

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİZEL MOTORLARINDA MEKANİK KAYIPLAR ORTALAMA BASINCININ
VE MEKANİK VERİMİN İNDİKATÖR DİYAGRAMI YÖNTEMİYLE
BELİRLENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Coşkun BAYRAM

**AĞUSTOS 2010
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİZEL MOTORLARINDA MEKANİK KAYIPLAR ORTALAMA BASINCININ
VE MEKANİK VERİMİN İNDİKATÖR DİYAGRAMI YÖNTEMİYLE
BELİRLENMESİ**

Mak. Yük. Müh. Coşkun BAYRAM

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
“Doktor (Makina Mühendisliği)”
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19.07.2010
Tezin Savunma Tarihi : 09.08.2010**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan DURGUN
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Ali SÜRMEN
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ
Jüri Üyesi : Prof. Dr. Atilla BİLGİN
Jüri Üyesi : Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR**

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Salih TERZİOĞLU

Trabzon 2010

ÖNSÖZ

Bu deneysel çalışmada sırası ile; içten yanmalı motorlardaki mekanik kayıplar ve mekanik verim hakkında genel bilgiler verilmiş, mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesinde kullanılan yöntemler tanıtılmış, bu yöntemlerden biri olan indikatör diyagramı yöntemiyle türboşarjlı ve doğal emişli dizel motorlarında mekanik kayıplar ortalama basıncı ve pompalama kayıpları ortalama basıncı belirlenmiş ve ortalama piston hızının, yükün, aşırı doldurmanın ve yağlama yağının mekanik kayıplar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca deneysel çalışmalardan elde edilen verilerden yararlanarak deneylerde kullanılan motorların mekanik kayıplar ortalama basıncı ve pompalama kayıpları ortalama basıncı için genel ampirik bağıntılar elde edilmiştir. Deneyler Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Motorlar Laboratuvarındaki Cussons firmasının üretmiş olduğu Motor Deney Düzenğinde gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, değerli fikirlerinden yararlandığım ve daima beni destekleyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Tez izleme jürisinde fikirleriyle beni destekleyen Sayın Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ'a ve Sayın Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR'a teşekkür ederim. Ayrıca deneysel çalışmalarını beraber yürüttüğüm ve yardımlarını asla esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Zehra ŞAHİN'e ve Sayın Mak. Yük. Müh. Mustafa KURT'a, deney düzeniğinin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen Sayın Dr. Elektrik-Elektronik Müh. Mehmet TURHAL'a, Tekniker Şenol DÜBÜŞ'e ve Tekniker Hüseyin EKŞİ'ye, teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Bu çalışmayı 2003K120750 kodlu projeye destekleyen Devlet Planlama Teşkilatına (DPT'ye) ve 2005.112.003.1 kodlu projeye destekleyen K.T.Ü Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine (BAP'a) teşekkür ederim.

Ayrıca hayatımın her anında ve bu çalışma boyunca bana manevi destek veren sevgili eşime ve aileme teşekkür ederim.

Bu çalışmayı sevgili eşim Derya ve kızım Zeynep'e ithaf ediyorum.

Coşkun BAYRAM

Trabzon, 2010

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET	VI
SUMMARY	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VIII
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XIII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. İçten Yanmalı Motorlarda Sürtünme.....	1
1.2.1. Motorlarda Sıvı Sürtünme.....	2
1.2.2. Motorlarda Türbülanslı Sürtünme.....	4
1.3. Mekanik Kayıplar İşİ.....	5
1.4. Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncı.....	6
1.5. Mekanik Verim.....	9
1.6. Mekanik Kayıpların Belirlenmesi.....	11
1.6.1. Deneysel Yollarla Elde Edilmiş Ampirik Bağlantılar Kullanarak Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi.....	12
1.6.1.1. İndikatör Diyagramı Yöntemi.....	13
1.6.1.2. Dışarıdan Tahrik Yöntemi.....	15
1.6.1.3. Morse Testi Yöntemi.....	19
1.6.1.4. Willan Doğrusu Yöntemi.....	20
1.6.2. Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıpları Hesaplayarak Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi.....	23
1.6.2.1. Dışarıdan Tahrik Yöntemi ile Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıpların Belirlenmesi.....	23
1.6.2.2. Mekanik Kaybın Oluştığı Her Bir Motor Elemanının Fiziksel ve Matematiksel Modelini Geliştirerek Mekanik Kayıpların Belirlenmesi.....	24
1.7. Literatürde Mekanik Kayıpların Belirlenmesi Amacıyla Yapılmış Çalışmalar	24
1.7.1. Ampirik Bağlantılar.....	26

1.7.1.1.	Kolchin ve Demidov Bağıntısı	26
1.7.1.2.	Heywood Bağıntıları	27
1.7.1.3.	Millington ve Hartles Bağıntısı	31
1.7.1.4.	Durgun ve Bayram Bağıntısı	31
1.7.2.	Mekanik Kayıpların ve Mekanik Verimin Belirlendiği Modeller	32
1.7.2.1.	Rezeka ve Henien Modeli	32
1.7.2.2.	Patton-Nitschke-Heywood Modeli	34
1.7.2.3.	Arsie-Pianese-Flora-Serra Modeli	35
1.7.2.4.	Bidan Modeli	39
1.7.3.	Mekanik Kayıpların Oluştığı Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncını Veren Bağıntılar	40
1.8.	Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı	43
2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR	45
2.1.	Deney Düzenine Tanıtılması	46
2.1.1.	Motor	46
2.1.2.	Su Freni	49
2.1.3.	Ölçü Aletleri ve Kumanda Panosu	50
2.1.4.	Elektronik İndikatör Ünitesi ve Osiloskop	51
2.1.5.	Soğutma Ünitesi	53
2.2.	Deneysel Ölçümler	53
2.3.	Deneysel Ölçümlerin Değerlendirilmesi	54
2.3.1.	Motorun Döndürme Momenti	55
2.3.2.	Motorun Efektif Gücü	55
2.3.3.	Ortalama Efektif Basınç	56
2.3.4.	Toplam Yakıt Tüketimi	57
2.3.5.	Hava Debisi ve Hava Fazlalık Katsayısı	57
2.3.6.	İndikatör Diyagramı Alanı ve İndike Güç	59
2.3.7.	Pompalama Kayıpları Gücü	60
2.3.8.	Ortalama İndike Basınç	61
2.3.9.	Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncı	61
2.4.	Mekanik Kayıplar Gücünün Belirlenmesi	62
2.5.	Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi	62
2.6.	Mekanik Verimin Belirlenmesi	63

2.7.	Hata Analizi	63
2.8.	Deneilerin Yapılması	64
3.	BULGULAR	69
3.1.	Türboşarjlı Motorda İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular ...	69
3.2.	Doğal Emişli Motorda İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular	85
3.3.	Türboşarjlı ve Doğal Emişli Motorlarda Elde Edilen Bulguların Karşılaştırılması.....	101
3.4.	Farklı Yağlar İçin İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular	105
3.5.	Hata Analizinden Elde Edilen Bulgular	108
4.	İRDELEME	110
5.	SONUÇLAR.....	130
6.	ÖNERİLER	134
7.	KAYNAKLAR.....	135
8.	EKLER	138
ÖZGEÇMİŞ		

ÖZET

Sunulan çalışmada dizel motorlarında mekanik kayıpların indikatör diyagramı yöntemi ile deneysel olarak belirlenmesi ve taşıt dizel motorları için kullanılabilecek ampirik bağıntıların geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla önce mekanik kayıplara ilişkin genel bilgiler verilerek mekanik kayıpları belirlemede kullanılan yöntemler tanıtılmıştır. Ardından bu yöntemlerden biri olan indikatör diyagramı yönteminden yararlanarak; tüboşarjlı ve doğal emişli dizel motorlarında mekanik kayıplar deneysel olarak incelenmiştir. İndikatör diyagramı yöntemi için deneyler her bir motor tipinde 1/1, 3/4, 1/2 gaz konumlarında (farklı yakıt gönderme oranlarında) ve yüksüz durumda farklı devir sayılarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca farklı iki yağlama yağı ile türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda ve farklı devir sayılarında deneyler yapılmıştır. Böylece farklı devir sayılarında ve gaz konumlarında deneyler yapılarak ortalama piston hızının, yüklemenin ve yağ viskozitesinin mekanik kayıplar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu deneysel veriler değerlendirilerek mekanik kayıplar ortalama basıncının, mekanik verimin ve pompalama kayıpları ortalama basıncının; farklı gaz konumlarında (yakıt gönderme oranlarında) ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimleri elde edilmiştir. Ayrıca tüm deneysel sonuçlar eğriler şeklinde sunularak irdelenmiştir.

İndikatör diyagramı yönteminin uygulanmasından elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı ve pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerinin ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimlerine; çeşitli eğriler uydurularak: türboşarjlı ve doğal emişli dizel motorlarında farklı gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncını ve pompalama kayıpları ortalama basıncını veren 3. dereceden polinomlardan oluşan ampirik bağıntılar geliştirilmiştir.

Hata analizinin uygulanması amacıyla; her bir deney koşulunda yapılan ölçümler 5'er kez tekrarlanarak ölçülen ve türetilen büyüklüklere %5 anlamlılık düzeyinde Student's-t dağılımı uygulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Mekanik Kayıplar, Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncı, Mekanik Verim, Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncı, İndikatör Diyagramı Yöntemi, Sürtünme, Yağ Viskozitesi

SUMMARY

Determination of Mean Pressure of Mechanical Losses and Mechanical Efficiency of Diesel Engines by Applying Indicator Diagram Method

In the presented study; it was aimed to investigate experimentally mechanical losses in diesel engines and to obtain empirical correlations suitable to use in diesel engines. For this purpose, firstly, fundamentals of mechanical losses have been given and methods aimed to determine mechanical losses have been introduced. Then by applying one of these methods, which is called as "Indicator Diagram Method", mechanical losses in turbocharged and natural aspirated diesel engines were experimentally investigated. For applying the indicator diagram method, experiments were performed at 1/1, 3/4, 1/2 gas positions (fuel deliver rates) and no load case at the various engine speeds. Moreover, experiments were performed by using two different lubrication oil at the 1/1 gas position at the various engine speeds for turbocharged engine. The variations of mean pressure of mechanical losses, mechanical efficiency and mean pressure of gas exchange losses with respect to mean piston speed and air flow rate at various gas positions (fuel deliver rates) have been determined. All of the experimental results have also been presented as various curves and evaluated.

By applying curve fitting to variations of mean pressure of mechanical losses and mean pressure of gas exchange losses values obtained by using Indicator Diagram Method; various empirical correlations consisting of 3rd degree polynomials were developed to determine mean pressure of mechanical losses and mean pressure of gas exchange losses at various gas positions in diesel engines.

For purpose of applying error analysis, every measurement has been repeated 5 times at each experimental condition and Student's-t distribution at %5 level of significance has been applied.

Key Words: Mechanical Losses, Mean Pressure of Mechanical Losses, Mechanical Efficiency, Mean Pressure of Gas Exchange Losses, Indicator Diagram Method, Friction, Oil Viscosity

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. Bir mil yatağı için Stribeck diyagramı	2
Şekil 2. Bir otomobil motorunda mekanik veriminin devir sayısı ile değişimi [7]	10
Şekil 3. Dört zamanlı doğal emişli bir motorun indikatör diyagramı.....	12
Şekil 4. Bir benzin motorunda (sıkıştırma oranı=12:1) sürtünme, pompalama ve toplam kayıpların yüke göre değişimleri [1]	17
Şekil 5. Dışarıdan tahrik edilen ve güç üreten bir dizel motoru için sürtünme kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızı ile değişimleri [1]	18
Şekil 6. Willan doğrusu [1].....	21
Şekil 7. Birkaç benzin motorunda tam gaz konumunda dışarıdan tahrik yöntemi ile ölçülen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri[1]	28
Şekil 8. Birkaç dizel motoru için toplam mekanik kayıplar ortalama basıncının devir sayısına göre değişimleri [1]	29
Şekil 9. Birkaç dizel motoru için toplam mekanik kayıplar ortalama basıncının devir sayısına göre değişimleri [1]	30
Şekil 10. Doğal emişli birkaç dizel motorunun pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri [1]	30
Şekil 11. Deney düzeneğinin şematik görünüşü	47
Şekil 12. (a) Deney motorunun türboşarjlı bağlantısı, (b) Deney motorunun doğal emişli hale dönüştürülmüş bağlantısı	48
Şekil 13. Elektronik indikatör ünitesi ve osiloskop	51
Şekil 14. Türboşarjlı motorda tam gazda $n=2746.6$ [d/d]'daki indikatör diyagramı	70
Şekil 15. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri	75
Şekil 16. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	75
Şekil 17. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri.....	76
Şekil 18. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama işine harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri.....	76
Şekil 19. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	77

Şekil 20. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünmeye ve yardımcı donanımlara harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri	77
Şekil 21. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	78
Şekil 22. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri.....	78
Şekil 23. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin hava debisine göre değişimleri	79
Şekil 24. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri.....	79
Şekil 25. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri	80
Şekil 26. Doğal emişli motorda, 3/4 gazda, $n=3002.8 [d/d]$ 'daki indikatör diyagramı	86
Şekil 27. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri	91
Şekil 28. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının piston hızına göre değişimleri	91
Şekil 29. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri.....	92
Şekil 30. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama işine harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri.....	92
Şekil 31. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	93
Şekil 32. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlara harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri	93
Şekil 33. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	94
Şekil 34. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri.....	94
Şekil 35. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin hava debisine göre değişimleri.....	95
Şekil 36. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri.....	95
Şekil 37. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri	96
Şekil 38. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	101

Şekil 39. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri	102
Şekil 40. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	102
Şekil 41. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	103
Şekil 42. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri	103
Şekil 43. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik verimin hava debisine göre değişimleri	104
Şekil 44. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri	104
Şekil 45. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimi	105
Şekil 46. Farklı yağlar için mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri	107
Şekil 47. Farklı yağlar için mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri	107
Şekil 48. Farklı yağlar için mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri....	108
Şekil 49. Türboşarjlı motorda yüksüz durumda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	114
Şekil 50. Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	114
Şekil 51. Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılarından elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	115
Şekil 52. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	115
Şekil 53. Doğal emişli motorda yüksüz durumda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	122
Şekil 54. Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	122
Şekil 55. Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	123
Şekil 56. Doğal emişli motorda 1/1 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması.....	123

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Kolchin ve Demidov bağıntısındaki a ve b katsayıları [14]	26
Tablo 2. Rezeko ve Henein [14]'in her bir motor elemanı için geliştirdikleri bağıntılar	33
Tablo 3. Arsie-Pianese-Rizzo-Flora-Serra [21] modeli için en uygun katsayı değerleri	36
Tablo 4. Eşitlik 53 ve 54 için en uygun katsayı değerleri [11]	38
Tablo 5. Hava kütleğine göre Bidan [22] modelindeki en uygun a, b ve c katsayıları	39
Tablo 6. Devir sayısına göre Bidan [22] modelindeki en uygun a, b ve c katsayıları .	40
Tablo 7. Taşıt dizel motorunun başlıca özellikleri	48
Tablo 8. Basınç algılayıcısının başlıca özellikleri	48
Tablo 9. Su freninin başlıca özellikleri	49
Tablo 10. Türboşarjlı motorda yüksüz durumda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	71
Tablo 11. Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	72
Tablo 12. Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	73
Tablo 13. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	74
Tablo 14. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 93'teki polinomun katsayıları	81
Tablo 15. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 98'deki polinomun katsayıları	82
Tablo 16. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 103'teki polinomun katsayıları	83
Tablo 17. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 108'deki polinomun katsayıları	85
Tablo 18. Doğal emişli motorda yüksüz durumda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	87
Tablo 19. Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler	88

Tablo 20.	Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler.....	89
Tablo 21.	Doğal emişli motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler.....	90
Tablo 22.	Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 113'teki polinomun katsayıları	97
Tablo 23.	Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 118'deki polinomun katsayıları	98
Tablo 24.	Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 123'teki polinomun katsayıları	99
Tablo 25.	Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 128'deki polinomun katsayıları	101
Tablo 26.	Deneylerde kullanılan motor yağlarının başlıca özellikleri [45].....	105
Tablo 27.	Türboşarjlı motorda tam gazda SAE 10W-40 yağ kullanıldığında ölçülen ve hesaplanan değerler.....	106
Tablo 28.	Türboşarjlı motorda tam gazda SAE 5W-30 yağ kullanıldığında ölçülen ve hesaplanan değerler.....	106
Tablo 29.	Hata analizindeki tolerans sınırları ve belirsizlik aralıkları.....	109
Ek Tablo 1.	Türboşarjlı motorda yüksüz durumda ölçülen değerler.....	144
Ek Tablo 2.	Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler.....	146
Ek Tablo 3.	Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler.....	147
Ek Tablo 4.	Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler.....	149
Ek Tablo 5.	Doğal emişli motorda yüksüz durumda ölçülen değerler.....	150
Ek Tablo 6.	Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler.....	152
Ek Tablo 7.	Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler.....	153
Ek Tablo 8.	Doğal emişli motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler.....	155
Ek Tablo 9.	Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda yağ deneylerinde ölçülen değerler	157

SEMBOLLER DİZİNİ

a	: Sabit katsayı
$a_0, a_1, a_2, \dots, a_8$: Sabit katsayılar
A	: İndikatör diyagramının artı bölümünün alanı [mm^2]
$A_{p,e}$: Silindir duvarına değen etkin piston eteği alanı [m^2]
b	: Sabit katsayı
$b_0, b_1, b_2, \dots, b_{14}$: Sabit katsayılar
b_{sekman}	: Sekman genişliği [m]
B	: İndikatör diyagramının eksi bölümünün alanı [mm^2]
B	: Toplam yakıt tüketimi [kg/saat]
c	: Sabit katsayı
c_0, c_1, c_2, c_3	: Sabit katsayılar
c'	: 1kg yakıttaki karbonun kütleli oranı
C	: Orifis katsayısı
C_1	: Sabit katsayı
d	: Orifis yarı çapı [mm]
d_0, d_1, d_2, d_3	: Sabit katsayılar
D	: Silindir çapı [m]
D_{emme}	: Emme subabı tabla çapı [m]
D_y	: Yatak çapı [m]
$D_{y,b}$: Biyel yatak çapı [m]
$D_{y,yard.}$: Yardımcı donanımdaki yatak mil çapı [m]
e_0, e_1, e_2, e_3	: Sabit katsayılar
E	: Hız faktörü
f	: Sürtünme katsayısı
f_0, f_1, f_2, f_3	: Sabit katsayılar
f_L	: Hidrodinamik sürtünme katsayısı
f_S	: Metal-metal kuru sürtünme katsayısı
F	: Kuvvet [N]
F_{yay}	: Supap donanımındaki yay yükü [N]
g_0, g_1, g_2, g_3	: Sabit katsayılar

h	: 1 kg yakıtı yakmak için gerçekte kullanılan havanın miktarı [kg h/kg y]
h'	: 1kg yakıttaki hidrojenin kütleli oranı
h_0, h_1, h_2, h_3	: Sabit katsayılar
h_{min}	: 1 kg yakıtı yakmak için gerekli teorik havanın miktarı [kg h/kg y]
H	: Strok uzunluğu [m]
HFk	: Hava fazlalık katsayısı
k	: Strok sayısı ile ilgili katsayı
K	: Dönüşüm oranı
K'	: Sabit sayı
l	: Moment kolu uzunluğu [m]
l_b	: Biyel uzunluğu [m]
L_y	: Yatak uzunluğu [m]
$L_{y,b}$: Biyel yatak uzunluğu [m]
$L_{pis. et.}$: Piston eteği boyu [m]
m	: Biyel yatak başına düşen piston sayısı
\dot{m}_{hava}	: Havanın kütleli debisi [kg/dak]
m_p	: İndikatör diyagramı basınç ölçeği [MPa/mm]
M	: Moment [N m]
M_d	: Döndürme momenti [N m]
n	: Devir sayısı [d/d]
n	: Örnek sayısı
n_{ay}	: Ana yatak sayısı
n_c	: Kompresyon sekmanlarının sayısı
n_s	: Her silindirdeki emme ve eksoz subabı sayısı
$n_{s,emme}$: Silindir başına düşen emme subabı sayısı
$n_{silindir}$: Silindir sayısı
$n_{yağ}$: Yağ sekmanlarının sayısı
N	: Güç [kW]
N_e	: Efektif güç [kW]
N_i	: İndike güç [kW]
N_m	: Mekanik kayıplar gücü [kW]
$N_{pompa.}$: Pompalama kayıplarına harcanan güç [kW]
$N_{sürt.}$: Sürtünme kayıplarına harcanan güç [kW]

$N_{yard.don.}$: Yardımcı donanımlara harcanan güç [kW]
o'_y	: 1 kg yakıttaki oksijen miktarının kütleli oranı
p	: Basınç [N/m^2]
P_0	: Ortam basıncı [mmHg]
P_e	: Sekmanın elastik basıncı [MPa]
P_{emme}	: Emme manifoldu basıncı [MPa]
P_{gaz}	: Silindir içindeki anlık gaz basıncı [MPa]
P_m	: Ortalama basınç [MPa]
$P_{maksimum}$: Maksimum silindir basıncı [bar]
P_{me}	: Ortalama efektif basınç [MPa]
P_{mi}	: Ortalama indike basınç [MPa]
$P_{mi,b}$: Brüt ortalama indike basınç [MPa]
$P_{mi,net}$: Net ortalama indike basınç [MPa]
$P_{m,m}$: Mekanik kayıplar ortalama basıncı [MPa]
$P'_{m,m}$: Yüksüz durumda mekanik kayıplar ortalama basıncı [KPa]
$P''_{m,m}$: Yüklemeden kaynaklanan mekanik kayıplar ortalama basıncı [KPa]
$P_{m,pompa.}$: Pompalama kayıpları ortalama basıncı [MPa]
$P_{m,sür.}$: Sürtünme kayıpları ortalama basıncı [MPa]
$P_{m,yard. don.}$: Yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncı [MPa]
r_{ana}	: Toplam ana yatak uzunluğu /silindir sayısı
r_{emme}	: (Eksoz supap çapı/silindir çapı) oranı
r_{eksoz}	: (Emme supap çapı/silindir çapı)oranı
$r_{yard.}$: Tüm yardımcı donanımlardaki mil yataklarının toplam uzunluğu/silindir sayısı
R	: Krank mili yarıçapı [m]
R	: Gaz sabiti [kJ/kg K]
R_{ay}	: Motor ana yataklarının yarıçapı [m]
Re	: Reynolds sayısı
\dot{Q}_{hava}	: Havanın hacimsel debisi [l/dak]
t	: Piston eteği ile silindir içindeki gömleği arasındaki boşluk [mm]
t	: Bir çevrim için geçen zaman [s]
t	: Olasılık düzeyi

T_{emme}	: Emme manifoldu sıcaklığı [K]
$T_{yağ}$: Yağ sıcaklığı [$^{\circ}$ C]
T_0	: Ortam sıcaklığı [K]
z	: Silindir sayısı
Z_D	: Boru boyu düzeltme faktörü
Z_R	: Reynolds sayısı düzeltme faktörü
V	: Hız [m/s]
V	: Hacim [cm ³]
V_a	: Alt ölü noktadaki silindir hacmi [cm ³]
V_c	: Üst ölü noktadaki silindir hacmi [cm ³]
V_h	: Strok hacmi [cm ³]
$V_{p,anlık}$: Anlık piston hızı [m/s]
$V_{p,m}$: Ortalama piston hızı [m/s]
W_e	: Efektif iş [kJ]
W_i	: İndike iş [kJ]
W_m	: Mekanik kayıplar işi [kJ]
$W_{pmpa.}$: Pompalama işi [kJ]
$W_{sürt.}$: Sürtünme işi [kJ]
W_t	: Toplam iş [kJ]
$W_{yar. don.}$: Yardımcı donanımlar işi [kJ]

Yunan Sembolleri:

Δ	: Tolerans sınırları
Δh	: Emme kanalı girişi ile orifis girişi arasındaki basınç farkı [mmHg]
Δm	: Tüketilen yakıt miktarı [gr]
Δt	: Yakıt tüketme zamanı [s]
ϕ	: Ekivalans oranı
α	: Hava fazlalık katsayısı
α	: Metal-metal temas sabiti
ε	: Sıkıştırma oranı
ε	: Genleşme faktörü
η_m	: Mekanik verim [%]
η_v	: Volümetrik verim [%]

θ	: Krank mili açısı [$^{\circ}$]
μ	: Yağ viskozitesi [N s/m^2]
ν	: Serbestlik derecesi
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
ρ_0	: Havanın yoğunluğu [kg/m^3]
σ	: Birim alana uygulanan kuvvet [N/m^2]
ω	: Motorun açısal hızı [r/s]

Alt İndisler:

0	: Dış ortam koşulları
dış. tah.	: Dışarıdan tahrik
e	: Efektif
e	: Elastik
i	: i. eleman
i	: İndike
m	: Ortalama
m	: Mekanik
mi	: Ortalama indike
mil. yat.	: Motor mil yatakları
me	: Ortalama efektif
m,m	: Mekanik kayıplar ortalama
p	: Piston
pis. et.	: Piston eteği
pompa.	: Pompalama
pis. don.	: Piston donanımı
sup. don.	: Supap donanımı
s	: Sürtünme
s	: Silindir
sürt.	: Sürtünme
t	: Toplam
v	: Volümetrik
y	: Yatak
yar. don.	: Yardımcı donanım

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Bir motorun silindirleri içerisindeki gazların yapmış oldukları işin tamamı motor milinden yararlı iş olarak elde edilemez. Bu işin bir bölümü motor elemanları arasındaki mekanik sürtünmelere, emme ve eksoz sistemindeki pompalama kayıplarına ve motor yardımcı donanımlarındaki mekanik sürtünmelere harcanır. Mekanik sürtünmelere, pompalama kayıplarına ve yardımcı donanımlara harcanan toplam iş; mekanik kayıplar işi olarak adlandırılmaktadır. Genel olarak bir motorda mekanik kayıplar işi; tam yükte silindir içindeki gazların yapmış olduğu işin (indike işin) yaklaşık % (10÷20)'sine, rölantide veya yüksüz durumda ise tamamına eşittir [1, 2, 3]. Buradan motor tasarımı için mekanik kayıpların önemli bir konu olduğu anlaşılmaktadır. Çünkü mekanik kayıplar doğrudan doğruya motorun gücünü ve özgül yakıt tüketimini, dolayısıyla zararlı eksoz gazları emisyonlarını da etkilemektedir.

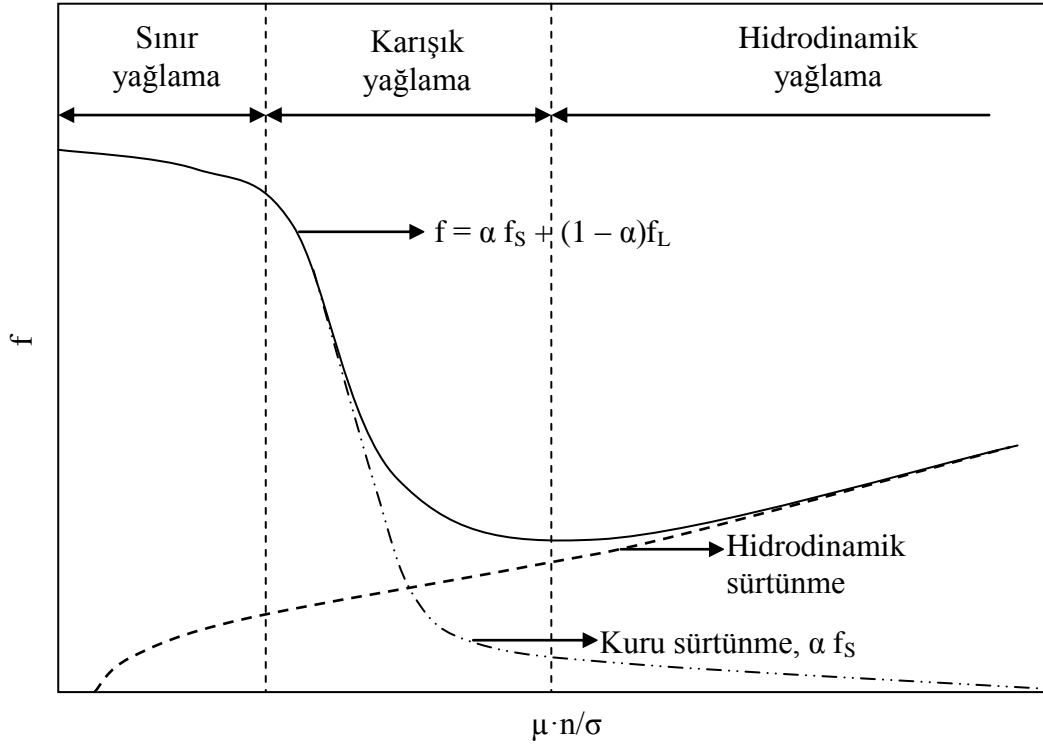
Taşıt kullanıcı istekleri ve yönetmelikler otomotiv endüstrisinin düşük emisyonlu ve yüksek verimli motorlar geliştirmesini zorunlu duruma getirmiştir. Bu nedenle mekanik verimin geliştirilmesi motor tasarımcıları için önemli bir amaç oluşturmaktadır ve ölçülmesi çeşitli zorluklar gösteren mekanik kayıpların doğru biçimde belirlenmesinin özel bir önemi vardır.

1.2. İçten Yanmalı Motorlarda Sürtünme

Genel olarak içten yanmalı motorlardaki sürtünme türlerini iki gruba ayırabiliriz. Bunlardan birincisi; aralarında yağ bulunan ve hareket halindeki iki metal yüzey arasında oluşan sıvı veya yağlı sürtünmedir [3]. İkincisi ise; motor içinde daralan kesitlerde akışkanların meydana getirdiği türbülanslı akımdan dolayı oluşan türbülanslı sürtünmedir [3]. İçten yanmalı motorlarda tüm hareketli elemanlar az veya çok yağlandığından; kuru sürtünme çok az görülür. Çünkü motor uzun süre kullanılmamış olsa bile, sürtünen yüzeyler arasında az da olsa her zaman yağlayıcı madde bulunur.

1.2.1. Motorlarda Sıvı Sürtünme

Bir içten yanmalı motordaki yağlanmış yüzeyler arasındaki sürtünmede ana problem kuvvetlerin merteye olarak geniş bir aralıkta değişmesidir. Sıvı sürtünmenin farklı rejimleri Şekil 1'deki Stribek diyagramı şeklinde gösterilebilir. Şekil 1'de; bir yatak için f sürtünme katsayısının yani teğetsel kuvvet/normal kuvvetin, $(\mu \cdot n)/\sigma$ boyutsuz parametresine göre değişimi çizilmiştir. Burada, μ yağın viskozitesi, n milin devir sayısı ve σ birim alana uygulanan kuvvettir.



Şekil 1. Bir mil yatağı için Stribek diyagramı

f sürtünme katsayısı,

$$f = \alpha f_s + (1 - \alpha) f_L \quad (1)$$

şeklinde tanımlanır [1]. Burada, f_s metal-metal kuru sürtünme katsayısı, f_L hidrodinamik sürtünme katsayısı, α ise 0 ile 1 arasında değişen metal-metal temas sabitidir.

Eşitlik 1’de $\alpha = 1$ alınır, $f = f_s$ olur ve bu durum sınır sürtünmesi olarak adlandırılır. Yani sınır sürtünmesi, kuru sürtünmeye yakın bir duruma karşı gelir. Bu durumda yağ filmi bir veya daha az moleküler tabakaya kadar incebilir ve sonuçta yüzeyler arasında metal-metal değme önlenemez. Bir başka deyişle; sürtünen yüzeylerin yağlanması karşın yüzeyler arasında bir değme varsa bu durum *sınır sürtünme* veya *kısmî film rejiminde çalışma* diye adlandırılır [1].

Eşitlik 1’de $\alpha = 0$ alınır, $f = f_L$ olur ve bu durum *hidrodinamik* veya *viskoz (ince film tabakalı) sürtünme* olarak adlandırılır [1]. Hidrodinamik sürtünme durumunda; ince yağ filmi hareket halindeki yüzeyleri birbirinden tamamen ayıracak kalınlıkta olur.

Bu iki rejim arasında yani α ’nın 0 ile 1 arasında değerler alması durumunda ise; *karışık* veya *kısmî yağlama rejimi* söz konusu olur [1]. Bu rejimde sınır yağlamadan hidrodinamik yağlamaya bir geçiş oluşur. Şekil 1’in bir mil yatağı için uygulanabilir olmasına karşın, birbirlerine göre göreceli hareket yapan çeşitli motor elemanları için uygulanabilirliği halen bir tartışma konusudur [1].

Sınır yağlama koşulları altında hareket eden iki yüzey arasındaki sürtünme, yüzey ve yağ özelliklerine bağlıdır. Bunlardan; pürüzlülük, sertlik, elastiklik (esneklik), plastisite, kayma gerilmesi, ısıl iletkenlik ve ıslanabilirlik önemli yüzey özellikleridir. Yağın katı yüzeye yapışmasında yağ moleküllerinin eğilimini gösteren yağın kimyasal özelliği de önemlidir.

Sınır yağlama koşulları altında özellikle sürtünme katsayısı hızdan bağımsız olur. Çalıştırma ve durdurma işlemleri boyunca yataklarda, piston ve sekman gibi motor parçaları arasında ve normal çalışma süresince krank milinin alt ve üst ölü noktalarda bulunması durumlarında piston sekmanları ile silindir duvarları arasında, supap sapı, külbütör, kam mili zamanlama dişlisi gibi yavaş hareket eden motor elemanları arasında sınır yağlama meydana gelir [2].

Kayıcı yüzeylerin şekli ve hareketi, yüzeyleri birbirinden ayırmak için yeterli basıncı olan bir sıvı film tabakasını şekillendirdiği zaman hidrodinamik yağlama koşulları oluşur. Hidrodinamik sürtünme, tamamen yağ filmi ile ayrılmış yüzeyler ile ilgilidir. Yağ filmi oluştuğunda sürtünme kuvveti tamamen yağ viskozitesinden ileri gelir. Motorlarda sürtünme kayıplarını önemli derecede artıran yatak yüzeyleri çoğu zaman yağ filmi rejiminde çalışır. Böylece bu tip sürtünme, bir motordaki mekanik sürtünme kayıplarının en önemli bölümünü oluşturur. Harekete karşı direnç; sıvı film tabakası içindeki kayma

gerilmelerinden kaynaklanır ve sınır yağlama koşullarındaki gibi yüzey düzensizlikleri arasındaki etkileşimden pek etkilenmez.

Hidrodinamik yağlama gittikçe daralan (yakınsak) yüzeyler arasında ortaya çıkar. Bu yüzeyler göreceli olarak yüksek hızlarda birbiri ile ilişki içinde hareket ederler ve zamanla değişen yağ filminin şekli ile sınırlı yüklere karşı koyarlar. Bu tip yağlamaya motor yataklarında, silindir gömlekleri ile piston eteği arasında ve yüksek kayma hızlarında piston sekmanları ile silindir duvarları arasında rastlanır. Çoğu yataktaki yağ filmi çok ince olduğu için yatak yüzeylerinin şeklindeki küçük bir değişiklik yatak sürtünmesi üzerinde önemli etkiler doğurabilir [2].

Yağ filmi kalınlığı yaklaşık olarak yüzey pürüzlülüğü düzeyine ulaştığında hidrodinamik yağlama sona erer. Aynı zamanda en yüksek pürüzlülük noktasında viskoz sürtünmeye metal-metal kuru sürtünme de eklenir ve hem hidrodinamik hem de sınır yağlama koşulları birlikte ortaya çıkar. Yüzeylerin işleme kalitesi hidrodinamik yağlamadan karışık yağlamaya geçişi kontrol eder. Ani yük veya hız değişiklikleri ve mekanik titreşimlerin meydana gelmesi bu geçişte etkili olur. Bu olay yağ filminde ani kırılmalara yol açarak periyodik metal-metal değmelerini doğurur. Bu tür bir geçiş biyel ve krank mili yataklarında meydana gelebilir. Sekmanlar ile piston arasındaki değme bölgesi de hızdaki, yükteki ve sıcaklıktaki ani değişiklikler nedeniyle karışık yağlamanın görüldüğü başka bölgelerdir. Araklıklı metal-metal değmeleri yağ filminde kırılmalar oluşturabilir.

Ayrıca motorlarda yuvarlanma sürtünmesi de görülebilir. Bu tür sürtünme; küresel yataklardaki ve itecek ile itecek makarasının arasındaki sürtünmeleri içeren bir sürtünme tipidir [4]. Bu tip yatakların hemen hemen yükten ve hızdan bağımsız bir sürtünme katsayıları vardır. Bu parçalar yük altında döndüğünden bu tür sürtünme kuvveti, değme yüzeyleri tarafından oluşturulur.

1.2.2. Motorlarda Türbülanslı Sürtünme

Mekanik kayıplar işinin bir bölümü de daralan-genişleyen kesitli kanallardan geçen pompalama akışkanlarına harcanır. Silindir gazları, soğutma suyu ve yağ motor veya motor elemanlarının içine doğru pompalanır. Bu pompalama işi türbülanslı ısı yayılması biçiminde çevreye yayılır. Söz konusu gaz, su veya yağ şeklindeki çeşitli akışkanları akış

yollarına pompalamak için gerekli olan basınç farkı $\rho \cdot V^2$ ile orantılıdır [1]. Burada V akışkanın hızı ve ρ ise akışkanın yoğunluğudur.

$\rho \cdot V^2$ çarpanı yalnızca akış yolu geometrisine bağlıdır. Bundan dolayı çeşitli akışkanların pompalanması için harcanan toplam sürtünme işi yani mekanik kayıplar işi n^2 ile orantılı olur. Eğer piston hareketi akışı zorluyorsa sürtünme işi $V_{p,m}^2$ ile orantı duruma gelir. Burada, n motor devir sayısı ve $V_{p,m}$ ortalama piston hızıdır.

1.3. Mekanik Kayıplar İşİ

Bir içten yanmalı motorda tüm çevrim boyunca dx uzunluğundaki parçalara bölünmüş strok uzunluğu dilimleri için; her bir i . motor elemanında oluşan $F_{s,i}$ sürtünme kuvvetinin integrali alınarak, her bir i . motor elemanında bir çevrim için oluşan toplam mekanik kayıplar işi aşağıdaki gibi hesap edilebilir [1].

$$W_t = \int F_{s,i}(\theta) \cdot dx \quad (2)$$

Sürtünme kuvvetinin bileşenleri; ya sınır sürtünmesi durumunda olduğu gibi hızdan bağımsız, ya hidrodinamik sürtünme durumunda olduğu gibi hız ile ya da türbülanslı yayılma durumunda olduğu gibi hızın karesi ile veya bu iki durumun bir kombinasyonu ile orantılı olabilir. Bu nedenle bir içten yanmalı motor için her bir çevrimde motordaki mekanik kayıplar ortalama basıncı, hıza göre değişir. Böylece mekanik kayıplar işi ve mekanik kayıplar ortalama basıncı için,

$$W_t = W_m = a_1 + a_2 \cdot n + a_3 \cdot n^2 \quad (3)$$

$$P_{m,m} = a_1 + a_2 \cdot n + a_3 \cdot n^2 \quad (4)$$

şeklindeki bağıntılar yazılabilir [1, 5].

Türbülanslı sürtünmenin ve hidrodinamik yağlamanın görüldüğü bazı parçalarda sürtünme; motor devir sayısına bağlı olmakla birlikte, $V_{p,m}$ ortalama piston hızından daha

fazla etkilenir. Bunlara örnekler olarak piston eteği ve sekmanların sürtünmeleri ve emme ve eksoz supaplarından geçen gaz akışı ile ilgili basınç kayıpları verilebilir.

Bir içten yanmalı motorda bir çevrim sonunda silindir içindeki gazların W_i indike işini yapmış olmasına karşın, bu işin tamamı krank milinden yararlı iş şeklinde dışarı iletilemez. Çünkü bu işin bir bölümü yukarıda anlatılan sürtünmelere yani mekanik kayıplar işine harcanır. Bu toplam sürtünme ve diğer kayıplar işi, bir başka deyişle W_m mekanik kayıplar işi değişik bir şekilde de tanımlanabilir. Bu amaçla aşağıdaki kavramların verilmesi yararlı olur.

Pompalama İş, W_{pompa} : Emme ve eksoz strokları boyunca her bir çevrimde piston tarafından silindir içindeki gazlar üzerinde yapılan net işe yani dolgu değişimi işine denir.

Sürtünme İş, $W_{sürt}$: Motor içinde birbirine değen parçaların bağıl hareketlerinden kaynaklanan sürtünmeleri karşılamak için her bir çevrimde harcanan işe denir.

Yardımcı Donanımlar İş, $W_{yar. don}$: Su pompası, yağ pompası, fan, generatör gibi motor yardımcı donanımlarını çalıştırmak için her bir çevrimde gerekli olan işe denir ve normal olarak motorun çalışması için gerekli olan tüm yardımcı donanımlara harcanan işi içerir.

Yukarıda tanımları yapılan işlerin toplamına W_m mekanik kayıplar işi denir ve

$$W_m = W_{pompa} + W_{sürt} + W_{yar. don} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir. Motor milinden elde edilen net iş W_e efektif iş olduğuna göre mekanik kayıplar işi;

$$W_m = W_i - W_e \quad (6)$$

şeklinde de tanımlanabilir.

1.4. Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncı

Literatürde içten yanmalı motorlarda çeşitli iş kavramları yerine, genellikle bunlara karşı gelen, ortalama basınç kavramları kullanılır. Her bir çevrimde yapılan iş, strok hacmine bölünerek bu işin karşılığı olan ortalama basınç bulunur. Yani her hangi bir işe karşı gelen ortalama basınç;

$$P_m = \frac{W}{V_h} \quad (7)$$

şeklinde tanımlanır. Bilindiği gibi güç ile basınç arasında

$$N = \frac{P_m \cdot V_h \cdot n}{k} \quad ; n[d/s] \quad (8)$$

$$N = \frac{P_m \cdot V_h \cdot z \cdot n}{k \cdot 60} \quad ; n[d/d] \quad (9)$$

bağıntıları yazılabilir [6]. Burada, V_h strok hacmi, n motorun devir sayısı, k bir çevrim için gerekli devir sayısı, z silindir sayısı ve P_m ortalama basınçtır.

Bu bağıntıları kullanarak mekanik kayıplar ortalama basıncını tanımlayabiliriz. Mekanik kayıplar işine karşılık gelen ortalama basınca *mekanik kayıplar ortalama basıncı* denir ve $P_{m,m}$ ile gösterilir. Her bir çevrimde yapılan toplam mekanik kayıplar işi motor strok hacmine bölünerek mekanik kayıplar ortalama basıncı

$$P_{m,m} = \frac{W_m}{V_h} \quad (10)$$

şeklinde bulunur. Burada, W_m mekanik kayıplar işi ve V_h strok hacmidir.

Bu tanım kullanılarak benzer şekilde $P_{m,pompa}$ *pompalama kayıpları ortalama basıncı*, $P_{m,sürt.}$ *sürtünme kayıpları ortalama basıncı*, $P_{m,yard.don.}$ *yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncı*, P_{mi} *ortalama indike basınç*, ve P_{me} *ortalama efektif basınç* aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_{m,pompa} = \frac{W_{pompa}}{V_h} \quad (11)$$

$$P_{m,sürt.} = \frac{W_{sürt.}}{V_h} \quad (12)$$

$$P_{m,yard.don} = \frac{W_{yard.don}}{V_h} \quad (13)$$

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (14)$$

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_h} \quad (15)$$

Eşitlik 5, Eşitlik 10'a taşınırsa,

$$P_{m,m} = \frac{W_{pompa} + W_{sürt.} + W_{yard.don}}{V_h} \quad (16)$$

elde edilir. Eşitlik 11, 12 ve 13 bu bağıntıda kullanılırsa,

$$P_{m,m} = P_{m,pompa} + P_{m,sürt.} + P_{m,yard.don} \quad (17)$$

elde edilir. Benzer şekilde Eşitlik 6, Eşitlik 10'a taşınırsa,

$$P_{m,m} = \frac{W_i - W_e}{V_h} \quad (18)$$

bulunur. Eşitlik 14 ve 15 burada yerleştirilirse mekanik kayıplar ortalama basıncı için

$$P_{m,m} = P_{mi} - P_{me} \quad (19)$$

şeklinde dolaylı bir bağıntı da elde edilmiş olur.

Ancak dört stroklu bir motorun P_{mi} ortalama indike basıncı için literatürde $P_{mi,b}$ *brüt ortalama indike basınç* ve $P_{mi,net}$ *net ortalama indike basınç* olmak üzere bir birinden farklı iki tanım da yer almaktadır.

Brüt ortalama indike basınç, $P_{mi,b}$: Sıkıştırma ve genişleme strokları süresince gazların piston üzerinde yapmış oldukları işin strok hacmine bölümünü gösterir [1].

Net ortalama indike basınç, $P_{mi,net}$: Dört strok boyunca piston üzerinde yapılan işin strok hacmine bölümünü gösterir [1].

Bu çalışmada $P_{mi} = P_{mi,b}$ şeklinde alınacaktır. Pompalama kayıpları ile mekanik kayıpların büyüklük olarak karşılaştırılabildiği kısmi yüklerde brüt ortalama indike basınç ile net ortalama indike basınç arasındaki fark benzin motorları için çok önemlidir. Dizel motorları için ise düşük hızlarda bu fark önemsenmeyecek derecede düşük olur. Çünkü benzin motorlarındaki gaz keleşinin ayarının değişmesinin mekanik kayıplar üzerinde önemli bir etkiye sahip olmasına karşın dizel motorlarında gaz keleşinden ileri gelen böyle bir kısılma kayıpları sorunu yoktur.

1.5. Mekanik Verim

İçten yanmalı bir motorda silindir içindeki gazların yapmış olduğu toplam işin yani W_i indike işinin bir bölümü, taze dolguyu emmek ve eksoz gazlarını silindir dışına çıkarmak için, bir bölümü ise motor yataklarında, pistonlarında ve diğer mekanik parçalardaki sürtünmeleri karşılamak ve motor yardımcı donanımları çalıştırmak için kullanılmaktadır. Bütün bu kayıplara karşı gelen toplam iş yukarıda bir araya toplanmış ve W_m mekanik kayıplar işi olarak adlandırılmıştı. Motor milinden elde edilen net iş ise, W_e efektif işi olarak gösterilmişti. Buradan indike iş için

$$W_i = W_e + W_m \quad (20)$$

bağıntısı yazabilir. Eşitlik 20 ortalama basınçlar cinsinden de yazabilir. Eşitliğin her iki tarafı V_h strok hacmine bölünürse,

$$P_{mi} = P_{me} + P_{m,m} \quad (21)$$

elde edilir.

Silindir içinde elde edilen toplam işin yani W_i indike işinin tamamı ilgili bağıntılardan da görülebileceği gibi motor milinden yararlı iş olarak alınamaz. Başka bir anlatımla burada bir iş kaybı yani güç kaybı oluşur. Bu güç kaybı, mekanik kayıplara harcanmaktadır ve η_m mekanik verim ile göz önüne alınabilir. Mekanik verim motor

milinde elde edilen net işin yani W_e efektif işinin silindir içindeki gazların yapmış olduğu toplam işe yani W_i indike işine oranı olarak tanımlanabilir. O halde

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (22)$$

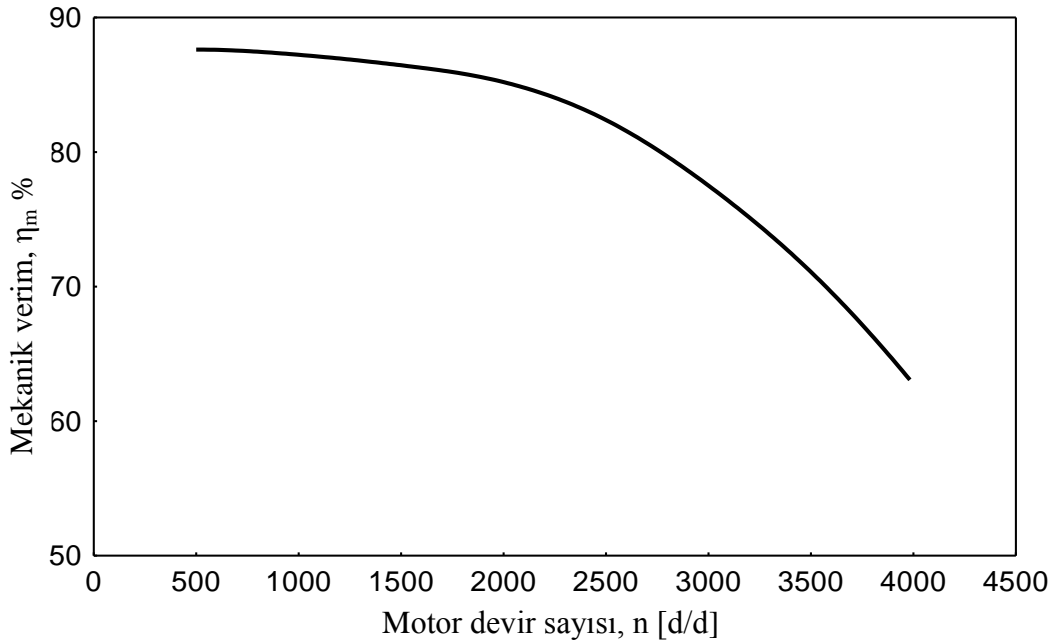
yazılabilir. Eşitliğin pay ve paydası V_h strok hacmine bölünerek mekanik verim, ortalama basınçlar cinsinden

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad (23)$$

şeklinde de gösterilebilir. Eşitlik 21'den P_{me} çekilip Eşitlik 22'de yerine yazılırsa,

$$\eta_m = \frac{P_{mi} - P_{m,m}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{m,m}}{P_{mi}} \quad (24)$$

elde edilir.



Şekil 2. Bir otomobil motorunda mekanik veriminin devir sayısı ile değişimi [7].

Mekanik kayıplar işi taze dolgunun emilmesi ve eksoz gazlarının dışarı atılmasını içerdiği için; mekanik verim gaz keleşi konumuna, motor tasarımına ve motor hızına bağlıdır. Şekil 2’de mekanik verimin devir sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Bu şekilden devir sayısının artmasıyla mekanik verimin düştüğü görülebilir. Eşitlik 3 bu durumu çok iyi açıklamaktadır. Çünkü bu bağıntıdan görülebileceği gibi mekanik kayıplar işi, hızın kendisi ve hızın karesiyle orantılıdır. Hızın artması mekanik kayıplar işini artıracığından motor milinden daha az yararlı iş elde edilmiş ve bundan dolayı mekanik verim düşmüş olur.

1.6. Mekanik Kayıpların Belirlenmesi

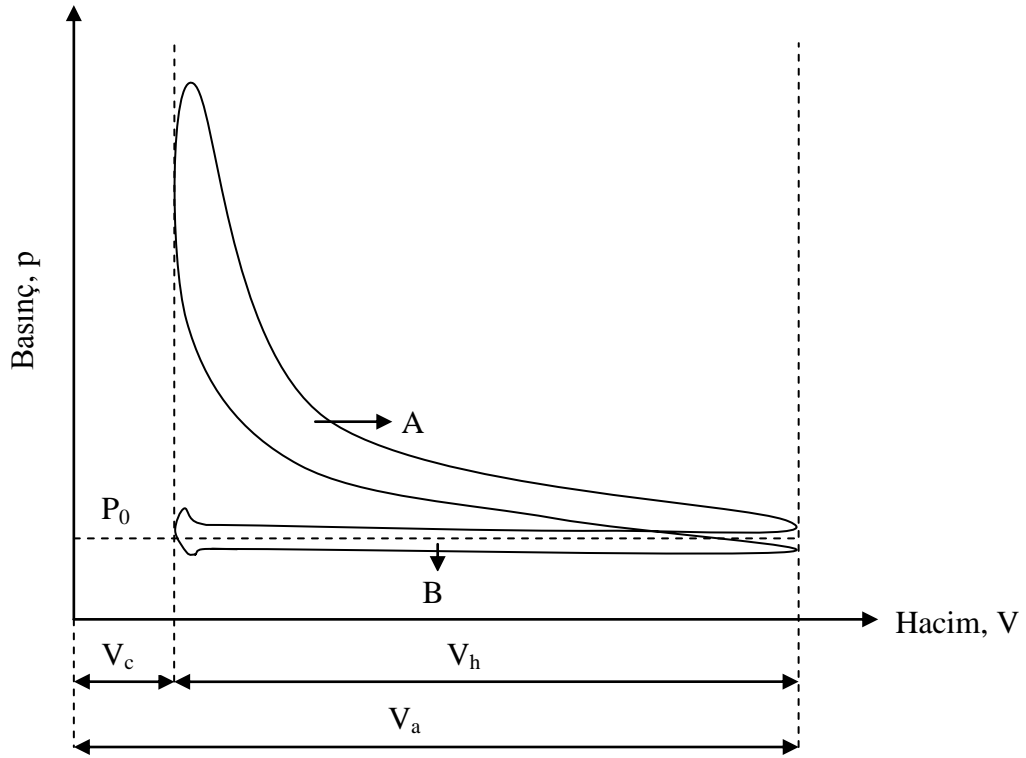
Bir sonraki paragrafta açıklandığı gibi mekanik kayıplarla ilgili araştırmaların bir bölümünde ve sunulan çalışmada uygulanan yöntemde motor silindirlerinde üretilen gücün yani N_i indike gücünün doğru olarak belirlenmesi önem taşımaktadır. Bu amaçla, silindir içindeki gazların basınçları ile silindir hacmi arasındaki ilişkiyi gösteren Şekil 3’teki indikatör diyagramının belirlenmesi gerekir. Dört zamanlı doğal emişli bir motorun termik hesaplarında; hem sıkıştırma ve genişleme işlemi boyunca pistonun yapmış olduğu işi gösteren pozitif A alanı, hem de eksoz gazlarının dışarıya atılmasında ve taze dolgunun silindirlerin içine emilmesinde piston tarafından yapılan işi yani pompalama kayıplarını gösteren B alanı göz önüne alınmalıdır [8, 9]. Öte yandan mekanik süperşarjlı veya eksoz gazı türboşarjlı bir motor söz konusu olduğunda taze dolgu ve eksoz gazları arasında ek bir enerji alış verişi de olur. Fakat bu durum silindir içinde üretilen gücün ölçümü için indikatör diyagramının gerekliliğini ortadan kaldırmaz.

Tüm çevrim boyunca silindir basıncının deneysel ölçümlerinden yararlanarak belirlenen N_i indike gücünden, motor milinden elde edilen N_e efektif güç çıkarılarak mekanik kayıplara harcanan güç ve dolayısıyla mekanik kayıplar ortalama basıncı elde edilebilir. Motor milinden elde edilecek efektif güç bir dinamometre aracılığı ile kolayca ölçülebilir. Buna karşın motorlarda indike güç ancak indikatör diyagramı aracılığı ile bulunabilir ve indikatör diyagramının deneysel yolla belirlenmesinde bazı güçlüklerle karşılaşılır. Çünkü indike güç silindirden silindire farklılık gösterebilir ve yeterli derecede doğru basınç verilerini elde etmek güçtür ve dolayısıyla indikatör diyagramını doğru biçimde elde etmek çok zordur. Bu zorluklar bilim adamlarını mekanik kayıpları belirlemek amacı ile değişik yöntemleri geliştirmeye itmiştir. Literatürde Mekanik kayıplar

ortalama basıncının belirlenmesinde çok değişik yöntemlerin yer aldığı görülmektedir. Bu yöntemleri iki ana başlık altında toplayabiliriz [3];

1. Deneysel yollarla elde edilmiş ampirik bağıntılar kullanarak mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesi

2. Her bir motor elemanında oluşan mekanik kayıpları hesap ederek mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesi



Şekil 3. Dört zamanlı doğal emişli bir motorun indikatör diyagramı

1.6.1. Deneysel Yollarla Elde Edilmiş Ampirik Bağıntılar Kullanarak Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi

Mekanik kayıplar ortalama basıncını belirlemek amacı ile kullanılan başlıca dört temel deneysel yöntem vardır [1, 2, 3];

1. İndikatör Diyagramı Yöntemi
2. Dışardan Tahrik Yöntemi
3. Morse Testi Yöntemi
4. Willan Doğrusu Yöntemi

1.6.1.1. İndikatör Diyagramı Yöntemi

İki zamanlı motorlar için tüm çevrim boyunca ve dört zamanlı bir motor için sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca $\int P \cdot dV$ integrali hesaplanarak ortalama indike basınç belirlenebilir [1]. Bu işlem, büyük bir duyarlılıkla hesaplamayı ve her aşamada duyarlı basınç ve hacim verilerini gerektirmektedir. Krank açısına göre doğru basınç verileri bir basınç algılayıcısı (transduceri) ve krank mili açısı algılayıcısı kullanarak her bir silindirde elde edilmelidir. Krank açısı değerlerine bağlı olarak hacim değerleri de hesap edilebilir. Eğer doğru ortalama indike basınç değerleri elde edilmek isteniyorsa; işlemlerde büyük bir özen gösterilmelidir. Elde edilen veriler kullanılarak silindir basıncının strok hacmine göre değişimini gösteren indikatör diyagramı (Şekil 3'deki gibi) çizilebilir. Bu indikatör diyagramının artı bölümünün alanı yani A alanı bir planimetre ile ölçülebilir veya sayısal alan hesaplama yöntemlerinden biri uygulanarak belirlenebilir. Bulunan bu alan kullanılarak ortalama indike basınç değeri

$$P_{mi} = \frac{A}{H} \cdot m_p \quad (25)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Burada, A indikatör diyagramının artı bölümünün alanı [mm^2], H strok uzunluğu [mm], m_p indikatör diyagramı basınç ölçeğidir [MPa/mm].

