

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL ANA MAKİNESİ'NİN
MODELİ VE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çağlar DERE

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Mayıs 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL ANA MAKİNESİ'NİN
MODELİ VE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Çağlar DERE
(512121016)**

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK

Mayıs 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 512121016 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Çağlar DERE**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ **İki Zamanlı Bir Gemi Dizel Ana Makinesi'nin Modeli ve Simülasyonu**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cengiz DENİZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Veysel ALANKAYA
Deniz Harp Okulu

Teslim Tarihi : **30 Nisan 2015**
Savunma Tarihi : **25 Mayıs 2015**

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bana destek olan danışmanım Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK hocama, değerli eleştiri ve tavsiyeleri ile beni yönlendiren Doç Dr. Cengiz Deniz hocama ve hayatım boyunca maddi manevi beni her zaman destekleyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2015

Çağlar DERE
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	3
1.2.1 Akademik literatür taraması	4
1.2.2 Endüstriyel literatür taraması	8
2. MODELLEME VE SİMÜLASYON	11
2.1 Modellemeye Giriş	11
2.2 Lineer Model	11
2.3 Dalgalanmasız Modelleme	12
2.4 Ortalama Değer Modeli.....	12
2.5 Termodinamik Modelleme	13
2.5.1 Tek bölge modelleme.....	13
2.5.2 İki bölge modelleme	14
2.5.3 Çok bölge modelleme	15
2.6 Volumetrik modelleme	15
2.7 Fenomenolojik model.....	15
3. İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....	17
3.1 İçten Yanmalı Motorların Sınıflandırılması	17
3.2 İki ve Dört Zamanlı Motorlar	17
3.2.1 Dört zamanlı motorlar	18
3.2.2 İki zamanlı makineler.....	21
3.3 Çevrimlerine Göre Motorlar.....	22
3.3.1 Benzinli (Otto) çevrimi	23
3.3.2 Dizel çevrimi	24
3.3.3 Karma çevrim.....	25
4. MODEL GEMİ ANA MAKİNESİNİN ÖZELLİKLERİ.....	27
4.1 Gemi Ana Makinesinin Bileşenleri	28
4.1.1 T/C-Kompresör	29
4.1.2 Elektrikli blower.....	30
4.1.3 Hava soğutucusu	30
4.1.4 Skavenç manifoldu ve emme portu.....	31
4.1.5 Yanma odası.....	31
4.1.6 Enjektörler.....	31
4.1.7 Piston ve krank mekanizması.....	32

4.1.8 Egzoz valfi	32
4.1.9 Egzoz manifoldu	33
4.1.10 T/C-Türbin	33
4.1.11 T/C-Türbin ve kompresör şaft mekanizması	33
4.2 Gemi Ana Makinesinin Silindir İçi Prosesleri	33
4.2.1 Hava dolgusu değişimi	34
4.2.2 Sıkıştırma	35
4.2.3 Püskürtme, tutuşma ve tutuşma gecikmesi	35
4.2.4 Yanma ve İş	36
4.2.5 Egzoz	40
5. MODELİN OLUŞTURULMASI	41
5.1 Silindir Hacminin Hesaplanması	42
5.2 Kompresör	44
5.3 Hava Soğutucusu	47
5.4 Skavenç Havası Manifoldu ve Emme Portu	47
5.5 Sıkıştırma	52
5.6 Püskürtme ve Tutuşma Gecikmesi	52
5.7 Yanma ve İş	55
5.8 Egzoz ve Dolgu Değişimi	64
5.9 Sürtünme Kayıpları	68
5.10 Soğutma Kayıpları	70
5.11 Güç Aktarımı	71
6. MODEL SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	75
6.1 Model Farklı Stabil Yükteki Sonuçların Değerlendirilmesi	75
6.1.1 P-V açık ve kapalı diyagramları	75
6.1.2 Devir sayısı ve üretilen güç değerlerinin karşılaştırılması	80
6.1.3 Devir sayısı ile sıkıştırma basınç ve sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması	81
6.1.4 Devir sayısı ile yanma şekil parametresi ve yanma süresi değerlerinin karşılaştırılması	82
6.1.5 Ana makine devri ile skavenç manifoldu, egzoz manifoldu basınçlarının ve silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarlarının değişimi	83
6.1.6 Özgül yakıt tüketiminin karşılaştırılması	84
6.2 Modelin Değişken Durumlardaki Sonuçlarının Değişimi	84
6.2.1 Skavenç basıncının değişken makine yüküne göre değişimi	85
6.2.2 T/C gücünün değişen makine yüküne göre değişimi	85
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	87
KAYNAKLAR	93
EKLER	97
ÖZGEÇMİŞ	101

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
CA	: Krank Açısı, Crank Angle
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü /International Maritime Organization
LOB	: Yanma Süresi Uzunluğu
LOSAO	: Skavenç portunun açık kalma süresi
MDS	: Makine Dairesi Simülatörü
RPM	: Devir /Revolution Per Minute
T/C	: Turbo-Şarjer /Turbo Charger
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Transas firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS'ler.....	9
Çizelge 1.2 : Kongsberg firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS'ler.	9
Çizelge 1.3 : PC-Maritime firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS.	10
Çizelge 1.4 : Rheinmetall firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDSler. ...	10
Çizelge 1.5 : ARI firmasına ait iki zamanlı makineye sahip MDSler.	10
Çizelge 4.1 : Sulzer 12 RTA 84C makinesinin teknik özellikleri	27
Çizelge 5.1 : Akış diyagramındaki proseslerin girdi ve çıktıları	42
Çizelge 5.2 : Ana Makine yük durumlarına göre silindir alt ve üst sıcaklıkları	50
Çizelge 5.3 : Ana Makine yük durumlarına göre silindire giren havanın sıcaklık değişimi	51
Çizelge 5.4 : Egzoz manifold basıncı ve T/C çıkış debisi	66
Çizelge 5.5 : Mekanik kayıpların modelde uygulanan formülasyonu	68

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : İki boyutlu yanma modelinin silindir içerisinde gösterimi.....	14
Şekil 3.1 : Dört zamanlı bir motorun çalışma strokları.....	18
Şekil 3.2 : Dört zamanlı dizel bir çevrime ait P-V diyagramı	20
Şekil 3.3 : İki zamanlı bir motorun P-V diyagramı	21
Şekil 3.4 : İki zamanlı makinede stroklar.	22
Şekil 3.5 : Benzinli çevrimine ait P-V ve T-s diyagramları.....	23
Şekil 3.6 : Dizel çevrimine ait P-V ve T-s diyagramları	24
Şekil 3.7 : Karma çevrime ait P-V ve T-s diyagramları	24
Şekil 4.1 : Sulzer 12RTA 84C ana makinesinin kesit resmi.....	25
Şekil 4.2 : Ana makinenin birlikte çalıştığı sistemler.....	25
Şekil 4.3 : a)Çapraz akım, b)Döngü akım, c)Doğru akım.	34
Şekil 4.4 : Austen ve Lyn yanma modeli.....	37
Şekil 4.5 : Wiebe fonksiyonu.....	38
Şekil 4.6 : Süreçleri gösteren P-V diyagramı.	39
Şekil 5.1 : Yapılan ana makine modelinin akış diyagramı.	41
Şekil 5.2 : Piston hareketinin krank açısına bağlı olarak kurs boyu ve hacmi değişimi.	43
Şekil 5.3 : Manifoldlar arası basınç farkı ve süpürme havası debisi ilişkisi.....	48
Şekil 5.4 : Dolgu havasının silindir içerisine alınması.	50
Şekil 5.5 : Tutuşma gecikmesi formülünün fiziksel gecikme düzeltmesi.	54
Şekil 5.6 : Krank açısına göre yakıtın yanma fonksiyonu-Wiebe Fonksiyonu.	56
Şekil 5.7 : Ani ve kontrollü yanma dağılım oranı-Wiebe Fonksiyonu.....	56
Şekil 5.8 : Birleşik yanma dağılım oranı ve toplam yanma miktarı	57
Şekil 5.9 : a) Yanma dağılımı gerçek oranı(sol üst), b) Yanma dağılımı eşdeğer eğrileri (sol alt), Örnek yanma dağılımı Wiebe ve üçgen modellemesi ...	58
Şekil 5.10 : Yanma şekil parametresine göre yanma oranı değişimi.....	58
Şekil 5.11 : 102 Rpm, Wiebe yanma oranı dağılımı.....	59
Şekil 5.12 : 102 Rpm, basınç-hacim diyagramı	59
Şekil 5.13 : Yakıt miktarına göre silindirden olan ısı kaybı.	70
Şekil 5.14 : Piston kafasına binen kuvvetin krank-şafta aktarımı.....	71
Şekil 6.1 : Ana makine %100 yükteki (102 rpm) P-V diyagramı.....	75
Şekil 6.2 : Ana makine %100 yükteki (102 rpm) P-CA diyagramı	75
Şekil 6.3 : Ana makine %75 yükteki (80 rpm) P-V diyagramı.....	76
Şekil 6.4 : Ana makine %75 yükteki (80 rpm) P-CA diyagramı	77
Şekil 6.5 : Ana makine %50 yükteki (58 rpm) P-V diyagramı.....	77
Şekil 6.6 : Ana makine %50 yükteki (58 rpm) P-CA diyagramı	78
Şekil 6.7 : Ana makine %25 yükteki (36 rpm) P-V diyagramı.....	79
Şekil 6.8 : Ana makine %25 yükteki (36 rpm) P-CA diyagramı	79
Şekil 6.9 : Ana makine devrine bağlı şaft gücü ve şaft torku değerleri	80
Şekil 6.10 : Ana makine devrine göre sıkıştırma basınç ve sıcaklıkları.....	81
Şekil 6.11 : Yanma uzunluğu ve yanma şekil parametresi değerlerinin değişimi	82

Şekil 6.12 : Skavenç ve egzoz manifoldlarındaki basınçlar ve silindir içerisine gönderilen yakıt miktarı değişimi	82
Şekil 6.13 : Ana makine %50-100 yük aralığındaki özgül yakıt tüketimi değerleri..	83
Şekil 6.14 : Skavenç basınçlarının değişimi	84
Şekil 6.15 : T/C tarafından üretilen gücün değişimi	85

İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL ANA MAKİNESİ'NİN MODELİ VE SİMÜLASYONU

ÖZET

Dünya ticaretinin büyük bir bölümü deniz taşımacılığı ile gerçekleşmektedir. Ticaret gemilerinin sevinde kullanılan ana makineler yakıt tüketimi ve güç avantajlarından ötürü genelde iki zamanlı ağır devirli dizel makinelerden oluşmaktadır. Geminin sevki sırasında ana makine veya makine dairesinde meydana gelebilecek önemli bir arıza sonucu operasyonun aksaması veya durması ile sonuçlanabilecek arızaların azaltılabilmesi için ilk olarak makine dairesi içerisindeki en önemli eleman olan ana makinenin uygun koşullarda çalıştırılması ve korunması gerekir. Bu yüzden operasyon sırasında ana makinenin çalışma prensibinin gemi makineleri işletme mühendisleri tarafından iyi anlaşılması çok önemlidir.

Ana makine operasyonunda ana makine ile birlikte çalışan; T/C türbin, T/C kompresör, yağlama ve soğutma sistemleri gibi sistem bileşenleri, mevcuttur. Bu sistemlerde veya bileşenlerinde oluşabilecek problemler ana makinenin çalışmasına direk olarak etki eder. Örneğin, iki zamanlı bir ana makine, egzoz, süpürme, ve yeni çevrim için dolgunun silindire alınması işlemini pistonun alt ölü noktaya yakın konumlarında yapar. Kısa süre içerisinde atmosferik basınçlar ile süpürülme ve yeterli dolgunun sağlanması imkansızdır. Bu yüzden turboşarjer sistemi iki zamanlı ağır devirli bir ana makine için elzem bir ekipmandır. T/C sisteminde meydana gelecek bir arıza ana makinenin çalışma koşullarına direkt etki edecektir.

Bu tez çalışması, iki zamanlı bir dizel ana makinesinin modellenmesi, T/C kompresörün oluşturduğu hava dolgusu ile hava girişinden itibaren, T/C türbine egzoz gazlarının T/C' i çalıştırmasına kadar olan sürecin modellenmesini kapsamaktadır. Hesaplamaların yapılabilmesi için silindir gazlarının ideal gaz kanunlarına uyduğu, kaçakların veya geri akışların olmadığı gibi kabuller yapılarak modelleme yapılmıştır. Kütle ve enerjinin korunumu ilkesine dayanarak hava silindir içerisine alındıktan sonra püskürtülen yakıtın barındırdığı kimyasal enerjinin silindir gazları (hava, yakıt, yanmış gaz) üzerindeki sıcaklık ve basınç değişimleri tek bölgeli termodinamik model ve Wiebe Yanma Oranları Fonksiyonu kullanılarak modellenmiştir. Ana makine simülasyonu oluşturulması ana makineye bağlı bir çok alt sistemlerin de modellenmesini gerektirdiğinden, çalışma içerisinde ana makine ve alt sistemler bölümlere ayrılmıştır. T/C kompresör, skavenç manifoldu, emme portu, silindir içi prosesleri (sıkıştırma, püskürtme, tutuşma gecikmesi, yanma, genleşme egzoz, dolgu değişimi), egzoz manifoldu, T/C türbini ayrı birer alt sistem olarak düşünülerek modellenmiştir. Alt modellerin sistem içerisindeki görevine göre her bir sistemin model yaklaşımları farklı yapılmıştır. Bu modellerde lineer model; dolgu değişiminde ve soğutmada, ortalama değer modeli; T/C Türbin ve kompresör hesaplarında, fenomenolojik model; silindir içindeki proseslerde, tek bölgeli termodinamik model; yanma olayında, dalgalanmasız modelleme; egzoz prosesinin açıklanmasında kullanılmış, tutuşma gecikmesi, sıkıştırma, genleşme prosesleri ve güç aktarımı, termodinamik ve matematik denklemler ile oluşturulmuştur. Pervaneyeye iletilecek fren

gücünün hesaplanması için sürtünme kuvvetlerini hesaplayan alt program oluşturularak ana modelleme programına yerleştirilmiştir. Tüm bu sistemlerin ve bileşenlerinin birlikte çalışması krank açısı değişimine bağlı olarak dinamik bir şekilde modellenmiştir.

Simülasyon, Labview grafiksel programlama dilinde oluşturulmuş, dinamik sistemlerin modellenmesi için kullanılan State Machine (Durum makinesi) yöntemi kullanılarak yazılım mimarisi oluşturulmuştur. Durum belirleyici olarak krank açısı referans alınmış, krank açısının değişimi durumlar arasında geçişi sağlayarak içerisinde bulunan modellerin birbirilerine veri aktarması ile tüm sistemin ve alt sistemlerin birlikte çalışması sağlanmıştır.

Simülasyonu oluşturulan ana makine; Sulzer RTA 84C 12 silindirli iki zamanlı ana makinesidir. Silindir çapı, strok uzunluğu, emme portlarının açılma zamanı, biyel kolu uzunluğu gibi ana makineye ait sabit parametreler makine teknik kataloğundan alınmıştır. Değişken durumlardaki T/C kompresör ve skavenç manifoldu basınç değerleri, maksimum basınç oluşma zamanı, T/C türbin bilgileri, devir sayısı ve yakıt tüketimi gibi değerler ise makinenin değişken durumlardaki test verileri alınarak elde edilmiştir. Oluşturulan simülasyonun farklı yüklerde çalıştırılması ile silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık değerlerinin değişimi, egzoz manifoldu basınç ve sıcaklık değerleri, T/C Türbini tarafından üretilen güç, skavenç manifoldu basıncı, ve krankşafta aktarılan güç miktarı hesaplanmıştır. Makine operasyonu sırasında makineye verilen yakıt miktarının değiştirilmesi ile ana makinede meydana gelen değişimlerin izlenebileceği bir simülasyon oluşturulmuştur.

Bu çalışmadaki modelleme ve bu tez için geliştirilen örnek simülasyonlar, 0531.STZ.2013-2 SANTEZ projesi ile gerçekleştirilecek olan ‘Gemi Ana Makine Sümulatorü’ projesinde de kullanılacaktır. Bu yüzden programlama mimarisi proje kapsamında geliştirilmesi planlanan simülatör programına da uyum sağlayacak şekilde oluşturulmuştur.

MODELLING AND SIMULATION OF TWO STROKE MARINE DIESEL ENGINE

SUMMARY

A large part of world trade is carried by sea ways. Main engines which are used as a propulsion unit of merchant ships predominantly consist of two-stroke low speed diesel engines because of lower fuel consumption and power advantages. Transportation of trading goods in a large ship bring economic advantages for both ship owner's and merchants. Large vessels require large marine engines. A ship with its cargo has exceptionally high value; therefore, any potential risk must be taken care timely with expertise and knowledge by marine engineers during their watchkeeping duties. For that reason, the knowledge and expertise of marine engineers have direct effect on the operations which are handled during the operations of ships.

The main engine is the most important element of the ship's propulsion system; therefore, it must be operated safely and properly. In case of a failure occurs at the main engine's operation and/or from its components, there are numerous possibilities including damage to the main engine which may impact the navigation of the ship. To avoid the potential risks during navigation, marine engineers must be well-trained before undertaking duty in the engine room. The training practices can be executed via long lasting apprenticeships at ships, as training area. Also, training using simulators is also alternative method of training of marine engineers. The Standards of Training, Certification, and Watchkeeping (STCW'95) is the convention accepted by IMO (International Maritime Organisation) accepted simulators as alternative education tool. The simulation which is generated in this study can not meet the requirements of STCW'95, but it is certainly said that running characteristic of marine engine can be predicted via using the simulation or it helps to trainee to understand changing of operational conditions of marine engine when the required power change from the main engine at the operation.

Internal combustion engines produce mechanical power from chemical energy which is contained in fuel. They are categorized according to fuel cycles and operating cycles. Otto cycle, diesel cycle and dual cycle are fuel cycles, and four stroke cycle, two stroke cycle are working cycles of internal combustion engines. Although they are similar in their constitution, two stroke engines can not be modelled with the same architecture as for the four stroke engines due to the difference in their operational characteristics, size and power outputs, and their usage areas. While four stroke engines are generally used in road vehicles, two stroke engines are used in large vessels as they allow for obtaining higher power outputs from the same engine size. Because of their large dimensions, two stroke engines have large components which naturally results in high inertial forces.

In this study, diesel cycle and otto cycle approaches were used for mathematical modelling of the two stroke diesel engine in teorically, but it is normally working with dual cycle principle.

If the phenomenology of operation of two-stroke diesel engines is reviewed briefly; a power stroke occurs per crankshaft revolution. In one cycle of two stroke diesel combustion, while piston moving upwards, inlet port and exhaust port are closed sequentially by the piston to initiate compression stroke. If exhaust valve exists instead of exhaust port, it is driven by cam shaft. With the piston approaches about Top Dead Centre (TDC) compression stroke ends and fuel is injected via injector in the cylinder. After evaporation and atomization of fuel which is called ignition delay, combustion initiates and the piston is driven down. At the time first lighting is seen in the cylinder fuel injection is kept. After end of the injection, combustion continues for a while about 5-10 crank angle. With the end of the combustion, by the piston moving downwards of the cylinder, expansion stroke initiates and continues until exhaust valve opening time. Between exhaust opening and inlet port opening, burned cylinder gases flow out to exhaust manifold swiftly (free exhaust), then inlet port opens and remaining residual gases in the cylinder are forced to flow out (forced exhaust) to charge the cylinder with fresh air. Free exhaust, forced exhaust, and fresh air intake processes occur about piston at Bottom Dead Centre (BDC). In this short time these three charging process can not be achieved with atmospheric pressures. Turbo Charger (T/C) is the essential equipment for the two stroke diesel engines to pressurize the scavenge air. The simulation model of marine diesel engine goes off according to phenomenology of two stroke diesel engine which is written above.

In this study, after the mathematical methods were established, a simulation was developed using Labview program development environment. For this study, a two stroke turbocharged marine diesel engine, Sulzer RTA 84C model series with 12 cylinder, was used. The power range of the engine extends up to 48600 kW at 102 revolution per minute (RPM). The simulation involves all the processes from air intake via T/C compressor to exhaust gas flow from the T/C Turbine. This range of process also include air receiver, inlet port, cylinder processes (compression, injection, ignition delay, combustion, expansion, exhaust, charging), exhaust valve, exhaust port.

Assumptions have been made for computations in the main engine simulation program which are about gas thermodynamics. Such as, fresh air and cylinder gases flowing into the cylinder comply with the ideal gas law, after ignition composition of cylinder gases is uniform, no back flow from the inlet port or exhaust valve, compression stroke and expansion stroke are adiabatic etc. According to conservation of mass and energy law, chemical energy in the fuel is transferred to the cylinder gases about at the TDC. Temperature and pressure changes of cylinder gases were calculated with the zero dimension thermodynamic model and Wiebe Heat Release Rate model which is widely used in prediction of burn rate. Modelling of main engine system requires modelling of many components included in main engine. Therefore main engine system is divided into sub-components as mentioned earlier. This allowed the sub-components modelling individually by using different methods. Additionally, modelled subcomponents of the engine are called submodels in simulation, furthermore called sub.vi in LabVIEW program.

Moreover, main engine and its components or the processes were divided into the sub-processes to allow for having a modular programming. They are consist of cylinder and piston cooling, scavenge and exhaust processes, T/C turbine and compressor, in cylinder and combustion processes. Modelling approaches of submodels are determined by considering the function of the modelled component in the system. For instance, a linear model was used in cooling of the cylinder and piston for modeling the scavenge process. Mean value model was used in calculation of T/C turbine and

T/C compressor pressure and mass values. Phenomenological model was used to describe cylinder processes. Thermodynamic model was used in combustion and heat release process. Quasi steady state model was used to describe inlet and exhausting system. On top of all these an ampiric formula was used to estimate ignition delay, and thermodynamic based mathematical model was used to calculate compression and expansion strokes values. Piston and crankshaft friction model was adapted to estimate net torque transmited to the propeller shaft (Brake Power P_B). Piston transmits power through a piston rod then connecting rod and crank mechanism. In cylinder processes, many other calculations have been made for estimation of operating conditions such as combustion. For instance the equivalence ratio is a critical issue for it and it is determined by fuel rack position and scavenge air pressure of the charged air by the T/C compressor. The required power which is consumed by the T/C compressor is supplied by the T/C turbine rotation. Via dynamic changes of crank angle the power transmission mechanism submodel calculates the torque which is transmited to propellershaft, and all other pressure and temperature values could be calculated subject to range of one degree crank angle.

Some constant parameters of main engine, such as, cylinder bore, piston stroke, number of cylinders, dimension of connecting rod, exhaust valve and inlet ports openning and closing times were taken from technical document of main engine. Also changing condition parameters, such as T/C compressor&turbine pressure, maximum presure in cylinder and its time, mass flows and specific consumption were obtained from test datas. In simulation of the model, engine performance curves have been obtained at Full Ahead, Half Ahead, Slow Ahead, Dead Slow Ahead modes of the operation of the main engine. Pressure and temperature values in cylinder, pressure values in air receiver and exhaust receiver, were compared with the test datas. Because of assuming cylinder gases as ideal gas and adiabatic compression&expansion processes, it is not expected to obtain identical P-V diagrams between simulation cycle and engine cycle of a physical system. Taking into the consideration of previously mentioned assumptions makes it possible that both diagrams display similar behaviour; yet slight variances may still exist at operating values, scavenge air and exhaust pressures, maximum pressures, maximum pressure time and naturally engine output torque due to the lack of unconsidered effects in the modeling.

In this study, the results obtained by using the simulation runs demonstrated that the model can perform both steady and dynamic simulation and prediction rate of both heat release and engine performance are with expected fidelity. However, additional effort is required to enhance the fidelity of jacket water cooling and piston oil cooling predictions across a wide range of operating conditions. Ability to simulate real operating proccess of a simulation was the main criterion in this study.

1. GİRİŞ

Dizel makinelerin gemi sevki için kullanılması 1900’lü yılların başlarında dizel bir motorun, ilk olarak bir kanal gemisinde uygulandığı günlere dayanmaktadır. O yıllardan itibaren gemilerde kullanılan dizel motorların güçleri artmış ve daha büyük hacimli motorlar üretilmeye başlanmıştır. Bu süreç günümüzde de devam etmektedir. Selandia gemisinin 1912 yılında üretilip okyanus üzerinde (İskandinavya-İtalya-Tayland hattında) sefer yapan ilk dizel makineli gemi olması ve yapılan deneme seyirleri sonrası gemi makine mühendisleri tarafından “geleceğin büyük motorlu gemilerinin uygulaması” olarak kabul edilmesi ile birlikte gemiyi yapan Burmeister & Wain tersanesi dönemin gemi taşımacılığı yapan nakliye şirketleri tarafından yoğun siparişler almıştır (Url-1). Aynı seneler içerisinde yüksek güçlü iki zamanlı dizel makinelerin testleri dönemin önde gelen şirketleri (Sulzer Bros, MAN, Messrs) tarafından denenmiş ve gemilere uygulanması hızla çoğalmıştır. Günümüze kadar özellikle ticaret gemilerinde iki zamanlı dizel makinelerin kullanımı çok fazla yaygınlaşarak deniz ticaret gemilerinin itme sistemlerinde vazgeçilmez bir hal almıştır. Dizel makineleri düşük yakıt tüketimi, yüksek güç ve düşük hidrokarbon emisyonları ile avantaj sağlarken, yaydığı NO_x ve SO_x gibi emisyonları ile dezavantaj oluşturmaktadır. Bu emisyonların değerleri MARPOL 73/78 konvensiyonu ile birlikte kontrol altına alınmaya çalışılmış ve günümüzde bu değerler daraltılarak 1997 yılında hazırlanan hava kirliliğine ait konvensiyon MARPOL Ek VI olarak 2005 yılında dünya çapında yürürlüğe girmiştir (Url-2). Dizel makinelerin bu tür dezavantajlarının ortadan kaldırılması, performanslarının, yakıt tüketimlerinin ve emisyon değerlerinin geliştirilebilmesi için dizel makinelerin tasarım ve işletim prensipleri ile ve yanma sürecinin daha iyi anlaşılması gereklidir.

Dizel motorlarda yanma, pistonun üst ölü noktaya (ÜÖN) gelmeden birkaç krank açısı (CA) öncesi yakıtın silindir içerisine püskürtülmesi ile gerçekleşir (Heywood, 1988). Silindirin içerisine havanın alınması, sıkıştırma, püskürtme, yanma, genişleme ve egzoz olayları silindir içerisinde gerçekleşen yanmada birbirini takip eden proseslerdir. Gemi iki zamanlı dizel ana makinesinin dolgu değişimi, piston alt ölü

nokta civarlarında iken egzoz, süpürme ve dolgu işleminin arasındaki kısa bir süre (140-220 krank açısı) içerisinde gerçekleşmesi gerekir (Küçükşahin, 2008). Atmosferik basınçlar ile kısa sürede bu işlemlerin gerçekleşebilmesi mümkün değildir. Ayrıca silindir içerisinde uygun basıncın ve yakıt için yeterli miktarda havanın sağlanabilmesi için birim hacimde daha fazla hava gönderilmesi gerekir. Bundan dolayı T/C türbin ve kompresör sistemi, ana makine ile birlikte çalışan yanmanın verimli ve uygun koşullarda gerçekleşmesini sağlayan sistemlerdir. Yakıtın kendiliğinden tutuşması için silindir içerisinde gerekli sıcaklığın ve basıncın sağlanması için yüksek sıkıştırma oranları gereklidir. Sıkıştırma oranları makine dizaynı üzerinde oldukça etkili rol oynar. Isıl verim sıkıştırma (kompresyon) oranının artması ile yükselir (Küçükşahin, 2008). Püskürtme ile yanma başlangıcı arasında tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan yakıtın kendi kendine tutuşması için kısa bir süre gereklidir (Turns, 2012). Yakıt vizkozitesi, sıcaklık ve basınç bu süreyi kısaltacak düzeyde olmalı ve püskürtme zamanlaması erken yanma olmayacak kadar geç ancak üst ölü noktadan da çok sonra başlamayacak kadar erken yapılmalıdır (Lakshminarayanan vd., 2010). Makinenin uygunsuz koşullarda çalışması kısa vadede verimsiz bir operasyona sebebiyet verirken, uzun vadede ise önemli arızalara, ekonomik kayıplara ve operasyonun durmasına neden olabilir.

Geminin ana makinesi, gemi sevki için gerekli en önemli elemanlardan olup tasarım ve işletiminde bir çok parametreyi içermesi bakımından belki de en kompleks elemandır. Makinenin güvenli bir şekilde çalışmasına devam etmesi ve görevini beklediği şekilde yerine getirebilmesi için ana makine işletiminin bilinçli yapılması ve bir çok değişik davranışlarının bilinmesi gereklidir. Bu sebeple gemi ana makinesinin modelleme ve simülasyonu çok önemli olup, IMO tarafından belirlenen gemi makine işletme mühendislerinin eğitimlerinde kullanılması gereklidir.

Çalışma kapsamında iki zamanlı bir gemi ana makinesinin çalışmasının simülasyonu için matematik formülasyonlar, çeşitli model yaklaşımları ve termodinamik denklemler krank açısına (CA) bağlı olarak modellenerek, silindir içerisindeki basınçların, sıcaklıkların, T/C kompresör ve egzoz manifold basınçlarının, makineden elde edilen gücün ve devir sayısının değişken yüklü ve stabil durumlara göre hesaplanması için kullanılmıştır.

Simülasyon programı olarak National Instruments firması tarafından geliştirilen LabVIEW programlama dili kullanılmıştır. LabVIEW grafiksel bir programlama alt-

yapısı sunmaktadır. Front Panel (Ön Panel) ve Block Diagram (Diyagram Paneli) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Front Panel kısmında kullanıcı programlanacak sistem için görsel kullanıcı input, output, vb. İnsan-makine arayüzü oluşturma amaçlı objeler yapılandırılırken (kontroller, göstergeler vb.) block diyagram kısmında ise programlama tasarımı, algoritmaların oluşturulması gibi yazılım görevleri gerçekleştirilir. Program grafiksel olarak tasarlandığından programcı tarafından diğer programlama dillerine kıyasla çok daha az ön hazırlık ile programlamaya başlanılabılır. Programı öğrenmek için harcanan ön hazırlık süresinin kısılması ile kullanıcı mühendislik modellemesinin simülasyonu amacından uzaklaşmadan programlama yapabilmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada, iki zamanlı, ağır devirli, yüksek güçlü bir gemi ana makinesi, çalıştığı bileşenler ile birlikte simüle edilmesi amacıyla, ana makine ve bileşenlerinin mühendislik modelleme yöntemleriyle modellemesinin yapılması ve örnek bir simülasyon programı ile sonuçların değerlendirilmesi ana amaçtır. Bu amaç kapsamında, ana makinenin çalışma karakteristiğinin çıkarılması, değişen yük durumlarında makinenin güç çıkış eğrisinin elde edilmesi, ana makine P-V (açık ve kapalı) diyagramlarının oluşturulması, yardımcı sistemlerin de (T/C, kompresör vb.) giriş ve çıkış parametrelerinin değerlendirilerek birbirileri ile yeterli uygunlukta olması ve hazırlanan modelin mimarisinin bir simülatör programı alt yapısını oluşturabilir nitelikte olması amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Yapılan bu tez çalışması T.C. Bilim ve Sanayi Bakanlığı tarafından desteklenen 0531.STZ.2013-2 no'lu SANTEZ projesi kapsamında desteklendiğinden, literatür araştırması hem akademik hem de endüstriyel olarak gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda literatür araştırmasında bulunan kaynaklar, iki alt başlık şeklinde ele alınmıştır. Daha önce yapılan iki zamanlı ana makine modellemeleri ve yapıldıkları modelleme yöntemleri incelenerek, çalışmada modellenmesi planlanan gemi ana makinesi için kullanılacak en efektif yöntemin saptanmasında kılavuzluk etmiştir.

1.2.1 Akademik literatür taraması

İki zamanlı makinelerin kullanılmaya başlanmasından itibaren, çalışma parametrelerinde, verimleri üzerinde, yapımı için kullanılan malzemelerde ve teknolojilerinde kaydedeğer gelişmeler olmuştur. İki zamanlı makinelerin kullanılabilirliğinin iyileştirilmesi, güç ve verimlerinin artırılması deneysel yöntemlerle çalışıldığı gibi, tasarım analizleri ve simülasyon çalışmaları ile de yapılmaktadır. Makinelerin simülasyonlarının yapılması makinelerin çalışma prensiplerinin daha iyi anlaşılması ve değişken giriş parametrelerinin makinenin çıktılarında sebep olabileceği değişikliklerin öngörülebilmesi bakımından önemlidir.

Geçtiğimiz yüzyıl içerisinde özellikle içten yanmalı motorlar konusunda önemli mesafeler kaydedilmiş, ancak özellikle kara taşıtlarında kullanım alanının çok daha yaygın olmasından dolayı dört zamanlı motorlar ile ilgili daha fazla çalışma yapılmıştır. Çalışma kapsamında gemilerde kullanılan iki zamanlı ağır devirli dizel bir ana makinenin simülasyonu yapılacağından literatür araştırmasında sadece bu alanda yapılmış olan çalışmalar incelenmiştir.

VanGerpen (1990) NASA için Iowa Devlet Üniversitesinde hazırlanan araştırma projesinde iki zamanlı dizel makinesinin simülasyon programını geliştirmiştir. Program yüksek güçlü ardıl çevrimli dizel makinesinin simülasyonuna olanak sağlamaktadır. Makinenin silindiri, emme ve egzoz portları bağımsız birer termodinamik sistem olarak tanımlanmış ve enerji ve kütle denklemleri geliştirilmiştir. Yanma modeli tek bölgeci olarak seçilmiş, doğru akım süpürme ile karşıt pistonlu dizel makinesinin örnek çalışması yapılmıştır. Matematik model kurulurken ilk olarak; termodinamiğin ilk kanunu, süpürme havası manifoldu, yanma odası ve egzoz manifoldu üzerinde kurgulanmıştır. Silindir içerisindeki basınç ve sıcaklığın hesaplanmasında ideal gaz denklemleri, denklikler ve gaz özellikleri kullanılmıştır. Kurulan termodinamik modelde silindir içerisinde bulunan gazların anlık iç enerjileri; silindir duvarlarından transfer edilen enerji, silindir gazlarının yaptığı iş, emme portundan giren havanın entalpisi, silindir içerisine verilen yakıtın entalpisi ve egzoz portundan atılan yanmış ürünlerin entalpilerinin denkliği ile yazılmıştır. Bu denklikte zamana bağlı değişken olarak krank açısı kullanıldığı için, krank açısına göre türevler alınarak anlık değişim denklemi oluşturulmuştur. İdeal gaz denklemi de krank açısına bağlı olarak yazılmış iç enerji ve gaz sabitleri Sıcaklık (T), Basınç (P), Yakıt hava oranı (ϕ) türevleri cinsinden yazılarak denklikler oluşturulmuştur. Modelleme yakıt

giriş, hava giriş ve çıkış için alt programlar ve birtakım kabuller yardımı ile tamamlanmıştır. Modelin silindir içerisine hava girişinden, egzoz portundan yanmış ürünlerin çıkışına kadar modellenmesi için termodinamik ve akışkanlar mekaniği yöntemleri kullanılmıştır. Program makine üzerinde değişen parametrelerin örneğin; makine devri, dolgu basıncı, valf zamanlaması ve yakıt kolu pozisyonu gibi değerlerinin makine performansını nasıl etkileyeceği konusunda ve çıkış gücü, ortalama efektif fren basıncı, ısı kayıpları, silindir sıcaklıkları ve basınçları konularında bilgi verebilecek niteliktedir. Daha sonra modifiye edilebilmesi için modüler formda hazırlanmış ve endüstriyel kullanım için kullanıcının hizmetine sunulmuştur.

Hui, Peili ve Jundong (2013) yaptıkları çalışmada bir gemi dizel makinesinin çalışma şeklini, “Ortalama Değer Motor Modeli” ve “Volumetrik (hacimsel) Modeli” birlikte kullanarak simüle etmişlerdir. Yapılan simülasyon ile efektif basınç, efektif güç, motor devri ve aynı zamanda yanma basıncı, maksimum sıcaklık gibi değerler elde edilmektedir. Ortalama değer motor modelinin dinamik sistemlerin modellenmesindeki eksikliğini yanı sıra volumetrik modelin de hesaplamalarındaki hata ve süre dezavantajları, bu 2 modelin birleştirilmesi ile giderilmeye çalışılmıştır. Ortalama değer motor modelinde makine; kompresör, süpürme havası, egzoz, türbin, silindir ve biyel hareketi çeşitli makinelerde gerçekleştirilen deneysel veriler ve ortam sıcaklığı, kompresör ve şaft devirleri, havanın spesifik özellikleri, türbin verimleri, soğutucuların verim değerleri ve makineye ait geometrik ölçüler gibi birçok parametreyi barındıran formüller yardımı ile simüle edilmiştir. Volumetrik modelde bazı kabuller yapıp, ideal gaz denklemleri, ve literatürdeki formüller kullanılarak yanma değerleri ve güç (iş) eldesi formülize edilip birleştirilerek 6 silindirli bir dizel motorun 3 farklı yük durumunda simülasyonu yapılmıştır. Makineden elde edilen deneysel veriler ile hesaplanan verilerin örtüştüğü gözlemlenmiştir.

Zhu J. (2008) çalışmasında bir konteyner gemisi dizel ana makinesinin davranışlarını kısmen basitleştirilerek “Yarı Kararlı Model” (Quasi Steady State Method) ile formülize ederek modellemiştir. Ana makine ve ona bağlı komponentleri örneğin kompresör, hava soğutucusu, hava alıcısı, silindir, egzoz manifoldu, enjektör ve govarnör gibi, birkaç alt sistemde gruplamış bu sistemlerin çalışmasını deneysel veriler ve makinenin çalışma prensipleri doğrultusunda modelini kurmuştur. Modellemenin basitleştirilmesi için makinenin çalışma parametreleri kullanılmış ve deneysel veriler yardımı ile ampirik formüller oluşturulmuştur. Ampirik formüllerin yanı sıra alt

sistemlerin giriş ve çıkış değerlerinin hesaplanmasında diğer komponentlerin girdi ve çıktı parametreleri ile ilişkileri kurularak formülizasyon yapılmıştır. Kullanılan ve modellenen makine Man 6L80MC altı silindirli, düşük devirli, iki zamanlı gemi ana makinesidir. Çalışma sonucunda, yakıt kolu pozisyonu, makine devri, Turbo çıkış basıncı, Turbo sıcaklığı ve devri, süpürme havası basıncı değerlendirilmiş %5 fark ile uygunluğu gözlemlenmiştir. Oluşturulan model, gerçek motor modelinin sonuçları ile karşılaştırıldığında yeterli hassasiyeti ve ihtiyaçları karşıladığı görülmüştür.

Hiroyasu (1985) çalışmasında dizel bir makinedeki yanma olayının işleyiş mekanizmasını ve bu olayların ayrı ayrı modellenmesi üzerinde yapılan çalışmaları incelemiştir. Dizel yanması üzerindeki en büyük etkinin püskürtme olduğunu belirterek püskürtme özellikleri ile ilgili çalışmaları incelemiştir. Dizel yanmasını tanımlamak için oluşturulan püskürtme, püskürtme açısı, yakıt hızı büyüklüğü, tutuşma gecikmesi ve kurum oluşumu için oluşturulan formüller üzerinde durmuş ve bu formüllerin kullanılabilirliğini karşılaştırmıştır. Çalışmada modelleme yöntemi; termodinamik model, fenomenolojik modeli, detaylı model olarak üç gruba ayrılmıştır. Bu modeller üzerine yapılan çalışmaların literatür araştırmaları değerlendirilmiştir. Yapılan detaylı modeller bugün iki yada daha fazla bölgeye modeller olarak adlandırılan çok boyutlu modelledir. Sıralı olay modeli (phenomenological model) olayları tek tek inceleyen modelleme yöntemidir ve bu yöntemin detaylı modellemeye göre çok daha az işlem yükü ve işletim maliyeti olduğu vurgulanarak sıralı olay modellemesi üzerinde durulmuştur. Model kapsamında dizel yanması ile ilgili olarak enjektör/enjeksiyon sisteminin modellenmesi, yakıt hızının parametrik özellikleri, (boyutu, püskürtme açısı, atomizasyonu, hava ile karışım oluşturması) kurum oluşumu, tutuşma gecikmesi ve ısı transferini yöntemler ve çalışma şartları belirtilerek modelleme için oluşturulan temel denklemler değerlendirmiştir.

