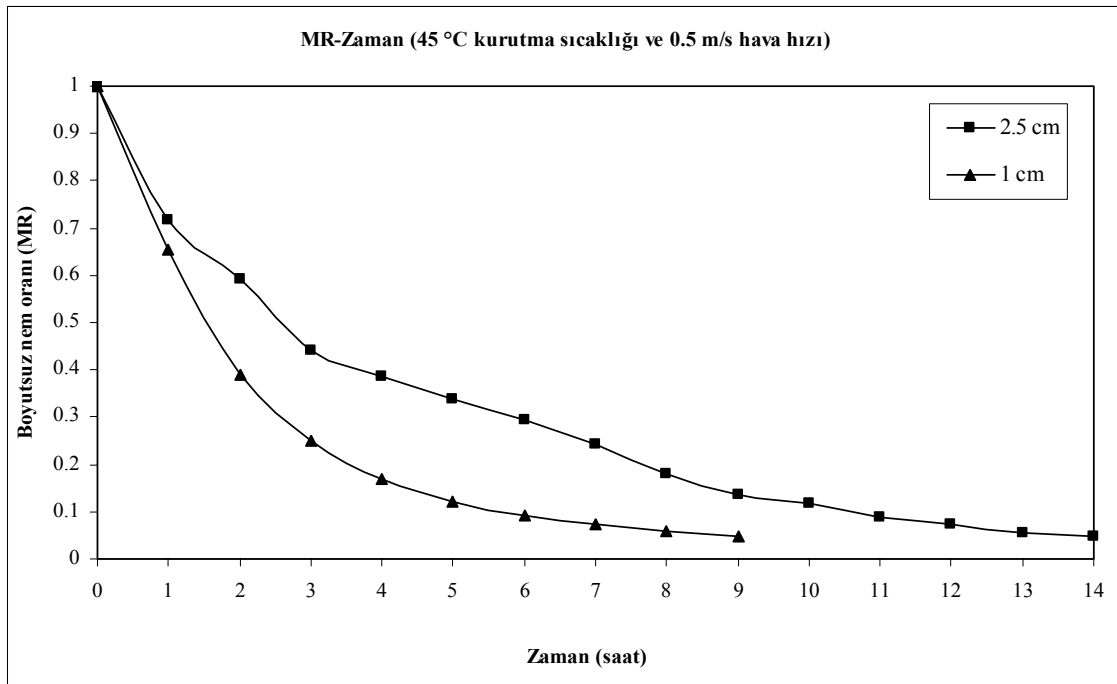


Şekil 9.39 1 cm kalınlığındaki elmaların farklı hava hızlarında yapılan kurutma işlemlerindeki nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.39’da 45 °C kurutma havası sıcaklığında ve 1 cm kalınlıktaki elmaların kurutma işlemlerinde farklı hava hızlarının kurutma süresine etkisi görülmektedir. Kurutma havası hızının artışıyla nem içeriğinin ve kurutma süresinin azaldığı gözlenmiştir.

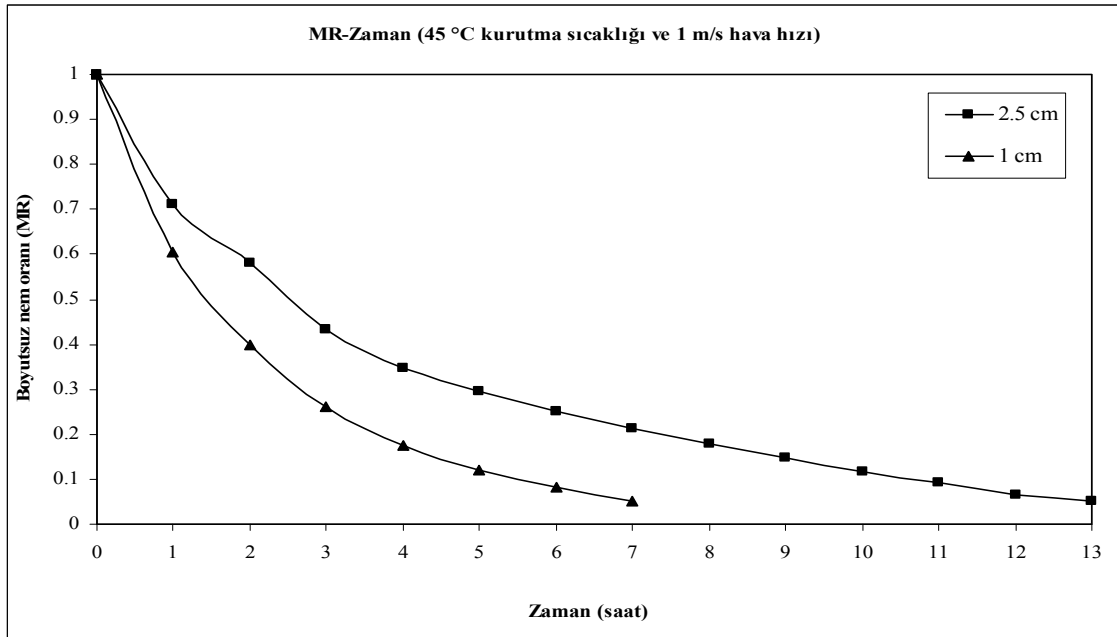
9.10. Ürün Kalınlığının Kurutma Sürecine Etkisi

Kurutma deneylerinde, ürün kalınlığının da kurutma süresine etkisini inceleyebilmek için elmalar 1 cm ve 2.5 cm kalınlığında dilimlenerek kurutulmuştur. Şekil 9.40, Şekil 9.41, Şekil 9.42 ve Şekil 9.43’ de sabit kurutma havası sıcaklığında ve hızında yapılan kurutma deneylerinde, ürün kalınlığının kurutma süresine etkisi görülmektedir.