Motorun krank milinden elde edilen N_e efektif gücü bir dinamometre aracılığı ile deneysel olarak ölçülürse; buradan P_{me} ortalama efektif basıncını

$$P_{me} = \frac{N_e \cdot k \cdot 60}{z \cdot V_h \cdot n} \quad (26)$$

bağıntısını kullanarak bulabiliriz. Burada, N_e efektif güç [kW], k strok sayısı ile ilgili katsayı, z silindir sayısı, V_h strok hacmi [lt], n devir sayısıdır [d/d].

Bu iki bağıntıdan P_{mi} ve P_{me} hesaplanarak mekanik kayıplar ortalama basıncı aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$P_{m,m} = P_{mi} - P_{me}$$

Uygulamada en mantıksal yöntem olarak gözükmesine karşın, bu yöntem başlıcaları aşağıda özetlenen bir kaç zorluğu içermektedir [2];

- Çok silindirli motorlarda indikatör diyagramları tüm silindirler için ayrı ayrı belirlenmelidir
- Silindir basıncının doğru olarak belirlenmesi oldukça zordur
- Deneylede özellikle üst ölü noktanın konumunu doğru olarak belirlemek zordur.

Üst ölü noktanın konumunun doğru olarak belirlenmesi motor deneylerinde oldukça güç bir sorunu oluşturur. Osiloskop gibi bir elektronik cihaz ile 0° ÷ 720° arasındaki krank açılarında silindir basınçları ölçülerek kaydedilebilir. Burada genellikle her 1° 'lik krank açılarındaki basınç değerleri kaydedilmektedir. Ortalama indike basıncı veya indike gücü hesaplayabilmek için silindir basıncı-krank açısı verilerinin silindir basıncı-silindir hacmi verilerine dönüştürülmesi gerekir. Yani indikatör diyagramının çizilmesi gerekir. Bu veri dönüşümünü yapabilmek için ise pistonun üst ölü noktaya geldiği krank mili açısı çok duyarlı bir şekilde belirlenmelidir. Çünkü; örneğin üst ölü nokta doğru açı değerinden 1° ileride belirlendiğinde hesap edilecek ortalama indike basınç doğru değerinden yaklaşık %5 daha büyük olur [2]. Tersine olarak doğru açıdan 1° geride belirlenirse ortalama indike basınç doğru değerinden %5 daha küçük olur [2]. Bu açıklamalar üst ölü noktanın konumunun duyarlı bir şekilde belirlenmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

Üst ölü noktanın belirlenmesi için genellikle motor volanının kenarındaki bir yarık ile bir pikap ucu arasında etkileşim oluşturulur. Bu etkileşimden yararlanarak üst ölü noktada bir sinyal üretilmeye çalışılır ve üst ölü nokta böylece belirlenebilir. Yine de aşağıdaki nedenlerle üst ölü noktanın belirlenmesi pek kolay olmamaktadır [2].

- Üst ölü noktanın belirlenmesinde uygulanan ve yukarıda anlatılan işlemin yeterli duyarlılıkta başarılması güçtür
- Yarık ile pikap ucu rastlantı sonucu aynı hızlarda çalışırsa pikap ucundan gelen sinyalleri belirlemek güç olur
- Motor çalışırken krank milinden; özellikle volandan uzak silindirlerde her zaman fark edilebilen ve kuvvetli olasılıkla üst ölü noktanın konumunda değişikliklere neden olan açısal şekil değişiklikleri görülebilir.

1.6.1.2. Dışarıdan Tahrik Yöntemi

Motorlarda mekanik kayıpların belirlenmesinde uygulanan en yaygın yöntemlerden bir diğeri ise; dışarıdan tahrik yöntemidir. Dışarıdan tahrik yöntemi; motoru bir dinamometre ile gerçek ateşleme koşullarına olanaklar elverdiği düzeyde yakın koşullar altında çalıştırarak mekanik kayıplar basıncının belirlendiği bir yöntemdir. Bu yöntemde ilk aşamada motor tam olarak ısınana kadar çalıştırılır ve daha sonra benzin motoru deneyi durumunda ateşleme, dizel motoru deneyi durumunda ise püskürtme kesilir ve motorun tam hızda dışarıdan bir elektrik motoru (dinamometre) aracılığıyla tahrik edilmesi için harcanan moment ölçülür. Motorun gereksinim duyduğu moment doğal olarak dinamometrede ters yönde bir tepki momenti oluşturacaktır. Moment ölçümü yapılırken motorun tam yüklü durumu esas alınmalı ve bu yöntem bir benzin motoruna uygulanırken gaz kelebeği ayarı değiştirilmemelidir. Ayrıca motor; gerçek ateşleme koşullarından fazla uzaklaşmadan çabukça dinamometreye bağlanmalıdır ve motor sıcaklıkları olanaklar elverdiği düzeyde normal çalışma sıcaklıklarına yakın tutulmalıdır.

Dinamometre hem motorun ürettiği gücü yutmak için hem de motoru döndürmek için kullanıldığında dinamometrenin milindeki moment alışılmış bir yöntemle ölçülebilir. Dönen krank milinin 2π radyan boyunca yapacağı iş $2\pi \cdot M$ olur. Böylece iki ve dört zamanlı motorlar için mekanik kayıplar ortalama basıncı sırası ile aşağıdaki bağıntılardan bulunabilir [10];

$$P_{m,m} = \frac{2\pi \cdot M}{V_h} \quad (27)$$

$$P_{m,m} = \frac{4\pi \cdot M}{V_h} \quad (28)$$

Eşitlik 27 ve 28 motorda ateşleme olup olmaması durumlarının ikisinde de geçerlidir. Yukarıdaki eşitliklerde momentin işareti değişse bile $P_{m,m}$ 'nin pozitif sayılar olacağına dikkat edilmelidir. Bu yöntemin en önemli eksikliği gerçek ateşleme koşullarındaki mekanik kayıplar ortalama basıncını vermemesidir. Çünkü ateşlemenin veya püskürtmenin kesilmesiyle silindir içindeki basınçlar ve sıcaklıklar birden bire düşecektir ve bu durum motoru gerçek çalışma koşullarından uzaklaştıracaktır. Bununla birlikte uygun şekilde

kontrol edilen koşullar altında bu yöntemden elde edilen mekanik kayıplar basıncının pratik uygulamalarda, gerçek mekanik kayıplar basıncına eşit olacağı varsayılabilir, yani

$$(P_{m,m})_{dış.tah.} \cong P_{m,m} \quad (29)$$

alınabilir [8]. Kontrol edilen koşullar ise:

- Motorun tam gaz konumunda dışarıdan tahrik edilmesi
- Motorun, ateşlemenin olduğu koşullardakine eşit yağ ve soğutucu sıcaklıklarında dışarıdan tahrik edilmesi

şeklinde özetlenebilir [10].

Dışarıdan tahrik yöntemi ile elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı, pompalama kayıpları ortalama basıncını da içermektedir, yani dolgu değişimi kayıplarını da kapsamaktadır. Bazı kaynaklarda dışarıdan tahrik yöntemi için aşağıdaki yaklaşımlar uygulanmaktadır [10]. Sıkıştırma ve genişleme işlemleri boyunca ısı ve kütle kayıpları olduğundan dışarıdan tahrik yöntemindeki indike güç sıfır değildir ama sıfıra yakın eksi bir değerdedir. Yani

$$(P_{m,m})_{dış.tah.} = (P_{m,pompa})_{dış.tah.} + (P_{m,sürt.})_{dış.tah.} - (P_{mi})_{dış.tah.} \quad (30)$$

$$-(P_{mi})_{dış.tah.} \ll (P_{m,sürt.})_{dış.tah.} \quad (31)$$

dır [10]. Motor tam gaz konumunda çalıştırıldığında; pompalama kayıpları en aza indirilmiş olur ve ideal olarak pompalama işi sıfır alınabilir. Böylece tam gaz durumu için,

$$(P_{m,pompa})_{dış.tah.} \ll (P_{m,sürt.})_{dış.tah.} \quad (32)$$

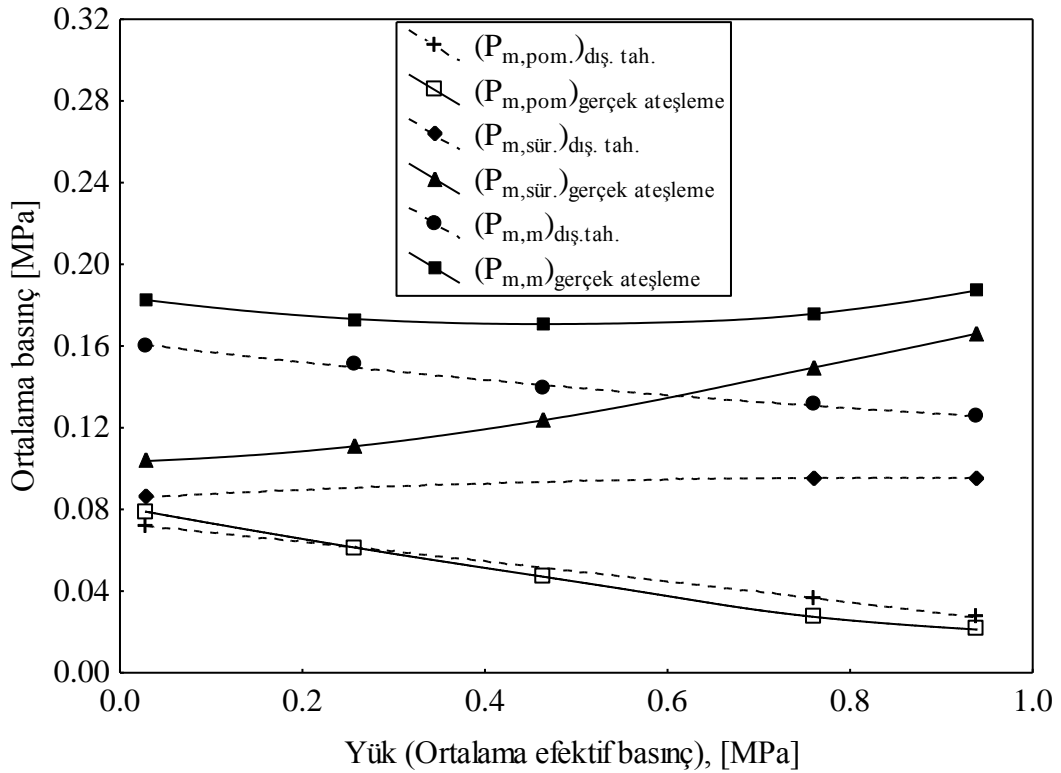
yazılabilir [10]. Dışarıdan tahrik durumunda ve ateşlemeli durumdaki yağ ve soğutucu sıcaklıkları eşit olduğunda,

$$(P_{m,sürt.})_{dış.tah.} \approx P_{m,sürt} \quad (33)$$

yazılabilir [10].

Birkaç nedenden dolayı bu sürtünme kayıpları ortalama basınçları tam olarak eşit çıkmaz. Bu nedenlerin başlıcaları; basınç-zaman diyagramlarının çok farklı olması ve dışarıdan tahrik durumunda motor içindeki sıcaklık gradyentlerinin ateşleme durumundakinden çok daha düşük değerler alması şeklinde sıralanabilir [10].

Şekil 4'te bir benzin motoru için pompalama, sürtünme ve toplam kayıpların yüke göre değişimi, Şekil 5'te ise bir dizel motoru için sürtünme kayıplarının ortalama piston hızına göre değişimi gösterilmiştir.

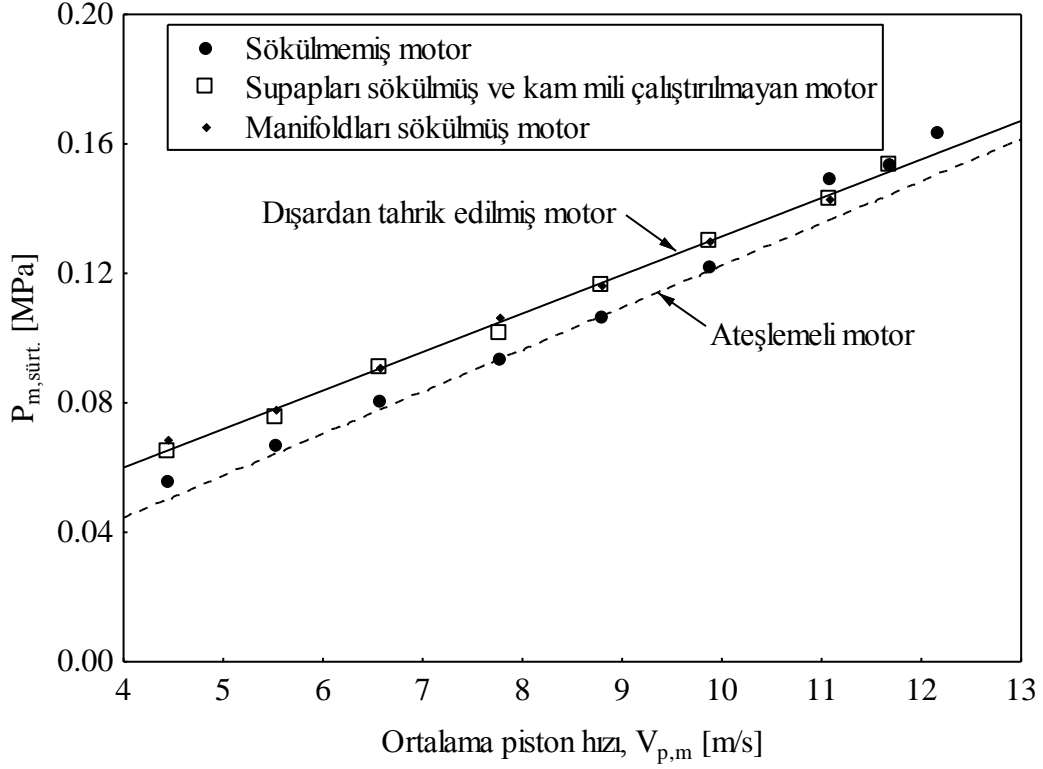


Şekil 4. Bir benzin motorunda (sıkıştırma oranı=12:1) sürtünme, pompalama ve toplam kayıpların yüke göre değişimleri [1]. Not: Şeklin alındığı kaynakta basınç birimleri [atm]'dir, basınçlar burada [MPa]'a çevrilmiştir

Şekil 4 ve 5'teki sonuçlar mekanik kayıpların ölçümü için dışarıdan tahrik yönteminin bazı durumlarda doğru değerler vermeyeceğini göstermektedir.

Bu yöntemin en önemli üstünlüğü ise; motorda mekanik kayıpları oluşturan ana parçaların sıra ile sökülmesi yolu ile her bir parçanın toplam mekanik kayıplar içerisindeki payını belirlemek için kullanılabilmesidir. Söz konusu yöntem; bazı durumlarda mekanik

kayıplar ortalama basıncı için gerçekçi sonuçlar vermese bile, her bir parçanın etkisinin oran olarak belirlenmesinde oldukça doğru sonuçlar verebilir.



Şekil 5. Dışarıdan tahrik edilen ve güç üreten bir dizel motoru için sürtünme kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızı ile değişimleri [1]. Not: Şeklin alındığı kaynakta basınç birimi [atm]'dir, basınçlar burada [MPa]'a çevrilmiştir

Mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesinde en yaygın olarak kullanılan ve bundan sonra tanıtılacak olan iki yöntemin de temelini oluşturan dışardan tahrik yöntemi; bütün bunlara karşın yukarıda belirtildiği gibi ve aşağıda tekrar kısaca özetlendiği gibi bir takım hata kaynaklarını içermektedir [2];

- Ateşlemesiz koşullar altında silindir içinde basınç düşeceği için piston sekmanları ve silindir eteği ile silindir gömleği arasındaki sürtünme kayıpları, yataklardaki sürtünme kayıpları ve hareketli dişlilerdeki sürtünme kayıpları daha düşük değerler alır.
- Yanma kesilir kesilmez silindir duvarlarının sıcaklığı hızlı bir şekilde düşer ve bunun sonucu olarak yağ viskozitesi artar.

- Yanmanın olmaması pompalama kayıplarını da genellikle değiştirir.

Yine de bu yöntem dikkatli bir şekilde uygulanırsa mekanik kayıplar ortalama basıncı için oldukça doğru sonuçlar verebilir.

1.6.1.3. Morse Testi Yöntemi

Morse testinde sabit koşullar altında çalışan çok silindirli bir motorun sıra ile silindirlerinden birinde ateşleme veya püskürtme kesilir ve motorun aynı hızda çalışması sağlanarak motor milinden elde edilen efektif güçteki azalma ölçülür. N_e efektif gücündeki azalma miktarının ateşlemenin veya püskürtmenin kesildiği silindirlerin ürettiği N_i indike gücüne eşit olacağı varsayılabilir. Bu işlem bütün silindirler için tekrarlanır ve böylece efektif güçteki azalmaların toplamının, motorun indike gücünün bir ölçüsü olduğu düşünülebilir. Yani

$$N_{i,t} = N_{i,1} + N_{i,2} + N_{i,3} + \dots \quad (34)$$

alınabilir. Burada, $N_{i,i}$ ateşlemenin kesildiği her bir silindir için güçteki azalmayı göstermektedir. Aşağıda kısaca açıklanan basit bir uygulama ile söz konusu yöntem daha iyi anlaşılabilir. Örneğin elimizde dört silindirli bir benzin motorunun ve silindirlerde ateşlemenin kesilmesiyle birlikte motorun aynı hızda çalışmasını sağlayacak bir dinamometrenin bulunduğunu düşünelim. Sırası ile her bir silindirde ateşleme kesilir kesilmez dinamometre devreye sokularak motorun ateşleme kesilmeden önceki hızda çalışması sağlanır. Bu sırada motor milinden elde edilecek efektif güç de bir dinamometre aracılığıyla ölçülür. Bu işlem her bir silindir için aynı şekilde yinelenir. Motorun tüm silindirleri çalışırken motor milinden elde edilen efektif güçlerin toplamı $N_{e,t}$ olsun. Sıra ile her bir silindirde ateşlemenin kesilmesi ve dinamometrenin devreye sokulması ile motorun aynı hızda çalışması sağlandıktan sonra motor milinden ölçülen efektif güçler $N_{e,1}$, $N_{e,2}$, $N_{e,3}$, $N_{e,4}$ olsun. Elde etmiş olduğumuz bu güçleri; toplam efektif güçten çıkararak silindirlerde ateşlemenin kesilmesi sonunda güçte oluşan azalmalar belirlenmiş olur. Bu azalmaların ateşlemenin kesildiği silindirde üretilen indike güce eşit olduğu varsayılabilir. Bu indike güçlerin toplamı motorun üretmiş olduğu toplam indike güce eşit alınabilir. Böylece

$$\text{İlk silindir in indike gücü, } N_{i,1} = N_{e,t} - N_{e,1}$$

İkinci silindirin indike gücü, $N_{i,2}=N_{e,t}-N_{e,2}$

Üçüncü silindirin indike gücü, $N_{i,3}=N_{e,t}-N_{e,3}$

Dördüncü silindirin indike gücü, $N_{i,4}=N_{e,t}-N_{e,4}$ ise;

Motorun tüm silindirlerinde üretilen indike güç , $N_{i,t}= N_{i,1}+ N_{i,2}+N_{i,3}+N_{i,4}$

olur. $N_{i,t}$ kullanılarak ortalama indike basınç, $N_{e,t}$ kullanılarak ortalama efektif basınç hesaplanır. Ortalama indike basınçtan ortalama efektif basınç çıkarılarak mekanik kayıplar ortalama basıncı bulunur. Yani

$$P_{mi} = \frac{N_{i,t} \cdot k \cdot 60}{z \cdot V_h \cdot n} \quad (35)$$

$$P_{me} = \frac{N_{e,t} \cdot k \cdot 60}{z \cdot V_h \cdot n} \quad (36)$$

$$P_{m,m} = P_{mi} - P_{me}$$

yazılabilir.

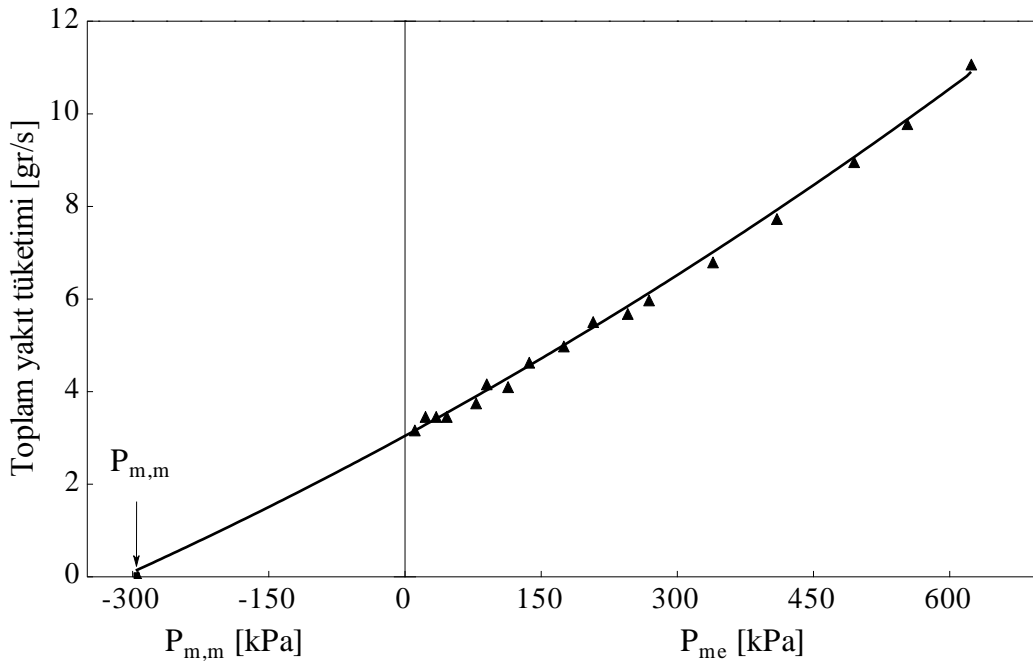
Bu yöntem uygulanırken bir silindirde ateşlemenin kesilmesiyle birlikte diğer silindirlere giren yakıt miktarının veya yakıt-hava karışımının bozulmamasına özen gösterilmesi gerekir. Bununla birlikte Morse testinde bir silindirde yanmanın durdurulmasının diğer silindirlerdeki yanma olaylarını etkilemediği varsayılabilir. Ancak bu her zaman doğru olmayabilir. Yanmanın durdurulması hem emme manifoldundaki hava veya yakıt-hava karışımının akışını hem de eksoz gazlarının basıncını değiştirir ve bundan dolayı da yanma olayları etkilenir. Bir motorda ateşlemenin veya püskürtmenin kesilmesinin ne tür etkiler ortaya çıkaracağı dışarıdan tahrik yönteminde tartışılmıştı. Benzeri etkiler burada da geçerlidir.

1.6.1.4. Willan Doğrusu Yöntemi

Dizel motorları için dışarıdan tahrik yöntemine hemen hemen eşdeğer olan bu yöntem; sabit hızda toplam yakıt tüketiminin N_e efektif gücü ile veya P_{me} ortalama efektif basıncı ile değişiminin duyarlı bir şekilde belirlenmesine ve bu değişimin eğrisinin

çizilmesine dayanmaktadır. Bir dizel motoru için böyle bir değişim çizildiğinde N_e veya P_{me} 'ye bağlı eğrilerin yaklaşık % 75'lik bölümünün lineer karakterde olduğu görülebilir. Şekil 6'da böyle bir değişim verilmiştir. Eğrinin lineer bölümü için; toplam yakıt tüketimindeki eşit artışların, güçte veya ortalama efektif basınçta eşit artışlar oluşturacağı ileri sürülebilir ve bu bölgede yanma veriminin veya özgül yakıt tüketiminin yaklaşık sabit olduğu söylenebilir. Böylece motor milinden elde edilen güç çıkışının sıfır olması durumunda; yakılan tüm yakıttan elde edilen enerjinin tamamının mekanik kayıpları karşılamak için harcadığı ileri sürülebilir. Bu özelliğinden yararlanarak eğri, yakıt tüketiminin sıfır olduğu N_e veya P_{me} değerine doğru lineer bir şekilde uzatılabilir ve böylece yatay ekseni kestiği nokta belirlenebilir. Bu noktadaki güç değeri mekanik kayıplar ortalama gücünü veya basınç değeri mekanik kayıplar ortalama basıncını verir.

Örnek bir motorda Willan doğrusu ile belirlenen $P_{m,m}$ değerlerinin dışarıdan tahrik yöntemi ile belirlenen $P_{m,m}$ değerlerine çok yakın olduğu gösterilmiştir [1].



Şekil 6. Willan doğrusu [1].

Willan doğrusu yönteminin en önemli eksikliği dışarıdan tahrik ve Morse yöntemlerinde de olduğu gibi motorun yüksüz durumdaki mekanik kayıplar ortalama basınçlarını vermesidir [2]. Güç arttığı zaman yani motor yüklendiği zaman kuşkusuz

motordaki mekanik kayıplar ortalama basıncı da artar. Bu yöntemin en önemli diğer bir zorluğu ise eğirinin tam bir lineerlik göstermemesidir. Ancak diğer yöntemlerdekinin tersine ayrıntılı deneysel donanımlar gerektirmeden bir motorun mekanik kayıplar ortalama basıncının pratik olarak belirlenebilmesine olanak sağlaması en önemli üstünlüğüdür [2]. Zaten söz konusu yöntemin dışardan tahrik yöntemi ile benzer sonuçlar verdiği de çeşitli araştırmacılar tarafından belirtilmektedir [1].

Willan doğrusu yöntemi yalnızca dizel motorlarında yani gaz kelebeği olmayan sıkıştırma ateşlemeli motorlarda uygulanabilir ve deneylerin sabit hızda yapılmasını gerektirir. Bu nedenle söz konusu yöntem benzin motorlarında uygulanamaz. Çünkü benzin motorlarında hızı sabit tutabilmek için gaz kelebeği açıklığını değiştirmek gerekir. Gaz kelebeği açıklığının değişmesi kısılma kayıplarını değiştireceğinden mekanik kayıplar ortalama basıncını da etkileyecektir. Dizel motorlarında ise böyle bir sorun yoktur.

Bu dört deneysel yöntemden; yalnızca indikatör diyagram yöntemi, gerçek çalışma koşullarındaki bir motorun mekanik kayıplar ortalama basıncının doğruya yakın biçimde belirlenmesini sağlayabilir. Diğer üç yöntem ise; motorun gerçek ateşleme koşullarına olanaklar elverdiği düzeyde yakın tutulması durumlarında veya yüksüz durumda mekanik kayıplar ortalama basıncını doğruya yakın olarak verebilir. Aşağıda özetlenen nedenlerden dolayı bu üç yöntemden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri biraz hatalı olabilir.

- Piston, piston sekmanları ve motor yatakları üzerinde gerçek yanma basınçları değil de yalnızca sıkıştırma basıncı etkili olur. Bu nedenle bu üç yöntemin uygulanmasında motorda daha az gaz yükleri ve dolayısıyla daha az mekanik kayıplar ortalama basıncı oluşur
- Piston ve silindir sıcaklıkları bu yöntemlerde daha düşüktür. Sıcaklıkların düşük olması yağlama yağının viskozitesini yükseltir ve bu nedenle viskoz sürtünme artar. Ayrıca düşük sıcaklık nedeniyle piston-silindir boşluğu daha büyüktür. Oysa; gerçek ateşleme koşullarında üst ölü nokta yakınlarında üst sekmanın yağlanması, sekman arkasındaki daha yüksek gaz basıncı nedeniyle normal hidrodinamik yağlamayı korumak için yetersiz duruma gelebilir. Bu nedenle bu bölgede görülen sınır sürtünme gerçek ateşlemeli motorlarda daha büyük mekanik kayıplar oluşturur. Düşük sıcaklık ve yüklerin, mekanik kayıplar üzerindeki etkisini belirlemek zordur

- Dışarıdan tahrik yönteminde eksoz işleminin başında piston üzerindeki gazların kendiliğinden dışarı akması ateşleme olmadığından gerçekleşmez. Bu durumda eksoz işleminin başında normal ateşlemeli bir motora göre piston üzerinde daha yüksek basınç olur ve böylece dışarıdan tahrik yönteminde farklı pompalama işi meydana getirir
- Dışarıdan tahrik yöntemi uygulandığında silindirin içindeki gazlardan silindir duvarlarına doğru olan ısı kayıpları ve dirsekli kanallardan geçen gazların kayıpları nedeniyle sıkıştırma ve genişleme strokları süresince belirli bir iş harcanır. Gerçek ateşlemeli bir motorda bu iş mekanik kayıplar işinin bir parçası değildir ve gerçek ateşlemeli motorda efektif işi elde etmek için indike işten bu iş çıkarılmamalıdır.

Mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesinin bir yolu da mekanik kayıplar ortalama basıncı için verilen ampirik bağıntıları kullanmaktır. Bu ampirik bağıntılar, yukarıdaki yöntemler kullanılarak elde edilmiş deneysel verilere en uygun eğriler uydurularak geliştirilmiştir. Sunulan tez çalışmasının bir amacı da bulunan deneysel sonuçlara çeşitli eğriler uydurarak deneylerde kullanılan motorların mekanik kayıpları için genel bağıntıların elde edilmesidir. Literatürde Kolchin [11], Heywood [1], Millington ve Hartles [12], Durgun ve Bayram [3] tarafından mekanik kayıplar ortalama basıncı ve mekanik kayıplar işi için bu tür değişik bağıntılar verilmektedir. Bu bağıntılar ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler ilerideki bölümlerde sunulacaktır.

1.6.2. Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıpları Hesaplayarak Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi

Her bir motor elemanındaki mekanik kayıpları hesaplayarak mekanik kayıpları belirleme işlemi iki yolla yapılabilmektedir.

1.6.2.1. Dışarıdan Tahrik Yöntemi ile Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıpların Belirlenmesi

Her bir motor ana elemanı sırası ile sökülerek dışarıdan tahrik yöntemi ile bu motor elemanlarının her birinde oluşacak mekanik kayıplar ayrı ayrı belirlenebilir. Bu yöntem;

gerçek çalışma koşullarında yanma ile oluşan gücün üretilmemesine karşın her bir elemanın toplam kayıplar içindeki payını değerlendirmede yararlı olabilir.

Sekmanlar ve perno gibi piston donanımlarının mekanik kayıplar içinde büyük bir paya sahip olduğunu söyleyenebilir. Ayrıca supap donanımının, krank mili yataklarının, su ve yağ pompalarının da mekanik kayıplarda önemli etkileri vardır. Mekanik kayıplar içinde; yaklaşık olarak piston donanımının % 50, supap donanımının % 25, yatakların % 10, yardımcı donanımların % 15'lik paylara sahip olduğu söylenebilir [1].

1.6.2.2. Mekanik Kaybın Oluştuğu Her Bir Motor Elemanının Fiziksel ve Matematiksel Modelini Geliştirerek Mekanik Kayıpların Belirlenmesi

Her bir motor elemanının fiziksel ve matematiksel modelini geliştirerek başlıca motor elemanlarındaki mekanik kayıpları ayrı ayrı belirlemek oldukça zor ve karmaşık işlemleri gerektirir. Ayrıca oluşturulacak bu tür modeller; birçok varsayımları ve basitleştirmeleri içereceğinden gerçek koşulları tam olarak yansıtmayabilir. Ancak bu modeller deneysel verilerle desteklenirse mekanik kayıplar için sağlıklı sonuçlar elde edilebilir. Mekanik kayıpların olduğu başlıca motor elemanları şu şekilde sıralanabilir:

1. Piston donanımı
2. Krank mili yatakları
3. Supap donanımı
4. Emme ve eksoz sistemleri (pompalama kayıpları)
5. Yardımcı donanımlar

1.7. Literatürde Mekanik Kayıpların Belirlenmesi Amacıyla Yapılmış Çalışmalar

Mekanik kayıpların belirlenmesinin bir yolunun da; literatürde geçen mekanik kayıplar ortalama basıncı için geliştirilmiş ampirik bağıntıları kullanmak olduğu daha önce belirtilmişti. Literatürde mekanik kayıplar ortalama basıncını belirlemeye yönelik değişik ampirik bağıntılar yer almaktadır. Kolchin [11], Heywood [1], Millington ve Hartles [12] literatürde en sık kullanılan ampirik bağıntıları geliştirmişlerdir. Ayrıca Durgun ve Bayram [3] tek silindir bir dizel motorunda mekanik kayıpları ortalama basıncını veren, Tuccillo ve arkadaşları [13] Rezeko ve Henein [14] modelinden yararlanarak türboşarjlı dizel motorlarındaki mekanik kayıpları veren, Harari ve Sher [16] dışarıdan tahrik yöntemini

kullanarak iki ve dört zamanlı motorlarda mekanik kayıpları veren, Yagi ve arkadaşları ise [17] dört zamanlı bir benzin motorunda dışarıdan tahrik yöntemiyle mekanik kayıpları belirleyerek bu motorlarda mekanik kayıpları veren ampirik bağıntılar geliştirmişlerdir.

Ayrıca literatürde mekanik kayıpların oluştuğu her bir motor ana donanımındaki kaybı veya kayıp ortalama basıncını veren sürtünme modelleri de geliştirilmiştir. Rezeko ve Henein [14] tek silindirli bir dizel motorunda krank mili açısına göre silindir basınçlarını ölçerek mekanik kayıpların oluştuğu her bir motor elemanında anlık sürtünme kayıpları için bir model geliştirmişlerdir. Patton ve arkadaşları [18], Sandoval ve Heywood [19], Yagi ve arkadaşları [20] benzin motorları için sürtünme modelleri, benzer şekilde Arsie ve arkadaşları [21, 22] ve Bidan [21] mekanik kayıplar ve mekanik verimle ilgili modeller geliştirmişlerdir. Taraza ve arkadaşları [23, 24] çok silindirli dizel motorlarında mekanik kayıpların oluştuğu temel parçalar için basitleştirilmiş modeller geliştirmişler ve anlık sürtünme momentini belirleyen deneysel çalışmalar yapmışlardır. Wakuri ve arkadaşları [25] pistonlu motorlarda piston donanımındaki, kam milindeki ve supap iteceklerindeki sürtünmeler ilgili teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Thring [26] supaplardaki, piston donanımındaki ve krank milindeki sürtünmeler için modeller geliştirmiştir. Kouremenos ve arkadaşları [27, 28] literatürdeki mevcut ampirik bağıntılardan yararlanarak yüksek yanma basınçlarında mekanik kayıpları belirleyen ayrıntılı bir model geliştirmişler ve bu modelle ilgili deneysel çalışmalar yapmışlardır. Crane ve Meyer [29] supap donanımındaki sürtünme kayıpları için bir model geliştirmişlerdir. Mufti ve Priest [30] piston donanımındaki kayıplarla, Furuhamo ve Takiguchi [31] dizel motorunda piston donanımındaki sürtünme kuvvetinin ölçülmesiyle, Ball [32] 1.6 litre silindir hacimli otomobil benzin ve dizel motorlarında mekanik kayıpların belirlenmesiyle ilgili deneysel çalışmalar yapmışlardır. Leary ve Jovellanos [33] piston ve sekman donanımındaki sürtünmeler ilgili çalışmalar yapmışlardır. Koch ve arkadaşları [34] bir motorun pistonunda oluşan sürtünme kuvvetini ölçmüşlerdir. Uras ve Patterson [35] piston ve sekmanlardaki anlık sürtünme kuvvetlerinin ölçülmesiyle ilgili çalışmalar yapmışlardır. Ciulli, Rizzoni ve Dawson [36] tek silindirli bir CFR motorunda sürtünmelerle ilgili sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bishop [8, 37] boyutsuz parametreler kullanarak mekanik kayıpların meydana geldiği her bir motor ana parçası için mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenebildiği boyutsuz bağıntılar geliştirmiştir. Wayne Eyalet Üniversitesi'ndeki bir araştırma grubu [38] da "Çok silindirli motorlarda

sürtünme” konulu araştırmada mekanik kayıpların meydana geldiği her bir motor elemanı için modeller geliştirmiştir.

1.7.1. Ampirik Bağlıntılar

1.7.1.1. Kolchin ve Demidov Bağlıntısı

Kolchin ve Demidov [11] dışardan tahrik yöntemiyle yapmış oldukları deneysel çalışmalar sonunda mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızı ile lineer değiştiğini ileri sürmüşler ve diğer motor özelliklerinin etkisini ise değişik tip motorlar için verdikleri ampirik katsayılar ile hesaba katmaya çalışmışlardır. Böylece Kolchin ve Demidov mekanik kayıplar ortalama basıncı için

$$P_{m,m} = a + b \cdot V_{p,m} \text{ [MPa]} \quad (37)$$

şeklinde basit bir ampirik bağıntı geliştirmişlerdir. Burada, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], a ve b katsayıları motor tipine göre verilen deneysel katsayılardır ve motor tipine göre aldıkları değerler Tablo 1’de sunulmuştur. Ortalama piston hızı,

$$V_{p,m} = \frac{H \cdot n}{30} \text{ [m/s]} \quad (38)$$

dır. Burada, H strok uzunluğu [m] ve n motor devir sayısı [d/d] dir.

Tablo1. Kolchin ve Demidov bağıntısındaki a ve b katsayıları [11].

Motor Tipi	Motor Özellikleri	a	b
Benzin Motoru	$z \leq 6; H/D > 1$	0.049	0.0152
	$z \leq 6; H/D \leq 1$	0.034	0.0113
	$z \leq 8; H/D < 1$	0.039	0.0132
Dizel Motoru	Direkt püskürtmeli	0.089	0.0118
	Ön yanma odalı	0.103	0.0153
	Girdaplı yanma odalı	0.089	0.0135

1.7.1.2. Heywood Bağlıları

Heywood [1] dışarıdan tahrik yöntemi ile strok hacimleri 845 cm^3 ile 2000 cm^3 arasında değişen bir kaç benzin motorunu kullanarak mekanik kayıplar ortalama basıncının belirlenmesine yönelik deneyler gerçekleştirmiştir. Söz konusu deneyler tam gaz konumda yapılmıştır. Bu yolla elde edilmiş deneysel sonuçlar Şekil 7’de görülmektedir.

Heywood [1], deneylerden elde ettiği mekanik kayıplar ortalama basıncının devir sayısı ile değişimlerine ikinci dereceden bir polinom eğrisi uydurarak benzin motorları için aşağıdaki ampirik bağıntıyı elde etmiştir:

$$P_{m,m} = 0.97 + 0.15 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right) + 0.05 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \text{ [bar]} \quad (39)$$

Burada, n motor devir sayısı [d/d]’dır.

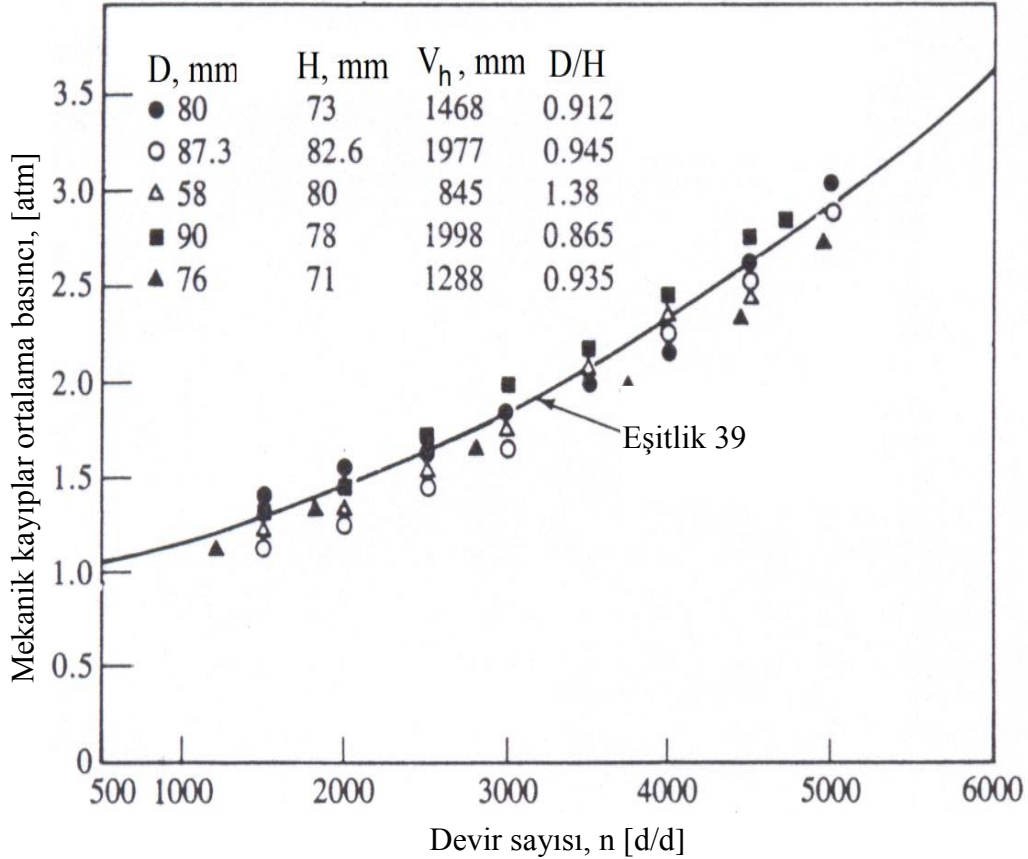
Heywood [1] bu deneysel veriler için ortalama piston hızının, devir sayısı kadar iyi bir korelasyon vermediğini belirtmiştir. Eşitlik 40 yüksek motor hızlarından kaçınmanın önemli bir nedeninin iyi bir mekanik verim elde etmek olduğunu göstermektedir. Ayrıca normal çalışma koşulları altında bir otomobil motorunun mekanik kayıplar ortalama basıncında yaklaşık olarak 10 [kPa]’lık bir azalmanın yakıt tüketiminde yaklaşık olarak %2’lik bir iyileşme sağladığı açıklanmaktadır [1].

Heywood [1], çapları 10 cm ile 14 cm arasında değişen 4 ve 6 silindirli direkt püskürtmeli ve girdaplı yanma odalı indirekt püskürtmeli dizel motorları için dışarıdan tahrik yöntemini uygulayarak toplam mekanik kayıplar ortalama basınçlarını belirlemiş ve Şekil 8’deki gibi bir değişim elde etmiştir. Heywood her iki tipteki dizel motorları için aşağıdaki korelasyonu önermiştir:

$$P_{m,m} = C_1 + 48 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right) + 0.4 \cdot V_{p,m}^2 \text{ [kPa]} \quad (40)$$

Burada, n devir sayısı [d/d], $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], direkt püskürtmeli dizel motorları için $C_1=75$ [kPa], büyük, girdaplı yanma odalı indirekt püskürtmeli dizel motorları için $C_1=110$ [kPa]’dır.

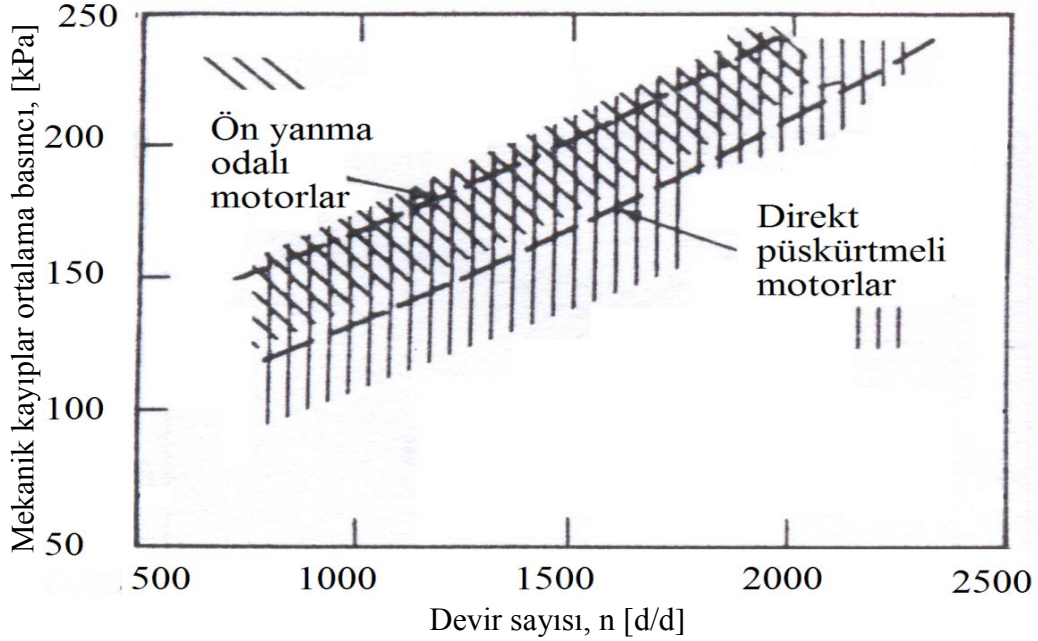
Daha iyi bir korelasyon sağlamak için Eşitlik 41'in son teriminde devir sayısı yerine ortalama piston hızı kullanılmıştır. Şekil 9'da küçük, girdaplı yanma odalı indirekt püskürtmeli motorlar için benzer sonuçlar görülmektedir ve bu tip motorlar için $C_1=144$ [kPa] alınrsa Eşitlik 40, deneysel veriler ile iyi bir uyum sağlayabilir.



Şekil 7. Birkaç benzin motorunda tam gaz konumunda dışarıdan tahrik yöntemi ile ölçülen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri [1].

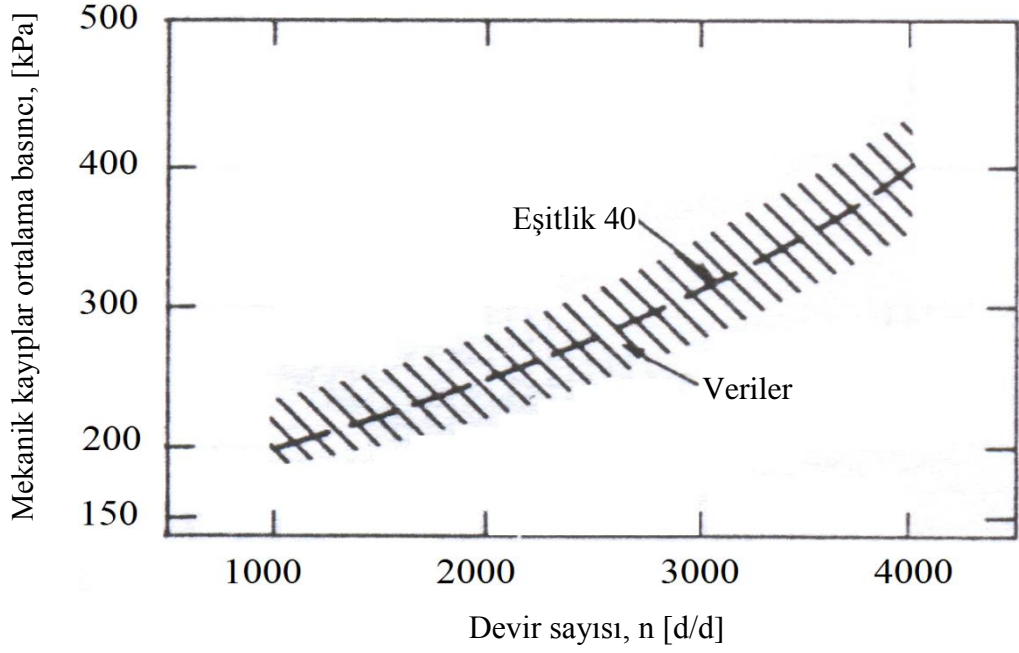
Mekanik kayıplar ortalama basıncı motor boyutları büyüdükçe artar. Dışarıdan tahrik yöntemi ile belirlenmiş mekanik kayıplar ortalama basınçları, girdaplı yanma odalı motorlarda direkt püskürtmeli motorlara göre daha yüksek çıkmaktadır. Bunun başlıca nedeni düşük oranda pompalama kayıplarından (dolgu değişiminden) çok, ön yanma odasında ve ara boğazdaki ısı ve akım kayıplarıdır. Dışarıdan tahrik yöntemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında ön yanma odalı dizel motorlarının mekanik kayıplar ortalama basıncında yaklaşık 27 [kPa]'lık bir artış ortaya çıktığı ve bu kaybın özellikle hızdan bağımsız olduğu görülür. Bu farka tipik ısı kayıplarının neden olmasına karşın pompalama

kayıpları, hızın karesi ile artmaktadır. Aslında gerçek ateşleme koşulları altında çalışan motorlarda bu ek ısı kaybı indike güç ile efektif güç arasındaki farkın bir bölümü olarak hesaba katılmamalıdır [1].

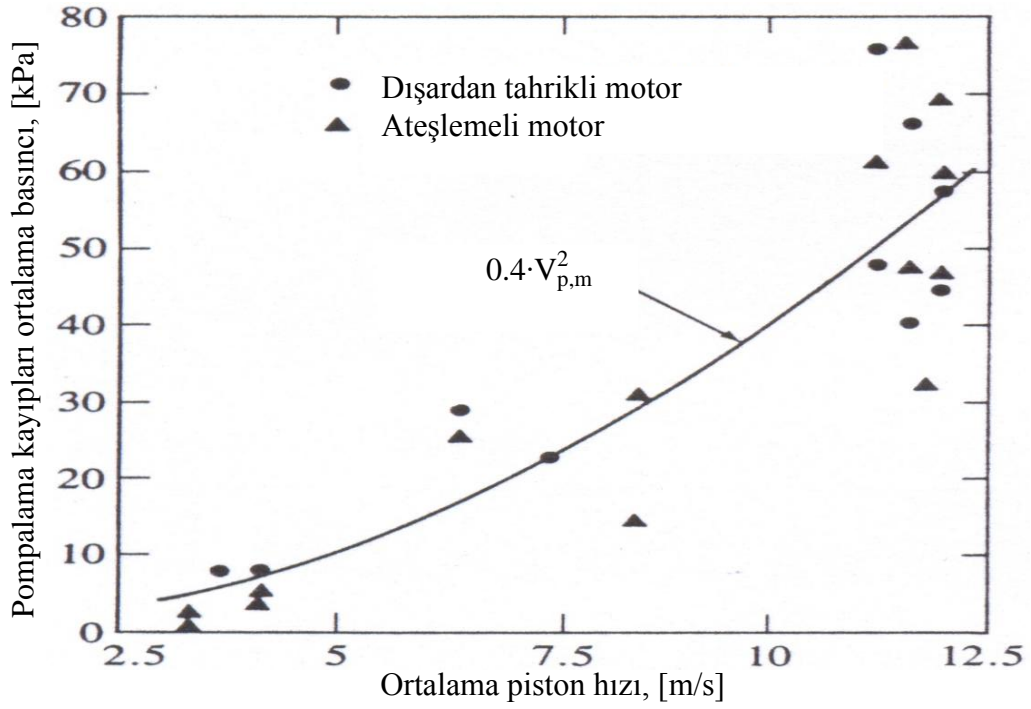


Şekil 8. Birkaç dizel motoru için toplam mekanik kayıplar ortalama basıncının devir sayısına göre değişimleri. Direkt püskürtmeli motorların çapları (100÷137) mm arasında, sıkıştırma oranı=15:1, strok uzunluğu=142 mm, önce yanma odalı indirekt püskürtmeli motorların çapları (100÷121) mm arasında, sıkıştırma oranı=16:1 ve strok uzunluğu =142 mm'dir [1].

Hem gerçek ateşleme koşulları, hem de dışarıdan tahrik yöntemi altında doğal emişli motorlar için pompalama kayıpları ortalama basınçları Şekil 10'da gösterilmiştir. $0.4 \cdot V_{p,m}^2$ eğrisi Stribeck diyagramındaki katı sürtünme çizgisidir. Bu eğri aynı zamanda Eşitlik 40'daki son terime karşı gelmektedir [1].



Şekil 9. Birkaç dizel motoru için toplam mekanik kayıplar ortalama basıncının devir sayısına göre değişimleri. Küçük, girdaplı yanma odalı indirekt püskürtmeli motorların çapları (73÷93) mm arasında, sıkıştırma oranı=21:1 ve strok uzunluğu=95.3 mm'dir [1].



Şekil 10. Doğal emişli birkaç dizel motorunun pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri [1].

1.7.1.3. Millington ve Hartles Bağıntısı

Millington ve Hartles [12] strok hacimleri 1400 cm^3 ile 2200 cm^3 ve sıkıştırma oranları 20:1 ile 23:1 arasında değişen 12 adet girdaplı yanma odalı küçük dizel motorunda ve strok hacimleri 5310 cm^3 ile 13388 cm^3 ve sıkıştırma oranı 13.7:1 ile 17:1 arasında değişen 16 adet büyük dizel motorunda Willian doğrusu yöntemi ile mekanik kayıplar ortalama basınçlarını belirlemişlerdir. Deneyler sonunda elde edilen verilere göre mekanik kayıplar ortalama basıncının sıkıştırma oranı, devir sayısı ve ortalama piston hızının karesi ile değiştiğini ileri sürmüşlerdir. Deneyler sonunda elde etmiş oldukları verilere eğri uydurarak dizel motorlarında mekanik kayıplar ortalama basıncı için aşağıdaki bağıntıyı elde etmişlerdir [12].

$$P_{m,m} = [6.9 \cdot A + 0.0483 \cdot n + 0.4 \cdot V_{p,m}^2] \cdot 10^{-2} \text{ [bar]} \quad (41)$$

Burada, direkt püskürtmeli dizel motorları için $A = \varepsilon - 4$, indirekt püskürtmeli dizel motorları için $A = \varepsilon$ ve ε sıkıştırma oranıdır. Eşitlik 41'deki $0.4 \cdot V_{p,m}^2$ terimi pompalama kayıplarına karşı gelmektedir [12].

1.7.1.4. Durgun ve Bayram Bağıntısı

Durgun ve Bayram [3], Willan Doğrusu yönteminin uygulanmasından elde ettikleri mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerinin sıkıştırma oranına ve ortalama piston hızına göre değişimlerine; çeşitli eğriler uydurarak değişken sıkıştırma oranlı tek silindirli bir deney dizel motorunda yüksüz koşullar altında mekanik kayıplar ortalama basıncı için bir bağıntı geliştirmişlerdir. Ayrıca mekanik kayıplar ortalama basınçlarının; Durgun [6]'nın Tek Bölge Dizel Motorları Çevrim Modelini uygulayarak (ortalama indike basınç)/(yüksüz koşullardaki mekanik kayıplar ortalama basıncı) oranına göre değişimlerine uygun korelasyon geliştirerek, tek silindirli deney dizel motorunda yüklü koşullar altında mekanik kayıplar ortalama basıncı için başka bir bağıntı geliştirmişlerdir. Böylece yüksüz ve yüklü koşullarda elde edilen bu iki bağıntının birleştirilmesi ile tek silindirli deney dizel motorundaki mekanik kayıplar ortalama basıncı için aşağıdaki gibi yarı ampirik genel bir bağıntı elde etmişlerdir [3].

$$P_{m,m} = [18.152 + 4.228 \cdot \varepsilon] + [6.703 + 0.497 \cdot \varepsilon] \cdot V_{p,m} + [8.004 \cdot 10^{-5} \cdot \varepsilon^2 - 3.049 \cdot 10^{-3} \cdot \varepsilon + 0.0357] \left[\frac{P_{mi}}{P'_{m,m}} - 1 \right]^2 \quad [\text{kPa}] \quad (42)$$

$$P'_{m,m} = [18.152 + 4.228 \cdot \varepsilon] + [6.703 + 0.497 \cdot \varepsilon] \cdot V_{p,m} \quad [\text{kPa}] \quad (43)$$

$$P''_{m,m} = [8.004 \cdot 10^{-5} \cdot \varepsilon^2 - 3.049 \cdot 10^{-3} \cdot \varepsilon + 0.0357] \left[\frac{P_{mi}}{P'_{m,m}} - 1 \right]^2 \quad [\text{kPa}] \quad (44)$$

Burada, $P''_{m,m}$ yüklemmeden kaynaklanan mekanik kayıplar ortalama basıncı [kPa], $P'_{m,m}$ yüksüz koşullardaki mekanik kayıplar ortalama basıncı [kPa], P_{mi} ortalama indike basınç [kPa], $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s] ve ε sıkıştırma oranıdır.

