

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZI TASARIMI VE
İMALATI

Halil Emre GÜRLÜK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Temmuz, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZI TASARIMI VE
İMALATI

Halil Emre GÜRLÜK tarafından hazırlanan tez çalışması 19.06.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. AHMET KOYUN, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. KADİR ERKAN, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üye. UĞUR GÜREL, Üye

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet KOYUN sorumluluğunda tarafımda hazırlanan “Dinamik Mekanik Analiz Cihazı Tasarımı ve İmalatı” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Halil Emre GÜRLÜK

İmza

XXXXXX



Bu alışma Y.T.Ü Teknopark'ta bulunan Alarge Alı Ağacı Makine Elektronik Araştırma Geliştirme Ltd. şti. tarafından desteklenmiştir. Destek hem tüm komponentlerin ve işleme maliyetlerinin karşılanması hem de proje ekibinin burs ücretlerinin ödenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Projeye Halil Emre GÜRLÜK, Tayyip KAYA, Abdurrahman SHAWA doğrudan katılmışlardır. Tasarımda gemi makineleri mühendisi Ahmet KIRDEMİR, kontrol sistemlerinde makine yüksek mühendisi Zakir TORUN, mekatronik mühendisi Umut ÜNLÜ, mekatronik mühendisi Tarık KUVAT ve operatörlerden Ercan ÇAMCI, Murat PARLAK projeye katkı vermişlerdir.



*Aileme,
Eşime
ve
Kızıma*

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince tüm bilgilerini benimle paylaşarak oldukça verimli bir yüksek lisans dönemi geçirmemi sağlayan, her konuda desteğini benden esirgemeyen ve tezimde büyük emeği olan çok değerli danışman hocam Prof. Dr. Ahmet KOYUN'a, tüm ALARGE ALIÇ AĞACI ARAŞTIRMA ve GELİŞTİRME LTD ŞTİ şirketi personeline, Doç. Dr. Kadir ERKAN'a, yüksek mekatronik mühendisi Enes Mahmut GÖKER'e ve Y.T.Ü. mekatronik mühendisliği doktora öğrencisi Ahmet Fevzi BOZKURT'a teşekkürlerimi sunarım. Bu çalışmada maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, her zaman arkamda duran canım aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2023

Halil Emre GÜRLÜK

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	v
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	5
2 DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZININ MEKANİK TASARIMI	6
2.1 DMA Cihazının Mekanik Bileşenleri	6
2.2 Tahrik Metotları	12
3 DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZININ MEKANİK ANALİZİ	17
3.1 Dinamik Mekanik Analiz Tekniği	17
3.2 Bir Noktadaki Gerilme	25
3.3 Düzlemsel Gerilim ve Eksen Dönüşümleri	28
3.4 Birleşik Gerilmeler	36
3.5 Malzemelerde Yorulma ve Yükleme	37
3.6 DMA Tekniğinin Uygulanması	51
3.7 Viskoelastisite, Sistem Dinamiği ve Elektriksel Analoji	56
4 BENZETİM ÇALIŞMALARI VE DENEYSEL SONUÇLAR	79
4.1 MATLAB Simulink Benzetim Çalışmaları	79

4.2 Deneysel Çalışmalar ve Sonuçları	82
5 SONUÇ	86
KAYNAKÇA	88
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	91



SİMGE LİSTESİ

ω	Açısal Frekans
I	Akım
A	Alan
P	Basınç
μ	Başlık Altı Gerilme Kuvveti
ε	Birim şekil değiştirme (Gerinim)
L	Boy
τ	Burulma Gerilmesi
M_{cs}	Civatanın Sürtünme Momenti
E'	Depolama Modülü
R	Direnç
σ	Eksenel Gerilme
E	Elastiklik Katsayısı
Z	Empedans
L	Endüktans
f	Frekans
X	Gerilim Genliği Oranı
C	Kapasitans
E''	Kayıp Modülü
I	Kaynak Akımı
G	Kesme Gerilmesi
E^*	Kompleks Modül
d_a	Ortalama Başlık Altı Çapı
r_a	Ortalama Başlık Altı Yarı Çapı
d_2	Ortalama Vida Çapı
r_2	Ortalama Vida Yarıçapı
$F_{ön}$	Ön Gerilme Kuvveti
ν	Poisson Oranı
F_t	Teğetsel Kuvvet
$M_{s,top}$	Toplam Sürtünme Momenti
M_{ba}	Vidanın Başlık Altı Sürtünme Momenti
η	Viskozite

KISALTMA LİSTESİ

DMA	Dinamik Mekanik Analiz
LVDT	Deplasman Sensörü
PLC	Programlanabilir Mantıksal Denetleyici



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Yaygın Olarak Kullanılan Dinamik Mekanik Analiz Cihazı Şeması.....	3
Şekil 1.2 Tez Akış Diyagramı	4
Şekil 2.1 DMA Test Cihazının Bileşenleri.....	6
Şekil 2.2 Numune Tutucu Mekanizması Tasarımı (a), İmalatı (b).....	7
Şekil 2.3 Muhafaza Bileşenleri Tasarımı	8
Şekil 2.4 Güç İletim Mekanizması Tasarımı (a), İmalatı (b).....	9
Şekil 2.5 LVDT Montaj Tasarımı (a), SLPT LVDT (b)	9
Şekil 2.6 Motor Montaj Tasarımı (a), İmalatı (b).....	10
Şekil 2.7 Elektrik Kontrol Panosu Tasarımı (a), İmalatı (b)	11
Şekil 2.8 Kuvvet Sensörü Montaj Tasarımı (a), R119 Kuvvet Sensörü (b)	11
Şekil 2.9 Açığa Bağlı Hız Değişimi [10].....	14
Şekil 2.10 Yay Bağlı Krank-Biyel Mekanizması Besleme Sisteminin Kinematik Diyagramı [10].....	15
Şekil 2.11 Sensata BI Kimco Data Seti [11]	15
Şekil 3.1 Çekme-Kopma Diyagramı	19
Şekil 3.2 Prizma Şeklindeki DMA Numunesinin Etrafına Uygulanan İtme Çekme Kuvvetleri (a), Köşe Noktasına Etki Eden Kesme Kuvveti (b).....	23
Şekil 3.3 Farklı Yönlerdeki Kuvvetlerin Etkisi Altında Bir Cisim (a), Kesiti Alınmış Cisim (b).....	25
Şekil 3.4 Kesiti Alınmış Cisimin Bir Noktadaki Denge Kuvveti.....	26
Şekil 3.5 Kesit Alanında Seçilen Noktanın Etkileyen Kuvvetler Açısından Birim Küp Olarak Ele Alınması	27
Şekil 3.6 Bir Cisme Etkileyen Kesme Kuvveti Bileşenlerinin Denge Durumu	28
Şekil 3.7 Levhanın Eksen Dönüşümleri	28
Şekil 3.8 Silindirik Bir DMA Numunesinde Belirli Bir Açıyla Kesit Alınması	29
Şekil 3.9 Belirli Bir Açıyla Kesiti Alınmış Cismin Serbest Cisim Diyagramı.....	30
Şekil 3.10 Serbest Cisim Diyagramındaki Eksen Yönelimleri.....	30
Şekil 3.11 Numunenin Prizma Olarak İfade Edilmesi	31
Şekil 3.12 Prizmatik Geometride Ele Alınan Malzemenin Serbest Cisim Diyagramı ...	31
Şekil 3.13 Eksenlere Göre Farklı Eksen Yönelimlerine Sahip Gerilim Bileşenleri	33
Şekil 3.14 Çok Küçük Bir Numune Yüzeyinin Bir Nokta Olarak İfade Edilmesi (a), Belirli Bir Açıyla Eksen Dönüşümü(b)	33
Şekil 3.15 Bir Noktadaki P Gerilmesinin Bileşenleri.....	34

Şekil 3.16 Değişken Eksenel Yükleme Tipleri [18]	39
Şekil 3.17 Soderberg-Goodmann Diyagramı	40
Şekil 3.18 Çevrim Sayısına Bağlı Olarak Gerilim/Yük Değişim Karakteristiği [18]	41
Şekil 3.19 Smith Diyagramı	42
Şekil 3.20 Bauschinger Etkisi Gerilim-Gerinim Diyagramı [20]	43
Şekil 3.21 Çentiğe Ait Gerilim Yığılması ve Çentiğe Ait K_f Değeri [22]	47
Şekil 3.22 Gerçekleşen Yorulma Eğrisi	48
Şekil 3.23 Gerinim Gerilim Eğrisi(A), Log Sıklarda Gerinimi (B) [16]	48
Şekil 3.24 Manson Coffin Sonuç.....	50
Şekil 3.25 Depolama Modülünün Sıcaklıkla İlişkisi (a), Depolama Modülü ve Tanjant Deltadaki Cam Geçiş (T _g) (b)	52
Şekil 3.26 PMMA (polimetilmetakrilat) Zaman Sıcaklık Süperpozisyonu	52
Şekil 3.27 Tanjant Modülü	53
Şekil 3.28 Sekant Modülü [25].....	54
Şekil 3.29 DMA Testi Esnasında Gerilim ve Gerinim Arasındaki Faz Farkı	55
Şekil 3.30 Malzemelerin Türüne Göre Camsı Geçiş Özelliği [32]	57
Şekil 3.31 İç Sürtünmeli Elastik Şekil Değiştirme	58
Şekil 3.32 Uygulanan Yük Boşaltıldıktan Sonra Kalıcı (Plastik) Şekil Değişimin Meydana Gelmesi.	58
Şekil 3.33 Uygulanan Yük Boşaltıldıktan Sonra Viskoz Şekil Değişimin Meydana Gelmesi	59
Şekil 3.34 Viskoelastik Bir Numunenin Sırasıyla Elastik, Viskoz ve Plastik Şekil Değiştirme Davranışı.	59
Şekil 3.35 Maxwell Modeli	60
Şekil 3.36 Maxwell Modelinin Birim Basamak Tepkisi	62
Şekil 3.37 Kelvin-Voigt Modeli	63
Şekil 3.38 Kelvin-Voigt Modelinin Birim Basamak Tepkisi	64
Şekil 3.39 Dört Element Modeli [30]	65
Şekil 3.40 Dört Element (Four Parameters) Modeli.....	66
Şekil 3.41 Dört Elementin Frekans Alanındaki Modeli	66
Şekil 3.42 Seri Bağlı Yay ve Piston-Silindirden Oluşan Maxwell Modeli	69
Şekil 3.43 Maxwell Mekanik Modelinin Elektrik Eşdeğeri	69
Şekil 3.44 Kelvin-Voigt Modelinin Elektronik Eşdeğer Devresi.....	73
Şekil 3.45 Dört Element Modelinin Elektriksel Modeli.....	75

Şekil 3.46 Dört Element Modelinin Maxwel ve Kelvin-Voigt Modellerinin Seri Bağlanması ile Oluşturulmuş Hali.....	76
Şekil 4.1 Modellerin Benzetim Çalışmaları	80
Şekil 4.2 Maxwell Modeli Benzetim Çalışması	81
Şekil 4.3 Kelvin-Voigt Modeli Benzetim Çalışması	81
Şekil 4.4 Bir Viskoelastik Malzemeye Adım Basamak Şeklinde Kuvvet Uygulandığında Deplasman Değişimi.....	82
Şekil 4.5 Elektronik Panosu.....	83
Şekil 4.6 Deney Düzeneği	83
Şekil 4.7 DMA Testi Yapılan Numune	84
Şekil 4.8 Deney Esnasındaki Kullanıcı Arayüzü.....	84
Şekil 4.9 Bilgisayar Ortamındaki Kullanıcı Arayüzü.....	85
Şekil 4.10 Uzun Süre Kuvvet Uygulanan Numunenin DMA Test Sonucu.....	85

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 DMA Test Cihazının Açıklanması	7
Tablo 2.2 Tahrik Kuvvet Hesaplarının Değerleri	13
Tablo 3.1 DMA Tekniği İfadeleri	18
Tablo 3.2 Kablo Geometrik Parametreleri	44
Tablo 3.3 Katsayı İfadeleri.....	45
Tablo 3.4 Yüzey İşlemeden Kaynaklanan Etkilere Ait Katsayı Hesabına Esas Çarpan ve Üs Değerleri.....	46
Tablo 3.5 k_c Katsayılarının Değerleri.....	46
Tablo 3.6 k Parametreleri ve Değerleri	46
Tablo 3.7 Güvenirlik yüzdesine göre güvenirlilik katsayısı.....	46
Tablo 3.8 Manson Coffin Verileri.....	50
Tablo 4.1 Model Parametreleri	80

Dinamik Mekanik Analiz Cihazı Tasarımı ve İmalatı

Halil Emre GÜRLÜK

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Malzemelerde belirli bir şekil değiştirmenin meydana gelmesi için uygulanması gereken kuvvetin farklı deneysel tekniklerle belirlenmesi gerekir. Yaklaşık 30 yıl ve gerisine bakıldığında teknolojik uygulamalarda tekrarlı olmayan deneyler kullanılarak farklı tasarım gerilmeleri belirlenmiştir. Bunlara bağlı olarak da ürünler boyutlandırılmıştır. Geçen zaman içerisinde ağır şartlarda ve uzun sürelerde çalışan makineler, araçların sayısı artmıştır. Bu bağlı olarak tasarımlar, tekil çekme basma deneyleri ile elde edilen değerlerle değil uzun süreli gerek yük değişimi gerekse yük uygulama zamanının değiştirildiği deneylerden elde edilen tasarım gerilmeleri ile belirlenmeye başlanmıştır. Aynı zamanda yıllara bağlı olarak yorulma deneylerinin standartlara girdiği görülmektedir. Halen gerek sıcaklık çevrimi ve/veya yük çevriminin uzun süreli olarak uygulanan deneyler olmaksızın tasarım en iyileştirmesi yeterli düzeyde yapılmamaktadır.

Bu çalışmada Türkiye’de üretimi olmayan dinamik mekanik analiz cihazının sıfırdan tasarımlarının yapılması yoluyla gerçekleştirilmesi üretilmesi ve tip deneyler yapılması konusu anlatılmıştır. Gömülü yazılımlar, deney verisi değerlendirme yazılımı

geliştirilmiştir. Bir sıcaklık kabini oluşturulmuş ve sıcaklık taramalı dinamik mekanik testlerinin yapılması mümkün hale gelmiştir.

DMA cihazımızın mekanik dinamik sistemi oluşturulmuş buna uygun olarak tüm 3D tasarımları imalatı yapılabilir şekilde detaylı çizilmiştir. İmalatı yapılan DMA cihazımızın fotoğrafı ve 3D tasarımları tez içinde sunulmuştur.

Böylece teorik temel ihtiyaçlarının tanımlandığı ve bu ihtiyaçlara göre krank biyel mekanizmalı, modern ihtiyaçları karşılayabilecek bir DMA üretilerek bunun DMA cihazından sembolik tip deneyleri yapılmış, sonuçlarla ilgili olarak yorulma teorilerinde sonuçların değerlendirilmesi tamamlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dinamik Mekanik Analiz, yorulma teorisi, kayıp ve depolama modülü, tanjant delta

The Design and Production Dynamic Mechanical Analysis Equipment

Halil Emre GÜRLÜK

Department of Mechatronics Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet KOYUN

In order for a certain deformation to occur in materials, the force that must be applied must be determined by different experimental techniques. Looking at about 30 years and beyond, different design stresses have been determined by using non-repetitive experiments in technological applications. Depending on these, the products are sized. Over time, the number of machines and vehicles working under heavy conditions and for long periods has increased. Based on this, the designs have been started to be determined not with the values obtained by the single tensile compression tests, but with the design stresses obtained from the long-term tests in which both the load change and the load application time are changed. At the same time, depending on the years, it is seen that the fatigue tests are in the standards. Currently, design optimization is not done sufficiently without long-term tests of both the temperature cycle and/or the load cycle.

In this study, the realisation and production of the dynamic mechanical analyser, which is not produced in Turkey, by designing from scratch and performing type experiments are described. Embedded software and experiment data evaluation software were developed. A temperature chamber was created and it became possible to perform dynamic mechanical tests with temperature scanning.

The mechanical dynamic system of our DMA device has been created and accordingly, all 3D designs have been drawn in detail so that they can be manufactured. The photographs and 3D designs of our manufactured DMA device are presented in the thesis.

Thus, the theoretical basic needs were defined and according to these needs, a DMA with a crank connecting rod mechanism that can meet modern needs was produced, symbolic type experiments were carried out from the DMA device, and the evaluation of the results in fatigue tests was completed.

Keywords: Dynamic Mechanical Analysis, Ageing, Loss and Storage Modulus, Tangent Delta

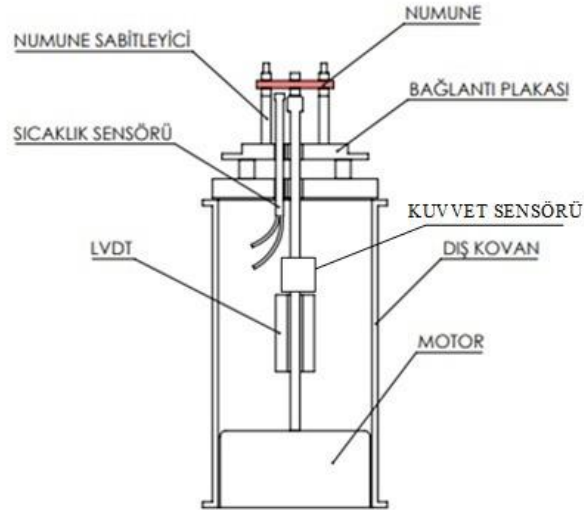


1.1 Literatür Özeti

Günümüz endüstrisinde kendine has özel kullanım alanına sahip ve hatta hafif metallerin yerini alan polimer malzemelerin, farklı türlerin çalışılmasıyla yaygınlığı daha da artmaktadır. Yapılan araştırmalara başta kompozitler olmak üzere birçok polimer türünün göre özellikle havacılık ve denizcilik sektörleri ile uzay sanayiinde ağır metallerin yerini alacağı ön görülmektedir. Malzemelerde belirli bir şekil değiştirmenin meydana gelmesi için uygulanması gereken kuvvetin farklı deneysel tekniklerle belirlenmesi gerekir. Yaklaşık 30 yıl ve gerisine bakıldığında teknolojik uygulamalarda tekrarlı olmayan deneyler kullanılarak farklı tasarım gerilmeleri belirlenmiştir. Bunlara bağlı olarak da ürünler boyutlandırılmıştır. Geçen zaman içerisinde ağır şartlarda ve uzun sürelerde çalışan makineler ve imalatla kullanılan araçların sayısı artmıştır. Bu bağlı olarak tasarımlar, tekil çekme basma deneyleri ile elde edilen değerlerle değil uzun süreli gerek yük değişimi gerekse yük uygulama zamanının değiştirildiği deneylerden elde edilen tasarım gerilmeleri ile belirlenmeye başlanmıştır. Aynı zamanda yıllara bağlı olarak yorulma deneylerinin standartlara girdiği görülmektedir. Halen gerek sıcaklık çevrimi ve/veya yük çevriminin uzun süreli olarak uygulanan deneyler olmaksızın tasarım en iyileştirmesi yeterli düzeyde yapılmamaktadır. Bir otomotiv yedek parçasının hatta bir koltuk ya da çekmecenin uzun vadeli yükleme testi olmaksızın piyasaya sürülmediği bir gerçektir. Bu yüzden malzeme performans deneylerinde uygulanan kuvvetin meydana getirdiği gerilim altında eş zamanlı olarak sıcaklık, frekans, faz, çevrim sayısı ve benzer parametrelerin taranması mühendislikte son derece önemli bir yer teşkil etmektedir. Elde edilen bu veriler ile malzemede oluşan şekil değişikliklerinin büyüklüğü, türü ve sınırları belirlenebilmektedir [1]. Ölçülen şekil değiştirme büyüklükleri ve bu parametreler arasındaki bağıntılar malzemeden üretilmesi hedeflenen nihai ürünün hangi durumda son halini alabileceğini daha da önemlisi hangi fiziki koşullar altında ve ne kadar süre çalışabileceğini belirlemektedir [2]. Bu çalışmalara ilişkin nihai üretime dair en belirgin örnek olarak farklı frekanslarda, çevre koşullarında ve çevrim sayısı altında çalışan otomobil ön cam sileceklerini verebiliriz [3]. Günümüzde imalat sanayinin her alanında

kullanımı artan polimer malzemelerin ve hafif metallerin fiziksel özelliklerinin belirlenmesi nihai üretimde doğru malzemelerin seçilmesi çok önemlidir. Bu yüzden dinamik mekanik analiz (DMA) cihazları hayati önem taşımaktadır. DMA malzemelerin niteliklerini ve fiziksel özelliklerini belirlemek için kullanılan oldukça yaygın bir tekniktir [4]. Temel olarak bir malzemeden alınan numuneye kontrollü olarak değiştirilen sıcaklıklar ve yine kontrollü olarak değiştirilen frekanslar altında çevrimsel, küçük ancak değişken sinüzoidal kuvvet değerlerinin uygulandığı son derece etkili bir yöntemdir [4]. Bu teknikte bir numuneye yukarıda belirtilen etkiler sürekli uygulanarak verdiği tepkiler ölçülür ve numunenin birçok teknik özelliği hakkında çok detaylı ve hassas bilgiler temin edilir. 20.yüzyılın başlarında bu tür testlerin yapılması ile ilgili ilk denemeler başlamış ancak 1950 li yıllara gelindiğinde hala kabul gören bir DMA test cihazı kavramsal olarak bile tanımlanmış değildi. 1980 lere gelindiğinde bilgisayarların gelişmesi ve bu teknik ile birleşmeye başladığında elde edilen sonuçlar bilim insanlarının ilgisini çekmeyi başardı [5]. Teknoloji geliştikçe daha küçük hatta hybrid dizaynlı parçalar yapılması gerekti. Ancak bunların performans ölçümlerinin çok detaylı ve hassas olma gerekliliği arttı. Bu da malzemedeki çok küçük hataların dahi ölçülebilmesini mümkün kılan cihazlar gerektirdi [6]. Bu cihazlardan bir tanesi de DMA cihazı oldu. Polimer ve küçük yükler ile karakterize edilebilen malzemeler için DMA cihazları geliştirilirken, büyük yükler gerektiren malzemeler için standart çekme cihazlarının üzerine frekans özelliği de eklendi ve eğer yüklemeler de büyük ise DMA cihazlarından servohidrolik yorulma cihazlarına geçiş yapıldı. Bu alanda gelişmiş birçok firma bu cihazları üretmektedir. Bu yaygınlaşan bir sektördür [7].

DMA cihazı kullanılarak, zorlanmış osilasyon ölçümlemesi kullanarak; storage modulus, loss modulus, complex modulus, secant modulus, tangent modulus, Young's modulus, gibi teste tabi tutulan malzemeyi karakterize eden fiziksel tanımlamalar elde edilir [8]. DMA cihazı titreşimli kuvvetleri birçok farklı yöntemle uygular. Tercih edilen cihazın özelliklerine göre Manyetik Levitasyon, piezzo elektrik etki gibi yüklemeler de uygulayabilir. DMA cihazları özellikle viskoelastik malzemelerin fiziksel özelliklerini belirlemede gittikçe yaygınlaşmaktadır ve yaygınlaşacaktır [9].



Şekil 1.1 Yaygın Olarak Kullanılan Dinamik Mekanik Analiz Cihazı Şeması

1.2 Tezin Amacı

Son günlerde artan imalat sanayinin her alanında kullanılan polimer malzemelerin ve hafif metallerin fiziksel özelliklerinin belirlenmesi nihai üretimde doğru malzemelerin seçilmesi için dinamik mekanik analiz (DMA) test cihazları üretilmiştir. Bu cihazlar üretimde kullanılacak malzemelerden alınan numuneler üzerinde itme-çekme testi, frekans taraması, sıcaklık taraması vb testler yapılarak numuneye ait depolama modülü, kayıp modülü, kompleks modülü, camsı geçiş sıcaklığı (tanjant-delta) gibi birçok numuneye ait özelliklerin çok hassas bir şekilde belirlenmesine olanak sağlamaktadır. Ancak bu cihazların tamamı yurtdışında üretilmekte ve bununla birlikte bakımları ve yedek parçaları da yurt dışından sağlanmaktadır. Bu da imalat sanayine yüksek maliyet getirmektedir. Bu projede ülke içerisinde bir ilk olarak DMA cihazı tasarlanıp imalatı gerçekleştirilerek başarılı bir şekilde kontrolü sağlanmaktadır.



Şekil 1.2 Tez Akış Diyagramı

1.3 Hipotez

Dinamik mekanik analiz cihazın tasarımı yapılabilir. Tasarımı yapılan DMA cihazı üretilerek istenilen mesafe aralıklarında ve kuvvette kontrolü sağlanır. Polimer malzemelerden numune alınarak cihaz içinde itme çekme deneyleri yapılarak malzemelerin birim şekil değiştirerek uzama ve kırılma noktaları belirlenebilir.



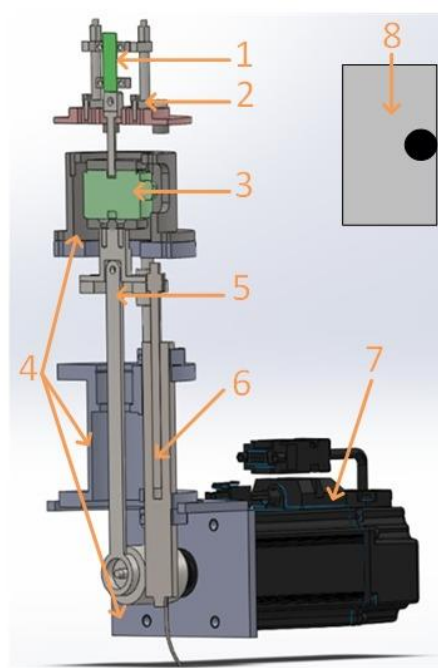
2

DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZININ MEKANİK TASARIMI

Dinamik mekanik analiz test cihazı numunenin özelliklerinin belirlenmesi için kullanılmaktadır. Test cihazları farklı modülleri ele alarak kontrolleri sağlanmaktadır. Tezi inceleyen yaralanıcıların DMA cihazı tasarlayabilmeleri için mekanik, elektrik tasarımlarını yapabilmelerini sağlamak üzere, detaylı çözümler bu bölümde verilmiştir.

2.1 DMA Cihazının Mekanik Bileşenleri

DMA test cihazı 8 ana bileşenden oluşmaktadır. Şekil 2.1'te bileşenlerin 3B modellemesine yer verilmiş ve Tablo 2.1'de açıklanmıştır.



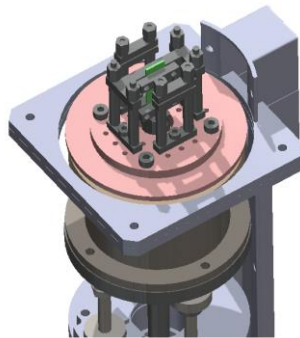
Şekil 2.1 DMA Test Cihazının Bileşenleri

Tablo 2.1 DMA Test Cihazının Açıklanması

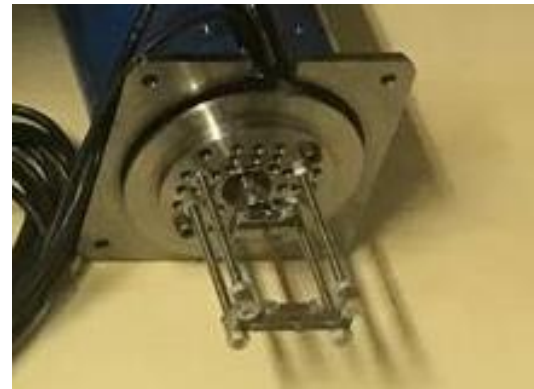
Parça Numarası	Açıklama
1	Numune
2	Numune tutucu mekanizması
3	Kuvvet sensörü
4	Muhafaza Bileşenleri
5	Güç iletim mekanizması
6	LVDT
7	Motor
8	Elektrik Kontrol Panosu

2.1.1 Numune Tutucu Mekanizması

DMA test cihazında numunenin bir ekseninde sabit tutmak diğer ucunu ise LVDTye bağlantısı yapılabilmesi için tasarlanmış mekanizmadır. Şekil 2.2’de tasarıma ve üretilmiş haline yer verilmiştir.



