



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



BİR AĞIR VASITA HAVA
KOMPRESÖRÜNÜN MODELLENMESİ VE
PERFORMANS OPTİMİZASYONU

Murat Şükrü AYDINER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Murat Şükrü AYDINER tarafından hazırlanan “Bir Ağır Vasıta Hava Kompresörünün Modellenmesi ve Performans Optimizasyonu” adlı tez çalışması 21/01/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Hasan Hüseyin BİLGİÇ

.....

Danışman

Prof. Dr. Mete KALYONCU

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Murat Şükrü AYDINER

21.01.2022

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ
BİR AĞIR VASITA HAVA KOMPRESÖRÜNÜN MODELLENMESİ VE
PERFORMANS OPTİMİZASYONU****Murat Şükrü AYDINER****Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Prof. Dr. Mete KALYONCU****2022, 78 Sayfa****Jüri****Danışman Prof. Dr. Mete KALYONCU
Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN
Dr. Öğr. Üyesi Hasan Hüseyin BİLGİÇ**

Bu çalışmada; bir ağır vasıta hava kompresörünün matematiksel modellenmesi ve performans optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bir test sisteminden elde edilen deneysel veriler kullanarak sistemin modellenmesi ve performans parametrelerinin optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Öncelikle sistemin performansını etkileyecek parametreler belirlenerek istenen amaca yönelik olarak optimize edilmiştir. Sistemin parametre sayısının fazla olması ve arama aralıklarının genişliği nedeniyle deney sayısını ve optimizasyon uzayını çok büyük bir hale getirmiştir. Bu sebeple, Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanarak gerekli deneysel test sayısı belirlenmiştir. Deneysel veriler üzerinden kompresörün girişlerine karşın çıkışlarını hesaplamak amacıyla sistemin bir matematiksel modellenmesi yapılmıştır. Elde edilen matematiksel modelin geçerliliği deneysel olarak doğrulanmıştır. Devir sayısı, soğutma sıvısı akış hızı ve sıcaklığı, üretilen havanın sıcaklığı, basıncı ve debisi gibi parametreler kompresörün performansına ve verimine etki etmektedir. Minimum enerji sarfıyatı, maksimum hava debisi, minimum doldurma süresi, optimum hava basıncı gibi amaçlar için kompresörün çalışma parametreleri optimize edilmiştir. Optimizasyon sonrası elde edilen optimum parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalara ait sonuçlar tablolar ve grafikler şeklinde verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ağır Vasıta Hava Kompresörü, Deneysel Tasarım ve Doğrulama, Matematiksel Modelleme, Performans Optimizasyonu, Taguchi Metodu, Veri Toplama ve Kontrol.

ABSTRACT**MS THESIS****MODELING AND PERFORMANCE OPTIMIZATION OF A HEAVY
VEHICLE AIR COMPRESSOR****Murat Şükrü AYDINER****Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering****Advisor: Prof. Dr. Mete KALYONCU****2022, 78 Pages****Jury****Advisor Prof. Dr. Mete KALYONCU
Asst. Prof. Dr. Muhammed Arif ŞEN
Asst. Prof. Dr. Hasan Hüseyin BİLGİÇ**

In this study; Mathematical modeling and performance optimization of a heavy-duty air compressor has been carried out. Modeling of the system and optimization of performance parameters were carried out using experimental data obtained from a test system. Initially, the parameters that will affect the performance of the system are determined and optimized for the desired purpose. Due to the large number of parameters of the system and the width of the search intervals, the number of experiments and the optimization space have become very large. For this reason, the required number of experimental tests was determined using the Taguchi experimental design method. A mathematical modeling of the system was made in order to calculate the compressor's inputs versus outputs over the experimental data. The validity of the obtained mathematical model was verified experimentally. Parameters such as speed, coolant flow rate and coolant temperature, air temperature, air pressure and air flow rate are the performance and efficiency of the compressor. The operating parameters of the compressor have been optimized for purposes such as minimum energy consumption, maximum air flow, minimum filling time, optimum air pressure. The effect of the optimum parameters obtained after the optimization on the system performance was investigated experimentally. The results of the studies are given in the form of tables and graphs.

Keywords: Heavy Duty Air Compressor, Experimental Design, Modeling, Performance Optimization, Taguchi Method, Data Acquisition and Control

ÖNSÖZ

Tez çalışmamın planlanması, hazırlanması ve her aşamasında desteklerini esirgemeyen, sabırla yönlendiren tecrübelerinden çokça faydalandığım danışman hocam Prof. Dr. Mete KALYONCU'ya teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma hayatımda önemli bir yeri olan yöneticim Erdem ÜNÜVAR başta olmak üzere desteklerini esirgemeyen çalışma arkadaşlarıma da ayrıca çok teşekkür ederim.

Son olarak çalışma boyunca desteklerini esirgemeyen ve her anımda yanımda olan Sevgili Eşim ve aileme de ayrıca sevgi, saygılarımı sunarım.

Murat Şükrü AYDINER
KONYA-2022



İÇİNDEKİLER

ÖZET	1
ABSTRACT.....	2
ÖNSÖZ	3
İÇİNDEKİLER	4
SİMGELER VE KISALTMALAR	6
1. GİRİŞ	8
1.1. Tezin Amacı	10
1.2. Tezin Önemi	10
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	12
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	32
3.1. Deneysel Veri Toplama ve doğrulama	32
3.2. Test ve Analiz Aşamasında Kullanılan Yöntem	33
3.2.1. Taguchi Metodu	33
3.2.2. Cevap Yüzeyi Analizi (Response Surface Analysis-RSA) Yöntemi.....	34
3.3. Test Sistemi ile Farklı Parametreler ile Deneysel Doğrulama Yapılması.....	34
3.4. Taguchi Metodundan Faydalanarak Deneysel Tipi ve Sayısının Belirlenmesi....	35
3.5. Yapılan Deneysel Test Sistemleri ile Deneysel Doğrulaması ..	37
3.6. Cevap Yüzeyi Analizi Yöntemi ile Optimum Performansın Bulunması	38
4. AĞIR VASITA HAVA KOMPRESÖRÜ VE TEST SİSTEMİ.....	41
4.1. Hava Kompresörü için Test Parametrelerinin Belirlenmesi	42
4.1.1. Giriş Parametreleri	42
4.1.2. Çıkış Parametreleri	43
4.2. Kompresör Test Sistemi ve Doğrulama Yöntemleri	44
4.2.1. Fiziksel Model ve Performans Parametreleri.....	48
4.2.2. Termodinamik Analiz (P-V) Diyagramı	49
5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	56
5.1. Deneysel Sonuçların Minitab Arayüzüne Aktarılması.....	58
5.1.1. Giriş Parametrelerinin Çıktı Parametrelerine Etkisi.....	58
5.1.2. Regresyon Analizi ve Denklem İlişkisinin Bulunması	59
5.1.3. Parametrelerin Önem Seviyeleri	62
5.1.4. Deneysel parametre tipi ve sayısının değiştirilerek etkisinin incelenmesi....	62
5.1.5. Gerçek ve Tahmini Değerlerin Tespiti	64
6. DENEY SONUÇLARININ İNCELENMESİ VE ANALİZİ	66

6.1. Optimum Performans Parametresinin Tespiti	68
6.2. Kullanılan Yöntem ve Metotların Karşılaştırılması	70
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	71
7.1. Sonuçlar	71
7.2. Öneriler	73
8. KAYNAKLAR	75



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

m^3	: Metreküp
%	: Yüzde
d/d	: Devir / Dakika
kW	: Kilowatt
C	: Santigrat
°	: Derece
mm	: Milimetre
l/d	: Litre / dakika
bar	: Basınç Birimi
P	: Basınç Gösterimi
V	: Hacim Gösterimi
m	: Kütle Gösterimi
T	: Sıcaklık Gösterimi
R^2	: Regresyon
dB	: Desibel
cm	: Santimetre
kKal	: Kilokalori
v	: Hız Gösterimi
V	: Voltaj Gösterimi
t	: Zaman Gösterimi
f	: Frekans Gösterimi
mm/d	: milimetre/dakika
s	: Saniye
C	: Kapasitif Filtre
W	: Yapılan İş
kPa	: kilo-paskal
°	: Krank Açısal Konumu
P-V	: Basınç-Hacim
K	: Kelvin
α	: Alfa açısal gösterim
kg/cm^3	: Kilogram/santimetre küp
η_{vol}	: Hacimsel Verim
Pa	: Paskal
Cm^3	: Santimetre küp
Nm	: Tork Birimi
g	: Yer çekimi kuvveti (ivme)
kHz	: kilohertz
r	: Krank yarıçapı
L	: Biyel Kolu Uzunluğu
D	: Merkezler arası eksantrik kaçıklık
$X_{p(x,y)}$: Piston Konumu
θ (°)	: Krank açısı
φ (°)	: Biyel Bağlantı açısı
ω (rad/s)	: Açısal Hız

Kısaltmalar

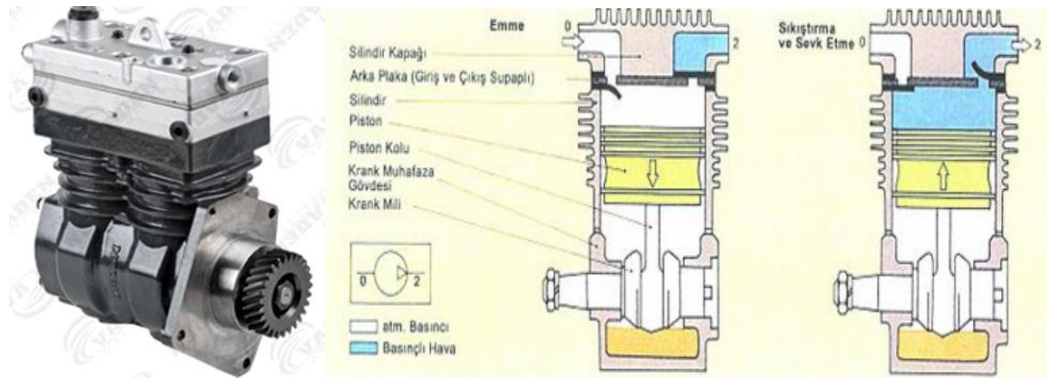
CIC	: Kompakt İvertör Kompresör
AC	: Alternatif Akım
DC	: Doğru Akım
PID	: Oransal Entegrasyon Türev
OPT	: Optimum Piston Yörüngesi
RPM	: Dakikadaki Devir Sayısı
CFC	: Kloro Flora Karbon
SN	: Sinyal/Gürültü Oranı
DOE	: Deneysel Tasarım
CFD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
RSA	: Cevap Yüzeyi Analizi



1. GİRİŞ

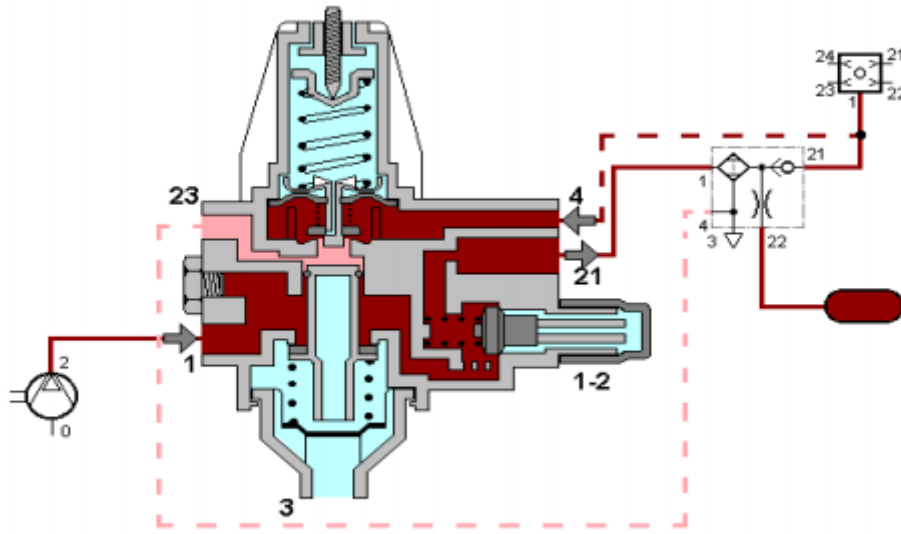
Basınçlı hava birçok pratik mühendislik uygulaması için temel bir gerekliliktir. Makine ve birçok servis sisteminin çalıştırılmasında pnömatik esaslı sistemler kullanılabilir. Bu geniş hava gerekliliğinin yanında ise hava, gerçekten maliyetli bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca hava ile taşınması gereken ürünlere de havanın basınçlanıp iletilebilmesi için bir kompresör gerekli olup, hava kompresörleri yaygın olarak kullanılır.(Husn, 2017) Bu yaygın kullanım esnasında aracın motorundan tahrik alan hava kompresörü, araçta yakıt sarfiyatı başta olmak üzere çeşitli kullanımları bulunmaktadır. Hava kompresörünün bu tüketim ve kullanımlarını optimize etmeyi hedef edindiğimiz bu çalışmada ise; günümüzde de artık araçlarda ayrı olarak da çalışmaya başlayan hava kompresörünün en uygun değerlerde çalışmasını ve maksimum performansı almasını sağlamaktır.

Şekil 1.1’de ağır vasıta pistonlu hava kompresörü ve dinamik hareketi esasında görev alan parçalar görülmektedir. Pistonlu hava kompresörleri ağır vasıta araçlar için büyük önem taşımaktadır. Kompresörün çalışması, içten yanmalı motorun çalışma mekanizmasına benzemektedir. Araç motorundaki yanmadan farklı olarak kompresör, atmosferik basınca sahip havanın sıkıştırılarak basınçlandırılmasını ve üretilen havanın, ilgili kısımlara aktarılması görevini yapmaktadır. Ağır vasıta araçlarda başta fren sistemi olmak üzere birçok bölgede pistonlu kompresörün ürettiği basınçlı hava kullanılmaktadır. Kompresörlerin havayı basınçlandırmasının yanı sıra dinlenme ve ihtiyaç fazlası havanın kontrolü için, havanın kavramalı, geri beslemeli ya da doğrudan regülatörden atılması suretiyle çeşitli hava kontrol mekanizmaları da bulunmaktadır. (Kaplan, 2014) Özellikle fren sisteminin çalışmasında kullanılan basınçlı havayı üreten kompresörler fren güvenliğini oluşturmada başlangıç rolünü üstlenmektedir.



Şekil 1.1. Hava Kompresörü ve Yapısı

Havalı (Pnömatik) fren sistemleri daha önce de belirtildiği gibi yabancı kuvvetli enerji kaynağına (basıncılı havaya) sahiptir ve kuvvet motorun tahrikiyle çalışan hava kompresörü tarafından üretilerek, fren sırasında kullanılmak üzere taşıtta yer alan hava depolarında saklanır. (Avunç, 2007)



Şekil 1.2. Hava Tahliye Valfinin Yapısı

Hava kompresörünün üretmiş olduğu hava 8 ile 12,5 bar arasında basınçlandırılmaktadır. Bu basınç değerini ayarlayabilen yapı ise Şekil 1.2’de verilen hava tahliye mekanizmasıdır. Araçların hava ihtiyacına göre belirlenen bu değer; kompresörün çalışma sıklığı, yağ verme miktarı ve çalışma ömrüne kadar birçok parametreyi doğrudan etkilemektedir. Ağır vasıta araçlarda bu basınç değeri belli bir değer altında kalması durumunda, bu basınç değeri aracın ilk hareketi dâhil birçok işlevini yerine getirmesini engelleyecektir. Hava kompresörünün verimli ve uzun ömürlü çalışması ise fren sisteminde yabancı enerji kaynağını düzgün ve sürekli şekilde almasını sağlayacaktır. Araçta havanın azalması ya da tamamen tükenmesi ise aracın fren sisteminin kilitlenerek aracın hareket etmemesine sebep olacaktır. Doğru çalışmayan ya da verimsiz olan kompresör ise aracın yolda kalmasına kadar varan konforsuz bir sürüşe sebep olacaktır.

1.1. Tezin Amacı

Bu çalışmada, ağır vasıta taşıtlar için üretilen ve taşıtın basınçlı hava ihtiyacını karşılayan pistonlu hava kompresörlerinin testleri ve performans değerleri incelenerek optimize edilmeye çalışılmıştır. Taşıtlar için hem güvenlik hem de ergonomi açısından önem taşıyan hava kompresörü sistemleri; performans parametrelerinin sistem modellenmesi ile belirlenmesi sonrası, taguchi, arı gibi bilimsel yaklaşımlardan faydalanarak test sistemi üzerinde testlerinin yapılması ve sonuçlarının incelenmesi aşamalarından oluşmaktadır. Testler sonrası yine Taguchi metodu yardımı ile optimum performans değerlerinin saptanması hedeflenmiştir. Elde edilen performans değerleri yine test sistemi yardımı ile doğrulanması amaçlanmıştır.

Bu çalışma ile yardımcı araç ve gereçler olan veri toplama ve kontrol sistemleri ile çeşitli tipte Sensörler vasıtası ile verilerin eldesi ile ilgili tecrübe edinilmesi planlanmıştır. Bu bağlamda Dewesoft firmasına ait çeşitli veri toplama ve kontrol sistemlerinden faydalanılmıştır. Bu verilerin eldesi esnasında sistem parametrelerinin kontrol edilebilen değerleri de yine Dewesoft firmasının yardımcı araç ve gereçleri yardımı ile sağlanmıştır.

1.2. Tezin Önemi

Bu tezde; araçlar için büyük öneme sahip basınçlı hava kompresöründe, sistemi etkileyen birçok çevresel etken vardır. Bu çevresel etkenlerden bir kısmı araçlar tarafından kontrol edilebilirken, bir kısmı ise kontrol edilememektedir. Taşıt sistemlerinde kompresörün doğrudan performansı etkileyen bu kontrol edilebilen parametrelerin uygun değerler ile sağlanması ise kompresörün daha verimli çalışmasını sağlayacaktır. Kompresör sistemi, araç motorundan mekanik tahrik ile çalışmasından dolayı; motorun daha az güç kullanmasına sebep olacak ve başta yakıt olmak üzere, parça ömrü gibi birçok iyileştirmeye olanak sağlayacaktır.

Bir hava kompresöründe performans değerlerinin optimize edilmesi, başta taşıt motoru olmak üzere taşıt üzerinde bulunan birçok yardımcı sisteme iyileştirme olarak yansiyacaktır. Bu durum ise doğrudan olmasa bile dolaylı yoldan araçta bulunan fren süspansiyon gibi yardımcı sistemlere başta ömür olmak üzere birçok yönden fayda sağlayacaktır.

Pistonlu hava kompresör, tıpkı içten yanmalı motorlarda olduğu gibi yağlama ve soğutma mekanizmalarına sahiptir. Motordan farklı olarak silindir yanma odasında, yanma yerine, havanın sıkıştırılarak basınçlanması olayı gerçekleşmektedir. Bu yüzden

pistonlu hava kompresörleri içten yanmalı motorlar ile bu benzerliğinden dolayı ilişkilendirilebilir.

Kompresörde performansın en önemli göstergesi ise hava debisi ve debinin eldesi için harcanacak güçtür. Bu değerler elde edilmesi esnasında ortam, soğutma sıvısı sıcaklığı, krank milinin dakikada attığı tur sayısı, ya da sistemin ihtiyaç duyduğu maksimum tank basınç seviyesi de sistemin kontrol edilebilen ana girdilerindedir. Bu girdilerin optimum değerlere getirilmesi ise elde edilecek hava debisi ve kullanılacak güç miktarını doğrudan etkileyecektir.

Kompresörde araç motorunun aksine düşük hava sıcaklığı istenecektir. Böylece daha az güç harcanarak daha yüksek basınç elde edilebilecektir. Motor devri için ise teoride yüksek devir avantajlı görünse de lineer artan bir kompresör devrinin etkisi hava debisi ya da kullanılacak güçte optimum bir değer sonrası düşen bir ivmeye sahip olacaktır. Ayrıca kompresörde belli bir değer üzerinde devir ısınmayı arttıracığından performansı düşürdüğü öngörüldüğü için istenmeyecektir. Devir sıcaklık ve basınç gibi çeşitli parametrelerin gereğinden az ya da yüksek değere sahip olmasının getireceği olumsuz durumlar ile optimum değerlerin tespiti açısından bu girdi ve çıktı tipleri oldukça önem taşımaktadır.

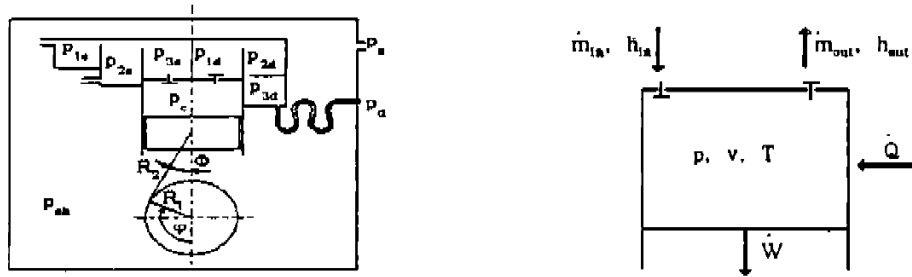
Verimli bir hava kompresörü özellikle ağır vasıta şoförleri tarafından tercih edilecektir. Optimize edilmiş bir hava kompresörü, sistemi daha uygun şartlarda çalıştırmasının yanında doğrudan ya da dolaylı çalışan sistemlere daha uzun ömürlü parçalar ve ekonomik sürüşler sağlayacaktır.

Hava kompresörünün optimize edilmesi ve iyileştirilmesi için yapılan bu çalışma ile var olan sistemlerin taklidinin bırakılarak daha özgün kompresör sistemlerinin oluşturulması ve üretilebilmesi için altyapı hazırlaması yönünden de önem taşımaktadır. Örneğin soğutma sıvısının sıcaklık kontrolünün tıpkı laboratuvar ortamında yapılması gibi; araç üzerinde de bu imkanların oluşturulması için yeni tasarım faaliyetlerinin önünü açacağı öngörülmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çok değişkenli yapıya sahip mekanizmalarda, parametrelerin optimizasyonu önemli bir yer tutmaktadır. Bu nedendir ki bilim dünyasında çeşitli yaklaşımlar ve yöntem uygulama çalışmaları 1950'lerden beri sürmektedir. Bu yaklaşımlardan biri olan Japon mühendis Genichi Taguchi'nin bulmuş olduğu Taguchi yöntemi ve deneysel yaklaşımı parametrelerin deney sayılarını indirgeyerek en uygun deney tasarımı yaklaşımını bulmayı hedeflemiştir. Ağır vasıta hava kompresörü ve deneysel çalışmalarında ise bu yaklaşım başta olmak üzere, deney sisteminin kurgulanması, deneylerin yapılması dahil birçok aşamada çeşitli bilimsel çalışmalardan faydalanılmıştır.

Hafner ve Gaspersic (1990) yapmış oldukları çalışmada pistonlu hava kompresörünün matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Bu modellemede vesilesiyle; kontrol hacmindeki gaz durumu, gaz halin gösterdiği gerçek özellikler, kapak duvarları ve gaz arası ısı transferi, emme-basmadaki basınç dalgalanması ve kompresörün dinamik çalışma mekanizmasını incelemişlerdir (Şekil 2.1.) (Hafner & Gaspersic, 1990).

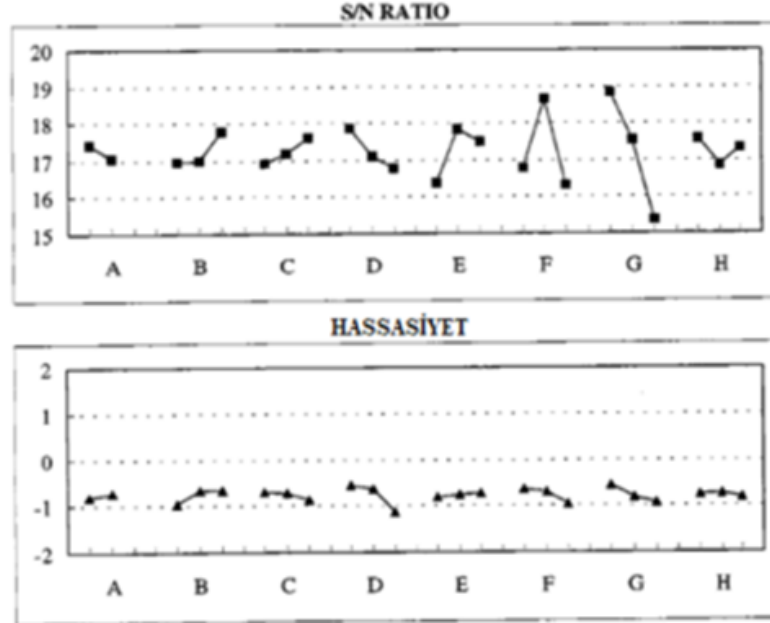


Şekil 2.1. Kompresör emme ve çıkış hattı şeması, matematik modellemesi için gerekli parametreler (Hafner 1990)

S. K. Park (1996), bu çalışmasında CFC gazının buzdolabı soğutma sistemlerindeki zararlarından yola çıkarak alternatif kompresör geliştirmek için Şekil 2.2'de gösterildiği üzere taguchi ve SN metodunu kullanmıştır. Böylece hem düşük gürültü hem de daha etkili soğutmaya sahip kompresörü parametrize edebilmiştir (Park, 1996).