1.7.2. Mekanik Kayıpların ve Mekanik Verimin Belirlendiği Modeller

Literatürde mekanik kayıplar ile ilgili modelleri iki sınıfta toplayabiliriz. Bunlardan birincisi mekanik kayıpları; yağlama rejimi, yağ filmi kalınlığı ve sekmanlar üzerindeki basınç gibi parametreleri dikkate alarak fizik kanunlarıyla tanımlayan fiziksel modellerdir. Bir diğeri ise; yağlama rejimi, yağ filmi kalınlığı ve sekmanlar üzerindeki basınç gibi parametreleri dikkate almadan bilgisayar ortamında *yapay sinir ağlarının (neural network)* veya çoklu lineer olmayan regresyonun uygulanması ile mekanik kayıpları deneysel verilere göre ve matematik bağıntılarla gösteren *kara kutu (black-box) modelleridir* [22].

Literatürdeki birçok çalışmada fiziksel model olarak Rezeka ve Henein ve Patton-Nitschke-Heywood modelleri kullanılmıştır [14, 18, 21, 22]. Fiziksel modeller aynı zamanda kara kutu modellerinin alt yapılarını oluşturmaktadır. Aşağıda alt başlıklar halinde literatürde en sık rastlanan bu tür modeller tanıtılacaktır.

1.7.2.1. Rezeka ve Henein Modeli

Rezeka ve Henein [14] anlık toplam sürtünme momentini; silindir içindeki gaz basıncının, krank milinin anlık açısal hızının, motor tasarım ve çalışma parametrelerinin

bir fonksiyonu şeklinde tanımlayarak fiziksel bir model oluşturmuşlardır. Böylece her bir motor elemanı için ayrı ayrı bağıntılar geliştirilerek anlık toplam sürtünme momentini veren

$$M_{\text{sürtünme}} = \sum_{j=1}^6 a_j \cdot w_j \quad (45)$$

bağıntısını önermişlerdir. Burada a_j her bir motor elemanı için uygun bir katsayı ve w_j sürtünmenin oluştuğu motor elemanı için geliştirilen bağıntıdır. Dışardan tahrik yöntemiyle motor deneyleri yapılarak a_j değerleri belirlenir. Her bir motor elemanı için geliştirilen bağıntılar ve strok hacmi 653 cm^3 , sıkıştırma oranı 17:1 olan tek silindirli hava soğutmalı bir dizel motoru için belirlenen a_j katsayıları Tablo 2’de verilmektedir [14]. Rezeka ve Henein [14] deneylerde silindir içindeki basıncı krank mili açısına göre belirleyerek her bir motor elemanı için fiziksel modeller oluşturmuşlardır.

Tablo 2. Rezeka ve Henein [14]’in her bir motor elemanı için geliştirdikleri bağıntılar

j	Sürtünen motor elemanı: w_j	a_j
1	Sekman (hidrodinamik yağlama): $[\mu \cdot V_{p,\text{anlık}} \cdot (P_e + P_{\text{gaz}}) \cdot b_{\text{sekman}}]^{0.5} \cdot D \cdot R \cdot K \cdot (n_{\text{yağ}} + 0.4 \cdot n_c)$	23
2	Sekman (karışık yağlama): $\pi \cdot D \cdot n_c \cdot b_{\text{sekman}} \cdot (P_e + P_{\text{gaz}}) \cdot [1 - \sin\theta] \cdot R \cdot K $ $270^\circ \leq \theta \leq 450^\circ$	0.252
3	Piston eteği: $\mu \cdot V_{p,\text{anlık}} \cdot D \cdot L_{\text{pis. et.}} \cdot R \cdot K/t$	1
4	Supap donanımı: $n_s \cdot F_{\text{yay}} \cdot R \cdot K / (\omega^{0.5})$	0.26
5	Yardımcı donanımlar veya yüksüz yataklar: $\mu \cdot \omega$	9.6
6	Yüklü yataklar: $\pi \cdot D^2 \cdot R_{\text{ay.}} \cdot P_{\text{gaz}} \cdot \cos\theta / (4\omega^{0.5})$	0.5

Burada, μ yağ filminin viskozitesi [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$], $V_{p,\text{anlık}}$ anlık piston hızı [m/s], P_e sekmanın elastik basıncı [kPa], P_{gaz} silindir içindeki anlık gaz basıncı [kPa], b_{sekman} sekman genişliği [m], D silindir çapı [m], R krank milinin yarıçapı [m], $n_{\text{yağ}}$ yağ sekmanlarının sayısı, n_c kompresyon sekmanlarının sayısı, θ krank mili açısı [$^\circ$], n_s silindir başına düşen emme ve

eksoz subabı sayısı, $L_{pis. et.}$ piston eteğinin boyu [m], t piston eteği ile silindir gömleği arasındaki boşluk [m], F_{yay} supap donanımındaki yay yükü [N], ω krank milinin açısal hızı [r/s], R_{ay} motor ana yataklarının yarıçapı [m]'dir. Ayrıca K dönüşüm oranı,

$$K(\theta) = \sin\theta + \frac{(R/l_b) \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{\sqrt{1 - [(R/l_b) \cdot \sin\theta]^2}} \quad (46)$$

bağıntısından belirlenmektedir [14]. Burada l_b biyelin uzunluğudur [m].

Bu modelden yararlanarak hesap yapabilmek için; silindir içindeki gazların basıncının krank mili açısına göre değişimine, volanın açısal hızına ve motor tasarım parametrelerine ihtiyaç vardır.

1.7.2.2. Patton-Nitschke-Heywood Modeli

Bu model buji ateşlemeli motorların geometrik ve çalışma koşulları verilerinin bir fonksiyonu olarak mekanik kayıpları ortalama basıncı belirler. Bu modelde motordaki mekanik kayıplar; sürtünme, pompalama ve yardımcı donanımlardaki kayıplar olmak üzere üç grupta toplanmıştır [18].

Patton ve arkadaşları sürtünme kayıplarını da kendi içinde üç bölümde incelemiştir;

a. Sınır ve hidrodinamik yağlama koşullarından ve türbülanslı akımdan dolayı krank mili yataklarındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı:

$$(P_{m,m})_{1,1} \approx b_1 \frac{D_y}{D^2 \cdot H \cdot n_{silindir}} + b_2 \frac{n \cdot D_y^3 \cdot L_y \cdot n_{ay}}{D^2 \cdot H \cdot n_{silindir}} + b_3 \frac{D_y \cdot n^2 \cdot n_{ay}}{n_{silindir}} \quad [\text{kPa}] \quad (47)$$

b. Piston donanımı ve biyelde oluşan mekanik kayıplar ortalama basıncı:

$$(P_{m,m})_{1,2} \approx b_4 \frac{V_{p,m}}{D} + b_5 \left(1 + \frac{1000}{n} \right) \frac{1}{D^2} + b_6 \frac{P_{emme}}{P_0} \left(0.088 \cdot \varepsilon + 0.182 \cdot \varepsilon^{(1.33 - K \cdot V_{p,m})} \right) + b_7 \frac{n \cdot D_y^3 \cdot L_y \cdot n_{ay}}{D^2 \cdot H \cdot n_{silindir}} \quad [\text{kPa}] \quad (48)$$

c. Supap mekanizmasındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı:

$$(P_{m,m})_{1,3} \approx b_8 + b_9 \frac{n \cdot n_{ay}}{D^2 \cdot H \cdot n_{silindir}} + b_{10} \left(1 + \frac{1000}{n}\right) \frac{n_s}{H \cdot n_{silindir}} + b_{11} \frac{h_{supap}^{1.5} \cdot n^{0.5} \cdot n_s}{D \cdot H \cdot n_s} + b_{12} \left(1 + \frac{1000}{n}\right) \frac{h_{supap} \cdot n_s}{H \cdot n_{silindir}} \quad [\text{kPa}] \quad (49)$$

Yardımcı donanımlardaki mekanik kayıplar ortalama basıncı:

$$(P_{m,m})_2 \approx b_{13} \cdot n + b_{14} \cdot n^2 \quad [\text{kPa}] \quad (50)$$

Pompalamadaki mekanik kayıplar ortalama basıncı:

$$(P_{m,m})_3 \approx (P_0 - P_{emme}) + \left(\frac{P_{emme}}{P_0} \cdot V_{p,m}\right)^2 + \frac{V_{p,m}^2}{n_s^2 \cdot r_{emme}^4} \left(\frac{P_{emme}}{P_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{r_{emme}^4} + \frac{1}{r_{eksoz}^4}\right) [\text{kPa}] \quad (51)$$

Burada, D_y yatak çapı [m], D silindir çapı [m], H strok uzunluğu [m], $n_{silindir}$ silindir sayısı, n devir sayısı [d/d], L_y yatak uzunluğu [m], n_{ay} ana yatak sayısı, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], P_{emme} emme manifold basıncı [kPa], P_0 atmosfer basıncı [kPa], ε sıkıştırma oranı, $K'=0.0238$ [s/m], n_s silindir başına düşen supap sayısı, r_{emme} (emme supap çapı/silindir çapı) oranı, r_{eksoz} (eksoz supap çapı/silindir çapı) oranı, Eşitlik (47-50)'deki b_1, \dots, b_{14} 'ler motora göre değişen katsayılarıdır [18, 21].

Her bir motor için deneyler yapılarak; krank mili açısına göre ortalama indike basınç ve bir dinamometre ile ortalama efektif basınç ölçülür ve regresyon tekniklerinden yararlanılarak b_1, \dots, b_{14} katsayıları belirlenir [18].

1.7.2.3. Arsie-Pianese-Rizzo-Flora-Serra Modeli

Arsie ve arkadaşları [21] mekanik verim için; lineer olmayan çoklu regresyondan ve yapay sinir ağlarından yararlanarak bir kara kutu modeli ve aynı zamanda daha fazla motor değişkeni ve çevrim basıncı ölçümleri kullanarak Rezeka ve Henein [14] ve Patton-Nitschke-Heywood [18] modellerindeki bağıntılardan yeni bir model geliştirmişlerdir.

Arsie ve arkadaşlarının [21] lineer olmayan çoklu regresyon kullanarak mekanik verim için geliştirdikleri kara kutu modeli,

$$\begin{aligned} \eta_m = & a_0 + a_1 \left(\frac{n \cdot M_d}{10^3} \right) + a_2 \left(\frac{M_d}{10^2} \right)^2 + a_3 \left[\left(\frac{n}{10^3} \right)^2 \cdot \left(\frac{P_{emme}}{10^4} \right)^2 \right] + a_4 \left(\frac{10^3}{n} \right) \\ & + a_5 \left[\left(\frac{n}{10^3} \right) \cdot \left(\frac{M_d}{10^2} \right)^2 \right]^{-6.89 \cdot 10^{-3}} + a_6 \cdot T_{emme} + a_7 \cdot (P_{emme})^{0.334} \\ & + a_8 \cdot \dot{m}_{hava} \end{aligned} \quad (52)$$

bağıntısı şeklinde verilmektedir. Burada n motorun devir sayısı [d/d], M_d motorun döndürme momenti [N·m], P_{emme} emme manifoldu basıncı [Pa], T_{emme} emme manifoldu sıcaklığı [$^{\circ}$ C], \dot{m}_{hava} hava debisi [kg/sa], a_0, \dots, a_8 model katsayılarıdır.

a_0, \dots, a_8 katsayılarını belirlemek amacıyla çeşitli deneysel veriler kullanılmalıdır. a_0, \dots, a_8 katsayıları bulunurken kesirli üssü olan terimlerde lineer olmayan çoklu regresyon, diğerlerinde çoklu lineer regresyon kullanılmıştır. Modelin doğruluğunun kontrolü için; motorun 426 adet, sabit çalışma koşullarında ölçülen ve simulasyon sonucu bulunan değerleri karşılaştırılmış ve hata analizi uygulanmıştır. Bu model %5'lik bir hata payı ile mekanik verimi belirlemektedir. Arsie ve arkadaşları [21] en uygun mekanik verim için, Eşitlik 52'deki a_0, \dots, a_8 katsayılarının en uygun değerlerini Tablo 3'te gösterildiği gibi belirlemişlerdir ve a_0, \dots, a_8 katsayılarının regresyonunda $R^2=0.9606$ bulmuşlardır.

Tablo 3. Arsie-Pianese-Rizzo-Flora-Serra [21] modeli için en uygun katsayı değerleri

Katsayılar	Tahmini değer
a_0	10.82402
a_1	0.001730
a_2	-0.385900
a_3	-0.521700
a_4	-0.541000
a_5	-10.86290
a_6	0.001439
a_7	0.068190
a_8	0.002310

Arsie ve arkadaşları [21] yapay sinir ağları yardımıyla da mekanik verimi tahmin eden bir kara kutu modeli geliştirmişlerdir. Bu model için 426 adet deney verisi kullanılmıştır. Model giriş ve çıkış katmanlarından ve gizli katmandan oluşmaktadır. Giriş katmanında motor devir sayısına, emme manifold basıncına, hava-yakıt oranına ve ateşleme avansına karşı gelen dört adet yapay sinir yer almaktadır. Gizli tabakada dokuz adet ve çıkış tabakasında bir adet yapay sinir bulunmaktadır. Giriş katmanından çıkış katmanına sinyal üretmek için her yapay sinir bir önceki katmanın yapay sinirleriyle çift kutuplu (bipolar) sürekli hareketli fonksiyonlar yardımıyla çapraz bir şekilde ilişkilendirilmiştir. Deney verilerinin 117 tanesi uygun katsayıların bulunması amacıyla eğitici olarak kullanılmıştır. Geri kalan 309 tane deney verisi ise modelin mekanik verimi tahmin etme seviyesini test etmek için kullanılmıştır. İstatistiksel analizler sonunda; verilerin %13'ünün (-0.06 ÷0.06) artık bölgesinin dışında kalmasına karşın, %49'unun (-0.02÷0.02) artık bölgesinin içerisinde kaldığı ve $R^2=0.934$ olduğu görülmüştür [21].

Arsie ve arkadaşları [21] Rezeka-Henien [14] ve Patton-Nitschke-Heywood [18]'un modellerinden yararlanarak daha karmaşık bir model geliştirmişlerdir. Bu model için daha fazla motor değişkenini ve çevrim basıncını ölçümleri ve çoklu lineer regresyon tekniklerini kullanmışlardır. Böylece iki regresyon kontrol parametresi elde etmişlerdir. Bunlar, geçerli değişken ile diğer tüm bağımsız değişkenler arasındaki R^2 korelasyon indeksini bire tamamlayan tolerans ve regresyonun ortalama karelerinin artıkların ortalama karelerine oranı şeklinde tanımlanan F giriş terimidir. Tolerans=0.01 ve F=1.0 için mekanik verimi aşağıdaki gibi tanımlamışlardır [21].

$$\begin{aligned} \eta_m = & a_0 + a_1 \cdot \frac{1}{M_d} \cdot \sum \{ \pi \cdot D \cdot n_s \cdot b_{\text{sekman}} (P_e + P_{\text{gaz}}) \cdot (1 - |\sin \theta| \cdot R \cdot |K|) \} \\ & + a_2 \cdot \frac{1}{M_d} \cdot \sum \left\{ \left(\frac{\mu \cdot V_{p,\text{anlık}}}{t} \right) \cdot (D \cdot L_{\text{pis. et.}}) \cdot R \cdot |K| \right\} + a_3 \cdot P_{\text{emme}} + a_4 \cdot \text{Log}(M_d) \\ & + a_5 \cdot \frac{P_{\text{emme}}}{P_0 \cdot P_{\text{mi}}} \left[0.088 \cdot \varepsilon + 0.182 \cdot \varepsilon^{(1.33 - K' \cdot V_{p,m})} \right] + a_6 \cdot \text{Log}(P_{\text{emme}}) \end{aligned} \quad (53)$$

Burada M_d motorun döndürme momenti [N·m], D silindir çapı [m], n_s her silindirdeki emme ve eksoz subabı sayısı, b_{sekman} sekman genişliği [m], P_e sekmanın elastik basıncı [kPa], P_{gaz} silindir içindeki anlık gaz basıncı [kPa], θ krank mili açısı [$^\circ$], R krank milinin yarıçapı [m], $K(\theta)$ dönüşüm oranı, μ yağ filminin viskozitesi [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$], $V_{p,\text{anlık}}$ anlık piston hızı [m/s], t piston eteği ile silindir gömleği arasındaki boşluktaki yağ filminin

kalınlığı [m], $L_{pis. et.}$ piston eteğinin boyu [m], P_{emme} emme manifold basıncı [kPa], P_0 açık hava basıncı [kPa], P_{mi} ortalama indike basınç [kPa], ε sıkıştırma oranı, $K'=0.0238$ [s/m], $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s] ve a_0, \dots, a_7 model katsayılarıdır.

Modelin tahmin seviyesini iyileştirmek için kontrol parametreleri yani tolerans ve F giriş terimi değiştirilerek birkaç test yapılmış ve en iyi sonuçlar tolerans=0.001 ve F=9.0 için elde edilmiştir. Bu kontrol parametrelerine göre mekanik verimi aşağıdaki gibi tanımlamışlardır [21].

$$\begin{aligned} \eta_m = & a_0 + a_1 \cdot \frac{1}{M_d} + \sum \{ \pi \cdot D \cdot n_s \cdot b_{sekman} (P_e + P_{gaz}) \cdot (1 - |\sin\theta| \cdot R \cdot |k|) \} \\ & + a_2 \cdot \frac{1}{M_d} \cdot \sum \left\{ \left(\frac{\mu \cdot V_{p,anlık}}{t} \right) (D \cdot L_{pis.et.}) \right\} + a_3 \cdot P_{emme} + a_4 \cdot \text{Log}(M_d) \\ & + a_5 \cdot \frac{P_{emme}}{P_0 - P_{mi}} \cdot \left[0.088 \cdot \varepsilon + 0.182 \cdot \varepsilon^{(1.33 - K' \cdot V_{p,m})} \right] + a_6 \cdot [\text{Log}(P_{emme})] \\ & + a_7 \cdot \left[\left(\frac{P_0}{10^4} \right) \cdot \left(\frac{M_d}{10^2} \right) \right] + a_8 \cdot \left(\frac{n}{10^3} \right)^2 + a_9 \cdot \dot{m}_{hava} \end{aligned} \quad (54)$$

Burada n motorun devir sayısı [d/d], \dot{m}_{hava} hava debisi [kg/s], a_0, \dots, a_9 model katsayılarıdır.

En küçük kareler yöntemi yardımıyla Eşitlik 54 ve 55'teki model katsayılarını 426 deney verisi kullanılarak Tablo 4'deki gibi belirlemişlerdir.

Tablo 4. Eşitlik 53 ve 54 için en uygun katsayı değerleri [21].

Katsayılar	Eşitlik 53 için tahmini değer	Eşitlik 54 için tahmini değer
a_0	3.46201	6.9770
a_1	-0.24550	-0.0151
a_2	0.02530	0.0418
a_3	$2.0 \cdot 10^{-6}$	$1.0 \cdot 10^{-5}$
a_4	0.83630	1.0930
a_5	0.05632	0.0558
a_6	-0.92510	-1.8420
a_7	---	-0.0346
a_8	---	-0.0135
a_9	---	0.0012
R^2	0.98210	0.9880

1.7.2.4. Bidan Modeli

Bidan [22] mekanik kayıplar işi için yalnızca devir sayısına bağlı bir kara kutu modeli geliştirmiştir. Diğer değişkenlerin mekanik kayıplar üzerindeki etkilerini ise geliştirmiş olduğu bağıntıdaki katsayılarla hesaba katmıştır. Böylece toplam mekanik kayıplar işi için aşağıdaki bağıntıyı vermiştir.

$$W_m = V_a \left[1 - \frac{1}{\eta_v} \right] \left[a + b \frac{n}{1000} + c \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \right] \cdot 10^5 \quad (55)$$

Burada, V_a alt ölü noktadaki toplam silindir hacmi [lt], n devir sayısı [d/d], η_v volümetrik verim, a , b ve c ise; çeşitli motorlarda yapılan ölçümlerle belirlenen model katsayılarıdır.

Buradaki mekanik kayıplar işi, strok hacmine bölünerek mekanik kayıplar ortalama basıncı da bulunabilir.

Bidan [22] geliştirmiş olduğu modelde dört silindirli sıra silindir düzenli motorlar için a , b , c katsayılarının $0.2 \leq a \leq 0.8$, $b=0.18$, $c=0.02$ şeklinde alınabileceğini belirtmektedir.

Orleans Üniversitesi ve PSA Peugeot-Citroen ortak çalışmasında Peugeot marka dört silindirli iki farklı benzin motorunda yapılan deneysel çalışmalar sonucunda a , b ve c katsayılarının; devir sayısına ve emilen havanın kütlesine göre en uygun değerlerinin Tablo 5 ve 6'daki gibi olduğu belirlenmiştir [22].

Tablo 5. Hava kütlesine göre Bidan [22] modelindeki en uygun a , b ve c katsayıları

Hava kütlesi [mg]	a	b	c
150	1.012	-0.140	0.080
200	1.189	-0.376	0.131
250	1.040	-0.057	0.060
300	1.262	-0.280	0.103
350	1.490	-0.496	0.146
400	2.970	-1.630	0.344
450	0.610	-0.280	0.152

Tablo 6. Devir sayısına göre Bidan [22] modelindeki en uygun a ,b ve c katsayıları

Devir sayısı, n [d/d]	a	b	c
1000	0.7600	0.2230	0.0224
2000	0.4955	0.1799	0.0200
3000	1.0110	0.1160	0.0280
4000	0.7400	0.1880	0.0209

1.7.3. Mekanik Kayıpların Oluştığı Her Bir Motor Elemanındaki Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncını Veren Bağlıntılar

Bishop [1, 10, 37] her bir motor ana elemanında oluşan mekanik kayıplar için çeşitli korelasyonlar geliştirmiş ve ayrıca bu motor ana elemanlarına boyut analizi uygulayarak mekanik kayıplar ortalama basıncı için bazı boyutsuz bağlantılar elde etmiştir. Her bir motor elemanında mekanik kayıplar ortalama basıncını veren Bishop bağlantıları aşağıda kısaca sunulmuştur.

Bishop [1, 37], piston gezintisi nedeniyle silindir duvarları ile sekmanlar arasındaki yağ filminin kırılması yüzünden sınır sürtünmesi oluşacağını ileri sürmüştür. Bishop; kritik bir hızdan sonra sınır yağlamaya geçiş olduğunu varsayarak, sınır sürtünmesi nedeniyle piston donanımında oluşan mekanik kayıplar ortalama basıncının “(strok uzunluğu)/(çap)²” ile orantılı olacağını belirtmiş ve sınır yağlama durumunda piston donanımındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı için

$$(P_{m,m})_{pis.don} \approx \text{Yük} \approx \frac{H}{D^2} \quad (56)$$

bağlantısını vermiştir. Burada, H strok uzunluğu [m], D piston çapıdır [m]'dir.

Viskoz piston sürtünmesi; yani hidrodinamik koşullar altındaki silindir duvarı, sekman ve piston arasındaki sürtünme için ise Bishop [1, 37] aşağıdaki gibi bir bağlantı düzenlenmiştir:

$$(P_{m,m})_{pis.don} \approx \frac{V_{p,m} \cdot A_{p,e}}{H \cdot D^2} \quad (57)$$

Burada, $A_{p,e}$ silindir duvarına değen etkin piston eteği alanıdır [m²].

Ayrıca Bishop boyut analizi yaparak piston ve sekman donanımındaki kayıplar için aşağıdaki boyutsuz bağıntıyı düzenlemiştir [10, 37]:

$$\frac{(P_{m,m})_{pis.don}}{\rho_0 \cdot V_{p,m}} = \frac{6.2 \cdot 10^4 \cdot \varepsilon^{0.2}}{R_e} \quad (58)$$

Burada, ε sıkıştırma oranı, R_e Reynolds sayısı, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], ρ_0 silindir içindeki gazların yoğunluğudur [kg/m³].

Bishop, tüm motor mil yataklarına harcanan mekanik kayıplar işini birim zamanda taranan silindir hacmine bölerek motor mil yataklarındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı için aşağıdaki bağıntıyı elde etmiştir [1, 37].

$$(P_{m,m})_{mil.yat} = 41.4 \cdot \left(\frac{D}{H}\right) \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) \cdot K \quad [\text{kPa}] \quad (59)$$

$$K = \frac{D_y^2 \cdot r_{ana} + D_{y,b}^2 \cdot L_{y,b} / m + D_{y,yard.}^2 \cdot r_{yard.}}{D^3} \quad (60)$$

Burada, D_y ana yatak çapı [m], r_{ana} toplam ana yatak uzunluğu [m]/silindir sayısı, $D_{y,b}$ biyel yatak çapı [m], $L_{y,b}$ biyel yatak uzunluğu [m], m biyel yatağı başına düşen piston sayısı, $D_{y,yard.}$ yardımcı donanımdaki yatak mil çapı [m], $r_{yard.}$ tüm yardımcı donanımlardaki mil yataklarının toplam uzunluğu [m]/silindir sayısıdır. Motorlar arasındaki benzerlikten yararlanarak benzin motorları için $K \approx 0.4$ ve dizel motorları için $K \approx 0.29$ alınabileceği belirtilmiştir.

Boyut analizi uygulanarak tüm motor mil yatakları için Bishop [10, 37] tarafından aşağıdaki gibi başka bir düzenleme de yapılmıştır.

$$\frac{(P_{m,m})_{mil.yat}}{\rho_0 \cdot V_{p,m}^2} = \frac{6.6 \cdot 10^4}{R_e} K \cdot \left(\frac{D}{H}\right) \quad (61)$$

Burada, R_e Reynolds sayısı, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], D silindir çapı [m], H strok uzunluğu [m], ρ_0 silindir içindeki gazların yoğunluğu [kg/m³] ve benzin motorları için $K=0.85$, dizel motorları için ise $K=1.8$ olarak verilmektedir.

Bishop [10, 37], supap yay kuvvetlerine ve supap kütlelerine ilişkin tasarım verilerinden ve deneysel verilerden yararlanarak supap donanımındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı için aşağıdaki gibi bir bağıntı geliştirmiştir:

$$(P_{m,m})_{sup,don} = \frac{c \cdot [1 - 0.133(n/1000)] \cdot n_{s,emme} \cdot D_{emme}^{1.75}}{D^2 \cdot H} \quad [\text{kPa}] \quad (62)$$

Burada , $n_{s,emme}$ silindir başına düşen emme subabı sayısı, D_{emme} emme subabı tabla çapı [m], D silindir çapı [m] ve $c = 1.2 \cdot 10^{-4}$ [kPa]'dır.

Bishop [10, 37] tarafından önerilen itici çubuk tasarımlarının özelliklerinin yer aldığı, supap donanımı için geliştirilmiş başka bir boyutsuz bağıntı da aşağıdaki gibidir.

$$\frac{(P_{m,m})_{sup,don}}{\rho_0 \cdot V_{p,m}} = \left(\frac{1.5 \cdot 10^9}{R_e^2} - \frac{1.4 \cdot 10^4}{R_e} \right) \cdot \frac{D}{H} \cdot \left(\frac{D_{emme}}{D} \right)^{1.8} n_{s,emme} \quad (63)$$

Burada, R_e Reynolds sayısı, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], D silindir çapı [m], H strok uzunluğu [m], ρ_0 silindir içindeki gazların yoğunluğu [kg/m^3], $n_{s,emme}$ silindir başına düşen emme subabı sayısı, D_{emme} emme subabı tabla çapıdır [m].

Bishop [10, 37] piston donanımı, motor mil yatakları ve supap donanımları dışında kalan mekanik kayıpları bir grup altında toplamıştır. Bu gruptaki mekanik kayıpların en önemli kaynağı yağ, su ve yakıt dolaşımı için kullanılan pompalardır. Bishop bu kategorideki mekanik kayıplar ortalama basıncı için aşağıdaki boyutsuz bağıntıyı elde etmiştir:

$$\frac{P_{m,pompa}}{\rho_0 \cdot V_{p,m}} = \frac{R_e^{0.5}}{670} \quad (64)$$

Burada, R_e Reynolds sayısı, $V_{p,m}$ ortalama piston hızı [m/s], D silindir çapı [m] ve ρ_0 silindir içindeki gazların yoğunluğudur [kg/m^3].

Her bir motor elemanında ortaya çıkan mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerini yukarıda verilen ilgili bağıntılardan hesaplayıp toplarsak; tüm motorda oluşacak mekanik kayıplar ortalama basıncı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$P_{m,m} = (P_{m,m})_{pis. don.} + (P_{m,m})_{sup. don.} + (P_{m,m})_{mil yat.} + (P_{m,pompa.}) \quad (65)$$

Wayne Eyalet Üniversitesindeki bir grup araştırmacı [38], "Çok silindirli motorlarda sürtünme" konulu çalışmalarında çok silindirli bir dizel motorunda mekanik kayıpların olduğu her bir motor ana elemanı için yağlamayı etkileyen fiziksel olayları modelleyerek ve bazı basitleştirici varsayımlar yaparak mekanik kayıplarla ilgili çeşitli kuvvet ve moment bağıntıları geliştirmişlerdir. Söz konusu modellerde mekanik kayıpların ortaya çıktığı parçaların boyutları, geometrileri ve motor dinamiğinin etkisi ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

1.8. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı

Mekanik kayıplar ve mekanik verim, motorların geliştirilmesinde ve tasarımında öteden beri önemli bir konuyu oluşturmaktadır. Çünkü daha iyi yakıt ekonomisi gibi taşıt kullanıcı istekleri ve günümüzde gittikçe daha sıkı duruma getirilen kirletici madde emisyon yönetmelikleri, otomotiv endüstrisinin düşük emisyonlu ve yüksek verimli motorlar geliştirmesini zorunlu duruma getirmiştir. Bu nedenle mekanik verimin iyileştirilmesi; motor ve yağ üreticileri için de önemli bir amacı oluşturmaktadır. Aynı zamanda bilimsel çalışmalarda motor modellerinin doğruluğunun belirlenmesinde de mekanik kayıplar ve mekanik verim çok önemlidir. Modellenen motor için, mekanik kayıpları doğru hesaplayan bir bağıntının kullanılması, doğal olarak modelin doğruluğunu da artıracaktır.

Bu çalışmada; içten yanmalı motorlarda mekanik kayıplara karşı gelen mekanik kayıplar ortalama basıncının, pompalama kayıpları ortalama basıncının ve mekanik verimin belirlenmesine yönelik deneysel çalışmalar yapılarak mekanik kayıplar için genel ampirik bağıntıların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bu amaçla; yukarıdaki paragraflarda önce literatür araştırması yapılarak mekanik kayıpları ve mekanik kayıplar ortalama basıncını belirlemeye yönelik teorik ve deneysel yöntemler incelenmiştir.

Literatür araştırmaları sonucunda, mekanik kayıpların belirlenmesinde uygulanan deneysel yöntemler arasında motorun çalışma koşullarındaki mekanik kayıpları doğruya yakın şekilde belirleyen yöntemlerden en önemlisinin indikatör diyagramı yöntemi olduğu belirlenmiştir. Diğer deneysel yöntemlerde; motorun yüksüz durumda ve gerçek

çalışmadan farklı koşullardaki mekanik kayıpları belirlenmektedir. Literatürde çeşitli indikatör sistemleri kullanılarak genellikle silindir basıncı-krank açısı değişimleri elde edilebilmektedir. Ancak pek çok çalışmada, üst ölü noktanın doğru olarak belirlenmesinin zorluğu nedeni ile silindir basıncı-silindir hacmi değişimleri genellikle verilmemektedir. İndikatör diyagramı yönteminin uygulanabilmesi için öncelikle silindir basıncı-silindir hacmi değişimleri belirlenmelidir. Bu nedenle literatürde motorlarda mekanik kayıpların indikatör diyagramı yöntemiyle belirlenmesi pek tercih edilmemiştir. Sunulan çalışmada motorlarda mekanik kayıpların belirlenmesi amacıyla, uygulanmasında bir çok zorluklarla karşılaşmış olan indikatör diyagramı yöntemi kullanılmıştır.

Literatürde; oldukça eski tarihlerde yapılmış çalışmalardan elde edilmiş olan ampirik bağıntılara da rastlanmaktadır. Ancak bu bağıntılar artık günümüzdeki motorların mekanik kayıplarının belirlenmesinde yetersiz kalmaktadır. Ayrıca literatürde verilen, motorlarda mekanik kayıpların ve mekanik verimin belirlenmesine yönelik diğer modeller ise oldukça karmaşık işlemleri gerektirmekte ve seçilmesi zor parametreleri içermektedir. Öte yandan bu modeller motorun çalışma anındaki fiziksel koşulları da göz önüne almamaktadır. Kısaca açıklanan nedenlerle; motorlarda mekanik kayıpları ve mekanik verimi belirleyen kolay uygulanabilir bağıntıların geliştirilmesi gerekmektedir.

Bu amaçla çok silindirli türboşarjlı (aşırı doldurmalı) ve doğal emişli 2 farklı dizel motorunda yüksüz durumda ve 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında yaklaşık (1500, 1750, 2000, 2250, 2500, 2750, 3000, 3250, 3500, 3750 ve 4000) [d/d] devir sayılarında ve 1/2 gaz durumunda yaklaşık (1500, 1750, 2000, 2250, 2500, 2750, 3000, 3250 ve 3500) [d/d] devir sayılarında deneyler yapılmıştır. Aynı zamanda yağ viskozitesinin mekanik kayıplar üzerindeki etkisini belirlemek amacı ile de; türboşarjlı durumda ve 1/1 gaz konumunda yaklaşık (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) [d/d] devir sayılarında farklı viskozitedeki yağlarla deneyler yapılmıştır.

Konunun önemi nedeni ile ve yukarıda belirtilen amaçlara yönelik olarak sunulan tez çalışmasının konusu; "Dizel Motorlarında Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının ve Mekanik Verimin İndikatör Diyagramı Yöntemiyle Belirlenmesi" olarak belirlenmiştir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada; dört silindirli bir taşıt dizel motorunda, türboşarjlı ve doğal emişli durumlar için, değişik devir sayılarında ve değişik gazlarda (yakıt gönderme oranlarında) ortaya çıkan mekanik kayıplar ortalama basınçları ve mekanik verim deneysel olarak belirlenerek incelenmiştir. Ayrıca deneysel sonuçlardan yararlanarak deneylerde kullanılan dört silindirli türboşarjlı ve doğal emişli taşıt dizel motorunun mekanik kayıplar ortalama basıncı için, yüklemenin de göz önüne alındığı, genel ampirik bağıntılar ve aynı zamanda pompalama işine karşılık gelen pompalama kayıpları ortalama basıncı için de genel ampirik bağıntılar elde edilmiştir.

Mekanik kayıpları belirlemeye yönelik deneysel yöntemler içerisinde indikatör diyagramı yönteminin, motorun gerçek çalışma koşullarında güvenilir sonuçlar veren bir yöntem olduğu bir önceki bölümde belirtilmişti. Bu nedenle; sunulan çalışmada kullanılan deney motorunun mekanik kayıplar ortalama basıncını ve mekanik verimini belirlemek amacı ile indikatör diyagramı yöntemi uygulanmıştır. Mekanik kayıplar ortalama basıncı üzerinde en etkili parametreler; ortalama piston hızı (devir sayısı), yükleme (gaz), yağlama yağının viskozitesi, strok/çap oranı, emilen havanın debisi, motor boyutları ve sıkıştırma oranıdır. Bu çalışmada indikatör diyagramı yönteminin uygulanması için deneyler türboşarjlı ve doğal emişli durumların her biri için değişik devir sayılarında, değişik gazlarda (yakıt gönderme oranlarında) gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yağ viskozitesinin etkisini belirlemek için türboşarjlı durumda 1/1 gazda farklı özellikte iki tür yağ kullanılarak da deneyler yapılmıştır. Böylece; devir sayısının, ortalama piston hızının, yüklemenin, hava debisinin ve yağ viskozitesinin mekanik kayıplar üzerindeki etkileri de incelenmiştir. İndikatör diyagramı yönteminin uygulanması için çok silindirli türboşarjlı ve doğal emişli taşıt dizel motorunda yüksüz durumda ve 3/4, 1/1 gaz konumlarında yaklaşık (1500, 1750, 2000, 2250, 2500, 2750, 3000, 3250, 3500, 3750 ve 4000) [d/d] devir sayılarında ve 1/2 gaz konumunda yaklaşık (1500, 1750, 2000, 2250, 2500, 2750, 3000, 3250 ve 3500) [d/d] devir sayılarında deneyler yapılmıştır. Hata analizi için her bir deney koşulunda ölçülen büyüklüklerden 5'er adet ölçüm alınmıştır. Deneysel sonuçlardan yararlanarak mekanik kayıplar ortalama basıncının; değişik gaz konumlarında (yakıt gönderme oranlarında) ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimleri belirlenerek çizilmiş, bunlardan yararlanılarak da deney motoru için mekanik kayıplar

ortalama basıncını ve pompalamadaki mekanik kayıpları veren ampirik bağıntıların geliştirilmesine çalışılmıştır.

Deneyle K.T.Ü Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Motorlar Laboratuvarında bulunan çok silindirli motor deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir.

2.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması

Sunulan çalışma için gerekli olan deneyler, K.T.Ü. Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Motorlar Laboratuvarında bulunan; Cussons firmasının üretmiş olduğu, Çok Silindirli Motor Deney Düzeneginde yapılmıştır. Deney düzeneginin şematik resmi Şekil 11'de görülmektedir. Deney düzenegi orijinal olarak başlıca beş ana elemandan oluşmaktadır.

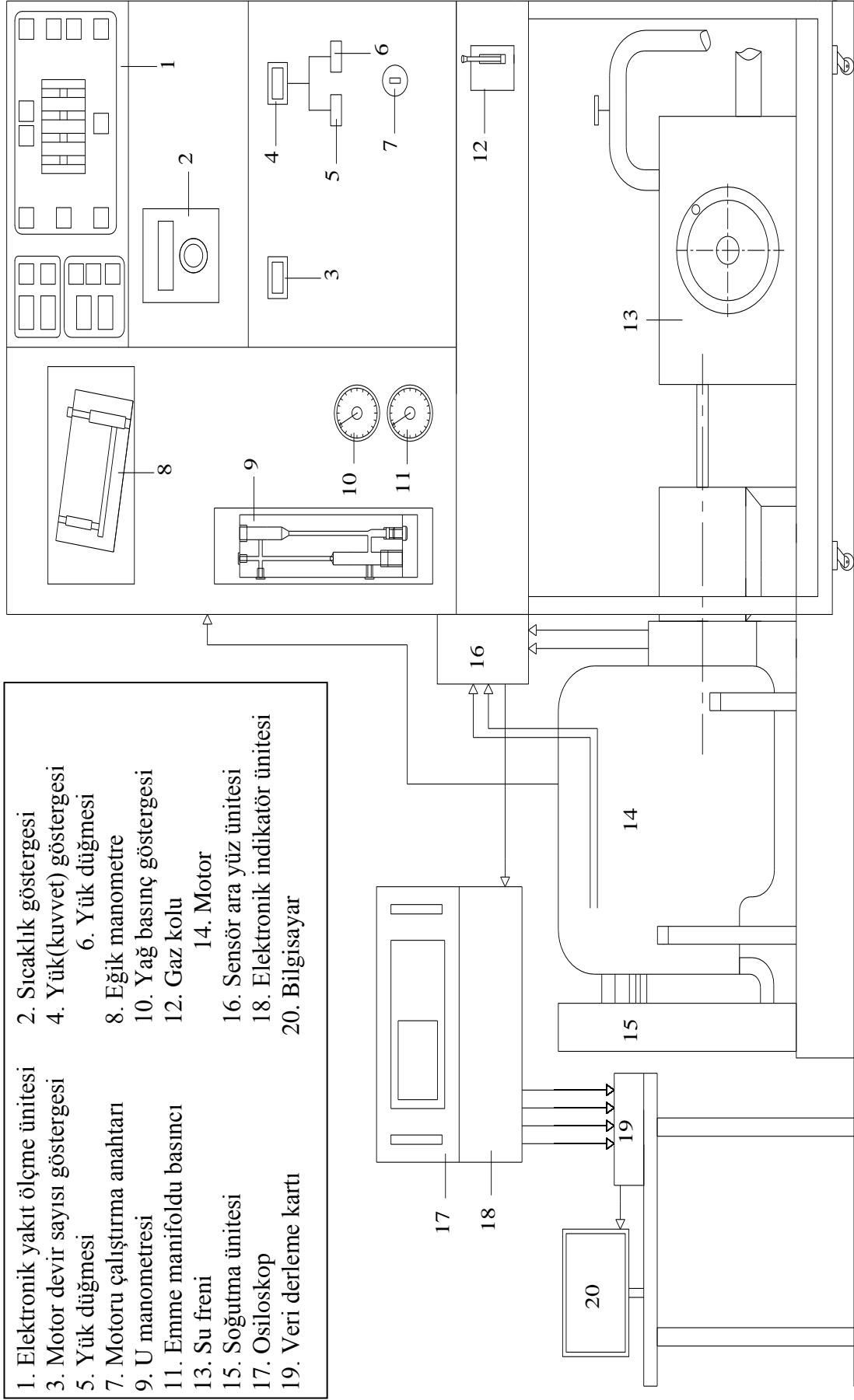
1. Motor
2. Su freni (hidrolik dinamometre)
3. Ölçü aletleri ve kumanda panosu
4. Elektronik indikatör ünitesi ve osiloskop
5. Soğutma ünitesi

Cussons firması tarafından kurulan sistemde indikatör diyagramı yalnızca bir osiloskopta gözlenebilmektedir. Elektronik indikatör ünitesinin algıladığı basınç ve krank açısı sinyallerinin sayısal değerlere dönüştürülmesi ve indikatör diyagramının bilgisayarda elde edilebilmesi için deney düzenegine 1 adet veri derleme kartı ve 1 adet bilgisayar eklenmiştir.

Deney düzenegini oluşturan ana elemanların genel özellikleri aşağıda kısaca açıklanmıştır.

2.1.1.Motor

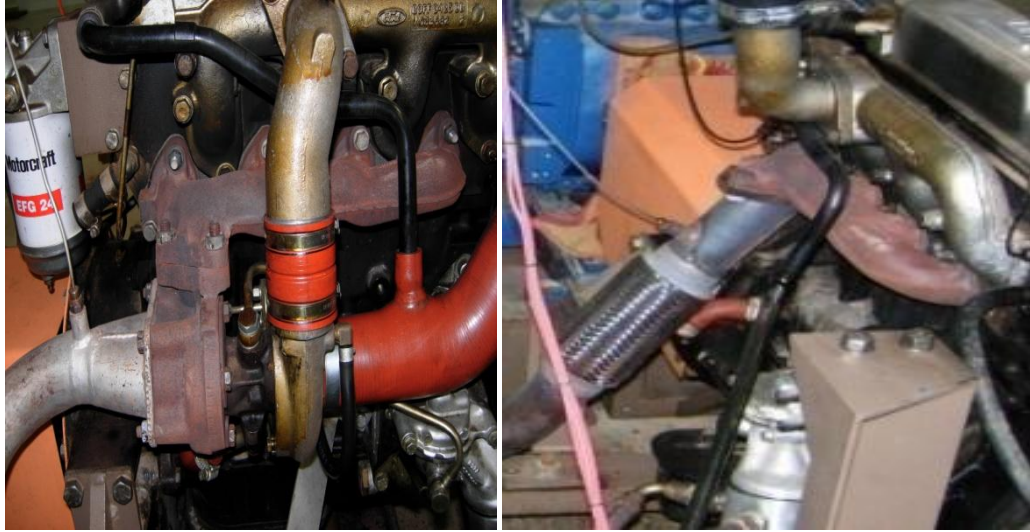
Deney motoru çok silindirli, ön yanma odalı, türboşarjlı ve su soğutmalı dört zamanlı bir dizel motordur. Sunulan çalışmada; türboşarj sistemi sökülerek yapılan uygun bağlantılarla mevcut motorun doğal emişli olarak çalışması da sağlanmıştır. Motorun türboşarjlı ve doğal emişli bağlantıları Şekil 12'de görülmektedir. Motorun başlıca teknik özellikleri ise Tablo 7'de verilmiştir.



Şekil 11. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Tablo 7. Taşıt dizel motorunun başlıca özellikleri

Üretici firma	Ford Motor Company Limited
Motor tipi ve üretim yılı	XLD4 18T, 1990
Toplam Silindir hacmi ve sayısı	1.753 [litre], 4
Silindir çapı x strok uzunluğu	82.5x82 [mm]
Sıkıştırma oranı	21.5:1
Maksimum güç	55[kW], 4500 [d/d]'da
Maksimum moment	52 [N·m], 2200 [d/d]'da



(a)

(b)

Şekil 12. (a) Deney motorunun türboşarjlı bağlantısı, (b) Deney motorunun doğal emişli hale dönüştürülmüş bağlantısı

Deney motorunun birinci silindirinin (volana en uzak silindirinin) kızdırma bujisinin yerine takılan kuvars piezo basınç algılayıcısı (transduceri) aracılığı ile silindir içerisindeki gaz basınç değerleri algılanabilmektedir. Piezo basınç algılayıcısının başlıca özellikleri Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 8. Basınç algılayıcısının başlıca özellikleri

Sensör tipi	Piezoelektrik
Ölçüm aralığı	0÷150 [bar]
Hassasiyeti	11.25 [pC/bar]
Doğal frekansı	100 [kHz]
Linearitesi	< ± %0.6
Soğutma tipi	Su soğutmalı

Ayrıca motorun p-V basınç hacim diyagramının belirlenebilmesi için üst ölü noktanın (Ü.Ö.N.) da tam doğru biçimde algılanması gerekmektedir. Motorun krank mili açısının algılanması için sistemde iki tane krank mili açısı sensörü kullanılmaktadır. Krank mili açısı sensörlerinden biri volandaki dişleri sayarken diğeri ise volan üzerine takılan diskin üzerinde Ü.Ö.N.'dan 70^0 önce açılmış olan yarığı algılar. Basınç sensöründen ve krank mili açısı sensörlerinden gelen sinyaller sensör ara yüz ünitesinden geçerek elektronik indikatör ünitesine, oradan da veri derleme kartı ile bilgisayara aktarılmaktadır.

2.1.2. Su Freni (Hidrolik Dinamometre)

Motorun yüklenmesi ve döndürme momentinin belirlenmesi için deney düzeneğinde su freni kullanılmaktadır. Su freni motor miline bağlı olarak dönen özel kanatlı bir rotordan, rotoru çevreleyen yataklar üzerine oturtulmuş bir statordan ve kuvvet ölçme düzeneğinden oluşmaktadır. Motor rotoru çevirmeye başladığında, rotorun kanatları statorun içindeki suyu dışarıya doğru fişkırtır ve girdap hareketi yapan bir su tabakası oluşur. Böylece su bir taraftan ısınarak motorun ürettiği mekanik enerjiyi yutarken, öte yandan motorun döndürme momentine eşit bir momentle su freninin statorunu çevirmeye çalışır. Su zamanla ısınacağı için sürekli olarak değiştirilmelidir. Hidrolik dinamometrenin içindeki su miktarı arttıkça yutulan enerji de artar. Su girişine yerleştirilen ayarlanabilir bir vana ile su miktarı ve sonuçta motorun yüklenmesi istenilen şekilde değiştirilebilmektedir. Su vanası kumanda panosunda bulunan “Decrease” (Yükü azalt) ve “Increase” (Yükü artır) düğmeleri ile ayarlanabilmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan su freninin başlıca özellikleri Tablo 9’da verilmiştir.

Tablo 9. Su freninin başlıca özellikleri [39].

Üretici firma	SAJ-Froude Test Plant
Model	AWM 50 (LC)
Tipi	Hidrolik
Maksimum güç	160 BG
Devir sayısı aralığı	4000÷7500 [d/d]

Statora eklenen yaylı bir ölçme düzeneği ile hem statorun dönmesi sınırlanmakta, hem de söz konusu motorun döndürme momentine karşılık gelen ve moment koluna etki eden kuvvet ölçülmektedir. Kuvvet streyngeyçli bir yük hücresiyle (load cell) ölçülerek kumanda panosundaki dijital yük (kuvvet) göstergesinden [Newton] biriminde okunabilmektedir. Yük hücresi ile motor mili arasındaki uzaklık 0.2865 mm'dir. Motor çalışmazken üretici firma tarafında belirtilen yönergeye göre, yük hücresinin kalibrasyonu gerçekleştirilmelidir.

Sunulan çalışmada laboratuarda bulunan şebeke suyunun debisinin ve basıncının yetersiz olmasından dolayı su freni için gerekli olan su 7 tonluk bir depodan sağlanmaktadır. Ayrıca su freni için gerekli debinin ve basıncın sağlanması amacı ile, depo ile su freni arasında bir su pompası kullanılmaktadır. Burada su freni üretici firmasının tarafından verilen debi ve basınç değerlerine göre uygun bir su pompası seçilmiştir.

2.1.3. Ölçü Aletleri ve Kumanda Panosu

Ölçü aletleri ve kumanda panosu hava, yakıt, soğutma suyu, yağlama yağı ve eksoz gazları ile ilgili ölçü göstergelerini ve kumanda elemanlarını bulundurmaktadır. Söz konusu ölçü ve kumanda cihazları şunlardır:

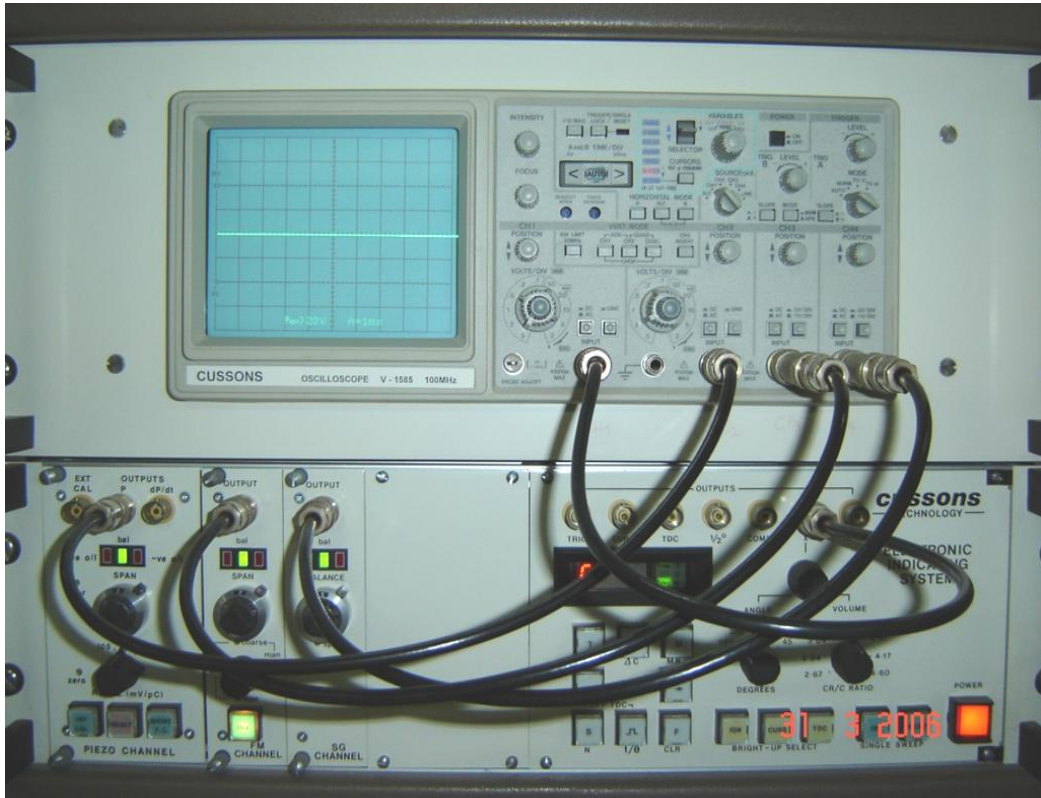
- Çok fonksiyonlu dijital elektronik yakıt ölçme ünitesi (Şekil 11-1)
- K tipi termokupullarla 10 farklı noktadaki sıcaklık değerlerini (dış ortam, yakıt, yağ, eksoz gazları, soğutma suyu giriş ve çıkış, eğer kalorimetre takılı ise kalorimetreye gazların giriş ve çıkış, kalorimetreye suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarını) gösteren dijital sıcaklık göstergesi (Şekil 11-2)
- Motor devir sayısını gösteren dijital gösterge (Şekil 11-3)
- Motor yükünü gösteren dijital gösterge (Şekil 11-4)
- Motor yükleme düğmeleri (Şekil 11- 5 ve 6)
- Motor çalıştırma ve durdurma anahtarı (Şekil 11-7)
- Hava debisini ölçmeye yarayan eğik manometre (Şekil 11-8)
- Soğutma suyu debisini belirlemeye yarayan U manometresi (Şekil 11-9)
- Yağ basınç göstergesi (Şekil 11-10)
- Emme manifoldu basıncı göstergesi (Şekil 11-11)
- Gaz kolu (Şekil 11-12)

2.1.4. Elektronik İndikatör Ünitesi ve Osiloskop

Cussons firması tarafından üretilen P4410 tipi elektronik kontrol ünitesi piezo amplifikatör kanalı, FM kanalı, streyngeç kanalı ve mikroişlemciden oluşmaktadır.

Ayrıca deney düzeneğinde elektriksel işaretlerin görüntülenmesi ve ölçümü için dört kanallı bir osiloskop bulunmaktadır. Şekil 13'te üst kısımda osiloskop ve alt kısımda ise elektronik indikatör sistemi görülmektedir.

Osiloskop, elektriksel işaretlerin görüntülenmesi ve ölçümü için kullanılmaktadır. Elektronik indikatör ünitesi ise; motordan alınan basıncın, injektör iğnesi kalkma miktarının ve yakıt püskürtme basıncının oluşturduğu elektriksel sinyalleri yükseltmek, hassas bir şekilde ölçmek ve kalibre etmek amacıyla bir çok elektronik devreyi içermektedir.



Şekil 13. Elektronik indikatör ünitesi ve osiloskop

Ayrıca sistemdeki mikroişlemci, krank milinin açılma konumunu hem zamana hem de krank açısına göre izleyebilmektedir. Bunun için mikroişlemciye iki girişin olması

gerekmektedir. Bu girişlerden biri Ü.Ö.N.'dan önce bilinen bir referans noktasında motorun her dönüşünde gelecek işaret, diğeri ise volandan veya zamanlama dişlisinden sayılan diş sayısıdır. Deney düzeneğinde mikro işlemci için girişlerden biri volan üzerine takılan diskin üzerinde Ü.Ö.N.'dan 70^0 önce açılan yarığı algılayan krank mili açısı algılayıcısı tarafından, diğeri ise volan diş sayısını sayan krank mili açısı algılayıcısı tarafından sağlanmaktadır.

Elektronik indikatör ünitesinin sol tarafındaki piezo amplifikatör kanalı silindir içindeki basıncın, FM kanalı injektör iğnesinin kalkma miktarının ve streyngeç kanalı ise yakıt püskürtme basıncının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Ayrıca elektronik kontrol ünitesinin sağ tarafında, bağlantılar için “TRIG”, ”CURS”, “TDC”, “COMP⁰”, “X” ve “IGN” çıkışları, küçük dijital bir gösterge ve dijital gösterge için seçim düğmeleri, indikatör diyagramının krank mili açısına veya “biyel kolu uzunluğu/krank mili yarı çapı” oranına bağlı olarak silindir hacmine göre belirlenip belirlenmeyeceğine ilişkin seçim düğmeleri bulunmaktadır.

Sunulan çalışmanın amacına yönelik olarak sadece piezo amplifikatör kanalı kullanılmıştır. Elektronik indikatör ünitesinin “PIEZO CHANNEL” kısmında ara kablolar ile bağlantı için basınç “P”, dış kalibrasyon için “EXT CAL” ve “dP/dt” çıkışları, sağ ve solda kırmızı, ortada yeşil renkte 3 adet dengeleme ışıkları, sensör duyarlılığına ve ölçülecek maksimum basınca göre amplifikatörün kalibrasyonunu sağlayan ayarlanabilen skalalı “Span” düğmesi, 1-10-100 (mv/pc) üçlü seçeneikli volt kademesi, iç kalibrasyon için ışıklı “INT CAL”, kondansatörün boşalmasını sağlayan ışıklı “RESET” ve amplifikatörün kendisini sürekli olarak sıfır volt düzeyine göre ayarlamasını sağlayan ışıklı “SHORT T.C” düğmeleri bulunmaktadır.