(a)

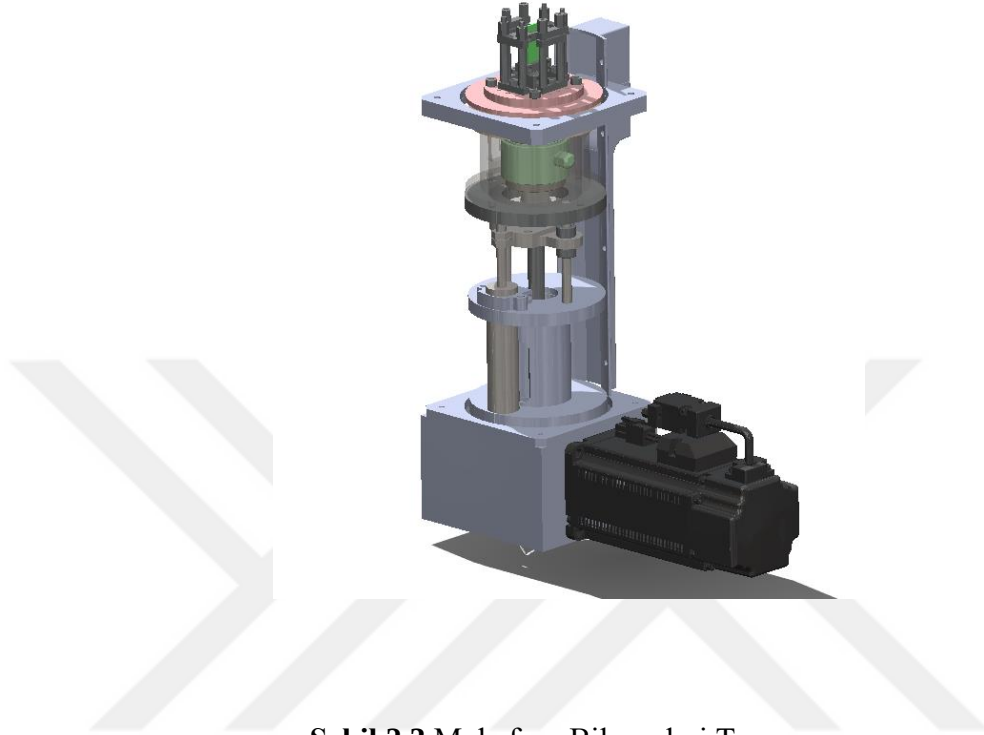


(b)

Şekil 2.2 Numune Tutucu Mekanizması Tasarımı (a), İmalatı (b)

2.1.2 Muhafaza Bileşenleri

DMA test cihazının dışardan gelebilecek hasarlara, sıvılara ve dışardan yek pare görünebilmesi için muhafaza bileşenlerinin tasarımı Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 Muhafaza Bileşenleri Tasarımı

2.1.3 Güç İletim Mekanizması

DMA test cihazında numunenin üzerine motor tarafından uygulanacak olan kuvvetin numuneye aktarılabilmesi için gerekli olan güç iletim mekanizması tasarlanmış ve Şekil 2.4'te verilmiştir.



(a)

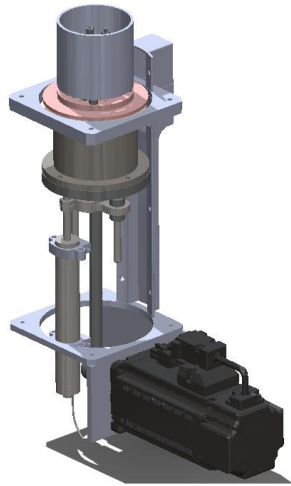


(b)

Şekil 2.4 Güç İletim Mekanizması Tasarımı (a), İmalatı (b)

2.1.4 LVDT

Numune üzerine uygulanan kuvvete karşılık numune meydana gelen birim şekil değiştirmeyi ölçmek için Opkon firmasının SLPT LVDTsi kullanılmıştır.



(a)

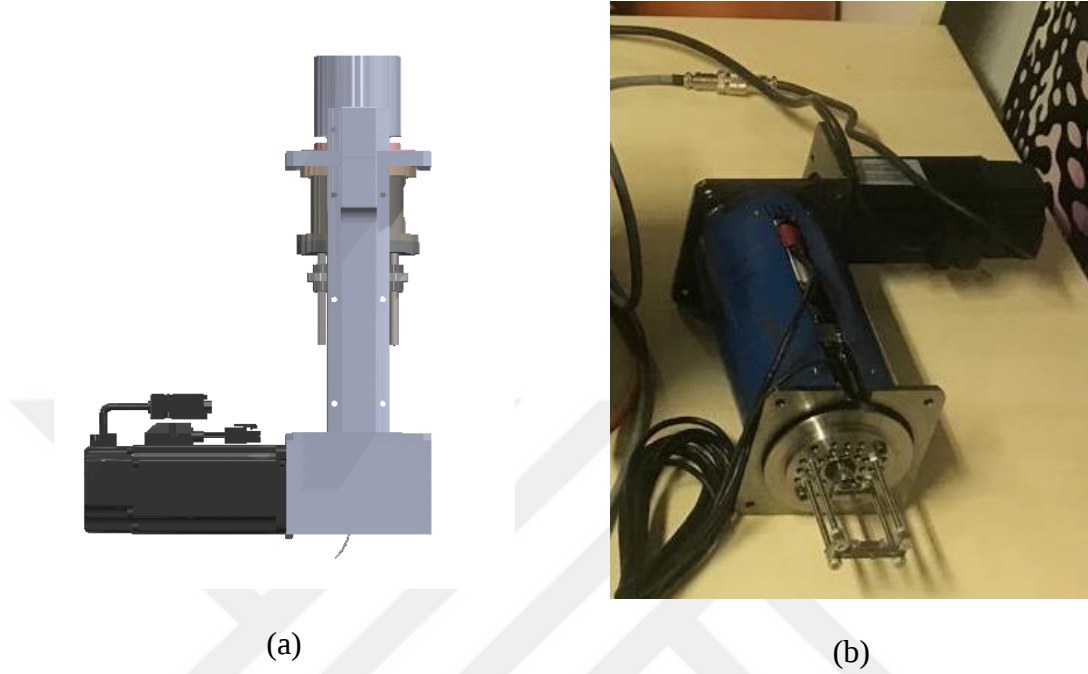


(b)

Şekil 2.5 LVDT Montaj Tasarımı (a), SLPT LVDT (b)

2.1.5 Motor

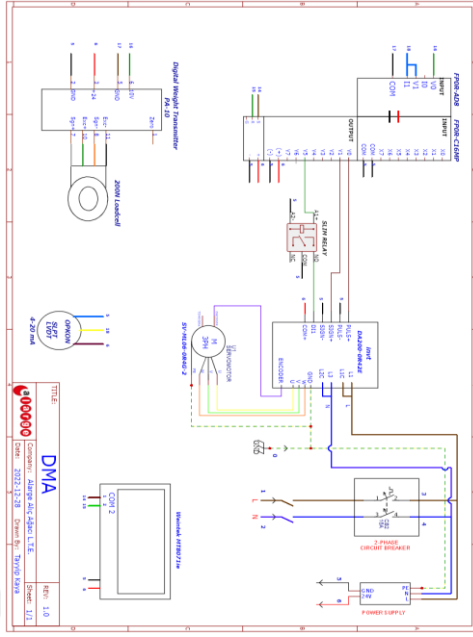
DMA test cihazında numuneye sinüzoidal kuvvet uygulayabilmek için gerekli kuvveti oluşturmak amacıyla INVT DA200 motoru kullanılmış ve şekil 2.6’da gösterilmiştir.



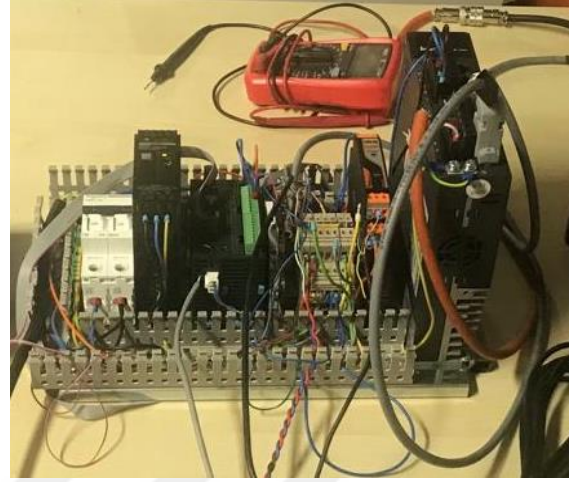
şekil 2.6 Motor Montaj Tasarımı (a), İmalatı (b)

2.1.6 Elektrik Kontrol Panosu

DMA test cihazının başarılı bir şekilde çalışması için gerekli elektrik ve elektronik komponentleri içeren kontrol panosunun tasarımı ve üretilmiş hali şekil 2.7’de gösterilmiştir. Kontrol olarak Panasonic FP0R C16MP PLC si kullanılmıştır.



(a)

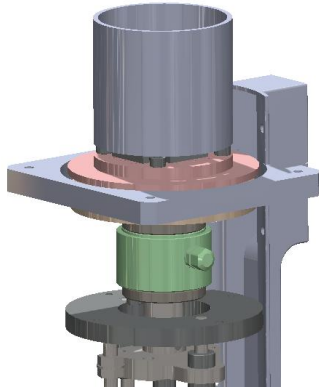


(b)

Şekil 2.7 Elektrik Kontrol Panosu Tasarımı (a), İmalatı (b)

2.1.7 Kuvvet Sensörü

DMA test cihazında numuneye aktarılan gücün ölçülebilmesi ve numuneye istenilen kuvvette bir kuvvet aktarılabilmesi için kullanılan Right firmasının R119 modelli kuvvet sensörü Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 2.8 Kuvvet Sensörü Montaj Tasarımı (a), R119 Kuvvet Sensörü (b)

2.2 Tahrik Metotları

Numunenin üzerine etki edecek kuvvetin tahriği için farklı metotlar söz konusudur. Bu tahrik metotları 3 ana başlık altında incelenebilir. Bunlar; vidalı gövdeden tahrik, eksantrik biyel kollu tahrik, voice coil aktüatörler ve lineer motorlar olarak sayılabilir.

2.2.1 Vidalı Gövdeden Tahrik

Vidalı miller dairesel hareketi, doğrusal harekete çevirir. Vidalar, ovalama yöntemi ile yapılan nikel-krom kaplamalı rulmanlı somunla çalışan veya tornada talaşlı imalat ile yapılan olmak üzere yapılan tahrik elemanlarıdır. Moment hatve çap ve teğetsel kuvvete bağlı olarak oluşur. Bu kuvvetin düşey bileşeni itme-çekme, sıkıştırma işlemini sağlar. Projemizde çok düşük hatveli örneğin 0.5 mm bir vida kullanıldığında çap 8 mm ise 9.47 N dik kuvvet elde edilebilir. Bunun için gereken motor gücü 0,038 Nm olarak aşağıda bulunmuştur. Arasındaki sürtünme momenti (M_{sc}) diğeri de somun ile sıkılan parça arasında başlık altı sürtünme momenti (M_{ba}) dir. Bunun matematiksel ifadesi şöyledir;

$$M_{s,top} = M_{cs} + M_{ba} \quad (2.1)$$

Bu momentlerin kuvvetlere bağlı ifadesi ise aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} M_{cs} &= F_t + r_2 \\ M_{ba} &= \mu \cdot F_{\text{ön}} + r_A \end{aligned} \quad (2.2)$$

F_t Teğetsel kuvveti, $F_{\text{ön}}$ ön gerilme kuvvetini, μ başlık altındaki sürtünme katsayısını, r_2 ortalama vida yarıçapını ($r_2 = \frac{d_2}{2}$), r_A ortalama başlık altı temas alanı yarıçapını ($r_A = \frac{d_A}{2}$) ifade etmektedir.

$$\begin{aligned} F_t &= F_{\text{ön}} \cdot \tan(\beta + \rho) \\ \mu &= \tan(\rho) = 0,18 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Yukarıdaki büyüklüklerden “ d_2 ” ve “ d_a ” vidaların özellikleri tablolarından bulunabilir. “ μ ”; 0,1-0,2 aralığındadır. “ F_t ” ile “ $F_{\text{ön}}$ ” de birbiri ile bağlantılıdır. Civata bağlantılarında somunun sıkılması, bir yükün eğik düzlem üzerinde kaldırılmasına benzer. Bu halde “ F_t ”

ile “ $F_{\text{ön}}$ ” bağıntısı denklem 2.3’te verilmiştir. μ 0,18 olması durumunda $\rho=1,03$ derece ya da 0,0179 radyan olarak bulunur.

$$\tan\beta = \frac{p(\text{adım})}{\pi D} = \frac{0,5}{25.12} \quad (2.4)$$

Denklem 2.4 çözümlendiğinde ise $\beta=1,14$ derece ya da 0,0199 radyan olarak hesaplanır.

Tablo 2.2 Tahrik Kuvvet Hesaplarının Değerleri

Parametreler	Değerler
$F_{\text{ön}} (N)$	250
$F_t (N)$	9,477
$r_2 (mm)$	4
$M_{cs} (Nm)$	0,038

Kullandığımız INVT SV-ML06 OR4G marka servo motor ile saniyede maksimum 133 puls 0.1 mm yer değiştirme ile elde edilebilmektedir.

2.2.2 Eksantrik Biyel Kollu Tahrik Mekanizmaları

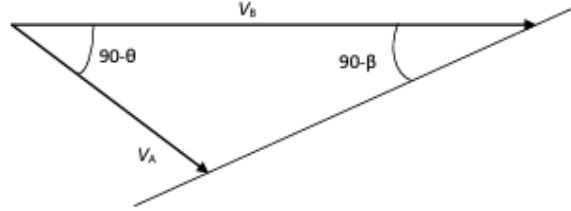
Sistemin potansiyel enerjisinden de faydalanarak daha düşük maliyetli “eksantrik biyel kollu mekanizma” alternatif bir çözüm olarak kullanılabilir. Bu durumda W ağırlığının krank-biyel mafsalsal noktasında bir sisteme etki etmesi sağlanır. Ancak bu ağırlığın etkisi altında kalan krank θ açısını saat yönünde küçültecek şekilde dönerse piston ucundaki kuvvet kontrolsüz bir biçimde artacaktır. Giriş W ağırlığı ile $\frac{Q}{W}$ piston itme kuvveti arasındaki ilişkiyi matematiksel olarak ifade etmek için, Görünen İş Yöntemi’ne (Virtual Work Method) başvurulabilir. ΔS_A , krankın A noktasındaki anlık yer değiştirmesini, ΔS_B de anlık piston yer değiştirmesini temsil etmek üzere, şu yazılır:

$$\Delta W = \vec{w} \cdot \Delta S_B + \vec{Q} \cdot \Delta S_B = 0 \quad (2.5)$$

Denklem (2.5)’in Δt zamanına bölünerek limitinin alınmasıyla, aşağıdaki skalar denklem elde edilir:

$$W.V_A \cos \theta - QV_B = 0 \quad (2.6)$$

Denklem (2.6)'da V_A , krankın θ konumu için A noktasındaki anlık hızını, V_B de pistonun anlık hızını göstermektedir.



Şekil 2.9 Açıya Bağlı Hız Değişimi [10]

Öte yandan, Şekil 2.9'daki hız poligonundan Sinüs Kuralı yardımıyla aşağıdaki gibi bulunur:

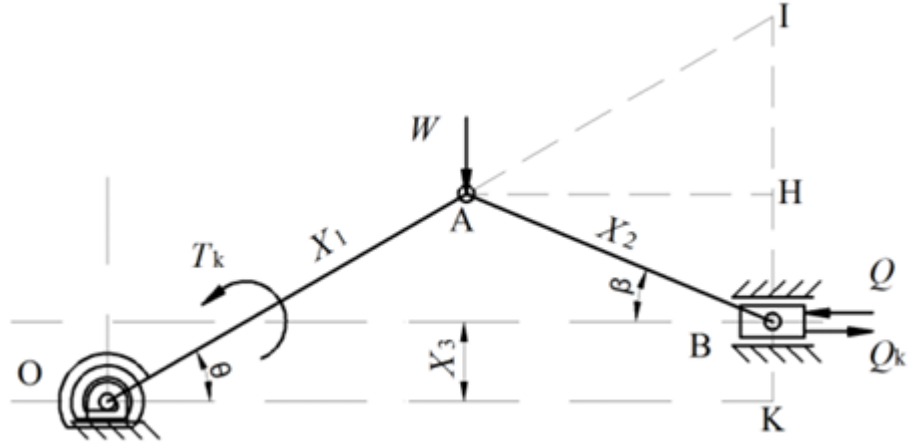
$$\frac{V_A}{V_B} = \frac{\cos \beta}{\sin(\theta + \beta)} \quad (2.7)$$

Denklem (2.7) deki hız ilişkisi denklem (2.6) da değerlendirilirse

$$\frac{Q}{W} = \frac{1}{\tan \theta + \tan \beta} \quad (2.8)$$

Bu durumda biyel konumunu gösteren β açısı, krank açısı θ cinsinden ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\beta = \sin^{-1} \cdot \frac{X_1 \sin \theta - X_3}{X_2} \quad (2.9)$$



Şekil 2.10 Yay Bağlı Krank-Biyel Mekanizması Besleme Sisteminin Kinematik Diyagramı [10]

2.2.3 Voice Coil Aktüatörler ve Lineer Motor Tahrik Mekanizmaları

Voice coil aktüatörler endüstriyel D.M.A. cihazlarının neredeyse tamamında tercih edilmektedir. Yine oldukça hassas hız ve konum kontrollerini sağlanmasının yanında dinamik mekanik analiz testi için gereken tork ve frekans değerlerine de ulaşabildikleri için yüksek maliyetlidirler. Buna rağmen ağırlıklı olarak polimerler için dinamik mekanik analiz test cihazı üreten markaların hemen hepsi ürünlerinde voice coil aktüatörleri tercih etmektedirler. Şekil 2.11’de Sensata BI Kimco firması tarafından üretilen bazı aktüatörlerin teknik veri tablosu verilmiştir.

BEI P/N	Linear VCA								Sin. Motion Maximum Theoretical Frequency @ desired stroke (10 sec. Max)	Sin. Motion Maximum Theoretical Frequency @ desired stroke (cont. opn)	One Stroke Slamming into stop	Velocity (m/sec)
	Max. Force	Continuous Stall Force	Total Stroke	Operating Stroke	Actuator's Moving Part Mass	Load Moving Mass	Total Moving Mass	Maximum Theoretical Acceleration				
	(N)	(N)	(mm)	(mm)	(g)	(g)	(g)	(m/s ²)	Hertz	Hertz		
LAS13-56	82,48	31,36	12,70	2,00	247,0	78,00	325,0	253,8	80,18	49,44	0,004	0,503815
LA16-16-0	89,00	24,47	6,35	6,35	44,2	78,00	122,2	728,3	76,23	39,97	0,004	1,520791
LA16-16-0	89,00	24,47	6,35	6,35	49,5	78,00	127,5	698,0	74,63	39,13	0,004	1,488846
LAH16-23	89,00	16,40	6,35	6,35	49,9	78,00	127,9	695,9	74,51	31,98	0,004	1,486516
LAS13-18	15,57	5,07	6,35	1,00	17,7	0,00	17,7	879,7	211,10	120,46	0,002	0,663255
LAS16-23	89,00	16,40	6,35	6,35	51,7	0,00	51,7	1721,5	117,19	50,31	0,003	2,338082
LAS16-23	89,00	16,40	6,35	1,00	51,7	0,00	51,7	1721,5	295,32	126,77	0,001	0,92784

Şekil 2.11 Sensata BI Kimco Data Seti [11]

Lineer motorlar ise genelde çok hassas hız ve konum kontrolü gerektiren projelerde tercih edilmektedir. Bu sebeple maliyetleri diğer tahrik mekanizmalarına göre oldukça yüksektir. Yüksek çıkış torku ve yüksek çalışma frekansı gerektiren sistemlerde genel

olarak bu ihtiyaçlara cevap verememektedirler. Bu projede ihtiyaç duyulan parametrelere yakın ıktıları olanlar ise yüksek maaliyetleri sebebiyle tercih edilmemiştir.



DİNAMİK MEKANİK ANALİZ CİHAZININ MEKANİK ANALİZİ

Bu bölümde tasarımı yapılmış olan dinamik mekanik analiz cihazının analitik ve sonlu elemanlar analizleri yapılmış ve çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

3.1 Dinamik Mekanik Analiz Tekniği

DMA, farklı atmosfer ve şartlar oluşturarak malzemelerin mekanik karakteristiklerini belirlemek için kullanılan son yıllarda gittikçe yaygınlaşan bir tekniktir. Temel olarak bir malzemeden alınan numuneye kontrollü olarak değiştirilen sıcaklıklar, farklı gazlardan oluşan deney atmosferi ve yine kontrollü olarak değiştirilen frekanslar altında çevrimsel, küçük ancak değişken sinüzoidal kuvvet değerlerinin uygulandığı son derece etkili bir yöntemdir. Bu teknikte bir numuneye yukarıda belirtilen etkiler sürekli uygulanarak verdiği tepkiler ölçülür ve numunenin birçok teknik özelliği hakkında çok detaylı ve hassas bilgiler üretilebilir. DMA cihazı kullanıldığında, storage modulus, loss modulus, complex modulus, secant modulus, tangent modulus, Young's modulus, adlarıyla anılan ve teste tabi tutulan malzemeyi karakterize eden fiziksel tanımlamalar elde edilir. DMA cihazı titreşimli kuvvetleri birçok farklı yöntemle uygular. Tercih edilen cihazın özelliklerine göre Manyetik levitasyon, piezzo elektrik etki gibi yüklemeler de uygulayabilir. DMA cihazları özellikle viskoelastik malzemelerin fiziksel özelliklerini belirlemede gittikçe yaygınlaşmaktadır. DMA tekniğindeki elastisite modülü (Young's modulus), tanjant modülü (kayıp faktör), depolama modülü (storage modulus), kayıp modülü (loss modulus), kompleks modülü (kompleks modulus) gibi modüller kaynağını aşağıda teorik yaklaşımlardan almaktadır. Tablo 3.1'de DMA'nın karakteristik terimleri verilmiştir.

Tablo 3.1 DMA Tekniği İfadeleri

Terim	Uzama	Rotasyon/Kesme
Modül	E	G
Kompleks Modülü	E^*	G^*
Depolama Modülü	E'	G'
Kayıp Modülü	E''	G''
Kayıp Faktor	$\tan\delta$	$\tan\delta$
Gerilim	ε	γ
Gerinim	σ	τ
Açısal Frekans	ω	ω
Time	t	t

3.1.1 Hooke Yasası Akma Dayanımı (σ_a):

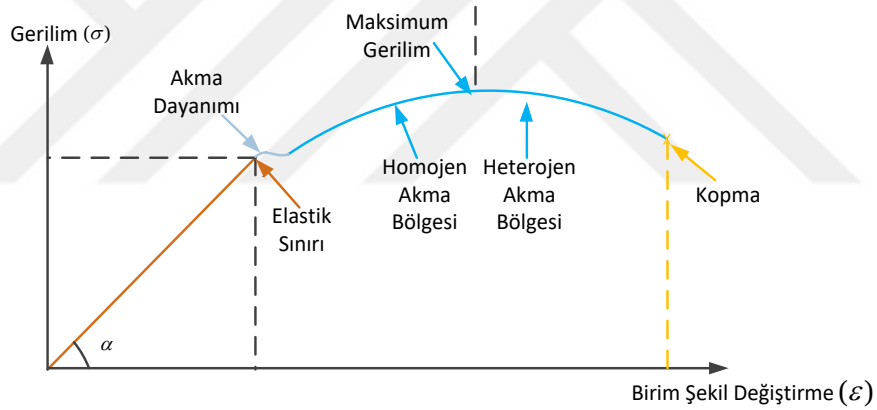
Yapılan gerilim-gerinim analizlerinde malzemeye uygulanan gerilim sabit tutulduğu halde plastik şekil değiştirmenin başladığı değere akma dayanımı denir. Bazı malzemelerde bu değerden sonra eğri üzerinde önemli ölçüde salınımlar görülür. Bu değer net olarak ölçülemeyişi yani elastik bölgeden plastik bölgeye geçerken çok net bir davranış gözlemlenemeyen farklı sünek malzemelerde birim şekil değiştirme ekseninde orijinden itibaren %0,2 lik bir değer referans alınmaktadır. Daha sonra grafik üzerinde eğrinin elastik bu noktadan başlayarak doğrusuna paralel olarak çizilen doğrunun gerilim-gerinim eğrisini kestiğı nokta akma dayanımı olarak kabul edilmektedir [12].

$$\varepsilon = \frac{P_a}{A_0} \quad (3.1)$$

3.1.2 Çekme Kopma Dayanımı (σ_c, σ_k):

Bir malzeme plastik şekil değiştirme bölgesine girdikten sonra izotropik olarak şekil değiştirmenin devam ettiği en yüksek gerilme değerine çekme dayanımı denir. Bu gerilme değerinden sonra malzeme homojen plastik şekil değiştirme davranışından çıkarak heterojen yani düzensiz plastik şekil değiştirme davranışına girmektedir. Bu durumun sonucu olarak, deney anlık ise yorulma etkisi belirginleşmeden veya uzun süreli yük ve/veya frekans etkisi altında yorulularak boyun verdiği noktadan kopacaktır.

$$\sigma_{c,k} = \frac{P_{\max}}{A_0} \quad (3.2)$$



Şekil 3.1 Çekme-Kopma Diyagramı

3.1.3 Young's Modülü (Elastisite Modülü) (E):

İngiliz bilim insanı Thomas Young tarafından bulunan ve kendi adını taşıyan bu modül, elastisite veya elastiklik modülü olarak da bilinir. Üzerine kuvvet (çekme ya da basma) uygulanan bir malzemenin bu kuvvete karşı gösterdiği direncin ölçüsüdür. Atomlar arası bağ kuvvetleri ile ilgili olup alaşım elementi ilavesi, ısıtma işlemi, gaz atmosferi, sıcaklık, yükün uygulanma şekli ve plastik şekil verme ile değişim gösterir. Gerilim-gerinim ilişkisi için oluşturulan grafikteki eğrinin elastik bölge sınırı içerisinde kalacak şekilde bir malzemeye uygulanan eksenel gerilimin malzemenin gerinimine oranı alınarak

hesaplanır. Malzemeye uygulanan kuvvet ile meydana gelen şekil değiştirme elastik bölgede doğrusaldır. Young modülü bir malzemeye uygulanan eksenel gerilime karşılık meydana gelen birim şekil değiştirme grafiği eğrisinin lineer kısmının eğimi hesaplanarak bulunur. Bulunan bu değer grafikteki elastik bölge sınırında kalan doğrunun orijin ile arasındaki açının tanjantına eşittir. Birimi N/m² (Pa) veya N/mm² (MPa) olarak alınmaktadır.