Turesson (2009), iki zamanlı, büyük hacimli ve turbo-şarjerli bir ana makine üzerine yaptığı tez çalışmasında; ana makinenin modellenmesi, simülasyonunun oluşturulması üzerine çalışmıştır. Model mimarisi oluşturulurken, yapılandırdığı kompresör, türbin ve turboşarjer ana modelleri dışında bu modele bağlı, ana makinedeki her bir komponenti temsil eden alt modeller oluşturulmuştur. Modellenen olaylar başta hava-yakıt oranı, turboşarjer ve ana makinenin ürettiği tork miktarıdır. Alt programlar ise modelin akışına göre sıralarsak; T/C kompresör, skavenç havası

manifoldu, yanma odası, egzoz manifoldu, turboşarjer türbini ve turboşarjer ile kompresörü birbirine bağlayan şaft modellemesidir. Modellemede, bu akış yönünde ilk olarak kompresör göz önüne alınacak olursa, kompresördeki çıkış değerleri kompresöre giren her bir girdi parametresine bağlı olarak yazılabilecek formülleri barındırmaktadır. Diğer bütün alt modeller de benzer yapıda oluşturulup birbirileri ile bağlı komponentlerin girdi ve çıktı değerlerinden formüller türetilerek hazırlanmıştır. Ana ve alt programlar Matlab Simulink ortamında modellenmiştir. Model gerçek bir ana makinenin verilerini içermemektedir dolayısıyla modelden elde edilen veriler gerçek veriler ile karşılaştırılmamıştır. Simülasyon oluşturulurken girdi değerlerinin değişkenlik gösterdiği durumlar giriş parametreleri el ile değiştirilebilir durumda ayarlanmaktadır. Farklı koşullarda alt simülasyonları denemek için farklı alt programlar hazırlamış ve girdiler değiştirilerek modelin davranışlarını incelemiştir. Bu alt modeller kendi başlarına değerlendirilmiş ve davranış biçimlerini öngörüldüğü gibi olduğunu göstermiştir.

Theotokatos (2010) çalışmasında iki zamanlı dizel bir gemi ana makinesini ortalama değer modeli ile modellemiştir. Çalışma kapsamında aynı makine üzerinde iki simülasyon tasarlanmış, kısmen daha basit olarak nitelediği ilk modelinde krank-şaftı ve turbo-şarjer modellerini diferansiyel denklemler ile oluşturmuş, Ana makinenin ürettiği tork değeri ve pervane tork değerinin farkı ile devir değişimini modellemiştir. Turbo-şarjer sisteminde ise benzer bir yöntem kullanarak kompresörün tükettiği tork ve turbo-şarjerin ürettiği tork miktarlarından turbo-şarjer şaftının açılma hız değişimini formülize etmiştir. Bu değişimlerdeki ana parametre dönen sistemlerin atalet momentidir. Daha karmaşık yapıya sahip olan ikinci modelinde, ilk modele ek olarak skavenç manifoldu ve egzoz manifoldundaki değişimleri de ana makinenin anlık performansının simülasyonu için modeline eklemiştir. Soğutmadan kaynaklı kayıplar, sürtünme kayıpları, silindir içerisine giren ve çıkan kütleler gibi değerler, ortalama değerlere göre hesaplanmış, hesap edilen birçok değer tespitinde polinomlara ve lineer fonksiyonlara bağlı hesaplamalar yapılmıştır. Simülasyonu yapılan makine 9 Silindirli MAN tipi bir makinedir (9K90MC). Daha basit olarak nitelendirilen model daha az deneysel veriye ihtiyaç duyarken, ana makine hız kontrolü gibi dizaynlarda kullanılabilir. Ancak turbo-şarjerin çalışmasının yada ana makinenin sürekli çalıştırılması ile ilgili veriler alınmak istendiği takdirde ikinci modele ve daha fazla deneysel veriye (atalet momentleri, manifold hacimleri) ihtiyaç vardır. Daha fazla veri

daha fazla işlem hacmi anlamına gelmektedir. Simülasyonlar MATLAB ortamında yazılarak deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir.

1.2.2 Endüstriyel literatür taraması

Bir geminin ana makinesinin düzgün bir şekilde işlevini yerine getirmeye devam edebilmesi için korunması, bakım ve operasyonunun doğru yapılması gereken gemi sevkinin en önemli parçasıdır (Smierzchalski, 2008). Makine işletme mühendislerinin teorik eğitimlerinin yanısıra pratik eğitimlerini de gemi üzerinde tamamlaması, ve gemi üzerinde yapılan eğitimlerde yapılacak olan hataların maliyet ve risklerinin göz önüne alınması ile birlikte tam kapsamlı "Makine Dairesi Simülatörleri" ve CBT (Computer Based Training) bazlı kişisel eğitim bilgisayarlarındaki simülatörler eğitime yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Simülatörler yardımı ile güvenli bir şekilde ve makineye zarar vermeden eğitimler yapılabilmektedir. İki zamanlı makinenin işletim prosedürleri ve kullanıcının eğitimi için gereklilikler ana makinelerin veya eğitim gemilerinin, eğitim kurumlarında kullanılmasının olanaksızlığı, simülatör ihtiyacı olarak karşımıza çıkmaktadır.

Günümüzde kullanılan Makine Dairesi Simülatörü üretici firmalar, ticaret gemileri ve askeri gemiler başta olmak üzere balıkçı gemileri, römorkörler gibi çeşitli gemilerde kullanılan iki zamanlı ağır devirli, dört zamanlı orta devirli dizel makineler, doğalgazlı makineler, dizel elektrik birlikte çalışan makinelerin operasyonları gibi farklı sınıflara ait simülatörler geliştirmişlerdir.

- Transas
- Kongsberg
- PC-Maritime
- Rheinmetall Defence Electronics
- Applied Research International

makine dairesi simülatörü üreten dünyaca ünlü firmalardır. Firmalar yalnızca iki zamanlı ana makine içeren makine dairesi simülatörleri (MDS) değil, farklı tipte farklı yakıt ile çalışan MDS'ler, köprü üstü simülatörleri, kargo elleçleme simülatörleri gibi farklı alanlarda simülatör geliştirmektedirler.

Endüstriyel literatür araştırması kapsamında bu firmaların ürettikleri MDS’lerde sadece iki zamanlı ağır devirli dizel ana makinesi kullanılan tipler ve büyüklükleri incelenmiştir.

Transas firması, genel kargo, tanker ve konteyner tipi gemiler için üç farklı tipte makine kullanarak simülatör geliştirmiştir. Çizelge 1.1’de kullanılan makine tipleri yer almaktadır (Transas ürün kataloğu).

Çizelge 1.1 : Transas firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS’ler.

Üretici	Gemi Tipi	Makine Modeli	Gücü	Silindir Sayısı	Devri	Silindir Çapı	Strok Boyu
Transas	Tanker	MAN B&W 6S60MC	12240 kW	6	105 rpm	600 mm	2400 mm
Transas	Genel Kargo	MAN B&W 6S60MC	12240 kW	6	105 rpm	600 mm	2400 mm
Transas	Genel Kargo	Wartsila-Sulzer RTA58	12750 kW	6	105 rpm	580 mm	1700 mm
Transas	Konteyner	MAN B&W 10K98MC	57200 kW	10	94 rpm	980 mm	2400 mm

Kongsberg firması, konteyner ve kuruyük gemileri için üç farklı tipte ana makine kullanarak simülatör geliştirmiştir. Çizelge 1.2’de kullanılan makine tipleri yer almaktadır (Kongsberg ürün kataloğu).

Çizelge 1.2 : Kongsberg firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS’ler.

Üretici	Gemi Tipi	Makine Modeli	Gücü	Silindir Sayısı	Devri	Silindir Çapı	Strok Boyu
Kongsberg	Konteyner	Wartsila-Sulzer RTA84C	48600 kW	12	102 rpm	840 mm	2400 mm
Kongsberg	Kuru yük	MAN B&W 5L90MC	17400 kW	5	76 rpm	900 mm	2900 mm
Kongsberg	Konteyner	Wartsila-Sulzer 12RT-Flex 82C	54240 kW	12	102 rpm	820 mm	2650 mm

PC Maritime (UNITEST) firması, konteyner tipi bir gemi için MDS üretmiş ancak kullanılan ana makine ile ilgili herhangi bir bilgi vermemiştir (Unitest ürün kataloğu).

Çizelge 1.3 : PC-Maritime firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS.

Üretici	Gemi Tipi	Makine Modeli	Gücü	Silindir Sayısı	Devri	Silindir Çapı	Strok Boyu
PC-Maritime	Konteyner	-	19670 kW	7	91 rpm	700 mm	2674 mm

Rheinmetall Defence Electronics (Rheinmetall) firması, tanker ve konteyner gemileri için üç farklı ana makine kullanarak simülatör geliştirmiştir. Kullanılan makine tipleri Çizelge 1.4’de yer almaktadır (Rheinmetall ürün kataloğu).

Çizelge 1.4 : Rheinmetall firmasına ait iki zamanlı ana makineye sahip MDS.

Üretici	Gemi Tipi	Makine Modeli	Gücü	Silindir Sayısı	Devri	Silindir Çapı	Strok Boyu
Rheinmetall Defence Electronics	Tanker	MAN B&W 6S60MC	12240 kW	6	105 rpm	600 mm	2400 mm
Rheinmetall Defence Electronics	Konteyner	MAN B&W 10K98MC	57200 kW	10	94 rpm	980 mm	2400 mm
Rheinmetall Defence Electronics	Konteyner	Wartsila-Sulzer RTA84C	48600 kW	12	102 rpm	840 mm	2400 mm

Applied Research International (ARI) firması tanker ve konteyner gemileri için iki farklı ana makine ile simülatör üretmiş, kullanılan ana makinenin birinde sadece yanma üzerine bir simülatör üretmiştir. Kullanılan makine tipi Çizelge 1.5’de yer almaktadır (ARI ürün kataloğu)

Çizelge 1.5 : ARI firmasına ait iki zamanlı makineye sahip MDSler.

Üretici	Gemi Tipi	Makine Modeli	Gücü	Silindir Sayısı	Devri	Silindir Çapı	Strok Boyu
Applied Research International (ARI)	Tanker	MAN B&W 6S60MC	16680 kW	6	105 rpm	600 mm	2400 mm
Applied Research International (ARI)	Konteyner	Wartsila-Sulzer 6RTA62U-B	18660 kW	6	115 rpm	620 mm	1800 mm
Applied Research International (ARI)	Combustion Simulator	MAN B&W 6S60MC	16680 kW	6	105 rpm	600 mm	2400 mm

2. MODELLEME VE SİMÜLASYON

2.1 Modellemeye Giriş

Modelleme gerçek bir olayın gerçeğine yakın sonuçlarını gösteren, algoritma ve matematik fonksiyonlara dayanan benzetim biçimidir.

Bir model oluşturulup modellendiğinde, çıkış parametrelerinin gerçeğine yakın değerler verebilmesi veya diğer modeller ile doğru çalıştığında doğru sonuçlar verebilmesi için girdilerin ve bir takım parametrelerinin uyarlanmaya ihtiyacı vardır. Simülasyonun çeşitli durumlarda çalışırken, çıktıların değerlendirilip uyarlanması büyük ölçüde simülasyon yapımcısının sağduyusuna dayanmaktadır. Simülasyon yapımcısı ana makinenin çeşitli durumlarda davranışını sezebilmelidir (Turesson, 2009). Bir dizel makinesinin anlık performansını simüle etmek için, lineer model, boyutsuz (tek boyutlu) model, yarı kararlı model, ortalama değer modeli, fenomenolojik model gibi yaklaşım yöntemleri mevcuttur.

2.2 Lineer Model

Lineer model, girdi ve çıktıları isminden de anlaşılacağı gibi lineer bir fonksiyon olarak tanımlar. Lineer modellemeler, matematiksel işlemlerin yükünün olmayışı, çıkış değerlerinin hesaplanmasında, girdi parametrelerinin çeşitliliğinin az olmasından dolayı avantaj sağlar. Dizel bir makinede ise girdileri ve ilişkili oldukları çıktıları gösterirken, örneğin; yakıt kolu pozisyonu makine devrinin hesaplanmasında bir girdi olarak kullanılıp sadece yakıt kolu pozisyonuna bağlı bir fonksiyon olarak modellenenebilir. Bu yaklaşım makine sistemini kapalı kutu fonksiyonu (black box) olarak modellediğinden, makinenin içerisindeki olaylar ve makinenin çalışma prosesleri göz ardı edilir. Kararlı durumlarda veya değişken durumlardaki davranış biçimi örneğin T/C den geçen hava miktarı veya egzoz sıcaklıkları gibi değerler simülasyonda gösterilemez. Ayrıca, lineer modele uyum sağlanabilmesi için ana makinedeki hız değişiklikleri küçük aralıklar ile hesaplanmalıdır, hız farkları büyük olduğunda simülasyon hassasiyeti ciddi miktarda düşecektir (Zhu, 2008).

2.3 Dalgalanmasız Modelleme

Dalgalanmasız modelleme diğerk bir adı ile “Yarı Kararlı Model Yöntemi” (Quasi steady state method) değerklerde anlık olarak dalgalanmanın olduğu durumların modellenmesi için kullanılır. Değerklerdeki bu oynamaları yokmuş gibi kabul ederek stabil bir model oluşturur. İki zamanlı bir dizel makinenin çok boyutlu lineer olmayan modelinin, hem kararlı hemde değışken performanslı durumları dalgalanmasız model yöntemi ile formülize edilip kısmen basit bir şekilde modellenenebilir. Ana makine sistemi birkaç bölüme ayrılır. Simölasyon bu bölümleri uygun matematiksel denklemler ile açıklarak dizel ana makinesine uyarlanması yöntemi ile oluşturulur (Zhu, 2008). Süpürme havasının modellenmesi, T/C’deki akışlar dalgalanmasız modelleme yardımı ile kolayca oluşturulabilir.

2.4 Ortalama Değerk Modeli

Ortalama değerk modeli, değerklerin anlık değışimini hesaplamayıp, proses içerisindeki belirli değerknin değışiminin hesaplanması amacı ile oluşturulur. Model anlık değerkler elde edilmesine ve bunların analizine izin vermez. Ortalama değerk modeli E. Hendricks (1989) tarafından motor üzerinde ilk defa kullanılmıştır. Hendricks çalışmasında; model dizel makinesi, süpürme hava alıcısı, motor, egzoz borusu, T/C ve hava soğutucusu ve govarnör gibi bileşenleri birbirileri alakalı olmak üzere birkaç bağımsız parçaya ayırmıştır. Bir ana makinenin çalışmasını göz önüne alırsak, çevrim içerisinde gerçekleşen, ortalama efektif basınç, makine devri, maksimum basınç, maksimum sıcaklık gibi değerklerin modellenmesi ortalama değerk modeli ile oluşturulabilir. Ancak sisteme ait değerklerin, daha az hassasiyet ve daha geniş ölçekler ile hesaplanmasından ötürü anlık değışimler gözardı edilir. Ortaya çıkan bu dezavantajı ise işlem yükü, zaman ve girdi avantajları ile kompanse eder. Ortalama değerk (motor) modeli, daha az hesaplamaya ihtiyaç duyarak daha az işlem gücü, daha az zaman ve daha az motor parametresi ile sistemin simüle edilmesini sağlar. Model makineyi birbiriyle ilişkili çalışan birkaç bağımsız parçaya ayırır (Hui vd., 2013). Silindir içerisindeki proseslerden ziyade ana makinenin birlikte çalıştığı sistemlerin modellenmesinde kullanılması, sistemin hesaplama yükünü azaltacağı gibi çalışma hızında da olumlu etki yaratır.

2.5 Termodinamik Modelleme

Termodinamik modeller genellikle ısı ya da enerji dengesinin oluşturulması için olayların modellenmesinde matematiksel formüller kullanılarak, kütle ve enerji denkliklerinin kurgulanması amacıyla oluşturulur. İçten yanmalı bir motorun çalışma çevrimine ait modelinin oluşturulması için uygun bir yöntemdir. Modelleme detaylarına ve istenen hassasiyete göre üç farklı yolla yapılabilir.

- Tek bölgeli (boyutsuz –zero dimensional)
- İki bölgeli (yarı boyutlu – quasi dimensional)
- Çok bölgeli (çok boyutlu – multi dimensional)

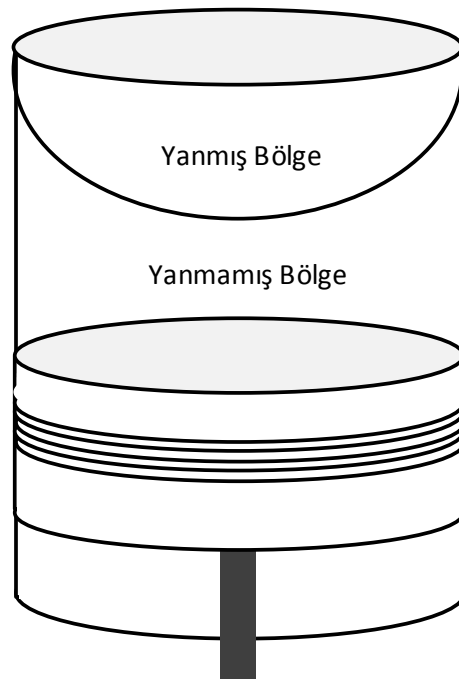
2.5.1 Tek bölgeli modelleme

Boyutsuz modelleme (tek boyutlu modelleme), sadece termodinamik hesaplamalardan oluşup, kütle ve enerji korunumu yasasını içerir. Yanma veya ısı denklikleri için kullanıldığı göz önüne alındığında, yanmanın silindir içerisindeki akışı, ve davranış biçimini dikkate almaz. Yanma sürecini bütün bir proses olarak kabul eder ve tek bir ısı girişi olarak ele alır. Isı girişinin modellenmesi genelde ampirik formüller yardımı ile gerçekleştirilir. Wiebe (1970) fonksiyonu buna örnek olarak gösterilebilir ki yanma parametrelerinin kalibrasyonu ile bu fonksiyon kullanılarak doğruya yakın sonuçlar elde edilebilir. Bu modelleme motor performansını, belirlenen parametrelere bağlı olarak belirler. Sıkıştırma oranının, yakıt fazlalık oranının ve yanma süresinin makine gücüne veya yakıt tüketimine ne gibi etkisi olduğu yapılan model ile gösterilebilir. Bu yöntemin en büyük dezavantajı yanma odasını tek bir karışımış gibi değerlendirerek, yanmayı ve yanma ürünlerinin dağılımını göz ardı etmesidir. Verhelst ve arkadaşları (2009) boyutsuz modelleme ile yarı boyutlu modelleme arasındaki temel farkın silindir içerisinde oluşan olayların kütle ve enerji denkliklerinin ne şekilde tanımlandığı olduğunu belirtmiştir. Yani bu modelin kullanımı ile yanmanın oluşum şeklini, ya da yanma oranlarını simüle etmek mümkün değildir. Yanma oranı daha önce bahsedilen ampirik formüllerin deneysel veriler ile kalibre edilerek doğruya yakın sonuçlar vermesi ile hesaplanabilir. Zhu, (2008) tek boyutlu (Boyutsuz) model yaklaşımı ile yapılan simülasyonun hassasiyetinin yüksek olabileceğini ancak, makine içerisindeki bütün olayları simüle etmenin ağır ve karmaşık bir yük getireceğini; ve model içerisindeki sabit katsayıların oluşturulmasının için ciddi bir analitik ve deneysel

Çalışma gerektirdiğini belirtmiştir. Ayrıca Boyutsuz model ile hesaplama işlemi gerçek zamanlı simülasyonlar için uzun süreli ve ayrıntılıdır.

2.5.2 İki bölgeli modelleme

İki bölgeli (yarı boyutlu) model, içerisinde alt modellerin kullanılabilmesine de olanak tanır. Bu yöntemin kullanımı ile daha detaylı modelleme yapabilmek mümkün olur. Örneğin yanma olayının şekilsel modeli oluşturulduğuunda yanmanın oluşumunun hesaplanmasına olanak tanır. Bu hesaplamanın kullanımında yanmanın hızı, şekli, yeri gibi parametreler modele dahil edilir. Bu parametrelerin kullanımı ile ilgili yapılan çalışmalar veya yarı-ampirik formüller üzerinden modelleme yapılır. Yanma bölgesinin, boyutsuz modellemedeki gibi tek parça olarak değil birkaç parça olarak incelenmesine olanak tanır. En genel kullanımı yanmış ve yanmamış bölge olarak bu bölgeyi ikiye ayırır ve bu iki bölge arasında bazı kabuller yapılarak termodinamik denkliler oluşturulur. şekil 2.1’de iki boyutlu yanma modeli için basit bir gösterim mevcuttur. Bu model, boyutsuz model ile kıyaslandığında daha detaylı olarak modelleme yapıldığından daha hassas sonuçların alınmasına olanak tanır. Çok boyutlu modellerden ise daha az karmaşıktır ve daha az detay içerir ancak yapılacak simülasyonun hedefine göre yapılandırıldığında gerekli derecede hassasiyete sahiptir.



şekil 2.1 : İki boyutlu yanma modelinin silindir içerisinde gösterimi.

2.5.3 Çok bölgele modelleme

Çok bölgele model, silindir içerisindeki akışları, yanma ürünlerinin konsantrasyonlarını simüle edebilir. Bu modeller simülasyon konusunda çok önemli avantajlar sunsada çok karmaşıktırlar. Yanma için düşünülecek olursa, yanma kimyası, içindeki ürünlerin hareketleri, skavenç havasının hareketleri hesaplamalı akışkanlar mekaniği yöntemleri ile modellenerek oluşturulurlar. Bu tür modellerin kullanılması için ciddi derecede detaylı çalışma ve uzun hesaplama sürelerine gereksinimi duyar.

2.6 Volumetrik modelleme

Volumetrik model, simülasyonu oluşturulacak sistemin belirli hacimlere ayrılarak modellenmesi biçimidir. Ana makinenin modellenmesi için örneklenecek olursa, silindir içi, skavenç manifoldu, egzoz manifoldu ayrı birer hacim olarak düşünülebilir. Silindirin içerisindeki proseslerin modellemesi için Zhu, (1991) prosesleri biyel kolu ve krank açısına değişkenine bağlı olarak modelleyip, ozamana kadar değişmeyen durumdaki, dalgalanmasız sistemlerin modellemesinde kullanılan volumetrik modeli dinamik sistemlerin simüle edilmesinde kullanmış, ve volumetrik modellemenin bu alanda kullanımının öncüsü olmuştur. Silindir içinde gerçekleşen olaylarda, motorun çalışma prosesi; sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz gibi bölümlere ayrılarak motorun çalışmasını dinamik olarak simüle edebilmektedir (Haiyan, vd., 2006). Ancak modelin silindir içerisindeki prosesleri, kontrol hacimleri ve matematiksel denklemler ile ifade etmesi oldukça zordur. Hui ve arkadaşları, (2013) silindir içerisindeki yanmanın çok karmaşık bir yapıda olduğunu ve volumetrik modellemede kullanılan matematiksel modelin gerçek yanma simülasyonu için gereklilikleri karşılayamayabileceğini belirtmişlerdir.

2.7 Fenomenolojik model

Fenomonolojik model (Olay modellemesi), modelde içerisinde gerçekleşen birden fazla olayın birbirinden ayırarak, ayrı ayrı matematik formülasyonlar ile modeller. Olaylar eş zamanlı yada sıralı olay şeklinde gerçekleşebilir. Modelin barındırdığı koşullar ya da sınır şartları sabittir. Ana makine modelinde ise sıkıştırma, yanma, genişleme, egzoz gibi olayların peş peşe olarak modellenmesi için kullanımı uygundur.

3. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

3.1 İçten Yanmalı Motorların Sınıflandırılması

Yakıttan aldıkları ısı enerjisini mekanik harekete dönüştüren makinelere motor adı verilir (Heywood, 1988). Mekanik enerji için gerekli olan ısı sisteme alınması motorlarda iki farklı şekilde gerçekleşir. Bu temel fark motorların sınıflandırılması için önemli bir ayırım oluşturur ve motorlar içten yanmalı ve dıştan yanmalı motorlar olmak üzere ikiye ayrılır. İsmi ile de çağrışım yapan dıştan yanmalı motorlarda sistemde çalışan akışkanın dışarıdan ısıtılması ve bu akışkan ısısının mekanik enerjiye dönüşmesi ile güç elde edilir. Bu tip motorlara örnek olarak buhar makinesi ya da stirling motorunu örnek gösterilebilir. Bu tip motorlar hacimsel ve güç olarak dezavantajlı olduklarından dolayı günümüzde içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda ise yanma sonucu sisteme giren ısı direk olarak mekanik enerjiye dönüştürülmektedir.

İçten yanmalı motorlar çalışma ilkelerine göre, dört zamanlı motorlar, iki zamanlı motorlar olmak üzere ve ısı girişi çevrimlerine göre, Otto (benzinli) çevrimi, Dizel çevrimi ve karma çevrim olmak üzere iki ana başlık altında incelenebilir.

3.2 İki ve Dört Zamanlı Motorlar

Çalışma ilkelerine göre motorlar iki gruba ayrılır. Bu ayırımın temelini oluşturan fark, krankın her bir tur hareketi için gerçekleşen iş sayısıdır. İki zamanlı makinelerde krankın her bir tur dönmesi ile bir iş elde edilirken dört zamanlı makinelerde krankın iki tur dönmesi ile birlikte bir iş çıkış prosesi gerçekleşir. Özetle iki zamanlı makinelerde 360°'de bir dört zamanlı makinelerde 720°'de bir iş elde edilir. Bu fark makinelerin dizaynında ve çalışma şartlarında önemli değişikliklere yol açmaktadır.

Dört zamanlı motorların kullanımları iki zamanlı motorlara göre çok daha fazladır. Her iki motor tipi içinde benzinli ve dizel yakıtlı olarak kullanımları mevcuttur.

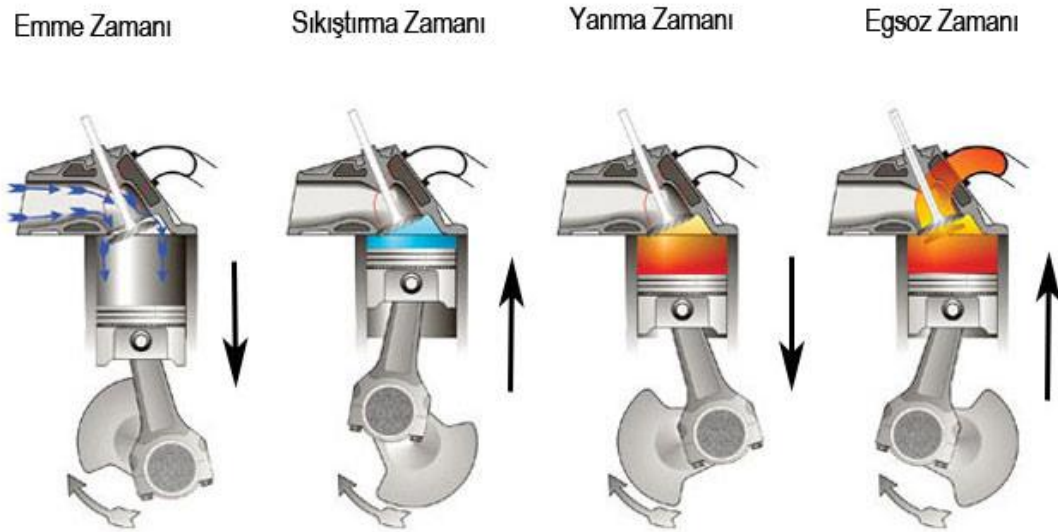
3.2.1 Dört zamanlı motorlar

Dört zamanlı motorlarda her bir iş çevrimi krank-şaftın iki tam tur hareketi ile gerçekleşir. Benzinli ve dizel kullanımları iki zamanlı motorlara oranla çok daha fazladır. Benzinli ve dizel çalışma prensiplerinin; sabit hacimde ve sabit basınçta ısı giriş farklılıkları dışında önemli bir farklılığı yoktur. Ayrı ayrı da incelenebilir ancak başlık altında sadece çevrimler incelendiğinden iki yakıt tipi için de çalışması beraber incelenmiştir.

İsminden de anlaşılacağı üzere dört zamanlı motorlarda çevrim dört farklı zamanda gerçekleşir. Bunlar;

- Emme zamanı,
- Sıkıştırma zamanı,
- Yanma ve genişleme zamanı,
- Egzoz zamanı,

şeklinde sıralanabilir. Bu olaylar benzinli ve dizel motorlar için aynıdır ve zamanlar birbirilerinden kesin çizgiler ile ayrılabilirler. Şekil 3.1 dört zamanlı bir motorun çalışmasındaki strokları göstermektedir. Dört zamanlı dizel bir motorun prosesleri P-V (Basınç-Hacim) diyagramı üzerinde Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Dört zamanlı bir motorun çalışma strokları (Url-3 den uyarlanmıştır).

Emme zamanında, dört zamanlı motorlarda pistonun üst ölü noktadan (ÜÖN), alt ölü noktaya (AÖN) doğru ilerlemesi ile silindir içerisinde vakum oluşturulur. Bu vakum sırasında dizel motorlarda silindir içerisine sadece hava girerken, benzinli motolarda

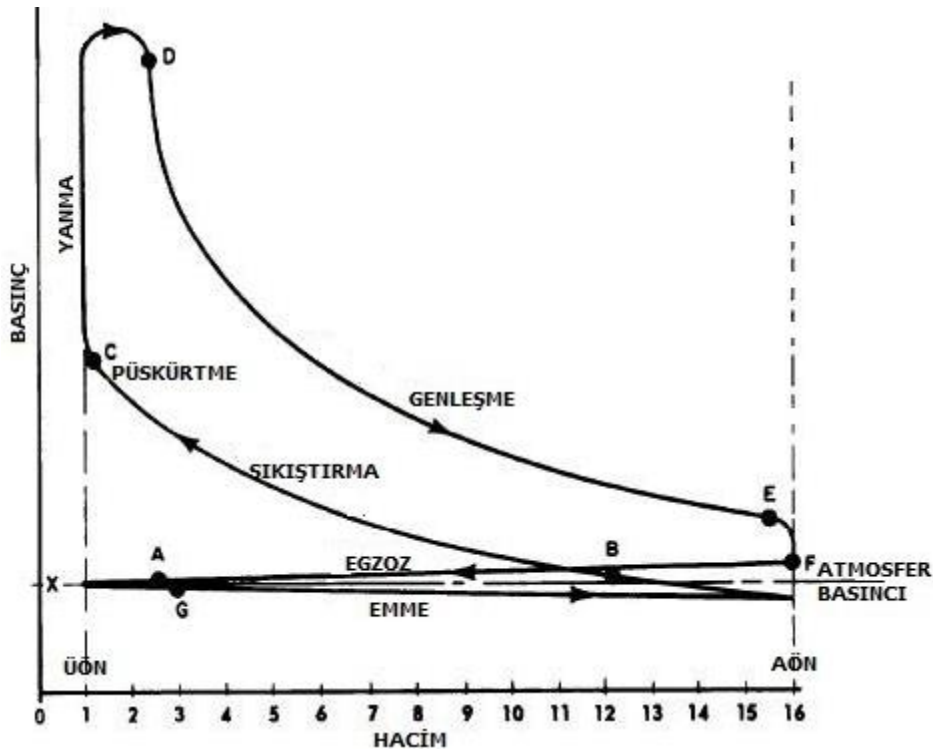
yakıt tanecikleri de hava ile birlikte alınır. Piston AÖN'ye ulaştığında emme subap(lar)ı kapanarak sıkıştırma başlar.

Sıkıştırma zamanında, silindirin içine alınan hava (benzinli motorlarda yakıt-hava karışımı) pistonun AÖN'den ÜÖN'ye doğru hareketi ile birlikte sıkışır. Sıkışan dolgunun basıncı ve sıcaklığı artar. ÜÖN civarlarında benzinli motorlarda ateşleme, dizel motorlarda yakıt püskürtülmesi ile yanma başlatılır. Tutuşmadan hemen sonra pistonun tekrar aşağı doğru hareketi ile yanma ve ardından genleşme stroğu başlar.

Yanma ve genleşme zamanına piston ÜÖN'ye gelmeden önce ateşleme yapılarak ya da yakıt püskürtülerek geçilir. Çevrimden bu zamanda iş alınır. Yanma sırasında ÜÖN'den kısa bir krank açısı (CA) mesafesi sonra silindir içerisindeki gazların basıncı maksimum seviyeye ulaşır. CA mesafesinin artması hacimin daha çok genleşmesine ve maksimum basıncın önemli ölçüde düşmesine sebebiyet verir. Bu yüzden daha küçük hacimlerde maksimum basıncın yakalanması için yanmanın, ÜÖN'ye gelmeden önce başlaması gerekir. Bu sebeple benzinli motorlarda ateşleme, dizel motorlarda yakıtın püskürtülmesi bir miktar önce yapılır. Buna benzinlide ateşleme avansı, dizelde püskürtme avansı adı verilir. Benzinli motorlarda ısı girişinin sabit hacimde olduğu kabul edildiğinden ateşleme avansı CA cinsinden dizele oranla daha fazladır. Her iki yakıt içinde bu avans mesafesi geçen zaman ile alakalıdır bu sebeple motor devri azaldığında aynı süreye tekabül eden süre CA cinsinden bakıldığında azalır. Dizel makinelerde benzinlideki gibi ateşleme olmadığından yakıtın püskürtülmesi ile yanma hemen olmaz yakıt tanecikleri buharlaşarak hava ile temas eder. Bu süreye tutuşma gecikmesi adı verilir. Tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan sürede yakıt silindir içerisinde birikerek ilk parlama sonrası birden yanar. İlk andaki bu yanma olayı sabit hacimde kalan kısmı sabit basınçta yanacak şekilde püskürtülür. Gerçek çevrimde hiçbir zaman hacim ve basınç değerleri sabit kalmayacağından teorik çevrim ile farklılıklar gösterecektir. Yanma olayının, egzoz subabı açılmadan önce tamamlanmış olması gerekir.

Yanmanın sona ermesi ile birlikte genleşme stroğunda piston AÖN'ye doğru ilerlemeye devam eder, bu sırada silindir içerisindeki yanmış gaz kütlelerinin sıcaklığı ve basıncı azalarak piston aşağı doğru ittirir. Bu bölgede de çevrimden iş alınmış olur.

Egzoz zamanı, egzoz subabının açılması ile başlar. Egzoz subabı piston AÖN'ye gelmeden önce açılır. Bu süreye Egzoz subap açılma avansı denir. Egzoz subabının açılması ile birlikte egzoz gazları silindirden çıkış yapmaya başlar. Piston AÖN'ye ulaşır tekrar yukarı doğru hareketlenmesi egzoz gazlarını egzoz borusuna doğru süpürür. Bu süre boyunca emme subabı kapalıdır. Piston ÜÖN'ye ulaşınca egzoz subabı bir süre daha açık kalarak silindir gazlarının çıkışına izin verir. Bu süreye de egzoz subap kapanma avansı adı verilir. Pistonun ÜÖN'ye kadar çıkıp tekrar aşağı doğru inmesi egzoz gazlarının silindirin içinden tamamen uzaklaştırılmasına yetmez. Bir miktar artık gaz silindir içerisinde kalacaktır.



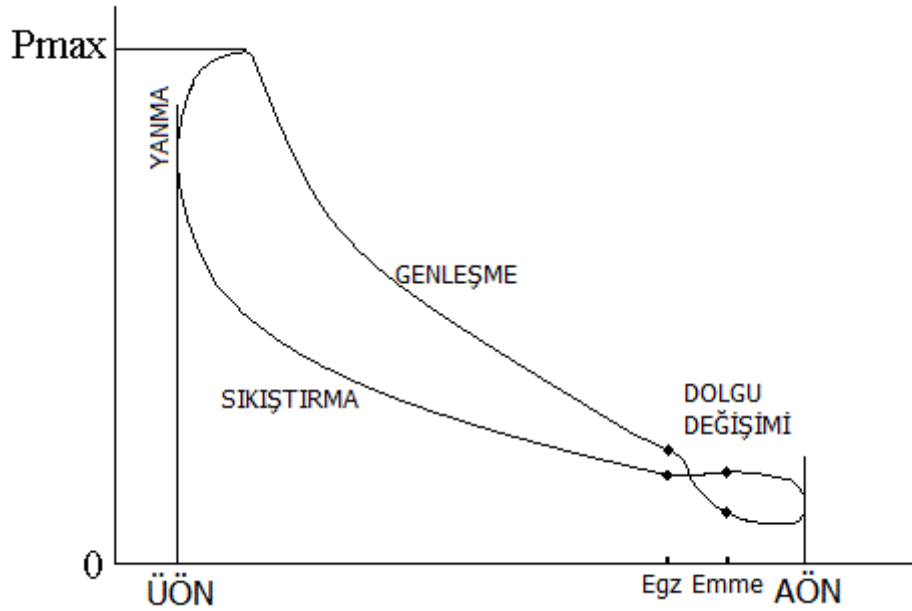
Şekil 3.2 : Dört zamanlı dizel bir çevrime ait P-V diyagramı (Url-4'den uyarlanmıştır).

Dört strok boyunca iş alınabilen strok yanma ve genişleme stroğudur. Diğer üç strok boyunca enerji yutulur. Emme stroğunda ve egzoz stroğunda piston bir pompa görevi görerek silindire hava emilmesini ya da egzoz gazı çıkışını sağlar. Sıkıştırma stroğunda ise bir kompresör görevi görerek silindir içerisindeki dolguyu sıkıştırır. Kalan üç stroktaki enerji yutumundan dolayı iki zamanlı motorlardaki çevrim sayısına oranla enerji eldesi daha fazladır.

3.2.2 İki zamanlı makineler

İki zamanlı motorlarda çevrim krank-şaftın her bir tur (360 CA) hareketinde bir meydana gelir. Bu makinelerin araçlarda kullanımları dört zamanlı motorlara göre daha azdır. Çoğunlukla yüksek hacimli motorlarda kullanılmaktadırlar. Büyük hacimli iki zamanlı makineler, araçların sevkinden ziyade genellikle gemilerde, pompa istasyonlarında, güç istasyonlarında ve elektrik üretiminde kullanılırlar. Gemilerde bu alanda kullanılan makineler genellikle dizel yakıtlıdır (Heywood, 1988).

İki zamanlı motorlarda dolgu değişimi süpürme sistemi aracılığıyla genellikle portlar ile sağlanır. Bir kısmında egzoz çıkışı için egzoz valfi de bulunabilir. Çevrimin diğer olayları olan sıkıştırma, yanma ve genişleme dört zamanlı motorlarda olduğu gibi meydana gelir. Bu çevrimde yanma gazlarının dışarı atılması ve süpürme havasının silindire alınması piston AÖN civarında iken gerçekleşir (Safgönül vd., 2008). Kalan prosesler iki temel strokta gerçekleşir. bunlar; sıkıştırma zamanı, yanma ve genişleme zamanı olarak adlandırılabilir. İki zamanlı bir motorun gerçek çevrimi Şekil 3.3’de gösterilmiştir.

