



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**BİR DİZEL MOTORUN BURULMA
TİTREŞİM ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Haşmet Çağrı SEZGEN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık -2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Haşmet Çağrı SEZGEN tarafından hazırlanan “ **Bir Dizel Motorun Burulma Titreşim Analizi ve Optimizasyonu** ” adlı tez çalışması .../.../... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Mete KALYONCU

.....

Danışman

Doç. Dr. Mustafa TINKIR

.....

Üye

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

.....

Üye

Dr.Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/.../20.. gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. İbrahim KALAYCI
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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

İmza

Haşmet Çağrı SEZGEN

Tarih:

ÖZET

DOKTORA TEZİ

BİR DİZEL MOTORUN BURULMA TİTREŞİM ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Haşmet Çağrı SEZGEN

NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Danışman: Doç. Dr. Mustafa TINKIR

2022, 165 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Mete KALYONCU

Doç. Dr. Mustafa TINKIR

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

Bu çalışmada, içten yanmalı motorlarda burulma sönümleme elemanı olarak kullanılan burulma titreşim kasnağının, dayanım ve motor dinamiğine etki eden geometrik ve malzemeye dayalı parametrelerinin nümerik analizler ile statik, dinamik, titreşim ve yorulma hesaplamaları yapılmış ve bu hesaplamalara göre optimum krank mili sistemi (krank mili, volan ve burulma titreşim kasnağı) tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmada dört zamanlı dört silindirli bir dizel motorun krank sistemi ele alınmıştır. Bu krank sisteminde literatüre DMRV-TVD olarak kazandırılan çift kütleli, kauçuk ve vizkos yağdan oluşan gerçek bir burulma titreşim kasnağı (ÇKKV-BTK) kullanılmıştır. Öncelikle krank sisteminin on iki serbestlik dereceli ayırık sistem modeli oluşturulmuş ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Hareket denklemlerinde kullanılan her elamana ait rijitlik ve sönüm katsayıları amprik formülasyonlar kullanılarak bulunmuştur. Hareket denklemlerine göre krank sisteminin doğal frekans değerleri ve krank milinin açısı, açısal hız, açısal ivme ve tork değişim grafikleri elde edilmiştir. Doğal frekans değerlerini hesaplama yöntemlerinden biri olan Holzer Metoduna bir yenilik getirilerek kullanılmıştır. Zorlama yükleri ve harmonikleri tüm sistemin kütle atalet momentlerine, silindir gaz kuvvetlerine ve Fourier serisi açılımına göre bulunmuş ve krank milinin uç kısmında oluşan açısal deplasman elde edilmiştir. Ayrıca burulma titreşim kasnağının modal test ve sonlu elemanlar doğal frekans analizleri yapılmıştır. Bu analizler ile amprik olarak bulunan doğal frekans sonuçları karşılaştırılmış, kauçuk ve viskoz rijitlik ve sönümleme katsayıları doğrulanmıştır. Daha sonra krank milinin burulma titreşimlerini sıfıra yakınsamak için hem kauçuk hem de viskoz sönümleyici malzeme parametreleri, belirlenen sınır koşullarına ve amaç fonksiyonuna göre genetik algoritma (GA), TLBO ve Jaya metotları kullanılarak optimize edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Genetik algoritma tabanlı optimizasyon ile burulma titreşimleri %50.17 azaltılmıştır. Bu çalışmalardan sonra, optimize edilen ve edilmeyen değerlere göre krank sisteminin yorulma hesaplamaları yapılmış ve hesaplamalarda yedi farklı yöntem (Narrow- Band, Dirlik, Alpha 0.75, Ortiz Chen, Zhao Baker, Lutes Larsen, Wirsching Light ve Benasciutti Tovo) kullanılmıştır. Sonuç olarak; Dirlik, Tovo-Benasciutti ve Zhao-Baker metotlarından elde edilen sonuçların ortalaması alınmış ve ortalama 70km/sa. hızla giden ve 0-5000dev/dak. aralığında çalışmış, yüksek torklu dizel bir aracın krank mili yorulma ömrü burulma titreşim kasnağı optimize edilmeden önce 190 bin km., optimize edildikten sonra 300 bin km olarak bulunmuştur. Çalışma sonuçlarına göre, literatürde sıklıkla incelenen hatalı krank mili tasarımı ile meydana gelen erken yorulma hasarlarına ek olarak hatalı veya optimize edilmemiş burulma titreşim kasnağının da krank milinde erken yorulma hasarına neden olduğunu söylemek mümkündür.

Anahtar Kelimeler: Dizel motor, burulma titreşimi, sönümleme, kasnak, volan, krank sistemi, kauçuk, vizkoz yağ, modal analiz, sonlu elemanlar, optimizasyon, yorulma ömrü.

ABSTRACT**Ph.D THESIS****TORSIONAL VIBRATION ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF A DIESEL ENGINE****Haşmet Çağrı SEZGEN****NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY INSTITUTE OF NATURAL SCIENCES
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Assoc.Prof. Mustafa TINKIR****2022, 165 Pages****Jury****Prof. Dr. Mete KALYONCU****Assoc. Prof. Mustafa TINKIR****Assoc. Prof. Murat DİLMEÇ****Asst. Prof. Ümit ÖNEN****Asst. Prof. Muhammed Arif ŞEN**

In this study, static, dynamic, vibration and fatigue calculations were made by numerical analysis of the geometric and material-based parameters affecting the strength and engine dynamics of the torsional vibration pulley, which is used as a torsional damping element in internal combustion engines, and according to these calculations, the optimum crankshaft system (crankshaft, flywheel and torsional vibration pulley) were designed. In the study, the crank system of a four-stroke four-cylinder diesel engine is discussed. In this crank system, a real torsional vibration pulley (ÇKKV-BTK) consisting of dual-mass rubber and viscous oil, which was introduced to the literature as DMRV-TVD, was used. First of all, twelve degrees of freedom discrete system model of the crank system was created and the equations of motion were obtained. The stiffness and damping coefficients of each element used in the equations of motion were found using empirical formulations. According to the motion equations, the natural frequency values of the crank system and the angle, angular velocity, angular acceleration and torque variation graphs of the crankshaft were obtained. The Holzer Method, which is one of the methods of calculating natural frequency values, is used by bringing an innovation. Forcing loads and harmonics of the whole system were found according to the mass moments of inertia, cylinder gas forces and Fourier series expansion, and the angular displacement at the tip of the crankshaft was obtained. In addition, modal testing and finite element natural frequency analyzes of the torsional vibration pulley were performed. These analyzes and empirical natural frequency results were compared and the rubber and viscous stiffness and damping coefficients were verified. Then, both rubber and viscous damping material parameters were optimized using genetic algorithm (GA), TLBO and Jaya methods according to the determined boundary conditions and objective function in order to converge the torsional vibrations of the crankshaft to zero, and the results were compared. Torsional vibrations were reduced by 50.17% with genetic algorithm-based optimization. After these studies, fatigue calculations of the crank system were made according to the optimized and non-optimized values and seven different methods (Narrow-Band, Dirlik, Alpha 0.75, Ortiz Chen, Zhao Baker, Lutes Larsen, Wirsching Light and Benasciutti Tovo) were used in the calculations. As a result; The results obtained from the Dirlik, Tovo-Benasciutti and Zhao-Baker methods were averaged and averaged 70km/h. rapidly going and 0-5000rpm. The crankshaft fatigue life of a high-torque diesel vehicle operated in the range of 190 thousand km before the torsional vibration pulley was optimized and 300 thousand km after the optimization. According to the results of the study, it is possible to say that in addition to the premature fatigue damage caused by faulty crankshaft design, which is frequently examined in the literature, faulty or unoptimized torsional vibration pulley also causes premature fatigue damage to the crankshaft.

Keywords: Diesel engine, torsional vibration, damping, pulley, flywheel, crank system, rubber, viscous oil, modal analysis, finite elements, optimization, fatigue life.

ÖNSÖZ

Başta **ailem**'e ve sevgili hocam **Doç. Dr. Mustafa TINKIR**'a, emeğini esirgemeyen **Prof. Dr. Mete KALYONCU**'a ve **Dr.Öğr.Üyesi Ümit ÖNEN** 'e ve bu çalışmada tüm emeği geçenlere katkılarından dolayı sonsuz şükranlarımı sunarım. Tez çalışmam boyunca hep yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Abdullah ÇAKAN'a ve Dr. Öğr. Üyesi Erdi GÜLBAHÇE'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması, vatanın her karış toprağını kanıyla, canıyla sulamış **ecdadıma** ve **aziz şehitlerimize**, kısıtlı imkânlarla ülkem adına bilime ve fenne katkı sunan, sunmaya da devam eden tüm **bilim insanlarına** ithafen hazırlanmıştır.

Haşmet Çağrı SEZGEN

KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	1
ABSTRACT.....	2
ÖNSÖZ	3
İÇİNDEKİLER	4
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	6
1.GİRİŞ.....	7
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Dinamik Model.....	21
3.1.1. Ayrık Kütle Metodu	22
3.2. Sonlu Elemanlar Metodu	31
3.2.1 Mesh Geometrisi.....	33
3.2.2 Sonlu Eleman Çözüm Metodu.....	33
3.2.3 Ağ Oluşturma	35
3.2.4 Yük Uygulama.....	36
3.2.5 Sınır Şartları.....	36
3.2.6 Modal Analiz	37
3.3. Modal Test	41
3.4. Krank Dinamiği.....	43
3.4.1. Sistemin Kütle Atalet Kuvvetlerinden Kaynaklı Zorlama Yüklerinin Hesaplanması	43
3.4.2. Sistemin Gaz Basınçlarından Kaynaklı Tahrik Kuvvetlerinin Hesaplanması	52
3.4.2. Fourier Dönüşümü ile Harmonik Sıraların Tespit edilmesi	55
3.5. Optimizasyon Algoritmaları.....	58
3.5.1. Genetik Algoritma	58
3.5.2. Diğer Optimizasyon Algoritmaları	59
3.6. Yorulma Ömür Yaklaşımı.....	62
3.6.1. Çatlak Başlangıcı ve Yorulma Hasarı	68
3.6.2. Bilgisayar Destekli Mühendislik ile Yorulma Analizi.....	70
3.6.3. Yorulma Ömür Dayanımı Örneği 1 (Sabit genlik, oransal yükleme).....	80
3.6.4. Yük Haritalama.....	83

3.6.5. Yorulma Ömür Dayanımı Örneği 2 (Çok eksenli rastgele yükleme)	85
3.6.6. Görev Döngüleri	87
3.6.2. Frekans Uzayında Yorulma Yaklaşımı	89
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	101
4.1. Krank Sistemi Dinamik Modeli.....	101
4.1.1. Krank Sistemi Ayrık Kütle Modeli Hareket Denklemleri	101
4.2. Krank Sistemi Modal Analizi.....	107
4.2.1. Matriks Yöntemi ile Burulma Titreşim Kasnağının Sönümsüz Serbest Titreşimlerinin Bulunması	108
4.2.2. Holzer Metodu ile Burulma Titreşim Kasnağının Sönümsüz	109
Serbest Titreşimlerinin Bulunması	109
4.2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Burulma Titreşim Kasnağının Sönümsüz....	110
Serbest Titreşimlerinin Bulunması	110
4.2.4. Krank Sistemi Modal Testi.....	111
4.2.5. Krank Sistemi Dinamik Modelinin Doğrulanması	112
4.3. Krank Sistemi Zorlama Yüklerinin Hesaplanması.....	114
4.4. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Belirlenmesi	118
4.5. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Genetik Algoritma ile Azaltılması	120
4.5.2. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Diğer Algoritma Teknikleri ile Azaltılması	132
4.6. Krank Sistemi Esnek Çoklu Gövde Dinamik Analizi	134
4.6.2. Krank Sistemi Sonlu Elemanlar Modal Analizi	139
4.6.3. Krank Sistemi Sonlu Elemanlar Harmonik Analizi.....	142
4.7. Krank Mili Yorulma Ömrünün Tayin Edilmesi	143
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	156
5.1 Sonuçlar	156
6. KAYNAKLAR.....	157

SİMGELER VE KISALTMALAR

J	Serbestlik derecesi (–)	l	uzunluk (m)
C	Toplam sönüm matrisi (Nms/rad)	M	Kütle matrisi (kgm^2)
A	Durum matrisi (–)	$M(\alpha)$	tork (Nm)
a_p	Piston ivmesi (m^2/s)	m_p	Piston kütlesi (kg)
B	Durum matrisi (–)	n	Motor hızı (s^{-1})
c	Sönüm katsayısı (Nms/rad)	P	Silindir basıncı (bar)
C	Durum matrisi (–)	r	Krank yarıçapı (m)
C_r	Göreceli sönüm matrisi (Nms/rad)	S	Boşluk faktörü(m^3),
D	Durum matrisi (–)	T	tork (Nm)
d	Kayıp faktörü (–)	T	Referans ortalama sıcaklık (K)
D	Anma çapı (m)	U	Giriş (–)
D_i	Dış çap (m)	V	Öz vektör (m)
D_o	İç çap (m)	X	Durum değişkeni (–)
F_i	Dalgalı iç kuvvet (N)	Y	Çıkış (–)
F_p	Gaz basınç kuvveti (N)	β	Krank mili açısı (rad)
F_T	Teğetsel kuvvet (N)	θ	Burulma titreşim genliği (rad)
G_c	Dinamik kayma modülü (MPa)	λ	Özdeğer (Hz)
G_k	Dinamik kayma modülü (MPa)	λ	Rot uzunluğu (m)
G_r	Dinamik kayma modülü (MPa)	χ	Kayıp faktörü çarpanı (–)
j	Harmonik sıra (–)	ω	Krank mili açısal hızı (rad/s)
k	Yay sabiti (Nm/rad)	ω_n	Doğal frekans (rad/s)
K_t	Burulma yay sabiti matrisi (Nm/rad)		

1.GİRİŞ

Bu tez kapsamında içten yanmalı motorlarda burulma sönümleme elemanı olarak kullanılan volan ve krank kasnağının nümerik hesaplamalar ile statik, dinamik, titreşim ve yorulma analizlerinin yapılması, krank mili ömrüne ve çalışma performansına önemli derecede etki eden titreşim karakteristiklerinin iyileştirilmesi ve tüm bu hesaplamalara göre optimum krank sistemi tasarımı elde edilmiştir. Tezde benzer çalışmalardan farklı olarak, test verilerini doğrulayacak nitelikte, kauçuk ve viskoz yağın rijitlik ve sönüm yeteneklerini en iyi ifade eden yeni bir ayrık kütle modeli elde edilmiştir. Hareket denklemlerinde yer alan kauçuk ve viskoz yağa ait rijitlik ve sönüm katsayılarını frekans uzayında ifade eden ampirik formülasyonlar kullanılmıştır. 12 atalet kütlesi, 11 yay sabiti ve 11 sönüm sabiti ile seri ve paralel olarak çok dallı bir ayrık sistem modelinden elde edilen hareket denklemlerinden doğal frekans ve mod şekillerini elde etmek için Holzer Metoduna eklemeler yapılarak çözüm elde edilmiştir. Burulma titreşim kasnağı, krank mili, pistonlar ve volanın motor üzerindeki gerçek çalışma senaryosu dikkate alınarak tüm krank sisteminin esnek dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Krank sisteminden elde edilen titreşim verileri ile frekans uzayında yorulma-ömür hesaplamaları yapılmış ve sonuçlar doğrultusunda farklı optimizasyon tekniklere kullanılarak burulma titreşim kasnağı optimize edilmiştir.

Çalışmada krank milinde oluşan kritik devir ve torklara göre pistonların yanma basıncı ters dinamik analizlere göre yapılmıştır. Öncelikle bu simülasyonlara göre krank milinin rezonans ve harmonik frekanslarındaki davranışına göre krank kasnağının ve volanın optimum titreşim karakteristikleri elde edilmiştir. Daha sonra yeni kasnak ve volan tasarımlarına göre krank milinin optimum tasarımı yapılmıştır. Son olarak tüm sistemin çok gövdeli (multi body) dinamik analizi gerçekleştirilmiş ve yeni parça tasarımlarına geri beslemeler ile tasarım kriterleri belirlenmiştir. Yapılan sanal test simülasyonlarında Recurdyn ve Ansys Motion yazılımı ve çok gövdeli dinamik metodolojisi kullanılmıştır. Böylelikle, titreşime maruz kalan diğer motor elemanları da gözlemlenebilmiştir. Bu çalışmalar sonucunda, belirlenen içten yanmalı motor için dinamik ve statik olarak optimum krank mili, krank kasnağı ve volan tasarımı elde

edilmiştir. Farklı teknik özelliklere sahip içten yanmalı motorlarda da bu çalışmanın uygulanabilmesi için sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir.

Tez, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak tüm sistemin davranışı ve sistem parçalarının birbiri üzerindeki etkileri dikkate alınarak yapılmıştır. Bu anlamda tezin; literatürdeki bilimsel çalışmalara yenilik, yeni bir yöntem ve metodoloji sunmuştur. Ayrıca elde edilen çalışma sonuçları farklı tip içten yanmalı motorlarda uygulanabilir nitelikte olmuştur. İçten yanmalı motorlarda burulma sönümleme elemanı olarak kullanılan volan ve burulma titreşim kasnağının mukavemet ve motor dinamiğine etki eden geometrik ve malzemeye dayalı parametrelerinin nümerik analiz ve teorik yöntemler ile statik, dinamik, titreşim ve yorulma hesaplamaları yapılmış ve bu hesaplamalara göre optimum krank sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Krank-biyel mekanizması genel olarak dönme hareketini ötelenme hareketine çevirmek için kullanıldığı gibi bunu tersine öteleme hareketini dönme hareketine çevirmek için de kullanılır. Kara taşıtlarının içten yanmalı motorlarında, yanma sonucu elde edilmiş yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar piston yüzeyine etki eder ve pistonu harekete geçirir. Bu gruba dahil olan Otto ve Diesel motorlarında piston hareketi doğrusaldır ve krank-biyel mekanizması yardımı ile dönme hareketi elde edilir. Krank milinde elde edilen dönme bir tarafında krank kasnağına, diğer tarafında volana aktarılır.

Krank milindeki titreşimleri azaltmak için ek bir burulma titreşim kasnağı serbest ucuna sabitlenir. Bu, farklı yollarla işlenen bir kauçuk, yay, atalet halkası ve viskoleastik malzemeden oluşur. Damperler özellikle krank milindeki titreşimleri, yardımcıların tahrikinden uzak tutan dekuplajlı kasnaklarla bağlantılı olarak etkilidir. Yakıt tasarruflu çalıştırma-durdurma sistemlerinde, sürekli olarak hareket eden ve durmakta olan bir motorun etkilerini ortadan kaldırır ve ek bir serbest bırakma sayesinde yakıt tüketimi ve CO₂ emisyonlarında daha fazla tasarruf sağlar.

Dört zamanlı içten yanmalı motorlarda, silindirlerde meydana gelen periyodik patlamalar sonucu krank milinde titreşimler meydana gelir. Bu titreşimler, motorda üretilen gücün artışı ve azalışı oranında değişiklik gösterir. Krank milinde meydana gelen titreşimlerin diğer aktarma organlarına iletilmesi motor dinamiğini olumsuz yönde etkilemekte ve özellikle krank mili ve buna bağlı parçaların ömürlerini azaltmaktadır. Bu durumu önlemek için krank kasnağı ve enerji depolama prensibiyle çalışan ataleti yüksek volan kullanılmaktadır. Krank kasnağı, krank milinden gelen burulma titreşimlerini sönümleyen aynı zamanda milden gelen torku kayış yardımı ile motordaki alternatör, su pompası ve klima kompresörü gibi parçalara aktaran motor elemanıdır. Krank kasnağı,

en basit şekilde iki çelik levha arasına yerleştirilmiş kauçuk malzeme ile harmonik sönümleyiciye sahiptir. Bu sönümleme elamanı, motordaki yanma işleminin bir sonucu olarak krank milinde meydana gelen burulma ve dikey titreşimleri sönümlemek üzere tasarlanmıştır.

Burulma titreşimi, pistonların ateşlenmesinden kaynaklanan bir torsiyonel titreşimdir. Bazı frekanslarda (rezonans ve harmoniklerinin frekansı) krank mili genliği kararsız şekilde artmaktadır. Krank kasnağı da bu kararsız genlik artışını sönümleme amaçla kullanılmaktadır.

Özellikle torku yüksek dizel motorlarda krank milinde meydana gelen problemlerin torsiyonel titreşimlerden kaynaklandığı görülmektedir. Rezonans anında krank milinde çok yüksek genlikte eğilme ve burulma titreşimleri oluşmaktadır. Mildeki eğilme ve torsiyonel titreşimleri sönümleyebilmek için volan ve torsiyonel titreşim kasnağı (torsional vibration damper) kullanılmaktadır. Bu iki elemanda farklı kütle atalet tasarım varyasyonları denenmekte ve ek olarak genelde elastomer malzeme, viskoelastik malzeme ve yay elemanları kullanılmaktadır.

İçten yanmalı bir motorda, yanma sonucu elde edilen tahrik kuvveti krank miline aktarılır. Krank milinde istenmeyen doğrusal ve dönel titreşimler meydana gelir. Bu titreşimler, krank milinin kırılmasına sebep olmanın dışında, dişli kutusu ve diğer kasnaklara aktarılır. Bu istenmeyen durumlar motor performansını düşürür ve meydana gelen gürültü ve titreşim ile araç içi konforunda da istenmeyen sonuçlara sebebiyet verir.

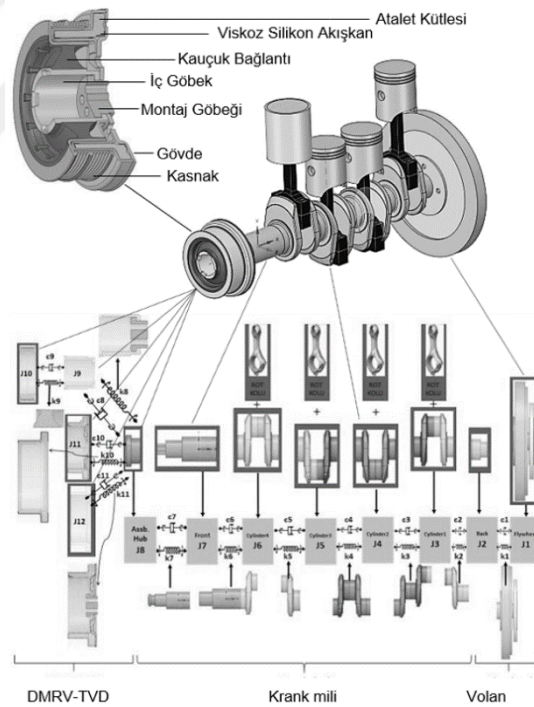
Doğrusal titreşimler, krank milinin mesnetlenmesi ve motor takozu ile süspanse edilebilirken, torsiyonel titreşimler krank kasnağı ve volan ile süspanse edilmeye çalışılır. Yapılan literatür araştırmalarına göre krank milinin çalışma devir aralığında 2 tane torsiyonel rezonans modu bulunmaktadır. Fakat ateşleme sırasına göre farklılık gösteren, harmonik titreşimler de meydana gelmektedir. Örnek olarak 4 silindirli, ateşleme sırası 1-3-2-4 olan bir motorda 1 ve 3 nolu silindirler 180 derece, 3 ve 4 nolu silindirler 180 derece yaparak 360 derecelik bir krank turunu tamamlarlar. 300Hz. de torsiyonel modu olan bir krank milinde, 150Hz. – 75Hz. - 37.5 şeklinde 2'nin katları ile giden harmonik titreşimler meydana getirir. Bu harmonik titreşimlerin genlikleri giderek azalmakla birlikte literatürde ilk harmonik modun dikkate alındığı belirlenmiştir.

Yapılan literatür araştırmalarında, 1. torsiyonel mod volan tarafından, 2. torsiyonel mod ise burulma titreşim kasnağı tarafından sönümlenmeye çalışılmıştır. Tez kapsamında ilk olarak bu çözümleme yapılmıştır.

Tez çalışmasında yapılacak olan krank mili titreşim sönümleyici tasarımı, literatürde pasif sönümle olarak geçmektedir. Krank milinin dinamik hareketindeki genlik – frekans cevabına karşın rezonans anında sönüm elemanlarının faz açısı 180 derece olacak şekilde aynı grafiği vermesi istenmektedir. Sönüm elemanlarında kullanılacak olan, atalet kütlesi, yay elemanı, hiperelastik malzeme ve viskoleastik malzeme üzerinde geometrik ve malzeme mekanik özelliklerine parametre tanımlanarak optimizasyon yapılmış ve kararlı bir dinamik hareket elde edilecektir.

Bu tez çalışmasında kullanılan araç motor modelinin, 3 boyutlu katı modeli elde edilmiştir. Yapılan tüm hesaplamalar bu model üzerinden gerçekleştirilmiştir. Sırasıyla yapılan çalışmalar aşağıda belirtilmiştir.

1) Çift kütleli, kauçuk ve viskoz yağ elemanlı burulma titreşim kasnağı (literatüre DMRV-TVD olarak kazanılmıştır.), krank mili ve volan olarak üç ana parçadan toplamda on iki kütleli oluşan ve esnek dinamik modeli doğrulayan (Şekil 1.1)'deki ayrık kütle modeli elde edilmiştir.



Şekil 1.1. Krank sistemi ayrıntılı ayrık kütle modeli.

2) Ayrık kütle modeli üzerinden hareket denklemleri elde edilmiştir. Hareket denklemleri Newton Kanun'da ve transfer fonksiyonu formunda verilmiştir (EK-1).

3) Hareket denklemleri, kütle ataleti, yay sabiti ve sönüm sabiti parametrelerinden oluşmaktadır. Sistemde kullanılan geometrilerin kütle ataletini bulmak CAD yazılımında faydalanılmıştır. Lineer elastik malzemelere ait yay sabitleri için literatürde sıklıkla yer alan B.I.C.E.R.A formülasyonu kullanılmıştır. Kauçuk ve viskoz yağın dinamik modellerde kullanılabilmesi için frekans uzayında, lineer olmayan yay ve sönüm sabitleri için deneysel yöntemlerden elde edilmiş ampirik formülasyonlar kullanılmıştır.

4) Ayrık kütle modeli elde edilirken volanın elemanları, krank mili elemanlarına seri bir dal ile bağlanır, krank mili de burulma titreşim kasnağı göbeğine seri olarak bağlanır, burulma titreşim kasnağı önce 3 paralel dala ayrılır daha sonra bu 3 paralel daldaki kendi aralarında paralel ve seri olarak bağlanır. Burulma titreşim kasnağı ve krank sistemine ait hareket denklemleri kullanılarak 2 ayrı sistemin olarak ele alınarak doğal frekans mod şekilleri bulunması amaçlanmıştır. Bu kadar elemandan oluşan bir sistemin titreşim analizinin yapılabilmesi için Holzer metodu oldukça uygundur. Fakat Holzer metodu bu kadar çok paralel ve seri daldan oluşan bir sistem için uygun olmadığı için Holzer metoduna ek bir yöntem geliştirilmiş ve titreşim karakteristiğine bu şekilde ulaşılabilmektedir.

5) Bilgisayar destekli sonlu elemanlar metodu kullanılarak sistemin titreşim karakteristiği elde edilmiştir. Burulma titreşim kasnağın elemanlarından kauçuk ve viskoz yağ lineer elastik malzemeler değildir. Bu yüzden kendi karakteristiklerine uygun malzeme modelleri kullanılmıştır. Kauçuk malzeme için hiperelastik malzeme modeli kullanılmıştır. Bunun için kauçuk çekme numunesi standartlara uygun çekilerek gerilme birim şekil değiştirme eğrisi elde edilmiştir. Elde edilen bu eğri için uygun sayıdaki Mooney–Rivlin parametresine göre Mcalibration yazılımı kullanılarak eğri uydurulmuş ve parametreler elde edilmiştir. Viskoz yağ için prony kayma gevşemesi malzeme modeli kullanılmıştır. Viskoelastik malzeme, malzeme modeli için Polyumod yazılımı kullanılmıştır. İnelastik özelliklerinin belirlenip, diferansiyel denklemlere parametre olarak tanımlanmıştır. Bu kapsamda, Bergstorm – Boyce model ve Parallel Network modeli kullanılmıştır. Bu modeller genel olarak, çok sayıda kütle, yay ve sönüm elemanın belli bir ilişkiye göre bağlanması ile elde edilmektedir.

6) Modal test yöntemi kullanılarak, burulma titreşim kasnağının doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Ve nihai olarak hareket denklemleri, bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi ve modal test yöntemi kullanılarak elde edilen değerler kıyaslanmıştır. Modal test ve modal analiz yorumlanarak teorik model gerçeğe en yakın cevabı verecek şekilde güncellenmiştir.

7) Doğrulanmış hareket denklemi kullanılarak, zorlama yükleri (atalet kuvvetleri ve piston yanma yükleri) altında krank açısına bağlı olarak farklı kütler üzerinden tork, dönme açısı, açısal hız ve ivme değerleri elde edilmiştir. Nihayetinde bu çıktıların referans nokta ile farkları alınarak burulma titreşimleri elde edilmiştir. Çok sayıda noktadan ve 4 farklı değerlerin cevaplarını yorumlamak el hesabı ile işleri karmaşık hale getirdiği için hareket denklemleri Matlab yazılımına aktararak sonuçlar elde edilmiştir. Aynı zamanda tüm sistem Ansys Motion yazılımı üzerinden esnek ve dinamik olarak modellenerek de burulma titreşimleri elde edilmiştir.

8) 3 farklı (Genetik, Jaya ve TLBO algoritmaları) optimizasyon algoritması kullanılarak krank sistemi burulma titreşimlerinin bertaraf edilmesi amaçlanmıştır. Optimize edilen elemanlar kauçuk ve viskoz sıvıdır. Bu iki elemana ait geometrik parametreler, yay sabiti sönüm sabiti değerini veren formülasyon parametreleri tanımlanmıştır. Parametrelerin alt ve üst değerlerini tespit etmek için farklı dinamik analizler yapılmıştır. Sonuç olarak krank mili ucu burulma titreşimlerini 0'a yakınsayan kauçuk ve viskoz yağ tasarımı elde edilmiştir.

9) Elde edilen dinamik veriler, Ncode yazılına aktararak krik hızlı analizi yapılmıştır. Waterfall ve Campbell diyagramı üzerinden devirlere denk gelen tehlikeli frekans değerleri elde edilmiştir.

10) Yorulma ömür dayanımı için sabit frekans, zaman uzayı ve frekans uzayındaki yöntemler incelenmiş ve bu yöntemler ayrı ayrı uygulanarak literatür verilerine de dayanarak ele alınan modelde sabit frekans ve zaman uzayında yorulma-ömür incelemesinin neden uygun olmadığı ortaya konmuştur. Yorulma ömür dayanımı için frekans uzayı yöntemleri üzerinden gidilerek el hesabı ile basit bir geometrinin yorulma dayanımı ile Ncode yazılımı ile elde edilen sonuçlar doğrulanmıştır. Krank sistemi için, Ncode yazılımının desteklediği 4 ampirik yöntemden yorulma ömür cevabı alınmıştır. Literatürde herhangi bir yazılımın desteklemediği çok sayıda ampirik formülasyon bulunmaktadır. Literatürden bu formülasyonlar alınarak Matlab yazılımı üzerinden 8 farklı yöntemden yorulma-ömür cevabı alınmıştır.

Endüstri de bilinen krank mili üreticilerinden, araç servislerinden ve literatürden alınan veriler doğrultusunda optimize edilmemiş sistemin yorulma ömrü doğrulanmıştır. Optimize edilen sistemin yorulma-ömrü üzerindeki ciddi sonuçlar sunulmuştur.

Bu çalışmalar sonucunda, belirlenen içten yanmalı motor için dinamik ve statik olarak optimum krank mili, krank kasnağı ve volan tasarımı elde edilmiştir. Farklı teknik

özelliklere sahip içten yanmalı motorlarda da bu çalışmanın uygulanabilmesi için sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Yüksek devirli içten yanmalı motorlar çevresel, ticari ve teknik talepler nedeniyle yüksek silindir basıncı ile çalışmak zorundadır (Mendes ve ark., 2008). Krank sistemi gibi titreşim yüklerine maruz kalan mekanizmalar verimliliği artırmak için optimize edilmelidir. İçten yanmalı motora ait krank sistemi, basitçe burulma titreşim kasnağı krank mili ve volandan oluşur. Periyodik dinamik yüklere maruz kalan bir krank mili, daha iyi bir sürüş konforu, yakıt tasarrufu, yolcu güvenliği ve ağır hizmet içten yanmalı dizel motorlarda krank sisteminin dayanıklılığı için burulma titreşimlerine dayanabilmelidir. Bu parçaların özellikleri ve uyumluluğu, bir içten yanmalı motorun burulma titreşimi ve krank mili yorulma ömrü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Önceki araştırmalar, burulma titreşimi sönümlemesini optimize etmek için geleneksel analitik yöntemlerin (Horváth ve Égert, 2015), bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin (Cavalli ve ark., 2017) ve test yöntemlerinin (Janssens ve Britte, 2012) başarıyla uygulandığını göstermektedir. Örneğin, Horváth ve Égert (Horváth ve Égert, 2015) tarafından tek silindirli bir motor için yapılan bir çalışmada, burulma doğal frekanslarından ve zorlama kuvvetlerinin harmonik frekanslarından kaynaklanabilecek rezonans için kritik hızların belirlendiği rapor edilmiştir. Çalışma sonucunda rezonans frekansı ve harmonik titreşim frekansları hakkında detaylı bir çıkarım elde edilmiştir. Cavalli ve ark. (Cavalli ve ark., 2017), geleneksel analitik yöntemler ve AVL Excite yazılımı ile bir benzinli V6 motorunun dinamik hesaplamalarını yapmışlardır. Geleneksel yöntemlerde hidrodinamik etkiler, gövde esnekliği, temas eden yüzeylerin gerçek profilleri ve sıcaklığa bağlı sapmalar gibi koşullar göz ardı edildiğinden sonuçların yaklaşık olarak elde edilemediğini bildirmişlerdir. Janssens ve Britte (Janssens ve Britte, 2012) dört silindirli yüksek hızlı dizel motor üzerinde burulma titreşimi test yöntemlerini incelemiş ve önerilen ölçüm tekniklerinin doğruluğu ve performansı karşılaştırılmıştır. Zebra bant, artımlı kodlayıcı ve çift ışınli lazer gibi ölçüm tekniklerinin benzer doğrulukla sonuçlandığını bildirdiler. Geleneksel veya bilgisayar destekli yöntemlerle elde edilen ve test yöntemleriyle doğrulanan kütle, rijitlik ve sönüm parametrelerine sahip dinamik modellerde parametrelerin etkinliği gözlemlenebilir ve iyileştirmeler yapılabilir. Örneğin,

elastomer parçaların hesaplamalı modeli Pištěk ve Svída (Pištěk ve Svída, 2015) tarafından güç aktarma organları ve otomobiller tasarlanırken titreşimleri ve gürültüyü azaltmak için düşünülmüştür. Hesaplamalı model yoluyla elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara yaklaştığını bildirmişlerdir. Ni ve ark. (Ni ve ark., 2020) bir dizel motorun ayrıık kütle ve Matlab/Simulink modelini kullanarak burulma titreşimlerini en aza indirmek için enjeksiyon açısını optimize etmiş ve önerilen modeller çalışmalarında test verileriyle doğrulanmıştır. Silva ve ark. (Silva ve ark., 2019) sıcaklık değişiminin kauçuk malzemenin rijitliği ve sönümlenmesi üzerindeki etkilerinin vurgulandığını ve titreşim sönümlemeli burulma titreşim sönümleyicisinin performansı için optimum aralığın belirlendiğini düşünmüşlerdir. Sun ve ark. (Sun ve ark., 2018) krank mekanizması sisteminin titreşimini azaltmak için AVL Excite Designer, CAE yazılımı ve yığılı kütle modellerini kullanmış ve modelleme sonuçları deneysel olanlarla doğrulanmış ve her iki yöntemin de doğru sonuçlar verdiği sonucuna varılmıştır. Geleneksel analitik yöntemlerde hareket denklemini elde etmek için enerji yöntemleri ve transfer matrisi yöntemi gibi yöntemler kullanılsa da çoğunlukla ayrıık sistem yöntemi kullanılmaktadır. Başka bir literatür çalışmasında burulma titreşim sönümleyicisi için yeni bir model geliştirilmiş, viskoelastik malzeme ve burulma yayı Pištěk ve arkadaşları tarafından birlikte ele alınarak tasarlanmıştır (Pištěk ve ark, 2017). Sönümleme kabiliyeti sıcaklıkla sürekli değişen kauçuk ile tasarım yapmak zordur. Bu nedenle ısı etkisini yok saymak ve sönümleme kabiliyetinden ödün vermemek için yay elemanı kullanılmış ve istenilen performans elde edilmiştir. Sentyakov ve ark. (Sentyakov ve ark., 2020) bir matematiksel model geliştirmiş ve diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için kullandıkları algoritmalar fener milinin sönümleme elemanının optimum parametrelerinin seçimine olanak sağlamıştır. Çalışmalarının sonucunda, titreşim sönümleyici kullanımının, darbeli delme operasyonunda mandrel doğal titreşimlerinin genliğini önemli ölçüde azaltabileceği ve ayrıca periyodik bozucu kuvvetlere maruz kaldığında zorlanmış titreşimlerin genliğini önemli ölçüde azaltabileceğini bulmuşlardır. Tan ve ark. (Tan ve ark., 2017) iki farklı parametrik optimizasyon yöntemini birleştirerek yenilikçi bir yöntem kullanarak burulma titreşim sönümleyicisini tanıttı; enerji ve mod atalet yöntemleri. Çok serbestlik dereceli TVD'lerin parametre optimizasyonunda avantaj sağladığı, ancak düşük serbestlik dereceli TVD'lerde bu avantajı kaybettiği gösterilmiştir. Storm ve ark. (Storm ve ark., 2018) Transfer Matrisi Metodu ile harmonik analiz yaptıkları burulma titreşim modellerinin sonuçlarını doğrulamak için esnek çok gövdeli dinamik simülasyonunu kullanmışlardır. Ayrıca krank sistemi için ayrıık kütle modeli kullanılarak modellenmiş,

test verilerinden yanma basınçları elde edilmiş ve açısal yer değiştirmelere yüksek çözünürlükte ortaya konan hareket denklemlerinde zorlama torku için kesin olarak hesaplanmış atalet momenti verilmiştir. Ying ve ark. (Huang ve ark., 2012) bir içten yanmalı motora ait krank milinin doğrusal olmayan burulma titreşimlerini gözlemlemek için sabit olmayan atalet modelini geliştirmişlerdir. İlgili başka bir araştırmada Mendes ve ark. (Meirelles ve ark., 2007), tek kütleli viskoz burulma titreşim sönümleyicisi ve çift kütleli kauçuk burulma titreşim kasnağını göz önünde bulundurarak iki kütleli ayırık sistemin matematiksel model yaklaşımını kullanarak bir krank milinin burulma titreşimlerini ortaya koymuşlardır. Zorlama tork haritasına göre nasıl bir TVD tasarımının seçilmesi gerektiği konusunda çıkarımlarda bulunulmuştur.

Burulma titreşim sönümleyicileri, kauçuk sönümleyici, viskoz sönümleyici veya her ikisinden de üretilebilir. Kauçuk ve silikon malzemeler lineer elastik mekanik davranış göstermediğinden rijitlik ve sönüm katsayılarının hesaplanmasında malzeme modellerine özel yöntemler kullanılmalıdır. Farklı frekanslarda zorlanan kauçuk yataklı rotor sisteminin burulma titreşimlerini en aza indirmek için tasarım kriterleri belirlenmiş ve Zhu ve arkadaşları (Zhu ve ark., 2020). tarafından gerçekçi bir ayırık kütle modeli için rijitlik ve sönüm katsayıları elde edilmiştir. Esnek dinamik yöntem ile burulma titreşim kasnağı modellenirken kullanılan malzemelerin rijitlik (k) ve sönüm (c) katsayıları elde edilmelidir. Burulma titreşim kasnağının elemanları olan viskoz ve kauçuk malzemeler doğrusal bir davranış sergilememektedir. Talebitooti ve Morovati (Talebitooti ve Morovati, 2014) bu tür malzemeler için 3. ve 4. dereceden denklemlerin doğrusal olmayan etkilerini göz önünde bulundurarak dinamik hesaplamalar üzerinde çalışmışlardır. Kim ve arkadaşları (Kim ve., 2019) , bir basma-çekme testini simüle etmek amacıyla hiperelastik ve hiper-köpük modellerin kalibrasyonu için tek eksenli ve hacimsel sıkıştırmadan elde edilen test verilerini kullanmıştır. Dönme hızına göre değişken kütle ataleti ve gaz basıncı nedeniyle harmonik zorlama kuvvetlerine maruz kalan krank sistemi için standart bir sonlu elemanlar yöntemi yazılımının yetersiz olduğunu gözlemlemişlerdir. Desavale ve Patil (Desavale ve Patil, 2013) , burulma titreşim sönümleyicisi yerine basit bir kasnağa sahip bir krank aktarma sisteminin burulma ve eğilme etkilerini sonlu elemanlar yöntemi ve mod testi kullanarak araştırmışlardır. İki farklı bilgisayar destekli mühendislik yazılımı olan Ansys ve Hypermesh'in sonuçlarının çok benzer olduğu bulmuşlardır. Quiroga ve arkadaşları (Quiroga ve., 2019) , Holzer yöntemini kullanarak çok serbestlik dereceli krank sisteminin burulma doğal frekanslarını hesaplamış ve sonuçların yakınsaması Ansys

yazılımının sonuçları ile karşılaştırılarak ortaya konmuştur. Sheng ve arkadaşları (SHENG ve., 2018) kauçuk tipi burulma titreşim sönümleyici mukavemet testini araştırmış ve elde edilen sonuçlar Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli kullanılarak bilgisayar destekli mühendislik (CAE) ile karşılaştırılmıştır. Shahane ve Pawar (Shahane ve Pawar, 2017) orijinal modelin doğal frekans değerlerinden uzaklaşmadan statik yükleme sonucuna göre gerilmelerin yüksek olduğu bölgelerde tasarımın değiştirildiğini ve daha sonra gerilmelerin azaldığını göstermişlerdir.

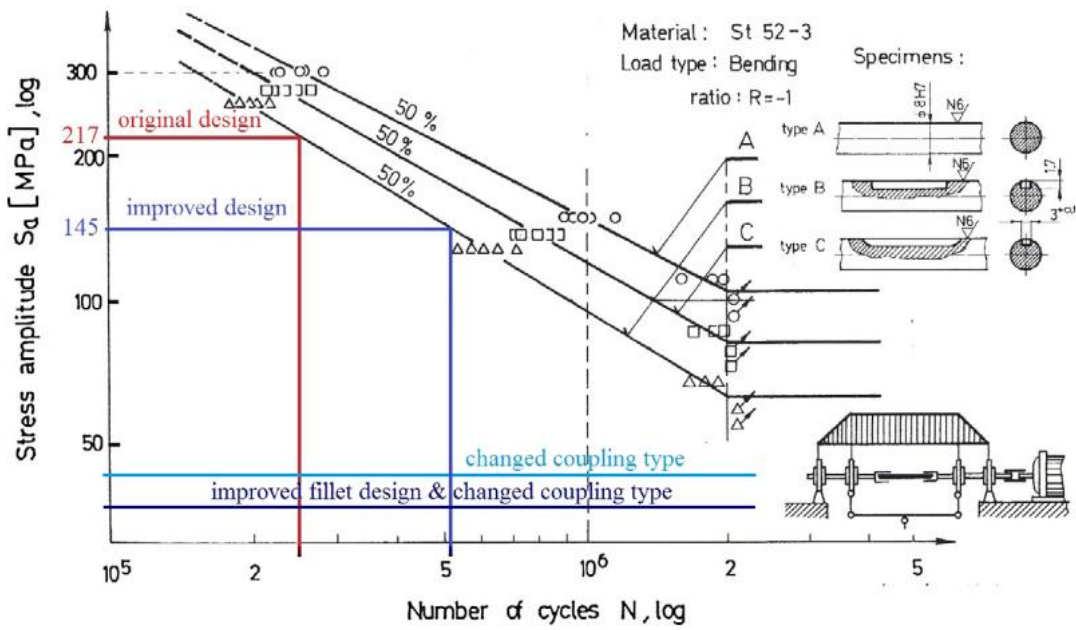
Bahsedilen harmonik zorlama kuvvetlerinin tanımlanabildiği ve yatak, yağlama, sürtünme ve sıcaklık gibi parametrelerle burulma titreşimi hesaplamalarında çok gövdeli dinamik yazılımlarının oldukça iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Mitianiec ve Buczek (Mitianiec ve Buczek, 2008) altı silindirli bir dizel motorun krank sistemindeki burulma titreşimlerini incelemek için ayrık kütle modelini kullanarak geometriyi basitleştirmişler ve yanma sıralarını dikkate alarak Fourier analizi ile kritik titreşim çevrimlerini elde etmişlerdir. Burulma titreşim kasnağının hangi durumlarda ne kadar sönümleyici etkisi olduğu hakkında genel olarak geçerli bilgiler elde edilmiştir. Foltz ve diğerleri (Foltz ve ark., 2016) bilgisayar destekli çok gövdeli dinamik yöntemini kullanarak yüksek torklu bir dizel motorun burulma titreşimlerini analiz etmiş, literatüre ek olarak modele bir zamanlama dişli takımı eklenmiştir. Drápal ve Novotný (Drápal ve Novotný, 2017) , Adams yazılımını kullanarak krank sisteminin ayrıntılı bir modelini oluşturmuş ve bu model aracılığıyla titreşimin yatak sürtünmesi üzerindeki etkisi gözlemlenmiş ve verimliliği artırmak için burulma titreşimleri iyileştirilmiştir. Krank sistemi farklı tekniklerle modellenmiş ve burulma titreşimleri Armentani ve diğerleri (Armentani ve ark., 2018) tarafından incelenmiştir. Bu araştırmada, motor yanma sıralarındaki düzensizlikler dikkate alınarak modellerin test değerleri ile karşılaştırılmıştır. Başka bir çalışmada, Karimaei ve arkadaşları (Karimaei ve ark., 2019) tarafından krank sistemindeki burulma titreşimlerini en aza indirerek yeni bir tasarımın daha dayanıklı olması için farklı yöntemler karşılaştırılarak optimizasyon parametreleri elde edilmiştir.

Yukarıda ana hatları verilen ilgili literatür taramalarında, farklı teorik modeller, sonlu elemanlar modelleri, krank aktarma sistemleri üzerinde deneysel ve test çalışmaları gerçekleştirilmiş ve çok önemli bulgular elde edilmiştir. Bu çalışmalara göre, burulma titreşim damperi, krank mili, biyel kolları ve volanın bir veya daha fazla elemanı dikkate alınarak krank sistemi sisteminin incelendiği görülmüştür. Araştırmacılar ayrıca krank milinde meydana gelen burulma titreşimlerini azaltmak için burulma titreşim kasnağına

odaklanmışlardır. Burulma titreşimi, özellikle yüksek hızlı dizel motorlarda krank sistemi için büyük önem taşımaktadır. Çift kütleli kauçuk burulma titreşim damperi (DMR-TVD) ve viskoelastik burulma titreşim damperi (V-TVD) gibi farklı tipteki kasnaklar içten yanmalı motor tipine göre literatürde ele alınmış ve incelenmiştir. Burulma titreşimini sönmölemek için kullanılan damperler, genellikle yüksek torklu ve yüksek beygir gücündeki motorlar için kauçuk veya viskoz amortisörler kullanılarak tasarlanır. Wakabayashi ve arkadaşları (K. Wakabayashi ve ark., 1995) , burulma titreşim kasnağı modellerinde sönmöleme elemanı olarak kauçuk malzemeyi tercih etmişlerdir. Krank milindeki burulma titreşimlerini burulma titreşim kasnağı olmadan, A tipi kauçuk, B tipi kauçuk olmak üzere 3 model olarak karşılaştırmışlardır. B tipi kauçuk damperin performansından bahsetmemiş olsalar da burulma titreşimlerini yaklaşık %35 oranında azaltmışlardır. Ramdasi ve Marathe (Ramdasi ve Marathe, 2004) tarafından farklı harmonik düzenler dikkate alınarak rezonans sırasında burulma ekseninde oluşan yüksek genlikleri absorbe edecek bir kauçuk malzeme tasarımı düşünülmüştür. Sonuçlara göre burulma titreşimleri burulma titreşim kasnağı ile yaklaşık %50 oranında azaltılmıştır. Villalva ve arkadaşları (Villalva ve ark., 2013) harmonik titreşimler göz önüne alındığında, kauçuk tipi bir burulma titreşim kasnağı AVL yazılımı ile optimize edilmiş ve optimizasyonun burulma titreşimlerinin neden olduğu gerilme durumuna etkisi gözlemlenmiştir. Karşılaştırma için hiçbir damper, ayarsız, ayarlı üniter ve ayarlı optimum durumlar dikkate alınmış ve gerilme yaklaşık %25 oranında azaltılmıştır. Pištěk ve arkadaşları (Pištěk ve ark., 2017) , kauçuk damperin, ağır vasıta dizel motorları için harmonik titreşim sönmöleme elemanı olarak yeterli olmadığını bildirmiş ve parametreleri optimize etmek için iki serbestlik derecesine sahip geleneksel olmayan bir kauçuk burulma sönmöleyici tasarlamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, ikiz kauçuk damperin, kauçuk dampere kıyasla tork aktarımında yaklaşık %50 daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Kodama ve Honda (Kodama ve Honda, 2018) , sönmöleme elemanı olarak sadece silikon yağı içeren bir burulma titreşim sönmöleyiciyi ele almış ve bu ürünün dinamik özellikleri, ayırık sistem modeli ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Silikon yağının bir sönmöleme elemanı olarak çok etkili olduğunu ve ayırık sistem modelinin test sonuçları ile doğrulanmasıyla sönmöleme ve sertlik katsayılarının geçerliliğinin kanıtlandığını bildirmişlerdir.

Domazet ve arkadaşları (Domazet ve ark., 2014) Gezer vincin dişli kutusuna ait şaftta meydana gelen yorulma hasar durumunu incelemişlerdir. Gerçek model üzerinden dinamik olarak aldıkları şekil değiştirme, gerilme verileri ile gerilmeye dayalı çevrim

eğrisini elde etmişlerdir. Daha sonra yorulma ömrünü artırmamak için bazı keskin köşeler ve radyumlar üzerinde değişiklikler yapmışlardır. Yapılan bu değişikliklerin etkilerini sonlu elemanlar analizinde statik olarak kıyaslamışlar ve statik dayanımı en iyi olan geometrinin yorulma ömrünün de en iyi olacağını ileri sürmüşlerdir. Yenilenmiş geometri üzerinden alınan datalar ile oluşturulan gerilme çevrim sayısı grafiği (Şekil 2.1)'e eklenmiştir. Yapılan çalışmada yorulma üzerine herhangi bir teorik yaklaşım sergilenmeyerek yorulma ömrünün uzatılması ile sadece ani daralan yüzeylerde gerilme yoğunlaşmasının artarak yorulma ömrünü azalttığı söylenebilir.

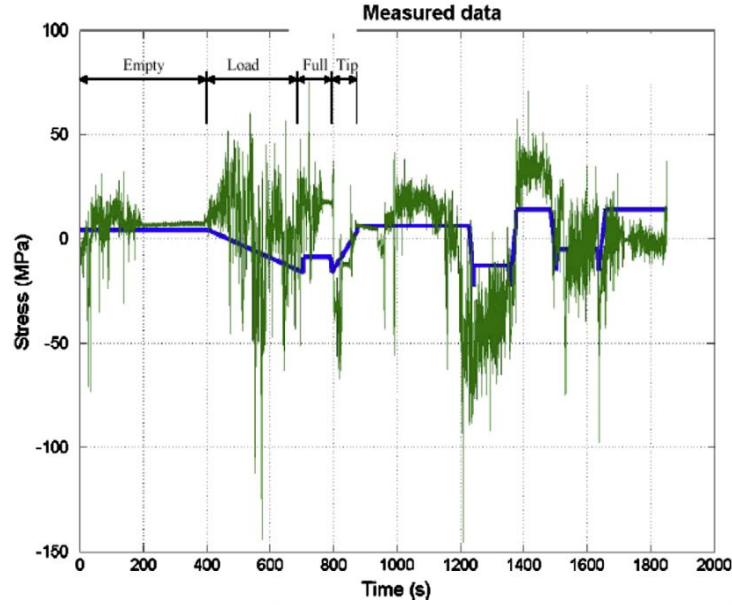


Şekil 2.1 Optimizasyon faaliyetlerinin faaliyetlerin yorulma ömrü üzerindeki etkisi.

Fonte ve arkadaşları (Fonte ve ark, 2015) bir tarım makinesine ait dizel motorun krank milinin yorulma ömrünü deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Çalışmada yorulma hasarı ile kırılmış iki adet krank milinin elektron mikroskobu taramaları elde edilmiştir. Taramalardan ısıtıl işlem sonrası yüzey sertliğinin aşırı arttığı tespit edilmiş ve dolayısı ile bunun çatlak başlangıcı süresini erkene çektiği kanısına varılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ile yapılan statik analiz sonucunda ise krank milinin birinde yağlama kanalında diğerinde ise radyuslu geçişte gerilme değerleri yüksek çıkmıştır ki bu bölgeler yorulma hasarının meydana geldiği bölgelerdir. Ayrıca modal analiz ile elde edilen mod şekli ve mod frekansları çalışma frekansına tekâmül etmemiştir. Tek silindirli bir motorda harmonik zorlamaların etkileri de göz ardı edilebileceğinden titreşim bazlı dayanım durumu incelenmemiştir.

Motorun tasarlanan ömrü boyunca her bir bileşenin, yüksek derecede güvenilirlikle çalışabilmesini sağlamak için krank millerinin tasarımının yapılması hayati önem taşır. Ancak yine de krank milleri arızalanabilir ve bunun ana nedeni, dalgalı yükler altında yorulmadır. Jung ve arkadaşları (Jung ve ark., 2009) Ele aldıkları krank mili için farklı frekans ve genlikteki yüklemeler, şekil ve ölçek parametreleri ile malzemeye ait S-N eğrisi de kullanılarak Weibull tahmin fonksiyonu türetilmiştir. Aynı şekilde %50 emniyet seviyesinin altındaki B10 ve MTTF istatistiksel ömür hesaplama yöntemleri ile krank milinin güvenilirliğinin artırılması için tasarım revizyonları yapılmıştır.

Yorulma hasarı tespitinde, çatlak başlangıcının etkisinin gözlemlenebilmesi için mikro boyutta gözlem yapılması gerekmektedir. Ktari ve arkadaşları (Ktari ve ark., 2011) yaptıkları çalışmada dövme karbon çeliğinden imal edilmiş üç adet hasarlı krank milinin hasar tespitini araştırmışlardır. Temel olarak kimyasal bileşim, mikro yapı ve mekanik özellikler ele alınarak yorulmaya etki eden parametreler oluşturulmuştur. Kırık bölgeler incelenmiş ve pürüzsüz yüzeylerin oluşması tekrarlı yüklemeler sonucu yorulma hasarının meydana geldiğini göstermiştir. Bu durumun, keskin köşelerde oluşan gerilme yoğunluklarının yanı sıra yüksek sürtünme etkisinden de kaynaklandığı ortaya atılmıştır. Sürtünme kuvvetleri aynı zamanda yüksek sıcaklığa da sebebiyet vererek, malzemelerin mekanik davranışlarını zayıflatmıştır. Bu çalışma kimyasal analiz, röntgen analizi (EDAX) ve görsel inceleme teknikleri ile Becerra ve arkadaşları (Becerra ve ark., 2011) ve Fonte ve Freitas (Fonte ve Freitas, 2009) tarafından daha da geliştirilmiştir. Bileşenlerin yorulma arızasının tamamen malzeme özelliklerinden, geometrik parametrelerden ve geniş aralıklı veya eksik yüklerden kaynaklanan deterministik bir arıza olarak göstermiştir. Ayrıca krank sistemi için oluşturulan matematiksel model üzerinden frekansa bağlı olarak gerilme ve deformasyon etkileri deneysel çalışmalar ile kıyaslanmıştır. Bir otobüs krank mili, aracın güvenilir ve uzun süre çalışabilmesini sağlamak için üretim sırasında katı kriterleri karşılamalıdır. Bununla birlikte, zaman içinde titreşime bağlı hizmet yüklemesinden kaynaklanacak bileşen hasar olasılığı her zaman vardır Alfares ve arkadaşları (Alfares ve ark., 2007).



Şekil 2.2. Strain gauge ile yapılan ölçüm.

Krank milinin yorulma arızasına yaklaşması veya buna maruz kalması sadece tüm sistemin performansını ve doğru çalışmasını tehdit etmekle kalmaz, aynı zamanda diğer bileşenlerin de optimal olmayan seviyelerde çalışmasına ve performans göstermesine neden olur. Wannenburger ve arkadaşları (Wannenburger ve ark., 2009) yaptıkları çalışmada bir iş makinesinden aldıkları ölçümler ile (Şekil 2.2.)’deki grafiği elde etmişlerdir. Elde edilen veriyi teorik hesaplamalarda daha basit olarak kullanabilmek için Miner hasar kriterine göre tekrar düzenlenmiştir. Tüm servis yüklemesini simüle edecek şekilde elde edilen veri düzenlenerek eş değer yorulma yüklemesi olarak sonlu elemanlar modeline giriş değeri olarak kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde yaklaşık 10000 saat çalışma ömrü hesap edilirken, test verisi olarak 6000 saat çalışma ömrü ortaya çıkmıştır. Aradaki bu fark teorik hesaplamalardaki parametrelerde yapılacak değişiklikler ile gerçek ile hesaplanan değeri birbirine yakınsayacaktır. Dayanıklılık değerlendirmesinde gerilme tepkisini hesaplamak için standart bir girdi olarak sadece sinüs eğrisi şeklinde yük-zaman geçmişlerini tanımlamak her zaman yeterli olmaz ve feci bir başarısızlığa sebep olabilir. Bunun yanı sıra, rastgeleliğin stokastik değerlendirmesi, krank milinin malzeme özelliklerine ve geometrik şekline bağlıdır. Bu nedenle, yorulma hasarını tahmin etmenin önemi açıktır ve gerçek zamanlı izlemeden elde edilen veriler, bir bileşenin veya yapının dayanıklılığının doğru bir değerlendirmesini sağlamayabilir. Bunun nedeni, yorulma hasarının yapısal bütünlük ile ilişkili olmasıdır. Bu hatanın çözümü için değişken genlik durumunu ele alarak stokastik yorulma hasarının modellendiği çalışmalar yorulma-ömür dayanımı için önemli bir gösterge sağlamıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Dinamik Model

Dönen parçalar doğal olarak burulma yüklerine tabidir. Öte yandan, yüksek hızda dönen bileşenler burulma titreşimine ve burulma yüküne maruz kalır. Dönen elemanlarla elde edilen sistemlerde burulma titreşiminin tasarım kriterlerine dahil edilmediğini varsayalım. Statik olarak güvenli olsa bile sistemin yorulma ömrü düşük olacaktır. Burulma titreşimlerini yanal titreşimlerden ayıran en önemli faktör, hasar oluşana kadar burulma titreşimlerinin tespit edilememesidir. Bu nedenle yabancı literatürde burulma titreşimlerini algılamamanın zorluğunu ifade etmek için "sinsi titreşimler" terimi ile karşılaşılabilir (Hammady, 2017).

Bu çalışmada, otomotiv ve makine sektörünün vazgeçilmez bir parçası olan krank takımı, dönen elemanlardan elde edilen bir sistem olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada tartışılan krank aktarma sistemi, dört silindirli yüksek torklu ve çevrimli bir dizel içten yanmalı motora aittir. Krank aktarma sistemi genel olarak üç ana parçadan oluşur: volan, krank mili ve burulma titreşim kasnağı. Bu tip motorların en önemli mekanik problemlerinden biri dinamik yükler üzerinden krank milinin kırılmasıdır. Krank sisteminin frekans veya zaman uzayında yorulma ömrü hesaplamaları yapabilmek için yapının titreşim özelliklerini, yükleme durumunu ve kullanılan malzemenin dinamik davranışını belirlemek gerekir. Bu çalışmada, burulma titreşimine maruz kalan bir yapı olan krank sisteminin titreşim özellikleri Holzer ve sonlu elemanlar yöntemleri kullanılarak incelenmiştir.

Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde, çok dereceli serbest dönen sistemlerin doğal frekanslarını hesaplamak için Holzer yöntemi başarıyla uygulanmıştır. Örneğin, (Quiroga ve ark., 2019), Holzer ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak ilk iki doğal frekansı hesaplayarak basit bir üç kütleli sistemin sonuçlarını karşılaştırmıştır. Üç kütleli bir yay ile seri bağlandığı eşdeğer modelden elde edilen Holzer tablosu ile elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar yöntemine %98 yaklaşmıştır. (Jayanathan ve Shrivankumar, 2018), Gemi dizel motorunun güç aktarım sisteminin titreşim özelliklerini incelemiştir. Doğal frekans değerleri, ayırık kütle modeli ile elde edilen eşdeğer modelden Holzer yöntemi ile belirlendi. Bağımsız tasarım ofisinden elde edilen değerler ile Holzer yöntemi arasında %6,75 fark vardı. (Tamkhade ve Kondhalkar, 2012) Altı silindirli bir dizel motor için viskoz bir burulma damperi tasarladı. Krank treni, on kütleli oluşan eşdeğer bir kütle modeli elde etmek için basitleştirildi. Kütle atalet momentleri, yay sabitleri ve diğer parametreler kullanılarak bir Holzer tablosu

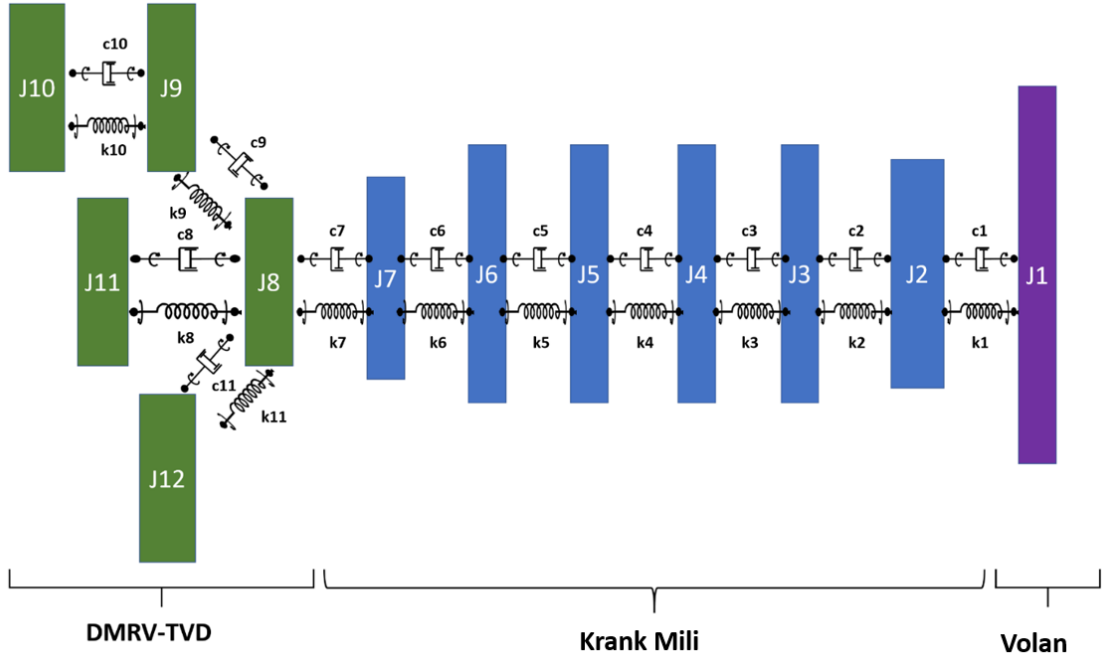
oluşturulmuştur. Tablo frekans değerleri ile taranarak tork değerinin sıfıra eşit olduğu bir doğal frekansın olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuç deneysel yöntemlerle karşılaştırıldığında %90'ın üzerinde bir doğruluk göstermiştir.

Bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan modal analizin performansı, deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında tatmin edici sonuçlar vermektedir. (Zhao ve Jiang, 2009) Sonlu elemanlar yöntemi de dahil olmak üzere beş farklı yöntem kullanarak krank milinin doğal frekansını hesaplamış ve sonuçları karşılaştırmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi, doğru kabul edilen bir referans değerine %4,4 hata oranıyla yaklaşmıştır. (Shah ve Bhabhor, 2014) yüksek hızlı bir dizel motora ait krank milinin doğal frekansını ve mod şekillerini bulmak için iki farklı bilgisayar destekli sonlu eleman yazılımı Ansys ve Hypermesh ile aynı değerleri bulmuşlardır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan modal analiz çalışmalarında kütle atalet ve rijitlik matrisleri çok hassas bir şekilde elde edilebilir. Ele alınan sistemler yaklaşık bir milyon serbestlik derecesine sahip olabilir. Bu nedenle elde edilen sonuçların doğruluğu diğer sayısal yöntemlere göre çok daha yüksektir. Bu durumun avantajı dışında yüksek CPU ihtiyacı da farklı modellere adaptasyon sorununu beraberinde getirmektedir. Bunun dışında literatür incelendiğinde kullanılan yazılımlar ticari ürünlerdir ve fiyatları oldukça yüksektir.

Bu çalışmada, burulma titreşimine maruz kalan sistemlerin titreşim özelliklerini belirlemek için yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biri olan Holzer yöntemi, incelenen sisteme özel olarak modifiye edilerek kullanılmıştır. Modifiye Holzer yöntemi ile elde edilen doğal frekans değerleri, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bilgisayar destekli modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

3.1.1. Ayrık Kütle Metodu

Gerçek bir sistemi dinamik olarak modellemek için önce basitleştirilmiş bir eşdeğer modele ihtiyaç vardır. Ancak bu basitleştirilmiş eşdeğer modelin gerçek sistemi simüle ettiği doğrulanmalıdır. Bu çalışmada tartışılan krank sistemi, ayrık kütle modeli kullanılarak kolaylaştırılmıştır. Toplam on iki kütleden oluşan eşdeğer model kütlelerinden biri volan, altısı krank mili ve beşi burulma titreşim damperi içindir. Şekil 1'de yeşil ile gösterilen kısım burulma titreşim damperine aittir. Diğer taraflardan farklı olarak burada model paralel dallanma kullanılarak elde edilmiştir. Bu durum hem montaj yöntemi hem de deneysel sonuçlar incelenerek elde edilmiştir.



Şekil 3.1. Krank sistemi ayırık kütle modeli

Ayrık kütle modelinden elde edilen çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşim sönümleyicisinin (DMRV-TVD) hareket denklemleri elde edilmiştir (Sezgen ve Tınkır, 2021). Hareket denklemlerinin bilinmeyen parametreleri, atalet momenti, rijitlik ve sönüm katsayısı da geometri ve malzeme özelliklerine göre hesaplanır. Hareket denklemleri Newton'un ikinci yasası kullanılarak oluşturulduğundan, klasik mekanikteki herhangi bir yöntemle uyarlanabilirler.