3.1.4 Hooke Yasası ve Gerilme (Stress) – Gerinim (Strain):

Gerilme bir malzemenin birim alanına dışarıdan uygulanan etkinin değeri olup yaygın olarak kullanılan birimi N/mm² dir. Bir malzeme üzerinde itme-çekme testleri yapılırken uygulanır. Çekme testlerinde numunenin boyu L_0 , alanı ise A_0 olarak belirtilir. Eksenel itme-çekme testi uygulanırken malzemeye uygulanan gerilim ve malzemenin boyunda meydana gelen değişim değerleri alınarak bir grafik oluşturulur. Bu sayede numunenin, uygulanan gerilme ile birim şekil değiştirmesi arasındaki ilişki matematiksel olarak modellenebilir. Gerilme ve buna karşılık gelen birim şekil değiştirme eğrileri iki farklı şekilde oluşturulabilir. Bunlardan ilki ve genelde tasarım yaparken tercih edileni mühendislik gerilme-gerinim eğrisidir. Diğeri ise daha çok imalat esnasında kullanılan gerçek gerilme-gerinim eğrisidir. Yüzeye paralel olarak uygulanan gerilim sonucunda meydana gelen gerinime normal gerinim, dik olarak uygulanan gerilim sonucunda meydana gelen gerinime ise kesme gerinimi denilmektedir. Bu iki ölçümün aralarındaki matematiksel ifadeler aşağıdaki gibidir [13].

$$\sigma_{müh.} = \frac{F}{A_0} \quad (3.3)$$

Elastik bölge sınırları içerisinde Hooke Yasası yazılacak olursa;

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$
$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (3.4)$$

Gerçek gerilme değeri numunenin test esnasında başlangıç kesit alanı yerine daralan kesit alanı kullanılarak oluşturulur ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma_g = \frac{F_g}{A_g} \quad (3.5)$$

Malzemenin x doğrultusunda uzaması halinde enine yani y ve derinliğine yani z eksenleri doğrultusunda daralmalar meydana gelir. Bu gerinimler aşağıdaki denklemlerle ifade edilir. Burada y ve z yönündeki malzeme kalınlık değişiminin aynı olduğu varsayımı uygulanmıştır ki malzemenin homojen ve izotropik olduğu durumda bu doğrudur. Ancak bunun dışında farklı oluşması mümkündür.

$$\varepsilon_y = -\nu \cdot \frac{\varepsilon_x}{E} \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_z = -\nu \cdot \frac{\varepsilon_x}{E}$$

Buradaki ν Poisson oranı adı verilen sabit bir sayıdır. Çekme-basma deneylerinde numune uzunluğu değiştikçe numune derinliği ve genişliği de değişecektir. Genellikle iki boyutlu olarak ele alınan bir malzemenin enine birim şekil değişim miktarının boyuna birim şekil değiştirme miktarına oranı olarak hesaplanır. Ancak bu deneylerde malzemenin birim şekil değiştirmesinin mutlak değerine ihtiyaç duyulur. Bu durumda en az bir eksen boyunca ΔL negatif bir değer alacağı için Poisson oranı ile yazılan denklemler yukarıdaki gibi yazılırlar.

Gerçek gerininin sürekli ölçülmesi durumunda ise matematiksel ifadesi, özellikle imalat aşamasında aşağıdaki gibi logaritmik bir değişimin kısa aralıkta tam diferansiyeli ile örtüşür.

$$\varepsilon_{müh} = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{L}{L_0} - \frac{L_0}{L_0} = \frac{L}{L_0} - 1$$

$$\varepsilon_{müh} + 1 = \frac{L}{L_0} \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_g = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \left| \ln L \right|_{L_0}^L = \ln(L) - (\ln L_0) = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right)$$

Sonuç olarak mühendislik ve gerçek gerilme-gerinim testlerinden çıkan ortak ifade aşağıdaki gibi yazılabilir [13].

$$\sigma_g = \sigma_{müh.} (\varepsilon_{müh.} + 1) \quad (3.8)$$

3.1.4 Süperpozisyon Metodu:

Şekil değiştirmiş bir malzemenin boyutlarındaki küçük değişimler malzemeye etki eden dış kuvvetlerin uygulandığı noktaların yerlerinde de küçük yer değişimlerine sebep olurlar. Bu noktalardaki yer değişimlerinin de ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu durumlarda kullanılan metoda süperpozisyon metodu denilmektedir. Eğer malzeme, yüzleri üzerine düzgün olarak yayılan $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normal gerilmelerinin etkisinde ise toplam şekil değiştirme bu denklemler kullanılarak bulunabilir. Bu durumda süperpozisyon metodu uygulanırsa aşağıdaki denklemler elde edilecektir [14]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{aligned} \quad (3.9)$$

Bununla beraber küçük şekil değiştirmelerin ihmal edilmemesi gereken durumlar da mevcuttur. Bu durumlardan birine örnek olarak üzerine iki ucuna da eksenel çekme kuvveti uygulanan ince bir çubuk ele alınacak olsun. Aynı anda çubuğa enine bir kuvvet uygulanacak olursa bu çubuğun eğilmesi üzerinde dikkate değer bir etki oluşturacaktır. Bu durumda toplam şekil değiştirme hesaplanırken, çok küçük olanlar da dahil olmak üzere sehimlerin dış kuvvetlerin oluşturduğu momentin üzerindeki etkisi göz önüne alınmak zorundadır. Çünkü toplam sehim etkiyen kuvvetlerin doğrusal bir fonksiyonu olmayacaktır.

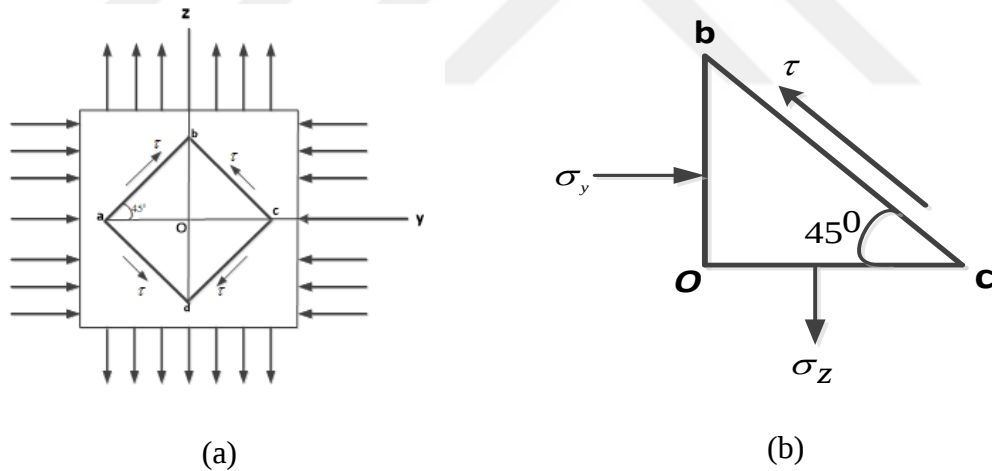
3.1.5 Kayma (Rijitlik) Modülü:

Bununla beraber küçük şekil değiştirmelerin ihmal edilmemesi gereken durumlar da mevcuttur. Bu durumlardan birine örnek olarak üzerine iki ucuna da eksenel çekme kuvveti uygulanan ince bir çubuk ele alınacak olsun. Aynı anda çubuğa enine bir kuvvet

uygulanacak olursa bu çubuğun eğilmesi üzerinde dikkate değer bir etki oluşturacaktır. Bu durumda toplam şekil değiştirme hesaplanırken, çok küçük olanlar da dahil olmak üzere sehimlerin dış kuvvetlerin oluşturduğu momentin üzerindeki etkisi göz önüne alınmak zorundadır. Çünkü toplam sehim etkiyen kuvvetlerin doğrusal bir fonksiyonu olmayacaktır.

Malzemeye aynı anda farklı yönlerden kuvvet uygulanan deneyler de süperpozisyonun uygulanamadığı durumlardandır. Bunlar birçok gerçek yüklemde karşılaşılan durumlar olup, malzemeye uygulanan kuvvetler ve yer değiştirmeler küçük olsa dahi göz önüne alınmalıdır. Bu durumlarda da yer değiştirme dış kuvvetlerin lineer bir fonksiyonu olamayacağı için süperpozisyon kullanılamaz.

Yukarıda verilen süperpozisyon denklemleri, uzamalar ile gerilmeler arasındaki bağıntıların elastisite modülü (E) ve Poisson oranı (ν) gibi iki fiziksel sabit ile ifade edilebileceğini ortaya koymaktadır. Aynı sabitler ile kayma şekil değiştirmesi ve kayma gerilmesi arasındaki matematiksel bağıntı kurulabilir. Aşağıda bu duruma dair yapılan bir örneklem verilmiştir.



Şekil 3.2 Prizma Şeklindeki DMA Numunesinin Etrafına Uygulanan İtme Çekme Kuvvetleri (a), Köşe Noktasına Etki Eden Kesme Kuvveti (b)

Bir dikdörtgenler prizmasının $\sigma_y = -\sigma_z$ ve $\sigma_x = 0$ durumundaki özel bir şekil değiştirme halini incelemek için x eksenine paralel, y ve z eksenleri ile 45° lik açı yapacak şekilde abcd elemanı kesilip dışarı alınmış hali Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2 b’deki üçgeninin bc kenarına dik olan kuvvetler toplandığında normal gerilmeleri sıfır olup, kayma gerilmesi ise;

$$\tau = \frac{1}{2}(\sigma_z - \sigma_y) = \sigma_z \quad (3.10)$$

Buna basit kayma denilmektedir. Şekil 3.2’de görülen kuvvetlerin etkisi altında iken, *Od* köşegeninin uzaması *Oa* ve *Oc* den oluşan köşegenin toplam kısalmasına eşit olacaktır. Ancak çok küçük etkenlerin ihmal edilmesi halinde *ab* ve *bc* kenarlarının boylarında bir değişme olmadığı kabul edilir. Bu durumda *ab* ve *bc* kenarlarındaki açı değişir ve γ kayma şekil değiştirme oranının büyüklüğü Şekil 3.2’deki *Obc* üçgeninden trigonometri yardımı ile hesaplanabilir.

$$\frac{Oc}{Ob} = \tan\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{1 + \varepsilon_y}{1 + \varepsilon_z} \quad (3.11)$$

Bu adımdan sonra süperpozisyon denklemlerinden yararlanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - \nu \cdot \sigma_y) = \frac{(1 + \nu) \cdot \sigma_z}{E} \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_y = \frac{(1 + \nu) \cdot \sigma_z}{E}$$

Bu ifadeler denklem 3.11’de yerine konulursa ve γ için aşağıdaki denklem dikkate alınırsa;

$$\tan\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\tan \frac{\pi}{4} - \tan \frac{\gamma}{2}}{1 + \tan \frac{\pi}{4} \cdot \tan \frac{\gamma}{2}} = \frac{1 - \frac{\gamma}{2}}{1 + \frac{\gamma}{2}} \quad (3.13)$$

Bu eşitliklerin sonucu olarak γ yalnız bırakıldığında elde edilecek olan ifade aşağıdaki gibi olur.

$$\gamma = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \sigma_z}{E} = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \tau}{E} \quad (3.14)$$

Böylece kayma şekil değiştirmesi oranı ile kayma gerilmesi arasındaki bağıntı E ve ν sabitleri cinsinden yazılabilir. Literatürde sıklıkla aşağıdaki notasyon kullanılmaktadır.

$$G = \frac{E}{2.(1+\nu)} \quad (3.15)$$

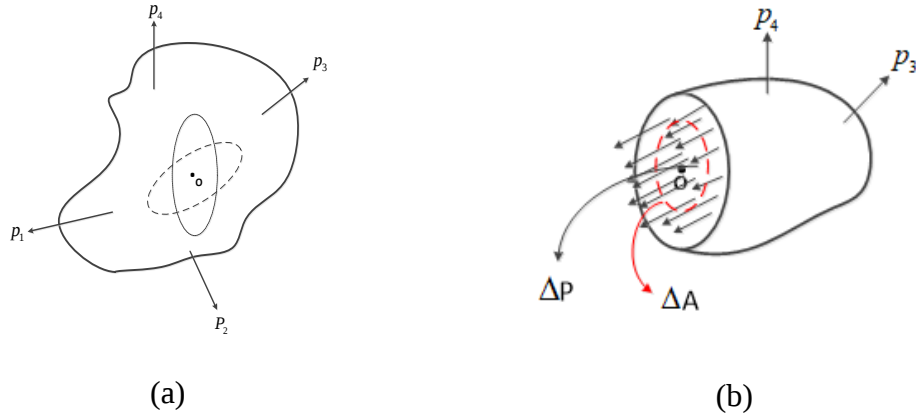
Bu durumda 3.14 denklemi;

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (3.16)$$

halini alır. İşte buradaki G sabitine “Kayma Modülü” (kaymadaki elastisite modülü) ya da “Rijitlik Modülü” adı verilmiştir.

3.2 Bir Noktadaki Gerilme

Gerilme sadece bir nokta üzerinde değerlendirilirse vektör niteliği taşır. Yani bir doğrultusu ve bir büyüklüğü vardır. Eğer bir düzlem üzerinden tarif edilecekse bir vektör olarak gösterilemez. Şekil 3.3 a’da farklı yönlerdeki kuvvetlerin etkisi altında bir cisim görülmektedir. Bu cismin içerisinde, gösterildiği gibi bir “o” noktası ele alınacak olursa, bu noktanın üzerinde olacağı sonsuz sayıda düzlem olduğu kabul edilir. Bir kesit alanından Şekil 3.3 b’de görüldüğü gibi kesilecek olursa “o” noktasındaki gerilim bulunabilir. Cisim dengede olduğu için etki eden kuvvet sistemi de seçilen yüzey üzerinde homojen olarak dağılmış durumda olacaktır.



Şekil 3.3 Farklı Yönlerdeki Kuvvetlerin Etkisi Altında Bir Cisim (a), Kesiti Alınmış Cisim (b)

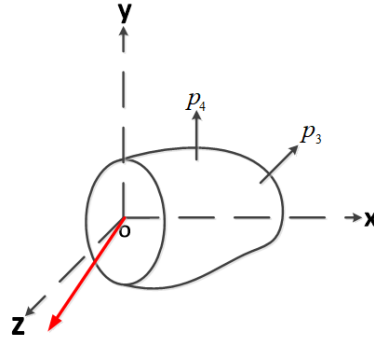
Yüzey alanını ΔA kadar azaltılırsa kuvvet de yüzey alanına homojen olarak dağıldığı için ΔP kadar azalacaktır. Bu durumda gerilme ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\sigma = \frac{\Delta P}{\Delta A} \quad (3.17)$$

Bu alanı “o” noktasına kadar indirgersek bu durumu aşağıdaki gibi matematiksel olarak ifade edebiliriz.

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta A} \quad (3.18)$$

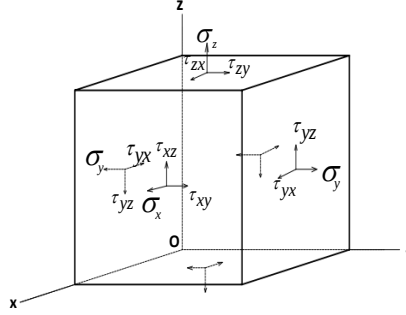
Alan sıfıra yaklaşırken $\frac{\Delta P}{\Delta A}$ oranının aldığı limit değeri “o” noktasındaki gerilimin büyüklüğü olacaktır. Bir başka ifade ile buradaki limit değeri “o” noktasındaki gerilim olarak dikkate alınabilir. Bu yaklaşım sayesinde “o” noktasındaki gerilim değeri seçilen kesit alanından bağımsız olarak hesaplanabilir. Yine bu yaklaşım kesit alanından bağımsız şekilde, seçilen bir noktadaki gerilimin değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır. Bu durumda seçilen kesit alanı belirlenen noktaya indirgendiğinde oluşan gerilim bir vektör olarak gösterilebilir. Bu vektörün hem bir yönü hem de bir büyüklüğü olacaktır.



Şekil 3.4 Kesiti Alınmış Cismin Bir Noktadaki Denge Kuvveti

Şekil 3.4’de kırmızı ile belirtilen gerilim vektörü hem büyüklüğü hem de yönelimi bakımından etki eden diğer kuvvetlerin büyüklüğüne ve yönelimine bağlıdır. Çünkü bu vektör ile gösterilen kuvvet vektörü cismi dengede tutmaya çalışmaktadır. Bu sebeple etki ettiği yüzeye dik olma zorunluluğu yoktur. Buradaki vektör, bir eksen sistemi üzerinde incelenirse x, y ve z eksenleri üzerinde normal gerilme ve kesme gerilmesi bileşenleri gibi iki farklı büyüklük olarak değerlendirilebilir. Cismin homojen ve izotropik bir yapıda

olduğu bilindiğinden, genel yaklaşım olarak cismi temsil eden ve üç kenarı eksen takımları üzerinde olduğu varsayılan birim küp görsel anlamda Şekil 3.5’deki gibi ele alınabilir.



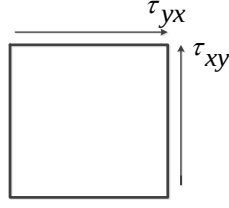
Şekil 3.5 Kesit Alanında Seçilen Noktanın Etkileyen Kuvvetler Açısından Birim Küp Olarak Ele Alınması

Ancak burada cismin “o” noktasında sanki bir küp varmış gibi düşünmek yanlış olacaktır. Sadece bileşenleri göstermek açısından böyle bir birim küpten yararlanmak gerekmektedir. Böylece bu birim küpün her bir yüzeyine etki eden gerilimler incelenirse “o” noktasındaki gerilim bileşenleri hesaplanabilir. Daha önce de belirtildiği gibi birim küpün altı yüzeyinden her iki tanesi üç eksenin birine dik olarak konumlandırılmış gibi düşünülmelidir. Burada kesme gerilimi bileşenlerinin notasyonu, gerekli matematiksel ifadeler ve hesaplamalar açısından oldukça önemlidir. Bileşenlerin alt simgelerinin ilki kuvvetin dik olarak etki ettiği eksen, ikincisi ise paralel olarak etki ettiği eksen olarak belirtilmelidir. Bu yaklaşımda birim küpün hacim merkezi referans noktası olarak alınır. Daha sonra bu noktadan itibaren eksen yönelimi ile aynı yönde olan kesme gerilmesi büyüklüğünün işareti pozitif, aksi yönde ise negatif olarak alınmalıdır. Bu durumda 3 adet normal gerilme ve 6 adet kesme gerilmesi bileşeni olmak üzere 9 adet bileşen ortaya çıkacaktır. Bu bileşenler aşağıdaki gibi alt simgelerle belirtilirler.

Normal Gerilme Bileşenleri: σ_x , σ_y , σ_z

Kesme Gerilmesi Bileşenleri: τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yx} , τ_{yz} , τ_{zx} , τ_{zy}

Ancak cisim dengede olduğu için birbirlerine dik olan yani sırası farklı olsa da aynı alt simgeyi taşıyan kesme kuvveti bileşenleri birbirine eşit olacaktır. Birim küpe etkiyen birbirine dik iki kesme kuvvetinin denge durumunu Şekil 3.6 da gösterilmiştir.

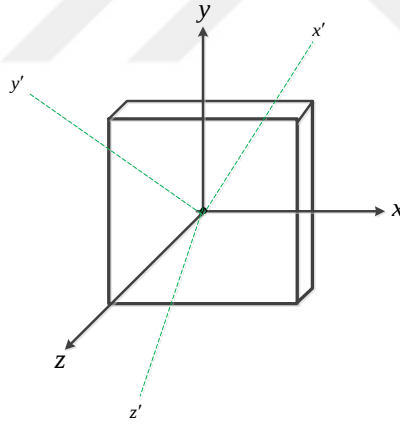


Şekil 3.6 Bir Cisme Etkileyen Kesme Kuvveti Bileşenlerinin Denge Durumu

Şekil 3.6'dan de görüleceği üzere böyle bir denge durumunda $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ ve $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ eşitlikleri yazılabilir. Sonuç olarak kesme gerilmesi bileşen sayısı 6'dan 3 düşecektir. Bu 6 bileşenle “o” noktasındaki gerilim tarif edilebilir.

3.3 Düzlemsel Gerilim ve Eksen Dönüşümleri

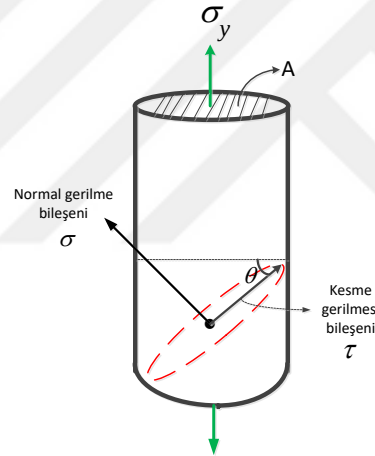
Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan çoğu problem 3 boyutludur. Bunların çözümlerine öncelikle 2 boyutlu geometrilerin analizi ile başlamak daha yaygın bir yaklaşımdır. Bu yöntem bazı kavramların ifade edilmesinde kolaylık sağlayacaktır. Örnek olarak sac ya da plaka geometrilerine sahip malzemeler iki boyutlu olarak ele alınabilir.



Şekil 3.7 Levhanın Eksen Dönüşümleri

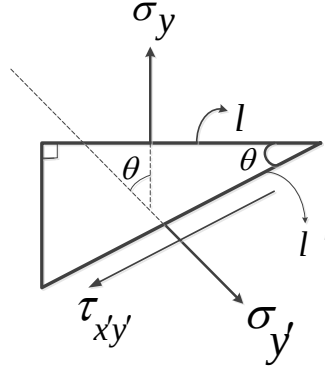
Şekil 3.7'de görülen plaka geometrisine sahip bir levha gerilim bileşenleri ve eksen dönüşümleri açısından incelenecek olursa kalınlık diğer boyutların yanında çok küçük olduğundan z eksenindeki gerilme göz ardı edilebilir. Bu durumda levha bir düzlem olarak ele alınabilir ve yapılacak analiz önemli ölçüde kolaylaşır. Böyle bir geometriye sahip levhada z eksenindeki gerilim bileşenleri ihmal edilebilir ve bu analiz düzlemsel gerilme bileşenleri ile ifade edilebilir. Bu durumda düzlemsel gerilme, σ_x , σ_y , ve $\tau_{xy} = \tau_{yx}$

eşitliği ile birlikte 3 bileşenle tarif edilebilir. Eğer eksen takımı Şekil 3.7'deki gibi değiştirilecek olursa malzemeye etki eden gerilme bileşenleri de değişecektir. Bu eksenler Şekil 3.7'deki gibi x' , y' ve z' olarak yeniden çizilirse bu yeni eksenlerdeki gerilme bileşenleri de farklı olacaktır. Diğer bir deyişle bu yeni bileşenlerin büyüklükleri ve yönelimleri referans alınan eksen takımına göre değişiklik gösterecektir. Bu karmaşık durum mühendislik uygulamalarında istenilen bir durum değildir. Daha kesin ifadelerle gerek duyulmaktadır. Bunun için gerilim bileşenlerini eksen yönelimlerinden bağımsız bir şekilde ifade edebilecek bir yaklaşım gerekmektedir. Aksi takdirde eksen yönelimi değiştikçe, yeni eksen takımındaki bileşenler her defasında yeniden hesaplanmalıdır. Bunun yerine eksenlerin yönelimi değiştiği zaman ortaya çıkan yeni eksen takımının bileşenlerinin doğrudan hesaplanabileceği matematiksel ifadelerle ihtiyaç vardır. Daha anlaşılabilir olması açısından aşağıda Şekil 3.8'de görülen silindir geometrisine sahip bir malzeme ele alınacak olursa:



Şekil 3.8 Silindirik Bir DMA Numunesinde Belirli Bir Açıyla Kesit Alınması

Şekilde görülen silindirik yapıya dik bir kuvvet uygulandığında silindirin üzerindeki yüzey alanına dik bir gerilme meydana gelecektir. Ancak kırmızı ile belirtilen ve silindirin yüzey alanına θ açısı kadar farklı bir yönelime sahip olan düzlem ele alınırsa bu durumda meydana gelen gerilmenin hem bir normal bileşeni (σ) hem de bir kesme gerilmesi bileşeni (τ) olacaktır. Bu adımdan sonra alınan yüzeyin serbest cisim diyagramı Şekil 3.9 gibi oluşturulursa:

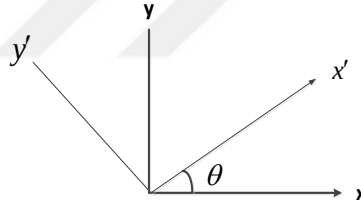


Şekil 3.9 Belirli Bir Açıyla Kesiti Alınmış Cismin Serbest Cisim Diyagramı

$$\cos \theta = \frac{l}{l'} \quad (3.19)$$

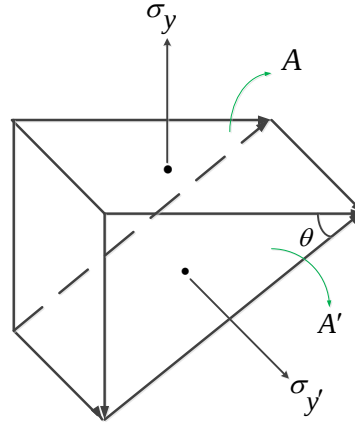
$$l' = \frac{l}{\cos \theta}$$

Serbest cisim diyagramında gösterilen farklı yönelimli yeni eksen takımının x ve y bileşenleri θ açısı ile birlikte aşağıdaki gibi olacaktır.



Şekil 3.10 Serbest Cisim Diyagramındaki Eksen Yönelimleri

Sadece eksenler arasındaki yönelim farkı, başka bir ifade ile ortaya çıkan θ açısı, trigonometri yardımı ile yeni büyüklükleri hesaplarken büyük kolaylık sağlar. Yeni büyüklükler ($\sigma_{x'y'}$, $\sigma_{y'}$ ve $\tau_{x'y'}$) aşağıda verilen şekil, diyagram ve formüller kullanılarak hesaplanabilir.

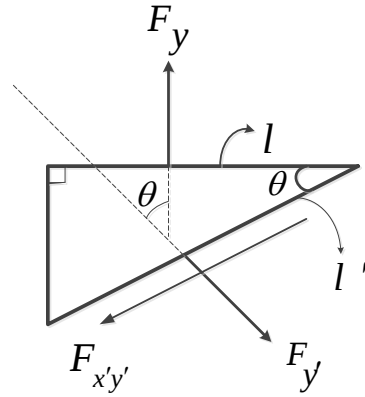


Şekil 3.11 Numunenin Prizma Olarak İfade Edilmesi

Şekil 3.11’de A' ile belirtilen yüzey alanı ve A ile gösterilen yüzey alanı arasında θ açısı kadar yönelim farkına sahiptir. Bu durumda A' alanının büyüklüğü trigonometri yardımı ile aşağıdaki gibi kolayca hesaplanabilir.

$$\cos \theta = \frac{A}{A'} \Rightarrow A' = \frac{A}{\cos \theta} \quad (3.20)$$

Bu adımda Şekil 3.12’de gösterilen kuvvetlerin etkisi altındaki prizmatik geometride ele alınan malzemenin serbest cisim diyagramı çizilebilir. Bu cisme etki eden ve θ açısı kadar yönelime sahip kuvvet bileşenleri de aşağıdaki gibi analiz edilebilir.



Şekil 3.12 Prizmatik Geometride Ele Alınan Malzemenin Serbest Cisim Diyagramı

Malzeme dengede olduğu için yeni kuvvet bileşenlerinin meydana getirdiği normal gerilim ve kesme gerilimi bileşenlerinin matematiksel ifadeleri aşağıdaki gibi olacaktır.

Normal gerilme bileşeni;

$$F_{y'} = F_y \cdot \cos \theta$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \sigma \cdot A$$

$$\sigma_{y'} \cdot A' = \sigma_y \cdot A \cdot \cos \theta \quad (3.21)$$

$$\sigma_{y'} \cdot \frac{A}{\cos \theta} = \sigma_y \cdot A \cdot \cos \theta$$

$$\sigma_{y'} = \sigma_y \cdot \cos^2 \theta$$

Kesme gerilmesi bileşeni;

$$F_{x'y'} = F_y \cdot \sin \theta$$

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \tau \cdot A$$

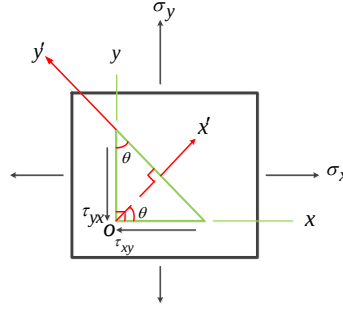
$$\tau_{x'y'} \cdot A' = \sigma_y \cdot A \cdot \sin \theta \quad (3.22)$$

$$\tau_{x'y'} \cdot \frac{A}{\cos \theta} = \sigma_y \cdot A \cdot \sin \theta$$

$$\tau_{x'y'} = \sigma_y \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta$$

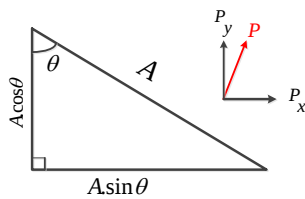
ile ifade edilir. Bu ifadeler elde edildikten sonra yine plaka geometrisine sahip Şekil 3.13'deki gibi bir numune üzerinde bir nokta belirlenip bu noktaya etki eden ancak x ve y eksenlerine göre farklı eksen yönelimlerine sahip gerilim bileşenlerinin analizi yapılabilir. DMA cihazlarında farklı açıdan yan ve numunenin üzerine doğru yükler uygulandığında hem şekil 3.13'deki gibi hem de yukarıda anlatılan üç boyutlu

gerilmelerin farklı düzlemde oluşmuş hali daha kompleks teorik yaklaşımlar gerektirecektir.

