



İSTANBUL MEDENİYET ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
ÇEVRE VE ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ

**Komprasör Atık Isı Enerjisinin Geri Kazanımına Yönelik
DeneySEL ve CFD İncelenmesi**

Yüksek Lisans Tezi

Fatih Balcı

OCAK 2024



İSTANBUL MEDENİYET ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
ÇEVRE VE ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ

**Komprasör Atık Isı Enerjisinin Geri Kazanımına Yönelik
DeneySEL ve CFD İncelenmesi**

Yüksek Lisans Tezi

Fatih Balcı

Danışman

Doç.Dr.Hasan KOTEN

OCAK 2024

TEZ JÜRİSİ ONAYI

İstanbul Medeniyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü'nde tezli yüksek lisans öğrencisi olan Fatih BALCI'nın hazırladığı "Kopmrasör Atık Isı Enerjisinin Geri Kazanımına Yönelik Deneysel ve Cfd İnceleme" başlıklı Yüksek LisaNS Tezi başarılı kabul edilmiştir.

JÜRİ ÜYELERİ

Tez Damışmanı:

Doç.Dr. Hasan Köten

İstanbul Medeniyet Üniversitesi

Üyeler:

Prof.Dr. Nureddin Turkan

İstanbul Medeniyet Üniversitesi

Doç.Dr. Mustafa Yılmaz

Marmara Üniversitesi

İMZA

Tez Savunma Tarihi: 10 / Ocak/ 2022

BEYANLAR

Yazım ve Kaynak Gösterme Kılavuzu Beyanı

Danışmanlığımda yazılan bu tezin APA yazım ve kaynak gösterme kılavuzunda belirtilen kurallara uygun olarak yapılandırıldığını ve bu kılavuzun metin içi kaynak gösterme standartlarının bu tezde tutarlı olarak uygulandığı tarafımdan incelenerek teyit edilmiştir.

İmza

Doç. Dr. Hsana Köten

Etik İlkerlere Sadakat Beyanı

Hazırladığım bu tezin tamamen kendi çalışmam olduğunu, akademik ve etik kuralları gözeterek çalıştığımı ve her alıntıya kaynak gösterdiğimi beyan ederim.

İmza

Fatih Balcı

Kısaltmalar ve semboller

GÖS	: Geri Ödeme Süresi
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
D.gaz	: Doğal Gaz
Elk.	: Elektrik
kW	: Kilovat
kWh	: Kilovat Saat
MW	: Megavat
°C	: Santigrat
K	: Kelvin
H	: Yükseklik (m,mm)
D	: Çap (mm)
d	: İç Çap (mm)
ÇS	: Çalışma Saati
YO	: Yük Oranı (Fiili Yükün Tam Yüke Oranı)
mSS	: Metre Su Sütunu (Metre Cinsinden Su Sütunu Yüksekliği)
mmSS	: Milimetre Su Sütunu (Milimetre Cinsinden Su Sütunu Yüksekliği)
COP	: Soğutma Sisteminde Soğutma Etkinlik Performans Katsayısı
Td	: Dış Ortam Sıcaklığı (°C)
Ty	: Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)
Tk	: Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)
P	: Basınç (Pa)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)

REFERANS DEĞERLER TABLOSU

Miktar	Birim	Değerler	Birim
1	TEP	10.000.000	kCal
1	kWh	860	kCal
1	Sm ³ Doğal Gaz	8.250	kCal
1	Kg Kömür	4.500	kCal
1	Elektrik CO2 Salınım	0,00461	Ton/kWh
1	Doğal Gaz CO2 Salınım	0,00194	Ton/Sm ³
1	Kömür CO2 Salınım	0,00188	Ton/Kg
1*	kWh Elektrik	2,1	TL
1*	Sm ³ Doğal Gaz	12,50	TL
1	USD	17,37	TL
1	EUR	18,30	TL
1	Atmosfer Basıncı	100.500	Pa
	Yıllık Çalışma Saati	7.200	Saat

* Elektrik, doğal gaz birim maliyeti ve yıllık çalışma saati işletme tarafından gönderilmiştir. Elektrik, doğal gaz birim maliyeti son ay faturası referans alınarak belirlenmiştir.

ÖZET
KOMPRESÖR ATIK ISI ENERJİSİNİN GERİ KAZANIMINA YÖNELİK
DENEYSEL VE CFD İNCELEME

FATİH BALCI

Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü , Çevre ve Enerji Sistemleri Yüksek Lisans Programı

Danışman: Doç.Dr. Hasan KOTEN

OCAK, 2023. 1 Sayfa.

Anahtar Kelimeler: Öğretim Tasarımı, Kavramsal Değişim, Kavram Yanılgısı, Maddenin Yapısı.

Komprasör ler gönümüzde basınçlı hava üreten ve endüstüride yağın bir şekilde kullanılan ekipmanlardı. Basınçlı hava üretimi enerji kayıplarının çok fazla olduğu oldukça maliyetli bir işlemdir. Bu yüzden bu tarafta yapılacak iyileştirmeler maliyet ve enerji verimliliğine büyük katkı sonmaktadır. Çalışmam da sadece komprasörle sınırlı kalmayarak Çalıştığım firma Lignadecorda enerji verimliliğine uygun olabilecek tüm çalışmalar hakkında nümerik değerlendirmeler yaptım. Çıkan bütçeye en uygun alışmanın komprasör atık ısısının yeniden değerlendirilmesi olduğunu fark ederek. Bu çalışma üzerine yoğunlaştı. Çalışmanın verimli ve doğru sonuç verebilmesi için Cfd analizlerle çalışmayı zenginleştirdim.

Çalışmalardaki sonuçları termal kameralar ile ve ölçüm aletleri ile nümerikleştirdim.

Ön Söz

Bu projede yaptığım tasarım, meslek hayatım için büyük bir tecrübe olmuştur. Proje süresince günümüzde bilgiye en kolay şekilde ulaşmanın yolu olan interneti çok aktif bir şekilde kullanıp, konumuz hakkında yazılmış kaynakları eksiksizce taradık.

Çalışmamızda karşılaştığım her zorluk beni biraz daha geliştirip ileri götürdü. Proje sürecinde yaptığımız hesap ve analizler bilgilerimi hatırlamama ve pekişmesine yardımcı oldu. Bu projeyi tasarlarken gerçek birer mühendisler olduğumuzun idrakiyle yaptığımız tüm çalışmaları bilinçli olarak ve mühendisliğin gereklerine dikkat ederek yaptık. Ortaya koyduğumuz projede hocamı hakkıyla temsil edebilmek için uygulamalı bir çalışma yapıp sunumda kullanılmak üzere çalışmayı tamamladım. Bu proje sadece nümerik değerlerde çalışmanın uyuştugu bir çalışma değil enerjinin verimli kullanımı ve çevreci etkileri ile toplumsal fayda götmeyi öğretmiştir.

Son olarak çalışmamın not için değil öğrenmek için olduğunu bana idrak ettiren, hayata karşı bir bakış açısı geliştirmekte şahsıma yardımcı olan ve bana iyi bir örnek olan çok değerli hocam Doç.Dr. Hasan KÖTEN' e bir teşekkürü borç bilirim.

Fatih BALCI

İSTANBUL-2023

İÇİNDEKİLER

İçindekiler.....	7
1. Giriş	8
1.1 Litaratür Araştırması.....	9
2. Tesiste Kullanılan Enerji ve Enerji Verimliliğini Artırıcı Proje Örnekleri	
2.1 Ölçüm ve inceleme noktaları	16
2.2 Genel bulgular ve öneriler	17
3. Yardımcı İşletmeler	20
3.1 Kazan Dairesi.....	20
3.2 Tesisat.....	31
4. Soğutma Sistemleri.....	38
4.1 Ciller Ünite ve sistem tarifi.....	38
4.1.1 Yapılan ölçümler ve / veya Alınan değerler	43
4.1.2 Öneriler, enerji tasarruf imkanları ve miktarları	47
4.2 Soğutma kulesi.....	47
4.2.1 Ünite ve sistem tarifi.....	48
4.2.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler	50
4.2.3 Değerlendirme ve hesaplamalar.....	52
4.3 Elektrik Motorları	53
4.3.1 Ünite ve Sistem tarifi	53
4.3.2 Yapılan ölçümler ve veya alınan değerler	55
4.3.3 Öneriler, Enerji tasarrufu imkanları ve miktarı.....	57
4.4 Pompa Sistemleri.....	60
4.4.1 Ünite ve Sistem tarifi	60
4.4.2 Yapılan ölçümler ve veya alınan değerler	63
4.4.3 Değerlendirme ve hesaplamalar.....	68
4.4.4 Öneriler, Enerji tasarrufu imkanları ve miktarı.....	70
4.5 Fan sistemleri	71
4.5.1 Ünite ve Sistem tarifi	71
4.5.2 Yapılan ölçümler ve veya alınan değerler	79
4.5.3 Öneriler, Enerji tasarrufu imkanları ve miktarı.....	79
4.6 Aydınlatma	83
4.6.1 Ünite ve Sistem tarifi	83
4.6.2 Yapılan ölçümler ve veya alınan değerler	83
4.6.3 Değerlendirme ve hesaplamalar.....	84
4.7 Basıncılı Hava Sistemleri	85
4.7.1 Ünite ve Sistem tarifi	85
4.7.2 Yapılan ölçümler ve veya alınan değerler	89
4.7.3 Değerlendirme ve Hesaplamalar	93
4.7.4 Öneriler, enerji tasarruf imkanları ve miktarları.....	102
5. Komrasör Atık Isı Geri Kazanım Uygulaması.....	104
5.1 Ekserji Analizi.....	104
5.2 Kullanılan ısı değiştirici ve sistem montajı	108
5.3 Isı geri kazanım uygulaması Termal Kamera sonuçları.....	119
5.4 Isı geri kazanım CFD analiz.....	124
5. Sonuç	131
6. Kaynakça	13

1.GİRİŞ

Günümüzde küreselleşen ekonomi rekabet şartları daha zorlu bir hal almıştır. Endüstriyel işletmeler de enerji maliyetleri rekabet gücünü oldukça etkili olmaya başlamıştır ve enerjinin verimli kullanılması oldukça önem kazanmıştır.

Enerjinin verimli kullanılması için **ölçme, analiz ve tasarruf kısımlarını belirleme** en önemli aşamadır. Enerji etütlerinin yapılması bu türevde endüstriyel işletmelerin yapacakları ilk adım olmalıdır. Yapılan etütler ile işletmelerin enerji sistemleri irdelenmekte, enerji verimliliği projeleri, kayıpların önlenmesi için öneriler ortaya çıkmakta ve işletmelerin enerji kullanımlarını çok verimli hale getirilmesi amaçlanmaktadır.

Türkiyede, enerji kaynaklarını verimli ve çevreye hassas şekilde değerlendirerek, enerjinin üretiminden sonuç tüketimine kadar bütün aşamalarda verimliliğin artırılmasını amaçlamaktadır. **Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planında** bu hususa vurgu yapılmış, her bir sanayinin alt sektöründeki **enerji kullanımlarının en az %10 kadar azaltılması** konusunda eylem planları belirlenmiştir.

Çalıştığım firma **Ligna Decor** 'da en çok enerji tükettiğimiz alanları belirledik. Bu belirlenen alanlarda çeşitli ölçümler yapıp mühendislik hesaplamaları ile muhtemel tasarruf ve maddi yükünü hesapladık. Bu çalışmaların sonuçlarını aşağıda sırası ile paylaşıldı. Sonuç olarak kompresör odasındaki kompresörler üzerine odaklanmanın kurum için en avantajlı olanı olacağı konusunda kurumu ikna ederek kompresör atık ısı geri kazanım sistemi yatırımı yapmaya karar verdik. Buradan kazanılacak atık ısı ile tesisin bir çok yerinde kullanıma uygun sıcak su temin edilebilecek.

Endüstriyel tesislerde makinelerin çalışmasında ve üretim prosesleri sırasında basınçlı havaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu basınçlı hava ihtiyacı kompresör sistemleri ile sağlanmaktadır. Basınçlı hava üretimi oldukça pahalı ve enerji verimi düşük bir proses ile üretilir. Üretimi sırasında makineyi soğutmak için kullanılan yağ ve radyatör üzerindeki atık ısıyı faydalı bir enerjiye dönüştürecek bir esanjör sistemi üzerine durdum. Bu kapsamda mühendislik hesaplamaları , projenin deneyler ile ölçümlerinin alınması , sistemin gerçekleşmesi, termal sonuçların görüntülenmesi ve son olarak cfd analiz ile gerçek çıktıların kıyaslamasını içermekte olan çalışmam aşağıda yer almaktadır.

1.1 LİTARATÖR ARAŞTIRMASI

KOMPRASÖR:

Bir akışkanı istenilen basınç değerine kadar sıkıştırmamıza yarayan makine verilen ad Komprasördür. Akışkan ve yoğunluk özellikleri bir fazla etkiye sahip olduğu için oldukça geniş bir kullanım sahasına sahiptir. İlk örneği olan wilkinson tarafından İngilterede 1776 yılında tanıtılan komprasör makineleri sanayi devrimi ile hızlı sıkıştırma ve yüksek basınç sağlama imkanları doğdu.

Nerdeyse her işletmede operasyonların ve mevcut proseslerin ihtiyaç duyduğu basınçlı hava, arıtma havuz havalandırması, vakumlu hava kurutma, granül ve tozların taşınması, basınçlı hava ile temizlik ambalajlama ve şişeleme gibi bir çok alanda kullanılır.

Akar yakıt istasyonlarında arçların lastiklerini şişiren, buz dolabında soğutucu akışkanı gezdiren, havalı frenlerde kampanaları kapatarak diski kilitleyen mekaniksel kullanım alanları da oldukça fazladır.

KOPRASÖR NEDİR?:

Gazların Tamamı moleküllerden meydana gelmektedir. Gaz içinde moleküller her yönde hareket halindedir. Moleküllerin temas ettikleri her yüzeye eşit miktarda kuvvet olarak etki eder. Yüzeydeki bu kuvvete basınç adı verilmelidir. Bildiğimiz üzere basınç birim yüzeye etki etmekte olan kuvvettir. 1KG ağırlığındaki bir nesnenin 1cm² alanın yüzeyine yaptığı etki 1kg/cm² şeklinde ifade edilir.

Silindirin içinde bulunan bir gaz , pistonda gerçekleşen hareket ile sıkışmaktadır. Eğer sıcaklığı aynı kalması şartı ile gazın hacmi Küçülürse basıncı artar. İlk durumdaki hacim V1 mutlak basıncı P1 İkinci pozisyonda hacim V2 , Mutlak basınç P2 ile gösterilir ise;

$$P1 \cdot V1 = P2 \cdot V2 \quad (1)$$

Veya;

$$(P1 \cdot V1) / T1 = (P2 \cdot V2) / T2 \quad (2)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eğer sıcaklık sabit kalması şartı ile hacim ile mutlak basınç çarpımı sabir kalır ve değişmez.

Komparasörler tabir olarak gaz basıncını arttıran bir makinedir diye biliriz. Komprasörlere belli bir basınçta giren gaz daha fazla basınçla çıkar. Emmilen basınç ile basınç çıkışı arasındaki fark komprasörlerde gaz üzerinde yapılan mekanik iş olayından dolayıdır. Sıkıştırılan gaza ait olduğu potansiyel enerji, gazın bulunduğu kabın ieriden dışarıya olacak şekilde her istikamete iter.

Enerji yoktan var edilemez ve yok edilemez. Fakat bir diğer enerji türüne dönüşebilir. Potansiyel enerji kinetik enerjiye işe dönüşebilir.

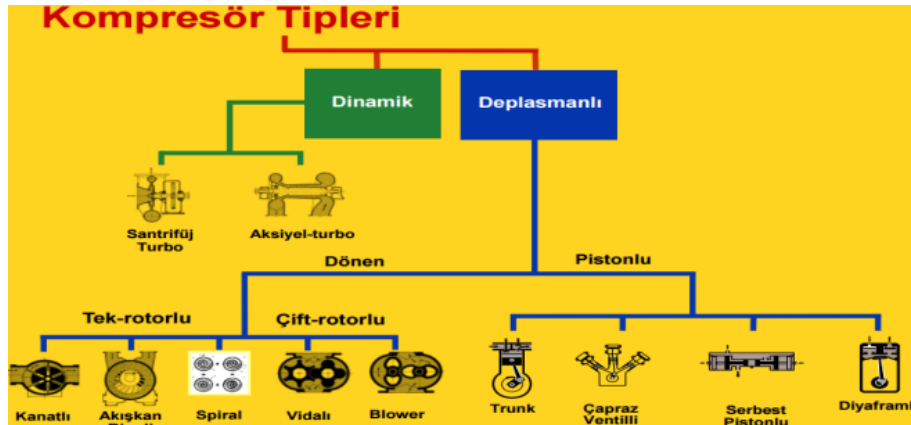
Aynı şekilde kinetik enerjide potansiyel enerjiye dönüşebilmektedir. Bir cismin üzerinde yapılan iş ona enerji ilave edilmiş olur. Basıncı gazın bir hacim içerisinde akarken sahip olduğu basınca ait enerji bir kısmı tek bir yönde kinetik enerjiye dönüşmüş olur. Kısacası akış halinde gaz içindeki potansiyel enerjinin bir kısmı kinetik enerjiye dönüştürür. Akış halindeki gaz fazındaki akışkanın toplam enerjisi basınç ve hızlarının bir fonksiyonudur. Eğer ısı kayıpları göz ardı edilirse akış sırasında toplam enerji sabit kalır. Kısacası akış halinde hareketli gazın hızı artarsa basıncı azalmakta. Akışkanın hızı azalırsa da basıncı artmaktadır.

Komprasörlerin kapasitesini belli bir zaman içinde hareket ettirdiği gazın hacmi olmaktadır. Komprasör kapasitesi m³/dk birimi ile ölçülür. Bir akış hacmi içinde akan akışkan gazın aktığı miktara debi denir. Komprasör çıkış hacminin debisi komprasöre ait kapasiteyi temsil eder. Akış hacmi içerisinde akan akışkan gazın debisi, akışkan gazın hız ve akış hacminin kesitinin çarpımına eşittir. Aynı akış kesit alanına sahip iki farklı alandan hızı fazla olanın debisi de fazla olacaktır. Ama iki farklı alana sahip alandan hızları aynı ise çapı çok olanın debisi çok daha fazla olacaktır. Komprasörlerde akan akışkan gazın hızı artıyor ise komprasöre ait kapasite de artıyor demektir.

Komprasör makineleri akışkan gazları sıkıştırdığı için giren gazın hacmi çıkan gazın hacminden daha fazla olmaktadır. Bu yüzden girişteki ve çıkıştaki debileri birbirinden farklıdır. Komprasörlerin emme bölümündeki debisinin ölçümü ile hesaplanır. Emme kısmındaki basınç atmosfer basıncındandır. Fala ise basınçlı gazın atmosfer basıncundaki akış hacmi hacim hesaplanır debi bulunur. Farklıca söylemek gerekirse Komprasör kapasitesi emiş ve basma debisinin atmosfer basıncına karşılık gelen değeridir.

Kaynakçada bulunan komprasörler ve ısı geri kazanım ile ilgili olan tüm literatür taramasının yapıldığı çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar konu hakkındaki ayrıntılara ulaştığımız çalışmalardır. (KAYNAKÇA)

Komprasör Çeşitleri:



Şekil 2

İşletmelerin şartları gereği çalışma basınçları ve gereken hava miktarları bakımından farklı tiplerde Komprasörler bulunmaktadır. Genel olarak sıkıştırmanın tipine göre komprasörler 2 başlıkta incelenir.

İlki kapalı bir alanda hava, alanın hacmi küçültülerek sıkıştırma yapılır. Hacimsel Komprasörler diye biliriz.

Hacimsel Koprasörler:

Pozitif yerdeğiştirmeli pistonlar bir diğer ifadeyle hacimsel koprasöre pozitif deplasmanlı koprasörlerdir. Anlamı akışkan havanın kapalı bir hacimin içinde ötelenerek sıkıştırılması büyük basıçlı tarafa doğru ötelenmesidir. Pozitif yönde değıştirmesi alçak basınç tarafından yüksek basınçlı akışın olması ve bu duruma karşılık ötelenen elmanın hareketinin ileri şekilde olmasıdır. Aşağıda hacimsel koprasörleri tektek başlık olarak açıklayacağız.

Hacimsel Koprasörler (Pistonlu):

Silindirin boşluğu içerisinde hareketli pistonun aşağıya doğru yönde hareketi sonucunda silindir içerisinde vakum oluşmakta sonunda da emme subapı açılır. Çevreden alınan havayı kaba bir yapıllı filitreden geçirerek slindir içerisine doldurulur. Pistonun en aş tölü alana kadar emme devam eder. Piston üst yönde raekete geçtiğinde emme de egzoz sbobu kaplı konumdadır. Silindirin içersinde sıkıştırılan hava hapis halindedir. İstenilen konuma kadar sıkıştırma devam etmesi gerekir. Ardından egzoz sibobu açılır basınç havayı isteilen hacimdeki alana gönderilir.

Slindirin içerisindeki pistonun alt ve üst hareketi ile hava taşınır. Pistonun alt hareketi hava iöişi için, pistonun ust harekeri havayı sıkıştırma amacı ile yapılır. Bir gaz hacmi sıkıştırıldığında hacimde küçülme meydana gelir hyapılan iş ısıya dönüşür. Bu yüzden koprasörde su püskürtmek sureti ile soğutma yapılır.

Piston alt ölü konuma hareketiyle çevredki gazo emer kuru hava filitresi temizler sonrasında emme subapına geçiş yapar, pistonun üst ölü noktaya ilerlemesi ile beraber basma subabı ile sıkıştırılır. Pistonlu koprasörlerin üst bloğu eletiek motrlu kayış kasnaklı bir sistemle yapılmaktadır.

önce

Eğer tek kademeşi basma bübaplarının bastığı basınçlı gaz öncelikle kollektörle toplanır. Sonra çek valfli bir sitemin içerisinden geçirilir ve hava tankına yönlendirilir. Tank girişinde ki çek valf tank üzrind ebulunan basınçlı havanın geri dönüşünü engelleyecektir.

Pistonlu Komprasörler iki kasımda incelenir. Kendisine ait içindeki parçalara göre ikici olarak bağlı olduğı sistme göre

Bir pistonlu komprasör parçaları aşağıdadır;

- Piston kolu
- Silindir
- Piston
- Emme ve Basma sibobu

Pistonlu komprasör sistemi içerisinde bulunan kasnakve kayış tahriği ve elektrik motoruna bağlanarak çalışmaktadır. Bu sistem havayı toplayarak bir tank sistemine bağlıdır. Emiş hattındaki havanın içerisindeki tozların tutulması için bir filitre bağlıdır. Basınç şiddetini ayarlamayı sağlayan bir basınç vanası sistemin içerisinde mevcuttur. kamprasör basınç tankında doğal yollarla yoğunlaşan suyu atmak için su tahliye vanaları tankın üzerinde bulunur. B u sayede nemi tutulmuş hava tekrardan dolaşıma verile bilir.



Şekil 3

Döner Kopraserler:

Döner Komprasör olarak adlandırılan tür ise soğutucu ile beraberce ana olarak küçük kesirli beygir güçlerinde kullanılmışlardır. Döner sistemli kopraserler soğutma endüstrisinde çok fazla benimsenmemiştir. Nedeni düşük emme basıçlarında çalışırken çok yüksek basaltma basınçboşaltmaışı pomplamaları verimsiz olmaktadır.

Döner Komprasörleri dört çeşitte incelemek mümkündür;

- Turbo Kmpraserler
- Vidalı Kopraserler
- Roots Komprasörler
- Paletli Komprasörler

Dinamik Koprasörler:

Havayı Hızlandırmak sureti ile basınç farkı hızlı şekilde emerek çıkış kısmına basabilen koprasörlerdir. Bu tip komprasörler hızla dönen kanatların hız kazandırdığı hava önünde veya içerde vakum oluştururken arkasında veya dışarısında yığılma dolayısı ile basınç oluşturmaktadır. Önden arkaya doğru emip basablara eksenel kamprasör , içten dışa emip basan radyal komprasör olarak adlandırılır. Belli türlerinde her iksisinin özelliklerini barındıralarda vardır. Düşünç basınç özlligi gösteren eksenel koprasörlerkanatlarına veya rötalarına pervane denilmektedir. Yüksek basınç rayal eksenel komprasörlerin basınçlandırma oluşturan ekipmanına impeller denmektedir. Santrifuz turbo koprasörlerin impeller emişinin olduğu ön ve orta tarafından emekrek aldığı havayı hızlandırır çıkışın olduğu dış arka tarafa savrulasına sebep vererek çalışır. Bunu sonucu oluşmakta olan santrufuz kuvvet havayı sıkıştırarak daha hızlı taşamaya sebeptir.

Uçak motorları aslından eksenel koprasörlerdir. Dinamik koprasörler taşsız koprasörlerdir. Dinamik koprasörler eksenel ve ikici olarak santrüfüz olarak 2 türde incelenir.

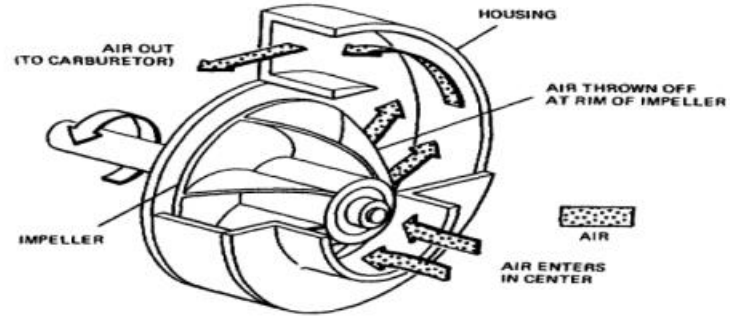
Santrifüz Komprasörler:

Kompresöre ait işlev giren havanın basıncını yükselterek ve güç çekmenin sürecinin çok daha verimli olmasını salamaktadır.Basınç yükselirken hacimde küçülür,hava yakıt karışımı küçük bir hacimde yakılabilmektedir. Hva perfanenin dönüş hareketi ile hızlandırılır. Daha sonra difüzörde yayılarak yavaşlatılır ve basıncı artırılır difüzörde düzleşen manifold toplayarak şırası atar.

Santrifüz hava koprasöleri tasarımı kriterleri gereğince yağsız çalışabilen koprasörlerdir. İmpellerin büyük hızlarda dönmesini sağlayan dişlilerin yağlamak için kullanılan kullnılmakta aolan yağın hava bağlantı soft contalarınıve atmosfer atmosfer habalandırması tertşbat sitemleri kullnılarak kesilir. Santrüfüz komprasörü sürekli hizmet karşılayan koprasörlerdir. Az sayıda sayıda hareket eden parçası olası avantajı iel yüksek hava dbisi taelebiolan sistem uygulamalarında ve easas olarak yağsız hava temini gereken yerlerde kullanıma oldukça uygundur.

Üç adet bileşenden meydana gelir:

- Koprasör madifoldu
- İtici impeller
- Difizör



Şekil 4

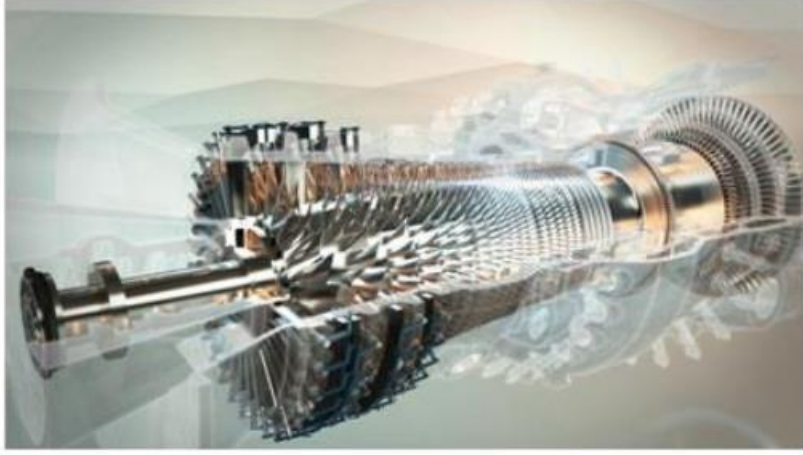
Eksenel Komprasörler:

Komprasörlerin bir diğer türünde eksenel komprasörlerdir. Bir rotor üzerine yerleştirilmiş kanatlar ve gövdeden oluşmaktadır. Kanatlar Emilen havayı hızlandırmak vasıtasıyla kinetik enerji kazandırır. Sonrasında enerji basınç enerjisine dönüşür Bu türdeki komprasörlerde akışkan hava dönme eksenine paralel olarak hareket eder. Helisel olarak ilerler. Bu süreçte basınç sürekli olarak artar. Bir başka anlamda sistemi türbinin tersine uygundur. Eksenel akıması sahip komprasörlerin elemanları şunlardır:

- Türbin kanatları veya pervane olan ve komprasörün iç alanında meydana getiren parça
- Çıkış bölümünü meydana getiren ve döner kısımları destekleyen yatak kısmı
- Duran ve Komprasörün Dış cidar çevresübi meydana getiren bölüm

Çalışırken giren akışkan hava hızlandırılır ve ardından hızı düşer, bu arada Bernoulli yasasına göre basınç yükselir. Birbiri üzerine eklenebilir bölümler içermesi, küçük alansal hacim kaplaması döner sistemlerinin merkezi olması bu yüzden merkez kaç kuvvetinin düşük olması bu komprasörün tercih sebebi olmaktadır.

Hava sırası ile döner rotor kanatları ile duran stator kanatları aksenal olarak döner.Eksenel koprasörler en çok eletrik üretimiind ekullnıla bilirlr. Alman markası simens 1350mw kapasiteye sahip istanbuldaki 1988 yıllarıda kurduğu birleşik çevrim sistmeli santral yüzde 52,5 ile en verimli kurulu sontraldır.



2. TESİSTE KULLANILAN ENERJİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNİ ARTIRICI PROJE ÖNERİLERİ

Ligna Decor Tesisinde yaptığım çalışmada, mevcut enerji verimliliği potansiyellerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Çalışma kapsamında 24 adet proje önerisinde bulunulmuştur. Çalışma özetleri aşağıdaki gibidir. Sonuç olarak kompresör ısı geri kazanım projesini uygulamaya karar verdik.

İşletmede gerçekleştirilen potansiyeli belirleme faaliyeti ile yerleşkenin enerjiyi verimli kullanması, mevcut pozisyonda yardımcı işletmelerde bulunan ekipmanların kapasitelerinin ve verimlerinin hesaplanması, enerjinin kullanıldığı yerlerin incelenmesinin tamamlanarak enerji geri kazanımı ve enerji verimliliği potansiyellerini saptamaktır. Ayrıca en mantıklı olan seçeneğe bütçe ayrılarak enerji geri kazanım ünitesinin canlıya alınması bu çalışmanın ise ölçüm aletleri (Termal kamera, debimetre, termometre vb.) doğrulamasının yapılması. Son olarak da esanjör üzerindeki mühendis değişkenleri sanal ortamda verilerek CFD doğrulaması yapılmıştır.

2.1 Ölçüm ve İnceleme Noktaları

Enerji verimliliği proje önerileri kapsamında aşağıdaki noktalarda ölçümler, incelemeler yapılmıştır;

- Kompresör Dairesinin Teknik Olarak İncelenmesi
- Basınçlı Hava Kompresöründe Debi ve Güç Ölçümü
- Pompa Debi, Güç Ölçümü ve Verim Analizi
- Pompalar İçin Tasarruf Önerilerinin Belirlenmesi
- Aydınlatma Armatürlerinin İncelenmesi
- Elektrik Motorlarının İncelenmesi
- Soğutma Sistemlerinin İncelenmesi
- Kazan Sistemlerinin İncelenmesi
- Atık Isı Geri Kazanımı
- Trafoların Teknik Olarak İncelenmesi
- Proses Üzerinde İnceleme ve Analizler
- Enerji Verimliliği Potansiyellerinin Tespiti
- Enerji Tasarruf Olanaklarının Belirlenmesi
- Enerji Tasarruf Noktalarının Projelendirilmesi ve Maliyetlendirilmesi

2.3 Genel Bulgular ve Öneriler

ÖNLEMLER		ENERJİ TÜRÜ	TASARRUF TÜRÜ				CO ₂ AZALMA MİKTARI	YATIRIM MALİYETİ	GERİ ÖDEME SÜRESİ
			MİKTAR	ORJ. BİRİM	TEP/YIL	TL/YIL	TON/YIL	TL	YIL
1	Mevcut Kompresör 1 ve 2 Değişimi	Elektrik	331.200	kWh/yıl	28,5	695.520	152,68	1.960.714	2,8
2	Basınçlı Hava Tankı Su Tahliye Sistem Değişimi	Elektrik	33.048	kWh/yıl	2,8	69.401	15,24	14.640	0,2
3	Basınçlı Hava Kurutucuların Su Tahliye Sistemleri Değişimi	Elektrik	5.040	kWh/yıl	0,4	10.584	2,32	15.060	1,42
4	Basınçlı Hava Kaçaklarının Giderilmesi	Elektrik	160.881	kWh/yıl	13,8	337.850	74,17	16.200	0,05
5	Makine Chilleri Değişim Projesi	Elektrik	73.450	kWh/yıl	6,3	154.245	33,86	350.000	2,27
6	TR-1 Trafosu Aktif Filtre Projesi	Elektrik	31.640	kWh/yıl	2,7	66.444	14,59	460.000	6,92
7	TR-1 Trafosu Akım Dengesizliğinin Giderilmesi Projesi	Elektrik	654	kWh/yıl	0,1	1.373	0,30	10.000	7,3
8	4 Adet Extruder Makinesinin Motor Değişim Projesi	Elektrik	71.760	kWh/yıl	6,2	150.696	33,08	240.000	1,6
9	Kırıcı MK100 Elektrik Motoru Değişim Projesi	Elektrik	3.432	kWh/yıl	0,3	7.207	1,58	21.000	2,91
10	Kırıcı HK80 Elektrik Motoru Değişim Projesi	Elektrik	6.948	kWh/yıl	0,6	14.591	3,20	21.000	1,4
11	Proses Pompa Soğutma Sistem Pompa Değişim Projesi	Elektrik	93.600	kWh/yıl	8,0	196.560	43,15	140.000	0,71
12	Kule Sirkülasyon Pompa Sistemi Pompa Değişim Projesi	Elektrik	25.632	kWh/yıl	2,2	53.827	11,82	90.000	1,67
13	Soğutma Kuleleri Fan Değişim Projeleri	Elektrik	19.080	kWh/yıl	1,6	40.068	8,80	150.000	3,74
14	Klima Santrali Fan Motoru Verim Sınıfı Yükseltme Projesi	Elektrik	3.894	kWh/yıl	0,3	8.177	1,80	70.000	8,56
15	Baskı Bölümü Emiş Fanı -1 Fan Motoru Verim Sınıfı Yükseltme Projesi	Elektrik	352	kWh/yıl	0,0	739	0,16	6.000	8,12
16	Baskı Bölümü Emiş Fanı -2 Fan Motoru Verim Sınıfı Yükseltme Projesi	Elektrik	765	kWh/yıl	0,1	1.607	0,35	6.000	3,7
17	Florasın Aydınlatma Armatürlerinin LED Aydınlatma Armatürleri ile Değişim Projesi	Elektrik	69.689	kWh/yıl	6,0	146.347	32,13	453.790	3,10
TOPLAM ELEKTRİK TASARRUFU			931.065	kWh/yıl	80	1.955.237	429	4.024.404	
18	Buhar Kazanı Isı Geri Kazanım Projesi	Doğal Gaz	5.516	Sm ³ /yıl	4,55	68.950	100,8	457.500	6,6
19	Buhar Kazanı Otomatik Yüzey Blöf Projesi	Doğal Gaz	2.701	Sm ³ /yıl	2,23	33.762,5	49,4	128.100	3,8

20	Kompresör -1 Atık Isı Projesi	Doğal Gaz	47.284	Sm³/yıl	39,0	591.050	91,73	200.000	0,34
21	Kompresör -2 Atık Isı Projesi	Doğal Gaz	14.185	Sm³/yıl	11,7	177.313	27,52	180.000	1,02
22	Buhar Kazanı Yüzey Termal Kayıpların Yalıtım ile Önlenmesi	Doğal Gaz	1.103	Sm³/yıl	0,9	13.788	2,14	43.607	3,16
23	Buhar Kazanı Boru Termal Kayıpların Yalıtım ile Önlenmesi	Doğal Gaz	30	Sm³/yıl	0,0	375	0,06	396	1,06
24	Vana Termal Kayıpların Yalıtım ile Önlenmesi	Doğal Gaz	411	Sm³/yıl	0,3	5.138	0,80	2.746	0,53
TOPLAM DOĞAL GAZ TASARRUFU			71.230	Sm³/yıl	58,7	890.376,5	272,45	1.012.349	

Enerji izleme ve yönetme nedir?

Enerji verimliliği amaçlanan tüm kurumlarda, mevcut sistemin anlık olarak izlenmesi ve potansiyel tasarruf noktalarının belirlenerek iyileştirme ve geliştirme için uygulanacak her türlü adımın yönetimidir.

Enerji kullanan sistemleri ve bu sistemlerin kullnımlarını etkileyen parametreleri izleyip sonuçlandırma ve devamlı iyileştirme çalışmalarına fayda sağlamak için “Enerji İzleme Sistemlerinin” kullnılması gerekmektedir



Enerjiyi izleme ile izlenen noktaların enerji yoğunluk haritasını ve spesifik Enerji tüketim değerlerini canlı olarak görüp karşılaştırma yapmanıza olanak sağlar.

3 YARDIMCI İŞLETMELER

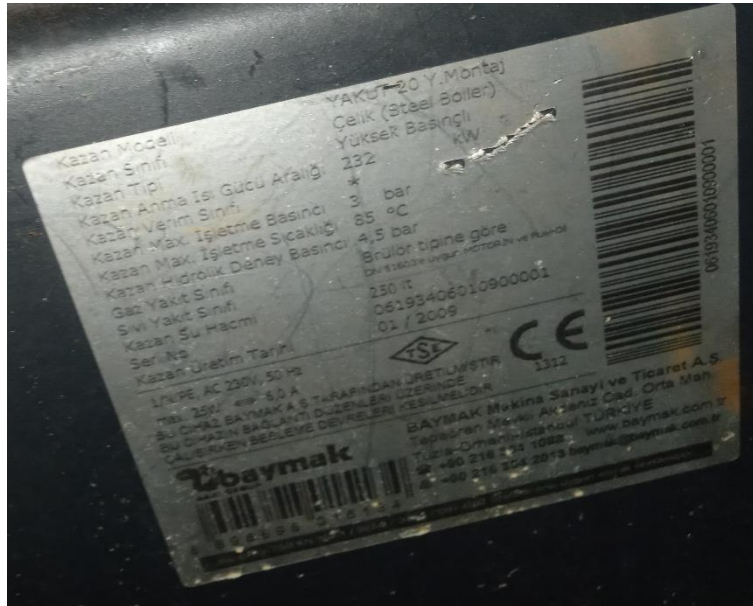
3.1 Kazan Sistemleri

3.1.1 Ünite ve Sistem Tarifi

İşletmede 1 adet sıcak su kazanı ve 1 adet 6 ton kapasiteli buhar kazanı bulunmaktadır. İki sisteminde hizmet ettikleri bölümler ve işleyişleri açıklanmıştır.



