

**KONUTLARDA EN İYİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN
TÜRKİYE ŞARTLARINDA ARAŞTIRILMASI**

Tekin Nizamettin Mustafa BAYRAKTAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2010
ANKARA**

Tekin Nizamettin Mustafa BAYRAKTAR tarafından hazırlanan KONUTLARDA EN İYİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN TÜRKİYE ŞARTLARINDA ARAŞTIRILMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Gazi Üniversitesi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

.....

Makine Mühendisliği, Anabilim Dalı Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

.....

Makine Mühendisliği, Anabilim Dalı Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. S. Ferda MUTLU

.....

Kimya Mühendisliği, Anabilim Dalı Gazi Üniversitesi

Tarih: 02 / 07 / 2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans / Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içerisindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Tekin BAYRAKTAR

ANKARAKONUTLARDA EN İYİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN TÜRKİYE ŞARTLARINDA ARAŞTIRILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Tekin BAYRAKTAR

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Temmuz 2010

ÖZET

20. yüzyılda özellikle teknolojiye yaşanan gelişmeler ve enerji kullanımındaki artışla meydana gelen çevre kirliliği, dünyadaki ekolojik dengede geri dönüşü olmayan tahribatlara neden olmaktadır. Kullanılan fosil enerji kaynaklarının çevre kirliliğine neden olmalarının yanında, yakın gelecekte tükenecek olmaları da, insanoğlunun yenilenebilir enerji kaynaklarına olan gereksinimini kaçınılmaz kılmaktadır.

Yapılan araştırmalar dünyadaki enerji tüketiminin yaklaşık %42'sinin binalarda kullanıldığını ortaya koymaktadır. Binalarda kullanılan enerjinin yaklaşık yarısının ısı enerjisi olarak kullanıldığı göz önüne alındığında, binaların tasarım özelliklerinin iyileştirilmesinin yanında binalara entegre edilebilecek uygun yenilenebilir enerji kaynaklı ısı sistemleri önem kazanmaktadır. Tüm dünyada üretilen enerjinin temiz enerji kaynaklarından üretilmediği bilindiğine göre binalarda kullanılacak olan yenilenebilir ısı sistemleri dünyadaki çevre kirliliğine karşı alınacak tedbirlerden biri haline gelmektedir. Yapılan Çalışma, Ankara iklim şartları altında yoğunlaşmalı doğal gaz kazanlara' ısı pompasına ve yüksek verimli merkezi klima tertibatına kıyasla düşünülen alternatif sistemlerin hangisinin uygun maliyetli olacağını araştırtması üzerinden. Ayrıca, belli sistemlerin uygun maliyetli olabilmesi için doğal gaz ve elektrik maliyetlerinin ne kadar değişmesi gerekeceğini

araştırılmaktadır. Bir ömür süresince, maliyet analizi yapılmış ve sonuçlar konut için hangi sistemin seçilmesi gerektiğini gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının masrafını en kısa sürede çıkardığını ortaya koymaktadır. Çalışmada ayrıca, maliyet analizine göre seçilmiş sistemin Ankara şartlarında en verimli kullanabilmesi için enerji ve ekserji analizi yapılmış ve bu analize göre önerilerde bulunmuştur.

Bilim Kodu : 914.1.038
Anahtar Kelimeler : Sürdürülebilir HVAC, Yapı Simülasyonu, Bina Isıl Yük Analizi, Bin metodu, Enerji Analizi, Ekserji Analizi,
Sayfa Adedi : 176
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

INVESTIGATION OF OPTIMAL HEATING AND COOLING SYSTEM IN RESIDENTIAL BUILDING

(M.Sc. Thesis)

Tekin BAYRAKTAR

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

July 2010

ABSTRACT

In 20th century, especially developments by technology and increase in the use of energy, cause environmental pollution and it becomes a reason of destruction in ecological system. Human being orients to renewable energy resources because of environmental pollution causing by using of fossil energy resources also being exhausted of them.

Ecological building design becomes more important in the world because, approximately the half of consumption in use of energy is in the buildings. The design of building and the systems which use the renewable energy to produce energy for using in the building would reduce the energy requirement, and this would be a precaution for the environmental pollution.

The workbook allows one to enter data and from that data determine which system will be cost-effective compared to a condensing gas furnace, heating pump and high-efficiency central air conditioner assembly. It also determined what the costs of natural gas and electricity will have to rise to in order for certain systems to be cost-effective.

Based on a life cycle cost analysis, the results show which system to choose for the residence. The results show that the vertical ground source heat pump always paid back the quickest.

Science Code	: 914.1.038
Keywords	: Sustainable HVAC, Building Simulation, Building Load Analysis, Bin Method, Energy Analysis, Exergy
Page Number	: 176
Adviser	: Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

TEŞEKKÜR

Yüksek eğitiminin, bana her türlü imkânı sağlayan Türkiye Cumhuriyeti Devleti'ne, çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Sn. Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU'na, manevi desteğiyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan Basiret TOKATLI, Nizamettin BAYRAKTAR, aileme ve Arkadaşlarıma, teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELER LİSTESİ	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ	1
2. ÇALIŞMANIN AMACI VE TEMEL PRENSİPLER	5
2.1. Ekserji Analizinin Amacı	6
2.2. Isı Aktarımının Prensipleri	6
2.2.1. Hissedilir ve gizli ısı	7
2.2.2. Termodinamik çevrim	11
2.3. Gözlemlenen Yer ve İklim	14
2.3.1. Toprak bilgileri	15
2.3.2. Ev özellikleri	16
3 ISITMA VE SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ	21
3.1. Sistemlerin tanımı	21
3.1.1. Isı pompası ve çeşitleri	21
3.1.2. Jeotermal kaynaklı ısı pompası	31
3.1.3. Termal ısı pompası (TDHP)	34
3.1.4. Yoğuşmalı kazan ve merkezi klima kombinasyonu	36

Sayfa

3.1.5. Doğrudan ısıtmalı absorpsiyonlu klima	40
3.2. Sistemlerin Belirlenmesi	42
3.2.1. Yoğuşmalı kazan ve merkezi klima kombinasyonu.....	42
3.2.2. Doğrudan ısıtmalı absorpsiyonlu klima	43
3.2.3. Toprak kaynaklı ısı pompası	44
3.2.4. Termal ısı pompası (TDHP).....	47
4. ELEKTRONİK TABLOLARIN OLUŞTURULMASI.....	49
4.1. Excel Tablolarının Açıklamaları	49
4.2. Isıtma Gün Dereceleri [Heating Degree Days – HDD]	50
4.3. Soğutma Gün Dereceleri [Cooling Degree Days – CDD]	51
4.4. Kazan ve Klimanın Enerji Kullanımı.....	51
4.5. Düşey Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Enerji Kullanımı	53
4.6. Güneş Enerjisi Toplayıcılarıyla Çalışan Absorpsiyon Biriminin Enerji Kullanımı	54
4.7. Güneş Enerjisi Toplayıcılarıyla Çalışan Termal Kaynaklı Isı Pompasının Enerji Kullanımı.....	57
4.8. Enerji Mali Analiz Tabloları	58
5. ALTERNATİF SİSTEMLERİN MALİYET ANALİZİNDEN ÇIKAN SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR	62
6. MALİ ANALİZDEN SEÇİLEN EN UYGUN SİSTEMİN ENERJİ VEEKSERJİ ANALİZİ	65
6.1. Ekserji Analizi.....	65
6.2. Tersinir _s ve Tersinmezlik.....	68
6.3 Faydalı İş ve Faydalı Tersinir İş	71

Sayfa

6.4. Maksimum Faydalı (Tersinir) İş – Kullanılabilir Enerji (Ekserji).....	71
6.5. Kullanılabilir Enerji Denklemi.....	74
6.6. İkinci Kanun Verimi	76
6.7. Teorik Uygulama Ve Analiz	77
6.7.1. Kış durumu - ısı pompası hesabı.....	79
6.7.2. Yaz durumu - ısı pompası hesabı.....	96
7. EKSERJİ ANALİZİNDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR.....	111
8. TARTIŞMALAR VE DEĞERLENDİRMELER	115
KAYNAKLAR	117
ÖZGEÇMİŞ	118

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Ankara iline ait aylık ortalama sıcaklık verileri.....	14
Çizelge 2.2. Ankara ilindeki günlük ortalama 100 cm. derinliğindeki toprak Sıcaklığı	15
Çizelge 2.3. Muhtelif oturma ve çalışma yerlerindeki iç sıcaklık verileri	18
Çizelge 2.4. Yapı Malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları	18
Çizelge 2.5. Yapı Malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları	18
Çizelge 2.6. Yapı malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları	19
Çizelge 2.7. Bina ölçüleri.....	19
Çizelge 2.8. Bina bilgileri	20
Çizelge 3.1. 2000 yılı itibariyle dünya genelinde TKIP kullanımı	25
Çizelge 3.2. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları	31
Çizelge 3.3. Kazan çeşitleri arasındaki verim karşılaştırılması	38
Çizelge 3.4. Trane XV90 özellikleri	43
Çizelge 3.5. BCT 16 absorpsiyon ünitesi özellikleri	44
Çizelge 3.6. Isı pompası climate master özellikleri	45
Çizelge 3.7. Isı pompası climate master fiziksel özellikleri.....	46
Çizelge 3.8. Örnek bir CPC kollektörün özellikleri.....	48
Çizelge 4.1. Ankara iline ait 2008 yılı ısıtma ve soğutma gün dereceleri	51
Çizelge 5.1. Üç sistemin ocak ve klima ünitesi ile karşılaştırılması.....	63
Çizelge 5.2. Üç sistemin ocak ve klima ünitesi ile karşılaştırılması.....	63
Çizelge 6.1. F(z) integralleri	87

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.2. Değişik toprak tiplerinin fph biriminde fiziksel özellikleri	88
Çizelge 7.1. Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi	111
Çizelge 7.2. Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliğinin toprak ısı değiştiricisi boruzunluğuna etkisi	112
Çizelge 7.3. Tez çalışmasında da toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1 m olarak alınmıştır	113
Çizelge 7.4. Farklı dış sıcaklık değerleriyle kondanser tesirliliğinin değişim	113

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması.....	11
Şekil 2.2. Basit ideal rankine çevrimi	12
Şekil 2.3. Gerçek soğutma çevrimi	12
Şekil 2.4. Ankara’da yıl boyunca hava sıcaklığının değişimi.....	14
Şekil 2.5. Ankara ilinde toprak sıcaklığının derinliğe bağlı değişimi.....	16
Şekil 2.6. Model Ev – güney yönüne doğru.....	17
Şekil 3.1. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemine örnek.....	26
Şekil 3.2. Örnek ısı pompası elemanları	27
Şekil 3.3. Çalışma şeması.....	29
Şekil 3.4. Örnek bir ticari ısı pompası şekli.....	29
Şekil 3.5. Isı Pompası döngüsü	32
Şekil 3.6. Dikey tip ısı pompası	34
Şekil 3.7. Dikey tip TKIP uygulaması örneği.....	37
Şekil 3.8. TDHP Döngüsü.....	35
Şekil 3.9. Yoğuşmalı kombi çalışma prensibi.....	37
Şekil 3.10. Kombi yakıt tasarrufu	38
Şekil 3.11. Buhar kompresyon döngüsü	39
Şekil 3.12. Referans sistem kombinasyonu	40
Şekil 3.13. Absorpsiyonlu soğutma döngüsü.....	42
Şekil 3.14. Dış reflektör bileşik parabolik konsantratörü (xcpc) kolektörleri ile tdhp sisteminin çalışma prensibi	47
Şekil 3.15. Örnek bir cpc kollektörü	48

Şekil	Sayfa
Şekil 5.1. Isıtma ve soğutma sistemlerinin ilk maliyetleri	62
Şekil 6.1. Sistemin gerçek hal değişimi ve tersinir hal değişimi	68
Şekil 6.2. Kış durumu	78
Şekil 6.3. Yaz durumu.....	98
Şekil 7.1. Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi	111
Sekil 7.2. Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliğinin toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğuna etkisi.	112
Sekil 7.3. Kompresör veriminin kompresör tesirliliğine etkisi	113
Şekil 7.4. Farklı dış sıcaklık değerleriyle kondanser tesirliliğinin değişimi	114

SİMGELER VE KISALTMALARIN LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler aşağıdaki gibi sunulmuştur

Simgeler	Açıklama
t_e	Güneş-Hava Sıcaklığı
t_0	Hesap Anındaki Kuru Termometre Sıcaklığı
α	Güneş Işınımı İçin Yüzey Yutma Katsayısı
α/h_0	Yüzey Renk Faktörü
I_A	Yüzey Üzerine Düşen Toplam Güneş Enerjisi
t_{ea}	24 Saat Ortalama Güneş-Hava Sıcaklığı
t_{oa}	24 Saat Ortalama Kuru Termometre Sıcaklığı
I_{DT}	Toplam Günlük Güneş Isı Kazancı
α	Güneş Işınımı İçin Yüzey Yutma Katsayısı
α/h_0	Yüzey Renk Faktörü
$\varepsilon\delta R/h_0$	Uzun Dalga Işınım Faktörü
θ	Yük Hesaplarının Yapıldığı Saat
δ	Zaman Adımı (1saat)
t_b	Bitişik Ortam Sıcaklığı
t_i	İklimlendirilen Ortam Sıcaklığı

1. GİRİŞ

Günümüzde, insanların dünyadaki fosil yakıtlarının artan nüfus ve gelişen teknolojiyle birlikte giderek azalması konusundaki endişeleri her geçen gün artmaktadır. Petrol üreten ülkelerdeki çatışmalar bazı ülkeleri rahatsız etmiş olup, bu durumda Türkiye'nin enerji ihtiyacının büyük bir kısmı yabancı kaynaklardan sağlanmaktadır. Bu bağlamda; değeri ve önemi günden güne artan enerjinin yalnızca ekonomik bir sorun olmakla kalmayıp, siyasi bir güvenlik meselesine dönüştüğü de açıktır. Bu noktada izlenmesi gereken ilk yol mevcut enerjinin en fazla tüketildiği alanları tespit edip kullanımlarının en aza indirilmesidir.

Enerji ve ekserjinin tanımı:Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en önemli girdilerinden biri enerjidir. Bu yönüyle enerji bir toplumun yaşam standardının yükseltilmesinde önemli rol oynar. Sürdürülebilir kalkınmanın sağlanması da yine enerji ile mümkündür. Kullanmış olduğumuz enerji kaynakları değişen teknoloji ile paralel olarak değişmektedir. Daha önceleri tabiatta elde edilmesi kolay olan odun ve benzeri yakacaklar kullanılırken daha sonra kömür ve son zamanlarda ise petrol ve doğal gaz kullanılmaya başlanmıştır. Dünyada kullanılan enerji kaynakları içerisindeki en büyük pay % 85–90 oranında fosil yakıtlara (kömür, petrol, doğal gaz) aittir yukarıda dendiği gibi bu yakıtlar hem azalmakta hem de çevreye büyük zarar vermekte.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumundan söz eder yani sisteme giren toplam enerji sistemden çıkan enerjiye eşittir. Ancak sistemlerin enerji analizleri diğer değişle I. yasaya dayanan analizler sistemin sadece niceliğini (miktarını) değerlendirir. Tersinmezliklerin (kayıpların) olmadığı I. yasaya dayanan enerji analizi enerjinin niteliği değerlendirilmediği için karşımıza, termodinamiğin II. yasasına dayanan enerjinin kalitesini dikkate alan ve “Enerji Kullanılabilirliği” (Availability) gibi isimlerle de adlandırılabilen ekserji analizi çıkar. Ekserji ifadesi mevcut şartlarda elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. **Baehr** “Verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüşebilen enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir” der. Ekserji analizinin amacı süreçlerin

tersinmezliklerini belirlemek ve değerlendirmektir. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkansız olan enerjiye ise kullanılamaz enerji (bağlı enerji) veya Anerji denir. Dolayısıyla bütün enerji türleri için aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

Enerji = Ekserji + Anerji: Termodinamiğin birinci kanununa göre bütün süreçlerde ekserji ve Anerjinin toplamı sabit kalır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ise sadece tersinir süreçlerde ekserjinin miktarı sabit kalır. Bütün tersinmez süreçlerde ekserji kaybı gerçekleşmektedir. Anerjiyi Ekserjiye dönüştürmek imkansızdır.

Ekserjinin daha ayrıntılı tanımı Bosnjakovic tarafından yapılmıştır; "ekserji tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır." Güncel tanımıyla ekserji, enerjinin mil işine dönüştürülebilen kısmıdır. Enerjinin mil işine dönüştürülebilen ve dönüştürülemeyen kısımları, kullanılabılır enerji (ekserji) ve kullanılamaz enerji (aneri) olarak düşünülebilir.

Enerji kaynakları: Üretim-tüketim ve talep söz konusu olduğunda enerji, birincil ve ikincil kaynaklar olarak incelenmektedir. Birincil kaynaklar doğada mevcut olan fosil yakıtlar (petrol, kömür ve doğalgaz), uranyum, toryum (nükleer enerji), hidrolik kaynaklar, jeotermal enerji, güneş ve rüzgar, deniz kökenli enerjilerdir. İkincil enerji kaynakları ise elektrik enerjisi, kok, briket ve havagazı olarak sıralanabilir [Sancar,1992]. Çevreye etkileri ve tükenebilirlikleri açısından dünyadaki enerji kaynakları, yenilenemeyen ve yenilenebilir enerji kaynakları olarak ikiye ayrılmaktadır.

Yenilenemeyen enerji kaynakları: Yenilenemeyen (geleneksel, dönüşümsüz) enerji kaynakları milyonlarca yıl öncesinden depolanan güneş enerjisi olan fosil yakıtlar; petrol, doğal gaz, kömür, turba, petrollü kayalar ve nükleer enerji olarak sıralanmaktadır.

1987 yılı tüketimi itibariyle dünya fosil yakıt rezervlerinin %70.4'ünü oluşturan katı yakıtların 226 yıl, %16.3'ünü oluşturan petrolün 41 yıl ve %13.3'ünü oluşturan doğal gazın 59 yıl içinde tükeneyeceği varsayılmaktadır.

19. yüzyıl sonlarında ve 20. yüzyıl başlarında Avrupa'nın temel enerji kaynağını oluşturan kömürün kullanımı, 20. yüzyılın ikinci yarısında nükleer sanayinin hızla kurularak büyümesi ilkesine dayanan enerji kullanımını sürdürmüştür.

İkinci Dünya Savaşı'nın ardından Orta Doğu'daki petrol kaynaklarının kullanılmaya başlanması kömürün yerine petrole yönelimi sağlamıştır. 1960'lı yıllar ile 1974'deki ilk petrol krizine kadar olan dönem henüz petrolün nispeten ucuz ve kolay temin edilebilir olduğu zamanlardı. 1974 ve 1979 yıllarında yaşanan enerji krizlerinin ardından, Avrupa ve dünya ülkeleri petrolün yerini alabilecek yakıt ve yeni enerji kaynaklarına yönelimin gerekliliğini kavramaya başlamışlardır [Müezzinoğlu, 2001].

Yenilenebilir enerji kaynakları:Yenilenebilir enerji kaynakları güneş enerjisi ve türevleri olan rüzgar enerjisi, biokütle enerjisi, hidroelektrik enerjisi, hidrojen enerjisi, jeotermal enerji ve deniz enerjilerinden oluşmaktadır.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının karbon emisyonlarının, yenilenemeyen (dönüşümsüz) enerji kaynakları ile kıyaslandığında yok denecek kadar az olmasından dolayı temiz enerjiler olarak da adlandırılmaktadırlar [Akkaya, 2002].

Güneş enerjisi: Güneş enerjisi, güneşin çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile açığa çıkan ısıma enerjisidir, güneşteki hidrojen gazının helyuma dönüşmesi şeklindeki füzyon sürecinden kaynaklanır. Bu enerjinin dünyaya gelen küçük bir bölümü dahi, insanlığın mevcut enerji tüketiminden kat kat fazladır. Güneş enerjisinden yararlanma konusundaki çalışmalar özellikle 1970'lerden sonar hız kazanmış, güneş enerjisi sistemleri teknolojik olarak ilerleme ve maliyet bakımından düşme göstermiş, güneş enerjisi çevresel temiz bir enerji kaynağı olarak kendini Kabul ettirmiştir [EIE, 2000].

Kolay elde edilen ve basit teknolojiler yardımıyla kullanımı olanaklı olan güneş enerjisi, dünyanın her yerinde var olması ve çevreyi kirletmemesi açısından önem kazanmaktadır [Göksu, 1999].

2. ÇALIŞMANIN AMACI VE TEMEL PRENSİPLER

Amaç Ankara’da sembolik olarak aynı evde çalışan dört ısıtma ve soğutma sistemini enerji ve ekonomi (maliyet analizi) yapılarak incelemektir. Bu incelemeler sonucunda Ankara bölgesi için en uygun sistemi belirledikten sonra Ekserji analizi yapıp enerji kayıp noktaları saptamak ve bu analizden sistemi daha verimli çalışabilmesi için tavsiyelerde bulunmaktır. Enerji ve maliyet analizinde kullanılan Çalışma tabloları bu dört sistemi kullanıcı tarafından girilen verileri kullanarak değerlendirmiş ve daha sonra her hangi bir bölge için girdileri girdikten sonra hangi tasarımın en uygun maliyetli olduğunu belirlemek üzere düzeltilmiştir.

İncelenen sistemler

- Yüksek verimli elektrikli klima ile yoğunlaşmalı gaz kazanları ve doğal gazlı sıcak su ısıtıcısı;
- Sıcak su sağlayan ve elektrikli yedek kazan ve sıcak suya sahip dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası;
- Doğrudan ısıtmalı ve ısıtma için doğal gazlı yedeği ve sıcak su ısıtıcısı bulunan absorpsiyonlu klima ünitesi;
- Elektrikli ısı pompası yedeğine ve elektrik rezistanslı bir sıcak su ısıtıcısına sahip termal kaynaklı ısı pompasıdır.

Bu dört sistemin seçilmesinin ardındaki mantık hâlihazırda mevcut ve yaygın olarak satın alınan iki sistemi yaygın olmayan iki sistemle karşılaştırmaktır. Bu dört sistemin en yaygını yoğunlaşmalı gaz kazanı ve yüksek verimlikli merkezi klimadır. Hazır olarak mevcut diğer sistem de dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasıdır. Günümüzde satılmayan ancak gerekli tüm ekipmanının mevcut olduğu bir sistem de doğal gaz yedekli güneş panelleri ile çalışan absorpsiyon ünitesidir. Halen geliştirme aşamasında olan son sistem Termal Kaynaklı Isı Pompası veya TDHP’dir. Tüm sistemler bölüm 3 detaylı olarak anlatılacaktır.

2.1. Ekserji Analizinin Amacı

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Bu kanun, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini belirtir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Bir hal değişimi sırasında enerjinin mevcut niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma imkânının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir.[Cengel, 1989] Proses analizlerinde termodinamiğin birinci kanununun yukarıda belirtilen yetersizliği, ikinci kanuna dayanan ekserji (kullanılabilir enerji miktarı-kullanılabilirlik) analizlerini önemli kılmakta ve dolayısıyla, termodinamiğin ikinci kanunu, sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araç olarak karşımıza çıkmaktadır. Kullanılabilirlik, bir sistemin sahip olduğu enerjisiyle iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanabilmektedir. Bir sistemden mümkün olan en yüksek işi elde edebilmek için, sistemin sabit olan ilk halinden, hal değişimi sonunda, sistemin ölü noktasına gelmesi gereklidir. Ölü hal, sistemin çevresiyle termodinamik açıdan denge durumunda bulunması demek olup, ölü haldeyken sistemlerden elde edilebilecek yararlı iş potansiyelinin sıfır olduğu açıktır. Dolayısıyla, bir sistem, doğal çevrenin temel elemanları ile tersinir bir hal değişimi sonucu termodinamik denge durumuna (ölü hale) getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı, o sistem için ekserji değerine karşılık gelmektedir. Bu tanım, bir cihazın termodinamik yasalara karşı gelmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. İkinci yasa verimi, sürecin, tersinir hal değişimine ne kadar yakın olduğunu belirleyen bir kriterdir. Bu tanıma bağlı olarak, ikinci yasa verimi, olarak ifade edilebilir. Ekserji analizi, ısı sistemlerinin tasarım, analiz, seçim ve sınıflandırmasında katkıda bulunacak etkin bir araçtır. Bu araçla elde edilebilecek yüksek verim, doğrudan işletme giderlerini azaltarak ekonomik katkı sağlayacaktır.

2.2. Isı Aktarımının Prensipleri

Termodinamiğin ilk yasası veya enerji tasarrufu yasası her türlü ve tüm aktarım teorilerinin temelidir. Bu yasalar enerjinin oluşturulamayacağını veya yok edilemeyeceğini ancak Şekil değiştirebileceğini belirtmektedir; örneğin, iş ısıya ve

ısı işe dönüştürülebilir. Kimyasal enerji, elektrik enerjisi, mekanik enerji, nükleer enerji, termal enerji, potansiyel enerji, kinetik enerji, vs. gibi birkaç enerji formu mevcuttur. Enerji dengesi fikrinin bir konuta uygulanması yoluyla, konutun ihtiyacı olan ısıtma veya soğutma miktarı belirlenebilir.

2.2.1. Hissedilir ve gizli ısı

Bir bina ya da evdeki ısı aktarımının belirlenmesinde rol oynayan birkaç faktör bulunmaktadır. Bu faktörler döşeme, duvarlar, çatılar ve çift cam ve ısıcamlı pencerelerden iletim yoluyla ısı aktarımını kapsayabilir. Hava evin içi ve dışı arasında hareket eder; güneş radyasyonu, insanlar, ekipman ve aydınlatma da bir evde kaybedilen ve kazanılan ısıyı etkilemektedir. Bir evin sınırlarının kontrol hacmi olması sağlanarak, bu kontrol hacmine ait basit bir enerji dengesi HVAC ekipmanının temin etmesi gereken toplam yükü belirleyebilmektedir.

Eve giren tüm enerji evden çıkan tüm enerjiye eşit olmalıdır. Isıtmada, ısıtıcının sağlaması gereken ısı miktarı, ısı kazançlarından ısı kayıplarının çıkarılması sonucu elde edilen miktara eşit olacaktır. Soğutmada ise, tam tersine, klimanın alması gereken ısı daha sıcak dış mekândan gelen ısı artı vücutların ve evdeki diğer ekipmanların yaydığı ısıya eşit olacaktır. Bir evin toplam ısı yükü hissedilir ve gizli ısı yüklerinin toplamıdır. Gizli ısı yükü havadaki nem alma veya verme prosesleri ile oluşan ısıyı ele alır. Gizli ısı yükü denklemini aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q}_{LAT} = \dot{Q}_{LAT,AIR} + \dot{Q}_{LAT,PEOPLE} + \dot{Q}_{LAT,EQUIP} + \dot{Q}_{LAT,SOLAR} + \dot{Q}_{LAT,LIGHT} \quad (2.1)$$

Burada Q_{LAT} toplam gizli ısı yükü, Q_{LAT, AIR} havadaki nemden kaynaklanan gizli ısı, Q_{LAT, PEOPLE} terleyen ve nefes alan insanların neden olduğu gizli ısı yükü ve Q_{LAT, EQUIP} ekipman veya gereçlere giden veya bunlardan gelen gizli ısı, Q_{LAT, SOLAR} güneşten gelen gizli ısı ve Q_{LAT, LIGHT} is aydınlatmadan gelen gizli ısıdır.

Hissedilir ısı, ısı kaybı şartları eksi başka kaynaklar tarafından alana ilave edilen

ısıdır. Toplam hissedilir yük denklemi aşağıdaki gibidir

$$\dot{Q}_{SENS} = \dot{Q}_{SENS,COND} + \dot{Q}_{SENS,AIR} + \dot{Q}_{SENS,FLR} - \dot{Q}_{GAIN} \quad (2.2)$$

$\dot{Q}_{SENS}$ toplam hissedilir ısı yükü, $\dot{Q}_{SENS,COND}$ ev duvarları, tavanlar, döşemeler vs. de ısı iletiminden dolayı hissedilir ısı kaybıdır.

$\dot{Q}_{SENS,FLR}$ döşemeler içerisinde ısı iletiminden kaynaklanan hissedilir ısı kaybıdır, $\dot{Q}_{GAIN}$ diğer her türlü ekipman veya depodan elde edilen hissedilir ısıdır.

X-yönünde bir düzlem duvar içerisinde tek boyutlu ısı iletimine ilişkin denklem şu şekilde gösterilebilir

$$\dot{Q}_{SENS,COND} = -kA \frac{dT}{dx} \Rightarrow -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \Rightarrow -kA \frac{T_i - T_o}{x_i - x_o} \quad (2.3)$$

Bu denklemde k duvarların, çatının, pencerelerin ve ısıcamın termal iletkenliğini ifade eder. A ısıyın içerisinde geçtiği enkesit alanıdır. Termal iletkenlik bir malzemenin ısı direnci R_t (sektörde R-değeri olarak anılmaktadır) ile ters orantılıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır

$$R_t = \frac{\Delta x}{kA} \quad (2.4)$$

Ve

$$K_{COND} = \Sigma \frac{1}{R_t} \quad (2.5)$$

Burada K_{COND} duvarların, pencerelerin, kapıların, ısıcamların vs. birleşik ısı iletimi katsayısıdır.

Isı iletiminden dolayı hissedilir ısı şu Şekilde yazılabilir

$$Q_{SENS,COND} = K_{COND} (T_i - T_o) \quad (2.6)$$

Döşemenin da ısı iletimi vardır, ancak sıcaklık farklılığı aynı olmadığı için Eş.2.7' denkleme dahil edilmemiştir

$$Q_{SENS,FLR} = K_{FLR} (T_i - T_g) \quad (2.7)$$

Burada K FLR döşemenin ısı direncinin tersidir. T_i aynı iç sıcaklık ve T_g zemin sıcaklığıdır.

$$Q_{SENS,AIR} = V \rho c_p (T_i - T_o) \quad (2.8)$$

Burada c_p havanın özgül sıcaklığıdır.

$$Q_{GAIN} = Q_{SOLAR} + Q_{LIGHT} + Q_{EQUIP} + Q_{PEOPLE} \quad (2.9)$$

Burada Q_{SOLAR} güneş radyasyonundan kaynaklanan ısı kazancıdır; Q_{LIGHT} , Q_{EQUIP} ve Q_{PEOPLE} ise sırasıyla aydınlatma, ekipman ve insanlardan kaynaklanan ısı kazancıdır.

Toplam ısı iletim katsayısı K_{TOT} şu Şekilde ifade edilebilir

$$K_{TOT} = K_{COND} + V \rho c_p \quad (2.10)$$

Bir ısı yükü olduğunda Q_{SENS} pozitif, bir soğutma yükü olduğunda negatiftir.

x.x Bin (sıcaklık aralığı) yöntemi

Bin (sıcaklık aralığı) metodu yıllık enerji tüketiminin hesaplanmasının basit bir yoludur. Bin yöntemi sıcaklığın belli bir aralıkta olduğu tüm süre boyunca bir binanın toplam enerjisinin belirlenmesi için sıcaklık aralıklarından veya derecelendirmelerinden yararlanır. Isıtma süresi boyunca her bir aralık için ısı tüketim denklemi şu şekilde ifade edilebilir

$$Q_{BIN} = N_{BIN} \frac{K_{TOT}}{\eta} (T_{BAL} - T_o) \quad (2.11)$$

Burada NBIN dış mekân sıcaklığının bu aralık içerisinde olduğu saatlerin sayısı, KTOT denklem 10'dan toplam ısı iletim katsayısıdır, η ısıtma sisteminin karşılık gelen dış mekân sıcaklığında çalışırken verimliliğidir, T_{BAL} , altındaki her türlü sıcaklığın ısıtma gerektirdiği denge noktası sıcaklığı olarak adlandırılır.