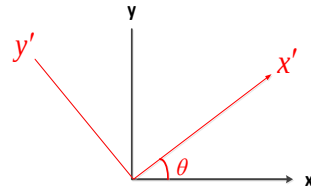


Şekil 3.13 Eksenlere Göre Farklı Eksen Yönelimlerine Sahip Gerilim Bileşenleri

Bu halde incelenen plakanın kalınlığı ihmal edilebilir. Plaka içerisinde herhangi bir yerde referans olarak bir “o” noktası belirlenir. Bu noktaya ölçülemeyecek kadar yakın bir düzlem incelendiğinde bu düzlemin alanının da çok küçük olduğu düşünülmelidir. Bu şartlarda “o” noktasındaki gerilme x ve y düzlemleri üzerinden ifade edilirse σ_x , σ_y ve τ_{xy} bileşenleri tanımlanabilir. Burada yine “o” noktası için eksen dönüşümünden bağımsız bir gerilme hesaplanmalıdır. Çoğu zaman malzemelerin farklı yapısından dolayı bazı “node” larda eksenel ve kayma gerilme bileşenleri açısal bir ifade ile anlatılmak zorundadır. Malzeme yapısı gereği belli noktalarda eksenel bir gerilme uygulandığında bunu farklı açılardan farklı yansıtabilir. Özellikle gerinimler oluştuğunda gerilmelerin açısı ve değeri değişir. Bunun yanı sıra bir diferansiyel hacme gerilme uygulandığında farklı açılarda bu gerilmenin etkisi farklı olacaktır. Bu kısımda uygulanan kuvvetin farklı açılardaki etkisi anlatılmak istenmektedir. Aşağıda verilen ve Şekil 3.14’deki plakadan alındığı kabul edilen şekil aslında bir düzlem olduğu için alanı vardır.



(a)



(b)

Şekil 3.14 Çok Küçük Bir Numune Yüzeyinin Bir Nokta Olarak İfade Edilmesi (a), Belirli Bir Açıyla Eksen Dönüşümü(b)

Eğer Şekil 3.14'te tanımlanan $\bar{\sigma}_x$, $\bar{\sigma}_y$ ve τ_{xy} bileşenleri yeni bir eksen sistemine taşınacak olursa $\bar{\sigma}_{x'}$, $\bar{\sigma}_{y'}$ ve $\tau_{x'y'}$ bileşenleri ile eksen dönüşümü gerçekleşmiş olacaktır. Burada eğik düzlem üzerinde etki eden ve P ile adlandırılan toplam gerilme, etki ettiği nokta çok küçük bir alanı temsil ettiği için vektör olarak gösterilebilir. Daha sonra bu gerilmenin x ve y eksenleri üzerindeki bileşenleri bulunur. Bunu yapabilmek adına, malzeme dengede olduğu sırasıyla x ve y yönlerindeki kuvvet denge eşitlikleri aşağıdaki gibi kurulmalıdır.

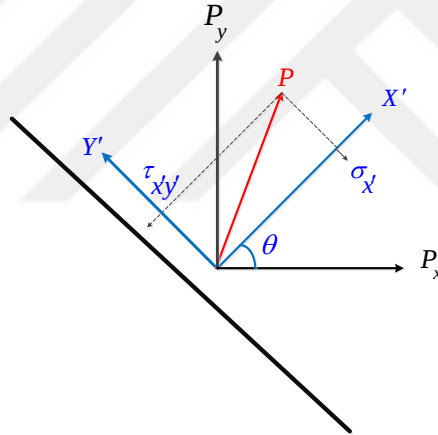
$$\sum F_x = 0 \Rightarrow P_x.A = \sigma_x.A.\cos \theta + \tau_{xy}.A.\sin \theta$$

$$P_x = \sigma_x.\cos \theta + \tau_{xy}.\sin \theta$$

(3.23)

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow P_y.A = \sigma_x.\sin \theta.A + \tau_{xy}.\cos \theta.A$$

$$P_y = \sigma_x.\sin \theta + \tau_{xy}.\cos \theta$$



Şekil 3.15 Bir Noktadaki P Gerilmesinin Bileşenleri

Şekil 3.15'te kalın çizgi, plaka formundaki malzemeden kesip çıkarılan düzlemi temsil ediyor olsun. Bu düzleme etki eden P gerilmesinin analizi yapılmalıdır. Düzleme dik konumlanan X' eksen ve bu yönde konumlanan $\bar{\sigma}_{x'}$ normal gerilme bileşeni ve yine buna dik konumlanan Y' eksen ve bu eksen yöneliminde konumlanan $\tau_{x'y'}$ kesme gerilmesi bileşeni ayrı ayrı ele alınmalıdır. Bu adımlardan sonra düzleme etki eden P gerilimini X' ve Y' eksenlerine taşımak için P_x ve P_y nin X' ve Y' eksenlerindeki bileşenleri matematiksel olarak modellenmelidir. Bileşenler eksen yöneliminin değişikliğine yani θ açısına göre belirlendikten sonra eksen dönüşümü yapılabilir. İlk adımda P gerilmesinin X' yönündeki gerilim bileşenlerinin hesaplanıp toplanması gerekir.

$$\sigma_{x'} = P_x \cdot \cos \theta + P_y \cdot \sin \theta \quad (3.24)$$

Daha önce bulunan P_x ve P_y eşitlikleri bu denklemde yerine konulacak olursa:

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + 2\tau_{xy} \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta \quad (3.25)$$

İkinci adımda P gerilmesinin düzlemle meydana getirdiği yüzeye paralel gerilme hali yani kesme gerilmesi bileşeni yine bu yeni eksenlere taşınmalıdır. Ancak P_y ile P_x nin bu eksenlerdeki yönleri farklı olacağı için ifade aşağıdaki halini alır.

$$\tau_{x'y'} = P_y \cdot \cos \theta - P_x \cdot \sin \theta \quad (3.26)$$

Yine bu denklemde P_y ve P_x ifadeleri yerine konulursa:

$$\tau_{x'y'} = \sigma_y \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta + \tau_{xy} \cdot \cos^2 \theta - \sigma_x \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta - \tau_{xy} \cdot \sin^2 \theta \quad (3.27)$$

Ortak ifadeler bir arada yazılarak denklem son halini alırsa eşitlik aşağıdaki halini alacaktır:

$$\tau_{x'y'} = (\sigma_y - \sigma_x) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta + \tau_{xy} \cdot (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (3.28)$$

Son olarak P gerilmesinin Y' yönündeki gerilim bileşenlerinin hesaplanıp toplanması gerekir.

$$\sigma_{y'} = P_x \cdot \sin \theta + P_y \cdot \cos \theta \quad (3.29)$$

Bu denklemde de P_y ve P_x ifadeleri yerine konulursa:

$$\sigma_{y'} = \sigma_x \cdot \sin^2 \theta + \sigma_y \cdot \cos^2 \theta - 2\tau_{xy} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (3.30)$$

Kurulan üç eşitlik sayesinde X ve Y eksenleri üzerinde bileşenleri bilinen bir gerilme durumu, yönelim farkı yani θ açısı kullanılarak yeni eksen takımına taşınabilir. Bu

yöntemi kullanarak sadece $\bar{\sigma}_x$, $\bar{\sigma}_y$, τ_{xy} ve θ açısının bilinmesi durumunda herhangi bir yönetime sahip eksen sistemi X ve Y eksenlerinde ifade edilebilir.

3.4 Birleşik Gerilmeler

Malzemenin bir kesiti, aynı anda birden fazla zorlanmaya maruz ise, bu kesitte “bileşik gerilme hali” söz konusudur. Bu halde, iki farklı durum oluşur.

a) Gerilmeler aynı cins ise, cebirsel olarak toplanır. Yani, herhangi bir malzemenin herhangi bir kesitinde hem çekme hem de eğilme (veya hem kesme hem de burulma) varsa, toplam gerilme aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\sigma_{top} = \sigma_{\zeta} + \sigma_e \quad \text{veya} \quad \tau_{top} = \tau_k + \tau_b \quad (3.31)$$

b) Gerilmeler farklı tür ise toplanamazlar. Kırılma hipotezlerinden (mukavemet varsayımlarından) birine göre eşdeğer gerilme hesaplanır.

“Kırılma Hipotezleri” nin sayısı çok fazla olmakla birlikte bunlardan ağırlıklı olarak dört tanesi benimsenip kullanılmaktadır. Burada her bir hipotez için eşdeğer gerilme bağıntıları tek eksenli ($\sigma_y = 0$) gerilme hali için yazılmıştır.

1. Maksimum Normal Gerilme Hipotezi: Bu hipoteze göre bir malzemede kırılma maksimum normal gerilmenin belli bir değeri aşması sonucu oluşur. Bu durumda eşdeğer gerilme aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\sigma_v = 0,5.\sigma + 0,5.\sqrt{\sigma^2 + 4.\tau^2} \quad (3.32)$$

2. Maksimum Şekil Değişimi Hipotezi: Bu hipoteze göre bir malzemede kırılma maksimum şekil değişiminin belirli bir değeri aşması sonucu oluşur. Bu hipotezde eşdeğer gerilme aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\sigma_v = 0,35\sigma + 0,65.\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (3.33)$$

1.ve 2. hipotez, kırılğan (gevrek) malzemeler için uygundur. 1. Hipotez deney sonuçları ile daha fazla uyum göstermektedir.

3. Maksimum Kayma Gerilmesi Hipotezi: Bu hipoteze göre bir malzemede kırılma maksimum kayma gerilmesinin belirli bir değeri aşması sonucu oluşur. Bu durumda eşdeğer gerilme formülü aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 4.\tau^2} \quad (3.34)$$

4. Maksimum Şekil Değişimi Enerji Hipotezi: Bu hipoteze göre bir malzemede kırılma maksimum şekil değişimi enerjisinin belli bir değeri aşması sonucu oluşur ve matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau^2} \quad (3.35)$$

3.ve 4. hipotez, sünek (esnek) malzemeler için uygundur. 4. hipotez deney sonuçları ile daha fazla uyum göstermektedir. Bu ifadeler DMA da bileşik gerilmeler uygulandığında, burulmalı çekme veya çekme ekseninden farklı ekseninde gelen bir kuvvetin oluşturduğu eğilme etkisi durumlarında kullanılmalıdır. Bu durum DMA nın üçüncü boyut yüklemelere uygun hale getirilmesi ile birlikte yenilikçi bir yaklaşım oluşturacaktır.

Yukarıdaki açıklamalara göre herhangi bir malzemenin herhangi bir kesitinde hem eğilme hem de burulma varsa eşdeğer gerilme aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 3\tau_b^2} \quad (3.36)$$

3.5 Malzemelerde Yorulma ve Yükleme

3.5.1. Yorulma

En temel tanımı ile değişken yükler altında bir malzemenin iç yapısında, tek düze yüke göre farklı biçimde meydana gelen bozulmadır. İç yapıdaki herhangi bir homojenlikten sapma ve/veya dislokasyonlar ve/veya mikroskobik yapıdaki billurlaşma gibi etkiler yorulma sırasında çatlak ve çatlak ilerleme davranışı olarak ortaya çıkar. Tek düze ve tek boyutlu gerilme uygulamasında ortaya çıkmayan kusur altyapıları değişken yüklemede ortaya çıkabilir. Bir malzemede yorulma hasarının meydana gelebilmesi için yükleme tipinin değişken olmasının yanında belirli bir çevrim sayısının da olması gerekir. Teorik olarak malzemeye etki eden gerilmenin akma dayanımının altında kaldığı durumlarda,

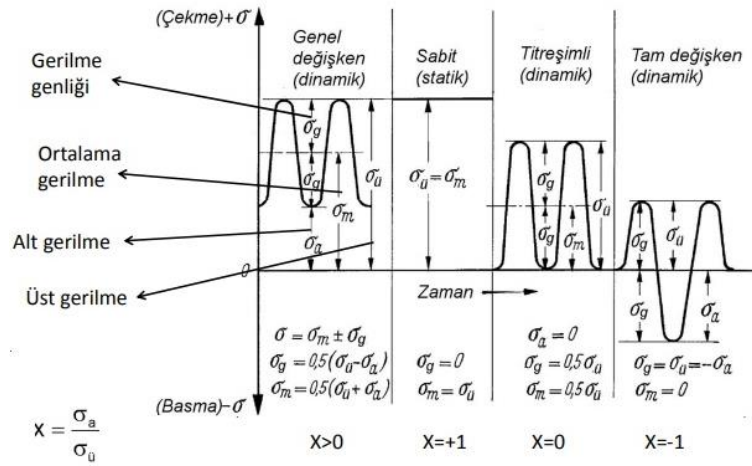
malzemede bir yorulma ve buna bağı olarak bir hasarın (yorulma hasarı) oluşmayacağı varsayılmaktadır. Ancak bu varsayım, gerilmenin yönünün veya şiddetinin ya da ikisinin birlikte değiştiği durumlarda geçerliliğini yitirebilir. Malzemeye etki eden yük, kalıcı şekil değiştirmenin başladığı akma dayanımı sınırının altında yani elastik bölge içerisinde kalan bir gerilme meydana getiriyor olabilir. Bu halde dahi özellikle çevrim sayısına bağı olarak malzemenin iç yapılarında veya yüzeyinde dislokasyonlar, kılcal çatlaklar, gerilim yığılmaları vb. neden olabilirler. Bu gibi durumlar malzemelerde yorulma hasarının oluşmasına yol açabilirler. Ayrıca yorulma hasarının gelişimini önceden fark etmek çok zordur. Hasar genellikle aniden oluşur ve çok ciddi sonuçlar doğurabilir [15]. Bu yüzden teorik yaklaşımların dışında yani gerçekte malzemelerin yorulma dayanım sınırlarını belirlemek için kullanılan birçok deneysel yöntem vardır. Bunların arasında en sık başvuru yöntemlerinden olan Wöhler (S-N), Goodman, Soderberg, Smith ve Manson-Coffin [16] yaklaşımları ile oluşturulan diyagramların yaygın olarak kullanıldığı görülmüştür.

3.5.2. Yorulma Dayanım Sınırı (Ömür)

Belirlenen çevrim sayısına kadar malzemenin kırılmadan dayanabileceği en büyük gerilme genliğidir. Başka bir ifade ile malzemenin kırılıncaya kadar işlevini yerine getirebildiği süre/çevrim sayısıdır.

3.5.3. Yükleme Türlerinin Sınıflandırılması

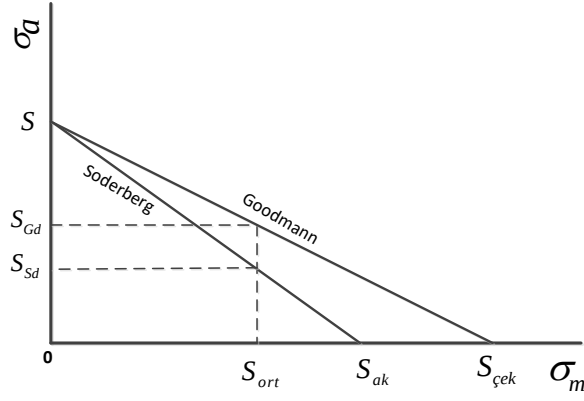
Malzemenin yorulma sınırlandırmasının belirlenmesi için kullanılan yükleme gerilmeleri, genellikle sinüzoidal bir eğri formu ile temsil edilmektedir. Ancak yapılan araştırmalar eğrinin biçiminin yorulma ömrünü belirlemede bir öneminin olmadığını göstermiştir. Malzemenin yorulma ömrünü belirleyen en önemli faktörler uygulanan değişken gerilmelerin en büyük (σ_u) ve en küçük (σ_a) değerleridir [17]. Yorulma deneylerinde yaygın olarak dört farklı yükleme yöntemi kullanılmaktadır. Bunlar genel değişken, sabit (statik), titreşimli ve tam değişken yüklemeler olarak adlandırılırlar. Şekil 3.16'da düşey eksen gerilmeyi, yatay eksen ise zamanı temsil etmektedir.



Şekil 3.16 Değişken Eksenel Yükleme Tipleri [18]

3.5.4. Soderberg ve Goodman Diyagramları

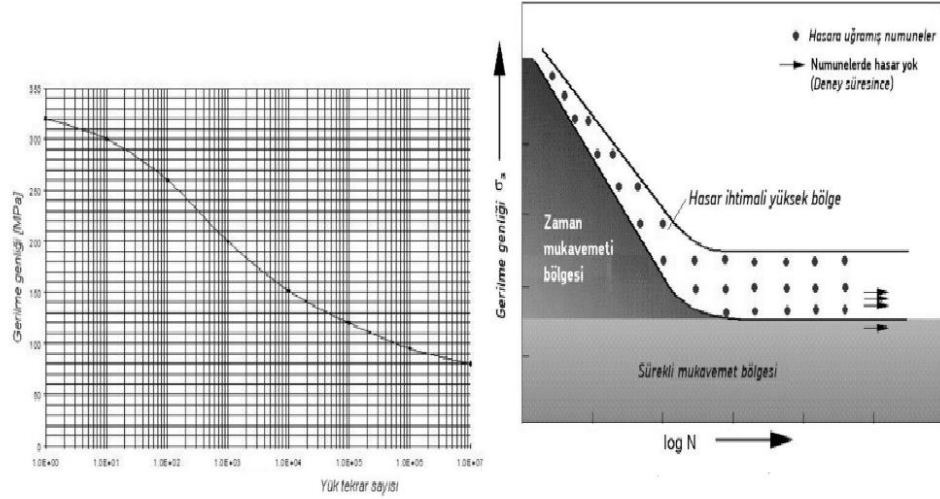
Malzemelerin yorulma sınır değerlerini belirlemek için çok sayıda yöntem bulunmaktadır. Ancak en yaygın kullanılan yaklaşımlar Soderberg ve Goodman diyagramlarıdır. Öncelikle yorulma sınırını, diğer bir ifade ile malzemenin ömrünün sonsuz olduğu gerilme genlik değerini temsil eden düşey eksen ile ortalama gerilme değerini temsil eden yatay eksenden oluşan eksen takımı oluşturulur. Ortalama gerilme sıfır alınarak yapılan deneyler sonucu düşey ekseninde malzemenin yorulma sınırı (S) bulunur. Yatay ekseninde ise yine yapılan deneyler sonucu bulunan çekme dayanımı değeri işaretlenerek bu iki nokta arasında bir doğru çizilir. Goodman yaklaşımına göre bu doğru üzerinde yer alacak şekilde herhangi bir ortalama gerilme değeri verildiğinde diyagram üzerinden buna karşılık gelen gerilme genliği değeri bulunabilir. Soderberg yaklaşımında ise çekme dayanımı sınırını referans almak riskli bulunmaktadır. Bunun yerine yatay ekseninde malzemenin akma dayanımı sınırı referans olarak alınır ve yorulma sınırı ile aralarında bir doğru oluşturulur. Yine laboratuvarında sıfır ortalama gerilme için saptanan yorulma sınırı farklı ortalama değerler için diyagram kullanılarak bulunabilir. Bu yaklaşımlar ile oluşturulan diyagram örneği Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.17 Soderberg-Goodmann Diyagramı

3.5.5. Wöhler (S-N) Diyagramı

Yorulma konusundaki ilk testler 1866 yılında demir yolları mühendisi olan August Wöhler (1819-1914) tarafından vagon aksları üzerinde yapılmıştır. Bu eğriler Anglo Sakson literatüründe S-N, Alman literatüründe ise Wöhler Eğrileri adını almıştır. Eğriler belirli bir ortalama gerilme için, gerilme genliği ile yük tekrar sayısı arasında çizilir. Ortalama gerilme (σ_m) genel olarak sıfır alınır. Deneylere malzemenin statik dayanımının hemen altındaki bir gerilme genliği ile başlanır. Zamana bağlı olarak gerilme değerleri düşürülür. Eğrinin oluşturulabilmesi için birçok deney verisi alınmalı ve diyagram üzerinde hassasiyetle işaretlenmelidir. Son olarak en uygun noktaların arasından geçecek eğri çizilir. Ancak bu durumda eğrinin altında kalan birçok deney sonucu olabilir. Bu durum analiz edilecek olursa çizilen eğri yaklaşık %50 güvenilirlik sağlamış olacaktır. Güvenilir bir tasarım yapmak istendiği taktirde diyagram üzerinde ikinci bir eğri çizilmeli ve bu eğrinin altında işaretli bir deney sonucu kalmamalıdır. Çizilen ikinci eğrinin altında teorik olarak malzemenin sonsuza kadar işlevini yerine getireceği ve yorulma sebebiyle hasara uğramayacağı düşünülür. Bu durum yorulma sınırını önemli bir tasarım parametresi yapmaktadır. Ayrıca logaritmik aralıkta 106 sayısı yorulma sınırını belirlemek için en önemli kriter olarak ele alınır. Şekil 3.18’de gevrek bir alüminyum için çizilen Wöhler diyagramı verilmiştir.

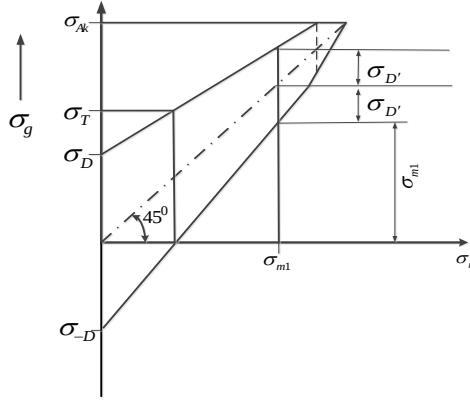


Şekil 3.18 Çevrim Sayısına Bağlı Olarak Gerilim/Yük Değişim Karakteristiği [18]

3.5.6. Smith Diyagramı

Bir malzeme türü için bütün deney verilerin toplanıp, tek bir grafikte gösterilmesi nedeniyle hesaplama işlemini çok kolaylaştıran ve Avrupa ülkelerinde son derece yaygın olarak kullanılan bir yaklaşımdır. Smith diyagramını oluşturmak için birden fazla yöntem kullanılmaktadır. Burada en yaygın olanı tercih edilmiştir.

İlk olarak ortalama gerilmenin yatay eksen, gerilme genliğinin ise düşey eksen ile gösterildiği bir eksen takımı çizilir. Çizilen bu eksen takımının orijininden başlayarak 45^0 lik açı ile bir doğru oluşturulur. İlgili tablolardan, teste tabi tutulan malzeme için akma dayanımı (σ_{Ak}) ve söz konusu zorlanma durumu için tam değişken yorulma sınır (σ_D) değerleri alınır. Daha sonra düşey ekseninde orijini referans alarak pozitif ve negatif işaretli yorulma değeri sınırları işaretlenir. Sürekli dayanım üst eğrisinin ikinci noktası titreşimli yüklemde yorulma sınırı kullanılarak bulunur. Bu iki noktayı birleştiren doğru akma dayanımı doğrusunu kesinceye kadar uzatılır. Sonrasında üst eğri yatay eksene paralel olarak orijinden çizilen doğruyu kesene kadar uzatılır. Son olarak kesikli çizginin 45^0 doğruya olan uzaklığı simetrik olacak şekilde eğri tamamlanır [18].



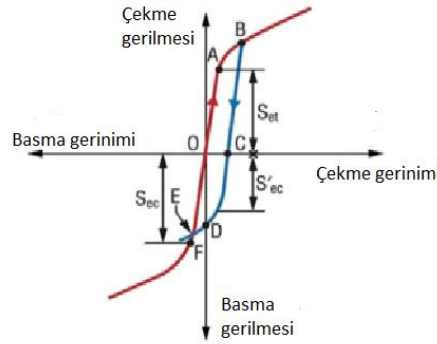
Şekil 3.19 Smith Diyagramı

Elde edilen bu diyagram vasıtasıyla, belirlenen herhangi bir ortalama gerilme değeri için, gerilme genliği, maksimum ve minimum gerilme değerleri diyagramdan elde edilebilir. Teorik olarak nominal gerilmeler diyagram içinde kalırsa numune sonsuz ömürlü aksi taktirde sonlu ömürlü olarak kabul edilir [19].

3.5.7. Bauschinger Etkisi (Bauschinger Effect)

Özellikle malzemelere soğuk şekil verme tekniklerinde kullanılan oldukça önemli bir yaklaşımdır. Bir malzemeye uygulanan çekme ya da başka bir ifade ile gerilme testi deneyi sonucu, akmanın yani plastik şekil değiştirmenin başladığı akma sınırı gerilim değeri bulunur. Elde edilen bu değer, teoride aynı numuneye basma uygulandığında da akma sınırı olarak kabul edilir. Ancak malzemeye çekme testi uygulandığında oluşan gerinime bağlı olarak, malzeme içerisindeki dislokasyon sayısı dikkate değer bir artış gösterecektir. Kristal yapıların atomsal dizilişlerinde bir çizgi boyunca görülen kusurlar dislokasyon olarak adlandırılır. Karbonlu çeliklerde ani soğuma işleminde ara yer atomlarının oluşması hali de bir tip dislokasyondur. Kristal yapı içinde yarım bir düzlem olması şeklinde de ifade edilebilir. Kenar (düzlemsel), vida (boyutsal) ve ikisinin bir arada bulunduğu karışık olmak üzere üç farklı türü vardır. Çekme ya da basma testleri esnasında bu dislokasyonlar karmaşık formda birbirleri üzerine geçecek ve gerinim arttıkça bu form, düğüm yapısından çıkıp bir tür ağ yapısına dönüşecektir. Sonuç olarak malzemenin içyapısında tanecikler meydana gelecek ve dislokasyon ağının oluşturduğu bu tanecikler gerinim sertleşmesine sebep olacaktır. Teorik olarak bu durumun, malzemenin akmaya karşı dayanımını arttırdığı, ancak şekil değiştirme becerisini de kısıtladığı kabul edilmektedir. Bu konuda farklı malzemelere ait numuneler (metaller, alaşımlar, yönlendirilmiş polimerler vb.) üzerinde yapılan deneylerde, dislokasyon

sayısının bu şekilde artmasından ve dislokasyonların tanecikli bir yapı içinde düzenlenmesinden sonra, malzeme üzerindeki yük kaldırıldığında, dislokasyonların oluşturduğu bu tanecikli yapıda bir değişim tespit edilmemiştir. Mekanik açıdan oldukça kararlı bir durumda olan bu dislokasyon ağı ve oluşan tanecik sınırları karşısında kilitlenmiş dislokasyonların, yük tamamen kaldırıldığında bulundukları konumlarını korumaya devam ettikleri gözlemlenmiştir. Daha sonra numune üzerine ters yönde gerilim (basma) uyguladığında artık dislokasyonların çok daha kolay harekete geçtikleri, diğer bir deyişle, malzemenin akma dayanımı sınır değerinin düştüğü ancak plastik şekil değiştirme kabiliyetinin ise arttığı anlaşılmıştır. Bunun sebebi, tanecik sınırı üzerinde yığılan ve sıkışan dislokasyonların, ters yönde hareket etmelerine sebep olacak bir yüke (dislocation induced back-stress) maruz kaldıklarında önlerinde bir engel olmamasıdır. Ayrıca yığılan ve düğümlenen yapının hareket alanı kalmayacak ve daha fazla zorlanmaları halinde tanecik sınırını geçerek diğer taneciğin içine gireceklerdir. Ancak her tanecikteki dislokasyonların hareket ettikleri düzlemlerin farklı olması sebebiyle ortaya çıkacak yönelim farkı, malzemenin içinde kılcal çatlaklara sebebiyet verebilir. Bu noktadan sonra malzemenin dayanımı azalacaktır. Oluşacak çatlaklar, çevrim sayısının da artmasıyla ilerleyip malzemenin kırılmasına yol açabilir.