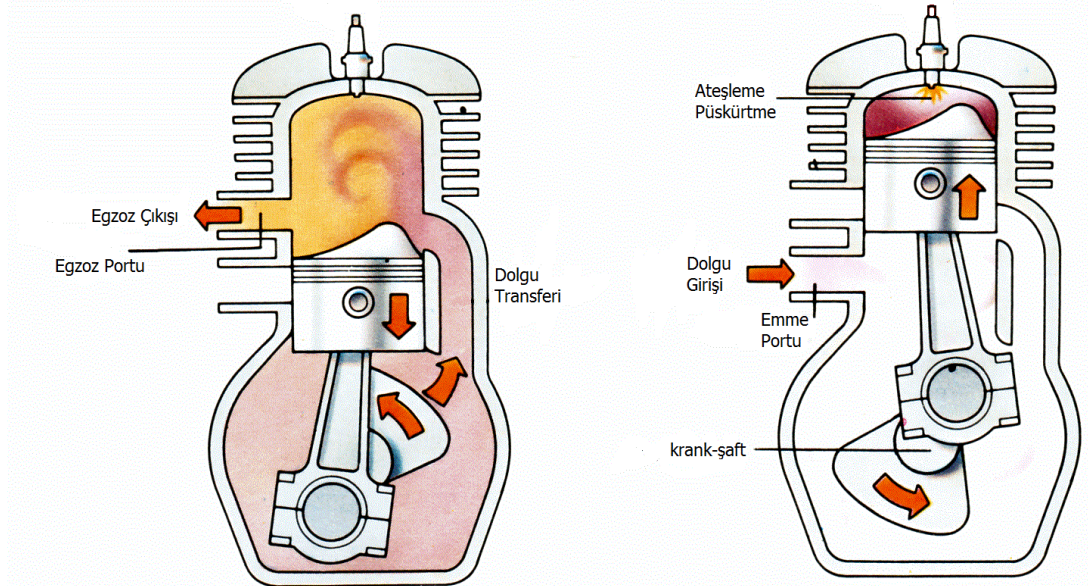


Şekil 3.3 : İki zamanlı bir motorun P-V diyagramı (Url-5'den uyarlanmıştır).

Sıkıştırma zamanı, pistonun AÖN'den ÜÖN'ye hareketi sırasında emme portunu ve egzoz portunu (valfini) kapatmasından sonra başlar. Pistonun ÜÖN'ye hareketi ile dizelerde dolgu havasının, benzinli motorlarda hava-yakıt karışımının sıcaklığı ve basıncı artar. Piston ÜÖN'ye gelmeden benzinli motorlarda ateşleme yapılarak, dizel

motorlarda yakıt püskürtülerek yanma başlatılır. Yanmanın başlaması dizel motorlarda tutuşma gecikmesinden ötürü bir miktar gecikir.

Yanma ve genleşme zamanı dört zamanlı motorlarda olduğu gibi iş yapılan stroktur. Benzinli motorlarda hava yakıt karışımının ateşleme ile birlikte yanmasının sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilebilirken, dizel motorlarda tutuşma gecikmesinden ötürü yakıtın bir miktarı sabit hacimde kalan kısmı sabit basınçta yanarak yanma tamamlanır. Yanmanın tamamlanması ile birlikte stroğu genleşme stroğu takip eder. Bu süreçte iş yapılmaya devam edilir. Silindir gazları pistonu aşağı doğru ittirerek basınçlarını azaltırken hacimlerini arttıırırlar. Piston alt ölü noktaya ulaşmadan yanma tamamlanmış silindir gazları büyük ölçüde genleşmiş olur. Egzoz portu (valfi) açıldığında egzoz gazları hızla egzoz borusuna hücum ederek basınç birden düşer. Silindirin aşağı doğru hareketi ile emme portu açılır ve silindir içerisinde vakum oluşturularak emme portundan hava girişi ile süpürme ve dolgu sağlanır. Pistonun hareketine bağlı olarak iki zamanlı makinedeki stroklar Şekil 3.4’de yer almaktadır.



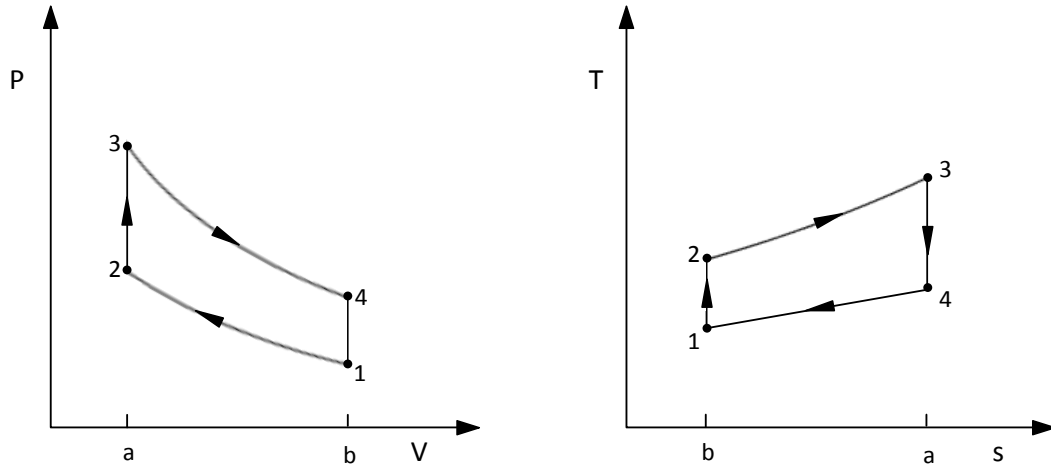
Şekil 3.4 : İki zamanlı makinede stroklar (Url-6’den uyarlanmıştır).

3.3 Çevrimlerine Göre Motorlar

Motorların çevrimlerinde ısı girişleri temel olarak iki farklı şekilde gerçekleşir. Isı girişleri piston üst ölü noktaya ulaştığında veya çok yakınlarında sabit hacimde (kıvılcım ateşlemeli/benzinli çevrimi) veya sabit basınçta (dizel çevrimi) gerçekleşir. Bu iki ısı giriş prosesinin art arda gerçekleşmesi karma çevrim olarak adlandırılır.

3.3.1 Benzinli (Otto) çevrimi

Benzinli çevriminde hava ve yakıt karışımı üzerine kıvılcım ateşlemesi ile ısı girişi gerçekleştirilir. Hava-yakıt karışımı silindir içerisinde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı arttırılır. Pistonun üst ölü noktaya ulaşması ile karışım kıvılcım ile ateşlenerek sisteme ısı girişi sağlanır. Teorik benzinli çevriminde ısı girişinin piston üst ölü noktada iken sabit hacimde kısa bir zaman diliminde gerçekleştiği kabul edilir. Teorik olarak benzinli çevrimini özetleyen basınç-hacim (P-V) ve sıcaklık-entropi (T-S) grafiği Şekil 3.5’de çizilmiştir.



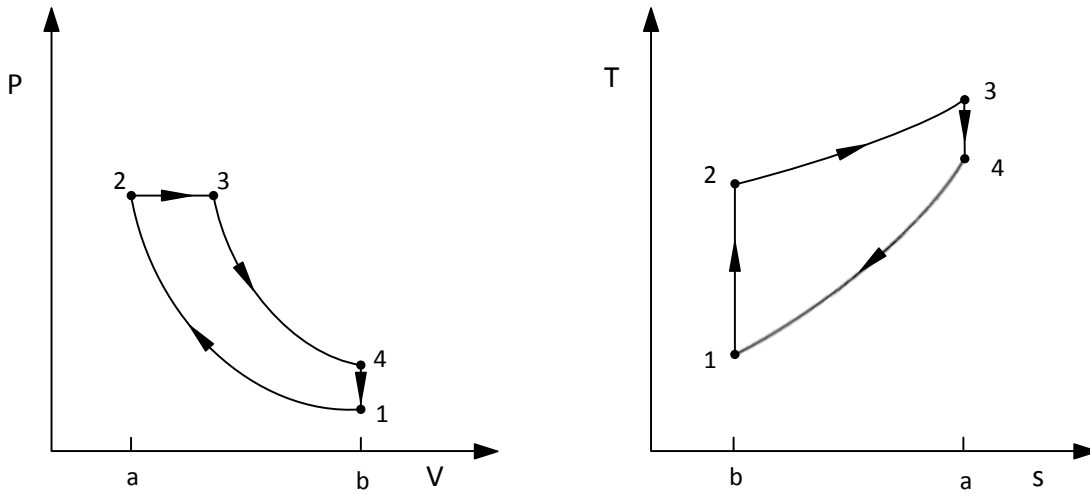
Şekil 3.5 : Benzinli çevrimine ait P-V ve T-s diyagramları.

Çevrimin ilk noktası “1” noktası olarak kabul edilirse, 1-2 süreci boyunca piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru ilerler ve silindir gazları sıkıştırılır. Süreç boyunca ısı alışverişi olmadığı ve sıkıştırmanın adyabatik olduğu kabul edilir. 2-3 sürecinde silindir içerisine sabit hacimde ısı girişi gerçekleşir. Süreçte pistonun üst ölü noktada olduğu kabul edilerek, silindir içerisindeki hava-yakıt karışımı ani bir şekilde yanar. Sistem içerisinde entropi, sıcaklık ve basınç artar. 3-4 süreci izentropik genişleme sürecidir. Bu bölüme güç stroğu da denir. Isı alışverişi olmadığı kabul edilerek adyabatik genişleme olur, süreç boyunca entropi sabit kalırken sıcaklık ve basınç düşer, iş yapılır. 4-1 sürecinde sistemden ısı transferi olur.

1-2 ve 3-4 süreçleri boyunca iş gerçekleşirken ısı transferi olmaz, 2-3 ve 4-1 süreçlerinde ise sisteme ısı girişi yapılır ancak iş gerçekleşmez. 1-2-3-4-1 süreçleri arasında kalan alan, sistemin bir çevrimde yaptığı işi verir.

3.3.2 Dizel çevrimi

Dizel çevrimin de teorik olarak sisteme ısı girişi sabit basınçta olur. Piston üst ölü noktaya ulaştıktan sonra ısı girişi başlar ve sabit hacimde devam eder. Bu yüzden çevrime sabit basınçta yanmalı çevrim de denebilir. Çevrimde ısı girişi sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı arttırılmış havanın üzerine yakıt püskürtülerek gerçekleşir. Sıkıştırılan silindir gazları yakıt içermediğinden benzinli çevrimine göre daha yüksek oranlarda sıkıştırma yapılması mümkündür. Bu çevrim 1885 yılında Prof. Dr. Rudolf DIESEL tarafından keşfedilmiştir. Dizel çevrimi veya sabit basınçlı çevrim, günümüzde uygulaması kalmayan, hava ile püskürtmeli makinelerin kuramsal çevrimi olup, uygulamalı termodinamikte kullanılır (Küçükşahin, 2008). Şekil 3.6'da Dizel çevrimine ait Basınç-Hacim ve Sıcaklık-Entropi değişim diyagramları verilmiştir.

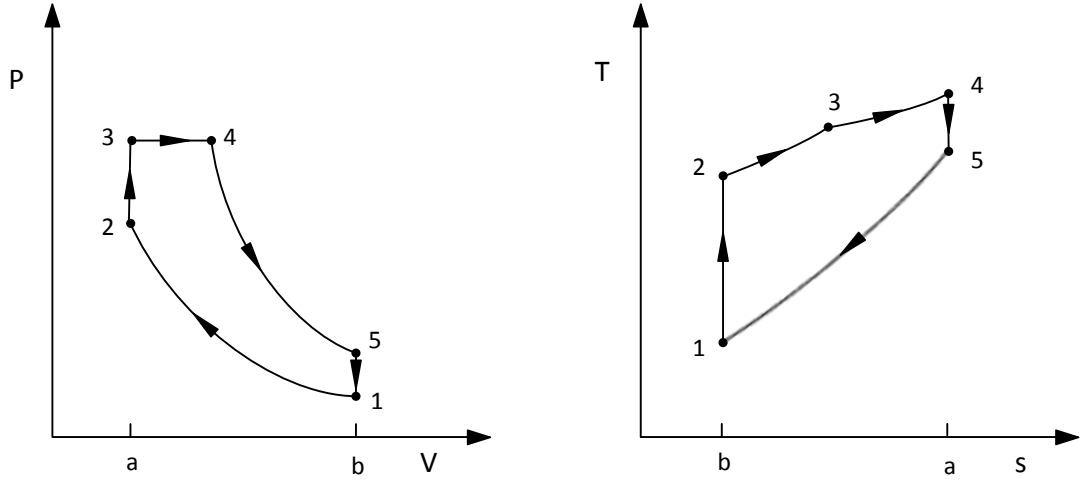


Şekil 3.6 : Dizel çevrimine ait P-V ve T-s diyagramları

1-2 prosesi benzinli çevrimdeki gibi izentropiktir. Isı alışverişi olmadan adyabatik sıkıştırma yapılır. 2-3 sürecinde benzinli çevriminden farklı olarak sabit basınçta yanma gerçekleşir sisteme ısı girişi olur. Bu sırada entropi, sıcaklık ve hacim artar. Bu süreç içerisinde iş yapılır ve bu süreç ilk güç stroğu olarak adlandırılabilir. 3-4 sürecinde ise izentropik genişleme olur, ısı alışverişi olmaz ve sistem iş yapmaya devam eder. Güç stroğunun ikinci kısmı bu bölümde gerçekleşir. Benzinli çevriminde olduğu gibi 4-1 süreci ısı çıkışının olduğu bölümdür. Entropi ve sıcaklık azalır. Tekrar sıkıştırma işlemi ile çevrim tekrar başlar.

3.3.3 Karma çevrim

Günümüzde kullanılan içten yanmalı motorların çalışması sadece benzinli ve dizel çevrimi ile açıklanamaz. İçten yanmalı bu motorların çalışmasına en yakın gösterilebilecek olan çevrim karma çevrimdir. Karma çevrimde sisteme ısı girişi sabit hacimde ve takiben sabit basınçta olur. Çevrimin Basınç-Hacim ve Sıcaklık-Entropi değişimi diyagramları Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Karma çevrime ait P-V ve T-S diyagramları.

Benzinli ve dizel çevriminde olduğu gibi 1-2 süreci izentropik sıkıştırma sürecidir. Bu bölümde entropi sabit kalarak silindir gazlarının sıcaklığı ve basıncı artar. Diğer çevrimlerden farklı olarak sisteme ısı girişi 2-3 ve 3-4 süreçlerinden sırasıyla basınç yükselirken, sabit hacim ve hacim genişlerken, sabit basınçta gerçekleşir. Her iki kısımda da sistemin entropisi ve sıcaklığı artar. 3-4 kısmında güç stroğu başlamış olup 4-5 süresince devam eder. 4-5 süreci izentropik genişleme sürecidir. Bu süreçte, sistemden ısı transferi olmadığı kabul edilir. 5-1 süreci diğer çevrimlerdeki gibi dolgu değişimi sürecidir ve daha sonra sıkıştırma tekrar başlar.

4. MODEL GEMİ ANA MAKİNESİNİN ÖZELLİKLERİ

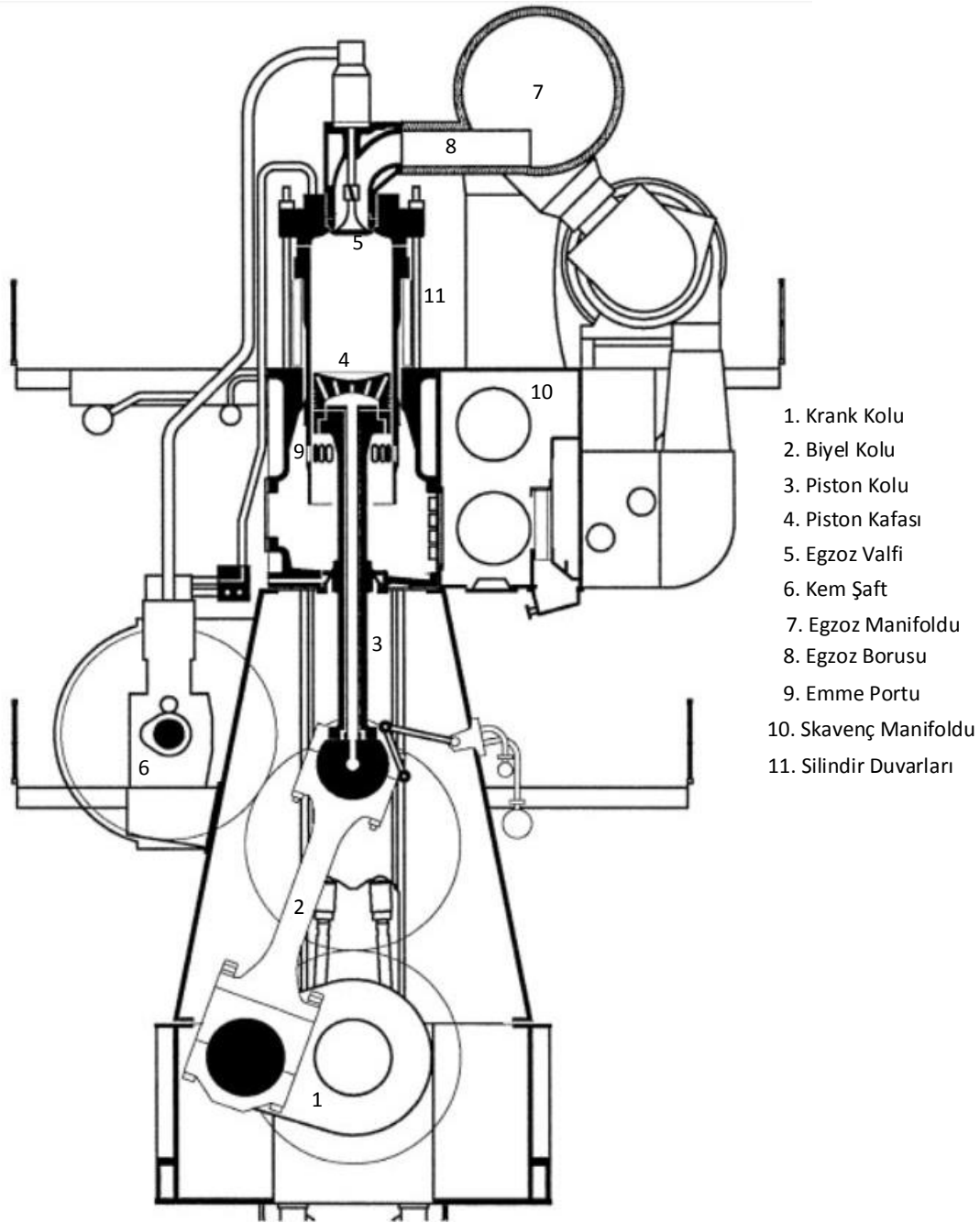
Bu bölüm altında modellemenin yapılacağı ana makine, ana makine bileşenleri, ve ana makine içerisinde gerçekleşen proseslerin açıklamaları yer almaktadır. Modeli yapılacak olan ana makine Sulzer Firmasına ait 12RTA 84C modelidir. Ana makine boyutları ve gücü gibi bazı spesifik özellikler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Modelleme içerisinde çizelgedeki önemli sayısal veriler dikkate alınarak matematik hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 4.1 : Sulzer 12RTA 84C teknik özellikleri.

Ana Özellikler	
Silindir Sayısı	12
Silindir Çapı	840 mm
Strok Uzunluğu	2400 mm
Çalışma Aralığı	82 – 102 RPM
Üretilen Maksimum Güç	48600 kW
Özgül Yakıt Tüketimi (Fren)	171g/kWh
Ortalama Efektif Basınç	17,9 bar
Maksimum Basınç	140 bar
Maks. Ortalama Piston Hızı	8,2 m/s
Biyel/krank kolu oranı	2,83

Makinenin spesifik özelliklerinin yanı sıra deneysel olarak alınan yakıt tüketimi, manifold basınçları, hava debileri, soğutma değerleri, çalışan devirlere ait maksimum basınç değerleri ve T/C sistemine ait olan değerler elde edilerek modelleme yapılırken bu değerler baz alınmıştır.

Modellenecek olan ana makine 12RTA 84C modelinin kesit çizimi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



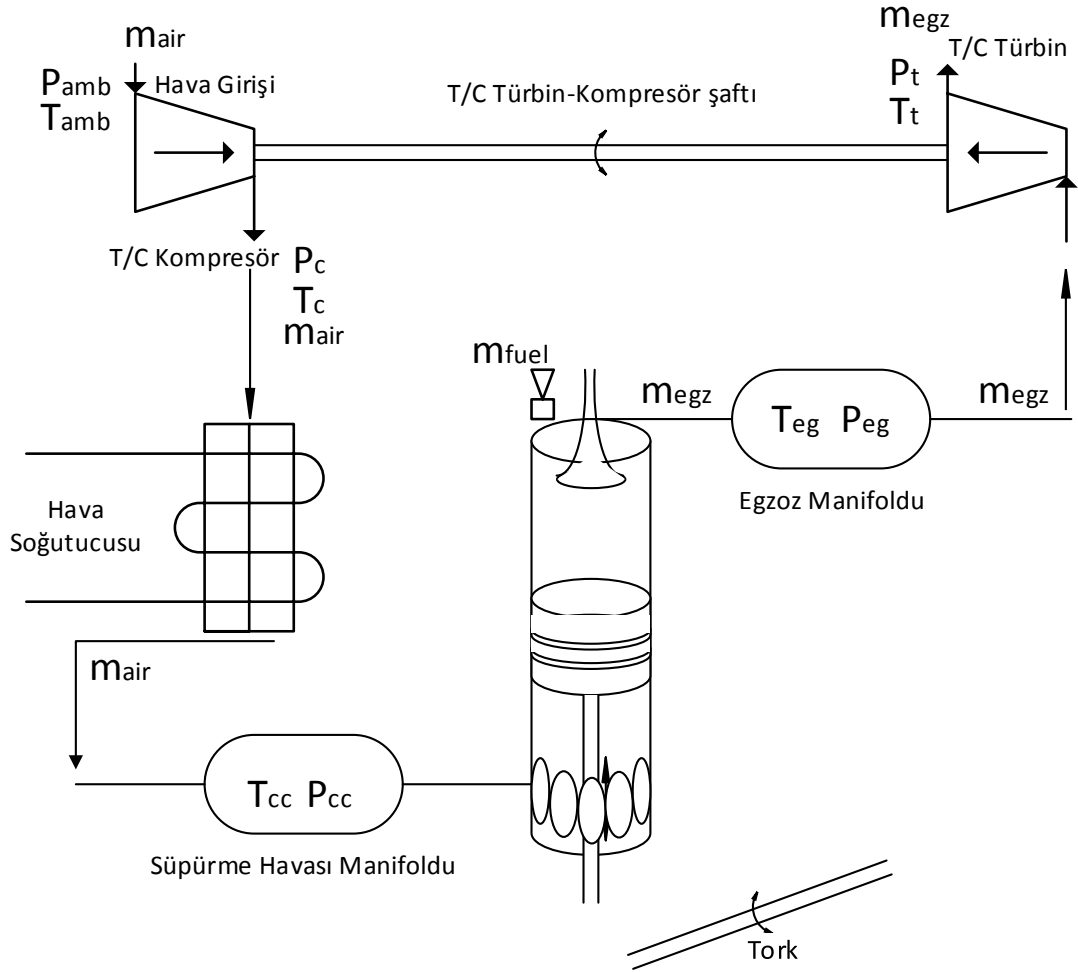
Şekil 4.1 : Sulzer 12RTA 84C ana makinesinin kesit resmi (Sulzer Katalog).

Şekilde simüle edilecek olan ana makineye ait kesit resmi verilmiş olup, modellenecek olan komponentleri gösterilmektedir.

4.1 Gemi Ana Makinesinin Bileşenleri

Sistemin genel olarak tanıtılabilmesi için ana makine ve beraber çalıştığı komponentlerin bir şeması Şekil 4.2’de çizilmiştir. Şekilde sistemlerin birbirileri ile ilişkilerini gösteren oklar ve kısaltmalar mevcuttur. Şekil aynı zamanda modelde

kullanılan akışın girdi ve çıktı değerlerini içerecek şekilde hazırlanmıştır. Bu bölüm altında bulunan alt başlıklarda sistemlerin genel tanımları yapılmıştır. Silindir içindeki prosesler için olayların gerçekleştiği fenomenolojik sıra ile tanımları yapılmıştır.



Şekil 4.2 : Ana makinenin birlikte çalıştığı sistemler.

4.1.1 T/C-Kompresör

İki zamanlı dizel makinelerde yanma için gerekli havanın atmosferik basınçlar altında karşılanması mümkün değildir. Kompresör yanma odasında meydana gelen yanmanın yeterli hava ile olmasını sağlamak için turboşarjer türbini tarafından üretilen tork ile basıncı az olan ortamdan havayı, basınç oluşan skavenç havası manifolduna iter (Turesson, 2009). Kompresörden geçen hava, soğutucudan geçerek skavenç manifolduna ilerler. İki zamanlı makinelerde kullanılan kompresörler radyal akışlı kompresörlerdir. Radyal akışlı kompresörler salyangoz gövdeye sahip, şaft ve bazende difüzör olan santrifüj pompa şeklindeki kompresörlerdir. Bu kompresörlerde hava

impeller ortasından emilmekte ve kanatları vasıtası ile şaft eksenine dik bir akışla dışarı basılmaktadır. Kompresörlerde impellerden çıkan havanın kinetik enerjisi, salyangoz gövde veya difüzör vasıtası ile basınç enerjisine dönüştürülmekte ve havanın basıncı yükseltilmektedir (Demirel, 2014).

4.1.2 Elektrikli blower

Ana makinenin ilk çalıştırıldığı zamanlarda ve düşük devirlerde çalıştırıldığı durumlarda, egzoz sıcaklıklarının ve basıncın düşük değerlerde olması sebebi ile T/C türbini tarafından güç üretilemez. Dolayısı ile türbinin şaft ile bağlı olduğu T/C kompresörüne yeterli güç sağlanamaz. T/C kompresörünün düşük güçlerde basınç sağlayamamasından ötürü ana makine içerisine süpürme ve dolgu işlemi için yeterli hava girmez ve yanma için elverişsiz koşullar oluşur. Makine düşük devirlerde çalışırken skavenç manifoldunda istenen basıncın sağlanabilmesi için elektrikli blowerler kullanılır.

Elektrikli blowerler skavenç manifoldundaki basıncın yanma için uygun düzeye çıkarılması amacı ile kullanılırlar. Manifolddaki basıncın düşmesi ile devreye girdikleri gibi basıncın artması ile devreden çıkarlar. Kullanılan model makine için üç adet elektrik tahrikli blower konumlandırılmış olup, blowerler skavenç basıncının 1,4 bar (mutlak basınç) altına düştüğünde devreye girip bu değerin üzerinde devreden çıkacak şekilde ayarlanmışlardır.

4.1.3 Hava soğutucusu

Kompresörden çıkan basıncı artmış havanın sıcaklığı da artmış olur, sıcaklığı artan hava genişler ve daha fazla yer kaplar bu yüzden havanın silindir içerisine gönderilmeden soğutulması gerekir. Hava soğutulurken kapladığı birim hacimin azaltılması ve içerisindeki var olan nemin yoğunlaştırılması amaçlanır. Ayrıca silindire giren havanın soğutulması egzoz gazı sıcaklıklarının düşmesini de sağlar, Hava soğutucuları iki farklı soğutucu akışkan ile çalışabilirler. Bunlardan biri hava diğeri sudur. Küçük kompresörler için hava, soğutucu akışkan olarak kullanılabilirken gemi gibi büyük kompresöre sahip yapılarda kompresörden çıkıp ana makineye giden havayı soğutmak için su kullanılır. Bu tip kompresörlerde boru içerisinden soğutucu akışkan olarak su dolaşırken dış tarafında bulunan hava soğutulmuş olur. Gemilerde soğutucu olarak deniz suyu veya tatlı su kullanılabilir. Deniz suyunun temininin kolay olmasına karşın parçaların temizliği ve aşındırıcı etkisinden dolayı dezavantaj sağlar.

Bu çalışmada kullanılan model gemi ana makinesinde soğutucu olarak tatlı su kullanılmaktadır.

Gemilerde kullanılan hava kompresörlerinin çoğu iki kademeli olduğundan bu kompresörlerde iki adet soğutucu bulunmaktadır. İki adet soğutucunun bulunduğu kompresörlerde birinci soğutucu, birinci kademe ile ikinci kademe arasında; ikinci soğutucu ise ikinci kademedan sonra soğutma yapmaktadır. Hava kompresörlerindeki birinci soğutucuya “ilk soğutucu” veya “ara soğutucu” diğerine ise “ikinci soğutucu” veya “son soğutucu” adı verilmektedir. Ara soğutucu, havanın sıcaklığını düşürüp aynı hacim içerisindeki havanın yoğunluğunu arttırarak diğer kademeye vermek, son soğutucu ise havanın sıcaklığını düşürüp aynı hacim içerisindeki havanın yoğunluğunu arttırmak ve aynı zamanda nem ile buharı da yoğunlaştırıp sıvı hale getirmek amacıyla kullanılmaktadır (Demirel, 2014).

4.1.4 Skavenç manifoldu ve emme portu

İki zamanlı dizel makinelerde emme portlarının hemen arkasında bu portları besleyen skavenç manifoldu (air receiver) yer alır. Elektrikli blowerden yada T/C kompresöründen sıkıştırılan hava soğutulduktan sonra skavenç manifoldunda birikir. Skavenç manifoldu silindir yada prizmatik şeklinde olabilir. Emme portları açıldığında bu bölgeden silindir içerisine hava transferi gerçekleşir.

4.1.5 Yanma odası

İçten yanmalı dizel bir makinede, piston üst ölü nokta yakınlarında iken silindir içerisinde yakıt püskürtülür. Yakıtın püskürtülmesinden kısa bir süre sonra silindirin üst bölgelerinde ilk tutuşma ve ardından yanma gerçekleşir. Ani olarak sıcaklık ve basınç yükselmesinin olduğu ve yanmanın difüzyif olarak devam ettiği bu bölge yanma odası olarak adlandırılır.

4.1.6 Enjektörler

Yakıt pompalarının çıkış valflerinden gelen yüksek basınçlı yakıtın, silindirlerin yanma odasına püskürtülmesini sağlayan valflere enjektör adı verilir (Küçükşahin, 2014). Enjektörler yakıtı yanma odasına küçük çaplı damlacıklar halinde gönderirler. Püskürtmenin açısı, yakıt hüzmesindeki taneciklerin büyüklüğü yanma üzerinde önemli etkilere sahiptir. Bu yüzden enjektörler yüksek derecede hassasiyetler ile üretilirler.

4.1.7 Piston ve krank mekanizması

Pistonlar iki zamanlı motorlarda temel olarak silindir içerisinde oluşan işin, krank-şafta iletilmesini sağlayan en önemli elemandır. Bunun yanı sıra silindir içerisinde emme portlarının açılıp kapanması, silindir içerisindeki havanın sıkıştırılarak basıncının yükseltilmesi, sekmanlar ile birlikte sızdırmazlığın sağlanması, yanma sırasında oluşan yüksek ısının sekmanlar yardımı ile silindir duvarlarına iletilmesi gibi görevleri üstlenirler.

Piston kolu piston kafasından aldığı gücü aktaran elemandır. Düşey eksenle piston ile birlikte hareket ederek, kılavuz yardımı ile biyel koluna güç aktarımı yapar. Biyel kolu, piston kolundan aldığı çizgisel hareketi dairesel harekete çeviren organdır. Diğer ucu krank koluna bağlıdır. Yaptığı görev gereği farklı açılarda kuvvete maruz kalır. Bu kuvveti krank-şaftı döndürmek üzere krank koluna iletir. Bu bölgedeki kuvvet aktarımının hesaplanmasında önemli husus, biyel kolu ile krank kolunun uzunlukları oranıdır. Kuvvet aktarımı boyunca, piston sekmanlarında, dönen bağlantı noktalarında sürtünme kuvvetine bağlı olarak güç kaybı oluşur.

4.1.8 Egzoz valfi

İki zamanlı makinelerde yakıtın yanması sonucu oluşan gazların yeni çevrim için silindir içerisinden atılması gerekir. Egzoz gazlarının dışarıya atılması iki zamanlı makinelerde iki farklı yolla olur. Bazı makinelerde egzoz portları bulunurken bazılarında egzoz valfi ile egzoz gazlarının çıkışı sağlanır.

Egzoz portları silindir duvarlarında bulunur. Pistonun aşağı inmesi ile açılıp ve egzoz gazlarının basınçlı bir şekilde buradan çıkması sağlanır ve aynı şekilde kapanır. Egzoz valfi ise silindir kaverinde (üst kapakta) bulunur ve belirli bir krank açısında açılır ve kapanır. İki zamanlı dizel makinelerde doğru akım süpürme yöntemi kullanılması ile büyük boyutlarda egzoz valflerinin kullanılması gerekir. Büyük ve ağır egzoz valflerinin mekanik kollar ile açılıp kapanması son derece zordur. Makinelerde valfleri açıp kapayan hidrolik bir sistem mevcuttur. Kem milinin bağlı olduğu bir piston yardımı ile silindirin içerisindeki yağ sıkıştırılarak yağın egzoz valfi üzerine baskı yaparak valfin açılması sağlanır. Kem milinin dönmesi ile birlikte piston üzerindeki yük kalkar ve geriye doğru hareketi ile yağ basıncı azalır ve egzoz valfi hava yayınında yardımı ile tekrar yuvasına oturur.

4.1.9 Egzoz manifoldu

Egzoz valfi açıldıktan sonra yanmış gazlar egzoz borusundan geçerek egzoz manifolduna gelir. Yanmış gazların silindir içerisinden çıkışlarına direnç göstermemesi için egzoz manifoldu büyük hacimdedir. Sürekli sıcak gazlar ile karşılaştığından ısıya dayanıklı malzemelerden yapılırlar. T/C türbini ve daha sonraki atık ısı sistemleri gazların sıcaklıklarının korunması gerekir. Bu yüzden egzoz boruları ile birlikte yalıtım malzemesi ile kaplanır. Bu yalıtım yangın riskini azalttığı gibi makine dairesinin sıcaklığının fazla yükselmemesini de sağlar. Egzoz manifoldundan T/C türbinine egzoz gazı sağlanarak güç üretilir.

4.1.10 T/C-Türbin

T/C türbini dönebilen bir şaft etrafında bulunan kanatçıklardan meydana gelir. Yanma sonucu oluşan egzoz gazları egzoz manifoldunda toplanır. Egzoz manifoldunda biriken sıcak ve basınçlı hava, T/C Türbini kanatları arasından geçerek türbin kanatlarını ittirirler. Kanatlar maruz kaldığı bu kuvvet ile bağlı bulundukları şaftı döndürürler. Egzoz gazları enerjilerinin bir kısmını burada bırakarak basınçlarını yitirip türbinden çıkarlar. Egzoz gazlarının çıkış miktarı manifold içerisindeki basınç ile ilişkilidir. Kaybedilen bu enerji türbin ve kompresörü bağlayan şaft yardımı ile kompresöre iletilerek yanma için gerekli hava basıncının sağlanmasında kullanılır.

4.1.11 T/C-Türbin ve kompresör şaft mekanizması

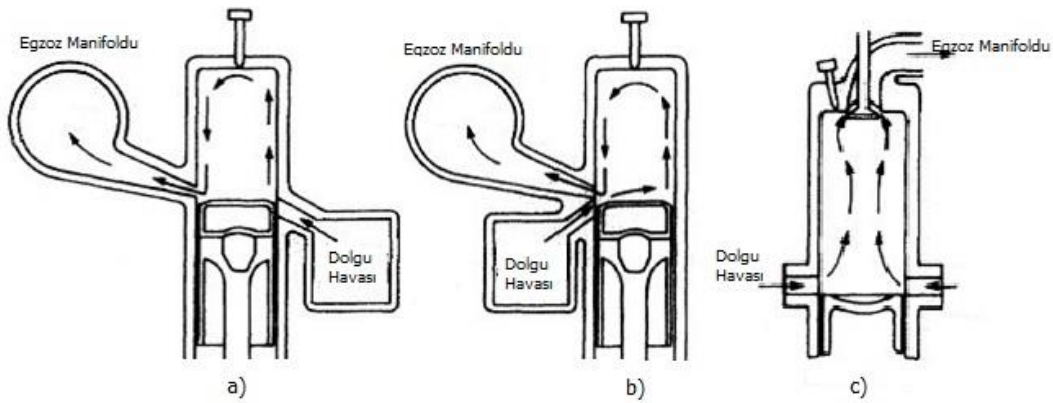
T/C türbini ile T/C kompresörü arasındaki güç aktarımı bir şaft yardımı ile gerçekleşir. Bu yüzden iki eleman aynı çizgi üzerinde konumlandırılmalıdır. Şaft ile birlikte iki elemanın birlikte oluşturduğu sisteme turbo-şarjer (T/C) sistemi adı verilir.

4.2 Gemi Ana Makinesinin Silindir İçi Prosesleri

Modelleme safhasında sadece komponentlerin modeli değil silindir içerisinde gerçekleşen proseslerin de modellenmesi yapılacağından, gemi ana makine komponentleri yanısıra, meydana gelen olayların da modellemeye giriş yapmadan önce bilinmesi gerekir. Bu prosesler yanma üzerinde doğrudan etki ederler. Bu kısımdaki olaylar birbirilerini takip şeklinde gerçekleşen prosesler olduğu için incelenmesi de gerçekleşme sırasına göre yapılacaktır. Bu süreçler, hava dolgusu, sıkıştırma, tutuşma gecikmesi, yanma ve egzoz başlıkları adı altında incelenmiştir.

4.2.1 Hava dolgusu değişimi

Bir önceki stroktan kalan yanmış gazların silindir içerisinden süpürölerek yeni çevrim için taze havanın silindir içine alınmasına dolgu değişimi denir. Bu süpürme yanmış gazların, egzoz portundan yada egzoz valfinden çıkararak egzoz manifolduna doğru gönderilmesi işlemidir. İyi bir yanmanın gerekleşebilmesinde dolgu değişimi çok önemli bir yere sahiptir. Dört zamanlı makinelerde egzoz gazının dışarı atılması için ekstra bir strok mevcuttur, ancak iki zamanlı makinelerde egzoz gazının atılması ve yeni havanın emilmesi eş zamanlı gerçekleşir. Bu süpürme ve dolgu işleminde skavenç manifoldundaki havanın basıncının egzoz manifoldundaki basınçtan fazla olması süpürme işleminin sağlıklı olmasını sağlar. Süpürme havası silindir içerisine girdikten sonra üç farklı süpürme yöntemi ile silindiri terk edebilir. Bu üç farklı yol, çapraz akım, döngü akım, doğru akım olarak adlandırılırlar (şekil 4.3).



şekil 4.3 : a) apraz akım, b) Döngü akım, c) Doğru akım (Url-7'den uyarlanmıştır).

Üç farklı süpürme yönteminde de ortak nokta, pistonun aşağı hareketi ile emme portunu açmasıdır. Çapraz akımda dolgu havası, silindirin içerisinde girerek yükselirken, egzoz gazını aşağı doğru ittirerek egzoz portundan çıkmasını sağlar. Döngü akım ile dolgu havası, silindirin içerisinden girdiğinde piston üzerinden geçerek yükselir ve daha sonra egzoz gazlarını aşağı egzoz portuna ittirir. Giriş ve çıkış portlarının çok yakın olması ısı transferi açısından bir dezavantaj oluşturur. Doğru akım dolgu değişiminde en etkili yöntemdir. Silindir alt evrisinden dolgu havası girerek egzoz gazlarını egzoz valfine doğru süpürür. Bu sistemde egzoz portu değil egzoz valfi kullanılması gereklidir. Egzoz gazları silindir içerisinden süpürölüp, emme portu, egzoz portu/valfi kapanmasının ardından silindir içerisinde sıkıştırma prosesi başlar.