3.1.1.2. Ayrık Kütle Metodu ile Sönümsüz Serbest Titreşimleri Hesaplama Metotları

Karmaşık sistemlerin çok fazla serbestlik derecesine sahip olması mümkündür. Newton'un hareket yasalarını ve hareket denklemlerini elde etmek, sistemin serbestlik derecesi üçü geçmiyorsa, bu sistemlerin çözümünde kullanılan geleneksel yaklaşımdır. Bu, sistemin üç veya daha az serbestlik derecesine sahip olması durumunda geçerlidir. Hareketin diferansiyel denklemi daha sonra uygun bir çözüm hakkında bir varsayım yapılarak çözülebilir. Diferansiyel denklemlerin çözümü ise sistemin kütle sayısı arttıkça neredeyse imkansız hale gelir.

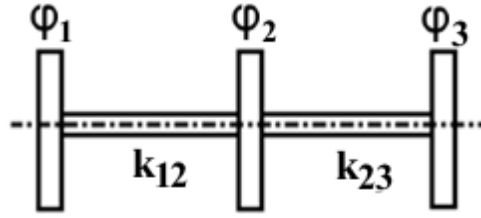
n serbestlik derecesine sahip bir sistem göz önüne alındığında, bu sistemin ikinci dereceden bir diferansiyel denklem olan n'ye sahip olduğu bulunur. Bu denklemler

çözüldüğünde frekans denklemi üretilir ve frekans denkleminin n tane kökü vardır. Kök sayısı frekans denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

Holzer tekniği, transfer matrisi yöntemi ve analitik yöntemler, serbest titreşim hesaplamalarında kullanılan en yaygın yaklaşımlardır. Zorlanmış titreşim hesaplamalarında ise enerji yaklaşımının yanı sıra transfer matrisi yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılır. Burulma titreşimlerinin doğal frekanslarını ve şaftların mod formlarını tahmin etmeye çalışırken, genellikle Holzer yaklaşımı kullanılır.

1921'de H. Holzer, çok kütleli sistemlerin doğal frekanslarını ve ilgili mod şekillerini hesaplamak için şimdi Holzer yöntemi olarak bilinen bir tablolama yaklaşımı yayınlamıştır. Bu yöntem Holzer yöntemi denir. Sönümlü zorlanmış titreşimleri ele almak için Hartog ve Li, Holzer yaklaşımına bir ekleme yapmıştır. Bu değişiklik sorunu çözmek için kullanılabilir. Sönümsüz titreşim sorunu, üstesinden gelmeyi başardıkları tek sorundur. Bununla birlikte, Spaetgens ve Vancouver, hem zorlanmış hem de viskoz sönümlü bir sistemin herhangi bir sönümleme durumunda rezonans titreşim özelliklerini dahil etmelerini sağlayan bir teknikle katkılarını genişletmiştir. Bu yaklaşım iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir.

Bu yaklaşım aynı zamanda serbest, zorlanmış, ötelenmiş veya açısal hareket dahil olmak üzere çok çeşitli genel uygulamalarda kullanılabilir (Xu ve ark., 2012). Bu uygulamalara örnek olarak sönümlü sistemler, sönümsüz sistemler, dallanmış sistemleri, dişli kutuları ve yerleşik sistemler dahildir. (Şekil 3.2) ele alınırsa;



Şekil 3.2. 3 kütleli ayırık kütle modeli

Bu sistemin hareket denklemleri;

$$\phi_1 \ddot{\theta} + k_{12}(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (3.1)$$

$$\phi_2 \ddot{\theta} + k_{12}(\theta_1 - \theta_2) + k_{23}(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (3.2)$$

$$\phi_3 \ddot{\theta} + k_{23}(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (3.3)$$

ve üç denklemi topladığımızda aşağıdaki ifadeyi elde ederiz;

$$\phi_1 \ddot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta} = 0 \quad (3.4)$$

Görüldüğü gibi, atalet momentlerinin torklarının toplamı her zaman sıfıra eşit olmalıdır. Doğal frekans durumunda, tüm kütlelerin hareketi basit harmonik harekettir. Bu durumda;

$$\theta_1 = A \cos \omega t \quad (3.4)$$

$$\theta_2 = B \cos \omega t \quad (3.5)$$

$$\theta_3 = C \cos \omega t \quad (3.6)$$

Denklem (3.1)'de θ_1 ve θ_2 yerine yazılırsa;

$$-\phi_1 A \omega^2 + k_{12}(A - B) = 0 \quad (3.7)$$

B değeri yalnız bırakıldığında;

$$B = A \left(1 - \frac{\phi_1 \omega^2}{k_{12}}\right) \quad (3.8)$$

A değerinin 1 olduğu varsayılırsa, B değeri kolayca hesaplanır.

C değerini bulmak için;

$$(-\phi_2 B \omega^2 - \phi_1 A \omega^2) + k_{23}(B - c) = 0 \quad (3.9)$$

C değeri yalnız bırakılırsa;

$$c = B - \left(\frac{\phi_2 B \omega^2 + \phi_1 A \omega^2}{k_{23}}\right) \quad (3.10)$$

B değeri zaten hesaplandığı için C değeri de bulunur. Bağlı burulma miktarlarının elde edildiği bu denklem aşağıdaki gibi genelleştirilir;

$$\theta_n = \theta_{n-1} - \left(\frac{\sum_{i=1}^{n-1} \phi_i \theta_i \omega^2}{k_{n,n-1}}\right) \quad (3.11)$$

(3.4) ve (3.11) denklemleri Holzer tablosunun temelini oluşturur.

Holzer tablolama yönteminde kullanılan kolonlar ve açıklamaları (Tablo 3.1.)'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Holzer tablosu.

Kütle atalet momenti	Birim atalet torku	Açısal genlik	Atalet Torku	Toplam Tork	Yay katsayısı	Burulma açısı
φ	$\varphi \omega^2$	θ	$\varphi \omega^2 \theta$	$\sum_{i=1}^n \varphi_i \omega^2 \theta_i$	$k_{i,i-1}$	$\frac{\sum \varphi_i \omega^2 \theta_i}{k_{ii-1}}$
1	2	3	4	5	6	7

Sütun 1'de gösterilen, her kütle için kütle momentinin atalet momentidir. Her diskin eylemsizliği, test frekansı olarak zorlanan 1 radyanın başlangıç genlik değeri ile 2. sütunda listelenmiştir. 3. sütunda θ ile gösterilen her diskin açısal genliğinin değeridir.

Dördüncü sütunda, "her diskin açısal genlik değerindeki atalet momentidir", her disk için değerleri bulunur. Sütun 5'te, söz konusu diskin hemen arkasındaki mile uygulanan toplam tork gösterilmektedir. Aynı şekilde, bu değere bazen artık tork da denir. Burulma yay katsayıları sütun 6'da gösterilmiştir. Söz konusu disk ile bir sonraki disk arasındaki bağıl burulma açısı, tablonun 7. sütununda verilmiştir.

Holzer tekniği kullanılarak doğal frekans tespiti için ilk adımında tahmini bir test frekansı hesaplanır. İlk diske rastgele bir açısal yer değiştirme uygulamak, adım adım gerçekleştirilen prosedürün ilk aşamasıdır. Denklemlerin uygulanma sırası takip edilerek her bir diskin açısal yer değiştirmesi hesaplanmıştır (3.11). Tüm hesaplamaları bitirdikten sonra, atalet torklarının cebirsel toplamı sıfırsa, yani denklem (3.4) sağlanmışsa, tahmin edilen frekansın sistemin doğal frekanslarından biri olduğu ortaya çıkar. Bu, denklem (3.4)'deki atalet torklarının toplamının sıfır olması durumunda geçerlidir. (3.4) denkleminin sağlanamaması durumunda işlem farklı bir test frekansı kullanılarak tekrar gerçekleştirilecektir. Artık torkun büyüklüğü ve işareti, test frekansının sistemin doğal frekansına ne kadar yakın karşılık geldiğinin bir ölçümüdür (Mohta, 1968).

Tablo 3.2. 3 kütleli bir sistem için Holzer tablosunun oluşturulması.

	Kütle atalet momenti	Birim atalet torku	Açısal genlik	Atalet Torku	Toplam Tork	Yay katsayısı	Burulma açısı
	φ	$\varphi\omega^2$	θ	$\varphi\omega^2\theta$	$\sum_1^n \varphi \omega^2 \theta$	$k_{i,i-1}$	$\frac{\sum \varphi \omega^2 \theta}{k_{ii-1}}$
A	φ_1	$\varphi_1\omega^2$	1	A2xA3	A4	k_1	A5/A6
B	φ_2	$\varphi_2\omega^2$	A3-A7	B2xB3	A5+B4	k_2	B5/B6
C	φ_3	$\varphi_3\omega^2$	B3-B7	C2xC3	B5+C4	-	-

Bundan önceki tabloda listelenen işlem aşamaları sırasıyla aşağıdaki gibidir.

a) Sorunu çözme sürecinin başlangıcında, bilinen fiziksel büyüklükler, kütle atalet momentlerini ve sistemi birbirine bağlayan millerin burulma rijitliğini içerir. Sonuç olarak, bu değerler ilk adımda 1 ve 6 numaralı sütunlara doğru sırayla kaydedilir.

b) Sütun 3'ün ilk satırında, ilk kütleyle uygulanan dönme miktarını temsil eden bir radyan değeri girilmelidir.

c) 1. satırda 2. ve 3. sütundaki değerlerin çarpımı 4. sütuna kaydedilir ve 4. sütun çıktı sütunu olarak anılır.

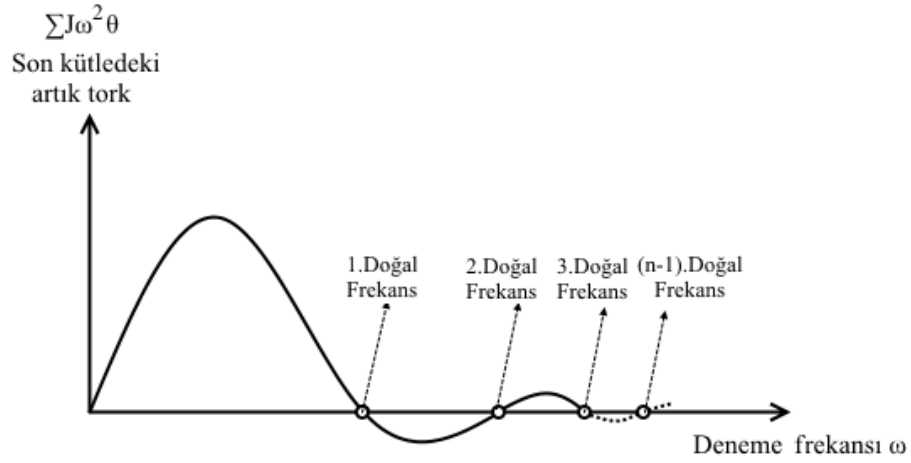
d) Birinci kütlenin arkasında ek kütle olmadığı için ilk satırın 4. sütununda bulunan sayı birinci kütleyle verilen torkun tamamını temsil etmektedir. Sonuç olarak, ilk satırın 4. sütununa girilmesi gereken değer, kelimesi kelimesine 5. sütun olmalıdır.

e) Göreceli burulma açısını hesaplamak için, birinci kütle üzerinde çalışan tork değerini birinci milin burulma sertliğine bölünür. Ortaya çıkan değer, ilk satırın yedinci sütununda bulunur.

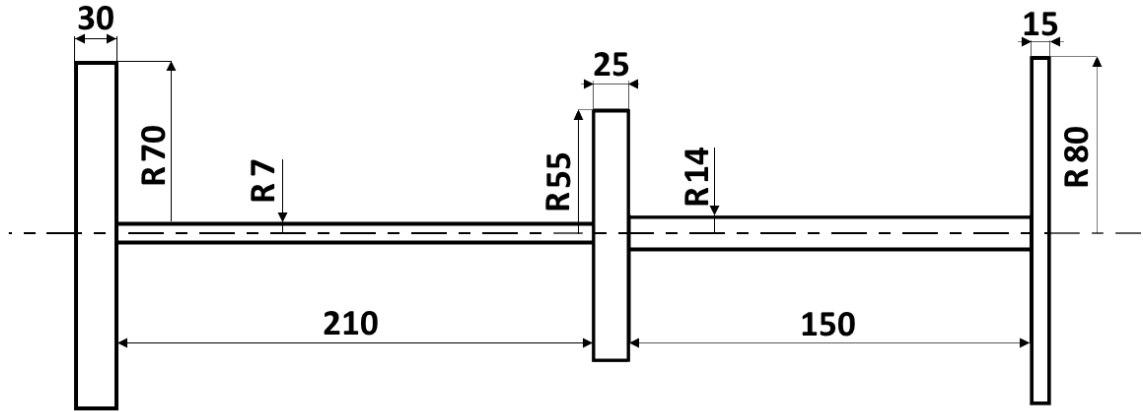
f) İşlemler her sıra için ayrı ayrı aynı şekilde yapılır. Aşağıdaki satırların her birinde, önceki kütleyle uygulanan toplam tork değeri, 4. sütunda bulunan atalet torku değerinin üstüne eklenir. Bu, ilk satırın aksinedir. Bunun bir sonucu olarak, işlemler son kütlenin beşinci sütununa kadar gerçekleştirilebilir.

Test frekansı için yukarıdaki tablonun C5 hücresinde üretilen sayı, tüm sistem boyunca mevcut olan artık tork ile ilgilidir. Şimdi, torkun minimum sıfır değerinde olduğunu varsayarsak, deney için seçilen frekans sistemin doğal frekansıdır. Sistemin mod formu, doğal frekans durumu tablosunun 3. sütunundaki genlik değerleri ile gösterilir. Bu değerleri kullanarak, kütlelerin dönme miktarlarını gösteren elastik çizgi oluşturulabilir. C5'in sıfıra eşit olmaması durumunda, deneyin farklı bir frekansla tekrar yapılması esas olacaktır.

Test frekansını keyfi olarak atayarak sistemin doğal frekanslarını keşfetmeye çalışmak bir çaba kaybıdır. Bu nedenle, deneme frekanslarının uygulanması daha metodik bir şekilde yapılmalıdır. Bu senaryoda test frekansının sıfırdan başlayarak sabit aralıklarla yükseltilmesi ve uç kütledeki artık tork değerinin işaretinin (pozitif veya negatif) izlenmesi gerekir. Artık torkun değerini (pozitif bir değerden negatif bir değere veya negatif bir değerden pozitif bir değere) değiştiren her test frekansı değeri, ilk olarak, işaretin oluşturulabilmesi için ulaşılması gereken sıfır artık tork değerinden geçmelidir. değiştirilmiş. Bu aşamadan sonra, doğal frekansın değeri giderek daha küçük aşamalarda yinelenerek doğal frekansın çok daha doğru değeri belirlenebilir. Doğal frekansın değeri zaten yaklaşık olarak belirlenmiştir. Coğrafi olarak doğal frekans değerlerine yakın olan alanlarda önce daha büyük adımlarla daha sonra daha küçük adımlara geçilerek iterasyonlar yapılarak bu şekilde zamandan tasarruf edilebilir. Test frekansı değeri için kalan tork miktarını gösteren bir grafik (Şekil 3.3)'de gösterilmektedir. Bu değer, bir N-kütle sisteminde adım adım istikrarlı bir şekilde yükseltilir (Vatandaş, 2017) .



Şekil 3.3. Son kütledeki kalıntı tork değerinin ω test frekansına göre değişimi.



Şekil 3.4. Ölçülen üç kütleli numune sistemi (cm).

0.1

Bu sistemdeki üç kütle birbirine iki yay vasıtasıyla bağlanmıştır. Böyle bir sistemin basitleştirilmiş modeli, iki farklı frekans arasında bölünmüş doğal burulma frekanslarına sahiptir.

Sistemin kütle numaraları soldan sağa 1, 2 ve 3, mil numaraları ise soldan sağa 1 ve 2 şeklinde sıralanmıştır.

$$\text{Malzeme yoğunluğu, } \gamma = 0.00785 \text{ kg/cm}^3 \quad (3.12)$$

$$\text{Kayma modülü, } G = 807692,3 \text{ kg/cm}^2 \quad (3.13)$$

$$\text{Yer çekimi ivmesi, } g = 981 \text{ cm/s}^2 \quad (3.14)$$

(3.12), (3.13) ve (3.14) kullanılarak burulma doğal frekans analizi yapılmıştır.

Başlamak için, ilgili sistemi oluşturan her kütle için eylemsizlik momentlerini hesaplamak ve ardından bu kütleleri birbirine bağlayan yayların burulma sertliğini

belirlemek gerekir. (Şekil 3.4)'te gösterilen sisteme uygulandığında, silindirik kütlelerin eylemsizlik momentleri şunlardır:

$$\phi_1 = \frac{\pi}{32} D_1^4 l_1 \frac{\gamma}{g} = \frac{\pi}{32} 140^4 30 \frac{0.00785}{981} = 9053.8 \text{ kgcmsn}^2 \quad (3.15)$$

$$\phi_2 = \frac{\pi}{32} D_2^4 l_2 \frac{\gamma}{g} = \frac{\pi}{32} 110^4 25 \frac{0.00785}{981} = 2875.5 \text{ kgcmsn}^2 \quad (3.16)$$

$$\phi_3 = \frac{\pi}{32} D_3^4 l_3 \frac{\gamma}{g} = \frac{\pi}{32} 160^4 15 \frac{0.00785}{981} = 7722.7 \text{ kgcmsn}^2 \quad (3.17)$$

Millere ait burulma sertlikleri;

$$k_1 = \frac{G\pi d_1^4}{32l} = \frac{807692.3 \times \pi \times 14^4}{32 \times 210} = 14505700 \text{ kgcm} \quad (3.18)$$

$$k_2 = \frac{G\pi d_2^4}{32l} = \frac{807692.3 \times \pi \times 28^4}{32 \times 150} = 324927675 \text{ kgcm} \quad (3.19)$$

Denklem (3.20)'de gösterildiği gibi, üç kütleli indirgenmiş bir sistemin doğal frekansı;

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{A \pm (A^2 - B)^{\frac{1}{2}}} \text{ Hz} \quad (3.20)$$

Hem A hem de B aşağıdaki değerlere sahiptir:

$$A = \frac{k_1(\phi_1 + \phi_2)}{2\phi_1\phi_2} + \frac{k_2(\phi_2 + \phi_3)}{2\phi_2\phi_3} \quad (3.21)$$

$$B = \frac{(\phi_1 + \phi_2 + \phi_3)k_1k_2}{\phi_1\phi_2\phi_3} \quad (3.22)$$

Sistemdeki burulmanın doğal frekanslarını hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır:

$$A = \frac{14505700(9053.8+2875.5)}{2 \times 9053.8 \times 2875.5} + \frac{324927675(2.875.5+7722.7)}{2 \times 2875.5 \times 7722.7} = 80860 \quad (3.23)$$

$$B = \frac{(9053.8+2875.5+7722.7)14505700 \times 324927675}{9053.8 \times 2875.5 \times 7722.7} = 460699015.5 \quad (3.24)$$

$$F_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{80860 - (80860^2 - 460699015.5)^{\frac{1}{2}}} = 8.572 \text{ Hz} \quad (3.25)$$

$$F_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{80860 + (80860^2 - 460699015.5)^{\frac{1}{2}}} = 63.427 \text{ Hz} \quad (3.26)$$

Matris yaklaşımını kullanarak bir sistemin sönümsüz serbest titreşimlerini belirlemek için, tüm diske uygulanan moment $j_n \ddot{\theta}_n = -k_n \theta_n$ ifadesini sağlamalıdır.

Basit harmonik hareketi tanımlayan denklemler serbest titreşimlere de uygulanabilir. Aşağıdaki denklemler bir diskin basit harmonik hareketini tanımlar:

$$\theta_n(t) = \theta_n \sin \omega_{nf} t ; \ddot{\theta}_n = -\omega_{nf}^2 \theta_n \sin \omega_{nf} t = -\omega_{nf}^2 \theta_n \quad (3.27)$$

θ_n : burulma titreşim genliği,

ω_{nf} : sistemin burulma doğal frekansı

Hareket denklemleri matris formunda ifade edilirse, (Şekil 3.1)'e ait matris formundaki hareket denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{bmatrix} j1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & j3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & j4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & j5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j11 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j12 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1'' \\ \theta_2'' \\ \theta_3'' \\ \theta_4'' \\ \theta_5'' \\ \theta_6'' \\ \theta_7'' \\ \theta_8'' \\ \theta_9'' \\ \theta_{10}'' \\ \theta_{11}'' \\ \theta_{12}'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k1 & -k1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k1 & k1+k2 & -k2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k2 & k2+k3 & -k3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k3 & k3+k4 & -k4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k4 & k4+k5 & -k5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k5 & k5+k6 & -k6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k6 & k6+k7 & -k7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k7 & k7+k8+k10+k11 & -k8 & 0 & -k10 & -k11 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k8 & k8+k9 & -k9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k9 & k9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k11 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \\ \theta_8 \\ \theta_9 \\ \theta_{10} \\ \theta_{11} \\ \theta_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\left(\begin{bmatrix} j1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & j3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & j4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & j5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j11 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j12 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k1 & -k1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k1 & k1+k2 & -k2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k2 & k2+k3 & -k3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k3 & k3+k4 & -k4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k4 & k4+k5 & -k5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k5 & k5+k6 & -k6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k6 & k6+k7 & -k7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k7 & k7+k8+k10+k11 & -k8 & 0 & -k10 & -k11 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k8 & k8+k9 & -k9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k9 & k9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k11 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \\ \theta_8 \\ \theta_9 \\ \theta_{10} \\ \theta_{11} \\ \theta_{12} \end{bmatrix} \right) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Eğilme titreşimine benzer şekilde oluşturulan matrislerde, birincil ayırım, kütle yerine polar atalet momentlerinin kullanılması ve eğilme rijitliklerinin yerini burulma rijitliklerinin almasıdır. Özdeğerlere dayalı problem çözme yöntemini kullanarak, bu noktadan sonra aşağıdaki denklemi kurulur.

$$-\omega_{nf}^2 [M] + [K] \{\theta\} = \{0\} \quad (3.28)$$

Kütle matrisi ters çevrilirse, denklemin her iki tarafı da matrisin tersi ile çarpılmalıdır.

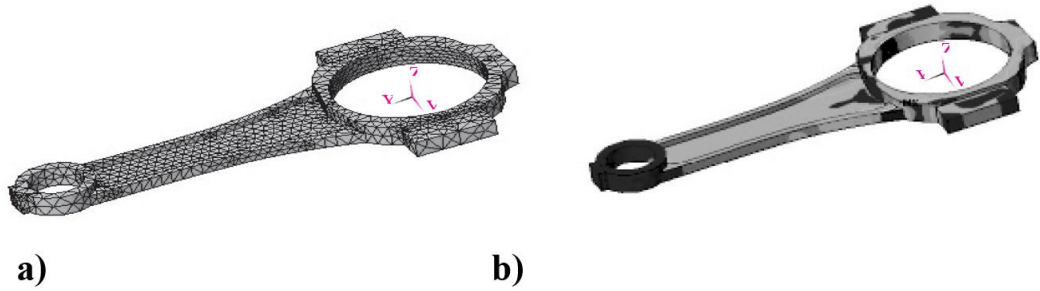
$$[\lambda] = [M]^{-1} [K] \quad (3.29)$$

Özdeğer ve özvektör matrisinin $[\lambda]$ elle hesaplamaları 3×3 'e kadar boyutlar için mümkündür. Öte yandan, daha fazla sayıda serbestlik derecesine sahip sistemlerin daha büyük $[\lambda]$ matrisleri normal yazılımlarla hesaplanabilir. Doğal frekanslar ve bunlara karşılık gelen özvektörler ve mod şekilleri, özdeğerlerin karekökü alınarak elde edilebilir.

$$\{\omega_{nf}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{nf_3} \\ \omega_{nf_2} \\ \omega_{nf_1} \end{Bmatrix} = \{\sqrt{\lambda}\} (rad/s) \quad (3.30)$$

3.2. Sonlu Elemanlar Metodu

Temel mekanik yöntemleri kolonlar, kirişler ve şaftlar gibi basit elemanları kolaylıkla hesaplanabilir. Gerçek makine bileşenlerinin hesaplanması daha zordur ve tasarımcıların sayısal ve deneysel değerlendirmelerinde daha az başarılıdır. Bilgisayarlar birçok mühendislik uygulamasında sayısal yaklaşımlara yardımcı olur. CAD yazılımları mekanik tasarımları elde ederken, SEA bu CAD programlarını tamamlar. Matematiksel teoriler ve uygulamaları bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarında oldukça geniştir. Statik ve dinamik, doğrusal ve doğrusal olmayan, gerilme ve yer değiştirme analizi; serbest ve zorlanmış titreşimler, ısı transferi, elastik kararsızlık, akustik (burkulma), elektrostatik ve manyetik, akışkanlar dinamiği (ısı transferi ile çalışabilir); Boru içi akış çalışmaları ve diğer alanlarda FEA kullanılmaktadır.



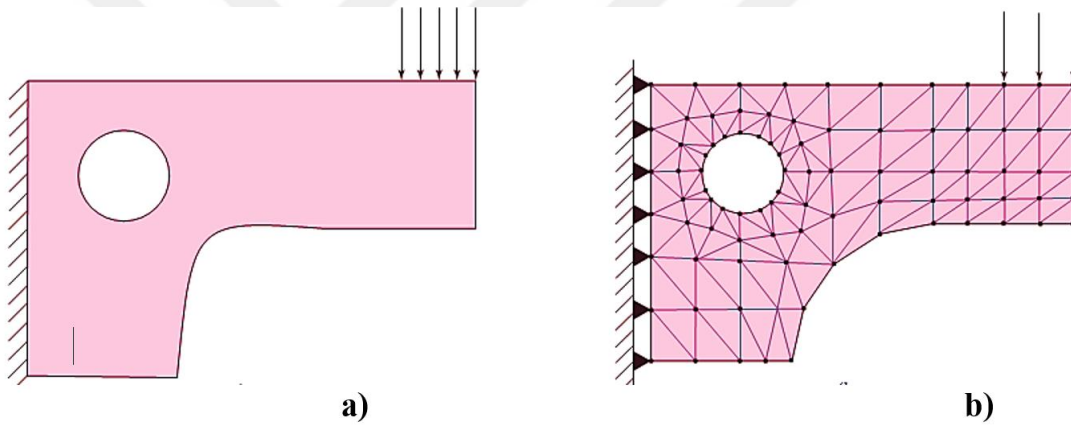
Şekil 3.5 Ansys sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak elde edilen krank kolu modeli. (a) Meshli model, (b) Gerilme dağılımları.

Gerçek makine parçaları lineer ve lineer olmayan elastik elemanlardan meydana gelir. FEA, yapıyı uygun tanımlanmış, küçük, sonlu elastik alt yapılara (elemanlara) ayırır. Polinom fonksiyonları ve matris işlemleri, malzemenin mekanik, geometrik ve sürekli elastik niteliklerini koruyarak her bir bileşeni tanımlar. Eleman yüzeyi veya düğümlerine yükler (yerçekimi, dinamik, termal) uygulanabilir. Düğümler bileşenleri birbirine bağlar, elastik özellikleri malzeme modeline göre tanımlar, sınır koşullarını içerir ve kuvvetleri (bağlantı veya gövde) taşır. Düğümler belli sayıda serbestlik derecesine sahiptir. Bir düğümün serbestlik derecesi - açısal ve yer değiştirme hareketleri - bağımsızdır. Kolektif sistem matrisi, her yapısal elemanın matrisinin ortak düğümlerinden oluşturulur. Matris işlemleri, uygulanan yükleri, sınır koşullarını ve serbestlik derecelerinin yer değiştirme sonuçlarını belirler. Bu işlemlerden sonra, yer

değiştirmeden ve temel elastikiyetten kaynaklanan gerilme ve birim şekil değiştirme parametrelerini hesaplamak kolaydır. Yapısal mekanik, 1940'lardan beri çağdaş sonlu elemanlar yaklaşımını kullanmaktadır, bilgisayar desteği ise en büyük bu konudaki en büyük atılım oldu. Mesh modelleri daha karmaşık geometri belirtebilir. Sonlu elemanlar yaklaşımı, sürekli sistemleri sayısal bölgelere ayırır ve ayırırken beraberinde bazı hatalara neden olur. Hatalar şunları içerir:

Hesaplama hataları: Matematiksel fonksiyonlarda sayılar, sonsuza giderken bile bilgisayar ortamında sonlu olarak tanımlanır. Sayısal tümeleştirme formülleri bu sorunları oluşturur. Mesh hataları, onları azaltmayı amaçlayan sonlu elemanlar yazılımlarında giderilmeye çalışılır.

Ayrıklaştırma Hataları: Geometride sürekli yapılar için sonlu elemanlar ayrımının çeşitli değişkenleri vardır. Sonsuz yapıyı sonlu bileşenlere bölmek hatalara neden olur.



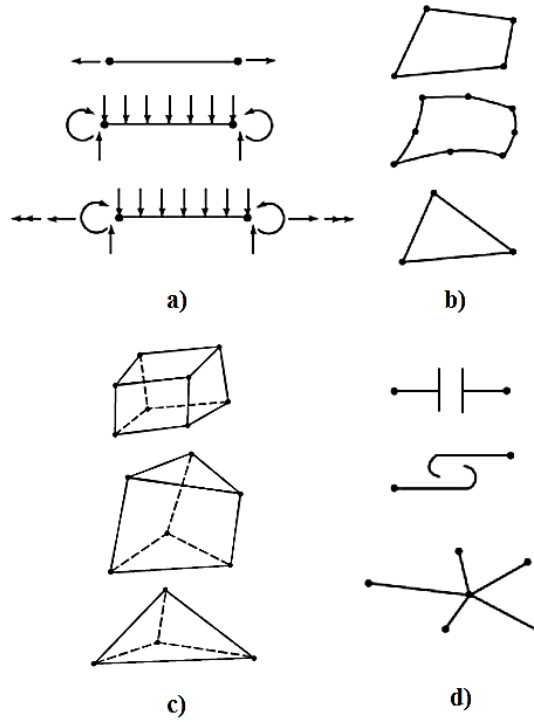
Şekil 3.6 Yapısal problem: (a) İdeal model, (b) Sonlu elemanlar modeli.

(Şekil 3.6)'da, üç düğümlü düzlemsel gerilmeli üçgen bileşenleri kullanılmıştır. Bu modelin iki ana kusuru vardır. Deformasyondan sonra kenarlar düz kalır ve eğimli geometride ilk soruna neden olur. Grafiğin gösterdiği gibi, büyük eğimli alanın matematiksel modeli gerçeğe yakınlıktan zayıftır, oysa delik modeli tam bir dairedir. Bir diğer konu ise çok daha önemli olan ideal modelde, birim şekil değiştirme seviyeleri farklı yerlerde hızlı bir şekilde dalgalanır. Sonlu elemanlar modeli, eleman merkezlerinden gelen birim şekil değiştirme ortalamasını alır. Bu modelin sonuç yaklaşımı zayıftır. Doğruluğu artırmak için ağ yoğunluğu artırılır veya sekiz düğümlü dörtgen eleman kullanılır. Bu eleman, eğimli kenarları daha iyi bir interpolasyon fonksiyonuna sahip olarak tanımlar. Düğümler sonlu eleman desteklerini ve kuvvetlerini tanımlar. Şekilde

soldaki geometri düğümler aracılığıyla sonlu elemanlar modeline aktarılırken, yalnızca üç düğümün sağ tarafta yükü aktardığı gözlemlenmektedir.

3.2.1 Mesh Geometrisi

Teorik mesh geometrisi oldukça çeşitlidir. Bilgisayar destekli uygulamalarda ise sadece çok azı istihdam edilmektedir. Dört ana kategori öğeleri kategorilere ayırır. Çizgi, yüzey, katı ve özel amaçlı bileşenler.

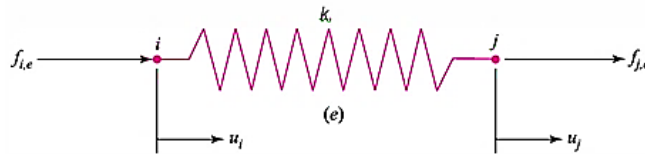


Şekil 3.7. a) Tek eksenli elemanlar, b) Yüzey elemanlar, c) Katı elemanlar, d) Özel amaçlı elemanlar.

3.2.2 Sonlu Eleman Çözüm Metodu

Sonlu elemanlar çözümlerini göstermek için temel bir tek boyutlu doğrusal kafes kiriş elemanı kullanılmıştır. Belirli bir kesit alanı (A), uzunluk (l) ve elastikiyet modülü (E) olan yüklü bir çubuk, bir kafes kiriş elemanıdır. Temel makas kirişlerinin iki düğümü vardır. Tek boyutlu problemler, düğüm başına bir serbestlik derecesine sahiptir. Basit bir doğrusal yay, denklemde (3.31)'de verilen bir yay sabiti ile bir kafes kiriş elemanını tanımlayabilir.

$$k = \frac{AE}{l} \quad (3.31)$$



Şekil 3.8 Basit Yay Elemanı.

(Şekil 3.8.)’de yay sabiti k_e olan bir i ve j -düğümü yay elemanını (e) göstermektedir. Karışıklığı önlemek için düğümler ve elemanlar parantez içinde numaralandırılmıştır. Her düğümdeki kuvvetler, tüm f kuvvetleri ve sağa yönelik yer değiştirmelerin pozitif olduğunu kabul edilerek aşağıda yazılmıştır.

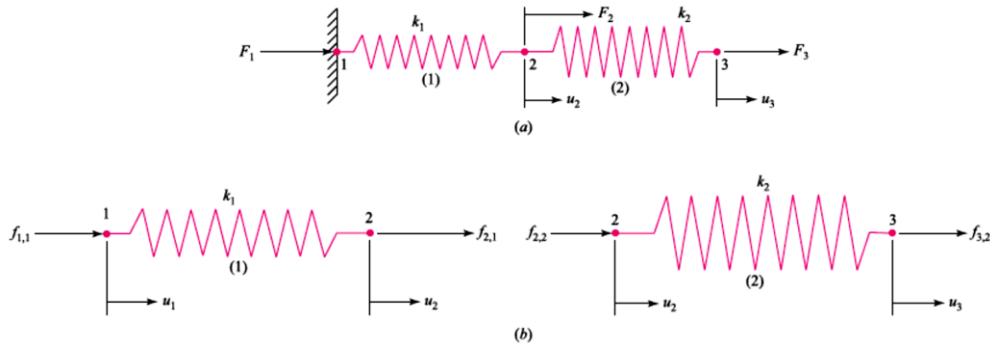
$$f_{i,e} = k_e(u_i - u_j) = k_e u_i - k_e u_j \quad (3.32)$$

$$f_{j,e} = k_e(u_j - u_i) = -k_e u_i + k_e u_j \quad (3.33)$$

Eşitliklerin matriks formundaki ifadesi;

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.34)$$

Daha sonra, (Şekil 3.9)'da ki iki yaylı sistem kullanılarak, elemanlar ve düğümler numaralandırılır ve her düğümdeki toplam dış kuvvetler F_1 , F_2 ve F_3 olarak adlandırılır. Şekil 3.6-b, farklı serbest cisim diyagramları için iç kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 3.9. İki elemanlı yay sistemi: a) Sistem modeli, b) Ayrık serbest cisim diyagramları.

Her yay için (3.4) denklemi kullanılarak,

$$\text{Eleman 1} \quad \begin{Bmatrix} f_{11} \\ f_{21} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

$$\text{Eleman 2} \quad \begin{Bmatrix} f_{22} \\ f_{32} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.36)$$

bulunur. Her bir düğümdeki toplam kuvvet $F_1 = f_{1,1}$, $F_2 = f_{2,1} + f_{2,2}$ ve $F_3 = f_{3,2}$ şeklindedir. İki matrisi dış kuvvetler cinsinden birleştirilerek,

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.37)$$

Düğümdeki kuvvetin bilinmesi, yer değiştirmenin bilinip bilinmediği hakkında bir bilgi vermemektedir. (Şekil 3.9.a)'da ankastre olarak bağlanan bölgedeki düğüm 1'in yer

değiştirmesi sıfırdır, bu nedenle F1 bilinmeyen tepki kuvvetidir (bu noktaya kadar sistemin statik bir çözümü elde edilmemiştir). Eğer düğümün yer değiştirmesi bilinmiyorsa bu seferde kuvvet biliniyordur. (Şekil 3.9.a)'da düğüm 2 ve 3'ün bilinmeyen yer değiştirmeleri vardır, bu nedenle F2 ve F3 verilmelidir.

3.2.3 Ağ Oluşturma

Ağlar bölgeleri belirli sayıda geometrik parçalara böler. Daha fazla geometrik öge, ağ yoğunluğunu artırır. Ağ optimizasyonu, bulguları iyileştirmek için bir ağ modelini bir etütten diğerine değiştirmeyi sağlar. Ağ yoğunluğunun artırılması, önemli birim şekil değiştirme gradyanlarına ve geometrik geçiş bölgelerine sahip konumlarda performansı artırır. Ağın sürekli iyileştirilmesi genellikle SEA çözüm süresinin artması sonuçlarına yol açar. İyileşmeyi ölçmek ve yapıyı yeniden ağa bağlamak için yüksek gerilme gradyan bölgelerinde ağ yoğunluğunu artırılır. Maksimum birim şekil değiştirme değeri minimum düzeyde değişirse yakınsama beklenir. Ağ oluşturmak için manuel, yarı otomatik ve tamamen otomatik yöntemler kullanılır.

Manuel ağ oluşturma: Erken dönem, sonlu elemanlar analizi kullanımında, ağlar elle tek tek örülürdü. Bu işlem oldukça fazla zamana ve emeğe gereksinim duymaktadır. Bu yöntem artık sadece sonlu elemanlar modelinde hızlı değişikliklerin yapılmasında kullanılmaktadır.

Yarı otomatik ağ oluşturma: Zamanla, tasarımcının iyi tanımlanmış sınırlar kullanarak yapıyı ayırdığı yerlerde otomatik olarak ağlar oluşturmak için bilgisayar teknikleri geliştirilmiştir. Tasarımcı bu bölgeleri tanımladığı için yarı otomatiktir.

Tam otomatik ağ oluşturma: Birçok yazılım şirketi, tam otomatik ağ oluşturma ve kendi kendine uyarlanabilir ağ optimizasyonu üzerinde çalışmaktadır. Ana hedef, tasarımcı ön işlem süresini azaltmak ve en yeni iyi yapılandırılmış SEA ağına erişimi kolaylaştırmaktır. Kesin yapısal sınır belirlendiğinde, birkaç teknik, bölgeyi tek bir eleman türüyle, alt bölgeler olmadan ve düşük kullanıcı katılımıyla, yarı otomatik ağ oluşturma gibi parçalara ayırır. Düzlemsel esneklik konularında, sınır bir dizi iç ve dış geometrik çizgi ve otonom ağda kullanılan düzlemsel elastik eleman tarafından belirtilen eleman türü ile tanımlanır. Üç boyutlu yüzey formları kullanılarak otomatik ağ ile ince duvarlı yapılarda geometriyi tanımlar. Yardımcı katı geometri (YKG) veya sınır gösterimi (S-tem) katı yapı sınırları oluşturabilir. Briket ve/veya tetrahedral sonlu eleman tipleri otomatik ağı oluşturur.

Kendi kendine uyarlanan, otomatik ağ geliştirme algoritmaları SEA çözüm hatasını hesaplar. Hatalar ağı otomatik olarak yeniden değerlendirir. Yakınsama veya sonlandırma olana kadar tekrarlar.

3.2.4 Yük Uygulama

Düğüm yüklemesi ve eleman yüklemesi, bir yapı üzerindeki yükleri belirtmek için kullanılan iki temel biçimdir. Öte yandan, eşdeğer düğüm yüklerinin kullanıldığı durumlarda, eleman yükleri her zaman düğümlere uygulanmalıdır. Saint-Venant İlkesi bazı açılardan yükleme kavramıyla bağlantılıdır. Yük uygulama yerlerine yakın bölgelerdeki gerilmeler ihmal edilirse, gerilmeleri hassas bir şekilde dağıtmaya gerek yoktur. Düğüm elemanının kuvvet ve moment ile ilişkili serbestlik derecelerini desteklemesi koşuluyla hem net kuvvet hem de moment tek bir düğüme uygulanabilir. Ancak verilere ve gerilme seviyelerine bir kez daha baktıktan sonra, tasarımcının yükün uygulandığı noktaya yakın yerlerde bulunan gerilmelerin son derece yüksek olacağının farkında olması gerekir. Çok sayıda kiriş ve plaka elemanının düğümleri, tekil momentlerin kullanımı için uygundur; ancak kafes, iki boyutlu düzlemsel elastik, eksenel simetrik veya briket elemanlar için durum böyle değildir. Dönme serbestlik dereceleri bu elemanlar tarafından desteklenemez. Bu elemanlar, bir kuvvet çifti olarak kullanıldıklarında, kendilerine verilen bir eksenel momente sahip olabilirler. Statik prensiplerine göre, aynı düzlemde etki eden kuvvetlerin bileşkesinin sıfır olması istenen sonucu elde etmek için iki veya daha fazla kuvvetin birleştirilmesiyle bir kuvvet çifti oluşturulabilir. Kuvvet düzlemine dik olan bir vektör, kuvvetlerin ürettiği net moment, uzayda herhangi bir ortak noktadan ölçüldüğünde kuvvetlerin ürettiği momentlerin toplamıdır.

3.2.5 Sınır Şartları

Yapıyı doğru bir şekilde modellemek için gerekli olan sınır koşullarının ve diğer kısıtlamaların simülasyonu, muhtemelen bir sonlu eleman analizinin en zor kısmıdır. İnsanların dikkatsizlik veya kuralların yanlış yorumlanması nedeniyle yanlış limitler oluşturması oldukça yaygındır. Zorlu (özel) kısıtlamalarda modelleme yapmak için tasarımcılar, cıvatalı bağlantılar, kaynaklar ve diğer ilgili tarafların çeşitli modelleme metodolojilerini denemeleri gerekebilir. Bu kısıtlamalar, pimler ve sabit bağlantılar kadar basit değildir. Testin kapsamı, karmaşık ve büyük yapılardan ziyade basit konularla sınırlandırılmalıdır. Sınır koşulunun doğasının henüz kesin olarak belirlenmediği gibi bazı durumlarda yalnızca hatalı davranış sınırlamaları ortaya çıkabilir. Örneğin, model tarafından desteklenen yataklara sahip miller basit ve sabit olarak ayrı ayrı

sınırlandırılmış olsun. Her iki kısıtlama da muhtemelen basit ve sabit destekler için çözüm alınacaktır. Yapılan çalışmanın sonuçlarında, sabit mesnette gerilmelerin ve eğilmelerin gerçek değerlerinden çok daha yüksek olacaktır.

Elastik elemanlar arasındaki sınır koşullarının veya katı bağlantıların modellenmesi tipik olarak çok noktalı sınır denklemlerinin kullanılmasını gerektirir. Bu sınır denklemleri elemanlar tarafından sınırlandırıldığı için, kullanıldıkları şekilde modelde kullanıldıklarında rijit elemanlar olarak adlandırılırlar. Rijit elemanlar sadece sabit bir şekilde çevirebilir veya dönebilir.

Belirli yer değiştirmelerin sıfırlanmadığı bir uygulamada bir yapı ile çalışırken, yapı üzerinde sınır elemanları kullanılır. Ayrıca, genel koordinat sisteminden elde edilen sınır koşullarının modellenmesinde sınır elemanları kullanılabilir.

3.2.6 Modal Analiz

Serbest, sönümlenmemiş titreşim için doğrusal hareket denklemi

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.38)$$

Harmonik hareket durumunda:

$$\{u\} = \{\varphi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (3.39)$$

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\varphi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (3.40)$$

$\{u\}$ ve $\{\ddot{u}\}$ doğrusal hareket denkleminde yerine konursa bir özdeğer denklemi elde edilir:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\varphi_i\} = \{0\} \quad (3.41)$$

Bu eşitlik, eğer $\{\varphi\}_i = 0 \rightarrow$ (titreşim uygulanmaz)

$$\text{Yada } \det([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \quad (3.42)$$

Bu elde edilebilir n adet kökü olan bir özdeğer problemidir. $(\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2)$ ve bu kökler denklemin özdeğerleridir. Her kök için (özdeğer), karşılık gelen bir özvektör $(\{\varphi\}_1, \{\varphi\}_2, \dots, \{\varphi\}_n)$ vardır.

3.2.6.1. Özfrekanslar ve mod şekilleri

Modal Analizde:

Özdeğerler $\longrightarrow$ Yapının açısal doğal frekansının karesi ω_i

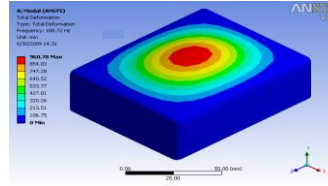
Özvektörler $\longrightarrow$ karşılık gelen mod şekilleri $\{\varphi\}_i$

Mod şekilleri, kütle matrisine veya birliğe normalize edilebilir, burada $\{\varphi\}_i$ vektörünün en büyük bileşeni 1'e eşitlenmiştir.

$$\{\varphi\}_i^T [M] \{\varphi\}_i = 1 \quad (3.43)$$

Tablo 3.3. Özdeğer ve özvektörlerin gösterilmesi.

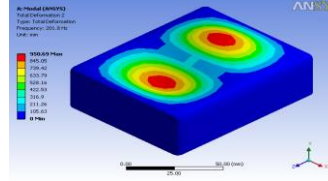
Özdeğerlerin karekökleri, yapının doğal dairesel frekansları (rad/s) olan ω_i 'dir

**Mod şekli 1**

$$\leftarrow \{f\}_1$$

$$f_1 = 109 \text{ Hz}$$

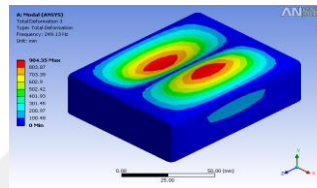
Doğal frekanslar f_i daha sonra $f_i = \phi_i = \omega_i/2\pi$ (çevrim/s) olarak hesaplanır.

**Mod şekli 2**

$$\leftarrow \{f\}_2$$

$$f_2 = 202 \text{ Hz}$$

Özvektörler $\{f\}_i$ mod şekillerini, yani f_i frekansında titreşirken yapının üstlendiği şekli temsil eder.

**Mod şekli 3**

$$\leftarrow \{f\}_3$$

$$f_3 = 249 \text{ Hz}$$

3.2.6.2. Katılım faktörü, Etkin Kütle

Katılım faktörleri (3.44)'deki gibi hesaplanır.

$$\gamma_i = \{\phi\}_i^T [M] \{D\} \quad (3.44)$$

Burada $\{D\}$, küresel kartezyen yönlerin her birinde varsayılan birim yer değiştirme spektrumu ve bu eksenlerin her biri etrafındaki dönüştür. Her mod için her yönde hareket eden kütle miktarını ölçer. Bir yöndeki yüksek bir değer, modun o yöndeki kuvvetler tarafından uyarılacağını gösterir. "Oran", en büyüğüne normalleştirilmiş bir başka katılım faktörleri değişkeni listesidir (Irvine, 2015).

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION *****					Z DIRECTION		
MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	436.755	0.22896E-02	3.9458	1.000000	15.5693	0.832972	0.734572
2	742.299	0.13472E-02	-0.21103E-11	0.000000	0.445330E-23	0.832972	0.210111E-24
3	773.960	0.12921E-02	-0.19217E-10	0.000000	0.369277E-21	0.832972	0.174228E-22
4	867.928	0.11522E-02	-0.39713E-12	0.000000	0.157711E-24	0.832972	0.744094E-26
5	1349.07	0.74125E-03	-1.6909	0.428524	2.85903	0.985933	0.134892
6	1452.63	0.68841E-03	0.51860E-10	0.000000	0.268943E-20	0.985933	0.126890E-21
7	1851.94	0.53997E-03	-0.83610E-13	0.000000	0.699063E-26	0.985933	0.329824E-27
8	2960.43	0.33779E-03	0.52013E-10	0.000000	0.270534E-20	0.985933	0.127640E-21
9	2992.35	0.33419E-03	-0.78978E-10	0.000000	0.623746E-20	0.985933	0.294289E-21
10	3094.57	0.32315E-03	-0.57469E-09	0.000000	0.330264E-18	0.985933	0.155822E-19
11	3099.14	0.32267E-03	0.51276	0.129951	0.262921	1.00000	0.124049E-01
12	3494.04	0.28620E-03	0.20305E-09	0.000000	0.412285E-19	1.00000	0.194520E-20
					18.6912		0.881869

Şekil 3.10. Ansys katılım faktörü hesaplanması

Efektif kütle (3.45)'teki gibi hesaplanır.

$$M_{eff,i} = \frac{\gamma_i^2}{\{\varphi\}_i^T [M] \{\varphi\}_i} = \gamma_i^2, \text{ if } \{\varphi\}_i^T [M] \{\varphi\}_i = 1 \quad (3.45)$$

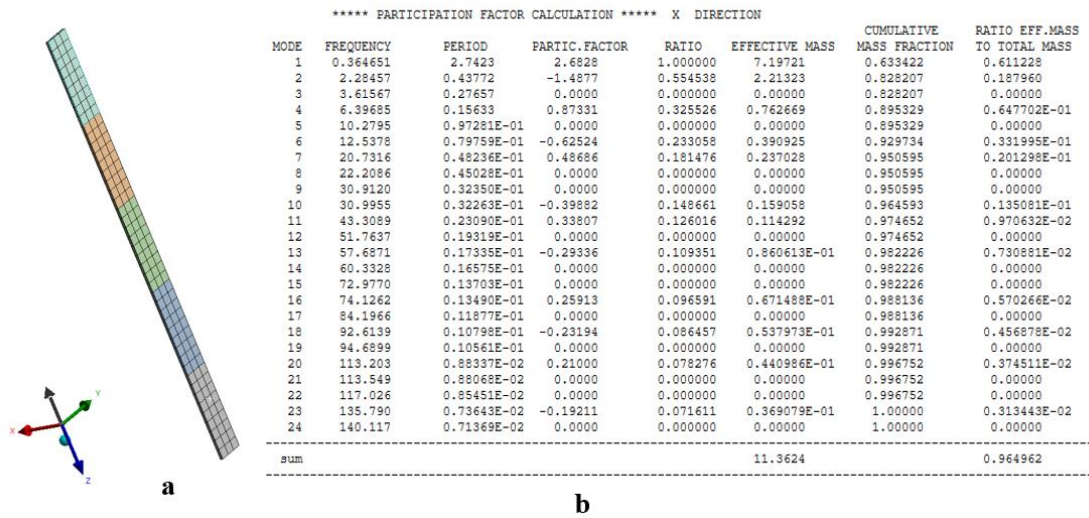
İdeal olarak, her yöndeki etkili kütlelerin toplamı, toplam yapı kütlelerine eşit olmalıdır, ancak çıkarılan modların sayısına bağlı olarak toplam kütleye ancak sonsuzda ulaşmak mümkündür.

Etkili kütlelerin toplam kütleyle oranı, yeterli sayıda modun çıkarılıp çıkarılmadığını belirlemek için yararlı olabilir.

3.2.6.3. Modal Analiz Örneği (5 Katlı Basit Yapı)

Şekil (3.11)'de gösterilen 5 katlı basit bir yapının doğal frekansları hesaplanmıştır. Yapının 6 eksendeki tüm doğal frekanslarının temsil edilebilmesi için sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan modal analizin katılım faktörü ve etkili kütle sonuçları irdelenmiştir. Buna göre;

X eksen için 10, Y eksen için 21, Z eksen için 18, RX eksen için 3, RY eksen için 1 RZ eksen için 10 modun hesaplanması gerekmektedir.



Şekil 3.11. Ansys 5 katlı bina a) Sonlu elemanlar modeli b) katılım faktörü

Eşdeğer kütle geometri kütlelerinin indirgenmesinde oluşturulan modelin statik ve dinamik açıdan gerçek geometriye eşdeğer olacak şekilde geometri kütleleri indirgenebilir. Geometri kütlelerinin indirgenmesinde şu şartlar sağlanmalıdır:

- Geometrinin indirgenmiş kütlelerinin toplamı geometri kütlelerine eşit olmalı.
- İndirgenmiş kütlelerin bileşik ağırlık merkezi geometrinin ağırlık merkezi ile aynı olmalı.
- Sistemin ağırlık merkezine göre atalet momenti, geometrinin kendi ağırlık merkezine göre olan atalet momentine eşit olmalı (Palavan, 1975).

Tahrik frekansı zaman bölgesindeki periyodik sinyalin bir miktarı, aşağıdaki formüle göre karmaşık bölgede harmonik analiz tarafından işlenebilir:

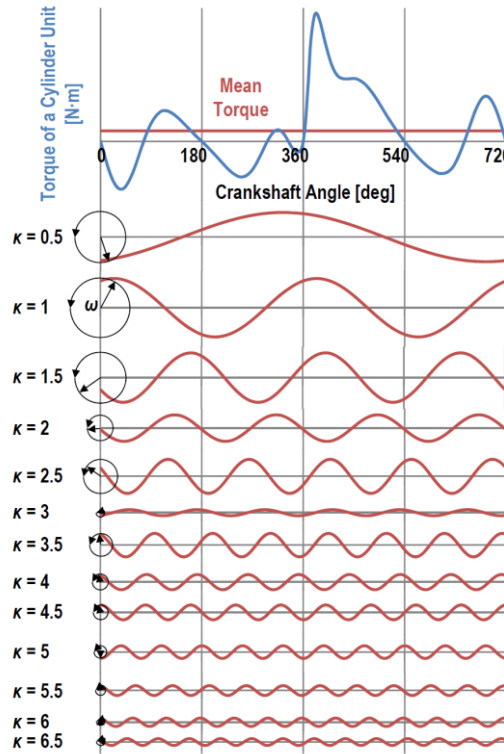
$$Q_C = \frac{2}{n} \sum_{j=0}^{n-1} Q_j e^{i(k2\pi \frac{j}{n})} \quad (3.46)$$

burada Q_C n adım için ayırık zaman adımı j'de tanımlanan Q_j miktarının k'inci harmonik sırasının genliği ve faz açısını ilişkilendiren karmaşık bir sayıdır (H. K. E. M. H., 1985) ve (J., 1958).

Dört zamanlı motorlarda bu yöntemle elde edilen sinyal işlemenin sonuçları aynı zamanda yarı dereceli harmonikleri de içerir (4.5, 5.5 gibi). Bunun nedeni, dört zamanlı içten yanmalı bir motorun tüm çalışma döngüsünün iki krank mili devri (720 °) alırken, motor dinamiği için temel frekansın krank mili dönüş frekansı (360 °) olmasıdır. (Mlynek J., Knobloch R., 2016). (3.47) ifade edilir.

$$\kappa = \frac{k}{2} \quad (3.47)$$

κ motor devrine ilişkin harmonik sıralama (tahrik frekansı). Bu, gaz ve eylemsizlik kuvvetlerinin etkileri dahil olmak üzere bir silindirin torkunun ilk birkaç harmonik bileşeni için genliği, faz açısını ve temel frekansın katları zaman alanında harmonik analiz ile (Şekil 3.12)'de gösterilmektedir.



Şekil 3.12. Ansys 5 katlı bina a) Sonlu elemanlar modeli b) katılım faktörü (Drápal & Novotný, 2017)

3.3. Modal Test

Çevremizde titreşen birçok yapı vardır. Dinamik bir yüke maruz kaldığında, makineler, araçlar ve her türlü yapı titreşmeye başlayacaktır. Bunun doğal bir sonucu olarak ortaya çıkan titreşimlerin yapılar üzerindeki etkilerinin araştırılması ve araştırılması artık kesinlikle gereklidir. Yapıların dinamik tepkisini nasıl ölçeceğimizi belirlememiz gerekiyor. Bu tür yapıların performans ve yorulma nitelikleri daha sonra teknik şartnamelerde verilen teknik titreşim bilgilerine göre bu şekilde değerlendirilebilir. Sinyal analiz yöntemleri sayesinde yapılarda meydana gelen titreşimleri ölçmenin yanı sıra titreşim frekans analizi de yapabiliyoruz. Titreşim seviyesinin frekansa göre nasıl değiştiğini izleyebiliyor ve binanın tepesinde yer alan baskın titreşim frekansı hakkında bilgilere erişebiliyoruz. Bununla birlikte, bu bulgular yalnızca yapıya dışarıdan uygulanan dinamik bir yük hakkında bilgi sağlayacak ve yapının kendi dinamik özellikleri hakkında çok az veya hiç bilgi vermeyecektir. Bunun ışığında, frekans analizi, modal analiz, daha spesifik olarak FRF ölçümleri (frekans yanıt fonksiyonu veya FTF olarak da bilinir) lehine arka plana itilir. FTF ve ölçüm konumları arasında meydana gelen doğal yapısal reaksiyon hakkında bir araştırma yapılır. Yapıdaki belirli noktalarda elde edilen bir dizi FTF ölçümünü kullanarak yapının yapısal tepkisinin şematik bir taslağını oluşturabiliyoruz (Døssing, 1988).

Modal analiz, yapının dinamik özellikleri hakkında bilgi sağlayan modal parametreleri belirlemek için kullanılır. Herhangi bir başarı derecesine sahip bir modal analiz yapmak isteniyorsa, yapısal dinamiklerin temellerini anlamak esastır. Modal parametreler ve frekans yanıt fonksiyonları (FRF/FTF) arasındaki bağlantı özellikle önemlidir (Schwarz ve ark., 1999), (Avitabile, 2001), (W. H. Chen ve ark., 2011). Frekans tepki fonksiyonu, yapıya uygulanan kuvvet ile yapının uygulanan kuvvete verdiği tepki arasındaki bağlantıyı tanımlayan karmaşık bir fonksiyondur. Sistemin doğal frekansları, FTF fonksiyonunun kutuplarına bakılarak belirlenebilir.

Benzer bir şekilde, modal sönüm oranları, spektrumun kutup noktalarından türetilir. Yapı üzerinden yeterli miktarda FTF alarak mod formları elde etmek mümkündür. Frekans yanıtı fonksiyonları Denklem (3.48)'e göre aşağıdaki gibi formüle edilir. Kuvvet ölçerler, yapıya uygulanan yükü ölçmek için kullanılır ve yapının strese tepkisini tespit etmek için ivmeölçerler kullanılır. Geleneksel mod analizi bu şekilde çalışır.

$$[H] = \frac{Tepki(cıkış,g)}{Tahrik(giriş,N)} = \frac{[g^F]}{[F^F]} \text{ ya da } da = \frac{[G_{xy}]}{[G_{xx}]} \quad (3.48)$$

Burada $[g^F]$, yanıt sinyalinin FFT (Hızlı Fourier Dönüşümü) dönüşümünü temsil eder ve $[F^F]$, sırasıyla, sürüş sinyalinin FFT dönüşümünü temsil eder. $[G_{xx}]$ ile gösterilen çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu ve $[G_{xy}]$ ile gösterilen sürücü spektrum yoğunluğu fonksiyonunun her ikisi de 45'te belirtilmiştir. Aşağıdaki, Denklem (3.29)'un deneysel için geçerli olan bir ifadesidir. tek bir sürücü ve çoklu yanıt ölçümü kullanan modal çalışmalar (Tek Giriş Çoklu Çıkış anlamına gelen SIMO olarak da bilinir);

$$[H_1] = \frac{[G_{xy}]}{[G_{xx}]} \text{ yada } [H_2] = \frac{[G_{yy}]}{[G_{yx}]} \quad (3.49)$$

$[G_{xx}]$ ve $[G_{yy}]$ sırasıyla sürücü spektrum yoğunluğu işlevine ve yanıt spektrumu yoğunluk işlevine atıfta bulunur. Girdi ve çıktı arasındaki çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu $[G_{xy}]$ notasyonu ile gösterilirken çıktı ve girdi arasındaki çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu $[G_{yx}]$ notasyonu ile gösterilir.

Çıkışta, $[H_1]$ ilişkisiz gürültüyü kaldırabilir, ancak $[H_2]$ girişte gürültünün yarattığı etkiyi ortadan kaldırabilir. Bu iki transfer fonksiyonu temelde aynı bilgiyi içerir; ancak, uygulama açısından, $[H_2]$ transfer fonksiyonu, $[H_1]$ transfer fonksiyonuna (H. H, 1984) kıyasla yetersiz çözünürlük frekansı tarafından üretilen rezonans bölgelerindeki önyargı hatalarına daha az duyarlıdır. Deneysel bir modal analiz yapılması sonucunda üretilecek olan modal matris denklem (3.50)'de verilmektedir. X_n notasyonu tepki fonksiyonlarını belirtmek için kullanılırken, Y_n sürüş fonksiyonlarını belirtmek için kullanılır. Modal matris simetriktir çünkü modal analiz, veri temsilinin doğrusal bir yaklaşımıdır.

$$\begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \vdots \\ Y_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{2n} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & H_{n3} & H_{nn} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix} \quad (3.50)$$

Tek bir zorlama ve çoklu yanıt ölçümü (SIMO) kullanılarak deneysel bir modal analiz için ölçüm noktasına kadar tek bir FFT satırının üretildiği varsayılır. (SIMO). Birçok sürücü içeren ancak yalnızca bir yanıt ölçümü içeren deneysel bir modal analiz yapmak için, ölçümün yapıldığı ana kadar tek sütunlu bir FFT üretilir (MISO – Çoklu Giriş Tek Çıkış). Bu nedenle, eşit sayıda tekrarlanan sürücü ve çoklu yanıt ölçümlerinden oluşan deneysel bir modal analizde, tüm modal matris elde edilir (MIMO – Multiple Input Multiple Output). Deneysel modal analizinde kullanılan ölçümler ve zorlama noktaları, modal matrisinin boyutuna ve bunun içinde yer alan FFT'lere karar verir.

Deneyisel mod analizinde kullanılan aygıt türlerine göre iki ana kategorisine ayrılır. Çekiç ve çalkalayıcı testleri bunların diğer adıdır. Bu yaklaşımların her birinin diğerlerine kıyasla hem faydaları hem de sınırlamaları vardır. Geleneksel çekiç testleri iki kategoriye ayrılabilir: mobil ve sabit. Operasyonun SISO, SIMO, MISO ve MIMO formlarında, çekiç ya yerinde tutulur ya da yapının üzerinde gezdirilir. Testler SISO kullanılarak yapıldığında, sadece tek bir FTF alındığından mod formunu elde etmek mümkün değildir. Bununla birlikte, doğal frekans ve sönüm oranı için parametreler türetilir. Tüm modal parametreler, farklı yöntemlerle yapılan çeşitli deneyler yoluyla elde edilebilir.

Benzer şekilde, SISO, SIMO, MISO ve MIMO'da klasik türden çalkalayıcı testleri kullanılır. Bununla birlikte, çekiç yaklaşımının aksine duran önemli bir zorluk var. Geleneksel çok sürücülü çalkalayıcı testleri, çalkalayıcı sayısından bağımsız olarak aynı sayıda sürüş noktasından oluşur. Bu, mod matrisinde bulunan toplam FTF sayısında bir azalma ile sonuçlanır. Daha büyük bir FTF elde etmek için, yanıt sinyallerinin ölçümü için kullanılan aparatın yükseltilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, fiyat önemli ölçüde artar. Sonuç olarak mobil çalkalayıcı yöntemi olarak bilinen bir teknik geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Bu yaklaşım, ilgili yayınlanmış çalışmada bulunmayan gezer çekiç yöntemine benzer. Hareketli çalkalayıcı yaklaşımı, yapı üzerinde tanımlanan tüm noktaların sürülmesine izin verir, bu da artan sayıda FTF'nin elde edilmesiyle sonuçlanır. Testin sonuçları bu yöntem kullanılarak geliştirilebilir. Bir kez daha, yanıt sinyallerinin izlenmesi gereken cihaz parçalarının sayısı azalacak ve bu da fiyatların düşmesine neden olacaktır (Gülbağcı ve ark., 2015).

3.4. Krank Dinamiği

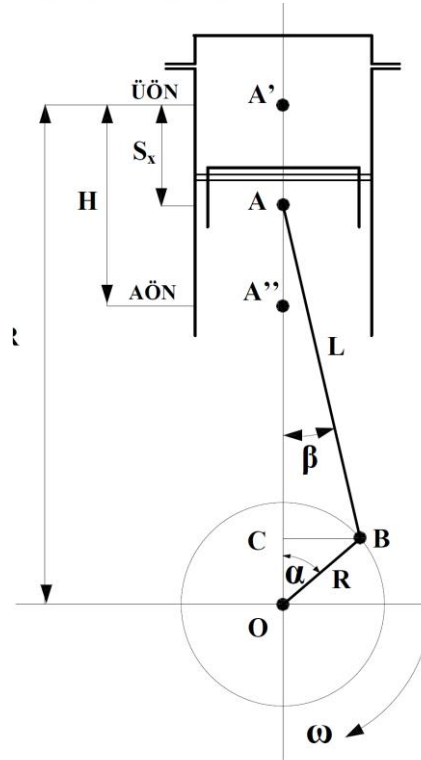
3.4.1. Sistemin Kütle Atalet Kuvvetlerinden Kaynaklı Zorlama Yüklerinin Hesaplanması

Bu bölümde tez kapsamında tasarlanmakta olan 4 silindirli dizel sıra motor için yer değiştirme, hız ve ivme gibi karakteristik motor parametreleri piston ve biyel için hesaplanacaktır. Bu hesaplama sonucunda ön tasarımı belirlenmiş olan piston biyel ve krank elemanlarının kütleleri kullanılarak motor üzerine yine bu parçalar kaynaklı olarak etkimekte olan atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Son olarak bu atalet kuvvetlerini uygun seviyelere düşürmek için kullanılması gereken dengeleme ağırlıklarının boyutlandırması tamamlanacaktır.

Tablo 3.4. Krank sistemi parametreleri.

PARAMETRE	SEMBOL	ÖLÇÜ
Krank Kolu Yarıçapı	r	63.5
Biyel Uzunluğu	l	206mm.
Krank Açısı	α	$0 - 720^\circ$
Biyel Oranı	$\lambda = \frac{r}{l}$	0.308
Piston Konumu	s	284.28mm.
Piston Hızı	c_p	$13299.4 \frac{m}{s}$
Piston İvmesi	a_p	$-364403 \frac{mm}{s^2}$
Biyelin Açısal Konumu	β	17.95°
Biyel Hızı	c_b	64.5mm/s
Biyel İvmesi	a_b	$14213.60 \frac{mm}{s^2}$
Pistonun 1. Mertebe Atalet Kuvveti	P_i^I	8844N
Pistonun 2. Mertebe Atalet Kuvveti	P_i^{II}	2726N

Öncelikle kinematik hesaba katılacak olan motor parametrelerinin liste halinde (Tablo 3.4.)’te verilmiştir.

**Şekil 3.13.** Krank sistemi şematik gösterimi.

Hareket denklemlerinin türetilmesinde krank mili açısına (θ) bağlı biyel açılarına (β) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu açılar piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik ilişkilerinden elde edilebilir. (Şekil 3.13)'te piston-biyel-krank mekanizmasının anlık iki pozisyonu görülmektedir. Bu konumdaki krank mili açısı ve biyel açısı arasındaki trigonometrik ifade (3.51)'de verilmiştir. Burada λ biyel uzunluğunu ve r ise krank yarıçapını ifade etmektedir.

$$\lambda \sin \beta = r \sin \theta \quad (3.51)$$

Ateşleme sırası 1-3-4-2 olan bir motorda birinci silindirde yanma gerçekleştikten π rad sonra 3. silindirde, 2π rad sonra 4. silindirde ve 3π rad sonra 2. silindirde yanma meydana gelir. Ateşleme sırası dikkate alınarak 1., 2., 3. ve 4. Silindirlerin biyel açılarının krank mili açısına bağlı tanımları sırasıyla, (3.52), (3.53), (3.54) ve (3.55)'te verilmiştir.

