İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ DİZEL MOTORUNUN ÇALIŞMASI ESNASINDA AYAK BASMA YERLERİNDE OLUŞAN KUVVETLERİN ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hakan SAĞLAM

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ DİZEL MOTORUNUN ÇALIŞMASI ESNASINDA AYAK BASMA YERLERİNDE OLUŞAN KUVVETLERİN ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hakan SAĞLAM
(508101008)

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508101008 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Hakan SAĞLAM**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"GEMİ DİZEL MOTORUNUN ÇALIŞMASI ESNASINDA AYAK BASMA YERLERİNDE OLUŞAN KUVVETLERİN ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Selma ERGİN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Ömer BELİK Piri Reis Üniversitesi	……..

Teslim Tarihi : **29 Nisan 2013**
Savunma Tarihi : **03 Haziran 2013**

Eşime,

ÖNSÖZ

Gemilerin ana tahrik sistemi olan gemi dizel motorları tarihte yapılan en büyük makinalardır. Bu devasa makinaların titreşimlerinin en aza indirilmesi dizelin daha uzun süre performans gösterebilmesi ve makine dairesindeki gürültü seviyesinin azaltılması açısından önem arz etmektedir. Bunu sağlamanın yolu doğru titreşim önleyici seçiminden geçmektedir. Gemi dizel motorlarının ayak basma noktalarına yerleştirilecek titreşim önleyicilerin doğru bir şekilde seçilebilmesi için ise dizel motorların oluşturduğu statik ve dinamik kuvvetlerin doğru bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Bu tezde bir gemi dizel motorunun çalışması esnasında sabit ve hareketli elemanlarının motor ayaklarında oluşturduğu kuvvetler analiz edilmiştir.

Tezin hazırlanmasında bana büyük emeği geçen sayın hocam Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL'a, değerli arkadaşlarım Turgay KÖROĞLU ve Görkem BENEK'e ve tezi hazırlamam süresince yaptığı fedakarlık ve anlayışdan ötürü eşime çok teşekkür ederim.

Haziran 2013

Hakan SAĞLAM
(Gemi İnşa ve Gemi Makinaları Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Kaynak Araştırması 2
2. GEMİ DİZEL MOTORLARININ DİNAMİĞİ **5**
2.1 Pistonun Dinamik Hareketi 8
2.2 Krank Milinin Dairesel Hareketi 12
2.3 Tek Silindirli Motorun Atalet Kuvveteri 13
2.3.1 Pistonun kütlesi 18
2.3.2 Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi 18
2.3.3 Biyelin kütlesi 19
2.3.4 Motorun hareket eden elemanlarının oluşturduğu kuvvetler 21
3. BÜNYE KUVVETLERİ **23**
3.1 Statik Ağırlığın Motor Ayaklarına Dağılımı 23
3.2 Ötelenen ve Dönen Kütlelerin Saptanması ve Dinamik Kuvvetlerin Hesabı .. 25
3.3 Silindirlerde Oluşan Gaz Basıncının Yaratacağı Kuvvetler 33
3.4 Bileşke Kuvvetlerin (Statik+Dinamik+Gaz Basıncı) Hesabı 36
3.5 Klas Kural ve İsteklerinin İncelenmesi 37
4. SONUÇ VE ÖNERİLER **39**
KAYNAKLAR **43**
ÖZGEÇMİŞ **45**

KISALTMALAR

KMA **:** Krank Mili Açısı
CNC **:** Computer Numerical Control
ÜÖN **:** Üst Ölü Nokta
AÖN **:** Alt Ölü Nokta
kN **:** kilo Newton
RPM **:** Revolution Per Minute (dakikada devir)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: A Blok silindirlerin atalet kuvvetlerinin denge kontrolü 26
Çizelge 3.2: B Blok silindirlerin atalet kuvvetlerinin denge kontrolü 27
Çizelge 3.3: Türk Loydu kural istekleri 38

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Piston ve sekmanlar. 6
Şekil 2.2 : Krank mili. 7
Şekil 2.3 : Biyel kolu. 8
Şekil 2.4 : Pistonun aldığı yol. 8
Şekil 2.5 : Piston ivmesinin krank mili açısına gore değişimi. 12
Şekil 2.6 : Krank milinin aldığı dikey yol. 12
Şekil 2.7 : Sıra silindirli motor. 14
Şekil 2.8 : Kütlenin ağırlık merkezi yerine farklı iki noktaya indirgenmesi. 17
Şekil 2.9 : Biyel kolunun indirgenme noktaları. 19
Şekil 3.1 : Motor ağırlık merkezi ile motor ayaklarının konumlarının şematik gösterimi. 23
Şekil 3.2 : Motorun A, B, C ve D ayaklarına etkiyen kuvvetler. 24
Şekil 3.3 : Silindirlerin ateşleme sırası. 25
Şekil 3.4 : Silindirlerin ateşleme sırasının modellemeye uygun gösterimi 25
Şekil 3.5 : Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açılarının şematik gösterimi. 26
Şekil 3.6 : Dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin vektör diyagramında gösterimi 27
Şekil 3.7 : Silindir blokları arasındaki açı ve kranka etkiyen düşey ve yatay kuvvetler. 28
Şekil 3.8 : Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları. 29
Şekil 3.9 : "A" silindir blokundan kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi. 31
Şekil 3.10 : "B" silindir blokundan kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi. 31
Şekil 3.11 : Silindir bloklarından kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi. 32
Şekil 3.12 : Dinamik kuvvetlerin motor ayaklarında yaratacağı kuvvetlerin değişimi. 32
Şekil 3.13 : "A" blok silindirlerinden gaz kuvvetinin krank üzerindeki düşey bileşeni değişimi. 34
Şekil 3.14 : "B" blok silindirlerinden gaz kuvvetinin krank üzerindeki düşey bileşeni değişimi. 34
Şekil 3.15 : Silindir bloklarından kranka etkiyen gaz kuvvetinin krank mili açısına göre değişimi 35
Şekil 3.16 : Gaz basınç kuvvetlerinin motor ayaklarında yaratacağı kuvvetlerin değişimi. 36
Şekil 3.17 : Harmonik kuvvetler ve gaz kuvvetlerinin palamar yatağına etkiyen bileşke kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi. 37
Şekil 3.18 : Motorun A, B, C ve D ayaklarında statik ağırlık, dinamik kuvvetler ve gaz kuvvetinin yaratacağı kuvvetlerin değişimi. 37

SEMBOL LİSTESİ

$\boldsymbol{m}$	**:** Kütle
$\boldsymbol{r}$	**:** Yarıçap
$\boldsymbol{t}$	**:** Zaman
$\boldsymbol{F}$	**:** Kuvvet
$\boldsymbol{g}$	**:** Yerçekimi ivmesi
G	**:** Ağırlık merkezi
$\boldsymbol{\beta_i}$	**:** Silindirler arası ateşleme faz açısı
$\boldsymbol{\beta}$	**:** Biyelin kolunun taradığı açı
$\boldsymbol{\alpha}$	**:** Krankın dönme açısı
$\boldsymbol{s}$	**:** Pistonun aldığı yol
$\boldsymbol{l}$	**:** Biyel kol boyu
d	: Krank yarıçapı
$\boldsymbol{\lambda}$	**:** Krank yarıçapının biyel koluna oranı
$\boldsymbol{c}$	**:** Pistonun hızı
$\boldsymbol{a}$	**:** Pistonun ivmesi
$\boldsymbol{\omega}$	**:** Açısal hız
$\boldsymbol{\omega_m}$	**:** Çalışma frekansı
$\boldsymbol{x_c}$	**:** Krank milinin aldığı dikey yol
$\boldsymbol{N}$	**:** Motor hızı
$\boldsymbol{n}$	**:** Silindir sayısı
$\boldsymbol{y_c}$	**:** Krank milin aldığı yatay yol
$\boldsymbol{\theta}$	**:** Atalet momenti
$\boldsymbol{M}$	**:** Dizel motorun ıslak kütlesi
$\boldsymbol{P}$	**:** Motor gücü
$\boldsymbol{A}$	**:** Makine yatağının kesit alanı

GEMİ DİZEL MOTORUNUN ÇALIŞMASI ESNASINDA AYAK BASMA YERLERİNDE OLUŞAN KUVVETLERİN ANALİZİ

ÖZET

Gemi dizel motorlarında titreşimlerin en aza indirilmesi dizelin daha uzun süre performans gösterebilmesi ve makine dairesindeki gürültü seviyesinin azaltılması açısından önem arz etmektedir. Bunu sağlamanın yolu doğru titreşim önleyici seçiminden geçmektedir. Gemi dizel motorlarının ayak basma noktalarına yerleştirilecek titreşim önleyicilerin doğru bir şekilde seçilebilmesi için ise dizel motorların oluşturduğu statik ve dinamik kuvvetlerin doğru bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Bu çalışmada 16 silindirli bir gemi dizel motorunun çalışması sırasında ayaklarının yatağa basmış olduğu noktalarda statik ağırlığın oluşturduğu kuvvetler, ötelenen ve dönen kütlelerin oluşturduğu dinamik kuvvetler ve son olarak silindirlerde oluşan gaz basıncının yarattığı kuvvetlerin bileşkesi incelenmiştir.

Çalışmaya ilk önce statik ağırlığın motor ayaklarına dağılımının hesaplanması ile başlanmıştır. Gemi dizel motorunun ağırlık merkezinin ve ayaklarının konumuna göre her bir ayağa etkiyen statik kuvvetler, kuvvet moment dengesi kurularak hesaplanmıştır. Bu kuvvet sabit olup zamana göre değişim göstermemektedir. Dizel motorunun ağırlık merkezinin tam ortada olmaması nedeniyle beklenildiği gibi her ayakta farklı kuvvetler bulunmuştur.

İkinci adım olan ötelenen ve dönen kütlelerin saptanması ve dinamik kuvvetlerin hesaplanması çalışmanın en önemli kısmını oluşturmaktadır. Burada ilk olarak dizel motorunun birinci dereceden atalet kuvvetlerinin dengelenip dengelenmediği vektör diyagramı yardımı ile gösterilmiş ve herhangi bir sorun oluşturmadığı tespit edilmiştir. Daha sonra Newton'un ikinci yasası gereği kütle ve ivmenin çarpımının kuvvete eşit olmasından yola çıkarak dinamik kuvvetler hesaplanmıştır. Dinamik kuvveti oluşturan dizel motorunun hareketli elemanları; piston, biyel kolu ve krank mili olarak belirlenmiştir. Burada piston kütlesinin piston muylusui ekseninde toplandığı ve sadece öteleme hareketi icra ettiği, krank mili kütlesinin kol yatak merkezinde toplandığı ve sadece dönme hareketi icra ettiği, biyel kolu kütlesinin ise biyel kolu ağırlık merkezinde toplandığı ve hem öteleme hem de dönme hareketi icra ettiği öngörülmüştür. Pistonun aldığı yolun zamana göre değişimi piston hızını, hızın zamana göre türevi ise piston ivmesini vermektedir.

Üçüncü adım olarak hesaplamaların sağlıklı olması açısından gaz basıncının piston üst tablasının yüzeyine etkimesi sonucu oluşan gaz kuvveti de ihmal edilmeyip, hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

Son olarak ise motorun statik ağırlığından, hareketli kütlelerin yarattığı dinamik kuvvetlerden ve aynı zamanda gaz basıncının yarattığı gaz kuvvetlerinden ötürü bir

dizel motorunun ayaklarında meydana gelen genel bileşke kuvvetin değişimi grafik olarak gösterilmiştir.

Sonuç olarak bir gemi dizel motorunda ayaklara gelen kuvvetin en büyük değeri bulunmuştur. Bulunan bu değerler statik kuvvetin 10-20 kat fazlasıdır. Titreşim önleyici seçiminde sadece statik kuvvetler hesaplanarak yapılacak seçimin büyük hatalara neden olabileceği öngörülmüştür. Bu nedenle yapılacak hesaplamalarda bu bileşke kuvvetin kullanılması gerektiği değerlendirilmektedir.

THE ANALYSIS OF FORCES CONSISTING ON MARINE DIESEL ENGINE FRAME DURING OPERATION

SUMMARY

Marine diesel engines are one of the biggest engines ever made in the history. In marine field for conventional ships, the reciprocating internal combustion engine is practically the only choise for the propulsion and energy demand. Nowadays, these engines are much more widely used than steam engines, steam turbines or gas turbines .

These huge machines have several elements which fixed together to generate great amount of power for the needs of the ship. Some of these elements are in motion and others are fixed and the moving parts of the marine diesel engine cause vibration. When the natural frequency of vibration reaches high levels it can result dangerous effects and damages on the engine and ship hull etc. This happens when there are out of balance forces generated inside the marine engine.

Minimizing the vibrations at marine diesel engines is very important in terms of demonstrate the performance of diesel a longer period of time and reducing the noise level of the engine room. At this point selection of true anti-vibration mounts comes to the fore. There are some parameters which have to be known for selecting the true anti-vibration mounts. Two of the most important parameters are static and dynamic forces that marine diesel engine generates. Therefore, the static and dynamic forces must be analysed and evaluated.

In this study, static weight forces, dynamic forces generated by the reciprocating masses, forces generated by the gas pressure in the cylinders, and finally combination of all these forces are investigated for a model 1770 kW marine diesel engine.

While static weight forces are calculating, the location of the gravity center of the engine and distances of the gravity center from the motor supports are gaining importance. Static forces acting on each of support can be calculated easily by establishing the balance of forces and moments. Static forces acting on each of support are fixed and do not change with the time. In calculations, distances of the gravity center from the motor supports are different, so that, static forces acting on each of support are different from each other.

Before beginning to calculate the dynamic forces, first of all it must be controlled that diesel engine’s first and second order inertial forces are balanced or not. First order inertial forces increase from the force which must be applied on the piston to accelerate over the first half of its stroke, and likewise from the force generated by

the piston as it decelerates over the second half of its stroke. When the piston is around the middle of the stroke it would move at the same speed with the crankpin. So that, no inertia force would be generated. For a marine engine, it is acceptable in practice that the arrangement and number of its cylinders must be designed which the first order inertia forces generated in any specific cylinder are directly opposed by those of another cylinder. Where the first order inertia forces cancel out each other in this manner, as an example, in an in-line four-cylinder engine with the outer and inner pair of pistons moving in opposite directions, the engine is said to be in primary balance.

In this study, this is shown mathematically and also graphically with the help of a vector diagram. Vectors are representing that each cylinder was added one after the other by starting with A1 cylinder, ultimately in a closed cycle is obtained. The vector which represents B8 cylinder, returns to the starting point of the vector cycle. As a result, analyzed first-order inertial forces of diesel engine are proven to be balanced.

The most important part of this study is analysis of dynamic forces. Judging by the fact that the product of mass and acceleration equal to the force due to Newton's second law of motion, it must be expressed that the mass and acceleration create the dynamic forces.

Elements that create this dynamic forces during the operation of a diesel engine are piston, crank and connecting rod. The piston is the first part that converts the heat energy resulting from combustion into mechanical energy. In a marine engine, its aim is to transfer force of expanding gas in the cylinder to the crankshaft via a connecting rod. Crankshaft is the part of an engine that changes converting linear piston motion into rotation, for this purpose, the crankshaft has crankpins and additional bearing surfaces which are the ends of the connecting rods from each cylinder attach.

To determine the inertia forces of the marine diesel engines, firstly, it is necessary to make the system easier to calculate. Therefore,masses of the piston, crankshaft and the connecting rods must be reduced. In physics, the reduced mass is the effective inertial mass appearing in the two-body problem of Newtonian mechanics. It is a quantity which allows the two-body problem to be solved as if it were a one-body problem. The aim of this method is to replace the distributed mass by equivalent total reduced mass, to neglect the determination of the angular acceleration of the connecting rod. If such an equivalent total reduced mass system with two locations were to represent the original distribution of mass, with respect to all the dynamic characteristics of plane motion, the following conditions are to be satisfied.