4.2.2 Sıkıştırma

Süpürme yapıldıktan sonra pistonun yukarı hareketi ile önce emme portu, daha sonra egzoz valfinin (portunun) kapanması ile birlikte sıkıştırma süreci başlar, Sıkışma esnasında silindir içerisindeki gazların basıncı ve sıcaklıkları yükselir. Piston ve sekmanlar sıkışma süresince silindir içerisindeki gazın dışarı dışarı kaçmasını engelleyerek sızdırmazlık sağlar.

Sıkıştırma için gerekli güç (pistonun yukarı hareketi) tek silindirli makinelerde krank ataletinden, iki veya daha fazla silindirli makinelerde ise diğer silindirlerin yaptığı işten yararlanılarak karşılanır. Sıcaklığın ve basıncın artması yanmayı daha sağlıklı bir şekilde gerçekleştirirken, hacimin azalması yanma sırasındaki basınçların daha üst seviyelere çıkması ve daha fazla iş yapılmasına olanak tanır.

4.2.3 Püskürtme, tutuşma ve tutuşma gecikmesi

Dizel (Sıkıştırılmalı patlatılmalı - Compression-ignition / CI) makinelerde yakıt ve hava karışımına ateşleme yapılmadığından, basıncı ve sıcaklığı artmış havanın üzerine yakıt püskürtülerek yanma sağlanır. Ancak yakıtın silindir içerisine püskürtülmeye başlanması ile yakıt hemen yanmaya başlamaz. Bu olay bütün dizel makinelerde (CI) meydana gelir. Yakıtın püskürtülmeye başlanması ile yakıt buharı taneciklerinin yanmaya başladığı an ile arasındaki süre tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır (Lewis vd., 1998). Bu gecikme atomizasyon, buharlaşma ve hava ile karışması fiziksel gecikme, ön yanma reaksiyonları (kimyasal gecikme) olarak iki kısımdan oluşur ve bu iki olay aynı anda gerçekleşir (Lakshminarayanan vd., 2010).

Tutuşma gecikmesi dizel makinenin çalışmasında önemli bir yere sahiptir. Bu süre yakıt, çalışma şartları veya makine kaynaklı çeşitli parametreler doğrultusunda artabilir veya azalabilir. Tutuşma gecikmesinin tam olarak ne olduğunu ve dizel makinenin performansı üzerindeki tam etkisinin anlayabilmek için, makine içindeki dizel yakıtın yanma sürecini yakından incelemek gereklidir. Bu prosesler üç ayrı fazdan oluşur (Lewis vd., 1998).

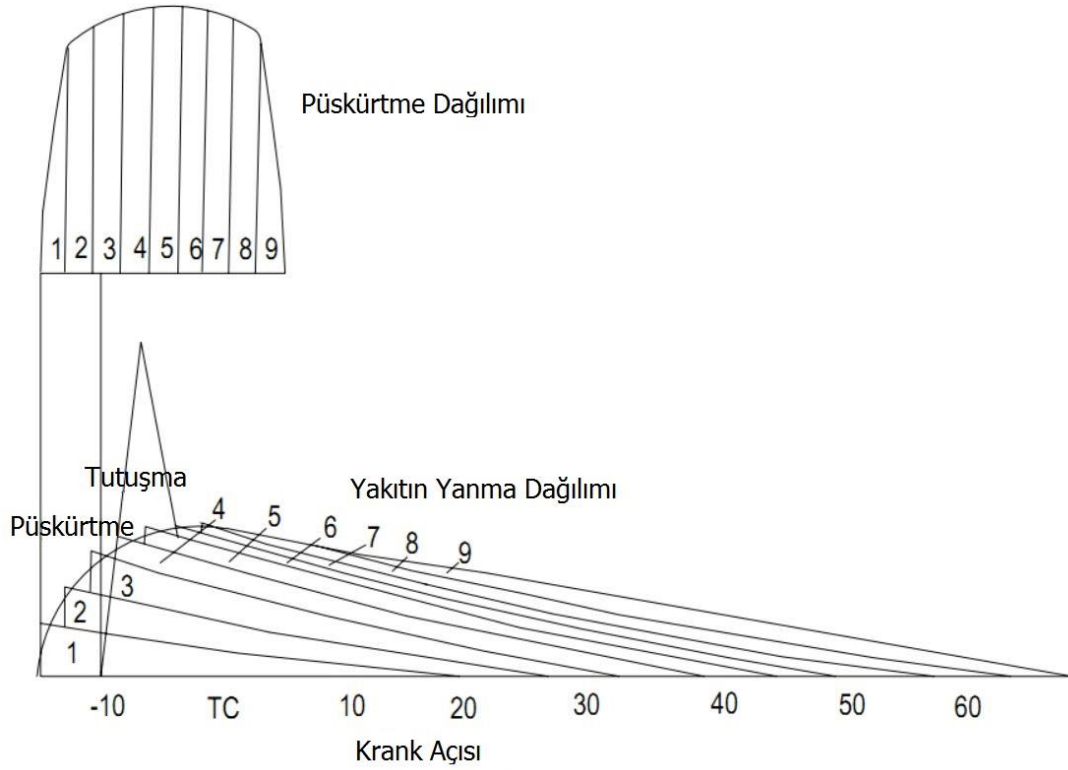
Dizel makine silindiri Üst Ölü Noktaya (ÜÖN) yaklaştığında, sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artmış havanın üzerine uygun sıcaklık ve vizkozite ile enjektörlerden yakıt püskürtülür. Püskürtülen sıvı yakıt sıcak hava ile karşılaştığında ısınarak buharlaşmaya başlar. Buharlaşan yakıt tanecikleri hava ile karışarak ilk patlamayı oluşturur. Bu süreçte geçen kısa süre tutuşma gecikmesi yani birinci faz olarak

tanımlanabilir. İlk patlamadan sonra ortaya çıkan ısı ile birlikte, silindir içerisinde bulunan yakıtın aniden buharlaşıp hava ile karışması ile kontrolsüz patlamalar meydana gelir. Bu süreç ise yanmanın ikinci fazı olarak tanımlanabilir. Üçüncü fazda yakıt püskürtülmesi devam eder ve bir süre sonra sonlandırılır. Yakıtın püskürtülmesi boyunca silindir içerisine giren yakıt düzenli olarak buharlaşıp yanarak kontrollü bir yanma sağlanır. Püskürtme bittikten bir süre sonra yanma azalarak devam eder. Sürecin bu kısmında yanma sayesinde oluşan silindir içerisindeki basınç güç olarak piston, piston kolu ve biyel kolu yardımı ile krank-şaft'a aktarılır. İş çıkışının başladığı fazdan itibaren ikinci ve üçüncü fazlarda silindir içerisindeki ani basınç artışını kontrol altına almak, kontrolsüz patlamaların en aza indirilmesi yani tutuşma gecikmesini en aza indirerek tutuşma anındaki püskürtülmüş olan mevcut yakıt miktarını azaltarak sağlanabilir.

4.2.4 Yanma ve İş

İlk parlamanın görüldüğü andan itibaren, tutuşma gecikmesi sonucu biriken yanma odasındaki yakıt ani olarak yanar. Bu yanma sonucu ani sıcaklık ve basınç artışları meydana gelir. Ani basınç ve sıcaklık artışlarının sonrasından yakıtın püskürtülmeye devam etmesiyle birlikte yanma normal seyrinde devam eder.

Yakıtın yanması sonucu çıkan iş miktarı temel olarak silindir içerisine giren yakıt miktarına bağlıdır. Ancak yakıtın verdiği ısının anlık olarak değişimi yada silindir içerisine giren iş miktarının krank açısına göre fonksiyonu yakıt miktarı ile birlikte, tutuşma gecikmesine, hava fazlalık katsayısına, makinenin devrine, püskürtme süresine ve yanma süresine bağlıdır. Yanma sonucu açığa çıkan ısının püskürtmeye bağlı anlık olarak modellenmesi ilk olarak Austen ve Lyn tarafından (1960) yapılmıştır. Modelde püskürtülen yakıt miktarı eşit zaman/krank açısı aralıklarına bölünerek Şekil 4.4'deki gibi dikdörtgenler ile ifade edilerek modellenmiştir. Püskürtülen her bir yakıt parçasının (dikdörtgen parçasının) yanması krank açısına göre üçgenlerle modellenmiştir. Modelleme şekilsel olarak yine Şekil 4.4'de yer almaktadır.

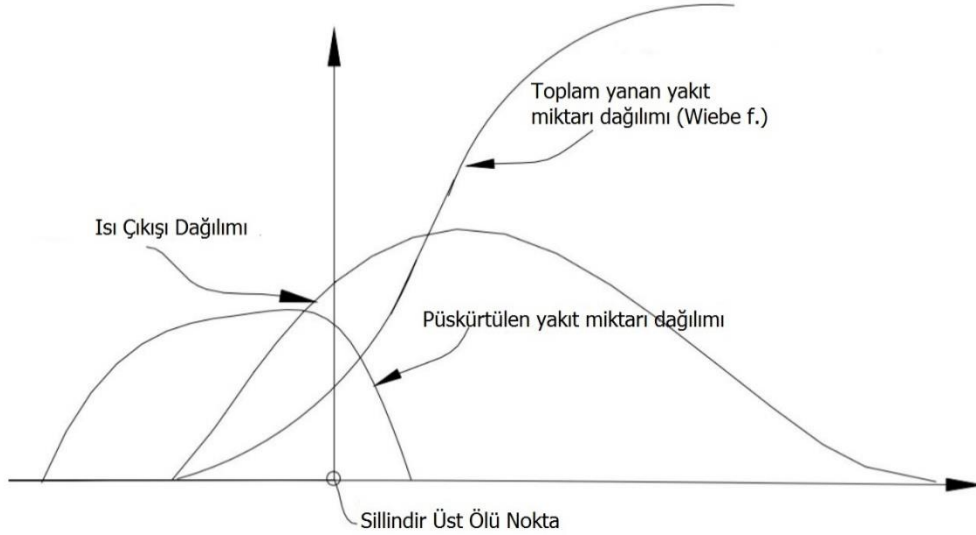


Şekil 4.4 : Austen ve Lyn Yanma Modeli (Lyn, 1962).

Austen ve Lyn modelinde yakıtın tutuşma gecikmesinden kaynaklı yanma odasında biriken yakıtın tutuşmasından hemen sonraki yanma miktarını, Şekil 4.4’de gösterilen büyük üçgen olarak gösterilmiştir. Bu büyük üçgen, tutuşma gecikmesi süresince silindir içerisinde miktarı artan tutuşma bekleyen yakıttan kaynaklı ısı girişinin ani bir ısı girişi olduğunu gösterirken, bu yakıtın ani olarak yanması ile ısı girişinin sabit hacimde olduğu kabul edilebilir. Tutuşma anına kadar biriken bu yakıt miktarının tamamına yakınının bitmesi sonucu yanma normal seyrinde devam etmektedir. Lakshminarayanan, (2010) bu sade yanma modelin genel kabul görmemesinin sebebini çeşitli motor modellerinde uygulanmasının zor olduğu şeklinde belirtmiştir.

Yanma odasına giren ısı girişinin bir diğer modellemesi Wiebe (1970) tarafından yapılmıştır. Wiebe modelinde yanma odasına püskürtülen yakıtın yanmasını, tutuşmanın başladığı süre ve toplam yanma süresinin bir fonksiyonu olarak yazarak genel bir yanma modeli ortaya koymuştur. Genel olarak bakıldığında difüzyif bir yanma modeli olduğu görülebilir. Woschni (1974) Wiebe’nin yanma Modelinin yanmanın yakıt-hava olarak homojen bir karışım içinde kıvılcım ateşlemeli bir motor için doğru olabileceğini ancak dizel makineler için uygun olmadığını belirtmiş ancak hala bu yanma modelinin yerine, yine aynı model kullanılmasıyla hazırlanan düzeltilmiş bir

modelin dizel makineler için kullanılabilir olduğunu belirtmiştir. Bu model bu zamana kadar yapılan yanma modellemelerinde genel kabul görmüş bir modeldir. Şekil 4.5’de püskürtülen yakıt miktarı, anlık yanan yakıt miktarı ile birlikte toplam yanmış yakıt miktarının anlık değişimini gösteren Wiebe modeli gösterilmiştir.

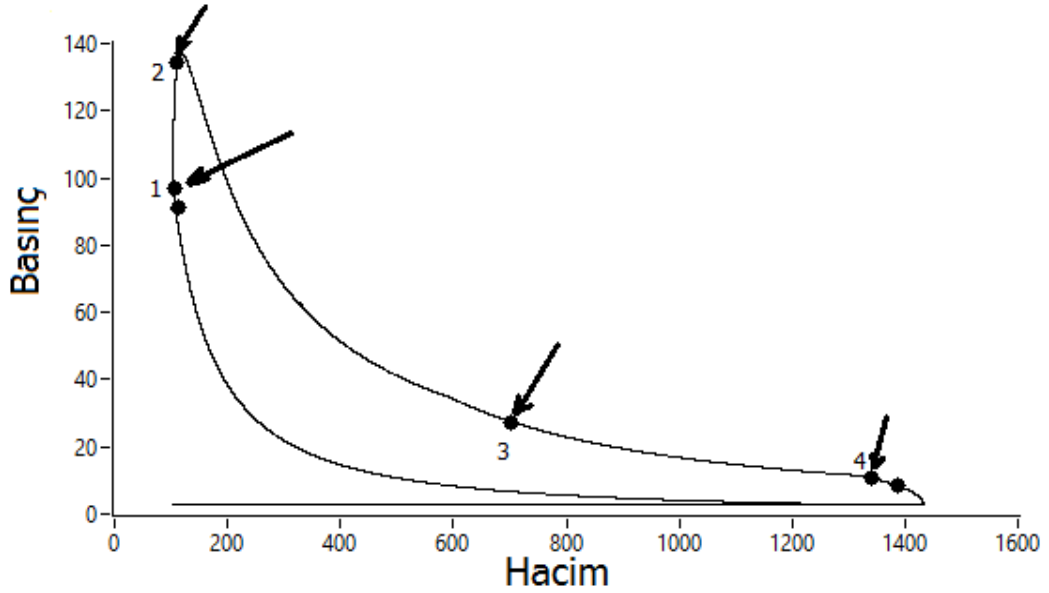


Şekil 4.5 : Wiebe fonksiyonu (Lakshminarayanan, vd., 2010).

Ancak model genel olarak, yanma parametresi “m” ve yanma süresi “LOB” (Length of Burning) üzerine kurulmuş, makine hızının, yükünün püskürtmenin veya yanma odası şeklinin model üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.

Silindir içerisindeki yakıtın tutuşması ile birlikte açığa çıkan ısı, yanma odasında bulunan hava, yakıt+hava karışımı ve yanmış gazların sıcaklığını ve basıncını artırır. Sıcaklık ve basınç davranışları yanmanın başlarında paralellik gösterir. Ancak sıcaklık artışı yakıttan çıkan ısı sonucu yanma sonuna kadar devam edebilirken, basınç artışı genişleyen strok hacmi dolayısı ile yanma sonuna kadar devam etmez. Yanmanın ilk safhalarında, yani iş girişinin strok hacminin az olduğu bölgede gerçekleştiği zaman sürecinde basınç ciddi oranlarda yükselirken, takip eden olayda hacmin krank açısına göre artış miktarı basınç düşüşüne sebep olur. Basıncın ciddi oranlarda arttığı yanmanın ilk bölgesi “Şekil 4.6’da gösterilen “1-2 noktaları arası” sabit hacimde iş girişi olarak düşünülebilir. Basıncın kısa bir süre sabit kalıp daha sonra düşmeye başladığı bölgedeki yanma ise sabit basınçta iş girişi olarak nitelendirilebilir. Bu süre boyunca yanma devam etmesine karşın basınç miktarı yükselmez. Bu olay silindir içerisindeki yanmış gaz basıncının pistonu aşağı ittirerek iş yaptığı anlamına gelir.

Yanmanın sonlanması ile birlikte genişleme stroğu başlar. Genişleme stroğu boyunca yanmış gazların sıcaklıkları ve basınçları azalır. Bu süreç egzoz valfi açılana kadar devam eder. Şekil 4.6’da silindir içerisinde gerçekleşen bir çevrimin süreçleri Basınç-Hacim (P-V) diagramı üzerinde görülmektedir.



Şekil 4.6 : Süreçleri gösteren P-V diyagramı.

Şekil 4.6’da gösterilen P-V diyagramında “1” noktasında yanma odasındaki yakıt tutuşur ve “2” noktasına kadar ani bir basınç yükselmesi ile yanma olur. Bu bölge sabit hacimde ısı giriştir. “2” noktasından “3” noktasına kadar yanma devam eder. Sıcaklık artarken basınç azalır. “3” noktasından itibaren yanma odasındaki yakıtın tamamına yakını tükenmiş artık yanmış gazlar genişlemektedir. Genişleme “4” noktasında egzoz valfi açılınca kadar devam eder. Egzoz valfi açıldığında, basınç ani olarak düşmeye başlar ve bir süre sonra egzoz manifoldu basıncı ile dengelenir.

Yanma odasındaki basıncın artması ile birlikte silindir gazlarının piston üzerine uyguladığı basınç artar. Artan basınç ile silindir gazları pistonun üzerine basınç uygulayarak aşağı doğru hareketini sağlar. Basınç değeri bir süre sonra azalmasına rağmen yanma odasına bulunan gazların basıncı hala yüksek olduğundan, iş olarak kullanılmaya devam eder. Basıncın, pistonu aşağı doğru ittirerek hacmini genişletmesi ile iş elde edilmiş olur. Yanma ve genişleme sırasında yanmış gazların basıncı piston kolu ve biyel kolu aracılığı ile krank-şafta aktarılır. Pistonun aşağı doğru hareketi sırasında krank-şafta aktarılan bu kuvvet/moment’in bir kısmı, makine içerisinde sıkıştırma yapan pistonun yukarı doğru hareketinde kullanılır.

4.2.5 Egzoz

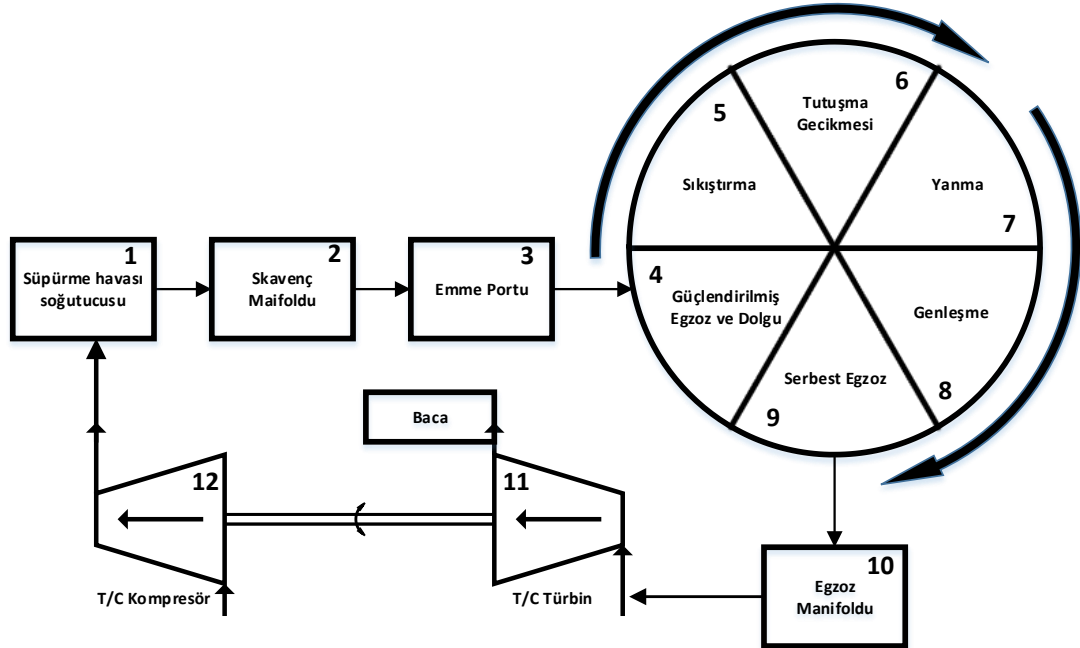
Yanma olayı tamamlandıktan sonra pistonun aşağı doğru ilerlemesi devam eder. Piston, alt ölü noktaya gelmeden önce egzoz valfi (portu) ve daha sonra skavenç portu açılır. Egzoz valfi açıldıktan sonra süpürme portu açılana kadar, yanmış gazların basınç ile egzoz borusuna doğru yönelmesi sonucu basınç birden düşmeye başlar. Bu olaya serbest egzoz adı verilir. Egzoz gazlarının büyük bir kısmı yüksek bir hızla egzoz borusundan geçerek egzoz manifolduna ilerler. Pistonun aşağı doğru hareketinin devam etmesi ile birlikte skavenç portları açılır ve süpürme havası silindir içerisine girmeye başlar. Aynı sürede pistonun aşağı doğru hareketi silindir içerisinde azalmış olan basınca ek olarak süpürme havasının içeri girmesi için vakum oluşturur. Süpürme havasının silindir içerisine girerek egzoz gazlarını, egzoz penceresi/valfine doğru ittirilmesi olayına da cebri egzoz adı verilir (Küçükşahin, 2014). Egzoz gazları, egzoz borusu ve egzoz manifold yolunu takip eder ve daha sonra T/C türbinden geçerek T/C şaftını döndürür. Bu kuvvet kompresöre aktararak süpürme havasının basınçlandırılması için için gerekli güç sağlanmış olur.

5. MODELİN OLUŞTURULMASI

Model oluşturulurken literatürde taranan kaynaklardaki modelleme seçimleri model belirlemede yardımcı olmuştur. Model içerisinde birden fazla modelleme yöntemi kullanılmış olup, termodinamik model, ortalama değer modeli, lineer model, sıralı olay modeli birlikte kurgulanarak ana makinenin çalışması simüle edilmiştir.

Model oluşturulurken oluşturulan programının simülasyon programı için altyapı oluşturması amaçlandığından programın hesaplama aralığını hassasiyet ve hız optimizasyonu göz önünde bulundurularak seçilmiş ve krank açısının bir CA iterasyonu ile uygun ve zaman ve hassasiyeti karşıladığı görülmüştür. Sıkıştırma, yanma, genleşme ile ilgili yapılan kabuller model oluşturulurken yapılan bölümlerde yer almaktadır.

Ana makine modelinin akış diyagramı şekil 5.1’de gösterildiği gibi tanımlanmış, her bölümün girdi ve çıktı parametreleri Çizelge 5.1’de belirlenmiştir. Şekilde belirtilen 1,2,3,10,11,12 proseslerinin çalışma zamanları sürekli, silindir içerisindeki prosesler 4,5,6,7,8,9 ise çalışma zamanları birbirini takip eden krank açısına bağlı proseslerdir.



Şekil 5.1 : Yapılan Ana Makine modelinin akış diyagramı.

Kompresörden gelen havanın uygun sıcaklığa soğutulmasında, soğutucudan çıkan havanın 41°C sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir. Turbo-şarjer ve manifold modelleri ortalama değer modeli, silindir soğutması, emme portu ve dolgu havası lineer model, egzoz çıkışı dalgalanmasız model, silindir içersindeki prosesler fenomenolojik model ile yaklaşımları yapılmıştır. Yanma modeli tek bölge termodinamik model yaklaşımı ile yapılmış ve içerisinde Wiebe yanma fonksiyonu kullanılmıştır.

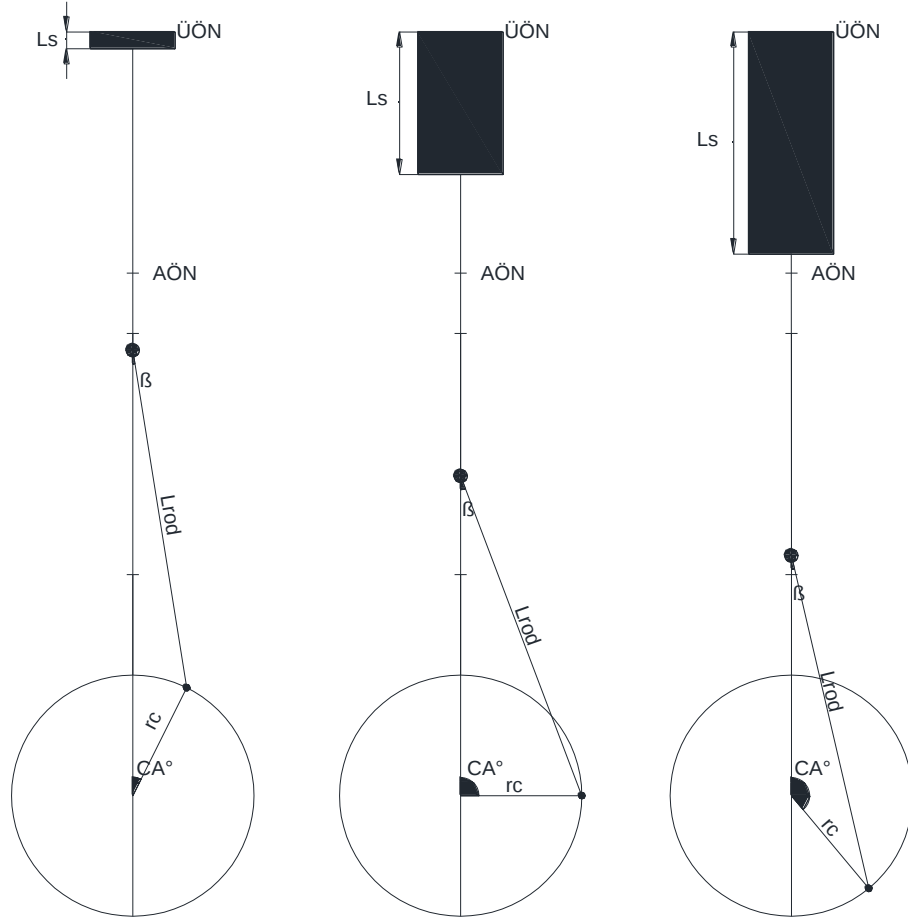
Çizelge 5.1 : Akış diyagramındaki proseslerin girdi ve çıktıları.

	Girdiler	Çıktılar
1. Süpürme Havaşı Soğutucusu	Kompresörden gelen hava miktarı Kompresörden gelen hava sıcaklığı	Soğutucudan çıkan hava miktarı Soğutucudan çıkan hava sıcaklığı
2. Skavenç Manifoldu	Soğutucudan çıkan hava miktarı Soğutucudan çıkan hava sıcaklığı Soğutucudan çıkan hava basıncı Skavenç Manifoldu ilk basıncı değeri	Skavenç manifoldu son basıncı Skavenç havası sıcaklığı
3. Emme Portu	Ana makine Devri Emme portu açılış kapanış zamanları (CA)	Emme Portunun açık kaldığı süre
4. Güçlendirilmiş Egzoz ve Dolgu	Egzoz Manifoldu basıncı Skavenç Manifoldu basıncı Emme Portunun açık kaldığı süre	Silindirin içerisine giren toplam hava kütlesi Ana makine devrine bağlı Dolgu havasının sıcaklık artış miktarı
5. Sıkıştırma	Sıkıştırma başlangıç sıcaklığı Sıkıştırma başlangıç basıncı Sıkıştırma başlangıç hacmi ve değişimi Püskürtme zamanı	Sıkıştırma son sıcaklığı Sıkıştırma son basıncı
6. Tutuşma Gecikmesi	Sıkıştırma son sıcaklığı Sıkıştırma son basıncı Ana makine devir sayısı	Tutuşma gecikmesi süresi (CA)
7. Yanma	Toplam verilen yakıt miktarı Yanma süresi uzunluğu (LOB) Yanma şekil parametresi Silindir gazları Cp-Cv değerleri Yanma başlangıç basıncı Yanma başlangıç sıcaklığı Tutuşma gecikmesi süresi Soğutma kaybı ısı miktarı	Yanma Sonu Sıcaklığı Yanma Sonu basıncı
8. Genleşme	Yanma Sonu sıcaklığı Yanma Sonu Basıncı	Genleşme Sonu sıcaklığı Genleşme Sonu basıncı
9. Serbest Egzoz	Egzoz Valfi açılış zamanı Genleşme Sonu sıcaklığı Genleşme Sonu Basıncı	Egzoz Manifoldu ilk basıncı Egzoz Gazı manifold ve egzoz borusu sıcaklıkları
10. Egzoz Manifoldu	Egzoz Manifoldu ilk basıncı Egzoz Manifoldu ilk sıcaklığı Yanmış gaz kütlesi T/C Türbinden çıkan anlık gaz kütlesi	Egzoz Manifoldu son basıncı Egzoz Manifoldu son sıcaklığı
11. T/C Türbin	Egzoz Manifoldu ilk basıncı Egzoz Manifoldu ilk sıcaklığı T/C Türbinden çıkan anlık gaz kütlesi	T/C Türbinden elede edilen güç
12. T/C Kompresör	T/C Türbinden elede edilen güç Skavenç manifoldu basıncı	T/C Kompresör tarafından sıkıştırılan hava miktarı T/C Kompresör sıkıştırma basıncı

5.1 Silindir Hacminin Hesaplanması

Pistonun aşağı doğru hareketi ile birlikte piston silindir içerisinde üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketlenir. Bu hareketi sırasında piston içerisindeki gazın hacmi

her bir krank açısına bağı olarak değışecektir. Şekil 5.2’de krank açısının değışimi ile birlikte pistonun süpürdüğü strok uzunluğu (kurs boyu) ve kurs boyunun değışimi ile birlikte yanma odası hacmi hariç olmak üzere, değışen piston hacmi (taralı alan) AutoCAD programı kullanılarak çizilmiş Şekil 5.2’de yer almaktadır.



Şekil 5.2 : Piston hareketinin krank açısına bağı olarak kurs boyu ve hacmi değışimi.

Pistonun aşağı ve yukarı hareketi ile piston maksimum alt ve üst ölü noktalara ulaşır. Biyel kolunun, piston kolu ile bağılandığı noktada düşey eksen ile ya da piston kolu ile yaptığı açı β olarak tanımlanmıştır. Bu açı maksimum değeri krank açısı (CA) 90° iken ulaşır. Açı değışimlerinin birbirileri ile ilişkisini krank kolunun uzunluğu (r_c) ve Biyel kolunun uzunluk (L_{rod}) değeri kullanılarak yazılması ile Denklem 5.1 elde edilir.

$$\sin(CA) \times r_c = \sin(\beta) \times L_{rod} \quad (5.1)$$

Modeli oluşturulan ana makinenin ÜÖN’da ki hacmi 102,5 litre olarak alınmıştır. Pistonun aşağı doğru hareketinde, bu hacmin süpürülen strok (kurs) hacmi eklenerek,

silindir içerisindeki hacim değeri elde edilir. Kurs hacmi(V_s) silindir çapı (D_{cyl}) ve kurs boyu (L_s) ile Denklem 5.2’de gösterildiği gibi ilişkilidir.

$$V_s = L_s \times \pi \left(\frac{D_{cyl}}{2} \right)^2 \quad (5.2)$$

Kurs boyu (L_s), krank kolu uzunluğu (r_c), krank açısı (CA^0), biyel kolu uzunluğu (L_{rod}), biyel kolu açısı (β^0) değerleri kullanılarak Denklem 5.3 yardımı ile hesaplanır.

$$L_s = [r_c - (\cos(CA) \times r_c)] + [L_{rod} - (\cos(\beta) \times L_{rod})] \quad (5.3)$$

Süpürülen strok mesafesinin oluşturduğu hacim (V_s) ve ÜÖN ‘da ki hacmin (V_d) toplanması ile silindir içerisindeki gazların toplam hacmi elde edilir.

$$V_{cyl} = V_s + V_d \quad (5.4)$$

Bu durumda anlık hacim değeri;

$$\frac{dV_{cyl}}{dCA} = \frac{dV_s}{dCA} + \frac{dV_d}{dCA} \quad (5.5)$$

şeklinde yazılabilir.

5.2 Kompresör

Kompresör, ana makine içerisinde gerçekleşen yanmanın verimli olabilmesi için, gerekli hava fazlalığını sağlamak üzere tasarlanmıştır. Kompresör, turbo-şarjer şaftından aldığı gücü, verimli yanma için gerekli olan fazla havanın, dış ortamdan emilerek, basıncı yüksek olan süpürme havası manifolduna ittirilmesi için kullanır. Bu sıkıştırma sırasında hava basınç kazanırken sıcaklığı da bir miktar artar. Kompresörden çıkan havanın çıkış sıcaklığı, hava emilen ortamın sıcaklığının ve giriş ve çıkış basınçları farkının bir fonksiyonudur. (Turesson, 2009). T_c kompresörden sonraki havanın sıcaklığı olmak üzere kompresörden çıkan havanın mutlak sıcaklığı denklem 5.6’ya göre hesaplanır.

$$T_c = T_{amb} \left[1 + \frac{\left(\frac{P_c}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\eta_{ad}} \right] \quad (5.6)$$

$$T_c - T_{amb} = T_{amb} \left[\frac{\left(\frac{P_c}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\eta_{ad}} \right] \quad (5.7)$$

Bu eşitlikte: n süpürme pompasının politrop üssü olup; $n = 1,70 - 2,00$ santrifüj pompalar için, $n = 1,60 - 1,80$ devir hareketli pompalar için, $n = 1,40 - 1,60$ pistonlu pompalar içindir (Küçükşahin, 2014).

Bu formül yardımı ile kompresörden çıkan havanın sıcaklığının ne kadar arttığı (ΔT) hesaplanır (Denklem 5.7). Sıkıştırma sırasında havaya kazandırılan enerji miktarı termodinamiğin temel formüllerinden olan Denklem 5.8 ile hesaplanır.

$$\Delta Q_{air} = \dot{m}_{air} \times C_V \times \Delta T \quad (5.8)$$

Denklem 5.7’de hesaplanan sıcaklık değişim miktarı Denklem 5.8’de yerine konur ise sıcaklık değişim miktarına göre kompresörün T/C türbininden alıp tükettiği güç miktarı P_{comp} Denklem 5.9 ile hesaplanır.

$$P_{comp} = \dot{m}_{air} \times C_V \times T_{amb} \left[\frac{\left(\frac{P_c}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\eta_{ad}} \right] \quad (5.9)$$

Ana makineden alınan veriler ışığında kompresörün sıkıştırdığı hava debisi ile kompresör sonrası oluşan basıncın birbirileri ile ilişkili olduğu görülmüştür. Debi miktarı $\dot{m}_{air}$ (ton/h) ve basınç P_c (bar) arasındaki ilişki denklem 5.10’da gösterilen polinom ile de oluşturulabilir.

$$P_c = 0,00011 \times (\dot{m}_{air})^2 + 0,0076 \times (\dot{m}_{air}) + 0,8761 \quad (5.10)$$

Bu polinomun kullanılması ile birlikte, skavenç manifoldu modellenmeden basınç ve debi girişi kompresör gücüne bağlı olarak yazılabilir. Ancak bu yöntem ile değişken yüklü durumlarda formülün doğru sonuçlar vermesi beklenemez. Değişken yüklü durumlarda da doğru yaklaşımlar yapılabilmesi için skavenç manifolduna giren ve çıkan hava göz önüne alınmak üzere skavenç manifoldunun hacmi (V_{sca}), içerideki gaz sıcaklığı (T_{sca}) ve manifold içerisindeki anlık basınç değerleri (P_c) ideal gaz denkleminde kullanılarak manifold içerisindeki kütle m_{sca} hesaplanır.

$$m_{sca} = \frac{P_c \times V_{sca}}{M_{Air} \times R \times T_{sca}} \quad (5.11)$$

Skavenç manifolduna hava girişi, manifold içerisindeki havanın basıncına bağlıdır. Bu durumda Denklem 5.9, Denklem 5.12 şeklinde yazılabilir.

$$\frac{P_{comp} \times \eta_{ad}}{C_V \times T_{amb}} = m_{air} \times \left[\left(\frac{P_c}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.12)$$

Denklem 5.12’de T/C kompresörün skavenç manifolduna gönderdiği kütle miktarı ile basıncın ters orantılı olduğu görülmektedir. Manifold içerisindeki basınç ve kompresörün beslendiği güç bilgilerinin denklemde uygulanması ile birlikte skavenç manifolduna giren hava debisi hesaplanır.

Deneyssel verilere göre kompresör verimi, düşük devirlerden yüksek devirlere doğru sırası ile 0,78-0,81 aralığındadır. Ana makinenin genelde yüksek devirlerde çalıştığı düşünülerek kompresör ve adyabatik sıkıştırma verimi 0,80 olarak kabul edilmiştir.

Kompresörün T/C şaftından aldığı güç ile skavenç manifold içerisindeki basınca bağlı olarak gönderilen debi miktarını ve yeni basınç değerini hesaplayan alt program (sub.vi) hazırlanarak programa yerleştirilmiştir.

Kompresör devrinden sıkıştırılan hava debisinin hesaplanması için Turesson (2009), Denklem 5.13’ü kullanmış ve formülde kompresördeki geri hava akışına da yer verilmiştir. Ancak ana makine modelinde kompresörde geri hava akışı olmayacak şekilde modellenmiştir. Debi ve basınç değerleri yardımı ile kompresör devrine geçilecek olursa Denklem 5.13, Denklem 5.14 şeklinde düzenlenebilir.

$$\dot{m}_{air} = m_{ileri} - m_{geri} = k_1 \times \omega_{tc} - k_2 \times \left(\frac{P_c}{P_{amb}} - 1 \right) \quad (5.13)$$

$$\omega_{tc} = k_1 \times \dot{m}_{air} + k_2 \left(\frac{P_c}{P_{amb}} - 1 \right) \quad (5.14)$$

Literatürden alınan Denklem 5.13’den türetilen Denklem 5.14, denkleminde deneysel veriler göz önüne alınıp eğriler yakınsadığında, $k_1 = 23$, $k_2 = 1900$ katsayıları ile yakın değerler elde edilmiştir. Ancak hava debisi ve kompresör çıkış basıncı değerlerinin toplamı yerine çarpım değerleri ile kompresör devrinin hesaplanmasında daha yakın değerler elde edilmiştir. Çarpım değerleri için türetilen ampirik formül Denklem 5.15’de verilmiştir.

$$\omega_{tc} = k_1 \times \left[(\dot{m}_{air})^{\frac{n}{n-1}} \times \left(\frac{P_c}{P_{amb}} - 1 \right) \right]^{k_2} \quad (5.15)$$

Türetilen Denklem 5.15’deki sabit parametreler $k_1 = 960$, $k_2 = 0,17$ olarak alınarak kompresör devri için ampirik formül oluşturulmuştur.

Deneyisel verilerin incelenmesi ile debi ve basınç arasındaki ilişki 5.10 denkliğinde kurulmuştur. Denklem 5.12'nin çözülmesi ile birlikte T/C türbini tarafından üretilen ve T/C şaftı ile kompreseöre aktarılan güç ile kompresörün debi ve basınç değerleri hesaplanabilir. Bu iki değer Denklem 5.15'de çarpımları ile elde edilen kompresör devri 5.14 denkleminde daha yakın sonuçlar vererek hesapladığı görülmüştür.

5.3 Hava Soğutucusu

Kompresörden geçen havanın sıcaklığı, sıkıştırmadan kaynaklı olarak yükselir. Isınan havanın yoğunluğu azalır ve bu havanın soğutulması ile hacminin küçültülerek silindir içerisine daha fazla hava verilmesi sağlanır. Daha çok hava, daha iyi süpürme, daha çok dolgu ve daha iyi yanma anlamına gelir.

Hava soğutucusu sıkıştırılan havanın sıcaklığının skavenç manifoldda 41°C'ye soğutacak şekilde kabul edilerek modellenmiştir. Soğutucudan geçecek olan soğutma suyu miktarı, giren havanın debisi ve sıcaklığına göre artacak veya azalacaktır. Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı ve debisi değişken olacak ancak soğutulan hava sıcaklığı sabit olarak 41°C ve yakın değerlerinde kalacaktır.

