

Demiryolu Manevra Lokomotifinin Vantilatör ve Kompresör Sistemindeki Hidrolik Devrenin
Optimizasyonu

Oğuzhan Hoşgör

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran 2022

Optimization of the Hydraulic Circuit in Ventilator and Compressor System of the Railway Shunting

Locomotive

Oğuzhan Hoşgör

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

June 2022

Demiryolu Manevra Lokomotifinin Vantilatör ve Kompresör Sistemindeki Hidrolik Devrenin
Optimizasyonu

Oğuzhan Hoşgör

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Termodinamik Bilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Dr.Öğr. Üyesi H.Sevil ERGÜR

Haziran 2022

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Dr. Öğr. Üyesi H. Sevil ERGÜR danışmanlığında hazırlamış olduğum “ Demiryolu Manevra Lokomotifinin Vantilatör ve Kompresör Sistemindeki Hidrolik Devrenin Optimizasyonu “ başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim.23/06/2022

Oğuzhan HOŞGÖR

İmza

ÖZET

Hidrolik sistemler günümüz raylı sistem araçlarının sistemlerine de entegre edilmiştir. Bu çalışmada hidrolik enerjinin dizel hidrolik tipi manevra lokomotiflerindeki uyarlamasına değinilmiştir. Dizel hidrolik tipi manevra lokomotiflerinde kullanılan hidrolik gücün amacı dizel motor soğutma suyu soğutma işleminde kullanılan vantilatör ve lokomotif ile birlikte vagonların ihtiyacı olan havanın üretilmesini sağlayacak olan kompresörün ihtiyacı olan mekanik hareketin hidrolik pompa ve motorlar ile sağlanmasıdır. Bu çalışmada Demiryollarına ait bir manevra lokomotifine ait hidrolik pompa ve motorlara ait farklı boru tesisatlarının çap ölçülerinin değişikliğinin performansa etkilerini incelenmiştir. Hidrolik pompa için emiş hattında 1,5" basma hattında ise 1", yine aynı pompa için 1" emiş hattı ve 3/4" basma ve son olarak emiş hattının 1" basma hattının ise 1/2" ölçüsünde boru çaplarında olacak şekilde ilgili sisteme ait pompa çıkış basıncı ve basma debisi, hidrolik motor giriş-çıkış basınçları ve dönüş hızı çekilen güç ve akım değerleri ölçülerek deney setinde pompa için emme ve basma boruları için optimum çözüm bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik Pompa, Hidrolik Enerji, Performans, Aksiyal Pistonlu Pompa, Debi ve Hız Değişiminin Akışa Etkisi

SUMMARY

Hydraulic systems are integrated into the systems of today's rail system vehicles. In this study the adaptation of hydraulic energy in diesel hydraulic type shunting locomotives is mentioned. In diesel hydraulic type shunting locomotives, the mechanical movement required by the compressor, which will produce the air needed by the wagons, together with the fan used in the cooling water cooling process of the diesel engine and the locomotive, is to be provided by hydraulic pumps and motors. In this study, the effects of the change in diameter dimensions of the hydraulic pumps and motors of a shunting locomotive belonging to the railways on the performance were investigated. For the hydraulic pump, 1.5" in the suction line, 1" in the finger-pressing line, 1" suction line and 3/4" discharge for the same pump, and finally 1" of the suction line and 1/2" pipe diameters of the discharge line. The optimum solution was found for the suction and discharge pipes for the pump in the experiment set by measuring the pump outlet pressure and discharge flow, hydraulic motor inlet-outlet pressures and rotational speed, power and current values of the system.

Keywords: Hydraulic Pump, Hydraulic Energy, Performance, Axial Piston Pump, Effect of Flow Rate and Speed Change on Flow

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1 GİRİŞ VE AMAÇ.....	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE TEMEL KAVRAMLAR.....	3
2.1. Hidrolik Sistem Terimleri.....	5
2.1. Hidrolik Sistemin Avantaj ve Dezavantajları.....	6
2.2. Hidroliğin Uygulama Alanları	7
2.3. Hidrolik Akışkanlarda Aranılan Özellikler	8
2.4. Aykırı Değer Kavramı.....	10
2.4.1 Aykırı değer oluşma sebepleri.....	10
2.4.2 Aykırı değerlerin etkileri	11
2.4.3 Aykırı değer tespit etme yöntemleri	11
2.4.4 Aykırı değer tespit etme yöntemleri	12
3 MANEVRA LOKOMOTİFİNE AİT HİDROLİK DEVRENİN OPTİMİZASYON TAYİNİ	14
3.1 Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Pompalar	14
3.1.1 Eksenel Pistonlu Pompalar.....	14
3.1.2 Radyal Pistonlu Pompalar	16
3.1.3 Döner Kanatlı Pompalar.....	17
3.1.4 Dış Dişli Pompalar	18
3.1.5 İç Dişli Pompalar.....	18
3.2 Lokomotif Türleri.....	19
3.2.1 Dizel Hidrolik Lokomotifler	19
3.2.2 Dizel Elektrikli Lokomotifler	20
3.2.3 Elektrikli Lokomotifler	20
3.3 Dizel Hidrolik Tipi Manevra Lokomotif Genel Tanıtımı ve Hidrolik Sistem Ekipmanları.	22
3.4 Optimizasyon Tayini	26

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.4.1 Optimizasyonun Amacı.....	27
3.4.2 Optimizasyonun Yöntemi ve Şekli	27
3.5 Deneyin Yapılışı ve Akış Şeması.....	28
3.6 Pompa Verimi	31
4 MATERYAL VE YÖNTEM.....	32
4.1 Test Edilen Hidrolik Pompa ve Motorların Karakteristik Özellikleri	32
4.2 Test Düzeneği ve Uygulanan Test Prosedürü	33
4.3 Hidrolik Devre Optimizasyonun Manevra Lokomotifine Ait Ekipmanlarına Uygulanması 35	35
4.4 Farklı Boru Çaplarında Vantilatör ve Kompresöre İçin Test Değerleri	36
4.5 Aykırı Değer Tespiti ve Metodun Uygulanması	39
4.6 Optimizasyon Uygulaması Sonucu Hidrolik Pompalarının Verim Değerlendirmesi	44
5 BULGULAR VE TARTIŞMA.....	45
6 SONUÇ VE ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	54

ÇİZELGELER DİZİNİ

Cizelge

Sayfa

2.1.Pnömatik, Hidrolik ve Elektrik Enerjisi Kıyaslama Tablosu (Aslan, 2019).	4
4.1. Emiş boru çapı 1 ½", basma boru çapı 1" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneginden alınan sonuçlar	36
4.2. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 3/4" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneginden alınan sonuçlar	36
4.3. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 1/2" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneginden alınan sonuçlar	37
4.4. Emiş boru çapı 1 ½", basma boru çapı 1" olacak şekilde kompresör için hazırlanan test düzeneginden alınan sonuçlar	37
4.5. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 3/4" olacak şekilde kompresör için hazırlanan test düzeneginden alınan sonuçlar	38
4.6. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin Z-Skor metoduna göre debi değerlerinin yeni tespit edilen tablosu.....	40

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1.Hidrolik Devre Örneği	7
3.1.Eğik Eksen Eksenel Pistonlu Pompalar, Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics (Üçüncü, 2016)	14
3.2.Pistonlu Eksenel Pompa (Ayar Plakası ve Pistonların Görünüşü)	15
3.3.Pistonlu Eksenel Pompa (Ayar Plakası ve Pistonların Görünüşü)	16
3.4.Döner Kanatlı Pompa (Üçüncü, 2016)	17
3.5.Dış Dişli Pompa Çalışma Prensibi (Üçüncü, 2016)	18
3.6.Dizel Hidrolik Tipi Manevra Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterimi	19
3.7.Dizel Elektrikli Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterimi	20
3.8.Elektrikli Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterim.....	21
3.9.Demiryolları'nda kullanılan DH 9500 tipi manevra lokomotifine ait aktarma organları.....	21
3.10. Demiryolları'nda kullanılan DH 7000 tipi manevra lokomotifine ait ana aksam üniteleri...	22
3.11. Manevra Lokomotifinde Kullanılan Dizel Motor Soğutma Suyu Devresi.....	23
3.12. Dizel Hidrolik Lokomotif Hidrolik Devre Şeması.....	24
3.13. Pistonlu Pompada $n=1800$ d/dk Basınç, Debi ve Volümetrik Verim İlişkisi Örneği.....	25
3.14. Pistonlu Pompada $n=1800$ d/dk Basınç, Moment ve Verim İlişkisi Örneği	25
3.15. Test tezgahının akış şeması	30
4.1. Manevra Lokomotif Hidrolik Vantilatör ve Kompresör Hidrolik Pompası.....	32
4.2. Dizel Hidrolik Lokomotif Hidrolik Ekipmanları Test Düzenegi	34
4.3. Tek Yönlü Motor Kullanılan Hidrolik Devre Örneği	35
4.4. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin çizgisel (doğrusal) grafikte tayin edilmesi	41
4.5. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin histogram grafikte tayin edilmesi	42
4.6. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin tespiti için Z değerlerinin grafiksel dağılımı	42
4.7. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin tespiti için Z değerlerinin artış ve azalış hız değişiminin grafiksel dağılımı	43
4.8. Z-Skor yöntemi ile yeni olası optimum değerlerin tayin edilmesi sonucu çizgisel (doğrusal) grafikte gösterimi	43
4.9. Z-Skor yöntemi ile yeni olası optimum değerlerin tayin edilmesi sonucu histogram grafik ile gösterimi.....	44
5.1. Vantilatör pompası 1 1/2"-1" boru çapları için verimin devir sayısı ile arasındaki ilişki	45
5.2. Vantilatör pompası 1" 3/4" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki.....	46
5.3. Vantilatör pompası 1" 1/2" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki.....	46
5.4. Kompresör pompası 1 1/2"-1" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki.....	47
5.5. Kompresör pompası 1" -3/4" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki.....	48
5.6. (a,b,c,d,e,f,g,h,i) Aşırı Basınç yüklemesinin Piston ve Ayar Plakasında Yarattığı hasarların görüntüleri.....	51

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

 Q $^{\circ}\text{C}$

V

I

kW

A

D

Dk

B

P

K

Pa

N

 m^2 η_p d_s d_b

mSS

 W_p

Açıklama

Debi (m^3/h)

Sıcaklık (Celsius)

Volt

Akım

Kilovat

Amper

Devir

Dakika

Bar

Basınç

Kilo

Pascal

Newton

Metre kare

Popma Verimi

Emme borusu çapı

Basma borusu çapı

Metre su sütunu

Pompa çekilen mil gücü

Kısaltmalar

MEB

DH

HAD

Açıklama

Milli Eğitim Bakanlığı

Dizel Hidrolik

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

1 GİRİŞ VE AMAÇ

Hidrolik, sıvıların mekanik özelliklerini inceleyen bir mühendisliğin bir dalı olarak adlandırılmaktadır (Wikipedia). Sıvı gücünün faydalı bir şekilde kontrol edilmesini konu edinmektedir. Akışkanlar mekaniği, hidrolik için akışkan özelliklerinin mühendislik kullanımına yönelik olarak teorik temeller sağlamaktadır. Özetle belirtmek gerekirse hidrolik, akışkanlar mekaniğinin mühendislik yaklaşımıyla ele alınıp günlük hayata entegre edilmesidir. Günümüzde hızla yangınlaşan kullanım alanı ile her geçen gün daha farklı sektörlerle ait sistemlere entegre edilmektedir. Hızla artan dünya nüfusu ile birlikte enerjiye olan ihtiyaçta daha fazla oranda artmaktadır. Enerji ihtiyacının büyük bir bölümünün fosil yakıtlardan elde edilmesi ve doğal kaynakların hızla ve bilinçsizce tüketimi sonucu oluşan çevre kirliliği ile birlikte ekolojik dengenin bozunmasına yol açmaktadır.

Enerji ihtiyacı insanlığın varoluşundan itibaren gelen ve devam eden bir kavramdır. Dünya genelinde hızla artan nüfusa bağlı olarak talep edilen enerji miktarı da her geçen gün artmaktadır. 20. yüzyılın başında 1,65 milyar olan Dünya nüfusu yüzyılın sonunda 6 milyara ulaşmıştır. Günümüzde ise yaklaşık olarak 7,5 milyar civarında olduğu tahmin edilmektedir. 21. yüzyılın sonunda ise 11,2 milyar olması beklenmektedir.

Günümüz itibarıyla dünya genelinin enerji ihtiyacı yaklaşık %80 civarındaki oranı fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Diğer %20'lik kısmı ise yenilebilir enerji kaynaklarından olan güneş, hidrolik, jeotermal, nükleer ve bitki ve hayvan atıkları gibi kaynaklardan elde edilmektedir. Dünya nüfusunun %4,6'sına sahip olan ABD dünya enerjisinin %30'dan fazlasını tüketirken buna karşın dünyadaki nüfus oranı %15,3 olan Hindistan dünyada üretilen toplam enerjinin %3'ünden daha azını tüketmektedir. Bilinen fosil yakıt rezervlerinin birkaç yüzyılda tamamen tükeneceği tahmin edilmektedir (Ablabekova, 2008).

Dünya genelinde enerji talebinin büyük bir hızla artışı ile beraber yeterli üretimin talebi karşılamakta zorlanmasından dolayı enerji birim maliyet ücretleri her geçen gün artmaktadır. Bu sebeple ülkeler kendilerini yeni enerji kaynaklarına ya da var olan enerji kayıplarının azaltılmasına ve hatta enerjinin sistem içerisinde geri kazanım yoluyla başka bir forma dönüştürülerek depolanması çalışmalarını yürütmektedirler. Hidrolik enerji, yapısı itibarıyla çok küçük hacimlere karşı büyük güç üretmemizde oldukça etkili bir enerji türüdür. Kullanım alanları neredeyse yok denecek kadar azdır.

Havacılık sektörü, savunma sanayi, iş makineleri, nükleer santraller, hidroelektrik santralleri, otomotiv endüstrisi, demiryolu araçları endüstrisi, denizcilik sektörü, sanayi parça işleme tezgahları, taşıt krikoları hatta evlerimizde kullandığımız kapı stoperlerinde dahi hidrolik enerjinin gücünden faydaniılmaktadır.

Aynı eş değeri güce sahip bir elektrik motoru kullanılmak istenildiği takdirde daha büyük alanlara ihtiyaç duyulacaktır. Bu sebeptir ki hidrolik enerji üreten makineler/teçizatlar kullanılarak daha minimal yerleşim bölgeleri ile istenilen güç değeri elde edilmiş olacaktır.

Hidrolik enerjinin tercih edilme sebeplerinin daha iyi anlaşılabilmesi için diğer enerji türleri ile kıyaslanması gerekmektedir. Olumlu ve olumsuz yönlerinin daha iyi incelenerek kullanılmasının neden gerekli olduğu daha iyi anlaşılacaktır.

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE TEMEL KAVRAMLAR

“Hidrolik” kelimesi için, eski Yunanca’da “su” anlamına gelen “Hydro” ile “boru” anlamına gelen “aulis” terimlerinin birleşiminden geldiği rivayet edilir. Hidrolik sistemler sıkıştırılmaz ya da yüksek basınçlarda çok küçük hacimsel değişim gösteren akışkanların kullanıldığı ve basınçlandırılmış akışkanla çeşitli hareketlerin veya kuvvetlerin üretildiği sistemlerdir. En önemli dikkat edilmesi gereken nokta akışkanın sıkıştırılmaz olmasıdır. Gazlar sıkıştırılabildiği için büyük kuvvetlerin üretilmesinde kullanılmaları mümkün değildir. Hidrolik sistemlerde genellikle akışkan sıvı olarak su veya madeni yağ kullanılmaktadır. Suyun metal yüzeylerde korozyona sebep olması akabinde oksitlenme olmasından dolayı çok dar bir alanda kullanılırken genelde hidrolik sistemlerde akışkan olarak ham petrol ürünü madeni yağlar kullanılmaktadır (Üçüncü, 2016).

Çelen, 2019’ un çalışmasında Newton tipi olmayan akışkan transferi için kullanılması planlanan bir pompanın tasarımını ve optimizasyonunu yapmıştır. Prototipi ve test düzeneğini hazırlayıp testlerini gerçekleştirmiştir. Kullanılan akışkanın aşındırıcı yapısına karşı kullanılan malzeme ömürlerinin incelenmesini amaçlamıştır. Bu sebeple malzeme kalitesinde iyileştirmelere karar vermiştir. Newton tipi olmayan nişastalı su için analizler yapmış ve 3B hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) tabanlı bir optimizasyon gerçekleştirmiştir. Çalışmanın sonucunda enerji verimliliği açısından % 5 kullanım ömrü açısından ise % 11 iyileşme sağladığını saptamıştır.

Koçer, (2009) çalışmasında müşteri istekleri doğrultusunda daha önce bu denli ayrıntılı bir çalışma yapılmamış olması sebebiyle bir mobil hidrolik vinç tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Gerekli nitelikleri taşıyan bir yazılım paketi ile söz konusu vinçe ait bir katı model oluşturulmuş ve sonlu elemanlar metodu optimizasyon süreçlerini takiben müşteri taleplerinde yer alan hafiflik, kullanışlılık ve estetik açıdan görünüş kriterleri eklenerek malzeme seçimi yapılmıştır. İmal edilen vincin teorik değerleri ile karşılaştırılması yapılmış ve uygunluğu kanıtlanmıştır.

Gökbudak' ın 2016 yılındaki çalışmasını debriyaj sistemleri üzerine yapmış ve debriyajları iletim şekillerine göre sınıflandırıldığına değinmiştir. Günümüzde kullanılan en yaygın tipinin hidrolik debriyajlar olduğunu vurgulamıştır. Bu çalışmada sınır koşulları debriyaj üzerinde kullanılan hidrolik borusunun matematiksel ifadelerle sınır koşulları belirlenerek debriyaj hidrolik borusunun tasarımı için en ucuz ve optimum koşullar için yeni bir malzeme türü üzerinde çalışılmıştır. Bu çalışma içerisinde optimizasyon problem matematiksel ifadelerle dayandırılarak değişik çözüm yöntemleri ile çözümlenmesi amaçlanmıştır. Excel kullanılarak doğrusal programlama ile optimizasyonu, MATLAB gibi programlar ile grafiksel optimizasyonu ve ANSYS gibi programlar ile ise sonlu elemanlar çözümlemesi yapılmıştır. Yapılan çalışmaların sonucunda gerçek bir parça üzerindeki uygulanan test değerlerinin teorik çalışmalarla ile kıyaslaması yapılmıştır.

Hidrolik enerjinin neden tercih sebebi olduğuna ilişkin kavramlarını daha iyi anlayabilmek için diğer enerji türlerine göre kıyaslanması olumlu ya da olumsuz yönlerinin irdelenmesi gerekmektedir. Hidrolik, elektrik ve pnömatik enerjisinin mukayase tablosu Çizelge 2.1. 'deki şekliyle ifade edilmiştir (Aslan, 2019).

