



T.C.
İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POMPA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU ve
DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE ÖRNEK BİR UYGULAMA

Galip Kürşat ŞENOL

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HATAY
MAYIS-2017

T.C.
İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POMPA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU ve DEMİR ÇELİK
SEKTÖRÜNDE ÖRNEK BİR UYGULAMA

Galip Kürşat ŞENOL

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HATAY
MAYIS-2017

T.C.

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POMPA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU ve DEMİR ÇELİK
SEKTÖRÜNDE ÖRNEK BİR UYGULAMA

Galip Kürşat ŞENOL

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ danışmanlığında hazırlanan bu tez 08/05/2017 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından OYBİRLİĞİ ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU

Başkan



Prof. Dr. Hüseyin AKILLI

Üye



Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ

Üye

Kod No:48

Doç. Dr Mustafa DEMİRCİ
Enstitü Müdür V.

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

08.05.2017

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını ve tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülendiğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu beyan ederim.

Galip Kürşat ŞENOL

ÖZET

POMPA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU VE DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE ÖRNEK BİR UYGULAMA

Ülkelerin gelişmişlik seviyelerinin en büyük göstergelerinden biri verimli enerji kullanımudur. Dünyada enerji verimliliği ile birincil enerji kaynakları rezervinin hızla tükenmesinin kontrol altına alınması hedeflenmektedir. Bunun yanı sıra fosil kaynaklı yakıtların yakılması neticesinde oluşan CO₂ ve SO₂ gibi sera gazı emisyonlarının düşürülmesi ile küresel ısınma neticesinde oluşacak çevresel felaketlerin de önlenmesi amaçlanmaktadır. Ülkemizde sanayide kullanılan elektriğin, yaklaşık beşte biri pompalar tarafından tüketilmektedir. Pompaların çalıştığı sistemlerde sıklıkla yapılan hata, yanlış pompa seçimi ve yanlış pompaj sistemi tasarımıdır. Bu tür sistemlerde yapılacak iyileştirmeler ile yüksek miktarda enerji tasarrufu elde edilmesi mümkündür. Bu çalışmada, demir çelik sektöründe faaliyette bulunan bir işletmeye ait su tesisi ünitesinde kullanılan pompalarda ve pompaj sistemlerindeki enerji tasarrufu potansiyeli incelenmiştir. İnceleme neticesinde iyileştirme öncesi, santrifüj pompa debisi mevsimsel olarak operatör inisiyatifine bağlı olarak çift veya üç pompa çalışmakta iken; iyileştirme sonrası pompa kontrolü operatörden alınmış, yerine ise sisteme programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) programı adapte edilmiştir. Soğutma yapılan sisteme set sıcaklık değeri belirlenip frekans konvertörü ile pompalar değişken devirli çalıştırılmak suretiyle set sıcaklığını sabit tutacak su debileri sisteme pompalanmıştır. Bunun neticesinde enerji sarfiyatı kış koşullarında ortalama 240 kWh'ten 109 kWh'e, yaz şartlarında ise yaklaşık 347 kWh'ten 125 kWh'e düşürülerek toplamda yaklaşık 2.241.000 kWh/yıl'dan 920.000 kWh/yıl değerine düşürülmüştür. Ekonomik yönden ise enerji sarfiyatı 515.361 TL değerinden 211.600 TL değerine düşürülerek ortalama yıllık 303.761 TL tasarruf sağlanmıştır. Bunun yanında enerji tasarrufu ile de karbon emisyonunda yıllık ortalama 1.143,5 Ton karbon emisyon azalımı sağlanmıştır. Sistem iyileştirme yatırım bedeli 266.685 TL ve elde edilen enerji tasarrufu neticesinde geri ödeme süresi ise yaklaşık 11 ay olarak hesaplanmıştır.

2017, 85sayfa

Anahtar Kelimeler: Pompa, enerji verimliliği, pompaj sistemi, frekans konvertörü, ömür boyu maliyet, yüksek verimli elektrik motoru

ABSTRACT

ENERGY SAVING IN PUMPING SYSTEM IN AN IRON AND STEEL INDUSTRY: A CASE STUDY

One of the biggest signs of the development level of countries is the efficient usage of energy. With energy efficiency, taking the rapidly consumed primary energy resources under control are aimed worldwide. Besides, reduction in of greenhouse gases emerging as a result of burning fossil based fuels such as SO₂ and CO₂ and the prevention of potential environmental disasters resulting from the global warming are aimed. In our country, approximately one fifth of the industrial electricity is consumed by the pumps. The most common mistake in the systems with the pumps is the wrong pump selections and wrong pumping system designs. It is possible to provide a high amount of energy saving potential with improvements in these type of systems. In this study, energy-saving potential in the pumps and pumping systems used in water treatment units operating in iron-steel industry is examined. As a result of the examinations made, centrifugal pump flow rate was seasonally bound to the operator initiative and was working with double and three pumps before the improvements, after the improvements, pumping system is taken out of the operator control and instead, a programmable logic controller (PLC) program is adapted to the system. Set temperature value is determined for the cooling system and by operating the pumps with variable speed with the help of the frequency convertor; water flow rates which will keep the set temperature value fixed is pumped to the system. As a result, energy consumption is reduced from approximately 240 kWh to 109 kWh in winter conditions and approximately from 347 kWh to 125 kWh in summer conditions, in total, annual value of 2.241.000 kWh is reduced to 920.000 kWh annual values. Economically, 303.761 TL annual saving is achieved by reducing the energy consumption from 515.361 TL to 211.600 TL. Besides this, an average annual amount of 1.143,5 tons of reduced carbon emission is provided by the energy-saving. The system improvement investment cost is 266.685 TL and the payback time which will be paid off by the energy-saving, is calculated as 11 months.

2017, 85 pages

Key Words: Pump, energy efficiency, pumping system, frequency convertor, life cycle costs, high efficiency electric motors

TEŞEKKÜR

Beni yüksek lisans öğrencisi olarak kabul eden, bu çalışmanın planlanması ve yürütülmesinde bana destek olan, bilgi ve tavsiyelerini benimle paylaşan danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ' a teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca; gerekli kolaylığı gösteren şirketim YAZICI DEMİR ÇELİK SANAYİ VE TURİZM TİCARET A.Ő. yöneticilerine, değerli görüş ve katkılarıyla desteğini esirgemeyen Fabrika Müdürü Sayın Osman GÖZÜKARA' ya ve isimlerini burada zikredemediğim ama yardımlarını esirgememiş herkese içten teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında maddi-manevi desteğini esirgemeyen anneme ve babama, bu süreçte desteğini esirgemeyen eşim ve oğluma ayrıca bugünlere gelmemde üzerimde büyük emeği olan sevgili anneanneme en içten sevgi ve Őükran duygularıyla teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
ABSTRACT.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.I
TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	VIII
1. GİRİŞ	1
1.1. Enerji Verimliliği ve Önemi.....	2
1.2. Karbon Salınımı ve Çevresei Etkileri	9
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	11
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	14
3.1. Materyal	14
3.1.1. Sürekli Döküm Mekinesi	15
3.1.2. Su Tesisleri.....	21
3.2. Yöntem	31
3.2.1. Pompa ve Pompa Sistemleri	32
3.2.1.1. Pompaların Sınıflandırılması	32
3.2.1.2. Pompa Elemanları	33
3.2.1.3. Pompalar ile İlgili Temel Kavramlar	34
3.2.1.4. Pompa Karakteristiği ve Optimum Çalışma Noktası	36
3.2.1.5. Benzeşim Kuralları ve Dönme Hızının Pompa Karakteristiğine Etkisi.....	38
3.2.1.6. Pompa Çark Çapının Değiştirilmesi.....	39
3.2.1.7. Kaviteasyon	39
3.2.1.8. Pompa Bakımı	41
3.2.1.9. Pompaların Tesisata Paralel ve Seri Bağlanması	43
3.2.1.10. Pompa Sistemi Tasarımı	44
3.2.1.11. Sistem Ömür Boyu Maliyet Esasları.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
3.2.1.12. Pompaların Standartlara Uygunluğu	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
3.2.2. Pompa ve Pompa Sistemlerinde Verim Artırıcı Yöntemler.....	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
3.2.2.1. Pompa Karakteristiği ile Çalışacağı Sistemin Uyumu	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
3.2.2.2. Sistemin Değişken Debili Çalışmaya Uygunluğu.....	48
3.2.2.3. Pompa Tesisatı Uygunluğu	54
3.2.2.4. Yüksek Verimli Elektrik Motoru Kullanımı	57
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	59
4.1. Sistemde Yapılan İyileştirmeler.....	59
5. SONUÇLAR	80
KAYNAKLAR	82
ÖZGEÇMİŞ	85

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	2016 yılı sonu Türkiye elektrik enerjisi kurulu gücü(Anonim,2017a)	2
Şekil 1.2.	Bazı ülkelere ait enerji yoğunluğu grafiği(Onaygil, 2015).....	3
Şekil 1.3.	2005-2015 yılları arasında Türkiye yıllık net elektrik tüketimi grafiği(Anonim, 2017c)	4
Şekil 1.4.	1975-2015 yılları arasında Türkiye kurulu güç değişim grafiği(Anonim, 2017c).	5
Şekil 1.5.	2016 yılı kaynaklarına göre üretilen toplam elektriğin dağılımı grafiği(Anonim, 2017a)	6
Şekil 1.6.	Bazı sanayi kollarında toplam üretim içerisindeki enerjinin payı grafiği(Onaygil, 2015)	8
Şekil 1.7.	Elektrik motorları tarafından tüketilen elektriğin kullanıldığı makinelerle göre dağılımı grafiği(Ertöz, 2003)	9
Şekil 3.1.	Sürekli döküm makinesi genel görünüşü.....	16
Şekil 3.2.	Sürekli döküm makinesi taret mekanizması genel görünüşü(Anonim, 2017e)	16
Şekil 3.3.	Tandış içerisindeki çeliğin kalıplara dökülmesi	17
Şekil 3.4.	Sıvı çeliğin kütük formuna dönüştürülmesi(Anonim, 2016c)	17
Şekil 3.5.	Sıvı çeliğin katılaşması prosesi genel görünüşü	18
Şekil 3.6.	Sürekli döküm makinesi ekipmanları(Anonim, 2016d)	18
Şekil 3.7.	SDM tüm sistemin genel görünüşü.....	19
Şekil 3.8.	PLC tabanlı SDM üretim otomasyon programı	20
Şekil 3.9.	Su tesisleri ünitesi genel görünüşü.....	22
Şekil 3.10.	Su tesisleri anlık takip programı	24
Şekil 3.11.	Sistemin iyileştirme öncesi tek hat şeması	26
Şekil 3.12.	İyileştirme öncesi pompa sistemine ait emme kollektör yapısı	27
Şekil 3.13.	2010-2015 yılları arası İskenderun aylık ortalama sıcaklık grafiği(Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2016).....	28
Şekil 3.14.	Pompalara ait genel sınıflandırma	32
Şekil 3.15.	Santrifüj pompa ve ekipmanları(Anonim, 2016f).....	33
Şekil 3.16.	Pompa karakteristik eğrileri(Anonim, 2017g)	37
Şekil 3.17.	Pompa yatak sıcaklığı ölçümü	42
Şekil 3.18.	Paralel çalışan pompalara ait H_m -Q eğrisi	43
Şekil 3.19.	Seri çalışan pompalara ait H_m -Q eğrisi	44
Şekil 3.20.	Örnek pompaya ait çalışma noktası tespiti(Standart Pompa, 2012)	48
Şekil 3.21.	Pompaların paralel çalışması(Anonim, 2017h).	49
Şekil 3.22.	Kısmi vanası ile debi kontrolü(İncekara, 2013).....	50
Şekil 3.23.	By-pass vanası ile debi kontrolü(İncekara, 2013)	51
Şekil 3.24.	On/Off kontrol ile pompa çalıştırılması(İncekara, 2013)	52

Şekil 3.25.	Değişken hızlı sürücü ile debi kontrolü(Anonim,2017ı)	53
Şekil 3.26.	Debi kontrol yöntemlerine ait enerji tasarrufu oranları hesabı ve grafiği(Anonim, 2017ı)	54
Şekil 4.1.	Eşanjörlere ait resim (a) Eski eşanjör (b) Yeni eşanjör	60
Şekil 4.2.	Emme hattı filtresine ait resim (a) Eski filtre (b) Yeni filtre	61
Şekil 4.3.	Pomp çark resimleri (a) Eski çark (b) Seramik kaplanan çark örneği(Anonymous, 2017k)	62
Şekil 4.4.	İyileştirme sonrası sisteme ait emme kollektörü yapısı	63
Şekil 4.5.	Elektrik motorlarına ait resim (a) Eski elektrik motoru (b) Yeni elektrik motoru	64
Şekil 4.6.	Mevcut pompaya ait pompa ve sistem eğrileri	65
Şekil 4.7.	Değişken hızlı sürücüye ait resim	66
Şekil 4.8.	2015 yılı İskenderun için mevsimlere ait günlük ortalama sıcaklık grafikleri (a) Kış ayları (b) İlkbahar ayları (c) Yaz ayları (d) Sonbahar ayları(Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2017)	67
Şekil 4.9.	Sistemin iyileştirme sonrası tek hat şeması	70
Şekil 4.10.	Pompaların (referans sıcaklıklar ile) yönetildiği otomasyon programı	71
Şekil 4.11.	SDM Kalıp soğutma sistemi anlık takip programı	72

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1.	2015 yılı elektrik tüketiminin abone gruplarına göre dağılımı(Anonim, 2017a)	7
Çizelge 3.1.	İyileştirme öncesi Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri	28
Çizelge 3.2.	İyileştirme öncesi Ağustos primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri	29
Çizelge 3.3.	İyileştirme öncesi yıllık mevsimlere bağlı olarak pompaların tükettiği elektrik ve maliyet analizi	30
Çizelge 3.4.	İyileştirme öncesi karbon salınımı miktarı	31
Çizelge 4.1.	Pompaların frekans konvertörü ile değişken devirli çalışması adına T ₂ için set sıcaklığı belirleme testleri (a) T ₂ =36°C, (b) T ₂ =35°C (c)T ₂ = 34°C.....	72
Çizelge 4.2.	İyileştirme sonrası Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri	73
Çizelge 4.3.	İyileştirme sonrası Ağustos primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri	74
Çizelge 4.4.	İyileştirme sonrası yıllık mevsimlere bağlı olarak pompaların tükettiği elektrik ve maliyet analizi	76
Çizelge 4.5.	İyileştirme sonrası karbon emisyon değerleri tablosu	76
Çizelge 4.6.	Sistemde iyileştirme öncesi ve sonrası karşılaştırma tablosu.....	77
Çizelge 4.7.	Sistemde iyileştirme öncesi ve sonrası elektrik tüketimi tasarruf miktarı ve C salınımı azalımı miktarı.....	78
Çizelge 4.8.	İyileştirme harcamalarına ait maliyet tablosu.....	79

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

P_e	: Elektriksel Güç (watt)
U	: Gerilim (volt)
I	: Akım (Amper)
$\cos \Phi$: Güç Faktörü
P	: Basınç (bar)
Z	: Yükselti (metre)
V	: Hız (m/s)
ρ	: Akışkan Yoğunluğu
g	: Yerçekimi İvmesi (m/s ²)
Q	: Debi (m ³ /s)
H_m	: Manometrik Yükseklik (metre)
N_o	: Teorik Güç (watt)
N_e	: Mil Gücü (watt)
N_e	: Motor Gücü (watt)
η_p	: Pompa Verimi
η_m	: Motor Verimi
η_s	: Sistem Verimi
n_q	: Özgül Hız (devir/dakika)
D	: Çap (metre)
A	: Kesit Alanı (m ²)
n	: Devir sayısı (devir/dakika)
H_A	: Pompa Çalışma Noktasındaki Havuzda Akışkan Yüzeyi Üzerindeki Mutlak Basınç (metre)
h_s	: Pompa Emme Ağzı Eksenine İle Emme Havuzu Sıvı Yüzeyi Arasındaki Yükselti Farkı (metre)
h_b	: Pompanın Bastığı Sıvının Bulunduğu Şartlardaki Buhar Basıncı (metre)
h	: Pompa Emme Tesisatı Üzerindeki Ekipmanların Yarattığı Yük Kayıpları (metre)
$ENPY_T$: Mevcut Emmedeki Net Pozitif Yük (metre)
$ENPY_P$: Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (metre)

KISALTMALAR

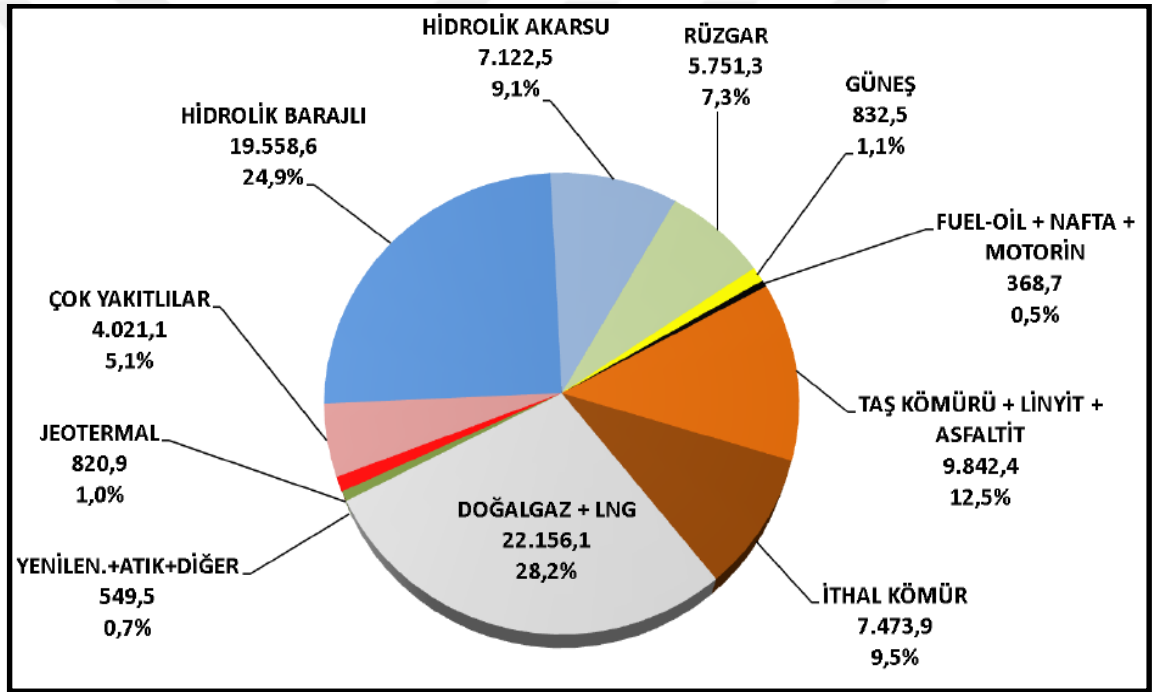
OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
SDM	: Sürekli Döküm Makinesi
PLC	: Programlanabilir Mantıksal Denetleyici
MEI	: Minimum Verim İndeksi
ENPY	: Emmedeki Net Pozitif Yük
CE	: Avrupa'ya Uygunluk
ISO	: Uluslararası Standartlar Teşkilatı
DIN	: Alman Standartlar Enstitüsü
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü

1. GİRİŞ

Ülkemizde sanayi kuruluşları tarafından tüketilen elektriğin yaklaşık üçte ikisini elektrik motorları tüketmektedir. Bu motorlarda tüketilen elektriğin yüzde yirmilik dilimini ise pompalar tüketmektedir. Pompa ve pompa sistemlerinde yapılacak iyileştirme çalışmaları neticesinde yaklaşık yüzde otuz civarında enerji tasarruf potansiyeline sahip olduğu bilinmektedir (Reeves ve ark., 2001). Enerji tasarruf potansiyeli miktarı, mevcut sistemde pompa ve pompa sisteminin ne kadar doğru tasarlandığının irdelenmesi ile anlaşılabilir. İşletmelerin en sık yaptığı yanlış, satın alma maliyetlerini düşünerek yatırım esnasında en ucuz pompayı satın almayı tercih etmesidir. Oysaki pompa satın alma maliyeti, ömür boyu maliyet kalemleri dağılımında yüzde sekizlik bir dilim işgal etmektedir. Enerji tüketimi ise ömür boyu maliyet dağılımında yüzde seksen beşlik bir dilim işgal etmektedir (Europump ve Hydrolic Institute, 2011). Doğru pompa seçimi, sistemde tasarruf sağlamak adına tek başına yeterli değildir. Bu yüzden pompanın çalışacağı pompa sisteminin de enerji tasarrufu açısından irdelenmesinin önemi büyüktür. Tasarımı doğru yapılmış pompa sistemlerinde, dinamik kayıpların minimum düzeyde kalmasını sağlayarak enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Bu yüzden pompanın sistem için doğru ve yüksek verimli seçilmesi tüketilen enerjinin azaltılmasına katkı sağlayacağı gibi pompa sisteminin de doğru tasarlanması tasarrufun yapılmasında çok önemli yer teşkil edecektir.

Hızla gelişmekte olan ve her yıl enerji tüketimi artan ülkemizde enerjinin verimli kullanılması ile enerji yoğunluğunun düşürülmesinin sağlanması mümkündür. Enerji yoğunluğunun düşmesi ise enerjinin daha verimli kullanıldığının bir göstergesidir. Birincil enerji kaynaklarını büyük oranda ithal eden ülkemizde, enerji yoğunluğunun düşürülmesi ile ithal kaynaklı üretilen elektriğin toplam üretimdeki payını düşürme imkânı sunmaktadır. Bunun yanı sıra birincil enerji kaynaklarının verimli tüketimi ile de atmosferdeki sera gazı salınımı düşürülüp neticesinde küresel ısınma sonucu oluşabilecek felaketlerin önlenmesi sağlanabilecektir. Bu ise ancak sistemlerdeki enerji verimliliğinin irdelenmesi ve yeni kurulacak sistemlerin doğru tasarlanması ile mümkün olmaktadır.

Her geçen gün enerji ihtiyacı artan ülkemizde yeni kurulan elektrik santrallerinin artması ile enerji üretimi her yıl artış göstermektedir. Türkiye’de 2016 yılı sonu elektrik enerjisi kurulu gücü Şekil 1.1’de görülmektedir(Anonim, 2017a). Şekil incelendiğinde Türkiye’de elektrik enerjisi kurulu gücü 78.497,4 MW olmuştur. Kurulu güç içinde %28,2’lik oran ile doğalgaz, %9,5’luk oran ile ithal kömür ile çalışan tesisler önemli bir pay almaktadır (Anonim, 2017a). Dışarıdan satın alınan birincil enerji kaynaklarının, elektriğin verimli tüketilmesi ve yenilenebilir enerji kaynaklı üretimin artırılmasının sağlanması ile elektrik üretimindeki payı azaltılabilecektir. Böylece ülke ekonomisine katkı sağlanacak, hem de birincil enerji kaynaklarının yakılması ile oluşan sera gazlarının küresel ısınmaya neden olmasının önüne geçilebilecektir.

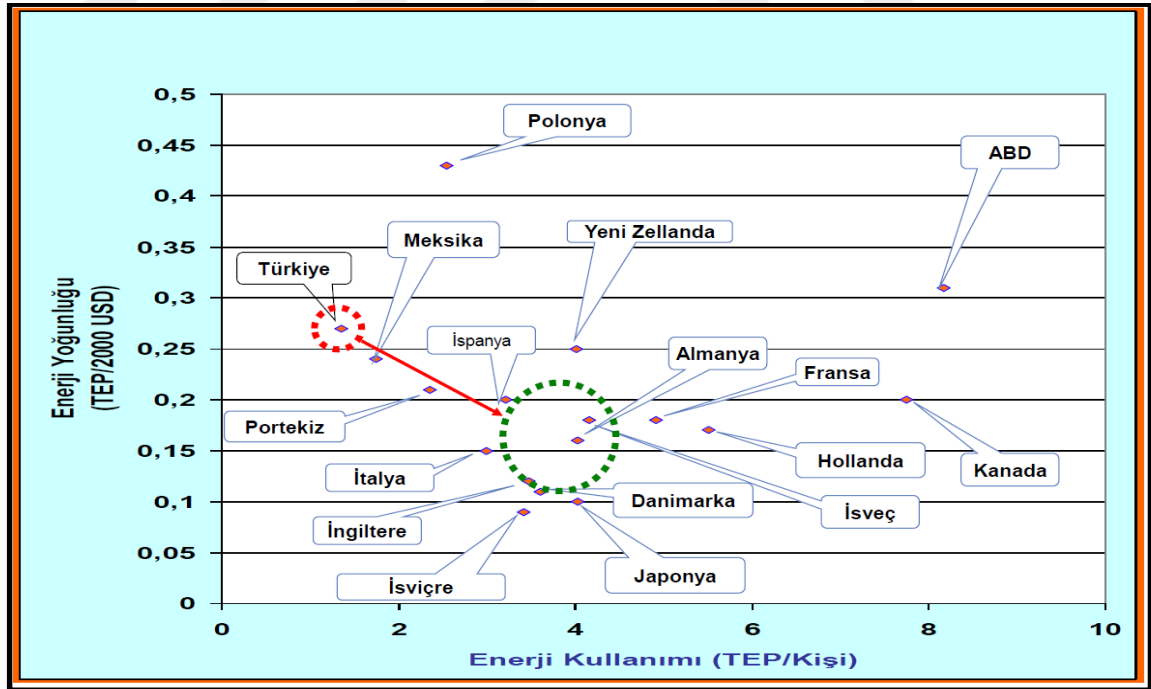


Şekil 1.1. 2016 yılı sonu Türkiye’nin elektrik enerjisi kurulu gücü grafiği (Anonim, 2017a)

1.1. Enerji Verimliliği ve Önemi

Ülkemiz, Ekonomik kalkınma ve geliştirme teşkilatı (OECD) ülkeleri içerisinde geçtiğimiz 10 yıllık dönemde enerji talep artışının en hızlı gerçekleştiği ülke durumuna gelmiş olup Dünyada ise 2002 yılından bu yana elektrik ve doğal gazda Çin’den sonra en fazla talep artış hızına sahip ikinci büyük ekonomi seviyesine yükselmiştir. Hızla artan enerji talebi neticesinde Türkiye’nin, başta petrol ve doğal gaz olmak üzere, enerji

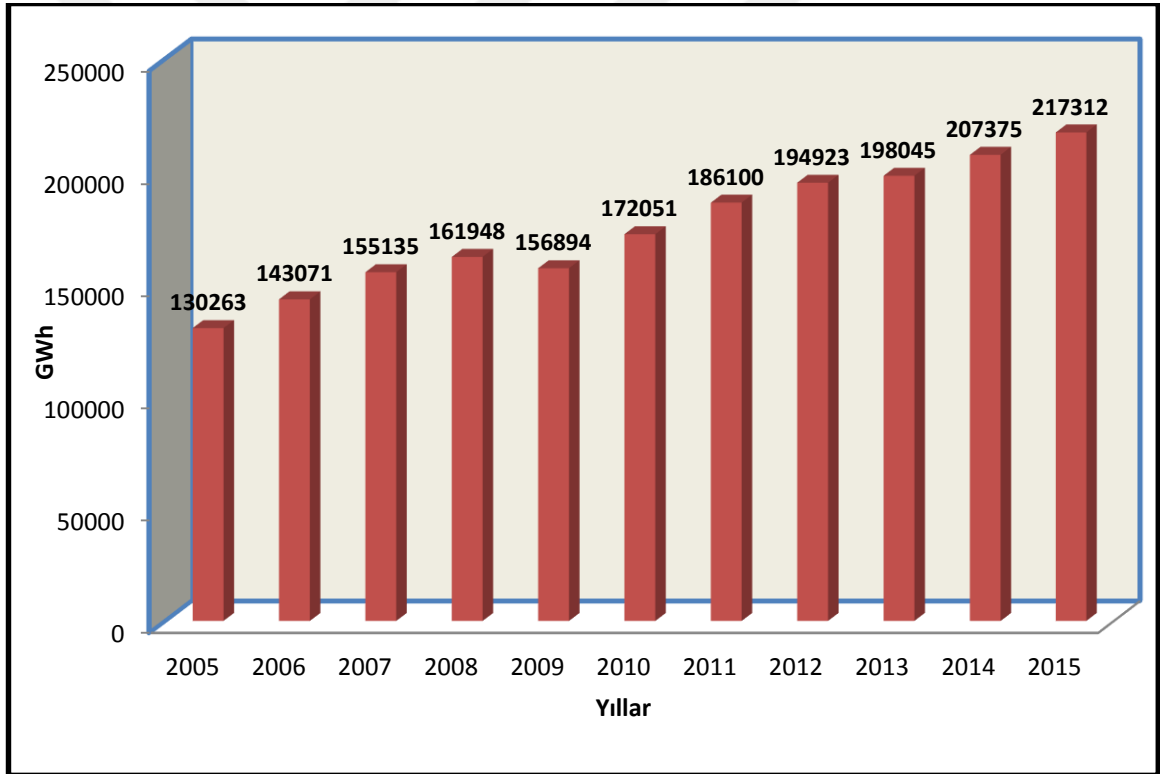
ithalatına bağımlılığı artmaktadır. Ülkemizin hali hazırda toplam enerji talebinin yaklaşık %25'i yerli kaynaklardan karşılanırken kalan yaklaşık %75'lik kısmı ithal kaynaklardan karşılanmaktadır (Anonim, 2017b). Bu yüzden birincil enerji kaynakları bakımından büyük oranda dışarıya bağılı olan ülkemizin enerji ihtiyacını doğru politikalar ile en az dış bağımlılıkla ve en ucuz şekilde sağlanması için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artırılmasının yanı sıra enerjiyi verimli kullanılması da gerekmektedir. Genel anlamda enerji verimliliği; belirli bir iş ya da üretim için harcanan enerji miktarının, teknolojik uygulamalar veya teknik olmayan uygulamalar ile sunulan kaliteyi düşürmeden azaltılmasıdır. Ülkelerin enerjiyi ne kadar verimli kullandıklarını anlamak için nihai enerji tüketiminin, gayri safi yurt içi hâsıla'ya oranlanması ile bulunan nihai enerji yoğunluklarının hesaplanması gerekmektedir. Bazı ülkelere ait enerji yoğunluğu grafiği Şekil 1.2'de görülmektedir(Onaygil, 2015). Şekil incelendiğinde ülkemiz 0,38 civarında enerji yoğunluğuna sahip olduğu görülmektedir. Bu değer OECD ülkelerinden yaklaşık iki kat, Japonya gibi gelişmiş bir ülkeden ise yaklaşık dört kat yüksek olup hedeflenen aralık ise uzun vadede 0,15 düzeylerini yakalayabilmektedir(Onaygil, 2015).



Şekil 1.2. Bazı ülkelere ait enerji yoğunluğu grafiği (Onaygil, 2015)

Enerji verimliliğinin artırılması için ülkemizde 5627 sayılı Enerji verimliliği kanunu ile enerjinin etkin kullanılması, israfın önlenmesi, enerji maliyetinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının verimli kullanımı enerji yoğunluğunun düşürülmesi ve Kyoto protokolü çerçevesinde yakın gelecekte emisyon değerlerinin düşürülmesi ile ilgili uygulamaların yapılması zorunlu hale gelmektedir.

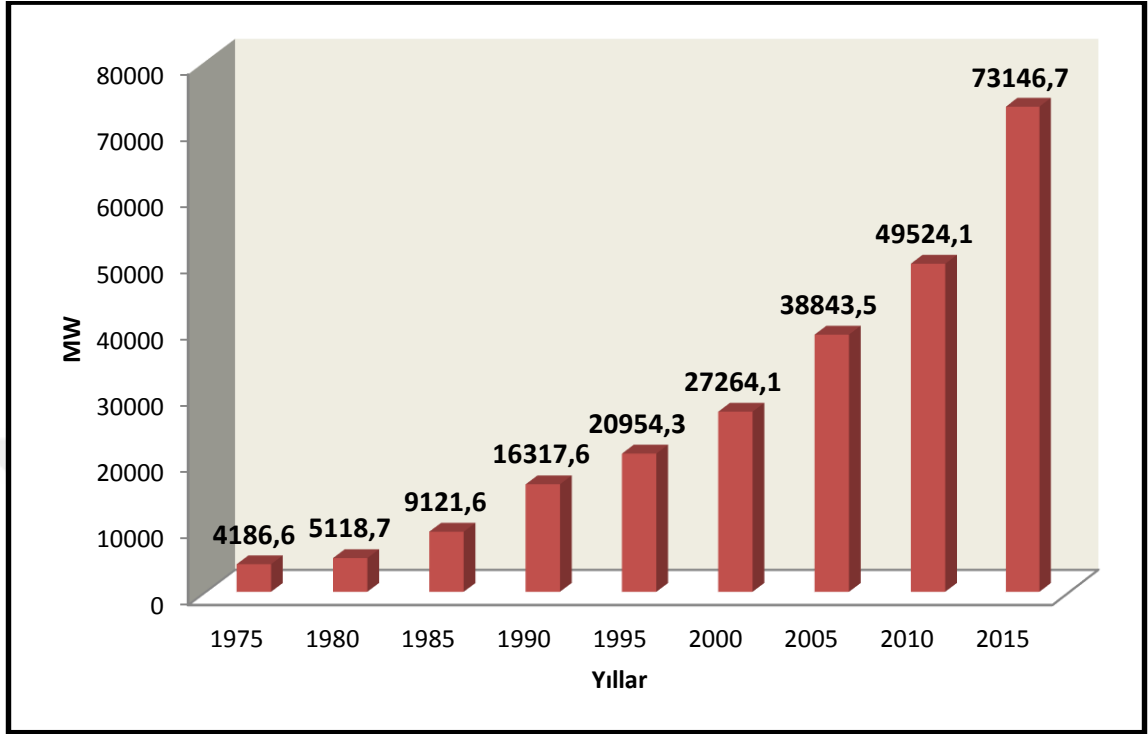
Ülkemizin yıllık net elektrik tüketiminin 2005-2015 yılları arasındaki grafiği Şekil 1.3'de görülmektedir (Anonim, 2017c). Şekil incelendiğinde hızla gelişmekte olan ülkemizde son on yıl içerisinde net elektrik tüketiminin her yıl artış gösterdiği gözlenmektedir olup 2005 yılında 130.263 GWh iken 2010 yılında bu değer 172.051 GWh, 2015 yılında ise 217.312 GWh değerine ulaşmıştır (Anonim, 2017c).