Şekil(1): SıcakSu Kazanı



Şekil(2): SıcakSu Kazanı Etiket Bilgisi

Sıcak su kazanı, Emprenye bölümünde karışımların tepkimeye girmesi için gerekli olan 70 C sıcak su ihtiyacını ve kullanım suyu ısıtmasında kullanılmaktadır. 70-80 C çevrim ile çalışmaktadır.



Şekil 3: Buhar Kazanı Genel Görüntü



Şekil 4: Buhar Kazanı Etiket Bilgisi

Buhar kazanı reaktör bölümünde kullanılan hammaddenin tepkimeye girebilmesi için ihtiyaç duyulan 130 C derece civarında buharı oluşturmaktadır. Kapalı çevrim ile tesis içinde dolaşan buhar, 4 ton kapasiteli kondens tankında tekrar %100 olarak toplanmaktadır.

3.1.2Yapılan Ölçümler ve Alınan Değerler

Tesis kazan sistemlerinde doğal gaz sayacı veya buhar sayacı olmaması nedeniyle verimlilik hesaplamaları yapılamamış, tahmini doğal gaz tüketimi baca sıcaklık değerinden bulunmuştur.

Kullanılacak Formül;

$$\text{Doğal Gaz Miktarı} = \frac{\text{Kazan Kapasitesi}}{\text{Doğal Gaz Alt Isıl Değeri} \times \text{Kazan Verimi}}$$

Sıcak Su Kazanı;

Sıcak Su Kazan Bilgileri		
Kazan Maksimum Kapasitesi	199.520	kCal/h
Kazan %75 Kapasitesi	149.640	kCal/h
Kazan %50 Kapasitesi	99.760	kCal/h
Kazan Verimi (Kabul veya Etiket)	90	%
Doğal Gaz Alt Isıl Değeri	8.250	kcal/Nm3
Doğal Gaz Tüketim Miktarı (%100 Kapasitede)	26,87	Sm3/h

Buhar Kazanı;

Buhar Kazanı Bilgileri		
Kazan Maksimum Kapasitesi	1.376.000	kCal/h
Kazan %75 Kapasitesi	1.032.000	kCal/h
Kazan %50 Kapasitesi	688.000	kCal/h
Kazan Verimi (Kabul veya Etiket)	90	%
Doğal Gaz Alt Isıl Değeri	8.250	kcal/Nm3
Doğal Gaz Tüketim Miktarı (%100 Kapasitede)	185,32	Sm3/h

Buhar Kazanına Ait Baca Gazı Ölçümleri

Buhar kazanı için, baca gazı analiz cihazı ile kazan çıkışında gerçekleştirilen ölçümler aşağıda verilmiştir.

Buhar Kazanı Baca Gazı Ölçümleri	
Baca Gazı Sıcaklığı (°C)	225,7
CO ₂ Değeri (%)	9,94
O ₂ Değeri (%)	3,6
CO Değeri (ppm)	5
Baca Gazı Hızı (m/sn)	6,15

Termal Görüntüler

Yapılan termal ölçümlerde kazanların bazı yüzeylerinin sıcaklıklarının yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu kayıplar uygun izolasyon malzemeleri kullanılmasıyla azaltılarak kazan veriminde iyileşme sağlanabilir. Kazan yüzeylerinde yapılan termal ölçümleri grafikleri aşağıda verilmiştir.

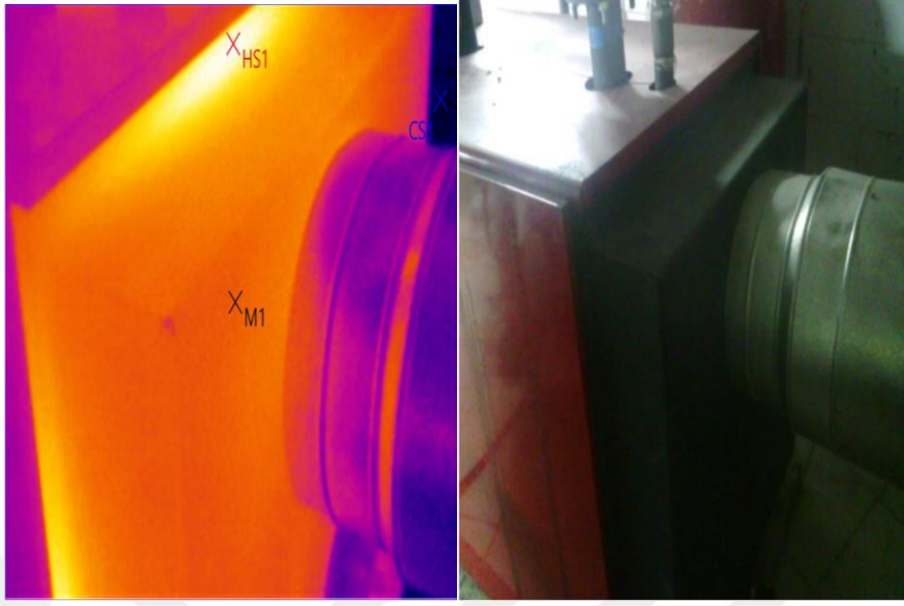
**Kazan ve kazan dairesi tesisat hatları termal kayıp ve öneriler, 'Tesisat' başlığı altında bilgilerinize sunulmuştur.*



Şekil 5: Sıcak Su Kazanı Ön Yüzey



Şekil 6: Sıcak Su Kazanı Yan Yüzey



Şekil7: Sıcak Su Kazanı Arka Yüzey



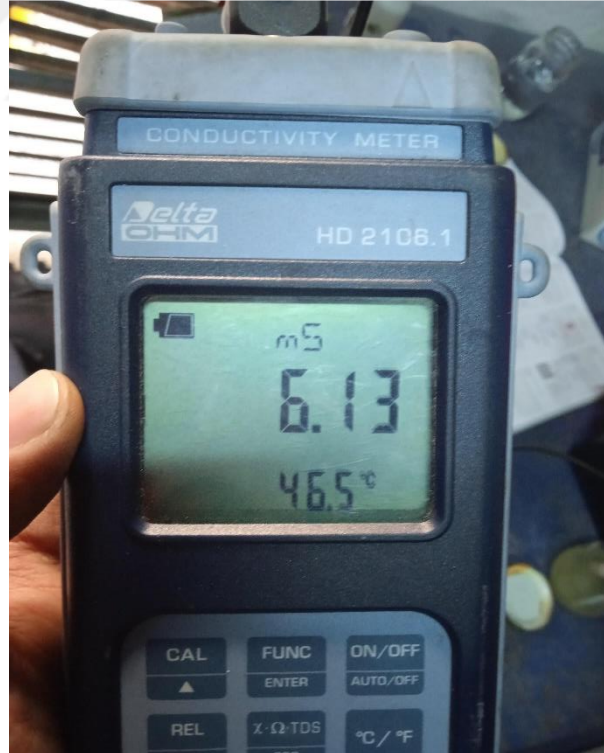
Şekil 8: Buhar Kazanı Ön Yüzey



Şekil 9: Buhar Kazanı Yan Yüzey

Buhar Kazanı İletkenlik Ölçümleri

Buhar Kazanı make-up suyu ve kazan içi iletkenlik değerleri ölçülerek aşağıda verilmiştir. Kazana yumuşak su beslenmektedir. Kazanda otomatik blöf sistemi bulunmamaktadır.



Şekil 10: Buhar Kazanı Yüzey İletkenlik

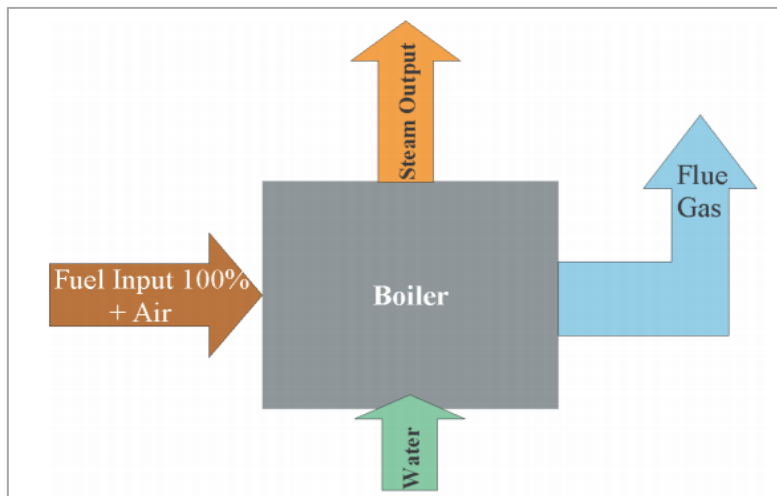


Şekil 11: Buhar Kazanı Dip İletkenlik

3.1.3Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

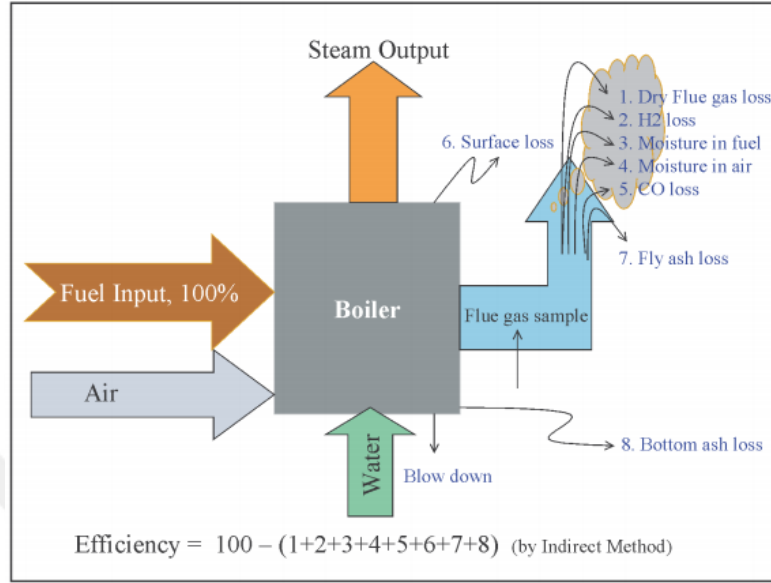
Buhar kazanlarında verim 2 şekilde hesaplanmaktadır. Direkt ve Endirekt verim hesabı kazanın buhar sayacı veya doğal gaz sayacı olmadığından yapılamamıştır.

1. **Direkt olarak Verim Hesaplama Yöntemi:** Yakıt ile kazana giren enerji üretilen buharının enerjisinin oranıdır .Yöntem ile kazan veriminin hesaplanması için doğal gaz hızının ve üretilen doymuş buhar hızının ölçülmelidir. Doğal gaz sayacı olmaması nedeniyle verim hesabı yapılamamıştır.



Şekil 12: Kazan Direkt Verim Yöntemi

2. Endirekt Verim Hesaplama Yöntemi:Yöntem , giren enerji miktarı ile kayıplar arasındaki fark vasıtası ile dayanmaktadır. Yakıtle kazan içersine giren enerji %100 dür ve kazandan atılan enerjilerin oranları toplanır. Giren enerji ile kazandan atılan enerjilerin oranları toplamı ile fark endirekt kazan verimi olarak adlandırılır. Kazan veriminin hesaplamasında direkt ile endirekt verim arasında fark olur. Bu fark, ölçüm hataları ve ölçüm belirsizliklerinden dolayıdır ve draft kaybı olarak adlandırılır.



Şekil 13: Kazan Endirekt Veriminin Yöntemi

3.1.1 Öneriler, Tasarruf İmkanları ve Miktarları

Buhar Kazanı Isı Geri Kazanım Projesi

Kazanın arkasında bulunan 225,7°C'lik baca gazı enerjisinin ekonomizer yöntemi sayesinde geri kazanımı ile besi suyunun ön ısıtılmasının sağlanması amaçlanmıştır.

Kazan Kapasitesi (%100)	:	2.100	kg/h
Baca Gazı Debisi	:	1.787,33	Nm ³ /h
Baca Gazı Sıcaklığı	:	225,7	°C
Baca Çıkış Sıcaklığı	:	120	°C
Geri Kazanılabılır Isı Miktarı	:	62.344	kCal/h
Su Giriş Sıcaklığı	:	85	°C
Su Çıkış Sıcaklığı	:	114.6	°C
Su Debisi	:	*2.100	kg/h
Saatlik Yakıt Kazancı	:	7,55	Nm ³ /h
Yıllık Çalışma Süresi	:	730	h/yıl

Yıllık Yakıt Kazancı	:	**5.516	Sm ³ /yıl
Yıllık Mali Kazanç	:	68.950	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	:	***25.000	€
TCMB Euro Kuru	:	18,3	Euro/TL
Yatırım Bedeli	:	457.500	TL
Geri Ödeme Süresi	:	6,6	Yıl

**Su debisi pompa etiketine göre kazan tam kapasitesi için alınmıştır.*

***Yıllık yakıt kazancı kazanın doğalgaz tüketimine göre değişkenlik gösterebilir.*

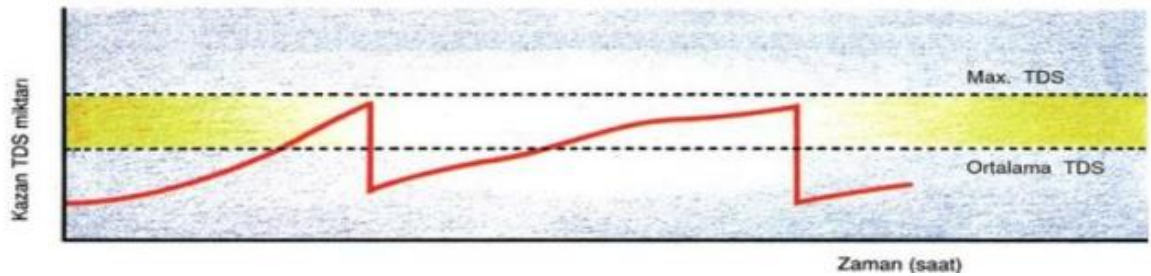
****Yatırım maliyeti besi suyu ekonomizer maliyetini ve işçiliği belirtmektedir.*

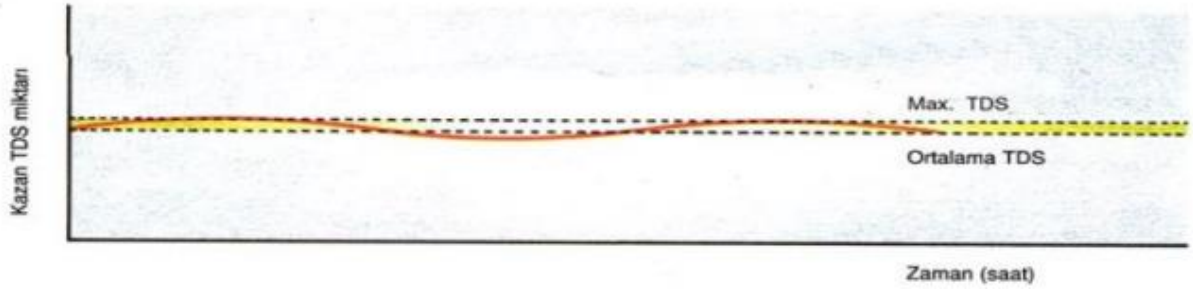
Proses gereğince ürün tepkimeye girmesi için yaklaşık 150 C ısı gerekmekte ve buhar kazanı günde ortalama 2 saat çalıştırılmaktadır. Bu çalışma prensibi sistemi verimsizleştirmektedir. Kazan incelemesi sonucu kazanın %40 kapasitelerde çalıştığı düşünülmektedir. Verimsiz çalışma sistemini verimli hale getirmek için öncelikle buhar sayacı takılmalıdır. Buhar sayaç verilerine göre sistemin verimli buhar jeneratörü ile değiştirilmesi sistem verimini arttıracaktır.

Blöf Miktarının Hesaplanması

Kazanın kullanılması sırasında kazan suyundaki safsızlık artar. Buhar oluşumunun ardından kazanda meydana gelen partiküllerin buhar kalitesini bozmaması için belli aralıklarla uzaklaştırılmalıdır. Bu işlem blöf olarak isimlendirilir.

Blöfü gereken zaman aralığında yapılmaması halinde buhar kalitesinin bozulması yanında kazan su tarafı ısı transfer yüzeylerinde oluşacak kirlilik sebebiyle kazanın uzun süre devre dışı kalmasına sebep olacaktır. Optimum blöf miktarının belirlenmesi yakıt tasarrufu için önemlidir.





Kapasite (buhar)	:	2.000	kg/h
İşletme basıncı	:	3	barg
Buhar sıcaklığı	:	143	°C
Besisuyu (TDS) değeri	:	271	µs/cm
Mevcut kazan suyu TDS değeri :		6.130	µs/cm
Kullanılan yakıt	:	Doğal Gaz	

$$\text{Blöf miktarı} = \frac{(F \times S)}{(B-F)}$$

F: Besi suyu TDS değeri

B: İstenilen / mevcut kazan suyu TDS değeri

S: Kazan kapasitesi

Mevcut Durum;

Blöf Kaybı	Değer	Birim
Kazan Besleme Suyu İletkenlik Değeri	271	mikrosiemens
Kazan Suyu İstenen (Limit) İletkenlik Değeri	6.130	mikrosiemens
Blöf Miktarı	92,5	kg/h
	15,5	kW
Blöf Kaybı	55.800	kJ/h

Yeni Durum;

Blöf Kaybı	Değer	Birim
Kazan Besleme Suyu İletkenlik Değeri	271	mikrosiemens
Kazan Suyu İstenen (Limit) İletkenlik Değeri	3.500	mikrosiemens
Blöf Miktarı	167.85	kg/h
	28,2	kW
Blöf Kaybı	101.520	kJ/h

Kazan dairesinde yapılan incelemeler ve alınan ölçüm sonuçlarına göre kazan işletimi sırasında blöf sistemlerinin yeterince takibinin yapılmadığı tespit edilmiştir.

Kazan tipi, buhar kapasitesi ve istenilen buhar basıncına göre kazan blöfünün 3.500 mikrosiemens olması uygun görülmüştür.

Uygun görülen bu değerin altında kalındığında fazlaca blöf (istenilen sıcaklık ve enerjiye getirilen suyun gereksiz atımı) yapılarak enerji kaybı, uygun görülen bu değerin üstünde kaldığında ise kazan içerisinde kireçlenmeye bağlı korozyona sebep olacaktır.

Otomatik yüzey blöf sistemi ile daha fazla kayıp olacağı görünse dahi, kazan içerisinde kireçlenme etkisi azaltılacak ve ısı transfer yüzeyi arttırılmış olacaktır. Bu yöntem sistemin ve ekipmanların ömrünü uzatacaktır. Isı transfer yüzeyi arttığı koşulda tahmin edilen yaklaşık yakıt tasarrufu miktarı %2 civarındadır.

Saatlik Doğal Gaz Tüketimi (%100 kapasite):	185.3	Sm ³ /h
Otomatik Yüzey Blöf ile Tasarruf Edilecek Yakıt Miktarı:	3.7	Sm ³ /h
Doğal Gaz Birim Fiyatı:	12,5	TL/Sm ³
Sistem Yıllık Çalışma Süresi:	730	h(saat)
Yıllık Doğal Gaz Tasarruf Miktarı:	2.701	Sm ³
Yıllık Parasal Tasarruf:	33.762,5	TL
Yatırım Maliyeti:	7.000	€
Yatırım Maliyeti:	128.100	TL
Geri Ödeme Süresi:	3,8	Yıl

Kazan iletkenlik değerleri düzenli ölçümler sonucu gerekli koşullarda blöf yapılması tavsiye edilmektedir. Aksi takdirde doğal gaz kayıpları oluşmaya devam edecektir.

3.2.TESİSAT

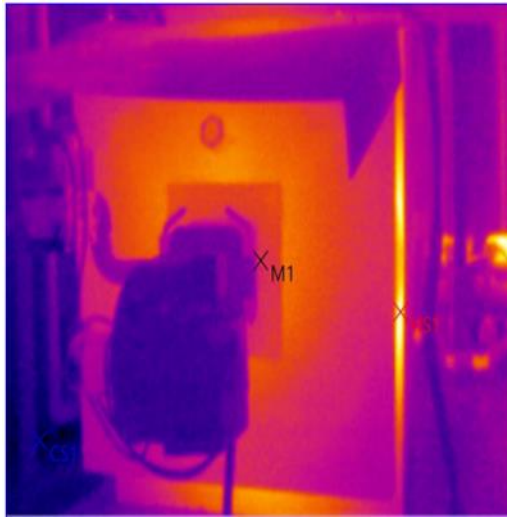
3.2.1Ünite ve Sistem Tarifi

Isıl Kayıplar

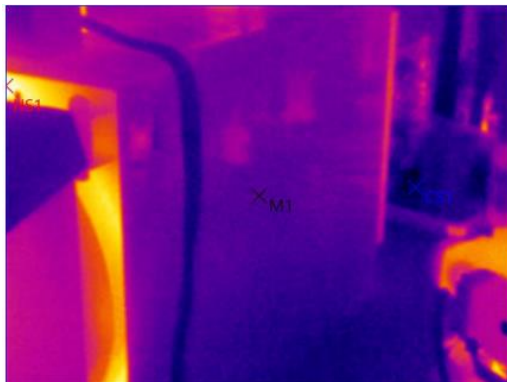
Tesis içerisinde termal kamera ile yapılan ölçümler neticesinde ısı kayıplarının olduğu buhar kazanı tespit edilmiştir. Termal kayıpların neden olduğu enerji kayıpları hesaplanmış ve aşağıda bilgilerinize sunulmuştur.

3.2.2Yapılan Ölçümler ve Alınan Değerler

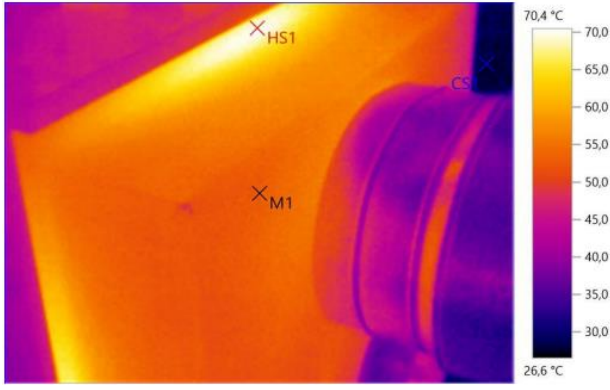
TERMAL GÖRÜNTÜLER



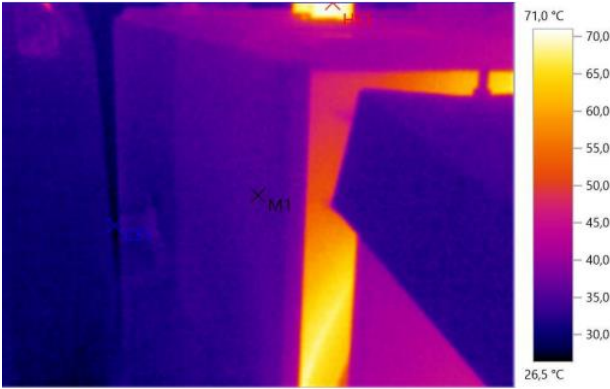
Şekil 14 IR129 Sıcak Su Kazanı Ön Yüzey



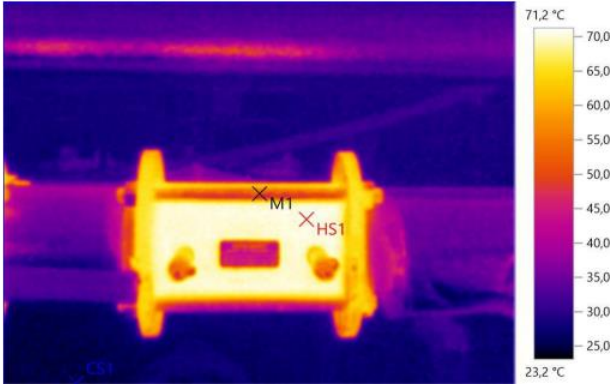
Şekil 15 IR130 Sıcak Su Kazanı Sağ YanYüzey



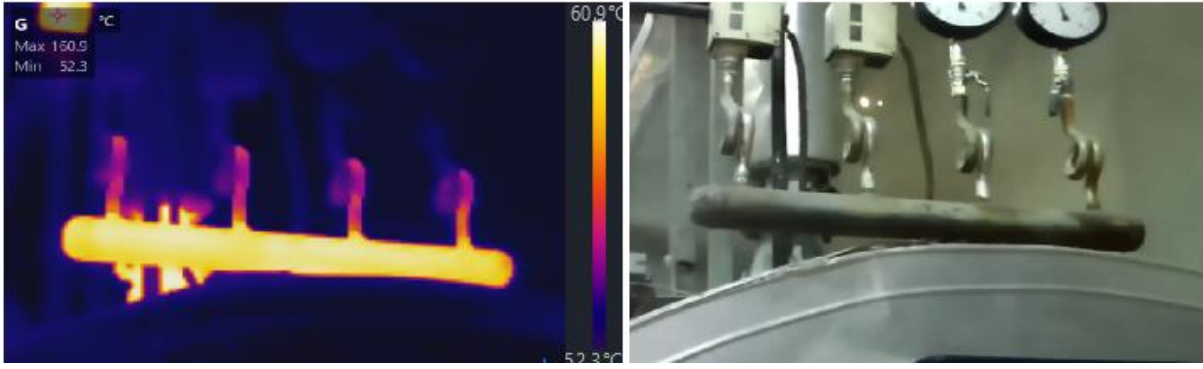
Şekil 16 IR131 Sıcak Su Kazanı Arka Yüzey



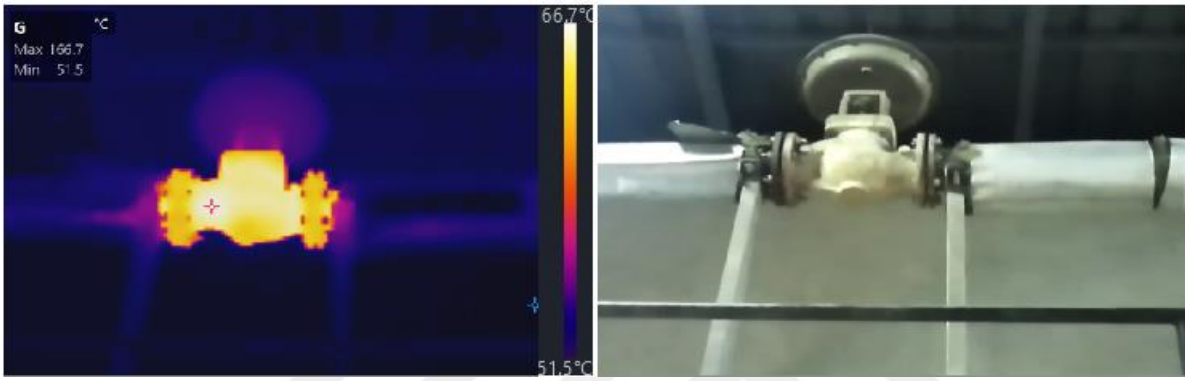
Şekil 17 IR132 Sıcak Su Kazanı Sol Yan Yüzey



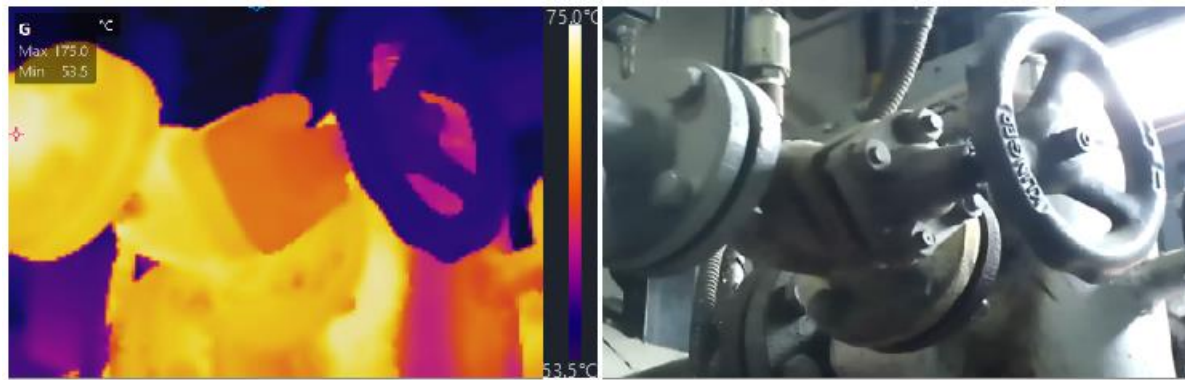
Şekil 18 IR133 Sıcak Su Kazan Tesisatı Kompanzatör



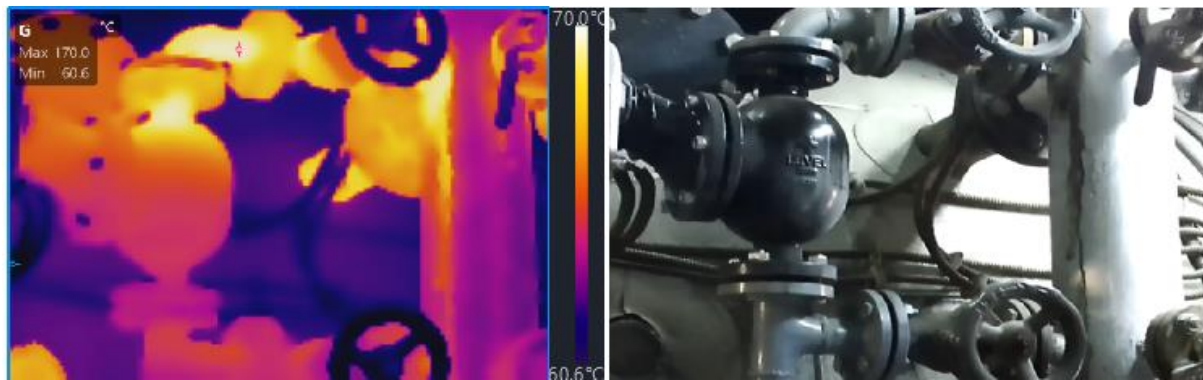
Şekil 19 65132 Buhar Kazan Kollektörü



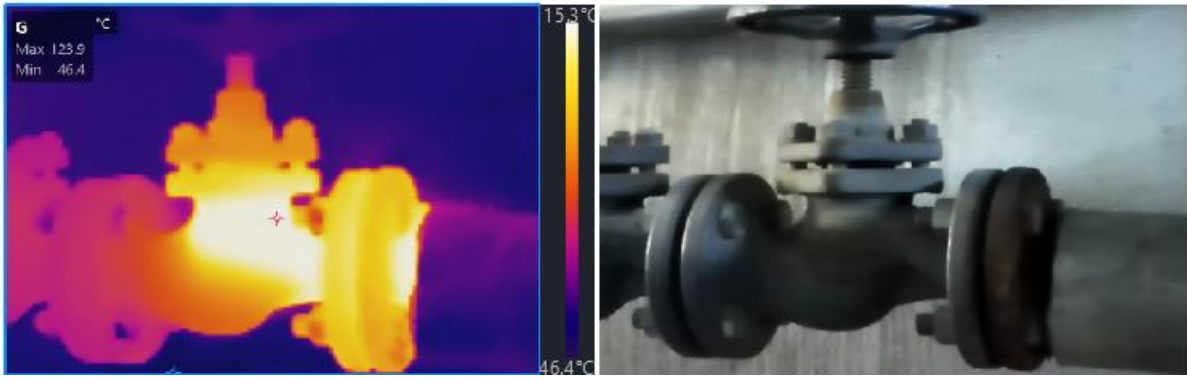
Şekil 20 64813 Kazanüstü Seviye Vaansı



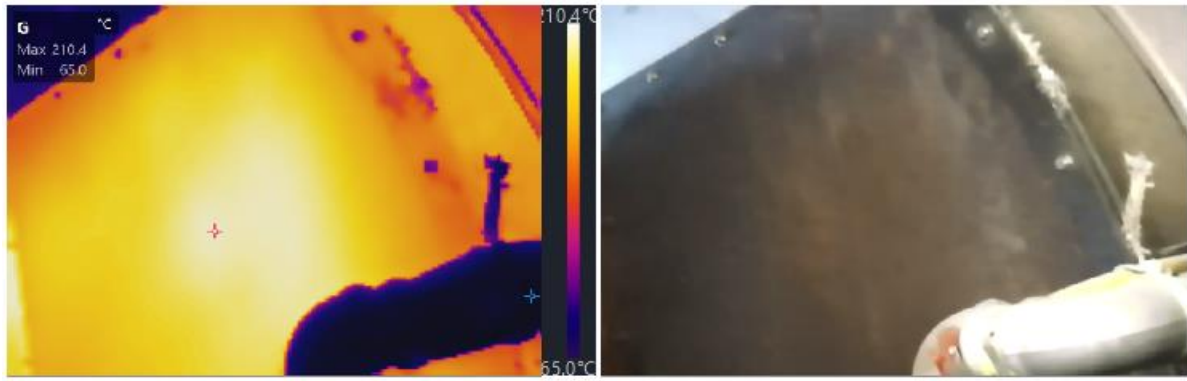
Şekil 21 4655 Buhar Kazanı Vana



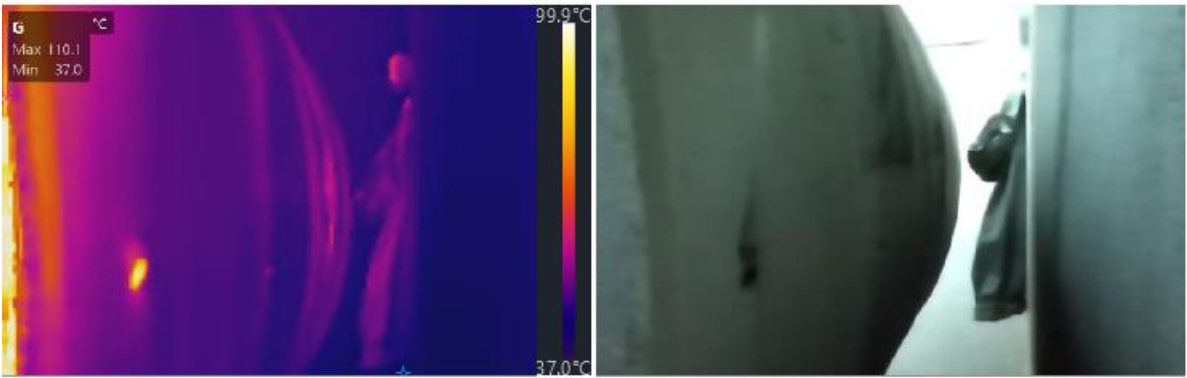
Şekil 22 64411 Buhar Kazanı Blöf Kollektörü



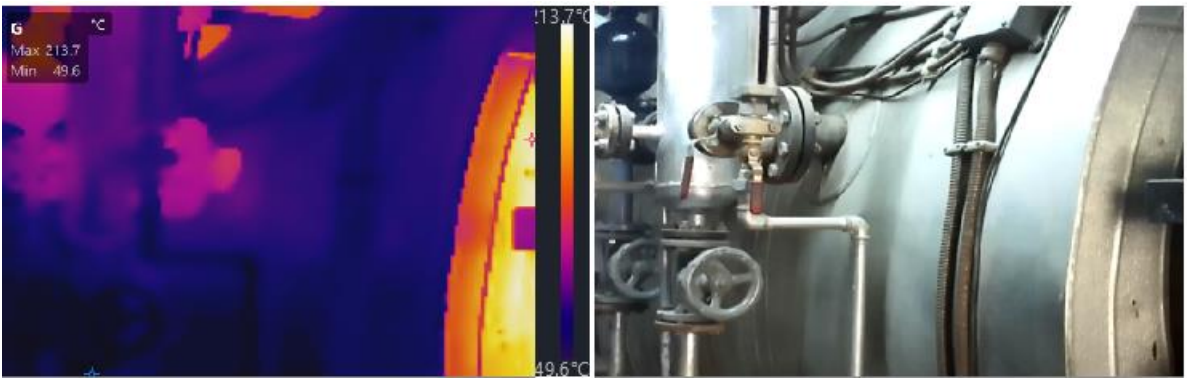
Şekil 23 64338 Buhar Kazanı Yanı Vana



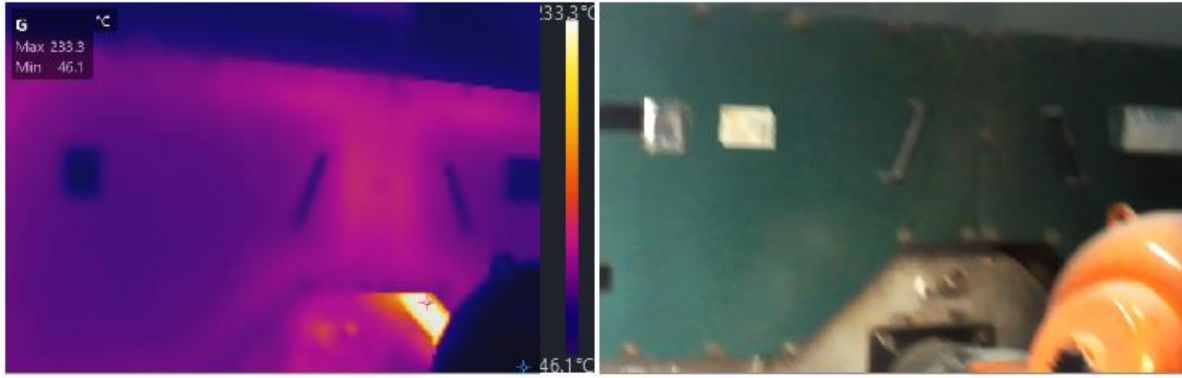
Şekil 24 64249 Buhar Kazanı Arka Yüzey



Şekil 25 64142 Buhar Kazanı Sağ Yüzey



Şekil 26 64114 Buhar Kazanı Sol Yüzey



Şekil 27 64036 Buhar Kazanı Ön Yüzey

Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Konveksiyon vasıtası ile Yayılan Isı Transfer Katsayısı	: $U_c, U_{taşıma}$ (W/m ² K)
Radyasyon vasıtası ile Yayılan Isı Transfer Katsayısı	: $U_r, U_{ışınma}$ (W/mK)
Emissivite katsayısı	: 0,80
Doğalgaz alt ısı miktarı	: 8.250 kcal/m ³
Kazan verimi yüzdelik	: %80
Yıllık çalışma vakti	: 730 Saat
Doğalgaz birim miktarı	: 12,5 TL/Sm ³

Tablo 1: Yüzey Termal Kayıp-Kazanç

Foto No	Tesisat Bölümleri	Tesisat Sıcaklığı (°C)	Ortam Sıcaklığı (°C)	Alan (m ²)	U_c	U_r	E	Yalıtım Öncesi (kcal/h)	Yalıtım Sonrası (kcal/h)	Net Tasarruf (kcal/h)
65132	Buhar Kazanı Arka Yüzey	200,00	20,00	2,60	5,31	10,8	0,80	6.471,8	363,4	6.108,4
64114	Buhar Kazanı Sol Yüzey	75,00	20,00	4,60	3,95	6,0	0,80	2.170,2	643,0	1.527,3
64036	Buhar Kazanı Ön Yüzey	95,00	20,00	4,15	4,27	6,6	0,80	2.920,5	580,1	2.340,4
Toplam				11,4				11.562,5	11,4	9.976,0

Tablo 2: Yüzey Yalıtım Maliyeti

Doğalgazın Kazan Verimi	0,8	%
Doğalgazın Maliyet	12,5	TL/Sm ³
Doğalgaz Isıl Miktarı	8250	kCal/Sm ³
Yıllık Çalışma vakti	730,0	Saat
Saatlik Tasarruf	9.976,0	kCal/h
Yıllık Tasarruf (Q)	7.282.502,7	kCal/Yıl
Yıllık Yakıt (B)	1.103,4	B=Q/(8.250x0,8)
Yıllık finansal Kayıp	13.792,6	TL
İzolasyon fiyatı	43.606,7	TL
Geri Ödeme vakti	3,2	Yıl

Tablo 3: Boru Yüzey Termal Kayıp-Kazanç

Foto No	Lokasyon	Boru Sıcaklığı (°C)	Yalıtım Sonrası Düşürelecek Sıcaklığı (°C)	Alan (m²)	Çapı	Uc	Ur	E	Yalıtım Öncesi (kcal/h)	Yalıtım Sonrası (kcal/h)	Net Tasarruf (kcal/h)
					DN						
65132	Kazanüstü Kolektör	155	40	0,19	50	4,9	8,8	0,8	302,3	26,5	275,8
	TOPLAM			0,19					302,3	26,5	275,8

Tablo 4: Boru Yalıtım Maliyeti

Doğalgaz Kazanının Verimi	0,8	%
Doğalgazın maliyeti	12,5	TL/Sm3
Doğalgazın Isıl Değeri	8.250	kCal/Sm3
Yıllık Çalışma Vakti	730	Saat
Saatlik Tasarruf	275,8	kCal/h
Yıllık Tasarruf (Q)	201.361	kCal/Yıl
Yıllık Yakıt (B)	30,51	$B=Q/(8.250 \times 0,87)$
Yıllık Maddi Kayıp	381,4	TL
İzolasyon Fiyatı	396,3	TL
Geri Ödeme vakti	1,0	Yıl

Tablo 5: Vana Yüzey Termal Kayıp-Kazanç

Foto No	Lokasyon	Vana Sıcaklığı (°C)	Yalıtım Sonrası Düşürülecek Sıcaklık (°C)	Adet	Çapı		Uc	Ur	E	Yalıtım Öncesi (kcal/h)	Yalıtım Sonrası (kcal/h)	Net Tasarruf (kcal/h)
					DN	M						
64813	Kazanüstü Seviye Vanası	163	40	1	80	0,09	5,01	9,14	0,80	1.214,4	97,5	1.116,9
64627	Buhar Kazan Blöf Vanası	125	40	1	32	0,04	4,64	7,67	0,80	369,9	46,5	323,4
64411	Kollektör Giriş-Çıkış Vanası	157	40	2	32	0,04	4,96	8,89	0,80	1.086,3	93,0	993,3
64338	Buhar Kazanı Yanı	118	40	1	32	0,04	4,56	7,42	0,80	336,0	46,5	289,5
TOPLAM										3.006,7	283,6	

Tablo 6: Vana Yalıtım Maliyeti

Doğalgaz Kazan Verimi	0,8	%
Doğalgaz maliyet	12,5	TL/Sm3
Doğalgaz Isıl Değeri	8250	kCal/Sm3
Yıllık Çalışma Süresi	730	Saat
Saatlik Tasarruf Miktarı	3.716,3	kCal/h
Yıllık Tasarruf Miktarı (Q)	2.712.890	kCal/Yıl
Yıllık Yakıt Miktarı (B)	411,0	$B=Q/(8.250 \times 0,87)$
Yıllık Parasal Kayıp	5.138,0	TL
İzolasyon Maliyeti	2.746,7	TL
Geri Ödeme Süresi	0,5	Yıl

4. Soğutma Sistemleri

Yapılan analiz çalışması kapsamında bakılan chiller sistemleri ile ilgili ölçümler ve ölçümlerin neticesinde yapılan analizlere dayalı öneriler ve enerji tasarruf miktarları bu aşağıda sunulmaktadır.