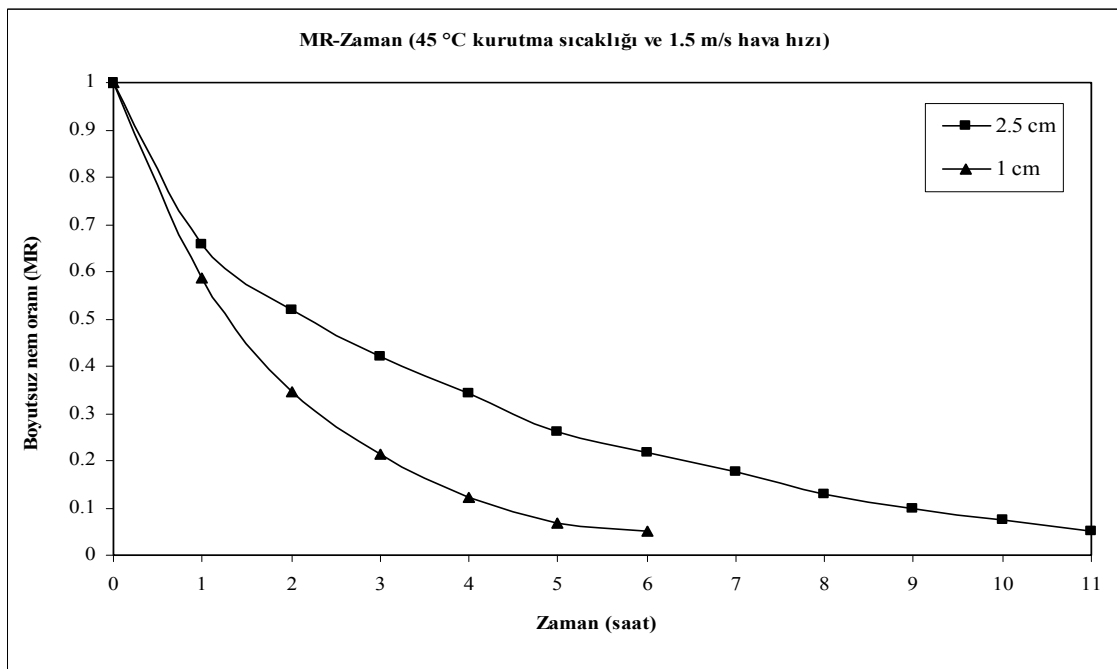
Şekil 9.40 0.5 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.40’da 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların 0.5 m/s hava hızında kurutulması sırasındaki nem içeriğinin zamana göre değişimi verilmiştir. 2.5 cm kalınlığındaki elmalar %19 su oranına 14 saatte ulaşırken, 1 cm kalınlığındaki elmalar aynı su oranına 9 saatte ulaşmıştır.



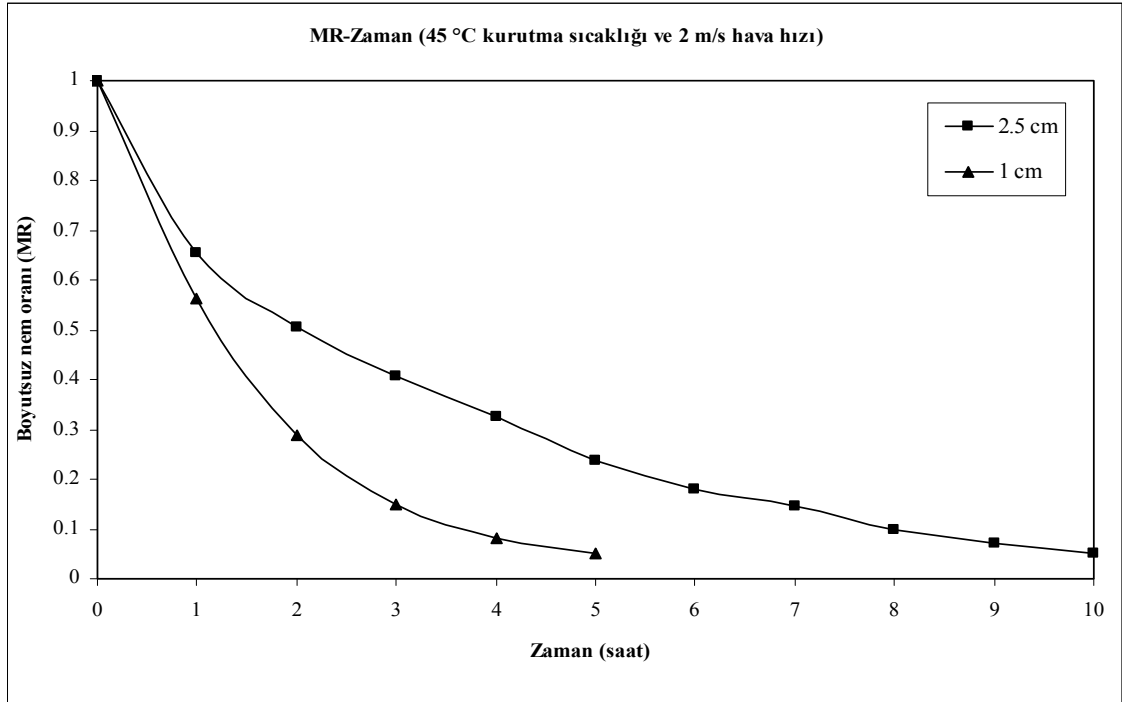
Şekil 9.41 1 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.41’de 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların 1 m/s hava hızında kurutulması sırasındaki nem içeriğinin zamana göre değişimi verilmiştir. 2.5 cm kalınlığındaki elmalar %19 su oranına 13 saatte ulaşmış, 1 cm kalınlığındaki elmalar ise aynı su oranına 7 saatte ulaşmıştır.