Şekil 1.3. 2005-2015 yılları arasında Türkiye yıllık net elektrik tüketimi grafiği (Anonim, 2017c)

Türkiye yıllık net elektrik tüketimine bağlı olarak ise kurulu gücümüz her geçen yıl hızla büyümektedir. Türkiye elektrik enerjisi kurulu gücünün 1975-2015 yılları arasında değişim grafiği Şekil 1.4'de görülmektedir (Anonim, 2017c). Şekil

incelendiğinde, 1975 yılında 4186,6 MW olan kapasite 1995 yılında 20.954,3 MW seviyesine, 2015 yılında ise 73.146,7 MW değerine yükselmiştir (Anonim, 2017c).

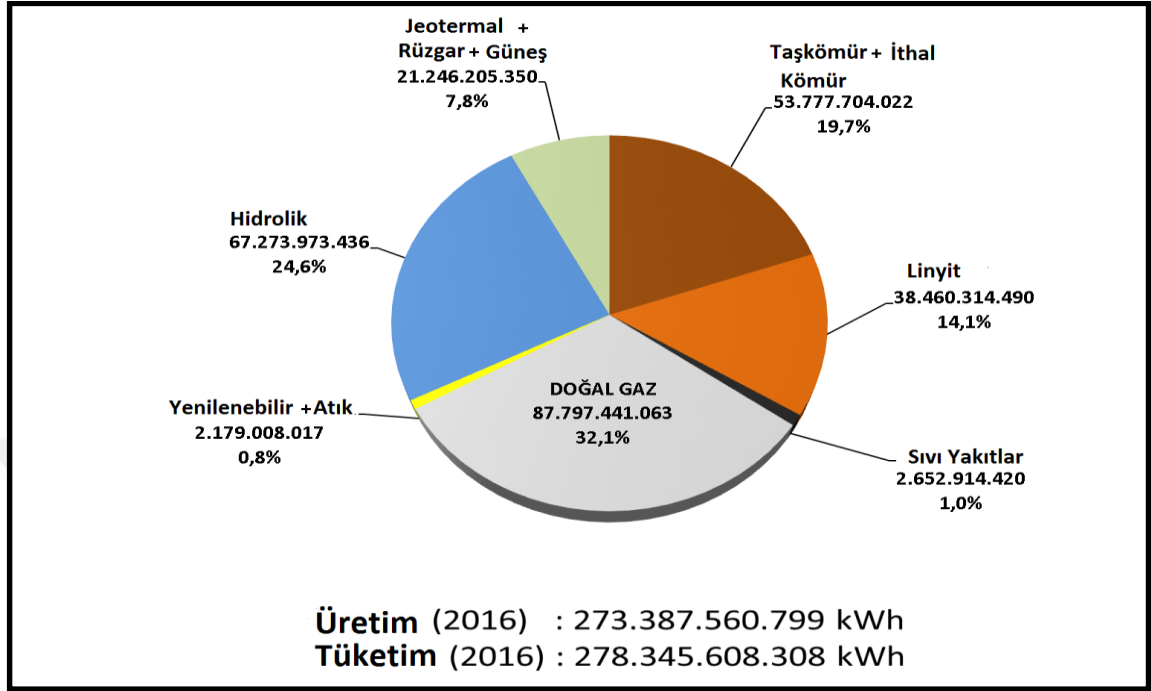


Şekil 1.4. 1975-2015 yılları arasında Türkiye Kurulu güç değişim grafiği (Anonim, 2017c)

Genel değerlendirmeler ışığında, her yıl elektrik üretim ve tüketim miktarı artan ve hızla büyüyerek gelişen ülkemizde, elektrik üretiminin mümkün olduğunca yerli birincil enerji kaynaklarıyla veya yenilenebilir enerji kaynakları ile yapılması ülke ekonomisi için önemli bir kaynağın dışarıya harcanmamasını sağlayacaktır. Bu ise tüketimdeki artışa karşın verimli enerji tüketimini sağlayarak gerçekleştirilmelidir. Türkiye 2016 yılı verilerine bakıldığında, 273.387,5 GWh elektrik üretmiş ve 278.345,6 GWh elektrik tüketmiştir (Anonim, 2017a).

Ülkemizde 2016 yılı elektrik üretim miktarının, üretildiği kaynaklara göre oransal dağılımı Şekil 1.5'de görülmektedir (Anonim, 2017a). Şekil incelendiğinde, 2016 yılında elektriğin üretildiği kaynaklara göre dağılımında, %32,1'lik oran ile en büyük payı doğalgaz alıp bunu %24,6 ile hidrolik ve büyük oranda ithal edilen taşkömürü %19,7 ile takip etmektedir (Anonim, 2017a). Birincil enerji kaynakları bakımından %75

oranında dışa bağımlı olan ülkemizde kalkınma adına önemli bir parametre olan elektriğin üretimi için dış kaynaklara bağımlılık çok açık bir şekilde görülmektedir.



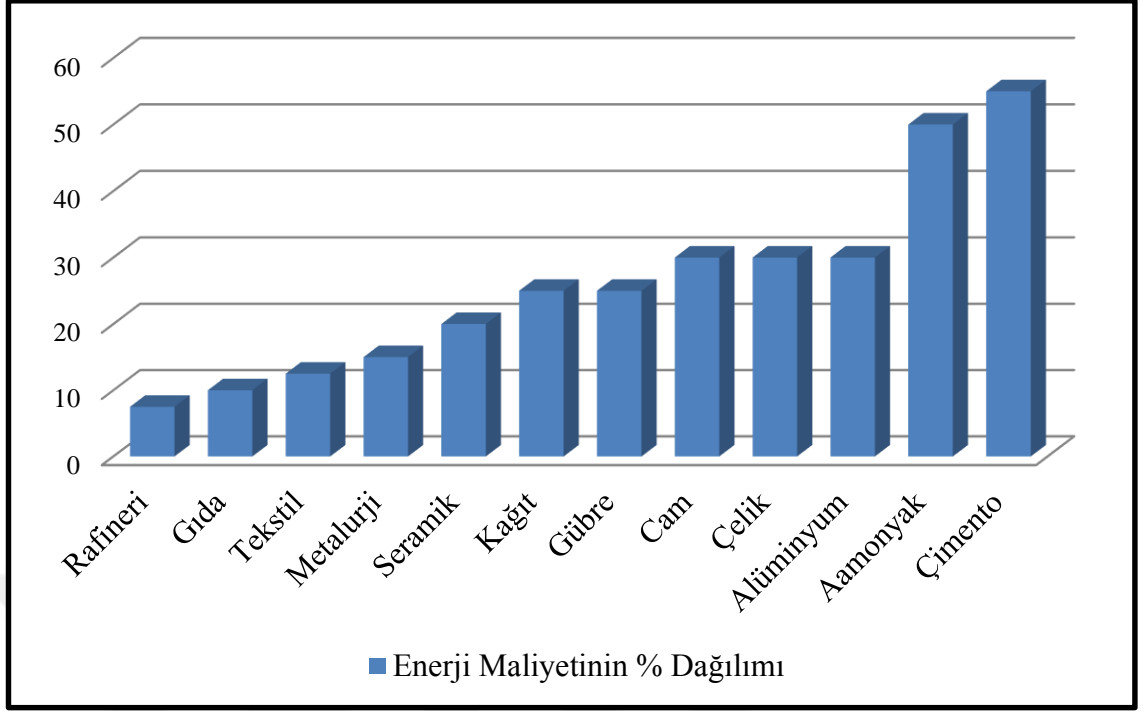
Şekil 1.5. 2016 yılı kaynaklarına göre üretilen toplam elektriğin dağılımı grafiği (Anonim, 2017a)

Türkiye’de tüketilen elektriğin 2015 yılında kullanım yerlerine dağılımı Çizelge 1.6’da görülmektedir(Anonim, 2017a). Çizelge incelendiğinde, ülkemizde tüketilen elektriğin %47,6’lık dilimi sanayi kuruluşları tarafından tüketilmektedir. Bu ise en büyük enerji tasarruf miktarının sanayi sektöründe sağlanabileceğini göstermektedir (Anonim, 2017a). Özellikle enerji tasarrufu konusunda Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğünün teşvik çalışmaları bulunmakta ve sanayi kuruluşlarının bu konuda özendirilmesi sağlanmaya çalışılmaktadır. Örnek projelere sağlanan teşvik ile kuruluşların yaptığı yatırımların maliyetinin bir kısmı devlet tarafından karşılanmaktadır. Üretimde süreklilik ise ancak enerjiyi verimli kullanılarak ve böylece rekabet gücünü artırarak mümkün olabilecektir.

Çizelge 1.1. 2015 yılı elektrik tüketiminin abone gruplarına göre dağılımı (Anonim, 2017a)

Kullanım Yeri (Abone Grubu)	Kullanım Miktarı (MWh)	Payı (%)
Mesken	47.900.834	22
Ticaret ve Kamu Hizmet	56.921.566	26,2
Sanayi	103.534.820	47,6
Tarımsal Sulama	4.222.135	1,9
Aydınlatma	4.074.295	1,9
Diğer	658.600	0,3
Genel Toplam	217.312.250	100

Ülkemizde bina sektöründe %30, sanayi sektöründe %20 ve ulaşım sektöründe ise %15 civarında enerji tasarruf potansiyeli bulunmaktadır (Anonim, 2017d). Aynı zamanda, ülkemizde bazı sanayi kollarındaki toplam üretim içerisindeki enerjinin yaklaşık maliyeti oranı Şekil 1.6'da görülmektedir (Onaygil, 2015). Şekil incelendiğinde sanayi tesislerinde toplam üretim maliyeti içindeki enerjinin yaklaşık oranı, çimento sektöründe %55, amonyak üretiminde %50, alüminyum ve demir-çelik sektöründe ise %30 seviyelerinde gerçekleşerek en çok enerji tüketen sektörler arasında ilk üç sırada yer almaktadır (Onaygil, 2015). Bu ise özellikle demir çelik gibi toplam maliyetin yüzde otuzunun enerji olduğu sektörlerde enerjinin verimli kullanılması neticesinde elde edilecek enerji tasarrufunun üretim maliyetlerinin düşürülmesinde ciddi katkılar sağlayabileceğini göstermektedir.

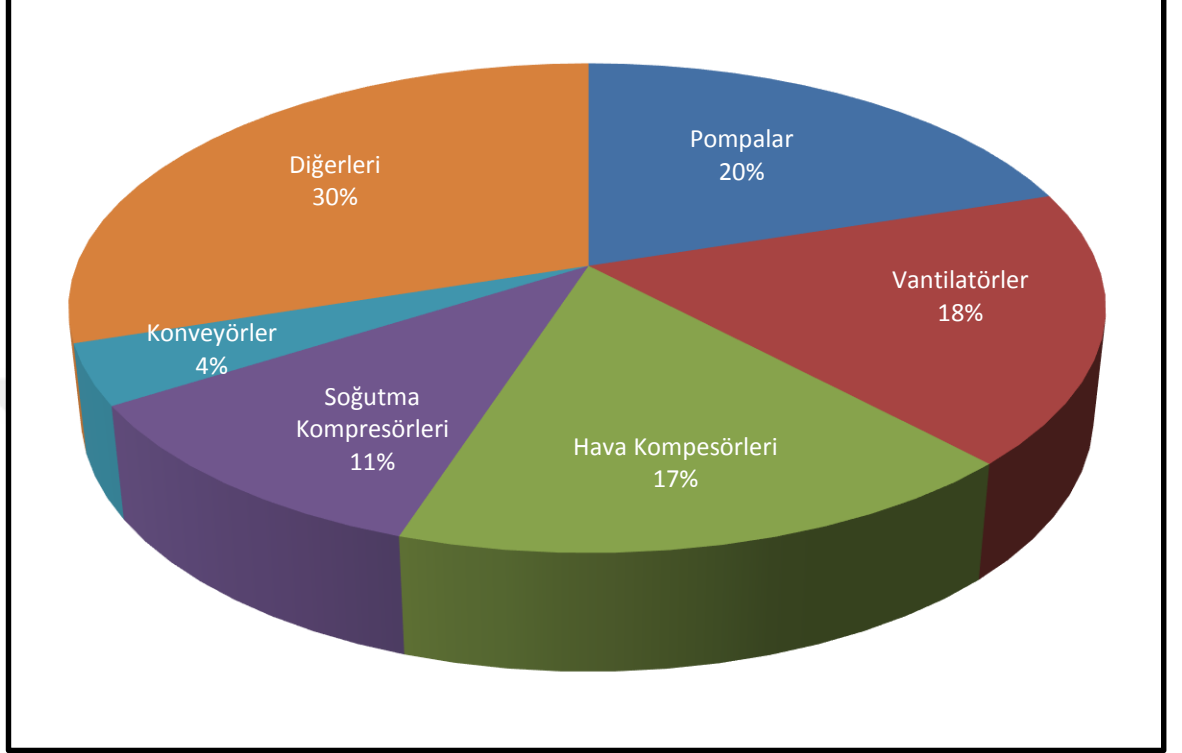


Şekil 1.6. Bazı sanayi kollarında toplam üretim içerisindeki enerjinin yaklaşık payı grafiği (Onaygil, 2015)

Ülkemizde sanayide tüketilen elektriğin yaklaşık yüzde yetmiş elektrikli motorları tarafından tüketilmektedir (Ersen, 2015). Ülkemizde sanayide kullanılan elektrikli motorlarının tükettiği elektriğin kullanıldığı makinelere göre dağılımı Şekil 1.7’de görülmektedir (Ertöz, 2003). Şekil incelendiğinde, ilk sırada yüzde yirmilik dilim ile pompalar yer almaktadır. Bunu %18 ile vantilatörler ve %17 ile hava kompresörleri takip etmektedir (Ertöz, 2003). Dünya da ise gelişmiş ülkelerin toplam elektrik tüketiminin yaklaşık %20’lik kısmı pompalar tarafından tüketilmekte olup bu sistemlerde doğru pompa seçimi ve doğru sistem tasarımı ile yüzde otuz enerji tasarruf potansiyeli olduğu belirtilmiştir (Reeves ve ark., 2001).

Birincil enerji kaynakları ile elektrik üretim payının oldukça yüksek olduğu ülkemizde enerji yoğunluğunun düşürülmesi neticesinde bu kaynakların elektrik üretimindeki payını düşürmek mümkündür. Bunun yanı sıra birincil enerji kaynaklarının verimli tüketilmesi ile atmosferdeki sera gazı salınımı düşürülebilecek neticesinde küresel ısınma sonucu oluşabilecek çevresel felaketlerin önlenmesi sağlanabilecektir. Dolayısı ile temiz enerji ve çevreci enerji olarak bilinen yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmadığı sürece dünyamız tehlike altında olup, Dünya’nın ilgisi

şuan bu emisyon değerlerinin düşürülmesi üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu ise ancak elektrik tüketiminin olduğu her noktada enerji verimliliğinin irdelenmesi ile mümkündür.



Şekil 1.7. Elektrik motorları tarafından tüketilen elektriğin kullanıldığı makinelere göre dağılımı grafiği (Ertöz, 2003)

1.2. Karbon Salınımı ve Çevresel Etkiler

Birincil enerji kaynaklarının yakılması sonucu oluşan sera gazları atmosferde kalarak Yerküre'nin ısınmasına neden olmaktadır. Bu gazların en önemlileri su buharı, karbondioksit, metan ve ozondur. Bu gazlar içerisinde en önemli dilimi, işgal eden su buharı ve birincil enerji kaynaklarının yakılması sonucu oluşan karbondioksit (CO₂) oluşturmaktadır.

CO₂ salınımı, karbon içerikli yakıtların (fosil yakıtlar: petrol, doğal gaz, kömür vb.) yanması sonucu karbondioksitin oluşarak atmosfere karışmasıdır. Hava kalitesini olumsuz etkilemesinin yanında, en çok üzerinde durulan önemi atmosferde yükselerek sera etkisine yol açmasıdır. Güneşten gelen ışınlar, atmosferden geçerek yeryüzüne ulaşır ve ısınmasına neden olur. Atmosferdeki gazlar, yeryüzündeki ısının bir kısmını

tutar ve yeryüzünün ısı kaybına engel olur. Bu şekilde oluşan, atmosferin ısıtma ve yalıtma etkisine ‘‘Sera etkisi’’ denir. Bu etki ise yeryüzünden yansıyan güneş ışınlarının uzaya çıkamadan sera gazları tarafından tutulması sonucu yer kürenin sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Karbondioksit dışındaki sera gazları da (metan, karbon monoksit, azot oksitler) benzer etkiye yol açmakta ve bunların etkisi de eşdeğer etki miktarındaki karbondioksit ile ölçülmektedir. 2015 yılı verilerine göre güncel sera gazı yoğunluğu yaklaşık 400 CO₂ eşdeğeri ppm düzeyindedir(Anonim, 2016b).

Bu çalışmada enerji tasarrufu önemi izah edilmiş, ülkemizde neden enerji tasarrufu yapılmasına gereksinim duyulduğu anlatılmış, pompa ve pompa tipleri, pompaya ait kavramlar ile ilgili genel bilgiler izah edilmiş, pompalarda enerji verimliliği yöntemleri açıklanmıştır. Ayrıca, bir demir-çelik tesisi bünyesinde bulunan su tesislerine ait pompa ve pompaj sistemleri incelenmiş, mevcut sistemlerde yapılan uygulama yanlışlıkları anlatılmıştır. Yapılan iyileştirmeler ile birlikte santrifüj pompanın frekans konvertörü ile değişken debili çalıştırılması sonucu elde edilen enerji tasarrufu potansiyeli irdelenmiş ve yapılan yatırımın geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Kaya (2003), yapmış olduğu çalışmada aksenel akışlı pompalarda iki ayrı çarkı, kılavuz kanatlarda tecrübe edilen sonuçları değerlendirerek ya da ihmal ederek incelemiştir. Sonuç olarak kılavuz kanatların ve teğetsel hız enerjisinin toplam pompa verimini %3 artırdığını bulmuştur. Aynı zamanda maksimum verim iyileşmesinin 1000 devir/dakika'da, kılavuz kanat kullanarak dört kanatlı bir çarkta %65,3 olarak bulmuştur.

Moreno ve ark. (2007), yapmış olduğu çalışmada bir endüstriyel tesiste çalışan pompa sistemleri için gerçek çalışma koşullarında gerekli kapasiteye bağlı olarak enerji maliyetini en aza indirgeyecek pompa çalışma dizisinin belirlenmesi için yeni bir enerji verim analiz modeli geliştirme imkanını irdelemiş; sonuç olarak elektrik şebeke analizi, basınç, debi ölçümleri aldığı sistem üzerinde frekans konvertörü kullanarak optimum çalışma devir sayılarını belirleyip, pompaların en düşük enerji tüketim noktalarını hesaplayarak enerji tasarrufu sağlamıştır.

Kaya ve ark. (2008), yapmış olduğu çalışmada büyük bir sanayi kuruluşundaki pompaların enerji tasarruf potansiyelini incelemiş; neticesinde pompaların basınç, sıcaklık, debi gibi verilerini takip ederek pompaların farklı işletme koşullarında sağladıkları verimi hesaplamıştır. Düşük verimli pompaların yenisi ile değiştirilmesi, pompaların bakımı, düşük verimli motorların yüksek verimli motor ile değiştirilmesi gibi değişiklikler ile sağlanacak enerji tasarrufu potansiyelini, bu iyileştirmelerin maliyetini ve geri ödeme sürelerini hesaplamıştır.

Çuha (2008), yapmış olduğu çalışmada santrifüj pompa sistemlerinde enerji tasarrufu sağlamak için neler yapılması gerektiğini incelemiş; statik kayıpların düşük olduğu sistemlerde frekans konvertörü kullanarak, yüksek verimli motor kullanarak, motor yükü kontrolü ve değişken debili pompa çalıştırma yöntemleri kullanarak enerji tasarrufu yapılabileceği neticesine varmıştır.

Savar ve ark. (2009) , yapmış olduğu çalışmada çark tıraşlama ile santrifüj pompa veriminin artırılmasını incelemiş; yaptığı uygulamada düşük özgül hıza sahip bir santrifüj pompa çarkını tıraşlamış ve başarılı şekilde test etmiştir. Sonuç olarak bu

traşlanmış çarka ait pompada yapılan testlerin %95 doğrulukta basıncın $\pm 3,94$, gücün ise $\pm 5,24$ değişebildiğini bulmuştur.

Hasanuzzaman ve ark. (2010), yapmış olduğu çalışmada endüstri sektöründeki yeniden sarılmış ve standart motorların yerine yüksek verimli motor kullanılmasının kıyasını ekonomik açıdan incelemiş; inceleme neticesinde yüksek verimli motorun enerji tüketiminin, standart bir motora kıyasla ortalama %5,5 daha az olduğunu bulmuştur. Yaptığı uygulama ile ise tahminen 67.868 MWh/yıl enerji tasarrufu sağlamış ve 44.582 ton CO₂ emisyonun düşürülmesine imkân sunmuştur.

Yumurtacı ve Sarıgül (2011), yapmış oldukları çalışmada yüksek enerji verimli pompaj sistemleri elde etmek için pompa ile çalışacağı sistemin uyumunu ve değişken debiye uygunluğunu incelemiş; sonucunda ise enerji tasarrufunun frekans konvertörü ile yapılabilirliğini uygulama örnekleri ile göstermişlerdir.

Çuha (2011), yapmış olduğu çalışmada santrifüj pompa emme hatlarında yük kaybı fazla olan hat elemanlarından kaçınılması gerektiğini ve emme hattının mümkün olduğunca kısa olması gerektiğini belirtmiştir.

Şen (2011), yapmış olduğu çalışmada pompa optimum çalışma noktası, sistem karakteristiği, yanlış pompa seçimi ve yarattığı sorunlar ile pompa tesisatı tasarımı konularını incelemiş ve uygulamalar ile göstermiştir.

Plesis ve ark. (2013), yapmış oldukları çalışmada Güney Afrika'da maden soğutma sistemlerinde düşük maliyetli enerji tasarrufu için değişken hız kontrollü sürücülerin kullanımını yirmi ayrı geniş ölçekli maden işletmesinde incelemiş; yaptığı uygulamada ise pilot işletme olarak seçilen tesiste, maden soğutma sistem pompaları ve fanları değişken hız kontrollü sürücü kullanarak test etmiştir. Sonuç olarak, yaptığı uygulama ile bu tesiste %29,9 enerji tasarrufu yapılabileceğini bulmuştur.

Foray (2014), yapmış olduğu çalışmada enerji tasarrufu yapmak için pompaj sisteminin yanlış tasarlanmaması gerektiğini, bu sistemlerin akıllı yöntemler ile işletilmesi gerektiğini, uygun tesisat ekipmanları seçilmesi gerektiğini belirtmiş ve frekans konvertörünün kullanımı neticesinde enerji tasarrufu elde edilebileceğini uygulama örnekleri ile göstermiştir.

Cunha ve ark. (2015), yapmış oldukları çalışmada hız değiştirerek debi kontrolü yapılan pompa sistemlerinde enerji verimliliği sağlanabilirliği konusunu incelemişlerdir. Aynı karakteristiğe sahip iki pompayı klasik ve hız değiştirerek kontrol edilmesini test etmişlerdir. Sonuç olarak, hidrolik sistemleri kontrol etmek için kullanılan birçok klasik yöntemin enerji tasarrufunu büyük ölçüde gerçekleştiremez iken hızı değiştirilen pompada enerji tasarrufunun sağlandığını ve klasik kontrole göre çok daha verimli bir yöntem olduğunu tespit etmişlerdir.

Khushiev ve Ishnazarov (2015), yapmış oldukları çalışmada değişken hızlı sürücülerin motorlarda kullanımı ile enerji tasarrufu sağlama potansiyelini incelemişlerdir. Sonuç olarak, dinamik kayıpları fazla olan sistemlerde değişken hızlı sürücü kullanımı ile sistemin güvenli ve hassas kontrolünün sağlanabileceğini, enerji tasarrufu imkânının olduğunu, motor masraflarının düşürülebileceğini tespit etmişlerdir. Ayrıca değişken hızlı sürücülerin yumuşak yol vermeye imkân sunduğunu ve bu sayede motor arızalarının azaldığını tespit etmişlerdir. Son yıllarda artan değişken hızlı sürücülerin enerji tasarrufu yapılabilmesi adına pompalar, çiller soğutma üniteleri, fanlar ve vantilatör gibi makinelerde kullanılabileceği tespitinde bulunmuşlardır.

Corlman (2015), yapmış olduğu çalışmada santrifüj pompalarda basınç ve debi optimizasyonu optimizasyonu ile en verimli noktada çalışma ile enerji israfının önlenmesi durumunu incelemiştir. Kısmi vanası ve değişken hızlı sürücü kullanmak yerine değişken hızlı sürücü ve kontrol vanasının birlikte kullanılması durumunu test etmiştir. Sonuç olarak, bu yeni yöntem ile debi ve basınç optimizasyonu sağlayarak sürekli olarak en verimli bölgede çalışmasının her zaman sağlanabileceğini ve %60 enerji tasarrufu yapılabileceğini hesaplamıştır.

Olszewski (2016), yapmış olduğu çalışmada paralel çalışan pompalardaki karışık pompaj sisteminin iyileştirme analiz metodolojisini incelemiş; yaptığı uygulamada deneysel model pompa sistemi ve bu sisteme ait dört adet paralel çalışan pompanın basma vanası, by-pass kontrolü ve değişken devirli hız sürücüsü kullanarak, en iyi verim noktası bölgesinde çalışması için optimum debi ayarı ve güç tüketimini azaltma stratejilerini kontrol parametreleri ile oynayarak test etmiştir. Sonuç olarak ise genetik algoritmada belirlenen çözümler ile bu tip karışık sistemin en iyi noktalar bulunarak yönetilebileceğini bulmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Demir Çelik sektörü, üretim aşaması açısından metalin ergitilmesi sırasında 1600 °C'lere kadar ulaşan yüksek sıcaklıkların meydana geldiği bir sürece sahiptir. Ark ocağına şarj edilen hurda, istenilen çelik kalitesine yakın kalitede hurdalardan seçilir. Ark ocağında yanma için elektrik, doğal gaz ve oksijen kullanılmaktadır. Bu yanma sonucunda açığa çıkan yüksek sıcaklıktaki baca gazı, toz vb. parçacıklardan arındırılmak üzere toz tutma ünitesine alınır. Bu sırada baca gazı mümkün olduğunca atmosfer sıcaklığına kadar soğutulur. Hurda, ark ocağında ergime sıcaklığına geldikten sonra ark ocağı içerisindeki sıvı çelik potalara alınarak, pota ocağına taşınır. Burada kimyasal olarak nihai halini alan sıvı çelik, vinçler aracılığı ile sürekli döküm merkezine taşınır. Burada sıvı çelik, su soğutmalı bakır kalıplardan geçirilerek çeşitli ölçülerde kütük formunda katılaştırılır.

Ergime sıcaklığına gelinceye kadar ısıtılan hurda, ark ocağı üzerindeki birçok aksamın ya da parçanın ısınmasına da neden olur. Ayrıca, Ark ocaklarında oluşan yüksek sıcaklıktaki baca gazlarının ise atmosfere mümkün oldukça soğutularak atılması gerekmektedir. Diğer bir kritik süreç ise Sürekli Döküm Makinesi (SDM) tandiştin bakır kalıplara akan sıvı çeliğin, istenilen forma sahip olabilmesi için yapılan soğutma sürecidir.

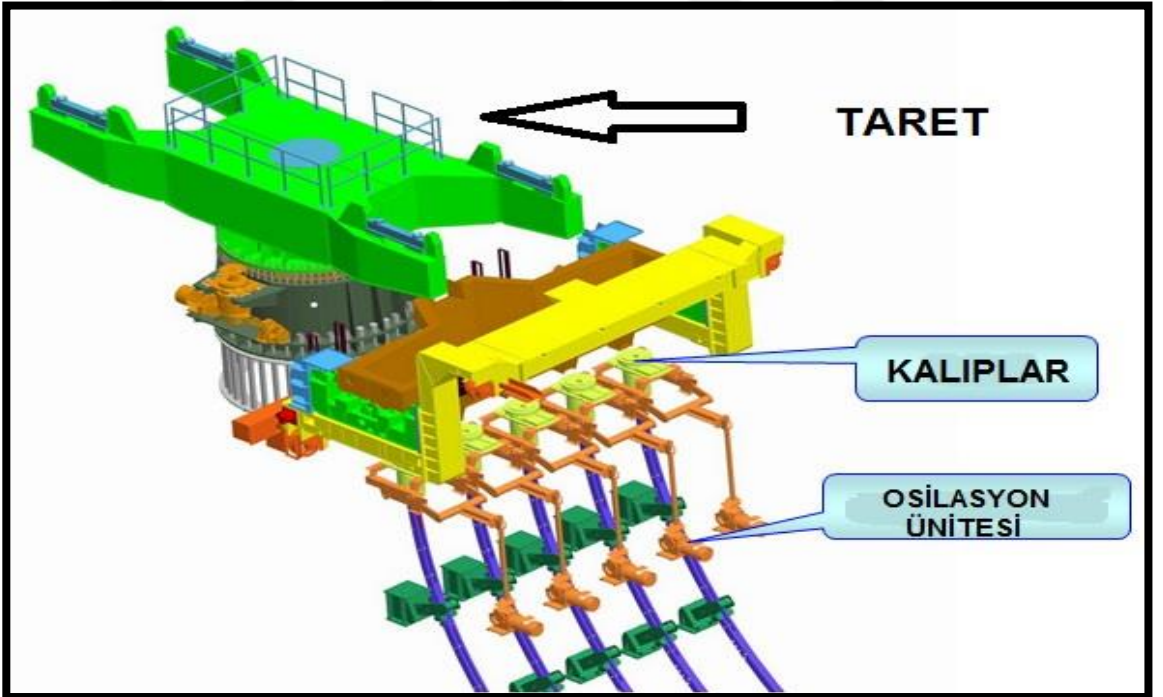
Yukarıda sıralanan süreçlerde soğutma ile ekipmanların ömrünün uzatılması ve yüksek sıcaklıkta ark ocağından çıkan gazların atmosfer sıcaklığına kadar soğutulması, SDM de ise sıvı çeliğin katılaşması ve bakır kalıpların ömürlerinin uzatılması hedeflenir. Soğutmanın düzgün yapılamaması bakır kalıptan geçen sıvı çeliği termal gerilimlere maruz bırakmakta, bu ise kütük yapısının istenen kalitede oluşmamasına neden olmaktadır. Bu sürecin tamamında soğutma kritik öneme sahip olmakla birlikte, çelikhane çalışma rejimindeki değişimlerden ötürü soğutma için kullanılan suyun değişken debili kullanımına izin veren bir yapıya sahiptir. Bu yapı ise bize enerji tasarrufu potansiyelinin irdelenmesi için bir fırsat sunmaktadır.

3.1.1. Sürekli Döküm Makinesi(SDM)

Sürekli Döküm Makinesi, kimyasal analiz bakımından pota ocağında son şeklini alan sıvı çeliğin çeşitli kesitlerde kütük formunu aldığı iş merkezidir. Bir demir-çelik tesisi bünyesinde bulunan SDM'e ait görüntü Şekil 3.1'de görülmektedir. Genel görünüşü görülen sistem, otomatik seviye kontrollü altı metre yarıçaplı altı yola sahip, döküm merkezinde on iki ton kapasiteli tandış ve günlük olarak 3500 ton kütük üretim kapasitesine sahiptir. Kütükler 100mm*100mm ila 150mm*150mm kesitleri aralığında 2.2-4.2 m/dakika hızla çekilebilmektedir. Tandış yüzeyi örtü tozuyla örtülerek dökümün hava ile teması kesilmektedir. Sürekli Döküm Makinesi Taret mekanizması genel görünüşü Şekil 3.2'de görülmektedir(Anonim, 2017e). Döküm merkezinde taret sistemi mevcut olup, aynı analiz aralığındaki dökümlerin, taretin 180° hareketi ile potayı tandış üzerine taşıyıp dökümüne olanak sağlamaktadır. Potadan tandışe Shroud sistemi mevcut olup, ihtiyaç duyulan dökümlerde kullanılabilir. Tandışteki çeliğin kalıplara dökülmesi Şekil 3.3'de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi tandışten sıvı halde kalıplara akan çelik burada kalıpların ölçüsüne uygun olarak boyutlandırılır. Çeliğin dış cidarının katı forma ulaşması için bakır kalıplarda su soğutma sistemi mevcuttur. Kalıptan geçen ve dış cidarı katılaştıran çeliğin iç yüzeye doğru homojen soğumasının sağlanması için çekme doğrultma bölgesinde nozullar ile üzerine su püskürterek soğutulması sağlanır. Sıvı çeliğin yolda katı hale gelişinin genel görünüşü Şekil 3.4'de görülmektedir (Anonim, 2016c). Doğrultucudan geçerek katı form kazanan kütüğün belirli boylarda kesilmesi gerekir. Sıvı çeliğin 130 mm*130mm kütük formuna dönüşmesi Şekil 3.5'de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi katı hale gelen kütükler otomatik olarak mekanik makas ile istenilen boylarda kesilmekte ve kalite kontrol aşamasının ardından talep durumuna göre soğutma ızgarasına veya sıcak şarj sistemi yardımıyla haddehane tesislerine gönderilmektedir.