5.4 Skavenç Havası Manifoldu ve Emme Portu

Skavenç havası manifoldu kütle korunum yasasını içermektedir. Bu bölümün modellenmesi kompresörden gelen havanın basıncı, debisi ve yanma odasına giden hava miktarı ile bağlantılı olarak modellenmiştir. Skavenç manifoldundaki kütle ve basınç değişimini ana makinenin çalışma hızı belirler.

Emme portu, skavenç manifoldundaki basınçlı havanın, piston içerisine girişi için kullandığı boşluktur. Piston AÖN'ye yaklaştığında emme portu açılarak egzoz gazının süpürme işlemi başlar. Emme portunun açılma zamanı, pistonun AÖN'ye gelmeden 30° krank açısı (CA) önce açılır ve AÖN'dan 30° CA sonra kapanır. Sağlıklı bir süpürmenin yapılabilmesi için skavenç manifoldundaki hava basıncının, egzoz manifoldundaki hava basıncından fazla olması gerekir. Bu basınç farkından (ΔP_s) kaynaklı olarak hava akımı meydana gelir. Emme portunun açık kaldığı süre bir çevrim içerisinde 60° CA denk gelir. Bu süre boyunca emme portlarının açıklığı piston hareketine bağlı olarak önce artar sonra azalır, ancak modelde bu süre içerisinde

silindir içerisinde hava girişi sabit olarak yani emme portunun açık kaldığı her bir açıda eşit olarak kabul edilmiştir.

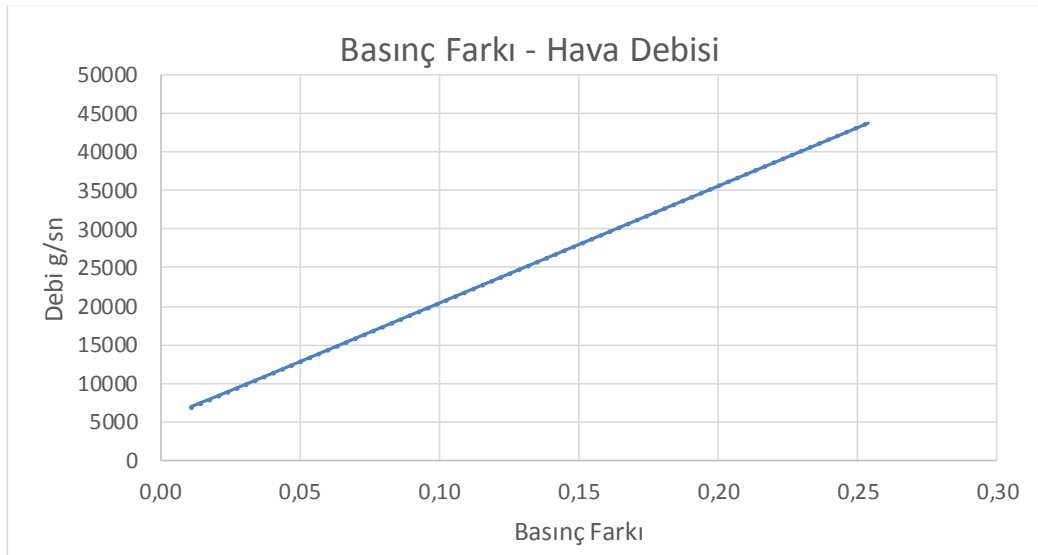
Emme portundan hava akışı sebebi ile fark basıncı ΔP_s bir miktar düşecektir. Bu basınç farkı Denklem 5.16'da yazılmıştır.

$$\Delta P_s = (P_{sca} - P_{manf}) - 0,7 \times (P_{sca} - P_{manf})^2 \quad (5.16)$$

Silindir içerisinde hava akış denkleminin oluşturulması için pistonun bir çevrim hareketinde emme portunun açık kaldığı ($LOSAO$) sürenin bilinmesi gerekir. Bu süre ana makine devir parametresi yardımı ile Denklem 5.17'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$LOSAO = \frac{60sn \times 60CA}{RPM \times 360CA} \quad (5.17)$$

Bir çevrimde emme portundan silindirin içerisinde giren hava miktarı, kompresörlerin skavenç manifoldunda bastığı toplam hava miktarını 12 silindire dağıtılarak bulunur. Toplam hava miktarı deneysel veriler yardımıyla elde edilmiştir. Her bir durum için silindir içerisinde giren hava miktarı, silindirin emme portunun açık kalma süresine bölündüğünde birim port alanına düşen hava geçiş debisi bulunmuş olur. Hava akımının egzoz manifoldu ile olan basınç farkından kaynaklandığı düşünüldüğünde geçiş debisi ile basınç farkının ilişkisi Şekil 5.3'de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Manifoldlar arası basınç farkı ve süpürme havası debisi ilişkisi.

Şekil 5.3'de de görüldüğü gibi manifoldlar arası basınç farkları ve geçen hava miktarı birbirileri ile direkt ilişkilidir ve lineer bir fonksiyon oluşturur. Aralarındaki ilişki Denklem 5.18 şeklinde yazılır.

$$\dot{m}_{sair} = 151579 \times \Delta P_s + 5252,5 \quad (5.18)$$

$\dot{m}_{sair}$ skavenç manifoldundan, bir silindir içerisine, bir çevrimde giren hava miktarıdır. Bu havanın bir miktarı süpürmeye katılarak egzoz manifolduna çıkarken, bir miktarı yeni çevrim için dolgu havası olarak kullanılır.

Silindire giren hava ile skavenç manifoldundaki basınç bir miktar düşecektir. Ancak kompresörden gelen basınçlı hava kütlesi ile bu basıncın dengesi sağlanır. Kompresörden gelen havanın kısmi basıncı ile skavenç manifoldda var olan havanın kısmi basınçlarının integrasyonu yeni basınç dengesini verir.

Skavenç manifoldundaki anlık basınç değeri ($P_{sca(i)}$), Bir önceki çevrime ait skavenç basıncı ($P_{sca(i-1)}$) ve iki çevrim arasında kompresör tarafından skavenç manifolduna gönderilen hava miktarı ($\dot{m}_{air}$) ile silindir içerisine gönderilen süpürme havası miktarı ($\dot{m}_{sair}$) farklarının oluşturduğu kısmi basınç kadar azalacak ya da artacaktır.

$$P_{sca(i)} = P_{sca(i-1)} - \frac{P \dot{m}_{sair}}{dcyl} + \frac{P \dot{m}_{air}}{dcyl} \quad (5.19)$$

$\dot{m}_{sair}$ değeri Denklem 5.18'in, $\dot{m}_{air}$ değeri denklem 5.12 nin çözülmesi ile hesaplanarak yeni basınç değeri Denklem 5.19 ile elde edilir.

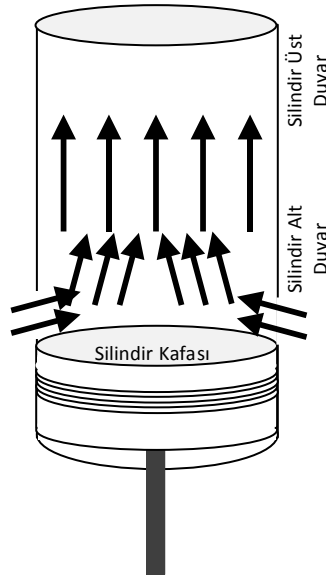
Silindir içerisine gönderilen süpürme havası (işletme havası), silindire girdiği zaman kızgın silindir başlığı ve piston kafasından ısı alır. Böylece dolgu sıcaklığı ΔT_w kadar yükselir (Küçükşahin, 2014). Modellemede sıkıştırma prosesi adyabatik olarak alınmasına rağmen gerçekte hava dolgusu ile silindir duvarları arasında ısı alışverişi olmaktadır. Sıkıştırma prosesi başlayıncaya kadar silindir gazlarının sıcaklıklarındaki değişim, silindir duvarları ve dolgu havası arasındaki ısı transfer katsayısına (U_C) bağlıdır. Birimi $U_C : \frac{Joule}{sn \times m^2 \times ^\circ K}$; birim sıcaklık farkı için saniyede birim alandan geçen enerji miktarıdır. Silindirin yüzey alanı sabit kalacağından dolayı, makinenin değişik yüklerde, farklı ısı farkları ve sürelerde (RPM'e bağlıdır) ısı transfer kat sayısı sabit kalacaktır.

Çalışmada silindir duvarı sıcaklıkları (Şekil 5.4) hesaplanmamış olduğundan, model içerisinde silindir duvarları ile olan sıcaklık farkları ile hesaplama mümkün değildir. Ancak deneysel verilerden alınan silindir duvarı sıcaklıkları kullanılarak, Ana Makine Tam yol ileri (Full Ahead) konumunda iken ΔT_w farkının 20°C olacağı var sayılarak optimizasyon yapılmış ve RPM'e bağlı bir ampirik formül oluşturulmuştur.

Silindire giren hava ve silindir duvarları, ters akışlı bir ısı değıştirci sistem olarak düşünölmüş silindir duvarlarının alt ve üst kısımları giriş ve çıkış sıcaklıkları olarak kabul edilmiştir. Bu durumda skavenç havasının sıcaklığı giriş sıcaklığı, sıkıştırma başlamadan ulaşacağı sıcaklık ise son sıcaklık olarak kabul edilmiştir. Silindir duvarı sıcaklıkları ana makine konumuna göre Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Ana Makine yük durumlarına göre silindir alt ve üst sıcaklıkları.

RPM	102	80	58	36
Silindir Üst Bölgesi Sıcaklığı (°C)	278	220	182	149
Silindir Alt Bölgesi Sıcaklığı (°C)	184	161	141	120



Şekil 5.4 : Dolgu havasının silindir içerisinde ısınması.

Silindir içerisine giren havanın sıcaklığı 41°C dir. Bu durumda ortalama sıcaklık farkı

$$\Delta Lm = \frac{[(Alt Sıcaklık-41)]-[Üst Sıcaklık-(41+\Delta T_w)]}{LN\{[(Alt Sıcaklık-41)]/[(Üst Sıcaklık-(41+\Delta T_w))]\}} \quad (5.20)$$

denklemi ile bulunur. Ortalama sıcaklık farkı, silindir yüzeyleri alanı ve ısı transfer katsayısının kullanılması ile Denklem 5.21’de dolgu havasına geçen toplam ısı miktarı bulunur.

$$\Delta Q_{cair} = U_c \times Alan \times \Delta Lm \quad (5.21)$$

Bu ısı miktarı dolgu havasındaki sıcaklığı arttıracak ısı ile eşdeğer olduğundan, denklemin başka bir yönden yazılışı denklem 5.22’deki gibi olur.

$$\Delta\dot{Q}_{c\text{air}} = \dot{m}_{s\text{air}} \times C_p \times \Delta T \quad (5.22)$$

ΔT sıcaklık artışı ana makine tam yol ileri (102 RPM) konumunda iken 20°C olarak referans alınmış, ve elde edilen U_C değeri sabit olacağından diğer konumlardaki ısı transferi ve dolgu sıcaklıkları Denklem 5.20 ve Denklem 5.21 ile birlikte çözülerek hesaplanmıştır. Bu hesaplama ile Çizelge 5.2 ortaya çıkarılmıştır.

Çizelge 5.3 : Ana Makine yük durumlarına göre silindir silindire giren havanın sıcaklık değişimi

RPM	102	80	58	36
Silindir Üst Bölgesi Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	278	220	182	149
Silindir Alt Bölgesi Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	184	161	141	120
$(41 + \Delta T_w)$ ($^{\circ}\text{C}$)	60	74,35	91,5	100,7
$a \times U_C$ (a sabit katasyıdır) $\text{j}/(\text{sn.m}^2. ^{\circ}\text{K})$	0,505	0,505	0,505	0,505
ΔLm ($^{\circ}\text{C}$)	177,82	132,411	95,171	62,396

Görüldüğü gibi yüksek devirlerde daha yüksek silindir duvar sıcaklıklarına ve yüksek ısı yayılımına karşın, ana makine devri azaldıkça, silindirin içine giren hava miktarı azalacak ve sıkıştırma başlangıcı için geçen süre artacaktır. Dolgu havasının silindir duvarları ve piston kafası ile temas süresinin uzaması ile düşük devirlerde daha düşük kütlelere sahip dolgu havasının sıcaklığı daha çok artmaktadır.

ΔT_w sıcaklık değişimi RPM’e bağlı ampirik formül ile Denklem 5.23’de gösterildiği gibi yazılmıştır.

$$\Delta T_w = -0,633 \times RPM + 84,311 \quad (5.23)$$

Sıkıştırma başlangıcına kadar gazların ısı alışverişinde bulunduğu ancak sıkıştırma başladığında adyabatik bir sıkıştırma kabulü yapılmıştır.

5.5 Sıkıştırma

Sıkıştırma stroğu, egzoz valfinin kapanması ile başlar. Pistonun yukarı doğru hareketi ile silindir hacmi azalır ve içerisinde mevcut olan havanın basıncı ve sıcaklığı artar. Bu bölümün modellenmesinde;

- Egzoz valfinden yada sekmanlardan kaçak olmadığı, hava kütesinin sabit kaldığı
- Sıkıştırmanın adyabatik olduğu

kabul edilmiştir.

Lyshevski (1999) araştırmasında, sıkıştırma sırasında süpürme havasındaki ısı yayılımı etkisinin, dizel makinelerde az olduğunu ve bu etkinin göz ardı edilebilir olduğunu göstermiştir. Modelde dolgu havası sıkıştırılırken silindir duvarlarının sıcaklığından kaynaklı ısı geçişleri ihmal edilerek sıkıştırma işlemi adyabatik sıkışma olarak modellenmiştir. Buna göre;

$$P \times V^k = \text{sabit} \quad (5.24)$$

olacak şekilde modelleme yapılmıştır. Modelde, $k = 1,3924$ olarak alındığında deneysel verilere en yakın sonuçlar yakalanmıştır. Silindir hacminin değişimi “Silindir Hacmi Hesaplaması” ile herbir krank açısına bağlı olarak hesaplanıp simülasyonda kullanılmıştır.

$$P_{son} = P_{ilk} \times \left(\frac{V_{ilk}}{V_{son}} \right)^k \quad (5.25)$$

$$T_{son} = T_{ilk} \times \left(\frac{V_{ilk}}{V_{son}} \right)^{k-1} \quad (5.26)$$

Sıkıştırma işlemi, tutuşma başlangıcına kadar sürer. Bu süre içerisinde yakıtın yanma odasına püskürtüldükten sonraki yanma gecikmesi süresi de dahildir. Bu süre ÜÖN’den daha sonraya tekabül ediyor ise sıkıştırma ÜÖN’ye kadar sürer. Yanma henüz başlamadı ise pistonun aşağı doğru hareketi ile birlikte silindir içerisindeki hava tekrar genişlemeye başlar.

5.6 Püskürtme ve Tutuşma Gecikmesi

Tutuşma gecikmesi süresi, yanma prosesine etki eden en önemli parametrelerden biridir, ayrıca mekanik gerilmeleri, motor gürültüsü ve egzoz emisyonlarını da etkiler

(Hiroyasu, 1985). Tutuşma gecikmesi sadece yakıtın özelliklerinden kaynaklı değil, yakıt kaynaklı olmayan, makinenin dizayn ve çalışma şartları da tutuşma gecikmesi üzerinde fazlasıyla etkilidir. Makinenin operasyonunda tutuşma gecikmesi, dolgu havasının basıncının ve sıcaklığının artırılması, ana makine yükünün ve motor devrinin artırılması ile ciddi oranlarda düşürülebilir (Lewis vd., 1998). Yanma odasına püskürtülen yakıtın buharlaşma hızı, tutuşma gecikmesinin fiziksel kısmını kontrol eder. Buharlaşma hızı; yanma odasındaki basınç ve sıcaklık ile alakalıdır. Ayrıca püskürtülen yakıtın hızı ve yakıt etrafındaki hava da bu gecikme üzerinde etkilidir. Fiziksel gecikme sırasında yakıt, ayrışır, buharlaşır, hava ile karışır ve sıcaklığı bir miktar artar. Kimyasal gecikmede, reaksiyon yavaş yavaş başlar ve ilk parlama veya patlama görülünceye kadar devam eder (Hiroyasu, 1985).

Tutuşma gecikmesi tahmini için yapılan çalışmalarda birçok formülasyon ortaya konmuştur. Bu çalışmalarda çeşitli makinelerden alınan deneysel veriler kullanılarak, çıkan sonuçların değerlendirilmesi için sabit katsayılar ve değişken parametreler üzerine ilişki kurulmaya çalışılmıştır. Bu konuda ilk çalışmayı Wolfer (1938), çalışma aralığı 594 – 781 Kelvin, 8,03 – 48 atm basınçta deneyler yapmış ve tutuşma gecikmesini sıcaklık ve basınç ile ilişkilendirerek bir formülasyon ortaya çıkarmıştır (Denklem 5.27). Bu denklem Arrhenius deklemini tarzında verilmiş olup sıcaklığın ve basıncın kimyasal tepkimedeki hızını belirtir tarzda ortaya çıkarılmıştır.

$$\tau_{id} = 0,44 \times P^{-1,19} \times \exp\left(\frac{4650}{T}\right) \quad (5.27)$$

Bu çalışmanın üzerine Ikura ve arkadaşları (1970) ve Fujimoto (1980) bu denkleme hava fazlalık parametresini de ekleyerek yeni bir formülasyon ortaya koymuşlardır (Denklem 5.28 ve 5.29). Bu denklemler yine Arrhenius denklemi tarzında yazılmış olup hava fazlalık katsayısını (equivalence ratio) içermektedir.

Ikura; 660 – 900 Kelvin, 6 – 31 atm basınç aralığında;

$$\tau_{id} = 0,0276 \times P^{-1,23} \times \phi^{-1,60} \times \exp\left(\frac{7280}{T}\right) \quad (5.28)$$

Fujimoto; 710 – 806 Kelvin, 11 – 73 atm basınç aralığında;

$$\tau_{id} = 0,137 \times P^{-1,06} \times \phi^{-1,90} \times \exp\left(\frac{5130}{T}\right) \quad (5.29)$$

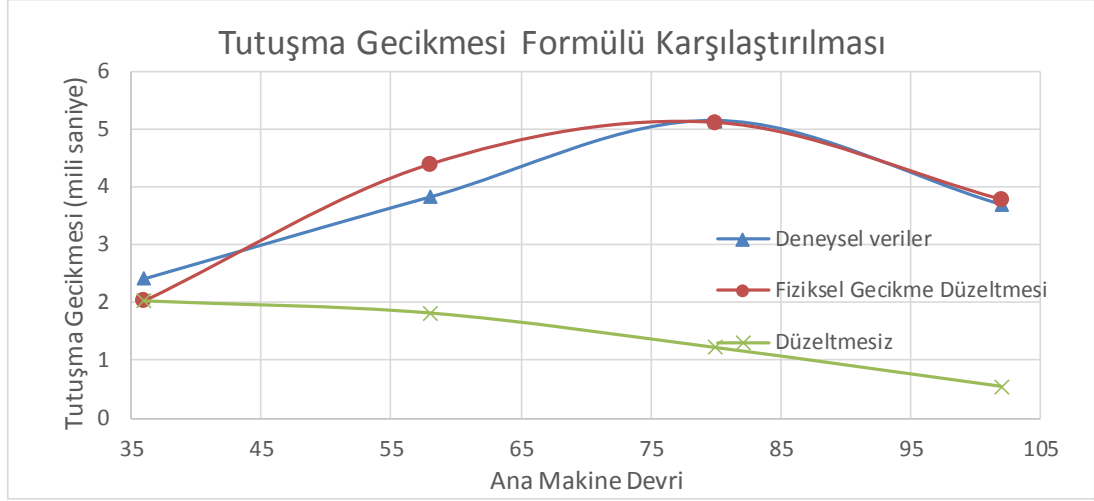
denklemlerini ortaya koymuşlardır.

Bu denklemler Lahiri ve arkadaşları (1997) tarafından güncellenmiş hava fazlalık katsayısı yerine yakıt içindeki oksijen miktarını da dahil edebilmek için oksijen oranı kullanılarak güncellenmiştir. Ancak ana makinenin değişken yüklü durumlarında bu denklemin tutuşma gecikmesi tahmini için başarısız olduğu görülmüştür (Laksharimnayan, vd., 2010).

Düşük sıcaklıklarda ortam sıcaklığı, kimyasal tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Yüksek sıcaklıklarda yakıtın hava ile karışımını gerektiren fiziksel tutuşma gecikmesinin rolü daha ön planda olup bu gecikmede sıcaklığın etkisi kimyasal gecikmedeki kadar fazla değildir (Hiroyasu, 1985). Literatürdeki denklemlerden alınan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırıldığında, ana makine düşük devirlerinde doğruya yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak yüksek devirlere çıkıldığında yüksek basınç değerlerinde hesaplamalardaki tutuşma gecikmesi sürelerinin çok kısaldığı görülmektedir. Yapılan çalışmalar yüksek devirli ve daha küçük hacimli test motorları yada 4 zamanlı makinelerde yapıldığından fiziksel gecikme süresini daha ağır devirli, daha yüksek basınçlı ve daha yüksek sıcaklıklı makinelerde etkin hale getirebilmek için sıcaklık ve basınç parametreleri dışında fiziksel gecikmenin ve iki zamanlı makineler için etkisinin hesaplanmadığı püskürtme parametresinin de etkisi için zamana bağlı bir değişken eklenmelidir. Zamana bağlı bu değişken makine çalışma parametrelerini de barındırmalıdır. Deneysel veriler yardımı ile değerlendirilen tutuşma gecikmesi süreleri literatürdeki formüller ile sağlanamamaktadır. Bu durum Şekil 5.5’de gösterilmiştir. İşletme sırasında değişken olan ana makine devrinin (devir/dk), zaman parametresi olarak formülasyona eklenmesi ile yüksek devirler için yüksek sıcaklık ve basınçlarda deneysel verilere daha yakın sonuçlar alınmıştır. Şekil 5.5’de yüksek devir ve basınçlarda düzeltme sağlayan Denklem 5.30’da yer alan formülün sonuç eğrileri gösterilmektedir.

$$\mathcal{T}_{id} = 0,32 \times P^{-1,27} \times \exp\left(\frac{5300}{T}\right) + \frac{90(RPM-36)}{P \times 19} \quad (5.30)$$

Denklemler ile tutuşma gecikmesi miktarı RPM parametresi eklenerek sağlanmış, P püskürtme anındaki basınç (bar), T püskürtme anındaki sıcaklık (Kelvin) cinsinden denkleme konulduğunda $\mathcal{T}_{id}$ tutuşma gecikmesi milisaniye cinsinden hesaplanmıştır.



Şekil 5.5 : Tutuşma gecikmesi formülünün fiziksel gecikme düzeltmesi.

Formüldeki bu düzenleme ile modelde kullanılacak olan iki zamanlı, uzun stroklu, ağır devirli makineye ait tutuşma gecikmesi tahmini yapılabilir hale getirilmiştir. Tutuşma gecikmesi değeri ana makinenin çalışma devri ile karşılaştırılıp yazılarak krank açısı (CA) cinsinden modelde kullanılabilir hale getirilmiştir.

5.7 Yanma ve İş

Yakıtın püskürtülüp, tutuşma gecikmesi sonrası ilk alevin görüldüğü andan itibaren yakıt ısı vermeye (silindire iş girişi) başlar. Bu ısı girişinin bir kısmı sabit hacimde, bir kısmı sabit basınçta ısı girişi olarak modellenmiştir. Dizel bir makinenin değişik yüklü durumlardaki davranışlarını, yapılan simülasyonu aracılığı ile tahmin edebilmek için, yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı miktarı dağılımının ve özellikle başlama anındaki dağılımının bilinmesi gerekir (Woschni, vd., 1974).

Yanma sırasında açığa çıkan ısı sonucu silindire giren işin modellenmesinde Wiebe'nin (1970) ortaya koyduğu "Heat Release Model" açığa çıkan ısı miktarı dağılımı fonksiyonu kullanılmıştır. Wiebe "Fraction Rate" Yanmış Yakıt Miktarı X_{fr} modellemesini üstel bir fonksiyon ile açıklamıştır (Denklem 5.31).

$$X_{fr1} = 1 - \exp \left[-6,907755 \times \left(\frac{CA_{ig} - CA}{LOB} \right)^{m_d + 1} \right] \quad (5.31)$$

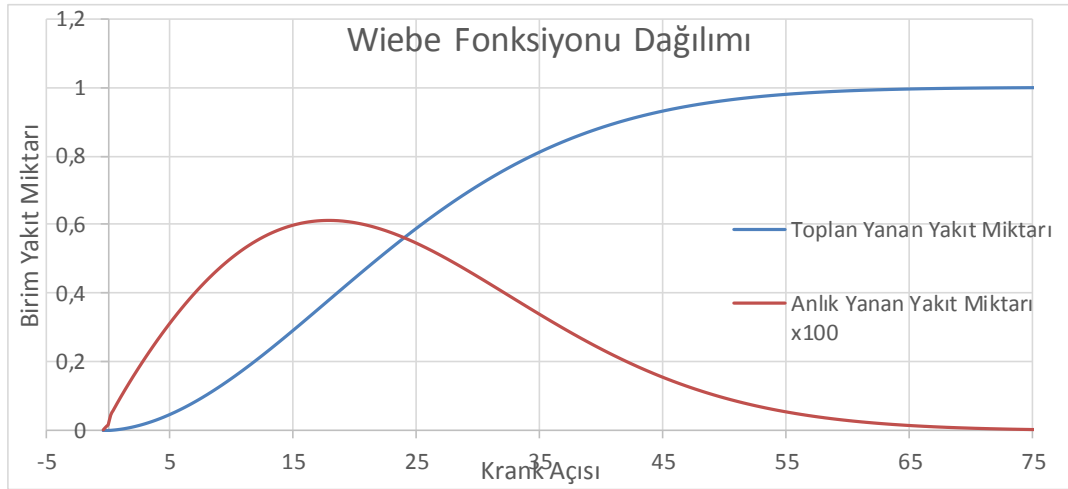
Yanan kütle miktarının toplam oluşumu CA_{ig} "yakıtın tutuştuğu andaki krank açısı" olup, CA "anlık krank açısı" ile aralarındaki açının toplam yanma süresine oranın fonksiyonu olarak yazılmıştır. m_d difüzif yanmayı temsil eden yanma şekil

parametresidir. Bu durumda X_{fr} miktarının anlık oluşumunu Denklem 5.32'deki gibi yazılır.

$$\frac{dX_{fr1}}{dCA} = 6,907755 \times (m_d + 1) \times \left(\frac{CA_{ig}-CA}{LOB}\right)^{m_d} \times \dots \dots \exp \left[-6,907755 \times \left(\frac{CA_{ig}-CA}{LOB}\right)^{m_d+1} \right] \quad (5.32)$$

Denklem 5.31 ve 5.32'deki yanmış kütle miktarı çözümlendiğinde Şekil 5.6'daki gibi bir dağılım elde edilecektir.

Şekil 5.6'da görüldüğü gibi Wiebe'nin öne sürdüğü bu formülasyon homojen karışım ve kıvılcım ateşlemeli motor için oluşturulmuş, tutuşma gecikmesi gibi bir faktöre yer verilmemiştir. Modelde yanma yavaş, kontrollü ve difüzyif bir şekilde ilerleyerek sonlanmaktadır.



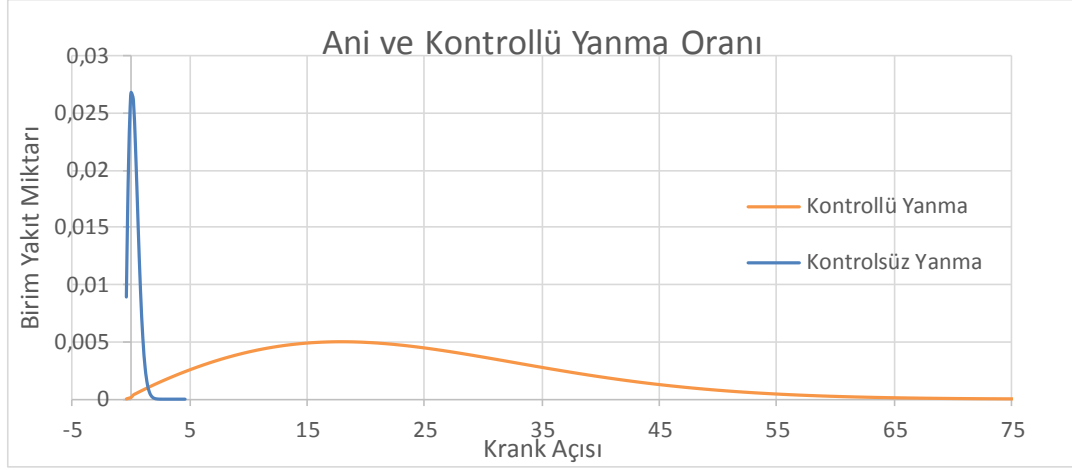
Şekil 5.6 : Krank açısına göre yakıtın yanma fonksiyonu Wiebe Fonksiyonu.

VanGerpen (1990) tutuşma gecikmesi ile birlikte yanma odasında biriken yakıtın kontrolsüz olarak yanması sonucu toplam yanma miktarını (X_{fr2}) Denklem 5.33 ile anlık olarak yanma miktarını ise Denklem 5.34 ile hesaplamıştır.

$$X_{fr2} = 1 - \left(1 - \left(\frac{CA_{ig}-CA}{LOB} \right)^{m_p+1} \right)^{5000} \quad (5.33)$$

$$\frac{X_{fr2}}{dCA} = 5000 \times (m_p + 1) \times \left(\frac{CA_{ig}-CA}{LOB} \right)^{m_p} \times \left(1 - \left(\frac{CA_{ig}-CA}{LOB} \right)^{m_p+1} \right)^{4999} \quad (5.34)$$

Bu denklemde yanma odasında birikmiş yakıtın anlık yanma miktarı formülize edilmiştir. Denklem 5.32 ve 5.34'ün birleştirilmesi ile Şekil 5.7'deki dağılım elde edilir.



Şekil 5.7 : Ani ve kontrollü yanma dağılım oranı – Wiebe Fonksiyonu.

Yanma modelinin oluşturulmasında kullanılan m_p ani yanmayı temsil eden yanma şekil parametresidir.

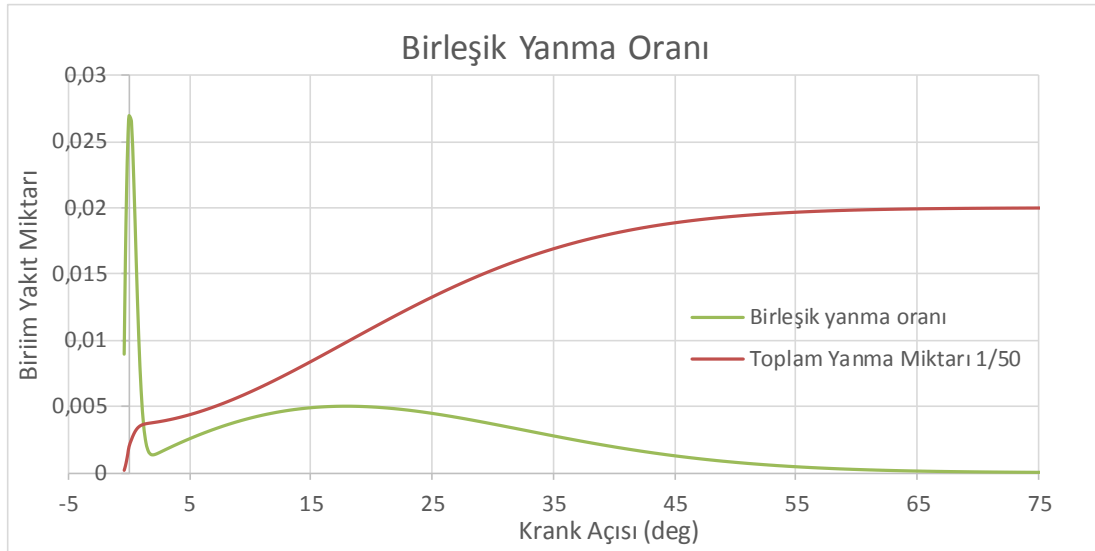
X_{fr1} ve X_{fr2} yakıtın anlık yanma miktarlarını C_{br} Yanma oranı Katsayısı (Burning Coefficient) ile çarparak anlık birleşik yanma oranı hesaplanır (Denklem 5.35).

$$\dot{X}_{fr} = C_{br} \times X_{fr2} + (1 - C_{br}) \times X_{fr1} \quad (5.35)$$

Yanma oranının katsayısı, tutuşma anındaki yanma odasında bulunan yakıt miktarı oranına bağlıdır. Bu katsayı, tutuşma anındaki mevcut yakıt miktarının ve bir çevrimde toplam püskürtülen yakıt miktarına oranıdır.

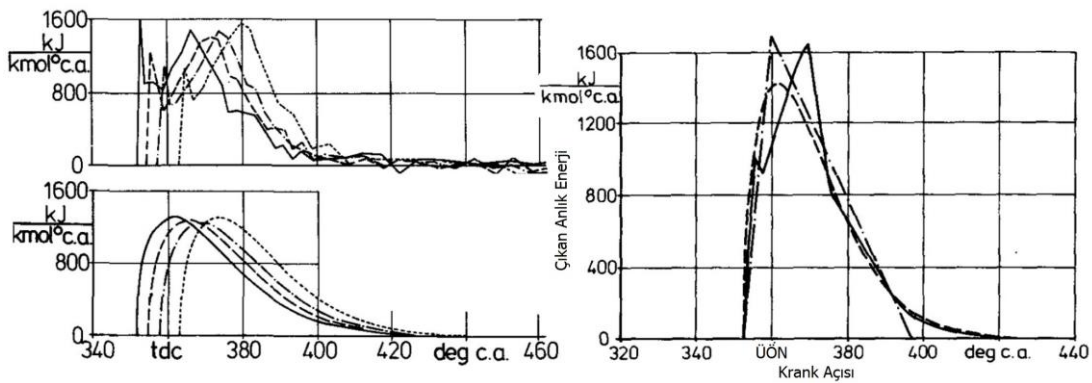
$$C_{br} = \frac{m_{f(ig)}}{m_{f(inj)}} \quad (5.36)$$

Birleşik yanma oranının hesaplanmasında $\dot{X}_{fr}$ denklemi çözüldüğünde Şekil 5.8'deki dağılıma benzer bir dağılım ortaya çıkacaktır.



Şekil 5.8 : Birleşik yanma dağılım oranı ve toplam yanma miktarı

VanGerpen'in (1990) yanmayı tek bölge olarak modellediği çalışmasında Wiebe'nin yanma dağılım formülünü dizel makineler için kontrollü yanma ve kontrolsüz yanma olarak 2 kısma ayırıp modellemiştir. İki denklemin çözülerek dağılım grafiği Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Formüldeki yanma şekil parametresi $m = 1,9$ alınarak örnek dağılım yapılmıştır. Woschni (1974), Wiebe yanma formülünü ikiye ayırmadan yanma şekil parametresini deneysel veriler ile uyarlayarak modellemiştir (Şekil 5.9).

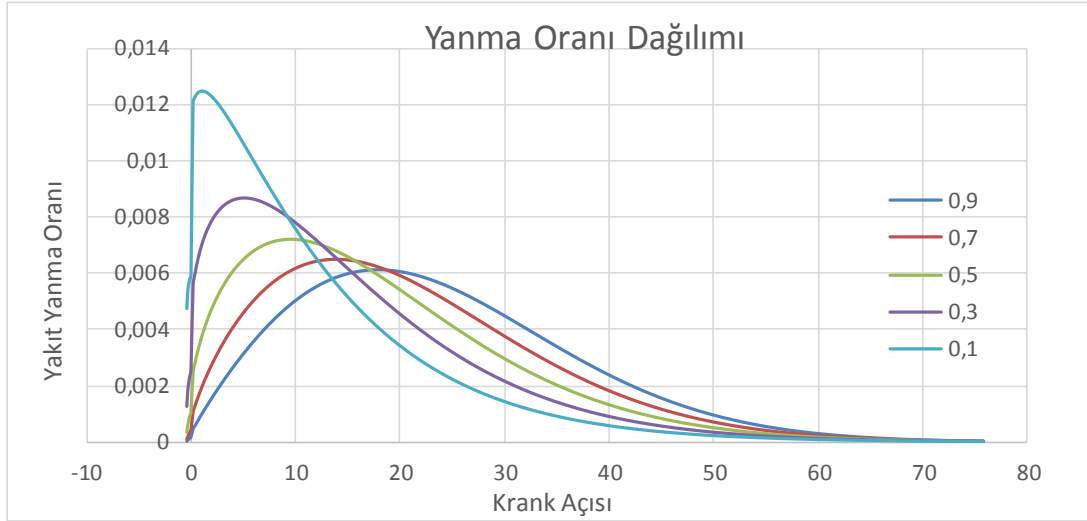


Şekil 5.9 : a) Yanma dağılımı gerçek oranı(sol üst), b) Yanma dağılımı eşdeğer eğrileri(sol alt), c) Örnek yanma dağılımı, Wiebe ve üçgen modellemesi

Şekil 5.9'da gösterildiği üzere deneysel olarak elde edilen veri eğrilerinin daha basit formlara getirilirken değerlerinden sapmaması için verilerin detaylı olarak incelenmesi gerekir. Bu eğrilerin krank açısına bağlı birebir olarak formülasyonunun oluşturulması imkansızdır. Bu yüzden eşdeğer eğriler oluşturulur. Bu eşdeğer eğriler daha basit formludurlar ve simülasyon içerisinde çalışırken gerçek veriler ile aynı değeri

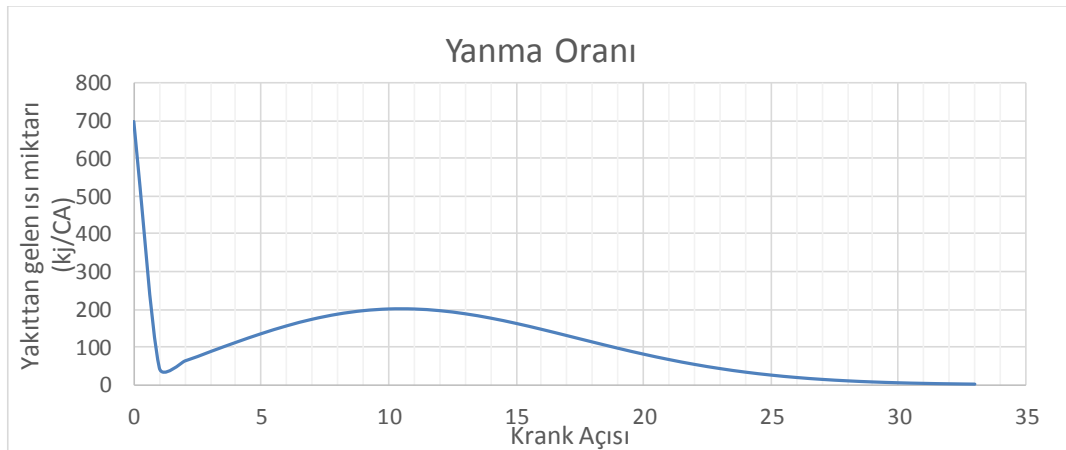
üretmeleri için maksimum basınç, güç, verim göz önüne alınarak oluşturulurlar (Woschni vd., 1974).

Wiebe fonksiyonunun yanma şekil parametresinin " m " değiştirilmesi ile yanma dağılım oranı ÜÖN'ye yaklaştırılabilir. Şekil 5.10'da yanma süresi " LOB " sabit olmak üzere yanma şekil parametresinin değişimi yer almaktadır. Toplamda bir birim yakıtın yanmasının krank açısına göre dağılımı değişik şekil parametreleri için gösterilmiştir.