Birleşik Devletlerdeki tipik denge-noktası sıcaklığı 65 °F (18.3 °C)'dir. Soğutma için enerji tüketimi de bin yöntemi kullanılarak belirlenebilir; ancak, dış mekân sıcaklığı denge noktası sıcaklığının üzerinde olmalıdır.

$$Q_{BIN} = N_{BIN} \frac{K_{TOT}}{\eta} (T_o - T_{BAL}) \quad (2.12)$$

Burada T_o daima T_{BAL} 'dan daha büyük olmalıdır

Isıtma ve soğutma sistemlerine ait yıllık enerji tüketimi belirlenerek, yakıt / elektrik birimi başına belirli herhangi bir maliyet için yıllık enerji maliyeti daha sonra belirlenir:

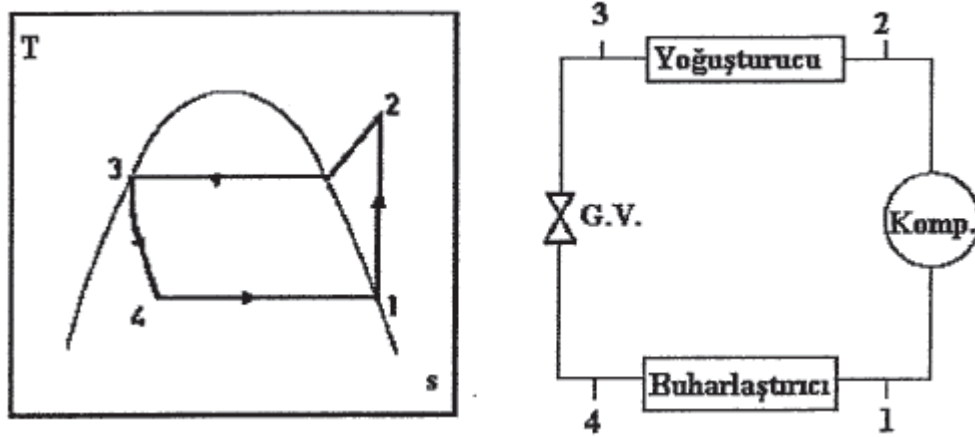
$$COST_{YEAR} = \sum_{YEAR} Q_{BIN} * \frac{COST(\$)}{energy_unit} \quad (2.13)$$

Burada COSTYEAR dolar \$ olarak yıllık enerji faturası, $\sum_{YEAR} Q_{BIN}$ ise tüketilen enerji

miktardır. Enerji ünitelerinin enerji ünitesi dönüşümü başına maliyet ile örtüşmesi gerektiğine dikkat ediniz. Örneğin, therm'ler (100 000 Btu) \$/therm oranı ile ve kWh \$/kWh ile eşleşmelidir.

2.2.2. Termodinamik Çevrim

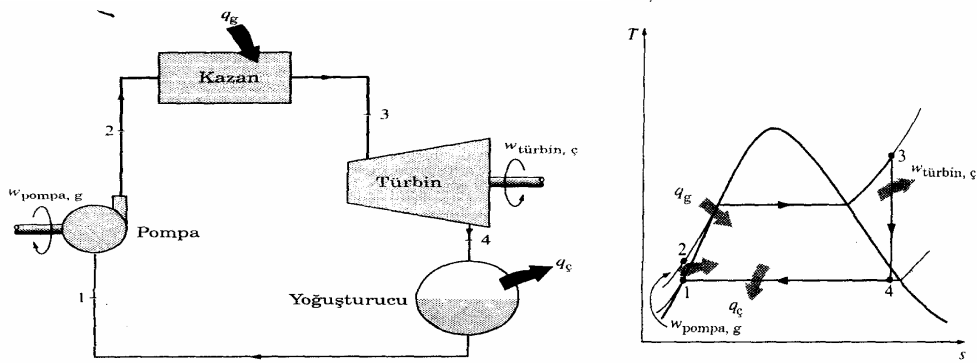
Termodinamik açıdan temelde soğutucu ve ısı pompası arasında temel bir fark bulunmamakta; sistem ilgi alanının yüksek sıcaklık bölgesi olması halinde "ısı pompası"; düşük sıcaklık bölgesi olması halinde "soğutucu" olarak isimlendirilmektedir. Isıtıcı ve serinletici işlevlerinin her ikisinin birden değerlendirilmesi ise olayın ekonomikliği açısından önem taşımaktadır. Termodinamiğin II. Yasası, ısıнын düşük sıcaklık seviyesinden yüksek sıcaklık seviyesine transferi için yardımcı bir enerji kaynağının gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu enerji ihtiyacı mekanik veya elektrik enerjisi şeklinde karşılanabildiği gibi; ısı enerjisi şeklinde de karşılanabilmektedir



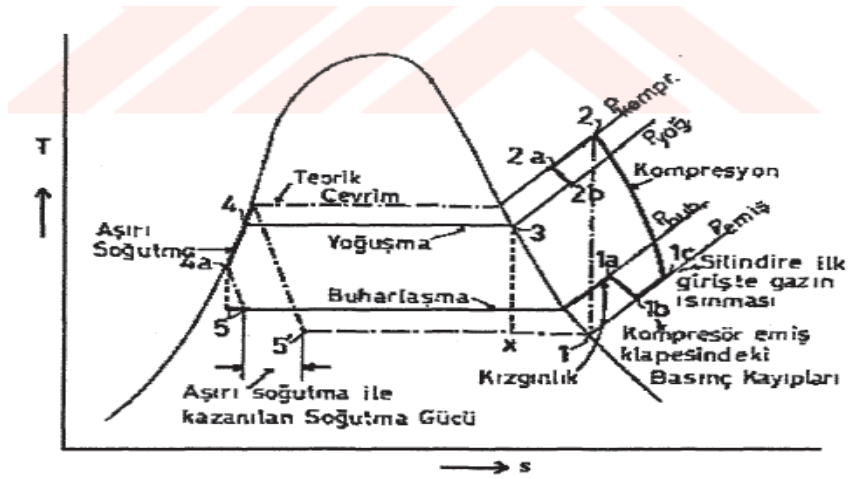
Şekil 2.1. Basit Rankine çevrimi ve ısı pompası şeması

1. Kompresörde, izentropik sıkıştırma
2. Yoğusturucuda, sabit basınçta dışarıya ısı verilmesi
3. Genleşme valfinda, sabit entalpide genişleme
4. Buharlaştırıcıda, sabit basınçta dışarıdan ısı alınması

Şekil 2.1 ve 2.2’de çevrimin akışkan sıvısı ısı kaynağından düşük basınç ve sıcaklıkta ısı alır kompresör ile basıncı yükselir. Kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta çıkan akışkan yoğunlaştırıcıya gelir burada ısısını verdikten sonra genleşme valfinden tekrar buharlaştırıcıya dönerek burada basınç eşitlenir ve çevrim tamamlanır.



Şekil 2.2. Basit ideal rankine çevrimi



Şekil 2.3. Gerçek soğutma çevrimi [Özkoç, 1998]

Yukarıdaki Şekilde gerçek ve ideal çevrimi açıklamaktadır

İdeal rankine çevriminin enerji çözümlemesi

Buharlı güç santralini oluşturan makinelerin tümü (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) sürekli akışlı makinelerdir, bu nedenle Rankine çevrimi de dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan bir çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim genellikle ısı geçişi ve işe oranla küçüktür, bu nedenle göz ardı edilebilir. Böylece, sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi, buharın birim kütlesi için aşağıda gösterildiği gibi yazılır

$$q - w = h_{\text{ç}} - h_g \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.14)$$

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur, ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimleri izantropik kabul edilebilir. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi olur:

$$\text{Pompa } (q = 0): \quad w_{\text{pompa,g}} = h_1 - h_2 \quad (2.15)$$

veya

$$w_{\text{pompa,g}} = v(P_1 - P_2) \quad (2.16)$$

burada,

$$h_1 = h_{f,p1} \quad \text{ve} \quad v = v_1 = v_{f,p1} \quad (2.17)$$

$$\text{Kazan } (w = 0): \quad q_e = h_3 - h_2 \quad (2.18)$$

$$\text{Türbin } (q = 0): \quad W_{\text{türbin, ç}} = h_3 - h_4 \quad (2.19)$$

$$\text{Yoğuşturucu } (w = 0): \quad q_{\text{ç}} = h_4 - h_1 \quad (2.20)$$

Rankine çevriminin ısı verimi şöyle ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} \quad (2.21)$$

Burada,

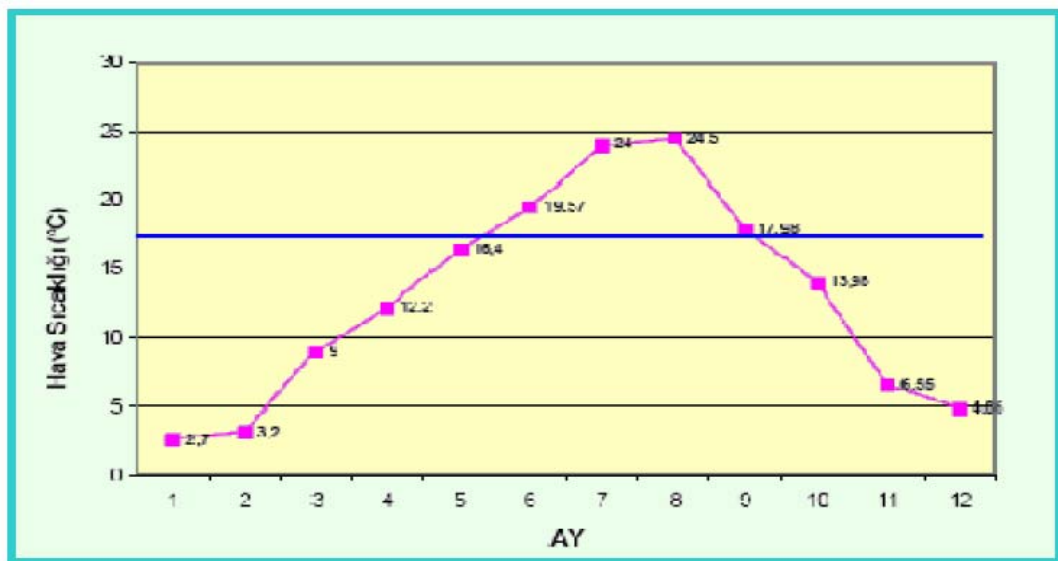
$$W_{net} = q_g - q_c = w_{t\ddot{u}rbin, \phi} - w_{pompa, g} \text{ olmaktadır.} \quad (2.22)$$

2.3. Gözlemlenen Yer ve İklim

Ankara ilinin geniş arazisinde yer yer iklim farklılıkları görülür. Güneyde, İç Anadolu ikliminin bariz özellikleri olan step iklimi, kuzeyde ise, Karadeniz ikliminin ılıman ve yağışlı halleri görülebilir. ikliminin hüküm sürdüğü bu bölgede kış sıcaklıkları düşük, yaz ise sıcak geçer. Çizelge 2.1’de görüldüğü gibi kara En sıcak ay Temmuz-Ağustos, en soğuk ay ise Ocak ayıdır.

Çizelge 2.1. Ankara iline ait aylık ortalama sıcaklık verileri

	AYLAR											
Ortalama Sıcaklık (°C)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	0,4	1,9	6	11,2	15,9	19,9	23,9	22,9	18,5	12,9	6,6	2,3



Şekil 2.4. Ankara’da yıl boyunca hava sıcaklığının değişimi

İl bazında ortalama sıcaklık 10-13 °C arasında (2009 verilerine göre Ankara’da yıllık ortalama hava sıcaklığı $T = 12,81$ °C dir), aylık ortalama yağış miktarı da 11-55 mm arasındadır. En yüksek sıcaklık değeri 41,4 °C ile Sarıyer istasyonunda; en düşük sıcaklık da sıfırın altında 32,2 °C ile Esenboğa istasyonunda kaydedilmiştir. Donlu günler sayısı yılda ortalama 60-117 arasında, karla örtülü günler sayısı ise yılda toplam 10-70 gün arasında değişmektedir. En yüksek kar kalınlığı 82 cm. olarak Kızılcahamam istasyonunda kaydedilmiştir.

Bayındırlık Bakanlığı tarafından hazırlanan derece-gün bölgelerine göre Ankara 3. bölgede bulunmaktadır. Ankara ili ısı ihtiyacı hesabında esas alınacak minimal dış sıcaklık derecesi ise -12 C° dir ve Ankara ili kuvvetli rüzgara maruz kalan illerden biri olarak kabul edilir.

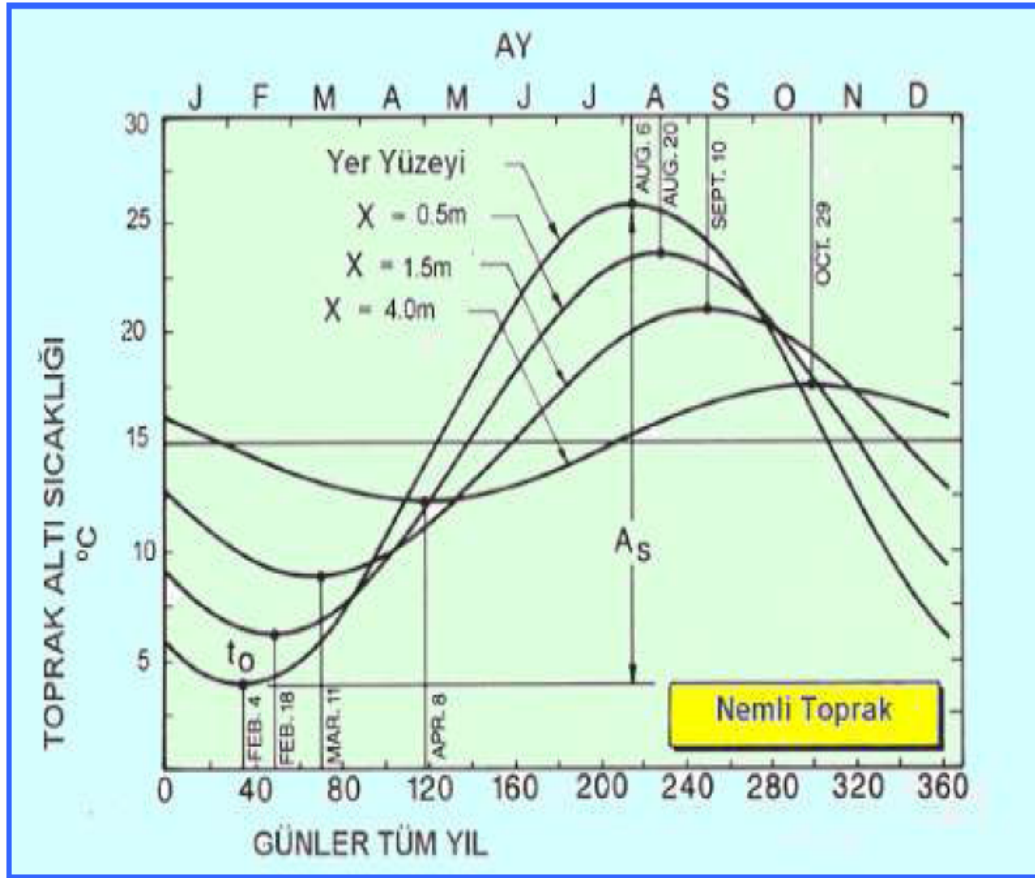
2.3.1. Toprak Bilgileri

Humuslu, kumlu ve nemli toprak (Ankara Meteoroloji İşleri Araştırma ve Bilgi İşlem Daire Başkanlığı)

Çizelge 2.2. Ankara ilindeki günlük ortalama 100 cm. derinliğindeki toprak sıcaklığı [Meteoroloji Bülteni, 1974]

OCAK (°C)			TEMMUZ (°C)		
5 cm	50 cm	100 cm	5 cm	50 cm	100 cm
7,8	10,1	12,3	33,1	31,6	29,8

Toprak derinliğinden 10 m derinlikte su ile karşılaşıldığından, toprak nemli kabul edilmiştir.



Şekil 2.5. Ankara ilinde toprak sıcaklığının derinliğe bağlı değişimi

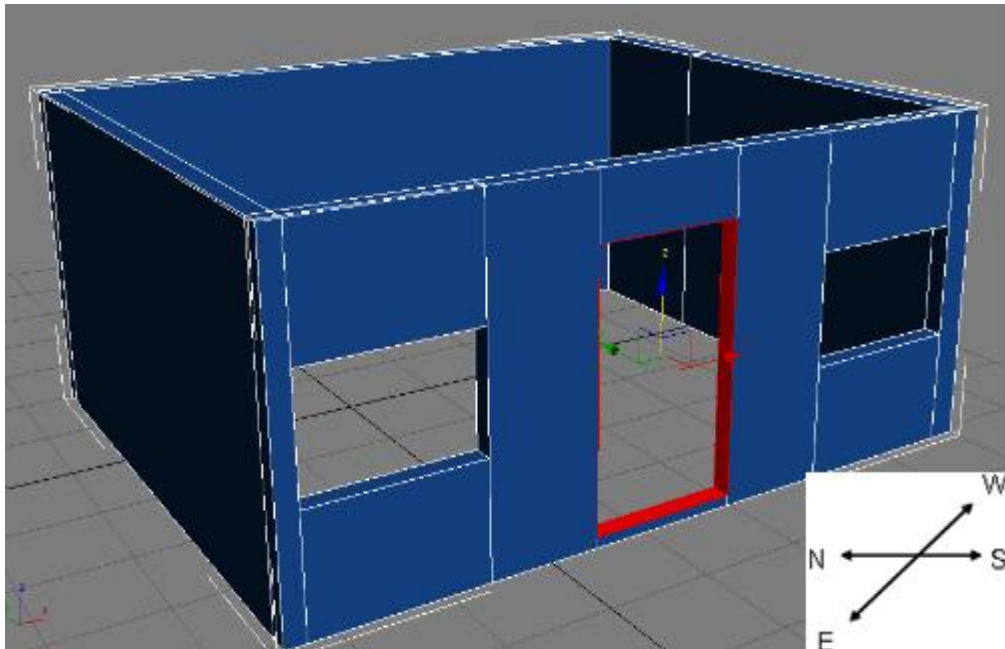
Toprağın 2-3 m altındaki sıcaklık değerleri yıl boyu belli değerler arasındadır ve çok küçük değişimler geçirmektedir. Bu değer 7-12 C arasında değişmektedir.

2.3.2. Ev özellikleri

Ev dört katlı apartmanın ikinci katıdır. Üstten ve alttan soğuk gelmemesi sebebi ile ara kat seçilmiştir. Ayrıca güney cepheli olması, güneş ısılarından yararlanma açısından düşünülmüştür. Şekildeki modellemede bu eve ait ara kat modellemesi görülmektedir

Bina, dikdörtgen şeklinde olup eni 8 metre, boyu 20 metre, yüksekliği ise 12 metredir. Bu durumda her bir kat yüksekliği 3 metredir.

Pencereler düşük-yayma kuvvetli güneş kontrollü çift camlı ve ahşap çerçevelidir. Düşük-yayma kuvvetli güneş kontrolü, pencerelerin daha fazla yalıtım sağladığını ve ayrıca kızıl ötesi ve bazı ultraviyole ışınların geçmesini ve eve ısı kazancı sağlamasını engellediğini ifade etmektedir. Simüle edilen ev her bir cephesinde belirli bir pencere-duvar oranına sahiptir. Pencerelerin konutun dört duvarının her birindeki bir geniş pencere olduğu varsayılabilir, çünkü pencere konumlandırması performansı etkilemez. Ön (Kuzey) pencere alanı $16,8 \text{ m}^2$ ve Güney pencere alanı $17,44 \text{ m}^2$ 'dir. Güneye bakan pencereler kış mevsimi boyunca daha fazla ve yaz boyunca uygun saçaklarla daha az güneş alır. Doğu duvarında $17,44 \text{ m}^2$ ve Batı duvarında $10,4 \text{ m}^2$ pencere bulunmaktadır. İç duvarlar yalıtılmıştır. Tavan arası iklimlendirilmemiştir ve tavan arası döşemesi (hemen tavanın üzerindeki) yalıtılmıştır. Ön kapı çelik konstrüksiyondur. Tüm evin bir sıcaklık kontrol bölgesi olduğu varsayılmıştır, zira bu, konut yapılarında yaygındır. Bir binanın ısıl bütünlüğü çekme ya da bölge kontrolünün önemini attırır veya azaltır [John Ingersoll & Joe Huang, 1985].



Şekil 2.6. Model Ev – güney yönüne doğru

Çizelge 2.3. Muhtelif oturma ve çalışma yerlerindeki iç sıcaklık verileri

EVLER İÇİN SICAKLIK DEĞERLERİ	(C°)
Oturma Odaları	22
Hol	20
Koridor, WC, Merdiven	15
Mutfak	15
Banyo	26
Yatak Odası	18

Seçilen malzemelerin enerji tasarrufu sağlayan malzemeler olduğu kabul edilmiş ve bu nedenle bunlar enerji tasarrufunun pasif metotları olarak varsayılmıştır. Bu bir soruna yol açabilir pasif metotlarla evin toplan enerji tüketiminin azalması sistemlerin performansında daha küçük bir değişkenliğe yol açabilir, buna bağlı olarak daha yeni teknolojilere ilişkin genel avantajları azaltabilir ve bunların masraflarını çıkarma sürelerini uzatabilir [McCabe ve Purcell, 1983].

Aşağıda Çizelge 2.4, 2.5, 2.6, 2.7 ve 2.8 binada kullanılan malzemeler, bina bilgileri ve buna bağlı özelliklerini bulabilirsiniz.

Çizelge 2.4. Yapı Malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları (DuvarBileşeri)

Yapı Malzemesi	Kalınlığı (m)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
İç Sıva (kireç-çimento harcı)	0,003	0,87
Yatay Delikli Tuğla	0,190	0,45
Dış Sıva (çimento harcı)	0,003	1,40
Poliüretan Sert Köpük	0,04	0,35

Çizelge 2.5. Yapı Malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları (tabandöşeme bileşenleri)

Yapı Malzemesi	Kalınlığı (m)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
Karo mozaik	0,030	1,300
Tesviye betonu (çimento harçlı)	0,050	1,400
Grobeton	0,150	1,740
Isı yalıtım malzemesi (curuf)	0,250	0,230
Blokaj	0,100	0,700

Çizelge 2.6. Yapı malzemelerinin ölçü standartları ve ısı iletim katsayıları (tavan bileşenleri)

Yapı Malzemesi	Kalınlığı (m)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
İç sıva	0,030	0,870
Demirli beton	0,120	2,100
Cam yünü	0,100	0,052

Binaya ait toplam alan 1054 m^2 dir. Toplam ısı kayıpları ise $58,59 \text{ kw}$ olarak hesaplanmıştır. Binanın dışındaki hava taşınım katsayısı (h_d) = $20 \text{ W/m}^2\text{K}$, binanın içindeki hava taşınım katsayısı ise (h_i) = $7 \text{ W/m}^2\text{K}$ dir. Aşağıda sonuçları verilen ısı yalıtımı ile ilgili programı EK`teki ısı yalıtımı.xls dosyasında ayrıntılı olarak bulabilirsiniz.

Bina Bilgileri

Binanın Eni = 8 m
 Binanın Boyu = 20 m
 Binanın Yüksekliği = 12 m
 Aylık Ortalama İç Sıcaklık: $T_i = 12,8 \text{ }^\circ\text{C}$
 Hava Değişim Şayisi: $n_h = 1$ ($1/h$ min =1; max=2 alınabilir)
 Kat Yüksekliği = 3 m
 Birim İç İsi Kazancı = 5 W/m^2

Çizelge 2.7. Bina ölçüleri

BİNA ÖLÇÜLERİ	
Binanın Hacmi Vbrüt =	1920 m^3
Binanın kullanım alanı A_n =	$614,40 \text{ m}^2$
Binanın Döşeme Alanı A_t =	160 m^2
Binanın Tavan Alanı A_T =	160 m^2
Binadaki Toplam kapı ve pencere alanı A_p =	$62,08 \text{ m}^2$
Binadaki Toplam Dış Duvar Alanı A_D =	672 m^2

Çizelge 2.8. Bina bilgileri

HER YÖN İÇİN TOPLAM PENCERE ALANLARI				
K		16,8 m ²		
G		17,44 m ²		
D		17,44 m ²		
B		10,4 m ²		
GÖLGELEME FAKTÖRLERİ				
(ri) ay		0,60		
(gi) ay		0,60		
SINIR ŞARTLARI:		İÇ İKLİM ŞARTLARI	DIŞ İKLİM ŞARTLARI	Süre (saat)
YOĞUŞMA PERİYODU	Hava Sıcaklığı (°C)	20	-10	1440
	Bağıl Nem (%)	50	80	
BUHARLAŞMA PERİYODU	Hava Sıcaklığı (°C)	12	12	2160
	Bağıl Nem (%)	70	70	
	Çatı Yüzey Sıcaklığı (°C)		20	

3. ISITMA VE SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ

3.1. Sistemlerin tanımı

Bu bölümün ilk kısmında analizi yapılacak sistemlerin genel olarak tanımı ve çalışma prensipleri ele alınacaktır. Daha önce belirtmiş olduğumuz gibi iki kısımdan meydana gelen (klima ve kazan) ve günümüzde yaygın olarak kullanılan bu sistem referans sistem olarak seçilmiştir. Seçilen sistem geliştirmekte olan alternatif sistemlerle (toprak kaynaklı, termal ve absorpsiyonlu ısı pompası) karşılaştırılmıştır. Referans sistemin şeması Şekil3.12’de gösterilmiştir. Aşağıda bu sistemleri meydana getiren ana kısımların özellikleri açıklanmıştır.

3.1.1. Isı pompası ve çeşitleri

Isı pompasının birçok tanımı olup en iyi özetleyen Avrupa standardı EN14511 dir. Bu standarda göre ısı pompası; "Isının dağıtımını sağlamak üzere dizayn edilen, ısıtma için elektrikle çalışan soğutma sistemidir. Isı pompası havanın nem alma, temizleme, sirkülasyon ve soğutmasını gerçekleştirir. Soğutma, ters soğutma çevrimi ile yapılır.

Son yıllarda ülkemizde de adını özellikle konut ısıtma amaçlı olarak sıkça duymaya başladığımız ısı pompası sistemlerinde dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu,... gibi bir ortam kış şartlarında düşük sıcaklık kaynağı olarak kullanılarak alınan ısı, ısıtılması hedeflenen hacimde aktarılmakta; yaz şartlarında ise serinletilmesi hedeflenen hacimden alınan ısı bu sefer yüksek sıcaklık kuyusu olarak görev yapan dış hava, toprak, nehir suyu, göl suyu, ve benzerlerine transfer edilmektedir. Sıcaklık kaynağı veya kuyu olarak kullanılacak ortamın seçilmesi ise iklim şartları, coğrafik yerleşim, ilk yatırım maliyeti gibi pek çok faktöre bağlı olmaktadır.

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez, sadece ya biçim değiştirir yada bir yerden bir yere taşınır. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama “pompalama” veya “taşıma”

kabiliyetinden alır. Örnek olarak dalgıç pompalar verilebilir. Dalgıç pompalar nasıl suyu üretmiyorlarsa, ısı pompaları da ısıyı üretmeyip sadece taşırlar. Dalgıç pompalarının su pompalaması için bir su kaynağına daldırılmalarına benzer olarak, ısı pompaları da yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar. Bunun için de isinin alınacağı bir ısı çukuru ihtiyacı vardır. Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hepsi ısı çukuru olarak havayı kullanılmaktadır. Günümüzde havayı ısı çukuru olarak kullanan ısı pompaları Split klima ve çiller olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değerlerinin gün içinde dahi sabit kalmaması sebebiyle, işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı sabit kabul edebilecek ısı çukurları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan sıcaklığı sabit kabul edebilen ısı çukurları toprak ve sudur.

Soğutma makineleri ısıtma veya ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılırlarsa ısı pompası adını alırlar. Örnek olarak evlerimizde kullanılan buzdolaplarını alalım. Buzdolaplarında yiyeceklerin bulunduğu iç ortam soğuktur ve arkasındaki borular oluşan ısıyı ortama bıraktıklarından sıcaktır. Hemen hemen her kişi bu olayın farkındadır ve bu ısının nereden geldiğini merak etmektedir. Örnekte de görüldüğü gibi soğutma makineleri ısıyı ve soğuğu aynı anda üretirler. Anlaşılacağı gibi ısı pompalarından bahsedildiğinde soğutma makinelerine başvuruyoruz. Öyleyse ısıtma sektöründe çoğu insan için ısı pompası terimi yeni gibi görünmesine rağmen evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı mantığın ürünüdürler. Çalışma prensibi ısıyı taşıma mantığına uyduğundan “ısı pompası” başlığı altında toplanabilirler.

Isı pompaları bir mahallin ısıtılması veya sıcak su üretimi amaçlarıyla kullanılabilir. Bina ve işyeri ısıtmalarında, yerden yapılan ısıtmada, sıcak havalı sistemlerde, iklimlendirme tesislerinde ve yüzme havuzlarının ısıtılmasında kullanılır. Endüstriyel uygulamalarda, buhar üretimi, tuzlu sudan saf su ve tuz elde etme, kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde, süt pastörizasyon işlemlerinde, sera ısıtılması, proses ısı ve sıcak su üretimi, kükürt ve bazı katıları ergitme, elektrik enerjisi

üretimi işlemlerinde kullanılmaktadır. Bu uygulamalarda 100°C' nin altında sıcaklık gerektiren sistemlerde düzlemsel kolektörler, diğerlerinde odaklı kolektörler kullanılır. Çeşitli Ayrıca kombine uygulamalarda ısı pompası, kışın ısıtma yazın ise soğutma yapılan tesislerde kullanılabilir. Kombine uygulamalarda, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı kış ve yaz uygulamalarında yer değiştirmektedir [Kılıç ve Öztürk, 1983].

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi Amerika'da Florida eyaletinde başlamış olup 50 yılı aşkın bir kullanım geçmişine sahiptir. Şu anda sadece Amerika'da bile kullanımda olan milyonlarca ünite vardır. Amerika'nın yıllık kullanımı 200 bin adet üstündedir. Avrupa'da, özellikle İskandinav ülkelerinde, çok yüksek bir kullanıma ulaşmıştır. Türkiye bile 95 ten beri çalıştırılanlar birleştirildiğinde 10 bin adete yakın ünite mevcuttur.

Bu sistemler Türkiye'de 1998'lerden beri uygulanmaktadır. Türkiye'de, toprak kaynaklı, deniz, göl, nehir, su kaynaklı her tip uygulama örneği mevcuttur. Toplam 10,000 adet civarında ünite vardır, bunların en fazla 700 tanesi ev uygulaması olup kalanlar ticari uygulamalardır. Ticari uygulamalarda, AVM başta olmak üzere, iş merkezi, otel, ofis, fabrika, tekne uygulamaları mevcuttur.

Yeryüzünün güneş ışınlarından elde ettiği ısıdan yeniden kazanılabilen enerjiyi kullanarak, ticari binaların, çeşitli mühendislik yapılarının ısıtılması ve soğutulması ile kullanma sıcak suyu üretiminde kullanılan bir sistem olan "Toprak Kaynaklı Isı Pompası" (TKIP)'nin kullanımı gittikçe artmaktadır. TKIP, toprağı ısı kaynağı ya da ısı kuyusu olarak kullanılır. Toprak sıcaklığının yüzeyden derinlere doğru gittikçe kısmen sabit kalması ve ayrıca bu sıcaklığın insanın konfor şartları için gerekli olan sıcaklığa çevre sıcaklığına göre daha yakın olması, bu tip ısı pompası uygulamasını cazip hale getirmektedir. Bu sabite yakın olan sıcaklıktan dolayı, sert iklimli bölgelerde dahi toprak kaynaklı ısı pompaları ile çevrimin performansında daha yüksek değerler elde edilir. Kaynak olarak havayı kullanan ısı pompaları çok yaygın olarak kullanılmasına rağmen, özellikle soğuk ve değişken iklimli bölgelerde düşük verimde çalışmaları ve elektrik besleyicileri için arzu edilmeyen yüklemelere sebep

olmaları gibi bazı dezavantajlara sahiptirler. Bu tip istenmeyen faktörler TKIP kullanılmasıyla giderilmektedir. Anlaşılacağı üzere TKIP ile hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha yüksek performans elde edilmektedir [Ünlü, 2005].

TKIP sistemleri, elektrik enerjisi ile ısıtma ve soğutma yapılmasını sağlayan sistemler olduklarından çevre dostu bir sistem olarak, özellikle ABD, Kanada, Almanya ve başta İsveç olmak üzere, İskandinav ülkelerinde uzun zamandır kullanılmaktadır. TKIP'lar, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır [Şahin ark, 2007].

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemleri, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır.

Toprak kaynaklı ısı pompası 1995'ten beri Amerika'da ve Avrupa'da %59 veya yıllık %9,7 olarak en fazla gelişim göstermiştir. Dünyadaki 26 ülkede kurulum kapasitesi 6850 MW ve yıllık enerji kullanımı ise 23214 TJ / yıl'dır. Kurulu olan sistemlerin sayısı 2000 yılı verilerine göre 500 000 dolayındadır [Lund, J.W. and Freeston, D. H, 2000 and Ünlü, 2005]. Bunun yanı sıra jeotermal ısı pompaları 2001-2002 yıllarında ülkemizde gündeme gelmiştir ve birçok konutta ısıtma-soğutma amaçlı olarak uygulamaya sokulmuştur. Ancak ülkemizde TKIP imalat, henüz söz konusu değildir ve yurt dışından ithal edilen paket tip TKIP'ları kullanılmaktadır.