1. The total mass of both the systems should be same.
2. The centre of gravity of both the systems should have the same location.
3. The mass moment of inertia of the two systems about centre of gravity should also be same.

it is assumed that the mass is collected at the center of the piston bolt due to the linear motion of the piston. To simplify subsequent analysis, it is optimal to reduce the mass of the crankshaft to the axis of the crankpin.

It could be said that an object of any shape can be replaced by the material points system. By applying this information to the complex motion of the connecting rod which is, one end of the connecting rod performs linear motion and the other end performs rotational motion. The mass of the connecting rod might be reduced to different points, because one side of the connecting rod is connected to crankpin the other side of it is connected to piston. In this study it is assumed that connecting rod mass is split two masses and they are accumulated at the axis of the piston pin and the crankpin.

In the calculations, only the static equivalance of the connecting rod is taken into account, the necessity of the inertial forces for dynamic equivalance condition is neglected.

After determining the masses, the piston displacement, velocity and acceleration ought to be found. The piston makes the linear motion between top dead center and bottom dead center. By this manner, the empirical expression of the path taken by the piston could be written. To determine the piston velocity, a derivative of the path taken by the piston with respect to time would be calculated. In order to specify the acceleration of the piston, it is enough to calculate a derivative of the speed of the piston. While the calculation are carried out, friction forces of the bearings, piston and cylinder have not been taken into accaunt.

The forces from the gas pressure in the cylinders is calculated as the third step. Change of the gas pressure in each cylinder is provided by the engine manufacturer. The gas force which acts on the piston and on the cylinder head at the same time. The force on the piston is seperated into two parts, one acting down on the center line of the rod and other one acting sideways on the cylinder wall. The forces are reacted at the main bearing but a couple exists between the horizontal reaction at the bearing and the piston side force. This couple is equal to the crankshaft output torque, so the crankshaft torque is reacted by forces on the engine structure.

The gas force components of the vertical force at the bearing is equal and opposite to the force acting on the cylinder head and the inertia component is unbalanced.

And finally, the forces which is occurred by the sum of the static weight of the engine, the dynamic forces which is created by the moving masses and the gas forces which is created by the gas pressure are conjointed. Since therefore overall resultant force is constituted.

As a result, the maximum value of the forces occurring in the marine diesel engine supports are determined. When the forces are compared, it is observed that dynamic forces are 10 to 20 times greater than the static force. While selecting the anti vibration mounts, consideration of only static forces might cause huge problems. Therefore, this resultant force should be used in calculations.

1. GİRİŞ

Gemilerin ana tahrik sistemi olan gemi dizel motorları tarihte yapılan en büyük makinalardır. Bu devasa makinalar bir çok hareketli ve hareketsiz elemandan meydana gelir. Büyüklüklükleri nedeniyle üretmiş oldukları titreşim frekansı yüksek seviyelere ulaştığında tehlikeli sonuçlar doğurabilirler. Bu istenmeyen fazla titreşim genellikle ya geminin üretmiş olduğu doğal titreşim frekansının gemi dizel motorunun oluşturduğu frekans ile birleşerek ya da gemi makinasının üretmiş olduğu birinci ve ikinci dereceden dengelenmemiş atalet kuvvetleri nedeniyle oluşur.

Titreşim önleyicilerin amacı sistemin yapmış olduğu bu titreşim hareketinin genliğini azaltmaktır. Gemi dizel motorlarında titreşimlerin en aza indirilmesi dizelin daha uzun süre performans gösterebilmesi ve makine dairesindeki gürültü seviyesinin azaltılması açısından önem arz etmektedir. Makinaların tasarımı aşamasında içerisinde yatağının ve diğer elemanlarının dinamik davranışlarının da hesaba katıldığı detaylı bir titreşim analizinin mutlaka yapılması gerekir. Bir gemi dizel motorun yapmış olduğu titreşimin hesaplanabilmesi için de motorun oluşturduğu statik ve dinamik kuvvetler mutlaka hesaplanması gerekir.

Geçmişte, dizel motorlarda oluşan dinamik kuvvetlerin hesaplanmasında basit yöntemler kullanılırdı. Bunlardan en fazla tercih edileni statik yüklerin tahmini bir dinamik faktör katsayısı ile çarpılması sonucunda elde edileniydi. Kullanılan dinamik faktör katsayıları çok büyük olmasına rağmen yine de makinaların çalışması esnasında arzu edilmeyen zararlı sonuçlar oluşuyordu. Bu durum bilim insanlarını dinamik kuvvetler hakkında daha detaylı araştırma yapmaya sevketti.

Gemi makinalarının çalışması esnasında çok büyük gerilmelerin meydana gelmesi, makinaların güvenliği ve performansı ile ilgili önemli sorunlar oluşturmaktadır. Bu nedenle makine yatağına etki eden dinamik yüklerin hesaplaması ile ilgili yeni teknikler bulunmuş, titreşim önleyiciler geliştirilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bir dizel motorun çalışması sırasında ayaklarının yatağa basmış olduğu noktalarda statik ağırlığın oluşturduğu kuvvetler, ötelenen ve dönen kütlelerin oluşturduğu dinamik kuvvetler, silindirlerde oluşan gaz basıncının yarattığı kuvvetler ve son olarak bu kuvvetlerin bileşkesinin bulunması amaçlanmıştır.

1.2 Kaynak Araştırması

Bir gemi dizel motorun ayaklarında meydana gelen kuvvetlerin doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için onun meydana getirdiği dinamik hareketlerin çok iyi anlaşılması gerekmektedir. Bu nedenle yapılan araştırma çalışması pistonlu makinaların dinamik davranışları üzerine yoğunlaşmıştır. Bu konuda yapılan çalışmalar 1900'lü yılların başına kadar dayanmaktadır.

Cooley [1] pistonlu makinaların yapmış olduğu dinamik hareketi ilk inceleyen bilim adamları arasındadır. Çalışmasında; krank milin yapmış olduğu hareketi, bu hareketin meydana getirdiği kuvveti, biyel kolunun açısal hareketinin sonuçlarını ve pistonlu makinanın; piston, piston kolu, piston kafası ve biyel kolunun dengelenmemiş kısımları gibi gidip gelme hareketi yapan kısımlarının ivmesel hareketini grafik olarak incelemiştir. Piston ivmesini hesaplarken yaklaşık sonuçlara başvurmamıştır. Bu nedenle de elde ettiği sonuçlar çok kullanışlı değildir. Elde ettiği sonuçların ampirik formüllerle anlaşılmasının zor olması nedeniyle konuyu grafiklerle anlatmaya çalışmıştır.

Barkan [2] makine yataklarında oluşan dinamik yükler hakkında çalışmalar yapmıştır. Yaptığı çalışmalarda dinamik kuvvetlerin makina yataklarında oluşturduğu etkinin teorik ve deneysel sonuçlarının araştırılması üzerine yoğunlaşmıştır.

Palavan [3] bir pistonlu makinanın çalışması esnasında meydan gelen kuvvetleri incelemiştir. Kitabında krank biyel mekanizmasına sahip bir makinanın hareketini matematiksel olarak ifade etmeye çalışmıştır. Kütlelerin indirgenmesi ile alakalı yapmış olduğu yaklaşım günümüzde hala güncelliğini korumaktadır.

Srihivasulu [4] yazmış oluğu el kitabında makine yataklarının endüstrinin en önemli konularından birisi olduğundan bahsetmiş ve makina yataklarının üretim aşamalarını

anlatmıştır. Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için ise makine yatakları üzerine etki eden kuvvetler ve makine yatağı titreşim problemi ile ilgili kapsamlı bilgiler vermiştir.

Pasin [5] herhangi bir makinada rastlanacak başlıca dinamik problemleri, bunlara yaklaşım tarzını, fiziksel ve matematiksel modellerinin kurulması ve çözüm metotlarını tanıtmak süretiyle, makine dinamiği problemlerinin incelenmesi için bir temel oluşturmaya çalışmıştır.

Rangwala [6] krank-biyel mekanizmasının meydana getirdiği dinamik hareket ve bu dinamik hareketten kaynaklanan titreşim hareketi üzerine çalışmalar yapmıştır. Çalışmasında ayrıca bir dizel motorun dinamik hareketi ile meydana getirdiği gürültü seviyesi arasında karşılaştırma yapmıştır.

Başaran [7] yüksek lisans tezinde motor test yataklarının tasarımı için analitik bir modelin geliştirilmesini amaçlamıştır. Yapmış oluğu çalışmada dinamik zorlayıcı kuvvet ve momentlerin etkisi altında çalışan sistemin oluşturacağı harmonik titreşimin, çalışma koşullarında sistem için bir risk yaratıp yaratmayacağının belirlenmesi ve eğer bir risk öngörülürse de uygun modelleme ile bu riskin giderilmesi üzerine yoğunlaşmıştır.

Beards [8] ve Harris [9] dinamik kuvvetler tarafından oluşan titreşimin neden ve sonuçları üzerine çalışmıştır. Çalışmalarında titreşim önleyicilerin genel teorisini detaylı birşekilde anlatmışlardır.

Bhatia [10] makina yataklarının tasarımı hakkında son 30 yılda meydana gelen gelişmeler hakkında kapsamlı bilgiler verirken, kitabında makine yatakları üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin nasıl hesaplanması gerektiği üzerine yoğunlaşmıştır.

İleri [11] motor yatağı tasarımının büyük ölçüde makine titreşimine bağlı olduğunu düşünmüş ve güvenli çalışma koşulları için makine dinamik kuvvetlerinin hesaplanması gerektiğini savunmuştur.

Kelly [12] kitabında iki farklı dinamik analiz methodundan bahsetmiştir. Bunlardan ilki D'alambert prensibine dayanan serbest cisim diyagramı methodu, ikincisi ise enerji methodudur. Titreşim hesaplamalarını tek serbestlik dereceli sistem ve çok serbestlik dereceli sistemler olarak ayırmış ve mevcut problemleri bu temel üzerine oturtmuştur.

Meirovitch [13] kitabında temel titreşim hareketini açıkladıktan sonra yapıların dinamiği, doğrusal olmayan salınım hareketi, rastgele titreşim ve gelişmiş titreşim problemlerini kapsamlı bir şekilde anlatmıştır.

Öztürk [14] tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modellemesini yapmıştır. Doktora tezinde motorun hızlanma sürecinde sergilediği davranışları, motor bloğunda oluşan titreşimleri, krank milinin açısal hızının değişimlerini, takozlarda oluşan dinamik kuvvetleri, sürtünme kuvvetlerinin açısal hız değişimlerine etkileri ile hareketli parçaların kütle atalet kuvvetlerinin krank milinin açısal hız değişimlerine ve motor blok titreşimlerine etkilerini incelemiştir.

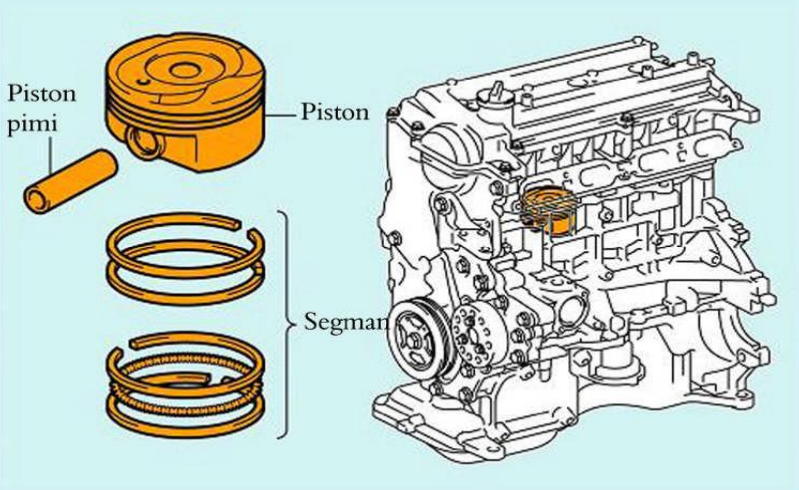
2. GEMİ DİZEL MOTORLARININ DİNAMİĞİ

Gemi makinalarının ortak özelliği, öteleme hareketinin dönme hareketine dönüştürüldüğü krank-biyel mekanizmasının kullanılmasıdır [3]. Krank-biyel mekanizmasının kinematiği şu şekildedir: Krank muylusu tam bir dairesel yol takip ederken piston doğrusal bir gidip gelme hareketi yapar. Bu hareket şu şekilde sağlanır. Biyel kolunun bir ucu pistona bağlı bir şekilde gidip gelme hareketi yaparken, diğer ucu ise krank miline bir muylusu ile bağlı bir şekilde dairesel bir yol takip eder. Başka bir deyişle, biyel kolu salınım hareketine benzer bir hareket icra eder.

Gemi makinalarının dinamik özelliklerinden kasıt makinanın çalışması esnasında meydana gelen kuvvetler ve bu kuvvetlerin makinanın kendisine ve makinaya bağlı diğer elemanlara olan tesirlerinin incelenmesidir. Pistonun doğrusal bir gidip gelme hareketi, krank milin ise dairel bir hareket icra etmesi nedeniyle üzerlerine etkiyen atalet kuvvetlerinin hesaplanması oldukça kolaydır. Her birinin yapmış olduğu yer değiştirmenin zamana göre iki defa türevi alındığında ivme bulunur, buradan da Newton yasası gereği kütlenin ivme ile çarpılması kuvveti vereceğinden atalet kuvveti bulunmuş olur. Fakat aynı şey biyel kolu için geçerli değildir. Çünkü onun yapmış olduğu hareket ne doğrusal ne de dairesel bir harekettir. Biyel kolu elips şeklinde bir yol takip eder. Bu nedenle biyel kolunun oluşturduğu atalet kuvvetini hesaplamak için çok fazla matematiksel işlem gerekmektedir. Fakat çok fazla matematiksel işlem yapmak yerine basit bir kabul yaparak bu problem de çözülebilir. Eğer biyel kolu aynı ağırlık merkezine ve aynı kütleye sahip başka bir sistemle değiştirilirse yeni sistemin meydana getirdiği atalet kuvveti basit matematiksel hesaplamalar ile bulunabilir. Bu metodla hesaplanan atalet kuvvetleri tam olarak doğru olmakla birlikte elde edilen moment değerleri yaklaşık bir sonuç verecektir. Daha yaklaşık sonuçlar elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılabilir [6]. Şimdi ilk olarak bir gemi dizel motorunda öteleme ve dönme hareketi yapan bu elemanları ve görevlerini kısaca tanıyalım.

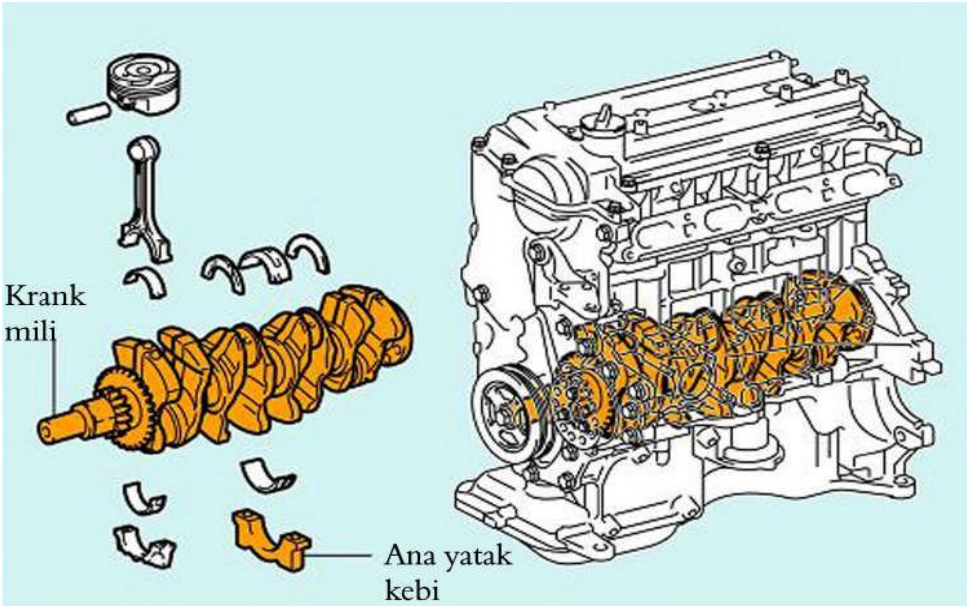
a. Piston: Yanma sonucunda meydana gelen ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren motorun ilk parçasıdır. Piston, yapı itibariyle gövde, sızdırmazlığı sağlayan segmanlar ve biyel ile bağlantıyı sağlayan mafsaldan meydana gelir. Gövde ve segmanlar, gemi dizel motorlarında yüksek sıcaklıklara dayanması için alaşımlı çelikten yapılır. Segmanlar makina ve akışkanın cinsine ve sıcaklığına göre kenevir, keçe, dökme demir, çelik, bronz, kösele ve kauçuk gibi çok çeşitli malzemelerden yapılabilmekteyse de, gemi dizel motorlarında segmanların alaşımlı çelikten yapıldığını görmekteyiz. Pistonlarda en önemli problem bunların gövde ve segmanlarının aşınmasıyla sızdırmazlıklarını kaybetmeleridir. Bu sebeple bilhassa yüksek basınçta çalışan motor pistonlarının silindirine sürtünen yüzeyleri iyice işlenip parlatılarak ısıl işlemle sertleştirilir. Pistonlar motor bloğu içerisinde ya blok içinde ya da blok içerisindeki silindir gömleği içinde bulunurlar.

