

T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
..... FAKÜLTESİ/MESLEK YÜKSEKOKULU

14 Punto
1 Satır aralıklı 12
boş satır
**BU BİR NOTTUR.
ÇIKTI ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

..... HESAPLANMASI

M**** G*** Ş***

12 Punto
1 Satır aralıklı 8
boş satır
**BU BİR NOTTUR.
ÇIKTI ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

Danışman
Doç. Dr. F*** U***

12 Punto
1 Satır aralıklı 8
boş satır
**BU BİR NOTTUR.
ÇIKTI ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

LİSANS/ÖNLİSANS TEZİ

..... BÖLÜMÜ
ISPARTA - 2023

© 2023 [M*** G*** Ş***]

TEZ ONAYI

M*** G*** Ş*** tarafından hazırlanan
"....." adlı tez çalışması aşağıdaki jüri
üyeleri önünde Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Fakültesi
..... Bölümü'nde **LİSANS/ÖNLİSANS TEZİ** olarak başarı ile
savunulmuştur.

Tez sunumunuzu
yaptığınız
(Tezinizi
değerlendiren)
öğretim
elemanlarını
isimleri
yazılacaktır.

**BU BİR
NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

Danışman

UNVANI Adı SOYADI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Jüri Üyesi

UNVANI Adı SOYADI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Jüri Üyesi

UNVANI Adı SOYADI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Bölüm Başkanı

.....

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

M*** G*** Ş***

Öğrenci tarafından
ismin üzerindeki
boşluğa
imzalanacaktır.
**BU BİR NOTTUR.
ÇIKTI ALMADAN**

İÇİNDEKİLER
başlıından sonra
1 satır boşluk
bırakılır.

**BU BİR
NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	30
3. MATERYAL VE YÖNTEM	45
3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Analizi.....	45
3.1.1. Kompresör birinci kanun analizi.....	46
3.1.2. Genleşme valfi birinci kanun analizi.....	47
3.1.3. Evaporatör birinci kanun analizi.....	47
3.1.4. Kondanser birinci kanun analizi.....	48
3.1.5. Soğutma performans katsayısı (COP).....	49
3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Ekserji Analizi	50
3.2.1. Ekserji kavramı	50
3.2.2. Kompresör ekserji analizi	53
3.2.3. Genleşme valfi ekserji analizi	54
3.2.4. Evaporatör ekserji analizi	54
3.2.5. Kondanser ekserji analizi.....	55
3.2.6. Sisteminin toplam tersinmezliği.....	55
3.2.7. Ekserji verimlerinin incelenmesi ve her bir sistem elemanı için ekserji formüllerinin çıkartılması.....	56
3.3. Deney Düzenegi	58
3.4. Deneylerin Yapılışı	62
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	65
4.1. Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi Sonuçları.....	65
4.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi Sonuçları	73
4.3. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Performans ve Enerji Tüketim Analizi Sonuçları.....	77
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR	91
EKLER.....	100
EK A. Hartitalar	101
EK B. Grafikler	102
EK C. Fotoğraflar.....	105
ÖZGEÇMİŞ.....	111

Sayfa yazısı sağa dayalı
olarak yazılır.
**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN ÖNCE**

Sayfa

Açıklama 1
satırı geçerse,
açıklama kısmı
kesikli
noktaları
geçmemelidir.

**BU BİR
NOTTUR.
ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE
SİLİNİZ!**

Bir satırı aşan
açıklamalarda
burada olduğu
gibi girinti
bırakılır.
**BU BİR
NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

İÇİNDEKİLER dizini istenirse **OTOMATİK** olarak oluşturulabilir.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ÖZET

Lisans/Önlisans Tezi

..... HESAPLANMASI

M*** G*** Ş***

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

..... Fakültesi/Meslek Yüksekokulu

..... Bölümü

Danışman: Doç. Dr. F*** U***

Danışman ile
özetin metin
kısmı arası 2
SATIR BOŞLUK.

**BU BİR
NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

Bu tez çalışmasında GF matris metodu ile oktahedral XY6 türü molekül ve kompleks iyonların iç koordinatlarda kuvvet sabitleri hesaplandı. Matris çözümü Newton-Raphson metoduna göre hazırladığımız bir bilgisayar programıyla yapıldı ve sonuçlar tablolar halinde listelendi.

XF6 türü moleküller için merkezi X atomunun ve aynı merkezi X atomuna sahip XY6 kompleks iyonları için ise ligand Y atomunun artan kütlesi ile kuvvet sabitlerinin azaldığı gözlemlendi ve bu bir bütün olarak molekülün, artan molar kütleyle yavaşlanmasına atfedildi. Ayrıca hesaplamalardan aynı merkezi X atomuna sahip XY6 kompleks iyonları için ligand Y atomunun artan kütlesiyle kuvvet sabitlerinin azaldığı gözlemlendi.

Bu nedenle de çıkardığımız teorik sonuca da uygun olarak bu iyonların titreşim frekansları ν_1 ve ν_2 nin karelerinin farkı, ligand Y atomunun artan kütlesiyle azaldığı sonucu çıkarıldı.

Anahtar Kelimeler: GF matris metodu, kuvvet sabitleri, XY6 türü moleküller, XY6 türü kompleks iyonlar.

2019, 134 sayfa

Tezin tamamlandığı yıl ve sayfa sayısı **koyu** yazılır.
Sadece rakam ile numaralandırılmış olan sayfa sayısı (girişten itibaren verilen 1, 2, ...) yazılacaktır
Roma rakamlı sayfalar göz önüne alınmayacaktır.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ABSTRACT

B.Sc. Thesis

DETERMINATION OF FORCE CONSTANTS OF OCTAHEDRAL XY₆ MOLECULES BY THE GF MATRIX METHOD

M*** G*** Ş***

Isparta University of Applied Sciences

Faculty of

Department of

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. F*** U***

İngilizce Karşılıklar:

Prof. Dr. Prof. Dr.
Doç. Dr. Assoc. Prof. Dr.
Dr.Öğrt.Gör. Asst. Prof. Dr.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Danışman ile
özetin metin
kısmı arası 2
SATIR BOŞLUK.
BU BİR

**NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**

In this thesis the force constants of the internal coordinates of octahedral XY₆ molecules and complex ions have been calculated by using the GF matrix method. The matrix solutions were carried out by means of a computer program built according to the Newton-Raphson method and the results are listed in tables.

For the molecules XF₆ and complex ions XY₆ having same center X atom it is found that the force constants decrease with the increasing mass of the center X atom for the former or of the ligand Y atom for the latter, respectively. These were attributed to the slowing down of the molecular motion with the increasing molar mass of the molecule as the whole. In addition, from the calculations it was seen the force constant of ν_1 decreases with the increasing mass of the ligand Y atom for the complex ions XY₆ having same center X atom.