Mevcut koşullar içerisinde ölçüm için gerekli şartların sağlandığı yerlerde soğutma sistemleri ile ilgili ölçümler gerçekleştirilmiştir. Etüt çalışmasında chiller için, sıcaklık farkı ve güç ölçümleri yapılmıştır.

4.1. Ünite ve Sistem Tarifi

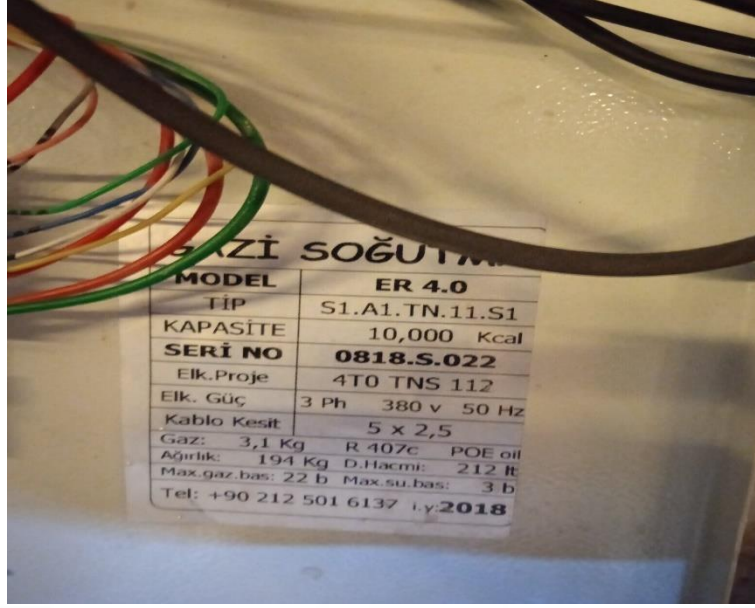
Tesiste bulunan chiller'in verimlilik analizi yapılmıştır. Ölçümü yapılan chillerler'in etiket bilgileri aşağıda bilginize sunulmuştur.

Tesiste 5 adet su soğutmalı chillerin incelemesi yapılmıştır. Bu soğutma sistemlerinin genel bilgileri aşağıda verilmiştir.

KF-6 Hattı Chiller



Şekil 28 : KF-6 Chiller Genel Görüntüsü



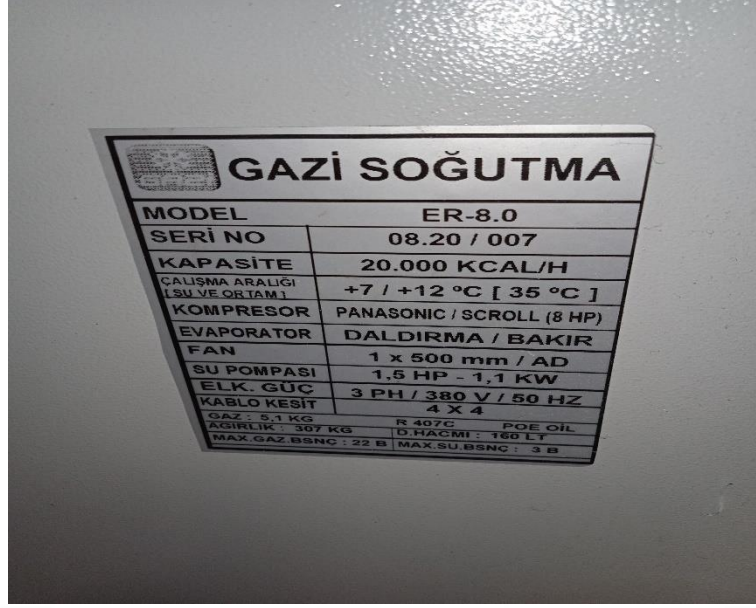
Şekil 29: KF-6 Chiller Etiketi

Marka	Model
Gazi Soğutma	ER 4.0

Gofraj 1 ve 2 Chiller



Şekil 30: Gofraj-1 ve 2 Chiller Genel Görüntü



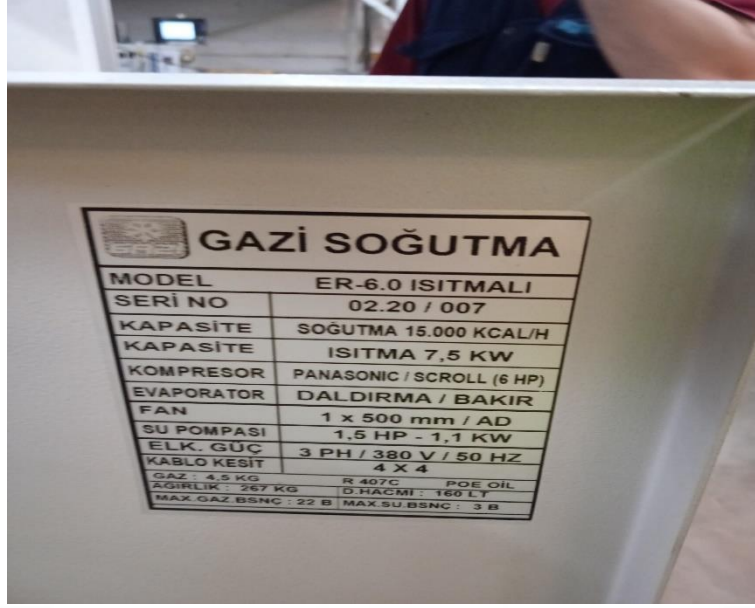
Şekil 31: Gofraj 1 ve 2 Chiller Etiketi

Marka	Model
Gazi Soğutma	ER 8.0

Gofraj 3 Chiller



Şekil 32: Gofraj 3 Chiller Genel Görüntü



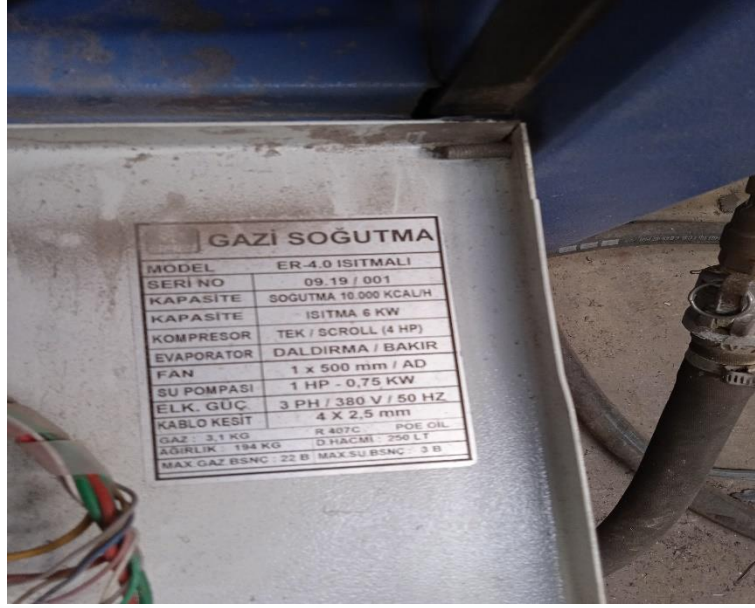
Şekil 33: Gofrej 3 Chiller Etiketi

Marka	Model
Gazi Soğutma	ER 6.0

Duramit 1 Chiller



Şekil 34: Duramit 1 Genel Görüntü



Şekil 35: Duramit 1 Chiller Etiketi

Marka	Model
Gazi Soğutma	ER 4.0

Duramit 4 Chiller



Şekil 36: Duramit 4 Genel Görüntü



Şekil 37: Duramit 4 Chiller Etiketi

Marka	Model
Gazi Soğutma	ER 6.0

4.2Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

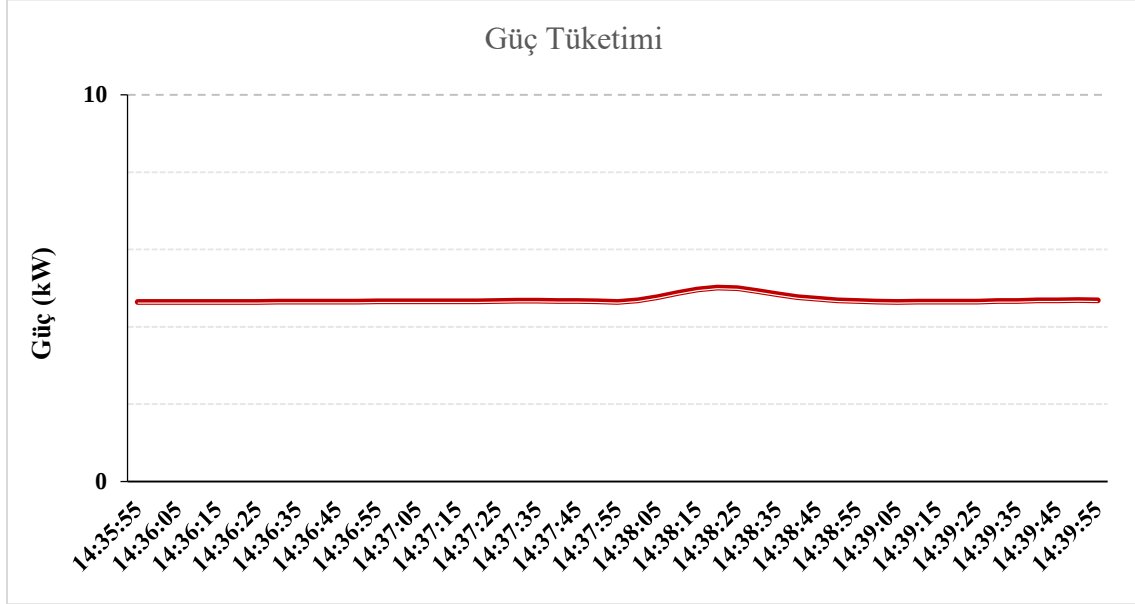
Cihazın soğutma hattına debimetre için uygun ölçüm noktası bulunmaması nedeniyle debi ölçümü yapılamamıştır. Ekipmanın suyu soğutmak için ne kadar elektrik enerjisi kullandığı enerji analizörü ile kaydedilmiştir.

Çıkan sonuçlara göre, birim soğutma enerjisi başına harcanan elektrik enerjisinin azaltılması hedeflenmektedir. Ölçümlerde kullanılan cihazlar:

Kabul edilen debi değeri ve cihazların güç tüketimleri aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.

KF-6 Hattı Chiller

Cihazın soğutma hattında yapılan güç ölçümü aşağıda verilmiştir.



Grafik 1: KF-6 Hattı Chiller Güç Ölçümü

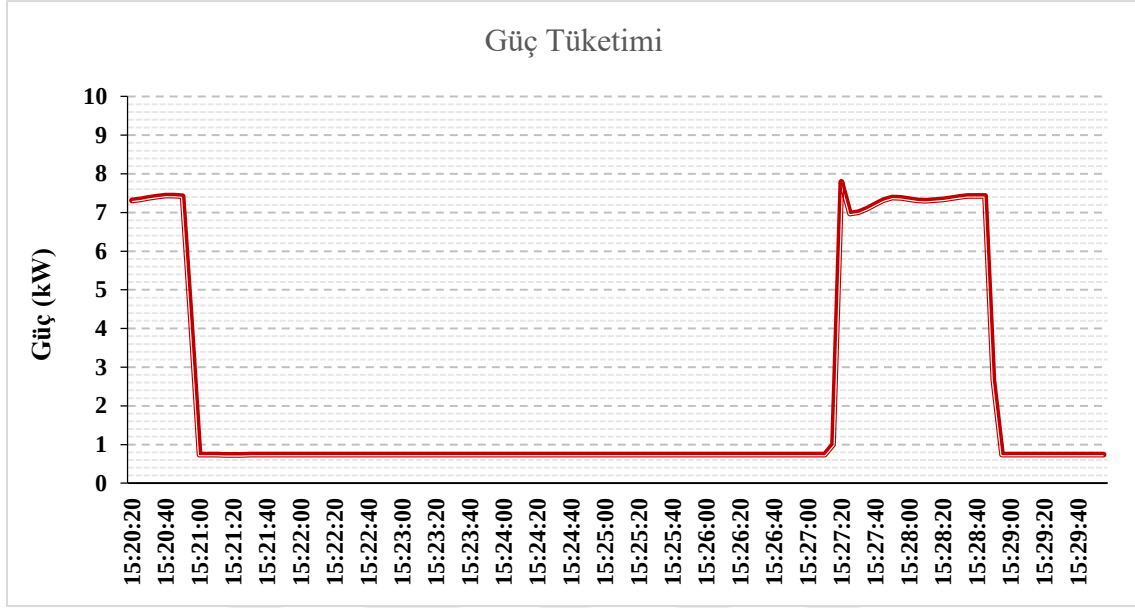
Güç (kW)		
Maksimum	Ortalama	Minimum
5	4,7	4,6

Cihaz su giriş-çıkış sıcaklıkları anlık olarak kaydedilmiştir. Aşağıdaki tabloda alınan sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

Giriş	Çıkış	Δt
25,9	20	5,9

Gofraj 1 ve 2 Chiller

Cihazın soğutma hattında yapılan güç ölçümü aşağıda verilmiştir.



Grafik 2: Gofraj 1 ve 2 Chiller Güç Ölçümü

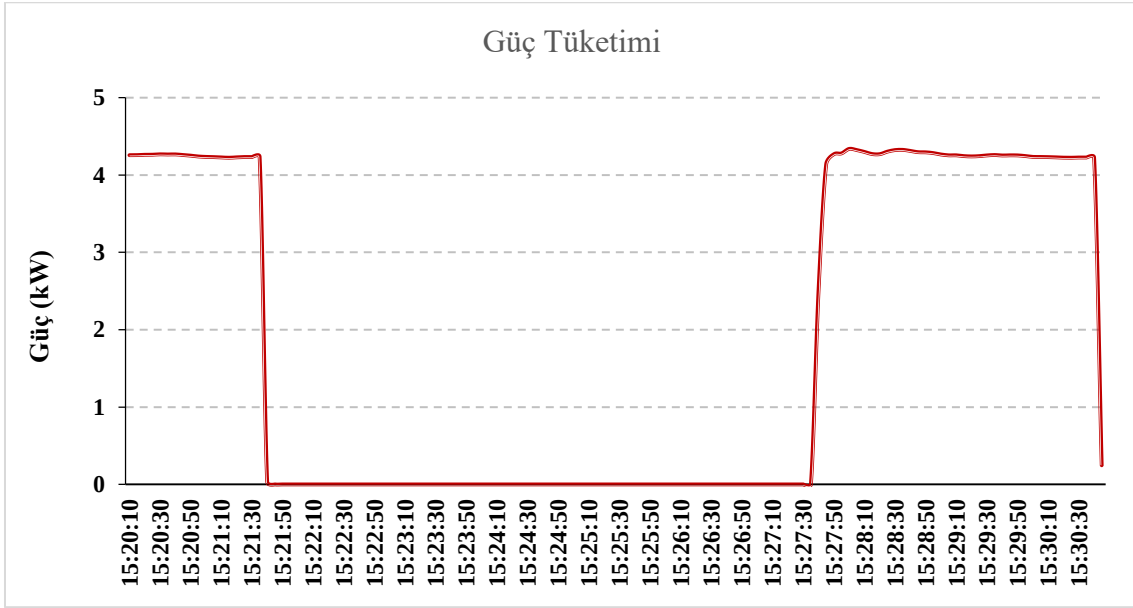
Güç (kW)		
Maksimum	Ortalama	Minimum
7,8	2,2	0,7

Cihaz su giriş-çıkış sıcaklıkları anlık olarak kaydedilmiştir. Aşağıdaki tabloda alınan sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

Giriş	Çıkış	Δt
19	17	2

Gofraj 3 Chiller

Cihazın soğutma hattında yapılan güç ölçümü aşağıda verilmiştir.



Grafik 3: Gofraj 3 Chiller Güç Ölçümü

Güç (kW)		
Maksimum	Ortalama	Minimum
4,3	0,7	0

Cihaz su giriş-çıkış sıcaklıkları anlık olarak kaydedilmiştir. Aşağıdaki tabloda alınan sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

Giriş	Çıkış	Δt
25,8	23,8	2

Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Soğutma sistemleri işlevini yerine getirirken elektrik enerjisi harcarlar. Bir chillerin ne kadar verimli olduğunu anlamak için performans katsayısı anlamına gelen COP (Coefficient Of Performance) değeri gösterge olarak kullanılır. Özetle; alınan performansın harcanan elektrik gücüne oranıdır. A, B vb. gibi enerji sınıflarının referansı bu verimlilik göstergeleridir. Bir sistemde bu değer ne kadar yüksekse o kadar verimli çalışır.

Debi ölçümü yapılamadığı için COP değeri hesaplanamamıştır. Ancak mevcutta bulunan chillerlerin etiket verilerinden yararlanılarak sisteme yeni COP değeri yüksek tek chiller önerisi yapılacaktır.

4.1.2 Öneriler, Enerji Tasarruf İmkanları ve Miktarları

Mevcut Chillerler;

Chiller	Etiket Soğutma Kapasitesi (kcal/h)	Etiket Güç (kW)
KF-6 Chiller	10.000	5,5
Gofraj 1 ve 2 Chiller	20.000	7,5
Gofraj 3 Chiller	15.000	5,5
Duramit 1 Chiller	10.000	5,5
Duramit 4 Chiller	15.000	5,5
Toplam	70.000	29,5

Yeni Chiller Önerisi;

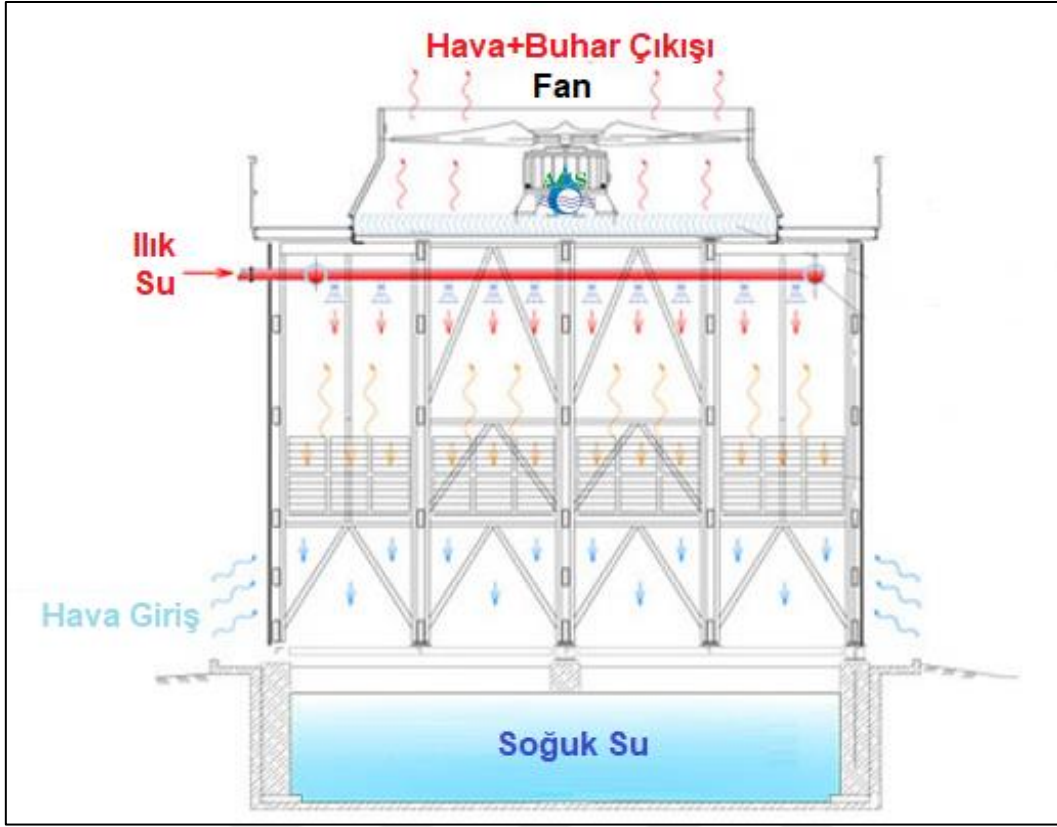
Yeni Önerilen Verimli Chiller	Etiket Soğutma Kapasitesi (kcal/h)	Etiket Güç (kW)
Gazi Delta-1R-040	103.630	32,8

Yeni sistemin soğutma kapasitesi eski sistemden büyük olacağı için çalışma esnasında etiket gücünden daha düşük seviyelerde tüketim olacaktır. Amortisman süresi hesaplanırken etiket gücü verisi COP değeri ile orantı kurularak (22,2 kW) hesaplanacaktır.

Mevcut Chiller Etiket Güç Değeri	33,5	kW/h
Yeni Chiller Etiket Güç Değeri	22,2	kW/h
Tasarruf Miktarı	11,3	kW/h
Elektrik Birim Fiyatı	2,1	TL/kW
Çalışma Süresi	6.500	h
Yıllık Tasarruf Miktarı	154.245	TL/Yıl
Proje Maliyeti	350.000	TL
Geri Ödeme Süresi	2,2	YIL

4.2 SOĞUTMA KULESİ

Ligna Decor Tesisinde bulunan cebri çekişli ve karşıdan akmalı kule nuzzellar vasıtası ile karşıya püskürtülen suyun aşağı inenakadar soğutulması prensibine bağlıdır. Fıskıran su hacmi kule dolguları dan geçerken süzülerek küçük parçalara ayrılır. Dış alanın nemine taşıyan hava, motor fan sistemi yardımı ile dolgular seviyesinden aşağıdan yukarı yönde emilir. Dolgu soğutma alanında hava ile kavuşan su havaya ısı taşıyarak soğur ve çok az bir kısmı buharlaşır. Soğuyan su kuleye ait soğuk su havuzunda birikerek tesise gönderilir. Suyun buharlaşması neticesinde nemi artan hava kulenin en üst seviyesinde bulunan fan bacasından atmosfere çıkar.



Şekil 32: Açık Çevrimli Soğutma Kulesi

4.2.1 Ünite ve Sistem Tarifi

İşletmede 2 adet soğutma kulesi bulunmaktadır. Soğutma kulelerinde fanlar, pompalar, ölçülmüştür. Etüt kapsamında ölçülen kuleler aşağıda verilmiştir.

- Soğutma kulesi 1
- Soğutma kulesi 2

**Soğutma kulelerinin sirkülasyon pompaları verim analizi, pompa bölümü kısmında incelenmiştir.*

***Soğutma kulelerinin fan verim analizi, fanlar bölümü kısmında incelenmiştir.*

Soğutma kulesi 1



Şekil 39: Soğutma kulesi 1

Soğutma kulesi 2

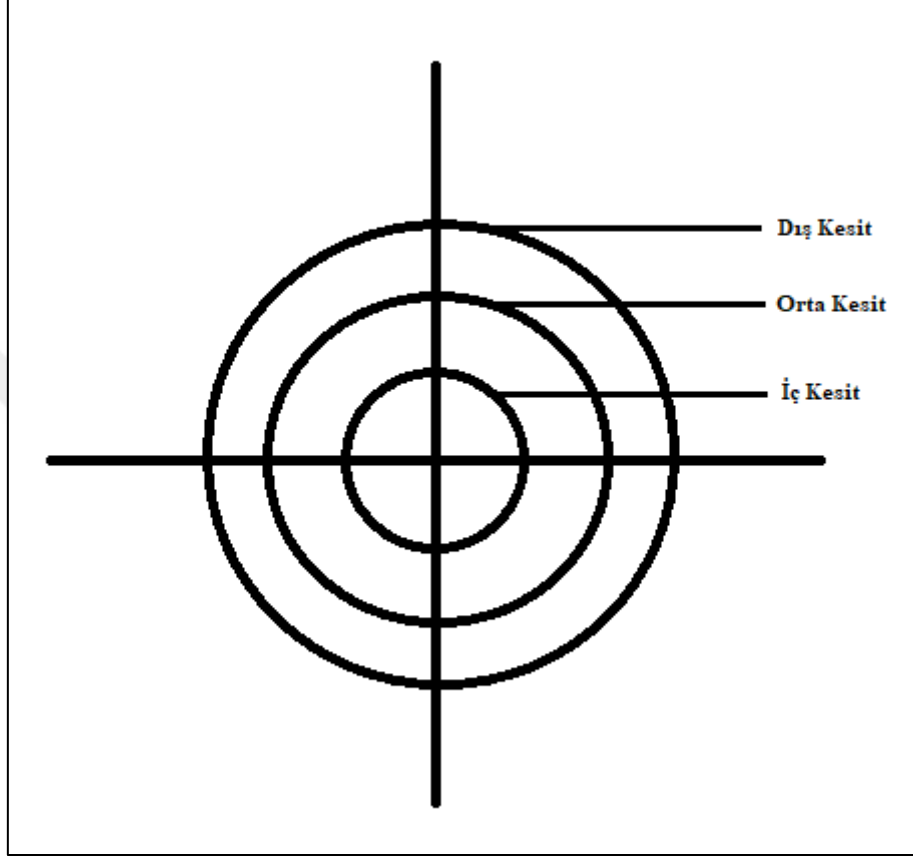


Şekil 40: Soğutma kulesi 2

4.2.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

Soğutma kule fan ve pompalarının enerji tüketimleri ölçülmüştür.

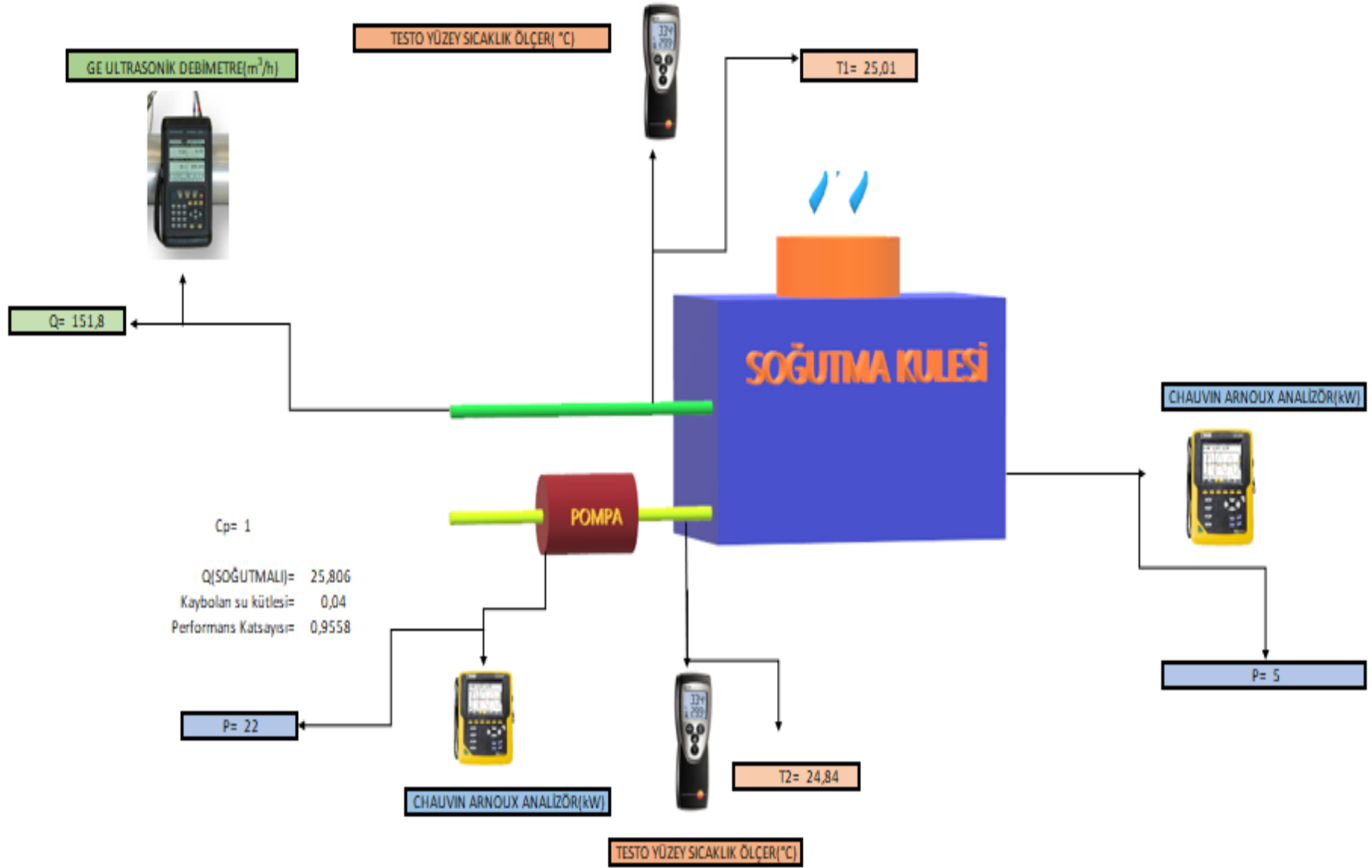
Kule fan güç grafikleri ve değerleri fan bölümünde gösterilmiştir.



Şekil 41: Anemometre ile Yapılan Fan Hava Tahliyesi Hız Ölçümleri

Tablo 7: Kule Fan Hız Değerleri

	HIZ DEĞERLERİ (m/s)	ÇAP
Soğutma Kulesi 1	12,4 / 11,8 / 11,7 / 11,9 / 11,9 / 12,6 / 10,7 / 11,2	150 cm
Soğutma Kulesi 2	9,4 / 9,8 / 10,2 / 10,2 / 10,4 / 9,8 / 9,6 / 9,3 / 10,3	150 cm



4.2.3 Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Kule ekipmanları enerji tasarruf imkanları ve önerileri pompa ve fan bölümünde işlenmiştir.



4.3 Elektrik Motorları

4.3.1 Ünite ve Sistem Tarifi

Extruder makinelerinde ölçümü gerçekleşen 7 adet motor mevcuttur. Bu motorların 4 tanesi AC, 3 tanesi AC servo motordur. Aynı hammadde işlenen iki makinede ölçüm sonuçlarına göre AC servo motorlar, AC motorlardan daha düşük tüketim göstermiştir. Öneri ve tavsiyeler bu yöntem izlenerek gerçekleştirilmiştir.

Kırıcı bölümlerinde motorlar incelenmiş ve aşağıda listelenmiştir.

KF PVC (KF-3)



Şekil 42: KF PVC (KF-3) Extruder Motoru

KF PVC (KF-2)



Şekil 43: KF PVC (KF-2) Extruder Motoru

Kırııcı MK100



Şekil 44: Kırııcı MK100

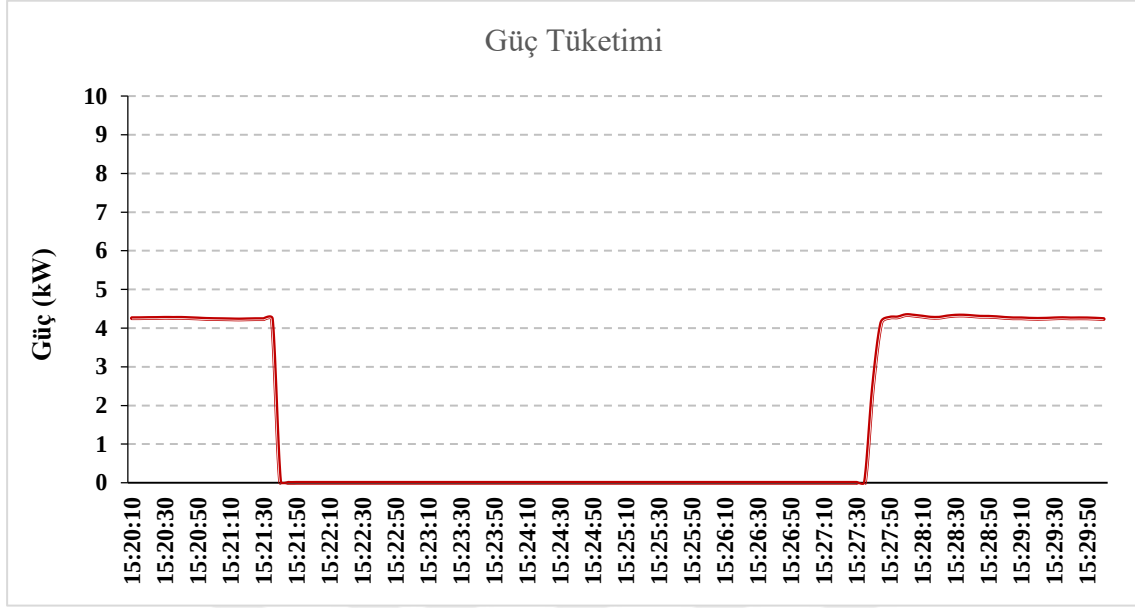
Kırııcı HK80



Şekil45: Kırııcı HK80

4.3.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

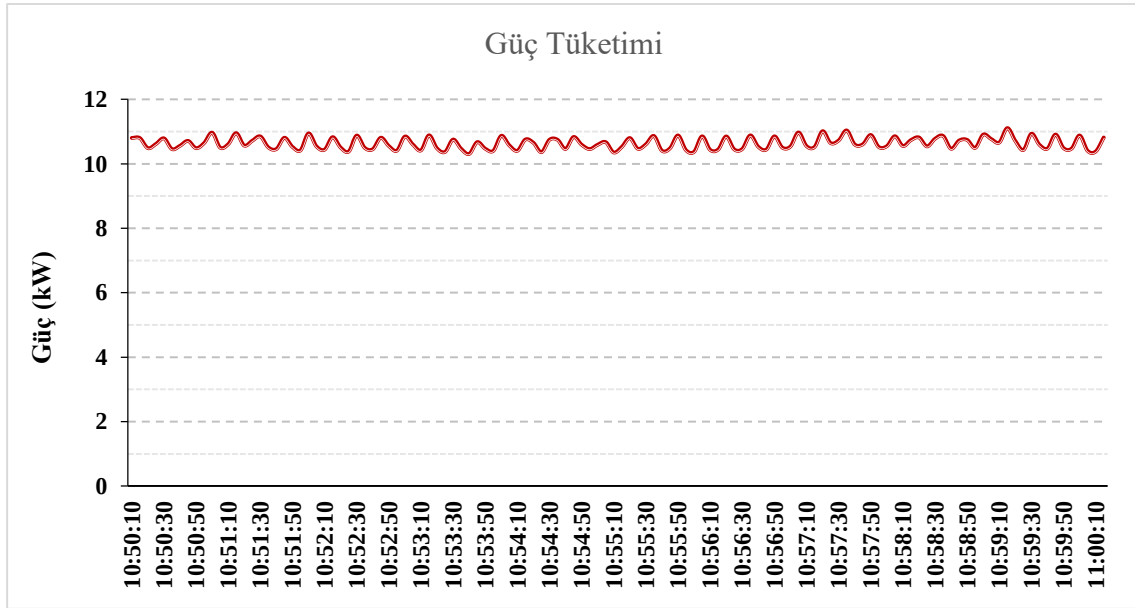
KF PVC (KF-3)



Grafik 4: KF PVC (KF-3) Güç Çizelgesi

Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
8,32	8,03	7,91

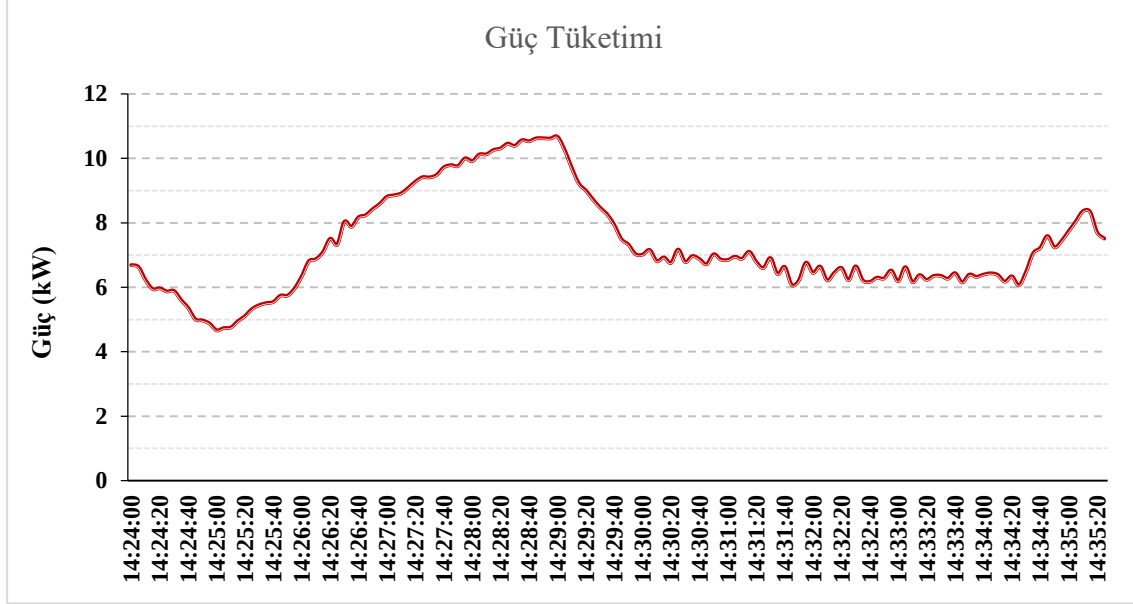
KF PVC (KF-2)



Grafik 5: KF PVC (KF-2) Güç Çizelgesi

Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
11,11	10,63	10,31

Kırıcı MK100

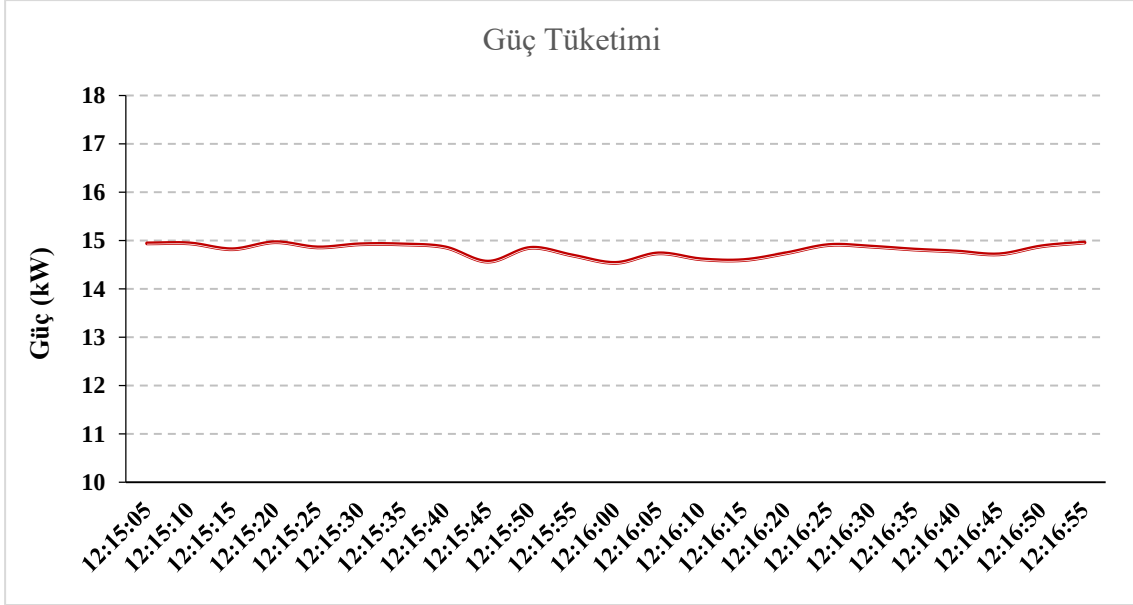


Grafik 6: Kırıcı MK100 Güç Çizelgesi

Saat 14.25 anında kırıcı bölümüne atılan ürünü parçalamaya başlamıştır. Aktif güç değeri de çizelgeden görüleceği gibi bu esnada artmıştır.

Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
10,67	7,31	4,66

Kırıcı HK80



Grafik 7: Kırıcı HK80 Güç Çizelgesi

Ölçüm esnasında kırma işlemi süreklilik göstermektedir.

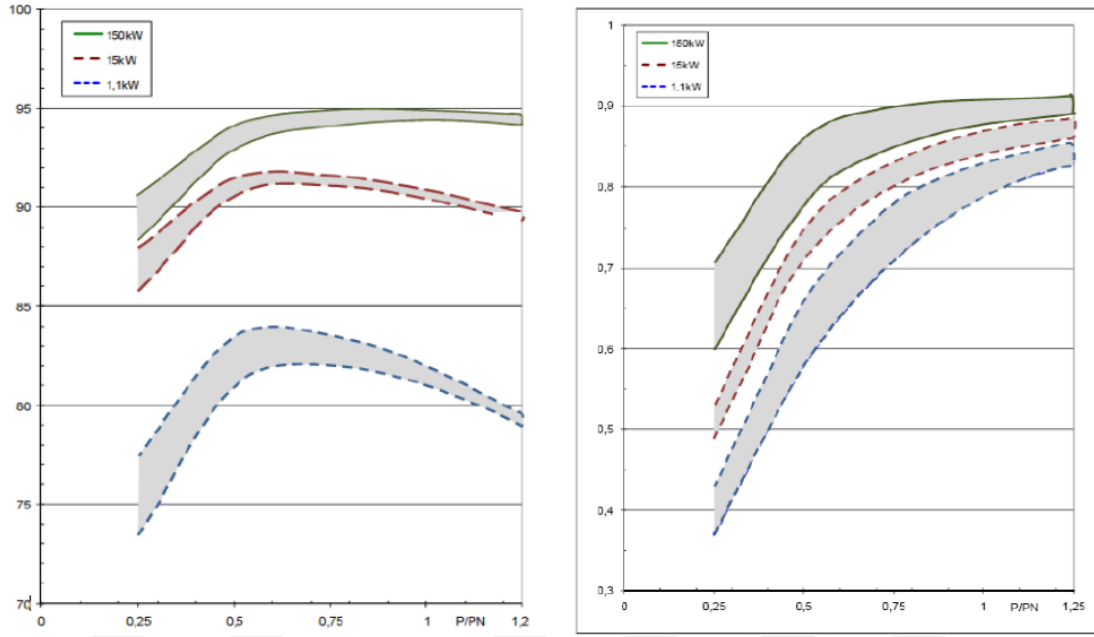
Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
14,97	14,80	14,54

4.3.3 Öneriler, Enerji Tasarrufu İmkanları ve Miktarları

Extruder makineleri ana motor ölçümlerinde aynı hammadde ile aynı işi gerçekleştiren KF-3 ve KF-2 motorlarında tüketim farkları gösterilmiştir. AC motorların AC servo motorlara dönüştürülmesi sonucu oluşacak ortalama saatlik tasarruf miktarı 2,6 kW'tır.

Extruder Motor Değişim Fizibilitesi		
Mevcut Motor Ortalama Güç Tüketimi	10,63	kW
Yeni Motor Ortalama Güç Tüketimi	8,03	kW
Tasarruf Miktarı	2,6	kW
Yıllık Çalışma Süresi	6.900	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	17.940	kWh/Yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,02	TL/kWh
Yıllık Mali Tasarruf	36.238,8	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	60.000	TL
Geri Ödeme Süresi	1,7	Yıl

Motor fiyatı ve iletken masrafları yaklaşık 60.000 TL kabul edilmiştir. Hesaplama tek motor için örnekleme yapılarak uygulanmıştır. Tesiste 4 adet AC motor olduğu bilindiği ve hepsinde aynı uygulama gerçekleştirilse yıllık mali tasarruf yaklaşık olarak **144.955 TL/Yıl**'dır.



Grafik 8: Motor Çalışma Eğrisi

Tesis incelemeleri sonucu, kırıcı motorların yaptıkları işlere göre büyük seçildiği görülmektedir. Yukarıda şekillerde paylaşılan motor çalışma eğrilerine göre, en verimli çalışma aralığı %90-%95 yük aralığındadır. Ayrıca motorların kapasitelerinin altında çalıştırma durumlarında şebekeye reaktif akım yüklemeleri bilinmektedir.

Makine sistemlerinde motorlar kayış-kasnak bağlantılı olduğu ve eski oldukları için etiket verimleri düşürülmüştür.

*Kayış-kasnak sistemler akuple bağlantı yöntemi sayesinde %5'e kadar tasarruf sağlamaktadır.

MK100

Kırıcı MK100 Makinası Kırma Motoru		
Motor Ortalama Güç Tüketimi	7,31	kW
Mevcut Motor Verim Sınıfı	86,3	%
Yeni Motor Verim Sınıfı	92,6	%
Yeni Motor Ortalama Güç Tüketimi	6,81	kW
Saatlik Tasarruf Miktarı	0,50	kW
Yıllık Çalışma Süresi	6.900	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	3.432	kWh/yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,10	TL/kWh
Yıllık Mali Tasarruf	7.206	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	21.000	TL
Geri Ödeme Süresi	2,9	Yıl

HK80

Kırıcı HK80 Makinası Kırma Motoru		
Motor Ortalama Güç Tüketimi	14,8	kW
Mevcut Motor Verim Sınıfı	86,3	%
Yeni Motor Verim Sınıfı	92,6	%
Yeni Motor Ortalama Güç Tüketimi	13,79	kW
Saatlik Tasarruf Miktarı	1,01	kW
Yıllık Çalışma Süresi	6.900	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	6.948	kWh/yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,10	TL/kWh
Yıllık Mali Tasarruf	14.590	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	21.000	TL
Geri Ödeme Süresi	1,4	Yıl

Kırıcı sistemlerde mevcutta bulunan 55 ve 45 kW motorlar yerine IE3 sınıfı 18,5 kW'lık motorlar seçilmiştir.

4.4 Pompa Sistemleri

4.4.1 Ünite ve Sistem Tarifi

Tesiste toplamda 4 adet pompa incelenmiştir. Bu sistemler, mikser soğutma sistemi sirkülasyon pompa sistemi, proses soğutma pompa sistemi, kule sirkülasyon pompa sistemi ve reaktör sirkülasyon pompa sistemi'dir.

Pompa 1: Mikser Soğutma Sistemi Sirkülasyon Pompa Sistemi



Şekil 46: Pompa 1 Genel Görüntü

Mikser Soğutma Sistemi Sirkülasyon Pompa Sistemi, yakınında bulunan 2 ton kapasiteli tank ile yine yakınında bulunan eşanjör arasında soğuk su sirkülasyonu gerçekleştirmektedir.

Pompa Markası		Ebitt	
Pompa Modeli		NR 65/1	
Debi (m ³ /h)	72	Güç (kW)	7,5
Basma Yüksekliği (m)	39,3	Motor Verimi (%)	90,1

Pompa 2 : Proses Soğutma Pompa Sistemi



Şekil 47: Pompa 2 Genel Görüntüsü

Soğutma kulesinde soğutulan suyu, tesisin farklı bölümlerinde bulunan eşanjörlere gönderen pompa sistemidir. Yedekli ve İnverter kontrolünde çalışmaktadır. Etiket değerleri çalışan pompa için doldurulmuştur.

Etiket Bilgileri;

Pompa Markası		WİLO	
Pompa Modeli		NL/80	
Debi (m ³ /h)	160	Güç (kW)	45
Basma Yüksekliği (m)	60	Motor Verimi (%)	90

Pompa 3 : Kule Sirkülasyon Pompa Sistemi



Şekil 48: Pompa 3 Genel Görüntüsü

Kulede soğutulan su ile eşanjör arasında soğuk su sirkülasyonu sağlayan sistemdir.

Etiket Bilgileri;

Pompa Markası		Standart	
Pompa Modeli		SNL 125-250	
Debi (m ³ /h)	146	Güç (kW)	15
Basma Yüksekliği (m)	20	Motor Verimi (%)	90,6

Pompa 4: Reaktör Sirkülasyon Pompa Sistemi



Şekil 49: Pompa 4 Genel Görüntü

Kulede soğutulan soğuk suyu reaktör bölümünde soğutma amaçlı su transferini sağlamaktadır.

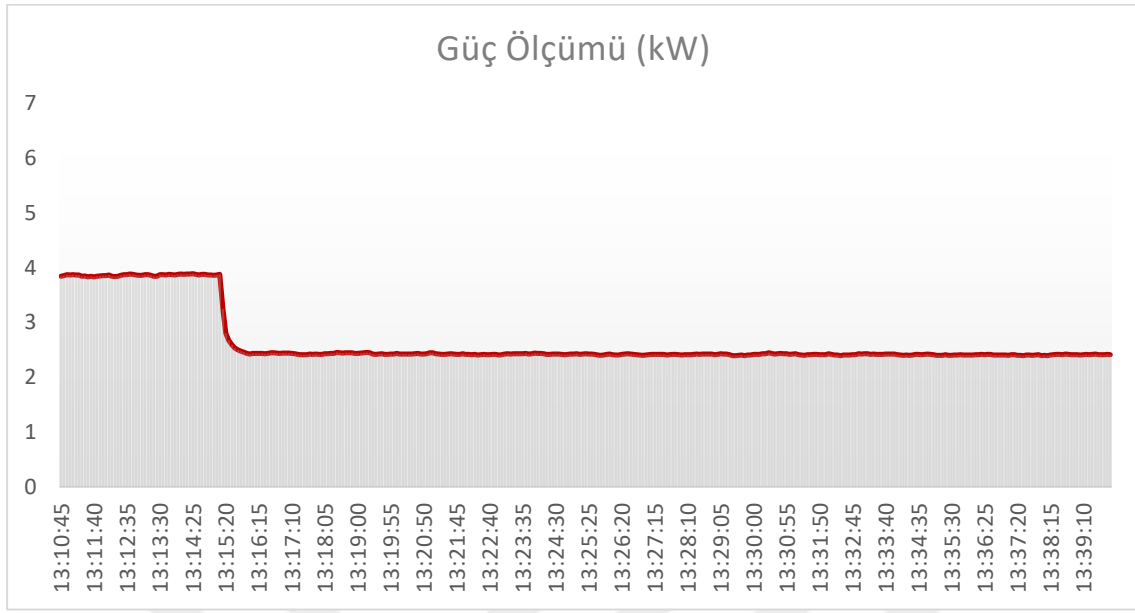
Etiket Bilgileri;

Pompa Markası		WİLO	
Pompa Modeli		BL 65/210	
Debi (m ³ /h)	140	Güç (kW)	22
Basma Yüksekliği (m)	50	Motor Verimi (%)	90,6

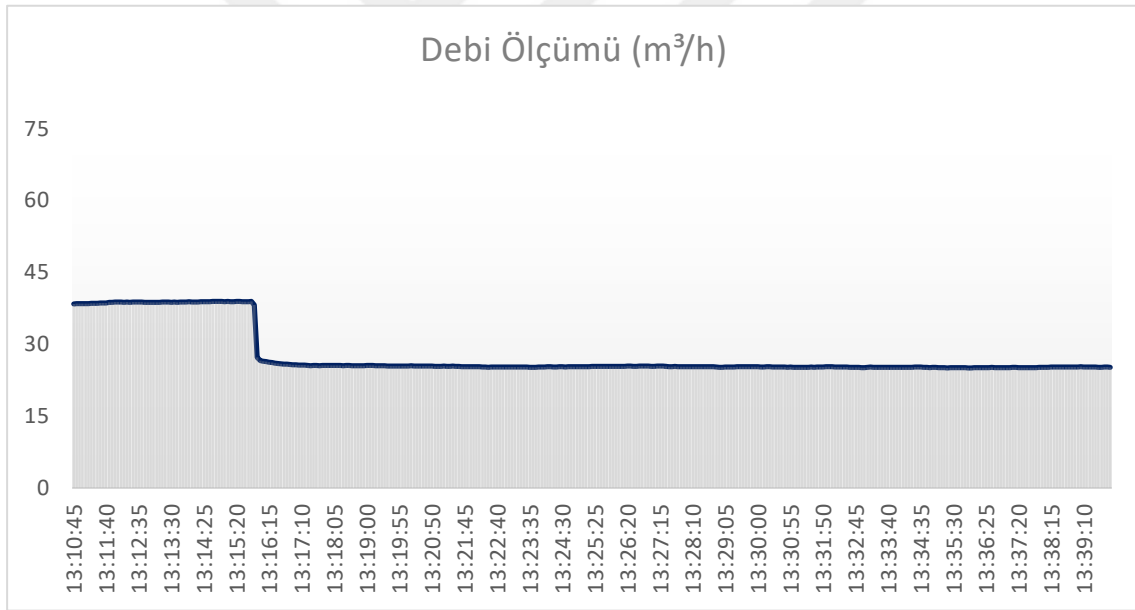
4.4.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

Pompaların basma hattında ultrasonik debimetre ile ölçüm alınmıştır. Pompaların emme basma hatlarında bulunan manometreler ile basınç değerleri alınmış ve pompanın kullandığı elektrik enerjisi, enerji analizörü ile kaydedilmiştir.

Pompa 1 : Mikser Soğutma Sistemi Sirkülasyon Pompa Sistemi



Grafik 9: Pompa 1 Güç Ölçümü (kW)

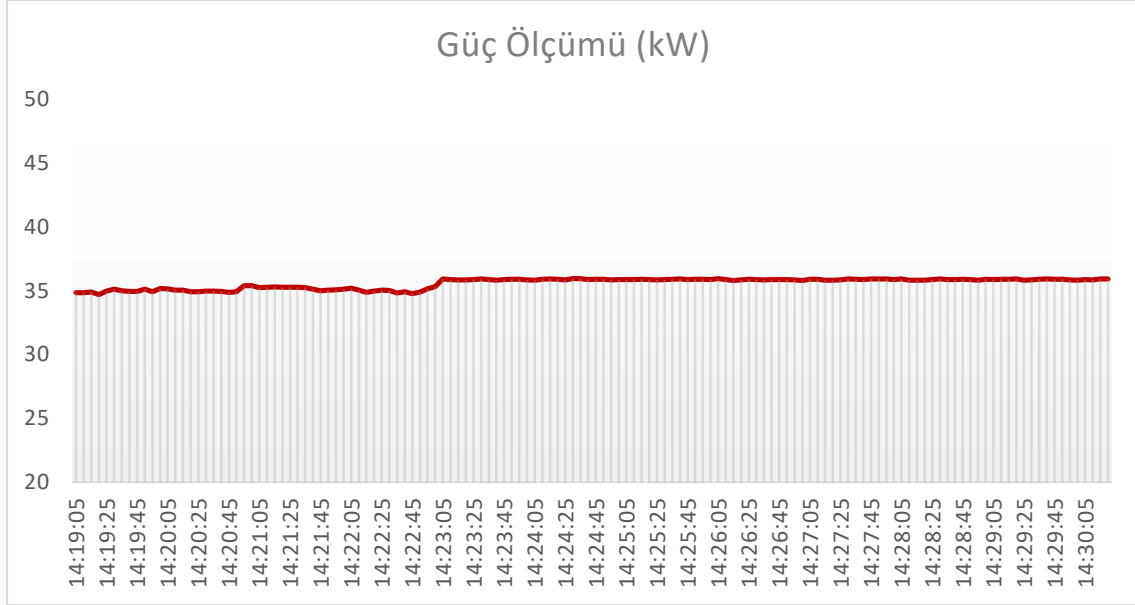


Grafik 10: Pompa 1 Debi Ölçümü (m³/h)

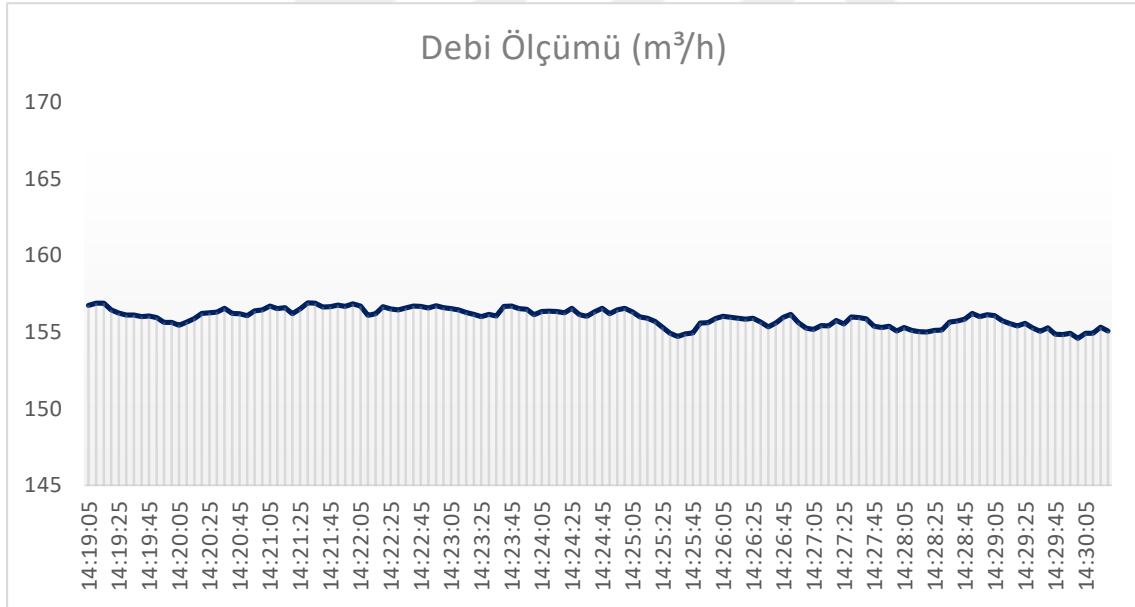
Pompa 1	Maksimum	Ortalama	Minimum
Güç (kW)	3,9	2,6	2,4
Debi (m³/h)	38,9	26,5	24,9

Pompa emme hattı basıncı 0,2 bar ve basma hattı basıncı 2,2 bar'dır.

Pompa 2 : Proses Soğutma Pompa Sistemi



Grafik 11: Pompa 2 Güç Ölçümü (kW)

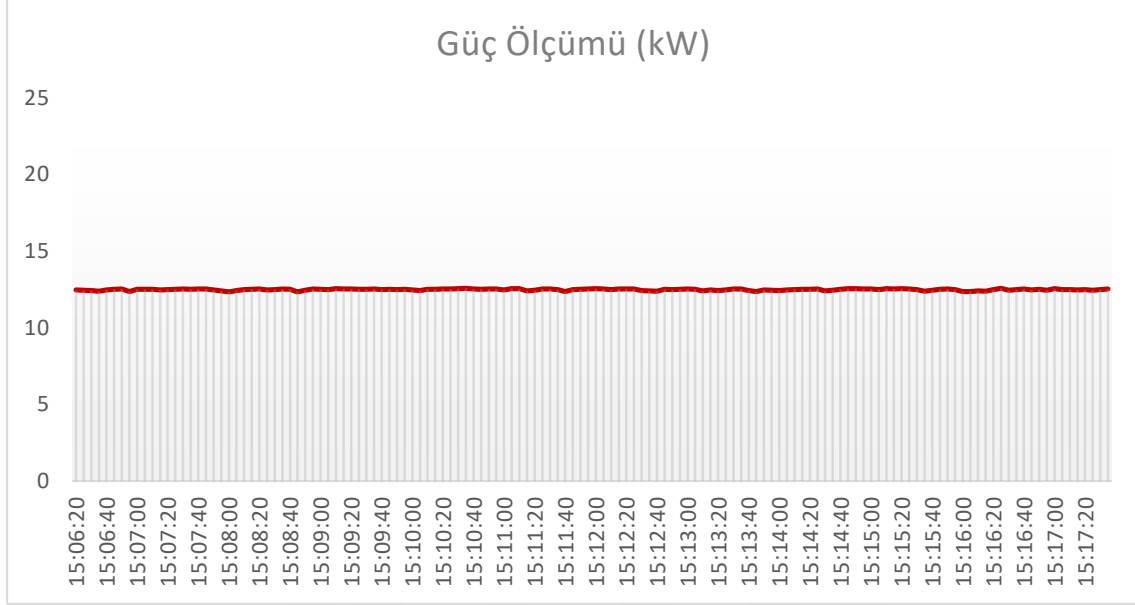


Grafik 12: Pompa 2 Debi Ölçümü (m³/h)

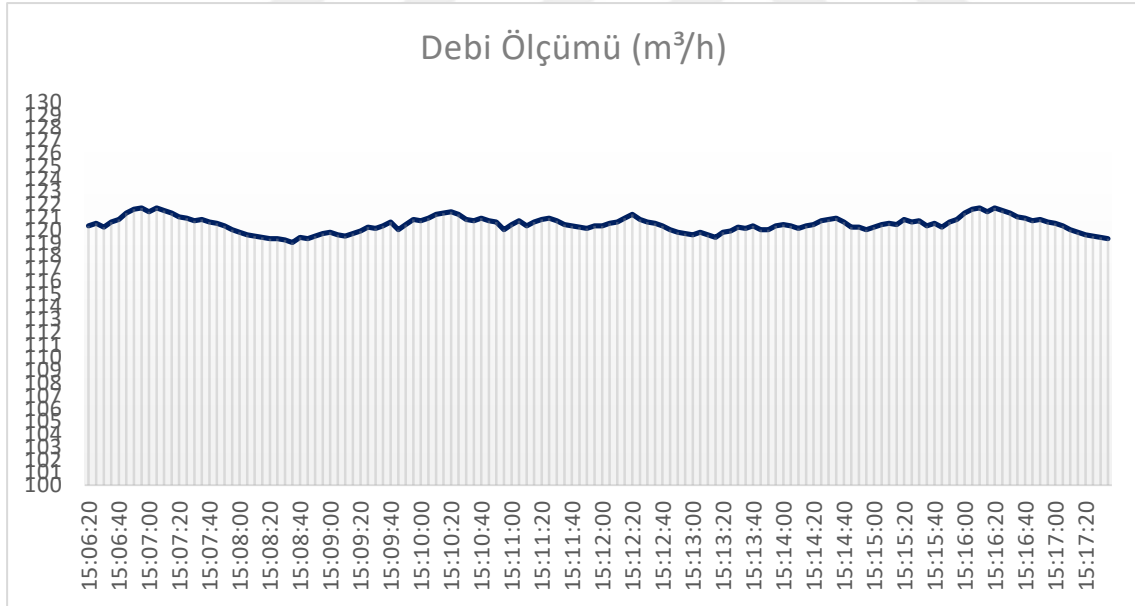
Pompa 2	Maksimum	Ortalama	Minimum
Güç (kW)	35,9	35,6	34,7
Debi (m³/h)	156,9	154,8	151,2

Pompa emme hattı basıncı 2,7 bar ve basma hattı basıncı 6 bar'dır.

Pompa 3 : Kule Sirkülasyon Pompa Sistemi



Grafik 13: Pompa 3 Güç Ölçümü (kW)

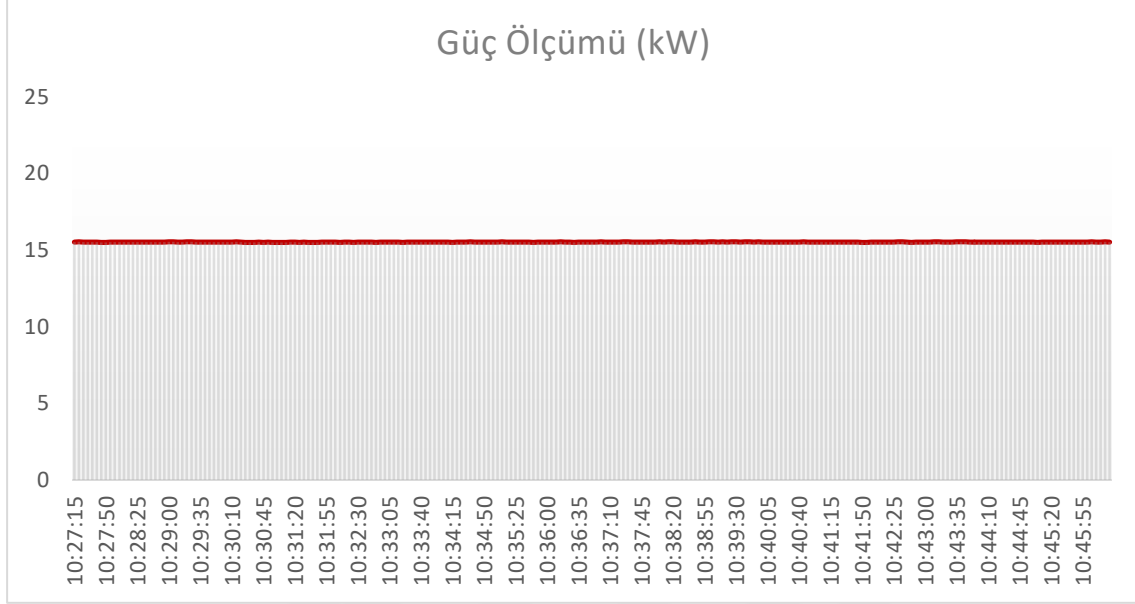


Grafik 14: Pompa 3 Debi Ölçümü (m³/h)

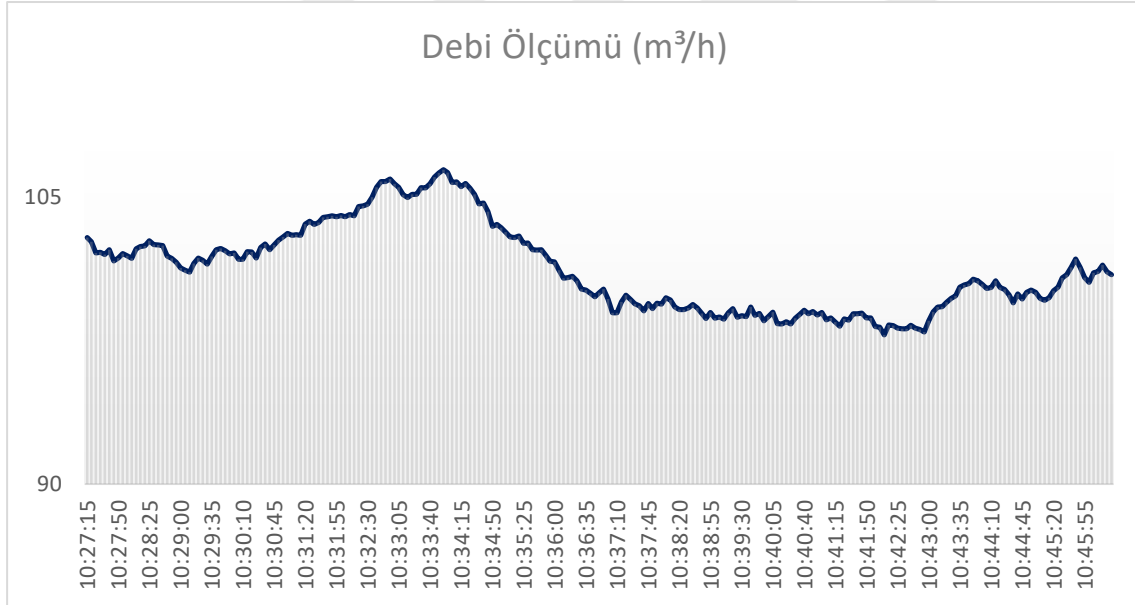
Pompa 3	Maksimum	Ortalama	Minimum
Güç (kW)	12,6	12,5	12,3
Debi (m³/h)	121,7	120,3	119,0

Pompa emme hattı basıncı 0,15 bar ve basma hattı basıncı 1,6 bar'dır.

Pompa 4 : Reaktör Sirkülasyon Pompa Sistemi



Grafik 15: Pompa 4 Güç Ölçümü (kW)



Grafik 16: Pompa 4 Debi Ölçümü (m³/h)

Pompa 4	Maksimum	Ortalama	Minimum
Güç (kW)	15,6	15,5	15,5
Debi (m³/h)	106,4	101,2	97,8

Pompa emme hattı basıncı 0,1 bar ve basma hattı basıncı 2,75 bar'dır.

4.4.3 Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Kullanılacak Formüller ve Terimler

P_1 : Şebeke gücü (kW)	Z_2 : basma tarafı referans yükseklik (m)
P_2 : Motor mil gücü (kW)	Z_1 : emme tarafı referans yükseklik (m)
U : Voltaj	g : yerçekimi ivmesi (9,81 m/s ²)
D : Boru çapı (m)	ρ : sıvı yoğunluğu (kg/m ³)
$\cos \phi$: Güç faktörü	p : basınç (Pa)
v : hız (m/s)	Q : Debi (m ³ /h)
P_{hid} : Hidrolik güç (kW)	H : Basma Yüksekliği (m)
η_{sis} : Sistem verimi	η_{motor} : Motor verimi
η_{pompa} : Pompa verimi	A : Alan (m ²)

Motor verim hesabı;

$$P_1 = \sqrt{3}UI \cos \phi \text{ (şebeke gücü)}$$

$$\eta_{motor} = \frac{P_2}{P_1}$$

Sistem verim hesabı ve pompa verim hesabı;

P_{hid} hidrolik güç akışkana aktarılan güçtür, debi basma yüksekliği ve sıvının yoğunluğu kullanılarak hesap edilebilmektedir.

$$P_{hid} = QH\rho g$$

Pompa ve motor birlikte değerlendirildiğin de sistem verimi aşağıdaki formül ile bulunmaktadır.

$$\eta_{sis} = \frac{P_{hid}}{P_2} \cdot \frac{P_2}{P_1} = \eta_{pompa} \cdot \eta_{motor}$$

Basma Yüksekliği Hesabı;

Bernoulli denklemi kullanılarak basma yüksekliği aşağıdaki formül ile bulunmaktadır.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1)$$

Süreklilik Denklemi ve Hız Hesabı;

$$= \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} \text{ (m/s)}$$

Bir Pompa Sistemi İçin Güç Aktarım Seması



P_1 gücü enerji analizörü ile ölçülebilmektedir. Ölçülen bu değer ile P_2 gücü ve P_{hid} gücü hesaplanmaktadır.

Tablo 8: Pompaların Verim Hesabı

Pompa Adı	Ölçülen Güç (kW)	η_{motor} (%)	Mil Gücü (kW)	H (m)	Ölçülen Debi (m ³ /h)	Phidrolik (kW)	η Pompa (%)	η Sistem (%)
Pompa-1	2,6	90,1	2,3	20,0	26,5	1,4	61,5	55,4
Pompa-2	35,6	90,0	32,0	33,0	154,8	13,9	43,3	39,0
Pompa-3	12,5	90,6	11,3	14,5	120,3	4,7	41,8	37,9
Pompa-4	15,5	90,0	14,0	26,5	101,2	7,3	52,2	47,0

Tablo 9: Mevcuttaki Pompaların ve Önerilecek Pompaların Verim Analizi

Sistem	Durum	P1	η motor	P2	Q	H	Phid	η pompa	η sistem
		(kW)	(%)	(kW)	(m ³ /h)	(m)	(kW)	(%)	(%)
Pompa-2	Mevcut	35,6	90	32,04	154,8	33	13,88	43,3	39,0
	Önerilen	22,6	93,7	21,18	155,00	33	13,90	65,6	61,5
Pompa-3	Mevcut	12,5	90,6	11,33	120,3	14,5	4,74	41,8	37,9
	Önerilen	8,94	92,1	8,23	125	14,5	4,92	59,8	55,1

4.4.4 Öneriler, Enerji Tasarruf İmkanları ve Miktarları

Verimsiz olarak çalışan pompaların yerine debi ve basma yüksekliğine göre seçilmiş yeni pompaların tasarruf miktarları aşağıda hesaplanmış ve bilgilerinize sunulmuştur.

Tablo 10: Pompa Değişimleriyle Elde Edilebilecek Kazanım Tablosu

Kazanımlar-Tasarruflar									
Sistem	Tüketim		Enerji Maliyeti		Tasarruf		Kazanım	Yatırım Maliyeti	Geri Ödeme Süresi
	Önerilen Sistem	Mevcut Sistem	Önerilen Sistem	Mevcut Sistem					
	kWh/yıl	kWh/yıl	TL/yıl	TL/yıl	kWh/yıl	TEP/yıl	TL/yıl	TL	Yıl
Pompa-2	162.720	256.320	327.067	515.203	93.600	80,50	188.136	140.000	0,7
Pompa-3	64.368	90.000	129.380	180.900	25.632	22,04	51.520	90.000	1,7

Elektrik birim fiyatı 2,1 TL/kWh'tir.

Pompaların yıllık çalışma süresi 7.200 saat kabul edilmiştir.

Her pompa için 1 tane öneri yapılmıştır. Yedek pompa sistemi proje maliyetine eklenmemiştir.

Tesisat, izolasyon, işçilik, pano ve elektrik işleri teklife dahil de

4.5 Fan Sistemleri

Basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazlara fan denir. Fanın hareketli elemanı olan kanatlar, hava üzerine iş yaparak ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Havaya kazandırılan bu statik ve kinetik enerjilerin birbirine oranı fanın özelliklerine bağlıdır.

4.5.1 Ünite ve Sistem Tarifi

Fan sistemlerine ait görseller ve etiket bilgileri aşağıda verilmiştir.