Şekil 9.42 1.5 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.42’de 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların 1.5 m/s hava hızında kurutma işlemi süresince, nem içeriğinin zamana göre değişimi verilmiştir. 2.5 cm kalınlığındaki elmalar %19 su oranına 11 saatte ulaşmış, 1 cm kalınlığındaki elmalar ise aynı su oranına 6 saatte ulaşmıştır.



Şekil 9.43 2 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriklerinin zamana göre değişimi.

Şekil 9.43’de 2 m/s hava hızında kurutulan 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriğinin zamana göre değişimi verilmiştir. 2.5 cm kalınlığındaki elmalar %19 su oranına 10 saatte ulaşmış, 1 cm kalınlığındaki elmalar ise aynı su oranına 5 saatte ulaşmıştır.

Şekil 9.40’dan 9.43’e kadar olan grafiklerde, sabit kurutma havası sıcaklığında ancak farklı hava hızlarında ve farklı ürün kalınlıklarında yapılan kurutma deneylerinde, hava hızının artmasıyla ve ürün kalınlığının azalmasıyla ürünün kuruma süresinin azaldığı görülmektedir.

9.11. Kurutma Modeli Oluşturulması

Kurutmanın matematiksel modellenmesi üzerine yapılmış birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmada, 45 °C kurutma havası sıcaklığında, farklı hava hızlarında kurutma deneyleri yapılmış ve bu deney sonuçlarından yararlanarak, hava hızına ve zamana bağlı olarak nem oranının önceden tahmin edilebilmesi için bir denklem geliştirilmeye çalışılmıştır.

Kurutma deneylerinden elde edilen veriler ile öncelikle boyutsuz nem oranı bulunur ve bu nem oranının zamana göre değişim eğrisi çıkarılır. Boyutsuz nem oranı;

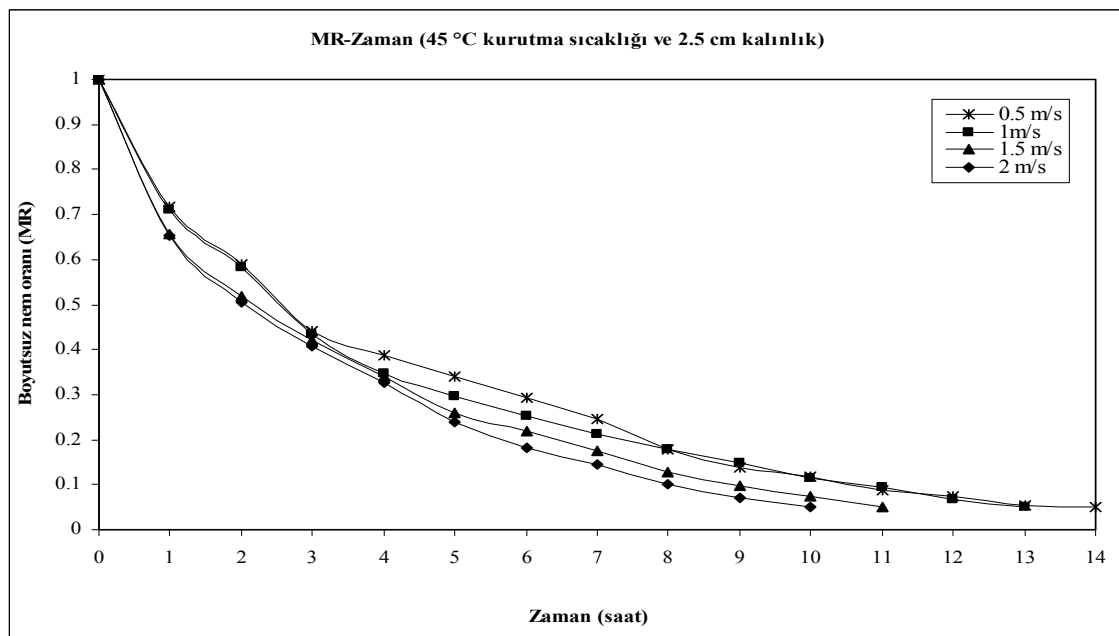
$$MR=M/M_0 \quad (9.49)$$

olarak ifade edilmektedir (Sacilik and Elicin 2006). Burada,

MR: Boyutsuz nem oranı

M: Herhangi bir anda ürünün kuru esasa göre nem oranı (kg su/kg kuru madde)

M₀: Başlangıçta ürünün kuru esasa göre nem oranı (kg su/kg kuru madde) olmaktadır.



Şekil 9.44 Farklı hava hızlarındaki kurutma deneylerinde ürünün nem oranının zamana göre değişimi.

Şekil 9.44'de 45 °C sıcaklıkta kurutulan 2.5 cm kalınlıktaki elmaların farklı hızlardaki kurutma işlemleri sırasında nem oranlarının zamana göre değişimi verilmiştir. Dört farklı hava hızı için yapılan bu kurutma deneylerinde, nem oranının zamana göre değişimini veren Şekil 9.44 için, deney sonuçlarına uygun denklemlerin, denklem 9.50, 9.51, 9.52 ve 9.53 olduğu tespit edilmiştir.

$$MR_{0,5}=1.1609\exp(-0.2115t) \quad (9.50)$$

$$MR_1=1.1138\exp(-0.2123t) \quad (9.51)$$

$$MR_{1,5}=1.1953\exp(-0.2533t) \quad (9.52)$$

$$MR_2=1.2722\exp(-0.2847t) \quad (9.53)$$

Bu tespitlere göre deneysel verilere ait nem oranı için en uygun denklem;

$$MR=a \exp(-bt) \quad (9.54)$$

şeklinde bulunmuştur. Burada t, zaman ve a ile b katsayıları ise hıza göre değiştiğinden, bu katsayıların hıza (v) bağlı fonksiyonlar oldukları ve bu fonksiyonların da;

$$a=-0.1776v^3+0.79v^2-0.9684v+1.4698 \quad (9.55)$$

$$b=0.0664v^3-0.2796v^2+0.3016v-0.3007 \quad (9.56)$$

şeklinde olduğu tespit edilmiştir.