Because of this reason it was concluded that the difference of squares of the vibration frequencies ν_1 and ν_2 of these ions decreases with the increasing mass of ligand Y atom as also corresponding to the theoretical result.

Keywords: GF matrix method, force constants, XY₆ molecules, XY₆ complex ions.

2019, 134 pages

Tezin tamamlandığı yıl ve sayfa sayısı **koyu** yazılır.

**Sadece rakam ile numaralandırılmış olan sayfa sayısı (girişten itibaren verilen 1, 2, ...) yazılacaktır
Roma rakamlı sayfalar göz önüne alınmayacaktır.**

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam’a teşekkürlerimi sunarım. Literatür araştırmalarımda yardımcı olan değerli hocam, arazi çalışmalarımda yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarım,, Arş. Gör. ve preparatların temininde yardımcı olan teşekkür ederim.

Araştırmanın yürütülmesinde maddi ve manevi yardımlarını gördüğüm, ve olmak üzere tüm Bircan Tarım personeline teşekkür ederim.

Tezimin imalat aşamasındaki desteklerinde dolayı ABCDE şirketine teşekkür ederim.

Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Tezinizi **PROJE** kapsamında destekleyen kurumlara bu bölümde ayrıca teşekkür edilir.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ISPARTA, 2023

Ad, SOYAD, Yer ve yıl **SAĞA DAYALI** yazılır.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Şekiller Dizini başlığından sonra **1 satır** boşluk bırakılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Denemenin yürütüldüğü blok plastik seraların dıştan görünüşü .	1
Şekil 1.2. Denemenin yürütüldüğü blok plastik seranın içten görünüşü.....	2
Şekil 3.1. Uç alma işlemi yapılmış bir bitki	24
Şekil 3.2. Karanfilde çiçek hasadı	25
Şekil 4.1. Suni don testinde çiçekli sürgünlerin vazolara yerleştirilmeleri...	26
Şekil 4.2. Suni don testinin yapıldığı ortamda dijital ve maksimum termometre	35
Şekil 4.3. Preparatların -4 °C'deki doğal donda goncaların zararlanma oranlarına etkileri.....	41
Şekil 4.4. Bazı dondan koruyucu preparatların Fe içeriğine etkileri.....	44
Şekil A.1. Ekler bölümünde Şekil Örneği	44

Sayfa yazısı **sağa dayalı** yazılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Sayfa

Bir satırı aşan açıklamalarda burada olduğu gibi **girinti** bırakılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Bir satırı aşan açıklamalarda yazı, kesikli çizgileri geçmemelidir.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Şekiller dizininde verilen şekil isimlerinde **KAYNAK GÖSTERİLMEZ.**

Şekiller Dizini 1 satır aralığı ile hazırlanır. Bu listede hizalama, paragrafların sekme ayarlarından yapılmıştır. Numaralar elle yazılmıştır.

BU KURALLARI SAĞLAMAK KAYDIYLA İSTEYEN OTOMATİK ŞABLON KULLANABİLİR.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Çizelgeler Dizini başlığından sonra **1 satır** boşluk bırakılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Isparta ili beş yıllık sıcaklık ve nem verileri.....	1
Çizelge 1.2. Isparta ili beş yıllık ortalama sıcaklık ve nem verileri	2
Çizelge 3.1. Araştırmanın yürütüldüğü serada Temmuz-Kasım aylarındaki minimum, maksimum ve ortalama hava sıcaklığı değerleri.....	24
Çizelge 3.2. Yaprak ve topraktan Antistress 2000 uygulamasının toprak özelliklerine etkileri.....	25
Çizelge 4.1. Suni don testinin yapıldığı ortamda dijital ve minimum maksimum termometre.....	35
Çizelge B.1. Ekler bölümünde çizelge örneği.....	35

Sayfa yazısı **sağa dayalı** yazılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Bir satırı aşan açıklamalarda burada olduğu gibi **girinti** bırakılır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Bir satırı aşan açıklamalarda yazı, kesikli çizgileri geçmemelidir.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Çizelgeler dizininde verilen çizelge isimlerinde **KAYNAK GÖSTERİLMEZ**.
Çizelgeler Dizini 1 satır aralığı ile hazırlanır. Bu listede hizalama, paragrafların sekme ayarlarından yapılmıştır. Numaralar elle yazılmıştır.

BU KURALLARI SAĞLAMAK KAYDIYLA İSTEYEN OTOMATİK ŞABLON KULLANABİLİR.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Piston kesit alanı
AI'	Pistonda geri kayma miktarı
BI	Bağlantı çatalı kalınlığı
c	Eğim silindiri bağlantı uzunluğu, yük merkezi atalet yarıçapı
COP	Performans katsayısı
d	Çap
D	Yer değiştirme
e	Özgül ekserji
h	Özgül entalpi
L	Emniyetli piston kolu kırılma boyu
ME	Eğilme momenti
n	Devir sayısı
N	Piston sayısı
P	Basınç
s	Entropi
S	Strok
t	Zaman
T	Sıcaklık
η	Verim
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik Vizkozite
γ	Politropik katsayı
ω	Özgül nem
ε	Ekserji verimi
Δ	Fark

Simgeler ve Kısaltmalar Dizini, **HARF SIRASINA GÖRE YAZILIR. 1 satır aralığı ile hazırlanır.**
Simgeden sonra, açıklamadan önce bir sekme boşluk bırakılır.
YUNANCA HARFLER, SEMBOLLER gibi kısaltmalar, harflerden sonra verilir.