Soğutma Kulesi 1 Fan



Şekil 50: Soğutma Kulesi 1 Fan

Fan Gücü	5,5 kW
----------	--------

Soğutma Kulesi 2 Fan



Şekil 51: Soğutma Kulesi 2 Fan

Fan Gücü	5,5 kW
----------	--------

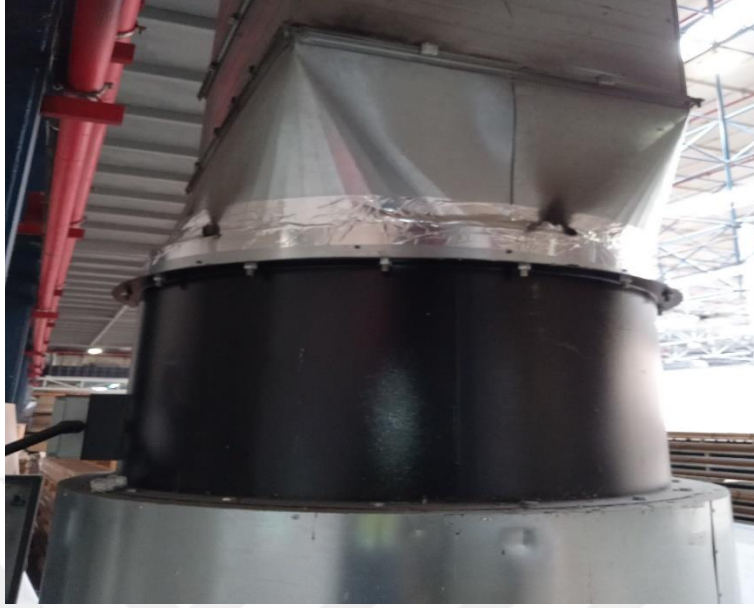
Klima Santrali 1



Şekil 52: Klima Santrali 1 Genel Görüntü

Fan Gücü	55 kW
----------	-------

Baskı Bölümü Emiş Fanı 1



şekil 53: Baskı Bölümü Emiş Fanı Genel Görüntü



şekil 54: Baskı Bölümü Emiş Fanı 1 Etiket

Fan Gücü

11 kW

Baskı Bölümü Emiş Fanı 2



Şekil 55 :Baskı Bölümü Emiş Fanı 2

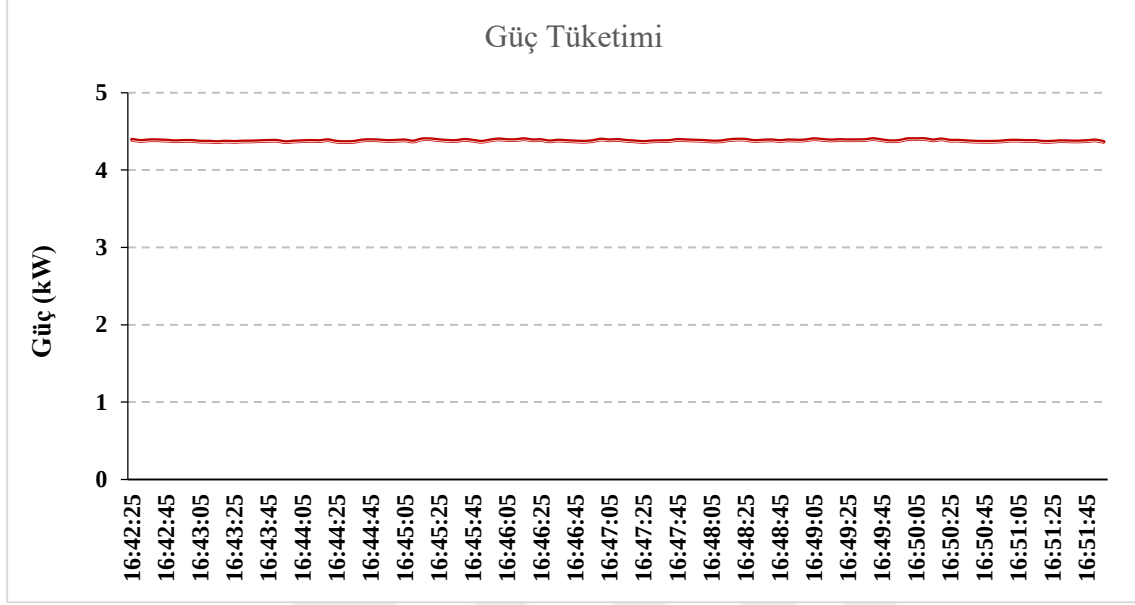
Fan Gücü	11 kW
----------	-------

1.1.2. Yapılan Ölçümler ve Alınan Değerler

Fan sistemleri için yapılacak hesaplamalarda kullanılmak üzere basınç, sıcaklık, boyut, hız ve elektrik motorlarında enerji tüketim ölçümleri yapılmıştır. Öncelikle emme ve basma (egzoz) hattı üzerinde ölçüm için standartlara uygun yerler belirlenmiştir. Uygun ölçüm noktasından pitot tüpü cihazı ile hız ölçümleri yapılmış olup ölçüm noktasının kesiti ile toplam debi miktarı hesaplanmıştır. Fan elektrik motorlarının güçleri de enerji analizörü ile ölçülmüştür. Hesaplamalarda kullanılan tüm fanlara ait ölçüm ve hesaplamalar aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Soğutma Kulesi 1 Fan

Fan motorundan gerçekleştirilen güç ölçümü aşağıda verilmiştir.

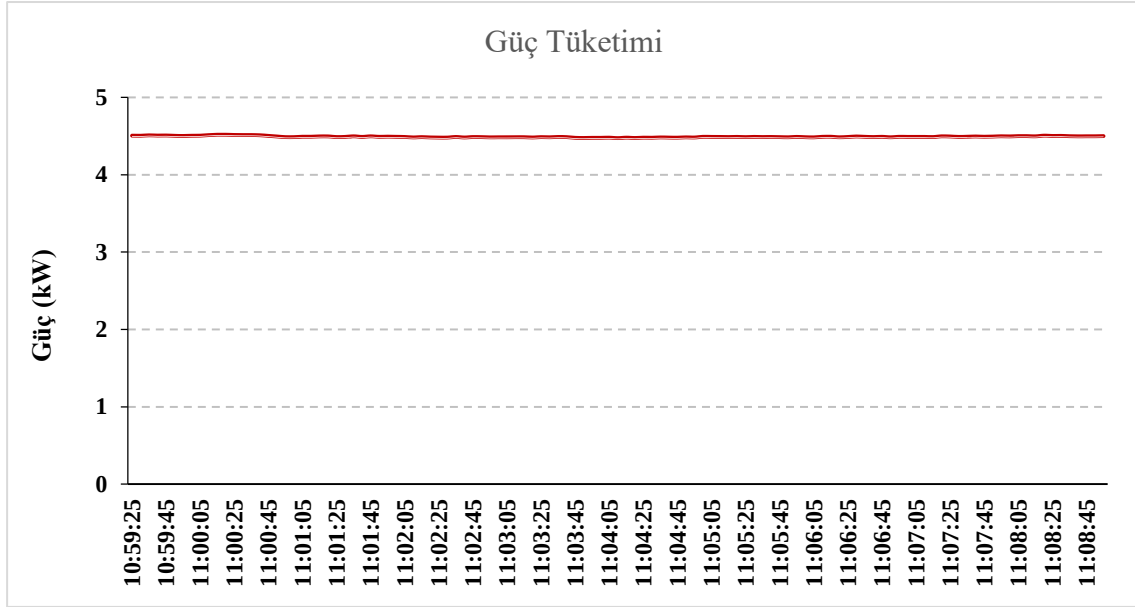


Grafik 17: Soğutma Kulesi 1 Fan

Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
4,40	4,38	4,36

Soğutma Kulesi 2 Fan

Fan motorundan gerçekleştirilen güç ölçümü aşağıda verilmiştir.

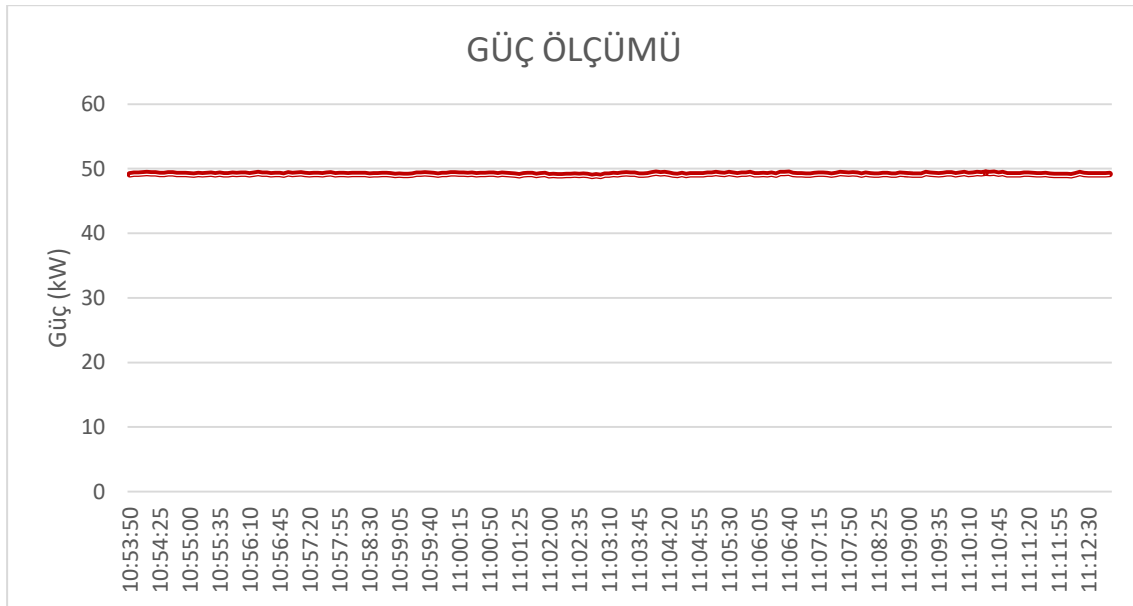


Grafik 18: Soğutma Kulesi 2 Fan

Güç Tüketimi (kW)		
Mak.	Ort.	Min.
4,52	4,49	4,47

Klima Santrali 1

Fan motorundan gerçekleştirilen güç ölçümü aşağıda verilmiştir.

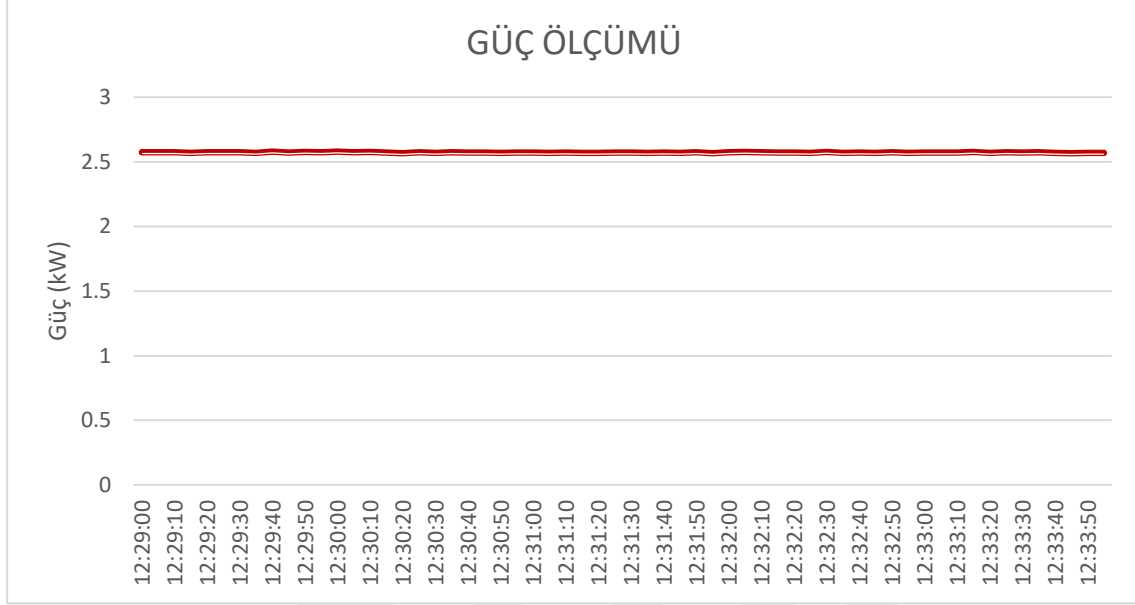


Grafik 19: Klima Santrali 1 Fan Güç Ölçümü

Güç (kW)		
En Yüksek	Ortalama	En Düşük
49,37	49,17	48,90

Baskı Bölümü Emiş Fanı -1

Fan motorundan gerçekleştirilen güç ölçümü aşağıda verilmiştir.

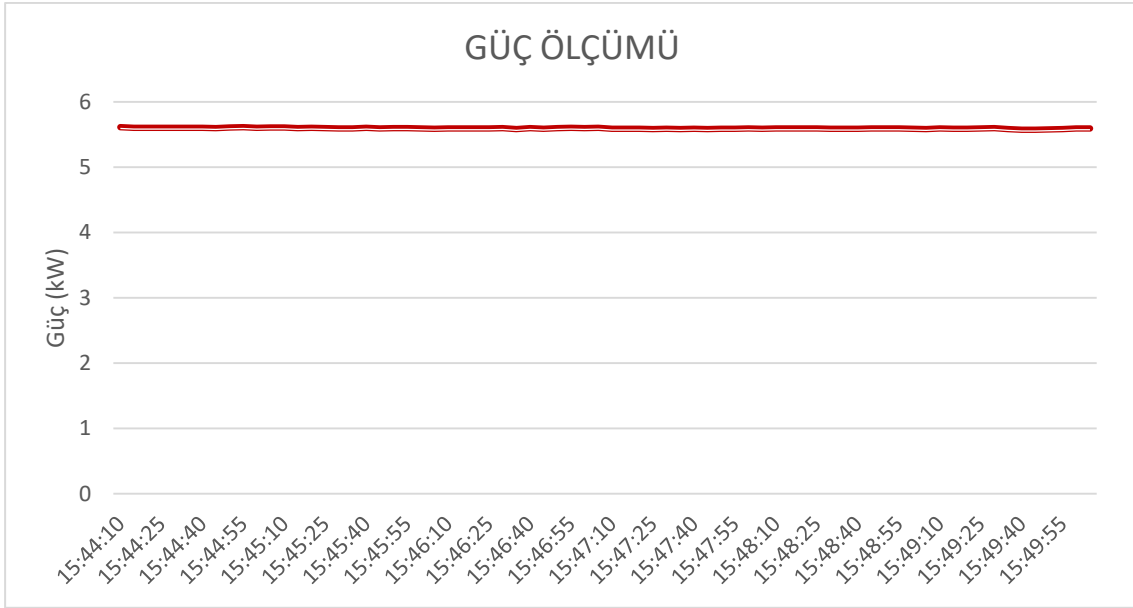


Grafik 20: Baskı Bölümü Emiş Fanı -1 Güç Ölçümü

Güç (kW)		
En Yüksek	Ortalama	En Düşük
2,58	2,57	2,57

Baskı Bölümü Emiş Fanı -2

Fan motorundan gerçekleştirilen güç ölçümü aşağıda verilmiştir.



Grafik 21: Baskı Bölümü Emiş Fanı -2 Güç Ölçümü

Güç (kW)		
En Yüksek	Ortalama	En Düşük
5,61	5,59	5,57

4.5.2 Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Öneriler ve Enerji Tasarrufu İmkanları bölümünde değerlendirilmiştir.

Baskı bölümü fanlarında debi ölçümü, çatı statifi uygun olmadığı ve tehlikeli olduğu için gerçekleştirilmemiştir. Baca emisyon raporunda, fan verimi için gerekli parametrelere ulaşamamıştır. Bu sebeple tavsiye ve tasarruf imkanı motor değişimleri üzerine yapılmıştır.

4.5.3 Öneriler ve Enerji Tasarrufu İmkanları

Soğutma Kulesi Kanatlarında Verimli Kanat Uygulaması

Soğutma Kulesi kule fan kanatlarının verimli kanatlar ile değişimi ve buna bağlı olarak da enerji tasarrufu sağlanması mümkündür. Verimli kanatlar ile %30 oranında tasarruf sağlanabilmektedir. Aşağıda yapılan hesaplamalarda bu oran üzerinden hesaplamalar yapılmıştır.

Daha önce uygulanmış bir projeye ait görsellerde aşağıda bilgilerinize sunulmuştur.



İsim	Motor Gücü (kW)	Ölçülen Güç (kW)	Tasarruf Oranı (%)	Tasarruf Miktarı (kW)	Toplam Tasarruf Miktarı (kW)	Yıllık Enerji Tasarrufu (kWh/yıl)	Yıllık Mali Tasarruf TL/Yıl	Yatırım Bedeli TL	Geri Ödeme Süresi Yıl
Soğutma Kulesi 1 Fan	5,5	4,38	30	1,31	2,65	19.080	40.068	150.000	3,7
Soğutma Kulesi 2 Fan	5,5	4,49		1,34					

*Yukarıda da belirtildiği üzere hesaplamadaki verimlilik oranı tedarikçi firma tarafından belirlenmiştir.

**Uygulama sonrası öngörülen güç, mevcut durumdaki gücün %30 tasarrufa göre oranlanmasından elde edilmiştir. Debi değeri uygulama sonrasında da aynı kalacaktır.

***TCMB Euro kur değeri 18,30 TL/€ olarak alınmıştır.

Klima Santrali 1

Klima Santrali 1		
Hava Debisi (Q)	34,42167	m ³ /s
Hava Debisi (Q)	123.918	m ³ /h
Toplam Basınç Farkı (ΔP_t)	(P ₂ -P ₁) + P _{dinamik}	
P ₂ (Basma Hattı)	3,7	bar
P ₁ (Emme Hattı)	-4	bar
ΔP (P ₂ - P ₁)	7,7	bar
P _{dinamik}	$\rho V^2/2$	
P _{dinamik}	197,5846	Pa
Toplam Basınç Farkı (ΔP_t)	205,2846	
ρ (hava yoğunluğu)	1,204	kg/m ³
V ₂ (Basma Hattındaki Hız)	18,12	m/s

Klima Santrali 1		
Hız Ölçümleri (m/s)	16,4	
	17,4	
	19,5	
	19,4	
	18,6	
	17,4	
Ortalama Hız (m/s)	18,12	
Alan (m ²)	1,9	
Toplam Basınç Farkı (ΔP_t)	205	Pa
Hava Debisi (Q)	34,42166667	m ³ /s
Fan Enerji Tüketimi (P _e)	49,17	kWh
Fan Verimi	14,37	%

Fanın, özgül fan gücü tüketimi yüksek, verimi düşük olduğu görülmektedir. Net etiket değerine ulaşamadığı için yeni fan tavsiyesi yapılamamıştır. Motor değişim tavsiyesi ve hesaplaması yapılmıştır.

Mevcut Fan Motorunun Verim Sınıfının Yükseltilmesi		
Motor Sayısı	1	Adet
Fan Motoru Güç Tüketimi	49,17	kW
Mevcut Verimlilik Sınıfı	93,5%	IE2
Yeni Verimlilik Sınıfı	94,6%	IE3
Tasarruf Miktarı	1,1%	
Saatlik Tasarruf Miktarı	0,54	kW
Yıllık Çalışma Süresi	7.200	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	3.894	kWh/yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,10	kWh/TL
Yıllık Mali Tasarruf	8.178	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	70.000	TL
Geri Ödeme Süresi	8,56	Yıl

Baskı Bölümü Emiş Fanı -1

Mevcut Fan Motorunun Verim Sınıfının Yükseltilmesi		
Motor Sayısı	1	Adet
Fan Motoru Güç Tüketimi	2,57	kW
Mevcut Verimlilik Sınıfı	87,7%	IE2
Yeni Verimlilik Sınıfı	89,6%	IE3
Tasarruf Miktarı	1,9%	
Saatlik Tasarruf Miktarı	0,05	kW
Yıllık Çalışma Süresi	7.200	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	352	kWh/yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,10	kWh/TL
Yıllık Mali Tasarruf	738	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	6.000	TL
Geri Ödeme Süresi	8,12	Yıl

Baskı Bölümü Emiş Fanı -2

Mevcut Fan Motorunun Verim Sınıfının Yükseltilmesi		
Motor Sayısı	1	Adet
Fan Motoru Güç Tüketimi	5,59	kW
Mevcut Verimlilik Sınıfı	87,7%	IE2
Yeni Verimlilik Sınıfı	89,6%	IE3
Tasarruf Miktarı	1,9%	
Saatlik Tasarruf Miktarı	0,11	kW
Yıllık Çalışma Süresi	7.200	h/yıl
Yıllık Tasarruf Miktarı	765	kWh/yıl
Elektrik Birim Fiyatı	2,10	kWh/TL
Yıllık Mali Tasarruf	1.606	TL/Yıl
Yatırım Bedeli	6.000	TL
Geri Ödeme Süresi	3,74	Yıl

4.6 Aydınlatma

Enerji etüdü kapsamında aydınlatma sistemleri incelenmiştir.

4.6.1 Ünite ve Sistem Tarifi

Aydınlatmada enerji tasarrufu, aydınlatma kalitesini düşürmeden aynı kaliteyi daha az enerji harcayarak elde etme esasına dayanmalıdır. Bu tasarruf yönteminde doğru eleman seçimi ve doğru tasarımlarla hem tasarruf oranı yüksek hem de geri ödeme dönüşü düşük projeler karşımıza çıkmaktadır. Bir diğer tasarruf yöntemi ise kullınılmayan aydınlatmaların kapatılıp engellenmesi ve son olarakda kullanım alanındaki gereğinden fazla aydınlatma gücünün kısılmasıdır.

Aydınlatma sistemlerinde öncelikle ortamda yapılan işe uygun aydınlık düzeyinin sağlanması gerekmektedir. Yetersiz aydınlatma emniyet ve konfor açısından sakıncalıdır. Aynı şekilde aşırı aydınlatmada kamaşma problemi nedeni ile görüş koşullarını tamamen bozabilir.

4.6.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

Yerleşkede yer alan bölümlerin aydınlatma sistemi tasarruf kapsamında incelenmiştir. Ve armatür çeşitleri, güçleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 11: Aydınlatma Armatür Listesi

No	Lokasyon	Armatür	Armatür Gücü	Armatür Tipi	Çalışma Süresi (Saat)	Çalışma Süresi (Yıllık Gün)
		Adet	(W)			
1	Ekstrüzyon KF Hattı	110	2x36	Florasana	12	3.600
2	Koridor ve Baskı Primerleme Alanı	36	2x36	Florasana	12	3.600
3	Hurda Palet Alanı	16	2x36	Florasana	12	3.600
4	Numune Odası	14	2x36	Florasana	12	3.600
5	Erkek Soyunma Odası	38	2x36	Florasana	12	3.600
6	Kadın Soyunma Odası	7	2x36	Florasana	12	3.600
7	Emprenye 1 Emprenye 2	40	2x36	Florasana	12	3.600
8	Elektrik Bakım Atölyesi	12	2x36	Florasana	12	3.600
9	Kırımhane	21	2x54	Florasana	12	3.600
10	BF Hattı	68	2x54	Florasana	12	3.600

Tablo 12: Aydınlatma Armatür Elektrik Enerjisi Tüketim

No	Lokasyon	Armatür Adet	Armatür Güç	Armatür Gücü	Önerilen Led Armatür (W)	Revize Öncesi Harcanan (W)	Revize Sonrası Güç Tüketimi (W)	Net Tasarruf (kW)
1	Ekstrüzyon KF Hattı	110	2x36	72	20	7920	2200	5,72
2	Koridor ve Baskı Primerleme Alanı	36	2x36	72	20	2592	720	1,872
3	Hurda Palet Alanı	16	2x36	72	20	1152	320	0,832
4	Numune Odası	14	2x36	72	20	1008	280	0,728
5	Erkek Soyunma Odası	38	2x36	72	20	2736	760	1,976
6	Kadın Soyunma Odası	7	2x36	72	20	504	140	0,364
7	Emprenye 1 Emprenye 2	40	2x36	72	20	2880	800	2,08
8	Elektrik Bakım Atölyesi	12	2x36	72	20	864	240	0,624
9	Kırımhane	21	2x54	108	50	2268	1050	1,218
10	BF Hattı	68	2x54	108	50	7344	3400	3,944

4.6.3 Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Saatlik Tasarruf	19,4	kW
Yıllık Çalışma vakti	3.600,0	Saat
Yıllık Tasarruf	69.688,8	kW
Elektirik Birim miktarı	2,1	TL/kWh
Yıllık finansal Tasarruf	146.346,5	TL/yıl
Proje maliyeti	26.140,0	€
Proje maliyeti	453.790,4	TL
Geri Ödeme vakti	3,1	

Tesiste bulunan Florasan armatürlerin, LED dönüşümleri sonucu tahmin edilen tasarruf miktarı ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Enerji etüt esnasında, sevkiyat stok alanında doğal aydınlatma olduğu görülmüştür. Buna rağmen LED aydınlatma armatürlerin gündüz vakti aktif çalıştığı görülmektedir. İSG kapsamında lux değerleri uygun görüldüğü takdirde, gündüz kullanımları bırakılabilir.

4.7 Basınçlı Hava Sistemleri

Basınçlı hava kompresörleri tesislerdeki en yüksek maliyetli ve verilen enerjinin çok azını faydaya dönüştürebilen cihazlardır. Dolayısıyla bu sistemlerin literatürde olması gereken şekilde işletilmesine dikkat edilmelidir. Aksi taktirde işletmeyi ve üretimi olumsuz etkileyerek zaman ve para kaybına yol açabilir.

4.7.1 Ünite ve Sistem Tarifi

Lignadecor Tesisinde toplamda 2 adet kompresör incelenmiş ve verim analizi için gerekli ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler haricinde kompresörlerin basınçlı hava rezerv tankları, emişleri ve yerleşim düzenleri de kontrol edilmiştir.

Kompresörlere ait genel görüntüleri ve etiket bilgileri aşağıda verilmiştir.

Kompresör 1: Ingersoll Rand NIRVANA N90

Kompresöre ait bilgiler aşağıda verilmiştir.



Şekil 56: Kompresör 1 Genel Görüntü

Kompresörün etiketteki teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Marka	Model	Paket Güç (kW)	Çalışma Basıncı (Bar)
INGERSOLL RAND	NIRVANA N90	101	10

Kompresör 2: Dalgakıran INV+75P

Kompresöre ait bilgiler aşağıda verilmiştir.



Şekil 58: Kompresör 2 Genel Görüntü

Kompresörün etiketteki teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Marka	Model	Paket Güç (kW)	Çalışma Basıncı (Bar)
DALGAKIRAN	INV+75P	84	10

Basınçlı Hava Tankı

İşletmede 1 kompresör dairesi bulunmaktadır. Bu kompresör dairesinde 1 adet YAKUT marka hava tankı bulunmaktadır.



Şekil 59: Hava Tankı Genel Görüntü

Hava Tankının etiketteki teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Marka	Kapasite (lt)	Çalışma Basıncı (Bar)
YAKUT	2.000	10

Kurutucu 1: Ingersoll Rand D1300IN-A



Şekil 60: Kurutucu 1 Genel Görüntü

Kurutucunun etiketteki teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Marka	Model	Paket Güç (kW)	Çalışma Basıncı (Bar)
INGERSOLL RAND	D1300IN-A	4,82	13

Kurutucu 2: Ingersoll Rand TS4A



Şekil 61: Kurutucu 2 Genel Görüntü

Kurutucunun etiketteki teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

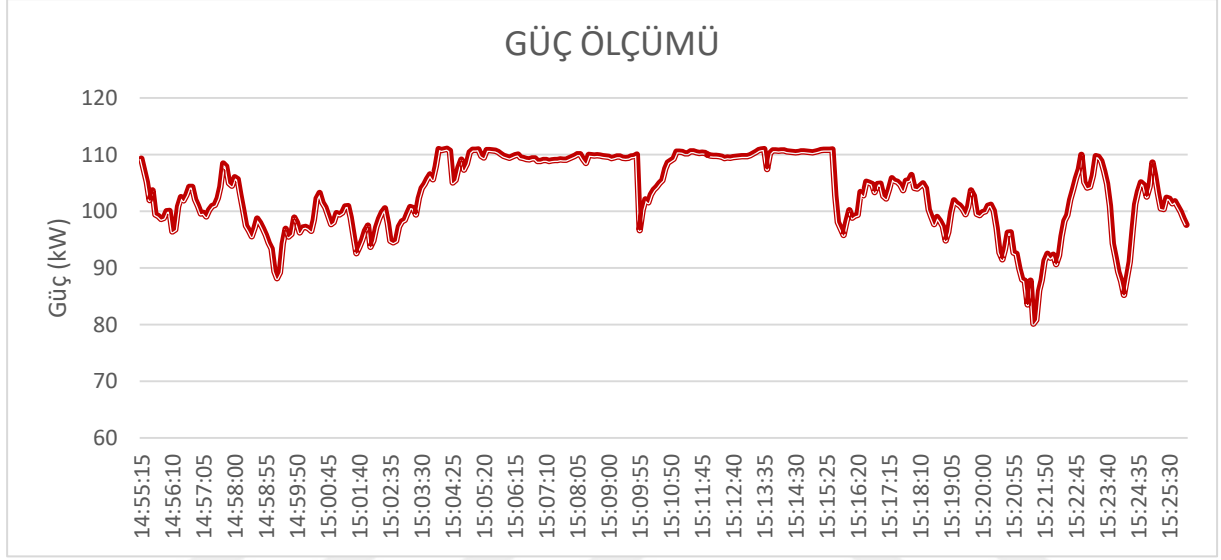
Marka	Model	Paket Güç (kW)	Çalışma Basıncı (Bar)
INGERSOLL RAND	TS4A	5,5	12

4.7.2 Yapılan Ölçümler ve/veya Alınan Değerler

Saha çalışmalarına öncelikle kompresörlerin ve ekipmanların incelenmesiyle başlanmıştır. İlk etapta kompresörlerin etiket değerleri, basınçlı hava kurutucuları, filtreler, ana dağıtım hatları, basınçlı hava tankının incelemesi yapılmıştır. Ardından VP marka daldırma tip basınçlı hava debimetresi ile kompresör dairelerinde yer alan kompresörlerin ürettiği basınçlı havanın debisi ve eş zamanlı olarak enerji analizörü ile elektriksel tüketimi ölçülmüş ve iki durumun karşılaştırılması yapılmıştır. Yukarıda ayrıntıları yer alan bilgiler ışığında tesisin basınçlı hava sisteminde enerji tasarrufu adına potansiyeller tespit edilmiştir.

Kompresör 1:

Kompresörde yapılan basınçlı hava debi ölçümü ile eş zamanlı yapılan enerji ölçümü aşağıda verilmiştir.

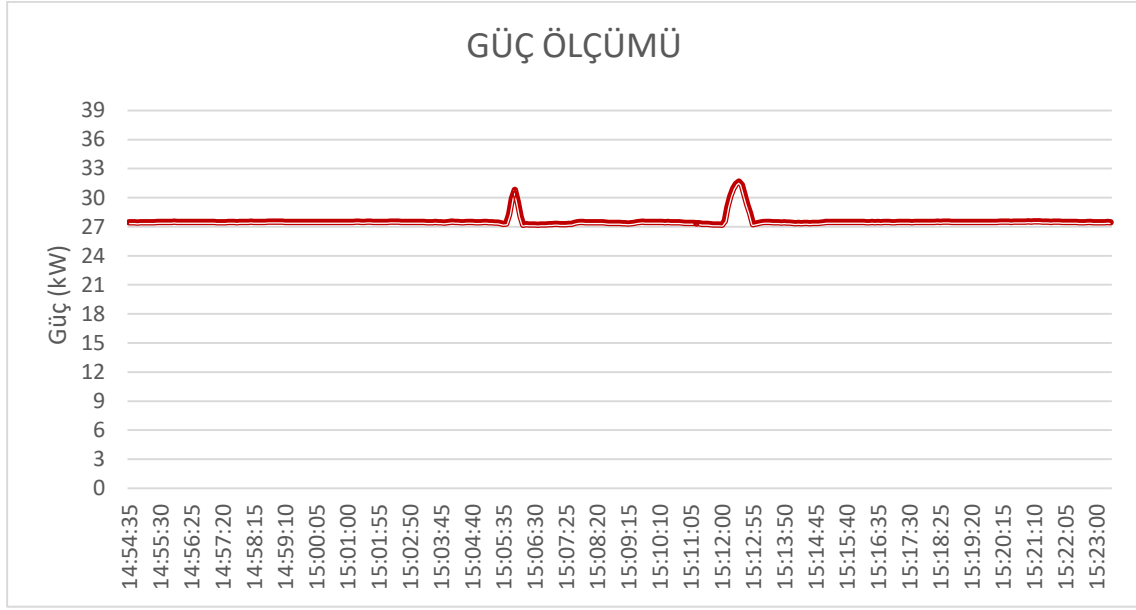


Grafik 22: Kompresör 1 Elektrik Tüketimi Ölçümü

	Güç (kW)
En Yüksek	111,01
<i>Ortalama</i>	<i>104,51</i>
En Düşük	88,22

Kompresör 2:

Kompresörde yapılan basınçlı hava debi ölçümü ile eş zamanlı yapılan enerji ölçümü aşağıda verilmiştir.

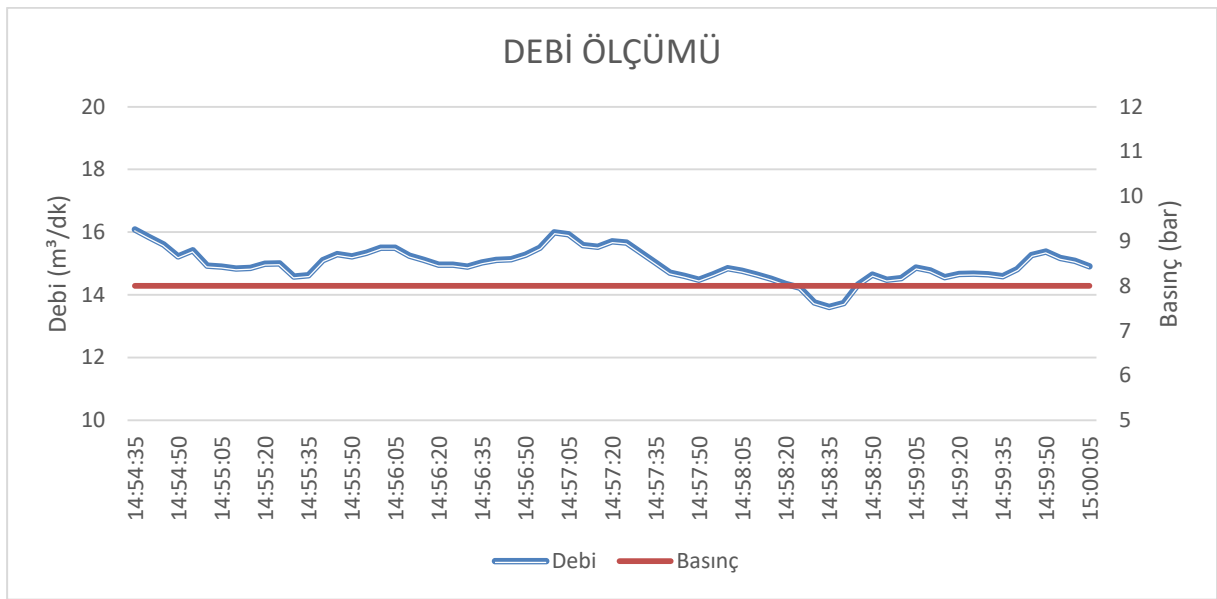


Grafik 23: Kompresör 2 Elektrik Tüketimi Ölçümü

	Güç (kW)
En Yüksek	31,66
<i>Ortalama</i>	<i>27,57</i>
En Düşük	27,19

Ortak Debi Ölçümü:

Kompresörlerde yapılan enerji ölçümü ile eş zamanlı yapılan basınçlı hava ölçümü aşağıda verilmiştir. Debi ölçümü sistem olarak ele alınmıştır.



Grafik 24: Basınçlı Hava Debi Ölçümü

	Debi (m3/dk)	Basınç (bar)	Güç (kW)
En Yüksek	16,66	8,0	141,58
Ortalama	15,52	7,8	130,74
En Düşük	13,61	7,6	107,72

4.7.3 Değerlendirmeler ve Hesaplamalar

Kompresörlerin verimlerinin / performanslarının değerlendirilmesi, spesifik enerji tüketimleri üzerinden yapılmaktadır. Bu amaçla kompresörlerin basınçlı hava debi ölçümü ile eş zamanlı elektrik enerjisi tüketimleri ölçülerek spesifik enerji tüketim değerleri çıkarılmaktadır. Ölçümlerde kullanılan cihazlar ile spesifik enerji tüketim formülasyonu aşağıda verilmiştir.



$$\eta_{\text{kompresör}} = \frac{\text{Etiket SET Değeri}}{\text{Ölçülen SET Değeri}}$$

$$SET = \frac{\text{Güç (kW)}}{\text{Debi } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{dk}}\right)}$$

Kompresörlerde debi ölçümü ile eş zamanlı yapılan güç ölçümü, kompresörlerin spesifik enerji tüketimleri, hesaplanmış ve kompresörlerin dizayn değerleri ile karşılaştırılmıştır.

ETİKET					ÖLÇÜLEN				Verim
No	Etiket Debi m ³ /dk	Etiket Güç kW	Etiket Basınç bar	SET kW/(m ³ /dk)	Debi m ³ /dk	Güç kW	Ort. Basınç bar	SET kW/(m ³ /dk)	
KS	23,3	165	10	7,08155	16,64	141,58	7,64	8,5	83%

*Etiket değerleri olarak 2 kompresörün toplam değerleri alınmıştır.

*KS: Kompresör Sistemi

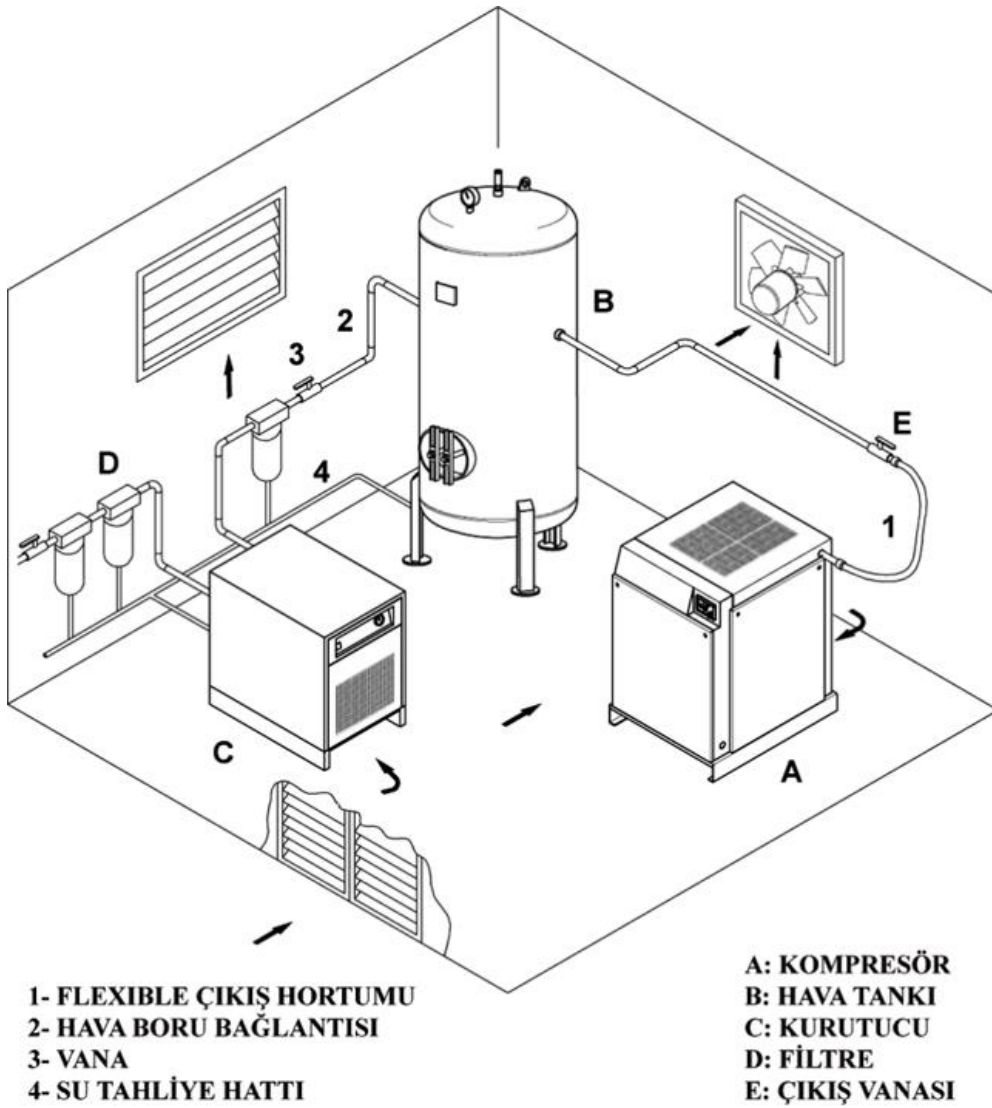
Tablo 13: ISO1217 Tolerans Tablosu

Belirtilen hacimsel Akış (m ³ /dk)	Koşullarda	Hacimsel Akış	Spesifik Çekişi	Güç	Güç Çekişi	Boşta Çalışmada
0,5 'in altında		+/- %7	+/- %8		+/- %10	
0,5- 1,5		+/- %6	+/- %7		+/- %10	
1,5- 15		+/- %5	+/- %6		+/- %10	

Bu hesaba göre kompresörler hacimsel olarak %4 sapma, spesifik güç çekişi olarak %5 sapma ve boşta çalışma esnasında fazladan %10 güç çekişi yapmaktadır.