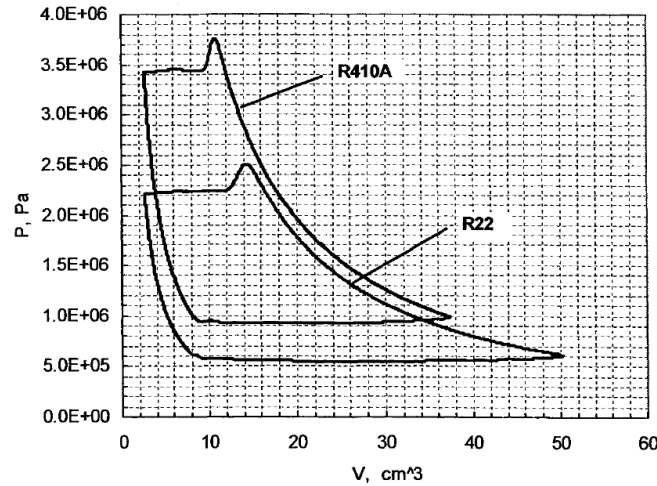
Model	Soğutma Kapasitesi (kcal/sa)	Gürültü (dBa)
A	7.8 % Up	X : 39.5 , Y : 34.1
B	4.7 % Up	İletken Değil
C	5.0 % Up	İletken Değil

Test Şartları : R-134a , Viscosity 32G
Ps / Pd = 0.14 / 13.96 Kgf / Cm , Voltaj Değişimi
60 Hz



Şekil 2.2. Valf sistemine ait yapının girdi parametreleri ve sonuca etki seviyelerinin taguchi yöntemi ile tespiti (Park 1996)

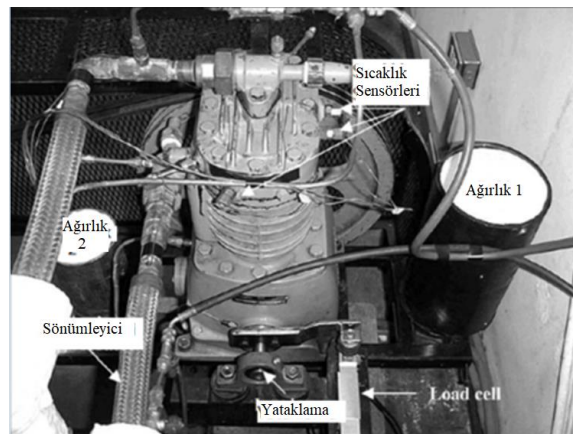
Hatzikazakis ve arkadaşları (2000), pistonlu kompresörler için entegre bir simülasyon modeli geliştirmiş ve uygulamıştır. Genel kompresör performansı, standart bir kalorimetre test sisteminde olduğu gibi simule etmişlerdir. Simülasyon modeli içeriğinde ise; kompresör bileşenlerinde ısı transferi ve akış direnci, yeniden genişleme hacminin etkisi, piston ve silindir boşluğundan sızıntı, yatak gücü kaybı, piston sürtünme kaybı, yağ çalkalama kaybı ve valf dinamiğini (Şekil 2.3.) içermiştir (Hatzikazakis & Xin, 2000).



Şekil 2.3. Deneysel çalışma neticesinde elde edilen bir çevrime ait farklı basınçlardaki basınç-hacim (P-V) grafiği (Hatzikazakis 2000)

G. Ding ve arkadaşları (2000), bulanık mantık metodunu kullanarak soğutma kompresörlerinin ısı performans hesaplamalarını yapmışlardır. Klasik termodinamik teori ve bulanık teoriyi birleştiren bir bileşik model sunulmuştur ve klasik termodinamik temelleri olmayan basit bir bulanık modelle karşılaştırılmıştır. Soğutma kompresörlerinin durum çalışması, bileşik bulanık model ve basit bulanık modelin klasik termodinamik yöntemden daha verimli olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, bileşik bulanık model, daha hassas ve uyarlanabilirliğe sahip olduğu görülmüştür (Guoliang, Chunlu, Tao, & Hao, 2000).

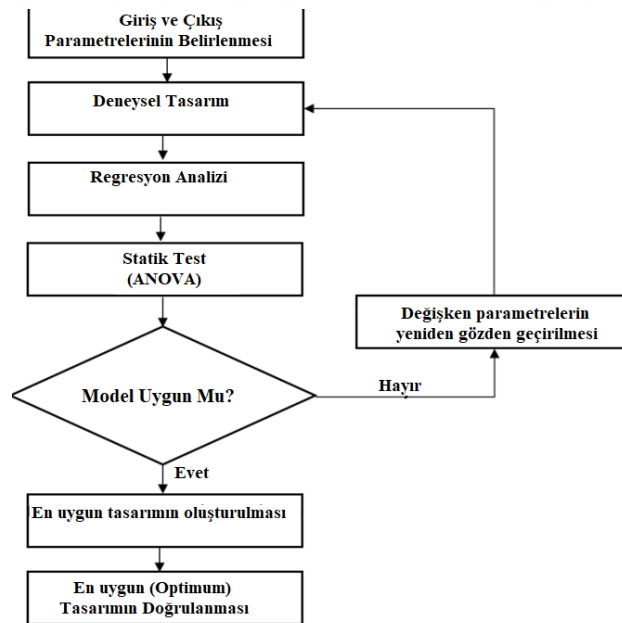
Eric ve arkadaşları (2002) yapmış oldukları bu çalışmada açık tip pistonlu hava kompresörlerini sensörler yardımıyla deneysel analizler ile detaylandırmışlardır (Şekil 2.4.). Bu deneysel analizler, soğutucu akışkan kütle akış hızını, kompresör gücünü ve deşarj sıcaklığını etkileyen ana süreçleri ortaya çıkarmaktadır (Winandy, Saavedra, & Lebrun, 2002).



Şekil 2.4. Yapılan deneysel çalışma kapsamında kurulan test düzeneğine ait test bench görünümü (Eric ve ark. 2002)

C. Aprea ve arkadaşları (2004), Bu makalede, ticari olarak temin edilebilen bir soğuk depoya tabi tutulan bir buhar sıkıştırımlı soğutma tesisine atıfta bulunarak, bulanık mantığa dayanan ve soğuk depo hava sıcaklığı fonksiyonunda en uygun kompresör hızını seçebilen bir kontrol algoritması sunulmaktadır. Temel amaç, kompresörün kompresörün hızını bir invertör tarafından sürekli olarak düzenleyen bulanık algoritmanın, kompresörün soğutma devresini kontrol etmek için klasik termostatik kontrol yerine kompresörün soğutma devresinin kontrolünü sağlayan kompresör üzerindeki açma / kapama döngüsünü sağlayan enerji tasarrufunun değerlendirilmesidir (Aprea, Mastrullo, & Renno, 2004).

Kansal ve arkadaşları (2005), yaptıkları deneysel çalışmanın değişken parametrelerin belirlenmesi ve deney sayılarının azaltılması için deneysel optimizasyon yöntemlerinden faydalanmışlardır. Belirlenen değişken parametreler, optimizasyon yönteminden faydalanarak deneyleri belirlemiştir. Belirlenen deneyler ise daha sonra laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlardan elde edilen veriler ise önem seviyelerine göre incelenmiş ve optimum proses koşulları karşılaştırma deneyler ile doğrulanmıştır. Yapılan çalışmaya ait optimizasyon adımları Şekil 2.5'de (Kansal & Singh, 2005).



Şekil 2.5. Cevap Yüzeyi için uygulanan metodoloji ile ilgili sürecin gösterimi (Kansal 2005)

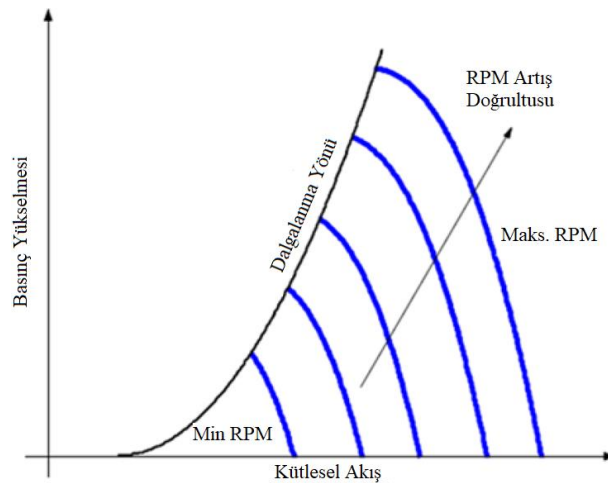
S.S.Gosavi ve arkadaşları (2006), çalışmalarında taguchi metodu kullanarak valf sistemlerini ve kanatçık yapısını incelemiştir. Çizelge 2.6'da verilen ortogonal dizilim

yapılmış ve deney sayıları verilmiştir. Hermetik olarak kapatılmış pistonlu bir kompresörün emme susturucusu ikili bir amaca hizmet eder. Soğutma sıvısının depo edilmesi, ve kanatçık valflerin çarpılması esnasında oluşan gürültüleri sönümler. Buradaki giriş ve çıkışlara bağlı kompresörün deneysel çalışmaları yapmışlardır (Gosavi, Juge, & Nadgouda, 2006).

Çizelge 2.1. Valf sistemi kanatçık yapısını incelemede kullanılan deneylere ait girdi ve çıktılar (Taguchi-2 input, 2 output) (Gosavi 2006)

DOE Denemeleri	Parametreler			
	Giriş & Çıkış Boru Çapları	Giriş Boru Dalma Uzunluğu	Çıkış Boru Delik No	Çıkış Boru Delik Çapı
Deneme 1	ID1	IL1	N1	D1
Deneme 2	ID1	IL1	N1	D2
Deneme 3	ID1	IL2	N2	D1
Deneme 4	ID1	IL2	N2	D2
Deneme 5	ID2	IL1	N2	D1
Deneme 6	ID2	IL1	N2	D2
Deneme 7	ID2	IL2	N2	D1
Deneme 8	ID2	IL2	N1	D2

Al-Mawali ve Zhang (2007), çalışmasında kompresör dalgalanma kontrolünü incelemiştir. Bu deneyde Şekil 2.6'da verilen değişken alanlı bir gaz kullanılmıştır. Uygulanan kontrolör ile akış ölçümü ve debi değişimi kullanılmıştır (kütlesel). Bu kontrolörün en önemli avantajı herhangi bir kompresöre uygulanabilmesidir. Sadece gaz kelebeği kapasitesi değiştirilerek kompresöre uygulanacak debi miktarı belirlenebilmesi hedeflenmiştir (Al-Mawali & Zhang, 2007).

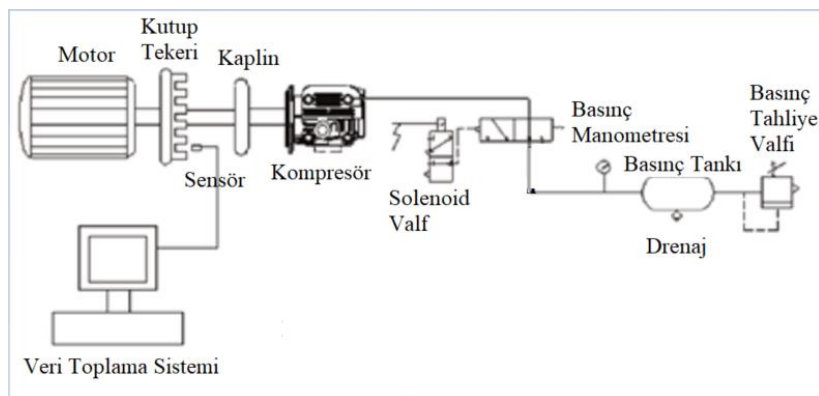


Şekil 2.6. Genel olarak kompresörlerin karakteristiğinin haritası (Al-Mawali 2007)

Kaveh ve Mohammad (2007) bu çalışmalarında aksenal bir kompresörün çeşitli metotlar uygulanarak performans haritası çıkarılması hakkında çalışmalarını yapmışlardır. Ayrıca uygulanan teknikler deneysel ve matematiksel olarak karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Bu önerilen teknik, sadece klasik bir kompresör performans haritasındaki eğik çizginin yanı sıra doğrusal olmayan (nonlinear) dalgalanma hattını modelleme kabiliyetine sahip olmakla kalmayıp, aynı zamanda tasarım değişkenlerinin modifikasyonunun etkilerini öngörmek için alternatif bir araç olarak kullanılabileninden bahsedilmiştir (Ghorbanian & Gholamrezaei, 2007).

Avunç (2007) yapmış olduğu çalışmada fren sistemleri ve araçtaki önemi hakkında bilgi verirken araçtaki havanın öneminden bahsetmiştir. Ayrıca araçta hava üreten Hava kompresörünün fren sistemleri için yabancı enerji kaynağı olduğuna da değinmiştir. (Avunç, 2007)

Govindan ve arkadaşları (2009), sistemlerin tasarım süreçlerini anlamada matematiksel modellemenin öneminden bahsetmişlerdir. Matematiksel simülasyon ise kompresörlerin tasarımı ve yapısını incelemede genel olarak incelendiğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada ise matematiksel modeli kişisel bir bilgisayar ile basitçe nasıl elde edilebileceği ile ilgili çalışmışlardır. Sistemi etkileyen çalışma parametreleri ise, kompresör dönüş hız, çıkış basıncının termodinamik etkilerini kompresör üzerinde Şekil 2.7’de verildiği gibi incelenmiştir. Modelleme sonrası ise silindir basıncı, hacmi, sıcaklığı gibi değerler farklı krank açılarında elde edilmiştir. Neticede ise serbest hava akışı ve güç değerleri incelenmiştir. Çalışmanın sonunda ise sonuçların deneysel doğrulamasının yapıldığı belirtilmiştir (Govindan, Venkatesan, & Ramasamy, 2009).



Şekil 2.7. Kompresör testi için kurulan deney düzeneğine ait şema (Govindan 2009)

A. Hafaifa ve arkadaşları (2009) santrifüjlü kompresörün sıkıştırma sisteminin doğrusal ve kesin olmayan halleri üzerine deneyler yapmışlardır. Bu doğrusal olmayan (nonlinear) karakter için çeşitli metotlar önerilmiştir. Bu metotlar, herhangi bir açık sistem modeli olmaksızın aktif dalgalanma kontrolü ve faz kontrolünden oluşmuş, ancak insan düşünce mekanizmasında sürülmüş olarak tasarlanmıştır (Hafaifa, Laaouad, & Mouloud, 2009).

S. Kubo (2010), çalışmasında pistonlu kompresörün modeli detaylandırılmıştır. İlgili literatür incelenmiş, valfler aracılığıyla gaz akışı ile ilgili varsayımlar ve denklemler, vanaların karakteristiği, gaz duvarı ısı transferi korelasyonu seçimi verilmiştir. Sayısal bir çözünürlük uygulanmış ve sonuçlar deneysel ölçüm ile karşılaştırılmıştır. Kompresörde sıkıştırma enstrümantasyonu ayarlanmış ve bir silindirde bir basınç sensörü kullanılmıştır. Bu model, sıkıştırma sırasında kapak duvarı soğutmasıyla ilgilenmiştir (Kubo, 2010).

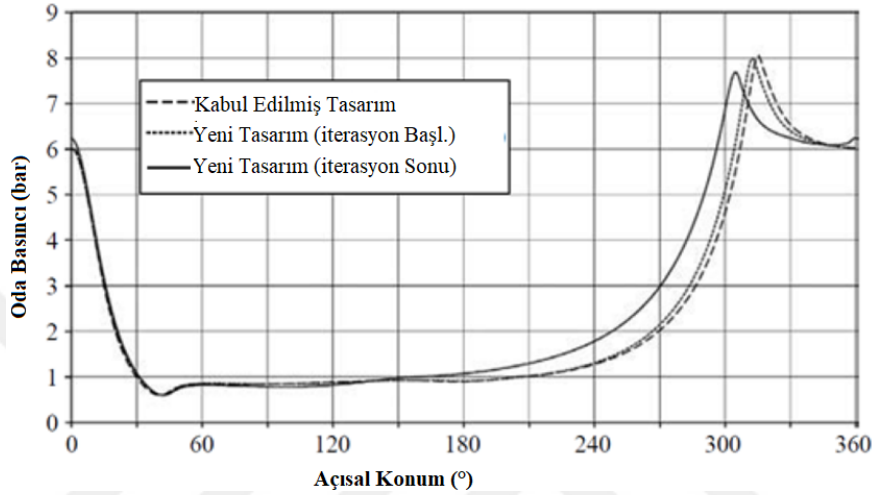
Volkan Erdem ve arkadaşları (2010) çalışmalarında Taguchi metodu kullanılarak plastik parçaların üretiminde etkili olan; farklı ürün tasarımı, giriş sayısı, giriş ölçüleri ve yolluk tasarımı parametreleri ile üründe oluşan çarpılmanın en aza indirilmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda giriş ölçülerini, sayısını belirlemişler ve sistemi tanımlamışlardır. normalde 3 seviyeli 4 faktörün $3^4=81$ deneyi gerekirken Taguchi metodu ile bu sayı 9 deneye indirildiği görülmüştür (Şekil 2.8) (Erdem, Belevi, & Koçhan, 2010).

L9	Ürün Tasarımı (A)	Giriş Sayısı (B)	Yolluk Tasarımı (C)	Giriş Ölçüleri (D)
Deney 1	1 Tip A	1 Bir	1	1
Deney 2	1 Tip A	2 İki	2	2
Deney 3	1 Tip A	3 Dört	3	3
Deney 4	2 Tip B	1 Bir	2	3
Deney 5	2 Tip B	2 İki	3	1
Deney 6	2 Tip B	3 Dört	1	2
Deney 7	3 Tip C	1 Bir	3	2
Deney 8	3 Tip C	2 İki	1	3
Deney 9	3 Tip C	3 Dört	2	1

L9	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Şekil 2.8. Taguchi L9 ortogonal deney tasarımı matrisinin tanımlaması (Volkan 2010)

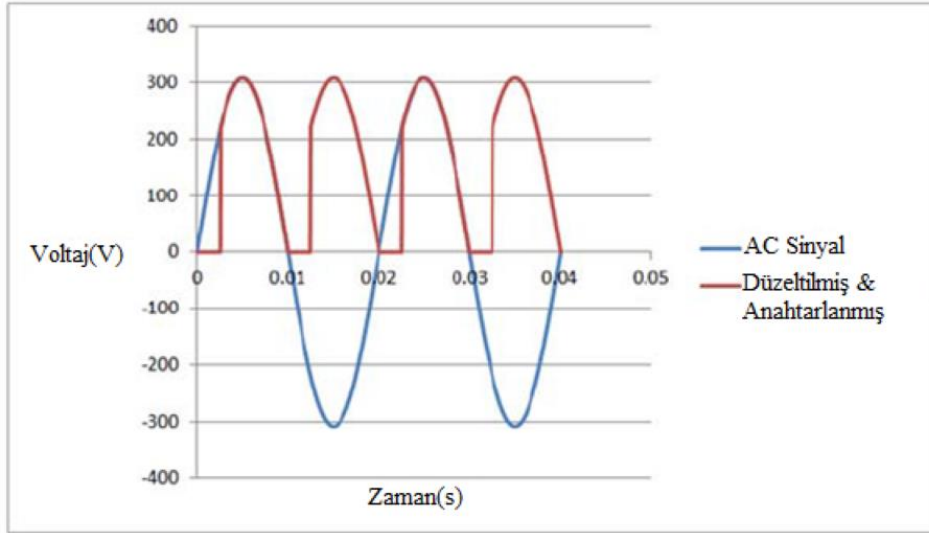
İbrahim ve Azfar (2010) bu çalışmasında daha iyi performanslı pistonlu kompresör tasarım yaklaşımını tanımlamayı hedeflemişlerdir. Bu tasarım yaklaşımı kompresörün kinematik özelliklerini termodinamik performansı ile ilişkilendirecektir. Şekil 2.9'da geliştirilen farklı tasarımlara ait çevrim grafikleri verilmiştir. (Sultan & Kalim, 2010).



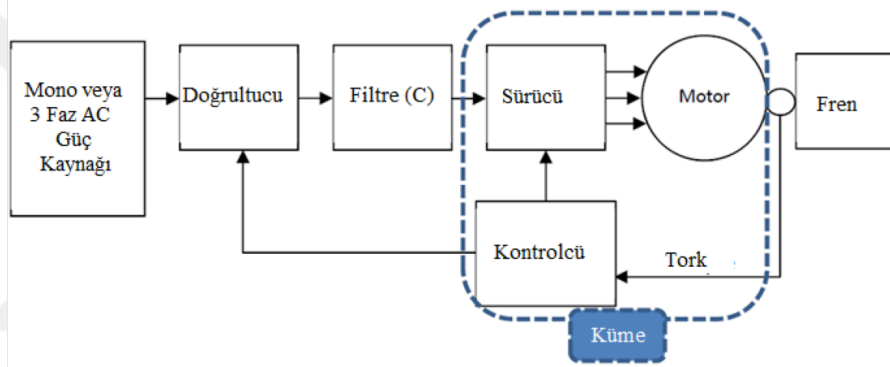
Şekil 2.9. Bir hava kompresörü sıkıştırma odası teorik ve deneysel dinamik basınç karşılaştırmalı değişim grafiği (İbrahim 2010)

Thanakiatkrai ve Lindsey Welch (2011) biyoteknoloji ve gen alanında yaptıkları çalışmada, Taguchi metodunu kullanarak 3 farklı girişin, 3'er değişkene bağlı deneysel tasarımını 27 farklı deney ile yapmak yerine, Taguchi metodu sayesinde 9 deney ile tamamlamışlardır (Thanakiatkrai & Welch, 2011).

Habib Özer ÖZ (2012), asenkron motorlar için sürücü tasarımı, sayısal sinyal işleme, kontrol ve veri toplama üzerine yapmış olduğu çalışmada asenkron motora ait gerilim ölçme hız kontrolü gibi veri toplama ve kontrol işlemlerini çeşitli metotlar (uzay vektör modülasyon metodu, V/F kontrolü) kullanarak gerçekleştirmiştir. Örnek bir motor kontrolü için verilen sinyal grafiği şekil 2.10'daki gibi olmuştur. Şekil 2.11'de ise deney tasarımında kontrol için tasarlanan blok diyagram verilmiştir. (Özer & Schmidt, 2012).



Şekil 2.10. Asenkron motor kontrolünde düzeltilmiş motor sinyali (Özer ve ark. 2012)



Şekil 2.11. Asenkron motor kontrolü için kullanılan blok diyagram (Özer ve ark. 2012)

Gong ve peng (2012), yapmış oldukları bu çalışmada pistonlu kompresör arızalarını bulanık mantık yöntemi kullanarak incelemeye çalışmışlardır. Zor çalışma şartları ve çeşitli sektörlerde kullanılması sebebiyle değişken şart ve ortamlara maruz kalan kompresörlerin arızanın meydana gelebilme olasılığını kompresör değişkenlerine göre değerlendirilmiştir (Gong & Tian, 2012).

Srinivas Athreya ve Dr Y.D. Venkatesh (2012) çalışmasında Taguchi metodunu istatistiksel olarak hazırlanan deney parametrelerinin, kaliteyi yükseltmesi için optimize edilerek sonuçların gösterilmesi olarak tanımlamışlardır. Yaptıkları çalışmada ise, yüzey kalitesini arttırmak için 3 farklı parametre (besleme, derinlik ve kesme) tanımlamış ve bu parametreleri Çizege 2.2'deki gibi Taguchi metodundan faydalanarak deneysel olarak incelemiştir (Athreya & Venkatesh, 2012).

Çizelge 2.2. Deney girdi faktörleri ve etki seviyeleri L9 ortogonal dizisi (Srinivas 2012)

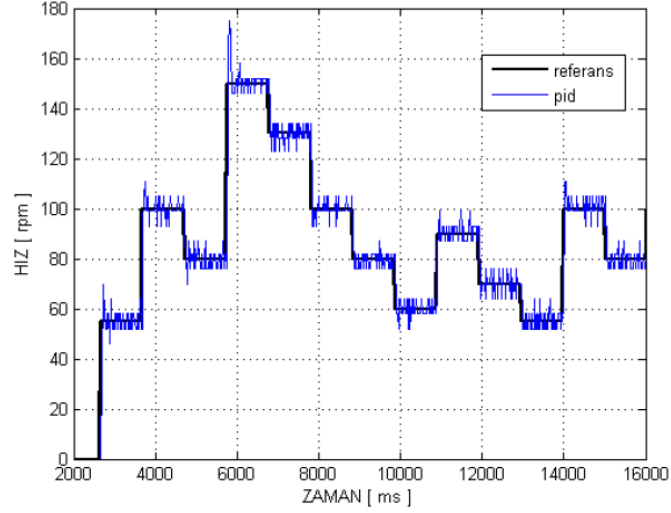
Faktörler	LEVEL		
	1	2	3
Kesme hızı(v,rpm)	960	640	1280
Kesme derinliği(t, mm)	0.3	0.2	0.4
Besleme aralığı(f, mm/min)	145	130	160

Deney No.	Kontrol Faktörü		
	1	2	3
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	2	1	3
5	2	2	1
6	2	3	2
7	3	1	2
8	3	2	3
9	3	3	1

L. Xianghua ve arkadaşları (2012) pistonlu kompresörlerde meydana gelen arızaların büyük önem taşıması ve beraberinde getirdiği riskten dolayı piston kompresörlerde meydana gelen arızaları incelemiştir. Bir arıza ağacı oluşturulmuş ve bu kompresör arızasına neden olan faktörleri analiz etmiştir. Bu arızaların sınıflandırılmasında ise bulanık mantık metodundan faydalanılmıştır (Gong & Tian, 2012).

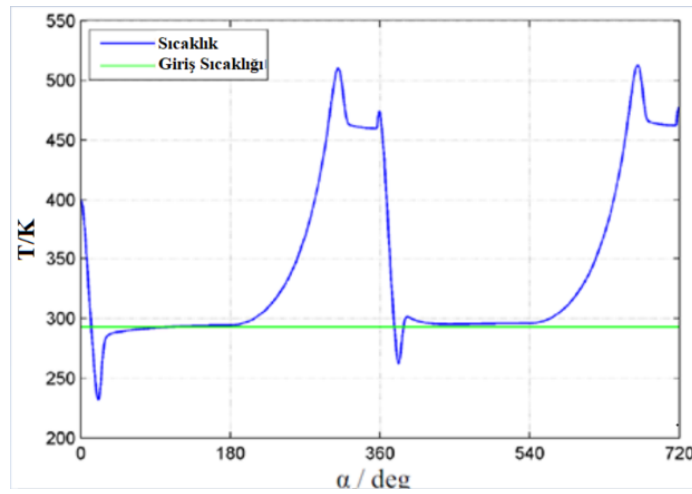
Sasmal ve arkadaşları (2013), pistonlu hava kompresörü, gıda paketleme fabrikaları, şişe imalatı, cam imalatı ve hatta imalat dışı sistemler vb. endüstrilerin önemli bir ekipmanı olduğundan bahsetmişlerdir. Bu kadar önemli bileşenlerin çeşitli nedenlerle ani veya beklenmedik bir şekilde arızalanması, işletim sistemini etkileyerek sistemin olumsuz etkilenebileceğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada, tek tek bileşenlerin arıza modları göz önünde bulundurularak pistonlu kompresör için bakım programı geliştirmişlerdir (Sasmal, Suhane, & Agnihotri, 2013).