Motor çalışırken sıcaklığın yükselmesinden dolayı pistonda mekanik aşınmalar meydana gelmektedir. Bu aşınmaların bertaraf edilmesi için pistona oval bir form verilmiştir. Bu oval form pistondan pistona değişmektedir. Oval form piston muylusu deliklerinin bulunduğu hizada birkaç mikron kadar daha küçük değerdedir (1 mikron 1 milimetrenin 1000'de 1'i kadardır). Bu oval form aşınmaları minumuma indirerek motorun ömrünü uzatır. Oval formu vermek için çok hasas CNC tezgâhlar kullanılır. Pistonların kafa diye tabir edilen yakıtın püskürtüldüğü yerde sıcaklık, etek diye tabir edilen krank miline yakın tarafa göre daha sıcaktır ve bu farkın motor çalışırken performansı etkilememesi için, üretimde pistonun kafa tarafı etek tarafına göre daha küçük çapta işlenir. Piston ölçülendirilmesi açısından çok büyük yatırımlar ve mühendislik isteyen bir motor parçasıdır [15,16].



Şekil 2.1 : Piston ve sekmanlar.

b. Krank mili: Pistondan aldığı doğrasal hareketi dairesel harekete çevirerek volana iletir. Krank mili genellikle dövme yöntemi ile üretilir ve biyel kolunun çalışacağı bölgeleri talaşlı imalatla hassas bir şekilde işlenir. Krank mili malzemesi düşük alaşımlı çelikdir. Döküm yoluyla üretilen krank mili küresel garafitli dökme demirle de üretilir. Malzemenin özellikleri aşınmaya ve burulmaya karşı dayanımlı olmalıdır. Krank miline yataklık eden kaymalı yataklar (krank mili yatağı) ise mikro kaynamaları engellemek için pirinçten yapılır. Krank milinin yağlaması ise biyel kollarının karterdeki yağa çarpıp onu sıçratması sonucu yapılır [15,17].

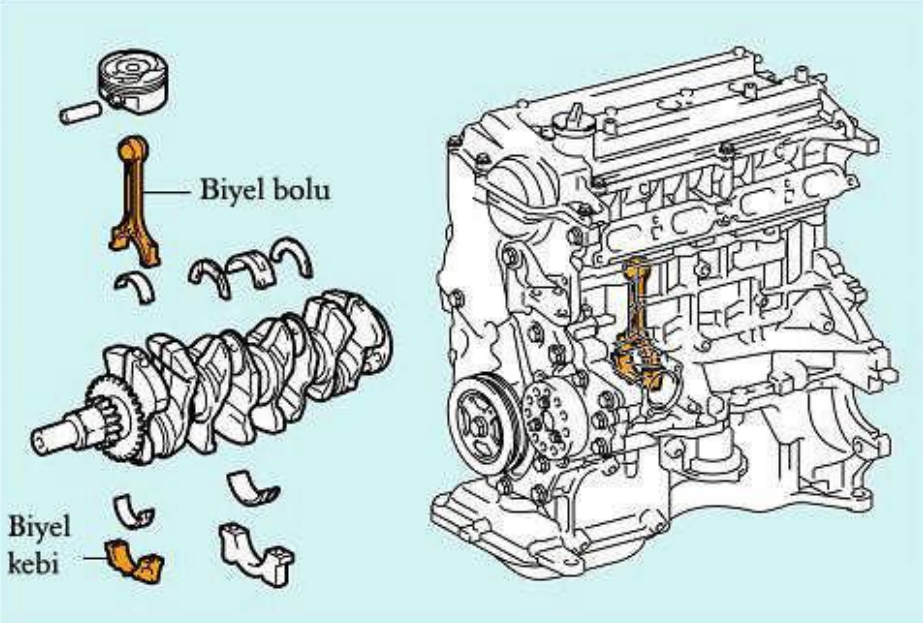


Şekil 2.2 : Krank mili.

c. Biyel kolu: Pistondan aldığı hareketi krank miline ileterek pistonun doğrusal hareketini dairesel harekete çevrilmesine yardımcı olur. Bir ucu perno yardımıyla pistona ve diğer ucu veya büyük tarafı ise krank muylusu ile krank miline bağlanan biyel kolları, pistonun silindir içinde yaptığı eksenel hareketi, dönme hareketine çevirerek krank milinin dönmesini sağlar. Motorun piston pernosu ile birlikte mekanik olarak en çok yüklenen parçalarındandır.

Biyel malzemesi olarak kır dökme demir kullanılır. Kır dökme demir ucuz olması, sınırlı yağlaması, aşınma ve kaynamaya karşı koyacak sertliğe sahip olmasından dolayı biyel için ideal malzemedir. Dökümle temel yapının oluşturulmasından sonra hassas talaş kaldırma yöntemleri ile muylusu ve krank yatakları işlenir. Ancak son

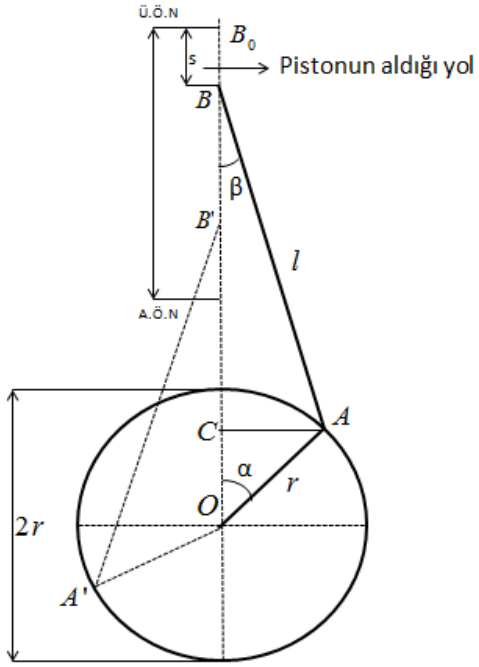
zamanlarda motor güçlerinin artmasıyla daha çok mukavemetli bir imalat yöntemi olan sıcak dövme metoduyla da imal edilmektedir [15,18].



Şekil 2.3 : Biyel kolu (Piston kolu).

2.1 Pistonunun Dinamik Hareketi

Piston, üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasında doğrusal gidip-gelme hareketi yapar.



Şekil 2.4 : Pistonun aldığı yol.

Pistonun "s" yer değişiminin büyüklüğü ve krankın "α" dönme açısı arasındaki bağıntıyı Şekil 2.4'ten şu şekilde yazabiliriz.

$$s = \overline{B_0O} - \overline{BO} = \overline{B_0O} - (\overline{BC} + \overline{CO}) = l + r - (l.\cos\beta + r.\cos\alpha) \quad \textbf{(2.1)}$$

Bu denklemden biyelin β eğim açısını yok edersek. Şekil 2.4'ten faydalanarak:

$$l.\sin\beta = r.\sin\alpha \quad \textbf{(2.2)}$$

denklemi yazılır ki buradan da,

$$\sin\beta = \frac{r}{l}.\sin\alpha = \lambda.\sin\alpha \quad \textbf{(2.3)}$$

denklemi veya

$$\cos\beta = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha} \quad \textbf{(2.4)}$$

denklemi elde edilir. Yukarıda verilen 2.1 nolu denklemi tekrar yazmak gerekir ise;

$$s = r.(1-\cos\alpha) + l.(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}) \quad \textbf{(2.5)}$$

denklemi elde edilmiş olur. Bu denklem pistonun aldığı yol için, matematiksel olarak doğru olmakla beraber karaköklü ifade içermesi nedeniyle daha sonra yapılacak hesaplamalar için uygun değildir. Bu nedenle bu denlemi daha basit hale getirmek için yaklaşık yöntemlerden faydalanmak gerekmektedir.

$$\cos\beta = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha} = (1-\lambda^2\sin^2\alpha)^{\frac{1}{2}} \quad \textbf{(2.6)}$$

Yukarıda verilen 2.6 nolu denklemi Newton binomuna göre sonsuz seriye açarsak,

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha - \frac{1}{2.4}\lambda^4\sin^4\alpha - ..... \quad \textbf{(2.7)}$$

denklemi elde edilir. Uygulamada krank yarıçapının biyel koluna oranı (λ) 1/3 ile 1/5 arasında değerler alır. Bu nedenle λ'nın kuvvetleri çok çabuk azalır. Bundan faydalanarak λ'nın ikinci dereceden büyük kuvvetteki terimleri ihmal edip:

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\alpha \qquad \textbf{(2.8)}$$

kabulü yapılabilir. Bu yaklaşık değer kullanılarak 2.5 nolu denlemi tekrar yazmamız gerekirse;

$$s = r(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha) \qquad \textbf{(2.9)}$$

denklemi elde edilir. 2.9 nolu denklemdeki (+) işareti, pistonun aşağı doğru hareketini ifade eder. $2\sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha$ bağıntısı göz önünde bulundurulursa;

$$s = r[(1 + \frac{\lambda}{4}) - (\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}\cos 2\alpha)] \qquad \textbf{(2.10)}$$

denklemi elde edilir [3,6,10]. Pistonun hızını bulmak için, pistonun katettiği yolun zamana göre türevini almamız gerekir [3,6,10]. Böylece,

$$c = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt} = \frac{d[r(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha)]}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt} \qquad \textbf{(2.11)}$$

$$= r(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}2\sin\alpha.\cos\alpha)\frac{d\alpha}{dt}$$

denklemi veya

$$c = r(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha)\frac{d\alpha}{dt} \qquad \textbf{(2.12)}$$

denklemi elde edilir. $d\alpha/dt$ türevi, krank milinin verilen t anındaki açısal hızını göstermektedir. Bu açısal hızı sabit kabul edersek, yani

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{2\pi N}{60} \qquad \textbf{(2.13)}$$

ise, piston hızı için aşağıdaki denklemi buluruz:

$$c = \omega r(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha) \tag{2.14}$$

Pistonun ivmesini bulmak için, piston hızının zamana göre türevini almamız yeterlidir [3,6,10].

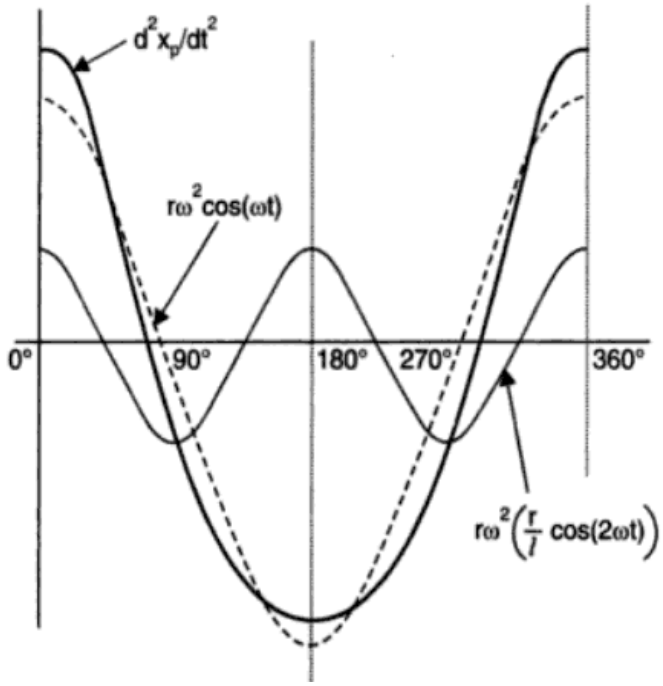
$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt} = \frac{d[\omega r(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha)]}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt} \tag{2.15}$$

$$= \omega r(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)\frac{d\alpha}{dt}$$

Yine $\omega = \frac{d\alpha}{dt} = sabit$ farzedersek:

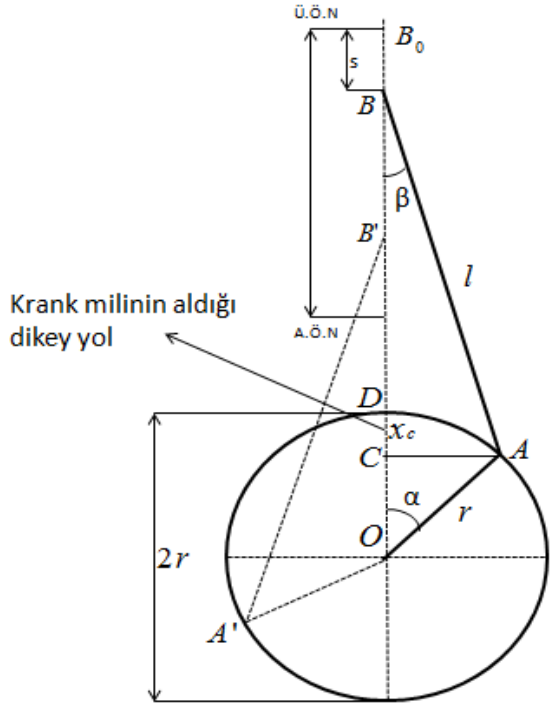
$$a = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \tag{2.16}$$

Pistonun ivmesi için yukarıdaki denklem bulunmuş olur. Pistonun ivmesinin öteleme hareketi yapan kütlelerin toplamıyla çarpılması sonucunda ise sistemin oluşturduğu dikey moment veya dikey atalet kuvveti bulunur. Bu denklemde; "$\cos\omega t$" li ifade birincil terimi, pistonun açısal hızının iki katına çıktığı "$\cos 2\omega t$" li ifade ise ikincil terimi ifade eder. Şekil 2.5'te krank yarıçapının biyel koluna oranı ¼ olan bir dizel motorun piston ivmesinin krank mili açısına göre değişimini gösteren bir grafik sunulmuştur. Bu grafikte birincil ve ikincil terimlerin piston ivmesini nasıl etkilediği açıkça gözükmektedir. Biyel kolunun sonsuz uzunlukta olduğu düşünülürse ikincil terim sıfır olacak ve piston ivmesi sadece birincil terimin etkisi altında kalacaktır. Bu durumda piston ivmesi harmonik bir hareket yapacaktır. Biyel kolunun boyunun kısalması ile ikincil terimin etkisi artmakta ve piston ivmesi bu sefer sinüsoydel eğriye yakın bir eğri oluşturmaktadır.



Şekil 2.5 : Piston ivmesinin krank mili açısına göre değişimi.

2.2 Krank Milinin Dairesel Hareketi



Şekil 2.6 : Krank milinin aldığı dikey yol.