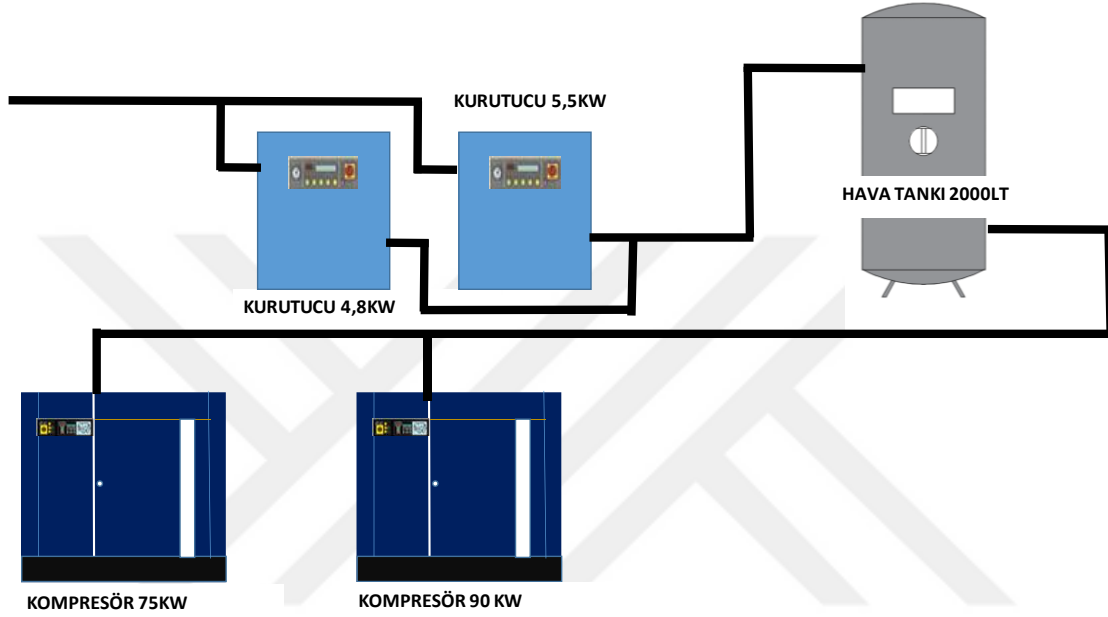
Basınçlı Hava Dairesi Yerleşim Kontrolü

Basınçlı hava üretimi için gerekli donanım, istenen basınçlı hava kalitesi ve basınç seviyesinin korunması için sadece kompresörden oluşmaz; hava tankı, filtre ve kurutucu gibi yardımcı makine ve aksamardan oluşur. Bu makine ve aksamaların kapalı bir kompresör odasında/bölmesinde iklim şartlarından korunacak şekilde kurulması gerekmektedir. Aşağıda örnek bir kompresör dairesi planı verilmiştir.



62 : Kompresör Dairesi Olması Gereken Yerleşim Düzeni

Mevcuttaki kompresör dairesinin yerleşim planı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 63: Mevcut Kompresör Dairesi Yerleşim Düzeni

Kompresörlerin emiş havasının temiz, kuru ve serin olması istenir.

Kompresörün temiz, havada toz uçuşmayan bir yerde kurulması önemlidir. Aksi takdirde kompresörün filtreleri erken tıkanır. Kompresörün yerleştirildiği yer, oda/daire sıcaklığı 0°C'nin üstünde olmalı ve mümkünse 35°C'yi geçmemelidir. Ortam sıcaklığının 40°C'yi geçmesi verimsizliğe sebep olacaktır.

Bu sebeple emişlerin kuzey yönden olması sistem verimini %1 etkilemektedir. Kompresör egzoz havasının ise emiş yapılan ortama değil bir kanal vasıtasıyla dışarı atılması uygundur. Basınçlı hava tank tahliyelerinin otomatik olması ve kurutucu, filtre gibi sistem ekipmanlarındaki basınç düşümünün en az seviyede tutulması, bakımlarının düzenli yapılması sistem verimini etkileyen diğer parametrelerdir.

Basınçlı Hava Tankı Hacim Kontrolü

Kompresör Dairesi Hava Tankları İçin:

Kompresör dairesinde 1 adet basınçlı hava tankı bulunmaktadır. (Hacim 2 m³'tür.)

Ana formül:

$$V = 9,375 \times Q$$

Burada,

$$\begin{array}{lll} Q & = & \text{Kompresör toplam debisi} \quad (\text{lt/s}) \\ V & = & \text{Depo hacmi} \quad (\text{lt}) \end{array}$$

olarak alınacaktır.

Hava deposu hacmi

$$V = 9,375 \times 16,64 \text{ m}^3/\text{dk} \times (1000/60) \text{ (debi değeri kompresör çalışmasındaki tank kapasitesine göre alınmıştır.)}$$

$$V. \text{ hacim} = 2.600 \text{ litre}$$

Tankın hacmi 2.000 **litre** ise tank kapasitesi sistem için **yeterli değildir**.

Kompresörün Havayı Emiş Sıcaklık Kontrolü

Basınç üreten makinelerin verimliliği, sıkıştırılacak olan havanın sıcaklığı ile zıt orantılıdır. Bu sebeple, yaz mevsiminde kompresör emiş havasının akışkan kanallarından alınması enerjinin verimliliğini arttıracaktır. Türkiye'nin coğrafi konumu itibari ile, yaz mevsiminde dışarıdan alınacak hava mümkün ise doğrudan güneş maruz kalmadan kuzey yönünden alınması önerilmektedir. Ayrıca;

Teoride soğuk, temiz, kuru hava ile daha verimli sıkıştırma sağlar. Bu sebeple Yapıların kuzey yönünde, yağmur ve rüzgâr teması az olan bir hava tercih edilmelidir.

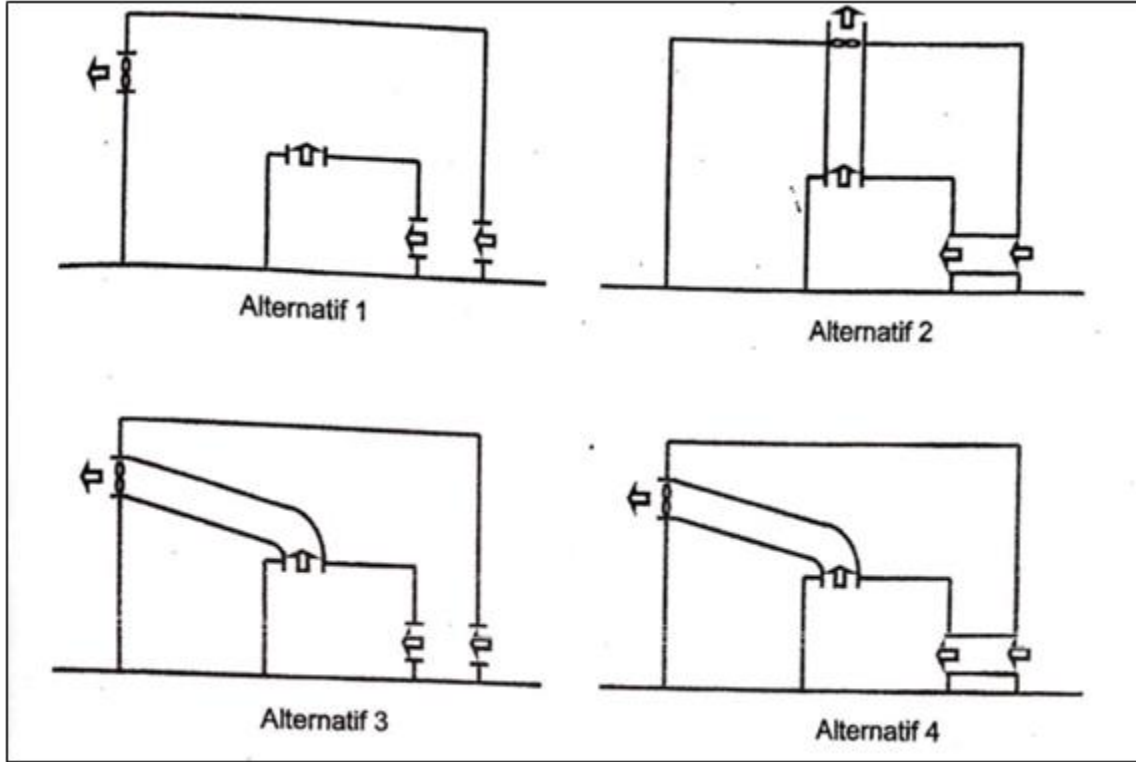
Giren havasının sıcaklığında 5°C'lik düşme enerji tüketimindeki %2'lik azalmaya sebeptir, yani kompresörün verimini %2 yükseltir

Havanın girişi ile kompresör deki boru bağlantısı kısa, pürüzsüz ve çapı yüksek olmalıdır. (Basınç düşüşlerini minimuma ulaştırır)

Kompresör odasındaki emiş hava sıcaklığının 5 °C düşürülmesi toplamdaki güç tüketiminden %2 tasarruf sağlanabilir. kompresörlerin emişdeki havasının dış alandan yapılması ile tasarruf sağlanmaktadır. Her kompresöre emişdeki kanal girişlerine filtre takılmalıdır. Kompresör odasındaki kompresörlerin toplamındaki 141,58 kW güç tükettiği gözlemlenmiştir.

Toplamdaki Tüketimi	:	141,58	kW
Saatlikteki Tasarruf	:	2,82	kW
Yıllıktaki Çalışma vakti	:	7.200	Saat
Yıllıktaki Tasarruf	:	20.304	kWh
Elektrik Birim maliyeti	:	2,1	TL/kWh
Yıllıktaki Tasarrufun Miktarı	:	42.638	TL

Kompresörün çevreinde teknik servis yapılabilmesine olanak sağlaması için yeterli boşluklar olması şarttır. Alanlar kompresörde hacimli ve ağır parça olan motor, radyatör ve vida grubunu sökmeye taşımaya müsaade etmelidir.



64: Kompresör Dairesi Çeşitli Hava Emme ve Egsoz Şemaları

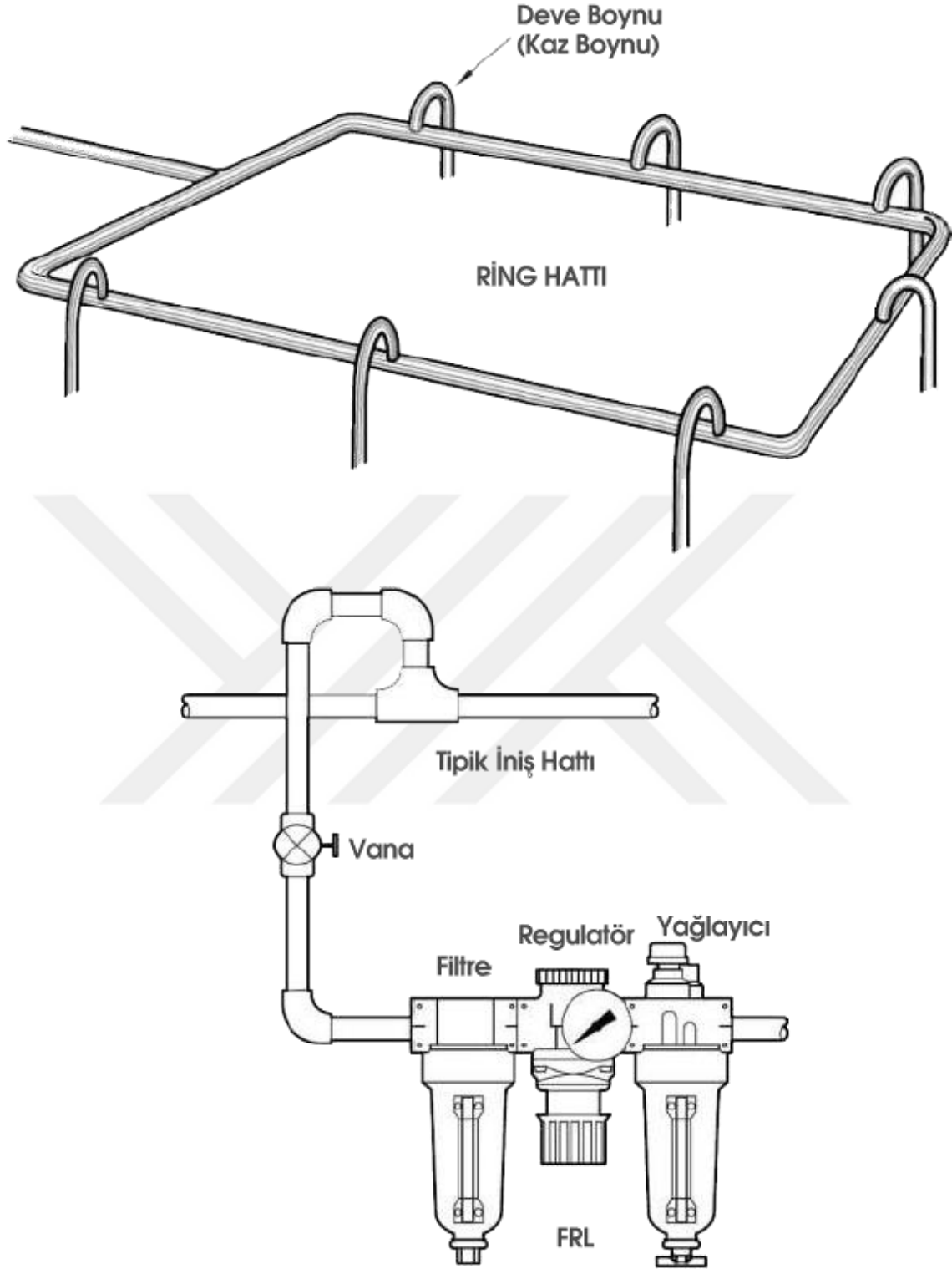
Basınçlı hava tesisatı ana boru sistemi iki çeşittir.

- Kullanım yerine ulaşır geri dönmeyen basınçta kalan sistem
- Kullanım alanlarında ring yapıp dolaşan halka şeklindeki sistem

Kullanım alanı ve (kompresör oadası) alanı birbirine yakın sistemler için, tek hatlı dönüşü olmayan ana boru şebekesi ihtiyaçları karşılayacaktır. Bu sistemde, boru yarı çapının borudan geçecek en yüksek havadbisine göre bulunacak basınç kaybı rakamının izin verilen en yüksek basınç kaybından az olmasını sağlayacak şekilde büyüklükte olmalıdır. Tüm boru sisteminin sağlıklı desteklenmesi gerekir.

Basınçlı hava sistemindeki tesisatın, ana boru sisteminin fiyatı (genelde) basınçlı hava sisteminin kuruluş fiyatındaki yüksek bir kısmını oluşturur.

Borunun çapının küçük seçmek yatırım maliyetini düşürür; ama, sistemdeki basınç kaybı boru çapı küçüldükçe büyüdüğü için, basınçlı hava sisteminin işletme maliyeti artar.

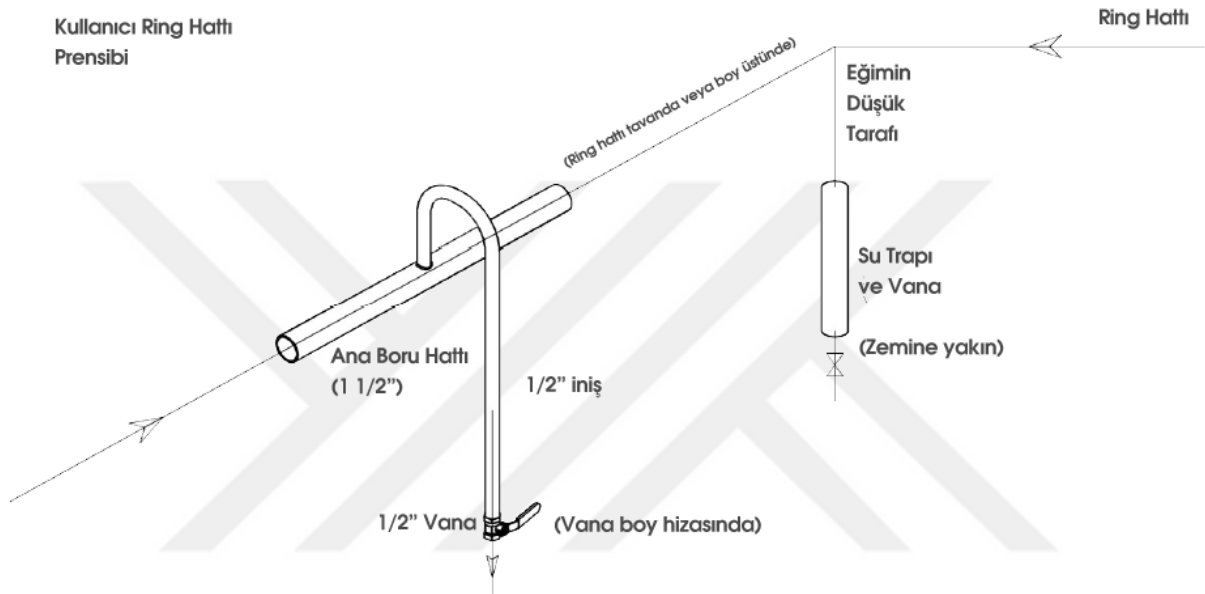


Şekil 35: Ring Hattı ve Örnek Basınçlı Hava Bağlantısı

Çok adette basınçlı hava kullanım noktaları olan büyük sistemlerde, dönüşlü (ring) biçiminde ana boru sistemi tasarımı herhangi kullanım noktasına ilerleyen hava hızının düşük olmasını sağlar. Sadece Tek bir kullanım noktasına iki farklı yönden hava iletilmesi dolayısıyla, kullanım noktasına ilerleyen

havanın akış hızı düşüktür. sistemin uygun noktalarına yerleştirilen kesme vanaları vasıtasıyla, gerekli zamanlarda ana boru sisteminin bir kısmının bakım için alınarak devre dışı bırakılması sağlanabilir. Ana boru sistemi, gerekirse, zemin altından tavan seviyesine veya herhangi bir seviyede olabilir. Kolay servis ve kondensat drenaj yapılabilmesi ve kolay erişilebilmesi bakımından, ana boru sisteminin zeminden yukarıda olması faydalıdır. Ana boru sisteminin kullanım alanını dolanması ve direkt bağlantılı olmasıdır. Basınç kayıplarının az olması için, çember hava şebekesi büyük eğrilik çaplı bükümlerden oluşmalıdır, yüksek açılı dirsek kaçınılmalıdır.

Ana boru sisteminin akış yönüne doğru %1 eğimli olması ve uygun boşluklarla, tersde eğim verilerek ilk seviyesine getirilmesi gerekir. En düşük seviyelerde boşaltma cepleri olmalı ve bu noktalardan boşaltma vanaları ya da cihazları vasıtasıyla şartlandırıcı sistemleri ile sistemdeki su ve yağ temizlenip atılabilir



Şekil 67: Örnek Basınçlı Hava Bağlatısı

Bükümler ve vanalar içinde hava akışına karşı direnç artar; bundan dolayı, basınç kaybı artar. Bu sebeple, eğrilik çapı büyük fittingsler ve tam geçişli vanalar kullanılmalıdır. Basınç kayıplarını düşüren önlemler çarpımlar etkisiyle belirli lokasyonlarda (temas noktalarında) oluşan kirliliği de önler.

Ana boru sistemindeki hava sıcaklığı duruma göre değişir. Mesela: Bir yapıdan diğerine uzanan boruda sıcaklık düşer, sıcaklığın düştüğü tarafta havadaki nem yoğunlaşır. Yoğunlaşmanın toplanması ve şebekenin dışına atılabilmesi için, kondensat separatörleri (filtreleri), boşaltma cepleri ve tahliye aygıtları konulması gerekir.

Açıktaki ana boru sisteminin içerisindeki yoğunlaşmanın donmasını engellemek için, borulara yalıtım yapılmalıdır. Beton yüzetin içerisine gömülmüş ise (karayolu altından geçen v.b) boru hattının en az %1 e kadar eğimli olmalıdır. Böylece, en düşük kota boşaltma (drenaj) yapılabilir.

Boru Yarı Çapının hesaplanması

Ana boru sisteminin ve ayrılan hatların boru yarı çapı, izin verilen en büyük hava akış hızı ve boru içindeki pürüzlerden gelen basınç azalması referans alınarak belirlenir.

Ana boru sistemindeki boru yarı çapları belirlenirken, basınçlı hava sistemi gelecekte yapılabilecek eklemeler dikkate alınmalıdır.

İlave olarak, yüksek basınç kaybı özellikle uzun borulu sistemlerin hatlarından kaynaklanır ve yüksek hava akış debisi, havanın içindeki suyun tutulmayıp, borular içerisindeki hava ile akmaya devam etmesine sebep olur.

Bütün tesisler için, basınç kaybının en az seviyede tutulması önemlidir. Çelik boruların normal çapına göre tavsiye edilen maksimum debi değerinin yer aldığı ve ABS boruların dış yarıçapına göre tavsiye edilen en yüksek debi değerlerini belirten tablolarda görüntülemektedir.

Boru şebekesinin büyük bir kısmında, ek sürtünme ve çarpma kayıplarına sebep olan dirsekler ve vanalar bulunur. Düz boru dışındaki boru şebekesi elemanlarının pürüzlülük, çarpma etkisi dolayısıyla sebep oldukları basınç azalması, eşdeğer boru uzunlukları biriminde verilir.

Ana boru sistemindeki hava akış debisi 6 m/s sayısını asla aşmaması şartına karşılık yukarıdan aşağıya doğru olan branşlarda, branş uzunluğunun 15 m 'yi geçmemesi şartıyla, (en çok) 15 m/s hava akış debisine müsaade edilir.

Boru YarıÇapı Tayini

Basınçlı hava makinelerinde asıl maksat havayı basınçlandırmak , ihtiyaç duyulan noktaya arzu edilen basınçta taşımaktır. İhtiyaç duyulan basınçlandırma için, makine belirli bir miktar elektrik harcar. Bu elektrik harcaması, hava hızı ve basınçlandırma miktarı ile yükselir. Bunun için basınç talebi ve hat kayıpları düzgün ölçülmüş olması beklenir, aksi durumda elektrik kullanımı gereğinden fazla artacaktır. Bu süreçte basınçlı hava hatlarında yarıçap kontrolü yapılmış ve basınç kaybının kabul edilebilir miktarda olması için önerilerde bulunulmuştur.

Basınçlı hava şebekesinde, serbest hava alanı (dm^3/s) kompresör hızını belirten atmosferik hava basıncındaki standart miktarıdır. Dış alandan alınan serbest hava hacmi ile basınçlı havanın hacmi arasındaki ilişki aşağıdaki tablodan bakılabilir (Tablo 3.14).

Tablo 14: Kompresyon Oranı Tablosu

Hava Basıncı (bar)	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	18
Kompresyon Oranı	1,5	1,99	2,97	3,96	4,95	5,94	6,92	7,91	8,9	10,87	12,85	14,82	18,77

Hava hatları, kompresör vasıtası aracılığı ile hava kullanım alanları arasındaki hatlardır. Bu hatların çaplarının küçük seçilmesi, basınç kaybını dolayısıyla elektrik tüketimi artıracak, yüksek seçilmesi ise yatırım maliyetini artıracaktır. Hava hatlarında kabul edilebilirdir basınç kaybına tekabül eden hava hızı 6–9 m/s arasındadır. Bu değere göre, aşağıdaki tablodan serbest hava hacmi ve hıza göre çap seçimi yapılabilir.

Tablo 15: Hız, Çap ve Serbest Hava Hacmi İlişki Tablosu

BORU ÇAPLARINA GÖRE BASINÇLI HAVA KAPASİTESİ (dm ³ /s)												
Hız (m/s)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
3	0,6	1,1	1,7	3	4,1	6,5	10,9	15,1	25,7	39,2	56,2	98,5
3,5	0,7	1,3	2	3,5	4,7	7,6	12,7	17,6	30	45,7	65,5	115
4	0,8	1,4	2,3	4	5,4	8,7	14,6	20,1	34,2	52,2	74,9	131
4,5	0,9	1,6	2,6	4,5	6,1	9,8	16,4	22,6	38,5	58,8	84,2	147
5	1	1,8	2,8	5	6,8	10,8	18,2	25,1	42,8	65,4	93,6	164
5,5	1,1	2	3,1	5,5	7,4	11,9	20	27,6	47,1	71,9	103	181
6	1,2	2,1	3,4	6	8,1	13	21,8	30,1	51,3	78,5	112	197
6,5	1,3	2,3	3,7	6,5	8,8	14,1	23,7	32,6	55,6	85	122	213
7	1,4	2,5	4	7	9,5	15,1	25,5	35,1	59,9	91,5	131	230
7,5	1,5	2,7	4,3	7,5	10,1	16,2	27,3	37,6	64,2	98	140	246
8	1,6	2,8	4,5	8	10,8	17,3	29,1	40,1	68,5	105	150	263
8,5	1,7	3	4,8	8,5	11,5	18,4	31	42,6	72,8	111	159	278
9	1,8	3,2	5,1	9	12,2	19,5	32,8	45,1	77,1	118	169	297

Mevcut Boru Çapı Kontrolü:

Çalışma Basıncı : 8 bar

Kompresyon Oranı(R) : 8,9 (Bu değer kompresyon oranı tablosundan elde edilmiştir.)

Serbest hava hacmi (Q1) : 16,66 m³/dk x 60 = 999,6 m³/h

Hava debisi (Q1) : 999,6 m³/h / (8,9 x 3.600) = 0,0312 m³/s

Basınçlı hava hatlarında hızların 9 m/s'nin altında ve basınç düşümünün 0,015 bar/10 m'nin altında olması önerilmektedir. Hat çıkışında hız aşağıdaki formüle göre hesaplanır;

DN50 hattı iç çapı : 52,5 mm = 0,0525 m

DN50 hattaki hız;

$$V = 4 \times Q1 / (3,14 \times d^2)$$

$$V = 4 \times 0,0312 \text{ m}^3/\text{s} / (3,14 \times 0,0525^2)$$

$$V = 14,42 \text{ m/s}$$

Yapılan bu hesaba göre seçilen DN50 borudaki hava hızının istenilen maksimum değer olan 9 m/s'nin altında olmadığı görülmektedir.

**Hesaplama kompresörlerin ortak çıkışı için yapılmıştır.*

4.7.4 Öneriler, Enerji Tasarruf İmkanları ve Miktarları

Kompresör Atık Isı Sistemi Projesi

Kompresörlerin harcadığı enerjinin %90'nı ısı olarak dışarı atılmaktadır. Atık ısı sistemi dışarı atılan bu ısının yaklaşık %70 oranında geri kazanımını sağlamaktadır. Sistem, basit bir eşanjör mantığıyla çalışır ve havayı sıkıştıran vidaların ısını absorbe eden kaynağın soğutulması ve buradan alınan enerjinin de sıcak su ihtiyaçlarında kullanılması amaçlanmaktadır. Kaynak, eşanjöre gönderilen suya/havaya ısını aktarır ardından kompresöre geri döner.

Kompresör sonrasına kurulacak kompresör atık ısı sistemi ile kompresöre ait atık ısının %70'i ısı enerjisi olarak kullanılabilir.

Kompresör Dairesi:

Kompresör 1:

ATIK ISI HESAPLAMA		
Kompresör Gücü (P)	90	kW
Atık Isı Yüzdesi	70	%
Elde Edilebilecek Atık Isı Enerjisi (P)	63	kW
Geri Kazanılacak Isı Miktarı (Q)	54.180	kcal/h *1 kW = 860 kcal
Isıtılacak su giriş sıcaklığı (T ₁)	20	°C
Isıtılan su çıkış sıcaklığı (T ₂)	70	°C
Su Sıcaklık Farkı (ΔT)	40	°C *ΔT = T ₂ -T ₁
Suyun Özgül Isısı (c)	1	Cal/g °C
Isıtılacak su debisi (ṁ)	1.083	kg/h *Q = ṁ x c x ΔT
Kompresör Yıllık Çalışma Süresi	7.200	Saat
Doğal Gaz Birim Fiyatı	12,5	TL/Sm ³
Doğal Gaz Yıllık Tasarruf Miktarı	47.284	Sm ³
Yıllık Toplam Parasal Kazanç	591.054	TL/yıl
Sistem Kurulum Bedeli	200.000	TL
Geri Ödeme Süresi	0,33	Yıl

*Kompresör atık ısı sistem kurulum bedelinde pompa maliyeti, işçilik-tesisat maliyeti hesaba dahil edilmemiştir.

*Elde edilebilecek atık ısı enerjisi ile 20°-70° derecelik bir çevrim ile empranye bölümünde kullanılacak suyun ısıtılmasında kullanılabilir.

*Doğalgaz birim maliyeti 12,5 TL olarak kabul edilmiştir.

Kompresör 2:

ATIK ISI HESAPLAMA		
Kompresör Gücü (P)	27	kW
Atık Isı Yüzdesi	70	%
Elde Edilebilecek Atık Isı Enerjisi (P)	18,9	kW
Geri Kazanılacak Isı Miktarı (Q)	16.254	kcal/h *1 kW = 860 kcal
Isıtılacak su giriş sıcaklığı (T ₁)	20	°C
Isıtılan su çıkış sıcaklığı (T ₂)	60	°C
Su Sıcaklık Farkı (ΔT)	40	°C *ΔT = T ₂ -T ₁
Suyun Özgül Isısı (c)	1	Cal/g °C
Isıtılacak su debisi (ṁ)	406	kg/h *Q = ṁ x c x ΔT
Kompresör Yıllık Çalışma Süresi	7.200	Saat
Doğal Gaz Birim Fiyatı	12,5	TL/kWh
Doğal Gaz Yıllık Tasarruf Miktarı	14.185	Sm ³
Yıllık Toplam Parasal Kazanç	177.316	TL/yıl
Sistem Kurulum Bedeli	180.000	TL
Geri Ödeme Süresi	1,01	Yıl

*Kompresör atık ısı sistem kurulum bedelinde pompa maliyeti, işçilik-tesisat maliyeti hesaba dahil edilmemiştir.

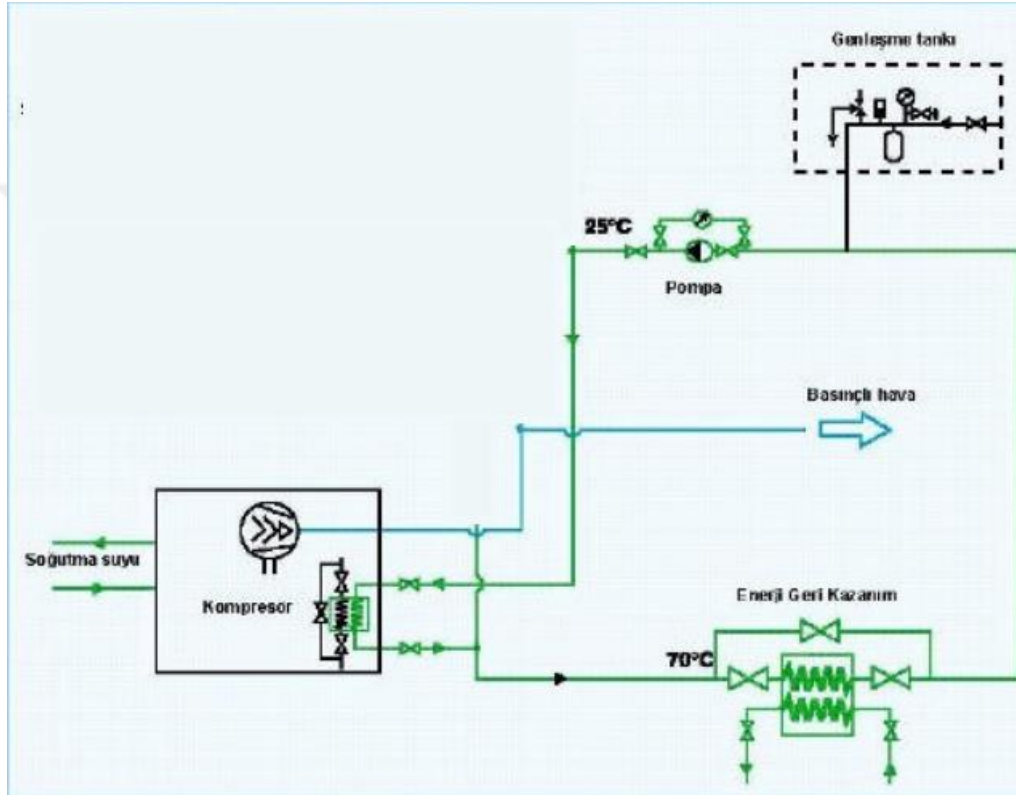
*Elde edilebilecek atık ısı enerjisi ile 20°-60° derecelik bir çevrim boyahane ortam ısıtmasında fan coil ile kullanılabilir.

*Doğalgaz birim maliyeti 12,5 TL olarak kabul edilmiştir.

5. Komprasör Atık Isı Geri kazanım Uygulaması

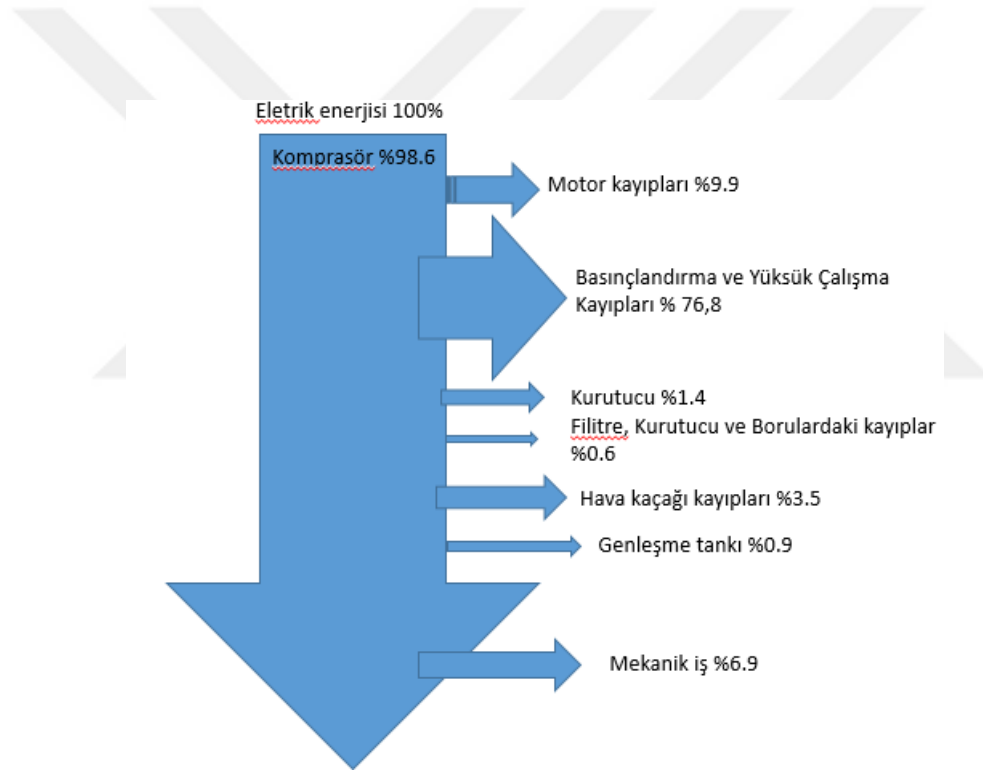
5.1 Ekserji Analizi

Atık geri kazanımı projemizde kullandığımız sistemlere ait ekipmanların devre şaması aşağıdaki Şekil 68 Gösterilmektedir. Şekil üzerindeki mavi çizgiler üretilen havayı, yeşil renk ise soğutma sıvısı yağlarını , esanjör ile ısı aktarımı yapılan faydalı ısı kütlesi olarak kullanılan su bulunmaktadır. Genleşme tankı ve filitrele ait şema ise sağ üstde kesikli çizgiler ile alan içine alınmıştır.



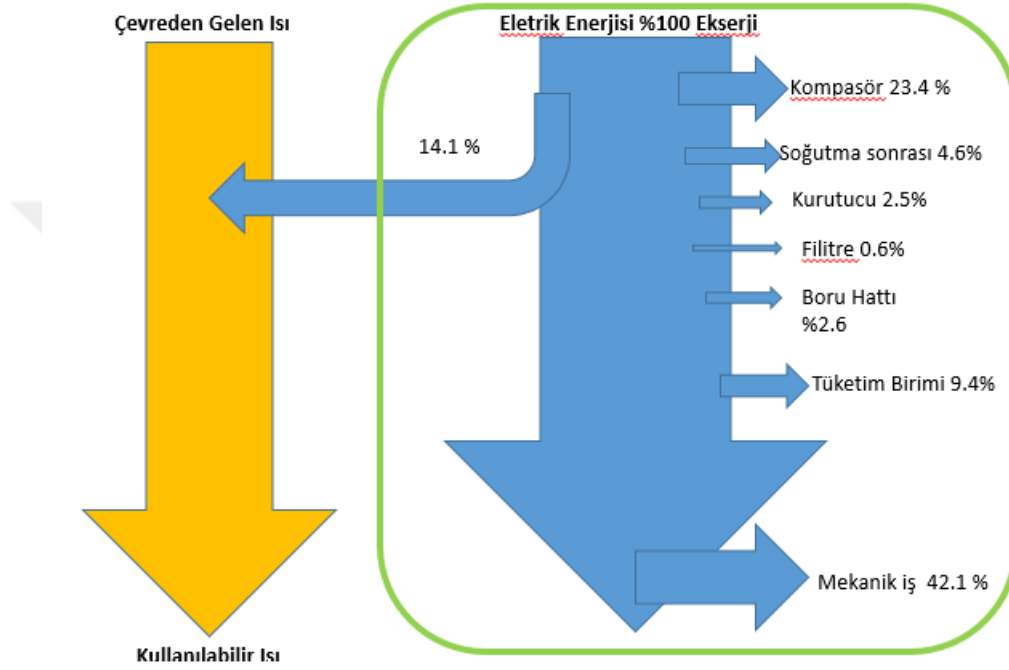
Şekil (68)

Komprasörlerde hava üretmek oldukça maliyetlidir. Aşağıda basınçlı hava sistemine ait basınçlı hava verimliliğine dair bir grafik bulunmaktadır Şekil (69). Bu grafikte elektrik enerjisi %100 girerken istenilen iş olarak çıkan Mekanik iş (Basınçlı hava) %6.9 dur. Harcanılan tüm enerji düşük oranda verimliliğe sahip bu basınçlı havanın temini için harcanmaktadır. Sisteme dahil olan kurutucular, filitreler, vana ve valfler, elektrik motoru ve nominal çalışma sıcaklığına dair kayıplar sistemi oldukça enerji verimliliği bakımından düşk hale getirmektedir. Komprasör fidalarının basınçlı hava üretirken aşırı ısınıp uzaklaştırmak için kullanılan yağ oldukça fazla ısınmaktadır. Bu sıcak yağ soğutulması için radyatör ve fanlarla atmosfere atık ısı atmaktadır. Bu atık ısıyı atmayarak değerlendirdiğimizde sistemin verimliliğini arttırma bilmekteyiz.