TKIP'nın diğer ısı pompası sistemlerinden en önemli farkı, TKIP sistemlerinin, ısı taşıyıcı akışkan ile jeo kütlenin temasını sağlayarak ısı geçişine imkân sağlayan 'Yer (toprak) Isı Değiştiricisi' sistemi gerektirmesidir. Bu ısı değiştiricilerinin toprağa montajından dolayı oluşan yüksek kuruluş maliyeti, toprak kaynaklı ısı pompalarının bir dezavantajı olarak düşünülebilir. Ancak, bu ısı pompalarında işletme maliyeti, diğer ısı pompası tiplerine göre daha düşük düzeyde kalmaktadır. Yer ısı değiştiricileri, jeo-kütle içerisine yatay veya dikey olarak yerleştirilebilirler [Ünlü, 2005].

Toprak kaynaklı ısı pompaları alternatif sistemlere nazaran ürettiği enerjinin 1/3'i bedel karşılığı düşünülürse sadece tüketicinin değil, devletlerinde dış kaynaklı enerji alım politikalarında büyük bir avantaj sağlayacağı ispatlanmış ve bu sayede ısı pompası teknolojisi devletler tarafından teşvik ve destek görmektedir [Ünlü, 2005], Çizelge 3.1'de görüldüğü gibi dünya çapında TKIP kullanımı ve ülke bazında dağılımı gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. 2000 yılı itibariyle dünya genelinde TKIP kullanımı [Ünlü, 2005]

	Kurulu Güç	Enerji Tüketimi		Uygulanan	12 kW Eşdeğer
Ülke	MW	TJ/Yıl	GWİ/Yıl	Adet	Adet
Avustralya	24	57,6	16	2000	2000
Avusturya	228	1094	303,9	19000	19000
Bulgaristan	13,3	162	45	16	1108
Kanada	360	891	247,5	30000	30000
Çek Cum.	8	38,2	10,6	390	663
Danimarka	3	20,8	5,8	250	250
Finlandiya	80,5	484	134,5	10000	6708
Fransa	48	255	70,8	120	4000
Almanya	344	1149	319,2	18000	28667
Yunanistan	0,4	3,1	0,9	3	33
Macaristan	3,8	20,2	5,6	317	317
İzlanda	4	20	5,6	3	333
İtalya	1,2	6,4	1,8	100	100
Japonya	3,9	64	17,8	323	323
Litvanya	21	598,8	166,3	13	1750
Hollanda	10,8	57,4	15,9	900	900
Norveç	6	31,9	8,9	500	500
Rusya	1,2	11,5	3,2	100	100
Polonya	26,2	108,3	30,1	4000	2183
Sırbistan	6	40	11,1	500	500
Slovakya	1,4	12,1	3,4	8	117
Slovenya	2,6	46,8	13	63	217
İsveç	377	128	1146,8	55000	31417
İsviçre	500	1980	550	21000	41667
Türkiye	0,5	4	1,1	23	43
İngiltere	0,6	2,7	0,8	49	53
ABD	4800	12000	3336,8	350000	400000
Toplam	6875,5	23286,9	6453,1	512678	572949

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağa gömülü olan bir ısı değiştirici ve buna bağlı olan bir buharlı sıkıştırma çevriminden oluşur. Güneşten gelen enerjinin en iyi depolanma Şekillerinden birisi topraktır. Toprak dış ortam şartlarına göre her zaman daha elverişlidir. Yani kışın dış ortam sıcaklığından daha sıcak, yazın dış ortam

sıcaklığından daha soğuktur. Toprak kaynaklı sistem diğer sistemlere göre kullanılabilirliği çok daha fazladır çünkü kolay bulunabilir [Akçasarı, 2004].

Toprakta depolanan güneş enerjisi doğrudan doğruya, yardımcı işletim tertibatı olmaksızın alınır. Bu kapalı sistemde sakıncası olmayan bir işletim maddesi dolaşır. Kaliteli yüksek değerli bakır borudan oluşan toprak kolektörü bir PE koruyucu manto ile tamamlanmıştır. Yüksek değerli bir spiral sıkıştırıcı vasıtasıyla gaz halindeki işletim maddesi yüksek bir basınç ve sıcaklık seviyesine getirilir. Paslanmaz çelikten yapılmış olan bir ısı değiştirici, ısıtma şebekesine sıcaklık aktarıcı cihaz vazifesi görür. Heliotherm tarafından geliştirilen bir teknoloji (dsi Tekniği) vasıtasıyla, işletim maddesi enerji almak için gevşer.



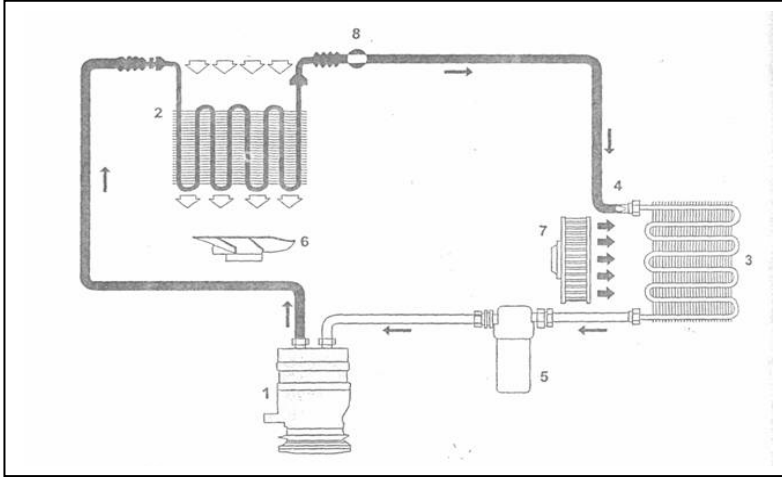
Şekil 3.1. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemine örnek

Isı pompasının performansı hem ısıtma hem de soğutma verimi bakımından değerlendirilir. Performans genellikle COP (performans katsayısı) ve EVO (enerji verimlilik oranı) kullanılarak belirtilir. COP, birbirine uygun birimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. EVO, ünite şeklinde klima cihazlarının ve ısı pompası sistemlerinin soğutma verimini belirlemek için kullanılan bir terimdir. Net soğutma kapasitesinin (Btu/h olarak çekilen ısı) verilen toplam elektrik enerjisine (W) oranı olarak tanımlanır. COP ve EVO ne kadar yüksek olursa ünite o kadar verimli çalışır. Isı pompalarının mevsimsel ısıtma verimini açıklamak için kullanılan ısıtma mevsimlik performans faktörü (IMPF), tüm ısıtma sezonu boyunca ısı pompasıyla verilen ısı enerjisinin (ek ısıtma dahil) elektrik

enerjisi tüketimine oranıdır. En verimli ısı pompaları 8-10 arasında bir IMPF'ye sahiptir.

Mevsimlik enerji verimlilik oranı (MEVO) ile ise ısı pompasının soğutma verimi değerlendirilir. Genellikle MEVO yükseldikçe maliyetler artar. En verimli ısı pompaları 14-18 arasında bir MEVO değerine sahiptir. IMPF değerinin en az 7 ve MEVO değerinin ise en az 12 olan ısı pompalarının tercih edilmesi istenir [Sauer ark, 1983].

Isı pompasından geçen sıvı ve havanın sıcaklıkları ve debileri değiştikçe, ısı pompası ünitesinin verimi değişir. İmalatçılar ısı pompalarının performanslarını belirli standart koşullara (ISO 13256-1 vb.) göre belirtirler. Örneğin kapalı devre toprak kaynaklı sistemler için ayrı, açık devre veya yer altı suyu sistemleri için ayrı değerlendirme kriterleri vardır. Isı pompalarının karşılaştırmasını yaparken aynı standart değerlendirme koşullarına göre karşılaştırma yapmak gereklidir.



Şekil 3.2. Örnek ısı pompası elemanları

- 1.Kompresör
- 2.Kondanser (yoğuşma)
- 3.Evaporatör (buharlaşıma)
- 4.Expension(genleşme) vanası

5.Nem tutucu

6.Kondanser fanı

7.Evaporatör fanı

8.Prosestat

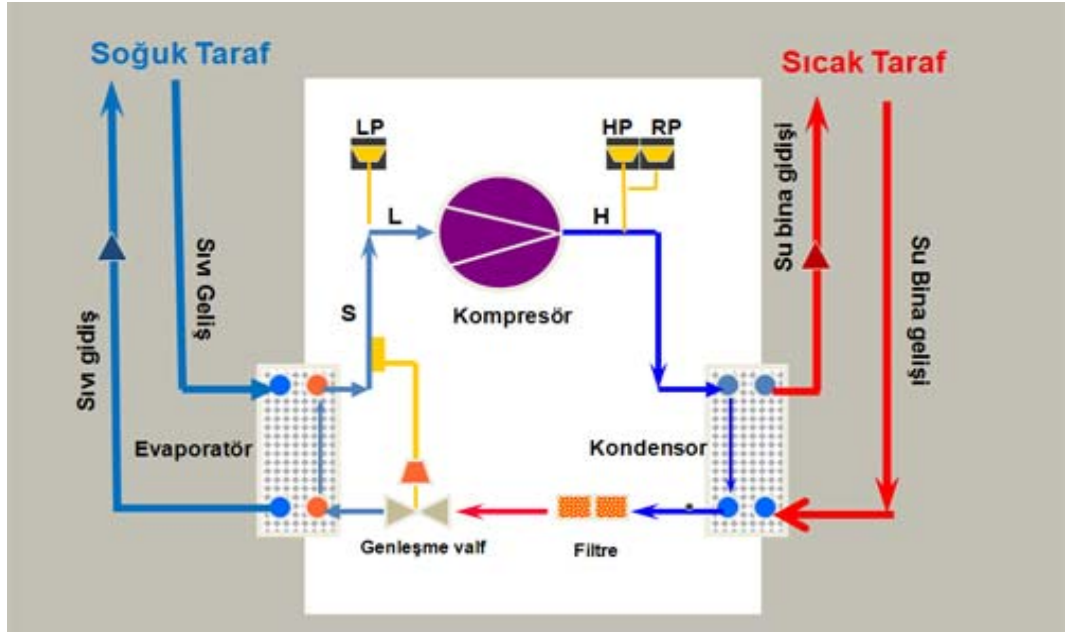
Tipik olarak kompresör, yoğuşturucu (kondenser), genişleme vanası ve buharlaştırıcı (evaporator) Şekil 3.2’ e bakınız ana elemanlarından oluşan ısı pompasının çalışma sistemi ise;

Isı kaynağından ısı alınması: Buharlaştırıcıda (kaynakla temas halinde bulunan sistem) bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Isı kaynağından alınan ısı enerjisi ile oluşan sıcaklık farkı, soğutucu akışkanın sıcaklığının artırılmasını sağlar. Soğutucu akışkan kaynar ve buharlaşır.

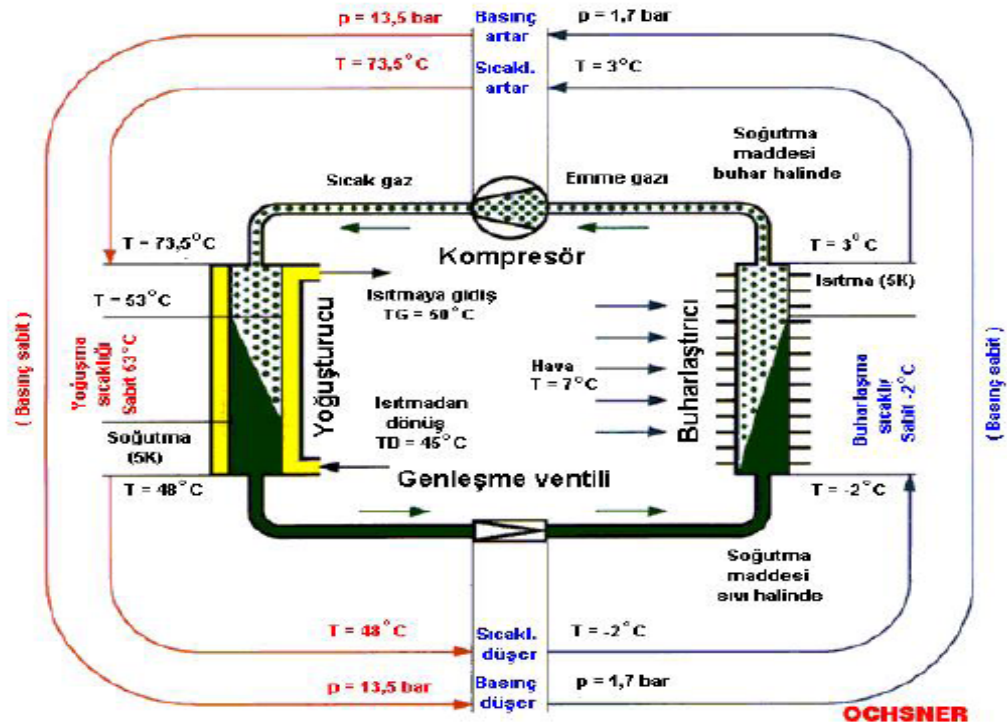
Kompresörde sıcaklık artırılması: Kompresör buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artırır.

Isıtma sistemine ısı aktarılması: Buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucuya ulaşır. Yoğuşturucudaki ısıtma suyunun (kalorifer tesisatı veya sıcak su boyleri) sıcaklığı buhar fazındaki akışkanın yoğuşma sıcaklığından daha düşük olduğu için, akışkan ısını ısıtma suyuna aktararak tekrar sıvı faza geçer Şekil 3.3’ te şematik olarak çalışma prensiplerini göstermekte ve Şekil 3.4’ te örnek bir ticari ısı pompası göstermektedir.

Genleşme vanasında kısılma: Soğutucu akışkanın kompresörde kazandığı yüksek basınç, genleşme vanasından geçerek düşer. Böylece buharlaştırıcıya tekrar düşük sıcaklık ve basınçta girmiş olur. Bu şekilde sürekli kapalı çevrim tamamlanır.



Şekil 3.3. Çalışma şeması



Şekil 3.4. Örnek bir ticari ısı pompası şekli

Toprak devresinde akışkan olarak genelde su veya su-antifriz karışımı kullanılır. Bu akışkan, toprağa gömülü termoplastik borular vasıtası ile sıvı-soğutucu akışkan ısı

değiştiricisi içinde dolaşır ve çektiği ısı enerjisini buharlaştırıcıda ısı pompasındaki soğutucu akışkana devreder. Toprak kaynaklı ısı pompalarının projelendirilmesinde, toprağın fiziksel ve kimyasal özellikleri, toprak devresinin boyutlandırılmasında önemli kriterlerdir. Ancak toprak özelliklerinin zamanla değişmesi hesaplamalarda göz önüne alınmalıdır [A.Kılıç, A.Öztürk,1983 ve Harry, J., ve Ronald, H.,1983]. Örneğin ısı pompası ile ısı çekilmesi halinde, toprağa gömülü boru civarındaki toprağın sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak nem ve diğer özellikleri de değişir. Ayrıca toprak sıcaklığı düştüğü için, topraktan gelen akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da düşer. Bu da ısı pompasının etkinliğini değiştirir. Ayrıca eğer topraktan çekilen ısı miktarını karşılayacak kadar toprağa tekrar ısı geçişi olmazsa toprakta donma tehlikesi baş gösterir [ASHRAE Systems Handbook, 1989].

- Alkol su karışımı ile doldurulmuş polietilen boru toprağın içine yerleştirilir ve toprakla olan ısı alışverişinin gerçekleşmesini sağlar.
- Sirkülasyon pompası, alkol su karışımını, ısı çukuru ile ısı pompası arasında dolaştırır. Alkol su karışımı, ısı enerjisini ısı çukurundan alır, buharlaştırıcıya transfer eder ve ısı pompasının işletilmesi için gerekli enerjiyi sağlamış olur.
- Buharlaştırıcıya aktarılan enerji sayesinde soğutucu akışkan (R407A) buharlaşır. Soğutucu akışkan, kapalı bir devre içinde ve basınç altında dolaştırılır. Soğutucu akışkanın basıncı arttırıldığında sıcaklığı da yüksek mertebelere ulaşacaktır.
- Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan gaz halinde çıkarak kompresöre ulaşır. Kompresörde sıkıştırılan gaz halindeki soğutucu akışkanın, basıncıyla birlikte sıcaklığı da artar.
- Kompresörden geçen soğutucu akışkan, yoğuşturucuya ulaştığında ısısının büyük bir kısmını, plakalı ısı değiştiricileri yardımıyla, ısıtma tesisatı çevrimine aktarır.
- Soğuyan akışkan yoğuşur ve sıvı faza geçer. Daha sonra genleşme vanasında basıncı düşürülür ve düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan çevrimin başına dönmüş olur.
- Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları; Çizelge 3.2’de kaynakların sıcaklık aralıkları gösterilmektedir, dış hava (cevre havası), yeraltı suyu (kuyu suyu), nehir suyu, gol suyu, deniz suyu, toprak, güneş, jeotermal enerji, atık su, sıvı atıklar ve atık havadır. Dış hava, toprak, yer altı suyu ve atık hava daha çok

küçük ısı pompası sistemleri için, gol/nehir/deniz suları, jeotermal enerji ve atık sular ise büyük ısı pompası sistemleri için elverişli kaynaklardır

Çizelge 3.2. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları

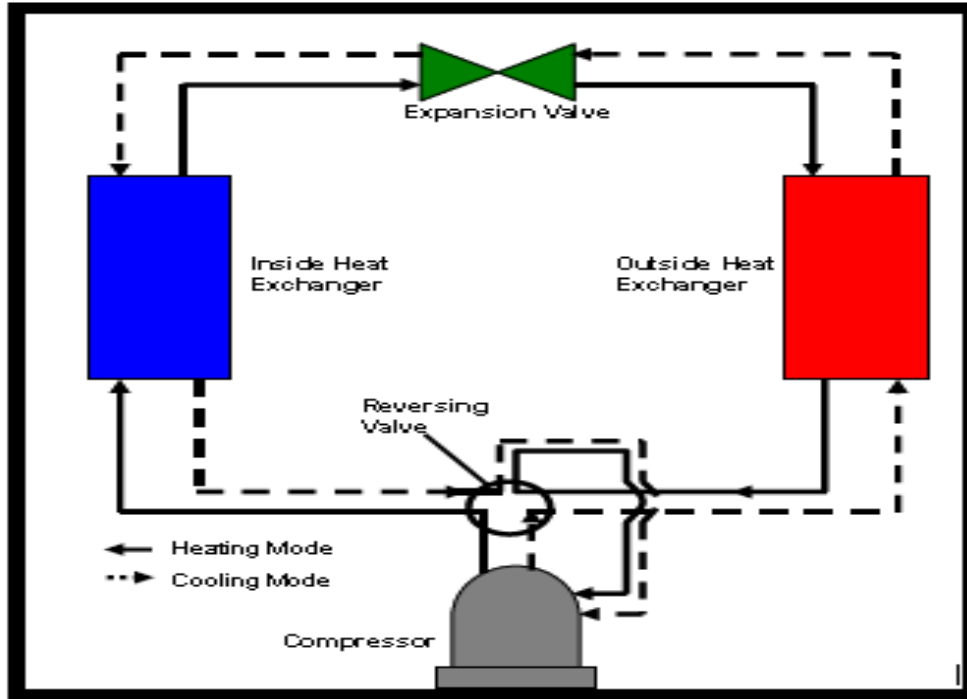
Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı (°C)
Dış Hava	-10 ~ 15
Atık Hava	15 ~ 25
Yeraltı Suyu	4 ~ 10
Göl Suyu	0 ~ 10
Nehir Suyu	0 ~ 10
Deniz Suyu	3 ~ 8
Kayaçlar	0 ~ 5
Toprak	0 ~ 10
Atık Su ve Sıvı Atıklar	>10

Yapılarda kullanılacak ısı pompaları için ideal ısı kaynakları su özelliklere sahip olmalıdır:

- Isıtma mevsimi boyunca yüksek ve kararlı sıcaklığa sahip olmalı,
- Kaynak sıcaklığının mümkün olduğu kadar büyük olması,
- Kaynağın bol ve kolay bulunabilir olması ve coğrafi koşullardan mümkün olduğu kadar az etkilenmesi,
- Aşındırıcı (korozyon) ve kirletici etkisi olmamalı,
- Uygun termofiziksel özelliklere sahip olmalı,
- Düşük yatırım ve işletme maliyetlerine sahip olmalıdır.

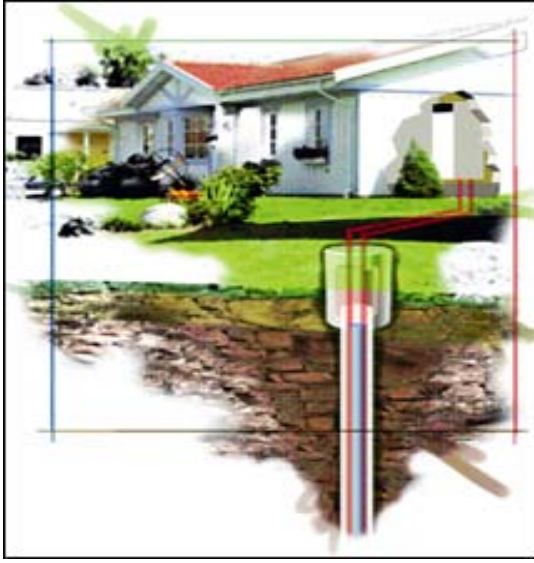
3.1.2. Jeotermal kaynaklı ısı pompası

Bir ısı pompası ev için hem ısıtma hem de soğutma sağlar. Bu buhar kompresyon döngüsüne benzerdir, ancak Şekil 3.5’de görüldüğü gibi bir evaporatör ve bir kondansatör yerine cihazlar dış mekân ve iç mekân ısı eşanjörleri olarak adlandırılır.



Şekil 3.5. Isı Pompası döngüsü [Moran and Shapiro, 2004]

Isı eşanjörleri hangi döngünün gerçekleştiğine bağlı olarak evaporatör ve kondansatör gibi işlev görür. Soğutmada, ısı iç mekân ısı eşanjörü (evaporatör) içerisindeki soğutucu tarafından evin içinden alınır ve daha sonra daha yüksek bir basınca kadar sıkıştırılır. Dış mekân ısı eşanjörü (kondansatör) soğutucuyu yoğunlaştırır ve ısı salınımı gerçekleşir. Soğutucu basıncı düşürmek için genleşme valfi içerisinden geçer, daha sonra döngüyü yineleyerek tekrar eve girer. Isıtmada, buhar kompresyon prosesi aynı kalır, ancak soğutucu akışının yönü geri döndüren bir vana tarafından ters çevrilir. Isı dış mekân ısı eşanjöründen (şimdi evaporatörden) absorbe edilir ve daha sonra bir kompresör içerisinden gönderilir. Yüksek basınçlı soğutucu daha sonra ısı eşanjörünün (şimdi kondansatörün) içerisine gönderilir, burada yoğunlaşma gerçekleşir ve sıcaklık dışarıya yayılır. Bu ısı evi ısıtır. Soğutucu daha sonra genleşme vanası içerisinden düşük bir basınca doğru hareket eder ve döngü tekrar başlar. Aşağıdaki Şekil 3.6 ve 3.7’de dikey tip ısı pompasını göstermektedir



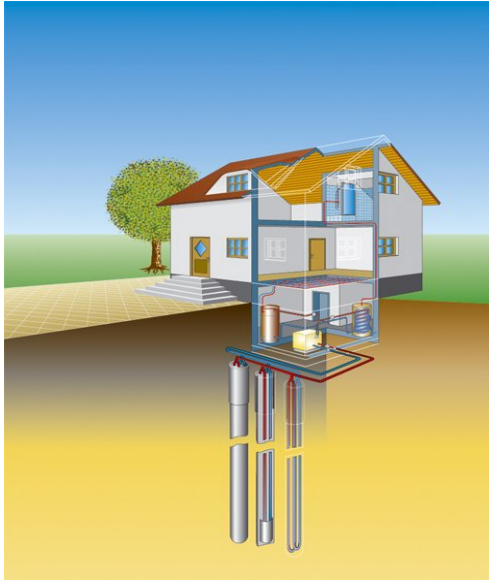
Şekil 3.6. Dikey tip ısı pompası [Patlar, 2006]



Kışın, akışkan dikey olarak yer ısısıyla ısıtılan kapalı boru sisteminde dolaşır. Sonra bu ısı binalara transfer edilir.



Yazın, binaları soğutmak için, akışkan, ısıyı binalara göre nispeten daha soğuk olan yeraltına gönderir.



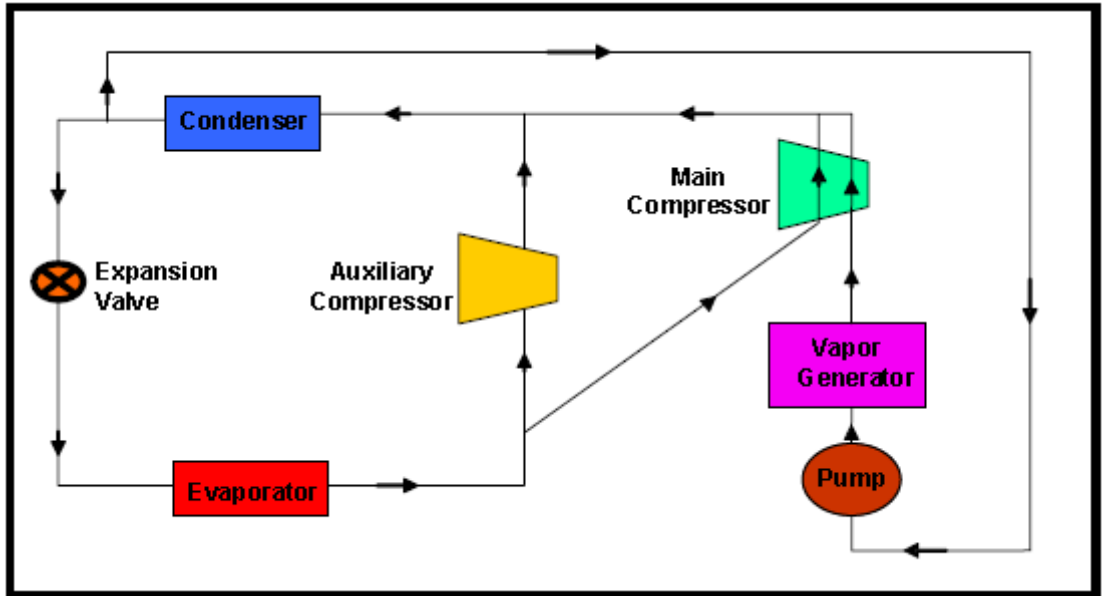
Şekil 3.7. Dikey tip TKIP uygulaması örneği [Güven, 2002 and Selvi, 2002]

3.1.3. Termal ısı pompası (TDHP)

Termal kaynaklı ısı pompası TDHP normal ısı pompalarının kullandığı elektrikli kompresör yerine hidrolik bir kompresör kullanan bir ısı pompasıdır. Çalışma prensibindeki temel farklılık ısı pompasını çalıştırmak için kaynak olarak düşük dereceli ısının kullanılabilmesidir.

Isı pompası ve soğutma sistemlerinin mekanik olarak elemanları aynıdır. Aralarındaki tek fark kullanım amaçlarından kaynaklanmaktadır. Isı pompasının amacı, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ulaştırmak ve kaynağın ısıtmasını sağlamaktır. Şekilde 3.8’de ısı pompasının elemanları ve ticari amaçlı bir ısı pompası şekli gösterilmiştir.

TDHP elektrikle çalışan düzenli bir scroll kompresörü, termal enerji ile çalışan hidrolik bir kompresörü veya her iki kompresörü eşzamanlı olarak kullanabilme kapasitesine sahiptir.



Şekil 3.8. TDHP Döngüsü

Dış Reflektör Bileşik Parabolik Konsantratörü (XCPC) kolektörleri TDHP sistemine termal enerji sağlayacaktır. XCPC kolektörleri ICPC kolektörlerinden daha ucuzdur, ancak daha düşük sıcaklıklar üretirler. Buna karşın, TDHP, XCPC kolektörlerinin kullanabileceğinden çok daha düşük sıcaklıklar gerektirir. TDHP minimum 145°F’lik bir sıcaklık öngörür ve XCPC kolektörleri tüm yıl boyunca 135°F ve üstü sıcaklıklar sağlar. TDHP için soğutma COP’si 0.35’tir ve ısıtma COP’si 1.25’tir [Henkel, Tom, 2006].

3.1.4. Yoğuşmalı kazan ve merkezi klima kombinasyonu

Yoğuşmalı kazanların çalışma prensibi hemen hemen normal fanlı cihazlar gibidir. En önemli fark ısı eşanjörlerinin yakıcıdan ve baca gazlarından daha fazla ısıyı absorbe edebilecek yapıda daha büyük bir alana sahip olmasıdır. Ana eşanjör, kazan dönüş suyu sıcaklığı yeteri kadar düşük olduğunda baca gazlarını 54 °C' nin altına düşürecek ve baca gazlarını soğutabilecek özelliğe sahiptir. Sıcaklığı 54 °C' nin altına düşürülen baca gazları içerisindeki su buharı yoğunlaşır ve su buharı içerisindeki gizli ısı geri kazanılarak kazanda kullanılır. Eğer bu kazanım yapılmamış olsa bu ısı baca gazlarıyla atık ısı olarak atılacaktır. Baca gazı sıcaklıkları klasik kazanlarda 200-250 °C iken bu değer yoğuşmalı kazanlarda 50-60 °C civarındadır ve potansiyel kazanç buradan elde edilmektedir.

Doğal gaz metan (CH₄) ve hidrojen (H₂) karışımından oluşan bir gazdır (az bir miktarda sülfür (S) içerir). Hava ise oksijen (O₂) ve azot (N₂) karışımından oluşur. Yanma reaksiyonunda doğal gazla havanın birleşmesi sonucu;

$$\text{CH}_4 + \text{H}_2 (+\text{S}) + \text{O}_2 + \text{N}_2 > \text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2 (+\text{H}_2\text{SO}_4 + \text{NO} + \text{NO}_2)$$

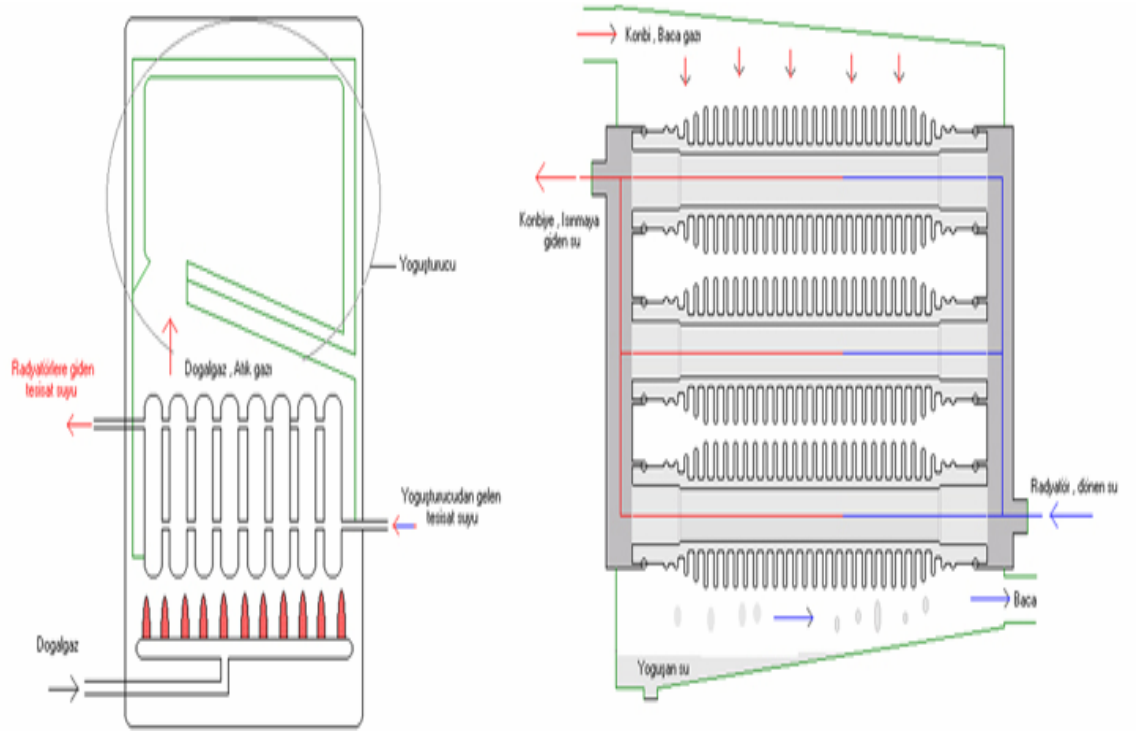
Su ve karbondioksit oluşur. Yoğuşma sonucunda yanma ürünleri arasında azot oksit, azot dioksit ve sülfürik asit yer alır. Yoğuşan su asidik özellikli olduğu için sifon ve bağlanacağı tesisat korozyona dayanıklı olmalıdır. Asidik özellikli H₂SO₄'ün pH değeri 3,5 civarındadır. Limon suyunun 2,5 , sirkenin 3 pH değerinde olduğu dikkate alınırsa yoğuşuk sıvı bunlardan daha az asidiktir ve evsel atık su sistemine atılabilir.

