

**T.C.  
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**BİR PVC PROFİL ÜRETİM TESİSİNDEKİ SU SOĞUTMA  
SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İSMAİL CANER**

**BALIKESİR, HAZİRAN - 2014**

**T.C.  
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**BİR PVC PROFİL ÜRETİM TESİSİNDEKİ SU SOĞUTMA  
SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İSMAİL CANER**

**BALIKESİR, HAZİRAN – 2014**

## KABUL VE ONAY SAYFASI

İsmail CANER tarafından hazırlanan “BİR PVC PROFİL ÜRETİM TESİSİNDEKİ SU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 04.06.2014 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman  
Doç. Dr. Nadir İLTEN

Üye  
Prof. Dr. Ramazan YAMAN

Üye  
Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Cihan ÖZGÜR

.....

**Bu tez alışması Balıkesir Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 201351 nolu proje ile desteklenmiştir.**

## **ÖZET**

### **BİR PVC PROFİL ÜRETİM TESİSİNDEKİ SU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
İSMAİL CANER  
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. NADİR İLTEN)  
BALIKESİR, HAZİRAN – 2014**

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardında ve hizmet kalitesinde, endüstriyel işletmelerde ise ürün kalitesinde ve miktarında düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılmasıdır. İşletmelerde, ürün maliyetlerinde enerjinin oranı %50’yi bulmaktadır. Bu firmalarda basit işletme tedbirleri ile %10’a varan, enerji yönetim sistemleri ile %25’in üzerinde tasarruf potansiyeli olduğu bilinmektedir.

Bu çalışmada Balıkesir’deki pvc profil fabrikasında yapılan enerji etütleri ve iyileştirmeleri sonucunda elde edilen enerji tasarrufu incelenmiştir. Öncelikle boru tesisatında ultrasonik debimetre ile su hızları ölçülmüş, mevcut boru tesisatında çok yüksek basınç kayıpları olduğu görülmüştür. Bunun üzerine boru tesisatı yeniden tasarlanmış ve bu tesisata uygun pompa seçimi yapılmıştır. Kış aylarında soğutma gruplarında tüketilen enerjiyi sıfırlamak için soğutma yüküne uygun olarak seçilen kuru soğutucular yerleştirilmiştir. Mekanik tesisatın tam otomasyonu için plc kullanılmış olup dış hava sıcaklığı izlenerek +10 °C’nin altında kuru soğutucular otomatik olarak devreye alınmıştır. Tüm bu çalışmalar sonucunda pompa enerjisinden ve kuru soğutuculardan önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonunda sistemin en kötü koşullar altında kendini 1.49 yıl gibi kısa bir sürede amorti edeceği görülmüştür. Bu sonuçlar ışığında bundan sonra yapılacak çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

**ANAHTAR KELİMELEER:** Pompa, kuru soğutucu, enerji analizi, enerji verimliliği

## **ABSTRACT**

### **ENERGY ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF WATER COOLING SYSTEM IN A PVC PROFILE PRODUCTION FACILITY**

**MSC THESIS**

**İSMAİL CANER**

**BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE**

**MECHANICAL ENGINEERING**

**(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. NADİR İLTEN )**

**BALIKESİR, JUNE 2014**

Energy efficiency is the reduction of energy consumption without reducing the living standards and quality of services, and quality and amount of the products in buildings and industrial enterprises, respectively. In enterprises, the ratio of the energy in the product cost is almost 50%. It is well known that these enterprises have the saving potentials up to 10% and 25% with simple business measures and with energy management systems, respectively.

In this study, energy audits and energy efficiency improvements were investigated at the PVC profile factory in Balıkesir. First of all, water velocities at the pipes were measured with an ultrasonic flow meter and were found to be very high pressure losses in the existing piping system. Therefore, piping redesigned and was selected pump for the appropriate this installation. In order to minimize the energy consumed by cooling groups during the winter and is placed dry coolers selected according to the cooling load. PLC is used for the full automation of mechanical installations and following the outdoor air temperature below +10 ° C, dry coolers are activated automatically. As a result of all these studies, achieved were significant energy savings dry coolers, pumps and pool system. It was calculated that, in worst conditions, the system would pay off itself in a short time of 1.49 years. In the light of these results, recommendations are made for future works.

**KEYWORDS:** Pump, dry cooler, energy analysis, energy savings

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>iii</b>
<b>SEMBOLE LİSTESİ</b> .....	<b>vi</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>viii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Literatür .....	4
<b>2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ</b> .....	<b>7</b>
2.1 Günümüzde Enerji Tüketimi .....	8
2.2 Enerji Yoğunluğu.....	10
2.3 Spesifik Enerji Tüketimi (SET) .....	13
2.4 Sanayide Enerji Verimliliği .....	14
2.5 Dünyada Enerji Verimliliği .....	15
2.6 Türkiyede Enerji Verimliliği ve Uygulamaları.....	16
2.7 Pompa ve Soğutma Gruplarında Enerji Tasarrufu.....	17
2.7.1 Pompalarda Enerji Tasarrufu .....	17
2.7.2 Pompalarda Değişken Debi Oluşturma Yöntemleri.....	18
2.7.3 Soğutma Gruplarında Verim Tanımları .....	19
2.7.4 Soğutma Gruplarında Enerji Tasarrufu Yöntemleri.....	23
2.7.5 Kuru Tip Soğutucu Kullanımı (Free Cooling) .....	23
2.7.6 Kuru ve Islak-Kuru Soğutucuların Tasarım ve Performans Kriterleri .....	25
2.7.7 Geri Ödeme Süresi Hesabı .....	28
2.8 Enerji Bakanlığının Verimlilik Çalışmaları ve Yönetmelikler .....	32
2.8.1 Amaç ve Kapsam .....	32
2.8.2 Enerji Yönetimi .....	32
2.8.3 Enerji Yöneticisi Görevlendirilmesi ve Enerji Yönetim Birimi Kurulması .....	33
2.8.4 Enerji Verimliliğini Arttırıcı Önlemler .....	34
2.8.5 Kamu Kesiminde Enerji Verimliliği Önlemleri .....	35
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM</b> .....	<b>37</b>
3.1 Materyal .....	37
3.2 Yöntem.....	51
<b>4. BULGULAR</b> .....	<b>61</b>
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER</b> .....	<b>81</b>
<b>6. KAYNAKLAR</b> .....	<b>86</b>
<b>7. EKLER</b> .....	<b>91</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: 2035 yılı enerji görünümü .....	2
Şekil 1.2: Ülkemizde Enerji Tüketiminin Sektörlere Göre Dağılım .....	3
Şekil 2.1: Ağustos 2013 Enerji Tüketim Oranı .....	9
Şekil 2.2: Ağustos 2013 elektrik üretimi .....	10
Şekil 2.3: Enerji yoğunluğunun diğer ülkelerle karşılaştırılması .....	11
Şekil 2.4: Birincil Enerji Yoğunluğu Gelişimi İndeksi .....	12
Şekil 2.5: Nihai Enerji Yoğunluğu Gelişimi İndeksi .....	12
Şekil 2.6: AB ve Türkiyede enerji yoğunluğu karşılaştırması .....	13
Şekil 2.7: 65 kW Gücündeki Bir Dalgıç Pompanın Ömür Boyu Toplam Maliyetini Oluşturan Bileşenler .....	18
Şekil 2.8: Soğutma grubu ile kuru soğutucu kullanımı şematik gösterimi .....	24
Şekil 3.1: Enjeksiyon makinaları .....	37
Şekil 3.2: Fabrikadaki eski su soğutma tesisatı .....	38
Şekil 3.3: Soğutma Grupları .....	38
Şekil 3.4: Soğutma Gruplarına Su Basan Pompalar (5 . 2.2kW) .....	39
Şekil 3.5: Kalıplara Su Basan Pompalar (3 . 15kW) .....	40
Şekil 3.6: Cihazların fin geometrileri .....	44
Şekil 3.7: Kuru soğutucuların görünümü .....	44
Şekil 3.8: Yeni Sistem Görünümü .....	45
Şekil 3.9: PLC yazılımı ekran görüntüsü .....	46
Şekil 3.10: PLC ekran görüntüsü sıcaklık değerleri .....	47
Şekil 3.11: Güç analizör ölçüm cihazı .....	48
Şekil 3.12: Güç analizörü bağlantısı ve akım trafosu .....	49
Şekil 3.13: COMET cihaz yazılımı ekran görüntüsü .....	50
Şekil 3.14: Fabrikadaki eski boru hattı .....	52
Şekil 3.15: Revize edilen su tesisatı .....	54
Şekil 3.16: Silindirik Kanatlarda Verim .....	56
Şekil 3.17: Regresyon ilişkileri .....	58
Şekil 4.1: Pompa özelliklerinin girilişi .....	64
Şekil 4.2: Program Değerleri .....	65
Şekil 4.3: Kuru Soğutucu Çalışma Şartları .....	65
Şekil 4.4: Katalogdan seçilen standart boyutlar .....	67
Şekil 4.5: 27-31 Mart 2014 Dönemi Sistemin Çalışma Görünümü .....	71
Şekil 4.6: Ocak-Mart dönemi hat dönüş sıcaklıkları .....	72
Şekil 4.7: Ocak-Mart 2014 dönemi dış hava sıcaklıkları .....	73
Şekil 4.8: Kuru soğutucuların çalışma görünümü .....	74
Şekil 4.9: Chiller-Kuru soğutucu geçiş görünümü .....	75
Şekil 4.10: Soğutma gruplarının toplam tüketiminin dış hava sıcaklığına bağlı analizi .....	76
Şekil 4.11: 1 No'lu soğutma grubunun dış hava sıcaklığına bağlı analizi .....	77
Şekil 4.12: Kuru soğutucuların dış hava sıcaklığına bağlı analizi .....	78
Şekil 4.13: Soğutma gruplarının tüketiminin hat dönüş sıcaklığına bağlı analizi .....	79



## TABLO LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 1.1:</b> Dünyada Birincil Enerji Arzı Kaynak Payları .....	2
<b>Tablo 2.1:</b> Avrupa’da Hava ve Su Soğutmalı Soğutma Gruplarında İşlevsel ESEER Sıcaklıkları ve katsayıları.....	21
<b>Tablo 2.2:</b> Eurovent’e Göre Su Soğutma Gruplarının Sınıflandırılması.....	22
<b>Tablo 2.3:</b> Kuru soğutucularda enerji verimlilik sınıfı.....	27
<b>Tablo 2.4:</b> 800 mm çaplı fanın hıza bağlı harcadığı güç .....	28
<b>Tablo 2.5:</b> Çalışma senaryoları için güç hesapları .....	29
<b>Tablo 2.6:</b> Kuru soğutucu ve soğutma grubu kapasite, güç, verim ve yük paylaşım oranları .....	30
<b>Tablo 2.7:</b> Bazı şehirler için enerji kazancı ve geri ödeme süreler .....	31
<b>Tablo 3.1:</b> Soğutma Grupları Kapasiteleri .....	39
<b>Tablo 3.2:</b> Yaz dönemi boyunca soğutma gruplarının tüketim değerleri.....	41
<b>Tablo 3.3:</b> Kış ve bahar dönemleri soğutma grupları tüketim değerleri .....	41
<b>Tablo 3.4:</b> Pompaların Tükettiği Güç.....	42
<b>Tablo 3.5:</b> Sistemin Toplam Tüketimi .....	42
<b>Tablo 3.6:</b> Kuru soğutucuların teknik özellikleri .....	43
<b>Tablo 3.7:</b> Çelik Borularda Standart Boru Çapları ve DN Karşılıkları.....	53
<b>Tablo 4.1:</b> Mevcut Sistemde Su Hızları .....	61
<b>Tablo 4.2:</b> Lokal Kayıplar Ve Sürtünme Kayıpları.....	62
<b>Tablo 4.3:</b> Yeni Sistemde Su Hızları.....	63
<b>Tablo 4.4:</b> Yeni Sistemde ki Lokal ve Sürtünme Kayıpları .....	64
<b>Tablo 4.5:</b> Regresyon Denklemleri .....	80

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Q<sub>s</sub>:</b>	Soğutma kapasitesi (BTU/h)
<b>P<sub>g</sub>:</b>	Sisteme giren enerji (W)
<b>Q<sub>ısı</sub>:</b>	Isıtma kapasitesi (kW)
<b>IPLV:</b>	Entegre edilmiş kısmi yük değeri
<b>R:</b>	Enerji oranı
<b>TEP:</b>	Ton eşdeğer petrol
<b>ε<sub>R</sub>:</b>	Pürüzlülük katsayısı
<b>D<sub>d</sub>:</b>	Boru dış çapı (mm)
<b>D<sub>iç</sub>:</b>	Boru iç çapı (mm)
<b>Nu:</b>	Nusselt sayısı
<b>Re:</b>	Reynold sayısı
<b>V:</b>	Hız (m/s)
<b>g:</b>	Yoğunluk (m <sup>3</sup> /kg)
<b>h<sub>m</sub>:</b>	Yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısı(W/m <sup>2</sup> K)
<b>A:</b>	Yoğuşturucunun toplam ısı geçiş alanı (m <sup>2</sup> )
<b>ΔT<sub>m</sub>:</b>	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
<b>m<sub>su</sub>:</b>	Soğutma ortamının kütleli debisi (m <sup>3</sup> /h)
<b>C<sub>p,ort</sub>:</b>	Soğutma ortamının özgül ısısı (kJ/kgK)
<b>C<sub>p,etilen glikol</sub>:</b>	Soğutma ortamının özgül ısısı (kJ/kgK)
<b>C<sub>p,su</sub>:</b>	Soğutma ortamının özgül ısısı (kJ/kgK)
<b>Q<sub>sistem</sub>:</b>	Sistemin yükü (kW)
<b>μ:</b>	Dinamik vizkozite (N.s/ m <sup>2</sup> , kg/m.s)
<b>ν:</b>	Kinematik vizkozite (m <sup>2</sup> /s)
<b>m<sub>hava</sub>:</b>	Havanın kütleli debisi (m <sup>3</sup> /h)
<b>T:</b>	Sıcaklık (°C)
<b>A<sub>batarya</sub>:</b>	Batarya yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>kanat</sub>:</b>	Kanat yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
<b>k<sub>alüminyum</sub>:</b>	Alüminyum ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
<b>k<sub>bakır</sub>:</b>	Bakır ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
<b>r<sub>1</sub>:</b>	Bakır boru dış çapı (mm)
<b>r<sub>2</sub>:</b>	Bakır boru iç çapı (mm)

<b><math>n_{kanat}</math></b> :	Kanat verimi
<b><math>L</math></b> :	Uzunluk (m)
<b><math>h</math></b> :	Yükseklik (m)
<b><math>h_{hatve}</math></b> :	Kanatlar arası mesafe (mm)
<b><math>N_{yatay}</math></b> :	Boru sıra sayısı
<b><math>A_{toplam}</math></b> :	Toplam yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
<b><math>Q_{batarya}</math></b> :	Batarya kapasitesi (kW)
<b><math>\Theta</math></b> :	Fan çapı (mm)
<b><math>N_{fan}</math></b> :	Fan devri (d/d)
<b><math>S_D</math></b> :	Borular arası düşey mesafe (mm)
<b><math>S_L</math></b> :	Borular arası yatay mesafe (mm)
<b><math>STK</math></b> :	Soğutma tesir katsayısı
<b><math>T_g</math></b> :	Giriş sıcaklığı (°C)
<b><math>T_ç</math></b> :	Çıkış sıcaklığı (°C)
<b><math>P_r</math></b> :	Prandtl sayısı
<b><math>f</math></b> :	Sürtünme katsayısı
<b><math>H_s</math></b> :	Sürtünme kayıpları (mSS)
<b><math>H_L</math></b> :	Lokal kayıplar (mSS)
<b><math>K</math></b> :	Basınç kayıp katsayısı
<b><math>SKT</math></b> :	Soğutma grupları tüketimi (kW)
<b><math>KST</math></b> :	Kuru soğutucuların tüketimi (kW)
<b><math>DHS</math></b> :	Dış hava sıcaklığı (°C)
<b><math>HDS</math></b> :	Hat dönüş sıcaklığı (°C)

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim sırasında ve tez çalışmalarım boyunca gösterdiği her türlü destek ve yardımlarından dolayı çok değerli hocam Doç. Dr. Nadir İLTEN'e en içten dileklerle teşekkür ederim.

Araştırmamın tüm aşamalarında destek ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Doç.Dr. Hüseyin BULGURCU'ya çok teşekkür ederim.

Isı transferi hesaplamalarında bana yol gösteren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Kadir YAŞAR'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Kuru soğutucular konusunda bilgilerini paylaşan ve çalışmalarına ışık tutan çok değerli arkadaşım Sn. Ahmet ALTUNTAŞ'a minnetlerimi sunarım.

Bu süreçte her an yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen eşim Yeliz CANER'e ve aileme şükranlarımı sunarım.

## 1. GİRİŞ

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardında ve hizmet kalitesinde, endüstriyel işletmelerde ise ürün kalitesinde ve miktarında düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Daha geniş bir biçimde enerji verimliliği; gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebini azaltması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür [1].

Uluslararası Enerji Ajansı, dünya enerji tüketiminin 1980'den beri %45 arttığını ve 2030 itibari ile %70 daha yüksek olacağını açıklamıştır. Geleceğin enerji politikası, tasarruf etmek, enerji verimliliği ve yenilenebilir enerji üçlemesi üzerine olacaktır [1].

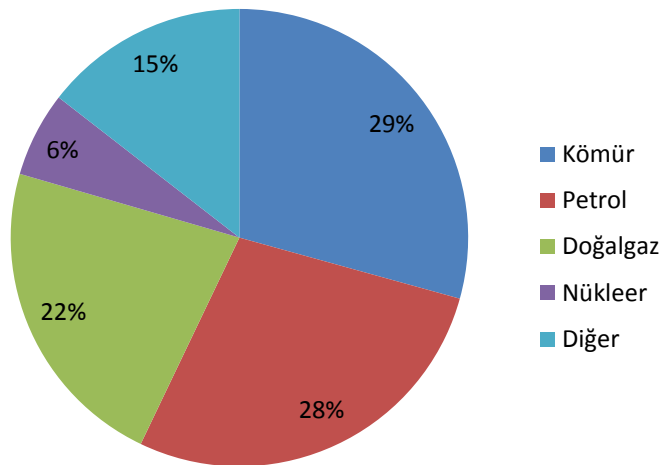
Ülkemizde sanayileşme faaliyetleri, yeni teknolojilere yönelim, hayat standartlarının yükselmesi ve artan nüfus, her yıl daha fazla enerji tüketimine neden olmaktadır. Hızlı talep artışı nedeni ile 2020 yılında toplam enerji arzının ancak %20'sinin yerli üretimle karşılanabileceği beklenmektedir. Bu durum enerjinin verimli kullanımının önemini ortaya koymaktadır. Enerjinin yoğun kullanıldığı sektörlerde %20-30 dolayında enerji tasarruf potansiyeli olduğu bilinmektedir. %15'lik elektrik tasarruf potansiyeli geri kazanıldığında 6.5 milyar ₺'lik doğalgazlı santral yatırımı önlenip, yılda 3.0 milyar \$'lık doğalgaz ithal edilmeyebilir [1].

Tablo 1.1’de görüldüğü gibi Uluslararası Enerji Ajansı tarafından, günümüzde mevcut politikaların sürdürüleceği varsayımına göre yapılan tahminlerde; dünya birincil enerji arzının 2009 yılına göre yaklaşık %50 oranında artış göstererek 2035 yılında 18048 milyon tep seviyesine yükseleceği, bu miktarın kaynaklara dağılımında önemli farklılıkların olmayacağı, bununla beraber petrolün birinciliği kaybedeceği öngörülmektedir.

**Tablo 1.1:** Dünyada Birincil Enerji Arzı Kaynak Payları [2]

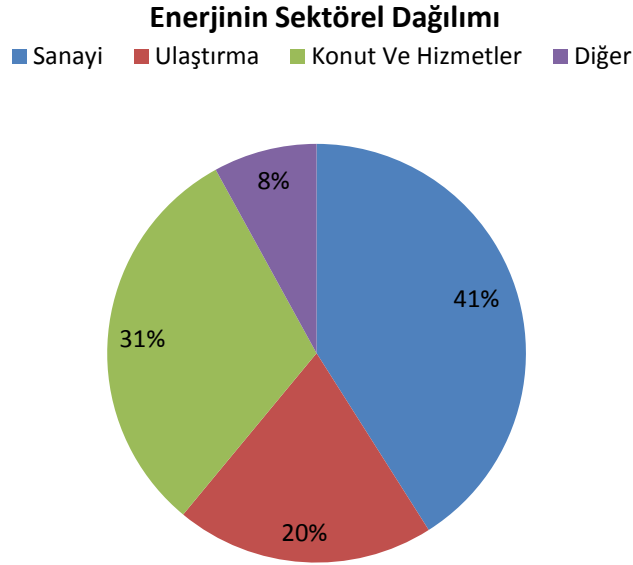
Enerji Kaynakları	Payları (%)
Petrol	32.8
Kömür	27.2
Doğalgaz	20.9
Biyoyakıt ve Çöp	10.2
Nükleer	5.8
Hidrolik	2.3
Diğer	0.8

Buna göre; 2035 yılında en büyük pay (Şekil 1.1) %29.3 ile kömürün olacaktır. Kömürü %27.8 ile petrol ve %22.4 ile doğal gaz izleyecektir. Söz konusu yılda; nükleer enerjinin payı %6 ve diğer kaynakların payı ise %14.5 olacaktır [2].



**Şekil 1.1:** 2035 yılı enerji görünümü[2]

Şekil 1.2 'de görüldüğü gibi ülkemizde en fazla enerji tüketimi sanayide olmaktadır. Bu nedenle enerji verimliliği ve tasarruf çalışmaları öncelikli olarak bu alanda yapılmaktadır.



**Şekil 1.2:** Ülkemizde Enerji Tüketiminin Sektörlere Göre Dağılımı [3]

Enerji tasarrufu; üretimi azaltmak veya durdurmak değil, en düşük enerji maliyetleri ile ürünün ortaya çıkarılmasıdır. Son ürünü gerçekleştirmek için enerjinin iyi yönetilmesi gereklidir.

Bir fabrikadaki üretim maliyetleri; ham madde, işçilik, işletme ve enerji maliyetlerinin toplamını içerir. Genellikle enerji, basit bir şekilde toplam üretim maliyetlerine dâhil edilir ve ayrı bir kalem olarak dikkate alınmaz[4].

Enerji maliyetleri sanayi sektöründe, kullanılan proseslere, ham maddelere ve imal edilen son ürüne bağlı olarak toplam üretim maliyetlerinin % 50' sinin üzerine çıkabilir[4].

Belli bir programa bağlı olmadan yürütülen çalışmalarda basit işletme tedbirleriyle bazı kuruluşlarda %10'a varan oranlarda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Geniş kapsamlı Enerji yönetim programlarının uygulanması ile

çalışmalara süreklilik kazandırıldığı gibi tasarruf oranı %25 i aşabilir. Enerji yönetim sistemlerinin halihazırdaki durum üzerinden %10-40 arası iyileştirme yapma potansiyeli mevcuttur [4].

## 1.1 Literatür

Stan SHIELS, çalışmasında eski tip pompa-boru sistemlerinin yenilenmesi ile elde edilecek enerji tasarrufunun analizlerini ortaya koymuştur. İlk başta oldukça yüksek gibi gözüken yatırım maliyetlerinin amortisman sürelerinin düşüklüğü ile kısa sürede yüksek miktarda enerji israfının önüne gecebileceğini savunmuştur [5].

Eduardo Larralde ve arkadaşları, pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken noktaları, geręek uygulamalarda yaptıkları araştırmalar ile ortaya koymuşlardır. Dikkat ęektikleri bir diğer konuda sadece pompa seğiminin tek başına yeterli olmadığı, sistemin ömrü boyunca yol ağabileceği bakım masraflarının önüne geğme yöntemleri ile ilgili bilgi vermişlerdir [6].

Durmuş ve arkadaşları, pompalarda enerji verimliliğinin sağlanmasının temel nedeni olarak mevcut düşük verimli pompaların bakımlarının yapılması, pompa gçlerinin uygun değerlere ęekilmesi ve kavitasyondan kaynaklı kayıplar üzerinde araştırmalar yapmışlardır [7].

Hans VOGELANG, çalışmasında hız kontrollü pompalarda, bakım maliyetlerini gözardı ederek, hem ısıtma hem soğutma sistemlerinde enerji analizleri yapmıştır. Sistemin iyi bir mühendislik çalışması ile maliyetlerin düşüklüğünü 2-3 yıl içerisinde kendini amorti edebildiğini ortaya koymuştur [8].

He Zhang ve arkadaşları, Pompa sistemlerindeki verimliliğin endüstriyel tesislerde enerji verimliliği üzerindeki etkisine dikkat ęekerek, geleneksel enerji sistemleri yerine teknoloji, performans ve ekipmanlar üzerinde optimizasyon çalışmaları yapmışlardır. Bu sayede, istenilen pompa kapasiteleri için en uygun maliyet ve verimlilik analizleri ortaya konulmuştur [9].



Nurdan Yıldırım ve arkadaşları, PipeLab software programını kullanarak pompa seçimi ve boru hatlarındaki optimum dizayn ve minimum maliyet üzerine çalışmalar yapmışlardır. Araştırmalarında, boru tipinin, uzunluğunun ve sistemdeki basınç düşüşü ile maliyet arasındaki etkileşimleri ortaya koymuşlardır [10].

Eduardo Larralde ve arkadaşları, gerçek bir uygulama ile pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken noktaları ortaya koymuşlar, pompanın çalışmasına etki eden faktörleri dikkate alarak minimum maliyet ve maksimum verimlilik ile pompa seçimi yapmışlardır. Seçimde, özellikle pompanın çalışma sıcaklıkları, kavitasyon durumu, ve bakım masrafları göz önünde bulundurulmuştur [11].

Jukka Tolvanen ve arkadaşları, ömür döngüsü boyunca enerji tasarrufu sağlayabilmek için sistemin dizaynı ve pompa seçimi ile ilgili deneyler yaparak on-off kontrol, değişken hız ve kısma (throttling) yöntemlerini karşılaştırmış, optimum dizaynı elde etmişlerdir [12].