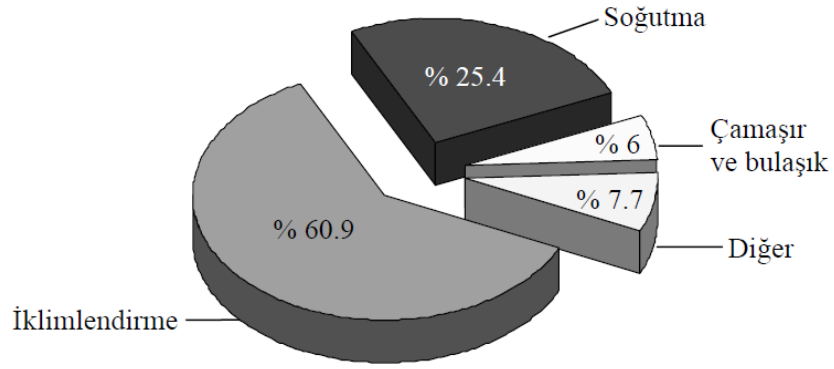
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

1. GİRİŞ

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, akışkanın sıkıştırılmasını sağlayan kompresörü tahrik etmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır. Ticari, endüstriyel ve konutsal gibi birçok alanda kullanılan bu sistemler toplam elektrik tüketiminin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Amerika Birleşik Devletlerinde yapılan bir araştırmaya göre konutsal alanlarda kullanılan elektrik motorları, toplam enerji tüketiminin % 42.8'ini harcamaktadır. Elektrik motorlarının tükettiği bu enerjinin ise % 86.3 gibi büyük bir oranını soğutma ve iklimlendirme cihazlarındaki kompresör motorları oluşturmaktadır. Bu da konutsal alanlardaki toplam enerji tüketiminin yaklaşık % 40'luk bir kısmını soğutma ve iklimlendirme uygulamalarının tükettiği anlamına gelmektedir (Şekil 1.1).

Şekil veya çizelgelerden önce, metin içinde ilgili şekle veya çizelgeye atıfta bulunulur. Şekil veya çizelge ilgili paragraftan hemen sonra uygun bir yerde verilir.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!



Şekil veya çizelge ile ismi 1 satır aralığı kullanılarak yazılır. Ayrıca şekilden sonra veya çizelgeden önce isim yazarken bir satır boşluk bırakılmalıdır.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Şekil 1.1. ABD'de konutsal alanlarda elektrik motorlarının enerji tüketimi (Little, 1999)

Avrupa birliği ülkelerinde yapılan bir araştırmaya göre ise, servis sektöründe kullanılan elektrik motorlarının enerji tüketim oranları Şekil 1.2'de verilmiştir. Bu ülkelerde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin elektrik enerjisi tüketimi, servis sektöründeki toplam tüketimin % 42'sini oluşturmaktadır (Almeida vd., 2003).

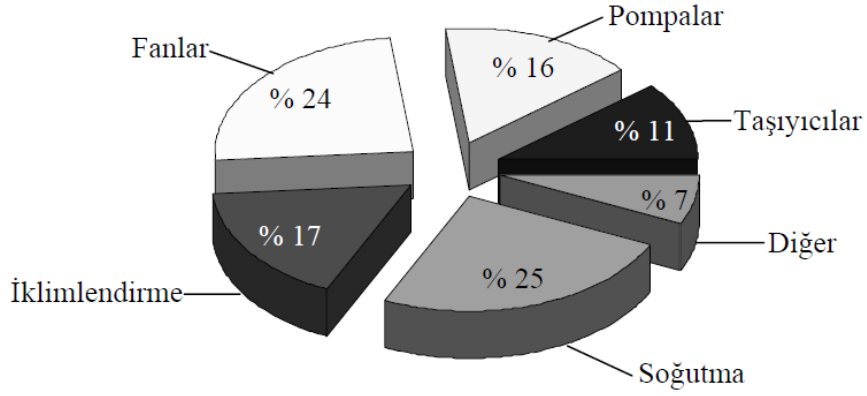
Şekil veya çizelge ismi 1 satıra sığarsa **ORTALI**, 2 veya daha fazla satır ise **İKİ YANA YASLI** yazılır.

Bu durumda 2 satırdan itibaren burada olduğu gibi **girinti** bırakılır.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Şekil ismi tek satıra sığdığı için ORTALI yazılmıştır.

**BU BİR NOTTUR.
ÇIKTI ALMADAN
ÖNCE SİLİNİZ!**



Şekil 1.2. AB ülkelerinde enerji tüketim oranları (Almeida vd., 2003)

Soğutma ve iklimlendirme sistemleri çoğunlukla sıcaklık kontrolünün zayıf ve çalışma şartlarının sınırlı olduğu klasik aç/kapa mantığına göre çalışırlar. Bu cihazlardaki sürekli çalışma şartları, ömürlerini azaltmakta ve enerji tüketimini arttırmaktadır. Birçok ülkedeki araştırmacılar bu klasik sistemlerin dezavantajlarından yola çıkarak soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmaktadır. Bununla beraber enerji kayıplarının azaltılmasına yönelik araştırmalar, sadece enerji kullanımının optimizasyonunu değil aynı zamanda enerji tüketiminin azaltılmasını da içermektedir. Bu amaçlara erişmek için yapılması gereken çalışmalar sistem verimini ve sistem kalitesini etkilememelidir. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin, insan konforu için sıcaklık kontrolü uygulamalarından bozulabilir gıda ürünleri için derin soğutma uygulamalarına kadar birçok ticari alanda çok geniş bir şekilde kullanılmasından dolayı bu tür sistemlerdeki en küçük verim artışı önemli bir enerji ekonomisi sağlar (Buzelin vd., 2005).

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise GWP (Global Warning Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değeri ile tespit edilir (Saleh ve Wendland, 2006).

Günümüze kadar en çok kullanılan ve ozonu en çok tahrip eden R11, R12, R13, R22 ve R502' nin yerine kullanılan veya kullanılacak olan akışkanların ODP ve GWP değerleri ile fiziksel özellikleri karşılaştırılmalı olarak Çizelge 1.1'de verilmiştir (Dupont, 2007).

Çizelge 1.1. Soğutucu akışkanların özellikleri (Dupont, 2007)

Akışkan	ODP Değeri	GWP Değeri	Yoğunluğu
R404A	0.98	54	1.25
R134A	1.85	45	0.987
R407C	3.54	21	0.874

Çizelge içeriği 1 satır aralığı kullanılarak yazılır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Şekil veya çizelge ile ismi arasında **1 satır aralığı** boşluk bırakılır.

Ayrıca şekilden sonra veya çizelgeden önce isim yazarken bir satır boşluk bırakılmalıdır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI
ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Rice (1988b), klima uygulamalarında kullanılan pistonlu kompresöre sahip bir havadan havaya ısı pompası sisteminde toplam ısı değıştiricisi alanını parametre olarak seçerek sistem optimizasyonu yapmıştır. Çalışmasında öncelikle literatürdeki veri eksikliğinden bahsetmiş ve değışken hızlı sürücü teknikleri hakkında bilgiler vererek bunlarla çalışan kompresör ve üfleyicileri karşılaştırmıştır. Analitik çalışmasında, sayısal optimizasyon programı kullanarak ısı pompası modelini R22 soğutucu akışkanı için oluşturmuştur. Elde ettiği optimum ısı pompası konfigürasyonu ve optimum kompresör hızı sonuçlarını kullanarak değışken hızlı sürücüler için uygun çalışma şartlarını belirlemiştir. Ayrıca bu analizlerin sonucunda değışken ısı pompası şartları için hız kontrollü kompresör verimi hakkında tespitler yapmıştır.