Şekil (69)

Aşağıda bir kompresöre ait ekserji akış diyagramı bulunmaktadır Şekil 70. Atık olarak oluşan ısı çevre ısısı ile karışan % 14.1 lik ısıdır. Bu ısı kullanılabilir bir ısı kaydağıdır. Isı değıştirici yardımı ile su ısıtma otam ısıtma proses akışkanı gibi bir çok alanda kullanılabilir. Yeşil ile işaretli alan kompresörün ekserji hesaplama alanıdır.



Şekil(70)

Ekserji, bir sistem denge durumuna geçtiğinde elde edilebilecek maksimum faydalı iştir ve gerçek bir süreçte her zaman yok edilir (Ahamed vd., 2011). Kompresörlerde elektrik girişinin %90'ı ısıya dönüşür. Bir kontrol hacmi için ekserji dengesi denklemi şu şekilde yazılabilir:

- Ekserji girişi - Ekserji çıkışı - Ekserji tüketimi = Ekserji birikimi The exergy of air flow can be written as
- $E_w + E_{a,Giriş} - E_{a,Çıkış} - E_Q - E_d - \frac{dE_{CV}}{dt}$

Hava akışının ekserjisi şu şekilde yazılabilir:

- $E_a = m_a((h_a(T) - h_a(T_0) - T_0(S_a(T) - S_a(T_0)))$

Politropik durumda kompresörün yaptığı iş şu şekilde yazılabilir (Taheri And Gadow 2017)

- $W_{poly} = m_a((n/n-1) RT_0 \ln((P_{Çıkış} / P_{giriş})^{n/n-1} - 1))$

Elektrik motoru ve kompresörün verimleri biliniyorsa gerçek elektrik gücü girişi şu şekilde yazılabilir:

- $W_{elek} = (W_{poly} / (\eta_{motor} \eta_{kompresör}))$

Isı geri kazanımı olmayan bir sistem için ekserji verim denklemi şu şekilde yazılabilir:

- $$\varphi = \frac{m_a \frac{R}{M} T_0 \ln\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)}{W_{elec}}$$

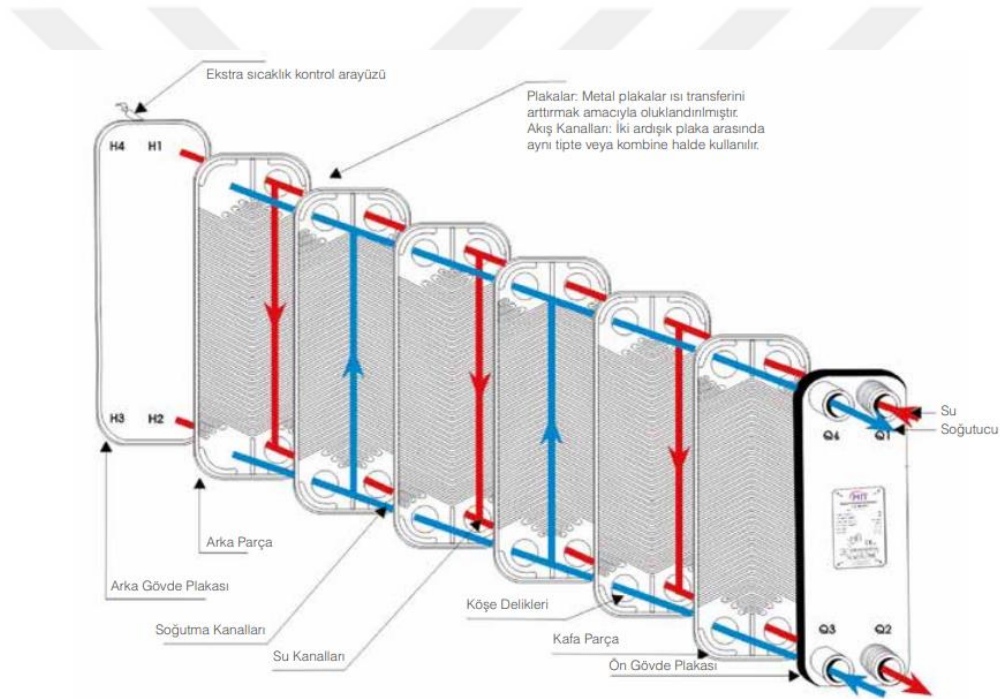
Isı geri kazanımlı bir sistem için ekserjin denklemi şu şekilde yazılabilir:

- $$\varphi = \frac{m_a \frac{R}{M} T_0 \ln\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right) + Q \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)}{W_{elec}}$$

5.2 Kullanılan ısı değıştirici seçimi ve özellikleri

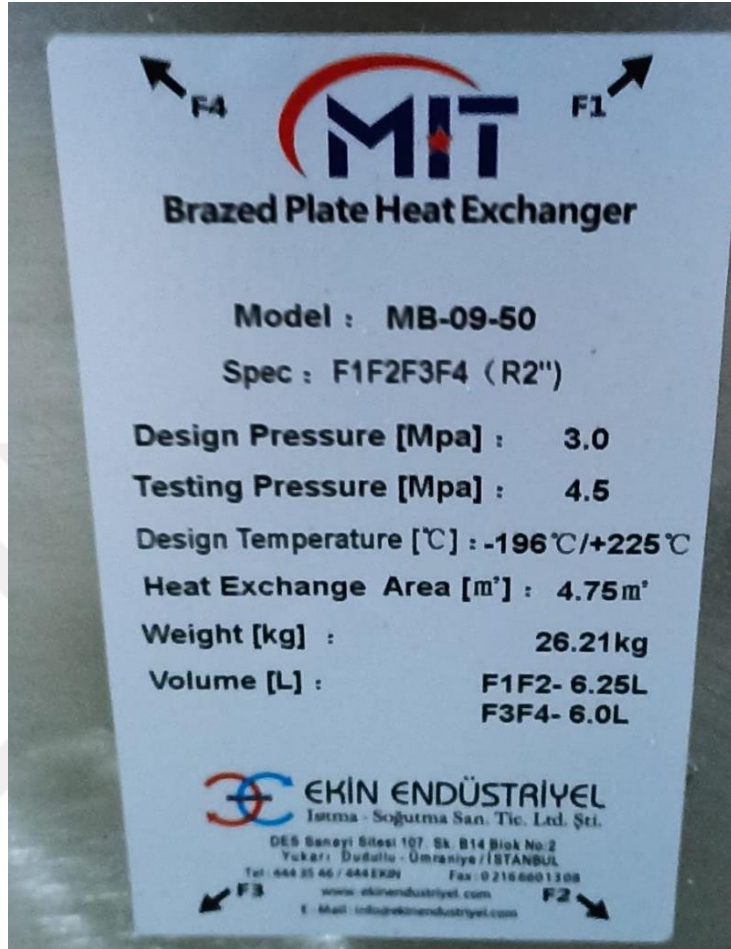
Yukarıda hesaplamaları ve geri kazanım değeri hesaplanan projenin uygulanmasına uygun ekipmanlar seçilerek projeye devam edildi. Isı değıştirici bu uygulamadaki en önemli ekipman olacaktır. Genel olarak lehimli esanjörün iç yapısı ve çalışma şekli aşağıdaki (Şekil(71)) gösterilmektedir. Isı değıştiricimize kaprasöre ait yağ sıcak olarak girerek yağın soğutulması su ile yapılacaktır bu sayede komprasör vidasının çalışması için yağ soğutulurken suya geçen ısı fabrikanın proseslerinde sıcak su kaynağıve ön ısıtma proseslerinde kullanıma imkanı sunacaktır. Bu sisemde eğer bu kazanım kullanılmadığında radyatör ve fan ile atık ısı doğaya verilecek ve enerji boşa gidecektir.

Komprasörler basınçlı hava üretirken çalışan mekanik sistemlerin soğutulmaya ihtiyacı vardır.Biz bu projemizde bu ihtiyacın çıktıları olan atık ısıyı başka bir akışkana uygun ekipmanlarla akataracağız ve bu akışkan mekanik tesisat ve uygun pompa ekipmanları ile farklı alanlarda kullanılmak üzere nakledeceğiz. İhtiyaca göre pompa basıncı ve debisi otomasyon panosu kurularak yarlanacaktır. Detaylarına proje çıktılarında ayrıntılı yer verilecektir.



Şekil (71)

Aşağıdaki görselde (Şekil 72) bu uygulamada kabasiteye uygun büyüklükte olduğuna karar verilen Ekin Endüstiri firmasına ait mit lehimli esansör kullanıldı. Odeli mb-09-50 dir.



Şekil(72)

MB-09-50 lehimli esanjörü bakır ve nikelden olabilmektedir. Biz projemizde bakır lehimli olan modelini kullanacağız katolok fotoğrafı ve tasarımsal 3 botuttaki ölçüleri aşağıdaki (şekil x satın alınan görseli ise kompresör odasındaki (şekil (73) verilmiştir.



MIT MB-09 bakır veya nikel lehimli eşanjör olabilir.
Plaka materyali 316L.



Şekil (73)

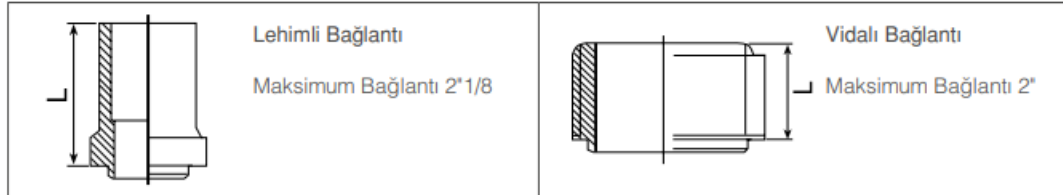


Şekil(74)

MB-09-50 bakır lehimli eşanjörümüzün tasarımsal ve mühendislik değerlerine ait değerler aşağıdaki şekil (75) de tabloda mevcuttur. MB-09- 50 KODU içerisinde bulunan 50 sayısı 50 adet levha içerdiği anlamına gelmektedir. Kod üzerindeki sayı v rakamların anlamını içeren gösterge şekil (76) gösterilmektedir.

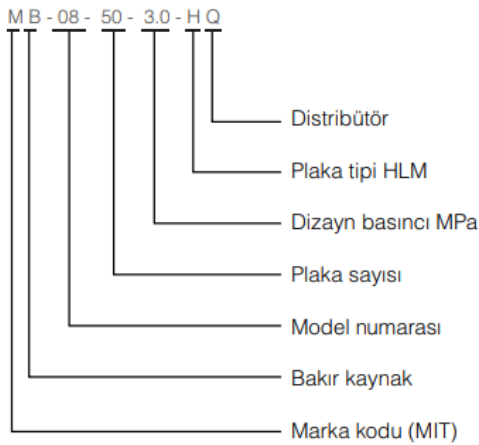
Lehimli Plakalı Eşanjör MIT MB-09				
Plaka Sayısı	A (mm)	Ağırlık (kg)	Hacim Q1 Q2 Tarafı / Q3 Q4 Tarafı	Eşanjör Alanı (m ²)
n	10+2.4n	4.6+0.41n	0.25x1/2n / 0.25x1/4 (n-2)	(n-2) 0.095

Parametreler	
Dizayn Basıncı	30 bar (A type) 45 bar (B type)
Test Basıncı	45 bar (A type) 67,5 bar (B type)
Dizayn Sıcaklığı	-196 ~ +200 °C
Plaka Tipi	H. L. M.
Isı Yüğü	30-200 kW
Maksimum Plaka Sayısı	200



Şekil (75)

Lehimli Plakaların Gösterimi



MIT Lehimli plakalı eşanjörleri, farklı ısı transfer karakteristikli kanallı plakalar ile dizayn edilebilmektedir.

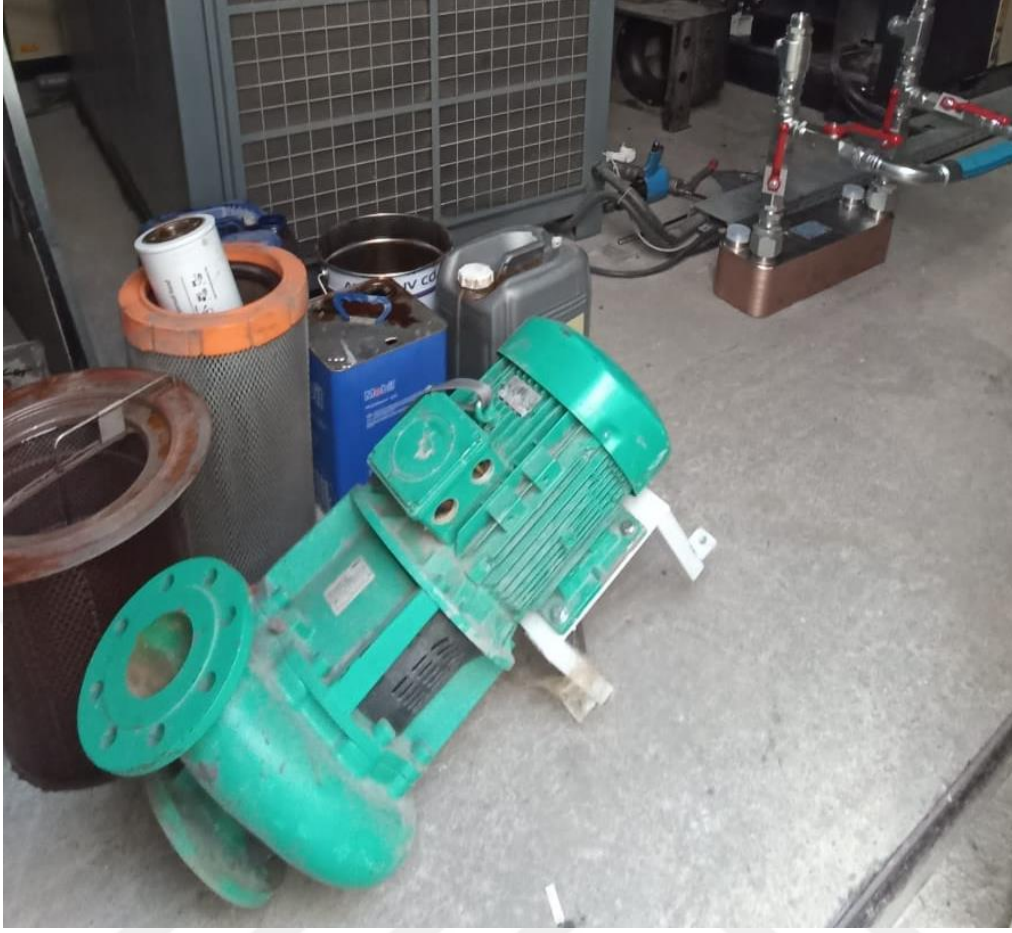
H-Tipi: Plaka, ısı transferini akışkanın akış karakteristiğini türbülans hale getirmek için geniş açılı kanallara sahiptir.

L-Tipi: Dar açılara sahiptir. Bu da basınç kaybını azaltır, ancak türbülans azalmasıyla ısı transferi de azalır.

M-Tipi: L ve H tipi plakaların bir kombinasyonudur. Bu plakalar özellikle, plakalı eşanjörün bir tarafındaki ısı değişiminin diğer tarafından çok daha büyük olduğu durumlarda tercih edilir.

Şekil (76)

Seçilen pompanın dataları ve aşağıda şekil (77)kurulum öncesi görseli bulunmaktadır.



Şekil (77)

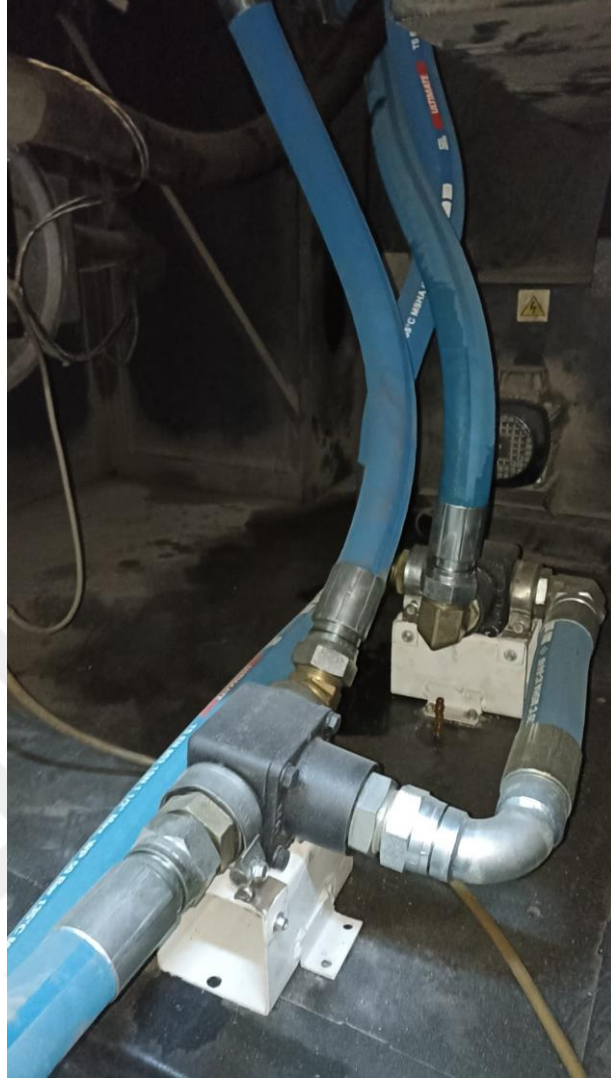
Sistemin kuruluş aşamasındaki kullanılan bağlantılar Şekil(78) , komprasör içerisine yerleştirilen üç yollu vana şekil(79), yağ akışına uygun 135 C^o dereceye dayanıklı sn serisi hidrolik borular şekil(80) sırası ile aşağıda paylaşıldı.



Şekil (78)



Şekil (79)



Şekil (80)

Esanjör ve kompresör arasındaki yağ dolaşımını yapan 3 yollu otomatik vanalardan kompresöre hat çekildikten sonra diğer çıkışları esansörün yağ dolaşacak tarafına çekildi. Baypas ve tahliye kollektörü ve vanalarının montajı yapıldı. Şekil 81 de kompresör bağlantıları ve montaj şekli bulunmaktadır. Kompresör ekranında yağ sıcaklığı mevcutta gözükmemektedir. Yağdaki sı esanjör yardımı ile suya aktarıldıktan sonra suyun çıkışları pprc ile götürüldü. Hemen esanjör çıkışında basınç ve sıcaklık saatleri yerleştirildi. Şekil 82 Sıcaklık ve şekil 83 de basınç saatleri gösterilmektedir.



Şekil (81)



Şekil(82)



Şekil (83)

Bu sistem ile kullanım suyunu max. 70 C° ye kadar ısıtabilirsiniz. 20 C° su giriş sıcaklığı > 70 C° su çıkış sıcaklığı mümkündür.

En verimli kullanım bölgesi 20 C° su giriş > 50 C° su çıkış kullanımıdır. Isıtılabilecek su debisi 2 m³/saat @ 100% load @ 20 C° > 50 C° dir.

Su giriş – çıkış sıcaklığı ve debi değişimi eğrisini aşağıda görebilirsiniz.

Kompresör %100 yükte çalışırken elde edilebilecek ısı miktarı max. 72 kw 'dır. Kompresörünüzün ortalama %80 yük ile çalıştığını varsayarsak,

geri kazanılabilecek ısı miktarı 72 kw x 0,8 = 57,6 kw olacaktır. Kompresörün bir yılda min. 6000 saat çalışacağı öngörüsü ile, geri kazanılacak ısı enerjisi 345.600 kwh/yıl olacaktır.

Akışkan debi ve sıcaklık grafiği şekil x gösterilmektedir.

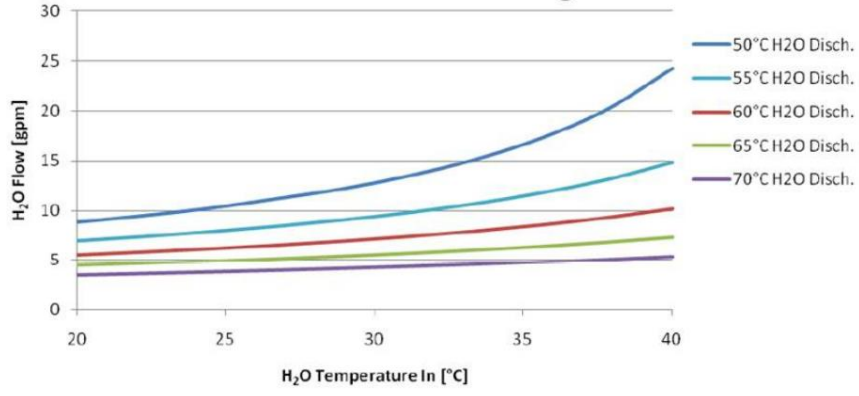
Kısaca atık geri kazanımı değerleri ve geri ödeme süresi amortisman aşağıdaki gibidir.

ATIK ISI HESAPLAMA		
Kompresör Gücü (P)	90	kW
Atık Isı Yüzdesi	70	%
Elde Edilebilecek Atık Isı Enerjisi (P)	63	kW
Geri Kazanılacak Isı Miktarı (Q)	54.180	kcal/h *1 kW = 860 kcal
Isıtılacak su giriş sıcaklığı (T ₁)	20	°C
Isıtılan su çıkış sıcaklığı (T ₂)	70	°C
Su Sıcaklık Farkı (ΔT)	40	°C *ΔT = T ₂ -T ₁
Suyun Özgül Isısı (c)	1	Cal/g °C
Isıtılacak su debisi (ṁ)	1.083	kg/h *Q = ṁ x c x ΔT
Kompresör Yıllık Çalışma Süresi	7.200	Saat
Doğal Gaz Birim Fiyatı	12,5	TL/Sm³
Doğal Gaz Yıllık Tasarruf Miktarı	47.284	Sm³
Yıllık Toplam Parasal Kazanç	591.054	TL/yıl
Sistem Kurulum Bedeli	200.000	TL
Geri Ödeme Süresi	0,33	Yıl

*Kompresör atık ısı sistem kurulum bedelinde pompa maliyeti, işçilik-tesisat maliyeti hesaba dahil edilmemiştir.

*Elde edilebilecek atık ısı enerjisi ile 20°-70° derecelik bir çevrim ile empranye bölümünde kullanılacak suyun ısıtmasında kullanılabilir.

*Doğalgaz birim maliyeti 12,5 TL olarak kabul edilmiştir.



Şekil (84)

Komprasör odasından ve sistem içerisinde çıkan suyu üst katta bulunan melain havuzunun ceketine basan pompa ve tesisata ait görsel şekil 85 mevcuttur. Ayrıca pompa değerlerini ve pompaya ait otomasyon panosu sürücü görselide aşağıda bulunmaktadır.

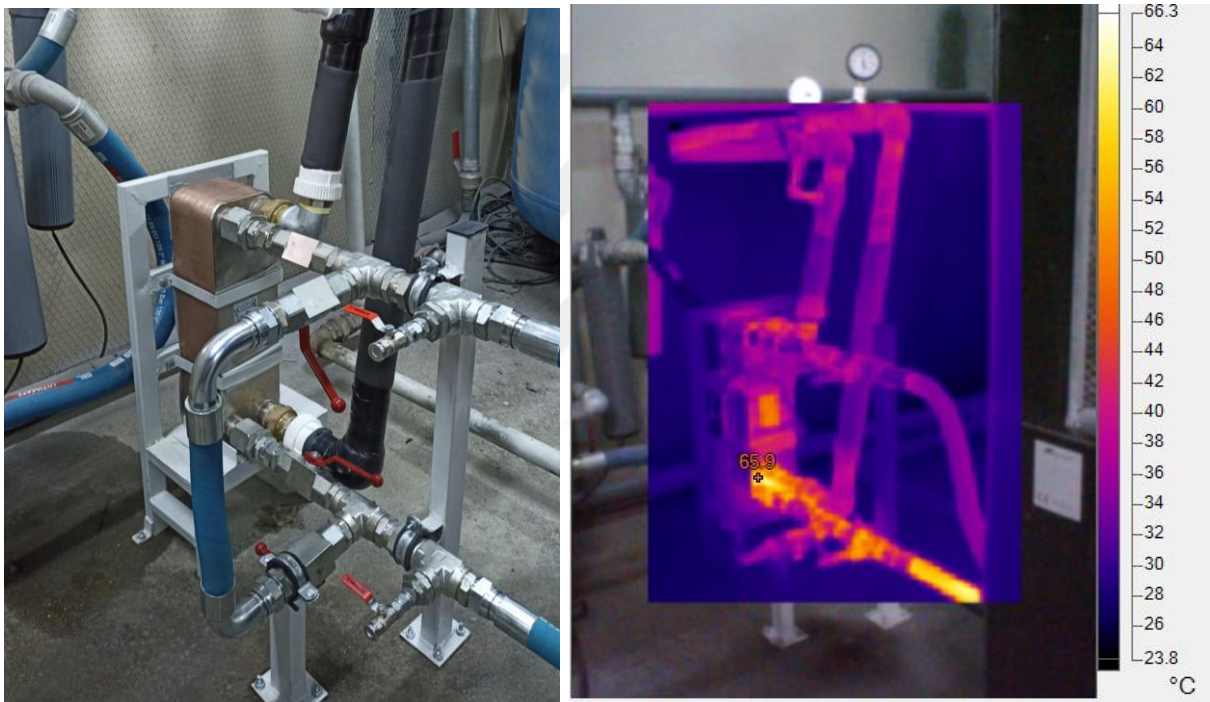


Şekil 85

5.3 Isı Geri kazanım Uygulaması Termel Kamera Sonuçları

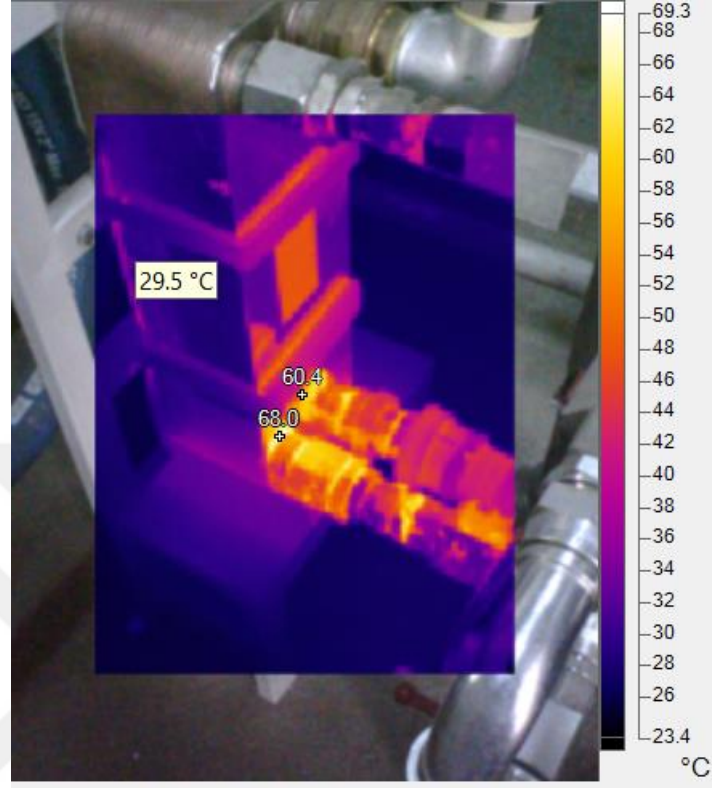
Uygulamam tamamlanıp devreye alındıktan 2 ay sonra sistem kararlı hale getirilip üretim proseslerinde ön ısıtma olarak kullanılmaya başladı. Melamin havuzunu ısıtan bu su termostatik vana bulunan ısı yalıtımlı bir su tankına pprc hat ile basılıp saklanmaktadır. Gidiş dönüş hattı bulunan bu tank üst kat üretim alanındadır, komprasör dairesi ise altkat dış alanda bulunmaktadır.

Komprasör vidalarının basınçlı hava oluşturmak için çalışırken ürettiği ısıyı yağ yardımı ile soğutmak için ısı önce yağa sonra yeni kurulan esanjör sistemi ile suya geçer bu suda melaminin havuzunun prosesin işlemesi için ön ısıtma suyu olarak kullanılır. Aşağıda bulunan şekil 86 esansör sisteminin çalışırkenki genel bir görüntüsü ve bu görüntünün termal kamera ile görüntüsü mevcuttur. Bu görselde ısı dağılımı görülmektedir.



Şekil (86)

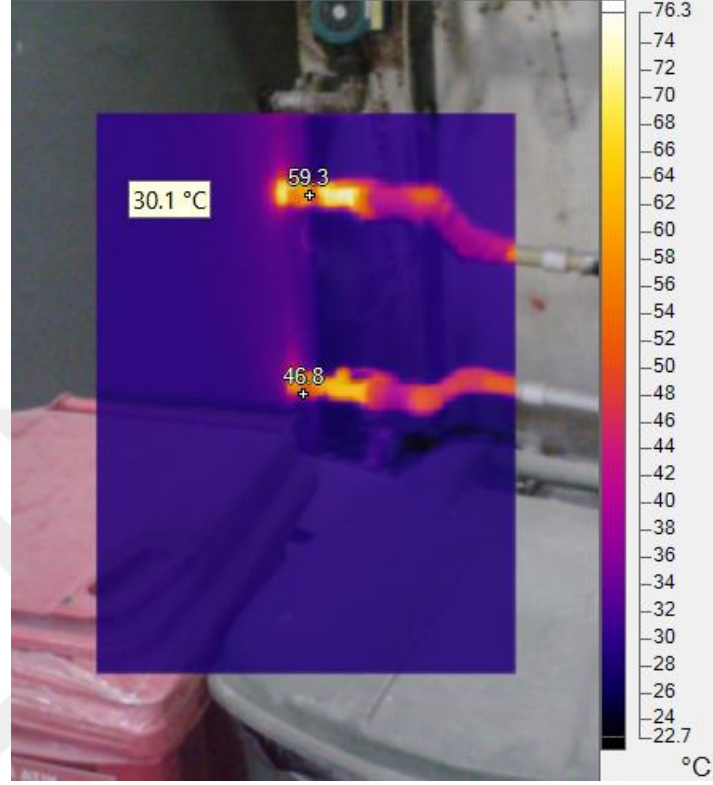
Aşağıdaki görselde Şekil 87 komprasörden gelen yağ giriş sıcaklığı 68.0 °C olarak esanjörün sol alt kösesindeki çelik rekor üzerinden ölçülmektedir. Isı aktarımı sonucunda esanjörün sağ alt kösesinden su olarak 60.0 °C olarak çıkmaktadır.



Şekil(87)

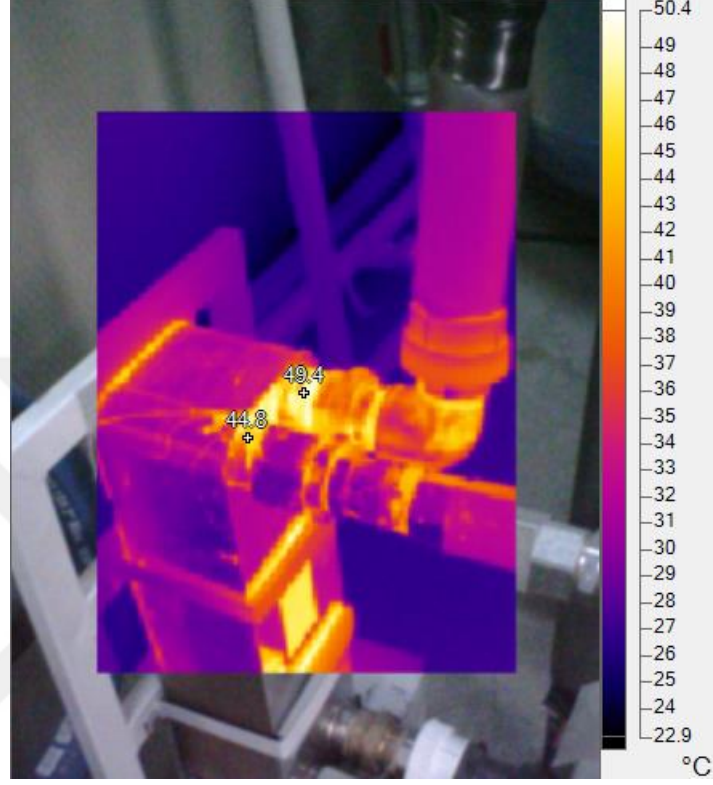
Eanjörden çıkan sıcak su melamin tankını besleyen termostatik vanalı su tankına gitmektedir. Aşağıdaki şekil 88 de termal kamera görüntüsü mevcuttur. Tanka giriş sıcaklığı 59.3 °C Çıkış sıcaklığı ise 46.8 °Cdir.

Termastatik vana ihtiyacı kadar sıcak suyu tuttuğu ve akışında talep edilen ısı değiştiği için tank çıkışı ısı le esanjöre dönen sıcak su arasında fark + ve – yönde olabilmektedir.



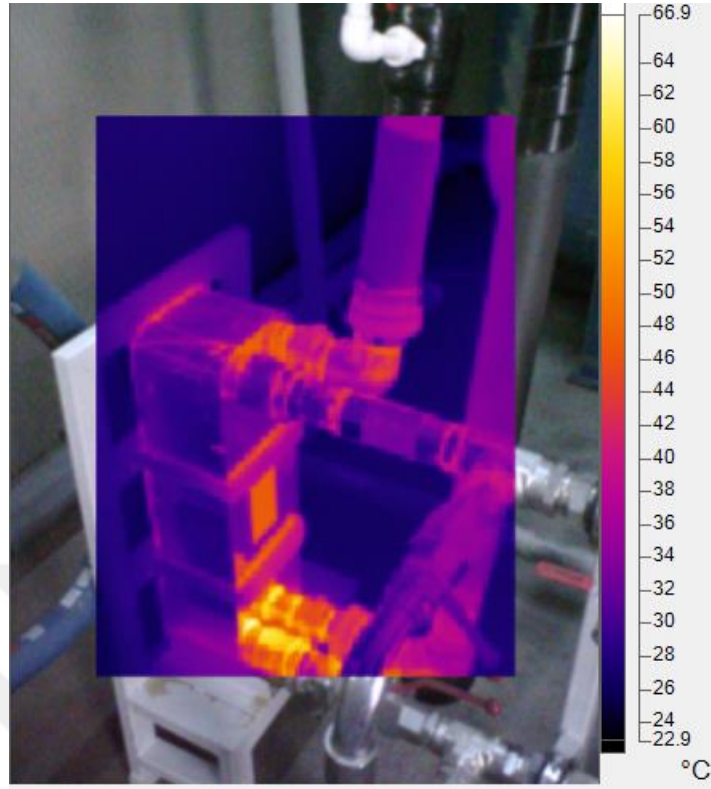
Şekil (88)

Melamin havuzunda proses ısısında melamini tutmak için ısı kaynağı olarak kullanılan su su tankından çıkıp tekrardan komprasör odasındaki esanjör sistemine geri dönmektedir Burada yağ çıkış sıcaklığı esanjörden 44,8 °C iken suyun prosesden dönüş ısısı 49.4 °C dir. Şekil 89 termal kamera görüntüleri mevcuttur.



Şekil (89)

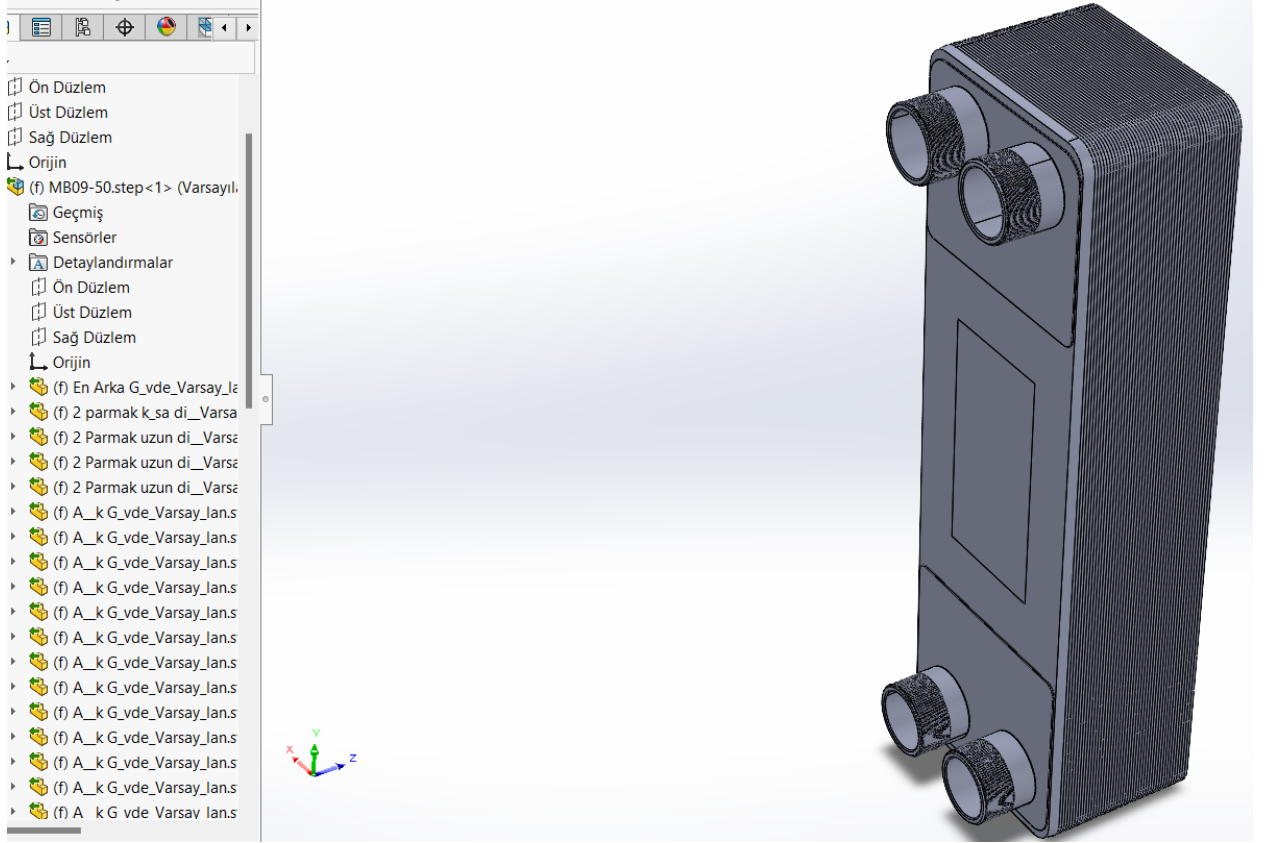
Esanjör yakın çekim tüm giriş çıkışların termal görüntüsü Aşağıdaki şekil 90 e mevcuttur.