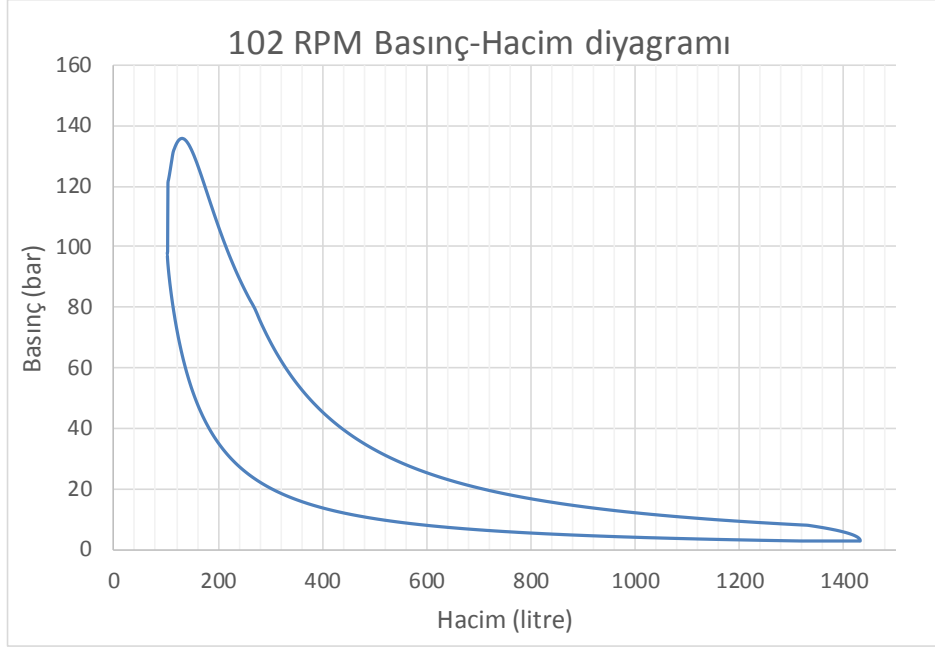


Şekil 5.10 : Yanma şekil parametresine göre yanma oranının değişimi.

Simülasyonda " m " yanma şekil parametresi ve LOB Yanma Süresi (Krank açısı cinsinden) değerleri optimize edilirken, ana makinenin kabul edilen çalışma verileri göz önüne alınmıştır. Ana makine %100 Load 102 RPM için $m = 1,40$ $LOB = 34$ deg(CA) alınmıştır. Bu veriler kullanılarak elde edilen yanma oranı grafiği ve P-V diagramı Şekil 5.11 ve 5.12'de yer almaktadır.



Şekil 5.11 : 102 RPM, Wiebe yanma oranı dağılımı.



Şekil 5.12 : 102 RPM, Basınç-Hacim diyagramı.

Woschni yaptığı çalışmada yanma süresinin ve şekil parametresinin nasıl değiştiğini araştırmış ve bu parametrelerin hangi şartlarda değiştiğini ortaya koymuştur. İlk olarak yanma süresi değişimi için; makine devrini sabit tutup, yanma başındaki basınç (P_{ig}) ve sıcaklık (T_{ig}), tutuşma zamanı ($TOİG$) ve yakıt fazlalık miktarını (ϕ) incelemeye alarak yakıt fazlalık miktarının yanma süresi üzerinde etkisi olduğunu görmüş, daha sonra makine devrini de değiştirerek krank açısı cinsinden yazılan bu süreye makine devrinde etki ettiğini göstermiştir. Çalışmasına göre bu değişim miktarlarının ilk değerleri ile oranı yanma süresini logaritmik olarak etkilemektedir. Denklem 5.37’de bu değişim gösterilmiştir.

$$LOB = LOB_0 \times \left(\frac{\phi_0}{\phi}\right)^{0,6} \times \left(\frac{RPM}{RPM_0}\right)^{0,5} \quad (5.37)$$

Yanma şekil parametresinin değişim miktarı ise, tutuşma gecikmesi miktarı, yanma başındaki basınç (P_{ig}) ve sıcaklık (T_{ig}), ve makine devri (RPM) ile alakalı olup, değişim denklemi 5.38’de gösterilmiştir.

$$m = m_0 \times \left(\frac{T_{id0}}{T_{id}}\right)^{0,5} \times \left(\frac{P_{ig}}{P_{ig0}}\right) \times \left(\frac{T_{ig0}}{T_{ig}}\right) \times \left(\frac{RPM}{RPM_0}\right)^{0,3} \quad (5.38)$$

Makine devrinin etkisi daha fazla olup tutuşma gecikmesi miktarı ile direk alakalı olduğundan logaritmik kuvveti daha düşük olarak yazılmıştır.

Bu bilgiler ışığında modelleme %100 Load için yapılarak değişken durumlardaki yanma şekil parametresi " m " ve yanma süresi " LOB ", Denklem 5.37 ve 5.38'e göre hesaplanmıştır.

Yanmanın başlaması ile birlikte;

- Silindir içerisindeki gaz homojen kabul edilmiştir.
- Reaksiyonun termodinamik olarak dengede olduğu kabul edilmiştir.
- Valflerden ya da sekmanlardan sızıntı olmadığı kabul edilmiştir.
- Silindir içerisindeki gazların ideal gaz gibi davrandığı kabul edilmiştir.
- Silindir içerisindeki basıncın ve sıcaklığın her noktada aynı olduğu kabul edilmiştir.
- Yakıtın alt ısı değeri (LCV) 40700 kJ/kg olarak kabul edilmiştir.
- Silindir içerisindeki hava+yakıt karışımı kütlesi yanma boyunca sabittir.
- Yanma sonundaki genleşme stroğu adyabatik kabul edilmiştir.

Yanma odasına ısı girişi " $\dot{X}_{fr}$ " yakıtın krank açısına göre anlık yanma oranı üzerinden hesaplanmıştır. Bu durumda her bir krank açısında meydana gelen ısı girişi silindir gazlarının sıcaklığını arttırarak silindir içerisindeki Basınç x Hacim ($P \times V$) değerinin artması ile iş sağlanmış olacaktır.

Silindir gazlarının sıcaklıklarının değişimi için en önemli nokta özgül ısılarıdır. Özgül ısılar, Olikara ve Borman'ın (1975) geliştirdiği yanma ürünleri hesaplama programı kullanılarak hesaplanmıştır. Özgül ısılar hesaplanırken Yakıt fazlalık oranı (ϕ), silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık değerleri göz önüne alınarak tablolar oluşturulmuştur. Yanma başlangıcından mevcut olan yakıt fazlalık oranı ile yanmanın gerçekleştiği sıcaklık, basınç değerlerindeki anlık özgül ısılar kullanılarak, silindir gazlarının sıcaklıkları değiştirilmiştir. Silindir hacminin çok az değiştiği ÜÖN'ye yakın yerlerde ısı girişi sabit hacimde yanmanın geri kalanı sabit basınçta kabul edilerek modelleme yapılmıştır.

Anlık olarak silindir içine giren ısı miktarı " ΔQ_{in} " Denklem 5.39'da verilmiştir.

$$\Delta Q_{in} = \dot{X}_{fr} \times LCV \quad (5.39)$$

Denklem 5.39'da LCV yakıtın alt ısı yanma değeridir. Yanma esnasında silindir duvarlarından meydana gelen soğutma sebebi ile bir miktar ısı kaybı oluşacaktır. Oluşan ısı kaybı ile silindir gazlarının enerjilerini attıracak ısı miktarı ΔQ_{net} , silindir içerisine giren ısı miktarından soğutma ile kaybedilen ısı miktarının ($\Delta Q_{soğ}$) çıkarılması ile hesaplanır (Denklem 5.40).

$$\Delta Q_{net} = \Delta Q_{in} - \Delta Q_{soğ} \quad (5.40)$$

Bu durumda silindir içerisine giren ısı miktarı ile soğutmadan dolayı kaybolan ısı miktarı zamana göre yazılmak istenirse,

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{dQ_{in}}{dt} - \frac{dQ_{soğ}}{dt} \quad (5.41)$$

denklem 5.41 elde edilir ve silindir gazlarındaki enerji değişimi,

$$\frac{dU_{cyl}}{dt} = \frac{dQ_{net}}{dt} \quad (5.42)$$

şeklinde. Ancak silindir içerisindeki gazların enerjisinin artması sonucu artan basınç, pistonu aşağı doğru ittirecektir. Pistonun aşağı doğru hareketi ve hacmin genişlemesi ile birlikte pistonun yaptığı iş, silindir gazlarının iç enerjisinin toplamda ΔQ_{net} kadar artmasına izin vermez. Bu durumda Denklem 5.42 düzenlenerek Denklem 5.43 şeklinde yazılmalıdır.

$$\frac{dQ_{net}}{dt} - P \times \frac{dV}{dt} = m \times C \times \frac{dT}{dt} \quad (5.43)$$

Denklem 5.43'de $\frac{dV}{dt}$ hacmin zamana bağlı değişimi, $\frac{dT}{dt}$ sıcaklığın zamana bağlı değişimini göstermektedir. İdeal gaz denkleminin sabit kütle ile ve zaman yerine krank açısı (CA) kullanılarak diferansiyeli alınırsa;

$$m \times R \times \frac{dT}{dCA} = P \times \frac{dV}{dCA} + V \times \frac{dP}{dCA} \quad (5.45)$$

5.45 denklemi yazılabilir. Krank açısının ufak değişimleri için hacim değişimi sıfır kabul edilerek, silindir içerisine ısı girişi sebebi ile hava + yakıt kütlelerinin sıcaklığındaki değişim miktarı Denklem 5.46'da verilmiştir.

$$T_{son} = \frac{1}{(m_{hava} + m_{yakıt}) \times C} \times (\Delta Q_{in} - \Delta Q_{soğ} + (m_{hava} + m_{yakıt}) \times C \times T_{ilk}) \quad (5.46)$$

" T_{son} " ve " T_{ilk} " değerleri krank açısının her bir değişimi için silindir içerisindeki gaz sıcaklığının ilk ve son değerleridir. " C " silindir içerisindeki hava ve yakıt karışımının özgül ısı olup, ısı girişinin sabit hacim ve sabit basınçta olması durumuna göre

değerleri farklı tablolardan alınarak hesaplanmaktadır. $\Delta Q_{soğ}$ silindir soğutmasından kaynaklı ısı kaybıdır ve bu yüzden toplam ısıdan çıkarılmıştır.

Artan sıcaklık miktarı ile basınç değişiminin ilişkisi ideal gaz denkleminde göre kurulmuştur (Denkem 5.47).

$$\frac{P_{ilk} \times V_{ilk}}{P_{son} \times V_{son}} = \frac{(m_{hava} + m_{yakıt}) \times R \times T_{ilk}}{(m_{hava} + m_{yakıt}) \times R \times T_{son}} \quad (5.47)$$

Kütle miktarının ve R değerlerinin sabit olduğunu göz önüne alırsak, krank açısının bir birim hareketi sonrası için basınç değeri " P_{son} " Denklem 5.48'deki gibi hesaplanır.

$$P_{son} = P_{ilk} \times \frac{V_{ilk} \times T_{son}}{V_{son} \times T_{ilk}} \quad (5.48)$$

P_{ilk} ve V_{ilk} krank açısının değişmeden önceki basınç ve hacim değerleri, P_{son} ve V_{son} krank açısının bir birimlik hareketinden sonraki basınç ve hacim değerlerini temsil etmektedir. Bir sonraki krank hareketi için son değerler formüle ilk değerler olarak girilerek yanma sonuna kadar hesaplama devam edecektir.

Yanmanın sonlanması yanma süresine (LOB) bağlıdır. Tutuşma anından sonra geçen yanma süresi sonunda silindir gazları genişlemeye devam eder bu süreçte de iş yaparlar. Genleşme, sıkıştırma stroğundaki gibi adyabatik kabul edilmiştir. Bu durumda

$$P \times V^k = sabit \quad (5.49)$$

5.49 denklemi kabul edilerek silindir içerisindeki basınç değişimi 5.50 denklemindeki gibi hesaplanır.

$$P_{son} = P_{ilk} \times \left(\frac{V_{ilk}}{V_{son}} \right)^k \quad (5.50)$$

Genleşme stroğundaki hacim değişimine göre sıcaklık değişimi 5.51 denklemindeki gibi hesaplanır.

$$T_{son} = T_{ilk} \times \left(\frac{V_{ilk}}{V_{son}} \right)^{k-1} \quad (5.51)$$

Genleşme stroğu egzoz valfi açılana kadar devam eder. Egzoz valfi ana makine modelinde 140 CA derecesinde açılmaktadır. Egzoz valfinin açılması ile birlikte silindir gazları egzoz manifolduna doğru yönelir ve silindir içerisinde basınç düşüşü meydana gelir.

Silindirin aşığı ve yukarı hareketinin sonucu her bir krank açısına denk gelen hacim miktarı silindir hacim hesaplamasında anlatılmış olup, programın çalışması sırasında hacim bilgilerini hesaplayan formülasyon bu hesaplamada hacim değeriğini hesap etmektedir.

5.8 Egzoz ve Dolgu Değişimi

Krank açısının 140 CA'ya ulaşp egzoz valfinin açılmaya başlaması ile yanma odasındaki gazlar, egzoz manifolduna doğru yönelir. Gazların yanma odasını terketmesi ve pistonun aşığı doğru hareketi ile birlikte, yanma odası içerisindeki basınç hızlı bir şekilde düşer. Egzoz valfi açıldıktan 10 CA derecesi sonrasında (150 CA), silindirin aşığı doğru hareketi ile emme portu açılmaya başlar. Skavenç manifoldundaki süpürme havası emme portundan silindir içerisine girerek, yanmış gazları egzoz manifolduna doğru ittirir. Giren dolgu havasının bir kısmı egzoz manifolduna giderek süpürme yapmadan silindiri terkeder. Dört zamanlı makinelerdeki gibi egzoz stroğu olmadığından, iki zamanlı makinelerde egzoz gazlarının tümünü silindirden uzaklaştırmak mümkün değildir. Süpürme işlemi sonunda silindir içerisinde bir miktar egzoz gazı kalarak tekrar yanma prosesine girecektir. Ancak süpürme işlemi sırasında egzoz gazlarının basıncı, skavenç manifoldundaki basınçtan fazla olduğu durumlarda egzoz gazları skavenç manifolduna girebilir. Modellemede egzoz gazlarının böyle bir davranış sergilemediği kabul edilmiştir. Silindir içerisinde kalan egzoz gazının kütlesi bir sonraki yanma prosesinde kütleli olarak yer alacaktır. Ancak yakıt fazlalık oranı için hesaplar silindirin içindeki gazların tümü taze hava olarak kabul edilerek yapılmıştır.

Deneyli veriler yardımı ile kompresörden bir saatte geçen hava miktarı, ana makine çalışmasında dört farklı yüklü durum için alınarak, bir silindirin bir çevriminde emme portundan giren hava miktarı ortalama olarak her bir yüklü durum için belirlenmiştir. Silindir gazlarının ideal gaz gibi davrandığı kabul edilmiş ve egzoz valfi kapandığında basıncın skavenç manifoldundaki basınç ile eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda;

$$P \times V = n \times R \times T \quad (5.52)$$

5.52 ideal gaz denkleminde skavenç havasının sıcaklık basınç değeri ve 220 CA'daki hacim değeri ile silindir içerisindeki anlık hava kütlesi bulunabilir. Bu hava

kütlesi sıkıştırma, yanma ve genleşme periyodu boyunca sabit kalacağından yakıt ve hava kütlesinin toplamı ile termodinamik denklıklar kurulur.

Emme portu 150 CA'da açılıp 210 CA'da kapanacaktır. 60 CA boyunca hava giriş debisinin sabit olduğu kabul edilerek modelleme yapılmıştır. Bu durumda m_{air} silindir içerisine giren toplam hava miktarı olmak üzere, giren anlık hava miktarı;

$$\dot{m}_{air} = \frac{dm_{air}}{dCA} \quad (5.53)$$

emme portunun açık kaldığı sürece sabit kabul edilmiştir. Egzoz valfinin açık kalma süresi 140 CA'dan 220 CA'ya kadardır. Lineer model ile herbir krank açısına denk gelen anlık egzoz miktarı yazılabilir. Ancak egzoz gazının büyük bir bölümünün çıkış miktarı serbest egzoz olarak adlandırılan, egzoz valfi açıldıktan sonraki 10 CA içerisinde gerçekleşir. Emme portunun açılması ile güçlendirilmiş egzoz, silindir gazlarını süpürmeye başlar. Ancak egzoz gazının, silindiri tamamen terk etmesi mümkün değildir. İki stroklu makinelerde atık gazlar katsayısı, makine devir sayısı ve süpürme yöntemlerine bağlı olarak %2-3 değerleri arasında değişmektedir (Küçükşahin, 2014). Bu durumda yanmış gazların %2'lik bir kısmının silindir içerisinde kaldığı kabul edilmiştir. Ama bir sonraki çevrim için sıkıştırma ve yanma modellemesinde bu kütle dolgu havası ile eşdeğer kabul edilmiş olup, egzoz manifoldundaki basınç ve sıcaklık değişimleri içeride kalan yanmış kütle de dikkate alınarak hesaplanmıştır. Bir önceki çevrime silindiri terk edecek olan toplam yanmış gaz kütlesi m_b ;

$$m_b = (m_{air} + m_{fuel}) \times 0,98 \quad (5.54)$$

olmak üzere, silindiri anlık terkeden yanmış gaz miktarı;

$$\dot{m}_{egz} = \frac{dm_b}{dCA} \quad (5.55)$$

şeklinde yazılabilir. Bu durumda, süpürme işlemine katılmadan egzoz manifolduna giren hava miktarı ile yanmış gaz miktarı toplamı, manifolda giden toplam gaz kütlesini verir. Bu gaz kütlesinin basınç ve sıcaklık dengesi, silindirin egzoz valfi açılmadan hemen önceki hacim değeri, bu andaki yanmış gazların basıncı, sıcaklığı, ve yanmadan manifolda giden havanın sıcaklık ve basıncının ısıl dengeye ulaşması ile sağlanır.

Yanma odasından egzoz manifolduna giden yanmış gazların, basıncı ve sıcaklığı genleşme sonucu azalır. Emme portu açılmadan hemen öncesine kadar yanmış

gazların basıncı, egzoz manifold basıncına kadar genişlerken skavenç havası basıncından daha düşük değerlere ulaşır. Bu sayede emme portu açıldığında silindir içerisinde vakum oluşarak skavenç manifoldundan hava girişi sağlanır. Yanmış gazların genişleme modeli için Denklem 5.49 tekrar yazıldığında, yanmış gazların genişleme politropik üssü $k_1 = 1,33$ kabul edilerek hesaplanır. 5.50 ve 5.51 denklemleri egzoz gazlarının genişmesi için basınç ile ilişkili sıcaklık denklemi denklem 5.56 daki gibi yazılır.

$$T_{egb} = T_{eg} \left(\frac{P_{egb}}{P_{eg}} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \quad (5.56)$$

Denklemde T_{egb} yanmış gazların egzoz manifolduna giderken, egzoz borusunda genişmiş haldeki sıcaklığı P_{egb} bu bölgedeki basıncıdır. Bu bölgedeki basınç manifold basıncı ile eşit olarak kabul edilmiştir. T_{eg} ve P_{eg} yanmış gazların egzoz valfi açılmadan hemen önceki son sıcaklık ve basınç değerleridir. Ancak egzoz manifoldunda durağan hale gelen yanmış gazların süpürme esnasındaki hareketinden ötürü var olan kinetik enerjileri burda ısı enerjisine dönüştüğünden manifold içerisinde sıcaklıkları bir miktar daha artar. Yeni sıcaklık değeri

$$T_{manf} = T_{egb} + \frac{\frac{1}{2} \times v^2}{c_{peg}} \quad (5.57)$$

formülü, yanmış gazların kinetik enerjilerini ısı enerjisine dönüştürerek hesaplanır. Denklem 5.57'de c_{peg} yanmış egzoz gazlarının ısı kapasitesidir ve hesaplamalarda 1,0816 kJ/g°C olarak kabul edilmiştir. Yanmış gazların egzoz manifoldu içerisindeki son sıcaklık değeri ile manifold içerisindeki toplam egzoz gazı ısı dengeye ulaştığında manifold içerisindeki son sıcaklık değeri hesaplanmış olur.

Egzoz manifoldu içerisindeki son basınç, T/C türbinine giden anlık debi ile silindir içerisinden süpürme havası ile birlikte gelen egzoz gazının debisi ile dengeye ulaşır. Egzoz manifoldunu terkeden miktar deneysel veriler ile alınmış olup Çizelge 5.4'de verilmiştir.

Debi değerleri, düşük basınçlarda çok farklılık gösterdiği için tek bir eğri formülü ile yazıldığında hesaplamalarda ciddi yanlışlıklar ile karşılaşılabilir. T/C çıkış debisi hesaplanması için iterasyon yapacak olan bir alt program (Egzoz_Debi_Basinc.vi) yazılmış olup ana program içerisinde kullanılmıştır. Bu alt program egzoz manifoldu içerisindeki basınca göre çıkan debi miktarını hesaplamaktadır.

Çizelge 5.4 : Egzoz Manifold basıncı ve T/C çıkış debisi.

Manifold Basıncı (Mutlak basınç) bar	2,85	2,59	1,8	1,41	1,36	1,08	1,06	1,03	1
Egzoz Gazı Çıkış Debisi ton/saat	111,9	107,6	75,6	50,4	47,78	27,31	24,52	16,96	0

Hesaplanan debi miktarı bir T/C türbini için olup ana makinede toplam üç adet T/C mevcuttur. Manifold dışına çıkan egzoz kütesinin yerine silindir içerisinden gelen egzoz kütesi giriş yapar. Giriş ve çıkış yapan egzoz kütlelerinin kısmi basınçlarının farkı yeni manifold basıncının hesaplanmasında kullanılır. Bir çevrim için manifold basıncının değişimi formülize edilmek istenir ise;

$$\frac{P_{manf(i)}}{dcyl} = \frac{P_{manf(i-1)}}{dcyl} + \frac{P_{egz(in)}}{dcyl} - \frac{P_{egz(out)}}{dcyl} \quad (5.58)$$

Denklem 5.58 yazılır. Formülde $P_{manf(i)}$ manifoldun son basıncı, manifoldun bir önceki çevrimden hemen sonraki basıncı, $P_{egz(out)}$ iki çevrim arasında geçen süre boyunca T/C'den geçen egzoz gazı miktarının kısmi basıncı, $P_{egz(in)}$ silindir içerisinden süpürülen egzoz gazı ve manifold giren bir miktar temiz hava toplamının egzoz manifoldunda oluşturduğu kısmi basınçtır.

Egzoz manifoldu içerisindeki basıncın açık hava basıncından fazla olduğu durumlarda, (ana makine çalıştığı süre boyunca) manifold içerisinde bulunan egzoz gazları T/C kanatları arasından geçerek basınçlarını kaybederler. Gazların basınç kaybı ile birlikte sıcaklıkları da bir miktar düşer. Düşen sıcaklık miktarının hesaplanmasında Denklem 5.6 T/C türbini için yeniden yazılır.

$$T_{t/c} = T_{manf} \left[1 + \frac{\left(\frac{P_{manf}}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\eta_{ad}} \right] \quad (5.59)$$

$T_{t/c}$ türbinden sonraki egzoz gazının sıcaklık değeri olup türbinden önce ve sonraki sıcaklık farkı ΔT_{egz} ile egzoz gazının türbin üzerine bıraktığı iş miktarı Denklem 5.60 deki gibi hesaplandığında, T/C türbinin ürettiği güç miktarı 5.61 denklemi ile bulunur.

$$\Delta Q_{egz} = \dot{m}_{egz} \times C_v \times \Delta T_{egz} \quad (5.60)$$

$$P_{t/c} = \dot{m}_{egz} \times C_V \times T_{manf} \left[\frac{\left(\frac{P_{manf}}{P_{amb}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\eta_{ad}} \right] \quad (5.61)$$

T/C tarafından üretilen bu güç şaft aracılığı ile kompresöre aktarılarak skavenç manifolduna basınçlı hava girişi sağlanır. Denklemden n değeri 1,33 olarak alınmıştır.

5.9 Sürtünme Kayıpları

Ana makinede üretilen gücün tamamı krank-şafta aktarılamaz, makinenin yapısı gereği birtakım mekanik kayıplar oluşur. Makinenin yapısında meydana gelen mekanik kayıpların tamamı sürtünme kayıpları başlığı altında modellenmiştir. Bu kayıp endike güç ile fren gücü arasındaki farka eşittir. Krankşafta iletilen efektif güç (fren gücü), endike güçten %8-%15 kadar daha küçüktür (Küçükşahin, 2014). Bu fark mekanik verim (η_m) olarak nitelendirilir.

Mekanik verim piston ile silindir yüzeyleri arasındaki sürtünme, piston sekmanları ve silindir arasındaki sürtünme, krank kolu ve biyel kolu bağlantılarındaki yataklarda olan sürtünmeler, skavenç mahali ile krank-case arasındaki sızdırmazlığın sağlanması için oluşan kayıp, ana makineden güç alarak çalışan valf hareket mekanizmaları, yakıt pompası, govarnörler, yağlama yağı pompası tarafından tüketilen güçlerin makine çıkış gücü üzerindeki meydana getirdiği azalma oranı ile ilişkilendirilir.

Piston ve sekmanların sürtünmeleri içten yanmalı motorlarda sürtünme kayıplarının büyük bir kısmını oluşturur. Piston sürtünmesi mekanik kayıpların %60'ı kadardır (McGeehan, 1978), piston gaytlarına meydana gelen sürtünme kayıpları %23, piston kolunda %2, piston eteği %3, ana yataklar ve biyel kolu yataklarına meydana gelen kayıp %12 kadardır (Volund, 2003). Pistondan kaynaklanan sürtünme kayıplarının hesaplanması ise sıcaklığa, basınca ve yağlamaya bağlı olduğundan hesaplaması oldukça zordur (Rezeka, 1984).

Ana makinede oluşan mekanik kayıplar iki grup içerisinde sınıflandırılabilir. Bunlar pistonun aşağı ve yukarı olan hareketinden kaynaklanan kayıplar ile krankın açısal hareketinden kaynaklanan kayıplardır. Bu kayıplar, pistonun anlık hızı, silindir içerisindeki gaz basıncı ve krankşaftın açısal hızı ile açıklanabilir.

Rezeka, (1984) yaptığı çalışmada Sürtünme ve mekanik kayıpları altı ayrı başlıkta incelemiş ve formüle etmiştir. Mekanik kayıpları T_{f1} , T_{f2} , T_{f3} , T_{f4} , T_{f5} , T_{f6} olmak

üzere altı ayrı formülle açıklamıştır. T_{f1} , T_{f2} , sekmanlar ile silindir duvarı arasındaki yağlama ve sürtünmeden kaynaklı sürtünme kayıpları olup, piston hızı, silindir gazlarının basıncı, yağ viskozitesi, sekmanların sayısı, kalınlığı, elastik basıncı ve boyutları kullanılarak formülize edilmiştir. T_{f3} , piston eteği sürtünmesi olup, yağ viskozitesi, ve piston eteği boyutları kullanılmıştır. T_{f4} , valflerin çalışması için kullanılan gücün mekanik kaybını açıklamak için oluturulmuş, valf sayısı ve ana makine devir sayısı kullanılarak formülize edilmiştir. T_{f5} , ana makineyi çalışmasında kullanılan govarnör, yakıt pompası ve yağlama için gerekli olan güç tüketiminin açıklamasıdır. Burada devir sayısı parametre olarak kullanılmıştır. T_{f6} , gücün krankşafta aktarılırken farklı açılarda döndürme etkisi yaratmasından ötürü yataklarda meydana gelen yükten dolayı oluşan mekanik kaybın açıklamasıdır. Biyel kolunun açısı ve silindir içerisindeki gazın basıncı ana parametre olarak kullanılmıştır. Formüllerin ana makine modelinde kullanılması için sabit katsayılarının saptanması model üzerinde yapılan denemeler ile yapılmış olup, kullanılacak olan parametreler mümkün olduğunca azaltılarak modelleme basitleştirilmiştir. Daha önce de açıklandığı gibi mekanik kayıpların %8-15 civarında olduğu göz önüne alınarak sabit katsayıların saptanması yapılmıştır. Modelde kullanılan formüllerin son halleri Çizelge 5.5’de verilmiştir.

Mekanik kayıplar hesaplanırken modelde kullanılan P_e , sekmanların elastisitesinden ötürü silindir yüzeyine uyguladığı basınçtır. P_{gaz} silindir içerisindeki gazların basıncı olup, ana makine çalıştığı sürece değişkendir ve her bir krank açısına göre hesaplanır. w sekmanların yüksekliği olup, D_{cyl} silindir çapıdır. n_o ve n_c değerleri sırası ile yağlama ve kompresyon sekmanları sayısıdır. v pistonun çizgisel hızı, ω ana makine devir sayısıdır.

G makine üzerinde çalışan egzoz valfi sayısı, r_c krank kolu uzunluğudur. T_{f1} , T_{f2} , T_{f3} ve T_{f4} kuvvetleri piston kuvvetleri ile paralel yönlü olup hesaplamalarda krank açısına göre moment etkisi hesaplanarak toplam elde edilen momentten çıkarılmıştır. T_{f5} , T_{f6} kuvvetleri moment yönünde hesaplanarak direk kullanılmaya hazır olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.5 : Mekanik kayıpların modelde uygulanan formülasyonu.

Mekanik Kayıplar	Sabit	Formüller
T_{f1}	$a_1 \times$	$\left[v \times (P_e + P_{gaz}) \times w \right]^{0,5} \times D_{cyl} \times (n_o + 0,4 \times n_c)$
T_{f2}	$a_2 \times$	$D_{cyl} \times w \times n_c \times (P_e + P_{gaz}) \times (1 - \sin CA)$
T_{f3}	$a_3 \times$	$v \times D_{cyl} \times M$
T_{f4}	$a_4 \times$	$G / \sqrt{\omega}$
T_{f5}	$a_5 \times$	ω
T_{f6}	$a_6 \times$	$D_{cyl}^2 \times r_c \times P_{gaz} \times \cos CA / \sqrt{\omega}$

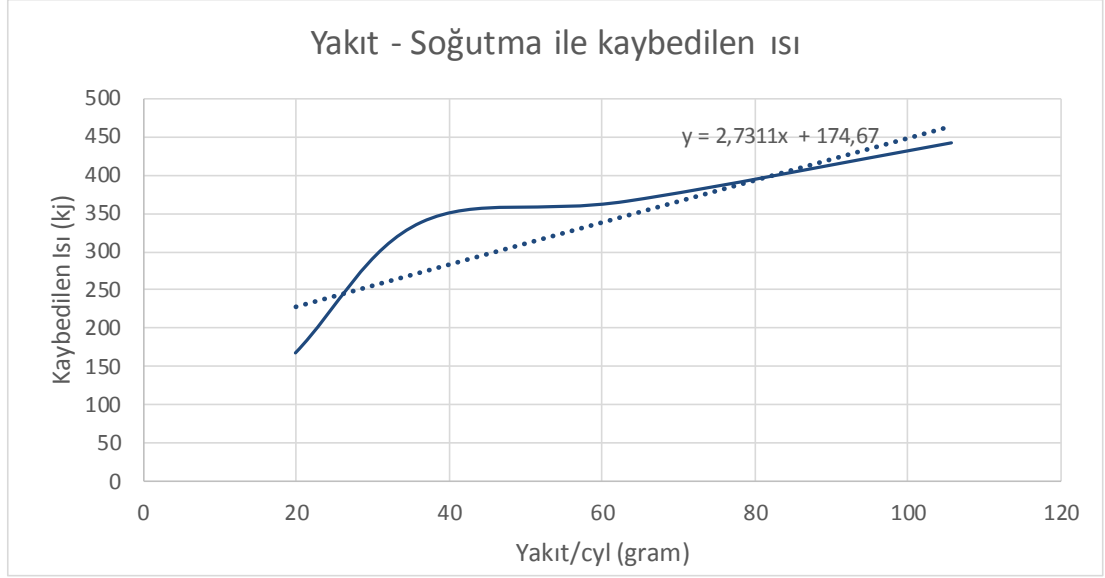
5.10 Soğutma Kayıpları

Dizel makineler çalışma koşulları gereği yüksek basınç ve yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Yüksek sıcaklıklara maruz kalan bölgeler başta piston kafası olmak üzere yüksek basınçta yanmanın olduğu silindirin üst bölgeleri ve daha az sıcaklığa maruz kalan alt bölgeler soğutucu akışkan yardımı ile soğutulur. İki zamanlı dizel ana makinenin soğutulması iki farklı akışkan ile yapılmaktadır. Piston kafasını soğutan yağ ve silindir ceketlerini soğutan su ile makine uygun çalışma koşullarında çalıştırılır.

Soğutucu akışkan olarak; su ve yağa aktarılan ısı miktarı deneysel veriler ile elde edilmiştir. Çeşitli yüklü durumlarda, soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları, piston soğutması için yağın giriş ve çıkış sıcaklıkları hesapları ile ana makinenin dört farklı yüklü durumu için soğutucu akışkanların giriş-çıkış sıcaklıkları ve debileri göz önüne alınarak ne kadar enerjinin soğutma ile atıldığı hesaplanmıştır.

Modelde soğutma suyu ve yağı ile birlikte atılan enerji toplam olarak hesaplanarak, silindir içerisine giren yakıta bağlı olarak modellenmiştir.

Modelde sıkıştırma ve genleşme stroklarında sistem adyabatik olarak modellendiğinden bu stroklarda ısı kaybına yer verilmemiştir. Isı kaybı, ısıнын en çok üretildiği yanma stroğu boyunca krank açısının her bir hareketi için eşit olarak dağıtılmıştır.



Şekil 5.13 : Yakıt miktarına göre silindirden olan ısı kaybı.

Şekil 5.13’de bir silindirin bir çevrim boyunca, kullanılan yakıt miktarına göre ortalama ısı kaybının grafiği verilmiştir. Bu değerler deneysel veriler olarak alınmıştır. Soğutma ile kaybedilen ısı miktarı “ ΔQ_s ” (kjoule) her bir çevrimde bir silindir için giren yakıt miktarına (gram) göre yazılmıştır.

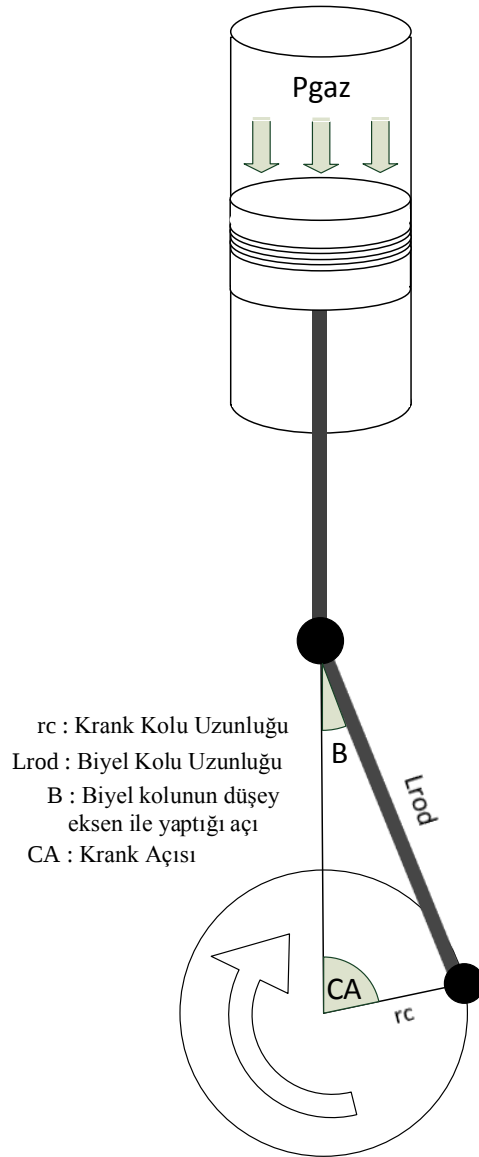
$$\Delta Q_s = 2,7311 \times \text{Yakıt} + 174,67 \quad (5.62)$$

Soğutma ile kaybedilen ısı miktarı yakıttan elde edilen ısıdan düşülerek sistemde kullanılmış silindir gazlarının enerji değişimi Denklem 5.62 dahil edilerek modellenmiştir.

5.11 Güç Aktarımı

Dizel bir makinede şaft tarafından yapılan iş, yakıtın yanması sonucu elde edilen ısı enerjisinin piston üzerinde oluşturduğu basınçtan, piston hareketi sonucu sürtünme, pompalama ve ısı kayıpların çıkarılması ile bulunur (Lakshminarayanan ve Aghav, 2010). Cross-Head’li iki zamanlı bir dizel makinede silindir gazlarının hacimlerinin genişlemesi sırasında aktarılan güç; gaz basıncının piston kafası yüzeyindeki basınçları toplamıdır. Basınç öncelikle piston kafasına aktarılır. Piston kafasındaki basınç piston kolu yardımı ile biyel koluna ve oradan da krank kolu yardımı ile krank-şafta kadar dönme kuvveti olarak iletilir. Güç iletimi boyunca pistonda meydana gelen sürtünmeler ve dönen elemanların sürtünmeleri güç kaybına sebep olur. Ayrıca doğrusal bir hareketin dairesel bir harekete dönüşmesi için de bir miktar güç kaybı

yaşanır. Şekil 5.14’de güç aktarımı ile ilgili piston, piston kolu, biyel kolu, krank kolu, ve krank’ı içeren sade bir şekil çizilerek güç aktarım organları özetlenmiştir. Daha sonra bu aktarım sırasına göre kuvvetin iletimi formülize edilerek modele dahil edilmiştir.



Şekil 5.14 : Piston kafasına binen kuvvetin krank-şaft’a aktarımı.

Silindir gazlarının anlık basıncı P_{gaz} , piston yüzeyindeki oluşturduğu basınç toplam piston alanı ile integre edildiğinde piston üzerine toplam aktarılan kuvveti verir. Bu kuvvet gaz basıncı (P_{gaz}) ile piston alanının (A_{pist}) çarpımı ile bulunur.

$$A_{pist} = r_{pist}^2 \times \pi \quad (5.63)$$

$$F_{pist} = A_{pist} \times P_{gaz} \quad (5.64)$$

Piston üzerine düşen kuvvet bulunurken piston alanı m^2 , gaz basıncı Pascal olarak hesap edilir. Piston roduna aktarılan kuvvet (F_{rod}) ise piston kafasındaki kuvvetten sekman sürtünmeleri ve piston eteği sürtünmeleri çıkarılarak bulunur. Bu sürtünme kuvvetleri pistonun anlık hızına ve piston konumuna bağlıdır.

$$F_{rod} = F_{pist} - F_{s_1} \quad (5.65)$$

Piston rodu üzerindeki kuvvet biyel koluna aktarılır. Biyel koluna aktarılırken krank kolunun dairesel hareketi için biyel kolu düşey eksen ile β^0 açısı yapar. Biyel koluna aktarılan anlık kuvvet oranı β^0 açısına göre değişiklik gösterir. Denklem 5.66 ile bulunur.

$$F_{biyel} = F_{rod} \times \cos \beta^0 \quad (5.66)$$

Biyel kolu ile piston kolu birleşme noktasındaki dönme hareketi ile bir miktar sürtünme kaybı olacaktır. Bu sürtünme kaybı krank-şaft sürtünme kaybı ile birlikte RPM'e bağlı olarak modellenmiştir.