Yoğuşmalı kombi çalışma prensibi

Turbo eşanjör sistemi ile atık gaz sıcaklığı düşürülerek yanma sonucu su buharı sisteme geri kazandırmakta ve bunun sayesinde de yüksek verim elde edilmektedir. Kondenzasyon tekniği kullanılan kombilere göre baslıca farklı, baca gazı ürünlerindeki nem yoğunlaştığında ortaya çıkan buharlaşma gizli ısısının bir kısmının kullanılabilmesi ve ısı geri kazanım kabiliyetleridir. 1 m³ doğalgaz başına 1,5 ile 1,7 kg arasında su oluşmaktadır. 1 kg-su başına açığa çıkan buharlaşma ısısı

539 kcal'dir. Bu enerji gizli isi olarak anılmakta ve standart kombilerde bu ısıdan yararlanılmaktadır. Yoğuşmalı kombiler; bacadan atılan gazların içindeki su buharında bulunan enerjiyi. Gazları yanma bloğunun içinde tekrar dolaştırmak suretiyle özel olarak dizayn edilmiş kanatçıklarla çarptırarak alır ve tesisat suyuna aktarır. Şekil 3.9'da yoğuşma kombinin çalışma prensibi gösterilmektedir.

Yanma sonucu oluşan ürünler 1. Asansörden geçerken içerisindeki su buharı yoğunlaşarak, su haline gelir. Yoğuşan suyun enerjisini de 2. Asansörde dolaşmakta olan sistem suyu alır. Bu sistemle çalışan kombilerin verimleri standart kombilerden daha fazla olmaktadır. Yoğuşma sonucu oluşan su da, özel bir tahliye borusu ile dışarı atılır,

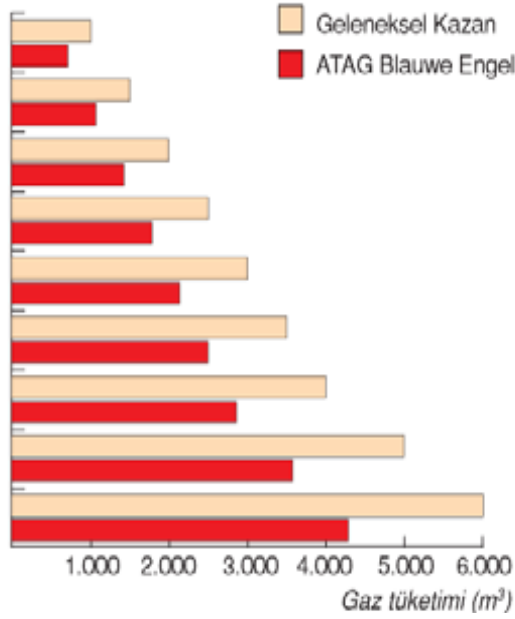


Şekil 3.9. Yoğuşmalı kombi çalışma prensibi

Yeni yapılacak bir tesisatta yoğuşmalı kazan kullanılması durumunda ilk yatırım maliyeti 1 200-1 600 TL daha yüksek olacaktır. Bu bedelin geri ödeme süresi normal koşullar içerisinde ortalama 4 yıldır. Daha yüksek bedelli gaz faturaları bu ödeme süresini daha da kısaltacaktır. Eğer konutun ısı izolasyonu çok iyi ise gaz tüketimi

normale göre çok daha az olacağından geri ödeme süresi uzayacak ve cihaz ömrüne yaklaşacaktır. Aşağıdaki Şekil 3.10'da örnek bir yoğuşmalı kazanın geleneksel bir kazanla yakıt tasarruf açısından karşılaştırılması gösterilmektedir.

Yakıt Tasarrufu



Şekil 3.10. Kombi yakıt tasarrufu

Klasik kat kaloriferi kazanlarının toplam verimi % 80-85 civarındadır. Ancak yüksek teknoloji ile üretilen iyi dizayn edilmiş yüksek verimli bir kat kaloriferi %92 verim sağlayabilir. Yanma işlemi esnasında oluşan enerjinin % 92'si suya aktarılırken kullanılamayan enerjinin bir bölümü baca gazları vasıtasıyla dış atmosfere atılırken, bir kısmı ise ışıınım yoluyla kazan dış cidarından ortama atılır.

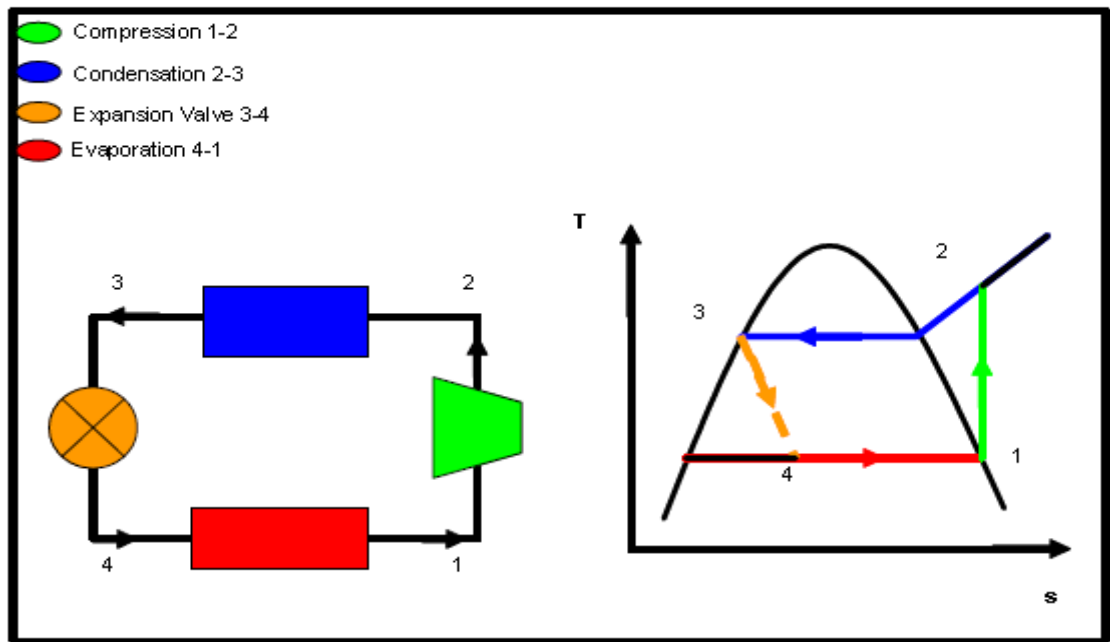
Çizelge 3.3. Kazan çeşitleri arasındaki verim karşılaştırılması

	Üst ısı Değer	Alt ısı değer
Klasik kazan	< 80 %	< 89 %
Düşük sıcaklık kazanı	80 -84 %	89 -93 %
Yoğuşmalı kazan	90 -98 %	99 - 109 %

Verimlilik şu Şekilde tanımlanır

$$\eta = \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}}$$

Burada η verimliliğdir, Q_{OUT} eve verilen ısıdır ve Q_{IN} bu durumda kazandaki doğal gazın yanması ile üretilmiş kullanılan enerjidir



Şekil 3.11. Buhar kompresyon döngüsü [Moran ark, 2004]

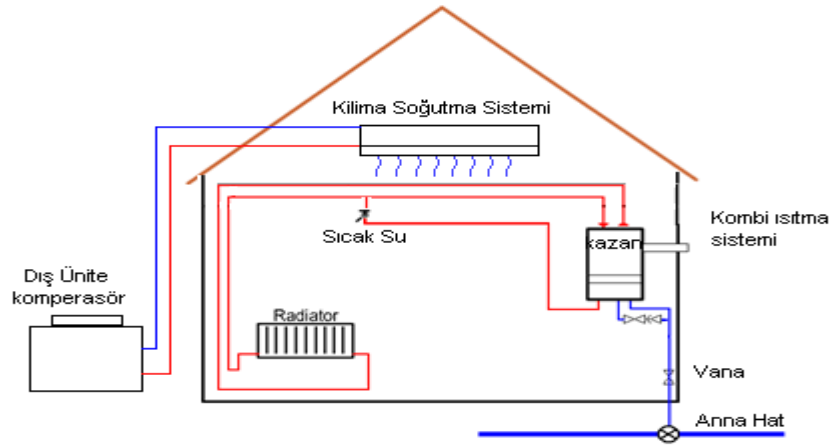
Merkezi klima çalışma prensibi

Şekil 3.11’de görüldüğü gibi Gösterildiği gibi, ısı evaporatördeki soğutucu tarafından alandan alınır ve daha sonra daha yüksek bir basınca sıkıştırılır ve kızgın gaza dönüşür. Soğutucu daha sonra kondansatör içerisinde hareket ederek ısıyı dış mekâna boşaltır. Soğutucu doymuş bir likide dönüşene dek yoğunlaşır ve basıncı azaltmak için bir genişleme vanası aracılığıyla gönderilir ve döngü yeniden başlar. Bir klimanın verimliliği performans katsayısı ya da COP olarak tanımlanabilir. Bu, enerji girdisinin sisteme bölündüğü, soğutucu tarafından absorbe edilen ısı oranı olarak tanımlanır.

$$COP_{cool} = \frac{Q_{IN}}{\dot{W}_C}$$

Burada Q_{IN} ayrıca soğutma etkisi olarak da bilinen iklimlendirilmiş alandan alınan sıcaklığı ifade etmektedir. $\dot{W}_C$ kompresörün yaptığı iştir (sistemin çalıştırılması için kullanılan elektrik girdisi). COP ne kadar büyükse, döngü o kadar verimlidir.

COP 1'den büyüktür, bir başka ifadeyle sisteme konulmuş her bir enerji ünitesi için soğutma halinde iken dahi alandan alınan çok daha fazla ısı olacaktır. Performans dış mekân sıcaklığına dayalı olduğundan, klimanın verimliliği yere bağlı olarak değişkenlik gösterir. Şekil 3.12'de kombi kazan ile klima sistemlerinden oluşan kombinasyonu (referans sistem) şema olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.12. Referans sistem kombinasyonu

3.1.5. Doğrudan ısıtmalı absorpsiyonlu klima

İncelenecek üçüncü sistem absorpsiyonlu bir klima ile doğrudan ısıtma ve doğal gazlı ısıtma yedeğine sahip doğal gazlı sıcak su ısıtıcısından oluşan bir ünedir. Şekil

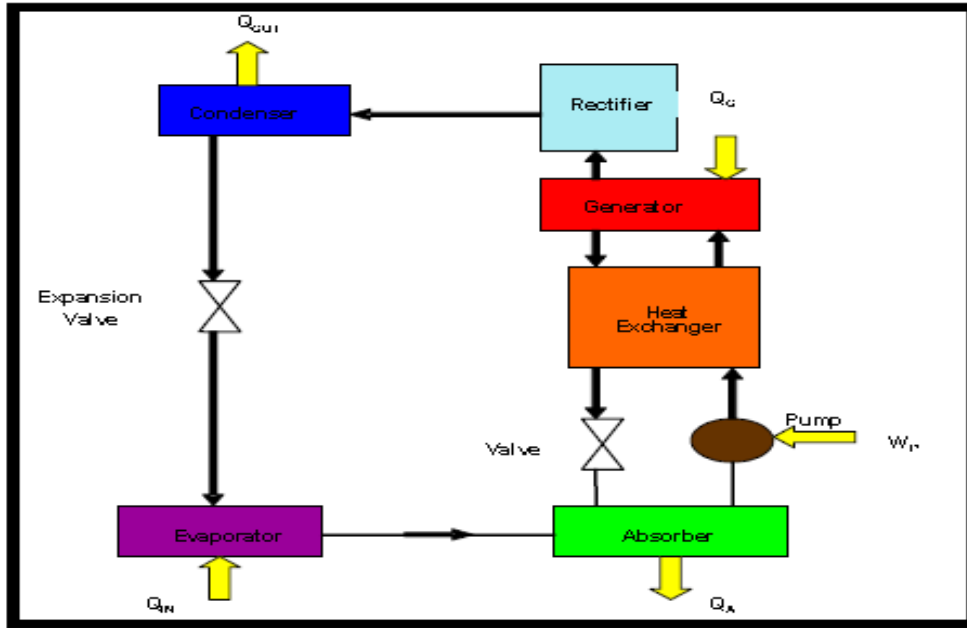
3.12’de görüldüğü gibi, absorpsiyonlu klima bir buharlı kompresyon döngüsü ile aynı bileşenlere sahiptir, ancak kompresör emici, pompa, ısı eşanjörü ve jeneratör ile yer değiştirmiştir.

İncelenmekte olan absorpsiyon ünitesi bir su/lityum-bromid solüsyonu kullanmaktadır. Su bir soğutucudur ve lityum-bromid emicidir. Soğutma esnasında, su çok düşük bir basınçta ısıyı odadan alır. Bu düşük basınçta ilk önce absorpsiyon ünitesinin tahliye edilmesi sebep olur. Su bu düşük basınçta 4 °C kadar düşük bir sıcaklıkta buharlaşır [4]. Su buharlaşır ve emiciye doğru hareket eder. Su buharı suda zayıf bir solüsyon tarafından absorbe edilir ve absorpsiyon sırasında yayılan ısı çeşme suyu kullanan küçük bir soğutma kulesi tarafından dağıtılır. Suda güçlü olan bu solüsyon, bir soğutucu jeneratörüne pompalanır ve burada güneş enerjisi kullanılarak ısıtılır. Su buharlaşır ve artık suda zayıf olan lityum-bromid solüsyonu emiciye geri gider. Su kondansatör içerisinden geçerek burada likit hale gelir. Su daha sonra genişleme valfi içerisinden geçer ve daha sonra yeniden prosese başlar.

Isıtma için başka bir yakıcı ilave edilmesi yerine, lityum bromid solüsyonu soğutucu jeneratördeki güneş gücü ile ısıtılır. Su buharı lityum bromidden ayrılır ve bakır tüpler içerisindeki suyu ısıtan düşük basınçlı aparata doğru gider. Daha sonra su yoğunlaşır ve yüksek sıcaklıklı soğutucu jeneratörüne döndürülür ve prosese yeniden başlar.

Yeterli güneş enerjisinin olmadığı durumlarda ve gece vakti ısıtma ve soğutma yedek bir doğal gazlı sistem ile sağlanabilir. Doğal gaz güneş enerjisi yerine buhar jeneratörüne tedarik edilen ısı kaynağı olur.

ICPC güneş kolektörleri soğutma mevsiminde 320°F’ye kadar ve ısıtma mevsiminde 170°F’ye kadar sıcaklıklar sağlamıştır. Absorpsiyon ünitesi için soğutma COP’si 1.1’dir ve ısıtma COP’si 1’dir [Henkel, Tom, 2006]. Yedek ısıtma prosesi de ayrıca 1 ısıtma COP’sine sahiptir. Bu ünitenin tüm iklimlerde yaklaşık 7 kilowattlık soğutma gerektiren (2 soğutucu-ton) bu belirli ev için bu ünitenin büyük boyutlu olduğu endişesi vardır.



Şekil 3.13. Absorpsiyonlu soğutma döngüsü [Moran ark, 2004]

3.2. Sistemlerin Belirlenmesi

3.2.1. Yoğuşmalı kazan ve merkezi klima kombinasyonu

Modelleme için seçilen özel ekipman Trane XV90 TUY060R9V3W (37 000 – 56 000 output BTU/h;) yoğuşmalı gaz kazanı ve Trane XL16i 4TTX6024B1 yüksek verimlilikli klima idi. Kazan için verilen verimlilik % 93'tür. [Jacobs, 2006]. Bu sistemin meydana getiren ünitelerin özellikleri aşağıdaki Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Trane XV90 özellikleri

Marka	TRANE	Marka	TRANE
Üretici	TRANE UNITARY PROD. GROUP	Üretici	TRANE UNITARY PROD. GROUP
Model	TUY060R9V3W	Model	4TTX6024B1
Kod	XV 90	Kondansatör Tipi	Soğuk Hava
Yakıt	Doğalgaz	Coil Model	TUD080R9V3 + RXC031S3
Giriş Kapasitesi	60 000 BTUH	Sistem Konfigürasyonu	Split Klima
Çıkış Kapasitesi	56 000 BTUH	Enerji Verimi	16 SEER
Verim	93 % AFUE		12 EER
Star Enerji Sınıfı	Evet	Soğutma Kapasitesi	22,800 BTUs / h
Hava Akışı	Yatay Yukarı Doğru	ARI Tip Kodu	RCU-A-CB
Konfigürasyon			
Elektrik Fazı	Tek Faz	Elektrik Fazı	Tek Faz
Kombinasyon Tipi	Yoğuşturmalı	Giriş Gücü (W)	2,576 W/h
		Voltaj (V)	230 - 208 V

3.2.2. Doğrudan ısıtmalı absorpsiyonlu klima

Çin’de bulunan Broad Air Conditioning konut amaçlı bir absorpsiyon ünitesi ürettiği bilinen tek firmadır. BCT 16 absorpsiyon ünitesi çift etkili, dört soğutucu- ton absorpsiyonlu soğutma sistemidir. Bu üniteyi çalıştırmak için Entegre Bileşik Parabolik Yoğunlaştırıcı (ICPC) boşaltılmış tüp kolektörleri olarak adlandırılan güneş kolektörleri kullanılacaktır.]. Bu sistemin meydana getiren ünitelerin özellikleri aşağıdaki Çizelge 3.5’de verilmiştir.

Çizelge 3.5. BCT 16 absorpsiyon ünitesi özellikleri

KAPASİTE	Ölçü	BCT 16	BCT 23	BCT 70	BCT 115
Soğutucu	KW	16	23	70	115
Isıtıcı	KW	16	23	70	115
Sıcak Su	KW	7,7	7,7	39	39
SICAKLIKLAR	Ölçü	BCT 16	BCT 23	BCT 70	BCT 115
Su Soğutucu	°C	7/14	7/14	7/14	7/14
Su Isıtıcı	°C	57/50	57/50	57/50	57/50
Sıcak Su	°C	80/60	80/60	80/60	80/60
MAK. DOĞALGAZ TÜKETİMİ	Ölçü	BCT 16	BCT 23	BCT 70	BCT 115
Soğutucu	m ³ /h	1,5	2,2	6,7	11,2
Isıtıcı	m ³ /h	1,8	2,6	7,8	13,0
Sıcak Su	m ³ /h	0,9	0,9	4,3	4,3
MAK. ELEKTRİK TÜKETİMİ	Ölçü	BCT 16	BCT 23	BCT 70	BCT 115
Soğutucu	KW	1,00	1,45	3,95	5,78
Isıtıcı	KW	0,4	0,68	1,70	2,34
Sıcak Su	kW	0,14	0,14	0,50	0,50
Mak. Su soğutma kapasitesi (yalnızca yazın)	m ³ /h	0,05	0 ,07	0,20	0,33

3.2.3. Toprak kaynaklı ısı pompası

Modellenmek üzere seçilen özgül dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası Climate Master, Inc. Tranquility 27 - Two Stage TTV026 olup % 100 verimlilikte ısıtma için yedek elektrikli bantlara sahiptir. Fiili ısı pompası için ısıtma ve soğutma COP'si dış mekân zemin sıcaklığına dayalı olduğundan yere göre değişecektir. [Jacobs, J.,2006]]. Bu sistemin meydana getiren ünitelerin özellikleri aşağıdaki Çizelge 3.6'de ve Çizelge 3.7'de verilmiştir.

Çizelge 3.6. Isı pompası climate master özellikleri

Model	Capacity Modulation	Water Loop Heat Pump				Ground Water Heat Pump				Ground Loop Heat Pump			
		Cooling 86°F		Heating 68°F		Cooling 59°F		Heating 50°F		Cooling Full Load 77°F Part Load 68°F		Heating Full Load 32°F Part Load 41°F	
		Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP
TTH/V/D 026	Full	25,300	15.9	30,800	5.3	28,900	24.5	25,700	4.8	26,600	18.5	19,800	4.0
	Part	19,400	18.3	22,400	6.1	22,200	30.8	18,600	5.1	21,300	26.0	16,500	4.6
TTH/V/D 038	Full	36,200	15.8	44,800	5.3	41,200	23.0	36,700	4.7	38,200	18.2	29,000	4.0
	Part	26,200	18.5	30,800	6.3	30,200	31.5	24,800	5.1	28,900	27.0	2,100	4.5
TTH/V/D 049	Full	48,400	15.7	59,900	5.2	54,600	22.5	48,300	4.7	50,600	17.9	37,500	4.0
	Part	36,100	18.0	44,300	6.2	40,700	28.7	35,400	5.1	39,600	24.9	31,200	4.6
TTH/V/D 064	Full	61,500	15.0	72,300	5.0	68,600	22.0	59,600	4.4	64,800	17.5	48,000	3.9
	Part	44,900	17.6	51,100	5.7	51,900	29.7	41,800	4.7	49,800	25.3	37,500	4.3

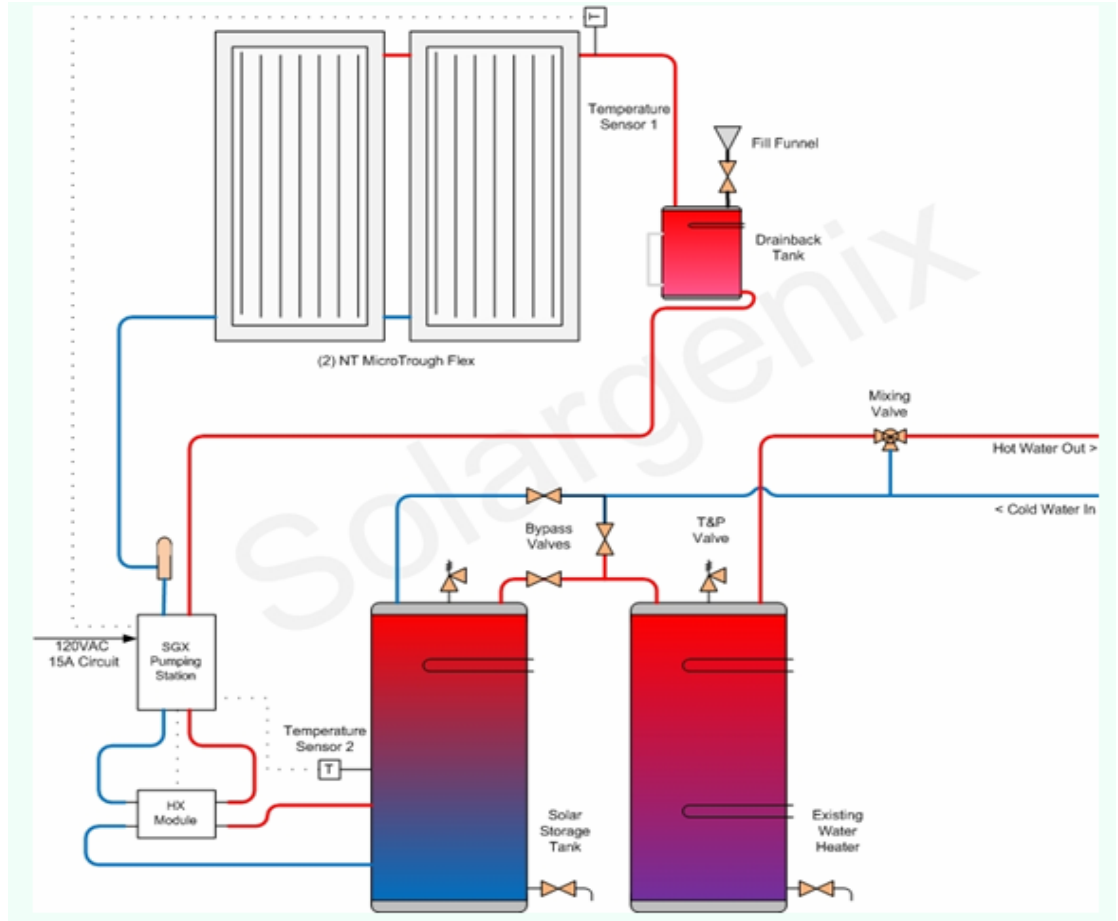
Çizelge 3.7. Isı pompası climate master fiziksel özellikleri

Physical Data

Model	026	038	049	064
Compressor (1 Each)	Two-Stage Scroll			
Factory Charge R410A (oz) [kg]	58 [1.64]	78 [2.21]	81 [2.30]	144 [4.08]
ECM Fan Motor & Blower				
Fan Motor (hp) [W]	1/2 [373]	1/2 [373]	1 [746]	1 [746]
Blower Wheel Size (dia x w) - (in) [mm]	9 x 7 [229 x 178]	11 x 10 [279 x 254]	11 x 10 [279 x 254]	11 x 10 [279 x 254]
Water Connection Size				
IPT (in)	3/4	3/4	1	1
HWG Connection Size				
IPT (in)	1/2	1/2	1/2	1/2
Coax Volume				
Volume (US Gallons) [liters]	0.76 [2.88]	0.92 [3.48]	1.24 [4.69]	1.56 [5.91]
Vertical Upflow/Downflow				
Air Coil Dimensions (h x w) - (in) [mm]	28 x 20 [711 x 508]	28 x 25 [711 x 635]	32 x 25 [813 x 635]	36 x 25 [914 x 635]
Standard Filter - 1" [25.4mm] Throwaway, qty (in) [mm]	28 x 24 [711 x 610]	28 x 30 [711 x 762]	2 - 16 x 30 [406 x 762]	1 - 16 x 30 [813 x 762] 1 - 20 x 30 [508 x 762]
Weight - Operating, (lbs) [kg]	266 [121]	327 [148]	416 [189]	443 [201]
Weight - Packaged, (lbs) [kg]	276 [125]	337 [153]	426 [193]	453 [205]
Horizontal				
Air Coil Dimensions (h x w) - (in) [mm]	18 x 31 [457 x 787]	20 x 25 [508 x 889]	20 x 40 [508 x 1016]	20 x 45 [508 x 1143]
Standard Filter - 1" [25.4mm] Throwaway, qty (in) [mm]	2 - 18 x 18 [457 x 457]	1 - 12 x 20 [305 x 508] 1 - 20 x 24 [508 x 635]	1 - 18 x 20 [457 x 508] 1 - 20 x 24 [508 x 610]	2 - 20 x 24 [508 x 610]
Weight - Operating, (lbs) [kg]	266 [121]	327 [148]	416 [189]	443 [201]
Weight - Packaged, (lbs) [kg]	276 [125]	337 [153]	426 [193]	453 [205]

3.2.4. Termal ısı pompası (TDHP)

Dış Reflektör Bileşik Parabolik Konsantratörü (XCPC) kolektörleri TDHP sistemine termal enerji sağlayacaktır. XCPC kolektörleri ICPC kolektörlerinden daha ucuzdur, ancak daha düşük sıcaklıklar üretirler. Buna karşın, TDHP, XCPC kolektörlerinin kullanabileceğinden çok daha düşük sıcaklıklar gerektirir. TDHP minimum 145°F'lık bir sıcaklık öngörür ve XCPC kolektörleri tüm yıl boyunca 135°F ve üstü sıcaklıklar sağlar. TDHP için soğutma COP'si 0.35'tir ve ısıtma COP'si 1.25'tir [32]. Bu sistemin meydana getiren ünitelerin özellikleri aşağıdaki Şekil 3.15 ve Çizelge 3.8'de verilmiştir, Şekil 3.16'da ise örnek bir kolektörü göstermektedir.



Şekil 3.14. Dış reflektör bileşik parabolik konsantratörü (xcpc) kolektörleri ile tdhp sisteminin çalışma prensibi



Şekil 3.14. Örnek bir cpc kolektörü

Çizelge 3.8. Örnek bir CPC kolektörün özellikleri

STRUCTURE	CPC solar collector
DIMENSIONS S1	2,400 x 1,155 mm (2,7 m ²) x 65 mm
S1K	2,125 x 1,155 mm (2,3 m ²) x 65 mm
APERTURE AREA S1/S1K	2.5m ² / 2.2m ²
WEIGHT (EMPTY) S1/S1K	55 kg/50 kg
CONTENT S1/S1K	1.6 liters/1.4 liters
HEAT LOSS FACTOR: K1	3.3 W/m ² K
K2	0.012 W/m ² K2
CONVERSION FACTOR	
(according to aperture surface)	0,74
ANGLE FACTOR 30o/50o	1,1/1,02
DIFFUSION FACTOR (Kdif.)	0,87
HEAT CAPACITY	8513 J/m ² K
FLOW VOLUME	20 – 70 l/m ² h
PRESSURE LOSS at 20o and 50 l/msq h	4,7 mbar/m ²
GLASS COVER	4 mm solar safety glass
MAX. OPERATING PRESSURE	10 bar

4. ELEKTRONİK TABLOLARIN OLUŞTURULMASI

Geliştirilen Excel™ çalışma tablolarının işlevi belirli bir şehirdeki en uygun maliyetli ısıtma ve soğutma sistemini tespit etmektir. Yüksek verimliliğe sahip kazan ve klima, geleneksel ısıtma ve soğutma sistemi olmasından ötürü standart veya taban olarak kullanılmıştır. Kullanıcı, yaşadığı yerin iklimini en iyi derecede temsil eden şehri seçebilir. Çalışmamızı Ankara şehri için hesaplanmıştır, Dört sistemin her biri için girilen bir dizi girdi söz konusudur. Program, eşzamanlı olarak hesaplamaları yapar ve girdileri verir. Bu girdiler kullanıcıya evin bir yıl içinde ne miktarda enerji (elektrik ve doğal gaz) harcadığı konusunda bilgi verir. En son tablo, bir ömür maliyet analizi oluşturarak, ekonomik durumu gösterir ve geleneksel sistemle daha yakın tarihli üç sistemin geri ödeme süresini karşılaştırır. Analiz, sisteme yapılan yatırım sonucu elde edilen toplam tasarrufla ilgili olarak üç sistem arasında karşılaştırma yapılmasını sağlar.

Kullanıcının sorumlu olduğu tüm girdiler kırmızı renkle vurgulanmış biçimde gösterilir. Bu elektronik tablolarla ilgili olarak, kullanıcının hangi verinin sağlanması gerektiğini daha kolay tespit etmesini sağlar. Her tablodaki çıktılar mavi renkle vurgulanmıştır. Her bir tablonun tamamlanması sonrasında, kullanıcı, şehirle ilgili tablo tamamlanana dek, sekme kullanma suretiyle bir sonraki tabloya geçebilir. En son tablo (Ekonomi) ilk dört tablodan alınan çıktılarla bağlantılı olacaktır. Bu bağlantılar açık mavi renkte vurgulanmıştır. Kullanıcı aynı zamanda doğal gaz ve elektriğin fiyatlarını ve artış oranlarını ve bununla beraber paranın enflasyon oranını değiştirme seçeneğine sahiptir. Bu çıktılar da mavi renkle vurgulanmıştır.

4.1. Excel Tablolarının Açıklamaları

Excel çalışma kitabının ilk sekme noktasında elektronik tabloların kullanılmasına yönelik açıklamalar vardır. Sekmeler, evin bulunduğu şehrin eyaletini ve söz konusu evin ısıtma ve soğutma sistemini temsil eder. Bunu göstermek amacıyla her elektronik tabloda bir başlık bulunur. Sistemin kısaltmaları gösterir, Sistemler aşağıdaki gibi kısaltılır:

FURN – Yoğuşturma gaz kazanı ve yüksek etkinliğe sahip klima

GHP – Düşey Toprak Kaynaklı Isıtma Pompası

ABS – Absorpsiyon Soğutma Birimi

TDHP – Termal Kaynaklı Isıtma Pompası

Her elektronik tabloda renkli olarak vurgulanmış bölümler yer alacaktır. Bu renkler, aşağıda belirtilenleri temsil eder:

Kırmızı – Girdiler

Mavi – Çıktılar

Turuncu – Wrightsoft/Jim Jacobs ve ASHARE kaynaklı veriler

Kahverengi – Türkiye metroloji idaresinden alınan Güneş Enerjisi verileri

Siyah – Isıtma ve Soğutma Derece Günleri Bilgisi

Açık Mavi – Çalışma kitabı dahilindeki diğer çalışma tablolarına yönelik bağlantılar

Yeşil – Hesaplamalar

Girdi bölümü üç sütundan oluşur. İlk sütun, girişi yapılacak bilgiyi tanımlar. İkinci sütun, bu verilere yönelik ölçü birimini tanımlar. Üçüncü sütun verinin girildiği yerdir. Sağlıklı sonuçlar elde edebilmek için, YALNIZCA kırmızı renkle vurgulanmış bilgiler kullanıcı tarafından değiştirilmelidir. Diğer renklendirilmiş bölümler Girdi bölümüne bağlıdır ve hesaplamalar için bu sayıları kullanır. Veriyi, uygun düşen doğru birimlerle beraber girmeye dikkat edilmelidir.