Fatih Köse ve arkadaşları (2013) çalışmalarında sabit mıknatıslı fırçalı bir Doğru Akım (DC) motorunun hız kontrolü Şekil 2.12'de, PID ve çeşitli yöntemler kullanılarak gerçek zamanda gerçekleştirmiştir. PID ve Bulanık mantık kontrol yöntemleriyle elde edilen deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır (Köse, Kaplan, & Ertunç, 2013).



Şekil 2.12. Değişen referans hız sinyali ve PID sistem cevabının deneysel ve teorik karşılaştırması (Köse 2013)

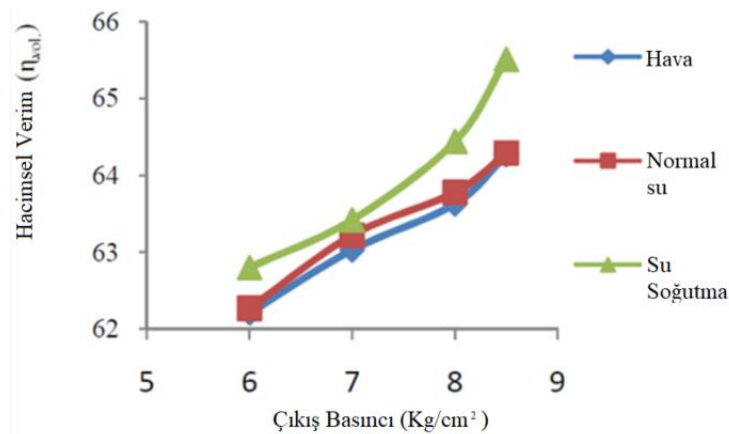
Hejcik ve arkadaşları (2015), pistonlu kompresörün verimliliğini, emme ve tahliye hattındaki akışı etkileyen valf özelliklerine büyük ölçüde bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Kompresörün geliştirilme sürecinde performans karakteristiğini anlamının gerekliliği belirtilmiştir. Bu durumu doğrulamak için ise CFD analiz programlarının kullanılabilmesi gibi (çözüm karmaşık ve süresi uzun olabilir), valf karakteristiği, ısı transferi, çevrim boyunca akış miktarı CFD akış analizi olmadan da hesaplanabileceği için; kompresöre ait sınır koşullarını performans testleri ile çıkarmışlardır. Sıcaklık-Hacim diyagramı yardımı ile Şekil 2.13'te verildiği üzere de sayısal doğrulamayı gerçekleştirmişlerdir (Hejcik, Tuhovcak, & Jicha, 2015).



Şekil 2.13. Tekrar eden iki çevrime ait Sıcaklık grafiği (Tuhovcak 2015)

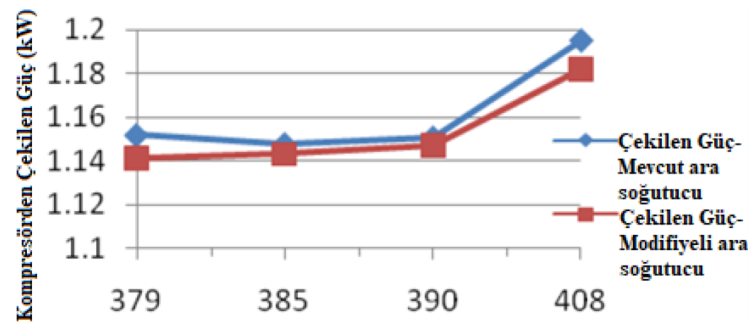
Dutra ve Deschamps (2015) çalışmalarında, yüksek verimli pistonlu kompresör tasarımı ve kompresör içinde meydana gelen farklı parametreler arasındaki etkileşimleri incelemiştir. Elektrik motorunun modellenmesi de dahil olmak üzere pistonlu kompresörler için kapsamlı bir simülasyon yaklaşımını açıklamışlardır. Kompresör bileşenlerine uygulanan kararlı durum termal enerji dengeleri ile bir termal model benimsemiştir. Tek fazlı bir asenkron motorun kararlı durum modelini oluşturmak için ise eşdeğer devre yöntemi kullanmışlardır. Üç model arasındaki bağlantı, kompresör verimliliğini etkilediği görülen motor kaymasını ve ortalama kompresör hızını bulmuşlardır. Simülasyon modeli, kompresör verimliliği, sıcaklık dağılımı ve motor performansı ile ilgili parametrelerin tahminleri ve ölçümleri arasındaki karşılaştırmalar yoluyla doğrulamışlardır. Motor sıcaklığının giriş voltajı ilişkisini araştırmak için parametrik bir analiz yapmışlar ve sonuçları tartışmışlardır (Dutra & Deschamps, 2015).

Pipalia ve arkadaşları (2015), ısınmanın, en azından kompresörler söz konusu olduğunda, sıkıştırma işleminin istenmeyen bir etkisi olduğunu ve ısı transferin de doğanın sistemleri kararlılığa doğru yönlendirme şekli olarak tanımlamışlardır. İstenmeyen bu ısının transferini en doğru şekilde yapabilmek için ise çeşitli tasarımsal çalışmaların yapılmaya çalışıldığı belirtilmiştir. Tasarımsal geliştirme çalışmalarının yanında uygun metalik ya da metalik olmayan malzemelerin geliştirildiğinden de bahsetmişlerdir. Hava ve su soğutmalı iki tip kompresör ile bu çalışmada deneysel çalışma yapıldığından ve ısınmanın etkilerinin sonuçlarının (Şekil 2.14.) incelendiğinden bahsetmişlerdir (Pipalia, Shukla, & Mehta, 2015).



Şekil 2.14. Çıkış basıncına göre hacimsel verimin değişiminin, farklı soğutma türleri ile incelenmesi (Pipalia 2015)

Satyaraj (2015) çalışmasında kompresörlerin, bir maddeyi gaz halinde sıkıştırmak için tasarlandığını, hemen hemen tüm çok kademeli kompresör uygulamalarının, ara soğutma olarak da bilinen aşamalar arasında havanın soğutulabileceğinden bahsetmiştir. Soğutmanın ise kompresörde, verimli bir işlem için gerekliliği vurgulanmıştır. Ara soğutma (Intercooler) temel olarak kademeler arasında basınçlı havayı soğutmak için kullanılan bir ısı eşanjörü olduğu belirtilerek yapılan analizler neticesinde ara soğutmanın mevcut olanla Şekil 2.15'deki gibi karşılaştırıldığında ısı transferinin hızı arttığı ve iş gereksiniminin azaldığını tespit etmiştir (Sathyaraj, 2015).

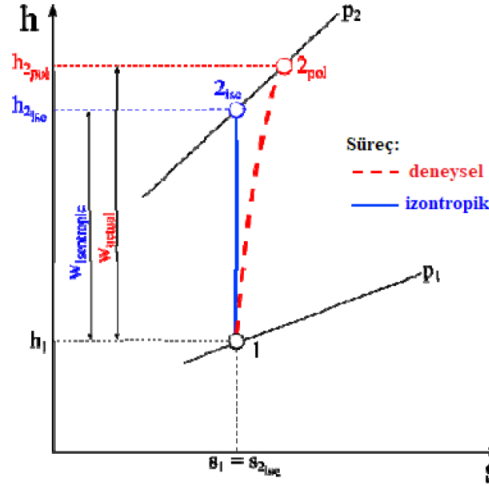


Şekil 2.15. Soğutma eklenen kompresörün aynı şartlarda güç gereksiniminin kıyası (Satyaraj 2015)

Pont ve Lopez (2016) çalışmalarında, kompresyon odasındaki anlık basıncı, elektrik motoru torkunu ve piston ve krank mili ikincil hareketlerinden kaynaklanan hidrodinamik reaksiyonları birleştiren pistonlu kompresör mekanizmasının dinamik analizini sunmuşlardır. Ek olarak, sabit olmayan krank mili açılma hızı, piston ve krank mili yanlış hizalama torklarını da dikkate almışlardır. Ne ikincil hareketlerin yönlerindeki atalet kuvvetlerinin ne de açılma hız salınımlarının kompresör davranışında önemli farklılıklar yaratmadığını kanıtlamak için iki farklı analiz yapmışlardır. Son olarak, geometrik parametrelerin ikincil hareketlerin kararlılığı, sürtünme güç kayıpları ve kompresör tüketimi üzerindeki etkisini değerlendirmek için bir dizi parametrik çalışma geliştirmişlerdir (Pont, Lopez, & Joaquim, 2017).

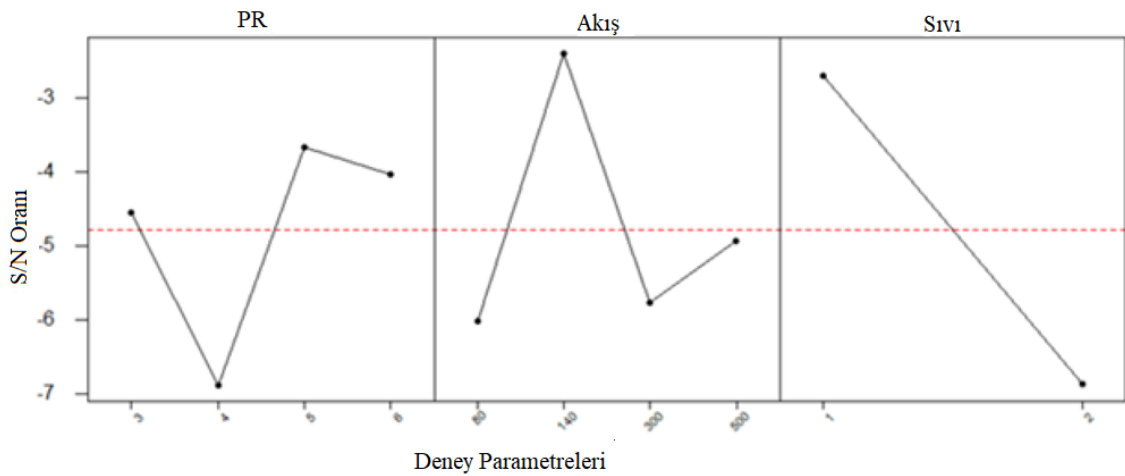
Tuhovcak ve arkadaşları (2016) pistonlu kompresörün verimini etkileyen ana faktörlerden birinin silindir içindeki ısı transferi olduğunu belirtmişlerdir. Sayısal modeller veya esas olarak yanmalı motorlarda kullanılan yaklaşımlardan geliştirilen integral korelasyonlar kullanılarak bir ısı transferi analizi yapılabileceği; ancak karmaşık deneysel kurulum nedeniyle doğruluklarının tam olarak belirlenemeyeceğinden bahsetmişlerdir. Burada ise, ısı transferinin kompresör verimliliği üzerindeki etkisini analiz etmeyi amaçlayan yazarlar, farklı kompresör ayarları ve akışkanlar için çeşitli

integral korelasyonlar karşılaştırmışlardır (Şekil 2.16.) (Tuhovcak, Hejcik, & Jicha, 2016).



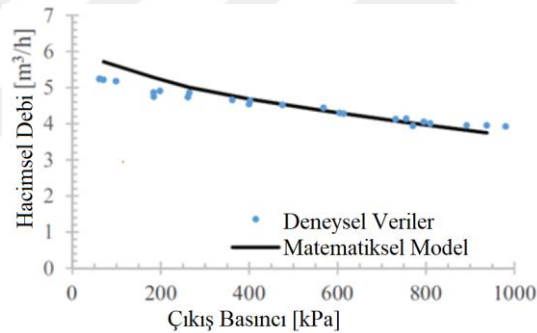
Şekil 2.16. İzotropik ve deneysel kompresörlere ait ısı transferi karşılaştırması (Tuhovcak 2016)

Patole ve Kulkarni (2017), yağlamanın dinamik çalışan parçalar üzerindeki önemini incelemek amacıyla parametrik optimizasyon yaklaşımı üzerine çalışmışlardır. Yağlamanın miktarının fazla olması ya da az olmasının, sırasıyla maddi ve performans etkileri üzerinde durmuşlardır. Optimum noktanın yakalanması için taguchi yaklaşımı ile deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Parametre etkilerini belirlemişler ve L16 dizilimine göre hesaplamalı ve deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlar Şekil 2.17’de görüldüğü gibi varyans analizine göre etki seviyeleri tespiti yapılarak en uygun değer aralıklarını tespit etmeye çalışmışlardır (Patole & Kulkarni, 2017).



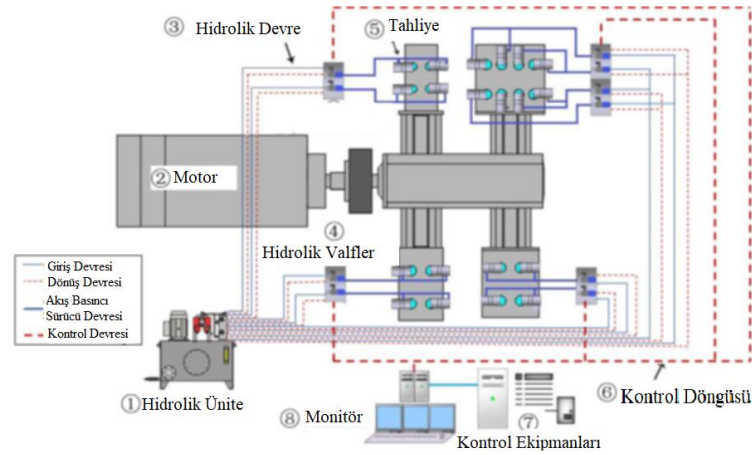
Şekil 2.17. Girdi parametrelerin yağlamaya etki seviyelerinin incelenmesi (Patole 2017)

Ján Tuhovák ve arkadaşları (2017) Pistonlu kompresörlerin geliştirme süreci simülasyon araçları kullanılarak basitleştirilebileceğinden bahsetmişlerdir. Bir kompresörün modellenmesi, hesaplama gücü ile istenen sonuçların doğruluğu arasında bir denge gerektirdiği ve bu çalışmada, farklı çalışma koşulları altında kompresör davranışını tahmin etmek için kullanılabilen simülasyon aracının deneysel geçerliliğini sunmaktadır. Matematiksel model, çok iyi bir doğrulukla hızlı sonuçlar sağlar, ancak bu model belirli bir kompresör tipi için özelleştirilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Şekil 2.18'de Küçük hacimli hava kompresörleri, bir kontrol hacminde kütle ve enerji korunmasına dayanan bir kurum içi simülasyon aracını doğrulamak için kullanılmıştır. Simülasyon aracı, kompresörün çevrimi sırasında silindir içindeki basınç ve sıcaklık geçişini, valf karakteristiklerini, kütle akışını ve ısı kayıplarını hesaplar. Kompresör için yapılan test sisteminde hem çıkış hattı ve hem de emme hattı tarafında basınç sensörleri, çıkış tarafında sıcaklık sensörü ve kalorimetrik tip akış ölçeri kullanılmıştır (Tuhovcak, Hejcik, Jicha, & Snajderek, 2017).



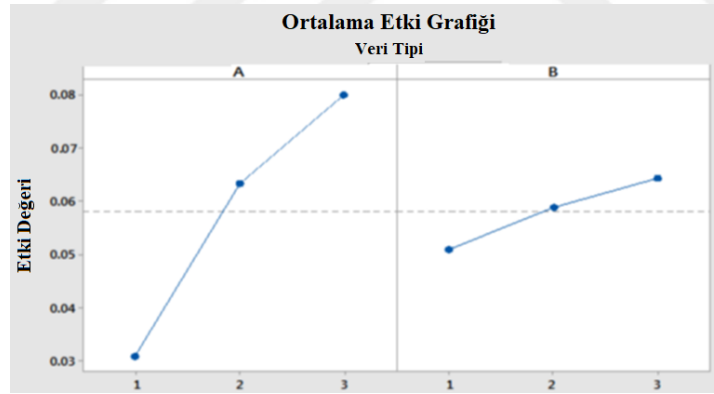
Şekil 2.18. Bir hava kompresöründe hacimsel akışın, deneysel ve matematiksel olarak kıyası (Ján Tuhovák ve ark. 2017)

Wang ve arkadaşları (2018) bu çalışmalarında, hidrolik kuvvet, yer değiştirme ve boşaltıcının hızı dahil olmak üzere kritik parametrelerin etkisini analiz etmek için kademesiz kapasite regülasyonu altında, bir pistonlu kompresör geliştirerek sayısal bir model geliştirmişlerdir (Şekil 2.19.). Silindir içindeki gazın dinamik basıncını, farklı parametrelerin etkisi altında incelemişlerdir. Sonuçlar, aynı performans için en düşük güç gereksiniminin, tahliyenin 360 N kuvveti ile elde edildiğini ve bunun optimal kuvvet olduğunu göstermiştir. Ayrıca, 1,75 mm'lik yer değiştirme 2 mm'lik yer değiştirmenin yerine parametrik optimizasyon sonucunda tercih etmişlerdir (Wang, Jiang, & Zhang, 2018).



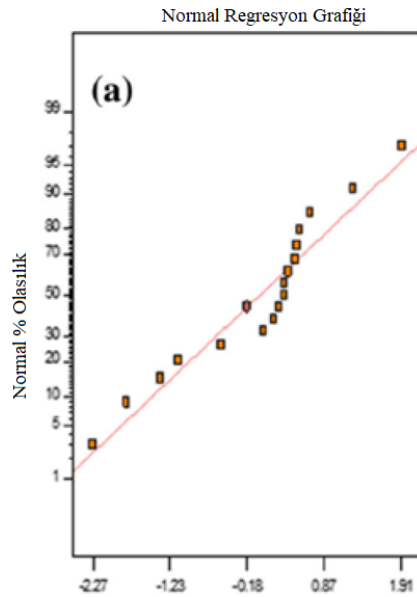
Şekil 2.19. Yapılan deneysel çalışma için hazırlanan test düzeneğinin blok şeması (Wang 2018)

Modi ve arkadaşları (2019), çalışmalarında taguchi metodundan faydalanarak parametrik optimizasyon çalışması yapmışlardır. L9 ortogonal diziliminden faydalanılan bu çalışmada, hangi parametrelerin sonuçları ne derecede etkilediğini bulmak için Şekil 2.20’de verilen varyans analizinden faydalanmışlardır. Deneysel verileri analiz etmek için ise Minitab programından faydalanmışlardır. Elde edilen etki seviyelerine göre en uygun giriş parametre değerlerini tespit etmişlerdir (Modi, Agarwal, & Bhatia, 2019).



Şekil 2.20. Giriş parametrelerin Taguchi yönteminden faydalanılarak elde edilen etki seviyeleri (Modi 2019)

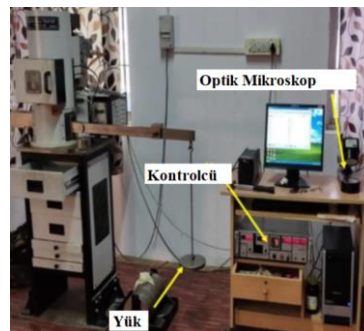
Gupta, Mia ve arkadaşları (2019), değişken parametreler ile elde ettikleri deneysel sonuçların teorik hesaplamalı ve deneysel değerlerini regresyon analizinden faydalanarak değerlendirmiştir (Şekil 2.21.). Değerlendirilen analiz sonucuna göre R^2 değeri “1” değerine çok yaklaşmıştır. Elde edilen sonuçlar ise bir kez daha doğrulanması için bir teşhis protokolü gerçekleştirmişlerdir (Gupta, Mia, & Pruncu, 2019).



Şekil 2.21. Elde edilen sonuçların normal plot üzerinde R değerleri (Gupta 2019)

Mustafa ve arkadaşları (2019), yağlamanın kompresör ömrü açısından öneminden bahsetmişlerdir. Bu çalışmalarında ise, bir kompakt inverter kompresörün (CIC) yağlama sistemi sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yağ akışının laminer akış koşulları altında geçici davranışı, 1200 ile 4500 RPM arasında değişen çeşitli krank mili hızlarında simule edilmiştir. Yapılan çalışma neticesinde ise 2800 RPM'e kadar yağlamanın nominal aralıkta olduğunu gözlemlemişlerdir. 3000-4500 RPM arasında ise ölçüm mümkün olmadığı için CFD ile analiz tercih etmişlerdir (Ozspahi, Kose, Cadirci, & Kerpicci, 2019).

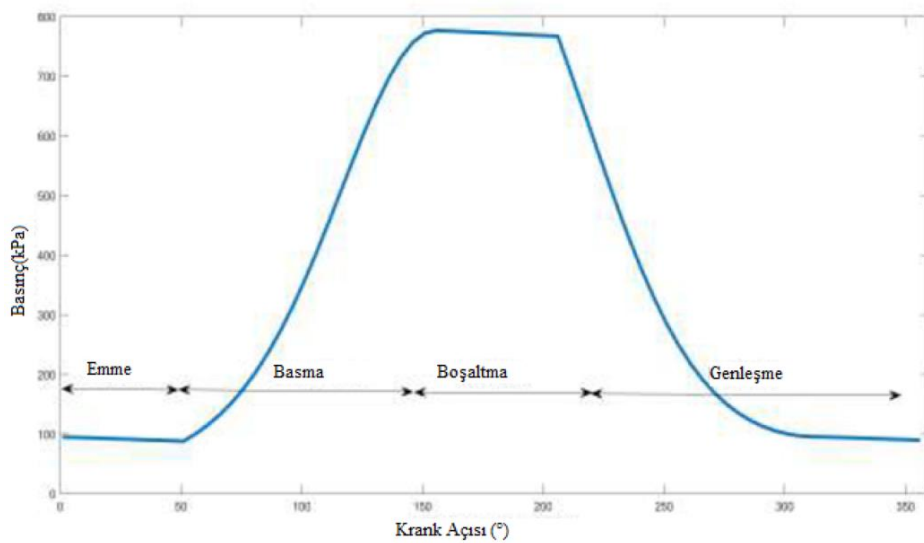
Reddy ve arkadaşları (2020), yaptıkları deneysel çalışmada hava kompresöründe kullanılan yağ tipine göre yüzeysel aşınma miktarını incelemişlerdir. Farklı oranlarda yağ katkısı içerisine konulan nano partiküllerin yüzey aşınmasına etkisi deneysel olarak yapılmış ve sonuçlarını analiz etmişlerdir. Yapılan deneysel çalışmanın yaklaşımı ve testlerin gerçekleştirilmesinin çalışmada faydalı bir referans olabileceği düşünülmüştür (Şekil 2.22.) (Reddy & Arumugam, 2020).



Şekil 2.22. Sürtünme etkisini incelemek için kurulmuş test düzeneği (Reddy 2020)

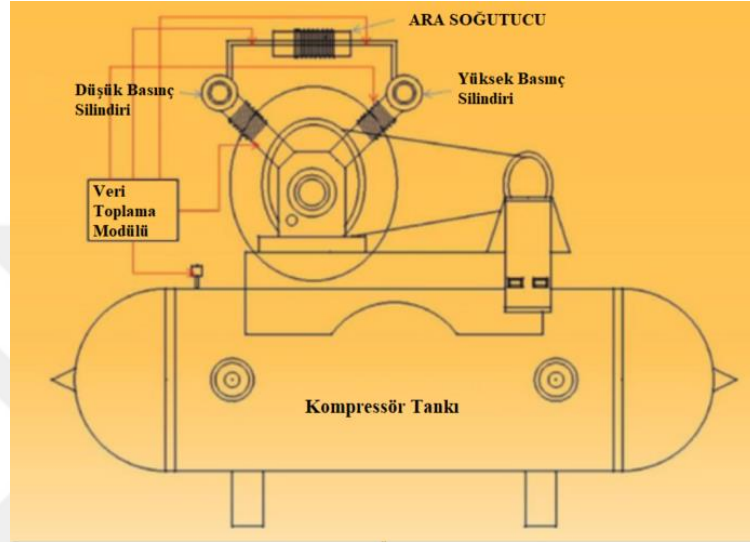
Tempiam ve arkadaşları (2020), 7,5 kW pistonlu hava kompresörünün giriş havasının sıcaklığını düşürmek için kullanılacak bir vorteks tüpü tasarlamış ve test etmişlerdir. Vorteks tüpü, evaporatör içindeki sıcaklığı değiştiren bir soğuk hava üretici olarak hareket ederek hava sıcaklığını düşürdüğünü belirtmişlerdir. Deneylerin sonuçları, nozulun en etkili tasarımının kompresörün giriş havasının sıcaklığını 8.3 °C azaltabildiğini göstermiştir. Bu durum, vorteks tüpündeki basıncın düşmesinin veya düşük basınçlı hava tankının basınç seviyesinin artmasının bir sonucu olduğu; bu nedenle, vorteks tüpüne olan basıncın artırılmasıyla enerji verimliliğinin iyileştirilebileceği sonucuna varmışlardır (Tempiam, Kachapongkun, & Rattanadecho, 2020).

Toroghi ve arkadaşları (2020), hava kompresörleri en yaygın endüstriyel cihazlardan ve işlevleri ile birçok endüstri alanı için hayati öneme sahip olması nedeni ile doğru ve uygun maliyetli bir strateji sağlamak çok önemli olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmada ise bir arıza tespiti yaklaşımı üzerine çalışmışlardır. İlk olarak, elektrikle çalışan bir hava kompresörü modeli simule edilerek ve kompresör alt sistemleri arasındaki elektromekanik bağlantı gösterilerek mekanik arızaları teşhis etmek için elektrik sinyallerinin kullanılmasının teorik mantığı tartışmışlar, ardından kompresörün gerilim ve akım sinyallerini ölçerek makine öğrenmesi ile arıza tespit yaklaşımı üzerine varsayımda bulunmuşlardır. Bu çalışmayı yaparken Şekil 2.23’de verilen basınç-hacim grafiği ve kompresör evrelerini vermişlerdir. Bu varsayımı ise deneysel veriler üzerinde uygulanması, mekanik arızaların doğru tespiti ile sonuçlandırmışlardır (Toroghi & Sadighi, 2020).