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

10.1. Isıtma Dönemine Ait Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar

16.10.2007-21.04.2008 tarihleri arasında yapılan ısıtma periyodunda, güneş ışınımının 10-348 W/m² değerleri arasında, dış çevre sıcaklığının -3.6 °C ile 25 °C değerleri arasında, bağıl nemin %29-%92 değerleri arasında, rüzgar hızının 0.19-4.88 m/s değerleri arasında değiştiği yapılan ölçümlerle belirlenmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerin değişimine bakıldığında, güneş ışınım değerinin artışıyla birlikte dış hava sıcaklığının yükseldiği ve havanın bağıl neminin ise azaldığı görülmüştür. Ayrıca, 6 aylık ısıtma mevsimi süresince elde edilen verilere göre, ısı pompası ve sistemin performans katsayıları belirlenmiş ve değerlerinin sırasıyla (COP_{ısı pompası}) 2.5-4.5 ve (COP_{sistem}) 2.03-2.66 aralığında değiştiği görülmüştür. Bu performans katsayılarının güneş ışınımı değerinin artmasıyla birlikte artış gösterdiği tespit edilmiştir. Ayrıca, performans katsayılarının genel olarak rüzgar hızındaki artıştan olumsuz etkilendiği gözlenmiştir.

Ekserji analizi sonuçlarına göre, ısı pompasının ekserji verimi %74.61 ve sistemin ekserji verimi ise %72.62 olarak bulunmuştur.

10.2. Soğutma Dönemine Ait Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar

04.06.2008-16.09.2008 tarihleri arasında yapılan soğutma periyodunda, güneş ışınımının 137-393 W/m² değerleri arasında, dış çevre sıcaklığının 16.6-32.2 °C değerleri arasında, bağıl nemin %17-%52 değerleri arasında, rüzgar hızının 0.43-2.28

m/s değerleri arasında değiştiği yapılan ölçümlerle belirlenmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerin değişimine bakıldığında, güneş ışınım değerinin artışıyla birlikte dış hava sıcaklığının yükseldiği ve havanın bağıl neminin ise azaldığı görülmüştür. Elde edilen verilere göre, ısı pompası ve sistemin performans katsayıları belirlenmiş ve değerlerinin sırasıyla ($COP_{\text{ısı pompası}}$) 3.1-4.8 ve (COP_{sistem}) 2.1-3.1 aralığında değiştiği görülmüştür. Güneş ışınım değerinin artışıyla, performans katsayılarının azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, performans katsayılarının genel olarak rüzgar hızındaki artıştan olumlu bir şekilde etkilendiği de gözlenmiştir.

Ekserji analizi sonuçlarına göre, ısı pompasının ekserji verimi %78.37 ve sistemin ekserji verimi ise %76.08 olarak bulunmuştur.

10.3. Gıda Kurutma Uygulamasına İlişkin Sonuçlar

10.3.1. Farklı gıda ürünlerinin kurutulmasına ait yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar

Fakültemiz Gıda Mühendisliği Bölümü laboratuvarında gıda ürünlerinin (elma, patates, domates, biber) su içeriği belirlenmiştir. Daha sonra ise kurutma için ürünler ayıklanıp, gerekli ön işlemlerden geçirilerek kurutulmuştur. Kurutmada kullanılan havanın sıcaklığı, toprak destekli ısı pompasından sağlanan ısı ile 45 °C olarak ve hava hızı ise 2 m/s olarak sabit tutulmuştur.

Elma kurutma işleminde, 15 saatlik kurutma işlemi sonunda elmalardan toplam 217.9 gram suyun eksildiği, bu durumda başlangıçta elmaların %86.52 olan su oranının %18'e düştüğü ve bu süre içerisinde toplam 28.25 kWh enerji tüketildiği gözlenmiştir.

Patates kurutma işleminde, 15 saatlik süre sonunda patateslerdeki su oranının %85.61'den %15'e düştüğü ve bu sırada 215.4 gram su buharlaşırken toplam 28.6 kWh enerji tüketildiği görülmektedir.

Domates kurutma işleminde, 18 saatlik kurutma işlemi sonunda domateslerden toplam 204 gram su buharlaşmış olduğu ve domatesin su oranının %95.5' den %72.8'e düştüğü, ayrıca bu süre içinde toplam 32.26 kWh enerji tüketildiği görülmüştür. Domateste yavaş kurumanın nedeni; seçilen domatesin türünün sonradan uygun olmadığına anlaşılması ve muhtemelen kuruma hızının başlangıçta yüksek olması ve domates üzerinde kabuklaşma meydana gelmesi ile oluşan ısı ve kütle transferindeki dirençler nedeniyle olduğu şeklinde açıklanabilir. Bu durumda domates yüzeyinde oluşan kabuklaşma nedeni ile ısı geçişi engellenmekte ve domatesten uzaklaşması gereken su yeterince uzaklaştırılmamaktadır.

Biber kurutma işleminde ise, 18 saatlik kurutma işlemi sonunda biberlerden toplam 221.5 gram su buharlaştırılmış ve biberlerin başlangıçta %88.61 olan su oranı, kurutma sonunda %15'e düşmüş ve bu sırada toplam 30.2 kWh enerji tüketilmiştir.