$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 0) \right] \quad (3.52)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 3\pi) \right] \quad (3.53)$$

$$\beta_3 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - \pi) \right] \quad (3.54)$$

$$\beta_4 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 2\pi) \right] \quad (3.55)$$

Biyel açılarının krank mili açısına göre türevleri modelde ihtiyaç duyulan diğer matematiksel ifadelerdir. Biyel açılarının türevleri sırası ile (3.56), (3.57), (3.58) ve (3.59)'da verilmiştir.

$$\frac{d\beta_1}{d\theta} = \frac{r \cos \theta}{\lambda \cos \beta_1} \quad (3.56)$$

$$\frac{d\beta_2}{d\theta} = \frac{r \cos (\theta - 3\pi)}{\lambda \cos \beta_2} \quad (3.57)$$

$$\frac{d\beta_3}{d\theta} = r \cos (\theta - \pi) / \lambda \cos \beta \quad (3.58)$$

$$\frac{d\beta_4}{d\theta} = r \cos (\theta - 2\pi) / \lambda \cos \beta_4 \quad (3.59)$$

Pistonların silindirler içerisindeki hareketlerinin tanımlanmasında koordinat merkezi piston ÜÖN'da iken piston pim merkezi olarak seçilmiştir. (Şekil 3.13)'te yardımıyla pistonların silindirler içerisinde aldığı yollar, (3.60), (3.61), (3.62) ve (3.63)'te verilmiştir.

$$y_1 = r + \lambda - (r \cos \theta + \lambda \cos \beta_1) \quad (3.60)$$

$$y_2 = r + \lambda - [r \cos (\theta - 3\pi) + \lambda \cos \beta_2] \quad (3.61)$$

$$y_3 = r + \lambda - [r \cos (\theta - \pi) + \lambda \cos \beta_3] \quad (3.62)$$

$$y_4 = r + \lambda - [r \cos (\theta - 2\pi) + \lambda \cos \beta_4] \quad (3.63)$$

Piston yollarının zamana göre birinci türevleri pistonların hızlarını ikinci türevleri ise ivmelerini vermektedir. Pistonların hızları, (3.64), (3.65), (3.66) ve (3.67)'de verilmiştir.

$$\dot{y}_1 = (r \sin \theta + \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta})\theta \quad (3.64)$$

$$\dot{y}_2 = (r \sin (\theta - 3\pi) + \lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta})\theta \quad (3.65)$$

$$\dot{y}_3 = (r \sin (\theta - \pi) + \lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta})\theta \quad (3.66)$$

$$\dot{y}_4 = (r \sin (\theta - 2\pi) + \lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta})\theta \quad (3.67)$$

Pistonların anlık ivmeleri ise, (3.68), (3.69), (3.70) ve (3.71)'de verilmiştir.

$$\ddot{y}_1 = [\cos (\theta) - \sin (\theta) \operatorname{tg} \beta_1 + \cos (\theta)(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1) \frac{d\beta_1}{d\theta}] r \dot{\theta}^2 + [\sin (\theta) + \cos (\theta) \operatorname{tg} \beta_1] r \ddot{\theta} \quad (3.68)$$

$$\ddot{y}_2 = [\cos (\theta - 3\pi) - \sin (\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 + \cos (\theta - 3\pi)(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta}] r \dot{\theta}^2 + [\sin (\theta - 3\pi) + \cos (\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2] r \ddot{\theta} \quad (3.69)$$

$$\ddot{y}_3 = [\cos (\theta - \pi) - \sin (\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 + \cos (\theta - \pi)(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta}] r \dot{\theta}^2 + [\sin (\theta - \pi) + \cos (\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3] r \ddot{\theta} \quad (3.70)$$

$$\ddot{y}_4 = [\cos (\theta - 2\pi) - \sin (\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4 + \cos (\theta - 2\pi)(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4) \frac{d\beta_4}{d\theta}] r \dot{\theta}^2 + [\sin (\theta - 2\pi) + \cos (\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4] r \ddot{\theta} \quad (3.71)$$

Biyelin açısal konumu, (3.72)'de verilmiştir.

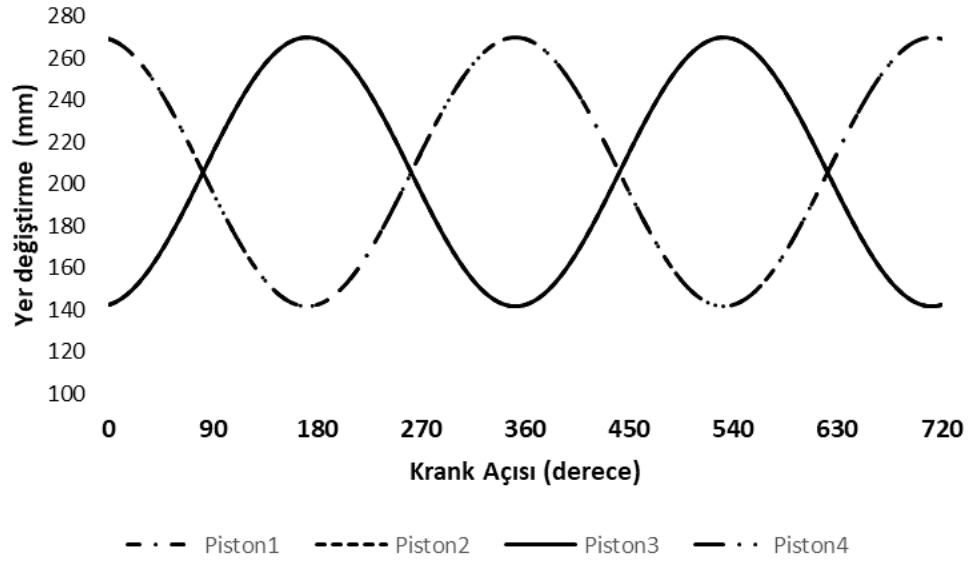
$$\beta = \operatorname{Arcsin}(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (3.72)$$

Biyelin açısal hızı, (3.73)'te verilmiştir.

$$c_b = \frac{\lambda * \omega * \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad (3.73)$$

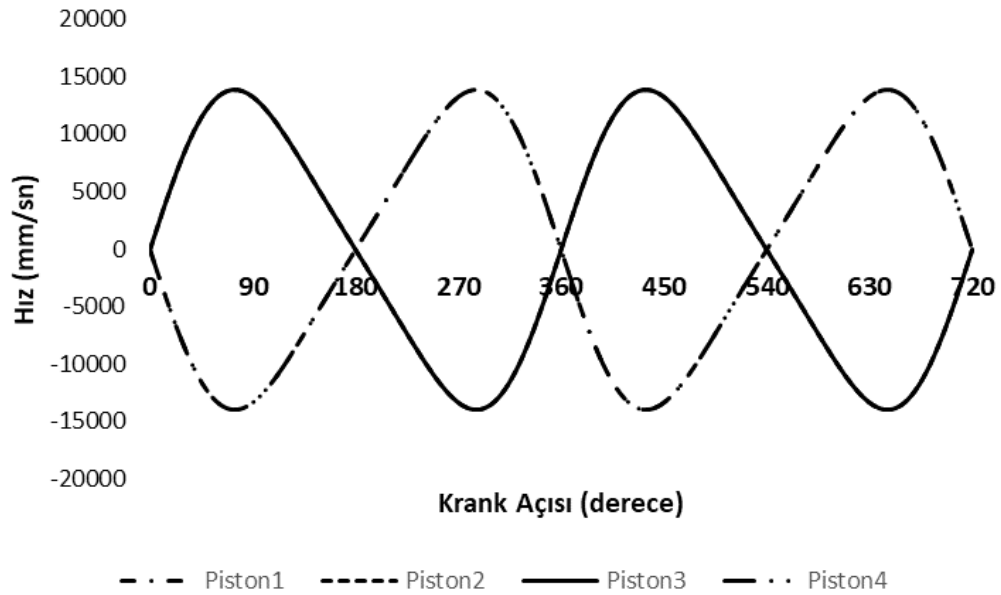
Biyelin açısal ivmesi, (3.74)'te verilmiştir.

$$a_b = (\lambda^2 - 1) \frac{\sin \alpha * \lambda * \omega^2}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \quad (3.74)$$



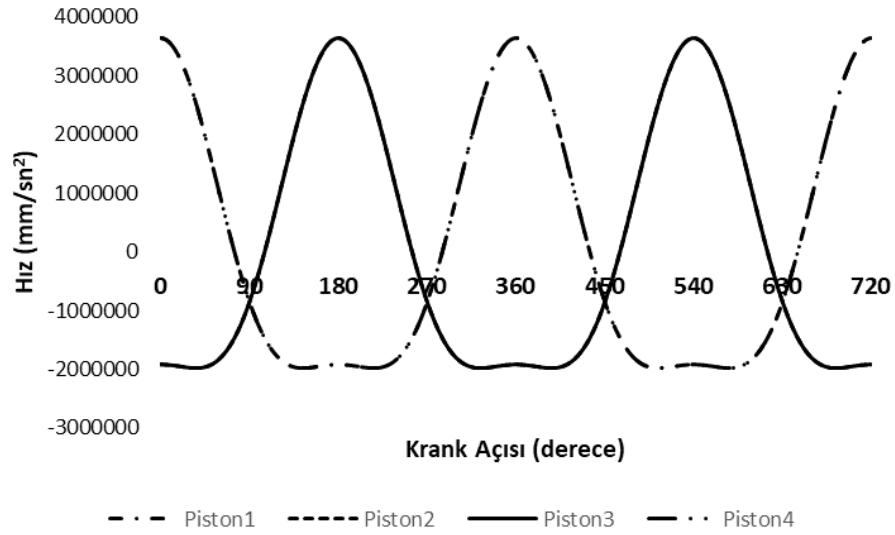
şekil 3.14. Pistonların krank açısına bağlı yer değiştirmesi.

(şekil 3.14)'te her dört piston için krank açısına bağlı yer değiştirme grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.60), (3.61), (3.62) ve (3.63) denklemleri kullanılarak elde edilmiştir.



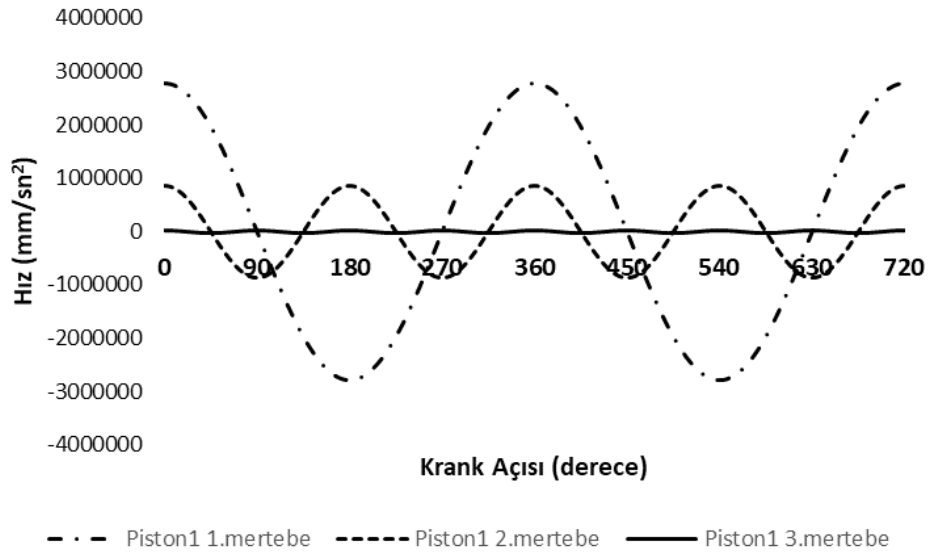
şekil 3.15. Pistonların krank açısına bağlı hızı.

(şekil 3.15)'te her dört piston için krank açısına bağlı bağlı hızı grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.64), (3.65), (3.66) ve (3.67) denklemleri kullanılarak elde edilmiştir.



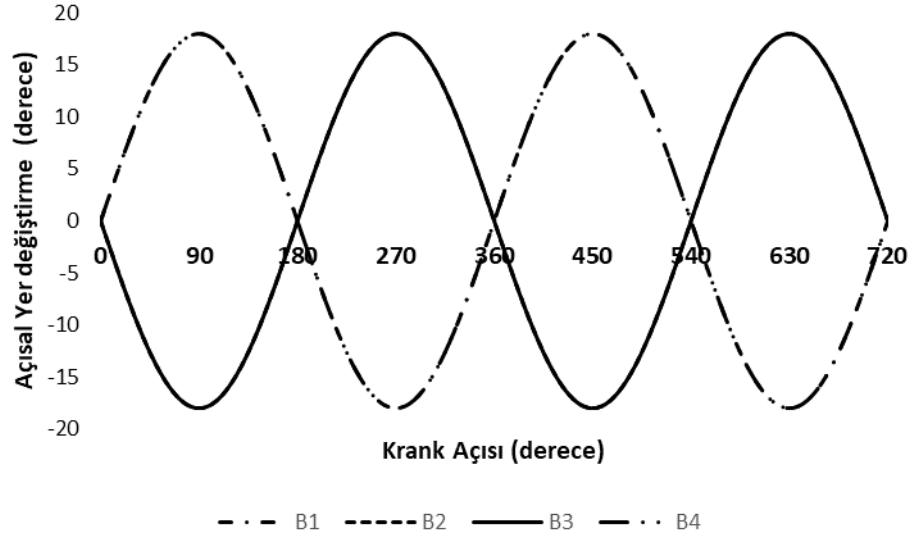
Şekil 3.16. Pistonların krank açısına bağlı ivmesi.

(Şekil 3.16)'te her dört piston için krank açısına bağlı bağıl ivmesi grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.68), (3.69), (3.70) ve (3.71) denklemleri kullanılarak elde edilmiştir.



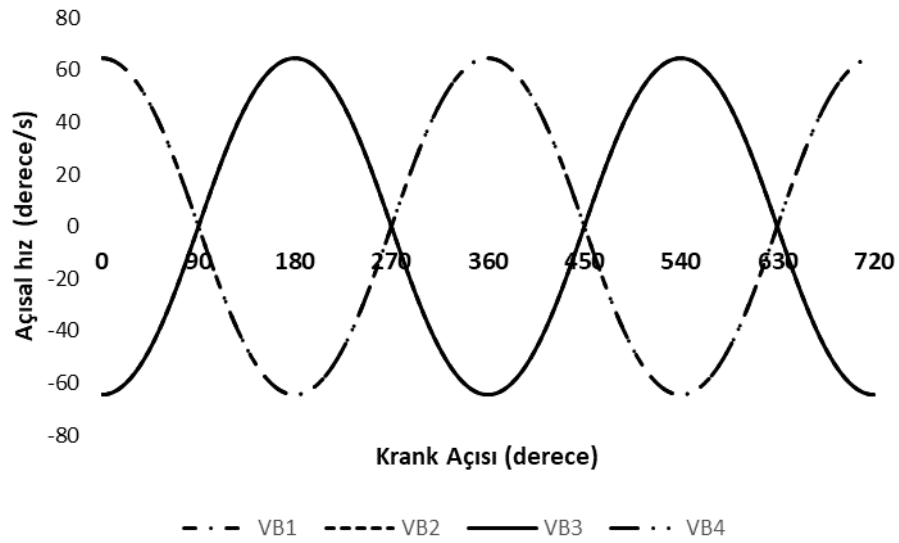
Şekil 3.17. Birinci pistona ait ivme mertebeleri.

(Şekil 3.17)'te bir numaralı pistona ait ivme mertebeleri grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.68) denklemi kullanılarak elde edilmiştir.



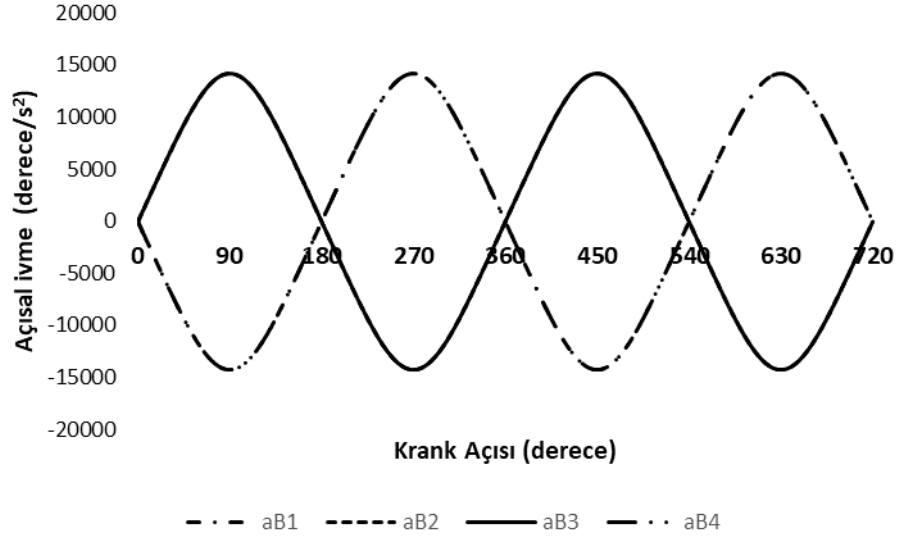
Şekil 3.18. Biyelin krank açısına bağlı açısal yer değiştirmesi.

(Şekil 3.18)'te biyelin krank açısına bağlı açısal yer değiştirmesi grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.72) denklemi kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 3.19. Biyelin krank açısına bağlı açısal hızı.

(Şekil 3.19)'da biyelin krank açısına bağlı açısal hız grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.73) denklemi kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 3.20. Biyelin krank açısına bağlı açısal ivmesi.

(Şekil 3.20)'da biyelin krank açısına bağlı açısal ivme grafiği verilmiştir. Bu grafik (3.74) denklemi kullanılarak elde edilmiştir.

Bu noktadan sonra kinematik bölümünde bulunan ivme değerleri kullanılarak motor üzerindeki piston biyel ve krank kaynaklı atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Bu hesabın gerçekleştirilebilmesi için en kritik eleman biyel kolu olup, hesap metodunda biyel kütesinin bir bölümünün piston ile ötelenmekte olduğu, diğer bir bölümünün ise krank ile birlikte dönmek olduğu varsayılacaktır. Bu işlemin gerçekleştirilmesi için yapılan kütle indirgemesi bir sonraki bölümde detaylandırılmıştır.

3.4.1.1. Biyelin Kütesinin Üç Noktaya İndirgenmesi

Literatürde genel olarak biyel kütesinin iki ya da üç noktaya indirgenmesi üzerinde durulmuştur. Toplam kütle ikiye indirgeme halinde biyel kütesinin perno merkezi ve krank kol yatağı muylusu merkezinde bulunduğu var sayılır. Ancak daha hassas bir hesaplama olması istendiğinde toplam kütle 3 noktaya indirgenebilir. Bu üçüncü nokta ise biyel kolunun kendi kütle merkezidir. Burada bulunan kütle daha sonrasında belli oranlar çerçevesinde piston ve krank üzerinde etkili olmaktadır (Palavan, 1975).

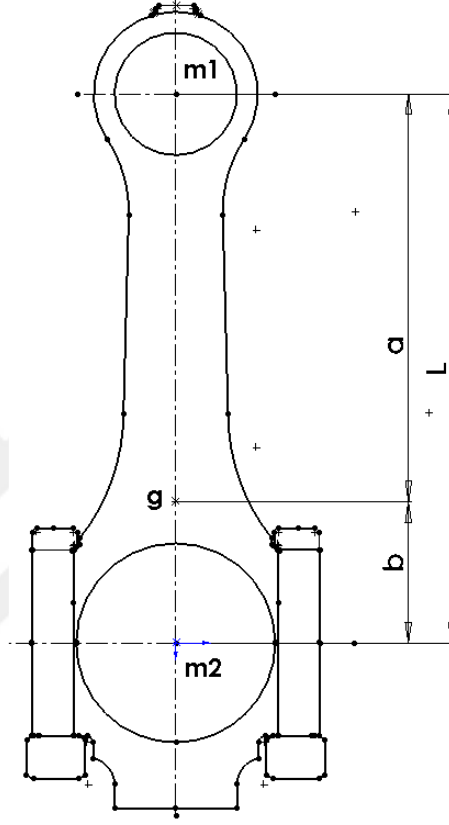
(Şekil 3.21)'de biyel kütesinin üç noktaya indirgenmesi için kullanılan formüller verilmiştir.

$$i = \sqrt{\frac{l_b}{m_b}} \quad (3.75)$$

$$m_1 = \frac{m_b i^2}{a(a+b)} \quad (3.76)$$

$$m_2 = \frac{m_b i^2}{b(0+b)} \quad (3.77)$$

$$m_3 = m_b \left(1 - \frac{i^2}{ab}\right) \quad (3.78)$$



Şekil 3.21. Krank kolu teknik resmi

(Şekil 3.21)'de krank koluna ait teknik resim verilmiştir. a , b ve L geometrik uzunları vermektedir. g ağırlık merkezi ve m_1 ve m_2 kütlelerdir. m_1 kütlesi (3.76), m_2 kütlesi (3.77), m_3 kütlesi (3.78) denklemleri ile bulunur.

3.4.1.2. Piston Kaynaklı Atalet Kuvvetlerinin Hesaplanması

Kinematik hesap kısmında pistonun hangi krank açılarında hangi ivme değerlerini aldığı hesaplanmıştı. Hesaplanan bu ivme değeri kütle ile çarpıldığında atalet kuvvetini bulmak mümkün olacaktır. Ancak piston üzerinde iki farklı frekansta değişim göstermekte olan iki farklı mertebe atalet kuvveti olduğundan her biri için hesap yapılacak ve son olarak toplam atalet kuvveti verilecektir.

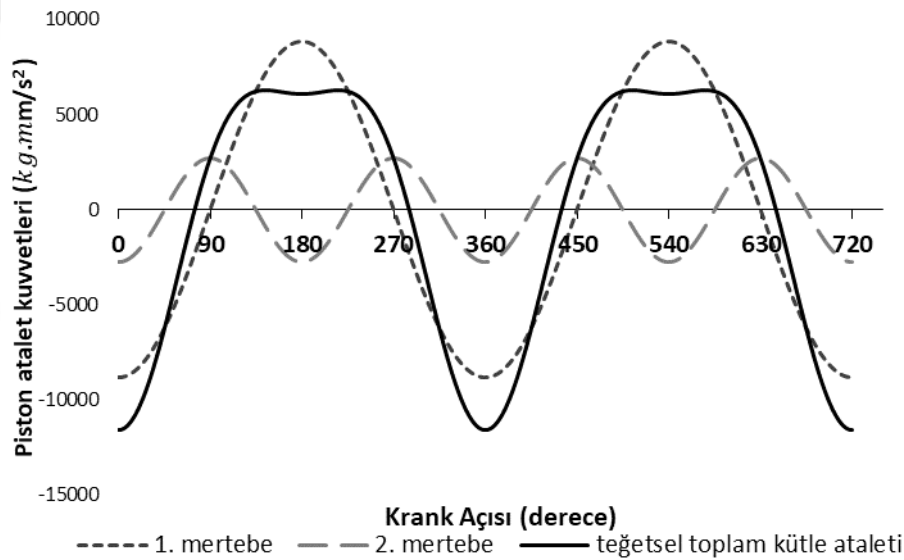
Birinci mertebe atalet kuvvetini hesaplamak için (3.79) denklemi kullanılır.

$$P_i^I = (m_{p+}m_1 + \frac{b}{l}m_3) \cdot \frac{a_p^{I.mert}}{100} \quad (3.79)$$

(3.79)'da pistonun 2.826 kg olan kendi kütlesi sembolü ile, biyelden piston üzerine aktarılan kütleler m_1 (0.054 kg) ve m_3 (0.548 kg) sembolleri ile gösterilmiştir. m_3 kütlesi biyel ağırlık merkezi ve krank mili arasındaki mesafenin biyel kolu toplam uzunluğuna bölünmesiyle elde edilmiş b/l oranıyla çarpılarak piston kütlesine dahil edilmiştir. Burada b uzunluğu 51.8 mm ve uzunluğu da 206 mm'dir.

Pistonun ikinci mertebe atalet kuvvetinin hesaplanması için benzer şekilde (3.80) kullanılır.

$$P_{ii}^{II} = (m_{p+}m_1 + \frac{b}{l}m_3) \cdot \frac{a_p^{II.mert}}{100} \quad (3.80)$$



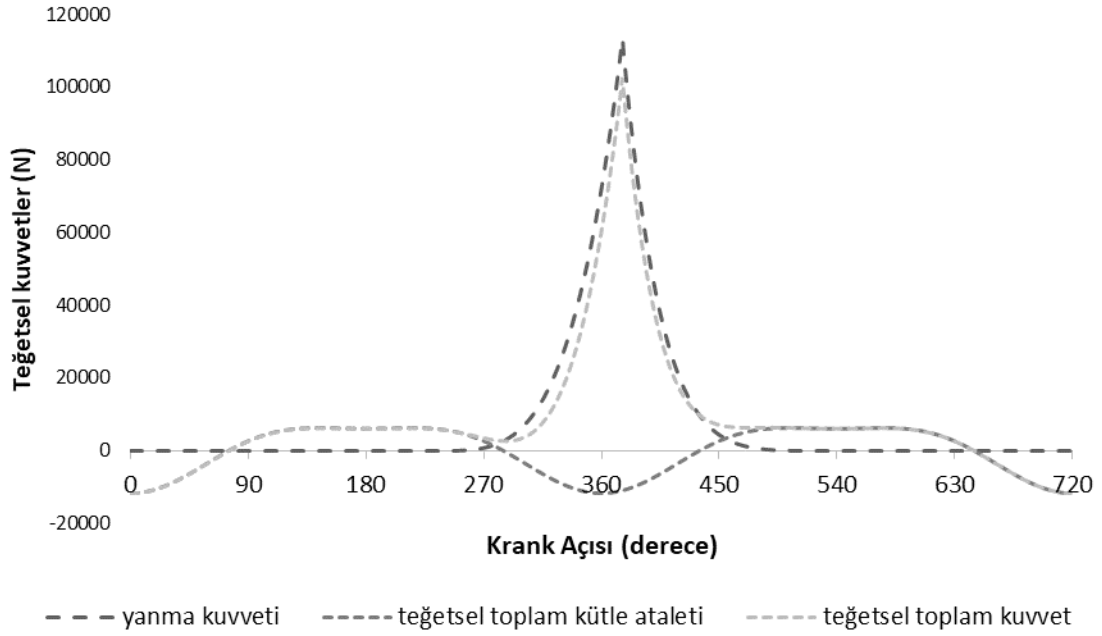
Şekil 3.22. Piston atalet kuvvetleri.

(Şekil 3.22)'de piston atalet kuvvetleri verilmiştir. Piston atalet kuvvetleri için (3.79) denklemi kullanılarak 1. mertebe, (3.80) kullanılarak 2. mertebe ve her ikisinin toplamı kullanılmıştır.

3.4.2. Sistemin Gaz Basınçlarından Kaynaklı Tahrik Kuvvetlerinin Hesaplanması

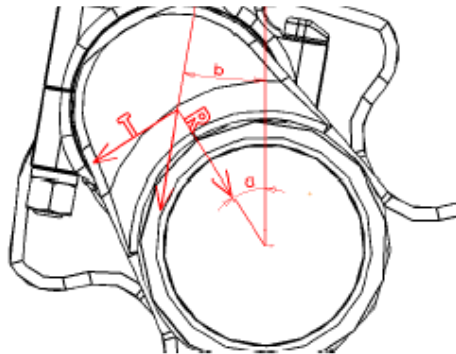
Burada yapılan hesaplamalar tez kapsamında ele alınan motora ait özellikler kullanılarak yapılmıştır. Motorun yanma hesaplamaları sırasında üretilecek gücün yaklaşık 90 kw. olacağı kabul edilmiştir.

Motorun sıkıştırma oranı ve silindir hacmine karşılık gelen termodinamik hesaplamaları literatürden alınmıştır. Bu hesaba göre hesaplanan kuvvet krank açısı yanma diyagramı (Şekil 3.23)'te verilmiştir.



Şekil 3.23. Pistona gelen teğetsel kuvvetler.

Bu diyagramın elde edilmesi için gaz basıncı değişimi olan P- a diyagramı piston yüzey alanı olan 7542mm^2 ile çarpılmıştır. F-a diyagramında krank açısına bağlı olarak silindir içi yanma kuvvetinin değişimi görülmektedir. Piston üzerine yanma sonucu oluşan kuvvetler etki ederken aynı zamanda piston kütlelerinin ataleti de etkimektedir. Figür üzerinde bu kuvvetler de çizdirilmiş ve gaz kuvvetlerine eklenerek bileşke kuvvet bulunmuştur.

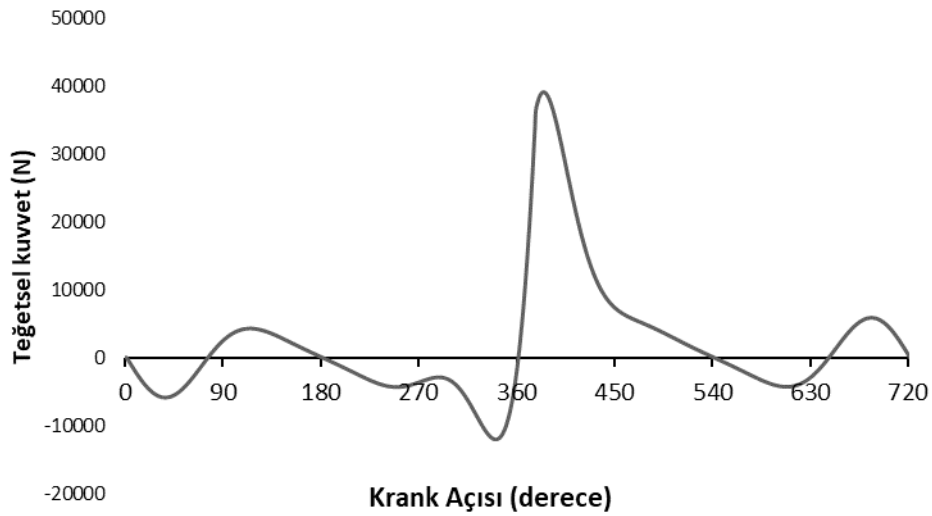


Şekil 3.24. Krank açıları.

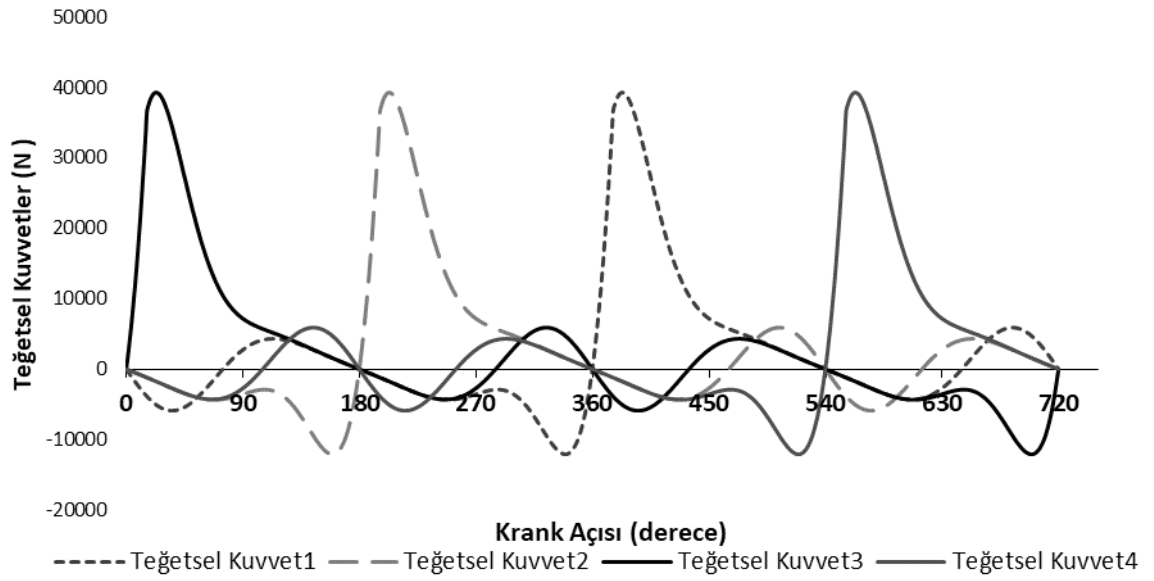
Bu hesaba göre, 720 derecelik bir çevrim sonucunda her piston üzerinde birer kez ateşleme gerçekleşmiş ve her pistona 113kN'luk gaz kuvveti uygulanmıştır. 2000 devir/dakika ile dönmekte olan kranka bağlı olarak piston üzerinde gaz kuvvetine ters yönde 11.5 kN atalet kuvveti oluşmuştur. Toplamda piston üzerine 101,5 kN net kuvvet uygulanmıştır.

$$T = \frac{F \sin(\phi + \beta)}{\cos \beta} [kN] \quad (3.80)$$

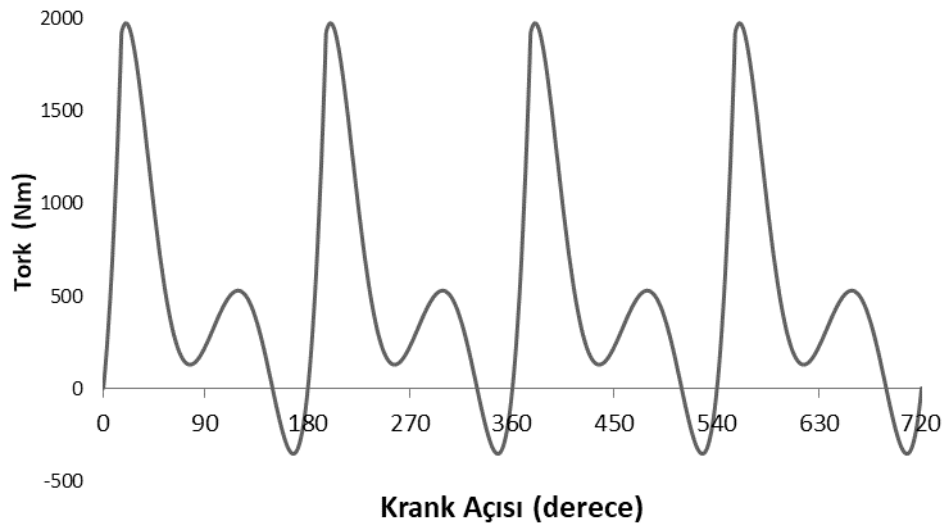
Bu kuvvet biyel aracılığıyla krank üzerine aktarılmaktadır. Bu aktarım sırasında krank ve biyel açıları çok önemlidir. (Şekil 3.24)'te görülmekte olduğu gibi gaz kuvvetinin krank miline dik etkimekte olan bileşkesi moment oluşturan faydalı kuvveti göstermektedir. Denklem (3.80)'de toplam teğetsel kuvvetleri veren ifade verilmiştir. (Şekil 3.25)'te 3 numaralı pistona ait krank açısına bağlı teğetsel kuvvet grafiği verilmiştir. Bileşkenin geriye kalan kısmı ise yatakları dövmektedir.



Şekil 3.25. Pistona gelen toplam teğetsel kuvvet.



Şekil 3.26. Krank açısına bağlı pistonlara gelen teğetsel kuvvetler.



Şekil 3.27. Krank açısına bağlı toplam tork grafiği.

3.4.2. Fourier Dönüşümü ile Harmonik Sıraların Tespit edilmesi

Fourier dönüşümü yüzyılı aşkın bir süredir bilinmektedir ve sinyal işlemede en yaygın kullanılan dönüşümdür. Sinyalleri temsil etmek için temel trigonometrik fonksiyonları kullanır. Sinyalleri temsil eden fonksiyonların trigonometrik bir seriye genişletilmesi, bu sinyal hakkında anlamlı bilgiler sağlar. Bu trigonometrik serinin

uzantısı, x değişkeninin bir fonksiyonu olarak $2a$ periyodu olan periyodik bir fonksiyon olan $f(x)$, a_n , b_n ve $n = 1, 2, 3$ olan denklem (3.80) gibidir. Sabit katsayılarla ifade edilir.

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(\frac{n\pi x}{a}) + b_n \sin(\frac{n\pi x}{a})] \quad (3.81)$$

Bu trigonometrik dönüşüme Fourier serisi dönüşümü denir. Fourier dönüşümü problemi ise (3.81)'de verilen dönüşümün katsayıları olan ve Fourier katsayıları olarak adlandırılan a_n ve b_n katsayılarının belirlenmesi problemidir. Euler formülü kullanılarak elde edilen bu katsayıların genel formülü (3.82), (3.83) ve (3.84)'te verilmiştir.

$$a_0 = \frac{1}{2a} \int_{-a}^a f(x) dx \quad (3.82)$$

$$a_n = \frac{1}{2a} \int_{-a}^a f(x) \cos(\frac{n\pi x}{a}) dx \quad (3.83)$$

$$b_n = \frac{1}{2a} \int_{-a}^a f(x) \sin(\frac{n\pi x}{a}) dx \quad (3.84)$$

$f(x)$, pratik uygulamalarda en yaygın olarak bulunan sinyaller gibi 2π periyotlu zamana bağlı bir fonksiyon olduğunda, bu formüller, (3.85)'teki gibi ifade edilir.

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(nt) + b_n \sin(nt)] \quad (3.85)$$

(3.85)'e ait alt parametreler ise (3.86), (3.87) ve (3.88)'deki gibi ifade edilir.

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(t) dt \quad (3.86)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(t) \cos(nt) dt \quad (3.87)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(t) \sin(nt) dt \quad (3.88)$$

Fourier katsayıları, bir fonksiyonun, $\sin(nt)$ ve $\cos(nt)$ taban fonksiyonlarını içeren fonksiyon uzayına izdüşürülmüş halini verir. Bu işlem, denklem grupları (3.82 – 3.88) de görüleceği gibi, iç çarpımlar aracılığıyla yapılır ve işlem sonunda, fonksiyonu harmonik taban fonksiyonları cinsinden ifade edecek katsayılar elde edilir.

Fourier dönüşümü pratiği kolaylaştıran önemli bir özelliği, dönüşüm katsayılarının, fonksiyonun tek veya çift olmasına bakılmaksızın yalnızca tek bir harmoniğe göre hesaplanabilmesidir. Yani, eğer $f(x)$ çift bir fonksiyonsa, sadece kosinüs terimlerinden oluşur, benzer şekilde, eğer $f(x)$ tek bir fonksiyonsa, sadece sinüs terimlerinden oluşur. Bunlara "Fourier-kosinüs dönüşümü" veya "Fourier sinüs dönüşümü" denir. Matematiksel olarak, bu ifadeler aşağıdaki gibi temsil edilebilir:

$$f(x) \text{ çift fonksiyon: } \int_{-a}^a f(x) dx = 2 \int_0^a f(x) dx \quad (3.89)$$

Fonksiyon (3.89) da ki gibi çift fonksiyon ise (3.90), (3.91) ve (3.92) kullanılır.

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(\frac{n\pi x}{a})] \quad (3.90)$$

$$a_0 = \frac{1}{a} \int_0^a f(x) dx \quad (3.91)$$

$$a_n = \frac{2}{a} \int_0^a f(x) \cos\left(\frac{n\pi x}{a}\right) dx \quad (3.92)$$

$$f(x) \text{ tek fonksiyon: } \int_{-a}^a f(x) dx = 0 \quad (3.93)$$

Fonksiyon (3.93) da ki gibi tek fonksiyon ise (3.94), (3.95) ve (3.96) kullanılır.

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [b_n \cos\left(\frac{n\pi x}{a}\right)] \quad (3.94)$$

$$a_0 = \frac{1}{a} \int_0^a f(x) dx \quad (3.95)$$

$$b_n = \frac{2}{a} \int_0^a f(x) \sin\left(\frac{n\pi x}{a}\right) dx \quad (3.96)$$

Fourier çevriminin karmaşık formunun tanımı, Taylor serisinin sinüs ve kosinüs fonksiyonlarını geliştirerek ve bunları Euler formülüne ekleyerek bulunabilir.

$$e^{it} = 1 + it + \frac{(it)^2}{2!} + \frac{(it)^3}{3!} + \dots, i = \sqrt{-1} \quad (3.97)$$

$$e^{it} = \left(1 - \frac{t^2}{2!} + \frac{t^4}{4!} + \dots\right) + i\left(t - \frac{t^3}{3!} + \frac{t^5}{5!} - \dots\right) \quad (3.98)$$

$$e^{it} = \cos t + i \sin t \quad (3.99)$$

Eğer (3.97), (3.98) ve (3.99) ifadesindeki terimleri Fourier dönüşümüne koyar ve bunları düzenlerse, Fourier kompleksi gelişimine ulaşır .

$$f(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{inx} \quad (3.100)$$

$$c_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) e^{-inx} dx, \quad n = 0, \mp 1, \mp 2.. \quad (3.101)$$

(3.100) ve (3.101) denklemlerinin $-l \leq x \leq l$ aralığında tanımlı ve sürekli türevlenebilir bir $f(x)$ fonksiyonu için düzenlenmesi ile (3.102) ve (3.103) ifadelerine ulaşılır.

$$f(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{in\pi x/l} \quad (3.102)$$

$$c_n = \frac{1}{2l} \int_{-l}^l f(t) e^{-in\pi t/l} dt, n = 0, \mp 1, \mp 2 \quad (3.103)$$

Fourier kompleks dönüşümüne ulaşmak için birtakım düzenlemeler yapılır. c_n , $f(x)$ 'in içine yerleştirilip, limiti alınarak başlanır.

$$f(x) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{\infty} \left(\frac{1}{2l} \int_{-l}^l f(t) e^{-in\pi t/l} dt \right) e^{in\pi x/l} \quad (3.104)$$

$$f(x) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{\infty} \left(\frac{1}{2l} \int_{-l}^l f(t) e^{-in\pi t/l} dt \right) \quad (3.105)$$

Burada notasyon kolaylığı için $\omega = \frac{n\pi}{l}$ ve $\omega_{n+1} - \omega_n = \Delta\omega$ alınarak (3.106) ifadesine ulaşılır.

$$f(x) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{\infty} \left(\frac{1}{2l} \int_{-l}^l f(t) e^{\omega_n i(x-t)} dt \right) \Delta\omega \quad (3.106)$$

Parantez içindeki ifade $f(\omega)$ ile tanımlanır ve denklem (3.106) şeklini (3.107) 'de alır.

$$f(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \hat{f}(\omega) \Delta\omega \quad (3.107)$$

İfade (3.108) bir Riemann toplama ifadesidir. Riemann kuralına göre, 1 sonsuza giderse toplam 0'a yaklaşır. Bu durumda $\Delta\omega = d\omega$.

$$f(x) = \lim_{l \rightarrow \infty} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{f}(\omega) d\omega \quad (3.108)$$

Buradan, ilgili değişiklikler alındıktan sonra, Fourier dönüşümünün karmaşık ifadesi $[f(\cdot)]$ elde edilir.

$$\hat{f}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{i\omega t} dT \quad (3.109)$$

Fourier dönüşümünün tersi (inversi) de (3.110) denklemiyle ifade edilir.

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{f}(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (3.110)$$

Açıklandığı gibi, Fourier dönüşümü, harmonik sinüs ve kosinüs fonksiyonları açısından farklı frekanslar içeren periyodik bir sinyalin ifade edilmesini sağlar. Bu sinyal işleme dünyasında bulunduğu çığır açan dönüşümün neredeyse mükemmel bir tanımıdır. Bu dönüşüm, radyo frekansı gürültüsünün ortadan kaldırılmasını sağlar, verilerin sıkıştırılmasına izin verir, sinyalin fiziksel özellikleri hakkında ayrıntılı bilgi vardır, bir sorun varsa, aranacak yerleri kısıtlar ve sorunun nedenini bulma eylemini azaltır (Esra DEMREN, 2015).

3.5. Optimizasyon Algoritmaları

3.5.1. Genetik Algoritma

Doğal evrim teorisi süreci genetik algoritmalara ilham verdiği için, genetik algoritmalarda kullanılan terimler evrim teorisindekilere benzer. Evrimsel süreçteki ortak kavramlar ve genetik algoritmalar aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

Gen: Doğal evrim sürecinde anlamlı genetik bilgi taşıyan küçük yapıya gen denir. Genetik algoritmalarda gen, kromozomları (dizileri) oluşturan her bir elementin özelliğini temsil eder.

Genetik algoritmalarda üretilen gen yapısı, kullanıcının yazdığı programa göre şekillenir. Genin içeriği, ikili sayıların yanı sıra ondalık ve onaltılık sayılar olabilir. Buna göre yazılı programa göre (Elmas, 2018) gen içeriği önem kazanmaktadır.

Allel: Alel: Bir genin doğada alabileceği değerlere alel denir. Genetik algoritmalarda allel, nitelik değeridir (Taşkın & Emel, 2009). Örneğin bir gende saç rengi ifade edilirken o genin alelleri kırmızı, siyah, sarı ve kahverengi olarak ifade edilebilir (Cura, 2008).

Kromozom: Doğal genlerin bir araya gelmesiyle oluşan yapı kromozom olarak tanımlanır. Kromozom terimi, genetik algoritmanın çözmeye çalıştığı probleme aday çözümleri temsil eden sayısal bir değer veya değerleri ifade eder. Her aday çözüm, diğer optimizasyon algoritmalarında bulunan bir süreç olan bir dizi parametre değeri olarak kodlanır. Tipik olarak, bir problem Yakın boyutlarına sahip olduğunda, her bir kromozom, bir dizi ögesi olarak Yakın - kromozom = $[p_1, p_2, \dots, p_{N_{par}}]$ olarak kodlanır. Burada her p_i , i parametresinin belirli bir değeridir.

Kromozomlar, incelenen problem için olası çözüm bilgilerini taşır. Bu nedenle kromozom üzerinde bulunan parametreler, çözüm uzayında en iyi çözümü aramak için genetik algoritmanın ihtiyaç duyduğu tüm bilgileri kapsayacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu sayede genetik işlemlerle daha etkili sonuçlar alınabilir (Mutlu, 2012).

Konum: Bir genin evrim sırasında kromozom üzerindeki konumuna lokusu denir. Genetik algoritmalarda bir genin kromozom üzerindeki konumu anlaşılır.

Popülasyon: Genetik algoritmanın temel unsurlarından biri popülasyon (popülasyon) kavramıdır. Geleneksel yöntemlerden farklı olarak, genetik algoritmalar bir aday çözüm popülasyonu kullanır. Genel olarak popülasyon büyüklüğü, kullanıcı tarafından belirlenen bir parametredir ve genetik algoritmanın performansını ve ölçeklenebilirliğini etkiler (Yılmaz, 2017).

Popülasyon, kromozomların bir araya gelmesiyle oluşan yapıdır. Problem çözmede genetik algoritma kullanılırken popülasyon kümesinden bazı kromozomlar ölürken, yerlerine yeni kromozomlar oluşturularak popülasyon büyüklüğü korunur.

Genetik algoritma kullanıcıları için kritik bir konu, popülasyon büyüklüğü kararıdır. Çünkü popülasyon büyüklüğü genetik algoritmanın başarısını ve optimal çözümün süresini etkiler. Çok küçük bir popülasyon, genetik algoritmanın dar çözüm uzayına uygulandığı anlamına gelir. Bu durum, problemin optimal çözümünün arama uzayının dışında olma olasılığını artırır. Popülasyon boyutunun çok büyük olması, genetik algoritmanın daha sonra anlamlı sonuçlar üretmesine ve daha yavaş çalışmasına neden olur. Ancak çözüm uzayı daha iyi örneklenebildiği için büyük topluluklarda daha verimli bir arama yapılabilir (TAŞTAN & EKER, 2020).

3.5.2. Diğer Optimizasyon Algoritmaları

En iyi çözüme ulaşabilmek maksadıyla en kötü çözümden uzaklaşmayı hedefleyen bu algoritma Rao tarafından 2016 yılında geliştirilmiş olan yeni bir yöntemdir (Bekdaş & Nigdeli, 2016). Diğer meta sezgisel algoritma türlerine göre daha az sayıda fonksiyonu değerlendiren bu algoritma, çözüme ulaşma aşamasında nispeten daha az

işleme ihtiyaç duyar (Bekdaş & Nigdeli, 2016). “JAYA” kelimesi, Sanskritçe zafer anlamına gelir (Aktepe, 2019).

Her bir iterasyon ile optimum çözüme, en kötü çözümden uzaklaşarak erişilen Jaya algoritmasının formülü (3.111)’de verilmiştir.

$$X_{i,yeni} = X_{i,A} + \text{rand}() \times [X_{i,g(\text{eni})} - |X_{i,A}|] - \text{rand}() \times [X_{i,g(\text{enkötü})} - |X_{i,J}|] \quad (3.111)$$

$X_{i,yeni}$ ifadesi, optimizasyonu yapılacak olan proje parametresinin yeni değerini ifade ederken, $\text{rand}()$ ifadesi, 0-1 arasında rastsal olarak seçilecek bir sayıyı ifade eder. $X_{i,g(\text{eni})}$ ifadesi çözüm matrisindeki en iyi değeri ifade ederken, $X_{i,g(\text{enkötü})}$ ifadesi çözüm matrisindeki en istenmeyen sonuçtur. Dolayısıyla halihazırdaki çözüm matrisinde, en iyi sonuç, en kötü sonuç ve değerin kendisi kullanılarak en optimum değer bulmaya yönelik adımlar atılır. Bir başka deyişle Jaya algoritmasındaki amaç, en kötü sonuçtan uzaklaşıp en iyi sonuca yaklaşımdır (Uğur, n.d.). Jaya algoritmasında, algoritma parametreleri, nüfus sayısı (pn) ve iterasyon sayısı (maxiter) olmak üzere 2 tanedir.

Öğretme-Öğrenmeye Dayalı Optimizasyon (TLBO) Algoritması, herhangi bir sınıftaki öğretmenler ve öğrenciler arasında var olan ilişkiden ve öğrencilerin kendileri arasında meydana gelen etkileşimden ilham alan, popülasyona dayalı bir meta-sezgisel yöntemdir. TLBO yöntemi, diğer algoritmalar gibi, kullanılması için konuya tam olarak ayarlanması gereken bir kontrol parametresine sahip değildir, bu da uygulamasını çok daha kolay hale getirir. Algoritma için iki kontrol parametresi gereklidir: maksimum yineleme sayısı ve popülasyon sayısı (VENKATA, 2016).

Rao ve arkadaşları. (Rao ve ark., 2011) tarafından 2011 yılında oluşturulan TLBO algoritması iki aşamaya ayrılmıştır: eğitmen ve öğrenci aşamaları. Öğretim elemanının öğrencilere öğretmesinin bir sonucu olarak ortaya çıkan öğrenme, öğretmen aşaması ile temsil edilirken, öğrencilerin birbirleriyle etkileşmesi sonucu ortaya çıkan öğrenme, öğrenci aşaması ile temsil edilir.

Algoritmanın popülasyonu, sınıfta bulunan hem öğrencilerden hem de eğitmenden oluşur. İlk olarak, algoritma popülasyon üyelerini tamamen rastgele sırayla üretir. Objektif fonksiyon değeri en yüksek olanı seçerek oluşturulan kişilerin eğitmen (öğretmen) olarak görev yapacaklarına karar verilir. Öğretmen aşamasında öğretmen olarak seçilen kişi, diğer öğrenci bireylerin bilgi düzeylerini kendi bilgi düzeylerine yükseltmekle görevli kişidir. Bu prosedürde, yeni öğretilen kişilerin ifadesi (3.112) 'de sunulmaktadır.

$$x_{yeni,i} = x_{eski,i} + r_i(x_{\text{öğretmen}} - T_f x_{ort}) \quad (3.112)$$

Burada $x_{yeni,i}$ yeni eğitilmiş bir öğrenci bireyi, $x_{eski,i}$ eski öğrenci bir bireyi, r_i 0 ile 1 arasında bir değere sahip birey için rastgele oluşturulmuş bir sayıyı, T_f rastgele 1 veya 1 değerini alan bir çarpanı belirtir. 2 ve x_{ort} , bireylerin bilgi düzeylerinin ortalamasını gösterir. Bu noktada yeni yetişen öğrencinin bilgi düzeyinin eski öğrencinin bilgi düzeyinden fazla olduğu yargısına varılırsa, yeni yetişen öğrenci önceki öğrencinin yerini alır.

Öğrencilere ayrılan aşamada algoritma, popülasyonu oluşturan bireyler arasında gerçekleşen etkileşimler için bir model görevi görür. Popülasyondan rastgele seçilen öğrenci i . yaşlı bir kişi ($x_{eski,i}$), popülasyondan rastgele seçilen başka bir öğrenci j , $x_{eski,j}$ 'nin yukarıda bahsedilen adamla konuşması var. Bu etkileşimin bağlantısı (3.113) ve (3.114) bağıntıları ile temsil edilir.

Eğer;

$$f(x_i) > f(x_j) \rightarrow x_{yeni,i} = x_{eski,i} + r(x_{eski,j} - x_{eski,i}) \quad (3.113)$$

Eğer;

$$f(x_j) > f(x_i) \rightarrow x_{yeni,j} = x_{eski,i} + r(x_{eski,i} - x_{eski,j}) \quad (3.114)$$

Etkileşimden sonraki aşama, kendisinden önceki aşamaya çok benzer; özellikle yeni oluşturulan öğrenci bireyin ($x_{yeni,i}$) bilgi düzeyinin, bireyin etkileşimden önce var olan bilgi düzeyinden ($x_{eski,i}$) daha yüksek olup olmadığını belirler. Bu durumda, yeni oluşturulan öğrenci birey, etkileşimden önce var olan bireyin yerini alır.

Algoritma söz konusu olduğunda, öğretim elemanının öğretilen konuda sahip olduğu uzmanlık düzeyi, öğrencilerden alınabilecek cevapların kesinliği ile doğrudan ilişkilidir. Öğitmen öğretilen konu hakkında ne kadar bilgili olursa, öğrencilerden o kadar iyi cevaplar alınabilir. Öğrencilerden toplanan bulgular, optimizasyon sorununa olası çözüm örnekleridir (Rao ve ark., 2011).

TLBO algoritması kullanılarak inşaat mühendisliği alanında gerçekleştirilen bazı optimizasyon çalışmalarının listesi aşağıdadır:

Kafes yapılarının ayrık optimizasyonu, öğretme-öğrenme temelli optimizasyon (TLBO) yöntemi kullanılarak Dede (Dede, 2014), tarafından gerçekleştirilmiştir. En az ağırlık optimizasyonu araştırması için incelenen beş çeşitli kafes yapısını optimize etmek için TLBO yöntemi kullanıldı. Bu çalışmanın bulguları diğer optimizasyon çalışmaları ile karşılaştırılmıştır. TLBO algoritmasının kafes yapılarda verimli bir şekilde

kullanılabileceğini ve yaklaşımın diğer yapısal tasarım uygulamalarına uyarlanabileceğini söyledi.

Öztürk (ÖZTÜRK, 2018), betonarme tek temeller için mümkün olan en verimli tasarımları mümkün olan en düşük maliyetle sağlamak için TLBO, Guguk Kuşu Arama ve Yapay Arı Kolonisi algoritmalarını kullanmıştır. Birkaç performans standardını analiz ettikten sonra, TLBO algoritmasının en iyi genel performansı sergilediği ve en hızlı yakınsama oranına sahip olduğu sonucuna vardı.

3.6. Yorulma Ömür Yaklaşımı

Genel olarak, bir makinenin bileşenleri, değişen yük ve gerilmelerin etkisine tabidir. Eleman üzerine etkiyen yükler sabit olmasına rağmen, kesitte gelişen gerilmeler yine de tahmin edilemez olabilir. Örneğin, dönen bir şaft üzerine statik bir yük etki ettiğinde oluşan gerilmeler tamamen değişkendir. Dalgalanan gerilme faktörlerine maruz kalan bileşenlerde önemli olan gerilmenin en yüksek değeri değildir; bunun yerine, tekrar sayısıdır. Malzemenin iç yapısı, aralıkları boyunca dolaşan gerilmeler nedeniyle bir miktar aşınmaya maruz kalır. Sonuç olarak kopmaya neden olan olay statik sınırların oldukça altında gerçekleşir. Çeşitli gerilmelerin etkisiyle malzemenin iç yapısında meydana gelen değişikliklere yorulma denir. Bir elementin yok oluşuna kadar geçen süreye yaşam denir. Bir eleman, ömrünü karakterize etmek için genellikle tamamlanan döngü sayısını kullanır. Değişken gerilme durumunda, iç yapıdaki veya dış yüzeydeki süreksizlik noktası, kopmanın başladığı yerdir. Bu süre zarfında malzeme yorulmaya başlar ve bir kırılma meydana gelir. Bu kırılma zamanla daha derinleşir ve son olarak, çatlağın dışındaki alanda çekme dayanımı sınırını aştığı noktaya gelir ve bu da elemanın aniden kırılmasına neden olur.

Bir yorulma çalışmasının birincil amacı, belirli bir malzemenin ömrü boyunca kaç döngüye dayanabileceğini belirlemektir. Yorulma analizinde, üç ana metodoloji tipik olarak aşağıdaki gibi kabul edilir. Bunlar Kırılma Mekanikliği, Gerilme Ömrü ve Birim Şekil Değiştirme Ömrü'dür. Düşük çevrim sayılarında yorulmayı tanımlayan ve sıklıkla kırılma başlangıcını içeren bir yöntem olan Birim Şekil Değiştirme Ömrü yöntemi günümüzde yaygın olarak kullanılan ve 1970'lerde geliştirilmiş bir tekniktir.

Öte yandan, Gerilme Ömrü metriği, bileşenin tam ömrü ile ilgilidir. Bu nedenle çatlakların başlangıcını veya ilerlemesini dikkate almaz. Analizleri çevrim sayısına göre sınıflandırırsak, çevrim sayısının az olduğu durumlarda Birim Şekil Değiştirme Ömrü yöntemini ifade etmek için "Düşük Çevrim Yorulması" (LCF) terimini kullanırız. Ancak bu yöntem, döngü sayısı fazla olduğunda da kullanılabilir. Çoğu durumda, LCF, 105 ve

altındaki döngüleri kapsayacaktır. Gerilme ömrü genellikle yüksek döngülerle karakterize edildiğinden ve S-N (Gerilme-Döngü Eğrileri) diyagramından türetildiğinden, yüksek döngü yorgunluğu yaygın bir yan etkidir (HCF). 105 numaralı döngüye ve ötesine kadar uzanır.

Kırılma Mekaniğinin varsayılan bir kusur veya belirli bir büyüklükteki hasarla başlaması ve çatlakın büyümesini analiz etmesi gerçeğinin bir sonucu olarak, sıklıkla "Çatlak Ömrü" olarak da adlandırılır. Çatlakın yayılma hızına ilişkin bilgiler, kırığın ömür döngüsündeki aşamalar ve kritik hale geldiği çatlakın boyutu sağlar.

Genel olarak, yorulmanın sonuçları, girdi olan beş farklı faktöre dayanır. Bunlar, yorulma analizinin sınıflandırılması, indirgeme kategorisi, ortalama gerilme, çoklu eksen boyunca gerilme düzeltme faktörü, yorulmaya katkıda bulunan ömür yönleridir.

Başlamak için, ömür analizinin gerilme mi yoksa zorlanmaya mı dayalı yapılacağına karar verilmelidir. Bu inceleme bileşenlerin ömrü ile ilgili olduğundan, yorulma analizi Gerilme Ömrü yöntemi dikkate alınarak yapılır. Ek olarak, sabit genlik, orantılı yükleme, sabit genlik, orantısız yükleme, değişken genlik, orantılı yükleme, değişken genlik, eşit olmayan yükleme türleri açıklanacaktır.

Yukarıda belirtildiği gibi, yorulma, bir şeyi hızlı bir şekilde art arda birçok gerilmeye maruz bırakmanın sonucudur. Bileşene iletilen maksimum ve en düşük gerilmeler uygulama boyunca dalgalanmadığı zaman, uygulamaların sabit genlikli yüklemeye sahip olduğu söylenir; başka bir deyişle, sabit kaldıklarında. Gerilme genlikleri ve ortalama gerilme, değişken genlik yüklemesi sırasında değişebilir. Bu özel kurulum türü, belirli standartların yerine getirilmesini gerektirir. Orantılı yüklemeye, birincil gerilmelerin oranının zamanla değişmemesi ve analiz boyunca aynı kalması beklenir. Yükleme eşit olarak dağıtılmadığında, çeşitli gerilme bileşenleri arasında bir bağlantı yoktur. Tam konumda meydana gelen iki farklı yükleme senaryosu varsa, statik bir yükün üzerine değişken bir yük yerleştirilirse sonuç felaket olabilir. Doğrusal olmayan sınır koşulları,

Analiz tipinin (Gerilme-Gerilme Ömrü) ve yükleme modelinin belirlenmesinden sonra gelen sonraki aşama, Ortalama Gerilme Düzeltmesinin kullanılıp kullanılmayacağını seçmektir. Tamamen tersine çevrilmiş sabit genlik testlerinde, malzemelerin yorulma özellikleri genellikle belirlenir. Öte yandan, bu tür yüklemeler fiili uygulamada oldukça nadirdir (bazı ortalama gerilmeler gözlemlense de). Yükleme, tüm değişkenden farklıysa, belirlenmesi gereken bir ortalama gerilme vardır. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman ve Gerber gibi teoriler kullanılır.

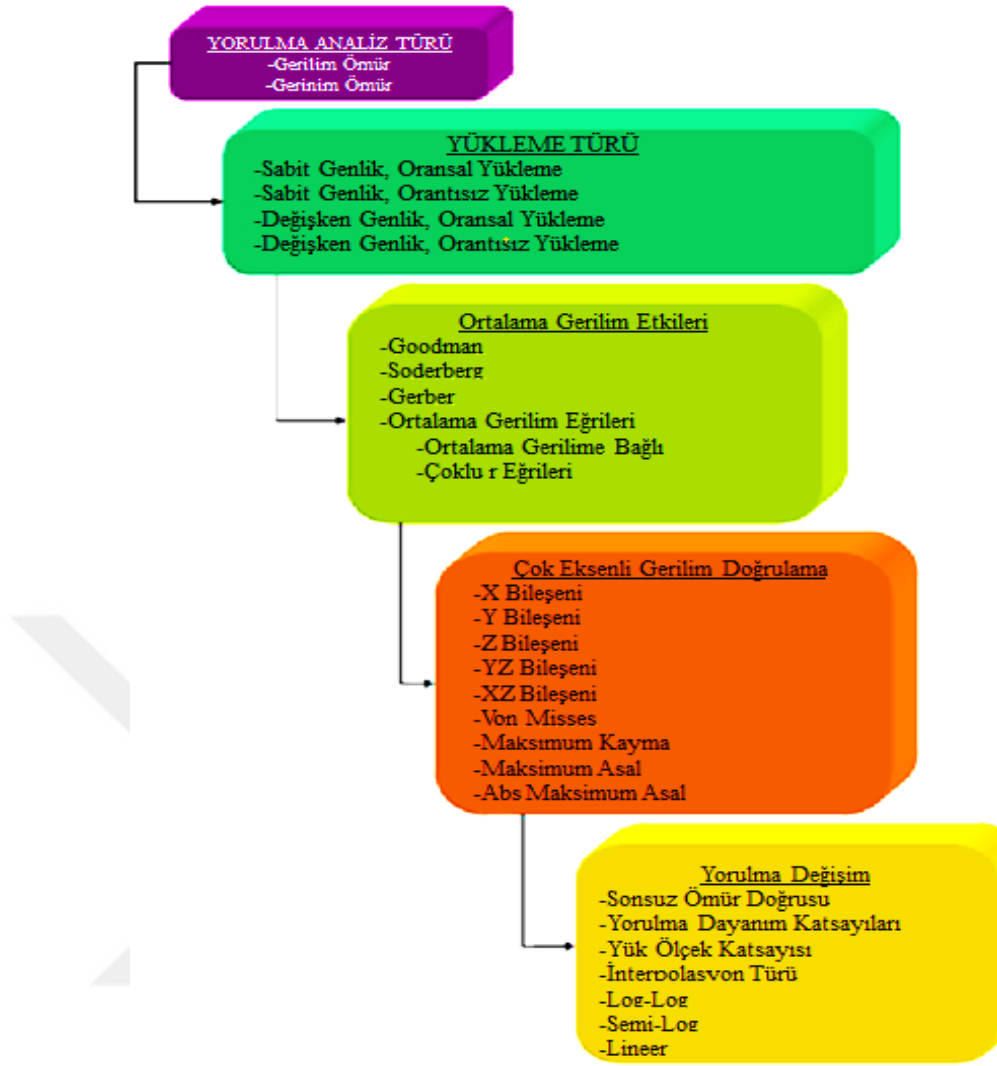
Gevrek malzemelerle çalışırken Goodman mükemmel bir alternatiftir, ancak sünek malzemelerle çalışırken Gerber daha iyi bir seçenektir. Soderberg, sınırlı sünekliğe sahip malzemeleri analiz etmeye yardımcı olur.

Değişken genlikli (sabit olmayan genlikli) yükleme altında yorulma analizi yapılırken kullanılabilecek bir diğer seçenek de sonsuz ömür değeridir. Bu değer, sınırsız sayıda çevrimi temsil etmek için kullanılabilir. Sabit genlikli yükleme durumunda, bileşenin ömrü, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğine karşılık gelen döngü sayısı ile belirlenecektir. Ortaya çıkan gerilme genliği, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğinden daha düşükse bu durum söz konusudur (Birçok malzeme sınırdan olmadığı için güvenlik nedeniyle bunu yapar). Yükleme sırasında meydana gelen gerilme genlikleri özellikle büyük olmasa bile, meydana gelen döngü sayısı yeterince yüksekse sonuç beklenmeyen deformasyonlar olabilir. Bunu doğrulamak için sınırsız bir ömür değeri sağlanabilir.

Çoğu durumda, malzemenin yorulma özellikleriyle ilgili testler, oldukça özel ve iyi kontrol edilen ayarlar altında gerçekleştirilir. Bu modifikasyon faktörü, analiz edilecek parçanın test koşullarından farklı olması durumunda test koşulları ile değerlendirilecek parça arasındaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Yorulmanın kuvvet üzerindeki etkilerini azalttığı için Yorulma Mukavemet Faktörü veya k_f birden az olmalıdır. Bu bileşenin ortalama gerilimler üzerinde hiçbir etkisi yoktur ve yalnızca gerilme genliklerini hesaplamak için kullanılır.

$$k_f = \frac{\text{Çentikli numunedeki maksimum gerilme}}{\text{Çentiksiz numunedeki gerilme}} \quad (3.115)$$

(Şekil 3.28)'de şu ana kadar bahsedilen durumlarda gerilme ömrüne dayalı yorulma analizi metodunun daha pratik olması için adım adım gösteren bir şema hazırlanmıştır.