Şekil 3.20 Bauschinger Etkisi Gerilim-Gerinim Diyagramı [20]

Tüm bu sebeplerden ötürü ters yönde uygulanacak gerilim, önlerinde boşluklar olan ve arkadan gelenlerin baskısına da maruz kalmayan dislokasyonların da geriye doğru kolayca ilerlemesini sağlayacaktır. Bu durumda malzemenin akma dayanımı sınır değeri düşse de, şekil değiştirme kabiliyeti yani sünekliği artacak, bu da imalat sürecini kolaylaştıracaktır. Gerinim sertleşmesinin uygulanan gerilimin yönüne bağlılığını ortaya koyan bu teoriye Bauschinger etkisi (Bauschinger effect) adı verilmektedir [21]. Şekil 3.20’de bu etkiye dair bir gerilim- gerinim diyagramı verilmiştir.

3.5.8. Manson-Coffin Yorulma Yaklaşımı:

Manson - Coffin yaklaşımı yüksek çevrim sayısına dair yorulma tespitlerinde yenilikçi yaklaşımlardan biridir. Çalışmamızda, DMA cihazımızda teste tabi tutulan bir polimer numuneden alınan deney sonuçları Manson-Coffin yaklaşımı kullanılarak incelenmiş, sonuçlar aşağıda sunulmuştur. Kullanılan polimer kesiti için Manson-Coffin yaklaşımı için gerekli parametreler Tablo 3.2’den başlayarak belirtilmiştir.

Tablo 3.2 Kablo Geometrik Parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
d (mm)	2.7	$\mu=\mu_A$	0,1
d _i (mm)	2	A _s (mm ²)	2.5838
δ_o (gerinim)	2	mm	2

Polimer kablo çekme deneyinden malzemenin $\sigma_{AK} \cong 30$ MPa olduğu tespit edilmiştir. Buna göre; Akma için gereken maksimum gerilme

$$F_{\text{ön}} = 30 \cdot 2.5838 = 77.514 \text{ N} \quad (3.37)$$

$$\Delta F_{\text{ön}} = k \cdot \delta_o \text{ ve } k = 38.757 \text{ N/mm} \quad (3.38)$$

Gerilme ve genlikleri:

$$\begin{aligned} \sigma_{maks} &= \frac{F_{maks}}{A_s} = \frac{38.750}{2.5838} = 14.997 \text{ MPa} \\ \sigma_{min} &= \frac{F_{min}}{A_s} = 0 \text{ MPa} \\ \sigma_o &= \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} = \frac{38.750 + 0}{2} = 19.378 \text{ MPa} \\ \sigma_g &= \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} = \frac{38.750 - 0}{2} = 19.378 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Aynı numunenin çevrimsel yük altında yorulma hesabına iki metotla bakılmıştır. Birincisi, Soderberg yaklaşımı ikincisi ise Manson Coffin metodu, Soderberg yaklaşımı kullanılırken aşağıda verilen ve kaynakçada belirtilen hesap katsayıları kullanılmıştır.

Yorulmaya maruz kalan yapılarda ve polimer numunede tasarım gerilmesi hesaplanırken göz önüne alınan ve emniyeti sağlamaya yönelik olarak kullanılan birçok katsayı bulunmaktadır. Bu yüzden tasarım gerilmesi, çekme eğrilerinden elde edilen akma gerilmesinin bu katsayılarla çarpılması ile elde edilmektedir.

Tablo 3.3 Katsayı İfadeleri

Sembol	Açıklama
k_a	İşlemeden kaynaklanan yüzey katsayısı
k_b	Eksenel kuvvet boyut katsayısı
k_c	Yük katsayısı
k_d	Sıcaklık katsayısı
k_e	Güvenirlilik katsayısı
$k_{\text{çentikgerilim yığılma}}$	Çentik ve gerilim yığılma katsayısı

Cıvata gerilme değerleri denklem 3.40'da verilerek sürekli mukavet katsayıları k_a yüzey şartları dikkate alınarak;

$$\sigma_D^* = \sigma_D k_a k_b k_c k_d k_e k_{\text{çentik gerilim yığılma}}$$

$$\sigma_{AK} = 30 \text{ MPa},$$

$$\sigma_K = 32.4 \text{ MPa},$$

$$\sigma_D \cong 0,5 \sigma_{AK} = 15 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 0,9381$$

$$S_{ut}: \sigma_K, 32.5 \frac{N}{mm^2}$$

hesaplanır.

Tablo 3.4 Yüzey İşlemeden Kaynaklanan Etkilere Ait Katsayı Hesabına Esas Çarpan ve Üs Değerleri.

Surface Finish	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	Exponent b
Toprakta	1.34	1.58	-0.085
İşlenmiş veya soğuk çekilmiş	2.70	4.51	-0.265

Tablo 3.5 k_c Katsayılarının Değerleri

Bending	1
Axial	0.85
Torsion	0.59

Tablo 3.6 k Parametreleri ve Değerleri

Parametre	Değer
k_b	1
k_c	0.85
k_d	1

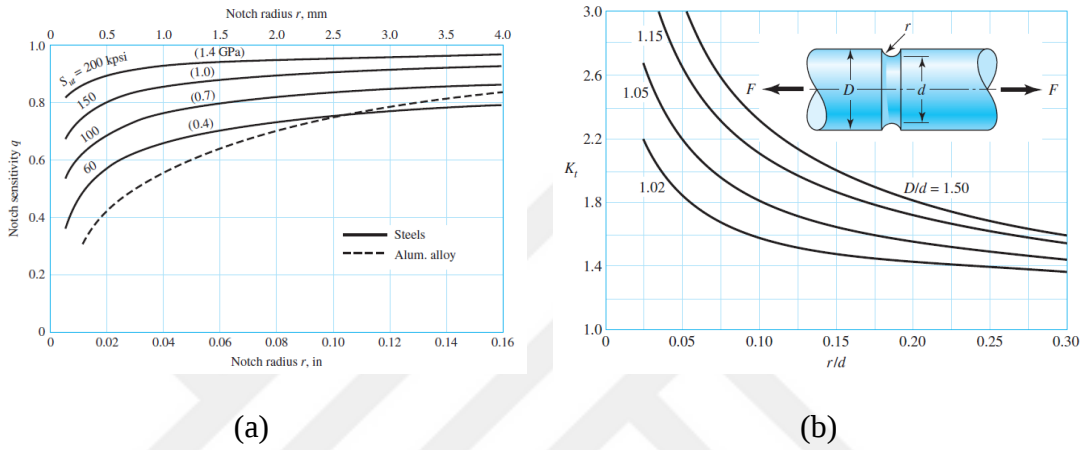
Tablo 3.7 Güvenirlilik yüzdesine göre güvenirlilik katsayısı

Güvenirlilik, %	Dönüşüm Değişkeni z_a	Güvenirlilik Faktörü k_e
50	0	1.0
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702

Çentik ve stress yoğunluğu faktörü için;

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.41)$$

3.41 ifadesi çentiksiz veya faturasız parçalarda söz konusu değildir. Yaptığımız deneyde kullanılan kablo kesitli plastik parça için söz konusu değildi ve $K_f = 1$ 'dir. Fakat Çentikli veya faturalı yorulma deney parçaları için bu hesap süreci kullanılmalıdır. Bu yüzden hesaplama yöntemi içinde verilmiştir.



Şekil 3.21 Çentiğe Ait Gerilim Yığılması ve Çentiğe Ait K_f Değeri [22]

$$r \text{ ile } \frac{r}{d} \text{ ve } \frac{w}{d} \text{ bulunarak} \quad (3.42)$$

K_t ve q bulunur.

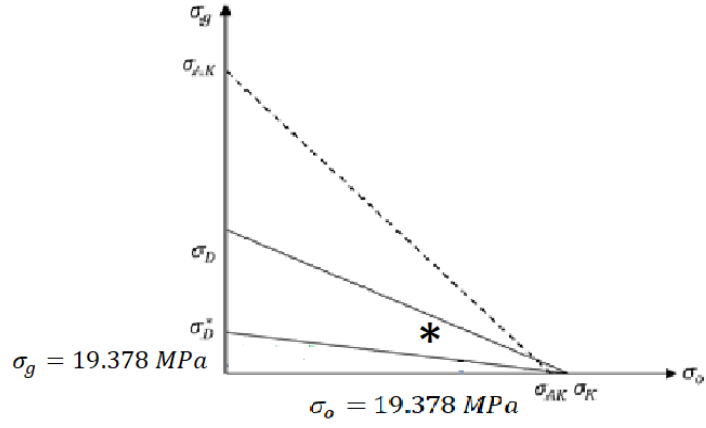
Denklem 3.42 deki değerler denklem 3.41'de yazıldığında $K_f = 1$ alınmıştır. Böylece çentik ve gerilim yoğunlaşması katsayısı;

$$k_{\text{çentik gerilme yığılma}} = \frac{1}{K_f}, \quad k_{\text{çentik}} = 1 \quad (3.43)$$

bulunur. Civatanın emniyetli sürekli mukavemet değeri ise;

$$\sigma_D^* = 15 \ 0,9381 \ 1 \ 0,85 \ 0,753 = 9 \ \frac{N}{mm^2} \quad (3.44)$$

hesaplanır.

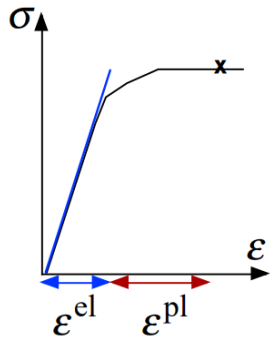


Şekil 3.22 Gerçekleşen Yorulma Eğrisi

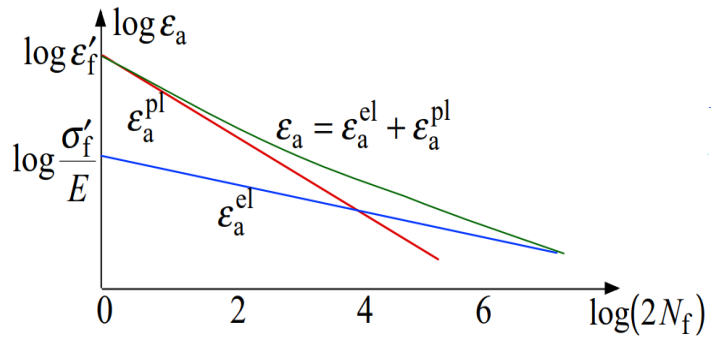
$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D^*} + \frac{\sigma_o}{\sigma_{AK}} = \frac{19.378}{9} + \frac{19.378}{30} = 2.8 > 1 \quad (3.45)$$

Sistem bu çalışma evresinde emniyetli kalmayacağına bu bölgede kısa sürede ve çevrim yüklemesinde ürün vizkoelastik bölgeye girebileceğinden bu bölgede çalışma seçilmiştir.

HDPE malzemenin standart çekme testi sonuçlarından, akma noktasındaki gerilme; Akma öncesi 6.458 MPa da 1.083 mm çekilen kaşık numune ilk boy 73.5 mm olduğuna göre, uzama % 1.47 olmaktadır. Vizkoelastik davranışa geçiş noktası ise 7.469 MPa olduğ bu noktada uzama 4.187 mm ve % 5.692 olmuştur. Elastiklik modülü 603.5 MPa olarak ölçülmüştür.



(a)



(b)

Şekil 3.23 Gerinim Gerilim Eğrisi(A), Log Sıkakada Gerinimi (B) [16]

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^{el} + \varepsilon_a^{pl} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3.46)$$

Morrow yaklaşımından [16] Manson Coffin e geçerken

$$\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b = \varepsilon_a^{el} \quad 1.083 = \frac{6.458}{603.5} 2^b \text{ ve } b = -0.02318, N=1 \text{ cycle için}$$

Morrow yaklaşımına göre;

Elastik gerinim için ise polimer malzemeler için aşağıdaki ampril eşitlik verilmiştir.

$$\varepsilon_a^{el} = 1.75 N_f^{-0.6} \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{-0.12} \quad (3.47)$$

$$\varepsilon_a^{el} = 1.75 N_f^{-0.6} \frac{6.458}{603.5} 2N_f^{-0.12} = 0.03745 N_f^{-0.72}$$

Plastik gerinim için $\varepsilon'_f (2N_f)^c = 4.187$ burada hem ε'_f hem de c değeri için Morrow yaklaşımına göre;

$$\varepsilon_a^{pl} = 0.5 D^{0.6} N_f^{-0.6} \quad (3.48)$$

bunların toplamı toplam gerinimi verecektir. Burada $D = \ln \frac{A_0}{A_{fra}} \approx \varepsilon_{fra}$,

Test edilen numune başlangıç alanı 7,200 mm x 3,320 mm kesite sahip numune alanı

$A_0 = 23.904 \text{ mm}^2$, %1.47 uzama ile $A_{fra} = 23.55 \text{ mm}^2$ ve $D = 0.049$

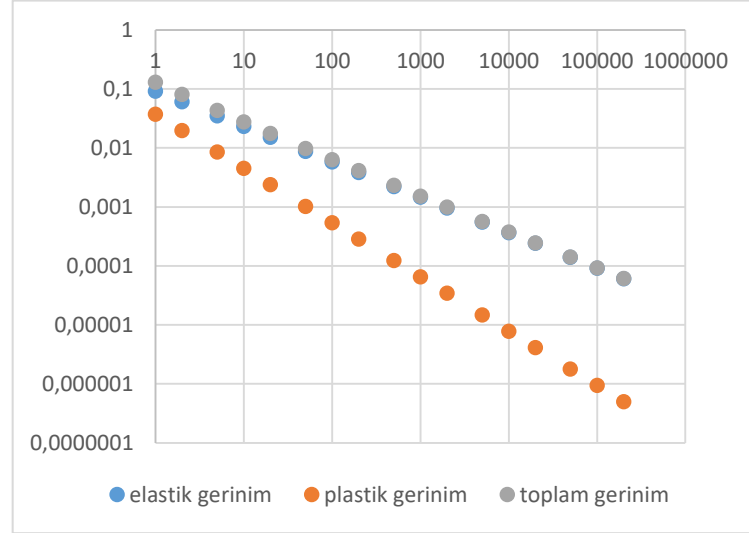
$$\varepsilon_a^{pl} = 0.5 0.049^{0.6} N_f^{-0.6} = 0.0819 N_f^{-0.6}$$

$$\varepsilon_a^{pl} + \varepsilon_a^{el} = 0.0819 N_f^{-0.6} + 0.03745 N_f^{-0.72} \quad (3.49)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\varepsilon_a^{pl} + \varepsilon_a^{el}}{2}$$

Tablo 3.8 Manson Coffin Verileri

N Tekrar	Elastik Gerinim	Plastik Gerinim	Toplam Gerinim
1	0.0919	0.03745	0.12935
2	0.060631389	0.019792663	0.080424051
5	0.034989159	0.008519212	0.043508371
10	0.023084236	0.00450248	0.027586717
20	0.015229916	0.002379601	0.017609518
50	0.008788879	0.001024235	0.009813114
100	0.005798498	0.000541317	0.006339815
200	0.003825582	0.000286091	0.004111673
500	0.002207667	0.00012314	0.002330807
1000	0.001456517	6.50806E-05	0.001521597
2000	0.000960943	3.43957E-05	0.000995338
5000	0.000554541	1.48047E-05	0.000569345
10000	0.00036586	7.82441E-06	0.000373685
20000	0.000241378	4.13527E-06	0.000245513
50000	0.000139294	1.77992E-06	0.000141074
100000	0.0000919	9.40701E-07	9.28407E-05
200000	6.06314E-05	4.97169E-07	6.11286E-05



Şekil 3.24 Manson Coffin Sonuç

3.6 DMA Tekniğinin Uygulanması

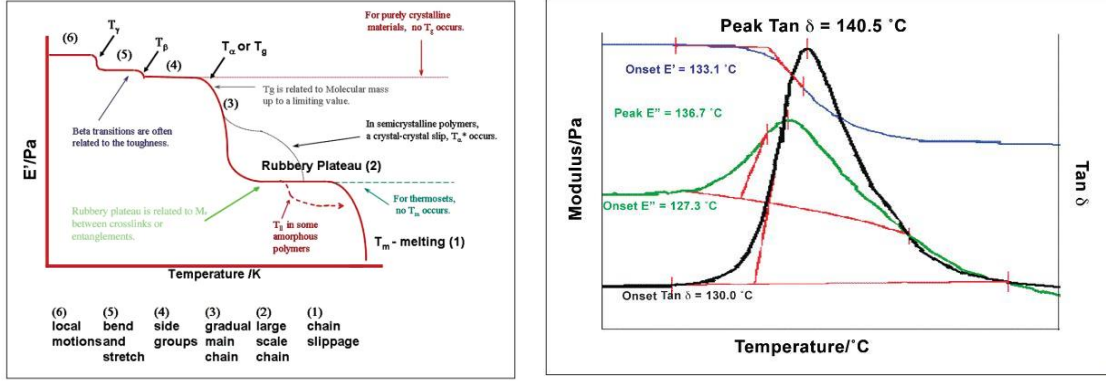
DMA, geometrik özellikleri tam olarak bilinen bir numuneye sinüzoidal olarak şekil değiştirmesini sağlayacak şekilde çalışır. Numunede, kontrollü bir gerilim veya kontrollü bir gerinim (birim şekil değiştirme) oluşturulur. Belirlenmiş bir gerilme için, numunede belirli bir miktarda şekil değişikliği olacaktır. Numunenin şekil değiştirme miktarı sertliği/gevrekliği/sünekliği ile ilgilidir. Sinüzoidal dalgayı oluşturmak için bir tahrik mekanizmasına ihtiyaç vardır. Bazen, bu amaç eksantrik bir mekanizma ile sağlanmaktadır. Ancak bu durumda yer değiştirmek için eksantrik mekanizmayı değiştirmek gerekir. Doğal olarak bir frekanstan başka bir frekansa geçmek mümkün olmakla beraber deplasmanı değiştirmek için deneye ara vermek gerekmektedir. Lineer motor, hidrolik sistem veya servo motorlu vida sistemi ile tahrik durumunda hem deplasman hem de frekans deney esnasında değiştirilebilmektedir.

Yaygın tasarımlarda mekanik olarak önemli detay tahrik milinin hiza kaçıklığına engel olmaktır. Bu tür problemlere engel olmak için dengeleyici bir yatak kullanılması tercih edilmiştir. Genel kaygı ise, her zaman bu tahrik milinin uyumluluğu ve herhangi bir dengeleyici yatağın onu yerinde tutma etkisi (mil üzerine yüklediği atalet momenti) olmuştur.

DMA tekniği asıl olarak belirli parametreler altında sinüzoidal formda gerilime maruz bırakılan bir malzemenin elastikiyetini ve viskozitesini ölçer. Aynı zamanda özellikle polimer malzemelerin başta camsı geçiş sıcaklığı (T_g) olmak üzere geçiş sıcaklıklarını ve uygulanan bu yükü üzerinden atma kabiliyetini (sönümleme) de belirler. Bunlar tanjant delta (δ) gibi modüllerdir. Uygulanan kuvvet sinüzoidal olduğu için elastik davranışın ölçüsünü simgeleyen depolama (storage) modülü E' ya da G' yi faz içi bileşen, viskoziteyi yani kaybı simgeleyen kayıp (loss) modülü E'' veya G'' yi ise faz dışı bileşen, sönümlemeyi de tanjant delta olarak ifade edebiliriz. Tanjant delta matematiksel olarak (E'' veya G'') depolama modülüne (E' veya G') oranı olarak hesap edilir.

$$\tan \delta = \frac{E''}{E'}$$
$$\tan \delta = \frac{G''}{G'}$$
(3.50)

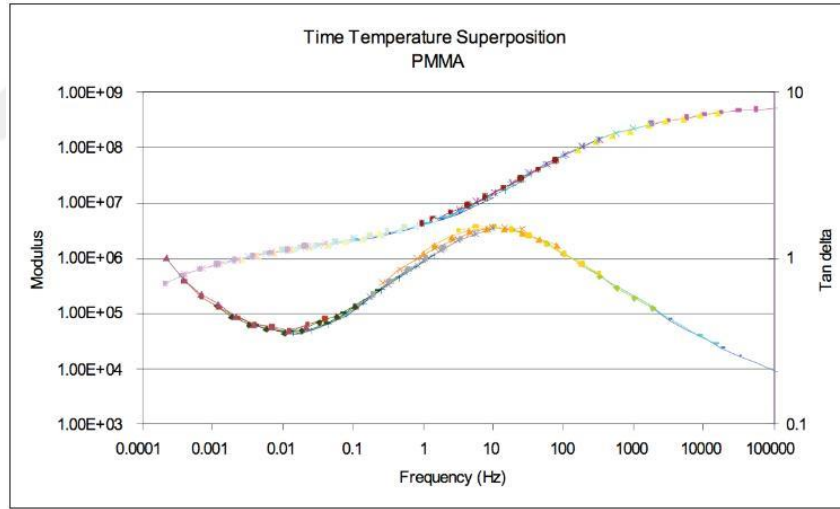
Genel anlamda depolama modülünün sıcaklıkla ilişkisi Şekil 3.25 (b)'de, sıcaklık ile modüllerin, $\tan \delta$ ile ilişkisi Şekil 3.25 (a)'da verilmiştir. Bu şekil modülüs sıcaklık grafiğinin tepe noktalarının büyütülmesinden oluşmaktadır.



(a)

(b)

Şekil 3.25 Depolama Modülünün Sıcaklıkla İlişkisi (a), Depolama Modülü ve Tanjant Deltadaki Cam Geçiş (T_g) (b)



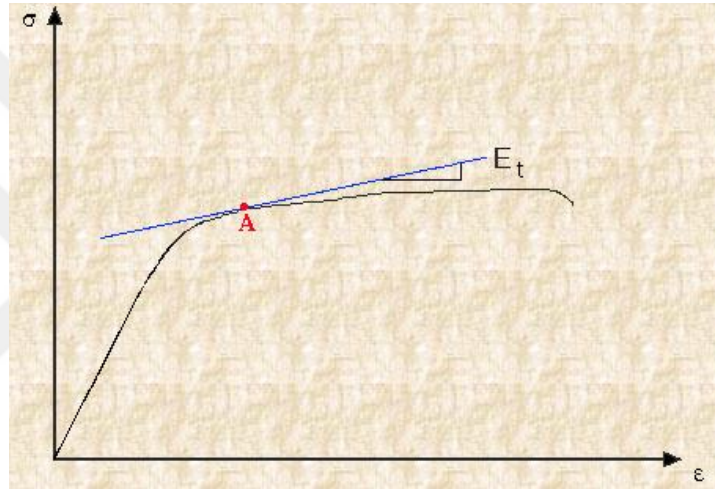
Şekil 3.26 PMMA (polimetilmetakrilat) Zaman Sıcaklık Süperpozisyonu

Depolama (Storage) modülünün frekans ile ilişkisi Şekil 3.26'da verilmiştir.

3.6.1. Tanjant Modülü

Gerilim-gerinim eğrisi üzerinde malzemenin o anki davranışlarına dair bilgiler elde etmek için, belirlenmiş bir noktaya teğet olacak şekilde çizilen doğrunun eğimidir. Özellikle malzemenin plastik bölgedeki sertliğini (stiffness) belirlemek için başvuru yöntemidir.

Tanjant modülü, Young modülü gibi sabit bir değer ifade etmez. Çizilen gerilim-gerinim eğrisi üzerinde herhangi bir noktada bir Tanjant modülü hesaplanmak istenebilir. Bu durumda seçilen nokta eğrinin elastik bölge sınırları içerisinde ise Tanjant modülü ve Young modülü birbirine eşit olacaktır. Ancak özellikle tercih edildiği plastik bölge sınırları içerisinde, malzemenin sertliğini ölçmek için seçtiğimiz her noktaya çizilen teğet doğrusunun eğimi yani Tanjant modül değeri, farklılık gösterebilir. Gerilim-gerinim eğrisinin elastik bölgesi dışında alınacak Tanjant modülü değeri daima Young modülü değerinden küçük olarak karşımıza çıkar. Bunun anlamı, bir malzemenin elastik bölgeden çıkıp kalıcı şekil değiştirme bölgesine girdiği andan itibaren yüke karşı gerinim davranışı yani stiffness da düşüş meydana geleceği şeklinde yorumlanabilir [23].

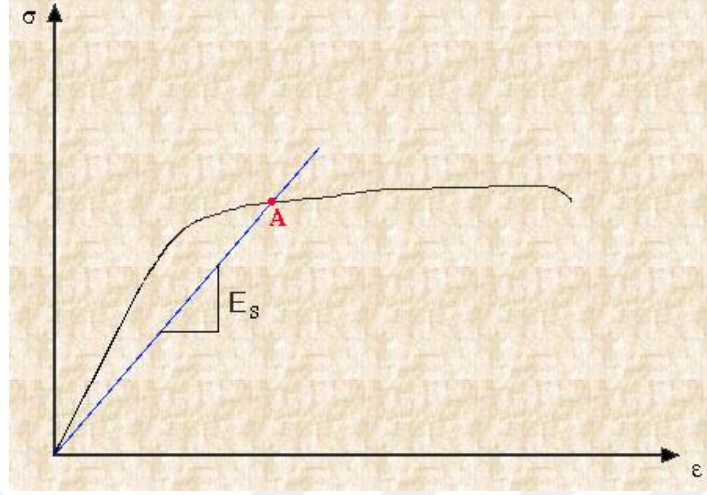


Şekil 3.27 Tanjant Modülü

3.6.2. Sekant Modülü

Bir malzemeye uygulanan aksel kuvvetin (çekme ya da basma) sonucunda çizilen gerilim-gerinim eğrisinin plastik bölgesi içerisinde malzemelerin gevreklik davranışına dair bilgiler veren bir modüldür. Malzemenin kalıcı şekil değiştirme bölgesindeki sertliğini nitelendirmek için kullanılır. Grafik üzerinde orijinden başlayarak eğrinin plastik bölgesi üzerinde önceden belirlenmiş ve incelenmek istenen bir noktayı kesecek şekilde bir doğru çizilir. Çizilen bir doğrunun eğim hesaplandığında bize sekant modülünün değerini verecektir. Sekant modülünün simgesi E_s dir ve Tanjant modülünden farklı olarak Young modülünün yüzdesi ($E_s = E \cdot \frac{70}{100}$, $E_s = E \cdot \frac{85}{100}$ veya $E_s = 0.7E$, $E_s = 0.85E$, vb.) olarak ifade edilir [23]. Genelde böyle sabit bir orantı katsayısı ile ifade edilmesine rağmen seçilen noktanın birim şekil değiştirmesini parametre alan bir denklem

ile ifade edilmesi daha uygundur. Genellikle akma başladığından itibaren malzeme kopana kadar olan bölgede parabolik bir davranış göstereceği beklenebilir.



Şekil 3.28 Sekant Modülü [25]

3.6.3. Depolama (Storage) Modülü (E' veya G')

Bir malzeme üzerinde depolanmış olan elastiklik enerjisini temsil eder. Ancak Young modülünden tamamen farklı bir modüldür. Bir malzemeye uygulanan gerilime karşı elastik tepkinin ölçüsüdür. Uygulanan gerilime karşılık gelen gerinim tepkisi arasında oluşan faz farkının faz içi bileşeni olarak da isimlendirilir [26]

3.6.4. Kayıp (Loss) Modülü (E'' veya G'')

Uygulanan gerilim ve ısıtılma esnasında malzemenin azalan dayanım enerjisi ile ilgilidir. Viskoz kısmı temsil eder ve faz dışı bileşen olarak adlandırılır. Isı olarak yayılan enerjiyi ölçer [27].