10.3.2. Farklı hava hızlarında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar

Elmanın kurutulması işleminde, farklı kurutma havası hızları için kurutma süresi ile enerji tüketimi değerlerinin değişimi incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, kurutma havası hızındaki artışa bağlı olarak kurutma süresi ve enerji tüketiminin azaldığı görülmüştür. Gerçekleştirilen deneylerde, kurutma havası hızının artırılmasıyla ürünlerin daha kısa sürelerde daha az enerji tüketilerek kurutulabileceği görülmüştür. Örneğin, hava hızının 0.5 m/s' den 1 m/s' ye çıkarılması halinde %6.7 oranında, hızın 1m/s' den 1.5 m/s' ye çıkarılması halinde %14.66 oranında, hızın 1.5 m/s' den 2 m/s' ye çıkarılması halinde %8.7 oranında ve hızın 0.5 m/s' den 2 m/s' ye çıkarılması halinde %27.5 oranında enerji tasarrufu sağlandığı tespit edilmiştir. Hızın artmasıyla kurutma süresinin de azaldığı ve bu azalmanın da enerji tüketimine benzer oranlarda olduğu tespit edilmiştir.

10.3.3. Gıda kurutma işlemindeki ısı ve kütle transferi benzeşimine ait sonuçlar

Isı ve kütle transferi arasındaki ilişkiler incelenmiş ve deneysel bulgulara ait korelasyon ile literatürde verilen teorik denklemin yapısı irdelendiğinde, deneysel değerlerdeki Re sayısının üs değerinin, 0.447 olduğu ve diğer büyüklüklerin ise aynı kaldığı görülmüştür. Yani, deneysel denklemin Re sayısı üzerindeki üs katsayısı, teorik denklemin üs katsayısı olan 0.54 değerine karşılık deneysel değerin 0.447 olduğu

görülmüştür. Birbirine yakın olan bu üs katsayıları arasındaki farkın ise teorik denklemin, serbest sıvı (su) yüzeyi üzerinden akan hava akımı koşullarındaki su buharı kütle transferine ait olduğu halde, yapılan deneysel çalışmanın elma gibi lifli ve pürüzlü bir yüzey üzerinden akan hava akımıyla sağlanan kurutmaya ait olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu farkın aynı zamanda elmanın içinden kurutulmuş yüzeyine olan su difüzyonunun, kurutma süresi arttıkça azalmasından yani elmanın içinden yüzeyine sıvı akışındaki zorlanmanın da etkili olduğu kanaatine varılmıştır. Yapılan deney sonuçları ile literatürde verilen bağıntının birbiriyle iyi bir uyum içinde olduğu ve bu uyumdan yararlanarak farklı kurutma hızları için yeter güvenilirlikte buharlaşma miktarının;

$$Sh = 0.87 \times Re^{0.447} \times Sc^{0.33} \times Gu^{0.135}$$

korelasyonu kullanılarak belirlenmesinin mümkün olduğu kanaatine varılmıştır.

10.3.4. Kurutma havası hızının kurutma sürecine etkisi

Kurutma işlemlerinde kurutma havasının sıcaklığı kurutma süresini etkileyen en önemli etkenlerden biridir. Ancak bu çalışmada kurutma sisteminde, toprak kaynaklı ısı pompası ile elde edilen ısı kullanıldığından ve bu ısı yardımıyla da kurutma kabindeki hava sıcaklığı en fazla 45 °C'ye çıkabildiğinden, tüm kurutma deneyleri bu sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kurutma sıcaklığı sabit tutularak, bir diğer önemli parametre olan hava hızındaki değişimin kurutma süresine olan etkisi incelenmiştir.

45 °C kurutma havası sıcaklığında, 2.5 cm ve 1 cm kalınlığındaki elmalar farklı hava hızlarında kurutulmuştur. Kurutma deneyleri sonucunda, kurutma havası hızındaki artışla ürünün nem içeriğinin ve kurutma süresinin azaldığı görülmüştür. Bu durumda, ürün kurutma işlemlerinde kurutma havası hızının artırılmasıyla kurutma süresi azalmakta ve dolayısıyla enerji tüketiminde de tasarruf sağlanmaktadır. Bu çalışmada kurutma deneyleri en fazla 2 m/s hava hızında gerçekleştirilmiştir, ancak elde edilen deneysel verilere göre, daha yüksek hava hızlarında çalışma durumunda kurutma süresinin daha da kısılacağı söylenebilir.

10.3.5. Ürün kalınlığının kurutma sürecine etkisi

Kurutulan ürünün kalınlığı da kurutma sürecini etkileyen bir diğer önemli faktördür. Bu amaçla, kurutma deneylerinde 1 cm ve 2.5 cm kalınlığında elmalar kullanılarak ürün kalınlığının kurutma süresine etkisi incelenmiştir.

2 m/s hava hızında gerçekleştirilen kurutma deneyinde, 1 cm ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların nem içeriğinin zamana göre değişimi incelenmiş ve 2.5 cm kalınlığındaki elmaların %19 su oranına 10 saatte ulaştığı, 1 cm kalınlığındaki elmaların ise aynı su oranına 5 saatte ulaştığı görülmüştür.

Kurutma havası sıcaklığı ve hızı sabit tutularak sadece ürün kalınlığı azaltıldığında, kurutma süresinde önemli bir azalma görülmüştür. Ürün kalınlığındaki azalmayla sağlanacak enerji tasarrufunun da oldukça önemli bir boyutta olduğu görülmüştür. Sonuç olarak kurutma işlemlerinde hava hızının artırılması ve aynı zamanda ürün kalınlığının azaltılması ile çok ciddi bir enerji tasarrufunun sağlanmasının mümkün olabileceği tespit edilmiştir.