Biyel kolu üzerindeki kuvvetin krank koluna aktarılması ile kuvvet krank-şaft'a döndürme kuvveti olarak aktarılmış olur. Burada moment kolu, krank kolu uzunluğu kadar, krank kolu uzunluğu ise kurs boyunun yarısı kadardır. Biyel kolu üzerindeki kuvvetin krank koluna aktarılması, krank-şaftın dairesel hareketinden ötürü sürekli değişken açılarda olmaktadır. Güç aktarımı sırasında etkili olan krank açısı CA^0 ve biyel açısı β^0 değerlerinin toplamı güç aktarım oranını belirler. Krank kolu uç noktasına aktarılan kuvvetin krank kolu uzunluğu (r_c) ile çarpılması ile krank-şafta aktarılan moment değeri M_{CR} bulunur.

$$M_{CR} = [F_{biyel} \times \sin(CA + \beta)] \times r_c \quad (5.67)$$

Moment değerinin M_{CR} 360^0 derece boyunca integre edilmesi ile pistonun bir çevrim boyunca krank-şafta aktardığı kuvvet hesap edilir. Piston aşağı inerken silindir içerisindeki gazların basıncı krank-şaftı döndürmeye zorlarken pistonun yukarı hareketi sonucu piston gazları krank-şaft hareketine ters yönlü bir kuvvet uygular bu kuvvetin ters etkisi “sin(180 +)” sonraki değeri ile sağlar.

M_{CR} kuvvetine diğer bir ters yönlü kuvvet krank-şaftın dönme hareketinden ötürü ters yöne olan sürtünme kuvvetidir. Sürtünme kuvveti pistonun çizgisel hızı ve krank-şaftın açısal hızına bağlıdır. Dolayısı ile iki kuvveti de ana makinenin devri “RPM” ve silindir gazlarının basınç değeri “Pgaz” ve belirlenen sabit katsayılar yardımı ile

modelleyerek krank-şafta aktarılan moment kuvveti cinsinden hesap yapılmış, gaz basıncından kaynaklı kuvvetten çıkarılarak krank-şafta aktarılan net kuvvet bulunmuştur. Bu kuvvet değeri pervane şaftının bağlı olduğu makine çıkış kuvvetidir, fren gücü olarak da adlandırılır (Break Power, P_B).

Fren kuvvetinin bulunması ile birlikte, şaftın devri radyan cinsinden yazılarak, üretilen güç miktarı kW cinsinden bulunabilir. (Denklem 5.68).

$$P_B = \text{Şaft Gücü (tork)} \times \text{Açısal Hız (2}\pi\text{rad)} \quad (5.68)$$

Şafttan alınan toplam güç kW cinsinden bulunduğunda ve bir saatlik toplam yakıt tüketimi ile oranlandığında ana makinenin özgül yakıt tüketimi “*Sfoc*” Denklem 5.69’de ki gibi hesaplanır.

$$Sfoc = \frac{\text{Saatlik Yakıt tüketimi (gr)}}{\text{Bir saatte elde edilen güç (kW)}} \quad (5.69)$$

Fren gücü ve özgül yakıt tüketimini için olan hesaplamalar programa yerleştirilmiştir.

6. MODEL SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Model oluşturulurken hesaplamaların yapılabilmesi için birtakım kabuller yapılmak zorundadır. Yapılan kabuller, gerçekte olmayan ancak öyle olduğunu varsaydığımız veriler ya da yöntemleri içerir. Bu yüzden model ile elde edilen sonuçlar ile gerçek makine çıktıları ile arasında farkların olması olağan bir sonuçtur. Simülasyon, gerçek bir olayın benzetim biçimi olduğundan alınan bazı sabit katsayıların optimizasyonu, değerlerin gerçek verilere yaklaşmasını sağlayacak şekilde düzenlenmiştir.

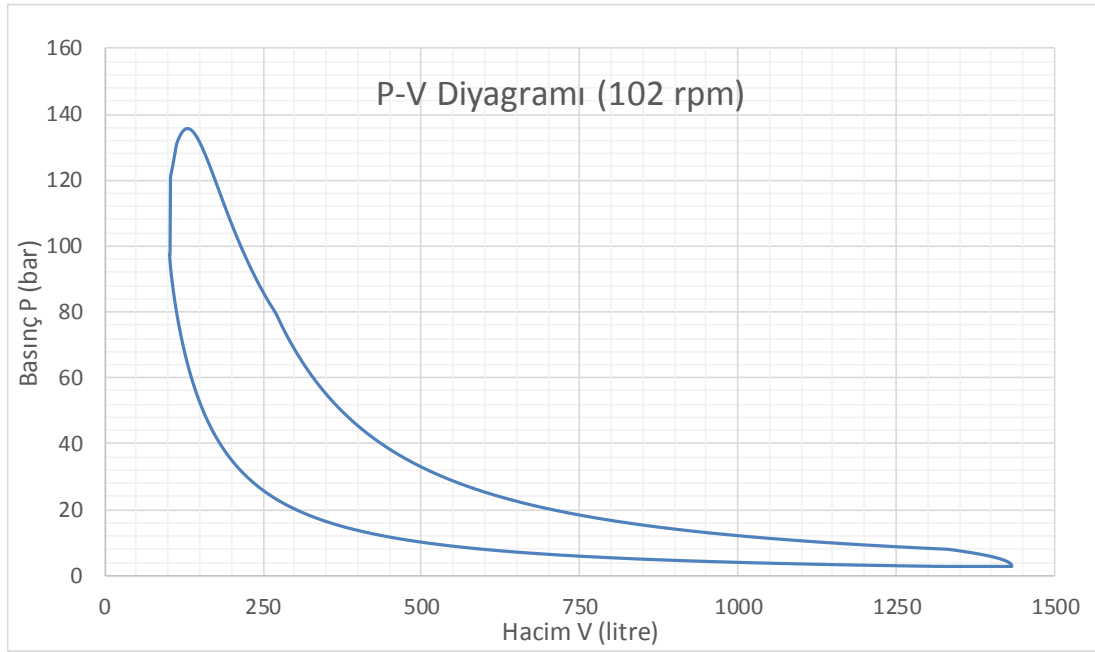
6.1 Model Farklı Stabil Yükteki Sonuçların Değerlendirilmesi

Ana makine ve sistemlerinin temel amacı gemi sevki için pervaneye aktarılabilecek olan gerekli güç/moment miktarını sağlamaktır. Üretilen güç silindir içerisindeki gaz basınçlarının değişimine, ve bu değişimi etkileyen yakıt miktarı ve T/C sisteminin çalışma karakteristiğine bağlıdır. Bu bölümde ana makinenin sıkıştırma basınç ve sıcaklıkları, yanma basınçları, skavenç ve egzoz manifoldundaki basınç değerleri, ana makinein ürettiği güç ve özgül yakıt tüketimi değişken yükteki ana makine değerleri için yapılan simülasyondan alınmıştır.

6.1.1 P-V açık ve kapalı diyagramları

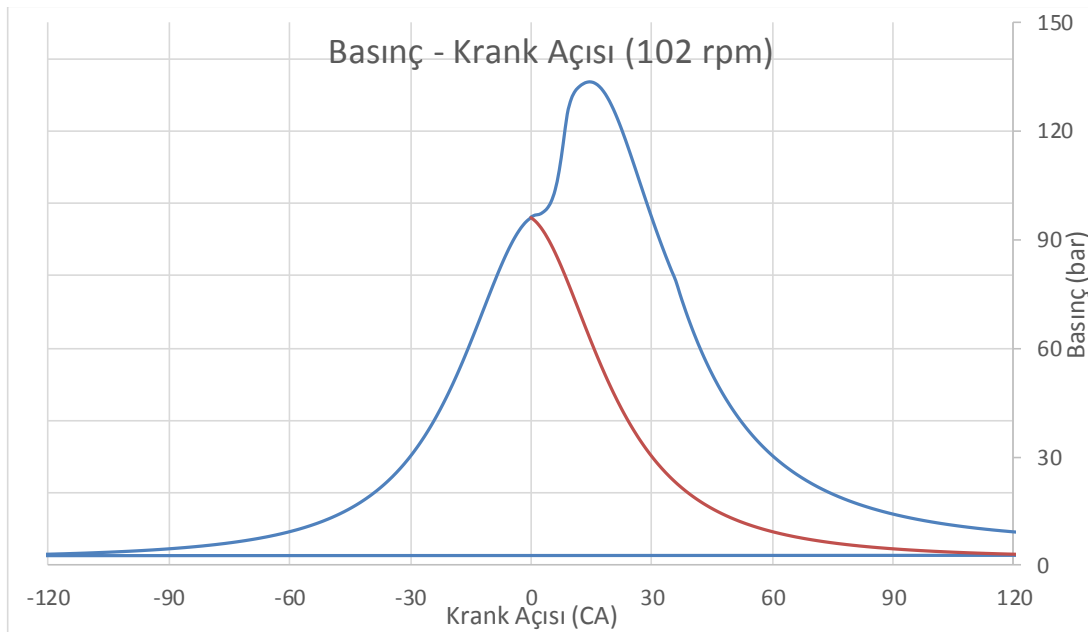
Ana makinenin ileri yönlü çalışması “pek ağır yol” (Dead Slow Ahead), “ağır yol” (Slow Ahead), “yarım yol” (Half Ahead), “tam yol” (Full Ahead), olmak üzere 4 ayrı yükte incelenmiştir. Açık ve kapalı diyagramlarda bu yükler sırası ile %25 (36 rpm), %50 (58 rpm), %75(80 rpm) ve %100 (102 rpm) olarak belirtilmiştir.

Ana makine tam yol ileri konumunda iken, kapalı P-V diyagramı Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Püskürtme silindir içerisine ÜÖN’den 1,9 CA önce yapılmakta, 2,16 CA kadar tutuşma gecikmesi oluşmaktadır. Tutuşma gecikmesi ile birlikte ilk yanma ÜÖN’den 0,3 CA sonra gerçekleşir. Silindir içerisindeki maksimum basınç piston ÜÖN’den 13 CA sonra oluşmaktadır. Maksimum basınç değeri 135,7 bar’dır.



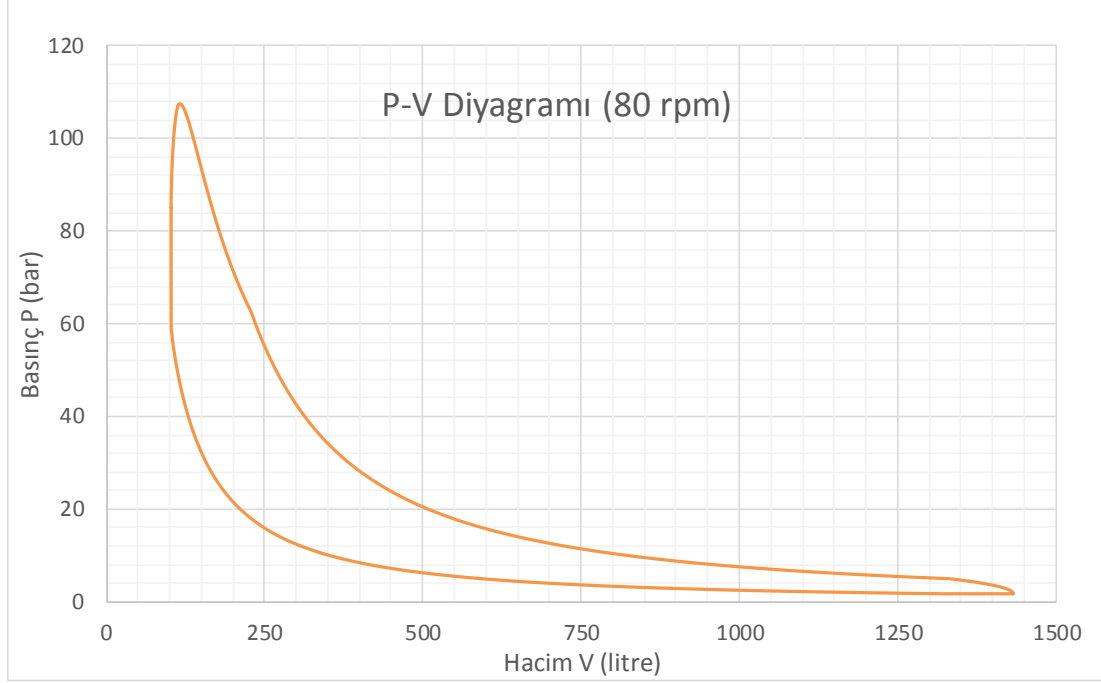
Şekil 6.1 : Ana Makine %100 yükteki (102 rpm) P-V diyagramı.

Tutuşma gecikmesinin 2,16 CA kadar sürmesi, silindir içersine püskürtülen toplam yakıtın yaklaşık %17'si kadarının yanmadan silindir içersinde birikmesi, ilk tutuşmadan sonra hızlıca kontrolsüz patlamalara ve ani basmaç yükselmesine sebep olur. Yanmanın geri kalan kısmı kontrollü olarak gerçekleşir. Pistonun aşağı doğru hareketi sonucu hacminde büyümesi ile silindir içersindeki basmaç düşer. Krank açısına bağı basmaç grafiğı şekil 6.2'de gösterilmiştir.



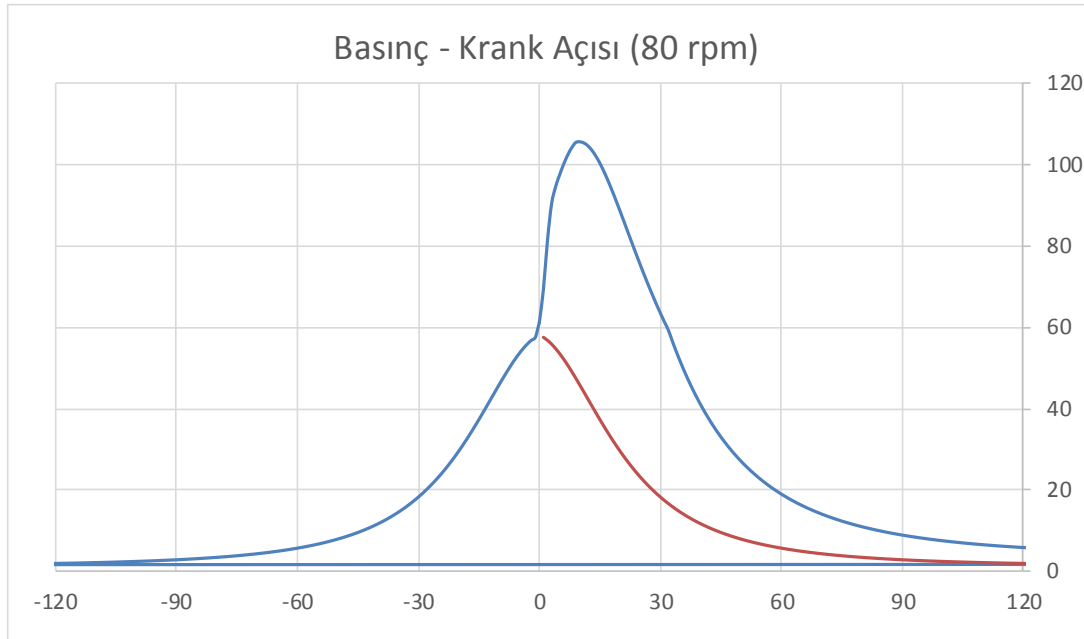
Şekil 6.2 : Ana Makine %100 yükteki (102 rpm) P-CA diyagramı.

Ana makinenin yarım yol ileri konumundaki P-V diyagramı Şekil 6.3’de gösterilmiştir. Püskürtme silindir içerisine ÜÖN’den 5 CA önce yapılmaktadır. 2,18 CA tutuşma gecikmesi oluşmaktadır. Püskürtme avansının da fazla olması ile yanma; ÜÖN’den 2,8 CA öncesinde meydana gelmektedir. Silindir içerisindeki maksimum basınç 106,5 bar ÜÖN’den 9 CA sonra oluşmaktadır.



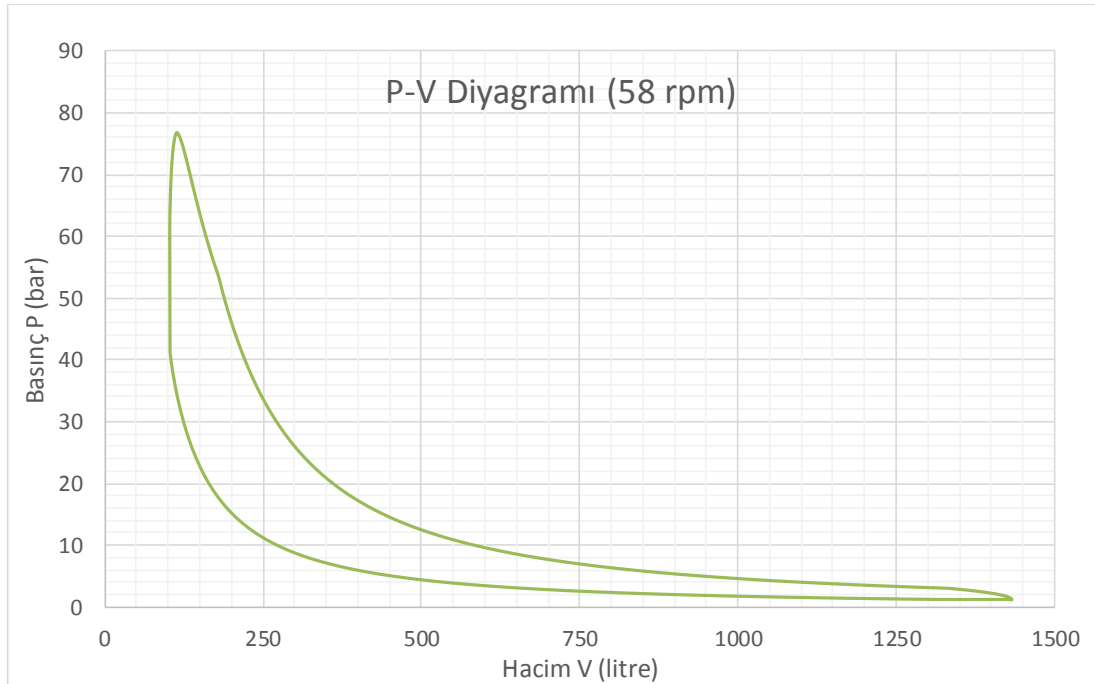
Şekil 6.3 : Ana Makine %75 yükteki (80 rpm) P-V diyagramı.

Püskürtmenin erken yapılması ile birlikte yanma, pistonun yukarı doğru hareketi devam ederken başlar. Tutuşma gecikmesi süresince silindir içerisinde biriken yakıtın kontrolsüz yanmaya başlaması ile birlikte ani basınç artışı meydana gelir. Tutuşmanın küçük hacimlerde gerçekleşmesi silindir içerisindeki basınç yükselmesinin etkisini arttırdığı gibi, pistonun yukarı doğru hareketi de basınç yükselmesine katkıda bulunur. Böylece püskürtme avansı ile birlikte düşük yüklerde de yüksek basınçlar elde edilebilir. Şekil 6.4’de 80 rpm için krank açısına bağlı olarak silindir içerisindeki basınç değişimi gösterilmektedir.



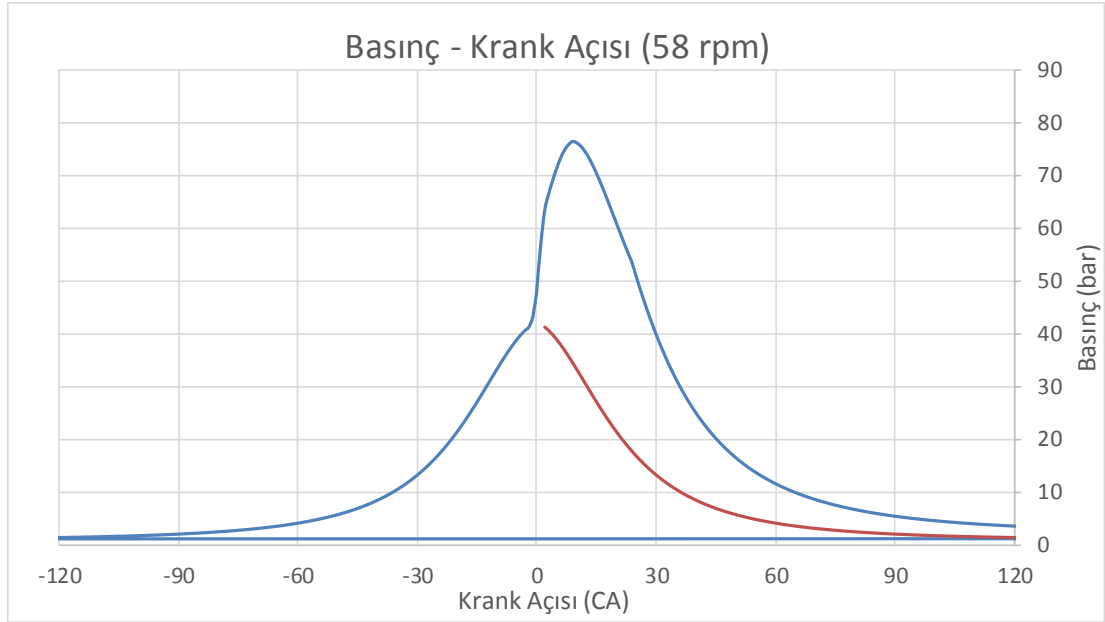
Şekil 6.4 : Ana Makine %75 yükteki (80 rpm) P-V diyagramı.

Ana makinenin ağır yol ileri konumundaki P-V diyagramı Şekil 6.5’de gösterilmiştir. Püskürtme silindir içerisine ÜÖN’den 4,8 CA önce yapılmaktadır. 1,26 CA tutuşma gecikmesi oluşmaktadır. Püskürtmenin erken olması ile yanma ÜÖN’den 3,6 CA öncesinde meydana gelmektedir. Silindir içerisindeki maksimum basıncı 76,7 bar ÜÖN’den 8 CA sonra oluşmaktadır.



Şekil 6.5 : Ana Makine %50 yükteki (58 rpm) P-V diyagramı.

Püskürtmenin erken yapılmasıyla yanmanın, daha küçük hacimlerde tamamlanması, yüksek sıcaklıklar ve basınçlarda yakıtın daha verimli yanmasını ve daha yüksek yanma basıncı elde edilmesini sağlar. Yanma başladığında pistonun ÜÖN'ye doğru hareketi bu olayı destekler. Tutuşma gecikmesi süresince biriken yakıtın aniden yanması ve devamındaki kontrollü yanma sonucu basınç yükselmesi Şekil 6.6'da 58 rpm için krank açısına bağlı olarak gösterilmiştir.

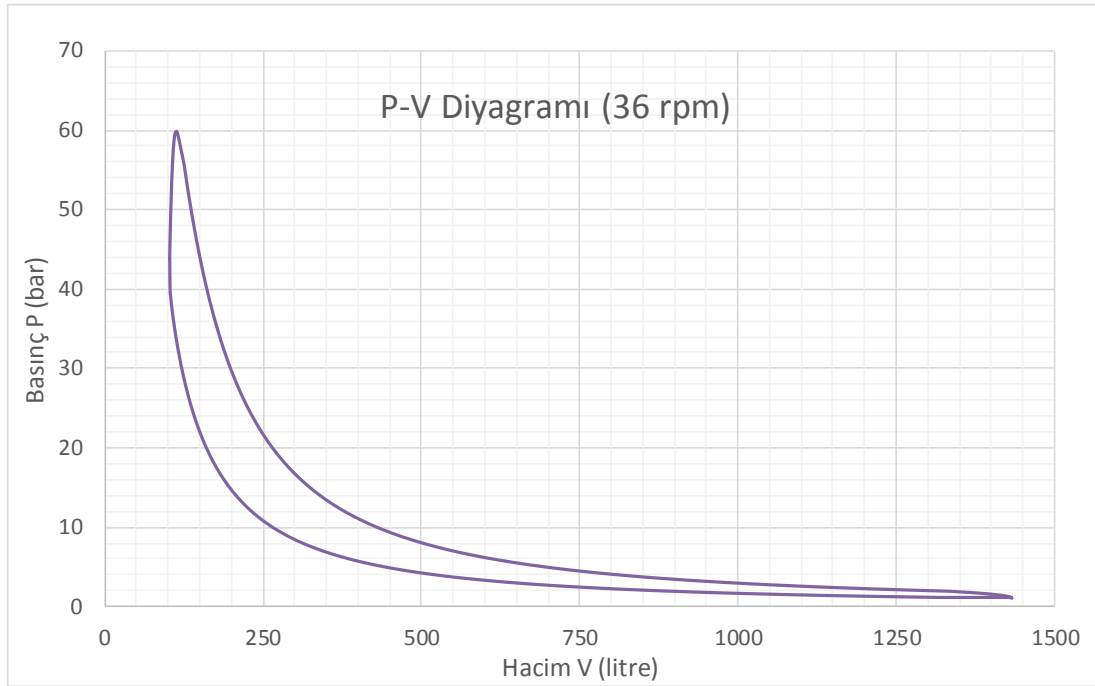


Şekil 6.6 : Ana Makine %50 yükteki (58 rpm) P-CA diyagramı.

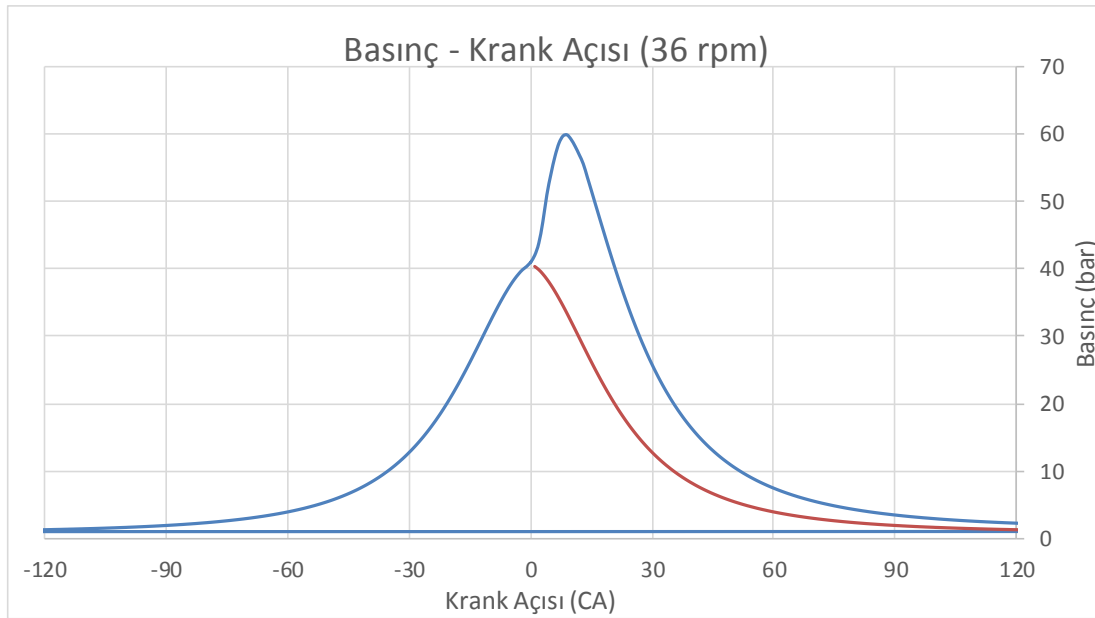
Ana makinenin pek ağır yol ileri konumundaki P-V diyagramı Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Püskürtme silindir içine ÜÖN'den 4,2 CA önce yapılmaktadır. 0,24 CA tutuşma gecikmesi oluşmaktadır. Püskürtmenin erken olması ile yanma; ÜÖN'dan 3,9 CA öncesinde meydana gelmektedir. Silindir içerisindeki maksimum basınç 59,8 bar ÜÖN'den 8 CA sonra oluşmaktadır.

Tutuşma gecikmesinin süresinin kısa olması, silindirin içerisinde birikerek aniden yanan yakıt miktarının az olmasına ve Şekil 6.8'de gösterilen ani basınç artışının az olmasına sebep olur. Silindir içine gönderilen yakıtın azalması ile birlikte yakıt fazlalık oranı düşer ve yakıtın yanma süresi kısalmıştır. Şekilde gösterilen basınç artışının büyük bir kısmı kontrollü yanma sırasında oluşur.

Yanma süresi ve yanma şekil parametresinin farklı yük durumlarındaki değişimi aşağıdaki bölümlerde incelenmiştir.



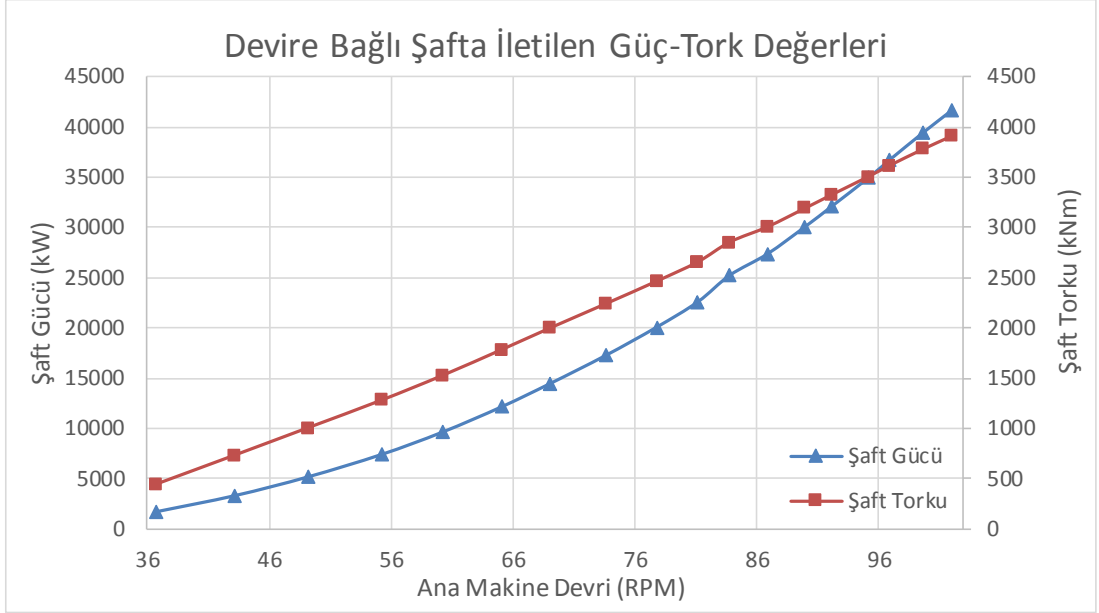
Şekil 6.7 : Ana Makine %25 yükteki (36 rpm) P-V diyagramı.



Şekil 6.8 : Ana Makine %25 yükteki (36 rpm) P-CA diyagramı.

6.1.2 Devir sayısı ve üretilen güç değerlerinin karşılaştırılması

Ana makinenin %50 yükteki devri 58 rpm'dir. Bu yüke karşılık gelen şafta iletilen güç miktarı 8300 kW'dır. Makinenin yükünün %100'e çıkarılması ile ciddi bir güç artışı görülür. Ana makinenin tam yol ileri konumda şafttan alınan güç 41600 kW'dır. Şekil 6.9'da pervane şaftına iletilen moment ve güç değerleri gösterilmektedir. Moment değeri lineer bir dağılım izlerken, güç değeri parabolik bir şekilde artmaktadır.

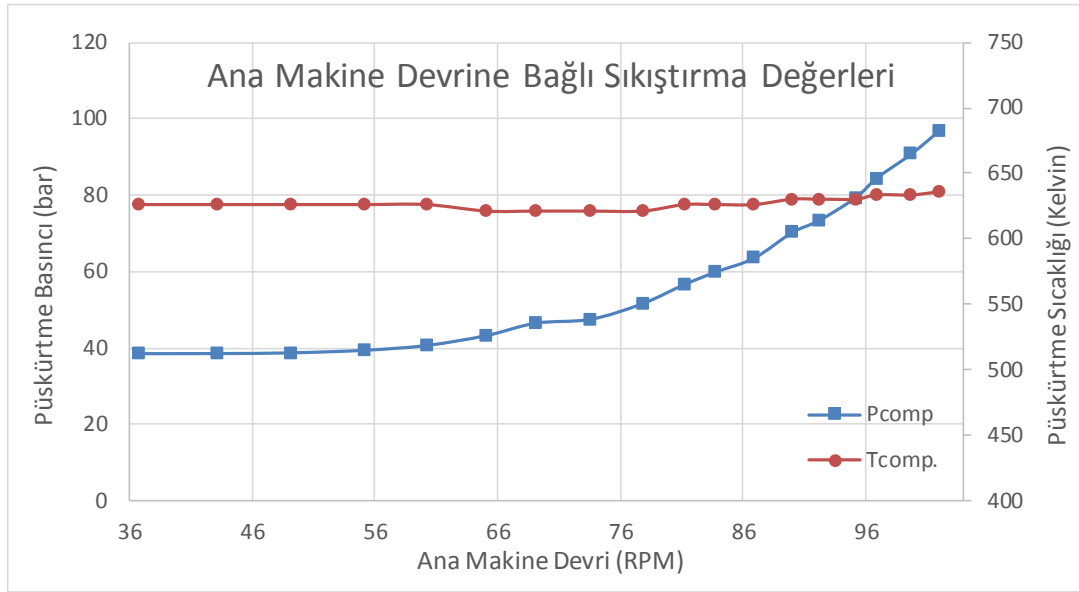


Şekil 6.9 : Ana Makine devrine bağlı şaft gücü ve şaft torku değerleri.

6.1.3 Devir sayısı ile sıkıştırma basınç ve sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması

Dizel makinelerde silindir içerisine gönderilen yakıtın artırılması yada azaltılması ile makineden alınan güç değiştirilebilir. Gücün artması ile birlikte ana makinenin devir sayısı artar. Yüksek güç için gerekli olan daha fazla yakıtın silindir içerisinde yakılması yüksek egzoz sıcaklıkları ve yüksek egzoz basıncı sağlar. Yanmış egzoz gazlarının yüksek sıcaklık ve basınçlarda silindirden çıkarak manifolda gitmesi ve T/C türbininden geçerek genişlemesi T/C sistemine enerji verir. T/C 'den geçen gazların basıncı ve sıcaklığı ne kadar fazla olursa, T/C sistemine verdikleri güç o kadar fazla olur. T/C sisteminin diğer bir komponenti olan kompresör daha fazla güç ile daha fazla basınçlı havayı skavenç manifolduna gönderebilir. Bu yüzden RPM arttıkça sıkıştırma basıncının artması beklenir. Ağır yol ve daha düşük yüklerde T/C sağladığı kuvvet süpürme ve şarj havası için yeterli basıncı oluşturmaya yetmez bu yüzden bu yüklerde elektrik tahrikli bloverler kullanılır.

Kompresyon basınçlarına bakıldığında elektrik tahrikli blover yardımı ile çalışan düşük yüklerde kompresyon basınçları birbirine yakındır. Ana makine yükü arttıkça makineden alınan güç artar. Egzoz gazlarının basıncı ve sıcaklığının da yükselmesi ile T/C nin sağladığı skavenç basıncı artar ve piston içerisindeki sıkıştırma ile sağlanan kompresyon basıncı artar. Şekil 6.10'da kompresyon basıncının artışı görülmektedir.

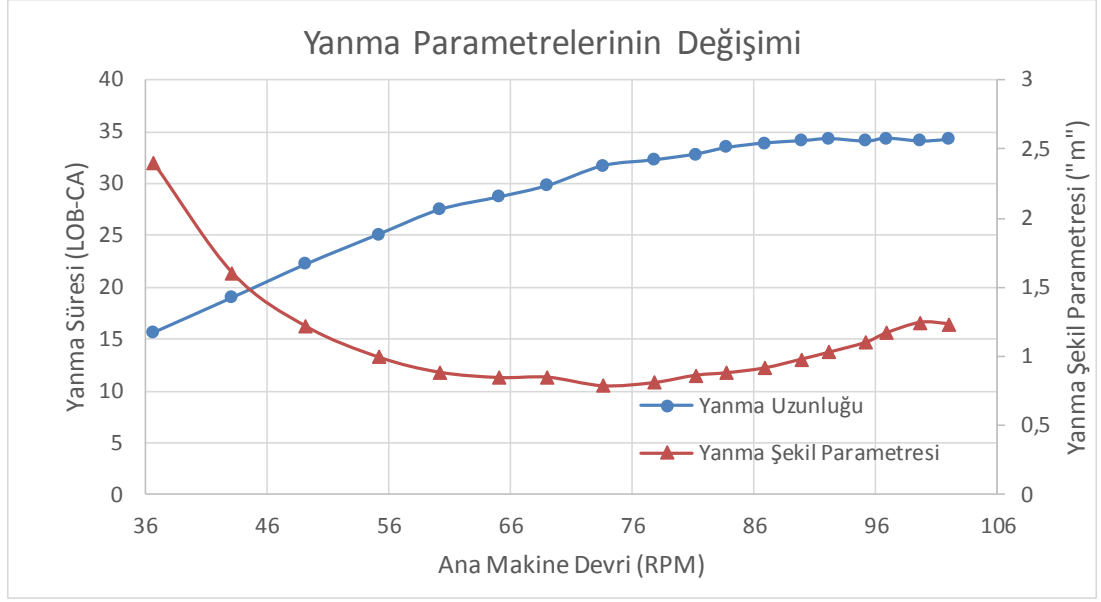


Şekil 6.10 : Ana makine devrine göre sıkıştırma basınç ve sıcaklıkları.

Sıkıştırma sıcaklıkları giren havanın sıcaklığı sabit olduğundan çok değişmemektedir. Sıcaklık değerlerinde meydana gelen dalgalanma silindir içerisine giren gazların sıcaklığının bir miktar artması bu artma miktarının ana makine devrine bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca Şekil 6.10’da alınan sıcaklıklar piston ÜÖN’de olan sıcaklıkları değil püskürtme yapıldığı andaki sıcaklıklarıdır. Püskürtme zamanının değişken olması da bu dalgalanmada etkilidir.

6.1.4 Devir sayısı ile yanma şekil parametresi ve yanma süresi değerlerinin karşılaştırılması

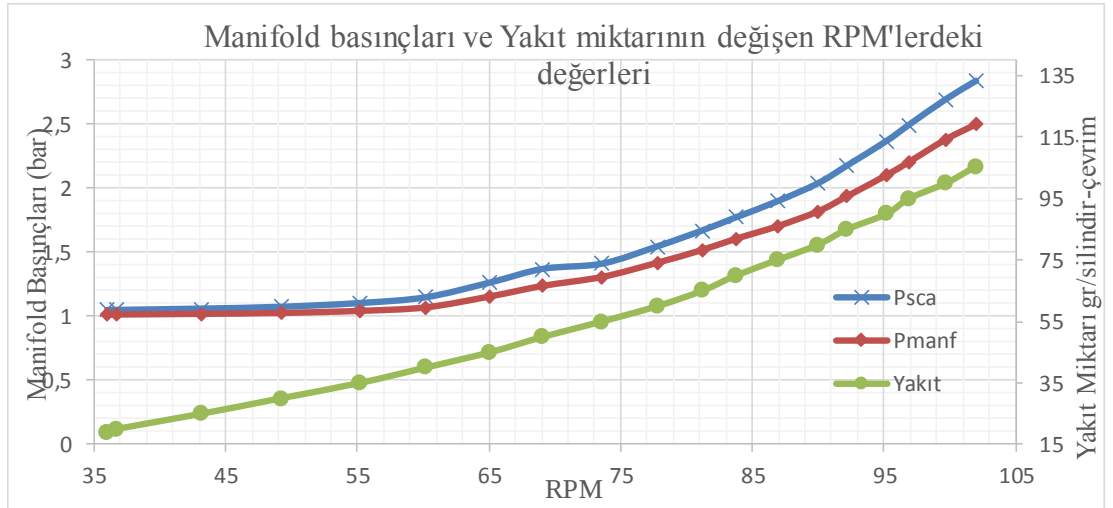
Silindirin içerisine yakıtın püskürtülüp tutuşma gecikmesi sonrası yanmaya başlaması ile yakıttaki kimyasal enerji açığa çıkarak, silindir gazlarının basınç ve sıcaklıklarını artırır. Silindir gazlarındaki bu değişim toplam yakıt miktarına bağlı olduğu gibi yanma süresinin uzunluğuna ve modelde kullanılan yanma şekil parametresine bağlıdır. Yanma süresinin uzunluğu devir sayısına ve yakıt fazlalık oranına bağlıdır. Rpm ya da Yakıt fazlalık değerleri arttıkça yanma süresi uzar. Yanma şekil parametresi, sıcaklık, basınç, rpm ve tutuşma gecikmesi sürelerine bağlıdır. Her iki parametrenin değişen devirlerdeki değerleri Şekil 6.11’de gösterilmiştir.