John Tonkin ve arkadaşları, çalışmalarında tek pompa kullanılan bir sistemin, daha düşük enerjili paralel pompalar ile çalıştırıldığında ortaya çıkan enerji maliyetleri üzerine araştırma yapmışlardır. Bulgularında paralel pompa sistemlerinin bakım, onarım maliyetleri ve enerji verimliliği açısından dezavantajlı olduğunu, ancak sistemin düzgün bir şekilde organize edilmesi durumunda verimli hale gelebileceğini savunmuşlardır [13].

Mustafa Bilge tarafından yapılan bir çalışmada İstanbul'da bir baskı tesisinde baskı makineleri motorlarının soğutulması için kullanılan doğal soğutma (free cooling) sistemi için hesaplamalar yapılmıştır. Kuru soğutucu cihazı dış hava sıcaklığının 22°C olması durumunda proses suyu sıcaklığını 35°C den 27°C 'ye düşürecek şekilde tasarlanmıştır. Kuru soğutucuda 13 m<sup>3</sup>/h lik suyun sıcaklığını 35°C den 27°C'ye düşürmek yani 121 kW'lık ısı yükünü karşılamak için 2 kW'lık 3 adet aksiyel fan kullanılmıştır. Fanların çektiği güç ise toplam 3.9 kW olarak ölçülmüştür. Sistemin COP değeri 30 civarındadır. Bu ısı yükünün tümü hava soğutmalı soğutma grubu tarafından karşılanması durumunda tüketilen enerji 40 kW olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak kurulan doğal soğutma sistemi ile 90 % oranında enerji

tasarrufu sağlanacağını ve sistemin kendini 5 ayda amorti edeceğini ileri sürmüştür [14].

Motivair şirketi mühendislik elemanları tarafından yapılan çalışma da Toledo, Ohio' da AK STEEL yeni çelik boru üretim hattı için chiller ihtiyacı doğmuştur. Optimum çelik boru üretim kapasitesi için üretim hattının soğutulmuş suya ihtiyacı vardır. Özellikle 21°C'de mekanik ve metalurjik özellikleri korumak için su verilerek şekillendirilmiş borular da soğutma işlemi önemlidir. Toledo bölgesinde 10-13°C'de yaklaşık 500 saat (%25), 5-10°C'de 1052 saat (%50) ve 5°C altında 3484 saat (%100) doğal soğutma uygulanabilmiştir. Toplam kompresör kapasitesi 112kW ortalama elektrik maliyeti 0.07\$/kWh olarak hesaplanmış, doğal soğutmasız standart hava soğutmalı chillere kıyasla yıllık 32412\$ tasarruf edeceğini bulmuşlardır. Chiller grubuna eklenen doğal soğutma opsiyonu için yapılan hesaplamalarda geri ödeme süresi 1 yıldan daha kısa olarak bulunmuştur. Bu uygulamada, elektrik tasarrufunun, tüm chiller ve kurulum maliyetlerini yaklaşık 5 yılda ödeyecek yeterlilikte olduğu sonucuna varmışlardır [15].

Hasan Acül tarafından ülkemizdeki üç farklı şehir için yapılan teorik çalışmaya istinaden 1625kW'lık soğutma grubuna ait doğal soğutma verimliliği İzmir şartlarında yaklaşık %15, İstanbul şartlarında yaklaşık %30 ve Ankara şartlarında yaklaşık %37 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak soğuk iklim bölgelerindeki yerleşimlerde doğal soğutma veriminin yükseldiği, sistemde ihtiyaç duyulan soğutma suyu sıcaklığı yükseldikçe doğal soğutmadan alınan faydanın artacağı görülmüştür [16].

Klemen Dovrtel ve Saso Medved yaptıkları çalışmada binalarda enerji verimliliğinin optimizasyonu için çeşitli hava ve akış koşullarında enerji tüketimlerini hesaplamış, kuru tip hava soğutma sistemlerinin enerji verimliliğine katkısını ortaya koymuşlardır [17].

## 2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Enerji verimliliği, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden, ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesidir [18].

Daha geniş bir biçimde enerji verimliliği; gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebini azaltması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür [18].

Ülkemizde enerji temalı birçok strateji raporu hazırlanmış, çalıştaylar düzenlenmiş, konferanslar, fuarlar organize edilmiştir. Tüm çalışmalarda önemli aşamalar kaydedilmiş ancak çalışmaların sahaya inmesi çoğunlukla mümkün olmamış veya oldukça yavaş gerçekleşmiştir [19].

Şimdiye kadar enerji, çevre, sürdürülebilir kalkınma, temiz üretim, verimlilik, rekabetçilik gibi birçok muhtelif etkinliklerde sunulmuş çalışmalar incelenmiş, ortaya konulmuş ortak akıl ve bilgi bu çalışmada kullanılmaya gayret edilmiştir. Akademik çalışmalar, uluslararası örgütlerce hazırlanmış dökümanlar, veri setleri ve uluslararası organizasyonlarda sunulan tebliğler, sunumlar titizlikle değerlendirilmiştir. Yeşil ekonomiye yatırım yapan, teknoloji geliştiren ve sunan birçok küresel şirketin gelecek yönelimleri ve stratejileri anlaşılmaya çalışılmıştır. Küresel standartlar ve gelişmiş, gelişmekte olan ülkelerin gelecek vizyonları, stratejileri ve eylem planları da bu çalışmalara yön vermiştir [19].

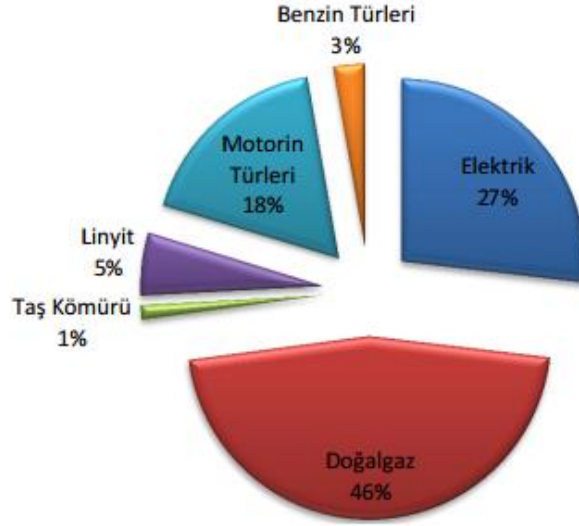
Enerji verimliliğinde en önemli faktör enerji tasarrufudur. Genellikle enerjinin az kullanılması, iki ampulden birinin söndürülmesi şeklinde algılanmakta olan enerji tasarrufu, aslında enerji atıklarının değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi yoluyla tüketilen enerji miktarının, kalite ve performansı

düşürmeden en aza indirilmesidir. Enerji tasarrufu iki biçimde gerçekleştirilmektedir. Birincisi, doğrudan enerji tasarruf eden ev, araba ve diğer son teknolojileri kullanmak; alışkanlıkları ve günlük davranışları enerjiiyi daha verimli kullanacak biçimde düzenlemek gibi somut önlemlerden oluşmaktadır. İkincisi ise, dolaylı enerji tasarrufu olup mevcut malların daha uzun süre kullanılmasını sağlayarak yeni malların üretimini azaltmak; enerji tüketimini minimize edecek biçimde yerleşim yerlerini düzenlemek, enerjiiyi daha az tüketen teknolojiler kullanmak, ekonomide doğrudan materyal tüketiminin olmadığı etkinliklere geçiş yapmak gibi önlemlerdir [20].

Artık hepimiz enerjinin üretim ve tüketim şeklini değiştirmeye başlamadığımız takdirde geri dönüşü olmayan bir çevre kriziyle karşı karşıya olduğumuzu anlamış bulunmaktayız; bunun anlamı, gelecekte yenilenebilir enerji kaynaklarını çok daha fazla kullanmamız ve enerji verimliliğine daha fazla odaklanmamız gerektiğidir. Hedeflerimize varmak için birey, toplum, sanayi temsilcileri veya yetkili kamu kuruluşları olarak hepimizin bu çabaya katılması gerekmektedir. Enerjinin kapsamını değiştirme yolunda yapılacak olan en küçük katkı dahi önemsiz olmayacaktır [21].

## **2.1 Günümüzde Enerji Tüketimi**

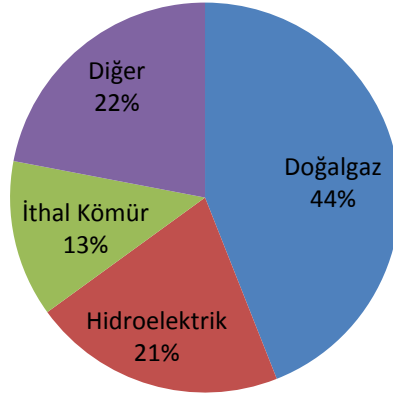
2013 Ağustos ayında ülkemizin haftalık raporlardan derlenen veriler ışığında enerji tüketim miktarı 6438.9 ktoe'dir. Temmuz ayında bu değer 6762.6 ktoe'dir (%5 azalmıştır). Enerji tüketim dengesinde 2898 ktoe ile doğal gaz ilk sırada yer almaktadır. Doğal gaz tüketiminden sonra 1821 ktoe ile elektrik ve 1105 ktoe ile motorin tüketimleri gelmektedir. Oransal olarak ifade edildiğinde; tüketimin %46'sı doğalgaz, %27'si elektrik ve %18'i motorin tüketiminden oluşmaktadır.(Şekil 2.1) Temmuz ayına göre enerji tüketimlerinde önemli bir değişme gözlenmemiştir (Temmuz ayındaki payları sırasıyla %45, %28 ve %16'dır) [22].



**Şekil 2.1:** Ağustos 2013 Enerji Tüketim Oranı [22]

Ağustos ayı verilerine göre ülkemizin toplam elektrik enerjisi tüketim miktarı 21658737 MWh olarak gerçekleşmiştir. Temmuz ayına göre bu miktarlar yaklaşık olarak %4 azalmıştır. Ağustos ayı sonu itibariyle elektrik enerjisi üretiminde kaynakların payına bakıldığında doğal gaz %44 ile en çok paya sahiptir. Bunu sırasıyla %21 ile hidroelektrik santral (barajlı), % 13 ile ithal kömür takip etmektedir(Şekil 2.2) [22].

2013 Temmuz ayında toplam doğal gaz tüketim miktarı 3.386.656 bin stdm<sup>3</sup> iken Ağustos ayı sonu itibariyle bu miktar 3.167.843 bin stdm<sup>3</sup> olarak gerçekleşmiştir (%6 azalış). Ağustos ayı için doğal gaz tüketiminde en yüksek paya %48 ile sanayi tüketimleri sahiptir. Şehir ve enerji santralleri ise tüketim paylarının sırasıyla %7 ve %45'ini oluşturmaktadır [22].



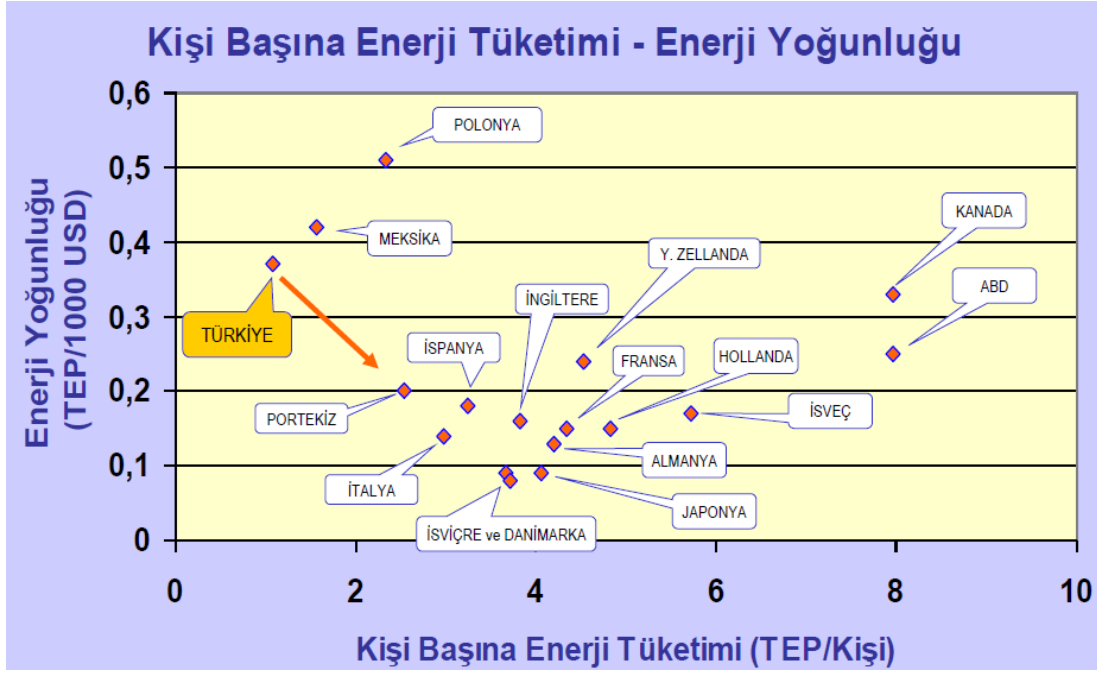
**Şekil 2.2:** Ağustos 2013 elektrik üretimi [23]

## 2.2 Enerji Yoğunluğu

Enerji verimliliği göstergelerinden birisi olan enerji yoğunluğu, enerji tüketimi (tep, joule) ile finansal bir gösterge olan (Gayri Safi Yurt İçi Hasıla(GSYİH) ve Katma Değer) arasındaki oran olarak tanımlanmaktadır. Enerji yoğunluğu; herhangi bir teknik veya fiziksel göstergenin herhangi bir faaliyeti açıklayamadığı durumlarda bir enerji verimliliği göstergesi olarak kullanılmaktadır. Birincil enerji tüketiminin GSYİH'ya oranlanması sonucu hesaplanan yoğunluk birincil enerji yoğunluğu, nihai enerji tüketiminin GSYİH'ya oranlanması sonucu hesaplanan yoğunluk ise nihai enerji yoğunluğu olarak adlandırılmaktadır [24].

Enerji yoğunluğu eğilimi ekonomi ve sanayideki yapısal değişiklikler, enerji tüketim yapısındaki değişimler ve nihai kullanıcıların kullandıkları ekipman ve bina sektöründeki verimliliklerden etkilenmektedir. Genel olarak bakıldığında güvenilir bir gösterge olarak değerlendirilmekle birlikte kayıt dışı ekonomi oranının yüksek olduğu ülkelerde değerlendirme yapılırken dikkatli olunması gerekmektedir [24].

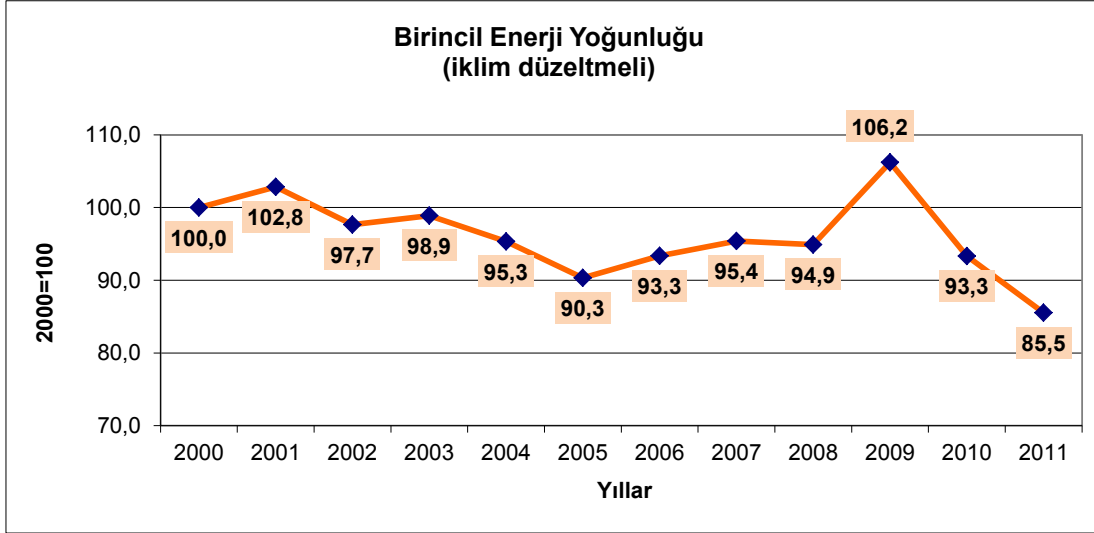
Şekil 2.3'te Türkiye'nin diğer dünya ülkeleri ile enerji yoğunluğu açısından karşılaştırılması yapılmıştır. 17 ülke içerisinde 15. sırada bulunan ülkemizde birincil enerji tüketiminin fazla olduğu ve bununla birlikte GSYİH'inde diğer ülkelere oranla düşük olduğu gözlenmektedir.



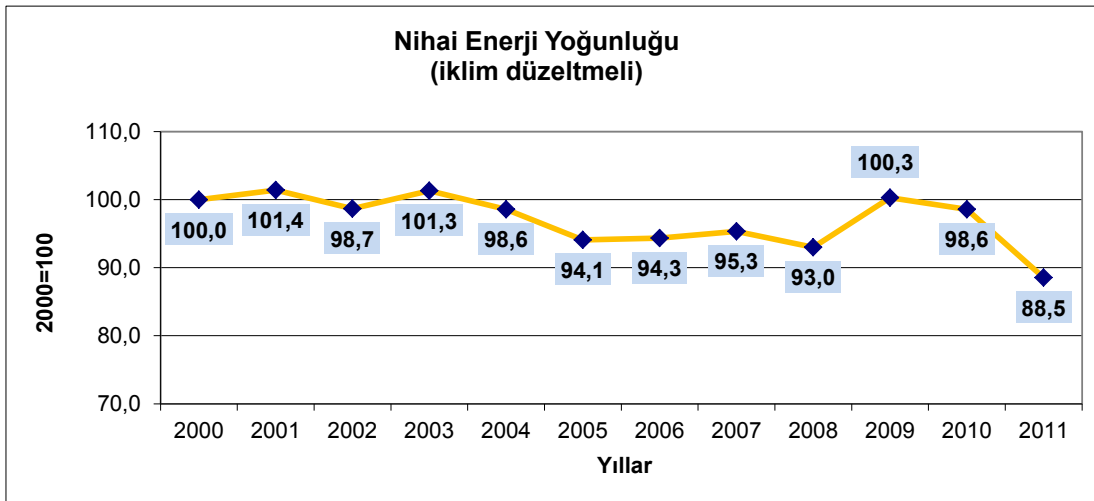
Şekil 2.3: Enerji yoğunluğunun diğer ülkelerle karşılaştırılması [25]

Ülkemizin 2000-2011 döneminde yıllık bazda birincil enerji yoğunluğu indeksi %1, nihai enerji yoğunluğu indeksi ise %1.2 oranında azalmıştır. Bir önceki yıla göre 2011 yılında birincil enerji yoğunluğu indeksinde %8.3, nihai enerji yoğunluğu indeksinde ise %10.2 oranında iyileşme görülmektedir. 2000 yılına göre bir karşılaştırma yapıldığında birincil enerji yoğunluğu indeksinde %14.5 nihai enerji yoğunluğu indeksinde ise %11.5 oranında iyileşme söz konusudur [25].

Şekil 2.4' ve Şekil 2.5 'te yıllara göre birincil ve nihai enerji yoğunluğu indeksinin artış/azalış oranları görülmektedir. Söz konusu yoğunluklar hesaplanırken 2008 bazlı yeni GSYİH serisi kullanılmıştır[24].



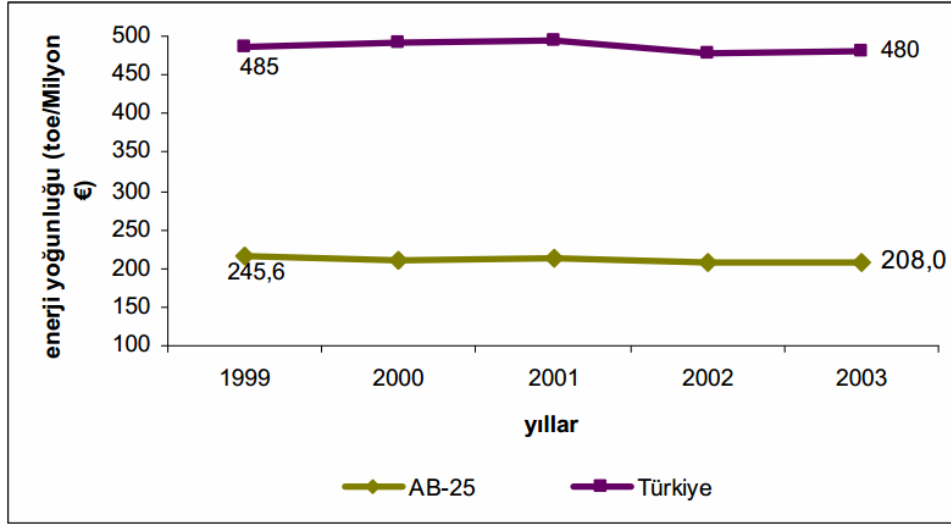
Şekil 2.4: Birincil Enerji Yoğunluğu Gelişimi İndeksi [24]



Şekil 2.5: Nihai Enerji Yoğunluğu Gelişimi İndeksi [24]

Şekil 2.6'da Avrupa birliği ile ülkemizin enerji yoğunluğu karşılaştırılmış ton eşdeğer petrol cinsinden değerler hesaplanmıştır. Elde edilen veriler AB ülkelerinin kişi başına enerji tüketiminde ülkemize oranla 2 kat daha az enerji tükettiğini veya GSYİH bakımından 2 kat fazla gelire sahip olduklarını göstermektedir.





Şekil 2.6: AB ve Türkiyede enerji yoğunluğu karşılaştırması[26]

Halihazırda telaffuz edilen sektörler gere çok daha yüksek oranlara ulaşılabilen enerji tasarrufu potansiyeli oranı % 25'tir. Birim gayrisafi yurt içi hasıla üretmek için tüketilen birincil enerji miktarını ifade eden, Enerji Yoğunluğu değerinin gelişmiş ülkelerle karşılaştırılması da bu konudaki potansiyeli vurgulamaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı'nın dolar bazındaki ortalama enerji yoğunluğu göstergesi 0,19 iken Türkiye'nin 0,35 ve AB'nin Euro cinsinden göstergesi 208 iken Türkiye'nin göstergesi 480'dir [26].

### 2.3 Spesifik Enerji Tüketimi (SET)

Birim ürün başına kullanılan enerji olarak tanımlanır. Örneğin bir fabrikada spesifik değişken, (üretim) ton ile tarif ediliyorsa spesifik enerji birimi kW/ton olur.

$$\text{Spesifik Enerji Tüketimi} = \text{Enerji Tüketimi} / \text{Üretim}$$

Performansın değerlendirilmesi, beklenen enerji kullanımı ile gerçek enerji tüketim değerlerinin düzenli olarak karşılaştırmakla yapılır. Bunu değerlendirmek için SET değerlerini kullanabiliriz. Bunlar özellikle çeşitli işletme koşullarının

fabrika üretim performanslarına etkisini izleme açısından önemlidir. SET değerinin büyümesi kötü performansa, enerji tüketiminin gereksiz yere artmasına işaret eder.

Rapor dökümanları üzerinde gerçek, standart ve hedef SET'ler verilir. Bunlar sırasıyla gerçek, standart ve hedef enerji alınarak, spesifik değişkenin gerçek değerine bölünerek hesap edilirler. Standart ve hedef enerji tüketimleri her bir bölüm için bulunan denklemler kullanılarak hesap edilirler. SET'ler için kullanılan birimler anlamlı olmalı ve raporu okuyanlarca bilinen cinsten olmalıdır [27].

## **2.4 Sanayide Enerji Verimliliği**

Enerji verimliliği politikalarını tetikleyen en önemli faktörün, 70'li yıllarda yaşanan enerji krizi ve buna bağlı gelişen fiyat artışları olduğu genel kabul gören bir varsayımdır. Bununla birlikte, piyasadaki sert rekabetin üretim maliyetlerini düşürmeye zorlaması sonucunda firmalar, en önemli girdi kalemlerinden biri olan enerjiyle ilgili tasarruf ve verimlilik sağlamaya yönelik çabalara girişmişlerdir[28].

1970'li yılların sonlarından itibaren pek çok sanayileşmiş Batı ülkesinde enerji tasarrufu faaliyetleri özellikle sanayi sektöründe yoğunlaşmıştır. Faaliyetlerin öncelikle bu alana yoğunlaşmasının bir dizi sebebi vardır:

1. Enerji tasarrufu potansiyeli diğer sektörlerden, örneğin özel mülkiyetli konutlardan daha az bile olsa, bu tasarruflar görece daha az maliyetle (ortalama konut sektöründekinin üçte biri) gerçekleştirilebilmektedir ve yatırım ortalama üç seneden daha kısa sürede kendisini amorti etmektedir,
2. Enerji tasarrufu önlemleri genellikle sanayinin modernizasyonu ve rekabet gücünün geliştirilmesinde belirgin bir rol oynayabilmektedir,
3. Enerji muhasebesi ve enerji maliyetlerinin anlaşılması, sanayide diğer alanlara göre daha bilinen bir olgudur [28].

Genel olarak sanayi tesislerinde yüksek verimli motor kullanımı, basınçlı hava sistemlerinde ki kaçakların önlenmesi , kompresör emiş havasının dış ortamdaki alınması, yakma havasının ısıtılması, kirlenmiş akışkandan ısı geri kazanımı, kondensatın kazana geri yollanarak geri kazanımı, sıcak ve soğuk yüzeylerin izolasyonu, iç ve dış yalıtım kaplamalarının yaygınlaştırılması, boşta çalışma süresinin azaltılması, tahrik motorlarının, fan ve pompaların frekans kontrolü ile hız ayarı, kazan yüzeyinden olan ısı kayıplarının azaltılması, buhar sistemlerinin iyileştirilmesi, buhar boru sistemlerinin izolasyonları, fırınlara yönelik iyileştirmeler, tesislerde elektrik güç faktörünün düzeltilmesi, fazla havanın kontrolü, kazanlarda blöf miktarının azaltılması, blöften ısı geri kazanımı gibi konular, enerji verimliliği uygulamalarında öne çıkan tedbirler olarak göze çarpmaktadır [29].