Çizelge 2.1.Pnömatik, Hidrolik ve Elektrik Enerjisi Kıyaslama Tablosu (Aslan, 2019).

Karşılaştırma kriteri	Hidrolik	Elektrik	Pnömatik
Enerji İletimi	100 m kadar akışkan hızı $V=2-6$ m/s sinyal hızı 1000 m/s	Sınırsız	1000 m kadar akışkan hızı $V=20-40$ m/s sinyal hızı 20-40 m/s
Enerji Depolama	Kısıtlı	Kolay	Kolay
Enerji Maliyeti	Pahalı	Ucuz	Pahalı
Sıcaklık Etkileşimi	Duyarlı	Etkilenmez	Duyarlı
Doğrusal Hareket	Silindirde kolay, hız ayarlanabilir.	Zor	Silindirde kolay, hız ayarlanabilir.
Dairesel Hareket	Güçlü	Güçlü	Güçsüz, yüksek devirli
Konumlama Hassasiyeti	$\pm 1\mu\text{m}$ kadar ayarlanabilir.	$\pm 1\mu\text{m}$ kadar ayarlanabilir.	1/10 mm kadar ayarlanabilir.
Kuvvet İlişkisi	Aşırı yüke karşı emniyetli yüksek kuvvetlere ulaşılabilir.	Aşırı yüklenemez yüksek kuvvetler elde edilebilir.	Aşırı yüke karşı emniyetli, sınırlı kuvvetlere ulaşılabilir.
Gürültü Seviyesi	Hafif	Sessiz	Orta

2.1. Hidrolik Sistem Terimleri

Debi: Aslan, 2018' e göre hidrolik veya pnömatik sistemlerde birim zamanda belirli kesit aralığından geçen bir akışkanının miktarı olarak tanımlanmıştır. Birimi lt/dk ya da m^3/h olarak ifade edilebilmektedir.

Basınç: Aslan, 2018' e göre birim yüzeye etkiyen kuvvet olarak tanımlanmış ve hidrolik kavramının temelini oluşturduğu vurgulanmıştır. Kullanılan temel basınç birimleri aşağıdaki gibi örneklendirilmiştir.

$$1 \text{ bar} = 0,9869 \text{ atm} = 1,0197 \text{ kg/cm}^2 = 101.325 \text{ kPa} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa} = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 10 \text{ m su sütunu}$$

Efektif Basınç: Ölçü aletleri veya manometrelerde okunan değer olarak ifade edilmiştir (Aslan, 2018).

Mutlak Basınç: Ölçü aletleri veya manometrelerde okunan değer üzerine bir atmosferin ilave edilmiş hali olarak ifade edilmektedir (Aslan, 2018).

Hidrostatik basınç: Durağan haldeki sıvının bulunduğu tabana uyguladığı basınç olarak ifade edilmektedir (Aslan, 2018).

Hidrodinamik Basınç: Pascal yasası olarakta bilinen bu kavram kapalı kaplarda yer alan sıvının oluşturduğu basıncın yüzey üzerindeki her bir noktaya eşit olarak dağılması şeklinde ifade edilmiştir (Aslan, 2018).

Kavitasyon (Aşındırma): Hidrolik sistemler içerisinde ani sıcaklık ve basınç değişimlerine bağlı olarak ekipmanlar üzerinde oluşan aşınma ya da deformasyon olarak tanımlanmaktadır (Aslan, 2018).

2.1 Hidrolik Sistemin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları;

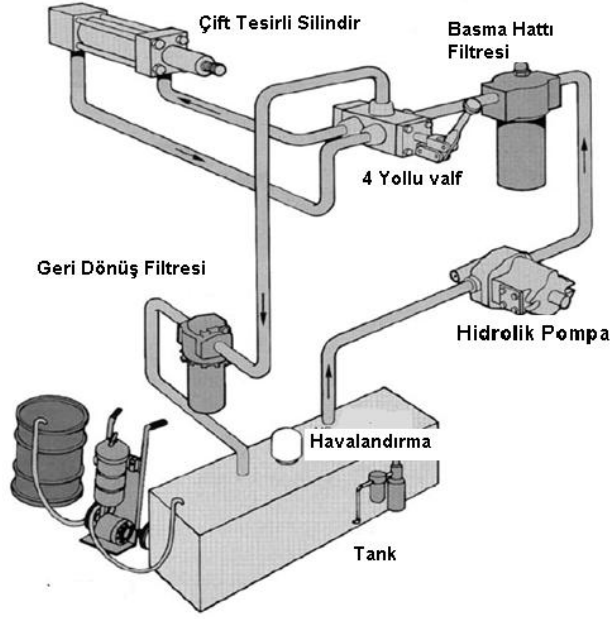
- ✓ Hidrolik sistemler sessiz çalışırlar,
- ✓ Akışkanlar sıkıştırılmaz kabul edildikleri için sistem titreşimsiz çalışırlar,
- ✓ Yüksek çalışma basınçları elde edilebilmektedir,
- ✓ Sistem çalışma esnasında hız ayarı yapılabilmektedir,
- ✓ Hidrolik akışkan (hidrolik yağ) sayesinde sistem ekipmanlarının yağlanması sağlanır,
- ✓ Emniyet valfleri sayesinde güvenli çalışma imkanı sağlanır,
- ✓ Hassas hız ayarı yapılabilir,
- ✓ Hidrolik akışkan oluşan ısıнын çevreye atılmasını sağlar,
- ✓ Hidrolik ekipmanlar uzun ömürlüdür şeklinde sıralanabilir (MEB, 2011).

Dezavantajları;

- ✓ Hidrolik akışkanlar ısıya karşı hassas oldukları için akışkan sıcaklığının **50° C**' yi geçmesi istenmez,
- ✓ Yüksek basınçlardan dolayı hidrolik devre elemanları mukavemetli olmalıdır,
- ✓ Hidrolik ekipmanlar yüksek maliyetlidir,
- ✓ Devre ekipmanları sızıntı ve kaçak için sızdırmaz olmalıdır,
- ✓ Hidrolik akışkanların yüksek sürtünme dirençli olması uzak mesafelere taşınmasına engel olur,
- ✓ Hidrolik enerjinin depo edilebilirliği azdır,
- ✓ Akışkan hızı düşük olduğundan sistem elemanları düşük hızlarda çalışır,
- ✓ Akışkanın dolaştığı sistem içerisinde hava olması sistemi gürültülü ve titreşimli çalışmasına yol açar (MEB, 2011).

2.2 Hidroliğin Uygulama Alanları

Hidrolik sistem endüstrinin büyük bir alanında kullanılmakla birlikte her geçen gün daha da yaygın bir kullanım alanına sahip olmaktadır. Kullanım alanlarına göre sistemler farklılık gösterebilmektedir. Bu sebeple sabit ve hareketli sistemler olarak iki ana gruba ayrılabilir (Eldek, 2020).



Şekil 2.1.Hidrolik Devre Örneği

Şekil 2.1’ de basit ve sade bir tasarım ile oluşturulmuş hidrolik sistem elemanları ile oluşturulmuş hidrolik devre örneği yer almaktadır. Sistem elemanları bir hidrolik yağ kaynağından pompa yardımıyla hidrolik devreye ait tank içerisine basılan hidrolik sıvının tanktan emilen hidrolik pompa yardımıyla basma hattı üzerinde filtreden geçerek çift tesirli bir hidrolik pistonu hareket ve/veya itme kuvveti sağladığı görülmektedir. Sistem çalışmasını tamamladıktan sonra geri dönüş esnasında tekrar filtrelenerek hidrolik tanka iletilmektedir.

Sabit sistem kullanım alanları;

- ✓ Takım tezgahları,
- ✓ Ağır sanayi makinaları,
- ✓ Pres tezgahları ve haddelme makinaları,
- ✓ Kıtalararası haberleşme araçları,
- ✓ Havacılıkta uçakların kanat, dümen, iniş takımları ve diğer kontrolleri,
- ✓ Teleskoplar,
- ✓ Enerji santralleri, barajlar, türbin kapakların ayarları ve kumandası,
- ✓ Maden ocakları,
- ✓ Limanların yükleme ve boşaltma sistemlerinde,
- ✓ Asansörler,

Hareketli sistem kullanım alanları;

- ✓ Tarım ve ziraat ekipmanlarında,
- ✓ Lift ve taşıma araçları,
- ✓ İş makinaları,
- ✓ Otomobil ve diğer kara taşıtlarında,

2.3 Hidrolik Akışkanlarda Aranacak Özellikler

Genel olarak sentetik veya petrol türevi madeni yağlardan oluşan bu akışların öncelikli görevleri uygulanan kuvvet ya da basıncın iletilmesini sağlamak olan hidrolik sıvılar bunun yanı sıra sistemin korozyona karşı korunması, sürtünme karşı direncin artırılması ve ısınma gibi problemlerin ortadan kaldırılmasıdır. Ayrıca aşınmaya bağlı oluşan parçacıkların sistemden atılabilmesinde yardımcı olmaktadır (Eldek, 2020).

Kullanılanacak akışkan özellikleri göz önünde bulundurularak sistem içerisine dahil edilmedilir. İyi bir akışkan, sıkıştırılabilir özelliğinin düşük, kimyasal reaksiyona girmemeli, alevlenmemeli, köpüklenmemeli ve çevre/insan sağlığına zararlı olmamalıdır. Kinematik özelliklerine dikkat edilmeli düşük viskoziteli akışkanlar istenilen film tabakasının oluşmamasının yanı sıra sızıntı ya da kaçaklara sebep olabilir. Yüksek viskoziteli akışkanlar ise hareketin yavaşlamasına, basıncın düşmesine ve zorlanma sonucu ısınmaya sebep olabilmektedir (Eldek, 2020).

Hidrolik sistem arızalarında ortak nedenlerden bazıları,

- ✓ -Tıkalı yada kirli filtre,
- ✓ -Tankta yeteri kadar hidrolik sıvısı yok ise,
- ✓ -Bazı bölgelerdeki yağ kayıpları,
- ✓ -Kavitasyona bağlı olarak tam sıkılmamış bağlantı elemanları,
- ✓ -Hidrolik sıvısının uygun olmayışı,
- ✓ -Yüksek sıcaklık ve basınç gibi sebepler olabilir.

Hidrolik sistem ve ekipmanlarının bakım ve onarımları oldukça basittir. Sistemde kullanılan ekipman sayısı fazla olmadığı ve konstrüksiyonları basit olduğundan bakımları kolaydır. Sistemin önemli bölgelerine dahil edilecek basınç kontrol valfleri ile sistemde aşırı basıncın yapacağı hasarlar kaldırılabilir. Hidrolik sistem uzaktan kontrol etmek mümkündür ve otomatik kumanda etmeye elverişlidirler. Otomatik ve modern makinaların tasarımında bu sistemlerden yararlanmak mümkündür. Hidrolik sistem çalışır halde iken beklenmedik bir yükte yada dirençle karşılaşır ise sistem durur yada bekler. Söz konusu yük ortadan kalktığında ise eski haline dönerek harekete devam eder.

İlk hidrolik sistemler kullanılmaya başlandığı zamanlarda bakım işlemleri direkt olarak arızanın tespit edildiği noktaya müdahale edilirken günümüz teknolojileri ile artık akıllı sistemler sayesinde arızanın önlenmesine yönelik bakımlar ve sensörler vasıtasıyla önleyici bakımlar kullanılmaktadır. Bu sayede zaman ve iş gücü kaybına bağlı maliyetler azaltılmış olmaktadır.

2.4 Aykırı Değer Kavramı

Kolbaşı, 2018' e göre veri analizinin bir araştırma konusu için birden fazla sayıda değişkene ait bilgilerin değerlendirilerek bir özet sonuç çıkarılmasıdır. Doğru bir analize giden ilk adımlardan biride merkezden uzak olan verilerin tespitidir. İlk bakışta aykırı değerler bir hata olarak algılsada bazı araştırmalar için içerisinde önemli bilgiler (veriler) barındırmaktadır.

Genellikle aykırı değerler hatalı model oluşturulmasına taraflı parametrelere tahmini ve doğruluğu kabul edilmeyecek sonuçlara götüren verilerdir. Bu sebeple bu verilerin tespiti ve analizi son derece önemlidir. Hawkins, 1980' e göre aykırı değer gelen verilerin farklı bir sistemden üretildiğini düşündürecek kadar şüphe uyandıracak değerler olarak tanımlanmaktadır.

Barnet ve Lewis 1984' e göre ise aykırı değer sistem içerisindeki diğer verilere nazaran belirgin bir sapma gösteren değerler olarak tanımlanmıştır. Ben-Gal, 2005' e göre aykırı değer tanımı veri setinin tümüne karşı olan uyumsuz veri değeri gözlemlenmesi olarak belirtilmiştir. Osborne ve Overbay, 2004' e göre ise aykırı değer kirli gözlem olarak tasvir edilmektedir.

2.4.1 Aykırı değer oluşma sebepleri:

Aykırı değerlerin oluşma sebepleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Veri girişi veya ölçme esnasındaki hatalar,
- Verideki bozulmalar,
- Gerçekten aykırı bir performans gösterimi,

Kolbaşı, 2018' e göre aykırı değer oluşma sebepleri ise farklı bir şekilde aşağıdaki gibi sınıflandırılmıştır.

- Dolandırıcılık siber suçlar gibi kötü amaçlı etkinlikler,
- Makine parçalarında yıpranma ve bozunmaya bağlı araç hataları,
- İklim ve tüketiciye bağlı çevresel etkiler,
- Operatöre bağlı raporlama hatası olarak ifade edilmiştir.

2.4.2 Aykırı değerlerin etkileri

- İstatiksel olarak verilerin dağılımını, ortalama değerlerini veya medyan gibi veriyi etkileyen hata varyansını artırarak istatistiksel testlerin gücünü azaltmaktadır.
- Yanlı tahminlere sebep olmaktadır.
- Modellerden elde edilen sonuçlara etki etmektedir (Osborne ve Overbay, 2004).

2.4.3 Aykırı değer tespit etme yöntemleri

Kolbaşı, 2018' e göre tek değişkenli ve çok değişkenli yöntemler olarak iki ana başlıkta sınıflandırılmaktadır. Ben-Gal, 2005' e göre ise bir başka sınıflandırma yöntemi parametrik ve parametrik olmayan aykırı değer başlıklarıdır ve bu metotlar modelin genelinden sapan gözlemleri aykırı değer olarak görmektedir.

Bu bölümde en uygun aykırı değer tespit etme yönteminin belirlenmesi amacı ile kullanılacak olan karşılaştırma kriterlerinden ve dış ticaret veri setinde yer alan aykırı değerleri tespit etmek amacı ile kullanılacak olan aykırı değer tespit etme yöntemlerinden söz edilmiştir.

2.4.4 Aykırı değer tespit etme yöntemleri

Kolbaşı, 2018 'e göre aykırı değer tespit yönteminin seçilmesi esnasında dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıdaki gibi analiz edilmiştir;

- Önemli hataların tespit edilebilmesinin sağlanması,
- Programın hızlı bir şekilde yürütülmesi,
- Karar vermenin kolay ve anlaşılır olmasının sağlanması,
- Problemin kaynağı için hızlı ve kolay yönelimler,
- Veri analizinin en detaylı bir şekilde yapılabilmesi şeklinde ifade edilmiştir.

Kolbaşı, 2018' e göre aykırı değer tespit etme yöntemlerin tek değişkenli ve çok değişkenli olacak şekilde iki ana başlıkta tanımlanmıştır. Kolbaşı, bu çalışma içerisinde araştırmaları yapılmış ve denenmiş en uygun yöntem olarak tek değişkenli aykırı değer tespit etme yöntemleri aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

- Z-skor yöntemi,
- Histogram yöntemi,
- Kutu grafiği (box-plot) yöntemi
- İstatiksel yöntemler
- Hıdıroglou- Berthelot (B-H) yöntemi

Bu yöntemin (tek değişkenli yöntem) seçilmesinin en büyük sebebi bu çalışmanın materyal ve metot bölümünde yer aldığı şekli ile çevirici motor değişken olarak kullanılmıştır. Bir başka ifade ile devir sayısı değişken tutularak kompresör ve vantilatör sistemleri için ayrı bir şekilde diğer ölçüm parametrelerinin (pompa debisi, pompa çıkış basıncı, hidomotor giriş-çıkış basınçları, tüketilen güç, çekilen akım dönüş hızı ve voltaj değerleri) bu değişime bağlı olarak davranışları kayıt altına alınmıştır.

Yapılan çalışmalar ve denemeler sonucunda bu çalışma için tek değişkenli aykırı değer çözüm yöntemleri arasında Z-skor metodu olduğuna karar verilmiştir.

Z-Skor Yöntemi

Kolbaşı, 2018 'e göre bu yöntem bir veri seti içerisinde yer aykırı değer in saptanması amacıyla ortalama ve standart sapma değerlerinin kullanılması üzerine uygulanan bir metottur.

$$Z_i = \frac{X_i - \bar{X}}{sd} \dots \dots \dots (2.1)$$

Z_i = Z skor yöntem sabiti

X_i = Teorik veri değerleri

$\bar{X}$ = Alınan gerçek veri değerleri

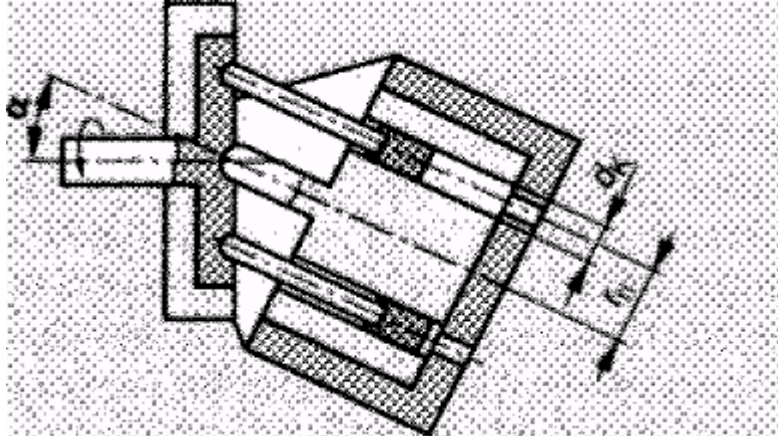
sd = Standart sapma

3 MANEVRA LOKOMOTİFİNE AİT HİDROLİK DEVRENİN OPTİMİZASYON TAYİNİ

3.1 Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Pompalar

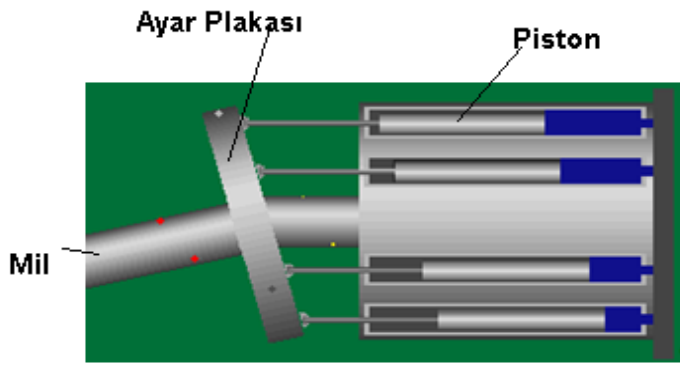
3.1.1 Eksenel Pistonlu Pompalar

Eksenel pistonlu pompalar, alternatif emiş ve basma akışı oluşturmak için dahili silindirler içinde ileri geri hareket eden eksenel olarak yerleştirilmiş pistonlar kullanır. Hidrolik motorların ve silindirlerin hızlarını kontrol etmek için onları faydalı kılan değişken oranlı teczihatlar olarak tasarlanabilir. Bu tasarımda, pompa döndükçe her pistonun silindirine ilerlediği derinliği değiştirmek için eğimli bir plaka kullanılır ve bu da tahliye hacmini etkiler. Değişen kuvvetler altında sabit bir tahliye basıncını korumak için bazı sistemlerde bir basınç dengeleyici pistonu kullanılır.