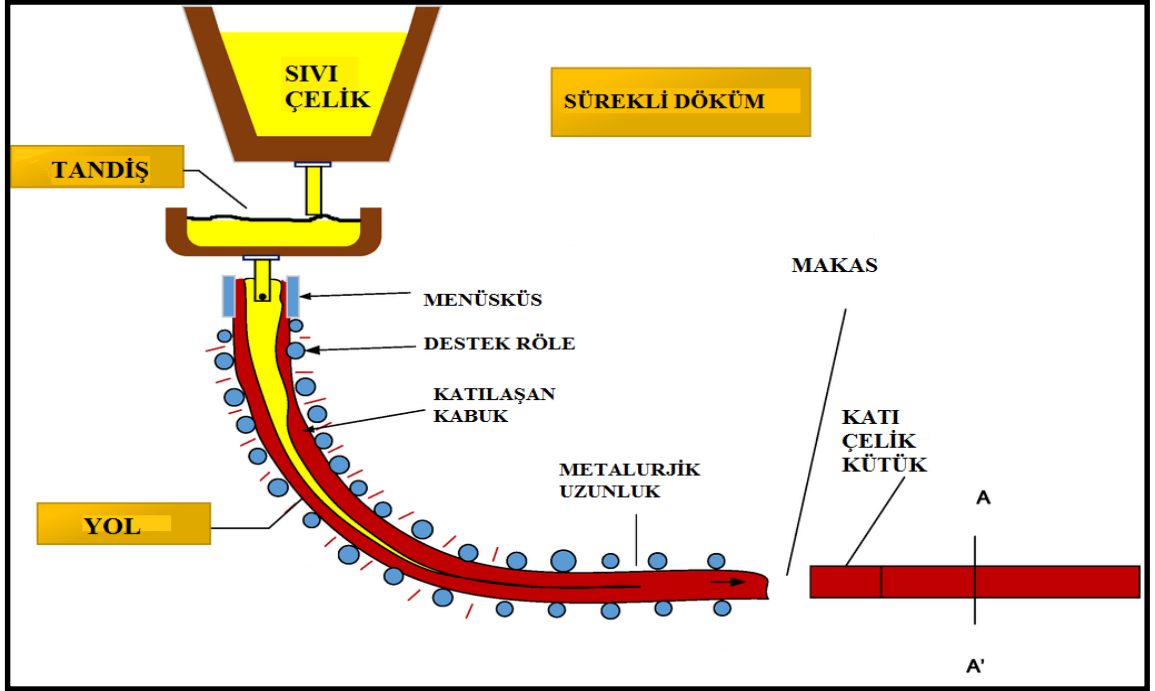
Şekil 3.1. Sürekli döküm makinesi genel görünüşü



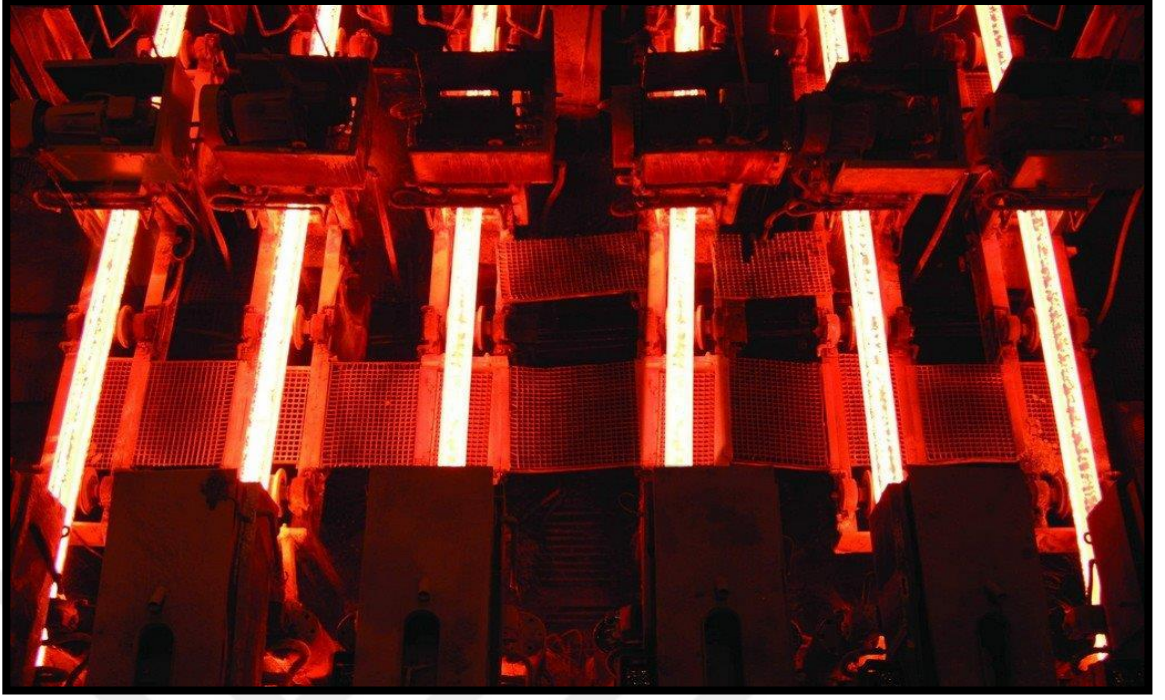
Şekil 3.2. Sürekli döküm makinesi taret mekanizmasına ait genel görünüş (Anonim, 2017e)



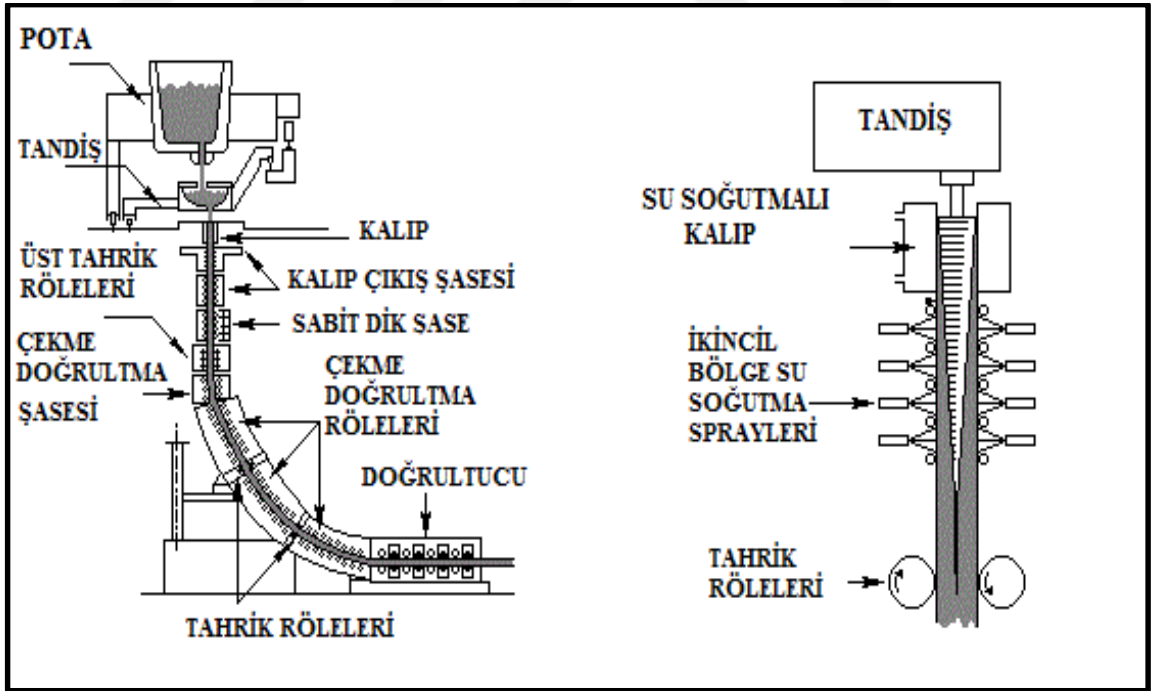
Şekil 3.3. Tandış içerisindeki çeliğin kalıplara dökülmesi



Şekil 3.4. Sıvı çeliğin kütük formuna dönüşmesi (Anonim, 2016c)



Şekil 3.5. Sıvı çeliğin katılaşması prosesi genel görünüşü

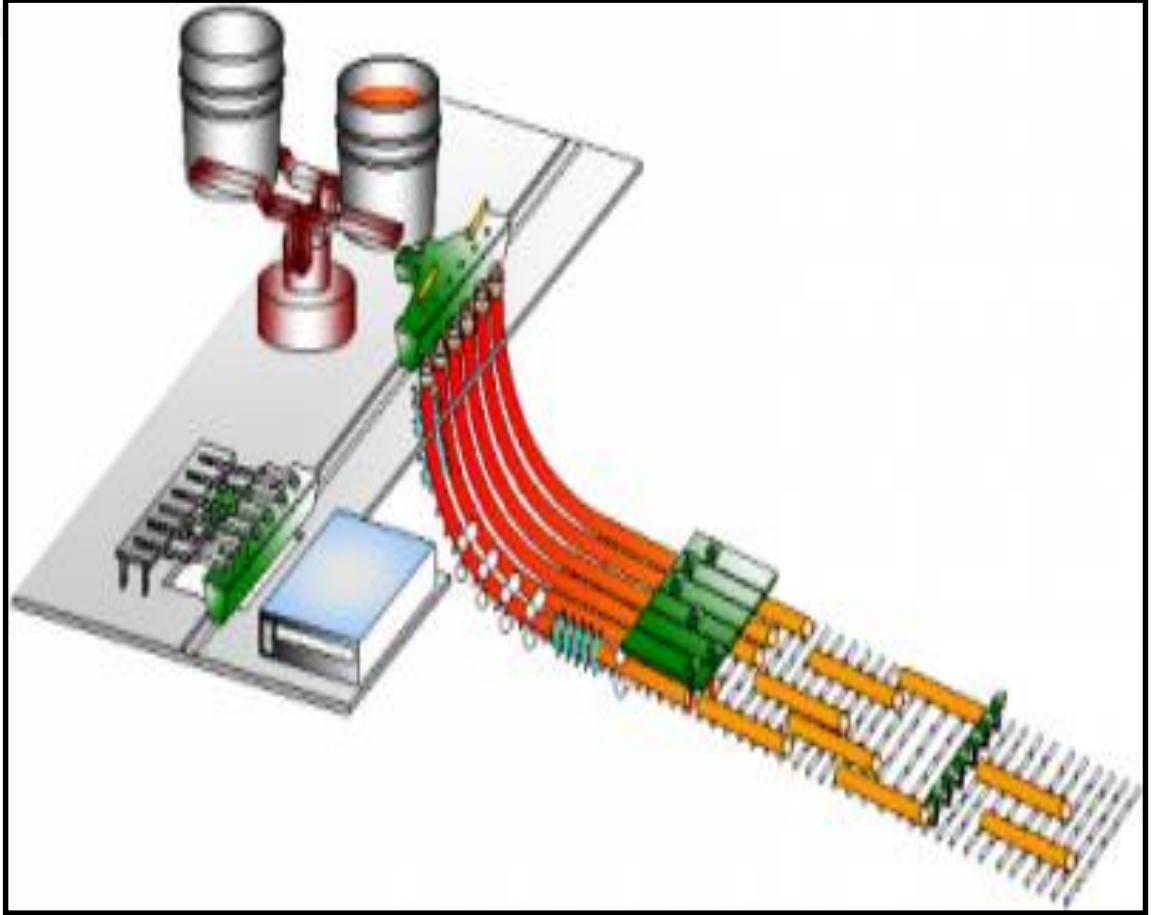


Şekil 3.6. Sürekli Döküm Makinesi ekipmanları (Anonim, 2016d)

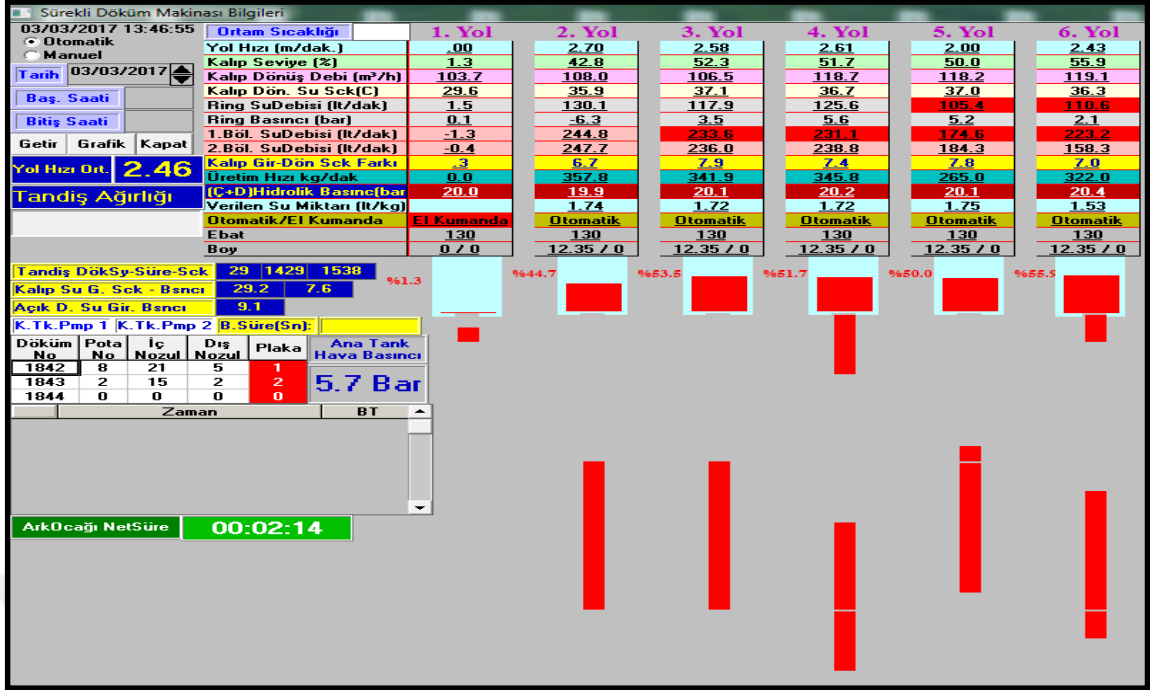
Sürekli döküm makinesi genel hatlarıyla Şekil 3.6’da görülmekte olup;

- Potayı şarj holünden döküm holüne çeviren taret
- Döküm kalıpları ve osilasyon sistemi
- Kalıp,1. Kademe,2. Kademe, makine soğutma sistemleri
- Çekici ve doğrultucular
- Kütük makası
- Kütük itici ve aktarıcı sistemlerden oluşmaktadır.

SDM Tüm sistemin genel görünüşü Şekil 3.7’de görülmektedir(Anonim, 2017f).



Şekil 3.7. SDM tüm sistemin genel görünüşü (Anonim, 2017f)



Şekil 3.8. PLC tabanlı SDM üretim otomasyon programı

PLC tabanlı SDM üretim otomasyon programı Şekil 3.8’de görülmektedir. Bu süreçte, otomasyon ile yol hızları ve bu hızlara bağlı olarak gerekli soğutma suyu debileri ayarlanabilmektedir. Soğutma sistemlerinin iyileştirilmesi ile etkin katılaşmanın sağlanması, bu süreçteki verimliliği artıran önemli parametrelerden bir tanesidir. Şekil incelendiğinde PLC tabanlı SDM üretim takip programından alınan görüntüde de görüldüğü üzere altı adet yol için farklı hızlarda kütük üretimi yapıldığı görülmektedir. Şekil 3.4’de görüldüğü gibi potadan tandış içerisine akan sıvı çelik, buradan üretim programına istinaden belirlenen yollara yönlendirilir ve belirlenen hızlarda bakır kalıpların içerisine akıtılır. Yol hızları arttıkça otomasyon programı aracılığı ile ilgili yoldaki kalıp soğutma suyu debisi artırılması amacıyla bu soğutma suyu hattına ait oransal vana kendisini otomatik olarak açar. Gerekli su debileri, yol hızlarına göre belirlenmiş ve programa bu bilgiler kaydedilmiştir. Yol hızlarındaki ani değişimlere karşı soğutma suyu hattına ait oransal vana gerekli olan tepkiyi vererek soğutma suyu miktarını ayarlar. Böylelikle efektif soğutma sağlanmış olur. Kalıpların soğutulması ile aynı zamanda kabuk diye tabir edilen kütük dış yüzeyindeki cidarın katılaşması da sağlanmış olur. Kalıptan çıkan ve dış yüzeyi katılaşan kütük, sekonder soğutmanın yapıldığı ring, 1. bölge ve son olarak da 2. bölgeden geçerek homojen soğur ardından da katı form halini alır. Bu bölgelerin tamamında PLC (Programlanabilir Mantıksal

Denetleyici) tabanlı otomasyon programı ile üretim hızına bağılı olarak oransal kontrol vanaları ile soğutma suyu debileri ayarlanır. Son olarak Şekil 3.5’de görüldüğü nihai halini alan kütük makaslar aracılığı ile kesilerek haddehane işletmesine gönderilir.

3.1.2. Su Tesisleri

Ark ocaklı bir demir-çelik tesisi bünyesinde bulunan su tesisleri ünitesi; fabrika içerisinde gerekli olan tüm kullanım suları, içme suyu, soğutma suyu için işlenmiş ya da ham suyun teminini sağlayan ünedir. Su tesislerinde kullanılan ana ekipmanlar genel olarak Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Su kaynağı olarak kullanılan bir akarsu kaynağı pompalar vasıtası ile su tesislerine pompalanan su şekilde (a) ile gösterilen 125 m³/saat kapasiteli kum filtre tankından geçirilir, ardından üretim sürecinde kullanılacağı yere göre şekilde (b) ile gösterilen katyonik reçine tanklarından geçirilmek suretiyle yumuşatılarak ya da hiç yumuşatmadan dağıtımı yapılır. Dağıtılan suların bir kısmı şekilde (c) ile gösterilen su tesisleri bünyesinde bulunan on adet çeşitli kapasitelerdeki soğutma kulelerine gönderilir. Bu kulelerdeki sular şekilde (d) ile gösterilen çeşitli kapasitedeki pompa yardımıyla çelikhane ark ocağı, sürekli döküm merkezi bünyesindeki çeşitli ekipmanların ve baca gazının soğutulması için ilgili yerlere pompalanır. Kulelere tekrar dönen sular ise şekilde (e) ile gösterilen fanlar yardımıyla soğutularak havuzlarda depolanır. Suların bir kısmı ise akarsu kaynağında oluşan sel ya da pompalarda oluşacak arızalar nedeni ile tesis için yeterli su sağlanamaması durumunda kullanılmak üzere şekilde (f) ile gösterilen çeşitli hacimlerdeki toplam 1000 m³’lük çelik tanklarda stoklanır ve ihtiyaç duyulması halinde kullanılır. Su tesislerinde, toplam su çevrim hacmi 5000 m³/saat olup bu suları soğutmak için kullanılan soğutma kulelerinin toplam kapasitesi 65 milyon kcal/saat civarındadır. Çeşitli kapasitelere sahip soğutma kulelerinde kullanılan sularda kullanılacağı yere bağılı olarak farklı su kaliteleri istenmektedir. Bu kaliteler Su Tesisleri personeli tarafından kimyasal analizler yapıp gerekli müdahaleler yapılmak sureti ile sağlanmaktadır.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

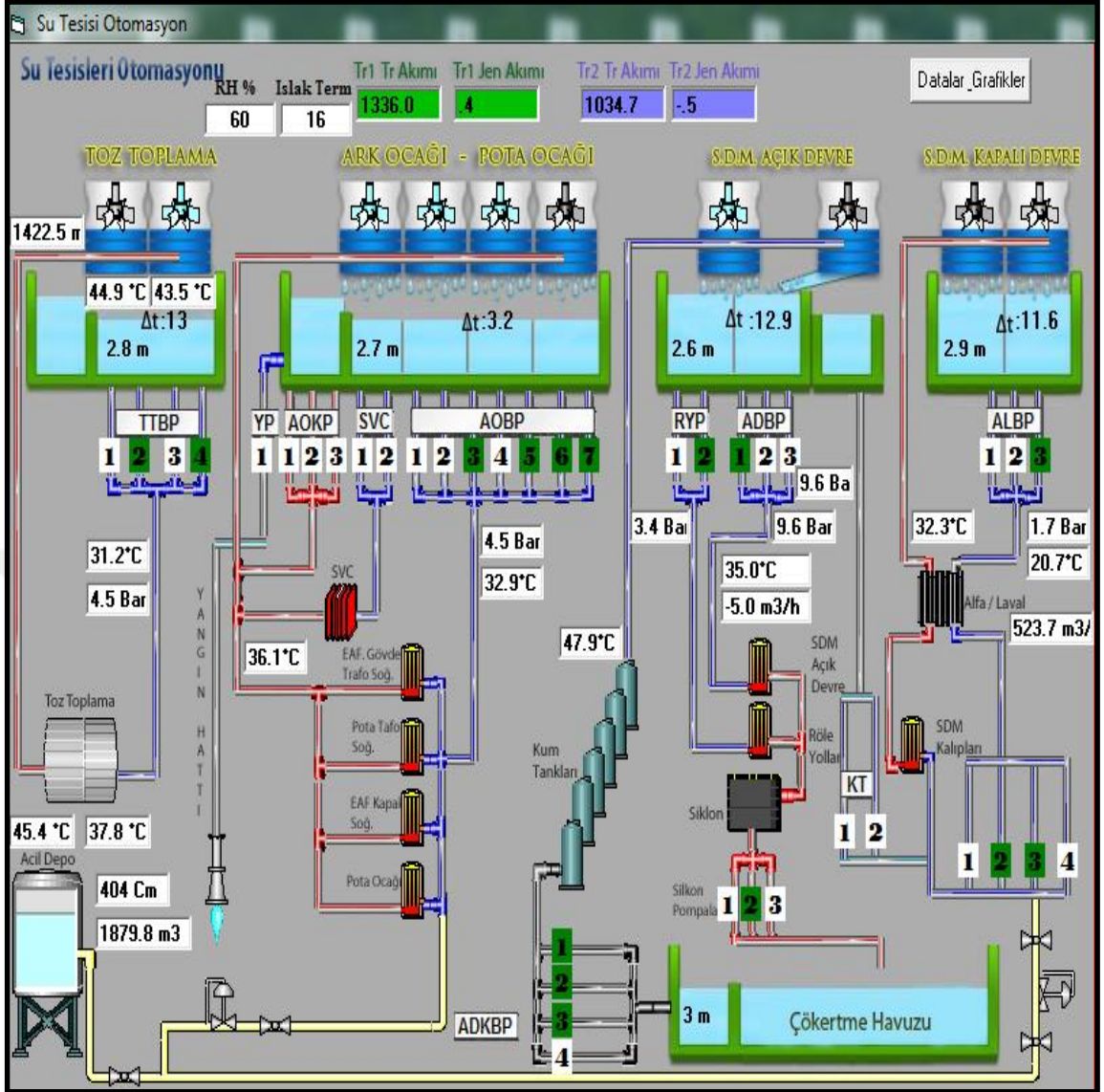


(f)

Şekil 3.9. Su tesisleri ünitesi (a) Soğutma kulesi, (b) Soğutma kulesi fanları (c) Su tesisleri pompa holü, (d) Reçine tankları (Softener), (e) Kum filtre tankları, (f) Su stok tankları

Su Tesisleri anlık takip programı Şekil 3.10'da görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi su tesislerine ait program üzerinden PLC kontrol ile pompalar otomatik olarak çalıştırılmak suretiyle soğutma su ihtiyacı kontrolü sağlanmaktadır. Su tesisleri bünyesinde elektrik kesintilerinde pompaların durması neticesinde sistemde soğutmanın yapılamamasını önlemek için otomatik kontrol vanaları ile kumanda edilen 2000 m³ kapasiteli acil depo mevcuttur. Sistemde çalışan 70'den fazla pompanın bakımı periyodik olarak çalışma saatleri takip edilerek, belirlenen sürelerde yapılmaktadır. Sistemde pompalar ilgili ünitelerden gelen istek doğrultusunda su tesisleri operatörlerince çalıştırılır. Sistemin güvenli çalışması adına kontrol edilmesi gereken tüm sistem ve belirlenen parametreler operatörlerce kontrol listesine kaydedilir. Böylece tüm sistemin güvenli çalışması sağlanmış olur. Yine çalışma süreleri kaydedilen pompa ve diğer ekipmanlar ise bakım için belirlenen çalışma süresini doldurduğunda Su tesisi personeli tarafından bakıma alınarak, hazır hale getirilir.

Su tesisleri anlık takip programı üzerinde yeşil renkle görülen pompalar çalışır durumdaki pompaları ifade eder. Yine soğutma kuleleri üzerinde mavi renkli olan fanlar ise çalışır vaziyette olan soğutma kulesi fanlarını ifade etmektedir. Her bir sisteme ait havuz seviyeleri görülmekte olup, anlık takip programı üzerinden seviyesi düşük görülen havuzlara, takviye suları operatörler tarafından yönlendirilerek havuzların dolu kalması sağlanmaktadır. Sistemi besleyen iki adet trafo bulunmakta olup, pompalar iki trafoya eşit yükü paylaşmış ve sistemde görülen trafo yükleri takip edilerek bu durumun korunmasının sağlanacağı şekilde pompa ve fanlar çalıştırılmaktadır. Anlık takip programı üzerinde her bir sistemin basınç ve sıcaklıkları takip edilmekte, kritik öneme sahip sistemlerde ise debi takibi yapılmaktadır. Sistemde bir basınç düşümü yaşanması durumunda operatörler tarafından yedek pompalar çalıştırılır ve problemlili pompa tespit edilerek, müdahale yapılarak problemi giderilir.

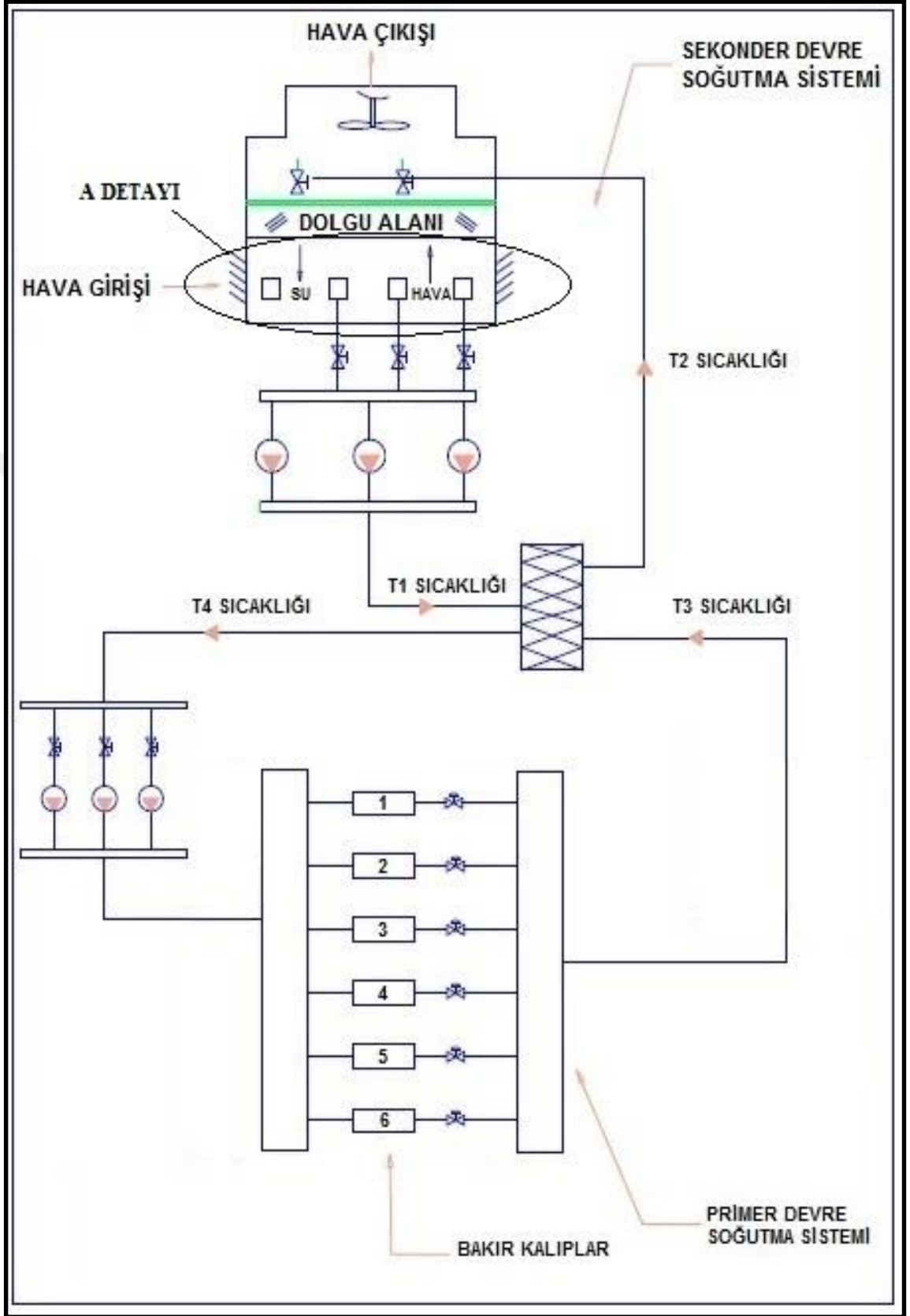


Şekil 3.10. Su Tesisleri anlık takip programı

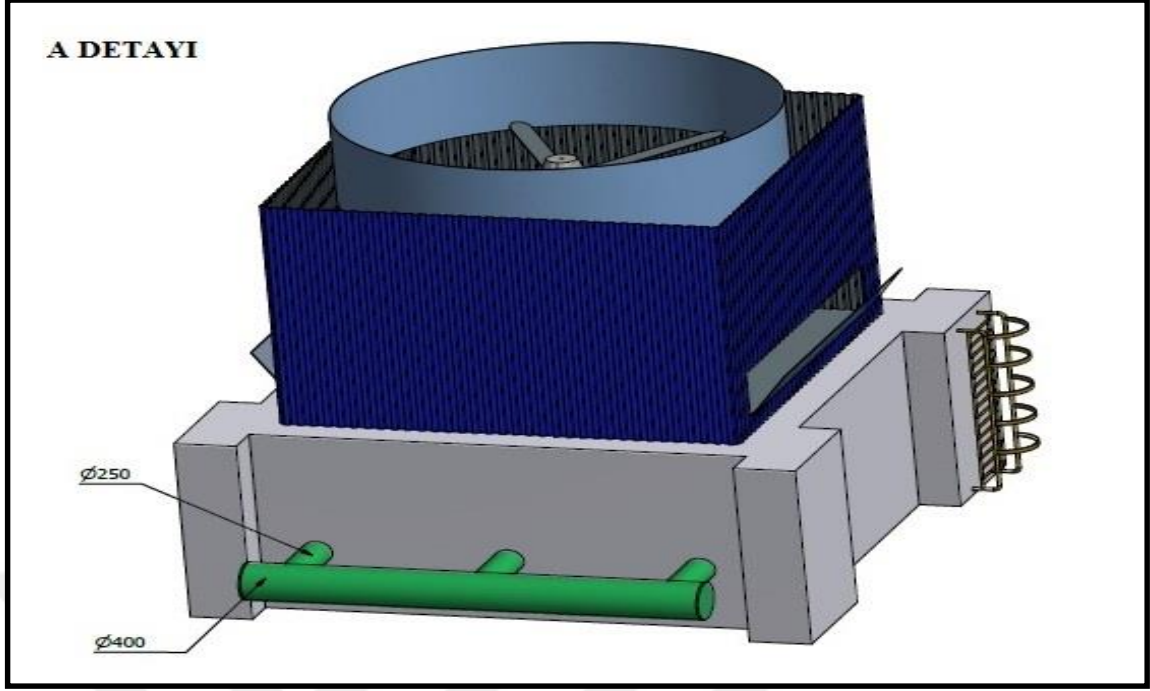
Ark ocaklı demir-çelik tesisindeki sürekli döküm makinesinde, sıvı çeliğin kütük formuna dönüştüren kalıplara ait soğutma sisteminin şematik görünümü Şekil 3.11'de görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi primer devre olarak gösterilen sürekli döküm makinesindeki altı adet kalıba ait kapalı devre soğutma suyu sistemi, sekonder devre olarak verilen sistem ise primer devreyi soğutan açık devre su soğutma sistemini göstermektedir. Primer devrede sıvı çeliğin kütük formunu kazanması için kullanılan bakır kalıpların içerisinden geçerek ısınan su, plakalı eşanjör yardımıyla sekonder devredeki su tarafından soğutulmaktadır. Sekonder devredeki ısınan su ise soğutma kulesine dönerek fanlar tarafından soğutulmaktadır. Bu işlemler esnasında soğutmanın düzgün yapılamaması, bakır kalıptan geçen sıvı çeliği termal gerilimlere maruz

bırakmakta olup kütük yapısının istenen kalitede oluşmamasına neden olmaktadır. Bu sürecin tamamında soğutma işlemi kritik öneme sahip olmakla birlikte, SDM çalışma rejimindeki değişiklikler, soğutma için kullanılan suyun değişken debili kullanılabilmesine imkân sunmaktadır.

SDM kalıp soğutma sisteminde iyileştirme öncesi durumda; SDM operatörlerinin kalıp soğutma suyu dönüş sıcaklıklarını (T_3) takip ederek, yeterli sayıdaki pompanın sabit devirde çalışması suretiyle sistemin daha önceden belirlenen güvenli T_3 sıcaklıklarında çalışması sağlanmaktadır. Kalıp soğutma suyu dönüş sıcaklıkları güvenli sıcaklıkların üzerine çıktığında, Su Tesisleri ünitesi SDM operatörü tarafından bilgilendirilerek ilave pompanın çalıştırılıp Şekil 3.11’de görülen sekonder devredeki suyun debisi artırılmak suretiyle kalıp soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesi sağlanmaktadır. Özellikle, yaz aylarında Şekil 3.11’de görülen sekonder devre soğutma sistemine ait pompaların tamamı çalıştırıldığı halde T_3 sıcaklığı için güvenli çalışma noktası kabul edilen, 45°C ’nin üzerine çıktığı görülmüştür. Şartlara bağlı olarak mevsim ortalamaları üzerinde sıcaklıkların görüldüğü yaz aylarında ise T_3 sıcaklığı 50°C ’ye ulaştığı görülmüştür. Çelik üzerinde termal anlamda problemlerin oluşmasına neden olan bu problem istenen kalitede kütük üretilmemesine neden olmaktadır. Bu ise altı adet yoldan oluşan SDM’ de bazı yolların durdurularak ya da üretimin sınırlı sayıda yolda devam etmesi ile üretimin yavaşlamasına neden olmaktadır. Yıllar içerisinde üretim kapasitesinin tasarım değerlerine göre yaklaşık olarak %30 artırılmasının sonuçlarından biri olarak soğutma sisteminde kapasite artırımının sağlanamaması üretimde bu tip problemin görülmesine neden olmaktadır. Sistem üzerinde soğutma verileri Su Tesisleri personeli tarafından ilgili takip formlarına kaydedilerek takip edilmektedir. İstatistiklere göre soğutma problemi yalnızca yaz aylarında görülmektedir.