## **2.5 Dünyada Enerji Verimliliği**

İlk enerji verimliliği stratejileri, Batılı sanayileşmiş ülkeler ve Japonya tarafından petrol krizlerine ve onu izleyen enerji fiyatlarındaki artışlara bir cevap olarak 1970'li yıllarda geliştirilmiş ve uygulanmıştır. 1980'li yıllarda ise enerji verimliliği kavramı, enerji ve kalkınma politikalarının vazgeçilmez bir bileşeni haline gelmiş ve kendisine gittikçe yaygınlaşan bir uygulama alanı bulmuştur.

Bu alanda Japonya ve AB'deki çalışmalar, uygulamaya konulan politikalar, getirilen teşvik ve tedbirler, diğer ülkelerde sürdürülen çalışmalara göre belirgin biçimde farklılaşmaktadır. ABD'nin bazı eyaletlerindedeki bu anlamda diğer ülkelere göre büyük ilerleme kaydedilmiş durumdadır.

Japonya'daki The Energy Conservation Center (Enerji Tasarrufu Merkezi) çok ciddi ve ileri tedbirler geliştirmesi, hükümetleri etkin politikalar uygulamaya yönlendirmesi ile dikkat çekmektedir. Japonya'da çok çeşitli alanlarda geliştirilen verimlilik tedbirleri, yasal yaptırımlar ve devlet tarafından sağlanan finansal desteklerle önemli bir yaygınlık kazanmıştır[30].

The Energy Conservation Center tarafından yayımlanan karşılaştırmalı veriler, tüm dünyada enerji verimliliği alanında rol oynayan aktörlere ışık tutan bir nitelik taşımaktadır [30].

## 2.6 Türkiye'de Enerji Verimliliği ve Uygulamaları

Türkiye'de ilk planlı enerji tasarrufu çalışmaları, 1981 yılında Elektrik İşleri Etüt İdaresi bünyesinde kurulan bir birimle başlamıştır. EİE Genel Müdürlüğü içinde faaliyet gösteren bu birim, 1993 yılında UETM'ye (Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi) dönüştürülmüştür. UETM tarafından sürdürülen çalışmalar kapsamında UNIDO(United Nations Industrial Development Organization / Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Örgütü ) tarafından desteklenen bir proje, Dünya Bankası'ndan sağlanan kredi ile de iki proje tamamlanmıştır.

UETM, enerji verimliliğine yönelik bazı çalışmaları da JICA (Japon Uluslararası İşbirliği Teşkilatı) ile işbirliği çerçevesinde yürütmüştür. 1995-1996yıllarında yapılan "Türk Sanayiinde Enerjinin Rasyonel Kullanımı" proje anlaşması çerçevesinde demir-çelik ,tekstil, yağ, deterjan ve tuğla sektörlerinde Japon uzmanlar desteğinde enerji tasarrufu etütleri yapılmış ve enerji verimliliğini artırıcı önerilerde bulunulmuştur [31].

Bazı enerji verimliliği uygulamaları şu şekildedir;

Kombassan Kağıt Matbaa Gıda ve Tekstil Sanayi Ticaret A.Ş. Kağıt Fabrikası'nda 5.5 MW gücünde doğalgazla çalışan, gaz türbinli rejeneratörlü bir kojenerasyon tesisi bulunmaktadır. Tesis yılda 35 712 MWh elektrik enerjisi ve 84880ton buhar üretme kapasitesindedir. Türbin devri 15000 dev/dak. olup ekzoz gaz çıkış sıcaklığı 510°C, gaz debisi ise 56000 m<sup>3</sup>/h dolaylarındadır. Bu özellikteki gaz Atık Isı Kazanına verilerek 16 bar ve 10,7 ton/h buhar elde edilmektedir. Atık Isı Kazanında ısısının büyük bir kısmını bırakan gaz, 180°C sıcaklıkta Atık Isı Kazanı ana bacasından havaya çıkarken gazın sıcaklığı rejeneratör vasıtasıyla 130°C' lere düşürülerek 1 bar ve 1650 kg/h elde edilen doymuş buhar termokompresör vasıtası

ile 3.5 bar basınca yükseltilerek kağıt kurutma prosesine verilmektedir. Atık Isı Kazanı yanı sıra devreye 2010 yılında alınan rejeneratörle 944493 cm<sup>3</sup>/yıl daha az doğalgaz yakılacaktır. Ayrıca proje sonucunda fabrika 899085 kcal/h enerji tasarrufu yapmıştır. Çevrenin kazanımına gelince 1cm<sup>3</sup> doğalgaz yandığı zaman 2.16kg CO<sub>2</sub> gazı atmosfere atılmaktadır. (944493 cm<sup>3</sup>/yıl) x (2.16kg/cm<sup>3</sup>)= 2040 t/yıl atılan CO<sub>2</sub> miktarıdır. Bu da daha az CO<sub>2</sub> demektir [32].

Konya Şeker Fabrikasında buhar kazanları kömür ve doğal gaz ile çalışmakta olup buharın türbine girişi 37 bar 420°C iken buharın türbinlerden çıkışı 2.5 bar ve 232°C'dir ve elektrik üretimi burada yapılmaktadır. Çürük(atık) buhar kondense olarak kazan dairesine gitmekte (2 adet Kazan bulunmakta) ve bunların ucunda 5 adet türbin bulunmaktadır. Fakat şu an yoğun olarak 3 tanesi çalışmaktadır. Toplamda 4 birimlik üretim yapılmaktadır. Bunların 2 birimi elektrik, 1 birimi ısı, 1 birimi de buhardır. Ayrıca 1 tonluk pancardan % 15 şeker üretilmektedir. Geri kalanı tamamen kojenere olmaktadır. Proses buhar amaçlıdır. Buhar olmadan elektrik üretilmemektedir. Buradaki buhar çevriminde, türbinden çıkan genişmiş buharın sıcaklığı, şeker prosesinde kullanılan tephirlere giderek kondens edilmektedir. Bu sayede prostedeki tephirler ısıtılmaktadır. Bu işlem kademe kademe tekrarlanarak buharın tüm ısısından, şeker üretimi sırasındaki difüzyonda faydalanılmaktadır. Ayrıca atık ısılar sayesinde sıcak su eldesi de sağlanmaktadır [32].

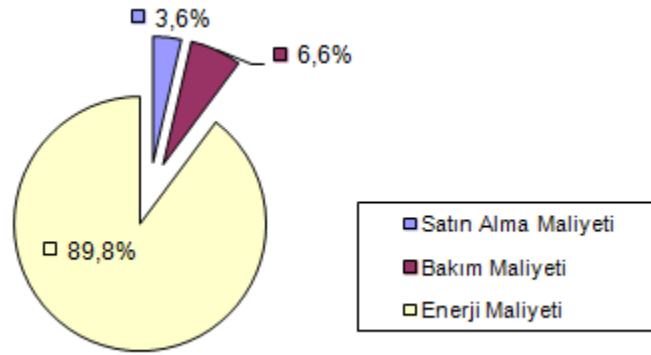
## **2.7 Pompa ve Soğutma Gruplarında Enerji Tasarrufu**

### **2.7.1 Pompalarda Enerji Tasarrufu**

Sıvıların naklinde kullanılan pompaların elektrik tüketimi dünyadaki toplam elektrik tüketiminin % 20'sine karşılık gelmektedir. İyi bir sistem tasarımı ve uygun pompalar kullanılarak pompaların tükettiği enerjide %30 azalma sağlanabilir[34].

Pompa seçiminde ilerideki ihtiyaçları göz önüne almak için pompa debisi % 25, basma yüksekliğinin % 10 arttırılarak sipariş verilmesi en yaygın uygulamadır. Bu uygulama ile pompalar en iyi verim noktalarından uzaklarda çalıştırılmakta, debi fazla geldiği için de vana kısılarak debiyi ayarlamak mecburiyeti doğmaktadır [34].

Şekil 2.7.'de 65 kW gücündeki bir dalgıç pompanın ömür boyu toplam maliyetini oluşturan bileşenler gösterilmektedir. Buna göre toplam ömür maliyetinin %89,8'ini enerji maliyeti oluşturmaktadır. Buna göre enerji maliyeti, ilk satın alma maliyetinin 25 katına ulaşmaktadır.



**Şekil 2.7:** 65 kW Gücündeki Bir Dalgıç Pompanın Ömür Boyu Toplam Maliyetini Oluşturan Bileşenler [34]

### 2.7.2 Pompalarda Değişken Debi Oluşturma Yöntemleri

- Kesintili Çalıştırma: Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırmak
- Seviye Kontrollü Çalıştırmak: Sistemi bir depodan besleyerek pompayı depo seviyesine göre kesintili çalıştırmak
- Paralel Pompalar: Çalışan pompa sayısını değiştirmek
- Pompa çıkışındaki debi kontrol vanası ile sistem karakteristiğini değiştirerek debiyi ayarlamak
- Bay-Pas: Pompayı devamlı çalıştırarak akışkanın bir bölümünü depoya geri basmak
- Frekans dönüştürücü yardımıyla pompa devir sayısını değiştirmek [35]

Bu yöntemler ilk beşinde enerji sarfiyatı yüksek olmaktadır. Ancak frekans dönüştürücü kullanılarak debi değişiminde pompa elektriksel güç tüketimi %30'a kadar düşmektedir.

Devir hızı kontrollü pompa sistemlerinin başlıca avantajları:

1. Elektrik tasarrufu
2. Tesisat ekipmanlarından tasarruf
3. Pompa ve diğer ekipmanların işletim ömrünün uzaması
4. İşletim ve kullanım konforunun yükselmesi
5. İşletim güvenilirliğinin artması
6. Proje, seçim ve uygulama hatalarının telafi edilmesi
7. Elektrik şebekesinin hatalarının düzeltilmesi
8. Çevre kirliliğinin azaltılmasına katkı
9. Ömür boyu maliyetinin düşük oluşu [35]

### 2.7.3 Soğutma Gruplarında Verim Tanımları

Mekanik sıkıştırırmalı soğutma grupları; hava soğutmalı yoğuşturuculu veya su soğutmalı yoğuşturuculu olarak iki temel tipte yapılmaktadır. Soğutma gruplarında kullanılan kompresörleri pistonlu, vidalı ve santrifüj tiplerde olabilir [36].

Soğutma gruplarında iki tip verim tanımı vardır:

- Tam yükteki verim
- Kısmi yüklerdeki verim

**Tam yükteki verim:** Temelde aynı mantık ile hesaplama yapılan iki tip verim tanımlaması vardır: COP ve EER

**EER (Enerji Etkinlik Oranı):** Enerji verimlilik oranı anlamına gelir. Soğutma ve ısıtma fonksiyonu olan cihazlarda soğutma esnasında soğutma kapasitesinin harcanan enerjiye oranıdır. EER şu şekilde ifade edilebilir [36];

$$EER = \frac{\dot{Q}_s}{P_g} \quad (2.1)$$

$\dot{Q}_s$ : Soğutma kapasitesi (BTU/h)

$P_g$ : Sisteme giren enerji (W)

**STK (Soğutma Tesir Katsayısı):** Performans katsayısı anlamına gelir. Soğutma fonksiyonu olan cihazlarda soğutma esnasında ısıtma kapasitesinin harcanan enerjiye oranıdır. STK(COP) şu şekilde ifade edilebilir;

$$STK = \frac{\dot{Q}_s}{P_g} \quad (2.2)$$

$\dot{Q}_s$ : Isıtma kapasitesi (kW)

$P_g$ : Sisteme giren enerji (kW)

**Kısmi Yükteki Verim:** STK (COP) veya EER sadece tam yükte değil kısmi yüklerde de hesaplanmalıdır. Çünkü soğutma grupları %100 tam yükte çok az bir süre çalışırlar. Bu amaçla soğutma gruplarının %75 , %50 ve %25 kapasitelerdeki performans değerleri hesaplanmıştır [37].

Kısmi yük değerlerinde hesaplanan EER değerlerinin ağırlıklı ortalaması;

Avrupa Eurovent standartlarına göre ESEER (Avrupa Mevsimlik Enerji Etkinlik Oranı); Avrupa Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı olarak adlandırılır. Tablo 2.1’de nasıl hesaplandığı ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



**Tablo 2.1:** Avrupa’da Hava ve Su Soğutmalı Soğutma Gruplarında İşlevsel ESEER Sıcaklıkları ve katsayıları [37]

Kısmi yük oranı	ESEER parametreleri		
	Hava sıcaklığı (°C)	Su sıcaklığı (°C)	Çarpım katsayıları
100	35	30	3 %
75	30	26	33 %
50	25	22	41 %
25	20	18	23 %

ESEER aşağıdaki gibi hesaplanır[37]:

$$\text{ESEER} = \mathbf{A.EER100\%} + \mathbf{B.EER75\%} + \mathbf{C.EER50\%} + \mathbf{D.EER25\%} \quad (2.3)$$

Aşağıda çarpım katsayılarının değerleri verilmiştir[37]:

$$\mathbf{A} = 0,03 ; \mathbf{B} = 0,33 ; \mathbf{C} = 0,41 ; \mathbf{D} = 0,23$$

Eurovent Enerji Verimliliği Sınıflandırması: Eurovent enerji verimliliği sınıflandırmasının amacı, her tip soğutma grupları için en iyi olanlarının seçimini kolaylaştırmaktır. Sınıflandırma herhangi bir Avrupa Direktifi ile ilgili olmayıp, tamamen gönüllülük esasına dayanmaktadır.

Etiketleme kullanılmamaktadır. “Eurovent Sınıf A” veya Eurovent Sınıf B” sınıflandırması mevcut Avrupa Birliği Şartnamelerine göre enerji verimli olarak kabul edilmektedir.

Eurovent sertifikasyonunda sunulan mevcut soğutma gruplarına bağlı olarak aşağıdaki sınıflamalar yapılmıştır:

Amerika ARI standartları göre ise IPLV (Entegre edilmiş Kısmi Yük Değeri) şu şekilde hesaplanır [38]:

$$\text{IPLV (veya NPLV)} = 0,01\mathbf{A}+0,42\mathbf{B}+0,45\mathbf{C}+0,12\mathbf{D} \quad (2.4)$$

Burada:

A = COP veya EER, 100% Yükte

B = COP veya EER, 75% Yükte

C = COP veya EER, 50% Yükte

D = COP veya EER, 25% Yükte

**Tablo 2.2:** Eurovent'e Göre Su Soğutma Gruplarının Sınıflandırılması[39]

Soğutma Modu						
EER Sınıfı	Hava soğutmalı	Hava soğutmalı (kanallı)	Hava soğutmalı (Döşeme)	Su soğutmalı	Su soğutmalı (Döşeme)	Ayrık kondenserli
A	$\geq 3.1$	$\geq 2.7$	$\geq 3.8$	$\geq 5.05$	$\geq 5.1$	$\geq 3.55$
B	2.9 - 3.1	2.5 - 2.7	3.65 - 3.8	4.65 - 5.05	4.9 - 5.1	3.4 - 3.55
C	2.7 - 2.9	2.3 - 2.5	3.5 - 3.65	4.25 - 4.65	4.7 - 4.9	3.25 - 3.4
D	2.5 - 2.7	2.1 - 2.3	3.35 - 3.5	3.85 - 4.25	4.5 - 4.7	3.1 - 3.25
E	2.3 - 2.5	1.9 - 2.1	3.2 - 3.35	3.45 - 3.85	4.3 - 4.5	2.95 - 3.1
F	2.1 - 2.3	1.7 - 1.9	3.05 - 3.2	3.05 - 3.45	4.1 - 4.3	2.8 - 2.95
G	$< 2.1$	$< 1.7$	$< 3.05$	$< 3.05$	$< 4.1$	$< 2.8$

#### 2.7.4 Soğutma Gruplarında Enerji Tasarrufu Yöntemleri

- Paralel bağlı su soğutma gruplarında her devre için ayrı ayrı dolaşım pompası kullanılmamalı, pompa grubu ana hatta bağlanarak hepsine hitap edebilmelidir.
- Su sıcaklıkları  $+7^{\circ}\text{C}$  yerine  $+5^{\circ}\text{C}$ 'ye ayarlanmalıdır.
- Su giriş-çıkış sıcaklık farkları  $\Delta T=4^{\circ}\text{C}$  yerine  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  alınmalıdır.
- Paralel devreler yerine soğutma gruplarını seri bağlayarak daha soğuk su elde edebiliriz.
- Ana makine olarak daha yüksek verimli grubu kullanın.
- Çok büyük yüklerin bulunduğu ve gece çoklu elektrik tarifesi olan yerlerde buz depolamalı sistemler kullanılabilir.
- Endüstriyel tesislerde kış aylarında, sıcaklığın düştüğü bahar aylarındaki gecelerde kuru tip soğutucular kullanılabilir.
- Kondenser yoğunlaşma sıcaklıklarını düşük tutmak.
- Isı transfer yüzeylerini temiz, fanları bakımlı tutmak.
- Otomatik kondenser temizliği sistemi kurmak.
- ON-OFF çalışma yerine devir hızını yüke göre ayarlayan sürücüler kullanmak [40].

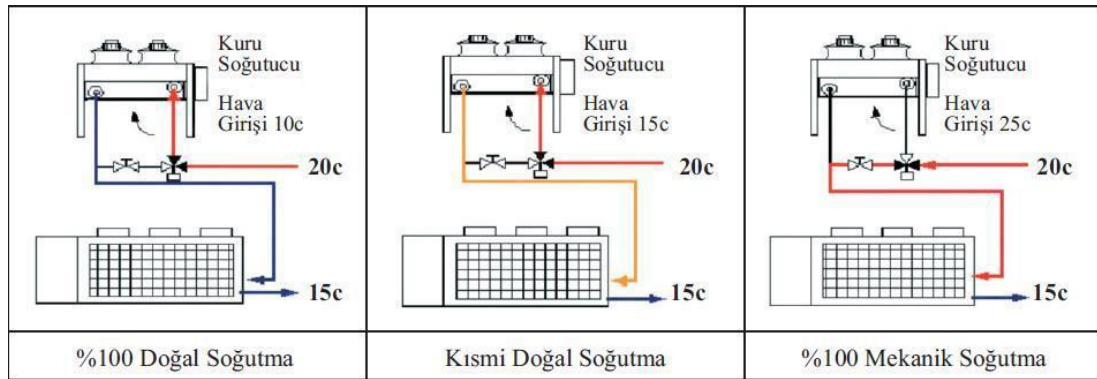
#### 2.7.5 Kuru Tip Soğutucu Kullanımı (Free Cooling)

Sulu sistem soğutma uygulamaları için doğal soğutma, merkezi bir soğutma grubundan sağlanan soğuk su üretiminin maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsamaktadır. Soğutma suyu ihtiyacı olan sistemlerde uygulanan doğal soğutma, ortamın düşük hava sıcaklığından faydalanarak soğuk su üretici grubun (chiller) kompresörünün çalışması olmaksızın ya da kısmen çalıştırılarak soğutma suyu elde edilmesidir [41].

Plastik, kimya, enerji vb. sektörlerdeki proses su soğutma tesisleri ve iklimlendirme sistemleri için ideal çözümdürler ve kullanım alanları oldukça yaygındır. Temel mantık sistemdeki dönüş suyu yükünün bir fanlı eşanjör sistemi yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar (vantilatörler) ile emilen havanın kanatlar (lameller) arasından geçerken boru içindeki akışkanı soğutması esasına göre çalışırlar[41].

Kuru soğutucularda elde edilen su sıcaklığı ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır ve bu nedenle de kuru soğutucu olarak anılırlar. Kuru soğutucular ile kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5°C üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir. Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyuna ihtiyaç duyulan durumlarda ıslak-kuru soğutucular kullanılır[41].

Kuru soğutucular entegre doğal soğutma bataryalı sistemler ile aynı mantıkta çalışmaktadır. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında doğal soğutma işleminden faydalanılmak isteniyorsa kuru soğutucu sistemler bu durum için idealdir. Yani kuru soğutucular bir soğutma grubu ile birlikte Şekil 2.8’te gösterildiği gibi kullanılabilir gibi ayrıca soğutma suyu sıcaklıklarına bağlı olarak tek başına da kullanılabilirler[42].



**Şekil 2.8:** Soğutma grubu ile kuru soğutucu kullanımı şematik gösterimi [42]

### ***Kuru Soğutucuların Avantajları[42];***

- Soğutma kulelerine alternatif çözümdürler.
- Sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz, sürekli su ekleme gerekmez, kullanım suyu maliyetini düşürür.
- Kapalı devre çalışma sistemi sayesinde soğutma devresinde kirlenme olmaz.
- Düşük bakım-işletme maliyetine sahiptirler.
- Otomatik kontrol ile hassas kontrol imkânına sahiptirler.
- Daha az yerleştirme hacmi gerektirirler.
- Doğal soğutma ile enerji tasarrufu sağlarlar, çevre dostudurlar.
- Verimlilikleri yüksek, ses seviyeleri düşük fanlar ile enerji tasarrufu sağlar ve gürültü kirliliğini engellerler.
- Legionella bakterisi oluşum riski yoktur.

### **2.7.6 Kuru ve Islak-Kuru Soğutucuların Tasarım ve Performans Kriterleri**

Bir kuru soğutucunun ihtiyaç duyulan performansı gösterebilmesi için dikkat edilmesi gereken tasarım kriterleri vardır. Diğer bir bakış açısından ele alınırsa, bazı noktalar belirlenmeden verilen soğutma kapasitesi bilgisi anlamlı değildir[43].

Doğal soğutma sistemlerinde kullanılan kuru soğutucuların tasarım ve seçimi için gerekli veriler ünitenin boyutları, ortam giriş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, proses su giriş ve çıkış sıcaklıkları, su debisi, su tarafı basınç kaybı istenen değeri, glikol oranı ve istenen soğutma kapasitesi değerleridir[44].

Kış aylarında kuru soğutucularda donma riskine karşı önlem alınmalıdır. Aksi takdirde, iç akışkanın donması sonucu borularda oluşacak tahribatın onarılması neredeyse imkânsızdır (onarım yapılabilirse bile, getireceği ek maliyetin yanında, kuru soğutucunun performansının düşmesi de söz konusudur). Donma riskine karşı genel olarak uygulanan önlem, sistemin kullanım dışı bırakıldığı soğuk havalarda kuru soğutucu içindeki suyun boşaltılmasıdır. Bununla birlikte, borulama yapısından dolayı kuru soğutucu içindeki suyun tam olarak boşaltılması mümkün olmadığından, soğutma suyuna yeterli oranda antifriz (etilen-glikol) katılması gereklidir. Bu işlem ülkemizde sıklıkla meydana gelen plansız elektrik kesintilerinden dolayı yaşanabilecek donma olaylarını önlemek için de gerekli bir durumdur [45].

Sistemin soğutma suyu ihtiyacında %100 su kullanılabileceği gibi, eksi dış ortam sıcaklığı altında çalışan sistemlerde donmayı önlemek için glikol-su karışımı (salamuralı) suyun kullanılması gerekmektedir. Örneğin, hacmen %20 etilen-glikollü bir karışım yaklaşık  $-8^{\circ}\text{C}$  'ye, %30 etilen-glikollü bir karışım ise yaklaşık  $-16^{\circ}\text{C}$  'ye kadar koruma sağlar [45].

Glikol-su karışımı sistemin kullanımı durumunda, soğutucu bataryada donmayı önlemek için kullanılan glikol-su karışımının kapasitesinin %100 su kullanılan sistemlere göre çok daha düşük olduğu ve bu nedenle de daha büyük ısı transfer alanına, dolayısıyla daha büyük (maliyeti daha yüksek) bir soğutucu chillere gereksinim olduğu unutulmamalıdır. Glikol kullanılmayan kuru soğutuculu sistemlerde donmanın olmaması için suyun sirküle edilmediği durumlarda kendiliğinden drenaj edileceği sistemler geliştirilmiştir [46].

Enerji oranı (R), ürün standart kapasitesinin fan motorlarının toplam enerji tüketimine bölünmesi ile elde edilirse; kuru soğutucularda enerji verimliliği EUROVENT Rating Standard (For Forced Convection Air Cooled Liquid Coolers - Dry Coolers) 7/C/003-2010 standardına göre aşağıdaki Tablo 2.3'te verilen değer aralıkları için hesaplanabilir[47].

**Tablo 2.3:** Kuru soğutucularda enerji verimlilik sınıfı [47]

Sınıf	Enerji Sarfiyatı	Enerji Oranı 'R'
A	En Düşük	$R \geq 110$
B	Çok Düşük	$70 \leq R < 110$
C	Düşük	$45 \leq R < 70$
D	Orta	$30 \leq R < 45$
E	Yüksek	$R < 30$

Kuru ve ıslak-kuru soğutucu seçiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta da, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Ancak, hava sıcaklığının daha düşük olduğu zamanlarda, istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır. Otomatik kontrol ile birlikte çift devirli fanların, hız kontrol cihazlarının ve elektronik kontrollü (EC) fanların kullanılması sisteme ek enerji tasarrufu kazandıracaktır[47].

Değişken debide hava sağlanması için en pratik yol, çift devirli fan kullanımudur. En yüksek çalışma devrinin 3/4'ü gibi bir ikinci hızda da çalışabilen bu fanlar sayesinde, hava giriş sıcaklığının tasarım sıcaklığının çok altına düştüğü zamanlarda önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir[48].

Örneğin, 870 kW'lık 4 fanlı bir kuru soğutucu, ortam sıcaklığı 33°C'tan 20°C'a düştüğünde fan devri düşürülerek çalıştırılabilir. Bu durumda fan başına 0.75 kW az güç harcanır ki bu da % 40'a yakın tasarruf demektir. Örnekte kullanılan 800 mm çaplı fanın her iki devirde harcadığı güç ve daha düşük devirlerde kullanılacak diğer bir fana ait veriler Tablo 2.4' te verilmiştir[48].

**Tablo 2.4:** 800 mm çaplı fanın hıza bağlı harcadığı güç [48]

<b>Fan Devri (d/d)</b>	<b>Harcanan Güç (kW)</b>
880	2,00
660	1,25
440	0,37
330	0,20

Tek devirli fanlarda da, çift devirli fanlarda da kullanılabilen kontrol üniteleri ile de hava debileri ihtiyaca göre değiştirilebilir. Fan devirleri üzerinde hassas kontrol gerekmeyen yerlerde, fanların sırayla devreye girdiği ve devreden çıktığı step kontrol sistemleri uygulanır. Fanların hangi sırayla çalışacakları kullanıcı tarafından tariflenebilmektedir; fan çalışma sürelerinin dengeli dağıtıldığı alternatifler de vardır. Step kontrol üniteleri fanın sadece açık ya da kapalı olması esasına göre çalıştığı için, fan devrinin kontrol edildiği sistemlerden daha ucuza mal edilebilmektedir. Bu nedenle, çok sayıda fanın bulunduğu ve hassas kontrol gerektirmeyen sistemlerde genellikle bu yöntem tercih edilir[48].