Şekil 3.1.Eğik Eksen Eksenel Pistonlu Pompalar, Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics (Üçüncü, 2016)

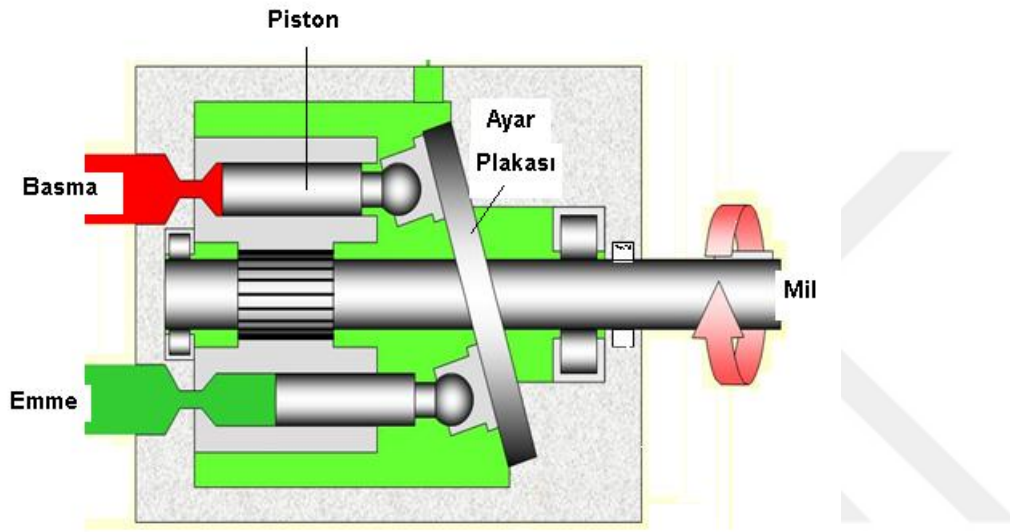
Eksenel pistonlu pompalar tipik olarak merkezi bir tahrik mili etrafında dönen 9 adet piston bulunur. Pistonlar döndükçe, onları pompa eksenine boyunca yukarı ve aşağı hareket ettirmeye zorlayan bir eğik plakaya veya bükülmüş eksene karşı hareket ederler. Pistonlar geri çekilirken, akışkan sıvının tank basınç kafasının altında artan hacmi doldurmasına izin verir. Pistonlar üst ölü noktadan geçerken, emiş ağzı kapanır ve basma ağzı açılır, böylece uzayan silindirler sıvıyı dışarı iletilir. Değişken deplasmanlı pompalarda eğimli plaka veya bükülmüş eksenin açısı değiştirilir. Azalan açı ile pistonun stroğu azalır ve akabinde çıkış akışı azalır. Başlıca faydalarından biri, pistonlu pompaların temas eden herhangi bir parçasının olmamasıdır. Şekil 3.2.' de eksenel pistonlu pompalara ait bir örnek olarak gösterilmektedir. Pompa elemanlarından olan pompa mili sayesinde ayar plakası ve pistonların hareket ederek istenilen güç/kuvvet sağlanmaktadır.



Şekil 3.2.Pistonlu Eksenel Pompa (Ayar Plakası ve Pistonların Görünüşü)

Pistonlu pompaların genel çalışma şekli bir enjektör ile aynıdır. Operatörün eliyle uyguladığı basınca karşılık, sıvının enjektörün ucundan tahliye olması durumunun tam tersi prensibe dayanır. Farklı bir ifade ile boruyla metal ve hareketli bir pistonun oluşturduğu hazne madeni sıvı ile dolar ve hareketli pistonu yukarıya iter, aynı şekilde vakumlanan sıvı yardımıyla hareket tam tersi yönde tekrarlanabilir. Genelde hayatımızın her alanında kullanılan pistonlar otomobillerde, asansörlerde ve iş makinelerinde sıkça görülmektedir.

Pistonlu pompalar pahalı olmasına karşın en verimli pompa türlerindendir. Çok yüksek bir basınç derecesine sahiptirler (10.000 psi'ye kadar), ancak kirleticilere karşı hassastırlar. Birçok yüksek basınçlı hidrolik yağ pompalama uygulaması için mükemmel bir çözüm sunmaktadırlar. Şekil 3.3' te ise ekseneve 1 pistonlu pompanın Şekil 3.2' teki gibi görsel haline ek olarak hareketin/kuvvetin sağlanması ensasında pistonların hidrolik sıvının emme basma hareketini sembolize edilmektedir.



Şekil 3.3.Pistonlu Eksenel Pompa (Ayar Plakası ve Pistonların Görünüşü)

3.1.2 Radyal Pistonlu Pompalar

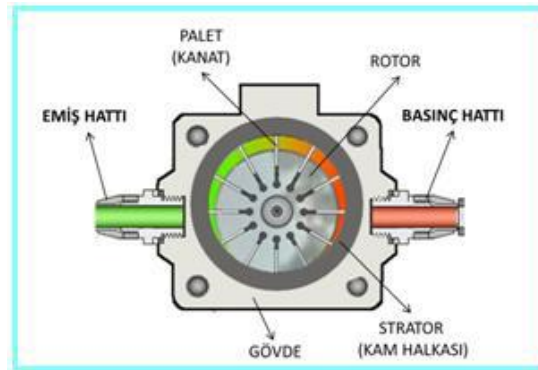
Radyal pistonlu pompalar, bir rotor göbeği etrafında radyal olarak bir dizi piston düzenler. Pompa gövdesine eksantrik olarak monte edilen rotor, dönerken pistonları silindirlerin içine ve dışına doğru iter, böylelikle hidrolik sıvının silindir boşluğuna emilmesi ve ardından buradan boşaltılması gerçekleşir. Pompanın giriş ve çıkışları, merkezi bir göbekteki bir valfüzerindedir. Farklı bir tasarım ise, girişleri ve çıkışları pompa gövdesinin çevresine yerleştirir.

Çelebi, 2007'ye göre yüksek çalışma basınçları için seçilmesi gereken pompalardır. Pres tezgahları, test üniteleri vb. sistemler için uygundur Çalışma basınçları 400 barın üzerinde 700 bara kadar ulaşması mümkün olan pompa türleridir.

Radyal pistonlu pompalar, sabit veya değişken deplasmanlı modeller olarak temin edilebilir. Değişken deplasmanlı türünde, pompa gövdesindeki rotorun eksantrikliği, pistonların stroğunu azaltmak veya arttırmak için değiştirilir.

3.1.3 Döner Kanatlı Pompalar

Hidrolik sıvıyı boşaltma yerinden dışarı çıkmaya zorlayan daha küçük hacimler oluşturmak için bir muhafaza boşluğunun iç duvarı boyunca süpüren, eksantrik bir rotora monte edilmiş sıralanmış halde bir dizi sert kanat kullanır. Bazı tasarımlarda, pompadan çıkan hidrolik sıvının hacmi, rotorun pompa gövdesine göre dönme eksenini değiştirilerek ayarlanabilir. Rotor ve gövde eksenleri çakıştığında sıfır akış oluşur.

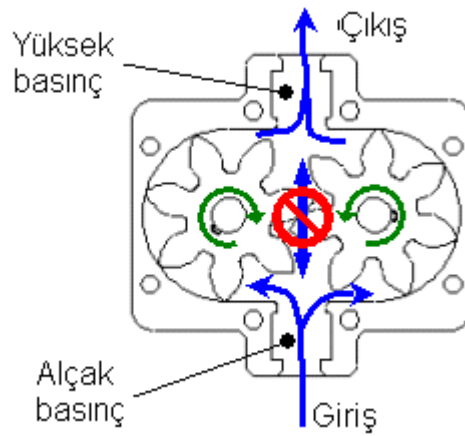


Şekil 3.4.Döner Kanatlı Pompa (Üçüncü, 2016)

Şekil 3.4.' te görüldüğü üzere rotorun dönme hareketine bağlı olarak merkez kaç kuvvetinin etkisiyle açılan kanatlar madeni sıvıyı emme hattından basma hattına doğru taşır. Yüksek debi gerektiren durumlar için tercih edilmektedirler. Bu tip pompalarda elde edilen azami basınç 175 bar civarındadır (Üçüncü, 2016).

3.1.4 Dış Dişli Pompalar

Hidrolik akışkana hareket kazandırmak için iç içe geçmiş dış düz dişlilerin ters yönde dönme hareketi ile çalışır. Genel itibariyle sabit deplasmanlı tasarım olup çok basit ve sağlamdır. Genellikle motor ve pompanın ortak bir şaft ve montajı paylaştığı yakın bağlantılı tasarımlar olarak bulunurlar. Yağ pompanın çevresinde dişleri arasında hareket eder. Çıkışındaki dişlerin birbirine geçme hareketi, yağı boşaltmak için hacmi azaltır.



Şekil 3.5.Dış Dişli Pompa Çalışma Prensibi (Üçüncü, 2016)

Şekil 3.5.' te her iki dişlinin de dış tarafta olduğu bu tip pompalardır. Ekonomik anlamda düz dişli imal edilmek istensesde gürültüye karşı helisel dişli tercih edilmektedir. Pompanın giriş ve çıkış basınç farkı yatakların deforme olmasına sebep olmaktadır (Çelebi, 2007).

3.1.5 İç Dişli Pompalar

Sıvı akışı oluşturmak için hilal şeklindeki elemanı ile birleştirilmiş bir iç ve dış dişlinin birbirine geçme hareketi ile çalışır. Dış dişlinin eksenini, iç dişlinin ekseninden dengelenir ve iki dişli döndükçe, bunların yağdan dışarı çıkması ve yağ içine girmesi, emiş ve tahliye bölgeleri oluşturur.

Büyük dişlinin içten küçük dişlinin ise dıştan döndüğü tip pompalardır. Sisteme hareket ortadaki dişlinin tahriki tarafından sağlanır. Gürültüsüz çalışmaları önemli özellikleri arasındadır (Çelebi, 2007).

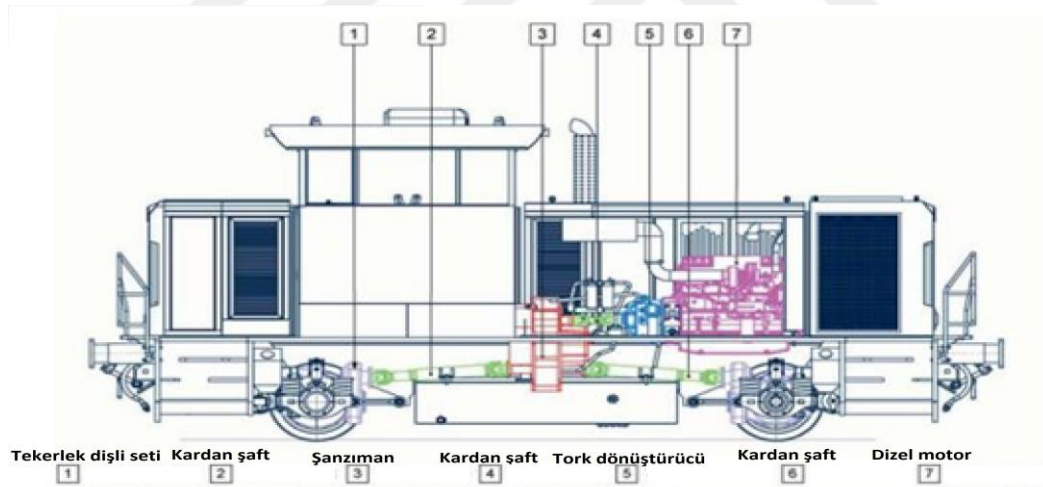
3.2 Lokomotif Türleri

Günümüzde hali hazırda ticari amaçlı kullanılan lokomotifler kullanım alanlarına, kullanılan enerji türüne ve güç aktarma sistemlerine göre üç (3) ana tiptedir.

Bunlar;

- ❖ Dizel Hidrolik Lokomotifler
- ❖ Elektrikli Lokomotifler
- ❖ Dizel Elektrik Lokomotifler (MEB, 2011)

3.2.1 Dizel Hidrolik Lokomotifler

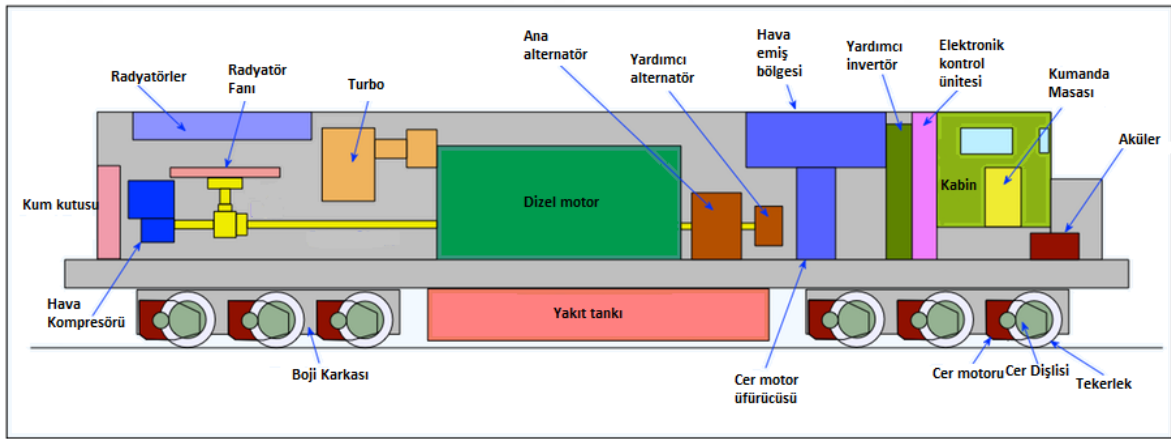


Şekil 3.6. Dizel Hidrolik Tipi Manevra Lokomotifi Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterimi

Dizel motor vasıtasıyla üretilen/elde edilen güç hidrolik şanzımana Şekil 3.6.'da gösterildiği gibi buradan da kardan şaftlar aracılığıyla yürüyen aksamın tamamını oluşturan bojiler üzerindeki diferansiyellere (aks şanzımanlarına) aktarılarak hareket sağlanmış olur. Hidrolik şanzıman çalışma sırasında devir sayısını ayarlayarak lokomotif hızı istenilen değerde tutulabilmektedir. (MEB, 2011).

3.2.2 Dizel Elektrikli Lokomotifler

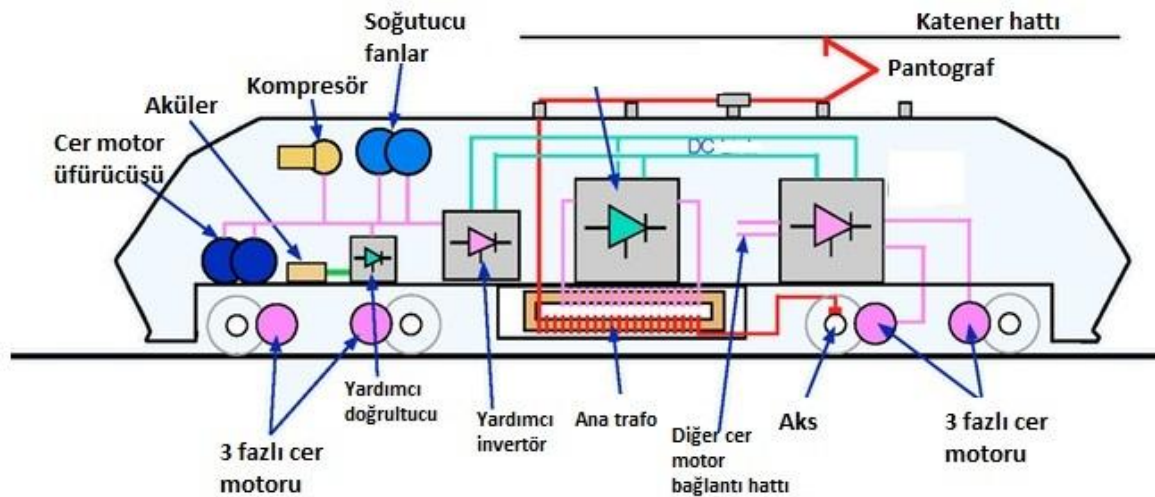
Şekil 3.4’de bir dizel elektrikli prensibiyle çalışan bir lokomotifin başlıca ana parçaları belirtilmektedir. Bu lokomotiflerin dizel hidrolik tipi lokomotiflerdeki gibi bir dizel motora sahip olmasına karşın hareketin sağlanış şekli farklı bir yöntemle gerçekleşmektedir. Tekerleklerinin dönme hareketi, dizel motora akuple haldeki bir alternatör aracılığıyla üretilen alternatif elektrik akımı sayesinde tekerlek aksları üzerindeki elektrik (cer) motorları ile birlikte tekerlekler dönme ve bu sayede hareket sağlanmış olmaktadır (MEB, 2011).



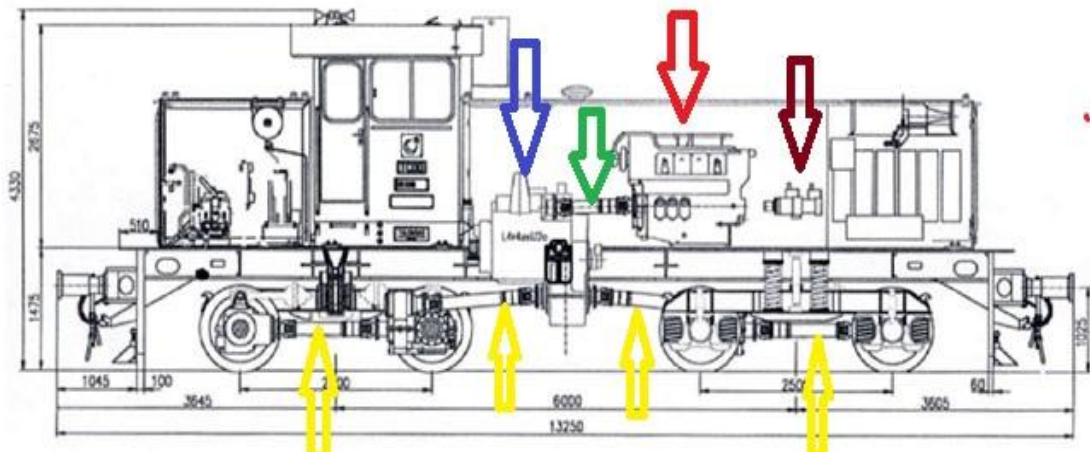
Şekil 3.7. Dizel Elektrikli Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterimi

3.2.3 Elektrikli Lokomotifler

Elektrikli lokomotiflerde hareket, Şekil 3.8.’deki olduğu gibi havai hattın (katener) pantograf denilen elektrik enerjisinin alınmasını sağlayan parça ile alınan elektriğin lokomotif bojiler üzerindeki tekerlek takımları üzerinde akslara monte edilmiş olarak bulunan elektrik (cer) motorlarına iletilmesi ve dizel elektrikli lokomotiflere benzer şekilde bu motorun iletilen elektrik enerjisinden hareket üretmesi ile sağlanmaktadır (MEB, 2011).