10.3.6. Kurutma modeli oluşturulması

Çalışmada sabit kurutma havası sıcaklığı ve aynı ürün kalınlığı için hava hızları değişik tutularak kurutma deneyleri yapılmıştır. Deney sonuçlarından elde edilen değerler gözetilerek, dört farklı hava hızı için nem oranını, hava hızının ve kurutma zamanının bir fonksiyonu olarak veren en uygun denklemin,

$$MR = a \exp(-bt) = (-0.1776v^3 + 0.79v^2 - 0.9684v + 1.4698) \exp[(0.0664v^3 - 0.2796v^2 + 0.3016v - 0.3007)t]$$

olduğu tespit edilmiştir.

10.4. Öneriler

Bu çalışma, her ne kadar Denizli havzası için denmişse de sadece Pamukkale Üniversitesi kampüsü içerisindeki laboratuvarın bulunduğu bölgeye ait toprak yapısının incelemesi yapılmıştır. Denizli bölgesinde toprak yapısı bakımından karakteristik bölgelerin değerlendirilmesinin yapılması havzanın ısı karakteristiğinin tam tespiti bakımından yararlı olacaktır.

11. KAYNAKLAR

- Akpınar, E. K., Hepbaşlı, A. (2007) A Comparative Study on Exergetic Assessment of Two Ground-Source (Geothermal) Heat Pump Systems for Residential Applications. *Building and Environment*, 42: 2004-2013.
- Austin, W.A. (1995) Development of an in Situ System for Measuring Ground Thermal Properties, MSc Thesis, *Oklahoma State University*, Oklahoma, p.177.
- Babür, N. (1986) Design and Construction of an Earth Source Heat Pump, MSc Thesis, *Middle East Technical University*, Ankara, p.119.
- Badescu, V. (2007) Economic Aspects of Using Ground Thermal Energy for Passive House Heating, *Renewable Energy*, 32: 895-903.
- Bakker, M., Zondag, H. A., Elswijk, M. J., Strootman, K. J., Jong, M. J. M. (2005) Performance and Costs of a Roof-Sized Pv/Thermal Array Combined with a Ground Coupled Heat Pump, *Solar Energy*, 78: 331-339.
- Balta, M.T., Kalıncı, Y., Hepbaşlı, A. (2008) Evaluating a Low Exergy Heating System from the Power Plant Through the Heat Pump to the Building Envelope, *Energy and Buildings*, 40: 1799-1804.
- Benli, H., and Durmuş, A. (2009) Evaluation of Ground-Source Heat Pump Combined Latent Heat Storage System Performance in Greenhouse Heating, *Energy and Buildings*, 41: 220-228.
- Bi, Y., Chen, L., Wu, C. (2002) Ground Heat Exchanger Temperature Distribution Analysis and Experimental Verification, *Applied Thermal Engineering*, 22: 183-189.
- Bi, Y., Guo, T., Zhang, L., Chen, L. (2004) Solar and Ground Source Heat-Pump System, *Applied Energy*, 78: 231-245.
- Biaou, A.L. and Bernier, M.A. (2008) Achieving Total Domestic Hot Water Production with Renewable Energy, *Building and Environment*, 43, 651-660.
- Catan, M. A., and Baxter, V.D. (1985) An Optimized Ground-Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications, *ASHRAE Transactions*, 91: 1185-1203.
- Cemeroğlu, B. ve Acar, J. (1986) Meyve ve Sebze İşleme Teknolojisi, Yayın No. 6, *Gıda Teknolojisi Derneği*, Sanem Matbaası, Ankara, 508 s.

- Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H. (2005) Isı Pompalı Kurutma Odasında Elma Kurutulması, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25: 9-14.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A. (1996) Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 867 s.
- Demir, H., Koyun, A., and Temir, G. (2009) Heat Transfer of Horizontal Paralel Pipe Ground Heat Exchanger and Experimental Verification, *Applied Thermal Engineering*, 29: 224-233.
- Doherty, P. S., Al-Huthaili, S., Riffat, S. B., and Abodahab, N. (2004) Ground Source Heat Pump Description and Preliminary Results of the Eco House System, *Applied Thermal Engineering*, 24: 2627-2641.
- Ersöz, İ. (2000) Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması, Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 333 s.
- Esen, H., İnallı, M., and Esen, M. (2006) Technoeconomic Appraisal of a Ground Source Heat Pump System for a Heating Season in Eastern Turkey, *Energy Conversion and Management*, 47: 1281-1297.
- Esen, H., İnallı, M., and Esen, M. (2007) Numerical and Experimental Analysis of a Horizontal Ground Coupled Heat Pump System, *Building and Environment*, 42: 1126-1134.
- Fan, R., Jiang, Y., Yao, Y., Shiming, D., and Ma, Z. (2007) A Study on the Performance of a Geothermal Heat Exchanger Under Coupled Heat Conduction and Groundwater Advection, *Energy*, 32: 2199-2209.
- Fleming, W. S. (1998) Ground-Source Heat Pump Design and Operation-Experience Within an Asian Country, *Ashrae Transactions*, 104: 771-774.
- Florides, G., and Kalogirou, S. (2007) Ground Heat Exchangers-a Review of Systems, Models and Applications, *Renewable Energy*, 32: 2461-2478.
- Florides, G., and Kalogirou, S. (2008) First in Situ Determination of the Thermal Performance of a U-Pipe Borehole Heat Exchanger, in Cyprus, *Applied Thermal Engineering*, 28: 157-163.
- Genceli, F. G. (1998) Ölçme Tekniği, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 387 s.
- Healy, P. F. and Ugursal, V. I. (1997) Performance and Economic Feasibility of Ground Source Heat Pumps in Cold Climate, *International Journal of Energy Research*, 21: 857-870.
- Hepbaşlı, A., Akdemir, Ö., Hancıoğlu, E. (2003) Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System. *Energy Conversion and Management*, 44: 527-548.