### **2.7.7 Geri Ödeme Süresi Hesabı**

Yatırım giderlerinin peşin ödendiği kabul edilir ise; işletmeden kazanç beklenmeden ve ekonomik gelişmeler doğrultusunda, bu borcun en kısa zaman da ödenebilmesi için ne kadar zaman gerektiği mukayeseye esas teşkil eder. Yapılan geri ödeme süresi hesaplarında aşağıda ki formül kullanılmıştır [49].

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{\text{Net Yıllık Getiri}}{\text{Yenileme Masrafları}} \quad (2.5)$$



Belirli iller için hazırlanan senaryoda %100 mekanik soğutma yapıldığı zaman 18/14 sıcaklık aralıklarında soğutma grupları tam yükte çalışmaktadır ve bu sıcaklık aralıkları için kısmi soğutma uygun değildir. Bu çalışma durumları Tablo 2.5'te gösterilmiştir.

**Tablo 2.5:** Çalışma senaryoları için güç hesapları[49]

Sıcaklık Aralığı	-18 /-15	-15 /-12	-12 /-9	-9 /-6	-6 /-3	-3/0	0/3	3/9						9/12	12/15			15/18
								4	5	6	7	8	9		13	14	15	
<b>%100 MEKANİK SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI</b>																		
Soğutma Grubu Gücü (kW)	61.20							61.20						65.20	65.20	69.20		
<b>KİSMİ SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI</b>																		
Soğutma Grubu Gücü (kW)	-							20.76						41.52	55.36	-		
<b>KİSMİ VE %100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI</b>																		
Fan Gücü (kW)	0.72	0.72	0.72	0.72	1.08	1.08	1.44	1.80	1.80						1.80	1.80	-	
<b>KİSMİ VE %100 DOĞAL SOĞUTMA İÇİN TOPLAM GÜÇ HESABI</b>																		
Toplam Güç	0.72	0.72	0.72	0.72	1.08	1.08	1.44	1.80	22.56						43.52	57.16	-	

Kısmi soğutma durumunda chillerin harcayacağı güç ve kuru soğutucunun harcayacağı güç ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu durum için toplam güç değeri %100 mekanik soğutma da harcanacak güç değerinden daha düşük olduğu görülmektedir. Kısmi ve %100 doğal soğutma gölgesinde kuru soğutucunun harcadığı güç sadece fan gücüdür ve dış hava sıcaklığı düştükçe fanlar kademeli olarak kapanmaktadır. Bunun yanı sıra kış aylarında rüzgârın fazla olduğu günlerde fanların tümü devrede olmasa dahi rüzgâr etkisi ile hareket ederek soğutmaya etki ettiği görülmüştür [49].

Tüm ısıtma ve soğutma işlevini yerine getiren cihazlar belirli bir oranda elektrik enerjisi harcamaktadır. İşte bu noktada cihazın ne kadar verimli olduğunu anlamak için performans katsayısı anlamına gelen COP değerine ve elektrik verimliliği anlamına gelen EER değerlerine bakmak gerekir. EER değeri, soğutma kapasitesinin (kW), soğutmada harcadığı elektrik enerjisine (kW) bölümü ile bulunmaktadır [49].

Soğutma bölgeleri ve sıcaklık aralıkları ışığında, kuru soğutucu ve soğutma grubu kapasite, güç, verim ve yük paylaşım oranları Tablo 2.6’da görülmektedir. Yine Tablo 2.6’da senaryo ve sıcaklık aralıklarına göre kuru soğutucu ve chillerin toplam soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde çalışması durumunda harcayacağı güç değerleri ve kapasite oranları gösterilmektedir. Kısmi soğutma bölgesinde ki değerler firma seçim programlarına dış hava sıcaklıkları girilerek alınmıştır[49].

**Tablo 2.6:** Kuru soğutucu ve soğutma grubu kapasite, güç, verim ve yük paylaşım oranları [49]

Çalışma Bölgesi	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Kuru Soğutucu Kapasitesi (kW)	Kuru Soğutucu Gücü (kW)	Kuru Soğ. Kapasitesi/ Gücü Oranı (EER)	Kuru Soğutucu Yüğü (%)	Chiller Kapasitesi (kW)	Chiller Gücü (kW)	Chiller Kapasitesi/Gücü Oranı	Chiller Yüğü (%)	Kuru Soğ. + Chiller Güç (kW)	Sistem Soğutma Kapasitesi (kW)
%100 Mekanik Soğutma	14/18	0	0.00	0.0	0.0%	132	69	1.9	100%	69.20	132
Kısmi Soğutma	13	26.9	1.80	30.1	19.5%	106	55	1.9	80%	57.16	132.5
	10/12	54.1	1.80	53.1	39.3%	79	42	1.9	60%	43.32	133.3
	6/9	95.5	1.80	76.4	69.4%	40	0	-	0%	22.56	135.1
%100 Doğal Soğutma	3/5	137.6	1.80	95.6	100%	0	0	-	0%	1.80	137.6
	0/3	137.6	1.44	127.4	100%	0	0	-	0%	1.44	137.6
	-3/0	137.6	1.08	127.4	100%	0	0	-	0%	1.08	137.6
	-6/-3	137.6	1.08	191.1	100%	0	0	-	0%	1.08	137.6
	-9/-6	137.6	0.72	191.1	100%	0	0	-	0%	0.72	137.6
	-12/-9	137.6	0.72	191.1	100%	0	0	-	0%	0.72	137.6
	-15/-12	137.6	0.72	191.1	100%	0	0	-	0%	0.72	137.6
	-18/-15	137.6	0.72	191.1	100%	0	0	-	0%	0.72	137.6

Bu şartlar altında meteorolojiden bazı şehirlerin bin değerleri alınmış ve enerji kazancı ile geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar Tablo 2.7’de verilmiştir.

**Tablo 2.7:** Bazı şehirler için enerji kazancı ve geri ödeme süreleri [49]

Şehirler	Enerji Kazancı(%)	Yatırım Dönüşü(Yıl)
Erzurum	79.41	1.1
Van	76.64	1.2
Erzincan	74.73	1.4
Kayseri	73.67	1.3
Eskişehir	73.06	1.3
Ankara	72.25	1.5
Diyarbakır	69.56	1.8
Edirne	68.93	1.7
Balıkesir	63.77	2
Bursa	63.10	2.1
Sakarya	62.05	2.1
Kahramanmaraş	61.83	2.4
Muğla	61.52	2
Kocaeli	61.19	2.2
Denizli	59.91	2.4
Şanlıurfa	59.85	2.7
İstanbul	59.48	2.2
Samsun	57.96	2.3
Trabzon	57.06	2.4
Aydın	52.95	3.4
İzmir	50.25	3.9
Antalya	47.57	4.4
Adana	46.11	5.3
Mersin	41.94	7.3
İskenderun	36.21	12.5

## **2.8 Enerji Bakanlığının Verimlilik Çalışmaları ve Yönetmelikler [50]**

### **2.8.1 Amaç ve Kapsam**

Enerji verimliliği yönetmeliğinin amacı; enerjinin etkin kullanılması, enerji israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasına ilişkin usul ve esasları düzenlemektir.

Bu yönetmelik enerji verimliliğine yönelik hizmetler ile çalışmaların yönlendirilmesi ve yaygınlaştırılmasında üniversitelerin, meslek odalarının ve enerji verimliliği danışmanlık şirketlerinin yetkilendirilmesine, enerji yönetimi uygulamalarına, enerji yöneticileri ile enerji yönetim birimlerinin görev ve sorumluluklarına, enerji verimliliği ile ilgili eğitim ve sertifikalandırma faaliyetlerine, enerji etütleri ve verimlilik artırıcı projelere, endüstriyel işletmelerde verimlilik artırıcı projelerin desteklenmesine ve gönüllü anlaşmalara, talep tarafı yönetimine, elektrik enerjisi üretiminde, iletiminde, dağıtımında ve tüketiminde enerji verimliliğinin artırılmasına, termik santrallerin atık ısılarından yararlanılmasına, açık alan aydınlatmalarına, biyoyakıt ve hidrojen gibi alternatif yakıt kullanımının özendirilmesine ve idari yaptırımlara ilişkin usul ve esasları kapsar.

### **2.8.2 Enerji Yönetimi [50]**

Enerji yönetimi kapsamında enerji yöneticileri veya enerji yönetim birimleri aşağıdaki faaliyetleri yürütür:

- a) Tüketim alışkanlıklarının iyileştirilmesine ve ısrafın önlenmesine yönelik önlemleri ve prosedürleri belirlemek, tanıtımını yapmak ve gerektiğinde eğitim programları düzenlemek,
- b) Enerji tüketen sistemler, süreçler veya ekipmanlar üzerinde yapılabilecek tadilatları belirlemek ve uygulanmasını koordine etmek,
- c) Enerji etüdülerinin ve VAP'ların hazırlanması ve uygulanması ile ilgili pazar araştırmaları yapmak, anlaşmaları hazırlamak ve uygulamayı kontrol etmek,
- ç) Enerji tüketen ekipmanların verimliliklerini izlemek, bakım ve kalibrasyonlarının zamanında yapılmasını koordine etmek,
- d) Enerji ihtiyaçlarının ve verimlilik artırıcı uygulamaların plânlarını, bütçe ihtiyaçlarını, fayda ve maliyet analizlerini hazırlamak ve üst yönetime sunmak,
- e) Enerji tüketimini ve maliyetleri izlemek, değerlendirmek ve periyodik raporlar üretmek,
- f) Enerji tüketimlerini izlemek için ihtiyaç duyulan sayaç ve ölçüm cihazlarının temin edilmesini ve montajını sağlamak üzere girişimlerde bulunmak,
- g) Endüstriyel işletmelerde özgül enerji tüketimini, mal üretimi ile enerji tüketimi ilişkisini, enerji maliyetlerini, işletmenin enerji yoğunluğunu izlemek ve bunları iyileştirici öneriler hazırlamak,
- ğ) Enerji kompozisyonunun değiştirilmesi ve alternatif yakıt kullanımı ile ilgili imkânları araştırmak, çevrenin korunmasına, emisyonların azaltılmasına ve sınır değerlerin aşılmamasına yönelik önlemleri hazırlayarak bunların uygulamasını koordine etmek,
- h) Enerji ikmal kesintisi durumunda uygulanmak üzere ve Genel Müdürlük tarafından istenmesi halinde petrol ve doğal gaz kullanımını azaltmak amacıyla alternatif planlar hazırlamak.

### **2.8.3 Enerji Yöneticisi Görevlendirilmesi ve Enerji Yönetim Birimi Kurulması**

1.Yıllık toplam enerji tüketimi bin TEP ve üzeri olan endüstriyel işletmeler çalışanları arasından enerji yöneticisi görevlendirir.

2.Toplam inşaat alanı en az yirmibin metrekare veya yıllık toplam enerji tüketimi beşyüz TEP ve üzeri olan ticarî binaların ve hizmet binalarının yönetimleri ile toplam inşaat alanı en az onbin metrekare veya yıllık toplam enerji tüketimi ikiyüzelli TEP ve üzeri olan kamu kesimi binalarının yönetimleri, yönetimlerin bulunmadığı hallerde bina sahipleri enerji yöneticisi görevlendirir veya şirketlerden veya enerji yöneticilerinden hizmet alır.

3.Endüstriyel işletmelerde mühendislik, organize sanayi bölgelerinde makina, elektrik veya elektrikelektronik mühendisliği, binalarda ise makina, elektrik veya elektrik-elektronik mühendisliği veya teknik eğitim fakültelerinin makina veya elektrik bölümlerinde lisans eğitimi görmüş kişiler arasından enerji yöneticisi görevlendirilir. Bina sahipleri veya yönetimleri şirketlerden veya enerji yöneticilerinden hizmet alabilir. Kamu kesimi dışında kalan endüstriyel işletmelerde ve binalarda görevlendirilen veya hizmet alınan enerji yöneticilerinden mühendislik alanında lisans eğitimi almış olanlarda Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliğine bağlı ilgili Mühendis Odasına kayıtlı olması şartı aranır.

#### **2.8.4 Enerji Verimliliğini Arttırıcı Önlemler [50]**

Mevcut tesislerin işletilmesinde, yeni tesislerin kurulmasında, kapasite arttırımı ve modernizasyon çalışmalarında, enerji yöneticilerinin bu Yönetmelik kapsamındaki görevlerinin yerine getirilmesinde, enerji etüdlerinde ve VAP'larda aşağıdaki önlemler öncelikle dikkate alınır.

a) Yakma sistemlerinde yanma kontrolü ve optimizasyonu ile yakıtların verimli yakılması,

b) Isıtma, soğutma, iklimlendirme ve ısı transferinde en yüksek verimin elde edilmesi,

c) Sıcak ve soğuk yüzeylerde ısı yalıtımının standartlara uygun olarak yapılması, ısı üreten, dağıtan ve kullanan tüm ünitelerin yalıtılarak istenmeyen ısı kayıplarının veya kazançlarının en aza indirilmesi,

ç) Atık ısı geri kazanımı,

- d) Isının işe dönüştürülmesinde verimliliğin arttırılması,
- e) Elektrik tüketiminde kayıpların önlenmesi,
- f) Elektrik enerjisinin mekanik enerjiye veya ısıya dönüşümünde verimliliğin arttırılması,
- g) Otomatik kontrol uygulamaları ile insan faktörünün en aza indirilmesi,
- ğ) Kesintisiz enerji arzı sağlayacak girdilerin seçimine dikkat edilmesi,
- h) Makinaların enerji verimliliği yüksek olan teknolojiler arasından, standardizasyon ve kalite güvenlik sisteminin gereklerine dikkat edilerek seçilmesi,
- ı) İstenmeyen ısı kayıpları veya ısı kazançları en alt düzeyde olacak şekilde projelendirilmesi ve uygulamanın projeye uygun olarak gerçekleştirilmesinin sağlanması,
- i) İnşaa ve montaj aşamasında enerji verimliliği ile ilgili ölçüm cihazlarının temin ve monte edilmesi,
- j) Yenilenebilir enerji, ısı pompası ve kojenerasyon uygulamalarının analiz edilmesi,
- k) Aydınlatmada yüksek verimli armatür ve lâmbaların, elektronik balastların, aydınlatma kontrol sistemlerinin kullanılması ve gün ışığından daha fazla yararlanılması,
- l) Enerji tüketen veya dönüştüren ekipmanlar için ilgili mevzuat kapsamında tanımlanan asgarî verimlilik kriterlerinin sağlanması,
- m) Camlamada düşük yayınlı ısı kontrol kaplamalı çift cam sistemlerinin kullanılması.

### **2.8.5 Kamu Kesiminde Enerji Verimliliği Önlemleri**

Kamu kesimine ait binalarda ısı enerjisi kullanımı ile ilgili olarak aşağıdaki tedbirler alınır:

- a. Isıtma sezonundaki iç ortam sıcaklıkları 22°C'nin üzerine çıkmayacak şekilde ayarlanır.

b. Yeni alımlarda etiket sınıfı en az A olan klimalar arasında seçim yapılır. Soğutma sistemi ve klimalar dış ortam sıcaklığı 30°C'nin altında iken soğutma amaçlı çalıştırılmaz ve iç ortam sıcaklığı 24°C'ın altına inmeyecek şekilde ayarlanır.

c. Radyatör arkalarına alüminyum folyo kaplı ısı yalıtım levhaları yerleştirilir; ısı akışını engellemek için radyatörlerin önleri ve üzerleri açık tutulur.

ç. Pencerelerden hava sızıntılarını önlemek için pencere contası kullanılır.

d. Tamamı kamu kesimi tarafından kullanılan binaların ana girişlerinde döner kapı veya çift kapı kullanılır. Çift kapıların biri kapanmadan diğerinin açılmaması sağlanır.

e. Her ısıtma sezonu öncesinde ısıtma sistemlerinin bakım ve kontrolü baca gazı ölçümlerine dayalı brülör ayarlarını da kapsayacak şekilde yapılır veya yaptırılır [50].



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

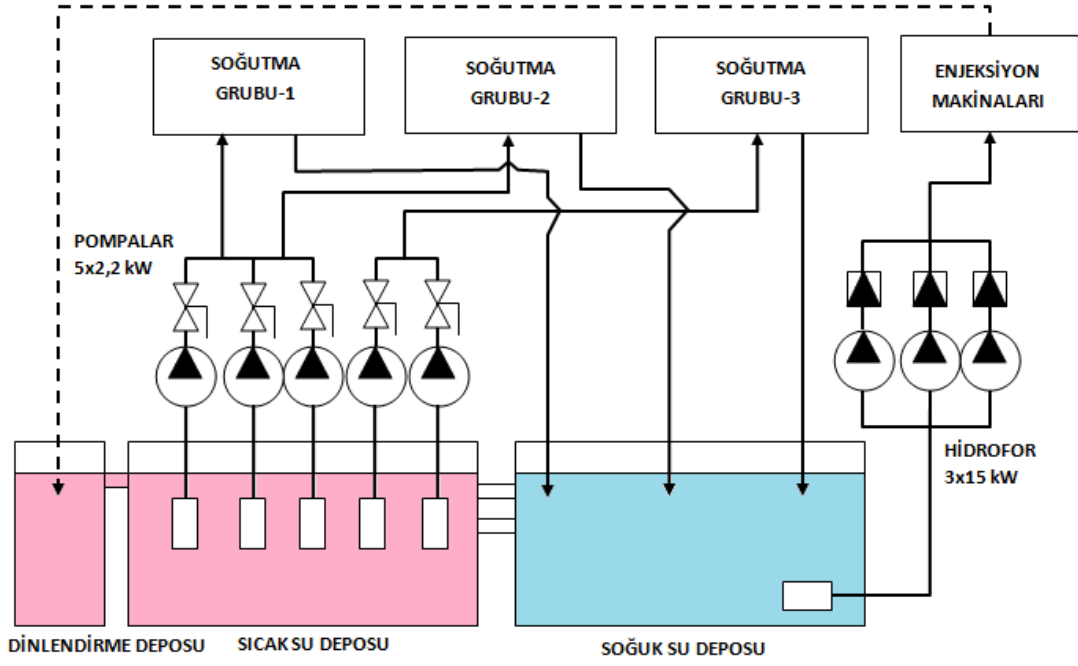
#### 3.1 Materyal

Firma 1982 yılında Şişecam adı altında kurulmuş olup 2002 yılından itibaren Windoline adı altında kapı ve pencere profilleri üretimine başlamıştır. Balıkesir organize sanayi bölgesinde hizmet veren firma hem yurt içi hemde yurt dışına hizmet vermektedir. 7 enjeksiyon kalıbının (Şekil 3.1) bulunduğu Windoline yıllık 10000 ton üretim kapasitesi ile üç vardiya olarak 24 saat kesintisiz üretim yapmaktadır.



**Şekil 3.1:** Enjeksiyon makinaları

Çalışma PVC profil üretim fabrikasının plastik enjeksiyon kalıplarının soğutma sistemi üzerinde yapılmıştır. İlk olarak mevcut sistem (Şekil 3.2) incelenmiş ve enerji etüdları yapılmıştır.



**Şekil 3.2:** Fabrikadaki eski su soğutma tesisatı

Firmada bulunan 3 adet soğutma grubu (Şekil 3.3) soğutma ihtiyacına göre manuel olarak kontrol edilmekte olup, su çıkış sıcaklığına bağlı olarak kapasite ayarlaması otomatik yapılmaktadır.



**Şekil 3.3:** Soğutma Grupları

Tablo 3.1’de soğutma gruplarının modelleri, kapasiteleri ve kompresör güçleri verilmiştir.

**Tablo 3.1:** Soğutma Grupları Kapasiteleri

	Soğutma Grubu	Soğutma Yüğü	Komp. Gücü
1	WRAT/HT 0802	189 kW	62 kWh
2	WRAT/BO 0505	117 kW	40 kWh
3	NECS-ST/HT 0802	209 kW	68 kWh
	Toplam	515 kW	170 kWh

Şekil 3.4’te enjeksiyon kalıplarından dönen sıcak suyu, soğutma gruplarına basan 5 adet 2.2 kW’lık pompalar verilmiştir.



**Şekil 3.4:** Soğutma Gruplarına Su Basan Pompalar (5 . 2.2kW)

Şekil 3.5'teki 3 adet 15kW'lık pompalar soğutma gruplarından gelen suyun enjeksiyon kalıplarına gönderilmesini sağlamaktadır.



**Şekil 3.5:** Kalıplara Su Basan Pompalar (3 . 15kW)

***Mevcut sistemin verileri;***

- Su besleme sıcaklığı:12°C
- Su dönüş sıcaklığı:16-25°C
- Kurulu soğutma yükü:515 kW
- Kompresör güçleri:170 kW
- Toplam pompa gücü:  $5 \times 2.2 + 3 \times 15 = 56$  kW
- Sisteme su basan pompa basma yüksekliği:60-80 mSS

### ***Sistemin Yıllık Enerji Tüketimi;***

Tablo 3.2’de temmuz-ağustos dönemi boyunca 60 günlük periyotta tam kapasite çalışan soğutma gruplarının kompresör güçlerine bağlı olarak tüketim değerleri verilmiştir.

**Tablo 3.2:** Yaz dönemi boyunca soğutma gruplarının tüketim değerleri

Chiller No	Soğutma Grubu Gücü	Çalışma Süresi(Gün)	Kapasite	Tüketim
1	62 kWh	60	% 100	89280 kWh
2	40 kWh	60	% 100	57600 kWh
3	68 kWh	60	% 100	97920 kWh
<b>Toplam</b>				<b>244800 kWh</b>

Tablo 3.3’de eylül-haziran dönemi boyunca çalıştırılan 2 adet soğutma grubunun kompresör güçlerine bağlı olarak tüketim miktarları gösterilmiştir.

**Tablo 3.3:** Kış ve bahar dönemleri soğutma grupları tüketim değerleri

Chiller No	Soğutma Grubu Gücü	Çalışma Süresi(Gün)	Kapasite	Tüketim
1	62 kWh	300	% 100	446400 kWh
2	40 kWh	300	% 100	288000 kWh
3	68 kWh	0	% 0	0 kWh
<b>Toplam</b>				<b>734400 kWh</b>

Tüm yıl boyunca aralıksız olarak çalıştırılan pompaların tüketim değerleri Tablo 3.4’te verilmiştir. Bu hesaplamalarda firmanın üretime ara verdiği zaman yok denecek kadar az olduğu için gözardı edilmiş ve 365 gün üzerinden hesaplanmıştır.

**Tablo 3.4:** Pompaların Tükettiği Güç

Pompa Gücü	Adedi	Çalışma Süresi(Gün)	Tüketim
15 kW	3	365	394200 kWh
2.2 kw	5	365	96360 kWh
<b>Toplam</b>			<b>490560 kwh</b>

Firmadan alınan çalışma süreleri ve cihazların tüketim değerleri doğrultusunda sistemin toplam tüketimi bulunmuş ve Tablo 3.5'te gösterilmiş, yıllık maliyetler hesaplanmıştır.

**Tablo 3.5:** Sistemin Toplam Tüketimi

Sistem Elemanları	Tüketim
Soğutma Grupları	979200 kWh
Pompalar	490560 kwh
<b>Toplam</b>	<b>1469760 kWh</b>

***Yıllık Maliyet;***

$(1469760 \text{ kWh}) \times (0.3 \text{ ₺/kWh}) = 440928 \text{ ₺}$  olarak hesaplanmıştır.

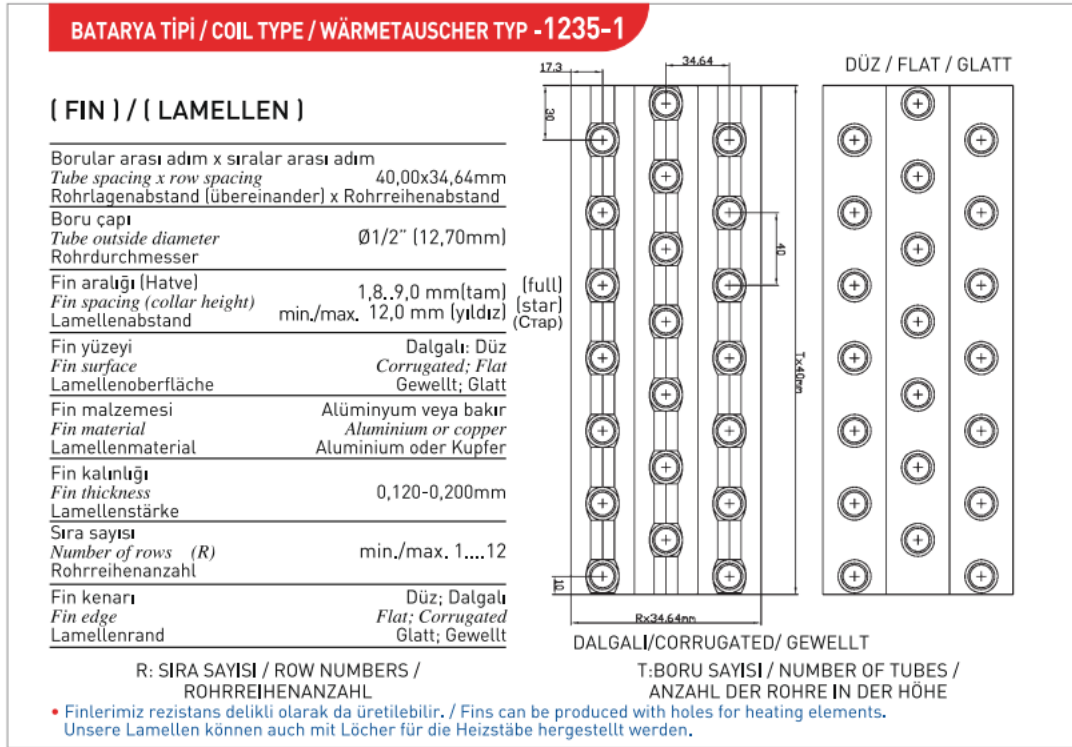
Bu hesaplanan maliyet, firmanın kurulduğu günden bu yana sadece enjeksiyon kalıplarının çalışması için ödemiş olduğu yıllık enerji tutarıdır. Aylık ortalama 65000 ₺ elektrik faturası ödeyen firmada bu sistemlerin dışında PVC hazırlanması içinde dev mikserler bulunmaktadır.