Şekil 3.8.Elektrikli Lokomotif Ana Aksam Parçaları Şematik Gösterim

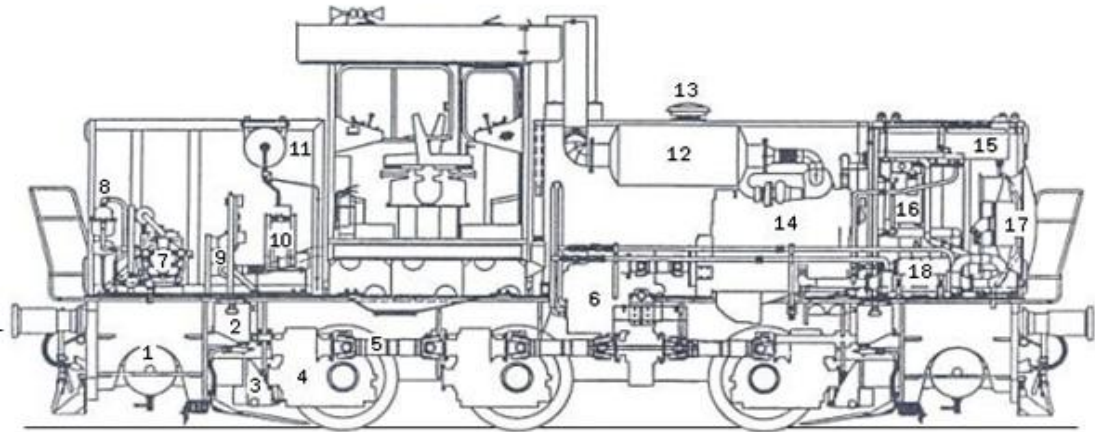


Şekil 3.9.Demiryolları’nda kullanılan DH 9500 tipi manevra lokomotifine ait aktarma organları

Şekil 3.9.' da manevra lokomotifinin hareket kaynağı olan ana aksamaları yer almaktadır. Bir dizel motora bağlı kardan şaft ve buna bağlı hidrolik bir şanzıman sistemi gösterilmektedir. Hidrolik şanzımandan alınan hareket ile bojiler üzerindeki kardan şaftlar aracılığı ile tekerlek üzerindeki dişli kutuları hareketi tekerleklerle ileterek hareket sağlanmış olmaktadır. Kırmızı ile işaretli hidrolik pompa ile lokomotifin ve vagonların ihtiyacı olan hava ihtiyacı kompresör tahrik edilir. Ayrıca lokomotifin soğutma suyu sistemi için gerekli olan vantilatörü de tahrik etmektedir.

3.3 Dizel Hidrolik Tipi Manevra Lokomotif Genel Tanıtımı ve Hidrolik Sistem Ekipmanları

Dizel hidrolik manevra lokomotiflerinin çalışma prensipleri kısaca şu şekildedir. Bir dizel motorun krank mili gücü vasıtasıyla oluşturulan dairesel mekanik gücün bir kardan şaft vasıtasıyla hareketin bir turbo hidrolik şanzımana hidrolik şanzıman içerisindeki dişlilere hareketi iletmektedir. Hidrolik şanzıman hareketi tekrar kardan şaftlar vasıtasıyla tekerlek takımları üzerindeki diferansiyellere (aks şanzımanlarına) iletmektedir. Tekerlek takımları üzerindeki diferansiyeller (dişli kutuları) aksların dolayısıyla tekerleklerin dönmesini sağlayarak hareket edilmiş olmaktadır. 14 numaralı dizel motorun krank milinin bir tarafı hidrolik turbo şanzımanı tahrik ederken diğer tarafı 18 numaralı hidrostatik pompanın miline tahrik gücünü aktarmaktadır.

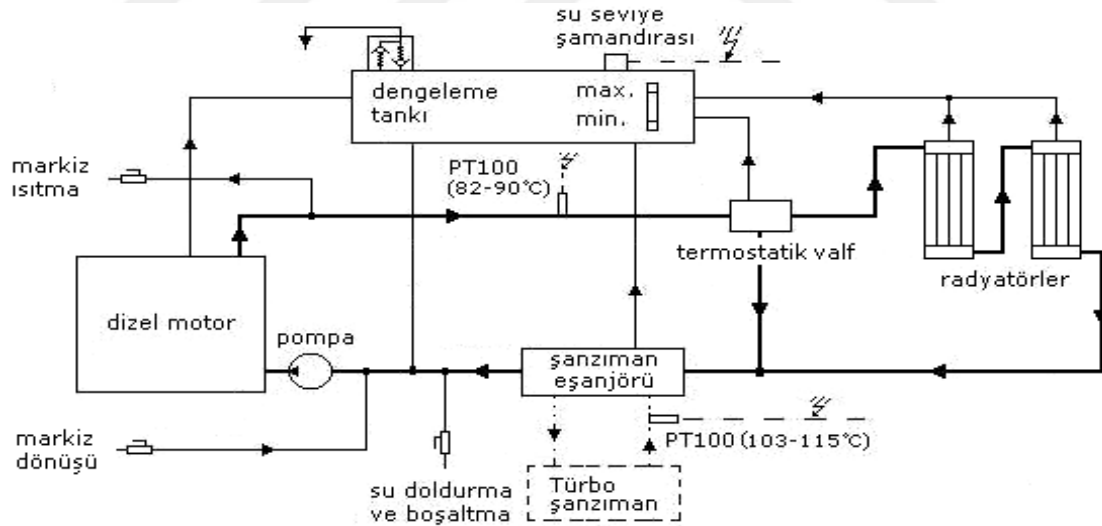


Şekil 3.10. Demiryolları'nda kullanılan DH 7000 tipi manevra lokomotifine ait ana aksam üniteleri

1. Ana hava depose	10. Pnömatik sehpa
2. Kum depose	11. Yardımcı hava deposu
3. Fren silindiri	12. Eksoz susturucusu
4. Aks şanzımanı	13. Motor hava filtresi emişi
5. Kardan şaft	14. Dizel motor
6. Hidrolik şanzıman	15. Su dengeleme deposu
7. Hava kompresörü	16. Hidrostatik yağ deposu
8. Yağ ayırıcı	17. Fan
9. Şanzıman kumanda sehpa	18. Hidrostatik pompa

Şekil 3.10.' da yer alan dizel hidrolik lokomotifin ana aksamaları numaralandırılmış ve her bir numaraya karşılık gelen aksamalar listedeki gibi açıklanmıştır. Söz konusu hidrolik pompa 71 kW gücünde olup iki bağımsız çalışabilen ayrı pompalardan oluşmaktadır. İki ayrı pompanın biri 50 kW gücünde 245 bar basınç üretebilen kompresörü diğeri ise 21 kW gücünde 200 bar basınç üretebilen ve fanı tahrik eden bir pompadır. Sistem ekipmanları genel olarak aşağıdaki gibidir;

- Yağ deposu
- Hidrolik madeni yağ
- İkiz hidrostatik pompa
- Kompresör hidromotoru
- Fan hidromotoru
- Yağ soğutucusu
- Filtre
- Boru ve hortumlar

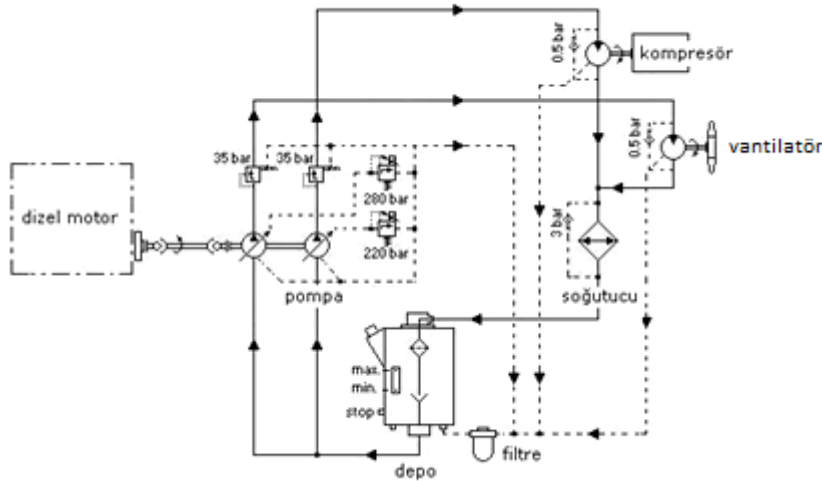


Şekil 3.11. Manevra Lokomotifinde Kullanılan Dizel Motor Soğutma Suyu Devresi

Sistemin Şekil 3.11' de gösterildiği gibi dizel motor soğutma suyu ve turbo şanzıman yağ eşanjöründe şanzıman yağının soğutma hücresi içerisinde soğutulabilmesi termostatik valf hattı üzerinde yer alan bir sıcaklık müşiri ile alınan sıcaklığa bağlı (82°C - 90°C) enerjilenmektedir.

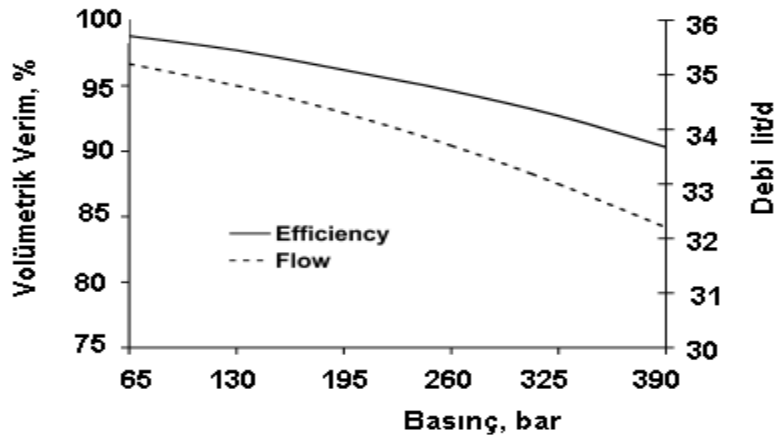
Enerjilenen pompa üzerindeki elektrovalfin sistemi çalıştırması sonucu ilgili pompanın yağ deposundan emilen hidrolik yağı 37 kW gücünde 2200 d/dk dönme kapasitesine sahip 235 bar basınç sağlayan bir hidrolik motora göndererek hidromotorun dönmesi dolayısıyla motor üzerindeki mile bağlı fanın dönmesi sağlanmakta ve soğutma işlemi yapılmaktadır.

Aynı şekilde pnömatik techizat üzerindeki bir basınç kontrolüyle 8-10 bar arasında kompresör boşa dönüşe geçmektedir. Lokomotif genel hava basıncının 8 barın altına düşmesi durumunda bekçiden gelen sinyal ile kompresör hidrolik pompası enerjilenerek yağ deposundan emilen hidrolik yağ 14 kW güç 175 bar basınç ve 1800 d/dk dönme hızına bir hidromotoru enerjilendirmektedir. Bu sayede mekanik güç kompresöre iletilmiş olmaktadır. Lokomotif genel basıncının 10 bara ulaşması durumunda boşa dönüş bekçisi vasıtasıyla kompresörün durdurulması sağlanmış olur. Bu sayede gereksiz yere çalışmaması ve başta kompresör olmak üzere diğer hidrolik ekipmanların ömürleri kısılmayacaktır.



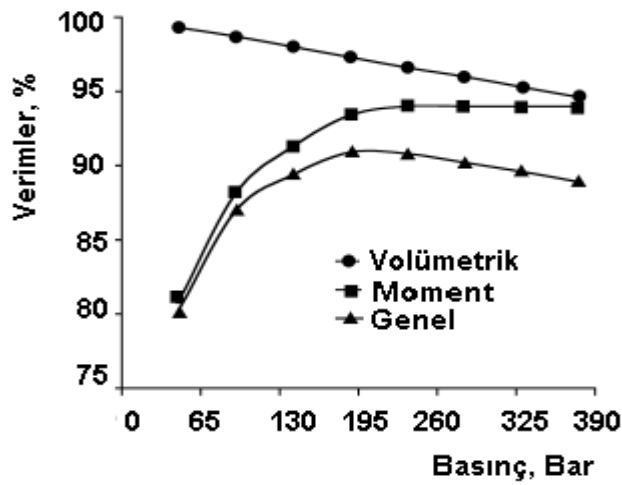
Şekil 3.12. Dizel Hidrolik Lokomotif Hidrolik Devre Şeması

Şekil 3.12.'deki gibi sistem içerisinde dolaşan madeni yağ sistemi her devir daim yapıldığında filtrelenerek ve soğutulurak yağ deposuna geri dönmektedir. Sistem ekipmanlarının akış sebebiyle ısınmamasına yardımcı olan akışkanın soğutulması için sistem içerisinde soğutucu petek vasıtasıyla hidrolik yağın soğutulması sağlanmış olur.



Şekil 3.13. Pistonlu Pompada $n=1800$ d/dk Basınç, Debi ve Volümetrik Verim İlişkisi Örneği

Şekil 3.13' te gösterildiği şekli ile basıncın artışına bağlı olarak volümetrik verim artışı olmasına karşın verim ve akış hızı debiye bağlı olarak azalmaktadır.



Şekil 3.14. Pistonlu Pompada $n=1800$ d/dk Basınç, Moment ve Verim İlişkisi Örneği

Şekil 3.14.' te ise aynı durum (Şekil 3.14.) için momentin basıncın artışına bağlı olarak belirli düzeyde parabolik olarak arttığı ve daha sonra ise durağan hale geldiği görülmektedir.

3.4 Optimizasyon Tayini

Sistem bünyesinde hali hazırda kullanılan emiş boru çap ölçüsü 1 ½" olacak şekilde iken basma boru çapı ölçüsü ise (28x3) yani 1" şeklinde tasarlanarak uygulanmaktadır. Sistem boru özellikleri paslanmaz yada çelik boru olması tercih sebebi iken yüksek basınç dayanımlarına dirençli olması şartından dolayı dikişsiz boru kullanılması zaruridir.

Genel itibariyle demiryolu manevra lokomotiflerindeki hidrolik sistem ekipmanlarının önemli bir parçası olan boru/hortum ürünlerinden beklenen nitelikleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz;

- Lokomotiflerin zorlu çevre ve çalışma ortam koşulları ayrıca bir sonraki ağır bakım sürelerinin en az dört (4) yıl sonra olması sebebiyle hidrolik sistemin çalışırılığının güvenilir olması gerekmektedir.
- Hidrolik sistem içerisindeki hidrolik pompa ve motorların oluşturduğu yüksek basınçlara gerek görevli personele gerekse sisteme zarar vermemesi açısından yeterli et kalınlığı ile beraber mukavemeti yüksek olmalıdır.
- Sistem içerisinde dolaşan madeni yağ akışı sayesinde sistem kendiliğinden yağlayıcılık sağlamış olurken söz konusu boru ve hortum ekipmanlarında korozyon yada kavitasyona sebep olmasına engel olmalıdır.
- Boru bağlantıları kayıpların olabildiğince en az olabilmesi için asgari sayıda tercih edilmelidir. Boru ve hortumlar bu elemanlara uygun nitelikte olmalıdır.
- Lokomotif genelinde hem çevresel hemde çalışma ortamına bağlı farklı sıcaklık değerleri ile birlikte farklı nitelikte kimyasal ürünler (motorin, antifriz) olduğundan bu ürünler etkileşiminden zarar görmeyecek boru/hortum seçimi yapılmalıdır.
- Vantilatör ve kompresörün çalışması esnasında lokomotifin ihtiyacı olan soğutma işlemi ve hava ihtiyacını asgari zamanda karşılayacak şekilde tasarımın yapılması gerekmektedir.

3.4.1 Optimizasyonun Amacı

Bu çalışmanın konusu olan demiryolu manevra lokomotiflerinde kullanılan hidrolik sistem ekipmanlarından boru/hortum çap ölçülerinde yapılacak değişiklik ile asgari ebatlar ile sistemden azami verim elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu sayede sistemin çalışması için harcanan güç ve zaman parametreleri ile birlikte kullanılan birim kesitteki malzeme fazlalığı engellenecektir. Ayrıca daha az zamanda istenilen hava ve soğutma işlemi sağlanacağından hidrolik ekipmanların çalışma süreleri artacak ve bakım süreleri daha da ötelenmiş olacaktır. Böylelikle hem iş gücü hemde ithal malzeme düşük enerji tüketimi odaklı maliyetler ülkemiz için en aza indirilmesi amaçlanmaktadır.

Optimizasyon bir durum için belirli şartlar içerisinde en iyi sonucu elde etmek için işlemlerin birleştirilmesi olarak tanımlanmıştır (Koçer, 2009). Katı cisimler çeşitli yüklere maruz kalmaları sonucu bu yüklerin yola açtığı deformasyonu takiben geometrisinde meydana gelen değişimlerin sistemin güvenli bir şekilde devam edip edemeyeceğinin sorgulanmasına yol açmaktadır. Bu problemler en optimizasyon (iyileme) olarak tanımlanmıştır (Koçer, 2009).

3.4.2 Optimizasyonun Yöntemi ve Şekli

Pompaların emme ve basma boru çap tayini aşağıdaki özellikler göz önünde bulundurularak seçilmelidir;

$$d_s > d_b$$

$$d_s = d_b$$

$$d_s < d_b$$

Yukarıdaki özelliklerden de anlaşılacağı gibi emme borusu çapı basma borusu çapından büyük yada eşit seçilebilir. Fakat kesinlikle küçük seçilmemelidir. Çünkü sistemin çalışırılığının sağlanabilmesi için emme hattının sistemi yeterince besleyebilmesi gerekmektedir.