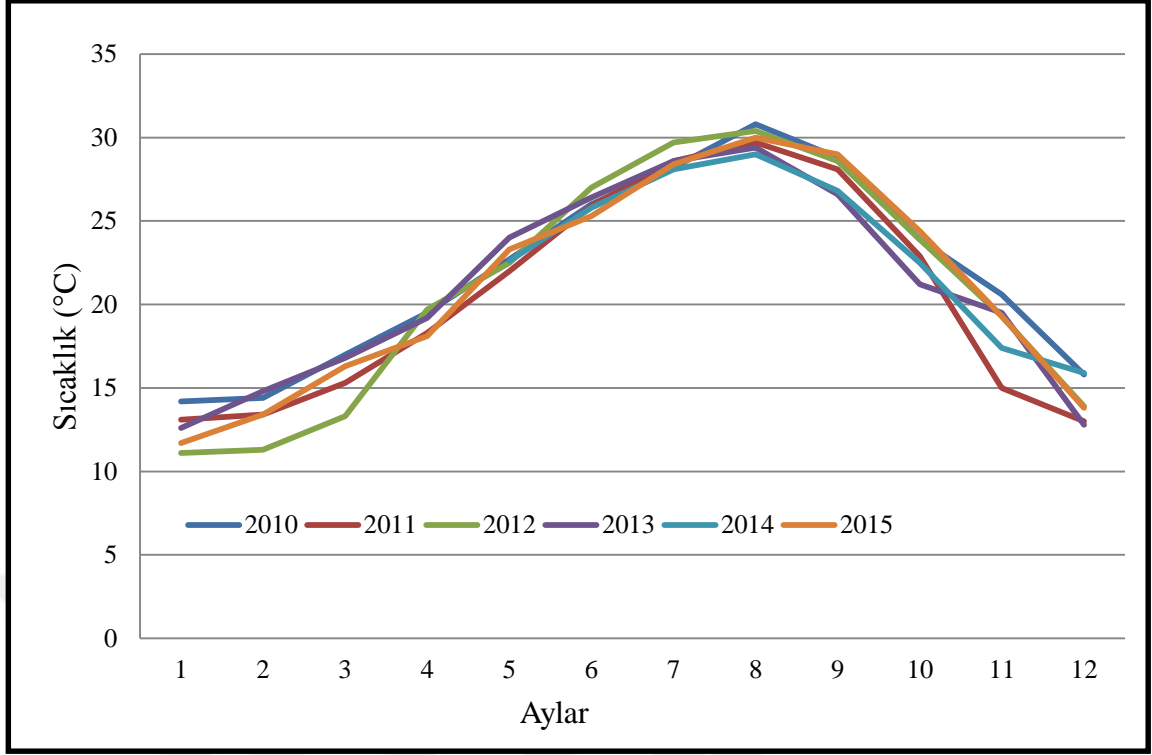


Şekil 3.11. Sistemin iyileştirme öncesi tek hat şeması



Şekil 3.12. İyileştirme öncesi sisteme ait emme kolektörü yapısı (A detayı)

2010-2015 yılları arasında İskenderun'a ait aylık ortalama sıcaklık verilerine ait grafik Şekil 3.13'de görülmektedir (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2016). Şekil incelendiğinde İskenderun için en soğuk ayın yaklaşık 11°C-14°C aralığı ile Ocak ayı, en sıcak ayın ise yaklaşık 29°C-31°C aralığı ile Ağustos ayı olduğu görülmektedir. Bu tespitler ışığında minimum soğutmaya ihtiyaç duyulan ayın Ocak ayı ve maksimum soğutmaya ihtiyaç duyulan ayın Ağustos ayı olduğu tespit edilmiştir. Sistem üzerinde soğutmaya en çok ve en az ihtiyaç duyulan aylarda yapılan ölçümler kullanılmıştır. İyileştirme öncesi Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri Çizelge 3.1'de görülmektedir. Sistem için kritik sıcaklıklar olan T_1 (Kule çıkış sıcaklığı), T_2 (Kule dönüş sıcaklığı), T_3 (Kalıp dönüş suyu sıcaklığı) ve T_4 (Kalıp giriş suyu sıcaklığı) sıcaklıkları ölçümü gün içerisinde atmosfer sıcaklığının en yüksek değerlere ulaştığı zaman dilimi olan 12 ile 20 saatleri arasında ve dört saatte bir ölçüm alınması koşulu ile yapıp kaydedilmiştir. Çizelge incelendiğinde kış koşullarında sisteme ait iki pompa sürekli çalışırken, pompalar sisteme saatte 525 m³ su pompalamaktadır. Pompalar ise kış koşullarında her biri yaklaşık olarak şebekeden 207 ve 218 A akım çekmektedir. Bu şartlar altında kalıp dönüş sıcaklığı (T_3), belirlenen sıcaklığın altında kalarak sistemin güvenli çalışması sağlanmıştır. Ölçümler yapılmadan önce, verilerin ölçüldüğü cihazların kalibrasyonu yapılmıştır.



Şekil 3.13. 2010-2015 yılları arasında İskenderun aylık ortalama sıcaklık grafiği (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2016)

Çizelge 3.1. İyileştirme öncesi Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri

Ocak Ayı için En Sıcak Ortam Sıcaklığının Ölçüldüğü Saatlerde Alınan Sıcaklık Verileri				
Saat/Sıcaklık Ölçüm Yeri	Kule Çıkış Su Sıcaklığı (T ₁)	Kule Dönüş Su Sıcaklığı (T ₂)	Kalıp Dönüş Su Sıcaklığı (T ₃)	Kalıp Giriş Su Sıcaklığı (T ₄)
12:00	17 °C	33°C	37°C	29 °C
16:00	16°C	32°C	36 °C	29 °C
20:00	13 °C	29 °C	32 °C	26 °C

Ocak Ayı için Sistem Çalışma Verileri			
l ₁ (A)	l ₂ (A)	Q (Debi)	P (Mutlak) (Basınç)
207	218	525 m ³ /h	3,9 bar

Sistemin iyileştirme öncesi yıllık aylık sıcaklıklara bakıldığında en sıcak ay olan ağustos ayında pompaların çalışma durumu incelenmiştir. İyileştirme öncesi Ağustos ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri Çizelge 3.2’de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde Ağustos ayında soğutma kapasitesinin mevsim şartlarından dolayı düşmesinden ötürü üç pompa çalıştırılmakta, pompalar sisteme 773 m³/saat su pompalamaktadır. Pompalar sırasıyla yaklaşık olarak şebekeden 195, 207 ve 204 A akım çekmektedir. Kalıp dönüş sıcaklığı (T₃) için belirlenen sıcaklığın altında kalarak sistemin güvenli çalışması sağlanmıştır.

Çizelge 3.2. İyileştirme öncesi Ağustos ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri

Ağustos Ayı için En Sıcak Ortam Sıcaklığının Ölçüldüğü Saatlerde Alınan Sıcaklık Verileri				
Saat/Sıcaklık Ölçüm Yeri	Kule Çıkış Su Sıcaklığı (T ₁)	Kule Dönüş Su Sıcaklığı (T ₂)	Kalıp Dönüş Su Sıcaklığı (T ₃)	Kalıp Giriş Su Sıcaklığı (T ₄)
12:00	30,3 °C	41,6°C	41,9°C	35,5°C
16:00	30,75°C	42,75°C	43,5 °C	36,7 °C
20:00	29,9 °C	41,6 °C	41,2 °C	35,2 °C

Ağustos Ayı için Sistem Çalışma Verileri				
I ₁ (A)	I ₂ (A)	I ₃ (A)	Q (Debi)	P (Mutlak) (Basınç)
195	207	204	773 m ³ /h	4,5 bar

Pompa gücü aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$P_e = \sqrt{3} * I * U * \cos \Phi \dots \dots \dots (1)$$

Burada, P_e: Elektriksel güç (W), U: Gerilim (volt), I: Akım (Amper), cos Φ: Güç faktörü’dür.

Sistemin iyileştirme öncesi pompaların harcadığı mevsimsel güç ve maliyet analizi Çizelge 3.3’de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde kış koşullarında sisteme ait iki pompa sürekli çalışırken, pompalar sisteme saatte 525 m³ su pompalamaktadır. Pompaların akım değerleri kullanılarak 1 numaralı eşitlik ile hesaplanan pompa güçleri neticesinde, toplamda kış koşullarında yaklaşık saatte 240 kWh elektrik tüketmektedir (cosΦ=0,96). Yaz koşullarında ise mevsim şartlarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin düşmesinden dolayı üç pompa çalışmakta olup, pompalar sisteme saatte 773 m³ su pompalamaktadır. Yine 1 numaralı eşitliği kullanılarak pompa güçleri hesaplandığında yaz koşullarında toplamda yaklaşık saatte 347 kWh elektrik tüketmektedir. Kış koşullarında pompaların yılda ortalama 5000 saat, yaz koşullarında ise 3000 saat çalıştığı kabulü ile yılda harcadığı toplam enerji miktarı yaklaşık 2.241.000 kWh olmaktadır. Yıllık toplam enerji maliyeti ise yaklaşık 515.361 TL olarak gerçekleşmektedir.

Çizelge 3.3. İyileştirme öncesi yıllık mevsimlere bağlı olarak pompaların tükettiği elektrik ve maliyet analizi

Kış Koşulları				Yaz Koşulları				
Pompa Saatlik Güç Sarfiyat Ortalaması	Pompa 1	Pompa 2	Toplam	Pompa Saatlik Güç Sarfiyat Ortalaması	Pompa 1	Pompa 2	Pompa 3	Toplam
	117 kWh	123 kWh	240 kWh		111,6 kWh	118,5 kWh	116,8 kWh	346,9 kWh
Debi (m ³ /saat)	525 m ³ /saat			Debi (m ³ /saat)	773 m ³ /saat			
Basınç (mutlak)	3,9 bar			Basınç (Mutlak)	4,5 bar			
Yıllık çalışma saati (saat)	5000				3000			
Birim Enerji Maliyeti (TL)	0,23 TL* * Mart 2017							
Toplam Harcanan Güç	(5.000*240 kWh)+(3.000*346,9 kWh)= 2.240.700 kWh							
Toplam Enerji Maliyeti	(Kış Koşulları Enerji Tüketim Maliyeti)+(Yaz Koşulları Enerji Tüketim Tutarı)							
Toplam Enerji Maliyeti	(240*5.000*0.23)+(346,9*3.000*0,23) =515.361 TL							

Çizelge 3.4. İyileştirme öncesi karbon salınımı miktarı

Karşılaştırma Kriteri	Yıllık Çalışma Süresi (saat)	Elektrik Tüketimi (kWh/yıl)	C Salınımı Miktarı (ton/yıl)
İyileştirme Öncesi Durum için	8.000	2.241.000	1.940

Yıllık çalışma saatine ve elektrik üretimine bağlı karbon salınım miktarı Çizelge 3.4'de verilmektedir. Çizelge incelendiğinde iyileştirme öncesi emisyon değeri 18 numaralı eşitlikten 1.940 ton/yıl olarak hesaplanmıştır.

3.2. Yöntem

Bu çalışmada ark ocaklı bir demir çelik tesisinde bulunan SDM' ye ait altı adet yol üzerindeki bakır kalıpların soğutulmasını sağlayan kapalı çevrim soğutma sistemi ve bu sistemin soğutulmasını sağlayan açık çevrim sekonder devre soğutma sistemi incelenmiştir. Mevcut sistem üzerinde yapılan değerlendirmeler neticesinde;

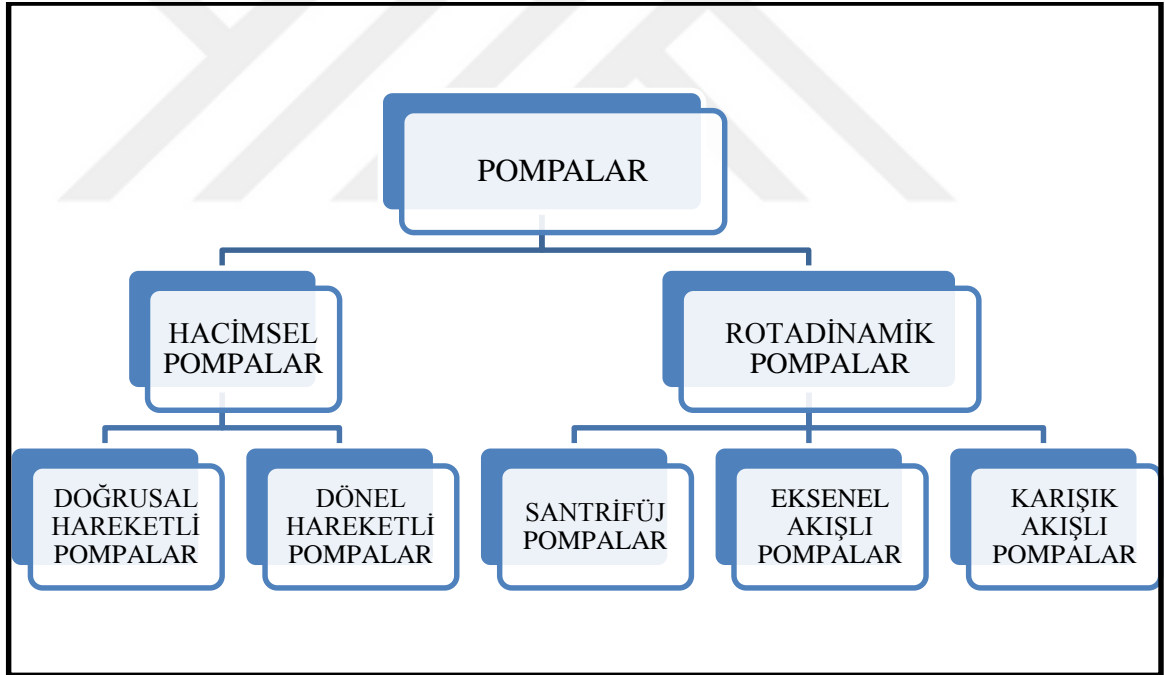
- İyileştirme öncesi sistemin tek hat şeması ayrıntılı incelenmesi neticesinde pompanın etiket değeri verileri olan $Q= 500 \text{ m}^3/\text{saat}$ ve $H_m= 60 \text{ m}$ değerine uygun olarak çalışmadığı
- Tek pompanın sağlaması gereken debinin ancak iki pompa çalıştırılarak sağlanabildiği
- Bu durum pompaların verimsiz şekilde çalıştığına göstergesi olup yapılan bu tespitin ardından sistem üzerinde mevcut pompalar kullanarak verimlilik iyileştirme çalışmaları.
- Mevcut durumda soğutma sürecinde kullanılan plakalı tip eşanjörün soğutma kapasitesinin artan üretim kapasitesi sonucu yetersiz kaldığı, sistem ihtiyacını karşılayacak daha büyük ısı kapasiteli bir plakalı eşanjör temini neticesinde, ihtiyaç duyulan pompa debi miktarının düşürülüp düşürülemeyeceği hususları
- Aynı zamanda pompaj sistemi üzerindeki kayıp katsayıları yüksek ya da uygun olmayan boru çaplarının kontrolünün sağlanması

- Uzun zamandır kullanılmakta olan ve defalarca kez tamir edilen elektrik motorlarının yerine yüksek verimli elektrik motoru kullanılması sonucu enerji tasarrufu sağlanabileceği durumu irdelenmiştir.

3.2.1. Pompa ve Pompa Sistemleri

3.2.1.1. Pompaların Sınıflandırılması

Pompa, kendisini tahrik eden üniteden aldığı enerjinin bir kısmını içinden geçen sıvıya aktaran ve dolayısıyla içinden geçen sıvının enerjisini arttıran bir makinedir. Pompalar, çalışma prensibine göre, akışın biçimine göre, çark sayısına göre vb. gibi çok farklı biçimlerde sınıflandırılabilirler. Fakat en genel manada yapabileceğimiz sınıflandırma şekli, çalışma prensibine göre yapılan sınıflandırmadır. Pompalara ait en genel sınıflandırma Şekil 3.14’de görülmektedir.



Şekil 3.14. Pompalara ait genel sınıflandırma

a) Hacimsel (Volumetrik/Pozitif deplasmanlı) Pompalar

Hacimsel pompaların akışkanı emme ağzından basma ağzına zorunlu olarak getiren bir ya da daha fazla sayıda hacimleri mevcuttur. Çalışma sırasında bu hacimler dolup boşaldığından akışkanın basılması işlemi kesikli tarzda olup emme ile basma kısmı arasında akış süreklilik arz etmez. Genel olarak bu pompalar çok yüksek basınç

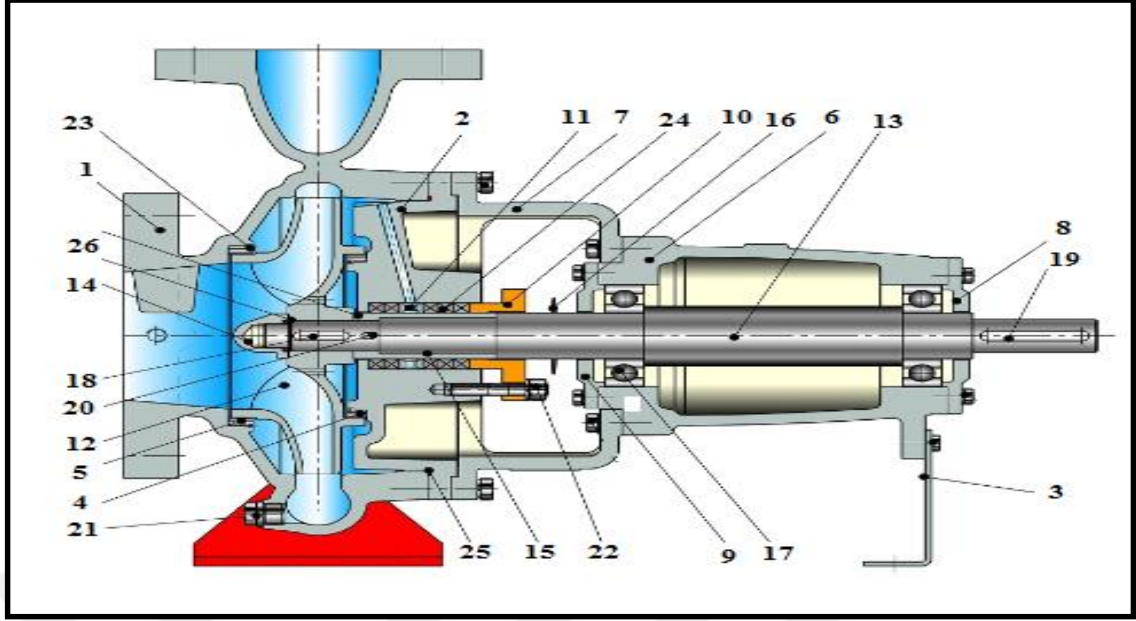
değerlerinde kullanmak için tercih edilir. Bu tip pompalara pistonlu pompa, dişli pompa, monopomp ve diyaframlı pompaları örnek verebiliriz.

b) Rotadinamik Pompalar

Rotadinamik pompalarda emme ağız ile basma ağız arasında engel teşkil edecek hiçbir şey bulunmamaktadır. Sıvı akışı kesikli değil, süreklilik arz eder. Akışkan sıvıya, pompa çarkı içinde verilen enerji ile akışın momentumunda değişiklik oluşması sağlanır. Bu ise basınç farkı oluşmasını sağlamaktadır. Rotadinamik pompaların basma yükseklikleri pompanın içinden geçen debinin bir fonksiyonudur. En yaygın bilinen türleri ise karışık akımlı, aksenal akımlı ve endüstride kullanılan pompaların %80'ini oluşturan santrifüj pompalardır (Anonim, 2016e).

3.2.1.2. Pompa Elemanları

Pompa üzerindeki birçok parçanın birleşmesi ile oluşur. Endüstri de en fazla kullanılan pompa çeşidi olan santrifüj pompa ve elemanlarına ait parça listesi Şekil 3.15' de görülmektedir(Anonim, 2016f).Şekil incelendiğinde 12 numaralı parça olarak görülen çark, dönerek sıvıya basınç kazandıran parçadır. Çark, 1 numaralı parça olarak görülen salyangoz gövdesi üzerinde bulunmaktadır. Çark ise 13 numaralı parça olarak görülen mile bağlıdır. Milin görevi elektrik motoru ya da başka bir kaynaktan aldığı gücü çarka iletir ve dönen çark ise sıvıya basınç kazandırarak transfer olmasını sağlamaktır. Aynı zamanda bu ana elemanlar sızdırmazlığı sağlayan çeşitli yardımcı elemanlar ile donatılmıştır. Mil yataklamasını sağlayan şekilde 17 numaralı parça olarak görülen rulman'dır. Zorlu şartlar altında çalışan bu parçaların belirli aralıklar ile kontrol edilmesi ve aşınan parçaların değiştirilmesi önemli bir husustur.



Parça No	Parça Adı	Parça No	Parça Adı
1	Salyangoz Gövde	14	Çark Somunu
2	Salmastra Yatağı	15	Mil Burcu
3	Destek Ayak	16	Su Siperi
4	Aşınma Halkası (Arka)	17	Rulman
5	Aşınma Bileziği (Ön)	18	Çark Kaması
6	Rulman Yatağı	19	Kaplin Kaması
7	Ara Parça	20	Burç Kaması
8	Rulman Kapağı (Dış)	21	Boşaltma Tapası
9	Rulman Kapağı (İç)	22	Saplama
10	Glen	23	Setuskur
11	Sulama Halkası	24	Yumuşak Salmastra
12	Çark	25	O-Ring
13	Mil	26	Conta

Şekil 3.15. Santrifüj pompa ve elemanları (Anonim, 2016f)

3.2.1.3. Pompalar ile ilgili Temel Kavramlar

1. **Debi (Q) :** Bir sistemde birim zamanda birim kesitten geçen akışkan miktarıdır. Debi miktarı hacim olarak ifade edilmiş ise hacimsel debi, kütle ile ifade ediliyor ise kütleli debi olarak isimlendirilir. Pompanın en bağımsız değişkeni olup, pompa karakteristikleri debinin değişimi ile ifade edilir.

2. **Manometrik Yükseklik (H_m) :** Bir pompanın manometrik yüksekliği, bastığı birim ağırlıktaki sıvıya kazandırdığı net enerjiye denir. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$H_m = \left(\frac{P_b}{\rho g} + Z_b + \frac{V_b^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_e}{\rho g} + Z_e + \frac{V_e^2}{2g} \right) \dots \dots \dots (2)$$

Bu ifadede "b" indisi pompanın basma ağızı, "e" ise emme ağızını işaret etmektedir. P: Akışkan basıncı (bar), Z: Yükselti (m), V: Hız (m/s), ρ: Akışkan yoğunluğunu g ise yer çekimi ivmesini (m/s²) ifade etmektedir.

3. Güç Tanımları:

- **Teorik Güç (Hidrolik Güç) (N_o) :** Pompa içinde oluşan farklı enerji kayıplarını gözle almaksızın akışkanın pompadan çektiği güce "Teorik güç" denir. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$N_o = \rho * g * Q * H_m / 1000 \dots \dots \dots (3)$$

Bu ifadede ρ: Akışkan yoğunluğunu (kg/m³), g: Yer çekimi ivmesini (m/s²), Q: Debi (m³/s), H_m: Manometrik yüksekliği (m) ifade eder.

- **Efektif (etkin) Güç, Mil gücü (N_e):** Pompanın miline uygulanması gereken ve motor tarafından uygulanan güce, pompanın "efektif gücü" ya da "mil gücü" denir. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$N_e = \rho * g * Q * H_m / 1000 * \eta_g \dots \dots \dots (4)$$

Bu ifadede ρ: Akışkan yoğunluğunu (kg/m³), g: Yer çekimi ivmesini (m/s²), Q: Debi (m³/s), H_m: Manometrik yüksekliği (m), η_g ise boyutsuz kavramı ifade eder.

- **Motorun Şebekeden Çektiği Güç (N_s):** Motorun şebekeden aldığı gücü ifade eder. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$N_s = \rho * g * Q * H_m / 10 * \eta_s \dots \dots \dots (5)$$

Bu ifadede ρ : Akışkan yoğunluğunu (kg/m^3), g : Yer çekimi ivmesini (m/s^2), Q : Debi (m^3/s), H_m : Manometrik yüksekliği (m), η_s ise boyutsuz kavramdır ve sistem verimini ifade eder ve motor verimi ile pompa veriminin çarpımından bulunur.

4. Pompa Verimi (η_p) ve Sistem Verimi (η_s): Bir pompadan elde edilen gücün, kendisine verilen güce oranına ‘‘ pompa verimi’’ adı verilir. η_p ile ifade edilir. Sistem verimi ise pompa verimi (η_p) ile motor veriminin (η_m) çarpımı ile bulunur ve η_s ile ifade edilir.

$$\eta_p = N_o/N_e \dots \dots \dots (6)$$

$$\eta_s = \eta_p * \eta_m \dots \dots \dots (7)$$

Bu ifadede N_e : Mil gücü, N_o : Teorik güç, η_p : Pompa verimi, η_m : Motor verimini, η_s : Sistem verimini ifade etmektedir.

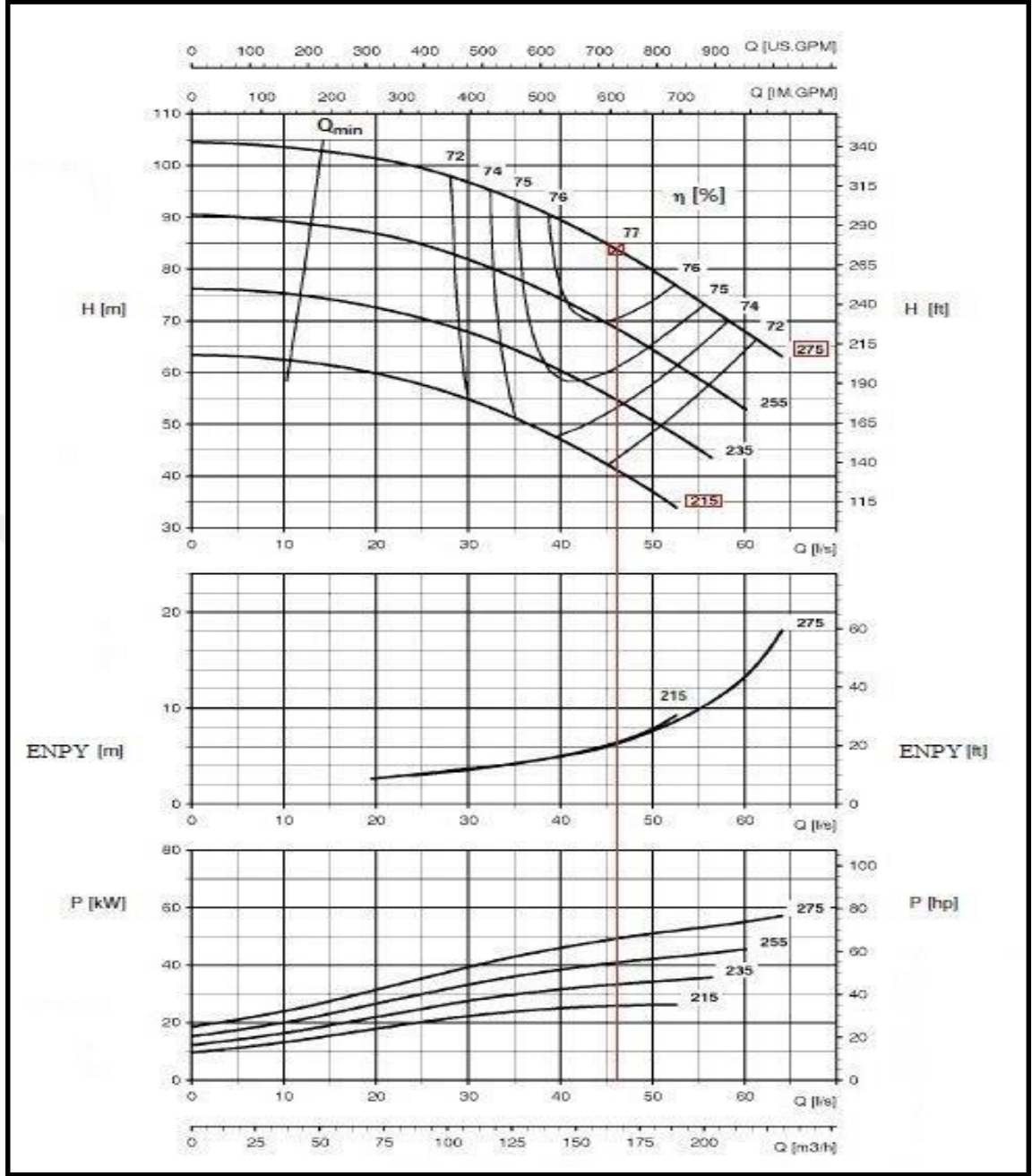
5. Özgül Hız (n_q): Pompa çarkının geometrik biçimini yani aksenal, radyal ya da karışık akımlı olması durumunu belirleyen bir sayısal değerdir. Bu yüzden tasarım noktasında önemli bir kavramdır. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$n_q = n * \sqrt{3/H^{3/4}} \dots \dots \dots (8)$$

Bu ifadede n : Devir sayısı (devir/dakika), H : Basma yüksekliği (m), Q : Debi (m^3/s), n_q : özgül hızı (devir/dakika) ifade eder.

3.2.1.4. Pompa Karakteristiği ve Optimum Çalışma Noktası

Pompa karakteristik eğrileri, bir pompanın sabit devir sayısında, su ($15\text{-}20^\circ\text{C}$ 'de) basması halinde manometrik basma yüksekliği (H), pompa mil gücü (P), pompa verimi (η), gerekli emmedeki net pozitif yük ($ENPY_G$) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğrilerdir. Q , H , P , $ENPY_G$ deneysel olarak değişimini gösteren eğrilerdir. Pompa verimi ise bunlara bağlı olarak hesaplanmaktadır.



Şekil 3.16. Pompa karakteristik eğrileri (Anonim, 2017g)

Örnek bir santrifüj pompaya ait pompa karakteristik eğrileri Şekil 3.16'da görülmektedir (Anonim, 2017g). Pompa imalatçıları tarafından standartlara uygun test koşullarında ölçülen değerler grafik haline getirilir. Böylece pompanın kapasite değerleri belirlenmiş olur ve bu karakteristik yalnızca ölçümü yapılan pompaya ait olur. Şekil incelendiğinde santrifüj pompada debi arttıkça manometrik yükseklik azalmaktadır. Pompanın manometrik basma yüksekliğinin debi ile değişimi olan $H_m = f(Q)$ karakteristiğinin eğimi pompa tipine bağlı olup özgül hız arttıkça karakteristik eğri

daha dik hale gelmektedir. Debi arttıkça manometrik yüksekliğin azaldığı pompa performansı “Kararlı” olarak tanımlanır. Kararsız yapıya sahip santrifüj pompalarda kapalı vanadan başlayarak debi arttıkça manometrik yükseklik önce artmakta belirli bir debiden sonra ise azalmaktadır. Santrifüj pompalarda güç, debi ile artmaktadır. Bu nedenle santrifüj pompalara yol verirken, motoru aşırı yükten korumak adına çıkış vanasının kapalı pozisyonda çalıştırılması önemlidir.

Pompa verimi kapalı vana pozisyonu ($Q=0$) başlayarak debi arttıkça artmakta, bir maksimumdan geçtikten sonra azalmaya başlamaktadır. Pompa veriminin maksimum olduğu nokta “ en iyi verim noktası” olarak tanımlanır. Bir pompada kullanıcının isteğine uygun değerlerde üretici tarafından garanti edilen çalışma noktası “nominal nokta” olarak isimlendirilir. Bir pompanın etiketi üzerinde yazılı Q, H, P, η değerleri o pompanın nominal performans değerleridir. Enerji ekonomisi ve teknik nedenlerle, pompa nominal debisi mümkün olduğu kadar pompanın optimum debisine yakın olacak şekilde çalıştırılmalıdır. Pratikte uygulanan ise nominal çalışma noktasındaki verimin $0.8 * \eta_{opt}$ ’dan büyük olması gerekliliğidir (Şen, 2011). Sistem eğrisi ile pompaya ait $Q-H$ karakteristik eğrisi üst üste bindirildiğinde iki eğrinin kesiştiği nokta o pompaya ait optimum çalışma noktasını ifade eder. Bu nokta her zaman verimin en yüksek olduğu nokta olmayabilir fakat en iyi verim noktasına mümkün oldukça yakın olmalıdır.

3.2.1.5. Benzeşim Kuralları ve Dönme Hızının Pompa Karakteristiğine Etkisi

Pompa dönme sayısı değiştirilmesi ile debi (Q) ve manometrik yüksekliği (H) ve güç (P) değerleri değişmekte ve pompa yeni çalışma noktasında çalışmaya başlamaktadır. Pompanın yeni dönme sayısına karşılık gelen çalışma noktasının eski çalışma noktasına, bu noktaların boyutsuz olarak ifade edilmesi durumunda benzer olacağı bilinmektedir. Bu durumu genel manada benzeşim kuralları olarak ifade edilir. Aşağıdaki eşitliklerdeki formüller ile hesaplanır.

$$Q/Q'=(n/n') \dots \dots \dots (9)$$

$$H/H'=(n/n')^2 \dots \dots \dots (10)$$

$$N_e/N_e'=(n/n')^3 \dots \dots \dots (11)$$

Bu ifadelerde Q: Debi, H: Manometrik yükseklik, Ne: Efektif güç, n ise pompa devir sayısını ifade etmektedir

Bu eşitliklerde de görüldüğü üzere debi oranları, devir sayısı ile doğru orantılı, manometrik yükseklik ile devir sayıları karesi nispetinde, efektif güç ile devir sayısı ise küpü nispetinde değişmektedir.