Sistemin ihtiyacı olan soğutma yükü belirlendikten sonra Balıkesir ili için kuru soğutucu kullanımının geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Kapasite belirlenip, bu yükü karşılayacak kuru soğutucu bataryaları KARYER firmasından alınmıştır. Alınan bataryaların teknik özellikleri tablo 3.6’da verilmiştir.

**Tablo 3.6:** Kuru soğutucuların teknik özellikleri

<b>Teknik Özellikler (Özel BD-2x680B421 Dry-Cooler)</b>		
Isı Transfer Alanı	m <sup>2</sup>	1290
Sıvı Debisi	m <sup>3</sup> /h	69.4
Hava Debisi	m <sup>3</sup> /h	136258
Hava Giriş Sıcaklığı	°C	0
Sıvı Giriş Sıcaklığı	°C	18
<b>Geometrik Özellikler</b>		
Adet	Ad.	1
Uzunluk (Dıştan)	mm	5000
Genişlik (Dıştan)	mm	2440
Yükseklik (Dıştan)	mm	1700
Fan Çapı	mm	800
Fan Adedi	ad	8
<b>Sistem Özellikleri</b>		
Sistemin Kurulu Gücü	kW	14.4 (12 adet fan için)
Akım 10m’de Ses Basınç Seviyesi	dB(A)	61
Akım	A	30.4/400V

Şekil 3.6’da tablo 3.6’da teknik özellikleri verilmiş olan bataryaların fin geometrileri verilmiştir. Batarya seçiminde en önemli etken olan fin geometrileri ısı transfer alanının artırılmasında önemli rol oynamaktadır.



**Şekil 3.6:** Cihazların fin geometrileri [51]

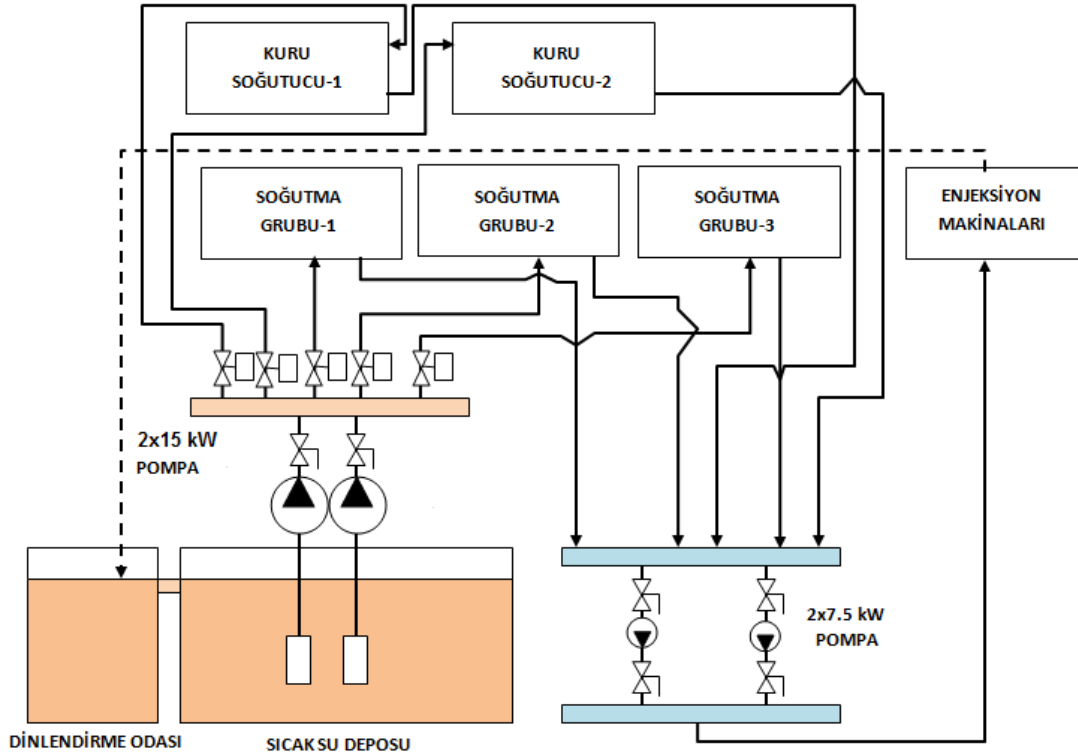
Kuru soğutucuların montajı yapıldıktan sonra sistem çalışması kontrol edilmiş ve analizlerin yapılabilmesi için gerekli cihazlar temin edilmiştir. Şekil 3.7’de kuru soğutucuların montaj sonrası görüntüsü verilmiştir.



**Şekil 3.7:** Kuru soğutucuların görünümü



Şekil 3.8’de kuru soğutucu ve pompa seçimlerinin ardından kurulan yeni sistemin görünümü verilmiş ve sistem için bir çalışma senaryosu hazırlanmıştır.



Şekil 3.8: Yeni Sistem Görünümü

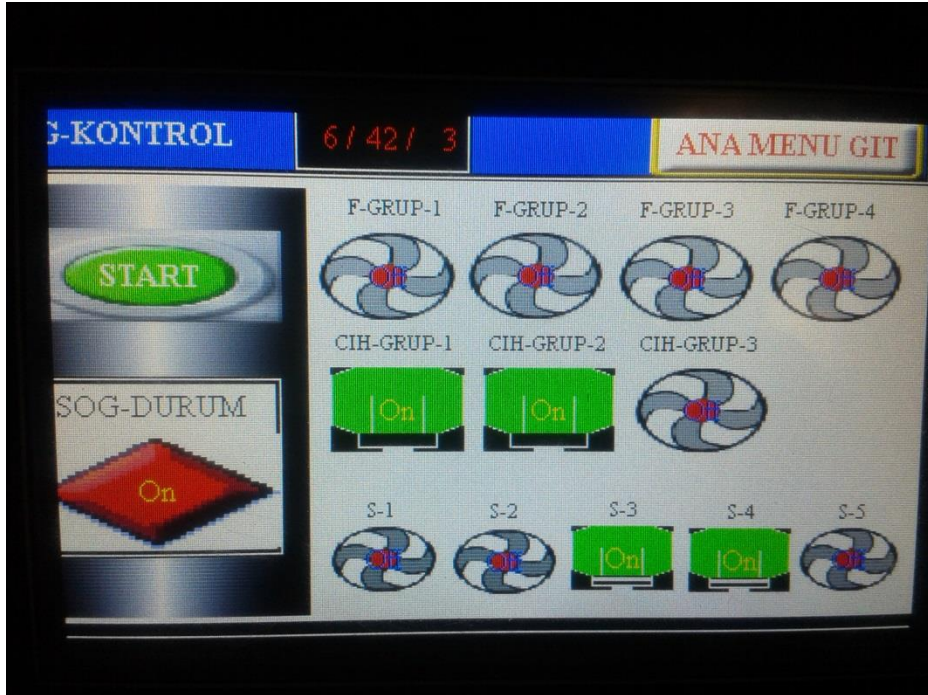
#### *Sistemin çalışma senaryosu;*

1. Kalıpların ihtiyaç duyduğu 10-12 °C aralığında ki soğutma suyunun karşılanabilmesi için chiller grupları ve kuru soğutucular arasında konulan motorlu vanalar ve plc yazılımı sayesinde, hava sıcaklığının 10°C’den az olduğu günlerde chiller gruplarının kapalı konuma gelmesi ve kuru soğutucuların çalışması soğutma ihtiyacını karşılayacaktır.
2. Hava sıcaklığı eşik değerimiz olan 10°C’ye ulaştığında, sistem 10 dakika kadar en son çalışma konumunda bekletilerek sıcaklığın rejime girmesi, sıcaklıktaki ani dalgalanmalar karşısında kuru soğutucuların ve chiller gruplarının sistemden kopmaması amaçlanmıştır.

3. 16 adet 1.2kW fan gücüne sahip kuru soğutucular besleme suyu sıcaklığının durumuna göre sıra ile devreye girecek ve aynı şekilde devreden çıkartılacaktır.
4. Chiller gruplarının da besleme suyu sıcaklığını 10-12°C’de sabit tutabilmesi için kapasite ayarlaması otomatik olarak yapılacak olup, yeterli olması durumunda da gruplardan 1 veya 2’si devreden çıkacaktır.

***Sistem analizleri için;***

Sistemin çalışma senaryosunda da belirtilen PLC yazılım sayesinde hava sıcaklığına bağlı olarak otomatik kontrol vanalarının açılıp kapanması ile kuru soğutucuların devreye girip çıkması hedeflenmiştir. Şekil 3.9’da gösterilen yazılımın ekran görüntüsünde hangi grupların kaç fan ile çalıştığı görülmektedir. Yazılımda meydana gelebilecek arıza gibi durumlarda da yine ekranda görülen start stop tuşları ile sistem kapatılabilir veya mevcut sistemin yükü karşılamaması durumunda fan sayıları artırılabilir.



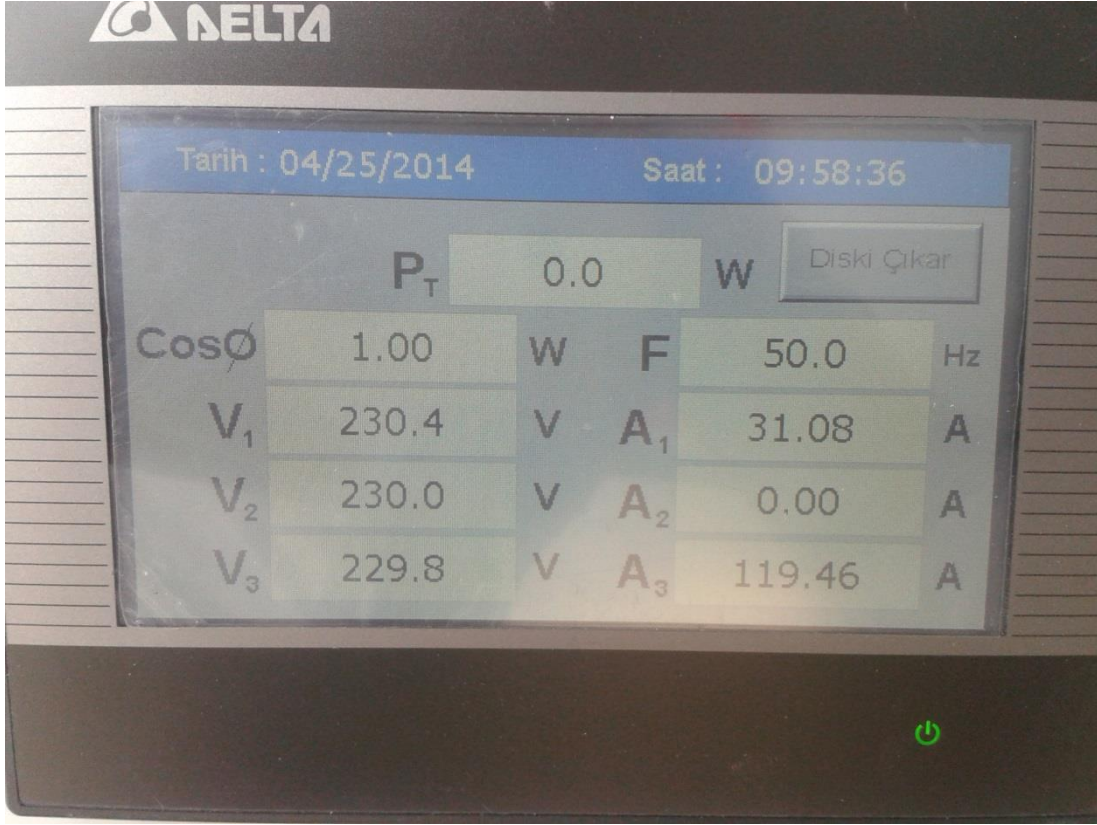
**Şekil 3.9:** PLC yazılımı ekran görüntüsü

Şekil 3.10'da PLC ekran görüntüsünde soğutma grubu ve kuru soğutucu su giriş ve çıkış sıcaklıkları görülmektedir. Gruplardan çıkan sıcaklık değerine göre hava sıcaklığına bağlı olarak kuru soğutucu fan sayısı yada soğutma grubu kapasiteleri PLC yazılımı ile ayarlanmaktadır. Yine bu ekrandan kuru soğutucuların devreye girdiği sıcaklık değiştirilebilmektedir.



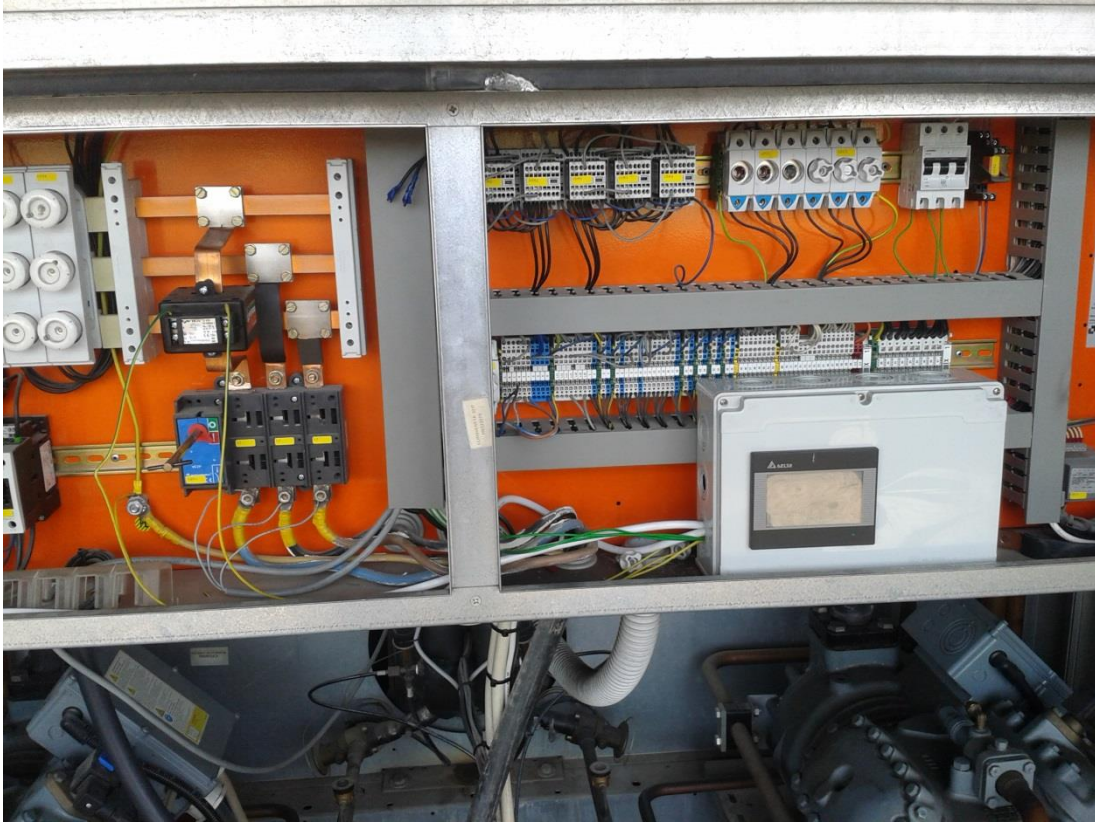
Şekil 3.10: PLC ekran görüntüsü sıcaklık değerleri

Şekil 3.11'de verilen güç analizör cihazı soğutma grubu ve kuru soğutucuların çalıştığı zaman aralıklarını kaydedip, çektiği güç miktarlarını ölçmektedir. Cihaz yine PLC yazılım ile yapılmış olup akım trafoları ile anlık tüketimler hesaplanmaktadır. Bu veriler ile dış hava sıcaklıkları karşılatırılmış ve sistemin istenilen ortam sıcaklıklarında düzgün çalışıp çalışmadığı saptanmaya çalışılmış, su dönüş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma gruplarının kapasite ayarlaması izlenmiştir.



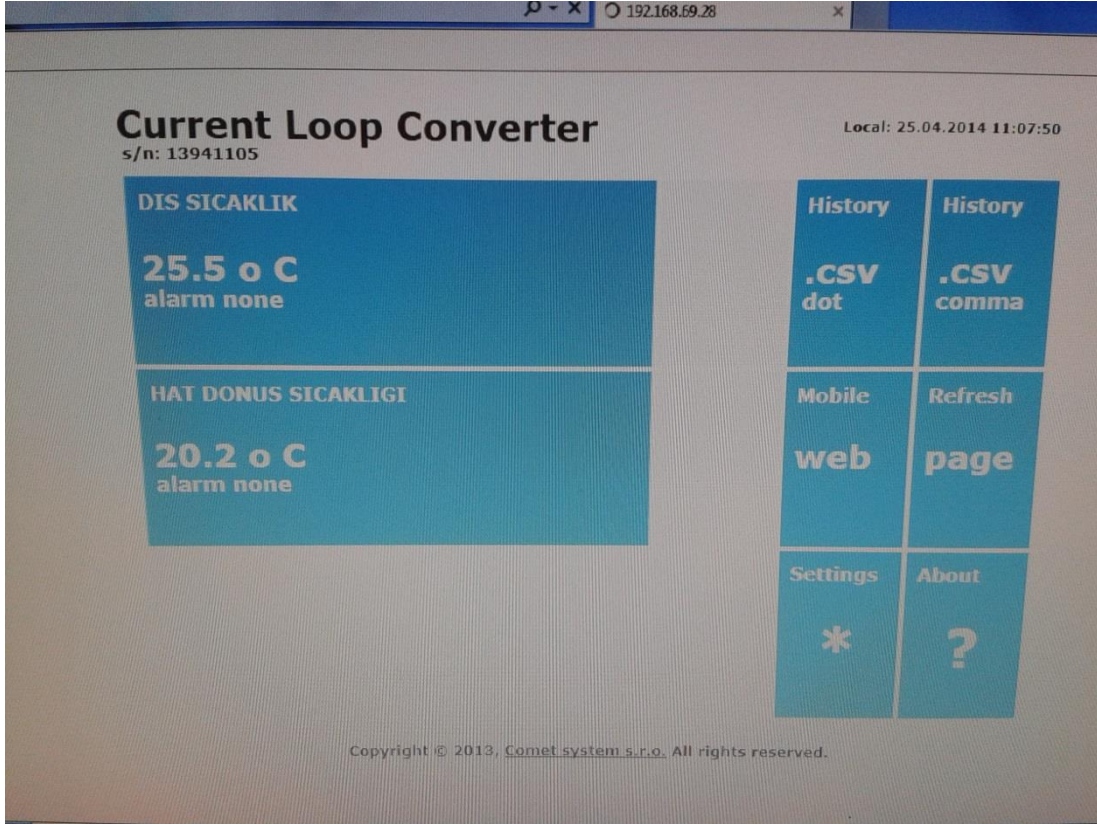
**Şekil 3.11:** Güç analizör ölçüm cihazı

Şekil 3.12’de dış etkenlerden korumak amacı ile soğutma grubu içerisine yerleştirilen güç analizörü bağlantısı gösterilmiştir. Kullanılan 3 adet 200 amperlik akım trafoları 2 soğutma grubu ve kuru soğutuculara bağlanmıştır. 3. Soğutma grubunun devre dışı bırakılması planlandığından bu cihazın ölçümüne gerek duyulmamıştır. Şekil 3.11’de gösterilen  $V_1$  ve  $V_3$  soğutma gruplarının  $V_2$  ise kuru soğutucuların anlık tüketimlerini kaydetmektedir.



**Şekil 3.12:** Güç analizörü bağlantısı ve akım trafosu

Dış hava ve hat dönüş sıcaklığının, sistemin tüketim miktarına etkisinin görülebilmesi için 1 adet COMET dış sıcaklık ölçüm cihazı ve 1 adet boru içi kafa tipi termokupl alınmıştır. Su giriş sıcaklığı 12°C’de sabit tutulduğundan bu noktada ölçüme ihtiyaç duyulmamıştır. Cihaz bilgisayar bağlantılı olup kaydı kendi yazılımı üzerinde yapmaktadır. Aynı zamanda internet bağlantısı ile istenilen yerden sistemin çalışma durumunu takip edebilme imkanı vardır. Şekil 3.13’de cihazın internet ekranında görüntüsü verilmiştir. Dış sıcaklığın 10°C’nin altına düşmesi durumunda alarm ile uyarıp kuru soğutucuların çalışıp çalışmadığının kontrol edilmesini sağlamaktadır. Yine hat dönüş sıcaklığının çok yükselmesi durumunda uyarı verip soğutma grubu kapasitelerinin artırılmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.13: COMET cihaz yazılımı ekran görüntüsü

### 3.2 Yöntem

Öncelikle soğutma gruplarına bağlı su dağıtım sistemi incelenmiştir. Ultrasonik debimetre ile yapılan ölçümlerde, toplam 34 L/s debi,  $\Phi 80$  mm'lik ana besleme hattında 7.127 m/s yüksek su hızları ölçülmüştür. Yine sıcak su toplama havuzundan soğutma gruplarına 5 adet (toplam 11 kW) pompa ile su basılmakta, soğutma gruplarından çıkan soğuk su önce 30 tonluk ikili havuza basılmakta, bu havuzdan 3 adet 15 kW'lık hidrofor ile enjeksiyon hatlarına basılmaktaydı (Şekil 3.2).

Çalışmaya kuru soğutucuların kullanımının tasarruf açısından önemli derecede katkı yapacağı düşünülüp sistemin ihtiyacı olan 10-12°C'de ki soğutma suyunun Balıkesir şartlarında karşılanıp karşılanamayacağını araştırılması ile başlanmıştır.

Meteoroloji raporları doğrultusunda Balıkesir'in son 33 yıllık derece-gün sayıları ortalaması 1858 olup 2011 ve 2012 yıllarının ortalaması 2112.5'dur. Yine 2011-2012 yıllarında dış hava sıcaklığının 15°C'den küçük olduğu gün sayısı 189.5'tur [52-53]. Yine dış sıcaklığın 9°C'den düşük olduğu günlerin sayısı 111'dir [53]. Dolayısıyla Balıkesir'de kış uzun sürdüğü için kuru soğutucu uygulaması çok uygun bir ilimizdir.

Çalışmada ilk olarak şekil 3.14'te verilen enjeksiyon kalıpları boru tesisatındaki lokal ve yerel kayıplar belirlenmiş ve minimize edilip, tam kapasite çalışma durumuna uygun şekilde, tesisat yenilenmiş ve buna uygun pompa seçimleri yapılmıştır. Daha sonra sistem soğutma kapasitesine uygun olarak kuru soğutucu seçimi yapıp PLC yazılımı ile otomatik kontrol sistemi kurulmuştur. Son olarak sistemin tahmin edilen geri ödeme süresini karşılayıp karşılamadığı izlenmiştir.





Su hızları (m/s) [54];

$$Q = V \cdot A \quad (3.3)$$

### ***Sürtünme ve Lokal Kayıplar***

Sürtünme Kaybı [54];

$$H_s = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g} \quad (3.4)$$

Lokal(Basma) Kayıpları [54];

$$H_L = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.5)$$

Sistemin revize edilmesi sırasında benzer sistemlerde olması öngörülen 2-2.5 m/s su hızları baz alınarak tasarlama yapılmış ve boru çapları buna uygun olarak seçilmiştir (Tablo 3.7).

**Tablo 3.7:** Çelik Borularda Standart Boru Çapları ve DN Karşılıkları[55]

<b>Anma Çapı</b>	<b>(mm)</b>	<b>Dış Çap</b>	<b>Cidar Kalınlığı</b>	<b>İç Çap</b>
½''	DN 15	21.3	2.8	15.7
¾''	DN 20	26.9	2.9	21.1
1''	DN 25	33.7	3.4	26.9
1 ¼''	DN 32	42.4	3.6	35.2
1 ½''	DN 40	48.3	3.7	40.9
2''	DN 50	60.3	3.9	52.5
2 ½''	DN 65	73.0	5.2	62.6
3''	DN 80	88.9	5.5	77.9
4''	DN 80	114.3	6	102.3
5''	DN 100	141.0	6.6	127.8
6''	DN 125	168.3	7.1	154.1
8''	DN 150	219.1	8.2	202.8
12''	DN 200	323	9.5	304
16''	DN 300	406	9.5	387
18''	DN 450	470	9.5	451



***Kuru Soğutucu Batarya Hesapları ;***

Sistemin Isıl İhtiyacı [56];

$$Q_{\text{alınan,verilen}} = m \cdot c_p \cdot (T_g - T_c) \quad (3.6)$$

Debi [56];

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.7)$$

Hava hızı (m/s) [56];

$$Q = V \cdot A \quad (3.8)$$

Reynold [56];

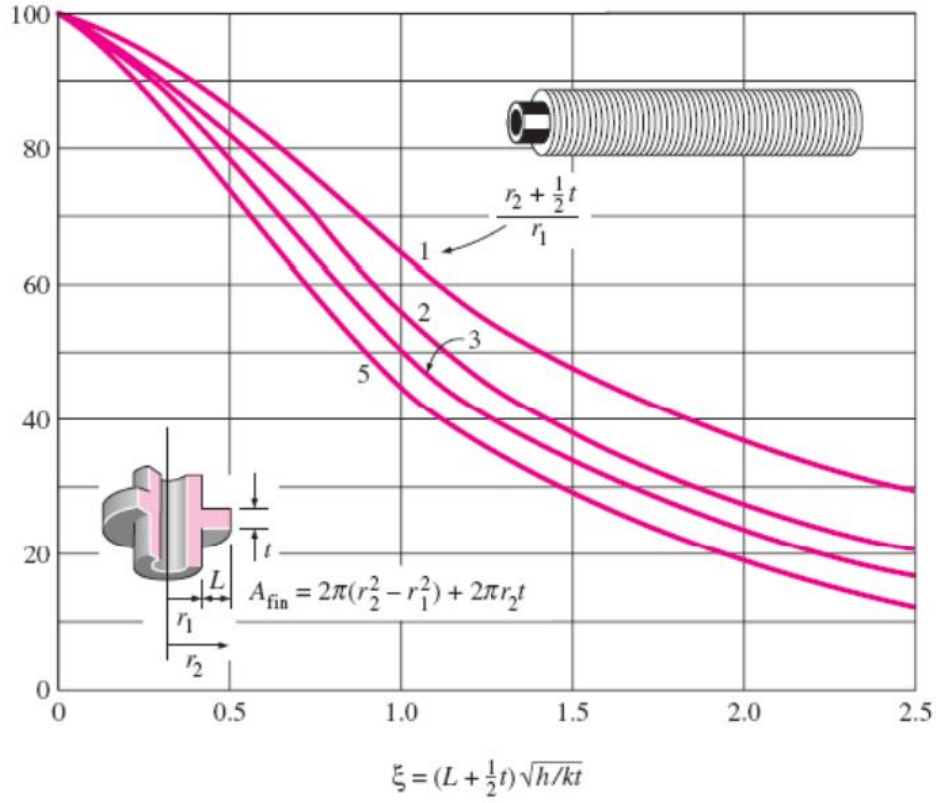
$$R_e = \frac{V \cdot L \cdot g}{\mu} \quad (3.9)$$

Nusselt Sayısı [56];

$$Nu = 0,332 \cdot R_e^{\frac{1}{2}} \cdot P_r^{1/3} \quad (3.10)$$

Taşınım ifadesi (W/m<sup>2</sup>K) [56] ;

$$h_m = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (3.11)$$



Şekil 3.16: Silindirik Kanatlarda Verim [57]

$$\xi = l \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot t}} \quad (3.12)$$

Kanat yüzey alanı(m<sup>2</sup>) [56];

$$A_{\text{kanat}} = \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{dış}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{\text{iç}}^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot N \quad (3.13)$$

Kanatsız yüzey alanı(m<sup>2</sup>) [56];

$$A_{\text{kanatsız}} = \pi \cdot h \cdot D_{\text{iç}} \cdot N \quad (3.14)$$

Kanatçıklı yüzeylerde ısı geçişi (watt) [56] ;

$$A_{\text{toplam}} = A_{\text{kanat}} + A_{\text{kanatsız}} \quad (3.15)$$

$$\beta = \frac{A_{\text{kanat}}}{A_{\text{toplam}}} \quad (3.16)$$

$$Q = [n \cdot \beta + (1 - \beta)] \cdot h \cdot A_{\text{toplam}} \cdot l \quad (3.17)$$

Pompa seçiminde ise standart pompa online seçim programı kullanılmış sistemin debi ve yük kaybına göre belirlenmiştir.