3.6.5. Kompleks Modülü (E* veya G*)

Kompleks modülü iki bileşenden meydana gelir. Bunlar yukarıda açıklandığı Dinamik Mekanik Analiz (DMA) tekniği ile belirlenen ve malzemenin uygulanan kuvvete karşı iç direncini (stiffness) ifade eden depolama modülü ile sönümleme ya da viskoziteyi ifade eden kayıp modülüdür. Matematiksel olarak bu iki bileşenden depolama modülünün faz içi bileşeni ile kayıp modülünün faz dışı bileşeni yani imajiner kısmının toplamı şeklinde ifade edilir [28]. Aynı zamanda kompleks modülü eksenal olarak, depolama modülü ile kayıp modülü arasında çizilen grafikte, orijinden başlayan doğru üzerinde alınan herhangi

bir noktaya karşılık gelen kayıp modülü değerinin depolama modülüne oranı olarak belirlenebilir.

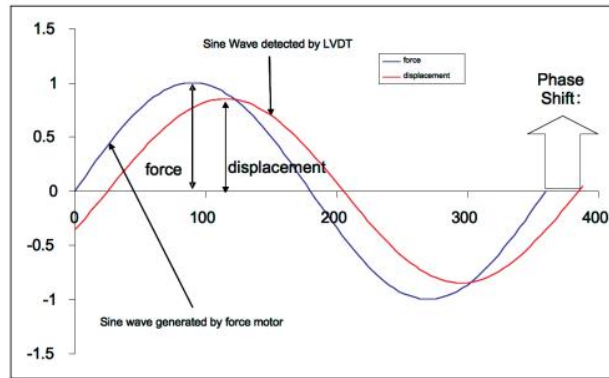
DMA tekniğinde belirli frekans aralıklarında numuneye ya sinüzoidal bir gerilme uygulanır ve numunenin ne kadar şekil değiştirdiği ölçülür ya da sinüs formunda şekil değiştirme uygulanır ve gerilme ölçülür. Bu durumda zamana ve frekansa bağlı fonksiyon matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\sigma(t) = \sigma_0 \cdot \sin(\omega t) \quad (3.51)$$

Bu formülde σ_0 uygulanan gerilmenin genliğini, t zamanı, ω ise açısal frekansı sembolize etmektedir. Gerininin zamana ve frekansa bağlı fonksiyon tanımı ise:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \cdot \sin(\omega t - \delta) \quad (3.52)$$

Bu tanımda ise ε_0 gerininin genliğini, δ ise uygulanan gerilme ile numunenin buna verdiği birim şekil değiştirme tepkisi arasındaki faz aralığını temsil etmektedir. Bu durum Şekil 3.29'da verilmektedir.



Şekil 3.29 DMA Testi Esnasında Gerilim ve Gerinim Arasındaki Faz Farkı

Eksenel gerilme ve birim şekil değiştirme arasındaki bağıntı ise frekansın bir fonksiyonu;

$$\sigma(\omega) = E^* \cdot \varepsilon(\omega) = \left[E'(\omega) + jE''(\omega) \right] \cdot \varepsilon(\omega) = E'(\omega) \cdot \left[1 + j \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)} \right] \cdot \varepsilon(\omega) = E'(\omega) \cdot [1 + j\eta(\omega)] \cdot \varepsilon(\omega) \quad (3.53)$$

$$\eta = \frac{E''}{E'} = \tan \delta$$

$$E' = \frac{\sigma_0}{\cos[\delta(\omega)]} \quad (3.54)$$

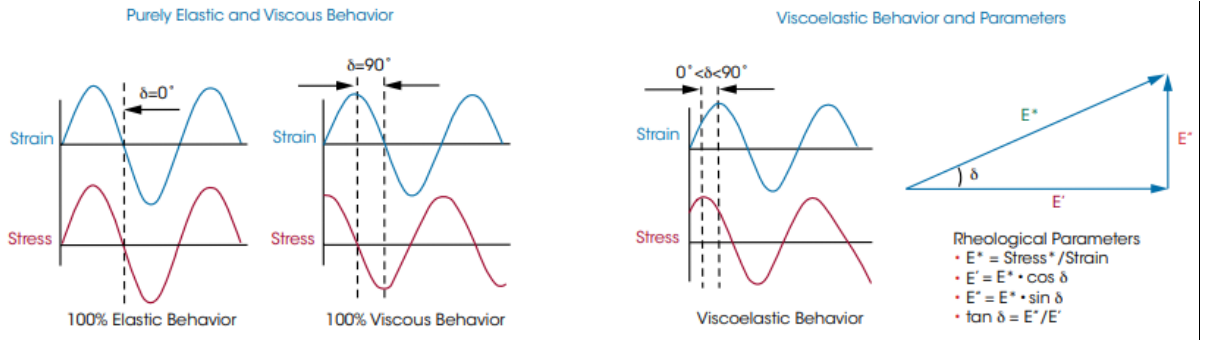
$$E'' = \frac{\sigma_0}{\sin[\delta(\omega)]}$$

ile ifade edilir.

3.7 Viskoelastisite, Sistem Dinamiği ve Elektriksel Analoji

Viskoelastisite, en kısa ifade ile malzemelerin, uygulanan kuvvetin ya da deformasyonun uygulama hızına, sıcaklığına ve süresine bağlı olarak hem katı hem de sıvı cisimler gibi davranış göstermesine verilen isimdir. Bütün materyaller bir ölçüde viskoelastik davranış sergilese de polimerlerden oldukça belirgin viskoelastik davranış sergilemeleri beklenir. Bu durumun başlıca sebebi olarak, polimer malzemelerin diğer malzemelere oranla çok daha uzun molekül zincirlerine sahip olmaları gösterilmektedir. Bu uzun makromoleküler yapı nedeniyle zincirler, uygulanan gerilmenin sonucu olarak birbirleri ile etkileşime girebilir hatta birbirlerine dolanabilirler (entanglement). Su gibi akışkan malzemeler gerilme altında iken zamanla bu gerilmeye ve kesme akımına doğrusal olarak direnç gösterirler. Elastik malzemeler ise doğrusal bir yük altında uzar ancak yük kaldırıldığında başlangıç formlarına lineer bir tepki ile hızlıca geri dönerler. Örneğin metal bir malzeme deneye tabi tutulduğunda, uygulanan gerinim sonucu ölçülen gerilim değeri doğru orantılı olup zamana bağlı değildir. Viskoelastik özelliğe sahip malzemeler ise bu iki davranışı da gösterme kabiliyetine sahiptir. Başka bir ifade ile elastik ve viskoz davranış gösterirken hem Hooke hem de Newton yasasına uyarlar. Bu durum, kristalografik ve amorf yapıyı bir arada barındırmasından ötürü, diğer malzemelere oranla polimer moleküllerinin mekanik davranışı olarak çok daha sık karşımıza çıkar. Ancak bu iki tepki de özellikle polimer malzemeler de zamana bağlıdır. Uygulanan yük kaldırıldığında elastik şekil değişimi hızla ortadan kalkarken, plastik deformasyon zamanın bir fonksiyonu olarak geriye dönme eğilimi gösterir. Ancak yine de malzemenin ilk şeklini alması mümkün değildir. Bu bilgilerin ışığında polimer malzemelerin viskoelastik davranışları ile alakalı olarak sıcaklığa bağlı faz geçişlerinin incelenmesi son derece

önemlidir. Polimer malzemeler ağır moleküler yapıları sebebiyle buharlaşma özelliğine sahip değildir. Daha net bir ifade ile buharlaşmaları için gereken enerji miktarı çok yüksektir ve moleküllerinin arasındaki kovalent bağın bozunmasına yol açar. Bu durum polimer malzemelerin buhar fazına geçmelerine engel olur. Ancak bütün polimerlerin ortak özelliği olarak ısıtıldıkça viskoziteleri artar. Hatta belirli bir dereceye kadar ısıtıldıklarında viskoz bir sıvı halini alırlar. İşte bu camsı yapıdan viskoz duruma geçtikleri sıcaklık değeri polimerin camsı geçiş sıcaklığı (T_g) olarak adlandırılır. Bütün polimerler nispeten düşük sıcaklıklarda camsı davranış özelliğine sahiptir [29-31].



Şekil 3.30 Malzemelerin Türüne Göre Camsı Geçiş Özelliği [32]

3.7.1. Reoloji Modelleri

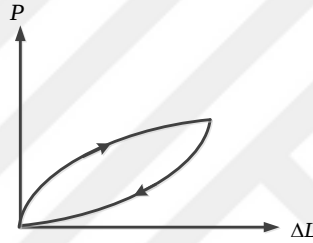
Reoloji sözcüğü, Yunanca rheo ve logy sözcüklerinin birleştirilmesi ile uluslararası literatürde Rheology olarak yerini almıştır. Rheo akış, logy ise bilim anlamına gelmektedir. Reoloji akışkan davranışları bilimi olarak da ifade edilmektedir. Elastik davranışı, kayma oranını ve zamanın bir fonksiyonu olarak viskoz davranışları inceler. Malzemelerin, zamana bağlı eksenel bir kuvvetin uygulanıp daha sonra yükün boşaltılması sonucu elastik, plastik ve yahut hem elastik hem de plastik şekil değiştirmelerinin modellenmesini ve matematiksel olarak ifade edilmesini sağlayan farklı mekanik reoloji yöntemleri bulunmaktadır. Bunların içerisinde en sık başvurulan yöntemler Maxwell, Kelvin-Voigt ve 4 Element (seri bağlı Maxwell ve Kelvin-Voigt) modelleridir. Yapılan deneylerde, Maxwell modelinin akışkan cisimlerin, Kelvin-Voigt modelinin ise rijit cisimlerin davranışlarını simgelemek için çok daha elverişli olduğu anlaşılmıştır. Her iki özelliği bir arada barındıran viskoelastik malzemelerde ise, bu davranışları hem modellemek hem de matematiksel olarak ifade etmek için en geçerli yöntemin 4 element (Four Parameters) yöntemi olduğu bilinmektedir. Buradan sonra bu üç model şematik ve matematiksel formüller açısından ele alınacak daha sonra üç

modelden elde edilecek sonuçlar doğrultusunda mekanik sistemler ile elektrik sistemleri arasındaki analoji incelenecektir.

3.7.2. Şekil Değiştirme Türleri

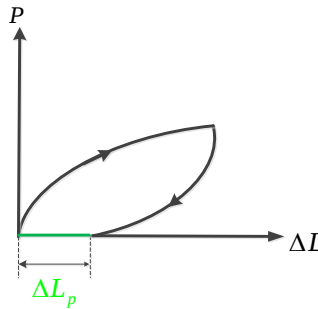
Malzemelerin, maruz kaldıkları yükler altında birbirlerinden farklı şekil değiştirme davranışları gösterdikleri bilinmektedir. Bunun sonucu olarak yükleme ve yükün kaldırılması itibarı ile asıl olarak dört farklı şekil değiştirme davranışı ele alınır. Şekil 3.31 gerçekte mümkün olamayacağı varsayılan ancak ideale en yakın olan iç sürtünmeli elastik şekil değiştirme grafiği gösterilmiştir.

İç sürtünme: Kuvvet uygulanmaya başladığı andan itibaren malzemede meydana gelen birim şekil değiştirmenin yol açtığı atom hareketleri, açığa çıkan ısı enerjisi ve dislokasyonlar sonucu ortaya çıkan sürtünmeye iç sürtünme adı verilir.



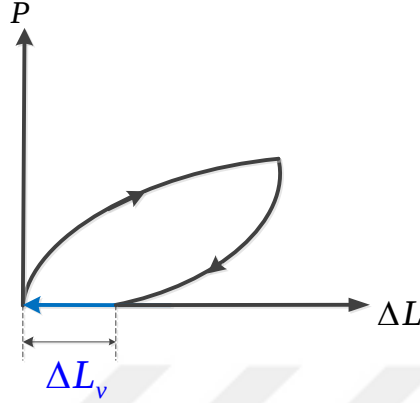
Şekil 3.31 İç Sürtünmeli Elastik Şekil Değiştirme

Şekil 3.32’de ise viskoz bir malzemenin iç sürtünmeli plastik şekil değiştirme grafiği verilmiştir. Yük boşaltıldıktan sonra elastik şekil değiştirme ani olarak ortadan kalksa da malzemede oluşan plastik şekil değişimi kalıcı olacaktır. Şekil 3.32’de plastik şekil değişimi ΔL_p ile gösterilmiştir.



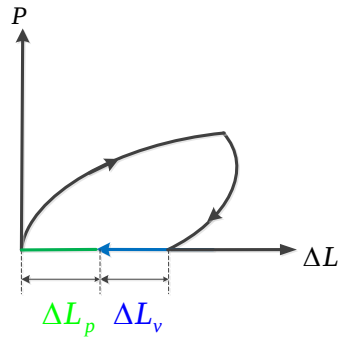
Şekil 3.32 Uygulanan Yük Boşaltıldıktan Sonra Kalıcı (Plastik) Şekil Değişiminin Meydana Gelmesi.

Bazı durumlardan uygulanan yükün boşaltılmasını takiben malzemenin başlangıçtaki şekline dönmesi zamanla gerçekleşir. Bu davranışa viskoelastik şekil değiştirme denilmektedir ve ΔL_v ile gösterilir. Şekil 3.33’de bu davranış grafik olarak temsil edilmiştir.



Şekil 3.33 Uygulanan Yük Boşaltıldıktan Sonra Viskoelastik Şekil Değişiminin Meydana Gelmesi

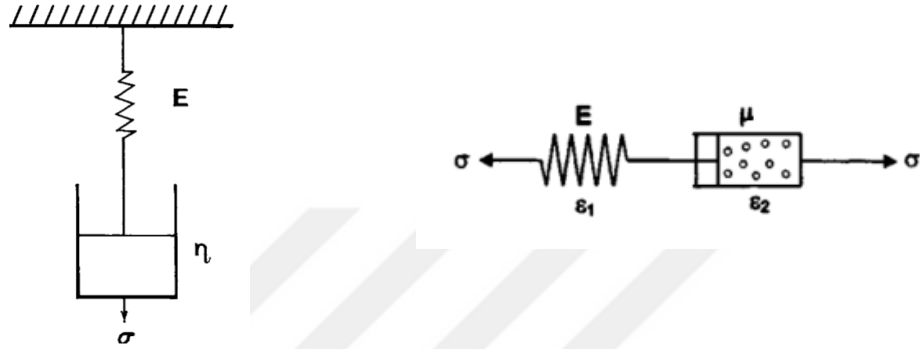
Yük boşaltıldıktan sonra viskoelastik bir polimer malzemenin karakteristik davranış şeması Şekil 3.34’de verilmiştir. Elastik şekil değiştirmenin kısmen ortadan kalkmasının ardından viskoelastik şekil değişimi zamana bağlı olarak plastik (kalıcı) şekil değişiminin başladığı sınıra kadar geri gelme tepkisine sürünme (creep) denilmektedir. Sürünme tepkisini incelerken sabit gerilim uygulanan numunedeki şekil değişiklikleri ölçülür. Yükün kaldırılması ile birlikte malzemenin ilk halini almak için gösterdiği elastik şekil değişim hızı azalacak ve bunun sonucu olarak cisimde kalıcı (plastik) bir şekil değişimi gözlenecektir. Şekil 3.34’de plastik şekil değiştirme ΔL_p , viskoelastik şekil değiştirme ise ΔL_v ile gösterilmiştir.



Şekil 3.34 Viskoelastik Bir Numunenin Sırasıyla Elastik, Viskoelastik ve Plastik Şekil Değiştirme Davranışı.

3.7.3. Maxwell Modeli

Bu model bir yay ve bir piston silindirin birbirine seri bağlanması ile oluşturulur. Sıklıkla akışkan bir başka ifade ile süneklik özelliği ile öne çıkan malzemelere uygulanan bir test yöntemidir. Belirli zaman aralığında viskozitesi yüksek bir malzemeye yük uygulanması, sonra yükün aniden kaldırılması sonucu ortaya koyduğu fiziksel davranışları ve bunun matematiksel modelini ifade edebilmek için en yaygın yöntemlerin başında gelmektedir. Şekil 3.35'te Maxwell modeline dair bir görsel paylaşılmıştır.



Şekil 3.35 Maxwell Modeli

Maxwel modelinin veya simgelediği cismin şekil değişiminin matematiksel modelinin belirlenmesi aşağıda verilmiştir [29].

Yay için bilinmesi ya da elde edilmesi gereken değerler: σ_1 , ε_1 , E

Piston-silindir için bilinmesi ya da elde edilmesi gereken değerler: σ_2 , ε_2 , η Uygulanan gerilmenin kaldırılması ile birlikte elastisiteyi temsil eden yayın elastik geri kazanımı zamandan bağımsız aniden gerçekleşir. Viskoziteyi temsil eden piston-silindir sürünme geri kazanımı zamanla gerçekleşir. Bir başka deyişle zamanın bir fonksiyonu halini alır.

Modelin denge şartı;

$$\sigma = E.\varepsilon_1 = \eta.\varepsilon_2' = \eta.\frac{d\varepsilon_2}{dt} \quad (3.55)$$

Modelin uyum şartı;

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_1 + \varepsilon_2' \quad (3.56)$$

Modele Hooke yasaları uygulanacak olursa:

Yay için;

Çekme gerilmesi;

$$\sigma = E.\varepsilon_1 \quad (3.57)$$

Kesme gerilmesi;

$$\tau = G.\gamma \quad (3.58)$$

Piston-silindir için;

Çekme gerilmesi;

$$\sigma = \eta.\varepsilon'_2 \quad (3.59)$$

Kesme gerilmesi;

$$\tau = \eta.\gamma \quad (3.60)$$

ile ifade edilir.

Bu modelde sistem dengede olma koşulu sebebiyle gerilmeler birbirine eşittir

$$(\sigma = \sigma_1 = \sigma_2).$$

Toplam gerinimi bulmak için yay ve amortisör gerinimlerinin toplanması gerekir.

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon'_2 \quad (3.61)$$

Denklem 3.57 ve 3.59'den ε_1 ve ε'_2 çekilirse;

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma}{E} \quad \varepsilon'_2 = \frac{\sigma}{\eta} \quad (3.62)$$

Elde edilir. Bu eşilikler denkelm 3.62'te yerine konulur. Ancak amortisör üzerinde oluşan gerilim zaman ile değişeceği için bu toplama işlemi doğrudan yapılamaz. Bu durumda eşitliğin her iki tarafının da türevi alınır;

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta}$$

(3.63)

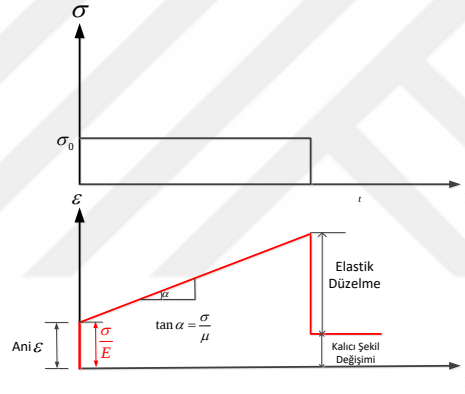
$$d\varepsilon = \frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} \cdot dt + \frac{\sigma}{\eta} \cdot dt$$

eşitlikleri elde edilir. Bu adımdan sonra her iki tarafın da integrali alınırsa malzemenin toplam deplasmanı bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{1}{E} \cdot \sigma + \frac{\sigma}{\eta} \cdot t$$

(3.64)

Bu modelin davranışı Şekil 3.36’da gösterilmiştir.

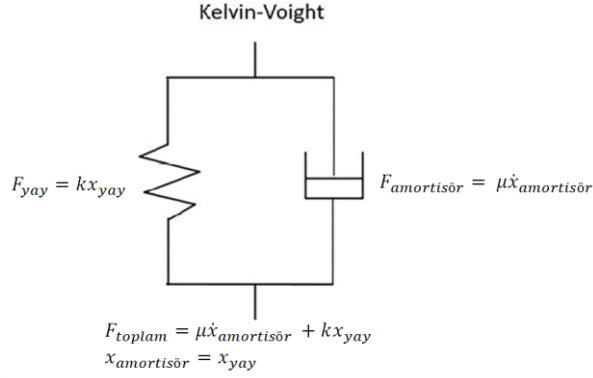


Şekil 3.36 Maxwell Modelinin Birim Basamak Tepkisi

3.7.4. Kelvin-Voigt Modeli

Yaygın olarak süneklik özelliği ile öne çıkan malzemelere uygulanan bir test yöntemidir. Belirli zaman aralığında sünek bir malzemeye yük uygulanması, sonra yükün aniden kaldırılması sonucu ortaya koyduğu fiziksel davranışları ve bunun matematiksel modelini ifade edebilmek için en geçerli yöntem olarak kabul görmektedir. Bu modelde Hooke cismi (yay) ve Newton cismi (piston-silindir) birbirine paralel olarak bağlanır. Sisteme kuvvet uygulandığı ilk anda sistem bu kuvvete bir faz farkı ile tepki verecektir. Bunun sebebi amortisörün ani bir şekil değiştirme davranışına sahip olmamasıdır. Sistem sabit bir gerilme altında iken, gerininin zamanla azalmasını öngördüğü için model oldukça gerçekçidir. Bu nedenle yöntem, malzemelerdeki sünmeyi modellemek için son derece

uygundur. Ancak gevşeme ile ilgili olarak, modelin doğruluk derecesi tartışmaya açıktır. Bu yüzden organik polimerler olan kauçuk, ahşap vb. gibi malzemelerin düşük yüklemelerde deformasyon davranışını tahmin etmek için yapılan deneylerde doğruluk derecesi oldukça yüksek sonuçlar vermektedir. Şekil 3.37’de Kelvin-Voigt modeline dair bir görsel paylaşılmıştır.



Şekil 3.37 Kelvin-Voigt Modeli

Bu sistemde Kelvin cismi rijid bir cismi temsi etmektedir. Bu sistemin uyumu için yayın ve piston-silindirin birim şekil değiştirme miktarlarının eşit olduğu kabul edilir. Bir başka ifade ile Kelvin-Voigt sisteminde, dengenin korunabilmesi için yayın ve piston-silindirin gerinimleri aynı olmalıdır. Aşağıda Kelvin-Voigt modelinin matematiksel ifadeleri verilmiştir:

Modelin Denge Şartı;

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_1 = \varepsilon_2 \quad (3.65)$$

Modelin Uyum Şartı;

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (3.66)$$

Yay ve amortisör üzerindeki gerilme formüllerini sırası ile yazarsak;

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= E.\varepsilon \\ \sigma_2 &= \eta.\varepsilon' \end{aligned} \quad (3.67)$$

Burada σ_1 yay üzerindeki gerilmeyi, σ_2 ise piston-silindir üzerindeki gerilmeyi temsil etmektedir. Sistemin toplam gerilmesi, bilinen bu formüller üzerinden süperpozisyon ile ifade edilecek olursa;

$$\sigma = E.\varepsilon + \eta.\varepsilon' \quad (3.68)$$

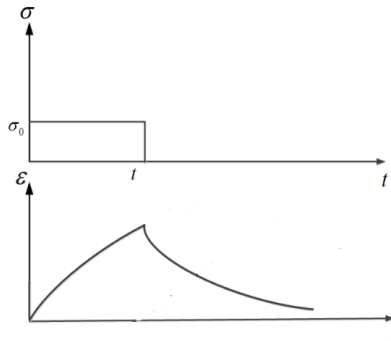
şeklinde olacaktır. Bu formülden ε eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılırsa;

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} - \frac{\eta}{E}.\varepsilon' \quad (3.69)$$

Bu diferansiyel denklem çözülürse sistemin Kelvin-Voigt modelindeki toplam birim şekil değiştirmesi aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \cdot (1 - e^{\frac{-E.t}{\eta}}) \quad (3.70)$$

Bu modelin davranışı Şekil 3.38’de gösterilmiştir.

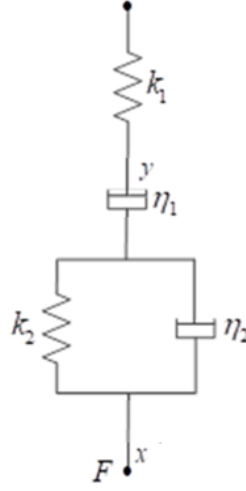


Şekil 3.38 Kelvin-Voigt Modelinin Birim Basamak Tepkisi

3.7.5. Dört Element (Four Parameters) Modeli

Maxwell modeli ile Kelvin-Voigt modelinin birbirine seri bağlanması ile oluşturulur. Bu durum, birbirine seri bağlı bir yay ve amortisörden oluşan sisteme (Maxwell modeli), birbirine paralel bağlı yay ve amortisörden oluşan diğer bir sistemin (Kelvin Voigt modeli) seri bağlanması olarak da ifade edilebilir. Hem viskoz hem de süneklik özelliklerini bir arada barındıran malzemelerin önce yüklenmesi sonra yükün boşaltılması

durumunda fiziksel davranışlarını modellemek için kullanılan en yaygın test yöntemidir. Şekil 3.39’da bu modele ait bir görsel paylaşılmıştır.



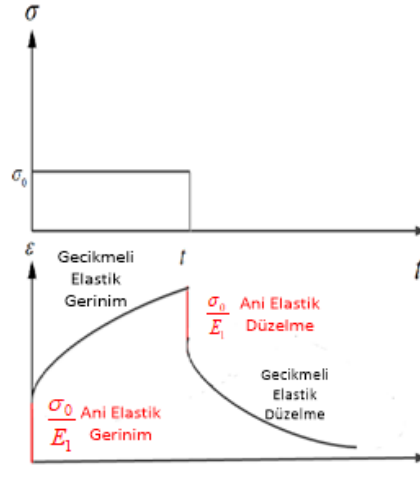
Şekil 3.39 Dört Element Modeli [30]

Bu sistemde yine seri bağlı elemanlarda gerilmeler, paralel bağlı elemanlarda ise gerinimler eşit olacaktır. Böyle bir sistemdeki gerinim toplam olarak alınır ve matematiksel olarak yukarıda elde edilen formüller kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$$

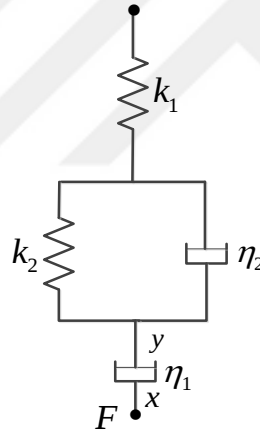
$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E_1} + \frac{\sigma_0}{\eta_2} + \frac{\sigma_0}{E_2} \left(1 - e^{\frac{-E_2 t}{\eta_2}}\right) \quad (3.71)$$

Bu modelin davranışı Şekil 3.40’da gösterilmiştir.



Şekil 3.40 Dört Element (Four Parameters) Modeli

Dört element modelini zaman alanından çıkarıp frekans alanında ele alabilmek için aşağıda verilen Şekil 3.41'daki görsel ile Şekil 3.39'daki görsel aynı modeli temsil edecektir.



Şekil 3.41 Dört Elementin Frekans Alanındaki Modeli

Burada gerilme ve gerinim arasındaki bağıntı, fonksiyon ifadesi ile yazıldığında;

$$F + a_1 \dot{F} + a_2 \ddot{F} = b_1 \dot{X} + b_2 \ddot{X} \quad (3.72)$$

Bu gösterimde F gerilme fonksiyonunu, X gerinim fonksiyonunu, η viskoziteyi, k yay sabitini, a_1 - a_2 - b_1 - b_2 ise katsayıları temsil etmektedir ve bu katsayılar aşağıdaki formüller ile hesaplanabilir:

$$\begin{aligned}
a_1 &= \frac{\eta_1}{k_2} \cdot \left(1 + \frac{k_2}{k_1} + \frac{\eta_2}{\eta_1}\right) \\
b_1 &= \eta_1 \\
a_2 &= \frac{\eta_1 \cdot \eta_2}{k_1 \cdot k_2} \\
b_2 &= \frac{\eta_1 \cdot \eta_2}{k_2}
\end{aligned} \tag{3.73}$$

Laplace dönüşümü ile eşitlik frekans alanına taşınırsa;

$$F(s) + a_1 \cdot [s \cdot F(s) + F(0)] + a_2 \cdot [s^2 \cdot F(s) - s \cdot F'(0) - F(0)] = b_1 \cdot [sX(s) - X(0)] + b_2 \cdot [s^2 X(s) - sX'(0) - X(0)] \tag{3.74}$$

Bu sistemde başlangıç koşullarının “0” olacağı göz önüne alınarak ifade sadeleştirilip tekrar düzenlenirse son durumda;

$$a_2 s^2 F(s) + a_1 s F(s) + F(s) = b_2 s^2 X(s) + b_1 s X(s) \tag{3.75}$$

halini alır. Sistemin transfer fonksiyonu oluşturulmak istenirse;

$$T.F. = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \Rightarrow T.F. = \frac{a_2 s^2 + a_1 s + 1}{b_2 s^2 + b_1 s} \tag{3.76}$$

olarak ifade edilmiştir.