Krank mili pistondan aldığı doğrusal hareketi dairesel harekete çevirir. Krank milinin kütlesinin krank muylusunda toplandığı kabulü yapılırsa, yapmış olduğu dikey yerdeğiştirme Şekil 2.6'dan şu şekilde yazılabilir.

$$x_c = \overline{DO} - \overline{CO} = r - r.\cos\alpha = r(1-\cos\alpha) = r(1-\cos\omega t) \qquad \textbf{(2.17)}$$

Krank milinin dikey hızını bulmak için, krank milinin dikey olarak katettiği yolun zamana göre türevini almamız gerekir [6]. Böylece,

$$dx_c / dt = r\omega\sin(\omega t) \qquad \textbf{(2.18)}$$

denklemi elde edilir. Hızın zamana göre türevi ise bize krank milinin dikey ivmesini verecektir.

$$d^2x_c / dt^2 = r\omega^2\cos(\omega t) \qquad \textbf{(2.19)}$$

Krank milinin yatay yer değiştirme, hız ve ivmesi ise şu şekilde olacaktır.

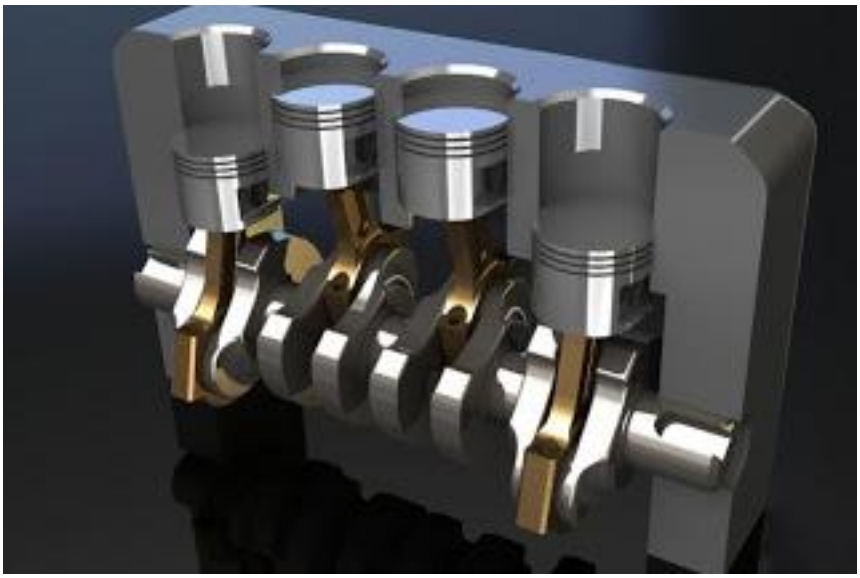
$$y_c = -r\sin(\omega t)$$

$$dy_c / dt = -r\omega\cos(\omega t) \qquad \textbf{(2.20)}$$

$$d^2y_c / dt^2 = r\omega^2\sin(\omega t)$$

2.3 Tek Silindirli Motorun Atalet Kuvvetleri

Bu konunun daha iyi anlaşılabilmesi için sıra silindirli bir dizel motor incelenmiştir. Sıra silindirli motorda bütün krank biyel mekanizmaları paralel olup, silindirler Şekil 2.6'da görüldüğü gibi krank milinin bir tarafında bulunur. Bütün silindirlerin birbirine olan uzaklığı aynıdır. Ayrıca bütün silindirler için piston ve biyeller arasında bir fark olmadığı kabul edilir. Bu nedenle dönen ve ötelenen kütleler bütün silindirler için birbirinin aynıdır.



Şekil 2.7 : Sıra silindirli motor.

Dönen kütlelerin dengelenmesi için her bir kranka karşı ağırlıklar konulduğu farzedilir. Bu nedenle mevcut tek dengesizlik gidip-gelme hareketi yapan kütlelerin atalet kuvveti olup her bir silindir için:

$$F_x = m_{ö} r\omega^2 \cos\alpha + m_{ö} \frac{r}{l} r\omega^2 \cos 2\alpha \qquad \textbf{(2.21)}$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemdeki iki terim ayrı ayrı ele alındığında, birinci terimi oluşturan kuvvete birinci harmonik veya birinci mertebeden atalet kuvveti, ikinci terimi oluşturan kuvvete ikinci harmonik veya ikinci mertebeden atalet kuvveti denilir. Birinci mertebeden olan daima ikinciden büyük olduğundan daha önemlidir. Bütün silindirler için kuvvetler aynı doğrultuda olduğundan, toplam atalet kuvvetini;

$$\sum F_x = m_{ö} r\omega^2 \left[\sum_{i=1}^{n} \cos(\alpha + \alpha_i) + \frac{r}{l} \sum_{i=1}^{n} \cos 2(\alpha + \alpha_i) \right] \qquad \textbf{(2.22)}$$

şeklinde yazabiliriz. Burada "α" birinci krankın silindir ekseni ile yaptığı açıdır, "α_i" ise i-ninci krankın birinci krankla arasındaki açıdır. $\alpha_1 = 0$ olduğu açıktır.

$$\cos(\alpha + \alpha_i) = \cos\alpha.\cos\alpha_i - \sin\alpha.\sin\alpha_i \qquad \textbf{(2.23)}$$

Yukarıdaki trigonometrik bağıntı kullanılarak 2.18 nolu denklemi daha anlaşılır hale getirebiliriz.

$$\sum F_x = m_{ö} r\omega^2[\cos\alpha.\sum_{i=1}^{n}\cos\alpha_i - \sin\alpha.\sum_{i=1}^{n}\sin\alpha_i + \frac{r}{l}\cos 2\alpha\sum_{i=1}^{n}\cos 2\alpha_i - \frac{r}{l}\sin 2\alpha\sum_{i=1}^{n}\sin 2\alpha_i] \quad \textbf{(2.24)}$$

Parentez içindeki ilk iki terim birinci mertebeden, son iki terim ise ikinci mertebeden atalet kuvvetlerini belirtir.

Atalet kuvvetlerinin birbirini dengelemesi ya da birbirlerinin tesirlerini yok etmesi için 2.24 nolu denklemin sonucu sıfıra eşit olmalıdır. Bu ifadenin krank milinin her pozisyonu için, yani bütün α değerleri için sıfır olması ise, parantez içindeki dört toplamın sıfır olmasını gerektirir. Bazı krank mili tertiblerinde ya birinci ya da ikinci mertebeden atalet kuvvetleri dengelenmiş, diğerleri dengelenmemiş olabileceğinden iki cins kuvvetin de ayrı ayrı incelenmesi gerekir. Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi için gerekli şartlar şunlardır.

$$\sum\cos\alpha_i = 0, \qquad \sum\sin\alpha_i = 0 \quad \textbf{(2.25)}$$

İkinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi için gerekli şartlar ise aşağıda ifade edilmiştir [5].

$$\sum\cos 2\alpha_i = 0, \qquad \sum\sin 2\alpha_i = 0 \quad \textbf{(2.26)}$$

Bu şartlar sağlandıktan sonra atalet kuvvetlerinin hesaplanmasına geçilir. Gemi dizel motorlarında atalet kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için ilk olarak sistem hesaplamayı kolaylaştıracak hale sokulur. Bu nedenle pistonun, krankın dengelenmemiş kısımlarının ve biyelin kütlelerinin indirgenmesi gerekmektedir.[3]

Denge problemlerinin çözümünde bir katı cismin ağırlığının ağırlık merkezine tesir eden bir tek kuvvetle temsil edildiği, yani hakiki katı cismin, bütün kütlesi ağırlık merkezinde toplanmış, ağırlık merkezi dışında kütlesiz farzedilen ve dış tepkiler yönünden mesnetlerde geometrik şeklini koruyan, tasarlanmış katı cisme statik bakımdan eşdeğer olduğu bilinmektedir.

O halde; katı cismin sayıları ve konumları keyfi seçilen noktalarına, toplamları hakiki cismin kütlesine eşit ve hakiki cisimle aynı ağırlık merkezine haiz olacak şekilde noktasal kütleler konursa, birbirlerine göre konumları değişmeyen,

dolayısıyla gene bir katı cisim teşkil eden bu noktasal kütleler sistemi de hakiki cisme statik bakımdan eşdeğerdir denilir.

Maddesel noktaların orijini ağırlık merkezinde bulunan dik bir eksen takımına göre koordinatları x_i, y_i, z_i ve kütleleri m_i ise, statik eşdeğerlik için söylediğimiz şartların matematik ifadesi, m toplam kütleyi ve n de maddesel nokta sayısını göstermek üzere,

$$\sum_{i=1}^{n} m_i = m, \qquad \sum_{i=1}^{n} m_i.x_i = 0, \qquad \sum_{i=1}^{n} m_i.y_i = 0, \qquad \sum_{i=1}^{n} m_i.z_i = 0 \qquad \textbf{(2.27)}$$

denklemlerinden ibarettir.

Hakiki katı cisim yerine bu suretle noktasal kütleler konulması işlemine "katı cismin kütlesinin statik bakımdan eşdeğer olarak noktasal kütlelere indirgenmesi" denir. Bir noktasal kütlenin belirlenmesi için üç konum koordinatı ve bir de kütle olmak üzere dört büyüklük söz konusudur. Statik eşdeğerlik şartlarını ifade eden denklem sayısı ise dörttür. O halde noktasal kütleleri belirleyen büyüklüklerden ($s = 4n - 4$) tanesi istenildiği gibi seçilebilir.

$n = 1$ için $s = 0$ olup, tek noktaya indirgeme halinde hiçbir serbestlik olmadığı anlaşılmaktadır. Hiçbir serbestliğin olmaması nedeniyle bütün kütlelerin ağırlık merkezinde toplanmış olduğu kabul edilir.

$n = 2$ için $s = 4$'tür. Noktalardan herhangi birinin konumu seçilirse, diğer noktanın yalnız bir koordinatı seçilebilir. O halde ikinci nokta bir çizgi üzerinde olmak zorundadır. Bu şartı sağlayan denklemler incelendiğinde bu çizginin ilk seçilen nokta ile ağırlık merkezini birleştiren doğru olduğu anlaşılır.

$n = 3$ için $s = 8$'dir. Noktalardan iksinin konumu seçilirse, geriye serbest seçilecek iki büyüklük kalır. O halde üçüncü nokta bir yüzey üzerinde olmak zorundadır. Bu yüzey ilk iki nokta ile ağırlık merkezinin belirlediği düzlemdir.

Benzer şekilde, katı cismin kütlesi noktasal kütlelere dinamik eşdeğer olarak indirgenebilir. Dinamik eşdeğerlik için gerek ve yeter şartlar şunlardır:

a. Noktasal kütlelerin toplamının hakiki cismin kütlesine eşit olması,

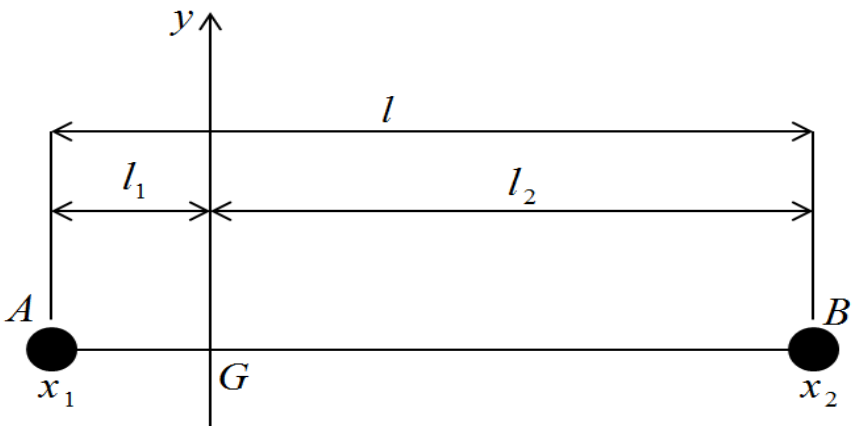
b. Noktasal kütleler sisteminin ağırlık merkezinin hakiki cismin ağırlık merkezi ile çakışması,

c. Ağırlık merkezinden geçen ve hareket düzlemine dik olan eksene göre noktasal kütleler sisteminin ve hakiki cismin atalet momentlerinin birbirine eşit olması.

Bunlardan ilk ikisi esasen statik eşdeğerliğin de şartı olduğundan, dinamik eşdeğerlik için statik eşdeğerliğin bir ön şart olduğu anlaşılmaktadır.

Katı cismin kütlesinin dinamik eşdeğer olarak n noktasal kütleye indirgenmesi isteniyorsa her bir nokta için x_i, y_i konum koordinatları ve m_i kütlesinden ibaret üç büyüklük söz konusu olduğundan, eşdeğer sistemin belirlenebilmesi 3n büyüklüğe ihtiyaç gösterir. Bü büyüklükler dinamik eşdeğerliği ifade eden dört denklemi sağlamalıdır. Buna göre serbest seçilecek büyüklük sayısı $s = 3n - 4$ 'tür.

$n = 1$ için $s = -1$ olduğundan katı cismi bir tek noktasal kütleye indirgemek mümkün değildir. Bu nedenle dinamik problemlerde katı cismin kütlesinin ağırlık merkezinde toplanmış olduğu farzedilemez. Ancak katı cismin özel olarak öteleme ve dönme hareketi yapması halinde bu mümkün olabilir.



Şekil 2.8 : Kütlenin ağırlık merkezi yerine farklı iki noktaya indirgenmesi.

$n = 2$ olduğunda $s = 2$ olmaktadır. Bu ndenle noktaları belirleyen altı büyüklükten ikisi keyfi seçilebilir. Mesela kütlelerden birisini A noktasona koymaya karar verirsek, bu noktanın iki koordinatını seçmiş oluruz. Artık diğer dört büyüklük, m_i ve m_2 kütlesi ve B'nin koordinatları kendiliğinden belli olur. Dört bilinmeyen olması nedeniyle dört denkleme ihtiyacımız vardır. Bu denklemler;

$$m_1 + m_2 = m$$

$$m_1 x_1 + m_2 x_2 = 0$$

$$m_1 .0 + m_2 y_2 = 0 \qquad \textbf{(2.28)}$$

$$m_1 x_1^{\,2} + m_2 (x_2^{\,2} + y_2^{\,2}) = m i_s^{\,2}$$

şelinde yazılabilir.

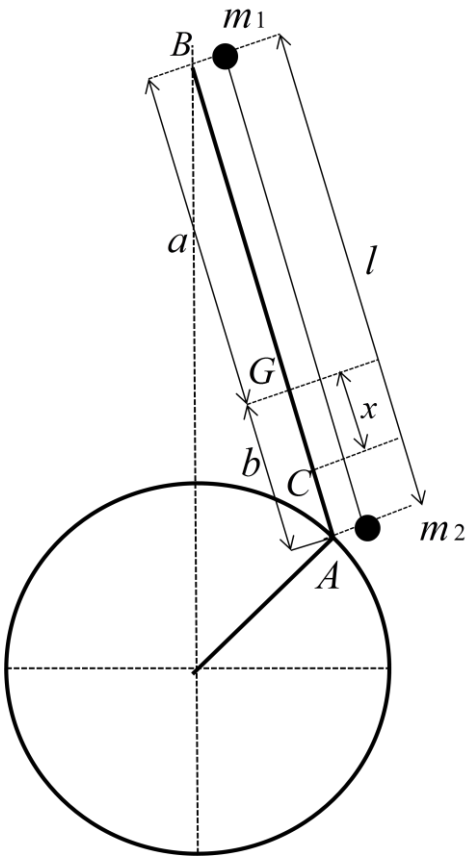
2.3.1 Pistonun kütlesi

Pistonun kütlesinin sadece bir noktaya indirgenmesi gerekmektedir ($n = 1$). Sistemin statik olarak eşdeğerliği inceleniyor olsaydı $s = 0$ olacak, yani sistemin hiçbir serbestliğinin olmadığı anlaşılacaktı. Bu durumda bütün kütlelerin ağırlık merkezinde toplanması gerekecekti. Ancak biz problemimizde sistemin hem statik hem de dinamik eşdeğerliği ile ilgilenmekteyiz. Sistemin dinamik eşdeğerliği incelendiğinde $s = -1$ olmakta ve pistonun kütlesini tek bir noktaya indirgemek mümkün olmamaktadır. Ancak sistemin sadece öteleme hareketi icra etmesi sebebiyle pistonun dinamik eşdeğerliği olarak ağırlık merkezinde toplanabileceği kabul edilmiştir [5]. Piston sisteminin doğrusal hareketi sayesinde, kütlenin piston piminin merkezinde toplanmış olduğu farzedilir.[10]

2.3.2 Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi

Krank milinin kütlesi de piston kütlesi gibi sadece bir noktaya indirgenmesi gerekmektedir. Daha sonra yapılacak hesaplamalarda bize kolaylık sağlaması açısından bu kütleyi krank muylusunun eksenine göre indirgemek en uygunudur. Bu nedenle krank milinin reel kütlesinin krank muylusu üzerinde bulunan diğer bir m_k kütlesiyle değiştirilmesi gerekmektedir. Bu yeni kütlenin büyüklüğü, indirgenmiş m_k kütlesinin merkezkaç kuvveti ile krankın dengelenmemiş bütün kısımlarının merkezkaç kuvvetlerinin bileşkesine eşit olacak şekilde belirlenir [10].