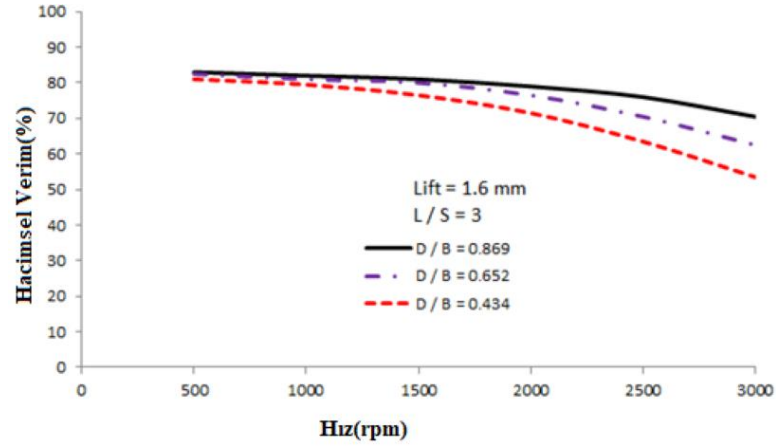
Şekil 2.23. Mekanik alt model ile basınç-krank açısı eğrisi (Toroghi 2020)

Subramaniyan ve arkadaşları (2020), ara soğutuculu iki kademeli kompresörün deneysel incelemesini yapmışlardır. Bu inceleme esnasında veri toplama sisteminden de faydalanarak parametreler üzerinde ara soğutucunun etkisini gözlemlemişlerdir. Toplanan verilere ait konum bilgileri ise Şekil 2.24’de verilmiştir. Havanın soğumasının deney parametrelerine etkisini inceleyerek analiz etmişlerdir (Chinnasamy & Balasubramanian, 2020).



Şekil 2.24. Örnek test şeması ve toplanan verilerin konumları (Subramaniyan 2020)

Qatta ve arkadaşları (2020), emme ve basma sistemindeki kararsız hava akışının pistonlu hava kompresörünün performansı üzerindeki etkisini incelemeyi amaçlamışlardır. Sürtünme kayıplarının etkisi, entropi değişimi ve ısı transferini hesaplamak için matematiksel bir model hazırlanmış; ayrıca silindir içindeki akan kütleye etkisi ile borularda oluşan basınç dalgaları ve kompresör valflerinin dinamik davranışı tahmin etmişlerdir. Ayrıca basınç, sıcaklık, hacim, kütle ve verim (Şekil 2.25.) hesaplanmış ve diferansiyel denklem sisteminin sayısal analiz yöntemi kullanılarak çözülmesi için optimal bir yöntem benimsemişlerdir. Sonuçlar, çok kademeli pistonlu hava kompresörü kullanımının hava soğutması nedeniyle yüksek verim sağladığını ve emme borusunun uzunluğu, çapının ve kompresörün akış hızının, nihai basıncı etkileyen kesikli basınç dalgalarının kapasitesi üzerinde etkili olduğunu göstermiştir (Qatta, Shakir, & Habeeb, 2020).



Şekil 2.25. Deneysel çalışma kapsamında farklı çap ve uzunluğa sahip borular ile hacimsel verim karşılaştırma grafikleri (Qatta 2020)

Silva ve Dutra (2020), enerji verimliliği, pistonlu kompresörlerin tasarımındaki ana etkenlerden birisi olduğunu, bu konuda birçok çalışma yapılmış olmasına rağmen, esas olarak termodinamik kayıpları azaltarak daha fazla iyileştirme için çalışma yapılması gerekliliğinden bahsetmişlerdir. Bu sebeple pistonlu bir kompresör için en yüksek termodinamik verimliliği sağlayan piston yörüngesini tahmin etmek için, parametrelerin belirlenmesi ile birlikte tahrik mekanizmasıyla ilgili kısıtlamaları göz ardı ederek, kütle ve enerji korunumu denklemlerine dayanan bir simülasyon modeli uygulamışlardır. Optimum piston yörüngesi (OPT), termodinamik verimliliğin %88,3'ten %92,1'e ve hacimsel verimliliğin %70,9'dan %72,0'a, esas olarak ısı transferi ve kaçak kayıplarının azalmasıyla iyileşmesiyle sonuçlandığını göstermişlerdir. Ayrıca, optimize edilmiş kompresörün performansı, çalışma zarfının diğer koşulları için değerlendirmişlerdir. Optimize edilmiş kompresörün, değerlendirilen tüm koşullar için taban çizgisinden daha verimli olduğu ve basınç oranından daha az etkilendiği sonucuna varmışlardır (Silva & Dutra, 2020).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Deneysel Veri Toplama ve doğrulama

Veri toplama, olguları araştırmak, yeni bilgi edinmek veya önceki bilgileri düzeltmek ve bütünleştirmek için teknikler bütünü olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca belirli akıl yürütme ilkelerine tabi olarak gözlemlenebilir, ampirik ve ölçülebilir kanıtların toplanmasına da dayanır. Deney ise, belirli bir problem veya soruyu çözme bağlamında, bir hipotezi veya fenomenle ilgili araştırmayı korumak için gerçekleştirilen bir dizi gözlemdir. Deney, fiziksel dünya hakkında daha derin bilgi edinme ve ampirik yaklaşımında önemli bir faktördür (Dems, 2008).

Deneysel çalışmanın tamamlanabilmesi için ise Dems (2008) genel adımları aşağıdaki gibi adım adım tanımlamıştır

- Planlama
- Hazırlık
- Taslak ölçümler
- Deneysel veri toplama
- Veri analizi ve doğruluğunun saptanması
- Sonuçların sunumu

Deneysel çalışmanın kabul edilebilmesi için gereklilikler:

- Hipotezin doğrulanması
- Bazı miktarların ölçümü
- Yeni bir deneysel yöntemin tasarımı
- Ekipmanın uygulanabilirliğinin doğrulanması

Veri toplama ve analiz işleminde gerekli verilerin toplanması kadar karşılaştırılmalı bilinen değerler ile doğrulanması da önem taşıdığından, öncelikle bölüm 3.3’de verilen işlem benzeri çalışmalar gerçekleştirilerek sistem doğrulaması sağlanmıştır. Veriler bilinen değerler ile karşılaştırılmalı, doğrulanarak doğruluk oranlarının tespiti yapılmış ve hazırlanan deney raporunda bu sonuçlara yer verilmiştir.

Verilerin doğrulaması yapıldıktan sonra test sisteminin doğrulaması da tamamlanarak deneysel çalışmalara geçilmiştir. Burada dikkat edilen husus ise, ölçüm yapılacak sensör ve ölçüm aletlerinin doğruluklarının ayrı ayrı önceden tamamlanmasıdır.

3.2. Test ve Analiz Aşamasında Kullanılan Yöntem

Hava kompresörünün ürettiği havanın miktarı (debi), harcadığı enerjisi (güç), basınç set değeri ve doldurma süresi gibi parametreler, kompresörün performans değeri, çalışma ömrü gibi parametreleri etkilemesi yönünden önem taşımaktadır. Bu yüzden parametrelerin incelenmesi ve hava kompresörünün araç üzerindeki optimum çalışma değerlerinin tespiti farklı deneysel yöntem (Taguchi) ve teoremler (yapay zeka, bulanık mantık) ile tespit edilmeye çalışılmıştır.

Havanın üretimine etki eden parametrelerin birden fazla sayıda ve farklı ağırlıkta olması, doğrusal olmayan (nonlinear) özellik göstermesi sebebiyle çeşitli deney ve yöntemler kullanılmıştır. Burada deney sayısını ve parametre değerlerini belirlemek için Taguchi yönteminden; bulunan değerlerin analizi ve sonuçların karşılaştırılması için ise Matlab tabanlı bulanık mantık (fuzzy) arayüzünden faydalanılmıştır.

3.2.1. Taguchi Metodu

Japon bir mühendis olan Genichi Taguchi, "Taguchi Yöntemleri" olarak adlandırılan deneysel tasarımlara çeşitli yaklaşımlar önerdi. Bu yöntemler iki, üç ve karma düzeyli kesirli faktöriyel tasarımları kullanmaktadır.

Taguchi, ürünlerin veya süreçlerin tasarım aşamasında iyi performansın sağlanması için bir yöntem olduğu için deneysel tasarımı "çevrimdışı kalite kontrol" olarak adlandırmaktadır. Bununla birlikte, inovatif operasyonlarda kullanıldığı gibi bazı deneysel tasarımlar, süreç çalışırken çevrimiçi olarak da kullanılabilir. Ayrıca, kesirli faktöriyel tasarımlar tablosuna benzer bir tasarım kılavuzu olarak kullanılabilen Ortogonal Diziler ve Doğrusal Grafikler yayınlanmıştır. Bilinen Taguchi ortogonal dizilerinden bazıları (L9, L18, L27 ve L36) şeklindedir.

Yapılan literatür çalışmaları ile birlikte uygulanan metot ve yöntemler ile bilgi kapasitesinin artırılarak Ar-Ge kazanımlarının elde edilmesi planlanmaktadır. Kullanılması planlanan deneysel metotlardan biri olan literatürdeki adı 'Taguchi Metodu' olan bu deneysel tasarım yöntemi ortogonal yöntemler vasıtasıyla sistemi etkileyen dış faktörleri minimize etmeye yarayan bir tekniktir.

Bir başka tanımlamada ise Taguchi metodu; üründe ve proste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prostedeki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz & Kutay, 2003).

Taguchi metodunda kullanılan hesaplama yöntemleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de taguchi yaklaşımında her faktör seviyesi kombinasyonu için sinyal-gürültü (S/N) oranı hesaplanmaktadır. 10 tabanlı log kullanılarak daha büyük-daha iyi (Larger is Better) S/N oranı formülü yazılmıştır (Sun, Yang, & Wang, 2013).

3.2.2. Cevap Yüzeyi Analizi (Response Surface Analysis-RSA) Yöntemi

RSA yaklaşımı yeni bir üründe, süreç tasarımı ve geliştirilmesinde, performansın optimize edilmesinde önemli bir mühendislik aracı olarak kullanılabilir. Birçok Cevap yüzeyi metodolojisi uygulamasının ardışık bir doğası vardır. Başlangıç olarak, cevap yüzeyi çalışmalarında önemli değişkenlerin belirlenmesi gerekmektedir.

Önemli faktörlerin belirlenmesinin ardından RSA çalışmalarının “birinci aşamasına” geçilir. Burada amaç; bağımsız değişkenlerin sınır şartlarının, çıktı parametrelerin optimum değerinin yakınlarında veya sürecin optimumdan uzak bir bölgede olup olmadığına karar vermektir. Değişkenlerin mevcut düzeyleri optimum performansı sağlamaktan uzak ise, süreci optimuma taşımak için süreç değişkenleri ayarlanmıştır. Bu aşama optimizasyon tekniğinin kullanıldığı aşamadır (Murat & Gürsakal, 2013).

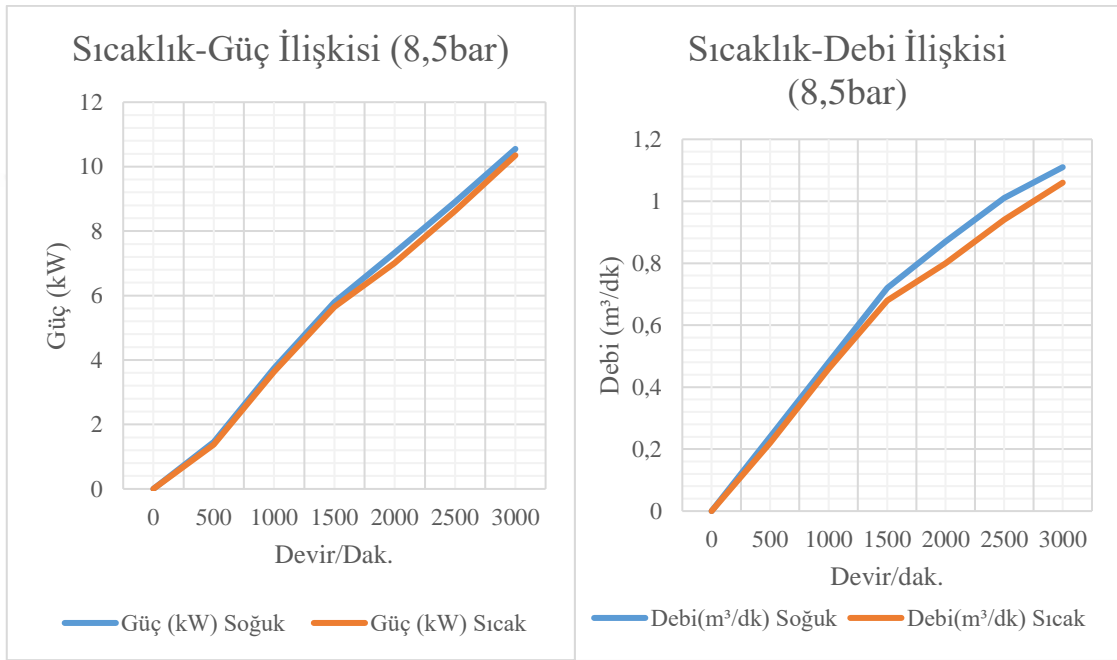
Süreç optimuma yaklaştığında ise, cevap yüzeyi çalışmasının son aşamasına geçilmiştir. Elde edilen hesaplamalı değerler ve deneysel sonuçlar RSA yaklaşımı ile değerlendirilerek optimum performans değerleri bulunmuştur (Anderson, Borrorb, & Montgomery, 2009). Bu noktada, genellikle optimum civarında küçük bir bölgede gerçek cevap yüzeyi fonksiyonuna doğru bir biçimde yaklaşacak olan bir model kurulmuştur. Uygun bir yaklaşım modeli elde edildiğinde ise bu model, süreç için optimum koşulların belirlenmesi amacıyla sonuçlar değerlendirilmiştir.

3.3. Test Sistemi ile Farklı Parametreler ile Deneysel Doğrulama Yapılması

Bölüm 3.5’de de belirtildiği üzere deneysel çalışma yapmadan önce hazırlanan test sisteminin doğruluğunun incelenmesi için çalışma yapılmıştır. Doğruluğu ve değerleri bilinen çeşitli ölçüm aletleri ve ürünler ile sonuçlar alınmış; alınan bu sonuçlar ile test sistemi üzerindeki ölçüm aletlerinin değerleri karşılaştırılarak test sistemi doğruluğu değerlendirilmiştir.

İlk olarak termometre, multimetre, analog basınç ölçer (manometre) gibi ölçüm aletleri sensörler ile aynı hat üzerine bağlanmış ve sonuçların doğruluğu görsel olarak

incelenmiştir. İncelenen sonuçlar sonrası sensörlerin kalibrasyon değerleri kontrol edilerek düzenlenmiş ve tekrar karşılaştırılmıştır. Değerlerin doğruluğunun uygun bulunması sonrası ise her bir sensör ve ölçüm aleti muadil bir sensör ve ölçüm aleti ile birlikte aynı hat üzerine bağlanmış ve burada da bu değerlerin doğruluğu incelenmiştir. Sonuçların uygun bulunması sonrası her bir sensör tipi test sistemi üzerine bağlanmıştır. Bağlanan sensörler bir kez daha burada karşılaştırmalı olarak test edilmiş, ölçümü kritik olan noktalardan en az iki sensör ile ölçüm alınmaya çalışılmıştır (Aydınler, Unuvar, & Kalyoncu, 2019).



Şekil 3.1. Test sistemi ile karşılaştırma sonrası elde edilen değerlerin bilinen referans değerlerle karşılaştırılması (Aydınler, Unuvar, & Kalyoncu, 2019)

3.4. Taguchi Metodundan Faydalanarak Deney Tipi ve Sayısının Belirlenmesi

Giriş bölümünde de belirtildiği üzere test parametreleri belirlenmiştir. Kontrol edilebilen giriş parametrelerinden sisteme etkisi yüksek olan beş farklı girdi parametre aşağıda verilmiştir. Verilen bu parametreler taguchi metodu yardımı ile L25 ortogonal dizine göre deneyler belirlenmiş ve hazırlanmıştır.

Deney sayısı ise 5 parametreden oluşması sebebiyle taguchi yöntemi kullanılarak Minitab arayüzünde 25 adet olarak oluşturulmuş ve Çizelge 5.1’de verilmiştir. Verilen deneyler ise önce test sistemi üzerinde daha sonra ise Minitab arayüzünde teorik olarak hesaplanmış ve sonuçları “araştırma sonuçları ve karşılaştırma bölümünde verilmiştir.” Deney sayısının 25 olarak verilmesi ve hangi parametrelerin hangi sınır şartları altında kullanılacağı da belirtilmesi sayesinde, çalışmanın amacı olan optimum çalışma aralığını

yüzlerce deney yapmak yerine 25 adet deney sayısına indirgeyerek bulma imkânı sunmuştur. Belirtilen 25 adet deney sayısı ise Bölüm 5’de açıklandığı üzere her parametre için deney koşulları oluşturulmuş ve şartlandırma sonrası deneyler yapılarak kaydedilmiştir.

Çizelge 3.1. Birinci deney için girdi parametreler ve değerleri

Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	T. Set Basıncı (bar)
600	10	4	1	8
1000	25	5	1,5	8,5
1500	35	6	2	9,5
2000	50	8	3	10,5
3000	90	14	4	12,5

Çizelge 3.1’de verilen deney parametreleri ve sınır değerleri doğrultusunda taguchi yönteminden faydalanılarak Çizelge 3.2’de verilen ve Minitab programı yardımı ile L25 ortogonal dizine sahip deneyler belirlenmiştir. Hangi deney numarasında hangi sınır şartlarının kullanılacağı ise taguchi metodu sayesinde bulunmuştur.

Taguchi metodu yöntemi ile elde edilen L25 ortogonal deney dizilimi ile deney girdi parametreleri tabloda girilmiş ve 25 adet Deney oluşturulmuştur. Oluşturulan deneylere ait dizilim ve sonuçlar ise Bölüm 4’te sonuçları ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 3.2. L₂₅ Ortogonal Dizini

Deney Sayısı	Devir	Su Sıcaklığı	Su Debisi	Yağ Basıncı	Tank Set Bas.
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	1	5	5	5	5
6	2	2	2	3	4
7	2	3	3	4	5
8	2	4	4	5	1
9	2	5	5	1	2
10	2	1	1	2	3
11	3	3	3	5	2
12	3	4	4	1	3

13	3	5	5	2	4
14	3	1	1	3	5
15	3	2	2	4	1
16	4	4	4	2	5
17	4	5	5	3	1
18	4	1	1	4	2
19	4	2	2	5	3
20	4	3	3	1	4
21	5	5	5	4	3
22	5	1	1	5	4
23	5	2	2	1	5
24	5	3	3	2	1
25	5	4	4	3	2

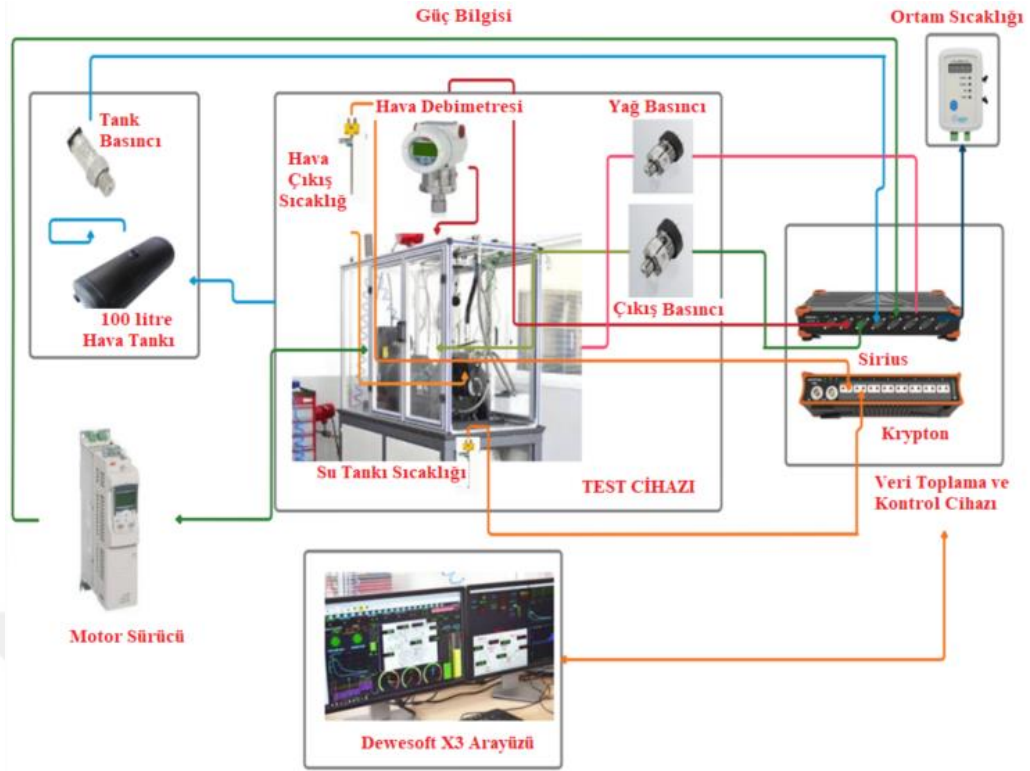
Çizelge 3.2’de verilen deney tipleri ve sınır koşullarının tanımı ise aşağıda verildiği şekilde örneklendirilebilir:

Deney numarası 16: 4 4 4 2 5 =2000 d/d, kompresör hızı, 50°C kompresör soğutma suyu sıcaklığı, 8 l/d kompresör soğutma suyu debisi, 1,5Bar kompresör giriş hattı yağ basıncı, 12,5bar kompresör set basınç değeri

şeklinde planlanmıştır.

3.5. Yapılan Deneylerin Tam Otomatik Test Sistemi ile Deneysel Doğrulaması

Taguchi yönteminden faydalanılarak oluşturulan kural dizinine rastgele girilen değerler ile elde edilen sonuçların doğruluğunu denetlemek için Bölüm 4.2’de verilen sensör ve cihazlar yardımı ile test sistemi üzerinde testler tekrar edilmiştir. Böylece taguchi yönteminde oluşturulan kural dizininin doğruluğu tespit edilerek, optimizasyon işlemine Minitab yazılımı vasıtası ile giriş parametreleri girilerek sonuçlar deneysel ortamda hazırlanmıştır. Hazırlanan sonuçlar deneysel çıktılar ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.2. Test düzeneğine ait alet teçhizatlar ile sistemin blok diyagramı

Test sistemi, girilen sınır şartlarına uygun olarak parametreleri kendisi kontrol etmekte ve düzenleyebilmektedir. Çalışmada hazırlanan deneylere geçilmeden önce sistemin iç doğrulması yapılmış ve deneylere geçilmiştir. Taguchiye göre belirlenen deney dizini, test cihazı üzerinde sınır şartları oluşturularak sırayla yapılmış ve kayıt altına alınmıştır. Minitab Arayüzüne elde edilen deneysel performans değerleri girilerek Minitab arayüzünde analiz edilmiştir. Teorik ve deneysel olarak elde edilen değerler karşılaştırılmış ve bölüm 5.1’de incelenmiştir.

Minitab arayüzünde analizi yapılan bu değerler daha sonra deneyleri tekrar edilerek incelenmiş ve optimum performansa sahip deney numarasının, tekrar yüksek performanslı sınır şartlarına sahip deney tipi olup olmadığı incelenerek doğrulanmıştır.

3.6. Cevap Yüzeyi Analizi Yöntemi ile Optimum Performansın Bulunması

Bir ürün, süreç veya sistemin cevap yüzeyi y 'nin, kontrol edilebilen $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ girdi değişkenlerine (sıcaklık, basınç debi...) bağlı olması durumunda bunlar arasındaki mevcut ilişki:

$$y = f(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_k) + \varepsilon \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir. Söz konusu denklemden, bilinmeyen gerçek cevap yüzeyi fonksiyonu karmaşık olabilir ve ε söz konusu fonksiyondaki diğer değişkenlik (çevresel etkenler) kaynaklarını temsil eder.

Cevap yüzeyinin ölçüm hatasını, süreç veya sistemin doğasında var olan diğer hata kaynaklarını da içeren istatistiksel hata terimi ε 'nin sıfır ortalama ve R^2 varyans ile bir normal dağılıma sahip olduğu varsayılır. Bu durumda

$$\begin{aligned} E(y) &= \eta = E[f(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_k)] + E(\varepsilon) \\ &= f(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_k) \end{aligned} \quad (3.3)$$

ifadesi geçerli olacaktır.

RSA yaklaşımında, denklem (3.3)'deki kontrol edilebilir değişkenler x_1, x_2, \dots, x_k gibi kodlanmış değişkenlere dönüştürülerek kullanıldığında denklem (3.4)'de bulunan cevap yüzeyi fonksiyonu yazılabilir:

$$\eta = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k) \quad (3.4)$$

şekline dönüşür. RSA yaklaşımında cevap yüzeyi fonksiyonunun formu bilinmediğinden, cevap yüzeyi ile girdi parametreleri arasındaki ilişki için bir yaklaşım geliştirilmesi gerekmiştir. Bu yaklaşım, genellikle girdi parametrelerin ilgili küçük bir bölgesinde düşük dereceli bir polinomial yaklaşımı ifade eder. Cevap yüzeyi, girdi parametrelerin doğrusal bir fonksiyonu yardımıyla iyi bir biçimde modellenilebiliyorsa, söz konusu yaklaşım fonksiyonu:

$$\eta = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k \quad (3.5)$$

şeklinde birinci dereceden bir modeldir. Sistemin doğrusal olmaması durumları için, denklem 3.6 tercih edilmiştir.

$$\eta = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{j=1}^k \beta_{jj} x_j^2 + \sum_{i < j}^k \sum_{j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j \quad (3.6)$$

denklem (3.5)'de verilen ikinci dereceden bir model gibi daha yüksek dereceli bir polinom kullanılmıştır (su sıcaklığı gibi...).