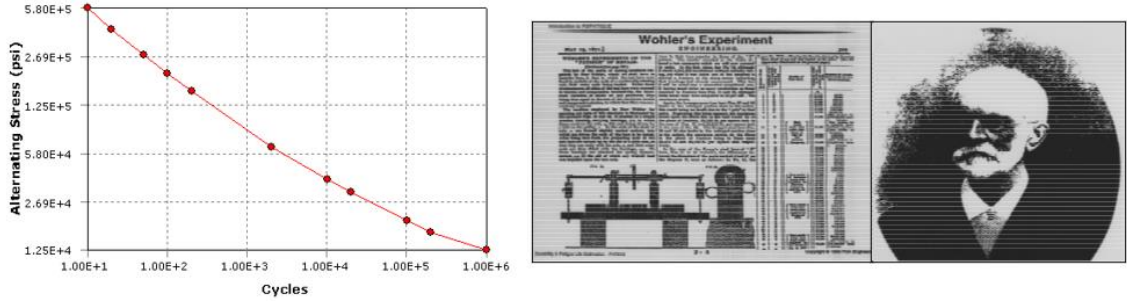
Şekil 3.28. Gerilme ömrüne dayalı yorulma analizi metotları.

Yorulma hasarları 150 yılı aşkın bir süredir araştırılıyor. İlk olarak raylı sistem endüstrisinde bu konuda çalışmalar başlatıldı. Parçalar milyonlarca çevrim ile yüklense de testlerde yorulma gerçekleşmiyordu. Yorulma analizindeki kritik olaylar şu şekilde sıralanabilir;

1837 - Wilhelm Albert yorulma üzerine ilk makaleyi yayınladı.

1860 – August Wöhler yorulma için bir test düzeneği tasarlamıştır (Şekil 3.29).

1901 - O.H. Basquin, S-N eğrileri için bir log-log ilişkisi ortaya atmıştır.

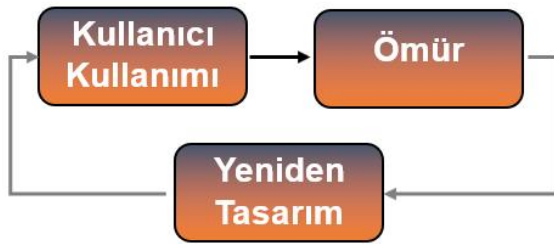


Şekil 3.29. Wöhler'in yorulma üzerine çalışmaları.

1945 – A.M. Miner doğrusal bir hasar hipotezi sunmuştur.

1958 –Yorulma çatlağı büyümesi plastik gerilme ile açıklanmıştır.

1968 -Tatsuo Endo, yağmur akışı döngüsü sayma (rainflow cycle count) algoritmasını tanıtmıştır.



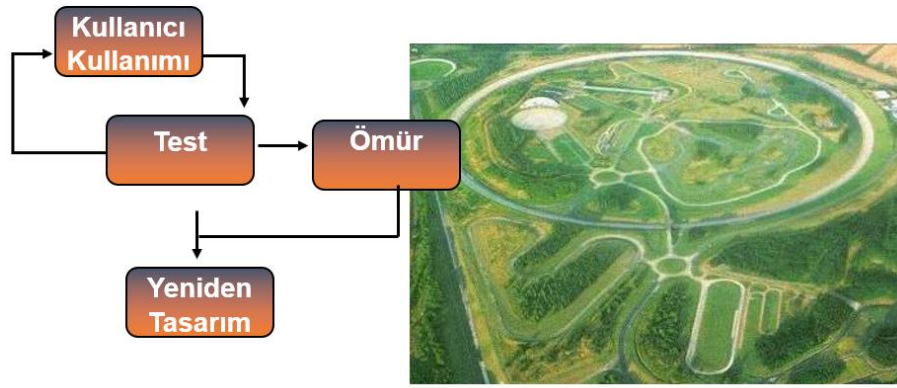
Başlangıçta yorulma analizleri, kullanım sırasındaki arızalar dikkate alınarak yapılıyordu.

**YAP > KIRILSIN > YENİDEN
TASARLA**



Şekil 3.30. Erken dönem yorulma hesaplamaları.

Erken dönem yorulma hesaplamalarında tasarım aşamasında yorulma değerlendirilmiyordu (Şekil 3.30). Tasarım elde ediliyor, ürün imal ediliyor, hasar meydana geliyor ve hasar incelenerek yeniden tasarlanıyordu.

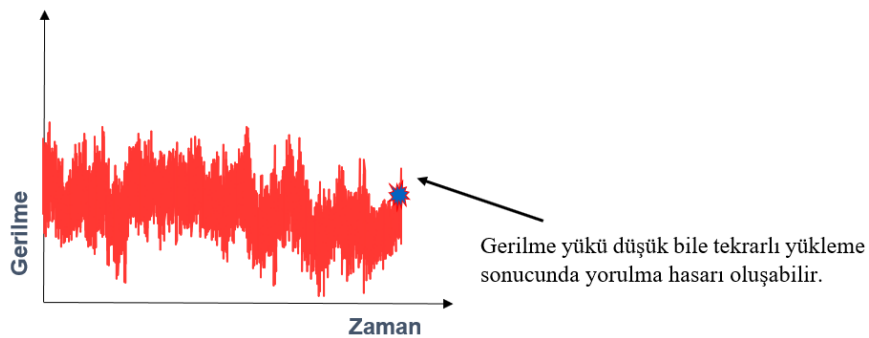


Şekil 3.31. Kullanıcı kullanımına dayalı yorulma diyagramı.

Kullanıcı kullanımı daha iyi anlaşıldıkça bu bilgiler yorulma testine uygulandı ve tasarım aşamasında yorulma testleri yorumlanarak tasarım ile geri beslemeli olarak değerlendirilmeye başlanmıştır (Şekil 3.31).

Yorulma testinin çok sayıda sınırı vardır. Test metotları ile yorulma hesabı için çok sayıda fiziksel prototipe gerek durulur. Gerçekçi testlerin başarılması genelde zor veya imkansızdır. Ayrıca test mekanizmaları oldukça pahalı ürünlerdir ve süreç uzun sürmektedir. Bununla birlikte çok sayıda tasarımla baş etmenin zorlukların biri de optimizasyon değişiklikleri ve tasarım varyasyonlarının üstesinden gelmenin engelleridir. Nihai olarak test sonuçları önemli ölçüde farklılık gösterebilir ve istatistiksel yorumlara ihtiyaç duymaktadır.

Yorulma hasarı dalgalı yükleme altında meydana gelen bir çatlak başlaması veya büyümesidir. Türkçede teknik olarak “yorulma” denilen bu olgu parçanın dinamik, zamanla değişken yüklenmesi sonucu dayanımını kaybetmesi durumudur. Pratikte tüm yapısal parçalar çevrimsel yüklemeye maruz kalır (Şekil 3.32).



Şekil 3.32. Zaman uzayında gerilme grafiği.

Yorulma hasarı genellikle üç aşamada seyreder;

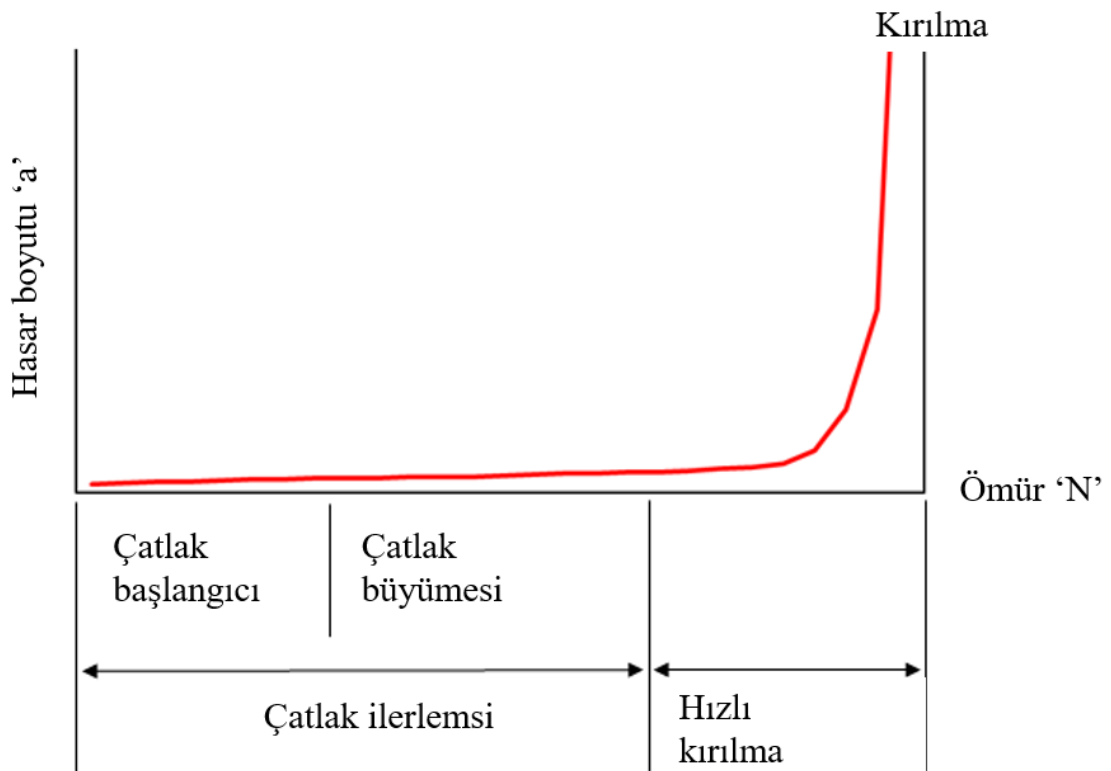
Aşama 1: Çatlak başlangıcı

Aşama 2: Kararlı çatlak ilerlemesi

Aşama 3: Hızlı kırılma

Yorulma ömrü = çatlak başlangıcı + çatlak ilerlemesi şeklinde ifade edilebilir.

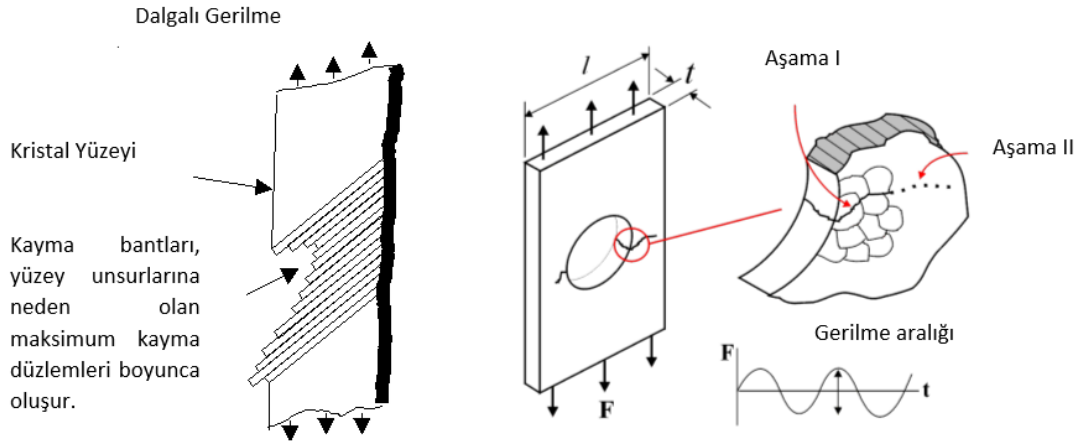
Çatlak başlangıcından çatlak büyümesine net bir geçiş yoktur (Şekil 3.32).



Şekil 3.32. Çevrim sayısına göre yorulma evreleri.

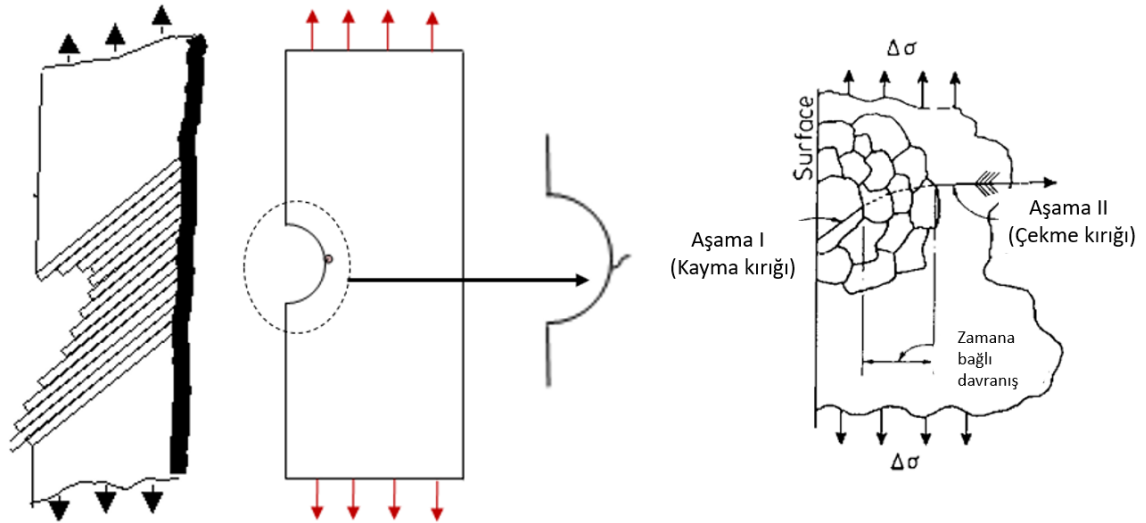
3.6.1. Çatlak Başlangıcı ve Yorulma Hasarı

Yüzey kusurları, malzemenin mikro yapısındaki küçük dislokasyonlarda başlar. Lokal bir gerilme yoğunlaşması vardır. Sonlu elemanlar kullanarak pratik olarak bu lokal bölge tespit edilemez ve modellemesi imkansızdır. Bu küçük yüzey kusurları, değişen, dalgalı gerime altında maksimum kayma düzlemi boyunca yayılan kalıcı kayma bantları oluşturur. Bantlar, değişen bir kart destesi gibi ileri geri kayar.



Şekil 3.33. Çatlak ilerleme evreleri.

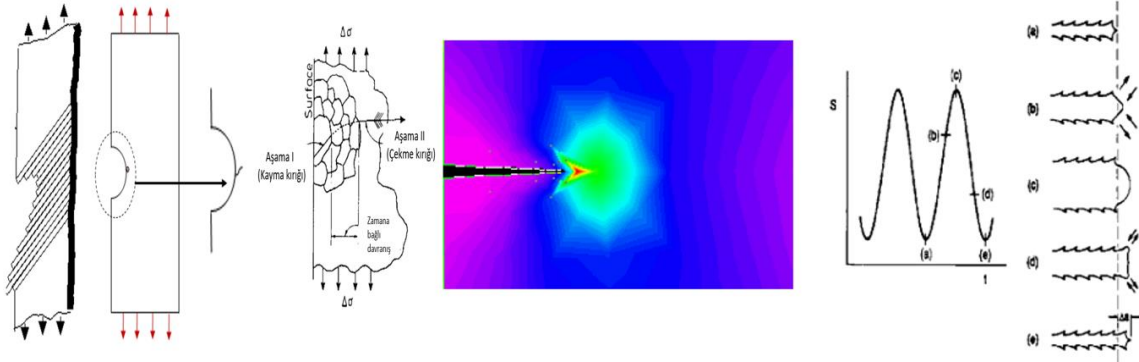
Kayma bantları mikro çatlaklara dönüşür (Aşama I çatlakları) (Şekil 3.33). Malzemenin mikro yapısına kıyasla daha küçük kalır. Çıplak gözle tespit edilmesi imkansızdır. Maksimum kayma gerilmesi yönünde büyür, uygulanan yükün yönüyle 45° açı yapar.



Şekil 3.33. Yorulma başlangıcı ve evreleri.

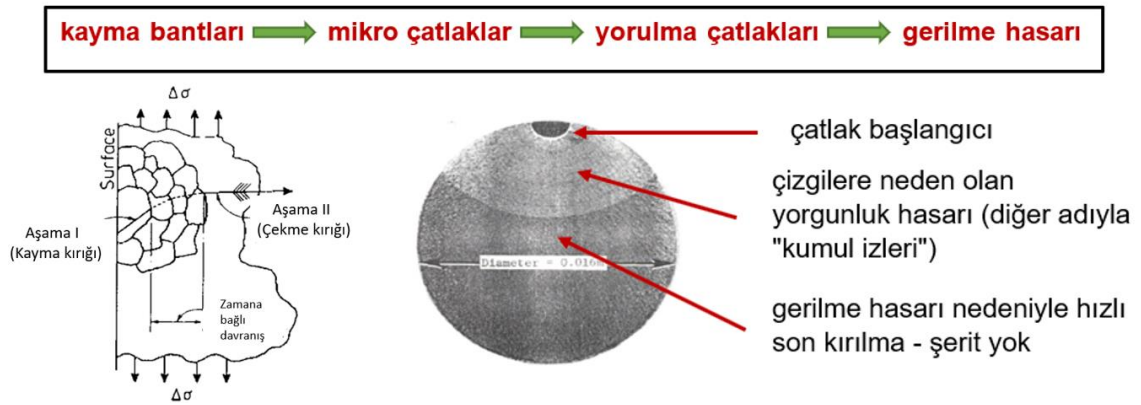
Aşama 1 çatlakları 2-3 tane sınırını geçtikten sonra, mikro çatlaklar yorulma çatlaklarına dönüşür ve bu çatlaklara aşama 2 çatlakları denir. Malzemenin mikro yapısına kıyasla daha büyüktür bu çatlaklar. Çatlak fiziksel olarak gerilme akışını kesintiye uğratar ve gerilme yoğunluğu, çatlak ucunda plastik gerilmelere neden olur. Bölgesel plastik gerilmeler çatlakın yön değiştirmesine neden olur. Büyüme artık çatlak ucundaki

döngüsel plastik gerilme ile yayılır ve maksimum asal gerilmeye dik olarak yönelir (Şekil 3.34).



Şekil 3.34. Yorulma başlangıcı şematik gösterimi.

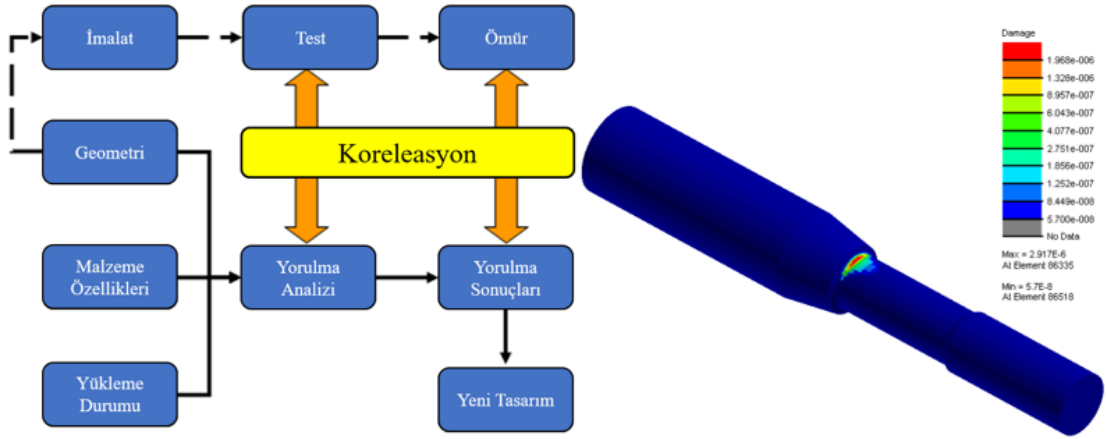
Yeterli enerji varsa, Aşama II çatlakları, gerilme hasarı oluşana kadar büyümeye devam eder. Yeterli enerji yoksa, çatlaklar tanecik sınırında tutulur ve hasar oluşmaz (Şekil 3.35.)



Şekil 3.35. Kayma bantlarının oluşumundan gerilme hasarına kadar olan evreler.

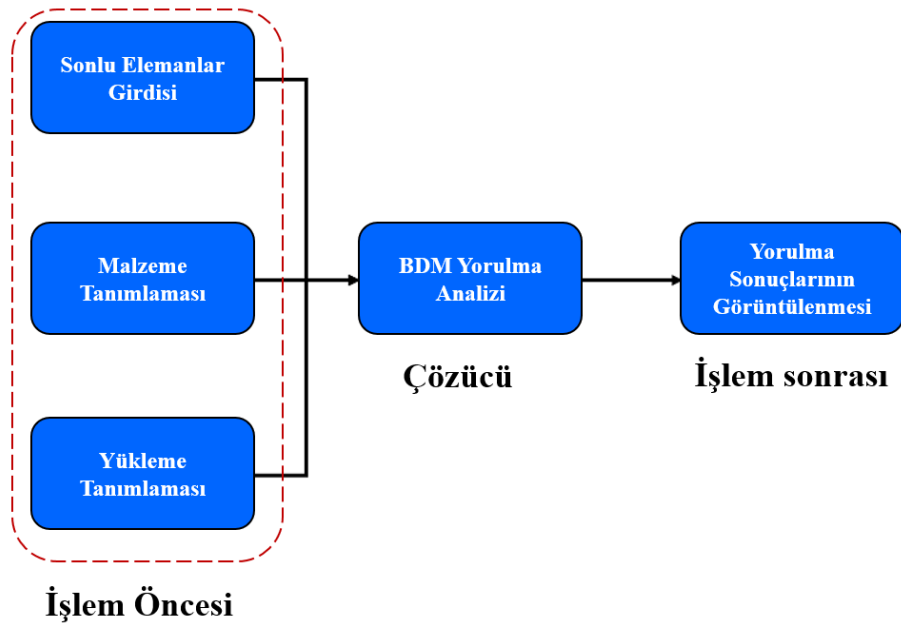
3.6.2. Bilgisayar Destekli Mühendislik ile Yorulma Analizi

BDM ile sanal bir ortamdaki yorulma hasarı tahmin edilebilir. Tasarım aşamasında değerlendirmeler yapılabilir. Birden fazla yükün neden olduğu kümülatif hasar değerlendirebilir.



Şekil 3.35. Yorulma yaklaşımı korelasyon şeması.

(Şekil 3.35)'te bilgisayar destekli mühendislik hesaplamaları ile yorulma analizinin yürütülmesi ile ilgili korelasyon şeması verilmiştir. Bu aşamalar takip edilerek tasarımın elde edilmesi önerilmektedir. BDM yorulma analizi, beş temel eylem etrafında oluşturulmuştur. Buna da beş temel ipucu denilmektedir ve (Şekil 3.36)'da görsel olarak verilmiştir.



Şekil 3.36. Bilgisayar destekli yorulma analizi için 5 temel eylem.

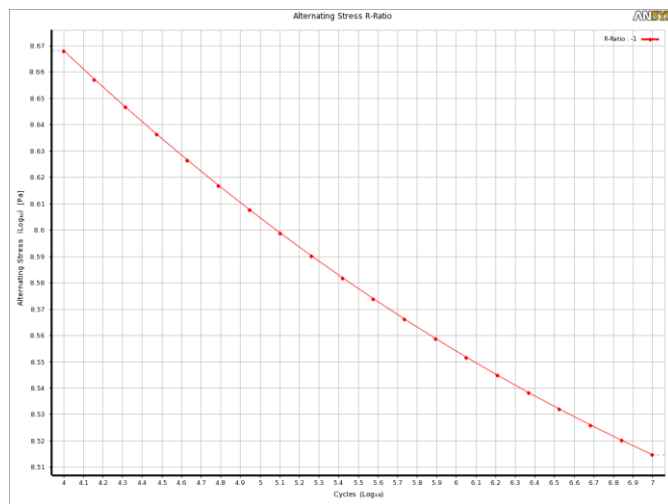
BDM ile dayanıklılık analizi yapmak için iki temel yaklaşım vardır. Bunlar; Yorulma yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımıdır. Ayrıca çatlak büyüme veya çatlak ömrü yöntemi olarak da bilinir.

Yorulma yaklaşımı, hasara kadar olan döngüleri (ömür) tahmin etmek için hesaplanan gerilmeleri / birim şekil değiştirmeleri ve malzeme yorulma eğrilerini kullanılır. İki temel yorulma analizi yaklaşımı vardır. Gerilme-ömür (stress-life)(SN), elastik gerilme durumu için kullanılırken, birim şekil değiştirme – ömür (strain-life)(EN) elastik-plastik birim şekil değiştirmeler için kullanılır.

Bilgisayar destekli mühendislik ile gerilme ömrü (SN), elastik olarak hesaplanan gerilme ve gerilme ile çevrim yorulma hasar eğrilerini kullanır (S-N eğrileri). Gerilmenin yorulmayı etkilediği varsayılarak, sadece çok çevrimli yorulma durumu için kullanılır. Sünek metaller için 100.000'den fazla çevrimi geçebilen durumlar için kullanımı uygundur.

Birim şekil değiştirme ömrü (EN), elastik-plastik birim şekil değiştirme ve birim şekil değiştirme ömrü ilişkisi denklemini kullanır. Yerel plastik birim şekil değiştirmelerin yorulmayı artırdığını varsayarak düşük ve yüksek çevrimli yorulma durumları için uygulanabilir.

Gerilme ömrü (SN) yorulma yöntemi, yorulma hasarının dalgalanan gerilmeler tarafından meydana geldiğini varsayar. Sadece elastik gerilme için geçerlidir, bu yüzden düşük gerilme/yüksek çevrim sayısı uygulamaları ile kullanımı sınırlıdır. Genellikle sünek metallerde hasar için 100.000'den fazla çevrim gerekir. Yorulma ömrü dalgalı gerilme aralığı ve Wöhler yorulma eğrisine (S-N eğrileri) dayanmaktadır (Şekil 3.37). Ampirik sayısal yorulma yaklaşımları kullanılır ve büyük ölçüde deneysel tecrübe gerektirir. Seçilen ampirik bir yöntemde basit teknik olarak genellikle el hesaplamaları ile kontrol edilebilir.

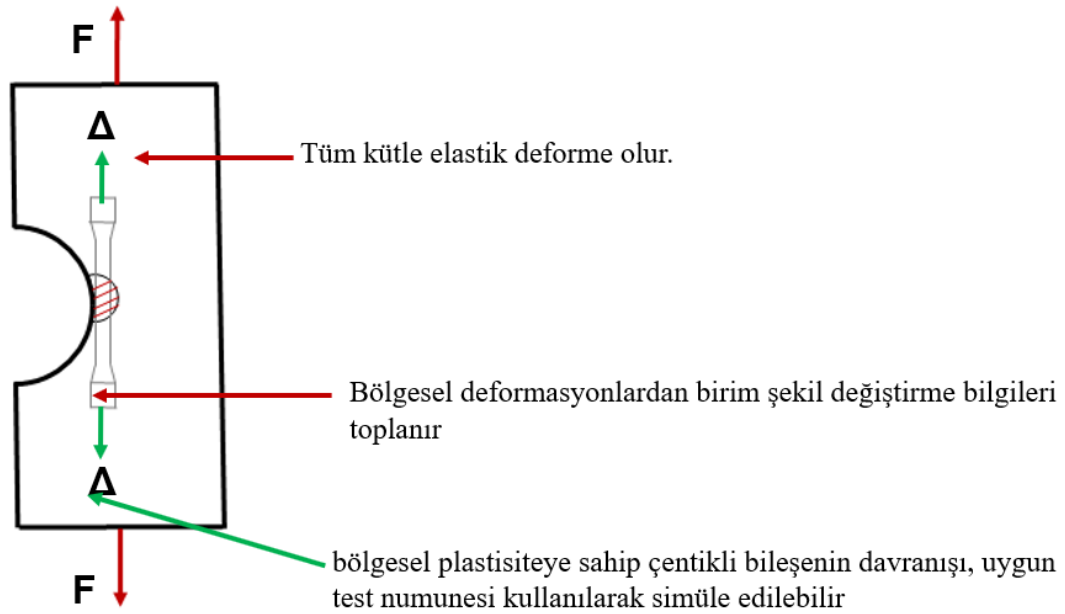


Şekil 3.37. Belli bir orana göre gerilme – çevrim sayısı grafiği.

(Şekil 3.37)'de verilen, S-N eğrileri hasara kadar elastik gerilme ve toplam çevrimin grafiklerinden elde edilir. Genelde log-log grafikler kullanılır. S (y-ekseni), olarak ya tam gerilme genliği ya da dalgalı gerilme genliği kullanılır. N (x-ekseni), için ise toplam hasar çevrimi (başlatma ve ilerleme) kullanılır.

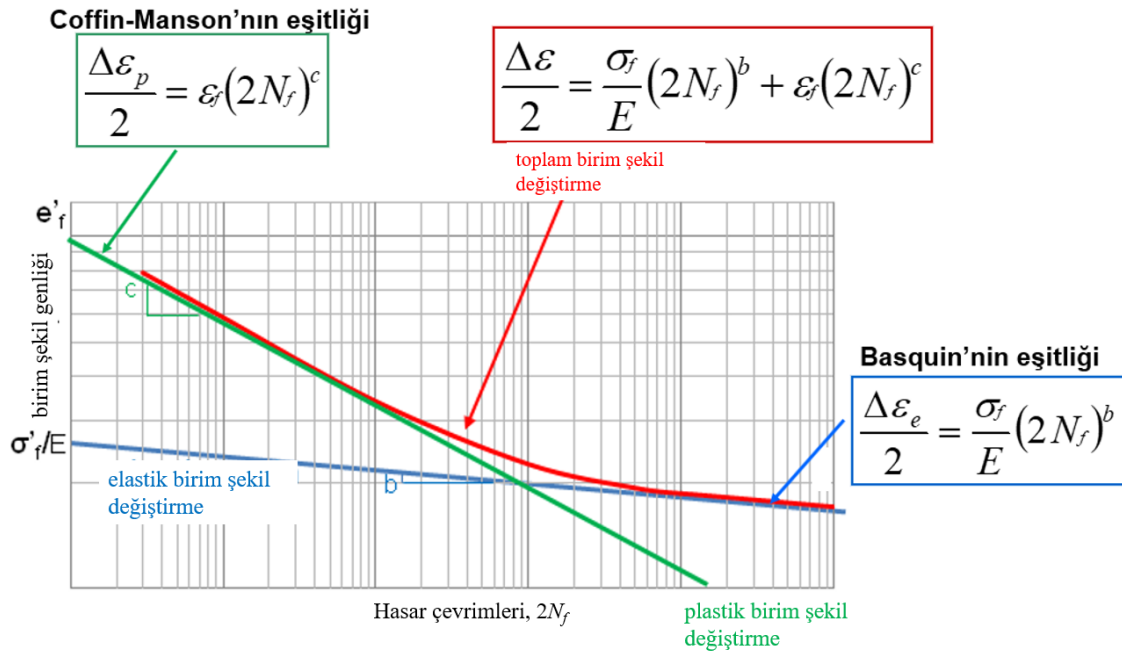
Birim şekil değiştirme ömrü yorulması (EN), çevrimsel birim şekil değiştirme aralıkları ve birim şekil değiştirme ömür ilişkisi denklemi kullanarak yorulma hasarına bir yaklaşım sunar. Kullanımı yaklaşık 30 yıl önce başlamıştır ve nispeten yeni bir yorulma analizi tekniğidir. El hesaplamaları ile uygulanması oldukça zordur, sadece BDM ile kullanımı sınırlıdır. Çatlak başlangıcının öngörülebilmesi mümkündür.

Hem düşük çevrim hem de yüksek çevrim uygulamaları için kullanımı uygundur. Gerilmeler akma dayanımından daha az veya daha fazla olması mümkündür. Bölgesel elastik-plastik birim şekil değiştirmeler kullanılır veya doğrudan hesaplama yapılır ya da elastik sonuçlardan uyarılma yapılır.



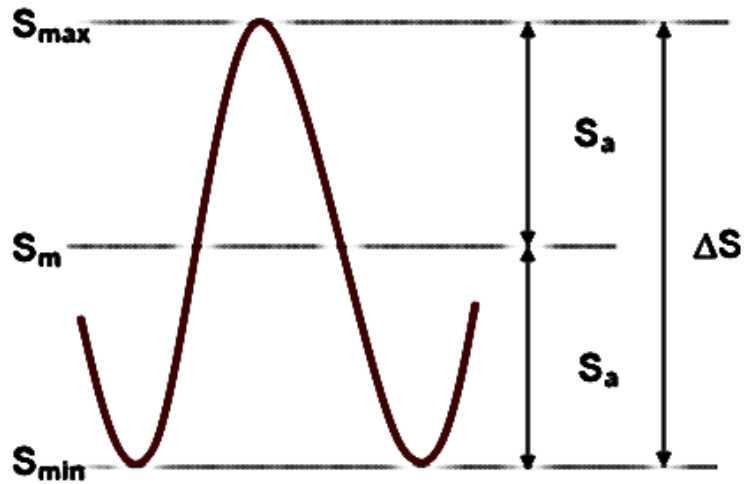
Şekil 3.38. Birim şekil değiştirmeye dayalı, ömür davranışı.

EN yöntemi, çentik kökündeki malzeme davranışının birim şekil değiştirme kontrollü koşullar altında test numunesine benzer olduğu varsayımına dayanmaktadır (Şekil 3.38).



Şekil 3.39. Elastik ve plastik şekil değiştirmeye dayalı yorulma durumu.

Yorulma hasarı değişen gerilme/birim şekil değiştirme durumundan kaynaklanır. Sinüs eğrisi çevrimsel yüklemenin basit bir temsildir. (Şekil 3.40)'ta gerilme genlikleri gösterilmiştir.



Şekil 3.40. Gerilme genliği.

Gerilme genliği üzerinden hesaplamalarda kullanılabilmesi için bazı oranlar elde edilir. (3.116), (3.117), (3.118), (3.119), (3.120), (3.121) ve (3.122) de bu oranlar verilmiştir.

$$\text{Gerilme oranı (R)} = S_{\min}/S_{\max} \quad (3.116)$$

$$\text{Genlik oranı (A)} = S_a/S_m \quad (3.117)$$

$$S_{\max} = \text{En yüksek gerilme} \quad (3.118)$$

$$S_{\min} = \text{En düşük gerilme} \quad (3.119)$$

$$S_m = \text{Ortalama gerilme} \quad (3.120)$$

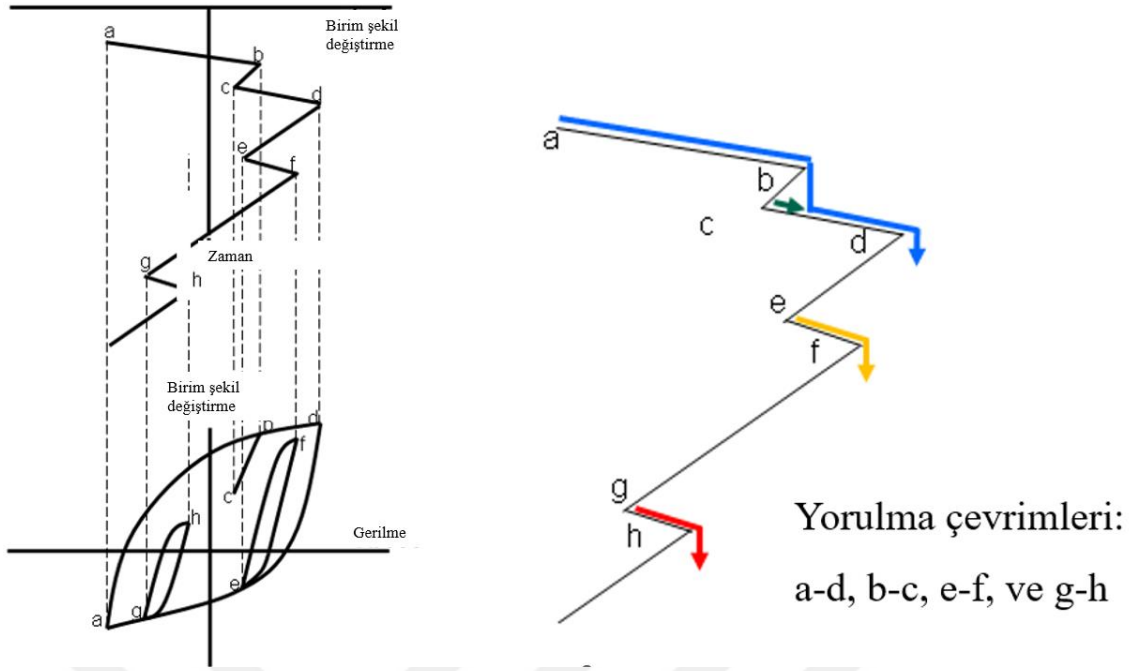
$$S_a = \text{Dalgalı gerilme} \quad (3.121)$$

$$\Delta S = \text{Gerilme aralığı} \quad (3.122)$$

Yaygın yükleme durumları, tam tersinir: $R = -1$, $A = \text{sonsuz}$ ve sıfırdan en yüksek genliğe: $R = 0$, $A = 1$ 'dir.

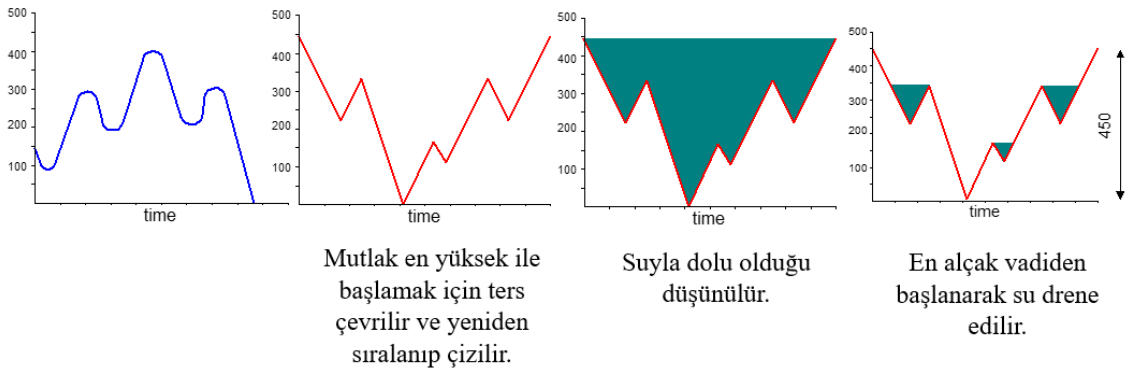
Birden fazla döngüsel yükleme meydana gelirse, her gerilme/birim şekil değiştirme değişiminin büyüklüğu ve sayısı belirlenmelidir. En düşük gerilme, en yüksek gerilme, ortalama gerilme ve her gerilme geri dönüşüyle ilişkili çevrim sayısı belirlenmelidir. Yağmur akışı en yaygın çevrim sayma algoritmasıdır. Gerilme ömrü (SN) ve birim şekil değiştirme ömrü (EN) yöntemlerine uygulanabilir. Yağmur akışı kapalı birim şekil değiştirme döngülerinin sayısını sayar.

Birim şekil değiştirme geçmişi 90 derece döndürölür ve zamana göre çizilir. Döngüsel davranışlar, bir pagoda çatısından akan yağmur olarak görselleştirilebilir.



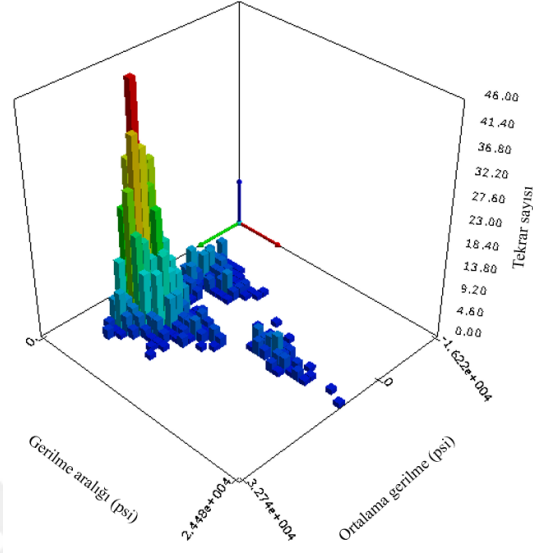
Şekil 3.41. Yağmur akışı çevrim sayma yöntemi şeması.

Yağmur akışı çevrimi sayma yöntemi aynı zamanda vadilerden su drenaj oluyormuş gibi de görselleştirilebilir (Şekil 3.41). Çevrim sırasında gerilme/birim şekil değiştirme pikleri ve vadileri belirlenir. Gerilme/birim şekil değiştirme geçmişi ters çevrilir ve içi suyla doluyormuş gibi düşünülür. Suyu drenaj eden derin vadiden başlanır ve tüm vadiler drene olana kadar tekrarlanır. Drene edilmiş toplam derinlik = gerilme aralığı ve ortalama derinlik = ortalama gerilme olarak hesaplanır.



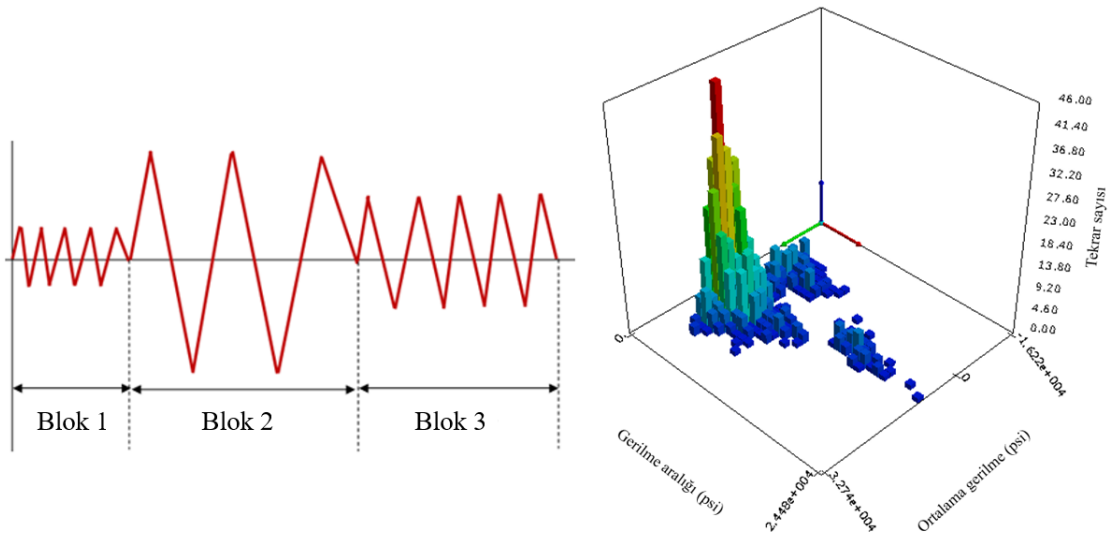
Şekil 3.42. Yağmur akışı çevrim sayma yöntemi blokları.

Yağmur akışı yaklaşımı, herhangi bir rasgele yük geçmişini benzer yükleme gruplarına ("kutular" veya "bloklar") bölerek çalışır (Şekil 3.42). Yağmur akışı matrisi bir histogram kullanılarak görselleştirilebilir. Her grup, belirli bir gerilim aralığı ve ortalama gerilme için bir dizi yükleme döngüsünü temsil eder.



Şekil 3.43. 3 eksenli gerilme aralığı, ortalama gerilme, tekrar sayısı grafiği.

Birden fazla çevrimsel yükleme koşulları kümülatif yorulma etkisine sahiptir. Yağmur akışı, yükleme geçmişini bloklar halinde gruplanmasını sağlar. Her blok toplam hasarın bir kısmına ("kısmi hasar" veya "hasar oranı") neden olur (Şekil 3.44).



Şekil 3.44. Tekrar bağlı gerilme grafiğinin bloklara ayrılması.

Burada;

$$\text{hasar oranı } (Di) = \frac{ni}{Ni} \quad (3.123)$$

$$D_i = \text{yüklemeye bloğunun neden olduğu hasar oranı} \quad (3.124)$$

$$n_i = \text{yüklemeye bloğunun uygulanan çevrim sayısı} \quad (3.125)$$

$$N_i = \text{yüklemeye bloğu için mevcut yorulma ömrü} \quad (3.126)$$

Hasar oranı, bir yüklemeye bloğu tarafından kullanılan ömür miktarıdır.

$$\text{hasar oranı} = \frac{ni}{Ni} = \frac{\text{mevcut}}{\text{izin verilen}}$$

Eğer $n_i = 10^5$ ve $N_i = 10^6$ olursa, hasar oranı 0.10 olur.

Toplam yorulma ömrünün %10'u yüklemeye bloğu tarafından kullanılmıştır. Miner Kuralı, toplam hasarın sadece kısmi hasarların doğrusal toplamı olduğunu varsayar.

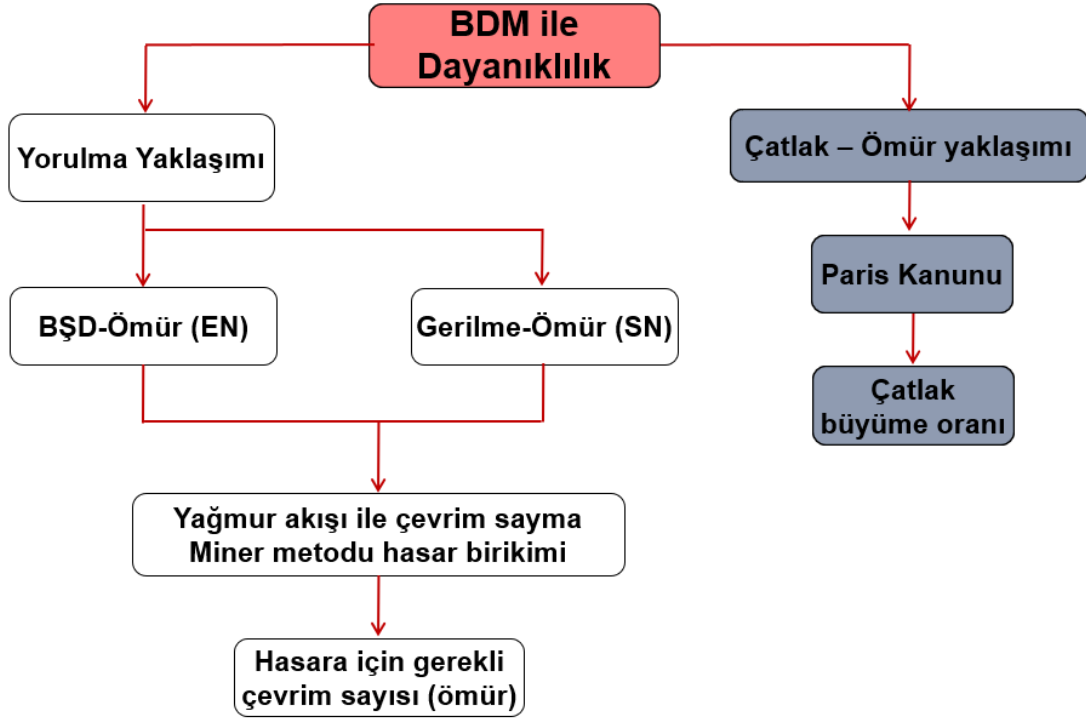
$$\text{Toplam hasar } (D) = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N} + \frac{n}{N} + \frac{n_n}{N_n} = \sum_1^n \frac{n}{N} \quad (3.127)$$

İlk olarak 1924'te Palmgren tarafından önerilmiştir ve 1945'te Miner tarafından daha da geliştirilmiştir. Aynı zamanda "Doğrusal Hasar Kuralı" olarak da anılır. Hem SN hem de EN için kullanımı uygundur. Uygulanması basit olmasına karşın ve daha karmaşık yöntemler kadar doğru sonuçlar verebilmektedir. Yüklemeye sırası dikkate alınmaz ve yorulma ömrü hasar oranlarının toplamına denk geldiği zaman hasar meydana gelir. $D = 1$ 'e eşit veya daha büyük olduğu kabul edilir.

Yorulma hesaplamaları dayanım hesaplamaları kadar hassas değildir ve kesinliği yoktur. Yorulma yaklaşımı determinist bir yaklaşım değil istatistiksel bir yaklaşımdır. Ampirik kurallar söz konusudur ve ömür tahminlerinde hasar büyüklük sırası yaygındır.

Güvenli tasarım sağlamak için genellikle kabul edilen güvenlik faktörü (F_s), güvenlik faktörü genelde 10 civarında alınır. BDM ile yapılan yorulma hesaplamalarında düşük güvenlik faktörleri kabul edilebilir.

Çatlak- ömür yöntemi, çevrimsel çalışma halinde hasar yayılmasını tahmin etmek için kırılma mekaniği parametrelerini (örneğin, J-integral, gerilme yoğunluğu, vb.) kullanır. Kırılma mekaniği parametrelerini çatlak büyüme oranıyla ilişkilendirmek için genellikle Paris Yasasını (da / dN) kullanır. Genellikle denetim aralıkları oluşturmak için kullanılır. Bir denetim tekniği için, tespit edilebilen en küçük kusur boyutu bilinmelidir. Saptanabilir en küçük boyuttan kritik boyuta kadar bir çatlağın büyümesi için gereken çevrim sayısı belirlenmelidir. Denetim aralıkları, çatlak büyüme oranına bağlıdır.



Şekil 3.45. Tekrar bağlı gerilme grafiğinin bloklara ayrılması.

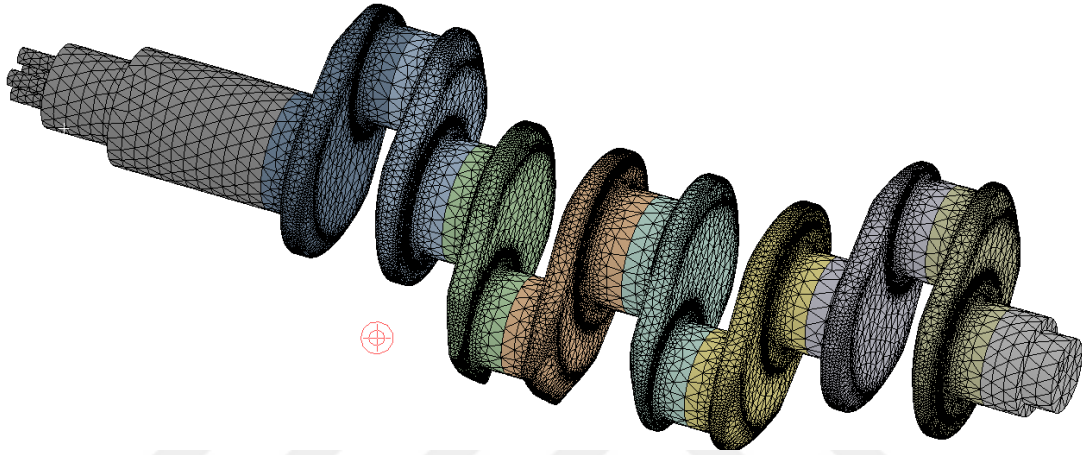
Sonuç olarak özetlenirse, yorulma çatlakları yüzey dislokasyonlarında başlar ve bölgesel plastik deformasyonu tersine çevirerek tetiklenir. Tek bir uygulamada hasara neden olmak için yetersiz gerilme seviyelerinde yorulma hatası oluşur. Hasar kümülatif ve geri döndürülemezdir. Yorulma sürecinde ilerleyen bozulmayı tespit etmek zordur. Felaketle sonuçlanan arızalar uyarı olmadan meydana gelebilir. Yorulma hasarı genellikle üç aşamada seyreder. Birinci aşama çatlak başlangıcı, ikinci aşama kararlı çatlak ilerlemesi, üçüncü aşama hızlı kırılma olarak kategorize edilir. Yorulma ömrü, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesinin toplamına eşittir. (Şekil 3.45)'te BDM ile yorulma ömür analizi için ilerlenmesi gereken yol haritası sunulmuştur.

Yorulma testleri yavaş ve pahalı yöntemlerdir. BDM dayanıklılık analizi, sanal bir ortamdaki yorulmayı hızlı ve ucuz olarak tahmin edebilir. Bir bileşenin tekrarlı çalışmada bozulmadan kalma yeteneğini karakterize eder ve yorulma analizi olarak adlandırılır. Yorulma hesaplamaları dayanım hesaplamaları kadar hassas değildir ve kesinliği yoktur sadece bir tahmin ve yaklaşım olarak kabul edilir. İki temel BDM ile dayanıklılık yaklaşımı vardır. Bunlar, gerilme- ömür (SN) ve birim şekil değiştirme - ömür (EN) yaklaşımlardır. Yağmur akışı yöntemi genellikle hem SN hem de EN için

çevrimleri saymak için kullanılır. Miner metodu, genellikle SN ve EN için hasar biriktirmek için kullanılır.

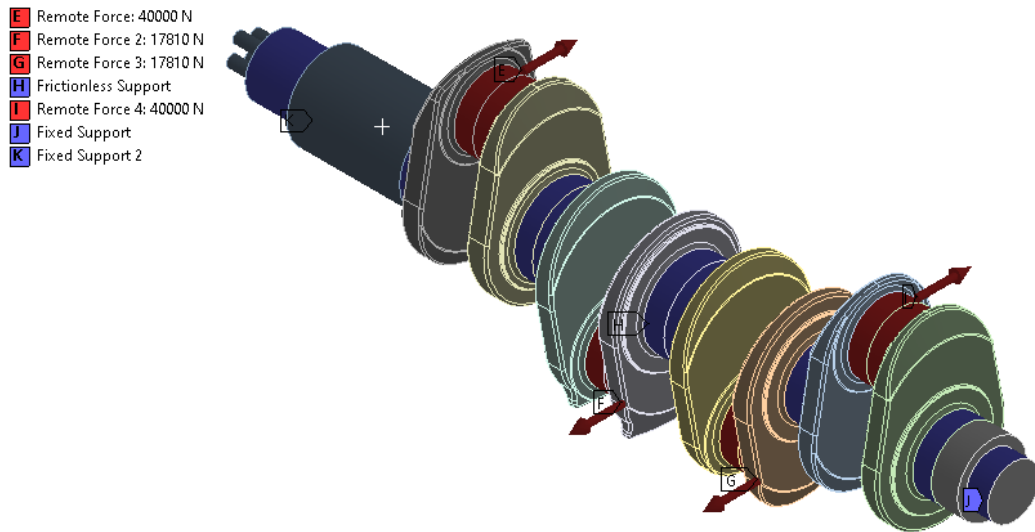
3.6.3. Yorulma Ömür Dayanımı Örneği 1 (Sabit genlik, oransal yükleme)

Bu çalışmada (Şekil 3.46)'da gösterilen tez çalışmasında kullanılan krank milinin yorulma dayanım durumu incelenmiştir. Ncode yazılımı kullanılarak, Ansys yazılımı ile statik dayanım hesaplamalarında elde edilen gerilme ve birim şekil değiştirme değerleri yorulma dayanım hesaplamaları için bir giriş olarak alınmaktadır.



Şekil 3.46. Tez çalışmasında kullanılan krank mili mesh modeli.

(Şekil 3.47)'de krank milinde gerçekte uygulanan yataklama duruma göre sınır şartları ve teğetsel yüklemeler uygulanmıştır.



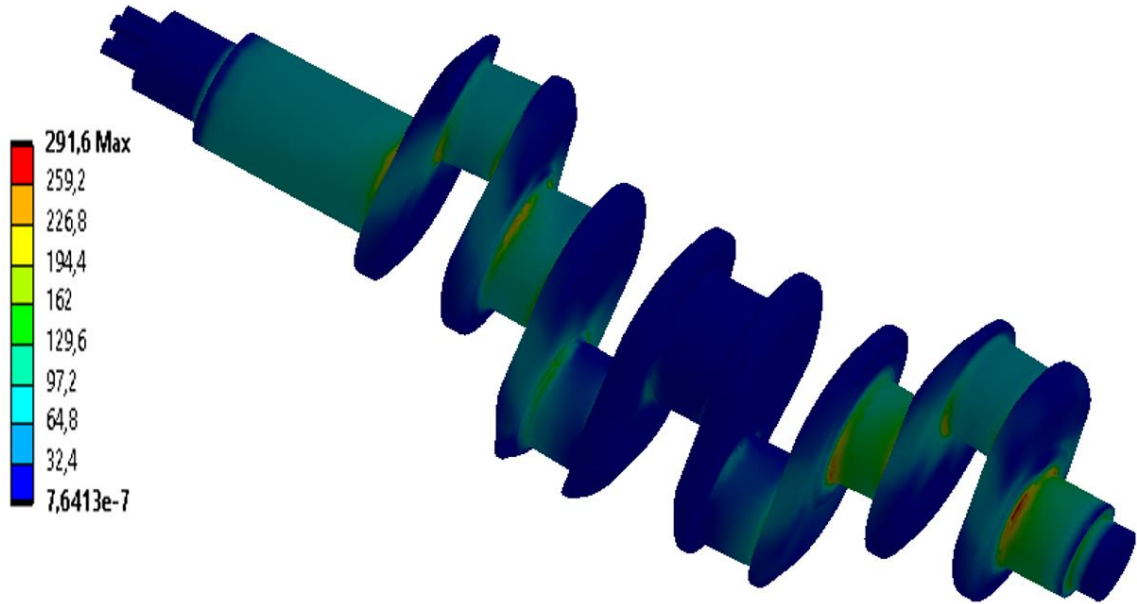
Şekil 3.47. Tez çalışmasında kullanılan krank mili yükleme durumu.

Bu çalışmada Ansys ve Ncode yazılımları kullanılarak bir krank milinin sabit genlikte gerilme-ömrü incelenecektir. Malzeme olarak döküm metodu ile üretilen ve çoğunlukla tercih edilen AISI 4340-125 malzemesi seçilmiştir. (Tablo 3.5)'te bu malzemeye ait gerekli mekanik özellikler verilmiştir.

Tablo 3.5. AISI 4340-125 malzeme özellikleri.

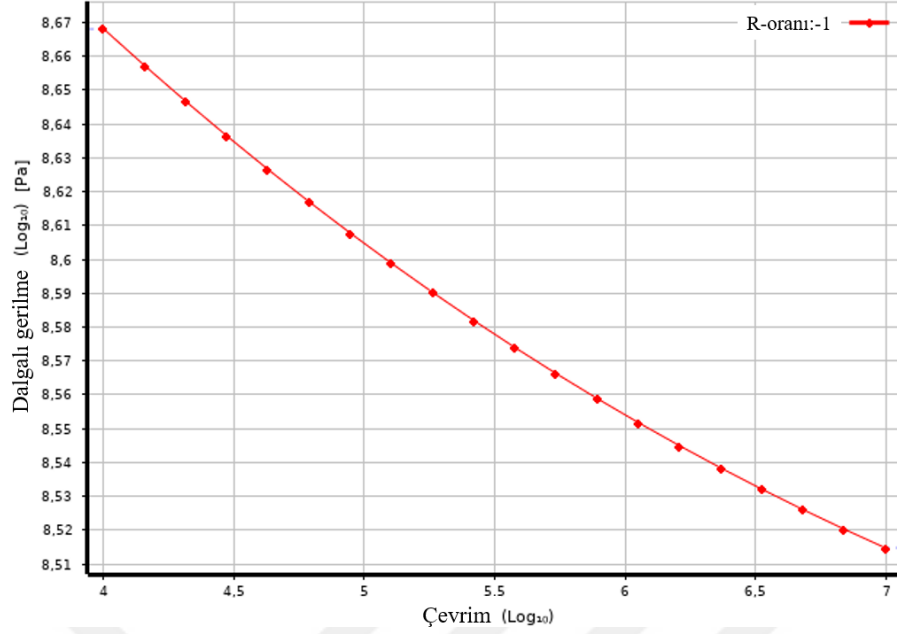
Malzeme Özelliği	Değer
Özkütle	7827kg.m ³
Elastisite Modülü	200Gpa.
Poissons's Oranı	0,32
Bulk Modülü	185Gpa.
Kayma Modülü	75Gpa.

(Şekil 3.48)'de statik analizi yapılarak gerilme ve birim şekil değiştirme değerleri elde edilmiş krank mili gösterilmiştir. Buna en fazla gerilmenin çıktığı bölgeler kırmızı renk ile gösterilmiş ve sayısal olarak en yüksek değer 291 MPa. olarak elde edilmiştir.



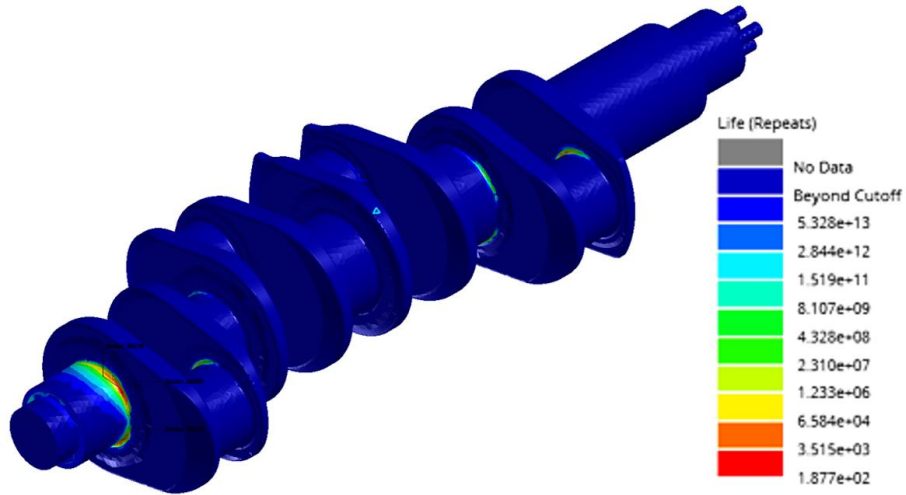
Şekil 3.48. Krank mili gerilme dağılımı.

Çalışma kullanılacak malzeme olan AISI 4340-125'in gerilme oranı -1 değeri için S-N eğrisi log-log olarak seçilmiştir. (Şekil 3.49)'da malzemeye ait S-N eğrisi verilmiştir.



Şekil 3.49. AISI 4340-125'e ait R=-1 S-N eğrisi.

Ncode yazılı ile elde edilen sabit genlikli gerilme-ömür dayanım sonuçları şekilde gösterilmiştir. En düşük ömür TVD'nin bağlandığı bölgenin sınırındaki keskin köşelerde meydana gelmiştir. Sonuç olarak 187 çevrimde hasar olacağı tespit edilmiştir (Şekil 3.50). Bu sonuç tez çalışmasındaki nihai sonuç değildir. Sadece sabit genlikli gerilme ömür yaklaşımı için bir örnektir. Tez çalışmasında frekans uzayında değişken genlikli yükleme ile hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 3.50. AISI 4340-125'e ait R=-1 S-N eğrisi.

3.6.4. Yük Haritalama

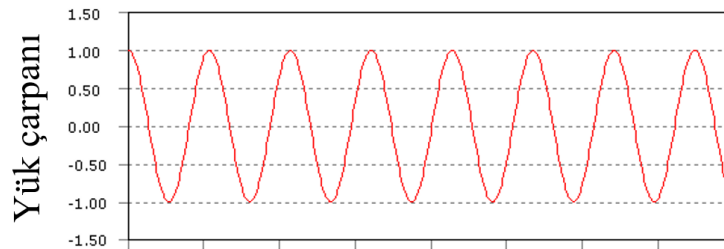
Önceki bölümde yorulma hasarının dalgalı yüklerden kaynaklanan gerilmeler sonucunda meydana geldiğinden bahsedilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi sayesinde farklı çözüm noktalarından gerilme ve birim şekil değiştirme sonuçları elde edilebilmektedir. Bu sayede yorulma hasarını tespit edilmek için gerilme ve birim şekil değiştirme geçmişleri ile yük haritalama yapılır.

Hem gerilme-ömür hem de birim şekil değiştirme-ömür yorulma durumu için kullanılabilir sabit genlik, zaman serileri ve zaman adımı yükleme haritalaması girişleri vardır. Her üç yük haritalamama yöntemi için de Miner kuralı kullanılarak Yağmur akışı döngüsü ve hasar birikimi metotları ile çevrimler sayılır. Yükleme haritalama girişleri şu şekilde özetlemek mümkündür;

- Sabit genlik ile yük haritalama, SE(sonlu elemanlar) gerilme/birim şekil değiştirme çevrimlerinin en düşük ve en yüksek genlikler arasında olduğu varsayılır. Doğrusal süperpozisyon uygulanır.
- Zaman serileri ile yük haritalama, gerilme / birim şekil değiştirme geçmişlerini oluşturmak için SE sonuçlarını yükleme girişleri ile eşleştirir. Doğrusal süperpozisyon uygulanır.
- Zaman adımları ile yük haritalama, doğrudan SE gerilme/birim şekil değiştirme geçmişleri kullanılır.

3.6.4.1.Sabit Genlik ile Yük Haritalama

Sabit genlik en basit yük haritalama türüdür. SE sonuçlarının doğrusal süperpozisyonları kullanılır. Bir sinüs eğrisi olarak görselleştirilebilir ve (Şekil 3.51)'de paylaşılmıştır.



Şekil 3.51. Sabit genlikli yükleme.

SE gerilme/birim şekil değiştirme sonuçlarının en yüksek ve en düşük genlik arasında tekrar ettiği varsayılır. Gerilme/birim şekil değiştirme ile yükleme değerleri

doğrusal olarak ilişkilidir. En düşük ve en yüksek değerler tek bir SE sonuç kümesinin fonksiyonudur. (3.129), (3.130) ve (3.131)'de fonksiyon parametreleri verilmiştir.

$$S_{\max} = \text{SE sonucu} \times \text{en yüksek yük çarpanı} \quad (3.129)$$

$$S_{\min} = \text{SE sonucu} \times \text{en düşük yük çarpanı} \quad (3.130)$$

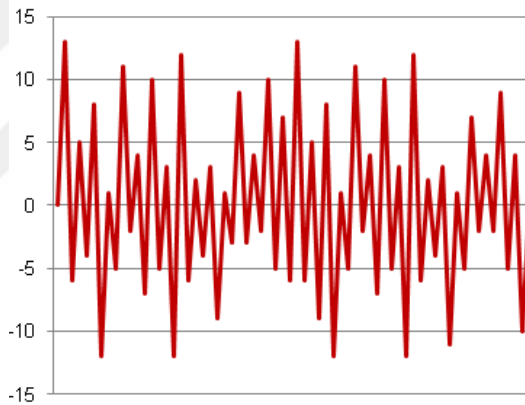
$$S_{\text{range}} = S_{\max} - S_{\min} \quad (3.131)$$

Sabit Genlikli yük haritalama çevrimi, aşağıdaki iki durumdan herhangi biri kullanılarak tam olarak elde edilebilir. Bunlar, $S_{\max}$ ve $S_{\min}$ ve R , $R = S_{\min}/S_{\max}$

Yaygın olarak kullanılan yüklemeler, $R = -1$: tam tersinir ve $R = 0$: sıfırdan en yüksek değere olarak tanımlanır.

3.6.4.2.Zaman Serileri ile Yük Haritalama

Zaman serileri yükleme haritalama çiftleri SE sonuçlarını kullanarak yükleme kanalları belirleyerek gerilme/birim şekil değiştirme geçmişlerini oluşturur. SE sonuçlarının lineer süperpozisyonu kullanılarak yükleme kanallarının birden fazla faktör içermesi sağlanır.



Şekil 3.52. Rastgele yükleme durumu.

Rastgele yükleme durumu, çoklu minimum ve maksimum tepe noktaları arasındaki gerilme döngüsü dışında, sabit genlikli yük eşlemeye benzer (Şekil 3.52).