Şekil 6.11 : Yanma uzunluğu ve Yanma şekil parametresi değerlerinin değişimi.

6.1.5 Ana makine devri ile skavenç manifoldu, egzoz manifoldu basınçlarının ve silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarlarının değişimi

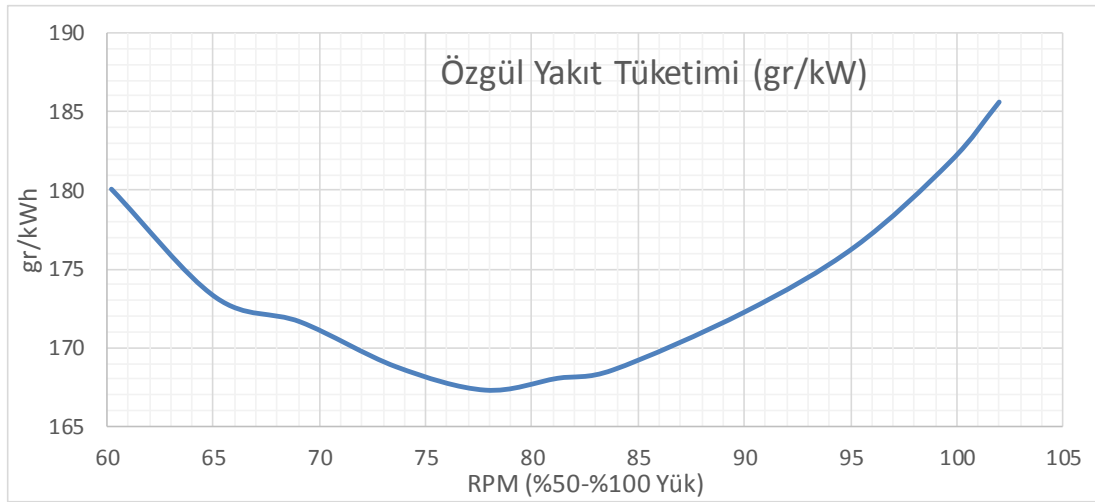
Silindir içerisinde gerçekleşen süpürmede, skavenç manifoldundaki basıncın egzoz manifoldundaki basınçtan fazla olması hava akımının ve süpürmenin düzgün bir şekilde gerçekleşmesini sağlar. Düşük devirlerde skavenç basıncı elektrikli bloverlar tarafından sağlanırken, yüksek güçlerde bu basınç ana makinenin kendi T/C sistemi tarafından sağlanabilir. Şekil 6.12’de değişken ana makine devirlerindeki skavenç manifold ve egzoz manifold basınçları değişimleri ve her bir çevrimde bir silindire gönderilen yakıt miktarları gösterilmiştir.



Şekil 6.12 : Skavenç ve egzoz manifoldlarındaki basınçlar ve silindir içerisine gönderilen yakıt miktarı değişimi.

6.1.6 Özgöl yakıt tüketiminin karşılaştırılması

Özgöl yakıt tüketimi, silindir içerisinde üretilen indike güce veya pervane şaftına aktarılan fren gücüne ait olabilir. Bir kilowatt güç üretmek için bir saatte tüketilmesi gereken yakıt miktarına “ölgöl endike yakıt tüketimi” adı verilir. Bu tüketim endike ısı verim yardımı ile hesaplanır (Küçükşahin, 2008). Silindir içerisinde üretilen güçten mekanik kayıplar çıkarılarak pervane şaftına iletilen güç “fren gücü” bulunur. Şafttan alınan bir kilowatt fren gücü için bir saatte tüketilmesi gereken yakıt miktarına fren ölgöl yakıt tüketimi adı verilir. Şekil 6.13’de ölgöl yakıt tüketimine ait eğri fren ölgöl yakıt tüketimi için alınmıştır.



Şekil 6.13 : Ana makine %50-100 yük aralığındaki ölgöl yakıt tüketimi değerleri.

Yapılan simülasyonda ana makinenin en düşük yakıt tüketimi 167 gr/kW değeri ile 78 rpm’de oluşmaktadır. Bu konumdan uzaklaşıldıkça yakıt tüketimi artar. Bunun sebebi ısı verim ve mekanik verimin optimum olduğu noktadan uzaklaşılmasıdır. Isı verim, sıkıştırma oranları arttıkça artar (Küçükşahin, 2008). Yüksek devirlere çıkıldıkça yüksek sıkıştırma oranları, pistonun çizgisel hızı ve krank-şaftın açısal hızından ötürü sürtünme kayıpları artar. Bu kayıpların artması pervane şaftına iletilen güç oranında azalmaya sebep olur ve ölgöl yakıt tüketiminin Şekil 6.13’deki gibi artışı gözlenir.

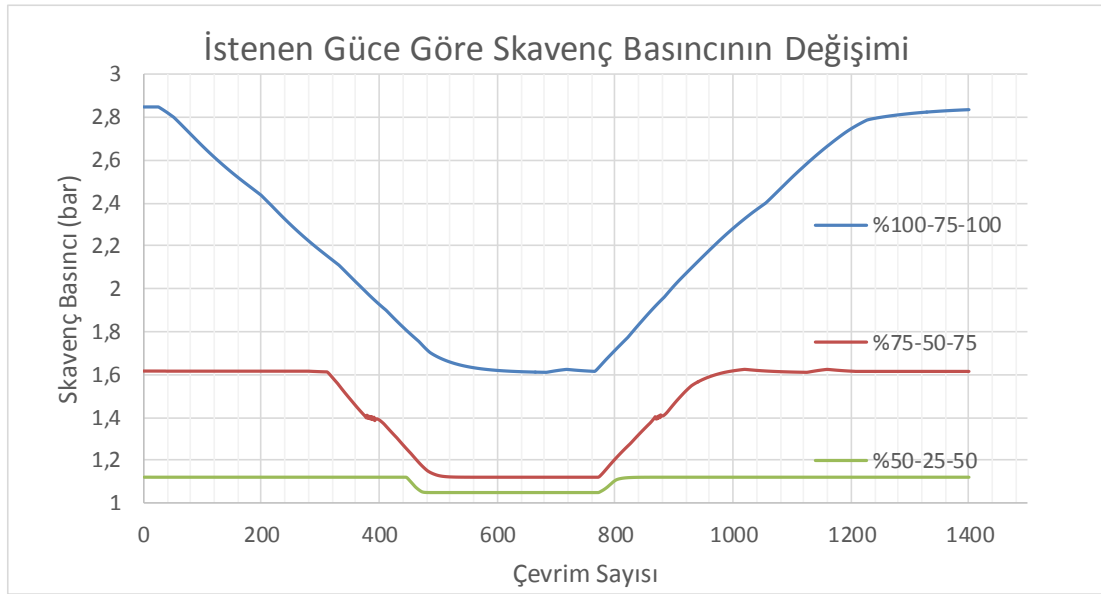
6.2 Modelin Değişken Durumlardaki Sonuçlarının Değişimi

Silindir içersine verilen yakıt miktarının değişimi ile, silindirden alınan güç ve egzoz gazlarının sıcaklık ve basınç değerleri değişecektir. Bu değişime bağli olarak T/C

tarafından üretilen güç ve bu gücün sağladığı skavenç basınçlarının değişimi gözlemlenmiştir.

6.2.1 Skavenç basıncının değişken makine yüküne göre değişimi

Ana makinenin, %100, %75, %50 ve %25 olmak üzere dört ayrı yük konumundaki geçişleri incelenmiş, ilk üç yüklü konumlarındaki skavenç basınçları istenen gücün bir kademe geri getirilmesi ile skavenç manifoldundaki basınç değişimleri gözlemlenmiştir. Ana makinenin her bir devri çevrim sayısı olarak Şekil 6.14’de yer almaktadır.



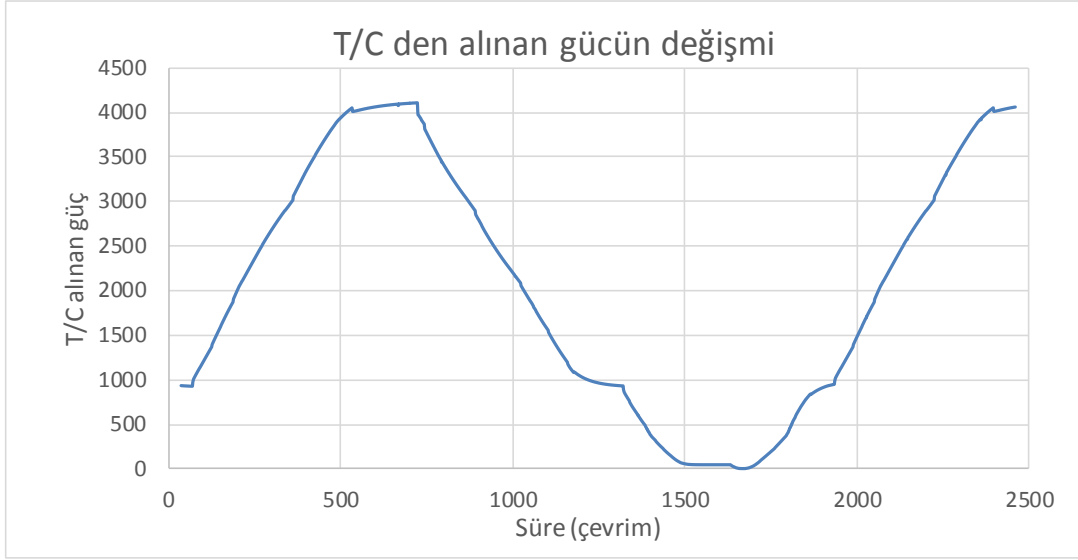
Şekil 6.14 : Skavenç basınçlarının değişimi.

Yukarıdaki şekilde ana makine yük durumu %100’den %75’e düşürülmüş ve eski konumuna geri getirilmiştir. Aynı işlem %75 ve %50 makine yükleri için de yapılarak skavenç basınçlarındaki değişimler gösterilmiştir.

6.2.2 T/C gücünün değişen makine yüküne göre değişimi

Ana makineden alınabilecek gücün değişimi, silindir içerisine gönderilen yakıt miktarının değişimi ile gerçekleştirilmektedir. Silindir içerisine daha fazla yakıt gönderilmesi, yanmış gaz sıcaklıkları ve basıncının artmasını sağlar. Daha yüksek egzoz basınçları T/C dan geçerken basınçlarını bu sisteme aktararak genişirler. Ana makinenin tam yol konumunda çalışırken verilen yakıt miktarının maksimum olması alınabilecek en yüksek T/C gücünün elde edilmesini sağlar. Şekil 6.15’de ana makine

yükü değiştirilerek T/C'nin skavavenç basıncı için ürettiği gücün değişimi gözlemlenmiştir.



Şekil 6.15 : T/C tarafından üretilen gücün değişimi

Yukarıdaki şekilde, ana makine yükü, %75 konumunda iken tam yol verilmiş ve daha sonra makine %100 – %75 – %50 – %25 – %75 – %100 konumlarına getirilerek T/C tarafından üretilen güç miktarı gözlemlenmiştir. Bu güç değerinin değişimi, silindir içerisine verilen yakıtın miktarının değişimi ile alakalıdır. Silindir içerisine verilen yakıt miktarı silindir içerisine alınan dolgu havası miktarına bağlıdır. Yani yakıt miktarı skavenç basıncına göre sınırlandırılmaktadır.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

1900’lü yılların başlarından beri dizel makineler yakıt ve güç avantajları sebebi ile kara ve deniz araçlarında giderek artan oranlarda kullanılmaktadır. Dört zamanlı dizel motorların hacim-güç avantajlarından ötürü iki zamanlı motorlara göre, özellikle kara araçlarındaki sayısal üstünlüğü ile motorlar üzerinde yapılan çalışmalar dört zamanlı motorlar üzerine daha çok yoğunlaşmıştır. İki zamanlı dizel makinelerin kullanımı genelde büyük boyutlarda ve dört zamanlı motorlara göre daha az sayıda olmakla birlikte, genelde ticaret gemilerinde, güç ve pompa istasyonlarında kullanılmaktadır. Büyük boyutlardaki iki zamanlı makinelerin işletim prosedürlerinin farklılığı, bakım ve tutum operasyonlarının yerinde yapılması gerekliliği makineyi işletenlerin makine hakkındaki teknik bilgi seviyesinin iyi olmasını gerektirir. En genel kullanım yerinin gemiler olduğu düşünülürse kullanıcıların teknik bilgi seviyesinin gemiye çıkmadan önce yeterli seviyeye ulaştırılması önemlidir. Simülatörler, bu konuda önemli bir araçtır. Gemi üzerinde çalışırken yapılan eğitim/öğretim ile kıyaslandığında simülatör eğitimi ana makineye ya da diğer ekipmanlara zarar vermeden kullanılabilen hem güvenli hem de makine operasyonu öncesi edinilecek olan temel bilgi birikimi için etkili bir öğretim yöntemidir (Ikenishi vd., 2006). Denizcilik okullarındaki makine işletme mühendisliği ve askeri personelin eğitimi amaçları ile hazırlanan “Makine Dairesi Simülatörlerinin”, dünya üzerinde beş farklı üreticisi mevcuttur. Literatürde ise iki zamanlı gemi ana makinesi modellenmesi ile ilgili yapılan çalışmaların sayısının oldukça az olduğu ve teknik verilerin eksikliği göze çarpmaktadır. Ana makine üreticilerinin makinelere ait hazırladıkları teknik kataloglarında kullanıma dair genel bilgiler (güç, yakıt tüketimi) bulunsa da bu bilgiler kullanıcı için uygun, ancak modelleme yapılabilmesi için oldukça yetersiz kalmaktadır. Bu çalışmada, iki zamanlı, ağır devirli, yüksek güçlü bir gemi ana makinesinin, turbo-şarj sistemi ile birlikte simülasyonunun yapılması amacı ile makine ve bileşenlerinin mühendislik modelleme yöntemleriyle modelinin oluşturulması, dinamik olarak modelin çalıştırılması ve model sonuçların değerlendirilmesi amaçlanmıştır.

İki zamanlı dizel bir ana makinenin çalışmasının dinamik olarak modellenmesi oldukça karmaşık ve yoğun işlem gücü gerektiren bir işlemdir. Ana makine sistemini tek bir yaklaşım ile modellemek oldukça zordur. Ana makine ve T/C sistemi, alt bölümlere ayrılarak işlevlerine göre farklı yaklaşımlar ile modellenmiştir. Simülasyonda alt modellerin eşzamanlı olarak çalışmasının işlem yükü açısından dezavantaj oluşturmaması için yöntemler detay/işlem yükü optimizasyonu ile seçilmiştir. Silindir içerisindeki olaylar fenomenolojik model yaklaşımı ile yapılmıştır. Dizelin yanma süreçleri çok karmaşıktır ve detaylı olarak çözülebilmemiş değildir. Emisyonlar, yakıt ekonomisi gibi çalışmaların yapılabilmesi için yanma sırasında meydana gelen hava yakıt karışımının oluşumu, tutuşma gecikmesi, yanma ve emisyonların oluşumu gibi olayların iyi anlaşılabilmesi gereklidir (Hiroyasu, 1985). Yapılan simülasyonda emisyon değerlerinin hesaplanması amaçlanmadığından dolayı yanma, tek bölgeli termodinamik model içerisinde Wiebe yanma oranı dağılım fonksiyonu kullanılarak yapılmıştır. Wiebe fonksiyonu parametrelerinin (yanma süresinin uzunluğu ve yanma şekil parametresi) makine çalışma parametreleri (maksimum basınç ve oluşma zamanı) göz önüne alınarak, modeli yapılan ana makine için optimizasyonu yapılmıştır. Ana makinede değiştirilen yakıt miktarına göre yanma parametrelerini değiştirecek bir alt model literatürde yapılan test ve deneyler sonucu çıkarılan ampirik formüller yardımı ile oluşturulmuş ve program içerisine yerleştirilmiştir. Dinamik bir sistemin modellenmesinde, ana makineye verilen yakıt miktarına göre alınan güç ve hız değiştiğinden silindir içerisinde gerçekleşen diğer prosesler, sıkıştırma, tutuşma gecikmesi, genişleme, egzoz ve dolgu değişim prosesleri arasındaki geçiş, zamana bağlı değil pistonun konumunu belirleyen krank açısına bağlı olarak modellenmiştir. Bu proseslerin içerisindeki olaylar, fenomenolojik model yaklaşımı ve termodinamik denklıklar yardımı ile modellenmiş, silindir içerisinde yapılan modelleme fenomenolojik yaklaşıma uygun olduğundan LabVIEW üzerinde “state machine” modeli oluşturulmuştur. Silindir içerisine alınan hava ve çıkan egzoz gazlarının sabit katsayıları için literatürde kullanılan veriler veya çok yakın değerleri kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Yanma prosesinde kullanılan özgül ısılar içerideki sıcaklık ve basınç miktarı ile sürekli değiştiğinden, Olikara ve Borman yanma ürünleri programından oluşturulan veriler programa yerleştirilerek uygun değerler programda kullanılması ile yanma modellenmiştir. Egzoz ve dolgu havası değişimi hesaplarında dalgalanmasız ve lineer model kullanılmış, emme portunun açık kaldığı süre, egzoz ve skavenç manifoldları arasındaki basınç farkı kullanılarak içeriye giren

hava kütlesinin hesabı lineer bir ilişki ile oluşturulmuştur. Silindir hacmi, egzoz kütlesi ve içeriye giren hava kütlesine bağlı olarak egzoz manifolduna giden toplam gaz kütlesi, sıcaklığı ve basıncının hesaplanması programın içerisinde oluşturulan alt bir model içerisinde modellenmiş ve programa yerleştirilmiştir.

Ana makinenin içerisinde gerçekleşen silindir prosesleri dışında T/C sistemi, ve bağlı bulunan skavenç manifoldu, egzoz manifoldu, yapılan modelden alınacak veriler ve çıktıları verecek şekilde programa yerleştirilmiştir. T/C sistemi temel olarak iki alt programdan oluşmaktadır. T/C türbini ve T/C kompresörü, ortalama değer model yaklaşımı ile termodinamik hesaplar yapılarak modellenmiştir. Egzoz manifoldundaki basınç ve sıcaklık değerleri T/C türbin modeline girdi olarak girerek debi ve güç çıktıları elde edilmektedir. Güç çıktısı T/C kompresörü tarafından kullanılmakta ve skavenç manifoldu içerisindeki basınç değerini de kullanarak sıkıştırılan hava miktarını ve basınç değerini hesaplamaktadır. T/C kompresör ve skavenç manifoldu arasındaki hava soğutucusunun modeli yapılmamış, manifolda giden havayı yanma için uygun bir sıcaklığa (41°C) soğutacağı kabul edilmiştir. Manifoldlar içerisindeki basınç değişimleri ortalama değer model yaklaşımı ile yapılmış bir çevrim içerisinde giren ve çıkan hava ya da egzoz gazlarının etkisi kısmi basınçlarına göre hesaplanmıştır.

Modelde, sıkıştırma ve genleşme prosesleri adyabatik olarak modellenmiştir. Silindir ceket ve piston kafası soğutmalarından kaynaklı kayıplar, yanma sırasında silindir içerisine giren enerji miktarından çıkarılarak, bu kayıp, silindir içerisine giren yakıt miktarına bağlı lineer bir fonksiyon olarak modellenmiştir. Ancak gerçek çevrimlerde ısı kaybı çevrimin her aşamasında olmaktadır. Egzoz ve dolgu zamanlarındaki ısı geçişi modelinde, silindire giren hava sıkıştırma başlayıncaya kadar piston kafası ve silindir duvarlarından ısı alır, ısınan havanın sıcaklığı artar ve hacmi genişler. Silindir içerisindeki sıkıştırmaya giren dolgu havasının kütlesinin hesaplanmasında, dolgu havası basıncı, ana makine devri parametreleri ve test verilerinden elde edilen silindir duvar sıcaklıkları kullanılarak farklı devirlerde karşılaştırmalar yapılmıştır. Düşük devirlerde daha az havanın silindire girişi ve düşük rpm sebebi ile havanın piston kafası ve silindir yüzeylerine dokunma süresi artacağından; yüksek silindir duvar sıcaklıklarına rağmen dolgu havasının sıcaklığının daha çok arttığı hesap edilmiştir. Program içerisinde silindir duvar sıcaklıkları hesaplanmadığından bu artış miktarı lineer bir fonksiyon ile RPM'e bağlı olarak yazılmış ve programa yerleştirilmiştir.

Yükselen sıcaklık ile silindir içerisindeki dolgu havasının kütlesi azalarak düşük devirlerde daha yüksek basınçların sağlanmasına katkıda bulunmuştur.

Dizel bir makineden alınan gücün değişimi, silindir içerisine verilen yakıtın değiştirilmesi ile mümkündür. Yakıt miktarının değişmesi ile üretilen güç ve buna bağlı olarak devir sayısı değişecektir. Tüm model krank açısına bağlı olarak modellenmiş, ve krank açısının değişim hızını RPM değeri temsil etmektedir. Simülasyon, silindir içerisine verilen yakıt miktarının, güce nasıl dönüştüğünü dinamik bir şekilde modelleyecek şekilde tasarlanmıştır. Silindir içerisinde oluşan basınç, piston kolu vasıtası ile önce biyel koluna sonra krank koluna aktararak pervane shaftında dönme momenti meydana getirir. Bu gücün iletilmesinde birtakım mekanik kayıplar meydana gelmektedir. Piston sekman sürtünmeleri, valf mekanizmaları, shaft sürtünmeleri için mekanik kayıplar, krank açısı ve silindir içerisindeki basınç ve RPM'e bağlı olarak modellenmiştir. Mekanik kayıplar ve silindir içerisinde üretilen basınç krank açısı değişimlerine göre modellenerek döndürme kuvvetinin hesabı program içerisine yerleştirilmiştir. Üretilen tork değerine göre ana makine devir sayısı dinamik olarak değişmektedir.

Yapılan simülasyon modeli ile ana makinenin çalışma karakteristiğinin çıkarılmış değişen yük durumlarında makinenin güç çıkış eğrisi elde edilebilmiş ve ana makine P-V (açık ve kapalı) diyagramlarının gözlemlenebilir duruma gelmiştir. Turbo-şarjer sisteminin, egzoz manifold ve skavenç manifold ile birlikte uygun çalışması modellenebilmiştir. Hazırlanan modelin mimarisinin bir simülatör programı alt yapısını oluşturabilir nitelikte olması için alt modeller kullanılmış modüler bir yapı oluşturulmuştur. Seçilen model yaklaşımları işlem gücü açısından efektif olarak seçilse de bir kişisel bilgisayar kapasitesi ile yeterince hızlı çalışmamaktadır. Daha hızlı işlem kapasitesine erişebilmek için paralel işleme (parallel processing) yöntemi uygulanabilir.

Oluşturulan modelin hassasiyeti ve çalışma dinamiklerinin, değişimi iki zamanlı dizel makinelerin çalışma dinamikleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Ancak yapılan kabuller neticesinde çevrimden alınan veriler gerçek çevrim ile ideal çevrim arasında olmaktadır. Yapılacak olan çalışmalar için daha hassas sonuçların elde edilmesi, yapılan kabullerin azaltılması ile sağlanabilir. Silindirdeki ısı kayıplarının modellenmesi, egzoz valfinin ve emme portlarının zamana bağlı açıklığı ve dolgu değişim modelinin krank açısına bağlı olarak yapılması silindir içerisindeki proseslerin

hassasiyetini arttıracak gibi krank açısı değişim aralığının da küçülmesi tutuşma gecikmesi, yanma başlangıcı ve maksimum basıncın oluşma zamanı gibi değerlerin daha hassas değerler ile alınmasını sağlar. T/C sistemine ait ataletin model içerisine yerleştirilmesi ve verimindeki değişkenliğin modellenmesi silindir içi prosesleri etkileyen skavenç ve egzoz manifoldlarındaki basınçların gerçeğe daha yakın değerleri göstermesini sağlar. Ana makine ile ilgili yanma odası hacmi, sekman kalınlıkları, püskürtme özellikleri gibi değerler teknik kataloglardan temin edilememiş, yapılan kabuller ile hesaplar yapılmıştır. Bu değerlerin üreticilerden temin edilmesi ile daha hassas hesaplamalar yapmak mümkün olacaktır. Yanma modelinin iki bölgeli ya da çok boyutlu olarak modellenmesi ile egzoz gazları özellikleri ve emisyon değerleri hesaplanabilir. Ancak yapılacak olan daha hassas çalışmalar, hesaplama işlem gücü ve süre dezavantajı oluşturacaktır.

KAYNAKLAR

- Austen, A.E.W., Lyn, W.T.** (1960), Relation between fuel injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion process, *Proceedings of the ImechE*.
- Demirel, K.** (2014), Gemi Yardımcı Makineleri ve Sistemleri II, İstanbul, Birsen yayınevi.
- Demmerle, R.** (1997), Sulzer LTD, 12RTA 84C Ürün Kataloğu
- Fujimoto, H.** (1980), Illumination Delay in Diesel Spray, JSAE Paper No.800-13
- Haiyan, W., Guang, R., Jundong, Z.** (2006), Dynamic Modeling of Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, *Transactions of CSICE*, 24(5), pp. 453-458
- Hendricks, E.** (1989), Mean Value Modeling of Large Turbocharged Two-stroke Diesel Engines, SAE Paper, 890564.
- Heywood, J.B.** (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill.
- Hiroyasu, H.** (1985), Diesel Engine Combustion and Its Modelling, *In Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines*, Tokyo, 1985, p.53.
- Hui, C., Peili, W., and Jundong, Z.** (2013), Modeling and Simulation of Working Process of Marine Diesel Engine with a Comprehensive Method, *International Journal of Computer Information Systems and Industrial Management Applications*, ISSN 2150-7988 Volume 5 pp. 480-487.
- Ikenishi, K., Hikima, T., Cong L.T., Ha T.H, Au, V.H., Thanm, D.V.** (2006) Study on the Human Error by Unskilled Trainee in Marine Engine Plant Operation, *Journal of The Japan Institute of Marine Engineering*, 41, 183-188
- Ikura S., Kadota, T., and Hiroyasu H.** (1970), Spontaneous Ignition Delay of Fuel Sprays in High Pressure Gaseous Environment, Translated from Transactions of JSME, No.345-41
- Küçükşahin, F.** (2008), Dizel Motorları Teorisi, İstanbul, Birsen yayınevi.
- Küçükşahin, F.** (2014). Dizel Motorlarının Tasarımı. İstanbul, Birsen yayınevi.
- Lakshminarayanan, P.A., Aghav, Y.V.** (2010). Modelling Diesel Combustion, *Springer Science & Business Media*, doi:10.1007/978-90-481-3885-2_2.
- Lahiri, D., Mehta, P., Poola, R., Sekar, R.** (1997), Utilization of Oxygen-Enriched Air in Diesel Engines: Fundamental Considerations. ASME Paper No.97-ICE-72, Newyork

- Lewis, C. P. G., Schenk, C., Stassen, W. J. M.** (1998). Ignition Quality Of Residual Fuels in Diesel Engines, *ACS Division of Fuel Chemistry Preprints* Vol. 43 (1) Sf. 122-128
- Lyn, W.T.** (1962), Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel engines, *In Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion*, Sf:1069-82 The Combustion Institute
- Lyshevski, S. E., Sinha, A.S.C., Seger. J.P.** (1999), Modeling and Control of Turbocharged Diesels for Medium and Heavy Vehicles, *The American Control Conference*, pp. 2688-2692, 1999.
- McGeehan, J.A.** (1978), A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy, SAE Paper, No.780673.
- Olikara, C. and Borman, G.** (1975), A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE Technical Paper 750468, doi:10.4271/750468.
- Rezeka, S.F., Henein, N.A.** (1984), A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines, SAE Paper, No.840179.
- Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H.E., Soruşbay, C.** (2008), İçten Yanmalı Motorlar, İstanbul, Birsen yayınevi.
- Smierzchalski R.** (2008), Simulation System for Marine Engine Control Room, *11th International Biennial Baltic Electronics Conference*.
- Theotokatos, G.** (2010), On The Cycle Mean Value Modelling of a large two-stroke marine diesel engine, *Journal of Engineering for the Maritime Environment*.
- Turesson, M.** (2009), *Modelling and simulation of a two-stroke engine* (yüksek lisans tezi), Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- Turns, S.R.** (2012), An Introduction to Combustion concepts and Applications, McGraw-Hill Newyork, 1996; Third edition, 2012
- Wiebe, I.T.** (1970), Brennvverlauf und Kreisprozeb von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, Berlin.
- Wolfer, H.H.** (1938) Ignition Lag in Diesel Engines. VDI-Forschungsheft 392, *translated by Royal Aircraft Establishment, Aug. 1959*
- Woschni, G., Anisits, F.** (1974), Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions, *SAE Paper 740086*.
- VanGerpen, J.H., G.** (1990), A Two-Stroke Diesel Engine Simulation Program, *National Aeronautics and Space Administration(NASA) AVSCOM Technical Report88-C-024, DAAL03-86-D-001*, Iowa State University Engine Research Institute, Ames, Iowa
- Verhelst S., Sheppard C.G.W.** (2009), Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion an overview. *Energy Conversation and Management*, 1326-35

Volund, A (2003), “*Measurement and Calculation of Frictional Loss in Large Two-Stroke Engines*” (doktora tezi), Technical University of Denmark, Kobenhavn, Denmark.

Zhu, S. (1991), “A dynamic Model for Automotive Diesel Engines (Thesis for PhD)”, The University of Wisconsin-Madison.

Zhu, J. (2008), Modeling and Simulating of Container Ship’s Main Diesel Engine, *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists (IMECS 2008)* Vol II (Sf. 1980) Honkong 19-21 March.

Url-1<<http://www.marinelog.com/DOCS/cen2.html>>, alındığı tarih: 06.04.2015

Url-2< <http://www.imo.org> >, alındığı tarih: 30.04.2015

Url-3<http://ffden-2.phys.uaf.edu/212_fall2009.web/Isaac_Hebert/Otto_Cycle.html> , alındığı tarih: 30.03.2015

Url-4<http://www.tpub.com/engine3/en3_files/image014.jpg>, alındığı tarih: 30.03.2015

Url.5<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a2/Real_two_stroke_diagram.gif> , alındığı tarih: 30.03.2015

Url-6< <http://i.stack.imgur.com/wbkTV.gif> >, alındığı tarih: 30.03.2015

Url-7<<http://www.machineryspaces.com/scavenging.html>>, alındığı tarih: 02.03.2015

ARI Simulations ürün kataloğu Alındığı tarih: 03.02.2015, adres: <http://www.arisimulation.com/products/marine-simulators>

Kongsberg Maritime Ürün Kataloğu Alındığı tarih: 03.02.2015, adres: <http://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0240.nsf/AllWeb/3A8E0F5EDE3CCA4AC1256E2A0033B4D4?OpenDocument>

Rheinmetall ürün kataloğu Alındığı tarih: 03.02.2015, adres: http://www.rheinmetall-defence.com/en/rheinmetall_defence/systems_and_products/simulation_and_training/nautischesimulation/schiffstechnische_simulation_sessions_7_/index.php

Transas Ürün Kataloğu Alındığı tarih: 03.02.2015, adres: <http://www.transas.com/products/ERS5000?from=17284>

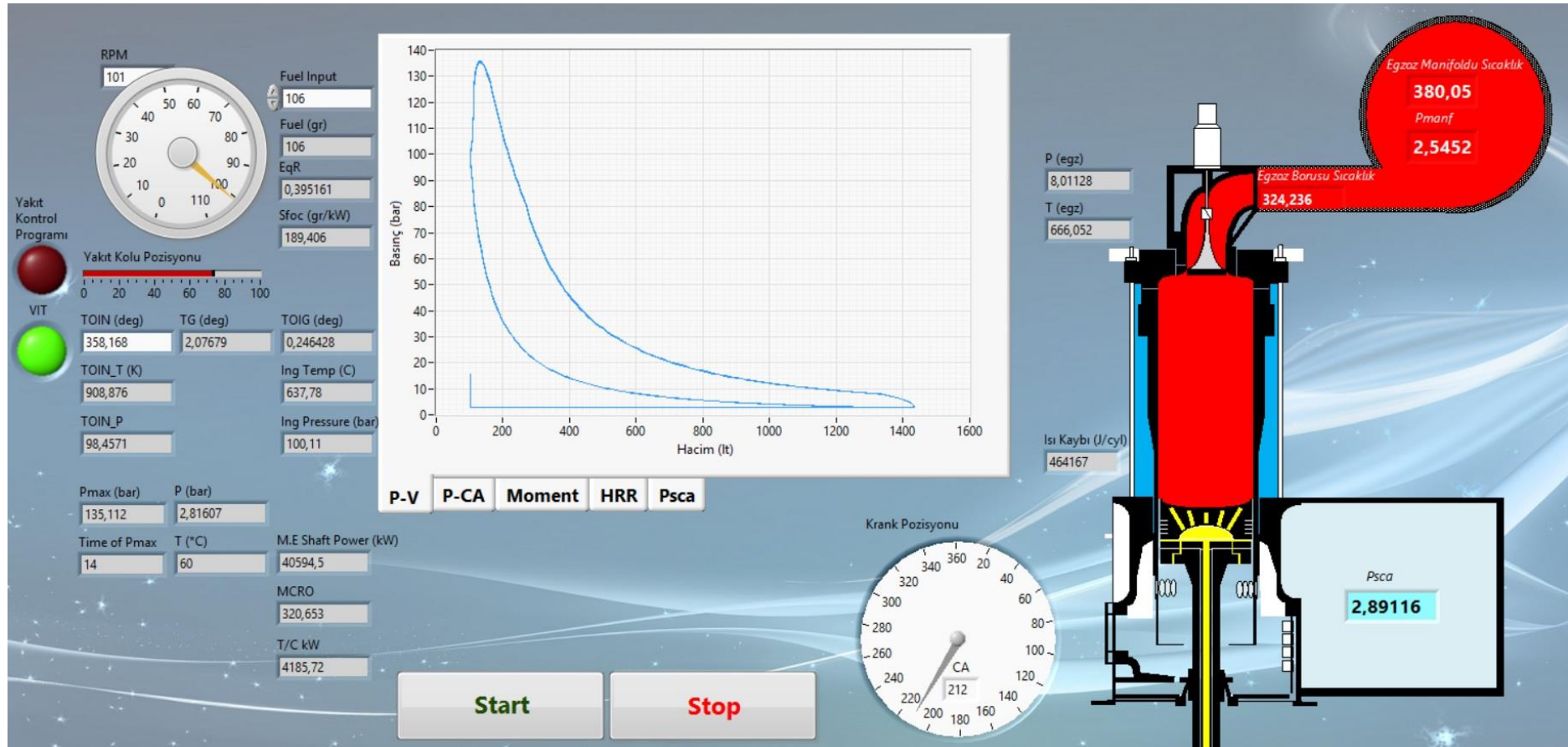
Unitest ürün kataloğu Alındığı tarih: 03.02.2015, adres: http://unitest.pl/products_VER6.html

EKLER

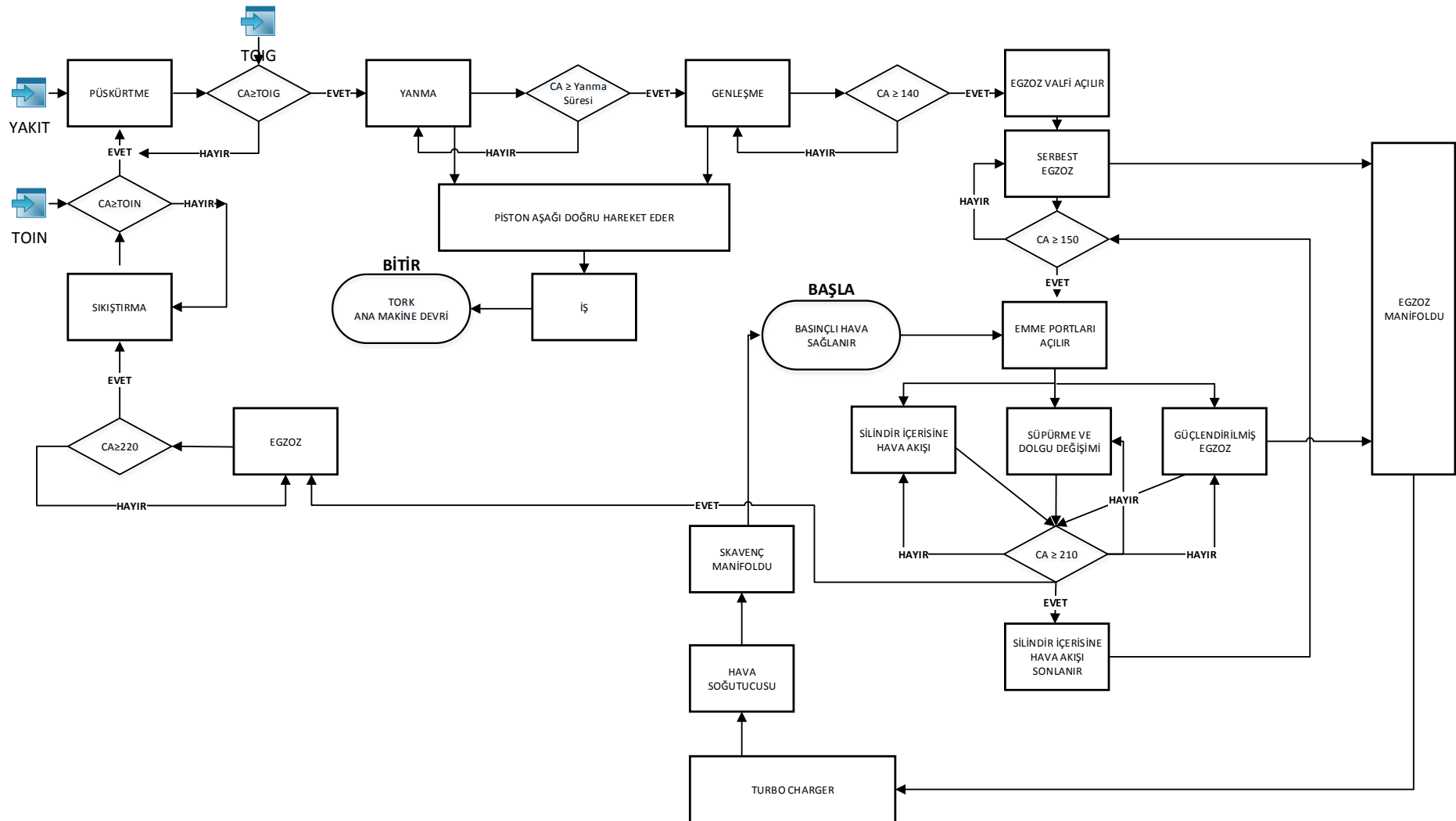
EK A: Programın Kullanıcı Ara Yüzü

EK B: Program Akış Diyagramı

EK – A



EK – B



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Çağlar DERE
Doğum Yeri ve Tarihi : Adapazarı / 20.10.1987
E-Posta : derec@itu.edu.tr

Lisans

İTÜ Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Şubat 2013 – ... : İTÜ Denizcilik Fakültesi Araştırma Görevlisi

Eylül 2012 – Şubat 2013 : İzmir Katip Çelebi Üniversitesi Araştırma Görevlisi

Mart 2011 – Eylül 2012 : Gemport Limanı Teknik Satınalma Mühendisi