Bu sebeple sistemin var olan $1\ 1/2''$ emme hattı ve $1''$ basma hattı boru çaplarına karşılık sırasıyla standart üretimi yapılmakta olan aşağıdaki çaplarda test işlemleri yapılmıştır;

Vantilatör Sistemi İçin

$$d_s = 1'' \text{ ve } d_b = 3/4'' \text{ ve } d_s = 1'' \text{ ve } d_b = 1/2''$$

Kompresör Sistemi İçin

$$d_s = 1'' \text{ ve } d_b = 3/4''$$

Sistemin gerçek çap ölçüleri olan $d_s = 1\ 1/2''$ ve $d_b = 1''$ için ve yukarıda diğer belirtilen çap ölçüleri için sırasıyla Çizelge 4.1., Çizelge 4.2., Çizelge 4.3., Çizelge 4.4., Çizelge 4.5.' deki değerler ölçülmüş ve kayıt altına alınmıştır. Vantilatör sistemi için $d_s = 1''$ ve $d_b = 1/2''$ ölçüleri için yapılan test işlemi esnasında aşırı derecede gürültü sonrası hidrolik pompadan normal olmayan mekanik parça sesleri duyulmuş ve sistem acil olarak durdurulmuştur. Yapılan incelemeler sonucunda pompanın içerisinde yer alan ayar plakası ve plakaya bağlı pistonlar Şekil 5.1.'deki hasarlar gözle görülmüş ve kayıt altına alınmıştır.

3.5 Deneyin Yapılışı ve Akış Şeması

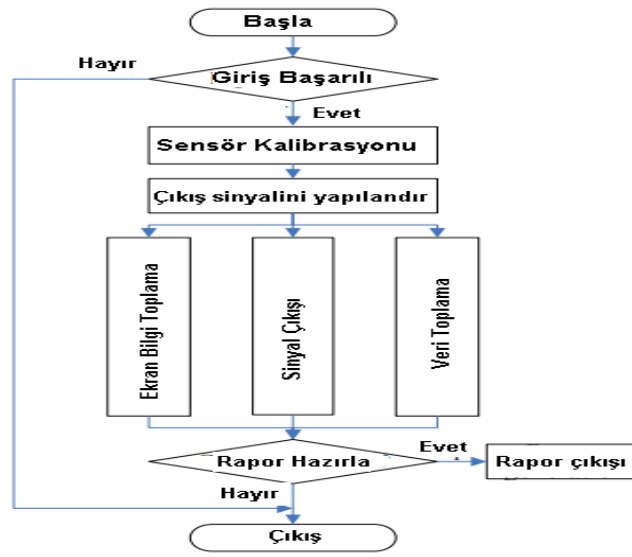
Enerji, dünyanın en önemli sorunlarından biridir. Kaynağından bağımsız olarak önemli çevre kirliliğine neden olan sınırlı kaynaklar nedeniyle enerji tasarrufu yapmak zorundayız. Öte yandan, enerji tasarrufunun anlamı daha düşük enerji tüketimidir. Bu, aynı miktarda mal ve hizmetin daha düşük enerji ile üretilmesi veya aynı miktarda enerji ile daha fazla mal ve hizmetin üretilmesi gerektiği anlamına gelir. Bu sayede ulusal ve uluslararası alanda rekabet artırılmaktadır.

Çark kanat sayısı, çark kanat giriş ve çıkış açısı, çark çıkış çapı vb. pompalarda pompa performansını ve enerji tüketimini etkileyen önemli tasarım parametreleridir. Bu parametrelerin ve dolayısıyla pompa performansının değerlendirilmesi, çoğu durumda özel tezgahlarda testlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Hidrolik test tezgahları, örneğin yeni veya tamir edilmiş pompaları ve valfleri test etmek için yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, talep edilen basınç ve birim zamana dayanması gereken hidrolik bileşenleri test etmek için de kullanılabilirler.

Geleneksel test tezgahları, ayrı sensörler ve sayaçlardan oluşur. Teknisyenin bir sonuca varmak için birkaç kaydı ve eğriyi gözlemlemesini gerektirir. Açıkçası bu yöntem verimsizdir, doğruluktan yoksundur ve yapay hatalar içerir. Hidrolik güç kontrol sistemleri, mekanik sistemlerin ortak ve önemli bir parçasıdır. Hidrolik güç sistemi tasarımında, herhangi bir hidrolik sistemi analiz ederken güç, basınç, akış hızları ve devre mekanizmasının tümü önemli faktörlerdir.

Son olarak, düşük çalışma hızlarında yapılan ölçümler, pompa veya motor sorunları hakkında ayrıntılı bilgi verebilir. Çünkü dönen grubun birçok dönme pozisyonunda çalışmayı ölçmek ve bireysel deplasman hacimlerinin kayıplarını ölçme yeteneği vermek mümkündür. Kullanılacak test cihazlarında Şekil 3.15.'de gösterilen bir akış şeması başarılı olacaktır. Test prosedürü, aşağıdakiler gibi birkaç adıma bölünmüştür: Başlatma, bekleme, test sürecini yürütme, durdurma, bitirme vb. her proses bir durum olarak tanımlanmıştır. Her durum sadece kendi görevini yerine getirir ve kodlanması kolaydır. Program başlatma durumuyla başlar ve belirli koşullar karşılandığında bir sonraki duruma geçer. Program yalnızca sıralı düzende çalışmakla kalmaz, gerektiğinde daha önceki durumlara da atlayabilir.



Şekil 3.15. Test tezgahının akış şeması

Hidrostatik pompaların ve motorların çalışma limitleri vardır. Maksimum basınç ve maksimum dönüş hızının yanı sıra, genellikle belirli bir minimum çalışma hızı da vardır: Çoğu üretici, pompanın veya motorun belirli bir minimum dönüş hızının altında uzun süre çalıştırılmasını önermez. Bu kısıtlamanın bariz bir nedeni var. Çoğu hidrostatik makine, yeterli bir hidrodinamik yağlama oluşturmak ve taşıma kapasitesi eksikliğinden kaynaklanan aşırı aşınmayı önlemek için en az birkaç yüz d/dk'lık dönüş hızına ihtiyaç duyar.

Hidrolik pompalar, elektrik motorları, yağ tankları, akışkan sıvısı özellikleri, hidrolik devreler ve çok diğer valfler bir hidrolik sistemi oluşturan ekipmanlardır. Hidrolik sistemler otomotiv, ziraat gibi mekanik alanlarda çok çeşitlidir. Verimli ve güvenli olacak bir hidrolik sistem tasarlamak mühendislik işidir.

Daha iyi enerji verimlilik için su hidrolik sistemlerindeki gereksinimler, değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompaların geliştirilmesini gerektirir. Basınç ortamı olarak su kullanan eksenel piston ünitelerinin çoğu, sağlam ve suya uyumlu eğik levha pivot yataklarının yapımındaki zorluklardan dolayı eğik levha eğim açısını ayarlama olasılığından yoksundur. Yeterince düzgün ayar hareketi olmadan, eğik plaka ile piston kaydırma yastıkları arasındaki yağlama koşulları bozulur ve sıvı filminin kaybı, erken pompa arızasına neden olabilir.

3.6 Pompa Verimi

Çelen, 2019' e göre pompalarda hidrolik akışkana hız ya da basınç olarak birim zamanda kazandırılan enerji mil gücü ile ifade edilmiştir. Burada mil gücü aşağıdaki formül ile açıklanmıştır.

$$W_p = \rho * g * H_m * Q * \mu_p \dots \dots \dots (3.1)$$

$$W_p = \text{Pompanın çektiği mekanik güç (kW)}$$

$$\rho = \text{Hidrolik akışkan yağın özgül ağırlığı } \left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$H_m = \text{Basma yüksekliği (mSS)}$$

$$Q = \text{Pompanın basma debisi } \left(\frac{m^3}{h}\right)$$

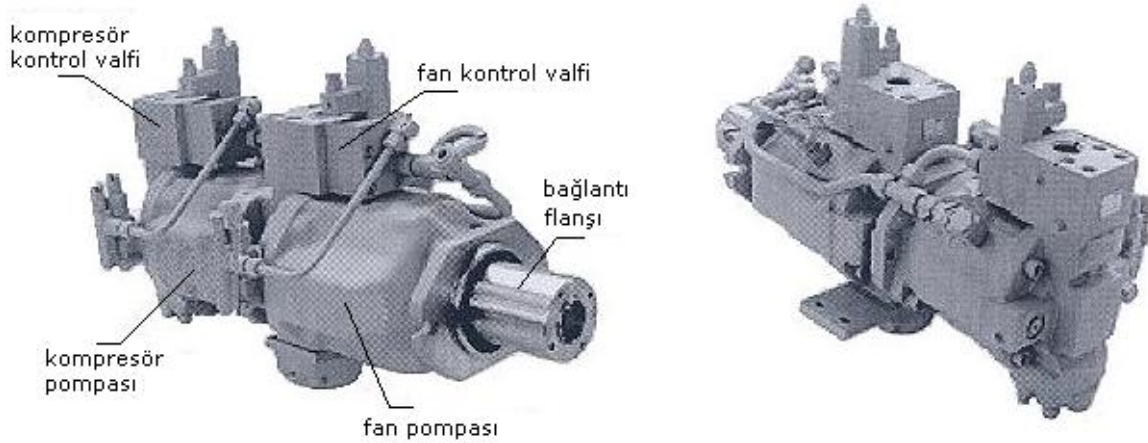
$$\mu_p = \text{Pompa verimi}$$

$$\mu_p = \frac{W_p}{\rho * g * H_m * Q} \dots \dots \dots (3.2)$$

4 MATERİYAL VE YÖNTEM

Ülkelerin gelişiminde raylı sistemlerin önemi çok büyüktür. Ülkemizde de raylı sistemden yararlanma olanakları günden güne artmaktadır. Raylı taşımada ana merkezlerde kullanılan manevra lokomotiflerinin bakımları genelde Ulaştırma Bakanlığına bağlı Eskişehir ilindeki tesislerde yapılmaktadır. Bakımın içeriğinde her türde elemanın gözden geçirilmesinin yanı sıra arızalanan elemanların gözden geçirilip gerektiğinde değiştirildikten sonra test edilmeleri şarttır. Test edilen elemanların başında manevra lokomotiflerindeki hidrolik sistemlerde kullanılan bu çalışmanın konusu olan aksiyal pistonlu pompalardır. Hidrolik enerji kullanımının uygulandığı raylı sistem araçlarından olan dizel hidrolik tipi manevra lokomotiflerinin hidrolik güç aktarma sistemlerinde ait boru ve hortum tesisatlarının çap ölçülerinin değiştirilmesi sonucu verim harcanan güç değerlerindeki değişimleri esas alınmaktadır.

4.1 Test Edilen Hidrolik Pompa ve Motorların Karakteristik Özellikleri



Şekil 4.1. Manevra Lokomotifi Hidrolik Vantilatör ve Kompresör Hidrolik Pompası

Şekil 4.1.' de söz konusu pompanın ana aksamaları belirtilmektedir. Pompa ve pompaya ait bazı parçaların kapasiteleri ise aşağıdaki değerler ölçüsündedir.

Vantilatör Pompası:

Q=125 l/dk

P=220 bar

P= 50 Kw

Kompresör Pompası:

Q=54 l/dk

P=197 bar

P = 21 kW

Vantilatör Hidromotoru:

n= 1450 d/dk

P=210 bar

P=37 kW

Kompresör Hidromotoru:

n= 1800 d/dk

P=175 bar

P=14 kW

4.2 Test Düzeneği ve Uygulanan Test Prosedürü

Test düzeneği bir dizel hidrolik lokomotifin tüm hidrolik parçalarının test edilmesi ve tüm ekipmanların gerekli asgari değerleri sağlayabileceğinin kontrolü için yeterli niteliklere sahiptir. Test ünitesine bağlı ekipmanlar lokomotif üzerindeki haline olabildiğince eş değer koşullarda denenmektedir. Test ünitesi ekipmanları;

- ❖ Test stantı
- ❖ Hidrolik yağ tankı
- ❖ Hidrolik sıvı
- ❖ Basınç (bar), Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$), Akış hızı (m/s), Çekilen Güç (kW), Çekilen Akım (A), ve Debi (m^3/h) Ölçüm Cihazları
- ❖ Test için yeterli miktarda boru ve hortum
- ❖ Hava tankı
- ❖ Çevirici motor
- ❖ Kompresör
- ❖ Diğer aksamlar

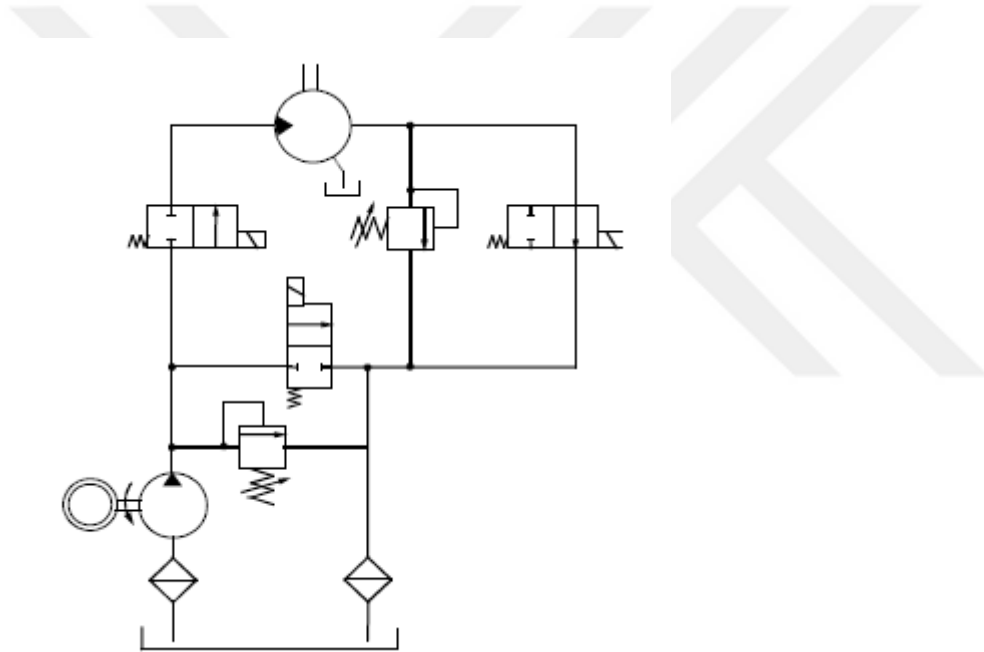


Şekil 4.2.Dizel Hidrolik Lokomotif Hidrolik Ekipmanları Test Düzenegi

Şekil 4.2.'de yer alan test düzeneginde test işlemleri esnasında lokomotif üzerindeki gibi hem vantilatör hem de kompresörün eş zamanlı ya da farklı zamanlarda aktif halde denenmesi ile istenilen asgari değerleri sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmektedir. Bu sayede çıkabilecek birçok arızanın ve iş kaybının zamanında önüne geçilerek üretim sürecinin olumsuz etkilenmemesi sağlanmış olmaktadır. Çevirici bir elektrik motoru ile istenilen devir hızı (0-1400 d/dk) ayarlanabilecek şekilde hazırlanmış bir test düzenegidir. Test düzeneginde kullanılan hidrolik sıvısı Hydroil-32 güncel olarak kullanılan bir madeni yağdır. Uygulanan prosedür ise hali hazırdaki manevra lokomotifine ait sistemin dizel motor ile aldığı tahrik gücünün farklı devir aralıklarına ayarlanabilecek şekilde tasarlanmıştır.

4.3 Hidrolik Devre Optimizasyonun Manevra Lokomotifine Ait Ekipmanlarına Uygulanması

Bir hidrolik devrede emme hattı ile basma hattının boru/hortum çapı çok önemlidir. Sistemin çalışırılığı ve sistem ekipmanları optimum verime ancak bu sayede ulaşılabilir. Emme hattı boru çapı basma hattından büyük olabilir ya da eşit olabilir. Fakat hiçbir tesisatta emiş hattı boru çapı basma hattından daha küçük seçilerek dizayn edilemez. Söz konusu çalışmada da emme hattı ve basma hattı boru/hortum çapları bu özellik göz önünde bulundurularak seçilmiştir.



Şekil 4.3 Tek Yönlü Motor Kullanılan Hidrolik Devre Örneği

Şekil 4.3.' te tek yönlü hareket eden bir hidrolik devre görülmektedir. Sistem içerisindeki emniyet valfleri ile hidrolik devrenin daha sağlıklı çalışması sağlanmıştır.