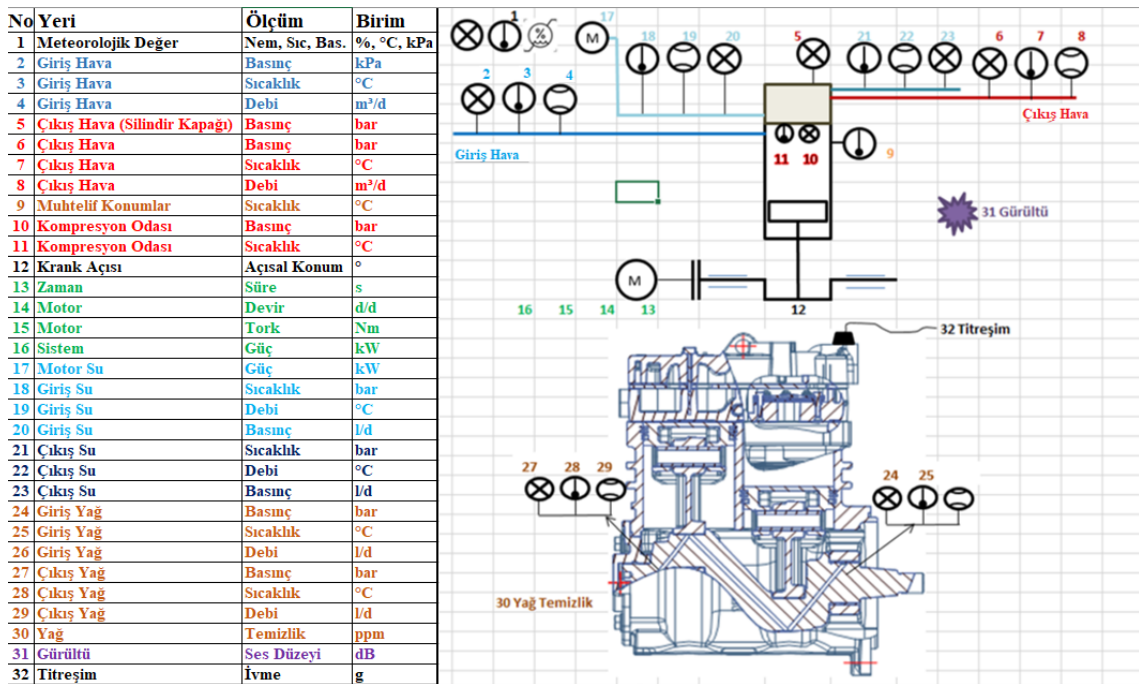
RSA fonksiyonu f için genel bir yaklaşım polinomu, $x_{10}, x_{20}, \dots, x_{k0}$ noktası etrafındaki bir Taylor serisi açılımına dayanmıştır. Örneğin birinci dereceden bir model Denklem 3.7'deki gibi olmuştur:

$$f \cong f(x_{10}, x_{20}, x_{30}, \dots, x_{k0}) + \frac{\partial f}{\partial x_1} |_{x = x_0} (x_1 - x_{10}) + \frac{\partial f}{\partial x_2} |_{x = x_0} (x_2 - x_{20}) + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_k} |_{x = x_0} (x_k - x_{k0}) \quad (3.7)$$

Söz konusu denklemde, bilinmeyen gerçek RSA fonksiyonu karmaşık olabilir ve ε söz konusu fonksiyondaki diğer değişkenlik kaynaklarını temsil etmektedir. Bu değer deneysel çalışmalarda R^2 değerinde oluşan hata payına dahil edildiği varsayılmıştır (Murat, 2013).

4. AĞIR VASITA HAVA KOMPRESÖRÜ VE TEST SİSTEMİ

Planlanan bütün deneyler, çalışmalarını sürdürdüğüm firma bünyesindeki test düzeneği ve laboratuvar ortamında yapılmıştır. Geliştirilen test düzeneği sayesinde ağır vasıta araçlar için hava kompresörünün tam otomatik olarak testlerinin yapılması mümkündür. Bu test cihazında bir kompresör sisteminden yaklaşık 40 kanaldan aynı anda senkron bir şekilde veri almaktadır. Kompresör sisteminden veri toplanabilen kanalların genel listesi ise Şekil 4.1.'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Hava Kompresörü Test Sistemi Veri Toplama ve Kontrol Yeteneği

Test cihazının veri toplama ve kontrolünü ise Dewesoft firmasının saniyede 200 kHz veri toplama hızına ulaşabilen modül ve yazılımı kullanılmıştır. Veri toplamasının yanında kontrol yeteneği de olan bu otomasyon sistemimiz programlanabilme özelliği sayesinde kapalı çevrim yapabilmeye olanak sağlamaktadır.

Hava kompresörünün yapısı itibarıyla sistemde yağ su ve hava olmak üzere 3 farklı sıvı ve gaz aynı sistem üzerinde mevcuttur. Kompresörün görevi vakum ile alınan havayı basınçlandırmak iken; bu görevi yerine getirirken çeşitli değişiklikler hem hava hattında hem de diğer yağ ve su hattında meydana gelmektedir. Bunların başında ani basınçlanma sebebiyle (0 bardan 8 ile 12,5 bar set değerlerine kadar), basınç valfleri üzerinde 300°C'leri aşabilen yüksek sıcaklık oluşmaktadır. Bu sıcaklığın aktarılabilmesi için ise soğutma suyu başta olmak üzere yağ kullanılmaktadır. Yağ aynı zamanda metaller

ve parçalar arası sürtünmeyi de önlemektedir. Bütün bu karmaşık çalışma sistem üzerinde birçok parametrenin ölçümünü önemli kılmaktadır. Örnek verecek olursak; araç motorundan çekilecek güç-tork bilgisi, kompresörün emiş hattından çekilen hava debi miktarı, muhtelif sıcaklıklar, devir kontrolü, set basınç değeri gibi parametreler, kompresörün performans değerlerinin belirlenmesinde ve kontrolünde etken rol taşımaktadır.

Kompresörü etkileyen parametre sayısının fazla olması ve bu parametrelerin sürekli değişkenlik göstermesi sebebiyle doğrusal olmayan sonuçlar da ortaya çıkarmaktadır. Bölüm 4.1'de kompresörün çalışmasını doğrudan etkileyen ve kontrol edilebilen parametreler verilmiş ve detaylı tanımlamaları yapılmıştır.

4.1. Hava Kompresörü için Test Parametrelerinin Belirlenmesi

Ağır vasıtalar için hava kompresörü pistonlu mekanizmaya sahip olması ve içten yanmalı motorla benzer özelliklerinin olması sebebiyle tıpkı motorlar gibi birçok iç ve dış etken parametreye sahiptir. Parametrelerin fazlalaşması ise bir parametrenin kompresör üzerindeki doğrusal etkisinin bozulmasına ve doğrusal olmayan (nonlinear) etkiler doğurmasına neden olmaktadır. Sistemin çalışmasına etkisi olduğu düşünülen deney parametreleri tek tek belirlenmiş ve aşağıdaki gibi giriş ve çıkış parametreleri şeklinde listelenmiştir.

4.1.1. Giriş Parametreleri

Hava kompresörü sistemi üzerinde kontrolü sağlanabilen çeşitli parametreler mevcuttur. Kontrol edilebilen bu parametrelerin etki dereceleri (ağırlıkları), maksimum ve minimum aralıkları belirlenmiştir. Bu belirlemeler sonrası ise yapılacak olan deneyler için bir sonraki bölümde Taguchi metodu uygulanmış ve deney sayısı ve deney şartları liste halinde belirlenmiştir. Her bir parametre için biri üst, biri alt olmak üzere toplam 5 farklı değer seçilmiştir.

Motor Devri (d/d): 0-3000 d/d arasında kullanılabilen elektrik motoru için minimum 600 d/d., maksimum 3000 d/d. olacak şekilde planlanmıştır. Bu planlama ağır vasıta araçların minimum ve maksimum devirde çalışma aralıkları göz önünde bulundurularak referans alınmıştır.

Soğutma Sıvısı Sıcaklığı (°C): 10-90 °C arasında kontrol edilebilen antifrizli soğutma suyu için alt ve üst limitler belirlenerek her bir değer için kontrol algoritması

oluşturulmuştur. Testler boyunca belirlenen set değerlerinde kalması için fan ile soğutma rezistans ile ısıtma yapılarak sistem desteklenmiştir.

Soğutma Sıvısı Debisi (Litre/Dakika): 4,6-14,9 l/d arasında hız kontrolünü sağlanabilen soğutma suyuna belirlenen değer aralıklarında ayarlayarak deneyler yapılmıştır.

Tank Set Basıncı (bar): 8,0-12,5 bar arasında set basıncına sahip olan hava kompresörü için farklı set değerleri ile testler yapılmıştır. Bu değerler kamyonun hava ihtiyacına göre alt limit set değeri artabilmektedir. Bu sebeple set basınç değerleri ile kamyonunda harcanan güç miktarının set basıncının artmasına göre orantılı artış artmadığı incelenmiştir.

Yağ basıncı (bar): Kompresör performans değerini etkileyen bir diğer giriş parametresi ise yağ basıncıdır. 2-7 bar basınç aralığında olan ve değişen basınç değerine göre çekilen güç miktarının değişmesi ile performans etkisi incelenmiştir.

4.1.2. Çıkış Parametreleri

Kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen giriş parametrelerinin, yapılan deneyler neticesinde kompresörde 3 temel parametreyi etkilemektedir. Bunlar, basınçlanan hava debisi, harcanan güç ve belirli bir hacme sahip tankın dolun süresidir. Burada hava tankının dolun süresinin kısa olması; dolayısıyla hava debisinin yüksek, güç kullanımının düşük olması beklenir. Bu noktada girdi parametrelerin iyileştirilmesi ve doğru değerlerin bulunabilmesi ile, optimum verimle çalışma değerlerinin bulunabilmesi hedeflenmiştir.

Hava Debisi (m³/d): Ağır vasıta araçlar ve diğer bütün tipler için geçerli olan bir durum şüphesiz hava debisidir. Havanın çeşitli parametrelere göre göstermiş olduğu birim zamandaki akış miktarı, kompresörün performans parametrelerini belirleyen en önemli faktörlerdendir. Farklı çalışma şartları, kompresör hacmi gibi faktörler de birim zamandaki hava miktarını doğrudan etkilemektedir. Bu sebeple performans kriterleri hesaplanırken ilk çıkış parametresi hava debisi olmuştur. (Govindan, Venkatesan, & Ramasamy, 2009)

Güç Kullanımı (kW): Enerji hayatımızda geniş bir yer kaplamaktadır. Yaşamsal faaliyetlerde, sistemlerin başlaması, devam etmesi ve durmasına kadar birçok alanda enerji kullanılır. Endüstri ve sanayide de enerjinin kullanımı olmazsa olmazdır. Bu birim zamanda kullanılan enerjinin tanımı ise güçtür. Gücün kullanımının verime etkisi ise şüphesiz ana etkidir. (Özer & Schmidt, 2012)

Çalışmanın konusu olan ağır vasıta hava kompresörlerinin parametrik optimizasyonunda kullanılacak en önemli çıktı parametrelerden birisi de güçtür. Ağır vasıta hava kompresörünün çalışma esnasında üretmiş olduğu hava debisi ve bu debinin verimini belirleyen en önemli parametre güç olmuştur. Hava debisinin artış ve azalışına bağlı güç parametresindeki artış ve azalma miktarının oranı, girdi parametrelerin hava kompresörünün optimum çalışma seviyesi hakkında bilgi vermiştir.

Debi/Güç Oranı ($m^3/d/kW$): Bu çalışmada kompresörün en önemli performans göstergelerinden olan debi ve güç parametrelerinin deneysel sonuçlarda ayrı ayrı incelemenin karmaşıklığı ve zorluğu sebebiyle; bu iki parametrenin birbiri ile ilişkilendirilerek incelenmesi uygun bulunmuştur. Güç parametresinin, istenen hava basıncına ulaşması esnasında olabilen en düşük değer ile tahrik yapısından çekilmesi beklenirken; debi parametresinin ise, havanın istenen basınç değerine en kısa sürede yükselmesi için maksimum olması beklenmektedir. Bu sebeple performanslar incelenirken debi parametresi ile güç parametresi ters orantılı bir ilişkiye sahip olduğu için birbirine oranlanmıştır. Denklem pay kısmında debi olduğu için bu debi/güç oranının da maksimum olması uygun görülmüştür.

Doldurma Süresi (Saniye): Genel olarak bütün hava kompresörleri ve ağır vasıta hava kompresörlerinin performans parametresini belirleyen temel çıktılardan birisi de tüm parametrelerin sabit tutularak, sadece doldurma süresinin sisteme etkisinin incelenmesidir.

Deneysel çalışmalarda her bir deney için 100 l hacme sahip hava tankı ve belirlenen girdi parametreler ile ne kadar sürede doldurulduğu gözlemlenmiştir. Üretilen hava debisi ve güç kullanımının yanında, üretilen havanın sabit hacme ne kadar sürede doldurulduğu da test düzeneği üzerindeki üçüncü bir performans çıktısı ve deneysel doğrulama olmuştur.

4.2. Kompresör Test Sistemi ve Doğrulama Yöntemleri

Taguchi ile deneylerin belirlenmesi sonrası, aşağıda şekli verilen deneysel ortamda testler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar çizelge 5.1’de paylaşılmıştır.

Ağır vasıta hava kompresörlerinin pistonlu mekanizmaya sahip olması ve araç motorundan doğrudan tahrik alması sebebiyle benzer yapıya sahip bir test sistemi geliştirilmesine dikkat edilmiştir. Geliştirilen test sistemi araç motoru yerine doğrudan elektrik motorundan katı bağlı bir şekilde tahrik alarak kompresörün hareketi sağlanmıştır.



Şekil 4.2. Hava kompresörünün deneysel çalışmalarının yapıldığı test düzeneği

Ağır vasıta hava kompresörlerinin testleri, giriş bölümünde de bahsedildiği üzere tam otomatik olarak geliştirilen test sistemi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Testler kalibrasyonları yapılmış sensörler ile gerçekleştirilmiştir. Her biri kalibrasyon sertifikasına sahip Sensörler, testlere başlanmadan önce farklı aşamalar ile doğrulanarak testlere hazır hale getirilmiştir. Dış ortam parametreleri ve sabit test parametrelerinin laboratuvar şartlarının korunarak mümkün merteye aynı kalmasına dikkat edilmiştir. Testler için kullanılan bazı sensör ve ölçüm aletleri ise aşağıda verilmiştir.

Hava, su ve yağ basınç sensörleri: Dinamik ve statik olarak da ölçüm yapabilen bu Sensörler anlık ya da ortalama olarak ölçüm alabilmektedirler. Anlık ölçüm yapabilme kabiliyetine sahip dinamik Sensörler indikatör (P-V) diyagramının oluşturulması gibi ölçümlerde kullanılırken; ortalama ölçüm alan statik Sensörler tank üzerinde veya kompresör giriş çıkışlarındaki değerleri ölçmede kullanılmıştır. Saniyede 50000 ile 2000 örnekleme sayısına sahip bu Sensörler hat üzerinde muhtelif noktalara konumlandırılarak test verilerinin toplanmasında rol oynamıştır. Ayrıca testlerde direk kullanılmayan ancak dolaylı olarak da ortam değerleri ve sınır şartlarının kontrolünde de bu sensörlerden faydalanılmıştır.



Şekil 4.3. Testlerde kullanılan bazı basınç sensörü tipleri

Enkoder ve devir ölçerler: Çalışmanın önemli parametrelerinden olan ve sistem hız kontrolünde de rol alan, devir ölçümü sağlayan enkoder ve çeşitli hız ölçerlerden test sistemlerinde faydalanılmıştır. Sistemde devir bilgisi yanında mil konumundan piston konumuna, piston konumundan da hesaplamalı olarak hacme geçilmiş ve basınç hacim grafiğinin çıkarılmasında faydalanılmıştır. Ayrıca motor devir kontrolünü sağlayan sürücüye geri besleme yaparak motor devrinin doğruluk değerlerini de arttırmıştır.



Şekil 4.4. Devir ölçümü ve piston konum bilgisi için kullanılan 1024 yarıkli enkoder

Hava ve su debimetresi: ABB ve Sierra marka çeşitli kapasiteye sahip hava ve su akış hızı ölçümünde kullanılan debimetreler yardımı ile hem su akış debisini hem de kompresör performans çıktılarından olan hava akış debisinin ölçülmesinde kullanılmıştır. Kullanılan bu debimetreler yardımı su akış hızına göre deney sonuçları incelenmiş, aynı zamanda kütleli hava ölçümü yapan debimetre ile de hava debisi performans verisi olarak kayıt altına alınmış ve incelenmiştir.



Şekil 4.5. Deneysel çalışmalarda kullanılan hava hattı debimetreleri

Torkmetre ve güç ölçerler: Çalışmanın performans göstergelerinden olan güç bilgisinin ölçülmesinde ve hesaplamalı çıkarılmasında kullanılmak amacıyla çeşitli ölçüm aletleri ve cihazlardan faydalanılmıştır. Bunlardan ilki mil üzerinde tahrik yolunda yer alan torkmetrelerdir. Sistemden elde edilen tork ve devir bilgisi ile birlikte hesaplamalı olarak güç hesabı yapılmıştır. Ölçülen tork bilgisi dinamik olduğu için güç hesabı da anlık olarak hesaplanabilmiştir. Tork ölçümünde kistler 4503A marka torkmetreden faydalanılmıştır. Bir diğer güç hesaplama yöntemi ise motor kontrolünü sağlayan motor sürücü devresinin vermiş olduğu statik güç bilgisidir. Bu bilgi de yine performans değerleri incelenirken referans alınmıştır.



Şekil 4.6. Güç bilgisi elde etmede kullanılan torkmetre ve motor sürücüsü

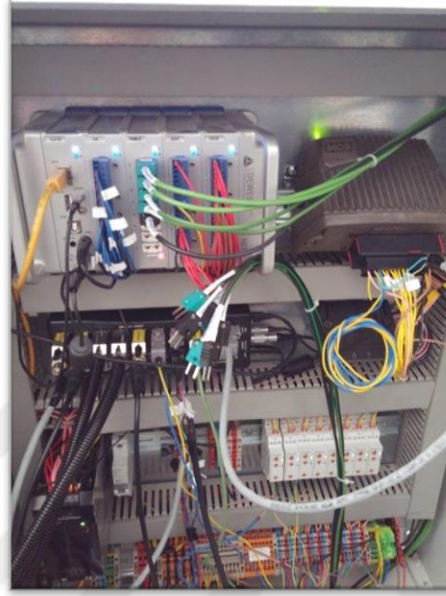
Sıcaklık ölçerler: Termokupullar ve termal kamera yardımı ile sistemin muhtelif noktalarından çeşitli sıcaklık ölçümleri yapılarak kayıt altına alınmış ve kompresör performansına

etkileri incelenmiştir. Kullanılan termokupullar Thermosense marka K tipi 0,2mm ile 3mm kalınlığa sahip rezistif özellikli sıcaklık ölçerlerdir. Termal kamera ise 50Hz frame ölçüm kapasitesine sahip Fluke marka tabanca tip sıcaklık ölçeridir.



Şekil 4.7. Sıcaklık ölçümünde kullanılan termal kamera ve termokupullardan örnekler

Veri toplama ve kontrol üniteleri: Dewesoft marka, Sirius, Krypton ve Dewe43A modele sahip cihazlar yardımı ile daha önce belirtilen Sensörlerden çeşitli veriler toplanmış ve motor hız kalkış duruş, su hızı, hava set basıncı gibi değerler kontrol edilmiştir. Saniyede 200000 veriye kadar örnekleme kapasitesine sahip bu donanımlar yardımı ile veriler toplanarak analiz edilmek üzere kayıt altına alınmıştır.

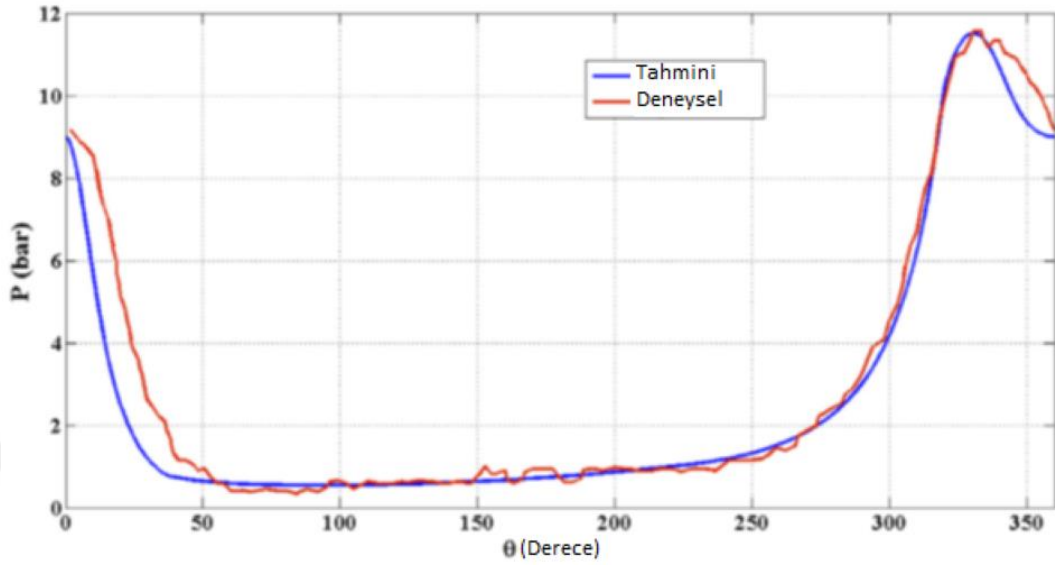


Şekil 4.8. Testlerde kullanılan veri toplama ve kontrol cihazlarının bulunduğu zayıf akım panosundan bir görünüş

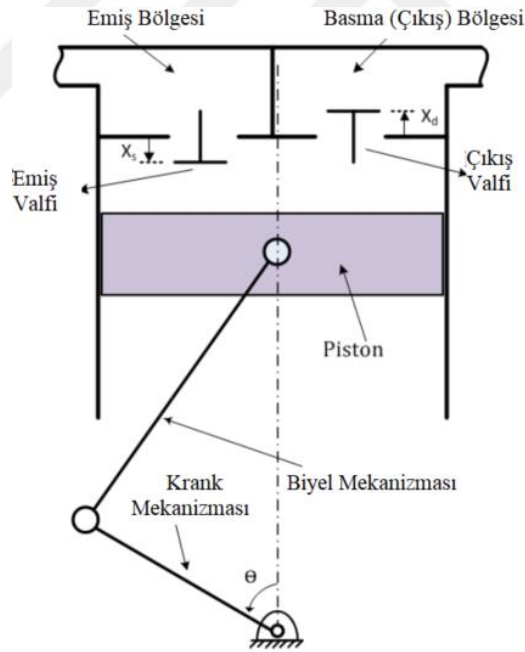
4.2.1. Fiziksel Model ve Performans Parametreleri

Ağır vasıta hava kompresörleri pistonlu bir yapıya sahip oldukları için, hava, soğutma sıvısı ve yağlama parametrelerinin yanında mekanizma üzerinde bu parametrelere ait basınç sıcaklık gibi değişkenlerin de performansa etkileri bulunmaktadır. Şekil 4.9’da ise Pistonlu hava kompresörünün çalışma zamanları ilk resimde; performansı etkileyen basınç sıcaklık gibi değişkenlerin durumu ise ikinci resimde verilmiştir.

hacme sahip kompresör ile deneysel ortamda simule edilmiştir. Elde edilen sonuçlar bu çalışmada verilen grafik ile karşılaştırılabilmesi için birleştirilmiş ve test düzeneği doğrulanmıştır (Şekil 4.13)



Şekil 4.10. Pistonlu kompresörlerde piston konumuna göre dinamik basıncının değişimi (Gord, 2015)



Şekil 4.11. Hava kompresörünün şematik yapısı ve bazı parametreler (Gord 2013)

Şekil 4.10'da verilen teorik P-V grafiğinin elde edilebilmesi için gerekli denklemler ise aşağıda verilmiştir (GORD & Niazmand, 2013).

Termodinamiğin birinci yasası aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta U = Q + W \quad (4.1)$$

Burada ΔU sistemin iç enerjisi U 'da olan değişiktir. Q sisteme transfer edilen net ısıdır. Yani Q sisteme giren ve çıkan tüm ısı transferlerinin net toplamıdır. W ise sistem üzerinde yapılan net iştir.

Hava kompresöründe ise pistonun aşağı ve yukarı doğru hareket edebildiğini, yani gazı sıkıştırabildiğini veya gazın genişlemesine izin verdiğini (ancak gazın kabın dışına çıkamadığını) kabul edilecektir.

$$Q + \sum \dot{m}_i h_i + \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e + \frac{d(mu)}{dt} \quad (4.2)$$

Eğer potansiyel enerji olasılığı ihmal edilirse, termodinamiğin birinci yasası aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dm_i}{dt} h_i = \frac{dm_e}{dt} h_e + \frac{d}{dt} (m_c u) + \frac{dW}{dt} \quad (4.3)$$

Burada sistem üzerinde yapılan iş ise Denklem 4.4'e göre yazılabilir:

$$\frac{dW}{dt} = P_c \frac{dV_c}{dt} \quad (4.4)$$

P_c basıncı, V_c ise hacmi temsil etmektedir. Basınç ile hacmin çarpılması ise yapılan işi vermektedir. Silindir içerisinde bulunan gaz ideal olduğu kabul edilerek aşağıdaki gaz sabiti denklemini elde edilir:

$$u = c_v T h = c_p T c_p - c_v = R \quad (4.5)$$

Sonuç olarak ise:

$$\frac{d}{dt} (m_c u) = m_c C_v \frac{dT}{dt} + C_v T \frac{dm_c}{dt} \quad (4.6)$$

denklemini elde edilir. m_c silindir içerisinde alınan kütle göstermektedir. Buradan elde edilen denklemler ile termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{1}{m_c(C_p - R)} \left\{ \frac{dQ}{dt} + C_p \frac{dm_s}{dt} - P_c \frac{dV}{dt} - C_p \frac{dm_d}{dt} T_c - (C_p - R) \left(\frac{dm_s}{dt} - \frac{dm_d}{dt} \right) T_c \right\} \quad (4.7)$$

Zamandaki değişim, Denklem 4.8 dikkate alınarak verilen formül ile krank açısına dönüştürülebilir:

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{d}{d\theta} \quad (4.8)$$

ω , açısal hızı temsil etmektedir. θ ise krank açısıdır.