### ***Regresyon Analizi;***

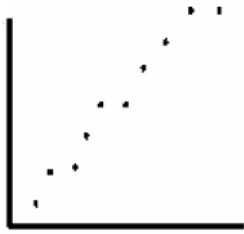
Regresyon analizi, aralarında sebep-sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi belirlemek ve bu ilişkiyi kullanarak o konu ile ilgili tahminler ya da kestirimler yapabilmek amacıyla yapılır. Bu analiz tekniğinde iki (basit regresyon) veya daha fazla değişken (çoklu regresyon) arasındaki ilişki açıklamak için matematiksel bir model kullanılır ve bu model regresyon modeli olarak adlandırılır. Regresyon analizi iki değişken arasındaki korelasyonun matematiksel ifadesini tespit etmek için yapılan analizdir [58].

Bir bağımsız değişkenin olduğu basit regresyon denkleminde ( $Y = \beta_0 + \beta_1 X + \epsilon$ ) belirleme katsayısı ( $R^2$ ) küçükse; bu bağımsız değişken X'in, bağımlı değişken Y'yi tek başına açıklama gücünün düşük olduğu ve Y'deki değişimin X ile belirtilen bağımsız değişken haricinde kontrol edilebilen veya edilemeyen başka değişkenlerdende etkilendiği anlamına gelir. Örneğin ( $R^2$ ) 0,70 çıktıysa X Y'deki değişimin %70'ini açıklayabiliyor anlamına gelir. Kalan %30'luk değişim modelde yer almayan başka değişkenlerden etkileniyordur. Modelin anlamlılığını arttırmak için Y üzerindeki etkisi bilinen diğer değişkenlerde gözlemlenerek yeni bir model kurulur. Bu model birden fazla bağımsız değişken içereceğinden çoklu regresyon denklemi olarak adlandırılır [59].

Basit regresyon denkleminde ( $R^2$ )'nin düşük çıkması, regresyonla açıklanan karelerin toplam karelere oranının düşük çıkması ve modelin regresyon denklemi ile istenen ölçüde açıklanamadığı anlamına gelir[59].

Anlamlılığı düşük bulunan regresyon denkleminde yeni değişken ilavesi yapılırken dikkat edilecek husus, modelde yer alacak bağımsız değişkenler (X) arasında sıkı ilişkilerin olmamasıdır. Örneğin  $X_1$  ve  $X_2$  arasında korelasyon 1 ise, belirleme katsayısı hem tek bağımsız değişkenli modelde hemde iki bağımsız değişkenli modelde de aynı olacaktır. Bu nedenle bağımsız değişkenleri seçerken kendi aralarında sıkı ilişki olmayanlar seçilmelidir [59].

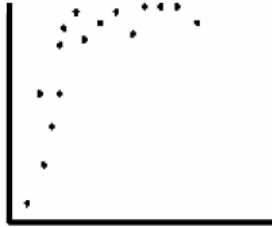
1 bağımsız değişken varken serpm diyagramı bir yüzeyde 2 boyutlu olduğundan model seçimi zor değildir ve hesaplamalar kolaydır.



(a) (+) yönlü Doğrusal ilişki



(b) (-) yönlü Doğrusal ilişki



(c) Doğrusal Olmayan ilişki



(d) ilişki Yok

Şekil 3.17: Regresyon ilişkileri[60]

Matris yöntemi ile parametreler tahmin edilirken, bir bağımsız değişkenin olduğu doğrusal regresyon modelinde  $\beta_0$  ve  $\beta_1$  parametrelerinin tahminleri olan  $b_0$  ve  $b_1$  istatistikleri;

$$b = (X^T X)^{-1} (X^T Y)$$

çarpımından elde edilmektedir.

Bu bilgilerden yola çıkılarak yapılan ölçümler sonucunda elde edilen bulguların değerlendirilebilmesi için, ölçümleri yapılan, dış hava sıcaklığı, hat dönüş sıcaklığı, soğutma gruplarının enerji tüketimi ve kuru soğutucuların enerji tüketimi arasında ilişki kurulmaya çalışılmış ve regresyon analizleri yapılmıştır. Grafikler Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te detaylı olarak verilmiş, regresyon katsayıları ( $R^2$ ) hesaplanmıştır. Denklemlerde en yüksek regresyon katsayısını veren 6. dereceden polinom kullanılmıştır.  $\beta$  katsayıları hesaplanırken aşağıda belirtilen matris düzeninden yararlanılmıştır. Burada X değerleri girdilerimiz olup Y değerleri elde edilen sonuçlardır. X ve Y matrisleri oluşturulurken girdi sayılarına göre değerlendirme yapılmıştır.

$$[X] = \begin{bmatrix} X_0 \\ X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} \quad [Y] = \begin{bmatrix} Y_0 \\ Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \vdots \\ Y_n \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Denklem 3.18'de elde edilen X matrisi en iyi regresyon katsayısının elde edildiği 6. Dereceden polinom denklemine göre oluşturulmuştur.

$$[X] = \begin{bmatrix} 1 & x_{12}^6 & x_{13}^5 & x_{14}^4 & x_{15}^3 & x_{16}^2 & x_{17} \\ 1 & x_{22}^6 & x_{23}^5 & x_{24}^4 & x_{25}^3 & x_{26}^2 & x_{27} \\ 1 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & x_{37} \\ 1 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & x_{47} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & x_{m2}^6 & x_{m3}^5 & x_{m4}^4 & x_{m5}^3 & x_{m6}^2 & x_{m7} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$[\beta] = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \\ \beta_5 \\ \beta_6 \end{bmatrix} = (X^T X)^{-1} (X^T Y) \quad (3.20)$$

Elde edilen X ve Y matrisleri denklem 3.20'de yerine yazılırsa  $\beta$  değeri bulunur.



## 4. BULGULAR

Bu bölümde pompa-su hattındaki mevcut kayıplar incelenmiş, buna bağlı olarak sistem revize edilmiş ve uygun pompa seçimleri yapılmıştır. Elektrik tüketiminde en büyük paya sahip olan soğutma gruplarının kapasite ayarlamaları PLC yazılımı ile sağlanmış, kış aylarında doğal soğutma ile enerji maliyetlerinin azaltılabilmesi için kuru soğutucu seçimleri yapılmıştır. Kurulan sistemin enerji analizleri ve geri ödeme süreleri hesaplanmış, ölçüm sonuçları regresyon analiz yöntemleri ile değerlendirilmiştir.

Öncelikle şekil 3.14’te verilen fabrikadaki pompa-su hattında mevcut kayıplar hesaplanmıştır. Sistem 12 bölümde ele alınmış olup, debi ve boru çaplarına bağlı olarak su hızları bulunmuş ve Tablo 4.1’de verilmiştir.

**Tablo 4.1:** Mevcut Sistemde Su Hızları

Parça No	Çap(mm)	Debi(L/s)	Kesit(m <sup>2</sup> )	Hız(m/s)
1	41	4	1.3E <sup>-3</sup>	3.076
2	78	8	4.77E <sup>-3</sup>	1.677
3	78	12	4.77E <sup>-3</sup>	2.515
4	78	16	4.77E <sup>-3</sup>	3.354
5	78	20	4.77E <sup>-3</sup>	4.192
6	78	24	4.77E <sup>-3</sup>	5.031
7	78	28	4.77E <sup>-3</sup>	5.870
8	78	34	4.77E <sup>-3</sup>	7.127
9	78	34	4.77E <sup>-3</sup>	7.127
10	78	34	4.77E <sup>-3</sup>	7.127
11	78	34	4.77E <sup>-3</sup>	7.127
12	154	34	0.0186	1.827

Formül 3.2’de verilen reynold sayısı ve formül 3.1’de verilen pürüzlülük katsayısı hesaplanıp Moody diyagramında(EK-1) karşılaştırılırsa sürtünme katsayısı(f) elde edilir.Bu veriler altında formül 3.4 ve 3.5’te ki lokal ve sürtünme kayıpları Tablo 4.2’de hesaplanmıştır.

**Tablo 4.2:** Lokal Kayıplar Ve Sürtünme Kayıpları

Parça No	Uzunluk(m)	Sürt.K.(f)	$H_s$ (mSS)	$\sum K$	$H_L$	$H_T=H_S+H_L$
1	21.8	0.022	5.64	1.1	0.032	5.672
2	1.8	0.0193	0.063	0.4	0.0034	0.066
3	1.8	0.0186	0.138	0.4	0.0077	0.1457
4	1.8	0.0183	0.024	0.4	0.0137	0.0377
5	1.8	0.0181	0.374	0.4	0.0214	0.395
6	1.8	0.0177	0.526	0.4	0.0308	0.557
7	13.4	0.0175	5.28	1.3	0.137	5.417
8	4	0.0170	2.26	1.5	0.232	2.492
9	2	0.0170	1.128	0.9	0.139	1.267
10	1	0.0170	0.564	2.2	0.341	0.905
11	0.5	0.0170	0.282	1.3	0.201	0.483
12	1.2	0.0168	0.022	2.4	0.024	0.046
TOPLAM		17.4834 mSS				

Mevcut sistemde 17.4834 mSS kayba uğrayan tesisatta gerekli çalışma basıncının karşılanması ve soğutma suyunun tüm enjeksiyon kalıplarına yeterli şekilde gönderilebilmesi amacı ile toplam 45 kW güce sahip biri yedek olmak koşulu ile 3 adet pompa kullanılmıştır.

Bu şartlar altında sadece kompresör ve pompaların çektiği güç;

- Kompresör güçleri: (120+50) kW (50 kW'lık grup yedek)
- Toplam pompa gücü: (5 x 2.2)+(3 . 15)=56 kW olmak üzere sistemin enerji maliyetleri hesaplanırsa;
- Toplam aylık enerji sarfıyatı:(120+56) x 24 x 30=122480 kWh
- Aylık maliyet: (122480) x (0.30 ₺/kWh)= 36744 ₺
- Yıllık enerji maliyeti:12 x 36744= 440928 ₺ bulunmuştur.

***Revize edilen su tesisatının mevcut sistem ile karşılaştırılması;***

Şekil 3.15'te verilen sistem basitleştirilip 8 bölümde ele alınmış ve kalıpların ihtiyacı olan 34 l/s debi göz önüne alınarak, benzer sistemlerde olması öngörülen 2 m/s su hızı değerlerine göre boru çapları belirlenmiştir (Tablo 4.3).

**Tablo 4.3:** Yeni Sistemde Su Hızları

Parça No	Çap(mm)	Debi(L/s)	Kesit(m <sup>2</sup> )	Hız(m/s)
1	50	4	1.963E <sup>-3</sup>	2.038
2	78	8	4.77E <sup>-3</sup>	1.677
3	102.3	12	8.215E <sup>-3</sup>	1.461
4	102.3	16	8.215E <sup>-3</sup>	1.948
5	127.8	20	12.82E <sup>-3</sup>	1.560
6	154.1	24	18.64E <sup>-3</sup>	1.2875
7	154.1	28	18.64E <sup>-3</sup>	1.502
8	154.1	34	18.64E <sup>-3</sup>	1.824

Eski tesisatın hesaplanmasında yapıldığı gibi formül 3.2'de verilen Reynold sayısı ve formül 3.1'de verilen pürüzlülük katsayısı hesaplanıp Moody diyagramı (EK-1)'nda karşılaştırılırsa sürtünme katsayısı(f) elde edilir.

Formül 3.4 ve 3.5'te ki lokal ve sürtünme kayıpları hesaplanırsa(Tablo 4.4);

**Tablo 4.4:** Yeni Sistemde ki Lokal ve Sürtünme Kayıpları

Parça No	Uzunluk(m)	Sürt.K.(f)	$H_s$ (mSS)	$\Sigma K$	$H_L$	$H_T=H_S+H_L$
1	21.8	0.022	2.03	1.1	0.232	2.262
2	1.8	0.0193	0.0628	0.4	0.0573	0.1201
3	1.8	0.0185	0.0354	0.4	0.0435	0.0789
4	1.8	0.0182	0.0619	0.4	0.0773	0.0955
5	1.8	0.0178	0.0311	0.4	0.0496	0.0807
6	1.8	0.0170	0.0227	1.3	0.149	0.1717
7	13.8	0.0169	0.129	1.3	0.109	0.238
8	1.8	0.0165	0.0327	3.3	0.569	0.5917
TOPLAM		3.64 mSS				

Yeni sistem için lokal kayıplar 3.64 mSS olup, basma yüksekliğinden meydana gelen kayıp yaklaşık 8 mSS olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında toplam 12 mSS basma yüksekliğine ve 34 l/s yaklaşık 120 m<sup>3</sup>/h debiyi karşılayacak güçte pompa gerekmektedir. %10 hata payı göz önüne alınarak 130 m<sup>3</sup>/h olarak alınmıştır.

Standart pompa seçim programında hesaplanan değerler girilirse(Şekil 4.1), programın hesaplamaları sonucunda uygun pompalar listelenir. Bu pompalar şekil 4.2’de verilmiştir.

The screenshot shows a software interface for pump selection. It features a 'Search options' section with a 'Duty point' tab. Under 'Duty point', there are input fields for 'Total flow' (130 m<sup>3</sup>/h) and 'Total head' (12 m). To the right, there are input fields for 'Static head' (0 m), 'Qmin / Qopt' (10 %), 'Qmax / Qopt' (200 %), 'Available system NPSH' (0 m), 'Max. inlet pressure head' (0 m), 'Usable inlet pressure head' (0 m), and 'Speed' (3700 rpm). The interface is dark-themed with blue and white text.

**Şekil 4.1:** Pompa özelliklerinin girilişi [61]

Type / Coding	Q [m³/h]	H [m]	η [%]	P2 [kW]	n [rpm]	f	P [kW]
SNM 100-200	130	12	79.4	5.34	1430	50	7.5
SNM 100-250	130	12	64.9	6.47	1500	50	7.5
SNM 100-400	131	123	62	7.08	990	50	7.5

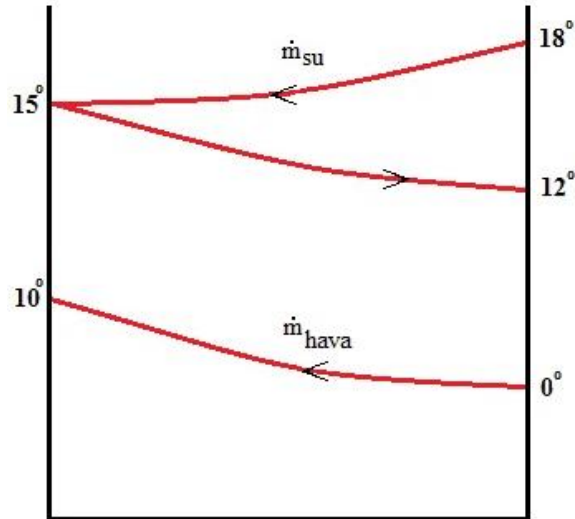
Şekil 4.2: Program Değerleri [61]

SNM 100-200 tipi pompa verimlilik sebebi ile diğer pompalara göre daha uygun görülmüş ve biri yedek olmak üzere iki adet pompa sisteme eklenmiştir.

Eski sistemdeki 3 adet 15 kW'lık pompa gücü , yeni pompa-su tesisatı ile 2 adet 7.5 kW toplamda 45 kW'tan 15 kW'ya düşürülmüştür.

#### ***Kuru Soğutucu Kapasite Hesabı;***

Kuru soğutucu hesaplarında en önemli faktör sistemin çalışma sıcaklık aralığının belirlenmesi ve bu soğutma yükünü karşılayacak hava sıcaklığında batarya boyutlandırmasıdır. Firmada bulunan kalıpların soğutma için ihtiyaç duyduğu sıvı sıcaklığı 12°C olup sistem 12-18°C aralığında çalışmaktadır. Kuru soğutucu çıkışında 12°C sıcaklığın yakalanabilmesi için hava giriş sıcaklığı maksimum 10°C olarak belirlenmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3: Kuru Soğutucu Çalışma Şartları

### Sistem Özellikleri;

- Sıvı: %40 Etilen Glikol-Su
- Sıvı giriş sıcaklığı 18°C
- Sıvı çıkış sıcaklığı 12°C
- Sıvı Debisi 17.5 kg/s
- Hava giriş sıcaklığı 0 °C
- Hava çıkış sıcaklığı 10°C
- Toplam hava debisi 136000 m<sup>3</sup>/h
- Batarya boyutları : 5000/1700/2400mm
- 

$$C_{p,su} = 4.184 \text{ kJ/kgK} \quad C_{p,etilen \text{ glikol}} = 2.36 \text{ kJ/kgK}$$

$$C_{p,ort} = 3.45 \text{ kJ/kgK}$$

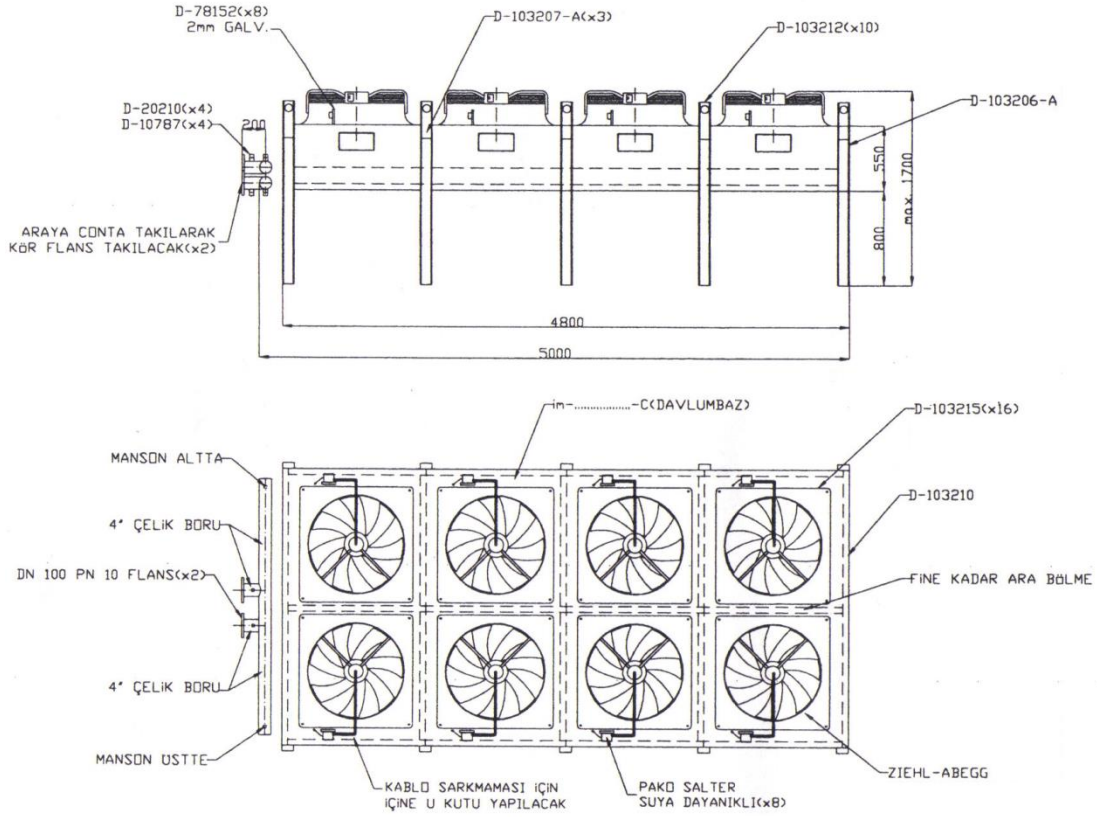
Bu veriler ile birlikte formül 3.6' dan sistemin sıvı tarafı için yük hesaplanırsa;

$$Q_{sistem} = 362350 \text{ W bulunur.}$$

Sistemin bu yükünü karşılayacak olan hava debisi formül 3.6'dan;

$$\dot{m}_{hava} = 130000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ bulunur.}$$

KARYER grup firma kataloğunda kuru soğutucuların kullanım yeri ve şekline göre belirlenen hatve aralıkları dikkate alınarak 2.1 mm hatve uygun görülmüştür. Belirlenen batarya ve boyutlandırması firma tarafından yapılmış hesaplamalarda bunlar dikkate alınmıştır. Şekil 4.4'te firmanın göndermiş olduğu bataryanın teknik resmi verilmiştir.



**Şekil 4.4:** Katalogdan seçilen standart boyutlar [62]

Bataryaya havanın üflendiği yüzey alanı  $0^{\circ}\text{C}$  şartlarında ;

$$A_{\text{batarya}} = 4.7 \times (56 \times 40 \times E-3) = 10.528 \text{ m}^2$$

Formül 3.8 te verilen hava hızı denkleminde;

130000  $\text{m}^3/\text{h}$  hava için  $V = 3.43 \text{ m/s}$  bulunur.

Formül 3.9 dan Reynold sayısı, kanat uzunluğu 11.5 mm ve havanın  $5^{\circ}\text{C}$  ortalama sıcaklığı için kinematik viskozite değeri  $15.89 \cdot 10^{-6}$  alınırsa;

$Re = 2591.9$  bulunur.

$Re < 5 \cdot 10^5$  olduğundan harici akımdır ve laminar akışa sahiptir.  
Hava için Pr değeri  $5^\circ\text{C}$  şartlarında 0.71 alındığında formül 3.10'ten Nusselt ifadesi;

$$Nu = 15.076 \text{ bulunmuştur.}$$

Hava içinim taşınım katsayısı formül 3.11'den, havanın  $5^\circ\text{C}$  için k değeri  
0,024 W/m $^\circ\text{C}$  alınır;

$$H_{m,hava} = 31.46 \text{ W/m}^2\text{K bulunur.}$$

Formül 3.12 de verilen  $\zeta$  ifadesinde  $k_{\text{alüminyum}} = 204 \text{ W/mK}$   $t_{\text{kanat}} = 0,12\text{mm}$  için ve  
 $r_2/r_1$  oranları Şekil 3.8 de karşılaştırılırsa kanat verimliliği bulunabilir. Boru çapı  $r_1$   
ifadesi 12,6 mm ve  $r_2$  ifadeside iki boru eksenleri arasında ki mesafe olan 34 mm kabul  
edilmesi durumunda ;

$$n = 0.90 \text{ bulunur.}$$

Kanat alanlarımız için 5000 mm olan batarya boyunda 150'şer mm sağdan  
soldan pay bırakılarak boru boyu 4700 mm alınmış kanat dış çapı 48 mm ve iç çap  
için 25,4 mm kabulü ile, 2,1 hatvede  $4700/2,1$  'den 2238 kanat için hesaplama  
yapılmıştır. Formül 3.13 'de verilen ifadeler hesaplanırsa;

$$A_{\text{kanat}} = 1305.92 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

224 boru için hesaplanan bu ifadede bir kanat alan 5,83 m $^2$  bulunmuştur.

Kanatsız yüzeyler için alan ifadesi formül 3.14'te verilmiş olup 25.4 iç çap  
2238 kanat arasında ki bölge için ;

$$A_{\text{kanatsız}} = 0.375 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

Formül 3.15 ve 3.16 da  $A_{\text{toplam}}$  ve  $\beta$  ifadeleri bu veriler altında hesaplanırsa ;



$$A_{\text{toplama}} = 6.2 \text{ m}^2$$

$\beta = 0.95$  bulunabilir.

Formül 3.17'de verilen kanatçıklı yüzeylerde ısı geçişi ifadesinde hesaplanan değerler yerine yazılır ise;

$$Q_{\text{batarya}} = 424985 \text{ W bulunur.}$$

362 kW'lık yüke sahip sistemin soğutma yükünü karşılamak için gerekli batarya kapasitesi 425 kW bulunmuştur.