Elektronik indikatör ünitesinde ve osiloskopta dahili ve harici kalibrasyonlar da bulunmaktadır. Motor çalıştırılmadan önce üretici firma tarafından belirtilen işlem adımları gerçekleştirilerek elektronik indikatör ünitesi ve osiloskop muhakkak kalibre edilmelidir. Bu kalibrasyonlar yapılırken kullanılan piezo basınç sensörünün duyarlılığı ve ölçülecek maksimum basınç da göz önüne alınmalıdır. Tersisi durumda doğal olarak sistemden alınan veriler hatalı olabilir [40].

2.1.5. Soğutma Ünitesi

Deney düzeneğinde; motor soğutma suyunun ve yağlama yağının soğutulması, sıcaklıklarının ve soğutma suyunun debisinin ölçülmesi amacıyla soğutma ünitesi ve ölçü donanımı bulunmaktadır. Soğutma suyu ve yağ için ayrı ayrı eşanjör sistemleri kullanılmaktadır. Soğutma suyu ve yağ; eşanjörlerdeki borulardan geçerken, şehir şebekesinden gelen su eşanjörlerin üzerindeki borulardan geçerek soğutma işlemi yapılmaktadır. Soğutulan su ve yağ tekrar motora geri verilmektedir. Şebeke suyu ise kullanıldıktan sonra dışarıya atılmaktadır. Soğutma ünitesinde soğutma suyu ve yağ girişlerinde termostatlar bulunmaktadır. Termostatlar üretici firma tarafından belirlenen değerlere göre ayarlanmıştır. Ayrıca motor soğutma suyunun soğutma ünitesine giriş ve çıkış sıcaklıkları, yağ sıcaklığı için termokupul bağlantıları ve soğutma suyunun debisi için 23.5 mm çapında orifis sisteme bağlanmıştır. Orifiste oluşan basınç farkını ölçmek için orifisin girişi ve çıkışı bir U manometresine bağlı bulunmaktadır [41].

2.2. Deneysel Ölçümler

İndikatör diyagramı yöntemi ile mekanik kayıplar ortalama basıncının ve mekanik verimin belirlenebilmesi ve bunların bazı motor parametrelerine göre değişimlerinin elde edilmesi amaçları ile; başlıca aşağıdaki ölçümlerin yapılması gerekmektedir.

- Ortam sıcaklığı
- Ortam basıncı
- Yağ termometre sıcaklığı
- Motor devir sayısı
- Yük
- Belirli bir miktar yakıtın harcanma süresi
- Emme kanalı ile atmosfer arasındaki basınç farkı
- Emme manifoldundaki basınç
- Yağ sıcaklığı
- Silindir içindeki basınç
- Krank mili açısı

Sunulan çalışmada ortam ve yağ termometre sıcaklıkları termometrelerden [$^{\circ}\text{C}$] biriminde, ortam basıncı barometreden [mmHg] biriminde, motor devir sayısı su freninin miline bağlı yarıklı dişli-algılayıcı aracılığı ile dijital göstergeden (Şekil 11-3) [d/d] biriminde, yüke karşı gelen kuvvet su frenindeki yük hücresi vasıtasıyla dijital göstergeden [Newton] biriminde, yakıt miktarı [gram] biriminde ve harcanma süresi [saniye] biriminde elektronik yakıt ölçme ünitesinden (Şekil 13-1), emme kanalı ile atmosfer arasındaki basınç farkı eğik manometre (Şekil11-8) ile [mmH_2O] biriminde, emme kanalındaki basınç barometre (Şekil11-11) ile gösterge basıncı olarak [bar] biriminde, yağ sıcaklığı K tipi termokupullar aracılığı ile dijital sıcaklık göstergesinden (Şekil 11-2) [$^{\circ}\text{C}$] biriminde, silindir içindeki basınç piezo basınç sensörü (transduceri) ve veri derleme kart ile [bar] biriminde, krank mili açısı volanı ve volana bağlanan yarıklı diski gören iki algılayıcı ve veri derleme kart ile [$^{\circ}$] biriminde ölçülmüştür.

2.3. Deneysel Ölçümlerin Değerlendirilmesi

İndikatör diyagramı yöntemi ile mekanik kayıplar ortalama basıncının ve mekanik verimin belirlenebilmesi ve bunların bazı motor parametrelerine göre değişimlerinin elde edilmesi amaçları ile başlıca aşağıdaki büyüklüklerin hesaplanması gerekmektedir.

- Motorun döndürme momenti
- Motorun efektif gücü
- Ortalama efektif basınç
- Toplam yakıt tüketimi
- Hava debisi ve hava fazlalık katsayısı
- İndikatör diyagramı alanı, indike güç ve pompalama kayıpları gücü
- Ortalama indike basınç ve pompalama kayıpları ortalama basıncı

Söz konusu hesaplamalar aşağıda kısaca açıklanan işlemler uygulanarak yapılabilir. Sunulan çalışmada belirtilen hesaplamalar FORTRAN progalama dilinde hazırlanmış bir program ile gerçekleştirilmiştir.

Burada yapılan hesaplar temelde motor deneylerinde uygulanan hesap yöntemine dayanmaktadır ve bunlara ilişkin daha ayrıntılı bilgiler Durgun [6, 42] ve Plint [2] gibi kaynaklarda bulunabilir.

2.3.1. Motorun Döndürme Momenti

Deney düzeneğinde motorun yüklenmesini ve döndürme momentinin ölçülmesini sağlayacak su freni bulunmaktadır. Şekil 11’de 13 numara ile su freni gösterilmiştir. Motorun yüklenmesine bağlı F kuvveti, Şekil 11’de görüleceği gibi deney düzeneğindeki konsolda bulunan ve 4 numara ile gösterilen dijital okuyucudan [Newton] biriminde okunur. Moment kolu uzunluğu deney sistemi kataloğunda $l=0.2865$ m olarak verilmiştir [39]. Böylece motorun M_d döndürme momenti,

$$M_d = F \cdot l \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (66)$$

bağıntısından hesaplanabilir.

2.3.2. Motorun Efektif Gücü

Bilindiği gibi motorun krank milinden elde edilen net güce motorun efektif veya fren gücü denir. Motorun n devir sayısı, su freni milinin üzerine yerleştirilen yarıklı dişli-algılayıcı çifti yardımıyla deney düzeneğindeki konsolda bulunan dijital okuyucudan [devir/dakika] biriminde okunmaktadır. Motorun döndürme momenti de bilindiğine göre $N_{e,1}$ efektif gücü,

$$N_{e,1} = \frac{M_d \cdot \omega}{1000} \text{ [kW]} \quad (67)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Burada ω ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ [1/s]} \quad (68)$$

açısal hızdır.

Deneyin yapıldığı P_o ve T_o dış ortam koşulları ve havanın nemi motor performansını etkileyebilir. Farklı koşullarda yapılan motor deneylerinin sonuçlarının, birbiri ile sağlıklı

bir şekilde karşılaştırılabilmesi için standart koşullara dönüştürülmeleri ve nem açısından düzeltilmeleri gerekir. Deneyin yapıldığı koşullardaki nemi belirlemek amacıyla yaş ve kuru termometre sıcaklıkları da ölçülmüştür. Yaş termometre sıcaklığının ölçüldüğü termometreye ıslak pamuk sarılmış ve termometre bir vantilatör yardımıyla soğutulmuştur. Yaş ve kuru termometre sıcaklıklarına bağlı olarak düzeltme eğrisinden x_{nem} nem düzeltme katsayısı okunmuştur [42]. Standart atmosfer koşulları 20 [°C] ve $1.013 \cdot 10^5$ [Pa] alınır ve deney koşullarındaki sıcaklık T_0 ve basınç P_0 ise, deney sonunda belirlenen $N_{e,1}$ efektif gücü dizel motorları için,

$$N_e = N_{e,1} \cdot x_{nem} \cdot \frac{01013}{p_0} \cdot \frac{T_0}{293} \text{ [kW]} \quad (69)$$

bağıntısı kullanılarak standart koşullara düzeltilebilir.

2.3.3. Ortalama Efektif Basınç

Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği düşünülen ve bir iş çevrimi sonunda krank milinden elde edilen net (efektif) işi veren basınç değerine ortalama efektif basınç denir. Motorun efektif gücünden yararlanarak P_{me} ortalama efektif basıncı bulunabilir. Efektif güç,

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot V_h \cdot z \cdot n}{60 \cdot k} \text{ [kW]} \quad (70)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [6]. Burada k bir iş çevrimi için devir sayısı, V_h strok hacmi [lt], n devir sayısı [d/d] ve z silindir sayısıdır. Deney motoru için $k=2$ (dört zamanlı motorlarda bir iş çevrimi için 2 devir gereklidir), $V_h=0.43825$ [lt], $z=4$ 'tür. Eşitlik 70'ten P_{me} ortalama efektif basıncı çekilirse

$$P_{me} = \frac{N_e \cdot 60 \cdot k}{V_h \cdot z \cdot n} \text{ [MPa]}$$

bağıntısı elde edilir.

2.3.4. Toplam Yakıt Tüketimi

Bir motorun birim zamanda harcadığı yakıt miktarına toplam yakıt tüketimi denir. Deney düzeneğinde bulunan yakıt ölçme ünitesi ile toplam yakıt tüketimi belirlenebilmektedir. Belirli kütledeki yakıtın tükenme süresi her deney için üniteye göre sabit olarak kalır ve yeni bir ölçüme başlayana kadar okunabilir [41]. Yakıt ölçme ünitesi ayarlanabilen Δm [gr] miktar yakıtın tüketilme süresi Δt [sn]'yi veya ayarlanabilen Δt [sn] süresi içerisinde harcanan Δm [gr] miktar yakıtı ölçebilmektedir. Sunulan çalışmada yüksüz deneylerde $\Delta m=10$ [gr] ve diğer deneylerde $\Delta m=40$ [gr] olarak ayarlanmış bu yakıtın Δt [sn] harcanma süresi ölçülmüştür. Buna göre B toplam yakıt tüketimi;

$$B = \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot \frac{3600}{1000} \text{ [kg/sa]} \quad (71)$$

bağıntısından elde edilir.

2.3.5. Hava Debisi ve Hava Fazlalık Katsayısı

Hava debisinin belirlenmesi için deney düzeneğinde özel sıvı ile doldurulmuş eğik bir manometre bulunmaktadır. Ayrıca emilen havanın motora titreşimsiz ve sürekli bir şekilde girebilmesi için deney düzeneğinin girişinde bir hava deposu yer almaktadır. Deponun hava giriş kısmında çapı, $d=71.92$ [mm] olan bir orifis bulunmaktadır [41]. Eğik manometrenin bir ucu atmosfere açıktır ve diğer ucu hava deposuna bağlıdır. Motora emilen havanın debisini belirlemek amacıyla deney düzeneğinde bulunan eğik manometredeki yükseklik değişimi (basınç farkı) Δh [mmH₂O] olarak, deney anındaki T_o ortam sıcaklığı bir termometreden [⁰C] olarak ve P_o atmosfer basıncı bir barometreden [mmHg] olarak ölçülür. Böylece emilen havanın hacimsel debisi;

$$\dot{Q}_{\text{hava}} = 0.2087 \cdot C \cdot Z_D \cdot Z_R \cdot \varepsilon \cdot E \cdot d^2 \cdot \left[\frac{\Delta h}{\rho_{\text{hava}}} \right]^{0.5} \text{ [lt/dak]} \quad (72)$$

ve havanın kütleli debisi;

$$\dot{m}_{\text{hava}} = \dot{Q}_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}} \cdot 10^{-3} \text{ [kg/dak]} \quad (73)$$

bağıntısından hesaplanabilir [41]. Burada havanın yoğunluğu gazların genel denkleminde

$$\rho_{\text{hava}} = \frac{P_0 \cdot (13.6) \cdot (9.81)}{287 \cdot T_0} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (74)$$

şeklinde bulunabilir. Deney düzeneği kataloğundan [41] yararlanılarak Eşitlik 72'deki C orifis katsayısı 0.596, Z_D boru boyu düzeltme faktörü 1, Z_R Reynolds sayısı düzeltme katsayısı 1, ε genişleme faktörü 1, E hız faktörü 1 olarak seçilmiştir. Bu değerlere göre havanın hacimsel debisi yeniden düzenlenirse,

$$\dot{Q}_{\text{hava}} = (643.4573) \cdot \left[\frac{\Delta h}{\rho_{\text{hava}}} \right]^{0.5} \text{ [lt/dak]} \quad (75)$$

bağıntısı elde edilebilir. Bu bağıntı, pratikte karşılaşılan koşullarda bulunan normal yoğunlukta bir hava için debiyi, yaklaşık olarak % 5'lik hata ile verir. Daha doğru bir debi hesabı için Eşitlik 75'te bulunan debi, tahmini debi olarak alınarak önce,

$$Re = (0.2124) \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}}}{\mu_{\text{hava}} \cdot d} \quad (76)$$

Reynold sayısı hesaplanır. Burada μ [gr/cm·s] havanın mutlak viskozitesi ve $d=71.92$ mm ise hava deposuna bağlı orifis çapıdır [41]. Hesaplanan Reynolds sayısına göre Z_R Reynolds sayısı düzeltme faktörü ve ε genişleme faktörü, deney düzeneği kataloğundan yeniden seçilir ve Eşitlik 72'de yerlerine yazılarak havanın hacimsel debisi daha doğru bir şekilde belirlenebilir. Bütün bu hesap aşamaları sunulan çalışmada hazırlanan bilgisayar programı ile gerçekleştirilebilmektedir.

Bir saatte harcanan yakıt miktarı; B [kg/sa] toplam yakıt tüketimi olarak bilindiğine göre hava fazlalık katsayısı,

$$\alpha = \frac{h}{h_{\min}} = \frac{1}{\phi} \quad (77)$$

bağıntısından kolayca hesaplanabilir. Burada ϕ ekivalans oranıdır ve h geçek ve h_{\min} teorik hava miktarları ise aşağıdaki bağıntılardan yaralanarak bulunabilir.

$$h = \frac{m_{\text{hava}} \cdot 60}{B} \left[\frac{\text{kg hava}}{\text{kg yakıt}} \right] \quad (78)$$

$$h_{\min} = \frac{1}{0.234} \left[\frac{8c'}{3} + 8h' - o'_y \right] \left[\frac{\text{kg hava}}{\text{kg yakıt}} \right] \quad (79)$$

Burada c' 1kg yakıttaki karbonun kütleli oranı, h' 1kg yakıttaki hidrojenin kütleli oranı ve o'_y 1kg yakıttaki hidrojenin kütleli oranıdır. Sunulan çalışmada kullanılan dizel yakıtı için $c' = 0.87$, $h' = 0.126$ ve $o'_y = 0.004$ alınmıştır [6].

2.3.6. İndikatör Diyagramı Alanı ve İndike Güç

Deney düzeneğine bağlı bulunan dört silindri dizel motorunun birinci silindrinde oluşan basınçlar bir basınç sönsörü tarafından düşük voltajlı sinyallere dönüştürülmektedir. Basınç sensöründen alınan bu sinyaller önce bir amplifikatörde yükseltilmekte, daha sonra elektronik gösterge sisteminde işlenerek krank mili açısına göre basınç değerleri elde edilmektedir.

Krank mili açısına göre elde edilen basınç değerleri bir veri derleme kartı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmaktadır. Motordan gelen sinyallerin işlenip bilgisayara yeterli duyarlılıkta, kalibre edilmiş biçimde aktarılabilmesi için veri derleme kartı için uygun bir program yazılmıştır. Aynı zamanda Ü.Ö.N.'nin krank mili açısı olarak konumu bilindiği için, ilgili dönüşümler yapılarak basınç değerlerinin strok hacmine göre değişimleri de elde edilmiştir. Böylece birinci motor silindiri için p-V ve p- θ diyagramları elde

edilebilmektedir. Sunulan çalışmada elde edilen bu diyagramın, diğer silindirlerde de benzer şekilde oluştuğu varsayılmıştır.

Bilindiği gibi indikatör diyagramının artı bölümünün alanı (Şekil 3) silindir içindeki gazların gerçekte yaptığı işi yani W_i indike işini ve negatif bölümünün (Şekil 3) alanı ise W_{pompa} pompalama işini vermektedir. İndikatör diyagramının pozitif ve negatif alanları bir planimetre ile ölçülebilir veya sayısal alan hesaplama yöntemlerinden örneğin Simpson veya yamuk (trapezoid) yöntemlerinden biri uygulanarak belirlenebilir. Sunulan çalışmada indikatör diyagramının alanı yamuk yöntemi kullanarak bilgisayar programı ile sayısal olarak hesaplanmıştır. İndike iş bir çevrim için geçen zamana bölünerek N_i indike gücü,

$$N_i = \frac{W_i}{t} \quad [\text{kW}] \quad (80)$$

$$t = \frac{k \cdot 60}{n} \quad [\text{sn}] \quad (81)$$

şeklinde elde edilebilir. Burada W_i indike işi (indikatör diyagramının pozitif alanı) [kJ], t bir çevrim geçen zaman [sn], k bir çevrim için devir sayısı ve n motor devir sayısıdır [d/d].

2.3.7. Pompalama Kayıpları Gücü

Pompalama işi de bir çevrim için geçen zamana bölünerek N_{pompa} pompalama kayıpları gücü

$$N_{\text{pompa}} = \frac{W_{\text{pompa}}}{t} \quad [\text{kW}] \quad (82)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada W_{pompa} [kJ] pompalama işi (indikatör diyagramının negatif alanı), t bir çevrim geçen zaman [sn] ve n motor devir sayısıdır [d/d].

2.3.8. Ortalama İndike Basınç

Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği varsayılan ve bir iş çevrimi sonunda silindir içindeki gazların gerçekte yaptığı işe eşit işi veren basınç değerine ortalama indike basınç denir. Motorun indike gücünden yararlanarak P_{mi} ortalama indike basıncı bulunabilir. Bilindiği gibi indike güç,

$$N_i = \frac{P_{mi} \cdot V_h \cdot z \cdot n}{60 \cdot k} \text{ [kW]} \quad (83)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [6]. Burada k bir iş çevrimi için devir sayısı, V_h strok hacmi [lt], n devir sayısı [d/d] ve z silindir sayısıdır. Deney motoru için $k=2$, $V_h = 0.43825$ [lt], $z=4$ 'tür. Eşitlik 83'ten P_{mi} ortalama efektif basıncı çekilirse

$$P_{mi} = \frac{N_i \cdot 60 \cdot k}{V_h \cdot z \cdot n} \text{ [MPa]} \quad (84)$$

bağıntısı elde edilir.

2.3.9. Pompalama Kayıpları Ortalama Basıncı

Emme ve eksoz işlemleri süresince pistonu sabit olarak etki ettiği varsayılan ve bir iş çevrimi sonunda emme ve eksoz işlemlerine harcanan işe eşit işi veren basınç değerine pompalama kayıpları ortalama basıncı denir. Motorun pompalama gücünden yararlanarak $P_{m,pompa}$ pompalama kayıpları ortalama basıncı bulunabilir. Pompalama gücü,

$$N_{pompa} = \frac{P_{m,pompa} \cdot V_h \cdot z \cdot n}{60 \cdot k} \text{ [kW]} \quad (85)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [6]. Burada k bir iş çevrimi için devir sayısı, V_h strok hacmi [lt], n devir sayısı [d/d] ve z silindir sayısıdır. Deney motoru için $k=2$, $V_h = 0.43825$ [lt], $z=4$ 'tür. Eşitlik 81'den $P_{m,pom}$ pompalama kayıpları ortalama basıncı çekilirse

$$P_{m,pompa} = \frac{N_{pompa} \cdot 60 \cdot k}{V_h \cdot z \cdot n} \text{ [MPa]} \quad (86)$$

bağıntısı elde edilir.

2.4. Mekanik Kayıplar Gücünün Belirlenmesi

Deneylerde yapılan ölçümler ve bu ölçümlerin değerlendirilmesi sonunda silindir içindeki N_i indike gücü ve motorun krank milinden elde edilen N_e efektif gücü bilinmektedir. Sunulan çalışmanın birinci bölümünde de belirtildiği gibi bir motorun silindirleri içerisindeki gazların yapmış oldukları işin tamamı motor milinden yararlı iş olarak elde edilemez. Bu işin bir bölümü motor içindeki mekanik sürtünmelere, emme ve eksoz sistemindeki pompalama kayıplarına ve motor yardımcı donanımlarındaki mekanik sürtünmelere harcanır. Dolayısıyla indike güç ile efektif güç arasındaki farka eşit bir gücün mekanik kayıplara harcadığı söylenebilir. Böylece mekanik kayıplara harcanan mekanik kayıplar gücü,

$$N_m = N_i - N_e \text{ [kW]} \quad (87)$$

bağıntısından bulunabilir.

2.5. Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının Belirlenmesi

Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği varsayılan ve bir iş çevrimi sonunda mekanik kayıplara harcanan işe eşit işi veren basınç değerine mekanik kayıplar ortalama basıncı denir. Deneylerde yapılan ölçümler ve bu ölçümlerin değerlendirilmesi sonunda P_{mi} ortalama indike basıncı ve P_{me} ortalama efektif basıncı bilinmektedir. Ortalama indike basınç ile ortalama efektif basınç arasındaki farka eşit basınç mekanik kayıplara harcanan işe karşı gelmektedir. Böylece mekanik kayıplar ortalama basıncı,

$$P_{m,m} = P_{mi} - P_{me}$$

bağıntısından hesaplanabilir.

2.6. Mekanik Verimin Belirlenmesi

Yukarıda da belirtildiğine göre; silindir içinde elde edilen toplam işin yani W_i indike işinin tamamı, Eşitlik 87'den görülebileceği gibi motorun krank milinden yararlı iş şeklinde alınamaz. Diğer bir anlatımla burada bir iş kaybı dolayısı ile bir güç kaybı oluşur. Bu güç kaybı, mekanik kayıplara harcanmaktadır ve η_m mekanik verimi ile göz önüne alınabilir. Mekanik verim; motor milinden elde edilen N_e efektif gücünün silindir içindeki gazların yapmış olduğu N_i indike gücüne oranı şeklinde tanımlanabilir. O halde mekanik verim için

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (88)$$

yazılabilir. Aynı zamanda mekanik verim

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad (89)$$

şeklinde de gösterilebilir. Eşitlik 19'dan P_{me} çekilir ve Eşitlik 89'da yerine yazılırsa,

$$\eta_m = \frac{P_{mi} - P_{m,m}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{m,m}}{P_{mi}} \quad (90)$$

elde edilir.

2.7. Hata Analizi

Sunulan çalışmada hata analizi amacıyla her bir durum için tüm değerler 5'er kez ölçülmüştür. Ölçülen bu değerlere, Durgun [6] tarafından verilen, Kline ve McClintock'un [43] yöntemi uygulanarak hata analizi gerçekleştirilmiştir. Hata analizinde, her bir değer

için 5 defa ölçüm yapıldığı için, deney sonuçlarına aşağıdaki gibi Student's-t dağılımı uygulanmıştır.

$$\Delta = \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{n}} \quad (91)$$

Burada, Δ tolerans sınırları, t olasılık düzeyi ve serbestlik derecesine göre belirlenen Student's-t değeri, σ alınan örneklerin (ölçümlerin) standart sapması ve n örnek (ölçüm) sayısıdır. Serbestlik derecesi,

$$v = n-1 \quad (92)$$

bağıntısından belirlenir.

Sunulan çalışmada Student's-t dağılımı için olasılık düzeyi % 95 yani anlamlılık düzeyi %5 seçilmiştir. Her bir durumda ölçüm sayısı $n=5$ alınmıştır ve buna göre serbestlik derecesi $v=n-1=4$ 'tür. Serbestlik derecesi $v=4$ ve olasılık düzeyi % 95'e göre Student's-t değeri $t=2.776$ 'dır [43].

Sunulan çalışmada ölçülen ve ölçümlerden yararlanarak hesaplanan tüm büyüklüklere Student's-t dağılımı uygulanmıştır. Dağılımın hızlı ve güvenilir bir şekilde uygulanabilmesi için bilgisayarda bir program yazılmış ve kullanılmıştır.

2.8. Deneylerin Yapılması

Sunulan çalışmada kullanılan çok silindirli, su freni ile yüklemeli Cussons Motor Deney Düzeneği üretici firmanın yönergelerine göre çalıştırılmıştır. Konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler ilgili kataloglarda [39, 40, 41] ve DPT Araştırma Projesi Raporunda [44] bulunabilir. Yukarıdaki paragraflarda belirtildiği gibi ayrıca sistemde mevcut osiloskoplu indikatör sistemine, DPT tarafından desteklenen bir araştırma projesi kapsamında sisteme bir veri derleme kartı ve bilgisayar eklenerek ve uygun şekilde programlanarak motor indikatör diyagramı, basınç-krank açısı ve basınç-hacim diyagramları şeklinde elde edilmiştir [44]. Aşağıda deneylerin yapılması süresince yapılan işlemler kısaca açıklanacaktır. Konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler ilgili kataloglarda [39, 40, 41] bulunabilir.

Deneylere başlarken, motor çalıştırılmadan önce karterdeki yağ seviyesi ve soğutma suyu genişleme kabındaki su seviyesi kontrol edilmektedir. Yağ ve su seviyelerinde eksiklik görüldüğünde, belirtilen seviyeleri sağlayacak şekilde yağ ve saf su eklenmiştir. Ardından deney düzeneğine elektrik gücünü sağlayan anahtar “ON” konumuna getirilmekte ve elektronik yakıt ölçme ünitesinin (şekil 11-19) “POWER” düğmesine basılmaktadır. Öte yandan motor çalıştırılmadan 10 dakika önce elektronik indikatör ünitesi ve osiloskop açılarak sistemdeki elektronik devrelerinin ısınması sağlanmaktadır [40]. Ayrıca motor çalıştırılmadan önce osiloskop ve elektronik indikatör ünitesinin kalibrasyonunun muhakkak yapılması gerekir. Ters durumda algılayıcılardan gelen sinyallerin elektronik indikatör ünitesinde hatalı değerlere dönüştürülmesine neden olunabilir.

Daha sonra ara kablo kullanarak elektronik kontrol ünitesindeki “PIEZO CHANNEL” kısmındaki basınç çıkışı osiloskopun “CH1” girişine bağlanmakta, “SHORT T.C” butonuna basılmakta ve volt kademesi “1” olarak ayarlanmaktadır. Osiloskop, 4 adet farklı elektriksel işareti aynı anda ekranında gösterebilmeye özelliğine sahiptir. Osiloskopun ekranında yatay ve dikey kareler sırasıyla görüntülenmek istenen elektriksel işarete ilişkin zaman ve genlik (volt) değerlerini göstermektedir. Basınç algılayıcısından gelen işareti kalibre etmeye başlamadan önce, osiloskop ekranının “sıfırlanması” gerekmektedir. Bu amaçla osiloskobun “CH1” bölümündeki “GND” tuşu “ON” haline getirilmekte ve osiloskopun ekranında yatay bir ışık gözükecek şekilde “CH1” bölümündeki “VOLTS/DIV” dönerli düğmesi ayarlanmaktadır. Daha sonra “GND” tuşu “OFF”a getirilmekte ve osiloskobun ekranında yatay bir ışık gözükeneye kadar beklenmektedir. Osiloskobun sıfırlanması için “GND” tuşu “OFF” konumundayken gözüken yatay ışığın “ON” konumundaki yatay ışık ile üst üste çakışması gerekir. Bu iki yatay ışık çakışana kadar beklenmektedir. “GND” butonu “ON” ve “OFF” konumlarına getirilerek osiloskobun ekranında bu iki yatay ışığın çakışıp çakışmadığı gözlemlenebilir. Bu iki yatay çizginin çakışması durumunda osiloskop sadece ölçme için sıfırlanmış olmaktadır ve hiçbir şey ölçmemektedir. Sıfırlamanın ardından “GND” tuşu mutlaka “OFF” konumuna getirilmelidir. Böylece osiloskobun sıfırlanması tamamlanmış olmaktadır.

Elektronik indikatör sisteminin kalibrasyonu için üretici firma tarafından verilen bağıntı [40] kullanarak basınç sensörünün duyarlılığı ve motorda ölçülecek maksimum basınca göre osiloskop ekranında ayarlanması gereken volt değeri belirlenmektedir. Bu amaçla “PIEZO CHANNEL” bölümündeki “INT CAL” düğmesine basılır. Bu esnada

osiloskobun ekranında kare şeklinde dalgalar gözükür. Osiloskobun “CH1” bölümündeki “VOLTS/DIV” düğmesi 1’e getirilmekte yani osiloskop ekranındaki karenin bir birimi 1 voltu gösterecek şekilde ayarlanmaktadır. Osiloskop ekranında gözüken dalgaların maksimum değeri hesaplanan volt değerine ulaşmaya kadar elektronik indikatör sisteminde “PIEZO CHANNEL” bölümündeki “span” düğmesi çevrilir. Basınç algılayıcısının duyarlılığı ve ölçülecek maksimum basınç değişmedikçe “span” düğmesinin konumu değişmemelidir. Böylece elektronik kontrol ünitesinin iç kalibrasyonu yapılmış olur. Kalibrasyon tamamlandığında “INT CAL” düğmesi kapatılmalıdır.

Elektronik kontrol ünitesinin devrelerinin 10 dakika ısınması beklendikten sonra eğik manometrenin skalasının sıfır çizgisi sıvı seviyesine göre ayarlanır, basınç algılayıcısının soğutma suyu devresi ve motor soğutma suyu ünitesi vanası açılır. “PIEZO CHANNEL” bölümündeki “P” basınç çıkışı ve elektronik indikatör ünitesinin sağ tarafındaki “TDC” çıkışı ara kablolar ile veri derleme kartına bağlanır. Ayrıca krank mili açısı algılayıcılarının doğru çalıştığından emin olmak için elektronik indikatör sisteminin sağ tarafındaki “X” çıkışı osiloskobun “CH2” girişine bağlanmalıdır. Motor çalıştığında krank mili açısı algılayıcısı volan diş sayısını ve volana bağlı diskin yarığının konumunu belirliorsa osiloskobun ekranında sinizoidal bir eğrinin gözükmesi gerekir [40]. Eğer sinizoidal eğride bozulmalar oluyorsa krank mili açısı algılayıcılarının algılamalarında bir sorun olduğu anlaşılır. Ayrıca motor çalıştırıldığında elektronik kontrol ünitesinin sağ tarafındaki küçük dijital ekranda algılayıcı tarafından sayılan volan diş sayısı kısa bir süre için gözükür. Motor her çalıştırıldığında bu ekran gözlemlenerek algılayıcının saydığı diş sayısı kontrol edilmeli ve ekranda gözüken diş sayısı ile volanın diş sayısı muhakkak aynı olmalıdır. Ters durumda algılayıcısının algılamasında bir sorun olduğu anlaşılır.. Yukarıda açıklanan bağlantılar ve ayarlamalar yapıldıktan sonra veri derleme kartının bağlı olduğu bilgisayar açılmaktadır.

Motoru çalıştırma anahtarı bir kere çevrildikten sonra kumanda panosunda bulunan kızdırma bujisi ışığı sönene kadar beklenir ve anahtar ikinci kez çevrilerek motor çalıştırılır. Bu esnada elektronik indikatör ünitesindeki küçük dijital ekrandaki diş sayısı 133 olarak gözlenir ve böylece bu değer deney düzeneğine bağlı olan motorun volanındaki diş sayısına eşit olduğu anlaşılır. Aynı zamanda osiloskop ekranında sinizoidal bir eğri elde edildiğinde krank mili açısı algılayıcılarının doğru algılama yaptığı anlaşılır. Öte yandan “PIEZO CHANNEL” bölümündeki ikisi kırmızı, biri yeşil renkte olan dengeleme ışıkları gözlenir. Ortada bulunan yeşil ışık yandığında basınç sensörü tarafından

algılanan verinin güvenilir olduğu anlaşılır [40]. Kırmızı ışıkların yanması durumunda ise iç kalibrasyonun yani “span” ayarının uygun yapılamadığı ve verilerin çok duyarlı bir şekilde alınmadığı anlaşılır.

Bu şekilde motorun ve motora bağlı tüm sistemlerin doğru olarak çalıştığı belirlenmektedir. Ardından motor yaklaşık olarak 5 dakika rölantide çalıştırılmakta ve daha sonra su frenine su sağlayan deponun vanası açılmakta ve su pompası çalıştırılmaktadır. Motor hafif yüklemeye, yaklaşık 2000 [d/d]'da soğutma suyu sıcaklığı yaklaşık $(60\div 70)^{\circ}\text{C}$ 'ye ulaşmaya kadar bir süre çalıştırdıktan sonra artık deneysel ölçümlere geçilebilir. Ancak yüksüz deneylerde su frenin çalıştırılmamasına özen gösterilmelidir.

Deneyler yapılırken basınç algılayıcısının duyarlılığını koruması ve aynı koşullarda ölçüm alınabilmesi için her bir gaz durumu bir grup deney olarak planlanmıştır. Böylece her bir grup deney bir günde tamamlanmıştır. Yani basınç algılayıcısının duyarlılığını koruması amacı ile aynı gün içinde başka bir grup deney yapılmamıştır.

Her bir grup deney yapılırken yukarıda anlatılan işlemler benzer şekilde tekrarlanmıştır. Aynı zamanda deneyler boyunca, yukarıda sözü edilen, osiloskoptaki sinizoidal eğrinin uygun olup olmadığı ve dengeleme ışıklarının rengi sürekli olarak gözlenmiştir. Sinizoidal eğri bozulduğunda veya kırmızı dengeleme ışıkları yandığında; motor durdurulup bir gün beklendikten sonra, yukarıda belirtilen adımlar yeniden gerçekleştirilerek aynı grup deneyler yeniden tekrar edilmiştir.

Yükleme ayarlanarak, her bir gruptaki deneylere yaklaşık 1500 [d/d]'da başlanmış ve düzgün değişimler elde etmek amacıyla yaklaşık 250 [d/d]'lık adımlarla deneyler yapılmış ve bazı deneylerde yaklaşık 3500 [d/d] ve bazılarında yaklaşık 4000 [d/d]'ya çıkmıştır.

Yağ viskozitesinin mekanik kayıplar üzerindeki etkisini belirlemek için gerekli deneyler ise tam gazda yaklaşık 1500 [d/d]'dan başlayarak 500 [d/d]'lık adımlarla 4000 [d/d]'ya kadar 2 farklı yağ için yapılmıştır. Yağ özelliklerine göre mekanik kayıpların düzgün bir şekilde karşılaştırılması için gaz konumuna göre bir grup deneyler tamamlandıktan sonra türboşarjlı durumda mevcut SAE 10W-40 motor yağı boşaltılıp karterden iyice sızması sağlanmıştır. Daha sonra motor üretici firmasının verdiği değerlere göre, motora aynı özellikte kullanılmamış yağ konulmuştur. Yağın motor içine iyice yayılması ve normal çalışma koşullarına ulaşılması için motor hafif yük altında belirli bir süre çalıştırılmıştır. Bu sırada yağ seviyesi ve rengi sürekli kontrol edilmiş ve yağ siyah rengi aldığı anda yukarıda belirtilen koşullarda SAE 10W-40 yağı için deneyler

gerçekleştirilmiştir. SAE 10W-40 yağıyla deneyler tamamlandıktan sonra motor içindeki yağ tekrar boşaltılmış ve karterden iyice sızması sağlanmıştır. Motor üretici firmasının verdiği değerlere uygun olan kullanılmamış SAE 5W-40 yağı motora konulmuştur. Yeni yağın motor içine iyice yayılması ve yağın SAE 10W-40 yağıyla yapılan deney koşullarına ulaşılması için motor hafif yük altında belirli bir süre çalıştırılmıştır. Ardından SAE 10W-40 yağına yakın koşullarda ve ayarlarda yeni yağla deneyler gerçekleştirilmiştir.

Burada ayrıca ölçümlerin eş zamanlı alınması için büyük titizlik gösterilmiştir. Ölçümler 3 kişi tarafından alınmış ve her bir ölçümde ölçüm yapan bir kişinin uyarısı ile değişik büyüklüklerin ölçümleri aynı anda alınmaya çalışılmıştır. Öte yandan yukarıda da belirtildiği gibi hata analizinin uygulanması için aynı koşullarda 5'er ölçüm alınmıştır.

3. BULGULAR

Sunulan çalışmada dört silindirli türboşarjlı bir taşıt dizel motorunda mekanik kayıplar ortalama basıncı ve mekanik verim deneysel olarak incelenmiştir. Aynı motor; türboşarj ünitesi sökülerek ve uygun bağlantılar yapılarak doğal emişli duruma getirilmiş ve bu durumdaki mekanik kayıplar ortalama basıncı, pompalama kayıpları ortalama basıncı ve mekanik verim de deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel verilerden yararlanarak; ortalama piston hızının, yükün, aşırı doldurmanın, hava debisinin ve yağlama yağının mekanik kayıplar üzerinde etkileri incelenmiştir. Deneysel verilerden elde edilen ölçüm sonuçları ve bunlardan yararlanarak hesaplanmış büyüklükler aşağıda ara başlıklar altında sunulmuştur.

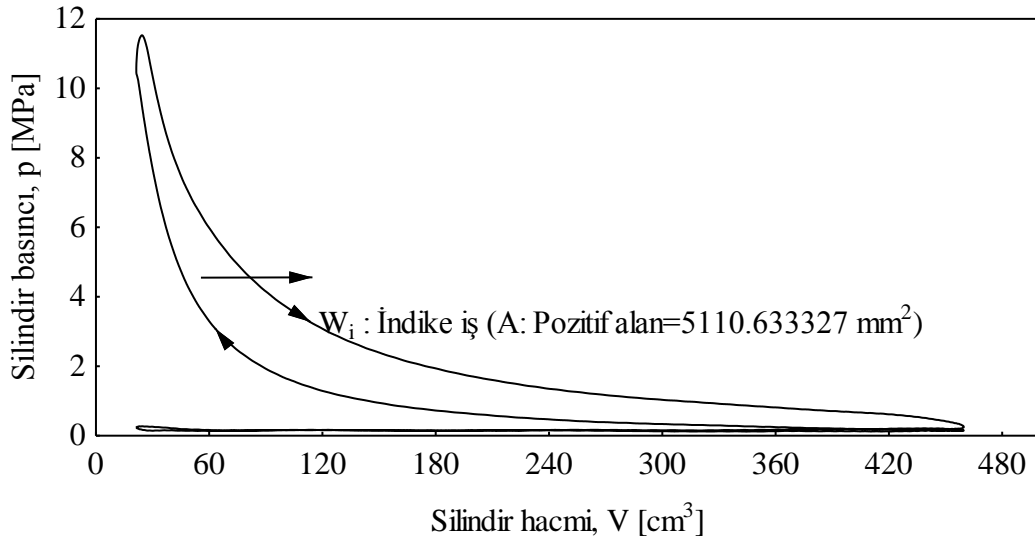
3.1. Türboşarjlı Motorda İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular

Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi; öncelikle deney düzeneğine bağlı bulunan dört silindirli taşıt dizel motorunun birinci silindirinde tüm çevrim boyunca oluşan gaz basınçları bir basınç algılayıcısı tarafından düşük voltajlı sinyallere dönüştürülmektedir. Basınç algılayıcısından alınan bu sinyaller önce bir amplifikatörde yükseltilmekte, daha sonra elektronik gösterge sisteminde işlenerek krank mili açısına göre basınç değerleri elde edilmektedir. Ardından krank mili açısına göre elde edilen bu basınç değerleri bir veri derleme kartı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmaktadır. Buradan motordan gelen sinyallerin işlenip bilgisayara aktarılabilmesi için, veri derleme kartı için uygun bir program yazılmıştır. Aynı zamanda Ü.Ö.N.'nin krank mili açısı olarak konumu bilindiği için, ilgili dönüşümler yapılarak basınç değerleri strok hacmine göre de elde edilmektedir. Böylece tek bir silindir için p-V yani indikatör diyagramı elde edilmektedir. Örnek olarak türboşarjlı motorda, tam gazda $n=2746.6$ d/d'da 5 verinin ortalamasından elde edilen indikatör diyagramı şekil 14'te gösterilmiştir. Sunulan çalışmada ölçülen 5 verinin ortalamasından elde edilen bu diyagramın, diğer silindirlerde de benzer şekilde olacağı varsayılmaktadır. Yamuk yönteminin uygulanması ile; belirlenmiş olan bu indikatör diyagramlarının pozitif ve negatif alanlarından iş değerleri hesaplanmış ardından bu

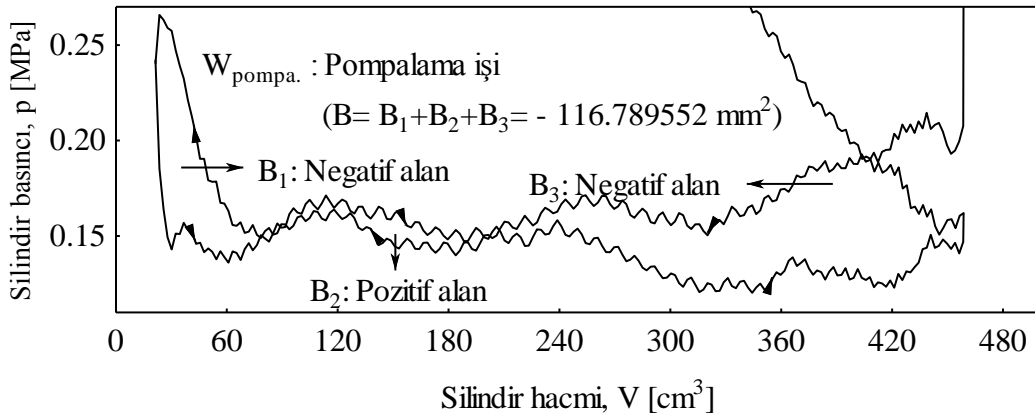
değerler silindir sayısı ile çarpılarak ve bir çevrim için geçen süreye bölünerek tüm silindirlerde üretilen indike güç ve pompalama kayıpları gücü belirlenmiştir.

Öte yandan mekanik kayıplar gücünün, mekanik kayıplar ortalama basıncının ve mekanik verimin belirlenebilmesi için; deneylerin yapıldığı tüm koşullarda devir sayısı ve yük (moment) ölçülerek efektif güç ve ortalama efektif basınç hesaplanmıştır. Burada ayrıca mekanik kayıplar üzerinde etkili olan hava debisi, emme manifoldu basıncı, yağ sıcaklığı ve maksimum silindir basıncı da ölçülmüştür.

Deneylemlerin yapıldığı tüm koşullarda ölçülen ve hesaplanan değerler Tablo 10, 11, 12, 13'te gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 14. Türboşarjlı motorda tam gazda $n=2746.6$ [d/d]'daki indikatör diyagramı. (a) Sıkıştırma ve genişleme işlemleri, (b) Emme ve eksoz işlemleri

Tablo 10. Türboşarjlı motorda yüksüz durumda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

n [d/d]	1481.5	1724.6	2051.4	2274.4	2500.2	2734.2	2987.6	3275.0	3546.2	3752.6	3998.6
$V_{p,m}$ [m/s]	4.049	4.714	5.607	6.217	6.834	7.473	8.166	8.952	9.693	10.257	10.930
N_e [kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P_{me} [MPa]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.511897	1.544178	1.824615	2.073227	2.358625	2.612968	2.890342	3.276915	3.628868	3.937343	4.399806
HFK, α	7.418617	6.272412	5.851555	5.780671	5.761577	5.495356	5.372658	5.195464	4.829036	4.64871	4.196725
P_{emme} [MPa]	0.100	0.100	0.104	0.110	0.110	0.115	0.120	0.137	0.137	0.141	0.153
N_i [kW]	8.091436	12.338	15.522	18.468	20.032	20.499	20.317	16.414	16.732	18.467	25.056
P_{mi} [MPa]	0.373872	0.489751	0.517978	0.555871	0.548492	0.513237	0.465531	0.343093	0.322997	0.33688	0.428952
N_m [kW]	8.091436	12.338	15.522	18.468	20.032	20.499	20.317	16.414	16.732	18.467	25.056
$P_{m,m}$ [MPa]	0.373872	0.489751	0.517978	0.555871	0.548492	0.513237	0.465531	0.343093	0.322997	0.336880	0.428952
η_m [%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N_{pompa} [kW]	0.332301	0.916223	1.131801	1.595281	2.152241	3.151700	3.118457	4.994474	5.820527	6.925228	10.978379
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.015354	0.036367	0.037768	0.048014	0.058927	0.078907	0.071452	0.104395	0.112357	0.126328	0.187944
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	7.759	11.422	14.390	16.873	17.880	17.348	17.199	11.419	10.912	11.542	14.077
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.358	0.453384	0.480210	0.507856	0.489565	0.434331	0.394079	0.238699	0.210641	0.210552	0.241007
$P_{maksimum}$ [bar]	56.17	64.80	64.80	66.00	66.60	68.60	70.80	78.00	79.00	83.00	90.00
$T_{yağ}$ [°C]	70.5	69.6	72	74.6	77.4	80.4	82.8	84.6	86	87.2	89.2
$\frac{P_{m,m}}{P_{m,pompa}}$ içerisindeki payı [%]	4.106	7.425	7.291	8.637	10.743	15.374	15.348	30.427	34.785	37.499	43.814

Tablo 11. Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

n [d/d]	1503.2	1754.8	2000.3	2252.3	2503.5	2753.6	3002.2	3245.6	3504.8
$V_{p,m}$ [m/s]	4.109	4.796	5.467	6.156	6.843	7.527	8.206	8.871	9.580
N_c [kW]	13.174533	13.743778	14.288148	14.885451	15.745902	16.212744	15.106004	13.674985	11.835079
P_{me} [MPa]	0.599966	0.536140	0.488845	0.452433	0.430546	0.403046	0.344437	0.288424	0.231157
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.846474	2.004155	2.310509	2.636954	3.065809	3.448664	3.720865	3.984393	4.320057
HFk, α	2.461449	2.655914	2.862340	3.101880	3.221193	3.359692	3.555619	3.718221	4.144531
P_{emme} [MPa]	0.112	0.117	0.121	0.126	0.131	0.140	0.149	0.152	0.159
N_i [kW]	22.915253	26.945895	32.298563	31.407780	32.510336	31.798021	24.944910	22.304946	22.792618
P_{mi} [MPa]	1.043556	1.051149	1.105318	0.954576	0.888942	0.790494	0.568777	0.470441	0.445175
N_m [kW]	9.740720	13.202117	18.010415	16.522329	16.764434	15.585277	9.838906	8.629961	10.957539
$P_{m,m}$ [MPa]	0.443590	0.515009	0.616473	0.502143	0.458396	0.387448	0.224340	0.182017	0.214018
η_m [%]	57.492	51.005	44.238	47.394	48.434	50.987	60.557	61.309	51.925
N_{pompa} [kW]	0.249993	0.459483	0.895623	1.436111	1.861479	2.457619	3.018929	3.896652	5.039700
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.011385	0.017924	0.03065	0.043648	0.050899	0.061096	0.068836	0.082186	0.098433
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	9.490727	12.742634	17.114792	15.086218	14.902955	13.127658	6.819977	4.733309	5.917839
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.432206	0.497085	0.585823	0.458495	0.407496	0.326352	0.155504	0.099832	0.115585
$P_{maksimum}$ [bar]	77.33	78.40	83.00	86.80	88.00	89.20	89.80	91.80	95.80
$T_{yağ}$ [$^{\circ}C$]	65	77	82.6	84.8	78.2	84.8	86.8	87.2	88.8
$\frac{P_{m,m}}{P_{m,pompa}}$ içerisindeki payı [%]	2.566	3.480	4.971	8.692	11.103	15.768	30.683	45.152	45.992

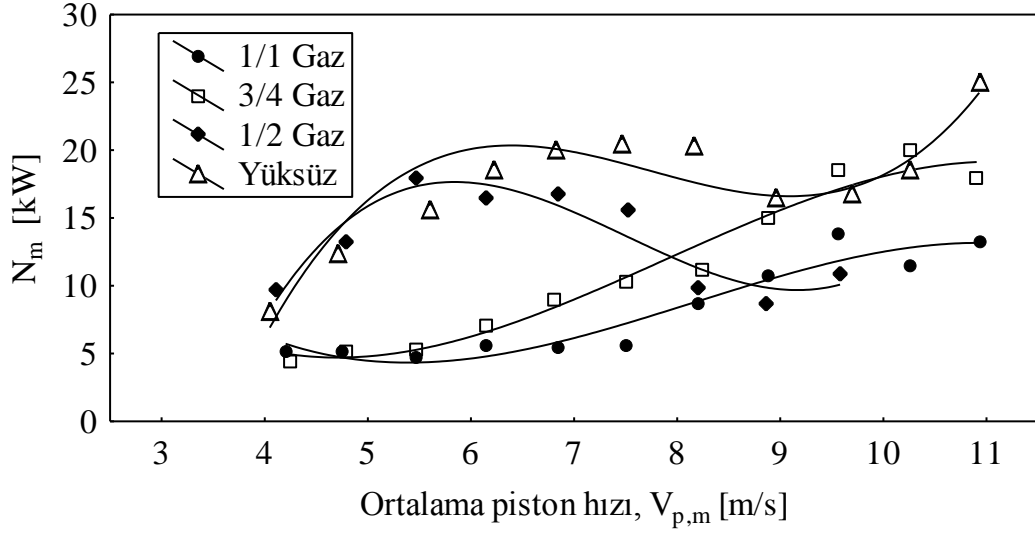
Tablo 12. Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

n [d/d]	1555.0	1752.0	1999.3	2246.4	2488.8	2745.2	3013.2	3252.0	3498.2	3752.2	3989.7
$V_{p,m}$ [m/s]	4.250	4.789	5.465	6.140	6.803	7.504	8.236	8.889	9.562	10.256	10.905
N_c [kW]	19.61581	25.11956	31.824	36.05611	38.74962	42.65066	39.49124	41.62324	46.69172	45.60231	36.4604
P_{me} [MPa]	0.863526	0.981471	1.089774	1.099416	1.065717	1.063611	0.897224	0.876163	0.913733	0.832	0.62553
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.817625	2.007384	2.490799	2.948595	3.368776	3.637783	3.914107	4.198603	4.520010	4.776011	5.048777
HFk, α	1.819151	1.526177	1.490386	1.550301	1.594102	1.53182	1.868547	1.86761	1.688799	1.795563	2.284544
P_{emme} [MPa]	0.136	0.154	0.174	0.182	0.184	0.188	0.186	0.186	1.86	0.185	0.184
N_i [kW]	23.999825	30.283179	37.196628	43.127619	47.735158	52.895355	50.601679	56.577437	65.162459	65.538838	54.373851
P_{mi} [MPa]	1.056518	1.183223	1.273576	1.314219	1.312949	1.318994	1.149572	1.190946	1.275123	1.195672	0.93293
N_m [kW]	4.384015	5.163619	5.372628	7.071509	8.985539	10.244694	11.110438	14.954196	18.470740	19.936524	17.913455
$P_{m,m}$ [MPa]	0.192992	0.201752	0.183802	0.214803	0.247232	0.255383	0.252348	0.314783	0.361390	0.363672	0.307400
η_m [%]	81.733	82.949	85.556	83.603	81.176	80.632	78.043	73.569	71.654	69.581	67.055
N_{pompa} [kW]	0.180153	0.172154	0.306456	0.778699	0.993872	1.563590	2.348519	3.672966	2.663398	3.444938	6.159878
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.007931	0.006726	0.010493	0.023729	0.027336	0.03899	0.053354	0.077315	0.052118	0.062848	0.105689
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	4.203862	4.991465	5.066172	6.292810	7.991667	8.681104	8.761919	11.281230	15.807342	16.491586	11.753577
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.185062	0.195026	0.173309	0.191074	0.219895	0.216394	0.198995	0.237468	0.309272	0.300824	0.201711
$P_{maksimum}$ [bar]	89.60	103.00	113.40	115.56	118.80	122.80	124.80	127.60	136.17	135.33	117.83
$T_{yağ}$ [°C]	86.6	91.8	90	93	92.8	96.6	103	103	105	106	105
$P_{m,m}$ içerisindeki $P_{m,pompa}$ payı [%]	4.109	3.333	5.708	11.046	11.056	15.267	21.142	24.561	14.421	17.281	34.381

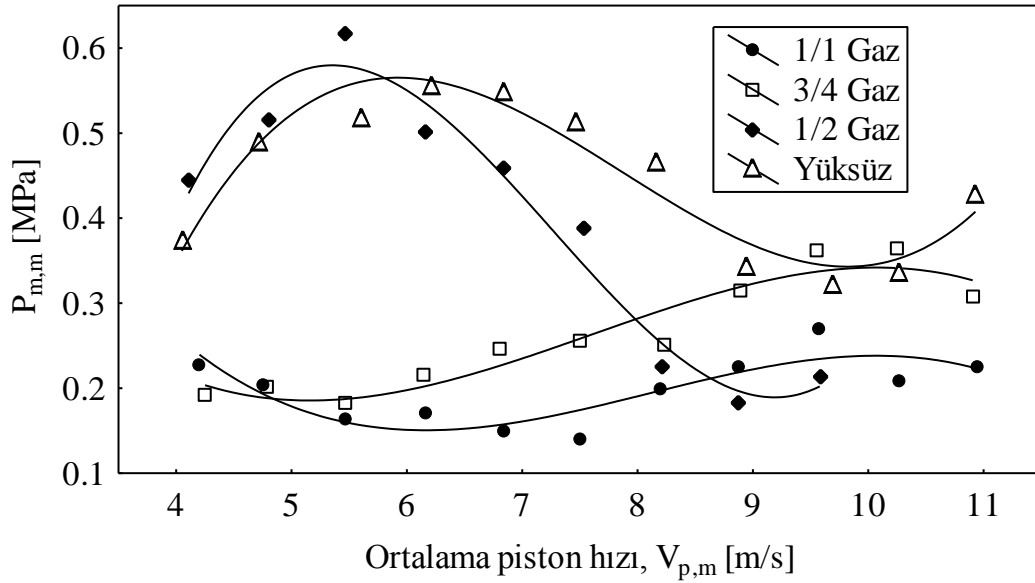
Tablo 13. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

n [d/d]	1537.5	1740.4	2000.4	2251.0	2505.2	2746.6	2999.2	3249.8	3499.6	3753.8	4001.4
$V_{p,m}$ [m/s]	4.203	4.757	5.468	6.153	6.848	7.507	8.198	8.883	9.566	10.260	10.937
N_e [kW]	19.365627	24.919510	31.192165	35.199196	37.798790	41.198418	44.173542	46.593025	49.158596	49.413017	49.894749
P_{me} [MPa]	0.862215	0.980144	1.067402	1.070426	1.032844	1.026797	1.008222	0.981440	0.961569	0.901093	0.853576
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.694690	1.853902	2.327412	2.732648	3.061695	3.312133	3.614677	3.875277	4.238864	4.398541	4.599325
HFK, α	1.611542	1.342964	1.325221	1.373984	1.402317	1.383137	1.369673	1.374884	1.407726	1.367381	1.350886
P_{emme} [MPa]	0.130	0.150	0.170	0.180	0.180	0.181	0.185	0.186	0.183	0.183	0.183
N_i [kW]	24.486029	30.097275	35.971305	40.795640	43.283144	46.789552	52.861551	57.314097	63.015025	60.917577	63.124028
P_{mi} [MPa]	1.090191	1.183798	1.230945	1.240617	1.182703	1.166146	1.206518	1.207269	1.232608	1.110889	1.079896
N_m [kW]	5.120402	5.177765	4.779140	5.596444	5.484354	5.591134	8.688009	10.721072	13.856429	11.504560	13.229279
$P_{m,m}$ [MPa]	0.227976	0.203654	0.163543	0.170191	0.149859	0.139349	0.198296	0.225829	0.271039	0.209796	0.226320
η_m [%]	79.088	82.797	86.714	86.282	87.329	88.050	83.565	81.294	78.011	81.115	79.042
N_{pompa} [kW]	0.361216	0.106000	0.506459	0.949356	1.383386	1.065890	2.439890	2.721407	4.079478	3.779881	7.240369
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.016082	0.004169	0.017331	0.02887	0.037801	0.026565	0.055688	0.057324	0.079797	0.06893	0.123865
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	4.759186	5.071765	4.272681	4.647088	4.100968	4.525244	6.248119	7.999665	9.776951	7.724679	5.988910
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.211894	0.199484	0.146212	0.141320	0.112058	0.112783	0.142608	0.168505	0.191242	0.140867	0.102455
$P_{maksimum}$ [bar]	90.67	101.60	110.60	113.60	113.00	115.60	120.80	120.20	124.40	131.33	132.60
$T_{yağ}$ [$^{\circ}C$]	76	85.2	88.4	90.4	93	95.6	99.6	105	106	107	113
$P_{m,m}$ içerisindeki $P_{m,pompa}$ payı [%]	7.054	2.047	10.597	16.963	25.224	19.063	28.083	25.383	29.441	32.855	54.729

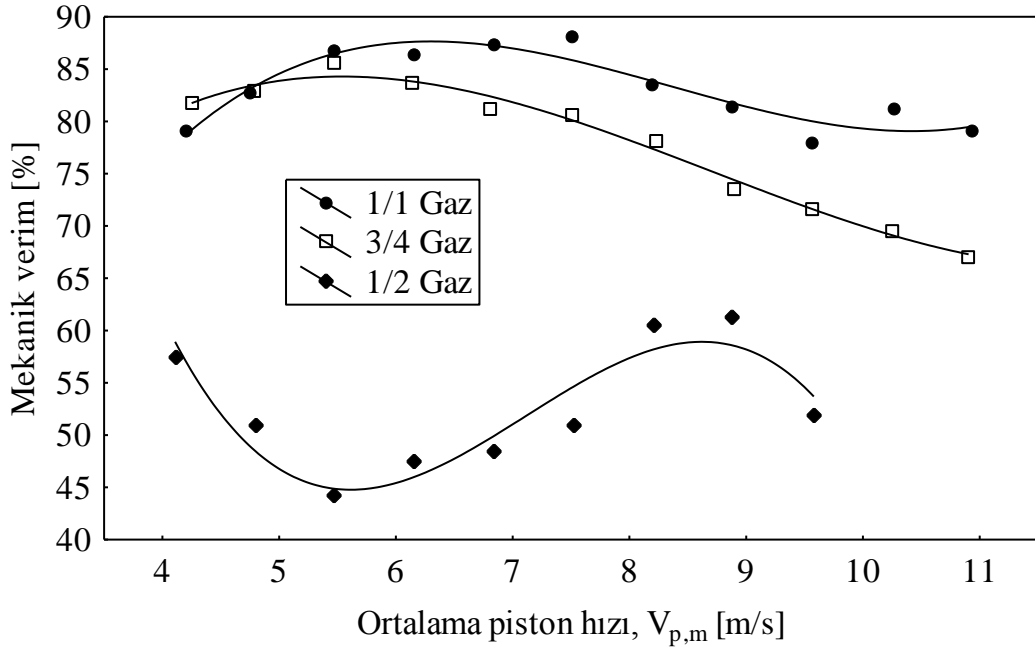
Tablo 10, 11, 12 ve 13'deki değerler kullanılarak türboşarjlı motorda mekanik kayıplar gücü ve ortalama basıncı, mekanik verim, pompalama kayıpları gücü ve ortalama basıncı, sürtünmeye ve yardımcılar donanımlara harcanan gücü ve ortalama basıncı hesaplanmış ve Şekil 15-25'lerdeki değişimler elde edilmiştir.