4.2. Isıtma Gün Dereceleri [Heating Degree Days – HDD]

Belirli bir zamanda (gün, ay, yıl) dış ortam ve oda sıcaklığını hesaba katarak soğüğün şiddetini açıklar. Birçok ülke gün derecenin hesabı için farklı tanımlar kullanır. Çizelge 4.1’de Ankara iline ait 2008 yılı ısıtma ve soğutma gün dereceleri göstermektedir. Karşılaştırılabilir ve ortak bir kullanım oluşturmak için Avrupa Topluluğu İstatistik Ofisi (Eurostat) HDD’nin hesabı için aşağıdaki metodu

önermektedir. Hesaplamalar günlük bazda yapılır. Aylık ve yıllık gün dereceleri ise bunların toplanması ile bulunur.

$$HDD = (18\text{ }^{\circ}\text{C} - T_m) \times \text{değer } T_m \leq 15\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (ısıtma eşiği)}$$

$$HDD = 0 \text{ eğer } T_m > 15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Burada; T_m = Günlük ortalama sıcaklık, d = Gün sayısıdır.

ÖRNEK: Ankara'nın 29 Aralık 2008 günü ortalama sıcaklığı 2.0°C ' dir. Buna göre:

$$HDD = 18 - 2 = 16 \text{ dır.}$$

4.3. Soğutma Gün Dereceleri [Cooling Degree Days – CDD]

Belirli bir zamanda (gün, ay, yıl) dış ortam sıcaklığını hesaba katarak sıcaklığın şiddetini açıklar. Resmi olarak belirlenmiş bir eşik sıcaklık olmamakla birlikte inşaat sektörü enerji yönetim pratiklerinde eşik sıcaklık $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak alınır. Buna göre:

$$CDD = (T_m - 22) \times d \text{ eğer } T_m \geq 22\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (soğutma eşiği)}$$

$$CDD = 0 \text{ eğer eğer } T_m < 22\text{ }^{\circ}\text{C}$$

ÖRNEK: Ankara'nın 25 Ağustos 2008 günü ortalama sıcaklığı 25.9°C ' dir. Buna göre: $CDD = 25.9 - 22 = 3.9$ dır.

Çizelge 4.1. Ankara iline ait 2008 yılı ısıtma ve soğutma gün dereceleri

AYLAR									AYLAR								
1	2	3	4	5	10	11	12	HDD Yıllık	4	5	6	7	8	9	CDD Yıllık		
683	483	241	140	94	136	277	476	2557	1	4	36	92	145	34	312		

4.4. Kazan ve Klimanın Enerji Kullanımı

Kazan ve klima sistemi tablosu, Ek-1'de yeralan tabloda görüldüğü gibi, en basit tablodur. İlgili denklemler Ek B'de bulunabilir. Bir Girdiler bölümü ve bir Çıktılar bölümü vardır. Girdiler bölümünde, incelenmekte olan cihazın kendi teknik bilgilerinden sağlanmış bilgileri girilir. Kazanın kullandığı doğal gaz ve klimanın kullandığı elektrik miktarları ilk iki satıra girilir. Sıcak su ısıtıcısının kullandığı gazın verimliliği ve sıcak su ısıtıcısının kullandığı doğal gazın miktarı da sistemin teknik

bilgilerinden sağlanır. 4 kişilik bir aile için Sıcak suyun sağladığı toplam enerji 0,5 therm/a day, yıllık bazda düşünürsek ortalama 200 therm/yr = 5860 kW-h değerine ulaşırız. Kullanmış olduğumuz Sıcak su ısıtıcısı verimi 0,6' dir. buradaki denklemler ASHARE genel kurallarına yada temel denklemlerini kullanarak türevlenip Excel ortamına uyumluk gösterecek bir biçimde yazılmıştır.

Daha sonra, sıcak su ısıtıcısının günlük olarak sağladığı toplam enerji sıralanır. Bu Denklem (1) dahilinde hesaplanmıştır.

$$Energy_Provided_{HWH} = CONS_{NG} * EFF_{HWH} \quad (4.1)$$

Burada Energy_Provided_{HWH} sıcak su ısıtıcısı tarafından sağlanan toplan enerji miktarı, CONS_{NG} doğal gaz enerji tüketimi ve EFF_{HWH} sıcak su ısıtıcısı verimliliğidir. Kurulum dahil olmak üzere tüm sistemin satın alma maliyeti son girdidir.

$$CONS_{TOTAL} = \sum_I CONS_I \quad (4.2)$$

Burada CONS_{TOTAL} toplam (doğal gaz veya elektrik) enerji tüketimi miktarı, $\sum CONS_I$ ise ayrı ayrı bileşenlerin (doğal gaz veya elektrik) enerji tüketimlerinin toplamıdır. Elektrik tüketimi birimi kilovat-saattir (kWh), doğal gaz tüketimi birimiye, Denklem 3 kullanılarak, kaloriden MMBTU'ya çevrilmiştir. Her kalemin biriminin dikkatli bir biçimde girilmesi şarttır.

$$MMBTU = \frac{therms}{10} \quad (4.3)$$

4.5. Düşey Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Enerji Kullanımı

Toprak kaynaklı ısı pompasının enerji tüketimi, Ekte yer alan A.2 numaralı tabloda gösterilmiştir. İlgili denklemler Ek B’de bulunabilir. Bu elektronik tablonun da ilk bölümü Girdiler bölümüdür. Buraya, ısıtma, soğutma ve yedek ısıtma esnasında tüketilen elektrik girilir. Daha sonra sağlanan sıcak suyun toplam enerjisi, kazan/klima elektronik tablosuyla bağlantılaşır, dolayısıyla yeniden girilmesi gerekmez, bununla beraber tamamlayıcı sıcak su (ısı pompası tarafından sağlanan sıcak su) hesaplanır. Tamamlayıcı sıcak su Eş.4.’de gösterilmiştir. burdaki denklemler ASHARE genel kurallarına yada temel denklemleri kullanarak türevlendirilip Excel ortamına uyumluk gösterecek bir biçimde yazılmıştır.

$$Energy_{COMP_HW} = Energy_Provided_{HWH} - Energy_{BACKUP_HWH} \quad (4.4)$$

$Energy_{COMP_HW}$ tamamlayıcı sıcak su, $Energy_{BACKUP_HWH}$ ise, yedek sıcak su ısıtıcısı tarafından tüketilen elektriktir. Daha sonra yedek su ısıtıcısı için kullanılan elektrik (cihazın teknik bilgilerinden) gelir. Isı pompasından doğal gaz tüketimi yoktur, buna karşılık, sıfır değerinin girilmesi gereklidir; bunun sebebi, karşılaştırılmalarda kullanılmak üzere ekonomi tablosuyla bir bağlantının mevcut olmasıdır.

Çıktılar yine Girdiler bölümündeki toplam elektrik ve doğal gaz tüketimlerinin toplamıdır. Elektronik tablonun Girdiler ve Çıktılar bölümlerine ek olarak, cihazın teknik özellikleri tarafından sağlanan ısı ikili verilerini ortaya koyan üçüncü bir bölüm daha mevcuttur. (Bin Dtata) ısı ikili verisi, dış ısının belli bir ısı yelpazesinde kalma süresidir. Isı ikili veri, düşey toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma konumundaki genel ağırlıklı verimliliği (veya COP’u) belirlemek amacıyla kullanılmıştır. Bunlar, daha sonra kullanılırken daha kolay tanınmaları amacıyla Girdiler bölümüne bağlanır. Genel COP (soğutma veya ısıtma), Denklem 5 kullanılarak, sağlanan veri üzerinden hesaplanır.

$$COP = \frac{\sum (hours_{BIN} * EFF_{BIN})}{\sum hours_{BIN}} \quad (4.5)$$

hours_{BIN} bir ısı ikilisindeki saat sayısı, EFF_{BIN} ise söz konusu yelpaze dahilindeki ısıda çalıştığı halde, Toprak Kaynaklı Isı Pompasının verimliliğidir. Soğutma COP'u için geçerli olan yegane ısı ikililerinin soğuma mevsimine, ısıtma COP'u için geçerli olan yegane ısı ikililerinin ısıtma mevsimine yönelik olduğu unutulmamalıdır.

4.6. Güneş Enerjisi Toplayıcılarıyla Çalışan Absorpsiyon Biriminin Enerji Kullanımı

Absorpsiyon biriminin enerji tüketimi, EK-1'de yer alan tabloda gösterilmiştir. İlgili denklemler EK-2' de Tablolarında bulunabilir. Elektronik tablonun ilk bölümü Girdiler Bölümüdür.

Girdiler bölümünde, sıcak su için gerekli toplam enerji yine kazan/klima sistemine bağlanır. Daha sonra gaz sıcak su ısıtıcısı verimliliği girilir ve yedek doğal gaz sıcak su ısıtıcısı için kullanılır. İncelenmekte olan sistemin ısıtma ve soğutma COP'u girilir. Daha sonra yedek ısıtmaya yönelik COP girilir. Sisteme yönelik maliyetlerin dökümü, birimin kendi maliyeti, nakliyat maliyeti ve toplayıcıların maliyetine göre yapılır. Toplayıcı fiyatı gerekli toplayıcı dizi boyutu tabanlıdır ve ilgili yere göre değişiklik gösterebilir. Son satır her şeyin toplam maliyetini gösterir.

Bir sonraki bölüm ısı ikili verisi ve yük verisidir. Yük verisi, evin toplam ısıtma ve soğuma yüküdür. Toplam ısıtma ve soğuma yükleri, Eş. 4.6 kullanılarak bulunabilir. Buradaki denklemler ASHARE genel kurallarına yada temel denklemleri kullanarak türevlendirilip Excel ortamına uyumluk gösterecek bir biçimde yazılmıştır.

$$Load_{TOTAL} = \sum (hours_{BIN} * Load_{BIN}) \quad (4.6)$$

$Load_{TOTAL}$, toplam ısınma veya soğuma yükü, $Load_{BIN}$ ise, ısı ikilisindeki ısınma veya soğuma yüküdür. Toplam soğuma yükü için yalnızca soğutma ikili yüklerinin, toplam ısınma yükü içinse sadece ısıtma yüklerinin toplandığı dikkate alınmalıdır.

Bir sonraki bölüm Türkiye metroloji idaresinden tarafından sağlanan Güneş Enerjisiyle ilgili veridir. Eş.4.7’de görüleceği gibi, aylık güneş enerjisiyle çalışan sistemden sağlanan aylık güneş enerjisiyle ısıtma ve soğutma miktarı, sistemin ısıtma ve soğutma konumundaki COP’unun, ısıtma ve soğutma derece günleri verisi ve iletilen toplam güneş enerjisi miktarıyla beraber kullanılması suretiyle elde edilir.

$$Solar_Heating = \frac{Solar_Delivered * HDD}{CDD + HDD} * COP_H \quad (4.7)$$

Burada $Solar_Heating$ güneş enerjili sistem tarafından eve sağlanan aylık güneş enerjisiyle ısıtma miktarı, $Solar_Delivered$ güneş enerjisiyle çalışan panellerce aynı ay içinde sağlanan toplam güneş enerjisi miktarı, HDD ilgili aydaki ısıtma derece günleri sayısı, CDD ilgili aydaki soğutma derece günleri sayısı, COP_H ise sistem performansının ısıtma katsayısıdır. Eş.4.8’ güneş enerjisi kaynaklı aylık soğutma miktarını gösterir. Bu miktarın elde edilmesi için, güneş enerjisi kaynaklı ısıtmanın bulunması için kullanılan yöntemle başvurulur, yalnızca, payda, ısıtma derece günleri ve ısıtma COP’u değil, soğutma derece günleri ve soğutma COP’u kullanılır.

$$Solar_Cooling = \frac{Solar_Delivered * CDD}{CDD + HDD} * COP_C \quad (4.8)$$

Isıtma ve soğutma derece günleri verisi, Türkiye metroloji idaresinden tarafından sağlanır. Bazı aylar çok az sayıda soğutma derece günü ve çok sayıda ısıtma derece günü vuku bulur. Bu az sayıdaki soğutma derece günleri, klima böyle zamanlarda açılmayacağı için sıfır olarak değerlendirilir, örneğin, Mart, Nisan ayında, Ankara’da birkaç saat bu kategoriye girer. Bu durum aynı zamanda, yaz aylarındaki az sayıdaki ısıtma günleri için de geçerlidir; bu aylarda çok sayıda soğutma günü mevcuttur.

Bazı aylar, ara ay olarak bilinir; bu tür aylarda birçok ısıtma ve birçok soğutma günü vuku bulur. Güneş enerjisi tarafından sağlanan ısıtma ve soğutma miktarı, bu ara aylarda, söz konusu aylardaki ısıtma ve soğutma derece günleriyle aynı bölüme sahiptir.

Hesaplar Bölümünde, ısıtma ve soğutma yükleri, aylık yükler olarak değil, her ısıtma ikilisine yönelik yükler olarak verilir. Bu bölüm, söz konusu veriyi kullanarak aylık ısıtma ve soğutma yüklerini hesaplar. Önce, derece günü başına ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanır. Daha sonra, derece günü başına ısıtma yükü, Eş.4.9'in kullanılması suretiyle hesaplanır.

$$Load_per_DD_{HEAT} = \frac{Load_{TOTAL_HEAT}}{HDD} \quad (4.9)$$

$Load_per_DD_{HEAT}$ derece günü başına ısıtma yükü, $Load_{TOTAL_HEAT}$ ise, toplam ısıtma yüküdür. Derece günü başına soğutma yükü, benzer biçimde, Eş.4.10'da gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$Load_per_DD_{COOL} = \frac{Load_{TOTAL_COOL}}{CDD} \quad (4.10)$$

Aylık derece günlerini kullanarak derece günü başına yükleri hesaplamak, aylık ısıtma ve soğutma yüklerini belirlemek açısından gerekli olmuştur. Bunlar Eş.4.11 ve Eş.4.12'dir.

$$Load_{MONTH_HEAT} = HDD * Load_per_DD_{HEAT} \quad (4.11)$$

$$Load_{MONTH_COOL} = CDD * Load_per_DD_{COOL} \quad (4.12)$$

$Load_{MONTH_HEAT}$ o ayki ısıtma yükü, $Load_{MONTH_cool}$ ise o ayki soğutma yüküdür. Yedek sistem tarafından, doğal gaz kullanılarak sağlanan ısıtma ve soğutma, Eş.4.13' ve Eş.4.14' kullanılarak belirlenir.

$$Load_{BACKUP_HEAT} = \begin{cases} If(Load_{MONTH_HEAT} - Solar_Heating) > 0, Load_{MONTH_HEAT} - Solar_Heating \\ If(Load_{MONTH_HEAT} - Solar_Heating) = 0, 0 \\ If(Load_{MONTH_HEAT} - Solar_Heating) > 0, "extra_solar" \end{cases} \quad (4.13)$$

$$Load_{BACKUP_COOL} = \begin{cases} If(Load_{MONTH_COOL} - Solar_Cooling) > 0, Load_{MONTH_COOL} - Solar_Cooling \\ If(Load_{MONTH_COOL} - Solar_Cooling) = 0, 0 \\ If(Load_{MONTH_COOL} - Solar_Cooling) > 0, "extra_solar" \end{cases} \quad (4.14)$$

Bir sonraki hesaplar tablosu, ısıtma, soğutma ve sıcak su tarafından, tüm yıl boyunca tüketilen toplam doğal gaz ve elektrik miktarını gösterir. Yine, Çıktılar Bölümü, toplam doğal gaz ve elektrik miktarını toplar. Bu tüketimler, ilgili sisteme yönelik ekonomi tablolarına bağlanır.

4.7. Güneş Enerjisi Toplayıcılarıyla Çalışan Termal Kaynaklı Isı Pompasının Enerji Kullanımı

Termal kaynaklı ısı pompasının enerji tüketimi, EK-1.de yer alan ve EK-4.'numaralı tabloda gösterilmiştir. İlgili denklemler Ek B'de bulunabilir. Absorpsiyon birimi ve Termal Kaynaklı Isı Pompası bölümleri, birbirine büyük benzerlik gösterir. İki elektronik tablo arasında yalnızca birkaç farklılık vardır. Açık farklılıklar, sistemlerin fiyatları ve her sisteme yönelik güneş enerjisi toplayıcılarıdır. Daha önce belirtilmiş olduğu gibi, absorpsiyon birimi, ICPC toplayıcılarının, Termal Kaynaklı Isı Pompası tarafından kullanılan XCPC toplayıcılarından çok daha pahalı olması sebebiyle daha maliyetlidir. Diğer farklılıklar arasında, sistemlere yönelik farklı performans verileri, yedek sistemleri ve güneş enerjisi toplayıcıları için kullanılan enerji biçimi vardı. Absorpsiyon birimi elektronik tablosu, yedek sistem tarafından kullanılan doğal gaz

miktarını toplarken, Termal Kaynaklı Isı Pompası elektronik tablosu, yeterli güneş enerjisi mevcut değilken kullanılan elektrik miktarını toplar.

4.8. Enerji Mali Analiz Tabloları

Enerji mali Analiz yada Ekonomik veri tabloları EK-1.'de verilen EK-5.'olarak sunulmaktadır. Bu tablolara karşılık gelen eşitlikler EK-2'de bulunabilir. Ankara'da kullanılan doğalgaz ve elektrik birim fiyatlarını 2008 yılı için inceleyecek olursak; Elektriğin birim fiyatı 19,572 Kr/kW-h [11] ve doğalgazın birim fiyatı 0.05749018 TL/kW-h'dur [10].yer almaktadır. Doğal gaz birim hacim üzerinden satıldığından dolayı, MMBTU başına ortalama doğal gaz fiyatını hesaplamak için söz konusu birim hacim cinsinden (1027 BTU/ ft³) verilen ortalama enerji miktarının kullanıldığına dikkat ediniz.

2008 yılındaki artış oranları hala EK-1.'de verilen Ekonomik Karşılaştırma Tablosunda yer alan elektrik ve doğal gaz fiyatlarının hemen altında seyretmektedir. Bu artış oranları Enerji Bakanlığının doğal gaz ve elektrik için yaptığı tahminleri yansıtmaktadır. Ekonomik veri tablosunda bundan sonra; faiz oranı, enflasyon oran, ipotek oranı ve mevduat hesabı (MH) oranının listelendiği bir tablo gelmektedir. İpotek ve mevduat hesabı oranları Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası ve enflasyon oranı İş İstatistikleri Dairesi internet sayfalarından] alınmıştır. Faiz oranı mevduat hesabı oranı ile ipotek oranlarının ortalaması alınarak ve enflasyon etkisi ihmal edilerek hesaplanmıştır. Bireylerin sistemi finanse edip etmeyecekleri veya zamanından önce ödeme yapıp yapmayacakları bilinmediği için, ipotek ve mevduat hesabı oranlarının ortalaması alınmıştır. Bir birey aldığı krediyi ödüyor ise, bu bireyin ödeyeceği faiz oranı ipotek oranıdır. Bireyin yatırımdan ayırdığı paranın tasarruf edildiğini ve mevcut mevduat hesabı oranı ile aynı oranda faiz getirdiğini varsayalım. Enflasyon öngörülemez olduğundan dolayı analizin dışında tutulmuştur ve ayrıca, bu analizin sonuçları 2008 TL değerleri üzerinden olacak, bu da anlaşılmasını daha kolay kılacaktır. Faiz oranını belirlemek için Eş.4.19'eşitlik kullanılmıştır.

$$InterestRate = \frac{[(1 + Mort) + (1 + CD)] / 2}{(1 + Inf)} - 1 \quad (4.15)$$

burada Mort ipotek oranı, CD mevduat hesabı oranı ve Inf enflasyon oranıdır ve bu oranların hepsi yüzdelik formda değil, ondalık biçimde verilmiştir. Sistemlerin ömrünün bu kadar olduğu kabul edildiğinden 1 ile 20 yıllık süreler incelenecektir. Belirli bir yıla ait elektrik ve doğal gaz fiyatları Eş.4.16' no'lu eşitlik kullanılarak artış oranından hesaplanmıştır.

$$Enerji\ TL = \begin{cases} Yıl_1 \text{ için} = Fiyat_2008TL \\ Yıl_N \text{ için} = (Fiyat_Yıl\ N-1) * (1 + Artış - Oranı) \end{cases} \quad (4.16)$$

Enerji TL enerjinin (doğal gaz ve elektrik) fiyatı, Fiyat _ 2008\$ 2006 yılında enerjinin TL cinsinden fiyatı, Fiyat _ Yıl N – 1 bir önceki yılda gerçekleşen enerji fiyatı ve Artış – Oranı ondalık formda (yüzdelik değil) artış oranıdır.

Bu enerji fiyatı tablolarının yanında söz konusu kent için Kazan / Klima sistemi ile ilgili olarak bir tablo sunulmaktadır. Bu karşılaştırma yapılan diğer üç sistem için temel ya da standart durumdur. İlk olarak, doğal gaz tüketimi, elektrik tüketimi ve sistemin toplam maliyeti gösterilmiştir. Bunların tamamı Ankara için verilen Kazan/ Klima tablosundan alınmıştır. Bu tüketim miktarlarının enerji maliyeti ile çarpımı işletme maliyetlerini vermektedir, bu durum Eş-4.17' no'lu eşitlikte gösterilmektedir.

$$İşletme\ Maliyetleri\ YILN = [(FDG \times EDG) + (FEL \times EEL)] YIL \# \quad (4.17)$$

F fiyat, E enerji tüketimi, DG doğal gaz ve E elektrik olarak kullanılmıştır. YIL # altsimgesi yılı göstermektedir. Doğal gaz ve elektrik fiyatları kendilerine ait artış oranlarına göre artış göstermiştir, ancak doğal gaz ve elektriğe ait enerji tüketim değerlerinin her yıl aynı düzeyde kaldığı varsayılmıştır. Başka bir ifade ile yalnızca enerji fiyatları değişiklik göstermiştir.

EK-1.'da görüldüğü gibi, karşılaştırılan bu üç sistem için, tablolar birbirine oldukça benzemektedir. Tekrar edelim ki, doğal gaz tüketimi, elektrik tüketimi ve sistemin toplam maliyeti gösterilmiştir. Ayrıca bunlara Ankara'ya ait olan ısıtma ve soğutma sistemi karşılaştırma tablosundan bağlantılar verilmiştir. Sistem maliyetinin hemen altında Kazan / Klima sistemine ve karşılaştırma yapılan mevcut sisteme ait maliyet arasındaki fark yer almaktadır. Bu bize mevcut sistemin Kazan / Klima sisteminden ne kadar daha pahalı/masraflı olduğunu göstermektedir. Negatif bir değer yeni sistemin referans alınan Kazan / Klima sisteminden daha maliyetli olduğuna işaret etmektedir.

Tabloda yer alan ilk sütun yılı vermektedir. İkinci sütunda Kazan / Klima sistemi için yapılan hesaplama benzer şekilde sistemin işletme maliyeti hesaplanmaktadır. Üçüncü sütun Kazan / Klima sisteminin işletme maliyeti ile karşılaştırma yapılan sistemin işletme maliyeti arasındaki farkı vermektedir, bu fark Eş.4.18'no'lu eşitlik ile gösterilmiştir. Bu bize Kazan / Klima sistemlerinin işletme maliyetinin mevcut sistemden ne kadar yüksek olduğunu göstermektedir.

$$\text{İşletme Maliyeti Farkı} = \text{İşletme Maliyeti}_{\text{Kazan_KLİMA 1}} - \text{Maliyet}_{\text{SİSTEM}} \quad (4.18)$$

İşletme Maliyeti Farkı, Kazan / Klima sistemi işletme maliyeti ile karşılaştırılan sistemin işletme maliyeti arasındaki farktır, İşletme Maliyeti Sistem I karşılaştırılan sistemin işletme maliyeti ve İşletme Maliyeti Kazan_KLİMA Kazan / Klima sisteminin işletme maliyetidir.

Dördüncü sütun geri dönüşüm maliyetidir. Bu Kazan / Klima sistemi ile karşılaştırılan yeni sistem için faizle borç alınan veya faizle tasarruf edilen ek para miktarıdır. Eş.4.20' no'lu eşitlikte verilen geri dönüşüm maliyetini hesaplamak için Eş.4.19' no'lu eşitlik kullanılır.

$$\text{Yatırım Maliyetindeki Farklılık} = \text{Maliyet}_{\text{SİSTEM}} - \text{Maliyet}_{\text{KAZAN_KLİMA}} \quad (4.19)$$

ve

Geri Dönüşüm Maliyeti =

$$\begin{cases} \text{Yıl 1} = \text{Yatırım Maliyetindeki farklılık} * (1 + I) + \text{İşletme Maliyeti Farkı YIL}_1 \\ \text{Yıl } N > 1 = \text{Geri Dönüşüm Maliyeti } N - 1 * (1 + I) + \text{İşletme Maliyeti Farkı } N \end{cases} \quad (4.20)$$

Geri dönüşüm maliyeti bir gelir olmayıp masraf olduğundan dolayı negatif bir sayı olarak verilmiştir. Beşinci sütun Toplam Tasarruf adını almıştır ve bu sayı Eş.4.21’no’lu eşitlikte görüldüğü gibi, negatif bir değerden pozitif bir değere dönüştüğünde sistem geri ödeme yapmaya, kara geçmeye başlar. Herhangi bir yılda, Kazan / Klima sistemi yerine bu sistemi kurmak suretiyle, eğer elde edilmiş ise, tasarruf edilen toplam para miktarı bu sütunda yer almaktadır.

$$\text{Toplam Tasarruf} = \begin{cases} \text{Eğer (Geri Dönüşüm Maliyeti)} < 0, 0 \\ \text{Aksi takdirde, Geri Dönüşüm Maliyeti} \end{cases} \quad (4.21)$$

Altıncı sütunda, Toplam Tasarruf miktarının ilk pozitif değer aldığı yerden itibaren veriler izlenmek suretiyle nerede kara geçileceği belirlenmektedir. Eş.4.22’ no’lu eşitlikte görüldüğü gibi, bunun için mantık önermesi kullanılmaktadır.

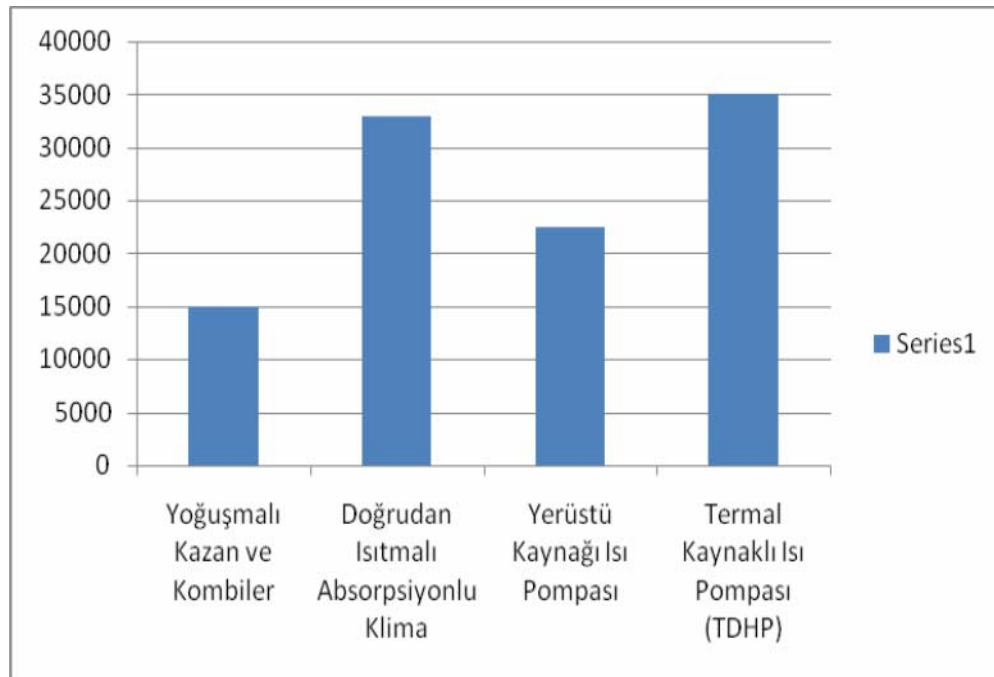
Kara Geçme Süresi =

$$\begin{cases} \text{Yıl } 1 \text{ _ İçin } \begin{cases} \text{Eğer (Toplam Tasarruf YIL } 1) > 0, \text{ “evet”} \\ \text{Değilse, } 0 \end{cases} \\ \text{Yıl } N \text{ _ İçin } \begin{cases} \text{Eğer (Toplam Tasarruf YIL } N) > 0 \text{ _ ve (Toplam Tasarruf YIL } N - 1) = \\ 0, \text{ evet} \quad \text{Değilse, } 0 \end{cases} \end{cases} \quad (4.22)$$

Tablonun altında, sistemin hiç kara geçip geçmeyeceğinin belirtildiği ilave bir hücre yer almaktadır. Aynı zamanda, TDHP tablosundan sonra gelen tablonun en sonunda, yirmi yıllık bir dönem sonunda elde edilen Toplam Tasarruf tutarları karşılaştırılmak suretiyle, bu üç sistemden hangisinin en uygun maliyete sahip olduğunu gösteren başka bir hücre bulunmaktadır.

5. ALTERNATİF SİSTEMLERİN MALİYET ANALİZİNDEN ÇIKAN SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Isıtma ve soğutma sistemlerinin ilk satın alma ve kurulum maliyetleri Şekil 5.1’de görülmektedir. Evin büyüklüğü ve yerleşim planında hiçbir değişiklik olmadığından dolayı, her bir sistem için maliyetin aynı olduğu varsayılarak kanal montajı bu fiyatlara dâhil edilmemiştir. Şüphesiz ki, her bir sistem standarttan daha fazla maliye gerektirmektedir, bu nedenle, bu farklı sistemlerden her biri için kara geçişi belirlemeye yönelik analiz yapılmıştır.



Şekil 5.1. Isıtma ve soğutma sistemlerinin ilk maliyetleri

Üç sistemin kazan ve klima ünitesi ile karşılaştırılması için kullanılan orijinal duruma ait sonuçlar Çizelge 5.1’de görülebilirsiniz.

Çizelge 5.1. Üç sistemin ocak ve klima ünitesi ile karşılaştırılması (enfilyonlu)

	Yerüstü Kaynağı Isı Pompası	Doğrudan Isıtmalı Absorpsiyonlu Klima	Termal Kaynaklı Isı Pompası (TDHP)
20 yıl içinde kara geçme	Evet	Hayır	Evet
Yıl	7	Yok	10
20 yılda sağlanan tasarruf (TL)	19,111	Yok	19,123

Yapılabilecek diğer bir analiz parada hiçbir faiz oranının söz konusu olmadığı basit kara geçiştir Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi.

Çizelge 5.2. Üç sistemin ocak ve klima ünitesi ile karşılaştırılması (enfilyonsuz)

	Yerüstü Kaynağı Isı Pompası	Doğrudan Isıtmalı Absorpsiyonlu Klima	Termal Kaynaklı Isı Pompası (TDHP)
20 yıl içinde kara geçme	Evet	Hayır	Evet
Yıl	9	Yok	13
20 yılda sağlanan tasarruf (TR)	23,077	Yok	18,899

Dikey Toprak kaynaklı ısı pompası, en iyi sistem olarak öne çıkmıştır. Emme ünitesinde, herhangi birinde geri dönüş gözlemlenmemiştir. Emme ünitesi uygun soğutma ve ısıtma COP’si içermesine rağmen, güneş panellerinin ve emme ünitesinin yüksek maliyetleri sistemin kârlılığını düşürmüştür. Üniteye geri dönüş yaşanmamasının bir başka nedeni de öncelikle boyutunun büyük olmasıdır. Emme ünitesinin iki tonluk yüke karşılık dört soğutucu-tonluk ünite olduğunu hatırlayın.

Güneşle çalışan sistemlerde geri dönüşün yaşanması için yapılabilecek değişiklikler vardır. Güneş panellerinin ve mevcut ısıtma ve soğutma sistemlerinin etkinliğinin iyileştirilmesi, olası değişikliklerdir. Güneş panellerinin fiyatları, düşürülebilir. Belki

de ileri de gelişen teknoloji ile maliyeti düşürülmesi sonucu maliyet bakımından uygun sistem haline gelebilir. Ancak daha önceki sayfalarda belirttiğimiz gibi bu çalışmanın maliye analizinden en uygun olarak seçilen toprak kaynaklı ısı pompasıdır, seçilen sistem 6. bölümde Ankara Şartlarında daha verimli kullanılması için Enerji ve Ekserji analizi yapılmıştır.