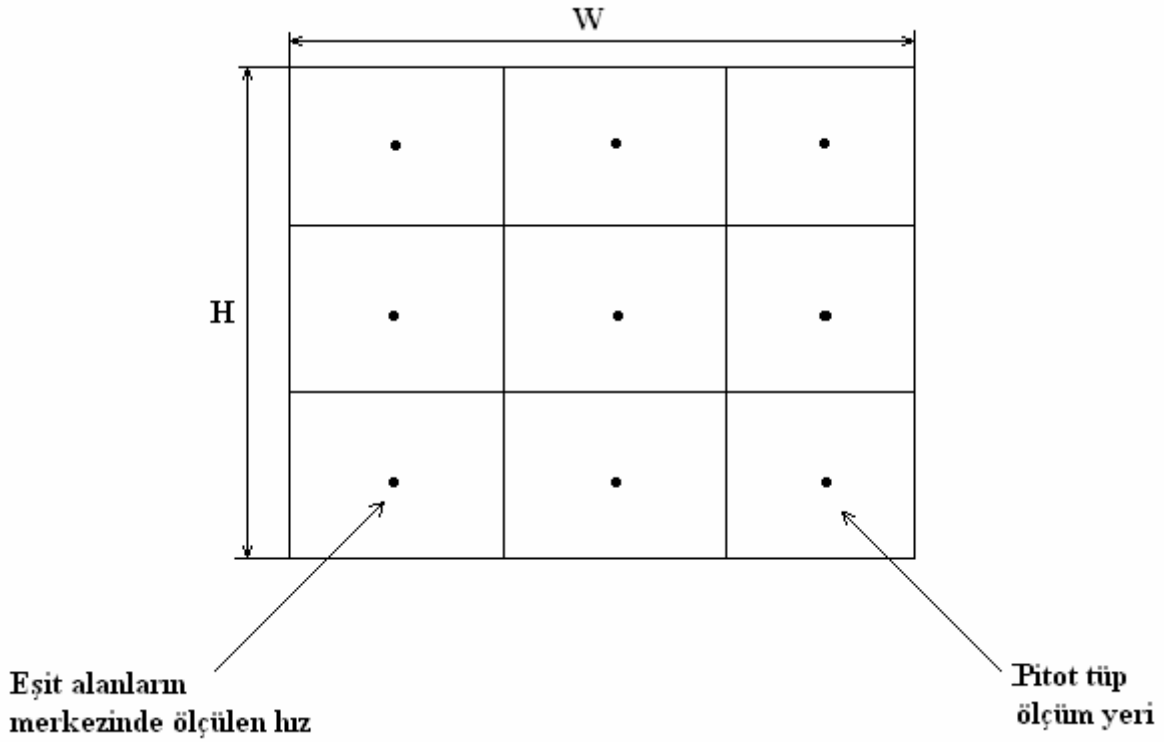
- Hepbaşı, A., and Balta, M. T. (2007) A Study on Modeling and Performance Assessment of a Heat Pump System for Utilizing Low Temperature Geothermal Resources in Buildings, *Building and Environment*, 42: 3747-3756.
- Hwang, Y., Lee, J., Jeong, Y., Koo, K., Lee, D., Kim, I., Jin, S., Kim, S. H. (2009) Cooling Performance of a Vertical Ground-Coupled Heat Pump System Installed in a School Building, *Renewable Energy*, 34: 578–582.
- Incropera, F. P., and De Witt, D. P. (2001) Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşı, A., İlken, Z., Özbalta, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu, C. Ve Uralcan, Y.), *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 960 s.
- İnallı, M., and Esen, H. (2004) Experimental Thermal Performance Evaluation of a Horizontal Ground-Source Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 24: 2219-2232.
- İnallı, M., and Esen, H. (2005) Seasonal Cooling Performance of a Ground-Coupled Heat Pump System in a Hot and Arit Climate, *Renewable Energy*, 30: 1411-1424.
- Jenkins, D.P., Tucker, R., and Rawlings, R. (2008) Modelling the Carbon-Saving Performance of Domestic Ground-Source Heat Pumps, *Energy and Buildings*, In Pres.
- Kara, Y. A., (1999) Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtımında Kullanımı, Doktora Tezi. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 130s.
- Katsura, T., Nagano, K., Takeda, S. (2008) Method of Calculation of The Ground Temperature for Multiple Ground Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 28: 1995–2004.
- Kavanaugh, S. P. (1992) Field Test of a Vertical Ground Coupled Heat Pump in Alabama. *ASHRAE Transactions*, 98: 607-616.
- Koptyug, I.V., Yu. Il'ina, L., Fenelonov, V.B., Derevyankin, A.Y. (2001) Application of the H NMR Microimaging Technique to in situ Studies of Evaporation of Liquids from Objects Modeling Porous Solids. *Doklady Physical Chemistry*, 376: 44-48.
- Lee, J. (2008) Current Status of Ground Source Heat Pumps in Korea, *Renewable and Sustainable Energy*, In Pres.
- Li, X., Chen, Z., Zhao, J. (2006) Simulation and Experiment on the Thermal Performance of U-Vertical Ground Coupled Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 26: 1564- 1571.
- Martin, S. D. (1990) A Design and Economic Sensitivity Study of Single-Pipe Horizontal Ground-Coupled Heat Pump Systems. *Ashrae Transactions*, 96: 634-642.