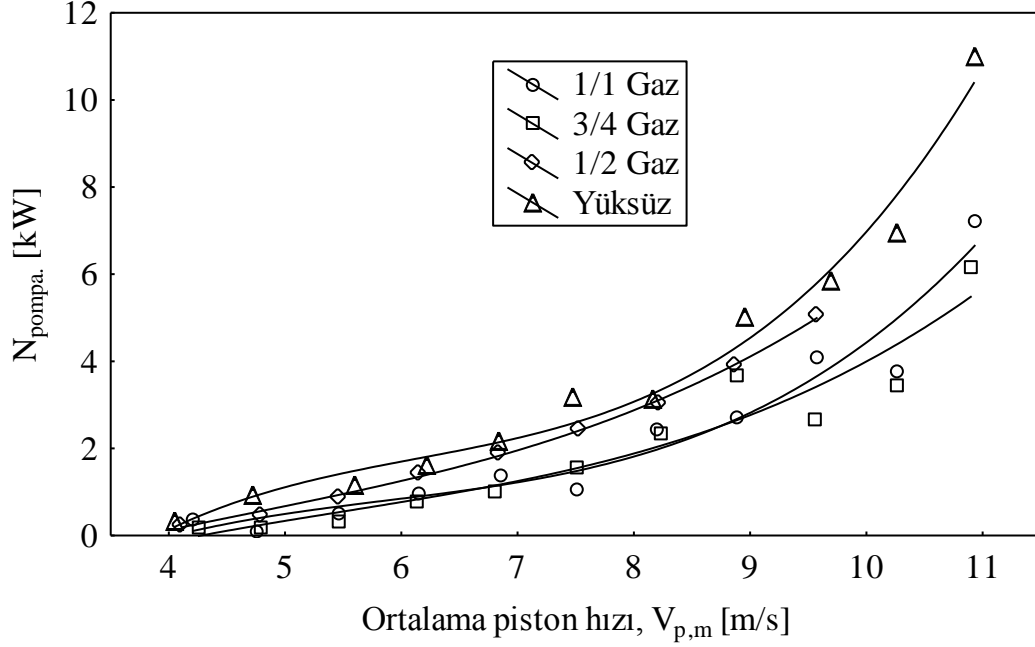
Şekil 15. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri



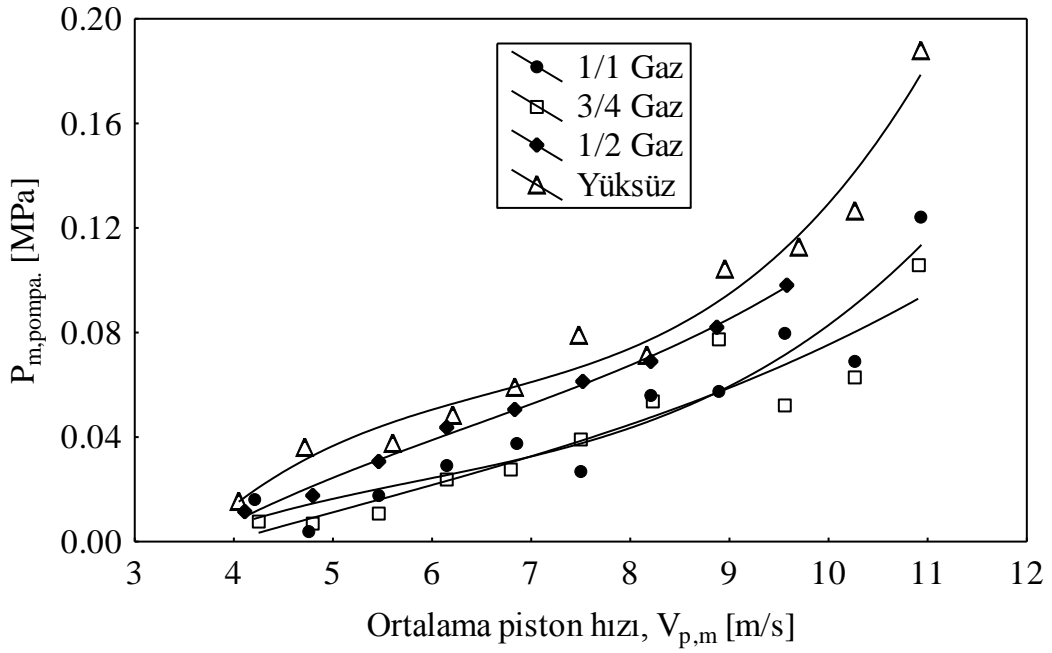
Şekil 16. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



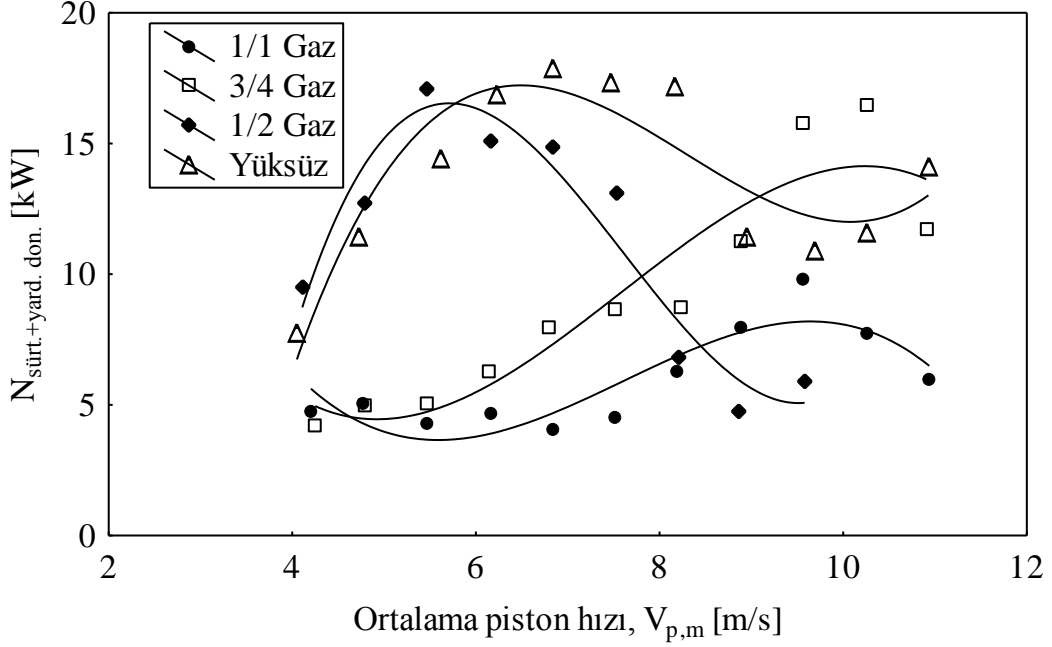
Şekil 17. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri



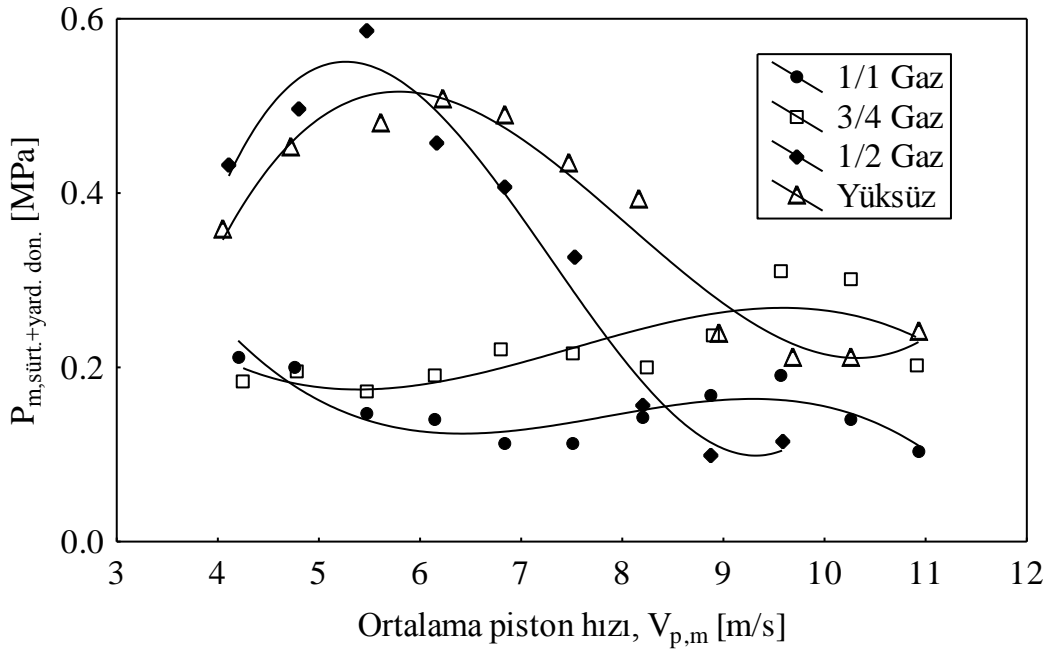
Şekil 18. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama işine harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri



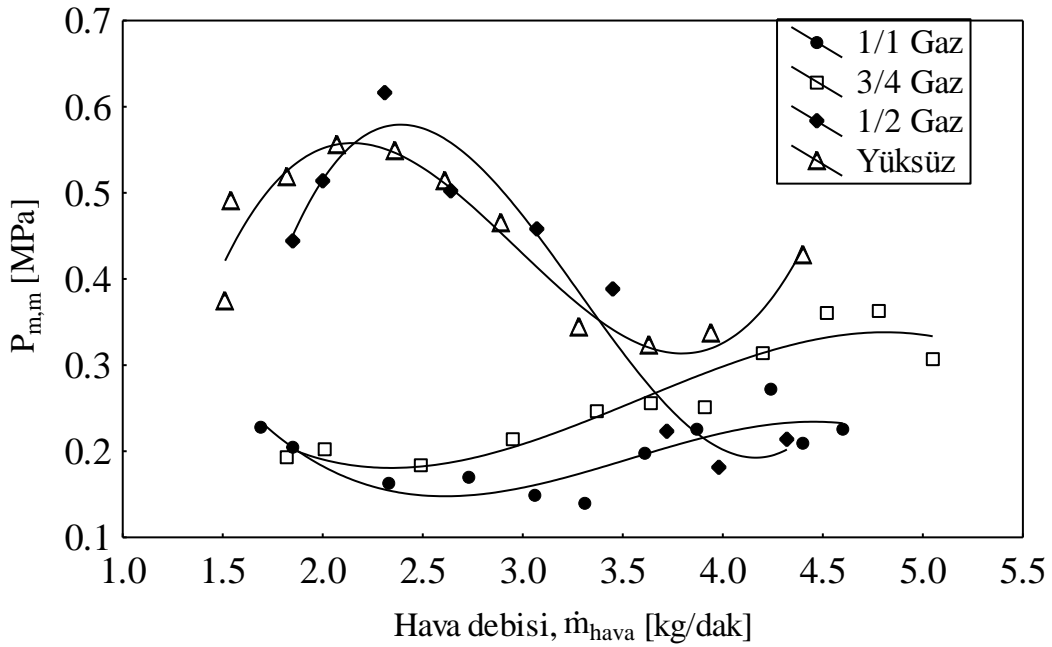
Şekil 19. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



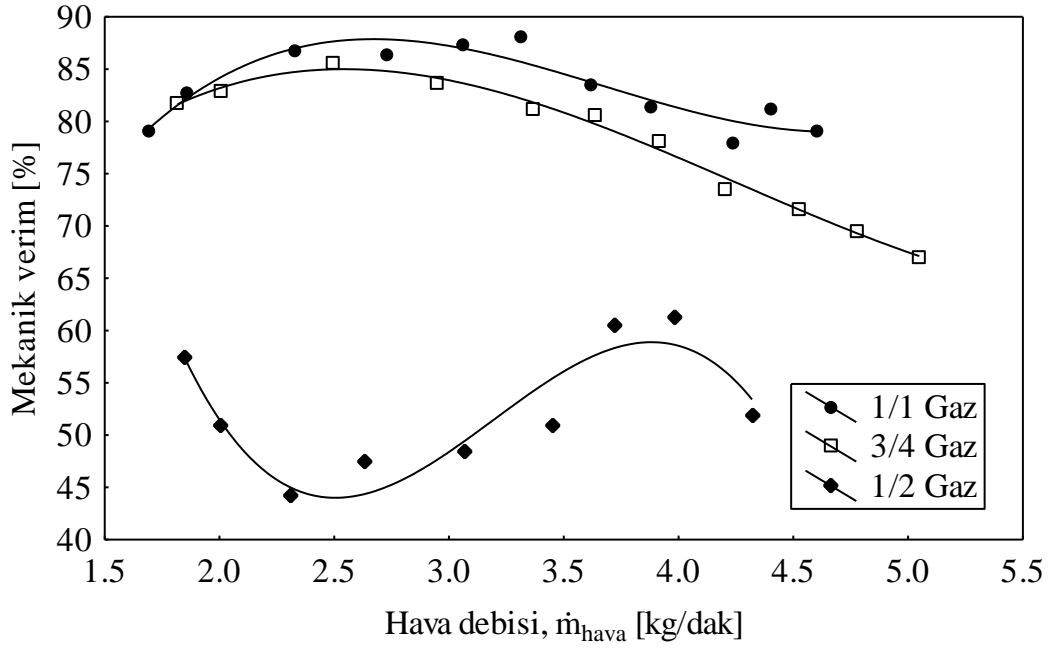
Şekil 20. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünmeye ve yardımcı donanımlara harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri



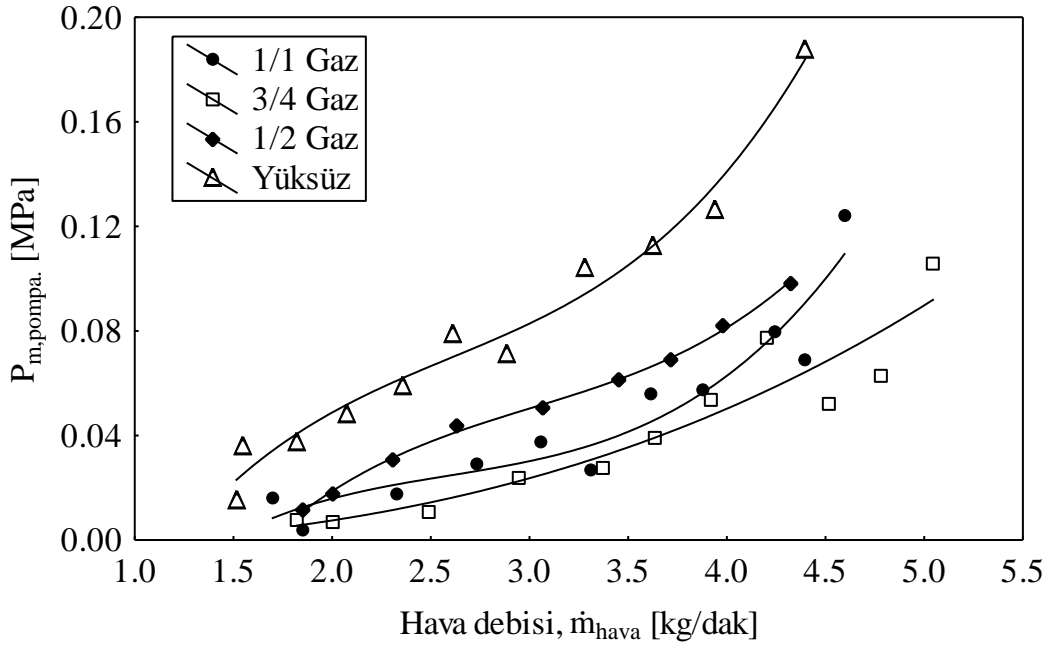
Şekil 21. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



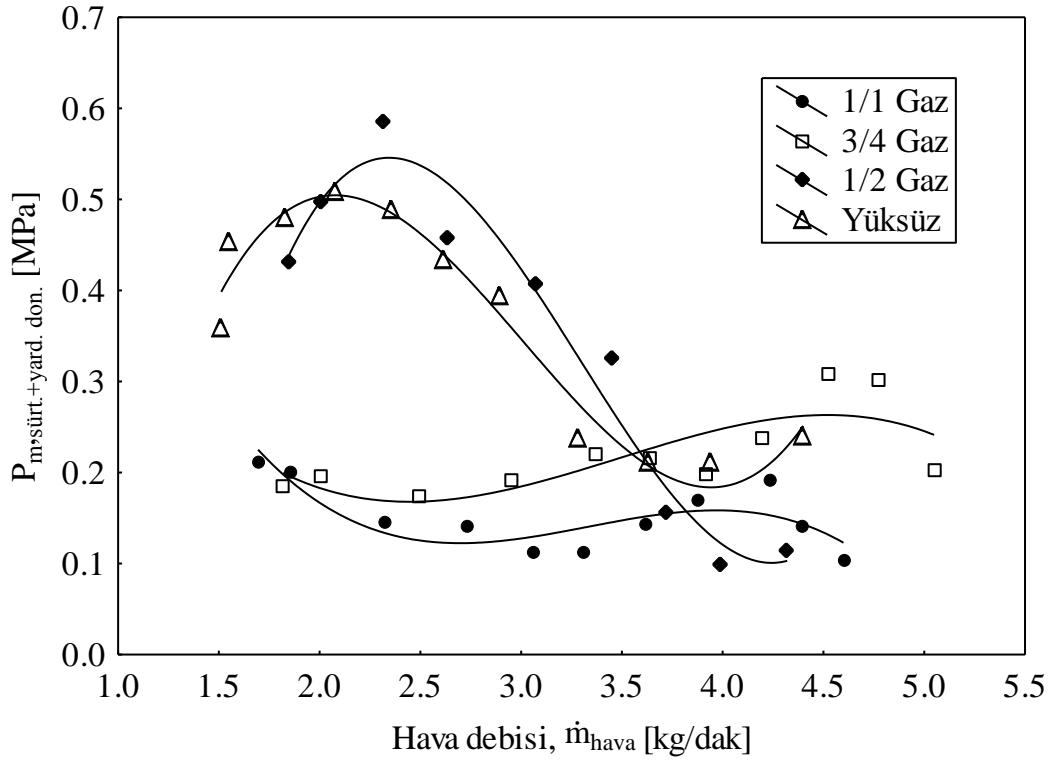
Şekil 22. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 23. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin hava debisine göre değişimleri



Şekil 24. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 25. Türboşarjlı motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri

Türboşarjlı motorda mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 10, 11, 12 ve 13'teki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak Şekil 16'da gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik ortalama piston hızlarındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerinin,

$$P_{m,m} = a_0 + a_1 \cdot V_{p,m} + a_2 \cdot V_{p,m}^2 + a_3 \cdot V_{p,m}^3 \quad (93)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebileceği düşünülmüştür. Çeşitli gaz konumları veya yükler için elde edilmiş olan bu polinomlar aşağıda sunulmuştur:

$$\text{Yüksüz durumda: } P_{m,m} = -2.5389 + 1.3121 \cdot V_{p,m} - 0.1776 \cdot V_{p,m}^2 + 0.007525 \cdot V_{p,m}^3 \quad (94)$$

$$1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = - 3.8304 + 2.0441 \cdot V_{p,m} - 0.3021 \cdot V_{p,m}^2 + 0.013853 \cdot V_{p,m}^3 \quad (95)$$

$$3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = 0.9805 - 0.3743 \cdot V_{p,m} + 0.0553 \cdot V_{p,m}^2 - 0.002419 \cdot V_{p,m}^3 \quad (96)$$

$$1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = 1.4992 - 0.5497 \cdot V_{p,m} + 0.0719 \cdot V_{p,m}^2 - 0.00295 \cdot V_{p,m}^3 \quad (97)$$

Burada $P_{m,m}$ [MPa] ve $V_{p,m}$ [m/s] birimlerindedir. Eşitlik 93'te verilen bağıntıyı, türboşarjlı bir dizel motorundaki mekanik kayıplar ortalama basıncını veren genel ampirik bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun a_0 , a_1 , a_2 ve a_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 14'teki gibi olur.

Tablo 14. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 93'teki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	a_0	a_1	a_2	a_3
Yüksüz	-2.5389	1.3121	-0.1776	0.007525
1/2 gaz	-3.8304	2.0441	0.3021	0.013853
3/4 gaz	0.9805	-0.3743	0.0553	-0.002419
1/1 gaz	1.4992	-0.5497	0.0719	-0.002950

Türboşarjlı motorda pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 10, 11, 12 ve 13'teki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak Şekil 19'da gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde, değişik ortalama piston hızlarındaki ortalama pompalama kayıpları basıncı değerleri,

$$P_{m,pompa.} = b_0 + b_1 \cdot V_{p,m} + b_2 \cdot V_{p,m}^2 + b_3 \cdot V_{p,m}^3 \quad (98)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilmektedir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda} : P_{m,pompa.} = & - 0.279356 + 0.132556 \cdot V_{p,m} - 0.018655 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.000955 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (99)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa} = & - 0.1197 + 0.0497 \cdot V_{p,m} - 0.0057 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.0003 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (100)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa} = & - 0.055 + 0.0188 \cdot V_{p,m} - 0.0016 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.000105 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa} = & - 0.1014 + 0.0484 \cdot V_{p,m} - 0.0069 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.0004 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (102)$$

Burada $P_{m,pompa}$ [MPa] ve $V_{p,m}$ [m/s] birimindedir. Eşitlik 98'de verilen bağıntıyı türboşarjlı bir dizel motorundaki pompalama kayıpları ortalama basıncını veren genel ampirik bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun b_0 , b_1 , b_2 ve b_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 15'teki gibi olur.

Tablo 15. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 98'deki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	b_0	b_1	b_2	b_3
Yüksüz	-0.279356	0.132556	-0.018655	0.000955
1/2 gaz	-0.1197	0.0497	-0.0057	0.000300
3/4 gaz	-0.0550	0.0188	-0.0016	0.000105
1/1 gaz	-0.1014	0.0484	-0.0069	0.000400

Mekanik kayıplar ortalama basıncı için Eşitlik 94-97'de verilen bağıntılardan, pompalama kayıpları ortalama basıncı için eşitlik 99-102'de verilen bağıntılar çıkarılarak her bir durumda sürtünme ve yardımcı donanımlar ortalama basıncını veren bağıntılar da elde edilebilir.

Şekil 22 ve 24 incelenirse; doğal olarak mekanik kayıplar ortalama basıncının ve pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimlerinin; ortalama piston hızına göre değişimler ile benzerlik gösterdiği anlaşılır. Bundan dolayı ortalama piston hızına bağlı olarak belirlenen ampirik bağıntılar hava debisi için de kullanılabilir.

Türboşarjlı motorda mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 10, 11, 12 ve 13'teki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon

uygulanarak Şekil 22’de gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik hava debilerindeki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri,

$$P_{m,m} = c_0 + c_1 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} + c_2 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 + c_3 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \quad (103)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda: } P_{m,m} = & - 1.7614 + 2.6623 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 0.9707 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.1089 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (104)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & - 3.4102 + 4.1284 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 1.3594 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.1383 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (105)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & 0.8749 - 0.7078 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} + 0.2247 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & - 0.0209 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (106)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & 1.163 - 0.9665 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} + 0.2936 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & - 0.0277 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (107)$$

Burada $P_{m,m}$ [MPa] ve \dot{m}_{hava} [kg/dak] birimlerindedir. Eşitlik 103’te verilen bağıntıyı türboşarjlı bir dizel motorundaki mekanik kayıplar ortalama basıncını veren genel ampirik bir bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun c_0 , c_1 , c_2 ve c_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 16’daki gibi olur.

Tablo 16. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 103’teki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	c_0	c_1	c_2	c_3
Yüksüz	-1.7614	2.6623	-0.9707	0.1089
1/2 gaz	-3.4102	4.1284	-1.3594	0.1383
3/4 gaz	0.8749	-0.7078	0.2247	0.0209
1/1 gaz	1.163	-0.9665	0.2936	-0.0277

Türboşarjlı motorda pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 10, 11, 12 ve 13'teki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak Şekil 24'de gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik hava debilerindeki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerleri,

$$P_{m,pompa.} = d_0 + d_1 \cdot \dot{m}_{hava} + d_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + d_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \quad (108)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda: } P_{m,pompa.} = & - 0.1872 + 0.234 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.078 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.0099 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (109)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.2425 + 0.2456 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.0738 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.00816 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (110)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.0036 + 0.0011 \cdot \dot{m}_{hava} + 0.0014 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.00048 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (111)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.1366 + 0.1622 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.0579 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.00756 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (112)$$

Burada $P_{m,pompa.}$ [MPa] ve \dot{m}_{hava} [kg/dak] birimlerindedir. Eşitlik 108'de verilen bağıntıyı türboşarjlı bir dizel motorundaki pompalama kayıpları ortalama basıncını veren genel bir ampirik bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun d_0 , d_1 , d_2 ve d_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 17'deki gibi olur.

Tablo 17. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 108'deki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	d_0	d_1	d_2	d_3
Yüksüz	-0.1872	0.2340	-0.0780	0.00990
1/2 gaz	-0.2425	0.2456	-0.0738	0.00816
3/4 gaz	-0.0036	0.0011	0.0014	0.00048
1/1 gaz	-0.1366	0.1622	-0.0579	0.00756

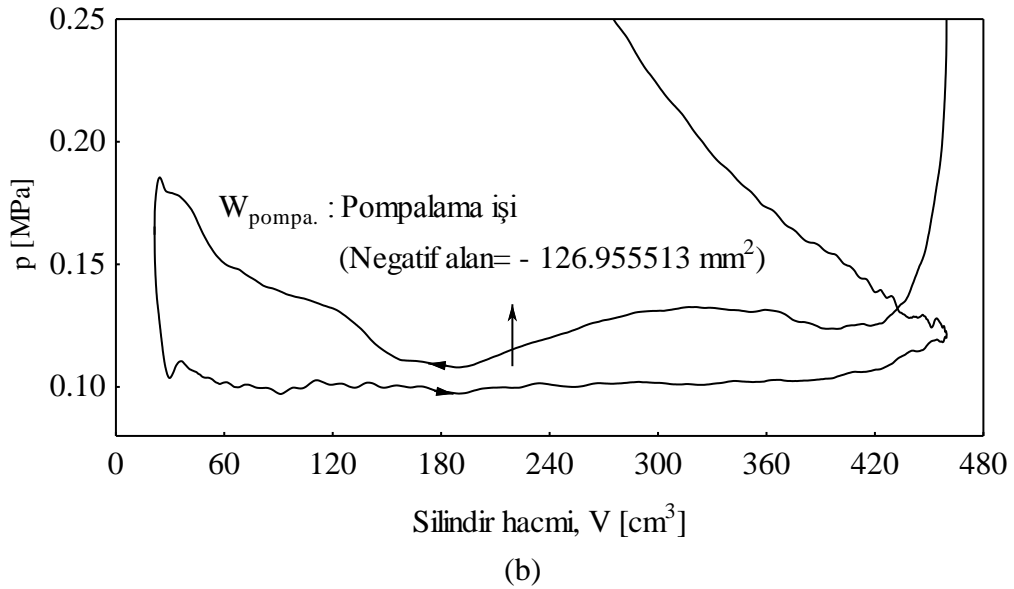
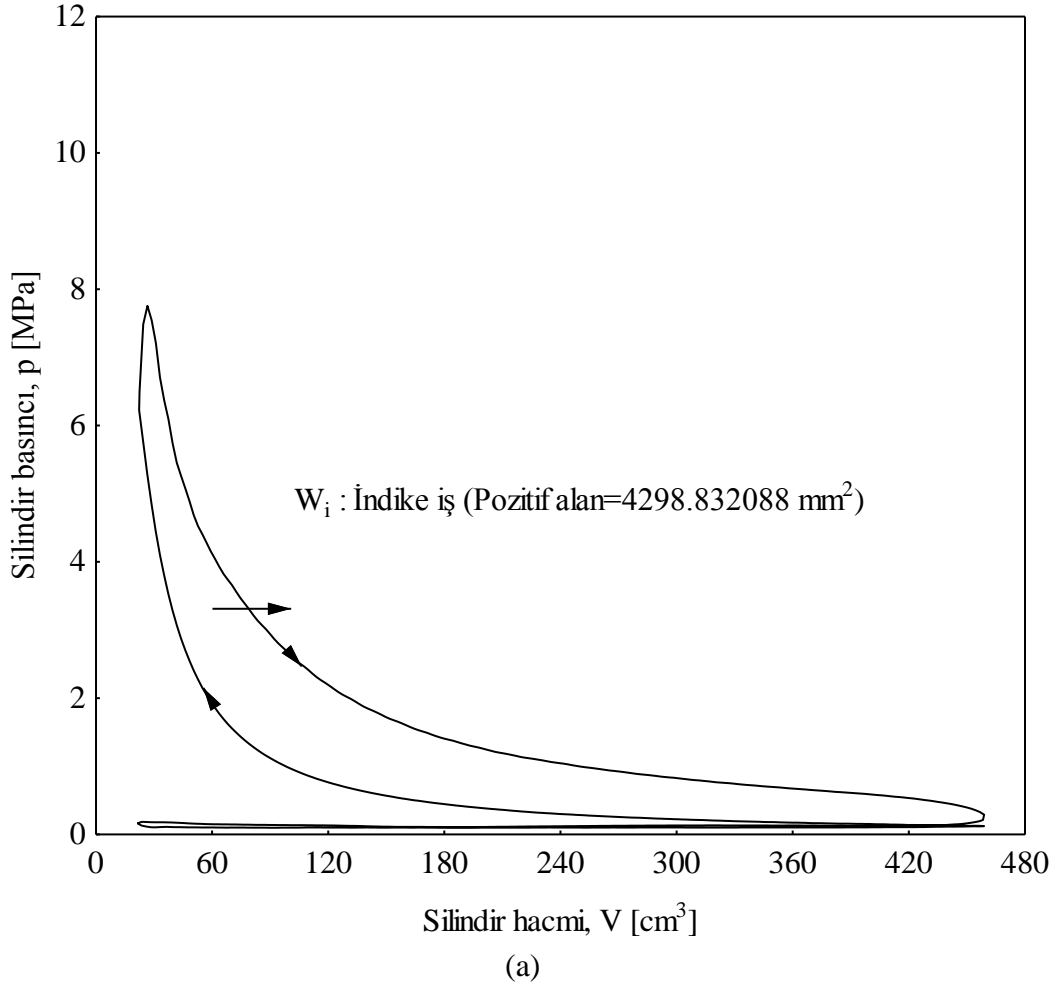
3.2. Doğal Emişli Motorda İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular

Sunulan çalışmanın ikinci aşamasında, deneylerde kullanılan türboşarjlı dizel motoru; türboşarj ünitesi sökülerek ve uygun bağlantılar yapılarak doğal emişli duruma getirilmiştir. Ardından doğal emişli motordaki mekanik kayıplar ortalama basıncı, pompalama kayıpları ortalama basıncı ve mekanik verim türboşarjlı motordakine benzer şekilde incelenmiştir.

Doğal emişli motorda 3/4 gazda $n=3002.8$ [d/d]'da ölçülen 5 verinin ortalaması alınarak elde edilen indikatör diyagramı, diğer indikatör diyagramlarına örnek olarak, Şekil 26'da sunulmuştur. Sunulan çalışmada ölçülen 5 verinin ortalamasından elde edilen bu diyagramın, diğer silindirlerde de benzer şekilde oluştuğu varsayılmıştır. Belirlenen indikatör diyagramlarının pozitif ve negatif alanları yamuk yöntemi uygulanarak bulunmuş ve buradan iş değerleri hesaplanmış ve bu değerler silindir sayısı ile çarpılarak ve bir çevrim için geçen süreye bölünerek tüm silindirlerdeki indike güç ve pompalama gücü belirlenmiştir.

Öte yandan mekanik kayıplar gücünün, mekanik kayıplar ortalama basıncının ve mekanik verimin belirlenebilmesi için; deneylerin yapıldığı tüm koşullarda devir sayısı ve yük (moment) ölçülerek efektif güç ve ortalama efektif basınç hesaplanmıştır. Burada ayrıca mekanik kayıplar üzerinde etkili olan hava debisi, emme manifoldu basıncı, yağ sıcaklığı ve maksimum silindir basıncı da ölçülmüştür.

Deneylerin yapıldığı tüm koşullarda ölçülen ve hesaplanan değerler Tablo 18, 19, 20 ve 21'de verilmiştir. Tablolardaki değerler kullanılarak doğal emişli motorda mekanik kayıplar gücü ve ortalama basıncı, mekanik verim, pompalama kayıpları gücü ve ortalama basıncı, sürtünmeye ve yardımcı donanımlara harcanan güç ve ortalama basıncı hesaplanmış ve Şekil 27 ile 35 arasında gösterilen değişimler çizilmiştir.



Şekil 26. Doğal emişli motorda, 3/4 gazda, $n=3002.8$ [d/d]'daki indikatör diyagramı.
(a) Sıkıştırma ve genişleme işlemleri, (b) Emme ve eksoz işlemleri.

Tablo 18. Doğal emişli motorda yüksüz durumda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

n [d/d]	1492.8	1756.2	2001.6	2257.6	2513.2	2777.0	3004.0	3286.6	3504.2	3748.8	3997.2
$V_{p,m}$ [m/s]	4.080	4.800	5.471	6.171	6.869	7.590	8.211	8.983	9.578	10.247	10.926
N_c [kW]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P_{me} [MPa]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.684657	1.869273	1.902117	2.088337	2.508529	3.099884	2.788910	2.965253	3.198093	3.349218	3.422268
HFk, α	10.926148	7.679922	6.865655	6.605004	6.953544	7.485761	6.027586	5.598135	5.423901	5.010114	3.053322
P_{emme} [MPa]	0.098	0.098	0.096	0.096	0.096	0.095	0.095	0.094	0.094	0.094	0.092
N_i [kW]	4.747341	7.070242	9.460900	10.720378	12.054169	15.318169	16.788661	17.475343	22.299335	24.088262	30.289232
P_{mi} [MPa]	0.21769	0.275588	0.32356	0.325059	0.328329	0.377599	0.382574	0.363981	0.435615	0.439858	0.518718
$N_{m,m}$ [kW]	4.747341	7.070242	9.460900	10.720378	12.054169	15.318169	16.788661	17.475343	22.299335	24.088262	30.289232
$P_{m,m}$ [MPa]	0.217690	0.275588	0.323560	0.325059	0.328329	0.377599	0.382574	0.363981	0.435615	0.439858	0.518718
η_m [%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N_{pompa} [kW]	0.186691	0.417334	0.500989	0.570603	0.670073	0.947432	1.097140	1.364282	1.526208	1.987994	2.586784
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.008561	0.016267	0.017134	0.017302	0.018251	0.023355	0.025001	0.028416	0.029814	0.036301	0.0443
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	4.560650	6.652908	8.959911	10.149775	11.384096	14.370737	15.691521	16.111061	20.773126	22.100268	27.702448
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.209130	0.259321	0.306426	0.307758	0.310078	0.354244	0.357573	0.335565	0.405800	0.403557	0.474418
$P_{maksimum}$ [bar]	57.83	60.80	62.20	60.20	59.00	64.00	62.00	63.20	65.00	64.60	67.00
$T_{yağ}$ [°C]	66	67	68.4	68.4	73.4	76	77.6	80.6	82.8	85.4	86
$P_{m,m}$ içerisindeki $P_{m,pompa}$ payı [%]	3.932	5.902	5.295	5.322	5.558	6.185	6.535	7.806	6.844	8.252	8.540

Tablo 19. Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

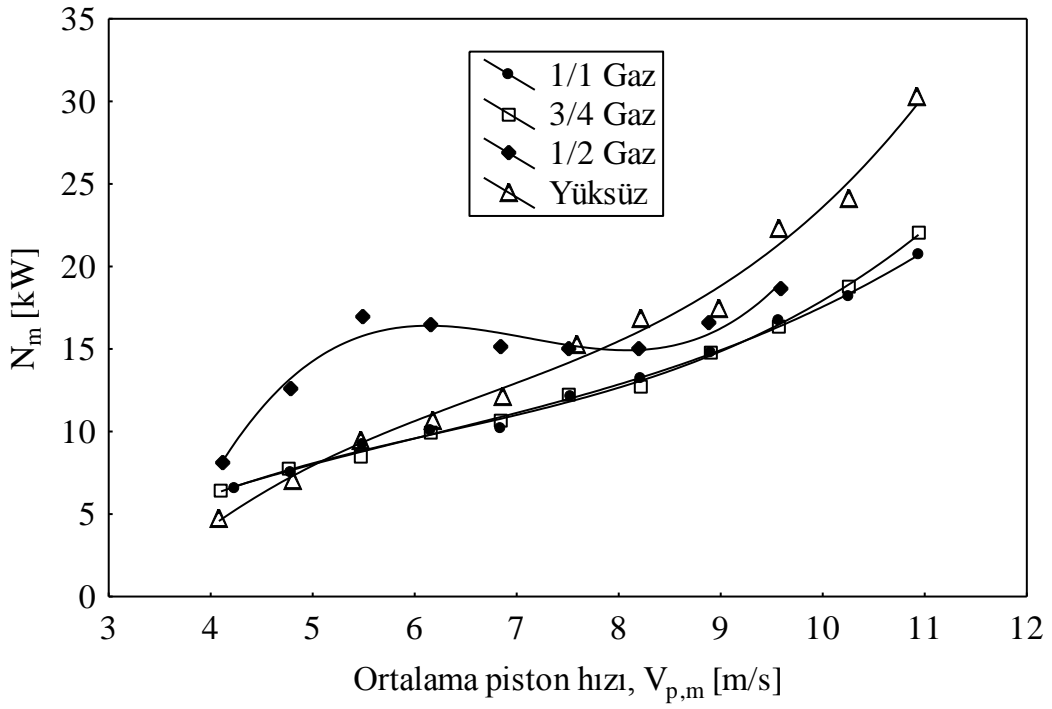
n [d/d]	1503.8	1751.8	2006.2	2254.6	2504.8	2750.2	3001.6	3252.4	3509.0
$V_{p,m}$ [m/s]	4.110	4.788	5.484	6.163	6.846	7.517	8.204	8.890	9.591
N_e [kW]	12.44816	12.85766	13.10502	14.12539	14.79576	15.39382	15.03343	14.39404	13.27158
P_{me} [MPa]	0.566638	0.502432	0.44716	0.428875	0.404356	0.383161	0.34285	0.302955	0.258904
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	1.692536	1.793585	1.824678	2.011060	2.437637	3.072437	2.714972	2.882196	3.163250
HFK, α	2.808639	2.400853	2.297081	2.395455	2.790152	3.307674	2.871518	2.977144	3.160753
P_{emme} [MPa]	0.098	0.098	0.098	0.098	0.096	0.096	0.095	0.094	0.094
N_i [kW]	20.610358	25.466708	30.046397	30.546286	29.887684	30.463922	30.112463	30.969307	31.949509
P_{mi} [MPa]	0.93818	0.995148	1.025221	0.927445	0.816805	0.758265	0.686741	0.651819	0.623276
$N_{m,m}$ [kW]	8.162198	12.609044	16.941375	16.420895	15.091928	15.070100	15.079033	16.575266	18.677927
$P_{m,m}$ [MPa]	0.371542	0.492716	0.578061	0.498570	0.412449	0.375104	0.343891	0.348864	0.364372
η_m [%]	60.398	50.488	43.616	46.243	49.505	50.531	49.924	46.478	41.539
N_{pompa} [kW]	0.266206	0.397261	0.506423	0.676144	0.816708	0.938539	1.143255	1.361352	1.704500
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.012118	0.015524	0.01728	0.020529	0.02232	0.023361	0.026073	0.028653	0.033252
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	7.895992	12.211783	16.434952	15.744751	14.275220	14.131561	13.935778	15.213914	16.973427
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.359424	0.477192	0.560781	0.478041	0.390129	0.351743	0.317818	0.320211	0.331120
$P_{maksimum}$ [bar]	67.67	68.80	69.00	70.60	68.60	66.20	65.80	68.40	62.80
$T_{yağ}$ [$^{\circ}$ C]	76.8	74.8	75.8	77.8	80	69.8	69.8	70.4	70.6
$P_{m,m}$ içerisindeki $P_{m,pompa}$ payı [%]	3.2614	3.150	2.989	4.117	5.411	6.227	7.581	8.213	9.125

Tablo 20. Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

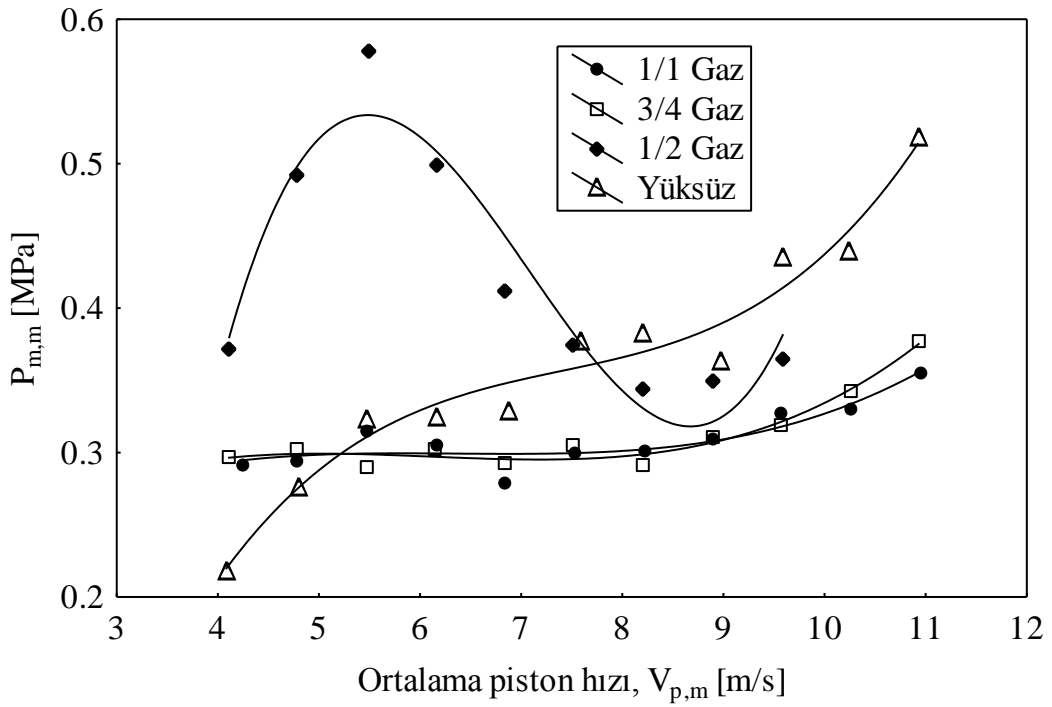
n [d/d]	1500.5	1745.4	2002.6	2250.2	2503.6	2748.4	3002.8	3253.6	3501.0	3754.2	4002.0
$V_{p,m}$ [m/s]	4.101	4.771	5.474	6.151	6.843	7.512	8.208	8.893	9.569	10.261	10.939
N_e [kW]	15.24635	18.08056	21.07053	23.43174	25.66332	27.92437	30.27403	31.95998	33.12506	32.76228	27.09142
P_{me} [MPa]	0.693241	0.709114	0.720246	0.712825	0.701693	0.695509	0.690149	0.672422	0.647685	0.597387	0.463398
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	2.030581	1.832365	1.808059	1.988523	2.447916	3.069250	2.647831	2.829259	3.065208	3.234677	3.347825
HFK, α	2.165972	1.652406	1.371272	1.341595	1.515566	1.768155	1.416038	1.448887	1.523368	1.564325	1.824464
P_{emme} [MPa]	0.098	0.098	0.098	0.096	0.096	0.096	0.095	0.095	0.095	0.094	0.094
N_i [kW]	21.702982	25.781602	29.556198	33.351453	36.358881	40.186945	43.028443	46.729787	49.430560	51.581531	49.122851
P_{mi} [MPa]	0.990108	1.011147	1.010308	1.014596	0.994134	1.000932	0.980909	0.983171	0.966502	0.940538	0.840245
$N_{m,m}$ [kW]	6.456630	7.701047	8.485666	9.919717	10.695560	12.262577	12.754416	14.769805	16.305503	18.819251	22.031432
$P_{m,m}$ [MPa]	0.296867	0.302033	0.290062	0.301771	0.292441	0.305423	0.290760	0.310749	0.318817	0.343151	0.376847
η_m [%]	70.250	70.130	71.290	70.257	70.583	69.486	70.358	68.393	67.013	63.516	55.150
N_{pompa} [kW]	0.358566	0.500910	0.614503	0.866534	1.005165	1.101013	1.270740	1.458162	1.659209	2.141210	2.541761
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.016358	0.019646	0.021005	0.026361	0.027483	0.027423	0.028969	0.030679	0.032442	0.039043	0.043477
$N_{sürt+yard. don.}$ [kW]	6.098064	7.200137	7.871163	9.053183	9.690395	11.161564	11.483676	13.311643	14.646294	16.678041	19.489671
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.280509	0.282387	0.269056	0.275409	0.264957	0.278000	0.261791	0.280070	0.286375	0.304108	0.333370
$P_{maksimum}$ [bar]	72.17	75.00	71.80	73.60	71.00	75.25	77.80	82.60	80.60	72.75	63.33
$T_{yağ}$ [$^{\circ}C$]	75.7	76.8	79.6	82.2	85.2	87	88.2	89.6	90.8	92.2	92.6
$P_{m,m}$ içerisindeki $P_{m,pompa}$ payı [%]	5.510	6.504	7.241	8.735	9.397	8.978	9.963	9.872	10.175	11.377	11.536

Tablo 21. Doğal emişli motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler ve hesaplanan büyüklükler

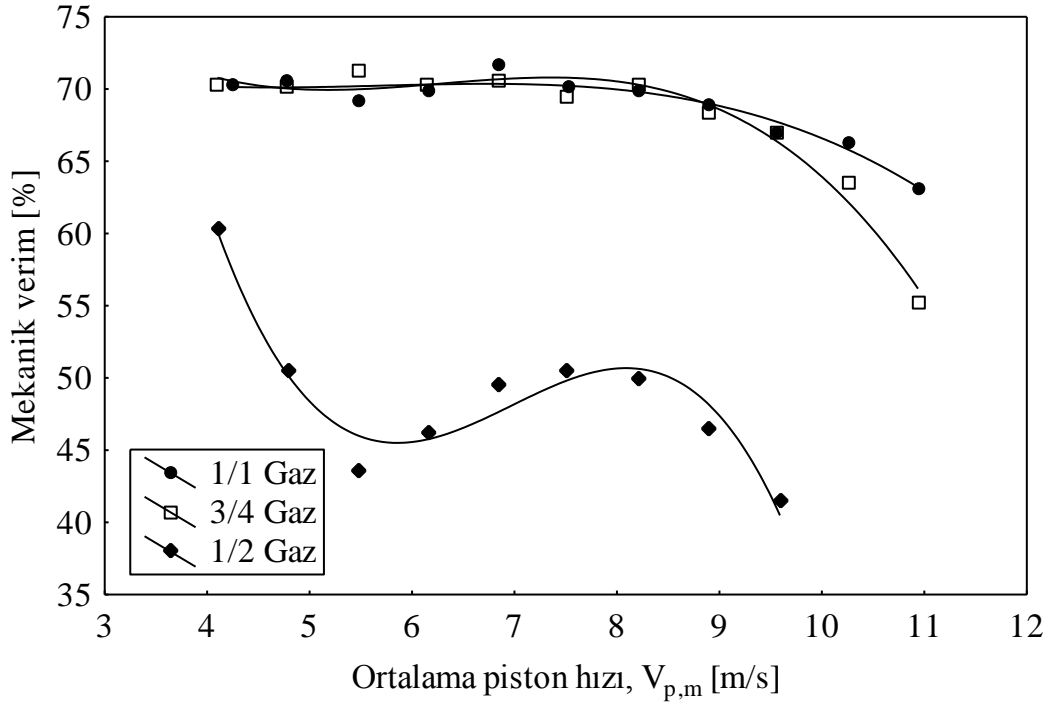
n [d/d]	1552.2	1750.6	2005.2	2253.4	2503.0	2754.0	3008.4	3254.6	3499.2	3753.6	4006.8
$V_{p,m}$ [m/s]	4.243	4.785	5.481	6.159	6.842	7.528	8.223	8.896	9.564	10.260	10.952
N_e [kW]	15.56769	18.04931	20.67845	23.31881	25.87182	28.30631	30.61566	32.69355	33.98035	35.50926	35.55944
P_{me} [MPa]	0.686556	0.705786	0.705927	0.708382	0.707564	0.703588	0.696638	0.687644	0.66475	0.647579	0.607514
\dot{m}_{hava} [kg/dak]	2.057873	1.839331	1.808060	2.027210	2.391848	3.093083	3.101164	2.831185	3.080932	3.246987	3.334414
HFK, α	2.108906	1.669921	1.360232	1.357677	1.471118	1.761198	1.626014	1.402948	1.426357	1.400313	1.341048
P_{emme} [MPa]	0.096	0.096	0.096	0.096	0.096	0.096	0.095	0.095	0.095	0.095	0.094
N_i [kW]	22.16631	25.581159	29.897686	33.376590	36.090177	40.375727	43.824897	47.428929	50.704628	53.619437	56.310517
P_{mi} [MPa]	0.977564	1.000305	1.020656	1.013918	0.987023	1.003589	0.997205	0.997574	0.991923	0.977853	0.962036
$N_{m,m}$ [kW]	6.598616	7.531848	9.219240	10.057777	10.218358	12.069418	13.209239	14.735379	16.724281	18.110179	20.751076
$P_{m,m}$ [MPa]	0.291008	0.294519	0.314729	0.305536	0.279459	0.300001	0.300567	0.309930	0.327173	0.330274	0.354522
η_m [%]	70.231	70.557	69.164	69.866	71.687	70.107	69.859	68.932	67.016	66.225	63.149
N_{pompa} [kW]	0.389097	0.477006	0.597879	0.695919	0.935827	1.185919	1.339880	1.526154	1.653276	2.327734	2.628859
$P_{m,pompa}$ [MPa]	0.01716	0.018652	0.020411	0.021141	0.025594	0.029477	0.030488	0.0321	0.032343	0.042451	0.044913
$N_{sürt.+yard. don.}$ [kW]	6.209519	7.054842	8.621361	9.361858	9.282531	10.883499	11.869359	13.209225	15.071005	15.782445	18.122217
$P_{m,sürt.+yard. don.}$ [MPa]	0.273848	0.275867	0.294318	0.284396	0.253866	0.270523	0.270079	0.277830	0.294831	0.287823	0.309609
$P_{maksimum}$ [bar]	71.40	73.80	72.20	72.60	73.00	75.25	76.00	83.40	83.80	79.25	73.50
$T_{yağ}$ [$^{\circ}C$]	73.6	73.8	73.8	74.6	75.7	75.4	75.8	77	77.8	79	81
$\frac{P_{m,m}}{P_{m,pompa}}$ içerisindeki payı [%]	5.896	6.333	6.485	6.919	9.158	9.825	10.143	10.357	9.885	12.853	12.668



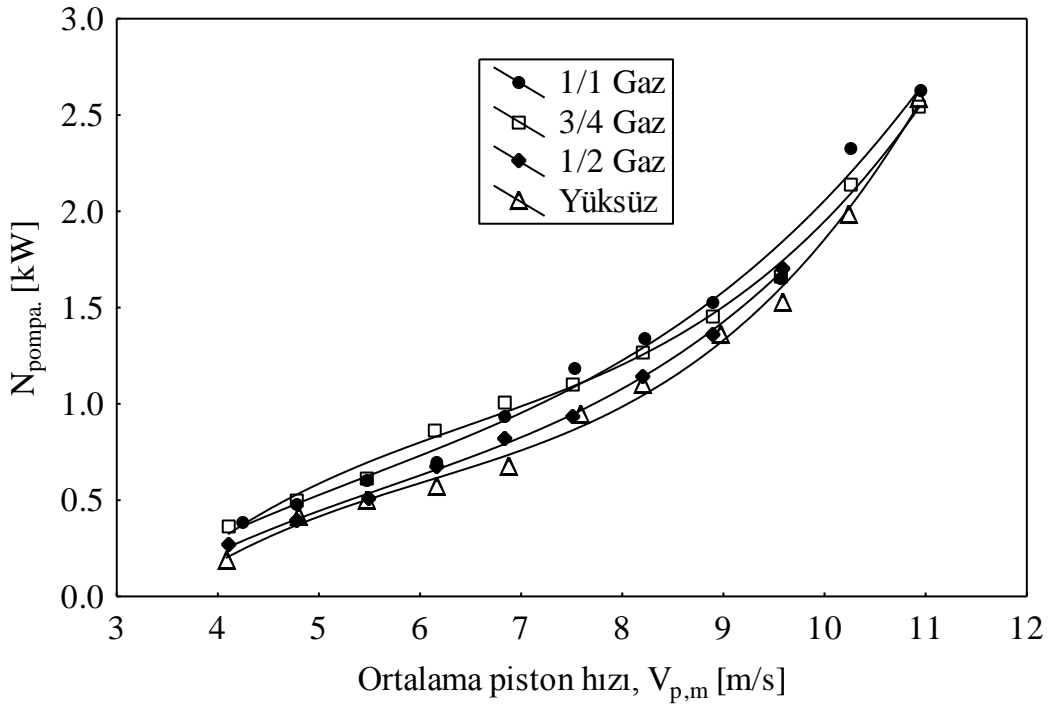
Şekil 27. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri



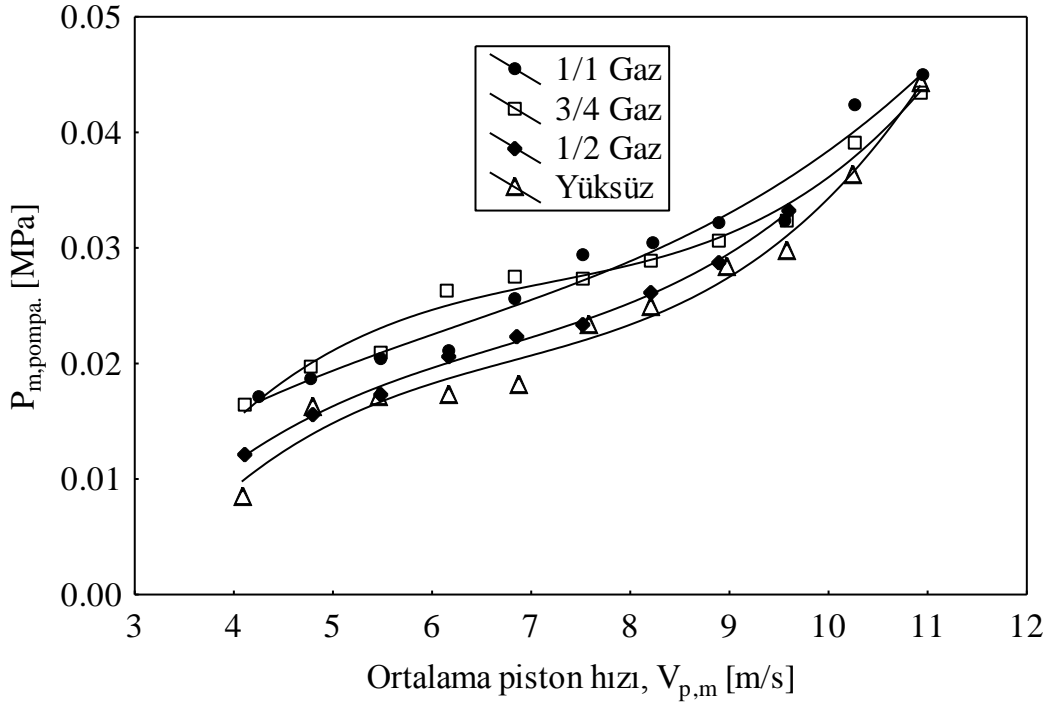
Şekil 28. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



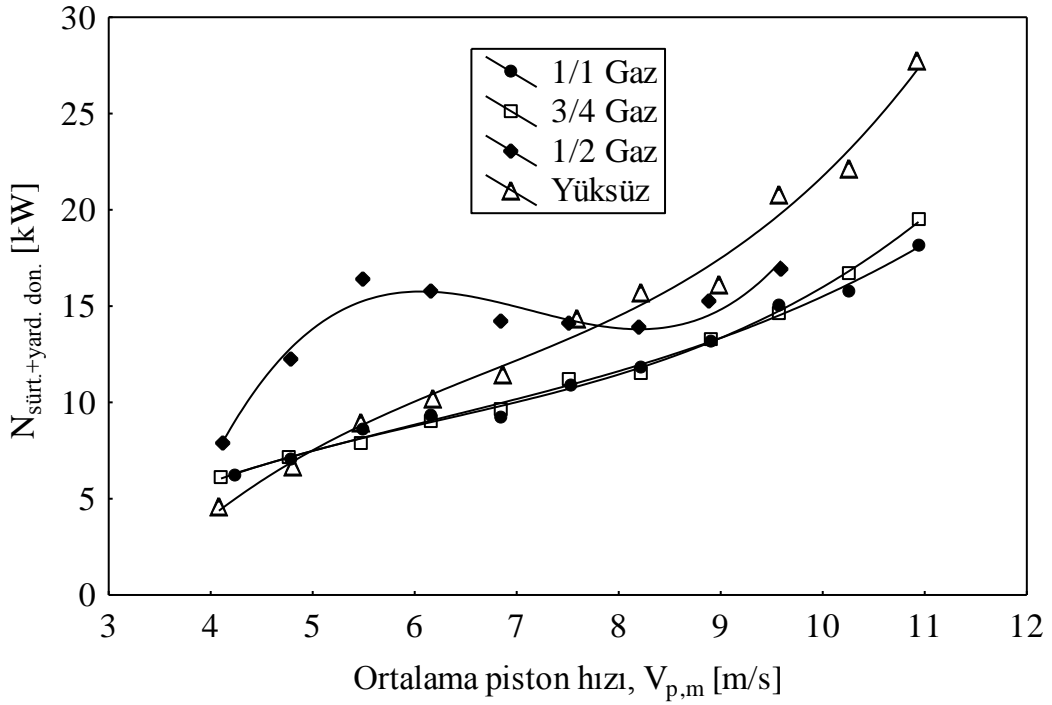
Şekil 29. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri



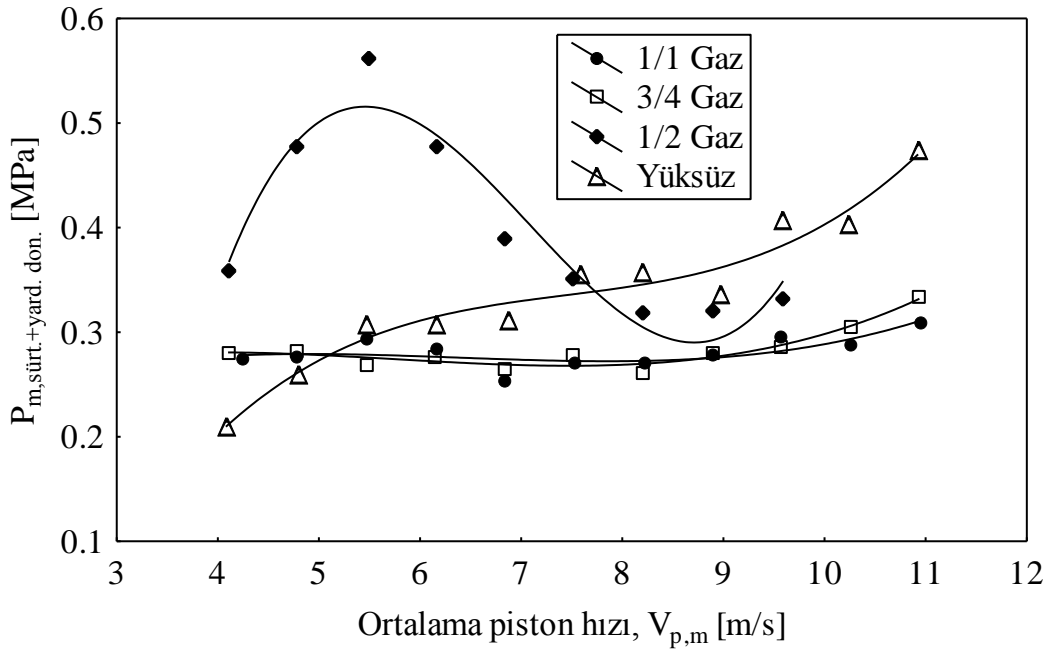
Şekil 30. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama işine harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri



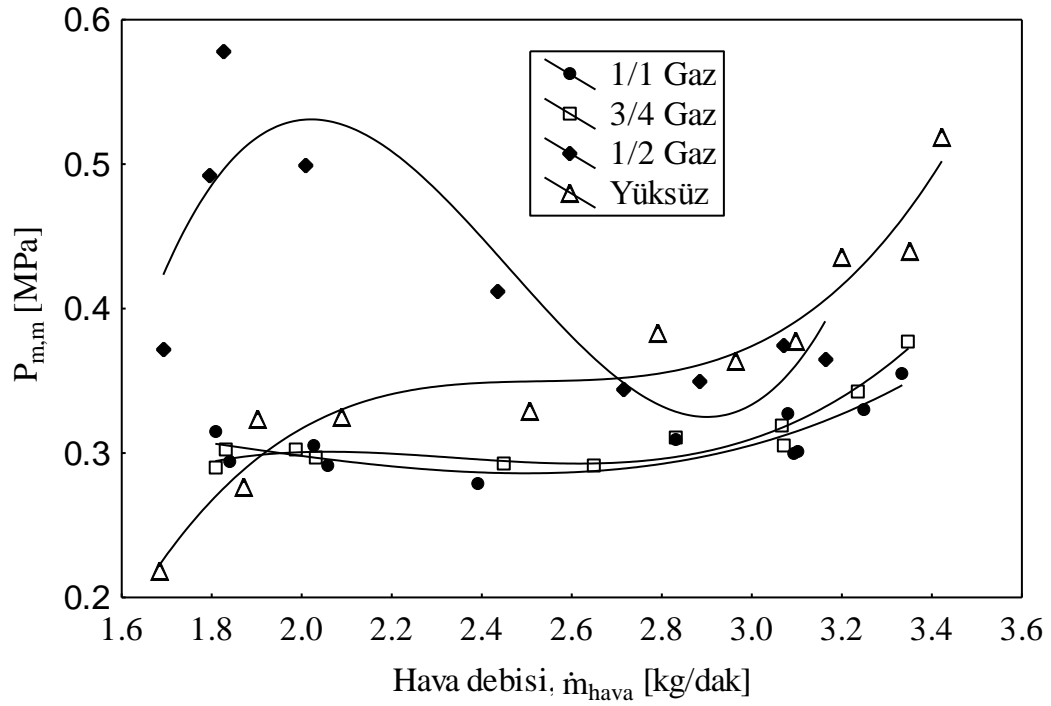
Şekil 31. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



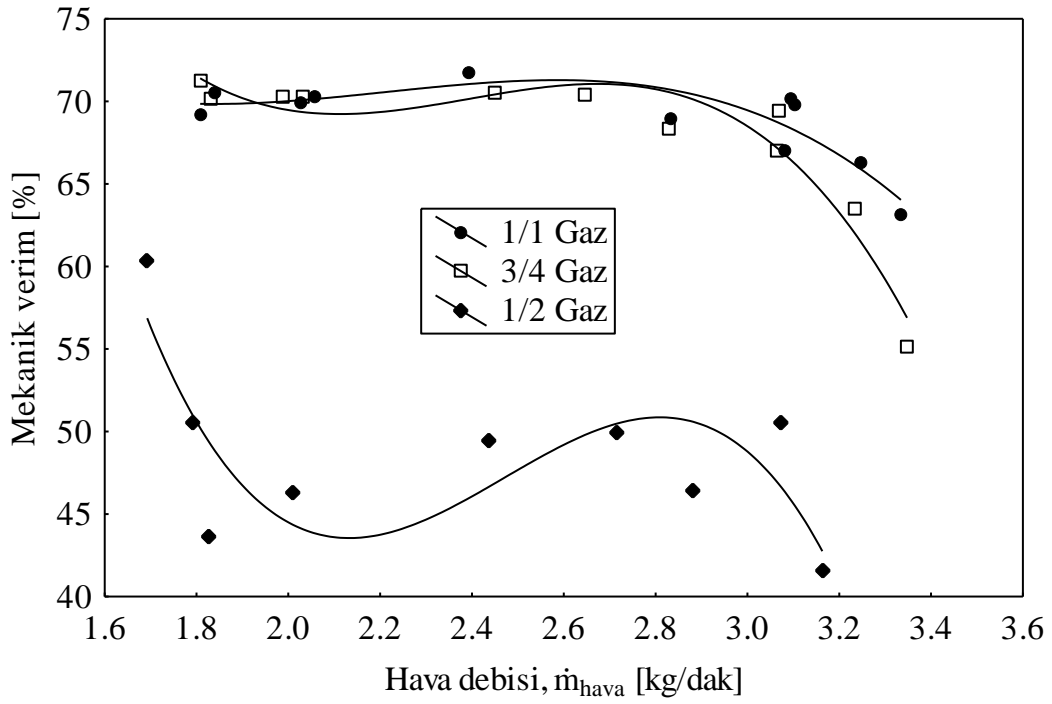
Şekil 32. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlara harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri



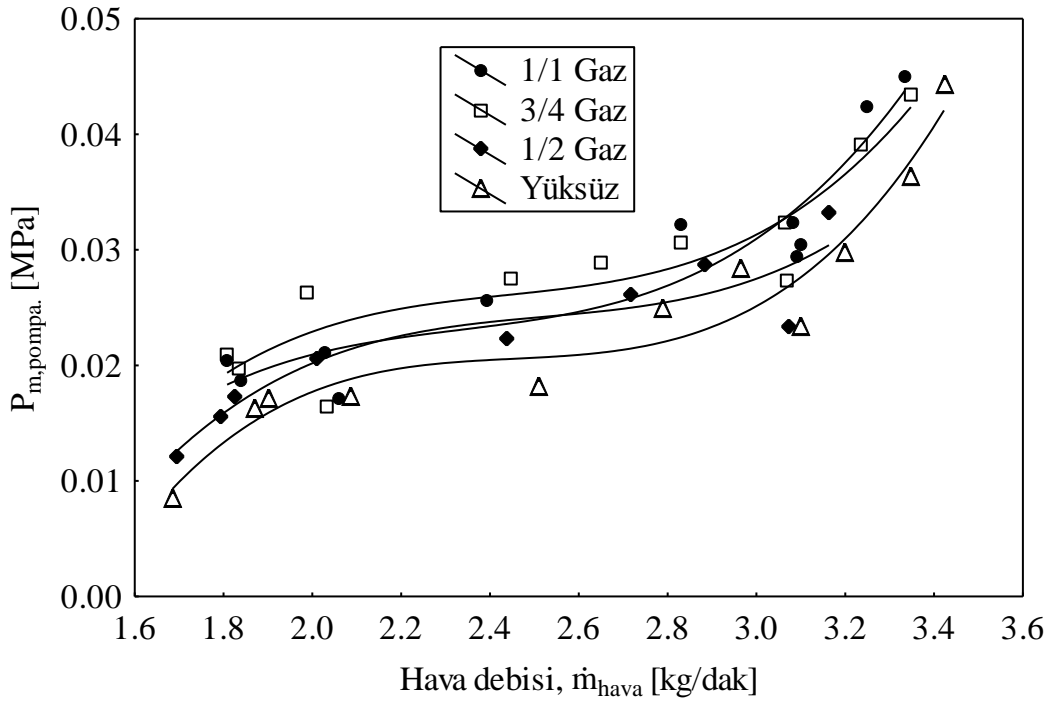
Şekil 33. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



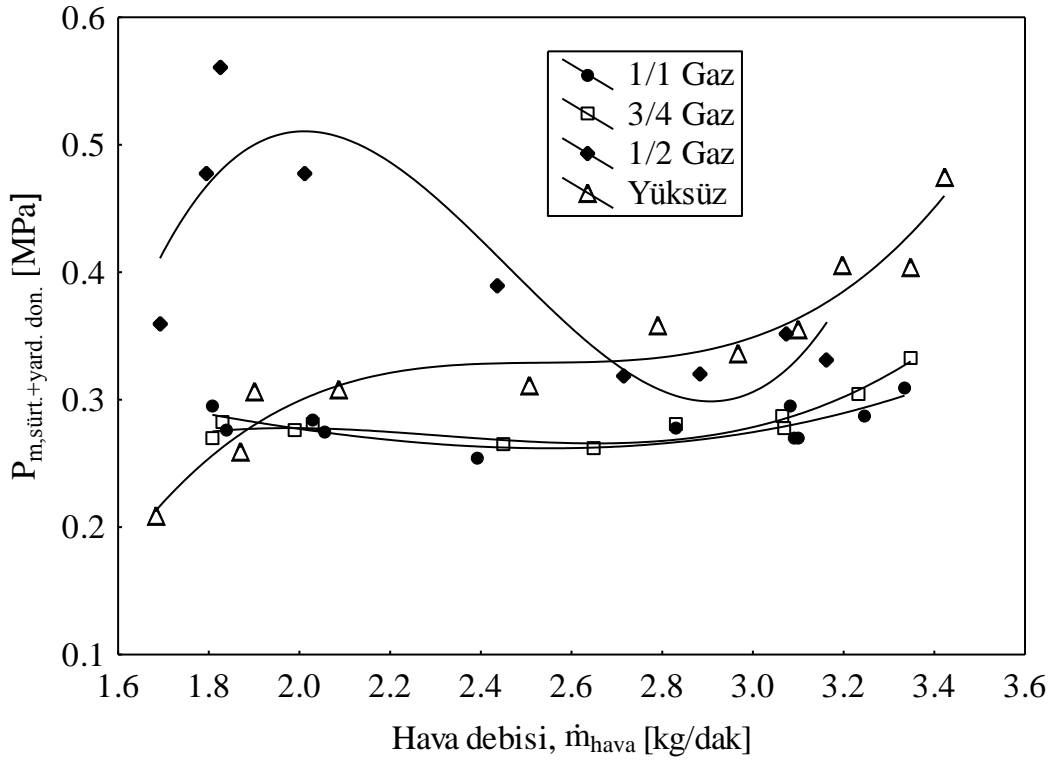
Şekil 34. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 35. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında mekanik verimin hava debisine göre değişimleri



Şekil 36. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 37. Doğal emişli motorda çeşitli gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri

Doğal emişli motorda mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 18, 19, 20 ve 21'deki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak şekil 28'de gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik ortalama piston hızlarındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri,

$$P_{m,m} = e_0 + e_1 \cdot V_{p,m} + e_2 \cdot V_{p,m}^2 + e_3 \cdot V_{p,m}^3 \quad (113)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\text{Yüksüz durumda: } P_{m,m} = -0.7281 + 0.4101 \cdot V_{p,m} - 0.0534 \cdot V_{p,m}^2 + 0.0024 \cdot V_{p,m}^3 \quad (114)$$

$$1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = -3.5707 + 1.8965 \cdot V_{p,m} - 0.2822 \cdot V_{p,m}^2 + 0.01327 \cdot V_{p,m}^3 \quad (115)$$

$$3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = 0.1294 + 0.0882 \cdot V_{p,m} - 0.0149 \cdot V_{p,m}^2 + 0.00081 \cdot V_{p,m}^3 \quad (116)$$

$$1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = 0.145 + 0.0739 \cdot V_{p,m} - 0.0117 \cdot V_{p,m}^2 + 0.00061 \cdot V_{p,m}^3 \quad (117)$$

Burada $P_{m,m}$ [MPa] ve $V_{p,m}$ [m/s] birimindedir. Eşitlik 113'te verilen bağıntıyı doğal emişli bir dizel motorundaki mekanik kayıplar ortalama basıncını veren genel ampirik bir bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun e_0 , e_1 , e_2 ve e_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 22'deki gibi olur.

Tablo 22. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 113'teki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	e_0	e_1	e_2	e_3
Yüksüz	-0.7281	0.4101	-0.0534	0.00240
1/2 gaz	-3.5707	1.8965	-0.2822	0.01327
3/4 gaz	0.1294	0.0882	-0.0149	0.00081
1/1 gaz	0.1450	0.0739	-0.0117	0.00061

Doğal emişli motorda pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 18, 19, 20 ve 21'deki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak Şekil 31'de gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde, değişik ortalama piston hızlarındaki ortalama pompalama basıncı değerleri,

$$P_{m,pompa.} = f_0 + f_1 \cdot V_{p,m} + f_2 \cdot V_{p,m}^2 + f_3 \cdot V_{p,m}^3 \quad (118)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda: } P_{m,pompa.} = & - 0.0597 + 0.0306V_{p,m} - 0,0042 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.000207 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (119)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.0444 + 0.0244 \cdot V_{p,m} - 0,0033 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.000167 \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (120)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.0599 + 0.0327 \cdot V_{p,m} - 0.0043 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 0.000199 V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (121)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.0137 + 0.0118 \cdot V_{p,m} - 0.0014 \cdot V_{p,m}^2 \\ & + 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot V_{p,m}^3 \end{aligned} \quad (122)$$

Burada $P_{m,pompa.}$ [MPa] ve $V_{p,m}$ [m/s] birimindedir. Eşitlik 118’de verilen bağıntıyı doğal emişli bir dizel motorundaki pompalama kayıpları ortalama basıncını veren genel ampirik bir bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun f_0 , f_1 , f_2 ve f_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 23’teki gibi olur.

Tablo 23. Çeşitli gaz konumlarında veya yüklerde Eşitlik 118’deki polinomun katsayıları

Gaz veya yük durumları	f_0	f_1	f_2	f_3
Yüksüz	-0.0597	0.0306	-0.0042	0.000207
1/2 gaz	-0.0444	0.0244	-0.0033	0.000167
3/4 gaz	-0.0599	0.0327	-0.0043	0.000199
1/1 gaz	-0.0137	0.0118	-0.0014	$7.5 \cdot 10^{-5}$

Mekanik kayıplar ortalama basıncı için Eşitlik 114-117’de verilen bağıntılardan, pompalama kayıpları ortalama basıncı için Eşitlik 119-122’te verilen bağıntılar çıkarılarak her bir durumda sürtünme ve yardımcı donanımlar ortalama basıncını veren bağıntılar da elde edilebilir.

Şekil 34 ve 36 incelenirse; türboşarjlı motorda olduğu gibi mekanik kayıplar ortalama basıncının ve pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimlerinin ortalama piston hızına göre değişimlerle paralellik sergilediği görülebilir. Bu nedenle ortalama piston hızına bağlı olarak belirlenen ampirik bağıntılar hava debisi için de kullanılabilir.

Doğal emişli motorda mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 18, 19, 20 ve 21’deki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon

uygulanarak Şekil 34'te gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik hava debilerindeki mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri,

$$P_{m,m} = g_0 + g_1 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} + g_2 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 + g_3 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \quad (123)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda: } P_{m,m} = & -2.9705 + 3.932 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 1.5543 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.20526 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (124)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & -7.7293 + 10.6482 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 4.4703 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.605 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (125)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & -0.8633 + 1.5331 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 0.6654 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.0949 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (126)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,m} = & 0.2263 + 0.2289 \cdot \dot{m}_{\text{hava}} - 0.1546 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^2 \\ & + 0.0288 \cdot (\dot{m}_{\text{hava}})^3 \end{aligned} \quad (127)$$

Burada $P_{m,m}$ [MPa] ve \dot{m}_{hava} [kg/dak] birimlerindedir. Eşitlik 123'te verilen bağıntıyı doğal emişli bir dizel motorundaki mekanik kayıplar ortalama basıncını veren genel bir ampirik bir bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun g_0 , g_1 , g_2 ve g_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 24'teki gibi olur.

Tablo 24. Gaz konumu veya yüke göre Eşitlik 123'teki polinom katsayılarının değerleri

Gaz veya yük durumları	g_0	g_1	g_2	g_3
Yüksüz	-2.9705	3.932	-1.5543	0.20526
1/2 gaz	-7.7293	10.6482	-4.4703	0.6050
3/4 gaz	-0.8633	1.5331	-0.6654	0.0949
1/1 gaz	0.2263	0.2289	-0.1546	0.0288

Doğal emişli motorda pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimi için genel bir ampirik bağıntı elde etmek amacı ile Tablo 18, 19, 20 ve 21'deki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine STATISTICA programında çoklu regresyon uygulanarak Şekil 36'da gösterilen değişimler elde edilmiştir. Farklı gaz konumlarında veya yüklerde değişik hava debilerindeki pompalama kayıpları ortalama basıncı değerleri,

$$P_{m,pompa.} = h_0 + h_1 \cdot \dot{m}_{hava} + h_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + h_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \quad (128)$$

şeklinde 3. dereceden bir polinom ile en uygun şekilde temsil edilebilir. Gaz konumuna veya yük durumuna göre elde edilen bu polinomlar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \text{Yüksüz durumda: } P_{m,pompa.} = & - 0.3038 + 0.393 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.1594 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.02169 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (129)$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.2313 + 0.2966 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.1161 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.01536 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (130)$$

$$\begin{aligned} 3/4 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.2268 + 0.3031 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.1227 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.0168 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (131)$$

$$\begin{aligned} 1/1 \text{ gazda} \quad : P_{m,pompa.} = & - 0.1887 + 0.2631 \cdot \dot{m}_{hava} - 0.1108 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 \\ & + 0.0158 \cdot (\dot{m}_{hava})^3 \end{aligned} \quad (132)$$

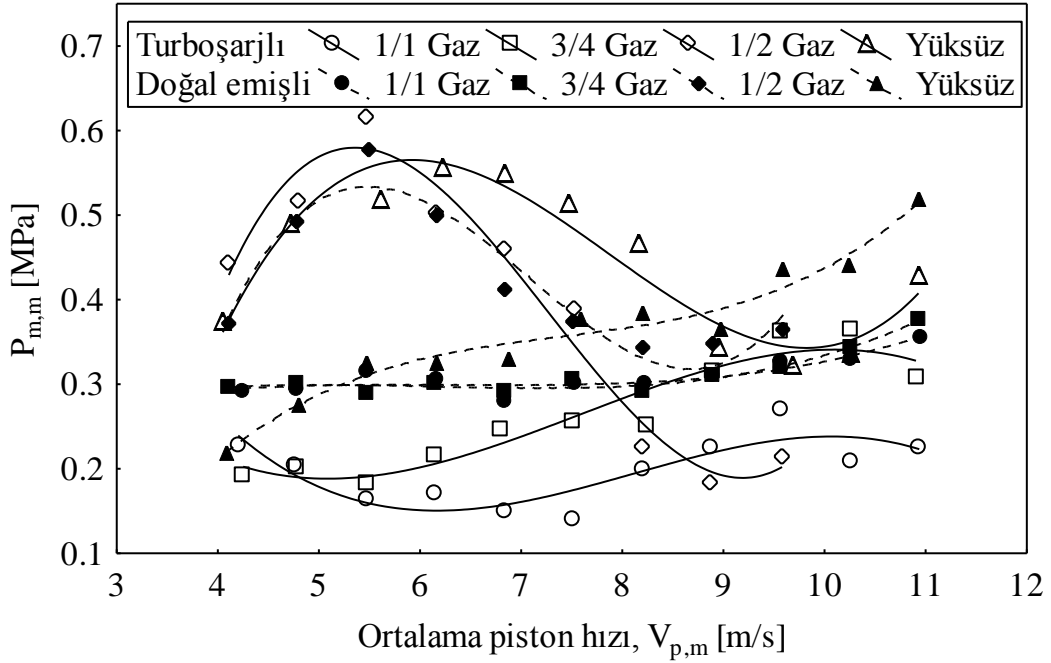
Burada $P_{m,pompa.}$ [MPa] ve \dot{m}_{hava} [kg/dak] birimlerindedir. Eşitlik 128'de verilen bağıntıyı doğal emişli bir dizel motorundaki pompalama kayıpları ortalama basıncını veren genel bir ampirik bağıntı olarak varsayarsak çeşitli gaz veya yük durumlarında polinomun h_0 , h_1 , h_2 ve h_3 katsayılarının alacağı değerler Tablo 25'teki gibi olur.

Tablo 25. Gaz konumu veya yüke göre eşitlik 128'deki polinom katsayılarının değerleri

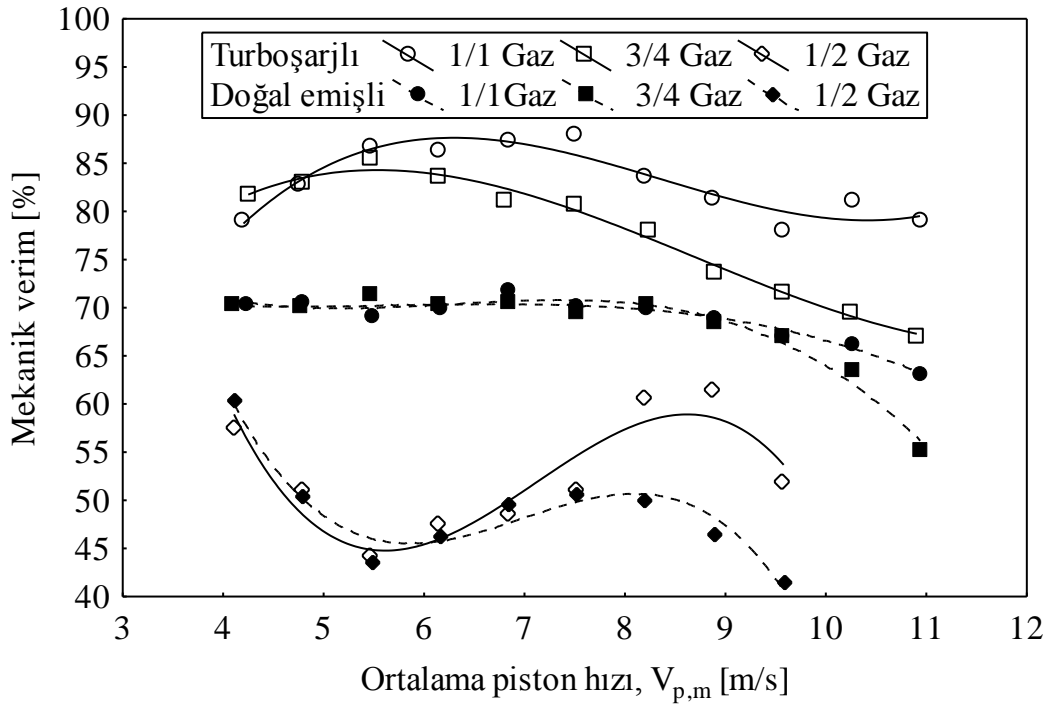
Gaz veya yük durumları	h_0	h_1	h_2	h_3
Yüksüz	-0.3038	0.393	-0.1594	0.02169
1/2 gaz	-0.2313	0.2966	-0.1161	0.01536
3/4 gaz	-0.2268	0.3031	-0.1227	0.0168
1/1 gaz	-0.1887	0.2631	-0.1108	0.0158

3.3. Türboşarjlı ve Doğal Emişli Motorlarda Elde Edilen Bulguların Karşılaştırılması

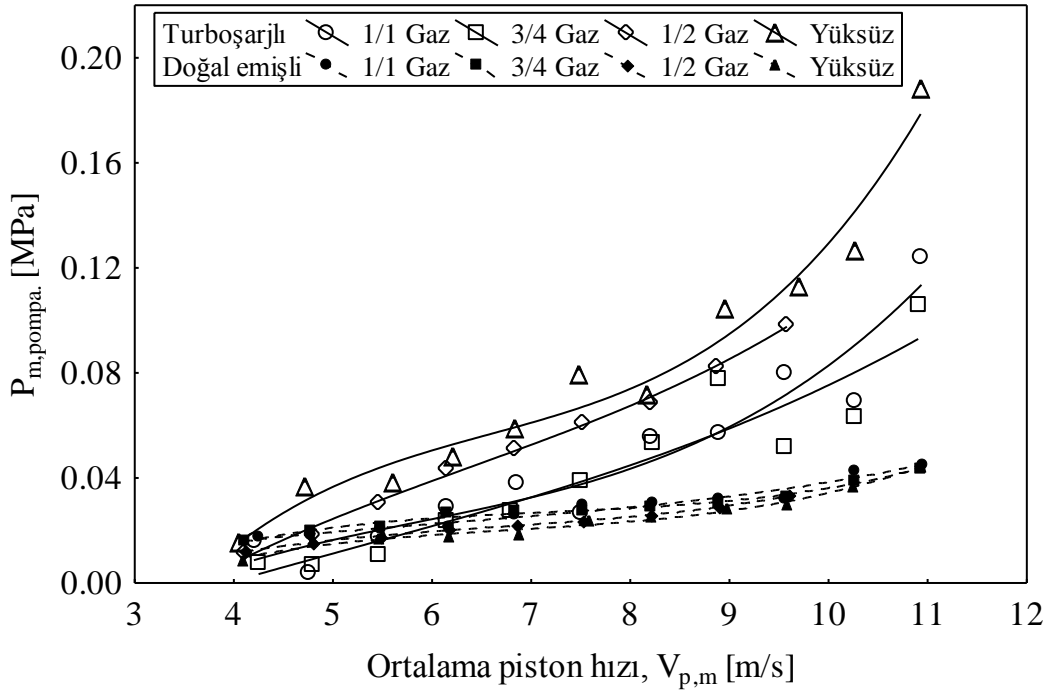
Türboşarjlı motor için Tablo 10-13'te ve doğal emişli motor için Tablo 18-21'de verilen değerler kullanılarak; türboşarjlı ve doğal emişli durumlarda mekanik kayıplar ortalama basıncının, mekanik verimin, pompalama kayıpları ortalama basıncının, sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimleri Şekil 38-45'lerdeki gibi çizilmiştir. Burada düz çizgi ile gösterilen değişimler türboşarjlı motora, kesikli çizgi ile gösterilen değişimler doğal emişli motora ilişkindir.



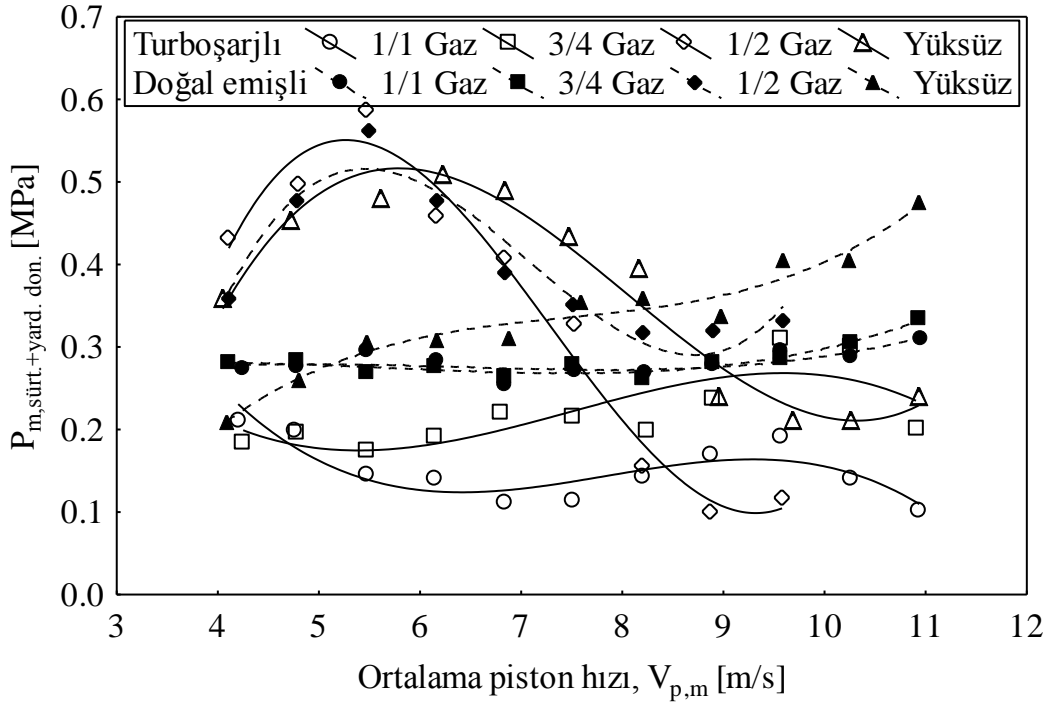
Şekil 38. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



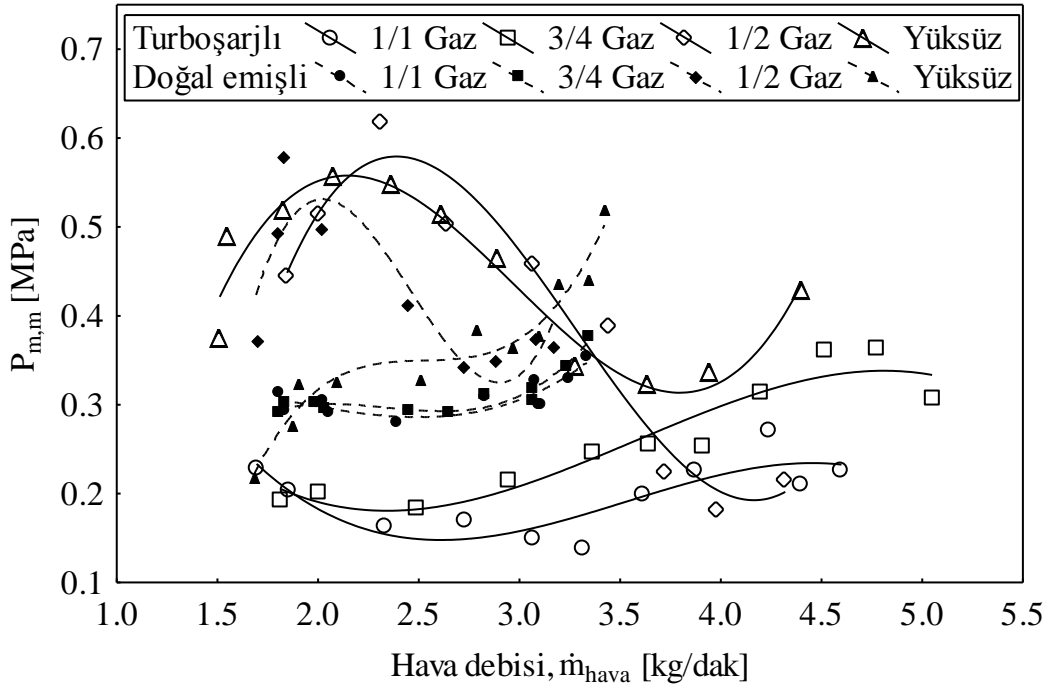
Şekil 39. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri



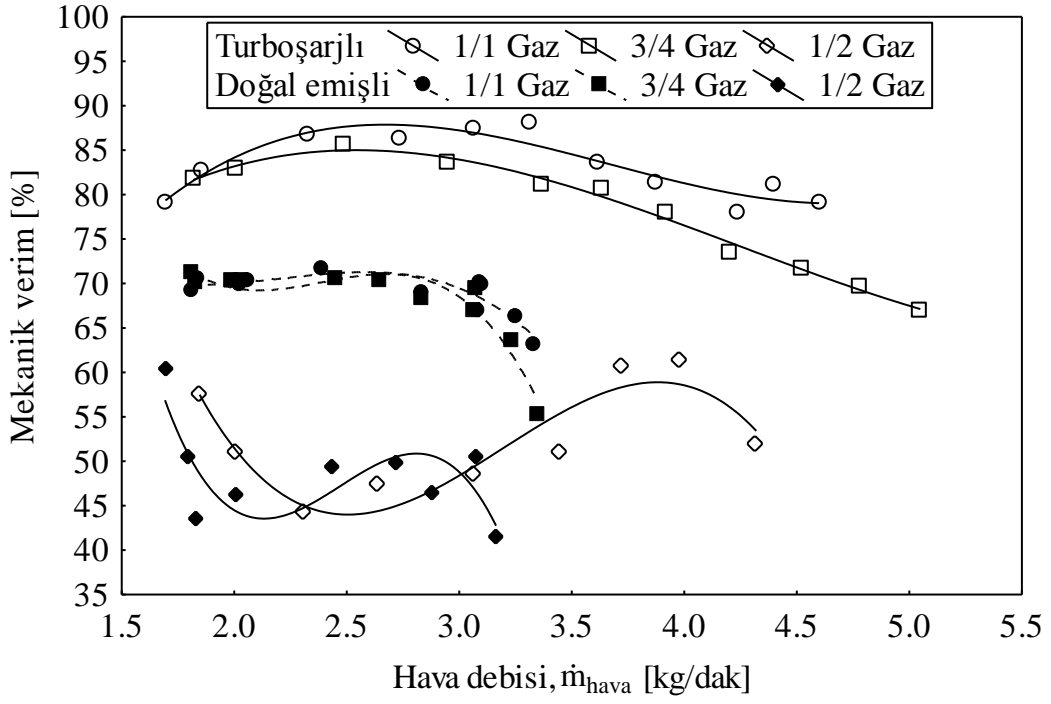
Şekil 40. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



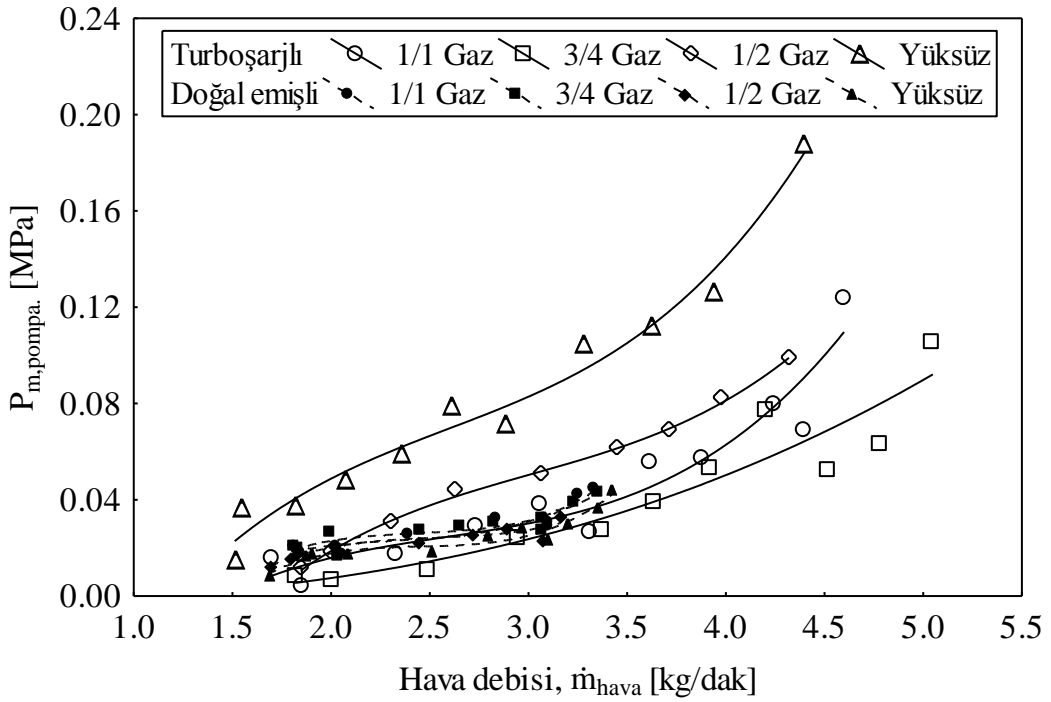
Şekil 41. Tırboşarjlı ve doğal emişli motorlarda sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



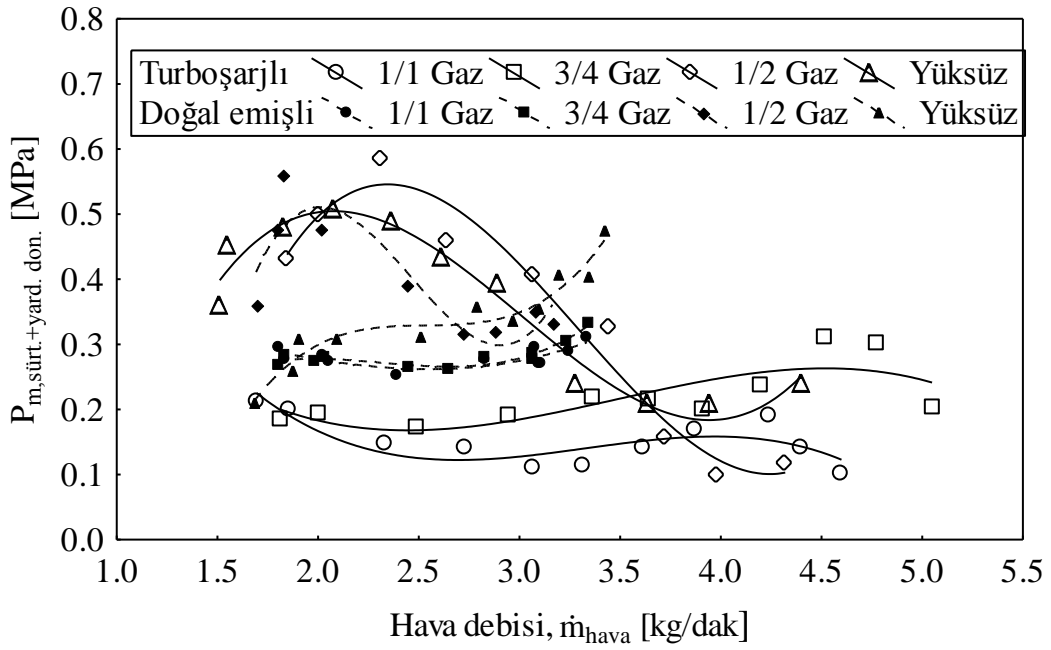
Şekil 42. Tırboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 43. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda mekanik verimin hava debisine göre değişimleri



Şekil 44. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda pompalama kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri



Şekil 45. Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının hava debisine göre değişimleri

3.4. Farklı Yağlar İçin İndikatör Diyagramı Yönteminden Elde Edilen Bulgular

Yağ viskozitesinin mekanik kayıplar üzerindeki etkisini belirlemek amacı ile deneyler; 1/1 gaz konumunda yaklaşık 1500 [d/d]'dan başlayarak 500 [d/d]'lık adımlarla 4000 [d/d]'ya kadar 2 farklı yağ için yapılmıştır. Kullanılan yağların özellikleri [45] Tablo 26'da verilmiştir.

Tablo 26. Deneylerde kullanılan motor yağlarının başlıca özellikleri [45].

Standart gösterimi	SAE 10W-40	SAE 5W-30
15°C'deki yoğunluğu [gr/cm ³]	0.872	0.853
-25°C'deki viskozitesi [cP]	6500	4800
40°C'deki viskozitesi [cSt]	99.8	53.6
100°C'deki viskozitesi [cSt]	14.7	9.5
Viskozite indeksi	154	163
Toplam baz numarası [mg KOH/g]	8.9	11.7
Parlama noktası [°C]	200	204
Akma noktası [°C]	-33	-36

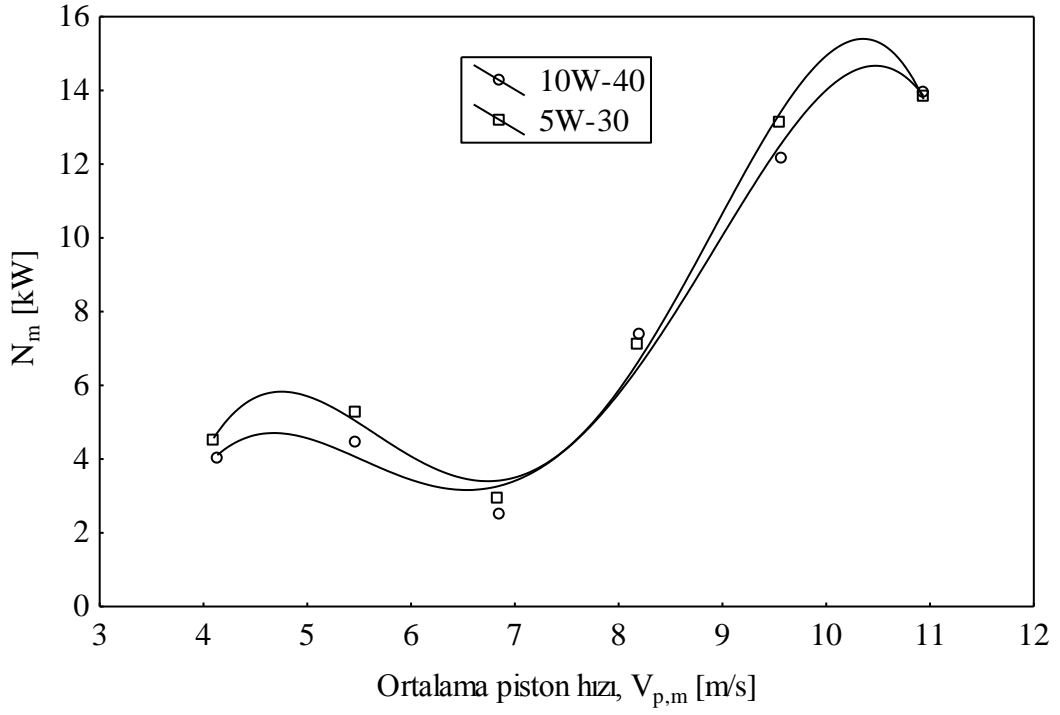
Farklı yağlar için yapılan deneyler sonunda indikatör diyagramı yönteminin uygulanması ile elde edilen veriler, ölçülen ve hesaplanan büyüklükler Tablo 27 ve 28’de sunulmuştur.

Tablo 27. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda SAE 10W-40 yağı kullanıldığında ölçülen ve hesaplanan değerler

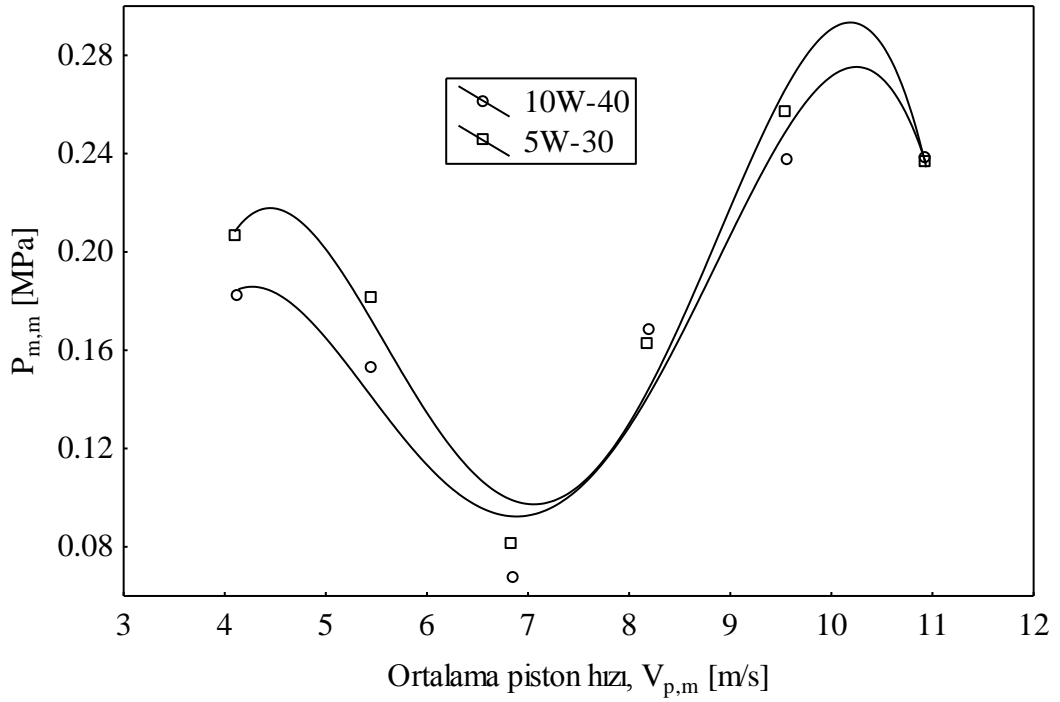
n [d/d]	1512.8	1997.8	2507.6	3003.0	3499.0	4001.4
$V_{p,m}$ [m/s]	4.135	5.461	6.854	8.208	9.564	10.937
N_e [kW]	19.256071	32.064587	39.188972	45.73988	50.364441	52.254604
P_{me} [MPa]	0.871318	1.098684	1.069806	1.042651	0.985325	0.893947
N_i [kW]	23.282	36.530	41.660	53.110	62.500	66.190
P_{mi} [MPa]	1.0535086	1.2516906	1.1372615	1.2106547	1.2227436	1.1323475
N_m [kW]	4.025929	4.465413	2.471028	7.370120	12.135559	13.935396
$P_{m,m}$ [MPa]	0.182191	0.153007	0.067455	0.168004	0.237419	0.238401
η_m [%]	82.708	87.776	94.069	86.123	80.583	78.946
$T_{yağ}$ [$^{\circ}$ C]	81.3	85.6	91.6	95.4	99.0	103.0
$P_{maksimum}$ [bar]	91.33	112.00	116.40	123.20	127.20	131.40

Tablo 28. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda SAE 5W-40 yağı kullanıldığında ölçülen ve hesaplanan değerler

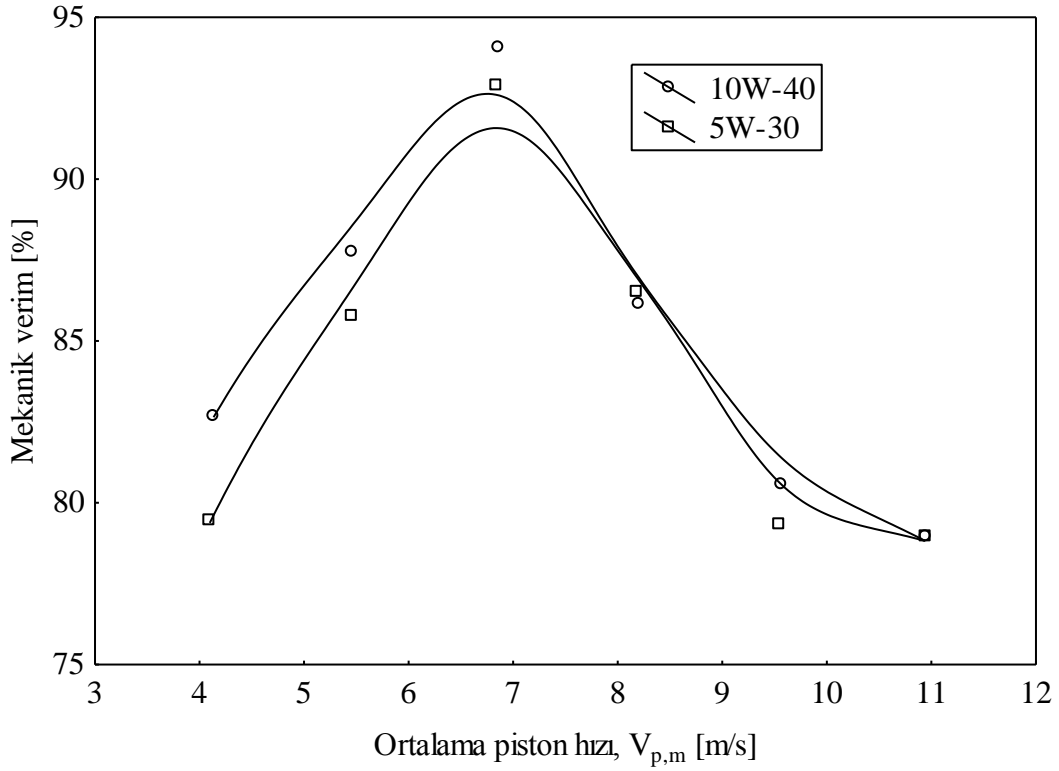
n [d/dak]	1499.4	1996.8	2499.8	2995.2	3491.8	4001.8
$V_{p,m}$ [m/s]	4.098	5.458	6.833	8.187	9.544	10.938
N_e [kW]	17.470137	31.820345	38.720547	45.590263	50.27261	51.921154
P_{me} [MPa]	0.797587	1.090862	1.060317	1.041947	0.985556	0.888154
N_i [kW]	21.990	37.097	41.670	52.690	63.380	65.730
P_{mi} [MPa]	1.00393	1.271755	1.141083	1.204208	1.242516	1.124365
N_m [kW]	4.519863	5.276655	2.949453	7.099737	13.107390	13.808846
$P_{m,m}$ [MPa]	0.206351	0.180893	0.080767	0.162262	0.256961	0.236212
η_m [%]	79.446	85.776	92.922	86.525	79.319	78.992
$T_{yağ}$ [$^{\circ}$ C]	79.5	80.3	81.0	90.8	101.0	103.0
$P_{maksimum}$ [bar]	86,4	114,00	116,60	123,80	127,20	134,40



Şekil 46. Farklı yağlar için mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri



Şekil 47. Farklı yağlar için mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri



Şekil 48. Farklı yağlar için mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri

3.5. Hata Analizinden Elde Edilen Bulgular

Sunulan çalışmada hata analizi amacıyla her bir durum için tüm değerler 5'er kez ölçülmüştür. Ölçülen bu değerlere, Durgun [6] tarafından verilen, Kline ve McClintock'un [21] yöntemi uygulanarak hata analizi gerçekleştirilmiştir. Veri sayısı 20'den az olduğu için burada Student's-t dağılımı uygulanmıştır. Sunulan çalışmada Student's-t dağılımı için olasılık düzeyi % 95, yani anlamlılık düzeyi %5 seçilmiştir. Her bir durumda ölçüm sayısı $n=5$ alınmıştır ve buna göre serbestlik derecesi $\nu = n-1 = 4$ 'tür. Serbestlik derecesi $\nu=4$ ve olasılık düzeyi % 95'e göre Student's -t değeri $t=2.776$ 'dir [43].

Sunulan çalışmada; deneylerde yapılan tüm ölçümlere (devir sayısı, yük ve basınç farkına) ve hesaplanan büyüklüklere (döndürme momentine, efektif güce ve ortalama efektif basınca) hata analizi uygulanmıştır. Hata analizi sonucunda ölçülen ve hesaplanan büyüklüklerde elde edilen tolerans sınırları ve belirsizlik aralıkları Tablo 29'da sunulmuştur.