3.2.1.6. Pompa Çark Çapının Değiştirilmesi

Tam santrifüj pompalarda çark çapı, %20'ye kadar torna edilerek pompaya ait debi manometrik yükseklik ve güç değerleri düşürülebilir (Türbosan, 2011). Bu değişimler aşağıdaki formüller ile ifade edilebilir.

$$(Q/Q') \approx (D/D')^2 \dots\dots\dots(12)$$

$$(H/H') \approx (D/D')^2 \dots\dots\dots(13)$$

$$(N/N') \approx (D/D')^5 \dots\dots\dots(14)$$

Bu ifadelerde Q: Debi, H: Manometrik yükseklik, N ise gücü ifade etmektedir.

3.2.1.7. Kaviteasyon

Pompa içerisinde herhangi bölgede sıvının hareketi sırasında, sıvının mutlak basıncının sıvının buhar basıncının altına düşmesi halinde sıvı içerisinde çok küçük boyutta ve oldukça fazla miktarda doymuş sıvı buharı kabarcıkları meydana gelir. Sıvı ile sürüklenen bu doymuş sıvı buharı kabarcıkları, basıncın buhar basıncından daha yüksek olduğu bölgeye geldiklerinde aniden yoğuşur. Meydana gelen bu olay "Kaviteasyon" olarak tanımlanır ve sıvı tarafından tekrar doldurulan bu hava boşlukları, pompa cidarı üzerinde anlık çok büyük basınçların oluşmasına, sonuç olarak ise cidar üzerinde erozyon oluşmasına neden olur. Bir diğer etkisi ise pompanın hidrolik performansına olan olumsuz etkisidir. Bu negatif etki debinin artırılmaması ve manometrik yükseklikte ani düşüşler olarak kendini gösterir.

Pompada kaviteasyon oluşumu etkileri ise şöyle sıralanabilir;

- Pompada oluşan titreşim ve çekiç darbeleri ya da pompa içerisinde çakıl benzeri taş varmış gibi çıkan sesler.

- Pompa basınç ve debisinde oluşan ani düşüşler.
- Pompa bakımı sırasında görülen ve özellikle çark üzerindeki aşınma ya da süngerimsi görüntü.

Özellikle özgül hız arttıkça pompanın kavitasyon hassasiyeti de artar. Bu ise düşük devir ile çalışan pompalardaki kavitasyon riskinin yüksek devirli pompaya nazaran daha düşük olduğunu göstermektedir. Pompa emme flanşı referans kesitindeki mutlak basıncın miktarının, sıvının buharlaşma basıncının miktarının farkına “emmedeki net pozitif yük” denir. Bu kavram pompa kavitasyon oluşumunu hesaplamak için kullanılır. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$ENPY = (P_1/\rho g + V_1^2/2g) - (P_b/\rho g) \dots\dots\dots(15)$$

Bu formülde ENPY: Emmedeki net pozitif yük (m), P_1 : Pompalanan sıvının pompa emme flanşı referans düzlemdeki ölçülen mutlak statik basıncı (P_a), V_1 : Sıvının pompa emme flanş kesitindeki hızı (m/s), P_b : Pompanın bastığı sıvının çalıştığı sıcaklıktaki mutlak buharlaşma basıncı (P_a), ρ : Pompalanan sıvının yoğunluğu (kg/m^3), g : Yer çekimi ivmesini (m/s^2) ifade eder.

Tesisat üzerinde çalışan pompanın kavitasyon çalışması için $ENPY_T > ENPY_P$ şartının sağlanması gereklidir. $ENPY_P$ (Gerekli emme net pozitif yükü) tamamen pompa ve basılacak sıvıya ait bir kavram olup pompa üreticisi tarafından hesaplanır. Aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$ENPY_T = H_A - h_s - h_b - h \dots\dots\dots(16)$$

Bu formülde H_A : Pompa çalışma noktasındaki havuzda akışkan yüzeyi üzerindeki mutlak basınç (m), h_s : Pompa emme ağzı eksenine ile emme havuzu sıvı yüzeyi arasındaki yükselti farkı (m), h_b : Pompanın bastığı sıvının bulunduğu şartlardaki buhar basıncının metre sıvı yüksekliği cinsinden değeridir (m), h : Pompa emme tesisatı üzerindeki ekipmanların yarattığı yük kayıplarının metre akışkan yüksekliği cinsinden değerini (m) ifade etmektedir.

Kavitasyona karşı alınabilecek önlemleri irdelerken $ENPY_T$ değerini mümkün olduğunca büyük, $ENPY_P$ değerini ise mümkün olduğunca küçük seçilebileceği şartların oluşmasını sağlayan çözümler üzerinde durmak gerekir. Bu çözüm önerileri;

- Kavitasyona karşı tasarlanmış pompa seçimi,
- Çift girişli pompa seçimi,
- Düşük devirli pompa seçimi,
- Emme hattının mümkün olduğunca kısa ve kayıp katsayıları düşük elemanlar tarafından kıyaslanması,
- Kendi kodundan düşük koddan emme yapan pompalarda, emme yüksekliğinin mümkün olduğunca küçük tutulması,
- Pompa emme basıncını gerekiyor ise by-pass hattı ile yükseltmek,
- Pompa emme hattına yeterli debinin girmesini sağlamak olarak sıralanmaktadır.

3.2.1.8. Pompa Bakımı

Tesis içerisindeki pompalar işletme koşullarında sorumlu personel tarafından izlenir ve pompaya ait debi, basınç, yatak sıcaklığı vb... parametre değerleri kaydedilir. Burada amaç değişen parametre değerlerinin takip edilmesi ve anormal görülen değerlerin tespiti neticesinde pompanın arıza vermeden ve işletmenin büyük ekonomik zararlara uğramadan önce kestirimci bakım faaliyetlerinin uygulanarak pompaların bakımlarının yapılmasıdır.

Özellikle periyodik olarak ölçülen yatak sıcaklıklarının artması ve 80°C'nin üzerine çıkması ya da operatörler tarafından yapılan saha kontrollerinde pompanın titreşimli veya gürültülü çalışması durumu tespit edilmesi halinde, pompa durdurularak bakımı yapılır. Böylece arıza durumu ve yol açacağı zararın artması önlenmiş olur. Pompa yatak sıcaklığı ölçümünde dair görüntü Şekil 3.17'de görülmektedir. Bir diğer önemli husus ise rulmanın yağsız çalışmaması için pompa yağ seviyesi takip edilerek eksilen yağ miktarının eklenmesi ve pompa üreticisinin tavsiye ettiği aralıklarla bu yağların değişiminin sağlanmasıdır.

Tesiste, çalışan sistem üzerindeki pompa debileri ve basınçları takip edilmeli, bu değerlerde düşüş gözlenmesi durumunda pompa yıpranma halkaları ve pompa çarkı kontrol edilmelidir. Bu durum verim düşümüne neden olacağı için pompaların bu şekilde çalıştırılmasından kaçınılmalıdır.



Şekil 3.17. Pompa yatak sıcaklığı ölçümü

Kaplin lastikleri deformasyonları takip edilmeli ve kaplin ayarları belirli zaman aralıklarında kontrol edilmelidir. Eksenel kaçıklıklar pompa ya da motor rulmanlarına zarar verebilir. Oluşacak rulman hasarları ise diğer parçaların da zarar görmesini tetikleyecek, bu ise pompanın elektrik tüketiminin artmasına neden olacaktır.

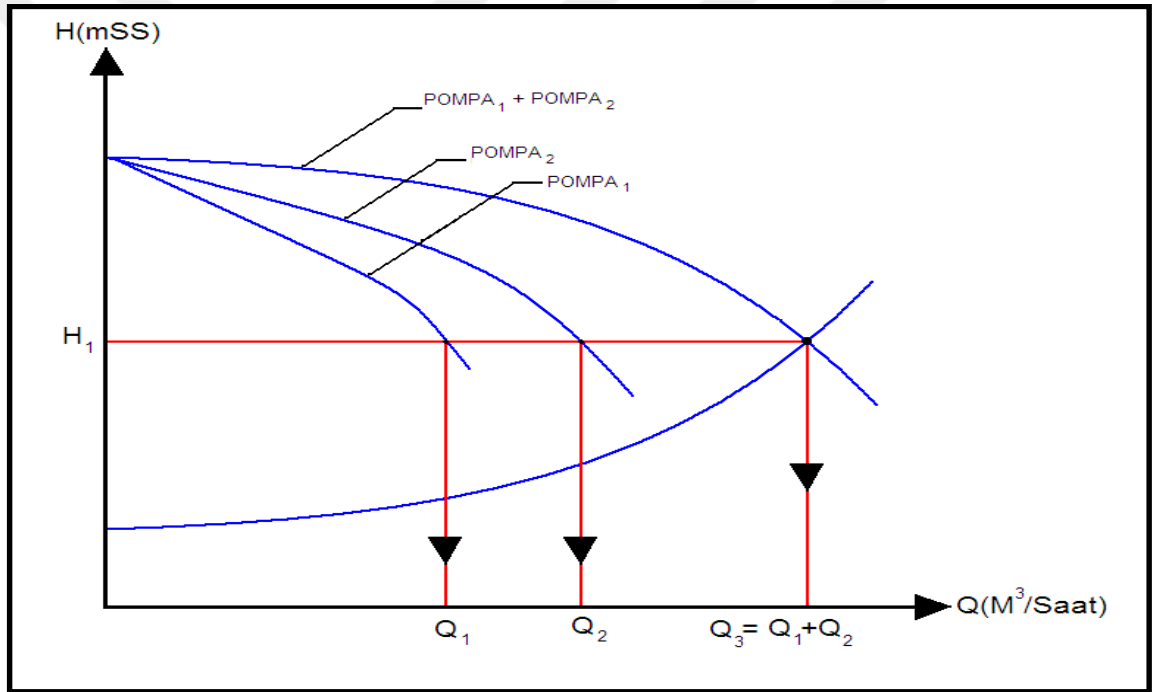
Sürekli aşınan parçalar (yıpranma halkası, yataklar, mil kovani vb.) yedeklenmeli ve gereksiz duruşlar ile işletmenin üretim kaybı yaşamaması sağlanmalıdır. Sistem üzerinde uzun süre çalışmayacak pompalar elle birkaç tur çevrilerek yatakların haftalık olarak yağlanması sağlanmalıdır.

Pompa emme hattında bulunan filtreler sık kontrol edilmeli ve gerekli durumlarda temizlenmelidir. Kirlenen filtreler pompanın yeterli miktar suyu emememesine ve pompa arızalarına neden olmaktadır. Ayrıca daha fazla elektrik tüketmesine neden olacaktır.

Pompalar için işletme içinde bakım planları oluşturulması, belirlenen aralıklar ile arıza oluşmadan bakıma alınmaları, arızaların yaşanmaması ve üretim kayıplarının düşürülmesi adına etkin bir faaliyet olacaktır.

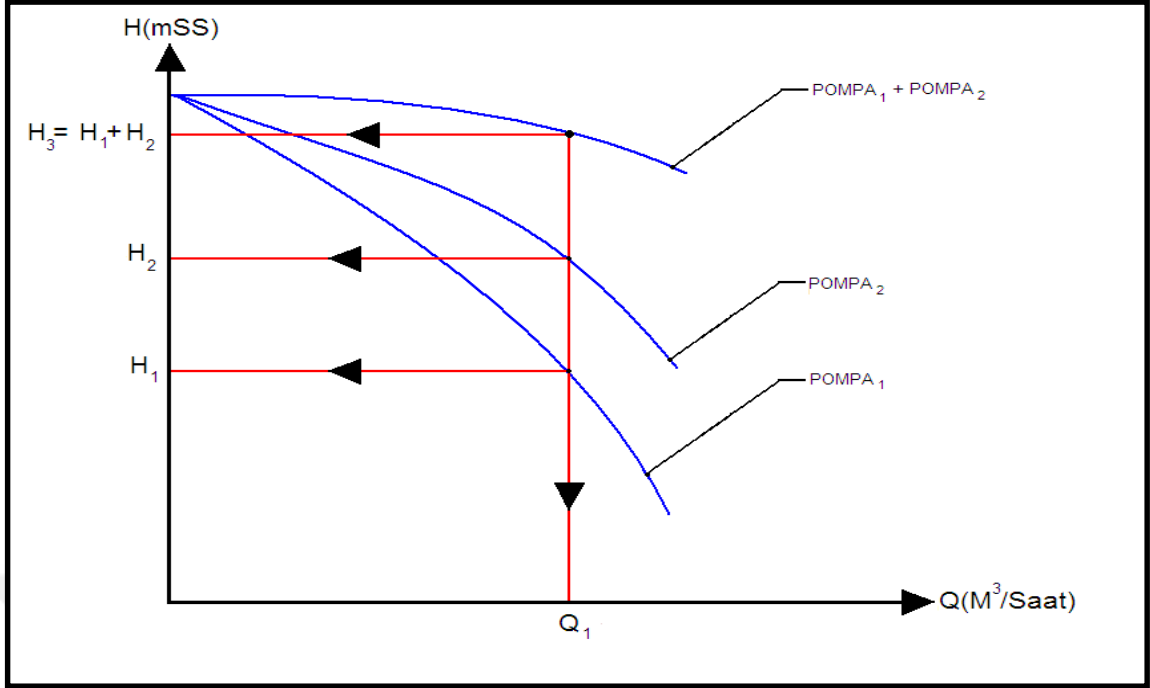
3.2.1.9. Pompaların Tesisata Paralel ve Seri bağlanması

- **Pompaların paralel bağlanması:** Pompaların paralel çalışmasına, tek pompa ile sağlanamayan debilerin birden çok sayıda pompanın birlikte çalışarak artırılması ya da sistemde gün içerisinde değişken debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde bu durumun birden çok sayıda pompanın birlikte çalıştırılarak elde edilmesi durumlarında ihtiyaç vardır. Paralel çalışan pompalara ait H_m - Q eğrisi Şekil 3.18’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde pompaların paralel çalışması durumunda H_m - Q eğrileri pompaların manometrik yüksekliklerinin eşit olduğu noktadaki debilerin toplanması ile edildiği görülmektedir.



Şekil 3.18. Paralel çalışan pompalara ait H_m - Q eğrisi

- **Pompaların seri bağlanması:** Pompaların seri çalışması, özellikle kayıpların çok olduğu sistemlerde ihtiyaç duyulur. Seri çalışan pompalara ait H_m - Q eğrisi Şekil 3.19’da görülmektedir. Şekil incelendiğinde seri bağlı pompalarda basma yüksekliğinin, iki pompanın eşit debi değerine sahip olduğu noktadaki her bir pompaya ait basma yüksekliği değerlerinin toplamına eşit olduğu görülmektedir.



Şekil 3.19. Seri çalışan pompalara ait H_m - Q eğrisi

3.2.1.10. Pompa Sistemi Tasarımı

Emme borusu, basma borusu, pompa, tesisat aksesuarları, kumanda ekipmanlarından oluşan sisteme pompa sistemi adı verilir. Sistem için doğru pompanın seçilmesi kadar önemli olan bu konu, sistemin doğru tasarlanması halinde, enerji tüketim miktarının minimum düzeyde kalmasını sağlayacaktır. Bu yüzden emme ve basma hatlarının tesisat kurallarına uygun olarak ve en az kayıp katsayısına sahip aksesuarlar kullanılacak şekilde tasarlanması gerekir. Yeni tasarlanan pompa sistemi içerisindeki emme ve basma hatları, proje bütçesine bağlı olarak sistem üzerindeki dinamik yükü minimum düzeyde tutacak şekilde boru çaplarına ve düşük kayıplı tesisat ekipmanlarına sahip olmalıdır. Doğru pompa sistemi, ömür boyu maliyeti minimuma düşürecek en büyük parametredir.

3.2.1.11. Sistem Ömür Boyu Maliyet Esasları

Ömür Boyu Maliyet (ÖBM) kavramı, Europump ve Hidrolik enstitüsü tarafından literatüre girmiş bir kavramdır. Bu kavram ile pompaj sistemi tasarlanırken yalnızca satın alma maliyetinin değil yatırım, montaj, enerji ve işletme maliyetleri gibi

faktörlerinde göz önünde bulundurularak pompaj sistemi masraflarının en aza indirilip, sistem verimini maksimuma çıkarmak adına geliştirilmiş bir kavramdır. Bu kavram yeni tasarlanan sistemler için göz önünde tutulduğu gibi mevcut sistemi iyileştirmek adına da kullanılabilir(Europump ve Hydrolic Institute, 2011).

$$\text{ÖBM} = \text{MİLK YATIRIM} + \text{MONTAJ-ÇALIŞTIRMA} + \text{MENERJİ} + \text{MİŞLETME} + \text{MBAKIM-ONARIM} + \text{MÇALIŞAMAMA} + \text{MÇEVRE} + \text{MSÖKME} \dots \dots \dots (17)$$

Burada pompa seçiminde yalnızca satın alma maliyetinin tek başına yetersiz kalacağını bunun yanında işletme-bakım, enerji tüketim maliyeti kadar arıza halinde üretim kaybı maliyeti gibi hususların dikkate alınması gerektiğini doğru pompa seçilmesi adına önemli olduğunu göstermektedir. Ortalama 20 yıllık ömrü boyunca satın alma maliyetinin 17-20 katı kadar enerji harcamakta olup sadece satın alma maliyeti ile pompa almanın yanlış tercih olduğu görülmektedir(Yumurtacı ve Sarıgül, 2011).

3.2.1.12. Pompaların Standartlara Uygunluğu

Bu tip ürünlerin satın alınırken, Minimum Verim İndeksi (MEI) değeri, pompa kabul testleri standardı (ISO 9906), TSE standartları, kabul deneyi standardı (DIN 1944) gibi birçok standarda sahip olması gerekmektedir. Bu tip standartlara uygun olmayan pompalar üretici tarafından garanti edilen performans değerlerinin test edilmediği ve performansı konusunda emin olunamayan bir pompanın satın alındığı anlamını taşımaktadır. Ayrıca sistem için seçilen pompanın kalite ve güvenilirliği anlamında önemlidir. Özellikle MEI değeri seçim aşamasında pompaların birbiri ile olan kıyasını kolaylaştırmaktadır. Bu değer bize iki pompayı verimlilik anlamında kıyaslama olanağı sağlamaktadır. Ayrıca, Avrupa birliği teknik mevzuatı uyum çalışmaları neticesinde ithal edilen ürünlerde CE işareti taşıma zorunluluğu getirilmiş ise de direk kalite anlamında ürünü etkileyen bir veri olmamasına rağmen satın alınan ürünün canlılar ve çevre açısından güvenli olduğunun göstergesidir.

3.2.2. Pompa ve Pompa Sistemlerinde Verim Artırıcı Yöntemler

Endüstride yaygın şekilde kullanılan pompalar, işletmelerin enerji tasarrufu potansiyeli açısından önemlidir. Pompa sistemi tasarımı yapılırken işletmelerde hesaplamaların emniyet katsayıları koyularak yapılması ve neticesinde sistem için

yanlış pompa seçimi ile sonuçlanan süreç birçok işletmenin ortak problemidir. Bu ise sistemi çalıştırmak adına daha fazla enerji tüketilmesi sonucunu doğurmaktadır. İşte bu tip sorunların yaşandığı verimsiz sistemlerin çeşitli verim artırıcı önlemlerin uygulanması neticesinde enerji tüketimlerinin düşürülmesi, işletmenin ekonomik anlamda tasarruf sağlaması, buna bağlı olarak ise karbon salınım değerinin düşürülmesi ile çevrenin korunabilmesi mümkün görünmektedir.

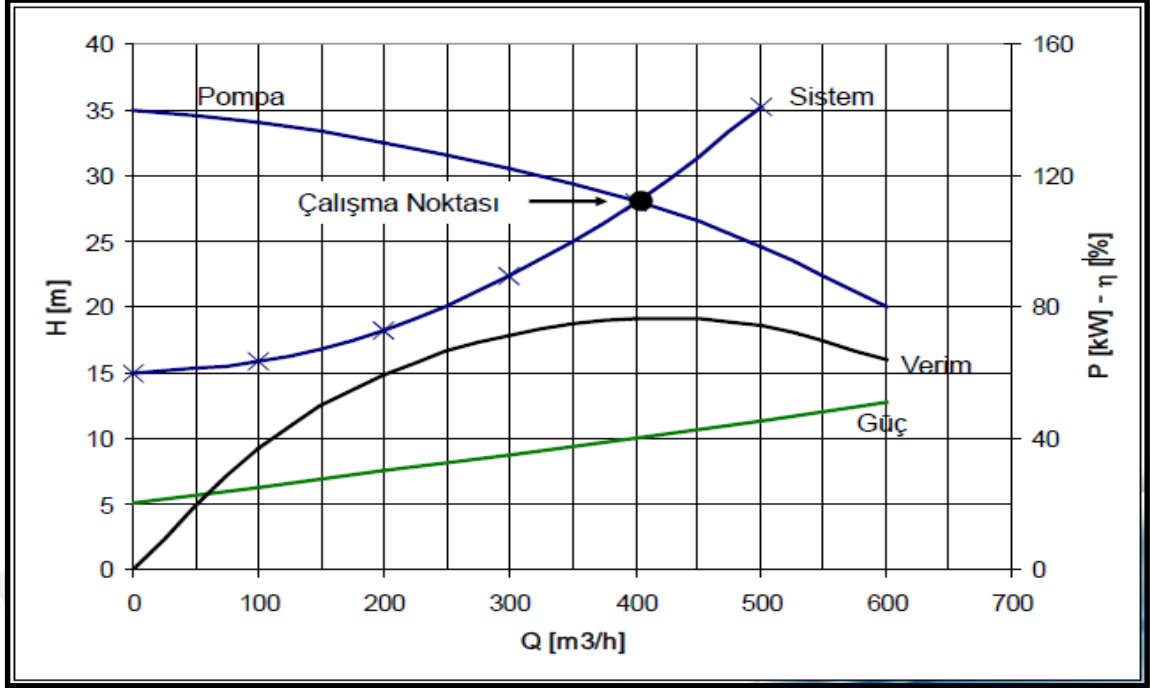
Endüstride kullanılan pompalar, sistem tasarımı esnasında yapılan kayıp hesaplarının sonucunda seçilir ve sistemin çalışmasının ardından birçok pompanın çalışma noktasından uzak noktada verimi düşük şekilde çalıştığı görülebilir. Bu tip yanlışlıkların birçok nedeni var olup, bu tip tasarımlarda yapılan en genel yanlışlıklar aşağıda sıralanmıştır;

- 1.** Pompa seçilirken, hesaplanan değerlerin üzerine sistem tasarımcısı ve pompa imalatçısının emniyet payları koyarak, basınç ve debi değerlerinin artırılması suretiyle pompanın eğrisi üzerinde en verimli noktadan uzaklaşılması.
- 2.** Pompa boru tesisatı üzerine gereksiz ekipmanların koyulması neticesinde yerel kayıpların artması, yüksek kayıp katsayısı olan tesisat ekipmanlarının sistem için seçilmesi, boru çapının küçük seçilmesi neticesinde yüksek akışkan hızının oluşması ile dinamik kayıpların artması.
- 3.** Pompayı seçerken çalışacağı sisteme ait kavitasyon hesapları yapılmaması sonucunda pompanın kavitasyonlu çalışması ve çark, salyangoz vb. ekipmanın aşınarak debi, basınç düşümü neticesinde verimin düşmesi.
- 4.** Satın alma maliyetlerini düşünerek verimi düşük pompanın düşük fiyatlı alınması neticesinde daha fazla güç tüketmesi.
- 5.** Sistemin değişken debi ihtiyacı olmasına rağmen debisi maksimum ihtiyacı karşılayacak tek pompa ile sisteme su ihtiyacının sağlanması neticesinde fazla güç tüketilmesi.

Bu tip problemleri yaşamamak adına yeni tasarlanan sistemlerde ve mevcut sistemlerde enerji tasarrufu sağlanması adına aşağıdaki konuların teker teker analiz edilmesi sistemin doğru ve mümkün olan en iyi verim noktasında çalışmasını sağlayacaktır.

3.2.2.1. Pompa Karakteristiği ile çalışacağı Sistemin Uyumu (Düşük Verimli Pompa Tespiti ve Değiştirilmesi)

Örnek bir pompaya ait çalışma noktası grafiği Şekil 3.20’de görölmektedir. Şekil incelendiğinde sistem eğrisi ile pompa eğrisinin kesişme noktası çalışma noktasını vermektedir. Böylece, optimum çalışma noktasındaki sistem için en uygun pompa tespiti yapılmaktadır. Yeni tasarlanan sistemde ya da mevcut sistemdeki pompanın sistem için doğru pompa olduğunun anlaşılması için sistem eğrisi çizilmeli ve pompaya ait eğri ile kesiştirmelidir. Sistem yeni tasarlanan bir sistem ise seçilen pompa eğrisi, sistem eğrisi ile çakıştırıldığında çalışma noktası tespit edilir ve ardından bu noktadaki debi ve basıncın istediğimiz değerleri sağlayıp sağlamadığı ve bu noktada en verimli noktaya ne kadar yakın olduğu kontrol edilir. Bu şartı sağlayan pompalar arasından verimi en yüksek olanlar tercih edilmelidir. Sistem üzerinde çalışacak pompa değişken debili çalışacak ise, santrifüj pompaların sürekli çalışabileceği debi aralığı nominal debisinin %70’inden büyük, %120’sinden küçük olmalıdır (Türbosan, 2011). Mevcut sistemlerde ise işletme koşullarındaki basınç ve debi değerleri kontrol edilmeli ardından tesisatın kayıp hesapları yapıp ve sistem eğrisi çizilmelidir. Mevcut pompanın eğrisi çizilen eğri ile çakıştırıldığında işletme koşullarındaki debi ve basınç değerlerinin hesaplanan çalışma noktası ile eşleşip eşleşmediği kontrol edilmelidir. Eğer alışma noktasındaki basınç debi değerleri ile basınç değerleri çok farklılık gösteriyor ise sistemin ilk tasarımında yapılan hesapların yanlış ya da seçim yapan teknik personelin emniyet katsayıları koyarak pompayı gereğinden büyük seçtiğini gösterir. Eğer pompa çok verimsiz noktalarda çalışıyor ise yeni yapılan hesaplara uygun olarak verimi yüksek pompa ile mevcut pompaların değiştirilmesi enerji tüketimini azaltıcı bir uygulama olacaktır.

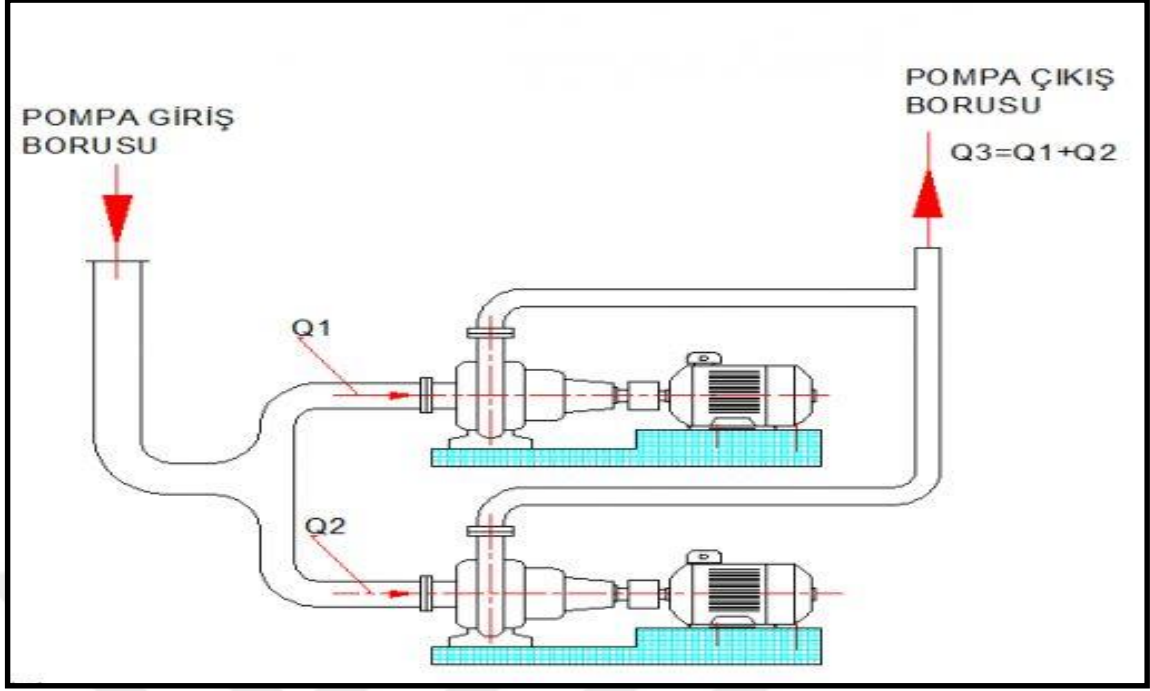


Şekil 3.20. Örnek pompaya ait çalışma noktası tespiti (Standart Pompa, 2012)

3.2.2.2. Sistemin Değişken Debili Çalışmaya Uygunluğu

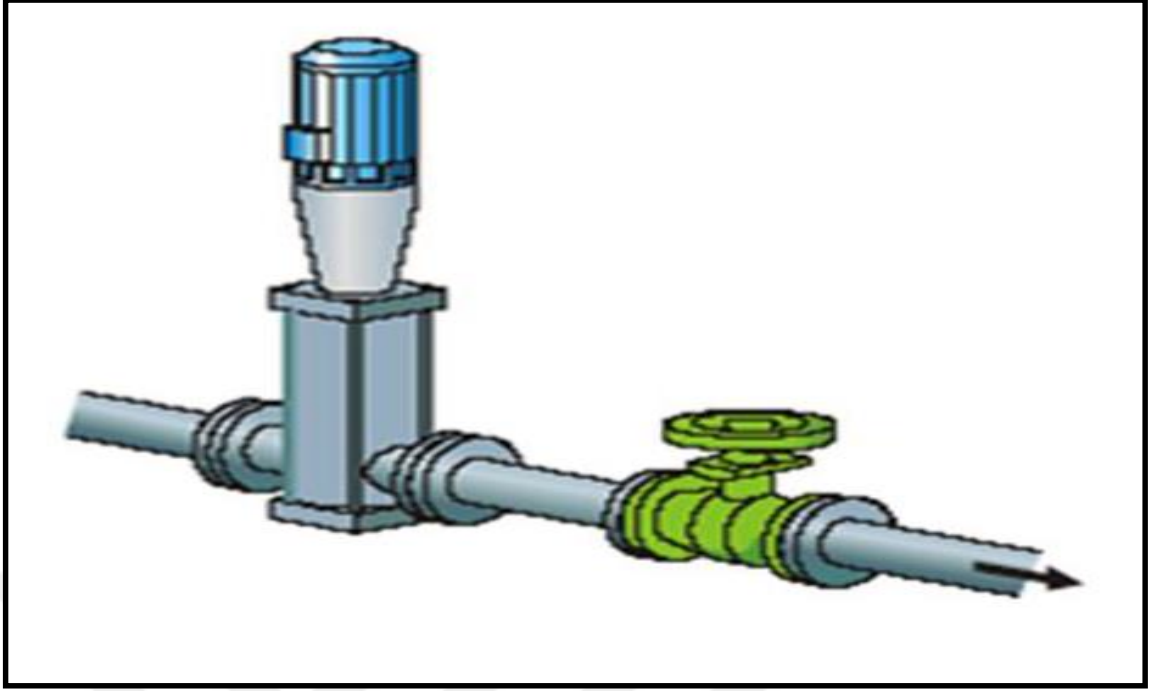
1. Değişken Debi İhtiyacı Karşılanması için Paralel Bağlı Pompa

Kullanılması: Değişken debi ihtiyacı olan sistemlerde kullanılan yaygın metodlardan biridir. Genellikle bu yöntem statik yükün, dinamik yükten fazla olduğu sistemlerde tercih edilir. Mesela, paralel iki pompanın olduğu sistemde debi iki değişik kademede sağlanabilir. Bu sistemde düşük debi ihtiyacı olduğunda tek pompa çalıştırılarak enerji tasarrufu yapmak mümkündür. Fakat debi ihtiyacı arttığında ikinci pompa çalıştırılır. İki pompa birlikte çalıştığında tek pompanın sağladığı debinin tam iki katı sağlanamaz. Bunun nedeni artan debi ile sistemde kayıpların artmasıdır. Pompaların paralel çalışmasına dair örnek görünüş Şekil 3.21'de görülmektedir (Anonim, 2017h).