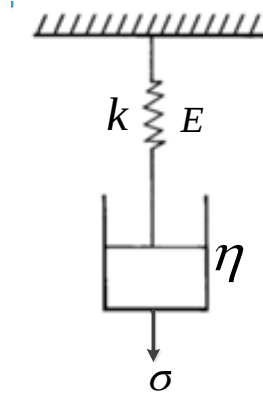
3.7.6. Reolojik Modeller ile Elektrik Devre Sistemleri Arasındaki Analoji

Mekanik sistemler ile elektriksel sistemler arasında büyük benzerlikler olduğu, hatta zaman zaman birinin bir diğeri tarafından modellenebildiği bilinmektedir. Ancak bunu yapabilmek için bu sistemler arasındaki analogi son derece hassas bir şekilde belirlenmelidir. Bu sayede pahalı bir mekanik sistem, önce elektrik ya da elektronik devre elemanları ile uygun simülasyon programında tasarlanabilir. Daha sonra oluşturulacak transfer fonksiyonu sayesinde sistemin girişi ve çıkışı arasındaki ilişki çok hassas bir doğrulukla hesaplanabilir ve sistem ile ilgili istenilen analizler kolayca yapılabilir. Bu şartlarda gerek mekanik sistemler gerekse elektriksel sistemler matematiksel olarak modellenirken sistem dinamiğine uygun şekilde diferansiyel denklemler kullanılmalıdır.

Ancak hiçbir mekanik sistem aslında doğrusal bir yapıya sahip değildir. Doğrusal olmayan sistemlerin matematiksel modelini oluşturmak son derece zordur. Bu zorluk karşısında sistem elemanlarının belirli bir çalışma bölgesinde doğrusal davranış içinde oldukları kabul edilir ve model buna göre oluşturulur. Bu yaklaşım gerçek davranış modeli ile örtüştüğü oranda model de eksiksiz olacaktır. Böylece doğrusal bir sistem elde edildikten sonra Newton, Kirchhoff, termodinamik yasaları gibi temel kanunlar kullanılarak sistemin lineer davranışını ifade eden integro-diferansiyel denklem kurulabilir.

3.7.7. Maxwell Modelinin Elektronik Devre Analojisi

Maxwell modelinde seri bağlı yay ve piston-silindir elemanları aynı kuvvete maruz kalmalarına rağmen, üzerlerinde oluşan yer değiştirmeler aynı olmaz. Bunun sebebi, uygulanan kuvvete yayın ani tepki vermesi, piston-silindirin ise kendi karakteristiğine bağlı olarak zamana göre hareket etmesidir. Özet olarak Maxwell modelinde elemanlar, uygulanan kuvvetin sonucunda aynı gerilme etkisinde olmalarına rağmen bu gerilmeye karşılık gerinimleri birbirlerinden farklıdır. Bu duruma karşılık gelen elektriksel sistem paralel bir R-C devresidir. Bu devrede, mekanik sisteme etki eden gerilmenin karşılığı bir gerilim kaynağıdır. Paralel bir R-C devresine gerilim uygulandığında, elemanların uçlarındaki gerilim aynı olmasına rağmen bu gerilime karşılık oluşan empedanslar bir birinden farklı olacaktır. Direnç (R) üzerinde gerilime karşılık ani bir empedans oluşurken kapasitörler (C) karakteristik olarak gerilim değişikliklerine karşı ani tepki vermezler. Bunun sonucu olarak kapasitörde oluşacak empedans zamanın bir fonksiyonu durumundadır. Bu davranış, yük altındaki paralel bağlı bir R-C devresi karakteristiğinin seri bağlı yay ve piston-silindirden oluşan Maxwell modeli karakteristiğine tamamen eşdeğer olarak kabul edilmesinin temel sebebidir. Bu iki sistem de zaman alanından çıkarılıp frekans alanına taşınırsa elde edilecek matematiksel modellerin denkliği kolayca sağlanabilir [31].



Şekil 3.42 Seri Bağlı Yay ve Piston-Silindirden Oluşan Maxwell Modeli

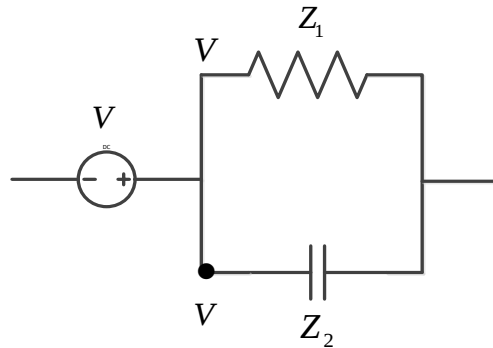
$$F = Z_{eş} \cdot X \quad (3.77)$$

Burada F uygulanan kuvveti, $Z_{eş}$ mekanik empedansı, X ise toplam yer değiştirmeyi temsil etmektedir. Dolaysı ile sistemin girişi F , çıkışı ise X olacaktır. Maxwell modelinin frekans alanında mekanik transfer fonksiyonu oluşturulmak istenirse;

$$Z_{eş} = \frac{s \cdot \eta \cdot k}{s \cdot \eta + k} \quad (3.78)$$

Eşitlik sadeleştirilecek olursa Maxwell mekanik modelinin frekans alanındaki eşdeğer empedansı aşağıdaki gibi olacaktır.

$$Z_{eş} = \frac{k}{\frac{k}{s \cdot \eta} + 1} \quad (3.78)$$



Şekil 3.43 Maxwell Mekanik Modelinin Elektrik Eşdeğeri

Bu adımdan sonra Şekil 3.44'deki elektrik devre elemanlarının frekans alanında eşdeğer empedansını bulmak istersek;

$$Z_{eş} = \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$Z_1 \equiv R$$

$$Z_2 \equiv \frac{1}{s.C}$$
(3.79)

Z_1 ve Z_2 denklem 3.79'da yerine yazıldığında;

$$Z_{eş} = \frac{R \cdot \frac{1}{s.C}}{R + \frac{1}{s.C}} = \frac{\frac{R}{s.C}}{\frac{s.R.C + 1}{s.C}}$$
(3.80)

Son durumda eşdeğer empedans ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$Z_{eş} = \frac{R}{s.C.R + 1}$$
(3.85)

Hem mekanik sistemin hem de elektriksel sistemin eşdeğer empedans ifadeleri incelendiğinde aşağıdaki denklilikler tespit edilecek ve bu iki sistem arasındaki analogi ispatlanmış olacaktır.

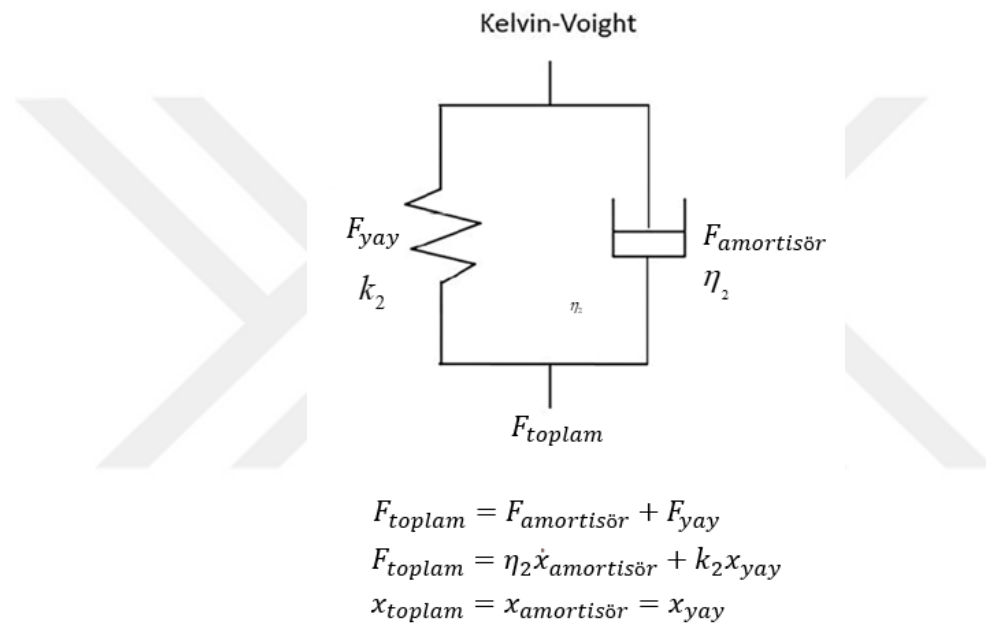
$$k \equiv R$$

$$\eta \equiv \frac{1}{C}$$
(3.86)

3.7.8. Kelvin-Voigt Modelinin Elektronik Devre Analojisi:

Kelvin-Voigt modelinde Maxvel modelinin aksine aynı kuvvete maruz kalan paralel bağlı yay (Hooke cismi) ve amortisörün (Newton cismi) üzerlerinde oluşan yer değiştirmelerin aynı ancak her bir elemana dağılan gerilimlerin farklı olduğu kabul edilir. Sonuç olarak Kelvin-Voigt modelinde aynı gerilim altındaki elemanlar sistemin denge koşulu sebebi ile bu gerilime karşı eşit olarak yer değiştirmek zorundadır. Ancak yayın üzerine düşen bir kuvvete ani tepki vereceği, amortisörün vereceği tepkinin ise zamanın bir fonksiyonu

şeklinde gerçekleşeceği unutulmamalıdır. Bu koşul her bir elemanın üzerinde farklı gerilim oluşması şartını zorunlu kılmaktadır. Bu duruma karşılık gelen elektriksel sistem ise seri bir R-C devresidir. Seri bağlı bir R-C devresine gerilim uygulandığında elemanların üzerine düşen gerilimler birbirinden farklı olacak bununla birlikte eşdeğer empedans ise Kelvin-Voigt modelinde olduğu gibi iki elemanın empedanslarının toplanması yani süperpozisyon ile hesaplanabilecektir. Aşağıda ilk olarak mekanik sistemin denge ve uyum şartını sağlayabilmesi için daha önce oluşturulan gerekli formüller verilmiş daha sonra elektriksel eşdeğeri olan seri bağlı R-C devresinin eşdeğer empedansı hesaplanarak bu iki sistemin aralarındaki analogi incelenmiştir.



Burada F_{toplam} modele uygulanan toplam kuvveti başka bir ifade ile toplam gerilmeyi, $F_{amortisör}$ amortisörün üzerine düşen gerilmeyi, F_{yay} yayın üzerine düşen gerilmeyi, η_2 amortisörün viskozite katsayısını, k_2 yayın iç empedansını, $\dot{x}_{amortisör}$ gerilim altındaki yayın zamana bağlı olarak yer değiştirmesini, x_{yay} ise gerilime karşı yay üzerinde oluşan ani yer değiştirmeyi temsil etmektedir. Kelvin-Voigt modelinin frekans alanındaki transfer fonksiyonu oluşturmak istenirse sistemin girişi kuvvet çıkışı ise toplam yer değiştirme olacaktır. Modelin denge şartı ve gerekli denklemleri bölüm 3.7.4’de anlatıldığı için burada tekrar verilmemiştir.

$$t.f. = \frac{\text{çıkış}}{\text{giriş}} = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (3.87)$$

$$F = Z_{eş} X \Rightarrow Z_{eş} = \frac{F}{X} \Rightarrow \frac{X}{F} = \frac{1}{Z_{eş}}$$

Bu eşitlik frekans alanına taşınırsa sonuç aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Z_{eş}} \quad (3.88)$$

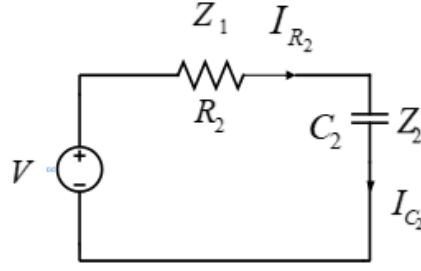
$$Z_{eş} = Z_{amortisör} + Z_{yay} \quad (3.89)$$

$$Z_{eş} = s\eta_2 + k_2$$

$Z_{eş}$ yukarıdaki eşitlikte yerine konursa,

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{s\eta_2 + k_2} \quad (3.90)$$

Bu denklemlerde $Z_{eş}$ modelin eşdeğer empedansını, $Z_{amortisör}$ amaortisörün iç empedansını, k_{yay} ise yayın iç empedansını temsil etmektedir. Kelvin-Voigt mekanik modeline karşılık gelen seri bağlı R-C devresinin eş değer devre modeli aşağıda Şekil 3.45'teki gibi verilebilir.



Şekil 3.44 Kelvin-Voigt Modelinin Elektronik Eşdeğer Devresi

Bu elektriksel sistemin eşdeğer empedansı da her bir elemanın iç empedansının toplamı şeklinde olacaktır.

$$Z_{2eş} = Z_{R_2} + Z_{C_2} \quad (3.91)$$

Bu devrede direnç üzerinden geçen akımı eş zamanlı olarak iletirken kapasitör ise başlangıçta açık devre davranışı gösterecek daha sonra gelen akımı zamanın bir fonksiyonu olarak iletacaktır. Seri bağlı bir R-C devresinin akım ve gerilim ifadeleri aşağıdaki gibidir.

$$V(t) = V_{R_2}(t) + V_{C_2}(t) \quad (3.92)$$

Birbirlerine seri bağlı olmaları sebebiyle elemanların üzerlerinden akan akım birbirine eşit olacaktır.

$$I_{R_2} = I_{C_2} \quad (3.93)$$

Kondansatörün akım ve gerilim ilişkisi aşağıdaki gibidir.

$$I_{C_2}(t) = C_2 \frac{dV_{C_2}(t)}{dt} \quad (3.94)$$

Denklem 3.91’de yerine konulursa,

$$V(t) = R_2 C_2 \frac{dV_{C_2}(t)}{dt} + V_{C_2}(t) \quad (3.95)$$

Bu diferansiyel denklem çözülürse,

$$V_{C_2}(t) = V(t)(1 - e^{-\frac{t}{R_2 C_2}}) \quad (3.96)$$

Denklem 3.95 ile 3.70 numaralı denklem kıyaslandığında iki sistemin diğer parametreleri arasındaki denklikler kolayca belirlenebilir. Ancak en başından beri Kelvin-Voigt modeli ile seri bağlı R-C devresinin bu karşılaştırılmasında aranan özdeşlikler yay elemanları ile direnç elemanlarının, amortisör elemanları ile kapasitörlerin iç empedanslarının özdeşlikleridir. Aşağıda bu özdeşliklerin matematiksel ifadeleri ele alınmıştır. Bu duruma ilişkin elektriksel sistemin transfer fonksiyonunda sistemin girişi gerilim çıkışı ise akım olacaktır.

$$T.F. = \frac{\text{çıkış}}{\text{giriş}} = \frac{I(s)}{V(s)} \quad (3.97)$$

$$V = Z_{eş} I \Rightarrow Z_{eş} = \frac{V}{I} \Rightarrow \frac{I}{V} = \frac{1}{Z_{2eş}}$$

Bu adımdan sonra $Z_{eş}$ hesaplanıp frekans alanında yerine konulursa,

$$Z_{eş} = R_2 + \frac{1}{sC_2} \quad (3.98)$$

Mekanik sistemin eşdeğer empedansı ile karşılaştırıldığında denklikler kolaylıkla belirlenebilir aynı zamanda yine bu iki sistem arasındaki analogi ispat edilebilir.

$$Z_{eş} = k_2 + \frac{1}{s\eta_2} \quad (3.99)$$

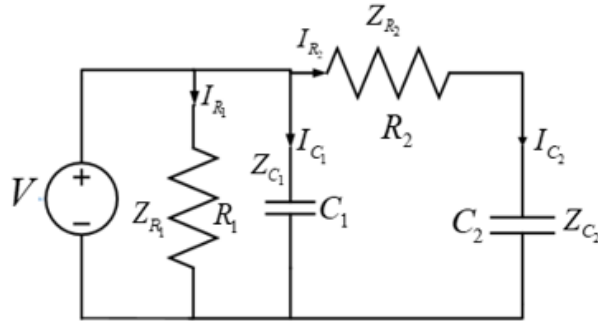
$$k_2 = R_2$$

$$\eta_2 = \frac{1}{C_2}$$

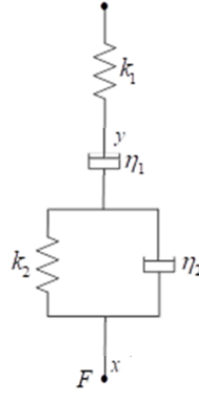
3.7.9. Dört Element (Four Parameters) Modelinin Elektronik Devre Analojisi:

Yukarıda daha çok akışkan özellik gösteren malzemelere test yapmak için tercih edilen Maxwell modeli ile viskoz özelliği ile öne çıkan malzemelere sıklıkla uygulanan Kelvin-Voigt modeline ait tüm detaylar anlatılmış ve bunların matematiksel formülleri eksiksiz olarak verilmiştir. Ayrıca her iki modelin de elektronik devreler ile olan analogileri de yine

matematiksel olarak ispatlanmıştır. Ancak her iki özelliği de içinde barındıran yani hem elastik hem de viskoz davranış gösterebilen malzemeler için en sık başvurulanan model dört element modelidir. Bu model mekanikte Maxwell modeli ile Kelvin-Voigt modelinin birbirine seri bağlanması ile oluşturulur. Bu sisteme belirli bir süre sabit ya da değişken yük uygulanıp daha sonra daha sonra yük boşaltıldığında sistemin verdiği tepki ile aynı işlemin visko elastik bir malzemeye uygulandığında malzemenin verdiği tepkinin bire bir örtüştüğü kabul edilir. Sistemde birbirine seri bağlı bir yay (Hooke cismi) ve bir amortisörün (Newton cismi) oluşan Maxwell modeli sistemin bir elemanı, birbirine paralel bağlı Kelvin-Voigt modeli ise bu elemana seri bağlı diğer eleman olarak kabul edilir. Bu koşulda modelin eşdeğer empedansı önce bu iki elemanın kendilerine ait empedanslarının belirlenip sonra seri bağlı iki elemanın eşdeğer empedansının hesaplanması kuralı ile kolaylıkla tespit edilebilir. Bu mekanik sistemin elektriksel karşılığı ise d.c. gerilim kaynağı ile beslenen ve birbirine paralel bağlı bir R-C devresi ile bu devreye diğer bir R-C devresinin seri bağlanması ile oluşturulur. Bu devre şeması Şekil 3.46’da verilmiştir. Şekil 3.47’de ise dört element modeli Maxwell ve Kelvin-Voigt modelinin seri bağlanması şeklinde oluşturulmuştur. Yukarıda dört element modeli başlığı altında şekil 3.40 ta verilen model ile aralarında başta yüke verdikleri tepki dahil olmak üzere fiziksel olarak hiçbir fark bulunmayan bu model bütün fiziksel sistemin eşdeğer empedansının hesaplanmasında büyük kolaylık sağlayacaktır.



Şekil 3.45 Dört Element Modelinin Elektriksel Modeli



Şekil 3.46 Dört Element Modelinin Maxwel ve Kelvin-Voigt Modellerinin Seri Bağlanması ile Oluşturulmuş Hali

Dört element modelinin eşdeğer empedansını hesaplamak için yukarıda Maxwel ve Kelvin Voigt modelinin ayrı ayrı çıkarılan eşdeğer empedansları alınarak başlanabilir. İlk olarak sistemin Maxwel modeli bölümünün $Z_{eş1}$ eşdeğer empedansı frekans alanında aşağıdaki gibi bulunur.

$$Z_{eş1} = \frac{Z_{k_1} \cdot Z_{\eta_1}}{Z_{k_1} + Z_{\eta_1}} \quad (3.100)$$

$$Z_{eş1} = \frac{k_1 \cdot \eta_1 \cdot s}{k_1 + \eta_1 \cdot s}$$

İkinci adımda sistemin Kelvin-Voigt bölümünün $Z_{eş2}$ eşdeğer empedansı yine frekans alanında hesaplanır.

$$Z_{eş2} = k_2 + \eta_2 \cdot s \quad (3.101)$$

Son adımda birbirine seri bağlı olan bu iki modelin eşdeğer empedansının matematiksel ifadeleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$Z_{eş} = \frac{Z_{eş1} \cdot Z_{eş2}}{Z_{eş1} + Z_{eş2}} = \frac{\frac{k_1 \cdot \eta_1 \cdot s}{k_1 + \eta_1 \cdot s} \cdot (k_2 + \eta_2 \cdot s)}{\frac{k_1 \cdot \eta_1 \cdot s}{k_1 + \eta_1 \cdot s} + (k_2 + \eta_2 \cdot s)} = \frac{\frac{s^2(k_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2) + s(k_1 \cdot k_2 \cdot \eta_1)}{s \cdot \eta_1 + k_1}}{\frac{s^2 \cdot (\eta_1 \cdot \eta_2) + s(k_1 \cdot \eta_1 + k_2 \cdot \eta_1 + k_2 \cdot \eta_2) + k_1 \cdot k_2}{s \cdot \eta_1 + k_1}} \quad (3.102)$$

Bu adımdan sonra gerekli sadeleştirmeler yapılırsa sistemin mekanik transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir. Ancak transfer fonksiyonu yazılırken girişin kuvvet çıkışın ise toplam yer değiştirme olma zorunluluğu unutulmamalıdır.

$$F = Z_{eş} \vec{X} \Rightarrow Z_{eş} = \frac{F}{\vec{X}} \Rightarrow tf_{mekanik} = \frac{\vec{X}}{F} = \frac{1}{Z_{eş}}$$

$$Z_{eş} = \frac{s^2(k_1.\eta_1.\eta_2) + s(k_1.k_2.\eta_1)}{s^2.(\eta_1.\eta_2) + s(k_1.\eta_1 + k_2.\eta_1 + k_2.\eta_1) + k_1.k_2} \quad (3.103)$$

$$T.F_{mekanik} = \frac{s^2.(\eta_1.\eta_2) + s(k_1.\eta_1 + k_2.\eta_1 + k_2.\eta_1) + k_1.k_2}{s^2(k_1.\eta_1.\eta_2) + s(k_1.k_2.\eta_1)}$$

Bu adımdan sonra mekanik model ile elektronik modelin analogisinin ispatlanabilmesi için devrenin eşdeğer empedansını hesaplanıp ardından karşılaştırma yapılmalıdır. Elektriksel modelin transfer fonksiyonu oluşturulurken analoginin ispatlanması açısından girişin gerilim çıkışın ise akım olması zorunluluğu unutulmamalıdır.

$$V = I.Z_{eş} \Rightarrow Z_{eş} = \frac{V}{I} \Rightarrow \frac{I}{V} = \frac{1}{Z_{eş}}$$

$$T.F_{elektrik} = \frac{output}{input} = \frac{Is}{Vs} = \frac{1}{Z_{eş}} \quad (3.104)$$

Başlangıç olarak paralel bağlı R-C devresinin eşdeğer empedansı daha sonra seri bağlı R-C devresinin eşdeğer empedansı bulunur. Son adımda tüm devrenin eşdeğer empedansını hesaplanarak frekans alanında transfer fonksiyonunu oluşturulur. Bu durum mekanik ve elektrik sistemlerinin analogisi ile katsayıların denkliklerini ispatlamada büyük kolaylık sağlayacaktır. İlk adımda mekanik modelinin Maxwel modelini temsil eden paralel R-C devresinin eşdeğer direncinin matematiksel modeli aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$Z_{eş1} = \frac{Z_{R_1}.Z_{C_1}}{Z_{R_1} + Z_{C_1}} = \frac{R_1 \cdot \frac{1}{s.C_1}}{R_1 + \frac{1}{s.C_1}} = \frac{\frac{R_1}{s.C_1}}{\frac{R_1.s.C_1 + 1}{s.C_1}} = \frac{R_1}{R_1.s.C_1 + 1} \quad (3.105)$$

İkinci adımda mekanik modelin Kelvin-Voigt modelini temsil eden seri bağlı R-C devresinin eşdeğer empedansının matematiksel modeli aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$Z_{eş_2} = Z_{R_2} + Z_{C_2} = R_2 + \frac{1}{s.C_2} = \frac{R_2.s.C_2 + 1}{s.C_2} \quad (3.106)$$

Son adımda elde edilen bu iki eşdeğer empedans kullanılarak tüm devrenin eşdeğer empedansı hesaplanabilir. Bu hesap yapılırken bu empedansların birbirine seri bağlı elemanların empedansları olarak ele alınması $Z_{eş_{elektrik}}$ elektriksel eşdeğer empedansın frekans alanında matematiksel modeli oluşturulması gerekir.

$$Z_{eş_{elektrik}} = Z_{eş_1} + Z_{eş_2} = \frac{R_1}{s.R_1.C_1 + 1} + \frac{s.R_2.C_2 + 1}{sC_2} \quad (3.107)$$

Yukarıdaki işlemler gerçekleştirilip ifade sadeleştirilirse,

$$Z_{eş_{elektrik}} = \frac{s^2(R_1.R_2.C_1.C_2) + s(R_1.C_1 + R_2.C_2 + R_1C_2) + 1}{s^2(R_1.C_1.C_2) + sC_2} \quad (3.108)$$

Bu adımdan sonra eşdeğer empedansı devrenin transfer fonksiyonu ifadesinde yerine konulursa devrenin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi olacaktır.

$$T.F_{elektrik} = \frac{output}{input} = \frac{Is}{Vs} = \frac{1}{Z_{eş}} = \frac{1}{s^2(R_1.R_2.C_1.C_2) + s(R_1.C_1 + R_2.C_2 + R_1C_2) + 1} \quad (3.109)$$

$$T.F_{elektrik} = \frac{s^2(R_1.C_1.C_2) + sC_2}{s^2(R_1.R_2.C_1.C_2) + s(R_1.C_1 + R_2.C_2 + R_1C_2) + 1}$$

Denklem 3.102’de verilen sistemin mekanik eşdeğeri tekrar yazılıp tüm ifadeler $k_1.k_2$ ile sadeleştirilirse dört element mekanik modelin transfer fonksiyonu ifadesi aşağıdaki halini alacaktır. Bu durumda elektronik devre ile arasındaki analogi daha kolay kurulabilir ve mekanik elemanlar ile elektronik devre elemanlarının sabitleri arasındaki denklikler tespit edilebilir.

$$T.F_{mekanik} = \frac{s^2 \left(\frac{\eta_1 \cdot \eta_2}{k_1 \cdot k_2} \right) + s \left(\frac{k_1 \cdot \eta_1 + k_2 \cdot \eta_1 + k_1 \cdot \eta_2}{k_1 \cdot k_2} \right) + 1}{\frac{s^2 (k_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2)}{(k_1 \cdot k_2)} + \frac{s \cdot (k_1 \cdot k_2 \cdot \eta_1)}{(k_1 \cdot k_2)}} = \frac{s^2 \left(\frac{\eta_1 \cdot \eta_2}{k_1 \cdot k_2} \right) + s \left(\frac{\eta_1}{k_2} + \frac{\eta_1}{k_1} + \frac{\eta_2}{k_2} \right) + 1}{\frac{s^2 \eta_1 \cdot \eta_2}{k_2} + s \cdot \eta_1} \quad (3.110)$$

Yapılan tüm bu çalışmaların sonunda başlangıçta devrede girişin gerilim çıkışın ise akım olduğu düşünülerek transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Ancak elektriksel transfer fonksiyonunun çarpmaya göre tersi alındığında yani girişin akım çıkışın ise gerilim olacağı şekilde modifiye edilmesi neticesinde analojinin kolaylaştığı ve model elemanlarının sabitlerinin denklikleri ortaya konmuştur.

$$\frac{V(s)}{I(s)} \equiv \frac{\vec{X}(s)}{F(s)} \quad (3.111)$$

Diğer bir ifade ile bu benzeşimde girişlerin akım kaynağı ve kuvvet kaynağı, çıkışların ise gerilim ve toplam yer değiştirme olması durumunda aşağıdaki analogi geçerli olacaktır.

$$k_1 \equiv \frac{1}{R_1} \quad k_2 \equiv \frac{1}{R_2} \quad \eta_1 \equiv C_1 \quad \eta_2 \equiv C_2 \quad (3.112)$$

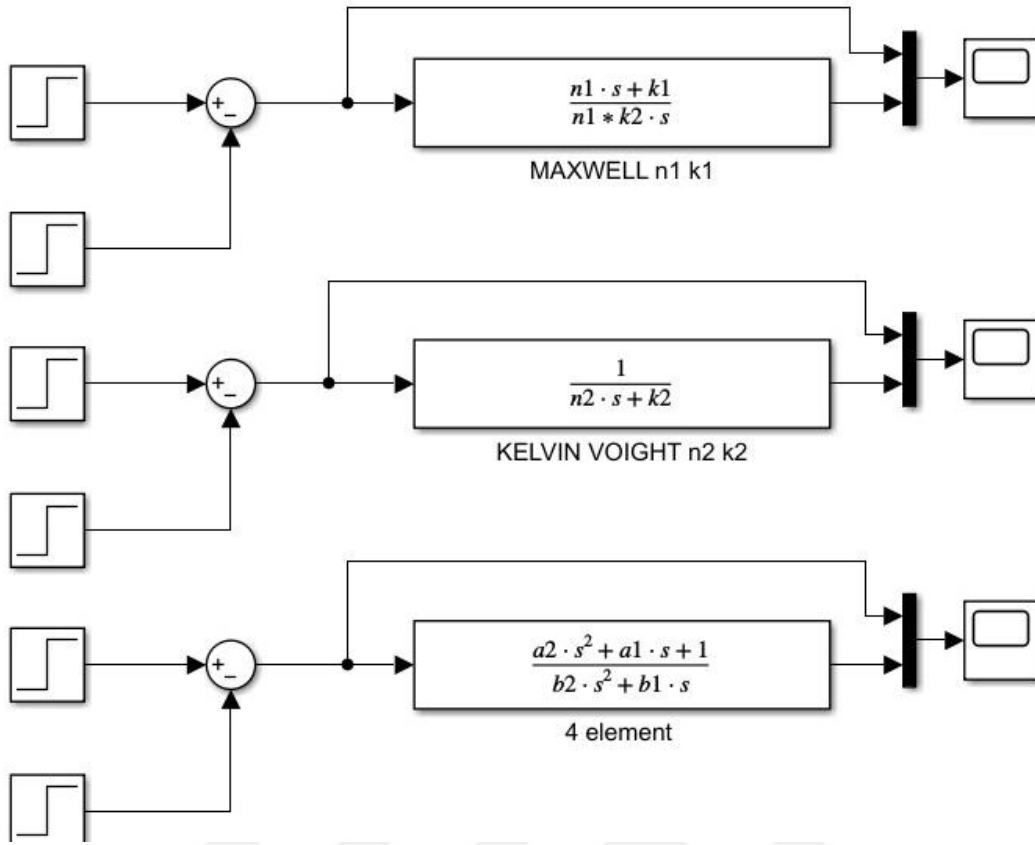
4

BENZETİM ÇALIŞMALARI VE DENEYSEL SONUÇLAR

Bu bölümde DMA cihazının benzetim çalışmalarına, deney düzeneğinin oluşturulmasına ve numune üzerinde uygulanmış DMA test sonuçlarına yer verilmiştir.