Şkil(90)

5.4 Isı Geri kazanım CFD Analiz

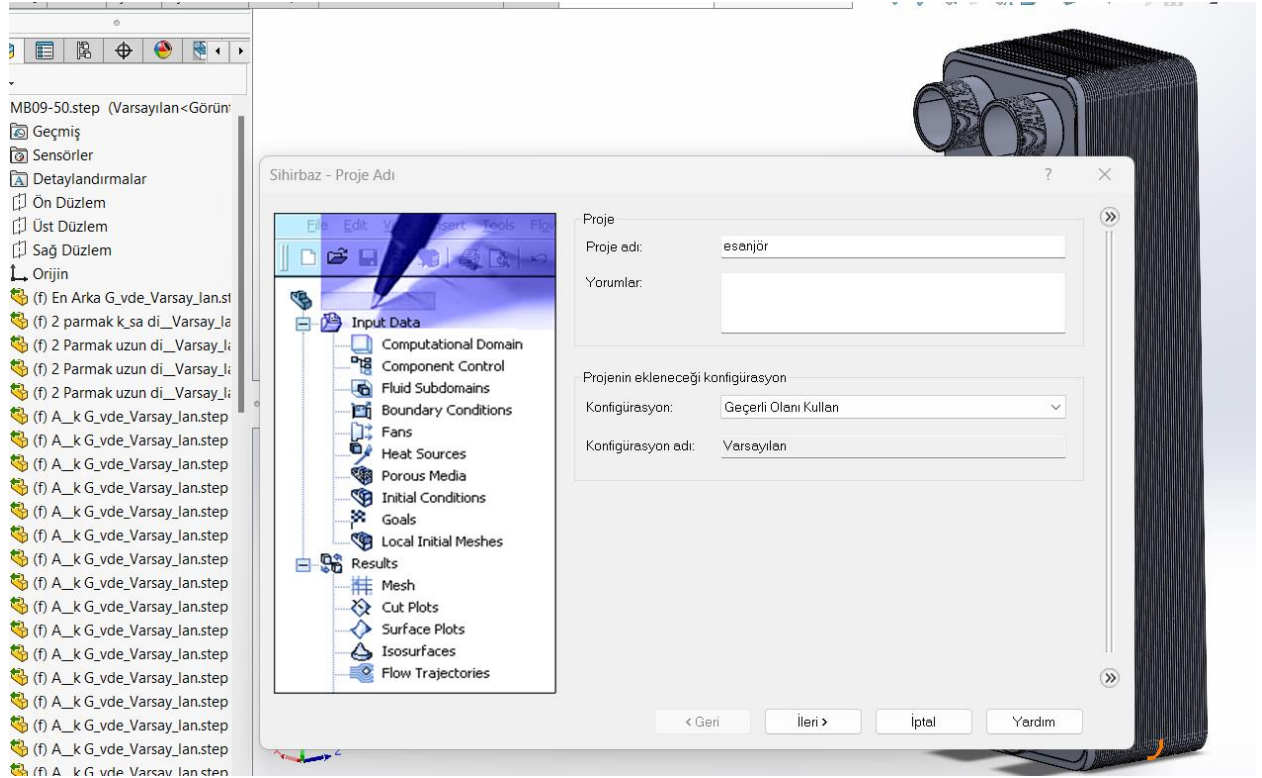
Mit markasına ait lehimli esanjör mb09-50 modeli esansörü çalışmamızda kullanılmıştır. 50 adet plakadan oluşan ve ısı transfer yüzey alanı 4,75 metre karedir. B esanjöre ait 3-b katı modellenmesi step formatında aşağıdaki görselde şekil 91 de gösterilmektedir.



Şekil (91)

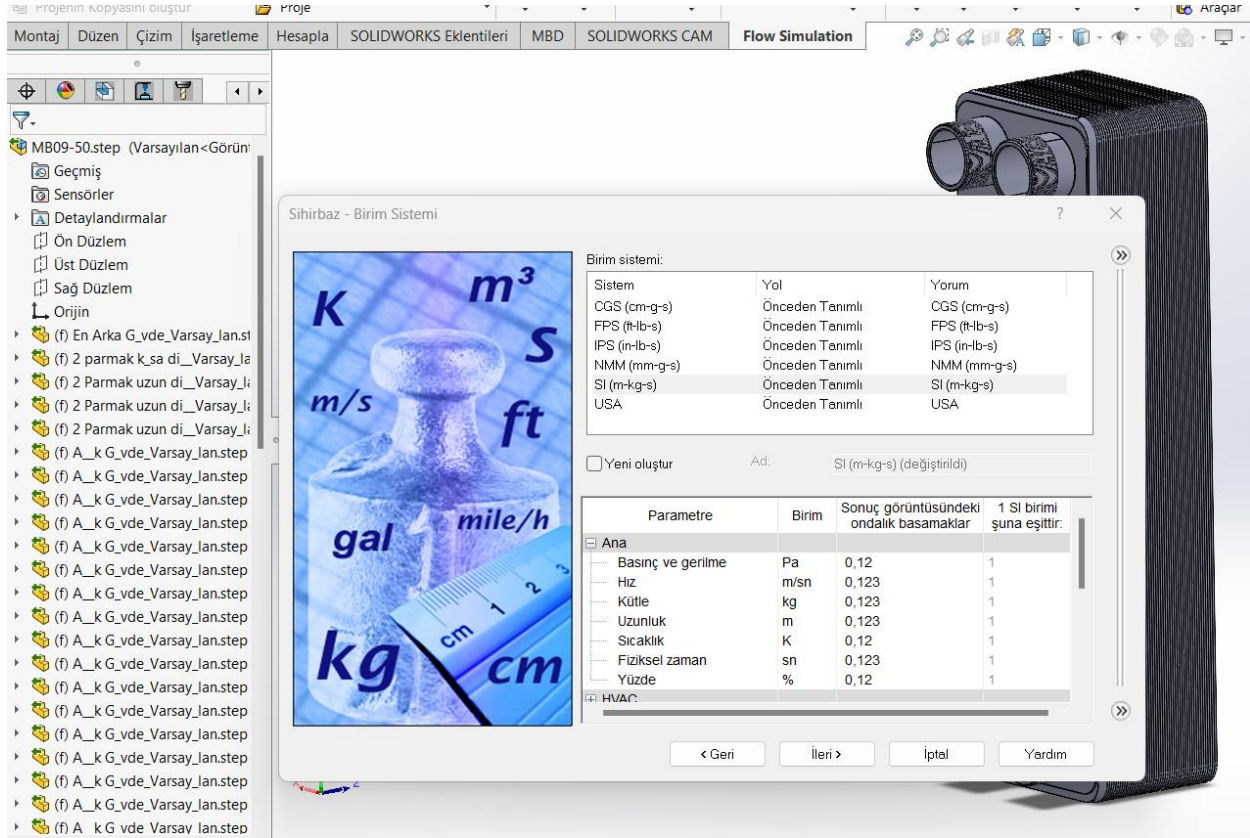
Solidwork yazılımının modellerinden olan FLOWSİMULATION ile cfd analzin yapılmasına karar verilmiştir. Bu kapsamda bakır esanjörün 3 –Boyutlu modeli parça sekmesinde açılarak katman ağacı ile tüm parçalar seçilmişken flowsimulation modülü aktif edildi. Arkasından modül sihirbazı başlatılarak analize dair Proje isimlendirmesi yazıldı. Aşağıdaki görselde Şekil(92) ekran alıntısı şeklinde gösterilmiştir.

Çözüm sırasında kullanılacak çekirdek ve grafik kartları gibi bilgisayara ait donanımların konfigürasyonu bu ekran ve aşamada yapılmaktadır.



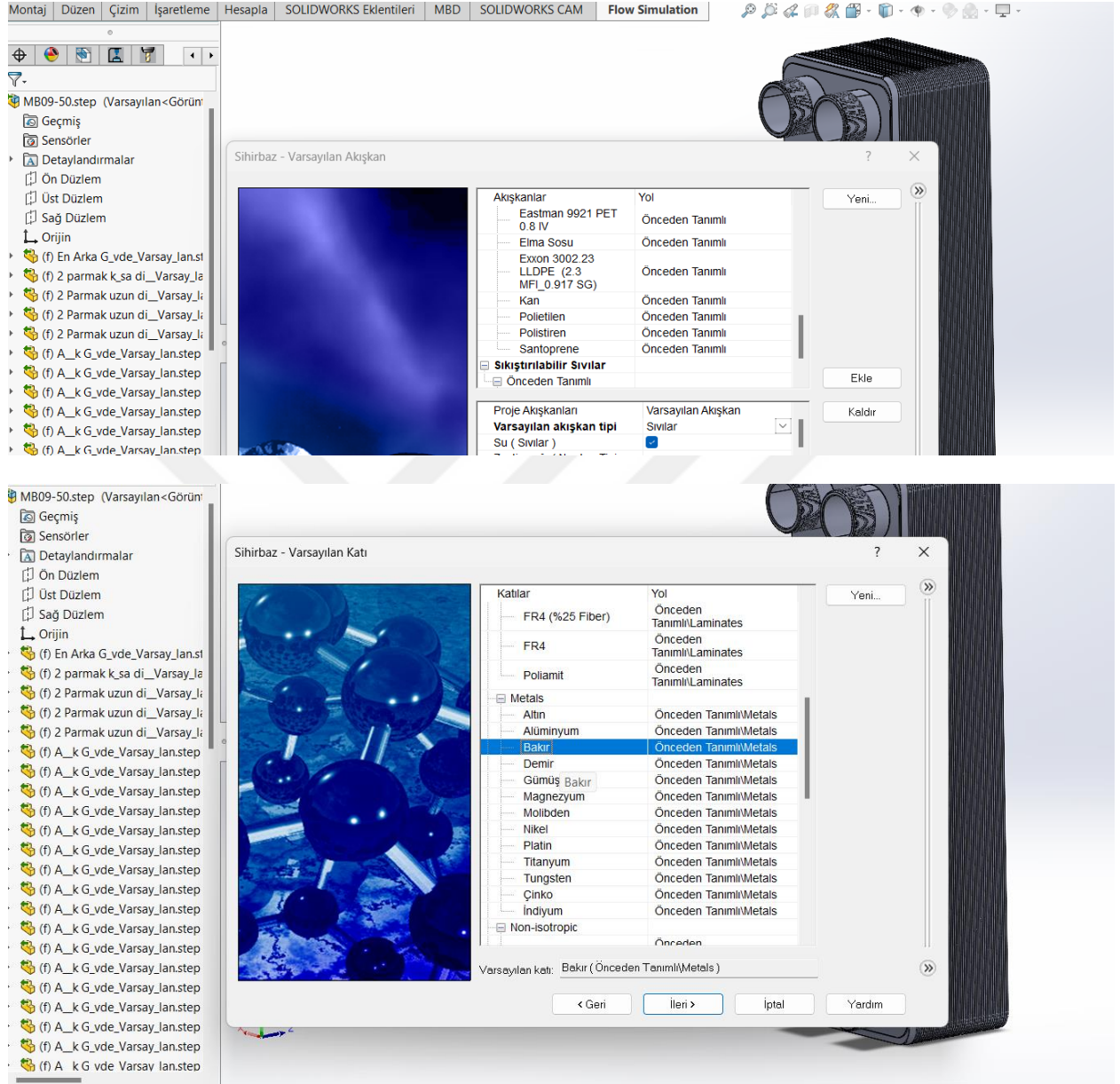
Şekil 92

Sıradaki aşamada çalışma boyunca kullanılacak birim ve birim sistemlerine dair seçimler yapılmaktadır. Biz çalışmamızda S-I (m-k-g-s) Birim sistemini kullanacağız. Sıcaklık birimi olarak celsuyus °C kullanılacaktır. Grekli seçimlerin yapıldığı menü ekran alıntısı şeklinde aşağıdaki Görsele Şekil (93) de gösterilmektedir.



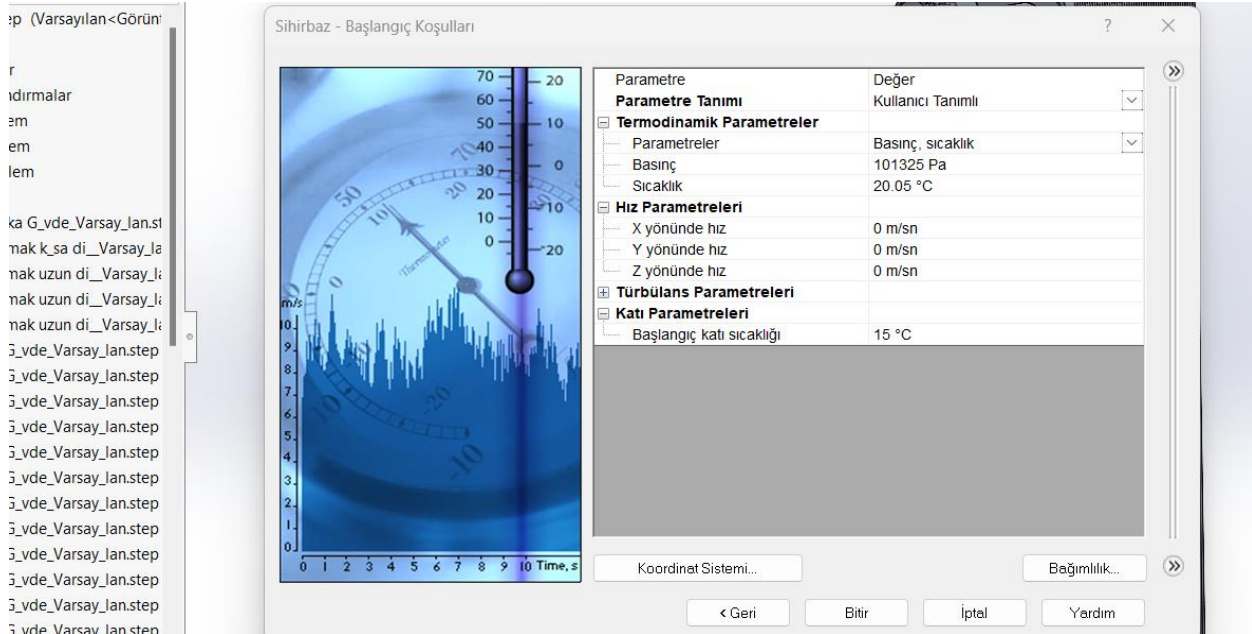
Şekil 93

Bir sonraki ekranda akışkan ve akışkan türlerini seçeceğiz. Ardından katı ısı iletimi olan yüzeyleri. Akışkanlar kompresör tarafında vidaları soğutmak için kullanılan yağ , ısıyı ilettiği diğer akışk ise su dur. İki akışkan arasında ısı akışına izin veren ısı iletimi katı yüzeyi ise bakır olarak seçilmiştir. Aşağıdaki Ekran alıntılarında bu seçimler gösterilmektedir.Şekil (94)



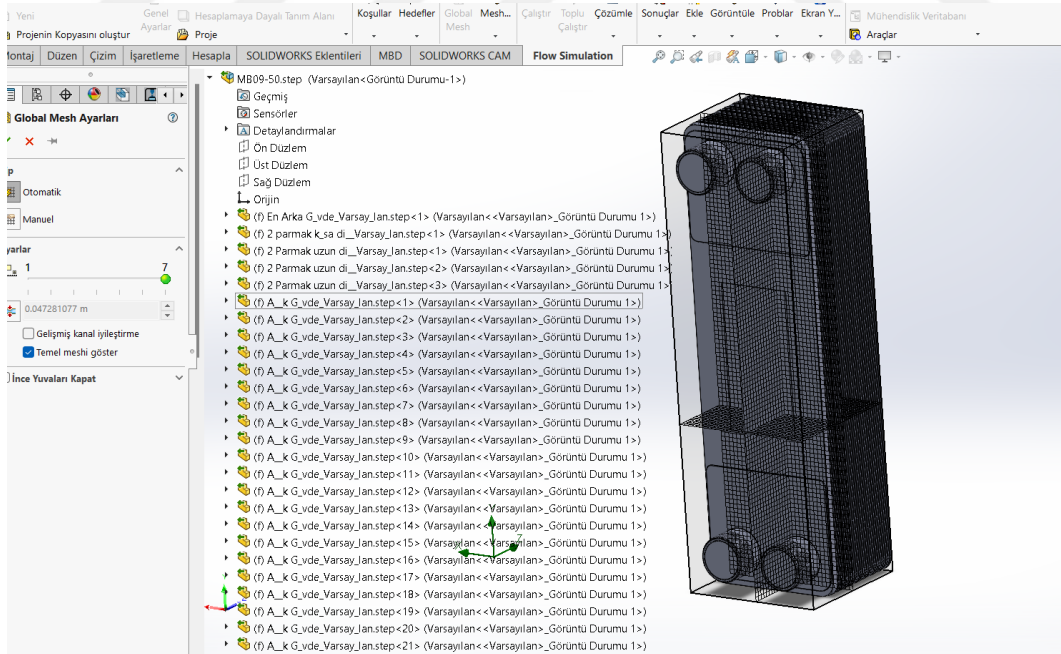
Şekil 94

Ortam şartlarının belirlenmesi ve başlangıç katı sıcaklığının belirlendiği ekran aşağıdaki gibidir Şekil (95)



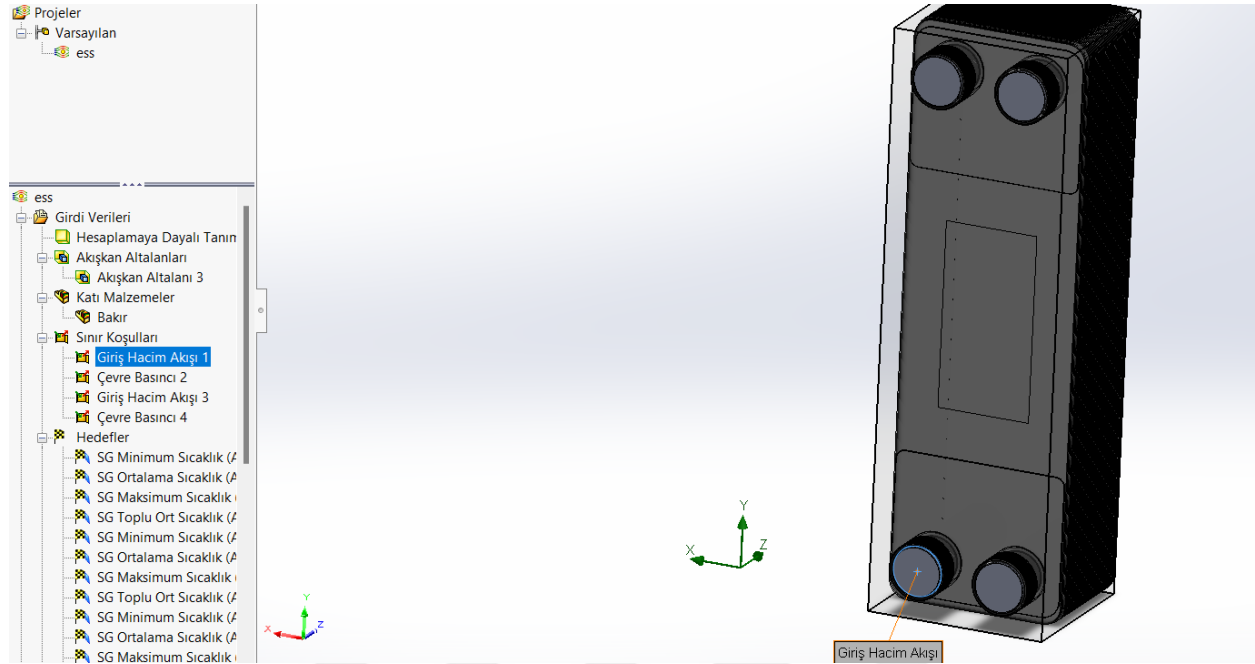
Şekil 95

Ön seçimlerin ardından model üzerinde çözüm oluşturmak için mesh yapının oluşturulması gerekmektedir. Bu aşama çözümdeki itarasyon çözüm süresi çözümün hassasiyetive doğru sonuçlar vermesi için oldukça önemlidir oluşturulan mesh ağı aşağıdaki görselde gösterilmektedir. Şekil 96



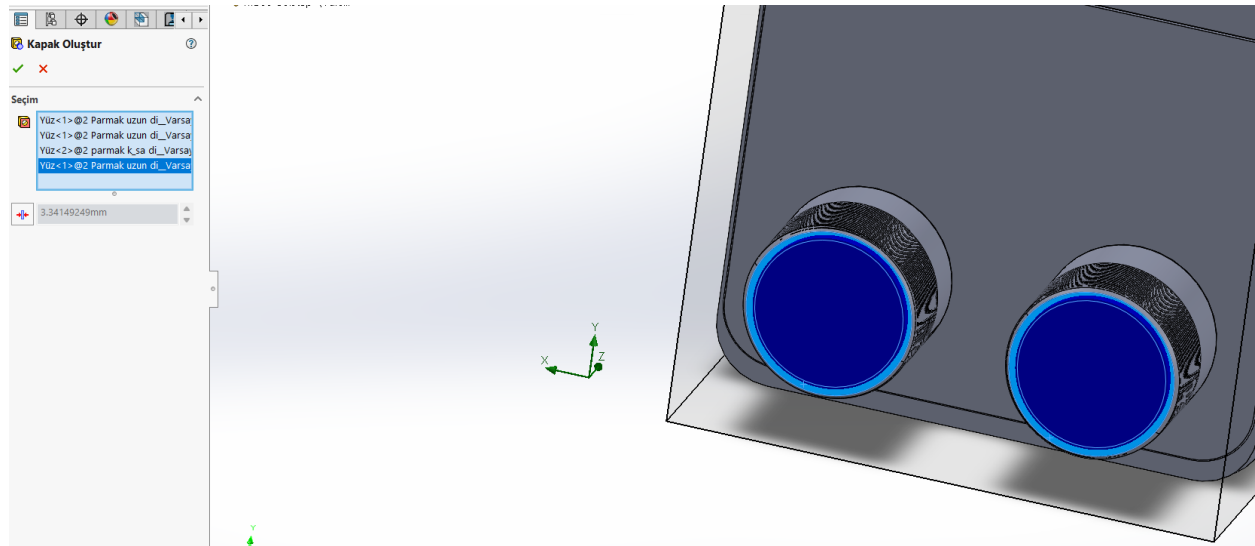
Şekil 96

Son Ayarlar olarak sınır giriş şartları ve mühendislik parametreleri girilmiştir. Sınır şartı olarak 90 derece tam kapasitede yağ esanjöre girmekte diğer giriş yerinden ise 22 derecede su girmektedir. Çıkışlar serbest çıkış parametreleri olarak girilmiştir. . Sınır şartları ekran alıntısı aşağıdaki şekilde bulunmaktadır.



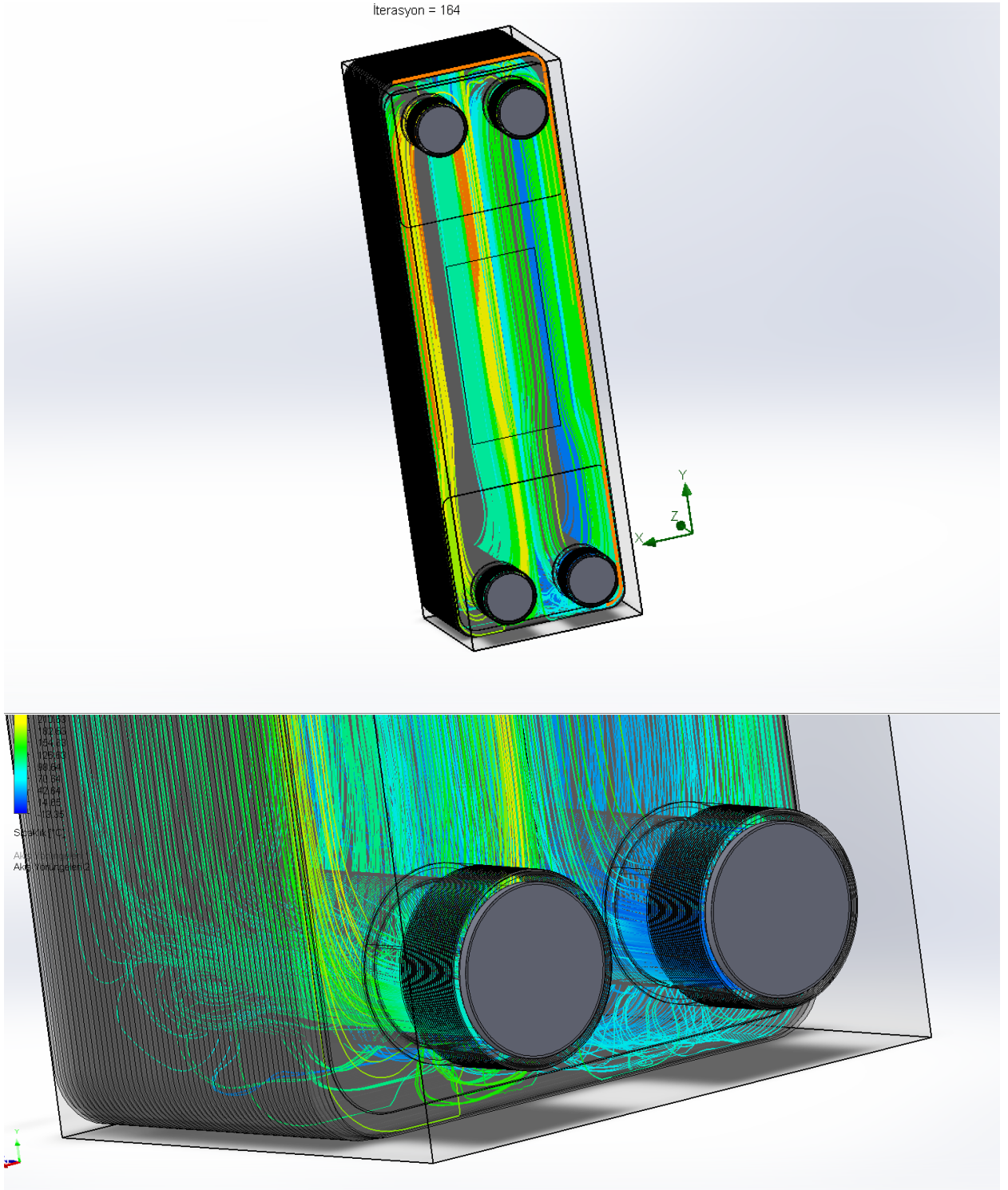
Şekil 97

Akış hacmi oluşturmak için katı model üzerindeki akış kapakları oluşturulup içine akış alanı oluşturulup akış türleri tanımlanmıştır.



Şekil 98

Son olaraksa cfd analiz sonuçlarının termal kamera ölçümleri ile örtüştüğü tesbit edilmiş ve çalışma sonuçları eklenmiştir. Ayrılmış görselleştirme ile simülasyon sonuçları aşağıdaki şeklllerde gösterilmektedir.



6. Sonuç

Çalışmamız sırasında bir üretim tesisindeki enerji verimliliğine yönelik çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Aydınlatma, soğutma sistemleri, ısıtma, havalandırma, buhar sistemleri , fanlar ve basınçlı hava sistemleri tek tek incelenmiştir. Muhtemel kazanımlar üzerine ölçümler yapıp geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Elde ettiğimiz bu datalar neticesinde fiziksel bir uygulama yapılmasına karar verilmiştir..

Tesiste bulunan basınçlı hava sistemi üzerine yoğunlaşılarak proje bütçesi oluşturulmuştur. Ayrılan bütçenin projeyi tamamlaması için yerleşkenin teknik ekibi tüm işçilik montaj ve ürün seçimindeki mühendislik hizmetlerini kendi bünyesinde yaparak hem bütçeyi verimli kullanmış hemde amortisman süresini kısaltmıştır.

Komprasörden atmosfere salınan atık ısının yaklaşık % 90 geri kazanılmış ve akışkanlar üzerinden geri kazanımı sağlanmıştır.

Uzun ömürlü ve farklı türdeki akışkanların ürün ömrünü azaltmaması istendiği için lehimli bakır bir ısı değiştirici esanjör seçilmiştir.

Komprasör prosesi gereği havayı sıkıştırırken aşırı ısınmaktadır mekanik bu düzenekleri soğutmak için metal yüzeylerdeki ısıyı makine yağı ve pompası ile kütleden uzaklaştırmaktadır uzaklaştırdığı ısıyı ısı fanlı bir radyatör vasıtası ile atmosfere atmaktadır. Biz burada bu proses gereği yağa geçen ısıyı esanjör ve akıllı vanalar sayesinde kullanım suyuna katmaktayız. Komprasörde odasında suya geçirilen bu ısı pompa vasıtası ile alandan üretim alanındaki ön ısıtma havuzunda kullanılmıştır. Bu ihtiyaç için kullanılan doğalgaz kombilerini boşa çıkarmıştır. Ayrıca fazla suyu tesis lavaboları ve banyolarında kullanıma verilmiştir.

Esnajör, kullanım kazanları ve tesisat üzerinde temel kamaralar ile yaptığımız ölçümler hesaplamalarda yaptığımız değerlerin doğru olduğunu ve faydalı bir proje olduğunu kanıtlamaktadır.

Böyle bir projeyi yapmadan önce doğrulmasını cfd olarak incelemek isteyenlere bunun nasıl yapılabileceğini gösteren temel prensiplerdeki cfd analizi ve yol haritası tezin son kısmında yüzeysel olarak bulunmaktadır. Özellikle sistemdeki ısı transferinin cfd de zaman bazlı çözümlenebileceğimiz güçlü bilgisayarlarla gerçeğe çok yakın simülasyonlar elde edilebilir.

KAYNAKÇA

- Abdelaziz, E., A., Saidur, R. and Mekhilef, S., 2011, A review on energy saving strategies in industrial sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (1), 150-168. Büyüköztürk, S., Kılıç- Çakmak, E., Akgün,
- Anonim <https://www.atlascopco.com/tr-tr/compressors/wiki/compressed-air/articles/dynamic-compressors> [Ziyaret Tarihi: 15 Ekim 2023].
- F. Ünal et al. / *Journal of Mechanical Science and Technology* 32 (8) (2018) 3929~3942 Tomul, E. (2009).
- Fatma Sert, Mehmet Önder, Muharrem Kaya “Endüstriyel Tav Fırınlarında Bir OCR Sistemi Uygulaması ile enerji tasarrufu” Gazi Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, 2018
- Jefferson dos Santos Mascarenhas, Hemal Chowdhury, M. Thirugnanasambandam, Tamal Chowdhury, R. Saidur. “Energy ,exergy, sustainability, and emission analysis of industrial air compressors”, *Journal of Cleaner Production*, 2019
- Energy, exergy, sustainability, and emission analysis of industrial air compressors Jefferson dos Santos Mascarenhas, Hemal Chowdhury, M. Thirugnanasambandam, Tamal Chowdhury, R. Saidur *Journal of Cleaner Production Elsevier* 10 September 2019
- Abdelaziz, E., A., Saidur, R. and Mekhilef, S., 2011, A review on energy saving strategies in industrial sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (1), 150-168.
- Akkuş, N., 1986, Pnömatik temel ve uygulamaları, Yüksek lisans tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 16-18.
- Anonim, 1998, Basınçlı hava servislerinin seçim ve tesis etme (kurma) kılavuzu, Erdoğan Tan, Tahaş Tazyikli Hava San. ve Tic. A. Ş., İstanbul.
- Backlund, S., and Thollander, P., 2015, Impact after three years of the Swedish energy audit program, *Energy*, 82, 54-60.
- Benedetti, M., Bertini, I., Bonfà, F., Ferrari, S., Introna, V., Santino, D. and Ubertini, S., 2017, Assessing and Improving Compressed Air Systems’ Energy Efficiency in Production and use: Findings from an Explorative Study in Large and Energyintensive Industrial Firms, *Energy Procedia*, 105, 3112-3117.
- Bonfa, F., Benedetti, M., Ubertini, S., Introna, V., and Santolamazza, A., 2018, New efficiency opportunities arising from intellegent real time control tolls appications: The case of compressed air systems energy efficiency in production and use, *The 10th International Conference on Applied Energy*, 158, 4198–4203.
- Cengiz, M. S., ve Mamiş M. S., 2015, Endüstriyel Tesislerde Verimlilik ve Güneş Enerjisi Kullanımı, VI. Enerji Verimliliği, Kalitesi Sempozyumu.
- Çatak, E., 2005, Pnömatik sistemlerde enerji tasarrufu, IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 249-260.
- Dalgleish, A., Z., and Grobler, L. J., 2009, Energy management opportunities on a compressed air system In a packaging facility, *Energy Engineering*, Vol 103, No.4, 42-52.
- Dindorf, R., 2012, Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems, *Procedia Engineering*, 39, 204-211.

- Dolaş, S., 2018, Basınçlı hava sistemleri, SQM Akademi Enerji Yöneticisi Eğitimi Ders Notları, İstanbul.
- Garcia D., and Liskiewicz G., 2016, Stable or not stable? Recognizing surge based on the pressure signal, Transactions of The Institute of Fluid-Flow Machinery, 133, 55-68.
- McKane, A., Perry, W., ve Taranto T., 2016, Endüstriyel sistemlerde optimizasyon Basınçlı hava sistemleri, Erdal Çalıkoğlu, Atilla Bıykoğlu, İsmail Coşkun, Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, 20-201.
- Sheckler, M. S., 2009, Assessment of a compressed air system, Energy Engineering, 104:1, 13-22.
- Vittorini, D. and Cipollone, R., 2016, Energy saving potential in existing industrial compressors, Energy, 102, 502-515.
- Widayati, E., and Nuzahar, H., 2016, Compressed air system optimization: case study food industry in Indonesia, Materials Science and Engineering, 105 012018.
- Zhang, B., Liu, M., Li, Y., and Wu, L., 2013, Optimization of an industrial air compressor system, Energy Engineering, Vol. 110, No.6, 52-64.
- Üser, Y., Yalçın, M. A., Özen, Ş. ve Cerit, B., 2005, Endüstriyel bir tesisteki basınçlı hava üretim ve dağıtım sistemlerinde enerji tasarrufu analizi, IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 263-269.
- Taheri, K. and Gadow, R., 2017, Industrial compressed air system analysis: Exergy and thermoeconomic analysis, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 18, 10-17.
- Yang, M., 2009, Air compressor efficiency in a Vietnamese enterprise, Energy Policy, 37 (6), 2327-2337.
- Soylu, E., 2017, Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği-teknik rapor, Yalova Üniversitesi.
- Nehler, T., 2018, Linking energy efficiency measures in industrial compressed air systems with non-energy benefits – A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 89, 72-87.
- Saidur, R., Rahim, N. A. and Hasanuzzaman, M., 2010, A review on compressed-air energy use and energy savings, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (4), 1135-1153.
- Salvatori, S., Benedetti, M., Bonfa, F., Introna, V., and Ubertini, S., 2018, Intersectorial benchmarking of compressed air generation energy performance: Methodology based on real data gathering in large and energyintensive industrial firms, Applied Energy, 217, 266-280.
- T.C. Milli Eğitim Bakanlığı "Kompresörler" MEGEP
- T.C. Milli Eğitim Bakanlığı "Kompresörler" Kimya Teknolojisi 524K10101
- Borascio "Samsun Doğal Gaz Kombi Çevrim Santrali Projesi" ÇED Raporu
- Ertöz, Ö., (1999). Hidrolik Makinalar Ders Notları. İstanbul: İTÜ Makina Fakültesi.
- Gökelim, A.T., (2001). Pompalar. İstanbul :Birsen Yayınları.
- MEGEP, (1994),. Pompalar. Ankara : Milli Eğitim Bakanlığı
- Özcan, F.,(1997).Hidrolik Pompalar. Makine Market Dergisi, İstanbul .
- İnan, A.T., Pompalar ders notları, Marmara Üniversitesi
- Yılmazkale Orhan, Santrifüj Kompresörler ve Kaymalı Yataklar, Petkim Yayınları, Aliaga-İzmir,1999.
- UĞUR Naci, Rafineri-Petrokimya Tesisleri İçin Eğitim Dizisi, Kompresörler – Türkçesi,İzmir, 1987.
- Türkmen, Bora.(2005) “Santrifüj Pompalar” TTMD Tesisat Dergisi,Sayı 40, ek sayı 17. İstanbul.Anonim, www.sonmezkompresor.com [Ziyaret 2023].
- Turan,A.,(1983). Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri, İstanbul: Birsen Yayınları

- MEGEPKimya Teknolojisi, (1994),.Kompresörler.Ankara : Milli Eğitim Bakanlığı
- Akman Enerji Tesisleri Ltd. Şti., “Denizli 1 TM 154 kV Şalt Toprak Empedansı Raporu”, İzmir, (2016).
- Bozat F., LT Mühendislik,”34,5/154 kV Denizli-1 Trafo Merkezi Topraklama Hesapları ve Dizaynı”, Ankara, (2015).
- Cyme International T&D Inc., “CymGrd 6.3 For Windows User’s Guide and Reference Manuel”, Burlington, (2006).
- Girişim Elektrik Taahhüt San. Ve Tic. A.Ş., “Denizli 1 TM Toprak Özgül Direnç Ölçümü”, Ankara, (2015).
- Parise, G., “A practical method to test the safety of HV/MV substation Grounding Systems”, IEEE 15th International Conference on Environment and Electrical Engineering (EEEIC), 502-506, (2015).
- Red Phase Instruments Australia Pty Ltd.,”2 kVA Injection System User Guide”, Australia, (2010)
- Katipoğulları, O., ve Hocaoglu, M. H., “Toprak Empedans Ve Direnç Ölçme Metotlarının Karşılaştırılması”, Elektrik -Elektronik - Bilgisayar Mühendisliği 10. Ulusal Kongresi, 83-86, (2003).
- IEEE Standards Board., “ANSI/IEEE Std 81-1983 IEEE Guide For Measuring Earth Resistivity, Ground Impedance, and Earth Surface Potentials of a Ground System”, USA, (1983).
- IEEE Standards Board., “IEEE Std 81.2-1991 IEEE Guide For Measurement of Impedance and Safety Characteristics of Large, Extended or Interconnected Grounding Systems”, USA, (1991).
- IEEE-SA Standards Board., “IEEE Std 80-2000 IEEE Guide For Safety in AC Substation Grounding”, USA, (2000).
- Zeng, R., He, J., and Guan, Z., “Novel measurement system for grounding impedance of substation”, in IEEE Transactions on Power Delivery, 21, 719- 725, (2006).
- TSE, “TS EN 50522:2010 1kV A.A’yı Aşan Güç Tesislerinin Topraklanması”, Ankara, (2011).
- EPDK, “Elektrik İletim Sistemi Arz Güvenilirliği ve Kalitesi Yönetmeliği”, Ankara, (2013)
- http://www.vidalikompresorler.net/pistonlu_kompresor_nedir.html [Ziyaret 2023].
- <https://www.dalgakıran.com/tr-tr/ compressors> [Ziyaret 2023].