4.4 Farklı Boru Çaplarında Vantilatör ve Kompresöre İçin Test Değerleri

Çizelge 4.1. Emiş boru çapı 1 1/2", basma boru çapı 1" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneğinden alınan sonuçlar

VANTİLATÖR SİSTEMİ (1 1/2" EMİŞ HATTI-1" BASMA HATTI TEST DENEY DEĞERLERİ)								
Devir (d/dk)	Debi (m ³ /h)	Pompa Çıkış (bar)	Hidromotor Giriş (bar)	Hidromotor Çıkış (bar)	Tüketilen Güç (kW)	Çekilen Akım (A)	Dönüş Hızı (d/dk)	Volt (V)
850	3,4	20	20	12	5,7	15	1420	380
900	3,424	20	20	13	5,7	15	1499	380
950	3,45	22	21,2	14	6,27	16,5	1510	380
1000	3,54	22	21,6	15	6,46	17	1650	380
1050	3,65	22	21,8	15,5	6,84	18	1730	380
1100	3,76	22	21,8	16	7,03	18,5	1795	380
1150	3,85	22	21,8	16	7,22	19	1870	380
1200	3,91	22,4	22,2	16	7,60	20	1950	380
1250	3,96	23	23	16,5	7,79	20,5	2014	380
1300	3,995	23,95	23,95	17	7,98	21	2087	380
1350	4,015	25,05	25,05	17,5	8,17	21,5	2150	380
1400	4,020	26,3	26,3	18	8,55	22,5	2195	380

Çizelge 4.2. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 3/4" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneğinden alınan sonuçlar

VANTİLATÖR SİSTEMİ (1" EMİŞ HATTI-3/4" BASMA HATTI TEST DENEY DEĞERLERİ)								
Devir (d/dk)	Debi (m ³ /h)	Pompa Çıkış (bar)	Hidromotor Giriş (bar)	Hidromotor Çıkış (bar)	Tüketilen Güç (kW)	Çekilen Akım (A)	Dönüş Hızı (d/dk)	Volt (V)
850	2,6	40	21,69	15,6	3,55	9,34	1430	380
900	2,674	40	22,5	16	3,8	10	1522	380
950	2,817	40	23,4	17,4	3,95	10,39	1629	380
1000	3,134	40	24,2	18,2	4,	10,52	1690	380
1050	3,317	40	25,4	19,2	4,05	10,65	1745	380
1100	3,5	40	27,2	20,6	4,275	11,25	1814	380
1150	3,85	40	28,6	21,6	4,5	11,84	1965	380
1200	3,925	40	30	23,2	5	13,15	2048	380
1250	4	40	32,4	24,4	5,5	14,47	2131	380
1300	4,175	40	34	26,2	7,5	19,73	2215	380

Çizelge 4.3. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 1/2" olacak şekilde vantilatör için hazırlanan test düzeneğinden alınan sonuçlar

VANTİLATÖR SİSTEMİ (1" EMİŞ HATTI-1/2" BASMA HATTI TEST DENEY DEĞERLERİ)								
Devir (d/dk)	Debi (m^3/h)	Pompa Çıkış (bar)	Hidromotor Giriş (bar)	Hidromotor Çıkış (bar)	Tüketilen Güç (kW)	Çekilen Akım (A)	Dönüş Hızı (d/dk)	Volt (V)
850	2,58	40	20	15	0,91	2,4	1429	380
900	3,2	40	21	16	1,33	3,5	1524	380
950	3,5	40	22	17,2	1,9	5,0	1614	380
1000	3,65	40	23,6	18,2	2,18	5,75	1704	380
1050	3,985	40	24,8	19,2	2,60	6,86	1775	380
1100	-	-	-	-	-	-	-	-
1150	-	-	-	-	-	-	-	-
1200	-	-	-	-	-	-	-	-
1250	-	-	-	-	-	-	-	-
1300	-	-	-	-	-	-	-	-

Çizelge 4.4. Emiş boru çapı 1 1/2", basma boru çapı 1" olacak şekilde kompresör için hazırlanan test düzeneğinden alınan sonuçlar

KOMPRESÖR SİSTEMİ (1 1/2" EMİŞ HATTI-1" BASMA HATTI TEST DENEY DEĞERLERİ)								
Devir (d/dk)	Debi (m^3/h)	Pompa Çıkış (bar)	Hidromotor Giriş (bar)	Hidromotor Çıkış (bar)	Tüketilen Güç (kW)	Çekilen Akım (A)	Dönüş Hızı (d/dk)	Volt (V)
850	3,1	160	155	8	15,2	40	1752,3	380
900	3,1	140	140	7,5	15,2	40	1794,8	380
950	3,1	140	140	7,5	15,2	40	1785,5	380
1000	3,1	140	140	7,5	15,2	40	1786,8	380
1050	3,1	140	140	7,5	15,58	41	1781,4	380
1100	3,1	140	140	7,5	15,58	41	1798,3	380
1150	3,1	140	140	7	15,58	41	1792,3	380
1200	3,1	140	140	7	15,58	41	1788,3	380
1250	3,1	140	140	7	15,58	41	1785,2	380
1300	3,1	140	140	7	15,58	41	1781,2	380
1350	3,1	140	140	7	15,58	41	1778,6	380
1400	3,1	140	140	7	15,58	41	1779,5	380

Çizelge 4.5. Emiş boru çapı 1", basma boru çapı 3/4" olacak şekilde kompresör için hazırlanan test düzeneğinden alınan sonuçlar

KOMPRESÖR SİSTEMİ (1" EMİŞ HATTI-3/4" BASMA HATTI TEST DENEY DEĞERLERİ)								
Devir (d/dk)	Pompa Debi (m^3/h)	Pompa Çıkış (bar)	Hidromotor Giriş (bar)	Hidromotor Çıkış (bar)	Tüketilen Güç (kW)	Çekilen Akım (A)	Dönüş Hızı (d/dk)	Volt (V)
850	1,009	155	155	7,8	7,2	28	1604	380
900	1,1	152	152	8	7,5	29	1700	380
950	1,24	142	142	8	7,5	27	1786	380
1000	1,356	140	140	8	7,2	30	1789	380
1050	1,433	140	140	8	7,2	29	1791	380
1100	1,6	140	140	8	7,3	32	1801	380
1150	1,716	140	140	8	7	33	1784	380
1200	1,833	140	140	8	7	33	1792	380
1250	1,951	140	140	8	7	33	1790	380
1300	2,069	140	140	8	7,3	33	1781	380

Farklı boru çapları denenerek sistemin daha verimli hale getirilmesi amaçlanmıştır. Yapılan ölçümler esnasında test ünitesinden alınan veriler farklı devir sayılarına bağlı olarak debi (m^3/h), pompa çıkış, hidromotor giriş ve hidromotor çıkış basınçları (bar) ve hidromotorların dönüş hızları (d/dk) şeklinde ölçülmüştür. Test ünitesine hareket sağlayan elektrik motoruna bağlı trafo üzerinden okunan tüketilen güç (kW), çekilen akım (A) ve üç fazlı çekilen voltaj değerleri (V) kayıt altına alınmıştır. Sinyal odaklı veri alan debimetre sistem çalışması esnasında okunan değerlerde yüksek basınçtan kaynaklanan titreşime bağlı olarak sinyalin ölçüm noktasında farklı normal olmayan değerler okumasına sebep olmuştur. Örneğin debinin devir sayısına bağlı olarak belirli bir noktaya kadar nominal artış gösterirken sinyalden kaynaklı aniden düşüşler gözlemlenmiştir. Aynı şekilde diğer ölçüm noktalarında da benzer durumlar söz konusudur. Yapılan ölçümlere bağlı olarak bu farklılıkları ise içerisinde bulundurduğu aykırı değerlerin tespiti için geliştirilmiş metotlar ile söz konusu değerlerin optimum değerleri elde edilmiştir.

Bulgular ve tartışma kısmında belirtildiği Şekil 5.3.'te test esnasında zarar gören hidrolik pompa kayma plakası ve pistonları sebebiyle deney (test) işlemlerine devam edilememiştir. İstenilen değerlere var olan veriler kullanılarak ulaşılmıştır. Örneğin tespit edilemeyen güç değerine $P=V.I$ formülü ile bilinen voltaj ve akım değerleri kullanılarak elde edilmiştir.

4.5 Aykırı Değer Tespiti ve Metodun Uygulanması

Yapılan ölçüm işlemleri esnasında gerek ölçüm anında oluşan titreşim, tesis içerisindeki tesisin hali hazırdaki kullanımında olan tezgahlar, aydınlatmalar ve diğer ekipmanların çalışmasına ve devreye girip çıkmasına bağlı olarak akım ve gerilim iniş çıkışları gerekse ölçüm yapan operatörün bu anlık değişimlerden kaynaklı sağlıklı değer alamamasına bağlı olarak Çizelge 4.1., Çizelge 4.2., Çizelge 4.3., Çizelge 4.4. ve Çizelge 4.5. içerisinde pompa debisi, pompa çıkış basıncı, hidromotor giriş-çıkış basınçları, tüketilen güç ve çekilen akım gibi değerler içerisinde normal olmayan iniş ve çıkışlar gözlemlenmiştir.

Örnek olarak vantilatör sisteminin yapılan test işlemleri esnasında devir sayısının artışına bağlı olarak debi miktarında artması gerekmektedir. Fakat yapılan değerlendirme sonucunda artışın bazı devir aralıkları için lokal olduğu ya da kendi içerisinde belirli bir devir aralığı için artışın gözlemlendiği tespit edilmiştir.

Sistem test işlemleri Şekil 5.1.' de yer aldığı durumlarıyla boru çapının düşürülmesine bağlı olarak hidrolik pompanın ayar plakası ve pistonları hasar görmüş ve vantilatör sistemi için yapılan test işlemi Çizelge 4.3.'te de belirtildiği üzere pompa dönüş hızının 1050 d/dk'da iken test işleminin durdurulması kararlaştırılmıştır. Söz konusu kayıt edilen aykırı değerlerin olası en yakın gerçekçi değerlerinin hesaplanabilmesi için aykırı değerlerin tespiti ve en optimum değer atanmasına ilişkin çözüm yöntemleri araştırılmıştır.

Literatür araştırması kısmında değinilen aykırı değer tanımı ve aykırı değer çalışmalarına ilişkin çözüm yöntemleri ve bu çalışmaya en uygun aykırı değer çözümleme metodu olarak Z-Skor yöntemi belirlenmiştir. Bu (Z-Skor) yöntem doğrultusunda aşağıda Çizelge 4.1. için örnek çalışma yapılmış ve tespit edilen aykırı değerlerin olası muhtemel tüm değerleri tespit edilmiş ve Çizelge 4.6.'ya işlenmiştir. Tespit edilen tüm aykırı değerler için sırasıyla Çizelge 4.2., Çizelge 4.3., Çizelge 4.4. ve Çizelge 4.5. içinde uygulanmış ve söz konusu çizelgeler bu yöntemle düzenlenmiştir.

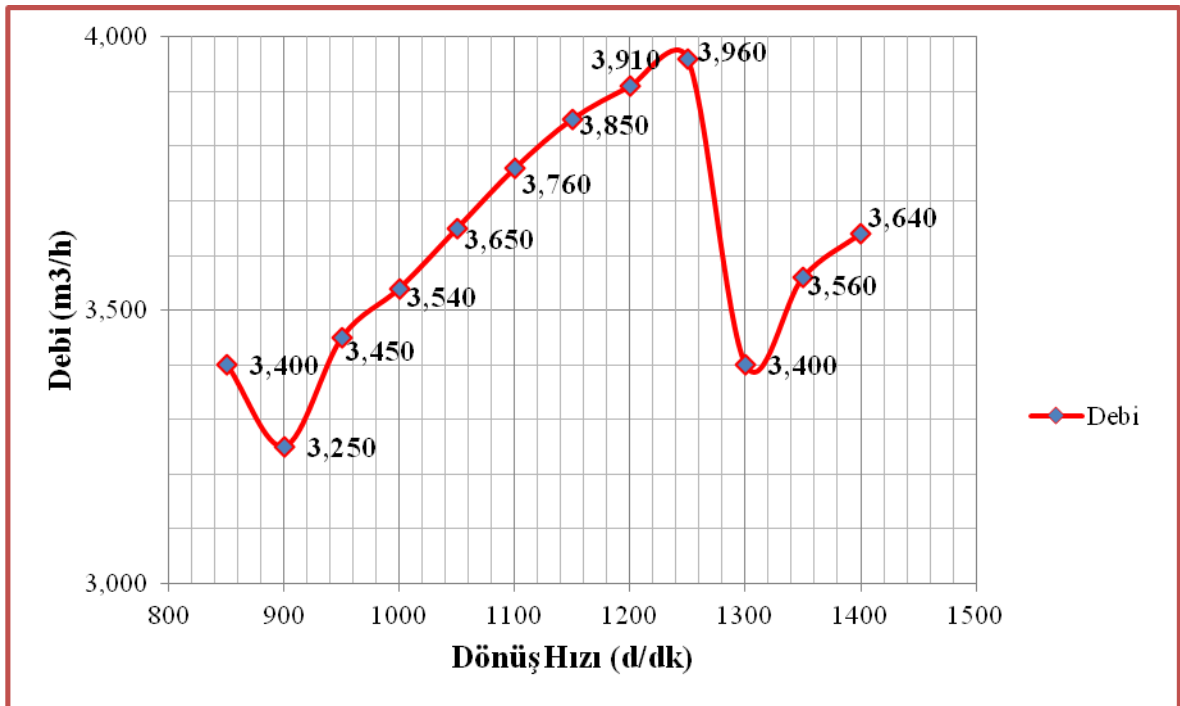
Z-Skoru yönteminin uygulanış basamakları sırasıyla çizelge içerisinde aykırı değerlerin tespiti yöntemin içerisinde artış ya da azalışa bağlı olarak farkk etmeksizin mutlak değerleri ile elde edilen bir z değeri ve bu z değerinin artış ve azalış hızına bağlı olarak aykırı değerlerin yerine optimum olası yeni değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.6. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin Z-Skor metoduna göre debi değerlerinin yeni tespit edilen tablosu

Devir (d/dk)	Debi	Z Değeri	Debi	Z Değeri	Z Değeri Mutlak Değeri	Debi	Z Değeri	Z Değeri Mutlak Değeri	Z Değeri Artışı	Z Değeri Artış Hızı
850,000	3,400	-0,962	3,400	-1,361	1,361	3,400	-1,194	1,194		
900,000	3,250	-1,635	3,450	-1,127	1,127	3,424	-1,085	1,085	0,109	
950,000	3,450	-0,737	3,540	-0,704	0,704	3,450	-0,965	0,965	0,120	0,012
1000,000	3,540	-0,333	3,650	-0,188	0,188	3,540	-0,552	0,552	0,413	0,292
1050,000	3,650	0,161	3,760	0,329	0,329	3,650	-0,048	0,048	0,304	0,092
1100,000	3,760	0,655	3,850	0,751	0,751	3,760	0,457	0,457	0,304	0,000
1150,000	3,850	1,059	3,910	1,033	1,033	3,850	0,869	0,869	0,413	-0,092
1200,000	3,910	1,328	3,960	1,268	1,268	3,910	1,144	1,144	0,275	-0,138
1250,000	3,960	1,553				3,960	1,373	1,373	0,229	-0,046
1300,000	3,400	-0,962	Yeni Debi Değeri	3,425		3,995	1,534	1,534	0,160	
1350,000	3,560	-0,243				4,015	1,626	1,626	0,092	
1400,000	3,640	0,116				4,020	1,649	1,649	0,023	
TOPLAM	43,370									
ORTALAMA	3,614		3,690	1,244		3,660			0,321	-0,069
STD.SAPMA	0,223		0,213	1,000		0,218			0,160	0,171

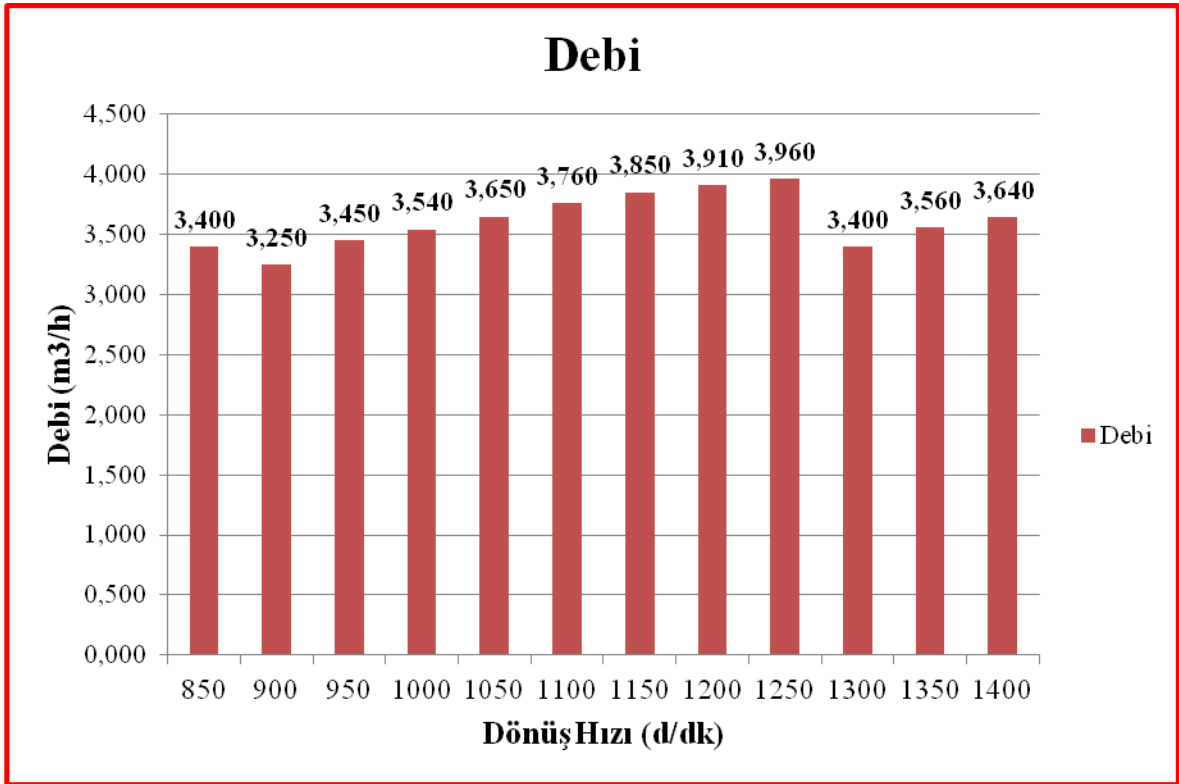
Çizelge 4.6.' da sırasıyla devir hızlarına karşılık gelen debi değerleri sıralanmıştır. Çizelge üzerinde kırmızı renk ile işaretli debi değerleri hem Şekil 4.4' teki çizgisel hemde Şekil 4.5.' teki histogram grafiklerinde de görüldüğü üzere aykırı bir hat izlemektedir. Bu sebeple uygulanan Z-skor optimizasyon yöntemi ile olası yeni debi değerleri excel formatında hesaplamaları yapılmış yeşil renk ile ifade ettiği şeklini almıştır. Aynı işlemler sırasıyla hesaplanan yeni debi değerlerinden sonra Çizelge 4.1.' de yer alan diğer aykırı değer bulunduran sırasıyla vantilatör hidrolik pompa basıncı, hidromotor giriş basıncı ve hidromotor çıkış basınç değerleri içinde uygulanmış ve sonuç değerleri Çizelge 4.1.' e işlenmiştir.

Yapılan hesaplamalar esnasında 1300 d/dk, 1350 d/dk ve 1400 d/dk devir aralıkları için vantilatör hidrolik pompar basınç değerinin hidromotor giriş basınç değerinden 0,2 bar ile 0,6 bar arasında farklılık gösterecek şekilde düşük olduğu tespit edilmiştir. Bir hidrolik pompa basma tarafındaki basıncın hidrolik motor tarafındaki giriş basıncından daha düşük olamayacağı sebebiyle vantilatör hidrolik pompa basıncı asgari değer olan hidromotor giriş basıncı ile aynı olacak şekilde kabul yapılmıştır.