Bu durum 0°C giriş şartları için hesaplanmıştır. Ancak sistemin ihtiyacı olan 12°C sıvı sıcaklığı göz önüne alınarak, kuru soğutucuların en yüksek çalışabileceği değer olan yaklaşık 10°C batarya hava giriş sıcaklığı ve yaklaşık 12°C batarya hava çıkış sıcaklığı için tekrar hesaplama yapılırsa;

2°C'lik sıcaklık farkını oluşturabilmek için formül 3.1'den gerekli hava debisi;

$$\dot{m}_{\text{hava}} = 260000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ bulunur.}$$

Sonuç olarak 2°C'lik sıcaklık farkını oluşturabilmek için ilk hesaplanan bataryadan 2 adet kullanılması gerekecektir.

Firmanın önerdiği 2 adet 680B421 tipi kuru soğutucunun değerleri hesaplamalar ile karşılaştırıldığında hava sıcaklığının 0-10 °C aralığında olduğu koşullarda ikisinin birlikte, sıcaklığın 0°C'nin altında olduğu koşullarda ise bir adet soğutucunun sistemin ihtiyaç duyduğu soğutma yükünü karşılayacağı görülmüştür.

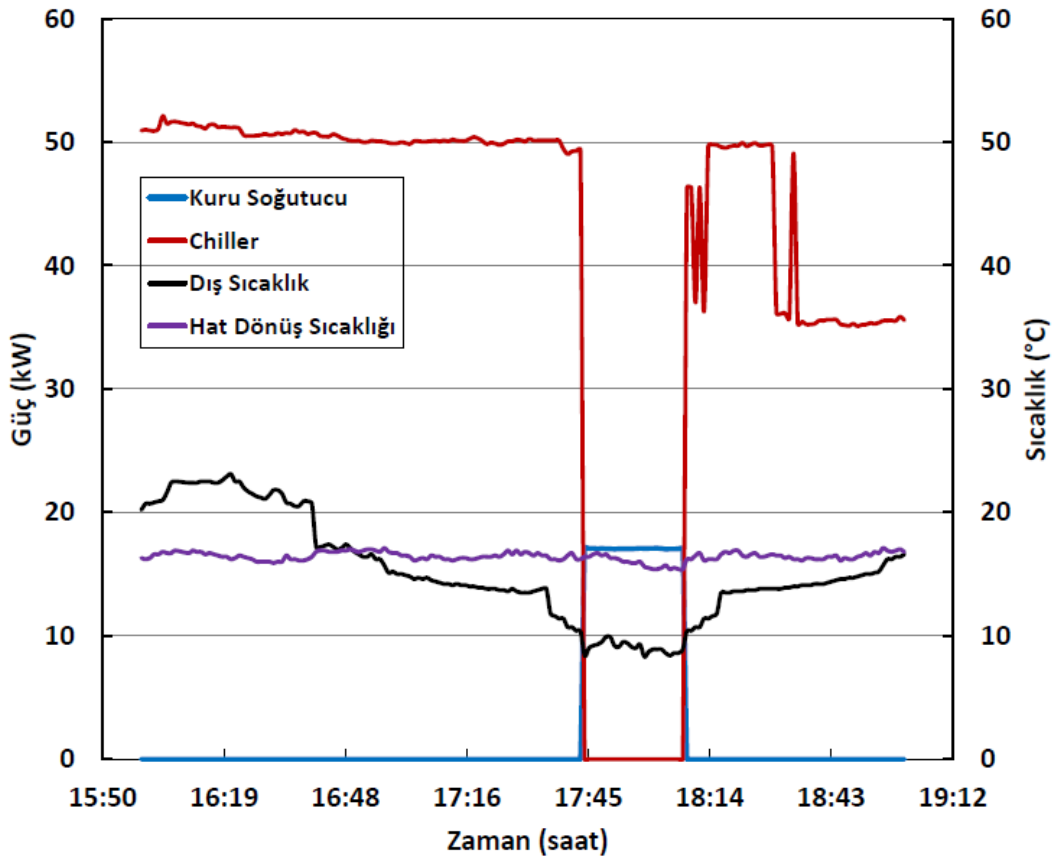
Bu koşullar altında sistemin ihtiyacı olan soğutma yüküne karşılık gelen batarya KARYER firmasından alınmıştır.

### ***Yeni Sistemin Tahmin Edilen Tasarruf Süresi;***

- Su besleme sıcaklığı:12°C
- Su dönüş sıcaklığı:16-35°C
- Kurulu soğutma yükü:515 kW
- Kompresör güçleri:170 kW
- Toplam yeni pompa gücü: 15+15=30 kW
- Sisteme su basan pompa basma yüksekliği:25 mSS
- Tahmini yıllık kuru soğutucu enerji maliyeti: (16 x 1.2+15) kW x 111 gün x 24 x 0.3 ₺/kWh=27332.6 ₺
- Tahmini yıllık soğutma grubu enerji maliyeti: (68+40) kW x 254 gün x 24 x 0.3 ₺/kWh =197510.4 ₺
- Toplam tahmini yıllık enerji maliyeti: 27332.6 + 197510.4 = 224843 ₺
- Toplam tahmini tasarruf miktarı: 440928 – 224843 = 216084.9 ₺ (%50)
- Yenileme masrafları: 98000 ₺
- Tahmini geri ödeme süresi: 98000 / 216084.9 = 0.453 yıl (5.43 ay)

### Sistemin Analizi;

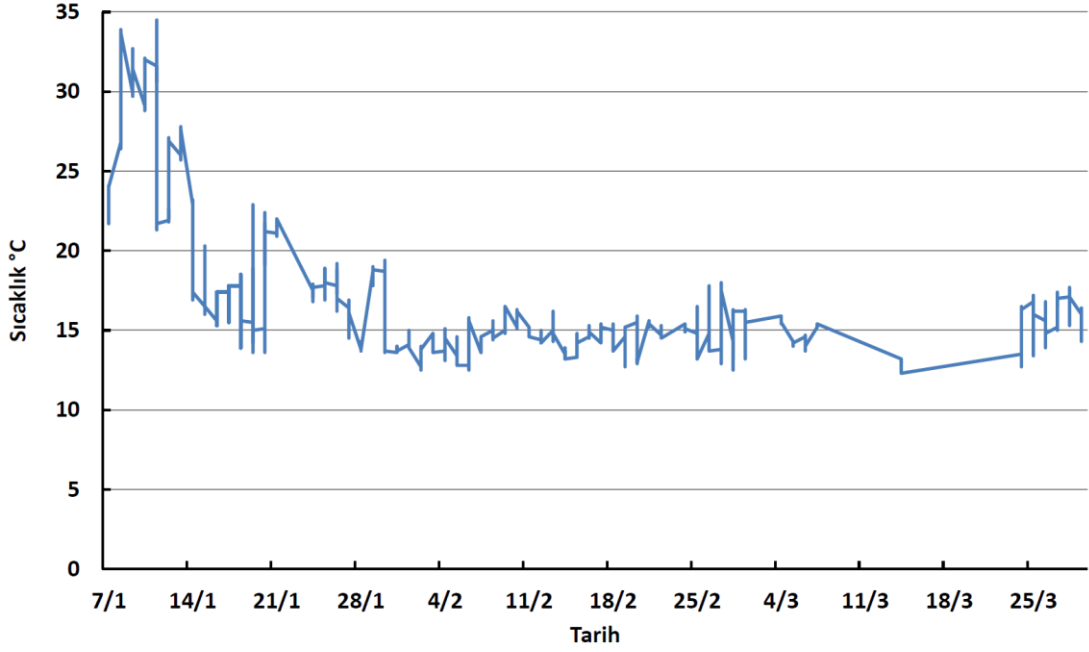
Yapılan ölçümler doğrultusunda geçiş dönemlerinde kuru soğutucuların ve chiller gruplarının aynı gün içerisinde elektrik tüketim miktarları belirlenmiş olup bu bilgiler doğrultusunda yıl içerisinde ki tasarruf miktarı ortaya konulmaya çalışılmıştır. Yapılan ölçümler Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5: 27-31 Mart 2014 Dönemi Sistemin Çalışma Görünümü

Kuru soğutucu fanları için verilmiş olan 16 adet toplam 19.2 kW değerinin gerçek ölçümlerde, 16 fan ile çalışan sistemde 17 kW civarında olduğu ölçülmüştür. Aynı zamanda sistemde soğutma grupları için yaz dönemlerinde tahmin edilen 100kW'lık tüketim miktarı kış ve bahar dönemlerinde 50kW seviyesinde ölçülmüştür.

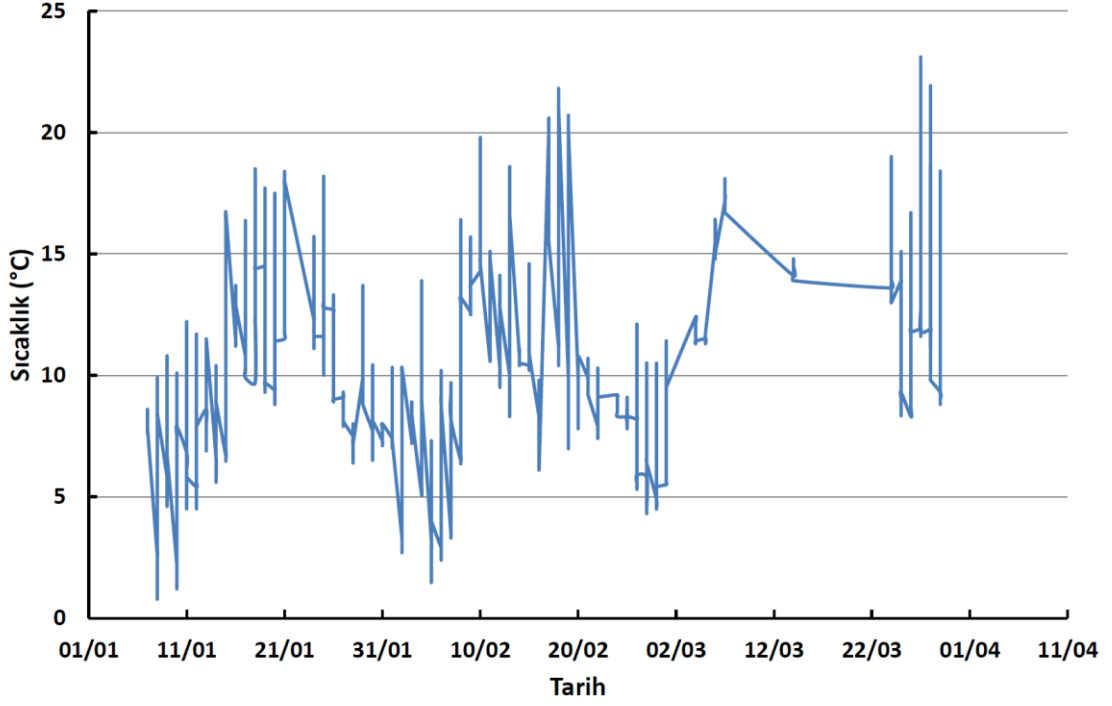
Hat dönüş sıcaklığının 15-20°C aralığında olduğu dönemde (Şekil 4.6) 7 enjeksiyon kalıbı bulunan işletmede 3 kalıp çalıştığı, bundan dolayı yine bu dönemde soğutma gruplarının tam kapasitede olmadığı görülmektedir.



**Şekil 4.6:** Ocak-Mart dönemi hat dönüş sıcaklıkları

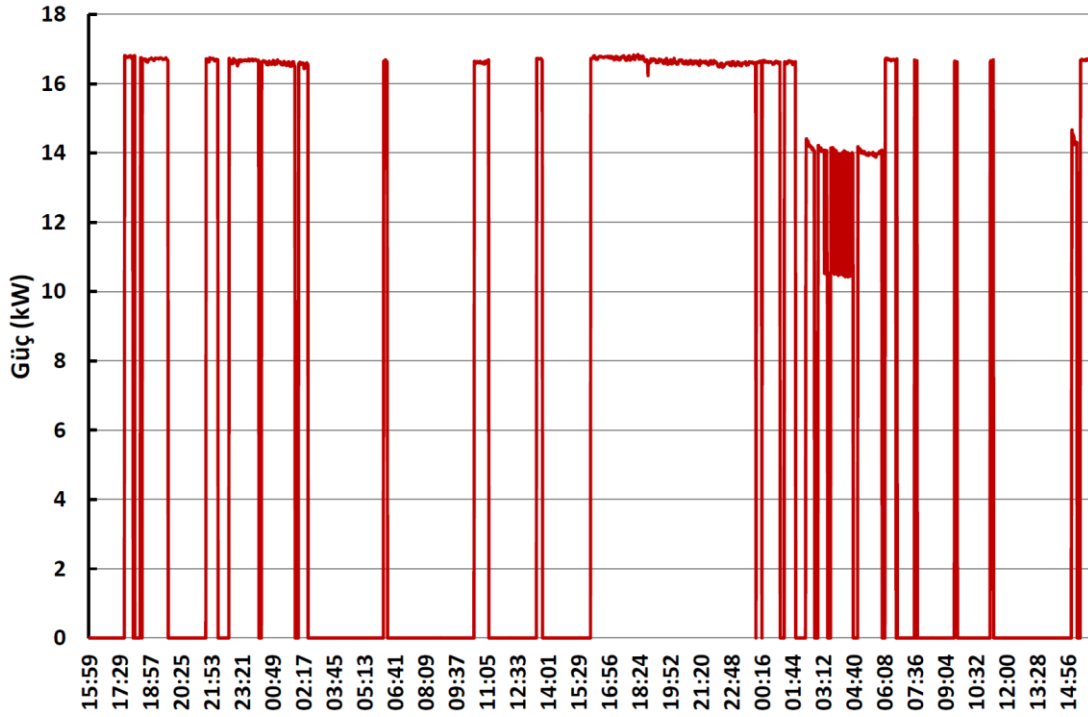
Hat dönüş sıcaklığının 20-35°C aralığında olduğu dönemde ise tüketim değerleri güç analizörleri bağlı olmadığından ölçülememiş, grafiklerde de yer verilmemiştir.

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi hava sıcaklığının ocak-mart döneminde 0°C’nin altına düşmediği ve bundan dolayı kuru soğutucuların tam kapasite olarak çalıştığı görülmektedir. Bununla birlikte sıcaklıkların tahmin edilene göre oldukça yüksek seyrettiği görülmüştür. Bu koşullar altında geri ödeme sürelerinde hesaplanana göre büyük bir sapma olması söz konusudur.



Şekil 4.7: Ocak-Mart 2014 dönemi dış hava sıcaklıkları

Sadece kuru soğutucuların çalıştığı dönemde hava sıcaklıklarının eşik değerimiz olan 10°C bandında seyretmesinden dolayı aynı gün içerisinde tüketim değerlerinde ciddi dalgalanmalar görülmektedir. Mart ayı son döneminde alınan bu verilerde kuru soğutucuların çektiği güç miktarının 12-14 kW olduğu anlarda hava sıcaklığının 7°C civarında olduğu ve toplamda 16 fan bulunan sistemde 12 fan çalıştığı, PLC yazılım sayesinde kontrol edilen fan sayılarının sistemden istenilen verimi sağladığı gözlenmiştir (Şekil 4.8).



Şekil 4.8: Kuru soğutucuların çalışma görünümü

PLC yazılımının hatlar arasında geçişte, otomatik kontrol vanalarını düzgün bir şekilde yönettiği, Şekil 4.9'da görülmektedir. Bir grubun çalışması durdurulduğunda kalıpların üretime ara vermeden devam ettiği ve geçişin yapıldığı gözlenmiştir. Tüketimlerde ki dalgalanmaların chillerlerde ki kompresörlerin kapasite ayarlamasından kaynaklandığını gözlenmiştir.



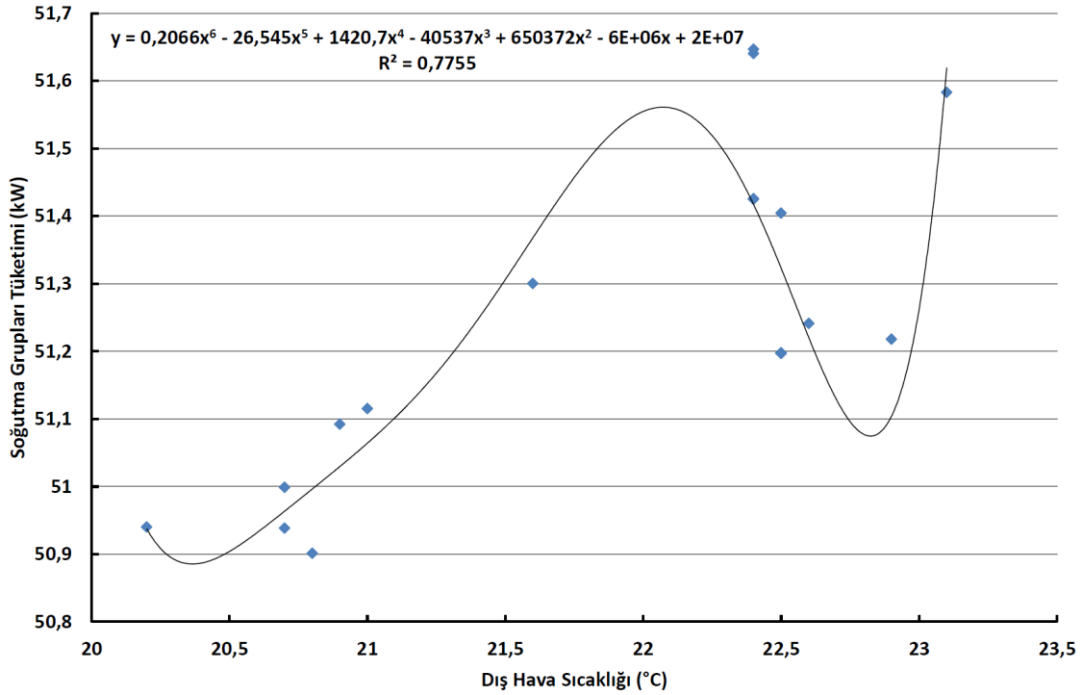
Şekil 4.9: Chiller-Kuru soğutucu geçiş görünümü

Balıkesir ili için hava sıcaklığının 10°C'nin altında olduğu gün sayısı normal koşullar altında 111 kabul edilip, tüm kış boyunca chillerlerin en düşük kapasite seviyesi olan 50kW bandında çalıştığı ve kuru soğutucularında çalıştığı dönemde tam kapasite 17 kW çalışması göz önüne alınarak en kötü senaryo durumunda geri ödeme süresi hesaplanırsa;

- Pompalardan elde edilen tasarruf;  $15\text{kW} \times 24 \times 365 = 39420 \text{ ₺}$
- Kuru soğutuculardan elde edilen tasarruf;  $(50-17) \times 111 \times 24 = 26373.6 \text{ ₺}$
- Toplam tasarruf  $65793.6 \text{ ₺}$
- Yenileme masrafları:  $98000 \text{ ₺}$
- Geri ödeme süresi:  $98000 / 65793.6 = 1.49$  yıl bulunur.

### ***Regresyon analizleri;***

İlk olarak soğutma gruplarında dış hava sıcaklığına bağlı olarak meydana gelen değişimler incelenmiş elde edilen grafik Şekil 4.10'da verilmiştir.

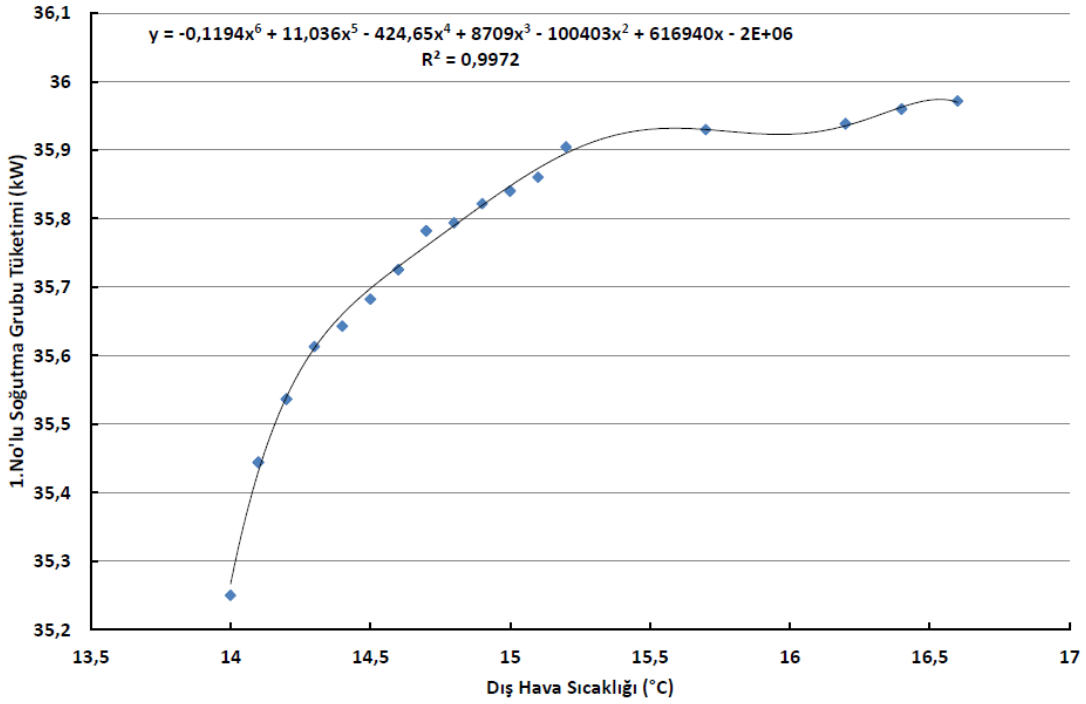


**Şekil 4.10:** Soğutma gruplarının toplam tüketiminin dış hava sıcaklığına bağlı analizi



Şekil 4.10’da görüldüğü üzere dış hava sıcaklığının 18-23°C aralığında olduğu dönemde yapılan ölçümlerde, soğutma gruplarının anlık tüketim miktarlarında sıcaklığa bağlı bir değişim gözlenmektedir. Regresyon katsayısının 0.7755 olarak bulunduğu grafikte, verilerin tutarlı olduğu söylenebilir. Sıcaklık farkının azalmasının soğutma yükünü artıracacağı ve buna bağlı olarak kompresörde sıkıştırmanın zorlaşacağı, soğutma grubu kondenser fanlarının daha yüksek devirlerde çalışacağı düşünülürse anlık çekilen güçler artacaktır.

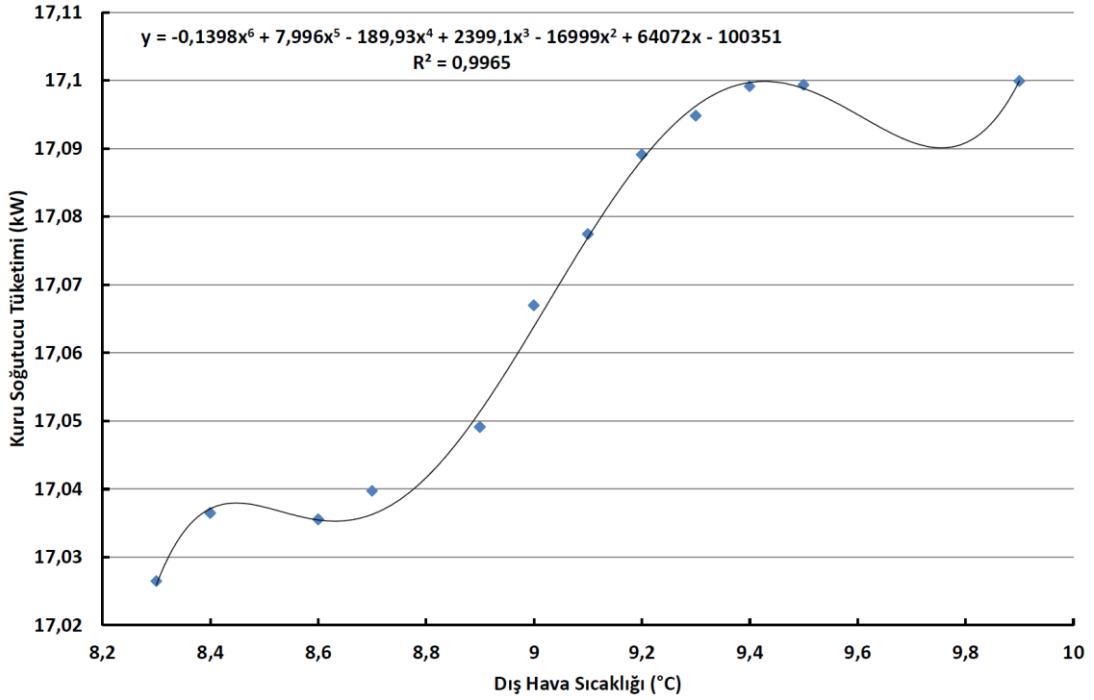
Dış hava sıcaklığının 14-17°C ve tek soğutma grubunun çalıştığı dönemde regresyon analizi yapılırsa (Şekil 4.11) regresyon katsayısının istenilene daha yakın olduğu görülebilir. 0.9972 olarak bulunan değer denklemin incelenirse dış hava sıcaklığının soğutma grupları üzerindeki etkisi rahatlıkla gözlenmektedir.



**Şekil 4.11:** 1 No'lu soğutma grubunun dış hava sıcaklığına bağlı analizi

2 soğutma grubunun birlikte çalıştığı dönem ile tek soğutma grubunun devrede olduğu dönemlere bakıldığında, 2 no'lu soğutma grubunun kapasite ayarlaması esnasında anlık tüketim değerlerinde sapmalar olduğu, regresyon katsayısının buna bağlı olarak daha düşük bulunduğu söylenebilir. Ölçümlerde 2 no'lu grubun tek başına ölçümleri yapılamadığından, regresyon analizide yapılamamıştır.