Zaman serisi kanalları (3.132)'de ki gibi ifade edilir.

$$S(t) = \frac{(P(t) \cdot \text{oran faktörü} + \text{öteleme}) \cdot S_{FE}}{\text{bölme oranı}} \quad (3.132)$$

$S(t)$ = Yorulma değerlendirmesinde kullanılan zaman geçmiş gerilmesi

S_{FE} = SE ile elde edilmiş gerilme sonuçları

$P(t)$ = Zaman serisi kanalından elde edilmiş yük çarpanı

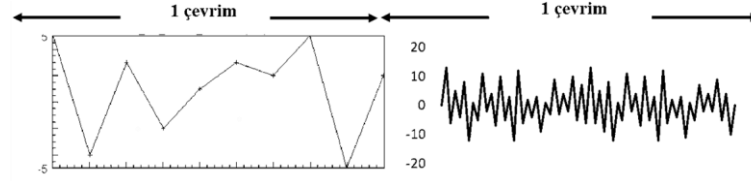
Bölme oranı = Kullanıcı tanımlı değer, genelde 1 olarak alınır.

Oran faktörü = Kullanıcı tanımlı değer, genelde 1 olarak alınır

Öteleme= Kullanıcı tanımlı deger, genelde 1 olarak alınır

Standart kullanımda : $S(t) = P(t) \times S_{FE}$

Zaman serisi çevrimleri 1 çevrim = zaman serisi kanalının bir tekrarıdır.

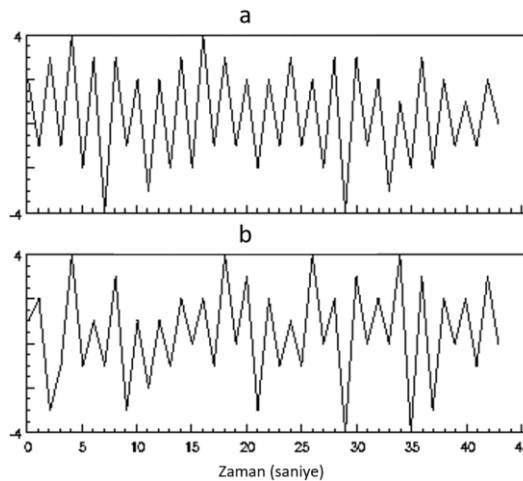


Şekil 3.53. Rastgele yükleme durumu çevrimleri.

(Şekil 3.53)'te zaman serisi kanalı temsil edebilir. Bir test senaryosundaki bir saatlik bir döngü olarak veya bir uçağı kalkış ve inişindeki yüklerin temsili olarak düşünülebilir. Zaman adımı ile yük haritalamada, uygulanan yük haritalamasında sonlu elemanlara giriş olarak tüm yükleme geçmişi girilebilir.

3.6.5. Yorulma Ömür Dayanımı Örneği 2 (Çok eksenli rastgele yükleme)

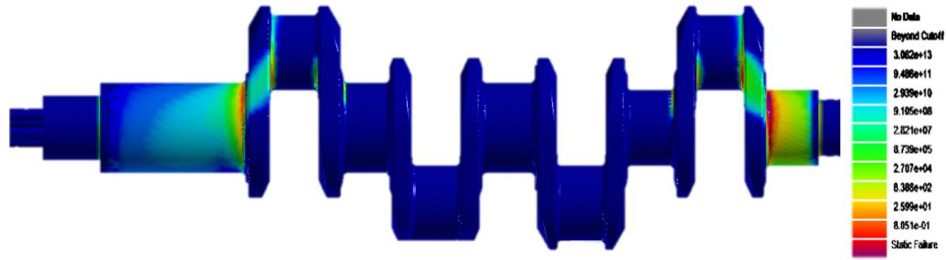
Bu örnek çalışmada krank miline teğetsel ve eksenel olarak 2 eksenle yükleme uygulanmıştır. Teğetsel eksenledeki yükleme burulma gerilmesine, eksenel yöndeki yükleme ise eğilme gerilmesine neden olmuştur. Statik olarak ayrı ayrı çözülen, her iki yükleme ve gerilme durumu Ncode yazılımına yüklenmiştir. (Şekil 3.54)'te a grafiğinde gösterilen zaman serisi teğetsel yükleme ile b ile gösterilen zaman serisi ise eksenel yükleme ile eşleştirilmiştir.



Şekil 3.54. a) X eksenli b) Y eksenli zaman uzayında rastgele yükleme girişi.

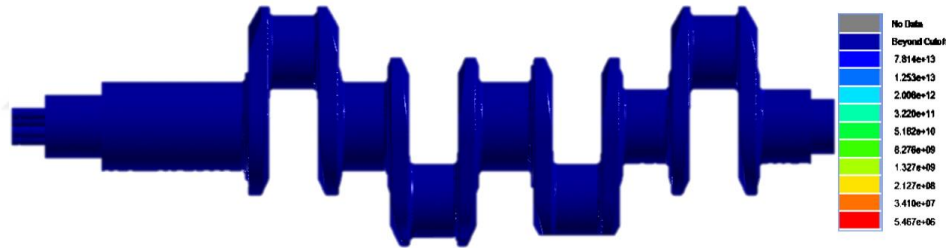
(Şekil 3.54-a)'da ki sadece teğetsel eksenledeki yüklemeler ele alınarak krank mili zorlanmıştır. Bu yükleme durumuna göre (Şekil 3.55)'teki yorulma – ömür dayanımı elde

edilmiştir. Bu yükleme durumu sadece bir örnek teşkil etmesi için kullanılmış ve tez kapsamında elde edilmiş bir sonuç değildir.



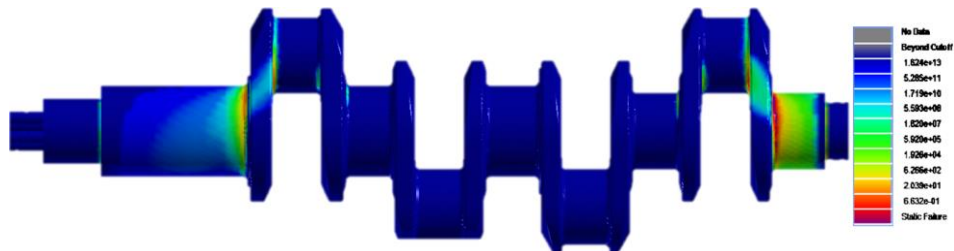
Şekil 3.55. Sadece teğetsel eksenindeki yüklemeler ile yorulma-ömrü incelenen krank mili.

(Şekil 3.54-b)'da ki sadece aksenal yüklemeler ele alınarak krank mili zorlanmıştır. Bu yükleme durumuna göre (Şekil 3.56)'da ki yorulma – ömür dayanımı elde edilmiştir. Aksenal yüklemelerin teğetsel yüklemelere göre krank mili yorulma ömrüne etkisinin çok az olduğu görülmektedir.



Şekil 3.56. Sadece aksenal eksenindeki yüklemeler ile yorulma-ömrü incelenen krank mili.

(Şekil 3.54-a-b)'de ki hem aksenal hem de teğetsel yüklemeler birlikte ele alınarak krank mili zorlanmıştır. Bu yükleme durumuna göre (Şekil 3.57)'de ki yorulma – ömür dayanımı elde edilmiştir.



Şekil 3.57. Hem teğetsel hem de aksenal yüklemeler ile yorulma-ömrü incelenen krank mili.

3.6.6.Görev Döngüleri

Gerçek hayatta yükleme durumu genellikle farklı olay türlerinin ilişkili tekrarlarla birleşimidir. Basitçe sabit genlik, zaman serisi veya zaman adımlı yükleme olarak temsil edilemez. Görev Döngüleri, yükleme sıralarının ve tekrarlarının bir kombinasyonudur. Karmaşık yüklemeleri temsil etmek için güçlü ve esnek bir tekniktir. Sabit genlik, zaman serisi ve zaman adımı yüklemelerinin herhangi bir kombinasyonunu veya diğer görev döngülerini de içerebilir.

Görev döngüleri, kullanıcı tanımlı bir olay kombinasyonudur. Her olayın tanımlanmış tekrar sayısı vardır ve bahsedilen olaylar yüklemelerdir. Türler bir görev döngüsü içinde karıştırılabilir. İç içe görev döngüleri kullanılabilir. Örneğin, bir görev döngüsü şunları içerebilir;

- Sabit genlikli yüklemenin 10 tekrarı, bir zaman serisi yüklemesinin 2 tekrarı, başka bir görev döngüsünün 5 tekrarı.

Miner kuralı, tüm olaylardan ve tekrarlardan gelen hasarı toplamak için kullanılır.

Analiz Motorundaki Yük Eşleştirmeyi Düzenle seçeneği kullanılarak görev döngüleri etkileşimli olarak oluşturulabilir.

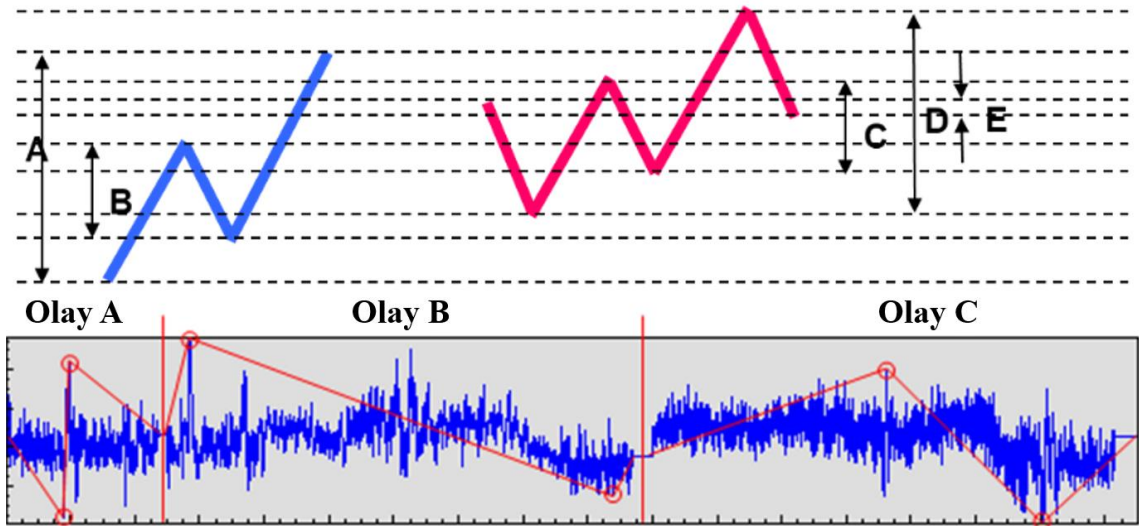
Görev döngüleri ayrıca çizelge oluştur kullanılarak veya harici bir metin dosyasından oluşturulabilir.

3.6.6.1.Olay İşleme

Olay İşleme, döngülerin bir görev döngüsü içinde nasıl sayılacağını tanımlar. Üç seçenek vardır; bağımsız, kombine hızlı ve kombine tam.

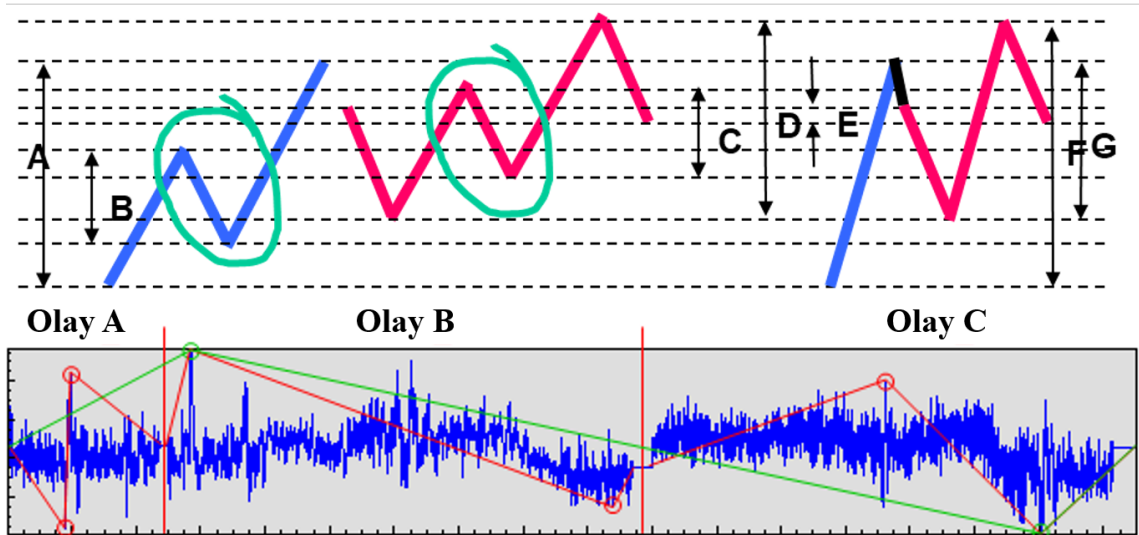
Her olay Miner Kuralına göre bağımsız olarak işlenir. Toplam hasar, olay başına hasarın toplamıdır. Bağımsız olay işleme, en hızlı yöntemdir, ancak genel olarak en büyük döngüyü kaçırabilir. Hızlı kombine, bağımsız yöntemle benzer, ancak olaylar arasındaki artık döngüler işlenir, iyi doğrulukla birlikte ikinci en hızlı yöntemdir. Tam kombine, tüm tekrarlar da dahil olmak üzere tüm olaylar bir bütün olarak işlenir, en yavaş, ancak en doğru yöntemdir.

Bağımsız olay işlemede, her olay için hasar, olay başarısız olana kadar tekrarlıyormuş gibi bağımsız olarak hesaplanır. Her olayda tüm yağmur akışı döngüleri kapalıdır (Şekil 3.58). Toplam hasar, her olay için verilen hasarın toplamı ile her olay için tekrar sayısının çarpımı kadardır.



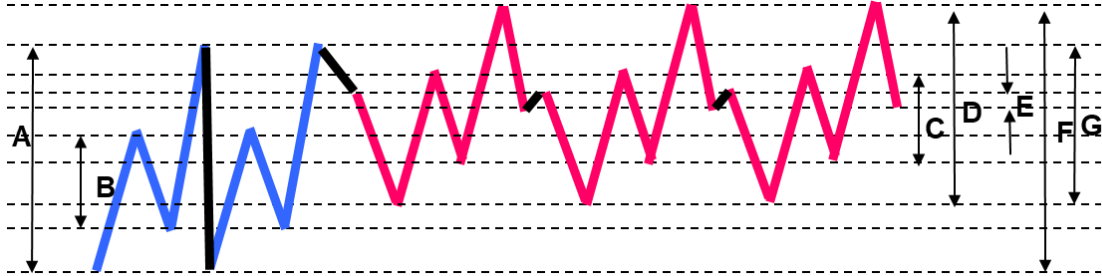
Şekil 3.58. Bağımsız olay işleme döngülerinin sınıflandırılması.

Kombine hızlı olay işlemede, her olay için hasarı ve karşılık gelen tekrar faktörünü hesaplar. Tüm olaylardan arta kalan, olaylarla kesişen döngüleri işlemek için birleştirilir (Şekil 3.59). Hızlı analiz olmasının sebebi her olayın yalnızca bir geçişi işlenir. Bağımsız yöntemden daha kesin bir cevap verir çünkü olaylarla kesişen döngüleri hesaba katar. Bazı varsayımlar içerir ve bu nedenle Tam yöntem kadar kesin cevap vermez.



Şekil 3.59. Kombine hızlı olay işleme döngülerinin sınıflandırılması.

Kombine Tam Olay İşleme Tekrar faktörleri dahil olmak üzere olayları birleştirir. Büyük tekrar faktörleri için uzun analiz süreleri ile çok uzun zaman geçmişleri oluşturabilir.

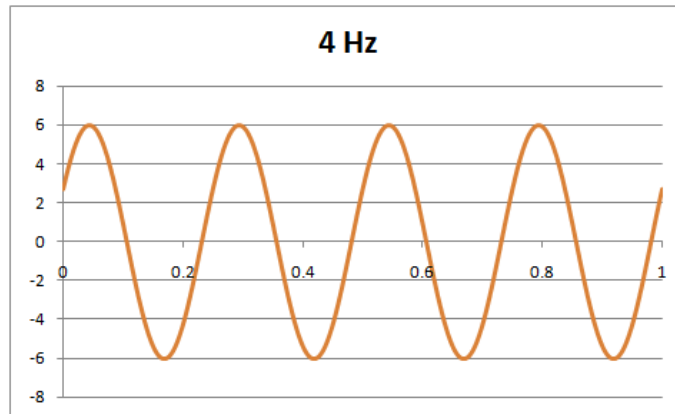


Şekil 3.60. Kombine tam olay işleme döngülerinin sınıflandırılması.

Kombine tam ve kombine hızlı yöntemler, görev döngüsünden bağımsız olarak benzer sonuçlar vermelidir. Bağımsız yöntem, olayların neden olduğu döngülerden kaynaklanan hasar önemli olduğunda ihtiyatlı olmayan yanıtlar verebilir (Şekil 3.60). Olaylar arasındaki sınırlar büyük ölçüde farklı olduğunda ve olaylar nispeten kısa olduğunda oluşur.

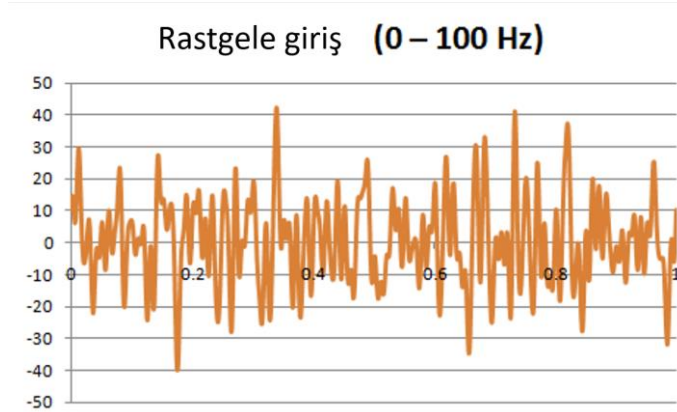
3.6.2. Frekans Uzayında Yorulma Yaklaşımı

Yorulma hasarı tipik olarak zamana dayalı yükleme için değerlendirilir. Rastgele yükleme, zaman alanında etkin bir şekilde değerlendirilemez. İstatistiksel bir yaklaşım kullanılarak frekans alanında değerlendirilebilir. Titreşim kaynaklı yorulma, rastgele yüklemenin neden olduğu hasarı belirler. Harmonik titreşim, bir frekansta sinüzoidal yüklemekten kaynaklanır (Şekil 3.61).



Şekil 3.61. Herhangi bir genlikteki 4Hz. frekansa sahip yükleme .

Rastgele titreşim, farklı genliklerde, frekanslarda ve faz açılarında eşzamanlı yüklemelerdir (Şekil 3.62).



Şekil 3.62. Herhangi bir genlikteki 4Hz. frekansa sahip yükleme .

Gerçek hayattaki birçok yaygın süreç rastgele titreşim üretir. Örnek olarak, üretim hatları, karayolu ve raylarda seyahat, hava ve uzay uçuşu, rüzgâr yüklemesi verilebilir. Bu işlemlere tabi tutulan bileşenler, titreşim yorulma hasarı yaşayabilir. Fourier analizi, frekans alanında bir dizi sinüs dalgası olarak rastgele zamana dayalı bir yüklemeyi ifade edebilir. Herhangi bir frekanstaki zorlamanın ortalama değeri nispeten sabitse, frekans alanındaki rastgele zorlama, bir Güç Spektral Yoğunluğu (PSD) işlevi kullanılarak karakterize edilebilir. Fourier analizi ile zaman uzayından frekans uzayına geçiş ile ayrıntılı bilgiler 3.4.2 numaralı başlıkta verilmiştir.

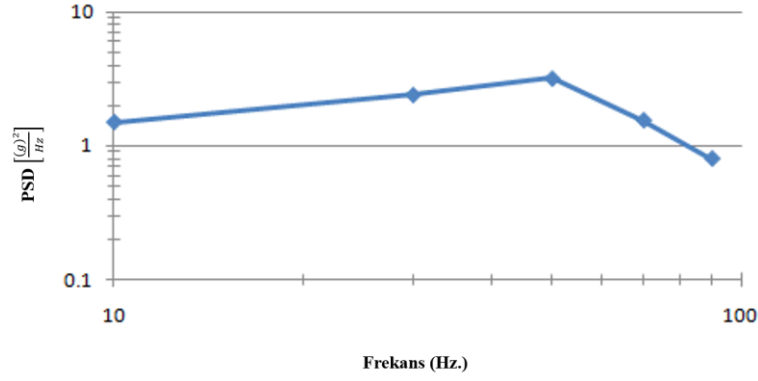
PSD spektrumları, frekansa bölünen ortalama kare değeri cinsinden frekansa karşı uygulanan yüklemenin genliğini tanımlar. Tipik PSD birimleri, (3.133), (3.134), (3.136) ve (3.136)’da verilmiştir.

$$\text{İvme} \left[\frac{\left(\frac{in\check{s}}{sn^2} \right)^2}{Hz} \right] \text{ ya da } \left[\frac{(g)^2}{Hz} \right] \quad (3.133)$$

$$\text{Yer değiştirme} \left[\frac{(in\check{s})^2}{Hz} \right] \quad (3.134)$$

$$\text{Hız} \left[\frac{\left(\frac{in\check{s}}{sn} \right)^2}{Hz} \right] \quad (3.135)$$

$$\text{Kuvvet} \left[\frac{(N)^2}{Hz} \right] \quad (3.136)$$



Şekil 3.63. G ivmesi spektral yoğunluk .

Çıkış PSD'si (cevap PSD veya RPSD), giriş PSD'sinin bir transfer fonksiyonu ile çarpılmasıyla elde edilir (3.137).

$$\text{Çıkış PSD} = (\text{Transfer Fonksiyonu})^2 \times \text{Giriş PSD} \quad (3.137)$$

SE sonuçlarından elde edilmiş transfer fonksiyonu, RPSD'yi her frekansta PSD girişiyle ilişkilendirir. Ncode, aktarım işlevini geliştirmek için harmonik FE sonuçlarını kullanır. Çoklu giriş PSD'leri için cevap PSD'sini elde etmek için bir transfer fonksiyonu seti kullanılabilir.

RPSD'nin frekans aralığı üzerindeki integrali, ortalama karesinin cevabıdır. Aynı zamanda RPSD eğrisinin altındaki alan olarak da ifade edilir. Ortalama cevabın karekökü, yanıtın ilk standart sapmasıdır. Cevapların ortalamasının karesinin kare kökü veya RMS olarak adlandırılır (3.138).

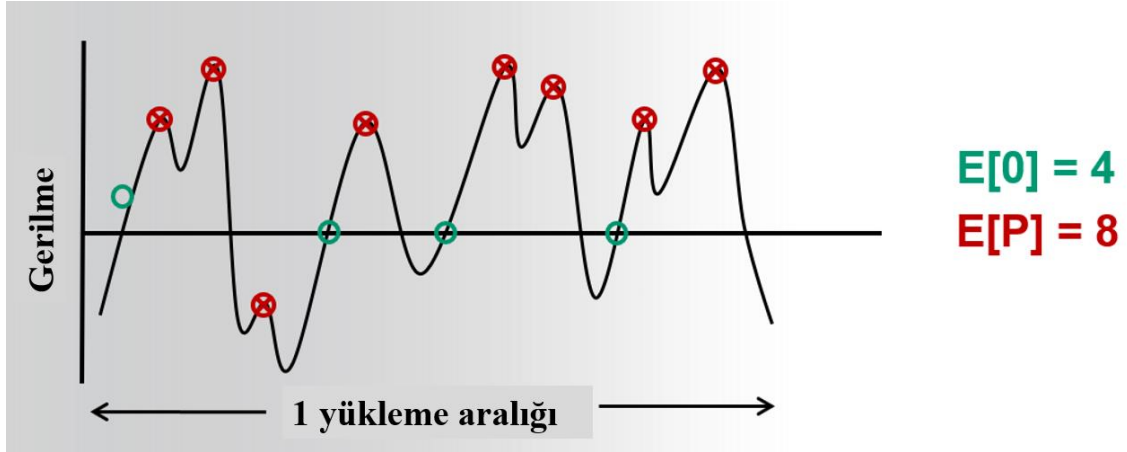
$$\text{RMS} = 1\sigma = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} (\text{RPSD}) d\omega} \quad (3.138)$$

Rastgele bir yüklemenin neden olduğu yorulma hasarını değerlendirmek için döngü sayısı ve gerilme aralıkları belirlenmelidir. Rastgele yüklemede, her zaman periyot farklıdır, ancak her zaman periyodunun istatistikleri sabittir.

Dar bant sinyalleri, karşılık gelen pozitif tepe noktalarına ve negatif çukurlara sahiptir. İki pozitif tepe noktası arasındaki sinyal (pozitif tepe-negatif dip-pozitif tepe) bir döngüdür. Geniş bant prosesi, pozitif tepe noktası ile bitişik negatif çukur arasında küçük gerilme döngülerine sahiptir. Bu küçük döngülerin etkisinin göz ardı edilmesi konservatif olmayabilir (yani, tahmin edilen yorulma hasarı, gerçek yorulma hasarından daha az olabilir).

Rastgele bir titreşim sinyalinden döngü sayısını ve gerilme seviyelerini tahmin etmek için üç istatistiksel parametre kullanılır. Bunlar, yukarı sıfır geçiş sayısı $E[0]$, tepe sayısı $E[P]$ ve düzensizlik faktörü (γ) olarak gösterilir.

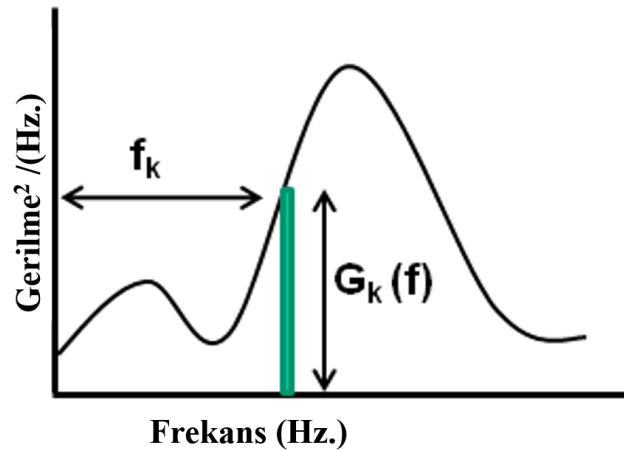
Yukarı sıfır geçişlerin sayısı $E[0]$, negatiften pozitif gerilime geçişlerin sayısıdır. İstatistiksel eşdeğer veya beklenen sıklık olarak da bilinir. Pik sayısı $E[P]$ yerel gerilme maksimumlarının sayısıdır.



Şekil 3.64. Bir gerilme aralığında $E[0]$ ve $E[P]$ 'lerin sayılması .

$E[0]$ ve $E[P]$, RPSD anlarından tahmin edilebilir. Düzensizlik faktörü (γ), rastgele sinyal türünün bir ölçüsüdür ve RPSD anlarından tahmin edilebilir. (Şekil 3.65)'te gösterilen genlik – frekans eğrisine ait bağıntı (3.139)'da verilmiştir. Ayrıca (3.140)'ta $E[0]$ 'a, (3.141)'de $E[P]$ 'ye ve (3.142)'de γ 'e ait bağıntılar verilmiştir.

$$m_n = \int_0^\infty f_n \cdot G(f) df = \sum f k^n \cdot G_k(f) \cdot \delta f \quad (3.139)$$



Şekil 3.65. Genlik- frekans eğrisi .

$$E[0] = \sqrt{\frac{m2}{m0}} \quad (3.140)$$

$$E[P] = \sqrt{\frac{m4}{m2}} \quad (3.141)$$

$$\gamma = \frac{E[0]}{E[P]} = \sqrt{\frac{m2^2}{m0 \cdot m4}} \quad (3.142)$$

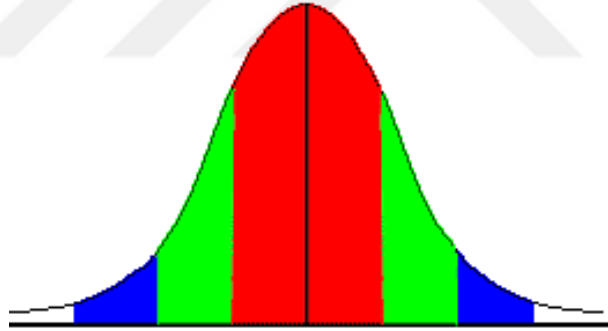
Literatürde sıklıkla, Narrow Band, Steinberg, Dirlik ve LaLanne yöntemleri kullanarak rastgele titreşim yorulma ömrü tahmin edilmiştir. Bu yöntemler, döngü sayısını belirlemek için istatistiksel parametreler kullanır ve toplam hasarı biriktirmek için Miner kuralını kullanırlar.

Narrow Band, sadece tek frekans içeriğine sahip sinyaller için uygundur. Nadiren kullanılır ve düzensizlik faktörü 1 civarındadır. Steinberg, elektronik endüstrisinde sıklıkla kullanılır. Ayrık döngü dağılımına sahip bir Gauss dağılımını varsayar.

Döngülerin %68,27'si 1-sigma gerilmesinde gerçekleşir.

Döngülerin %27,18'i 2-sigma gerilmesinde gerçekleşir.

Döngülerin %4,28'i 3-sigma gerilmesinde gerçekleşir.



Şekil 3.66. Eğri üzerinde 1-sigma, 2-sigma ve 3-sigma'nın gösterimi .

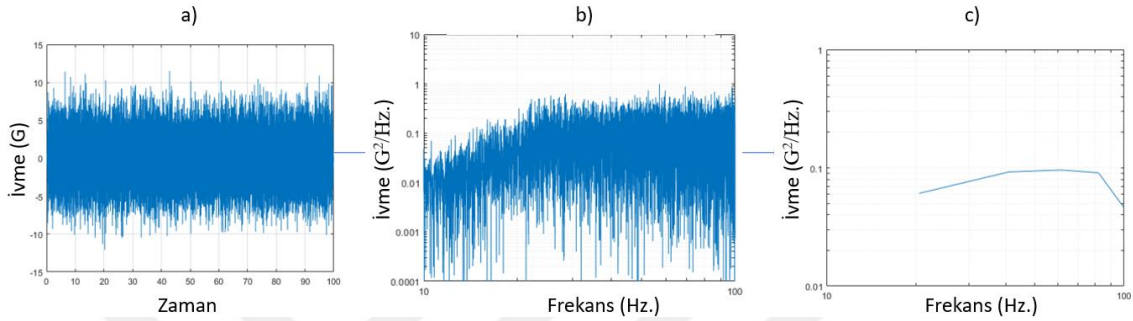
Yorulma hasarı Miner kuralı kullanılarak doğrusal olarak toplanır (3.143).

$$\text{Toplam hasar} = 1\text{sigma}_{\text{hasar}} + 2\text{sigma}_{\text{hasar}} + 3\text{sigma}_{\text{hasar}} \quad (3.143)$$

Dirlik, ilk genel amaçlı teknik olarak kabul edilebilir. Monte Carlo tekniği kullanılarak türetilen kapalı form ifadesi ile hem dar hem de geniş bant süreçlerine uygulanabilir. LaLanne, genel amaçlı bir geniş bant tekniğidir. Birçok askeri standartta kullanılır.

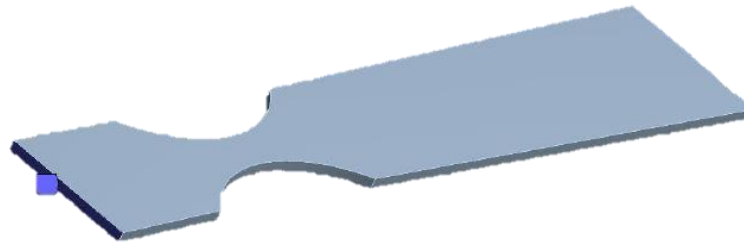
3.6.2.1. Yorulma Ömür Dayanımı Örneği 2 (Frekans uzayında yorulma)

Frekans uzayında yorulma ömür yaklaşımı için basit bir örnek çalışma olarak çekme numunesi kullanılmıştır. Dinamik bir çekme cihazına bağlanmış çekme cihazından 0-100s. aralığında, hasarın olduğu bölgeden ivme verisi toplanmıştır. Elde edilen bu ivme verisi yer çekimi ivmesinin katı olarak ifade edilmiştir. (Şekil 3.67)'de gösterildiği gibi GRMS genliğinde frekans uzayında ifade edilmiştir.



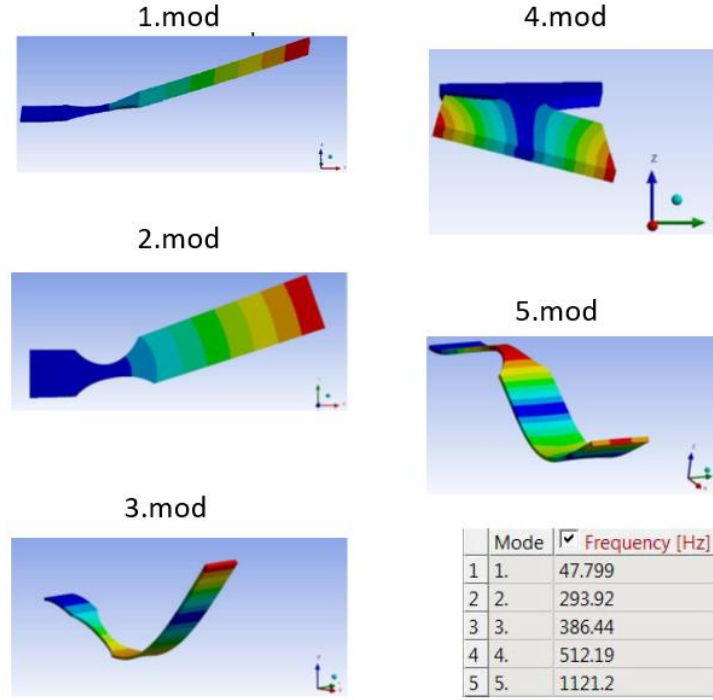
Şekil 3.67. a) Zaman uzayında ivme sentezi b) Güç spektral yoğunluğu c) Normalize edilmiş güç spektral yoğunluğu.

Çekme numunesinin doğal frekans değerleri belirlenerek zorlama etkisi altındaki cevabı için yapının titreşim karakteristiği belirlenmiştir. (Şekil 3.68)'de bilgisayar destekli ön gerilmeli modal analiz için sınır şartları gösterilmiştir. 0-1500Hz. aralığında toplam 10 mod şekli ve mod frekansı bulunmuştur.



Şekil 3.68. Çekme numunesine ait CAD modeli ve sınır şartı.

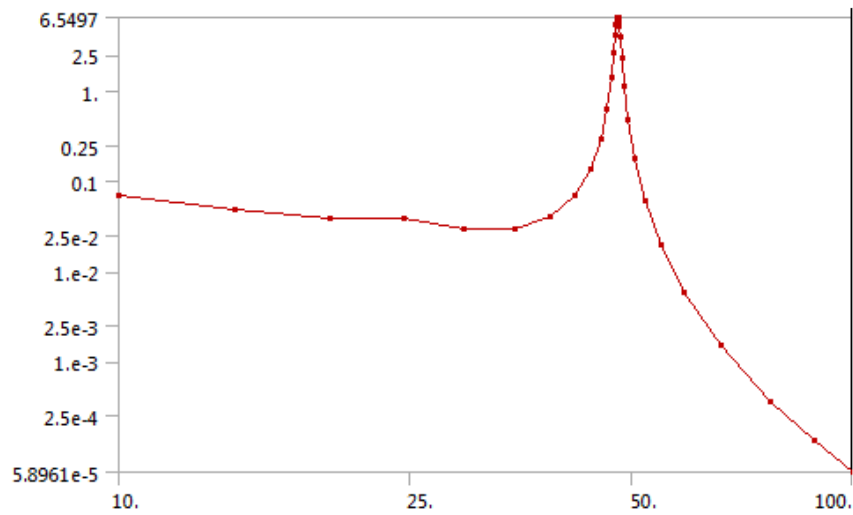
Bir ucundan ankastre bağlı diğer ucu serbest çekme numunesinin ilk beş mod şekli ve mod frekansı Şekil 2.1-3'te verilmiştir. Şekil 2.1-1'de görüldüğü üzere en yüksek zorlama frekansı 100Hz. 'dir. Bu aralığa tekâmül eden sadece bir doğal frekans değeri olduğu görülmektedir.



Şekil 3.69. Çekme numunesine ait mod şekilleri ve frekansları.

(Şekil 3.67)'de elde edilen PSD verisi Ansys Workbench Random Analysis modülünde PSD ivme verisi olarak tanımlanmıştır. Ankastre mesnet için numunenin uç tarafından sınır şartı tanımlaması yapılmıştır.

(Şekil 3.70)'te deformasyonun en fazla olduğu noktadan frekans uzayındaki cevap alınmıştır. En fazla deformasyon ilk doğal frekans olan 47.8Hz. değerinde oluşmuştur.



Şekil 3.70. Çekme numunesine ait PSD verisi ile yüklenmiş titreşim cevabı.

Yorulma hasarının tespiti için Steinberg 3-Bant yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde 1σ , 2σ ve 3σ standart sapma seviyeleri dikkate alınır. Gerilmelerin dağılımını gösteren karmaşık bir olasılık yoğunluk fonksiyonu önerilmez. Rastgele bir gauss yüklemesi göz önüne alındığında, gerilmelerin -1σ , $+1\sigma$ genlikleri arasında olma olasılığı %68'dir. -2σ , $+2\sigma$ arasında kalma olasılığı %95,4'tür. -3σ , $+3\sigma$ gerilmeleri aralığında olma olasılığı ise %99,7'dir. Bu dağılım Şekil 0-6'da gösterilmiştir.

- Zamanın %68,3'ünde 1σ
- Zamanın %27,1'inde 2σ
- Zamanın %4,3'ünde 3σ genliğe sahip gerilmeler oluşacağı varsayılır.

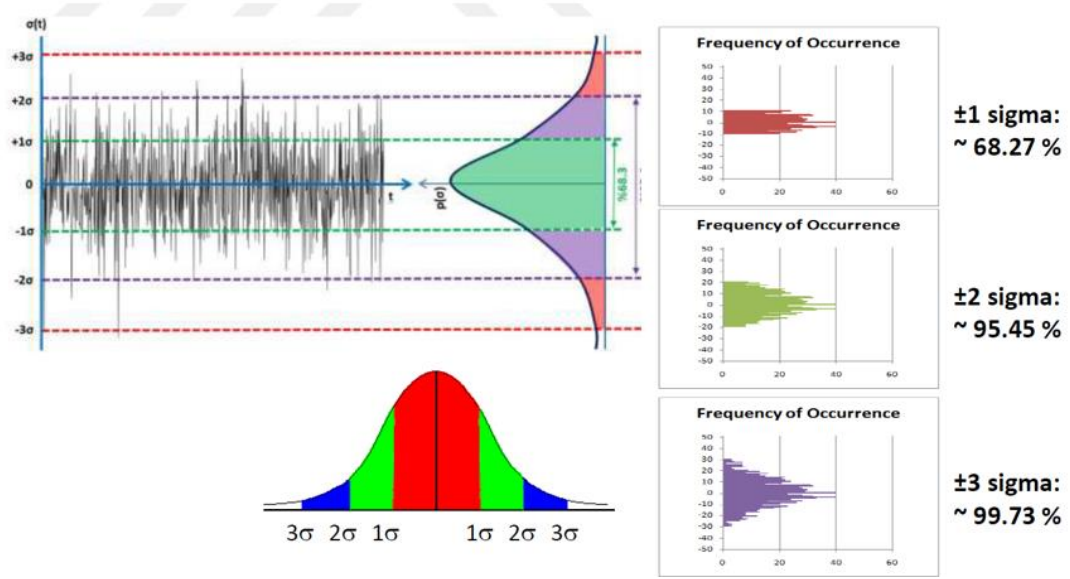
Bu aralıkların her birinde, hasara sebep olan döngülerin sayısı (N_1 , N_2 ve N_3) malzemenin, S-N eğrisinden bulunabilir. Daha sonra, toplam uygulanmış çevrim sayısı " n " biliniyorsa, 3 farklı genlikteki gerilmelerin oluşturduğu toplam yorulma hasarı Miner'ın Birikimli Hasar Kuralı veya eşdeğer gerilme değeri kullanılarak hesaplanabilir. Miner'ın Birikimli Hasar kuralı ile kullanılacaksa toplam hasarı tanımlayan ifade Denklem (3.144)'te gösterilmiştir. Bu denklem 1'e eşitlenerek uygulanan çevrim sayısını ifade eden n değeri yalnız bırakılırsa yorulmaya sebep olan çevrim sayısı elde edilmiş olur. Bu bilgi ile birim zamandaki çevrim sayısı oranı kullanılarak yorulma ömrü hesaplanabilir.

$$D = n \left(\frac{0.683}{N_{1\sigma}} + \frac{0.271}{N_{2\sigma}} + \frac{0.043}{N_{3\sigma}} \right) \quad (3.144)$$

Aynı sonuç Miner'ın Birikimli Hasar Yöntemi yerine eşdeğer gerilme değeri hesaplanarak da bulunabilir. Eşdeğer gerilme değeri rastgele bir yükleme içerisindeki tüm gerilmelerin yerine yorulma hesabında kullanılabilecek bir gerilme değeridir. Eşdeğer gerilme değerinde hasara sebep olan çevrim sayısı S-N eğrisinden bulunabildiği gibi Basquin'in denklemiyle de hesaplanabilir. Eşdeğer gerilme değeriyle yorulma hasarı Denklem (3.145) kullanılarak hesaplanabilir. Denklemde " k " ve " C " Basquin kuvvetini ve sabitini, " t " yükleme süresini, v_p tepe noktası oluşum oranını, " $\sigma_{eş}$ " ise eşdeğer gerilme değerini temsil etmektedir. Denklemin sonucu 1'e eşitlenerek yükleme süresi yalnız bırakılırsa yorulma ömrü elde edilmiş olur. Steinberg 3-bant yöntemine göre eşdeğer gerilme değeri ise Denklem (3.146)'da gösterilmiştir. Denklemdaki " σ_{rms} " değeri gerilmelerin ortalama karekökünü ifade etmektedir.

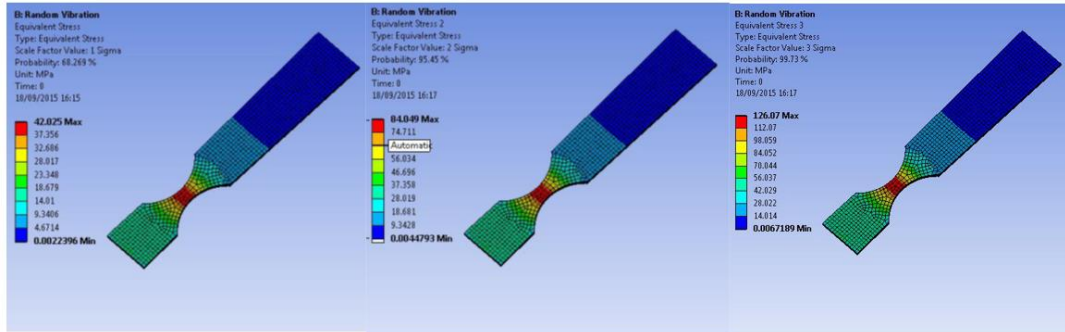
$$D = T \frac{v_p}{C} (\sigma_{eg})^k \quad (3.145)$$

$$\sigma_{eg} = \sigma_{rms} [0.683 \times 1^k + 0.271 \times 2^k + 0.043 \times 3^k]^{\frac{1}{k}} \quad (3.146)$$



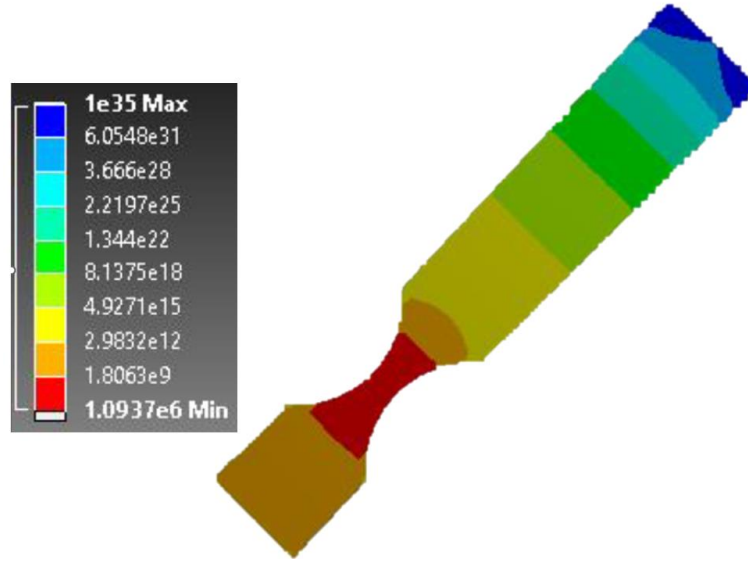
Şekil 3.70. Rastgele titreşimlerin Gauss olasılık dağılımı.

Steinberg 3-Bant Yöntemi sapma değerlerine göre 1σ , 2σ , ve 3σ gerilme sonuçları (Şekil 3.70)'e göre (Şekil 3.71)'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre kesitin en dar bölgesinde oluşan en yüksek gerilme değerleri sırasıyla 40Mpa. , 84Mpa. ve 126Mpa.'dır.



Şekil 3.71. 1σ , 2σ , ve 3σ gerilme sonuçları.

Çekme testi numunesinin frekans uzayındaki gerilme değerleri Steinberg 3-Bant Yöntemi'ne göre hesaplanmıştır. Numunenin yorulma süresi gerilme değerleri ve S-N eğrisine bağlı olarak Miner'ın Birikimli Hasar Kuralı'na göre hesaplanmıştır ve (Şekil 3.71)'de gösterilmiştir.



Şekil 3.72. Miner'in Birikimli Hasar Kuralı'na göre yorulma çevrim süresi.

Şekil (3.72)'de kritik kesitten elde ömür $1,09 \times 10^6$'s.'dir. Bu süre gün olarak 12.6 gündür. Bilgisayar destekli olarak yapılan bu çalışma klasik hesaplama yöntemleri tekrarlanmıştır. Daha sonra sonuçlar kıyaslanmıştır.

(Tablo 3.7)'da en düşük gerilme değeri σ_2 'ye karşılık gelen N_2 ve en yüksek gerilme değeri σ_1 'e karşılık gelen N_1 değeri alınmıştır. σ_1 2.79×10^8 N₁, 1000 ve σ_2 8.66×10^7 , N_2 1×10^8 'dir.

Çekme numunesi yorulma ömür tahmini için el hesabı için Steinberg 3-Bant Yöntemi kullanılmıştır. Frekans uzayına uygun hale getirilmiş S-N eğrisi üzerinden elde edilmiş sigma değerlerine göre Miner Kuralı'nda hasar tespiti yapılmıştır.

Tablo 3.6. Numune malzemesine ait S-N eğrisi tablosu.

Çevrim sayısı	Gerilme (Mpa.)	Çevrim sayısı	Gerilme (Mpa.)
1000	279	428130	150
1833	262	784760	141
3360	246	1438500	133
6158	231	2636700	125
11288	218	4832900	117
20691	205	8858700	110
37927	192	16238000	104
69519	181	29764000	97
127430	170	54556000	92
233570	160	100000000	86

(Tablo 3.6)'da çelik malzemeye ait logaritmik olarak verilmiş sinusoidal R-oransal gerilme yorulma verisi tablosu vardır. Frekans uzayında yorulma yaklaşımı için logaritmik bir fonksiyon yerine doğrusal S-N eğrisi kullanıldığı için Denklem (3.147.) ve denklem (3.148.) kullanılarak çevrim sayısı yerine saniye olarak çıktı alınabilecek bir veri elde edilmiştir.

$$\log_{10}\sigma = A\log_{10}N + B \quad (3.147)$$

$$NS^m = A \quad (3.148)$$

Tablo 3.7. Sigma₁ ve sigma₂ tablosu.

Sigma ₁	2.79x10 ⁸	N ₁	1000
Sigma ₂	8.66x10 ⁷	N ₂	1x10 ⁸

Denklem (3.147)'de ki Sigma ve N değerleri kullanılarak A ve B değerleri sırasıyla -1.02x10⁻¹ ve 8.75 olarak bulunmuştur. Daha sonra Denklem (3.148.) kullanılarak m ve A değerleri sırasıyla 9.84 ve 1.28x10⁸⁶ olarak bulunmuştur. Denklem (3.149) kullanılarak farklı ömür ve gerilme değerleri bulunmuştur.

$$m = \frac{\log(\frac{N_1}{N_2})}{\log(S_2) - \log(S_1)} \quad (3.149)$$

Tablo 3.8. RMS ve olasılık tablosu.

	Sigma RMS	Oluşma olasılığı
1Sigma	4.2x10 ⁷	0.683
2Sigma	8.41x10 ⁷	0.27651
3Sigma	1.26x10 ⁸	0.04049

Tablo (3.7) ve tablo (3.8)'de elde edilen 1Sigma, 2 Sigma ve 3Sigma RMS değerlerine karşılık gelen oluşma olasılıkları verilmiştir. Birim zamandaki tepe oluşumunun öngörülmesi yüklemenin sebep olacağı hasarın hesaplanmasında çok önemlidir. Çünkü frekans alanında yapılacak hesaplamalarda, özellikle geniş bantlı yüklemeler için maruz kalınan toplam çevrim sayısı tepe noktalarının oluşma hızına göre hesaplanmaktadır. Sinyalin sıfır gerilme eksenini pozitif yöndeki geçişlerindeki kesme oranı (hızı) v_0 + Denklem (3.150.)'de ifade edilerek tanımlanmıştır.

$$v_0^+ = \sqrt{\frac{\int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 S(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega}} = \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{\sigma_x^2}} = \frac{\sigma_x}{\sigma_x} \quad (3.150.)$$

Burada;

$S(\omega)$ = PSD, σ_x = RMS yer değıştirme sonucu ve $\dot{\sigma}_x$ = RMS hız sonucudur.

Denklem (3.150.)’deki v_0^+ değeri bulabilmek için rastgele titreşim analizi sonucunda en fazla yer değıştirme ve hız sonuçlarının olduğu düğünden σ_x ve $\dot{\sigma}_x$ bulunmuştur. Buna göre σ_x ve $\dot{\sigma}_x$ sırasıyla 0.267(mm.) ve 80.085(mm./s.)’dir. Bu değerler Denklem (3.150.)’de yerine konur ve sonuç radyan cinsinden ifade edilirse v_0^+ 49Hz. olarak hesap edilecektir .Elde edilen sonuçlar Denklem (3.144.)’de yerine konularak hasar (D) sonucu elde edilmiştir. $1/D= 1140301s.$ (13.2 gün) olarak hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Krank Sistemi Dinamik Modeli

Krank sisteminin modellenmesine yönelik çalışmalarda birçok bilgisayar destekli mühendislik yazılımı kullanılmasına rağmen bunların tamamı teorik bir modele dayanmaktadır (S. K. Chen ve Chang, 1986; Filipović, 2011; Filipović ve ark., 2012). Bu nedenle, bu çalışmada, en gerçekçi sonuçları verecek teorik model önerilmiş ve ayrık kütle matematiksel modelinin on iki serbestlik dereceli hareketinin denklemleri ele alınmıştır. Burulma titreşim kasnağı, krank sisteminin harmonik titreşimleri sönümleyen önemli bir parçasıdır ve farklı kütle ve sönümleme bileşenlerinden oluşur. Ancak dinamik modelleme yaklaşımında, iki farklı sönümleme elemanı, kauçuk ve viskoz malzeme, bir çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşim sönümleyicisi (DMRV-TVD) kullanılmıştır. Farklı dinamik karakteristiklere sahip yükleri sönümlemek için farklı sönümleme elemanlarına ihtiyaç duyulduğundan bu tasarım bu çalışmada ele alınmıştır.

Krank sistemi son derece detaylı ve karmaşık bir dinamiğe sahiptir. Bu nedenle, burulma titreşimi ve optimizasyonu ile uğraşırken aşağıdaki açıklamalar dikkate alınmalıdır.

1. Gaz basıncının ve atalet kuvvetlerinin neden olduğu zorlama torku, her devirde farklılık gösterir ve silindir sayısına bağlı olarak farklı ateşleme sıralarına sahiptir. Bu harmonik düzen olarak tanımlanan bir olgudur ve her çevrimde farklı doğal frekansların zorlanmasına neden olur. Bu nedenle, her bir dönüş için silindir kuvvetleri tanımlanırken Fourier serisi ile genişletilen frekans uzayında zorlama torkları hesaplanmalıdır.

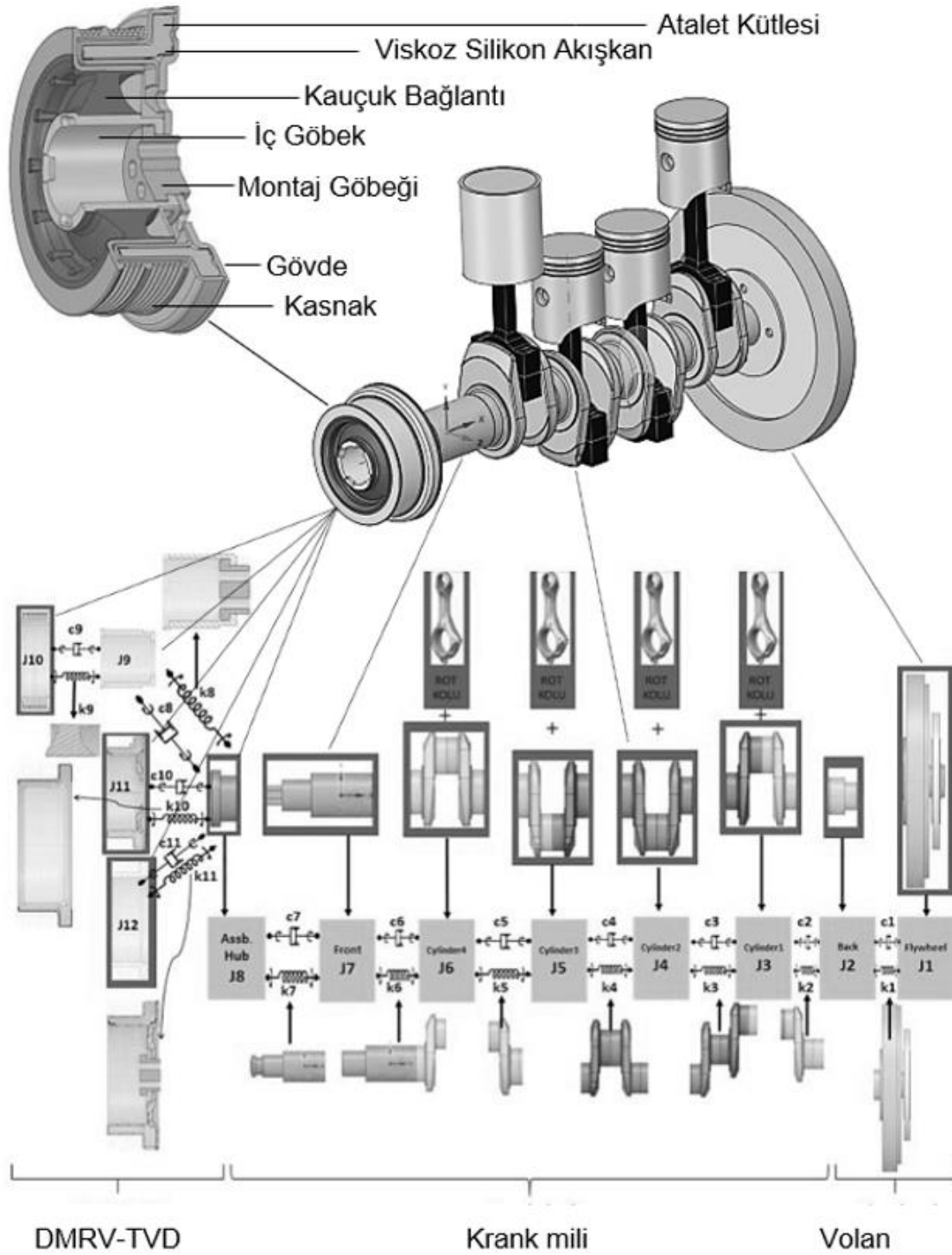
2. Burulma titreşim damperindeki viskoz silikon sıvı ve kauçuk malzemelerin sertlik ve sönüm katsayıları doğrusal değildir. Bu nedenle, bu malzemelerin mekanik davranışları için özel bir model oluşturmak gereklidir.

3. Sistemdeki parçalar sürekli bir yapı olarak düşünüldüğünde burulma titreşimini hesaplamak çok zordur. Bu nedenle sistem basitleştirilmiş ve sonlu sayıda kütle, yay ve sönümleyici ile ifade edilen ayrık kütle modeli oluşturulmuştur.

4.1.1. Krank Sistemi Ayrık Kütle Modeli Hareket Denklemleri

Literatürde, krank sisteminin dinamik modellenmesini ve doğal frekansları elde etmek için çeşitli burulma titreşim kasnağı modellerini içeren farklı ayrık kütle modelleri kullanılmıştır (Desbazeille ve ark., 2010; Ramdasi ve Marathe, 2004). Bununla birlikte, bu çalışmada, DMRV-TVD kullanılarak krank aktarma sisteminin yeni bir burulma ayrık kütle modeli (Şekil 4.1.)'de verildiği gibi geliştirilmiş ve esnek açısal sapmaları ve bağlı açısal hızları simüle etmek için hareket denklemleri elde edilmiştir. Hesaplanan doğal

frekanslar, rapor edilen modal test ve sonlu elemanlar analizi (Shah ve Bhabhor, 2014) temelinde doğrulanmıştır.



Şekil 4.1. Krank sistemi ayrık kütle modeli.

Burulma ayrık kütle modeli on iki serbestlik derecesine sahip olup volan, krank mili ve DMRV-TVD olmak üzere üç ana parçadan oluşmaktadır. (Şekil 4.1.)'de verilen modelde volan için iki atalet kütlesi (J_1 ve J_2), rotlar ve krank milinin ön ucu için beş atalet kütlesi (J_3, J_4, J_5, J_6 ve J_7) ve beş atalet kütlesi DMRV-TVD için (J_8, J_9, J_{10}, J_{11} ve J_{12}) belirlenmiştir. DMRV-TVD'nin yeni tasarımında, montaj göbeği (J_8) iç göbeğe (J_9), gövde kütlesine (J_{11}), atalet kütlesine (J_{12}) yaylar ve damperlerle bağlanmıştır. İç göbek (J_9) ayrıca yaylı ve damperli bir kasnak (J_{10}) ile bağlantılıdır. Kauçuk malzeme k_9 ve c_9 olarak tanımlanır ve DMRV-TVD'nin ayrık kütle modelinde k_{11} ve c_{11} 'e viskoz silikon sıvı atanır. Kauçuk, iç göbek (J_9) ile kasnak (J_{10}) arasındadır ve burulma titreşimlerinin harmonik sıralarını sönmölemek için kasnağın (J_{10}) krank mili ile belirli bir faz açısı ile dönmesini sağlar. Ayrıca atalet kütlesi (J_{12}) gövde kütlesinin (J_{11}) içine yer değiştirir ve bu iki kütle arasındaki boşluğa viskoz silikon sıvı doldurulur. Bu viskoz sıvı, gövde kütlesindeki atalet kütlesinin (J_{12}) krank mili ile belirli bir faz açısı ile dönmesine izin verir. Böylece, krank milinin burulma titreşimlerinin alt harmonik düzenleri bu fenomen aracılığıyla sönmölenir. Bu nedenle, bu çalışmada, bu yeni DMRV-TVD modeli, krank sistemindeki burulma titreşim düzensizliğini azaltmak için oluşturulmuştur. Önerilen ayrık kütle modelinin hareket denklemleri aşağıda verilmiştir. Genişletilmiş durum uzayı modeli Ek 1'de verilmiştir.

$$[J]\{\ddot{\theta}(t)\} + [C]\{\dot{\theta}(t)\} + [K]\{\theta(t)\} = T(t) \quad (4.1.)$$

X durum değişkenleri, U girdiler, Y çıktılar, A,B,C ve D durum matrisleri olduğu denklem (2)'de hareket denklemleri durum-uzay modeli olarak sunulmuştur.

$$\ddot{X} = AX + BU \text{ ve } Y = CX + DU \quad (4.2.)$$

4.1.1.1. Hareket Denklemi Sabitlerinin Tayini

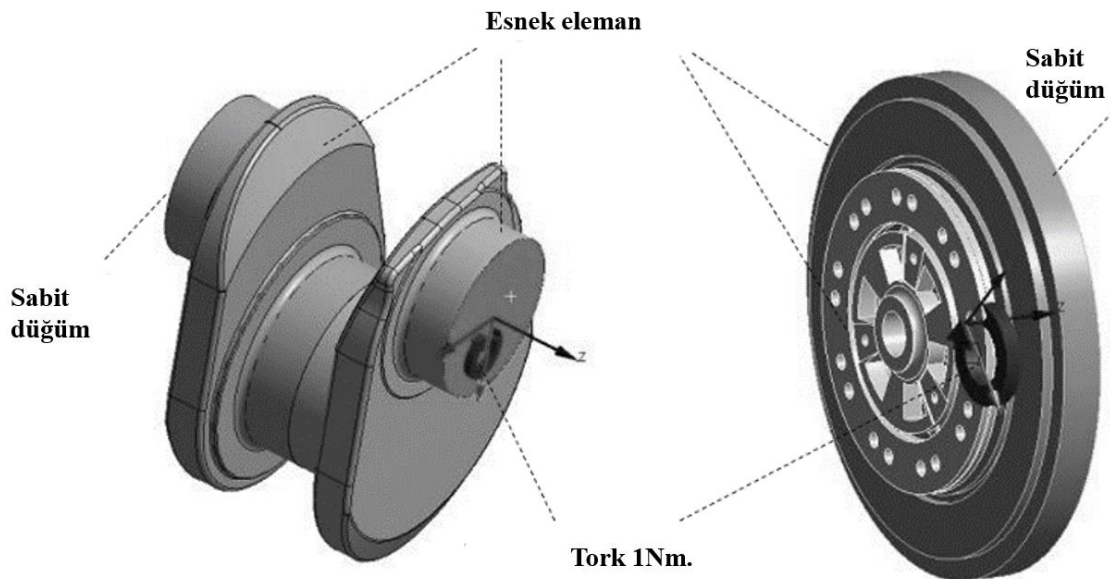
Ayrık kütle modeli on iki adet atalet kütlesi, on bir adet yay sabiti ve on bir adet damper sabitinden oluşturulmuştur. Toplamanda bu otuz dört bilinmeyen, geometri ve malzemelere özgü literatürde en kabul görmüş metotlarla bulunmuştur.

Hareket denklemi parametrelerimde kütle ataletleri, lineer elastik mekanik davranış gösteren malzemelere ait yay ve sönmö sabitleri, lineer olmayan elastik mekanik davranış gösteren kauçuğa ait yay sabiti ve sönmö sabiti ve son olarak silikon yağa ait yay ve sönmö katsayıları davranışlarına özgü ampirik formülasyonlarla hesaplanmıştır. Daha sonra tüm bu değerler bilgisayar destekli mühendislik hesaplamaları ile farklı malzeme modelleri ile doğrulanmıştır. Ayrıca kauçuğa ait yay sabiti burulma test makinesi sonuçları ile de doğrulanmıştır.

4.1.1.1.1. Krank Mili ve Volan

Krank ve volana ait yay ve sönüm sabitlerini veren ifade literatürde çok kez tekrarlanmış ve doğrulanmıştır. DMRV-TVD'nin elemanları olarak kullanılan kauçuk ve silikon malzemelere ait yay ve sönüm sabitlerini veren ifadeler ise literatürde sık karşılaşılan ifadeler değildir.

Dört zamanlı dört silindirli bir dizel motorun ayrı kütle modeli, önerilen modelde on iki kütleye karşılık gelen on iki kütle atalet momenti kullanılarak düşünülmüştür. Dört zamanlı dört silindirli bir dizel motorun üç boyutlu katı modeli, dönme yönündeki kütle atalet momentlerini hesaplamak için kullanılmıştır. Bu kütleler birbirine burulma rijitlikleri ve burulma sönümü ile bağlıdır. B.I.C.E.R.A. krank mili ve volanın kütlelerinin burulma sertliğini elde etmek için formülasyon (Nestorides, 1958) ve sonlu elemanlar yaklaşımından yararlanılmıştır. (Şekil 4.2.)'de gösterilen krank mili ve volanın her bir sürekli esnek kısmı, bir taraftan tork uygulanırken diğer taraftan sabit tutulmaktadır.



Şekil 4.2. Krank mili ve volan elemanlarının yay sabitlerinin bulunması.

Burulma rijitliği katsayıları (k_t), tork (T) ile hesaplanan burulma açısı (θ) arasındaki ilişkiyi veren denklem (4.3.) temel alınarak hesaplanır.

$$T = k_t \theta \quad (4.3.)$$

Krank mili ve volanın bağıl sönümlenme katsayısı (c_r), denklem (4.4.)'te verilen kayıp faktörü hesaplamasıyla elde edilebilir:

$$d = \frac{c_r \omega_n}{k_t} \quad (4.4.)$$

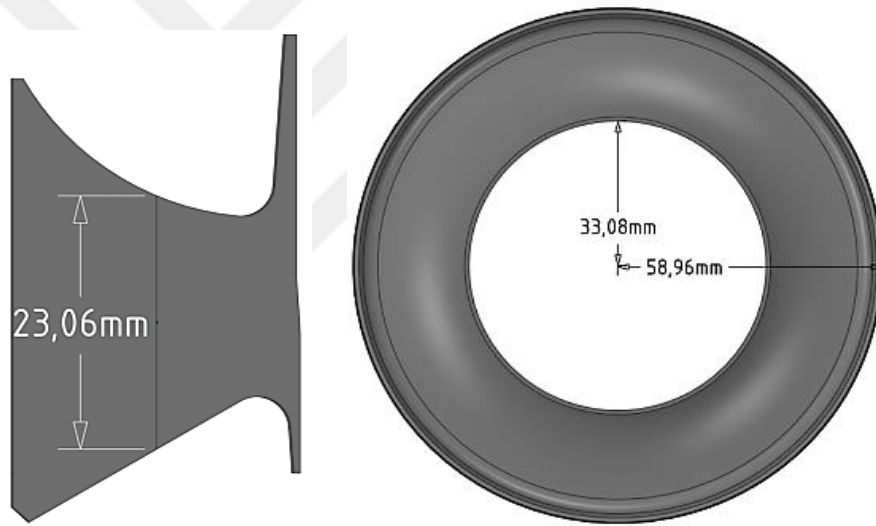
Burada, d (Hafner, K. E. ve Maass, 1984) ve (H. K. E. M. H., 1985), 'a göre kayıp faktörüdür, ω_n krank mili ve volanın doğal frekansıdır (rad/s), c_r bağıl sönüm oranıdır. Krank milinin ve volanın mutlak sönümleme oranına, krank milinin konumuna bağlı olarak piston segmanları ile blok arasındaki yağ filmi teması ile ulaşılır.