6. MALİ ANALİZDEN SEÇİLEN EN UYGUN SİSTEMİN ENERJİ VEEKSERJİ ANALİZİ

Enerji sistemlerinin tasarlanmasında, sistem performansının belirlenmesinde önemli rol oynar. Ekserji veya kullanılabilir enerji, bir sistemin çevresi ile denge haline gelirken yapabileceği en fazla faydalı işi belirtir. Bu bakımdan ekserji, belirli bir çevre hali için sistemin iş yapabilme potansiyelinin bir ölçüsüdür. Ekserji analizi ısı sistemlerin değerlendirilmesinde ve tasarımında giderek daha fazla kullanılmaktadır.

6.1. Ekserji Analizi

Ekserji analizi yöntemine yönelik ilk çalışmalar 19. yüzyılın ikinci yarısından sonra yapılmaya başlanmıştır. Ekserji kavramı ilk olarak Maxwell tarafından 1871 yılında literatüre kazandırılmıştır. Gibbs “mümkün olan en fazla net iş (dönen mil işi)” adı altında 1873 yılında ekserji analizine yönelik ilk analitik hesap yöntemini oluşturmuştur.

Maxwell 1875 yılında kitabında “mümkün olan en yüksek brüt iş” adı altında ekserji analizine yönelik çok basit bir analiz yapmıştır. 1889 yılında Guoy 'in akış olmayan sistemlerde kullanılabilirlikle ilgili çalışmaları yayınlanmıştır ancak, bu çalışmalardaki ifadeler Gibbs 'in verdiği ifadelerden daha basittir.

19. yüzyıldan beri ekserji kavramıyla ilgili birçok çalışma yapılmasına karşın, ekserji kavramının mühendislik literatürüne girmesi 1930 'lup yılları bulmuştur. Mühendislik alanında ilk gerçekçi çalışmayı 1932 yılında Kenan yapmıştır. Çalışmasında Gibbs 'in vermiş olduğu ifadeleri daha basit ve kullanışlı bir hale getirerek, mümkün olan en yüksek net iş (dönen mil işi) için “kullanılabilirlik” terimini kullanmıştır. 1956 yılında ise Basnakovic'in kullandığı “iş yeteneği” terimi yerine “exergy” terimi kullanılmaya başlanmıştır.

Kullanılabilir enerji analizi metodunda, özellikle 1970'lerdeki enerji darboğazı ve petrol krizinden sonra enerjinin değeri iyice anlaşılmış, maksimum verimlilikte

kullanılması gerektiğinin bir zorunluluk olduğu ortaya çıkmıştır. Bu nedenle ekserji analizi metodun da özellikle bu dönem de çok hızlı gelişmeler olmuştur.

Özellikle Bosnjakovic, Kean, Rant, Szargut ve Gaggioli yaptıkları çalışmalarla kullanılabilir enerji analizi metodunun gelişiminde önemli roller oynamışlardır.

Kullanılabilir enerji analizinin gelişim süreci 1980’li yılların sonlarında Kotas ve Szargut tarafından ortaya konulmuştur. Son on beş yıllık süreçte ASME İleri Enerji Sistemleri Bölümü üyeleri kullanılabilir enerji analizinin gelişiminde ön saflarda olmuşlardır. Bu konuyla ilgi temel teşkil edecek nitelikteki çalışmalar, 1990’larda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, kullanılabilir enerji analizinin termodinamik sistem analizinde kullanılan temel ifadeleri belirlemiş, Tsatsaronis ise kullanılabilir enerji metoduna dayanan termo ekonomik optimizasyon konularında çok önemli çalışmalar gerçekleştirmişlerdir.

1992 ’de Bohem kullanılabilir enerji analizi yönteminin termodinamik sistemler üzerindeki uygulanabilirliğini yaptığı çalışmasıyla göstermiştir. Kuremenos ve Tsatsaronis enerji sistemlerinin analizinde kullanılabilir enerji analizi yöntemini kullanmışlardır. Stecco ve Moran ise kullanılabilir enerji analizi yöntemi ile dünya enerji rezervlerinin gelecekteki durumlarını tespit etmeye çalışmışlardır. Valero ve Tsatsaronis kullanılabilir enerji analizini kullanarak enerji sistemlerinde verimlilik, maliyet optimizasyonu ve simülasyonu konularında bir çalışma yapmışlardır.

1994 yılında Moran ve Sciubba, ekserji analizinin temel prensiplerini açıklayarak, fiziksel ve kimyasal enerji kavramlarını tanımlamış ve bunları formüle ederek güç sistemlerine nasıl uygulanabileceklerini anlatmışlardır. Aksel Öztürk ise 1998 yılında Clausius eşitsizliği yerine entropiden bağımsız ısı ve işin kullanılabilirliğine dayalı yeni bir eşitlik tanımlamıştır.

Ekserji kavramının temelleri çok eski tarihlere gitmesine karşın, mühendislik alanında kullanılabilirliği ve yaygınlık kazanması çok yakın tarihli zamanlarda başlamıştır. Bu irdelemeden çıkan sonuç kullanılabilir enerji analizi yöntemi,

kavramın ortaya çıktığı zamanlarda gerek görülmeyen bir yöntemdi. Bunun başlıca nedeni ise; o dönemlerde enerjinin ucuz ve bol oluşu, doğal enerji kaynaklarında sıkıntı yaşanmamasına bağlıydı. Ancak dünya nüfusu artmaya, sanayileşme hızlanmaya ve daha fazla enerjiye ihtiyaç duyulmasıyla kullanılabilir enerji analizi yöntemi daha sık kullanılmaya başlanmıştır.

Enerji ile kullanılabilir enerji (ekserji) arasında bazı farklar vardır

- Enerji yok edilemez, kullanılabilir enerji ise yok edilebilir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bütün halleri için sıfırdan büyük veya sıfıra eşittir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir.
- Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilir.

Ekserjinin hesaplanabilmesi için aşağıdaki verilerin bilinmesi gerekmektedir;

- Çevrenin, sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonun belirtilmesi,
- Tersinir bir prosesin varlığının kabul edilmesi gerekir.

Enerji denetiminin amaçları;

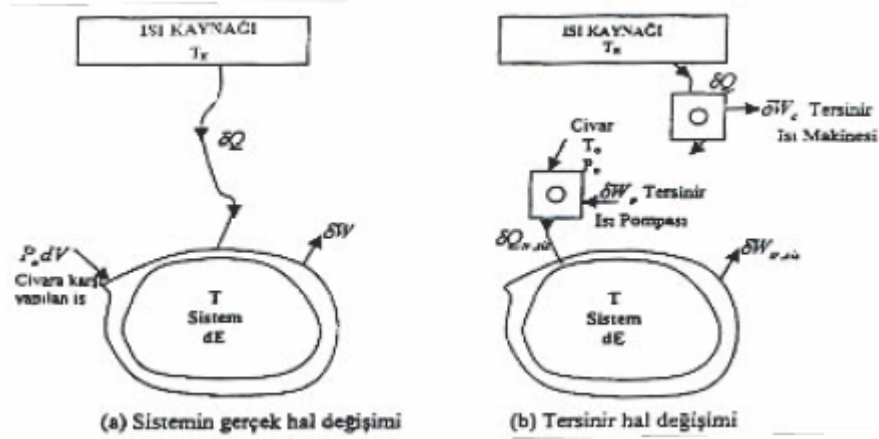
- Kullanılan enerjinin maliyetlerini ve çeşitlerini belirlemek,
- Enerjinin nasıl kullanıldığını ve olası atık oranlarını belirlemek,
- Geliştirilmiş teknikler ve/veya daha az enerji tüketen yeni ekipmanlar gibi alternatifleri analiz etmek ve incelemek,
- Bu alternatiflerin ekonomik analizini oluşturmak ve endüstri veya iş hayatı için hangisinin maliyet etkinli olduğunu belirlemek

Dikey Toprak kaynaklı ısı pompası, incelenen lokasyon içerisinde en iyi sistem olarak öne çıkmıştır. Emme ünitesinde, Ankara şehrinde herhangi birinde geri dönüş gözlemlenmemiştir. Emme ünitesi uygun soğutma ve ısıtma COP'si içermesine rağmen, güneş panellerinin ve emme ünitesinin yüksek maliyetleri sistemin

kârlılığını düşürmüştür. Ünitede geri dönüş yaşanmamasının bir başka nedeni de öncelikle boyutunun büyük olmasıdır. Bu sebepten bu bölümde sadece dikey yer ustu ısı pompasının enerji yapılmıştır.

6.2. Tersinir _s ve Tersinmezlik

Her gerçek işlemde tersinmezliğe sebep olan faktörler bulunur ve bundan dolayı da entropi artışı görülür. Tersinir ısı elde edebilmek için, gerçek hal değişimine benzeyen, fakat bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal bir hal değişimi göz önüne alınır.



Şekil 6.1. Sistemin gerçek hal değişimi ve tersinir hal değişimi

$$(\delta W_{tr,sis} \neq \delta W), \quad (\delta Q_{tr,sis} \neq \delta Q)$$

Termodinamiğin I. Kanunu sisteme, tersinir ısı makinesi ve tersinir ısı pompasına ayrı ayrı uygulandığında,

$$\delta W_{tr,sis} = \delta Q_{tr,sis} - dE \quad (6.1)$$

$$\delta W_c = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (6.2)$$

$$-\delta W_p = -\delta Q_{tr, sis} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (6.3)$$

Bunlar taraf tarafa toplandığında,

$$\delta W_{tr} = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - dE + \frac{T_0}{T} \delta Q_{tr, sis} \quad (6.4)$$

Bulunur. $\frac{\delta Q_{tr, sis}}{T} = dS$ ise

Denklemlerdeki T_0 çevre sıcaklığını, T_K ısı kaynağı sıcaklığını ifade etmektedir.

$$\delta W_{tr} = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - dE + T_0 dS \quad (6.5)$$

Bir hal değişimi için

$$W_{12tr} = Q_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + (E_1 - T_0 S_1) - (E_2 - T_0 S_2) \quad \text{Olur.} \quad (6.6)$$

Tersinmezlik (Irreversibility), tersinir is ile gerçek işlemdeki isin farkıdır.

$$dI = \delta W_{tr} - \delta W = T_0 \left(dS - \frac{\delta Q}{T_K} \right) = T_0 dS_{net} \quad (6.7)$$

Tersinmezlik, bütün işlemlerdeki net entropi değişiminin çevre sıcaklığı ile çarpımına eşit olmaktadır. Net entropi değişimi daima pozitif (veya tersinir işlemler için sıfır) olduğuna göre tersinmezlik de daima pozitifdir. Açık sistem için, benzer Şekilde hareket edilerek tersinir isin,

$$\dot{W}_{tr} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - \frac{d}{dt} \int_V \rho(e - T_0 s) dV - \int_A \rho(e + \rho_1 v - T_0 s)(V \cdot n) dA \quad (6.8)$$

olduğu görülmektedir.

S.A.S.A. için;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + \sum \dot{m}_g \left(h_g - T_0 s_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) - \sum \dot{m}_\varphi \left(h_\varphi - T_0 s_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + g z_\varphi \right) \quad (6.9)$$

ve bir girişli bir çıkışlı SASA için;

$$w_{tr} = q_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + (h_g - T_0 s_g) - (h_\varphi - T_0 s_\varphi) + \frac{V_g^2 - V_\varphi^2}{2} + g(z_g - z_\varphi) \quad (6.10)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, DADA için;

$$W_{tr} = Q_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + m_1(u_1 - T_0 s_1) - m_2(u_2 - T_0 s_2) + \sum m_g(h_g - T_0 s_g) - \sum m_\varphi(h_\varphi - T_0 s_\varphi) \quad (6.11)$$

Açık sistem için tersinmezlik;

$$I = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_A = T_0 \left[\frac{d}{dt} \int_V \rho s dV + \int_A \rho s (V \cdot n) dA - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right] = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{net} \quad (6.12)$$

SASA için;

$$\dot{I} = T_0 \left[\sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right] \quad (6.13)$$

DADA için;

$$I = T_0 \left[(m_2 s_2 - m_1 s_1)_A + \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right] \quad (6.14)$$

elde edilir. Burada $0 < T_1 < T_2$ 'dır.

Eğer $0 < T_1 = T_2$ ise tersinir is denklemlerindeki ısı geçişi terimleri sıfır olur. Sistem veya açık sistem birden fazla ısı kaynağı ile ısı alışverişinde bulunursa, bu takdirde ısı geçişi ile ilgili terimler toplam şeklinde gelir.

6.3. Faydalı İş ve Faydalı Tersinir İş

Bir sistemin veya açık sistemin hareketli sınır isinin bir kısmı çevreye karşı yapıldığından, yapılan işten çıkarılarak faydalı iş bulunur. Çevre basıncına karşı yapılan iş tersinir işten çıkarılırsa faydalı tersinir iş elde edilir.

a)Sistem için;

$$W_{12 \text{ fay}} = W_{12} - P_0 (V_2 - V_1) \quad (6.15)$$

$$W_{12 \text{ tr fay}} = Q_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + (E_1 + P_0 V_1 - T_0 S_1) - (E_2 + P_0 V_2 - T_0 S_2) \quad (6.16)$$

b)Açık sistem için;

$$\dot{W}_{A, \text{fay}} = \dot{W}_A - P_0 \left(\frac{dV}{dt} \right) \quad (6.17)$$

$$\dot{W}_{Atr, \text{fay}} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_v} \right) - \frac{d}{dt} \int_V \rho (e + P_0 v - T_0 s) dV - \int_A \rho (e + P v - T_0 s) (V \cdot n) dA \quad (6.18)$$

6.4. Maksimum Faydalı (Tersinir) İş – Kullanılabilir Enerji (Ekserji)

Sistemin çevresi ile dengeli bulunduğu (basıncın P_0 çevre basıncı, sıcaklığın T_0 çevre sıcaklığı, kinetik enerjisinin sıfır ve potansiyel enerjisinin minimum olduğu ve sistemin çevrenin konsantrasyonunda veya bir referans konsantrasyonunda bulunduğu) ve hiç iş elde edilemeyecek hale ölü hal denir. Sistem, verilen bir halden ölü hale gelinceye kadar bütün işlemlerin tersinir bir şekilde gerçekleştirildiği ve ısı

alışverişinin yalnız çevre ile (bir tersinir ısı makinesi vasıtasıyla) olduğu bir hal değişiminde sistemden alınan maksimum faydalı (tersinir) ise sistemin kullanılabilir enerjisi denir.

$$w_{tr} = q_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + (h_g - T_0 s_g) - (h_\varphi - T_0 s_\varphi) + \frac{V_g^2 - V_\varphi^2}{2} + g(z_g - z_\varphi)$$

denkleminde.

$$T_K = T_0,$$

ilk hal indissiz olarak ve son hal de '0' indisi ile (ölü halde) alınarak sistemin kullanılabilir enerjisi (ekserjisi);

$$x = U + P_0 V - T_0 S - G_0 + m \left[\frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \right] \quad (6.19)$$

Şeklinde olur

$$G_0 = U_0 + P_0 V_0 - T_0 S_0 \quad (6.20)$$

Sistemin ölü haldeki Gibbs fonksiyonudur. Burada kinetik ve potansiyel enerjiler (mekanik enerji) hariç tutularak elde edilen,

$$\begin{aligned} K &= U + P_0 V - T_0 S - G_0 \\ k &= u + P_0 v - T_0 s - g_0 \\ \bar{k} &= \bar{u} + P_0 \bar{v} - T_0 \bar{s} - \bar{g}_0 \end{aligned} \quad (6.21)$$

Çevre şartlarına bağlı olarak maddenin özelliği elde edilir. Buna kullanılabilirlik denilir.

$$w_{tr} = q_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + (h_g - T_0 s_g) - (h_\varphi - T_0 s_\varphi) + \frac{V_g^2 - V_\varphi^2}{2} + g(z_g - z_\varphi)$$

denkleminde,

$$\dot{W}_{12tr,fay} = \dot{Q}_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + K_1 - K_2 + m \left[\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad (6.22)$$

bulunur.

$$I = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_A = T_0 \left[\frac{d}{dt} \int_V \rho s dV + \int_A \rho s (V \cdot n) dA - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right] = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{net}$$

denkleminde,

$$\left[\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_A \rho (V \cdot n) dA = 0 \right]$$

süreklilik denklem , $g_0 = h_0 - T_0 s_0$ ile çarpılıp

eklenerek,

$$\dot{W}_{Atr,fay} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - \frac{d}{dt} \int_V \rho x dV - \int_A \rho x_a (V \cdot n) dA \quad (6.23)$$

denklemini elde edilir.

$$X_a = X + (P - P_0) v = h - T_0 s - g_0 + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \quad (6.24)$$

akış hali için kullanılabilir enerji ve

$$k_a = k + (P - P_0) v = h - T_0 s - g_0 \quad (6.25)$$

akış hali için kullanılabilirlik adımı alır.

Kabul edilen bir referans hal için ($T_0 = 25$ oC, $P_0 = 100$ kPa) kullanılabilirlik ve akış hali için kullanılabilirlik değerleri verilir.

6.5. Kullanılabilir Enerji Denklemi

Sistemin herhangi bir sonsuz küçük hal değişimini yukarıdaki seklin a kısmı göz önüne alındığında, sistem tarafından yapılan faydalı iş

$$\dot{W}_{tr} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) + \sum \dot{m}_g \left(h_g - T_0 s_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) - \sum \dot{m}_\varphi \left(h_\varphi - T_0 s_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + g z_\varphi \right)$$

denkleminde;

$$\delta W_{fay} = \delta W - P_0 dV \quad (6.26)$$

Şeklinde yazılır ve birinci kanunda yerine konulduğunda;

$$\delta W_{fay} = \delta Q - d(E + P_0 V) \quad (6.27)$$

Elde edilir. Bu son denkleme $T_0 dS$ ve $\left(\frac{T_0}{T_K} \right) \delta Q$ eklenip ve çıkarıldığında,

Sistem için;

$$\delta W_{fay} = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - d(E + P_0 V - T_0 S) - T_0 \left(dS - \frac{\delta Q}{T_K} \right) \quad (6.28)$$

kullanılabilir enerji denklemi bulunur. Sistemin veya açık sistemin yaptığı faydalı hareketli sınır is, dönen mil is ve elektrik is kullanılabilir is (enerji)'dir (Civara karşı yapılan hareketli sınır is hariç).

Verilen TK sıcaklığındaki bir ısı kaynağından alınan ısıdan elde edilebilecek maksimum is, T_0 sıcaklığındaki civar ile ısı kaynağı arasında Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinesinden elde edilebilecek is;

$$dX_Q = \delta Q \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) = \eta_c \delta Q \quad (6.29)$$

ısının kullanılabilir enerjisidir. Ayrıca sistemin kullanılabilir enerjisinden 13 ve sistemin net entropi değişiminden faydalanarak 22 kullanılabilir enerji denklemi;

$$\delta W_{fay} = dX_w = dX_Q - dX - T_0 dS_{net} \quad (6.30)$$

Şeklini alır. Bu son denklemdeki;

$$T_0 dS_{net} = dI = dX_{ky} \quad (6.31)$$

kayıp kullanılabilir enerji olduğu, III-16 denklemden yararlanılarak yazılan;

$$\delta W_{fay} \leq \delta W_{tr,fay} = \eta_c \delta Q - dX \quad (6.32)$$

eşitliği ile mukayesesinden görülmektedir. Buna göre III-24 denklemi sistemin bir hal değişimi için yazılırsa;

$$X_{Q_{12}} - X_{W_{12}} = X_2 - X_1 + X_{ky} \quad (6.33)$$

Denklemi bulunur. Burada;

$X_{Q_{12}} = \eta_c Q_{12}$: Isının kullanılabilir enerjisi,

$X_{W_{12}} = W_{12,fay}$: Faydalı is (9),

X_1, X_2 : Sistemin ilk ve son hallerdeki kullanılabilir enerjisi,

X_{ky} : Kayıp kullanılabilir enerji.

Açık sistem için benzer Şekilde;

$$\dot{W}_{A,fay} \leq \dot{W}_{Atr,fay} \quad (6.34)$$

denklemden de yararlanarak;

$$\dot{W}_{A,fay} = \eta_c \dot{Q}_A - \frac{d}{dt} \int_V \rho X dV - \int_A \rho X_A (V \cdot n) dA - \frac{dX_{ky}}{dt} \quad (6.35)$$

eşitliği şeklinde, kullanılabilir enerjinin bir andaki kaybını göz önüne alarak yazmak mümkündür. Bu denklem açık sistem için kullanılabilir enerji denkleminin integral seklidir. Bu denklemdaki bir andaki kayıp kullanılabilir enerjinin=tersinmezlik;

$$\frac{dX_{ky}}{dt} = T_0 \left[\frac{d}{dt} \int_V \rho s dV + \int_A \rho s (V \cdot n) dA - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \right] = T_0 \left(\frac{dS}{dt} \right)_{net} = \dot{I} \quad (6.36)$$

olduğu gösterilir.

Kullanılabilir enerji denklemi SASA için;

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g X_{ag} - \sum \dot{m}_\phi X_{a\phi} - \dot{X}_{ky} \quad (6.37)$$

ve DADA için kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilerek;

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + (m_1 k_1 - m_2 k_2) + \sum m_g k_{ag} - \sum m_\phi k_{a\phi} - X_{ky} \quad (6.38)$$

Şeklinde yazılır.

6.6. İkinci Kanun Verimi

İkinci kanun analizi ile kullanılabilir enerji kavramından yararlanarak işlemin ne derece iyi ve mükemmele yakın olduğu incelenebilir. Kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğin bir ölçüsüdür ve işlemlerdeki tersinmezlikler arttıkça artar. İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç, tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır, en iyi durumda bir olacaktır. Buna göre ikinci kanun verimi (tesirlilik):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{Kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}} \quad (6.39)$$

$$\varepsilon' = 1 - \frac{\text{Kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{Sarfedilen kullanılabilir enerji}} \quad (6.40)$$

sekilerinde tarif edilir.

Bir hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı is, tersinir is olarak adlandırılır. Eğer son hal evre koşulları ise, tersinir is en büyük değere ulaşır ve kullanılabilirlik adını alır. Bir hal değişiminde tersinir isle yararlı is arasındaki fark, tersinmezlik olarak tanımlanır.

6.7. Teorik Uygulama Ve Analiz

Bu alışmada, Ankara’da toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemi oluşturan ana elemanlar olan kompresör, evaporatör, kısılma vanası ve kondensere ayrı ayrı ekserji analizi uygulanmıştır.

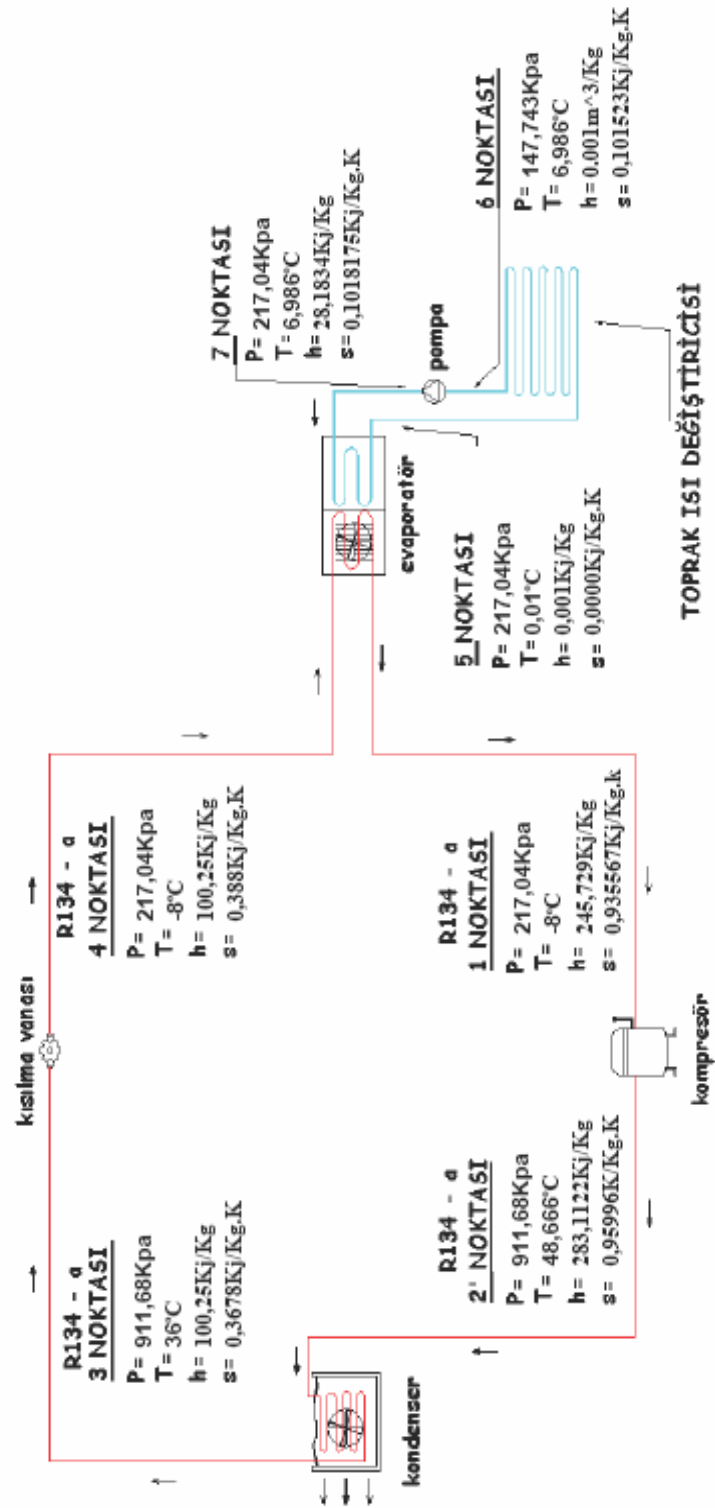
Isı pompasının kullanıldığı mahaldeki ısı kaybı, daha önceden yapmış olduğumuz projeden (4 katlı binanın ikinci kati) alınarak

$22,39 \text{ kW/m}^3 * 8\text{m} * 20\text{m} * 3\text{m} = 10,747 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

Ankara için kış mevsiminde dış ortam sıcaklığı $-0,26 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak kabul edilip, sistemde kullanılacak kompresör verimi % 90 ve pompa verimi % 85 olarak alınmıştır. Kış mevsimi için Ankara’daki toprak sıcaklığı $7 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Yaz mevsimi için toprak sıcaklığı $22,95 \text{ }^\circ\text{C}$ ve dış hava sıcaklığı $24,58 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Isı pompasında soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Toprak altı tesisatta ısı taşıyıcı akışkan sudur.

Alınan değerlerin hepsi Meteorolojiden alınan Ankara ilinin 17130 Nolu İstasyon değerleridir. EK-3’de saatlik ortalama sıcaklık değerleri ile günlük ortalama 100 cm toprak sıcaklığı değerlerini ayrıntılı olarak görebilirsiniz.

KIŞ DURUMU



Şekil 6.2. Kış durumu

6.7.1. Kıs durumu - ısı pompası hesabı

2' noktası

2 noktasının C_p 'si yani 911,68 kPa ve 43 °C için $C_p = 1,0511$ kJ/kg.K olarak tablodan interpolasyonla hesaplanmıştır. Yoğuşturucu sıcaklığı da yoğuşturucuda ısı çeken akışkan sıcaklığından 7-10 °C büyük olmalıdır. Akışkan sıcaklığı 36 °C alındığı için 43 °C kabul edilmiştir. Maksimum sıcaklık 24 Temmuz 2008 tarihinde saat 14:00 te 38 °C olarak ölçülmüştür.

Kompresör verimi % 90 ve Pompa verimi % 85 kabul edilmiştir.

Kısın; Toprak yüzeyindeki sıcaklık ile ısıtılacak ortamdaki sıcaklık farkı evaporatöre yansıtılır, Isıtılacak mehele isi ise kondenserden verilmektedir. Tasarlanan sistemlerdeki bütün elemanlar, sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) olarak göz önüne alınarak; ekserji analizine girmeden önce;

$$w_k = C_p (T_2 - T_1) / \eta_{ks} = C_p \cdot (T_2' - T_1) \text{ formülünde veriler yerine konulduğunda}$$

$$-w_k = 1,0511 (43 - (-8)) / 0,90 = 1,0511 \cdot (T_2' - (-8))$$

$$-w_k = 59,562 \text{ kJ / kg}$$

$$T_2' = 48,666 \text{ °C bulunur.}$$

2' noktası

$$T_2' = 48,666 \text{ °C}$$

$$P_2' = 911,68 \text{ kPa olduğu bilinmektedir. Tablolardan;}$$

$$h_2' = 283,1122 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2' = 0,95996 \text{ kJ/kg.K olarak elde edilir.}$$

Isıtılacak mekan kondenserden verilen ısıyla ısıtılacağına ve

$$Q = -10,747 \text{ kW Kabul edildiğine göre}$$

Buradan

$$Q = m_{R-134a} (h_3 - h_2'), h_3; \text{ tablodan } 36^\circ\text{C ve } 911,68 \text{ kPa değerindeki entalpi değeri,}$$

$$-10,747 = m_{R-134a} (100,25 - 283,1122)$$

$$m_{R-134a} = 0,05877 \text{ kg/s bulunur.}$$

KOMPRESÖR:

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_1 = 217,04 \text{ kPa}$	$P_2' = 911,68 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81^\circ\text{C}$	$T_1 = -8^\circ\text{C}$	$T_2' = 48,666^\circ\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_1 = 245,7291 \text{ kJ/kg}$	$h_2' = 283,1122 \text{ kJ / kg}$
$S_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_1 = 0,935567 \text{ kJ/kg.K}$	$s_2' = 0,95996 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_1 = 0,09061 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_2' = 0,024266 \text{ m}^3/\text{kg}$

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{12'} - W_{12} = m_R (h_2' - h_1)$$

$$Q_{12'} - m_{R-134a} w_k = m_{R-134a} (h_2' - h_1)$$

$$Q_{12'} - 0,05877 (-59,562) = 0,05877 (283,1122 - 245,7291)$$

$$Q_{12'} = -1,30345 \text{ kW (Dışarıya Isı Kaçmaktadır)}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_2' - s_1) - \frac{Q_{12'}}{T_c}; T_c = T_k = -0,26^\circ\text{C} = 272,89^\circ\text{K}$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877 (0,95996 - 0,935567) - (-1,30345) / (272,89)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,00621 \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_o \times \Delta S_{\text{net}} = 285,96 \times (0,00621) = 1,7758 \text{ kW}$$

Akış hali için Kullanılabilirlik

$$k_a = h - T_0 \cdot s - \rho_0 = h - T_0 \cdot s - [u_0 + P_0 \cdot v_0 - T_0 \cdot s_0]$$

$$k_a = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

$$k_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) = (245,7291 - 266,16) - 285,96 (0,935567 - 1,071) = 18,2975 \text{ kJ/kg}$$

$$k_{2'} = (h_{2'} - h_0) - T_0 (s_{2'} - s_0) = (282,179 - 266,16) - 285,96 (0,95708 - 1,071) = 48,5955 \text{ kJ/kg}$$

Kullanılabilir enerji denklemi (S.A.S.A) için

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + \sum m_g \chi_{ag} - \sum m_c \chi_{ac} - \chi_{ky}$$

$$m_g = m_c = m_R ; W_{fay} = W = W_{12'} = m_{R-134a} w_k$$

$$Q_A = Q_{12'} ; \chi_{ag} = k_1 ; \chi_{ac} = k_2$$

$$m_{R-134a} w_k = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_{12'} + m_{R-134a} (k_1 - k_{2'}) - \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_{12'} + m_{R-134a} (k_1 - k_{2'}) - m_{R-134a} w_k$$

$$\chi_{ky} = \left(1 - \frac{285,96}{272,89}\right) (-1,30345) + 0,05877 (18,2975 - 48,7052) - 0,05877 (-59,562)$$

$$\chi_{ky} = 1,696277 \text{ kW} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \text{Kayıp kullanılabilir enerji} / \text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_1 + |m_{R-134a} w_k|}$$

$$e = 1 - 1,696277 / (0,05877 \cdot 18,2975) + (0,05877 \cdot 59,562)$$

$$e = 0,6293$$

EVAPORATÖR

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_4 = 217,04 \text{ kPa}$	$P_1 = 217,04 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_4 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_1 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 100,25 \text{ kJ/kg}$	$h_1 = 245,7291 \text{ kJ/kg}$
$s_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_4 = 0,388 \text{ kJ/kg.K}$	$s_1 = 0,935567 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3/\text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{\text{evaporatör}} = m_{R-134a} (h_1 - h_4) = 0,05877 (245,7291 - 100,25) = 8,55 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_1 - s_4) - (Q_e / T_k)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877 (0,935567 - 0,388) - (8,55 / 272,89) = 8,492 \cdot 10^{-4} \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_o \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (8,492 \cdot 10^{-4}) = 0,2428 \text{ kW}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h - h_o) - T_o (s - s_o)$$

$$k_4 = (h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,388 - 1,071) = 29,4 \text{ kJ/kg}$$

$$k_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) = (245,7291 - 266,16) - 285,96 (0,935567 - 1,071) = 18,2975 \text{ kJ/kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_e [1 - (T_o / T_k)] = m_{R-134a} (k_1 - k_4) + \chi_{ky}$$

$$Q_e = m_{R-134a} (h_1 - h_4) = 8,55$$

$$8,55 [1 - (285,96 / 272,89)] = 0,05877 (18,2975 - 29,4) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 0,243 \text{ kW} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_4 + |Q_e [1 - T_0 / T_k]|}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,243}{0,05877 \cdot 29,4 + \left| 8,55 \left[1 - \frac{285,96}{272,89} \right] \right|}$$

$$\varepsilon = 0,8863$$

KISILMA VANASI

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_3 = 911,68 \text{ kPa}$	$P_4 = 217,04 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_4 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 100,25 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 100,25 \text{ kJ/kg}$
$s_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_3 = 0,3678 \text{ kJ/kg.K}$	$s_4 = 0,388 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3 / \text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{kısılma} = m_{R-134a} \cdot (h_4 - h_3) = 0 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{net} = m_{R-134a} \cdot (s_4 - s_3) - (Q_k / T_k)$$

$$\Delta S_{net} = 0,05877 (0,388 - 0,3678) - 0 = 1,187154 \times 10^{-3} \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_0 \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (1,187154 \times 10^{-3}) = 0,3395 \text{ kW / K}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

$$k_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,3678 - 1,071) = 35,177 \text{ kJ/kg}$$

$$k_4 = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,388 - 1,071) = 29,4 \text{ kJ /kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_k [1 - (T_0/T_k)] = m_{R-134a} (k_4 - k_3) + \chi_{ky}$$

$$0 = 0,05877 (29,4 - 35,177) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 0,3395 \text{ kW / K} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_3} = 1 - \frac{0,3395}{0,05877 \cdot 35,177} = 0,8288$$

KONDANSER

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_0 = 100 \text{ kPa}$	$P_2 = 911,68 \text{ kPa}$	$P_3 = 911,68 \text{ kPa}$
$T_0 = 12,81 \text{ °C}$	$T_2 = 48,666 \text{ °C}$	$T_3 = 36 \text{ °C}$
$h_0 = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_2 = 283,1122 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 100,25 \text{ kJ/kg}$
$s_0 = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_2 = 0,95996 \text{ kJ/kg.K}$	$s_3 = 0,3678 \text{ kJ/kg.K}$
$v_0 = 0,2275 \text{ m}^3 / \text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{\text{kondanser}} = m_{R-134a} (h_3 - h_2) = 0,05877 (100,25 - 283,1122) = - 10,747 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_3 - s_2) - (Q_k / T_k)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877 \cdot (0,3678 - 0,95996) - (-10,747 / 272,89) = 4,58 \cdot 10^{-3} \text{ KW/ K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_0 \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (4,58 \cdot 10^{-3}) = 1,3097 \text{ kW}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)$$

$$k_{2'} = (h_{2'} - h_0) - T_0 (s_{2'} - s_0) = (283,1122 - 266,16) - 285,96 (0,95996 - 1,071) = 48,7052 \text{ kJ/kg}$$

$$k_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,3678 - 1,071) = 35,177 \text{ kJ/kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_k [1 - (T_0 / T_k)] = m_{R-134a} \cdot (k_3 - k_{2'}) + \chi_{ky}$$

$$(-10,747) [1 - (285,96 / 272,89)] = 0,05877 \cdot (35,177 - 48,7052) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 1,30973 \text{ kW} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_{2'}} = 1 - \frac{1,30973}{0,05877 \cdot 48,7052} = 0,5424$$

Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı

Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1 m olarak seçilmiştir. Bu derinlikteki minimum ve maksimum toprak sıcaklıkları $T_{\text{max}} = 13,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{min}} = 1,9 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Kıs durumunda toprak sıcaklığı $7 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Isı taşıyıcı

akışkanın toprak ısı değıştiricisine giriş sıcaklığı 0,01 °C olarak kabul edilmiştir. Çıkış sıcaklığı da 6,986 °C olarak hesaplanmıştır.