- Meloy, B. R. (1992) Free Cooling Works for Cowlitz County Hall of Justice. *Ashrae Transactions*, 98: 1023-1030.
- Michopoulos, A., Bozis, D., Kikidis, P., Papakostas, K., Kyriakis, N. A. (2007) Three-Years Operation Experience of a Ground Source Heat Pump System in Northern Greece. *Energy and Buildings*, 39: 328-334.
- Miles, L. (1994) Heat Pumps Theory and Service, *Delmar Publishers Inc.*, NY.
- Nagano, K., Katsura, T., Takeda, S. (2006) Development of a Design and Performance Prediction Tool for the Ground Source Heat Pump System. *Applied Thermal Engineering*, 26: 1578-1592.
- Omer, A.M. (2008) Ground-Source Heat Pumps Systems and Applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12: 344-371.
- Özgener, Ö, and Hepbaşlı, A. (2007) A Parametrical Study on the Energetic and Exergetic Assessment of a Solar- Assisted Vertical Ground-Source Heat Pump System Used for Heating a Greenhouse, *Building and Environment*, 42, 11-24.
- Petit, P.J., and Meyer, J.P. (1998) Economic Potential Of Vertical Ground Source Heat Pumps Compared to Air-Source Air Conditioners in South Africa, *Energy*, 23:137-143.
- Popiel, C. O., Wojtkowiak, J., Biernacka, B. (2001) Measurements of Temperature Distribution in Ground, *Experimental and Fluid Science*, 25: 301-309.
- Rafferty, K.D. (1992) Large Tonnage Groundwater Heat Pumps-Experiences with Two Systems. *Ashrae Transactions*, 98: 587-592.
- Spilker, E. H. (1998) Ground-Coupled Heat Pump Loop Design Using Thermal Conductivity Testing and the Effect of Different Backfill Materials on Vertical Bore Length, *Ashrae Transactions*, 104: 775-779.
- Sulatsky, M.T., Kamp, G. (1991) Ground-Source Heat Pumps in the Canadian Prairies, *Ashrae Transactions*, 97: 374-385.
- Szaflık, W., Stachel, A. A. (2001) Variation in the Ground-Temperature Profile While Absorbing the by Means of the Vertical Heat Exchanger, *Proceedings Geothermal Energy in Underground Mines*, Ustron, Poland.
- Tarnawski, V.R., Leong, W.H., Momose, T., Hamada, Y. (2009) Analysis of Ground Source Heat Pumps with Horizontal Ground Heat Exchangers for Northern Japan, *Renewable Energy*, 34: 127-134.
- Tosun, S. (2009) Bazı Tarımsal Ürünler için Isı Pompalı Bir Kurutucunun Geliştirilmesi ve Termodinamik Analizi, Doktora Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 159 s.

- Trillat, B. V., Souyri, B., Fraisse, G. (2006) Experimental Study of a Ground-Coupled Heat Pump Combined with Thermal Solar Collectors, *Building and Environment*, 38: 1477- 1484.
- Urchueguía, J.F., Zacarés, M, Corberán, J., Montero, A, Martos, J., Witte, H. (2008) Comparison Between the Energy Performance of a Ground Coupled Water to Water Heat Pump System and an Air to Water Heat Pump System for Heating and Cooling in Typical Conditions of the European Mediterranean Coast, *Energy Conversion and Management*, 49: 2917-2923.
- Wang, H., Qi, C., Wang, E., Zhao, J. (2009) A Case Study of Underground Thermal Storage in a Solar-Ground Coupled Heat Pump System for Residential Buildings, *Renewable Energy*, 34: 307–314.
- Witte, H. J., Van Gelder, G. J., and Spitler, J. D. (2002) In Situ Measurement of Ground Thermal Conductivity: The Dutch Perspective, *Ashrae Transaction*, 108: 1-21.
- Yağcıoğlu, A. (1999) Tarım Ürünleri Kurutma Tekniği, *Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları*, No:536, Sayfa No:130.
- Yang, W. B., Shi, M. H., Dong, H. (2006) Numerical Simulation of the Performance of a Solar- Earth Source Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 26: 2367-2376.
- Yi, M., Hongxing, Y., Zhaohong, F. (2008) Study on Hybrid Ground-Coupled Heat Pump Systems, *Energy and Buildings*, 40: 2028–2036.
- Zogou, O., Stamatelos, A. (1998) Effect of Climatic Conditions on the Design Optimization of Heat Pump Systems for Space Heating and Cooling, *Energy Conversion and Management*, 39:(7) 609-622.

EKLER

Ek-1 Dikdörtgen kanallarda ortalama hava hızının bulunabilmesi için ölçüm noktalarının tespiti (<http://www.eee.hku.hk>).



H (mm)	W (mm) ve okuma sayısı							
	<200		200-500		500-900		>900	
	Düsey	Yatay	Düsey	Yatay	Düsey	Yatay	Düsey	Yatay
<200	2	2	2	3	2	4	2	5
200-500	3	2	3	3	3	4	3	5
500-900	4	2	4	3	4	4	4	5
>900	5	2	5	3	5	4	5	5

Ek-2 Doymuş su sıcaklık tablosu (Çengel ve Boles 1996).

Sıcak. °C T _{doyma}	Doyma basıncı kPa P	Özgül hacim m ³ /kg		İç enerji kJ/kg			Entalpi kJ/kg			Entropi kJ/kgK		
		Doymuş sıvı v _f	Doymuş buhar v _g	Doymuş sıvı u _f	Doymuş buhar u _g	Doymuş sıvı h _f	Doymuş buhar h _g	Doymuş sıvı s _f	Doymuş buhar s _g			
0.01	0.6113	0.001000	206.14	0.0	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159

Ek-3 Havanın termofiziksel özellikleri (Incropera et al. 2001).

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hava							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amonyak (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

ÖZGEÇMİŞ

Şengül GÜVEN ACAR, 1978 yılında Akhisar’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Soma’da tamamladı. 1995 yılında girdiği Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 1999 yılında mezun oldu. Pamukkale Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda başlamış olduğu yüksek lisans öğrenimini 2002 yılında tamamladı. 2000 yılından beri Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.