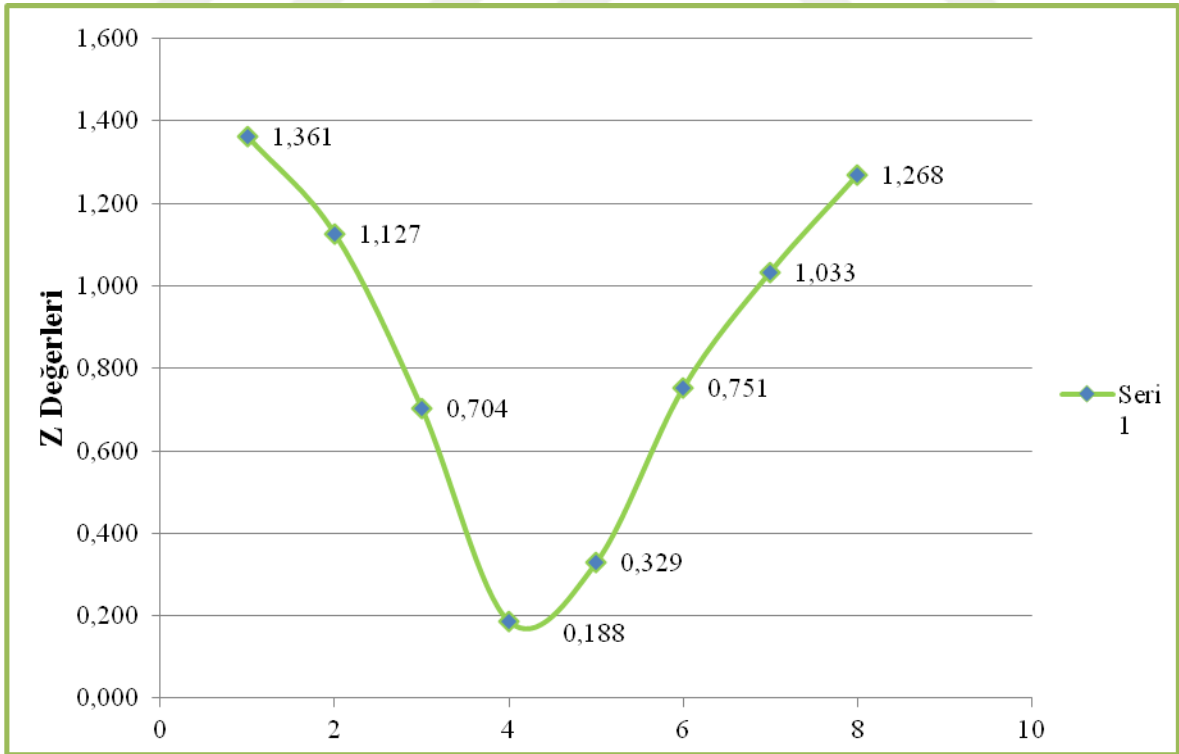


Şekil 4.4. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin çizgisel (doğrusal) grafikte tayin edilmesi

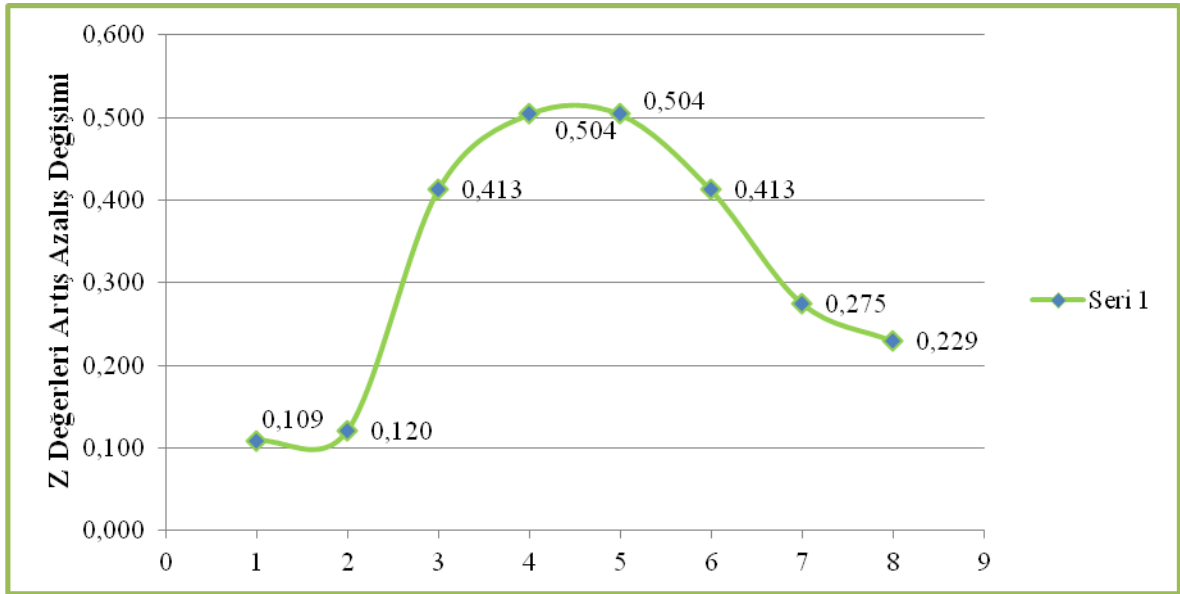
Şekil 4.4.'te hidrolik pompanın vantilatörü tahriki esnasında ölçülen debi değerleri dönüş hızına bağlı olarak bir çizgi grafiğine dönüştürülmüştür. Görülmektedir ki 850 d/dk dönüş hızı ile 1400 d/dk dönüş hızları arasında yapılan ölçümlerde dönüş hızının artışına bağlı olarak debi değerinin de artması beklenirken 900 d/dk ve 1300 d/dk-1400 d/dk dönüş hızları arasında kendi içerisinde (1300 d/dk-1400 d/dk) artış olmasına karşın aykırı düşüş durumu net bir şekilde farkedilmektedir.



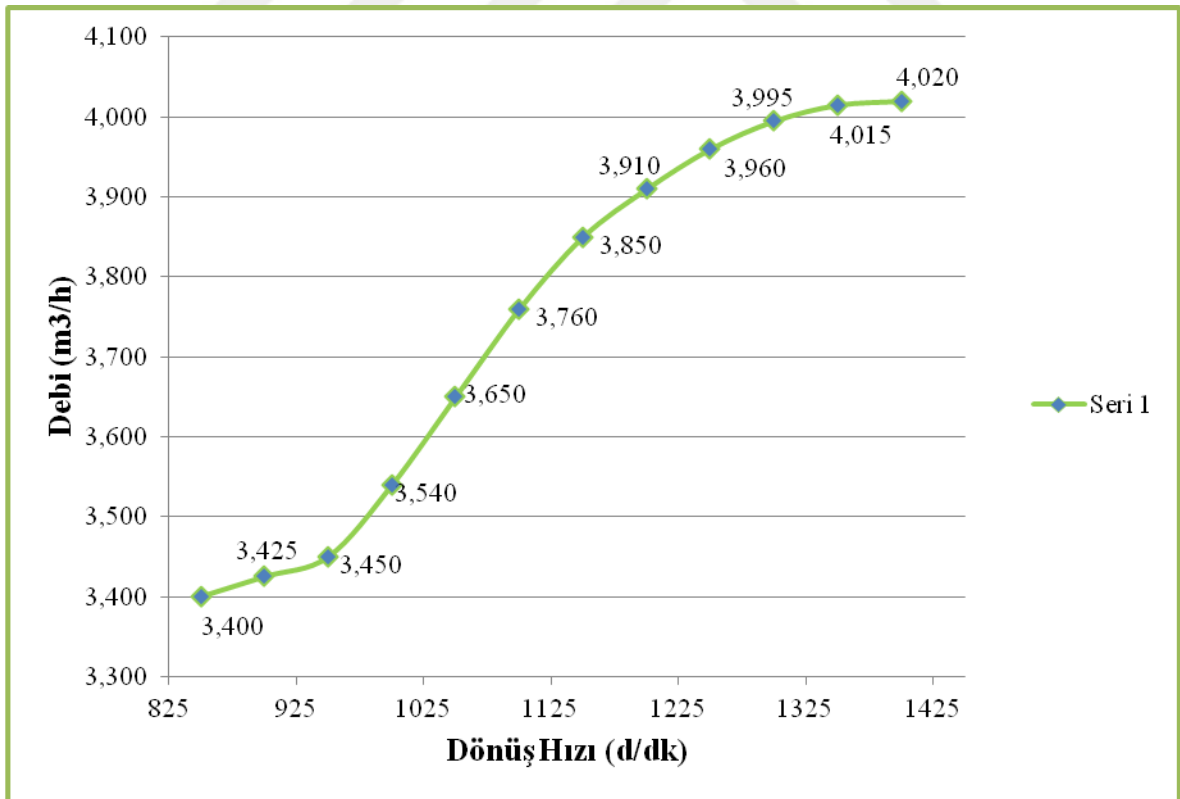
Şekil 4.5. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin histogram grafikte tayin edilmesi



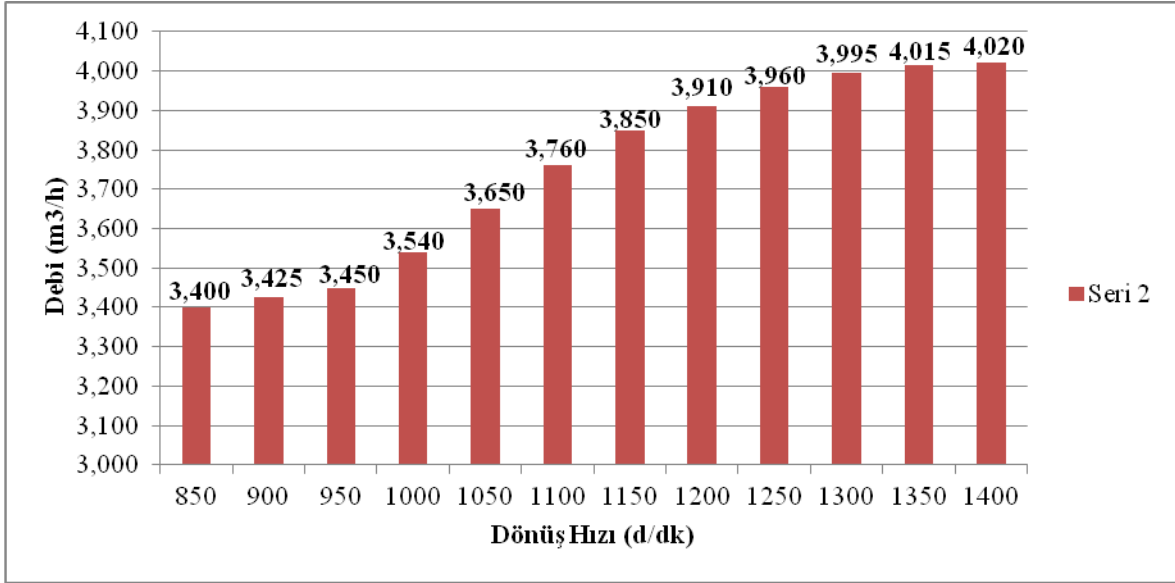
Şekil 4.6. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin tespiti için Z değerlerinin grafiksel dağılımı



Şekil 4.7. Çizelge 4.1.'deki hidrolik pompa debisi için aykırı değerlerin tespiti için Z değerlerinin artış ve azalış hız değişiminin grafiksel dağılımı



Şekil 4.8. Z-Skor yöntemi ile yeni olası optimum değerlerin tayin edilmesi sonucu çizgisel (doğrusal) grafikte gösterimi



Şekil 4.9. Z-Skor yöntemi ile yeni olası optimum değerlerin tayin edilmesi sonucu histogram grafik ile gösterimi

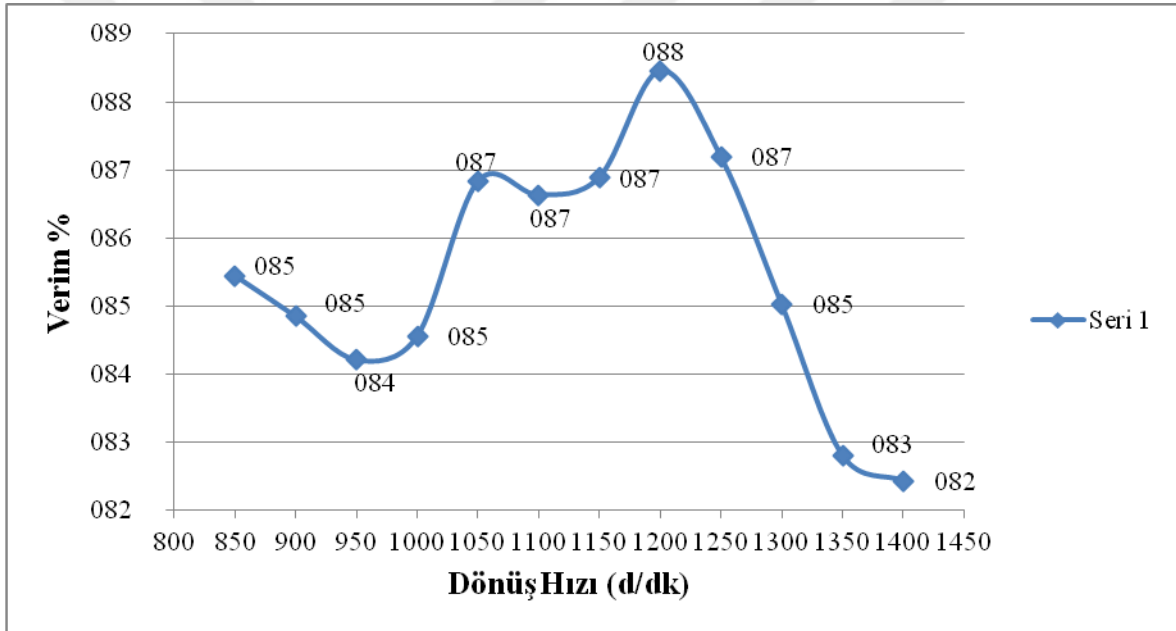
Şekil 4.4.'te normal koşullara bağlı olarak devir sayısı ile paralel olarak debi miktarının artmadığı bazı noktalarda azalma sonrasında artış ya da kendi içerisinde sistemin tümünden bağımsız artış olduğu gözlemlenmektedir. Bu sebeple uygulanan z-skoru aykırı değer metodu ile yukarıda Şekil 4.8. ile gösterildiği şekliyle normal koşullarda devir sayısının artmasına bağlı olarak debi miktarında arttığı doğrusal grafik ile belirtilmiştir. Yapılan düzenlemeye ilişkin söz konusu çözümleme yönteminin doğruluğu için önemli bir referans oluşturmaktadır.

4.6 Optimizasyon Uygulaması Sonucu Hidrolik Pompalarının Verim Değerlendirmesi

Aykırı değer bulma ve çözümleme metodu sonucu oluşturulan Çizelge 4.1., Çizelge 4.2., Çizelge 4.3., Çizelge 4.4. ve Çizelge 4.5. ' te yer alan veriler sonucunda kullanılan farklı boru çaplarına için yapılan (3.2). formülü ile bulgular ve tartışma bölümünde yer alan verimlere ait değerler Şekil 5.1, Şekil 5.2., Şekil 5.3., Şekil 5.4. ve Şekil 5.5.' deki gibi elde edilmiştir.

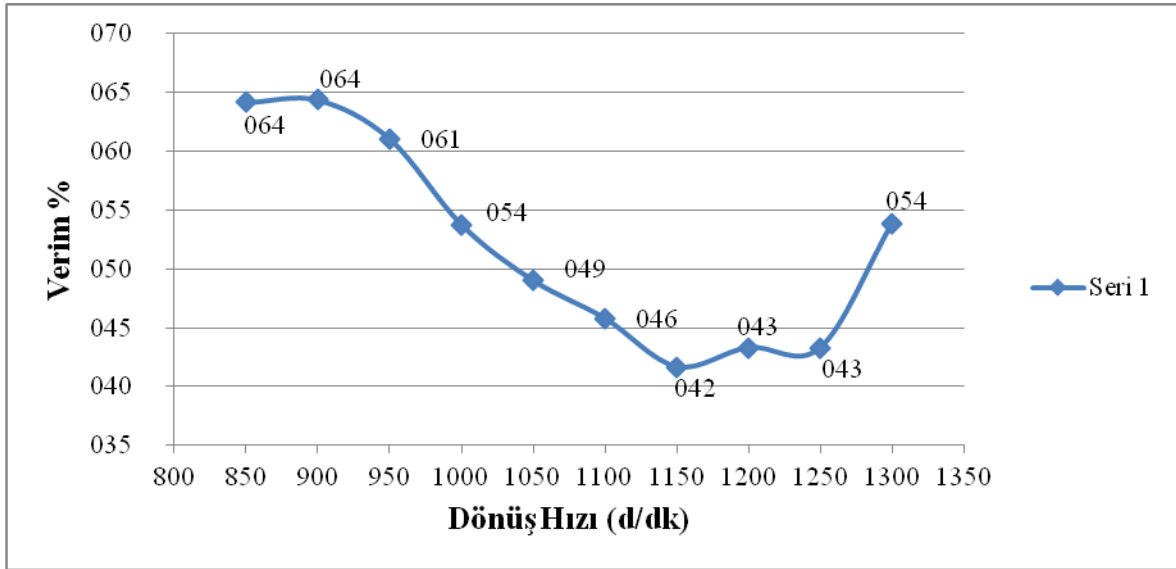
5 BULGULAR VE TARTIŞMA

Hidrolik pompa emme ve basma boru çaplarındaki değişiklik ile istenilen verim değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Test ünitesine ait hidrolik yağ çevriminde soğutucu mekanizma olmaması ve sistemin ısınmaya bağlı olarak hidrolik pompa ekipmanı içerisindeki kayma plakası kırılma gerçekleşmiştir. İlgili pompaya ait pistonlar üzerinde aşınmalar meydana gelmiş deforme olarak kullanım dışı kalmıştır. Test ünitesinin hidrolik çevrimin hali hazırdaki boru çapları pompa emme hattı için 1 ½" basma hattı için ise 1" boru çapları olacak şekilde hazırlanmıştır.



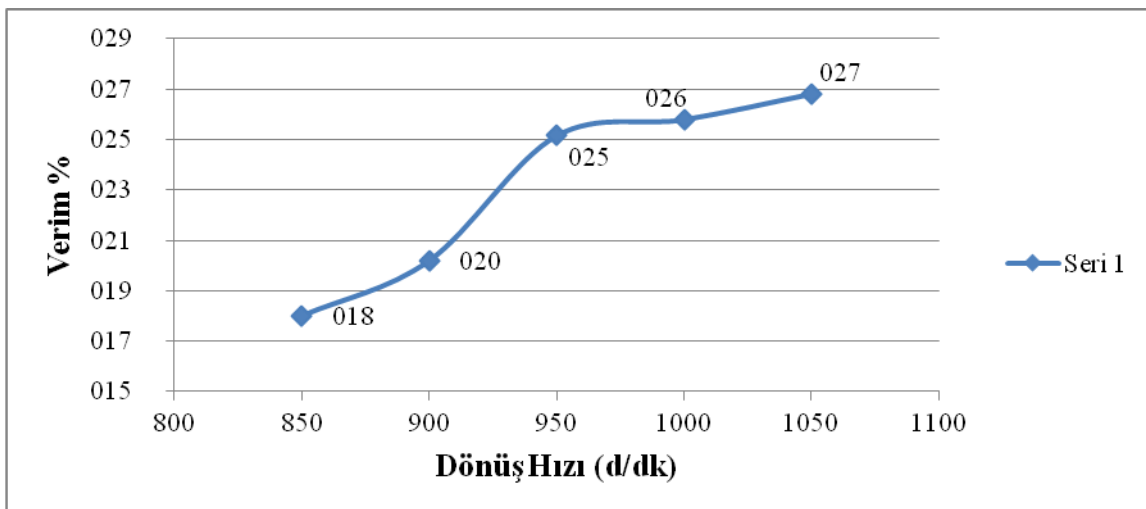
Şekil 5.1. Vantilatör pompası 1 ½"-1" boru çapları için verimin devir sayısı ile arasındaki ilişki

Vantilatör hidrolik pompası için hali hazırdaki kullanılan emme ve basma hattı için sırasıyla boru çapı ölçüsü olan $d_e = 1 \frac{1}{2}"$ ve $d_b = 1"$ için yapılan ölçüm değerleri için söz konusu pompanın verim değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.1.'de görüldüğü üzere hidrolik pompa veriminin % 85,45 iken 1400 d/dk için ise %82,44 olarak hesaplanmıştır. 1300 d/dk dönme hızına kadar ki yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama verim % 85,44 olarak hesaplanmıştır.