Piston hareket denklemini çıkarmak için ise, üst ölü noktadan piston yer değiştirmesinin anlık konumu için krank açısı cinsinden tam ifade şu şekilde verilebilir:

$$x(\theta) = \frac{s}{2} \left[1 - \cos \theta + \frac{L}{a} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{a}{L} \sin \theta \right)^2} \right) \right] \quad (4.9)$$

V_c gösterimi ise, denklem 4.9 özetlendiğinde ve alan ile çarpılıp, başlangıç hacmi ile toplandığında anlık silindir hacmini vermektedir.

$$V_c = A_c \cdot s(\theta) + V_0 \quad (4.10)$$

Gaz hacminin kontrol edilmesi için kütlelerin korunumu yasasından faydalanılır:

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \quad (4.11)$$

Burada $\frac{dm_s}{d\theta}$ ve $\frac{dm_d}{d\theta}$ kütleli akış debisidir, emme ve çıkış valflerindeki durumu zamana bağlı kütle durumunu temsil etmektedir. Buradaki emme ve basma kütlelerinden ise Denklem 4.12'deki durumlar hesaplanabilir:

$$\dot{m}_s = \begin{cases} C_{ds} \rho_s A_{sv} \sqrt{\frac{2(P_{suc} - P_c)}{\rho_s}} \text{ for } P_s > P_c \text{ and } x_s > 0 \\ -C_{ds} \rho_c A_{sv} \sqrt{\frac{2(P_c - P_{suc})}{\rho_c}} \text{ for } P_c > P_{suc} \text{ and } x_s > 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_d = \begin{cases} C_{dd} \rho_c A_{dv} \sqrt{\frac{2(P_c - P_{dis})}{\rho_c}} \text{ for } P_c > P_{dis} \text{ and } x_d > 0 \\ -C_{dd} \rho_d A_{dv} \sqrt{\frac{2(P_{dis} - P_c)}{\rho_d}} \text{ for } P_d > P_c \text{ and } x_d > 0 \end{cases} \quad (4.13)$$

A_{sv} ve A_{dv} emme ve basma valflerindeki akış alanını temsil etmektedir. Alanın hesabı ise $2\pi x_s r_{vs}$ ile $2\pi x_d r_{vd}$ ile yapılabilir. x_s ve x_d ise silindirin kapalı

pozisyondayken ki emme ve basma valfine olan mesafesini temsil etmektedir. r_{vs} ve r_{vd} ise emme ve basma valfindeki yarıçaptır.

Valf hareket denklemi birkaç varsayıma dayalı olarak türetilmiştir:

- Valf tek bir serbestlik dereceli sistem olarak kabul edilir,
- Valf plakası rijittir,
- Valf yer değiştirmesi bir süspansiyon cihazı tarafından sınırlandırılır. Referans hareket noktası valfin kapalı konumudur ve valf üzerinde herhangi bir negatif yer değiştirme yoktur. Valf pleyt etki eden kuvvetler göz önüne alındığında, bir valf pleyt için genel hareket denklemi şu şekilde verilir:

$$\frac{d^2 x_s}{d\theta^2} = \frac{1}{m_s \omega^2} \{-k_s x_s + C_{fs} A_s (P_s - P_c) + F_{ps}\}, \text{ for } x_s > 0 \text{ and } x_s < x_s^{max} \quad (4.14)$$

$$\frac{d^2 x_d}{d\theta^2} = \frac{1}{m_d \omega^2} \{-k_d x_d + C_{fd} A_d (P_c - P_d) + F_{pd}\}, \text{ for } x_d > 0 \text{ and } x_d < x_d^{max} \quad (4.15)$$

F_{ps} ve F_{pd} ön yük kuvvetleri olduğunda, bu kuvvetler diğer kuvvetlere göre ihmal edilir. Ayrıca m_s ve m_d sırasıyla emme ve basma kütesidir. C_{fs} ve C_{fd} katsayıları, orifis akışından kaynaklanan enerji kaybını hesaplamaktadır.

Sıkıştırma odasındaki konveksiyon akıştan ısı transferi denklemi ise, her bir krank açısı derecesi için hesaplanabilir:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{hA}{\omega} (T_c - T_w) \quad (4.16)$$

h ısı transfer denklemini temsil etmektedir. A , gazın temas ettiği kontak yüzeydir. T_c , silindir gaz sıcaklığı, T_w ise silindir yüzey sıcaklığıdır. Bu yaklaşım referans noktası içten yanmalı motorlara aittir. Bu yaklaşımdaki ısı transferi ise:

$$h = 3.26D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} \nu^{0.8} \quad (4.17)$$

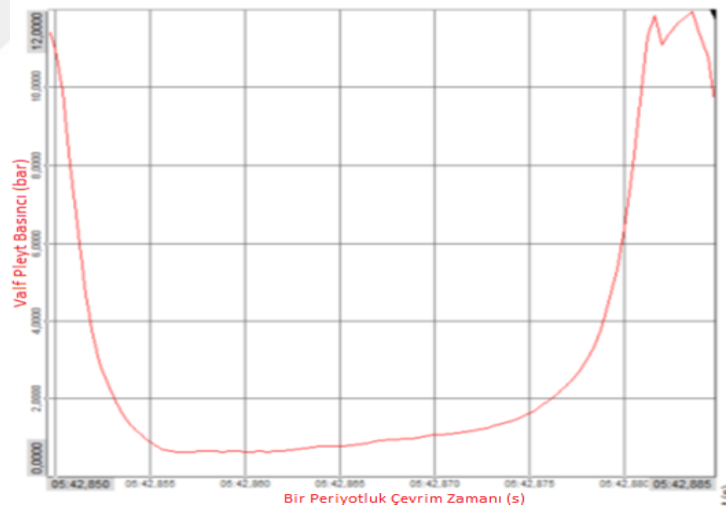
denklemini ile açıklanabilir. P değeri silindir içindeki anlık dinamik basınç olup, oluşturulacak grafiğin -y koordinatını temsil etmektedir. T ise anlık dinamik gaz sıcaklığıdır. ν değeri ise, gazın D çapındaki silindir içerisindeki karakteristik hızını vermektedir. Woschni yaklaşımından ise ν değerinin kompresör hızı (S_p) ile ilişkisini aşağıdaki gibi açıklamıştır:

$$\nu = 2.28S_p \quad (4.18)$$

Aynı anda çözülmesi gereken diferansiyel denklemler, enerji denklemi, süreklilik denklemi ve valf hareket denklemleridir. Valf hareketinin denklemleri ikinci dereceden denklemler olduğundan, ara değişkenler $y_s = \frac{dx_s}{d\theta}$ ve $y_d = \frac{dx_d}{d\theta}$ verilerek çözülürler. Bu iki ek denklemlerle çözülecek adi diferansiyel denklem sayısı altıya ulaşır. Bu bölümde standart bir 4. dereceden Runge-Kutta yöntemi kullanılmış ve simülasyon en üst merkez noktasından başlamıştır. Gaz termodinamiğinin simülasyon başlangıcındaki durumu bilinmediği için atış yöntemi kullanılmıştır. Silindirin her krank açısında termodinamik özellikleri belirlendikten sonra aşağıdaki gibi indikatör denklemi elde edilir:

$$W = - \oint P_c dV \quad (4.19)$$

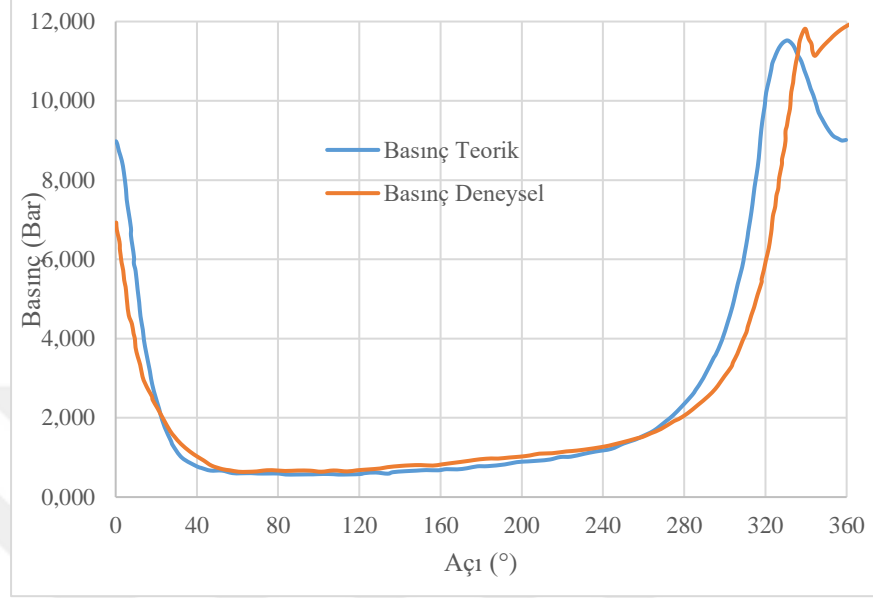
Yapılan bu hesaplamalar doğrultusunda silindir içerisinde meydana gelen anlık dinamik basınç değeri (P) ve pistonun hareketine bağlı konum bilgisi (θ) her bir açı için hesaplanarak kaydedilmiş ve referans kaynaktaki grafik şekil 4.13te oluşturulmuştur. Ayrıca Şekil 4.12'de deneysel olarak elde edilen grafikteki değerler de Şekil 4.13'e eklenmiş ve deneylerin doğrulukları kıyaslanmıştır.



Şekil 4.12. Yapılan deneysel çalışma neticesinde bir pistonlu kompresörden elde edilen basınç-konum grafiği

Bu çalışma için kurulan test düzeneğini doğrulanması için yapılan adımlardan olan basınç, konum dolayısı ile basınç - hacim (P-V) grafiğinin (Şekil 3.5) oluşturulabilmesi için öncelikle dinamik basınç sensörü kullanılmıştır. Yaklaşık 2000 d/d hız ile dönen hava kompresöründen saniyede 200000 örneklemeye kadar kapasiteye sahip altyapı ile basınç ölçümü alınmıştır. Alınan bu değerler motor üzerinde dahili bulunan arttırımsal enkoder ile açı değerleri hesaplamalı piston konumuna dönüşümü sağlanarak

konum bilgisi elde edilmiştir. Elde edilen bu veriler ışığında Şekil 4.11 elde edilmiş ve referans alınan çalışmada verilen teorik değerler ile kıyaslanarak Şekil 4.12'da doğrulanmıştır.



Şekil 4.13. Referans alınan dinamik basınç-konum grafiğinin, yapılan deneysel çalışma ile karşılaştırmalı olarak incelenmesi

5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen performans verileri Çizelge 5.1'e girilmiştir. Yapılan ilk deneysel çalışma sonrası, hız parametresi ile tank set basıncının etkisi diğer parametrelere göre çok daha fazla olmuştur. Kompresör performansını incelemek için ise üç ana çıkış parametresinden faydalanılmıştır. Bunlar sırasıyla; hava debisi, kullanılan güç ve tank doldurma süresi şeklinde olmuştur.

Çizelge 5.1. Yapılan ilk deneysel çalışmaya ait girdi ve çıktı parametreleri

Deney No.	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	T. Set Basıncı (bar)	Güç (kW)	Debi (m ³ /d)	Debi/Güç (m ³ /d/kW)	Dol. Süre (s)
1	600	10	4	1,0	8,00	1,806	0,284	0,157	165
2	600	25	5	1,5	8,50	1,757	0,275	0,156	178
3	600	35	6	2,0	9,50	1,724	0,261	0,151	205
4	600	50	8	3,0	10,5	1,819	0,246	0,135	240
5	600	90	14	4,0	12,5	1,855	0,219	0,118	319
6	1000	10	5	2,0	10,5	3,790	0,438	0,115	131
7	1000	25	6	3,0	12,5	3,766	0,406	0,107	168
8	1000	35	8	4,0	8,00	3,449	0,443	0,128	100
9	1000	50	14	1,0	8,50	3,401	0,427	0,125	108
10	1000	90	4	1,5	9,50	3,453	0,390	0,112	134
11	1500	10	6	4,0	8,50	5,899	0,684	0,115	070
12	1500	25	8	1,0	9,50	5,800	0,660	0,113	080
13	1500	35	14	1,5	10,5	5,819	0,633	0,108	091
14	1500	50	4	2,0	12,5	5,947	0,586	0,098	112
15	1500	90	5	3,0	8,00	5,424	0,600	0,110	072
16	2000	10	8	1,5	12,5	7,522	0,746	0,099	087
17	2000	25	14	2,0	8,00	7,321	0,840	0,114	053
18	2000	35	4	3,0	8,50	7,463	0,823	0,110	058
19	2000	50	5	4,0	9,50	7,293	0,779	0,106	066
20	2000	90	6	1,0	10,5	7,253	0,706	0,097	077
21	3000	10	14	3,0	9,50	10,84	1,035	0,095	052
22	3000	25	4	4,0	10,5	10,71	0,986	0,092	059
23	3000	35	5	1,0	12,5	10,49	0,906	0,086	071
24	3000	50	6	1,5	8,00	10,44	1,029	0,098	045
25	3000	90	8	2,0	8,50	10,28	0,986	0,096	048

Yapılan bu çalışmada, her bir girdi parametreden 5 farklı değer seçilmiş ve bu 5 farklı değere karşılık 25 farklı deney (L25) elde edilmiştir. Taguchi yönteminden faydalanılarak oluşturulan deney sayısı ve parametrik değerler Çizelge 3.1 de verilmişti. Yapılan analiz sonrası etkisi yoğun ve çok az olan parametreler elimine edilerek Taguchi yöntemi ve deneysel çalışma tekrar edilmiş ve sonuçlar tekrar incelenmiştir. Yapılan deneyler, araştırma sonuçları ve tartışma kısmında analiz edilmiştir ve etkileri bu bölümde tekrar anlatılmıştır.

Yapılan birinci deneysel çalışma sonrası elde edilen veriler ve yorumlar referans alınarak, ikinci deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada ise; devir sabit tutularak 1500d/d. belirlenmiş (yoğun çalışma devirlerinden seçilmiştir), bu devir anında yağ basıncı etkisi elimine edilmiş ve 3 girdi parametreye karşılık yine 3 çıktı parametre seçilerek deneyler tekrar edilmiştir. Her bir girdi parametreden 5 farklı değer seçilmiştir. Taguchi yönteminden faydalanılarak elde edilen bu deneysel çalışma neticesinde ise 25 farklı test sayısı belirlenmiştir. Belirlenen parametre türleri ve değerleri ise alt bölümde bulunan Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Motor hızı sabit tutularak yapılan 2. deneysel çalışma ve sonuçları

Deney No.	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	T. Set Basıncı (bar)	Güç (kW)	Debi (m ³ /d)	Debi/Güç (m ³ /d/kW)	Dol. Süre (s)
1	1500	30	4	3	8,00	5,858	0,719	0,123	068
2	1500	30	5	3	9,50	5,939	0,687	0,116	084
3	1500	30	6	3	10,5	6,047	0,677	0,112	091
4	1500	30	8	3	11,5	6,100	0,664	0,109	101
5	1500	30	14	3	12,5	6,118	0,646	0,106	114
6	1500	50	5	3	8,00	5,775	0,703	0,122	066
7	1500	50	6	3	9,50	5,837	0,678	0,116	081
8	1500	50	8	3	10,50	5,946	0,660	0,111	092
9	1500	50	14	3	11,50	6,005	0,649	0,108	101
10	1500	50	4	3	12,50	6,016	0,621	0,103	113
11	1500	70	6	3	8,00	5,673	0,683	0,121	061
12	1500	70	8	3	9,50	5,814	0,655	0,113	083
13	1500	70	14	3	10,5	5,869	0,641	0,109	096
14	1500	70	4	3	11,5	5,889	0,619	0,105	105
15	1500	70	5	3	12,5	6,001	0,605	0,101	117
16	1500	90	8	3	8,00	5,571	0,653	0,117	061
17	1500	90	14	3	9,50	5,724	0,627	0,110	086
18	1500	90	4	3	10,5	5,838	0,605	0,104	097
19	1500	90	5	3	11,5	5,913	0,590	0,100	090
20	1500	90	6	3	12,5	5,966	0,577	0,097	120
21	1500	100	14	3	8,00	5,569	0,654	0,118	076
22	1500	100	4	3	9,50	5,662	0,618	0,109	081
23	1500	100	5	3	10,5	5,801	0,603	0,104	099
24	1500	100	6	3	11,5	5,876	0,587	0,100	090
25	1500	100	8	3	12,5	5,896	0,572	0,097	120

Her iki deney setinden elde edilen veriler ışığında değerler Minitab Arayüzüne aktarılarak, burada elde edilen teorik değerler ile karşılaştırılmış, deneylerde performansa etkileri ve ağırlıklarına bakılmış ve regresyon analizi ile verilerin karşılaştırılmalı olarak doğrulukları incelenmiştir.

5.1. Deney Sonuçlarının Minitab Arayüzüne Aktarılması

Sonuçların Minitab Arayüzüne aktarılması sonrası girdi parametrelerin sonuçlara etki seviyesine bakılmıştır. Sonuçların daha doğru ayırt edilebilmesi için etki seviyeleri grafiklere yazdırılmıştır. Lineer ve fit regresyon analizi ile ‘R’ değerleri ile sisteme etki katsayıları tespit edilmiştir. Paralelde regresyon değerlerini referans alan denklemler de oluşturulmuştur. Deneylelerin performans değerlerine göre durumları analiz edilerek grafiklere yazdırılmıştır. Elde edilen etki seviyeleri ise Şekil 5.1.’de grafiksel olarak verilmiştir. Tespit edilen bu değerlerin optimum performansa sahip olan değeri cevap yüzeyi analizi yöntemi ile Minitab üzerinde bulunarak Bölüm 6’da yorumlanmıştır.

5.1.1. Girdi Parametrelerinin Çıktı Parametrelerine Etkisi

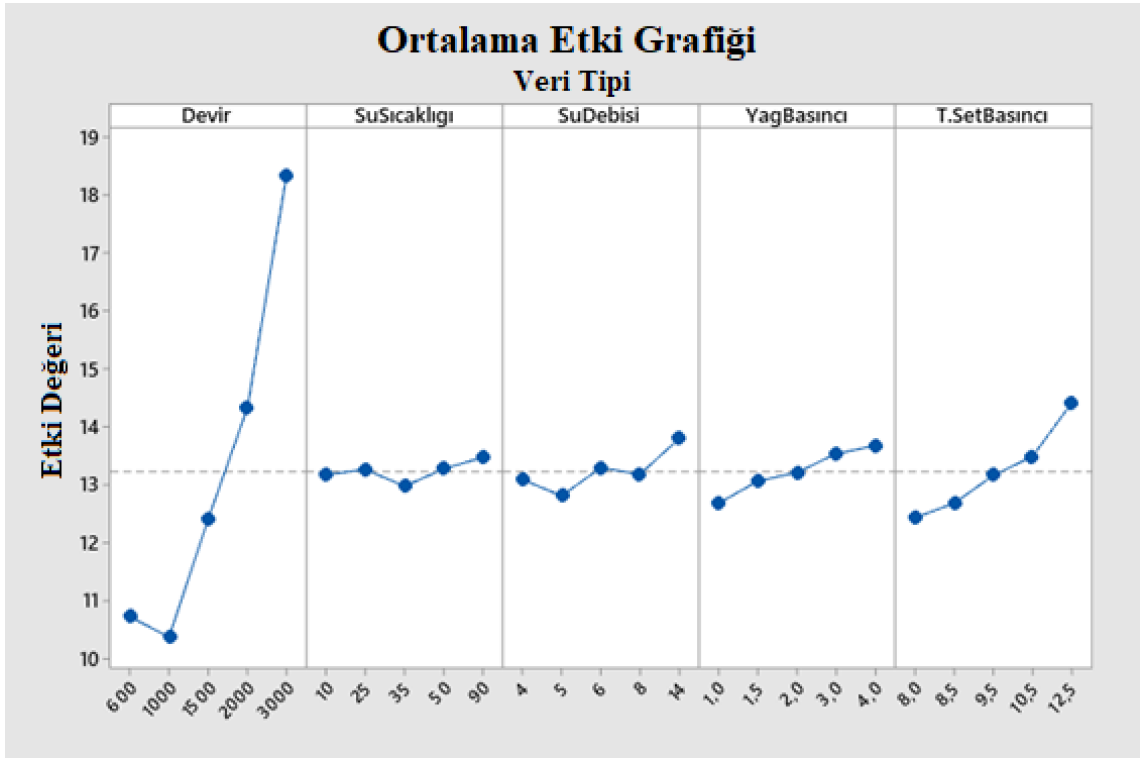
Minitab arayüzüne girilen deney sonuçları ile teorik değerler karşılaştırılmış ve önem seviyesine göre Çizelge 5.3’de görüldüğü üzere sıralanmıştır. Bu bağlamda hava kompresörü performansına en yüksek etkiyi motor devri yaparken, diğer değerler sırasıyla “tank set basıncı, su sıcaklığı, su debisi ve yağ basıncı” olmuştur.

Çizelge 5.3. Girdi parametrelerin çıktı parametrelere etki seviyeleri

Level	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	Tank Set Basıncı (bar)
1	-11,8373	-4,7287	-5,1128	-5,1596	-4,7401
2	-7,5284	-4,8574	-5,1682	-5,1310	-4,7414
3	-3,9915	-5,0501	-5,1108	-5,0210	-5,0639
4	-2,1857	-5,2257	-5,1044	-5,1664	-5,2918
5	-0,1058	-5,7868	-5,1524	-5,1707	-5,8114
Delta	11,7316	1,0581	0,0637	0,1497	1,0713
Etki Derecesi	1	3	5	4	2

Çizelge 5.4. Girdi parametrelerin debi/güç oranına ortalama etkisi

Level	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi(l/d)	Yağ Basıncı (bar)	Tank Set Basıncı (bar)
1	0,2570	0,6375	0,6139	0,5969	0,6394
2	0,4208	0,6334	0,5997	0,6147	0,6392
3	0,6326	0,6134	0,6175	0,6224	0,6251
4	0,7791	0,6136	0,6164	0,6222	0,6020
5	0,9890	0,5806	0,6310	0,6222	0,5728
Delta	0,7320	0,0570	0,0312	0,0255	0,0666
Etki Derecesi	1	3	4	5	2



Şekil 5.1. Giriş parametrelerin Debi/Güç oranına etkisi

Şekil 5.1’de verilen grafik incelendiğinde her bir parametrenin deney sonuçlarına ne seviyede etki ettiği ve hangi parametrenin optimum değere sahip olduğu görülmektedir. Bu değerlerin doğruluğuna ve yorumlanarak optimum deneyin bulunması işlemine ise Bölüm 5.2.’de yer verilmiştir.

5.1.2. Regresyon Analizi ve Denklem İlişkisinin Bulunması

5.1.2.1. Lineer Regresyon Analizi

Regresyon analizinde uygulanan birinci yöntem lineer regresyon analizidir. Girdi parametrelerin etki seviyesine göre hesaplanan regresyon denkleminin doğruluğu analiz sonucuna göre %80 seviyelerinde kalmıştır. Bu değerlerin doğruluk seviyesi yeterli bulunmamıştır.

Lineer regresyon analizi yaklaşımına göre elde edilen veriler incelenmiş ve hesaplamalar neticesinde R^2 değeri %84 seviyelerinde bulunmuştur. Bulunan bu değer analiz sonucunun kompresör performansına etkisi açısından yeterli bulunmamıştır.

Çizelge 5.5. Lineer regresyon analizi özetine göre elde edilen regresyon oranları

S	R ²	R ² (adj)	R ² (tahmini)
0,0084889	84,63%	80,58%	72,65%

Çizelge 5.6. Minitab tarafından verilerin dönüştürülmesi sonrası verilen parametre etki katsayıları (lineer reg.)

Parametreler	Katsayı	SE Katsayı	T-Değeri	P-Değeri
Sabit	0,1995	0,0124	16,06	0,000
Devir (d/d)	-0,000018	0,000002	-8,94	0,000
Su Sıcaklığı (°C)	-0,000135	0,000062	-2,17	0,043
Su Debisi (l/d)	-0,000210	0,000478	-0,44	0,665
Yağ Basıncı (bar)	-0,00147	0,00158	-0,93	0,364
Tank Set Basıncı (bar)	-0,00462	0,00106	-4,36	0,000

Lineer regresyon analizi sonrası elde edilen bir diğer parametre ise etki katsayılarına bağlı formülün oluşturulması işlemidir. Oluşturulan formül deney sonuçlarını teorik olarak destekleyememiş ve yetersiz kalmıştır. Bu sebeple bir diğer yaklaşım olan fit regresyon analizine geçilmiştir (Bölüm 5.1).

Çizelge 5.7. Verilerin dönüştürülmesi sonrası katsayılara bağlı elde edilen lineer Regresyon Formülü (lineer reg.)

$$\text{Debi/Güç} = 0,1995 - 0,000018 \text{ Devir(d/d)} - 0,000135 \text{ Su Sıcaklığı (°C)} - 0,000210 \text{ Su Debisi (l/d)} - 0,00147 \text{ Yağ Basıncı (bar)} - 0,00462 \text{ Tank Set Basıncı (bar)}$$

5.1.2.2. Fit Regresyon Analizi

Sıradan en küçük kareler yöntemini kullanarak bir dizi tahmin edici ile sürekli bir yanıt arasındaki ilişkiyi tanımlamak için Fit Regresyon Modeli kullanılır. Etkileşim ve polinom terimlerini dahil edebilir, adım adım regresyon gerçekleştirebilir ve çarpık verileri dönüştürebilir. Lineer regresyon analizi yaklaşımının çalışmada yetersiz kalması sebebiyle bu yöntemin uygulanmasına karar verilmiştir. Uygulama neticesinde analizin performans değerlerini doğrulaması lineer regresyon modeli sonuçlarına göre daha tatmin edici olmuştur.