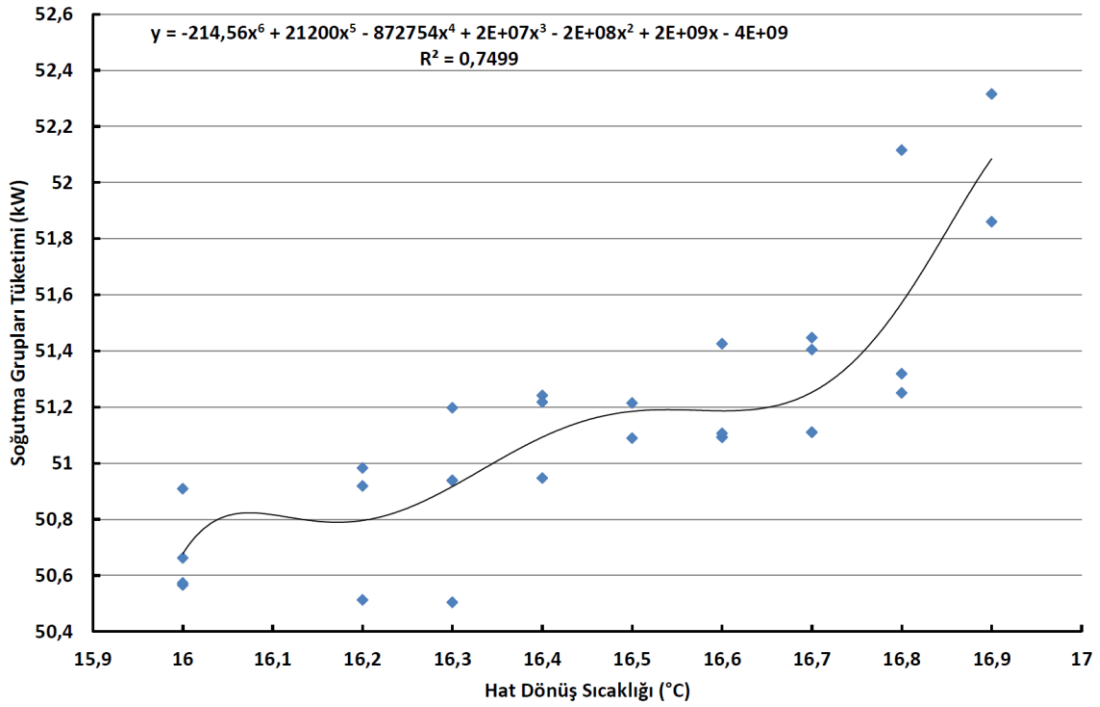
Kuru soğutucuların tüketim miktarlarının dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişimi ve analizleri Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Çalışma aralığının 8-10 °C olduğu grafikte kuru soğutucuların tam kapasite olarak çalıştığı görülmektedir. Bu aralıkta meydana gelen tüketim değerlerindeki değişimin fan devir hızlarından kaynaklandığı söylenebilir.



Şekil 4.12: Kuru soğutucuların dış hava sıcaklığına bağlı analizi

Şekil 4.12’de verilen grafikte kuru soğutucularda frekans kontrollerinin iyi bir şekilde yapıldığı tüketim değerlerine bakıldığında görülmektedir. Ayrıca regresyon katsayısının 0.9965 gibi yüksek bir değerde olması da sistemden elde edilmek istenen verime ulaşıldığı anlamına gelmektedir. Dış hava sıcaklığındaki artışın sıcaklık farkını azalttığı ve buna bağlı olarak soğutma yükünü arttırdığı düşünülürse tüketim değerlerindeki artışın bundan kaynaklandığı söylenebilir.

Dış hava sıcaklığına bağlı analizlerin sonrasında, soğutma grupları ve kuru soğutucuların tüketim değerlerinin hat dönüş sıcaklığına bağlı analizleri ele alınmıştır. Soğutma gruplarının regresyon katsayısı hesaplarında (Şekil 4.12) değerlerin istenilen düzeyde olduğu görülmüştür. Yapılan ölçümler hat dönüş sıcaklığının 16-17°C olduğu aralıkta hesaplanmış ve regresyon katsayısı 0.7499 olarak elde edilmiştir.



**Şekil 4.13:** Soğutma gruplarının tüketiminin hat dönüş sıcaklığına bağlı analizi

Hat dönüş sıcaklığı arttıkça sistemin soğutma yükü artacağından Şekil 4.13’de görülen, soğutma gruplarının tüketim değerlerindeki artışın buna bağlı olduğu söylenebilir.

**Tablo 4.5:** Regresyon Denklemleri

<b>Regresyon Denklemi</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
<b>SGT</b> = 0,2066(DHS) <sup>6</sup> - 26,545(DHS) <sup>5</sup> + 1420,7(DHS) <sup>4</sup> - 40537(DHS) <sup>3</sup> + 650372(DHS) <sup>2</sup> - 6E+06(DHS) + 2E+07	0,7755
<b>SGT<sub>1</sub></b> = -0,1194(DHS) <sup>6</sup> + 11,036(DHS) <sup>5</sup> - 424,65(DHS) <sup>4</sup> + 8709(DHS) <sup>3</sup> - 100403(DHS) <sup>2</sup> + 616940(DHS) - 2E+06	0,9972
<b>KST</b> = -0,1398(DHS) <sup>6</sup> + 7,996(DHS) <sup>5</sup> - 189,93(DHS) <sup>4</sup> + 2399,1(DHS) <sup>3</sup> - 16999(DHS) <sup>2</sup> + 64072(DHS) - 100351	0,9965
<b>SGT</b> = -214,56(HDS) <sup>6</sup> + 21200(HDS) <sup>5</sup> - 872754(HDS) <sup>4</sup> + 2E+07(HDS) <sup>3</sup> - 2E+08(HDS) <sup>2</sup> + 2E+09(HDS) - 4E+09	0,7499

Regresyon denklemleri, sistemin herhangi bir dış hava yada hat dönüş sıcaklığı anında tüketim değerlerini belirlemekte kullanılabilir. Bu denklemler bize önceden sistemi planma imkanı sunmaktadır.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan ilk incelemelerde, mevcut olan soğutma sisteminin, kapasitenin çok üzerinde seçildiği, pompa su tesisatında yüksek basınç kayıpları olduğu, ayrıca kış aylarında ihtiyaç duyulan soğutma suyunun, kış aylarının uzun sürmesinden dolayı uygun bir il olan Balıkesir’de kullanılması ile birlikte %50’ye varan (Şekil 4.5) enerji tasarrufu elde edilebileceği öngörülmüştür.

Çalışmada öncelikle pompa-su sistemi revize edilmiş (Şekil 3.15), ihtiyaç duyulan 34 l/s debiye bağlı olarak sistemdeki su hızı ortalama 1.5 m/s olacak şekilde boru hattı tasarlanmıştır. Mevcut olan 30kW’lık pompa yerine 2 adet 7.5 kW’lık pompalar (Şekil 4.2) ile ihtiyaç karşılanmış, 7 gün 3 vardiya çalışan firmada sadece pompa değişimi ile yılda 130000 kWh enerji tasarruf edilmiştir.

Sistemde sadece pompa değişiminden elde edilen 40000₺ civarındaki tasarruf miktarı göz önünde bulundurulduğunda bile sistemin istenilen verimi elde ettiği, yatırım masraflarını tek başına karşılayabileceği görülmektedir. Bu durum sistemlerin ilk kurumu esnasında ciddi çalışmalar yapılması gerektiğinin bir göstergesidir.

Sistemin ihtiyaç duyduğu 12°C soğutma suyunun sağlanması için kuru soğutucu batarya seçimi yapılmış (Tablo 3.6) ve bu soğutucuların 10°C sıcaklıkta çalışması öngörülmüştür. PLC yazılımı ile kontrol edilen çalışma sisteminin, görünümü Şekil 4.9’da verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere hava sıcaklığının 10°C’nin altına düştüğü aralıklarda kuru soğutucuların devreye girdiği görülmüştür. Bu değerler doğrultusunda meteorolojiden alınan Balıkesir ili hava sıcaklığının 10°C’den düşük olduğu gün sayısı 111 olarak elde edilmiş ve teorik olarak hesaplanan geri ödeme süresi 5.43 ay olarak bulunmuştur. Ancak ölçümlerin yapıldığı 2014 mart-nisan dönemi baz alınarak yapılan gerçek hesaplamalarda hava sıcaklıklarının mevsim normallerinin üzerinde seyrettiği ve kuru soğutucuların istenen katkıyı sağlayamadığı görülmüştür. Bu koşullar altında yapılan hesaplamalar en kötü senaryo olarak kabul edilmiş, geri ödeme süresi 1.49 yıl olarak bulunmuştur. Bu senaryo hesaplanırken, firmada bulunan kompresörlerin en düşük kapasitede

çektığı güç miktarları ile kuru soğutucuların tam kapasite çalıştığı süreç baz alınmıştır.

Hesaplamalar, kışın normal seyirde olduğu yıllar için daha geçerli olacak olup, ekstrem durumlar için planlama yapılmamıştır. Bu sistemlerde geri ödeme süreleri kuru soğutuculardan, soğutma gruplarına kıyasla elde edilen tasarruf miktarı göz önüne alındığında Şekil 4.5'te görüldüğü üzere %50'nin üzerine çıkmaktadır. Şekil 4.5'te soğutma gruplarının biri %50 diğeri %25 kapasite ile çalışırken, kuru soğutucular hava sıcaklığının 10°C'ye yakın olması sebebi ile tam kapasitede çalışmaktadır. Bu durumda dahi 33 kWh civarında bir tasarruf görülmektedir. Hava sıcaklığının 0 °C ve altına düşmesi durumunda ise kuru soğutucuların sadece bir tanesi kullanılacağından 17 kW olan tüketim 10 kW seviyesine düşerek tasarruf miktarı 40 kWh olacaktır. Kışın daha soğuk ve uzun geçmesi en kötü senaryoda 1.49 yıl olarak bulunan geri ödeme süresini çok daha aşağılara çekecektir.

Toplamda 108 kW (68+40) güce sahip kompresörlerin %50 ve %25 kapasite ile çalışmaları durumunda 51 kW civarında güç çektiği görülmektedir (Şekil 4.5). Tablo 2.1'de verilen ESEER değerleri incelendiğinde sistemlerin kısmi yüklerde çalışması durumunda çektiği güç miktarlarının kapasite ile doğru orantılı olarak azalmadığı, bundan dolayı yaklaşık 44 kWh olması beklenen güç değerlerinin 51 kWh olduğu görülmektedir.

Kuru soğutucuların daha verimli kullanılması ile ilgili olarak iki yol izlenebilir.

1. Fan devirlerinin ihtiyaca göre ayarlanması
2. Fanların kademeli olarak devreye girmesi

Tablo 2.4'te kuru soğutucularda bulunan fanların hız kontrol sistemleri uygulanması durumunda, tüketim miktarlarındaki değişim verilmiştir. Firmada kullanılan, 16 adet fana sahip kuru soğutucularda bu sistemlerin enerji tüketimlerini ne derece aşağı çektiği ortadadır. Unutulmaması gereken ise kuru soğutucularda üflenen havanın bataryayı terketmesi gerektiğidir. Fan hızlarının azaltılması durumunda, sistemi terkedemeyen hava ısı transfer miktarında düşüşe sebep olur ve sistem soğutma yükünü karşılamak için daha fazla fanı devreye sokabilir.

Yine hat dönüş sıcaklıklarının kontrolü ile sistemin ihtiyaç duyduğu soğutma yükü belirlenip, fan sayıları azaltılıp artırılabilir. Kademeli fan sistemleri ile ihtiyaç duyulan yüke göre ayarlama yapılabilir.

Sonuçların daha iyi değerlendirilebilmesi için yapılan regresyon analizleri 6 bölümde ele alınmış ve bulunan denklemler ile çıkarımlarda bulunulmuştur.

Şekil 4.10'da verilen dış hava sıcaklığına bağlı soğutma gruplarının toplam tüketimi grafiğinde regresyon katsayısı 0.7755 olarak bulunmuş, katsayının istenilene yakın olduğu görülmüştür. Dış hava sıcaklığının artması ile birlikte, kondenserden atılmak istenen ısı ortam sıcaklığına yaklaştıkça soğutma yükünün arttığı buna bağlı olarak kondenser fanlarının daha yüksek devirlerde çalıştığı, bununla birlikte kompresörlerde meydana gelen sıcaklık artışında sıkıştırmayı zorlaştırdığı ve çekilen gücü arttırdığı görülmüştür. Yine dış hava sıcaklığına bağlı olarak artan hat dönüş sıcaklığı sistemin soğutma ihtiyacını arttırdığından çekilen güç artmıştır. Regresyon katsayısında meydana gelen sapmalar ise soğutma gruplarının kapasite ayarlaması, fan devir hızlarında meydana gelen değişiklikler ve şebekeden kaynaklanan akım dalgalanmaları sebebi ile oluşmuştur. Ölçüm cihazında hatalar gözlenmiş, pik değerlerin oluşturduğu regresyon katsayısındaki sapmaların önüne geçilmesi için bu noktalar göz ardı edilmiştir. Zamanla soğutma suyunda meydana gelen kirlenmeler ve evaporatör,kondenser fanlarının tıkanmaya başlaması da bu regresyon katsayısının azalmasına sebep olacaktır. Bundan dolayı cihaz bakım ve temizliğinin düzenli olarak yapılması önem arz etmektedir.

Kış aylarında, dış hava sıcaklığının 10-16 °C civarında seyrettiği yani tek soğutma grubunun çalıştığı dönem için de, analiz yapılmış (Şekil 4.11), soğutma gruplarının birlikte çalıştığı dönem ile kıyaslanmıştır. Grafikte görüldüğü gibi 1 no'lu soğutma grubunun %75 kapasite ile %100 kapasite arasında çalıştığı dönemde, soğutma gruplarının birlikte çalıştığı döneme göre daha iyi regresyon değerleri gözlenmiştir. 0.9972 olarak bulunan regresyon katsayısı, cihazın tam yükte çalıştığı anlarda, fan hız kontrolü ve kapasite değişim ayarlamasını daha düzgün yaptığı söylenebilir.

Dış hava sıcaklığının 10 °C'nin altında indiğinde devreye giren kuru soğutucuların ölçülebildiği 8-10 °C'deki tüketim değerleri Şekil 4.12'de verilmiştir.

Elde edilen 0.9965 değerindeki regresyon katsayısı, sistemin dış hava sıcaklığından oldukça etkilendiğini göstermektedir. PLC yazılımı sayesinde soğutma yüküne bağlı olarak kontrol edilen fan sayıları değişimi, daha düşük sıcaklıklarda ölüm yapılamadığından gösterilmemiştir. İleriki dönemde batarya içerisinde meydana gelebilecek kirlenme ve tıkanmalar göz önünde bulundurularak, kapasite ayarlamasının sürekli takip edilmesi ve yazılımların belirli periyotlarda güncellenmesi önem taşımaktadır.

Dış hava sıcaklığından sonra, hat dönüş sıcaklığına bağlı olarak yapılan regresyon analizlerinde soğutma grupları ve kuru soğutucuların üzerinde etkisi izlenmiştir. Şekil 4.13’de görüldüğü gibi hat dönüş sıcaklıklarında meydana gelen artış, soğutma gruplarının tüketimini arttırmıştır. Bu artışın en büyük sebebinin soğutma yükünün artmasından dolayı meydana gelen kapasite artışıdır. 0.7499 olarak hesaplanan regresyon değerinin istenilen bir değer olduğu söylenebilir. Çünkü kalıpların anlık durdurulması, PVC profillerin ilk yükleme esnasında daha fazla soğutma yüküne ihtiyaç duyması gibi nedenler ölümlerde ani dalgalanmalara yol açmış ve regresyon değerinin daha düşük çıkmasına neden olmuştur.

Sistemin kurulmasında dikkat edilmesi gerekenler;

Pompa seçiminde, kayıpların hesaplanmasında ihtiyaç duyulan debi ve hız göz önünde bulundurularak boyutlandırma yapılmalı, arıza durumlarıda göz ardı edilmeden yedek pompa kullanılmalıdır.

Pompaların bakım ve onarım masrafları dikkate alınarak, birden çok pompa yerine tek bir pompa ile kapasitenin yakalanması hedeflenmeli, pompa ömrünün uzatılması için yedek pompa ile ara ara değiştirilmelidir.

DHS sürücüler ile pompalarda ani yüklenmeler nlerek pompa ömürleri uzatılabilir.

Kuru soğutucu seçiminde kapasite ayarlaması iyi yapılmalıdır. Geri deme sürelerinin düşük olduğu göz önüne alınarak, gereğinden büyük kapasite seçilmemeli ihtiyaa göre belirlenmelidir.



Bölgenin en düşük hava sıcaklığına bağlı olarak soğutma suyu içerisinde ki Etilen-Glikol oranına dikkat edilmeli, gereğinden fazla glikol kullanılmadan maliyetlerden kaçınılmalıdır. Etilen-Glikol donmaya karşı koruma sağlarken akışkanın özgül ısısını düşürerek kapasitenin azalmasına yol açmaktadır.

Kuru soğutucularda amaç havayı ısıtmak değil suyu soğutmak olduğundan hava hızları normalde 2.5 m/s olması gerekirken, bu sistemlerde 3-4 m/s hızlara çıkılabilir.

## 6. KAYNAKLAR

- [1] İşler T. , ‘‘Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği’’, 17 , (2009).
- [2] Stratejik Planlama Koordinasyon Birimi, Kömür Sektör Raporu (2011), 2
- [3] Temiz Enerji Teknolojileri Kursu, 9-13 Şubat 2009, Gaziantep
- [4] Türkiye’nin Enerji Verimliliği Haritası Ve Hedefler, Koç Üniv.
- [5] Shiels S., ‘‘Locating the greatest centrifugal pump energy savings’’ , Chapter12, 131-136,(2004).
- [6] Larralde E., Ocampo R., ‘‘Centrifugal pump selection process’’, World Pumps 24-28, 01/2010; 2010(2).
- [7] Kaya D. , ‘‘Energy efficiency in pumps’’, Energy Conversion and Management 49, 1662–1673, (2008).
- [8] Vogelesang H., ‘‘Energy savings in pump systems’’, World Pumps (496), pp. 28–31, (2008).
- [9] Zhang H., Xia X., Zhang J., ‘‘Optimal sizing and operation of pumping systems to achieve energy efficiency and load shifting’’ , Electric Power Systems Research , 86:41–50, (2012).
- [10] Yıldırım N., Toksoy M., Gökçen G., ‘‘Piping network design of geothermal district heating systems: Case study for a university campus’’, Energy 35 3256-3262, (2010).
- [11] Larralde E., Ocampo R , ‘‘Pump selection:A real example’’, World Pumps, No:521, pp.24-28, (2010).
- [12] Tolvanen J., ‘‘Life cycle energy cost savings through careful system design and pump selection’’, World Pumps 01/2007; 2007(490).
- [13] Tonkin J., ‘‘Reducing costs in parallel pumping’’, Volume 2012, Issue 5 pp. 2-43, (2012)
- [14] Bilge, M., 2007, ‘‘Endüstride ve Ticari Yapılarda Doğal Soğutma (Free Cooling) Sistemlerinin Uygulanması’’, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi (TESKON) Bildiriler Kitabı, 25-28 Ekim 2007 İzmir, 675-682.
- [15] Engineering Staff, 2007, ‘‘Free Cooling Using Winter’s Chill’’, [online], , (10.03.2014). New York, Motivair Corp. Teknik Doküman, [http://www.motivaircorp.com/news\\_archive/news-article-2.html/view](http://www.motivaircorp.com/news_archive/news-article-2.html/view)

- [16] Acül, H., 2008, ‘‘Soğuk Sulu İklimlendirme ve Proses Soğutma Sistemlerinde Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları’’, 8. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu Bildirileri, 12-14 Mayıs 2008 İstanbul.
- [17] Dobrtel K.,S. Medved,S., ‘‘Multi-objective optimization of a building free cooling system,based on weather prediction’’, Applied Energy 88 (2011) 3088–3096.
- [18] <http://enerjitasarrufu.nedir.com/>, (13.05.2014)
- [19] <http://enerjicocuk.org/blog/enerji-verimlilik-ve-neden-enerji-tasarrufu/> , (13.05.2014)
- [20] <http://www.ibb.gov.tr/sites/aydinlatmaenerji/Pages/EnerjiVerimlilik.aspx> , (15.08.2013)
- [21] ‘‘Pompalarda enerji verimliliği’’, 5. Pompa Kongresi İstanbul, Ersöz 2003
- [22] Karakış E.,’’Türkiye 2013 Ağustos Ayı Enerji İstatistikleri Raporu-8’’ , Enerji İstatistikleri Daire Başkanlığı.
- [23] Karakış E.,’’Türkiye 2013 Haziran Ayı Enerji İstatistikleri Raporu-6’’ , Enerji İstatistikleri Daire Başkanlığı.
- [24] Kedici Ö, ‘‘Enerji Yönetimi’’, Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarrufu Merkezi, 2005.
- [25] Çalıkoğlu E., ‘‘Enerji Yönetimi’’, Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarrufu Merkezi,.
- [26] ‘‘Dünya ve Türkiye’de Enerji Verimliliği Oda Raporu’’, TMMOB, (Nisan 2008).
- [27] Laponche, ‘‘Energy Efficiency for a Sustainable World, ICE Editions’’, International Conseil Énergie, Paris, 1997.
- [28] European Commission, ‘‘Directorate General for Energy and Transportation’’.
- [29] ‘‘[http://www.kto.org.tr/d/file/enerji\\_verim\\_rapor.pdf](http://www.kto.org.tr/d/file/enerji_verim_rapor.pdf)’’,[online],(13.05.2014)
- [30] IEA ( International Energy Agency ),2001.
- [31] <http://www.tskbenerjiverimlilik.com/images/main/pdf/Turkiyede-Enerji-Verimlilik-Calismalari.pdf>, [online],(13.05.2014)
- [32] Karyeyen S., ‘‘Konya Sanayisinde Enerji Verimliliği’’

- [33] Gökçe G., Gökhan K., “Elektrik Enerjisinin Pompalarda Verimli Kullanılması”, Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarrufu Merkezi, (6 Mayıs 2008).
- [34] Çuha, Derya, “Santrifüj Pompa Sistemlerinde Enerji Tasarrufu”, EİE Eylül 2006.
- [35] Yumurtacı,Z., Sarıgül,A., ”Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları”, 2011.
- [36] [http://www.euroventcertification.com/en/Certification\\_Programmes/Programme\\_Descriptions.php?lg=en&rub=03&srub=01&select\\_prog=LCP-HP](http://www.euroventcertification.com/en/Certification_Programmes/Programme_Descriptions.php?lg=en&rub=03&srub=01&select_prog=LCP-HP),[online], (08.01.2013).
- [37] Fornasieri E., Corradi M.,Cecchinato L., “Seasonal energy efficiency (eseer) of different installation solutions of chillers using screw compressors for R134a” University of studies of pazua, Bitzer Trevisan P.
- [38] <http://ashrae-cfl.org/2010/03/understanding-iplvnp/v/> [online], (08.01.2013).
- [39] Uçur, Ö.F, “Enerji Tasarruf Yöntemleri”, TRANE Klima Ticaret A.Ş.2005.
- [40] De Sasulles, T.,” Bsria Guide: Free Cooling Systems”, Bsria Yayın No. BG 8/2004,Ekim 2004
- [41] Ashrae Handbook 2000 “Systems And Equipment, Bölüm 36, Bölüm 38”, ASHRAE, (2000).
- [42] Friterm A.Ş., P”lastik Endüstrisinde Soğutma Sistemleri ve Uygulamaları”, Friterm A.Ş. Teknik Yayını, İstanbul, 978-605-89090-0-7,(2009).
- [43] Friterm A.Ş Teknik Dokümanları ve Uygulamaları (<http://www.friterm.com>),[online], (13.05.2014).
- [44] Friterm A.Ş COILS 5.5 FRT 1 Yazılımı Dokümanları ve Hesaplamaları (<http://www.friterm.com>),[online], (13.05.2014).
- [45] The Dow Chemical Company Firması, Dowtherm 4000 Teknik Kataloğu (<http://www.dowtherm.com>),[online], (13.05.2014).
- [46] Totem Isı Malzemeleri ve Makine San. Tic. ve Mümessillik A.Ş., 2010, Termostatik Genleşme Valfleri, İstanbul, Totem Makine San. Tic. A.Ş. Teknik Dokümanlar Serisi, <http://www.totem.com.tr/teknik>,[online], (10.04.2014).
- [47] Eurovent Certification, Eurovent Rating Standard (For Forced Convection Air Cooled Liquid Coolers -Dry Coolers) 7/C/003-2010, February 2010.

- [48] Ziehl Abegg Firması Teknik Kataloğu ([www.ziehl-abegg.com](http://www.ziehl-abegg.com)), [online], (13.05.2014)
- [49] Kök, G. (2012). Kuru Soğutucu Kullanımının Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [50] <http://www.enerji.gov.tr/> , Enerji Bakanlığı 2008 Yönetmeliği, [online], (13.05.2014)
- [51] [http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/\(7-8\)-Fins.pdf](http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/(7-8)-Fins.pdf)[online] (11.04.2014).
- [52] Bayram, M, ve Yeşilata, B, “Derece-gün Sayılarının Entegrasyonu”, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi (TESKON 2009), 6-9 Mayıs 2009, Tepekule İZMİR.
- [53] <http://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/gun-derece.aspx?g=yillik&m=06-00&y=2011&a=12#sfB> [online], (16.01.2013).
- [54] Çengel,A.Y.ve Cımbala,J.M.,*Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları*, İstanbul..İzmir Güven Kitapevi,(2011).
- [55] <http://petroldogalgazmuhendisi.blogspot.com.tr/2012/06/celik-borularda-standart-boru-caplar-ve.html>,[online],(13.05.2014).
- [56] Çengel, A.Y. ve Boles, M., Termodinamik , İstanbul..İzmir Güven Kitapevi,(2011).
- [57] [http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/\(7-8\)-Fins.pdf](http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/(7-8)-Fins.pdf),[online],(13.05.2014).
- [58] [http://www.mku.edu.tr/genel/fakulte/ziraat/zootezni/personel\\_veri/suat/Bolum\\_9.pdf](http://www.mku.edu.tr/genel/fakulte/ziraat/zootezni/personel_veri/suat/Bolum_9.pdf), [online],(15.05.2014).
- [59] Mason R.L , Gunst R.F , Hess J.L., ‘Statistical Design and Analysis of Experiments’, 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2003, New Jersey.
- [60] [http://istatistikanaliz.com/regresyon\\_analizi.asp](http://istatistikanaliz.com/regresyon_analizi.asp), [online], (15.05.2014).
- [61] <http://sps.standartpompa.com/bin/standartpompaV3.dll?RQID=50D8371AFB5E48869A5AFD6FB384FABA>[online] , (11.04.2014).
- [62] <http://www.karyergroup.com/pdf/bc-bd.pdf>[online] , (10.04.2014).

# **EKLER**

## 7. EKLER

### EK-1 Moody Diyagramı