Miller (1988), değışken hızlı havadan havaya çalışan bir ısı pompası üzerinde deneysel ve analitik incelemeler yapmıştır. Çalışmasında 9.7 kW soğutma kapasitesine sahip bir sistem kurmuş ve çevresel şartlarda deneyler yapmıştır. Kompresör motor frekansını 15 Hz ile 90 Hz arasında değıştirerek ısı değıştiricileri, kompresör ve üfleyici gibi sistem bileşenlerinin çevrim verim karakteristiklerini ölçmüştür. Elde ettiği sonuçlara göre, kompresör hızının sürekli olarak ayarlanmasıyla sistem verimi önemli ölçüde artmış, dolayısıyla enerji tüketimi azalmıştır. Sistem verimindeki bu artışı, soğutma yükünün, çevrim kayıplarının, ısı değıştiricisi yükünün ve defrost kayıplarının azalmasına bağlamıştır.

Perreira ve Parise (1993), ısı pompalarında kullanılan pistonlu kompresörlerde kapasite kontrolü üzerine bir araştırma yapmışlardır. İnceledikleri sistem, açık tip bir pistonlu kompresör, su soğutmalı kondanser, su soğutmalı evaporatör ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Evaporatörün sabit aşırı kızdırma sıcaklığında ve sabit basınçta çalıştığı kabul edilmiştir. Sistemde R12 soğutucu akışkanı kullanılarak beş farklı kontrol yöntemini incelemiştirlerdir. Bu kontrol yöntemleri, değışken hız, değışken hacim, basma gazının by-pass edilmesi, emiş gazının kısılması ve emiş valfinin kapatılmasıdır. Yaptıkları simülasyonda, değışken hız

ile değişken hacim değerleri için kompresör verileri kullanılmıştır. Diğer parametreler için matematiksel model oluşturulmuştur. Beş farklı sistem parametresinin karşılaştırılabilmesi için ısıtma performans katsayısı ve kompresör basma sıcaklığı değerleri tespit edilmiştir. Model sonuçlarına göre kapasite kontrolü için en iyi sonuçları değişken hız ve değişken hacim kontrol mekanizmaları vermiştir. Değişken hızlı kapasite kontrolünde, soğutucu akışkan debisi arttıkça volümetrik verim düşmüş, güç tüketimi ile basma sıcaklığı artmıştır. Diğer bir sonuca göre, kondanser suyu çıkış sıcaklığı kompresör hızıyla beraber artmıştır.

Rasmussen vd. (1997), ev tipi buzdolaplarında kullanılan kompresörlerde değişken hızlı sürücü teknolojisi kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında, üç fazlı indüksiyon motorlu kompresör üzerinde darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör performansının belirlenmesi için düzenek üzerinde motor torkunu ölçen bir cihaz ile güç analizörü kullanarak kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşlerdir.

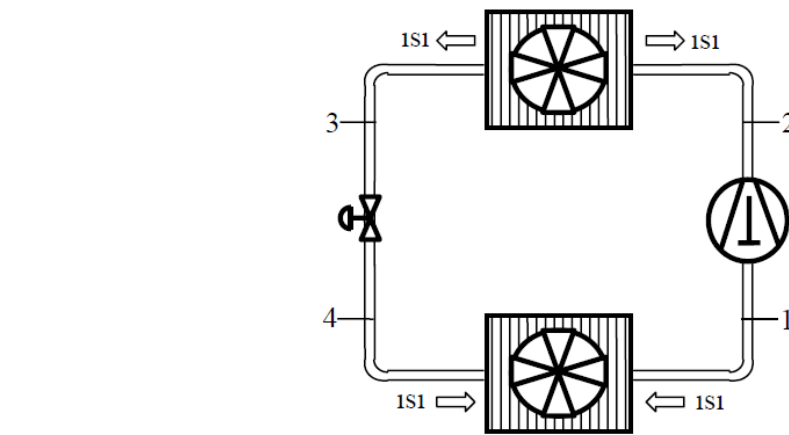
Rasmussen ve Ritchie (1997), yapmış oldukları araştırma projesinin ikinci safhasında yine ev tipi bir buzdolabında kullanılan kompresörde değişken hızlı sürücü kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasını incelemişlerdir. Diğerinden farklı olarak bu çalışmada kompresörü üç fazlı sürtünmesiz DC motor ile tahrik etmişler ve motor frekansı için darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşler ve motor veriminin shaft torkundan doğrudan etkilendiğini fakat hız ile çok az bir değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Sistemin enerji tüketimi sonuçlarına göre % 40'lık bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Buhar sıkıştırımlı kompresörlü bir soğutma sisteminde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken dışarıdan iş verilir. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir (Sincar, 1999).

İdeal bir buhar sıkıştırımlı kompresörlü soğutma sistemi temel olarak kompresör, kondanser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Böyle bir mekanik soğutma sisteminin tesisat şeması

Şekil 3.1'de ve P-h ile T-s diyagramları Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Şekil 3.1 ve 3.2'de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondansere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondansere girer (2 noktası) ve burada ısısını dış ortama atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genişleme valfine girer (3 noktası). Genişleme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişler ve ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan dış ortamın ısısını çekerek buharlaşır ve buradan geçerek buhar halinde tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz vd., 2002).

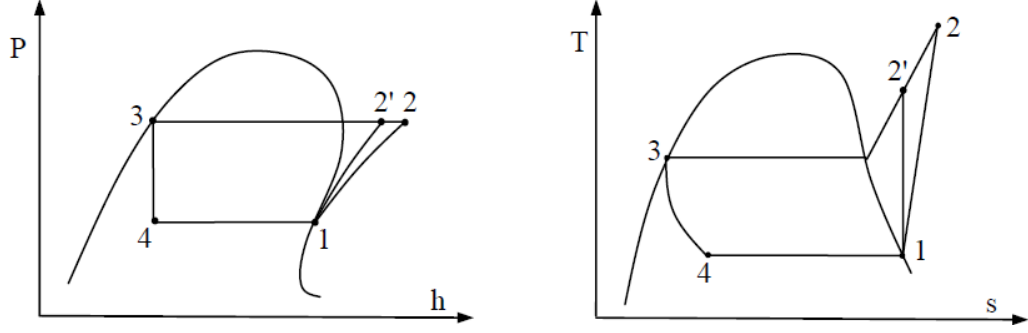


Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin tesisat şeması

Şekil veya çizelgelerden önce, metin içinde ilgili şekle veya çizelgeye **ATIFTA BULUNULUR.**

Şekil veya çizelge ilgili paragraftan hemen sonra uygun bir yerde verilir.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!



Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı

3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi

Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasıyla deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçların teorik soğutma sistemi ile kıyaslanması amaçlanmaktadır. Bu maksatla evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, kompresör izentropik ve volümetrik verimi, kompresör frekansı gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile COP değerinin hem teorik ve hem de deneysel sistem için bir karşılaştırılması yapılacaktır. Bunun için sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanacaktır. Kompresörün birinci kanun analiz için kütle korunumu ilkesi uygulanırsa;

Denklem SOLA dayalı yazılır. Denklem numarası SAĞA dayalı yazılır. **Denklemler KOYU YAZILMAZ BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

$$\dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R2} = \dot{m}_R \quad (3.1)$$

Her bir denklem yazımından sonra tüm parametreler açıklanır. Daha önce açıklanan terimin tekrar açıklanmasına gerek yoktur. **BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Burada, \dot{m} soğutucu akışkan debisi, R alt indisi akışkanı, numaralar ise referans noktaları temsil etmektedir.

3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır (Dingeç, 1996).

Ekserji kelimesi ilk kez 1950'lerin sonunda Rant tarafından hazırlanan arşivlik bir yayında ortaya çıkmıştır. Fakat bir sistemin veya akışın enerji miktarının sadece belirli bir kısmının mekanik işe dönüştürülebilme fikri Gibbs ve Maxwell'in yayınlarında ortaya çıkmıştır. Geçmişten 20. yüzyılın başlarına doğru birçok çalışmada ekserjinin tam olarak ifadesi termodinamik bir fonksiyondan ibarettir. Bu ifade, kullanılabilir enerji, kullanılabilirlik veya maksimum potansiyel enerji olarak tanımlanabilir (Sciubba vd., 2008).

Kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilirse kararlı bir halde bir kontrol hacmi için ekserji denkliği (Bejan, 2002):

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} e - \sum_{\text{giren}} \dot{m} e + T_0 S_{\text{ür}} \quad (3.2)$$

Burada \dot{E}_Q ve \dot{E}_W sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, e özgül ekserjiyi, T_0 referans sıcaklığını ve $S_{\text{ür}}$ entropi üretimini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Elde edilen verilerden hesaplanan değerler Çizelge 3.1'de verilmiştir.

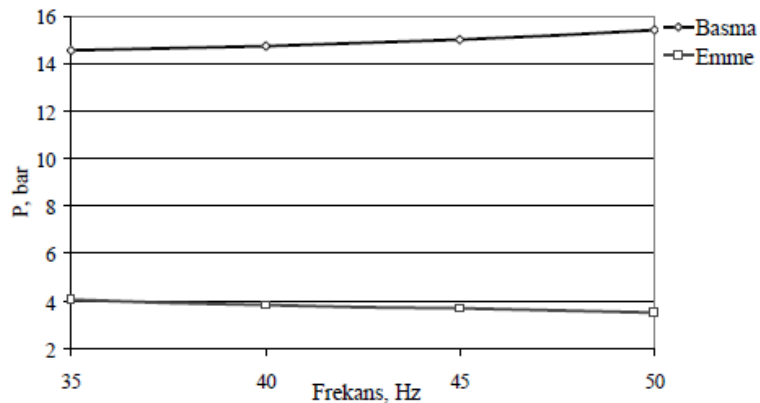
Çizelge 3.1. Hesaplanan ekserji değerleri

Sistem Elemanı	Ekserji değeri	Kayıp	Verim
Kompresör	0.98	54	1.25
Genleşme valfi	1.85	45	0.987
Kondanser	3.54	21	0.874

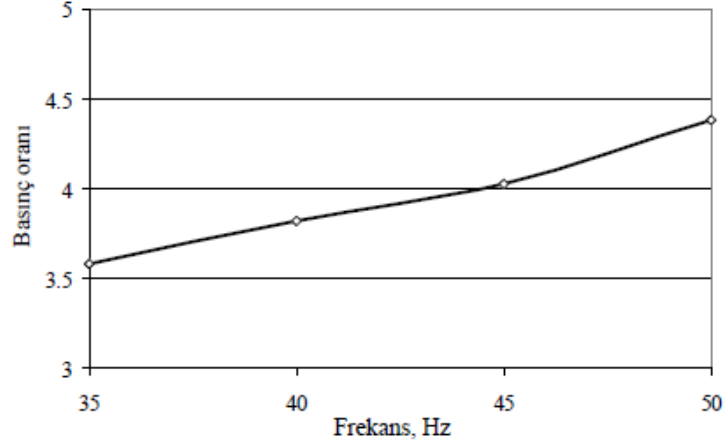
İstenildiği takdirde, çizelgenin bazı satırları KALIN, RENKLİ, vb., yazılabilir. KISITLAMA YOKTUR. **BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizi, R404A soğutucu akışkanı kullanılarak hem teorik olarak hem de deneysel sistemden elde edilen veriler ile yapılmıştır. Farklı kompresör frekanslarında ve farklı soğutma yüklerinde yapılan incelemeler sonucu evaporatör kapasitesi, kompresör kapasitesi, kondanser kapasitesi, COP, volümetrik verim, izentropik verim, toplam mekanik ve elektrik verim ve soğutucu akışkan debisi değerlerinin değişimi grafikler halinde verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kompresör frekansı arttıkça kompresör basma basıncı artmakta, emiş basıncı ise düşmektedir. Buna paralel olarak kompresör basınç oranı da artış göstermektedir (Şekil 4.1, 4.2). Kompresör basma ve emme sıcaklıkları incelendiğinde ise her ikisi de kompresör frekansı arttıkça yükselme göstermektedir. Fakat emme sıcaklığındaki artış oranı, basma sıcaklığındaki artış oranından daha küçüktür. Bunların yanında kompresör frekansı ile kondanserdeki yoğuşma ve evaporatördeki buharlaşma sıcaklıklarının değişimi de sistem performansı açısından büyük önem arz etmektedir. Komresör frekansı arttıkça yoğuşma sıcaklığı artmakta, buharlaşma sıcaklığı ise düşmektedir. Ayrıca kompresör frekansı arttıkça aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında da artış gözlemlenmektedir. Bunlardan aşırı kızdırma sıcaklığındaki artış oranı daha yüksektir.