Tablo 29. Hata analizindeki tolerans sınırları ve belirsizlik aralıkları

Büyükük	Tolerans sınırı, $\Delta (\pm)$	Belirsizlik aralığı (%)
n [d/d]	(1.110÷12.970)	(0.881÷0.034)
F [N]	(0÷3.400)	(0÷2.518)
Δh [mmH ₂ O]	(0÷0.213)	(0÷4.490)
M _d [Nm]	(0÷1.019)	(0÷1.227)
N _e [kW]	(0.0146÷0.036)	(0.081÷1.879)
P _{me} [MPa]	(0÷0.011)	(0÷1.233)

4. İRDELEME

Bu bölümde türboşarjlı ve doğal emişli dizel motorlarında mekanik kayıplar için elde edilmiş olan deneysel sonuçlar değerlendirilerek değişik açılardan irdelenmiştir.

Türboşarjlı motor durumunda; yapılan deneysel ölçümlerden ve hesaplanan büyüklüklerden yararlanarak mekanik kayıplarla ilgili parametrelerin ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimleri değişik gaz konumlarında Şekil 15-25'te gösterilmiştir.

Türboşarjlı durumda mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimi Şekil 15'te verilmiştir. Şekil incelendiğinde mekanik kayıplar gücünün düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda, orta ve yüksek ortalama piston hızlarında ise yüksüz durumda yüksek değerler aldığı görülebilir. Genel olarak en yüksek mekanik kayıplar gücünün yüksüz durumda ortaya çıktığı söylenebilir. Yüksüz durumda motorun ürettiği gücün tamamı mekanik kayıplara harcandığı için bu durum normal bir sonuçtur. Düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda yüksüz duruma göre mekanik kayıplar gücü çok az da olsa biraz daha yüksek olmaktadır. Tablo 10 ve Tablo 11'de sunulmuş olan silindir içindeki maksimum basınçlara bakılırsa yüksüz duruma göre 1/2 gaz konumundaki basınçların daha yüksek değerler almasının ve motor elemanlarına daha büyük kuvvetlerin etki etmesinin bu sonucu ortaya çıkardığı anlaşılır. Orta ve yüksek ortalama piston hızlarında motor üzerindeki yükün düşmesiyle birlikte, 1/2 gaz konumunda mekanik kayıplar, yüksüz duruma göre azalmaya başlamaktadır. Yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimlerine bakıldığında ise birbirine paralellik gösterdikleri söylenebilir. Mekanik kayıplar gücü düşük ortalama piston hızlarında artmakta, orta ortalama piston hızlarında azalmakta ve yüksek ortalama piston hızlarında ise tekrar artmaktadır. Düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda motor yükü fazla olduğundan mekanik kayıplar gücü de artmaktadır. Orta ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda motor yükü azaldığı için mekanik kayıplar gücü azalmaktadır. Ortalama piston hızı, dolayısıyla devir sayısı arttığında mekanik kayıplar gücünün de artması beklenebilir. Ancak devir artarken motor üzerindeki yükün azaldığı da unutulmamalıdır. Deneylerden elde edilen sonuçlar; yükün azalmasıyla mekanik kayıplar gücünde oluşan azalmanın, devir sayısının artışından ileri gelen mekanik kayıplar gücü artışından daha etkin olduğunu ortaya koymaktadır. Aynı zamanda çok iyi

bilindiği gibi orta ortalama piston hızları motorların en ideal çalışma aralığıdır. Bu durumda emme, yanma ve eksoz işlemleri için ayrılan süreler yeterli olacağı için ayrıca emme ve eksoz işlemlerinde kısılma kayıpları göreceli olarak düşük olacağından motor silindirlerinden elde edilen iş de artacaktır. Tablo 11'e bakıldığında 1/2 gaz durumunda orta ortalama piston hızlarında N_i indike güçlerinin en yüksek değerler aldığı görülebilir.

Yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda; yüksek ortalama piston hızlarına çıktığında yük iyice azalmakta ve mekanik kayıplar gücü ise tekrar artmaktadır. Burada yük azaldığı için mekanik kayıplar gücünün de azalması beklenebilir. Ancak yüksek ortalama piston hızlarında pompalamadaki (emme ve eksoz işlemindeki) kayıplar da artmaktadır. Yüksek piston hızlarında hava emiş hızı da artacağından hava ile emme kanalının duvarları arasındaki sürtünmeler ve kısılma kayıpları artacağından pompalama kayıpları da yükselmektedir. Tablo 10 ve 11'de pompalama kayıplarının mekanik kayıplar içindeki oranına bakılırsa bu durum açık bir şekilde görülebilir. Aynı zamanda yüksek ortalama piston hızlarında devir sayıları yüksek olduğu için emme, eksoz ve yanma için ayrılan süreler kısılacığından silindirlerden elde edilen indike ve efektif işler de azalacak ve mekanik kayıplar gücü izafi olarak artacaktır. Tablo 10 ve 11'de yüksek ortalama piston hızlarında N_i indike gücündeki azalmalar açıkça görülmektedir. Ayrıca yüksek devirlerde silindir içindeki maksimum basınçların ve yağ sıcaklıklarının en yüksek değerlerine ulaştığı Tablo 10 ve 11'de görülebilir. Silindir içindeki maksimum basıncın artması piston ve motor yataklarına etki eden kuvvetleri ve yükleri de arttıracaktır. Ayrıca yağ sıcaklığının artması; yağın viskozitesini düşüreceğinden, metal yüzeyler arasında meydana gelen yağ filmi tabakalarının kopmasına da yol açabilir.

Şekil 15'te 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında ortalama piston hızının artmasıyla mekanik kayıplar gücünün de arttığı görülmektedir. Her iki gaz konumundaki değişimlerin benzerlik gösterdiği ve en düşük mekanik kayıplar gücünün 1/1 gaz durumunda ortaya çıktığı söylenebilir. Burada yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumundakinin tersine orta ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücünde bir düşme olmamaktadır. Ortalama piston hızı arttıkça yük azalacağından 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün düşmesi beklenebilir. Ancak Tablo 12 ve 13'te yağ sıcaklıklarına bakılırsa ortalama piston hızıyla birlikte yağ sıcaklıklarının arttığı ve bazı piston hızlarında 100⁰ C'nin üzerine çıktığı görülebilir. Bu sıcaklıklarda yağın viskozitesi oldukça düşeceği için metal yüzeyler arasında yağ filmi tabakalarının kopması ve dolayısıyla sürtünmelere harcanan gücün artması da beklenebilir. Ayrıca ortalama piston hızıyla birlikte silindir

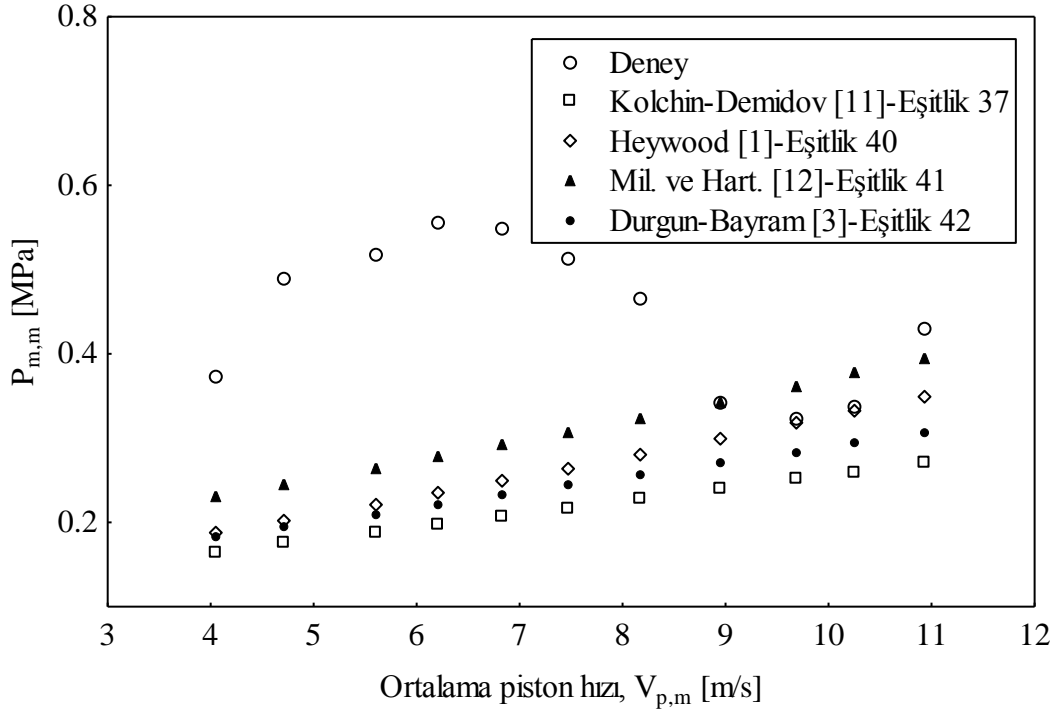
içindeki maksimum basınç değerlerinin arttığı Tablo 12 ve 13'te görülebilir. Silindir içindeki maksimum basıncın artması piston ve motor yataklarına etki eden kuvvetleri arttıracığından mekanik kayıplar gücü de yükselecektir. Başka bir anlatımla 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında ortalama piston hızının artmasıyla birlikte sürtünmelere harcanan güç, yükün azalması nedeni ile mekanik kayıplar gücünde meydana gelen azalmadan daha etkin olmaktadır. 3/4 gaz konumunda 1/1 gaz konumuna göre mekanik kayıplar gücünün daha yüksek olduğu Şekil 15'te görülmektedir. Her iki gaz durumunda yağ sıcaklıklarının ve maksimum silindir basıncı değerlerinin bir birine yakın değerler aldığı, Tablo 12 ve 13'e bakarak söylenebilir. Ancak her iki gaz durumu için N_e efektif güçleri incelendiğinde 3/4 gaz konumundaki N_e efektif güç değerlerinin daha düşük olduğu görülür. 3/4 gaz konumunda oluşan bu düşüş Tablo 12 ve 13'teki P_{emme} emme manifoldu basıncı ve hava debisi değerlerinden yararlanarak kolayca açıklanabilir. 3/4 gaz konumunda, 1/1 gaz konumuna göre, emme manifoldu basıncı ve hava debisi değerlerinin daha yüksek olmasına karşın elde edilen efektif güç daha düşük olmaktadır. Tablo 12 ve 13'teki hava fazlalık katsayısı değerlerine bakıldığında efektif güçteki azalmanın nedeninin; silindire emilen hava miktarına uygun miktarda yakıt gönderilememesinin olduğu anlaşılır. 3/4 gaz konumunda hava fazlalık katsayısı değerleri 1/1 gaz konumuna göre daha yüksektir. Böylece her iki gaz konumunda bir birine yakın indike güçlerin elde edilmesine karşın; 3/4 gaz konumundaki efektif güçlerin daha düşük olması mekanik kayıplar gücünün arttığı anlamına gelmektedir. Bu durumun; 3/4 gaz konumunda türboşarj ünitesinin silindirlere istenilenden bir miktar daha fazla hava göndermesinden kaynaklandığı söylenebilir. Bu sonuç 3/4 gaz konumundaki eksoz gazları basınçlarının türboşarj ünitesindeki by-pass kanalını gereken düzeyde açabilecek değere ulaşmamasından kaynaklanmaktadır. By-pass kanalı gereken düzeyde açılmadığından emme manifoldundaki basınçlar biraz daha yüksek değerler almaktadır.

Türboşarjlı motorda; 3/4 ve 1/1 gaz konumlarındaki mekanik kayıplar gücü yüksüz duruma ve 1/2 gaz konumuna göre, daha düşük olmaktadır. Emme manifold basınçlarının ve hava debisinin 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında yüksüz duruma ve 1/2 gaz konumuna göre daha yüksek olduğu Tablo 10, 11, 12 ve 13'ten görülebilir. 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında eksoz gaz basınçları daha yüksek olduğundan türboşarj ünitesi havayı daha etkin bir şekilde sıkıştırarak silindire göndermektedir. Yani yüksüz duruma ve 1/2 gaz konumuna göre silindire daha fazla hava gönderilmektedir. Bu durumda 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında motorun efektif gücü artmakta ve dolayısıyla mekanik kayıplar gücü azalmaktadır.

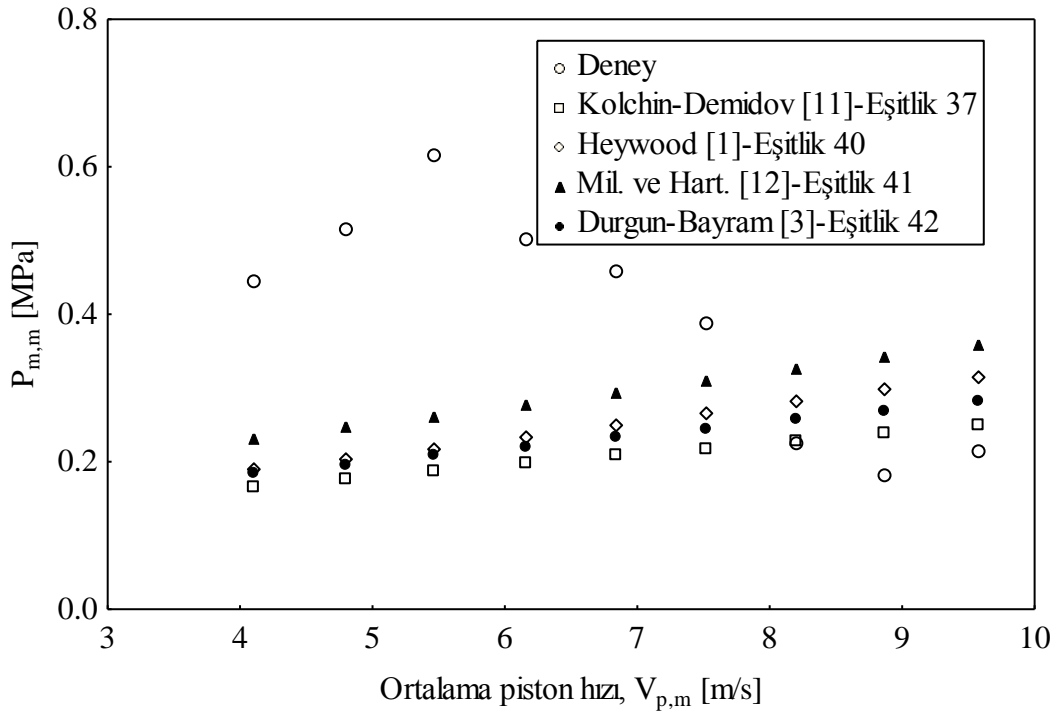
Türboşarjlı motorda, farklı gaz konumlarında, mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 16'da görülmektedir. Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği varsayılan ve bir iş çevrimi sonunda mekanik kayıplara harcanan işe eşit işi veren basınç değerine mekanik kayıplar ortalama basıncı denildiği daha önce belirtilmişti. Dolayısıyla mekanik kayıplar gücü ile mekanik kayıplar ortalama basıncı benzer değişimler gösterecektir. Şekil 15 ve 16'ya bakılırsa benzer değişimler görülebilir. Yukarıdaki paragraflarda; farklı ortalama piston hızlarında ve gaz konumlarında, mekanik kayıplar gücü için yapılan açıklamalar mekanik kayıplar ortalama basıncı için de aynı şekilde söylenebilir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı türboşarjlı motorun mekanik kayıplar ortalama basıncı için genel bir ampirik bağıntı geliştirmek amacıyla deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basınçları değerlerine eğri uydurularak farklı gaz konumlarında Eşitlik 94-97'lerdeki bağıntılar geliştirilmiştir. Söz konusu bağıntılarda; mekanik kayıplar ortalama basıncı ortalama piston hızına bağlı olarak üçüncü dereceden bir polinom şeklinde alınmıştır. Literatürde mekanik kayıplar ortalama basıncını ortalama piston hızına bağlı lineer veya ikinci dereceden polinomlar şeklinde veren değişik ampirik bağıntılar veya modeller yer almaktadır. Sunulan çalışmada deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri; geliştirilen bağıntılardan ve literatürdeki ampirik bağıntılardan elde edilen sonuçlarla Şekil 49, 50, 51 ve 52'de karşılaştırılmıştır.

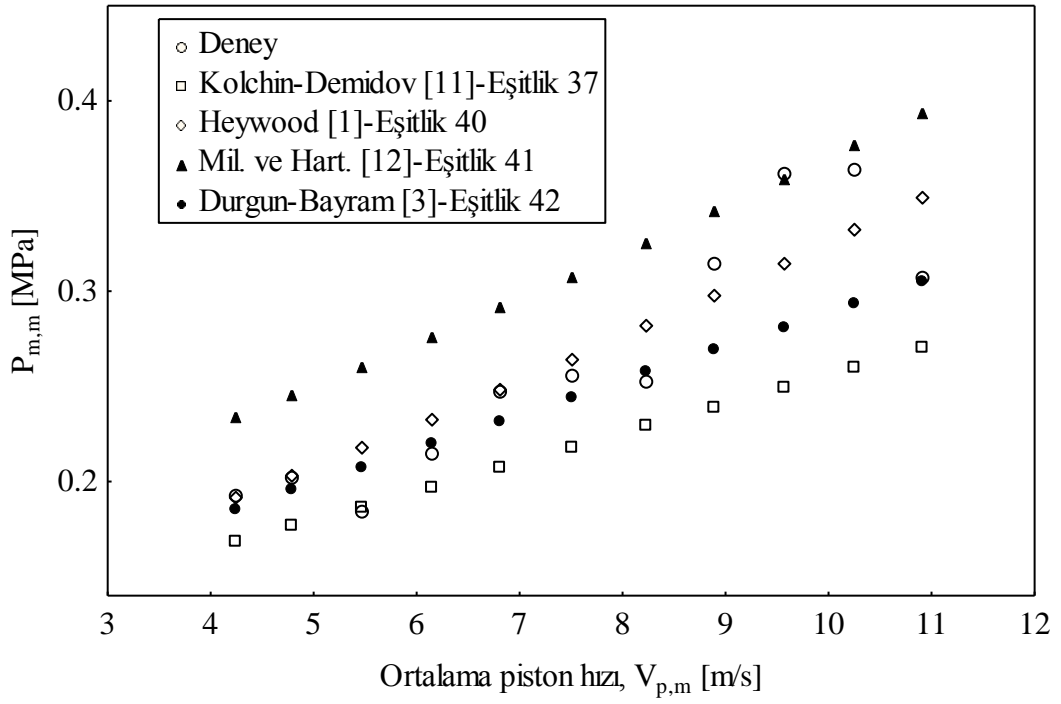
Şekil 49-52'ler incelenirse literatürdeki ampirik bağıntıların farklı gaz konumlarına göre ne kadar yetersiz kaldığı anlaşılabilir. Literatürdeki bağıntıların yüksüz koşullarda, motor çalışma koşullarında olmayan deneysel yöntemlerden elde edilmiş sonuçlara dayanarak geliştirildiği daha önce açıklanmıştı. Bu nedenle, söz konusu bağıntılar sunulan çalışmadaki motorun gerçek mekanik kayıplar ortalama basınçlarından çok farklı değerler vermektedir.



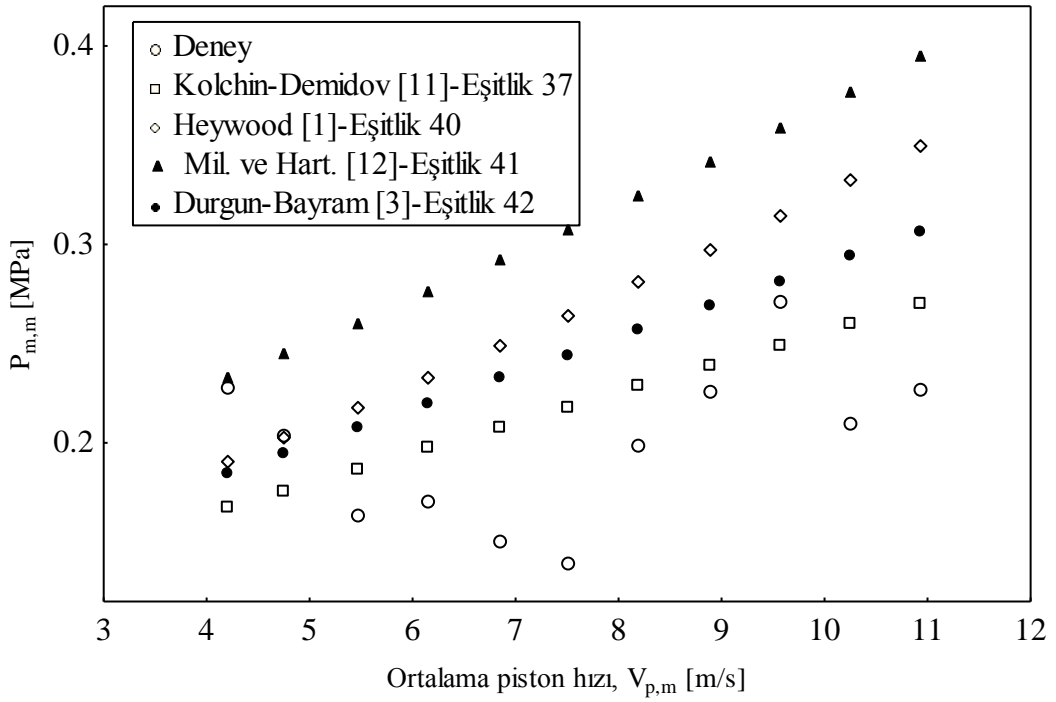
Şekil 49. Türboşarjlı motorda yüksüz durumda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 50. Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 51. Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Tablo 52. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması

Türboşarjlı motorda farklı gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 17’de görülmektedir. Bu eğrilerden en yüksek verimin 1/1 gaz konumunda en düşük verimin ise 1/2 gazda olduğu anlaşılmaktadır. 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında ortalama piston hızı arttıkça mekanik verim düşmektedir. Tablo 12 ve 13’te; bu gaz konumlarındaki yağ sıcaklıkları incelenirse; ortalama piston hızı ile birlikte yağ sıcaklıklarının da arttığı, hatta yüksek ortalama piston hızlarında 100 °C’nin üzerine çıktığı görülebilir. Yağ sıcaklığı arttıkça yağın viskozitesi düşeceğinden metal yüzeyler arasındaki film tabakalarında kopmalar oluşabilir. Bu nedenle doğal olarak sürtünmeler artacağından mekanik verim de düşecektir. 1/1 gaz konumunda, 3/4 gaz konumuna göre, daha yüksek verim elde edilmiştir. Bu durum; yukarıda mekanik kayıplar gücü için yapılan açıklamalarda belirtildiği gibi Tablo 12 ve 13’teki emme manifoldu basıncı ve hava debisi değerlerine bakılarak basitçe açıklanabilir. 3/4 gaz konumunda, 1/1 gaz konumuna göre, emme manifold basıncı ve hava debisi değerlerinin daha yüksek olmasına karşın elde edilen efektif gücün daha düşük değerler aldığı Tablo 12 ve 13’te görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı değerlerine bakıldığında; efektif güçteki azalmanın nedeninin silindire emilen hava miktarına yetecek kadar yakıtın gönderilememesi olduğu söylenebilir. 3/4 gaz konumunda hava fazlalık katsayısı değerleri 1/1 gaz konumuna göre daha yüksek değerler almaktadır. Her iki gaz konumunda bir birine yakın indike güçler elde edilmesine karşın 3/4 gaz konumundaki efektif güçlerin daha düşük olması doğal olarak mekanik kayıplar gücünün artacağı ve mekanik verimin düşeceği anlamına gelir. Burada 3/4 gaz konumunda türboşarj ünitesinin silindirlere istenilenden bir miktar daha fazla hava gönderdiği söylenebilir. Bu gaz konumundaki eksoz gazları basınçları türboşarj ünitesindeki by-pass kanalını açabilecek değere ulaşmadığından, emme manifoldundaki basınçların biraz daha yüksek değerler aldığı ve bu durumda hava fazlalık katsayı değerinin de arttığı sonucuna varılabilir.

Türboşarjlı motorda; mekanik verimin 1/2 gaz konumunda, düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında, düşmesine karşın orta ortalama piston hızlarında tekrar arttığı görülmektedir. Düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda motor yükü fazla olduğu için mekanik kayıplar gücü de artar ve mekanik verim düşer. Orta ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda motor yükü azaldığı için mekanik kayıplar gücü de azalmaktadır. Ortalama piston hızı arttıkça, devir sayısı da artacağından mekanik kayıplar gücünün de artması ve mekanik verimin düşmesi beklenebilir. Ancak devir sayısı artarken motor üzerindeki yükün azaldığı da unutulmamalıdır. Deneylerden elde edilen sonuçlar;

yükün azalmasıyla mekanik kayıplarda oluşacak azalmanın devir sayısının artışından ileri gelecek artıştan daha etkin olduğunu ortaya koymaktadır. Aynı zamanda orta ortalama piston hızları motorların en ideal çalışma aralığıdır. Bu hız bölgesinde emme, yanma ve eksoz işlemleri için ayrılan süreler yeterli olacağı için motor silindirlerinden elde edilen indike güç de artacaktır. Tablo 11'e bakıldığında 1/2 gaz konumunda orta ortalama piston hızlarında N_i indike güçlerinin en yüksek değerler aldığı görülür. Yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda yüksek ortalama piston hızlarına çıkıldığında yük iyice azalmakta ve mekanik kayıplar gücü ise tekrar artmakta ve mekanik verim düşmektedir. Yük azaldığı için mekanik kayıplar gücünün de azalması ve mekanik verimin artması beklenebilir. Ancak yüksek ortalama piston hızlarında pompalamadaki (emme ve eksoz işlemindeki) kayıplar artmaktadır. Yüksek piston hızlarında hava emiş hızı da artacağından hava ile emme kanalının duvarları arasındaki sürtünme ve kısılma kayıpları büyüyeceğinden pompalama kayıpları da artmaktadır. Tablo 11'de pompalama kayıplarının mekanik kayıplar içindeki oranlarına bakıldığında bu durum açık bir şekilde görülebilir. Aynı zamanda yüksek ortalama piston hızlarında devir sayıları da yüksek olduğu için emme, eksoz ve yanma için gereken süreler kısılacağından silindirlerden elde edilen güç de azalacak ve mekanik kayıplar gücü artacak, dolayısıyla mekanik verim düşecektir. Tablo 11'de yüksek ortalama piston hızlarında N_i indike gücündeki azalmalar açıkça görülmektedir. Ayrıca yüksek devirlerde silindir içindeki maksimum basınçların ve yağ sıcaklıklarının en yüksek değerlerine ulaştığı Tablo 11'de görülebilir. Silindir içindeki maksimum basıncın artması pistonu ve dolayısıyla motor yataklarını zorlayacaktır. Ayrıca yağ sıcaklığının artması, yağın viskozitesini düşüreceğinden, metal yüzeyler arasında meydana gelen yağ filmi tabaklarının kopmasına neden olabilir.

Türboşarjlı motorda; pompalama kayıplarına harcanan gücün farklı gaz konumlarında ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 18'de verilmiştir. Her gaz konumunda ortalama piston hızı arttıkça pompalama gücü de artmaktadır. Tablo 10, 11, 12 ve 13'teki hava debileri ve emme manifoldu basınçları incelenirse her gaz konumunda ortalama piston hızıyla birlikte bu değerlerin de arttığı görülür. Ortalama piston hızı devir sayısı ile orantılıdır ve ortalama piston hızı arttıkça doğal olarak emme manifoldunda ve emme kanalında akan havanın hızı da artacaktır. Hava hızının artmasıyla hava debisi de artacağından hava ile emme kanalları duvarları arasındaki sürtünmeler artacağından pompalama kayıplarının da artması beklenebilir. 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında pompalama gücü hemen hemen aynı değerleri almaktadır. En yüksek pompalama gücü ise yüksüz

durumda ortaya çıkmaktadır. Tablo 10, 11, 12 ve 13'deki emme manifoldu basınçları incelenirse bu durumun nedeni şöyle açıklanabilir. 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında türboşarj ünitesi daha etkin çalıştığından emme manifoldundaki basınç değerleri yüksek olmakta ve dolayısıyla emme basıncı doğal emişli bir motora göre daha yüksek olmaktadır. Bu durumda piston da yüksek basınçlı hava sayesinde A.Ö.N.'ya doğru itilecek ve emme işlemi için gereken güç daha az olacaktır. Bir başka deyişle indikatör diyagramının negatif alanı azalacaktır. Yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda, 1/1 ve 3/4 gaz konumlarına göre, emme manifoldu basınçları oldukça düşük değerler aldığından pompalama gücü izafi olarak daha yüksek olmaktadır.

Türboşarjlı motorda farklı gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 19'da görülmektedir. Emme ve eksoz işlemleri süresince pistonu sabit olarak etki ettiği düşünülen ve bir iş çevrimi sonunda pompalama işine eşit işi veren basınç değerine pompalama kayıplar ortalama basıncı denildiği daha önce belirtilmişti. Pompalama gücü ile pompalama kayıpları ortalama basıncının benzer değişimler sergilediği Şekil 18 ve 19'da görülebilir. Pompalama gücü için farklı ortalama piston hızlarında ve gaz konumlarında yapılan açıklamalar pompalama kayıpları ortalama basıncının farklı ortalama piston hızlarında ve gaz konumlarındaki değişimleri için de benzer şekilde geçerlidir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı türboşarjlı dizel motorunun pompalama kayıpları ortalama basıncı için genel bir ampirik bağıntı geliştirmek amacıyla, deneylerden elde edilen pompalama kayıpları ortalama basınçları değerlerine eğri uydurarak farklı gaz konumlarında Eşitlik 99-102'lerde verilen bağıntılar elde edilmiştir. Söz konusu bağıntılarda; pompalama kayıpları ortalama basıncı ortalama piston hızına bağlı üçüncü dereceden polinomlar şeklinde alınmıştır.

Türboşarjlı motorda; farklı gaz durumlarındaki sürtünme ve yardımcı donanımlar gücünün ve ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 20 ve 21'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde mekanik kayıplar gücünün ve mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimlerini gösteren Şekil 15 ve 16'daki değişimlere benzedikleri görülebilir. Bu nedenle sürtünme ve yardımcı donanımlardaki mekanik kayıplar ile toplam mekanik kayıpların; ortalama piston hızına göre benzer değişimler göstereceği söylenebilir. Mekanik kayıplar gücü ve mekanik kayıplar ortalama basıncı için yapılan yukarıdaki açıklamalar sürtünme ve yardımcı donanımlardaki mekanik kayıplar gücü ve ortalama basıncı için de geçerlidir.

Türboşarjlı motorda; ortalama piston hızına göre değişimleri çizilen mekanik kayıplar parametrelerinin, benzer şekilde hava debisine göre değişimleri de Şekil 22-25'te gösterilmiştir. Şekil 22-25'teki değişimlere bakıldığında Şekil 16, 17, 19 ve 21'deki ortalama piston hızına göre çizilmiş değişimlere benzedikleri görülebilir. Silindirlere emilen havanın debisinin; devir sayısı ve dolayısıyla ortalama piston hızıyla orantılı olduğu Tablo 10-13'teki değerlerden de kolayca görülebilir. Başka bir anlatımla, ortalama piston hızı ve hava debisi orantılı olduğundan söz konusu değişimlerin benzerlik göstermesi doğal bir sonuçtur. Sunulan çalışmada; mekanik kayıpların hava debisine göre de belirlenebileceğini göstermek amacıyla böyle bir değerlendirme yapılmıştır. Mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için yukarıda yapılan açıklamalar benzer şekilde hava debisine göre değişimleri için de geçerlidir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı türboşarjlı motorun mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine göre değişimini veren genel ampirik bağıntılar oluşturmak amacı ile deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine debiye göre eğri uydurarak, farklı gaz durumlarında Eşitlik 104-107'lerdeki bağıntılar elde edilmiştir. Mekanik kayıplar ortalama basıncı, ortalama piston hızına bağlı olarak elde edilen bağıntılarda olduğu gibi, hava debisine bağlı üçüncü dereceden bir polinom şeklinde gösterilmiştir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı türboşarjlı motorun pompalama kayıpları ortalama basıncını hava debisine bağlı olarak veren genel ampirik bağıntılar geliştirmek amacıyla deneylerden elde edilen pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine eğri uydurarak debiye göre farklı gaz durumlarında Eşitlik 109-112'lerde verilen bağıntılar elde edilmiştir. Pompalama kayıpları ortalama basıncının; ortalama piston hızında olduğu gibi hava debisine bağlı üçüncü dereceden bir polinom şeklinde değiştiği görülebilir.

Doğal emişli motor durumunda; deneylerde yapılan ölçümlerden ve hesaplanan büyüklüklerden yararlanarak mekanik kayıplarla ilgili parametrelerin ortalama piston hızına ve hava debisine göre değişimleri değişik gaz konumlarında Şekil 27-37'lerde sunulmuştur.

Doğal emişli motorda; mekanik kayıplar gücünün ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 27'de gösterilmiştir. Ortalama piston hızının artmasıyla mekanik kayıplar gücünün; yüksüz konumda arttığı, 1/2 gaz konumunda düştüğü ve yüksek ortalama piston hızlarında arttığı ve orta ortalama piston hızlarında ise azaldığı, 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında tüm ortalama piston hızlarında arttığı Şekil 27'de görülmektedir. Tablo

18'de yüksüz durumda ortalama piston hızının artmasıyla yağ sıcaklığının ve silindir içindeki maksimum basıncın da arttığı görülebilir. Yağ sıcaklığının artması yağın viskozitesini azaltır ve yağ filminde kopmalara yol açabilir. Silindir içindeki maksimum basıncın artması ise piston ve motor yataklarına daha büyük kuvvetlerin etki etmesine neden olur. Bu nedenle; yüksüz durumda ortalama piston hızı arttıkça mekanik kayıplar gücü de artmaktadır. Tablo 19'da; 1/2 gaz konumunda düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında yağ sıcaklıklarının ve silindir içindeki maksimum basınçların arttığı ve orta ortalama piston hızlarında ise düştüğü görülmektedir. Orta ortalama piston hızlarında motor yükünün azalması nedeni ile bu düşüşlerin ortaya çıktığı söylenebilir. Yüksek motor hızlarında da motor yükü azalır ancak piston etki eden maksimum basınç orta ortalama piston hızlarına göre daha yüksek değerler alır ve ayrıca emme, eksoz ve yanma işlemlerine ayrılan süreler daha da kısa olur. Dolayısıyla 1/2 gaz konumunda düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücü sürekli artmakta ve orta ortalama piston hızlarında ise azalmaktadır.

Doğal emişli motorda 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında tüm ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücü artmaktadır. Tablo 20 ve 21'de bu gaz konumlarında, ortalama piston hızının artmasıyla silindir içindeki maksimum basıncın ve yağ sıcaklığının arttığı görülebilir. Dolayısıyla ortalama piston hızının artmasıyla maksimum silindir basıncının ve yağ sıcaklığının artması 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünü de arttırmaktadır. Sıcaklık artışı 3/4 gaz konumunda, 1/1 gaz konumuna göre, daha fazla olduğu için yüksek ortalama piston hızlarında 3/4 gaz konumunda mekanik kayıplar gücü de daha fazla artmıştır.

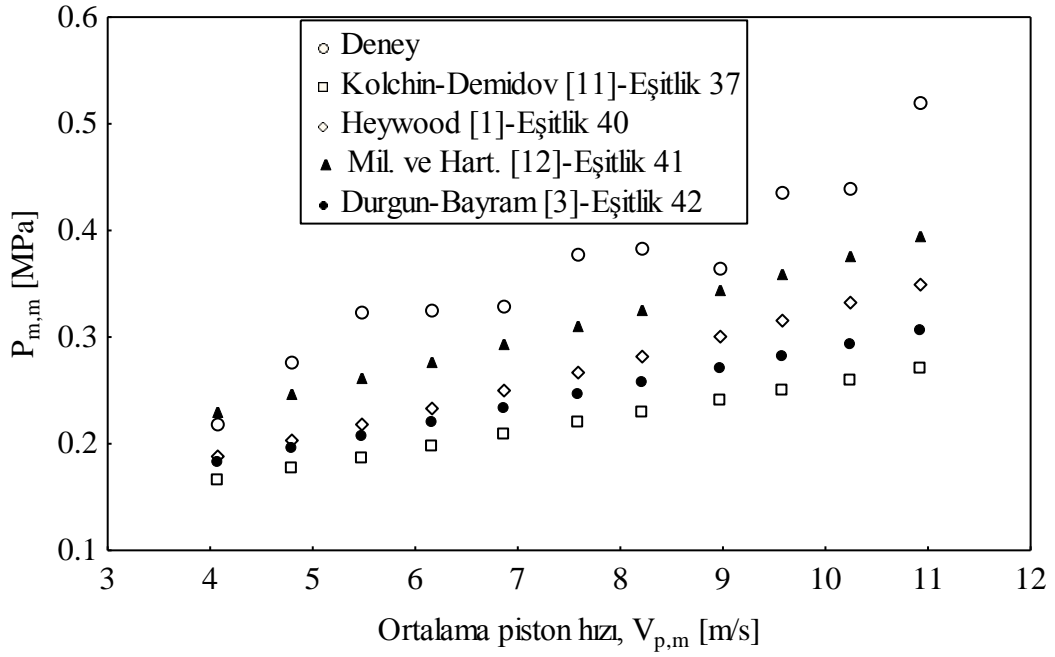
Doğal emişli motorda; en yüksek mekanik kayıplar gücünün 1/2 gaz konumunda düşük ortalama piston hızlarında, yüksüz durumda ise orta ve yüksek ortalama piston hızlarında olduğu Şekil 27'de görülmektedir. 1/2 gaz konumunda düşük ortalama piston hızlarında yüklemenin de etkisiyle yağ sıcaklıklarının ve silindir içindeki maksimum basınçlarının yüksüz duruma göre daha yüksek değerler aldığı Tablo 18 ve 19'da görülebilir. Dolayısıyla; 1/2 gaz konumunda düşük ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücü yüksüz duruma göre daha yüksek olmaktadır. Yüksek ortalama piston hızlarına çıkıldıkça yağ sıcaklığının yüksüz durumda 1/2 gaz konumuna göre daha yüksek değerler aldığı Tablo 18 ve 19'dan görülebilir. Ayrıca yüksek ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda motor yükü azalacağından yüksüz konumda mekanik kayıplar gücü daha yüksek olmaktadır.

Doğal emişli motorda; en düşük mekanik kayıplar gücünün çok düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda, diğer piston hızlarında ise 1/1 gaz konumunda olduğu Şekil 27'den görülebilir. Çok düşük ortalama piston hızlarında, yağ sıcaklığının ve silindir içindeki maksimum basıncın daha düşük olması mekanik kayıplar gücünü, yüksüz durumda, 1/1 gaz konumuna göre azaltmaktadır. 1/1 gaz konumunda ortalama piston hızı arttıkça motor yükünün azalması ve yağ sıcaklığının yüksüz duruma göre daha düşük değerler alması, diğer gaz konumlarına göre, 1/1 gaz konumunda mekanik kayıplar gücünün daha düşük olmasını sağlar. Aynı zamanda Tablo 18-21'deki hava fazlalık katsayılarına bakılırsa; hava fazlalık katsayısının 1/1 gaz konumunda 1.5'a yakın değerler aldığı yani 1'e yaklaştığı görülür. Bu da motordan elde edilen efektif gücü arttırdığından 1/1 gaz konumunda mekanik kayıplar gücünün diğer gaz konumlarına göre daha az olmasına neden olmaktadır.

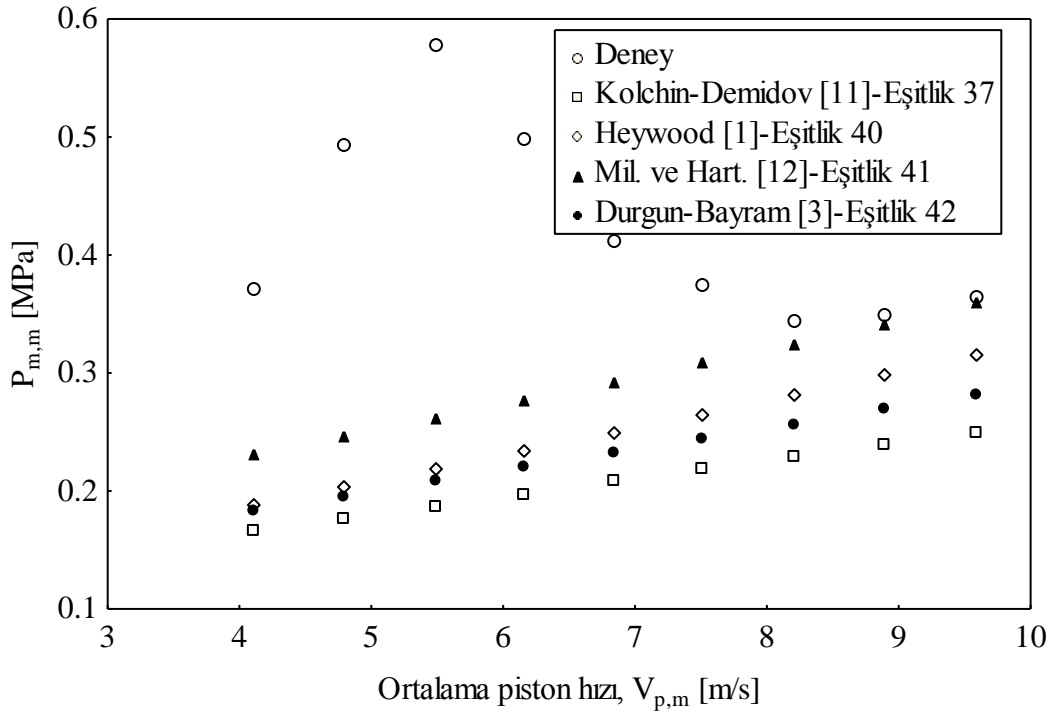
Doğal emişli motorda; farklı gaz konumlarında, mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 28'de gösterilmiştir. Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği varsayılan ve bir iş çevrimi sonunda mekanik kayıplara harcanan işe eşit işi veren basınç değeri mekanik kayıplar ortalama basıncı olduğuna göre; mekanik kayıplar gücü ile mekanik kayıplar ortalama basıncı benzer değişimler gösterecektir. Şekil 27 ve 28'e bakıldığında benzer değişimler gözlenebilir. Yukarıda; mekanik kayıplar gücü için farklı ortalama piston hızlarında ve gaz konumlarında yapılan açıklamalar mekanik kayıplar ortalama basıncı için de benzer şekilde tekrarlanabilir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı doğal emişli motorun mekanik kayıplar ortalama basıncı için genel bir ampirik bağıntı geliştirmek amacıyla deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine eğri uydurarak farklı gaz konumlarında Eşitlik 114-117'lerde verilen bağıntılar bulunmuştur. Bu bağıntılardan da türboşarjlı motorda olduğu gibi, mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına bağlı üçüncü dereceden bir polinom şeklinde gösterilebileceği anlaşılmaktadır.

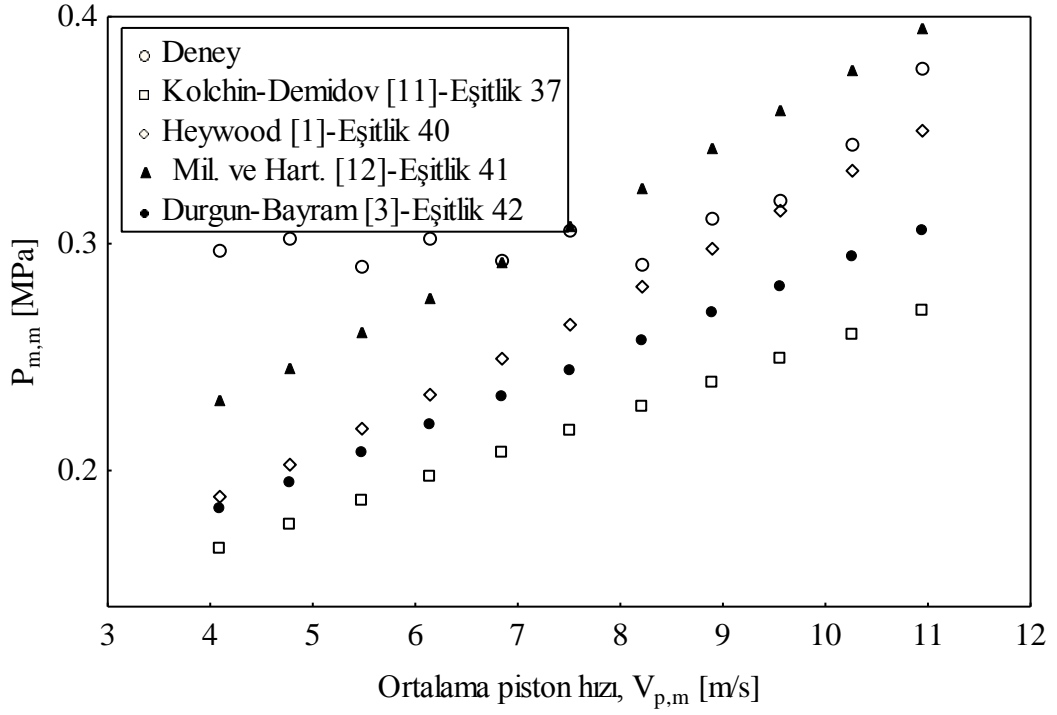
Literatürde mekanik kayıplar ortalama basıncını ortalama piston hızına bağlı lineer veya ikinci dereceden polinomlar şeklinde veren çeşitli ampirik bağıntılar veya modeller yer almaktadır. Sunulan çalışmada deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerleri; geliştirilen bağıntılardan ve literatürdeki ampirik bağıntılardan elde edilen sonuçlarla Şekil 53, 54, 55 ve 56'da karşılaştırılmıştır.



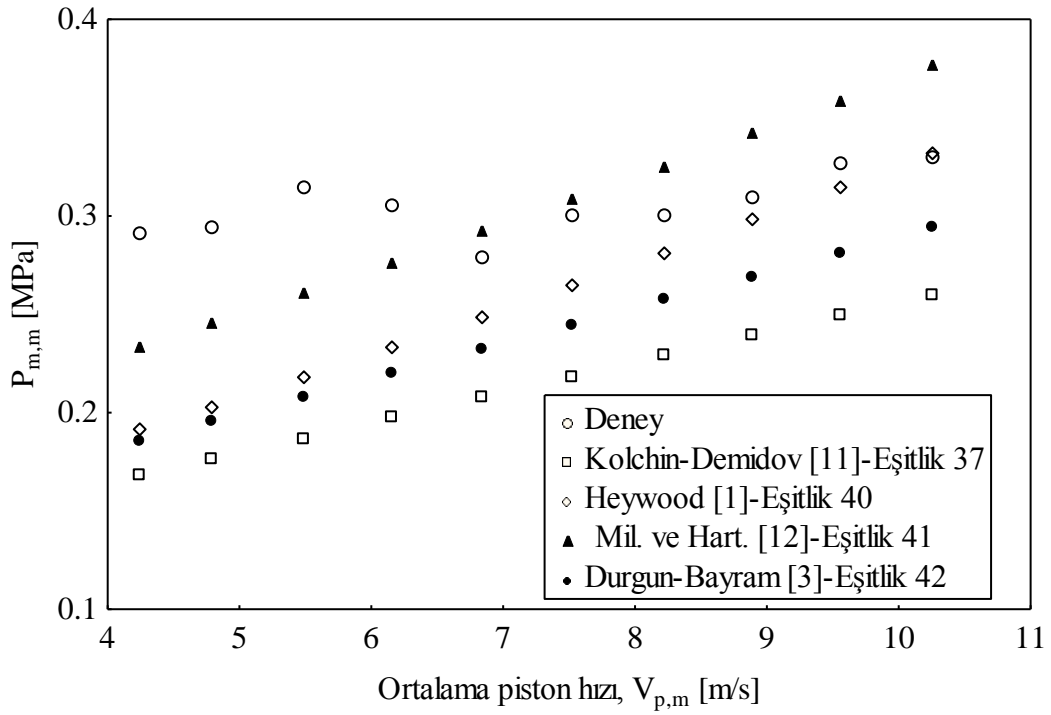
Şekil 53. Doğal emişli motorda yüksüz durumda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 54. Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 55. Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 56. Doğal emişli motorda 1/1 gaz konumunda deneylerden ve ampirik bağıntılardan elde edilen $P_{m,m}$ değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 53-56'lar incelendiğinde; literatürdeki ampirik bağıntıların değişik gaz konumlarında ne kadar yetersiz kaldığı bir kez daha görülebilir. Literatürdeki bağıntıların yüklemesiz koşullardaki deneysel yöntemlerden elde edilen sonuçlara göre geliştirildiği daha önce belirtilmişti. Bu nedenle; söz konusu yöntemler sunulan çalışmadaki motorun gerçek mekanik kayıplar ortalama basınçlarından çok uzak değerler vermektedir.

Doğal emişli motorda; farklı gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 29'da sunulmuştur. Burada en yüksek verimin 1/1 gazda en düşük verimin ise 1/2 gazda olduğu görülmektedir. Düşük ve orta ortalama piston hızlarında 1/1 ve 3/4 gaz konumlarında ortalama piston hızı arttıkça mekanik verim hemen hemen sabit kalmakta, yüksek ortalama piston hızlarında ise düşmektedir. Yukarıda düşük ve orta ortalama piston hızlarında söz konusu gaz konumlarında mekanik kayıplar gücünün yaklaşık olarak sabit kaldığı ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştı. Mekanik kayıplar gücünün sabit kalması mekanik verimin de sabit kalmasına neden olur. 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında, yüksek ortalama piston hızlarında ise; motor yağ sıcaklığının artması mekanik kayıplar gücünün de artmasına ve mekanik verimin azalmasına neden olur. Sıcaklık artışı 3/4 gaz konumunda, 1/1 gaz konumuna göre, daha fazla olduğu için yüksek ortalama piston hızlarında 3/4 gaz konumunda mekanik verim daha düşük değerler almaktadır.

Doğal emişli motorda; 1/2 gaz konumunda mekanik verimin ortalama piston hızının artmasıyla, düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında azaldığı ve orta ortalama piston hızlarında ise arttığı, Şekil 29'da görülmektedir. Tablo 19'da 1/2 gaz konumunda düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında yağ sıcaklıklarının ve silindir içindeki maksimum basınçların arttığı ve orta ortalama piston hızlarında ise düştüğü görülmektedir. Orta ortalama piston hızlarında, motor yükü azaldığı için bu düşüşlerin olduğu söylenebilir. Yüksek motor hızlarında ise; motor yükünün azalmasına karşın pistonu etki eden maksimum basınç orta ortalama piston hızlarına göre daha yüksek değerler alır ve emme, eksoz ve yanma işlemleri süreleri daha da kısalmır. Bu nedenlerle; 1/2 gaz konumunda düşük ve yüksek ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücü sürekli artmakta, mekanik verim düşmekte ve orta ortalama piston hızlarında ise mekanik kayıplar gücü azalmakta ve mekanik verim artmaktadır.

Doğal emişli motorda; 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında 1/2 gaz konumuna göre, daha yüksek mekanik verim elde edilmiştir. Tablo 19-21'lerde görülebileceği gibi hava fazlalık

katsayısı 1/2 gaz konumunda, 3/4 ve 1/1 gaz konumlarına göre, daha yüksek değerler almaktadır. Bu durumda silindirlere emilen hava miktarına uygun yakıt gitmediği için 1/2 gaz konumunda motordan elde edilen efektif güç de, 3/4 ve 1/1 gaz konumlarına göre, daha az olmaktadır. Bu nedenle 1/2 gaz konumunda, 3/4 ve 1/1 konumlarına göre, mekanik verim daha düşük değer almaktadır.

Doğal emişli motorda; farklı gaz konumlarında pompalama kayıplarına harcanan gücün ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 30'da sunulmuştur. Tüm gaz konumlarında ortalama piston hızı arttıkça pompalama gücü de artmaktadır. Silindire emilen havanın hızı ortalama piston hızı ile orantılıdır ve dolayısıyla ortalama piston hızı arttıkça emme manifoldu kanallarında akan havanın hızı da artacaktır. Hava hızının artması sonucunda; hava ile emme kanalı çeperleri arasındaki sürtünme ve kısılma kayıpları artar ve bu nedenle pompalama kayıplarına harcanan güç de artmaktadır. Tüm gaz konumlarındaki pompalama gücü değerlerinin hemen hemen bir birine çok yakın olduğu Tablo 18-21'lerden görülebilir. En düşük pompalama gücünün yüksüz durumda, en yüksekine ise 1/1 gaz konumunda ortaya çıktığı Şekil 30'dan anlaşılmaktadır. Tablo 18 ve 21'deki hava debilerine ve emme manifoldu basınçlarına bakılırsa; yüksüz durumda ve 1/1 gaz konumunda hemen hemen aynı değerler aldıkları görülür. Bu nedenle bu iki gaz konumunda emme işlemlerinin aynı basınçlarda gerçekleştiği söylenebilir. Ancak, yüksüz durumda; hava fazlalık katsayılarının, 1/1 gaz konumuna göre, çok daha yüksek olduğu Tablo 18 ve 21'den görülebilir. Dolayısıyla, yüksüz durumda; silindirlerin içinde yanmanın, 1/1 gaz konumuna göre, daha iyi olacağı söylenebilir. Ayrıca yüksüz durumda, eksoz gazlarının basınçları düşük olur ve eksoz işlemi için gereken güç de azalır. Böylece; yüksüz durumda doğal emişli durumda 1/1 gaz konumuna göre, pompalama gücü azalmış olur.

Doğal emişli motorda; farklı gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 31'de görülmektedir. Emme ve eksoz işlemleri süresince pistonu sabit olarak etki ettiği düşünülen ve bir iş çevrimi sonunda pompalama işine eşit işi veren basınç değerine pompalama kayıpları ortalama basıncı denildiği daha önce söylenmişti. Pompalama kayıpları ortalama basıncının pompalama gücü ile benzer değişimler sergilediği Şekil 30 ve 31'da görülebilir. Pompalama gücüne ilişkin farklı piston hızları ve gaz konumları için yapılan açıklamalar pompalama kayıpları ortalama basıncının farklı piston hızlarında ve gaz konumlarındaki değişimleri için de benzer şekilde tekrarlanabilir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı doğal emişli motorun pompalama kayıpları ortalama basıncı için genel ampirik bağıntılar geliştirmek amacıyla deneylerden elde edilen pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine eğri uydurarak farklı gaz konumlarında elde edilen formüller Eşitlik 119-122’lerde verilmiştir. Buradan mekanik kayıplar ortalama basıncında olduğu gibi, pompalama kayıpları ortalama basıncının da ortalama piston hızına bağlı 3. dereceden polinomlar şeklinde gösterilebileceği anlaşılmaktadır.

Doğal emişli motorda; farklı gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar gücünün ve ortalama basıncının ortalama piston hızına göre farklı gaz durumlarındaki değişimleri Şekil 32 ve 33’te gösterilmiştir. Bu şekiller incelenirse, doğal emişli motor için mekanik kayıplar gücünün ve mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimlerini gösteren Şekil 27 ve 28’deki eğrilere benzedikleri görülebilir. Buradan sürtünme ve yardımcı donanımlardaki mekanik kayıpların; ortalama piston hızına göre değişimlerinin toplam mekanik kayıplar ile benzer olduğu söylenebilir. Mekanik kayıplar gücü ve mekanik kayıplar ortalama basıncı için yukarıda yapılan açıklamalar sürtünme ve yardımcı donanımlar gücü ve ortalama basıncı için de geçerlidir.

Doğal emişli motorda; ortalama piston hızına göre değişimleri çizilen mekanik kayıplar parametrelerinin hava debisine göre değişimleri ise Şekil 34-37’lerde sunulmuştur. Şekil 34-37’lerdeki değişimlere bakıldığında Şekil 28, 29, 31 ve 33’teki ortalama piston hızına göre değişimlere benzedikleri görülebilir. Silindirlere emilen havanın debisinin; devir sayısı ile dolayısıyla ortalama piston hızıyla orantılı olduğu Tablo 19-21’lerdeki değerlere bakılarak anlaşılır. Aslında, ortalama piston hızı ve hava debisi orantılı olduğundan, söz konusu değişimlerin benzerlik göstermesi doğal bir sonuçtur.

Sunulan çalışmada; mekanik kayıpların hava debisine göre de belirlenebileceğini göstermek amacıyla böyle bir değerlendirme de yapılmıştır. Mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimi için yukarıda yapılan açıklamalar hava debisine göre değişimleri için de tekrarlanabilir.

Sunulan çalışmada; deneylerin yapıldığı doğal emişli motorun mekanik kayıplar ortalama basıncının hava debisine bağlı genel ampirik bağıntılar ile de belirlenebilmesi için deneylerden elde edilen mekanik kayıplar ortalama basıncı değerlerine debiye göre eğri uydurarak farklı gaz konumlarında Eşitlik 124-127’lerdeki bağıntılar elde edilmiştir. Mekanik kayıplar ortalama basıncı burada da ortalama piston hızına bağlı değişimlerde yapıldığı gibi, hava debisine bağlı 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilmiştir.