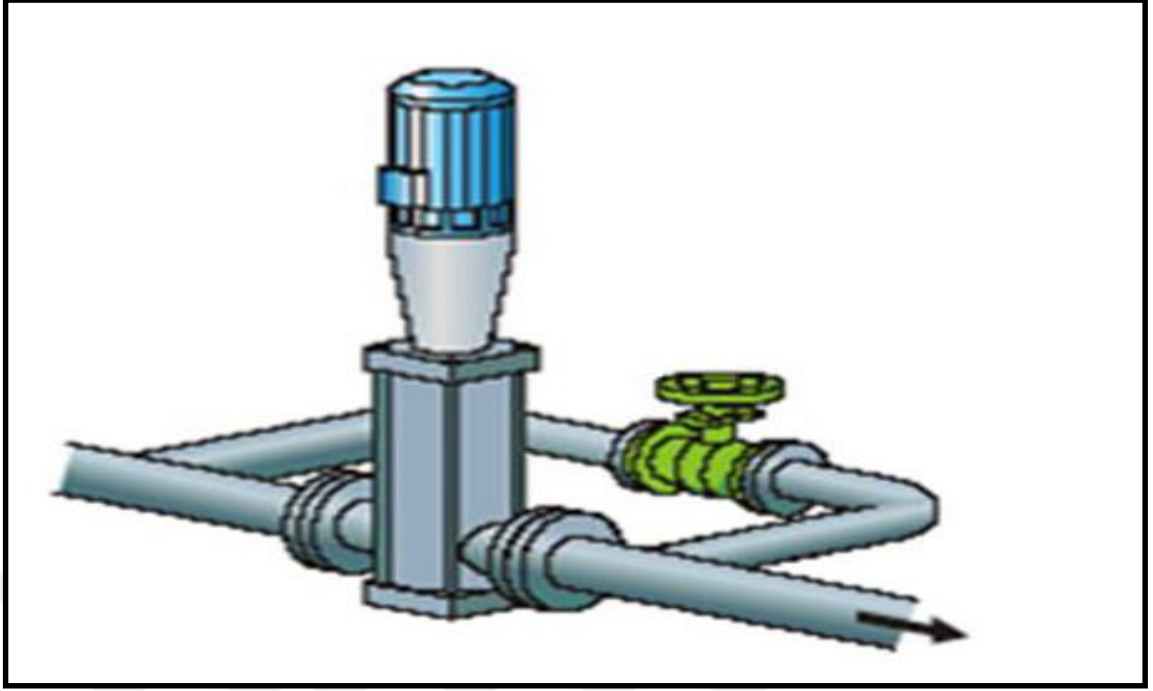
Şekil 3.21. Pompaların paralel çalışması (Anonim, 2017h)

2. **Kısma Vanası ile Debi Kontrolü:** Kısma vanası ile debi kontrolü, pompa seçiminin özellikle büyük yapıldığı işletmelerde sıklıkla uygulanan bir debi kontrol yöntemidir. Kısma vanası ile debi kontrolüne ait görüntü Şekil 3.22’de görülmektedir (İncekara, 2013). Şekil incelendiğinde de görüleceği üzere pompa basma hattı üzerinde debi kontrolü yapmak adına yerleştirilmiş vana bulunmaktadır. Vana kısılarak debi azaltılır ya da açılarak debi artırılır. Bu yöntem ile yapılmak istenen kapasite kontrolü hassas olamamaktadır. Ayrıca vana kısılması suretiyle elde edilmeye çalışılan enerji tasarrufu istenilen nispette sağlanamaz ve sınırlıdır. Aynı zamanda pompanın vibrasyonlu çalışmasına, kavitasyonlu çalışma neticesinde korozyona ve artan arızalar neticesinde bakım maliyetinin artmasına neden olur. Endüstride bir çok işletmede bu şekilde çalışan pompalara sıklıkla rastlanır. Pompaların bu şekilde çalıştığı sistemlerde, pompa ve pompa sistemi mutlak suretle incelenerek enerji tasarruf imkanları gözden geçirilmelidir.



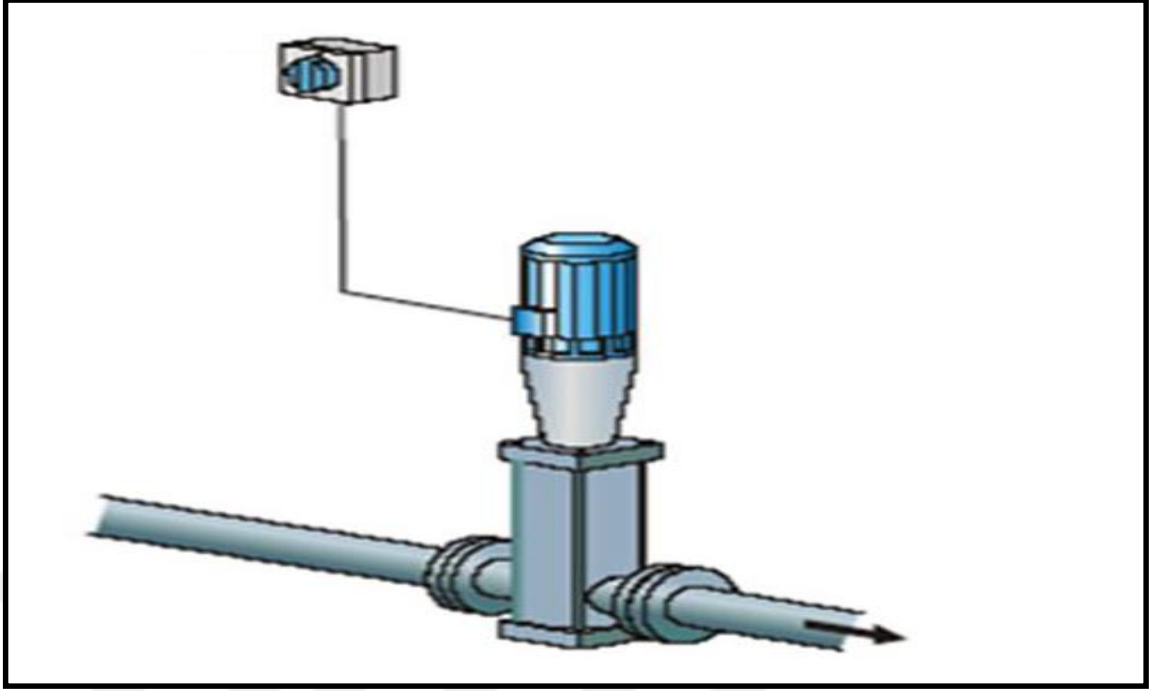
Şekil 3.22. Kısma vanası ile debi kontrolü (İncekara, 2013)

3. **By-pass Vanası ile Debi Kontrolü:** Büyük kapasiteli pompa seçilen sistemlerde debi kapasite kontrolü yapılması adına tercih edilmektedir. By-pass vanası ile debi kontrolüne ait örnek görüntü Şekil 3.23’de görülmektedir(İncekara, 2013). Şekil incelendiğinde de görüleceği gibi basma hattı ile emme hattı arasına by-pass vanası ve buna bağlantı boruları koyularak tesisat tamamlanır. Sistemde pompalanan akışkanın büyük bir kısmı son kullanım noktasına giderken bir kısmı ise by pass hattından pompa emme hattına gönderilir. Debi miktarı by pass vanası kısılarak azaltılır ya da açılarak artırılabilir. Sık rastlanan bir tesisat yapısı değildir. Fakat kısma vanasına oranla enerji tasarruf potansiyeli ve pompa mekanik problemlerine neden olma performansı daha iyidir. Bu tip bağlantıların olduğu pompa ve pompa sistemleri incelenmeli ve enerji tasarruf potansiyeli yüksek olan seçenekleri araştırılmalıdır.



Şekil 3.23. By-pass vanası ile debi kontrolü (İncekara, 2013)

4. On/Off Kontrol ile Pompa Çalıştırılması: Basit ve debi ayarlayarak enerji verimliliği sağlama adına güvenli yöntemdir. On/Off kontrol ile pompa çalıştırılmasına ait örnek görüntü Şekil 3.24’de görülmektedir(İncekara, 2013). Şekil incelendiğinde tesisatta kullanılan pompa ve pompaya ait açma-kapama şalteri mevcuttur. Bu tip kullanım şekli genel olarak pompa bir stok tankını doldurmak için kullanılır ve bu stok tankı için minimum ve maksimum doluluk noktaları belirlenir. Pompa stok tankındaki stok miktarı minimuma düştüğünde çalıştırılır, stok tankı maksimum doluluğa ulaştığında ise durdurulur. Özellikle enerjinin ucuz olduğu saatlerde pompa çalıştırılması ayrıca ekonomik anlamda da tasarruf sağlaması anlamında da önemlidir. Sürekli ihtiyaç duyulmayan ve stok tankından beslenen sistemlerin doldurulması anlamında kullanımı için iyi bir seçenektir. Yukarıda sıralanan debi kontrol yöntemlerine kıyasla daha iyi tasarruf imkanı sunan bir yapıdır. Fakat bu tip kullanıma imkan sunan yapılar seyrek görülmektedir.

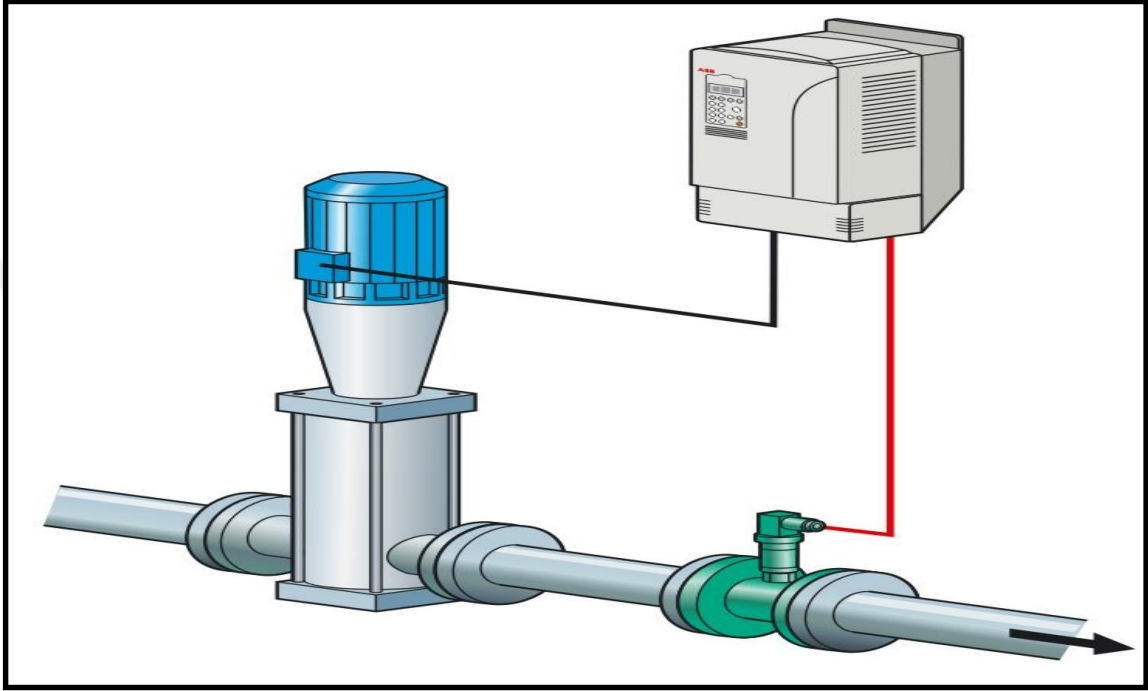


Şekil 3.24. On/Off kontrol ile pompa çalıştırılması (İncekara, 2013)

5. Değişken Hızlı Sürücü (Frekans Konvertörü) ile Debi Kontrolü: Dinamik yükün statik yüke göre yüksek olduğu sistemlerde sistem değişken debiye müsaade ediyor ise enerji tasarrufu yapılabilecek en verimli yöntemdir. Frekans konvertörleri %2-%6 oranında kendileride güç tüketse, sistemde yapılacak enerji tasarrufu bu miktarın çok üzerindedir. Devri düşen pompa yeni bir pompa eğrisi üzerinde çalışmaya başlar. Bu nokta hala pompanın yüksek verime sahip olduğu bir nokta olması mümkündür. Pompa devrinin düşmesi ile güç değişimini benzeşim formüllerini inceleryek görebiliriz. Benzeşim formüllerine bakılacak olursa devir sayısı ile güç arasında küpü oranında bir oran var olup bu durum da devir sayısı düştükçe pompa enerjisinin düşeceğini göstermektedir. Değişken hızlı sürücüler ile farklı hızlardaki güç, basınç ve debi değişimleri Eşitlik (9), Eşitlik (10) ve Eşitlik (11) ile hesaplanmaktadır. Eşitlik (11)'de güç ile hız arasında küpü nispetinde bir oran olup devir sayısı düşürülen pompalarda büyük miktarlarda harcanan gücün düştüğü görülmektedir.

Pompalar bu yöntemle çalıştırılması durumunda hassas şekilde hız kontrolü yapılır. Bu ise bize hassas debi kontrolü imkânı sağlamaktadır. Bu kontrol yöntemi ile pompa üzerindeki yükler çok değişmeyeceği için pompada mekanik hasarların olması

olası değildir. Fakat pompa etiket değerindeki debi miktarının %60'ının altına inmesi durumunda yani hızın %60'ların altına inmesi durumunda pompa çark girişinde dengesiz akış oluşmakta bu ise pompanın mekanik hasarlara uğramasına neden olmaktadır(Çuha, 2008). Değişken hızlı sürücü ile debi kontrolüne ait örnek görüntü Şekil 3.25'de görülmektedir (Anonim,2017ı).



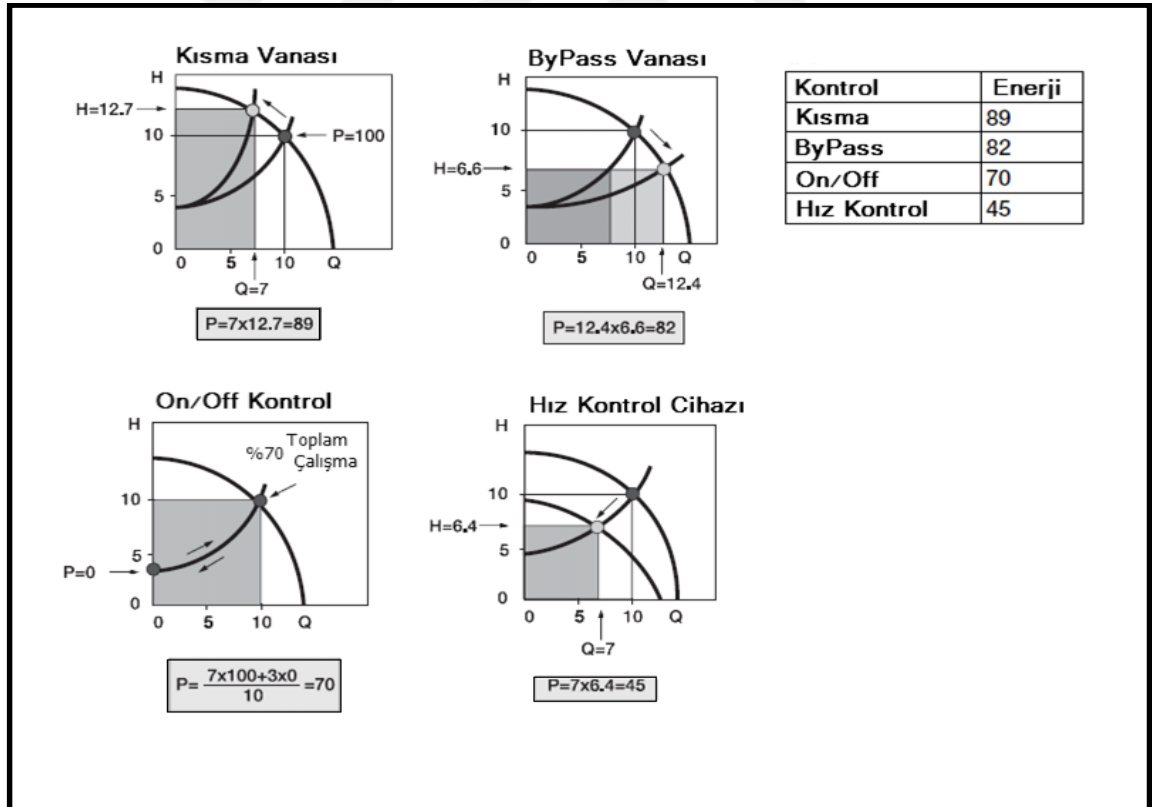
Şekil 3.25. Değişken hızlı sürücü ile debi kontrolü (Anonim,2017ı)

6. Çark tıraşlama yöntemi: Pompa debisinin kalıcı olarak düşürülmek istendiği durumlarda pompa çarkı tornalarak debinin düşürülmesi sağlanır. Çark çapının değişimi debi ile doğru, manometrik yükseklik ile karesi, gücü ile küpü oranında orantılı şekilde değişir. Bu ise debi düşerken, harcanan gücünde düştüğü anlamını taşımaktadır.Fakat çark tornalanması çapın %20'sine kadar müsaade etmektedir.

Daha fazlası tıraşlandığında pompa titreşimli çalışmakta,kavitasyon oluşmakta, verim düşmektedir. Pompanın balanslı çalışmaması için tornalama tüm yüzeyde düzgün yapılmalıdır. Tıraşlanarak elde edilen çark yerine düşük çaptaki yeni çark temini daha doğru yaklaşım olacaktır.

Debi kontrol yöntemleri ve bu yöntemlerle sağlanabilecek enerji tasarrufu oranları hesabı Şekil 3.26'da görülmektedir. Şekil incelendiğinde sistem üzerinde 10 birimlik debinin 7 birime düşürülmesi için çeşitli debi kontrol yöntemleri denenmiştir.

Kısma vanası ile debi kontrol yönteminin, 89 birim ile en yüksek enerji harcadığı görülür iken değişken hızlı sürücü ile kontrolde bu oran 45 birim olarak gerçekleşmektedir. Debi kontrolünde en verimsiz yöntemin kısma vanası olduğu görülür iken değişken hızlı sürücü ile debi kontrolünün en verimli yöntem olduğu görülmektedir. Frekans kontrollü sistem, genel manada pompanın devrini sıcaklık basınç vb. gibi şarta bağlı olarak yükselterek ya da düşürerek pompanın değişken debili çalışmasını sağlayan cihazdır. Bu cihazlar kendileri de bir miktar elektrik tüketse dahi verimsiz sistemler üzerinde kullanıldığında büyük enerji tasarrufu sağlayabilmektedir(Anonim,2017₁).



Şekil 3.26. Debi kontrol yöntemleri ait enerji tasarrufu oranları hesabı ve grafiği(Anonim, 2017₁)

3.2.2.3. Pompa Tesisatı Uygunluğu

Boru ve tesisat elemanları seçimi pompanın harcayacağı enerjinin belirlenmesinde çok önemlidir. Pompa emme-basma hatları iyi tasarlanması halinde sistem üzerindeki sürekli ve yersel kayıpların minimum düzeyde kalmasını sağlamak mümkündür. Pompaj sisteminin iyi tasarlanmış olması demek; kayıpların mümkün olan en düşük seviyede kalacak şekilde sistemin tasarlanmış olması anlamına gelir. Bunu sağlamak için emme ve basma hatları bir takım kurallara uyularak tasarlanmalıdır. Bu kuralları emme ve basma hatları için en genel manada anlatmak gerekir ise;

İdeal bir pompa emme hattı aşağıdaki hususlar dikkate alınarak tasarlanmalıdır.

- Pompa emme hattında akışkan hızının 2 m/s'yi geçmemesine dikkat edilmelidir. İdeal olan hız ise 1,5m/s ile 1,8 m/s arasında olmalıdır (Türbosan, 2011). İdeal hızın sağlandığı boru çaplarının seçimi sistem için doğru yaklaşımdır.
- Mümkünse pompa emme ağzından bir büyük çaplı borular emme hattında tercih edilmelidir.
- Emme hattı mümkün oldukça kısa ve düz olmalıdır.
- Emme hattında kayıpları artıracak gereksiz tesisat elemanı kullanımından kaçınılmalıdır.
- Emme hatlarında kullanılması zorunlu olan tesisat elemanları kaybı en düşük olan tiplerden tercih edilmelidir.
- Emme hattı boru çapı, pompa emme ağzı çapından büyük ise hava cebi oluşmaması için pompa emme ağzı girişinde eksantrik redüksüyon kullanılmalıdır.
- Pompa kendinden daha düşük kottan emme yapmak zorunda kalıyor ise emme borusu pompaya %1 eğimle yükselerek bağlantısı yapılmalıdır (Şen, 2011). Böylece hava cebi oluşumu engellenir.
- Pompa emme haznesi, başka bir hattan besleniyorsa besleme hattı borusu suya daldırılmış olmalıdır. Bu hava taneciklerinin suya karışmamasını sağlayacaktır. Sıvı içerisine karışacak %2 oranındaki serbest hava debiyi %10, %4 serbest hava ise

debiyi %43 oranında azaltmaktadır(Türbosan, 2011). Bu durum çarkın yeterli suyu çarka alamamasına, erozyona ve verim düşüklüğüne neden olur.

- Pompa emme ağzında gereksiz dirsek, T şeklinde birleşmeler sürtünme kayıplarını artırdığı gibi sıvı akış düzgünlüğünü bozar. Sonuçta ise çark, salyangoz gibi ekipmanlarda erozyon, pompada titreşimli çalışma nedeni ile rulman ve mil gibi ekipmanlarda arızalar görülür.
- Pompa emme kollektör çapının küçük seçilmesi pompanın yeterli su ememesine ve verimsiz çalışmasına neden olur.
- Pompa negatif deplasmanlı pompa sistemlerinde ise dip klapesi kullanılmalıdır. Pompa emme hattında fitle kullanılması durumunda filtre geçirgenliği kesit alanı emme borusu kesit alanının en az üç katı olmasına dikkat edilmelidir(Çuha, 2011). Filtreler sık şekilde temizlenmelidir. Bu şartı sağlamayan tesisatlarda pompa yeterli debide su ememez.
- Pompa emme hattında dirsek kullanılması gerekiyor ise kullanılan dirsekler dikey pozisyonda olmalı. Pompa emme ağzı ile dirsek arasında emme borusu çapının iki katı kadar düz boru kullanılmalıdır(Şen, 2011).
- Emme hattında aksenal kaçıklıklardan kaçınılmalıdır.
- Emme hattına manometre konulmalıdır.

İdeal bir pompa basma hattı aşağıdaki hususlar dikkate alınarak tasarlanmalıdır.

- Pompa basma hattında maksimum akışkan hızı 3 m/s olacak şekilde tasarlanmalıdır(Şen, 2011).
- Mümkünse pompa basma ağzından bir büyük çaplı borular basma hattında tercih edilmelidir.
- Pompa basma hattı mümkün oldukça kısa ve düz olmalıdır.
- Pompa basma hattında kayıpları artıracak gereksiz tesisat elemanı kullanımından kaçınılmalıdır.
- Basma hatlarında kullanılması zorunlu olan tesisat elemanları kaybı en düşük olan tiplerden tercih edilmelidir

- Pompa basma hattı boru çapı pompa basma ağız çapından büyük seçilmiş ise bağlantı konsantrik redüksiyon ile yapılmalıdır.
- Pompa çıkış borulara kollektöre eğimli olarak bağlanmalıdır. Böylece akış daha düzgün hal alacaktır.
- Pompa üzerine manometre koyulmalıdır.

Yukarıda sayılan hususlar pompa verimini düşürücü etkisi olan en genel kuralları ifade etmektedir.

3.2.2.4. Yüksek Verimli Elektrik Motoru Kullanımı

Hızla kullanımı yaygınlaşan yüksek verimli elektrik motorları elektrik tüketiminin düşürülüp tasarruf sağlanması adına büyük önem taşımaktadır. Yüksek verimli motor konusunda yeterli bilinç olmamasına rağmen günümüzde yüksek verimli motorlara ilgi artmaktadır. İlk yatırım maliyetleri kıyaslanacak olunur ise standart motor ile yüksek verimli motor arasında %15-%20 gibi bir maliyet farkı bulunmaktadır. Fakat standart verimli motor (IE1) verimi %88 iken, yüksek verimli motorlarda (IE3) verim yaklaşık %96'lara ulaşmaktadır (Verimlilik Genel Müdürlüğü, 2015). Toplam ömür düşünüldüğünde ve verimlilik farkına bakıldığında %15-%20 dolaylarında olan ilk yatırım maliyetinin göz ardı edilebileceği aşikârdır. Yüksek verimli motorlar normal elektrik motorlarına göre sargılarında daha fazla bakıra, daha verimli rotor tasarımına, düşürülmüş direnç gibi bir takım farklılıklara sahiptir. Bir diğer husus ise yanan motorların defalarca kez sarılarak kullanılması her seferinde %0,5 gibi bir verim düşümüne neden olmaktadır (Verimlilik Genel Müdürlüğü, 2015). Bu nedenle ilgili birimlerin bu konuda bir politika belirleyip verim düşümü ve sarım sayılarını belirlemelidir.

Bunlara ek olarak yapılacak iyileştirmelerin elektrik sarfiyatını azaltacağı ve işletmeye ekonomik katkılar sağlayacağı gerçeği yanında, karbon salınımının düşürülmesi ile küresel ısınmanın yaratacağı felaketlerin de azaltılmasını sağlamak mümkün olmaktadır. Bir işletmede elektrik tüketimine bağlı karbon salınım miktarı, o işletmedeki elektrik tüketimi ile salınım faktörünün çarpılmasıyla hesaplanmaktadır.

Ülkelere özgü salınım faktörü, ülke genelinde üretilen elektriğe bağlı salınım değerinin, o ülkede üretilen toplam elektrik miktarına oranı ile belirlenmektedir(Anonim, 2017j). Ülkemiz için birim kilovat saat elektrik üretimine bağlı salınım miktarı ‘’0.865664547’’ kg CO₂ olarak belirlenmiş olup salınım miktarı;

$$\text{Salınım Miktarı (kgCO}_2\text{)}= \text{Üretilen Elektrik (kWh)} * 0,865664547 \dots \dots \dots (18)$$

Eşitliği ile elde edilmektedir.

Yukarıda pompa ve pompaj sistemlerinde ideal ve verimi en yüksek olan sistemi elde etmek ya da mevcut sistemleri yine yukarıda sıralanan bilgiler ışığında olması gereken teknik standartlara uygunluğunu irdeleyerek enerji tasarrufu sağlayabilmek mümkündür. Mevcut sistemi bu bilgiler ışığında kontrol ederek, revizyona ihtiyaç duyulan iyileştirme faaliyetlerini, işletmenin bütçesinin izin verdiği ölçüde optimum şartlar ile uygulayarak elde edilecek enerji tasarruf imkanlarını ve neticesinde çevreyi korumak adına karbon emisyon değerlerinin ne ölçüde düşürülebileceği aşağıda görüldüğü gibi incelenmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Demir Çelik tesislerinde bulunan sürekli döküm makinelerinde (SDM), tandış içerisindeki sıvı çeliğin bakır kalıplardan geçirilip belirli formlara getirilerek çeşitli ölçülerde elde edilen kütüklerin, bakır kalıp da ani soğuması ile önce dış cidarın katılaşması sağlanmaktadır. Bu bakır kalıpların ise efektif şekilde soğutulması için iyi tasarlanmış bir soğutma sistemi oluşturulmalıdır. İşte bu soğutma sistemleri incelenmesi ve yapılabilecek iyileştirme çalışmaları çok iyi irdelenmesi halinde büyük enerji tasarruflarının yapılabileceği görülmektedir.

4.1. Sistemde Yapılan İyileştirmeler

Sistem yukarıda verilen unsurlar ışığında incelenerek yapılan değerlendirilmeler neticesinde;

1. Sistemde kullanılan eski ve yeni eşanjörler Şekil 4.1’de görülmektedir. Sistemde iyileştirme öncesi bulunan plakalı eşanjör (Şekil 4.1 A) fabrikanın kurulumu esnasında alınmış ve üretim kapasitesinde yıllar içerisinde olan artış nedeni ile soğutmada istenilen sıcaklık değerlerini sağlamakta yetersiz kalmıştır. Yıllar içerisinde üretim kapasitesinde yaklaşık %30 kapasite artışı sağlanmıştır. Bu artışlar esnasında soğutma kapasitesini artırmak adına eşanjöre plakalar ilave edilmiş ve maksimum plaka sayısına ulaşılmasına rağmen soğutma kapasitesi bakımından eşanjör yetersiz kalmıştır. Daha fazla plaka ilave edilememesi durumu karşısında yeni eşanjör yatırımı yapılması kaçınılmaz olmuştur. Sistem üzerinde soğutma sağlayan eşanjör daha büyük kapasiteli bir eşanjör ile değiştirilmiştir. Alfa Laval marka ve AM-20 FM tip eşanjör yeni eşanjörün devreye alınmasının ardından kullanım dışı bırakılmıştır. Şekilde (B) ile gösterilen yeni eşanjör Alfa Laval marka ve MX-25 modeldir. Toplam ısı transfer alanı 262 m² olan bu eşanjör ile soğutma kapasitesi artırılmış ve toplamda ısıl kapasitesi 7757 kW’a yükseltilmiştir.



Şekil 4.1. Eşanjörlere ait resim (A) Eski eşanjör (B) Yeni eşanjör

2. Boru çapları kontrol edilerek basma hattındaki boru çapının olması gereken akışkan hız değeri aralığı için uygun olduğu görülmüştür. Eşanjör seçiminin yapılması ardından, maksimum üretim kapasitesinde çalışır iken sekonder devrede gerekli olan maksimum su debisi $800 \text{ m}^3/\text{saat}$ olarak görülmektedir. Basma hattında kullanılan mevcut boru çapı 12'' olarak görülmektedir. Sistemde geçen suya ait hız eşitlik 19'dan hesaplanmaktadır. Eşitlik hız hesaplandığında maksimum su hızının yaklaşık $2,94 \text{ m/s}$ olduğu görülmüştür. Bu da tavsiye edilen maksimum su hız değeri olan 3 m/s değerinin altında kaldığından standartların kabul ettiği bir değer de kaldığından herhangi bir iyileştirmeye gerek duyulmamıştır.

$$Q = A * V \dots \dots \dots (19)$$

Burada, $Q = \text{Debi (m}^3/\text{s)}$, $A = \text{Kesit Alanı (m}^2)$, $V = \text{Hız (m/s)}$ ifade etmektedir.

3. Sistem üzerinde emme hattına manometre konulmuş ve pozitif deplasmana sahip bu sistemde, emme hattında vakum olduğu görülmüştür. Filtrelere ait resimler Şekil 4.2'de görülmektedir. Emme hattında kullanılan boru 10'' çapındadır. Emme borusu kesit alanı eşitlik 20'den hesaplandığında $0,049 \text{ m}^2$ kesit alanı olduğu görülmektedir. Havuz içerisinde bulunan şekilde (A) olarak görülen $\text{Ø}4 \text{ mm}$ deliklere sahip mevcut

filtrenin alanı hesaplandığında 0,68 m² olduğu görülmüştür. Bu ise tavsiye edilen, filtre kesit alanı emme borusu kesit alanının üç katı sınırı değerinin çok altında kalmaktadır. Daha büyük toplam kesit alanına sahip olan ve şekilde (B) olarak görülen 5*40 mm deliklere sahip yeni filtre ise toplamda yaklaşık olarak 1,5 m² kesit alanına sahiptir. Bu ise filtre kesit alanı emme borusu kesit alanının en az üç katı olması şartını sağlamaktadır. Eski filtreler havuz içerisinden kesilerek çıkarılmış ve yerine yeni filtreler kaynatılmıştır.

$$A = \pi * D^2/4 \dots \dots \dots (20)$$

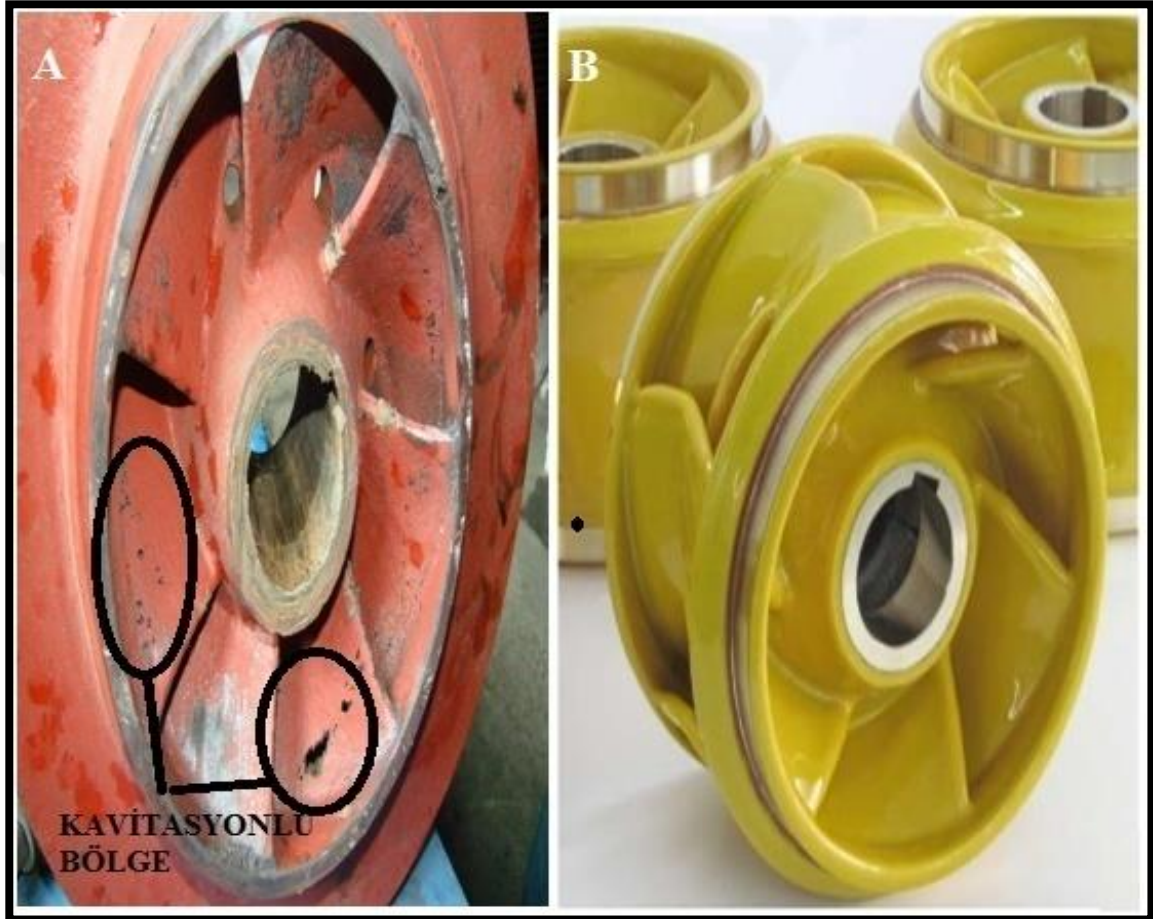
Burada, A: Alan (m²), D: Boru çapını (m) ifade etmektedir.