Sabit Yüzey Sıcaklığı Kabulüyle Toprak Isı Değıştiricisi Uzunluğu Hesabı

Sabit yüzey sıcaklığı kabulüne ait teorik alt yapı Jaeger ve Carslaw'un çalışmalarından elde edilmiştir. Toprağın başlangıç sıcaklığından DT kadar düşük veya yüksek sıcaklıkta tutulan uzun bir boruda birim boyda transfer olan ısı miktarı Q ve ısı akısı w,zamana bağılı olarak aşağıdaki ifadelerle bulunur (Ingersoll ve Plass,1955).

$$Q = k_t \cdot \Delta T F(z)$$

$$W = \frac{k_t \cdot \Delta T F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$Q_z = 0,961519 k_t \cdot \Delta T F(z) = 0,961519 k_t (T_{\text{toprak}} - T_{\text{su}}) F(z)$$

$$q = 3,15459 \frac{k_t \cdot \Delta T F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$z = a_t t / r^2 \rightarrow F(z) = \frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-z\beta^2}}{j_0^2(\beta) Y_0^2(\beta)} \frac{d\beta}{\beta}$$

Burada;

a_t : Toprağın ısı difüzyon katsayısı (fph)

t : Zaman (h)

k_t : Toprağın ısı iletkenlik değeri (fph)

ΔT : Başlangıçtaki toprak sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki fark (F)

Q: Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı [btu /(ft.h)]

Q_z : Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı (W/m)

w: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı [btu /(ft².h)]

q: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı (W/m²)

r: Borunun yarıçapı (ft) olmaktadır.

Sabit yüzey sıcaklığı teorisinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Toprak özellikleri üniforma ve sabittir.
- Hesap yapılan zaman aralığında birim boydaki ısı geçişi sabit değildir.
- Borunun yüzey sıcaklığı sabit bir değerde tutulmaktadır.

Hesapların kolaylaştırılması amacıyla uzun integral işlemleri uğraşmak yerine z 'ye bağlı olarak elde edilen $F(z)$ değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 6.1. $F(z)$ integralleri (Ingersoll ve Plass, 1955)

z	$F(z)$	z	$F(z)$	z	$F(z)$
0,01	38,508	0,7	6,926	100	2,172
0,02	28,096	0,8	6,634	120	2,114
0,03	23,474	1	6,18	150	2,042
0,04	20,716	1,2	5,844	200	1,956
0,05	18,829	1,5	5,467	250	1,893
0,06	17,433	2	5,029	300	1,846
0,07	16,351	2,5	4,726	400	1,775
0,08	15,472	3	4,5	500	1,721
0,09	14,744	4	4,174	600	1,683
0,1	14,13	5	3,947	800	1,622
0,12	13,135	6	3,776	1000	1,578
0,14	12,361	8	3,529	1200	1,543
0,16	11,737	10	3,354	1500	1,502
0,18	11,217	12	3,224	2000	1,454
0,2	10,777	15	3,074	2500	1,418
0,25	9,916	20	2,898	3000	1,393
0,3	9,277	25	2,774	4000	1,35
0,35	8,779	30	2,678	5000	1,319
0,4	8,373	40	2,539	7500	1,266
0,45	8,037	50	2,44	10000	1,233
0,5	7,751	60	2,363	15000	1,184
0,6	7,288	80	2,251	25000	1,131

Çizelge 6.2. Değişik toprak tiplerinin fph biriminde fiziksel özellikleri

Malzeme	fph			
	k	c	ρ	a
% 43 sulu kalkerli toprak	0,41	0,53	104	0,007
Kuartzlı, orta derece iyi, kuru kum	0,15	0,19	103	0,008
Kuartzlı kum (%8,3 nemli)	0,34	0,24	109	0,013
%15 nemli kumlu kil	0,53	0,33	111	0,014
Kuru toprak	0,1-0,2	-	-	0,008-0,012
Nemli toprak	0,8-2,0	-	-	0,02-0,04
Çamur	0,5	0,6	94	0,009

Tablodan yararlanarak Ankara için toprağın ısı difüzyon katsayısı ve ısı iletim katsayıları sırasıyla $a_t=0,0261$ fph ve $k_t=1,2$ fph olarak bulunur. Tezdeki hesaplar nemli toprak özelliklerine göre yapılmıştır.

Toprak ısı değiştiricisinde 1 inch'lik boru tercih edilmiştir.

Borunun yarıçapı; $r = (d/2).(1/12) = (1/2).(1/12)=0,0417$ ft'dir. Entegrasyon sabiti hesaplanırken $t = 24$ saat alınmıştır. Verilen değerler yerine konularak entegrasyon sabiti

$$z = a_t t / r^2 = (0,0261 \times 24) / 0,0417^2 = 366,38 \text{ olarak bulunur.}$$

Entegrasyon sabiti $z = 366.38$ için $F(z)$ integralinin değeri tablodan yararlanarak

$F(z) = 1.7988$ bulunur. Birim boy boruya transfer olan ısı miktarı $Q_z = 0,961519.k_t.\Delta T.F(z) = 0,961519.k_t.(T_{\text{toprak}} - T_{\text{su}}).F(z)$ denkleminde yararlanarak $Q_z = 0,961519.k_t.\Delta T.F(z) = 0,961519.1,2.(6,99).1,7988 = 14,5077$ W/m olarak bulunur.

$$\text{Birim yüzey alanından transfer olan ısı miktarı ise } q = 3,15459 \frac{k_t.\Delta T F(z)}{2.\pi.r}$$

denkleminde verilerin girilmesi ile;

$$q = 3,15459 \frac{k_t.\Delta T F(z)}{2.\pi.r} = 3,15459 \frac{15,088}{2.\pi.0.0417} = 181,6597 \text{ w/m}^2$$

Düşük sıcaklıklarda suyun yoğunluğu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 'tür. Boru içerisindeki suyun akış hızı 0,5 m/s olsun. 1 inch'lik borunun iç çapı ise 1,075 inch olduğuna göre boru sistemindeki suyun kütleli debisi,

$$m = \rho A u = \rho \frac{\pi d^2}{4} u = 1000 \frac{\pi (1,075 \cdot 0,0254)^2}{4} 0,5 = 0,293 \text{ kg / s olarak bulunur.}$$

Suyun özgül ısınma ısısı, suyun termofiziksel özellikleri tablosundan $c_p = 4,198 \text{ kJ/kg}$ olarak okunur. Suyun boru sisteminden çıkması gereken su sıcaklığı;

$$T_c = T_g + \frac{Q}{mc_p} = 0 + \frac{8,593}{0,293 \cdot 4,198} = 6,986 \text{ } ^\circ\text{C olarak hesaplanır.}$$

Boru başlangıç ve sonunda, birim boy boruya transfer olan ısı miktarı su Şekilde bulunur.

$$Q_{z1} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{\text{toprak}} - T_{\text{su}}) \cdot F(z)$$

$$Q_{z1} = 0,961519 \cdot k_t \cdot (7 - 0,01) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z1} = 13,2291 \text{ W/m}$$

$$Q_{z2} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{\text{toprak}} - T_{\text{su}}) \cdot F(z)$$

$$Q_{z2} = 0,961519 \cdot k_t \cdot (7 - 6,986) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z2} = 0,02421 \text{ W/m}$$

Gerekli olan boru boyu L;

$$L = \frac{Q}{(Q_{z1} + Q_{z2}) / 2} = \frac{8593}{(13,2291 + 0,02421) / 2} = 1296,7322 \text{ m}$$

Basınç Kaybı Hesabı

Lineer yük kaybı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\text{Yük Kaybı (m)} = \lambda \frac{L}{d} \frac{u^2}{2g}$$

Burada λ lineer yük kayıp katsayısıdır ve akışın türüne göre belirlenir. Bir ortamdaki akışın türü boyutsuz Reynold sayısı ile belirlenir.

$$\text{Re} = \frac{\rho V d}{\mu_s} = \frac{996,016 \cdot 0,50 \cdot (1,075 \cdot 0,0254)}{1,52 \times 10^{-3}} = 8946,1239$$

Suyun fiziksel özellikleri tablosundan;

Suyun viskozitesi : $1,52 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$

Suyun özgül ağırlığı : $9,81 \text{ kN/m}^3$ olarak okunur.

$2320 < \text{Re} < 100000$ olduğundan akış türbülanslıdır. Akışın türbülanslı olduğu durumda λ şu şekilde bulunur.

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{8946,1239}} = 0,032492$$

Toprak ısı değiştiricisinde kullanılacak boru uzunluğu daha önce $1296,7322 \text{ m}$ olarak bulunmuştur. Boru içerisindeki suyun akış hızı $0,5 \text{ m/s}$ olarak kabul edilmiştir. λ değeri de yerine konulduğunda;

$$\text{Yük Kaybı (m)} = 0,032492 \frac{465,873}{1,075 \cdot 0,0254} \frac{0,5^2}{2 \cdot 9,81} = 7,06387 \text{ m olarak bulunur.}$$

Bulunan değer suyun özgül ağırlığı ile çarpıldığında basınç kaybı kPa cinsinden elde edilir. Basınç kaybı hesabında lokal kayıplar ihmal edilip, toprak altı boru sistemi düz kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

$$7,06387 \times 9,81 = 69,2966 \text{ kPa}$$

Isı taşıyıcı akışkanın evaporatörden çıkış basıncı 217,04 kPa idi. Toprak ısı değiştiricisinde 69,2966 kPa basınç kaybıyla 6 Noktasına gelerek, 6 Noktasındaki basınç 147,743 kPa olarak elde edilir.

Pompa – Kıs Durumu – Toprak Isı Değiştiricisi

Pompa verimi %85 kabul edilmiştir. $\eta_p = 0,85$ izantropik verim ($Q_p \approx 0$)

5 –Evaporatör çıkışı– su

$$P_5 = 217,04 \text{ kPa}$$

$$T_5 = 0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

0,01 °C için

$$v_5 = v_s = 0,001 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$h_5 = h_s = 0,001 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$s_5 = s_s = 0,0000 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

6 – Pompa girişi –su

$$P_6 = 147,743 \text{ kPa}$$

$$T_6 = 6,986 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6,986 °C için

$$h_6 = h_s = 28,10187 \text{ kJ/kg}$$

$$s_6 = s_s = 0,101523 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$$

$$v_6 = v_s = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

7 – Evaporatör Girişi (pompa çıkışı) – Su

$P_5 = P_7 = 217,04 \text{ kPa}$ olarak seçilmiştir (kaçak olmaması için).

$$T_7 = 6,986 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 28,1834 \text{ kJ/kg}$$

$$v_7 = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_7 = 0,1018175 \text{ kJ/kg K}$$

Pompa için Termodinamiğin I. Kanunu

$$-w_p \approx v_6 (P_7 - P_6) / \mu_p = h_7 - h_6$$

$$-w_p \approx 0,001 (217,04 - 147,743) / 0,85 = h_7 - 28,10187$$

$$-w_p \approx 0,08152588 \text{ kJ/kg}, h_7 = 28,1834 \text{ kJ/kg}$$

Ölü Hal

$$P_o = 100 \text{ kPa}$$

$$T_o = 12,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 53,80152 \text{ kJ/kg}$$

$$v_o = 0,001001 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$s_o = 0,19235 \text{ kJ/kg.K}$$

Evaporatör için enerji dengesi yazıldığında

$$m_{R-134a} \cdot h_4 + m_{su} \cdot h_5 = m_{R-134a} \cdot h_1 + m_{su} \cdot h_7$$

$$m_{R-134a} \cdot (h_4 - h_1) = m_{su} \cdot (h_7 - h_5)$$

$$m_{su} = m_{R-134a} (h_4 - h_1) / (h_7 - h_5)$$

$$m_{su} = 0,05877 \cdot (100,25 - 245,7291) / (28,1834 - 0,001)$$

$$m_{su} = 0,303374 \text{ kg / s (toprak ısı değiştiricisinde dolaştırılması gereken su debisi)}$$

$$W_p = m_{su} \cdot w_p = 0,303374 (-0,08152588) = -0,024733 \text{ kW (pompada harcanan güç)}$$

Pompa için Ter. II Kanunu Uygulandığında

Pompa çıkısı

$$P_7 = 217,04 \text{ kPa}$$

$$T_7 = 6,986 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S_7 = 0,1018175 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Delta S_{net} = m_{su} (s_7 - s_6) - (Q_p / T_ç)$$

$$\Delta S_{net} = 0,303374 (0,1018175 - 0,101523) - 0$$

$$\Delta S_{net} = 0,00008934 \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_0 \cdot \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (0,00008934) = 0,025547 \text{ kW}$$

Akış Hali İçin Kullanılabilirlik

$$k_a = (h-h_0) - T_0 (s-s_0)$$

$$k_6 = (h_6-h_0) - T_0 (s_6-s_0) = (28,10187 - 53,80152) - 285,96 (0,101523 - 0,19235) = 0,2732 \text{ kJ /kg}$$

$$k_7 = (h_7-h_0) - T_0 (s_7-s_0) = (28,1834 - 53,80152) - 285,96 (0,1018175 - 0,19235) = 0,27055 \text{ kJ /kg}$$

Kullanılabilir Enerji Denklemi

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + \sum m_g \chi_{ag} - \sum m_c \chi_{ac} - \chi_{ky}$$

$$W_{fay} = W_p$$

$$\chi_{ky} = m_{su} \cdot (k_7 - k_6) - W_p$$

$$\chi_{ky} = 0,303374 (0,2732 - 0,27055) + 0,08152588$$

$$\chi_{ky} = 0,08233 \text{ kW} \approx I$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji $\approx$ Tersinmezlik

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$\varepsilon = 1 - \text{Kayıp kullanılabilir enerji} / \text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{su} k_6 + |W_p|}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,08233}{0,303374 \cdot 0,2732 + 0,08152588} = 0,499$$

Kıs Durumu İçin Komple (R- 134a + Su) Sistemin Isıtma Tesir Katsayısı

$$\beta^* = \frac{|Q|}{|W_k + W_p|} = \frac{|10,747|}{|1,7027 + 0,08152588|}$$

$$\beta^* = 6,023$$

Kıs Durumu İçin Komple (R- 134a + Su) Sistemin İkinci Yasa Verimi-Tersinirlik

$$\varepsilon = \frac{\beta^*}{\beta_{tr}^*}$$

$$\beta_{tr}^* = \frac{|Q_{kondanser,tr}|}{|W_{komp,tr} + W_{pompa,tr}|}$$

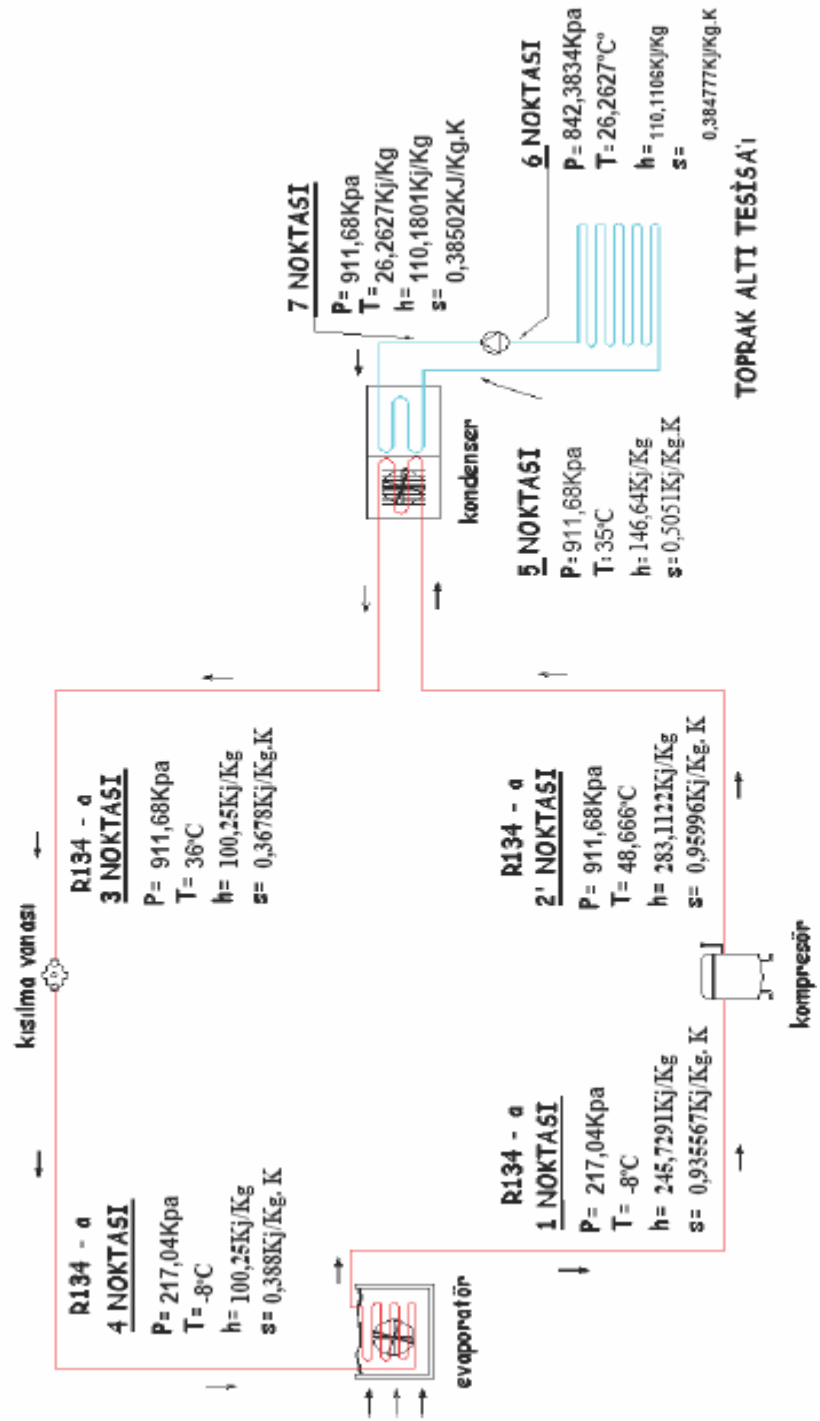
$$\beta_{tr}^* = \frac{|Q_{kondanser} - X_{ky_{kondanser}}|}{|W_{komp} + X_{ky_{komp}} + W_{pompa} + X_{ky_{pompa}}|}$$

$$\beta_{tr}^* = \frac{|-10,747 - 1,30973|}{|-1,30345 + 1,696277 - 0,024733 + 0,08233|}$$

$$\beta_{tr}^* = \frac{12,05673}{0,4504} = 26,7689$$

$$\varepsilon = \frac{6,023}{26,7689} = 0,225$$

YAZ DURUMU



Şekil 6.3. Yaz durumu

6.7.2. Yaz durumu - ısı pompası hesabı

Isıtılacak ortamın ısı ihtiyacı daha önceden hesaplanarak, $Q=10,747$ kW olarak kabul alınmıştır.

2` noktası

2 noktasının C_p 'si yani 911,68 kPa ve 43 °C için $C_p = 1,0511$ kJ/kg.K olarak tablodan interpolasyonla hesaplanmıştır.

Kompresör verimi % 90 ve Pompa verimi % 85 kabul edilmiştir.

$-w_k = C_p (T_2 - T_1) / \eta_{ks} = C_p \cdot (T_{2'} - T_1)$ formülünde veriler yerine konulduğunda

$$-w_k = 1,0511 (43 - (-8)) / 0,90 = 1,0511 \cdot (T_{2'} - (-8))$$

$$-w_k = 59,562 \text{ kJ / kg}$$

$$T_{2'} = 48,666 \text{ °C bulunur.}$$

2` noktası

$$T_{2'} = 48,666 \text{ °C}$$

$P_{2'} = 911,68$ kPa olduğu bilinmektedir. Tablolardan;

$$h_{2'} = 283,1122 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{2'} = 0,95996 \text{ kJ/kg.K olarak elde edilir.}$$

Isıtılacak mekan kondenserden verilen ısıyla ısıtılacağına ve

$$Q = -10,747 \text{ kW Kabul edildiğine göre}$$

Buradan

$$Q = m_{R-134a} (h_3 - h_{2'})$$

$$-10,747 = m_{R-134a} (100,25 - 283,1122)$$

$$m_{R-134a} = 0,05877 \text{ kg/s bulunur.}$$

KOMPRESÖR:

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_1 = 217,04 \text{ kPa}$	$P_{2'} = 911,68 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_1 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{2'} = 48,666 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_1 = 245,7291 \text{ kJ/kg}$	$h_{2'} = 283,1122 \text{ kJ / kg}$
$S_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_1 = 0,935567 \text{ kJ/kg.K}$	$s_{2'} = 0,95996 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_1 = 0,09061 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_{2'} = 0,024266 \text{ m}^3/\text{kg}$

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{12'} - W_{12} = m_R (h_{2'} - h_1)$$

$$Q_{12'} - m_{R-134a} W_k = m_{R-134a} (h_{2'} - h_1)$$

$$Q_{12'} - 0,05877 (-59,562) = 0,05877 (283,1122 - 245,7291)$$

$$Q_{12'} = -1,30345 \text{ kW (Dışarıya Isı Kaçmaktadır)}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_{2'} - s_1) - \frac{Q_{12'}}{T_c}; T_c = T_k = 24,58 \text{ }^\circ\text{C} = 297,73 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877 (0,95996 - 0,935567) - (-1,30345) / (297,73)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,00400263 \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_o \times \Delta S_{\text{net}} = 285,96 \times (0,00400263) = 1,14459 \text{ kW}$$

Akış hali için Kullanılabilirlik

$$k_a = h - T_0.s - \rho_0 = h - T_0.s - [u_0 + P_0.v_0 - T_0.s_0]$$

$$k_a = (h-h_0) - T_0 (s-s_0)$$

$$k_1 = (h_1-h_0) - T_0 (s_1-s_0) = (245,7291 - 266,16) - 285,96 (0,935567 - 1,071) = 18,2975 \text{ kJ/kg}$$

$$k_{2'} = (h_{2'} - h_0) - T_0 (s_{2'} - s_0) = (282,179 - 266,16) - 285,96 (0,95708 - 1,071) = 48,5955 \text{ kJ/kg}$$

Kullanılabilir enerji denklemi (S.A.S.A) için

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + \sum m_g \chi_{ag} - \sum m_c \chi_{ac} - \chi_{ky}$$

$$m_g = m_c = m_R ; W_{fay} = W = W_{12'} = m_{R-134a} w_k$$

$$Q_A = Q_{12'} ; \chi_{ag} = k_1 ; \chi_{ac} = k_2$$

$$m_{R-134a} w_k = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_{12'} + m_{R-134a} (k_1 - k_{2'}) - \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_{12'} + m_{R-134a} (k_1 - k_{2'}) - m_{R-134a} w_k$$

$$\chi_{ky} = \left(1 - \frac{285,96}{297,73}\right) (-1,30345) + 0,05877 (18,2975 - 48,5955) - 0,05877 (-59,562)$$

$$\chi_{ky} = 1,6683167 \text{ kW=I}$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \text{Kayıp kullanılabilir enerji} / \text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_1 + |m_{R-134a} w_k|}$$

$$e = 1 - 1,6683167 / (0,05877 \cdot 18,2975) + (0,05877 \cdot 59,562)$$

$$e = 0,6354$$

EVAPORATÖR

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_4 = 217,04 \text{ kPa}$	$P_1 = 217,04 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_4 = -8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_1 = -8 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 100,25 \text{ kJ/kg}$	$h_1 = 245,7291 \text{ kJ/kg}$
$s_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_4 = 0,388 \text{ kJ/kg.K}$	$s_1 = 0,935567 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3/\text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{\text{evaporatör}} = m_{R-134a} (h_1 - h_4) = 0,05877 (245,7291 - 100,25) = 8,55 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_1 - s_4) - (Q_e / T_k)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877 (0,935567 - 0,388) - (8,55 / 297,73) = 3,48168 \cdot 10^{-3} \text{ kW/K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_o \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (3,48168 \cdot 10^{-3}) = 0,9956 \text{ kW}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h - h_o) - T_o (s - s_o)$$

$$k_4 = (h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,388 - 1,071) = 29,4 \text{ kJ/kg}$$

$$k_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) = (245,7291 - 266,16) - 285,96 (0,935567 - 1,071) = 18,2975 \text{ kJ/kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_e [1 - (T_o / T_k)] = m_{R-134a} (k_1 - k_4) + \chi_{ky}$$

$$Q_e = m_{R-134a} (h_1 - h_4) = 8,55$$

$$8,55 [1 - (285,96/297,73)] = 0,05877 (18,2975 - 29,4) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 0,9905 \text{ kW} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_4 + |Q_e [1 - T_0 / T_k]|}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,9905}{0,05877 \cdot 29,4 + \left| 8,59377 \left[1 - \frac{285,96}{297,73} \right] \right|}$$

$$\varepsilon = 0,5209$$

KISILMA VANASI

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_o = 100 \text{ kPa}$	$P_3 = 911,68 \text{ kPa}$	$P_4 = 217,04 \text{ kPa}$
$T_o = 12,81 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_4 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_o = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 100,25 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 100,25 \text{ kJ/kg}$
$s_o = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_3 = 0,3678 \text{ kJ/kg.K}$	$s_4 = 0,388 \text{ kJ/kg.K}$
$v_o = 0,2275 \text{ m}^3 / \text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{kısılma} = m_{R-134a} \cdot (h_4 - h_3) = 0 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{net} = m_{R-134a} \cdot (s_4 - s_3) - (Q_k / T_k)$$

$$\Delta S_{net} = 0,05877 (0,388 - 0,3678) - 0 = 1,187154 \times 10^{-3} \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_0 \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (1,187154 \times 10^{-3}) = 0,3395 \text{ kW / K}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h-h_0) - T_0 (s-s_0)$$

$$k_3 = (h_3-h_0) - T_0 (s_3-s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,3678 - 1,071) = 35,177 \text{ kJ/kg}$$

$$k_4 = (h_4-h_0) - T_0 (s_4-s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,388 - 1,071) = 29,4 \text{ kJ /kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_k [1 - (T_0/T_k)] = m_{R-134a} (k_4 - k_3) + \chi_{ky}$$

$$0 = 0,05877 (29,4 - 35,177) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 0,3395 \text{ kW / K} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_3} = 1 - \frac{0,3395}{0,05877 \cdot 35,177} = 0,83578$$

KONDANSER

Ölü Hal	Giriş Değerleri	Çıkış Değerleri
$P_0 = 100 \text{ kPa}$	$P_2 = 911,68 \text{ kPa}$	$P_3 = 911,68 \text{ kPa}$
$T_0 = 12,81 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 48,666 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_0 = 266,16 \text{ kJ/kg}$	$h_2 = 283,1122 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 100,25 \text{ kJ/kg}$
$s_0 = 1,071 \text{ kJ/kg.K}$	$s_2 = 0,95996 \text{ kJ/kg.K}$	$s_3 = 0,3678 \text{ kJ/kg.K}$
$v_0 = 0,2275 \text{ m}^3 / \text{kg}$		

Termodinamiğin I. Kanunu uygulandığında,

$$Q_{\text{kondanser}} = m_{R-134a} (h_3 - h_2) = 0,05877 (100,25 - 283,1122) = - 10,747 \text{ kW}$$

Termodinamiğin II. Kanunu uygulandığında,

$$\Delta S_{\text{net}} = m_{R-134a} (s_3 - s_2) - (Q_k / T_k)$$

$$\Delta S_{\text{net}} = 0,05877. (0,3678 - 0,95996) - (-10,747 / 297,73) = 1,286338.10^{-3} \text{ kW/ K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_0 \Delta S_{\text{net}} = 285,96 (1,286338.10^{-3}) = 0,3678 \text{ kW}$$

Akış Kullanılabilirliği

$$k_a = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)$$

$$k_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) = (283,1122 - 266,16) - 285,96 (0,95996 - 1,071) = 48,7052 \text{ kJ/kg}$$

$$k_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) = (100,25 - 266,16) - 285,96 (0,3678 - 1,071) = 35,177 \text{ kJ/kg}$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji

$$Q_k [1 - (T_0 / T_k)] = m_{R-134a} \cdot (k_3 - k_2) + \chi_{ky}$$

$$(-10,747) [1 - (285,96 / 297,73)] = 0,05877. (35,177 - 48,7052) + \chi_{ky}$$

$$\chi_{ky} = 0,3701 \text{ kW} = I$$

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{R-134a} k_2} = 1 - \frac{0,3701}{0,05877 \cdot 48,7052} = 0,8707$$

Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı

Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1 m olarak seçilmiştir. Bu derinlikteki minimum ve maksimum toprak sıcaklıkları $T_{\text{max}} = 26,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{min}} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Yaz durumunda toprak sıcaklığı $22,95 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Isı

taşıyıcı akışkanın toprak ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı 35 °C olarak kabul edilmiştir. Çıkış sıcaklığı da 26,2627 °C olarak hesaplanmıştır.