4.1.1.1.2. Kauçuk ve Viskoz Malzeme

DMRV-TVD'de kullanılan kauçuk ($k_{tkauçuk}$) malzemenin rijitlik katsayısını belirlemek için denklem (4.5.) aşağıdaki gibi yazılır:

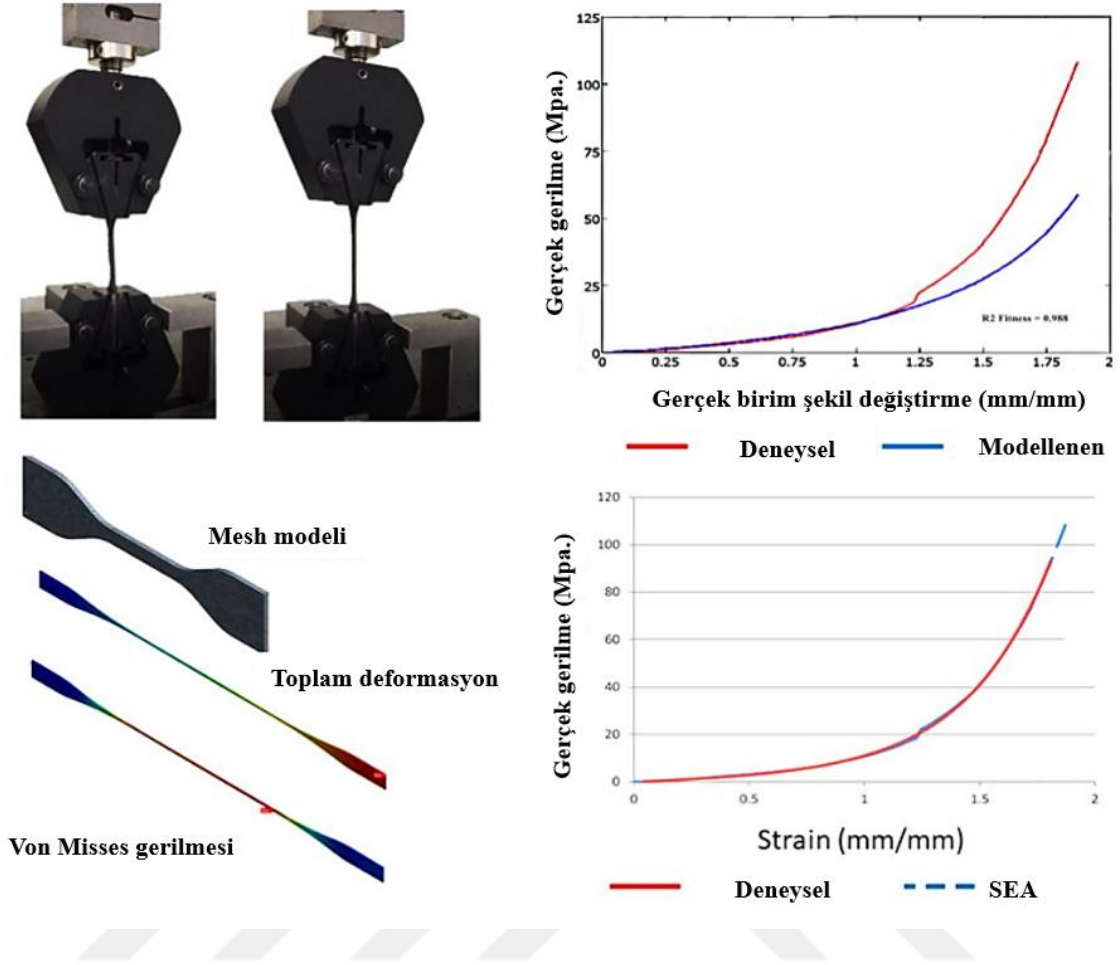
$$T = k_{trubber} \theta = \frac{\pi G_r D_o^4 - D_i^4}{32l} \theta \quad (4.5.)$$

Burada G_r kayma modülüdür, D_o ve D_i sırasıyla kauçuğun iç ve dış yarıçapıdır ve l uzunluktur. DMRV-TVD'nin kauçuk geometrisi (Şekil 4.3.)'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Burulma titreşim kasnağı kauçuk eleman geometrisi.

(Şekil 4.4.)'te gösterilen kauçuk çekme testi, denklem (4.5.)'te verilen G_r 'yi belirlemek için kullanılır ve test sonuçlarına göre minimum ve maksimum zorlama torkları arasında ortalama G_r değeri hesaplanır. Ayrıca, test sonuçları, denklem (4.5.)'i doğrulamak için SEA'da kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Kauçuk çekme testi ve SEA ile doğrulanması.

Gerilme-birim şekil değiştirme testi çıktısı lineer olmadığı için matematiksel bir modelde kullanmak için eğriye uygun bir malzeme modeli seçmek gerekir. Elde edilen eğri için en uygun malzeme modeli olarak Mooney-Rivlin seçilmiştir. Eğri uydurma işlemi, Mooney-Rivlin katsayılarını elde etmek için Mcalibration yazılımı kullanılarak yapılmıştır (Gorash ve ark., 2017). Şekilde görüldüğü gibi eğriler büyük birim şekil değiştirme değerlerinde birbirinden uzaklaşmaktadır. Dokuz parametrelili Mooney-Rivlin kullanılırsa, eğri büyük birim şekil değiştirmelere yakınsayabilmektedir. Beş parametrelili Mooney-Rivlin ile elde edilen en yüksek birim şekil değiştirme değeri, bu çalışmada oluşan birim şekil değiştirme için yeterli olacaktır. Malzeme özellikleri SEA'da tanımlanır, diğer elemanlara uygulanan işlem tekrarlanır ve denklem (4.5.) kullanılarak yay katsayısı elde edilir.

Viskoz malzemenin burulma sertliği, kinematik viskozitenin bir fonksiyonu olarak dinamik burulma sertliğini veren denklem (4.6.)'da verilmektedir.

$$k_{\text{tviscous}} = G_k e^{B_k/T} n j^{a_k} e^{-\frac{a_{k1}}{T}} S \quad (4.6.)$$

Burada T silikon filmin (K) mutlak ortalama sıcaklığı, n motor devri (s^{-1}), j harmonik sıra ve S boşluk faktörü (m^3) olarak tanımlanır.

Denklem (4.6.) ve G_k, B_k, a_k, a_{k1} sabit parametreleri, farklı sıcaklıklarda ve uyarma frekanslarında farklı viskoz akışkanlar kullanılarak yapılan testlerden elde edilmiştir (Hafner, K. E. ve Maass, 1984; Meirelles et al., 2007). Kauçuk malzemenin bağıl sönüm katsayısı için kayıp faktörü $0.15 < d < 0.25$ aralığında seçilir ve denklem (4.4.)'e göre hesaplanır.

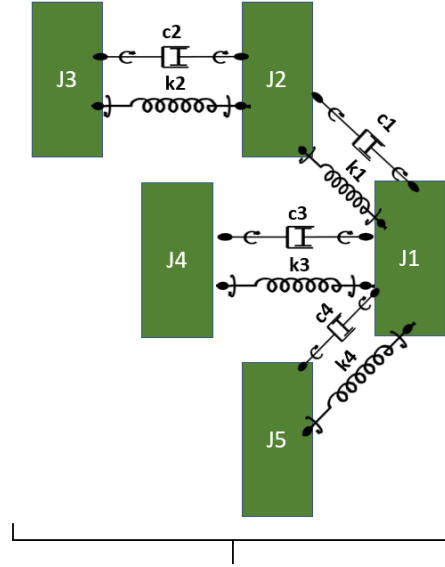
Burulma titreşim sönümleyicisindeki viskoz akışkanın bağıl sönümleme katsayısı denklem (4.7.) ile hesaplanır.

$$c_{\text{tviscous}} = \frac{G_c e^{\frac{B_c}{T}} n^{a_c} e^{-\frac{a_{c1}}{T}} S}{2\pi n j} \quad (4.7.)$$

Burada G_c, B_c, a_c, a_{c1} malzeme sabitleridir. Bu sabitler ve viskoz malzemenin sertlik katsayısı, aynı test düzeneğinden ampirik olarak elde edilmiştir. Viskoz malzemenin sabitleri Ek 2'de verilmiştir.

4.2. Krank Sistemi Modal Analizi

Genel olarak, titreşim problemleri tek serbestlik dereceli sistem olarak kabul edilir. Ancak daha karmaşık sistemler birçok serbestlik derecesine sahip olabilir. Sistemin serbestlik derecesi üçten fazla değilse, bu sistemlerin çözümünde kullanılan standart teknik, Newton'un hareket yasalarıyla hareket denklemlerini elde etmektir. Daha sonra hareketin diferansiyel denklemi uygun bir çözüm varsayılarak çözülür. Ancak sistemin kütle sayısı arttıkça diferansiyel denklemlerin çözümü neredeyse imkansız hale gelmektedir (Vatandaş, 2017). n serbestlik dereceli bir sistem düşünüldüğünde, bu sistemde 2. mertebeden diferansiyel denklemler olan n adet serbest titreşim denklemi vardır. Bu denklemlerin çözülmesi sonucunda frekans denklemi elde edilir ve frekans denklemi n köklüdür (Özgür ve Pasin, 1996).



Şekil 4.5. Burulma titreşim kasnağı ayırık sistem modeli.

Çalışmaya konu olan çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşim sönümleyicisinin (DMRV-TVD) ayırık sistem modeli (Şekil 4.5)'de verilmiştir. Bu beş kütleyle ait beş lineer denklem elde edilir. Ayrıca sistemin parametreleri, atalet momentleri, rijitlik katsayıları ve sönüm katsayıları da hesaplanmaktadır (Sezgen & Tınkır, 2021).

4.2.1. Matris Yöntemi ile Burulma Titreşim Kasnağının Sönümsüz Serbest Titreşimlerinin Bulunması

DMRV-TVD'ye uygulanan toplam tork (T_T) şu şekilde tanımlanır:

$$T_T = J_n \ddot{\theta}_n \quad (4.8.)$$

Döner bir cismin basit harmonik hareketi şu şekilde tanımlanır:

$$\theta_n(t) = \theta_n \sin \omega_{nf} t; \ddot{\theta}_n = -\omega_{nf}^2 \theta_n \sin \omega_{nf} t = -\omega_{nf}^2 \theta_n \quad (4.9.)$$

Burada θ_n burulma titreşim genliğidir, J_n polar atalet momentleridir ve ω_n , DMRV-TVD'nin burulma doğal frekansdır. DMRV-TVD'nin ayırık kütle modelindeki hareket denklemi matris formunda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\left\{ -\omega_{nf}^2 \begin{bmatrix} J_8 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_8 + k_9 + k_{11} & k_8 & 0 & -k_{10} & -k_{11} \\ -k_8 & k_8 + k_9 & -k_9 & 0 & 0 \\ 0 & -k_9 & k_9 & 0 & 0 \\ -k_{10} & 0 & 0 & k_{10} & 0 \\ -k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{11} \end{bmatrix} \right\} \begin{bmatrix} \theta_8 \\ \theta_9 \\ \theta_{10} \\ \theta_{11} \\ \theta_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.10.)$$

Burulma titreşimi matris formu eğilme titreşimine benzer; farkı, sırasıyla kütle ve eğilme rijitliği yerine polar atalet momentlerinin ve burulma rijitliğinin kullanılmasıdır.

Denklem (4.10.)'a göre, denklem (4.11.) özdeğer problem çözme yaklaşımı olarak yazılabilir.

$$-\omega_{nf}^2[M] + [K]\{\theta\} = \{0\} \quad (4.11.)$$

$$[\lambda] = [M]^{-1}[K] \quad (4.12.)$$

Burada özdeğer λ olarak tanımlanır ve burulma doğal frekansları denklem (4.12.)'ye göre hesaplanır ve denklem (4.13.)'te verilir.

$$\omega_n = \begin{bmatrix} 3.116.10^4 \\ 5.797.10^3 \\ 321.413 \\ 25.091 \\ 3.723.10^{-5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4. \text{ burulma doğal frekansı} \\ 3. \text{ burulma doğal frekansı} \\ 2. \text{ burulma doğal frekansı} \\ 1. \text{ burulma doğal frekansı} \\ \text{rijit gövde modu} \end{bmatrix} \quad (4.13.)$$

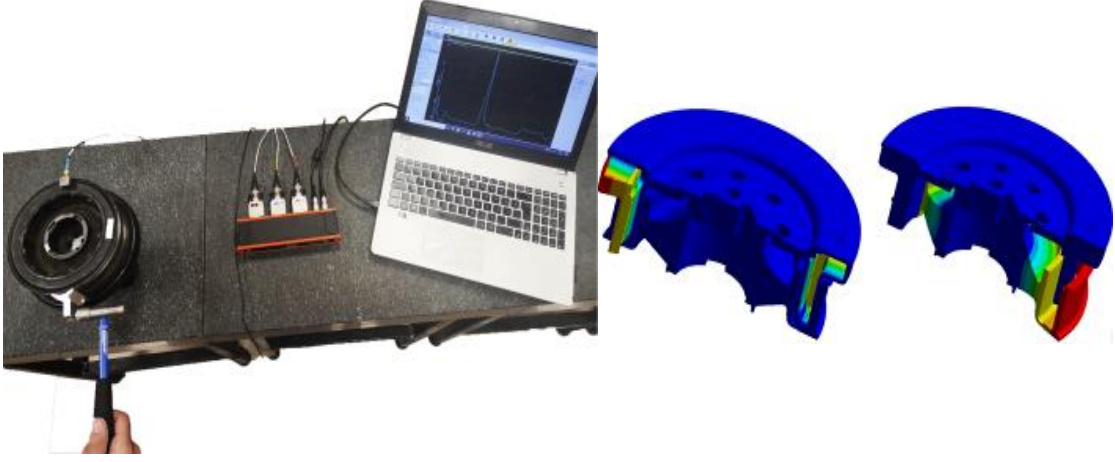
Ayrıca özvektör V aşağıdaki gibi bulunur:

$$V = \begin{bmatrix} 0.998 & -0.339 & 0.513 & 0.252 & -0.447 \\ -0.057 & -0.94 & 0.514 & 0.252 & -0.447 \\ 2.868.10^{-8} & 1.362.10^{-5} & -0.002 & -0.862 & -0.447 \\ -0.004 & 0.045 & 0.527 & 0.252 & -0.447 \\ -4.903.10^{-5} & 4.823.10^{-4} & -0.44 & 0.256 & -0.447 \end{bmatrix} \quad (4.14.)$$

4.2.2. Holzer Metodu ile Burulma Titreşim Kasnağının Sönümsüz

Serbest Titreşimlerinin Bulunması

Burulma titreşim analizi için sayısal olarak Dunkerley formülü, Rayleigh yöntemi, Holzer yöntemi, Matrix yöntemi ve Jacobi yöntemi kullanılmıştır. Standart bir değer-değer problemi olarak, choleski ayrıştırmasına ek olarak, öz-değer problemine sayısal bir çözüm bulmak için birçok farklı yöntem kullanılmıştır (Jennings, 1984; Wilkinson, 1965). Bathe ve Wilson bu yöntemlerden bazılarını karşılaştırmışlardır (Bathe & Wilson, 1973). Son zamanlarda yapılan çalışmalarda, karmaşık öz-değer problemlerini daha basit bir şekilde çözebilecek yöntemler üzerine çalışmalar yapılmıştır (Cohen ve McCallion, 1967; Fricker, 1983). Sturm dizileri kullanılarak doğal frekans değerlerinin elde edilmesi üzerine çalışmalar (Gupta, 1972). Topolojik yöntemler kullanılarak, ayırık sistem modeli, titreşim problemlerini çözmek için alternatif bir şekilde sunulmuştur (W. K. Chen ve Chen, 1969). Bilgisayar destekli yöntemler ve deneysel yöntemler literatür araştırmasında sunulmaktadır. Yenilikçi bir burulma titreşim kasnağı olan çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşimi damperi, optimum süre, kullanım kolaylığı ve doğal frekans ve modun doğru sonuç parametrelerini elde edecek yöntemlere odaklanmıştır.



Şekil 4.7. Burulma titreşim kasnağına ait modal test ve SE analizi.

Ansysis modal analiz modülü, DMRV-TVD'nin doğal frekanslarını ve mod şekillerini elde etmek için kullanılmıştır. Gerçeğe uygun bilgisayar destekli tasarımı (CAD) olan DMRV-TVD'ye uygun bir ağ modeli oluşturabilmek için Spaceclaim yazılımı ile yüzey sadeleştirmeleri yapılmıştır. Geometri modal modüle aktarılır, kontak tanımları yapılır, ağ modeli oluşturulur ve sınır şartları belirlenerek mod frekansları ve şekilleri elde edilir. 14 montajlı parçadan oluşan DMRV-TVD'nin sonlu eleman modeli (FEM) için toplam 25 kontak kullanılmıştır. Kontakların 20 tanesi bağlı kontak (yüzler birbirinden ayrılamaz) ve 5 tanesi sürtünmeli kontak (birbirleri üzerinde kayabilir ve yüzler birbirinden ayrılabilir) ile bağlanmıştır. Gövde, iç göbek, teflon yatak ve 3 adet plastik rondela, sürtünme teması ile birbirine bağlanmıştır. Ağ modeli oluşturulurken temas yüzeyindeki düğüm sayısı artırılarak özellikle sürtünmeli temas alanlarında daha hassas ağlar elde edilmiştir. Daha çok Hex20 elemanlar kullanılmasına rağmen eğriliği yüksek olan parçalar için eleman boyutu parametrik olarak tanımlanarak Tet10 elemanlar kullanılmış, eleman boyutu - frekans grafiğinin sabitlendiği noktada optimum eleman boyutu belirlenmiştir. DMRV-TVD'nin FEM modelinde, ayırık kütle modelinde olduğu gibi dönme eksenini serbesttir. İlk 2 mod dikkate alınarak mod şekilleri ve mod frekansları çıktıları elde edilir.

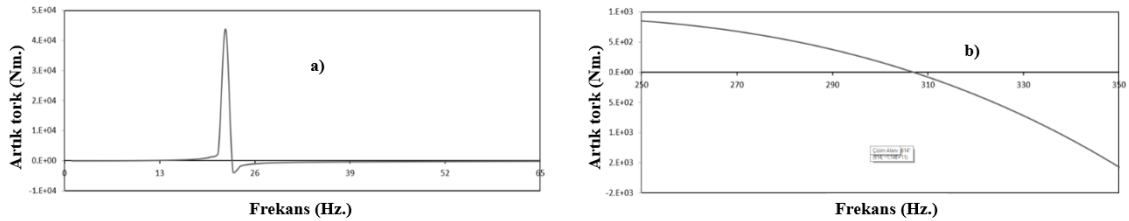
4.2.4. Krank Sistemi Modal Testi

Gerçek durumda krank mili göbeğe sabitlenirken, DMRV-TVD mod testi için göbeğe bir mil sabitlenir. İvmeölçer, DMRV-TVD'nin dış kısmı olan kasnak kısmına bağlanır. Aynı parçada, ivmeölçerin karşı tarafına modal bir çekiçe vurmak için bir parça takılır. Döner ekseninde modal çekicinin harekete geçirdiği kasnağın tepkileri ivmeölçerden toplanır. İvmeölçer ve modal çekiç Dewesoft cihazına bağlanarak ivmeölçerlerin üretken

hassasiyet değerleri girilir. DewesoftX yazılımı ile modal test arayüzü açıldıktan sonra ivmeölçer ve modal çekiç kuvveti verileri kontrol edilir. Test sırasında, tek dokunuşla çalışmak ve çekiçten çift vuruştan kaçınmak önemlidir. Çekiçten gelen kuvvet ve ivmeölçerden gelen ivme verileri kaydedildikten sonra, FFT Grafiği'nden modal frekanslar kontrol edilir. Pik değerlerinin doğruluğu da modal analizde elde edilen verilerle karşılaştırılır. Harmonik frekanstan şüpheleniliyorsa LMS yazılımı ile stabilizasyon kontrolü yapılabilir. Kauçuk malzeme mekanik olarak hiperelastik davranış sergiler, bu nedenle Mooney-Rivlin modeli kullanılır. Bu model için gerekli girdiler, çekme testi sonuçları Mcalibration yazılımı ile işlenerek elde edilir. Kauçuk malzeme için modal test ve FEA'nın doğrulanmasından sonra, DMRV-TVD için Mooney-Rivlin modeli gerçekleştirilir. Elde edilen burulma doğal frekans sonuçları (Şekil 4.10)'da verilmiş ve (Tablo 4.1.)'de açıklanmıştır.

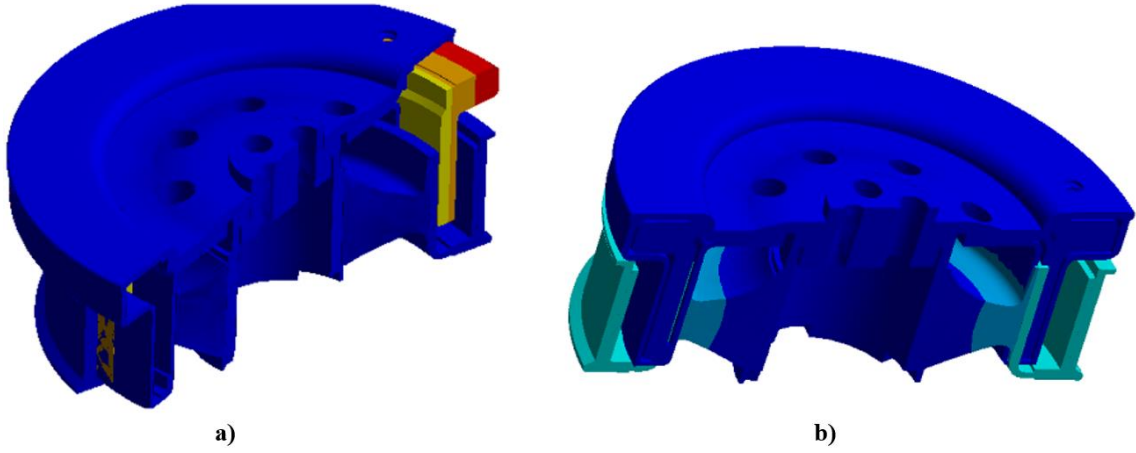
4.2.5. Krank Sistemi Dinamik Modelinin Doğrulanması

Holzer tablolarında çalışma aralığının birinden sonuna kadar frekans taraması yapılır. Toplam torkun sıfıra eşit olduğu değerler doğal frekans olarak kabul edilir. Buna göre frekans - toplam tork grafiği çizilir ve doğal frekans değerleri belirlenir. (Şekil 4.8.-a ve 4.8.-b)'de birinci ve ikinci burulma doğal frekans değerleri sırasıyla 23hz ve 307hz. olarak görülmektedir.



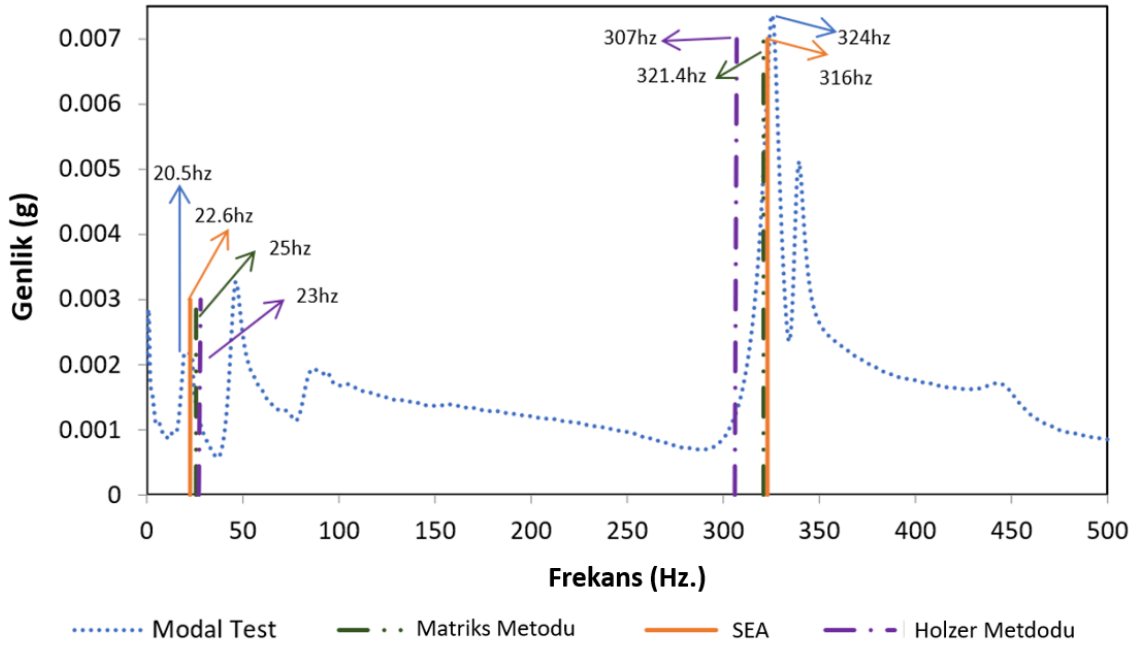
Şekil 4.8. Burulma titreşim kasnağına ait Holzer metodu ile hesaplanmış a) 1. doğal frekans b) 2. doğal frekans.

Holzer yöntemi ile görelî değerlerde olması beklenen sonlu elemanlar modal analiz değerleri. Burulma titreşim sönümleyicisi dışarıdan görünmeyen parçalara sahip olduğundan mod şekillerini daha iyi anlamak için (Şekil 4.9.)'daki gibi bir kesit alınmıştır. (Şekil 4.9.-a)'da TVD'de ilk burulma doğal frekansı ve yaklaşık 22,64hz. bulunur. Şekil (4.9.-b)'de ikinci burulma doğal frekans değeri 316,28hz. olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.9. a) Birinci b) İkinci, sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmış burulma doğal frekansı.

Şekil 8'de 4 farklı yöntemin ilk iki doğal frekans değeri FFT grafiği üzerinde verilmiştir. Modal test sonuçlarından FFT grafiği elde edilmiş ve DewesoftX yazılımı ile bilgisayara aktarılmıştır.



Şekil 4.10. Modal test, ayırık kütle modeli ve SEA kullanılarak burulma doğal frekanslarının sonuçları.

Değerlendirilen DMRV-TVD modelinin modal test sonuçları, diğer yöntemlerle bulunan sonuçlar için referans değerler olarak kabul edilir. Ayırık kütle modeli

hazırlanırken, uyarma frekansı ve harmonik sıra değerine bağlı olarak kauçuk ve silikon yağı malzemesinin rijitlik katsayıları hesaplanmıştır. En kritik burulma titreşimlerinin meydana geleceği duruma göre uyartım frekansı ve harmonik sırası alınır. Bu nedenle düşük frekansta birinci mod referans değerine yakın olmasa da ikinci modun ayırık kütle ve FEA çözümündeki frekans değerleri tatmin edici bulunmuştur.

Tablo 4.1. Burulma doğal frekans sonuçlarının karşılaştırılması.

Metot	1. burulma doğal frekansı	Yakınsama	2. burulma doğal frekansı	Yakınsama
Holzer Metodu	23	88%	307	95%
Matris Metodu	25,09	78%	321,4	99%
Sonlu elemanlar Metodu	22,6	91%	316	97,5%
Modal Test	20,5	referans	324	referans

4.3. Krank Sistemi Zorlama Yüklerinin Hesaplanması

Krank aktarma sistemine etki eden zorlama torku, silindirlerdeki yanma kuvvetinin neden olduğu tork, biyel kolu ve pistonun atalet torku, fren torku, bağlantı dişlilerinden, kasnak ve volandan gelen torktan oluşur. Yağ pompası, benzin pompası, klima motoru, valf takımı, yakıt pompası, şanzıman ve diğer aksesuarlar, kasnak ve volandan iletilen tork ile tahrik edilir. Genellikle sadece yanma gazı torku ve piston atalet torku dikkate alınır ve torkları düşük olduğundan aksesuarlar göz ardı edilir. Bir silindir düşünüldüğünde, teğetsel silindir basınç yükü ile teğetsel atalet kuvveti toplamının krank yarıçapıyla çarpılmasıyla tork hesaplanır. Burulma titreşim analizi için sadece teğetsel kuvvetler dikkate alınır. Teğetsel silindir basınç kuvvetini elde etmek için ilgili motora özel, silindir yanma basıncı eğrisini elde etmek ve pistonun geometrik özelliklerini bilmek gerekir. Silindir yanma basıncı ve ileri ötelenme hareketi yapan kütle tarafından biyel koluna iletilen teğetsel kuvvet (F_T) aşağıdaki gibi verilir:

$$F_T = (F_p + F_i) \cdot \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (4.15.)$$

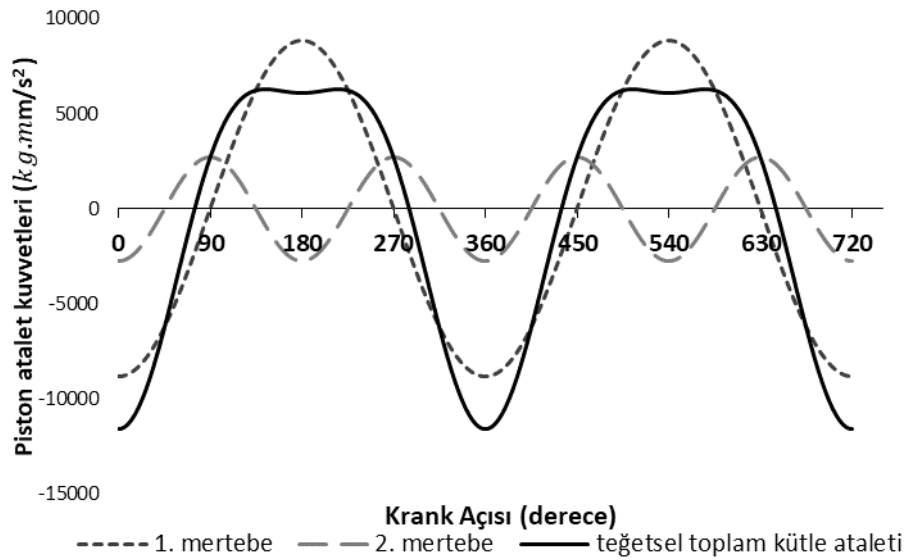
$$\lambda \sin \beta = r \sin \theta \quad (4.16.)$$

(4.15.) denkleminde, F_p gaz basıncı kuvvetidir, F_i piston ve biyel kolunun ivmesinden kaynaklanan atalet kuvvetidir. Hareket denklemlerini elde etmek için krank mili açısına(β) bağlı olarak biyel kolu açıları (θ) gereklidir ve λ biyel kolu uzunluğu ve r krank yarıçapıdır. Bu parametreler aşağıdaki şekilde verilen piston bağlantı kolu-krank mekanizmasının kinematik ilişkilerinden elde edilebilir.

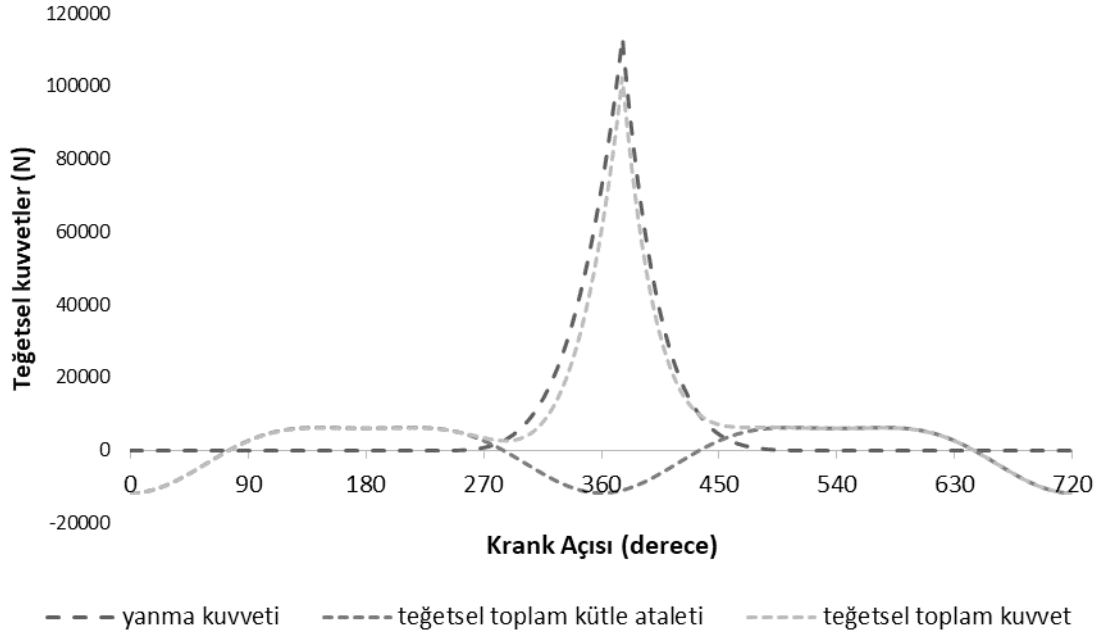
$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P(\theta) \quad (4.17.)$$

$$F_i = (m_p + m_1 + \frac{b}{l} m_3) \cdot \frac{a_p^n}{100} \quad (4.18.)$$

Burada $P(\theta)$ silindirin içindeki basınç ve D silindirin iç çapıdır. m_p piston kütlesi, biyel kolundan pistonu aktarılan m_1 ve m_3 kütleleridir. m_3 kütlesi, biyel ağırlık merkezi ile krank mili arasındaki mesafenin biyel kolunun toplam uzunluğuna bölünmesiyle elde edilen oranın ($\frac{b}{l}$) çarpılmasıyla piston kütesine dahil edilir. a_p piston ivmesidir ve n , harmonik sıradır. Teğetsel toplam atalet kuvveti (F_i) ve birinci-ikinci derece atalet kuvvetleri (F_{i1} ve F_{i2}) (Şekil 4.11)'de verilmiştir. Ayrıca teğetsel yanma kuvveti (F_p) teğetsel toplam kuvvet (F_T) (Şekil 4.12)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Piston atalet kuvvetleri.



Şekil 4.12. Pistona gelen teğetsel kuvvetler.

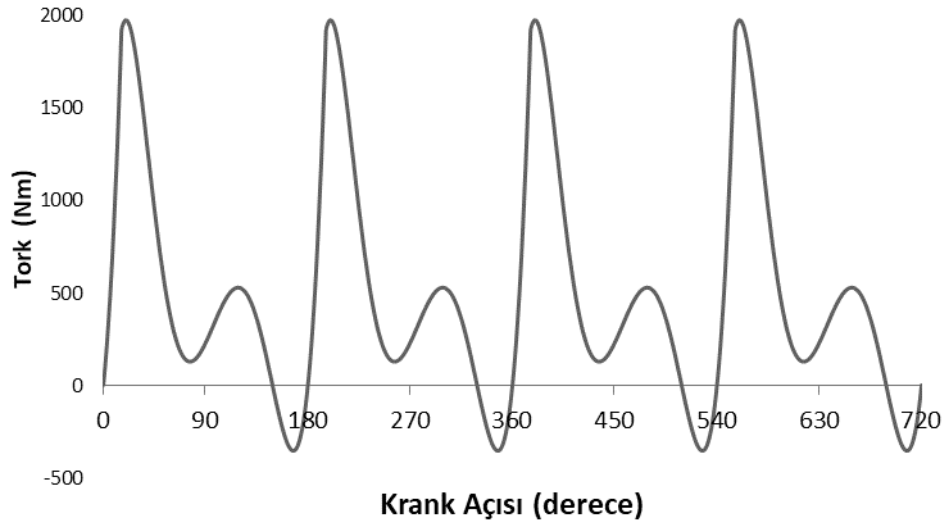
Bu çalışmada ele alınan dizel motorun (Şekil 4.12.)'de verilen yanma kuvveti, maksimum anlık basıncı 150 bar olan bir basınç - krank açısı grafiği ile çizilmiştir. Dizel motorun geometrik özelliklerine ve dönme hızına bağlı olarak konum, hız ve ivme grafikleri elde edilir. Teğetsel toplam atalet kuvveti, motorun belirlenen çalışma hızı için (Şekil 4.11.)'de gösterilen 1. ve 2. mertebe ivme-krank açısı grafiklerinden elde edilir. Bu iki eğrinin toplamından teğet toplam kuvvet elde edilir. Elde edilen periyodik tork eğrisi, sonsuz sayıda burulma titreşiminden oluşur. Tork-krank açısı fonksiyonu, harmonik seriler olarak Fourier Dönüşümü ile matematiksel olarak genişletilebilir. Buna göre tork - krank açısı fonksiyonu $M(\alpha)$ kullanılarak yazılabilir.

$$M(\alpha) = M_m + 2 \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos\left(\frac{2\pi}{T} n\alpha\right) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin\left(\frac{2\pi}{T} n\alpha\right) \quad (4.19.)$$

burada M_m ortalama tork, a_n ve b_n katsayıları aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir:

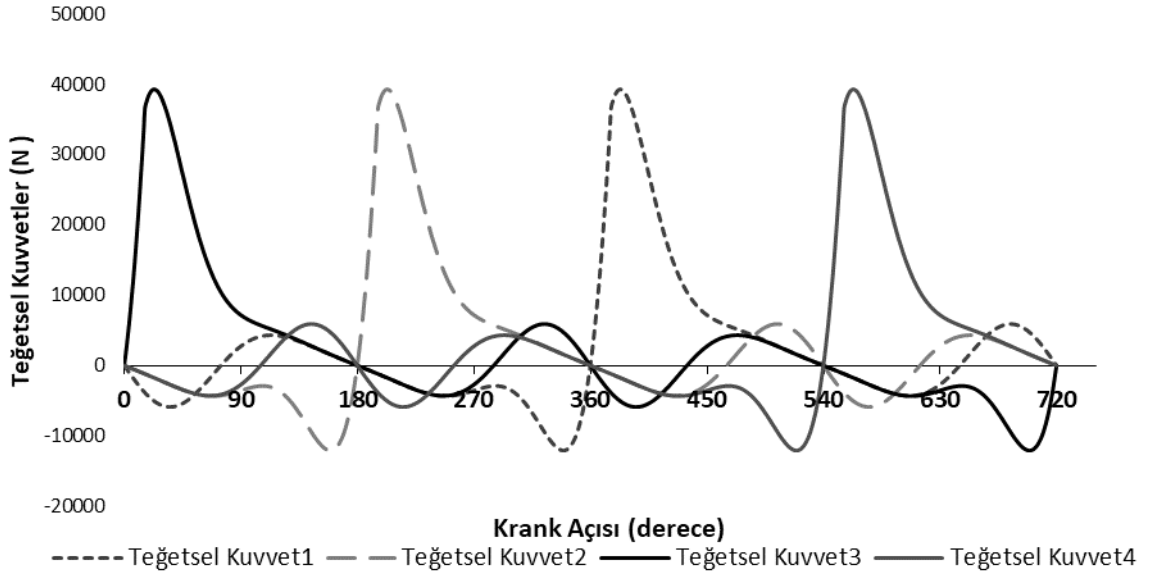
$$a_n = \frac{1}{T} \int_0^T M(\alpha) \cos\left(\frac{2\pi}{T} n\alpha\right) d\alpha \quad (4.20.)$$

$$b_n = \frac{1}{T} \int_0^T M(\alpha) \sin\left(\frac{2\pi}{T} n\alpha\right) d\alpha \quad (4.21.)$$



Şekil 4.13. Krank açısına bağlı toplam tork grafiği.

Dört zamanlı motorların dinamik hesaplamalarında, motor çevrim periyodu olarak $T = 4\pi$ denklemi kullanılır. Bu periyot değeri, sin ve cos fonksiyonlarının argümanı olarak elde edilen $\frac{n}{2}\alpha$ 'ya (4.20. ve 4.21. denklemlerinde ikame edilir. Elde edilen $\frac{n}{2}$ değeri, tüm motor çevrimindeki bir dizi harmonik salınımın n'inci mertebesidir. Harmonik fonksiyonlarda $n = 1, 2, 3$ ve $x = 0,5, 1, 1,5$ salınım durumunda olduğu gibi dört zamanlı bir motor kullanıldığında harmonikler yarı sıralara sahip olacaktır (Carrato ve Fu, 1986). Dört silindirin torkları ve toplam tork sırasıyla (Şekil 13) ve (Şekil 14)'te verilmiştir.

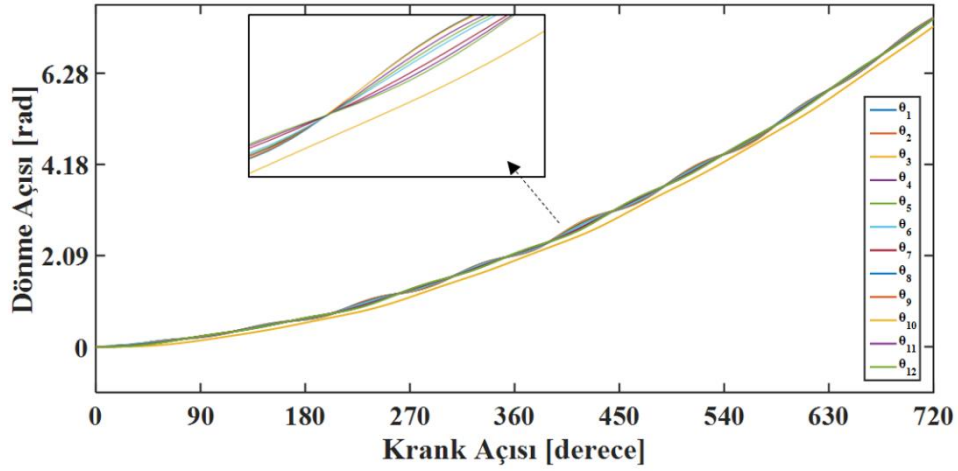


Şekil 4.14. Krank açısına bağlı pistonlara gelen teğetsel kuvvetler.

4 silindirin ateşleme sırasına göre ele alınan tork - krank açısı grafiği (Şekil 4.14)'te gösterilmiştir. Bu grafik tipik bir içten yanmalı motorun tork grafiğine benzer ve gaz kuvvetlerinden dolayı 4 tepe noktasına, diğer genlikler ise ataletten kaynaklanmaktadır. kuvvetler. (Şekil 4.13)'te 4 silindirin tork grafikleri toplanmıştır. Bu grafikte harmonik frekansların tork genlikleri kabaca görülmektedir.

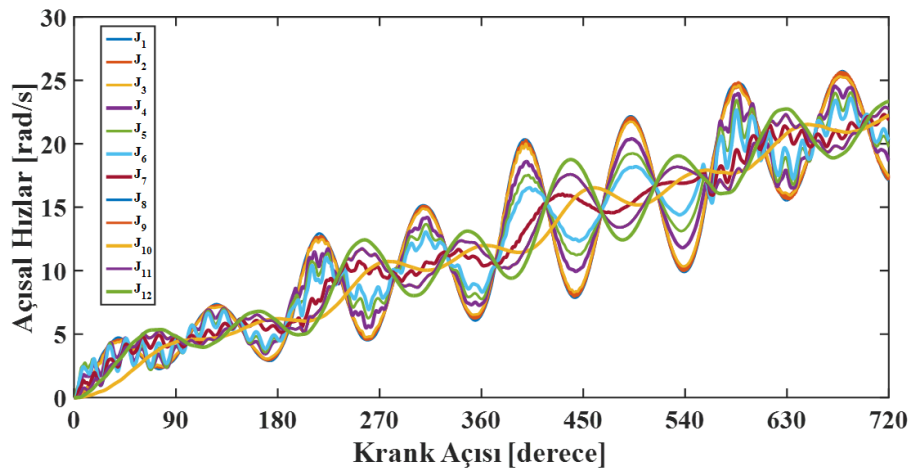
4.4. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Belirlenmesi

Burulma titreşim damperleri tasarlanırken ve optimize edilirken, krank sistemindeki tüm düğümler ayrı ayrı düşünülmelidir. Bu çalışmada, sistem on iki düğüm oluşturan ayrık kütle modeli kullanılarak on iki kütleye bölünmüştür. Her bir düğüm noktasındaki burulma açısı ve burulma hızındaki farklılıkları dikkate almak gerekirken, uç noktalarda bulunan düğümler de iki nedenden dolayı detaylı olarak incelenmelidir. Her şeyden önce, sonuçların diğer yöntemlerle karşılaştırılmasını mümkün kılan test yöntemleri ile uç noktalar ölçülebilir. İkincisi, burulma titreşim değerlerinin daha dikkatli ölçülmesi gereken uç noktada tork aktarımı. Burulma titreşimlerini doğru bir şekilde ölçmek için, öncelikle krank sistemi sistemini gerçek değerlere göre simüle etmek için bir matematiksel model geliştirilmelidir. Daha sonra, uyarma torku zaman ve harmonik sırayla elde edilmelidir. Daha sonra sınır koşulları belirlenmeli ve sistem sürüldüğünde uygun düğümlerden burulma titreşim verileri toplanmalıdır.



Şekil 4.15. Ayırık kütle modelinin dönme açılarının krank açısına göre sonucu.

Bu çalışmada ele alınan krank sistemi, ayırık kütle yöntemi kullanılarak yeni ve özgün bir matematiksel model ile ifade edilmiştir. Bir içten yanmalı motordaki uyarma torku, periyodik olduğu bilinen kütle ataletinden ve gaz kuvvetlerinden oluşur. Uyarma torku, motora özgü yanma sırasına bağlı kalarak Fourier serisi ile genişletilmiş harmonik sıraların toplamı olarak ifade edilir. Sistem, kütleler sadece burulma eksenlerinde dönebilecek şekilde modellenirken, düğümler için tek bir serbestlik derecesi tanımlanmıştır. Ayrıca silindirlere bağlı dört krank milinden uyarma torku verilir, diğer düğümler serbest bırakılır. On iki kütleli bir krank turundaki dönüş açıları ve açısal hızları sırasıyla (Şekil 4.15) ve (Şekil 4.16)'da verilmiştir. Kütlelerin burulma farklılıkları (Şekil 4.16)'da açıkça görülmektedir.

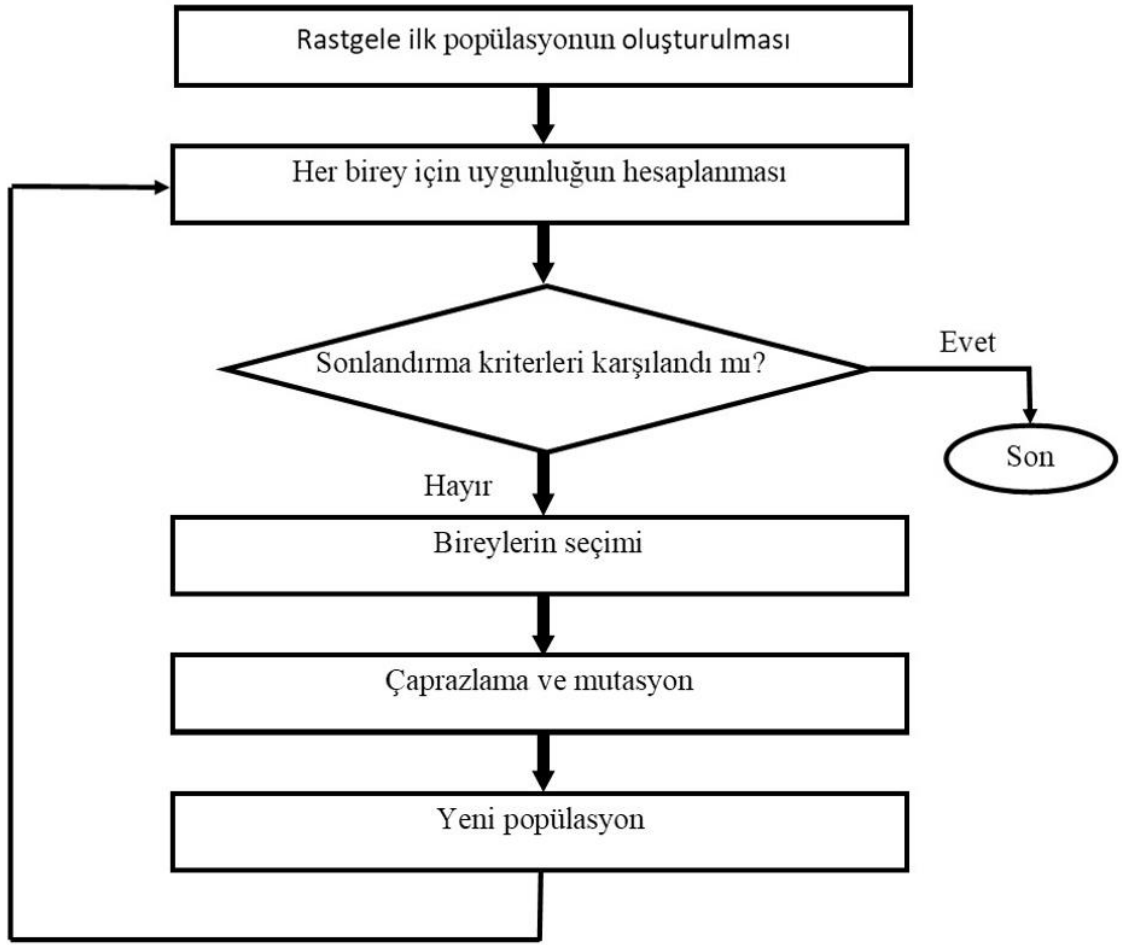


Şekil 4.16. Ayırık kütle modelinin açısal hızlarının krank açısına göre sonucu.

DMRV-TVD'nin güç aktarım elemanı olarak işlev görebilmesi için, krank milinden yağ pompasına, klima motoruna, yakıt pompasına ve bunun sağladığı diğer ekipmanlara ileten titreşim hareketini sönümleyebilmesi gerekir. Burulma titreşim kasnağı (Şekil 4.15) ve Şekil (4.16)'da görüldüğü gibi dönüş açısı ve dönüş hızı kadar geciktirilir ve bu nedenle gelen güç sönümleme ile iletilir. DMRV-TVD'nin bir diğer görevi de krank milinde oluşan titreşimleri sönümlemektir. Krank sisteminin sol tarafında DMRV-TVD'nin bağlı olduğu krank mili ucu, ayırık kütle modelindeki hareket denkleminde J_7 olarak ifade edilir. Krank mili tarafında DMRV-TVD'ye bağlı ilk kütle J_7 küttedir ve (Şekil 4.16)'da J_7 'nin nasıl gecikmeli bir sönümleme özelliği gösterdiği görülmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi J_7 'nin öneminden dolayı optimizasyon çalışmaları (Şekil 4.1.)'de verilen düğüm üzerinden yapılmaktadır.

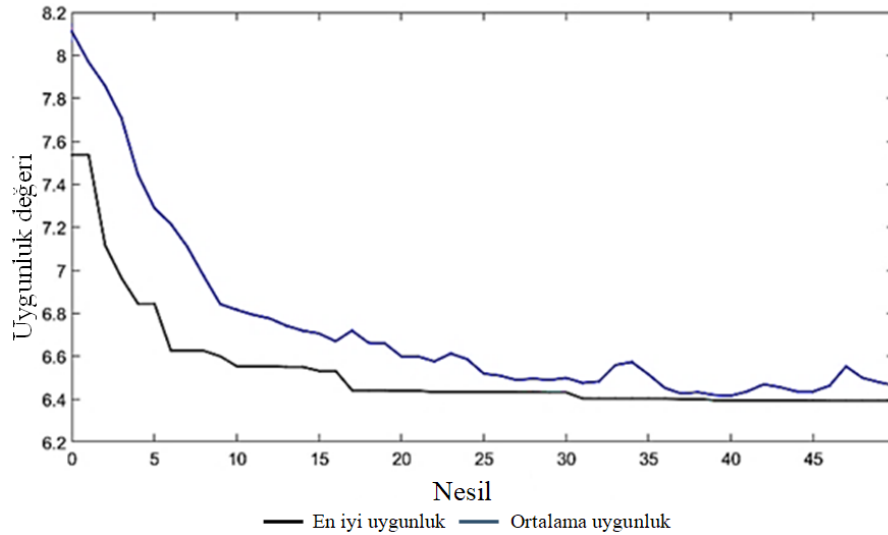
4.5. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Genetik Algoritma ile Azaltılması

Krank aktarma sistemlerinin burulma titreşimlerini en aza indirmek için yaklaşık çözümleri bulmak için genetik algoritma (GA) tabanlı optimizasyon kullanılır. Ayrıca optimizasyonun temel amacı, DMRV-TVD'nin viskoz malzemesi olarak kullanılan silikon sıvısını optimize etmektir. Önerilen GA tabanlı optimizasyonun akış şeması Şekil 11'de verilmiştir. Verilen akış şemasına göre, 0'lar ve 1'ler ile temsil edilen rastgele oluşturulmuş bireylerden (kromozomlar) oluşan bir popülasyon ile başlatılır. Bir önceki popülasyonun çözümleri yeni bir popülasyon oluşturmak için kullanılır. Her nesilde (iterasyonda) her bir kromozomun uygunluğu optimizasyon probleminin amaç fonksiyonuna göre değerlendirilir ve bu uygunluk değerlerine göre doğal seleksiyon işlemi gerçekleştirilir. Seçimden sonra popülasyona çaprazlama ve mutasyon işlemleri uygulanır. Çaprazlama işlemi, seçilen kromozomlarla yeni bir nesil oluştururken, mutasyon işlemi kromozomlardaki bitlerin küçük bir kısmını değiştirir. Aday çözümlerin yeni nesli daha sonra algoritmanın bir sonraki neslinde kullanılır. Uyum daha iyi kromozomlar seçildiğinden, yeni oluşturulan popülasyonun mevcut popülasyondan daha iyi olması beklenir. Bu işlem, uygun çözüme veya maksimum iterasyon sayısına ulaşılan kadar tekrarlanır. Girdi olarak verilen popülasyon büyüklüğü, çaprazlama ve mutasyon oranları algoritmanın performansını etkileyen kritik parametrelerdir. (Önen ve ark., 2019).



Şekil 4.17. Genetik algoritma tabanlı optimizasyonun akış şeması.

Silikon akışkan malzeme ve bu akışkanın miktarı optimizasyon değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Silikon sıvı viskozitesinin ve boşluk faktörünün (S) sırasıyla 0.1-1 m²/s ve 2-10 m³ arasında değiştiği kabul edilir. GA tabanlı optimizasyonda, silikon akışkanın rijitlik ve sönüm katsayılarını veren denklemler (4.6.) ve (4.7.) iki ayrı amaç fonksiyonu olarak alınmış ve optimize edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan GA parametreleri ve değerleri şu şekildedir: Popülasyon büyüklüğü 50, elit sayısı 10 ve çapraz fraksiyon 0.6'dır. Ayrıca önerilen GA optimizasyonunun yakınsama performansı (Şekil 4.18.)'de verilmiştir. En iyi uygunluk, popülasyondaki tüm üyeler arasında en düşük uygunluk fonksiyonu anlamına gelir. Ortalama uygunluk, mevcut popülasyondaki tüm üyelerin ortalaması olarak tanımlanır. (Şekil 4.18.)'den de görüldüğü gibi 50 iterasyon sonunda yakınsamışlardır.



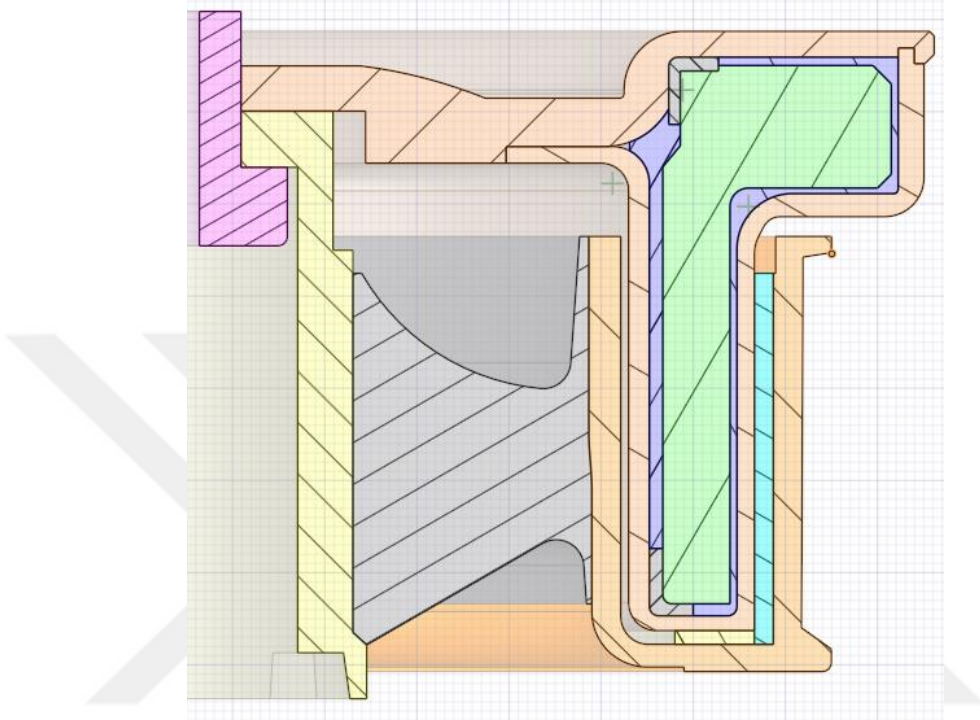
Şekil 4.18. Genetik algoritma silikon yağ optimizasyonu ile elde edilen en iyi ve ortalama uygunluk nesil değerleri.

(Şekil 4.15.) ve Şekil (4.16.) harmonik mertebenin toplamında elde edilen uyarma torkundan kaynaklanan krank mili ucundaki (J_7) burulma titreşimlerini göstermektedir. Çalışmada ele alınan dizel motorun 2100 rpm'de. Şekilde, silikon sıvısının optimize edilmiş sönümüne (c_{11}) ve sertlik katsayısına (k_{11}) göre hesaplanan burulma titreşimleri gösterilmektedir. Burulma titreşimleri, DMRV-TVD'nin optimize edilmiş ve optimize edilmemiş kullanımının yanı sıra DMRV-TVD kullanılmaması durumunda karşılaştırılır.

540 ile 630 derece arasındaki burulma titreşiminin negatif yönde pik yaptığı şekilden görülmektedir. Genetik algoritma yöntemi kullanılarak 540 ile 630 derece arasındaki tüm burulma titreşim değerlerinin mutlak değerinin sıfıra uyması hedeflenmiştir. Ayrıca burulma titreşim değerinin negatif tepe değerinin daha yüksek bir katsayı ile sıfıra uyması hedeflenmiştir. (Tablo 4.2.), bu çalışmada kullanılan silikon yağı malzemeleri ve geometri kısıtlamaları için parametreleri vermektedir. Tablodan da görüldüğü gibi optimizasyon parametreleri olarak dokuz değişken kullanılmıştır. Yani rijitlik katsayısı (k_{11}) için dört malzeme özelliği parametresi, silikon sıvısının sönüm katsayısı (c_{11}) ile ilgili dört parametre ve (k_{11}) ve (c_{11}) için ortak olan silikon sıvısı miktarı ile ilgili bir parametre.

Parametre kısıtları belirlenirken silikon akışkan içinde serbest halde bulunan kütlelerin ataleti ile film kalınlığının oluşturacağı direnci yenerek dengesizlik ve dolayısı ile gürültü problemine yol açacağı göz önünde bulundurulmuştur. Bunun ile alakalı bilgisayar destekli sonlu elemanlar yazılımı ile hesaplamalar yapılmıştır.

(Şekil 4.19.)’da yeşil renk ile gösterilen eleman atalet kütlesi ve mor ile gösterilen kütleler ise silikon yağdır. Krank dönme hızına bağlı olarak atalet kütlesi merkezden dışarı doğru ivmelenmeye çalışmaktadır. Seçilen silikon yağ bu kuvvete karşı direnç gösterebilen bir yapıda olmalıdır.



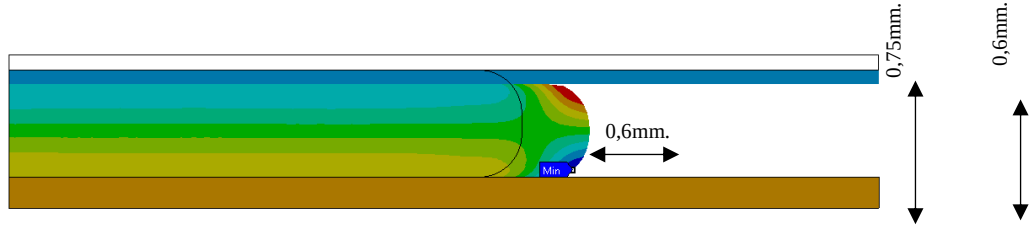
Şekil 4.19. Burulma Titreşim Kasnağı Kesit Görünümü.

Bahsedilen senaryoyu matematiksel olarak simüle edebilecek (Şekil 4.20)’de gösterildiği üzere basit bir model oluşturulmuştur. Basit bir model kullanılmasının sebebi hiperelastik ve viskoleastik davranışa sahip silikon yağın modellenmesinin zor olması ve yapılan hesaplamanın kesinlik değil bir yaklaşım olarak kullanılacak olmasından kaynaklanmaktadır. Yapılan hesaplamalar nihayetinde en düşük silikon yağ viskozitesi tespit edilmiştir.



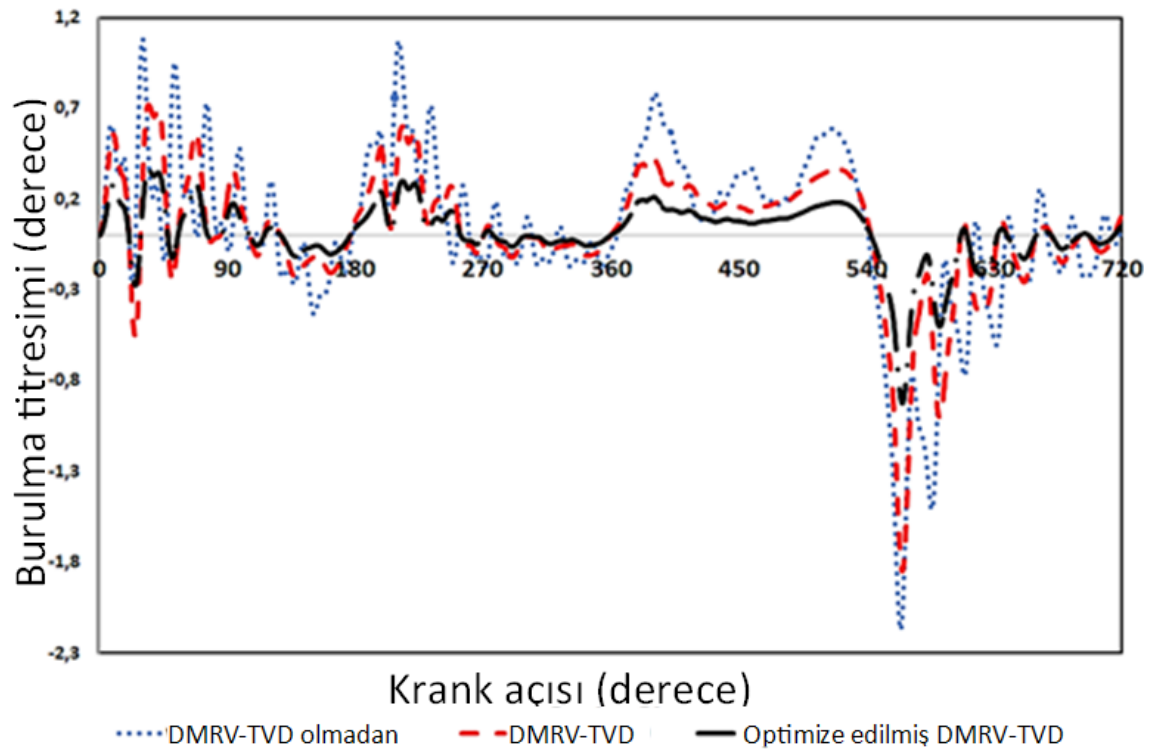
Şekil 4.20. Basitleştirilmiş Silikon Yağ Direnç SE CAD Modeli.

Merkezcil ivmenin sebebi olan merkezcil kuvveti bulmamız için Newton'un ikinci hareket yasasını kullanarak gerekli kuvvet basit bir şekilde bulunur. 2,3kg. ağırlığa sahip atalet kütesinin olabilecek en yüksek devirdeki merkezcil kuvveti yaklaşık 11350kN. olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.21. Basitleştirilmiş Silikon Yağ Direnç SE deformasyon sonucu.

(Şekil 4.21)'de en düşük silikon yağ boşluğu olan 0,75mm. olan bölgenin kuvvet karşısında şekil değişimi gösterilmiştir. Kabul edilebilir bu silikon yağın viskozitesi $0,5\text{m}^2/\text{s}$ olarak tespit edilmiştir. Ayrıca Silikon yağ için belirlenen boşluk için en küçük değerinde 0,5mm. olarak optimizasyon parametrelerine alınması uygun görülmüştür.



Şekil 4.22. Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin, silikon yağın sönümlmeye (C_{11}) ve sertlik katsayısına (k_{11}) göre krank mili ucunun (J_7) burulma titreşimleri üzerindeki etkisi.

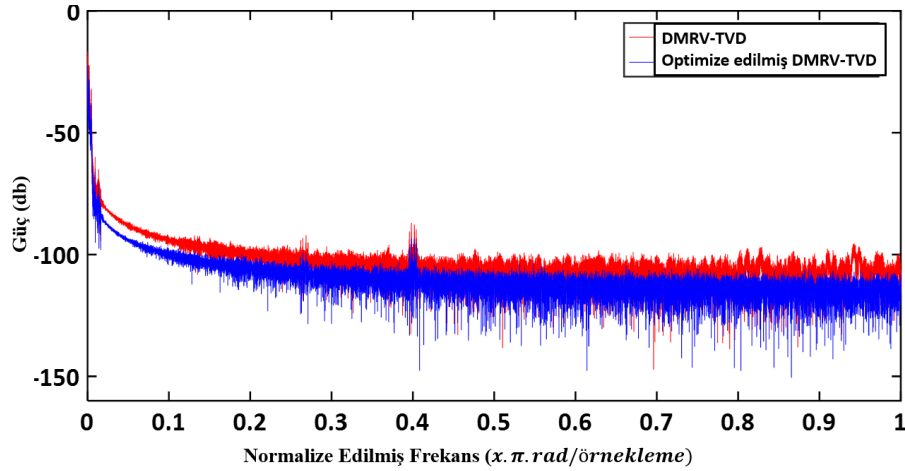
Tablo 4.2. Silikon yağa ait malzeme, geometri kısıtlamaları ve optimize edilmiş değerler.