2.3.3 Biyelin kütlesi



Şekil 2.9 : Biyel kolunun indirgenme noktaları.

Biyel kolunun bir tarafının krank muylusuna diğer tarafının ise pistona rijit olarak bağlandığı düşünüldüğünde biyel kolunun kütlesi farklı noktalara indirgenebilir. Daha önce yapılan çalışmalarda biyel kolunun indirgenme noktaları olarak dört farklı sistem öngörülmüştür.[10]

a. Bütün biyel kütlesi kendi ağırlık merkezinde toplanmış farzedilir ($n = 1$).

b. Biyel kütlesi B ve C noktalarında toplanmış farzedilir ($n = 2$).

c. Biyel kütlesi piston pimi ekseniyle (B) krank muylusunda (A) toplanmış farzedilir ($n = 2$).

d. Biyel kütlesinin pim merkezi (B), muylu merkezi (A) ve ağırlık merkezinde (G) toplanmış olduğu farzedilir ($n = 3$).

Yapmış olduğumuz uygulamada biyel kütlesinin piston pimi ekseniyle krank muylusunda toplandığı farzedilmiştir. Bu methoda göre şu şartların sağlanması gerekmektedir.[10]

a. m_1 ve m_2 kütlelerinin toplamı, biyelin hakiki kütlesine eşit olmalıdır.:

$$m_1 + m_2 = m_b \tag{2.29}$$

b. Bu iki kütlenin müşterek ağırlık merkezi, biyelin ağırlık merkeziyle örtüşmelidir:

$$m_1.a = m_2.b \tag{2.30}$$

Bu iki şarttan:

$$m_1 = \frac{m_b.b}{a+b} \tag{2.31}$$

$$m_2 = \frac{m_b.a}{a+b} \tag{2.32}$$

denklemleri bulunur. Bunun haricinde sistemin dinamik eşdeğerliğinin sağlanması için hakiki cismin ve noktasal kütleler sisteminin atalet momentlerinin birbirine eşit olması gerekmektedir.

Bu iki kütlenin, biyelin ağırlık merkezine göre atalet momentini hesap edecek olursak;

$$\theta_1 = m_1 a^2 + m_2 b^2 = \frac{m_b.b}{a+b}.a^2 + \frac{m_b.a}{a+b}.b^2 = m_b.b.a \tag{2.33}$$

denklemi elde edilir. Biyelin atalet momenti;

$$\theta_b = m_b.i^2 \tag{2.34}$$

olduğuna göre θ_1 ve θ_b eşitliği ancak $a.b = i^2$ ile sağlanabilir. Ancak gerçekte $a.b \geq i^2$'dir. Yani bu iki kütlenin oluşturduğu atalet kuvveti biyelin atalet kuvvetine eşit veya fazladır. Fazla olması durumunda bu momentin karşı bir moment ile dengelenmesi gerekmektedir. Yaklaşık hesaplamalarda oluşabilecek bu ilave moment ihmal edilir.

2.3.4 Motorun hareket eden elemanlarının oluşturduğu kuvvetler

Biyel kolunun seçilen methoda uygun olarak dağıtıldığını farzedersek, doğrusal gidip gelme hareketi yapan parçaların kütlesi:[10]

$$m_{ÖTELENEN} = m_P + m_1 \tag{2.35}$$

ve dönen kısımların kütlesi de:

$$m_{DÖNEN} = m_K + m_2 \tag{2.36}$$

olurak bulunur.

Böylece krank biyel mekanizmasının çalışması esnasında gidip gelen parçalarının kranka etkiyen kuvvetlerinin büyüklüğü:

$$F_i^{'} = m_{ÖTELENEN} .r.\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \tag{2.37}$$

olarak, dönen kısımarının krank üzerinde meydana getirdiği kuvvetler ise;

$$F_i^{'} = m_{DÖNEN} r.\omega^2 (\cos\alpha) \tag{2.38}$$

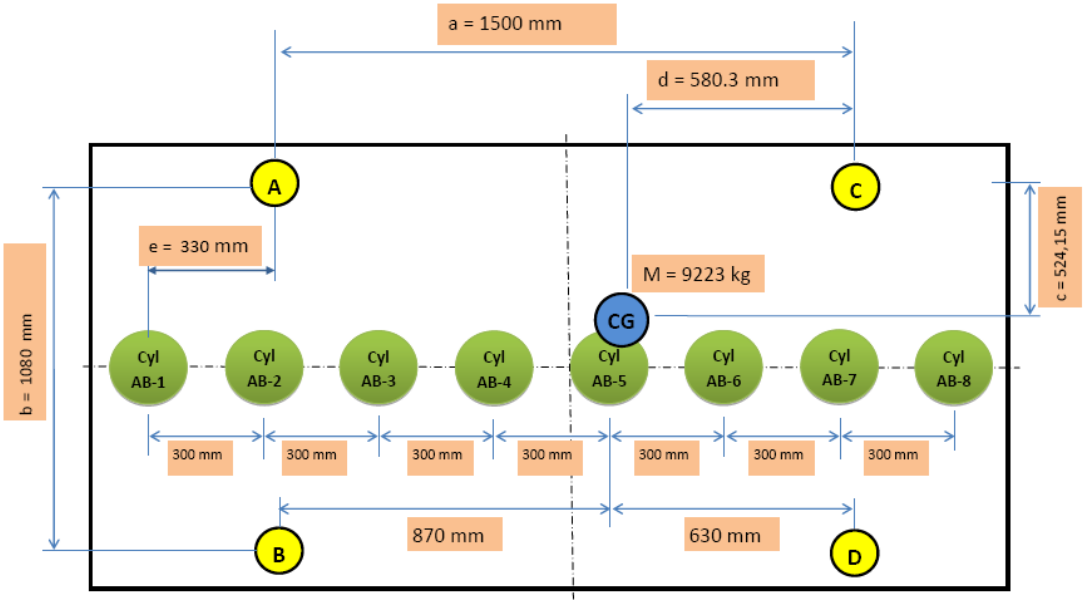
olarak ifade edilir.

3. BÜNYE KUVVETLERİ

Bir dizel motor, çalışması sırasında ayaklarının yatağa basmış olduğu noktalarda birçok farklı kuvvet oluşturur. Bunlar statik ağırlığın oluşturduğu kuvvetler, ötelenen ve dönen kütlelerin oluşturduğu dinamik kuvvetler ve son olarak silindirlerde oluşan gaz basıncının yarattığı kuvvetlerdir. Bu bölümde çalışmaya esas kabul edilen 16V185 dizel motorunun ayaklarının yatağa basmış olduğu noktalarda oluşturduğu kuvvetler sırasıyla incelenmiştir.

3.1 Statik Ağırlığın Motor Ayaklarına Dağılımı

16V185 Dizel motorunun yağlama yağı, soğutma suyu ve yakıtının tam olduğu ıslak ağırlığı 9223 kg'dır. Motorun ağırlık merkezinin yeri ve motor ayaklarının ağırlık merkezinden uzaklıkları Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Motor ağırlık merkezi ile motor ayaklarının konumlarının şematik gösterimi.

Şekil 3.1'deki A, B, C ve D noktaları, moturun ayaklarının yatağına basma noktaları; CG, motorun ağırlık merkezi; M ise motor ıslak kütlesidir. Ağırlık merkezinin ve ayakların konumuna göre her bir ayağa etkiyen statik kuvvetler ancak kuvvet ve

moment dengesi kurularak hesaplanabilir olup, her bir motor ayağındaki kuvvetler aşağıdaki denklemler ile bulunur.

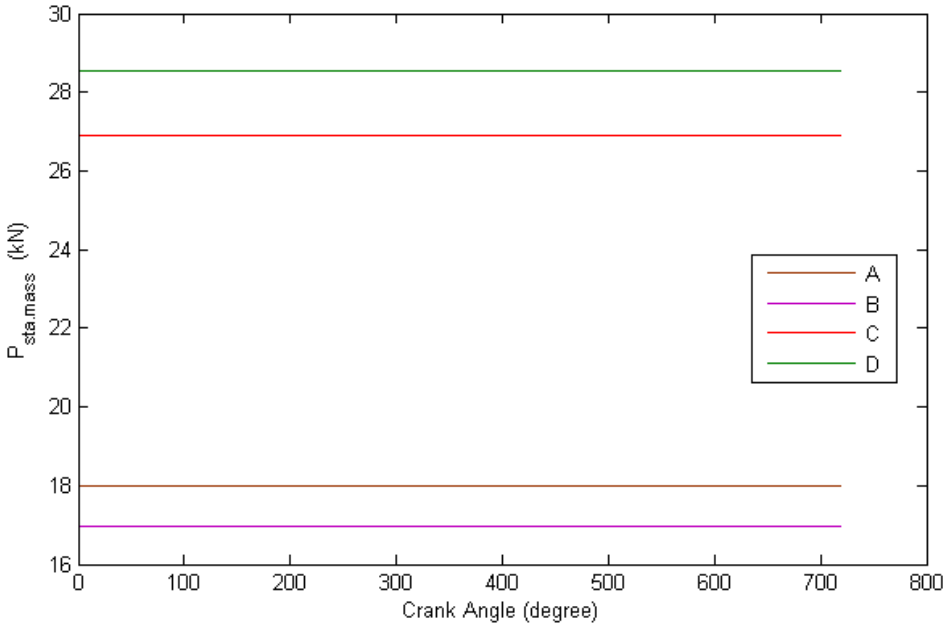
$$F_A = Mass.(\frac{b-c}{b})(\frac{d}{a}) \quad \textbf{(3.1)}$$

$$F_B = Mass.(\frac{c}{b})(\frac{d}{a}) \quad \textbf{(3.2)}$$

$$F_C = Mass.(\frac{c}{b})(\frac{a-d}{a}) \quad \textbf{(3.3)}$$

$$F_D = Mass.(\frac{b-c}{b})(\frac{a-d}{a}) \quad \textbf{(3.4)}$$

Motorun A, B, C ve D ayaklarına gelen kuvvetler statik ve sabit olup, zamana bağlı değişmemektedir. 16V185 Dizel motorunun ıslak kütlesi 9223 kg olduğu dikkate alınırsa; A noktasına etkiyen kuvvet 18.01 kN, B noktasına etkiyen kuvvet 16.98 kN, C noktasına etkiyen kuvvet 26.91 kN ve D noktasına etkiyen kuvvet ise 28.54 kN olarak hesaplanmaktadır. Motor ayaklarının her birinin motor ağırlık merkezinden olan uzaklıkları birbirinden farklı olması nedeniyle hesaplanan bu statik kuvvetler birbirinden farklı çıkmıştır. Motorun ağırlık merkezi D noktasına yakın olması nedeniyle bu noktada oluşan kuvvet diğer noktalarda oluşan kuvvetlerden daha büyük bir sonuç almıştır.



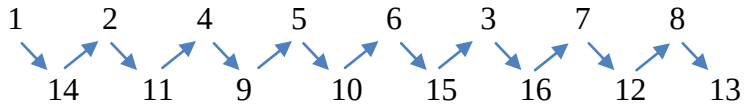
Şekil 3.2 : Motorun A, B, C ve D ayaklarına etkiyen statik kuvvetler.

3.2 Ötelenen ve Dönen Kütlelerin Saptanması ve Dinamik Kuvvetlerin Hesabı

16V185 Dizel motorunda silindirler "V" blokları düzeninde yer almaktadır. Silindir blokları arasındaki açı 90˚ dir. Şekil 3.1'de silindir bloklarının düzeni görülmektedir. A ve B harfleriyle etiketlendirilen silindir bloklarında 8'er adet silindir karşılıklı yer almaktadır. Örneğin karşılıklı yer alan A1 ve B1 silindirlerinin merkezleri motorun boyuna eksenine göre simetrik olup aralarında 90˚ lik açının yarattığı uzaklık vardır ve her iki silindire ait biyel kolları aynı krank muylusuna yan yana bağlanmıştır. Dizel motor 16 silindirli ve 4 zamanlı motor olup, bir güç çevrimi krank milinin 2 tur tam dönüşüyle yani 720 KMA (Krank Mili Açısı)'da tamamlanmaktadır. Buradan hareketle silindirler arası faz açısı;

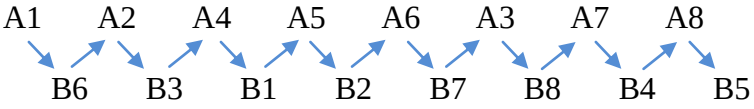
$$\beta = \frac{720}{16} = 45° KMA \tag{3.5}$$

olmaktadır. Silindirlerin ateşleme sırası motor üretici firma tarafından verilmiş olup Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



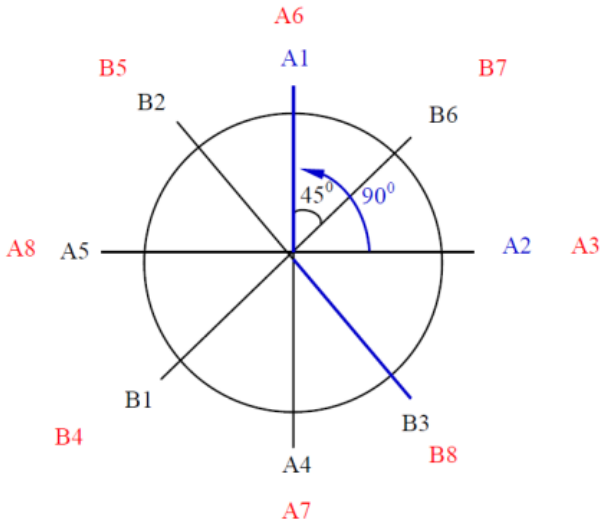
Şekil 3.3 : Silindirlerin ateşleme sırası.

Yukarıdaki gösterim şekli modellemeye uygun olarak, yani silindir bloklarına "A" ve "B" harfleri verilerilerek Şekil 3.4'deki gibi de gösterilebilir.



Şekil 3.4 : Silindirlerin ateşleme sırasının modellemeye uygun gösterimi.

Dizel motorun birinci ve ikinci dereceden dengelenmemiş atalet kuvvetleri hesaplanırken A ve B bloklarında yer alan silindirlerin numaralarına uygun ateşlenme faz açısı ön plana çıkmaktadır. Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açıları Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açılarının şematik gösterimi.

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi için gerekli şartların;

$$\sum \cos \alpha_i = 0, \qquad \sum \sin \alpha_i = 0 \tag{3.6}$$

İkinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi için gerekli şartların ise;

$$\sum \cos 2\alpha_i = 0, \qquad \sum \sin 2\alpha_i = 0 \tag{3.7}$$

olduğu hatırlanacak olursa; incelenen dizel motor için A ve B Blok silindirlerinin birinci ve ikinci dereceden atalet kuvvetlerinin dengelenip dengelenmediği sırasıyla Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

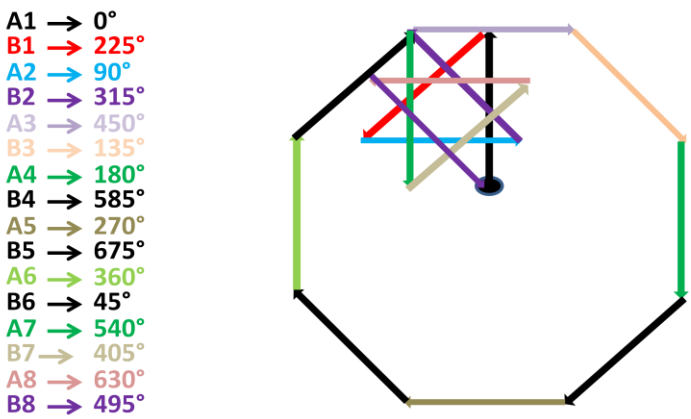
Çizelge 3.1: A Blok silindirlerin atalet kuvvetlerinin denge kontrolü.