Fit regresyon analizi yaklaşımına göre elde edilen verilerin etki seviyeleri doğrultusunda hesaplanan R² değeri yaklaşık %96,54 olarak bulunmuştur. Bulunan bu değer lineer regresyon oranına göre çok daha doğru ve sonuçların incelenip yorumlanması için yeterli bulunmuştur. Burada Fit Regresyon Modelinin (FRM) uygulanmasındaki zorluk ise regresyon denklemlerinin karmaşıklığının artmasıdır.

Çizelge 5.8. Fit Regresyon analizi özetine göre elde edilen regresyon oranları

S	R ²	R ² (adj)	R ² (tahmini)
0,0036874	96,54%	95,63%	93,88%

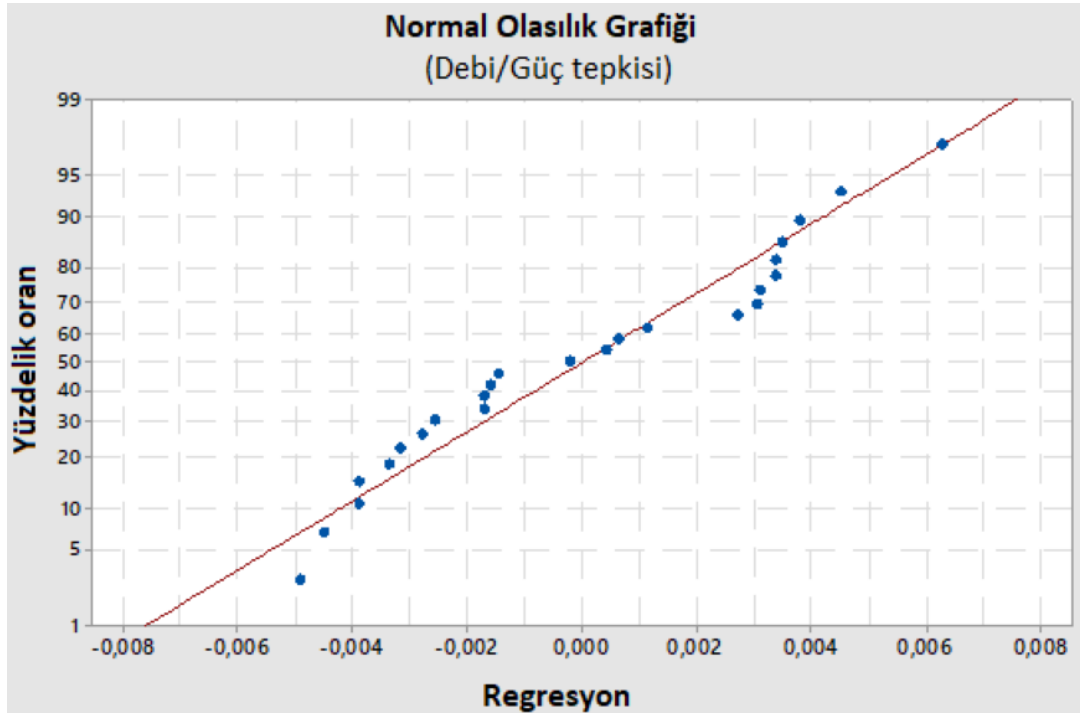
Çizelge 5.9. Minitab tarafından verilerin dönüştürülmesi sonrası verilen parametre etki katsayıları (fit reg.)

Parametreler	Katsayı	SE Katsayı	T-Değeri	P-Değeri
Sabit	0,03202	0,00540	5,93	0,000
Devir(d/d)	-0,000018	0,000001	-20,52	0,000
Su Sıcaklığı (°C)	-0,000076	0,000027	-2,80	0,011
Su Debisi (l/d)	0,000353	0,000207	1,70	0,105
Yağ Basıncı (bar)	0,000511	0,000685	0,75	0,465
Tank Set Basıncı (bar)	-0,004565	0,000461	-9,90	0,000

Çizelge 5.10. Verilerin dönüştürülmesi sonrası katsayılarla bağlı elde edilen Regresyon Formülü (fit reg.)

$$(\text{Debi/Güç}^{\lambda-1})/(\lambda \times g^{\lambda-1}) = 0,03202 - 0,000018 \text{ Devir(RPM)} - 0,000076 \text{ Su Sıcaklığı (C)} \\ + 0,000353 \text{ Su Debisi (l/d)} + 0,000511 \text{ Yağ Basıncı (bar)} \\ - 0,004565 \text{ Tank Set Basıncı (bar)}$$

$$(\lambda = -3; g = 0,112706 \text{ is the geometric mean of Debi/Güç})$$



Şekil 5.2. Regresyon analizi neticesinde elde edilen debi/güç oranının olasılık grafiğinde yakınsaması

Fit regresyon analizi yaklaşımı neticesinde elde edilen katsayılar ve bu katsayılar ışığında oluşturulan regresyon formülü ile elde edilen değerler bölüm 5.1.3'te incelenerek analiz edilmiştir.

5.1.3. Parametrelerin Önem Seviyeleri

Bölüm 4'ün giriş bölümünde yapılan deneysel çalışmanın Minitab'a ilk aktarımı sonrası elde edilen veriler doğrultusunda parametrelerin çeşitli önem seviyeleri olduğundan bahsedilmiştir. Elde edilen R^2 değeri neticesinde başlangıçta yorumlanan önem seviyesinde Devir parametresinin etki seviyesinin çok yüksek olduğu da görülmüştü. Regresyon analizi neticesinde Çizelge 5.11'de de görüldüğü üzere Devir parametresinin önem seviyesinin çok yüksek olduğu ve Deneysel çalışmayı doğrudan etkilediği doğrulanmıştır.

Çizelge 4.13. Regresyon yaklaşımı neticesinde bulunan R^2 değerinin parametrelere göre dağılımı

Parametreler	DF	Etki Seviyesi	F-Değeri	P-Değeri
Regresyon	5	96,54%	106,12	0,000
Devir (d/d)	1	76,64%	421,21	0,000
Su Sıcaklığı (°C)	1	1,43%	7,83	0,011
Su Debisi (l/d)	1	0,53%	2,90	0,105
Yağ Basıncı (bar)	1	0,10%	0,56	0,465
Tank Set Basıncı (bar)	1	17,85%	98,08	0,000
Hata	19	3,46%		
Total	24	100,00%		

Parametrelerin önem seviyeleri arasında ciddi bir katsayı farklı olması sebebiyle ikinci deney çalışmasında devir parametresinin değeri sabit 1500d/d kabul edilerek deneyler tekrar edilmiştir. Bu sonuçlar hem değişken olarak hem de sabit devirli olarak sonuçları incelenerek Bölüm 5.1.4'de incelenmeye çalışılmıştır.

5.1.4. Deney parametre tipi ve sayısının değiştirilerek etkisinin incelenmesi

5.1.4.1. Devir değişken deney sayısı azaltılmış

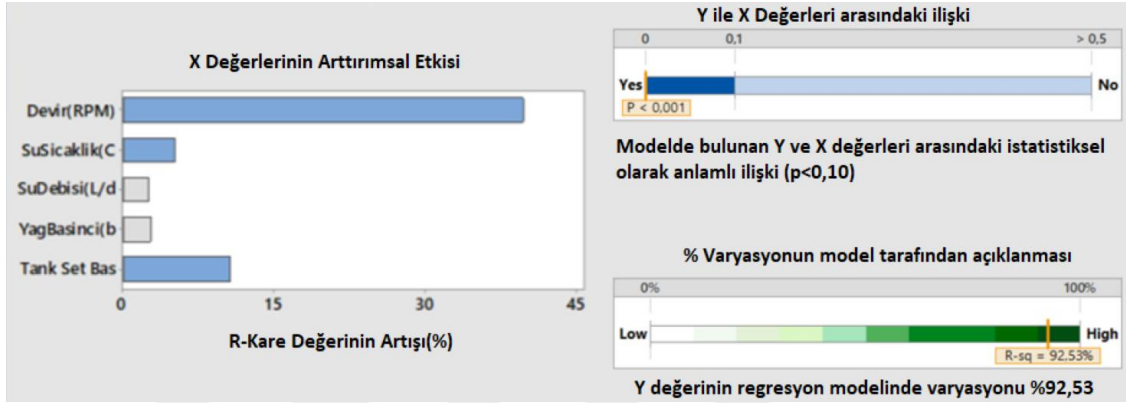
Elde edilen denklem için tanımlamalar:

X1: Devir (d/d), X2: Su Sıcaklığı (°C), X3: Su Debisi(l/d), X4: Yağ Basıncı (bar), X5: Tank Set Basıncı (bar)

Çoklu regresyon analizi ile debi/güç oranının girdi parametrelere bağlı elde edilmesi hedeflenmiştir. Yine aynı şekilde diğer çıktı parametrelerin aynı analiz yöntemi ile denklemlerinin elde edilmesi mümkündür. Elde edilen denklem ise:

$$\frac{Debi}{Güç} = 0,21781 - 0,00051X_1 - 0,000135X_2 - 0,004622X_5 + (0000001X_1)^2 \quad (5.1)$$

şeklindedir.



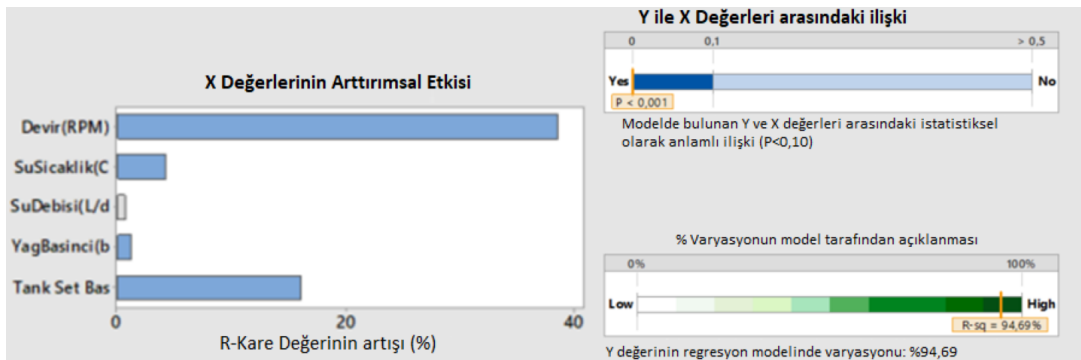
Şekil 5.3. Deney sayısı 25 iken elde edilen etki seviyesi ve regresyon oranı

5.1.4.2. Devir parametresi sabit eklenerek, deney sayısı iki katına çıkarıldığında

Elde edilen denklem için tanımlamalar bir önceki kısımda olduğu gibidir:

X1: Devir (d/d), X2: Su Sıcaklığı (°C), X3: Su Debisi(d/d.), X4: Yağ Basıncı (bar), X5: Tank Set Basıncı (bar)

$$\begin{aligned} \frac{Debi}{Güç} = & 02792 - 0,00075X_1 - 0,000206X_2 - 0,00321X_4 - 0.01221X_5 \\ & + 0,0000001X_1^2 - 0,001753X_4^2 + 0,0000001X_1 * X_2 \\ & + 0,000003X_1 * X_5 + 0,001260X_4 * X_5 \end{aligned} \quad (5.2)$$

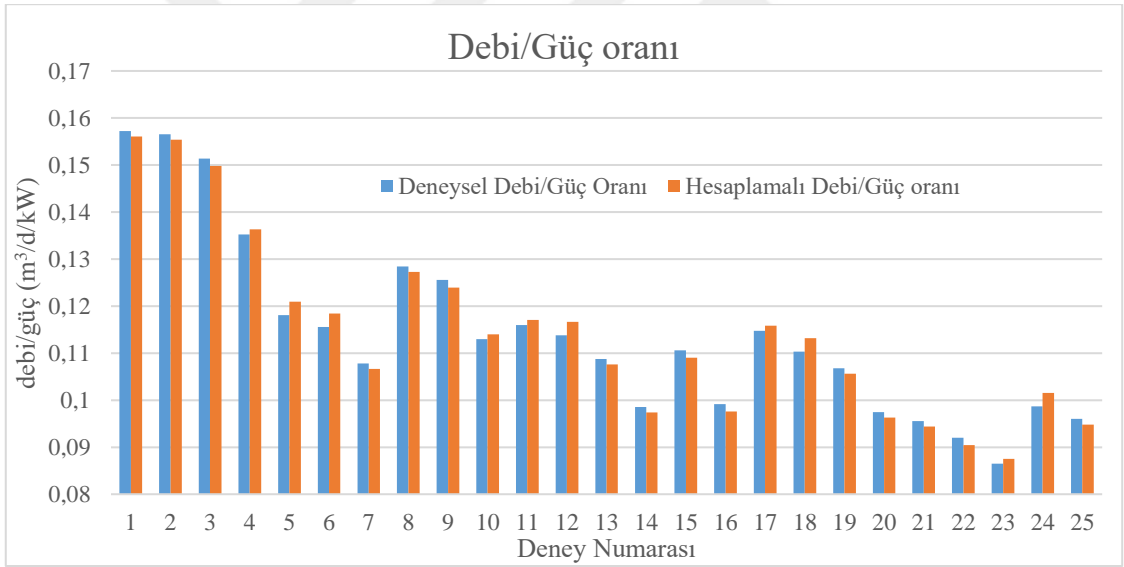


Şekil 5.4. Sabit ve değişken devir ile yapılan deneyler birlikte eklenerek yapıldığında elde edilen etki ve regresyon değerleri

Ağır vasıta hava kompresörünün deneysel çalışmaları Minitab ortamında sabit devir ile yapılan deney sayısı artırılarak, sonuçlar tekrar incelenmiş ve regresyon değeri bir miktar daha arttırılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen deneysel ve hesaplamalı sonuçlar Excel ortamına aktarılarak Şekil 5.5 ve 5.6'daki grafikler üzerinde görüntülenerak incelenmiştir.

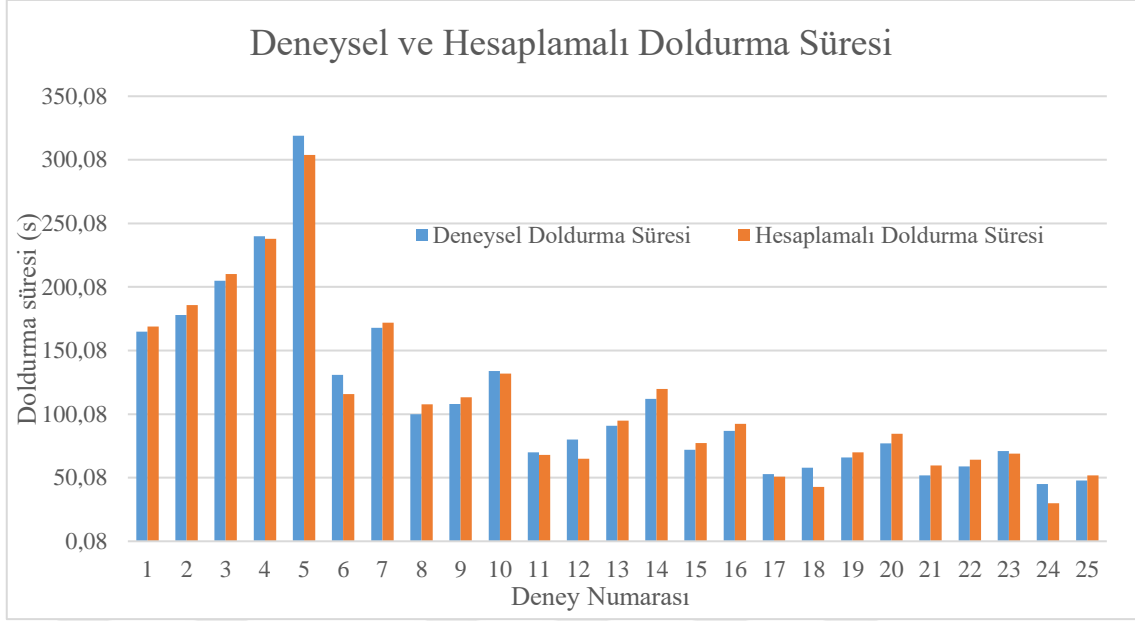
5.1.5. Gerçek ve Tahmini Değerlerin Tespiti

Yapılan deneysel çalışma ve hesaplamalı teorik incelemeler neticesinde çoklu regresyon modeline göre sonuçlar analiz ettirilmiş ve performans değerleri yazdırılarak, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırılan bu değerler yorumlanarak içerisinde en uygun değer aralığı tespit edilerek bu değerlerin testleri doğrulama amaçlı test düzeneğinde tekrar edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Bölüm 6'da analiz edilerek yorumlanmıştır.



Şekil 5.5. Deneysel ve tahmini yaklaşım ile elde edilen sonuçların karşılaştırmalı debi/güç oranı grafiği

Tahmini değerler regresyon denklemi neticesinde elde edilen formülde deney parametrelerinin yerlerine yazılması ile elde edilmiştir. Şekil 5.5'de verilen deneylere bağlı Debi/Güç yani hava kompresörünün iki temel çıktısının birbirine oranının deney sonuçlarına göre eldesi grafiği görülmektedir. Burada sonuçlar incelendiğinde gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırması yapıldığında sonuçların grafik üzerinde birbiri ile örtüştüğü tespit edilmiştir. Bu elde edilen sonuçlar neticesinde daha sonra bu deneyler test sisteminde tekrar edilmiş ve doğrulanmıştır.



Şekil 5.6. DeneySEL ve tahmini yaklaşım ile elde edilen sonuçların karşılaştırmalı zaman doldurma süresi grafiği

Doldurma süresi bir diğer kritik süreç olup bu çalışmanın hedef parametrelerinden olmuştur. Şekil 5.6 incelendiğinde debi/güç ile benzer bir grafik yakalandığı görülecektir. Optimum kompresör performansı açısından incelendiğinde ise Debi/Güç grafiğinde görülen optimum noktanın, bu grafikte de seçilmesinin kompresörün sağlığı açısından faydalı olduğu görüşüne varılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar incelenerek analiz edilmiş ve Bölüm 6'da yorumlanmıştır.

6. DENEY SONUÇLARININ İNCELENMESİ VE ANALİZİ

Deney çalışmaları öncelikle Minitab arayüzü üzerinde Taguchi metodu yöntemi ile analiz edilmiş ve elde edilen deneyler ile deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneyler sonrası sonuçlar hesaplamalı olarak analiz edilmiş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (Şekil 5.5 ve 5.6). Deneylerin hesaplamalı ve deneysel karşılaştırılması sonrası ise regresyon yaklaşımı ile sonuçların elde edilmesi için denklem ilişkileri kurulmuştur (Denklem 6.1, 6.2 ve 6.3). Kurulan denklem ilişkileri ile birlikte %92-%98 arası değişen R^2 değerleri de elde edilmiştir (Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3).

- Yapılan ikinci aşamadaki deneylerde; hava debisi ve güç parametrelerine ait değerlerin çok daha ilişkili olduğu görülmüştür. Yapılan deneyler neticesinde girdi parametrelerin regresyon değerlerinin yükseldiği ve sonuçları ayırt etmenin kolaylaştığı tespit edilmiştir. Sonuçların performans çıktısı olan debi, güç ve doldurma süresi parametreleri üzerinde etkisinin olduğu da ayrıca görülmüştür. Performans girdi parametreleri ise aşağıdaki şekilde yorumlanmıştır:
 - Girdi parametrelerden birincisi olan Devir Parametresi 600-3000 d/d arasında değişirken devir yükseldikçe hava debisi ve çekilen güç miktarının artmakta olduğu görülürken, Doldurma süresinin azaldığı görülmüştür. Fakat hava debisi ile Güç aynı oranda artmadığı ve devir yükseldikçe çekilen güç daha fazla oranda artarken debinin artış ivmesinin azaldığı tespit edilmiştir. Bu sebeple Optimum performans aralığının maksimum devir seçilmesinin çok anlamlı olmayacağı bunu tespit etmenin ise Şekil 4.7’de verildiği üzere debi/güç oranı gibi bir parametre ilişkisi ile tespit edilebileceği yorumlanmıştır.
 - Su sıcaklığı 30 ile 100°C arasında beş değer olarak belirlenmiş olup su sıcaklığı değeri arttıkça hava debisi ve güç değerlerinin azaldığı, doldurma süresinin arttığı görülmüştür.
 - Tank set basınç değeri 8 ile 12,5 bar arasında belirlenmiş olup, değeri arttıkça; güç değerinin arttığı, hava debisinin azaldığı, hava doldurma süresinin arttığı tespit edilmiştir.
 - Su devir değeri ise 4 ile 14 l/d arasında belirlenmiş olup, diğer girdi parametrelere göre çıktı parametreler doğrusal olmamıştır.

Bu durum lineer özelliği bozarak sistemin doğrusal olma özelliğini bozucu etki yapmıştır.

- Yağ basınç değeri ise girdi parametreler arasındaki en az performans etkisine sahip etken olarak görünse de yüksek basının çekilen güç miktarını arttırdığı görülmüştür. Düşük basınca sahip olması ise malzemeler arasında yağ filmi oluşumunu azaltıp sürtünmeyi arttıracacağı için bu değer aralığında çalışması önerilmemektedir. Bu sebeple optimum yağ debisinin de tespiti önem kazanmıştır.
- Elde edilen analiz sonuçları olan güç, debi ve doldurma süresi çıktılarının girdi parametreler ile arasındaki ilişkinin tespitinin yapılması için regresyon yaklaşımından faydalanılmıştır. Güç, debi ve Doldurma Süresi çıktı parametrelerine ait elde edilen formüller aşağıdaki gibi olmuştur. Bu formüller incelendiğinde güç ve debinin hesabında kullanılan denklemlerin doğruluk miktarı yeterli görülürken, doldurma süresi bir miktar düşük kalmıştır. Bu parametrelerin performans etkileri ayrı ayrı ve debi/güç oranı şeklinde ilişkilendirilerek verildiğinde ise Doldurma süresinin performans etkisi üzerindeki değerinin tolere edildiği tespit edilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Güç} &= -0,452 + 0,003620 \text{ Devir} - 0,00371 \text{ Su Sıcaklığı} + 0,0021 \text{ Su} & (6.1) \\ (\text{kW}) & \text{ Debisi} + 0,0308 \text{ Yağ Basıncı} \\ & + 0,0480 \text{ Tank Set Basıncı} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi} &= 0,2750 + 0,000304 \text{ Devir} - 0,000721 \text{ Su Sıcaklığı} + 0,00227 \text{ Su} & (6.2) \\ (\text{m}^3/\text{d}) & \text{ Debisi} \\ & + 0,00668 \text{ Yağ Basıncı} - 0,01575 \text{ Tank Set Basıncı} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Doldurma} & 23,7 - 0,06127 \text{ Devir} + 0,364 \text{ Su Sıcaklığı} + 1,95 \text{ Su Debisi} & (6.3) \\ \text{Süresi} & = + 7,34 \text{ Yağ Basıncı} \\ (\text{s}) & + 14,34 \text{ Tank Set Basıncı} \end{aligned}$$

Yukarıda her bir performans çıktısı için ilişkilendirilen denklemler yer almaktadır. Bu denklemler taguchi analizi sonrası yapılan regresyon doğruluğunu elde etmek için oluşturulmuştur. Denklemlerin doğruluklarına ilişkin oranlar ise sonraki bölümde yer alan Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3'te yer almaktadır.

Çizelge 6.1. Çekilen Güç miktarı denklemlerinin doğruluğu için bulunan Regresyon oranları

S	R ²	R ² (adj)	R ² (tahmini)
0,322767	99,14%	98,92%	98,44%

Çizelge 6.2. Hava Debisi denklemlerinin doğruluğu için bulunan Regresyon oranları

S	R ²	R ² (adj)	R ² (tahmini)
0,0532126	96,83%	96,00%	94,29%

Çizelge 6.3. Doldurma Süresi denklemlerinin doğruluğu için bulunan Regresyon oranları

S	R ²	R ² (adj)	R ² (tahmini)
37,8341	75,51%	69,06%	45,14%

6.1. Optimum Performans Parametresinin Tespiti

Belirlenen hesaplamalı ve deneysel değerler referans alınarak sistemin “Cevap Yüzeyi Analizi” (RSA) yaklaşımından faydalanılmıştır. Performans parametrelerinde istenen sınır şartları minimum ve maksimum olarak belirtilmiştir. Belirtilen değerler ışığında yapılan analizler neticesinde optimum değerler Çizelge 6.5 ve 6.7’de verilmiştir. Bu değerler Çizelge 4.1’de verilen tablo üzerinde karşılaştırmalı incelenmiş, sonuçlara ait yorumlar aşağıda verilmiştir.

İki farklı optimizasyon performans analizi yapılarak optimum değerlerin elde edilmesinin temel sebebi ise, elde edilecek değerlerin araçtaki kullanım şartlarına göre değerlendirilerek, ihtiyaç durumuna göre kompresör performans değerlerinin ayarlanabilmesi isteğidir. Yüksek devirde elde edilen performans değeri, hava tankını daha fazla debi ile daha hızlı doldururken, bir miktar daha fazla güç harcayacaktır. İkinci yaklaşımdaki biraz daha düşük devirde çalışan kompresör ise hava tankını bir miktar daha az debi ile doldurduğu için daha fazla sürede dolduracak, fakat çekilen güç miktarı daha az olacaktır. Bu sebeple önce doldurma süresinin daha kısa olduğu öncelikli durum değerlendirilmiş, sonrasında ise gücün daha az çekildiği durum için taguchi yönteminde kullanılan performans çıktıları referans alınmış ve optimum değerler oluşturulmuştur.