	G_k	B_k	a_k	a_{k1}	G_c	B_c	a_c	a_{c1}	S
Optimize edilmemiş değer	105×10^{-4}	3511	2.15	451	1.36	2405	1.55	351	5
Alt değer	21×10^{-4}	3630	1.452	439	0.75	2342	1.49	293	2
Üst değer	8.61×10^{-3}	4297	3.2	614	6.84	2974	2.09	555	10
Optimize edilmiş değer	64×10^{-4}	3700	1.7	453	0.75	2342	1.49	544	2.16

Tablo 4.3. Silikon yağa ait optimize edilmiş değerler ve analiz süresi

Optimize edilmemiş c_{11}	160	Optimize c_{11}	4.4
Optimize edilmemiş k_{11}	1.81×10^4	Optimize k_{11}	1403
Analiz süresi (s)	2809		

(Tablo 4.2.)'de, silikon sıvısının sertlik (k_{11}) ve sönüm (c_{11}) katsayıları, krank mili ve kasnak (J₁₀) burulma titreşimlerini ortadan kaldırmak için denklem (4.6.) ve (4.7)'den elde edilen parametrelerle optimize edilmiştir. Viskozitesi 0,2 m²/s olan bir silikon sıvısının malzeme özellikleri, optimize edilmemiş değerler olarak kullanılır. Minimum ve maksimum değer aralığındaki malzeme parametreleri 0.1m²/s ve 1m²/s viskozite aralığındaki malzeme özelliklerine göre belirlenir. GA optimizasyonu Matlab yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve optimum titreşim sönümlene kabiliyetine ulaşmak için rijitlik ve sönüm katsayılarının belirli bir değere düşürülmesi gerektiği ortaya konmuştur. Azaltılmış sertlik ve sönümlene katsayıları ile silikon sıvısı içinde hareket eden eylemsizlik kütlesi (J₁₂) optimizasyondan sonra daha düşük bir dirence karşı dönecektir. Bu çalışmada optimize edilmemiş ve optimize edilmiş (k_{11}) ve (c_{11}) değerleri (Tablo 4.3.)'te verilmiştir. Karşılaştırmalı sonuçlar, optimize edilmiş DMRV-TVD'nin geliştirilmiş hibrit tasarımının, optimize edilmemiş DMRV-TVD ile karşılaştırıldığında burulma titreşimlerini %50,17 oranında azalttığını göstermektedir. (Şekil 4.23.)'te gösterilen bir periodogram grafiği, silikon sıvısının sönümlene (c_{11}) ve sertlik katsayısına (k_{11}) göre optimizasyonlardan önceki ve sonraki spektral yoğunluğu tahmin etmek için oluşturulur.

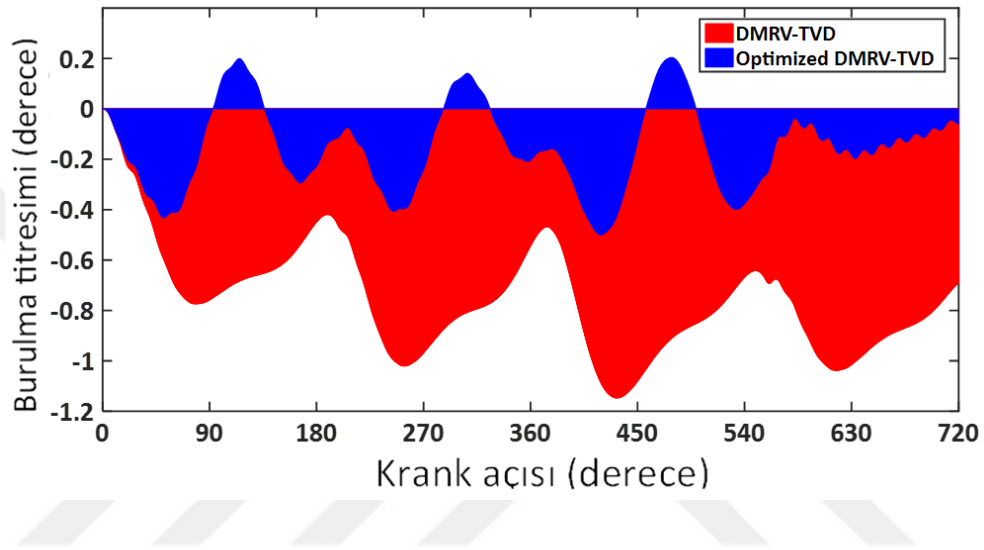


Şekil 4.23. Sönümleme (C_{11}) ve silikon sıvısının sertlik katsayısına (k_{11}) göre optimizasyon öncesi ve sonrası spektral yoğunluğunun tahmini.

DMRV-TVD'ye ait silikon sıvısının optimize edilmiş sönümleme katsayısının (C_{11}) ve sertlik katsayısının (k_{11}) kasnak (J_{10}) üzerindeki burulma titreşimi etkisi (Şekil (4.24)'te gösterilmiştir. Kasnağın tepkisi sonucunda, DMRV-TVD'nin optimize edilmiş silikon sıvısı, optimize edilmemiş DMRV-TVD'ye kıyasla burulma titreşimini %79,65 azaltılmıştır.

Aynı motorlara ve TVD'lere sahip olmasalar da benzer çalışmalarda elde edilen kazanımlar karşılaştırma için aşağıda verilmiştir. Tamkhade ve diğerleri (Tamkhade ve Kondhalkar, 2012) , farklı miktarlarda ve viskozitelerde silikon sıvıları kullanarak dört TVD modeli ve prototipi üretmiştir. Burulma titreşim genlikleri deneysel ve teorik olarak karşılaştırılmıştır. Bildirilen çalışmada, diğerlerine göre daha düşük miktarda düşük viskoziteli silikon sıvısı kullanılarak örnek dört için burulma titreşimlerinde yaklaşık %67'lik bir azalma elde edilmiştir. Ancak bu modelde ortaya çıkan yüksek sıcaklık nedeniyle aynı viskozitede daha fazla miktarda kullanılan numune için optimum TVD olarak seçilmesini sağlamıştır. Üçüncü örnekte, burulma titreşimleri yaklaşık %60 oranında azaltılmıştır. Uyarma tork haritasına göre nasıl bir TVD tasarımı yapılması gerektiği konusunda çıkarımlarda bulunulmuştur. Burulma titreşim sönümleyicileri, kauçuk sönümleyiciler, viskoz sönümleyiciler veya her ikisinden de üretilebilir. Kauçuk ve silikon malzemelerin mekanik davranışları lineer bir elastikiyet göstermediğinden rijitlik ve sönüm katsayılarının hesaplanmasında malzeme modellerine özel yöntemler kullanılmalıdır. Başka bir literatür çalışmasında, burulma titreşim sönümleyicisi için yeni bir model geliştirilmiş, bir viskoelastik malzeme ve bir burulma yayı Pístek ve diğerleri

(Píštěk, V., Kučera, P., Svída, D., ve Beran, 2017) tarafından bir çift olarak tasarlanmıştır. Kauçuk amortisörlerin sıcaklığa çok duyarlı olması ve silikon akışkanların sönümleme kabiliyetinin zayıf olması nedeniyle silikon yağı ve burulma yaylarının birlikte kullanıldığı bu model geliştirilmiştir. TVD'siz modele göre yaklaşık %60 daha kararlı tork transferi ve yaklaşık %80 viskoz damper elde edilmektedir (Mendes ve ark., 2008). Bu çalışmada elde edilen kauçuk ve viskoz malzemeleri birleştiren yeni bir hibrit tasarım DMRV-TVD, yukarıda bahsedilen çalışmadan daha iyi sonuçlar vermektedir.

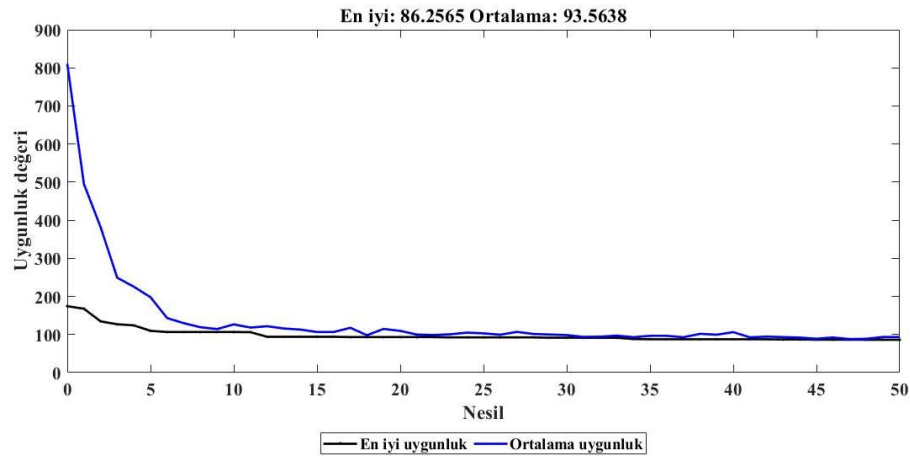


Şekil 4.24. Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin, silikon sıvısının sönümleme (c_{11}) ve sertlik katsayısına (k_{11}) göre burulma titreşimleri üzerindeki optimizasyon öncesine göre kasnak (J_{10}) üzerindeki etkisi.

Bu çalışmada elde edilen optimize edilmiş burulma titreşim sonuçlarına göre, GA optimizasyonu kullanılarak rijitlik ve sönüm katsayısı değerleri düşürülmüştür. Bu değerlere daha düşük viskoziteli bir silikon akışkan seçilerek ve malzeme miktarı azaltılarak ulaşılabileceği söylenebilir. Optimize edilmemiş silikon akışkan parametrelerinde, atalet kütesinin düşük dönüşü ve düşük açisal hızı gerçekleştirilmektedir, ancak yeni silikon akışkan parametreleri ile atalet kütesi silikon akışkan içinde daha serbest hareket etmekte ve atalet kütesinin üzerindeki etkinliği burulma titreşimleri artar. En kritik motor devrinin 2100 d/d'sinde yeni parametrelerle krank milinin çok daha sağlam bir hareketi elde edilir.

Kauçuk malzeme ve bu malzemenin geometrisi optimizasyon değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Doğal veya suni kauçuk malzemenin sertlik değerleri $15^{\circ} - 80^{\circ}$ shore arasında değiştiği kabul edilmektedir. GA tabanlı optimizasyonda kauçuğun sertlik ve sönümleme katsayılarını veren denklemler (4.23.) ve (4.24.) iki ayrı amaç fonksiyonu

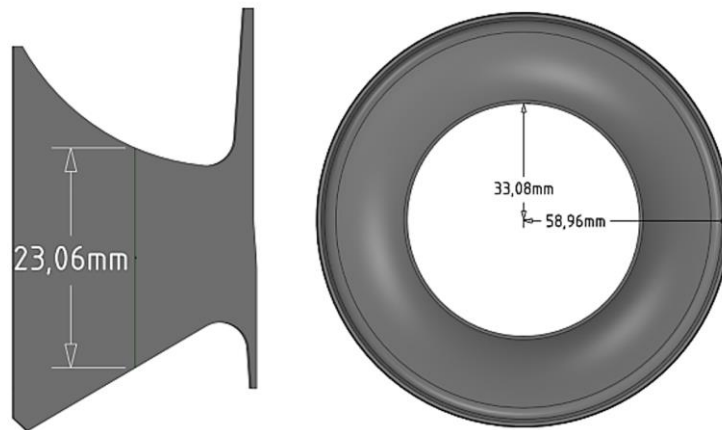
olarak alınmış ve optimize edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan GA parametreleri ve değerleri şöyledir: Popülasyon büyüklüğü 50, elit sayısı 10 ve çaprazlama fraksiyonu 0.6'dır. Ayrıca önerilen GA optimizasyonunun yakınsama performansı (Şekil 4.25.)'te verilmiştir. En iyi uygunluk, popülasyondaki tüm üyeler arasında en düşük uygunluk işlevi anlamına gelir. Ortalama uygunluk, mevcut popülasyondaki tüm üyelerin ortalaması olarak tanımlanır. (Şekil 4.25)'te görüldüğü gibi, 50 yineleme sonunda yakınsanır.



Şekil 4.25. Genetik algoritma kauçuk malzeme optimizasyonu ile elde edilen en iyi ve ortalama uygunluk nesil değerleri.

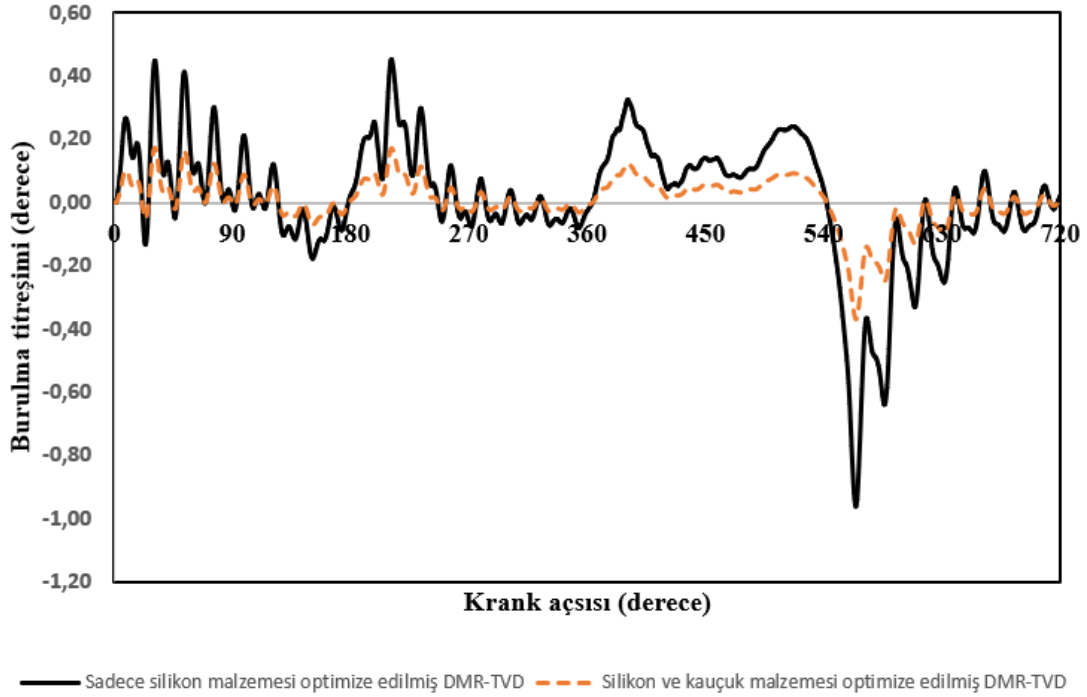
$$k_{trubber}\theta = \frac{\pi G_r D_o^4 - D_i^4}{32l} \theta \quad (4.23.)$$

$$d = \frac{c_r \omega n}{k_t} \quad (4.24.)$$



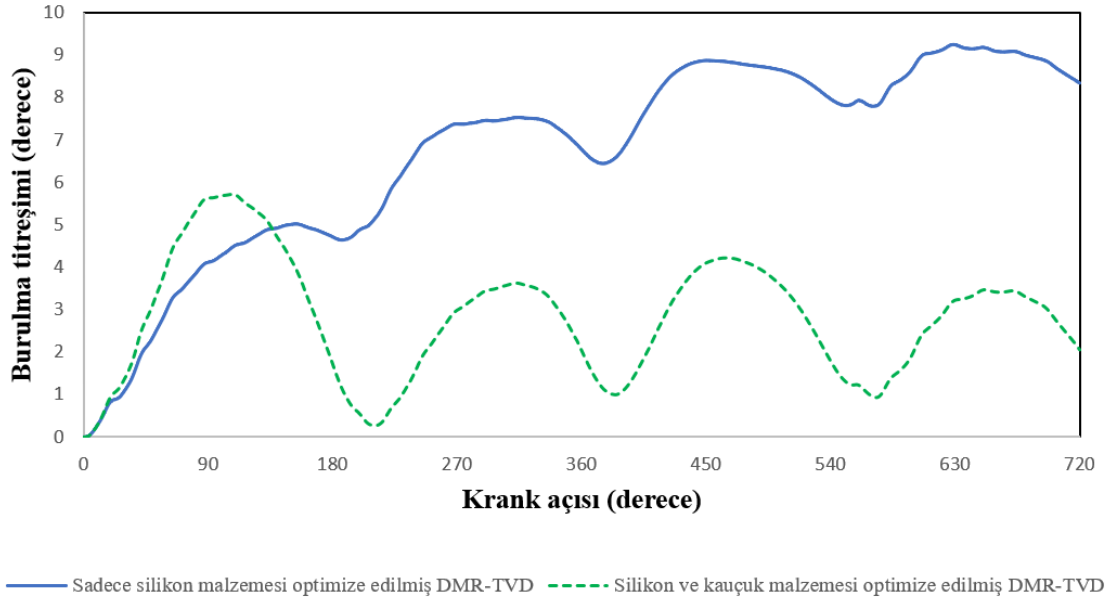
Şekil 4.26. DMRV-TVD içindeki kauçuk malzeme geometrisi.

Burada G_r kayma modülü, sırasıyla D_o ve D_i kauçuğun iç ve dış çapı ve l ise uzunluktur. DMRV-TVD'ye ait kauçuk geometrisi (Şekil 4.26.)'da verilmiştir.



Şekil 4.27. Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin krank milindeki burulma titreşimlerine etkisi.

Silikon yağ için yapılan optimizasyon parametre çıktıları kullanılarak (Şekil 4.22)'deki burulma titreşim sönümlenme yeteneği artırılmaya çalışılmıştır. 540 ile 630 derece arasındaki burulma titreşiminin negatif yönde pik yaptığı (Şekil 4.22)'de olduğu gibi (Şekil 4.27)'de de görülmektedir. Genetik algoritma yöntemi tekrarlanarak 0 ile 720 derece arasındaki tüm burulma titreşim değerlerinin mutlak değerinin sıfıra indirgenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca burulma titreşim değerinin negatif pikinin daha yüksek katsayı ile sıfıra indirgenmesi amaçlanmıştır. (Tablo 4.4)'te bu çalışmada kullanılan kauçuk malzeme ve geometri kısıtları için parametreler verilmiştir. Tablodan da görüldüğü gibi optimizasyon parametresi olarak beş değişken kullanılmıştır. Bunlar rijitlik katsayısı için üç geometri özelliği parametresi ve bir malzeme özelliği parametresi, sönümlenme katsayısı için ise bir malzeme özelliği parametresi atanmıştır.



Şekil 4.28. Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin kasnak (J_{10}) üzerindeki burulma titreşimlerine etkisi.

Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin krank mili ucu (J_7) üzerindeki etkisini göstermek için sadece silikon yağın optimizasyonu ve hem silikon hem kauçuk malzemenin optimizasyonu karşılaştırmalı olarak (Şekil 4.27.)'de verilmiştir. Karşılaştırmalı sonuçlar, silikon yağ optimizasyonu ile krank mili ucunda elde edilen %50,17'lik burulma titreşimi azaltılmasına ek olarak kauçuk malzemede yapılan optimizasyon sonucu %40,1'lik bir azalma daha sağlanmıştır. Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin geliştirilmiş hibrit tasarımının, optimize edilmemiş DMRV-TVD ile karşılaştırıldığında burulma titreşimlerini azalttığını göstermektedir.

Optimize edilmiş DMRV-TVD'nin kasnak (J_{10}) üzerindeki etkisini göstermek için sadece silikon yağın optimizasyonu ve hem silikon hem kauçuk malzemenin optimizasyonu karşılaştırmalı olarak (Şekil 4.28)'de verilmiştir. Karşılaştırmalı sonuçlar, silikon yağ optimizasyonu ile kasnak üzerinde elde edilen %79,65'lik burulma titreşimi azaltılmasına ek olarak kauçuk malzemede yapılan optimizasyon sonucu %60,3'lük bir azalma daha sağlanmıştır.

Tablo 4.4. Kauçuğa ait malzeme, geometri kısıtlamaları ve optimize edilmiş değerler.

	G_r	D_o	D_i	l	d
Optimize edilmemiş değer	3×10^6	117.92×10^{-3}	66.16×10^{-3}	23.06×10^{-3}	0.15
Alt değer	1.5×10^6	70×10^{-3}	20×10^{-3}	15×10^{-3}	0.1
Üst değer	5×10^6	130×10^{-3}	100×10^{-3}	45×10^{-3}	0.3
Optimize edilmiş değer	4.77×10^6	128×10^{-3}	58.4×10^{-3}	16×10^{-3}	0.21

Optimizasyon sonucunda daha sert, dış çapı büyük, et kalınlığı fazla ve daha ince bir geometri kullanılması gerektiği (Tablo 4.4.)’te verilmiştir. Optimize edilmemiş ve optimize edilmiş çalışma sonuçları, (k_9) ve (c_9) değerleri (Tablo 4.5.)’te verilmiştir.

Tablo 4.5. Kauçuğa ait optimize edilmiş değerler ve analiz süresi

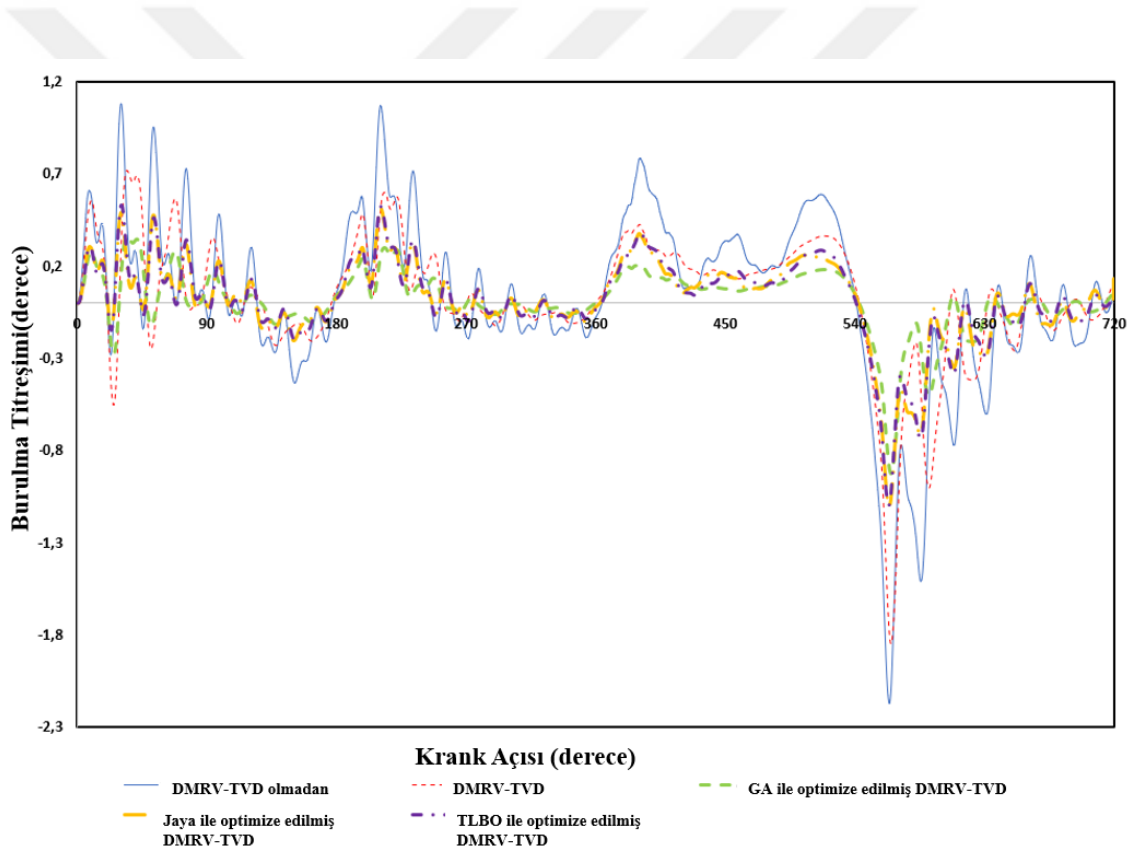
Optimize edilmemiş c_9	0.6	Optimize c_9	0.8434
Optimize edilmemiş k_9	140	Optimize k_9	483
Analiz süresi (s)	2402		

Bu tez çalışması, içten yanmalı motorlarda (ICE) krank mili burulma titreşimi olgusu üzerinedir. Özellikle ağır hizmet dizel motorlarında, krank sisteminde meydana gelen burulma titreşimlerini kontrol etmek için kauçuk damperli veya viskoz damperli burulma titreşim damperleri (TVD) kullanılmıştır. Bu araştırmada daha iyi bir sönümleme kapasitesi için hibrit bir sönümleme yaklaşımı önerilmiştir. Yani bir çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşim sönümleyicisi (DMRV-TVD), bir ICE'nin krank düzeninde daha iyi bir sönümleme performansı bulmak için genetik algoritma (GA) ile kullanılır ve optimize edilir. Elde edilen sonuçlar, optimize edilmemiş DMRV-TVD ile karşılaştırıldığında, yeni hibrit tasarımı optimize edilmiş DMRV-TVD'nin burulma titreşimlerini krank mili ucunda %50.17 ve kasnak üzerinde %79.65 azalttığını gösterdi.

Bu çalışmada bildirilen rijitlik ve sönüm katsayılarını bulmak için kullanılan önerilen yaklaşımlar, çok serbestlik dereceli titreşim sistemleri için kullanılabilir.

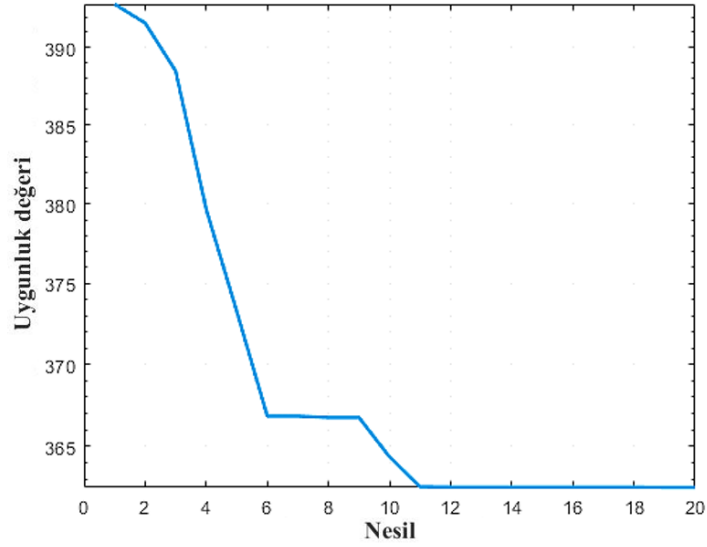
4.5.2. Krank Sistemi Burulma Titreşimlerinin Diğer Algoritma Teknikleri ile Azaltılması

(Şekil 4.29)'da diğer optimizasyon algoritmaları kullanılarak burulma titreşimi azaltılmaya çalışılmıştır. Optimizasyon, GA ile 50 yinelemede, Jaya ve TLBO ile 11 yinelemede tamamlanmıştır. Bu, Jaya ve TLBO ile GA'ya kıyasla zaman ve CPU tasarrufu sağladığını göstermektedir. Ancak sonuçta GA, optimizasyondan istenen burulma titreşimlerini azaltmada diğer iki yöntemden daha iyi sonuç vermiştir. Jaya ve TLBO algoritmaları ise burulma titreşimlerini sönümleme açısından benzer sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.29. Optimizasyon algoritmalarının kıyaslanması.

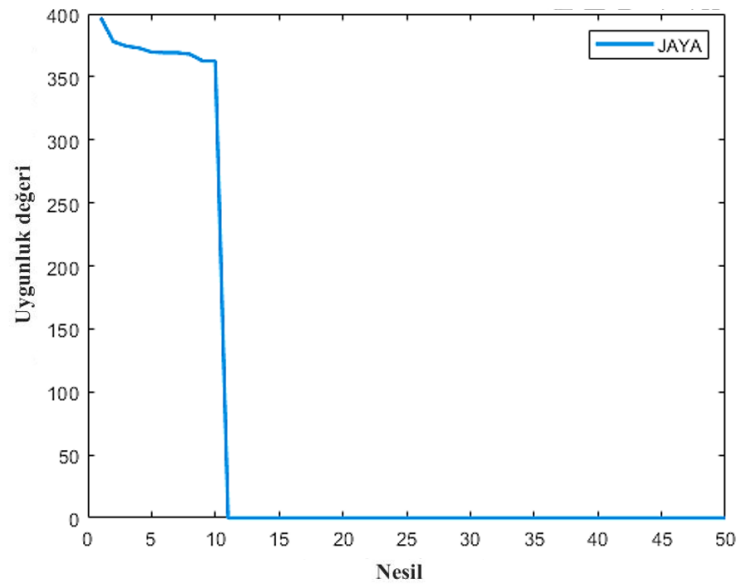
TLBO optimizasyon algoritması için (Ek-3)'te bir kısmı gösterilen Matlab kodu oluşturulmuş ve amaç fonksiyonu ve kısıtlar tanımlanmıştır. Amaç fonksiyonu ve parametre kısıtlamaları, GA ve Jaya algoritmalarıyla aynıdır.



Şekil 4.30. TLBO algoritması yakınsama grafiği.

(Şekil 4.30.), TLBO optimizasyon algoritması ile Matlab yazılımı ile gerçekleştirilen krank mili burulma titreşimlerinin sönümlenmesi amacıyla oluşturulan DMRV-TVD'nin silikon sıvısının optimizasyon yakınsamasını göstermektedir.

Jaya optimizasyon algoritması için (Şekil 4.31.)'de bir kısmı gösterilen Matlab kodu oluşturulmuş ve amaç fonksiyonu ve kısıtlar tanımlanmıştır. Amaç fonksiyonu ve parametre kısıtlamaları, GA ve TLBO algoritmalarıyla aynıdır.



Şekil 4.31. Jaya algoritması yakınsama grafiği.

(Ek-4)'te, Jaya optimizasyon algoritması ile Matlab yazılımı ile gerçekleştirilen krank mili burulma titreşimlerini sönümlemek amacıyla oluşturulan DMRV-TVD'nin silikon sıvısının optimizasyon yakınsamasını göstermektedir.

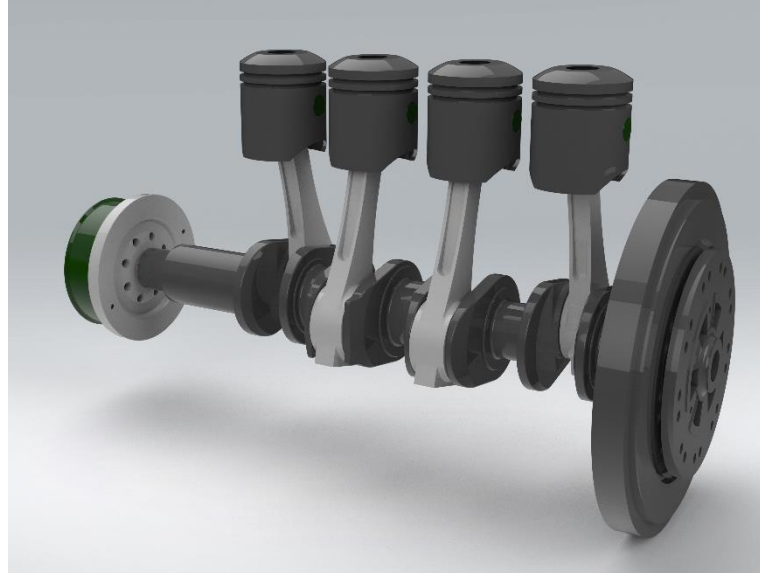
Tablo 4.6. Silikon yağı malzemesi, geometri kısıtlamaları ve optimize edilmiş değerler.

	G_k	B_k	a_k	a_{k1}	G_c	B_c	a_c	a_{c1}	S	c_{11}	k_{11}
Optimize edilmemiş değerler	105e-3	3511	2.15	451	1.36	2405	1.55	351	5	160	1.81e4
GA ile optimize edilmiş değerler	64e-4	3700	1.7	453	0.75	2342	1.49	544	2.16	4,4	1403
Jaya ile optimize edilmiş değerler	100e-4	2,97e3	1,7	434	0,75	2,34e3	1,49	544	2,16	3,662	3046
TLBO ile optimize edilmiş değerler	95e-4	3,16e3	1,48	434	0,75	2,34e3	1,49	554	2	3,7641	2468

Krank mili burulma titreşim sönümlemesinin kullanımı için silikon sıvısını optimize etmek için üç farklı optimizasyon algoritması kullanılır. (Tablo 4.6.)'da GA, Jaya ve TLBO optimizasyon algoritmalarının parametrelerini içermektedir.

4.6. Krank Sistemi Esnek Çoklu Gövde Dinamik Analizi

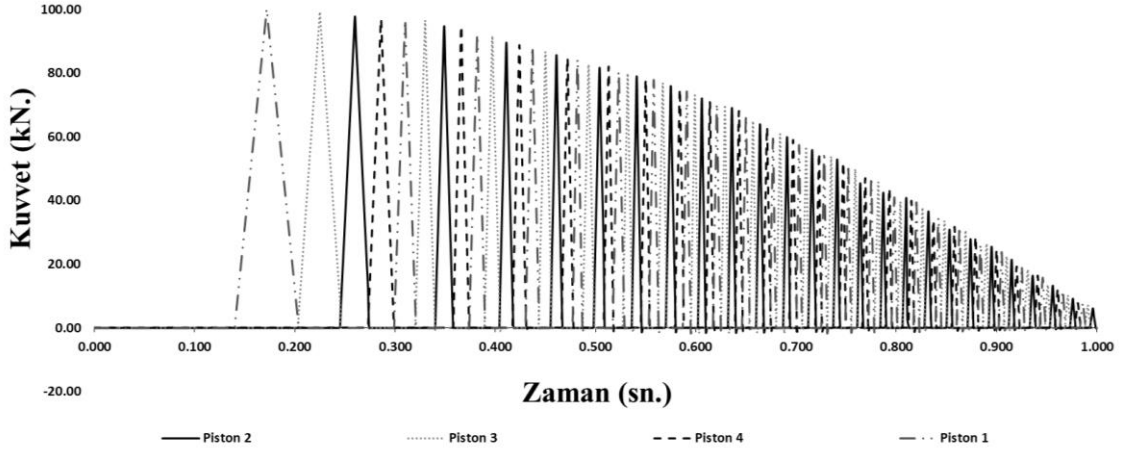
Çalışmada ele alınan krank sistemi volan, krank kolları, silindirler, krank mili ve burulma titreşim kasnağından meydana gelen çok elemanlı bir yapıdır. Krank sisteminde sürtünmeli bağlantılardan, değişen yük vektörlerinden ve lineer olmayan malzeme modellerinden (viskoelastik ve hiperelastik) kaynaklı olarak lineer olmayan dinamik bir modelin elde edilmesi gerekmektedir. Ayrıca gerçeğe yakın bir modelin elde edilebilmesi için çok serbestlik dereceli sünek malzeme modelleri kullanılmalıdır. Bahsi geçen prensipleri modelleyebilmek için bir çoklu gövde dinamiği yazılımı olan Ansys Motion tercih edilmiştir. Ansys Motion yazılımında kullanılması için oluşturulan krank sistemi modelinin render görünüşü (Şekil 4.32)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.32. Krank sisteminin Ansys Motion için hazırlanmış dinamik modelinin render görünüşü.

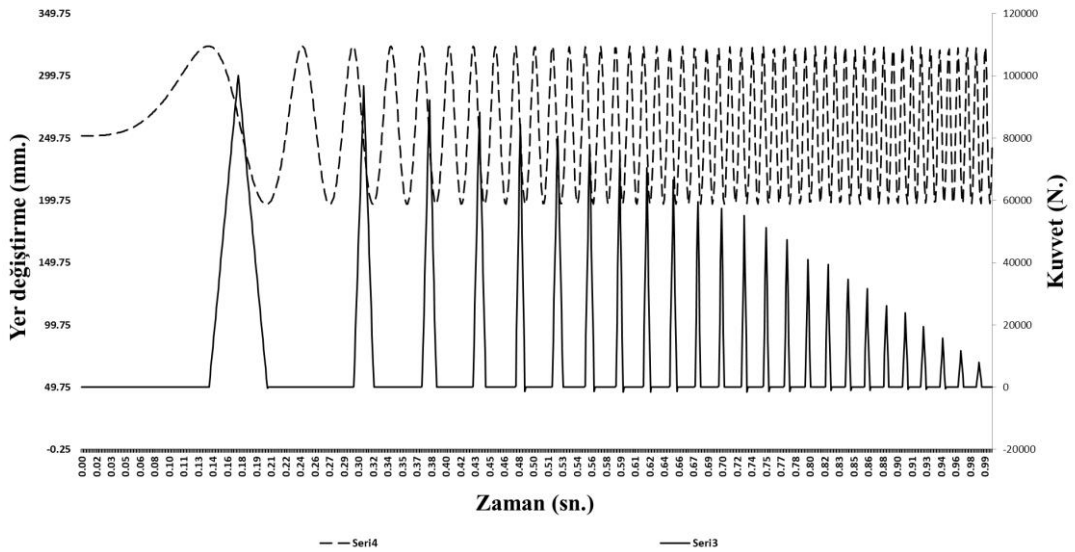
Model oluşturulurken malzeme modelleri için önceki çalışmalarda elde edilen kauçuk ve viskoz yağa ait malzeme özellikleri kullanılmıştır. Krank mili malzemesi için ise gerçek modelin malzemesi olan SAE-43402'nin lineer elastik malzeme özellikleri kullanılmıştır. Volan krank miline katı, krank kolları ise sürtünmeli olarak bağlanmıştır. Silindirler ise pimler vasıtası ile krank koluna sürtünmeli olarak dönecek şekilde bağlanmıştır. Silindirlerin ise lineer hareket yapması sağlanmıştır. 13 adet elemandan oluşan burulma titreşim kasnağı ise gerçeğe uygun olarak sürtünmeli bağlantı elemanları ile kendi aralarında bağlanmış ve uç noktasından krank miline katı olarak bağlanmıştır.

Dinamik modelin oluşturulmasındaki esas amaç yorulma analizinde kullanılacak frekans uzayındaki GRMS genlik verisinin (PSD) elde edilebilmesidir. Bu verinin elde edilebilmesi için sistemin maruz kalacağı tüm frekans aralığında zorlanması gerekmektedir. Bu yüzden yanma yükü sistemi 0-6000 dev/dak. aralığında zorlayacak şekilde 1-3-4-2 yanma sırasına göre $\pi/2$ faz farkı ile Şekil 2.2.-2'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.



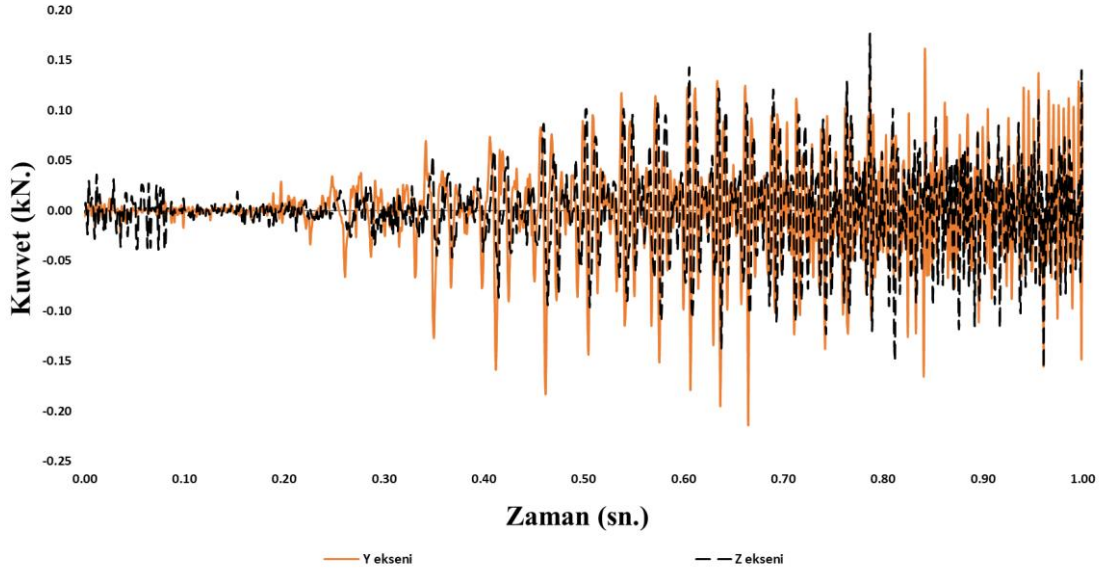
Şekil 4.33. Piston yanma yükleri.

(Şekil 4.33)'te krankın y konuma bağlı yanma yükü gösterilmiştir. Dikkat edildiği üzere yanma yükü üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasında anlık artıp azalmaktadır. Ayrıca yanma yükü yüksek devirlere çıkıldıkça giderek düşmektedir.



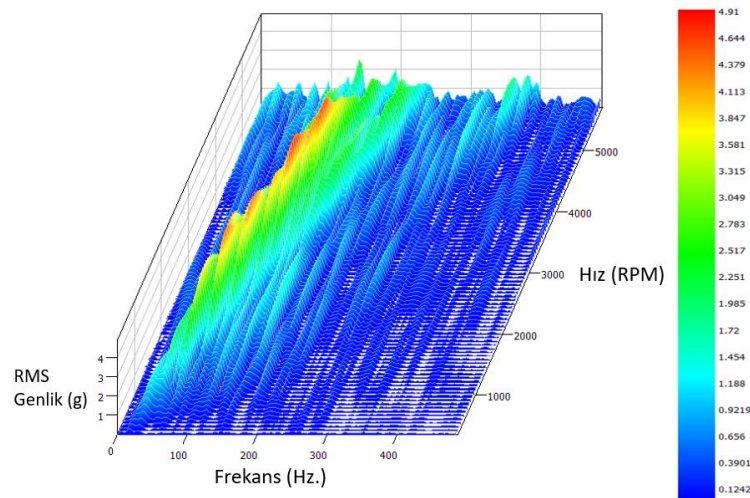
Şekil 4.34. Piston konumuna bağlı yanma yükleri.

(Şekil 4.35)'te krank milinin en fazla titreşime maruz kaldığı burulma titreşim kasnağı ucundan y (krank koluna paralel eksen) ve z (krank koluna ve krank miline dik eksen) eksenlerinden ivme verileri toplanmıştır.



Şekil 4.35. Krank mili TVD ucu ivme verileri.

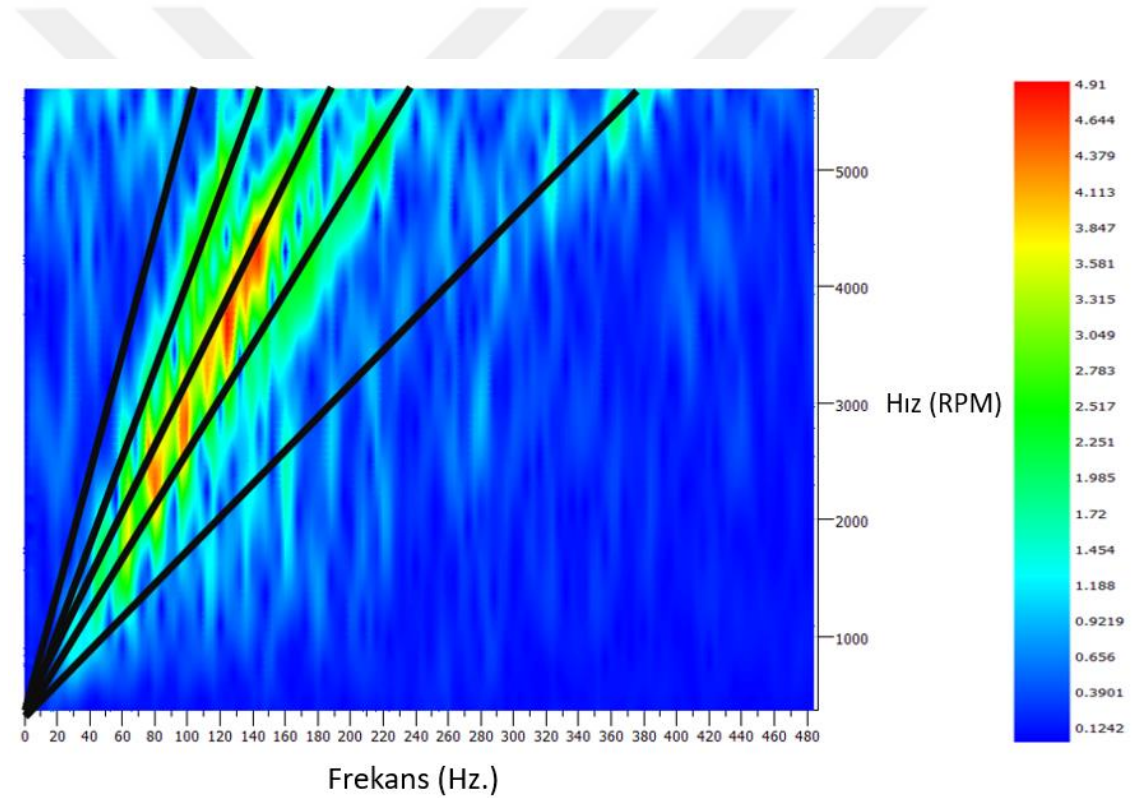
Krank mili, silindirlerin faz farkı ile zorlamasından, kütle ataletlerinin periyodik hareketli zorlamasından, sürtünme kuvvelerinden ve birim şekil değiştirme durumundan kaynaklı olarak rastgele titreşimlere maruz kalmaktadır. Dönüş hızı, titreşim frekansı ve genlik değerini bir arada yorumlayarak kritik hız hakkında fikir sahibi olunabilir. Bu üç parametreyi bir arada kolayca yorumlayabilmek için Waterfall (Şekil 4.36.) ve (Şekil 4.37) analizi ve Campbell diyagramı yöntemleri kullanılmıştır. Bu iki yöntem için Ncode yazılımı kullanılmıştır.



Şekil 4.36. 3 boyutlu Waterfall diyagramı.

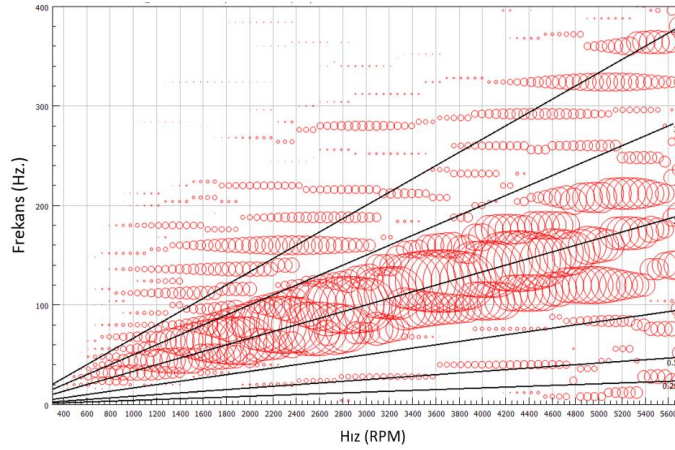
Spektrum analizi, istenmeyen gürültü ve titreşime neden olan döner makinelerin hareketli parçalarındaki kusurları analiz etmek için kullanılan bir tekniktir. Mühendislerin ya da bilim adamlarının; uçak ve otomotiv motorları, güç aktarma organları, pompalar, kompresörler ve elektrik motorları gibi makineler hakkındaki bilgileri, Campbell analizi yapılarak büyük ölçüde geliştirilmiştir. Bunun nedeni, ölçümlerin dönen bir parçanın devir hızı ile ilişkili olmasını sağlamasıdır.

Campbell diyagramı, bir shaftın dönme hızındaki değişiklik sırasında elde edilen verilerin analiz edilmesi için kullanılmaktadır. Gürültü ve titreşim aynı anda ölçülebilir ve ivmeölçer, mikrofon gibi herhangi bir cihaz, analizörler ve takometreler ile paralel olarak kullanılabilir.



Şekil 4.37. 2 boyutlu Waterfall diyagramı.

Devir / Hz fonksiyonu olarak çeşitli harmonik sıraların genlik ve/veya fazları, spektrumları gösteren kontur parsellerinden devir / Hz eksenine paralel dilimlerin çıkarılmasıyla elde edilir.

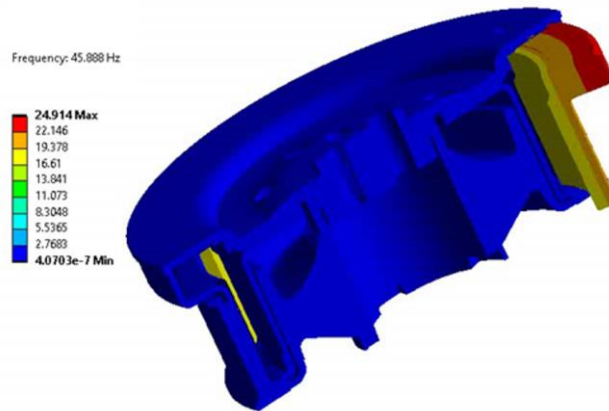


Şekil 4.38. Campbell Diyagramı.

(Şekil 4.38)'de Campbell diyagramı üzerinden harmonik sıralara göre kritik hız doğruları belirlenmiştir.

4.6.2. Krank Sistemi Sonlu Elemanlar Modal Analizi

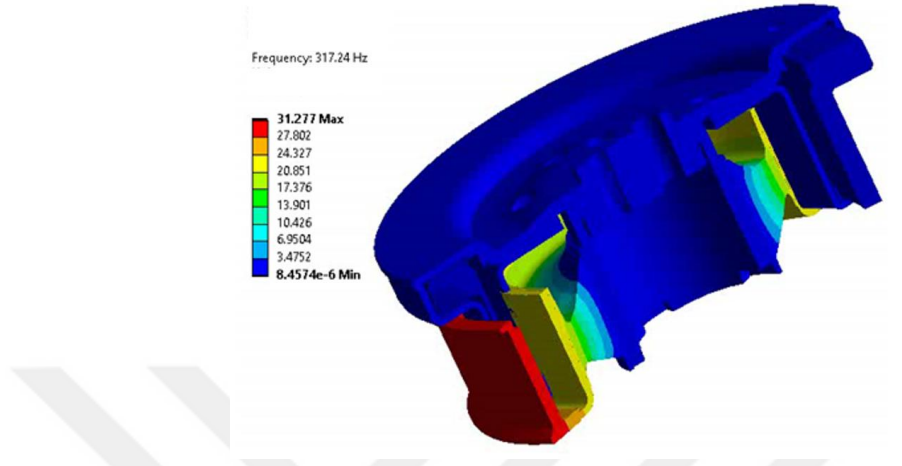
Krank sistemine ait olan burulma titreşim kasnağı, krank mili, volanın ve nihai olarak tüm sistemin titreşim karakteristiğini belirlemek için Ansys yazılımı ile modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Mekanik titreşim olarak literatürde kabul gören 0-1500hz. aralığı dikkate alınarak, burulma titreşim kasnağına ait 2, volana ait 1 ve krank milimine ait 2 adet burulma modu tespit edilmiştir.



Şekil 4.39. Burulma titreşim kasnağı SEA yöntemi ile bulunmuş 1. doğal frekansı.

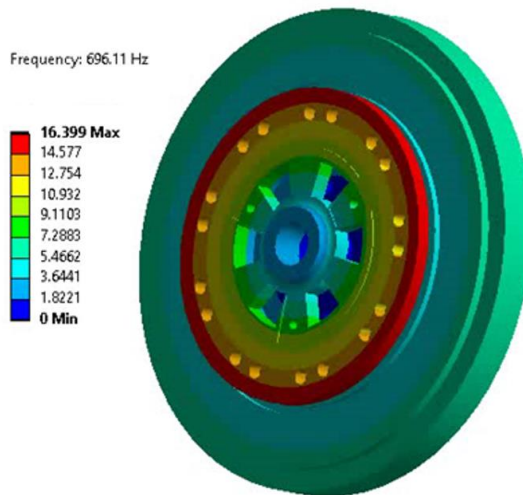
(Şekil 4.39)'da kesit görünümü verilen burulma titreşim kasnağının 1. burulma doğal frekansı 45.88 Hz. olarak bulunmuştur. 1. burulma doğal frekansının etkin efektif

kütlesi şekilde de görüldüğü üzere viskoz sıvının içinde viskoz sürtünme ile serbestçe dönen atalet kütlesi elemanıdır. Harmonik titreşimlerin sönümlenmesinde görev alan atalet kütlesi elemanı, krank mili titreşim genliklerini, oluşturduğu negatif genlik ile kütle sönümü ile sönümlemektedir.



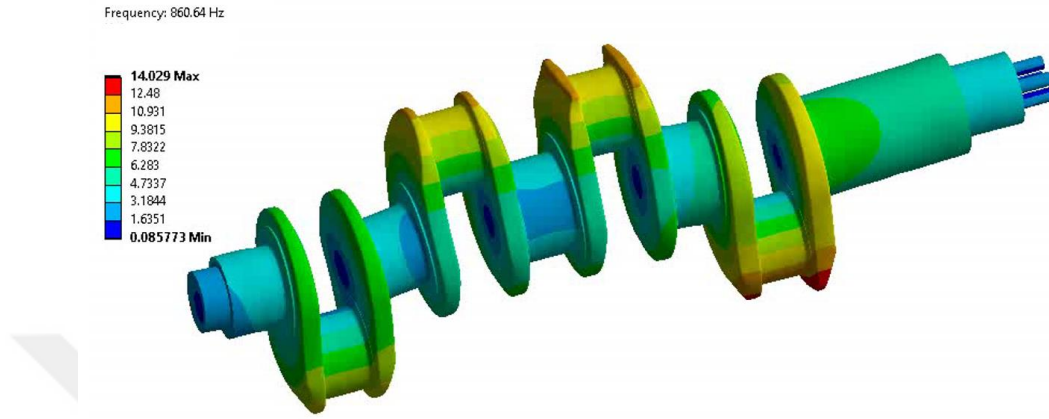
Şekil 4.40. Burulma titreşim kasnağı SEA yöntemi ile bulunmuş 2. doğal frekansı.

(Şekil 4.40)'da burulma titreşim kasnağına ait 2. burulma modu gösterilmiştir. 317.24Hz. olarak tespit edilen 2. burulma modunun etkin efektif kütlesi kasnak elemanında meydana gelmiştir. Kasnak elemanı kauçuk ile burca bağlıdır. Kauçuğun lineer olmayan elastisite modülüne bağlı oluşan bu mod, tüm sistemin burulma doğal frekanslarına göre ayarlanarak sistemin burulma rezonans genliğini sönümlemesi için tasarlanmıştır.



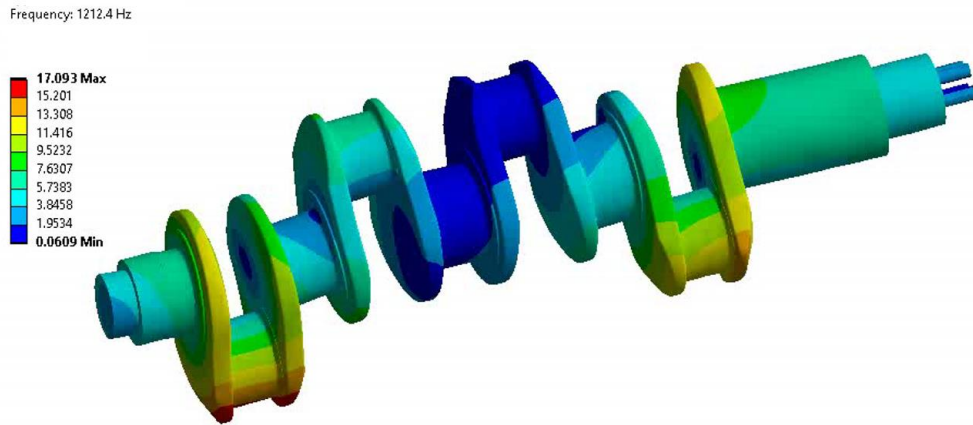
Şekil 4.41. Volan SEA yöntemi ile bulunmuş 1. doğal frekansı.

(Şekil 4.41)'de volan ait ilk burulma modu gösterilmiş ve burulma doğal doğal frekansı 696.11Hz. olarak bulunmuştur. Volan krank sisteminin, volana yakın ucunda meydana gelen en yüksek genlikli burulma modunu sönümleme görevini üstlenir ve tasarlanırken titreşim karakteristiği buna uygun olacak şekilde parametreler belirlenir.



Şekil 4.42. Krank mili SEA yöntemi ile bulunmuş 1. doğal frekansı.

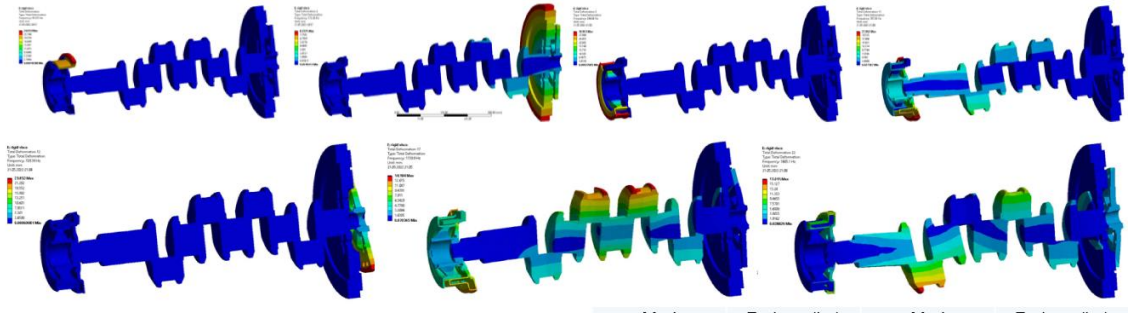
(Şekil 4.42)'de gösterildiği gibi krank mili 1. burulma doğal frekansı 860.64Hz. olarak tespit edilmiştir. Diğer elemanlara göre oldukça rijit olan krank milinin burulma doğal frekansı kendi başına incelediğinde bu bağlamda oldukça yüksek çıkmaktadır.



Şekil 4.43. Krank mili SEA yöntemi ile bulunmuş 1. doğal frekansı.

(Şekil 4.43)'de Krank miline ait 2. burulma modu şekilde gösterildiği üzere 1212.4 Hz. olarak bulunmuştur. Bu değer mekanik titreşimlerin incelenme sınırına yakın

olması dikkat çekerken, kritik hız analizinde de gösterildiği üzere yüksek frekans değerlerinin zorlanmadığı belirlenmiştir.

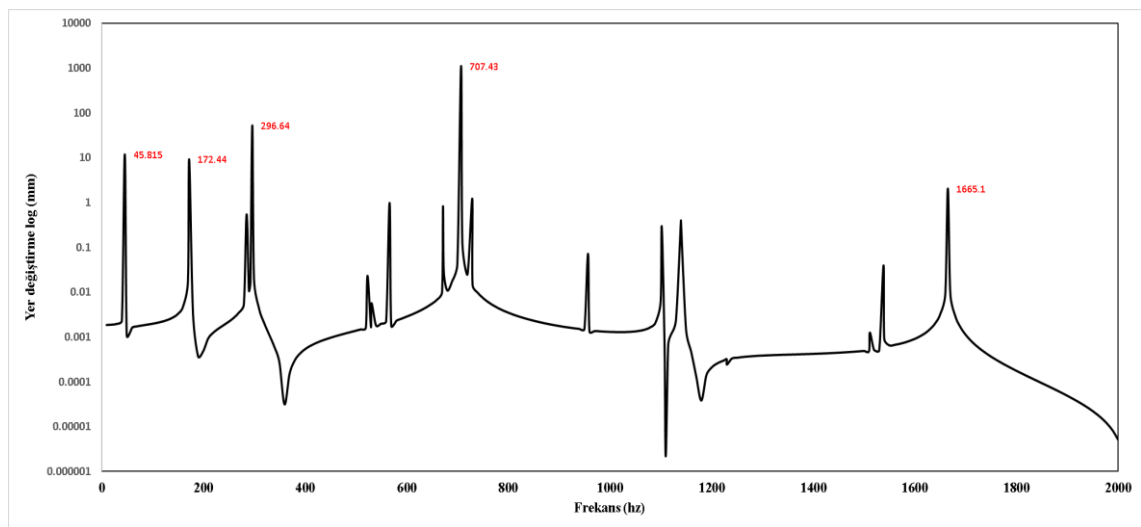


Şekil 4.44. Krank sistemi SEA yöntemi ile bulunmuş ilk 7. doğal frekansı.

(Şekil 4.44)'de Krank sistemine ilk 7 burulma mod şekli şekilde verilmiştir. Doğal frekans değerleri sırası ile, 45.8Hz., 172.4Hz., 296.6Hz., 707.4Hz., 729.3Hz., 1139.9Hz., 1665.1Hz. olarak bulunuştur. Mod süperpozisyon metodu ile elde edilen bu modal analiz sonuçları harmonik analiz hesaplamalarında kullanılmıştır.

4.6.3. Krank Sistemi Sonlu Elemanlar Harmonik Analizi

Modal analiz ile elde sistemin titreşim karakteristiği, sönümsüz serbest titreşimlerin cevabıdır. Zorlama yükleri altında, sistemin 0-2000Hz. aralığında harmonik analizi yapılarak genlik frekans eğrisi logaritmik olarak elde edilmiştir. Elde edilen değerler (Şekil 4.45.)'te gösterilmiştir.

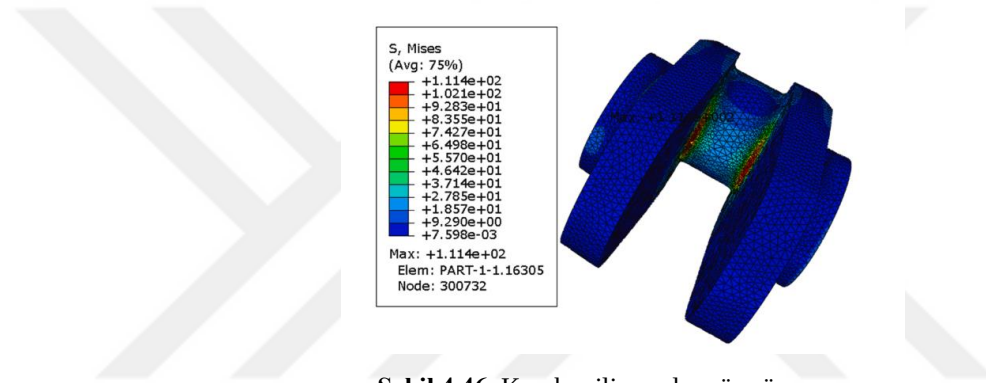


Şekil 4.45. Krank sistemi SEA yöntemi ile yapılmış harmonik analizi.

4.7. Krank Mili Yorulma Ömrünün Tayin Edilmesi

Songsong ve arkadaşları 2021 yılında yüksek torklu dizel bir motorunun krank milinin yorulma dayanımını incelemiştir. Yapılan çalışmalarda, teorik yorulma ömür dayanımı için S-N eğrileri kullanılmıştır ve yorulma ömrüne dayalı emniyet katsayısı hesaplanmıştır. Yorulma ömrünü 242 bin km. olarak hesaplamışlardır (SongSong ve ark., 2021).

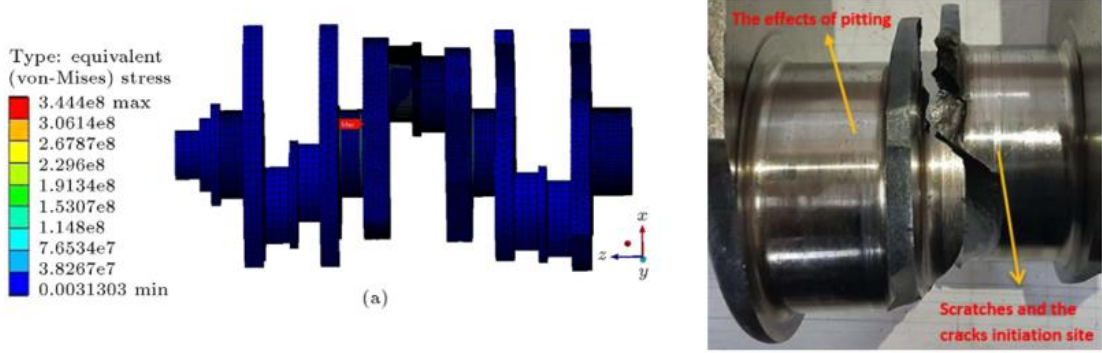
Yapılan bu çalışmada zamana bağlı değişken yüklerden kaynaklanan burulma titreşimleri göz ardı edilmiştir ve krank mili tek bir frekansta zorlanıyormuş gibi yük verilmiştir. Krank milinin doğal frekans ve zorlamaya bağlı harmoniklerinde meydana gelen gerilmeler hesaba katılmamıştır.



Şekil 4.46. Krank mili yorulma ömrü

Alilakbari ve arkadaşları 2018 yılında yüksek torklu dizel bir kamyon motorunun krank milinin yorulma dayanımını ve arızasının deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmalarda, teorik yorulma ömür dayanımı için S-N eğrileri kullanılmıştır ve krank milinin yorulma ömrü 955.000 km. olarak tespit edilmiştir (Alilakbari ve ark., 2018).

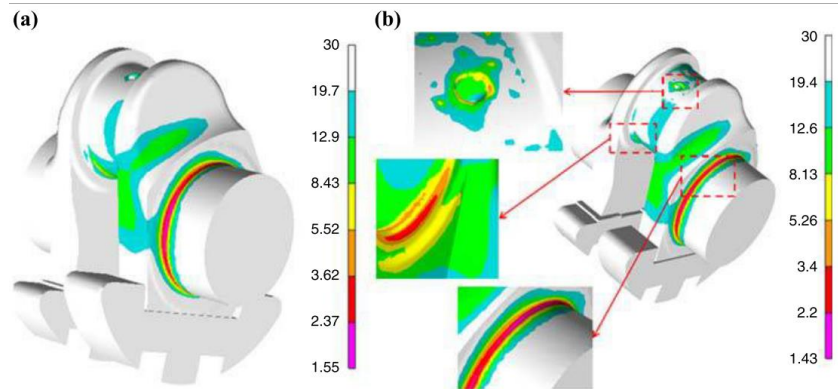
Her ne kadar kamyon krank millerinin yorulma ömürlerinin uzun olduğu endüstri verilerinden teyit edilmiş olsa da burulma titreşimlerini göz ardı ettikleri ve frekans uzayında yorulma ömür tayini yapmadıkları için sonuçlar gerçekten çok uzak çıkmıştır.



Şekil 4.47. Krank mili yorulma kırılması

Sola ve arkadaşları 2019 yılında yüksek torklu dizel bir motorunun krank milinin yorulma dayanımını incelemiştir. Yapılan çalışmalarda, teorik yorulma ömür dayanımı için S-N eğrileri kullanılmıştır ve yorulma ömrüne dayalı emniyet katsayısı hesaplanmıştır (Fathi Sola et al., 2019).

Yapılan bu çalışmada zamana bağlı değişken yüklerden kaynaklanan burulma titreşimleri göz ardı edilmiştir ve krank mili tek bir frekansta zorlanıyormuş gibi yük verilmiştir. Krank milinin doğal frekans ve zorlamaya bağlı harmoniklerinde meydana gelen gerilmeler hesaba katılmamıştır.