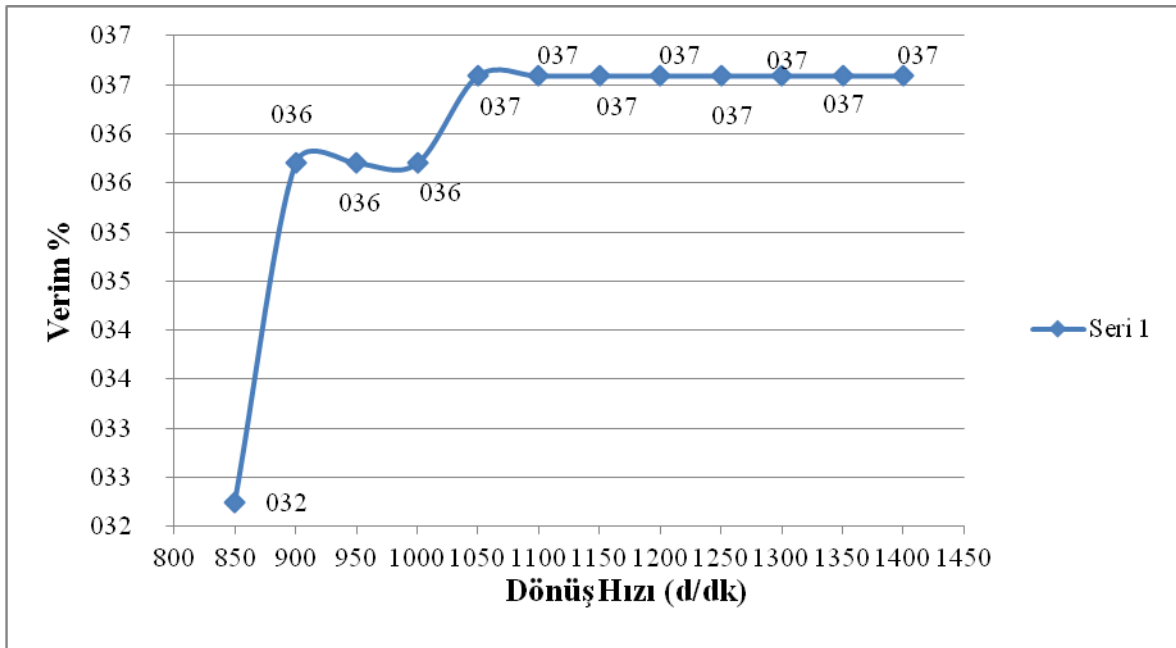
Şekil 5.2. Vantilatör pompası 1" 3/4" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki

Vantilatör hidrolik pompası için hali hazırdaki kullanılan emme ve basma hattı için sırasıyla boru çapı ölçüsü olan $d_e = 1"$ ve $d_b = 3/4"$ için yapılan ölçüm değerleri için söz konusu pompanın verim değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.2 'de görüldüğü üzere hidrolik pompa veriminin % 64,17 iken 1300 d/dk için ise %53,86 olarak hesaplanmıştır. 1300 d/dk dönme hızına kadar ki yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama verim % 52,02 olarak hesaplanmıştır.



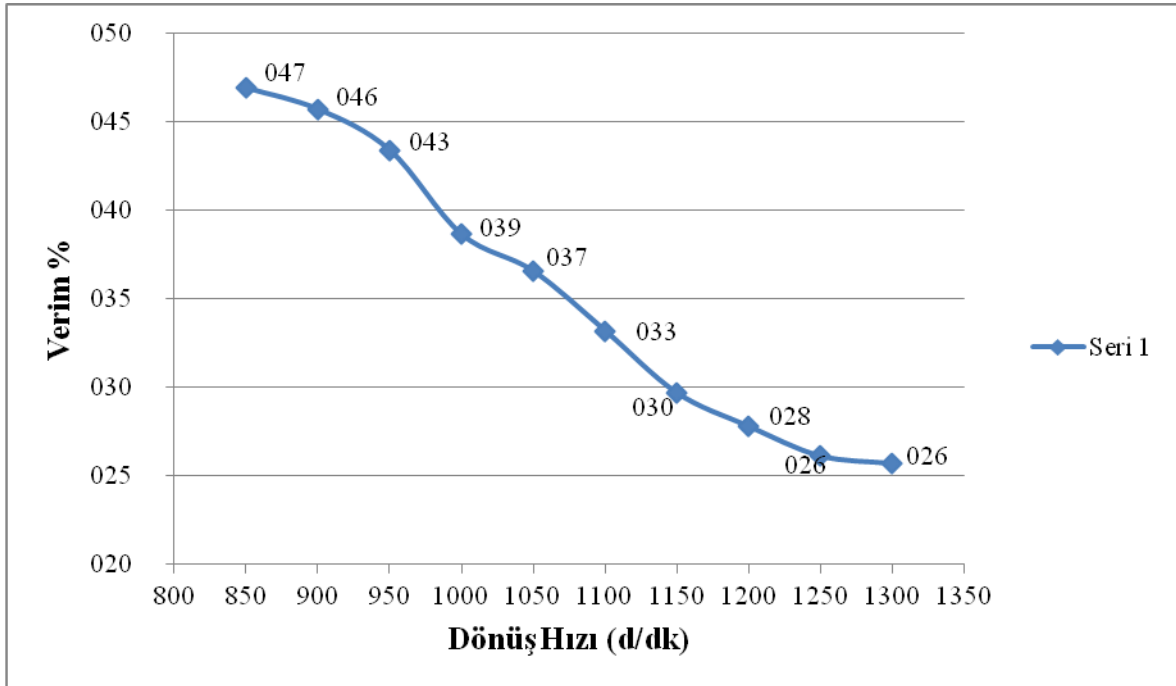
Şekil 5.3. Vantilatör pompası 1" 1/2" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki

Vantilatör hidrolik pompası için hali hazırdaki kullanılan emme ve basma hattı için sırasıyla boru çapı ölçüsü olan $d_e = 1''$ ve $d_b = 1/2''$ için yapılan ölçüm değerleri için söz konusu pompanın verim değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.3.'te görüldüğü üzere hidrolik pompa veriminin % 17,98 iken 1300 d/dk için ise %26,82 olarak hesaplanmıştır. 1300 d/dk dönme hızına kadar ki yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama verim % 23,18 olarak hesaplanmıştır. Burada verim artışı kademeli olarak gerçekleşmesine rağmen verim değerleri bir hidrolik pompa için oldukça düşük olarak görülmektedir.



Şekil 5.4. Kompresör pompası 1 1/2''-1'' boru çapları için verim devir arasındaki ilişki

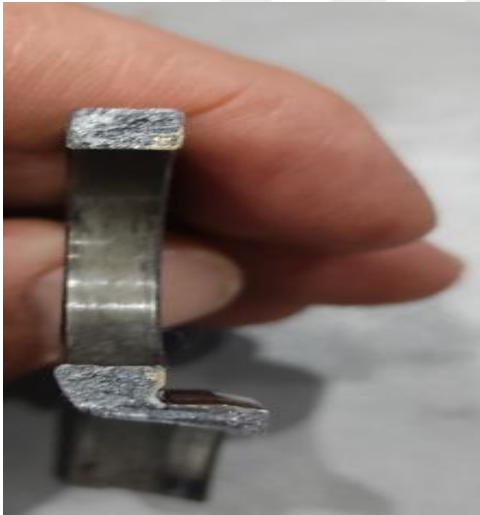
Kompresör hidrolik pompası için hali hazırdaki kullanılan emme ve basma hattı için sırasıyla boru çapı ölçüsü olan $d_e = 1 \frac{1}{2}''$ ve $d_b = 1''$ için yapılan ölçüm değerleri için söz konusu pompanın verim değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.4.'te görüldüğü üzere hidrolik pompa veriminin % 32,25 iken 1400 d/dk için ise %39,59 olarak hesaplanmıştır. 1400 d/dk dönme hızına kadar ki yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama verim % 36,01 olarak hesaplanmıştır. Bu verim ortalaması da bir hidrolik pompa için oldukça düşüktür.



Şekil 5.5. Kompresör pompası 1" -3/4" boru çapları için verim devir arasındaki ilişki

Kompresör hidrolik pompası için hali hazırdaki kullanılan emme ve basma hattı için sırasıyla boru çapı ölçüsü olan $d_s = 1"$ ve $d_b = 3/4"$ için yapılan ölçüm değerleri için söz konusu pompanın verim değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.5.'te ise hidrolik pompa veriminin % 46,93 iken 1300 d/dk için ise % 25,69 olarak hesaplanmıştır. 1300 d/dk dönme hızına kadar ki yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama verim % 35,39 olarak hesaplanmıştır. Verimin kademeli olarak düştüğü açıkça görülmektedir.

Test ünitesindeki boru çaplarına bağlı kalınarak ilk ölçüm değerleri Çizelge 4.1. ve Çizelge.4.4'teki gibi ölçülmüştür. Bu çalışmada söz konusu test ünitesine sırasıyla 1" emme boru çapı ve 3/4" çapında basma borusu seçilmiştir. Her iki pompa içinde (vantilatör ve kompresör) için uygulama yapılmış ve Çizelge 4.2. ve Çizelge 4.5.'teki değerler ölçülmüştür. Bir sonraki ölçümü yapılması planlanan 1" emme boru çapı ve 1/2" çap basma ölçüleri için yapılan uygulamada çapın düşmesi nedeniyle hız artmış ve enerji kaybı artmış ve artan enerji kaybı basınç enerjisine dönüşerek oluşan yüksek basınç enerjisi ile pompanın aşırı zorlanması sonucu Şekil 5.6.'daki pompa elemanları ayar kayma plakası ve pistonların zarar görmesine yol açmıştır. Testi yapılan pompanın hasar görmesinden dolayı Çizelge 4.3.'teki ölçüm değerleri tamamlanamamıştır. Bulgular sonucunda çalışma konusu olan manevra lokomotiflerinin vantilatör ve kompresör hidrolik pompalarının basma boru çapları standart ölçüler dahilinde kesinlikle 3/4" den daha küçük seçilmemesi gerektiği tespit edilmiştir.



(a)



(b)



(c)



(d)

Hidrolik pompaya ait ayar plakası yüksek basınç sonucunda malzemede kırılma ve parçalanma gözlemlenmiştir.



(e)



(f)



(g)



(h)

Hidrolik pompaya ait ayar plakasına bağlı piston yüzeylerinde özellikle pirinç malzeme yapısında deformasyon gözlemlenmektedir.



(i)



(i)

Şekil 5.6.(a,b,c,d,e,f,g,h,ı,i) Aşırı Basınç yüklemesinin Piston ve Ayar Plakasında Yarattığı hasarların görünüşleri

6 SONUÇ VE ÖNERİLER

Her hidrolik sistem kullanımı, gerekli akışı sağlamak ve uygulanan basınç döngüsünü desteklemek için bir pompa gerektirir. Bu nedenle, bir hidrolik sistemdeki pompanın performansı, sistemin genel performansı için kritik öneme sahiptir. Bir hidrolik pompanın performansının hem çalıştığı hızdan hem de maruz kaldığı basınçtan etkilendiği iyi bilinen bir gerçektir. Bu çalışma hem genel olarak kabul edilen temel ifadeleri hem de gerçek veri test verilerini kullanarak bir hidrolik pompanın hacimsel verimliliğini değerlendirir. Basınç yüklü bir pompa kullanılarak elde edilen sonuçlar, analitik ifadeleri karşılaştırmak ve değerlendirmek için kullanılır. Bu karşılaştırma, pompanın hacimsel verimliliği üzerinde yüksek basınçlardaki hızın önemli bir etkisini ortaya koyar. Gerçek uygulamada çoğu kez hızın pompa performansı üzerindeki etkisi uygun şekilde dikkate alınmaz. Bu veriler, gerçekçi performans analizi için pompanın dönüş hızının önemli bir parametre olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada demiryolları bünyesinde kullanılan dizel hidrolik çalışma prensibi dayalı kullanılmakta olan manevra lokomotifinde kullanılan hidrolik sistem ekipmanlarından vantilatör ve kompresör sistemini tahrik eden hidrolik pompa ve hidrolik motorların farklı boru çapları kullanılarak verim analizi yapılmıştır. Hem vantilatörü hem de kompresörü tahrik eden pompa ve motorlar Rexroth marka hidrolik ekipmanlardır. Vantilatörü tahrik eden pompa $Q=125$ l/dk'lık debi, $P=220$ bar çalışma basıncı ve $p=50$ kW'lık güce sahiptir. Vantilatör hidromotoru ise $n=1450$ d/dk dönüş hızı, $P=220$ bar çalışma basıncı ve $p=37$ kW güç kapasitesindedir. Kompresörü tahrik eden pompa $Q=54$ l/dkdebi, $P=197$ bar'lık basınç ve $p=21$ kW'lık güce sahiptir. Kompresör hidromotoru ise $n=1800$ d/dk'lık dönme hızı, $P=175$ bar basınç ve $p=14$ kW'lık güç kapasitesindedir.

Hesaplanan verim değerleri kıyaslandığında sadece vantilatör pompası için $1\frac{1}{2}$ "-1" boru çapları sonucu kabul edilebilir iken diğer boru çapları için hem vantilatör hemde kompresör hidrolik pompa verim değerleri bir hidrolik pompa için oldukça düşük değerlerdir.

Muhtemel sebeplerin başında ölçüm esnasında alınan verilerin sayısal olarak yanlış olması kabul edilebilir. Şekil 5.1.'de $1\frac{1}{2}$ "-1" boru çapı ölçüleri için vantilatör pompasının verim değerlerinin bir hidrolik pompa için gayet kabul edilebilir olmasıdır. Bu görüşle diğer pompa verimlerinin hesaplama hatasından değil büyük ihtimalle yanlış ölçüm değerlerinden kaynaklandığı açıkça belirtilebilir.

Yapılan bu çalışma ile demiryollarında halen kullanılmakta olan dizel hidrolik tipi manevra lokomotiflerine ait hidrolik pompa ve motor sistemine ait boru/hortum çaplarındaki optimizasyonu içermesi açısından oldukça önemlidir. Çalışma konusu için hali hazırdaki $d_e = 1\frac{1}{2}$ " ve $d_b = 1$ " boru çaplarının yerine pompanın daha küçük emme ve basma borusu çapı tayin edilerek debinin artırılması amaçlanmış bu sayede artan basınç ile sistem işlevini daha kısa sürede tamamlayarak hem malzeme yorulması hemde harcanan gücün azaltılmasıyla ekonomik kazanımın elde edilmesi amaçlanmıştır. Yapılan tüm test işlemlerinde kullanılan ölçüm cihazlarının periyodik olarak kalibrasyonları yapılmış olup etiketleri mevcuttur. Test işlemleri esnasında karşılaşılan duruma göre emme hattı için $d_e = 1$ " ve basma hattı için ise $d_b = 3/4$ " boru çapı ölçüsünden daha küçük çapta borunun kullanılması sistem için uygun olmadığı görülmüştür. Sisteme verdiği zararları Şekil 5.6.'da yer aldığı şekli ile aşırı basınca maruz kalmış ve sürtünmeye bağlı deformasyonlar görülmüştür.

Bu çalışma demiryollarına bağlı bulunan dizel hidrolik tipi manevra lokomotiflerinin vantilatör ve kompresör sistemini tahrik eden hidrolik pompa ve motorları ile ilgili ilk çalışma olması açısından önem arz etmektedir. Kompresör ve vantilatöre ait hidrolik pompa verimlerinin özellikle belirli boru çap değerleri neden düştüğünün araştırılması yeni bir çalışma konusu olma ihtimali bulunmaktadır. Bu çalışma sistemin daha etkin ve verimli çalışabilmesi açısından katkı sağlamıştır. Daha sonraki çalışmalar için sistemin enerji maliyetine ve enerji kayıpları üzerine çalışmalar yapılabilir. Sistemin kayıplarına ilişkin çalışmalar enerji verimliliği için günümüz enerji geri kazanımları açısından son derece önemli bir çalışma olacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ablabekova A. 2008,İktisadi Etkinlik Açısından Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Fosil Yakıtlar İle Karşılaştırılması s:171-173
- Ablabekova A., 2008 T.C. İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü İktisat Teorisi Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi İktisadi Etkinlik Açısından Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Fosil Yakıtlar İle Karşılaştırılması s:3-10
- Aslan, Hidrolik Pompalarda Cuo Nanopartikül Kullanımının Enerji Performansına Etkisinin Araştırılması, 2019.
- Barnett V., Lewis T. Outliers in Statistical Data (3 rd ed.). New Jersey: John Wiley, 1994.
- Ben-Gal, I. Outlier Detection. In Mainmon O. and Rockach L. (Eds.) Data Mining and Knowledge Discovery Handbook:A Complete Guide for Practitioners and Researchers. Boston: Kluwer Academic Publishers, 2005.
- Çelebi, Hidolik Güç ve Kumanda Sistemlerinin İncelenmesi, 2007.
- Çelen, Newton Tipi Olmayan Akışkan Transferi İçin Ağır Hizmet Pompası Tasarımı, Had Yöntemiyle Optimizasyonu ve Deneysel İncelenmesi, 2019
- Eldek, Hidrolik Basınç Hattı Filtrelerinin Tasarım Kriterlerinin Belirlenmesi ve Performans Testlerinin Yapılması, 2020
- Gökbudak, Debriyaj Hidrolik Borusunun Optimizasyonu, 2016
- Hidiroglou, M.A., and Berthelot, J.-M. "Statistical Editing and Imputation for Periodic Business Surveys". Survey Methodology, 1986.
- <https://ravenfo.com/2021/02/11/aykiri-deger-analizi/> (erişim tarihi: 29/08/2022)
- Koçer, Bir Hidrolik Mobil Vincin Tasarım, Analiz ve Optimizasyonu, 2009
- Kolbaşı, Aykiri Değer Tespit Etme Yöntemlerinin Karşılaştırılması: Türkiye Dış Ticaret Verileri Üzerine Bir Uygulama, 2018.
- MEB, Milli Eğitim Bakanlığı Elektrik-Elektronik Teknolojisi, Hidrolik Sistemler 523EO0049, 2011
- Osborne J.W., Overbay A. "The Power of Outliers (and Why researchers should always check for them)". Practical Assessment,Research&Evaluation, 2004
- Raylı Sistem Araç Tekniği (521MMI510) 2011, T.C. Milli Eğitim Bakanlığı (MEB) Raylı Sistemler Teknolojisi Alanı s:10-16
- Taşkan, Hidrolik Motor Sisteminin Konum Kontrolü, 2007

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Üçüncü, Hidrolik ve Pnömatik Sistemler, 2016.