Şekil 4.2. Emme filtreleri resim (A) Eski Filtre, (B) Yeni Filtre

4. Yaklaşık yirmi yıldan bu yana kullanılan pompaya ait salyangoz ve çarkta bir takım aşınmalar tespit edilmiştir. Yüzeyinde aşınma olan pompa ekipmanlarının ve bakımları düzenli yapılmayan pompaların verimi %1-%2 mertebesinde düşürdüğü bilinmektedir (Çuha, 2008). Bu yüzden enerji tasarrufu çalışmaları sırasında bu durum göz ardı edilmemiştir. Sistemde çalışan pompaların salyangozlarından, iç yüzeyinde aşınma görülenler yenisi ile değiştirilmiştir. Aşınan pompa çarkına ait görüntü Şekil 4.3 (A)'da görülmektedir. Şekil incelendiğinde çarkın kavitasyonlu çalışma neticesinde erozyona uğradığı görülmektedir. Şekil 4.3 (B)'de görüldüğü gibi çark üzerinde aşınan

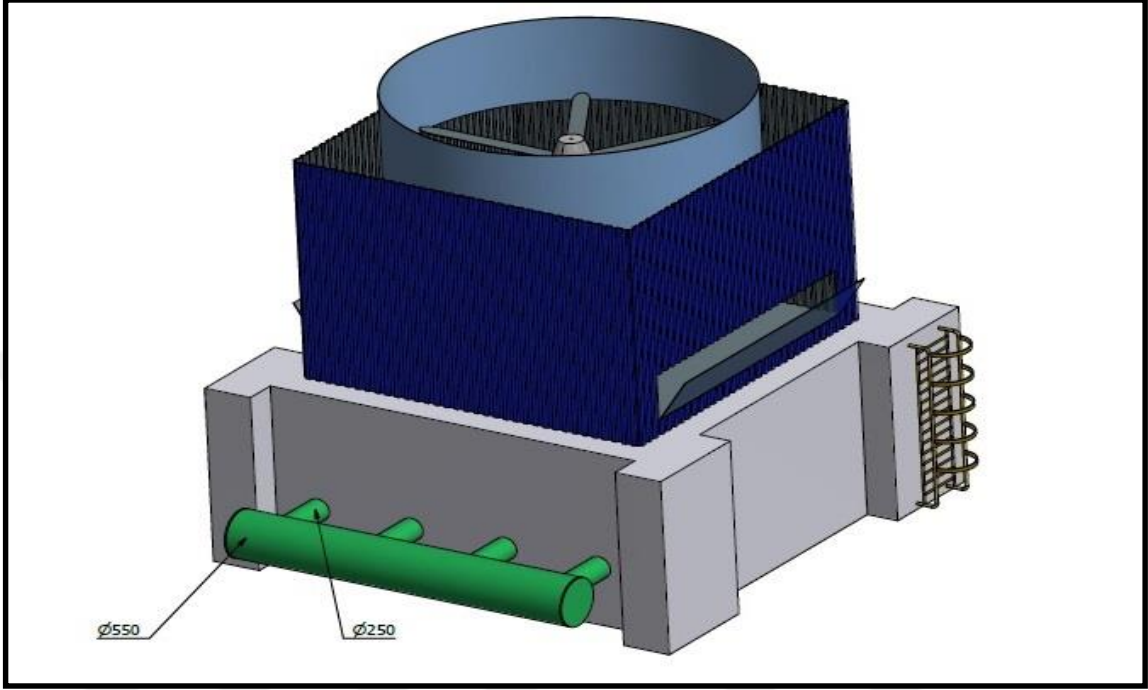
kısımlar seramik kaplama yapılarak pompa performansının artırılması hedeflenmiştir(Anonymous, 2017k). Pompa üzerinde aşınan parçalar değiştirilip ya da tamir edildikten sonra pompaların bakımı tamamlanıp sistem üzerindeki çalışma noktalarına montajı tamamlanmıştır. Ayrıca pompanın bakımı yapıp, aşınan diğer parçalar ve yatak yağı yenileri ile değiştirilmiştir.



Şekil 4.3. Pompa çark resimleri (A) Eski Çark (B) Seramik kaplanan çark örneği (Anonymous, 2017k)

5. Emme tesisatı ise filtre iyileştirmesinden sonra irdelenmiş ve hattın mümkün olduğunca kayıp yaratacak ekipmanlardan kaçınılmaya çalışılmıştır. Emme borusu ve emme kolektörüne ait iyileştirme sonrası durum Şekil 4.4'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde daha önce havuzdan emme kolektörüne Ø250 mm boru ile üç adet boru bağlantısı var iken bu sayı dörde çıkarılmıştır. Ayrıca, Ø400 mm olan emme kolektörü çapı Ø550 mm boru ile değiştirilmiştir. Böylelikle pompaların kavitasyonlu çalışmanın

ortadan kalkacağı ve yeterince suyu havuzdan emememesinin önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Pompa emme ağzında hava cebi oluşumuna engel olmak için ayrıca eksantrik redüksiyon kullanılmıştır.



Şekil 4.4. İyileştirme sonrası sisteme ait emme kolektörü yapısı

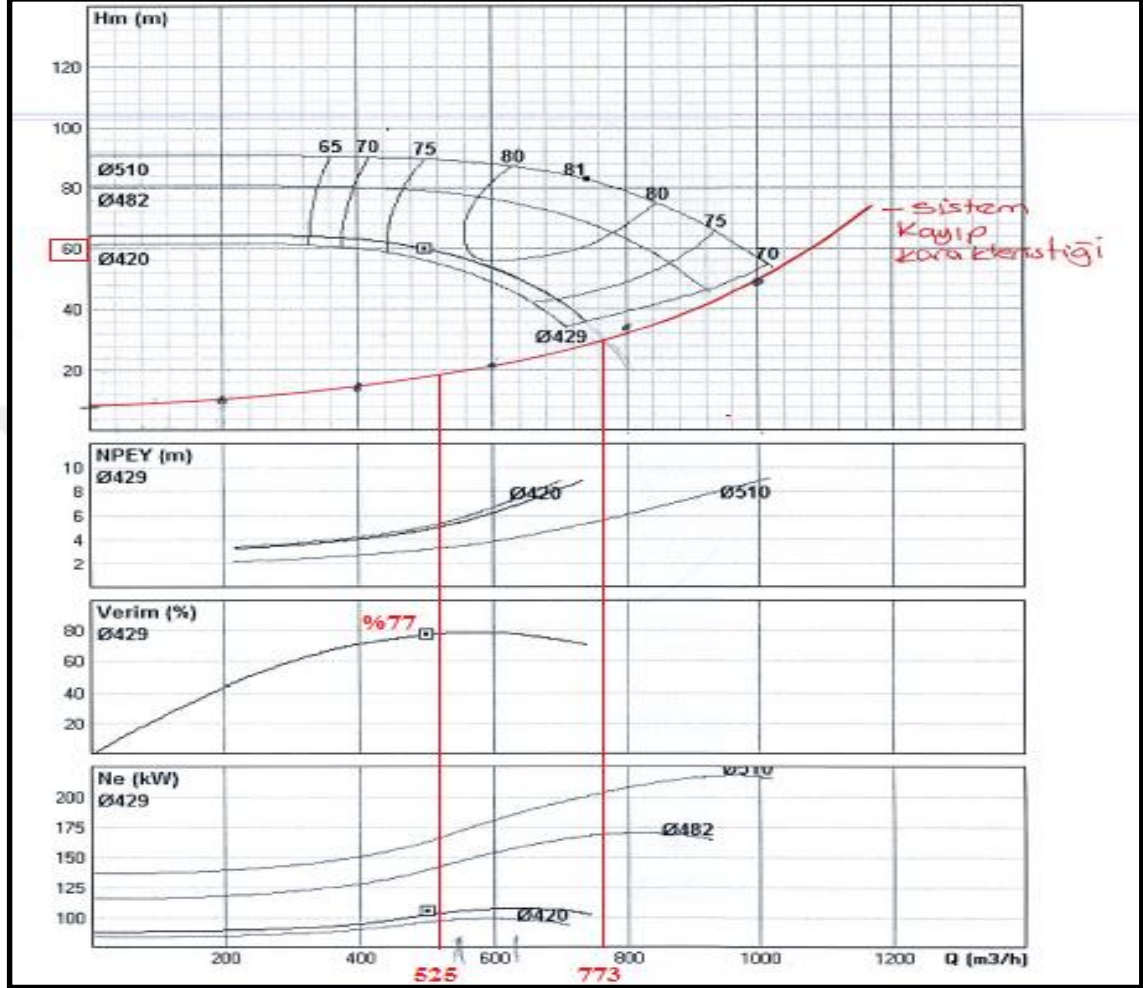
6. Sistemde pompaya ait elektrik motorlarının durumu incelenmiştir. Mevcut elektrik motorlar üzerinde hiçbir verimlilik sınıfı etiketinin bulunmaması ve arızalar neticesinde elektrik motorlarının bakımı neticesinde sarılmasından ötürü verimi her defasında %0,5 dolaylarında düştüğü bilinmekte olup sistemde elektrik motorlarının yaklaşık 15-20 yıldır çalışması nedeni ile değiştirilmesine karar verilmiştir(Şekil 4.5 A). Eski elektrik motorları yerine yeni, verim sınıfı yüksek elektrik motoru montajı yapılmıştır. Elektrik motorlarına ait görüntü Şekil 4.5’de görülmektedir. Sistemde iyileştirme sonrası monte edilen elektrik motoru verimi yaklaşık %96 civarı olup IE3 sınıfı yüksek verimli motorlardır(Şekil 4.5 B). Yapılan iyileştirme neticesinde ise enerjinin verimsiz kullanılmasına neden olan eski motor kullanım dışı bırakılıp, sisteme yüksek verimli motor montajı yapılmış böylece elektriğin daha verimli kullanılması sağlanmıştır.



Şekil 4.5. Elektrik motorlarına ait resim.(A) Eski elektrik motoru, (B) Yeni elektrik motoru

7. Sisteme ait pompaların sistem eğrisi çizilmiş ve pompa eğrisi ile kesiştirilmiştir. Şekil 4.6'da mevcut pompaya ait pompa ve sistem eğrileri görülmektedir. Şekil incelendiğinde çark çapı $\text{Ø}429$ mm için pompa eğrisi ile sisteme ait eğrinin kesişmediği görülmektedir. Ayrıca, bu durum pompanın iyileştirme öncesi kış ve yaz koşullarında ihtiyaç duyulan debiler göz önüne alındığında sistem eğrisi ile pompa eğrisi kesişmediği net şekilde görülmektedir. Pompa etiket değeri olan $H_m:60$ m, $Q: 500$ m³/saat ve $\eta: \%77$ değerinin çok uzağında çalışmaktadır. İhtiyaç duyulan debilerde pompa verimi $\%70$ 'in altına düşmektedir. Bu durum ise bize sistemin tasarımı esnasında sistem eğrisinin doğru hesaplanmadığını ve bu duruma bağlı olarak yanlış pompa satın alındığını göstermektedir. Ya da sistem kayıplarının doğru hesaplanmasına rağmen emniyet katsayıları koyularak pompanın yanlış değerlerde satın alındığını göstermektedir. Bu yanlışlık neticesinde pompa yıllarca verimsiz noktada çalıştırılmıştır. Sistem de bu durumu çizilen sistem eğrisine uygun olan yüksek verimli yeni pompa olarak ya da mevcut pompayı düşük devirlerde yeni pompa eğrileri üzerinde çalıştırarak verimini bir miktar yukarıya taşımak mümkün olabilecektir. İşletmede iyileştirme çalıştırmalarına

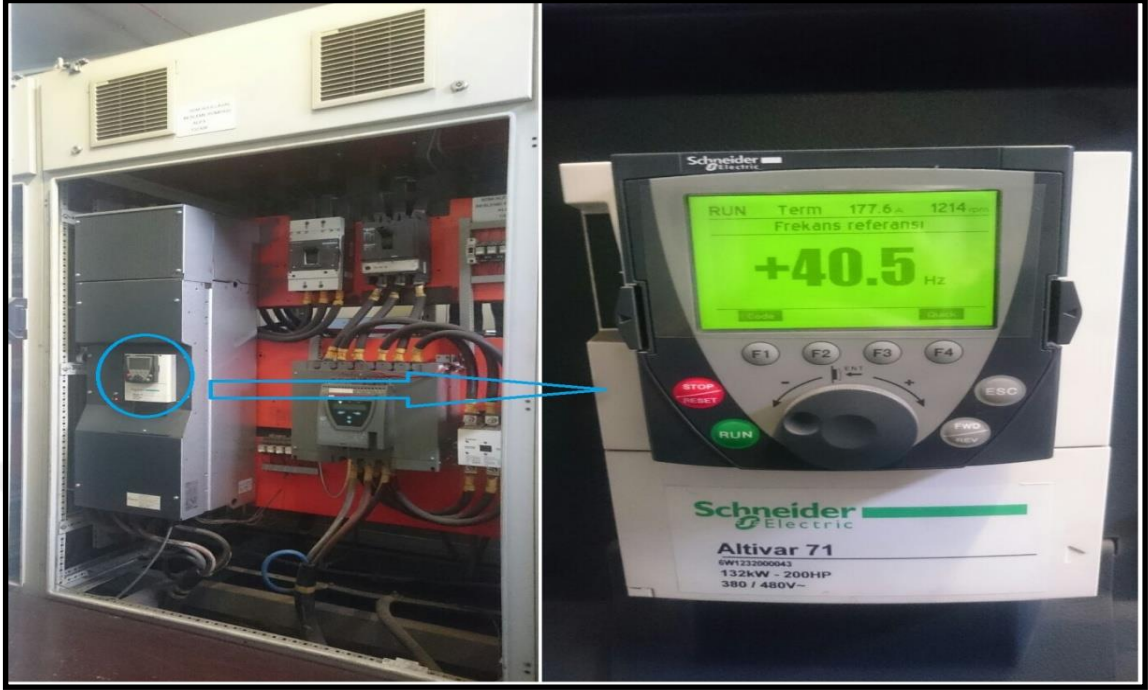
ayrılan bütçe göz önüne alınarak yeni pompalar almak yerine mevcut pompaları frekans konvertörü ile düşük devirlerde çalıştırmak daha mantıklı olacağı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.6. Mevcut pompaya ait pompa ve sistem eğrileri

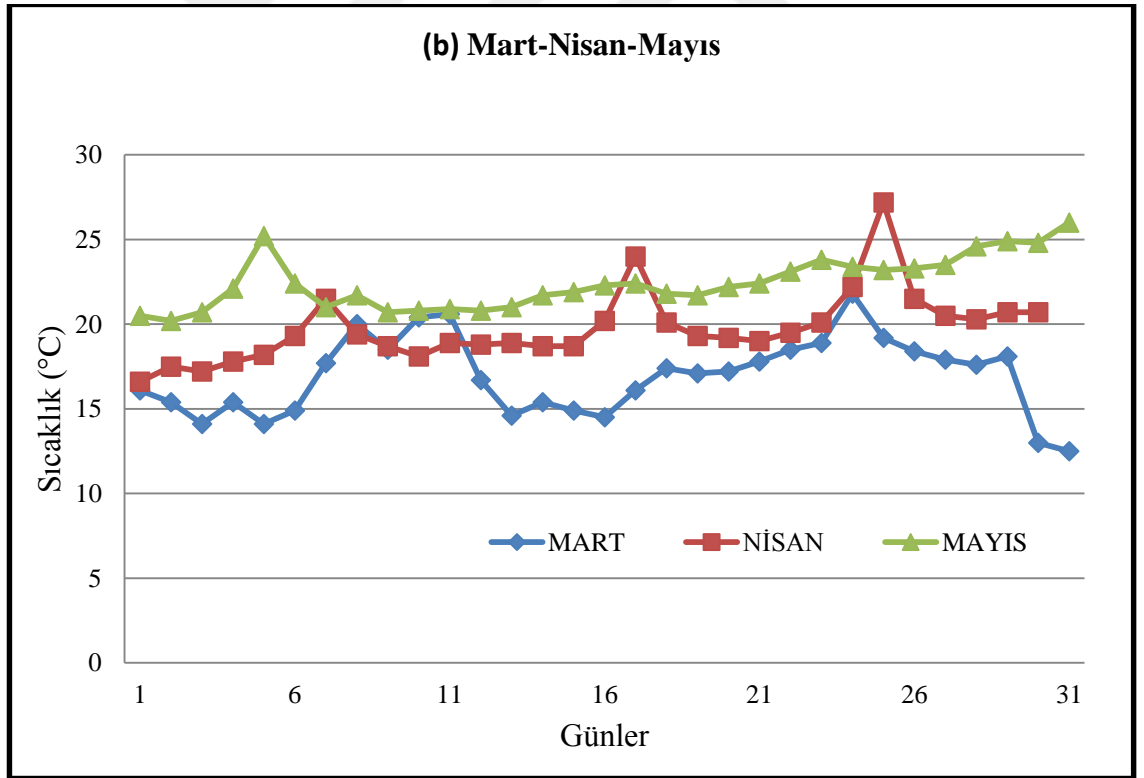
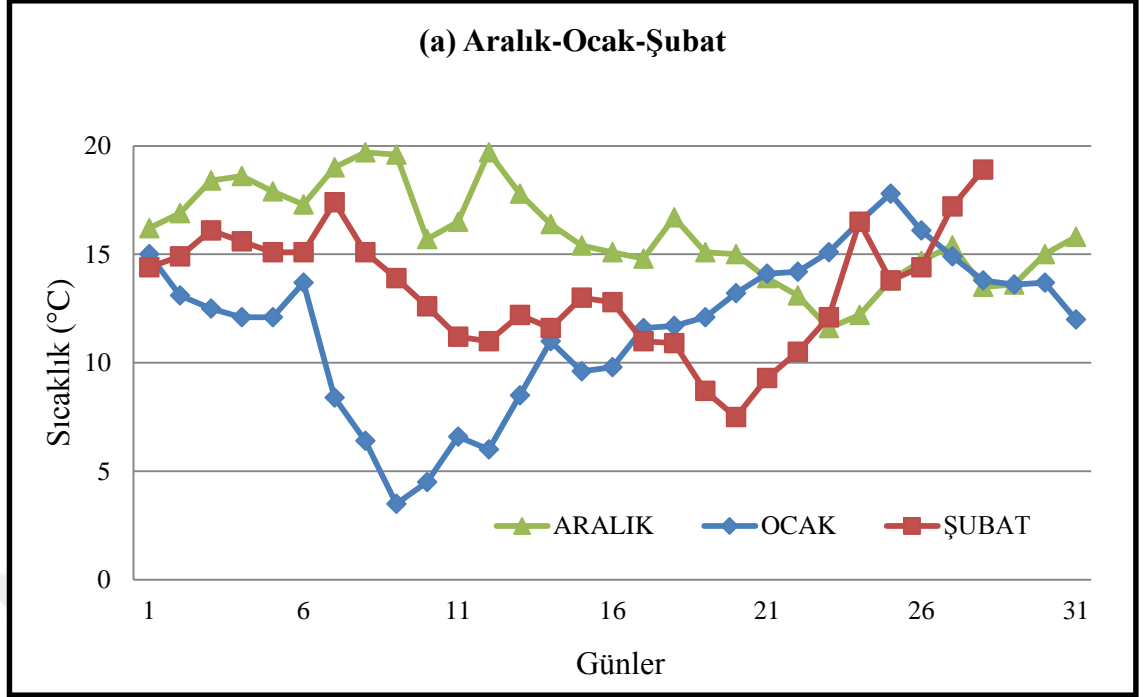
8. SDM kütük üretimindeki rejim değişiklikleri neticesinde soğutma yükü ihtiyacının değişken olması soğutma sisteminin de değişken debili çalıştırabilmesine olanak sağlamalıdır. Bu ise pompaların frekans konvertörü ile değişken devirli çalıştırılması mümkün olabilmektedir. Bu yüzden pompaların değişken debili çalışması adına sisteme değişken hızlı sürücüsü (frekans konvertörü) montajı yapılmıştır. Ayrıca, sistemin frekans konvertörü aracılığı ile pompaların değişken devirli çalışmasına olanak sağlayacak bir program (PLC) yazılması ihtiyacı doğmuştur. Böylece, sistem üzerinden operatör inisiyatifi çıkarılıp, pompaların referans sıcaklığa göre değişken debi

kontrolünü otomatik kendisinin yapması hedeflenmiştir. Sisteme montajı yapılan frekans konvertörü Şekil 4.7’de görülmektedir.

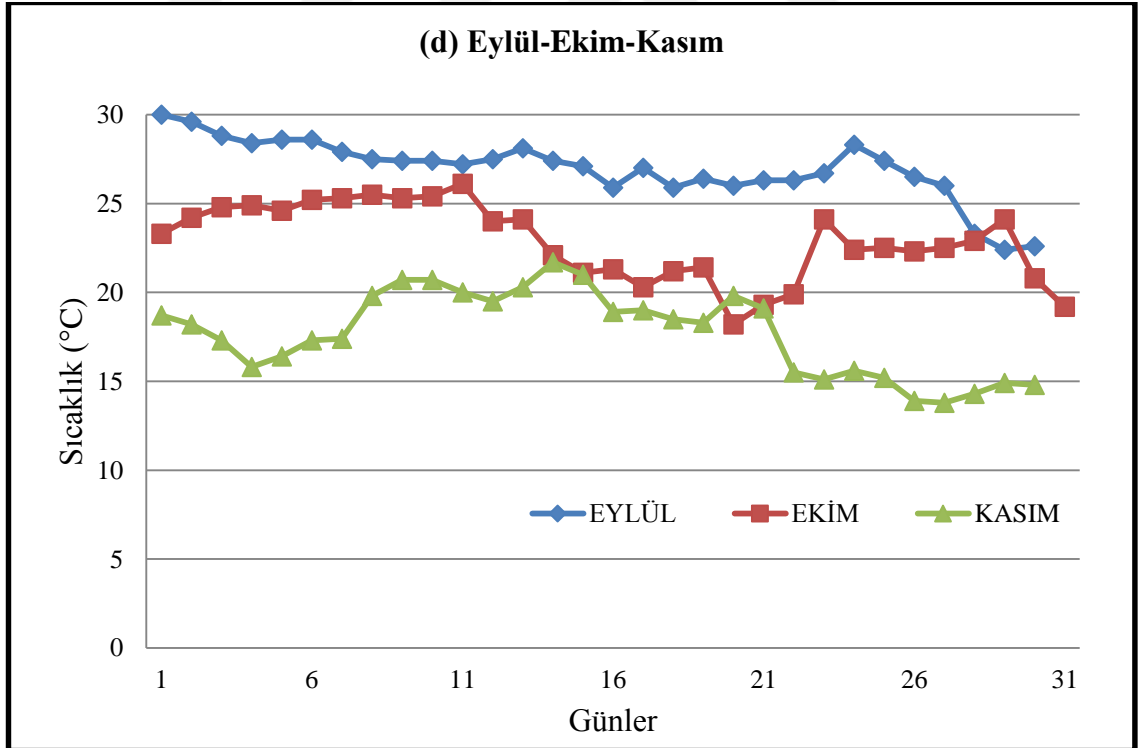
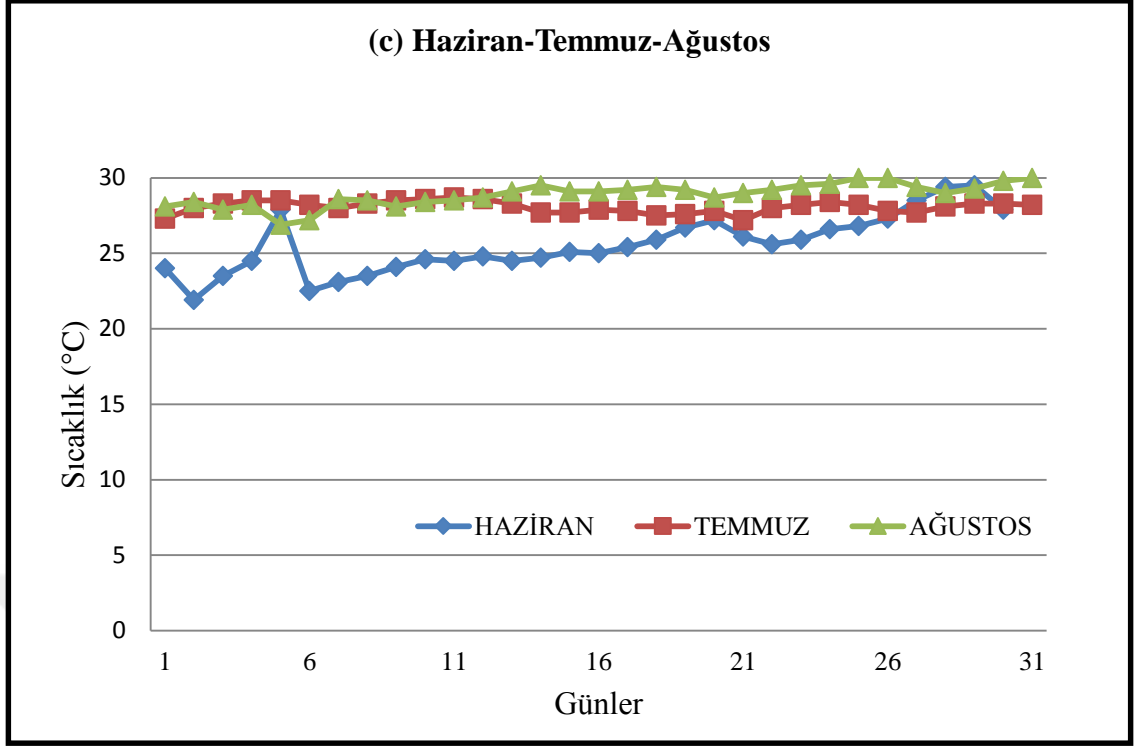


Şekil 4.7. Değişken hızlı sürücüye (Frekans konvertörü) ait resim

9. Sistemdeki pompaların değişken devirli çalışabilmesi için bir mantık geliştirilmesi gerekmektedir. Bunun için ise sistemdeki su sıcaklığının takip edilerek pompanın bir sıcaklık bilgisi ile ilişkilendirilmesi uygun görülmüştür. İskenderun’a ait 2015 yılı günlük ortalama sıcaklık verileri mevsimlik olarak değişimi Şekil 4.8’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde yaklaşık 3,5°C-15°C arasında değişen sıcaklıklar ile Ocak ayının en soğuk ay, Ağustos ayının ise 27°C-30°C sıcaklıklar ile en sıcak ay olduğu görülmektedir. Sonuç olarak daha önce meteoroloji genel müdürlüğünden istenen İskenderun’a ait ortam sıcaklığının en yüksek olduğu ay olan Ağustos ayında sistemde en fazla soğutmaya ihtiyaç duyulduğu görülmüştür. Bu yüzden sistem için oluşturulacak otomasyon programı için ihtiyaç duyulan referans sıcaklık tespiti için Ağustos ayı içerisinde denemeler yapılmasına karar verilmiştir.



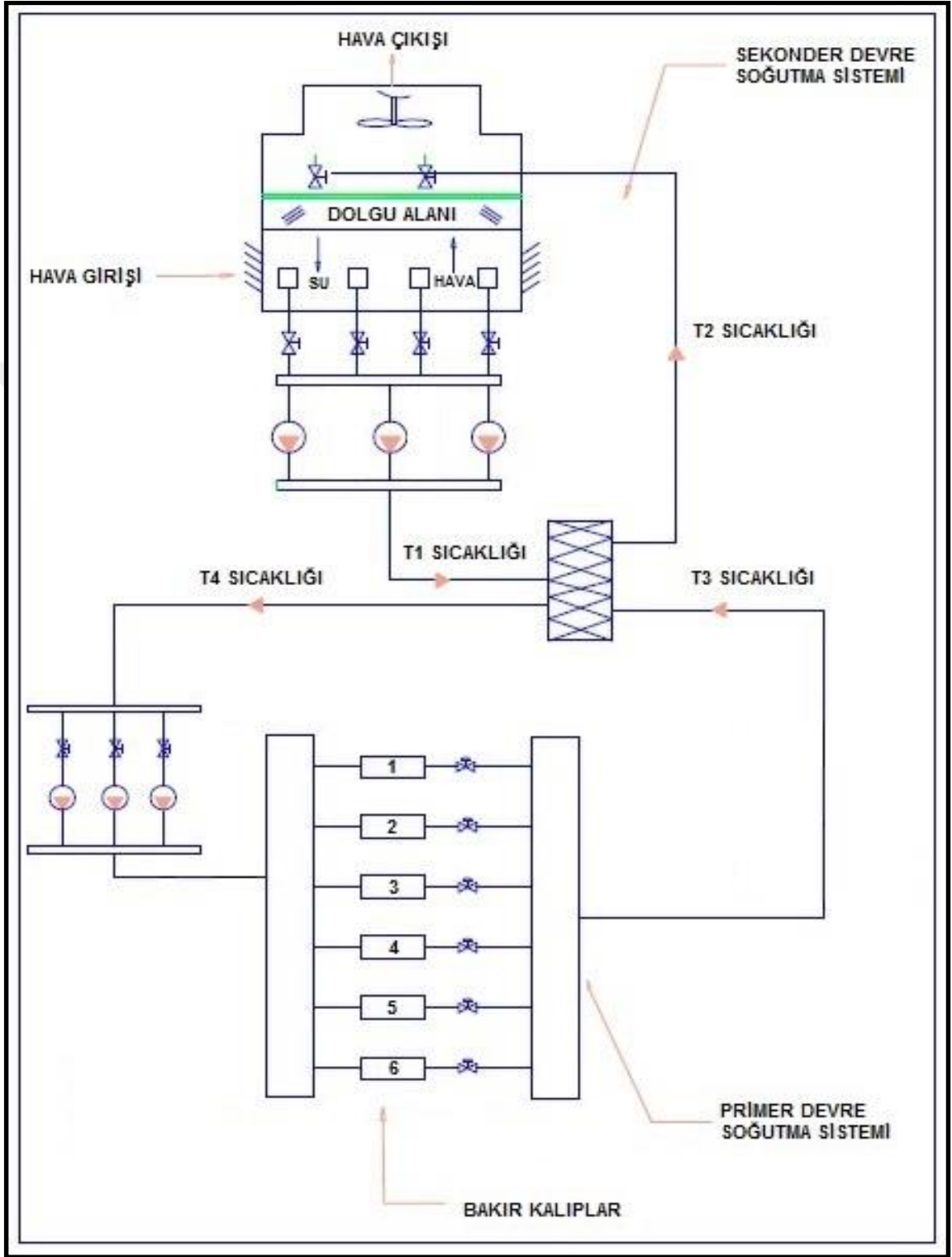
Şekil 4.8. 2015 yılı İskenderun için mevsimlere ait günlük ortalama sıcaklık grafikleri (a) Kış, (b) İlkbahar, (c) Yaz, (d) Sonbahar (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2017)



Şekil 4.8. (Devam) 2015 yılı İskenderun için mevsimlere ait günlük ortalama sıcaklık grafikleri (a) Kış, (b) İlkbahar, (c) Yaz, (d) Sonbahar (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2017)

Sistemin iyileştirme sonrası durumunu gösteren tek hat şeması Şekil 4.9’da görülmektedir. İyileştirme sonrası durum için, sistemin şekilde görülen kule su dönüş sıcaklığı (T_2) takip edilerek mevcut pompaların frekans konvertörü ile yönetilmesine karar verilmiştir. SDM operatörleri ile görüşülerek kalıp soğutma suyu dönüş sıcaklığını (T_3), güvenli sıcaklık olarak belirlenen 45°C ’nin üzerine çıkmasına müsaade etmeyecek kule dönüş sıcaklığı (T_2) belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için sistemin frekans konvertörü ile çalışabilmesine imkân sağlayan Şekil 4.10’da görülen PLC tabanlı otomasyon sayfası hazırlanmıştır. Pompa minimum 1300 devir/dakika, maksimum ise 1450 devir/dakika aralığında kalıp soğutma suyunu güvenli değerde tutacak olan, kule dönüş sıcaklık (T_2)değeri belirlenip set/referans değeri girilerek çalıştırılması öngörülmüştür. Şekil 4.9’da görülen kalıp soğutma suyu dönüş sıcaklığının (T_3) SDM Mühendisi tarafından istenen güvenli sıcaklık değeri olan 45°C ’nin altında kalması için kule su dönüş sıcaklığı (T_2) çeşitli sıcaklık set değerleri denenerek, Çizelge 4.1’de görülen denemeler neticesinde 34°C set değerinin, kalıp soğutma suyu dönüş sıcaklığı (T_3) için belirlenen güvenli sıcaklık değerini ($\leq 45^{\circ}\text{C}$) aşmadığı tespit edilmiştir. Bu denemelerin tamamı soğutmaya en çok ihtiyaç duyulan ve İskenderun için en sıcak ay olan Ağustos ayı için yapılmıştır. Şekil 4.10’da görülen program üzerinde “Sıcaklık set değeri” olarak verilen değer Şekil 4.9’da görülen kule dönüş sıcaklığı (T_2) için belirlenen set/referans sıcaklık değeridir. PLC tabanlı otomasyon sistemine sıcaklık set değeri olarak 34°C , pompa alt limiti olarak 1300 devir/dakika ve pompa üst limiti olarak 1450 devir/dakika verileri girilerek sistemin otomatik kontrollü olarak çalıştırılması sağlanmıştır. Bu mantığın geliştirilmesinin ardından sistemde anlık gerçek T_2 sıcaklığı, sıcaklık set değerine ulaştığında otomasyon programı pompa devrini yükseltecek şekilde, sıcaklık set değerinin altına düştüğünde ise pompa devrini yükseltecek şekilde tepki vermektedir. Böylece; pompaların minimum 1300 devir/dakika, maksimum ise 1450 devir/dakika aralığında çalışıp soğutma suyu sıcaklığı (T_3) 45°C ’yi geçmeyecek şekilde değişken debi ile soğutmanın yapılması sağlanmıştır. Şekil 4.10 incelendiğinde, sistem hat basıncı, T_2 sıcaklığı anlık değeri, pompalar için belirlenen alt ve üst limit pompa devir değerleri, sistem üzerinde bulunan ALP1, ALP2 ve ALP3 isimleri verilen pompaların anlık olarak kaç devir sayısında çalıştıkları görülebilmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi sıcaklık anlık değeri $29,9^{\circ}\text{C}$ görülmekte, bu değer sıcaklık set değeri olarak girilen 34°C sıcaklık değerini geçmediği için çalışan

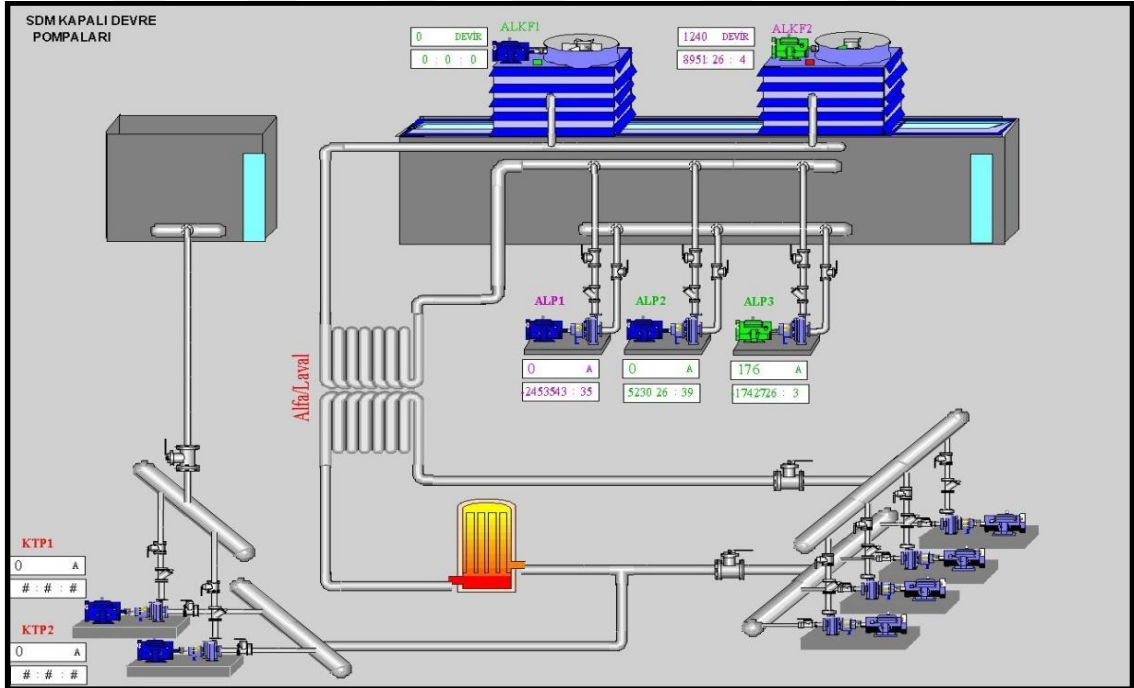
pompa ALP3 pompa devir alt limiti olarak belirlenen 1300 devir/dakika değerinde çalıştığı anlık çalışma görüntüsünden de görülmektedir.