Sabit Yüzey Sıcaklığı Kabulüyle Toprak Isı Değiştiricisi Uzunluğu Hesabı

Sabit yüzey sıcaklığı kabulüne ait teorik alt yapı Jaeger ve Carslaw'un çalışmalarından elde edilmiştir. Toprağın başlangıç sıcaklığından DT kadar düşük veya yüksek sıcaklıkta tutulan uzun bir boruda birim boyda transfer olan ısı miktarı Q ve ısı akısı w,zamana bağlı olarak aşağıdaki ifadelerle bulunur (Ingersoll ve Plass,1955).

$$Q = k_t \cdot \Delta T F(z)$$

$$W = \frac{k_t \cdot \Delta T F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$Q_z = 0,961519 k_t \cdot \Delta T F(z) = 0,961519 k_t (T_{\text{toprak}} - T_{\text{su}}) F(z)$$

$$q = 3,15459 \frac{k_t \cdot \Delta T F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$z = a_t t / r^2 \rightarrow F(z) = \frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-z\beta^2}}{j_0^2(\beta) Y_0^2(\beta)} \frac{d\beta}{\beta}$$

Burada;

a_t : Toprağın ısı difüzyon katsayısı (fph)

t : Zaman (h)

k_t : Toprağın ısı iletkenlik değeri (fph)

ΔT : Başlangıçtaki toprak sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki fark (F)

Q: Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı [btu /(ft.h)]

Q_z : Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı (W/m)

w: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı [btu /(ft².h)]

q: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı (W/m²)

r: Borunun yarıçapı (ft) olmaktadır.

Sabit yüzey sıcaklığı teorisinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Toprak özellikleri üniform ve sabittir.
- Hesap yapılan zaman aralığında birim boydaki ısı geçişi sabit değildir.
- Borunun yüzey sıcaklığı sabit bir değerde tutulmaktadır.

Hesapların kolaylaştırılması amacıyla uzun integral işlemleri uğraşmak yerine z' 'ye bağlı olarak elde edilen $F(z)$ değerleri tabloda verilmiştir. Yaz durumunda da kıs durumunda kullanılan formüller ve Çizelgelerden yararlanılmıştır. Tablodan yararlanarak Ankara için toprağın ısı difüzivite katsayısı ve ısı iletim katsayıları sırasıyla $a_t=0,0261$ fph ve $k_t=1,2$ fph olarak bulunur. Tezimizdeki hesaplar nemli toprak özelliklerine göre yapılmıştır.

Toprak ısı değiştiricisinde 1 inch'lik boru tercih edilmiştir.

Borunun yarıçapı; $r = (d/2) \cdot (1/12) = (1/2) \cdot (1/12) = 0,0417$ ft'dir. Entegrasyon sabiti hesaplanırken $t = 24$ saat alınmıştır. Verilen değerler yerine konularak entegrasyon sabiti

$$z = a_t t / r^2 = (0,0261 \times 24) / 0,0417^2 = 366,38 \text{ olarak bulunur.}$$

Entegrasyon sabiti $z = 366.38$ için $F(z)$ integralinin değeri tablodan yararlanarak $F(z) = 1.7988$ bulunur. Birim boy boruya transfer olan ısı miktarı $Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{su} - T_{toprak}) \cdot F(z)$ denkleminde yararlanarak $Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot 1,2 \cdot (35 - 22,95) \cdot 1,7988 = 25,009$ W/m olarak bulunur.

Birim yüzey alanından transfer olan ısı miktarı ise $q =$

$$3,15459 \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r} \text{ denkleminde verilerin girilmesi ile;}$$

$$q = 3,15459 \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2 \cdot \pi \cdot r} = 3,15459 \frac{26.010648}{2 \cdot \pi \cdot 0.0417} = 313,1685 \text{ w/m}^2$$

Düşük sıcaklıklarda suyun yoğunluğu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 'tür. Boru içerisindeki suyun akış hızı 0,5 m/s olsun. 1 inch'lik borunun iç çapı ise 1,075 inch olduğuna göre boru sistemindeki suyun kütleli debisi,

$$m = \rho A u = \rho \frac{\pi d^2}{4} u = 1000 \frac{\pi (1,075 \cdot 0,0254)^2}{4} 0,5 = 0,293 \text{ kg / s olarak bulunur.}$$

Suyun özgül ısınma ısı, suyun termofiziksel özellikleri tablosundan $c_p = 4,198 \text{ kJ/kg}$ olarak okunur. Suyun boru sisteminden çıkması gereken su sıcaklığı;

$$T_c = T_g + \frac{Q}{mc_p} = 35 - \frac{10,747}{0,293 \cdot 4,198} = 26,2627^\circ\text{C olarak hesaplanır.}$$

Boru başlangıç ve sonunda, birim boy boruya transfer olan ısı miktarı su Şekilde bulunur.

$$Q_{z1} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{su} - T_{toprak}) \cdot F(z)$$

$$Q_{z1} = 0,961519 \cdot k_t \cdot (35 - 22,95) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z1} = 25,009 \text{ W/m}$$

$$Q_{z2} = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{su} - T_{toprak}) \cdot F(z)$$

$$Q_{z2} = 0,961519 \cdot k_t \cdot (26,2627 - 22,95) \cdot 1,7988$$

$$Q_{z2} = 6,8755 \text{ W/m}$$

Basınç Kaybı Hesabı

Lineer yük kaybı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\text{Yük Kaybı (m)} = \lambda \frac{L}{d} \frac{u^2}{2g}$$

Burada λ lineer yük kayıp katsayısıdır ve akışın türüne göre belirlenir. Bir ortamdaki akışın türü boyutsuz Reynold sayısı ile belirlenir.

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu_s} = \frac{996,016 \cdot 0,50 \cdot (1,075 \cdot 0,0254)}{1,52 \times 10^{-3}} = 8946,1239$$

Suyun fiziksel özellikleri tablosundan;

Suyun viskozitesi : $1,52 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$

Suyun özgül ağırlığı : $9,81 \text{ kN/m}^3$ olarak okunur.

$2320 < Re < 100000$ olduğundan akış türbülanslıdır. Akışın türbülanslı olduğu durumda λ su Şekilde bulunur.

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{8946,1239}} = 0,032492$$

Toprak ısı değiştiricisinde kullanılacak boru uzunluğu daha önce $1296,7322 \text{ m}$ olarak bulunmuştur. Boru içerisindeki suyun akış hızı $0,5 \text{ m/s}$ olarak kabul edilmiştir. λ değeri de yerine konulduğunda;

$$\text{Yük Kaybı (m)} = 0,032492 \frac{465,873}{1,075 \cdot 0,0254} \frac{0,5^2}{2 \cdot 9,81} = 7,06387 \text{ m olarak bulunur.}$$

Bulunan değer suyun özgül ağırlığı ile çarpıldığında basınç kaybı kPa cinsinden elde edilir. Basınç kaybı hesabında lokal kayıplar ihmal edilip, toprak altı boru sistemi düz kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

$$7,06387 \times 9,81 = 69,2966 \text{ kPa}$$

Isı taşıyıcı akışkanın evaporatörden çıkış basıncı $911,68 \text{ kPa}$ idi. Toprak ısı değiştiricisinde $69,2966 \text{ kPa}$ basınç kaybıyla 6 Noktasına gelerek, 6 Noktasındaki basınç $842,3834 \text{ kPa}$ olarak elde edilir.

Pompa – Kıs Durumu – Toprak Isı Değiştiricisi

Pompa verimi %85 kabul edilmiştir.

$$\eta_p = 0,85 \text{ izantropik verim } (Q_p \approx 0)$$

5 –Evaporatör çıkışı– su

$$P_5 = 911,68 \text{ kPa}$$

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

35 $^{\circ}\text{C}$ için

$$v_5 = v_s = 0,001006 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$h_5 = h_s = 146,64 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$s_5 = s_s = 0,5051 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}$$

6 – Pompa girişi –su

$$P_6 = 842,3834 \text{ kPa}$$

$$T_6 = 26,2627 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

26,2627 $^{\circ}\text{C}$ için

$$h_6 = h_s = 110,1106 \text{ kJ/kg}$$

$$s_6 = s_s = 0,384777 \text{ kJ/kg } ^{\circ}\text{K}$$

$$v_6 = v_s = 0,001003 \text{ m}^3/\text{kg}$$

7 – Kondenser Girişi (pompa çıkışı) – Su

$P_5 = P_7 = 911,68 \text{ kPa}$ olarak seçilmiştir (kaçak olmaması için).

$$T_7 = 26,2627 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_7 = 110,1801 \text{ kJ/kg}$$

$$v_7 = 0,001003 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_7 = 0,38502 \text{ kJ/kg K}$$

Pompa için Termodinamiğin I. Kanunu

$$-w_p \approx v_6 (P_7 - P_6) / \mu_p = h_7 - h_6$$

$$-w_p \approx 0,001003 (911,68 - 842,3834) / 0,85 = h_7 - 110,1106$$

$$-w_p \approx 0,0695 \text{ kJ/kg} , h_7 = 110,18018 \text{ kJ/kg}$$

Ölü Hal

$$P_o = 100 \text{ kPa}$$

$$T_o = 12,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_o = 53,80152 \text{ kJ/kg}$$

$$v_o = 0,001001 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$s_o = 0,19235 \text{ kJ/kg.K}$$

Kondenser için enerji dengesi yazıldığında

$$m_{R-134a} \cdot h_2 + m_{su} \cdot h_5 = m_{R-134a} \cdot h_3 + m_{su} \cdot h_7$$

$$m_{R-134a} \cdot (h_2 - h_3) = m_{su} \cdot (h_7 - h_5)$$

$$m_{su} = m_{R-134a} (h_2 - h_3) / (h_7 - h_5)$$

$$m_{su} = 0,05877 (283,1122 - 100,25) / (110,1801 - 146,64)$$

$$m_{su} = 0,29475 \text{ kg / s (toprak ısı değiştiricisinde dolaştırılması gereken su debisi)}$$

$$W_p = m_{su} \cdot w_p = 0,29475 \cdot (-0,0695) = -0,020485 \text{ kW (pompada harcanan gúc)}$$

Pompa için Ter. II Kanunu Uygulandığında

Pompa çıkısı

$$P_7 = 911,68 \text{ kPa}$$

$$T_7 = 26,2627 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$S_7 = 0,38502 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Delta S_{net} = m_{su} (s_7 - s_6) - (Q_p / T_{\check{c}})$$

$$\Delta S_{net} = 0,294742 (0,38502 - 0,384777) - 0$$

$$\Delta S_{net} = 0,0000716223 \text{ kW / K}$$

Tersinmezlik

$$I = T_o \cdot \Delta S_{net} = 285,96 (0,0000716223) = 0,02048 \text{ kW}$$

Akış Hali İçin Kullanılabilirlik

$$k_a = (h - h_o) - T_o (s - s_o)$$

$$k_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) = (110,1106 - 53,80152) - 285,96 (0,384777 - 0,19235) = 1,282655 \text{ kJ /kg}$$

$$k_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0) = (110,18018 - 53,80152) - 285,96 (0,38502 - 0,19235) = 1,282747 \text{ kJ /kg}$$

Kullanılabilir Enerji Denklemi

$$W_{fay} = \eta_c Q_A + \sum m_g \chi_{ag} - \sum m_c \chi_{ac} - \chi_{ky}$$

$$W_{fay} = W_p$$

$$\chi_{ky} = m_{su} \cdot (k_7 - k_6) - W_p$$

$$\chi_{ky} = 0,29475 (1,282747 - 1,282655) + 0,020485$$

$$\chi_{ky} = 0,0205121 \text{ kW} \approx I$$

Kayıp Kullanılabilir Enerji $\approx$ Tersinmezlik

II. Yasa Verimi – Tersinirlik

$\varepsilon = 1 - \text{Kayıp kullanılabilir enerji} / \text{Başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi_{ky}}{m_{su} k_6 + |w_p|}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,0205121}{0,29475 \cdot 1,282655 + 0,020485} = 0,9485$$

Yaz Durumu İçin Komple (R- 134a + Su) Sistemin Isıtma Tesir Katsayısı

$$\beta^* = \frac{|Q|}{|W_k + W_p|} = \frac{|8,59377|}{|1,7029 + 0,020485|}$$

$$\beta^* = 4,98656$$

Yaz Durumu İçin Komple (R- 134a + Su) Sistemin İkinci Yasa Verimi-Tersinirlik

$$\varepsilon = \frac{\beta}{\beta_{tr}}$$

$$\beta_{tr} = \frac{|Q_{evaporator,tr}|}{|W_{komp,tr} + W_{pompa,tr}|}$$

$$\beta_{tr} = \frac{|Q_{evaporator} - X_{ky_{evaporator}}|}{|W_{komp} + X_{ky_{komp}} + W_{pompa} + X_{ky_{pompa}}|}$$

$$\beta_{tr} = \frac{|8,59377 - 0,9905|}{|-1,14459 + 1,6683167 - 0,020485 + 0,0205121|}$$

$$\beta_{tr} = \frac{7,60237}{0,52375} = 14,51516$$

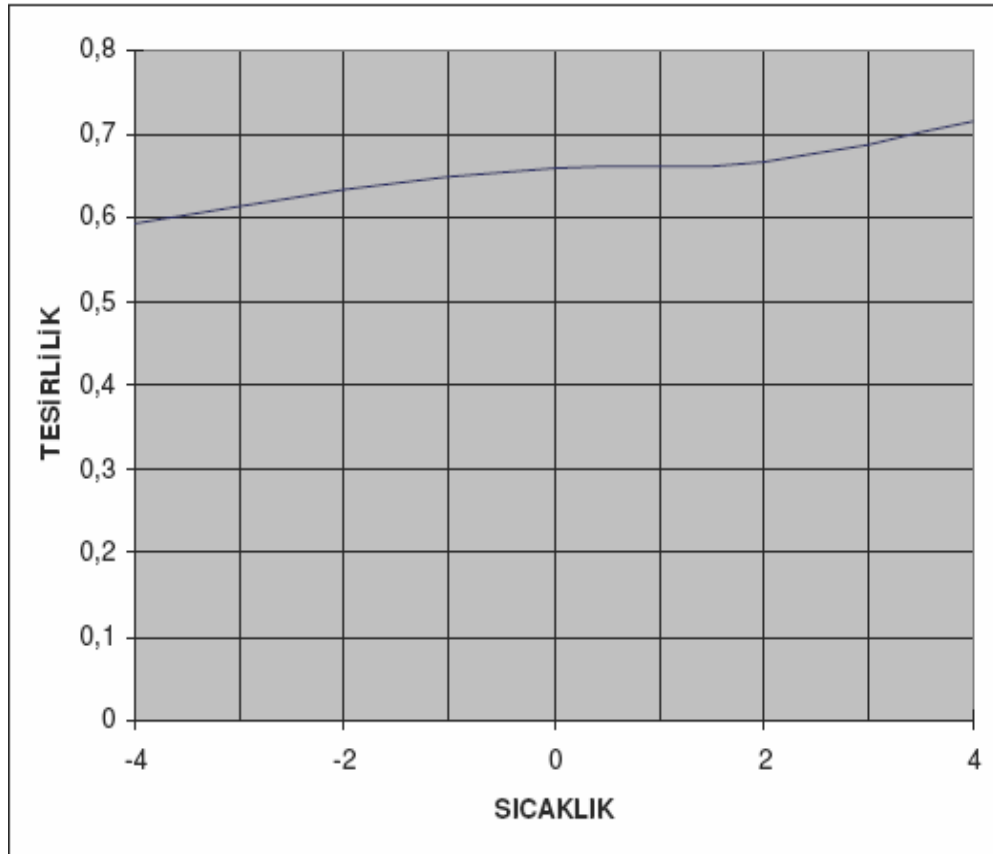
$$\varepsilon = \frac{4,98656}{14,51516} = 0,34354$$

7. EKSERJİ ANALİZİNDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

Toprak kaynaklı ısı pompasını oluşturan elemanlara ayrı ayrı ekserji analizi uygulandı ve aşağıdaki sonuçlara varıldı.

Çizelge 7.1 Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi

SICAKLIK (C)	-4	-2	0	2	4
TESİRLİLİK	0,593	0,633	0,658	0,667	0,715

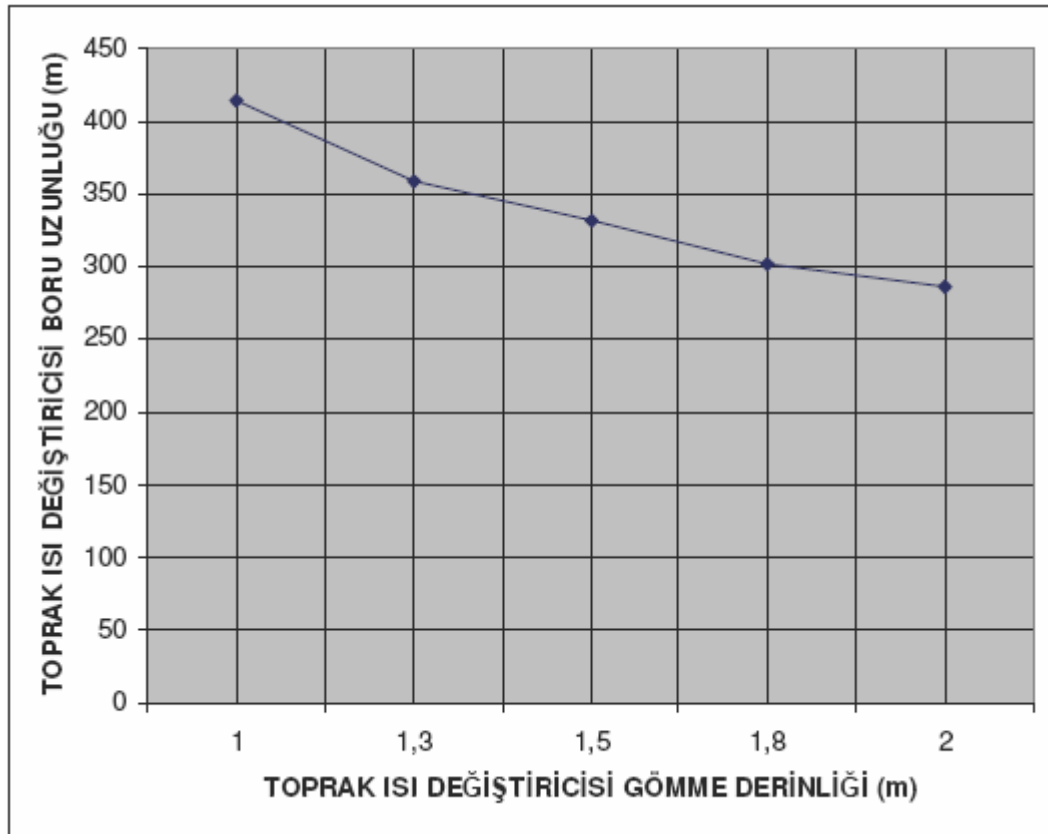


Şekil 7.1. Kompresör giriş sıcaklığı değişiminin tesirliliğe etkisi

Kompresör tesirliliğini etkileyen etmenlerin basında soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı gelmektedir. kompresöre gelen soğutucu akışkanın sıcaklığının, tesirlilik üzerindeki etkisi görülmektedir.

Çizelge 7.2. Toprak ısı değıştircisi gömme derinliğinin toprak ısı değıştircisi boru uzunluğuna etkisi

DERİNLİK (m)	1	1,3	1,5	1,8	2
TOPRAK SICAKLIĞI (C)	8,76	9,53	9,99	10,63	11,01
BORU UZUNLUĞU (m)	414	359	332	302	286

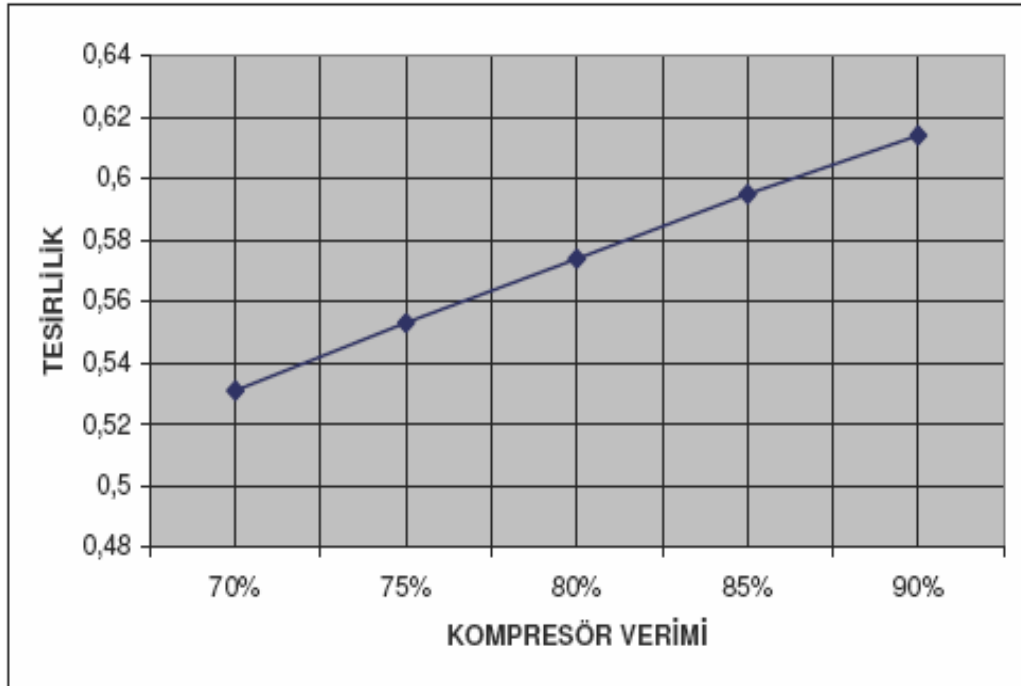


Sekil 7.2. Toprak ısı değıştircisi gömme derinliğinin toprak ısı değıştircisi boru uzunluğuna etkisi.

Toprak ısı değıştircisinin toprağı gömölme derinliği, toprak ısı değıştircisinde kullanılacak boru uzunluğunda belirleyici rol oynamaktadır. Tablo 7.2’de derinliğe bağı olarak toprak sıcaklıkları ve buna bağı olarak da toprak ısı değıştircisinde kullanılacak boru boyları verilmiştir. Sekil 7.2.’den de anlaşılağı üzere boruların gömüldüğü derinlik arttıkça toprak sıcaklığı artmakta, buna bağı olarak da kullanılacak boru miktarında azalma olmaktadır. Su da unutulmamalıdır ki, toprak ısı değıştircisinin gömme derinliği arttıkça hafriyat masrafları ve dolayısıyla ilk yatırım maliyeti yükselecektir.

Çizelge 7.3. Tez çalışmasında da toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1 m olarak alınmıştır.

KOMPRESÖR VERİMİ	70%	75%	80%	85%	90%
TESİRLİLİK	0,531	0,553	0,574	0,595	0,614

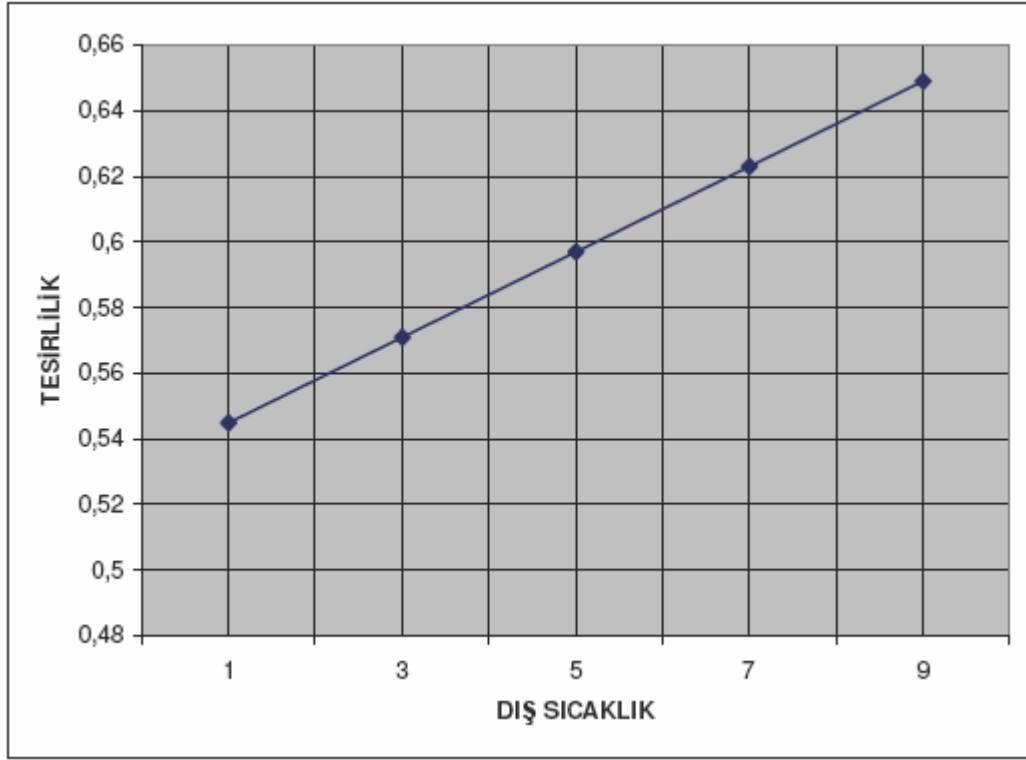


Sekil 7.3. Kompresör veriminin kompresör tesirliliğine etkisi

Sekil 7.3'te kompresör verimi ile kompresör tesirliliği arasındaki bağlantı görülmektedir. Kompresör verimi, kompresör tesirliliğini doğru orantılı olarak etkilemektedir.

Çizelge 7.4. Farklı dış sıcaklık değerleriyle kondanser tesirliliğinin değişimi

DIŞ SICAKLIK (C)	1	3	5	7	9
TESİRLİLİK	0,545	0,571	0,597	0,623	0,649



Şekil 7.4. Farklı dış sıcaklık değerleriyle kondanser tesirliliğinin değişimi

Sekil 7.4'te farklı dış ortam sıcaklıkları ile kondanser tesirliliğinin arasındaki ilişki görülmektedir. Dış ortam sıcaklığı yükseldikçe kondanser tesirliliği artmaktadır.

8. TARTIŞMALAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma prensibi, toprak kaynaklı ısı pompasının elemanları, ekserji analizi konuları incelenerek; teorik olarak toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi kurulup, sistemi oluşturan elemanlara ayrı ayrı ekserji analizi uygulanmıştır.

Enerji sarfiyatının büyük bir kısmının ısıtma sistemlerinde kullanıldığı göz önüne alındığında verimli, çevreye dost, düşük enerji sarfiyatıyla konfor sağlayan cihazlar ön plana çıkmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları da bu alternatiflerden biridir. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın derinlere inildikçe havaya göre nispeten sabit sıcaklıkta kalması avantajını kullanarak, yaz aylarında soğutma kış aylarında ısıtma yapan, elektrikle çalışan cihazlardır. Avrupa ülkelerinde oldukça yaygınlaşan toprak kaynaklı ısı pompaları, ülkemiz için halen yeni bir teknolojidir. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması sistemin yaygınlaşmasının önündeki engellerden biridir.

Ülkemizdeki enerji sıkıntısı yurt dışından ithal edilen enerji ile karşılanmaya çalışılmaktadır. Türkiye ve enerji sıkıntısı çeken diğer ülkelerde, enerji maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi gerekmektedir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çevre kirliliğini azaltmadaki rolü de göz önünde bulundurulmalıdır.

Toprak kaynaklı ısı pompası tasarımı yaparken verim açısından toprağın ısı iletkenliği, toprağın cinsi ve özellikleri iyi incelenmeli; kompresör, yoğurturucu, buharlaştırıcı ve diğer elemanlar kapasiteye uygun seçilmelidir. Optimum olmayan her malzeme, hem maliyeti artırıcı etki yaratacak, hem de sistemin verimini olumsuz yönde etkileyecektir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, toprak ısı değiştiricisi, maliyet üzerinde önemli etkiye sahiptir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının güneş enerjisi destekli hale getirilmesi ile toprak ısı değiştiricisi uzunluğu azaltılabilir ve dolayısıyla hafriyat maliyetleri azaltılmış olur.

Toprağın havaya oranla daha kararlı bir yapıda olması, ani sıcaklık değişimlerinden etkilenmemesi, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısının kararlı bir yapıda olmasını sağlamaktadır. Hava kaynaklı ısı pompalarında, havanın kararlı bir yapıda olmaması nedeniyle dış sıcaklığın değişimi ile ısı pompası performans katsayısı da sürekli değişim göstermektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının ekserji analizi konulu bu çalışmada sistemi oluşturan her bir parçanın tesirliliği hesaplandıktan sonra, parçaların tesirliliği üzerine etki eden parametreler üzerinde (dış sıcaklık, soğutucu akışkan sıcaklığı, toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği vb.) değişiklikler yapılarak, farklı değerlerle hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar bölümünde tablo ve Şekillerle ifade edilmiştir.

Bu çalışmanın bundan sonra yapılacak çalışmalar, araştırma ve geliştirmeler için bir temel teşkil etmesi düşünülmektedir. Bu çalışmada ısı pompası soğutucu akışkanı olarak R-134a kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak, sistemde ekserji analizi uygulanan parçaların tesirlilik değerleri üzerindeki etkiler üzerine çalışmalar yapılabilir.

Sonuç olarak; toprak kaynaklı ısı pompalarının Avrupa ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de yaygınlaşması için gerekli önem verilmeli, performans katsayısı yükseltilip, maliyetler düşürülerek daha cazip hale getirilmesi sağlanmalıdır.

KAYNAKLAR

Akçasarı, E., “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Termo-Ekonomik Analizi” *Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Proses Programında Hazırlanan, Yüksek Lisans Tezi* 20-35 (2004).

Akkaya, A., Akkaya, V., “Yenilenebilir enerji kaynaklarının çevresel açıdan değerlendirilmesi”, *IV. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu*, 1: 37-43 (1983).

Belen, T., “ENKUSAçılışKonuşması,İTEnerjiÇalıştayıveSergisi,BildirilerveSunumlar , İT Enerji Enstitüsü Yayınları”, *İTÜ Matbaası, İstanbulCalm, J.M., Heat Pump Ashrae Journal*, 90: 40-44 (2007).

Ceylan, T.,“Enerji ve Çevre”, Güneş Enerjisi Uygulamaları-Gelismeleri Sempozyumu Bildiriler Kitabı, *TMMOB Makine Mühendisleri Odası Denizli Subesi Mugla İl Temsilciligi, Mugla*, 194-195 (2004).

Çaglar, M., Canbaz,M., “Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyeli”, *IV. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu Bildiri Kitabı, Su Vakfı Yayınları, Yayın*, 1: (14) 347-355 (2002).

Durak, M., “Yenilenebilir Enerji Kaynaklarına Verilen Tesvikler ve Hedefler” *IV. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu Bildiri Kitabı, Su Vakfı Yayınları*,1: (4) 35 (2002).

Güven, Ş., “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, Türkiye*, 120-135 (2004).

Müezzinoğlu, A.,“Enerji Kaynaklarımız Yenilenebilir mi?”, Yerel Gündem 21 Birlikteliğinde Yenilenebilir Enerji Kaynakları”, *İzmir: İzmir Büyükşehir Belediyesi Yerel Gündem* 21: (1) 2-23 (2001).

Özkol, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, *MMO Yayın*, 115 (2001).

Tez çalışmasında, aşağıdaki eklere ait bilgiler cd ortamında sunulmuştur.

EKLER

EK-1. Isıtma ve soğutma sistemlerin enerji ve enerji mali analiz tabloları

EK-2. Isıtma ve soğutma sistemlerin enerji ve enerji mali analizde kullanılan hesaplamalar

EK-3.Saatlik ortalama sıcaklık

EK-4.Günlük ortalama 100 cm toprak sıcaklığı

EK-5. Saatlik toplam global güneş radyasyonu

ÖZGEÇMİŞ**Kişisel Bilgiler**

Soyadı,adı :BAYRAKTAR Tekin
Uyruğu :IRAK
Doğum Tarihi ve yeri : 26.06.1983 Bagdat / IRAK
Medeni hali :Bekar
Telefon :0 (312) 236 34 58
Faxs :0 312 284 68 64
e-mail : tekinbayrakdar@yahoo.co.uk

Eğitim Derece**Eğitim Birimi****Mezuniyet tarihi**

Lisans

AL Mustansserya Üniversitesi.

2005

Lise

BAGDAT

2000

Yabancı Dil

İngilizce-Arapca

Hobileri

Resim, Kitap okumak, Voleybol