	α_i	$\cos \alpha_i$	$\sin \alpha_i$	$2\alpha_i$	$\cos 2\alpha_i$	$\sin 2\alpha_i$
A1	0˚	+1	0	0	+1	0
A2	90˚	0	+1	180	-1	0
A3	450˚	0	+1	900	-1	0
A4	180˚	-1	0	360	+1	0
A5	270˚	0	-1	540	-1	0
A6	360˚	+1	0	720	+1	0
A7	540˚	-1	0	1080	+1	0
A8	630˚	0	-1	1260	-1	0
	$\sum$	0	0		0	0
		Birinci mertebeden kuvvetler dengelenmiştir			İkinci mertebeden kuvvetler dengelenmiştir	

Çizelge 3.2: B Blok silindirlerin atalet kuvvetlerinin denge kontrolü.

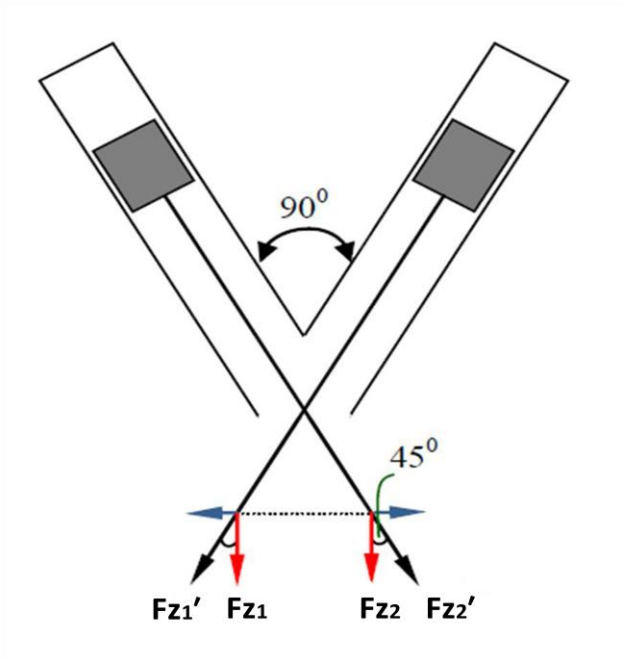
	α_i	$\cos\alpha_i$	$\sin\alpha_i$	$2\alpha_i$	$\cos 2\alpha_i$	$\sin 2\alpha_i$
B1	225˚	-0,707	-0,707	450	0	+1
B2	315˚	+0,707	-0,707	630	0	-1
B3	135˚	-0,707	+0,707	270	0	-1
B4	585˚	-0,707	-0,707	1170	0	+1
B5	675˚	+0,707	-0,707	1350	0	-1
B6	45˚	+0,707	+0,707	90	0	+1
B7	405˚	+0,707	+0,707	810	0	+1
B8	495˚	-0,707	+0,707	990	0	-1
	$\sum$	0	0		0	0
		Birinci mertebeden kuvvetler dengelenmiştir			İkinci mertebeden kuvvetler dengelenmiştir	

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenip dengelenmediği vektör diyagramı yardımıyla da gösterilebilir. Şekil 3.6'daki gösterimde A1 silindirinden başlayarak her bir silindiri temsil eden vektörler birbiri peşi sıra eklenmiş, sonuçta kapalı eğri oluşumuna yol açarak B8 silindirini temsil eden vektör başlangıç noktasına geri dönmüştür. Sonuçta incelenen dizel motorun 1.nci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenmiş olduğu ortaya çıkmıştır



Şekil 3.6 : Dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin vektör diyagramında gösterimi.

Bu şartlar sağlandıktan sonra dinamik kuvvetlerinin hesaplanmasına geçilir. İncelenen dizel motorda silindir düzenlemesine uygun olarak yer çekimi yönünde yani aşağı yönde dik olarak etkiyecek olan Fz kuvveti Şekil 3.7'deki gibi hesaplanabilir.



Şekil 3.7 : Silindir blokları arasındaki açı ve kranka etkiyen düşey ve yatay kuvvetler.

Silindir ekseni boyunca doğrusal öteleme hareketine neden olan kuvvetin ($F_Z^{'}$ kuvvetinin) iki bileşeni vardır. Silindir blokları arasındaki açının 90˚ olması nedeniyle;

$$F_{Z1} = F_{Z1}^{'} Cos(45) \tag{3.8}$$

$$F_{Z2} = F_{Z2}^{'} Cos(45) \tag{3.9}$$

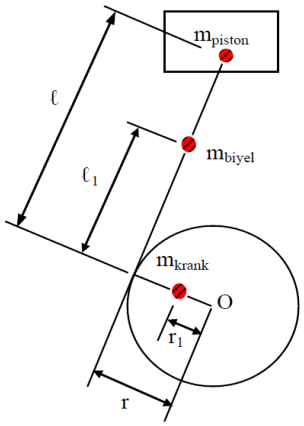
denklemleri elde edilir. Buradan hareketle aynı krank muylusuna etkiyen düşey yöndeki kuvvetin, o muyluya etkiyen F_{Z1} ve F_{Z2} bileşenlerinin toplamından oluşacağı sonucuna varılır.

$$F_Z = F_{Z1} + F_{Z2} \tag{3.10}$$

$$F_Z = 2 * F_Z^{'} * \frac{\sqrt{2}}{2} \tag{3.11}$$

Burada önemli olan tüm sistemi titreşim hareketine zorlayacak dinamik kuvvetin yani $F_Z^{'}$ kuvvetinin doğru olarak hesaplanabilmesidir. Newton yasası gereği kütle ve ivmenin çarpımının kuvvete eşit olmasından hareketle, piston-biyel kolu ve krank

mili kütlelerinin ötelenen ve dönen kütleler olarak birleştirilmesi, ivme için ise pistonun ilerlediği yolun zamana göre değişiminin türevinin alınması gerekir. Piston kütlesinin piston muylusu ekseninde toplandığı, biyel kolunun kütlesinin ise biyel kolu ağırlık merkezinde toplandığı öngörülmüştür. Piston, biyel ve krank mili kütlelerinin indirgenme yerleri en genel şekilde Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Krank mili, biyel kolu ve piston kütlelerinin indirgenme noktaları.

Şekil 3.8'deki gösterimden yararlanarak, doğrusal öteleme hareketi yapan kütle ile dönen kütle aşağıdaki gibi yazılır.

$$m_{ötelenen} = m_{piston} + \frac{l_1}{l} m_{biyel} \qquad \textbf{(3.12)}$$

$$m_{dönen} = \frac{r_1}{r} m_{krank} + (1 - \frac{l_1}{l}) m_{biyel} \qquad \textbf{(3.13)}$$

Bu bilgiler ışığında artık zorlayıcı dinamik kuvvetin oluşturan kütlelerin rakamsal büyüklüğü hesaplanabilir.

$$m_{ötelenen} = m_{piston} + \frac{l_1}{l} m_{biyel} = 12 + \frac{0{,}136}{0{,}41} * 16 = 17{,}31 \text{ kg} \qquad \textbf{(3.14)}$$

Krank ağırlık merkezinin krank mil ekseninde olduğu yaklaşımı ile ($r_1 = 0$);

$$m_{dönen} = (1 - \frac{l_1}{l}) m_{biyel} = (1 - \frac{0{,}136}{0{,}41}) * 16 = 10{,}69 \text{ kg} \qquad \textbf{(3.15)}$$

Krank ağırlık merkezinin kol yatak merkezi ile çakışması durumunda ($r_1 = r$);

$$m_{dönen} = \frac{r_1}{r} m_{krank} + (1 - \frac{l_1}{l}) m_{biyel} = 32{,}19 + (1 - \frac{0{,}136}{0{,}41}) * 16 = 42{,}88 \text{ kg} \quad \textbf{(3.16)}$$

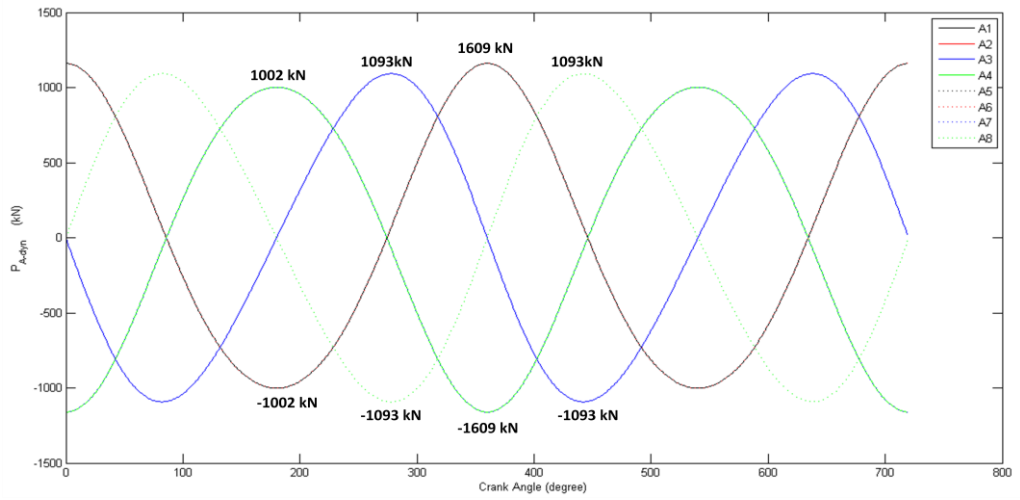
olarak bulunur. Krank ağırlık merkezinin kol yatak merkezi ile çakışması durumunda dönen kütleler en büyük değerini alacaktır. Pistonun zamana göre aldığı yolun zamana göre değişimi piston hızını, hızın zamana göre türevi ise piston ivmesini verir. Bir içten yanmalı pistonlu motorda düşey dinamik kuvvet, dönen ve ötelenen kütleler ile piston ivmesi kullanılarak aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$F_Z^{'} = (m_{ötelenen} + m_{dönen}) \omega_m^2 r Cos(\omega_m t) + m_{ötelenen} \frac{\omega_m^2 r^2}{l} Cos(2\omega_m t) \quad \textbf{(3.17)}$$

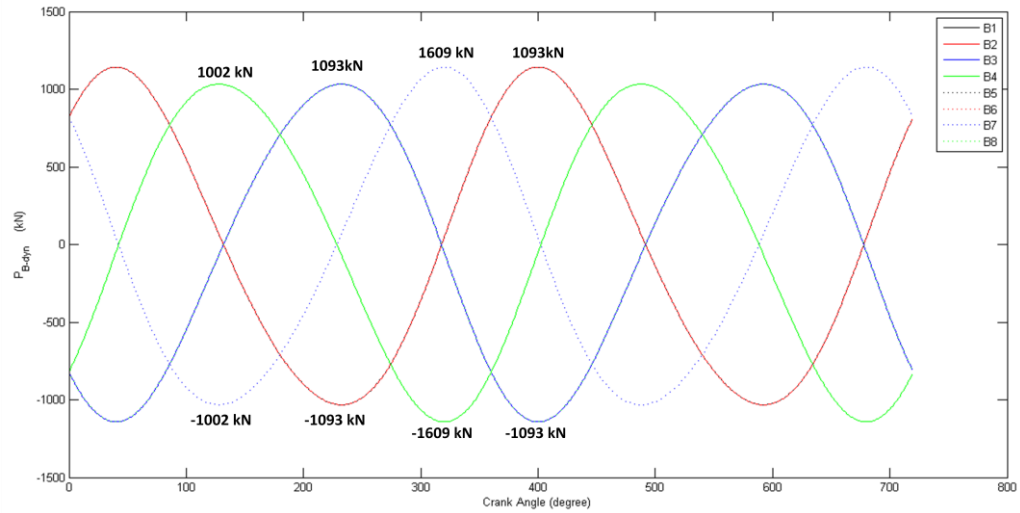
Çok sayıda silindire sahip dizel motorların silindirleri belirli faz açıları ile birbiri ardı sıra ateşleneceği için, her bir silindirde düşey yönde etkiyen dinamik $F_Z^{'}$ kuvvetini ilk ateşlenen A1 silindirine göre faz açılarını gözeterek yazmak gerekir.

$$F_{Zi}^{'} = \omega_m^2 r[(m_{ötelenen} + m_{dönen})_i Cos(\omega_m t + \beta_i) + m_{ötelenen} \lambda_i Cos2(\omega_m t + \beta_i) \quad \textbf{(3.18)}$$

Mevcut motor verileri ile A ve B olarak adlandırılan silindir bloklarında her bir silindirin pistonu, biyel kolu ve bağlandığı krank mili diliminde oluşan dinamik kuvvetlerin krank açısına bağlı değişimi Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Sadece bir bloğun oluşturduğu dinamik kuvvetler incelendiğinde krank milinin her 90˚ lik dönüşünde dinamik kuvvetlerin bir azami bir de asgari değer aldığı görülmektedir. Oluşan azami kuvvet +1609 kN, asgari kuvvet ise -1609 kN'dur. Buradaki + işareti pistonun aşağı hareketi ile meydana gelen kuvvetleri, - işareti ise pistonun yukarı hareketi ile meydana gelen kuvvetleri temsil etmektedir. Grafiklerde 4 adet kuvvet eğrisi bulunmaktadır. Bunun nedeni aralarındaki faz açısı 360˚ olan silindirlerin oluşturduğu kuvvetlerin üst üste gelmesinden kaynaklanmaktadır. Krank milinin 720˚ lik dönüşü 0,8 saniyede tamamlanmıştır.

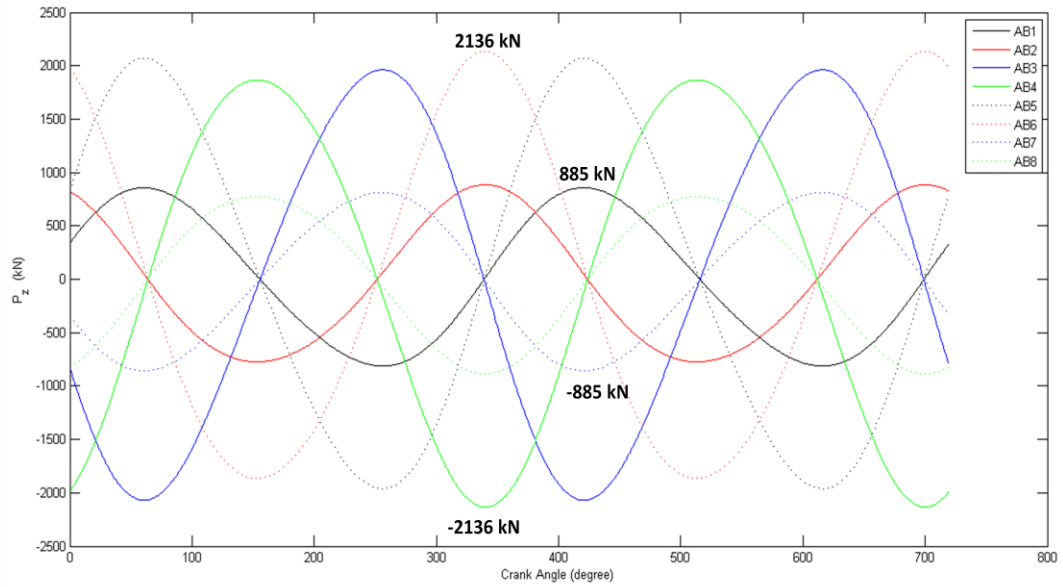


Şekil 3.9 : A silindir blokundan kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi.