Şekil 4.1. Kompresör frekansı ile basma ve emme basınçlarının değişimi

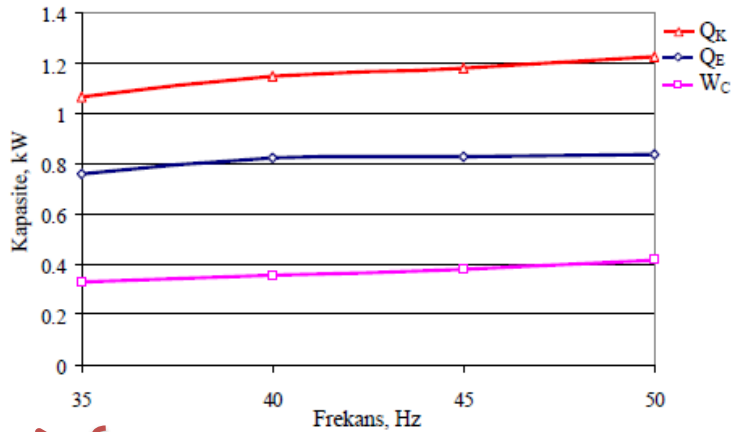


Şekil 4.2. Kompresör frekansı nın değişmesiyle kompresör basınç oranının değişiminin grafiği

Şekil 4.3'te, evaporatör, kompresör ve kondanser kapasitelerinin frekans ile değişimi gösterilmiştir. Grafikten görüleceği üzere kompresör frekansı arttıkça üç sistem elemanının hepsinin ısıl kapasiteleri de artmaktadır. En büyük artış oranının kondanser kapasitesinde olduğu görülmektedir. Kondanserdeki artış oranını kompresör ve evaporatör izlemektedir. Kondanserdeki artışın fazla olmasının nedeni, kapasitesinin kompresör ile evaporatör kapasitelerinin toplamı olmasındandır.

Paragraf ve şekil arası 1 satır boşluk...
Şekil ve şekil ismi arasında satır boşluk..

BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!



Şekil 4.3. Kompresör frekansı ile kapasitelerin değişimi

Sonuç olarak Kompresör hızının artmasıyla basma ve emme sıcaklığı artmış fakat emme sıcaklığındaki artış miktarı nispeten daha küçük olmuştur. Esasen emme sıcaklığında kompresör hızının artmasıyla beraber bir düşüş beklenmiştir. Zaten

bu duruma paralel olarak hız ile beraber yoğuşma sıcaklığı artmış ve buharlaşma sıcaklığı da düşmüştür. Emme sıcaklığının az da olsa artmasının nedeni kompresör hızı ile beraber aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıdır. Kompresör hızının artması, soğutucu akışkan debisinin artmasına ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin artmasıyla ortam havasının daha hızlı soğumasına sebep olmaktadır. Bunun neticesinde aşırı kızdırma sıcaklığı artmaktadır.

Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir. Örneğin kompresör frekansı 35 Hz'den 50 Hz'ye çıkarıldığında akışkan debisi % 10 oranında artış göstermiştir. Buna paralel olarak kompresör süpürme hacmi de artış göstermiştir. Bunların yanında volümetrik verim, izentropik verim ve mekanik ve elektrik verim değerlerinde hız ile beraber azalma söz konusudur. Volümetrik verimin düşmesi, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın kompresöre girerken basılmadan önce bir miktar ısınmasına ve dolayısıyla gazın özgül hacminin artmasına bağlıdır. Volümetrik verimi etkileyen diğer faktörler, emme ve basma hattındaki basınç düşmeleri, piston sekmanlarında ve emme ile basma hattında meydana gelen kaçaqlardır (Tassou ve Qureshi, 1998; Stouffs vd., 2001). Benamer ve Clodic (1999b), volümetrik verimdeki düşmenin nedenlerinden birisinin de polyester yağda oluşan küçük yüzeysel gerilimler olabileceğini belirtmiştir.

Kompresör hızı arttıkça basma sıcaklığında da artış olduğu için izentropik verim değeri azalmıştır. İzentropik verimdeki düşüş, yüksek basma sıcaklığı ve yüksek emiş hattı aşırı kızdırmasına bağlıdır. Bunun yanında piston çeperlerindeki kaçaqların hız ile beraber artması izentropik verimin düşmesinde etkili olan bir başka parametredir. Yüksek frekanslardaki mekanik ve elektrik verimin düşmesi, kompresörün hareketli parçalarındaki sürtünme kayıplarının artmasından kaynaklanmaktadır (Park vd., 2002). Bu nedenle kompresörlerde kullanılan yağlarda büyük önem arz etmektedir.

Tüm soğutma yüklerinde, kompresör frekansı arttıkça kondanser, evaporatör ve kompresör kapasitelerde artmıştır. Teorik hesaplamalarda kondanser kapasitesi kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı olarak kabul edilmektedir.

Fakat deneysel sonuçlara göre kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı kondanser kapasitesinden büyük çıkmıştır. Aradaki bu fark ise sistem elemanlarında ve borularda meydana gelen ısı kayıplardan dolayıdır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmaların birçoğunda sadece frekans ile tüketilen gücün ve COP gibi performans değerlerinin analizleri bulunmakla beraber, çok azında ekonomiklik analizi bulunmaktadır. Bunlardan Renno ve Aprea (2007), R407c soğutucu akışkanı ile çalışan ve yarı hermetik kompresör kullanılan değişken hızlı soğutma sisteminde kompresör frekansı 30 Hz iken % 15, 40 Hz iken ise % 9'luk bir enerji tasarrufu sağlamış olup bu kıyaslamayı 50 Hz değerine göre yapmıştır. Buzelin vd. (2005), soğutucu akışkan ve kompresör tipini belirtmediği çalışmasında ise aç/kapa sisteme kıyasla % 35.24'lük bir enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir. Wicks (2000), R12 ile çalışan soğutma sisteminde sarmal (scroll) kompresör kullanmış ve aç/kapa sisteme oranla % 41'lik enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir.

Tüm bu analizler ışığında değişken hızlı soğutma sistemi için elde edilen sonuçlar sırasıyla verilmiştir. Frekans değiştiricisindeki % 5'lik bir kayba rağmen, değişken hızlı sistem, sabit hızlı sisteme oranla daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Değişken frekanslı kompresörlü sistemin ömrü aç/kapa sisteme oranla, daha az açılıp kapanacağı için daha uzun olması beklenmektedir.