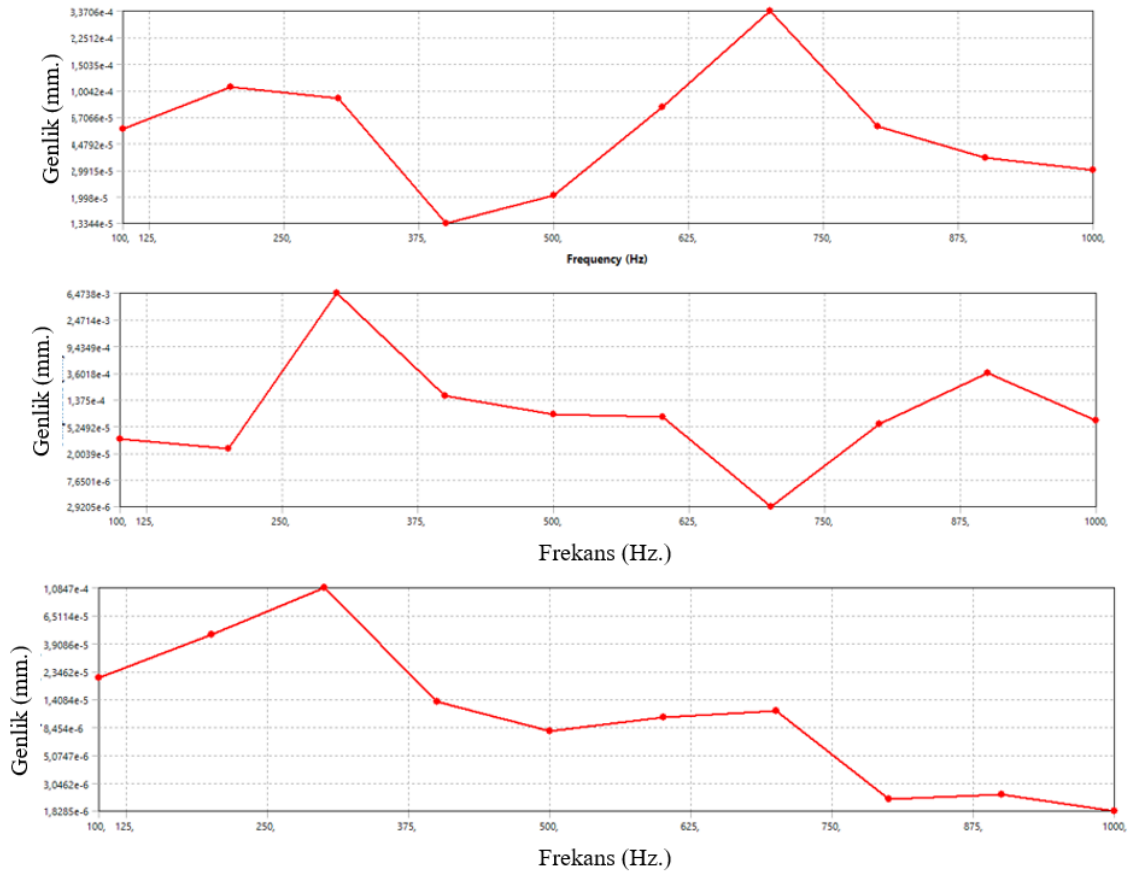


Şekil 4.48. Krank mili yorulma hasarının olduğu bölgeler

Bu çalışmalarda yorulma nedeni ile kırılan krank millerinin hasar kök nedenleri mekanik ölçüm cihazları ile araştırılmıştır. Krank mili yorulma ömrünü artırmak için krank mili tasarımı için önerilerde bulunulmuştur.

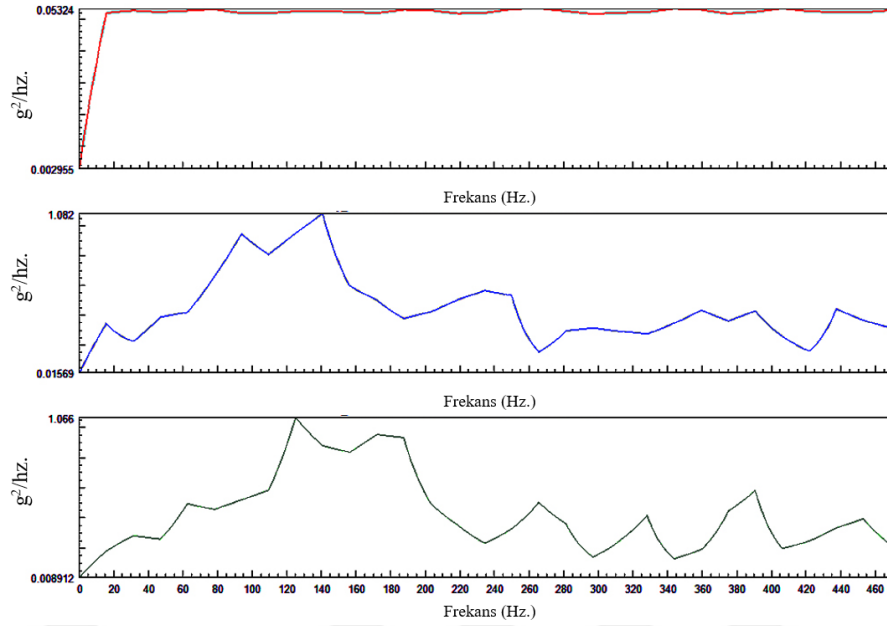
Frekans uzayında yorulma sonuçlarının elde edilebilmesi için sistemin titreşimin karakteristiğinin belirlenebilmesi gerekmektedir. (Şekil 4.44.)’de Ansys Workbench’te ön gerilmeli modal analiz yapılarak doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir.

Krank sisteminin burulma yönündeki doğal frekans değerleri mod şekilleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ilk burulma doğal frekansı 45.8 Hz. ve ikinci burulma doğal frekans değeri 296.6 Hz. ‘dir. Sistemin titreşim karakteristiği üzerinden y ve z eksenlerindeki bir birim G yüklemesi ile harmonik analiz yapılarak krank mili burulma titreşim kasmağı ucundan yer değiştirme cevabı (Şekil 4.49. a-b-c)’de elde edilmiştir.



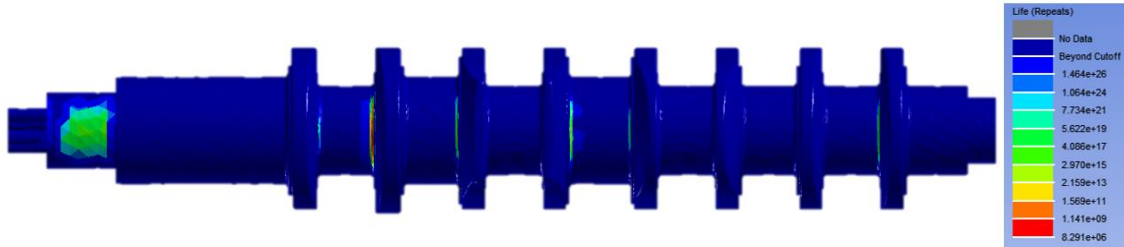
Şekil 4.49. Krank sistemi a) x eksenli zorlama cevabı b) y eksenli zorlama cevabı c) z eksenli zorlama cevabı.

Frekans uzayında yorulma analizi için elde edilen zaman uzayındaki ivme verileri genlik GRMS olarak PSD biçimine hızlı fourier dönüşümü yapılarak elde edilmiş ve sunulmuştur.



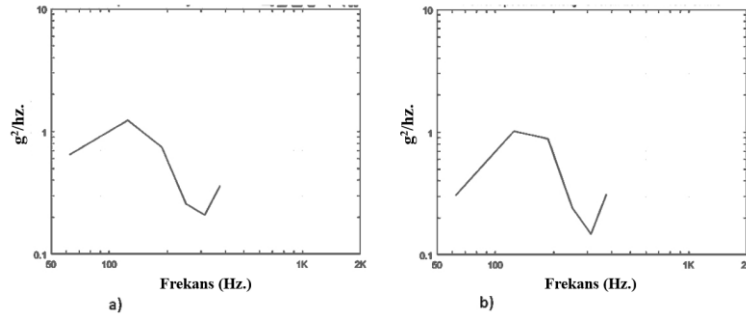
Şekil 4.50. a)X eksen RMS PSD verisi b)Y eksen RMS PSD verisi ve c) Z eksen RMS PSD verisi.

(Şekil 4.50)'de elde edilen PSD verisi Ncode yazılımında yük girişi olarak tanımlanmıştır. İki eksende yükleme olduğu için malzeme S-N eğrisi çok eksenli olarak verilmiştir.



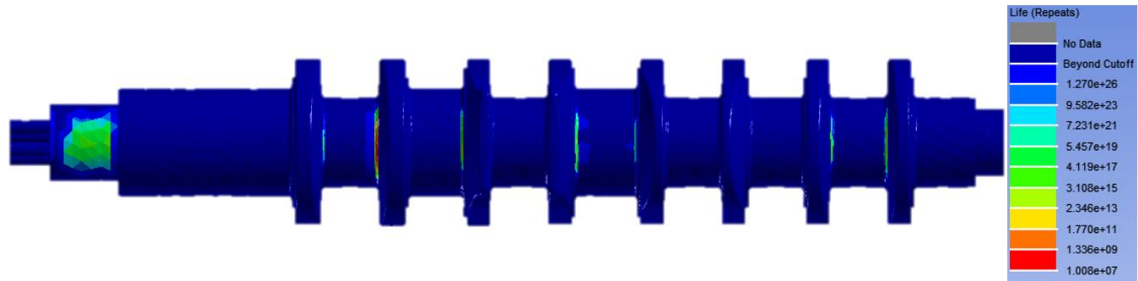
Şekil 4.51. Lalane PSD çevrim sayma metodu yoruma ömür sonuçları.

(Şekil 4.51)'de Lalane PSD çevrim metoduna göre yorulma ömür süresi 8.3×10^6 saniye olarak hesaplanmıştır. Ortalama 60km/sa. hızla seyreden bir araç için bu değer yaklaşık 138bin kilometredir. Ayrıca farklı PSD çevrim sayma metotları da uygulanılarak sonuçlar (Tablo 4.7)'de sunulmuştur.



Şekil 4.52. Optimize edilmiş burulma titreşim kasnağı sonrası a)Y eksen GRMS PSD verisi b)z eksen GRMS PSD verisi.

Genetik algoritma kullanılarak krank mili titreşim genliğini 0 değerine yakınsayan amaç fonksiyonu için kauçuk ve viskoz yağ rijitlik ve sönüm katsayısı parametreleri optimize edilmiştir. Ansys Motion yazılımında kauçuk ve viskoz yağın malzeme özellikleri optimizasyon sonuçlarına göre değiştirilerek y ve z eksenlerinden krank milinden ivme verileri alınarak (Şekil 4.52.)’de PSD biçimde ifade edilmiştir. Daha sonra bu veriler tekrar Ncode yazılımında yük verisi olarak tanımlanmıştır.



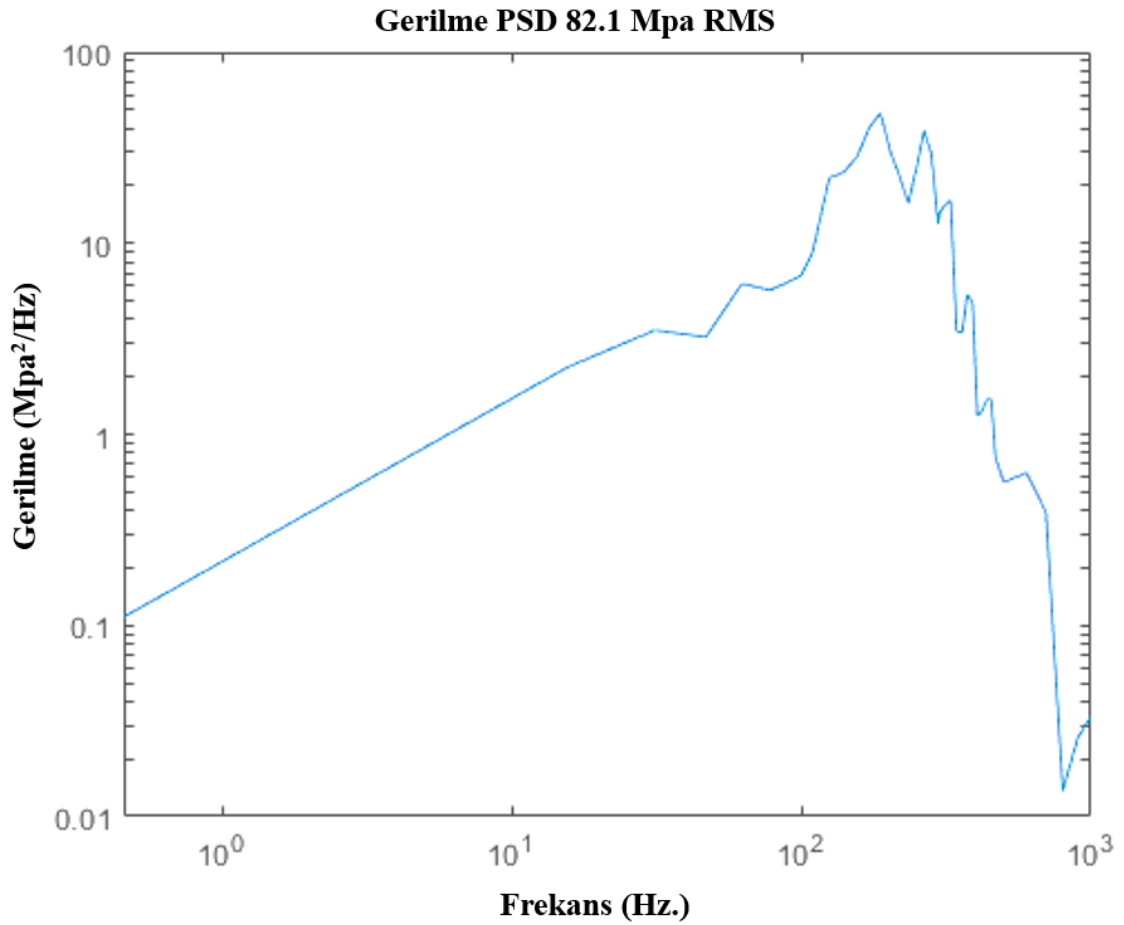
Şekil 4.53. Optimize edilmiş burulma titreşim kasnağı sonrası Dirlik PSD çevrim sayma metodu yorumu ömür sonuçları.

(Şekil 4.53)’de burulma titreşim kasnağının optimize edilmesi sonucunda yorulma ömrü sonuçları verilmiştir. Ayrıca Dirlik, Narrow-Band, ve Steinberg PSD çevrim sayma metodlarına göre de hesaplamalar yapılarak sonuçlar (Tablo 4.7)’de kıyaslanmıştır. Yorulma ömrü için 60km/sa. hızla seyreden bir araç örnek alınmıştır.

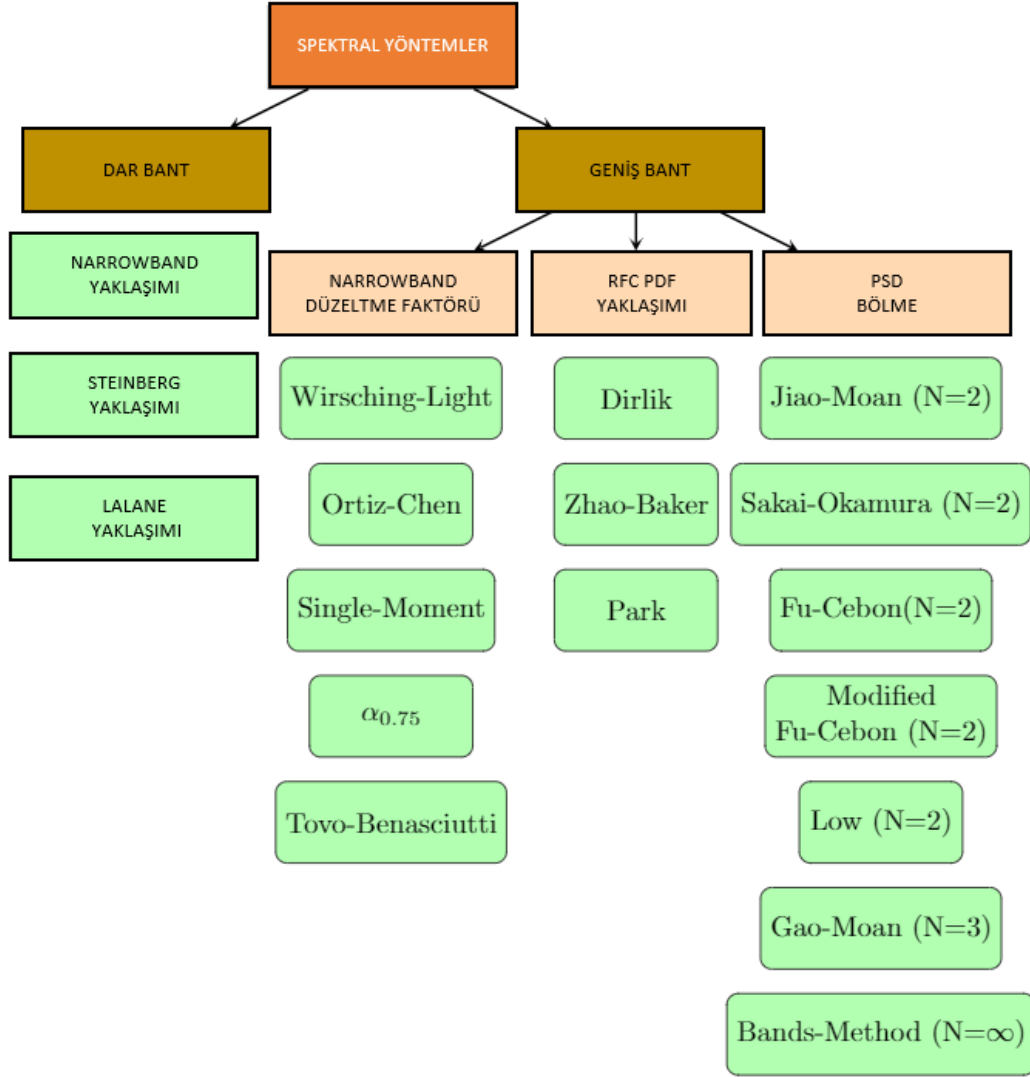
Tablo 4.7. Optimizasyon öncesi sonrası yorulma ömürlerinin kıyası.

	OPTİMİZASYON ÖNCESİ		OPTİMİZASYON SONRASI	
	Yorulma ömrü (s.)	Yorulma ömrü (km.)	Yorulma ömrü (s.)	Yorulma ömrü (km.)
LALANE	9.42E+06	1.57E+05	1.46E+08	2.43E+06
DİRLİK	1.01E+07	1.68E+05	1.59E+07	2.65E+05
NARROWBAND	7.38E+06	1.23E+05	1.10E+08	1.83E+06
STEİNERG	2.42E+09	4.03E+07	5.39E+10	8.99E+08

(Tablo 4.7.)’de Ncode yazılımı kullanılarak yapılan yorulma dayanım hesaplarına göre 4 farklı PSD sayma yönetimi karşılaştırılmıştır. Bu yöntemlerden Dirlik metodu geniş banttaki gerilme verisi için uygunken diğer yöntemler dar banttaki gerilme verileri için uygundur. Bu yüzden Ncode yazılımından Şekil (4.54)’de gösterilen PSD gerilme grafiği alınarak diğer dar bant PSD sayma yöntemleri için Matlab yazılımında oluşturulan bir kod üzerinden çözüm alınmıştır.

**Şekil 4.54.** Krank sistemi gerilme PSD grafiği

Frekans uzayında yorulma yöntemleri verilerin işleme yöntemlerine göre kategorize edilerek (Şekil 4.55)'de verilmiştir. Frekans uzayında dar bant yüklemeler için uygun PSD sayma metotları için olasılık yoğunluk fonksiyonu parametreleri, PSD momentleri, malzeme yorulma özellikleri ve ampirik metotlar için katsayılar (Tablo 4.7.)'de verilmiştir.



Şekil 4.55. Frekans uzayında yorulma yöntemleri

Gauss rasgele yüklemeleri ile başa çıkmak için tasarlanmış frekans alanında yorulma analizleri için tipik yöntemler mevcuttur. Dar bant (DB) yaklaşımı yalnızca dar bantlı işlemler için uygunken, diğerleri geniş bantlı yükleme işlemleri için de uygundur. Bunlar Wirsching-Light yöntemi (WL) (Wirsching ve Light, 1980), $\alpha_{0.75}$ yöntemi (AL) (Benasciutti, 2004), Gao-Moan yöntemi (GM) (Gao ve Moan, 2008), Dirlik yöntemi (DK) (Dirlik, 1985), her ikisi de Zhao -Baker yöntemleri (ZB₁ ve ZB₂) (Zhao ve Baker,

1992), Tovo-Benasciutti yöntemleri (TB₁ ve TB₂) (Tovo, 2002)(Benasciutti ve Tovo, 2005) ve Petrucci-Zuccarello yöntemi (PZ) (Petrucci ve Zuccarello, 2004). $\alpha_{0.75}$ yöntemi ve Wirsching-Light yöntemi, geniş bantlı işlemler için dar bant yaklaşımını düzeltmek için düzeltme faktörü sağlamaları bakımından diğerlerinden farklıdır.

Dar bantlı bir yaklaşım için, her tepe noktasının bir döngü ile çakıştığını ve sonuç olarak döngü genliklerinin Rayleigh dağılımlı olduğunu varsaymak mantıklıdır. Dar bant ifadesi ilk olarak Miles tarafından 1956'da sunulmuştur (Miles, 1954) ve burada gerilme genlikleri için (4.25) tanımlanmıştır.

$$\overline{D}^{NB} = v_0 C^{-1} (\sqrt{2m_0})^k \Gamma(1 + \frac{k}{2}) \quad (4.25)$$

Burada v_0 , dar bantlı bir süreç için tepe yoğunluğu v_p 'ye çok yakın olan beklenen pozitif sıfır geçiş yoğunluğudur, C ve k malzeme yorulma parametreleridir, m_0 0'ıncı spektral momenttir, α_2 (4.26) ile belirlenir ve $\Gamma(\cdot)$ olarak tanımlanan Euler gama fonksiyonudur.

$$\alpha_i = \frac{m_i}{\sqrt{m_0 m_{2i}}} \quad (4.26)$$

$$\Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt \quad (4.27)$$

1980'de Wirsching ve Light (Wirsching & Light, 1980), ampirik faktör ρ_{WL} ile dar bant yaklaşımını düzeltmek için ek bir spektral genişlik parametresi α_2 kullanmıştır:

$$\overline{D}^{WL} = \rho_{WL} \overline{D}^{NB} \quad (4.28)$$

$\overline{D}^{NB}$, Denklem (4.25) ile elde edilen dar bant yaklaşımıdır ve ρ_{WL} şu şekilde tanımlanır:

$$\rho_{WL} = a(k) + [1 - a(k)](1 - \varepsilon)^{b(k)} \quad (4.29)$$

spektral genişlik parametresi ε ile;

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \alpha_2^2} \quad (4.30)$$

ve S-N eğimine k bağlı en iyi uydurma parametreleri $a(\cdot)$ ve $b(\cdot)$:

$$a(k) = 0.926 - 0.033k \quad b(k) = 1.587k - 2.323 \quad (4.31)$$

Bu çalışmada simülasyonlar için 3, 4, 5 ve 6 S-N eğim k değerleri kullanılmıştır.

$\alpha_{0.75}$ olarak adlandırılan ikinci düzeltme yöntemi basittir ancak yine bu yöntemi öneren Benasciutti ve Tovo'ya göre sayısal simülasyondan elde edilen verilerle oldukça iyi uyum sağlar (Benasciutti, 2004). $\alpha_{0.75}$ spektral parametresini temel alır ve şu şekilde verilir:

$$\overline{D}^{AL} = \alpha_{0.75}^2 \overline{D}^{NB} \quad (4.32)$$

burada DNB dar bant yaklaşımıdır (4.25) ve $\alpha_{0.75}$ (4.26) ile tanımlanır.

Son zamanlarda, Gao ve Moan (Gao ve Moan, 2008) tarafından, diğer (geniş bant) proses türlerine uygulanabilen genelleştirilmiş bir varyantla birlikte üç modlu bir yöntem

sunulmuştur. Yorulma-hasar yaklaşımı $\overline{D}^{GM}$, yüksek frekanslı süreç $R_H(t)$, orta frekanslı süreç $R_M(t)$ ve düşük frekanslı süreç $R_L(t)$ katkılarının toplamıdır, her biri dar bantlıdır ve σ_H , σ_M , σ_L 'ye eşit ilgili varyanslara sahip Rayleigh dağılımlı bir genliğe sahiptir:

$$\overline{D}^{GM} = \overline{D}_P + \overline{D}_Q + \overline{D}_H \quad (4.33)$$

burada $R_H(t)$, dar bantlı bir süreç olarak ele alınır ve $\overline{D}_P$ ve $\overline{D}_Q$, sırasıyla $R_P(t)$ ve $R_Q(t)$ süreçlerinden kaynaklanan hasar yorulmasıdır:

$$R_P(t) = R_H(t) + R_M(t) \text{ ve } R_Q(t) = R_H(t) + R_M(t) + R_L(t) \quad (4.34)$$

Hasar bileşeni $\overline{D}_H$, (4.25) kullanılarak belirlenir, burada v_{0H} (4.35) ile verilir.

Denklem (4.36) $\overline{D}_P$ ve $\overline{D}_Q$ için kullanılır, burada tepe frekansları yerine beklenen sıfır geçiş frekansları kullanılır ve şu şekilde hesaplanır:

$$v_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \text{ ve } v_0 = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (4.35)$$

$$\overline{D} = v_p C^{-1} \int_0^\infty s^k p_a(s) ds, \quad (4.36)$$

$$v_{0P} = \sqrt{m_{2H}\delta_H^2 + m_{2M}\frac{\sigma_M}{(\sigma_H^2 + \sigma_M^2)}} \quad (4.37)$$

$$v_{0Q} = \sqrt{m_{2H}\delta_H^2 + m_{2M}\delta_M^2 + m_{2L}\chi} \left[\frac{2\sigma_L\sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_M^2 + \sigma_L^2} - \pi\sigma_H\sigma_M}{2(\sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_M^2 + \sigma_L^2})^3} + \frac{2\sigma_H\sigma_M \arctan \frac{\sigma_H\sigma_M}{\sigma_L\sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_M^2 + \sigma_L^2}}}{2(\sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_M^2 + \sigma_L^2})^3} \right] \quad (4.38)$$

burada δ_H ve δ_M , sırasıyla $R_H(t)$ ve $R_M(t)$ süreçleri için hesaplanan Denklem (4.39)'dan Vanmarcke'nin parametreleridir. İki veya daha fazla rasgele değişkenin toplamı için, yine denklem (4.36) için gerekli olan olasılık yoğunluk fonksiyonları, evrişim integrali aracılığıyla belirlenir:

$$\delta = \sqrt{1 - \alpha_1^2} \quad (4.39)$$

$$p_{a,HM} = \int_0^\infty p_{a,H}(s)p_{a,M}(t-s)ds \quad (4.40)$$

$$p_{a,HML} = \int_0^\infty p_{a,HM}(s)p_{a,L}(t-s)ds \quad (4.41)$$

burada $p_{a,H}$, $p_{a,M}$ ve $p_{a,L}$ ilgili dar bantlı süreçlerin döngü-genlik olasılık yoğunluklarıdır. Hermite entegrasyonu Gao ve Moan tarafından çoklu Rayleigh rastgele değişkenlerinin toplamının dağılımını hesaplamak için kullanılmıştır (Gao ve Moan, 2008).

Üç modlu yaklaşım, güç spektral yoğunluğunu seçilen kriterlere göre üç parçaya bölerek genel bir geniş bant işlemine genelleştirilir. Yazarlar, eşit varyansla üç parçaya bölmeyi ve ardından her parçanın üç moddan biri olarak ele alınmasını tavsiye edilir. Ek olarak, Gao-Moan yönteminin doğruluğu, yöntemin dört veya beş modlu formülasyon

gibi daha yüksek dereceli, çok modlu bir formülasyonu kullanılarak geliştirilebilir (Gao ve Moan, 2008).

1985'te geliştirilen Dirlik yöntemi (Dirlik, 1985), bir üstel ve iki Rayleigh olasılık yoğunluğunun bir kombinasyonunu kullanarak döngü-genlik dağılımına yaklaşır. İki farklı spektrum grubu için zaman geçmişlerinin sayısal simülasyonlarına dayanır. Bu yöntem uzun zamandır en iyilerden biri olarak kabul edilmiştir ve halihazırda, örneğin Zalaznik ve Nagode (Zalaznik ve Nagode, 2011) tarafından sıcaklık etkisinin dahil edilmesi için değişikliklere tabi tutulmuştur. Yağmur döngüsü genlik olasılık yoğunluk tahmini şu şekilde verilir:

$$p_a(s) = \frac{1}{\sqrt{m_0}} \left[\frac{G_1}{Q} e^{\frac{-Z}{Q}} + \frac{G_2 Z}{R^2} e^{\frac{-Z^2}{2R^2}} + G_3 Z e^{\frac{-Z^2}{2}} \right] \quad (4.42)$$

burada Z , normalleştirilmiş genliktir ve x_m , yöntemin yazarı tarafından tanımlandığı gibi, ortalama frekanstır (Dirlik, 1985):

$$Z = \frac{s}{\sqrt{m_0}} \text{ ve } x_m = \frac{m_1}{m_0} \left(\frac{m_2}{m_4} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.43)$$

ve G_1 ila G_3 , R ve Q parametreleri şu şekilde tanımlanır:

$$G_1 = \frac{2(x_m - \alpha_2^2)}{1 + \alpha_2^2} \quad G_2 = \frac{1 - \alpha_2 - G_1 + G_1^2}{1 - R} \quad G_3 = 1 - G_1 - G_2 \quad (4.44)$$

$$R = \frac{\alpha_2 - x_m - G_1^2}{1 - \alpha_2 - G_1 + G_1^2} \quad Q = \frac{1,25(\alpha_2 - G_3 - G_2 R)}{G_1}$$

α_2 zaten Denklem (4.26) ile tanımlanmıştır. Yorulma ömrü yoğunluğu için kapalı form ifadesi şu şekilde türetilmiştir:

$$\overline{D}^{DK} = C^{-1} v_p m_{02}^{\frac{k}{2}} [G_1 Q^k \Gamma(1 + k) + (\sqrt{2})^k \Gamma(1 + \frac{k}{2}) (G_2 |R|^k + G_3)] \quad (4.45)$$

Bu yöntem 1992 yılında Zhao ve Baker tarafından geliştirilmiştir (Zhao ve Baker, 1992). Weibull ve Rayleigh olasılık yoğunluk fonksiyonunun doğrusal bir kombinasyonu olarak döngü dağılımı için bir ifade vermek üzere teorik varsayımları ve simülasyon sonuçlarını birleştirir:

$$p_a(Z) = w \alpha \beta Z^{\beta-1} e^{-\alpha Z^\beta} + (1 - w) Z e^{-\frac{Z^2}{2}} \quad (4.46)$$

burada Z , Denklemler (43)'den normalleştirilmiş genliktir ve w , aşağıdakilerle tanımlanan ağırlık faktörüdür:

$$w = \frac{1 - \alpha_2}{1 - \sqrt{\frac{2}{\pi}} \Gamma(1 + \frac{1}{\beta}) \alpha^{-1/\beta}} \quad (4.47)$$

ve α ve β Weibull parametreleridir:

$$\alpha = 8 - 7 \alpha_2 \quad (4.48)$$

$$\beta = \begin{cases} 1.1; & \alpha_2 < 0,9 \\ 1.1 + 9 (\alpha_2 - 0,9); & \alpha_2 \geq 0,9 \end{cases} \quad (4.49)$$

Denklem (4.16)'ya göre, döngü-genlik dağılımına bakıldığında, Rayleigh kısmı esas olarak büyük döngü genliklerine ve Weibull kısmı küçük genliklere karşılık gelir.

Spektral genişlik parametresi $\alpha_2 < 0.13$ için w ağırlık faktörü ifadesi $w > 1$ yanlış sonuçlar verir ve bu nedenle Zhao-Baker yöntemi bu durumlar için uygun değildir (Benasciutti, 2004). Ayrıca simülasyonlar sadece $2 \leq k \leq 6$ değerleriyle ilgili olduğundan, S-N eğiminin k daha yüksek değerleri için iyi bir sonuca varmak için model yeniden değerlendirilmelidir (Zhao ve Baker, 1992).

S-N eğiminin k ($k = 3$) küçük değerleri için, yağmur akışı hasarı $\alpha_{0.75}$ ile α_2 'den daha yakından ilişkilidir. Zhao ve Baker, α 'nın şu şekilde hesaplandığı gelişmiş bir hesaplama yöntemi (ZB2) sunmuştur:

$$\alpha = d^{-\beta} \quad (4.49)$$

d kökü olarak hesaplanır:

$$\Gamma(1 + \frac{3}{\beta})(1 - \alpha_2)d^3 + 3\Gamma(1 + \frac{1}{\beta})(\rho_{ZB}\alpha_2 - 1)d + 3\sqrt{\frac{\pi}{2}}\alpha_2(1 - \rho_{ZB}) = 0 \quad (4.50)$$

ve $k = 3$ 'teki ρ_{ZB} düzeltme faktörü şu şekilde belirlenir:

$$\rho_{ZB}|_{k=3} = \begin{cases} -0.4154 + 1.392 \alpha_{0.75}; & \alpha_{0.75} \geq 0.5 \\ 0.28; & \alpha_{0.75} < 0.5 \end{cases} \quad (4.51)$$

Yorulma-hasar yoğunluğunun doğrudan hesaplanması için kapalı biçimli bir ifade [4.37] ile tanımlanır:

$$\overline{D}^{ZB1/ZB2} = \frac{v_p}{c} m_0^{k/2} [w\alpha^{-\frac{k}{\beta}}\Gamma(1 + \frac{k}{\beta}) + (1 - w)2^{k/2}\Gamma(1 + \frac{k}{2})] \quad (4.52)$$

burada sıradan yaklaşımın kullanımı ZB1 ile ve geliştirilmiş yöntemin kullanımı ZB2 ile gösterilir.

2002'de Benasciutti ve Tovo (Tovo, 2002)(Benasciutti ve Tovo, 2005) ilk olarak yorulma ömrünün üst ve alt yorulma-hasar yoğunluğu limitlerinin doğrusal bir kombinasyonu olarak hesaplandığı bir yaklaşım önermiştir. Tahmini yorulma-hasar yoğunluğunun son ifadesi şöyledir:

$$\overline{D}^{TB} = [b + (1 - b)\alpha_2^{k-1}]\alpha_2\overline{D}^{NB} \quad (4.53)$$

burada b bilinmeyen ve sayısal simülasyon verileriyle yaklaşık olarak elde edilir. Dar bantlı hasar yoğunluğu $\overline{D}^{NB}$, geniş bantlı işlemler için sıfır geçiş yoğunluğu v_0 'ın tepe yoğunluğu v_p ile değiştirildiği Denklem (4.25) ile tanımlanır. Benzer şekilde, yağmur akışı genliklerinin olasılık yoğunluğu $p_a(s)$ tahmini de iki olasılık yoğunluğunun doğrusal bir kombinasyonu şeklinde yazılabilir (Benasciutti, 2004).

Denklem (4.53)'e ikame etmek için b faktörünü belirlemek için iki farklı denklem önerilmiştir, her ikisi de Benasciutti ve Tovo (Tovo, 2002)(Benasciutti ve Tovo, 2005) tarafından önerilmiştir:

$$b_{app}^{TB1} = \min \left\{ \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{1 - \alpha_1}, 1 \right\} \quad (4.54)$$

$$b_{app}^{TB2} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)[1.112(1 + \alpha_1\alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2))e^{2.11\alpha_2} + (\alpha_1 - \alpha_2)]}{(\alpha_2 - 1)^2} \quad (4.55)$$

burada Denklem (4.54.)'den b_{app}^{TB1} 'in kullanılması TB1 ile ve Denklem (4.55.)'den b_{app}^{TB2} 'nin TB2 ile kullanılmasına atıfta bulunulmuştur.

Bu yöntem 2004 yılında, eşdeğer Goodman gerilmesinin olasılık yoğunluğunun momentleri ile α_1 , α_2 , k ve γ parametreleri arasında bir bağlantı arayan Petrucci ve Zuccarello (Petrucci ve Zuccarello, 2004) tarafından önerilmiştir, bu parametrelerin oranı:

$$\gamma = \frac{x_{\max}}{S_u} \quad (4.56)$$

burada $x_{\max}$, gerilme sürecinin mutlak maksimum değeridir ve S_u , malzemenin çekme mukavemetidir. Daha önce bahsedildiği gibi, Petrucci-Zuccarello yöntemi, Goodman eşdeğer gerilme aralığını hesaplayarak kapalı olarak eşdeğer gerilme aralıklarını tahmin eder (Goodman, 1919).

$$r_e = \frac{r}{1 - \frac{m}{S_u}} \quad (4.57)$$

burada r orijinal gerilme aralığıdır, m aralık ortalamasıdır ve S_u gerilme mukavemetidir. Hasar yoğunluğu tahmininin hesaplanması için ifade şudur:

$$\bar{D}^{PZ} = C^{-1} v_p \sqrt{m_0^k} e^{\Psi(\alpha_1, \alpha_2, b, \gamma)} \quad (4.58)$$

burada v_p (4.35) ile ve spektral moment m_0 (4.59) ile tanımlanır. Yaklaşım işlevi $\Psi(\cdot)$ (Petrucci ve Zuccarello, 2004):

$$m_i = \int_0^\infty f^i G_{XX}(f) df. \quad (4.59)$$

$$\Psi(\alpha_1, \alpha_2, k, \gamma) = \frac{(\Psi_2 - \Psi_1)}{6} (b - 3) + \Psi_1 + \left[\frac{2}{9} (\Psi_4 - \Psi_3 - \Psi_2 + \Psi_1) (k - 3) + \frac{4}{3} (\Psi_3 - \Psi_1) \right] (\gamma - 0,15) \quad (4.60)$$

malzeme parametresi k 'ya, γ oranına ve polinom olarak verilen Ψ_1 ila Ψ_4 katsayılarına bağlıdır:

$$\Psi_1 = -1,994 - 9,381\alpha_2 + 18,349\alpha_1 + 15,261\alpha_1\alpha_2 - 1,483\alpha_2^2 - 15,402\alpha_1^2 \quad (4.61)$$

$$\Psi_2 = 8,229 - 26,510\alpha_2 + 21,522\alpha_1 + 27,748\alpha_1\alpha_2 + 4,338\alpha_2^2 - 20,026\alpha_1^2 \quad (4.61)$$

$$\Psi_3 = -0,946 - 8,025\alpha_2 + 15,692\alpha_1 + 11,867\alpha_1\alpha_2 + 0,382\alpha_2^2 - 13,198\alpha_1^2 \quad (4.61)$$

$$\Psi_4 = 8,780 - 26,058\alpha_2 + 21,628\alpha_1 + 26,487\alpha_1\alpha_2 + 5,379\alpha_2^2 - 19,967\alpha_1^2 \quad (4.61)$$

Denklem (3)'ten alınan α_1 ve α_2 ile bulunur.

Tablo (4.7)'de çalışma kapsamında kullanılan frekans uzayındaki yorulma metotlarının parametreleri verilmiştir.

Tablo 4.7. Frekans uzayında yorulma metotlarının parametreleri.

AISI 4340 için malzeme özellikleri	Yorulma üsteli (m)	19.512
	Yorulma dayanım katsayısı (A)	8.92E+55
PSD momentleri	m_0	6741
	m_1	1.50E+06
	m_2	3.96E+08
	m_4	4.84E+13
	M_{2m}	1.16E+04
	M_{kp2}	7.08E+08
	m_{0p75}	3.81E+05
	m_{1p5}	2.38E+07
Rainflow gerilme sayma fonksiyonu parametreleri	Sıfır geçiş oranı	242.4s.
	Tepe oranı	349.7s.
	Düzensizlik faktörü γ	0.6932
Ampirik parametreler	Spektral genişlik parametresi	0.7208
	Vanmarckes parametresi (δ)	0.2897
	Wirsching Light (λ)	0.2821
	Ortiz Chen (λ)	1.006
	Lutes & Larsen (λ)	0.8368

Tablo 4.8. Frekans uzayında yorulma metotlarının kıyaslanması.

	Optimizasyon öncesi		Optimizasyon sonrası	
	Yorulma ömrü (s.)	Yorulma ömrü (km.)	Yorulma ömrü (s.)	Yorulma ömrü (km.)
Narrow-Band	9.20E+06	1.53E+05	1.48E+07	2.46E+05
Dirlik	1.01E+07	1.68E+05	1.59E+07	2.65E+05
Alpha 0.75	1.02E+07	1.70E+05	1.60E+07	2.66E+05
Ortiz Chen	9.17E+06	1.53E+05	1.43E+07	2.39E+05
Zhao Baker	1.10E+07	1.83E+05	1.73E+07	2.89E+05
Lutes Larsen	1.10E+07	1.83E+05	1.69E+07	2.82E+05
Wirsching Light	3.26E+07	5.43E+05	5.24E+07	8.73E+05
Benasciutti Tovo	1.12E+07	1.87E+05	1.79E+07	2.99E+05

Tablo 4.8’de 60km. hızla giden bir araç için farklı metotlara göre yorulma ömürleri tayin edilmiştir. Otomotiv sektöründe üç eksenle rastgele yüklere maruz kalan elemanlar için Dirlik metodu özellikle tercih edilmiştir. Tüm metotların yorulma ömür ortalaması da yine Dirlik metoduna yakınsamıştır. Bu yüzden Dirlik metodundan elde edilen sonuçlar krank sistemi yorulma ömür tespiti için kabul edilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışma, içten yanmalı motorlarda krank mili burulma titreşimi olgusu üzerinedir. Özellikle ağır hizmet dizel motorlarında, krank sisteminde meydana gelen burulma titreşimlerini kontrol etmek için kauçuk damperli veya viskoz damperli burulma titreşim damperleri (TVD) kullanılmıştır. Bu araştırmada daha iyi bir sönümleme kapasitesi için hibrit bir sönümleme yaklaşımı önerilmiştir. Yani bir çift kütleli kauçuk ve viskoz burulma titreşim sönümleyicisi (DMRV-TVD), bir içten yanmalı motorun krank düzeninde daha iyi bir sönümleme performansı bulmak için genetik algoritma (GA) ile kullanılır ve optimize edilir. Elde edilen sonuçlar, optimize edilmemiş DMRV-TVD ile karşılaştırıldığında, yeni hibrit tasarımı optimize edilmiş DMRV-TVD'nin burulma titreşimlerini krank mili ucunda %50.17 ve kasnak üzerinde %79.65 azalttığını göstermiştir. Bu çalışmada bildirilen rijitlik ve sönüm katsayılarını bulmak için kullanılan önerilen yaklaşımlar, çok serbestlik dereceli titreşim sistemleri için kullanılabilir.

Endüstride krank mili üreticisi ve satıcısı firmalar ile yapılan görüşmeler sonucunda yüksek tork üreten BMW, Mercedes ve Range Rover gibi gruplarda yaklaşık ömrünün 150.000 km., düşük tork ve beygir gücü üreten gruplarda ise minimum 600.000 km. olarak değerlendirdiklerini bildirdiler.

Başka bir Krank mili üreticisi firması ile yapılan görüşmelerde yüksek torklu araçlarda 200.000 km. civarında yorulma ömürlerinin olduğunu bildirdi. Ayrıca KIA yetkili servisi ile yapılan görüşmelerde krank mili için servis değişim ömrü biçilmezken yüksek torklu araçlarda 200.000 km gibi düşük menzillerde hasarların yaygın olduğunu bildirdi.

Endüstri de bilinen krank mili üreticilerinden, araç servislerinden ve literatürden alınan veriler doğrultusunda optimize edilmemiş sistemin yorulma ömrü doğrulanmıştır. Optimize edilen sistemin yorulma-ömrü üzerindeki ciddi sonuçlar sunulmuştur.

Bu çalışmalar sonucunda, belirlenen içten yanmalı motor için dinamik ve statik olarak optimum krank mili, krank kasnağı ve volan tasarımı elde edilmiştir. Farklı teknik özelliklere sahip içten yanmalı motorlarda da bu çalışmanın uygulanabilmesi için sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir.

6. KAYNAKLAR

- Aktepe, Ş. (2019). Öngerilmeli köprü üstyapısının öğretme-öğrenme tabanlı optimizasyon ve jaya algoritmalarıyla optimum tasarımı. Karadeniz Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Alfares, M. A., Falah, A. H., & Elkholy, A. H. (2007). Failure analysis of a vehicle engine crankshaft. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 7(1), 12–17. <https://doi.org/10.1007/s11668-006-9006-0>
- Alilakbari, K., Imanparast, M., & Masoudi Nejad, R. (2018). Microstructure and fatigue fracture mechanism for a heavy-duty truck diesel engine crankshaft. *Scientia Iranica*, 0(0), 0–0. <https://doi.org/10.24200/sci.2018.50964.1939>
- Armentani, E., Caputo, F., Esposito, L., Giannella, V., & Citarella, R. (2018). Multibody simulation for the vibration analysis of a turbocharged diesel engine. *Applied Sciences (Switzerland)*, 8(7). <https://doi.org/10.3390/app8071192>
- Avitabile, P. (2001). Experimental modal analysis. *Sound and Vibration*, 35(1), 20–31.
- Bathe, K. -J., & Wilson, E. L. (1973). Solution methods for eigenvalue problems in structural mechanics. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. <https://doi.org/10.1002/nme.1620060207>
- Becerra, J. A., Jimenez, F. J., Torres, M., Sanchez, D. T., & Carvajal, E. (2011). Failure analysis of reciprocating compressor crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 18(2), 735–746. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.12.004>
- Bekdaş, G., & Nigdeli, S. M. (2016). Optimum design of reinforced concrete columns employing teaching learning based optimization. *Challenge Journal of Structural Mechanics*, 2(4), 216–219.
- Benasciutti, D. (2004). Fatigue analysis of random loadings. Phd University of Ferrara, Department of Engineering.
- Benasciutti, D., & Tovo, R. (2005). Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes. *International Journal of Fatigue*, 27(8), 867–877.
- Carrato, P. J., & Fu, C. C. (1986). Modal analysis techniques for torsional vibration of diesel crankshafts. *SAE Technical Papers*, 95(1986), 955–963. <https://doi.org/10.4271/861225>
- Cavalli, M., Lavacchielli, G., Tonelli, R., Nicoletto, G., & Riva, E. (2017). Comparison of analytical and multibody dynamic approaches in the study of a V6 engine piston. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 231(3), 420–438. <https://doi.org/10.1177/1464419317705988>
- Chen, S. K., & Chang, T. (1986). Crankshaft torsional and damping simulation-An update and correlation with test results. *SAE Technical Papers*. <https://doi.org/10.4271/861226>
- Chen, W. H., Lu, Z. R., Lin, W., Chen, S. H., Ni, Y. Q., Xia, Y., & Liao, W. Y. (2011). Theoretical and experimental modal analysis of the Guangzhou New TV Tower. *Engineering Structures*, 33(12), 3628–3646.
- Chen, W. K., & Chen, F. Y. (1969). Topological analysis of a class of lumped vibrational systems. *Journal of Sound and Vibration*. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(69\)90196-5](https://doi.org/10.1016/0022-460X(69)90196-5)
- Cohen, E., & mccallion, H. (1967). Economical methods for finding eigenvalues and eigenvectors. *Journal of Sound and Vibration*. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(67\)90189-7](https://doi.org/10.1016/0022-460X(67)90189-7)
- Cura, T. (2008). Modern sezgisel teknikler ve uygulamaları. Papatya Yayıncılık Eğitim.
- Dede, T. (2014). Application of teaching-learning-based-optimization algorithm for the discrete optimization of truss structures. *Ksce Journal of Civil Engineering*, 18(6), 1759–1767.

- Desavale, R. G., & Patil, A. M. (2013). Theoretical and Experimental Analysis of Torsional and Bending Effect on Four Cylinders Engine Crankshafts by Using Finite Element Approach. *International Journal of Engineering Research*, 2(6), 379–385.
- Desbazeille, M., Randall, R. B., Guillet, F., El Badaoui, M., & Hoisnard, C. (2010). Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(5), 1529–1541. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.12.004>
- Dirlik, T. (1985). Application of computers in fatigue analysis. University of Warwick.
- Domazet, Ž., Lukša, F., & Bugarin, M. (2014). Failure of two overhead crane shafts. *Engineering Failure Analysis*, 44, 125–135. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.001>
- Døssing, O. (1988). Structural Testing: Modal Analysis and Simulation. Brüel & Kjær.
- Drápal, L., & Novotný, P. (2017). Torsional vibration analysis of crank train with low friction losses. *Journal of Vibroengineering*, 19(8), 5691–5701. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.17876>
- Elmas, Ç. (2018). Yapay zeka uygulamaları.
- Esra DEMREN. (2015). DALGACIK DÖNÜŞÜMÜNÜN FOURIER DÖNÜŞÜMÜ İLE KARŞILAŞTIRILMASI VE UYGULAMA. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Fathi Sola, J., Alinejad, F., Rahimidehgolan, F., & Niazmand, A. (2019). Fatigue life assessment of crankshaft with increased horsepower. *International Journal of Structural Integrity*, 10(1), 13–24. <https://doi.org/10.1108/IJSI-04-2018-0020>
- Filipović, I. (2011). THE PARAMETER DETERMINATION OF THE CRANKSHAFT DYNAMICAL MODEL ODREĐIVANJE PARAMETARA DINAMIČKOG MODELA KOLENASTOG VRATILA (Vol. 37, Issue 1).
- Filipović, I., Bibić, D., Milašinović, A., Blažević, A., & Pecar, A. (2012). Preliminary selection of basic parameters of different torsional vibration dampers intended for use in Medium Speed Diesel Engines. *Transactions of Famena*, 36(3), 79–88.
- Foltz, A. D., Wasfy, T. M., Ostergaard, E., & Piraner, I. (2016). Multibody Dynamics Model of a Diesel Engine and Timing Gear Train with Experimental Validation. <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/pdfaccess.ashx?url=/data/conferences/asmep/90984/>
- Fonte, M., & de Freitas, M. (2009). Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study. *Engineering Failure Analysis*, 16(6), 1940–1947. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.10.013>
- Fonte, M., Duarte, P., Reis, L., Freitas, M., & Infante, V. (2015). Failure mode analysis of two crankshafts of a single cylinder diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 56, 185–193. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.02.014>
- Fricker, A. J. (1983). A method for solving high-order real symmetric eigenvalue problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. <https://doi.org/10.1002/nme.1620190803>
- Gao, Z., & Moan, T. (2008). Frequency-domain fatigue analysis of wide-band stationary Gaussian processes using a trimodal spectral formulation. *International Journal of Fatigue*, 30(10–11), 1944–1955.
- Goodman, J. (1919). Son. Longmans, Green.
- Gorash, Y., Comlekci, T., & Hamilton, R. (2017). CAE-Based application for identification and verification of hyperelastic parameters. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 231(7), 611–626. <https://doi.org/10.1177/1464420715604004>

- Gülbahçe, E., Çelik, M., Karatay, K., Kto, Ü., Üniversitesi, K., & Konya, K. (2015). Aktif titreşim kontrolü için bir yapının sonlu elemanlar yöntemi ile modelinin elde edilmesi ve PID, PPF kontrolcü tasarımları. Researchgate.Net, 14–17. https://www.researchgate.net/profile/Erdi-Guelbahce/publication/278671948_Aktif_Titresim_Kontrolu_icin_Bir_Yapinin_Sonlu_Elemanlar_Yontemi_ile_Modelinin_Elde_Edilmesi_ve_PID_PPF_Kontrolcu_Tasarimlari/links/5582758b08ae6cf036c1835e/Aktif-Titresim-Kontrolue-icin-Bir-Yapinin-Sonlu-Elemanlar-Yoentemi-ile-Modelinin-Elde-Edilmesi-ve-PID-PPF-Kontrolcue-Tasarimlari.pdf
- Gupta, K. K. (1972). Solution of eigenvalue problems by sturm sequence method. International Journal for Numerical Methods in Engineering. <https://doi.org/10.1002/nme.1620040308>
- H., H. K. E. M. (1985). Torsionsschwingungen in der Verbrennungs-kraftmaschine. Springer.
- H, H. (1984). Dual channel FFT analysis (Part II). Brüel & Kjær Technical Review.
- Hafner, K. E. And Maass, H. (1984). Theorie der triebwerk- sschwingungen der verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag.
- Hammady, Y. A. (2017). The Modeling And Simulation For Vibration Of Gas Turbine Shaft (Issue December). Erciyes University.
- Horváth, P., & Égert, J. (2015). Dynamic Analysis of a One-cylinder Engine Crankshaft. Acta Technica Jaurinensis, 8(4), 280. <https://doi.org/10.14513/actatechjaur.v8.n4.379>
- Huang, Y., Yang, S., Zhang, F., Zhao, C., Ling, Q., & Wang, H. (2012). Non-linear torsional vibration characteristics of an internal combustion engine crankshaft assembly. Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition), 25(4), 797–808. <https://doi.org/10.3901/CJME.2012.04.797>
- Irvine, T. (2015). EFFECTIVE MODAL MASS & MODAL PARTICIPATION FACTORS. 1, 1–36.
- J., N. E. (1958). A Handbook on Torsional Vibration. Cambridge University Press.
- Janssens, K., & Britte, L. (2012). Comparison of torsional vibration measurement techniques. PROCEEDINGS OF ISMA2012-USD2012, 1447–1462. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_39
- Jayanathan, P. L., & Shravankumar, C. (2018). Torsional vibration characteristics of power transmission system. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 402(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012144>
- Jennings, A. (1984). EIGENVALUE METHODS FOR VIBRATION ANALYSIS. II. Shock and Vibration Digest. <https://doi.org/10.1177/058310248401600107>
- Jung, D. H., Kim, H. J., Pyoun, Y. S., Gafurov, A., Choi, G. C., & Ahn, J. M. (2009). Reliability prediction of the fatigue life of a crankshaft. Journal of Mechanical Science and Technology, 23(4), 1071–1074. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-0343-2>
- K. Wakabayashi, Y. Honda, T. Kodama, K. S. (1995). Torsional vibration damping of diesel engine with rubber damper pulley. JSME Int. J. Series C, 38(4), 670–678. <http://www.mendeley.com/research/geology-volcanic-history-eruptive-style-yakedake-volcano-group-central-japan/>
- Karabay, S. (2017). Mekanik Titreşimler. Birsen Yayinevi.
- Karimaei, H., Mehrgou, M., & Chamani, H. R. (2019). Optimisation of torsional vibration system for a heavy-duty inline six-cylinder diesel engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 233(3), 642–656. <https://doi.org/10.1177/1464419319826744>

- Kim, S., Shin, H., Rhim, S., & Rhee, K. Y. (2019). Calibration of hyperelastic and hyperfoam constitutive models for an indentation event of rigid polyurethane foam. *Composites Part B: Engineering*, 163(August 2018), 297–302. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2018.11.045>
- Kodama, T., & Honda, Y. (2018). A study on the modeling and dynamic characteristics of the viscous damper silicone fluid by using vibration control of engine crankshaft system. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 7(3), 273–278. <https://doi.org/10.18178/ijmerr.7.3.273-278>
- Ktari, A., Haddar, N., & Ayedi, H. F. (2011). Fatigue fracture expertise of train engine crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 18(3), 1085–1093. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.02.007>
- Meirelles, P. S., Zampieri, D. E., & Mendes, A. S. (2007). Mathematical Model for Torsional Vibration Analysis in Internal Combustion Engines AMURE AUV and LMA View project AAS Consulting-Advanced CAE Simulations View project. <https://www.researchgate.net/publication/327510635>
- Mendes, A. S., Meirelles, P. S., & Zampieri, D. E. (2008). Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 222(2), 155–178. <https://doi.org/10.1243/14644193JMBD126>
- Miles, J. W. (1954). On structural fatigue under random loading. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 21(11), 753–762.
- Mitianiec, W., & Buczek, K. (2008). Torsional Vibration Analysis of Crankshaft in Heavy Duty Six Cylinder Inline Engine. *Czasopismo Techniczne. Mechanika*, R. 105, z. 8–M, 193–207. <https://www.infona.pl/resource/bwmeta1.element.baztech-article-BGPK-2617-0168>
- Mlynek J., Knobloch R., S. R. (2016). Dynamic Simulation of Progressive Crank Train. *Advances in Intelligent Systems and Computing Advanced Mechatronics Solution*, 393(JANUARY), 225–231. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23923-1>
- Mohta, B. R. (1968). Evaluation of methods for analysis of multi-degree-of-freedom systems with damping.
- Mutlu, Y. M. (2012). Genetik Algoritma Kullanılarak Ders Çizelgeleme Yazılımının Geliştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Bilişim Enstitüsü.
- Nestorides, E. J. (1958). *Handbook on Torsional Vibration*. Cambridge: British Internal Combustion Engine Research Association (B.I.C.E.R.A). <https://www.worldcat.org/title/handbook-on-torsional-vibration/oclc/873045232>
- Ni, S., Guo, Y., Li, W., Wang, D., Shuai, Z., & Yu, D. (2020). Effect of advanced injection angle on diesel engine shaft torsional vibration. *International Journal of Engine Research*, 1–8. <https://doi.org/10.1177/1468087419895932>
- Önen, Ü., Çakan, A., & İlhan, İ. (2019). Performance comparison of optimization algorithms in LQR controller design for a nonlinear system. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*. <https://doi.org/10.3906/elk-1808-51>
- Özgür, K., & Pasin, F. (1996). Separation phenomena in force closed cam mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(95\)00086-E](https://doi.org/10.1016/0094-114X(95)00086-E)
- ÖZTÜRK, H. (2018). Cost optimum design of spread footing under uniaxial combined bending according to TS500 via various metaheuristic algorithms. *PAMUKKALE UNIVERSITY JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES-PAMUKKALE UNIVERSITESI MUHENDISLIK BILIMLERI DERGISI*, 24(6).
- Palavan, S. (1975). *Pistonlu Makineler Dinamiği*. İ.T.Ü. Kütüphanesi.

- Petrucci, G., & Zuccarello, B. (2004). Fatigue life prediction under wide band random loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 27(12), 1183–1195.
- Píštěk, V., Kučera, P., Svída, D., & Beran, M. (2017). A torsional vibration damper based on a serial viscoelastic coupling of its seismic mass. *Vibroengineering Procedia*, 16, 56–60. <https://doi.org/10.21595/vp.2017.19503>
- Píštěk, V., Kucera, P., Nozhenko, O., Kravchenko, K., & Svída, D. (2017). An unconventional rubber torsional vibration damper with two degrees of freedom. *Vibroengineering Procedia*, 13, 136–141. <https://doi.org/10.21595/vp.2017.19042>
- Píštěk, V., & Svída, D. (2015). Advanced Computational Models of Elastomer. *Perner's Contacts*, X(2), 43–52.
- Quiroga, J., Bohórquez, O., Ardila, J., Bonilla, V., Cortés, N., & Martinez, E. (2019). Torsional natural frequencies by Holzer method. *Journal of Physics: Conference Series*, 1160(1). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1160/1/012008>
- Ramdasi, S. S., & Marathe, N. V. (2004). Predictive-Cum-Experimental Analysis of Torsional / Bending and Crankcase Vibrations and Design of Optimum Tuned Damper. *SAE Technical Papers*, 2004-Janua(January). <https://doi.org/10.4271/2004-28-0022>
- Rao, R. V., Savsani, V. J., & Vakharia, D. P. (2011). Teaching–learning-based optimization: a novel method for constrained mechanical design optimization problems. *Computer-Aided Design*, 43(3), 303–315.
- Schwarz, B., week, M. R.-C. R., & 1999, undefined. (1999). Experimental modal analysis. *Papers.Vibetech.Com*. <http://papers.vibetech.com/Paper28-experimentalmodalanalysis.pdf>
- Sentyakov, K., Peterka, J., Smirnov, V., Bozek, P., & Sviatskii, V. (2020). Modeling of boring mandrel working process with vibration damper. *Materials*, 13(8), 1–13. <https://doi.org/10.3390/MA13081931>
- Sezgen, H. Ç., & Tinkır, M. (2021). Optimization of torsional vibration damper of cranktrain system using a hybrid damping approach. *Engineering Science and Technology, an International Journal*. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2021.02.008>
- Shah, P. D., & Bhabhor, P. K. K. (2014). Finite Element Approach for Study of Torsional and Bending Effect on Four Cylinder Engine Crankshafts. *International Journal of Thesis Projects and Dissertations*, 2(2), 22–34.
- Shahane, V. C., & Pawar, R. S. (2017). Optimization of the crankshaft using finite element analysis approach. *Automotive and Engine Technology*, 2(1–4), 1–23. <https://doi.org/10.1007/s41104-016-0014-0>
- SHENG, J., HE, M., & YAO, M. (2018). Simulation Study on the Performance of a Rubber-type Torsional Vibration Damper. *Destech Transactions on Engineering and Technology Research*, 3(amme), 79–84. <https://doi.org/10.12783/dtetr/amme2017/19486>
- Silva, C. A. F., Manin, L., Rinaldi, R. G., Besnier, E., & Remond, D. (2019). Dynamics of Torsional Vibration Damper (TVD) pulley, implementation of a rubber elastomeric behavior, simulations and experiments. *Mechanism and Machine Theory*, 142, 103583. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103583>
- Songsong, S., Xingzhe, Z., Chang, W., Maosong, W., & Fengkui, Z. (2021). Crankshaft high cycle bending fatigue research based on the simulation of electromagnetic induction quenching and the mean stress effect. *Engineering Failure Analysis*, 122(October 2020), 105214. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105214>
- Storm, X., Hyvonen, J., Salminen, H. J., Virrankoski, R., & Niemi, S. (2018). Crank Shaft Torsional Vibration Analysis on the perspective of Improving the Crank Angle

- Measurement Accuracy for Closed-loop Combustion Control in ICES. SAE Technical Papers, 2018-April, 1–13. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1161>
- Sun, L., Luo, F., Shang, T., Chen, H., & Moro, A. (2018). Research on torsional vibration reduction of crankshaft in off-road diesel engine by simulation and experiment. *Journal of Vibroengineering*, 20(1), 345–357. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18318>
- Talebitooti, R., & Morovati, M. (2014). Study on TVD parameters sensitivity of a crankshaft using multiple scale and state space method considering quadratic and cubic non-linearities. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 11(14), 2672–2695. <https://doi.org/10.1590/S1679-78252014001400007>
- Tamkhade, H. S., & Kondhalkar, G. S. (2012). Design and Development of Viscous Torsional Vibration Damper for Inline Six Cylinder Engine. *International Engineering Research Journal*, 2, 404–415.
- Tan, X., Hua, L., Lu, C., Yang, C., Wang, Y., & Wang, S. (2017). A new method for optimizing the parameters of torsional vibration dampers. *Journal of Vibroengineering*, 19(6), 4155–4171. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18579>
- Taşkın, Ç., & Emel, G. G. (2009). Sayısal yöntemlerde genetik algoritmalar. *Alfa Aktüel*.
- TAŞTAN, S., & EKER, H. S. (2020). Genetik Algoritma İle Sınav Çizelgeleme. *Cumhuriyet Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi*, 21(2), 47–68.
- Tovo, R. (2002). Cycle distribution and fatigue damage under broad-band random loading. *International Journal of Fatigue*, 24(11), 1137–1147.
- Uğur, İ. B. (n.d.). Ayrık ve Sürekli Tasarım Değişkenli Kafes Yapıların Jaya Algoritması ile Optimizasyonu. *Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Vatandaş, S. (2017). Gemi Şaft Sistemi Burulma Doğal Frekanslarının Holzer Metodu Algoritması İle Tespit Edilmesi. In *Fen Bilimleri Enstitüsü. İstanbul Teknik Üniversitesi*.
- VENKATA, R. (2016). Teaching learning based optimization algorithm: and its engineering applications. SPRINGER INTERNATIONAL PU.
- Villalva, S. G., Bittencourt, M. L., & Zampieri, P. R. (2013). Methodology for automotive crankshaft design using analytical and flexible models. SAE Technical Papers, 13. <https://doi.org/10.4271/2013-36-0590>
- Wannenburg, J., Stephan Heyns, P., & Raath, A. D. (2009). Application of a fatigue equivalent static load methodology for the numerical durability assessment of heavy vehicle structures. *International Journal of Fatigue*, 31(10), 1541–1549. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.04.020>
- Wilkinson, J. H. (1965). *The Algebraic Eigenvalue Problem* Oxford University Press. New York.
- Wirsching, P. H., & Light, M. C. (1980). Fatigue under wide band random stresses. *Journal of the Structural Division*, 106(7), 1593–1607.
- Xu, X., Zhou, R., & Wang, M. (2012). Research on the Marine Shafting Torsional Vibration with Gears Transmission. *IJEI: International Journal of Engineering and Industries*, 3(1), 99–111.
- Yılmaz, A. (2017). *Yapay Zeka*. İstanbul: Kodlab.
- Zalaznik, A., & Nagode, M. (2011). Frequency based fatigue analysis and temperature effect. *Materials & Design*, 32(10), 4794–4802.
- Zhao, G., & Jiang, Z. (2009). Study on torsional stiffness of engine crankshaft. *IFCSTA 2009 Proceedings - 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications*, 3, 431–435. <https://doi.org/10.1109/IFCSTA.2009.345>

- Zhao, W., & Baker, M. J. (1992). On the probability density function of rainflow stress range for stationary Gaussian processes. *International Journal of Fatigue*, 14(2), 121–135.
- Zhu, H., Chen, W., Zhu, R., Gao, J., & Liao, M. (2020). Study on the Dynamic Characteristics of a Rotor Bearing System with Damping Rings Subjected to Base Vibration. *Journal of Vibrational Engineering and Technologies*, 8(1), 121–132. <https://doi.org/10.1007/s42417-019-00082-8>



Ek 2: Jaya optimizasyon algoritması Matlab kodu

```
% Cost Function
CostFunction = @(x) objVISO(x);

nVar = 9;           % Number of Unknown Variables
VarSize = [1 nVar]; % Unknown Variables Matrix Size

VarMin = [0.75 2342 1.49 293 21e-4 2735 1.452 434 2]; % Unknown Variables Lower Bound
VarMax = [6.84 2974 2.09 555 861e-3 3630 2.28 614 10]; % Unknown Variables Upper Bound

%% TLBO Parameters

MaxIt = 20;         % Maximum Number of Iterations

nPop = 50;          % Population Size

%% Initialization

% Empty Structure for Individuals
empty_individual.Position = [];
empty_individual.Cost = [];

% Initialize Population Array
pop = repmat(empty_individual, nPop, 1);

% Initialize Best Solution
BestSol.Cost = inf;
```

Ek 4: TLBO optimizasyon algoritması Matlab kodu

```
% pop = 1000;
pop = 50;           % Population size
var = 3;            % Number of design variables
maxGen = 10;        % Maximum number of iterations
mini = [0.75 2342 1.49 293 21e-4 2735 1.452 434 2]; % Lower Bound of Variables
maxi = [6.84 2974 2.09 555 861e-3 3630 2.28 614 10]; % Upper Bound of Variables

% mini = -100*ones(1,var); % Lower Bound of Variables
% maxi = 100*ones(1,var); % Upper Bound of Variables
objective = @objvsko; % Cost Function

%% initialize
[row,var] = size(mini);
x = zeros(pop,var);
fnew = zeros(pop,1);
f = zeros(pop,1);
fopt = zeros(pop,1);
xopt = zeros(1,var);

%% Generation and Initialize the positions
for i=1:var
    x(:,i) = mini(i)+(maxi(i)-mini(i))*rand(pop,1);
end

for i=1:pop
    f(i) = objective(x(i,:));
end
```