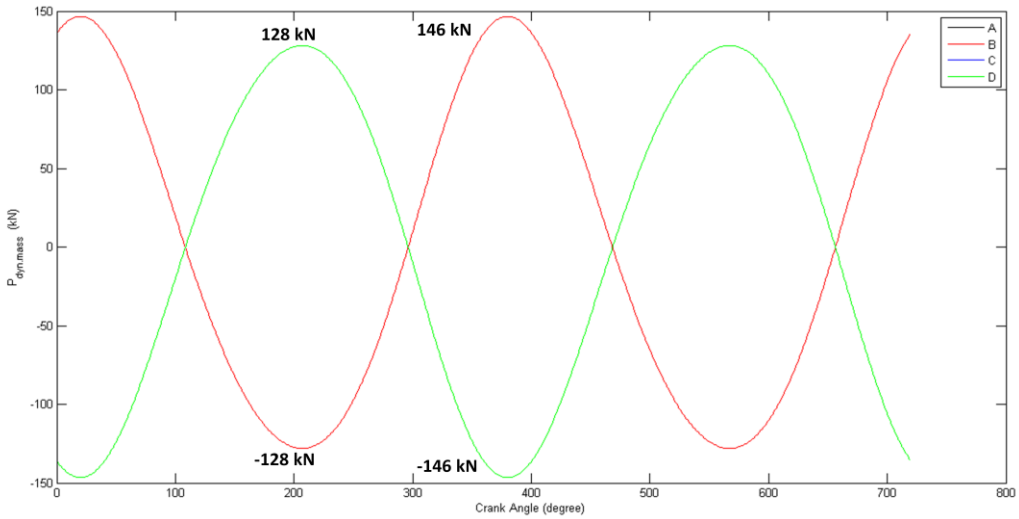
Şekil 3.10 : B silindir blokundan kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi.

A ve B silindirlerinin kol yatağı hizasından krank miline düşey yönde etkiyen harmonik kuvvetlerin bileşkesi ($F_Z = F_Z A + F_Z B$) ise Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Bu grafikte iki farklı seviyedeki harmonik eğriler dikkat çekmektedir. 3,4,5 ve 6 nolu silindir gruplarında oluşan azami kuvvet 2136 kN, asgari kuvvet ise -2136 kN'dur. 1,2,7 ve 8 nolu silindir gruplarında oluşan azami kuvvet 885 kN, asgari kuvvet ise -885 kN'dur.



Şekil 3.11 : Silindir bloklarından kranka etkiyen düşey kuvvetin krank mili açısına göre değişimi.

Dinamik kuvvetler piston kütlesi, biyel kolu ve krank milinin birbirine göre bağıl hareketinden doğan, dönen ve ötelenen kuvvetler ile gaz kuvvetlerinin toplamından oluşmaktadır. A ve B silindir blokları karşılıklı olduğu için ve dinamik kuvvetler aynı kol yatağına etkidiği için sayısal büyüklükleri toplanmıştır. Burada hesaplanan dinamik kuvvetler krank mili üzerine etki etmektedir. Ancak, bizim motor ayaklarına etkiyen dinamik kuvvetlere ihtiyacımız vardır. Bu nedenle her bir ayağa etkiyen dinamik kuvvetleri hesaplayabilmemiz için kuvvet ve moment dengesi kurulması gerekir.



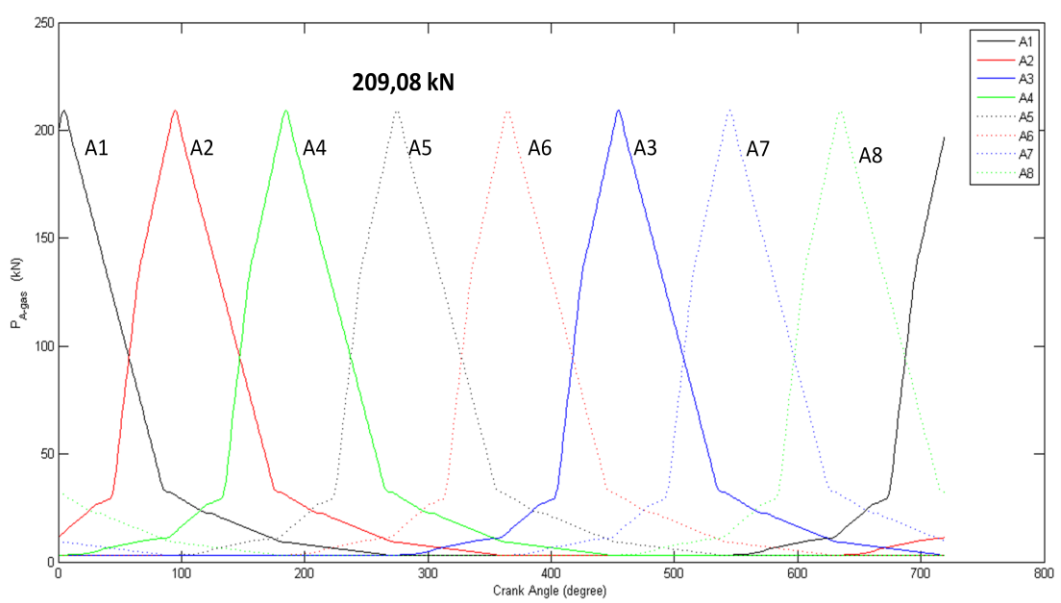
Şekil 3.12 : Dinamik kuvvetlerin motor ayaklarında yaratacağı kuvvetlerin değişimi.

Yalnızca piston, biyel kolu ve krank şaftın hareketinden kaynaklanan dinamik kuvvet bileşenlerinin motor ayaklarında (A, B, C ve D noktaları) yaratacağı kuvvetlerin değişimi Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Harmonik hareketten ötürü aşağı yönde hareket eden pistonun yarattığı kuvvet pozitif işaretli, yukarı yönde hareket eden pistondan ötürü kuvvetin işareti negatiftir. Bu durum trigonometrik bağıntılarda açının alacağı değere göre değişmektedir. Silindirlerin ve motor ayaklarının konumu göz önüne alındığında 1 ve 2 nolu silindir gruplarının oluşturduğu aşağı yöndeki kuvvet motorun A ve B ayaklarında aşağı yönde (pozitif) bir kuvvet oluştururken C ve D ayaklarında yukarı yönde (negatif) bir kuvvet oluşturur. Aynı şekilde 8 nolu silindir grubunun oluşturduğu aşağı yöndeki kuvvet motorun C ve D ayaklarında aşağı yönde bir kuvvet oluştururken A ve B ayaklarında yukarı yönde bir kuvvet oluşturur. Silindir bloklarının konumları nedeniyle motorun A ve B ayaklarında meydana gelen pozitif işaretli dinamik kuvvet C ve D ayaklarına oranla daha büyüktür. Motorun A ve B ayaklarında meydana gelen en büyük kuvvet 146 kN, en küçük kuvvet -128 kN'dur. Motorun C ve D ayaklarında meydana gelen en büyük kuvvet 128 kN, en küçük kuvvet ise -146 kN'dur. A-B ve C-D ayakları krank mili eksenine göre simetrik olmaları nedeniyle bu noktalarda meydana gelen kuvvetler birbirin aynısıdır.

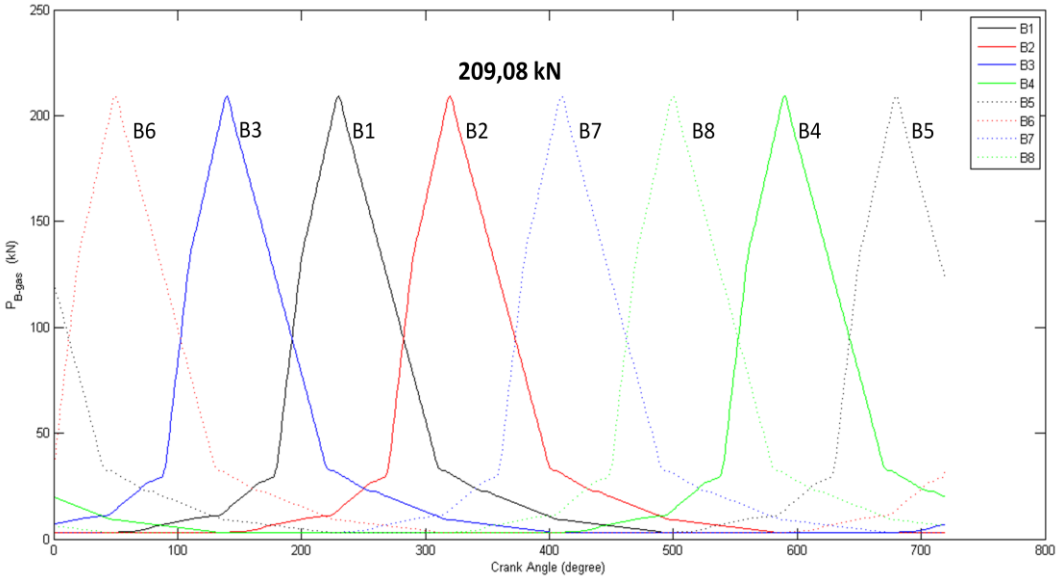
3.3 Silindirlerde Oluşan Gaz Basıncının Yaratacağı Kuvvetler

Her bir silindirde oluşan gaz basınçlarının değişimi motor üreticisi firma tarafından sağlanmıştır. Hesaplamaların sağlıklılığı açısından gaz basıncının piston üst tabakasının yüzeyine etkimesi sonucu oluşan gaz kuvveti de ihmal edilmeyip, hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

Üretici verilerine göre A ve B bloklarındaki silindirlerin içerisinde oluşan gaz basınç kuvvetinin krank açısına göre değişimi Şekil 3.13'de ve Şekil 3.14'te sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 3.13 : A blok silindirlerinden gaz kuvvetinin krank üzerindeki düşey bileşeni değişimi.

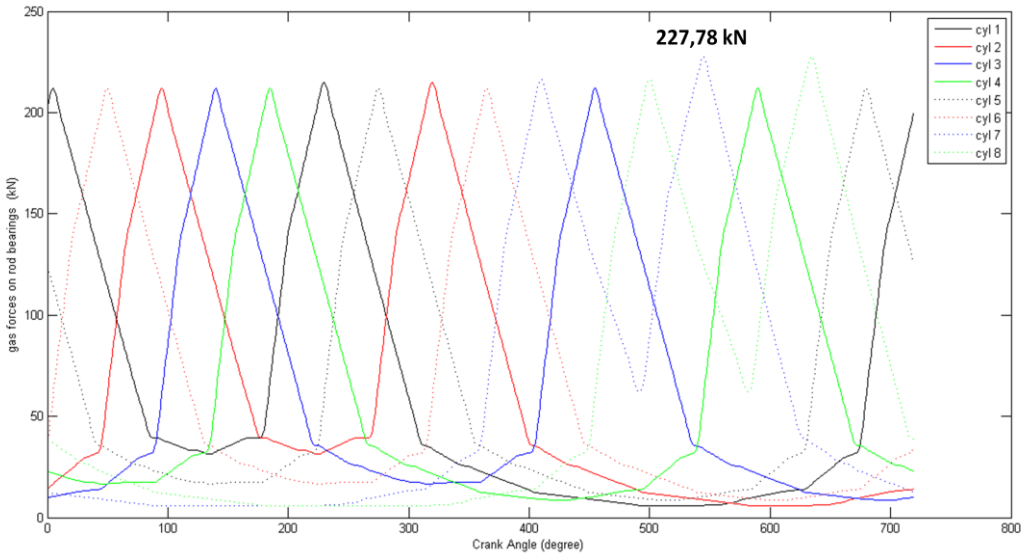


Şekil 3.14 : B blok silindirlerinden gaz kuvvetinin krank üzerindeki düşey bileşeni değişimi.

Dört zamanlı makinalarda krank şaftın iki tam dönüşünde bir yanma gerçekleştirmesi nedeniyle grafiklerden de anlaşılacağı üzere krank şaftın 720˚ lik dönüşü esnasında her bir silindirde tek bir yanma olayı meydana gelmiştir. Sadece bir blok incelendiği için ateşlemeler arasında 90˚ lik faz açısı vardır. Motorun güç üretme evresi olan yanma evresinde, silindirlerde meydana gelen patlamadan kaynaklanan kuvvetlerin hızlı bir şekilde artıp hızlı bir şekilde azaldığı gözlemlenmektedir. Her bir silindirin krank mil üzerinde meydana getirdiği azami gaz kuvveti 209,08 kN'dur. Şekil 3.3'de

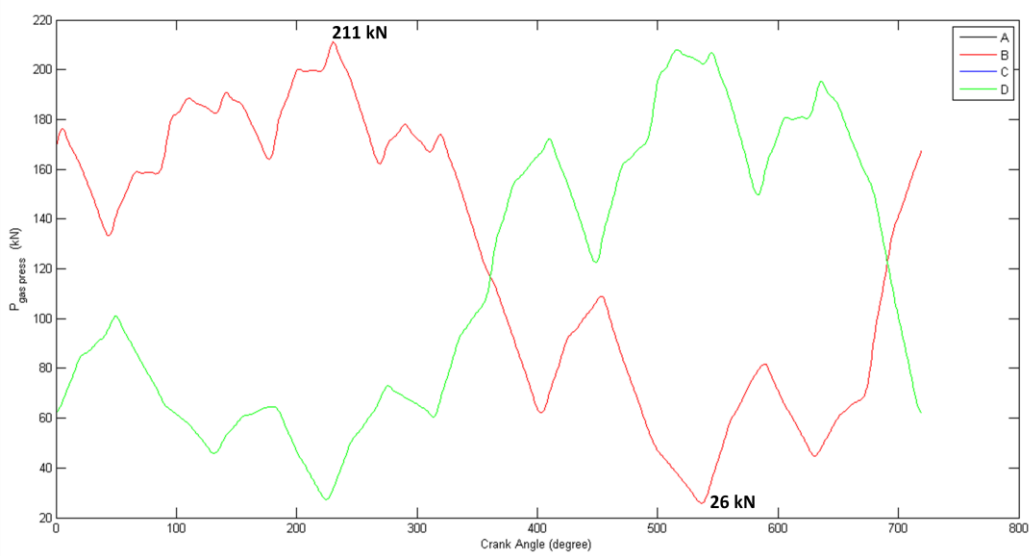
belirtilen silindirler arası ateşleme sırası bu grafiklerden de rahatça görülebilmektedir.

A ve B blok silindirlerinde meydana gelen yanma sonucunda oluşan gaz kuvvetinin kol yatağı hizasından krank miline düşey yönde etkiyen gaz kuvvetlerin bileşkesi ($F_G = F_{A-GAS} + F_{B-GAS}$) ise Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Bu grafikte 7 ve 8 nolu silindir gruplarının meydana getirdiği gaz kuvvetinin diğer silindir gruplarına oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum 7 ve 8 nolu silindir guruplarında A ve B blok silindirlerinin yanma evrelerinin diğer silindir gruplarına göre daha yakın zaman aralığında meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır. Yakın aralıklarla gerçekleşen yanma evrelerinde yanmanın başlangıcı ve sonunda oluşan kuvvetlerin de etkisiyle bir silindir grubunun bir noktada meydana getirdiği kuvvet artmaktadır. Oluşan azami gaz kuvveti 227,78 kN olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.15 : Silindir bloklarından kranka etkiyen gaz kuvvetinin krank mili açısına göre değişimi.