Sunulan çalışmada deneylerin yapıldığı doğal emişli motorun pompalama kayıpları ortalama basıncını hava debisine bağlı olarak veren genel ampirik bağıntılar geliştirmek amacıyla debiye göre deneylerden elde edilen pompalama kayıpları ortalama basıncı değerlerine eğri uydurarak farklı gaz durumlarında eşitlik 129-132’lerde verilen bağıntılar elde edilmişti. Burada da pompalama kayıpları ortalama basıncı, ortalama piston hızında olduğu gibi, hava debisine bağlı 3. dereceden polinomlar şeklinde alınmaktadır.

Türboşarjlı motor ile doğal emişli motor durumlarında; ortalama piston hızına ve mekanik kayıplar parametrelerinin hava debisine göre değişimleri Şekil 38-45’lerde sunulmuştur. Bu eğriler bir arada incelendiğinde aşağıdaki genel yorumlar ve karşılaştırmalar yapılabilir.

Türboşarjlı ve doğal emişli durumlarda farklı gaz konumları için mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 38’de gösterilmiştir. 1/2 gaz konumunda her iki motor durumda da mekanik kayıplar ortalama basıncının benzer değişimler gösterdiği söylenebilir. Türboşarjlı motorda; 1/1 gaz konumunda mekanik kayıplar ortalama basıncının daha düşük olduğu Şekil 38’den anlaşılmaktadır. Türboşarjlı motorda; düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda, orta ortalama piston hızlarında yüksüz durumda mekanik kayıplar ortalama basıncı diğer durumlara göre daha yüksek değerler almaktadır. Doğal emişli motorun yüksüz durumda yüksek ortalama piston hızlarına çıkıldığında mekanik kayıplar ortalama basıncının diğer durumlara göre daha fazla olduğu görülmektedir. Türboşarjlı motor için Tablo 10-13’lerdeki ve doğal emişli motor için Tablo 18-21’lerdeki hava fazlalık katsayıları ve emme manifoldu basınçları incelenirse; 1/1 gaz durumunda hava fazlalık katsayısının 1’e daha yakın olduğu ve emme manifoldu basınçlarının ise daha yüksek değerler aldığı görülür. Bu nedenle her ne kadar türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda yağ sıcaklıkları ve silindir içindeki maksimum basınçlar diğer durumlara göre yüksek oluyorsa da, 1/1 gaz konumunda türboşarjlı motor daha yüksek efektif güç üretmektedir ve bu nedenle mekanik kayıplar daha düşük değerler almakta, sonuçta türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda, diğer durumlara göre daha düşük mekanik kayıplar ortalama basıncı oluşmaktadır. Ancak türboşarjlı motorda, 1/2 gaz konumunda, düşük ortalama piston hızlarında türboşarj ünitesi etkin çalışmadığından emme manifoldu basınçları 1/1 gaz konumuna göre oldukça düşük olmaktadır. Ayrıca türboşarjlı motorda, 1/2 gaz konumunda, motor yükü arttığında; yağ sıcaklığı da yüksüz duruma göre daha yüksek olduğundan düşük ortalama piston hızlarında diğer durumlara göre mekanik kayıplar ortalama basıncı yüksek olmaktadır. Türboşarjlı durumda orta

ortalama piston hızlarında yüksüz durumda mekanik kayıplar ortalama basıncı diğer durumlara göre daha yüksek çıkmaktadır. Çünkü türboşarjlı motorun yüksüz durumda yağ sıcaklığı doğal emişli motora göre daha yüksektir ve orta ortalama piston hızlarında türboşarjlı motorun 1/2 gaz konumunda motor yükü daha düşüktür. Doğal emişli motorun yüksüz durumunda yüksek ortalama piston hızlarında, en fazla mekanik kayıplar ortalama basıncı oluşmuştur. Tablo 10-13 ve Tablo 18-21'lere bakıldığında; doğal emişli motorun yüksek ortalama piston hızlarında, yüksüz durumda diğer durumlara göre hava fazlalık katsayıları değerlerinin çok yüksek (1'den çok büyük) değerler aldığı görülür. Bu durum; motorun efektif gücünün düşmesine neden olacağından doğal emişli motorda yüksek ortalama piston hızlarında mekanik kayıplar gücü daha yüksek olur, dolayısıyla mekanik kayıplar ortalama basıncı da artar. Ayrıca yüksek ortalama piston hızlarında emme, yanma ve eksoz işlemleri için ayrılacak süreler daha da kısılacağından motorun efektif gücü azalır, mekanik kayıplar gücü ve mekanik kayıplar ortalama basıncı artar.

Türboşarjlı ve doğal emişli durumlarda farklı gaz konumlarında mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 39'da gösterilmiştir. En yüksek verim türboşarjlı motor durumunda 1/1 gaz konumunda, en düşük verim ise doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda elde edilmiştir. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda, türboşarj ünitesi daha etkin çalıştığından, motordan elde edilen efektif güç artar ve dolayısıyla mekanik verim de diğer durumlara göre daha yüksek olur. Doğal emişli bir motorda, türboşarjlı motora göre efektif güçler daha düşük olacağından, 1/2 gaz konumunda mekanik verim diğer durumlara göre daha düşük değerler almıştır.

Türboşarjlı ve doğal emişli motor durumlarında farklı gaz konumlarında pompalama kayıpları ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 40'da gösterilmiştir. Pompalama kayıpları ortalama basınçları; türboşarjlı motorda yüksüz konumda en yüksek, doğal emişli durumda yüksüz konumda ise en düşük değerlerini almaktadır. Yüksüz durumda motor ürettiği gücün tamamını mekanik kayıplara harcar. Türboşarjlı motorda; aşırı doldurmanın etkisiyle eksoz gazlarının basınçları da yükselecek ve piston bu gazları süpürmek için daha fazla güç harcayacaktır. Bundan dolayı türboşarjlı motorda yüksüz konumda pompalama kayıpları ortalama basıncı diğer durumlara göre daha yüksek olmaktadır. Doğal emişli motorda ise, aşırı doldurma olmadığından, yüksüz durumda eksoz gazlarının basıncı da pek yüksek olmayacaktır ve piston bu gazları daha rahat süpürecektir. Böylece doğal emişli motorda; yüksüz durumda pompalama kayıpları ortalama basıncı diğer durumlara göre daha düşük olmaktadır.

Türboşarjlı ve doğal emişli motorlarda farklı gaz konumlarında sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncının; ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 41’de gösterilmiştir. Şekildeki değişimler; Şekil 38’deki mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimlerine benzerlik göstermektedir. Bundan dolayı sürtünme ve yardımcı donanımlardaki mekanik kayıpların ortalama piston hızına göre toplam mekanik kayıplara benzer değişimler gösterdiği söylenebilir. Mekanik kayıplar ortalama basıncı için yukarıda yapılan açıklamalar, sürtünme ve yardımcı donanımlar gücü ve ortalama basıncı için de geçerlidir.

Şekil 42-45’lerdeki değişimlere bakıldığında; Şekil 38-41’lerdeki ortalama piston hızına göre değişimlere benzedikleri görülebilir. Silindirlere emilen havanın debisinin devir sayısı ve dolayısıyla ortalama piston hızıyla orantılı olduğu daha önce de söylenmişti. Böylece, ortalama piston hızı ve hava debisi orantılı olduğundan söz konusu değişimlerin benzerlik göstermesi doğal bir sonuçtur. Mekanik kayıplar ortalama basıncının ortalama piston hızına göre değişimleri için yukarıda yapılan açıklamalar, hava debisine göre değişimleri için de tekrarlanabilir.

Farklı viskoziteye sahip iki tür yağ için türboşarjlı motordan elde edilen mekanik kayıplar gücünün, mekanik kayıplar ortalama basıncının ve mekanik verimin ortalama piston hızına göre değişimleri Şekil 46-48’lerde gösterilmiştir. En yüksek mekanik kayıplar gücü ve mekanik kayıplar ortalama basıncı 5W-30 yağında ortaya çıkmıştır. Yağ özelliklerinin verildiği Tablo 28’de, 10W-40 yağının viskozitesinin 5W-30’a göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Sıcaklık arttıkça 5W-30 yağı 10W-40 yağına göre daha çabuk inceleyeceğinden metal yüzeyler arasındaki film tabakalarında kopmalar oluşacaktır. Bundan dolayı 10W-40 yağında mekanik kayıplar gücünün ve mekanik kayıplar ortalama basıncının daha düşük çıkması beklenebilir. Sonuçta 10W-40 yağı kullanıldığında mekanik verim de daha yüksek olabilir. Şekil 48’de bu durum açıkça görülmektedir.

Sunulan çalışmada deneylerde ölçülen ve hesaplanan büyüklüklere Student’s-t dağılımı ile hata analizi uygulanmıştır. Hata analizinde elde edilen tolerans sınırları ve belirsizlik aralıkları Tablo 29’da verilmiştir. Sunulan çalışmada Student’s-t dağılımı için olasılık düzeyi % 95 (anlamlılık düzeyi %5) seçilmiştir. Deneylerde ölçülen ve hesaplanan büyüklüklerdeki belirsizlik aralığı seçilen %5 anlamlılık düzeyinin altında çıkmıştır. Buradan temel büyüklüklerin ölçülmesindeki hataların ve türetilmiş büyüklüklerin tahmin edilen hatalarının sonuçların belirsizliğini belirgin şekilde etkilemeyeceği söylenebilir.

5. SONUÇLAR

1. Turboşarjlı dizel motorunda; farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basıncı $P_{m,m} = a_0 + a_1 \cdot V_{p,m} + a_2 \cdot V_{p,m}^2 + a_3 \cdot V_{p,m}^3$ yapısındaki ortalama piston hızına bağlı 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

2. Turboşarjlı dizel motorunda; mekanik kayıplar ortalama basıncı düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda, orta ve yüksek ortalama piston hızlarında ise yüksüz durumda en yüksek değerler almaktadır.

3. Mekanik kayıplar ortalama basıncı için literatürde verilen ampirik bağıntılar turboşarjlı dizel motoru için yetersiz kalmaktadırlar.

4. Turboşarjlı 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun; farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basınçları ortalama piston hızına bağlı olarak Eşitlik 94-97'lerden hesaplanabilir.

5. Turboşarjlı dizel motorunda en yüksek mekanik verim 1/1 gaz konumunda, en düşük mekanik verim ise 1/2 gaz konumunda oluşmaktadır. Bu nedenle mekanik verimin yüksek olması için turboşarjlı dizel motorunun tam gaza yakın konumda çalıştırılması önerilebilir.

6. Turboşarjlı motorda, farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basıncı, ortalama piston hızına bağlı $P_{m,pompa.} = b_0 + b_1 \cdot V_{p,m} + b_2 \cdot V_{p,m}^2 + b_3 \cdot V_{p,m}^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

7. Turboşarjlı dizel motorunda tüm gaz konumlarında (yüklemelerde) ortalama piston hızı arttıkça pompalama kayıpları ortalama basıncı da artmaktadır. Pompalama kayıpları ortalama basınçları yüksüz durumda en yüksek, 1/1 gaz konumunda ise en düşük değerleri almaktadır.

8. Turboşarjlı dizel motorunda sürtünme ve yardımcı donanımlar kayıpları ortalama basıncı, düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda ve 1/2 gaz konumunda, orta ve yüksek ortalama piston hızlarında yüksüz durumda en yüksek değerleri almaktadır.

9. Turboşarjlı 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun; farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basınçları Eşitlik 99-102'lerden yararlanarak ortalama piston hızına bağlı olarak hesaplanabilir.

10. Turboşarjlı dizel motorunda mekanik kayıplar parametrelerinin ortalama piston hızına göre değişimleri ile hava debisine göre değişimleri benzerlik göstermektedir. Gerektiğinde istenilirse, silindire emilen hava debisi yardımıyla da mekanik kayıplar belirlenebilir.

11. Turboşarjlı motorda farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basıncı hava debisine bağlı olarak $P_{m,m} = c_0 + c_1 \cdot \dot{m}_{hava} + c_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + c_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

12. Turboşarjlı 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun; farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basınçları Eşitlik 104-107'lerden hava debisine bağlı olarak da hesaplanabilir.

13. Turboşarjlı motorda farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basıncı hava debisine bağlı olarak $P_{m,pompa} = d_0 + d_1 \cdot \dot{m}_{hava} + d_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + d_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

14. Turboşarjlı 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun; farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basınçları Eşitlik 109-112'lerden hava debisine bağlı olarak da hesaplanabilir.

15. Doğal emişli motorda farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basıncı ortalama piston hızına bağlı olarak $P_{m,m} = e_0 + e_1 \cdot V_{p,m} + e_2 \cdot V_{p,m}^2 + e_3 \cdot V_{p,m}^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

16. Doğal emişli motorda mekanik kayıplar ortalama basıncı düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda, orta ve yüksek ortalama piston hızlarında yüksüz durumda en yüksek değerler almaktadır. Mekanik kayıplar ortamla basıncı; çok düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda, diğer piston hızlarında ise 1/1 gaz konumunda en düşük değerler almaktadır.

17. Mekanik kayıplar ortalama basıncı için literatürde verilen ampirik bağıntılar doğal emişli dizel motoru için de yetersiz kalmaktadırlar.

18. Doğal emişli 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basınçları Eşitlik 114-117'lerden yararlanarak ortalama piston hızına bağlı olarak hesaplanabilir.

19. Doğal emişli dizel motorunda en yüksek mekanik verim 1/1 gaz konumunda en düşük verim ise 1/2 gaz konumunda elde edilmektedir.

20. Doğal emişli motorda farklı gaz konumlarında(yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basıncı ortalama piston hızına bağlı olarak $P_{m,pompa} = f_0 + f_1 \cdot V_{p,m} + f_3 \cdot V_{p,m}^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

21. Doğal emişli dizel motorunda tüm gaz konumlarında ortalama piston hızı arttıkça pompalama kayıpları ortalama basıncı da artmakta ve bir birine çok yakın değerler almaktadır. Ancak pompalama kayıpları ortalama basıncı yüksüz durumda en düşük, 1/1 gaz konumunda ise en yüksek olmaktadır.

22. Doğal emişli 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basınçları Eşitlik 119-122'lerden ortalama piston hızına bağlı olarak hesaplanabilir.

23. Doğal emişli durumda en yüksek sürtünme ve yardımcı donanımlar ortalama basıncı düşük ortalama piston hızlarında 1/2 gaz konumunda, orta ve yüksek ortalama piston hızlarında ise yüksüz durumda oluşmaktadır. En düşük değerler ise; çok düşük ortalama piston hızlarında yüksüz durumda, diğer piston hızlarında ise 1/1 gaz konumunda ortaya çıkmaktadır.

24. Doğal emişli dizel motorunda mekanik kayıplar parametrelerinin ortalama piston hızına göre değişimleri ile hava debisine göre değişimleri benzerlik göstermektedir. Gerekliğinde istenilirse silindire emilen hava debisinden yararlanarak da mekanik kayıplar belirlenebilir.

25. Doğal emişli motorda farklı gaz konumlarında(yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basıncı hava debisine bağlı olarak $P_{m,m} = g_0 + g_1 \cdot \dot{m}_{hava} + g_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + g_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

26. Doğal emişli 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) mekanik kayıplar ortalama basınçları Eşitlik 124-127'lerden hava debisine bağlı olarak da hesaplanabilir.

27. Doğal emişli motorda farklı gaz konumlarında(yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basıncı hava debisine bağlı olarak $P_{m,pompa} = h_0 + h_1 \cdot \dot{m}_{hava} + h_2 \cdot (\dot{m}_{hava})^2 + h_3 \cdot (\dot{m}_{hava})^3$ yapısındaki 3. dereceden bir polinom şeklinde gösterilebilir.

28. Doğal emişli 1.8 litre silindir hacimli, 21.5:1 sıkıştırma oranlı dizel motorunun farklı gaz konumlarında (yüklemelerde) pompalama kayıpları ortalama basınçları Eşitlik 129-132'lerden hava debisine bağlı olarak hesaplanabilir.

29. Turboşarjlı ve doğal emişli motorlar mekanik kayıplar ortalama basıncı açısından karşılaştırılırsa şu genel sonuçlar verilebilir; 3/4 ve 1/1 gaz konumlarında tüm ortalama piston hızlarında turboşarjlı motorda, 1/2 gaz konumunda düşük ortalama piston hızlarında doğal emişli motorda ve yüksek ortalama piston hızlarında turboşarjlı motorda mekanik kayıplar ortalama basıncı daha düşük olmaktadır. Yüksüz durumda ise düşük ve orta ortalama piston hızlarında doğal emişli motorda, yüksek ortalama piston hızlarında turboşarjlı motorda mekanik kayıplar ortalama basıncı daha düşük değerler almaktadır.

30. Turboşarjlı ve doğal emişli motorlar mekanik verim bakımından gaz konumlarına göre karşılaştırıldığında şu genel sonuçlar verilebilir; tüm gaz konumlarında turboşarjlı motordaki mekanik verimler daha yüksek çıkmaktadır.

31. Turboşarjlı ve doğal emişli motorlar pompalama kayıpları ortalama basıncı bakımından gaz konumuna göre karşılaştırıldığında şu genel sonuçlar verilebilir; tüm gaz konumlarında doğal emişli motordaki pompalama kayıpları ortalama basınçları daha düşük değerler almaktadır.

32. Toplam mekanik kayıplar içerisindeki pompalama kayıplarının yüzdesi; turboşarjlı motorda yüksüz durumda yaklaşık $\%(4\div44)$, 1/2 gaz konumunda yaklaşık $\%(2,5\div46)$, 3/4 gaz konumunda yaklaşık $\%(4\div34)$ ve 1/1 gaz konumunda yaklaşık $\%(7\div55)$, doğal emişli motorda ise yüksüz durumda yaklaşık $\%(4\div9)$, 1/2 gaz konumunda yaklaşık $\%(3\div9)$, 3/4 gaz konumunda yaklaşık $\%(6\div12)$ ve 1/1 gaz konumunda yaklaşık $\%(6\div13)$ arasında değişmektedir.

33. Viskozitesi yüksek olan yağ kullanıldığında mekanik kayıplar ortalama basıncı düşmekte ve mekanik verim ise artmaktadır.

34. Student's-t dağılımı için seçilen %5 anlamlılık düzeyine göre temel büyüklüklerin ölçülmesindeki hatalar ve türetilmiş büyüklüklerin tahmin edilen hataları sonuçların belirsizliğini belirgin şekilde etkilememektedir.

6. ÖNERİLER

1. Bu çalışmada mekanik kayıplar ortalama basıncı üzerinde en fazla etkili parametreler olan; ortalama piston hızı, yükleme, hava debisi ve yağ viskozitesinin etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Aslında bunların yanında mekanik kayıplar ortalama basıncını etkileyen; özellikle sıkıştırma oranı, motor boyutları gibi başka birçok parametre de vardır. Daha ileri düzeydeki çalışmalarda diğer parametrelerin mekanik kayıplar ortalama basıncı üzerindeki etkileri de incelenerek, daha fazla parametreye bağlı olarak daha duyarlı ampirik bağıntılar elde edilebilir.

2. Bu çalışmada iki tip motor üzerinde mekanik kayıplar ortalama basınçları incelenmiştir. Değişik tip modern içten yanmalı motorları kapsayan ampirik bağıntıların geliştirilmesi için farklı özelliklerdeki motorlarla ayrıntılı deneysel çalışmalar yapılmalıdır.

3. Bu çalışmada yalnızca pompalama kayıplarının toplam mekanik kayıplar içerisindeki payı belirlenebilmiştir. Sürtünme kayıplarının ve yardımcı donanımlardaki güç kayıplarının mekanik kayıplar içerisindeki payı daha ileri çalışmalarda incelenebilir. Böylece mekanik kayıpların dağılımı belirlenebilir ve her bir bileşen için farklı değişkenlere bağlı ampirik bağıntılar geliştirilebilir, böylece bu kayıpları azaltmaya yönelik öneriler yapılabilir.

4. Daha uygun deney düzeneklerinden yararlanarak her bir motor elemanının mekanik kayıplar üzerindeki etkisi de incelenebilir ve her bir motor elemanındaki mekanik kayıplar ortalama basıncı için değişik ampirik bağıntılar geliştirilebilir.

5. Mekanik kayıpların büyük bir bölümünü oluşturan yağlama rejimlerinin sürtünme kayıpları üzerindeki etkileri incelenebilir ve mekanik kayıpları azaltan ve dolayısıyla mekanik verimi artıran uygun motor yağları belirlenebilir.

6. İndikatör diyagramı gerçek motor çevrimi modellenerek de belirlenebilir ve böylece deneysel indikatör diyagramı verileri ile karşılaştırmalar yapılabilir.

7. KAYNAKLAR

1. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1988.
2. Plint, M., Martyr, A., Engine Testing Theory and Practice, Second Edition Butterworths, 1999.
3. Bayram, C., İçten Yanmalı Motorlarda Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının ve Mekanik Verimin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2004.
4. Taylor, C. F., The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Volume 1: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance, Second Edition, The M.I.T Press, 1985.
5. Pulkrabek, W. W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engines, Prentice Hall, New Jersey, 2004.
6. Durgun, O., Motorlar I-II Ders Notları, K.T.Ü Makina Mühendisliği Bölümü, Basılmamış, 1999.
7. Maleev, V. L., M. E., Dr. A. M., Internal Combustion Engines, Second Edition, McGraw-Hill Book Company, 1945.
8. Gish, R. E., McCullough, J. D., Retzloff, J. B. ve Mueller, H. T., Determination of True Engine Friction, SAE, Volume 66 (1958) 649-667.
9. Brown, W. L., The Caterpillar IMEP Meter and Engine Friction, SAE, 730150 (1973).
10. Ferguson, C. R., Internal Combustion Engines, John Willey-Sons, New York, 1986.
11. Kolchin, M., Demidov, V., Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow, 1984.
12. Millington, B. W. ve Hartles, E. R., Frictional Losses in Diesel Engines, SAE, 680590 (1968).
13. Tuccillo, R., Arnone, L., Bozza, Fabio., Nocera, R. ve Senatore, A., Experimental Correlations for Heat Release and Mechanical Losses in Turbocharged Diesel Engines, SAE, 932459 (1993).
14. Rezeka, S. F. ve Henein, N. A., A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines, SAE, 840179 (1984) 1932-1943.
16. Harari, R. ve Sher, E., Measurement of Engine Friction Power by Using Inertia Test, SAE, 950028 (1995).

17. Yagi, M., Ishibashi, Y. ve Sono, H., Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S.I. Engines, SAE, 900223 (1990).
18. Patton, K. J., Nitschke, R. G. ve Heywood, J.B., Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines, SAE, 890836 (1989) 1441-1461.
19. Sandoval, D. ve Heywood, J. B., An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines, SAE, 2003010725 (2003).
20. Yagi, S., Fujiwara, K., Kuroki, N. ve Maeda, Y., Estimate of Total Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines, SAE, 910347 (1991).
21. Arsie, I., Pianese, C., Rizzo, G., Flora, R. ve Serra, G., Development and Validation of A Model for Mechanical Efficiency in a Spark Ignition Engines, SAE, 1999010905 (1999) 284-296.
22. Labreuche, G., Da Costa, A., Chamailard, Y., Charlet, A., Higelin, P. ve Perrier, C., Total Friction Effective Pressure and Torque Estimator, International Workshop-Modelling, Emission and Control in Automotive Engines, Eylül 2001, Fisciano.
23. Taraza, D., Henein, N. A. ve Bryzik, W., Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines, SAE, 2000010921 (2000).
24. Taraza, D., Henein, N.A. ve Bryzik, W., Experimental Determination of the Instantaneous Frictional Torque in Multicylinder Engines, SAE, 962006 (1996).
25. Wakuri, Y., Soejima, M., Ejima, Y., Hamatake, T. ve Kitara, T., Studies of Friction Characteristics of Reciprocating Engines, SAE, 952471 (1995).
26. Thring, R. H., Engine Friction Modelling, SAE, 920482 (1992).
27. Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D. T. ve Zannis, T. K., Development of a Detailed Friction Model to Predict Mechanical Losses at Elevated Maximum Combustion Pressures, SAE, 2001010333 (2001).
28. Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D. T. ve Zannis, T. K., Application and Evaluation of a Detailed Friction Model on a DI Diesel Engine with Extremely High Peak Combustion Pressures, SAE, 2002010068 (2002).
29. Crane, M. E. ve Meyer, R. C., A Process to Predict Friction in an Automotive Valve Train, SAE, 901728 (1990).
30. Mufti., R. A. ve Priest, M., Experimental Evaluation of Piston-ASSEMBLY Friction Under Motored and Fired Conditions in a Gasoline Engine, ASME, Vol. 127 (2005), 826-836.
31. Furuhashi, S. ve Takiguchi, M., Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine, SAE, 790855 (1979).

32. Ball, W. F., The Friction of a 1.6 Litre Automotive Engine-Gasoline and Diesel, SAE, 860418 (1986).
33. Leary W. ve Jovellanos, J., A Study of Piston and Ring Friction, NACA Wartime Report, W-47 (1947)
34. Koch, F., Geiger, U. ve Hermsen F. G., Piston Friction Force Measurements During Engine Operation, SAE, 960306 (1996)
35. Uras., H. M. ve Patterson D. J., Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method, SAE, 830416 (1983).
36. Ciulli, E., Rizzoni, G. ve Dawson, J., Numerical and Experimental Study of Friction on a Single Cylinder CFR Engines, SAE, 9322459 (1993).
37. Bishop, I. N., Effect of Design Variables on Friction and Economy, Vol. 73 (1965), 334-358
38. Taraza, D., Henein, N. A., Stanley, R. ve Teodorescu, M., Friction in Multicylinder Engines, Arc Annual Meeting-University of Michigan, Haziran 1997, Wayne State University Center for Automotive Research-Michigan.
39. Saj-Froude Awm/De Series Dynamometers Instruction Manual Book, 1990.
40. Cussons Engines Electronic Indicating System Book, 1993.
41. Cussons Engines Test Bed Manuel Book, 1993.
42. Durgun, O., Motorlarda Deneysel Yöntemler Ders Notları, K.T.Ü Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, 1995.
43. Holman, J. P., Experimental Methods for Engineers, Seven Edition, Mc Graw-Hill International Edition, Newyork, 2001.
44. Durgun, O., Şahin, Z. ve Bayram, C., Taşıt Dizel Motorlarında Hafiff Yakıt Fumigasyonunun Etkilerinin ve Mekanik Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, DPT Proje Raporu, Trabzon, 2009.
45. Castrol Binek Araçlar Yağ Kataloğu, 2009.

8. EKLER

Ek 1. Deney Ölçüm Değerleri

Ek Tablo 1. Türboşarjlı motorda yüksüz durumda ölçülen değerler

Devir sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın harcanma hücresi Δt [sn]	Emme havası orifisi Δh [mmH ₂]	Soğutma suyu orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme manifoldu basıncı P_{emme} [bar]	T_{yag} [°C]
1488	0	10	41.9	4.5	12	0	73
1487	0	10	43	4.75	12	0	72
1480	0	10	42.85	4.75	12	0	71
1483	0	10	43	4.75	12	0	70
1474	0	10	41.85	5	12	0	69
1477	0	10	40.5	5	11.75	0	68
1733	0	10	34.9	5	14	0	69
1726	0	10	34.45	5	15	0	69
1725	0	10	34.15	5	14.5	0	70
1720	0	10	36.4	5	15	0	70
1719	0	10	34.7	5	15	0	70
2046	0	10	28.4	7	22	0.03	71
2047	0	10	26.3	7	22	0.03	72
2052	0	10	27.9	7	22	0.05	72
2057	0	10	27.6	7	22	0.05	72
2055	0	10	27.65	7	22	0.05	73
2269	0	10	24.1	9	27	0.1	74
2270	0	10	23.95	9	26.5	0.1	74
2277	0	10	23.9	9	27	0.1	75
2281	0	10	23.9	9	27	0.1	75
2275	0	10	24	9	27.5	0.1	75
2493	0	10	21.1	12	33	0.1	77
2506	0	10	20.85	11.75	33	0.1	77
2500	0	10	21.1	11.5	33	0.1	77
2499	0	10	21.1	11.5	33	0.1	78
2503	0	10	20.85	11.5	33	0.1	78

Ek Tablo 1'in devamı

2747	0	10	16.95	14.5	40	0.15	79
2731	0	10	18.35	14.5	40	0.15	80
2724	0	10	18.25	14.5	40	0.15	81
2738	0	10	18.45	14	40	0.15	81
2731	0	10	18.4	14	40	0.15	81
2991	0	10	15.95	17.5	47.5	0.2	82
2985	0	10	15.7	17.5	47.5	0.2	83
2986	0	10	16.4	17.5	48	0.2	83
2988	0	10	15.95	17.5	48	0.2	83
2988	0	10	15.9	17.5	48	0.2	83
3256	0	10	13.6	22.5	57	0.37	84
3270	0	10	13.55	22.5	57	0.37	85
3277	0	10	13.6	22.5	57	0.37	85
3288	0	10	13.65	22.5	57	0.37	85
3284	0	10	13.75	22.5	57	0.37	84
3565	0	10	11.3	28	68	0.37	86
3542	0	10	11.4	27.5	67.5	0.37	86
3538	0	10	11.5	27.5	68	0.37	86
3539	0	10	11.5	27.5	67	0.37	86
3547	0	10	11.5	27.5	67	0.37	86
3745	0	10	10.15	32.5	72	0.41	86
3746	0	10	10.2	32.5	72	0.41	87
3754	0	10	10.2	32.5	72	0.41	87
3755	0	10	10.1	32.5	72	0.41	88
3763	0	10	10.1	32.5	72	0.41	88
4002	0	10	8.15	40.5	87	0.52	88
4000	0	10	8.3	40.5	87	0.52	89
3997	0	10	8.25	41	87	0.54	89
3995	0	10	8.2	40.5	87	0.54	90
3999	0	10	8.1	40.5	87	0.54	90

Ek Tablo 2. Türboşarjlı motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın harcanma Süresi Δt [sn]	Emme havasını orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma suyu orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme manifoldu basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [°C]
1500	284	40	44.9	6.75	11.75	3.1	53
1505	286	40	45.05	7	11.75	3.1	61
1507	285	40	49.05	7	11.75	3.1	65
1500	290	40	45.55	7	11.75	3.1	68
1501	285	40	45.1	7	11.75	3.1	71
1506	290	40	45.4	7	12	3.1	72
1753	256	40	44	8.25	16.5	3.1	75
1754	256	40	47.9	8.25	16.75	3.1	76
1756	256	40	47.6	8	16.5	3.1	77
1756	257	40	44	8.25	16.75	3.1	78
1755	256	40	44.35	8.25	16.75	3.1	79
2003	234	40	41.35	11	21.5	3.1	81
2003	234	40	41.3	11	21.75	3.1	82
1995	234	40	44.85	10.75	21.5	3.1	83
2006	234	40	43.55	11	22	3.1	83
1997	232	40	41.95	10.75	22	3.1	84
2256	217	40	39.55	14.25	27.75	3.1	85
2252	217	40	40.7	14.25	27.5	3.1	86
2248	216	40	42.9	14	27.5	3.1	86
2250	215	40	39.7	14.25	27.75	3.1	84
2255	216	40	39.4	14.25	27.5	3.1	83
2504	204	40	38.95	18.75	34.75	3.25	74
2498	206	40	35.35	19.25	34.25	3.25	76
2499	206	40	35.75	19.25	34.5	3.25	78
2505	207	40	35.4	19.25	34.25	3.25	79
2505	206	40	35.55	19.25	34.5	3.25	81
2510	207	40	35.75	19.25	34.75	3.25	81
2753	191	40	33.6	24.25	41.5	3.25	83
2756	191	40	33.7	24.25	41.5	3.25	84
2757	192	40	33.4	24.5	41.75	3.25	85
2751	194	40	33.5	24.25	41.25	3.25	86
2751	195	40	33.3	24.25	41.75	3.25	86

Ek Tablo 2'nin devamı

2998	165	40	32.9	28.75	49.75	3.25	87
2997	164	40	32.9	28.25	49.5	3.25	87
3004	165	40	32.75	28	49.75	3.25	87
3006	165	40	32.8	28.25	50	3.25	87
3006	165	40	32.95	28	50	3.25	86
3249	140	40	32.1	32.75	58.5	3.25	87
3248	140	40	32.3	32.5	58.75	3.25	87
3241	140	40	31.6	32.25	58.5	3.25	88
3241	135	40	32.3	32.25	58.75	3.25	87
3249	135	40	32.15	32.25	58.75	3.25	87
3507	111	40	34.1	38	69.5	3.25	89
3505	110	40	31.6	37.75	69	3.25	89
3500	110	40	33.9	38.25	68.75	3.25	89
3507	111	40	31.45	38.25	68.5	3.25	89

Ek Tablo 3. Türboşarjlı motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın harcanma Süresi Δt [sn]	Emme havasını orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma suyu orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme manifoldu basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [⁰ C]
1546	405	25	22.7	6.75	12.25	0.36	90
1557	410	25	22.1	6.75	12.5	0.36	87
1561	412	25	19.9	6.75	12.75	0.36	86
1562	412	25	22.05	7	12.5	0.36	85
1549	410	25	20.8	7	12.5	0.36	85
1742	461	25	17.35	8	16	0.57	95
1759	466	25	15.7	8.25	16	0.57	93
1757	466	25	15.45	8.25	16.25	0.58	92
1765	471	25	15.55	8.5	16	0.58	90
1737	466	25	17.65	8.6	15.75	0.54	89
2005	525	25	12.95	13	21.5	0.74	84
1998	524	25	12.65	12.75	21.25	0.74	86
1998	522	25	12.75	13	21	0.74	89
1996	515	25	12.85	12.5	20.75	0.74	90
1992	516	25	13	12.5	21	0.74	92
2003	515	25	12.95	12.75	21.5	0.74	93

Ek Tablo 3'ün devamı

2250	526	25	11.3	18.25	26.5	0.82	90
2250	525	25	11.25	18.25	26.75	0.82	92
2241	524	25	11.3	18	26.5	0.82	94
2237	525	25	11.3	18	26.5	0.82	95
2251	515	25	11.35	17.75	26.5	0.82	94
2240	516	25	11.3	17.5	26.5	0.82	94
2494	505	25	10.3	23.5	33.25	0.84	91
2492	507	25	10.1	23.5	32.75	0.84	92
2487	506	25	10.15	23.5	33.25	0.84	93
2482	507	25	10.15	23.5	32.5	0.84	94
2489	506	25	10.15	23.25	32.75	0.84	94
3004	425	25	10.3	31.5	49.25	0.86	104
3013	425	25	10.25	31.75	49.25	0.86	103
3014	426	25	10.3	31.75	49.25	0.86	103
3011	426	25	10.2	31.5	49	0.86	102
3024	430	25	10.25	32	49.5	0.86	102
3256	415	25	9.55	36.5	57	0.86	103
3249	416	25	9.55	36.25	57.25	0.86	103
3253	416	25	9.5	36.5	57.5	0.86	103
3248	416	25	9.6	36.5	57	0.86	103
3254	417	25	9.6	36.5	56.75	0.86	103
3497	435	25	8.05	43	67.25	0.86	92
3500	435	25	7.95	42.5	67.5	0.86	95
3503	435	25	8	42.25	66.75	0.86	98
3494	437	25	8.1	42	66.5	0.86	99
3496	436	25	8.05	41.5	66.25	0.86	100
3499	437	25	8.05	42	66.5	0.86	102
3741	391	25	8.25	47.25	77.25	0.85	104
3764	395	25	8.05	47	77	0.85	105
3747	392	25	8.3	47.25	77	0.85	106
3754	402	25	7.9	46.75	77.25	0.85	102
3750	401	25	8	47	76.75	0.85	108
3757	402	25	8	46.5	76.5	0.85	108
3997	296	25	9.65	53.25	86.5	0.84	103
3995	297	25	9.7	53	86	0.84	104
3993	297	25	9.85	52.5	85.5	0.84	105
3983	297	25	9.65	52.5	86	0.84	105
3986	297	25	9.75	52.75	86.5	0.84	106
3984	296	25	9.75	52.5	86.5	0.84	106

Ek Tablo 4. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın harcanma Süresi Δt [sn]	Emme havasını orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma suyu orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme manifoldu basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [°C]
1530	396	40	33.00	6.25	12	0.3	70
1533	396	40	33	6.25	12	0.3	74
1530	395	40	32.9	6	12	0.3	76
1552	406	40	31.95	6	12	0.3	77
1542	402	40	32.5	5.75	12	0.3	79
1538	400	40	32.85	6	12	0.3	80
1744	460	40	25.2	7.5	15	0.5	82
1737	455	40	25.3	7.25	15	0.5	84
1734	451	40	23.35	7.25	15	0.5	86
1744	453	40	25.85	7	15	0.5	87
1743	450	40	24.85	7	15.5	0.5	87
1998	496	40	19.55	11.25	20	0.7	88
2006	497	40	19.45	11.5	20.5	0.7	88
2005	495	40	19.55	11.25	21	0.7	89
1996	492	40	19.6	11.5	21	0.7	89
1997	491	40	19.75	11.25	21	0.7	88
2249	496	40	17.3	16	27	0.8	89
2251	495	40	17.25	15.75	27	0.8	90
2251	497	40	17.3	15.5	27	0.8	90
2254	495	40	17.25	15.5	27	0.8	91
2250	495	40	17.35	15.5	27	0.8	92
2500	475	40	15.75	19.25	34	0.8	92
2501	480	40	15.65	19.75	34	0.8	93
2505	475	40	15.75	20	34	0.8	93
2503	480	40	15.8	19.5	34	0.8	93
2517	481	40	15.8	19.75	34	0.8	94
2743	475	40	14.4	23	40	0.81	94
2746	475	40	14.35	23	40	0.81	95
2747	475	40	14.25	23	40	0.81	96
2749	476	40	14.5	23	40	0.81	96
2748	476	40	14.3	23	40	0.81	97
3002	466	40	13	27.75	49	0.85	98
3009	470	40	13.05	27.25	48.5	0.85	99
2995	466	40	13.05	27.5	48.5	0.85	100
2995	466	40	13	27	48.5	0.85	100
2995	466	40	13.05	27.5	49	0.85	101

Ek Tablo 4'ün devamı

3250	455	40	12.15	31.5	57	0.85	103
3251	452	40	12.2	31.5	57	0.87	104
3250	455	40	12.2	31.5	57	0.87	105
3251	455	40	12.2	31.5	57	0.87	105
3247	455	40	12.25	31.5	57	0.87	106
3494	452	40	11.4	39	66	0.83	79
3503	445	40	11.4	38.5	66	0.83	92
3503	445	40	11.4	37.5	66	0.83	98
3499	444	40	11.5	37	66	0.83	100
3499	440	40	11.4	36.5	66	0.83	102
3752	422	40	10.65	41	76	0.83	103
3761	415	40	10.7	40.5	77	0.83	106
3747	416	40	10.7	40.5	77	0.83	108
3749	417	40	10.7	40.5	76	0.83	109
3760	416	40	10.7	40.5	76	0.83	110
4004	396	40	9.95	45	87	0.83	111
3993	394	40	10.1	44.5	87	0.83	113
3999	395	40	10.15	44.5	87	0.83	113
4003	395	40	10.15	44	87	0.83	114
4008	396	40	10.15	44	87	0.83	115

Ek Tablo 5. Doğal emişli motorda yüksüz durumda ölçülen değerler

Devir Sayısı n [d/dak]	Yük F [N]	Yakıt Miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın Harcanma Süresi Δt [sn]	Emme Havası Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma Suyu Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme Manifoldu Basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [°C]
1488	0	10	46.25	8.75	10.75	-0.02	68
1472	0	10	47	8.75	11.5	-0.02	67
1497	0	10	44.65	8.75	11.25	-0.02	66
1503	0	10	44.85	8.5	11.75	-0.02	65
1501	0	10	44.3	8.75	12.25	-0.02	65
1496	0	10	44.2	8.75	12	-0.02	65
1757	0	10	34.8	7	16.75	-0.02	67
1742	0	10	36.1	7.25	16.5	-0.02	67
1759	0	10	35.55	7	16.25	-0.02	67
1764	0	10	35.65	7	16.75	-0.02	67
1759	0	10	34.5	7	16.5	-0.02	67

Ek Tablo 5'in devamı

1997	0	10	31.15	7.25	22.75	-0.04	67
2004	0	10	31.25	7.25	23	-0.04	68
2003	0	10	31.25	7.25	22.75	-0.04	69
2001	0	10	30.75	7.25	22.75	-0.04	69
2003	0	10	30.75	7.5	22.5	-0.04	69
2255	0	10	27.05	8.75	29.75	-0.04	60
2260	0	10	27.05	9	29.25	-0.04	70
2258	0	10	27.05	8.75	29.25	-0.04	70
2262	0	10	27.45	8.75	29.5	-0.04	71
2253	0	10	27.35	8.75	29	-0.04	71
2512	0	10	23.65	12.75	35.75	-0.04	73
2505	0	10	23.75	12.5	35.25	-0.04	73
2520	0	10	23.7	13	35.5	-0.04	73
2509	0	10	24.25	12.5	35.5	-0.04	74
2520	0	10	23.8	12.75	35.75	-0.04	74
2777	0	10	20.8	19.25	44.25	-0.05	76
2777	0	10	21	19.5	44.5	-0.05	76
2777	0	10	20.7	19.5	44	-0.05	76
2783	0	10	20.7	19.25	43.75	-0.05	76
2771	0	10	20.6	19.5	43.75	-0.05	76
2997	0	10	18.6	15.75	51.75	-0.05	77
3008	0	10	18.5	15.75	51.5	-0.05	77
3002	0	10	18.65	15.75	51.25	-0.05	78
3005	0	10	18.45	15.5	50.75	-0.05	78
3004	0	10	18.7	15.75	51.25	-0.05	78
3273	0	10	16.2	17.5	61.5	-0.06	80
3284	0	10	16.2	17.5	61.5	-0.06	80
3284	0	10	16.3	17.75	61.5	-0.06	81
3296	0	10	16.25	18	61.75	-0.06	81
3296	0	10	16.2	18	61.25	-0.06	81
3495	0	10	14.65	20.5	69.75	-0.06	82
3503	0	10	14.6	20.75	70.25	-0.06	82
3507	0	10	14.5	20.75	70.5	-0.06	83
3510	0	10	14.5	20.5	69.75	-0.06	83
3506	0	10	14.65	20.75	69.75	-0.06	84
3739	0	10	12.9	22.5	79.5	-0.06	85
3750	0	10	13	22.5	79.5	-0.06	85
3755	0	10	12.8	22.75	80	-0.06	85
3750	0	10	12.95	22.75	80.25	-0.06	86
3750	0	10	12.65	22.75	81	-0.06	86

Ek Tablo 5'in devamı

4001	0	10	7.75	23.75	90.25	-0.08	86
4001	0	10	7.55	23.5	90	-0.08	86
3996	0	10	7.7	23.5	90.25	-0.08	86
3994	0	10	7.7	23.75	90.25	-0.08	86
3994	0	10	7.65	23.75	90.75	-0.08	86

Ek Tablo 6. Doğal emişli motorda 1/2 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın harcanma Süresi Δt [sn]	Emme havasını orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma suyu orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme manifoldu basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [°C]
1506	274	40	48.65	8.25	12.75	-0.02	80
1507	275	40	47.4	8.25	12.25	-0.02	78
1503	272	40	47.7	8.25	12	-0.02	77
1502	272	40	47.6	8.5	12	-0.02	76
1503	271	40	47.4	8.25	12	-0.02	75
1502	272	40	47.8	8.25	12.5	-0.02	75
1752	242	40	46.15	6.5	17.75	-0.02	74
1748	242	40	46.05	6.5	17.5	-0.02	75
1750	242	40	45.95	6.75	17.5	-0.02	75
1755	242	40	46	6.5	17.75	-0.02	75
1754	241	40	46	6.5	17.75	-0.02	75
2012	216	40	43.2	6.75	21.75	-0.02	75
2006	215	40	43.3	6.75	22	-0.02	76
2003	214	40	43.45	6.75	22.25	-0.02	76
2010	215	40	43.1	6.75	22.5	-0.02	76
2000	216	40	43.4	6.75	21.5	-0.02	76
2254	206	40	41.25	8.25	28.75	-0.02	77
2251	206	40	41.1	8	27	-0.02	78
2257	207	40	40.55	8.25	27.5	-0.02	78
2255	206	40	41.05	8.25	29.5	-0.02	78
2256	207	40	40.85	8.25	29	-0.02	78
2497	194	40	39.65	11.75	36	-0.04	79
2510	195	40	39.25	12	35	-0.04	80
2506	194	40	39.35	12.25	35	-0.04	80
2507	195	40	39.4	12.25	35	-0.04	80
2504	195	40	39.15	12	35.25	-0.04	81

Ek Tablo 6'nın devamı

2751	184	40	36.5	19	41.75	-0.04	82
2750	185	40	37.05	19.25	41.5	-0.04	82
2751	184	40	37.35	19.25	41.75	-0.04	83
2750	185	40	37.05	19.25	42.25	-0.04	83
2749	184	40	37.15	19	42.25	-0.04	83
3000	165	40	36.45	15	51.5	-0.05	84
3002	165	40	36.55	14.75	51.5	-0.05	84
3003	165	40	36.05	15	51.25	-0.05	85
3005	165	40	36.45	15	51	-0.05	85
2998	165	40	36.35	15	51.25	-0.05	85
3253	146	40	35.5	16.75	59.75	-0.06	86
3253	146	40	35.4	16.75	60	-0.06	86
3253	146	40	35.5	17	60	-0.06	86
3252	146	40	35.55	16.75	60	-0.06	86
3251	145	40	35.65	17	60.5	-0.06	86
3512	125	40	34.2	20.5	69.75	-0.06	87
3509	125	40	34.4	20.25	69.75	-0.06	87
3512	125	40	34.35	20.5	70.25	-0.06	87
3503	124	40	34.25	20.25	69.75	-0.06	87
3509	124	40	34.2	20.25	69.25	-0.06	87

Ek Tablo 7. Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir Sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt Miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın Harcanma Süresi Δt [sn]	Emme Havası Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma Suyu Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme Manifoldu Basıncı P_{emme} [bar]	T_{yag} [°C]
1502	340	40	36.25	8.5	12	-0.02	75
1505	335	40	36.25	8.25	11.75	-0.02	75
1499	335	40	36.9	8.25	11.75	-0.02	76
1495	336	40	37.15	8.25	11.75	-0.02	76
1502	336	40	36.8	8.25	11.75	-0.02	76
1500	336	40	36.75	8.25	11.75	-0.02	76
1744	345	40	30.95	6.75	15.75	-0.02	76
1739	342	40	31.2	6.75	15.5	-0.02	77
1748	344	40	31	6.75	16.5	-0.02	77
1751	345	40	31.1	6.75	16.25	-0.02	77
1745	344	40	30.8	6.75	16	-0.02	77

Ek Tablo 7'nin devamı

2005	350	40	26.1	6.5	22.25	-0.02	79
2003	350	40	26.1	6.75	21.5	-0.02	79
2002	351	40	26.45	6.75	21.75	-0.02	80
2003	351	40	25.7	6.5	22	-0.02	80
2000	345	40	26.05	6.5	22	-0.02	80
2250	346	40	23.2	8	28	-0.04	81
2250	346	40	23.2	7.75	27.5	-0.04	82
2251	347	40	23.25	8	28.5	-0.04	82
2248	344	40	23.2	8	29.25	-0.04	83
2252	346	40	23.15	8	28.75	-0.04	83
2500	340	40	21.35	11.75	35.75	-0.04	84
2508	340	40	21.1	12	35.5	-0.04	85
2501	341	40	21.25	12	35.5	-0.04	85
2504	341	40	21.4	12.25	35.75	-0.04	86
2505	340	40	21.35	12.25	35.5	-0.04	86
2752	340	40	19.95	19	42.75	-0.04	87
2751	341	40	19.8	18.75	42.5	-0.04	87
2746	336	40	19.75	19	42.25	-0.04	87
2746	335	40	19.75	19	42	-0.04	87
2747	335	40	19.8	19	42.75	-0.04	87
3002	335	40	18.4	14.25	49.75	-0.05	87
2993	335	40	18.4	14.25	50.5	-0.05	88
3004	336	40	18.45	14	51.25	-0.05	88
3005	334	40	18.35	14	51.25	-0.05	89
3010	334	40	18.35	14	50.5	-0.05	89
3256	327	40	17.55	16.25	59.75	-0.05	89
3253	326	40	17.6	16.25	59.5	-0.05	89
3256	327	40	17.45	16	59.75	-0.05	90
3245	325	40	17.8	16	59.5	-0.05	90
3258	326	40	17.65	16	60	-0.05	90
3497	315	40	17.1	18.75	69.5	-0.05	90
3502	314	40	17	19	69.75	-0.05	91
3502	314	40	17.15	18.5	69.75	-0.05	91
3503	314	40	17.05	19.25	69.25	-0.05	91
3501	314	40	17.15	19	69.75	-0.05	91

Ek Tablo 7'nin devamı

3754	285	40	16.7	21	78.75	-0.06	92
3759	290	40	16.75	21.25	79.5	-0.06	92
3758	290	40	16.7	21	79.75	-0.06	92
3752	292	40	16.55	21	79.5	-0.06	92
3748	292	40	16.45	21	79.25	-0.06	93
4000	225	40	18.1	22.75	89.5	-0.06	93
4004	224	40	19.25	22.5	89.5	-0.06	92
3999	225	40	19	22.5	90	-0.06	93
4004	225	40	18.7	22.5	89.75	-0.06	93
4003	225	40	18.65	22.5	90	-0.06	92

Ek Tablo 8. Doğal emişli motorda 3/4 gaz konumunda ölçülen değerler

Devir Sayısı n [d/dak]	Yük F[N]	Yakıt Miktarı Δm [gr]	Δm [gr] Yakıtın Harcanma Süresi Δt [sn]	Emme Havası Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Soğutma Suyu Orifisi Δh [mmH ₂ O]	Emme Manifoldu Basıncı P_{emme} [bar]	$T_{yağ}$ [°C]
1550	336	40	35.55	8.5	12	-0.04	79
1552	335	40	35.35	8.5	12	-0.04	78
1552	337	40	35.3	8.5	12	-0.04	79
1552	335	40	34.9	8.5	12	-0.04	78
1555	335	40	35.1	8.25	11.75	-0.04	77
1751	345	40	30.75	6.75	16.75	-0.04	82
1751	345	40	30.8	6.75	17.25	-0.04	81
1750	345	40	30.75	6.75	17	-0.04	81
1752	345	40	33.2	6.75	16.75	-0.04	80
1749	345	40	30.6	6.75	16.75	-0.04	80
2008	345	40	25.9	6.75	22	-0.04	84
2002	345	40	25.95	6.5	22	-0.04	83
2004	350	40	25.75	6.5	21.75	-0.04	83
2009	345	40	25.85	6.5	22	-0.04	83
2003	345	40	25.9	6.5	22	-0.04	83
2253	347	40	22.9	8.25	28.5	-0.04	83
2253	347	40	23.05	8	29.25	-0.04	84
2253	346	40	23.05	8.25	29.5	-0.04	84
2254	346	40	23.1	8.25	29	-0.04	84
2254	345	40	23.05	8.25	29	-0.04	84

Ek Tablo 8'in devamı

2507	347	40	21.45	11.25	39.75	-0.04	77
2503	347	40	21.1	11.5	36	-0.04	80
2505	346	40	21.1	11.5	35.5	-0.04	80
2507	346	40	21	11.5	35.75	-0.04	81
2497	345	40	21.15	11.25	35.5	-0.04	82
2499	344	40	21.1	11.5	35	-0.04	82
2753	344	40	19.7	19.25	41.75	-0.04	87
2753	344	40	19.5	19	41.75	-0.04	88
2751	345	40	19.65	19.25	42	-0.04	88
2755	344	40	19.55	19	42	-0.04	88
2758	344	40	19.5	19	42.25	-0.04	88
3005	340	40	18.1	19.25	50.5	-0.05	88
3016	342	40	18	19.25	50.75	-0.05	88
3006	340	40	17.9	19	50.5	-0.05	89
3006	341	40	18	19	51	-0.05	89
3009	341	40	18.15	19.5	50.5	-0.05	88
3263	337	40	16.9	16	60	-0.05	90
3251	336	40	17.1	16	59.75	-0.05	90
3249	336	40	17.05	15.75	59.75	-0.05	91
3254	336	40	17	16.25	59.75	-0.05	90
3256	337	40	17.15	16	59.75	-0.05	90
3502	326	40	15.9	19.25	68.75	-0.05	91
3500	325	40	15.85	19	69	-0.05	91
3501	325	40	16	19	69.25	-0.05	92
3497	325	40	15.9	18.75	69.25	-0.05	92
3496	325	40	15.95	18.75	69	-0.05	92
3758	317	40	14.85	21.25	79.75	-0.05	92
3757	317	40	14.75	21	79.5	-0.05	93
3748	317	40	14.8	21	79.5	-0.05	93
3754	316	40	14.9	21	79.5	-0.05	94
3751	317	40	14.85	21	79.5	-0.05	94
4015	296	40	13.75	22.25	91.5	-0.06	95
4012	300	40	13.8	22.25	91	-0.06	95
4002	300	40	13.9	22.25	90.75	-0.06	96
4005	295	40	13.8	22.25	91.5	-0.06	96
4000	295	40	13.9	22	91	-0.06	96

Ek Tablo 9. Türboşarjlı motorda 1/1 gaz konumunda yağ deneylerinde ölçülen değerler

SAE 10W-40			SAE 5W-40		
Devir Sayısı n [d/dak]	Yük P[N]	T _{yağ} [°C]	Devir Sayısı n [d/dak]	Yük P[N]	T _{yağ} [°C]
1511	400	81	1993	510	64
1515	405	81	2000	511	65
1517	406	82	2000	511	66
1517	406	82	1997	511	68
1508	405	81	1999	511	70
1509	404	81	1992	510	72
2001	514	84	2504	495	78
2000	512	85	2503	500	79
2002	511	85	2495	497	81
1994	506	87	2499	495	83
1992	506	87	2498	495	84
2509	497	90	2999	491	88
2513	497	91	2994	490	89
2504	496	92	2997	486	91
2503	495	92	2997	486	92
2509	497	93	2989	486	94
3009	485	95	3492	465	100
3007	484	95	3497	465	100
2998	484	95	3491	461	101
2998	482	96	3487	460	101
3003	484	96	3492	456	101
3505	460	98	4006	417	102
3498	455	99	3997	416	102
3498	457	99	4003	416	103
3498	457	99	4003	416	103
3496	457	100	4000	414	104
4001	416	101	1495	371	97
3995	414	102	1509	375	96
4002	415	103	1500	377	95
3999	414	104	1487	372	94
4010	415	105	1506	372	93

ÖZGEÇMİŞ

Coşkun BAYRAM; 1980 yılında Trabzon'nun Akçaabat ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini İsmet Paşa İlköğretim Okulunda, lise eğitimini Trabzon Lisesinde tamamladı. Lise eğitimini tamamladıktan sonra 1996 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. Bu bölümdeki Lisans eğitimini başarıyla tamamladı. 2000 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans eğitimi almaya hak kazandı ve 2000-2001 eğitim-öğretim yılında K.T.Ü Yüksek Lisans İngilizce Hazırlık Okulunu başarıyla tamamlayıp, 2001 yılında başladığı Yüksek Lisans eğitimini 2004 yılında tamamladı. Aynı üniversitede 2004 yılında Doktora eğitimine başlayarak Lisans Üstü eğitimini devam ettirmektedir. 31 Aralık 2003 tarihinde Karadeniz Teknik Üniversitesi Trabzon Meslek Yüksek Okulu Otomotiv Ana Bilim Dalına Öğretim Görevlisi olarak atandı. Aynı görevini halen sürdürmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.

Yapmış olduğu çalışmalar; “Taşıt Motorlarının Gelişme Yönleri ve Motor Ana Boyutlarının Ön Hesabı “ konulu Lisans Bitirme Ödevi , “Yüksek Performanslı Bir Benzin Motorunun Tasarımı” konulu Lisans Bitirme Projesi, “İçten Yanmalı Motorlarda Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının ve Mekanik Verimin Belirlenmesi” konulu Yüksek Lisans Tezi ve “Taşıt Dizel Motorlarında Hafif Yakıt Fumigasyonunun Etkilerinin ve Mekanik Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi” konulu Devlet Planlama Teşkilatı Projesi. Ayrıca 2003K120750 kodlu Devlet Planlama Teşkilatı ve 2005.112.003.1 kodlu K.T.Ü Bilimsel Araştırma Projelerinde proje yürütücülüğü görevlerinde bulundu.