4.1 MATLAB Simulink Benzetim Çalışmaları

Yay sabiti ve viskozite katsayısı bilinen bir viskoelastik malzemenin Maxwell Modeli, Kelvin-Voigt Modeli, 4 element modellerinin benzetim çalışmalarına yer verilmiştir. Modellerin benzetim çalışmaları Şekil 4.1’de ve model parametreleri Tablo 4.1’de verilmiştir.



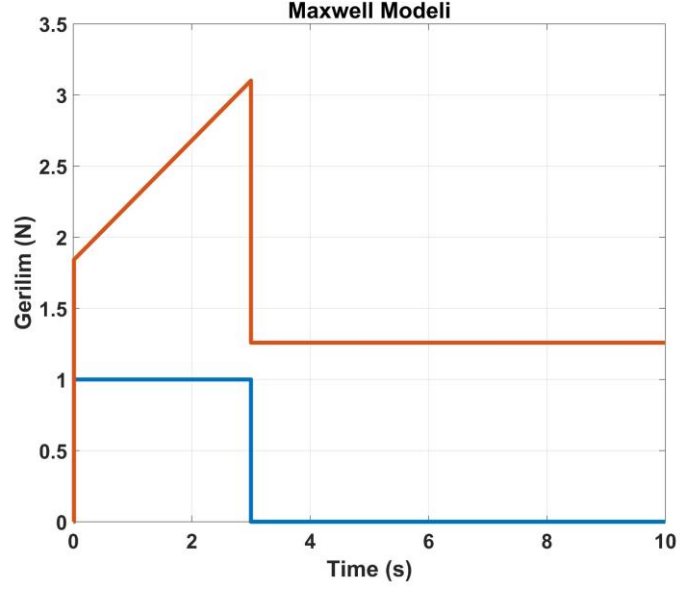
Şekil 4.1 Modellerin Benzetim Çalışmaları

Tablo 4.1 Model Parametreleri

Parametre	Değerler
a_1	11
b_1	6
a_2	3
b_2	3
η_1	3.5
η_2	0.45
k_1	0.8

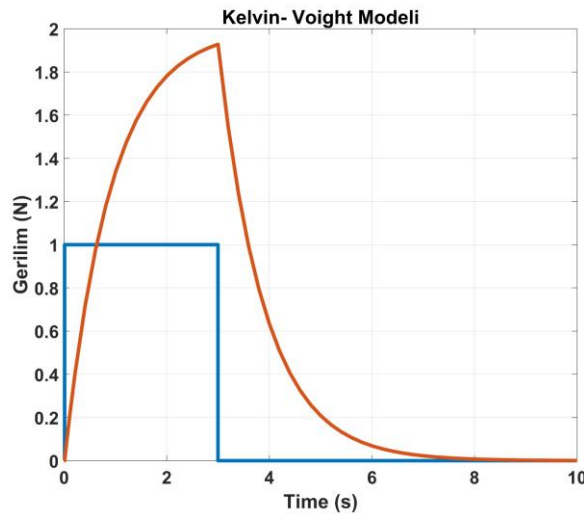
k_2	0.5
-------	-----

Şekil 4.2’de Maxwell Modeline göre elastisite özelliği yüksek olan bir malzemeye uygulanan kuvvete bağlı olarak birim yerdeğiştirme benzetim çalışmasının sonuçları verilmiştir.



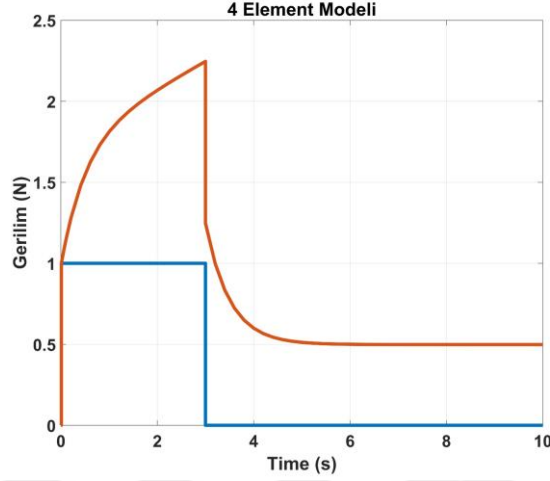
Şekil 4.2 Maxwell Modeli Benzetim Çalışması

Şekil 4.3’de Kelvin-Voigt Modeline göre viskozite özelliği yüksek olan bir malzemeye uygulanan kuvvete bağlı olarak birim yerdeğiştirme benzetim çalışmasının sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.3 Kelvin-Voigt Modeli Benzetim Çalışması

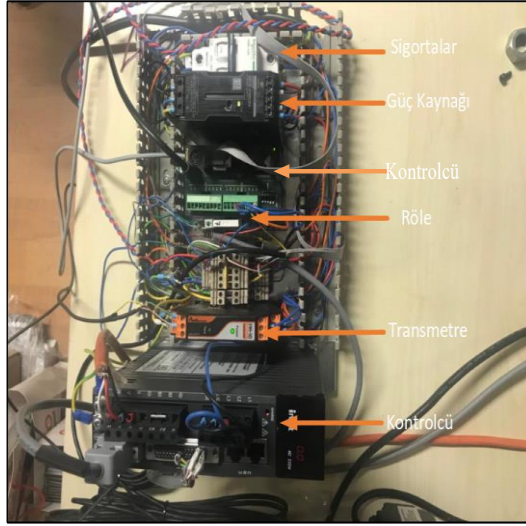
Şekil 4.4’de hem elastik hem de viskoz özellikleri dengeli şekilde barındıran bir viskoelastik malzemeye plastik şekil değiştirme bölgesine geçene kadar sabit bir çekme kuvveti uygulanmasının ardından yükün kaldırılmasını takiben malzemenin verdiği ani elastik tepki sonrasında zamanın bir fonksiyonu olarak verdiği viskoz davranışın benzetim sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.4 Bir Viskoelastik Malzemeye Adım Basamak Şeklinde Kuvvet Uygulandığında Deplasman Değişimi

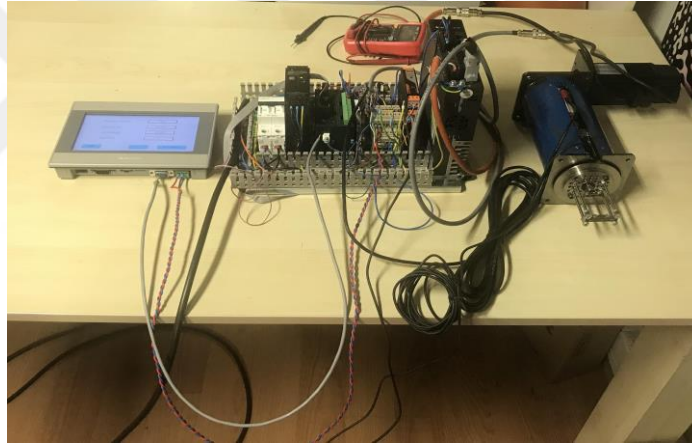
4.2 DeneySEL Çalışmalar ve Sonuçları

Deney düzeneği genel anlamda 4 bölümden oluşmaktadır. Bunlar; DMA cihazının çalışabilmesi için gerekli olan elektrik ve elektronik elemanların birleştirildiği elektronik panosu, DMA test cihazı, kullanıcı arayüzü için tercih edilen ekran ve numunedir. Elektronik panosu Şekil 4.5’te gösterilmiş ve bünyesinde sigorta, güç kaynağı, PLC, röle, transmetre ve motor sürücü kontrolcüsü bulunmaktadır.



Şekil 4.5 Elektronik Panosu

Şekil 4.6’da deney düzeği verilmiş ve deney düzeneğinde kullanıcı arayüzü için gerekli olan ekran, elektrik panosu ve DMA cihazı görülmektedir.



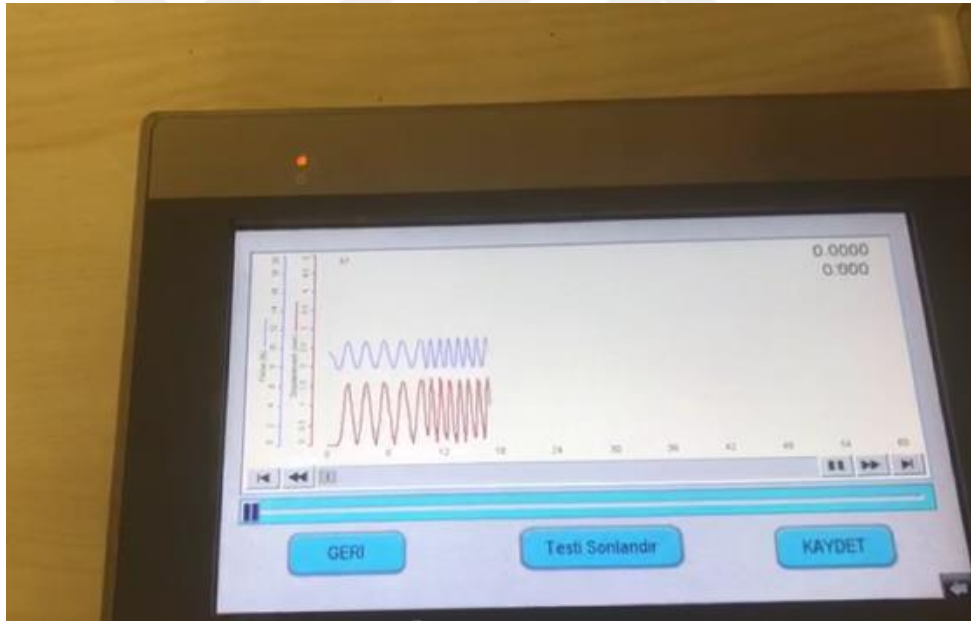
Şekil 4.6 Deney Düzeneği

Şekil 4.7’de DMA test cihazının numune (kablo kılıfı) üzerinde sinüzoidal sinyal kuvvet uygulandığı durumda görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.7 DMA Testi Yapılan Numune

Şekil 4.8’de kullanıcı arayüzünde frekans, kuvvet ve test süresi belirlenmiş ve bu değerlere göre test esnasındaki görüntüsü verilmiştir. Frekans 5 hz, kuvvet 13 N test süresi ise 120 dk olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.8 Deney Esnasındaki Kullanıcı Arayüzü

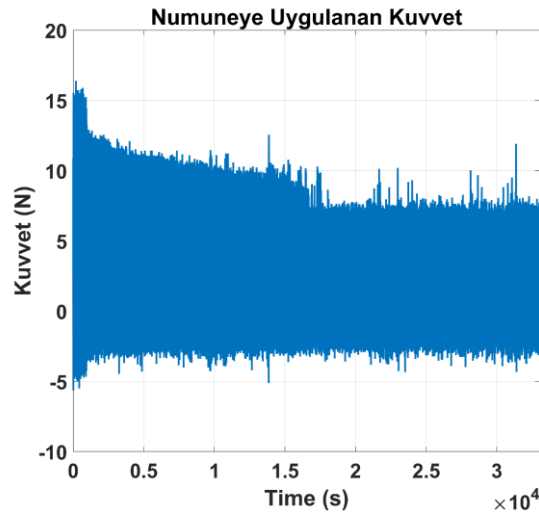
Şekil 4.9’da verilerin bilgisayar ortamında da görülebilmesi için oluşturulmuş uygulamadaki görseline yer verilmiştir. Bu görselde sinüzoidal bir gerilim numuneye uygulanmıştır. Numunenin depolama modülü (storage modülü) özelliği nedeniyle bu kuvvete karşı bir iç direnç göstermektedir. Gösterdiği iç dirence bağlı olarak birim şekil değiştirmesinde uygulanan kuvvet ile arasında faz farkı olduğu gözlemlenmiş ve Şekil

4.9’da verilmiştir. Yapılan deneyin frekansı 5 Hz, kuvvet 13 N süre 120 dk ve ortam sıcaklığı 30 °C’dir.



Şekil 4.9 Bilgisayar Ortamındaki Kullanıcı Arayüzü

Şekil 4.10’da numuneye uzun süreli sinüzoidal bir gerilim uygulanmıştır. Deney sonucunda ilk değer olarak 15N kuvvetle başlanmasına rağmen belirli bir süre sonra bu kuvvetin giderek azaldığı gözükmemektedir. İstenen deplasman için ihtiyaç duyulan kuvvet değerinin düşmesi numunenin depolama modülünün azaldığını buna karşılık kayıp modülünün arttığını göstermektedir. Burada malzemenin zamanla aynı gerilim değerini vermesi için daha az kuvvetin uygulanması gerektiği kuvvet sensörüyle tespit edilmiştir. Sonuç itibariyle malzemenin yorulduğu ve uygulanan kuvvet doğrultusunda kalıcı şekil değiştirme bölgesinde (plastik bölge) kaldığı ancak kopmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.10 Uzun Süre Kuvvet Uygulanan Numunenin DMA Test Sonucu

Gün geçtikçe fiziksel deneyler büyük veriyi oluşturmaya yönelmiştir. Fiziksel testler sonucundan elde edilecek değerler kuşkusuz gerçeği yansıtmakla birlikte özellikle projelerin ön çalışmalarında iş yükü oluşturmaktadır. Bazen doğrudan deneylerin düzeneklerini oluşturmak vakit almaktadır. Özellikle eğitimde farklı içerik ve üretim metodlarına sahip malzemelerin gerek içerik gerekse farklı üretim süreçlerinden dolayı farklı çekme ve yorulma karakteristikleri aşikardır. Ancak bunların hepsinin farklı alıştırma ve üretim metodları (sertleştirme, yumuşatma işlemleri dahil) ile üretmek ve test ederek en uygununu bulmak neredeyse imkansızdır. Gerek farklı alıştırma ve üretim metodlarına sahip malzemelerin DMA ile ölçülmesi gerekse doğrudan çekme, eğme, bükme deneylerinin sonuçları zamanla bir büyük veri oluşturacaktır. Bu büyük veri de aynı zamanda geliştirdiğimiz model ve analogi ile örtüştürüldüğünde artık bileşim ve üretim metodu girildiğinde yaklaşık karakteristik çekme ve DMA davranışı belirlenebilecektir. Aslında bu model ve analoginin temel amacı budur.

Bu test çalışmasında 4 temel çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunlardan ilki DMA ve çekme karakteristliği gibi mekanik testler için temel mekanik ve muavemet yaklaşımlarının verilmesidir. İkincisi; bilinen yorulma yaklaşımlarının anlatılması ve bunlardan biri olan Manson-Coffin yaklaşımının bir DMA deneyi ile örtüştürülerek sunulmasıdır. Böylece daha sonraki çalışmalarda elde edeceğimiz analogi ile yorulma teorisinin birleştirilmesine olanak sağlanmasıdır. İleride çalışacak araştırmacılar için Manson-Coffin ve Soderberg gibi modellerle geliştirdiğimiz matematiksel modelleme birleştirilerek daha işlevsel bir andırım algoritması çalışması mümkün olacaktır. Bu araştırmacılar ve sanal gerçeklik test uygulamaları için çok yararlı bir andırım metodu geliştirmesi sağlayabilir. Üçüncüsü; DMA yazılım algoritmaları ve çalışır sistem geliştirilmesi başlı başına hem mekatronik mühendisliği öğrencileri için hem de basit bir laboratuvar gibi DMA'nın üretilmesinin sağlanması açısından önemlidir. Bunun sebebi bu tez çalışmasında tüm bilgiler açık olarak verilmiştir. Yapılan çalışma <https://youtu.be/koitnaT7vWg> sayfasında yayınlanmıştır. Bu cihazla deneyler yapılmış, sorunlar görülmüş, çözümleri üzerinde çalışılmış ve yorulma deneylerine ait örnek Şekil 4.10'da verilmiştir. Doğal olarak uzun

süre çalışacak DMA test cihazı istendiğinde biel mekanizması parçalarının çok hassas taşlanması gerekmektedir. Ancak daha ileri düzeyde bir DMA cihazı yapılması istenilirse yüksek frekans sağlayan ve lineer hareket verebilen doğrusal motorlara geçmek gerekir. Özellikle kontrollü yüksek frekans sağlayabilecek levitasyon yapılarında kullanılabilir. Dördüncü; matematiksel modelleme ve yenilikçi analoginin geliştirilmesi hedeflenmiştir. Birçok fiziksel sistemin elektriksel karşılığının olduğu bilinmektedir. Bu tez çalışmasında özellikle reolojik açıdan en çok tercih edilen 3 temel mekanik modelin elektriksel karşılıkları analogik olarak verilmiştir. Elektriksel karşılığı bilindikten sonra sistemin modellenerek benzetim çalışmaları yapılması kolaylaşmaktadır. Böylelikle sistemi gerçeklemeden önce sistem tepkileri önceden belirlenerek bazı oluşabilecek hataların önüne geçilmiştir.

İleri çalışmalarda DMA cihazına ek olarak ısı haznesi eklenerek malzemelerin farklı ısı koşullarda test edilebilmesi ve numuneye aynı anda hem eksenel çekme gerilimi hem de kesme gerilimi uygulanarak malzemenin fiziksel özelliklerini belirlenmesi hedeflenmektedir. Bölüm 3'te temel mukavemet ifadeleri ile anlatılan gerilim ve gerinim ifadeleri, üç boyutlu gerilme kavramları ve yorulma teorisini farklı modellere göre uygulaması DMA için yeni açılım oluşturacaktır. Bu burulma gibi malzemede θ açısı oluşturan farklı eksenlerde kuvvet etkisi ile şekil değiştirme hipotezlerini kullanan DMA lar yapılması, yazılımların bunları kullanabilecek içeriğe taşınması DMA tekniğini son derece geliştirebilecek önü açık konulardır.

- [1] Budynas, R.G., Nisbett, J.K. (2020). Shigley's Mechanical Engineering Design. Birleşik Krallık: McGraw-Hill Education.
- [2] Somasundaram Valliappan and Calvin K. Chee (17.08.2023) Erişim adresi: <https://msp.org/jomms/2008/3-10/jomms-v3-n10-p09-p.pdf>
- [3] Gao W, Wang G, Zhu J, Fan Z, Li X, Wu W. "Structural Optimization Design and Strength Test Research of Connecting Rod Assembly of High-Power Low-Speed Diesel Engine" Machines. 10(9):815. <https://doi.org/10.3390/machines10090815> (2022)
- [4] W.M. Groenewoud, Chapter 4- "Dynamic Mechanical Analysis, Characterisation Of Polymers By Thermal Analysis", Elsevier Science B.V., Pages 94-122, Isbn 9780444506047, <https://doi.org/10.1016/B978-044450604-7/50005-4>. (2001)
- [5] Netzsch Proven Excellence (17.08.2023) Erişim adresi: <https://analyzing-testing.netzsch.com/en/blog/2022/60-years-of-netzsch-geraetebau-the-history-of-the-dynamic-mechanical-analysis>
- [6] N. Saba, M. Jawaid, Othman Y. Alothman, M.T. Paridah, "A review on dynamic mechanical properties of natural fibre reinforced polymer composites." Construction and Building Materials, Volume 106, Pages 149-159, ISSN 0950-0618, <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2015.12.075>. (2016)
- [7] Zwick Roell (17.08.2023) Erişim adresi: <https://www.zwickroell.com/products/dynamic-and-fatigue-testing-systems/servohydraulic-testing-machines/>
- [8] Menard, Kevin P.; Menard, Noah. Dynamic Mechanical Analysis. Crc Press, (2020).
- [9] Ünal, H. Y., Gülşah, Ö. N. E. R., & Pekbey, Y. "Comparison of the experimental mechanical properties and DMA measurement of nanoclay hybrid composites." European Mechanical Science, 2(1), 31-36, (2017).
- [10] Sarıgeçili, M. İ. & Akçalı, İ. D. "Krank-Biyel Mekanizmasında Açık Kuvvet Kontrolü." Mühendis ve Makina, 57 (675), 20-29, (2016).

- [11] Sentata Technologies (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://www.sensata.com/products/motors-actuators>
- [12] Hibbeler, R. C. (2011). Mechanics of Materials. Birleşik Krallık: Pearson Prentice Hall.
- [13] Machinology (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://webmachinology.wordpress.com/2018/09/29/malzemelerin-mekanik-ozellikleri-1/>
- [14] İnan, Mustafa. “Cisimlerin Mukavemeti.” Türkiye, y.y., (1973).
- [15] Dikmen F., “Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlik ve Ömür Hesapları.” Ytü.
- [16] Chalmers Solid Mechanics, Anders Ekberg (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://www.am.chalmers.se/~anek/teaching/fatfract/98-7.pdf>
- [17] Tauscher, H. “Çelik ve dökme demirlerin yorulma dayanımı: Malzeme davranışı, biçim etkisi ve hesaplama yöntemleri.” Türkiye: TÜBİTAK Marmara Bilimsel ve Endüstriyel Araştırma Enstitüsü. (1983).
- [18] Prof. Dr. İrfan Kaymaz (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://docplayer.biz.tr/24956526-Makine-elemanlari-i-yorulma-analizi-prof-dr-irfan-kaymaz-erzurum-teknik-universitesi-muhendislik-fakultesi-makine-muhendisligi-bolumu.html>
- [19] Arda Çetin, (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://muhendishane.org/kutuphane/malzemelerin-mekanik-davranisi/bauschinger-etkisi/>
- [20] Kauçuk Dergisi (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://kaucukdergisi.com/viskoelastisite-ne-demektir/#comment-1233>
- [21] Mohan, A. & S, Julyes & P, Babu. “Fatigue analysis of thermal shrink-fit autofrettage in pressure cylinder using finite element analysis.” Journal of Materials Research and Technology. 9. 8606-8617. 10.1016/j.jmrt.2020.04.021. (2020).
- [22] R. E. Peterson, “Design Factors for Stress Concentration,” Machine Design, vol. 23, no. 2, February 1951; No. 3, March 1951; no. 5, May 1951; no. 6, June 1951; no. 7, July (1951).

- [23] Ćorić, S., & Perović, Z. “Stability Calculation of the Plane Steel Frame Structures Using Tangent Modulus Theory.” *Advances in Civil Engineering*, (2023).
- [24] Mississippi State University Department of Aerospace Engineering (17.08.2023)
Erişim adresi:
https://www.ae.msstate.edu/vlsm/materials/strength_chars/tangent.htm
- [25] Mississippi State University Department of Aerospace Engineering (17.08.2023)
Erişim adresi: https://www.ae.msstate.edu/vlsm/materials/strength_chars/secant.htm
- [26] Mississippi State University Department of Aerospace Engineering (17.08.2023)
Erişim adresi:
<https://analyzing-testing.netzsch.com/en/training-know-how/glossary/viscous-modulususing>
- [27] Netzsch Proven Excellence (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://analyzing-testing.netzsch.com/en/training-know-how/glossary/viscous-modulus>
- [28] Netzsch Proven Excellence (17.08.2023) Erişim adresi:
<https://analyzing-testing.netzsch.com/en/training-know-how/glossary/complex-modulus>
- [29] Prof. Dr. İrfan AY, Termoplastik ve Termoset Plastikler (17.08.2023) Erişim adresi:
<http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/pm/plastikte.mek2.pdf>
- [30] Zhou, Tianfeng & Yan, Jiwang & Kuriyagawa, Tsunemoto. “Evaluating the viscoelastic properties of glass above transition temperature for numerical modeling of lens molding process.” *Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering*, 6624. 10.1117/12.791054. (2008).
- [31] Dr. Hakan Terzioğlu, Kontrol Sistemleri, Selçuk Üniversitesi (17.08.2023)
Erişim adresi:https://tf.selcuk.edu.tr/dosyalar/files/033003/4_%20HAFTA.pdf
- [32] Waters, TA Instruments (17.08.2023) Erişim adresi:
https://www.tainstruments.com/ares-g2/?gclid=CjwKCAjwivemBhBhEiwAJxNWNxe9AyHpRzSkzefVBV5Vnc44525yZzCUHRIK9_IKNYISRZc3LI_-qxoCzRoQAvD_BwE

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. H. E. Gürlük, T. Kaya, and A. Koyun, “Dinamik Mekanik Analiz Cihazı Tasarımı ve İmalatı,” in Proceedings of the 3rd international graduate studies congress, online, 2023, pp. 1079–1080.