Burada hesaplanan gaz kuvvetleri krank mili üzerine dikey olarak etki eden kuvvetlerdir. Ancak, bizim piston ve krank milinin meydana getirdiği dinamik kuvvetlerde olduğu gibi motor ayaklarına etkiyen gaz kuvvetlerine ihtiyacımız vardır. Dolayısıyla daha önce yapmış olduğumuz şekilde kuvvet moment dengesi kurmamız gerekir. Gaz basıncından ötürü pistona etkiyen kuvvetlerin motor ayaklarında oluşturacağı kuvvetler Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

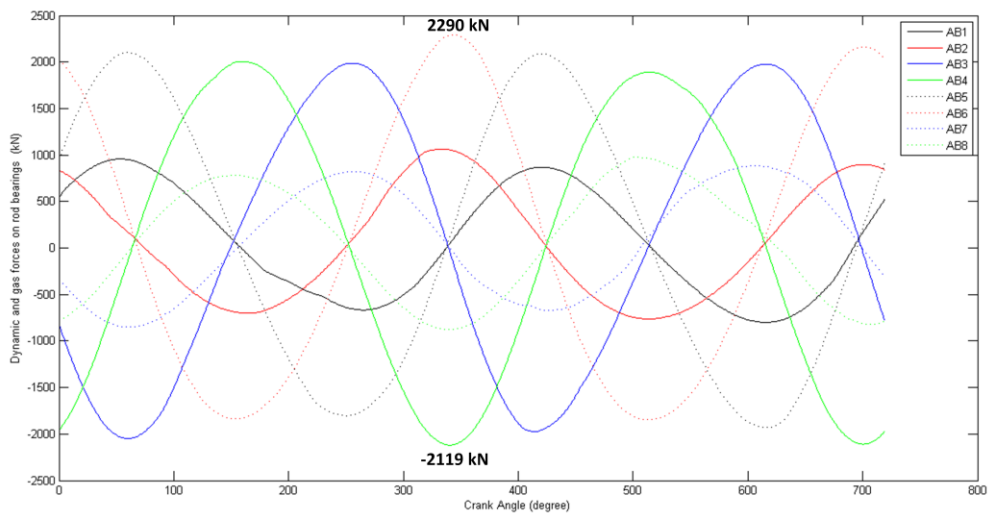


Şekil 3.16 : Gaz basınç kuvvetlerinin motor ayaklarında yaratacağı kuvvetlerin değişimi.

Ayaklarda meydana gelen gaz kuvveti düzensiz olarak değişmektedir. Ancak genel olarak şöyle bir düzenden bahsedilebir. Motorun A ve B ayaklarına etkiyen gaz kuvveti artarken C ve D ayaklarına etkiyen gaz kuvveti azalmaktadır. C ve D ayaklarında oluşan kuvvet artarken A ve B ayaklarında oluşan kuvvet azalmaktadır. Gaz basıncının ayaklarda meydana getirdiği azami kuvvet 211 kN asgari kuvvet ise 26 kN'dur.

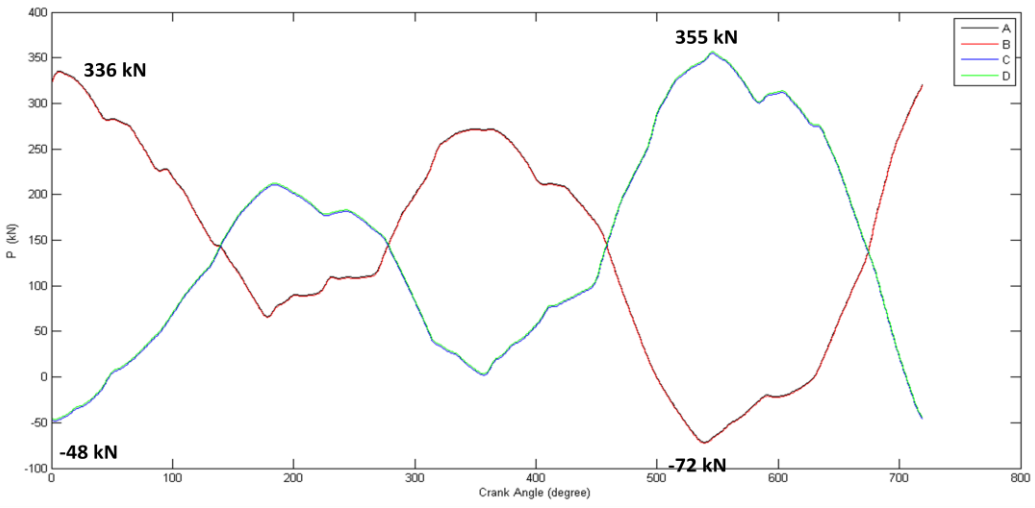
3.4 Bileşke Kuvvetlerin (Statik+Dinamik+Gaz Basıncı) Hesabı

Dinamik kuvvetlerin alabileceği en büyük genlik değeri, aynı kol yatağına bağlanan karşılıklı biyel kollarından ötürü, A ve B silindir çiftleri bazında grafik üzerine işaretlenmiş ve Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Bu kuvvet piston, biyel kolu ve krank milinin meydana getirdiği dinamik kuvvetler ve silindirlerde meydana gelen yanma sonucu oluşan gaz kuvvetinin krank mili üzerinde oluşturduğu bileşke kuvvetten meydana gelmektedir. Krank milinin ağırlık merkezinin krank mili ekseninde olduğu kabul edilmiş olsaydı oluşan bu dinamik kuvvet en küçük değerini alacaktı. Çünkü sistemin meydana getirdiği dinamik kuvvete krank milinin hiçbir etkisi olmayacaktı.



Şekil 3.17 : Harmonik kuvvetler ve gaz kuvvetlerinin palamar yatağına etkiyen bileşke kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi.

Motorun statik ağırlığı, hareketli kütlelerin yarattığı dinamik kuvvetler ve aynı zamanda gaz basıncının yarattığı gaz kuvvetler nedeniyle motor ayaklarında meydana gelen genel bileşke kuvvetin değişimi ise Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Motor ayaklarında meydana gelen azami ve asgari kuvvetler grafik üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 3.18 : Motorun A, B, C ve D ayaklarında statik ağırlık, dinamik kuvvetler ve gaz kuvvetinin yaratacağı kuvvetlerin değişimi.

3.5 Klas Kural ve İsteklerinin İncelenmesi

Türk Loydu'nun gemi dizel motorları ile ilgili kural istekleri incelendiğinde dizel motorların ayaklarının basma noktalarında oluşan kuvvetlerle ilgili sadece statik ağırlıktan kaynaklanan bir kısıtlama olduğu görülmüştür. Bahse konu makina için

yapılan hesaplamalar aşağıda gösterilmiştir. Bu hesaplamalarda $N_{MCR} = 1500 RPM$, $l_{eff} = 1{,}5m$ ve $P = 1770kW$ olarak alınmıştır.

Çizelge 3.3: Türk Loydu kural istekleri [19].

Tanım	Kural	Minimum Değer
Makina yatağının net kesit alanı $(A_{min})[cm^2]$	$A_{min} = 40 + 70\frac{P}{n_{MCR}.L_{eff}}$	95.067 cm^2
Makina yatağının net kalınlığı (t_{BP}) $[mm]$	1 kirişle desteklenen yataklar için: $t_{BP} = 5 + \sqrt{240 + 175\frac{P}{n_{MCR}.L_{eff}}}$	24.43 mm
	2 veya daha fazla kirişle desteklenen yataklar için: $t_{BP} = \sqrt{240 + 175\frac{P}{n_{MCR}.L_{eff}}}$	19.43 mm
Makina yatağını destekleyen kirişlerin net profil gövde kalınlığı (t_{WT}) $[mm]$	1 kirişle desteklenen yataklar için: $t_{WT} = \sqrt{95 + 65\frac{P}{n_{MCR}.L_{eff}}}$	12.089 mm
	2 veya daha fazla kirişle desteklenen yataklar için: $t_{WT} = \sqrt{320 + 215\frac{P}{n_{MCR}.L_{eff}}}$	22.116 mm

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada örnek bir gemi dizel motorunun motor ayaklarında meydana gelen statik, dinamik ve gaz kuvvetleri sırasıyla saptanmış ve nihayet bileşke kuvvet hesaplanmıştır. Elde edilen statik kuvvetler sabit olup zamana göre değişmez. Yapılan analiz sonucunda, örnek inceleme motorunun ayaklarından A noktasına etkiyen kuvvet 18.01 kN, B noktasına etkiyen kuvvet 16.98 kN, C noktasına etkiyen kuvvet 26.91 kN ve D noktasına etkiyen kuvvet ise 28.54 kN olarak hesaplanmıştır. Motor ayaklarında meydana gelen statik kuvvetler hesaplanırken motorun ıslak kütlesi ve ağırlık merkezinin her bir ayağa olan uzaklığı dikkate alınmıştır.

Dinamik kuvvetlerin hesabına geçmeden önce sistemin birincil ve ikincil atalet kuvvetlerinin dengelenip dengelenmediği kontrol edilmiş ve sistemin dengede olduğu hem vektörel hem de matematiksel olarak kanıtlanmıştır.

Dinamik kuvvetler krank milinin dönüşü ile değişir ve harmonik bir yapıdadır. Bu kuvvetler hesaplanırken piston, krank mili ve biyel kolunun meydana getirdiği kuvvetler göz önünde bulundurulmuş, diğer hareketli elemanların meydana getirdiği kuvvetler nispeten çok az olacağından ihmal edilmiştir.

Pistonun hareketi doğrusal bir harekettir ve kütlesinin piston piminde toplandığı kabul edilmiştir. Pistonun hareketi esnasında oluşan sürtünme kuvveti hesaplamalara dâhil edilmemiştir.

Biyel kolunun kütlesi piston pimi ve krank muylusuna indirgenmiştir. Bu nedenle biyel kolu kütlesinin bir kısımı sadece dönme hareketi yaparken kalan kımının ise sadece gidip gelme hareketi yaptığı kabul edilmiştir. Hesaplamalarda biyel kolunun sadece statik eşdeğerliği göz önünde bulundurulmuş, dinamik eşdeğerlik şartının sağlanması için gerekli atalet kuvveti ihmal edilmiştir.

Krank mili sadece dönme hareketi icra etmektedir ve ağırlık merkezi hakkında bilgi sahibi olmadığımız için kütlesinin sadece krank muylusunda toplandığı kabul edilmiştir. Krank milinin hareketi esnasında oluşan sürtünme kuvvetleri de ihmal edilmiştir.

Bütün bu kabullerden sonra ilk olarak piston, biyel kolu ve krank milinin hareketi ile krank mili yatağında oluşan dikey kuvvetin krank mili dönme açısına göre değişimi hesaplanmıştır. Daha sonra kuvvet moment dengesi kurularak motor ayaklarına göre dağılımı bulunmuştur. Buna göre motora dikey yönde etkiyen dinamik kuvvetin en büyük değeri A noktasında 226 kN, B noktasında 213 kN, C noktasında 195 kN ve D noktasında 207 kN'dur.

Silindirlerde oluşan gaz kuvvetleri ise silindirlerin ateşleme zamanında azami değerine ulaşır. Krank milinin iki tam dönüşünde her silindirde sadece bir yanma olayı meydana gelir. Silindirler arası faz açısının 45˚ olduğu düşünülürse krank milinin 720˚ lik dönüşünde 16 yanma olayı meydana gelir. Yapılan çalışmada yanma sırasında meydana gelen kuvvet motor üretici firmadan sağlanmıştır. Her silindirin meydana getirdiği yanma sonucu oluşan gaz kuvveti grafik olarak gösterilmiştir. Motorun A ve B blokları ilk önce ayrı ayrı daha sonra birleşik olarak analiz edilmiştir. Sonuçta krank miline düşey yönde etkiyen gaz kuvveti, kuvvet ve moment dengesi sağlanarak motor ayaklarına dağıtılmıştır. Motorun ayaklarında gaz kuvvetinden kaynaklanacak kuvvetin en büyük değeri 217 kN, en küçük değeri ise 25,11 kN olarak bulunmuştur.

Ve son olarak, çalışmaya esas motorun A,B,C ve D ayaklarında meydana gelen düşey kuvvetlerin en büyük değerleri sırasıyla 417 kN, 393 kN, 413 kN ve 438 kN olarak bulunmuştur. Motor üretici firmalar yatak tasarımında ve titreşim önleyici seçiminde çalışmanın sonunda elde edilen motor ayaklarında oluşan bu bileşke kuvvetleri dikkate almalıdırlar. Mevcut çalışmanın devamında yapılabilecek çalışmalar ve öneriler aşağıda sunulmuştur.

Yapılan çalışmada silindir bloklarının arasında 90˚ açı bulunan V tipi gemi dizel makinasının ayaklarında meydana gelen dikey kuvvetler incelenmiştir. Diğer makina tipleri için de ayrı bir çalışma yapılabilir. Yapılacak çalışmalarda bir gemi dizel makinasının sadece bir doğrultuda değil diğer eksen takımlarında meydana getirdiği kuvvetlerin analizi de yapılabilir.

Bu çalışmanın devamı olarak ayaklarda oluşan statik ve dinamik kuvvetlerin meydana getirdiği titreşim hareketi incelenebilir. Meydana gelen bu titreşim hareketinin en aza indirilmesi maksadıyla seçilecek titreşim önleyiciler ve damperlerin analizi yapılabilir.

MatLab programı kullanılarak yapılan bu çalışma, daha gelişmiş programlama dilleri kullanılarak yeniden yazılabilir. Oluşturulabilecek bir arayüz ile seçilecek herhangi bir dizel makine için bu hesaplamaların daha hızlı yapılabilmesi sağlanabilir.

Yapılan hesaplamalarda yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları hesaplara dâhil edilmemiştir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda meydana gelen bu sürtünme kayıpları da hesaplara dâhil edilerek daha hassas sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

[1] Cooley, Mortimer Elwyn, (1902). Dynamics of Reciprocating Engines, Library of the University of Michigan.

[2] Barkan, D. D., (1962). Dynamics of Bases and Foundations, Mc Graw Hill Company, New York.

[3] Palavan, Selim, (1975). Pistonlu Makinalar Dinamiği, İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.

[4] Srihivasulu, P. and Vaidyanathantata C. V., (1976). Handbook of Machine Foundations, Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd, New Delhi.

[5] Pasin Fuat, (1984). Makina Dinamiği. İstanbul Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu.

[6] Rangwala, A. S., (2006). Reciprocating Machinery Dynamics, New Age International Publishers, New Delhi.

[7] Başaran, Hasan Üstün, (2010). Gemi Dizel Motor Test Yataklarının Analitik Modellemenmesi. (yüksek lisans tezi). Adres:http://tez2.yok.gov.tr/

[8] Beards, C. F., (1996). Structural Vibrations: Analysis and Damping. John Wiley & Sons Inc. New York.

[9] Harris, Cyrial M. And Piersol, Allan G., (2002). Harris' Shock And Vibration Handbook. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New York

[10] Bhatia, K. G., (2008). Foundations for Industrial Machines., Handbook for Practising Engineers, D-CAT Publishers, 158, Vardhman Grand Plaza, Mangalam Place, Sector 3, Rohini, New Delhi.

[11] İleri, Hilmi, (1968). Makine Elemanları Hesabı. Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İstanbul.

[12] Kelly, S. Graham, (1993). Fundementals of Mechanical Vibrations. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New York.

[13] Meirovitch, Leonard, (1975). Elements of Vibration Analysis. Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New York.

[14] Öztürk, Erkan, (2011). İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi. (doktora tezi). Adres:http://tez2.yok.gov.tr/

[15] Gemi Dizel Motorları-1. (2011). Alındığı tarih: 02.03.2013, adres: http:// www.megep.meb.gov.tr/ mte_program_modul /moduller_pdf /Gemi %20Dizel%20Motorlar%C4%B1%201.pdf

[16] Piston. (t.y.). *Wikipedia.* Alındığı tarih: 03.03.2010, adres:http://tr.wikipedia.org /wiki/Piston

[17] Krank mili. (t.y.). *Wikipedia.* Alındığı tarih: 03.03.2010, http://tr.wikipedia.org /wiki/Krank_mili

[18] Biyel kolu. (t.y.). *Wikipedia*. Alındığı tarih: 03.03.2010, adres: http:// tr.wikipedia.org/wiki/Biyel_kolu

[19] TL Hull Rules, (2011). Engine Mounts And Installation Respects, Section 19.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: **Hakan SAĞLAM**

Doğum Yeri ve Tarihi: **Vakfıkebir/TRABZON-1985**

E-Posta: **hakansaglam29@gmail.com**

Lisans: **Deniz Harp Okulu K.lığı**