Şekil 4.9. Sistemin iyileştirilmesi sonrası tek hat şeması

SDM ALFA LAVAL POMPA SET DEĞERLERİ			
	TR1	TR2	
HAT BASINCI		1.71	BAR
SICAKLIK ANLIK DEĞERİ	29.9	31.7	° C
SICAKLIK SET DEĞERİ	34.0	34.0	° C
SICAKLIK OLU BAND DEĞERİ	0.1	0.1	° C 0-1
POMPA DEVİR ALT LİMİTİ	1300	1300	RPM 1225-1284
POMPA DEVİR ÜST LİMİTİ	1450	1450	RPM 1375-1485
ALP1	ALP2	ALP3	
DEVİR	DEVİR	DEVİR	
2	#	1306	ANLIK
0	#	1300	REF.

Şekil 4.10. Pompaların (referans sıcaklıklar ile) çalıştırıldığı otomasyon programı



Şekil 4.11. SDM Kalıp soğutma sistemi anlık takip programı

Çizelge 4.1. Pompaların frekans konvertörü ile değişken devirli çalışması adına yapılan T₂ için set sıcaklığı belirleme testleri

Ağustos Ayı Set Sıcaklığı 36°C için yapılan denemeler. (5 günlük deneme sonuçları)																														
GÜNLER	1						2						3						4						5					
Saat/Yollar	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
12:00	46,3	44,1	45,5	44,6	45,6	45	-	42	43,5	42	43	43	43,5	42,5	43,3	41	-	43,4	46,6	46	45,6	43,5	45,5	45,4	45,8	46	43	44,1	45,1	45,4
16:00	46,3	44,2	45,6	44,4	45,5	45,3	-	43	44,2	42,6	44,5	43,5	45	44	44,5	42	43,7	44,5	47,1	46,8	46,2	44,3	46	46,1	46,9	47,1	47,3	45,4	46,3	46,7
20:00	45,8	43,5	45,5	44,1	45,2	44,7	41	40,5	40,5	40	41	41	-	-	-	-	-	-	41	40,5	40	39,5	-	39,8	45,8	46,2	45,4	44,2	45	45,2
NOTLAR: Soğutma kulesi dönüş suyu sıcaklığı 36°C ayarlanarak yapılan deneme sonuçlarında tüm yollarda görülen su giriş sıcaklığı değerleridir. Kalıplarda su dönüş sıcaklığının 45°C'nin üzerine çıkmaması istenmektedir. Fakat bu denemede görülmüştür ki yol hızlarının 3m/sn değerini geçtiği bazı durumlarda sıcaklık istenen değerin üzerine çıkmıştır. Bu istenen sıcaklığın üzerinde seyreden yollarda tüm vanalar %100 açılmasına rağmen, sıcaklık istenilen maksimum sıcaklığın altına düşürülemediği için sıcaklık değeri girilmemiştir. "-" ile belirtilen yollarda yol kapalı olduğu ve döküm çekilmediği için sıcaklık değeri girilmemiştir.																														
Ağustos Ayı Set Sıcaklığı 35°C için yapılan denemeler. (5 günlük deneme sonuçları)																														
GÜNLER	1						2						3						4						5					
Saat/Yollar	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
12:00	45,5	45,4	44,7	43,9	44,8	44,6	41,7	-	41,3	40,1	40,8	40,9	42,4	43	-	41,3	42,3	42,5	-	43,1	42,3	42,3	42,5	42,3	46	45	44,2	45	43,7	44
16:00	46	45,8	45	44	45	45	43,4	43,4	42,8	41,8	42,7	42,8	44,1	45	44	43	44,6	44,1	44,8	45,3	45	43,5	44,7	44,7	45,1	45	44	43,7	45,4	43,8
20:00	-	40	40,6	40,3	40	40,3	-	-	-	-	-	-	42	42,7	42,1	41,5	42	42	42	42	42	41,5	42	41,5	44	44,8	44,5	43	43,8	44,9
NOTLAR: Soğutma kulesi dönüş suyu sıcaklığı 35°C ayarlanarak yapılan deneme sonuçlarında tüm yollarda görülen su giriş sıcaklığı değerleridir. Kalıplarda su dönüş sıcaklığının 45°C'nin üzerine çıkmaması istenmektedir. Fakat bu denemede görülmüştür ki yol hızlarının 3m/sn değerini geçtiği bazı durumlarda sıcaklık istenen değerin üzerine çıkmıştır. Bu istenen sıcaklığın üzerinde seyreden yollarda tüm vanalar %100 açılmasına rağmen, sıcaklık istenilen maksimum sıcaklığın altına düşürülemediği için sıcaklık değeri girilmemiştir. "-" ile belirtilen yollarda yol kapalı olduğu ve döküm çekilmediği için sıcaklık değeri girilmemiştir.																														
Ağustos Ayı Set Sıcaklığı 34°C için yapılan denemeler. (5 günlük deneme sonuçları)																														
GÜNLER	1						2						3						4						5					
Saat/Yollar	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
12:00	44,9	44	44	44,4	44	44	44,8	44,5	43,5	44	44,2	44,5	44	42,6	42,3	44,8	42,9	44	43,6	42,6	42,1	44,9	42,1	42,1	43	42,5	41,9	45	42,3	42,3
16:00	44,6	43,8	44,1	44	44,2	44,1	45	45	44	44,6	44,9	44,8	45	44,2	43,3	45	44	44,2	43,2	42,2	39	44,4	42,1	42	43,5	42,9	42,4	45	42,3	42,9
20:00	44,6	44	44,2	44	43,9	44	44,1	-	42,5	45	43,1	42,9	43,7	42,3	42	44,7	42,5	42,3	41,1	40,5	40	42,2	40,1	-	43,1	42,9	42,2	45	42,2	42,7
NOTLAR: Soğutma kulesi dönüş suyu sıcaklığı 34°C ayarlanarak yapılan deneme sonuçlarında tüm yollarda görülen su giriş sıcaklığı değerleridir. Kalıplarda su dönüş sıcaklığının 45°C'nin üzerine çıkmaması istenmektedir. "-" ile belirtilen yollarda yol kapalı olduğu ve döküm çekilmediği için sıcaklık değeri girilmemiştir. 45°C'nin üzerine çıkan kalıp su dönüş sıcaklığı hiçbir yolda görülmüştüğünden otürü yapılan otomasyon programında, kule dönüş sıcaklığı seti 34 °C olarak belirlenmiş ve frekans konvertörü bu sıcaklığa göre pompa devrini ayarlayacak şekilde çalıştırılmaya başlanmıştır.																														

İyileştirme sonrası su tesisleri otomasyon programı üzerinden SDM kalıp soğutma sistemine ait anlık takip sayfası Şekil 4.11’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde çalışan pompalar yeşil renk ile çalışmayanlar ise mavi renk ile görülmektedir. Böylece sistem üzerinde kaç pompa çalıştığı ve anlık olarak kaç devirde çalıştığının takibi yapılabilmektedir.

İyileştirme sonrası Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri Çizelge 4.2’de görülmektedir. Sistem için kritik sıcaklıklar olan T_1 (Kule çıkış sıcaklığı), T_2 (Kule dönüş sıcaklığı), T_3 (Kalıp dönüş suyu sıcaklığı) ve T_4 (Kalıp giriş suyu sıcaklığı) sıcaklıkları ölçümü, gün içerisinde atmosfer sıcaklığının en yüksek değerlere ulaştığı zaman dilimi olan 12 ile 20 saatleri arasında dört saatte bir ölçüm alınması koşulu ile ölçülüp kaydedilmiştir.

Çizelge 4.2. İyileştirme sonrası Ocak ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri

Ocak Ayı En Sıcak Ortam Sıcaklığının Ölçüldüğü Saatlerde Alınan Sıcaklık Değerleri				
Ölçüm Zamanı (Saat)	Sıcaklık Ölçüm Yerleri			
	Kule Çıkış Su Sıcaklığı (T_1)	Kule Dönüş Su Sıcaklığı (T_2)	Kalıp Dönüş Su Sıcaklığı (T_3)	Kalıp Giriş Su Sıcaklığı (T_4)
12.00	21.5 °C	27°C	39.5°C	31 °C
16.00	20.7 °C	26.6°C	39°C	30.5 °C
20.00	20.0 °C	26.1 °C	38.6°C	30.2 °C

Ocak Ayı Sistem Çalışma Değerleri			
Akım (I) (A)	Pompa Çalışma Devri (n) (Devir/dakika)	Debi (Q) (m ³ /saat)	Basınç (Mutlak) (Bar)
193	1300	580	2

İyileştirme sonrası Ocak ayı için belirlenen günün en sıcak saatlerinde sistemde kritik sıcaklık olarak belirlenen noktalarındaki ölçülen ortalama sıcaklık verileri ve pompalara ait elde edilen ölçüm verileri Çizelge 4.2’de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde Ocak ayı için T₂ set sıcaklığının çok altında sıcaklıklarda çalıştığı ve buna bağlı olarak pompanın minimum devir sayısı olan 1300 devir/dakika’da çalıştığı görülmektedir. Bu devir sayısında çalışan pompa ise sisteme saatte 580 m³ su pompalamakta ve karşılığında şebekeden 193 A akım çekmektedir. Salyangoz basıncı ise 2 bar (Mutlak) olarak okunmaktadır.

Çizelge 4.3. İyileştirme sonrası Ağustos ayı primer ve sekonder devre sıcaklık ortalamaları ve pompa çalışma verileri

Ağustos Ayı En Sıcak Ortam Sıcaklığının Ölçüldüğü Saatlerde Alman Sıcaklık Değerleri				
Ölçüm Zamanı (Saat)	Sıcaklık Ölçüm Yerleri			
	Kule Çıkış Su Sıcaklığı (T ₁)	Kule Dönüş Su Sıcaklığı (T ₂)	Kalıp Giriş Su Sıcaklığı (T ₃)	Kalıp Dönüş Su Sıcaklığı (T ₄)
12.00	28°C	34,1°C	42.9°C	32.8°C
16.00	28.5°C	34.2°C	43.9°C	33.9°C
20.00	27.9 °C	34.2 °C	42.2 °C	32.6 °C

Ağustos Ayı Sistem Çalışma Değerleri			
Akım (I) (A)	Pompa çalışma devri (n) (Devir/dakika)	Debi (Q) (m ³ /h)	Basınç (Mutlak) (Bar)
221	1450	655	2,5

İyileştirme sonrası Ağustos ayı için belirlenen günün en sıcak saatlerinde sistemde kritik sıcaklık olarak belirlenen noktalarındaki ölçülen ortalama sıcaklık verileri ve pompalara ait elde edilen ölçüm verileri Çizelge 4.3’de görülmektedir.

Çizelge incelendiğinde en sıcak ay olan Ağustos ayı için veriler kontrol edildiğinde T_2 kule dönüş sıcaklığının belirlenen set sıcaklık değerini bir miktar geçtiği görülmekte ve pompa bu yüzden belirlenen maksimum devir sayısı olan 1450 devir/dakika değerinde çalıştığı görülmektedir. Bu devir sayısında çalışan pompa sisteme $655 \text{ m}^3/\text{saat}$ sisteme su pompalamakta ve karşılığında ise şebekeden 221 A akım çekmektedir. Salyangoz basıncı ise 2,5 bar (Mutlak) olarak okunmaktadır. Fakat Kule dönüş sıcaklığı (T_3) güvenli sıcaklık olarak belirlenen 45°C 'nin altında kaldığı için ilave bir pompa çalıştırılmasına ihtiyaç duyulmamıştır.

Sistemin iyileştirme sonrası mevsimlere bağlı olarak pompaların harcadığı güç ve maliyet analizi Çizelge 4.4'de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde kış koşullarında, iyileştirme öncesi iki pompa ile sisteme $525 \text{ m}^3/\text{saat}$ su pompalanmakta iken iyileştirme sonrası tek pompa ile sisteme $580 \text{ m}^3/\text{saat}$ su pompalanmaktadır. Bu ise filtre ve emme hattında yapılan değişikliklerin pompaların havuzdan rahatlıkla ihtiyaç duyulan debiyi karşılayabildiğini ve sistemde yapılan iyileştirmenin başarılı olduğunu göstermektedir.

Pompanın akım değeri ile 1 numaralı eşitlikten pompanın şebekeden çektiği gücün hesaplanması neticesinde, kış koşullarında toplamda yaklaşık saatte 109 kWh enerji sarfiyatı olduğu hesaplanmıştır ($\text{Cos}\Phi=0,96$). Yaz aylarında ise soğutma kapasitesinin mevsim şartlarından düşmesinden dolayı tek pompa maksimum devir sayısında çalıştırılmakta, pompa sisteme saatte 665 m^3 su pompalamaktadır. İyileştirme öncesi yaz aylarında üç pompa ile $773 \text{ m}^3/\text{saat}$ debide su pompalanırken, kalıp dönüş suyu sıcaklıkları güvenli sıcaklık değeri olan 45°C 'nin zaman zaman üzerinde kaldığı görülmekte iken iyileştirme sonrası sisteme $655 \text{ m}^3/\text{saat}$ su pompalandığında kalıp dönüş suyu sıcaklığının güvenli sıcaklık değeri olan 45°C 'nin altında olduğu tespit edilmiştir. Bu ise daha büyük kapasiteli plakalı eşanjörünün dâhil edilmesi ile soğutma kapasitesinin artırılması yönünde yapılan çalışmanın neticesinde başarılı olduğunu göstermektedir. Yine, Eşitlik (1) kullanılarak yaz koşullarında toplamda yaklaşık saatte 125 kWh enerji sarfiyatı olduğu hesaplanmıştır. İyileştirme sonrası pompalar değişken devirli olarak frekans konvertörü ile çalıştırılması sonucunda enerji sarfiyatı toplamı yıllık yaklaşık 920.000 kWh olarak hesaplanmıştır. Yıllık enerji tüketimi hesaplanırken

kış şartlarında toplam pompa çalışma süresi 5000 saat, yaz şartlarında toplam pompa çalışma süresi 3000 saat olarak öngörülmüştür.

Çizelge 4.4. İyileştirme sonrası yıllık mevsimlere bağlı olarak pompaların harcadığı elektrik sarfiyatı ve maliyet analizi

Koşullar	Kış	Yaz
Pompa elektrik sarfiyatı (kWh)	I.Pompa	I.Pompa
	109	125
Debi (m ³ /saat)	580	655
Basınç (Mutlak) (bar)	2	2,5
Yıllık çalışma süresi (Saat)	5.000	3.000
Mevsimsel elektrik sarfiyatı (kWh)	545.000	375.000
Toplam elektrik sarfiyatı (kWh)	920.000	
Enerji maliyeti (TL/kWh)	0,23	
Toplam enerji maliyeti (TL)	211.600	

Çizelge 4.5. İyileştirme sonrası karbon emisyon değerleri tablosu

Karşılaştırma Kriteri	Yıllık çalışma süresi (saat)	Elektrik sarfiyatı (Kwh/yıl)	C salınımı azalımı (ton/yıl)
İyileştirme sonrası durum	8.000	920.000	796,5

Yıllık çalışma saatine ve elektrik üretimine bağlı karbon salınım değerleri Çizelge 4.5’de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde iyileştirme sonrası karbon salınım değeri Eşitlik (18) kullanılarak yılda 796,5 ton olarak hesaplanmıştır.

Sistemin iyileştirme sonrası mevsimlere bağlı olarak pompaların harcadığı güç ve maliyet analizi Çizelge 4.6’da görülmektedir. Çizelge incelendiğinde iyileştirme sonrası enerji sarfiyatı kış koşullarında ortalama 240 kWh’ten 109 kWh’a, yaz

şartlarında ise yaklaşık 347 kWh'ten 125 kWh'a, toplamda yılda 2.241.000 kWh'tan 920.000 kWh değerine kadar düşürülmüştür. Tüketilen elektrik miktarı ise ekonomik olarak kıyaslanacak olur ise iyileştirme öncesi 515.361 TL iken iyileştirme sonrası sistemin yıllık yaklaşık 211.600 TL olarak gerçekleşmiştir. Sistemde yapılan iyileştirme sonrası ekonomik olarak yıllık yaklaşık 303.761 TL tasarruf sağlanmıştır.

Çizelge 4.6. Sistemde iyileştirme öncesi ve sonrası karşılaştırma tablosu

Kıyas Parametresi/ Kıyas Durumu	İyileştirme Öncesi	İyileştirme Sonrası
Kış şartları elektrik sarfiyatı (kWh)	1.200.000	545.000
Yaz şartları elektrik sarfiyatı (kWh)	1.041.000	375000
Toplam elektrik sarfiyatı (kWh)	2.241.000	920.000
Kış şartları debi miktarı (m ³ /saat)	525	580
Yaz şartları debi miktarı (m ³ /saat)	773	655
Toplam elektrik sarfiyat tutarı (TL)	515.361	211.600

Yıllık çalışma saatine ve elektrik üretimine bağlı karbon salınım değerleri Çizelge 4.7'de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde iyileştirme öncesi yılda 1.940 ton olan karbon salınım değeri, iyileştirme sonrasında yılda 796,5 ton olarak gerçekleşmiştir. Bu değer, yapılan enerji tasarrufu ile karbon salınımında yıllık ortalama 1.143,5 ton azalımı sağlandığı görülmektedir.

Çizelge 4.7. Sistemde iyileştirme öncesi ve sonrası elektrik tüketimi tasarruf miktarı ve C salınımı azalımı miktarı

Karşılaştırma Kriteri	Yıllık çalışma süresi (saat)	Elektrik sarfiyatı (kWh/yıl)	C salınımı azalımı(ton/yıl)
İyileştirme öncesi	8.000	2.241.000	1.940
İyileştirme sonrası	8.000	920.000	796,5
Elektrik tasarruf ve Karbon salınımı azalımı	8.000	1.321.000	1.143,5

Uygulamanın yapıldığı demir-çelik tesisinde bulunan sürekli döküm makinesindeki soğutma sisteminde bulunan pompa ve pompa sistemlerinin enerji verimliliği araştırılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde emme hattı üzerinde filtre, emme hattına ilave emme borusu montajı, kollektör gibi ekipmanlarda iyileştirme yapılması sağlanmıştır. Aynı zamanda yaklaşık yirmi yıldan bu yana kullanılan pompalar sökülerek içerisindeki çark üzerindeki aşınmalar seramik kaplanarak verim düşümüne neden olabilecek pürüzlülükler giderilmiştir ayrıca uzun zamandır çalışan pompa salyangozu yerine yeni pompa salyangozu yerleştirilmiştir. Arızalanma neticesinde birçok defa sarıma giden elektrik motorları yerine ise yeni elektrik motoru kullanılmıştır. Soğutma kapasitesi yetersiz olan plakalı eşanjör yenisi ile değiştirilip kapasite artışı sağlanmıştır. Böylece, sürekli döküm merkezindeki çalışma rejimindeki değişikliklerden yararlanılarak pompaların set/ referans T_2 sıcaklığına göre çalıştırılması sağlanmıştır.

Pompa sisteminde yapılan iyileştirme toplam maliyet tablosu Çizelge 4.8'de görülmektedir. Çizelge incelendiğinde sistem iyileştirmesi için eşanjör, frekans konvertörü, yüksek verimli elektrik motoru gibi ekipmanlar için yaklaşık 266.684 TL harcanmıştır. Sistemin iyileştirilmesi neticesinde elde edilen elektrik enerjisinin ekonomik değeri ise yaklaşık 303.761 TL olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında

sistemin maliyetinin kazanılan enerji tasarrufu neticesinde geri ödeme süresi yaklaşık on bir ay olarak bulunmuş olup yatırımlar gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.8. İyileştirme harcamalarına ait maliyet değerleri

Maliyet Kalem Adı	Fiyat (€)	Fiyat (TL)
Eşanjör	23.000	89543,6
Frekans konvertörü	21.000	81757,2
Yeni elektrik motoru	13.500	52558,2
Pompa emme hattı iyileştirmesi	4.000	15572,8
Pompa bakımı (Çark, salyangoz vs...)	4.000	15572,8
İşçilik maliyeti ve diğer maliyetler	3.000	11679,6
Toplam maliyet*	68.500	266.684,2

*Toplam Harcanan Tutar TL Karşılığı (20 Mart 2017 tarihli Merkez Bankası Kur Karşılığı)

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir demir-çelik tesisinde bulunan sürekli döküm makinesindeki soğutma sisteminde mevcut pompa ve pompa sistemlerinin enerji verimliliği araştırılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde emme hattı üzerinde filtre, emme hattına ilave emme borusu montajı, kollektör gibi ekipmanlarda iyileştirme yapılması sağlanmıştır. Aynı zamanda yaklaşık yirmi yıldan bu yana kullanılan pompalar sökülerek içerisindeki çark üzerindeki aşınmalar seramik kaplanarak verim düşümüne neden olabilecek pürüzlülükler giderilmiştir. Bunun yanı sıra uzun zamandır çalışan pompa salyangozu yerine yeni pompa salyangozu yerleştirilmiştir. Arızalanma neticesinde birçok defa sarıma giden elektrik motorları yerine ise yüksek verimli elektrik motoru kullanılmıştır. Soğutma kapasitesi yetersiz olan plakalı eşanjör yenisi ile değiştirilip kapasite artışı sağlanmıştır. Böylece, sürekli döküm merkezindeki çalışma rejimindeki değişikliklerden yararlanılarak pompaların set/ referans T_2 sıcaklığına göre frekans konvertörü ile değişken devirlerde çalıştırılması sağlanmıştır.

Sistemin iyileştirme sonrası mevsimlere bağlı olarak pompaların harcadığı güç ve maliyet kıyaslaması neticesinde iyileştirme sonrası enerji sarfiyatı kış koşullarında ortalama 240 kWh'ten 109 kWh'a, yaz şartlarında ise yaklaşık 347 kWh'ten 125 kWh'a, toplamda yılda 2.241.000 kWh'tan 920.000 kWh değerine düşürülmüştür. Bu ise yaklaşık olarak tüketilen elektrikte yaklaşık %59'luk tasarruf sağlanmıştır. Tüketilen elektrik miktarı ise ekonomik olarak kıyaslandığında ise iyileştirme öncesi 515.361 TL iken iyileştirme sonrası sistemin yıllık yaklaşık 211.600 TL olarak gerçekleşmiştir. Pompa sistemlerinde yapılan iyileştirmeler neticesinde yıllık 303.761 TL ekonomik tasarruf sağlanmıştır.

Pompa sisteminde yapılan iyileştirme toplam maliyeti incelendiğinde sistem iyileştirmesi için eşanjör, frekans konvertörü, pompa bakımı, yüksek verimli elektrik motoru gibi ekipmanların değiştirilmesi, montajı ve yenilenmesi neticesinde yaklaşık 266.684 TL harcanmıştır. Sistemin iyileştirilmesi neticesinde tasarruf edilen elektriğin ekonomik değeri ise yaklaşık 303.761 TL olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında sistemin maliyetinin kazanılan enerji tasarrufu neticesinde geri ödeme süresi yaklaşık on bir ay olarak hesaplanmıştır.

Yıllık çalışma saatine ve elektrik üretimine bağı karbon salınım değerleri, iyileştirme öncesi 1.940 ton/yıl olan salınım değeri, iyileştirme sonrasında 796,5 ton/yıl olmuştur. Bu ise yapılan enerji tasarrufu ile karbon salınımında yaklaşık yıllık ortalama 1.143,5 ton azalım sağlandığını ve yine yaklaşık olarak %59 salınım değerinin düşürüldüğü hesaplanmıştır. Pompa sisteminde yapılan iyileştirme ile Karbon salınımı azalımı neticesinde sera gazlarının neden olduğu küresel ısınma ve çevresel felaketlerin önlenmesi adına katkı sağlanmıştır.

Birçok sanayi kuruluşunda sıklıkla kullanılan pompa ve pompa sistemlerinin incelenmesi neticesinde uygun iyileştirme faaliyetleri ile yüksek miktarlarda enerji tasarruf imkânına sahip olduğu görülmektedir. Özellikle dinamik kayıpların fazla olduğu değişken debili sistemlerin mutlak suretle incelenmesi doğru yaklaşım biçimi olacaktır.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2016a.<http://kobinver.com/bilgiler/enerji-verimlilik-nedir-ve-neden-onemlidir/>. Erişim tarihi: 19.12.2016
- Anonim, 2016b.<https://tr.wikipedia.org/wiki/sera-gazlar>. Erişim tarihi: 23.12.2016
- Anonim, 2016c.www.mdpi.com/1996-1944/8/6/3562/htm. Erişim tarihi: 23.11.2016
- Anonim, 2016d.www.heattreatconsortium.com/metals-advisor/continuous-casting/continuous-casting-equipment/. Erişim tarihi: 23.11.2016
- Anonim, 2016e.www.otomasyondergisi.com.tr/arsiv/yazi/pompalarda-degisken-hiz-kontrol-suruculeri-kullanarak-enerji-tasarrufu. Erişim tarihi:16.11.2016
- Anonim, 2016f.www.standartpompa.com/en/content/snk-end-suction. Erişim tarihi: 26.11.2016
- Anonim, 2017a.http://www.emo.org.tr/ekler/6be5ee2f4232f14_ek.pdf. Erişim tarihi: 10.03.2017
- Anonim, 2017b.<http://www.mfa.gov.tr/turkiyenin-enerji-stratejisi.tr.mfa>. Erişim tarihi: 02.02.2017
- Anonim, 2017c.<http://www.teias.gov.tr/TürkiyeElektirikİstatistikleri/istatistik2015.htm>. Erişim tarihi: 07.01.2017
- Anonim, 2017d.<http://www.ilbank.gov.tr/index.php?sayfa=htmlSayfa&hid=2161>. Erişim tarihi:12.01.2017
- Anonim, 2017e.web.tuke.sk/hf-kmzaz/webplynuleadlievanie/pages/O8krystalizator.html. Erişim tarihi:12.01.2017
- Anonim, 2017f.<http://www.tabular.nssmc.com/product-services/octg/metarials/manufacturing-process/cs-martensitic>. Erişim tarihi: 05.02.2017
- Anonim, 2017g.www.ksb.com.tr. Erişim tarihi:27.03.2017
- Anonim, 2017h.<http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnum=8&pt=POMPA>. Erişim tarihi:11.03.2017
- Anonim, 2017ı.<http://www.slideplayer.biz.tr/slide/2395688>. Erişim tarihi: 02.03.2017
- Anonymous, 2017j.<https://ecometrica.com/assets/Electricity-specific-emmission-factors-for-grid-electricity.pdf>. Erişim tarihi: 28.02.2017
- Anonymous, 2017k.<http://www.nauticexpo.com/prod/metaline/product-34039-233725.html>. Erişim tarihi: 28.02.2017
- Corlman, Z., 2015.Reducing energywaste in centrifugalpumpssystemsthroughtheimplementation of BEP optimizedpressureandflowcontrol.TheUniversity of Missouri,TheFaculty of theEngineering School, Columbia
- Cunha, M.A.Q.,Junior,C.R.,Pereira,A.H.,Filho,P.P.,2015.Energy efficientpumpingsystemswithflowcontrolbyspeedvariation. **IEEE Latin AmericaTransactions**,Vol. 13.
- Çuha, D., 2008.Santrifüj pompa sistemlerinde enerji tasarrufu. **KSB Pompa Armatür San. ve Tic. A.Ş.**, Ankara

- Çuha, D., 2011. Santrifüj pompanın emme hattı nasıl olmalı. **Gazete Grundfos**, Mart: 1-3.
- Europump and Hydraulic Institute, 2011. A guide to LCC analysis for pumping systems. **U.S. Department of Energy**, Isbn: 9751880952580, USA.
- Ertöz, Ö., 2003. Pompalarda enerji verimliliği. **VI. Ulusal Tesisat Kongresi**, İzmir
- Esen, K., 2015. Türkiye ve dünyada elektrik motorları enerji tüketimi ve ilgili teknik mevzuat. **VI. Enerji Verimliliği, Kalitesi Sempozyumu ve Sergisi**, Sakarya
- Foray, J., 2014. Energy efficiency considerations in pumps and pump stations. Washington State University, **WSU Extension Energy Program**, Washington.
- Hasanuzzaman, M., Rahim, N.A., Saidur, R., Kazi, S.N., 2010. Energy saving and emissions reductions for rewinding and replacement of industrial motor. **Energy**, Vol.36.
- İncekara, B., 2013. Sürücülerde enerji verimliliği. **ABB Elektrik A.Ş.**, İstanbul.
- Kaya, D., 2003. Experimental study on regaining the tangential velocity energy of axial flow pump. **Energy Conversion and Management**, 44, p.1817-1829.
- Kaya, D., Yagmur, E.A., Yigit, K.S., Kılıç, F.C., Eren, A.S., Celik, C., 2008. Energy efficiency in pumps. **Energy Conversion and Management**, 49, p.1662-1773.
- Khushiev, S. and Ishnazarov, O., 2015. A brief review on different applications of variable speed drive (vsd) electrical motor energy use. **International Journal of Engineering Innovation & Research**, Vol. 4.
- Moreno, M., Corrión, P.A., Planells, P., Ortega, J.F., Jaruelo, J.H., 2007. Measurement and improvement of the energy efficiency at pumping station. **Options Mediterraneennes: Seri B Etudes et Recherches**, Vol. I.
- Olszewski, P., 2016. Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps. University of Wisconsin Oshkosh, **Department of Engineering Technology**, USA
- Onaygil, S., 2015. Sanayide verimlilik, enerji yönetimi ve tasarruf. **V. Ulusal Verimlilik Kongresi**, Ankara
- Plesis, D.E.G., Liebenberg, L., Mathews, E.H., 2013. The use of variable speed drives for cost-effective energy saving in South African mine cooling systems. North-West University, **Center for Research and Continuing Engineering Department**, South Africa
- Reeves, D.T., European Commission, ETSU, AEAT, PLC, CETIM, NESAs, Technical University of Denmark, 2001. Study on improving the energy efficiency of pumps. **AEAT-6569**, Vol.5.1.

- Savar, M.,Kozmar, H., Sutlovic, I., 2009. Improvingcentrifugalpumpefficiencybyimpellertrimming. **Elsevier Ltd.**,Issn: 0011-9164, Oxford.
- Standart Pompa, 2012. Pompalar: temel kavramlar. Standart Pompa ve Makine Sanayi Tic. A.Ş., İstanbul
- Şen, M., 2011. Santrifüj pompalar ve pompa tesisatı. MAS-DAF Makine Sanayi A.Ş., 3. Baskı, İstanbul
- T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, 2015. Elektrik motorlarında enerji verimliliği kılavuzu. **Verimlilik Genel Müdürlüğü**,Ankara
- T.C. Orman ve Su İşleri Bakanlığı, 2016. 2010-2015 yılları arasında İskenderun aylık sıcaklık ortalamaları. **Meteoroloji Genel Müdürlüğü**, Ankara
- T.C. Orman ve Su İşleri Bakanlığı, 2017. 2016 yılı İskenderun günlük sıcaklık ortalamaları. **Meteoroloji Genel Müdürlüğü**, Ankara
- Türbosan, 2011. Pompa el kitabı. Türbosan Türbo Makineler Sanayi ve Tic. A.Ş., 2. Baskı, İstanbul
- Yumurtacı, Z. ve Sarıgül, A., 2011. Santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve uygulamaları. **TMMOB MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 22, s.49-58.

ÖZGEÇMİŞ

Yazar, 01.09.1980 tarihinde Adana/Feke'de doğdu. İlk ve orta eğitimini Feke'de tamamladı. Lise öğrenimini Kozan Lisesi'nde tamamladı. 1998 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimime başladı ve Üniversiteden 2004 yılında mezun oldu. 2005-2007 yılları arasında TAN-İŞ OTOMOTİV LTD ŞTİ.'nde üretim mühendisi olarak çalıştı. 2007 yılında Yazıcı Demir Çelik Fabrikası'nda Yardımcı İşletmeler mühendisi olarak çalışmaya başladı. Halen Yardımcı İşletme Şefi olarak görevine devam etmektedir.