Değişken hızlı kompresörlü sistemde frekans azaldıkça COP değeri artmış, tersinmezlikler azalmıştır. Kompresör frekansı düştükçe mekanik, elektrik, volümetrik verim kayıpları azalmıştır. Düşük soğutma yüklerinde, kompresör düşük frekanslarda çalışırken daha yüksek verim sağlamıştır. Kompresör daha yumuşak kalkış sergilemiştir. Aprea vd. (2006)'ne göre sarmal (scroll) kompresörlerde frekans değeri 15 Hz'lere kadar düşebilmesine rağmen yarı hermetik kompresörde bu değerlere inmek yağlama, gürültü ve titreşim problemleri ortaya çıkarmaktadır. Aynı zamanda Shao vd., (2004), Benamer ve Clodic, (1999a, b), Sarntichartsak vd., (2006) düşük frekanslarda yarı hermetik kompresörler için 30 Hz'nin altına inmenin yağlama problemlerine sebep olacağını belirtmişlerdir. Bu nedenle, değişken hızlı kompresörlü sistemlerde, kompresör çalışma frekansı belirli bir sınır değerinin altına inmemelidir. Yapılan çalışmada bu değer 35 Hz olarak seçilmiştir.

Kompresörün ilk kalkış momentini yenmesi ve ilk kalkış anında kompresörün piston yataklarının daha hızlı yağlanması için kompresörün ayarlanan frekans değerine kısa bir zaman diliminde çıkması gerekmektedir. Çünkü kompresör durgun halde iken yağ dibe toplanmış vaziyette olur ve kalkış süresi ne kadar uzarsa yağlanma da o kadar geç gerçekleşir. Bunun için frekans değiştiricisinin ilk kalkış adımının (kalkış süresi) doğru seçilmesi gerekmektedir. Yapılan deneysel çalışmada bu süre 1 saniye alınmıştır. Yüksek verimli kompresörler ve daha iyi kontrol algoritmaları kullanılarak bu tip sistemlerin performansları daha çok arttırılabilir.

Sonuç olarak soğutma uygulamalarında kullanılan kompresörlerin tükettiği elektriğin verimsiz kullanılması, dünyamızın en önemli sorunlarının başında gelen enerjinin fazla tüketilmesine ve enerji üretiminde kullanılan teknolojilerden kaynaklanan atmosferdeki sera gazı emisyonuna bir katkı olarak düşünülmektedir. Bu etkiler, bu tip sistemlerin enerji dönüşüm verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilir. Bu amaç için, kompresörleri çok daha verimli olarak düzenlemek çok önemlidir. Değişken hızlı sistemler enerji tasarrufu açısından en uygun yöntemlerin başında gelmektedir. Böyle bir sistemle büyük oranda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu çalışma, değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarının ve potansiyel enerji tasarruflarına etkisinin belirlenmesi konusunda ileride yapılacak diğer uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Ayrıca, R404A gibi ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar kullanılan sistemlerde, farklı kompresör hızlarındaki performansların incelenmesi ve yeni soğutucu akışkanlar için ekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmadaki analizlerin, bu incelemelere ışık tutması beklenmektedir.

Kaynaklar
HARF
SIRASINA
GÖRE ve **1**
satur aralığı
ile hazırlanır.
Kaynakların
yazımı **2**
SATIRI
GEÇİYORSA
2.SATIRDAN
sonra **1.25**
cm girinti
bırakılır.
Her
kaynaktan
sonra **1 satur**
boşluk
bırakılır.

BU BİR
NOTTUR.
ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE
SİLİNİZ!

Dergi, kitap, üniversite isimlerini kısaltmadan TAM olarak yazınız.

Kaynaklarda Cilt, Sayı, Volume, Issue gibi ifadeler yer almamalıdır.

Ayrıca, burada olduğu gibi cilt numaraları virgül (,) ile ayrılmalıdır.

BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

KAYNAKLAR

Alpaut, O., 19

Bayarı, C.S., K

Yoğunluk Ölçümleri, Yerdenimleri ve Madencilik Kongresi, 2-6 Kasım, Ankara, 104-106.

Benjamin, W., 1995. Pasajlar. Çev. Cemal, A. Yapı Kredi Yayınları, 52s. İstanbul.

Benton Foundation, 1998. Barriers to Closing the Gap. In Losing Ground Bit By Bit: Low-Income Communities in The Information Age. Erişim Tarihi: 03.07.2001. <http://www.benton.org/Library/Low-Income/two.html>

Dupont CO, 2011. Erişim Tarihi: 14.02.2011. <http://www.dupont.ca>

Goldstein, W.M., Hogarth, R. (Eds.), 1997. Research on Judgement and Decision Making. Cambridge University Press, 245p. Cambridge.

Jaeger, J.C., Cook, N.G.W., 1979. Fundamentals of Rock Mechanics. Chapman and Hall, 593p. London.

Jarayaman, N.I., 1970. An Investigation of Experimental Techniques for Determining the Strength Properties of Rocks. The Pennsylvania State University, M.Sc Thesis, 108p, Pennsylvania.

Jenkins, D.P., Tucker, R., Rawlings, R., 2009. Modelling the Carbon-Saving Performance of Domestic Ground-Source Heat Pumps. Energy and Buildings, 41(3), 587-595.

Karancı, A.N. (Ed.), (1997). Farklılıkla Yaşamak Aile ve Toplumun Farklı Gereksinimleri Olan Bireylerle Birlikteliği. Türk Psikologlar Derneği Yayınları, 124s. Ankara.

Sucuoğlu, B., 1997. Özürlü Çocukların Aileleriyle Yapılan Çalışmalar. Karancı, A.N. (Ed.), Farklılıkla Yaşamak Aile ve Toplumun Farklı Gereksinimleri Olan Bireylerle Birlikteliği İçinde (35-56). Türk Psikologlar Derneği Yayınları, 245s. Ankara.

Pinker, S., 1998. Language Acquisition. In Posner, M.I. (Ed.), Foundations of Cognitive Science (6th ed.) (359-400). MIT Press, 142p. Massachusetts.

Steuer, R.E., 1976. Multiple Objective Linear Programming with Interval Criterion Weights. Management Science, 23, 305-316.

TSE 2478, (1976). Odunun Statik Eğilmede Elastikiyet Modülün Tayini, TSE, I. Baskı, Ankara.