Çizelge 6.4. Optimum performans değerlerinin hesaplanabilmesi için referans alınacak sınır şartları (İnceleme-1)

Çıktı Performans Değerleri	Amaç	Düşük	Hedef	Yüksek
Doldurma Süresi(s)	Minimum		45,0000	319,000
Güç Kullanımı (kW)	Minimum		1,7240	10,838
Hava Debisi (m ³ /d)	Maximum	0,219	1,0357	

Çizelge 6.4'te yapılan parametre optimizasyonu için belirlenen sınır şartları daha önce performans parametresi olarak verilen “debi”, “güç” ve “doldurma süresi” değerlerinin maksimum ve minimum olma durumlarıdır. Her bir parametre için ayrı ayrı yapılan yaklaşımda sınır şartları ayrı ayrı hedeflenerek optimum performans değeri analizi yapılmış ve sonuçlar Çizelge 6.5’de verilmiştir.

Çizelge 6.5. Çıktı parametrelerin ayrı ayrı optimize edilmesi ile elde edilen optimum performans değerleri (İnceleme-1)

Optimum Performans Giriş Değerleri	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	Tank Set Basıncı (bar)
	1812,12	62,525	13,596	2,273	8
Çözüm	Doldurma Süresi (s)	Güç Kullanımı (kW)	Hava Debisi (m3/d)		
Optimum Performans Çıktı Değerleri	57,808	6,091	0,720		

Çizelge 6.5’de Cevap Yüzeyi analizi (RSA) yaklaşımı ile elde edilen optimum performans değerleri performans çıktıları olan değerlerin sınır şartlarının ayrı ayrı değerlendirilmesi ile elde edilmiştir. Elde edilen değerlerde görülmüştür ki Devir parametresi 1800 d/d ile yoğun çalışma devrinin bir miktar üzerinde seyretmiştir.

Çizelge 6.6. Optimum performans değerlerinin hesaplanabilmesi için referans alınacak sınır şartları (İnceleme-2)

Çıktı Performans Değerleri	Amaç	Düşük	Hedef	Yüksek
Doldurma Süresi (sn.)	Minimum		45,0000	319,000
Debi/Güç	Maximum	0,086	0,1573	

Çizelge 6.6’da optimum parametrelerin girdisi olarak kullanılan ve Taguchi yaklaşımında değerlendirilen performans çıktıları olan “debi/güç oranı” ve “doldurma süresi” değerleri ile bu yaklaşımda sınır şartları girilerek optimum performans sonuçları oluşturulmaya çalışılmıştır. Elde edilen optimum performans değerleri Çizelge 6.7’de verilmiştir. Değerlerin analiz ve yorumları ise aşağıdaki gibi olmuştur.

Çizelge 6.7. Çıktı parametrelerin Taguchi analizi ve Regresyon yaklaşımında olduğu gibi optimize edilmesi ile elde edilen optimum performans değerleri (İnceleme-2)

Optimum Performans Giriş Değerleri	Devir (d/d)	Su Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (l/d)	Yağ Basıncı (bar)	Tank Set Basıncı (bar)
	915,152	25,3535	6,62626	1	8

Çözüm	Doldurma Süresi (s)	Debi/Güç (m ³ /d/kW)
Optimum Performans Çıktı Değerleri	139,470	0,151659

Taguchi yönteminden faydalanılarak hesaplamalı ve deneysel olarak yapılan analiz çalışmaları kapsamında sonuçlar Şekil 5.5 ve 5.6'daki gibi paylaşılmıştır. Bu sonuçlar bu defa optimum değer, RSA yaklaşımı ile elde edilmesi için sınır şartı olarak girilmiş ve Çizelge 6.7'de verilen değerler elde edilmiştir. Değerler incelendiğinde ise kompresörde elde edilen debi değeri bir miktar düşmüş görünse de çekilen güç miktarı da debi düşüş oranından daha hızlı düşüş gösterdiği için performans göstergesi olan debi/güç oranının artarak 0,15m³/d/kW ile bulunduğu değer aralığında yüksek kalmasına sebep olmuştur.

6.2. Kullanılan Yöntem ve Metotların Karşılaştırılması

Yapılan çalışmalarda çeşitli deneyler ve yaklaşımlar neticesinde deneysel sonuçları en doğru açıklayan yöntemin Taguchi yöntemi ve analizi olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Taguchi yöntemi haricinde ise bulanık mantık yönteminden faydalanılmak istense de parametreler ve sonuçların nonlinear karakter göstermemesi sebebiyle çok uygulanamamıştır.

Taguchi ile deney sayısının belirlenmesi ile başlayan bu çalışma sürecinde, deneysel çalışmaların yapılması ile çalışmalara devam edilmiştir. İki farklı deneysel çalışma neticesinde elde edilen sonuçların tekrar Minitab arayüzüne aktarılması ile modelleme ve hesaplamalı yaklaşım ile sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçların regresyon modeli ile yakınsanarak incelenmesi sonrası, değerler grafiklere yazılarak incelenmiştir. Regresyon oranı ile grafik sonuçlarının da birbirini doğrulaması neticesinde performans açısından en optimum aralığın olduğu bölge tespit edilmiş ve deney düzeneğinde bu değerler tekrar edilmiştir. Doğru sonuçların test sistemi üzerinde tekrarlanması ile çalışma tamamlanmıştır.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Bu çalışmada ağır vasıta hava kompresörlerinin performans optimizasyonu kapsamında kontrol edilebilir parametrelerinin değiştirilerek en iyi çalışma aralıklarının tespiti yapılmaya çalışılmıştır. Pistonlu bir mekanizma olan hava kompresörü birçok değişkene sahiptir ve bu değişkenlerin hava kompresörünün performans değerlerini doğrudan etkilemektedir. Özellikle havanın ısınıp soğuması ve basınçlandırılması esnasında doğru şartların oluşması hava kompresöründen ciddi bir performans değeri alınabilmesini mümkün kılmaktadır.

Hazırlanan hava kompresörü test düzeneğinde, 5 adet girdi parametreye karşılık taguchi yöntemi yardımı ile 25 adet deney girdi parametresi belirlenmiştir. Belirlenen ortogonal deney dizini sayesinde optimum parametrenin tespiti için yapılacak yüzlerce deneyin de önüne geçilmesi hedeflenmiştir.

Belirlenen deneyler sırasıyla test cihazı üzerinde yapılarak debi, güç ve doldurma süresi değerleri performans parametresi olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu parametreler taguchi yöntemi ile analiz edilmiş ve hesaplamalı değerler elde edilmiştir. Hesaplamalı değerlerin bulunmasında kullanılan denklemlerin doğruluk ve yaklaşık doğruluklarına ise regresyon analizi yardımı ile doğruluk seviyesi bulunmuştur. İlk yapılan hesaplamalı analizde bu sonuçlar %84,6 olmuştur. R^2 değerinin yetersiz kalması sonrası deney parametreleri yeniden düzenlenmiş ve farklı denemeler neticesinde R^2 değeri %94,6 olmuştur. Hesaplamalı ve deneysel yollar ile elde edilen parametreler ise daha sonra R^2 değerinin etkisini görmek için karşılaştırmalı grafik ile gösterilmiştir. Hava ve Debi ayrı ayrı performans parametresi olmasına rağmen, sonuçları birbirine bağlı olduğu için ilişkilendirilmiştir. Performans artış göstergesi olarak birim zamanda çekilen hava kütlelerinin artması, çekilen güç miktarının da azalması beklenmektedir. Bu sebeple kompresör optimum performans değerini hesaplarken hava debisinin çekilen güce oranı hesaplanarak değerlendirilmiştir. Doldurma süresi ise ikinci bir performans parametresi olarak kayıt edilmiştir. En önemli performans çıktıları olan hava debisi, çekilen güç ve tank dolma süresine ise deney sonuçlarında yer verilmiştir.

- Performans parametresi olarak hava debisi/çekilen güç ile tank doldurma süresi yukarıdaki sebeplerden ötürü referans alınmıştır.

İlk deney neticesinde elde edilen doğruluk oranının yetersiz kalması sonrası deney değişken sayısı ve parametreleri değiştirilerek deneyler tekrar edilmiştir. Taguchi

yaklaşımı ile yapılan diğer deneysel yaklaşımlar neticesinde R^2 değeri debi için: 96,7; Güç için: %99,1; doldurma süresi için ise %75,5 bulunmuştur. Elde edilen değerler ışığında doldurma süresinin denkleminin doğruluğu yetersiz kalsa da bu üç parametrenin iki farklı şekilde birbiri ile ilişkilendirilerek elde edilen neticesinde optimum performans parametreleri aşağıdaki gibi bulunmuştur:

- Yapılan ilk RSA yaklaşımı neticesinde debi, güç ve doldurma süreleri ayrı ayrı değerlendirilerek sonuca etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, 1800 d/d devir, 62°C su sıcaklığı, 13,5 l/d su debisi, 2,3 bar yağ basıncı ve 8 bar tank set basıncı şeklinde bulunmuştur.
 - Deneysel neticesinde elde edilen performans değerleri ise, 0,72 m³/d debi, 6,1 kW güç, 57,8 s doldurma süresi şeklinde bulunmuştur.
 - Sonuçlara her bir sınır şartı ayrı ayrı uygulandığı bu analizde bu durumu etkileyen parametre ise debi ile güç parametresinin birbiri ile ilişkilendirilmeden ayrı ayrı analizde değerlendirilmek istenmesidir. Hem debinin yüksek olmasının istenmesi hem de gücün optimum değer aralığına yerleştirilmek istenmesi ile sonuçlar güç değerinin 2. Öne sahip olduğu bölgeye yerleşmiştir. Ağır vasıta araçlarda yüksek devirde hızlı performans elde edilmek istenmesi durumlarında, bu değer aralıklara tavsiye edilmektedir.
- Yapılan ikinci RSA yaklaşımında ise, debi/güç oranı tıpkı Taguchi yaklaşımında olduğu gibi tek bir performans parametresi olarak değerlendirilmiştir. Doldurma süresi ise burada ikinci performans parametresi olmuştur. Elde edilen sonuçlar, 915 d/d devir, 25°C su sıcaklığı, 6,6 l/d su debisi, 1 bar yağ basıncı ve 8 bar tank set basıncı şeklinde bulunmuştur.
 - Optimum performans parametreleri ise: 0,152 m³/d/kW debi/güç oranı, 139,5 s doldurma süresi olarak bulunmuştur.
 - Optimum değerlerin, verilen performans değer aralıklarında tespiti ise; Şekil 5.5’de verilen grafik üzerinde de incelendiğinde 8 ve 9 numaralı deneylere ait parametreler ile benzerlik göstermiş ve optimum performans değerleri olarak bulunmuştur. Sonuçların Taguchi analizinde elde edilen grafik ile benzerlik göstermesi de

analizin doğruluğunu güçlendirmiştir. Bu yaklaşımda elde edilen optimum performans değerleri, hava kompresörünün bu değer aralığında tankın doldurma süresini arttırsa da yüksek debi ihtiyacının olmadığı fakat debinin kütleli akış miktarının, anlık çekilen gücü oranı kıyaslandığında 0,15 oranının bulunduğu değer aralığında yüksek kaldığı ve önemli bir performans göstergesi olduğu görülmüştür. İlk bulunan optimizasyon değerine göre bu değerler ise, düşük güç ve dolayısı ile düşük yakıt tüketiminin istendiği durumlarda performansa önemli ölçüde katkı sağlayacağı görülmüştür

Bu çalışmanın amacı optimum performans parametrelerinin tespiti olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ana hedefi olmasa da en kötü performansa sahip değer aralığının da tespiti debi/güç oranı en düşük, doldurma süresi en yüksek olacak şekilde sınır şartları verilerek Cevap Yüzeyi analizi yaklaşımı ile optimize edilmiştir. Optimizasyon neticesinde ise giriş değerleri; 600 d/d devir, 90°C su sıcaklığı, 14 l/d su debisi, 4 bar yağ basıncı, 11,95 bar tank set basıncı şeklinde bulunmuştur.

- Bu değerlere karşılık ise 0,111 m³/d/kW debi/güç oranı, 293,5 s doldurma süresi şeklinde bulunmuştur. Değer aralığı incelendiğinde ise 5 numaralı deney ile sonuçlar büyük oranda eşleştiği görülmektedir.
- Güç miktarı oldukça düşük olmasına rağmen çekilen debi değerinin de düşük olması; ayrıca doldurma süresi değerinin çok yüksek olması sebebiyle en düşük performans değer aralığına sahip olduğu görülmüştür. Çok düşük performans değerine sahip bu değerler kompresörü yormasının yanında çok uzun süre çalışması sebebiyle yakıt tüketimini de arttıracaktır.

Ağır vasıta hava kompresörlerinde performans optimizasyonu çalışması iki seri 25'er deney sayısı olmak üzere toplam 50 deney; 3 hesaplamalı analiz ile gerçekleştirilmiştir. Referans kaynak dokümanlarda yapılan çalışmalar da incelenerek ağır vasıta araçlarda hava kompresörü performans optimizasyonu başarılı bir çalışma ile gerçekleştirilmiştir.

7.2. Öneriler

Ağır vasıta araçlarda bulunan hava kompresörleri, motor ve diğer parçalara göre daha ömürlü cihazlardır. Yoğun kullanımları sebebiyle de çok çabuk bozulabilmektedir.

Bakımları zamanında yaptırılsa bile hava kompresörleri doğru sınır şartlarında çalıştırılmaz ise öncelikli olarak ömür tüketim hızı artacak, sonrasında ise yakıt tüketimine olumsuz etkisi olacaktır.

Doğru kullanım ise hava kompresörünün verimini arttırdığı gibi, mekanizmanın daha uzun süre çalışmasına imkân verecektir. Hava kompresörünün araç motorunun yoğun çalışma devir aralığında ve sabit devirle çalışması basınçlı hava performansında artışa sebep olacaktır. Mümkün olduğu sürece kompresör soğutma suyu sıcaklığının 20-70 °C arasında olması da performans açısından olumlu olacaktır. Sıcaklığın daha da düşük olması güç kullanımını debinin yükselişinden daha fazla arttıracığından debi/güç oranını olumsuz etkileyecektir.

Yağ basıncının yüksek olması kompresörün daha yüksek yatak kuvvetleri ile çalışmasına sebep olacak bu sebeple yine güç tüketimi artacaktır. Gerektiğinden düşük yağ basıncı ise yataklar arasında yağ filmi oluşumunu engelleyecek ve sürtünmeye sebep olarak kompresör ömrünü hızla tüketecektir.

Yapılan bu çalışma kompresörlerin araçlarda motordan ayrı bir tahrik mekanizması ile sabit devirde çalışmasının daha uygun olacağını da göstermiştir. Ayrı tahrik mekanizmasının yanında soğutma suyu ve yağlama sisteminin de mümkünse ayrı yönetilmesi, kontrol edilebilirliği arttıracığı için hava kompresörünün ömrü ve performansı açısından çok faydalı olacağı öngörülmüştür.

Yeni nesil elektrikli araçlarda hava kompresörünün ayrı yönetilmesi ile ilgili de çalışmalar yürütülmekte ve sonuçlar olumlu şekilde yansımaktadır.

8. KAYNAKLAR

- Al-Mawali, S., & Zhang, J. (2007). *A Novel Fuzzy Logic Control Strategy for Compressor Surge Control Using a Variable Area Throttle*. Singapur: 22nd IEEE International Symposium on Intelligent Control Part of IEEE Multi-conference on Systems and Control.
- Anderson, C., Borrarb, C., & Montgomery, D. (2009). Response surface design evaluation and comparison. *Journal of Statistical Planning and Inference Volume 139, Issue 2*, 629-641.
- Apra, C., Mastrullo, R., & Renno, C. (2004). *Fuzzy Control of the Compressor Speed in a Refrigeration Plant*. İtalya: International Journal of Refrigeration 27 639–648.
- Athreya, S., & Venkatesh, Y. (2012). *Application Of Taguchi Method For Optimization of Process Parameters in Improving the Surface Roughness of Lathe Facing Operation*. Mumbai/Hindistan: International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES) P.13-19.
- Avunç, T. (2007). *Ağır Ticar Taşıtların Fren Sistemleri Tasarımı*. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Aydiner, M., Unuvar, E., & Kalyoncu, M. (2019). Bir Ağır Vasıta Hava Kompresörünün Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. *International Symposium on Automotive Science and Technology (ISASTECH)*, Vol 1, 388-397.
- Canıyılmaz, E., & Kutay, F. (2003). *Taguchi Metodunda Varyans Analizine Alternatif Bir Yaklaşım*. Ankara: Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt 18, No 3, 51-63.
- Cervelin, L., & Batschauer, A. (2018). *Comparison of Measurement Methods for Piston and Crankshaft Kinematics of Reciprocating Compressors*. Purdue/ABD: 24th International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Chinnasamy, S., & Balasubramanian, K. (2020). *Second Law Analysis on Performance of Double Stage Reciprocating Air Compressor with Inter Cooler*. Hindistan: Department of Mechanical Engineering, Bannari Amman Institute of Technology.
- Dems, M. (2008). *Experimental Data Acquisition and Analysis*. Polonya: Technical University of Lodz Science and Technology.
- Dutra, T., & Deschamps, C. (2015). A simulation approach for hermetic reciprocating compressors including electrical motor modeling. *International Journal of Refrigeration* 59, 168–181.
- Ercan, A. (2021). *Analysis and Design of a Novel Reciprocating Compressor Utilizing a Minfas-Tar Mechanism(s)*. Ankara: Master of Science in Mechanical Engineering, Middle East Technical University.
- Erdem, V., Belevi, M., & Koçhan, C. (2010). *Taguchi Metodu ile Plastik Enjeksiyon Parçalarda Çarpılmanın En Aza İndirilmesi*. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi.
- Ghorbanian, K., & Gholamrezaei, M. (2007). *Application of Fuzzy Logic to Axial Compressor Performance Map Prediction*. Proceedings of Power2007 ASME Power.
- Gong, J.-C., & Tian, P.-F. (2012). *The Study of Fault-Diagnosis Method of Reciprocating Compressor Based on Fuzzy Fault Tree Theory*. İsviçre: Applied Mechanics and Materials Vols 217-219 .

- Gord, F. (2015). *Thermodynamic Analysis of Natural Gas Reciprocating Compressors Based on Real and Ideal Gas Models*. Iran: International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale Du Froid*, 2015. 56: p. 186-197.
- GORD, M., & Niazmand, A. (2013). Optimizing Reciprocating Air Compressors Design Parameters Based On First Law Analysis. *U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 75, Iss. 4, , 13-26*.
- Gosavi, S., Juge, V., & Nadgouda, M. (2006). *Optimization of Suction Muffler Using Taguchi's DOE Method*. Hindistan: International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Govindan, N., Venkatesan, J., & Ramasamy, M. (2009). *Mathematical Modeling and Simulation of a Reed Valve Reciprocating Air Compressor*. Hindistan: THERMAL SCIENCE: Vol. 13 (2009), No. 3, pp. 47-58.
- Guoliang, D., Chunlu, Z., Tao, Z., & Hao, L. (2000). *Compound Fuzzy Model For Thermal Performasnce of Refrigeration Compressors*. Şangay/Çin: Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, Shanghai Jiaotong University.
- Gupta, M., Mia, M., & Pruncu, C. (2019). Parametric Optimization and Process Capability Analysis for Machining of Nickel-Based Superalloy. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 170.
- Hafaifa, A., Laaouad, F., & Mouloud, G. (2009). *A New Engineering Method for Fuzzy Reliability Analysis of Surge Control in Centrifugal Compressor*. Cezayir: American Journal of Enginnering and Applied Sciences 2 (4):676-682.
- Hafner, J., & Gaspersic, B. (1990). *Dynamic Modeling of Reciprocating Compressor*. International Compressor Engineering Conference, School of Mechanical Engineering.
- Hatzikazakis, P., & Xin, R. (2000). *Reciprocating Compressor Performance Simulation*. Bristol: International Compressor Engineering Conference.
- Hejcik, J., Tuhovcak, J., & Jicha, M. (2015). *Modelling Fluid Flow in a Reciprocating Compressor*. Çekya: The European Physical Journal Conferences 92.
- Kansal, H., & Singh, S. (2005). Parametric Optimization of Powder Mixed Electrical Discharge Machining by Response Surface Methodology. *Journal of Materials Processing Technology* , 427–436.
- Kaur, A., & Kaur, A. (2012). *Comparison of Mamdani-Type and Sugeno-Type Fuzzy Inference Systems for Air Conditioning System*. Hindistan: International Journal of Soft Computing and Engineering (IJSCE) ISSN: 2231-2307, Volume-2, Issue-2.
- Köse, F., Kaplan, K., & Ertunç, H. (2013). *PID ve Bulanık Mantık ile DC Motorun Gerçek Zamanda STM32F407 Tabanlı Hız Kontrolü*. Malatya: Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK2013.
- Kubo, S. (2010). *Shape Optimization of Valve Channel with Incompressible to Compressible Simulation for Pressure Loss Calculation*. Yokohama/Japonya: 5th OpenFOAM Workshop, Chalmers, Gothenburg, Sweden.
- Modi, M., Agarwal, G., & Bhatia, U. (2019). Parametric Optimization in Drilling of Al–SiC Composite Using Taguchi Method. *International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology IJSRSET*, 8(9).
- Murat, D. (2013). *Kalite Karakteristiğinin Modellenmesinde Tepki Yüzeyi Metodolojisi: Bir Uygulama Denemesi*. Bursa: Uludağ Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Ekonometri Anabilim Dalı İstatistik Bilim Dalı.
- Murat, D., & Gürsakal, N. (2013). *Kalite Karakteristiğinin Modellenmesinde Tepki Yüzeyi Metodolojisi: Bir Uygulama Denemesi*. Bursa: Uludağ Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.

- Ozsipahi, M., Kose, H., Cadirci, S., & Kerpicii, H. (2019). *Experimental and Numerical Investigation of Lubrication System for Reciprocating Compressor*. Istanbul: International Journal of Refrigeration 108 (2019) 224–233.
- Özer, H., & Schmidt, K. (2012). *Driver Design for Asynchronous Motors: Digital Signal Processing, Control and Data Acquisition*. Ankara: Çankaya University Graduate School of Natural and Applied Science Electronic and Communication Engineering.
- Park, S.-K. (1996). *Application of Taguchi Robust Design Method for Energy Efficiency Ratio and Noise of Compressors*. Seoul/Korea: International Compressor Engineering Conference. Paper 1187.
- Patole, P., & Kulkarni, V. (2017). Parametric Optimization Of Minimum Quantity Lubrication In Turning Of AISI 4340 Using Nano Fluids. *Materials Manufacturing and Modelling (ICMMM)*, 12419-12425.
- Pipalia, V., Shukla, D., & Mehta, N. (2015). *Investigation on Reciprocating Air Compressors*. Hindistan: International Journal of Recent Scientific Research Vol. 6, Issue, 12, pp. 7735-7739.
- Pont, V., Lopez, J., & Joaquim, R. (2017). Numerical Dynamic Analysis of Reciprocating Compressor Mechanism. Parametric Studies for Optimization Purposes. *Tribology International*, 1-14.
- Qatta, H., Shakir, A., & Habeeb, L. (2020). *Study the Effect of Unstable Air Flow in the Suction and Discharge System on the Performance of Reciprocating Air Compressor*. Irak: Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 65, Issue 1 54-71.
- Reddy, C., & Arumugam, S. (2020). *Effect of Nano Particles on Tribological Behavior of Reciprocating Air Compressor Oil Using Fourball Tribometer: An Experimental Investigation*. Hindistan: IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 954 ICMME 2020.
- Roskosch, D., Venzik, V., & Atakan, B. (2017). *Thermodynamic Model for Reciprocating Compressors with the Focus on Fluid Dependent Efficiencies*. Almanyaa: International Journal of Refrigeration 84.
- Sasmal, J., Suhane, A., & Agnihotri, G. (2013). *Condition Monitoring and Maintenance Program of Two Stage Reciprocating Air Compressor*. Hindistan: International Journal of Science and Research (IJSR) ISSN (Online): 2319-7064.
- Sathyaraj, A. (2015). *Analysis And Performance Enhancement Of Intercooler In Two Stage Reciprocating Air Compressor Using CFD*. Hindistan: International Journal on Applications in Mechanical and Production Engineering Volume 1: Issue 2: pp 1-5.
- Silva, E., & Dutra, T. (2020). Piston Trajectory Optimization of a Reciprocating Compressor. *International Journal of Refrigeration*, 159-167.
- Sultan, I., & Kalim, A. (2010). *Improving Reciprocating Compressor Performance Using a Hybrid Two-Level Optimisation Approach*. School of Science and Engineering, University of Ballarat, Syf.616, Australia.
- Sun, J., Yang, Y., & Wang, D. (2013). Parametric Optimization of Selective Laser Melting for Forming Ti6Al4V Samples by Taguchi Method. *Optics & Laser Technology*, 118-124.
- Tempiam, A., Kachapongkun, P., & Rattanadecho, P. (2020). *Experimental Investigation of Vortex Tube for Reduction Air Inlet of a Reciprocating Air Compressors*. Tayland: Case Studies in Thermal Engineering 19 (2020) 100617.

- Thanakiatkrai, P., & Welch, L. (2011). *Using the Taguchi method for rapid quantitative PCR optimization with SYBR Green I*. Glaskow/UK: International Journal of Legal Medicine.
- Toroghi, A., & Sadighi, A. (2020). *Smart Fault Detection of Reciprocating Air Compressors Based on Electrical Signature Analysis*. Tahran/Iran: 6th Iranian Conference on Signal Processing and Intelligent Systems (ICSPIS).
- Tuhovcak, J., Hejcik, J., & Jicha, M. (2016). *Comparison of Heat Transfer Models for Reciprocating Compressor*. Āekya: Brno University of Technology, FME, Energy Institute, Applied Thermal Engineering.
- Tuhovcak, J., Hejcik, J., Jicha, M., & Snajderek, L. (2017). *Experimental validation of mathematical model for small air compressor*. EPJ Web of Conferences 143, 02133.
- Wang, Y., Jiang, Z., & Zhang, J. (2018). Performance Analysis and Optimization of Reciprocating Compressor with Stepless Capacity Control System under Variable Load Conditions. *International Journal of Refrigeration*, 174-185.
- Winandy, E., Saavedra, C., & Lebrun, J. (2002). *Simplified Modelling of an Open-Type Reciprocating Compressor*. International Journal Thermal Sciences, 41 183–192.