EKLER

EK A. Haritalar

EK B. Grafikler

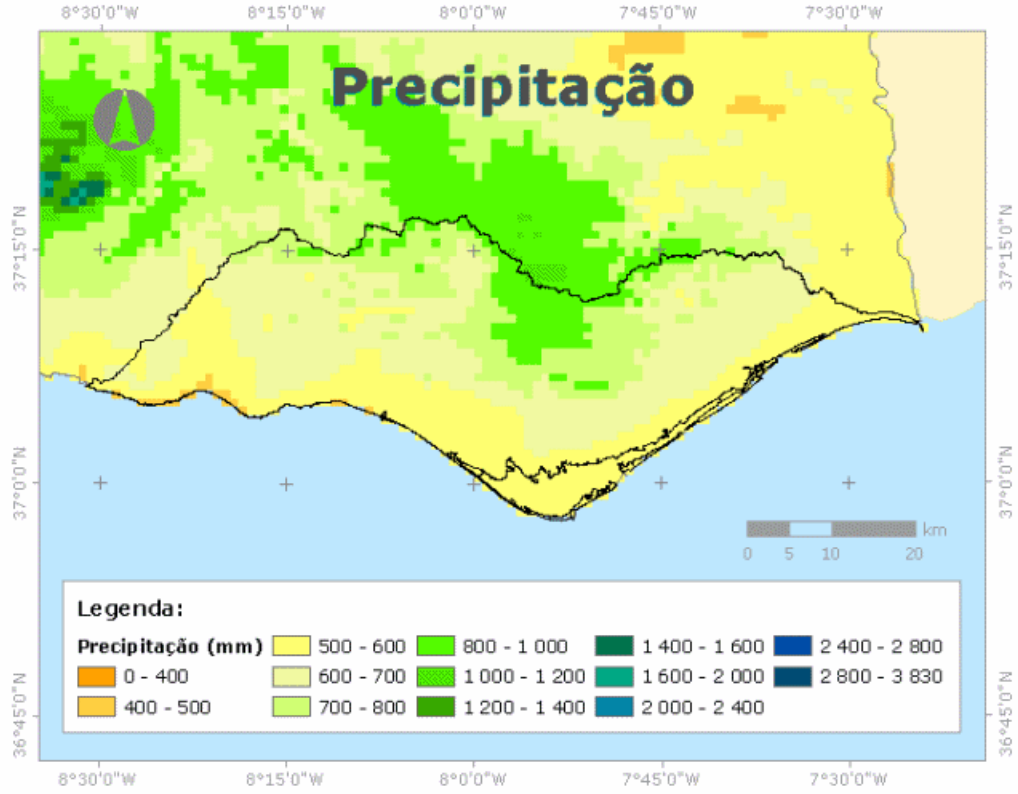
EK C. Fotoğraflar

Ekler **1 satır** aralığı ile hazırlanır.
EKLER başlığından sonra ve her bir
açıklamadan sonra **1 satır** boşluk bırakılır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE
SİLİNİZ!**

EK alt bölümlerinin isimleri **EKLER** ana başlığında listelenir. Ayrıca **İÇİNDEKİLER** listesine de eklenir.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

EK A. Haritalar



Şekil A.1. Bölgesel yağış haritası

Şekil A.1. ve açıklaması **Şekiller Dizininde** belirtilir.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

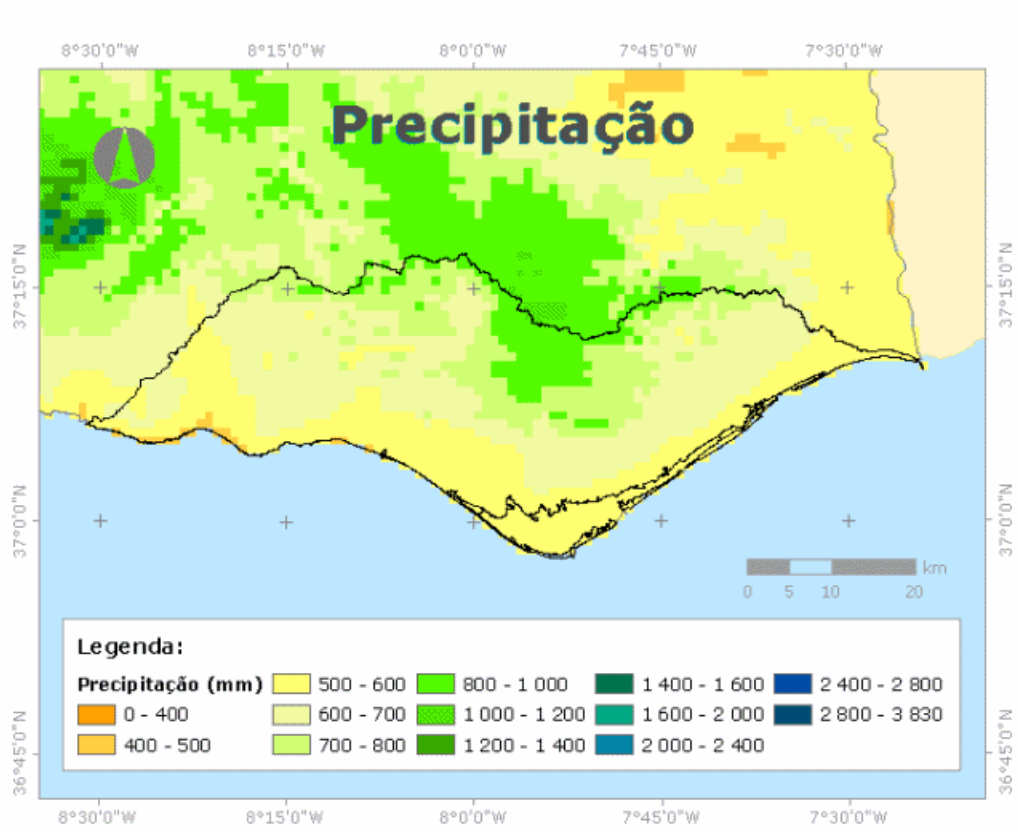


(a)

(b)

Şekil A.2. Bölgesel yağış haritası a) Akdeniz, b) Karadeniz

EK B. Grafikler



Şekil B.1. Bölgesel yağış haritası

Çizelge B.1. Ekler bölümünde çizelge örneği

Kolon A	Kolon B	Kolon C	Kolon D
Satır A	Satır A	Satır A	Satır A
Satır B	Satır B	Satır B	Satır B
Satır C	Satır C	Satır C	Satır C

Çizelge B.1. ve açıklaması **Çizelgeler Dizininde** belirtilir.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ad SOYAD
Doğum Yeri ve Yılı :
Medeni Hali :
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta :

Taranmış
Fotoğraf
(3.5cm x 3cm)

Eğitim Durumu

Lise :
(Varsa ÖnLisans) :
(Varsa Diğer Lisans) :

Mesleki Deneyim, Stajlar ve İşyeri Eğitimi Uygulaması

Aynı hizada olmalıdır.
BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!

Yoksa
SİLİNİZ.
BU BİR
NOTTUR.
ÇIKTI
ALMADAN
ÖNCE
SİLİNİZ!